



TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
TUM School of Engineering and Design

Flüssigsorptions-Kältemaschine mit Energiespeicherfunktion

Andreas Markus Bayer

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der
Technischen Universität München zur Erlangung eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Dirk Weuster-Botz

Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. habil. Hartmut Spliethoff
2. Prof. Dr.-Ing. habil. Matthias Gaderer

Die Dissertation wurde am 19.07.2022 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 21.12.2022 angenommen.

Danksagung

In meiner Tätigkeit als Ingenieur werden häufig Energiespeicher verwendet, um Lastspitzen zu reduzieren und somit die Erzeugerleistung zu vergleichmäßigen, um einen besseren Wirkungsgrad zu erreichen. Das Problem ist jedoch, dass Energiespeicher verlustbehaftet sind und so einen Teil des Wirkungsgradgewinns zunichtemachen. Mir stellte sich die Frage: Wie kann eine thermische Energiespeicherung und insbesondere eine Kältespeicherung möglichst verlustfrei durchgeführt werden. Auf Basis dieser Fragestellung entstand diese Arbeit in meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Bayerischen Zentrum für Angewandte Energieforschung (ZAE Bayern) in Garching bei München in der Gruppe Thermische Energiespeicher in den letzten 11 Jahren.

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denen bedanken, die mich auf vielfältige Weise bei meiner Arbeit unterstützten:

- bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Hartmut Spliethoff für die Überlassung des Themas sowie die Betreuung bei der Anfertigung der Arbeit,
- bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Matthias Gaderer bedanke ich mich für sein Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Koreferats,
- bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dirk Weuster-Botz für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes,
- bei Herrn Dipl.-Ing. Eberhard Lävemann für die gute Zusammenarbeit, die mitunter kontrovers geführten Diskussionen, als Ideengeber und Ansprechpartner bei den großen und kleinen Problemen während der Durchführung der Arbeit,
- bei Herrn Martin Thalhammer, unserem Werkstattdirektor, für die Unterstützung bei der praktischen Umsetzung während des Aufbaus der Versuchsanlage,
- bei Herrn Dipl.-Phys. Peter Kronthaler für die Unterstützung beim Aufbau der elektrischen und messtechnischen Anlagenkomponenten,
- bei den Kollegen aus meiner Gruppe Thermische Energiespeicher, der Verwaltung des ZAE Bayern sowie allen weiteren Kollegen, dank all derer stets ein angenehmes Arbeitsklima herrschte,
- bei meinem Arbeitgeber, dem ZAE Bayern, für die finanzielle und zeitliche Unterstützung des Forschungsprojekts, durch das diese Arbeit überhaupt erst möglich wurde,
- beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (Mobile Sorptionsspeicher zur industriellen Abwärmenutzung: Grundlagen und Demonstrationsanlage (MobS II), Förderkennzeichen 0327383B und 0327383C) sowie beim Bundesministerium für Bildung und Forschung (Materialien und Komponenten für Sorptionswärmespeicher mit hoher Energiespeicherdichte (MAKSOR^E), Förderkennzeichen 03SF0441D),

- bei Herrn Dipl.-Ing. (FH) Michael Bayer, Partner der Bayer + Bayer Ingenieure Partnerschaft für die Unterstützung während der Arbeit und die Zeit, die ich als Partner hierfür aufwenden durfte,
- bei meiner Frau, Irene Bayer B.Sc., die mich während dieser Zeit geheiratet und mir meine Tochter Katharina Julia geschenkt hat.

Mein Dank gilt nicht zuletzt meinen Eltern, Hans-Peter Bayer und Christa Bayer, dass sie mir es ermöglicht haben, mein Studium, welches als Basis für diese Arbeit diente, durchzuführen.

Kurzfassung

Sowohl durch die weltweit zunehmende Bevölkerungszahl als auch den Technisierungsgrad steigt der Weltenergiebedarf. Um diesen zu decken, werden immer noch zu einem großen Anteil fossile konventionelle Energieträger wie Erdöl, Gas oder Kohle eingesetzt. Diese erzeugen in Verbrennungsprozessen unerwünschte Emissionen, die für Mensch und Umwelt schädlich sind. Das Ziel sollte sein, diese Energieträger, wenn sie nicht ersetzt werden können, möglichst energetisch vollständig auszuschöpfen. Dies bedeutet den Einsatz in Prozessen mit hohen energetischen Wirkungsgraden. Insbesondere im industriellen Sektor werden weltweit hohe Energiemengen umgesetzt. Diese werden prozessbedingt jedoch nicht vollständig ausgenutzt, sodass häufig Abwärme mit Temperaturen von weniger als 150 °C verworfen wird. Diese liefert für die industriellen Prozesse häufig keine ausreichende Leistung mehr. Absorptionskältemaschinen können mit Hilfe von Abwärme kaltes Wasser erzeugen, um Prozesse oder Gebäude zu kühlen. Mit Abwärme angetriebene offene Sorptionskühlsysteme können zur Raumklimatisierung eingesetzt werden, indem sie mit einer hygroskopischen Salzlösung Luft entfeuchten und durch Verdunstung von Wasser kühlen. Die Salzlösung kann als Energiespeicher- und Transportmedium verwendet werden, was die Verwendung von diskontinuierlich anfallender Abwärme unterstützt.

Während Sorptionskühlsysteme trockene, kühle Luft liefern, wird für die Kühlung von Prozessen und Gebäuden auch kühles Wasser benötigt. Die vorliegende Arbeit zielt darauf ab, mit einer ähnlichen Technik niedrige Temperaturen in einem flüssigen Medium zu erzeugen und höhere Leistungsdichten an den internen Wärme- und Stoffaustauschflächen zu erreichen. Dazu wird der Absorptionsprozess bei Unterdruck betrieben, während der Desorptionsprozess und die Speicherung des Betriebsmediums weiterhin im offenen System bei Umgebungsdruck betrieben werden kann. Damit wird eine hybride Technik, die UnterdruckSORPTION, entwickelt, die Elemente der offenen Sorptionssysteme und der geschlossenen Absorptionskältemaschinen verbindet.

Auf der Basis der theoretischen Grundlagen wird in dieser Arbeit zunächst ein Berechnungsmodell entwickelt, welches die Wärme- und Stoffübertragung im Prozess beschreibt. Mit einer sehr konservativen Abschätzung der Übergangsparameter wird damit zunächst geprüft, ob die UnterdruckSORPTION gegebenenfalls wirtschaftlich gegenüber ihrem Konkurrenten, einem elektrisch betriebenen Kaltwassersatz, sein kann.

Nachdem diese Prüfung positiv ausfiel, wird mit Hilfe des Modells ein Versuchsstand ausgelegt, mit dem die Übertragungsleistung geeigneter Austauschflächen bestimmt werden kann. In einem umfangreichen experimentellen Programm wird die Übertragungsleistung unter verschiedenen Betriebsbedingungen und Drücken vermessen. Die Übertragungsleistung einer idealen Austauschfläche, die vollständig benetzt ist, bei der keine Fehlverteilung der Fluide auftritt etc., wird mit Hilfe des Modells berechnet. Aus den Quotienten der experimentell ermittelten Leistungen und der idealen Leistungen werden *Aktivierungsfaktoren* ermittelt, die von den Betriebsbedingungen abhängen. Durch Einsetzen dieser Aktivierungsfaktoren in die Modellrechnungen können die experimentell ermittelten Ergebnisse in vielen Fällen im Rahmen der Messgenauigkeit reproduziert werden.

Bei den untersuchten Austauschflächen, die in offenen Sorptionssystemen verwendet

werden, können bei Normaldruck Aktivierungsfaktoren ermittelt werden, wie sie für diese Systeme aus vorangegangenen Arbeiten bekannt sind. Bei zunehmendem Unterdruck werden die ermittelten Aktivierungsfaktoren deutlich kleiner und das beobachtete Verhalten weicht von den Modellvorstellungen stärker ab. Die Ursachen dafür konnten mit den im Rahmen dieser Arbeit zur Verfügung stehenden Ressourcen nicht geklärt werden. Mit der Versuchsanlage steht jedoch grundsätzlich ein Instrument bereit, dies zu untersuchen. Festzustellen ist, dass die angestrebten niedrigen Kühltemperaturen (15 °C) erreicht werden konnten, dass die flächenspezifische Austauschleistung im Unterdruck deutlich höher ist als bei Normaldruck und dass die in der Wirtschaftlichkeitsrechnung angenommenen Parameter experimentell erreicht werden konnten. Damit sind erste Schritte zur Entwicklung einer Unterdrucksorption getan, die damit weiterhin aussichtsreich erscheint.

Abstract

Due to the worldwide growth of population and advancement of technology levels, the global demand for energy is increasing. In order to meet this demand, conventional fossil fuels such as mineral oil, natural gas and coal are still widely used. In the process of burning these resources, they produce undesired emissions that are harmful to humans and the environment. Given that they cannot be replaced, the main objective should be to gain as much energy from these resources as possible. This means energy should be used in processes with a high energetic efficiency. Particularly the industrial sector consumes large amounts of energy around the globe. Due to the nature of the processes in use, this energy is not used completely, so that waste heat at temperatures lower than 150 °C is often discarded. Heat at this temperature level does not carry enough energy to run most industrial processes. Absorption chillers can use waste heat to provide chilled water to process applications or for comfort cooling. Open sorption coolers, driven by waste heat, can be used for indoor air conditioning using a hygroscopic salt solution for liquid desiccant air drying and successive evaporative cooling. The salt solution can be used as a medium for energy storage and transport, which supports the usage of discontinuously incurring exhaust heat.

Although open sorption coolers generate dry and cool air, process applications or comfort cooling also require chilled water. This thesis aims to develop a similar technology to chill liquid media to low temperatures, while raising the power density at the internal heat and mass exchange surfaces. Therefore, the absorption process runs at low pressure while the desorption process and the storage of the working medium operate at ambient pressure in an open system. So a hybrid technology, called low pressure sorption, is developed, which combines the elements of open sorption systems and closed absorption chillers.

Based on theoretic fundamentals, a numeric model describing the heat and mass transfer of the process is first developed. Using a very conservative guess of the transfer parameters, the economic efficiency of the low pressure sorption is compared to an electrically driven air cooled chiller as competitive product.

After this survey turned out positively, a test control unit is designed in accordance with the numeric model to measure the transfer performance of selected exchange surfaces. In an extended experimental program, the transfer performance was measured under varying operational conditions and pressures. The transfer performance of an ideal exchange surface, which is fully wetted, and in which no maldistribution etc. occurs, is calculated with the numeric model. From the quotient of the performance measured in the experiments and the ideal performance, an *activation parameter* that depends on operation conditions is deducted. By using this activation parameter within the numerical model, experimental results can in many cases be reproduced within the limits of the measurement accuracy.

For the examined exchange surfaces, which are currently used in open sorption systems, activation parameters were found at ambient pressure similar to those known from previous publications. With decreasing pressure, the determined activation parameters become considerably smaller and the observed behavior deviates more and more from the

model predictions. The reasons for this were indeterminable with the resources available and within the given scope of work. Nevertheless, the test control unit is suitable for further studies. It is to be concluded, that the targeted low chiller temperatures (15 °C) were reached and that the exchange performance per unit area is significantly higher at low pressure than at ambient pressure. Also, the parameters proposed in the economic efficiency calculation could be experimentally achieved. Therefore, the first steps in the development of a low pressure sorption have been made and the technology continues to appear promising.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Motivation	1
1.1	Einleitung	1
1.2	Ausgangssituation	4
1.3	Relevanz des Themas	5
2	Stand des Wissens	7
2.1	Theorie und Grundlagen	7
2.1.1	Sorption und Energiespeicherung	7
2.1.2	Offene und geschlossene Sorption	8
2.1.3	Feste und flüssige Sorptionsmittel	10
2.1.4	Das Sorptionsmittel LiCl	11
2.2	Diskussion der Literatur	15
2.3	Forschungsbedarf	31
3	Unterdruckabsorptionsmaschine mit Energiespeicher	34
4	Ziele der Arbeit	37
4.1	Übergeordnet	37
4.2	Spezifisch	37
4.3	Abgrenzung zu anderen Arbeiten	38
5	Methodik	39
5.1	Theoretisches Modell	39
5.2	Kostenabschätzung	39
5.3	Versuchsaufbau	39
6	Theoretische Grundlagen und Simulationsprogramm	41
6.1	Geometrie und Strömungsverhältnisse	41
6.2	Wärmeübertragung	47
6.2.1	Wärmeübergang an das Trägergas	49
6.2.2	Wärmeübergang an die Sole	49
6.2.3	Wärmeübergang an das Wasser	51
6.3	Stoffübertragung	51
6.3.1	Stoffübergang im Trägergas	51
6.3.2	Stoffübergang in der Sole	59
6.3.3	Stoffübergang im Wasser	59
6.4	Massenbilanz	59
6.5	Energiebilanz	62
6.6	Simulationsprogramm	64
7	Wirtschaftlichkeitsabschätzung	70

8	Experimentelle Untersuchungen	87
8.1	Versuchsaufbau	87
8.1.1	Anforderungen an den Versuchsaufbau	87
8.1.2	Konstruktion	88
8.1.3	Messtechnik	101
8.1.4	Inbetriebnahme Versuchsstand	117
8.1.5	Ermittlung der Wärmeverluste an die Umgebung \dot{Q}_{Amb}	119
8.2	Versuchsprogramm	123
8.3	Versuchsdurchführung	127
8.3.1	Ablauf der Versuche	127
8.3.2	Darstellung der Versuche	127
8.3.3	Simulation der Versuche	127
8.3.4	Fehlerberechnung	128
8.3.5	Vergleich der simulierten und gemessenen Daten	130
9	Ergebnisse und Diskussion	132
9.1	Vergleich der Ergebnisse	132
9.1.1	Simulation und Experiment	132
9.1.2	Erreichbare Wärmeleistungen	132
9.1.3	Aktivierungsfaktor f_{wet}	139
9.1.4	Austauschflächenoptimierung zur Bestimmung des Stoffübergangs- beiwertes	148
9.2	Vergleich zur Literatur	155
10	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	159
10.1	Wesentliche Ergebnisse	159
10.1.1	Realisierbarkeit	159
10.1.2	Bezug der experimentellen Ergebnisse zur Theorie	159
10.1.3	Wirtschaftlichkeit	160
10.2	Mehrwert zum Stand des Wissens	161
10.2.1	Offene Sorption im Vergleich zur Unterdrucksorption	161
10.2.2	Simulationsprogramm	161
10.2.3	Versuchsanlage	162
10.3	Schlussfolgerungen für die weitere Forschung	162
10.3.1	Lücken in der Arbeit	162
10.3.2	Mögliche Anschlussarbeiten	163
10.3.3	Übergeordnete Empfehlungen	164
	Formelverzeichnis	165
	Abkürzungsverzeichnis	169
	Abbildungsverzeichnis	170
	Tabellenverzeichnis	173

Literatur

174

Anhang

179

1 Einleitung und Motivation

In diesem Kapitel wird dargestellt, warum Energiespeicher wichtig sind, um die Effizienz insbesondere von Prozessen in der Industrie zu steigern. Im Weiteren wird auf die Problematik von Kosten und Nutzen von Energiespeichern eingegangen und darauf, warum die Kältespeicherung mit flüssigen Sorbentien im Unterdruck interessanter ist als mit anderen Technologien. Der Ausgangspunkt für das weitere Vorgehen wird mit dem Projekt Evacuated-single-Channel-Array-practical-Experiment (E.S.C.A.P.E.) dargestellt, welches sich mit der Energiespeicherung in Salzmassenanteilsunterschieden von $LiCl$ -Lösungen beschäftigt. Im Weiteren wird gezeigt, warum die Forschung an der Energiespeicherung in flüssigen Sorbentien wichtig ist. Es wird das Resümee gezogen, dass Speichertechnologien an Bedeutung gewinnen werden, um die Gesamtenergiesystemleistung zu steigern.

1.1 Einleitung

Energie spielt in unserer Gesellschaft sowohl im industriellen als auch im privaten Sektor eine wichtige Rolle. Wärme wird beispielsweise zum Heizen von Gebäuden, zur Stromerzeugung oder auch in industriellen Herstellungsprozessen benötigt. Zwar wird der Bedarf teilweise durch regenerative Energie gedeckt, zum Großteil wird Wärme aber immer noch aus Verbrennungsprozessen nicht regenerativer Energieträger gewonnen. Oft ist im industriellen Bereich der Energiebedarf derart groß, dass dieser nicht durch regenerative Energiequellen vor Ort gedeckt werden kann. Sofern es nicht möglich ist, die nicht regenerativen Energiequellen vollständig zu ersetzen, sollten diese so effizient wie möglich eingesetzt werden.

Für bestimmte Prozesse sind, zusätzlich zur Energiemenge, auch Mindesttemperaturen erforderlich, die nicht abgesenkt werden können. Man kann in diesem Zusammenhang auch zwischen kritischen und unkritischen Prozessen unterscheiden. Ein Beispiel für einen kritischen Prozess ist eine vollautomatisierte Lackierstraße in der Automobilindustrie, welche hohe Temperaturen und Energiemengen einsetzt, um sicherzustellen, dass es zu keiner Kondensation auf den zu lackierenden Bauteilen kommt. Im Anschluss muss der Lack über eine kontrollierte Trocknungskurve fixiert werden. Der Schaden für den Hersteller wäre bei einer Fehlfunktion wirtschaftlich gesehen so hoch, dass die Einsparung der eingesetzten Energiemenge zunächst in den Hintergrund rückt. Als unkritisch kann in diesem Zusammenhang die Gebäudebeheizung angesehen werden. Hier ist es zu einem gewissen Grad möglich, die Temperaturniveaus zu verändern, ohne dass es zu Komforteinbußen kommt. Sowohl kleine Temperaturspitzen als auch -senken können infolge der Trägheit des Systems in Kombination mit der Gebäudemasse problemlos kompensiert werden. Oft entstehen in den kritischen Prozessen hohe Abwärmemengen, welche nur teilweise für den Prozess zurückgewonnen werden können. Diese werden häufig infolge der geringen Bereitstellungskosten auch einfach verworfen und an die Umgebung abgegeben. Diese Energie besitzt für industrielle Prozesse meist ein unzureichendes Temperaturniveau von weniger als $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Neue Gebäudeheizungen arbeiten gemäß dem Gebäudeenergiegesetz (GEG) [Deu20] mit einem Standardtemperaturniveau von

55 °C im Vorlauf und 45 °C im Rücklauf, für Flächenheizsysteme sind Temperaturen unter 35 °C möglich. Eine hohe Ausbeute könnte aus einem Energieträger erzielt werden, wenn das Temperaturniveau bis auf Umgebungstemperatur ausgenutzt werden könnte. Ein industrieller Prozess, der Abwärme bei circa 100 °C bis 120 °C liefert, kann zur Gewinnung von elektrischem Strom verwendet werden. Problematisch ist jedoch, dass das Temperaturniveau an der unteren Schwelle für den Betrieb der Stromerzeugungsanlagen liegt und nur mäßige Wirkungsgrade erwarten lässt. Zusammen mit den relativ hohen Investitionskosten für die Rückkühlung des Prozesses sind wirtschaftliche Ergebnisse schwer zu erreichen [DBA⁺10, S. 11]. Um die Restenergie besser ausnutzen zu können, würde es sich anbieten, diese für Heiz- oder Kühlzwecke in Gebäuden zu verwenden. Problematisch ist hier der nicht gegebene zeitliche und örtliche Zusammenhang des Abwärmeanfalls und des Wärmebedarfs. Die industrielle Abwärme entsteht in der Regel nicht unmittelbar in Nachbarschaft zu einem in der Gebäudetechnik erforderlichen Wärme- und Kühlbedarf. Um diesem Problem zu begegnen, sind thermische Energiespeicher, welche in einem ersten Schritt den zeitlichen Zusammenhang auflösen können, ein probates Mittel. Sofern die Speicher auch mobilisiert werden können, ist es ebenfalls möglich, den örtlichen Zusammenhang aufzulösen. Dies kann durch den Transport mit LKWs oder durch Fernleitungen erfolgen. Wobei bei letzteren die Effizienz, aber auch die Investitionskosten höher sind.

Thermische Energiespeicher werden meistens als sensible Wärmespeicher ausgeführt, wobei ein Speichermedium (Wasser, Thermoöl, Beton) aufgeheizt wird. Um Wärmeverluste der Speicher an die Umgebung zu vermeiden oder zu reduzieren, müssen diese Speicher gedämmt werden, was mit hochwertigen Dämmverfahren bis hin zur Vakuum-Super-Isolierung immer besser gelingt. Ihre Konstruktion ist einfach, kostengünstig und hat sich bewährt. Ihre Lade- und Entladeeinrichtungen sind Wärmeübertrager. Ihre Leistungsabgabe ist bei flüssigen Speichermedien spezifisch hoch, so dass sie sich als Kurzzeitspeicher eignen. Bei Energieentnahme sinkt die Temperatur der Speichermaterialien. Ihre Energiespeicherdichte ist von der möglichen Temperaturspreizung abhängig und daher für den Einsatzbereich *Abwärmerückgewinnung* begrenzt.

Latentwärmespeicher oder Phasenwechselspeicher nutzen die Schmelzwärme der Speichermedien und können in einem engen Temperaturintervall gegebenenfalls wesentlich größere Wärmemengen umsetzen als sensible Speicher. Sie weisen damit vielfach eine höhere Energiespeicherdichte auf. Ihre Leistungsabgabe ist wegen der auftretenden festen Phase spezifisch gering (solange keine Metalle als Speichermedium Verwendung finden). Ihre Lade- und Entladeeinrichtungen sind ebenfalls Wärmeübertrager. Eine Wärmedämmung ist hier ebenfalls erforderlich.

Während sensible und latente Speicher die Energie speichern, die an den Nutzer thermisch abgegeben werden soll, speichern thermochemische und sorptive Verfahren die Energie, die erforderlich ist, um Wärme aus der Umgebung zum Verbraucher zu pumpen. Diese Energie ist bei Niedertemperaturanwendungen deutlich geringer als die Nutzenergie. Damit haben diese Verfahren einen erheblichen Startvorteil bei der Energiespeicherdichte. Diese hängt jedoch von der Umgebungs- und der Nutztemperatur ab. Ihre Lade- und Entladeeinrichtungen sind Wärme- und Stoffaustauscher. Bei der Ladereaktion werden Stoffe getrennt, bei der Entladereaktion wieder zusammengefügt.

Die Energie wird als Bindungsenergie gespeichert. Eine Wärmedämmung ist nur an den Lade- und Entladeeinrichtungen erforderlich. Die Speichermedien müssen nicht gedämmt werden. Die hier betrachteten Ladetemperaturen unter 150 °C sind für sorptive Verfahren geeignet, für thermochemische Reaktionen sind sie jedoch zu niedrig.

Sorptive Systeme auf der Basis von festen und flüssigen Sorbentien sind als Kältemaschinen und Wärmepumpen auf dem Markt. Als Adsorbat und umweltfreundliches Arbeitsmittel wird vielfach Wasser eingesetzt, das wegen seiner großen spezifischen Verdampfungsenthalpie attraktiv ist. Das Sorbens und das Adsorbat können als Energiespeichermedien verwendet werden. Dazu wurden verschiedene Techniken entwickelt und untersucht, die flüssige oder feste Sorbentien in offenen oder geschlossenen Systemen verwenden.

In offenen Systemen kommen Sorbens und Adsorbat regelmäßig mit der Atmosphäre in Kontakt. Luft wird als Trägergas für den Wärme- und Stofftransport genutzt. Daher können nur ungiftige und wenig flüchtige Arbeitsmittel verwendet werden. Die Systeme arbeiten nahe am Umgebungsdruck. An die Dichtigkeit der Anlagen werden nur geringe Anforderungen gestellt. Dies erlaubt die Verwendung leichter und kostengünstiger Strukturen. Als Beispiel können offene Sorptionskühlsysteme genannt werden, die zur Gebäudeklimatisierung eingesetzt werden, indem sie Außenluft mit einer hygroskopischen Salzlösung entfeuchten und durch Verdunsten von Wasser kühlen.

In geschlossenen Systemen sind Sorbens und Adsorbat von der Atmosphäre getrennt. Daher ist die Wahl der Sorptionsmittel weniger kritisch. Sie arbeiten im Unterdruck oder Überdruck, der von der jeweiligen Anlagenstruktur aufgenommen werden muss. Die Anlagen müssen zuverlässig dicht sein. Dies stellt an die Gehäuse und Komponenten höhere Anforderungen als bei offenen Systemen. Die Stoffübergänge bei Absorptions- oder Desorptions- oder Verdampfungsvorgängen finden in geschlossenen Systemen erheblich aktiver statt als in offenen Systemen, da sie nicht durch ein Trägergas behindert werden. Die geschlossenen Anlagen können daher kompakter gebaut werden.

In geschlossenen Systemen wird das Sorbens regeneriert, indem Wasser bei hinreichend hohen Temperaturen aus dem Sorbens verdampft und in einem Kondensator kondensiert wird. Die Kondensationswärme wird an die Umgebung abgegeben. Die Kondensations-temperatur liegt dabei über der Umgebungstemperatur oder bei feuchter Rückkühlung über der Kühlgrenze der Umgebung. In offenen Sorptionskühlsystemen wird das Sorbens vielfach dadurch regeneriert, dass Wasser direkt in die Atmosphäre verdunstet wird. Der Regenerationsprozess arbeitet dabei direkt gegen den Taupunkt der Atmosphäre, der deutlich niedriger liegt als die Kondensatortemperatur eines geschlossenen Systems. Daher kann ein gleiches thermodynamisches Potenzial in einem offenen System mit niedrigeren Antriebstemperaturen aufgebaut werden, wie in einem geschlossenen. Dies ist für die Nutzung von Abwärme ein Vorteil, Abgasströme können weiter ausgekühlt werden.

Ein offenes Sorptionssystem kann einen Kühleffekt erzielen, indem Wasser in einen trockenen Trägergasstrom hinein verdunstet wird. Die dabei erzielbare Kühltemperatur entspricht (bei einstufigen Systemen) der Kühlgrenze des Trägergasstroms. In einem geschlossenen Verdampfungsprozess kann bei gleichem thermodynamischem Potenzial eine deutlich niedrigere Temperatur erzielt werden, die dem Taupunkt des Trägergasstromes entsprechen würde.

Offene Sorptionskühlsysteme können Abwärme effektiv nutzen, um kühle, trockene Luft für die Gebäudeklimatisierung bereitzustellen. Das Sorbens kann in einfachen, kostengünstigen Kunststoffbehältern gespeichert oder in Kunststoffleitungen transportiert werden. Offene Systeme können jedoch nicht effektiv kaltes Wasser für die Kühlung größerer Gebäude oder industrieller Prozesse bereitstellen.

Geschlossene Sorptionssysteme können kaltes Wasser erzeugen. Systeme, die im Unterdruck arbeiten, reagieren allerdings auf einen Fremdgaseintrag mit erheblichen Leistungseinbußen. Speicher und Leitungen für das Sorbens und das Absorbat müssen daher in geschlossenen Systemen hermetisch dicht und druckfest sein, was die Speicherkosten erhöht.

Dies impliziert die Fragen: Können die Vorteile der offenen Sorption, wie leichte Konstruktion, Regeneration gegen die Atmosphäre, kostengünstige Speicherbehälter, mit den Vorteilen der geschlossenen Sorption, wie bessere Stoffübergänge und niedrigere Kühlwassertemperaturen, kombiniert werden und wäre dieses System wirtschaftlich konkurrenzfähig? Zur Beantwortung dieser Fragen soll die vorliegende Arbeit erste Beiträge liefern.

1.2 Ausgangssituation

Um die mobile Speicherung weiter voranzubringen, wurde im Rahmen des Projektes MobS II am ZAE Bayern das Unterprojekt E.S.C.A.P.E. gestartet. Dieses soll auf Basis der bisherigen Erfahrungen neue Informationen und Impulse im Bereich der Flüssigsorptionsenergiespeicherung liefern. Ziel ist die Entwicklung eines Energiespeichersystems auf Basis der Salzmassenanteilsänderung einer wässrigen *LiCl*-Lösung. Die *LiCl*-Lösung fungiert hierbei als Speichermedium. *LiCl* wird auf Grund seiner stark hygroskopischen Wirkung verwendet, welche für den Prozess von entscheidender Bedeutung ist. Zudem ist es leicht zu beschaffen. Die Nachteile von *LiCl*-Lösungen sind, dass *LiCl* gemäß EU-Gefahrstoffkennzeichnung als gesundheitsschädlich eingestuft ist und die R-Sätze 22-36/38 anzuwenden sind. Ein weiterer Nachteil ist die starke Korrosivität des Stoffs bei Kontakt mit ungeeigneten Materialien, was die Materialauswahl deutlich erschwert.

Die Energiespeicherung erfolgt durch Änderung des Salzmassenanteils der *LiCl*-Lösung durch Wasser oder Wasserdampf. Bei längeren Standzeiten verliert ein Warmwasserspeicher durch Wärmeleitung an die Umgebung seinen Energieinhalt. Dies kann zwar durch Dämmung verzögert, aber nicht verhindert werden. Bei der hier vorgestellten Art der Energiespeicherung stellt eine hoch konzentrierte Lösung den geladenen Energiespeicher dar, eine verdünnte Lösung den entladenen Speicher. Der Energieinhalt ist somit zunächst unabhängig von Speicher- und Umgebungstemperatur. Speicherverluste entstehen nur durch Wasserdampfeintrag in die wässrige Lösung von Salzen (Sole), welcher sich wesentlich leichter kontrollieren lässt. Hierdurch sinken die Bereitschaftsverluste des Speichers erheblich und verbessern die gesamte Leistung des Systems. Dieser Speichertyp benötigt keine Dämmung, sondern nur eine Wasserdampfsperre, was einfache Medienspeicher zulässt. Die Lösung befindet sich in dieser Arbeit immer innerhalb des flüssigen Bereiches (Salzmassenanteil $\leq 44\%$) und erreicht auch nicht den Übergangsbereich, da hier Auskristallisation und unerwünschte Effekte auftreten können. Durch Zuführen von

Wasser oder Wasserdampf in die $LiCl$ -Lösung wird die Absorptionswärme frei. Um die gespeicherte Energie möglichst effizient nutzen zu können, wird die Sole auf einer Wärme- und Stoffaustauschfläche aufgebracht. An ihrer Vorderseite wird ein Trägergas, in diesem Fall Luft, vorbeigeführt, welches den Wasserdampf für den Prozess transportiert. An der Rückseite der Austauschfläche wird die resultierende Absorptionswärme abgeführt.

Mit den derzeit bei normaler Atmosphäre arbeitenden Anlagen ist es nicht beziehungsweise nicht wirtschaftlich möglich, Kalt- oder Warmwasser zu gewinnen. Aus diesem Grund werden diese vornehmlich zur Lufttrocknung in der Lüftungstechnik bei Direktkontakt mit der Zuluft eingesetzt. Um die Wärme beziehungsweise Kälte über einen Wärmetauscher abgeben zu können, muss die Flächenleistung der Austauschflächen deutlich gesteigert werden. Durch Reduktion des Gesamtdruckes, bei dem der Prozess abläuft, wird der nicht an der Sorption beteiligte Gasanteil reduziert und der Anteil des Wasserdampfes erhöht. Infolgedessen wird eine entsprechende Wasserdampfumsatzsteigerung pro Übertragerfläche erwartet. Die Reduktion der Inertgase führt im Weiteren zu einer Reduktion der erforderlichen Antriebsenergie des Trägergases, was sich ebenfalls günstig auswirken sollte.

Die Regeneration des Speichermediums ist in einem offenen, an die Umgebung angekoppelten Prozess bei circa $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ Heiztemperatur möglich. Zunächst ist es vorgesehen, eine einzelne Austauschfläche zu untersuchen. Die hieraus gewonnenen Erkenntnisse können dann in einem weiteren Schritt auf einen größeren Maßstab mit parallelgeschalteten Austauschflächen übertragen werden. Eine Lastanpassung der Anlage an den tatsächlichen Bedarf ist über Stapeln (Stacking) von Austauschflächen sowie durch Parallelschaltung der entstehenden Stapel (Stacks) möglich. Durch Zusammenschalten mehrerer Stacks kann die Leistung einer Anlage an den jeweiligen Bedarf angepasst werden. Dieses Stackingverfahren, ist bereits aus der offenen Absorption bekannt und sollte sich auf die Unterdrucksorption mit entsprechenden konstruktiven Modifikationen übertragen lassen.

1.3 Relevanz des Themas

In der Vergangenheit fristeten die thermischen Energiespeicher ein Schattendasein. Sie wurden primär eingesetzt, um einen erhöhten Komfort zu erzeugen, wie beispielsweise bei der Trinkwarmwassererzeugung oder um Mindestanlagenlaufzeiten bei Blockheizkraftwerken (BHKWs) oder Wärmepumpen zu realisieren. In der Zukunft werden sie jedoch an Bedeutung gewinnen, um die Gesamtenergiesystemleistung zu verbessern.

Die Verwendung von Ressourcen ist eines der zentralen Themen der aktuellen Zeit. Ein maßvoller Umgang mit nicht kurzfristig erneuerbaren Energien ist, auch mit Blick auf den Klimawandel, ein wichtiger Aspekt. Eine Reduzierung des Verbrauches fossiler Brennstoffe reduziert Emissionen und schont die Umwelt. In Deutschland gibt es zahlreiche Gesetze zu Umweltschutz und Immission. Der Gesetzgeber verschärft kontinuierlich die Verordnungen, welche den Energieverbrauch betreffen. Beispielhaft sei die Energieeinsparverordnung [Deu13] genannt, die inzwischen in das GEG [Deu20] übergegangen ist, welche in jeder neuen Auflage einen niedrigeren Primärenergieverbrauch von Gebäuden verpflichtend einfordert. Auch mit Hinblick auf die Energiewende gibt es ein großes Potenzial für thermische Energiespeicher. Das Projekt *Merit Order der Energiespeicherung im Jahr*

2030 kommt zu dem Schluss: „Thermische Speicher zur Flexibilisierung der KWK und insbesondere die Nutzung von Power-2-Heat in Fernwärmesystemen bieten einen hohen Mehrwert für das System.“ [PS16, Executive Summary]

Speicher sind ein Glied in der Kette effizienter Energiebereitstellung und -nutzung. Da bei der Verbesserung anderer Komponenten der Energieerzeugung die Speicherverluste für das Gesamtsystem dominant werden, ist es folgerichtig, auch deren Leistung kontinuierlich zu verbessern, um somit den Wirkungsgrad des Gesamtsystems anzuheben.

Um die in dieser Arbeit vorgestellte thermische Energiespeichertechnologie beurteilen zu können, werden im Folgenden die erforderlichen Grundlagen für die Sorptionstechnik dargestellt.

2 Stand des Wissens

In diesem Kapitel wird zunächst die Theorie der Energiespeicherung in den Salzmassenanteilsunterschieden einer $LiCl/H_2O$ -Lösung dargestellt. Es folgt die Unterscheidung zwischen offener und geschlossener Sorption, sowie zwischen festen und flüssigen Sorptionsmitteln. Im Anschluss werden die allgemeinen Anforderungen an flüssige Sorptionsmittel dargestellt und die Frage beantwortet, warum $LiCl/H_2O$ -Lösung als Sorptionsmittel in dieser Arbeit verwendet wird. Auf Basis dieser Grundlage wird die Systemskizze *LiCl/Wasser-Unterdruck-Absorptionsmaschine mit Energiespeicher* vorgestellt und erläutert. Die Diskussion der Literatur beschreibt bereits vorliegendes Wissen im Bereich der Flüssigsorption bei Drucklagen nahe am Umgebungsdruck. Der Forschungsbedarf wird damit begründet, dass es zur Unterdrucksorption keine gesicherten Ergebnisse gibt und die Anlage ein großes Potenzial bezüglich der Energiespeicherfunktion in Kombination mit der Kaltwassererzeugung besitzt.

2.1 Theorie und Grundlagen

2.1.1 Sorption und Energiespeicherung

Unter Sorption versteht man wissenschaftlich die An- oder Einlagerung eines Stoffes in einer Phase oder an deren Grenzfläche. Der Stoff, an dem angelagert oder in den eingelagert wird, wird als Sorbens oder auch Sorptionsmittel, der noch frei vorhandene Stoff als Sorptiv, die Kombination aus Sorbens und Sorptiv als Sorbat bezeichnet. Um die Begrifflichkeiten genauer zu spezifizieren, wird zwischen der Adsorption und der Absorption unterschieden.

Bei der Adsorption wird das Adsorptiv an der Grenzfläche beziehungsweise der Oberfläche des Adsorbens angelagert, ohne mit dem inneren Volumen des Adsorbens zu interagieren. Weiter zu unterschieden ist in diesem Fall die Physisorption, bei welcher schwächere physikalische Wechselwirkungen auftreten, und die Chemisorption, bei welcher deutlich stärkere Interaktionen mit ungesättigten Valenzen entstehen. Eine Kombination aus beiden wird als dissoziative Adsorption bezeichnet und führt in der Regel zum Zerfall des Moleküls.

Die Absorption beschreibt im Gegensatz zur Adsorption die vollständige Einlagerung des Sorptivs in das Sorbens. Dies heißt, das gesamte Volumen des Adsorbens kommt mit dem Adsorptiv in Kontakt. Im Fall von $LiCl/H_2O$ wäre die konzentrierte $LiCl/H_2O$ -Lösung das Sorbens, der freie H_2O -Dampf das Sorptiv und die verdünnte $LiCl$ -Lösung das Sorbat siehe Gleichung 1.



Absorption und Adsorption sind in der Regel als Gleichgewichtsreaktionen zu verstehen und können in bestimmten Grenzen reversibel ablaufen. Wie bei allen Gleichgewichtsreaktionen kann auf die Reaktionsrichtung und den Reaktionsverlauf durch Temperatur, Konzentration und bei Beteiligung von Gasen über den Druck Einfluss genommen werden. Dies ist von enormer Bedeutung, denn wäre dies nicht der Fall, könnte die Reaktion nur

einmal in eine bestimmte Richtung ablaufen und wäre somit irreversibel. Für Speichervorgänge ist aber genau diese Reversibilität entscheidend. Neben der Reversibilität ist es auch erforderlich, dass bei der Reaktion Energie umgesetzt wird, die extern abgegriffen werden kann. Ohne diese Möglichkeit wäre die Reaktion für einen Energiespeicher ungeeignet. Bei dem hier untersuchten Energiespeicher handelt es sich um einen Absorptionsprozess mit $LiCl$. Die Energiespeicherung erfolgt im Salzmassenanteilsunterschied der $LiCl$ -Lösung. Ist der Speicher bei einem Salzmassenanteil von circa 40 % $LiCl$ in der Lösung geladen, kann dieser mit Wasser oder Wasserdampf unter Abgabe von Wärme entladen werden. Ist er entladen, kann das Gleichgewicht durch Wärmezufuhr und Wasserabgabe wieder in Richtung hoher Salzmassenanteile verschoben werden und der Speicher ist wieder beladen und kann erneut genutzt werden.

2.1.2 Offene und geschlossene Sorption

Bei Sorptionsprozessen unterscheidet man zwischen offenen und geschlossenen Prozessen. Bei der offenen Sorption läuft die Sorptionsreaktion unter atmosphärischen Bedingungen oder infolge der Druckverschiebung innerhalb der Anlage durch antreibende Ventilatoren im leichten Über- oder Unterdruck je nach deren Position im System ab. Der Prozess ist direkt an die Umgebung angekoppelt und die Umgebungsbedingungen wie Druck, Temperatur und Feuchteschwankungen haben einen direkten Einfluss auf den Prozessablauf.

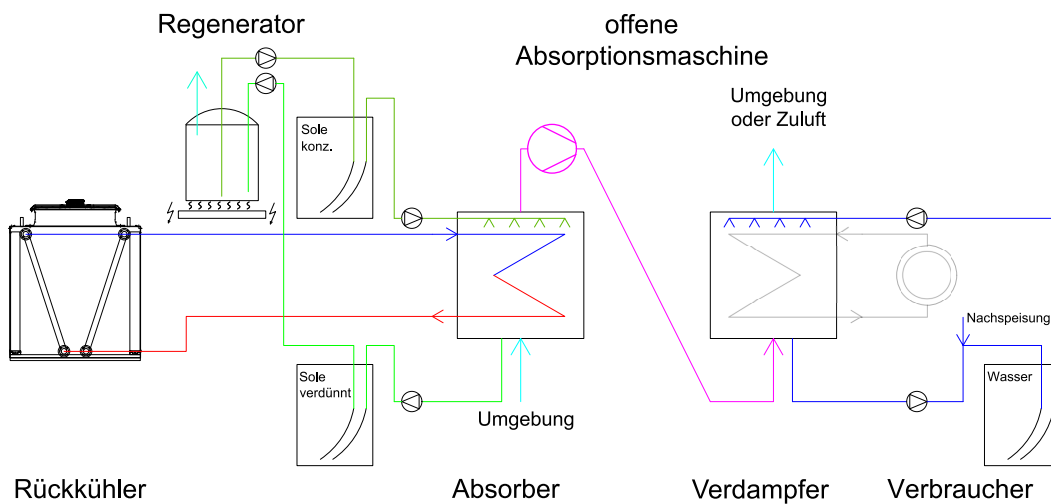


Abbildung 1: Systemskizze offene Absorptionsmaschine mit Energiespeicher

In Abbildung 1 ist eine offene Sorptionsanlage mit Energiespeicherfunktion dargestellt. Luft aus der Umgebung wird in einem Absorber mit einer konzentrierten Salzlösung absorptiv entfeuchtet, dabei wird die Lösung verdünnt. Konzentrierte und verdünnte Lösung werden in separaten Speichern bevorratet und bilden einen Energiespeicher. Die verdünnte Salzlösung wird in einem Regenerator wieder aufkonzentriert. Dabei wird Wasserdampf an die Umgebung abgegeben (vergleiche [Wei14], Seite 31). Bei offenen Systemen wird das Kältemittel Wasserdampf aus Kostengründen bei der Regeneration

der Lösung meist an die Umgebung abgegeben und durch Zugabe von flüssigem Wasser in den Verdampfer ersetzt. Die bei der Entfeuchtung frei werdende Absorptionswärme wird über einen Rückkühler an die Umgebung abgeführt. Die im Absorber entfeuchtete Luft wird verwendet, um in einem indirekten Verdunstungskühler (Verdampfer) einen Wasserstrom evaporativ zu kühlen. Diese Luft wird in der Regel direkt als Zuluft für den Folgeprozess verwendet oder weiter behandelt, um den Zuluftkonditionen zu entsprechen.

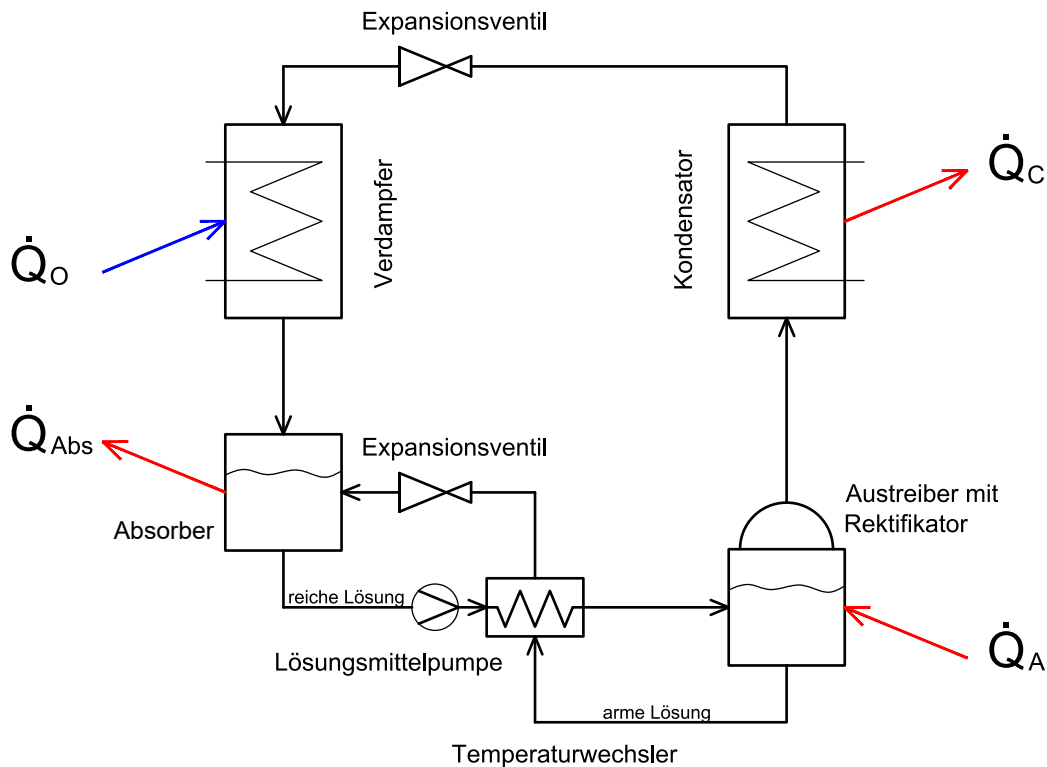


Abbildung 2: Prinzipschaltbild einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine

Die klassische geschlossene Absorption läuft in einer Absorptionskältemaschine (AKM) ab. Hierbei gibt es ein Sorptiv und ein Sorbens mit den bekannten und technisch weit verbreiteten Paarungen NH_3/H_2O und $H_2O/LiBr$. Bei einer NH_3/H_2O -AKM befindet sich das Ammoniak als Sorptiv beziehungsweise Kältemittel im Umlauf und das Wasser ist das Sorbens. Wie in Abbildung 2 dargestellt, wird zunächst im Austreiber beziehungsweise Regenerator das Sorptiv vom Sorbens unter Wärmezufuhr \dot{Q}_A bei Temperaturen über $80^\circ C$ getrennt. Das Ammoniak wird im Kondensator unter Druck und Wärmeabgabe \dot{Q}_c verflüssigt. Das flüssige Kältemittel wird im Anschluss im Expansionsventil entspannt und im Verdampfer in den gasförmigen Zustand unter Wärmeaufnahme \dot{Q}_o übergeführt. Dies ist die kalte Seite des Prozesses, welche über einen Wärmeaustauscher einem anderen Medium Wärme entzieht. Die hier erreichbaren Temperaturen können je nach Prozessführung bis zu $-60^\circ C$ [SN98] betragen. Das verdampfte Kältemittel wird dann im Absorber unter Wärmeabfuhr \dot{Q}_{abs} vollständig im Sorbens gelöst, und über eine Lösungsmittelpumpe dem Austreiber zu geführt. Dies beschreibt nur den einfachsten

Prozess einer AKM, welcher durch einen Temperaturwechsler im Lösungsmittelkreislauf zur Erhöhung des Wirkungsgrades erweitert werden kann. Durch Lösen und Austreiben wird dem Prozess Verdichtungsarbeit zugeführt. Da dieser Maschinentyp bereits seit Jahrzehnten verfügbar ist, sind hier unzählige Weiterentwicklungen wie Energierekuperatoren, optimierte Prozessführungen, *Double Lift* und *Double Effect* Prozesse eingeflossen, auf die hier nicht näher eingegangen wird. Festzustellen ist jedoch, dass die Forschung an diesen Maschinen noch nicht abgeschlossen ist und diese immer noch weiterentwickelt werden.

2.1.3 Feste und flüssige Sorptionsmittel

Es gibt bei den Sorptionsmitteln eine wesentliche Unterscheidung in Substanzen, die fest sind, und Substanzen, die flüssig sind. Feste Sorptionsmittel werden oft in pelletierter Form als Schüttungen in Kolonnen verwendet. Alternativ ist es auch möglich, sie auf Stützmatrizen aufzubringen, um eine kontrollierte Durchströmung erreichen zu können. Der Vorteil bei dieser Konstruktion ist, dass immer dieselben konstanten Strömungsbedingungen bestehen. Dieser Vorteil ist zugleich auch ein Nachteil des Systems. Sowohl die Regeneration als auch die Absorption müssen in der Regel in derselben Matrix durchgeführt werden. Dies erlaubt mit einem Feststoffsystem keine gleichzeitige Regeneration und Absorption, sondern nur einen Batchbetrieb. Flüssige Sorbentien hingegen können hier flexibler reagieren, da sie pumpbar sind und sowohl in kleinen als auch großen Apparaten, je nach Durchflussmenge, eingesetzt werden können. Die Speicherung erfolgt in konventionellen Kunststofftanks und ist somit im direkten Vergleich sehr einfach zu handhaben. Der Transport von flüssigen Sorbentien in Rohrleitungen oder Tankwagen ist somit unproblematisch. Es können für die flüssigen Sorbentien somit bereits etablierte, einfache Verfahren für den Transport und die Lagerung verwendet werden. Höhere Anforderungen bestehen bei den flüssigen Sorbentien nur an die Absorber und Regeneratoren. Während diese im Grunde bei den festen Sorptionsmitteln über die Kolonnen oder Matrizen bereits vorgegeben sind, müssen sie bei den flüssigen Sorptionsmitteln als separate Apparate konstruiert werden. Da bei den flüssigen Sorbentien der Regenerator und der Absorber getrennt sind, ist sowohl ein Parallelbetrieb als auch ein Einzelbetrieb einer Komponente mit Hilfe eines Speichervolumens möglich. Für die flüssigen Sorbentien wurde bereits eine sogenannte *Rooftop-Unit* entworfen, welche unter Wärmezufuhr sowohl eine gleichzeitige Regeneration als auch Absorption zulässt und so eine kontinuierliche Trocknungsleistung anbieten kann [Low02]. Unter Rooftop-Unit versteht man eine in Amerika sehr beliebte Maschine, welche auf dem Dach steht und komplett selbständig getrocknete oder gekühlte Luft erzeugen und in ein Gebäude transportieren kann. Sie besteht aus mehreren Anlagenteilen, die in ein Gehäuse integriert sind: einem Kälteteil, einem Rückkühler und dem Zu- und Abluftteil.

Ein weiterer Vorteil der flüssigen Sorbentien ist, dass am Eingang in den Prozess immer das volle treibende Gefälle des Sorbens zur Verfügung steht und sich dieses über die Lauflänge im Absorber abbaut. Zusammen mit geringen sensiblen Speicherkapazitäten innerhalb des Systems sind geringe An- und Abfahrverluste zu erwarten. Bei den festen Sorbentien kann dies hingegen problematisch werden, wenn Kolonnen nicht voll ausgenutzt

werden und der Prozess bei 50 % abgeschaltet wird. Dann kommt es zu nicht unerheblichen thermischen Verlusten innerhalb der Kolonne, da das Material besonders am Ende der Kolonne thermisch voll aufgeladen ist. Gleiches gilt für den Anfahrprozess. Ist die Kolonne bei Raumtemperatur, muss diese durch den am Anfang beginnenden Absorptionsprozess erst vollständig aufgeladen, das heißt sensibel aufgeheizt, werden, bevor die Wärme am Ende entnommen werden kann. Für die Lufttrocknung mit nachgeschalteter adiabater Kühlung zur Zuluftaufbereitung ist dies vorteilhaft, für Heizzwecke ein deutlicher Nachteil.

Aufgrund der ähnlichen Prozesse von festen und flüssigen Sorbentien konkurrieren beide um dieselben Zielmärkte und Einsatzbereiche bei der Entfeuchtung mit den entsprechenden Vor- und Nachteilen.

2.1.4 Das Sorptionsmittel LiCl

Allgemeine Anforderung an flüssige Arbeitsstoffpaare

Stoffpaare müssen einige Basiseigenschaften aufweisen, damit sie für die flüssige Sorption geeignet sind. Das Sorptiv sollte sich vollkommen im Sorbens lösen. Die beteiligten Stoffpaare sollten zu jedem Zeitpunkt flüssig und somit pumpbar bleiben. Der Sorptionsvorgang muss, um einen technischen Nutzen für einen Prozess aufzuweisen, unter Umsetzung von Energie ablaufen. Es muss sich um eine vollkommen reversible Gleichgewichtsreaktion handeln, damit diese einen Steuereingriff in die bevorzugte Ablaufrichtung hin zu den Produkten oder den Edukten erlaubt. Allgemein gilt: Läuft eine Reaktion exotherm ab, ist die Rückreaktion durch Energiezufuhr möglich. Wird bei der Reaktion ein Gas in einer Flüssigkeit absorbiert, verringert sich das Gesamtvolumen und die Reaktion kann durch Änderung des Umgebungsdruckes beeinflusst werden. Eine Druckerhöhung würde grundsätzlich die Absorption favorisieren, wohingegen eine Absenkung des Druckes zur Rückreaktion, dem Austreiben des Gases aus der Flüssigkeit, beitragen würde.

In der Regel werden kontinuierliche Prozesse bevorzugt, deren Leistung im Idealfall durch simple Eingriffe, zum Beispiel durch Variation des Volumenstromes eines der beteiligten Stoffe, regelbar ist. Die Stoffe sollten einerseits eine große Affinität zueinander haben, um sich unter Prozessbedingungen gut zu absorbieren, andererseits sollte sich das Sorbat auch mit einer möglichst einfachen Technologie, zum Beispiel durch Erwärmung, wieder separieren lassen. Bei der thermischen Separation ist ebenfalls ein deutlicher Abstand des Dampfdruckes zwischen Sorbens und Sorptiv wünschenswert. Dies erlaubt eine Rückhaltung des Sorbens ohne zusätzlichen maschinellen Aufwand. Physikalische und chemische Eigenschaften sollten die Verwendung eines möglichst preiswerten Gehäusematerials und Gehäusedesigns zulassen, damit die späteren Herstellungskosten für die Maschine gering sind. Die Stoffe sollten zudem hinreichend sicher sein, keine Gefahr für den Menschen, die Umwelt und den Prozess darstellen. Dies erlaubt einfache Konstruktionen und Zulassungen ohne teure Prüfungen und sicherheitstechnischen Aufwand. Am Ende eines Lebenszyklus sollten die Produkte recycelbar oder zumindest einfach zu entsorgen sein. Schlussendlich sollten die Paare, da sie auch als Energiespeicher vorgesehen sind, kostengünstig sein, um mit vorhandenen Speichertechnologien konkurrieren zu können.

Auswahlkriterien LiCl

Aufgrund seiner Eigenschaften (siehe hierzu Kapitel A.2 auf Seite 183) ist *LiCl* als Betriebsmittel einer *LiCl/H₂O*-Absorptionsmaschine gut geeignet. Es weist eine hohe Löslichkeit in Wasser auf und kann als relativ sicheres Betriebsmittel angesehen werden. Es kann nicht brennen oder explodieren und zersetzt sich erst bei sehr hohen Temperaturen. Infolge der starken hygroskopischen Eigenschaften von *LiCl* ist Wasser als Reaktionspartner bestens geeignet, welches selbst als absolut sicher zu betrachten ist. Typische Regenerationstemperaturen einer *LiCl/H₂O*-Lösung liegen bei circa 80-140 °C bei Normaldruck. Der Siedepunkt von *LiCl* liegt bei 1360 °C. Zusammen mit dem niedrigen Dampfdruck von *LiCl* eignet sich das Salz somit hervorragend für eine thermische Regeneration, ohne dabei selbst in die Gasphase überzugehen. Das Lösen von *LiCl* in Wasser und das anschließende aufkonzentrieren der entstandenen *LiCl/H₂O*-Lösung kann als eine sehr stabile und reversible Reaktion betrachtet werden, da die Betriebstemperaturen im Prozess weit von den Zersetzungstemperaturen des Salzes entfernt sind. Um die Pumpbarkeit des Stoffes aufrecht zu erhalten, sind bei Raumtemperatur Salzmassenanteile oberhalb von circa 44 % zu vermeiden (siehe Abbildung 3). Ab diesem Salzmassenanteil bildet sich, neben dem flüssigen *LiCl/H₂O*, *LiCl*-Dihydrat, welches andere physikalische Eigenschaften aufweist.

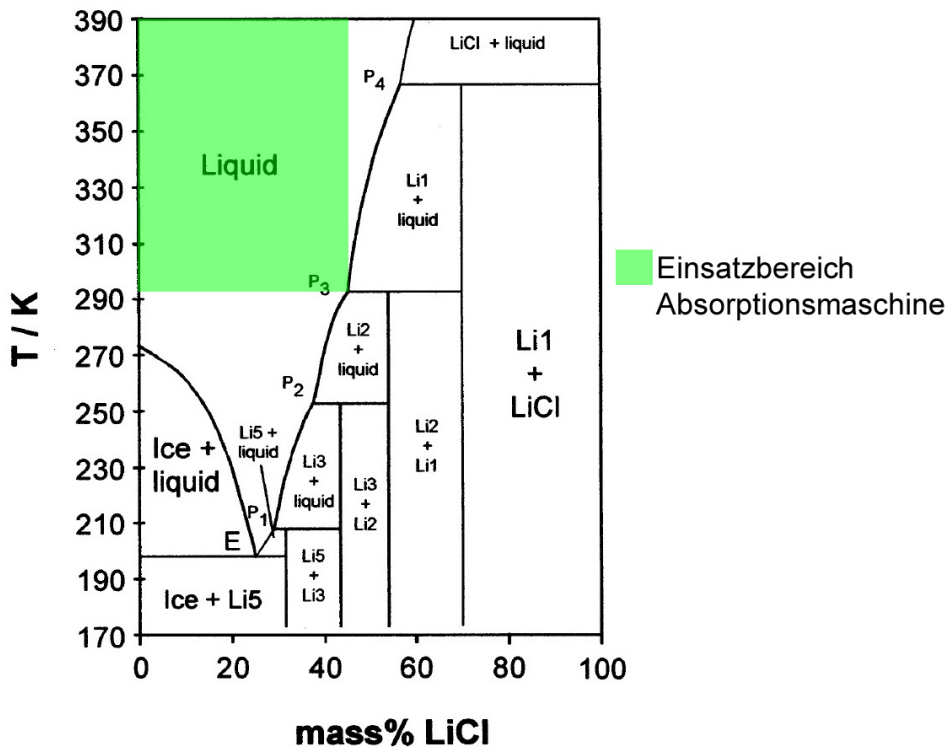


Abbildung 3: Phasendiagramm $\text{LiCl} - \text{H}_2\text{O}$ [MDPS02]¹, der grün markierte Einsatzbereich der Absorptionsmaschine wurde in der Grafik ergänzt

Im angestrebten Einsatzbereich ist die dynamische Viskosität von $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ -Lösung noch als ausreichend niedrig zu betrachten. Sie ist bei einer Temperatur von $20\text{ }^\circ\text{C}$ circa 5-6 mal größer als die von Wasser. Eine Umweltgefahr bei unkontrolliertem Austritt geht von dem Stoff nur bedingt aus. Das Speichermedium ist handhabbar wie jede andere Sole, die im technischen Bereich eingesetzt wird. LiCl ist ebenso in Wassergefährdungskategorie I (WGK I) eingestuft wie Streusalz oder Glykol, das in Klimaanwendungen im frostgefährdeten Bereich als Frostschutzmittel eingesetzt wird. Die Entsorgung des Stoffes hat über Annahmestellen zu erfolgen, ist aber nicht besonders aufwendig. Energetisch ist LiCl ebenfalls interessant. Konzentrierte Lösungen erwärmen sich bei der Aufnahme von Wasser. Dabei wird Absorptionswärme frei, die für Energiespeicherzwecke verwendbar ist. Aus den Differenzen der Enthalpien der Lösung vor und nach der Zugabe des Wassers kann die umgesetzte Energiemenge bestimmt werden (siehe Abbildung 4). Aus der Abbildung ist ebenfalls ersichtlich, dass die Enthalpie der Lösung bei Zugabe von Wasser im oberen Bereich des Salzmassenanteils abnimmt, also es zu einer Wärmeabgabe kommt, sich dies aber im unteren Bereich des Salzmassenanteils umkehrt und Wärme aus der Umgebung aufgenommen wird. Technisch interessant sind Bereiche, in welchen die Enthalpiekurven eine positive Steigung aufweisen.

¹ $\text{Li2} = \text{LiCl} \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ Lithiumchlorid-Dihydrat

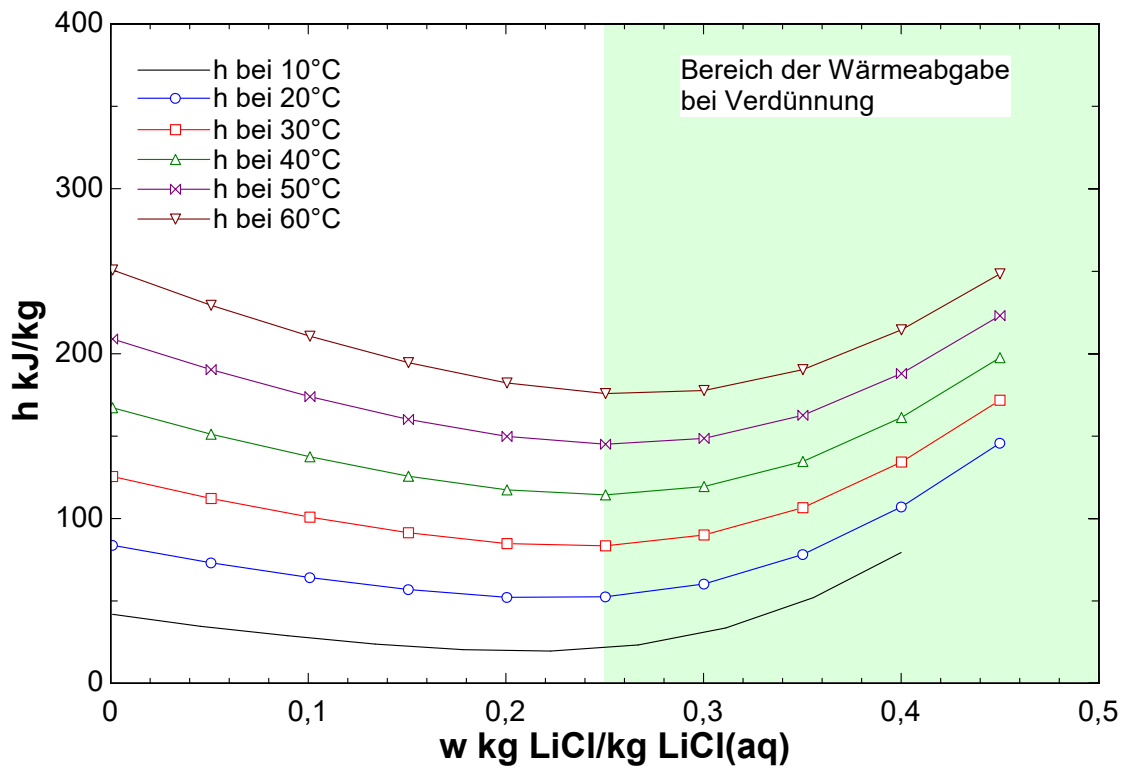


Abbildung 4: Enthalpie über Salzmassenanteil $LiCl/LiCl - H_2O$ (Berechnet nach [PK08])

Die Kosten für 99,9-99,5% reines Lithiumcarbonat (Batteriequalität) lagen im Jahr 2021 bei circa 9 USD/kg. Infolge des Erfolges der auf Lithium basierenden Akkutechnologie stieg die Nachfrage nach Lithium deutlich gegenüber den Vorjahren an. Sowohl die Elektromobilität als auch die Elektronikbranche setzen heute größtenteils auf diesen Akkutyp, sodass die Nachfrage nach dem Alkalimetall weiter steigen wird.

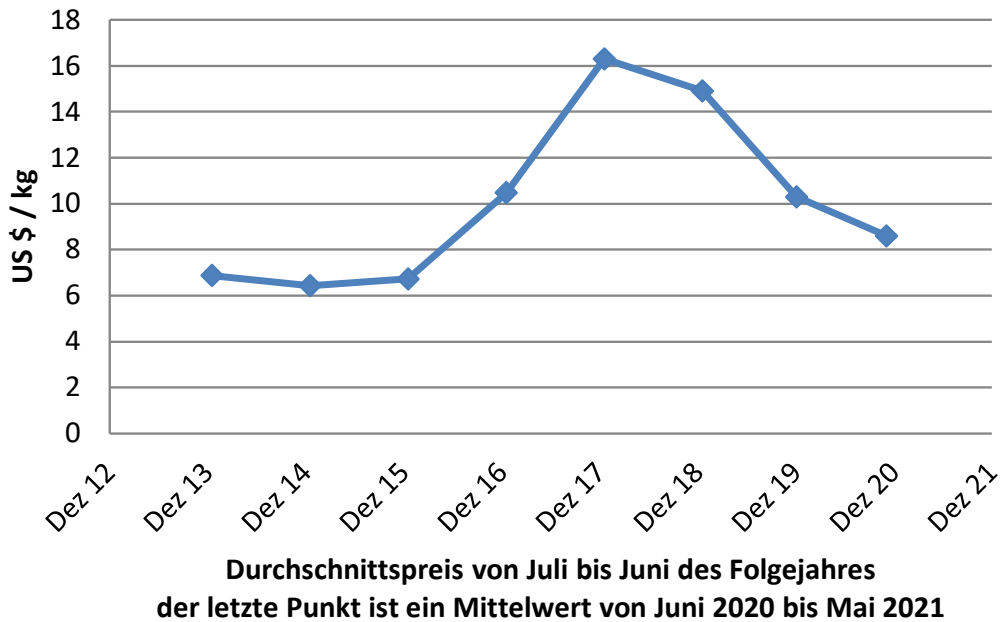


Abbildung 5: Preise für Lithiumcarbonat, Großverträge, USA, Lieferung kontinental [Deu21]

Lithiumchlorid wird aus dem natürlich vorkommendem Lithiumcarbonat oder aus Lithiumhydroxid gewonnen. Somit bestimmt deren Preis (siehe Abbildung 5) am Rohstoffmarkt hauptsächlich den Preis von $LiCl$ selbst. Die Preisveränderung in den letzten Jahren hat sich durch den angenommenen beziehungsweise erwarteten Bedarf sowie Spekulationen eingestellt. Durch den Aufbau von hohen Förderkapazitäten ist dieser momentan rückläufig. Es bleibt jedoch abzuwarten, wie sich der tatsächliche Rohstoffpreis in Zukunft entwickelt.

2.2 Diskussion der Literatur

Energiespeicherung in offenen Sorptionskühlsystemen

Das Grundprinzip der Liquid-Dessicant-Cooling-Systems (LDCS) Versuchsanlage nach Kessling, Lävemann und Peltzer [KLP98] kann Abbildung 6 entnommen werden. Die Abbildung zeigt die Regeneration der verdünnten Lösung, welche aus einem Speicher zugeführt wird, mit Umgebungsluft unter Wärmezufuhr. Die konzentrierte Lösung wird über einen weiteren Speicher dem Entfeuchter zugeführt, welcher den Außenluftvolumenstrom trocknet. Die Absorptionswärme wird über einen Verdunstungskühler, welcher mit einem Teilvolumenstrom der Außenluft (1) beaufschlagt wird, an die Umgebung abgeführt. Die getrocknete Luft (2) wird mit einem Umluftanteil (5) gemischt (3) und in einem Kühler auf Zuluftkonditionen gekühlt (4) und in das Gebäude geleitet. Ein Teil dieses Zuluftvolumenstroms wird verwendet, um über einen weiteren Verdunstungskühler die Kälte für die Zuluftkonditionierung bereitzustellen.

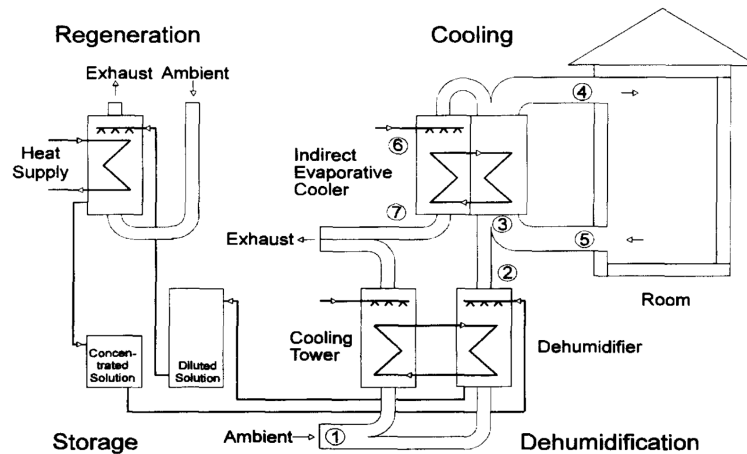


Abbildung 6: Schema für offene Sorptionskühlsysteme mit flüssigen Sorbentien [KLP98]

Für die Absorption wird in dieser Arbeit eine Eintrittssalzmassenanteil der $LiCl$ -Lösung von 40% gewählt, da diese eine ausreichend hohe Kristallisationstemperatur aufweist. Unter der Berücksichtigung von Standardluftkonditionen des Air Conditioning and Refrigeration Institute, USA, ist mit $LiCl - H_2O$ eine theoretische Speicherkapazität von 1.354 MJ/m^3 bei einer Entfeuchtung der Außenluft von $11,2 \text{ g/kg}$ möglich [KLP98]. Diese Aussage ist als ein theoretisches Maximum zu verstehen, welches die Obergrenze für den optimalen Prozess unter den gegebenen Bedingungen definiert. Entsprechend der Abbildung 6 wurde nach den theoretischen Betrachtungen ein Versuchsaufbau mit 5 kW Entfeuchtungsleistung erstellt und vermessen. Mit diesem konnte gezeigt werden, dass eine Lufttrocknung von $5,5 \text{ g/kg}$, bei einer gleichzeitigen Speicherkapazität der $LiCl$ -Lösung von 700 MJ/m^3 , tatsächlich möglich ist. Die Ergebnisse liegen zwar deutlich unterhalb der theoretischen Leistung, dies ist aber auf die schlechte Benetzung der Austauschflächen von nur 30% zurückzuführen. Auch konnte mit den ersten Versuchen gezeigt werden, dass die Zuverlässigkeit der Austauschflächen nicht den praktischen Ansprüchen genügt und infolge von verwendeten Additiven stark mit der Laufzeit degradierte. Dennoch waren die ersten Versuche ermutigend und man versuchte im Folgenden, die Austauschflächen zu verbessern.

Bewertung von Austauschflächen für Sorptionsbefeuchter

In der Arbeit von Kapfhammer [Kap97] werden verschiedene Methoden zur Untersuchung und Bewertung von Austauschflächen für Sorptionsentfeuchter dargestellt. Ziel der Arbeit war es, Austauschflächen und Soleverteiler auf dem damaligen Stand der Entwicklung zu vergleichen. Für den Vergleich wurden unterschiedliche Versuchsreihen durchgeführt. Diese wurden dann mit zwei Rechenmodellen ausgewertet, dem ASR-Modell, dessen Name auf das gleichnamige Computerprogramm zurückzuführen ist, und dem Isothermenmodell.

Folgende Versuche wurden durchgeführt:

1. Isotherme Absorption, Variation des Solemassenstroms bei konstantem Luftmassenstrom
2. Isotherme Absorption, Variation des Luftmassenstroms bei konstantem Solemassenstrom
3. Thermische Kondensation, Variation des Luftmassenstroms

Grundsätzlich weicht die Versuchsdurchführung von Kapfhammer von der aktuellen Arbeit stark ab, da keine isotherme Absorption durchgeführt wird. Dem ASR-Modell liegt die Randbedingung zugrunde, „Die Salzlösung ist gleichmäßig über die gesamte Austauschfläche verteilt und gut durchmischt.“ ([Kap97], Seite 21). Aus der weiteren Forschung ist heute bekannt, dass diese Annahme nur schwer zu erreichen ist. Im Rahmen der Arbeit von Kapfhammer ist dies jedoch gerechtfertigt, da hier aufwendige und teure Soleverteiler eingesetzt werden. Um aber wirtschaftlich konkurrenzfähig zu bleiben, werden diese Soleverteiler heute durch einfachere ersetzt. Da bei den neuen Verteilern eine Austauschflächenbenetzung $>80\%$ unwahrscheinlich ist, ist der aus dem Programm ermittelte Stoffübergangskoeffizient β_{ASR} nicht übertragbar und lässt außerhalb dieser Arbeit nur bedingt Vergleiche zu.

Das Isothermenmodell arbeitet mit der Annahme, „Die Temperatur der Sole entspricht der Temperatur des Kühlwassers“ ([Kap97], Seite 21). Auch diese Annahme führt dazu, dass die aus dem Modell gewonnenen Erkenntnisse über den Stoffübergangskoeffizient β_{eff} nur bedingt übertragbar sind, da in der Regel keine Isothermie vorherrscht. Hierbei handelt es sich um einen Grenzfall, der jedoch prozesstechnisch nicht erreichbar ist und für die aktuelle Arbeit nicht weiter relevant ist. Völlig klar ist, dass die aus der Arbeit gewonnenen Erkenntnisse zu einer Optimierung sowohl der Austauschflächen als auch der Soleverteiler beigetragen haben. „Die ermittelten Stoffübergangskoeffizienten für den Austausch von Wasserdampf zwischen Luft und Sole liegen über 20 mm/s, was ungefähr dem Dreifachen der Vorgängerfläche entspricht.“ ([Kap97], Seite 4)

Regeneration von Salzlösung

Die Arbeit von Selzer [Sel98] knüpft direkt an die Arbeit von Kapfhammer an und beschäftigt sich mit dem Thema, inwieweit die Austauschflächen für die Desorption, also die Regeneration beziehungsweise das Laden des Energiespeichers, geeignet sind. Da die Arbeit eine Fortführung der Arbeit von Kapfhammer ist, ist die Vorgehensweise vergleichbar, wird jedoch auf die Desorption angewendet. Für den Stoffübergang wird wiederum das ASR-Modell mit denselben Randbedingungen verwendet. Die Arbeit kommt zu dem Schluss, dass es mit den vorhandenen Austauschflächen möglich ist, Sole zu regenerieren, jedoch nur innerhalb bestimmter Grenzen. Hauptaugenmerk liegt hierbei auf der Luftströmungsgeschwindigkeit zwischen den Austauschflächen. Diese sollte kleiner als 3,2 m/s sein, um Störungen des Prozesses oder der Messungen zu vermeiden.

Regelung der Regeneration von Salzlösung

Die Arbeit von Clement [Cle00] beschäftigt sich zum einen mit der Bewertung neuer Austauschflächen und zum anderen mit der Regelung der Regeneration bei Einsatz von Solarthermie zur Regeneration der Sole bei möglichst gleichbleibendem Soleaustrittsmassenverhältnis. Der erste Teil, die Bewertung der Austauschflächen, erfolgt wieder analog zu Kapfhammer. Der zweite Teil, die Regelung der Regeneration, ist ein interessanter Aspekt für die Speicherbeladung mit schwankender solarthermischer Leistung, jedoch kann dieser Aspekt in der Arbeit nicht abschließend geklärt werden. „Durch diese Schwierigkeiten ist mit dem System noch nicht keine [sic!] zuverlässige Regelung möglich.“ ([Cle00], Seite 57)

Regelung der Regeneration von Salzlösungen

Dem in der Arbeit von Clement aufgetretenen Regelungsproblem wird in der Arbeit von Kovács [Kov01] mit neuer Sensorik begegnet. Um den Istwert schneller feststellen zu können, wird ein Leitfähigkeitssensor verwendet, für den zunächst eine Kennlinie ermittelt wird, um aus den Messwerten und der Temperatur auf den Salzmassenanteil rückschließen zu können. Diese wird im Anschluss validiert und die Sensorik in den vorhandenen Teststand eingebaut, um eine Regelstrategie für die solarthermische Regeneration zu ermitteln. Durch dieses neue Vorgehen konnte das Regelproblem gelöst werden. Die bereits aufgebaute Regenerationsanlage wurde sowohl um einen Kühler als auch um ein Heizelement erweitert. Ein Programm steuert die Elemente so an, dass eine solarthermische Anlage mit realen Wetterdaten nachgebildet wird. Hiermit konnte gezeigt werden, dass eine simulierte solarthermische Regeneration des Speichers möglich ist und somit eine Speicherbeladung durch Solarthermie ohne zwischengeschalteten Wasserspeicher erfolgen kann.

Projektierung eines Versuchstandes zum Test von Wärme- und Stoffaustauschplatten

Die Arbeit von Lampe [Lam03] beschäftigt sich mit der Neukonzipierung eines Teststandes für die Vermessung der Wärme- und Stoffaustauschflächen. Erklärtes Ziel ist die deutliche Verbesserung hinsichtlich der Genauigkeit der Messungen sowie betriebstechnische Erweiterungen der Taupunktmessungen, welche Messungen von Taupunkten oberhalb der Raumtemperatur zulassen. Hierzu erfolgt ein Neuaufbau der Mess-Steuer-Regeltechnik und der messtechnischen Komponenten. Hiermit soll es möglich werden, die Austauschflächen in Bereichen zu vermessen, die mit den bisherigen Möglichkeiten nicht erreicht werden konnten. Die Konzipierung wurde im Rahmen der Arbeit abgeschlossen, der Versuchsstand war jedoch bis zum Abschluss der Arbeit noch nicht aufgebaut.

Luftentfeuchtung in offenen Sorptionssystemen zur Raumklimatisierung

In der Arbeit von Sperling [Spe05] wurden zwei neue Wärme- und Stoffaustauschflächen hinsichtlich ihrer Effizienz und ihrer Eignung zur Gebäudeklimatisierung untersucht. Zum Einsatz kommen in dieser Arbeit wiederum aufwendige Bisektionsverteiler für die Aufgabe der Sole auf die Austauschfläche. Die Vermessung erfolgt in der zwischenzeit-

lich aufgebauten Anlage von Lampe. Die in der als erstes verwendeten Austauschfläche gefundenen Mängel führten zu Problemen bei der Soleverteilung und wurden bei Austauschfläche Nummer zwei beseitigt. Diese baulichen Veränderungen waren aber nicht zielführend. Auch die messtechnische Auswertung blieb ohne Erfolg und die Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten konnten lediglich abgeschätzt werden. „Die Messwerte und deren Fehlerbehaftung sind für differenzierte Aussagen und ohne die Durchführung weiterer Versuche nicht geeignet.“ ([Spe05], Seite 68) Das hier verwendete numerische Rechenmodell von Hublitz [Hub08] lieferte zusammen mit den Versuchsergebnissen eine Benetzung von lediglich 30 %. Infolge der schlechten Benetzung der Austauschflächen wurde der Schluss gezogen, dass sorptionsgestützte Klimasysteme keine Konkurrenz zu herkömmlichen kompakten Raumklimasystemen darstellen.

Konzeption einer Demonstrationsanlage zur Klimatisierung mit flüssigen Sorbentien

Die Arbeit von Nix [Nix06] beschäftigt sich mit dem Bau eines kompakten und leichten Modells für Tagungen und Messeauftritte. Da für den Aufbau 2-3 Mannjahre vorgesehen sind, beschäftigt sich diese Arbeit nur mit Teilen für den tatsächlich späteren Aufbau, insbesondere mit Vorversuchen. Für den Absorber werden in dieser Arbeit keine Wärme- und Stoffaustauschflächen verwendet, sondern es kommt eine Kolonne mit Pall-Ring-Schüttung zum Einsatz, auf welche die Sole aufgegeben wird. Um die Sole über den Kolonnenquerschnitt gleichmäßig zu verteilen, wurden sowohl ein Rotationsverteiler als auch ein Tropfboden untersucht, wobei letzterer für die Anlage aus Zuverlässigkeitsgründen vorgesehen ist. Im Anschluss wurde der gesamte Demonstrator in der ersten Version aufgebaut und vermessen. „Es hat sich in diesem Test gezeigt, dass die Anlage funktionsfähig ist und annähernd die gewünschte Leistungsfähigkeit erreicht.“ ([Nix06], Seite 68)

Efficient Energy Storage in Liquid Desiccant Cooling Systems

Die Dissertation von Hublitz [Hub08] beschäftigt sich mit dem Thema, wie die Speicherkapazität in LDCS erhöht werden kann und welche Einflussfaktoren hierbei eine Rolle spielen. Hauptaugenmerk liegt hierbei auf dem Soleverteiler. Ein guter Verteiler verteilt auch geringe Soleströme gleichmäßig über die Austauschfläche, wodurch ein hoher Salzmassenanteilsunterschied zwischen Austritt und Eintritt sichergestellt werden kann. Gleichzeitig soll der Verteiler langzeitstabil und zuverlässig sein. Im theoretischen Teil der Arbeit wird das bereits bei Sperling [Spe05] verwendete Computerprogramm für die Berechnung von Entfeuchtung mit Sole, die Regeneration der Sole sowie für die Berechnung eines Verdunstungskühlers entwickelt. Hierbei werden zunächst die Gleichungen für den Stoff- und Wärmeaustausch für die Sole, das Wasser und die Luft aufgestellt. Die Gleichungen werden in ein Finite-Elemente-System übertragen und im Anschluss iterativ vom Computer gelöst. Diese Vorgehensweise ist vergleichbar mit der von Khan und Martiniez vorgestellten Methode zur Modellierung und parametrischen Analyse des Wärme- und Stoffaustausches eines LDCS-Absorbers [KM98]. Im Folgenden wird die Energiespeicherkapazität der Sole für die Trocknung der Luft im LDCS bestimmt. Es wird

untersucht, wie sich die Speicherkapazität bei einer Fehlverteilung des Kühlwasserstroms über der Austauschfläche sowie bei gleichzeitiger Fehlverteilung der Sole und des Luftstroms ändert. Als Resultat aus den Simulationen ergab sich, dass ein Low-Flow-LDCS (Anwendung mit geringem Soledurchfluss) bessere Energiespeicherdichten erwarten lässt.

Dies ist ein zu erwartendes Ergebnis, da bei einem Low-Flow-System wenig Sole in Kontakt mit einem hohen Wasserdampfstrom steht. Hierdurch baut sich ein großer Salzmassenanteilsunterschied zwischen Soleeintritt und -austritt auf, der für die hohe Speicherkapazität sorgt. Es ist aber anzumerken, dass sich hierdurch die flächenspezifische Wasserdampfentzugsleistung im Luftvolumenstrom reduziert, die Luft also nicht mehr so stark ausgetrocknet wird wie bei einem High-Flow-System (Anwendung mit hohem Soledurchfluss) und somit insgesamt weniger Energie pro Fläche umgesetzt wird. Bei konstanter Geometrie an der Austauschfläche steht die Speicherkapazität im Gegensatz zur Wasserdampfentzugsleistung. Beide werden gleichzeitig über den Solevolumenstrom gesteuert. Der spätere Prozess bestimmt hier den optimalen Betriebspunkt.

Im Weiteren wird in der Arbeit festgestellt, dass einzelne Fehlverteilungen der Stoffströme schwerwiegendere Auswirkungen hatten als gleichzeitig auftretende. Die Fehlverteilungen werden mit vergrößerten Flächenhöhen bewertet, die erforderlich werden, um dieselbe Leistung umzusetzen zu können, wie wenn eine ideale Verteilung stattfinden würde. Die Anpassung der Lauflänge auf der Austauschfläche lässt jedoch nur eine begrenzte Kompensation einer Fehlverteilung der Sole zu. Mit der Höhe der Austauschfläche können Fehlverteilungen der Sole bis zu 23 % kompensiert werden. Dies bedeutet, dass 23 % der Austauschoberfläche nicht mit Sole benetzt sind. Ebenfalls ist es möglich, so einen Bypass der nicht entfeuchteten Luft von 46 % zu kompensieren. Als Ergebnis wurde festgestellt, dass ein Soleverteiler, um eine gute Funktion zu gewährleisten, eine Benetzung von über 85 % erreichen sollte, da bereits ab 20 % unbenetzter Austauschfläche auf dem Verteiler die erforderliche Flächenlänge signifikant ansteigt.

Im praktischen Teil der Arbeit erfolgt die Entwicklung und Konstruktion eines neuen Systems, welches die Verteilung der Sole erfassen kann. Der vorhandene Verteiler kann hiermit vermessen, bewertet und auf Basis dieser Ergebnisse optimiert werden. Im Anschluss wird diese Optimierung der Verteilung in zwei Szenarien geprüft. Zum einen wenn die Konstruktion an eine bestehende Austauschfläche angeschlossen wird, und zum anderen wenn sie in eine neue Austauschfläche integriert wird. Der Teststand unterteilt den Verteiler in 128 Abschnitte pro Austauschfläche, also pro Seite in 64 Abschnitte. Diese sind mit Standard-Reagenzgläsern über einen Schlauch mit einem maximalen Inhalt von 25 ml verbunden. Die Reagenzgläser sind beschriftet und werden sowohl im leeren als auch im gefüllten Zustand gewogen und dokumentiert. Aus diesen Informationen kann im Anschluss ermittelt werden, wie gleichmäßig die Sole auf der Austauschfläche verteilt ist. Bei einer guten Verteilung werden alle Reagenzgläser gleichmäßig beaufschlagt, bei einer schlechten gibt es volle und leere Gläser. Der bereits am ZAE Bayern bekannte Bisektionsverteiler liefert eine sehr gute Verteilungsleistung. Da der Verteiler jedoch nicht in der Austauschfläche integriert ist, wird diese Verbesserung der Verteilungsleistung durch die hohen Kosten für den aufwendigen Anschluss an die Austauschfläche wieder ökonomisch kompensiert. Es folgt eine Prüfung von verschiedenen Verteilern, wobei der am einfachsten zu konstruierende mit der besten Verteilerleistung gewählt wird, um

ihn in eine Wärme- und Stoffaustauschfläche zu integrieren. Die Austauschfläche wurde solesseitig mit einem Verteilvlies versehen, um die Verteilerleistung auf der Austauschfläche zusätzlich zu verbessern. Somit ist es möglich, Aktivierungsfaktoren von 90 % am Ende der Austauschfläche mit den Teststand zu ermitteln.

Erläuterung Aktivierungsfaktor:

Der Aktivierungsfaktor ist in der Simulationsrechnung der Faktor, der alle Effekte beinhaltet, die von der verwendeten Theorie nicht explizit beschrieben werden. Das können Fehlverteilungen von Luft, Sole und Kühlwasser sein. Auch andere Modellfehler können sich darin zeigen. Ein niedriger Aktivierungsfaktor weist darauf hin, dass die theoretischen Annahmen nur ungenau erfüllt sind. Der Faktor wird innerhalb der Simulation berechnet und bezieht sich auf die an dem Wärme- und Stoffaustausch theoretisch teilnehmende Austauschfläche.

Untersuchung von Wärme- und Stoffaustauschflächen für offene Sorptionssysteme zur Gebäudeklimatisierung

Heimberg [Hei07] beschäftigt sich mit der Vermessung von neuen Wärme- und Stoffaustauschflächen. Die Messwerte werden in das Modell von Hublitz [Hub08] übertragen. Als hauptsächlicher Vergleichsparameter werden der Anteil der durch die Sole benetzten Austauschfläche sowie weitere charakteristische Parameter herangezogen. Infolge von Wärmedämmung an den Austauschflächen, konnten im Vergleich zu bisherigen Untersuchungen sehr niedrige Umgebungswärmeverluste realisiert werden. Der Wärmeübergang von Wasser an den Luftstrom ist hoch und ist auf die reduzierte Wandstärke der Austauschfläche zurückzuführen. Bei dem Verdampfen von Wasser auf der Austauschfläche sank der Aktivierungsfaktor der Austauschfläche auf bis zu 20 %, bei der Absorption lag er konstant bei 80 %, was auf die deutlich höhere Viskosität der Sole zurückgeführt wurde. Der Verteiler ist auf die Verteilung von Sole optimiert und kann hier deutlich bessere Verteilleistungen als bei der Verteilung von Wasser erzielen. Für die vermessenen Austauschflächen wurde somit ein positives Resümee gezogen.

Als problematisch ist in der Arbeit zu betrachten, dass der Wärmeübergangsbeiwert der Luft an die Sole U_{AS} kW/m²K mit dem Simulationsprogramm in einem ersten Schritt als Parametervariation variiert wird, bis der ein- und der austretende Taupunkt der Simulation mit den Messwerten übereinstimmen. In einem zweiten Schritt wird dann wiederum U_{AS} variiert, bis die an den Waagen gemessenen Wassermassenströme übereinstimmen. Da beide ermittelten Werte für U_{AS} voneinander abweichen, wird davon ausgegangen, dass der wahre Wert zwischen diesen liegen muss. „Um den Wärmeübergangskoeffizienten U_{AS} exakter bestimmen zu können, werden die Eintrittsdaten im Rahmen ihrer Messgenauigkeit variiert.“ ([Hei07], Seite 57) Da dieser Parameter unmittelbar über den Zusammenhang zwischen Wärme- und Stofftransport genutzt wird, um den Stoffübergangsbeiwert Luft an die Sole β_{AS} m/s zu bestimmen und mit diesem die benetzte Austauschfläche berechnet wird, ist dieses Vorgehen mit Vorsicht zu betrachten.

Aufbau und Vermessung eines Regenerators für offene Sorptionssysteme mit flüssigen Sorbentien zur Raumklimatisierung mit Niedertemperaturwärme

Die Arbeit von Léonard [Lé08] beschäftigt sich mit der Auslegung und Konstruktion eines High-Flow-Regenerators. Bisher wurde eine Low-Flow-Regeneration eingesetzt. Diese verwendete dieselben Austauschflächen, wie sie auch bei der Absorption eingesetzt werden. Es hat sich jedoch gezeigt, dass es schwierig ist, Kunststoffplatten zu fertigen, die thermisch mit bis zu 80 °C beaufschlagt werden können und gleichzeitig druckstabil sein müssen. Der High-Flow-Ansatz wird verfolgt, da davon ausgegangen wird, dass die für diese Betriebsweise erforderlichen höheren Antriebstemperaturen, größeren Pumpen und zusätzlich benötigten externe Wärmetauscher keine entscheidenden Nachteile für den Erfolg des zugrunde liegenden Energiespeicherkonzeptes darstellen. Gleichzeitig wird bei der Regeneration von Gegenstrom auf einen Kreuzstrom umgestellt. Die entsprechende Apparatur wurde ausgelegt und konstruiert und in die bestehende Testanlage integriert. Eine Vermessung der Anlage war aus Zeitgründen jedoch nicht mehr möglich.

Austauschflächen für offene Sorptionssysteme mit flüssigen Sorbentien zur Raumklimatisierung mit Niedertemperaturwärme

Die Arbeit stellt einen direkten Anschluss an die Arbeit von Léonard dar, Fick [Fic09] beschäftigt sich mit der Untersuchung der Regeneration der Salzlösung im Kreuzstromprinzip, was bis dato nicht betrachtet wurde. Hierzu wird der vorhandene Versuchsstand verwendet und die Austauschflächen entsprechend vermessen. Das von Hublitz [Hub08] entwickelte Simulationsmodell wird in dieser Arbeit genutzt und für den Kreuzstrombetrieb umgeschrieben. Da der Solemassenstrom der Schwerkraft folgt, fließt dieser weiterhin von oben nach unten. Der angetriebene Luft/Dampf-Strom wird, um einen Kreuzstrom zu etablieren, seitlich in die Austauschfläche eingeleitet. Die Arbeit kann die Fragestellung, ob ein Niedertemperaturantrieb im Kreuzstrom zur Regeneration sinnvoll ist, nicht beantworten und verweist auf mögliche Probleme im Versuch sowie in der theoretischen Beschreibung des Problems. „Schließlich ist die Leistung der Austauschfläche bei der Regeneration viel kleiner als erwartet werden kann, wenn in die Rechnung Übergangskoeffizienten eingesetzt werden, die bei Absorption, Kondensation und Verdunstung ermittelt wurden.“ ([Fic09], Seite 66)

Simulation and analysis of an open-cycle Dehumidifier-Evaporator-Regenerator (DER) absorption chiller for low-grade heat utilization

Die Veröffentlichung von Hellmann und Grossmann [HG95] beschäftigt sich mit der Simulation und Analyse eines offenen Sorptionsprozesses als offenem Zyklus, der als DER bezeichnet wird. Als Arbeitsmittelpaar werden Wasser und Lithiumbromidlösung verwendet. Es wird auf die niedrigen Antriebstemperaturen verwiesen, mit denen der Prozess im Vergleich zu anderen Absorptionsmaschinen arbeiten kann. Die Luft wird, wie der Name des Zyklus besagt, zunächst durch das Absorptionsmittel getrocknet. In einem zweiten Schritt wird die getrocknete Luft durch Verdampfen von Wasser befeuchtet und gleichzeitig gekühlt. Im letzten Schritt erfolgt die Regeneration des Absorptionsmittels unter Wärmezufuhr. Somit ist der Zyklus abgeschlossen und kann von vorne beginnen.

Es wurde eine Computersimulation für den Kreislauf der offenen Absorption auf Basis einer geschlossenen Absorption entwickelt, um verschiedene Betriebsbedingungen sowie unterschiedliche Arbeitsmittel zu simulieren. Die Leistung des Systems wurde unter verschiedenen Betriebsbedingungen und unter Einfluss verschiedener Konstruktionsparameter im Kreislauf bestimmt.

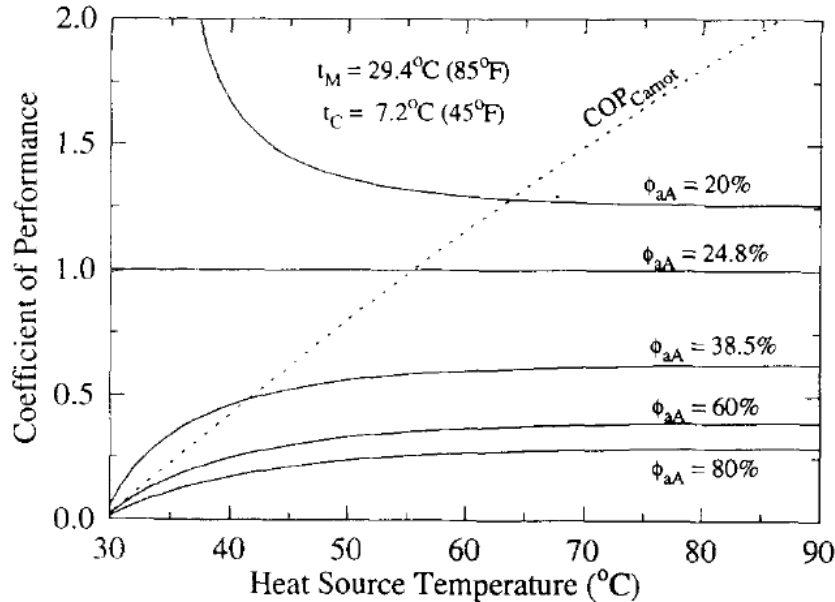


Abbildung 7: Leistungszahl eines idealen offenen DER-Absorptionskühlers in Abhängigkeit von der Temperatur der Wärmequellen und der relativen Luftfeuchtigkeit der Umgebung [HG95]

Für den als Wärmepumpe betrachteten offenen Kreislauf wird ein theoretischer Coefficient of Performance (COP) ermittelt und dieses Modell auf den Carnot-Wirkungsgrad übertragen. Es konnte festgestellt werden, dass unter bestimmten Betriebsbedingungen (niedrige Wärmequellentemperaturen und niedrige Umgebungsluftfeuchten) der ideale DER-Zyklus den Carnot-COP überschreitet (siehe hierzu Abbildung 7). Zurückgeführt wird dies auf den zusätzlichen Exergieinhalt der ungesättigten Umgebungsluft, die im offenen Prozess verwendet wird. In den Fällen, in welchen der Carnot-COP unterschritten wird, wird davon ausgegangen, dass interne Exergieverluste die zusätzliche Exergie der Umgebungsluft überkompensieren.

Anzumerken ist an dieser Stelle, dass der in der Abbildung dargestellte mit der Quelltemperatur stark ansteigende COP_{Carnot} in geschlossenen Systemen nicht möglich ist. Dieser ist zwar rechnerisch gemäß der angegebenen Gleichung in der Arbeit richtig, jedoch nicht praktisch umsetzbar (Vergleiche Seite 258 [Har12]). „In particular, a higher generator temperature tends to increase the COP, but it is associated with higher absorber and condenser temperatures, which tend to reduce the COP.“ [Har12]

Als Vorteile für das System werden folgende Punkte aufgeführt:

1. Im Vergleich zu geschlossenen Systemen erlaubt der DER-Zyklus kleine Temperaturunterscheide zwischen Wärmequellen und -senken
2. Bei der Regeneration kann Wasserdampf ohne Kondensation und ohne Kühlturm direkt an die Umgebung abgegeben werden
3. Der offene Kreislauf benötigt keine teuren und aufwendigen Gehäuse

Als Nachteile werden genannt:

1. Korrosionsprobleme
2. Hohe parasitäre Verluste
3. Ein niedriger Wärme- und Stoffübergang

Die entwickelte Computersimulation lieferte Daten und Anhaltspunkte für die weitere Entwicklung und wurde seitens der Autoren entsprechend diskutiert. Jedoch muss darauf hingewiesen werden, dass dieses Modell nicht im praktischen Maßstab verifiziert wurde. Es basiert auf Annahmen und Daten diverser Quellen und ist nicht an den absoluten Zahlen festzumachen, zeigt aber Tendenzen auf.

„The cycle appears to hold considerable promise, with some practical problems remaining to be solved.“ [HG95]

Thermodynamic analysis of liquid desiccants

Die Arbeit von Ahmed [AGAF98] beschäftigt sich mit dem Absorbens an sich, in diesem Fall $LiCl$ und $CaCl_2$. Es wird klargelegt, dass insbesondere für Systeme, die auf einer offenen Absorption basieren, der Dampfdruck des flüssigen Trocknungsmittels entscheidend für den Trocknungsprozess an sich ist. Auf Basis der klassischen physikalischen Chemie wird hier der Dampfdruck von $LiCl$ -Lösung über den Aktivitätskoeffizienten hergeleitet, und stimmt mit den entsprechenden Literaturdaten weitestgehend überein. Für $LiCl$ und $CaCl_2$ werden zusätzlich einfache Mischungsregeln dargestellt, die es erlauben, für Mischungen der beiden Stoffe die Stoffdaten abzuleiten. Als Resultat ist festzuhalten, dass die theoretische Vorausberechnung zwar einen Weg aufzeigt, diese zu bestimmen, jedoch mit den gemessenen Werten nur zu einem gewissen Grad übereinstimmt. Bei den Mischungen entstehen, insbesondere bei der Dichte und dem Dampfdruck, erhebliche Abweichungen gegenüber tatsächlichen Messwerten aus der Literatur.

Advanced Commercial Liquid-Desiccant Technology Development Study

Die Veröffentlichung von Lowenstein [LSRP98] stellt einen Kostenvergleich zwischen flüssiger und fester Sportion zur Entfeuchtung her. „For example, the manufacturing cost of an evaporatively cooled liquid-desiccant absorber and simple regenerator is about

\$0.60 per cubic foot per minute (cfm)—about half the \$1.20 per cfm cost for a solid desiccant rotor and rotary heat exchanger.“ [LSRP98] Des Weiteren führt er an, dass sich die Betriebskosten bei dem Einsatz von flüssigen Sorbentien derzeit noch auf dem Niveau von festen Sorbentien bewegen, jedoch um 40 % gesenkt werden können, wenn für die Regeneration Double-Effect-Austreiber eingesetzt werden. Diese Technologie ist bereits aus dem Absorptionskältemaschinenbereich bekannt und sollte auf die LDCS übertragen werden, um den COP des gesamten Systems zu steigern.

Lowenstein führt für den Erfolg der LDCS-Technologie drei primäre Forschungsgebiete an:

1. Entwicklung und Demonstration eines Zero-Carryover wassergekühlten Absorbers
2. Entwicklung und Demonstration eines Zero-Carryover verdunstungsgekühlten Absorbers
3. Entwicklung und Demonstration eines Double-Effect-Austreibers für *LiCl* unter Beachtung der Korrosions- und Durchspülungsprobleme

Zero-Carryover ist einer der wichtigsten Punkte in der Entwicklung von Maschinen auf Basis von flüssigen Sorbentien. Das Entfeuchtungsmittel soll nicht aus dem System ausgetragen werden und sich nicht in den daran angeschlossenen Lüftungskanälen und Bereichen verteilen. *LiCl*-Lösung ist beispielsweise im Kontakt mit Metallen hoch korrosiv und würde diese innerhalb kürzester Zeit zersetzen. Ein anderes Problem beim Austrag von Sorbens ist, dass dieses nicht für einen weiteren Prozess im Regenerator zur Verfügung steht. Es müsste also ersetzt werden und kann nicht mehr für den nächsten Zyklus aufgearbeitet werden, was die Betriebs- und Wartungskosten deutlich steigert.

Gemäß Lowenstein gibt es drei energetische Vorteile gegenüber der Entfeuchtung mit festen Sorbentien:

1. Der energetische Aufwand für die Regeneration von flüssigen Sorbentien ist deutlich niedriger.
2. Die luftseitigen Druckverluste der Anlage und somit die parasitären Verluste sind deutlich niedriger.
3. Die Verdunstungskühlung kann effizienter ausgenutzt werden.

Als primäre Einsatzgebiete spezifiziert Lowenstein Bereiche mit hohen latenten Lasten oder Bereiche mit Anforderungen an niedrige Taupunkte wie Supermärkte, Eishallen, Schwimmbäder, und Zuluft für Gebäude. In Hotels und Motels sowie Warenlagern würden hohe Taupunkte zu Schäden führen und sie sind somit ebenfalls eine Zielgruppe für dieses System. In Gebieten beziehungsweise Gebäuden mit schwach ausgebauten Stromnetzen sind LDCS ebenfalls eine Alternative, da sie einen geringeren Strombedarf haben als Kompressionsmaschinen, beispielhaft werden hier ältere Gebäude, die eine

zusätzliche Kühlung benötigen, Gebäude mit fluktuierender Nutzung mit hohen Lasten wie Auditorien, Arenen und Kirchen genannt. Weitere angeführte Gebiete sind der medizinische Bereich sowie die Nahrungsmittelherstellung, in welcher durch den Einsatz von LDCS gegenüber anderen Technologien das mikrobielle Wachstum unterdrückt wird. Dies liegt an den eingesetzten Salzen, welche in direktem Kontakt zur konditionierten Luft stehen.

Die Lastverteilung erfolgt durch Speicherung von Energie im Salzmassenanteilsunterschied in einem Speicher, welcher bei Bedarf entladen wird. Der geringere Strombedarf der Absorptionskühlung ist vom Einzelfall anhängig. Zwar benötigt die Absorptionsmaschine im Vergleich wenig Strom, jedoch muss die Regenerationswärme anderweitig durch Solaranlagen oder Gasbrenner bereitgestellt werden. Ist dies nicht der Fall, muss diese elektrisch bereitgestellt werden und die Bilanz wird ungünstiger. Ein weiteres Problem stellt die Rückkühlung des Prozesses dar. Diese erfolgt in der Regel durch Verdunsten von Wasser und Verwerfen eines Teilvolumenstroms an die Umgebung. Muss diese Wärme aber über Kühltürme abgeführt werden, kann die Kompressionskälte infolge ihres hohen COPs energetisch gesehen Boden gut machen.

Lowenstein vergleicht zwei bereits kommerziell erhältliche LDC-Systeme, das System der Kathabar Inc., welches *LiCl*-Lösung als Entfeuchtungsmedium einsetzt und infolge der Korrosionsproblematik zum größten Teil aus Kunststoff besteht, und das System der Niagara Blower Company, welches weniger korrosives Glykol als Trockenmittel einsetzt. Der Nachteil von Glykol ist der höhere Dampfdruck, der bei der Regeneration dafür sorgt, dass ein Teil des Entfeuchtungsmittels mit der Regenerationsluft abgeführt wird und somit an die Umgebung verloren geht. Im Gegensatz hierzu wird *LiCl* als exzellentes Flüssigsorptionsmittel betrachtet, welches nahezu keinen Dampfdruck besitzt und auch bei hohen Temperaturen regeneriert werden kann, ohne dass ein Austrag aus dem Regenerator stattfindet.

Das Kathabar-System setzt eine Kolonne mit Füllkörpern mit einem hohen Solevolumenstrom ein, um eine gute Benetzung zu erhalten und um den Prozess zu kühlen. Es erreicht jedoch infolge der High-Flow-Charakteristik nur sehr geringe Salzmassenanteilsunterschiede von weniger als 1% zwischen Ein- und Austritt. Diese minimale Ausnutzung der Sole führt zu einem hohen Hilfsenergiebedarf, großen Pumpen und niedrigen Speicherkapazitäten. Weitere Probleme werden bei der Regeneration gesehen, kleine Salzmassenanteilshübe führen zu hohen Wärmeverlusten, da die Sole immer auf die entsprechend hohe Temperatur aufgeheizt werden muss, um das Wasser austreiben zu können. Ebenfalls wird hierdurch viel Wärme aus der Regeneration an den Absorber übertragen, auch wenn eine Wärmerückgewinnung eingesetzt wird, was dessen Leistungsfähigkeit negativ beeinflusst. Infolge des hohen Solevolumenstroms müssen die Abstände innerhalb der Schüttung entsprechend groß gewählt werden, um gleichzeitig von unten einen Luftstrom durch die Kolonne führen zu können. Der Luftstrom selbst muss, um geringe Druckverluste zu erhalten, ebenfalls niedrig sein. Dies führt in Summe zu großen und teuren Apparaten mit schlechten COPs. Die Zukunft sieht Lowenstein in Low-Flow-Absorbern, die eine Änderung des Salzmassenanteils von 8% zulassen. Um die Absorptionswärme abzuführen, müssen diese jedoch intern gekühlt werden. „An internally cooled absorber with the preceding characteristics would be a major advance over

Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration

Die Arbeit von Fumo [FG02] beschäftigt sich mit der Anpassung und Weiterentwicklung eines theoretischen Modells für den Wärme- und Stoffübergang einer Füllkörperkolonne. Wie auch bei dem von Lowenstein bekannten System der Firma Kathabar wird die Sole direkt auf die Füllkörper aufgebracht und der Luftvolumenstrom passiert diese innerhalb der Kolonne, wobei er entfeuchtet wird. Das Modell wird mit Hilfe eines Versuchsaufbaues validiert. Aus diesen Daten wiederum werden, mit Hilfe einer Parametervariation, die für die Be- und Entfeuchtung kritischen Parameter bestimmt, die den Gesamtumsatz im Prozess beeinflussen. Da die aus der Parametervariation entstehenden Grafiken einen angenommenen linearen Kurvenverlauf aufwiesen, konnte mit Hilfe der Steigungen der Kurven ein direkter Zusammenhang zu dem Einfluss der einzelnen Parameter auf den Wasserumsatz hergestellt werden. Auf der Abszisse ist hierbei die relative Änderung der Parameter, auf der Ordinate die relative Veränderung der Zielfunktion (Wasserumsatz) aufgetragen.

Für den Entfeuchter:

1. Salzmassenanteil (Steigung = 2,7)
2. Temperatur der Sole (Steigung = -1,4)
3. Luftmenge (Steigung = 0,9)
4. Luftfeuchtigkeit (Steigung = 2,5)
5. Massenverhältnis Luft/Sole (Steigung = 0,15 - 0,25)

Für den Regenerator:

1. Temperatur der Sole (Steigung = 5,0)
2. Salzmassenanteil (Steigung = -1,8)
3. Luftmenge (Steigung = 0,5)
4. andere Variablen (Steigung < 0,3)
5. Massenverhältnis Luft/Sole (Steigung = 0,15 - 0,25)

Entscheidend sind hier nicht die effektiven Größen. Es ist aber abzuleiten, dass Faktoren mit großen Steigungen großen Einfluss in die jeweilige Richtung aufweisen. „The adapted finite difference model shows very good agreement with the experimental findings.“ ([FG02], Seite 360)

Grundsätzlich stellt sich infolge der Ergebnisse ein zu erwartendes Bild ein. Der Absorber profitiert sowohl von hohen Salzmassenanteilen bei gleichzeitig niedriger Soletemperatur als auch von hohen Luftmengen und hohen Luftfeuchten. Für den Regenerator

ist der Wasserumsatz hoch, wenn die Temperatur der Sole hoch und der Salzmassenanteil niedrig ist, wenn also ein hoher Wasserdampfpartialdruck über der Sole vorhanden ist. Positiv wirkt sich auch ein hoher Luftvolumenstrom aus, da dieser im Mittel einen niedrigeren Wasserdampfpartialdruck aufweist. Somit vergrößert sich die Differenz der Wasserdampfpartialdrücke über der Sole und der Luftströmung, was den Wasserübergang begünstigt.

A solar liquid-desiccant air conditioner

In dieser Arbeit stellt Lowenstein [Low02] einen wirtschaftlichen Vergleich zwischen der in Amerika sehr beliebten und kostengünstigen elektrisch angetriebenen *Rooftop-Unit* und einem *Liquid-Dessicant-Air-Conditioner* her. Bei den Liquid-Dessicant-Air-Conditioners (LDACs) wird zwischen gasangetriebenen und solar thermisch angetriebenen Apparaten mit Gasantriebsunterstützung unterschieden. Als Voraussetzung für die Konkurrenzfähigkeit ist es erforderlich, intern gekühlte Parallelplattenwärmetauscher als Austauschflächen zu verwenden. Diese erreichen infolge ihrer Low-Flow-Ausführung Änderungen des Salzmassenanteils vom 10- bis 15-fachen der derzeit kommerziell verfügbaren Apparate. Ebenfalls ist es so möglich und erforderlich, wie schon bei [LSRP98] dargestellt, den Prozess intern zu kühlen.

„Low desiccant flow rates can be effective only if the desiccant is continually cooled as it absorbs water vapor from the process air. Thus, a low-flow conditioner must be internally cooled. Lowenstein and Gabruk solved this problem conceptually, by configuring the conditioner as a parallel-plate indirect evaporative cooler.“ [Low02]

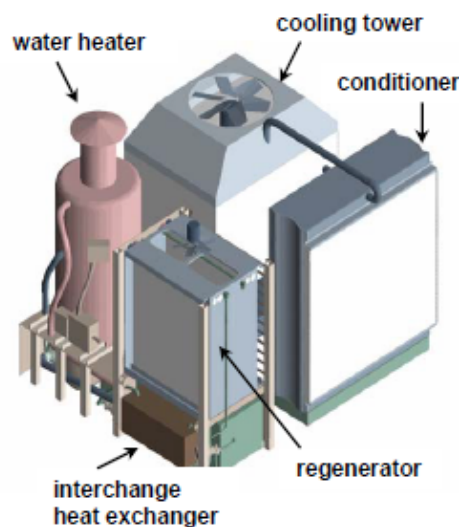


Fig. 2: 6,000-cfm Liquid Desiccant Air Conditioner for Building Make-up Air

Abbildung 9: LDCS-Rooftop-Unit [Low02]

Die in Abbildung 9 dargestellte Rooftop-Unit besteht aus einem wassergekühlten *Conditioner*, der die Luft mit der Sole trocknet, einem Rückkühlturm, einem Regenerator

und einem Wassererhitzer (siehe Abbildung 9). Beim Conditioner wird die Wärme der Absorption durch das Kühlwasser und im Anschluss durch den Kühlturm an die Umgebung abgeführt. Der Regenerator wird aus denselben Kunststoffplatten wie der Conditioner hergestellt, diese werden jedoch mit warmem Wasser von circa 100 °C durchflossen, um Wasserdampf aus der Lösung auszutreiben, welcher an die Umgebungsluft abgegeben wird. Um den COP der Maschine zu verbessern, wird solesseitig ein Rekuperator eingesetzt, der die dem Regenerator zugeführte verdünnte Sole aus dem Air-Conditioner erwärmt und die den Regenerator verlassende, dem Air-Conditioner zugeführte, konzentrierte Sole abkühlt. Um den COP des Regenerators weiter zu steigern, wird das Konzept des Double-Effect-Austreibers aus der Absorptionskältemaschinenteknik aufgegriffen und für die LDCS angepasst. Hierbei wird der Regenerator um einen nachgeschalteten Boiler ergänzt. Dieser dampft einen Teil des Wassers aus der verdünnten Lösung aus. Der entstehende Dampf kann als Antrieb für den Plattenregenerator verwendet werden. Somit steigt der COP der Regeneration von 0,65 auf 1,25. Es sind hierbei jedoch 150 °C Antriebstemperatur erforderlich. Lowenstein bezeichnet diesen dann als $1\frac{1}{2}$ -Regenerator. Lowenstein geht davon aus, dass die Technologie erfolgreich ist, wenn kleine bis mittelgroße konventionelle Rooftop-Units mit Kompressoren durch LDACs ersetzt werden können. Er sieht ebenfalls große Vorteile, wenn hohe latente Lasten abgeführt werden müssen, da im Gegensatz zur konventionellen Lufttrocknung mit Unterschreitung des Taupunktes bei LDCS-Systemen kein sogenanntes Overcooling stattfindet. Overcooling bedeutet, dass die Lufttemperatur unter die erforderliche Zulufttemperatur auf den gewünschten Taupunkt abgesenkt wird, um diese im Anschluss wieder auf die Zulufttemperatur aufzuheizen. Als erster Schritt sollten gasangetriebene Systeme eingesetzt werden, um eine Marktakzeptanz zu schaffen, und in einem zweiten Schritt sollte dann seiner Meinung nach auf solarunterstützte Systeme gewechselt werden. Für die Berechnungen wird ein 4.275 m² großes Gebäude in Miami, Florida angesetzt, welches zwischen 6.00 und 19.00 Uhr täglich in Betrieb ist (vergleichbar mit dem Einzelhandel). Alle Berechnungen wurden mit der TRNSYS-Gebäudesimulation durchgeführt. Nach einem Jahr Betrieb belaufen sich die Kosten für eine Rooftop-Unit mit einem Energy-Efficiency-Ratio von 11,5 auf \$45.553. Im Vergleich hierzu entstehen für ein gasbetriebenes LDCS Kosten von \$47.223. Bei Einsatz eines $1\frac{1}{2}$ -Regenerator verbessert sich das LDCS um 30 % auf \$32.816.

Für den zweiten Vergleich zwischen einer gasbetriebenen LDCS und einer solarthermisch unterstützten LDCS werden die Anlagen 8 Jahre lang betrieben. Der Total Cost of Ownership (TCO) belaufen sich für die rein gasbetriebene LDCS dann auf \$240.000 und bleiben mit solarthermisch Unterstützung von 0 m² bis 465 m² Kollektorfläche konstant. Dies ist die Folge der höheren Investitionskosten der solarthermischen Anlage. Um einen besseren Vergleich ziehen zu können, wird der Betrachtungszeitraum auf 12 Jahre erweitert und ein Energiespeicher (4.545 kg) zusammen mit einem Flachkollektorfeld von 1.300 m² installiert. Unter diesen Bedingungen entsteht eine Differenz von \$55.000 zugunsten der solarthermischen Anlage. Die Auslastung der solarthermischen Anlage liegt bei 88 %, sie kann damit 66 % des gesamten thermischen Energiebedarfes durch die Kollektoren bereitstellen. Diese Zahlen enthalten jedoch neben einer Annahme für die örtlichen Energiekosten zusätzlich staatliche Förderungen der solarthermischen Anlage von circa 35 % der Investitionskosten. Ohne diese Förderung, aber unter Einsatz des

1½-Regenerators zusammen mit einem Energiespeicher (2.270 kg) und einem Kollektorfeld von 560 m² entstehen nach 12 Jahren TCO von \$217.000, und damit \$32.000 weniger als bei einem gasbetriebenen System.

Entscheidend für den Erfolg der LDCS sind nach Lowenstein die Herstellungskosten, die Energiepreise, die Betriebszeiten, die Luftfeuchtigkeit und die Bereitschaft des Kunden, neue Technologien einzusetzen.

„Whether it displaces 5 % or 50 % of the fossil energy use for air conditioning will depend on both the maturation of the technology, global environmental issues and future energy prices.“ [Low02]

2.3 Forschungsbedarf

Aus der aktuellen Forschung und Entwicklung von LDCS ist ersichtlich, dass die Technologie in den vergangenen Jahren enorme Fortschritte gemacht hat. Inzwischen sind die einzelnen Komponenten für die offenen LDCS weitestgehend untersucht und auf den gesamten Prozess hin optimiert und bewertet worden. Dies beginnt bei der Auswahl des Trocknungsmittels wie zum Beispiel Glykol mit seiner geringen Neigung zur Korrosion und einer hohen Verlustrate bei der Regeneration, oder mit der Optimierung der Materialauswahl wie Kunststoffe für hoch korrosive Trocknungsmittel wie *LiCl*. Konsequenz wurde dies bei der Auswahl des Reaktorgehäuses weitergeführt. Zunächst erwiesen sich simple und kostengünstige Kolonnen mit entsprechenden Schüttungen infolge der Tatsache, dass hier nur High-Flow-Prozesse möglich sind, gegenüber dem zunächst aufwendigeren Parallelfächendesign mit Kühlung, welches Low-Flow-Anwendungen erlaubt, als ineffizient. Durch Optimierung des Prozessbetriebes konnte ein weiterer Schritt Richtung Effizienzsteigerung gemacht werden. Großen Einfluss hatte die Entwicklung neuer Verteiler, Zero-Carry-Over-Absorber und Regeneratoren und der Einsatz von Vliesen auf den Austauschflächen, die zu einer besseren Benetzung und damit einer besseren Flächenausnutzung führten. Ebenfalls konnten Optimierungen, wie sie aus dem AKM-Bereich bekannt sind, wie der von Lowenstein vorgestellte 1½-Regenerator [Low02], oder zusätzliche Rekuperatoren innerhalb des Prozesses auf die LDCS übertragen werden. Die Art der Antriebswärme wurde wirtschaftlich überprüft, dies gilt sowohl für die Regeneration mit Gas als auch mit solarthermischen Anlagen. All diese Optimierungen führten in Summe zu einem Produkt, welches sich hinsichtlich seiner leistungsspezifischen Kosten insbesondere bei Prozessen mit hohen latenten Lasten mit konventionellen Lufttrocknern messen kann.

Offene Sorptionssysteme können effektiv Außenluft entfeuchten und kühlen und damit den Ventilationskühlbedarf der Gebäudeklimatisierung übernehmen. Die dafür erforderliche Antriebsenergie kann effektiv gespeichert werden. Für die Speicherung wird die Sole in einfachen Kunststofftanks unter Umgebungsdruck gelagert und erst bei Bedarf den Austauschflächen zugeführt. Regeneration und Absorption können mit Hilfe des Speichers zeitlich und örtlich unabhängig oder parallel verlaufen. Auch ist es möglich, die regenerierte Sole nahezu verlustfrei zu speichern oder über Fernleitungen und Tankfahrzeuge zu transportieren. Konventionelle AKM könnten unter Luftatmosphäre gelagerte Salzlösungen wahrscheinlich nicht verwenden. Eine vollständige Entgasung der Salzlösung

vor Eintritt in die AKM ist absolut erforderlich, da bereits geringe Fremdgasdrücke die Leistung der AKM erheblich reduzieren. Des Weiteren würden die Anlagen zu starker Innenkorrosion neigen, da der Anlage durch das Absorptionsmittel permanent Sauerstoff zugeführt wird und die Maschinen aus Metall sind. Eine solche Entgasung ist aufwendig und kostenintensiv. Um Kühllasten aus dem Inneren der Gebäude abzuführen, ist jedoch kaltes Wasser vorteilhaft. Damit stellt sich die Frage: Kann die Kaltwasserbereitung in ähnlicher Weise von den Speichereigenschaften der sorptiven Lösung profitieren. Theoretisch ist es möglich, die spezifische Leistung der Austauschflächen in einem LDC-System deutlich zu steigern sowie die Temperatur der Verdunstung deutlich abzusenken, wenn die Anlage in Unterdruck betrieben wird. Dies erfolgt aufgrund der deutlich reduzierten Inertgase, die an dem Prozess nicht teilnehmen, bei offenen Systemen aber dennoch umgewälzt werden und die Apertur passieren müssen. Dies gilt zum Beispiel für N_2 , der zu 80 % in der Luft vorkommt. Interessant ist auch, inwieweit eine solche Anlage ihr Temperaturniveau, auf dem sie arbeitet, absenken kann. Bei einer Kältemaschine ist nicht nur entscheidend, welche Leistung sie erreichen kann, sondern ebenfalls bei welchem Temperaturniveau. Niedrigere Temperaturniveaus beziehungsweise größere Spreizungen sind naturgemäß schwerer zu erreichen und erfordern größere Flächen der Wärmetauscher und Soleumsätze.

Da im Prozess der geschlossenen LDCS genau so viel Wasserdampf aufgenommen wie zugeführt wird, bleibt der Unterdruck in der Anlage nahezu konstant und erfordert nur einen minimalen zusätzlichen Hilfsenergiebedarf für die Druckhaltung. Eine Lastanpassung der Anlage an den tatsächlichen Bedarf ist über Stapeln (Stacking) von Austauschflächen sowie durch Parallelschaltung der entstehenden Stapel (Stacks) möglich. Durch Zusammenschalten mehrerer Stacks kann die Leistung einer Anlage an den jeweiligen Bedarf angepasst werden. Dieses Vorgehen ist aus den LDCS bei Normaldruck bekannt und hat sich bewährt. Da die LDCS-Anlage zum größten Teil aus Kunststoff aufgebaut ist, besteht ein wirtschaftliches Potenzial, sodass sie mit den aufwendigeren Metallkonstruktionen der AKM konkurrieren kann. Ein weiterer Vorteil sind die besonders kostengünstigen Energiespeicher der LDCS sowie die Regeneration mit Solar- oder Abwärme bei niedrigen Temperaturen. Die Regeneration bei niedrigen Antriebstemperaturen ist möglich, da die Sole im direkten Kontakt zur Außenluft steht und somit direkt an deren Taupunkt ankoppeln kann. Des Weiteren würde die LDCS im Unterdruck durch die Leistungssteigerung der Austauschflächen kleinere Apparate mit selber Leistung gegenüber der offenen Sorption erlauben. Die Unterdruck-LDCS kann Temperaturbereiche erzielen, zu welchen die offene LDCS nicht in der Lage ist, und ermöglicht somit die Ankopplung an wasserführende Kühlsysteme mit circa 15°C Vorlauf- und 20°C Rücklaufemperatur wie Bauteilaktivierung und an Flächenkühlsysteme wie beispielsweise Deckensegel. Die bisherige Forschung beschäftigt sich ausschließlich mit LDCS bei Normaldruck, also mit offenen Systemen, die direkt an die Luft ankoppeln und in Konkurrenz zu festen Sorptionssystemen stehen. Die UnterdruckSORPTION ist eine logische Weiterentwicklung in Richtung der bereits etablierten AKM mit den Vorteilen des kostengünstigen Materials Kunststoff, einer Niedertemperaturregeneration sowie einer kostengünstigen und einfachen Energiespeicherfunktion. Vorteilhaft ist auch die Möglichkeit der räumlichen Trennung von Regeneration und Absorption, welche Fernwärme

oder Fernkälte über Rohrleitungen oder Tankwagen ermöglicht. Da es bisher zu dieser Thematik keine Veröffentlichung oder bekannte Forschung gibt, wäre es somit möglich, ein neues Themengebiet für die LDCS zu erschließen und ihr Potenzial darin zu bewerten.

3 Unterdruckabsorptionsmaschine mit Energiespeicher

Der Kreislauf der neu zu entwickelnden Unterdruckabsorptionsmaschine mit Energiespeicher in Abbildung 10 ist eng verwandt mit der der offenen Sorptionsanlage, vergleiche hierzu Abbildung 1 auf Seite 8.

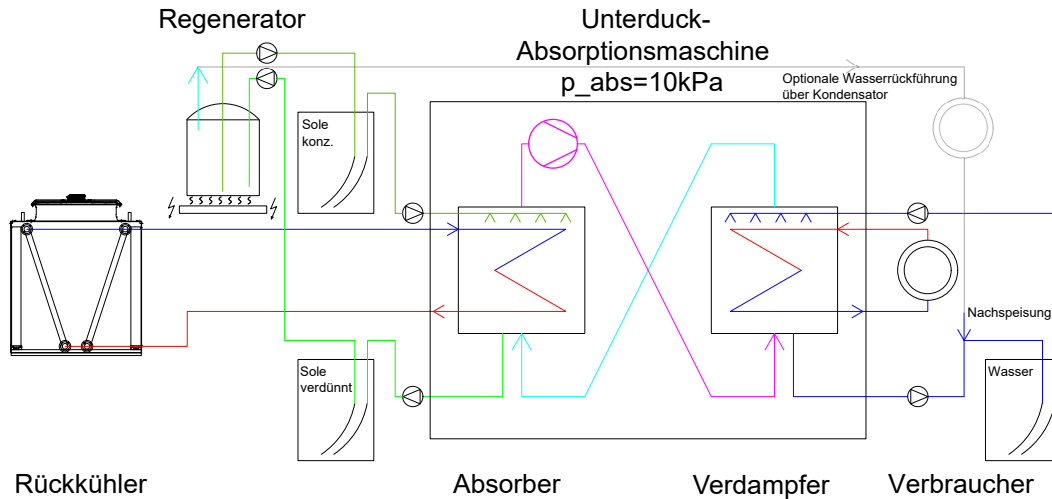


Abbildung 10: Systemskizze Unterdruckabsorptionsmaschine mit Energiespeicher

Der Hauptteil der Anlage ist jedoch vom Druck der Umgebung entkoppelt und arbeitet bei einem Systemdruck von 10 kPa. Zusätzlich ist der Trägertgasstrom (Luftstrom) von Absorber und Verdampfer geschlossen und die Wärmeströme aus diesen Anlagenteilen werden über Wasserkreisläufe ausgekoppelt. Die einzelnen Komponenten der Anlage werden im Folgenden detailliert beschrieben:

Absorber

Im Absorber findet die Absorption des Kältemittels Wasserdampf in der konzentrierten LiCl -Lösung statt. Bei dem Lösevorgang wird Absorptionswärme frei, welche für Heizzwecke genutzt oder an die Umgebung abgeführt werden muss, um den Wasserdampfdruck über der Salzlösung hinreichend abzusenken. Die konzentrierte Salzlösung befindet sich in einem Kunststofftank bei normaler Atmosphäre und wird durch eine Pumpe in den Prozess, der bei Unterdruck arbeitet, bedarfsgerecht eingeleitet. Die Sole wird oben auf parallele, vertikale Stegdoppelplatten aufgebracht. Diese sind mit einem Vlies versehen, um die Benetzung mit Sole zu verbessern. Der Solefluss erfolgt dabei durch die Schwerkraft. Die durch Absorption verdünnte Sole wird aus dem Prozess durch eine weitere Pumpe ausgeleitet und in einen zweiten Kunststoffbehälter unter Atmosphärendruck gefördert.

Im Gegenstrom wird die Austauschfläche dann mit einem Luftvolumenstrom mit dem Kältemittel beschickt. An der Rückseite der Austauschfläche befindet sich ein geschlossener Kühlwasserkreislauf, welcher die Absorptionswärme aus dem Prozess abführt. Ein Luftkanal besteht immer aus zwei Austauschoberflächen mit jeweils eigener Rückkühlung.

Es ist somit möglich, über Stacking beliebige Modulgrößen zu erzeugen, wobei durch Parallelverschaltung der Austauschflächen der Druckverlust der Medien konstant bleibt und nur der Massenstrom ansteigt.

Verdampfer

Der Verdampfer ist genauso aufgebaut wie der Absorber und wird in Bezug auf den Luftstrom seriell zum Absorber geschaltet (siehe Abbildung 10). Das heißt, dass der aus dem Absorber austretende getrocknete Luftstrom die Eintrittsbedingungen für den Verdampfer vorgibt. Die Austauschflächen im Verdampfer werden mit dem Kältemittel Wasser beaufschlagt. Die Strömungsrichtung folgt wiederum der Schwerkraft von oben nach unten. Der Luftstrom ist ebenfalls wie beim Absorber im Gegenstrom zum Kältemittelstrom. Die getrocknete Luft aus dem Absorber nimmt das Wasser von der Oberfläche auf und verdampft dieses. Hierbei muss Verdampfungswärme aufgebracht werden. Diese wird dem Prozess vom Wasserkreislauf auf der Austauschflächenrückseite zugeführt. Bei diesem Vorgang kühlt sich der Kaltwasserkreislauf ab und diese Kälte kann ausgekoppelt werden.

Austreiber/Regenerator

Da die Sole in den Kunststofftanks bei normalem Druck vorliegt, kann die Regeneration wie bei der offenen Sorption erfolgen. Wasserdampf wird aus der verdünnten Sole hierbei thermisch ausgetrieben.

Möglich ist hier ein Auskochen durch Einsatz von Gas- oder Elektrokokern, Abwärmenutzung oder eine andere Wärmequelle, die Temperaturen von circa 150 °C erreicht. Alternativ kann die Sole über die Austauschflächen geleitet und von einem Heizwasserstrom beheizt werden. Der von einem Ventilator angetriebene Luftvolumenstrom wird nach der Sättigung mit dem Kältemittel Wasserdampf an die Umgebung in einem offenen Prozess abgeführt. Da beim Einsatz der Austauschflächen eine größere Oberfläche als beim Auskochen zur Verfügung steht, kann die Regeneration bei einem niedrigeren Energieniveau von circa 80 °C ablaufen. Ein Kreuzstromwärmetauscher, der zur Luftvorwärmung zwischen Außen- und Fortluft eingesetzt wird, reduziert den erforderlichen Energiebedarf für die Regeneration. Mögliche Antriebsquellen sind hier Niedertemperaturabwärme, Solarkollektoren oder die Abwärme aus BHKWs, jedoch mit zusätzlichem Hilfsenergieaufwand für den Ventilator.

Durch einen Solevorrat kann die Absorption und Regeneration im Vergleich zu normalen AKM gleichzeitig oder zeitlich und örtlich voneinander getrennt betrieben werden. Hierdurch ist es möglich, Energie in der Sole in einfachen Kunststofftanks nahezu verlustfrei zu speichern und bedarfsabhängig einzusetzen. Örtliche Nähe zwischen Regeneration und Verbrauch ist nicht zwingend erforderlich, da das Medium pumpfähig und somit einfach in Leitungen oder Tankwagen zu transportieren ist.

Optionale Wasserrückführung

Zur Effizienzsteigerung wird bei den fortschrittlicheren Systemen ein Teil der Energie aus dem heißen Wasserdampf beziehungsweise Kältemittel für den Prozess zurückgewonnen.

Eine vollständige Verflüssigung findet jedoch aus Kostengründen für die Rückkühlung nicht statt, obwohl sie grundsätzlich möglich wäre. Die in dieser Arbeit behandelte neue Unterdrucksorption lässt grundsätzlich ebenfalls eine komplett geschlossene Prozessführung für das Kältemittel zu.

4 Ziele der Arbeit

Dieses Kapitel beschreibt das übergeordnete Ziel der Sicherung von Erkenntnissen zum Wärme- und Stoffübergang im Unterdruck bei der Sorption mit flüssigen Sorbentien. Konkret wird ein neuer Teststand zur Vermessung der Übergänge konstruiert sowie ein Rechenverfahren zur Beschreibung der Vorgänge entwickelt. Da derzeitige Rechenverfahren keine Aussagekraft bezüglich der Sorption im Unterdruck haben, insbesondere infolge der eintretenden Störgase, stellt das neue Verfahren eine Weiterentwicklung zu der offenen Sorption dar.

4.1 Übergeordnet

Im Rahmen des Projektes sollen, ausgehend von theoretischem Wissen über die Abläufe bei dem Wärme- und Stofftransport sowie der Fluidodynamik, derzeit noch unbekanntes Erkenntnisse im Bereich der Übergangsvorgänge bei der Energiespeicherung in flüssigen Sorbentien im Unterdruck gewonnen werden. Als Basisdaten werden hierzu die Erkenntnisse und Veröffentlichungen im Bereich der Energiespeicherung in flüssigen Sorbentien bei Umgebungsdruck genutzt. Auf Basis dieser Informationen sollen theoretische Einsatzgrenzen der Speichertechnologie bestimmt werden, welche für die Auslegung von Komponenten erforderlich sind. Dies soll es erlauben, bereits vom theoretischen Standpunkt aus festzulegen, welche Einsatzmöglichkeiten insbesondere auch ökonomisch relevant und welche von untergeordnetem Interesse für die weitere Betrachtung sind. Um dies zu ermöglichen, müssen, basierend auf bekannten Gleichungen aus der Wärme- und Stoffübertragung, die Vorgänge rechnerisch beschrieben werden. Dies ist für eine Bewertung von entscheidender Bedeutung.

4.2 Spezifisch

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer neuen Testanlage, welche es erlauben soll, den Kältekreislauf eines geschlossenen, Trägergasbasierten Sorptionsprozesses im Unterdruck detailliert zu vermessen. Das Speichermedium *LiCl*-Lösung befindet sich hierbei außerhalb des Prozesses unter normalem Atmosphärendruck in konventionellen Kunststoffbehältern. Des Weiteren sind zusätzliche konstruktive Maßnahmen für das Ein- und Ausleiten der Stoffströme beziehungsweise deren Bereitstellung und deren Messung im Unterdruck zu entwickeln, welche bisher bei der offenen Sorption nicht erforderlich waren. Da die Arbeitsweise des SorptionsSpeichers mit der einer Absorptionswärmepumpe vergleichbar ist, kann dieser kaltes Wasser bereitstellen. Beide Vorgänge sollen zunächst separat erfasst werden, um die Messdaten mit einem theoretischen Modell validieren zu können. Inwieweit sich die gelösten Gase in dem Speichermedium bei der Expansion im Unterdruck auf den Stoffumsatz auswirken und wie das Problem der starken Korrosionswirkung von *LiCl* das Speichersystem beeinflusst, ist ebenfalls zu prüfen. Außerdem interessiert die flächenspezifische Leistungssteigerung der Anlage infolge des Unterdrucks, welcher den Inertgasanteil im Trägergas verringert und somit den Stoffübergang verbessern sollte.

4.3 Abgrenzung zu anderen Arbeiten

Vorgängerarbeiten beschäftigen sich ausschließlich mit Sorption bei offenen Systemen und können diese auch gut beschreiben. Eine Aussagekraft bezüglich Trägergasbasierter Sorption im Unterdruck ist jedoch nicht gegeben. Rechenverfahren für geschlossene Absorptionssysteme wie Absorptionskältemaschinen können hier auch keine Aussage treffen, da diese ein Trägergas nicht berücksichtigen. Andere Arbeiten beschäftigen sich ebenfalls nicht mit dem Thema Unterdruckbetrieb von LDCS, hier liegt der Hauptfokus auf der Leistungssteigerung der Anlagen sowie auf Kosteneinsparpotenzialen. Die Unterdruck-sorption stellt somit die eigenständige Weiterentwicklung der offenen Sorption dar und ist ein deutlicher Schritt in Richtung der Steigerung des flächenspezifischen Stoffumsatzes und somit auch der flächenspezifischen Leistung sowie der Absenkung der erreichbaren Kühltemperaturen. Zu erwarten ist, dass die bisher bei der offenen Sorption erfolgreich durchgeführten Optimierungen eine gute Basis für das weitere Vorgehen sind.

5 Methodik

Dieses Kapitel beschreibt die Vorgehensweise, um die Ziele der Arbeit zu erreichen. Zunächst wurde auf Basis der in der vorliegenden Literatur beschriebenen Theorien zum Wärme- und Stoffübergang ein Berechnungsmodell entwickelt, welches den Prozess abbildet. Auf Basis der Berechnung wurde ein Wirtschaftlichkeitsvergleich zu einer etablierten Kühltechnologie durchgeführt. In dieser Berechnung wurden Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten eingesetzt, die der vorliegenden Literatur entnommen wurden. Anschließend wurde eine Versuchsanlage entworfen und aufgebaut, mit welcher Versuchsdaten in verschiedenen Betriebszuständen generiert wurden.

5.1 Theoretisches Modell

Für die Arbeiten von Sperling [Spe05] und Hublitz [Hub08] wurde bereits ein Rechenmodell für die offene Sorption entwickelt. Dies berücksichtigt jedoch nicht die Druckabhängigkeit der Übergangsparameter. Ferner zeigte sich bei einem ersten Versuch, das Programm für die Berechnung des Unterdruckprozesses zu nutzen, dass der Algorithmus häufig nicht konvergierte, also keine Lösung lieferte. Das Programm musste daher neu aufgebaut werden. Der Lösungsalgorithmus für das dem Prozess zugrunde liegende Differentialgleichungssystem wurde dabei beibehalten. Das entstandene neue Programm wurde mit den Eingangsdaten des Experiments gespeist und berechnete, mit Methoden, die der Literatur entnommen wurden, Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten und damit die Austrittsdaten des Experiments. Diese wiederum wurden im Anschluss mit den tatsächlich gemessenen Daten verglichen. Die Abweichungen zeigten, inwieweit das theoretische Modell die realen Vorgänge beschreiben konnte.

5.2 Kostenabschätzung

Auf Basis des Modelles sowie der Geometrie der Austauschfläche erfolgte in einem frühen Stadium (Programm war noch nicht validiert) zunächst eine grobe Abschätzung der Wirtschaftlichkeit des Vorhabens. Das Ziel hierbei war es, keine Forschung zu betreiben, die keine Aussicht auf wirtschaftliche Realisierung hat. Zum einen hätten Ressourcen dadurch effektiver eingesetzt werden können, zum anderen hätte sich so die Möglichkeit ergeben, die Relevanz der eigenen Forschung zu einem frühen Zeitpunkt einschätzen zu können.

5.3 Versuchsaufbau

Auf Basis des theoretischen Modells und der Wirtschaftlichkeitsabschätzung wurde ein neuer Teststand entwickelt, der das Einstellen verschiedener Eintrittsbedingungen in den Prozess zuließ. Der Versuchsaufbau sollte einen einstellbaren Druck für den Prozessbetrieb im Bereich zwischen normalem Atmosphärendruck und 10 kPa zulassen. Der Versuchsaufbau wurde mit der erforderlichen Messtechnik und einem Datenerfas-

sungssystem ausgestattet. Die Messergebnisse konnten so mit dem theoretischen Modell zusammengeführt und das Simulationsprogramm bewertet werden.

6 Theoretische Grundlagen und Simulationsprogramm

In diesem Kapitel werden die erforderlichen theoretischen Grundlagen sowie die Gleichungen für das Simulationsprogramm dargestellt. Diese beinhalten die Gleichungen auf Basis der Geometrie und der Strömungsverhältnisse, der Wärme- und Stoffübertragung sowie der Massen- und Energiebilanz. Auf Basis dieser Erkenntnisse wird ein Simulationsprogramm entwickelt und dessen Randbedingungen werden dargestellt.

6.1 Geometrie und Strömungsverhältnisse

Da viele Gleichungen der Wärme- und Stoffübertragung für spezielle Probleme entwickelt wurden, sind diese nur unter bestimmten Randbedingungen gültig. Der Einsatzbereich wird in der Regel durch die dimensionslosen Kennzahlen bestimmt, welche sich aus der Aufgabenstellung ergeben. Die Austauschfläche kann als Kondensator, Verdampfer oder Absorber betrieben werden. Für die folgende Darstellung wird vereinfachend die Betriebsweise als Absorber zugrunde gelegt.

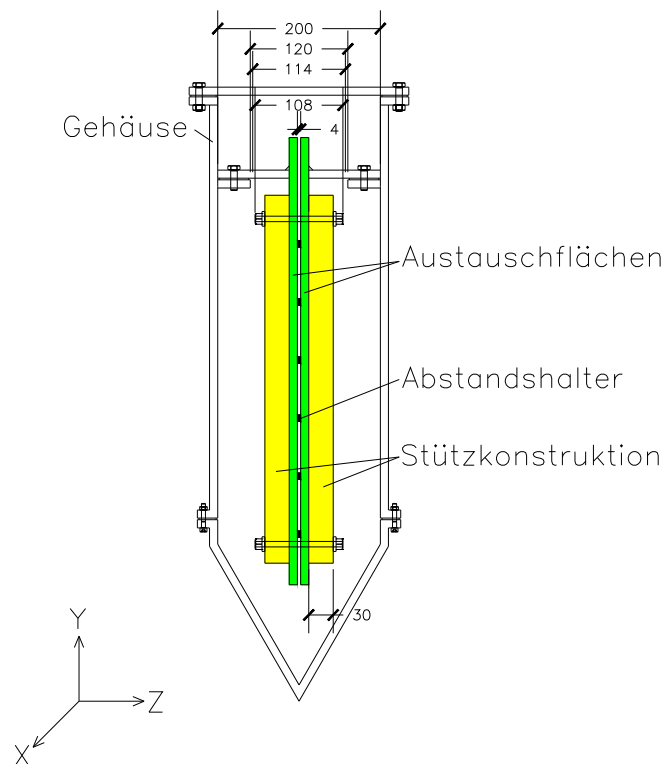


Abbildung 11: Seitenansicht eines Austauschkanals, bestehend aus zwei Austauschplatten im Abstand von 4 mm, eingebaut in ein Gehäuse, das die Luftführung von unten nach oben sicherstellt.

Abbildung 11 zeigt den Schnitt durch einen Wärme- und Stoffaustauscher: Zwei wasserdurchströmte Stegdoppelplatten werden als Austauschflächen verwendet. Sie werden mit Abstandshaltern aufeinandergelegt, so dass zwischen ihnen ein Kanal entsteht. Durch diesen Kanal strömt von unten nach oben ein Trägergas (Luft im Unterdruck). Über die Austauschflächen strömt von oben nach unten eine hygroskopische Salzlösung.

Die Austauschflächen werden von einer Stützkonstruktion aus einer Glasfaserrippenplatte gehalten. Sie sind in einem Gehäuse untergebracht. Das Gehäuse ist über einen Flansch in einen oberen und einen unteren Bereich geteilt. Über das Gehäuse wird das Trägergas unterhalb des Kanals zu- und oberhalb abgeführt.

Aus der Geometrie der Wärme- und Stoffübertragungsfläche (siehe Abbildung 11 und Abbildung 12) lassen sich, zusammen mit den Eingangsgrößen sowie den entsprechenden Stoffdaten und Strömungsverhältnissen, die dimensionslosen Kennzahlen ermitteln, die die Strömungsbedingungen beschreiben. Im Anschluss werden die Gleichungen gewählt, die unter den entsprechenden Bedingungen eine Gültigkeit besitzen.

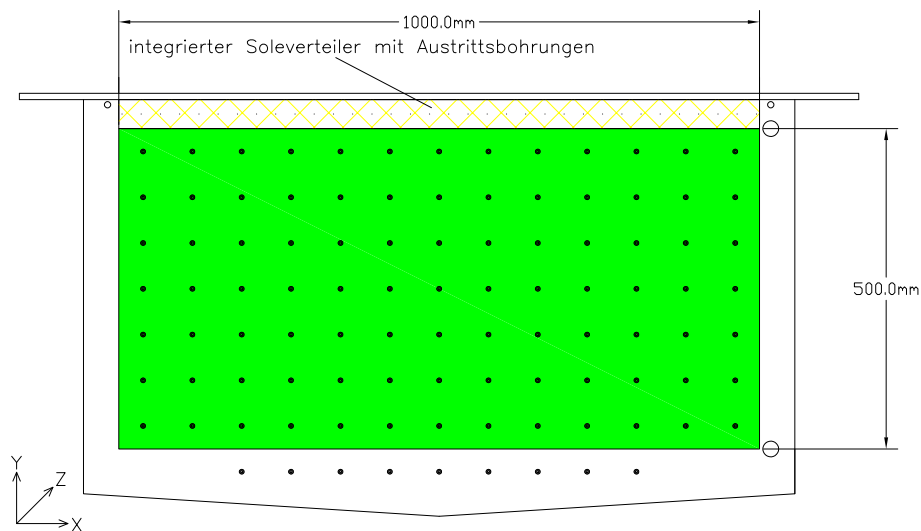


Abbildung 12: Frontansicht einer Austauschfläche ohne Gehäuse. Auf der Austauschfläche sind Abstandshalter angebracht. Der obere Teil der Austauschfläche ist als Soleverteiler ausgebildet. Die Sole tritt aus kleinen Bohrungen aus.

Abbildung 12 zeigt die Frontansicht einer Austauschplatte ohne Gehäuse. Im oberen Bereich der Austauschfläche sind einige Kanäle der Stegdoppelplatte gelocht. Sie dienen als Verteiler für die Salzlösung, die aus den Löchern, über die Breite der Austauschfläche verteilt, austritt und auf der Austauschfläche nach unten rieselt. Um die Verteilung der Salzlösung auf der Fläche zu unterstützen, ist diese mit einem Vlies beschichtet (farbige Fläche). Die Salzlösung tropft von der Unterkante der Austauschfläche in das Gehäuse ab. Der farbig markierte Bereich wird als aktive Fläche angesehen, in der die Salzlösung gut verteilt und richtig temperiert ist.

Während der Experimente stellte sich heraus, dass die ursprünglich gewählte Geometrie der Austauschfläche keine hohe Messgenauigkeit der Übergangsparameter ermöglicht, da

der Austrittszustand von Luft und Sole jeweils sehr nahe am stofflichen und wärmetech- nischen Gleichgewicht lag. Zwei Möglichkeiten zur Verbesserung kamen in Betracht. Zum einen kann der Austauschkanal von 0,5 m auf 0,25 m Länge gekürzt werden, damit wird die Austauschfläche halbiert. Dies ist jedoch im vorgesehenen Versuchsaufbau konstruktiv äußerst problematisch, da dies nur noch einem Viertel einer Standardfläche entspricht. Hierdurch entstehen Probleme bezüglich der Einbindung der Austauschflächenkühlung, sowie der konstruktiven Integration in die Messanlage. Zum anderen kann der Abstand zwischen den Austauschflächen vergrößert werden, um den Stoffübergang zu begrenzen.

Die Entscheidung für die Erstellung des neuen Austauschkanals fiel zu Gunsten des erhöhten Austauschflächenabstandes wie in Abbildung 13 dargestellt.

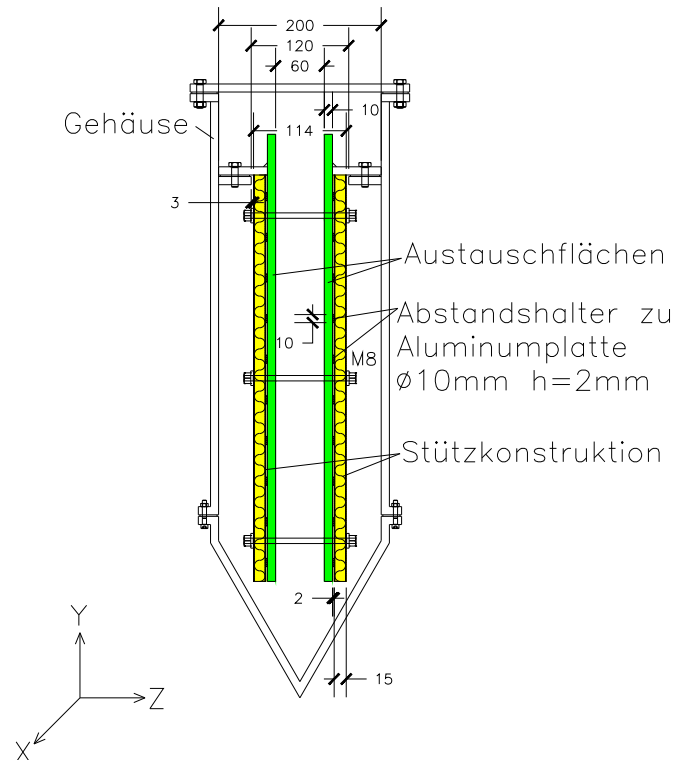


Abbildung 13: Seitenansicht eines Austauschkanals, bestehend aus zwei Austauschplatten im Abstand von 60 mm

An der Konstruktion selbst werden keine Änderungen vorgenommen (vergleiche Ab- bildung 11 und Abbildung 13). Nur die Stützkonstruktion wird ersetzt, da die Glas- faserrippenplatten einen zu hohen Platzbedarf haben, um diese nach dem Umbau in das Austauschflächengehäuse einsetzen zu können. Sie werden durch ein Aluminium- sandwichpaneel der Firma Metawell GmbH ersetzt, das bei reduzierter Dicke äußerst verwindungssteif ist und somit die Konstruktion ausreichend stabilisiert.

Innerhalb dieser Arbeit gilt, dass die Flussrichtung des Trägergasstromes/Luftstromes immer von unten durch einen Austauschkanal, bestehend aus zwei Austauschflächen, nach oben verläuft. Für die Sole ist diese der Schwerkraft folgend immer von oben nach unten,

also im Gegenstrom zur Luft. Die Sole wird über jeweils einen Soleverteiler pro Austauschfläche im oberen Bereich der Austauschkanäle auf die Austauschflächen aufgegeben. Die Flussrichtung des Kühlwassers in den Austauschflächen kann eingestellt werden, ist aber sowohl im Absorptionsfall als auch im Verdampfungsfall im Kreuzgegenstrom zur Flussrichtung der Luft.

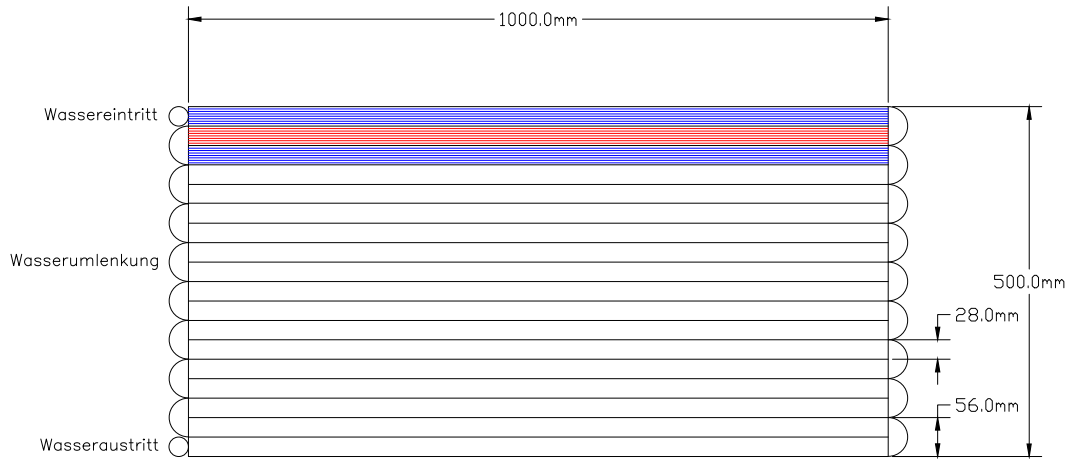


Abbildung 14: Führung der Wasserkanäle in den Austauschflächen

Abbildung 14 zeigt die Wasserseite der Austauschfläche. Die Austauschfläche besteht aus einer Stegdoppelplatte. In den Kanälen der Stegdoppelplatte strömt Wasser als Temperiermedium. Das Wasser wird in den Randbereichen rechts und links umgelenkt, so dass die Stegdoppelplatte mehrfach (18-mal) horizontal durchströmt wird. Das Wasser wird oben in den Rand der Stegdoppelplatte eingeführt und unten abgeführt.

Es handelt sich um einen im Kreuzgegenstrom verlaufenden Wasserstrom. Jeweils 9 Kanäle der Stegdoppelplatte werden zu einem Durchgang zusammengefasst und parallel von Wasser durchströmt. Die Durchgänge werden im Randstück der Austauschfläche kanalweise umgelenkt. Es gibt 18 Durchgänge, welche die umgesetzte Energie auf der Austauschfläche aufnehmen. Ab 5 Durchgängen ist die Betriebscharakteristik eines Kreuzgegenstromes kaum noch von der eines Gegenstromes zu unterscheiden. Im Modell wird daher Gegenstrom angenommen, als wenn das temperierende Wasser von oben nach unten flösse. Anzumerken ist, dass sowohl für die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit als auch der daraus resultierenden Übergangskoeffizienten die realen Verhältnisse angesetzt werden. Dieses Vorgehen vereinfacht die Programmierung dahingehend, dass alle Elemente in einer Höhenebene dieselben Eigenschaften aufweisen und sich diese Zustandswerte nur in vertikaler Richtung verändern.

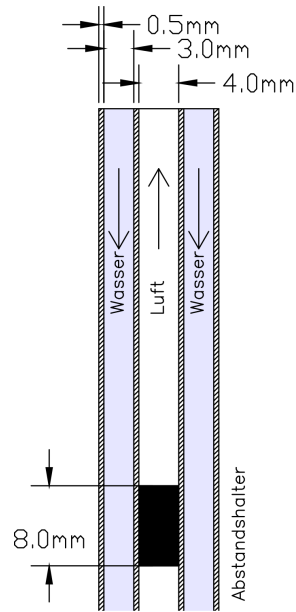


Abbildung 15: Schnitt Austauschfläche

Abbildung 15 zeigt zwei Austauschflächen mit Abstandshaltern (8 mm Durchmesser) aufeinandergelegt, die einen Kanal bilden. Die Abstandshalter sind symmetrisch im Kanal verteilt. Die genaue Anordnung kann Abbildung 12 entnommen werden. Die schwarzen Punkte stellen hier die Abstandshalter dar. Eingesetzt werden die Abstandshalter, um sicherzustellen, dass die beiden Austauschflächen einen konstanten Abstand, im dargestellten Fall von 4 mm, zueinander aufweisen.

Sowohl bei der Luft-, als auch der Wasserströmung erfolgt die Annahme, dass es sich um eine Kanalströmung ohne Querströmung handelt. Für den Luftstrom ist dies infolge der erzwungenen Anströmung gerechtfertigt. Für die Wasserströmung ist dies wie bereits dargestellt eine vereinfachte Betrachtung.

Im Folgenden werden Kennzahlen für den Luftstrom im Austauschkanal definiert. Zur Auswahl der entsprechenden Gleichungen für den Wasserstrom erfolgt eine analoge Vorgehensweise.

Formelzeichen:

a_A = Temperaturleitfähigkeit der Luft	m^2/s
α_A = Wärmeübergangskoeffizient der Luft	W/m^2K
$c_{p;A}$ = spezifische Wärmekapazität Luft	J/kgK
$d_{hyrd;A}$ = hydraulischer Durchmesser des Luftspaltes	m
d_{pl} = Freie Spaltbreite zwischen den Austauschflächen	m
H_{pl} = Höhe der Austauschfläche	m
λ_A = Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/mK
n_{Kanal} = Anzahl der Austauschkanäle für Luft	–
Nu_A = Nußelt-Zahl der Luft	–
η_A = dynamische Viskosität der Luft	Ns/m^2
ν_A = kinematische Viskosität der Luft	m^2/s
$\tilde{P}e_W$ = Péclet-Tilde-Zahl der Luft	–
Pr_A = Prandtl-Zahl der Luft	–
Re_A = Reynolds-Zahl der Luft	–
ρ_A = Dichte der Luft	kg/m^3
ω_A = Strömungsgeschwindigkeit der Luft	m/s
\dot{V}_A = Volumenstrom der Luft	m^3/s
w_{pl} = Breite der Austauschfläche	m

$$\dot{V}_A = \omega_A \cdot (d_{pl} \cdot w_{pl}) \cdot n_{Kanal} \quad (2)$$

$$d_{hyrd;A} = 2 \cdot d_{pl} \cdot \frac{1}{1 + \frac{d_{pl}}{w_{pl}}} \quad (3)$$

$$d_{hyrd;A} = 2 \cdot d_{pl} \quad (\text{Näherung für } \frac{d_{pl}}{w_{pl}} \ll 1) \quad (4)$$

$$\nu_A = \frac{\eta_A}{\rho_A} \quad (5)$$

$$Re_A = \frac{\omega_A \cdot d_{hyrd;A}}{\nu_A} \quad (6)$$

$$a_A = \frac{\lambda_A}{\rho_A \cdot c_{p;A}} \quad (7)$$

$$Pr_A = \frac{\nu_A}{a_A} \quad (8)$$

$$\tilde{P}e_A = \frac{Re_A \cdot Pr_A \cdot d_{hyrd;A}}{H_{pl}} \quad (9)$$

$$Nu_A = \frac{\alpha_A \cdot d_{hyrd;A}}{\lambda_A} \quad (10)$$

Aus den oben ermittelten Kennzahlen lassen sich beispielsweise die entsprechenden Nußelt-Korrelationen aus dem VDI-Wärmeatlas [VDI05, Kap GB 6/7] wählen, welche

für den entsprechenden Einsatzbereich geeignet sind. Aus ihnen kann wiederum der Wärmeübergangskoeffizient mit Gleichung 10 bestimmt werden, welcher für die weiteren Berechnungen erforderlich ist.

Abstandshalter

Die wie in Abbildung 12 und Abbildung 15 dargestellten und verbauten Abstandshalter verringern sowohl den hydraulischen Querschnitt des Austauschkanals als auch die Austauschfläche an sich. Sie stören außerdem die Anströmung der Austauschfläche und verändern somit sowohl den Wärme- als auch den Stoffübergang. Die Reynoldszahl beträgt für die Luftströmung im Unterdruck circa 150 und es ist somit davon auszugehen, dass sich zunächst die laminare Strömung an den runden Haltern anlegt und sich eine instationär laminar abgelöste Strömung dahinter einstellt. Dies bedeutet, dass nach den Abstandshaltern ein Rezirkulationsgebiet entsteht. Ebenfalls entsteht durch die Abstandshalter die Möglichkeit der Querwärmeleitung von einer Austauschflächenseite auf die andere. Dies sollte jedoch unproblematisch sein, da sich die Temperatur in der Höhe der Austauschfläche ausbildet und beide Kühlwasserkanäle auf derselben Höhe die gleiche Temperatur besitzen sollten. Für die folgenden Betrachtungen wird der Einfluss der Abstandshalter in dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt, da keine Vergleichsfläche mit anderen Abstandshaltern zur Verfügung steht. Es ist anzunehmen, dass der Einfluss der Abstandshalter infolge ihrer Größe – sie bedecken 1 % der Austauschfläche – nicht besonders hoch ist und sich die minimale Verschiebung der Gleichgewichte an einer anderen Stelle auf der Austauschfläche kompensiert. Diese Annahme ist jedoch noch zu überprüfen.

6.2 Wärmeübertragung

Zunächst werden die bei der gegebenen Konstruktion möglichen Wärmeübergänge identifiziert und von denen des Stoffaustausches differenziert. Aufgrund von Erfahrungen aus vorherigen Untersuchungen im Bereich der Sorptionskühlung wird an dieser Stelle die Unterscheidung zwischen einer mit Sole benetzten und einer nicht benetzten Austauschfläche eingeführt. Eine vollständige Benetzung der Austauschfläche mit Sole ist zwar wünschenswert, kann aber leider nicht als realistisch im Prozess angesehen werden. Die Fehlverteilungen entstehen hauptsächlich durch Unvollkommenheiten der Soleverteiler, die keine vollständig gleichmäßige Aufgabe der Sole auf die Austauschfläche sicherstellen können.

Da der Prozess als vollständig eingeschwungen angesehen wird, erfolgt die Betrachtung der Wärmeübertragung zeitlich unabhängig in einem quasistationären Zustand. Ein zeitlich variabler Verlauf würde an dieser Stelle, ohne in diesem frühen Stadium einen relevanten Informationsbeitrag zu leisten, die Berechnung und im späteren Verlauf auch das Experiment deutlich erschweren. Für den Wärmetransport werden allgemein drei Vorgänge unterschieden: Wärmeleitung Gleichung 11 und 12, Wärmestrahlung Gleichung 13 und Konvektion Gleichung 14.

Formelzeichen:

α = Wärmeübergangskoeffizient	W/m^2K
A = Austauschfläche	m^2
$\frac{dT}{dz}$ = Ableitung Temperatur nach Z-Achse	–
ϵ_1 = Emissionsgrad Fläche 1	–
ϵ_2 = Emissionsgrad Fläche 2	–
λ = Wärmeleitfähigkeit	W/mK
\dot{Q}_L = Wärmeübertragung durch Wärmeleitung	W
\dot{q}_L = spezifische Wärmeübertragung durch Wärmeleitung	W/m^2
\dot{Q}_{Str} = Wärmeübertragung durch Wärmestrahlung	W
\dot{Q}_{Konv} = Wärmeübertragung durch Konvektion	W
σ_s = Boltzmann-Konstante	W/m^2K^4
T_1 = Temperatur der Fläche 1	K
T_2 = Temperatur der Fläche 2	K

$$\dot{q}_L = -\lambda \cdot \frac{dT}{dz} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_L = \int_0^A \dot{q}_L \cdot dA = -\lambda \int_0^A \frac{dT}{dz} \cdot dA \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{Str} = \frac{\sigma_s}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \int_0^A ((T_1)^4 - (T_2)^4) \cdot dA \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{Konv} = \alpha \int_0^A (T_1 - T_2) \cdot dA \quad (14)$$

Die möglichen Wärmeübertragungsvorgänge zwischen den einzelnen Austauschpartnern ergeben sich aus dem Austauschflächenaufbau. Werden mehrere Wärmewiderstände kombiniert, ist es sinnvoll, diese durch eine Wärmedurchgangszahl, den U-Wert, darzustellen da dieser die Handhabung vereinfacht. Für den Wärmeübergang vom Trägergas an das Kühlwasser gilt allgemein Gleichung 15.

Formelzeichen:

α_a = Wärmeübergangskoeffizient außen	W/m^2K
α_i = Wärmeübergangskoeffizient innen	W/m^2K
λ = Wärmeleitfähigkeit	W/mK
s = Wandstärke	m
U = Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (15)$$

6.2.1 Wärmeübergang an das Trägergas

Die Luft steht im nicht benetzten Bereich im Wärmeaustausch mit der Wärme- und Stoffaustauschfläche, welche selbst im Austausch mit dem Kühlwasser steht siehe Gleichung 16. Im benetzten Bereich der Austauschfläche steht sie im Austausch mit der Sole siehe Gleichung 18. Da der Spalt relativ klein ist und der Luftstrom beidseitig am Wärmeaustausch teilnimmt, wird davon ausgegangen, dass die Temperatur der Luft in der Kernströmung nur geringfügig von der am Rand abweicht. Somit wird die Temperatur senkrecht zur Strömungsebene innerhalb der Luftschicht als konstant betrachtet (Z-Richtung). Für die Wärmeübertragung von der Sole beziehungsweise der unbenetzten Austauschfläche hin zum Trägergas ist die treibende Kraft die Temperaturdifferenz zwischen den jeweiligen Austauschpartnern. Es wird davon ausgegangen, dass es infolge der Anströmung zu keiner Quermischung des Trägergases im Kanal kommt. Somit ändert sich die Temperatur im Kanal nur in Y-Richtung, also in der Strömungsrichtung des Trägergases, aber nicht in der X-Richtung, und es kann Gleichung 15 angewendet werden. Für die gesamte Wärmeübertragung Luft an Wasser unter Verwendung des zugehörigen U-Wertes (U_{AW}) ergibt sich Gleichung 17.

Formelzeichen:

$\alpha_{A;pp}$ = Wärmeübergangskoeffizient Luft-Stegdoppelplatte	W/m^2K
α_W = Wärmeübergangskoeffizient Wasser	W/m^2K
H_{pl} = Höhe der Austauschfläche	m
λ_{pp} = Mittlere Wärmeleitfähigkeit der Stegdoppelplatte	W/mK
Q_{AW} = Wärmestrom von Luft an das Wasser	W
s_{pp} = Wandstärke der Stegdoppelplatte	m
$T_A(y)$ = Temperatur der Luft an der Stelle y	K
$T_W(y)$ = Temperatur des Wassers an der Stelle y	K
U_{AW} = Wärmedurchgangskoeffizient Luft-Wasser	W/m^2K
w_{pl} = Breite der Austauschfläche	m

$$U_{AW} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{A;pp}} + \frac{s_{pp}}{\lambda_{pp}} + \frac{1}{\alpha_W}} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{AW} = w_{pl} \cdot U_{AW} \int_0^{H_{pl}} (T_A(y) - T_W(y)) \cdot dy \quad (17)$$

6.2.2 Wärmeübergang an die Sole

Die Sole steht direkt in Kontakt mit der vorbeiströmenden Luft und kann mit dieser Wärme durch Konvektion austauschen. Für die Wärmeleitung innerhalb des dünnen Solefilms wird angenommen, dass diese nur durch die Wärmeleitfähigkeit der Sole bestimmt wird. Da für diese dünne Schicht ($<0,05$ mm) kein gesicherter Wärmeübergangskoeffizient ermittelt werden kann, siehe hierzu [VDI05, Kap FC 3], wird für die weitere Berechnung davon ausgegangen, dass die halbe Schichtdicke der Sole der Wärmedurchgangszahl U_{AS}

zugeordnet werden kann siehe Gleichung 18. Die andere Hälfte wird U_{SW} zugeordnet siehe Gleichung 20. Die Temperatur der Sole senkrecht zur Strömungsebene in Z-Richtung wird infolge der geringen Schichtdicke als konstant angesehen. Für die gesamte Wärmeübertragung Luft an die Sole und Sole an das Wasser ergeben sich unter Verwendung der zugehörigen U-Werte (U_{AS} und U_{SW}) die Gleichungen 19 und 21.

Formelzeichen:

$\alpha_{A;S}$ = Wärmeübergangskoeffizient Luft-Sole	W/m^2K
α_W = Wärmeübergangskoeffizient Wasser	W/m^2K
H_{pl} = Höhe der Austauschfläche	m
$h_{S;m}$ = mittlere Dicke der Soleschicht	m
λ_S = Mittlere Wärmeleitfähigkeit der Sole	W/mK
λ_{pp} = Mittlere Wärmeleitfähigkeit der Stegdoppelplatte	W/mK
\dot{Q}_{AS} = Wärmestrom von Luft an die Sole	W
\dot{Q}_{SW} = Wärmestrom von Sole an das Wasser	W
s_{pp} = Wandstärke der Stegdoppelplatte	m
$T_A(y)$ = Temperatur der Luft an der Stelle y	K
$T_S(y)$ = Temperatur der Sole an der Stelle y	K
$T_W(y)$ = Temperatur des Wassers an der Stelle y	K
U_{AS} = Wärmedurchgangskoeffizient Luft-Sole	W/m^2K
U_{SW} = Wärmedurchgangskoeffizient Sole-Wasser	W/m^2K
w_{pl} = Breite der Austauschfläche	m

$$U_{AS} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{A;S}} + \frac{h_{S;m} \cdot 0,5}{\lambda_S}} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{AS} = w_{pl} \cdot U_{AS} \int_0^{H_{pl}} (T_A(y) - T_S(y)) \cdot dy \quad (19)$$

Für die Berechnung des Überganges an das Kühlwasser ergibt sich:

$$U_{SW} = \frac{1}{\frac{h_{S;m} \cdot 0,5}{\lambda_S} + \frac{s_{pp}}{\lambda_{pp}} + \frac{1}{\alpha_W}} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{SW} = w_{pl} \cdot U_{SW} \int_0^{H_{pl}} (T_S(y) - T_W(y)) \cdot dy \quad (21)$$

Zur Veranschaulichung werden an dieser Stelle kurz typische Werte und Größenordnungen für einen Betrieb der Anlage im Unterdruck dargestellt:

$$\alpha_{A;S} = 25 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (22)$$

$$\frac{\lambda_S}{h_{S;m}} = 20000 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (23)$$

$$\frac{\lambda_{pp}}{s_{pp}} = 400 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (24)$$

$$\alpha_W = 500 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (25)$$

Aus den Werten der Gleichungen 22 bis 25 ist ersichtlich, dass die Sole keinen nennenswerten Einfluss auf den Wärmedurchgang im Vergleich zu den anderen Parametern hat.

6.2.3 Wärmeübergang an das Wasser

Das Wasser steht, im nicht benetzten Teil der Austauschfläche, über die Stegdoppelplatte im Wärmeaustausch mit der Luft im Spalt siehe Gleichung 16 und, im benetzten Bereich, über die Stegdoppelplatte mit der Sole siehe Gleichung 20.

Nach außen steht es wiederum indirekt im Wärmeaustausch mit der Umgebung. Grundsätzlich sind hier alle Wärmeübertragungsvarianten möglich. Da dieser Beitrag aber schwierig vorzuberechnen ist, wird er für die Auslegungen sinnvoll angenommen und für die Auswertung experimentell ermittelt. Siehe hierzu Kapitel 8.1.5 auf Seite 119.

6.3 Stoffübertragung

6.3.1 Stoffübergang im Trägergas

Der Stoffaustausch ist die wesentliche Triebkraft des Prozesses, da der Hauptteil der Wärme nur umgesetzt wird, wenn sich der Wasserdampf aus dem Trägergasstrom in der Sole löst (Absorption) oder Wasserdampf von der Sole an das Trägergas abgegeben wird (Desorption). Für den Stoffaustausch zwischen Sole und Trägergas ist die treibende Kraft die Differenz der Partialdichten des Wasserdampfes im Trägergas einerseits und über der Sole andererseits. Die Partialdichte des Wasserdampfes im Trägergas ändert sich in Strömungsrichtung, (Y-Richtung, vergleiche Abbildung 11) und senkrecht zur Austauschfläche (Z-Richtung). Es wird angenommen, dass sie parallel zur Austauschfläche und senkrecht zur Strömung (X-Richtung), konstant ist. Zur Bestimmung der Stoffübertragung wird die Analogie zur Wärmeübertragung verwendet, welche im vorangehenden Abschnitt dargestellt wurde. Mit der Analogie ist es, unter bestimmten Voraussetzungen, möglich aus dem Wärmeübergangskoeffizienten den Stoffübergangskoeffizienten zu berechnen. Allgemein lässt sich für den Stoffübergang Gleichung 26 ähnlich dem Fourier'schen Wärmeleitungsansatz aus Gleichung 11 formulieren. Für den Wasserdampfmassenstrom der Austauschfläche gilt Gleichung 27.

Formelzeichen:

A_{AS} = Austauschfläche Luft-Sole	m^2
β_{AS} = Stoffübergangsbeiwert	m/s
$\frac{d\rho_V}{dz}$ = Ableitung Wasserdampf-Partialdichte nach Z-Achse	–
$D_{W;A}$ = Diffusionskoeffizient Wasserdampf-Luft	m^2/s
\dot{M}_V = spezifischer Wasserdampfmassenstrom	kg/m^2s
\dot{m}_V = Wasserdampfmassenstrom	kg/s
ρ = Dichte des Fluids	kg/m^3
ρ_V = Partialdichte des Wasserdampfes	kg/m^3
$\rho_{V;ggw}$ = Partialdichte des Wasserdampfes im Gleichgewicht	kg/m^3
s_{Gas} = Grenzschichtdicke des Trägergases	m

$$\dot{M}_V = -D_{W;A} \cdot \frac{d\rho_V}{dz} \quad (26)$$

$$\dot{m}_V = -D_{W;A} \int_0^A \frac{d\rho_V}{dz} \cdot dA_{AS} \quad (27)$$

Unter der Annahme, dass die Differentialquotienten in etwa den Differenzquotienten entsprechen (28), und der Definition des Stoffübergangsbeiwertes (29) entfällt die messtechnisch schwer erfassbare Grenzschichtdicke des Trägergases s_{Gas} und Gleichung (30) kann formuliert werden (vergleiche [Hei07], Seite 15).

$$\frac{d\rho_V}{dz} \approx \frac{\Delta\rho_V}{\Delta z} = \frac{\rho_V - \rho_{V;ggw}}{s_{Gas}} \quad (28)$$

$$\beta_{AS} = \frac{D_{W;A}}{s_{Gas}} \quad (29)$$

$$\dot{m}_V = -\beta_{AS} \int_0^A (\rho_V - \rho_{V;ggw}) \cdot dA_{AS} \quad (30)$$

Das Trägergas steht im benetzten Bereich im direkten Stoffaustausch mit der Sole und kann, je nachdem, welche Bedingungen für den Stoffaustausch herrschen, Wasserdampf an die Sole übertragen oder Wasserdampf aus der Sole aufnehmen. Die übertragene Masse an Wasserdampf bestimmt sich aus den Partialdichten in der Bulk-Phase und im Gleichgewicht analog zu Gleichung 30. Die Partialdichte im Trägergas wird mit Gleichung 39 aus dem Wasserdampfpartialdruck bestimmt. Dieser wird mit Gleichung 38 aus dem Wassergehalt des Trägergases berechnet. Die Wasserdampfpartialdichte über der Sole wird aus dem Gleichgewichtswasserdampfdruck über der Sole an der Phasengrenzfläche berechnet. Dieser wird der Entwicklungsumgebung Engineering-Equation-Solver (EES) [Kle16] entnommen, welche wiederum Funktionen von Patek, J. and Klomfar [PK08] zur Berechnung verwendet.

Formelzeichen:

$m_{A,tr}$ = Masse Luft trocken	kg
m_W = Masse Wasser	kg
$M_{Mol;W}$ = Molare Masse Wasser	$kg/kmol$
$M_{Mol;A}$ = Molare Masse Luft	$kg/kmol$
$p_{A,tr}$ = Partialdruck Luft trocken	kPa
p_{ges} = Absoluter Luftdruck	kPa
p_V = Wasserdampfpartialdruck	kPa
R = Allgemeine Gaskonstante	$kJ/kmolK$
R_W = Spezifische Gaskonstante von Wasser	kJ/kgK
$R_{A,tr}$ = Spezifische Gaskonstante von Luft trocken	kJ/kgK
ρ_V = Partialdichte des Wasserdampfes	kg/m^3
T = Temperatur	K
V = Volumen	m^3
x_A = Gravimetrischer Wassergehalt der Luft	kg/kg

$$x_A = \frac{m_W}{m_{A,tr}} \quad (31)$$

$$p_{A,tr} = \frac{m_{A,tr} \cdot R_{A,tr} \cdot T}{V} \quad (32)$$

$$R_{A,tr} = \frac{R}{M_{Mol;A}} \quad (33)$$

$$p_V = \frac{m_W \cdot R_W \cdot T}{V} \quad (34)$$

$$R_W = \frac{R}{M_{Mol;W}} \quad (35)$$

$$p_{ges} = p_{A,tr} + p_V \quad (36)$$

$$\frac{p_V}{p_{A,tr}} = \frac{m_W \cdot R_W}{m_{A,tr} \cdot R_{A,tr}} = \frac{m_W \cdot M_{Mol;A}}{m_{A,tr} \cdot M_{Mol;W}} \quad (37)$$

$$x_A = \left(\frac{p_V}{p_{ges} - p_V} \right) \cdot \left(\frac{M_{Mol;W}}{M_{Mol;A}} \right) \quad (38)$$

$$\rho_V = \frac{p_V}{(R_W \cdot T)} \quad (39)$$

Für die Berechnung des Diffusionskoeffizienten ($D_{W;A}$) in Gasen gibt es in der Literatur verschiedene Modelle. Das Modell von Chapman und Enskog [CCBC90] ist ein theoretisch begründetes Modell, welches jedoch bekanntermaßen Abweichungen gegenüber den tatsächlichen Diffusionskoeffizienten aufweist. Das Modell von Hirschfelder, Bird und

Spotz [HBS48] mit Korrekturfunktion nach Wilke und Lee [WL55] ist ein semiempirisches Modell. Das Modell von Fuller, Schettler und Giddings [FSG66], welches auf einer großen Datenbasis aufgebaut wurde, ist ein empirisches Modell. An den Gleichungen dieser beiden Nachfolgemodelle ist deutlich zu erkennen, dass diese alle auf dem Modell von Chapman und Enskog aufbauen, aber entsprechend erweitert und verfeinert wurden.

Chapman und Enskog: Diffusionskoeffizient von Wasser in Luft (ideale Gase)

Formelzeichen:

$D_{W;A}$ = Diffusionskoeffizient Wasser-Luft	cm^2/s
ϵ_{12} = Lennard-Jones-Parameter	J
$M_{Mol;W}$ = Molare Masse Wasser	$kg/kmol$
$M_{Mol;A}$ = Molare Masse Luft	$kg/kmol$
Ω_{12} = Kollisionsintegral	–
p_A = Absoluter Luftdruck	atm
σ_{12} = Lennard-Jones-Parameter	Å
T_A = Temperatur der Luft	K

$$D_{W;A} = 1,8583 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T_A^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_{Mol;A}} + \frac{1}{M_{Mol;W}}}}{p_A \cdot \sigma_{12}^2 \cdot \Omega_{12}} \quad (40)$$

Das Kollisionsintegral lässt sich aus Tabellen über die beiden ebenfalls tabellarisierten Lennard-Jones-Parameter Gleichung 41 und Gleichung 42 bestimmen.

$$\sigma_{12} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (41)$$

$$\epsilon_{12} = \sqrt{\epsilon_1 + \epsilon_2} \quad (42)$$

Hirschfelder, Bird und Spatz: Diffusionskoeffizient von Wasser in Luft

Formelzeichen:

$D_{W;A}$ = Diffusionskoeffizient Wasser-Luft	m^2/s
$M_{Mol;W}$ = Molare Masse Wasser	$kg/kmol$
$M_{Mol;A}$ = Molare Masse Luft	$kg/kmol$
V_{k1} = Volumen am kritischen Punkt Wasser	$m^3/kmol$
V_{k2} = Volumen am kritischen Punkt Luft	$m^3/kmol$
$\Omega_{12}(1, 3T_r)$ = Tabelliert nach Hirschfelder, Bird und Spatz	–
p_A = Absoluter Luftdruck	bar
T_A = Temperatur der Luft	K
$T_{kr;A}$ = Kritische Temperatur der Luft	K
$T_{kr;W}$ = Kritische Temperatur des Wassers	K
T_r = Hilfsgröße für Tabelle nach Hirschfelder, Bird und Spatz	–

$$D_{W;A} = A \cdot \frac{T_A^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_{Mol;A}} + \frac{1}{M_{Mol;W}}}}{p_A \cdot \left(V_{k1}^{\frac{1}{3}} + V_{k2}^{\frac{1}{3}}\right)^2} \cdot \frac{1}{\Omega_{12}(1, 3T_r)} \quad (43)$$

$$A = \left(1, 21 - 0, 0278 \cdot \sqrt{\frac{1}{M_{Mol;A}} + \frac{1}{M_{Mol;W}}}\right) \cdot 10^{-8} \quad (44)$$

$$T_r = \frac{T_A}{\sqrt{T_{kr;A} \cdot T_{kr;W}}} \quad (45)$$

Der Wert $\Omega_{12}(1, 3T_r)$ lässt sich nach Berechnung von T_r siehe Gleichung 45 und der Multiplikation des Ergebnisses mit 1,3 aus einer Tabelle nach Hirschfelder, Bird und Spatz ablesen.

Fuller, Schettler und Giddings: Diffusionskoeffizient von Wasser in Luft

Formelzeichen:

$D_{W;A}$ = Diffusionskoeffizient Wasser-Luft	m^2/s
$M_{Mol;W}$ = Molare Masse Wasser	$kg/kmol$
$M_{Mol;A}$ = Molare Masse Luft	$kg/kmol$
p_A = Absoluter Luftdruck	bar
T_A = Temperatur der Luft	K
$\sum V_{iW}$ = Diffusionsvolumen Wasser nach Fuller, Schettler und Giddings	–
$\sum V_{iA}$ = Diffusionsvolumen Luft nach Fuller, Schettler und Giddings	–

$$D_{W;A} = \frac{1,013 \cdot 10^{-7} \cdot T_A^{1,75} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_{Mol;A}} + \frac{1}{M_{Mol;W}}}}{p_A \cdot \left((\sum V_{iW})^{\frac{1}{3}} + (\sum V_{iA})^{\frac{1}{3}} \right)^2} \quad (46)$$

In Abbildung 16 ist der Diffusionskoeffizient, berechnet mit den drei Modellen, über dem Druck bei konstanter Temperatur von 20 °C aufgetragen. Hieraus ist zu erkennen, dass zwischen den Modellen im angestrebten Druckbereich zwischen 100 kPa und 10 kPa keine wesentlichen Unterschiede bestehen. Zu beachten ist dennoch, dass im angestrebten Druckbereich von 10 kPa Abweichungen von circa 17 % für das Modell von Fuller, Schettler und Giddings [FSG66] gegenüber den anderen Modellen auftreten. Bei anderen Temperaturen reagieren die Modelle leicht unterschiedlich, aber es kommt auch hier nicht zu starken Abweichungen.

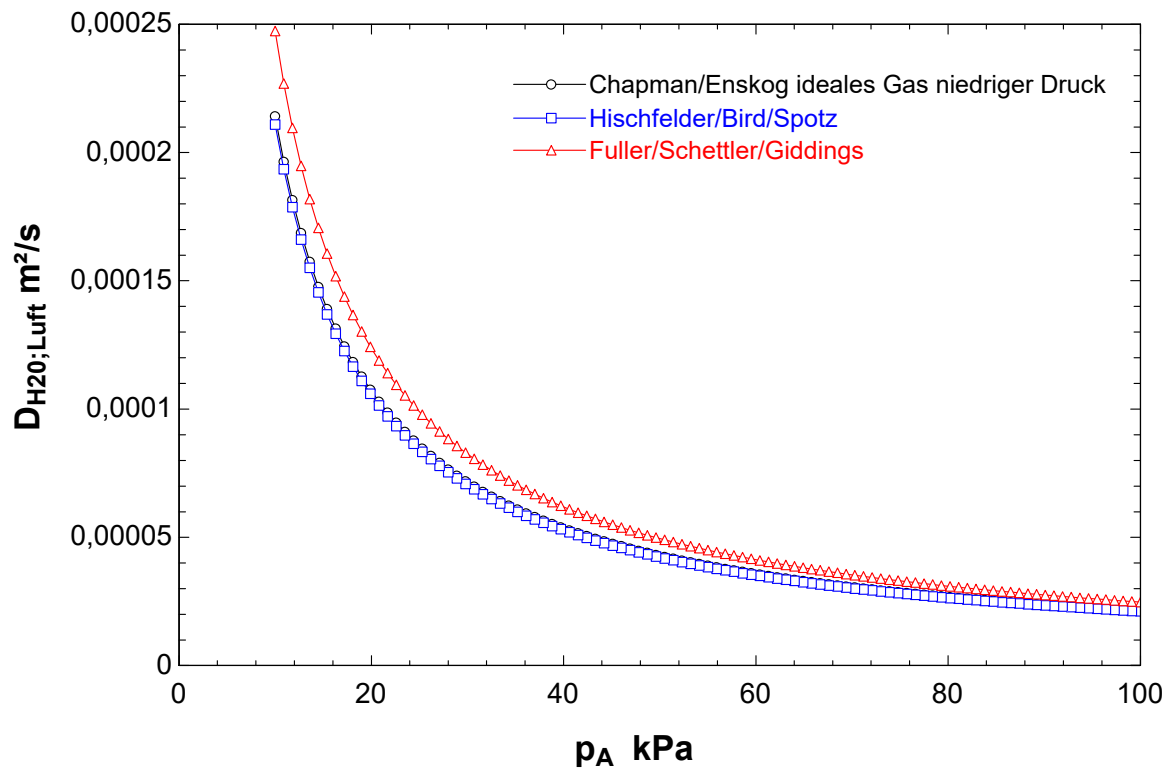


Abbildung 16: Vergleich der Diffusionsmodelle bei 20 °C

Für diese Arbeit wird das empirische Modell von Fuller, Schettler und Giddings Gleichung 46 gewählt. Mit dieser Gleichung und dem Diffusionsvolumen (Tabellenwert) ist es auf einfache Weise möglich, binäre Gasdiffusionskoeffizienten zu bestimmen [FSG66].

In einem weiteren Schritt und unter Berücksichtigung der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung, wird der Stoffübergangskoeffizient ermittelt. Damit eine Analogie hergestellt werden kann, muss Gleichung 49 gelten. Zusätzlich müssen die darin verwendeten Exponenten m und n sowie die Variable C für beide Beziehungen gleich sein ([Mer80], Seite 128). Somit ergibt sich dann Gleichung 50.

Formelzeichen:

$\alpha_{A;S}$ = Wärmeübergangskoeffizient Luft-Sole	W/m^2K
β_{AS} = Stoffübergangsbeiwert	m/s
C = Variable	–
$D_{W;A}$ = Diffusionskoeffizient Wasser-Luft	m^2/s
$d_{hyrd;A}$ = hydraulischer Durchmesser des Luftspaltes	m
λ_A = Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/mK
Le = Lewis-Zahl	–
m = Variable	–
n = Variable	–
Nu = Nußelt-Zahl	–
Pr = Prandtl-Zahl	–
Re = Reynolds-Zahl	–
Sc = Schmidt-Zahl	–
Sh = Sherwood-Zahl	–

$$Sh = \frac{\beta_{AS} \cdot d_{hyrd;A}}{D_{W;A}} \quad (47)$$

$$Nu = \frac{\alpha_{A;S} \cdot d_{hyrd;A}}{\lambda_A} \quad (48)$$

$$\frac{Sh}{Nu} = \frac{C \cdot Re^m \cdot Sc^n}{C \cdot Re^m \cdot Pr^n} \quad (49)$$

$$\left(\frac{Sc}{Pr} \right)^n = Le^n \quad (50)$$

Durch weiteres Umformen ergibt sich Gleichung 51 ([Mer80], Seite 128). Der in ihr enthaltene Exponent n wird gemäß der vorliegenden laminaren Strömung auf 0 gesetzt ([Mer80], Seite 129 Tabelle 4.2). Die Lewis-Zahl kann mit dem Diffusionskoeffizienten in ihrer Standardform mit Gleichung 52 berechnet werden. Nach Einsetzen in Gleichung 51 erhält man den Stoffübergangsbeiwert, welcher wiederum nach Einsetzen in Gleichung 30 (Seite 52) den Wasserdampfmassenstrom liefert.

Formelzeichen:

$\alpha_{A;S}$ = Wärmeübergangskoeffizient Luft-Sole	W/m^2K
β_{AS} = Stoffübergangsbeiwert	m/s
$c_{p;A}$ = Wärmekapazität der Luft	J/kgK
$D_{W;A}$ = Diffusionskoeffizient Wasser-Luft	m^2/s
λ_A = Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/mK
Le_A = Lewis-Zahl für Luft	–
ρ_A = Dichte der Luft	kg/m^3

$$Le_A^{1-n} = \frac{\alpha_{A;S}}{\beta_{AS} \cdot \rho_A \cdot c_{p;A}} \quad (51)$$

$$Le_A = \frac{\lambda_A}{D_{W;A} \cdot \rho_A \cdot c_{p;A}} \quad (52)$$

6.3.2 Stoffübergang in der Sole

Da der Solefilm sehr dünn ist, wird analog zum Wärmeübergang kein weiterer Diffusionskoeffizient innerhalb des Solefilms berücksichtigt. Das bedeutet, dass davon ausgegangen wird, dass der Salzmassenanteil innerhalb des Filmes senkrecht zur Strömungsebene konstant ist.

6.3.3 Stoffübergang im Wasser

Das Wasser steht in keinem direkten Kontakt zur Sole, dem Trägergas oder der Umgebung. Es wird innerhalb der Stegdoppelplatten geführt und kann somit in keinem relevanten Maßstab Stoffe mit dem Partner austauschen.

6.4 Massenbilanz

Für die Massenbilanz gilt grundsätzlich die Massenerhaltung im Kontrollvolumen. Das bedeutet zunächst, dass die Summe aller eintretenden Massen und die Summe aller austretenden Massen in einem stationären Zustand konstant ist, weil keine Speicherung innerhalb des Systems stattfindet. Festzustellen ist, dass infolge des Aufbaues nur ein direkter Massenaustausch von Wasserdampf zwischen Sole und Trägergas stattfinden kann. Die möglichen Übertragungsarten – Wasseraufnahme der Sole, Wasserabgabe der Sole, Verdunsten des Wassers oder Kondensation von Wasser – unterscheiden sich nur durch Änderung des Vorzeichens in der Gleichung. Zum Verständnis der folgenden Gleichungen ist in Abbildung 17 die gewählte Indexnummerierung in Y-Achse, sowie in Abbildung 18 die Nummerierung der Prozessvariablen in Z-Achse dargestellt, welche die Austauschfläche in einzelne Volumenelemente unterteilt. Die Nummerierung beginnt bei null unten an der Austauschfläche und steigt in Strömungsrichtung der Luft bis zum Index n auf. Dieses grundsätzliche Vorgehen entspricht dem von Hublitz (vergleiche [Hub08], Seite 53 ff.).

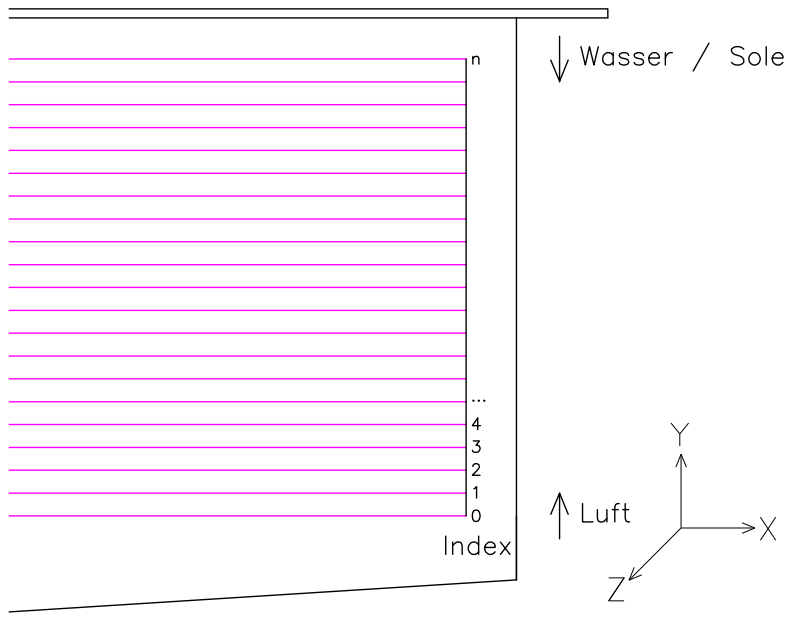


Abbildung 17: Index-Nummerierung

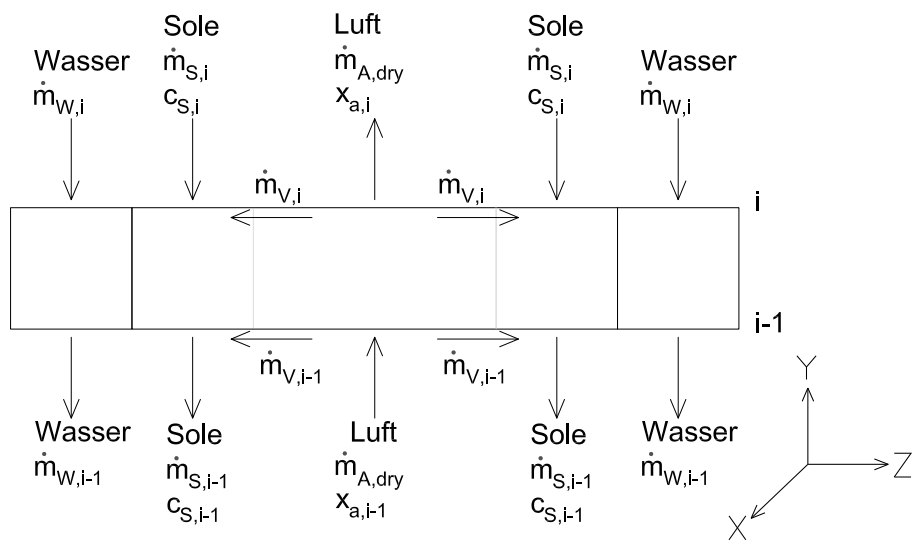


Abbildung 18: Index-Nummerierung der Prozessvariablen an einem Schnitt durch einen Austauschkanal (vergleiche [Hub08], Seite 53)

Trägergas

Für das Trägergas gilt im betrachteten Volumenelement, dass die Änderung seines Wassergehaltes der Masse des übertragenen Dampfes entsprechen muss, vergleiche Gleichung 53. Gleichung 54 stellt dies in diskretisierter Form dar.

Formelzeichen:

i = Laufender Index

$\dot{m}_{A;tr}$ = Massenstrom der trockenen Luft kg/s

\dot{m}_V = Wasserdampfmassenstrom kg/s

x_A = Gravimetrischer Wassergehalt der Luft kg/kg

$$0 = \dot{m}_{A;tr} \cdot \frac{dx_A(y)}{dy} - \dot{m}_V(y) \quad (53)$$

$$0 = \dot{m}_{A;tr} \cdot (x_{A;i-1} - x_{A;i}) - \frac{\dot{m}_{V;i-1} + \dot{m}_{V;i}}{2} \quad (54)$$

Sole

Für die Sole gilt im betrachteten Volumenelement, dass die Änderung des Massenstromes der Sole der Masse des übertragenen Dampfes entsprechen muss, vergleiche Gleichung 55. Gleichung 56 stellt dies in diskretisierter Form dar.

Formelzeichen:

i = Laufender Index $-$

\dot{m}_S = Massenstrom der Sole kg/s

\dot{m}_V = Wasserdampfmassenstrom kg/s

$$0 = \frac{d\dot{m}_S(y)}{dy} + \dot{m}_V(y) \quad (55)$$

$$0 = (\dot{m}_{S;i} - \dot{m}_{S;i-1}) + \frac{\dot{m}_{V;i-1} + \dot{m}_{V;i}}{2} \quad (56)$$

Für die Sole kann noch eine zusätzliche Gleichung 57 formuliert werden, welche die Beladung der Sole mit Wasser als Massenanteil formuliert. Diese wird als die Salz-Massenbilanz bezeichnet. Gleichung 58 stellt dies in diskretisierter Form dar.

Formelzeichen:

i = Laufender Index $-$

c_S = Massenanteil $LiCl$ an der Sole kg/kg

\dot{m}_S = Massenstrom der Sole kg/s

$$0 = \frac{d(c_S(y) \cdot \dot{m}_S(y))}{dy} \quad (57)$$

$$0 = c_{S;i} \cdot \dot{m}_{S;i} - c_{S;i-1} \cdot \dot{m}_{S;i-1} \quad (58)$$

Wasser

Die Massenbilanz des Kühlwassers Gleichung 59 ist hingegen trivial, die eintretende Wassermenge entspricht der austretenden Wassermenge. Ein Transport von Wasser durch die Stegdoppelplatte hindurch infolge von Wasserdiffusion wird nicht berücksichtigt. Die Mengen wären so gering, dass sie keinen signifikanten Beitrag leisten könnten. Gleichung 60 stellt dies in diskretisierter Form dar.

Formelzeichen:

i = Laufender Index –
 \dot{m}_W = Wassermassenstrom kg/s

$$0 = \frac{d\dot{m}_W(y)}{dy} \quad (59)$$

$$0 = \dot{m}_{W;i} - \dot{m}_{W;i-1} \quad (60)$$

6.5 Energiebilanz

Nachdem in Kapitel 6.2 und in Kapitel 6.3 die Wärme- und Stoffübergangsprozesse beschrieben wurden, ist es jetzt auf Basis dieser Vorgänge zusammen mit den übergehenden Stoffmassen aus Kapitel 6.4 möglich, die Energiebilanzen zu formulieren. Der Bilanzraum umfasst nur die Austauschfläche, siehe Abbildung 12 und 15. Da gemäß der Energieerhaltung keine Energie verloren gehen kann, sondern nur umgewandelt wird, muss die Energiebilanz bei Berücksichtigung aller Prozesse zu Null aufgehen.

Trägergas

Die Energiebilanz des Trägergases im betrachteten Volumenelement, Gleichung 61, setzt sich aus der Änderung der Enthalpie der feuchten Luft, der Änderung Enthalpie des übertragenen Wasserdampfes, der Änderung der Wärmeübertragung an die Sole im benetzten und der Änderung Wärmeübertragung an das Wasser im unbenetzten Bereich zusammen. Gleichung 62 stellt dies in diskretisierter Form dar.

Formelzeichen:

i = Laufender Index –
 $\dot{h}_{A;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom der feuchten Luft kW
 $\dot{h}_{V;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom des Wasserdampfes kW
 $\dot{q}_{AS;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Luft-Sole kW
 $\dot{q}_{AW;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Luft-Wasser kW

$$0 = \frac{d\dot{h}_A(y)}{dy} - \dot{h}_V(y) - \dot{q}_{AS}(y) - \dot{q}_{AW}(y) \quad (61)$$

$$0 = (\dot{h}_{A;i-1} - \dot{h}_{A;i}) - \frac{\dot{h}_{V;i-1} + \dot{h}_{V;i}}{2} - \frac{\dot{q}_{AS;i-1} + \dot{q}_{AS;i}}{2} - \frac{\dot{q}_{AW;i-1} + \dot{q}_{AW;i}}{2} \quad (62)$$

Sole

Die Energiebilanz der Sole im betrachteten Volumenelement, Gleichung 63, setzt sich zusammen aus der Änderung der Enthalpie der Sole, der Änderung der Absorptionseenthalpie/Desorptionseenthalpie beziehungsweise des absorbierten Wasserdampfstromes, der Änderung der Wärmeübertragung an das Trägergas und der Änderung der Wärmeübertragung an das Wasser. Gleichung 64 stellt dies in diskretisierter Form dar.

Formelzeichen:

i = Laufender Index	—
$\dot{h}_{S;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom der Sole	kW
$\dot{h}_{V;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom des Wasserdampfes	kW
$\dot{q}_{AS;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Luft-Sole	kW
$\dot{q}_{SW;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Sole-Wasser	kW

$$0 = \frac{dh_S(y)}{dy} + \dot{h}_V(y) + \dot{q}_{AS}(y) - \dot{q}_{SW}(y) \quad (63)$$

$$0 = (\dot{h}_{S;i} - \dot{h}_{S;i-1}) + \frac{\dot{h}_{V;i-1} + \dot{h}_{V;i}}{2} + \frac{\dot{q}_{AS;i-1} + \dot{q}_{AS;i}}{2} - \frac{\dot{q}_{SW;i-1} + \dot{q}_{SW;i}}{2} \quad (64)$$

Wasser

Die Energiebilanz des Wassers im betrachteten Volumenelement, Gleichung 65, setzt sich zusammen aus der Änderung der Enthalpie des Wassers, der Änderung der Wärmeübertragung an die Sole im benetzten und der Änderung der Wärmeübertragung an das Trägergas im unbenetzten Bereich und der Änderung der Wärmeübertragung der Austauschflächenrückseite an die Umgebung. Gleichung 66 stellt dies in diskretisierter Form dar.

Formelzeichen:

i = Laufender Index	—
$\dot{h}_{W;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom des Wassers	kW
$\dot{q}_{AW;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Luft Wasser	kW
$\dot{q}_{SW;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Sole Wasser	kW
$\dot{q}_{W;Amb;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Wasser Umgebung	kW

$$0 = -\frac{dh_W(y)}{dy} + \dot{q}_{SW}(y) + \dot{q}_{AW}(y) - \dot{q}_{W;Amb}(y) \quad (65)$$

$$0 = -\left(\dot{h}_{W;i-1} - \dot{h}_{W;i}\right) + \frac{\dot{q}_{SW;i-1} + \dot{q}_{SW;i}}{2} + \frac{\dot{q}_{AW;i-1} + \dot{q}_{AW;i}}{2} - \frac{\dot{q}_{W;Amb;i-1} + \dot{q}_{W;Amb;i}}{2} \quad (66)$$

Im Weiteren werden die Randbedingungen der Simulation dargestellt und eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt.

6.6 Simulationsprogramm

Entwicklungsumgebung

Die grundlegende Anforderung an eine Entwicklungsumgebung ist die Verfügbarkeit. Es muss die Möglichkeit geben, darauf zugreifen zu können. Die Entwicklungsumgebung sollte auch einen breiten erfahrenen Nutzerkreis besitzen, damit eventuelle Fehler in der Entwicklungsumgebung bemerkt werden. Damit der Nutzerkreis von den erkannten Fehlern auch profitieren kann, müssen diese sowohl dokumentiert als auch über entsprechende Updates behoben werden. Um nicht von Anfang an mit Problemen überhäuft zu werden, ist es sehr günstig, wenn sich die Entwicklungsumgebung schon seit einiger Zeit am Markt befindet, damit die größten Probleme bereits behoben sind. Ebenfalls von Bedeutung ist, dass die Entwicklungsumgebung für das entsprechende Problem eine ausreichende Komplexität besitzt, damit man die Problemstellung auch ohne zu große Einschränkungen darin abbilden kann. Eine sinnvolle Debuggingfunktion sollte etabliert sein, damit Fehler im eigenen Code erkannt und behoben werden können. Die Entwicklungsumgebung sollte die Ergebnisse ausreichend schnell berechnen können. Da dies sowohl von der Programmierung als auch von der Komplexität des Problems abhängig ist, kann die Performance einer Entwicklungsumgebung nicht so einfach bestimmt werden. Die Entwicklungsumgebung sollte es erlauben, eigene Gleichungen und Funktionen zu integrieren, um nicht ausschließlich auf die internen angewiesen zu sein. Gängige Gleichungen sollen möglichst intuitiv in die Entwicklungsumgebung zu übertragen sein.

Besonders bei den hier dargestellten Gleichungen für die Wärme- und Stoffübertragung erfordern viele Gleichungen temperatur-, druck- und vom Massenanteil abhängige Stoffwerte, welche für die Berechnung zu berücksichtigen sind. Daher wäre es wünschenswert, wenn die Entwicklungsumgebung über eine solide Stoffdatenbank verfügt, beziehungsweise diese eingebunden werden kann. In der Berechnung können die entsprechenden Daten dann dynamisch aus der Datenbank entnommen werden. Dies ist insbesondere bei dem hier verwendeten Finite-Elemente-System von entscheidender Bedeutung, da starre Werte hier das Ergebnis nachteilig beeinflussen würden. Die Stoffdaten selbst sollten allgemein anerkannt sein und auf gängigen Tabellen oder Näherungsfunktionen basieren.

Auf Basis der genannten Anforderungen wurde die Entwicklungsumgebung EES der Firma f-Chart gewählt [Kle16]. Die verwendeten Stoffdatensätze wurden geprüft und entsprechen anerkannten Basisdaten aus gängigen Publikationen. Des Weiteren verfügt die Entwicklungsumgebung an sich über eine integrierte Einheitenprüffunktion, die Konvertierungsfehler in der Programmierung erkennbar macht. Die Debuggerfunktion ist damit für Gleichungssysteme, bei denen mit vollständigen Einheiten gerechnet wird, weit fortgeschritten. Somit ist es möglich, Fehler in Gleichungen schnell zu erkennen, wenn die eingesetzten Werte zusammen mit ihren Einheiten angegeben werden, wie man es von der händischen Berechnung her gewohnt ist. Dies stellt zwar zunächst einen erheblichen Mehraufwand bei der Programmierung dar, erlaubt jedoch, bei komplexen Programmierungen den Überblick zu behalten. Die Entwicklungsumgebung selbst sucht die Lösungen für die Gleichungen mittels Iteration und kann nicht mit objektbasierter Programmierung gesteuert werden. Die Gleichung wird von Hand in einer Pascal-ähnlichen Programmiersprache eingegeben und die Variablen mit den entsprechenden Einheiten versehen. Die Entwick-

lungsumgebung kann sowohl lineare als auch nichtlineare Gleichungssysteme, wie sie in dieser Arbeit verwendet werden, lösen, sofern bei letzteren sinnvolle Variablen Grenzen und Startwerte vorgegeben werden. Als gute Basis für die Startwerte werden Messergebnisse aus den Versuchen eingesetzt. Somit ist es mit der Entwicklungsumgebung möglich, die Differenzgleichungen, mit denen das Differenzialgleichungssystem abgebildet ist, zu berechnen. Eine wichtige Eigenschaft der Entwicklungsumgebung ist, durch Angabe der Genauigkeit der Eingangsvariablen, in der Regel Messwerte, die Fehler der Ergebnisse zu berechnen.

Programmcode

Der in dieser Entwicklungsumgebung erstellte Code löst das in den Gleichungen 54 bis 66 dargestellte Differenzensystem nach dem Newton-Verfahren mit einer Ortsauflösung von 150 Schritten. Der Algorithmus konvergiert nur, wenn die Startwerte richtig gewählt sind. Diese zu finden, erfordert häufig komplexe Überlegungen und einiges Experimentieren.

Für die Abbildung der in dieser Arbeit relevanten Funktionsweise des Absorbers, Verdampfers und Regenerators werden bestimmte sinnvolle Randbedingungen zu Grunde gelegt.

Randbedingungen der Modellierung:

1. Die Austauschflächen im Kanal werden mit Luft längs, von unten nach oben angeströmt. Infolge dieser Zwangsangströmung wird von keiner Querströmung innerhalb des Austauschkanals ausgegangen.
2. Der Solestrom folgt der Schwerkraft von oben nach unten und fließt im Gegenstrom zur Luft.
3. Der Austauschkanal wird in Längsrichtung in n Volumenelemente unterteilt, für welche die Stoffzustände und Übergangsparameter in Anlehnung an die Finite-Elemente-Methode jeweils neu berechnet werden. Die jeweiligen Ausgangswerte jedes Volumenelementes sind somit die Eingangsgrößen für das folgende Volumenelement.
4. Es wird auf der Austauschfläche zwischen mit Sole benetztem und nicht benetztem Teil unterschieden.
5. Der Wärmeaustausch im benetzten Bereich erfolgt zwischen Luft und Sole sowie zwischen Sole und Kühlwasser.
6. Der Wärmeaustausch im nicht benetzten Bereich erfolgt zwischen Luft und Kühlwasser.
7. Die Übergangswerte für den Wärmeaustausch werden aus der Geometrie und den Strömungsverhältnissen berechnet (U -Werte). Hierzu werden die für die Berechnung erforderlichen Kennzahlen aus den Mittelwerten der Stoffe unter Berücksichtigung der Ein-/Austrittstemperaturen, Drücke und Taupunkte gebildet.

8. U-Werte im Bereich der mit Sole benetzten Austauschfläche werden separat von denen im nicht benetzten Bereich berechnet
9. Stoffaustausch findet nur zwischen der Luft und der Sole statt.
10. Der Stoffübertragungsbeiwert wird jeweils für jedes Volumenelement mit Hilfe der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung neu berechnet. Die hierzu erforderlichen Stoffwerte werden an den Stützstellen zwischen den Elementen ermittelt und im Anschluss gemittelt.
11. Die Energiebilanzen der jeweiligen Elemente werden immer zu Null aufgelöst. Das heißt, dass alles, was an Energie in ein Element eingebracht wird, auch wieder entnommen werden muss. Die Energie innerhalb eines Volumenelementes kann also nur an die Luft, die Sole beziehungsweise das Wasser, das Kühlwasser oder vom Kühlwasser an die Umgebung abgegeben werden. Der Verlust an die Umgebung kann konstruktionsbedingt nur zwischen dem Kühlwasser, der Austauschfläche und der Umgebung auftreten und wird entsprechend als \dot{Q}_{Amb} implementiert.
12. \dot{Q}_{Amb} wird direkt aus den Enthalpiedifferenzen der Messwerte am Ein- und Austritt der Austauschfläche der beteiligten Stoffe von Sole, Wasser, Luft, und Kühlwasser im Versuch ermittelt, unter der Annahme, die Energiebilanz sei Null. Damit enthält \dot{Q}_{Amb} alle Einflüsse von Messfehlern, die in dieser Summe auftreten.
13. Da die Druckabhängigkeit des Prozesses möglichst genau wiedergegeben werden soll, wird der im Austauschkanal auftretende Druckverlust linear über die Höhe der Austauschfläche verteilt und bei den entsprechenden Stoffwerten berücksichtigt.
14. Die Geometrie der Austauschfläche wird als konstant angesehen mit einer Höhe von 0,5 m, einer Breite von 1 m und einem Abstand zwischen den Austauschflächen von 0,004 m (siehe Abbildung 11 und Abbildung 12).
15. Die Breite der Kühlwasserkanäle beträgt 0,003 m (siehe Abbildung 15).
16. Wasserseitig ist der Kreuzgegenstromwärmetauscher mit Gegenstromwärmetauschverhalten abgebildet. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers infolge der Geometrie der Kühlwasserkanäle berücksichtigt.
17. Die Wandstärke der Polypropylen-Stegdoppelplatte beträgt 0,0005 m und es wird ein Wärmeleitwert von 0,22 W/m-K angesetzt.
18. Ein Verteilvlies auf der Austauschfläche wird in der Simulation nicht berücksichtigt.
19. Die Strömungsgeschwindigkeit der Sole im benetzten Bereich wird mit 0,025 m/s festgelegt. Diese wurde durch eine Zeitmessung ermittelt: Der Soletropfen benötigt circa 20 s für die 0,5 m hohe Austauschfläche. Mit der Strömungsgeschwindigkeit der Sole kann die Solefilmdicke berechnet werden, welche für die Einschnürung des Luftkanales im Solebenetzten Bereich der Austauschfläche verwendet wird.

20. Die Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Spalt ist der Mittelwert aus dem gemessenen Volumenstrom am Eintritt und dem berechneten Volumenstrom am Austritt bezogen auf die mittlere Querschnittsfläche des Austauschkanals. Die Querschnittsfläche ist abhängig von der Benetzung.

Der Code basiert ausschließlich auf validierten Gleichungen des Wärme- und Stofftransportes sowie der Fluidodynamik mit den entsprechenden Annahmen und Randbedingungen. Der Quellcode selbst besteht jeweils aus circa 1200 Zeilen für den Absorber, den Verdampfer und den Regenerator. Für das Ergebnis müssen circa 8000 Gleichungen gelöst werden, die sowohl Zwischen- als auch Endergebnisse enthalten. Um sowohl die relevanten Eingangsgrößen als auch die Ergebnisse besser darstellen zu können, werden diese in einem Anlagenschaubild visualisiert (siehe Abbildung 19). Das Schaubild entspricht dem hydraulischen Aufbau des Teststandes und erlaubt eine einfachere Präsentation der Daten als die rein numerischen und zahlreichen Ergebnisse aus dem Programm.

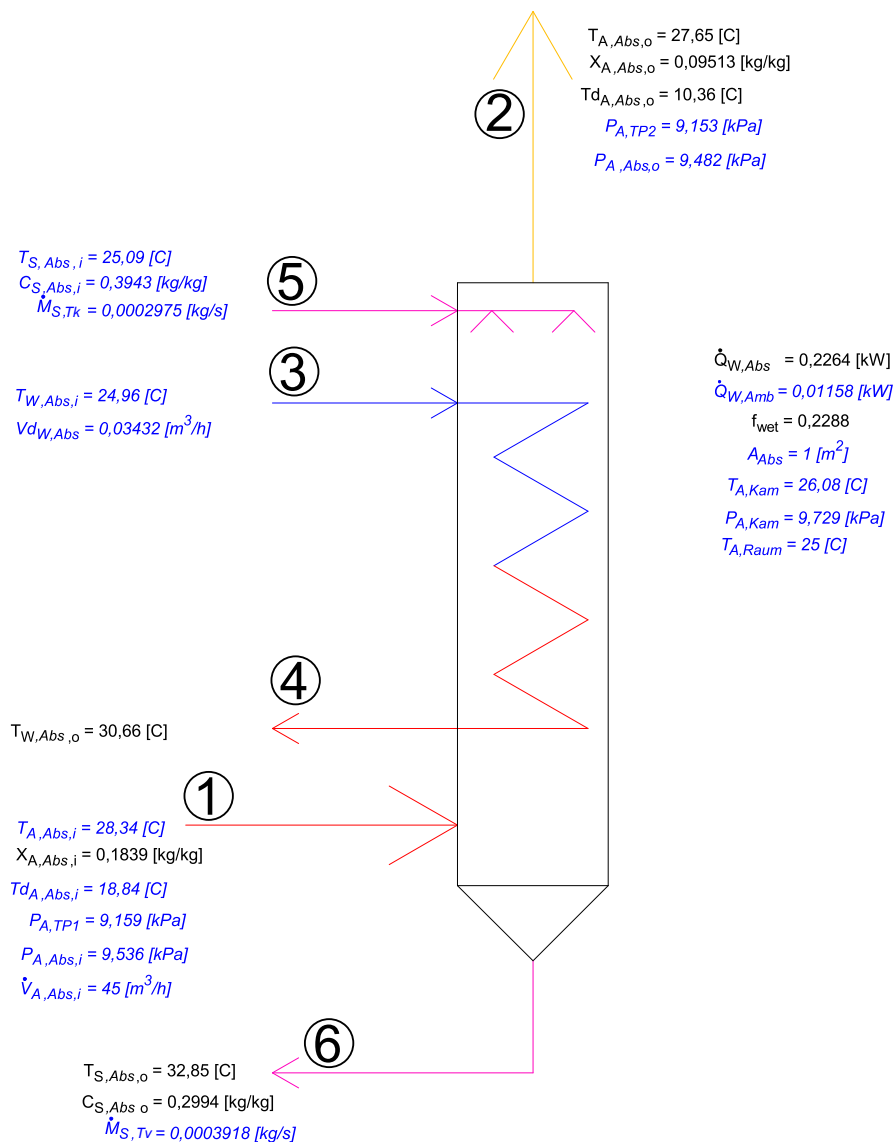


Abbildung 19: Simulation des Wärme- und Stoffübergangs durch Absorption in einem Austauschkanal: Luft tritt an Position 1 ein und an Position 2 aus, Kühlwasser tritt an Position 3 ein und an Position 4 aus. Sole tritt an Position 5 ein und an Position 6 aus. Blau markiert sind Eingaben in die Simulation, schwarz markiert sind die Ergebnisse.

Abbildung 19 zeigt beispielhaft die Simulation eines Absorbers. Grundsätzlich sind Eingangsparameter der Simulation basierend auf Messwerten aus einem Versuch blau und Ergebnisse der Simulation schwarz geschrieben. Das Bezeichnungsschema der Variablen und Indices ist in Kapitel A.1 auf Seite 180 dargestellt.

Am Luftetrtritt (1) in den Absorber sind die gemessenen Daten die Temperatur der Luft $T_{A,Abs,i} = 28,34 \text{ } ^\circ\text{C}$, der Taupunkt der Luft $Td_{A,Abs,i} = 18,84 \text{ } ^\circ\text{C}$, der absolute Druck der Messstelle des Taupunktspiegels $P_{A,TP1} = 9,159 \text{ kPa}$, der absolute Druck der eintre-

tenden Luft $P_{A,Abs,i} = 9,536 \text{ kPa}$ sowie der eintretende Volumenstrom $\dot{V}_{A,Abs,i} = 45 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Die Feuchtigkeit (kg Wasser/kg trockene Luft) $X_{A,Abs,i} = 0,1839 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$ wird aus den Messwerten berechnet. Am Luftaustritt (2) sind die gemessenen Daten der absolute Druck der Messstelle des Taupunktspiegels $P_{A,TP2} = 9,153 \text{ kPa}$ sowie der absolute Druck der austretenden Luft $P_{A,Abs,o} = 9,482 \text{ kPa}$. Die Temperatur der Luft am Austritt $T_{A,Abs,o} = 27,65 \text{ }^\circ\text{C}$, die Feuchtigkeit (kg Wasser/kg trockene Luft) $X_{A,Abs,o} = 0,09513 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$, und der Taupunkt der Luft $Td_{A,Abs,o} = 10,36 \text{ }^\circ\text{C}$ sind Ergebnisse der Simulation.

Am Kühlwassereintritt (3) tritt das Kühlwasser mit einer gemessenen Temperatur $T_{W,Abs,i} = 24,96 \text{ }^\circ\text{C}$ und einem Volumenstrom von $Vd_{W,Abs} = 0,03432 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ in den Wärmetauscher ein. Am Kühlwasseraustritt (4) errechnet sich die Temperatur zu $T_{W,Abs,o} = 30,66 \text{ }^\circ\text{C}$.

Am Soleeintritt (5) wird Sole mit einer gemessenen Temperatur $T_{S,Abs,i} = 25,09 \text{ }^\circ\text{C}$, dem Salzmassenanteil $C_{S,Abs,i} = 0,3943 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$ und dem Massenstrom von $\dot{M}_{S,Tk} = 0,0002975 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ in den Absorber eingebracht. Am Soleaustritt (6) wird ein Massenstrom von $\dot{M}_{S,Tv} = 0,0003918 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ gemessen. Die Soletemperatur $T_{S,Abs,o} = 32,85 \text{ }^\circ\text{C}$ und der Salzmassenanteil $C_{S,Abs,o} = 0,2994 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$ werden durch die Simulation berechnet.

7 Wirtschaftlichkeitsabschätzung

In diesem Kapitel wird eine Wirtschaftlichkeitsabschätzung der Unterdrucksorption im Vergleich zur Kompressionskältetechnik auf Basis der bisherigen Erkenntnisse durchgeführt. Diese zeigt einen positiven Verlauf auf, sofern kostenlose Abwärme als Antriebsenergie eingesetzt wird.

Allgemein

Vor Realisierung einer neuen Idee ist es sinnvoll, den Fokus der Betrachtungen auf deren wirtschaftliche Randbedingungen zu richten. Sind die theoretischen Hürden genommen und könnte der Prozess tatsächlich wie vorgesehen ablaufen, sollte man sich die Zeit nehmen, zu hinterfragen, ob aus dem Vorhaben auch ein wirtschaftlicher Erfolg werden kann und unter welchen Umständen. Zunächst ist festzustellen, gegen wen man sich behaupten muss, wie hoch die Kosten für eine bereits vergleichbare etablierte Technologie liegen und welche Vorteile man für eine neue Technologie sieht, die sich über die Laufzeit positiv auswirken könnten. Hieraus wird schnell ersichtlich, ob es sich bei dem Produkt um eine Nischenanwendung handelt, die nur unter bestimmten Einsatzkriterien erfolgreich ist, oder ob es unter fast allen Bedingungen konkurrieren kann. Außerdem ist es relevant, in welcher Größenordnung das neue Produkt arbeiten muss, welche Leistung es haben muss, beziehungsweise welchen Umsatz es benötigt, damit es konkurrieren kann. Diese Informationen lenken die spätere Betrachtung der Entwicklung einer Maschine und ersparen einem so wertvolle Zeit.

Es kann aber auch sein, dass die neue Technologie bereits an diesem Punkt scheitert und aufgrund erheblicher wirtschaftlicher Defizite eine weitere Forschung nicht lohnend ist. Klarzustellen ist auch, dass eine neue Technologie im Bereich der Energietechnik nur in den seltensten Fällen sofort konkurrenzfähig zu bereits etablierten Technologien ist, da diese meist bereits seit Jahren angewendet, erforscht und sowohl ökonomisch als auch ökologisch hin zu ihrem heutigen Produkt optimiert wurden. Im Bereich der angewandten Energieforschung hat sich die Faustregel bewährt, dass die Kosten für ein neues Produkt nicht um ein Mehrfaches über denen eines bereits am Markt verfügbaren und bewährten vergleichbaren Produktes liegen dürfen. Liegen die Kosten darüber, ist es unwahrscheinlich, dass die weitere Entwicklung das Produkt in absehbarer Zeit konkurrenzfähig machen kann, da hierzu der Wirkungsgrad entsprechend gesteigert und gleichzeitig die Investitionskosten gesenkt werden müssten.

Spezifisch

Inzwischen ist festzustellen, dass die Wärmespeicherung als Speichertechnologie allein kaum mehr rentabel ist, da Wärme sehr kostengünstig eingekauft oder erzeugt werden kann. Dies macht die Wärmespeicherung wirtschaftlich uninteressant, da sie gegen diese niedrigen Kosten konkurrieren muss. Meist ist es schlichtweg günstiger, Abwärme an die Umgebung abzuführen und bei Bedarf neu zu generieren, als diese für einen späteren Bedarf verlustbehaftet zu speichern. Aus Gesprächen mit Industriepartnern ist bekannt, dass Kälte einen viel höheren Stellenwert besitzt, da deren Herstellung aufwendiger und

somit teurer ist. Insofern hat ein Kältespeicher grundsätzlich bessere Voraussetzungen, ein wirtschaftliches Ergebnis zu erzielen, als ein Wärmespeicher. Da die hier vorliegende Technologie beide Funktionen, nämlich sowohl Wärme- als auch Kältespeicherung, erfüllen kann, ist es gerechtfertigt, die für die Technologie günstigere Ausgangssituation der Kältespeicherung zu betrachten und die Wärmespeicherung als zusätzliche Funktion zunächst einmal zurückzustellen. Für die Kälteerzeugung gibt es zwei große am Markt etablierte Technologien: die Erzeugung über Strom mittels Kompressionswärmepumpen und die Erzeugung über die der hier vorgestellten Technologie verwandten Absorptionskältemaschinen. Beide Technologien stehen somit in direkter Konkurrenz zur Unterdrucksorption. Die Besonderheiten beziehungsweise Vorteile der neuen Technologie sind die Wärme- als auch die Kältespeicherfunktion in einem einfachen Speicher, nahezu ohne Speicherverluste. Die Technologie verspricht eine einfache, kostengünstige Konstruktion, da größtenteils Kunststoffmaterialien eingesetzt werden. Zusätzlich ist es möglich, den Beladevorgang des Speichers auf einem niedrigen Temperaturniveau bei circa 80 °C parallel oder sequenziell durchzuführen. Die Niedertemperaturregeneration erlaubt somit den Einsatz von kostengünstiger Abwärme für die Beladung des Speichers. Die Regeneration kann örtlich getrennt von der Wärme- oder der Kälteerzeugung erfolgen. Die Sole kann mittels Leitungen, in Behältnissen oder in Tanklastwagen vom Ort der kostengünstigen Wärmequelle zum Ort des Wärme- oder Kältebedarfs transportiert werden. Das Einsatzgebiet der Technik ist somit vielfältig und grundsätzlich überall dort, wo kostengünstig Wärme zur Verfügung steht bei einem gleichzeitigen oder zeitlich versetzten Kälte- und/oder Wärmebedarf sowie möglicher örtlicher Trennung.

Um die Kosten der neuen Technologie bestimmen zu können, wird zunächst aus der bisherigen Simulation der einzelnen Komponenten der Maschine (Absorber und Verdampfer) ein vollständiger Kreislauf des Arbeitsmittels in dem Berechnungsprogramm abgebildet. Dieser wird mit Startwerten gefüttert und dann mehrmals durchlaufen, bis sich ein stationärer Zustand der Ein- und Ausgangsgrößen einstellt. Auch hier wird ein Anlagenschaubild erstellt, um die Ergebnisse einfach darstellen zu können (siehe Abbildung 20). Aus vorliegenden Informationen zu spezifischen Komponentenkosten werden die Herstellungskosten einer solchen Anlage berechnet und im Anschluss in eine Amortisationsrechnung übertragen. Als Wirtschaftlichkeitsberechnung wird die auf der Annuitätsmethode basierende Berechnung nach *VDI 2067: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung (VDI 2067)* [VDI00] verwendet. Die so ermittelten Kosten werden mit denen der etablierten Technologie verglichen und erlauben somit eine erste überschlägige ökonomische Bewertung der Unterdrucksorption.

Die Anlage für den Wirtschaftlichkeitsvergleich ist für die Bereitstellung von Kühlwasser bei circa 15 °C bei gleichzeitigem Einsatz eines Trockenrückkühlers ausgelegt. Diese Temperatur wird häufig in der Gebäudeklimatisierung für kostengünstige wasserbeaufschlagte Systeme verwendet. Die Kälteverteilungssysteme im Gebäude müssen bei Temperaturen oberhalb des Taupunktes der Umgebungsluft operieren, da es sonst zur Kondensation von Wasser an den Oberflächen kommt. Beispiele für solche Systeme sind Deckenkühlsegel, Bauteilaktivierung oder auch Fußbodenkühlung. Da bei einem solchen System nur Wasser und kein Luftvolumenstrom umgewälzt wird, können Kühllasten

effizient aus dem Gebäude an die Umgebung abgeführt werden. Eine Nachrüstmöglichkeit ist für dieses System, bis auf die Bauteilaktivierung, ebenfalls gegeben.

Folgende Randbedingungen werden für die Simulation der Kältemaschine und der Unterdruksorption gesetzt:

- Die Anlagenleistung beträgt 400 kW Kälte.
- Die Temperatur kaltwasserseitig beträgt circa 15 °C/20 °C.
- Die Temperatur Rückkühlung beträgt circa 30 °C/35 °C.
- Der absolute Druck im Absorber und im Verdampfer beträgt 10 kPa.
- Der Aktivierungsfaktor für den Absorber und den Verdampfer f_{wet} beträgt 0,2.
- Die Temperatur der eintretenden Sole beträgt 30 °C.
- Der Salzmassenanteil der eintretenden Sole beträgt $0,44 \frac{kg}{kg}$.
- Der Unterschied im Salzmassenanteil zwischen Solein- und -austritt soll $>8\%$ sein.
- Die anderen Massenströme und Flächen werden entsprechend der Leistung angepasst.
- Umgebungswärmeverluste der Austauschflächen werden nicht berücksichtigt.
- Eine Speicherfunktion für circa 1 Stunde Vollastbetrieb wird vorgesehen.

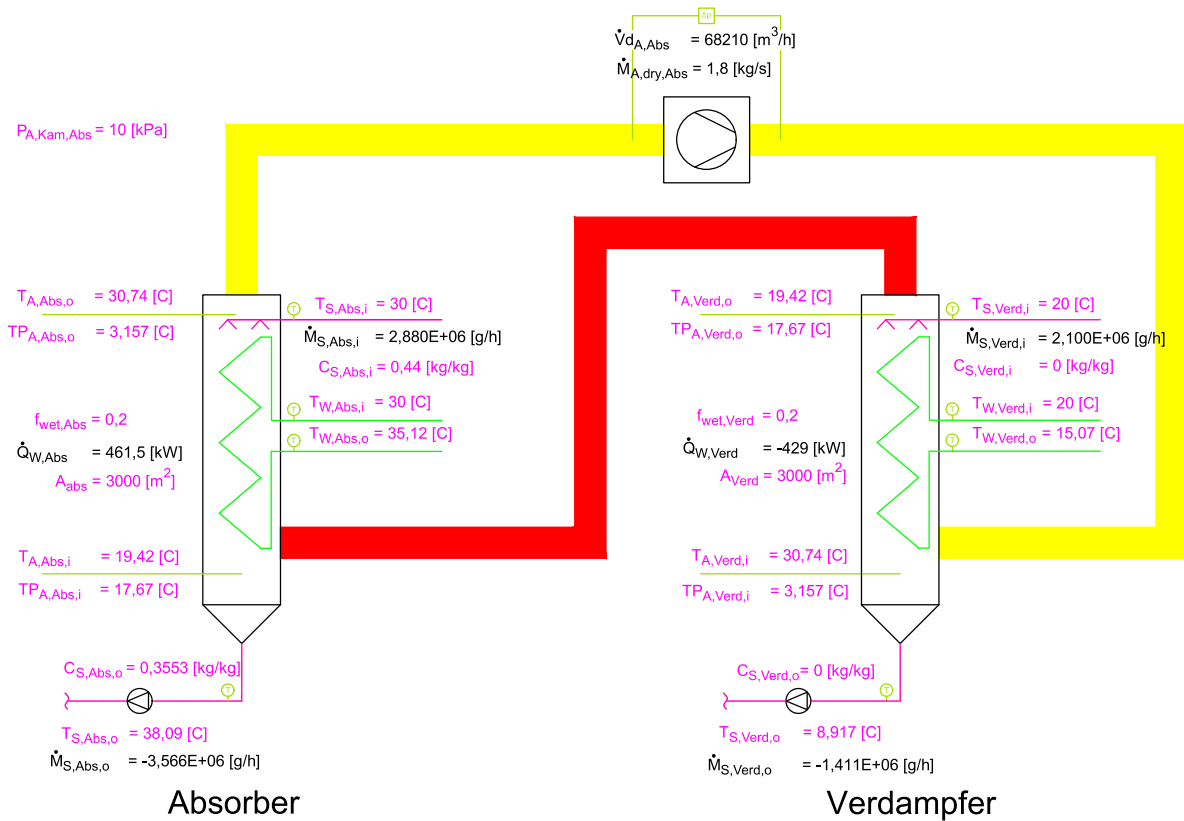


Abbildung 20: Schema für den Trägergas- und Arbeitsmittelkreislauf durch Absorber und Verdampfer einer Kältemaschine für 400 kW Kühlleistung²

Die Allgemeine Prozessbeschreibung ist in Abbildung 10 auf Seite 34 dargestellt. Aus Abbildung 20 ist ersichtlich, dass eine 400 kW Unterdrucksorptionsmaschine jeweils eine Austauschfläche für den Absorber sowie den Verdampfer von 3000 m² benötigt. Der Luftvolumenstrom wird von einem Ventilator angetrieben und die Führung erfolgt in einem geschlossenen Luftkreislauf. Auf eine zusätzliche Wärmerückgewinnung im Luftkreislauf wird verzichtet, da diese die Störanfälligkeit und den Druckverlust der Anlage deutlich erhöht und unter den hier vorliegenden Bedingungen nur circa 26 kW zurückgewinnen kann. Es werden so circa 6 % der Verdampferleistung für die Abkühlung des Trägergases aufgewendet.

Für die Regeneration wird die Wärme- und Stoffaustauschfläche in einem offenen System verwendet (siehe Abbildung 21). Die Außenluft wird über einen Kreuzstromwärmetauscher geleitet, vorgewärmt und dann über die Austauschfläche geführt, welche wasserseitig beheizt ist. Die verdünnte Sole tritt oben in das Austauschflächengehäuse ein, die regenerierte hochkonzentrierte Sole tritt unten an der Austauschfläche wieder aus. Die aus dem Gehäuse austretende befeuchtete Luft wird über den Kreuzstromwärmetauscher geführt, abgekühlt und im Anschluss an die Umgebung abgeführt. Um die Wärmeverluste

²Das Bezeichnungsschema der Variablen und Indices ist in Kapitel A.1 auf Seite 180 dargestellt. Zur Veranschaulichung sind die Zustandsgrößen aus der Simulation in der Grafik in magenta und die Stoff- und Wärmeströme in schwarz dargestellt.

soleseitig zu reduzieren, ist zwischen verdünnter Sole und der konzentrierten Sole ein Wärmetauscher geschaltet, welcher die Wärme von der warmen konzentrierten Sole auf die kühlere verdünnte Sole überträgt. Dieser Wärmetauscher reduziert die prozessbedingten Verluste der Maschine. Um auch hier die Kosten einer solchen Regeneration abschätzen zu können, wird ebenfalls eine Simulation durchgeführt, welche als Basis für die Grobkostenschätzung dient.

Randbedingungen Simulation Regenerator:

- Die Größe der Anlage wird so gewählt, dass diese die erforderliche Solemenge für die 400 kW-Kältemaschine ohne Vorratsspeicherung bereitstellen kann.
- Die Temperaturen der Regeneration betragen wasserseitig circa 80 °C im Vorlauf und 70 °C im Rücklauf.
- Der Aktivierungsfaktor f_{wet} beträgt 0,6 (Dieser wird bei der Regeneration im Vergleich zum Kältemaschinenbetrieb deutlich höher angesetzt, da diese bei Atmosphärendruck abläuft und gemäß den Vorgängerarbeiten höhere Aktivierungsfaktoren zu erwarten sind).
- Die Temperatur der eintretenden Sole beträgt 30 °C.
- Der Salzmassenanteil der eintretenden Sole beträgt $0,3553 \frac{kg}{kg}$.
- Der Salzmassenanteil der austretenden Sole beträgt circa $0,44 \frac{kg}{kg}$.
- Die Massenströme und Flächen werden entsprechend der Leistung angepasst.
- Umgebungswärmeverluste der Austauschflächen werden nicht berücksichtigt.

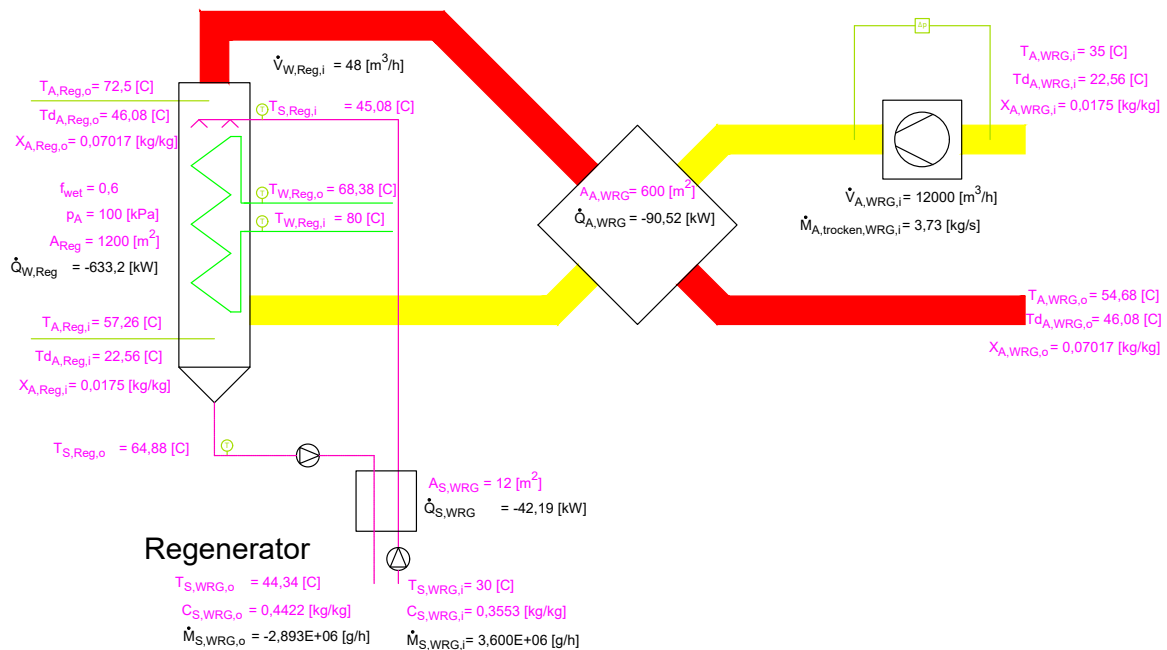


Abbildung 21: Schema für den Trägergas- und Arbeitsmittelkreislauf durch den Regenerator einer Kältemaschine für 400 kW Kühlleistung³

Für die Regeneration werden 1200 m^2 Austauschfläche gemäß Abbildung 21 benötigt sowie ein Kreuzstromwärmetauscher. Auch hier wird der Luftvolumenstrom über einen Ventilator angetrieben und in einem, in diesem Fall jedoch offenen, Luftkreislauf transportiert.

Kostenschätzung 400 kW Kälte mit Unterdrucksorption

In den folgenden Tabellen 1 bis 4 sind die Grobkosten für eine 400 kW-Kältemaschine auf Basis der neu zu betrachtenden Unterdrucksorption dargestellt. Wie in diesem Stadium üblich, handelt es sich hier um eine Kostenschätzung. Als Basis für die Kosten werden die aus der Simulation ermittelten Massen siehe Abbildung 20 und 21 verwendet. Die Einheitspreise in den Tabellen 1, 2 und 3 sind gemäß dem Standardkostenansatz für öffentliche Auftraggeber der *Bayer + Bayer Ingenieure Partnerschaft* ermittelt.

³Das Bezeichnungsschema der Variablen und Indices ist in Kapitel A.1 auf Seite 180 dargestellt. Zur Veranschaulichung sind die Zustandsgrößen aus der Simulation in der Grafik in magenta und die Stoff- und Wärmeströme in schwarz dargestellt.

Tabelle 1: Investitionskosten inklusive Montage und Inbetriebnahme für die Kältemaschine

Kurzbeschreibung	Einheit	Menge	Einheitspreis €	Gesamtpreis €
Lüftungskanal Kunststoff	m^2	150	65,-	9.750,-
Formstücke Kunststoff	m^2	100	90,-	9.000,-
Kanalventilator 70000 m^3/h	Stck	1	13.000,-	13.000,-
Absorber Gehäuse	Stck	1	9.100,-	9.100,-
Absorber Fläche	m^2	3000	5,-	15.000,-
Verdunstungskühler Gehäuse	Stck	1	9.100,-	9.100,-
Verdunstungskühler Fläche	m^2	3000	5,-	15.000,-
Vakuumpumpe (Scroll)	Stck	1	2.500,-	2.500,-
Windkessel 300l	Stck	1	400,-	400,-
Kunststofftank Sole 2,75 m^3	Stck	2	2.500,-	5.000,-
Kunststofftank H_2O 2,75 m^3	Stck	1	2.500,-	2.500,-
Kunststoffleitung 26x3 mm	m	120	20,-	2.400,-
Förderpumpe Sole	Stck	2	1.200,-	2.400,-
Umwälzpumpe Sole inkl. Flansch	Stck	1	1.200,-	1.200,-
Förderpumpe VE-Wasser	Stck	1	800,-	800,-
Umwälzpumpe Wasser	Stck	1	800,-	800,-
$LiCl$ -Salz	kg	1280	5,-	6.400,-
Profilstahlkonstruktion	kg	800	4,-	3.200,-
Dämmung Armaflex	m^2	670	40,-	26.800,-
Enthärtung	Stck	1	4.800,-	4.800,-
Umkehrosmose	Stck	1	9.200,-	9.200,-
Datenpunkte Regelungstechnik	Stck	25	250,-	6.250,-
Zwischensumme Kältemaschine				154.600,-

Tabelle 2: Investitionskosten inklusive Montage und Inbetriebnahme für den Rückkühler

Kurzbeschreibung	Einheit	Menge	Einheitspreis €	Gesamtpreis €
Trockenrückkühler 450 kW	Stck	1	20.000,-	20.000,-
Stahlrohr bis 88,9x3,2	m	80	41,50	3.320,-
Absperr-/Regulierventil bis DN 65	Stck	2	500,-	1.000,-
Kühlwasserpumpe	Stck	1	4.500,-	4.500,-
Druckhaltung	Stck	1	2.000,-	2.000,-
Dämmung DN 80	m	80	21,-	1.680,-
Armaturen DN 65	Stck	2	45,-	90,-
Datenpunkte Regelungstechnik	Stck	10	250,-	2.500,-
Zwischensumme Rückkühler				35.090,-

Tabelle 3: Investitionskosten inklusive Montage und Inbetriebnahme für den Regenerator

Kurzbeschreibung	Einheit	Menge	Einheitspreis €	Gesamtpreis €
Regenerator Gehäuse	Stck	1	2.400,-	2.400,-
Regenerator Fläche	m^2	1200	5,-	6.000,-
Förderpumpe Sole	Stck	1	1.200,-	1.200,-
Umwälzpumpe Sole	Stck	1	1.200,-	1.200,-
WRG Teil für Regeneration	Stck	1	8.500,-	8.500,-
Kanäle, verzinkt, wetterfest	m^2	72	110,-	7.920,-
Filter	Stck	8	500,-	4.000,-
Formstücke, verzinkt, wetterfest	m^2	20	120,-	2.400,-
Wetterschutzgitter	Stck	2	800,-	1.600,-
Schalldämpfer	Stck	2	800,-	1.600,-
Ventilator 12000 m^3/h	Stck	1	6.000,-	6.000,-
Solewärmetauscher Gehäuse	Stck	1	300,-	300,-
Solewärmetauscher Fläche	m^2	12	5,-	60,-
Dämmung Armaflex	m^2	130	40,-	5.200,-
Datenpunkte Regelungstechnik	Stck	20	250,-	5.000,-
Zwischensumme Regenerator				53.380,-

Tabelle 4: Investitionskosten Zusammenstellung Unterdrucksorption

Kurzbeschreibung	Einheit	Menge	Einheitspreis €	Gesamtpreis €
Zwischensumme Kältemaschine				154.600,-
Zwischensumme Rückkühler				35.090,-
Zwischensumme Regenerator				53.380,-
			Bruttosumme =	243.070,-
			MwSt. (19%) =	38.809,50
			Nettosumme =	204.260,50

Die resultierenden Investitionskosten einer Unterdrucksorptionsanlage addieren sich somit zu 204.260,50 €, siehe Tabelle 4. Ein von der Kälteleistung her vergleichbarer Kaltwassersatz hat, infolge seiner Technologie und der bereits lange vollzogenen Entwicklungsphase, Investitionskosten von nur circa 80.000,00 €. Da die Absorptionstechnologie in der Regel immer höhere Investitionskosten aufweist als die Kompressionstechnologie, muss der Unterschied in den Investitionskosten durch günstigere Betriebskosten aufgefangen werden. Zu klären ist daher die Frage, ob die Technologie bei Nutzung von kostenloser Abwärme über eine Laufzeit von 10 Jahren mit einer konventionellen Kompressionskältemaschine konkurrieren kann. Um diese Frage beantworten zu können, wird im Folgenden eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung auf Basis der VDI 2067 [VDI00] unter diesen Randbedingungen und ein Kostenvergleich der beiden Technologien durchgeführt.

Randbedingungen der Wirtschaftlichkeit:

- Vollbenutzungsstunden der Kühlung $4000 \frac{h}{a}$
- Stromkosten $150,00 \frac{€}{MWh}$
- Gesamt-COP Kaltwassersatz 3,5
- Betrachtungszeitraum 10 Jahre
- Finanzierung auf 5 Jahre mit 8 % Zinsen
- Kostenlose Abwärme bei 80 °C
- Berücksichtigung des Hilfsenergiebedarfes für die Funktion der Anlage

Insbesondere die Stromkosten sind entscheidend für den Vergleich von Kompressionsanlagen mit Absorptionsanlagen, da diese über eine Wirtschaftlichkeit der Anlage entscheiden. Dies folgt aus der Art der Kälteerzeugung. Bei Kompressionsmaschinen

erfolgt die Kompression mechanisch über einen elektronisch angetriebenen Verdichter mit entsprechender Leistungsaufnahme. Bei Absorptionsanlagen hingegen erfolgt die Verdichtung thermisch und verbraucht hierbei keine elektrische Leistung. Beide Systeme benötigen sowohl für die Rückkühlung als auch für die Regelung der Anlage zusätzliche elektrische Hilfsenergie, die zu berücksichtigen ist und Kosten verursacht. Um die Stromkosten der beiden Anlagen fair vergleichen zu können, wurde für beide der deutsche Strompreis für Industriekunden angesetzt (siehe hierzu Abbildung 22).

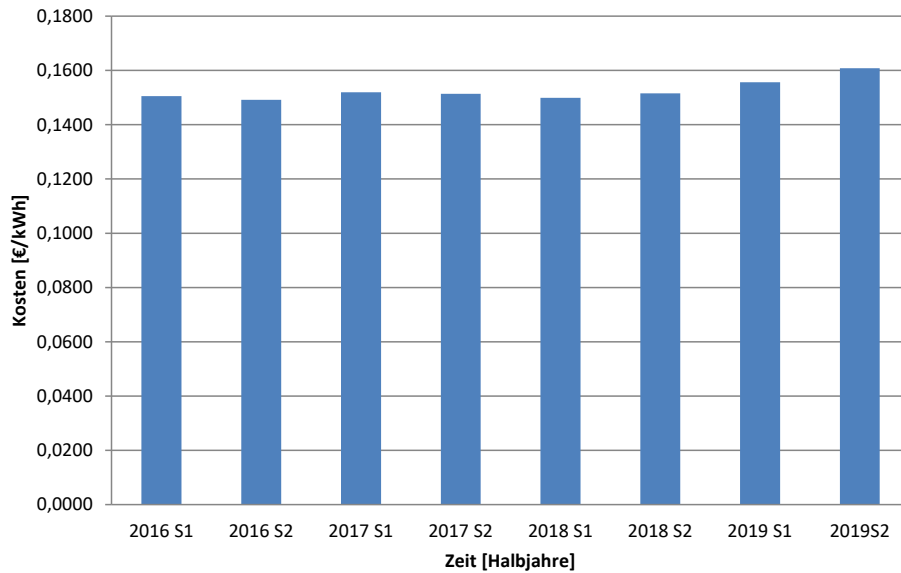


Abbildung 22: Strompreis in Deutschland für die Industrie⁴[Eur20]

Zunächst wird die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für den Kaltwassersatz als Referenz durchgeführt. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für den Kaltwassersatz kann dann mit der folgenden Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für die Sorptionsanlage verglichen werden. Ein Vergleich der Kostenentwicklung der beiden Anlagen über die Laufzeit erlaubt dann eine Aussage über die wirtschaftlichere Anlage gemäß den aufgestellten Randbedingungen.

⁴500 MWh/a < Abnahme < 2000 MWh/a, Preise ohne MwSt. und sonstige abzugsfähige Abgaben

Wirtschaftlichkeit Kompressionskälte 400 kW Kälte

1. Kapitalgebundene Kosten K_i

1.1 Kapitalkosten K_k

- $K_k =$ Kapitalkosten $\frac{\text{€}}{a}$
- $K_{inv} =$ investiertes Kapital $\text{€} = 80.000,00 \text{ €}$
- $a =$ Annuitätenfaktor $\frac{1}{a} = a$ gewählt auf 5 Jahre und 8 % Zinsen $= 0,2505 \frac{1}{a}$

$$K_k = K_{inv} \cdot a = 80.000,00 \text{ €} \cdot 0,2505 \frac{1}{a} = 20.040,00 \frac{\text{€}}{a} \quad (67)$$

1.2 Instandsetzungskosten K_u

- $K_u =$ Instandsetzungskosten $\frac{\text{€}}{a}$
- $K_{inv} =$ Investiertes Kapital $\text{€} = 80.000,00 \text{ €}$
- $fU =$ Instandsetzung in % des investierten Kapitals $= 2 \%$

$$K_u = K_{inv} \cdot fU = 80.000,00 \text{ €} \cdot 2\% = 1.600,00 \frac{\text{€}}{a} \quad (68)$$

Folgende $K_i =$ Kapitalgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$ ergeben sich damit.

$$K_i = K_k + K_u = 20.040,00 \frac{\text{€}}{a} + 1.600,00 \frac{\text{€}}{a} = 21.640,00 \frac{\text{€}}{a} \quad (69)$$

1.3 Verbrauchsgebundene Kosten K_E

- $K_E =$ Verbrauchsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- $Q_{WA} =$ Jährlicher Kältebedarf $\frac{\text{MWh}}{a}$
- $b_V =$ Vollbenutzungsstunden $\frac{h}{a} = 4000 \frac{h}{a}$ (industrielle Prozesskühlung mit durchschnittlich 45% Last)
- $Q_k =$ Kälteleistung $kW = 400 kW$
- $k_E =$ Stromkosten $\frac{\text{€}}{\text{MWh}} = 150,00 \frac{\text{€}}{\text{MWh}}$
- $COP_{KM} =$ Leistungszahl Kältemaschine, durchschnittlicher Kaltwassersatz $= 3,5$

$$Q_{WA} = Q_k \cdot b_V = 400 kW \cdot 4000 \frac{h}{a} = 1.600 \frac{\text{MWh}}{a} \quad (70)$$

$$K_E = Q_{WA} \cdot k_E \cdot \frac{1}{COP_{KM}} = 1.600 \frac{\text{MWh}}{a} \cdot 150,00 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} \cdot \frac{1}{3,5} = 68.571,43 \frac{\text{€}}{a} \quad (71)$$

1.4 Betriebsgebundene Kosten K_{BW}

- K_{BW} = Betriebsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- K_{inv} = Investiertes Kapital € = 80.000,00 €
- f_{BW} = Bedienungs- und Wartungsfaktor in % des investierten Kapitals = 2%

$$K_{BW} = K_{inv} \cdot f_{BW} = 80.000,00 \text{ €} \cdot 2\% = 1.600,00 \frac{\text{€}}{a} \quad (72)$$

2 Kosten pro Jahr K

- K = Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- K_i = Kapitalgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- K_E = Verbrauchsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- K_{BW} = Betriebsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$

$$K = K_i + K_E + K_{BW} = 21.640,00 \frac{\text{€}}{a} + 68.571,43 \frac{\text{€}}{a} + 1.600,00 \frac{\text{€}}{a} = 91.811,43 \frac{\text{€}}{a} \quad (73)$$

3 Kostentabelle über 10 Jahre

Tabelle 5: Kosten 400 kW Kompressionskältemaschine über 10 Jahre

Jahr	Gesamtkosten kumuliert €
1	91.811,-
2	183.623,-
3	275.434,-
4	367.246,-
5	459.057,-
6	530.829,-
7	602.600,-
8	674.371,-
9	746.143,-
10	817.914,-

Aus der Berechnung (siehe Tabelle 5) ergeben sich Kosten in Höhe von 817.914,29 € für den Betrieb der Anlage nach 10 Jahren. Der Vorteil der Anlage sind die relativ niedrigen Investitionskosten. Jedoch ist festzustellen, dass die verbrauchsgebundenen Kosten den Hauptanteil der Gesamtkosten verursachen. Nimmt man diese aus Gleichung 71, so ergeben sich jährliche Kosten von 68.571,43 €. Summiert man diese über die 10 Jahre auf und setzt sie in das Verhältnis zu den Gesamtkosten nach 10 Jahren (K_{10ges}), kann man erkennen, welchen Einfluss diese Kosten auf das Gesamtergebnis der Anlage haben.

$$K_{Anteil_{K_E}} = \frac{K_E \cdot 10a}{K_{10ges}} = \frac{68.571,43 \frac{\text{€}}{a} \cdot 10a}{K_{10ges}} = \frac{685.714,30 \text{€}}{817.914,29 \text{€}} = 83,84\% \quad (74)$$

Dieser enorme Anteil der verbrauchsgebundenen Kosten von 83,84% erlaubt es alternativen Technologien mit höheren Investitionskosten konkurrenzfähig zu sein, sofern ihre verbrauchsgebundenen Kosten niedriger sind. In unserem Fall gehen wir davon aus, dass die für die Unterdrucksorption benötigte Antriebswärme als Abwärme kostenlos zur Verfügung steht und nur der elektrische Hilfsstrom bezahlt werden muss. Unter diesen in den Randbedingungen definierten Annahmen besteht also das Potenzial, dass die Unterdrucksorption konkurrenzfähig zur etablierten Kompressionskälteerzeugung ist. Im Folgenden wird die Berechnung für die Unterdrucksorption wiederholt.

Wirtschaftlichkeit Sorptionskälte 400 kW Kälte

1. Kapitalgebundene Kosten K_i

1.1 Kapitalkosten K_k

- K_k = Kapitalkosten $\frac{\text{€}}{a}$
- K_{inv} = investiertes Kapital € = 204.260,50 €
- a = Annuitätenfaktor $\frac{1}{a}$ = a gewählt auf 5 Jahre und 8 % Zinsen = $0,2505 \frac{1}{a}$

$$K_k = K_{inv} \cdot a = 204.000,50 \text{ €} \cdot 0,2505 \frac{1}{a} = 51.167,26 \frac{\text{€}}{a} \quad (75)$$

1.2 Instandsetzungskosten K_u

- K_u = Instandsetzungskosten $\frac{\text{€}}{a}$
- K_{inv} = Investiertes Kapital € = 204.260,50 €
- fU = Instandsetzung in % des investierten Kapitals = 3 %

$$K_u = K_{inv} \cdot fU = 204.260,50 \text{ €} \cdot 3\% = 6.127,82 \frac{\text{€}}{a} \quad (76)$$

Folgende K_i = Kapitalgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$ ergeben sich damit.

$$K_i = K_k + K_u = 51.167,26 \frac{\text{€}}{a} + 6.127,82 \frac{\text{€}}{a} = 57.295,07 \frac{\text{€}}{a} \quad (77)$$

1.3 Verbrauchsgebundene Kosten K_E

- K_E = Verbrauchsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- b_V = Vollbenutzungsstunden $\frac{h}{a} = 4000 \frac{h}{a}$
- k_E = Stromkosten $\frac{\text{€}}{MWh} = 150,00 \frac{\text{€}}{MWh}$

Um die Stromkosten der Anlage bestimmen zu können, werden aus der Auslegung der Anlage die Einzelkomponenten ermittelt, die elektrische Energie verbrauchen und diesen ein Bedarf zugeordnet. Die Einzelleistungen sowie die entstehende Summe kann der Tabelle 6 entnommen werden. Die Summenleistung P_{el} wird mit den Vollaststunden der Anlage multipliziert und man erhält den jährlichen Strombedarf E_{WA} der Anlage.

Tabelle 6: Leistungsbedarf 400 kW-Sorptionskältemaschine⁵

Kurzbeschreibung	Leistungsbedarf kW
Regelung	0,15
Rückkühlerventilatoren	14,0
Absorber-Ventilator	2,5
Regenerator-Ventilator	1,1
Kühlwasserpumpe	1,5
Kaltwasserpumpen	0,068
Solepumpen	0,2
Unterdruckpumpe	0,050
P_{el} (Summe)	19,568

$$E_{WA} = P_{el} \cdot b_V = 19,568 \text{ kW} \cdot 4000 \frac{\text{h}}{\text{a}} = 78,272 \frac{\text{MWh}}{\text{a}} \quad (78)$$

$$K_E = E_{WA} \cdot k_E = 78,272 \frac{\text{MWh}}{\text{a}} \cdot 150,00 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} = 11.740,80 \frac{\text{€}}{\text{a}} \quad (79)$$

1.4 Betriebsgebundene Kosten K_{BW}

- K_{BW} = Betriebsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{\text{a}}$
- K_{inv} = Investiertes Kapital € = 204.260,50€
- f_{BW} = 1% = Bedienungs- und Wartungsfaktor in % des investierten Kapitals (Die Wartungskosten einer Sorptionskältemaschine sind mit einer Kompressionskältemaschine vergleichbar und sind hier infolge der höheren Investitionskosten spezifisch niedriger angesetzt.)

$$K_{BW} = K_{inv} \cdot f_{BW} = 204.260,50 \text{ €} \cdot 1\% = 2.042,61 \frac{\text{€}}{\text{a}} \quad (80)$$

2 Kosten pro Jahr K

- K = Kosten $\frac{\text{€}}{\text{a}}$
- K_i = Kapitalgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{\text{a}}$

⁵Leistungsbedarfsabschätzung gemäß Bayer + Bayer Ingenieure Partnerschaft

- $K_E =$ Verbrauchsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- $K_{BW} =$ Betriebsgebundene Kosten $\frac{\text{€}}{a}$
- $K_{VE} =$ Kosten für VE-Wasser $\frac{\text{€}}{a}$
- $K_{H_2O} =$ Kosten für Wasser Betriebsmittel $\frac{\text{€}}{m^3} = 4,83 \frac{\text{€}}{m^3}$
- $\dot{M}_{H_2O} =$ Jährlicher Wasserbedarf $\frac{m^3}{a} = 2.640 \frac{m^3}{a}$

$$K_{VE} = K_{H_2O} \cdot \dot{M}_{H_2O} = 4,83 \frac{\text{€}}{m^3} \cdot 2.800 \frac{m^3}{a} = 13.524,00 \frac{\text{€}}{a} \quad (81)$$

$$K = K_i + K_E + K_{BW} + K_{VE} \quad (82)$$

$$K = 57.295,07 \frac{\text{€}}{a} + 11.740,80 \frac{\text{€}}{a} + 2.042,61 \frac{\text{€}}{a} + 13.524,00 \frac{\text{€}}{a} = 84.602,48 \frac{\text{€}}{a} \quad (83)$$

Tabelle 7: Kosten 400 kW Kältemaschine Vergleich über 10 Jahre

Jahr	Kompressionskälte kumuliert €	Sorptionskälte kumuliert €	Differenz kumuliert €
1	91.811,-	84.602,-	7.209,-
2	183.623,-	169.205,-	14.418,-
3	275.434,-	253.807,-	21.627,-
4	367.246,-	338.410,-	28.836,-
5	459.057,-	423.012,-	36.045,-
6	530.829,-	456.448,-	74.381,-
7	602.600,-	489.883,-	112.717,-
8	674.371,-	523.318,-	151.053,-
9	746.143,-	556.753,-	189.390,-
10	817.914,-	590.188,-	227.726,-

Aus der Berechnung (siehe Tabelle 7) ergeben sich Kosten in Höhe von 590.188,48 € für den Betrieb der Anlage nach 10 Jahren. Die niedrigen verbrauchsgebundenen Kosten der Sorptionsanlage, die nur den Strombedarf sowie die Wasseraufbereitung darstellen, machen sich in der Berechnung deutlich bemerkbar und helfen der Technologie, sich zu etablieren. Der Einfluss der verbrauchsgebundenen Kosten Gleichung 79 an den Gesamtkosten ist, wie zu erwarten, deutlich geringer und ergibt sich analog zu der Berechnung bei der Kompressionskälte, wobei bei der Sorption hier zusätzlich die Kosten für die Vollentsalzung Gleichung 81 des Frischwassers angesetzt werden.

$$K_{\text{Anteil}_{K_E+K_{VE}}} = \frac{(K_E + K_{VE}) \cdot 10a}{K_{10ges}} = \frac{252.648,00\text{€}}{590.188,48\text{€}} = 42,81\% \quad (84)$$

Die Sorptionsanlage hat deutlich höhere Investitionskosten von 204.260,50 € im Vergleich zu 80.000,00 € bei der Kompressionsanlage. Sie kann diesen Nachteil jedoch durch die niedrigeren verbrauchsgebundenen Kosten kompensieren. Deutlich erkennbar ist dies auch an den Gleichungen 74 und 84, bei welchen die Kostenanteile des Verbrauches an den Gesamtkosten der Anlage berechnet wurden zu 83,84 % bei der Kompression und zu 42,81 % bei der Sorption.

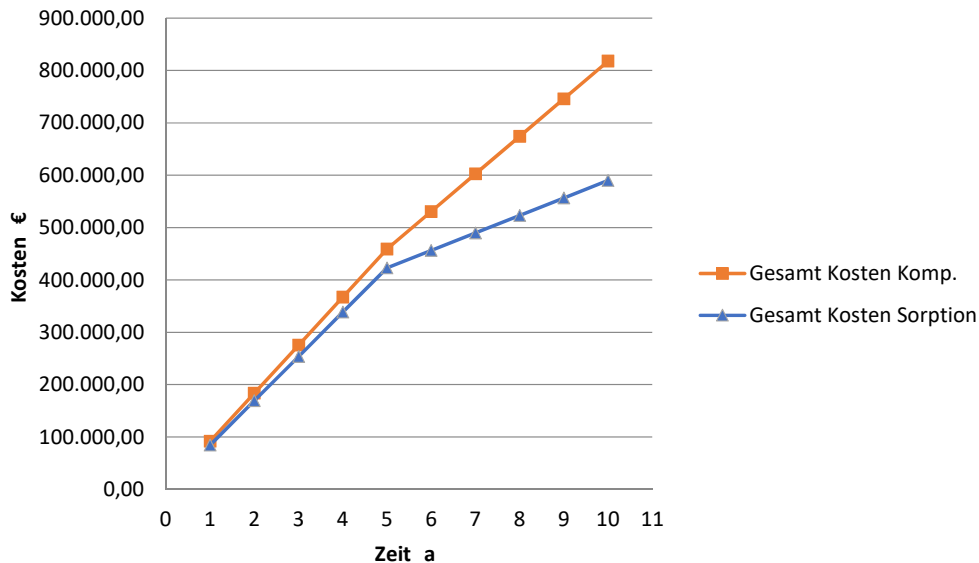


Abbildung 23: Kostenentwicklung im Vergleich 400 kW Kälte

Aus Tabelle 7 ist ersichtlich, dass die Sorptionstechnik bereits ab dem ersten Jahr unter den gegebenen Randbedingungen rentabel ist und über die Laufzeit ihren Vorsprung noch deutlich ausbauen kann. Dies ist noch einmal grafisch in Abbildung 23 dargestellt. Der hier ersichtliche Knick im Kostenverlauf nach 5 Jahren entsteht bei beiden Kurven, da nach diesem Zeitraum die Investitionskosten abbezahlt sind und nur noch die Verbrauchs- und Betriebskosten der Anlagen anfallen. Da die Technologie unter diesen Randbedingungen bereits wirtschaftlich ist, ist die weitere Forschung an der Unterdrucksorptionsstechnologie ökonomisch vielversprechend und wird an dieser Stelle fortgesetzt.

8 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel wird das Lastenheft der Versuchsanlage definiert und detailliert sowohl die Konstruktion an sich als auch die Messtechnik dargestellt. Es folgt die Inbetriebnahme sowie die Beschreibung der Messdatenerfassung und Auswertung. Weiterhin wird dargestellt, wie der messtechnisch nicht unmittelbar erfassbare Energiebeitrag *Umgebungswärmeverluste* ($\dot{Q}_{W,Amb}$) ermittelt wird. Im Anschluss werden die durchzuführenden Versuche definiert. Zum Ende des Kapitels erfolgt eine exemplarische Darstellung der Versuchsdurchführung.

8.1 Versuchsaufbau

8.1.1 Anforderungen an den Versuchsaufbau

Für die Konstruktion der Versuchsanlage wird zunächst ein Lastenheft ermittelt. Das Lastenheft stellt die Grundlage für die Dimensionierung der Anlagenkomponenten dar. Aus ihm ergibt sich die Größe der Anlage sowie deren Einsatzbereich. Die Frage – Was soll die Anlage alles können? – sollte mit dem Lastenheft abschließend beantwortet werden.

Aus den bisherigen Untersuchungen unter normalen Umgebungsdruckbedingungen konnten in Diskussionen am Institut Basiseigenschaften abgeleitet werden, welche die Anlage besitzen muss. Einer der ersten Designparameter ist der Prüfling, welcher das Design für die spätere Anlage vorgibt. Die Entscheidung für den Prüfling fiel zugunsten der verfügbaren Wärme- und Stoffaustauschflächen der Firma L-DCS Technology GmbH, welche Austauschflächen bereits für vorangegangene Untersuchungen hergestellt und auch modifiziert hat. Der Prüfling soll 1,0m breit und 0,5m hoch sein und aus zwei Stegdoppelplatten bestehen. Die Anlage soll einen Betrieb und Messungen in einem Druckbereich von normalem Umgebungsdruck bis hin zu 10 kPa absolut erlauben. Es soll mit einem Aufbau möglich sein, jeweils eine Komponente einer Anlage, den Absorber oder den Verdampfer, abzubilden und diese entsprechend zu vermessen. Dies bedeutet, dass es nicht erforderlich ist, eine komplette Kältemaschine aufzubauen. Die Anlage wird also entweder als Absorber oder als Verdampfer betrieben und hierbei vollständig vermessen. Ein Regenerationsbetrieb wäre zwar wünschenswert, ist aber nicht unbedingt erforderlich und somit optional.

Der der Austauschfläche zugeführte Luftstrom soll bezüglich Temperatur, Feuchte, Druck und Volumenstrom variabel sein, um so verschiedene Bedingungen vermessen zu können. Hierzu gehört die Anpassung des Luftvolumenstromes über die Austauschfläche, die Lufttemperatur, die Feuchte der Luft sowie der Druck der Luft. Um dies realisieren zu können, ist es nötig, einen Lufterhitzer, Kühler und Befeuchter einzusetzen. Sowohl die Solemengen als auch die Salzmassenanteile müssen frei einstellbar sein, um deren Auswirkung auf den Prozess untersuchen zu können. Ebenfalls sollen sowohl der Kühlwasservolumenstrom als auch dessen Temperatur variabel einstellbar sein, um auch dessen Auswirkung auf den Prozess untersuchen zu können. Die Regeneration der Sole erfolgt in diesem Stadium über ein elektrisches Auskochverfahren. Hierdurch lässt sich erfahrungsgemäß der Salzmassenanteil sehr einfach über die Vorgabe der Siedetemperatur

einstellen, wenn der Druck bekannt ist. Die absoluten Einsatzgrenzen wurden aus den bisherigen Erfahrungen sowie mittels des Simulationsprogramms bestimmt und festgelegt. Weiterhin müssen für die Auswertung alle in den Prozess ein- und austretenden Massen- und Volumenströme sowie alle Temperaturen, Taupunkte und relevanten Drücke erfasst werden. Dies ist erforderlich, um eine Bilanzierung des Prozesses auf Basis der Massen- und Energieerhaltung durchführen zu können. Die Anlage muss so konstruiert sein, dass Versuche sich hinreichend genau vermessen und wiederholen lassen.

Zusammenstellung Lastenheft:

- Austauschflächen 1,0 m x 0,5 m (b x h)
- Anzahl der Stegdoppelplattenpaare (Luftkanäle) = 1
- Alternative Betriebsweise als Absorber, Verdampfer und Kondensator
- Volumenstrom der Luft variabel einstellbar $10 \frac{m^3}{h}$ - $60 \frac{m^3}{h}$
- Temperatur der Luft variabel einstellbar 5°C - 70°C
- Taupunkt der Luft variabel einstellbar 5°C - 25°C (begrenzt durch die Umgebungstemperatur)
- Druck der Luft variabel einstellbar zwischen umgebenden Luftdruck und 10 kPa absolut
- Solemenge variabel einstellbar $0 \frac{kg}{h}$ - $3 \frac{kg}{h}$
- Salzmassenanteil variabel einstellbar $0 \frac{kg}{kg}$ - $0,40 \frac{kg}{kg}$
- Die Regeneration der Sole erfolgt durch Auskochen
- Kühlwasservolumenstrom variabel einstellbar $0 \frac{l}{h}$ - $120 \frac{l}{h}$
- Kühlwassertemperatur variabel einstellbar 5°C - 70°C
- Auswahl geeigneter Messverfahren für die in den Prozess ein- und austretenden Ströme
- Eine Massen- und Energiebilanzierung soll möglich sein
- Die Versuche sollen wiederholbar sein

8.1.2 Konstruktion

Auf Basis des Lastenheftes werden erste Designs entwickelt, welche die genannten Kriterien erfüllen sollen. Zusätzlich müssen die einzelnen Materialien und Komponenten noch auf Verträglichkeit mit den Medien abgestimmt werden. Ebenso ist deren mechanische Tragfähigkeit für die Konstruktion entscheidend. Zu beachten ist weiterhin, wie diese auf die Einwirkung von Unterdruck beziehungsweise den Wechsel zwischen Unterdruck und Normaldruck reagieren.

Austauschflächengehäuse

Um die Luftführung durch den von den Austauschflächen gebildeten Austauschkanal sicherzustellen, werden diese in ein Kunststoffgehäuse eingesetzt.

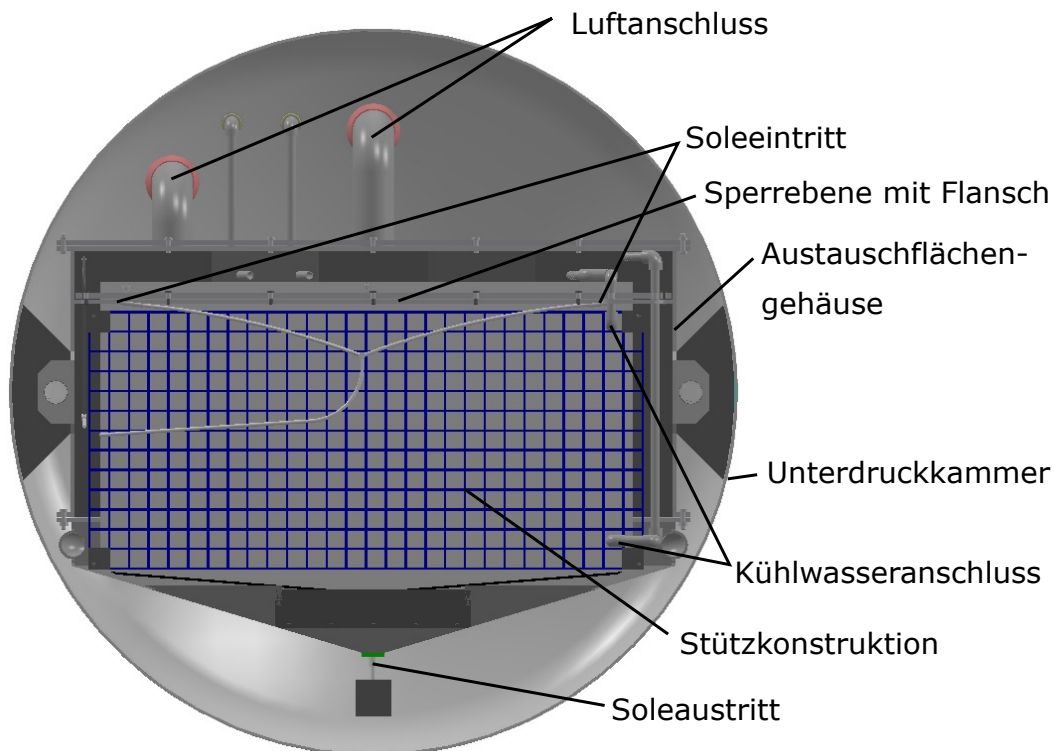


Abbildung 24: Schnitt durch das Austauschflächengehäuse und den runden Unterdruckbehälter [L-D14]

Die im Gehäuse vorhandene Sperrebene (siehe Abbildung 24), an welcher der Austauschkanal über einen Flansch mit dem Gehäuse verschraubt ist, verhindert das Vorbeiströmen des Trägergases am Austauschkanal. Die Austauschflächen werden durch abgedichtete Durchführungen durch das Gehäuse hindurch mit den Medien Kühlwasser, Sole und Luft versorgt. Wie bereits in Abbildung 11 dargestellt, werden die Austauschflächen, welche geringe Wandstärken aufweisen, durch eine Stützkonstruktion stabilisiert und in Position gehalten. Das Gehäuse hat zusätzlich zur Sicherstellung der Luftführung eine zweite Funktion: die Aufnahme der von den Austauschflächen abtropfenden Sole. In Abbildung 24 ist der trichterförmige Boden des Gehäuses dargestellt, welcher die Sole über ein Gefälle zum Soleaustritt führt. Von diesem Punkt aus wird die Sole über eine Pumpe abgeführt.

Unterdruckkammer

Die Unterdruckkammer muss das Austauschflächengehäuse und die Anbauten sowie die durch den Unterdruck entstehenden Kräfte aufnehmen können. Gleichzeitig muss ein simpler Einbau aller Anbauteile möglich sein, ebenso wie Umbauten und Anpassungen

der Konstruktion innerhalb des Behälters. Um Platz zu sparen wurde zunächst eine eckige Konstruktion der Unterdruckkammer in Betracht gezogen. Diese wurde jedoch aufgrund der hierfür erforderlichen hohen Wandstärken verworfen. Als statisch günstiger erwies sich ein liegender runder Zylinder, der auf einer Seite durch einen Klöpperboden und auf der anderen Seite durch einen horizontal schwenkbaren Deckel verschlossen wird (siehe Abbildung 25). Dies erlaubt es, den Behälter ohne Werkzeuge zu öffnen, was für den späteren Betrieb eine erhebliche Zeitersparnis darstellt.

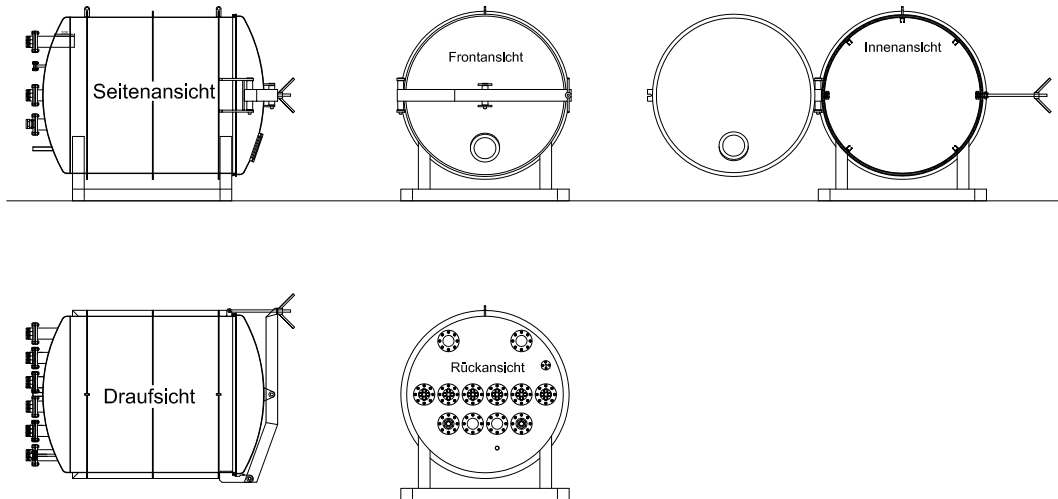


Abbildung 25: Unterdruckkammer-Versuchsanlage [Ebe14]

Zum Schließen des Deckels ist eine handbedienbare Verriegelungsschraube erforderlich, bis sich der erste Unterdruck im Behälter aufbaut. Die Abdichtung des Deckels mit dem Behälter erfolgt über eine 20 mm breite Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk-Dichtung, welche bei Anlegen des Unterdruckes mit einer Flächenpressung von circa $1,78 \frac{MN}{m^2}$ beaufschlagt wird und weich abdichtet. Dieses Verfahren hat sich im praktischen Betrieb als äußerst robust herausgestellt. Die Behälterwand besteht aus 5-6 mm dicken Stahlblechen, welche mit Stahlhochkantprofilen über unterbrochene 50 %-Schweißnähte auf der Außenseite versteift werden. Dies reduziert das Gewicht und den Materialaufwand für den Behälter und erhöht gleichzeitig dessen Belastbarkeit gegen Einbeulen. Der Behälter wird, obwohl nicht erforderlich, aus Edelstahl konstruiert anstatt aus Stahl mit Pulverbeschichtung. Grund hierfür ist, dass in der Regel alle Behälter der Herstellerfirma aus Edelstahl sind, die Komponenten in großer Stückzahl eingekauft werden können und die Schweißplätze auf das Material eingerichtet sind. Dies reduziert die Umrüstkosten und beschleunigt den Konstruktionsablauf bei gleichzeitiger Reduktion der Kosten, da eine zusätzliche Oberflächenbeschichtung nicht erforderlich ist. Die Luftaufbereitungsstrecke wird im Zuge der Auswahl der Unterdruckkammer in den Behälter verlegt, der dadurch zwar tiefer wird, was sich aber kaum in den Kosten widerspiegelt, da das zylindrische Rohr kostengünstig in der Herstellung ist. Es entfallen hierdurch die Luftdurchführungen und die aufwändige externe Verrohrung, welche ansonsten unterdruckstabil konstruiert hätte werden müssen. Um die Komponenten im Behälter gut erreichen zu können, werden

sowohl das Austauschflächengehäuse als auch die Anbauten auf ein Gestell montiert, welches über Schwerlastteleskopschienen am Behälter befestigt ist. Dies erlaubt das Ausziehen des Austauschflächengehäuses und somit ein relativ komfortables Arbeiten sowohl innerhalb als auch außerhalb der Unterdruckkammer (siehe Abbildung 26).

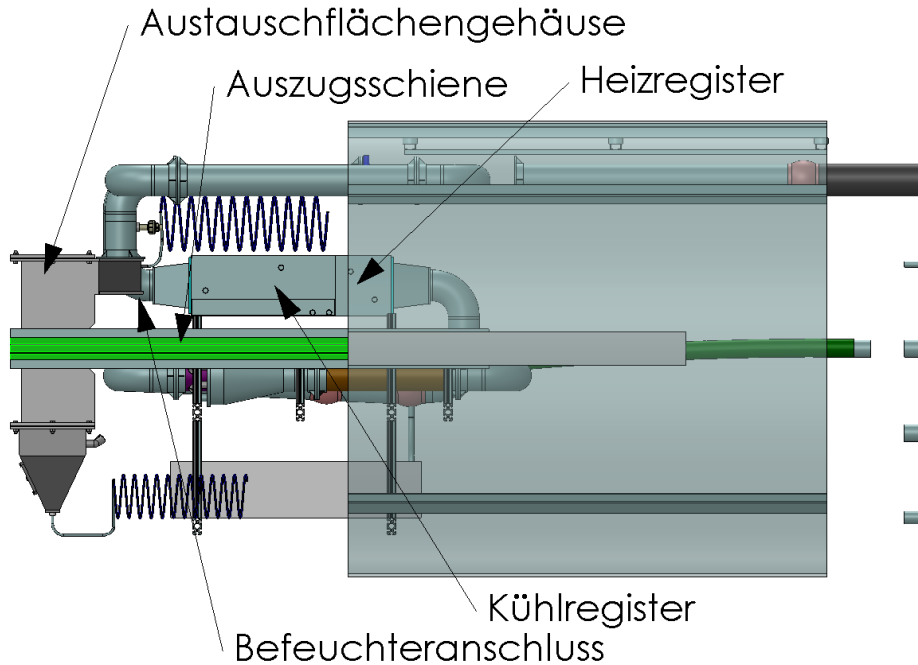


Abbildung 26: Unterdruckkammer mit Auszugsschienen [L-D14]

Die Anbindung der externen Versorgung erfolgt, soweit möglich, über flexible Verbindungen. An den Stellen, wo dies nicht möglich ist, werden Leitungen im vorderen Bereich der Kammer mit Verschraubungen versehen und verschraubt. Diese Verschraubungen müssen geöffnet werden, bevor die Einbauten herausgezogen werden können. Sowohl Kabel als auch Schläuche werden über Flansche in der hinteren Behälterwand in die Unterdruckkammer geführt (siehe Abbildung 27).

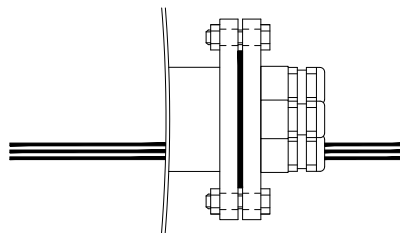


Abbildung 27: Seitenansicht Kabeldurchführung hintere Behälterwand

Die Flansche erlauben eine flexible Positionierung der einzelnen Durchführungen, ohne Schweißarbeiten vor Ort durchführen zu müssen. Auf die Blindflansche werden die entsprechenden Gummischraubdurchführungen geschweißt, durch welche sowohl

Rohrleitungen als auch Kabel geführt werden können. Die Durchführung wird nach dem Einlegen der Leitung angezogen und dichtet diese weich ab. Hierbei handelt es sich nicht um hochvakuumdichte Durchführungen. Es wird aber an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, dass der Versuch sich im Bereich des industriellen Vakuums bewegt und solche Durchführungen ausreichend sind, sofern es innerhalb des Versuchszeitraumes zu keinen nennenswerten Druckschwankungen innerhalb der Anlage kommt.

Luftkreislauf

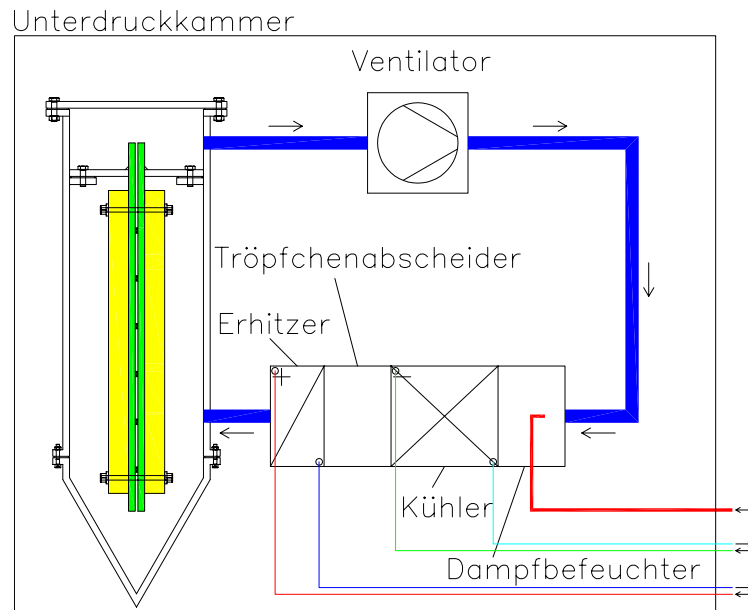


Abbildung 28: Schema Luftkreislauf

Abbildung 28 zeigt den Luftkreislauf in der Unterdruckkammer. Die Luft wird vom Ventilator angetrieben und über den Befeuchter zum Kühler und im Anschluss zum Heizregister über ein Kanalsystem transportiert. Die so konditionierte Luft wird im Anschluss in das Austauschflächengehäuse eingebracht. Nach dem Passieren der Austauschflächen schließt sich der Luftkreislauf am Ventilator.

Befeuchter

Der Befeuchter ist erforderlich, wenn der Taupunkt einer trockenen Luft erhöht werden soll. Für die Befeuchtung gibt es mehrere Möglichkeiten. Als erstes wäre der bisher am ZAE Bayern verwendete Luftwäscher zu erwähnen, bei dem innerhalb einer Kolonne Wasser auf eine Pall-Ring-Schüttung aufgegeben wird. Die Luft wird durch die befeuchtete Pall-Ring-Schüttung geführt und nimmt hierbei das Wasser auf. Die Funktionsweise eines Luftwäschers ist simpel und zuverlässig, hat jedoch den entscheidenden Nachteil eines hohen Platzbedarfs. Für einen Wäscher werden ausreichende Einlauf- und Auslaufstrecken benötigt, um eine gleichmäßige Verteilung des Wasserdampfes im Luftvolumenstrom

sicherstellen zu können und er kann nur senkrecht eingebaut werden. Beide Forderungen können aufgrund des beschränkten Platzangebotes innerhalb der Kammer nicht erfüllt werden. Aus diesem Grund wird diese Methode nicht angewendet.

Eine andere Möglichkeit ist der Einsatz von Ultraschallbefeuchtern, welche aus der Haustechnik bekannt sind und sowohl in raumluftechnischen Geräten als auch als Kanalbefeuchter eingesetzt werden. Die Ansteuerung erfolgt hierbei elektrisch über die Regelungen der Hersteller. Der große Nachteil dieses Systems sind die Ultraschallerzeuger selbst, welche direkt in die Unterdruckkammer eingebaut werden müssen. Elektronische Bauteile sind in der Regel nicht für den Betrieb im Unterdruck ausgelegt und können infolge der geringen Wärmeabfuhr innerhalb kürzester Zeit ausfallen. Dies liegt daran, dass Kühlkörper, aber auch aktiv über Ventilatoren gekühlte Bauteile, zu klein dimensioniert sind und die Wärme im Unterdruck nicht effektiv abführen können. Ein anderes Problem sind elektrische Kondensatoren, welche bei den Unterdruckbedingungen bersten können. Allgemein sind elektronische Bauteile im Unterdruckbereich als äußerst problematisch zu betrachten, da sie hierfür nicht ausgelegt wurden. Aus diesem Grund wird auch diese Art der Befeuchtung nicht verwendet.

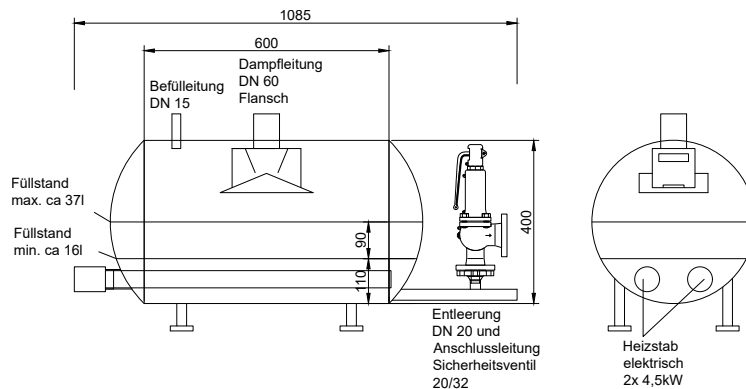


Abbildung 29: Unterdruck-Dampferzeuger

Die klassische Art der Dampferzeugung erfolgt über Energiezufuhr in einem Dampfkessel, in unserem Fall eine stark verkleinerte, an unsere Bedürfnisse angepasste elektrisch angetriebene Version (siehe Abbildung 29). Das Volumen des Behälters ist so dimensioniert, dass es eine ausreichend lange Versuchsbetriebszeit zulässt, ohne dass Wasser nachgefüllt werden muss. Der elektrische Heizstab erlaubt eine gute Regelung der Dampfleistung und erlaubt ein schnelles Aufheizen des Kessels. Der Kessel befindet sich außerhalb der Unterdruckkammer, wird mit dieser aber starr verbunden und befindet sich somit auf demselben Druckniveau wie die Kammer selbst. Durch die Dampferzeugung steigt der Druck im Kessel an und dieser entweicht in die Kammer. Für die Dampferzeugung ist somit kein weiterer Antrieb erforderlich. Dieser muss nur über ein Leitungssystem in den Luftstrom eingebunden werden. Im Unterdruck beginnt das Sieden des Wassers bereits deutlich früher, bei circa 50 °C. Es ist hier zu beachten, dass die spezifischen Oberflächenlasten an den Heizstäben nicht zu hoch gewählt werden, da eine Siedekrise hier deutlich schneller eintritt. Diese würde das Heizsystem in die Überlastung führen, da

die thermische Energie von den Elementen plötzlich nicht mehr an das Wasser abgeführt werden kann.

Kühler

Das Kühlregister wird zum einen benötigt, um die Temperatur der Luft einstellen zu können, zum anderen, um den Taupunkt der Luft reduzieren zu können. Grundsätzlich sind zwei Ausführungsvarianten denkbar. Zum einen ein Direktverdampfer, in welchem Kältemittel direkt verdampft wird und so eine hohe Leistung auf kleiner Fläche bei gleichzeitig hoher Energieeffizienz umgesetzt werden kann. Nachteil dieser Variante ist, dass das Kältemittel unabhängig von der Leistungsregelung immer bei derselben Temperatur verdampft. Somit kommt es selbst bei geringer Leistung zu einer Auskondensation des Wasserdampfes in Teilen des Registers. Zudem lässt sich die Leistung je nach System nur in einem geringen Bereich stetig regeln, danach nur durch Takten des Kältemittelstroms. Die Leistung eines Direktverdampfers zu erfassen, ist ebenfalls schwierig und erfordert einen erhöhten messtechnischen Aufwand sowie einen Eingriff in den Kältemittelkreis. Die zweite Variante stellt ein Kühlwasser- beziehungsweise Kühlwasser/Glykol-Register dar. Mit diesem lassen sich infolge der umlaufenden Wassermenge auch minimale Temperaturänderungen und Leistungen einstellen, ohne dass es zu Teilentfeuchtung oder Regelungsproblemen kommt. Wie in Abbildung 28 ersichtlich, ist auch das Kühlwasser/Glykolregister in der Kammer positioniert und wird extern versorgt. Die Leistungserfassung erfolgt über die Temperaturen und den Volumenstrom in den Anschlussleitungen des Registers.

Durch Anordnung des Kühlregisters nach dem Dampfbefeuchter kann ein exakter Taupunkt durch das Kühlregister eingestellt werden, indem der überschüssige Wasserdampf auskondensiert wird.

Heizregister

Für die Temperaturerhöhung der Luft wird ein Heizregister benötigt. Da jedoch die Last infolge der unterschiedlichen Druckbedingungen stark variabel ist, wird kein einfach zu installierendes Elektroheizregister verwendet. Problematisch hierbei ist die genaue Ansteuerung der Heizelemente im Unterdruckbereich. In diesem Zustand können von der Luft infolge der geringen Dichte und der daraus resultierenden geringen Wärmekapazität nur noch minimale Leistungen aufgenommen werden. Dies wirkt sich ebenfalls auf den Wärmeübergang am Heizelement aus. Das kann zu einem sehr schnellen Durchbrennen der Heizelemente führen, da die Regelung kaum Zeit hat, die Leistung nachzuführen, zu dosieren und zu erfassen. Ein deutlicher Vorteil dieser Konstruktion wäre jedoch die elektrische Erfassung der thermischen übertragenen Leistung.

Um diese Probleme zu umgehen, wird ein konstruktiv deutlich aufwendigeres Wasserheizregister verwendet (siehe Abbildung 28). Da dieses mit einer konstanten Wassermenge arbeitet, kommt es hier zu keinen vergleichbaren Problemen. Die am Register übertragene Leistung muss jedoch aufwendiger über Temperaturen und Volumenströme bestimmt werden. Wie bereits zuvor erläutert, erfolgt die Konditionierung des Luftvolumenstromes für den Prüfling innerhalb der Unterdruckkammer. Das bedeutet, dass das Wasserregister innerhalb der Kammer positioniert ist und die Versorgung des Registers

extern erfolgt.

Ventilator

Um das Medium in der Unterdruckkammer fördern zu können, wird ein Antriebsventilator benötigt. Dieser muss den gewünschten Volumenstrom fördern und gleichzeitig in der Lage sein, die Anlagendruckverluste zu überwinden. Hierzu wird zunächst eine Druckverlustberechnung bei maximalem Volumenstrom in der Anlage durchgeführt. Aus dieser wird die erforderliche Druckerhöhung berechnet und im Anschluss die Konstruktion dargestellt.

Druckverlust

In einer ersten Schätzung würde man davon ausgehen, dass dieser bei 10 kPa einem Zehntel des Druckverlustes bei 100 kPa entspricht, da die Dichte entsprechend sinkt und bei gleichem Volumenstrom hierdurch geringere Reibungen zustande kommen. Ebenso sollte sich der Ventilator verhalten, der infolge der geringeren Dichte nur noch ein Zehntel der Druckerhöhung wie bei Normaldruck erreichen kann. Bei genauerer Betrachtung ist diese Annahme jedoch falsch. Für den Luftspalt im Austauschkanal, welcher den dominanten Druckverlust darstellt, berechnet sich allgemeiner der Druckverlust nach Gleichung 85. Bei der vorliegenden laminaren Strömung ergibt sich die Rohrreibungszahl λ gemäß Gleichung 86. Nach Einsetzen der Reynolds-Zahl nach Gleichung 87 ergibt sich somit Gleichung 88. Somit gilt für den Druckverlust im Luftspalt Gleichung 89. Diese ist unabhängig von der Dichte des Fluids. Bei gleichem Volumenstrom und geometrischen Abmessungen ergibt sich eine identische Strömungsgeschwindigkeit und der Druckverlust ist nur noch von der kinematischen Viskosität des Fluids abhängig. In Abbildung 30 ist beispielhaft die kinematische Viskosität in Abhängigkeit vom Druck bei einer Temperatur 25 °C und einem Taupunkt von 15 °C des Luft- Wasserdampf Gemischs dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die kinematische Viskosität des Gemischs schwach druckabhängig ist. Sie ändert sich von Normaldruck zu Unterdruck um circa 1,4%. Insofern kann davon ausgegangen werden, dass kein nennenswerter Unterschied zwischen dem laminaren Druckverlust im Kanal bei Unterdruck gegenüber dem bei normaler Drucklage besteht.

Formelzeichen:

Δp = Druckverlust	<i>Pa</i>
λ = Rohrreibungszahl	–
l = Länge	<i>m</i>
ρ = Dichte des Fluids	<i>kg/m³</i>
ω = Strömungsgeschwindigkeit des Fluids	<i>m/s</i>
d = hydraulischer Durchmesser	<i>m</i>
Re_d = Reynolds-Zahl bezogen auf den hydraulischen Durchmesser	–
η = dynamische Viskosität	<i>kg/ms</i>
ν = kinematische Viskosität	<i>m²/s</i>

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{d \cdot 2} \quad (85)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re_d} \quad (86)$$

$$Re_d = \frac{\omega \cdot d}{\nu} = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\eta} \quad (87)$$

$$\lambda = \frac{64 \cdot \eta}{\omega \cdot d \cdot \rho} \quad (88)$$

$$\Delta p = \frac{64 \cdot \eta}{\omega \cdot d \cdot \rho} \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot \omega^2}{d \cdot 2} = \frac{32 \cdot \eta \cdot l \cdot \omega}{d^2} \quad (89)$$

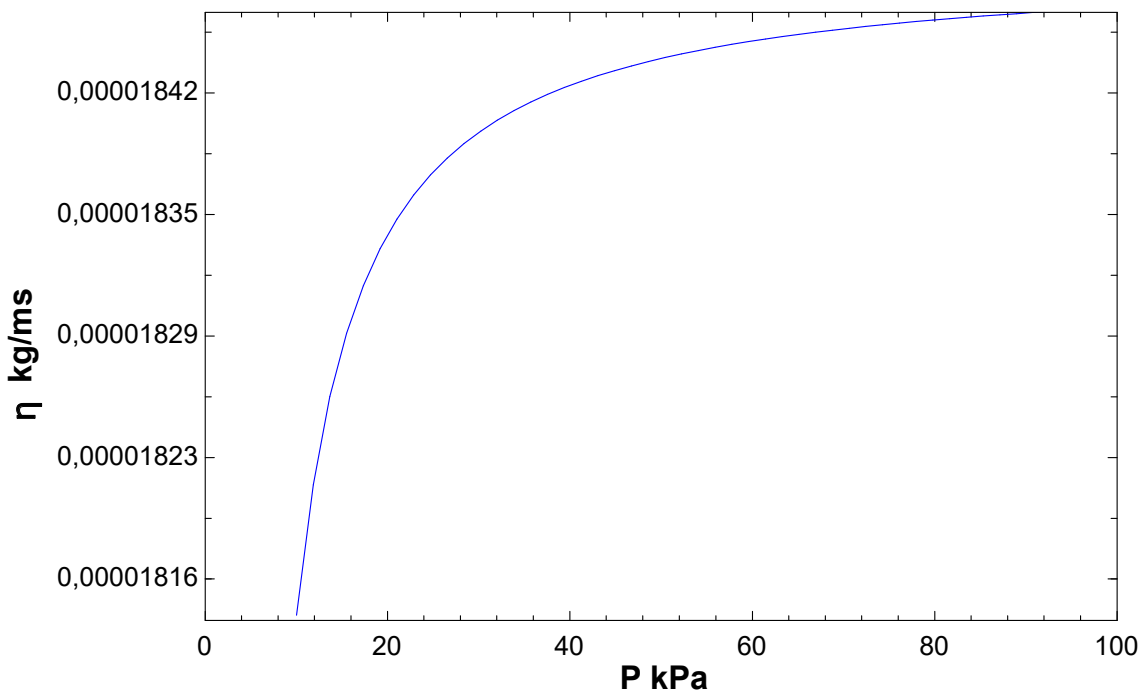


Abbildung 30: Druckabhängige kinematische Viskosität Luft/Wasserdampf-Gemisch, Temperatur 25 °C, Taupunkt 15 °C (Berechnet nach [HYL83])

Druckerhöhung

Aus der vorangehenden Betrachtung ist bekannt, dass der Druckverlust im Luftstrom/Trägergasstrom nahezu unabhängig vom Druck in der Kammer ist. Dies hat zur Folge, dass auch die Anlagenkennlinie, welche den Anlagendruckverlust in Abhängigkeit vom Volumenstrom durch die Anlage beschreibt, unabhängig vom Druck in der Kammer ist. Infolgedessen muss der Ventilator im Unterdruck denselben Volumenstrom bei derselben Druckerhöhung bereitstellen können wie bei Normaldrucklage. Da es sich bei Ventilatoren um bereits gut untersuchte Strömungsmaschinen handelt, sind für diese bereits allgemein bekannte Zusammenhänge und Gesetzmäßigkeiten bekannt. Diese sind nur für Ventilatoren mit einer geometrisch ähnliche Bauweise gültig (vergleiche [RF08], Seite 224).

Zusammenhänge für Drehzahländerung bei ansonsten konstanten Bedingungen:

Formelzeichen:

$$\dot{V} = \text{Volumenstrom} \quad m^3/s$$

$$n = \text{Drehzahl des Ventilators} \quad 1/min$$

$$\Delta p = \text{Druckerhöhung des Ventilators} \quad Pa$$

$$P = \text{Wellenleistung des Ventilators} \quad W$$

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} \sim \frac{n_1}{n_2} \quad (90)$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \sim \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (91)$$

$$\frac{P_1}{P_2} \sim \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (92)$$

Zusammenhänge für Dichteänderung des zu fördernden Mediums bei ansonsten konstanten Bedingungen:

Formelzeichen:

$$\dot{V} = \text{Volumenstrom} \quad m^3/s$$

$$\rho = \text{Dichte des Fluids} \quad kg/m^3$$

$$\Delta p = \text{Druckerhöhung des Ventilators} \quad Pa$$

$$P = \text{Wellenleistung des Ventilators} \quad W$$

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \quad (93)$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \sim \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (94)$$

$$\frac{P_1}{P_2} \sim \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (95)$$

Allgemein gilt für den Zusammenhang zwischen Förderleistung, Druck und Volumenstrom:

Formelzeichen:

η = Wirkungsgrad des Ventilators	–
P = Wellenleistung des Ventilators	W
\dot{V} = Volumenstrom	m^3/s
Δp = Druckerhöhung des Ventilators	Pa

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \quad (96)$$

Aus der Gleichung 90 ist ersichtlich, dass der Volumenstrom nur von der Drehzahl des Ventilators abhängig ist. Zusätzlich ist dieser Volumenstrom unabhängig von der Dichte des Fluids, siehe hierzu auch Gleichung 93. Bei gleicher Drehzahl ändert sich jedoch, gemäß Gleichung 94, die Druckerhöhung des Ventilators und zwar linear zur Dichteänderung. Die gleiche lineare Abhängigkeit verändert die vom Ventilator aufgenommene Leistung Gleichung 95. In unserem Fall würde durch die Druckabsenkung der Luft die Dichte circa um den Faktor 10 abgesenkt. Dies reduziert die Druckerhöhung wie auch die Leistungsaufnahme des Ventilators ebenfalls um diesen Faktor.

Festzustellen ist, dass die laminaren Druckverluste der Anlage nahezu unabhängig vom Druck sind, wohingegen die Druckerhöhung des Ventilators bei sinkendem Druck direkt proportional abnimmt. Um hier wieder die erforderliche Druckerhöhung bereitstellen zu können, muss die Drehzahl des Ventilators angehoben werden. Hierdurch stellt sich ein neuer Betriebspunkt mit einem neuen Wirkungsgrad des Ventilators ein. Für Ventilatoren stehen in der Regel nur Kennlinien bei Normaldruck zur Verfügung, diese können mit Gleichung 94 auf den Unterdruck umgerechnet werden.

Konstruktion

Da für den Einsatzzweck in einer Forschungsanlage nur ein einzelner Ventilator benötigt wird und dieser in einem überschaubaren Leistungsbereich operiert, war es nicht möglich, einen passenden Zulieferer zu finden. Nach Auswahl des für Normaldruck ausgelegten Ventilators wurde dieser komplett für den Betrieb im Unterdruck modifiziert.

Ein Hauptproblem ist hier der Motor des Ventilators. Dieser kann nicht in den Unterdruckbereich eingebaut werden, da die an den Wellen verbauten Kugellager nicht mit geeigneten Fetten versehen sind. Unter der mechanischen Beanspruchung infolge der Rotation der Antriebswelle würden sich die Lager und mit ihnen die Schmierstoffe erwärmen. Dies ist zum einen problematisch, da im Unterdruck die Wärmeabfuhr infolge der reduzierten Luftdichte deutlich gemindert ist und diese sich somit stärker erwärmen, und zum anderen, weil durch die stärkere Erwärmung und den geminderten Umgebungsdruck die Schmierstoffe deutlich stärker zum Abdampfen neigen. Unter Berücksichtigung der erforderlichen Drehzahlerhöhung im Unterdruck ist insbesondere in diesem Betriebszustand das Lager hoch belastet. Die Lebensdauer der Lager ist nach kurzer Überschlagsrechnung ohne den Schmierstoff nicht gegeben und führt zu einem frühzeitigen Versagen.

Ein anderes Problem ist die Rückkühlung des verbauten Antriebsmotors innerhalb der Unterdruckkammer. Ein luftgekühlter Elektromotor, gebaut nach Standards des Deutschen Instituts für Normung e. V. (DIN), kann so gut wie keine Wärme mehr abführen, da die Ventilatorschaufeln und Drehzahlen nicht für die dünne Luft geeignet sind. Dies würde zu einem Ausfall des Motors infolge mangelnder Kühlung führen. Um dieses Problem zu lösen, wurde ein externes Ventilatorgehäuse konstruiert, bei welchem die Antriebskraft über zusätzliche Kupplungen von dem Motor über eine Vakuumdrehdurchführung auf das Ventilatorlaufrad übertragen wird. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass der Motor und die Motorlager sich außerhalb der Unterdruckkammer bei Normaldruck befinden. Als Basis für den Umbau wurde ein Ventilator der Firma Karl Klein Ventilatorenbau GmbH verwendet, wie in Abbildung 31 dargestellt. Dieser wurde vollständig demontiert und um eine Zwischenwelle und eine Vakuumdurchführung samt Gehäuse erweitert, siehe Abbildung 32. Das Gehäuse kann wiederum über Passtücke mit den Flanschverbindungen der Behälterrückwand verbunden werden.

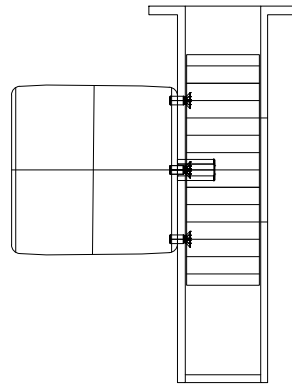


Abbildung 31: Ventilator Ausgangsbasis

Das Auslegen der Vakuumdrehdurchführung erfolgt gemäß Drehzahl und des zu übertragenden Drehmomentes. Vakuumdrehdurchführungen müssen exakt fluchten und können nur minimale axiale, angulare und laterale Versätze tolerieren. Um hier Materialspannungen infolge von Temperaturunterschieden und Fertigungstoleranzen ausgleichen zu können, wurden links und rechts von der Durchführung spezielle Kupplungen der Firma R+W Antriebselemente GmbH verwendet. Die Zwischenwelle als auch deren Auflagerung und das Unterdruckgehäuse des Ventilators wurden komplett neu entworfen. Die Lagerung erfolgt über zwei auf Apiezon-AP101-Vakuumfett umgefettete Wälzlager der Firma SKF GmbH. Die eingesetzten Blindflansche des Gehäuses erlauben einen Einbau der Komponenten in das Gehäuse sowie eine komplette Revidierung. Die finale Version des Ventilators wurde von der Firma Eberl Trocknungsanlagen GmbH nach unseren Vorgaben hergestellt, leicht modifiziert und über Passtücke mit der Anlage verbunden.

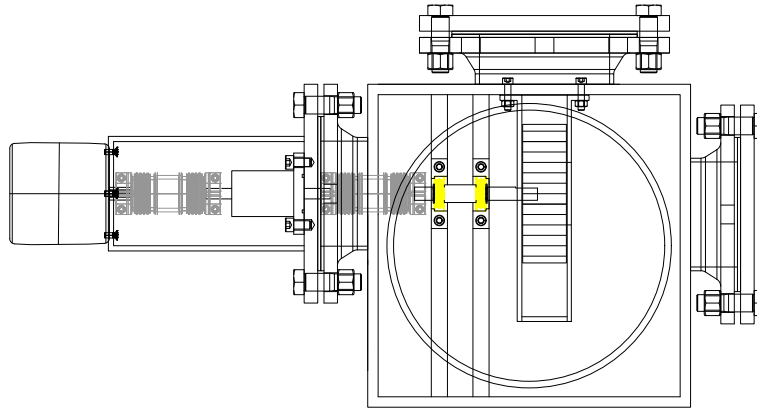


Abbildung 32: Ventilator modifiziert für Unterdruckbetrieb

Sole und Wasserpumpen

Bei der Auswahl der Solepumpen ist die Zulaufpumpe von der Ablaufpumpe zu unterscheiden. Die Zulaufpumpe sitzt extern und fördert die konzentrierte Sole in die Anlage. Sie muss resistent gegen die Sole sein und einen ausreichenden Förderdruck bereitstellen plus circa 2 bar, um ein erforderliches Druckhalteventil überdrücken zu können. Dieses ist erforderlich, da sonst die Sole infolge des Unterdrucks im Behälter von selbst unkontrolliert angesaugt wird. Gleichzeitig muss sie einen einstellbaren Solevolumenstrom mit variablem Salzmassenanteil fördern können. Gewählt wurden hier zwei Magnet-Membrandosierpumpen der Firma ProMinent GmbH, wobei jeweils eine Pumpe die Sole auf einen der beiden Soleverteiler aufgibt (siehe Abbildung 12). Dies stellt sicher, dass jeder Verteiler mit derselben Solemenge versorgt wird.

Die Ablaufpumpe muss einen ausreichenden Volumenstrom fördern können und darf, da sie in der Behälterkammer positioniert ist, wie bereits erläutert, nur simple elektrische Komponenten enthalten. Zusätzlich zu den Eigenschaften der Zulaufpumpe muss die Ablaufpumpe den Ablauf des Austauschflächengehäuses hin zur Umgebung abdichten können und aus dem Unterdruck gegen normalen Atmosphärendruck fördern können. Dabei muss sie in der Lage sein, sich selbst und den Ablaufschlauch entlüften zu können. Die letzten beiden Eigenschaften sind nicht einfach zu realisieren, da die Pumpen infolge ihrer Arbeitsweise selbst einen Unterdruck am Pumpeneinlauf erzeugen um arbeiten zu können. In der Regel verlangen Pumpenhersteller immer einen positiven Zulaufdruck, einen Druck, der über dem Dampfdruck des zu fördernden Mediums liegt, der als Net-positive-Suction-Head-Wert angegeben wird. Ist dieser unterschritten, führt ein Einschalten der Pumpe zur Kavitation am Laufrad. Durch die entstehenden Gasblasen wird die Pumpe beschädigt und kann, wenn überhaupt, nur einen minimalen Volumenstrom fördern. Um dieses Problem zu umgehen, werden Verdrängerpumpen verwendet. Bei diesem Pumpentyp werden in sich abgeschlossene Volumina gefördert, welche auch Gasblasen im Medium enthalten können. Dieser Pumpentyp ist ebenfalls selbst entlüftend und selbst ansaugend. Da $LiCl$ hoch korrosiv ist, kommt hier nur eine spezielle Art der Verdrängerpumpe in Betracht und zwar die Schlauchpumpe, bei welcher das Medium nicht in direkten Kontakt zur Pumpe kommt, sondern nur zum Schlauch der Pumpe (siehe Abbildung 33). Bekannt

ist diese Art der Pumpen aus der Medizintechnik in der Dialyse.

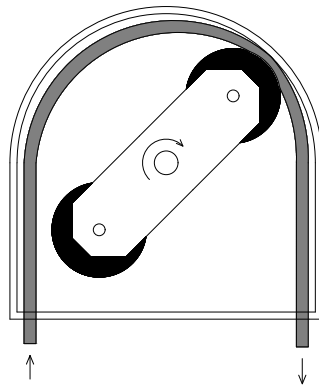


Abbildung 33: Schlauchpumpe

Die eingesetzten Wasserpumpen können hingegen einfach gehalten werden. Ihre Kreisläufe sind vollkommen unabhängig von der Unterdruckkammer und haben ihre eigene Drucklage. Eingesetzt werden hier normale Radialpumpen aus der Haustechnik mit den erforderlichen eingangsseitigen Vordrücken.

Vakuumpumpe

Für die Unterdruckerzeugung der relativ großvolumigen Anlage wird eine Klauen-Vakuumpumpe der Firma Dr.-Ing. K. Busch GmbH vom Typ Mink MM 1102 BV eingesetzt. Diese Ausführung der Unterdruckerzeugung ist äußerst robust und toleriert das Absaugen von Wasserdampf aus dem Behälter. Der niedrigste von der Anlage zu erreichende Druck ist circa 6 kPa. Dies ist für die Anlage mehr als ausreichend, da bei niedrigeren Drücken das eingesetzte Kältemittel Wasser infolge des Unterdruckes selbständig verdampfen würde. Bei diesem Unterdruck befindet sich die Anlage im Bereich des industriellen Vakuums. Hier sind die Anforderungen an Leckagen nicht so hoch wie bei Feinvakuumanlagen. Dies erlaubt den Einsatz einfacherer Durchführungen und senkt somit den Aufwand sowie den Preis für die Konstruktion erheblich. Da die Anlage in einem späteren Stadium in einem vergleichbaren Zustand betrieben wird, würde es keinen Vorteil erbringen, eine Feinvakuumanlage zu konstruieren. Jedoch besteht die Möglichkeit, alle Durchführungen in der Behälterwandung zu wechseln und andere Unterdruckpumpen einzusetzen, so dass im Falle einer späteren Erweiterung die Anlage umgebaut werden kann. Die Abpumpzeit auf Betriebsdruck von circa 10 kPa beträgt etwa 20 Minuten und ist damit in einem akzeptablen Bereich für eine Forschungsanlage.

8.1.3 Messtechnik

Temperaturmessung

Für die Temperaturmessung werden Mantelwiderstandsthermometer der Firma TMH Temperatur Messelemente Hettstedt GmbH verwendet. Die Elemente wurden entsprechend lang gewählt, damit diese ausreichend tief in die Strömung eintauchen, um einen

Fremdwärmeintrag in die Messung zu vermeiden. Die Elemente befinden sich alle in direktem Kontakt mit dem zu messenden Medium, um die Messgenauigkeit zu erhöhen. Die Anschlusskabel wurden entsprechend lang gewählt, um diese direkt am Messgerät ohne Verlängerungen einklemmen zu können.

Eigenschaften der Sensoren:

- Mantelwiderstandsthermometer Pt100
- 1/10 DIN der Klasse B nach DIN 60751
- 4-Leiterschaltung
- Durchmesser 2,0 mm
- Mantelwerkstoff Edelstahl 1.4541, mit angeschlossener Anschlussleitung
- Isolation Polyvinylchlorid
- Kabellänge 14000 mm
- mit freien Enden
- Nennlänge des Elementes: 250 mm
- Sensor für Keramikmesswiderstände aktive Messlänge von 15 mm bei Durchmesser 2 mm
- Fehlerformel $1/10 \text{ DIN B} \pm (0.3 + 0.005 \times T)/10$ (Nicht abgedeckt von IEC 60751:2008) gültig für 0 °C bis 150 °C

Für Messungen der Temperaturen, die in direktem Kontakt mit der Sole stattfinden, werden Perfluoralkoxy-Polymere gekapselte Pt100-Fühler für korrosive Umgebungen und beengte Platzbedingungen der Firma Omega Engineering GmbH verwendet.

Eigenschaften:

- Pt100-Fühler, DIN-Genauigkeitsklasse A
- Sterilisierbar
- Kapselung schützt vor Feuchte und Korrosion
- Temperaturbereich -60 bis +250 °C
- 4-Leiterschaltung

Die Messung und Erfassung der für die Genauigkeit der Auswertung kritischen Temperaturen erfolgt über die hoch präzise Auswertelektronik der Firma MBW Calibration AG vom Typ T12. An weniger kritischen Stellen werden die Temperaturen mit Messmodulen der Firma ICP DAS USA Inc., Typ I-7018, erfasst.

Volumenstrommessung Wasser

Für die Messung des Volumenstroms der Absorberkühlung wird ein sehr genauer Durchflussmesser vom Typ MID Optiflux 5300W zusammen mit einer Auswerte-Einheit IFC 300W der Firma Krohne Meßtechnik GmbH verwendet. Dieser wurde entsprechend unserem Bedarf an die Anlage angepasst und in unserem Messbereich kalibriert. Für die Messung der deutlich weniger sensiblen Volumenströme im Heiz- und Kühlregister werden einfache, aus der Haustechnik bekannte Ultraschallwärmemengenzähler der Firma Itron Holding Germany GmbH vom Typ Echo II HA mit einem Nenndurchfluss von $0,6\text{ m}^3/h$ und einer Baulänge von 110 mm für den Einbau in den Rücklauf verwendet. Diese sind mit einer Power-Meter-Bus-Schnittstelle versehen, welche eine permanente Abfrage der Zähler und somit der Durchflüsse erlaubt.

Volumenstrommessung Luft

Die Messung des Luftvolumenstromes im Unterdruck stellt sich als besonders schwierig heraus und gestaltet sich entsprechend zeitaufwendig.

Die Hauptgründe hierfür sind:

- Die beengten Platzverhältnisse in der Kammer, die sich negativ auf etwaige Ein- und Auslaufstrecken für die Messung auswirken
- Die hohe erforderliche Messgenauigkeit des Messverfahrens, verbunden mit dem Einsatz des Messgerätes im Unterdruck, welcher für elektronische Bauteile problematisch ist
- Die nur minimale Beeinflussung des Luftvolumenstroms durch die Messung in seinen thermodynamischen Eigenschaften

Im Folgenden werden kurz verschiedene Messverfahren dargestellt und diskutiert. Ein Hauptproblem aller Verfahren nach Rücksprache mit den Messgeräteherstellern ist, dass grundsätzlich für den Unterdruckbereich keine Kalibrierteststände vorhanden sind, da dieser Anwendungsfall äußerst ungewöhnlich ist.

Flügelradmessung des Volumenstroms

Bei der Flügelradmessung wird in einem definierten Querschnitt das Messinstrument eingebracht. Das Flügelrad wird durch den Luftvolumenstrom in Rotation versetzt. Die Anzahl der Rotationen wird abgegriffen und entspricht einer gewissen Geschwindigkeit des Mediums im Querschnitt. Aus der gemessenen Geschwindigkeit und dem definierten Querschnitt kann dann der Volumenstrom berechnet werden.

Seitens verschiedener Hersteller dieser Instrumente wurde uns von diesem Verfahren abgeraten. Die nahezu perfekt auf Saphiren gelagerten Flügelräder hätten zwar wahrscheinlich mit der geringen Dichte des Mediums keine Probleme, jedoch müssen diese im Einbauquerschnitt kalibriert werden, was wie eingangs erwähnt herstellerseitig im Unterdruck mit den vorhandenen Aperturen nicht möglich ist. Zusätzlich ist dieses Verfahren äußerst sensibel, was die Positionierung des Messinstrumentes in Kanal angeht.

Randeffekte und geringe Einlaufstrecken wirken sich hier besonders stark aus und können nicht kompensiert werden. Somit kann dieses Verfahren nicht angewendet werden.

Laminar-Flow-Elemente

Diese Art der Messung nutzt den Druckunterschied zwischen Eintritt und Austritt an einem Laminarelement aus. Sie basiert auf dem Gesetz von Hagen und Poiseuille und lässt, zusammen mit der dynamischen Viskosität des Fluids, einen Rückschluss auf den Volumenstrom des strömenden Mediums über den Druckabfall an einem geometrisch bekannten Element zu. Um hier jedoch eine ausreichende Genauigkeit zu erhalten, sind trotz hochauflösender Drucksensoren nicht unerhebliche Druckabfälle erforderlich, die in der Testanlage von dem Ventilator im Unterdruck nicht zusätzlich aufgebracht werden können.

Ultraschall-Durchflussmesser

Diese Art der Messung basiert auf der Aussendung eines Ultraschallsignales, welches durch das Medium verschleppt wird und im Anschluss wieder von einem Detektor aufgefangen wird. Nach Rücksprache mit den Herstellern ist das Medium im Unterdruck zu dünn, lässt also keine ausreichende Verschleppung des Signales zu. Das System ist damit ungeeignet.

Vortex-Durchflussmesser

Dieses Verfahren beruht auf der Wirbelablösung einer Strömung an einem fest definierten Element, was zu Druckschwankungen im Luftstrom hinter diesem Element führt. Diese Schwankungen können mit einem Drucksensor erfasst werden. Die Grundlage dieses Verfahrens ist die Kármánsche Wirbelstraße. Auch dieses Verfahren scheitert, da die Druckschwankungen im Unterdruck zu klein sind, um sie noch mit vertretbarem Aufwand erfassen zu können.

Kalorimetrischer Durchflussmesser

Hierbei wird ein dünner Draht beheizt und durch das strömende Fluid abgekühlt. Die erforderliche Leistung, um den Draht bei konstanter Temperatur zu halten, entspricht dem Massendurchfluss durch das Gerät. Im Unterdruck ist jedoch die Gaszusammensetzung sehr variabel, da der Wasserdampfanteil sehr hoch sein kann. Dies hat zur Folge, dass die Sensoren stark unterschiedlichen Bedingungen ausgesetzt sind, welche mit Druck, Temperatur und Taupunkt zu korrigieren sind. Die Heizleistung der Elemente muss permanent nachgeführt werden, um zum einen einen ausreichenden Energieeintrag zu gewährleisten und zum anderen ein Durchbrennen der Wendel zu vermeiden. Für die Elemente sind also Kennfelder zu entwickeln, welche dann einen Rückschluss auf den Volumenstrom zulassen. Die von uns angefragten Firmen konnten unter Berücksichtigung dieser Problematik keine Kalibrierung der Elemente herstellen, beziehungsweise Elemente liefern, die im Unterdruck unter Berücksichtigung unseres Einsatzzweckes zuverlässig arbeiten können.

Laser-Doppler-Anemometrie

Bei diesem Verfahren wird die Dopplerverschiebung des Streulichtes eines bewegten

Objektes erfasst. Diese Instrumente sind sehr präzise und können minimale Strömungen erfassen. Problematisch ist jedoch wiederum die Dichte des Mediums und die fast nicht vorhandenen Objekte für die Streuung des Lichtes. Um den Volumenstrom erfassen zu können, müsste ein Marker zugegeben werden. Dieser besteht entweder aus feinen Staubpartikeln oder aus einem Ölnebel. Beides ist in einer Versuchsanlage, die mit Sorption arbeitet, unerwünscht, da hierdurch die Stoffaustauschflächen inaktiviert werden könnten. Dieses Problem zusammen mit den Kosten für eine Anlage mit externer Laserbank, bei welcher über Lichtwellenleiter das Licht in die Kammer transportiert werden muss, führte zum Ausschluss des Verfahrens.

Messblenden, Düsen und vergleichbare Aperturen

An Messblenden, Düsen oder vergleichbaren Aperturen werden Differenzdrücke gemessen, um den Volumenstrom festzustellen. Damit diese Verfahren eindeutige Ergebnisse zulassen, muss die Druckdifferenz entsprechend hoch sein und die Anlagen müssen für den jeweiligen Bereich kalibriert sein. Beides ist unter den gegebenen Bedingungen nicht möglich und somit scheiden diese Verfahren alle aus.

Drehkolbengaszähler

Bei diesem Messverfahren wird der kontinuierliche Gasstrom in abgeschlossene Kolbenelemente unterteilt und die Rotation der Kolben messtechnisch erfasst. Da jedes Kolbenelement ein aus der Konstruktion des Zählers festgelegtes Volumen besitzt, kann dieses durch Kolbenrotationen ausgedrückt werden. Werden diese Rotationen im zeitlichen Verlauf betrachtet, erhält man den Betriebsvolumenstrom der Anlage. Nach eingehender Recherche eignet sich dieses Messverfahren für die Betriebsvolumenstromerfassung im gewählten Druckbereich am besten. Eine Kalibrierung des Zählers im Unterdruck ist infolge der konstruktiv abgeschlossenen Kolbenelemente nicht erforderlich. Die Erfassung erfolgt somit druckunabhängig (siehe Abbildung 34). Ein weiterer nicht zu unterschätzender Vorteil für diese Art der Messungen ist, dass keine besonderen Ein- und Auslaufstrecken zur messtechnischen Erfassung benötigt werden.

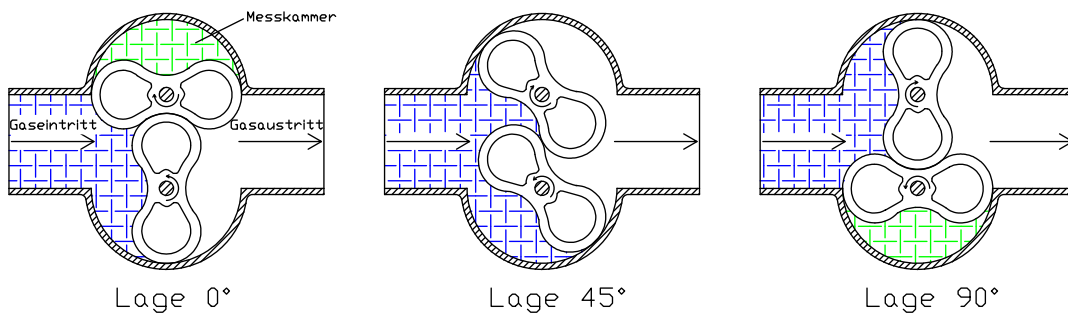


Abbildung 34: Prinzip Drehkolbengaszähler

Für die Anlage wurde ein Drehkolbengaszähler der Firma Elster GmbH vom Typ RABO-G100-080-16-ALU gewählt. Der Gaszähler arbeitet voll mechanisch und die Auswertung erfolgt über Impulsgeber, die extern ausgewertet werden können. Die zu

erreichende Auflösung ist hier sehr gut und entspricht einem Volumenelement des Drehkolbens von $1,61 \text{ dm}^3$, zulässig ist die Volumenstromerfassung im Bereich von $1 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $160 \text{ m}^3/\text{h}$. Für den verwendeten Typ Rabo G100 DN 80 können die Messfehler aus Abbildung 35 entnommen werden. Der Druckverlust der Messanlage beträgt bei maximalem Volumenstrom von $160 \text{ m}^3/\text{h}$ lediglich 240 Pa , bei einem gleichzeitig sehr leichten Anlaufverhalten der Mechanik.

Fehlergrenzen

Maximal zulässige Fehlergrenzen gemäß EN 12480:

$\pm 1,0 \%$ für Q_t^* bis Q_{\max}
 $\pm 2,0 \%$ für Q_{\min} bis Q_t

* Q_t abhängig vom Messbereich
(Beispiel: $0,05 Q_{\max}$ bei $> 1:50$)

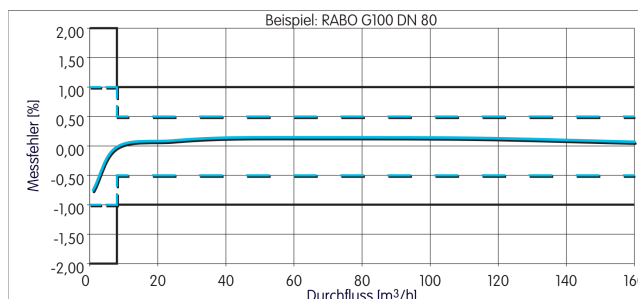


Abbildung 35: Drehkolbengaszähler-Messfehler Elster GmbH [Els13]

Die kompakte Bauweise und die einfach zu realisierende Integration in die Unterdruckkammer zusammen mit der hohen Präzision und dem nur minimalen Druckverlust des Messverfahrens machen den Drehkolbengaszähler zum Messinstrument der Wahl für diese Anwendung.

Gravimetrische Messungen

Für die Messung der Wasserbilanz an der Wärme- und Stoffaustauschfläche sind Präzisionswaagen erforderlich. Die Messung wird solesseitig durchgeführt. Die konzentrierte Sole wird in einem Kunststoffbehälter auf eine Waage gestellt. Ein zweiter, am Anfang des Versuchs leerer Behälter wird auf eine zweite Waage gestellt. Während des Versuchs wird konzentrierte Sole zur Austauschfläche gepumpt, nach passieren der Austauschfläche wird verdünnte Sole in den zweiten Behälter zurück gepumpt. Aus der Differenz der beiden Waagensignale kann die aufgenommene Wassermenge der Sole bestimmt werden. Die Massen werden kontinuierlich während des Versuchsablaufes ermittelt und miteinander verglichen. Es soll somit möglich sein, den zeitlichen Verlauf der Massenveränderung darzustellen.

Waagen, die auf Dehnungsmessungen basieren, sind für diesen Einsatzzweck ungeeignet, da diese nicht für eine kontinuierliche stundenlange Messung ausgelegt sind. Laut Hersteller kommt es hier zu einer schleichenden Messwertveränderung, die nicht reproduzierbar ist. Solche Waagentypen sind nur für Messungen geeignet, bei welchen das Gewicht kurzzeitig auf die Waage gelegt und die Waage abgelesen wird.

Für eine sogenannte Dauermessung, wie in diesem Versuch vorgesehen, müssen aufwendigere Modelle verwendet werden, die diesen Effekt kompensieren können. Eingesetzt werden hier zwei identische Waagen der Firma Sartorius AG vom Typ MC1 Laboratory LC 34000 P. Da diese bereits am ZAE Bayern vorhanden waren, wurden diese zunächst mit Prüfgewichten auf ihre Funktion hin untersucht. Ziel der Prüfung war es, zu untersuchen,

ob die Langzeitkompensation der Waagen noch voll funktionsfähig ist. Der Versuch lief über einen Zeitraum von circa 20 Tagen mit zwei unterschiedlichen Prüfgewichten von 10 kg und 20 kg. Festzustellen ist aus den Messungen, dass die Waagen trotz ihres Alters in einem sehr guten technischen Zustand sind. Die Genauigkeit der Waagen ist laut Herstellerangabe $\pm 0,5$ g, gemessen wurden circa $\pm 0,1$ g und es kommt nur zu minimalen Schwankungen in der Messung. Die Waagen können somit ohne Einschränkungen für den Versuchsaufbau eingesetzt werden.

Taupunktmessung

Um das treibende Potenzial für den Übergang des Wasserdampfes an das Sorbens zu bestimmen, ist es erforderlich, die Feuchtigkeit des Luftstromes am Ein- und Ausgang des Prüflings zu messen. Mit dieser kann luftseitig auch die Wassermassenbilanz bestimmt und mit der von den Waagen verglichen werden. Dies erlaubt die Erfassung der Wassermassenbilanz auf zwei unterschiedlichen Wegen, wobei jedoch zu berücksichtigen ist, dass die Erfassung der Massenbilanz auf Basis der Waagen eine deutlich höhere Genauigkeit aufweist, da ein Vergleich der Einzelmessungen der beiden Waagen ausreicht. Die Erfassung der Wassermassenbilanz auf Basis der Taupunktmessung ist eine Kombination aus Volumenstrommessung, Taupunktmessung, Druck- und Temperaturmessung vor und nach dem Prüfling. Hier summieren sich die Fehler der einzelnen Messungen auf und infolge leidet die Präzision des Ergebnisses. Für die Erfassung der Taupunkte werden zwei Taupunktspiegel der Firma MBW Calibration AG vom Typ 573HX eingesetzt. Die Spiegel wurden für die Versuche in der Kalenderwoche 17 2013 und in der Kalenderwoche 38 2015 neu angeschafft und kalibriert. Da die Taupunktspiegel extern aufgestellt sind, ist es erforderlich, diese über entsprechende Zuleitungen mit dem Ein- und Austritt des Prüflings in der Unterdruckkammer zu verbinden.

Um den Taupunktspiegel mit dem erforderlichen Trägergas zu versorgen, gibt es zwei Möglichkeiten. Zum einen kann mit einer ausreichend starken Pumpe ein Luftstrom aus der Kammer gefördert werden, der dann dem Taupunktspiegel zugeführt wird und am Ende an die Umgebung abgeführt wird. Jedoch wird dadurch permanent Wasserdampf aus der Kammer ausgetragen, was sich negativ auf die Massenbilanz des Systems auswirkt, und je nach Fördervolumen auch den Kammerdruck beeinflussen kann. Ein jedoch noch wesentlich kritischeres Problem ist, dass wenn die Sättigung der Luft im Unterdruck mit Wasserdampf sehr hoch ist, es zum Auskondensieren infolge der Druckerhöhung kommen kann. Diese Auskondensation würde die Messergebnisse komplett verfälschen und unbrauchbar machen. Diesem Problem könnte man zwar mit beheizten Leitungen begegnen, der Aufwand hierdurch steigt jedoch erheblich an. Eine alternative Betriebsweise der Taupunktspiegel ist es, die Messung direkt im Unterdruck durchzuführen. Hierbei wird ein Teilvolumenstrom für die Messung entnommen und dieser nach der Messung wieder dem Hauptvolumenstrom zugeführt. Die Wassermassenbilanz bleibt somit unangetastet. Durch die vergleichbaren Druckverhältnisse kann auf eine Beheizung der Leitungen verzichtet werden, sofern es nicht erforderlich ist, Taupunkte oberhalb der Laborraumtemperatur zu messen. Eine Betriebsweise oberhalb der Labortemperatur ist kein Designkriterium für den Anlagenbetrieb. Wäre eine solche Betriebsweise erforderlich,

müsste das Austauschflächengehäuse wie auch der gesamte Luftkreis umgerüstet werden oder die Kammer entsprechend beheizt werden.

Da am Anfang unbekannt war, ob die Spiegel für den Einsatz im Unterdruck geeignet sind, wurde zunächst deren Unterdruckstabilität geprüft. Augenscheinlich lässt die Mechanik einen entsprechenden Betrieb zu, da intern die Verrohrung mit Edelstahlschneidringverschraubungen ausgeführt ist und das Messgehäuse selbst aus einem massiven Aluminiumblock besteht. Die Weichdichtungen des Messkopfes liegen günstig für einen Unterdruckbetrieb. Da sie durch den Unterdruck stärker in die Dichtfläche gedrückt werden, dichten diese mit fallendem Druck automatisch immer stärker ab. Ein erster Test zeigte, dass der stationäre Unterdruckbetrieb kein Problem für das Messinstrument darstellt und dieses auch die Dichtheit der Gesamtanlage nicht negativ beeinflusst. Die in den Spiegeln verbauten Förderpumpen sind jedoch nicht für den Einsatz im Unterdruck mit längeren Zuleitungen geeignet. Diese wurden durch externe Pumpen ersetzt, welche auch bei 10 kPa noch einen ausreichenden Volumenstrom durch die Spiegel leiten können. Eine Ansteuerung der Pumpenleistung über die Einstellung der Pumpendrehzahl ist möglich, um auch einen Betrieb bei anderen Drucklagen realisieren zu können. Eingesetzt werden hier Mini Membranvakuumpumpen der Firma KNF Neuberger GmbH vom Typ N84.4 AN.29DC-B.

Die Auslegung der Zuleitung ist von entscheidender Bedeutung für die Messvorgänge. Zum einen sollen diese ausreichend klein sein, damit ein rascher Austausch des Messgases erfolgt, zum anderen dürfen die Druckverluste nicht die Druckerhöhung der Pumpe für den gegebenen Volumenstrom überschreiten. Gerne werden für Taupunktspiegel Kunststoffleitungen verwendet, weil diese einfach und flexibel zu verlegen sind. Ein Problem von Kunststoffleitungen ist jedoch deren Fähigkeit, Wasser aufzunehmen. Durch die Einlagerung des Wasserdampfes in den Kunststoff werden schnelle Sprünge des Taupunktes nicht mehr messtechnisch erfasst, sondern je nach Leitungslänge nur mit einer mehr oder weniger starken Verzögerung.

Aus mechanischen Gründen ist es nicht möglich, Polyvinylidenfluorid oder Polytetrafluorethylen zu verwenden. Die oft verwendeten Polyamid-Schläuche haben jedoch den entscheidenden Nachteil einer deutlich höheren Wasseraufnahme von circa 3 Massenprozent (Polyamid-6). In allen Fällen wird der zeitliche Verlauf mehr oder weniger stark verfälscht. Unter Berücksichtigung dieser Problematik wie auch der erforderlichen mechanischen Belastbarkeit der Leitungen in den Unterdruckdurchführungen werden hier dünne Kupferleitungen verwendet, welche ausreichend flexibel verlegt werden können und kein Wasser aufnehmen.

Weiterhin ist zu beachten, dass infolge der längeren Zuleitungen zu den Taupunktspiegeln auf der Leitung ein Druckgefälle zu den Förderpumpen entsteht. Die Position der Pumpen ist saugend unmittelbar nach den Spiegeln und somit hydraulisch an derselben Stelle wie auch die im Messgerät integrierten Pumpen. Somit herrscht in der Messkammer der Taupunktspiegel ein um den Druckverlust der Rohrleitung niedrigerer Druck als in der Unterdruckkammer. Dieser Druckunterschied wirkt sich insbesondere im Unterdruckbereich auf den Ablesewert am Taupunktspiegel aus. Das Messverfahren des Taupunktspiegels basiert auf der Kondensation von Wasserdampf an einer kalten Oberfläche. Die Kondensation von Wasserdampf ist mit dem Wasserdampfpartialdruck

verknüpft. Ist dieser hoch, misst man einen hohen Taupunkt, ist dieser niedrig, ist auch der gemessene Taupunkt niedrig. Dieser Zusammenhang lässt sich an der Phasengrenzlinie zwischen Wasser und Wasserdampf ablesen. Mit sinkendem Druck sinkt die erforderliche Temperatur, um die Grenzlinie zu erreichen (siehe Abbildung 36).

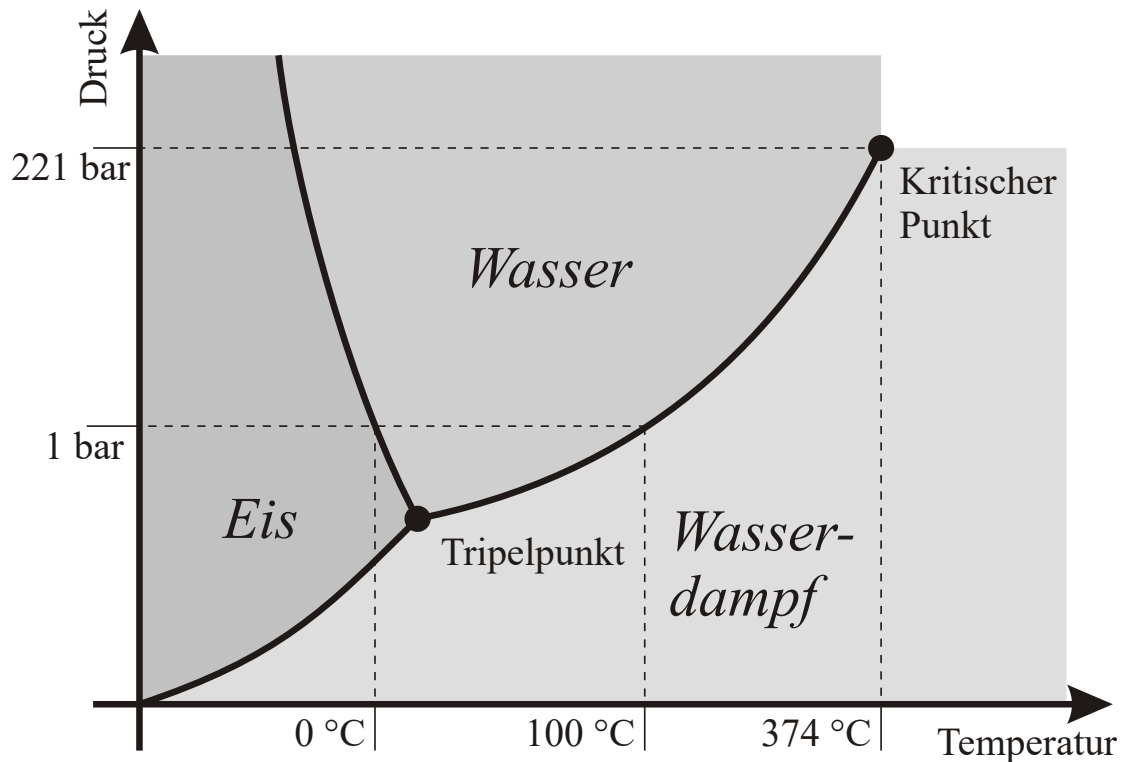


Abbildung 36: Phasendiagramm Wasser [JoW05]

Der Taupunkt, der im Spiegel gemessen wird, entspricht nicht dem Taupunkt direkt am Prüfling, obwohl das zu messende Fluid hier entnommen wurde. Um diesen zu erhalten, muss der Taupunkt um den Druckverlust der Rohrleitungen korrigiert werden. Dies erfolgt aufgrund des Dalton'schen Gesetzes, welches auch auf nicht ideale Gase Anwendung findet. Es sagt, dass die Summe aller Partialdrücke gleich dem Gesamtdruck ist siehe Gleichung 97, [APB⁺06], Seite 13. Verändert sich jetzt der Gesamtdruck, müssen alle Partialdrücke sich ändern, so dass deren Summe wieder dem Gesamtdruck entspricht. Sinkt also der Systemgesamtdruck durch den Druckverlust der Rohrleitungen, sinkt ebenfalls der Wasserdampfpartialdruck ab. Das Verhältnis der Partialdruckänderung ist gleich dem Verhältnis der Änderung der Sättigungsdampfdrücke bei ansonsten unverändertem Wasserdampfgemisch.

Formelzeichen:

1; 2; ... = Laufender Index Ort	—
A; B; ... = Laufender Index Komponente	—
n_J = Stoffmenge der Komponente J	<i>mol</i>
n = Stoffmenge der Probe	<i>mol</i>
p_{ges} = Gesamtdruck der Mischung	<i>Pa</i>
p_{satJ} = Sättigungsdampfdruck der Komponente J	<i>Pa</i>
p_J = Partialdruck der Komponente J	<i>Pa</i>
x_J = Molenbruch der Komponente J	—

$$p_{ges} = \sum_{j=1} p_J \quad (97)$$

$$p_J = x_J \cdot p_{ges} \quad (98)$$

$$x_J = \frac{n_J}{n} \text{ mit } n = n_A + n_B + \dots \quad (99)$$

$$\frac{p_{J1}}{p_{J2}} = \frac{x_J}{x_J} \cdot \frac{p_{ges1}}{p_{ges2}} = \frac{p_{ges1}}{p_{ges2}} \quad (100)$$

Am Spiegel wird der Sättigungsdampfdruck erreicht und korreliert mit der Taupunkt-messung und Gleichung 100 kann umformuliert werden, indem für den Partialdruck der Sättigungsdampfdruck bei der gemessenen Taupunkttemperatur eingesetzt wird. Mit dem Druck am Messpunkt und am Taupunktspiegel kann mit dieser Gleichung ein neuer Sättigungsdampfdruck und mit diesem ein korrigierter Taupunkt an der Entnahmestelle in der Kammer berechnet werden.

$$\frac{p_{satJ1}}{p_{satJ2}} = \frac{p_{ges1}}{p_{ges2}} \quad (101)$$

Als Beispiel betrachten wir einen an der Messstelle für den Taupunkt am Eintritt in den Absorber typischen Druck von 9,54 kPa. Der Druck am Taupunktspiegel beträgt infolge der Rohrreibung 9,16 kPa und der gemessene Taupunkt dort beträgt 18,2 °C. Die entsprechenden Sättigungsdampfdrücke sind den Wasserdampftabellen entnommen. Eingesetzt in Gleichung 101 ergibt sich somit:

$$p_{satJ1} = \frac{9,54kPa}{9,16kPa} \cdot 2,1kPa = 2,18kPa \hat{=} \text{Taupunkt von } 18,84^\circ\text{C} \quad (102)$$

Die Differenz zwischen Ablesewert und der eigentlichen Messstelle beträgt 0,64 K, was relativ viel ist im Vergleich zur Messgenauigkeit von $\pm 0,1$ K und rechnerisch kompensiert werden muss, damit eine Wasserbilanzierung mit höherer Genauigkeit möglich ist. Bei höheren Gesamtdrücken und kürzeren Leitungen verschwindet dieser Effekt und kann nicht mehr innerhalb der Messgenauigkeit der Taupunktspiegel abgebildet werden. Somit ist festzustellen, dass der Taupunkt nur eine aussagekräftige Größe ist, wenn der zu ihm gehörende Druck, bei welchem er ermittelt wurde, mit angegeben wird. In Folge

müssen die Druckaufnehmer ebenfalls hochauflösend sein, um die Druckunterschiede auch messtechnisch erfassen zu können. Die an den Taupunktspiegeln eingesetzten Drucksensoren weisen Messfehler inklusive Auswerteeinheit von ± 32 Pa auf. Dies entspricht bei vorherigem Beispiel einem Taupunktfehler von $\pm 0,05$ °C. Dieser Fehler ist unterhalb der Messgenauigkeit der Spiegel und kann somit akzeptiert werden.

Dichtemessung

Um den genauen Salzmassenanteil der Sole bestimmen zu können, wird das Dichtemessverfahren verwendet. Damit dieses zusammen mit entsprechenden Dichtetabellen den richtigen Salzmassenanteil wiedergibt, ist es erforderlich, dass die Sole möglichst rein ist und nur *LiCl* und Wasser in der Sole vorliegen. Um dies sicherzustellen, wurde die Sole aus chemisch reinem *LiCl* $\geq 99,9\%$ und bidestilliertem Wasser hergestellt. Die entsprechenden Analysezertifikate befinden sich im Anhang, Abbildung A.1 auf Seite 185 und Abbildung A.2 auf Seite 186.

Eingesetzt werden zwei Dichtemessgeräte der Firma Anton Paar GmbH. Ein stationäres Messgerät vom Typ DMA 38 sowie eine Original-Equipment-Manufacturer-Version (OEM) vom Typ L-Dens 302 zum direkten Einbau in die Anlage. Das stationäre System wird verwendet, um die in den Versuch eintretende Dichte der Sole zu messen. Diese Messung wird einmal zu Beginn des Versuches durchgeführt. Konstruktionsbedingt liefern zusätzliche Messungen während des Versuchs innerhalb der Messgenauigkeit keine weiteren Informationen. Die konzentrierte Sole befindet sich in einem geschlossenen Kunststofftank, aus welchem sie direkt in die Versuchsanlage gepumpt wird. Die Sole kann also nicht in einem relevanten Maßstab Wasser aus der Umgebungsluft aufnehmen und ihren Salzmassenanteil ändern. Dieser Sachverhalt wurde auch exemplarisch überprüft, indem bei einem Versuch mehrfach Proben während der Versuchslaufzeit genommen wurden. Innerhalb der Messgenauigkeit konnten wie erwartet keine Abweichungen des Salzmassenanteils festgestellt werden. Das stationäre Messsystem ist mit einer Temperatureinrichtung ausgestattet und gibt den Messwert mit 20 °C an. Die Angabe der Messtemperatur ist erforderlich, da gemäß Abbildung 37 zu erkennen ist, dass die Dichte und der Salzmassenanteil der Sole nur temperaturkompensiert ineinander überführt werden können. Aus der Dichte der Sole kann auf den Salzmassenanteil der Sole am Eintritt rückgeschlossen werden. Der Salzmassenanteil der Sole und deren Temperatur bestimmen den Wasserdampfdruck über der Sole und damit, wie stark das treibende Diffusionsgefälle vom Wasserdampf zur Sole ist. Die OEM-Version des Messgerätes gibt den Salzmassenanteil am Austritt ohne Temperaturkompensation über den zeitlichen Verlauf des Versuches wieder. Mit dem im Messgerät integrierten Temperatursensor kann diese jedoch rechnerisch kompensiert werden. Da die Dichtemessung am Austritt schnell reagiert und nicht zeitlich gemittelt abläuft, können Fehler und ungünstige Betriebsweisen in der Anlage schnell erkannt und korrigiert werden. Vergleichsmessungen zwischen der Einzelwertmessung und der OEM-Messung zeigen nur minimale Abweichungen innerhalb der Messgenauigkeit der Systeme.

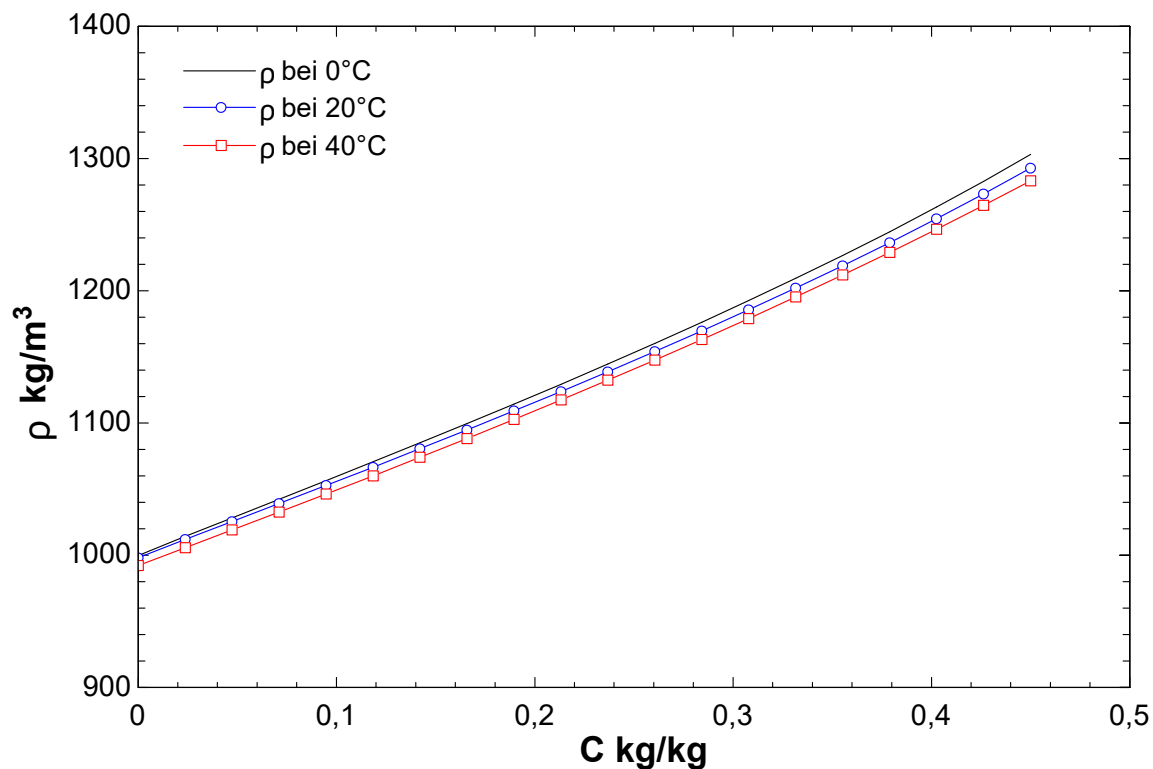


Abbildung 37: Dichte über Salzmassenanteil *LiCl*-Sole (Berechnet nach [PK08])

Druckmessung

Die Druckmessung erfolgt an verschiedenen Punkten in der Anlage. Die hochauflösenden Druckmesser sind an den Taupunktspiegeln installiert, zwei Sensoren mit Temperierung auf 45 °C der Firma MKS Instruments Deutschland GmbH vom Typ 627F12TDC9B mit Messwertbereichsreduzierung, um die Präzision der Messung zu erhöhen. Für die Erfassung des Kammerdrucks sowie die Totaldruckmessung im Luftstrom vor der Austauschfläche wird jeweils ein Sensor der Firma Rösler + CIE. Instruments GmbH vom Typ PA9214 99A verwendet. Für die Differenzdruckerfassung über der Austauschfläche, die Druckerhöhung durch den Ventilator und den Druckverlust durch die Volumenstrommessung wird jeweils ein Sensor der Firma der Firma Rösler + CIE. Instruments GmbH vom Typ PD9215 SM2 mit jeweiliger Druckbereichsanpassung verwendet. Zur Erfassung der Kühlwasserdrücke werden zwei Absolutdrucksensoren der Firma Endress + Hauser Meßtechnik GmbH vom Typ PMP 131 verwendet. Die Signale aller Drucksensoren werden über Messmodule der Firma ICP DAS USA, Inc. Typ I-7019R erfasst und digitalisiert.

Messfehler

In den Tabellen 8 bis 13 sind die Messfehler der Sensoren und die Fehler der Analog-Digital-Wandlung⁶(AD) sowie der daraus resultierende Gesamtfehler für jeden Messwert dargestellt. Das Wissen über die Fehler in der Messung ist von entscheidender Bedeu-

⁶Fehler der Umwandlung eines Analogmesssignals in den Digitalwert

tung, da hieraus die Unsicherheit beim Vergleich von Simulationsberechnungen und den gemessenen Werten bestimmt werden kann.

Der Fehler einer Einzelmessung mit einer der Waagen ist nach Herstellerangabe $\pm 0,5$ g. Der absorbierte Wassermassenstrom kann aus den Waagensignalen wie folgt ermittelt werden:

Formelzeichen:

$\Delta \dot{M}_S$	= Umgesetzte Wassermenge in der Salzlösung	g/h
$\dot{M}_{S,Fehler}$	= Fehler des Massenstroms	g/h
$\dot{M}_{S,Tk}$	= Massenstrom Sole konzentriert	g/h
$\dot{M}_{S,Tv}$	= Massenstrom Sole verdünnt	g/h
$m_{S,Tk,1}$	= Masse Sole konzentriert Start	g
$m_{S,Tv,1}$	= Masse Sole verdünnt Start	g
$m_{S,Tk,2}$	= Masse Sole konzentriert Ende	g
$m_{S,Tv,2}$	= Masse Sole verdünnt Ende	g
t	= Messzeitraum	h

$$\dot{M}_{S,Tk} = \frac{(m_{S,Tk,1} - m_{S,Tk,2}) \pm 1,0 g}{t} \quad (103)$$

$$\dot{M}_{S,Tv} = \frac{(m_{S,Tv,1} - m_{S,Tv,2}) \pm 1,0 g}{t} \quad (104)$$

$$\Delta \dot{M}_S = \dot{M}_{S,Tk} + \dot{M}_{S,Tv} \quad (105)$$

$$\dot{M}_{S,Fehler} = \frac{\pm 2 g}{t} \quad (106)$$

In einer Worst-Case-Abschätzung addieren sich die absoluten Einzelfehler der Messungen zu einem messzeitabhängigen Fehler wie in Gleichung 106 dargestellt auf. Der relative Messfehler hängt vom Wassermassenumsatz während des Versuchs ab und kann durch hinreichend lange Versuchszeiten klein gehalten werden.

Die Fehler der anderen Messparameter werden entsprechend den Angaben der Hersteller angenommen. Bei abgeleiteten Größen werden maximale Fehler mit den Regeln der Fehlerfortpflanzung ermittelt. Zur Veranschaulichung wird in Abbildung 38 der Luftkreislauf schematisch mit den Sensorpositionen dargestellt, die entsprechenden Messfehler sind den Tabellen 8 bis 13 zu entnehmen. Fehler, die aufgrund der Einbausituation entstehen, zum Beispiel Nicht-Isothermie, Lage des Drucksensors, etc., bleiben hier unberücksichtigt. Die Syntax der Parameterbezeichnungen ist in Kapitel A.1 Seite 180 erläutert.

⁶Fehler der Umwandlung eines Analogmesssignals in den Digitalwert

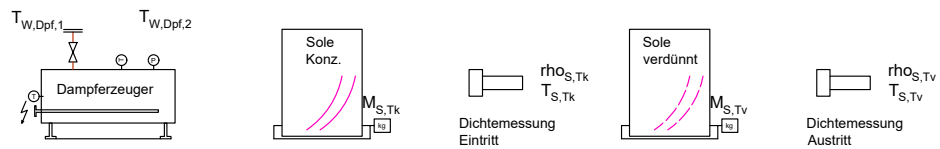
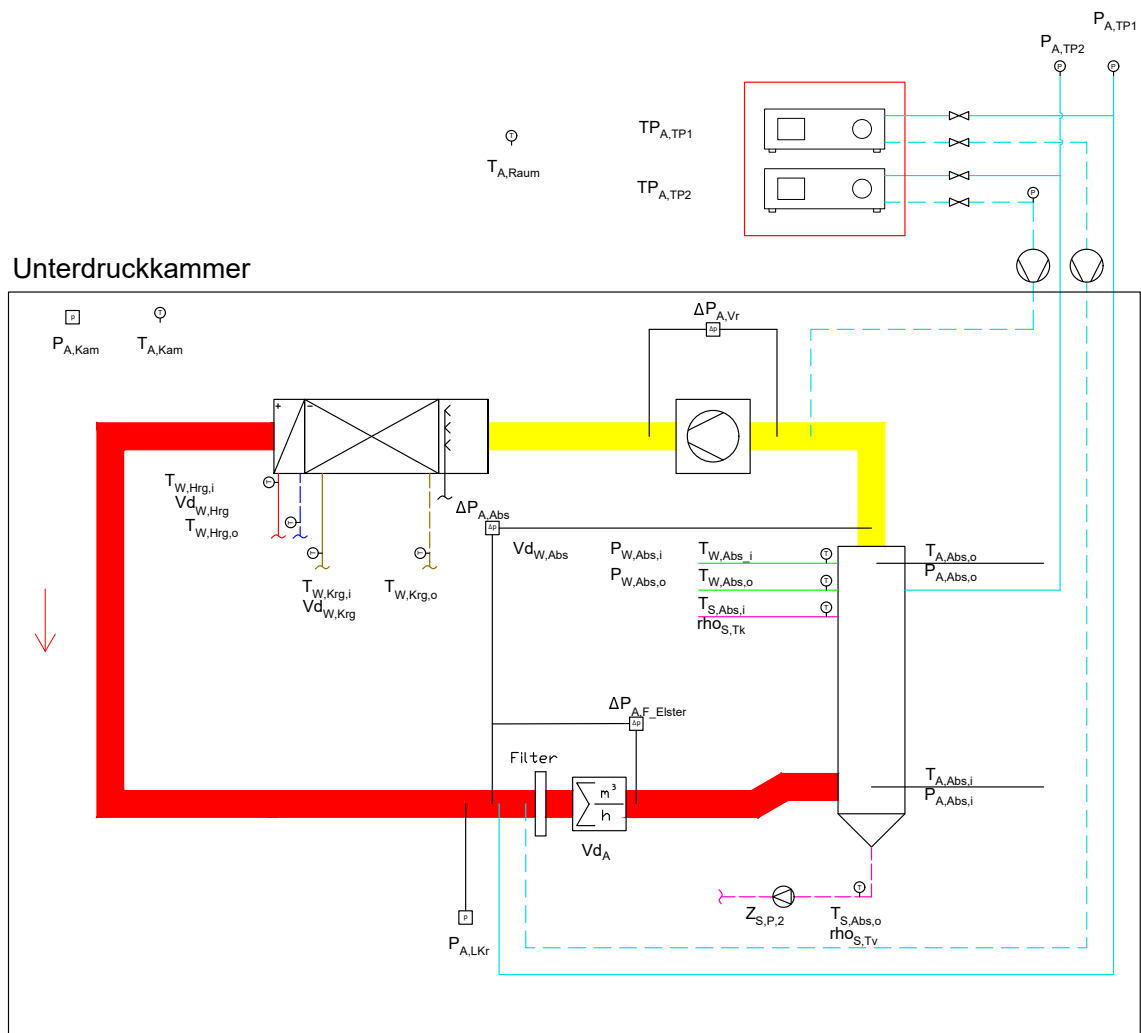


Abbildung 38: Schematischer Luftkreislauf mit Sensorpositionen⁷

⁷Das Bezeichnungsschema der Variablen und Indices ist in Kapitel A.1 auf Seite 180 dargestellt.

Tabelle 8: Messwertfehler der Massenströme

Kurzbezeichnung	AD-Fehler relativ	AD-Fehler absolut	Sensor	Gesamt- Fehler
$\Delta \dot{M}_S$			$\pm 4,2 \text{ g/h}$	$\pm 4,2 \text{ g/h}$
$\dot{M}_{S,Fehler}$			$\pm 4,2 \text{ g/h}$	$\pm 4,2 \text{ g/h}$
$\dot{M}_{S,Tk}$			$\pm 2,1 \text{ g/h}$	$\pm 2,1 \text{ g/h}$
$\dot{M}_{S,Tv}$			$\pm 2,1 \text{ g/h}$	$\pm 2,1 \text{ g/h}$

Tabelle 9: Messwertfehler der Drücke

Kurzbezeichnung	AD-Fehler relativ	AD-Fehler absolut	Sensor	Gesamt- Fehler
$\Delta P_{A,Abs}$	$\pm 0,1 \%$ vom Endwert (v.Ew.)	$\pm 0,2 \text{ Pa}$	$\pm 0,5 \text{ Pa}$	$\pm 0,7 \text{ Pa}$
$\Delta P_{A,F_Elster}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 0,2 \text{ Pa}$	$\pm 0,5 \text{ Pa}$	$\pm 0,7 \text{ Pa}$
$\Delta P_{A,Vr}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 3 \text{ Pa}$	$\pm 7,5 \text{ Pa}$	$\pm 10,5 \text{ Pa}$
$P_{A,Abs,i}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 110 \text{ Pa}$	$\pm 110 \text{ Pa}$	$\pm 220 \text{ Pa}$
$P_{A,Abs,o}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 110 \text{ Pa}$	$\pm 110,5 \text{ Pa}$	$\pm 220,5 \text{ Pa}$
$P_{A,Kam}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 110 \text{ Pa}$	$\pm 110 \text{ Pa}$	$\pm 220 \text{ Pa}$
$P_{A,TP1}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 13,33 \text{ Pa}$	$\pm 18,67 \text{ Pa}$	$\pm 32,00 \text{ Pa}$
$P_{A,TP2}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 13,33 \text{ Pa}$	$\pm 18,67 \text{ Pa}$	$\pm 32,00 \text{ Pa}$
$P_{W,Abs,i}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 250 \text{ Pa}$	$\pm 2500 \text{ Pa}$	$\pm 2750 \text{ Pa}$
$P_{W,Abs,o}$	$\pm 0,1 \%$ v.Ew.	$\pm 250 \text{ Pa}$	$\pm 2500 \text{ Pa}$	$\pm 2750 \text{ Pa}$

Tabelle 10: Messwertfehler der Dichten

Kurzbezeichnung	AD-Fehler relativ	AD-Fehler absolut	Sensor	Gesamt- Fehler
$\rho_{S,Tk}$			$\pm 1 \text{ kg/m}^3$	$\pm 1 \text{ kg/m}^3$
$\rho_{S,Tv}$			$\pm 1 \text{ kg/m}^3$	$\pm 1 \text{ kg/m}^3$

Tabelle 11: Messwertfehler der Taupunkte

Kurzbezeichnung	AD-Fehler relativ	AD-Fehler absolut	Sensor	Gesamt- Fehler
$TP_{A,TP1}$			$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$
$TP_{A,TP2}$			$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$

Tabelle 12: Messwertfehler der Temperaturen

Kurzbezeichnung	AD-Fehler relativ	AD-Fehler absolut	Sensor	Gesamt- Fehler
$T_{S,Tk}$			$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{S,Tv}$			$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,1\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{A,Abs,i}$		$\pm 0,7\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,75\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{A,Abs,o}$		$\pm 0,7\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,75\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{A,Kam}$		$\pm 0,7\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,75\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{A,Raum}$		$\pm 0,7\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,75\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{S,Abs,i}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,23\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,235\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{S,Abs,o}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,23\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,235\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Abs,i}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,055\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Abs,o}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,055\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Dpf,1}$		$\pm 0,7\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,75\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Dpf,2}$		$\pm 0,7\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,75\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Hrg,i}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,055\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Hrg,o}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,055\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Krg,i}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,055\text{ }^\circ\text{C}$
$T_{W,Krg,o}$		$\pm 0,005\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,05\text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,055\text{ }^\circ\text{C}$

Tabelle 13: Messwertfehler der Volumenströme

Kurzbezeichnung	AD-Fehler relativ	AD-Fehler absolut	Sensor	Gesamt- Fehler
Vd_A			$\pm 1\%$ vom Messwert (v.Mw.)	$\pm 1\%$ v.Mw.
$Vd_{W,Abs}$			$\pm 0,02\%$ v.Mw.	$\pm 0,02\%$ v.Mw.
$Vd_{W,Hrg}$			$\pm 4\%$ v.Mw.	$\pm 4\%$ v.Mw.
$Vd_{W,Krg}$			$\pm 4\%$ v.Mw.	$\pm 4\%$ v.Mw.

8.1.4 Inbetriebnahme Versuchsstand

Bei der Inbetriebnahme werden Mess-, Steuer- und Regelungstechnik sowie Sicherheits-schaltungen vollständig überprüft. Letztere sind besonders wichtig, da eine zeitraubende permanente Überwachung der Anlage nicht vorgesehen und auch nicht gewünscht ist. Hierzu wurde im Vorfeld eine Gefährdungsanalyse durchgeführt und im Anschluss ein Sicherheitskonzept entwickelt, welches einen Personen- und auch, soweit möglich, einen Sachschutz abbildet. Je nach Anlage ist dieses individuell zu erstellen, da andere Gefahren vorliegen können, welche zu berücksichtigen sind.

Die Sicherheitsschaltungen funktionieren selbständig und bringen die Anlage bei einem Zwischenfall, zum Beispiel bei Ausfall der Regelung oder bei Stromausfall, immer in einen sicheren Zustand. Für jedes kritische elektrische System wird ein selbsttätig ohne Hilfsenergie arbeitendes Sicherungssystem installiert. Beispielsweise ist hier der Dampfbefeuchter zu nennen, welcher über zwei Heizstäbe Wasserdampf erzeugt. Aus dem Maßnahmenplan in Tabelle 14 sind die Fehlerbilder wie auch die entsprechend abgeleiteten Maßnahmen abzulesen, welche bei der Inbetriebnahme auf Funktion geprüft werden.

Tabelle 14: Maßnahmenplan Dampferzeuger

Fehler	Gegenmaßnahme
Überhitzung Wasserbad	Grenztemperatur in Software
Kein Wasser im Befeuchter	Thermoschalter im Heizstab
Dampfableitung gestört	mechanisches Sicherheitsventil
Auslösen Sicherheitsventil	Abblaseleitung nach außen
Heiße Oberfläche	Berührungsschutz und Dämmung

Zusätzlich wurde bei der Konstruktion der Anlage darauf geachtet, dass elektrische

Bauteile weitestgehend von flüssigkeitsführenden Systemen getrennt sind und im Falle einer Havarie der Anlage sich auch nicht im Überflutungsbereich befinden. Der Schaltschrank wie auch die Sicherungen sowie der Fehlerstrom-Schutzschalter wurden durch eine Elektrofachkraft installiert und geprüft.

Für die ersten Versuche an der Anlage wurden die Wärme- und Stoffaustauschflächen mit Wasser anstelle einer Salzlösung beaufschlagt. Die Austauschflächen stellen somit den Verdampfer und die kalte Seite der Kältemaschine dar. Der Vorteil von Wasser ist die sehr gute Datenbasis, auf die zurückgegriffen werden kann. Da Wasser einer der am besten untersuchten Stoffe ist, für den viele exakte Berechnung und Zustandstabellen vorliegen, erleichtert dies die Auswertung und Fehlersuche erheblich. Völlig klar ist auch, dass Wasser sich besser zur Ortung hydraulischer Schwachstellen im System eignet, da es die einfache Detektion von Leckagen erlaubt, wie sie bei Erstinbetriebnahmen von Prototypen nicht ausgeschlossen sind. Nach bestandener Dichtheitsprobe und Inbetriebnahme der Messstellen kann dann auf den Sole-Betrieb mit *LiCl* umgestellt werden. Für den ersten Betrieb ist nochmals eine Dichtheitsprüfung durchzuführen, da sich durch die geänderte Viskosität andere Drücke in den mit Sole beaufschlagten Anlagenteilen einstellen.

Erfassung der Messdaten, Aufbereitung und Visualisierung

Zur Erfassung der Messdaten werden alle Sensordaten kontinuierlich aufgezeichnet und zusammen mit dem Zeitpunkt der Erfassung in einem Datenlogfile geschrieben. Die Versuchsdaten liegen somit vollständig als Rohwerte in Klartextdateien vor. Aufgrund der Vielzahl an Datenpunkten und der Menge an Messwerten infolge eines relativ kurzen Messintervalles (circa 16s) sind die Daten nicht direkt interpretierbar. Da ein Logfile einen gesamten Tag beschreibt, können so die Anfahrzustände der Anlage sowie deren Leerlaufzeiten abgelesen werden, dies ist jedoch für die Versuchsauswertung nicht relevant. Für die Auswertung an sich ist nur der Zeitraum interessant, in welchem sich die Anlage in einem vollständig eingeschwungenen und stationären Zustand befindet. Um diesen zu erreichen, sind infolge der hohen Massen, der hohen Messgenauigkeit und der hierzu relativ geringen umgesetzten Leistungen erhebliche Anlaufzeiten zu berücksichtigen. In der Regel ist pro Arbeitstag nur ein Versuch möglich, dessen Laufzeit circa 28 Minuten⁸ beträgt. Um die Daten in diesem Zeitraum visualisieren und interpretieren zu können, wird das gesamte Logfile in eine Entwicklungsumgebung für die Programmiersprache *R*[R C15] geladen, die sich für statistische Berechnungen und Grafiken besonders eignet. Für die Auswertung wurde ein eigenes Skript entwickelt, welches zunächst die Daten für den relevanten Zeitraum selektiert, diese im Anschluss für die Grafikausgabe aufbereitet und die Grafiken erstellt.

Für die Weiterverarbeitung der Daten werden diese innerhalb des Messzyklus zusätzlich gemittelt und in einer separaten Datei abgelegt. Diese Vorgehensweise erspart das zeitraubende und fehleranfällige Übertragen von Messwerten in folgende Auswerte- und Simulationsprogramme, da diese direkt aus der Mittelwertdatei eingelesen werden. Durch die skriptbasierte Vorgehensweise können mit den entsprechenden Rohdaten jederzeit wieder alte Versuche geladen und im Anschluss bei Bedarf neu in den Programmen

⁸Die circa 28 Minuten entsprechen 2% von einem Tag ($0,02 \cdot d$).

ausgewertet werden.

8.1.5 Ermittlung der Wärmeverluste an die Umgebung \dot{Q}_{Amb}

Für die Simulation des Versuchsaufbaues mit den im Experiment ermittelten Werten sind zusätzliche Eingangsparameter erforderlich, welche experimentell ermittelt werden müssen. Hierzu zählt im Besonderen der Wärmeverlust \dot{Q}_{Amb} des Austauschkanals an die Unterdruckkammer. Dieser gibt den Umgebungswärmeverlust der Wärme- und Stoffaustauschfläche an die Unterdruckkammer an. Dieser kann, je nach Betriebsbedingungen, positiv oder negativ sein. Ziel sollte die Ermittlung dieses Parameters in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz der Austauschflächenrückseite zur Umgebung sowie vom Druck innerhalb der Kammer sein. Es konnte jedoch keine gültige Korrelation wie beispielsweise ein U-Wert gefunden werden. Es entstand immer ein Rest in der Energiebilanz, welcher nicht aufgelöst werden konnte. Die Wärmeübertragung der Austauschflächenrückseite an die Kammer kann grundsätzlich über die bekannten Wärmetransportvorgänge erfolgen (Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung). Zunächst wurde untersucht, ob dieser Wärmeverlust konstruktiv reduziert werden kann. Im Anschluss wurde versucht, den Wärmeverlust über zusätzliche Gleichungen, welche die Konstruktion beschrieben, (Rippengleichung) zu ermitteln.

Wärmeverluste und Wärmedämmung zur Kompensation

Infolge der Konstruktion können im Versuchsaufbau Wärmeverluste auftreten, da die Austauschflächenrückseite nicht wärmedämmend ist. Zunächst betrachten wir die Funktionsweise und den Aufbau einer Wärmedämmung, um zu erläutern, warum auf eine Dämmung verzichtet wurde. Um eine gute Dämmung zu erhalten, ist es wichtig, dass so gut wie keine Wärmeleitung auftritt, das zu verwendende Material also einen kleinen Wärmeleitwert aufweist. Die Wärmeübertragung durch Wärmeleitung hängt somit vom verwendeten Material, der Temperaturdifferenz und der Dicke der Dämmung ab. Gase weisen im Verhältnis zu Feststoffen deutlich geringere Wärmeleitwerte auf. Sie können entweder durch Anströmung erzwungene Konvektion oder durch freie Konvektion Wärme transportieren. Diese Wärmeströme können je nach Temperaturdifferenz und Kontakt zur Oberfläche sehr hoch sein. Um eine gute Dämmung zu erhalten, muss die Wärmeleitung wie auch die Konvektion weitestgehend unterbunden werden. Dies geschieht häufig durch Kombination von einem Material mit geringem Wärmeleitwert verbunden mit einer Gaschicht, in welcher die Konvektion unterdrückt wird. Zu unterscheiden ist hier zwischen offenporigen Dämmungen und geschlossenen. Bei den offenen ist das verwendete Gas immer Luft. Die Luft ist in der Dämmung so angeordnet, dass es nur zu einer geringen Konvektion kommt. Die Dämmwirkung erfolgt durch die ruhende Luftschicht, die vom Material gehalten wird. Ein Austausch des Gases ist aber grundsätzlich mit der Umgebung möglich. Ein Beispiel hierfür ist Mineralfaserdämmung. Alternativ hierzu gibt es geschlossene Dämmungen, in welchen entweder Luft oder andere Gase mit noch besseren Eigenschaften eingeschlossen sind. Das Gas soll nicht mit der Umgebung wechselwirken, ist also in kleinen geschlossenen Hohlräumen in der Dämmung eingelagert. Beispiele sind hier synthetischer Kautschuk oder Polyurethan-Schaum. Geschlossenporige Dämmungen

eignen sich sowohl für Wärme- als auch für Kälte­dämmung. Offenporige Dämmungen hingegen sind insbesondere bei der Kälte­dämmung als problematisch zu betrachten, wenn das zu dämmende Bauteil eine Temperatur aufweist, die niedriger als der Taupunkt der umgebenden Luft ist. In diesem Fall kondensiert der Wasserdampf in der Dämmung und diese wird mit Wasser durchfeuchtet und fällt somit auf den schlechten Dämmwert von Wasser zurück. Für den Einsatz im Unterdruck eignet sich nur eine offenporige Dämmung, da geschloss­enporige Dämmungen durch Anlegen des Unterdrucks sich erweitern und im Anschluss die Gase aus der Dämmung durch Diffusion extrahiert werden. Bei mehrfachem Druckwechsel verliert die Dämmung ihre Eigenschaft und wird irreversibel geschädigt. Dabei fällt sie auf den Wert vom Grundmaterial zurück, das nur noch sehr schlechte Dämmeigenschaften aufweist. Offenporige Dämmungen tauschen Gase wie auch Partikel, oder wie bei Mineralwolle Fasern, mit der Umgebung aus, insbesondere wenn dieser Austausch durch die Druckwechsel aktiv angeregt wird. Der Vorteil ist, dass sie bei dem Gasaustausch nur minimal beschädigt werden. Jedoch sind die frei umherfliegenden Fasern für Versuchsaufbauten und deren Messtechnik äußerst störend. Insbesondere ist hier der für die Volumenstrommessung verwendete Drehkolbengaszähler zu nennen. Die Kolben greifen formschlüssig ineinander und sind nicht für Partikel geeignet. Die gesamte Mechanik des Zählers ist für Fasern anfällig, da sie durch diese blockiert und beschädigt werden kann. Zusätzlich können sich die Fasern sowohl auf der Austauschfläche als auch in der weiteren Sensorik absetzen und behindern mit der Zeit den Versuch wie auch dessen Auswertung. Für Kondensationsversuche oder für Versuche bei niedrigeren Rückkühltemperaturen ist Mineralfaser, wie jede andere offenporige Dämmung, ebenfalls nicht geeignet, da sie Wasser einlagern kann und dann schleichend ihre Funktion verliert. Alternative Möglichkeiten wie Vakuumdämmpaneele sind nur kompliziert in den Versuchsstand einzubauen und an der Stützkonstruktion formschlüssig anzubinden, wie sie in Bild 40 dargestellt ist. Aus diesen Gründen wurde auf eine Dämmung der Austauschflächenrückseite verzichtet.

Da die Rückseite der Austauschflächen nicht gedämmt ist, entstehen hier jedoch je nach Betriebsbedingungen nicht unerhebliche Wärmeverluste. Diese entstehen, da die Fläche im Wärmeaustausch mit dem Austauschflächengehäuse und dieses wiederum mit der Unterdruckkammer selbst steht (siehe Abbildung 28). Typische Gesamtwärmeverluste liegen bei den angestrebten Betriebsmodi bei circa 20 W bis 50 W bei einem Gesamtleistungs­umsatz von 80 W bis 120 W. Die Unterdruckkammer weist eine Masse von etwa 1,5 t auf und ist aus Edelstahl gefertigt. Infolge ihrer hohen Masse werden Temperaturschwankungen außerhalb der Kammer nur stark verzögert und geglättet in das Innere weitergeleitet. Dies ist für die Versuchsführung einerseits positiv, da kleinere Schwankungen der Raumtemperatur keinen Einfluss auf den Versuch haben. Andererseits ist dies auch sehr problematisch, da damit zu rechnen ist, dass die Behälterwand zu keinem Zeitpunkt im thermischen Gleichgewicht mit der Austauschfläche ist. Es ist eher davon auszugehen, dass die Umgebungstemperatur die Temperatur des Behälters bestimmt und somit permanent, je nach Temperaturverhältnis, Wärme dem Versuch zugeführt oder abgeführt wird. Da es sich hier für den Versuchsmaßstab um erhebliche Wärmemengen handelt, ist deren Berücksichtigung in der Auswertung und der Simulation des Versuches entscheidend. Die hohe Ankoppelung des Versuches an die Umgebung ist

dem Einkanal-Design geschuldet, welches bei verhältnismäßig geringem Energieumsatz eine geometrisch ungünstige und damit hohe Ankoppelung an die Umgebung besitzt. In realen Anwendungen, in denen viele Kanäle als Stacks zusammengefasst werden, sind diese bei weitem nicht diesen Verlusten ausgesetzt, da nur die äußeren Austauschflächen an die Umgebung ankoppeln und somit das Oberflächen-zu-Volumen-Verhältnis deutlich verbessert ist.

Beschreibung der Wärmeverluste

Wärmeverluste entstehen im Versuch an der Rückseite der Austauschfläche. Die möglichen Übertragungsmechanismen sind Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung.

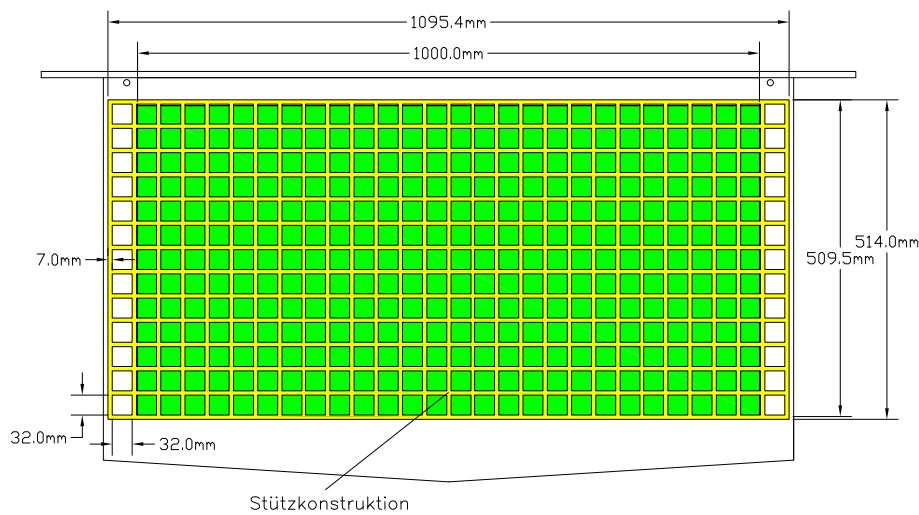


Abbildung 39: Frontansicht Austauschfläche mit Stützkonstruktion

In Abbildung 39 ist der Aufbau einer der wärmeübertragenden Seiten der Austauschplatten dargestellt. Die in gelb dargestellte Stützkonstruktion (Glasfaserrippenplatten) fungiert als Rippe, welche die Wärme von der Rückseite der Austauschfläche zusätzlich ableitet (siehe hierzu Abbildung 40 und 41). Da die Berechnung einer solchen gekoppelten Übertragung nicht trivial ist und gleichzeitig von Druck, Temperatur und den Strömungsverhältnissen abhängt, müsste das Verhalten simuliert werden.

Um die Wärmeverluste dennoch zu bestimmen, wird der Wärmeverlust, der bei einem Versuch an der Austauschfläche auftritt, aus den Enthalpieströmen beziehungsweise deren Differenz berechnet. Hierbei macht man sich die Energieerhaltung zu nutze. Die Enthalpieströme von Luft, Wasserdampf und Sole müssen sich mit den Wärmeverlusten zu Null addieren. Die Werte für die eintretenden und austretenden Enthalpien werden in den Versuchen gemessen. Dieser berechnete Verlust, welcher abhängig von den Randbedingungen des Versuches ist, wird für die Auswertung in das Simulationsprogramm geladen. Dies entspricht zwar nicht der zunächst favorisierten Vorgehensweise der theoretischen Vorausberechnung des Verlustes, erlaubt jedoch eine Erfassung des Verlustterms und somit dessen rechnerische Kompensation.



Abbildung 40: Bild der Austauschfläche mit Stützkonstruktion

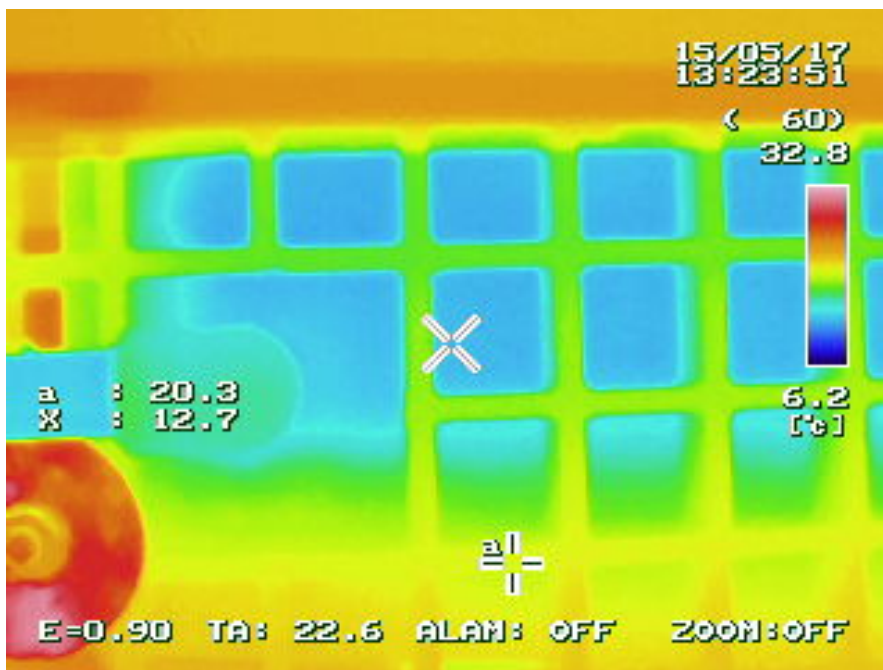


Abbildung 41: Infrarotbild der Austauschfläche mit Stützkonstruktion

8.2 Versuchsprogramm

Mit den Versuchen wird die Übertragungsleistung der Austauschfläche unter verschiedenen Betriebsbedingungen bestimmt. Mit dem Simulationsprogramm, den Eingangsparametern in dem Versuch und den theoretischen ermittelten Übergangsparametern werden die Versuche nachgerechnet. Von den theoretisch ermittelten Parametern nicht erfasst sind die Qualität der Benetzung der Austauschfläche und die Verteilung der strömenden Medien auf der Austauschfläche. Diese Effekte werden im Simulationsprogramm mit einem Benetzungsfaktor oder allgemeinen Aktivierungsfaktor f_{wet} berücksichtigt, der die Fehlverteilung von Sole auf der Austauschfläche, von Luft im Austauschkanal und von Kühlwasser in den Kühlwasserkanälen beschreibt.

Dieser Parameter wird in der Simulation der Versuche jeweils so angepasst, dass die Wassermassenbilanz, basierend auf den Messungen der Waagen, zu Null aufgeht. Ein systematischer Fehler, der verhindert, dass die Simulation die experimentelle Wirklichkeit hinreichend genau abbildet, wäre daran zu erkennen, dass bei abgestimmter Wassermassenbilanz wesentliche Austrittsparameter nicht im Rahmen der spezifizierten Messgenauigkeit reproduziert werden könnten.

Um aussagekräftige Experimente zu bekommen, wird in diesem Stadium zunächst festgelegt, welche Experimente durchzuführen sind. Jeder Versuch benötigt etwa einen Arbeitstag, bis die Parameter vollständig für eine exakte Messung eingeschwungen sind. Selbst bei bekannten Parametern sind circa 4-5 h erforderlich, um die Anlage in den eingeschwungenen Zustand zu bringen (siehe hierzu Seite 187 Tabelle A.5 und Abbildung A.3 ff).

Aus diesem Grund müssen die Versuche sinnvoll ausgewählt werden, um repräsentative Messwerte zu erhalten. Somit müssen nicht mehr alle Anlagenpunkte angefahren werden, sondern es ist möglich, die Zustände der Anlage vorauszuberechnen. Hierzu werden in Tabelle 15 die unterschiedlichen Randbedingungen und deren Abhängigkeit von bestimmten zu variierenden Parametern dargestellt, die als Grundlage für die folgende Versuchsreihe dienen.

Hierzu wird zwischen 3 Betriebsweisen unterschieden:

- Absorptionsbetrieb, bei welchem an der Austauschfläche Wasser absorbiert wird
- Verdampferbetrieb, bei welchem Wasser auf der Oberfläche der Austauschfläche verdampft
- Kondensationsbetrieb, bei welchem Wasserdampf an der Oberfläche der Austauschfläche kondensiert

Letzterer kommt in der realen Anwendung nicht vor, dient aber zur Untersuchung der maximal möglichen an die Austauschfläche übertragbaren Leistung. Dieser definiert einen Grenzwert, da bei Kondensation die gesamte gekühlte Fläche benetzt wird, was bei Absorptionsbetrieb oder Verdampferbetrieb nicht sichergestellt ist. Der Kondensationsbetrieb lässt daher Rückschlüsse zu, wie gut die anderen Betriebsmodi ablaufen könnten, wenn die Benetzung perfekt wäre.

Tabelle 15: Experimentmatrix

Variierender Parameter	Absorber	Verdampfer	Kondensation
Standardfall	V0.1.1	V0.2.1	V0.3.1
Anlagendruck 50 <i>kPa</i>	V1.1.1	V1.2.1	V1.3.1
Anlagendruck 100 <i>kPa</i>	V1.1.2	V1.2.2	V1.3.2
Luftvolumenstrom Eintritt 60 <i>m³/h</i>	V2.1.1	V2.2.1	V2.3.1
Solemenge Eintritt 0,5 <i>kg/h</i>	V3.1.1	V3.2.1	V3.3.1
Salzmassenanteil Eintritt 0,37 <i>kg/kg</i>	V4.1.1		
Rückkühltemperatur Eintritt 15 °C		V5.2.1	
Rückkühltemperatur Eintritt 12 °C			V5.3.1
Taupunkt Eintritt 12 °C	V6.1.1		

Für jede der drei Betriebsweisen wird eine Standardbetriebsweise definiert und vermessen. In nachfolgenden Versuchen wird jeweils nur ein Parameter abweichend vom Standardfall variiert. Dies dient der Vergleichbarkeit der Versuche und der Bestimmung des Einflusses der Parametervariation. Da viele Größen des Versuchs von den Umgebungsbedingungen abhängig sind, wie Raumtemperatur und umgebender Luftdruck, ist es nicht immer möglich, die gewünschten Zustände exakt einzustellen. Geringfügige Abweichungen stellen jedoch kein Problem dar, da sie in der Auswertung und der Simulation korrekt berücksichtigt werden. Eine Punktlandung aller Ist-Werte in einem endlichen Zeitfenster passend zu den Soll-Werten ist nahezu ausgeschlossen, da die Werte voneinander abhängig sind. Die gegenseitige Beeinflussung zieht nach einem Steuerungseingriff einen erneuten Einschwingvorgang des Versuches nach sich und ändert alle anderen Parameter. Insofern sind die in den Tabellen 16, 17 und 18 angegebenen Werte der Standardfälle als Zielgrößen zu betrachten, denen es gilt möglichst nahe zu kommen. Für den Solevolumenstrom ist anzumerken, dass dieser über die verschiedenen Versuche hinweg durch die Pumpeneinstellung nahezu konstant gehalten wird. Die Differenzen im Massenstrom entstehen durch die unterschiedlichen Dichten der zu fördernden Medien Wasser und Sole. Da deren Dichten wiederum von der Temperatur und bei der Sole zusätzlich von deren Salzmassenanteil abhängig sind, sind hier entsprechende Unterschiede im Massenstrom zu erwarten. Die Temperatur der Luft wird hinter dem Heiz- und Kühlregister von der Regelung eingestellt. Ihre Wärmekapazität ist jedoch so gering, dass sie auf dem Weg zum Absorber die Temperatur des Luftkanals annimmt. Die Temperatur am Eintritt in den Absorber $T_{A,Abs,i}$ wird daher in den folgenden Tabellen mit *20°C/Labortemperatur* beschrieben.

Für den Standardfall im Absorptionsbetrieb werden die in Tabelle 16 festgelegten Parameter verwendet.

Tabelle 16: Standardbetriebsweise Absorber

Parameter	Parameterbezeichner	Zielgröße
Kammerdruck	$P_{A,Kam}$	10 kPa
Luftvolumenstrom	Vd_A	45 m ³ /h
Lufttemperatur am Eintritt	$T_{A,Abs,i}$	20 °C/Labortemperatur
Taupunkt der Luft am Eintritt	$TP_{A,Abs,i}$	19 °C
Kühlwassertemperatur Eintritt	$T_{W,Abs,i}$	25 °C
Volumenstrom Kühlwasser (bei 5 K Spreizung)	$Vd_{W,Abs}$	0,035 m ³ /h
Stromführung	ξ	Gegenstrom
Massenstrom Sole konzentriert	$\dot{M}_{S,Tk}$	1,0 kg/h
Salzmassenanteil	$C_{S,i}$	0,40 kg/kg
Temperatur der Sole	$T_{S,i}$	Labortemperatur

Für den Standardfall im Verdampferbetrieb werden die in Tabelle 17 festgelegten Parameter verwendet.

Tabelle 17: Standardbetriebsweise Verdampfer

Parameter	Parameterbezeichner	Zielgröße
Kammerdruck	$P_{A,Kam}$	10 kPa
Luftvolumenstrom	Vd_A	45 m ³ /h
Lufttemperatur am Eintritt	$T_{A,Verd,i}$	20 °C/Labortemperatur
Taupunkt der Luft am Eintritt	$TP_{A,Verd,i}$	5 °C
Kühlwassertemperatur Eintritt	$T_{W,Verd,i}$	20 °C
Volumenstrom Kühlwasser (bei 5K Spreizung)	$Vd_{W,Verd}$	0,040 m ³ /h
Stromführung	ξ	Gegenstrom
Massenstrom Sole konzentriert	$\dot{M}_{S,Tk}$	0,9 kg/h
Salzmassenanteil	$C_{S,i}$	0,0 kg/kg
Temperatur der Sole	$T_{S,i}$	Labortemperatur

Für den Standardfall im Kondensationsbetrieb werden die in Tabelle 18 festgelegten Parameter verwendet.

Tabelle 18: Standardbetriebsweise Kondensation

Parameter	Parameterbezeichner	Zielgröße
Kammerdruck	$P_{A,Kam}$	10 kPa
Luftvolumenstrom	Vd_A	45 m ³ /h
Lufttemperatur am Eintritt	$T_{A,Kond,i}$	20 °C/Labortemperatur
Taupunkt der Luft am Eintritt	$TP_{A,Kond,i}$	19 °C
Kühlwassertemperatur Eintritt	$T_{W,Kond,i}$	5 °C
Volumenstrom Kühlwasser (wie bei Absorption)	$Vd_{W,Kond}$	0,031 m ³ /h
Stromführung	ξ	Gegenstrom
Massenstrom Sole konzentriert	$\dot{M}_{S,Tk}$	0,9 kg/h
Salzmassenanteil	$C_{S,i}$	0,0 kg/kg
Temperatur der Sole	$T_{S,i}$	Labortemperatur

Die Einstellungen werden so gewählt, dass sie mit denen der Absorberversuche übereinstimmen. Ziel ist es, einen Leistungsvergleich zwischen Absorption und Kondensation herzustellen, um die theoretisch maximal mögliche Transferleistung der Austauschfläche bestimmen zu können. Da die Austauschfläche bei der Kondensation als vollständig benetzt angenommen wird ($f_{wet} = 1, 0$), ist davon auszugehen, dass der Kondensationsfall den Grenzfall der Austauschflächenleistung darstellt. Somit ist es möglich, durch einen Leistungsvergleich zwischen Absorption und Kondensation zu bestimmen, inwieweit die Austauschfläche bei der Absorption ausgenutzt wird. Um diesen Vergleich anstellen zu können, müssen etwa die gleichen Betriebsbedingungen bei der Kondensation wie bei der Absorption vorliegen. Der Kammerdruck, der Luftvolumenstrom, die Lufttemperatur am Eintritt, der Taupunkt der Luft am Eintritt wie auch die Strömungsverhältnisse werden wie bei der Absorption eingestellt. Nur der Kühlwasservolumenstrom und seine Eintrittstemperatur in den Absorber werden so eingestellt, dass im Mittel der Gleichgewichtspartialdampfdruck über der Sole bei der Absorption dem des Wasserdampfpartialdruckes bei der Kondensation entspricht. Dies führt zu vergleichbaren Stoffübergängen und lässt somit einen Leistungsvergleich der beiden Prozessführungen zu.

8.3 Versuchsdurchführung

In diesem Kapitel werden, exemplarisch am Beispiel des Versuchs V0.1.1 (siehe Tabelle 16), der Ablauf der Versuche, die Auswertung der Messdaten, die Simulation der Versuche sowie der Vergleich von Experiment und Simulation dargestellt.

8.3.1 Ablauf der Versuche

Zuerst erfolgt eine Kontrolle aller Geräte und Prüfung, ob deren Funktion gegeben ist. Im Anschluss wird der Füllstand der Medien geprüft und der Salzmassenanteil der Sole über deren Dichte bestimmt. Danach werden die Parameter eingestellt und die Anlage gestartet. Nun muss der Zeitpunkt abgewartet werden, an dem sich die Anlage in einem eingeschwungenen Zustand befindet. Ist dieser erreicht, startet der eigentliche Versuch. Dieser wird manuell abgebrochen, wenn der Versuchszeitraum abgelaufen ist. Die Messdaten der Geräte werden automatisch über den Versuch hinweg kontinuierlich aufgezeichnet.

8.3.2 Darstellung der Versuche

Manuell wird der Zeitabschnitt im Auswerteprogramm gesucht, in dem die Anlage eingeschwungen ist, in dem ein stationärer Zustand herrscht, in dem zeitliche Änderungen aller relevanter Parameter klein sind. Die Messdaten dieses Zeitabschnittes werden in Diagrammen über die Zeit dargestellt. Dies ist beispielhaft für den Versuch V0.1.1, im Anhang in den Abbildungen A.15 bis A.26 dargestellt. Die Mittelwerte aller Messdaten während des stationären Zustandes werden berechnet, vergleiche Tabelle A.6.

8.3.3 Simulation der Versuche

Die Mittelwerte der Messdaten am Eintritt in den Absorber während des stationären Zustands sowie der Mittelwert des Solestroms am Austritt aus dem Absorber werden in das Simulationsprogramm übertragen. Damit werden Werte für alle anderen Parameter berechnet. Dies sind insbesondere die Zustandswerte der Medien am Austritt aus dem Absorber. Der Mittelwert des Solestroms am Austritt ist für das Simulationsprogramm erforderlich, um den Benetzungsfaktor der Austauschfläche f_{wet} für die Austauschfläche bestimmen zu können. Die Ergebnisse der Simulation sind im Anlagenschaubild, Abbildung 42, dargestellt.

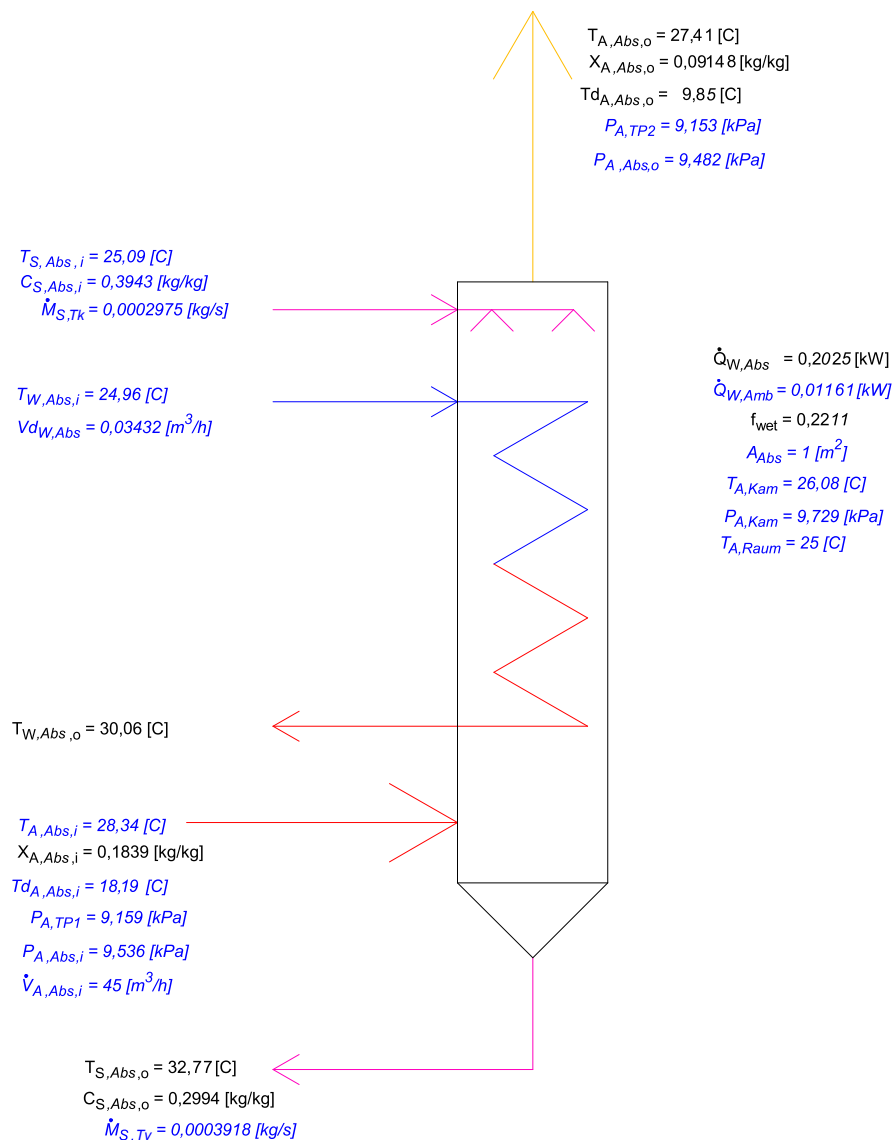


Abbildung 42: Eingabedaten (blau) und Ausgabedaten (schwarz) der Simulation des Versuchs V0.1.1⁹

8.3.4 Fehlerberechnung

Die in Abbildung 42 dargestellten blauen Werte sind die Eingangswerte in die Simulation. Diese sind, gemäß den Tabellen 8 bis 13 auf Seite 115 ff., mit Messfehlern behaftet. Hieraus resultiert, dass die schwarzen Werte, die Ausgangswerte der Simulation, in der Abbildung ebenfalls fehlerbehaftet sind. Um abzuschätzen, in welchem Maße die Austrittswerte fehlerhaft sind, muss eine Fehlerberechnung durchgeführt werden. Dafür

⁹Das Bezeichnungsschema der Variablen und Indices ist in Kapitel A.1 auf Seite 180 dargestellt. Zur Veranschaulichung sind die Eingangsparameter der Simulation (Messergebnisse Versuch) in der Grafik in blau und die Ergebnisse der Simulation in schwarz dargestellt.

bietet die Entwicklungsumgebung EES, in der das Simulationsprogramm erstellt wurde, eine Funktionalität an. Zur Berechnung der Fehler wird die Root-Sum-Square-Methode verwendet. Zur Berechnung werden alle Eingangsparameter mit ihren Messwertfehlern aus den Tabellen 8 bis 13 an die Entwicklungsumgebung übergeben und diese berechnet hieraus die Unsicherheiten der Ausgangsparameter. Das Programm gibt für jede Variable die Einzelfehler und deren Beitrag zum Gesamtfehler an. Dies ist für den Parameter f_{wet} aus dem Versuch V0.1.1 in Abbildung 43 dargestellt. Die gesamte Fehlerberechnung für den Versuch V0.1.1 ist exemplarisch im Anhang in den Abbildungen A.27 bis A.36 dargestellt.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg		
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$f_{wet} = 0,2211 \pm 0,02083$		
$\delta_{M,S} = -339,5 \pm 4,2$ [g/h]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \delta_{M,S}} = -1,647E-13$	0,00 %
$\dot{M}_{S,Tk} = 1071 \pm 2,1$ [g/h]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \dot{M}_{S,Tk}} = -0,002536$	6,54 %
$\dot{M}_{S,Tv} = -1410 \pm 2,1$ [g/h]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \dot{M}_{S,Tv}} = -0,002297$	5,36 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536 \pm 0,22$ [kPa]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,Abs,i}} = -0,07401$	61,13 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482 \pm 0,2205$ [kPa]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,Abs,o}} = -0,02609$	7,63 %
$P_{A,Kam} = 9,729 \pm 0,22$ [kPa]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,Kam}} = 4,415E-10$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159 \pm 0,032$ [kPa]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,TP1}} = 0,1174$	3,25 %
$P_{A,TP2} = 9,153 \pm 0,032$ [kPa]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,TP2}} = 1,336E-08$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61 \pm 4,342$ [W]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \dot{Q}_{W,Amb}} = -0,0003958$	0,68 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \rho_{S,Tk}} = -4,939$	5,63 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \rho_{S,Tv}} = -0,00123$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34 \pm 0,75$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Abs,i}} = 0,001093$	0,15 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03 \pm 0,75$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Abs,o}} = -9,719E-11$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08 \pm 0,75$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Kam}} = 0,0009486$	0,12 %
$T_{A,Raum} = 25 \pm 0,75$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Raum}} = 1,196E-10$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09 \pm 0,235$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Abs,i}} = 0,0009496$	0,01 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04 \pm 0,235$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Abs,o}} = 1,031E-07$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20 \pm 0,1$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Tk}} = -0,002026$	0,01 %
$T_{S,Tv} = 25,76 \pm 0,1$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Tv}} = -1,534E-08$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96 \pm 0,055$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{W,Abs,i}} = 0,03564$	0,89 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4 \pm 0,055$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{W,Abs,o}} = 7,887E-09$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19 \pm 0,1$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial TP_{A,Abs,i}} = -0,05886$	7,99 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547 \pm 0,1$ [C]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial TP_{A,Abs,o}} = 2,124E-08$	0,00 %
$Vd_A = 45 \pm 0,45$ [m ³ /h]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial Vd_A} = -0,003589$	0,60 %
$Vd_{W,Abs} = 0,03432 \pm 0,000006865$ [m ³ /h]	$\frac{\partial f_{wet}}{\partial Vd_{W,Abs}} = -4,272$	0,00 %

Abbildung 43: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter f_{wet} aus dem Versuch V0.1.1¹⁰

¹⁰Das Bezeichnungsschema der Variablen und Indices ist in Kapitel A.1 auf Seite 180 dargestellt.

Nach Einsetzen der Messfehler ergeben sich für die Ausgabewerte die Unsicherheiten gemäß Tabelle 19.

Tabelle 19: Fehlerberechnung aus dem Versuch V0.1.1

Parameter	Parameter- bezeichner	Ergebnis	Unsicherheit
Salzmassenanteil Sole Austritt	$C_{S,Abs,o}$	0,2994 kg/kg	$\pm 0,001235$
Aktivierungsfaktor Fläche	f_{wet}	0,2211	$\pm 0,02083$
Wärmestrom Kühlwasser	$\dot{Q}_{W,Abs}$	202,5 W	$\pm 14,5$
Wärmestrom Umgebung	$\dot{Q}_{W,Amb}$	11,61 W	$\pm 4,342$
Temperatur Luft Austritt	$T_{A,Abs,o}$	27,41 °C	$\pm 0,199$
Temperatur Sole Austritt	$T_{S,Abs,o}$	32,77 °C	$\pm 0,2705$
Temperatur Wasser Austritt	$T_{W,Abs,o}$	30,06 °C	$\pm 0,3689$
Taupunkt Luft Austritt	$TP_{A,Abs,o}$	9,85 °C	$\pm 0,4365$
Wassergehalt Luft Eintritt	$X_{A,Abs,i}$	0,1839 kg/kg	$\pm 0,001712$
Wassergehalt Luft Austritt	$X_{A,Abs,o}$	0,09148 kg/kg	$\pm 0,001867$

8.3.5 Vergleich der simulierten und gemessenen Daten

Der Vergleich der von der Simulation berechneten Ausgangsparameter mit den gemessenen Daten zeigt an, wie genau die Simulation die Wärme- und Stoffübergänge abbildet und diese den entsprechenden Partnern Sole, Wasser, Luft und Umgebung zuordnet. Für die Simulation wurde angenommen, dass die Differenz der Solemassenströme, gemessen von den Waagen, den Wassermassenumsatz im Versuch exakt beschreibt. Um den Energieumsatz zu vergleichen, werden aus den Messdaten die Leistungen berechnet, die die Medienströme aufgenommen oder abgegeben haben. Diese sind in Tabelle 20 in der Spalte *Messung* dargestellt. Die Simulationswerte werden direkt aus der Simulation entnommen und sind in der Spalte *Simulation* in Tabelle 20 dargestellt. In der letzten Spalte wird die Differenz der simulierten und gemessenen Werte bezogen auf den jeweils gemessenen Wert angegeben.

Tabelle 20: Energieumsatz aus dem Versuch V0.1.1

Parameter Wärmestrom	Parameter- bezeichner	Messung W	Simulation W	Differenz bezogen auf den Messwert %
Umgebung	$\dot{Q}_{W,Amb}$	11,61±4,342	11,61±4,342	Eingang für Simulation
Sole	\dot{Q}_S	2,88±0,4457	3,514±0,3588	22
Wasser	\dot{Q}_W	214,3±3,066	202,5±14,5	-5,5
Luft	\dot{Q}_A	-228,8±3,041	-217,7±13,6	-4,9
Wasserdampf	\dot{Q}_V	229,5±2,839	229,5±2,005	0

Um die Fehler besser vergleichen zu können, werden aus den Messdaten und den Unsicherheiten die prozentualen Unsicherheiten berechnet. Diese sind in Tabelle 21 in der Spalte *Messung* dargestellt. Die prozentualen Simulationsfehler werden in der Spalte *Simulation* in Tabelle 21 dargestellt. In der letzten Spalte wird die Differenz der simulierten und gemessenen Werte mit Unsicherheit bezogen auf den jeweils gemessenen Wert angegeben. Hierbei wird die jeweilige Unsicherheit zum Ausgangswert addiert beziehungsweise davon subtrahiert, so dass die Differenz zwischen den beiden Werten (Messung und Simulation) möglichst klein wird.

Tabelle 21: Fehler des Energieumsatzes aus dem Versuch V0.1.1

Parameter Wärmestrom	Parameter- bezeichner	Unsicherheit Messung %	Unsicherheit Simulation %	Fehler Differenz auf Unsicherheit Messung %
Umgebung	$\dot{Q}_{W,Amb}$	37,4	37,4	Eingang für Simulation
Sole	\dot{Q}_S	15,5	10,2	innerhalb der Unsicherheit
Wasser	\dot{Q}_W	1,4	7,2	innerhalb der Unsicherheit
Luft	\dot{Q}_A	-1,3	-6,3	innerhalb der Unsicherheit
Wasserdampf	\dot{Q}_V	1,2	0,9	innerhalb der Unsicherheit

Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation in den an die Medien übertragenen Energien sind innerhalb der Unsicherheiten von Messung und Simulation.

9 Ergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Versuche miteinander verglichen. Der Einfluss der Druckabsenkung auf die umgesetzte Leistung im Kühlwasser, auf die Kühlwassertemperaturen und auf den Aktivierungsfaktor wird diskutiert.

Da der Aktivierungsfaktor mit sinkendem Anlagendruck deutlich abnimmt, wird dieser hinsichtlich verschiedener Einflussfaktoren genauer untersucht. Die sehr niedrigen Aktivierungsfaktoren, die insbesondere bei Unterdruck ermittelt wurden, deuten darauf hin, dass die bisherige rechnerische Beschreibung wesentliche Phänomene des tatsächlichen Stoffaustausches im Unterdruck nicht erfasst. Der Vergleich zu bestehenden Literaturdaten bleibt auf Betriebsbedingungen bei Umgebungsdruck beschränkt, da andere Daten nicht bekannt sind.

9.1 Vergleich der Ergebnisse

9.1.1 Simulation und Experiment

Die Simulation kann in allen Betriebsweisen die experimentellen Ergebnisse gut abbilden. Wenn für die Simulation der experimentell gemessene Wassermassenumsatz vorgegeben wird, weichen die Energieumsätze aus Simulation und Experiment um circa 10 % voneinander ab. Entsprechend sind die Abweichungen zwischen Simulation und Messung bei den anderen Parametern, die in die Energiebilanz eingehen, wie zum Beispiel Temperaturen und Taupunkte, ebenfalls niedrig.

9.1.2 Erreichbare Wärmeleistungen

Die Leistung, die aus der Anlage ausgekoppelt werden kann, entspricht dem an das Kühlwasser übertragenen Wärmestrom. Dieser kann, beziehungsweise muss, aus dem Prozess entnommen werden, um diesen stabil betreiben zu können. Wünschenswert sind im Heizfall hohe Absorberleistungen und im Kühlfall hohe Verdampferleistungen. Bei der Versuchsanlage ist zu berücksichtigen, dass sich die folgenden absoluten Leistungen immer auf 1 m^2 Austauschfläche entsprechend der Konstruktion der Versuchsfläche beziehen. Zum direkten Vergleich der wasserseitigen Leistung der Anlage, wird der aus der Auswertung entnommene Umgebungswärmeverlust $\dot{Q}_{W,Amb}$ zur gemessenen Wasserleistung \dot{Q}_W hinzuaddiert. Hierdurch werden die Umgebungswärmeverluste kompensiert, was es ermöglicht, die Leistungen besser vergleichen zu können.

Die bei ähnlichen Bedingungen in verschiedenen Betriebsweisen (Absorber, Verdampfer und Kondensator) durchgeführten Versuche werden den in Tabelle 22 angegebenen Versuchsreihen zugeordnet.

Tabelle 22: Zuordnung der Versuchsbedingungen zu den laufenden Nummern

Lfd. Nr. Versuchsreihe	Zugeordnete Versuche	Druck kPa	Luftvolumen- strom m ³ /h	Solemassen- strom kg/h
1	V0.1.1, V0.2.1, V0.3.1	10	45	1,0
2	V1.1.1, V1.2.1, V1.3.1	50	45	1,0
3	V1.1.2, V1.2.2, V1.3.2	100	45	1,0
4	V2.1.1, V2.2.1, V2.3.1	10	60	1,0
5	V3.1.1, V3.2.1, V3.3.1	10	45	0,5

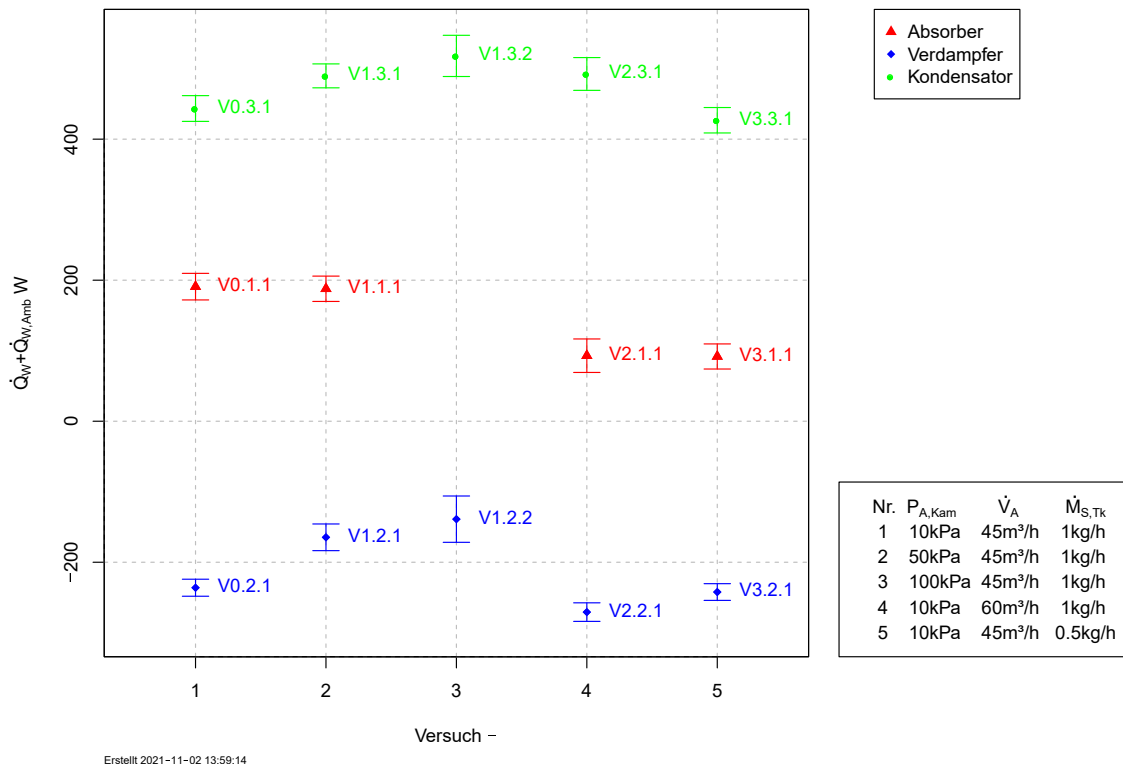


Abbildung 44: Gegenüberstellung der im Kühlwasser gemessenen Leistungen bei 4 mm-Austauschkanal korrigiert um die Umgebungsverluste¹¹

Abbildung 44 stellt auf der X-Achse Versuchsreihen gemäß Tabelle 22 und auf der Y-Achse die im Kühlwasser umgesetzten Leistungen korrigiert um den Umgebungswärmeverlust dar. Hierbei ist zu beachten, dass der Absorberversuch V1.1.2 aus Versuchsreihe 3 infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht mehr durchgeführt werden konnte. Es ist zu erkennen, dass circa 200 W/m² - 400 W/m² umgesetzt werden können. Für die

¹¹Der Absorberversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

Leistungsfähigkeit der Anlage sind nicht allein die absoluten wasserseitigen Leistungen ausschlaggebend. Wie bei jeder Wärmepumpe ist das Arbeitstemperaturniveau ebenso wichtig, da dies mit steigendem Temperaturhub erst das Potenzial der Technologie zeigt. Ein geringer Temperaturhub der Anlage liefert zwar ebenfalls Wärme, jedoch hat diese gegenüber der Umgebung einen geringen Nutzen.

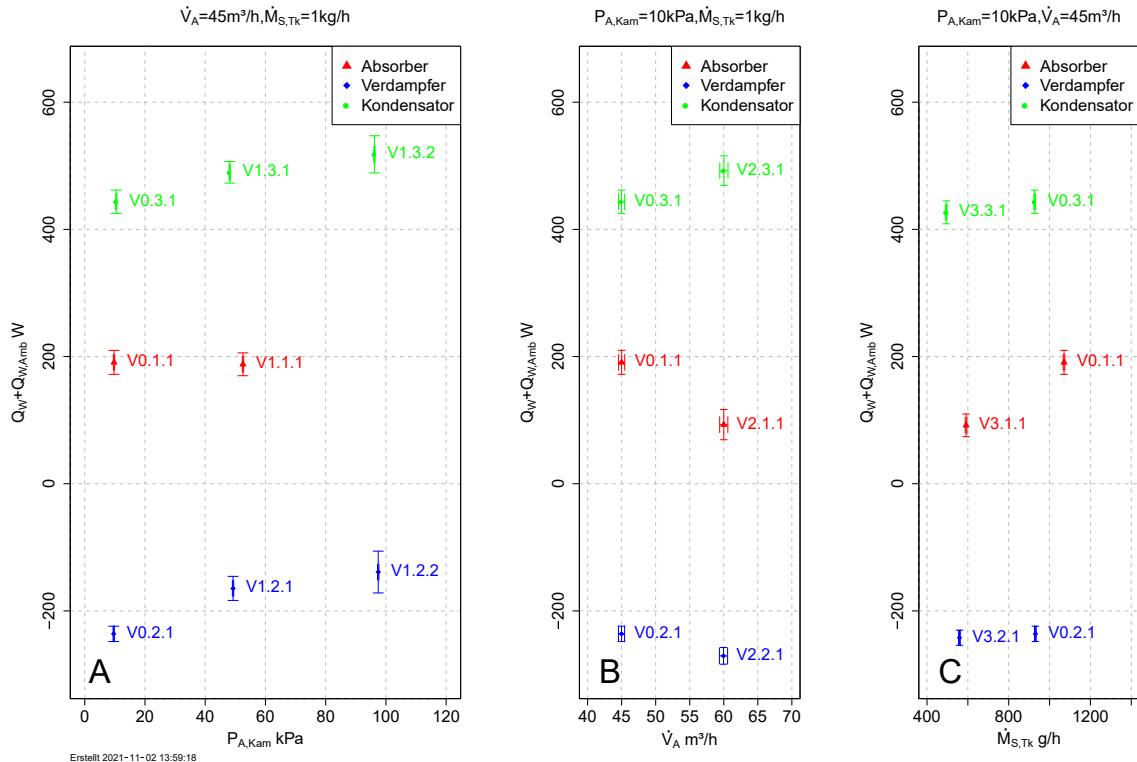


Abbildung 45: Gegenüberstellung der Leistungen im Kühlwasser gemessen, korrigiert um die Umgebungsverluste bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)¹²

Wie aus Abbildung 45, Darstellung A ersichtlich ist, steigen die absoluten Leistungen der Verdampfung mit fallendem Druck. Bei der Absorption steigen diese zwar ebenfalls, jedoch nur noch sehr schwach. Die Leistungen der Kondensation sinken hingegen mit fallendem Druck. Dies entspricht zunächst nicht dem zu erwartenden Verhalten, da davon auszugehen war, dass mit sinkendem Druck und somit sinkendem Störgasanteil die Leistungen stärker ansteigen würde.

¹²Der Absorberversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

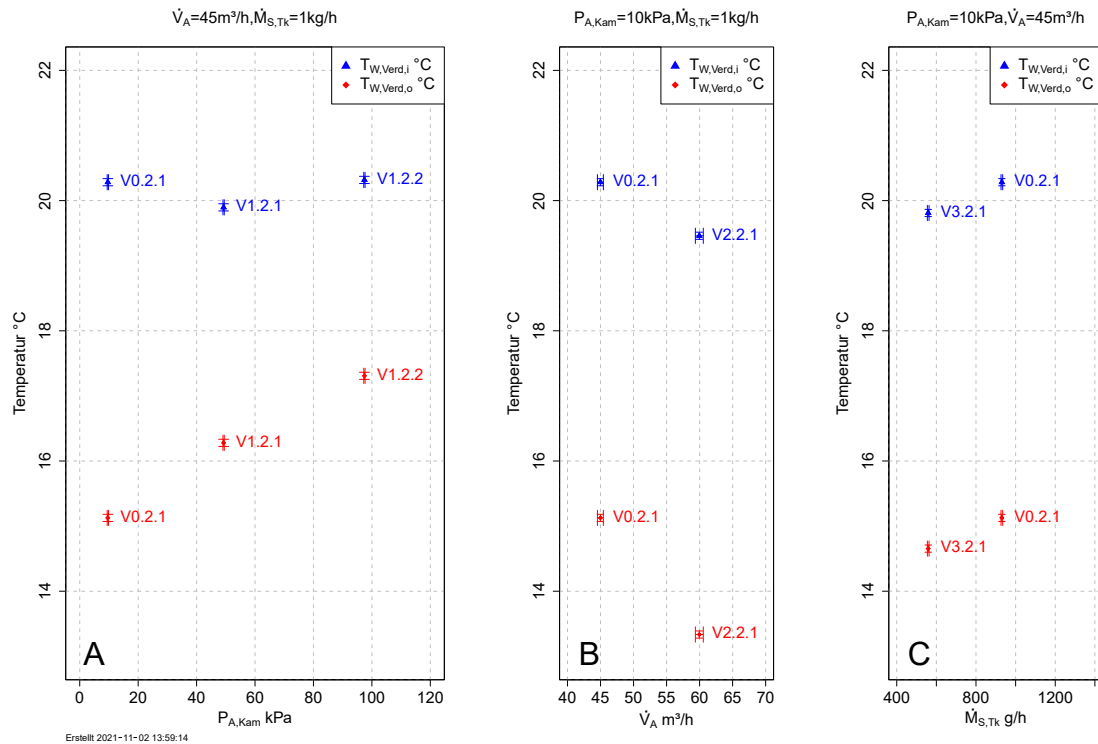


Abbildung 46: Gemessene Kühlwassertemperaturen in den Verdampfungsversuchen bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Der Verlauf der umgesetzten Leistungen wird verständlich, wenn man berücksichtigt, dass die Kühlwassermenge in allen Versuchen konstant gehalten wurde und dass dadurch die Leistungen bei verschiedenen Temperaturhuben erbracht wurden. Abbildung 46, Darstellung A stellt die Temperaturen im Vor- und Rücklauf in den Verdampfungsversuchen über dem Druck in der Anlage dar. Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass mit sinkendem Druck die Temperaturspreizung auf der Austauschplatte deutlich ansteigt: von circa 3 K bei Normaldruck auf circa 5 K bei Unterdruck. Dies erklärt, warum der absolute Leistungsanstieg für den Verdampfer und den Absorber in Abbildung 45, Darstellung A nicht zu erkennen war, da dieser durch den höheren Temperaturhub im Unterdruck kompensiert wird.

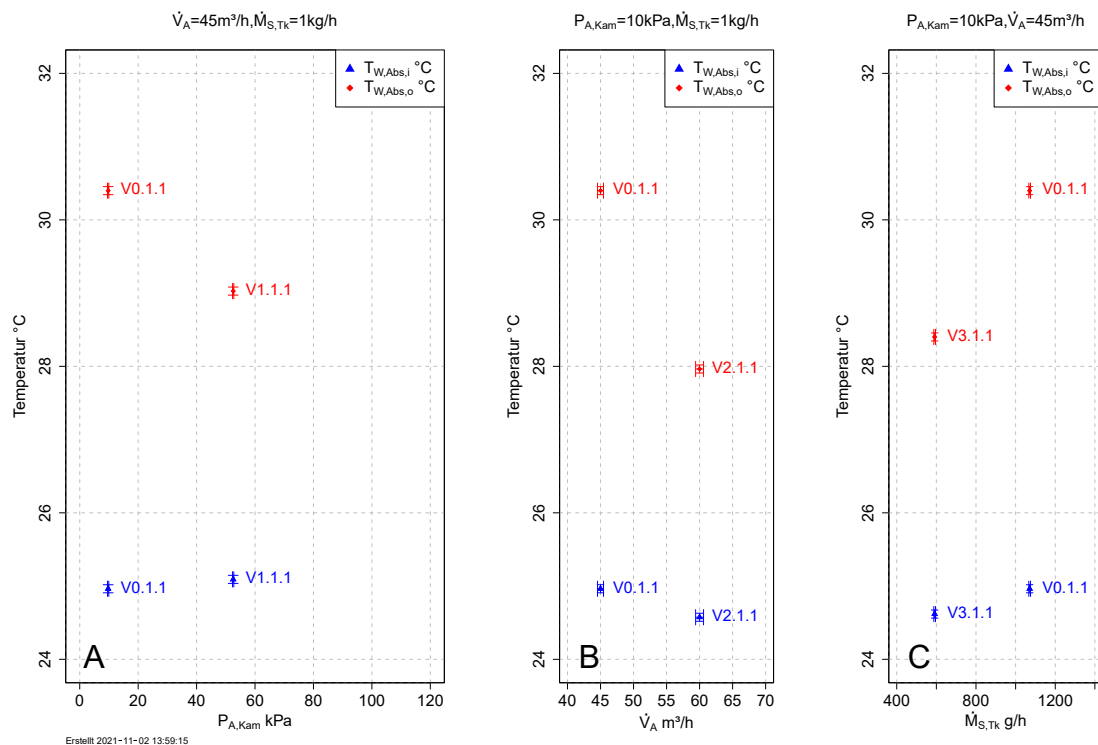


Abbildung 47: Gemessene Kühlwassertemperaturen in den Absorptionsversuchen bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)¹³

Abbildung 47, Darstellung A stellt die Temperaturen im Vor- und Rücklauf in den Absorptionsversuchen über dem Druck in der Anlage dar. Das Ergebnis ist vergleichbar zu den Verdampfungsversuchen: Auch hier steigt die Spreizung bei konstanter Wassermenge deutlich an und beträgt im Unterdruck circa 5 K. Wie bei der Verdampfung steigt auch bei der Absorption der Temperaturhub mit sinkendem Druck, während die Leistung annähernd konstant bleibt, wie Abbildung 45, Darstellung A zeigt.

Interessant ist der Vergleich des Standardfalls V0.1.1 zu Versuch V2.1.1 und des Standardfalls V0.2.1 zu Versuch V2.2.1, bei denen die Anlage mit einem Luftvolumenstrom von $60 m^3/h$ betreiben wird. Abbildung 45, Darstellung B stellt die Leistungen im Kühlwasser gemessen korrigiert um die Umgebungsverluste über dem Volumenstrom der Luft dar. Mit steigendem Volumenstrom steigt die Verdampfer- wie auch die Kondensatorleistung an. Die Absorberleistung reduziert sich jedoch. Abbildung 46, Darstellung B stellt die Kühlwassertemperaturen in den Verdampfungsversuchen über dem Volumenstrom in der Anlage dar. Neben der Leistung steigt zusätzlich der Temperaturhub von circa 5 K auf 6 K. Abbildung 47, Darstellung B stellt die Kühlwassertemperaturen in den Absorptionsversuchen über dem Volumenstrom in der Anlage dar. Neben der Leistung sinkt, wie hier dargestellt, der Temperaturhub von circa 5,5 K auf 3,5 K.

¹³Der Absorbersversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

Warum bei steigendem Volumenstrom im Unterdruck sich die Absorptionsleistung reduziert, kann anhand der Temperaturverläufe nicht erklärt werden. Das Verhalten widerspricht deutlich der Erwartung.

Abbildung 45, Darstellung C zeigt die gemessenen Leistungen im Kühlwasser korrigiert um die Umgebungsverluste über dem Solemassenstrom, der im Verdampferfall den Wassermassenstrom auf der Austauschfläche am Eintritt bezeichnet. Mit sinkendem Solemassenstrom reduziert sich die Absorberleistung, wohingegen die Verdampfer- wie auch die Kondensatorleistung bei sinkendem Wassermassenstrom nahezu konstant bleibt. Dies stellt ein zu erwartendes Verhalten dar. Solange die Benetzung noch vollständig ist, arbeiten Verdampfer und Kondensator unbeeindruckt vom Wassermassenstrom auf der Fläche. Beim Absorptionsversuch verdünnt sich die Sole bei niedrigem Solemassenstrom stärker und kann daher auf gleicher Fläche nicht mehr die gleiche Leistung umsetzen.

In Abbildung 46, Darstellung C sind die Kühlwassertemperaturen in den Verdampfungsversuchen über dem Solemassenstrom am Eintritt in den Versuchen dargestellt. Wie die Leistungen bleiben die Temperaturhübe von circa 5 K nahezu konstant. Abbildung 47, Darstellung C stellt die Kühlwassertemperaturen in den Absorptionsversuchen über dem Solemassenstrom am Eintritt dar. Neben den Leistungen sinken, wie hier dargestellt, die Temperaturhübe von circa 5,5 K auf 3,5 K. Die Reduktion der Solemenge zeigt ein zu erwartendes Bild: Die Absorberleistung verringert sich, da hier im Vergleich zur normalen Solemenge die Wasseraufnahme reduziert ist. Der Prozess der Absorption kann nicht mehr so effizient ablaufen, da der mittlere Salzmassenanteil auf der Austauschfläche sinkt und somit der Wasserdampfpartialdruck ansteigt. In der Folge schrumpft die Temperaturpreizung des Kühlwassers und mit ihr die Leistung. Der Verdampfer hingegen zeigt bei reduziertem Wassermassenstrom auf der Austauschfläche noch einen stabilen Betrieb, solange die Benetzung der Austauschfläche vollständig ist.

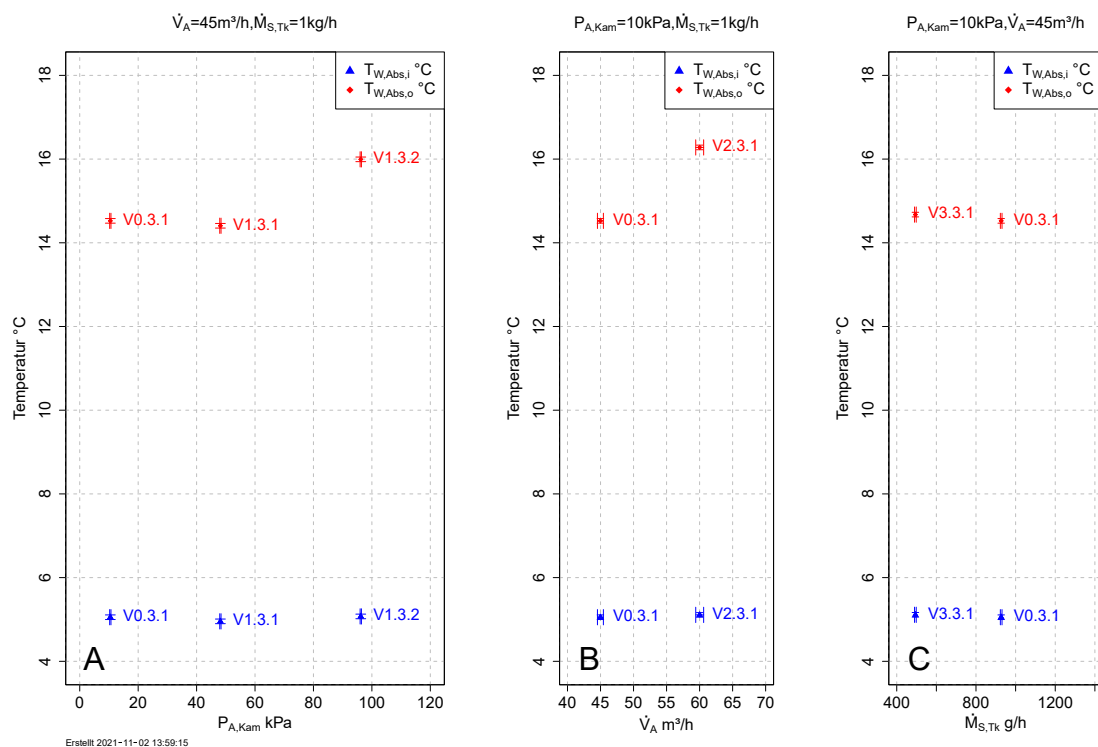


Abbildung 48: Gemessene Kühlwassertemperaturen in den Kondensationsversuchen bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)¹⁴

Abbildung 48, Darstellung A stellt die Temperaturen im Vor- und Rücklauf in den Kondensationsversuchen über dem Druck in der Anlage dar. Es ist zu erkennen, dass die Kondensationsversuche nicht vom Druck abhängig sind. Die Abweichungen hinsichtlich der Temperaturspreizungen und somit der Leistungen (Abbildung 45, Darstellung A) sind auf die höheren Umgebungswärmeverluste bei höheren Anlagendrücken zurückzuführen. Abbildung 48, Darstellung B stellt die Kühlwassertemperaturen in den Kondensationsversuchen über dem Volumenstrom in der Anlage dar. Es ist zu erkennen, dass erwartungsgemäß mit steigendem Luftvolumenstrom die Temperaturspreizung und mit ihr die übertragene Leistung (Abbildung 45, Darstellung B) wächst. Bei einem höheren Luftvolumenstrom ist im Mittel über der Austauschfläche eine höhere Wasserdampfmenge vorhanden, welche an der Austauschfläche kondensieren kann. Abbildung 48, Darstellung C stellt die Kühlwassertemperaturen in den Kondensationsversuchen über dem Solemassenstrom am Eintritt dar. Hier ist erwartungsgemäß zu erkennen, dass der zusätzlich auf die Austauschfläche aufgebene Solemassenstrom keinen Einfluss auf die Temperaturspreizung und somit die Leistung (Abbildung 45, Darstellung C) bei den Kondensationsversuchen hat.

¹⁴Der Absorbersversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

Die weiteren, bisher nicht dargestellten Versuche aus der Experimentmatrix, Tabelle 15, können zur Beantwortung der Frage – Wie ändert sich die Austauschleistung im Unterdruck? – keinen zusätzlichen Beitrag leisten.

9.1.3 Aktivierungsfaktor f_{wet}

Der Aktivierungsfaktor wird innerhalb der Simulation berechnet. Er beschreibt den Anteil der Austauschfläche, der aktiv sein müsste, um mit den theoretisch berechneten Wärme- und Stoffübergängen den experimentell ermittelten Umsatz zu realisieren. Ein Aktivierungsfaktor von 1,0 zeigt an, dass das experimentelle Geschehen mit der angewendeten Theorie übereinstimmt. Ein Aktivierungsfaktor kleiner als 1,0 weist darauf hin, dass die theoretischen Annahmen nur ungenau erfüllt sind. Insbesondere die Annahme, die Austauschfläche sei vollständig benetzt, wird regelmäßig nicht ganz erfüllt. Fehlverteilungen von Luft, Sole und Kühlwasser auf der Austauschfläche führen zu einer Reduktion des Umsatzes und damit zu einer Reduktion des berechneten Aktivierungsfaktors. Auch andere Modellfehler können im Aktivierungsfaktor enthalten sein.

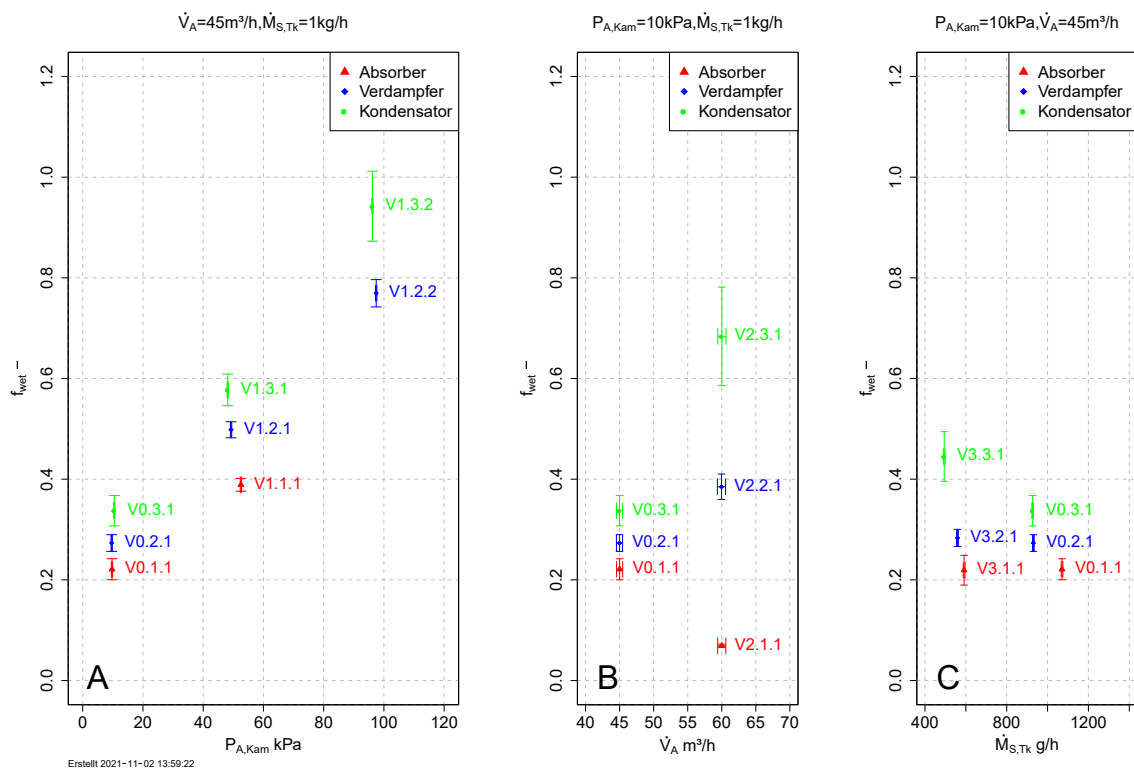


Abbildung 49: Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)¹⁵

¹⁵Der Absorberversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

Die Abbildung 49, Darstellung A zeigt die Aktivierungsfaktoren über dem Kammerdruck aus der Simulation der verschiedenen Versuche der Anlage im Vergleich. Wie deutlich zu erkennen ist, sind grundsätzlich die Aktivierungsfaktoren eher niedrig. Sie erreichen bei Absorptionsbetrieb selbst bei circa 50 kPa (V.1.1.1) nur circa 0,4 und fallen mit sinkendem Druck deutlich ab (V0.1.1).

Der Versuch V1.2.2 zeigt, dass im Verdampfungsbetrieb bei Normaldruck ein Aktivierungsfaktor von 0,77 erreicht wird, was nach Vorgängerarbeiten zu erwarten war. Mit fallendem Druck (V1.2.1 und V0.2.1) zeigt sich, dass die Erwartung eine Umsatzsteigerung mit fallendem Druck erreichen zu können immer weniger erfüllt wird, auch wenn eine leichte Umsatzsteigerung vorhanden ist, wie Abbildung 45, Darstellung A gezeigt hatte. Dies gibt Anlass zu der Vermutung, dass ein anderer Effekt als ein limitierter Stoffübergang für die Begrenzung der Leistung verantwortlich ist. Abbildung 49, Darstellung B zeigt die Aktivierungsfaktoren über dem Volumenstrom der Luft. Die Aktivierungsfaktoren steigen für den Verdampfer- und Kondensatorbetrieb an und schrumpfen im Absorptionsbetrieb. Das Verhalten ist somit analog zu den umgesetzten Leistungen (vergleiche Abbildung 45, Darstellung B). Abbildung 49, Darstellung C zeigt die Aktivierungsfaktoren über dem Solemassenstrom am Eintritt. Die Variation des Solemassenstroms beeinflusst die Aktivierungsfaktoren im Absorptions- und Verdampfungsbetrieb nicht wesentlich. Der Kondensationsbetrieb scheint mit sinkendem Solemassenstrom einen höheren Aktivierungsfaktor zu erreichen, jedoch kann dieses Verhalten nicht anhand der Temperaturspreizung (Abbildung 48, Darstellung C) oder der übertragene Leistung (Abbildung 45, Darstellung C) bestätigt werden.

Vorherige Betrachtungen in anderen Arbeiten, die sich auf den Normaldruckbereich beziehen, haben auf eine theoretische Berechnung des Stoffübergangs verzichtet und verwenden zu seiner Bestimmung die Kondensationsversuche. Sie ermitteln aus diesen, unter der Annahme, dass die Austauschfläche im Kondensationsfall zu 100 % benetzt ist, den Stoffübergangsbeiwert $\beta_{AS,Kond}$, welcher dann in das Simulationsprogramm übertragen wird. Der Aktivierungsfaktor f_{wet} ist, bedingt durch die Berechnung, primär vom Stoffübergangsbeiwert β_{AS} abhängig. Ändert sich der Stoffübergangsbeiwert, hat dies deutliche Auswirkungen auf den ermittelten Aktivierungsfaktor.

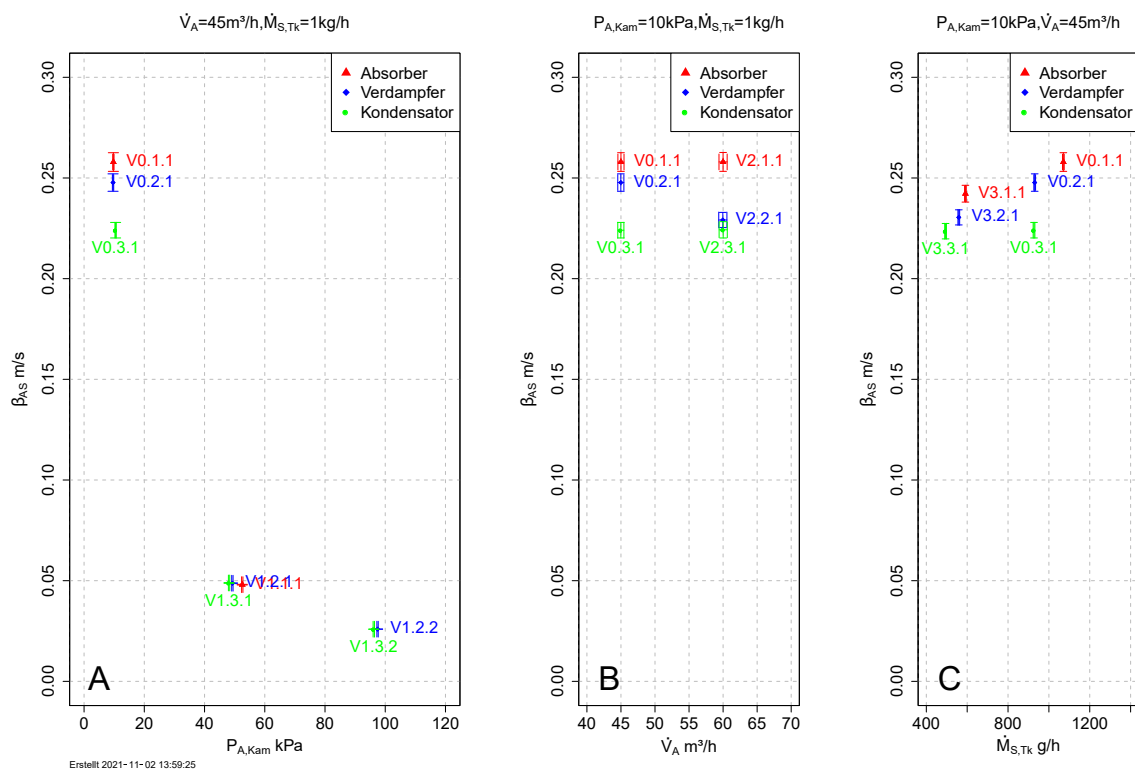


Abbildung 50: Gegenüberstellung der lokal berechneten mittleren Stoffübergangskoeffizienten bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)¹⁶

Abbildung 50, Darstellungen A, B und C zeigen die lokal berechneten und über die Austauschfläche gemittelten Stoffübergangskoeffizienten β_{AS} zu den Versuchsreihen.

Abbildung 50, Darstellung A zeigt die lokal berechneten mittleren Stoffübergangskoeffizienten über dem Druck in der Kammer. Es ist zu erkennen, dass mit sinkendem Druck die Stoffübergangskoeffizienten ansteigen. Abbildung 50, Darstellung B zeigt die lokal berechneten mittleren Stoffübergangskoeffizienten über dem Volumenstrom der Luft. Mit steigendem Volumenstrom ändert sich β_{AS} im Absorptions- und Kondensationsversuch nicht, im Verdampferversuch reduziert sich β_{AS} leicht. Abbildung 50, Darstellung C zeigt die lokal berechneten mittleren Stoffübergangskoeffizienten über dem Massenstrom der Sole am Eintritt. Es ist zu erkennen, dass durch die Reduktion des Solemassenstroms am Eintritt sich β_{AS} für beide Betriebsweisen (Absorber und Verdampfer) leicht reduziert und für den Kondensationsbetrieb konstant bleibt.

Die bei Unterdruck nach den Vorausberechnungen erwarteten guten Stoffübergangskoeffizienten von circa 0,25 m/s sind in den Experimenten offenbar nicht auf der gesamten Austauschfläche wirksam, wie es die niedrigen Aktivierungsfaktoren zeigen. Die Ursache dafür ist zunächst unbekannt. Um Effekte, die für alle Betriebsarten wirksam sind, von Effekten zu unterscheiden, die spezifisch für die Betriebsarten sind, wird eine Vorgehens-

¹⁶Der Absorberversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

weise aufgegriffen, die in Vorgängerarbeiten angewandt wurde. Ihr liegt die Annahme zugrunde, dass in der Betriebsart *Kondensation* die gesamte gekühlte Fläche von Kondensat benetzt wird. Dies ist in den Betriebsarten *Verdampfung* und *Absorption* nicht sichergestellt, da mit einer Fehlverteilung der aufgebrachtene Sole oder des zu verdunstenden Wassers gerechnet werden muss. Dazu werden aus den Kondensationsversuchen mit der Annahme $f_{wet} = 1,0$ Stoffübergangsbeiwerte der Kondensation ermittelt ($\beta_{AS,Kond}$). Werden diese in die Auswertung der Versuche in den Betriebsarten *Verdampfer* und *Absorber* eingesetzt, lassen sich damit effektive Aktivierungsfaktoren ermitteln, die die Abweichung des Stoffüberganges gegenüber den Kondensationsversuchen anzeigen.

Tabelle 23: Mittlerer Stoffübergangsbeiwert $\beta_{AS,Kond}$ berechnet aus den Kondensationsexperimenten an einem 4 mm-Austauschkanal mit der Annahme, die Austauschfläche sei vollständig benetzt

Versuch	Druck kPa	Luftvolumen- strom m ³ /h	Solemassen- strom kg/h	$\beta_{AS,Kond}$ m/s
V0.3.1	10	45	1,0	0,03873±0,004561
V1.3.1	50	45	1,0	0,02494±0,001571
V1.3.2	100	45	1,0	0,02411±0,002077
V2.3.1	10	60	1,0	0,1043±0,02622
V3.3.1	10	45	0,5	0,05597±0,008731

Tabelle 23 zeigt die sich unter dieser Annahme ergebenden, über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerte $\beta_{AS,Kond}$ für die durchgeführten Kondensationsversuche bei einem 4 mm-Austauschkanal.

Ein Vergleich der über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerte zeigt deutliche Abweichungen der Größe β_{AS} gegenüber $\beta_{AS,Kond}$ (siehe hierzu Abbildung 50 und Tabelle 23). Bei einem Vergleich der Versuchsreihen 1 bis 5 (vergleiche Tabelle 22) sind die Stoffübergangsbeiwerte bei der Kondensation $\beta_{AS,Kond}$ deutlich niedriger als die vorausgerechneten β_{AS} für Absorption und Kondensation. Unter der Annahme der Vorgängerarbeiten, dass der Stoffübergangsbeiwert der Kondensation $\beta_{AS,Kond}$ gleich dem der Absorption sei, würde dies theoretisch den Aktivierungsfaktor erhöhen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei schlechten Stoffübergangsbeiwerten größere Austauschflächen benötigt werden, um denselben Stoffumsatz zu erzielen. Zur Veranschaulichung werden die aus Kondensation unter der Annahme eines Aktivierungsfaktors von 1,0 ermittelten Stoffübergangsbeiwerte $\beta_{AS,Kond}$ in die Simulation für die Absorptions- und Verdampferversuche geladen und die Aktivierungsfaktoren neu berechnet.

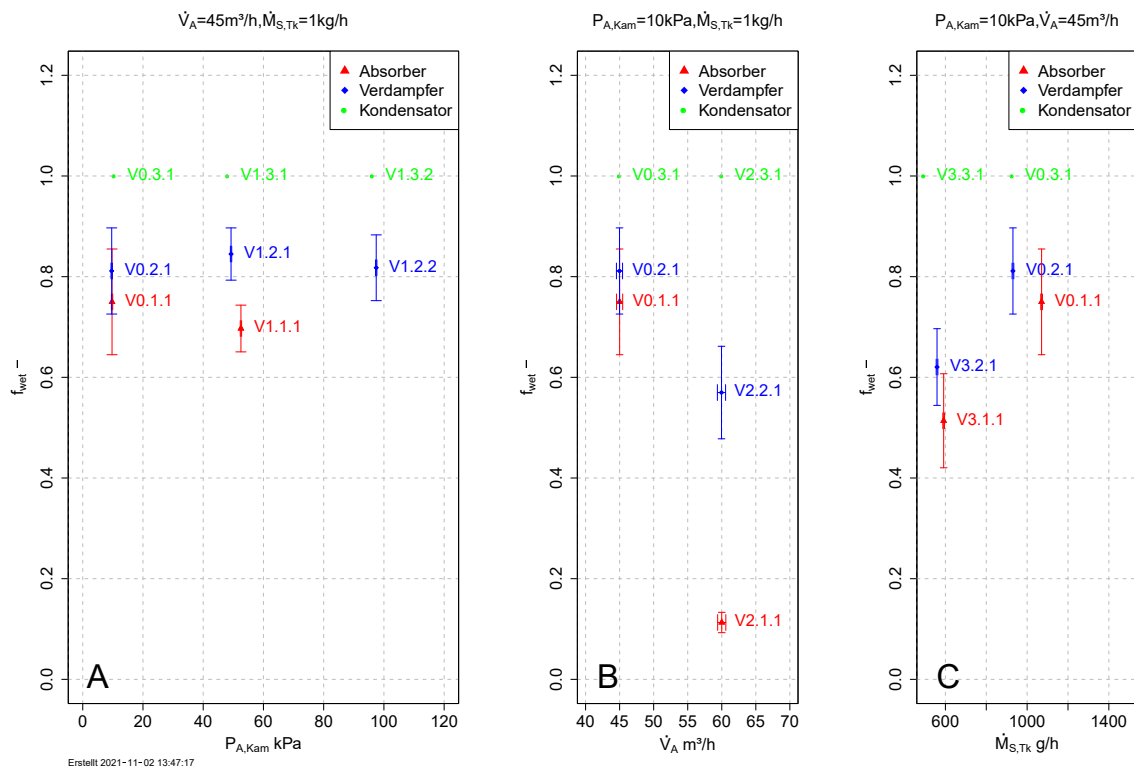


Abbildung 51: Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangskoeffizienten aus der Kondensation bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)¹⁷

Abbildung 51 zeigt die Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangskoeffizienten aus der Kondensation. Abbildung 51, Darstellung A zeigt die Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangskoeffizienten aus der Kondensation, über den Kammerdruck. Es ist zu erkennen, dass die so ermittelten Aktivierungsfaktoren für den Verdampfungsbetrieb bei circa 0,8 liegen, die für den Absorptionsbetrieb bei circa 0,7. Das sind Werte, wie sie aus Vorgängerarbeiten für den Betrieb bei Normaldruck bekannt sind. Abbildung 51, Darstellung B zeigt die Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangskoeffizienten aus der Kondensation, über dem Volumenstrom der Luft. Dieser sinkt mit steigendem Volumenstrom im Fall der Absorption und der Verdampfung, im Fall der Betriebsart Absorber V2.1.1 noch wesentlich stärker als im Fall der Betriebsart Verdampfer V2.2.1. Der starke Unterschied zwischen den beiden Betriebsweisen legt den Schluss nahe, dass der deutliche Viskositätsunterschied zwischen Wasser und Sole hier einen erheblichen Einfluss hat. Die hochviskose Sole sorgt für deutlich niedrigere Aktivierungsfaktoren bei der Betriebsart Absorber als das Wasser bei der Betriebsart Verdampfer. Es ist möglich, dass durch die

¹⁷Der Absorberversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

stärkere Anströmung die Sole in ihrem Ablauf gestört ist, ein *Sole-Stau* entsteht und sich somit ein geringer Austausch zwischen Luft und Sole einstellt.

Abbildung 51, Darstellung C zeigt die Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerten aus der Kondensation, über dem Solemassenstrom am Eintritt. Es ist zu erkennen, dass mit sinkendem Solemassenstrom die Aktivierungsfaktoren sowohl für den Absorber als auch für den Verdampfer sinken. Dies kann dadurch verursacht sein, dass die Fehlverteilung der strömenden Medien bei niedrigen Volumenströmen steigt.

Die durchgeführten Versuche zeigten ein entscheidendes Problem der Herangehensweise auf: Um mit Hilfe der Kondensationsversuche $\beta_{AS,Kond}$ bestimmen zu können, wird die Austauschfläche als zu 100 % benetzt angenommen. Damit die Simulation $\beta_{AS,Kond}$ als richtigen Wert liefert, muss jedoch bei dieser Annahme genügend Wasserdampf angeliefert werden, damit der Stoffübergang der limitierende Faktor ist und nicht der Stoffantransport. Die durchgeführten Kondensationsversuche zeigten unter der Annahme einer 100 %-Benetzung, entgegen den Erwartungen, nur geringe Verbesserungen des Stoffübergangsbeiwertes $\beta_{AS,Kond}$ im Unterdruck (Tabelle 23, Versuch V0.3.1) gegenüber dem Normaldruck (Tabelle 23, Versuch V1.3.2). Dieses Verhalten lässt den Schluss zu, dass der Austauschfläche zu wenig Wasserdampf angeboten wird und die Austauschfläche also entgegen der Annahme nicht vollständig aktiviert werden kann und somit zu groß ist. Um den Stoffantransport zu erhöhen, besteht nur die Möglichkeit der Erhöhung des Trägergasstromes und somit der pro Zeiteinheit transportierten Wasserdampfmenge. Jedoch ist die Austauschfläche mit einem 4 mm-Austauschkanal und einem Trägergasvolumenstrom von circa $60 \text{ m}^3/\text{h}$, was einer Strömungsgeschwindigkeit im Austauschkanal von circa $4,2 \text{ m/s}$ entspricht, bereits vollständig ausgelastet. Höhere Strömungsgeschwindigkeiten würden zu einem Austrag des Sole/Wasser-Films an der Oberseite der Austauschfläche führen und damit falsche Messergebnisse liefern.

Bei der Auswertung von verschiedenen Versuchen fiel weiterhin auf, dass der Faktor f_{wet} nicht unerheblichen Schwankungen unterliegt, selbst wenn Versuche 1:1 wiederholt werden. Um diesen Sachverhalt genauer überprüfen zu können, wird analog zu den Wärmetauschern die Number of Transfer-Units-Methode auf die Stoffübertragung angewendet. Ziel dieser Methode ist es, einen Wärmeüberträger oder wie in diesem Fall einen Stoffüberträger auszulegen oder rechnerisch zu überprüfen. In diesem Fall wird die NTU-Methode nur zur rechnerisch zu überprüfen der Austauschfläche angewendet und hat keinen Einfluss auf die Simulation. Die Berechnung der NTUs sowie der Effizienz der Austauschflächen erfolgt nach den für den Stoffaustausch gebildeten Gleichungen gemäß Kessling [KLP98] siehe Gleichung 107 und Gleichung 108.

Formelzeichen:

A = Austauschfläche	m^2
β = Stoffübergangsbeiwert	m/s
CR = Kapazitätenverhältniss	–
\dot{m}_A = Gesamtmassenstrom der feuchten Luft	kg/s
ϵ = Effizienz	–
NTU = Anzahl der Übergangseinheiten	–
ρ_A = Dichte der Luft	kg/m^3
ϑ = Temperatur	$^{\circ}C$
Y = Wassergehalt der Lösung bezogen auf Salzgehalt der Lösung	kg/kg
X = Massenverhältnis Wasserdampf zu Luft tr.	g/kg
X^* = Glgew. Massenverhältnis Wasserdampf zu Luft tr. über Sole	g/kg

$$NTU = \int_{X_i}^{X_o} \frac{dX}{X - X^*(Y, \vartheta)} = \frac{\beta \cdot \rho_A \cdot A}{\dot{m}_A} \quad (107)$$

$$\epsilon = \frac{X_i - X_o}{X_i - X^*(Y, \vartheta)} \quad (108)$$

$$CR = \frac{dX^*}{dX} \approx \frac{X_i^* - X_o^*}{X_i - X_o} \quad (109)$$

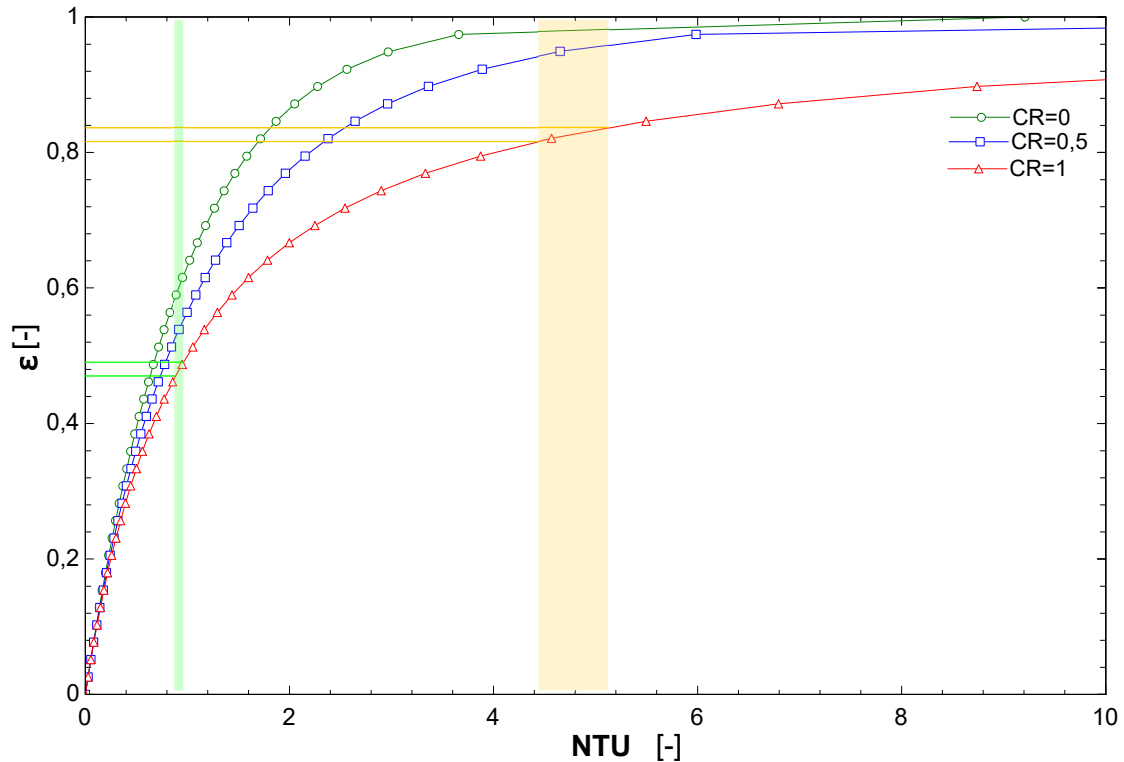


Abbildung 52: Effizienz des Stoffaustausches bei Gegenstrom in Abhängigkeit der Anzahl der Übergangseinheiten NTU und des Kapazitätenverhältnisses CR wie in den Gleichungen 107 bis 108 definiert

Abbildung 52 zeigt in Abhängigkeit vom Kapazitätsverhältnis (CR) die Effizienz (ϵ) des Wärmetauschers über dessen NTUs. Das Kapazitätsverhältnis gibt an, wie ausgeglichen die Wärmeströme beziehungsweise die Stoffströme zueinander sind. Liegt es nahe 1, sind die Ströme optimal zueinander abgeglichen.

Aus der Abbildung 52 ist zu erkennen, dass bei einer kleinen Änderung der Effizienz im Bereich niedriger NTUs nur eine kleine Änderungen der NTUs und damit der Größe des Stoffaustauschers erforderlich ist. Soll die gleiche Änderung der Effizienz in einem Bereich großer NTUs durchgeführt werden, ist es erforderlich, die NTUs und damit die Größe des Stoffaustauschers stark zu ändern. Anders formuliert haben starke Änderungen in der Größe des Tauschers und damit der NTUs kaum noch einen Einfluss auf dessen Wirkungsgrad. Ändert sich die Effizienz nur minimal, kommt es im Bereich hoher NTUs zu großen Sprüngen in der Größe der genutzten Tauscherfläche. Dies ist für die Vermessung einer solchen Konfiguration äußerst problematisch und lässt keine reproduzierbaren Ergebnisse im Bereich hoher NTUs erwarten. Es führt zu starken Schwankungen von f_{wet} bei den durchgeführten Versuchen. Minimale Verschiebungen der Leistungen auf der Austauschfläche und somit der Effizienz sorgen hier für große Unterschiede bei den NTUs. Als Resultat ergeben sich große Sprünge im Aktivierungsfaktor, obwohl sich die Austauschfläche und deren Benetzung nicht verändert hat. Die Auswertung wird in diesem Bereich bedingt, durch die theoretische ungünstige Auflösung, unscharf. Kleine

Messfehler der Anlage haben im Bereich hoher NTUs gravierende Auswirkungen auf das Ergebnis der Effizienz und somit wiederum auf den Faktor f_{wet} .

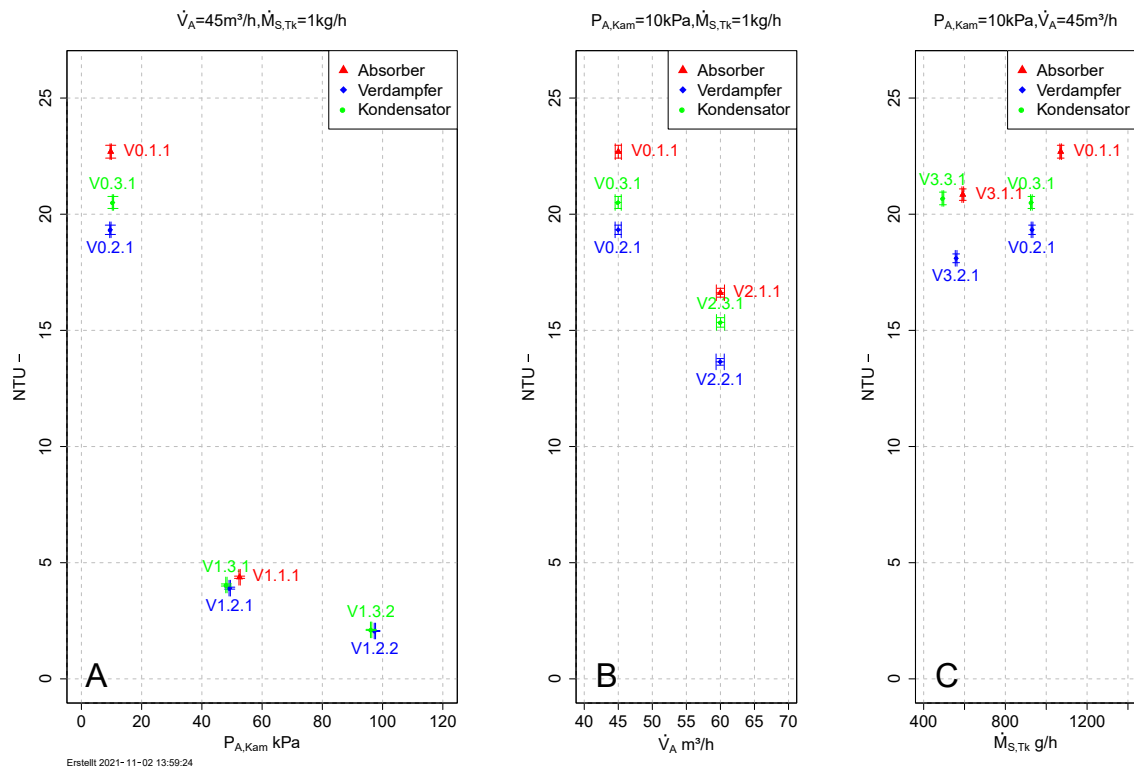


Abbildung 53: Gegenüberstellung der NTUs bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)¹⁸

Abbildung 53, Darstellung A zeigt die NTUs über den Druck dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die NTUs im Unterdruck ansteigen und im Bereich von 19 bis 23 liegen. Vergleicht man hierzu Abbildung 52, ist zu erkennen, dass diese Werte im messtechnisch sehr ungünstigen Bereich liegen. Abbildung 53, Darstellung B zeigt die NTUs über dem Volumenstrom der Luft. Diese sinken erwartungsgemäß mit steigendem Volumenstrom. Abbildung 53, Darstellung C zeigt die NTUs über dem Solemassenstrom am Eintritt. Ein niedriger Massenstrom reduziert die NTUs für den Absorber wie auch den Verdampfer leicht, die NTUs der Kondensation hingegen bleiben konstant.

Es ist festzustellen, dass der verwendete 4 mm-Austauschkanal für die Bestimmung des Stoffübergangsbeiwertes im Unterdruck wegen des Stoffantransportes wie auch der Potenzierung der messtechnischen Fehler in der Berechnung nicht geeignet ist. Die verwendete Austauschfläche ist für die Kanalbreite zu groß.

¹⁸Der Absorberversuch V1.1.2 konnte infolge einer Beschädigung der Austauschplatte nicht durchgeführt werden.

9.1.4 Austauschflächenoptimierung zur Bestimmung des Stoffübergangsbeiwertes

Um das beschriebene Problem der zu großen Austauschfläche im Unterdruck zu lösen, wird der Austauschkanal mit 4 mm Breite ausgebaut und ein Austauschkanal mit 60 mm Kanalbreite (siehe Abbildung 13) eingesetzt. Anzumerken ist hier, dass dieses Verfahren auch Nachteile hat. Zwar werden die beiden oben genannten Probleme konstruktiv verbessert, jedoch sinkt bei dem Verfahren die übertragene Leistung, während die relativen Messfehler der Anlage steigen. Dies konterkariert die Verbesserung zur Bestimmung des Stoffübergangsbeiwertes. Ein anderes Problem bei Vergrößerung des Kanalabstandes ist, dass sich sehr lange Einlaufstrecken für die Strömung im Spalt ergeben. Wie sich später zeigen wird, überschreiten diese die Austauschflächenlänge. Nach dem Umbau auf den 60 mm-Austauschkanal werden die Versuche erneut durchgeführt und entsprechend ausgewertet.

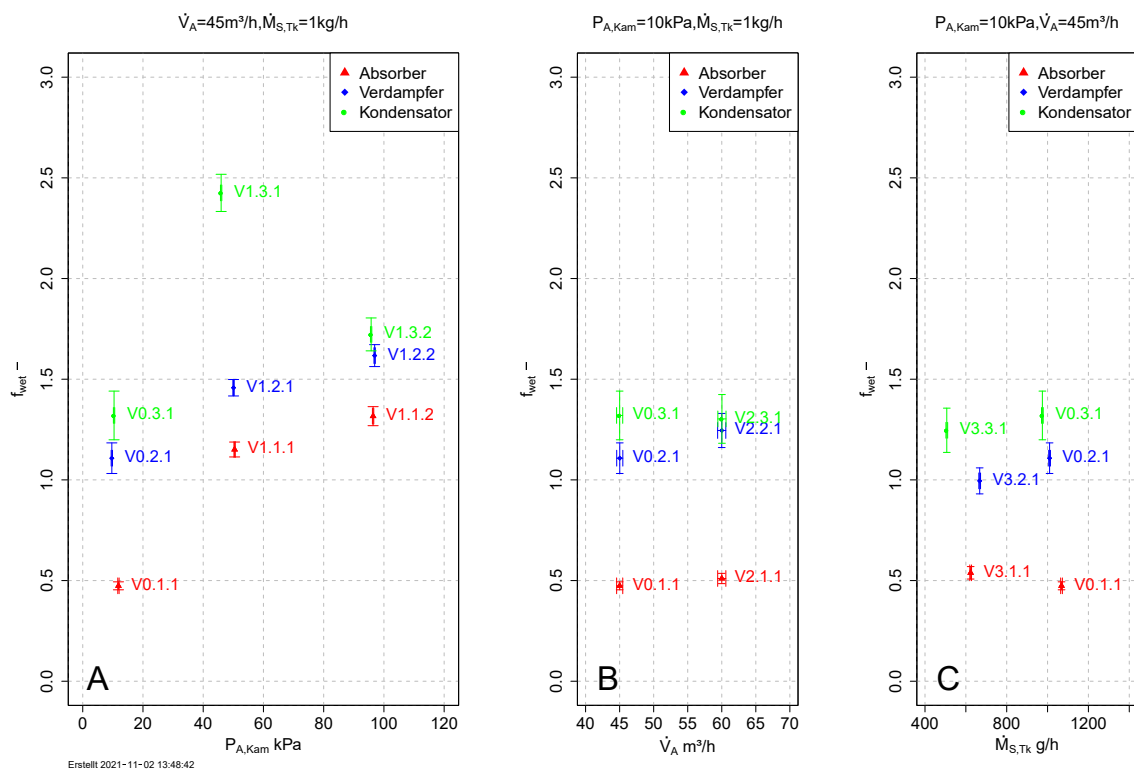


Abbildung 54: Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Abbildung 54, Darstellung A zeigt die Aktivierungsfaktoren über dem Druck dargestellt. Wie zu erkennen ist, stellen sich nach dem Umbau teilweise Aktivierungsfaktoren über 1,0 ein. Diese steigen vom Unterdruck zum Normaldruck für den Kondensator, den Verdampfer und auch den Absorber an. Die bereits erwähnten langen Einlaufstrecken der Strömung, auf welche im Weiteren noch genauer eingegangen wird (siehe Abbildung 58),

können hier zu einer Erhöhung der Stoffübergänge führen. Abbildung 54, Darstellung B zeigt die Aktivierungsfaktoren über dem Volumenstrom der Luft dargestellt. Die Aktivierungsfaktoren steigen leicht mit dem Volumenstrom für den Absorptions- und Verdampferbetrieb an, im Kondensationsbetrieb bleiben sie konstant. Abbildung 54, Darstellung C zeigt die Aktivierungsfaktoren über dem Solemassenstrom am Eintritt. Mit sinkendem Solemassenstrom sinken ebenfalls die Aktivierungsfaktoren, jedoch nicht für den Absorber.

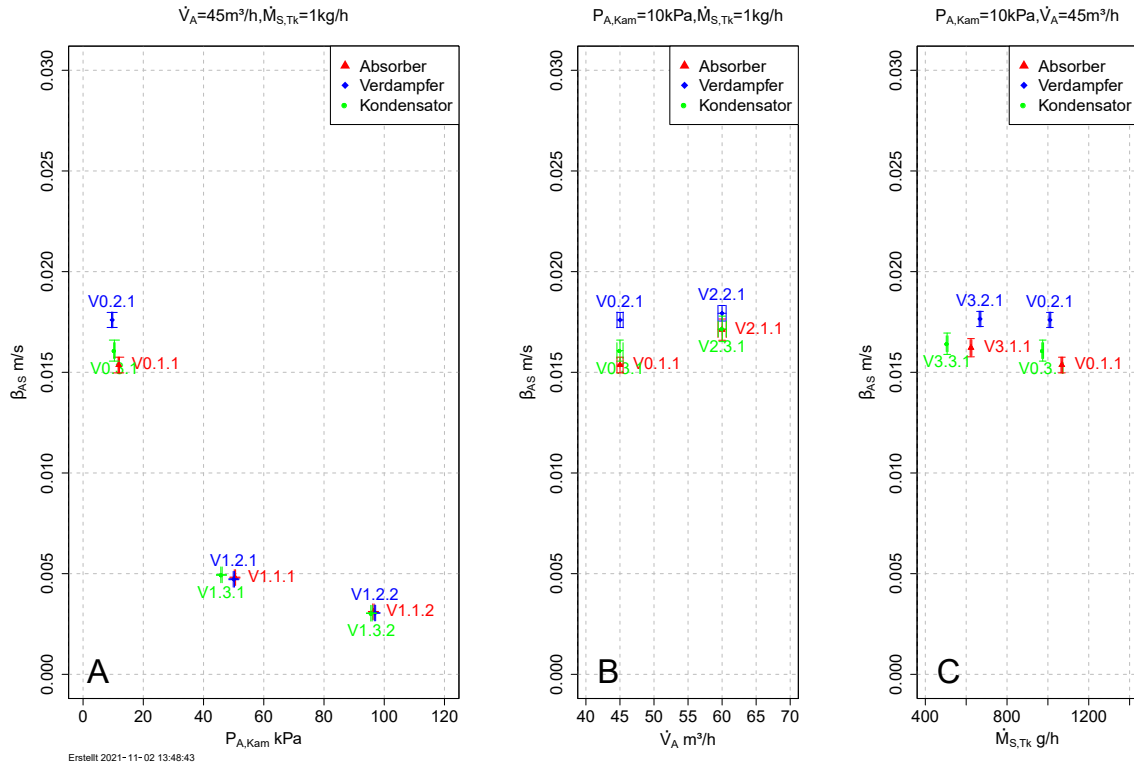


Abbildung 55: Gegenüberstellung der lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Abbildung 55, Darstellung A zeigt die lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte über dem Kammerdruck. Es ist zu erkennen, dass mit fallendem Druck die lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte ansteigen. Abbildung 55, Darstellung B zeigt die lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte über dem Volumenstrom der Luft. Die lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte steigen mit steigendem Volumenstrom nur minimal an. Abbildung 55, Darstellung C zeigt die lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte über dem Solemassenstrom am Eintritt. Eine Veränderung des Solemassenstromes hat keinen Einfluss auf die lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte.

Bei dem direkten Vergleich der berechneten Stoffübergangsbeiwerte aus Abbildung 50 (4 mm-Austauschkanal) und Abbildung 55 (60 mm-Austauschkanal) ist zu beachten, dass sich die Skalierung der Ordinate um den Faktor 10 unterscheidet. Es fällt auf, dass die

mittleren Stoffübergangsbeiwerte jetzt grundsätzlich anders sortiert sind. Vom höchsten Wert zum niedrigsten bei dem jeweiligen Versuch lautet die Reihenfolge jetzt Verdampfer, Kondensator, Absorber. Zum Vergleich werden auch hier die Stoffübergangsbeiwerte aus der Kondensation in die anderen Versuche übertragen und f_{wet} neu berechnet.

Tabelle 24: Mittlerer Stoffübergangsbeiwert $\beta_{AS,Kond}$ berechnet aus den Kondensationsexperimenten an einem 60 mm-Austauschkanal mit der Annahme, die Austauschfläche sei vollständig Benetzt

Versuch	Druck kPa	Luftvolumen- strom m ³ /h	Solemassen- strom kg/h	$\beta_{AS,Kond}$ m/s
V0.3.1	10	45	1,0	0,02195±0,002982
V1.3.1	50	45	1,0	0,01252±0,0005184
V1.3.2	100	45	1,0	0,005303±0,0002614
V2.3.1	10	60	1,0	0,02311±0,003303
V3.3.1	10	45	0,5	0,02098±0,002731

Tabelle 24 zeigt die über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerte $\beta_{AS,Kond}$ für die durchgeführten Kondensationsversuche bei einem 60 mm-Austauschkanal.

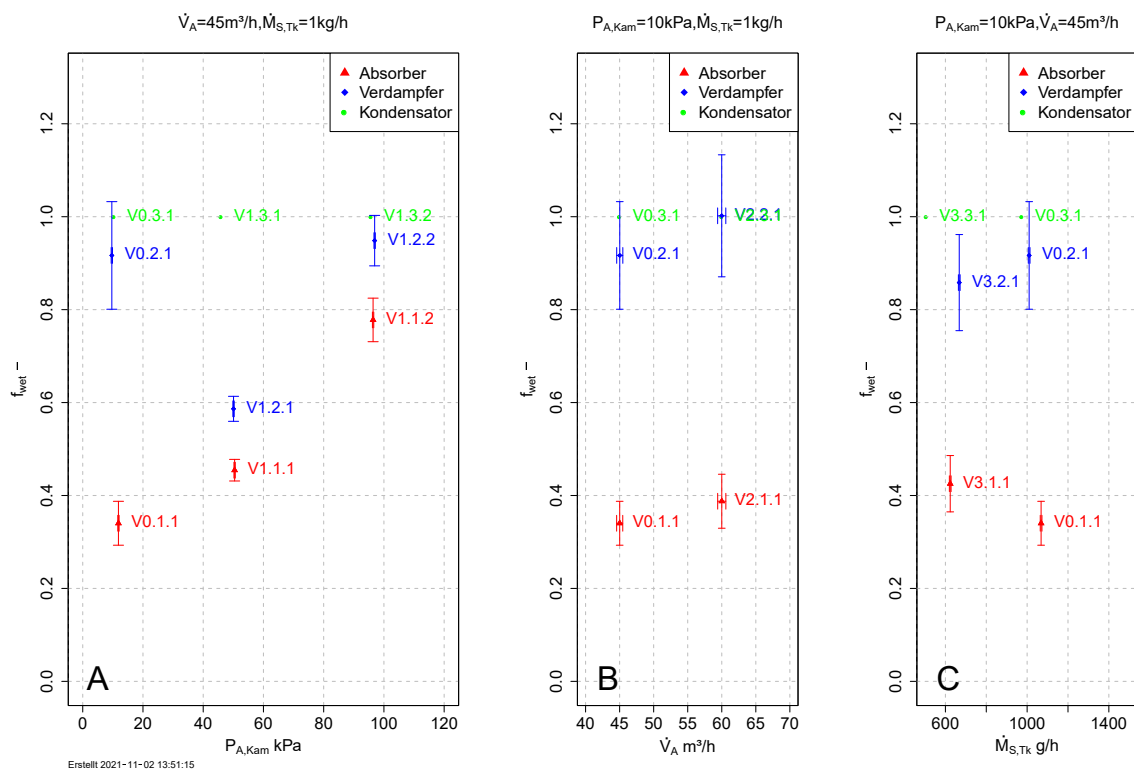


Abbildung 56: Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerten aus der Kondensation, bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Abbildung 56, Darstellung A zeigt die Aktivierungsfaktoren mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerten aus der Kondensation über dem Kammerdruck. Die Absorberaktivierungsfaktoren sinken mit Abnahme des Druckes, wohingegen der Verdampfer im Normaldruckbereich und im Unterdruck einen vergleichbaren Wert aufweist. Ein Ausreißer entsteht hier im Druckbereich von circa 50 kPa. Es ist zu erkennen, dass nach der Korrektur von β_{AS} gemäß Tabelle 24 mit den Ergebnissen aus den Kondensationsversuchen keine Aktivierungsfaktoren mehr über 1,0 erreicht werden und sich eine gewisse Glättung einstellt, was realistisch ist. Die Werte für den Aktivierungsfaktor im Absorberbetrieb sind niedrig und sinken systematisch mit fallendem Druck, was auf eine Verschlechterung der Benetzung hindeuten könnte. Jedoch rücken die Aktivierungsfaktoren bei Normaldruck für die unterschiedlichen Betriebsweisen zusammen, was die Annahme in den Vorgängerarbeiten, bei Umgebungsdruck den Stoffübergangsbeiwert aus der Kondensation für die Absorption zu verwenden, bestätigen kann. Es ist zu vermuten, dass die theoretischen Gleichungen die Druckabsenkung nicht genau genug beschreiben, da in Abbildung 54, Darstellung A und in Abbildung 56, Darstellung A eine deutliche Abnahme des Aktivierungsfaktors mit der Druckabsenkung zu erkennen ist. Die Gleichungen können zwar die umgesetzte Leistung auf der Austauschfläche gut darstellen, die exakten Vorgänge können jedoch nicht beschrieben werden. Die Abweichungen zwischen

den Aktivierungsfaktoren für den Absorber und den Verdampfer innerhalb der Abbildung 54, Darstellung A und Abbildung 56, Darstellung A könnten auf ein Verteilungsproblem hindeuten, da der Absorber mit Sole und der Verdampfer mit Wasser betrieben wird. Die Verteiler benötigen für eine gleichmäßige Aufgabe auf die Austauschflächen einen Druckstoß, der durch die unterschiedliche Viskosität der beiden Flüssigkeiten unterschiedlich stark ausfällt. Abbildung 56, Darstellung B zeigt die Aktivierungsfaktoren mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangskoeffizienten aus der Kondensation über dem Volumenstrom der Luft. Die Aktivierungsfaktoren nehmen mit steigendem Volumenstrom minimal zu. Abbildung 56, Darstellung C zeigt die Aktivierungsfaktoren mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangskoeffizienten aus der Kondensation über dem Solemassenstrom am Eintritt. Es ist zu erkennen, dass mit sinkendem Solemassenstrom die Aktivierungsfaktoren bei der Verdampfung abnehmen und bei der Absorption steigen.

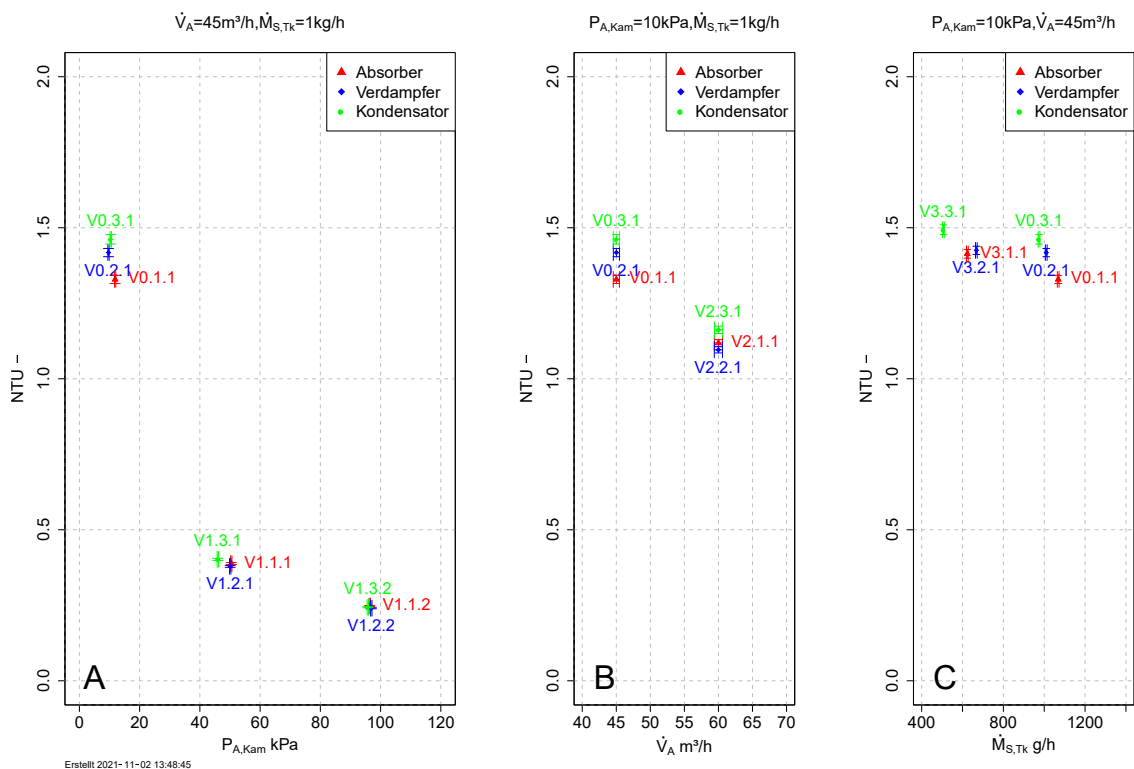


Abbildung 57: Gegenüberstellung der NTUs bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Abbildung 57, Darstellung A zeigt die NTUs über dem Kammerdruck. Mit sinkendem Druck stiegen diese deutlich an. Dies entspricht dem zu erwartenden Verhalten, dass der Stoffaustausch im Unterdruck besser abläuft. Abbildung 57, Darstellung B zeigt die NTUs über dem Volumenstrom der Luft. Auch hier stellt sich ein erwartbares Bild ein: Die Kapazitäten der Fläche sinken mit steigendem Volumenstrom. Abbildung 57,

Darstellung C zeigt die NTUs über dem Solemassenstrom am Eintritt. Die NTUs für Kondensator, Absorber und Verdampfer liegen in einem nahezu konstanten Bereich.

Allgemein liegen die NTUs durch die geometrische Änderung der Austauschfläche in einem deutlich günstigeren Bereich als zuvor und sollten genauere Ergebnisse liefern.

Die theoretische Berechnung von β_{AS} scheint, insbesondere im höheren Druckbereich, fehlerbehaftet zu sein, da mit diesen Stoffübergangsbeiwerten Aktivierungsfaktoren über 1,0 erreicht werden (vergleiche Abbildung 54, Darstellung A). Es ist zu vermuten, dass eine direkte Einflussgröße auf den Stoffübergangsbeiwert β_{AS} zu dieser Verzerrung führt. Wie bereits im Kapitel 6.3.1 erklärt, wird für die theoretische Herleitung von β_{AS} die Analogie zwischen Wärme- und Stoffübergang verwendet. Hierzu wird der entsprechende Wärmeübergangskoeffizient α_{AS} berechnet. Diese Berechnung basiert wiederum auf der Strömungsform an der Austauschfläche. Trotz sorgfältiger Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen und Auswahl der passenden Nußeltbeziehung kann diese Berechnung fehlerbehaftet sein und zu diesen erhöhten Aktivierungsfaktoren führen.

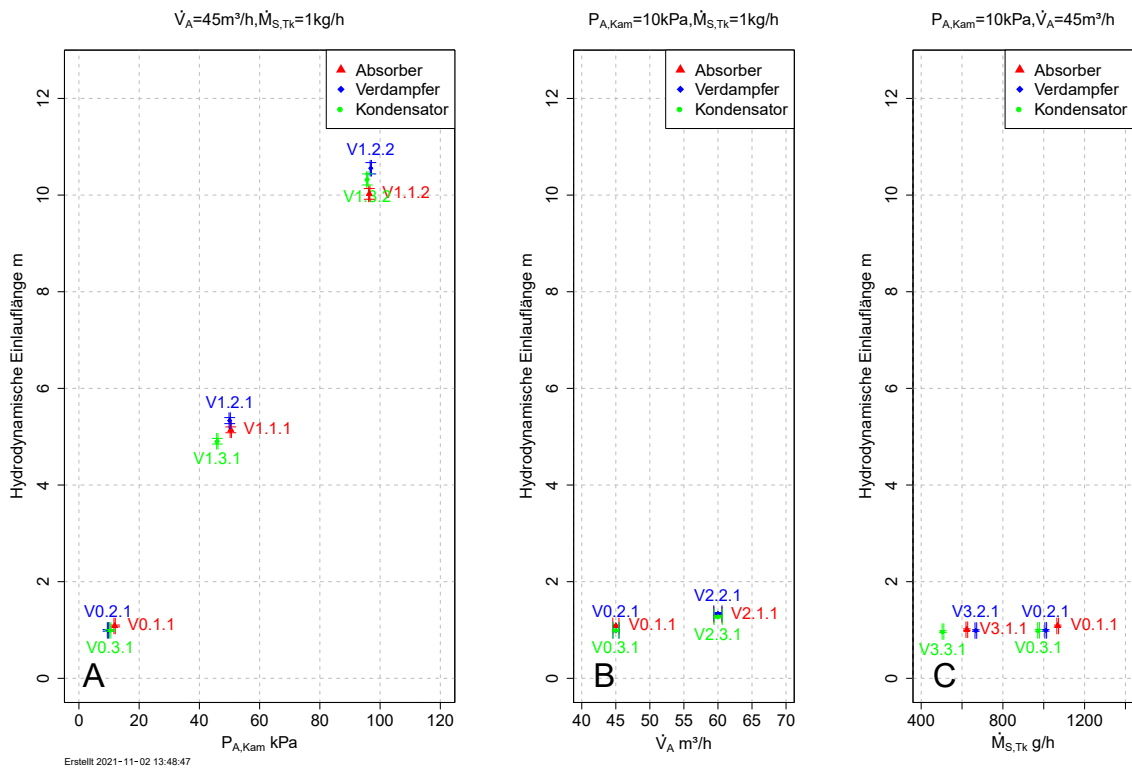


Abbildung 58: Gegenüberstellung der hydrodynamischen Einlaufängen bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Abbildung 58, Darstellung A zeigt die hydrodynamischen Einlaufängen über den Kammerdruck. Im Unterdruck liegen diese bei circa 0,5 m und steigen bei Normaldruck auf circa 10,3 m an. Die tatsächliche Länge der Austauschfläche beträgt 0,5 m, was bedeutet, dass die gesamte Fläche Einlaufbereich darstellt. Obwohl entsprechende

Gleichungen angewendet werden, ist die reale Strömung in diesem Bereich nicht exakt vorherzusagen. Abbildung 58, Darstellung B zeigt die hydrodynamischen Einlaufängen über dem Volumenstrom der Luft. Wie zu erwarten wachsen mit steigendem Volumenstrom die hydrodynamischen Einlaufängen, da die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal steigt. Abbildung 58, Darstellung C zeigt die hydrodynamischen Einlaufängen über dem Solemassenstrom am Eintritt. Die Variation des Solemassenstromes verändert die hydrodynamischen Einlaufängen nur minimal.

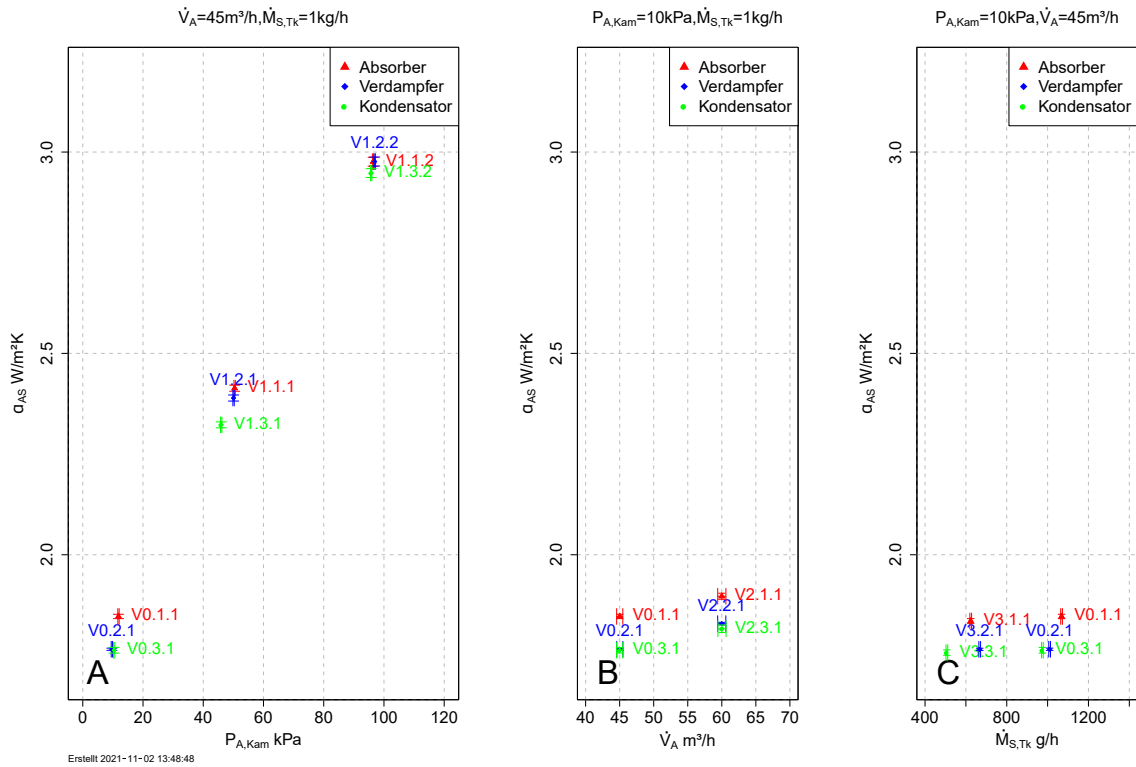


Abbildung 59: Gegenüberstellung der Wärmeübergangskoeffizienten Luft-zu-Sole bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Abbildung 59, Darstellung A zeigt die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten Luft-zu-Sole beziehungsweise -Wasser über dem Kammerdruck. Diese liegen im Unterdruck bei circa $1 W/m^2K$ und steigen bei Normaldrucklage auf circa $3 W/m^2K$ an. Abbildung 59, Darstellung B zeigt die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten Luft-zu-Sole über dem Volumenstrom. Hier ist ein leichter Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten Luft-zu-Sole mit steigendem Volumenstrom zu erkennen. Abbildung 59, Darstellung C zeigt die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten Luft-zu-Sole über dem Solemassenstrom am Eintritt. Hier ist keine Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten Luft-zu-Sole zu erkennen.

Allgemein ist in Abbildung 59 zu erkennen, dass der berechnete Wärmeübergangskoeffizient Luft-zu-Sole relativ klein ist. Kleine Berechnungsfehler im Bereich von $1-1,5 \frac{W}{m^2K}$

haben hier prozentual eklatante Auswirkungen auf den Aktivierungsfaktor f_{wet} und können diesen somit stark abweichen lassen. Die gesuchte Größe f_{wet} ist also stark störanfällig.

Innerhalb dieser Arbeit ist festzustellen, dass trotz erheblichen Aufwands bezüglich der Versuchsdurchführung wie auch der Auswertung keine gesicherten Aussagen bezüglich des tatsächlichen Stoffübergangsbeiwertes gemacht werden können. Mit Verwendung der experimentell ermittelten Aktivierungsfaktoren kann das tatsächliche Verhalten der Austauschfläche jedoch in den verschiedenen Betriebsmodi beschrieben werden. Derzeit weist der Aktivierungsfaktor nur Tendenzen auf, der Grund hierfür, insbesondere die starke Abnahme im Unterdruck, ist nicht abschließend geklärt. Die sehr niedrigen Aktivierungsfaktoren, die insbesondere bei Unterdruck ermittelt wurden, deuten darauf hin, dass die bisherige rechnerische Beschreibung wesentliche Phänomene des tatsächlichen Stoffaustausches im Unterdruck nicht erfasst. Denkbar wären hier eine Fehlverteilung der Sole, eine mangelnde Benetzung der Austauschfläche oder auch eine Fehlverteilung der Luftströmung. Die Ursachen der Abweichung zwischen Experiment und Rechnung können mit den für diese Arbeit bereitstehenden Ressourcen jedoch nicht geklärt werden.

9.2 Vergleich zur Literatur

Der Versuch, relevante Daten zur Wärme- und Stoffübergang im Unterdruck in der Literatur zu finden, gestaltet sich äußerst schwierig. Die Austauschflächen weichen geometrisch von den für diese Arbeit verwendeten ab, besitzen zum Beispiel andere Längen oder Austauschflächenabstände oder Beschichtungen. Auch wurden für die Versorgung der Austauschflächen andere Versuchsstände mit anderer Messtechnik verwendet. Für den direkten Vergleich fehlen vergleichbare Eingangsbetriebszustände. Die Soleverteiler unterscheiden sich teilweise deutlich voneinander, da diese in den vorangegangenen Arbeiten optimiert wurden. Als Druckbereich ist in den Vorgängerarbeiten ausschließlich der Umgebungsdruck gewählt, welcher für diese Arbeit eine untergeordnete Rolle spielt. Um dennoch einen Vergleich anstellen zu können, werden die Aktivierungsfaktoren und die Stoffübergangsbeiwerte bei Normaldruck betrachtet.

Aktivierungsfaktor f_{wet}

In vorangegangenen Arbeiten bei Hublitz [Hub08] und Heimberg [Hei07] wurden Sorptionssysteme untersucht, die bei Normaldruck betrieben wurden. Nach längeren Entwicklungen an den Austauschflächen und den Soleverteilern wurden dabei Aktivierungsfaktoren von circa 0,8 bis 0,9 erreicht. Im untersuchten Unterdrucksystem wurden Aktivierungsfaktoren von circa 0,2 bis 0,3 mit einem 4 mm-Austauschkanal festgestellt. Dies weist darauf hin, dass einige im Experiment auftretende Phänomene bei der Berechnung noch nicht richtig erfasst werden und dass das Potenzial der Unterdruck-sorption mit den aktuell zur Verfügung stehenden Austauschflächen nicht ausgenutzt wird.

Stoffübergangsbeiwert und effektiver Stoffübergangsbeiwert

Um einen zusätzlichen Vergleich herstellen zu können, werden die lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte für den 4 mm-Austauschkanal $\beta_{AS,eff}$ gemäß Gleichung 110 aus den lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerten (siehe Abbildung 50) multipliziert mit den Aktivierungsfaktoren (siehe Abbildung 49) berechnet.

Formelzeichen:

β_{AS} = Stoffübergangsbeiwert m/s
 $\beta_{AS,eff}$ = effektiver Stoffübergangsbeiwert m/s
 f_{wet} = Aktivierungsfaktor —

$$\beta_{AS,eff} = \beta_{AS} \cdot f_{wet} \quad (110)$$

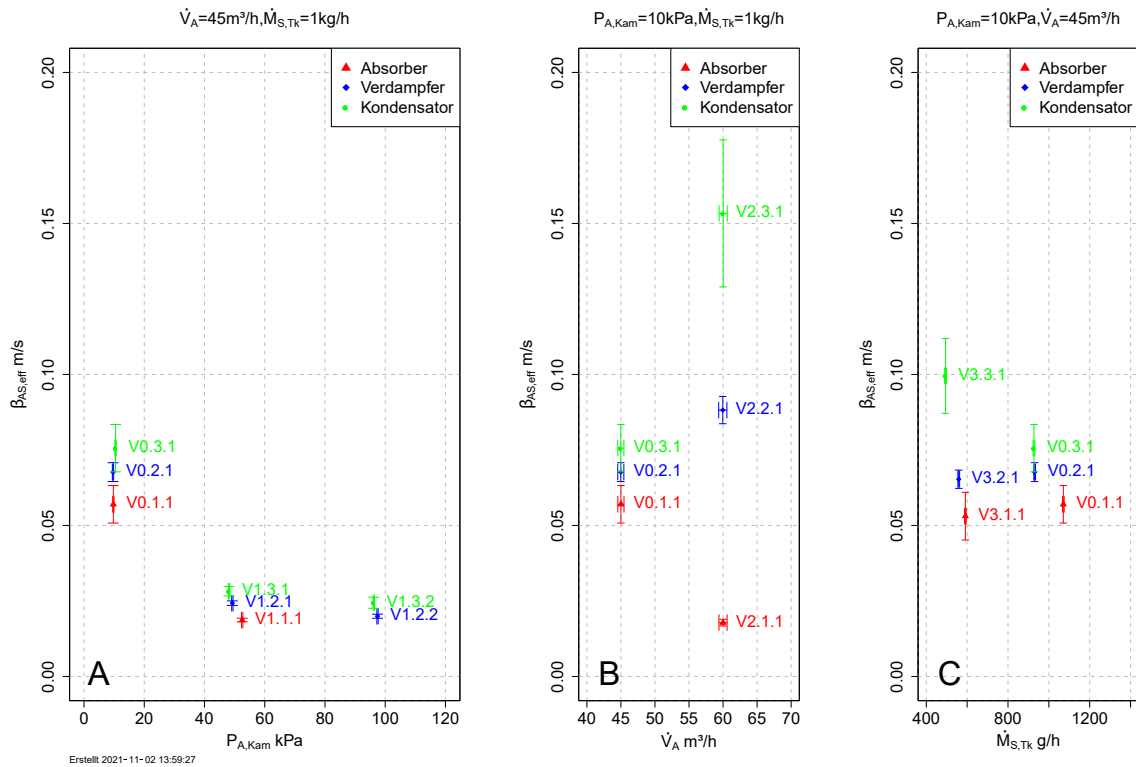


Abbildung 60: Gegenüberstellung der lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)

Abbildung 60, Darstellung A zeigt die lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte über dem Kammerdruck. Durch die Multiplikation mit dem Aktivierungsfaktoren ist zu erkennen, dass die lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte im Unterdruck deutlich kleiner gegenüber den lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerten werden. Dennoch bleibt der Trend erkennbar, dass mit Abnahme

des Druckes die lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte zunehmen. Abbildung 60, Darstellung B zeigt die lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte über dem Volumenstrom der Luft. Es ist zu erkennen, dass mit Zunahme des Volumenstromes die lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte für den Verdampfer und Kodensator ansteigen und für den Absorber sinken. Abbildung 60, Darstellung C zeigt die lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte über dem Solemassenstrom am Eintritt. Eine Variation des Solemassenstromes führt nur zu einer geringen Reduktion der lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte im Absorptions- und Verdampferbetrieb. Im Kondensationsbetrieb verbessert sich der effektive mittlere Stoffübergangsbeiwert.

Bei Heimberg [Hei07] werden für die Absorption Aktivierungsfaktoren und Stoffübergangsbeiwerte angegeben, aus welchen sich die effektiven Stoffübergangsbeiwerte nach Gleichung 110 berechnen lassen.

Tabelle 25: Aktivierungsfaktoren und Stoffübergangsbeiwerte für die Absorption nach Heimberg ([Hei07], Seite 63 und 64)

$f_{wet,Heim}$	$\beta_{AS,Heim}$ m/s	$\beta_{AS,eff,Heim}$ Berechnet m/s
0,839	0,0187	0,0157
0,867	0,0188	0,0163
0,862	0,0187	0,0161

Da der passende Absorptionsversuch V1.1.2 infolge der Beschädigung der Austauschfläche nicht vorliegt, wird der Vergleich zur Literatur mit dem Verdampferversuch V1.2.2 hergestellt. Da es sich hier um eine andere Versuchsdurchführung handelt, ist dieser Vergleich nur bedingt aussagekräftig. Jedoch ist aus den Abbildungen 50 und 49 für den 4 mm-Austauschkanal sowie in den Abbildungen 55 und 54 für den 60 mm-Austauschkanal zu erkennen, dass bei Normaldruck sich der Stoffübergangsbeiwert und der Aktivierungsfaktor der Absorption dem der Verdampfung annähert. Somit lässt der lokal berechnete effektive mittlere Stoffübergangsbeiwert, der das Produkt aus Aktivierungsfaktor und Stoffübergangsbeiwert ist, einen größenordnungsmäßigen Vergleich zu den Literaturdaten zu.

Die sich bei Heimberg ergebenden Stoffübergangsbeiwerte für die Absorption liegen circa 27 % unterhalb des lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwertes bei einem Austauschkanal von 4 mm Abstand im Verdampferversuch V1.2.2 ($\beta_{AS} = 0,02593 \pm 0,00007742$) aus Abbildung 50, Darstellung A. Der effektive Stoffübergangsbeiwert für Absorption bei Normaldruck liegt bei Heimberg circa 18 % unterhalb des Wertes ($\beta_{AS,eff} = 0,01995 \pm 0,0006696$) aus dem Verdampferversuch V1.2.2 aus Abbildung 60, Darstellung A.

Bei Hublitz wird $\beta_{AS,Hub}$ mit 0,021 m/s (vergleiche [Hub08], Seite 59) für die Ab-

sorption angegeben. Dieser Stoffübergangsbeiwert ist somit circa 19% kleiner als der lokal berechnete mittlere Stoffübergangsbeiwert bei einem Austauschkanal mit 4 mm Abstand im Verdampferversuch V1.2.2 ($\beta_{AS} = 0,02593 \pm 0,00007742$) aus Abbildung 50, Darstellung A. Zusammen mit dem Verteiler ML4b mit einem $f_{wet,Hub}$ von etwa 85% (vergleiche [Hub08], Seite 152, wobei $f_{dis,S,Hub} = f_{wet,Hub}$) ergibt sich ein $\beta_{AS,eff,Hub}$ von 0,01785 m/s. Somit liegt der Wert bei Hublitz circa 11% unterhalb des lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwertes ($\beta_{AS,eff} = 0,01995 \pm 0,0006696$) aus dem Verdampferversuch V1.2.2 aus Abbildung 60, Darstellung A.

Es ist zu erkennen, dass die hier dargestellten Literaturdaten alle von niedrigeren Stoffübergangsbeiwerten ausgehen und mit diesen zu höheren Aktivierungsfaktoren kommen. Der effektive Stoffübergangsbeiwert weicht zwischen 18% und 11% von den Ergebnissen aus dem Verdampferversuch V1.2.2 ab. Es ist zu vermuten, dass die beschriebenen Abweichungen in der Geometrie wie auch in Messtechnik und Auswertung zu diesen Ergebnissen führen.

10 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Die Motivation dieser Arbeit war, darzustellen, warum Energiespeicher und hier insbesondere Kältespeicherung mit flüssigen Sorbentien im Unterdruck unter bestimmten Randbedingungen interessanter sind als Speicher mit anderen Technologien. Im Weiteren wurde gezeigt, warum die Forschung an der Energiespeicherung in flüssigen Sorbentien wichtig ist, um die Gesamtenergiesystemleistung zu steigern. Das Ziel der Arbeit war die Sicherung von Erkenntnissen der Wärme- und Stoffübergänge im Unterdruck bei der Sorption mit flüssigen Sorbentien. Hierzu wurde ein neuer Teststand zur Vermessung der Übergänge konstruiert sowie ein Rechenverfahren zur Beschreibung der Vorgänge entwickelt. Um das Ziel der Arbeit zu erreichen, wurden die folgenden Methoden angewendet: Auf Basis der in der vorliegenden Literatur beschriebenen Theorien zum Wärme- und Stoffübergang wurde ein Berechnungsmodell entwickelt und mit diesem ein Wirtschaftlichkeitsvergleich zu einer etablierten Kühltechnologie durchgeführt. Nachdem dieser Vergleich günstige Optionen für einen Sorptionsspeicher aufzeigte, wurde eine Versuchsanlage entworfen und aufgebaut, mit welcher Versuchsdaten in verschiedenen Betriebszuständen generiert wurden. Für alle Versuche wurde jeweils ein Aktivierungsfaktor berechnet, der das Verhältnis aus experimentell erreichtem Umsatz zu theoretisch erwartetem Umsatz beschreibt.

10.1 Wesentliche Ergebnisse

10.1.1 Realisierbarkeit

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Prinzip der Unterdrucksorption praktisch realisiert. Es ist möglich, einen stabilen Sorptionsprozess bei absoluten Arbeitsdrucklagen von 100 kPa bis 10 kPa sicherzustellen. Es konnte gezeigt werden, dass die flächenspezifische Leistung des Prozesses durch Reduktion des Druckes gesteigert werden kann. Für die Kaltwassererzeuger ist nicht nur die Leistung relevant, sondern auch das Temperaturniveau ist zu bewerten. Das Erreichen einer Temperatur von 15 °C im Vorlauf und 20 °C im Rücklauf bei Rückkühltemperaturen von 35 °C im Vorlauf und 30 °C im Rücklauf ist, anders als in Anlagen, die bei Umgebungsdruck arbeiten, möglich. Der Versuchsaufbau ist in der Lage, alle Vorgaben aus dem Lastenheft zu erfüllen und erlaubt es, gezielt bestimmte Betriebszustände anzufahren und zu vermessen. Mit den an der Anlage experimentell ermittelten Parametern lässt sich die Leistung der Anlage bei anderen Betriebszuständen oder Anlagengrößen ermitteln.

10.1.2 Bezug der experimentellen Ergebnisse zur Theorie

Die angewandte Berechnungsmethode verwendet in der bekannten Literatur verfügbare Gleichungen zur Berechnung des Wärme- und Stoffüberganges. Die so ermittelte flächenspezifische Leistung wurde mit der experimentell ermittelten Leistung verglichen. Der Quotient dieser Leistungen wurde als Aktivierungsfaktor bezeichnet. Aktivierungsfaktoren $f_{wet} < 1$ ergeben sich, wenn die experimentell ermittelten Leistungen hinter den theoretischen Erwartungen zurückbleiben. Sie deuten darauf hin, dass wesentliche

Einflussfaktoren noch nicht erkannt wurden. Die Kenntnis des Aktivierungsfaktors in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen ermöglicht es jedoch, die Leistung bei verschiedenen Betriebsbedingungen und Anlagengrößen vorherzusagen. Die Ergebnisse der Arbeit zeigen, dass der Aktivierungsfaktor mit sinkendem Anlagendruck deutlich abnimmt. Es ist davon auszugehen, dass die sehr niedrigen Aktivierungsfaktoren, die insbesondere bei Unterdruck ermittelt wurden, darauf hinweisen, dass die bisherige rechnerische Beschreibung wesentliche Phänomene des tatsächlichen Geschehens im Unterdruck nicht erfasst.

Folgende Ursachen sind denkbar:

1. Die Voraussetzungen für die Anwendung der verwendeten Gleichungen liegen nicht exakt vor.
2. Die Strömungsverhältnisse in den Verteilern, die die Salzlösung gleichmäßig auf der Austauschfläche verteilen sollen, verändern sich im Unterdruck, so dass die Verteilung der Salzlösung auf der Fläche ungleichmäßiger wird.
3. Die Strömungsverhältnisse im Luftkanal verändern sich im Unterdruck, so dass die Verteilung der Luft im Austauschkanal ungleichmäßiger wird.

Mit dem bisher realisierten Versuchsaufbau lassen sich die Ursachen für niedrige Aktivierungsfaktoren im Unterdruck nicht klären.

10.1.3 Wirtschaftlichkeit

Es wurde bereits in einem sehr frühen Stadium eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt. Diese zeigte, dass unter den angenommenen Randbedingungen eine Unterdrucksorptionsmaschine gegenüber einem Kaltwassersatz bereits heute wirtschaftlich sein kann, sofern als Wärmequelle kostenlose Abwärme eingesetzt wird. Der in dieser Betrachtung verwendete Aktivierungsfaktor war mit 0,2 sehr niedrig angesetzt. Dieser Wert konnte in den experimentellen Untersuchungen bestätigt beziehungsweise übertroffen werden. Die Gründe für den niedrigen Aktivierungsfaktor sollten in weiteren Untersuchungen geklärt werden. Ein niedriger Aktivierungsfaktor lässt auf ein erhebliches technisches Optimierungspotenzial schließen. Eine Steigerung dieses Faktors würde die wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit der Unterdrucksorption gegenüber der Kompressionskältetechnik weiter verbessern.

Ein wirtschaftlicher Betrieb einer 400 kW-Kältemaschine mit 15°C Vorlauf- und 20°C Rücklauftemperatur ist bereits mit den heute verfügbaren Produkten möglich. Die Technik bietet auch noch für die Zukunft ausreichend Optimierungspotenzial, um auch unter ungünstigeren Randbedingungen mit konventionellen Kältemaschinen konkurrieren zu können.

10.2 Mehrwert zum Stand des Wissens

10.2.1 Offene Sorption im Vergleich zur Unterdrucksorption

Offene Sorptionssysteme mit flüssigen Sorbentien zur Luftentfeuchtung und Luftkühlung sind bereits gut erforscht. Es gibt in diesem Bereich bereits praktische Erfahrungen und kommerziell verfügbare Apparate. Die darin eingesetzten Austauschflächen wurden hinsichtlich der Prozessführung untersucht und im Detail optimiert. Die für die offene Sorption entwickelten Austauschflächen wurden in dieser Arbeit für die Unterdrucksorption verwendet. Der niedrige Aktivierungsfaktor deutet darauf hin, dass die bisherigen Austauschflächenkonstruktionen und -designs nicht optimal im Unterdruck arbeiten. Es ist zu überprüfen, ob diese an die geänderte Prozessführung angepasst werden müssen.

Die Konstruktion der offenen Sorption unterscheidet sich deutlich von der Unterdrucksorption. Bei der offenen Sorption kommt die Sole in direkten Kontakt mit der Zuluft für den folgenden Prozess. Die Austauschflächen selbst sind dem normalen Atmosphärendruck ausgesetzt, was eine einfache Gehäusekonstruktion ermöglicht. Bei der Unterdrucksorption ist dies nicht der Fall. Die Energie wird über zwei Wasserkreisläufe – Verdampfer- und Absorberrückkühlung – anstatt über einen abtransportiert. Das Gehäuse, in dem die Austauschflächen untergebracht werden, muss zum jetzigen Zeitpunkt die durch den Unterdruck entstehende Belastung auffangen können. Denkbar sind zukünftig Konstruktionen, in denen sich die Austauschflächen gegeneinander abstützen und so die Last infolge des internen Unterdruckes abtragen können.

Die Leistungsfähigkeit der Unterdrucksorption gegenüber der offenen Sorption ist deutlich erhöht. Jedoch kann, infolge der Reduzierung der scheinbaren Benetzung im Unterdruck, momentan noch nicht die theoretische vorausgesagte Flächenleistungssteigerung im praktischen Versuch erreicht werden. Die Leistungssteigerung ist zwar vorhanden, blieb aber hinter den Erwartungen zurück. Das angestrebte niedrige Temperaturniveau konnte aber erreicht werden.

Die Anlagenkosten für die geschlossene Unterdrucksorption sind konstruktionsbedingt flächenspezifisch höher als die für offene Sorption. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die geschlossene Sorption bei niedrigeren Temperaturen deutlich leistungsfähiger ist als die offene Sorption. Die erhöhten Kosten sind auf die aktuell benötigten Unterdruckbehälter aus Stahl, die einen deutlichen Kostenbeitrag ausmachen, zurückzuführen. Jedoch erlaubt die Technik die direkte Erzeugung von Kaltwasser, welches für Flächenkühlsysteme in der Gebäudetechnik oder andere Kühlanwendungen eingesetzt werden kann.

10.2.2 Simulationsprogramm

Bisher stand für die Unterdrucksorption kein Simulationsprogramm zur Verfügung, welches die Vorausberechnung der Wärme- und Stoffübergänge im Unterdruck zulässt. Ein solches wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt. Die experimentellen Untersuchungen wurden mit diesem Programm ausgewertet. Von der angewendeten Theorie nicht erfasste Effekte wurden mit einem Aktivierungsfaktor beschrieben, der die Simulationsergebnisse an die experimentellen Daten anpasst. Er ist der Quotient aus dem experimentell ermittelten flächenspezifischen Leistungsumsatz und dem theoretisch erwarteten Umsatz.

Ein Aktivierungsfaktor nahe 1 bedeutet, dass die gemessenen Effekte durch die Theorie gut beschrieben werden. Ein Aktivierungsfaktor, der deutlich von 1 abweicht, bedeutet, dass wesentliche Effekte noch nicht berücksichtigt sind. Das Programm bietet für die zukünftige Entwicklung und Forschung in diesem Bereich die Möglichkeit, Änderungen und deren Auswirkungen auf den Prozess zu simulieren und zu untersuchen.

Das Simulationsprogramm war entscheidend für die Entwicklung des eingesetzten Teststandes und ermöglicht die Auslegung und Dimensionierung von Anlagen auf dem aktuellen Entwicklungsstand mit Hilfe der experimentell ermittelten Parameter. Es ist damit auch die Basis für Wirtschaftlichkeitsberechnungen.

10.2.3 Versuchsanlage

Die Entwicklung einer Versuchsanlage für die Unterdrucksorption war eine Herausforderung. Es gab in diesem Bereich keine vergleichbare Technologie, die adaptiert werden konnte. Im Unterdruck ist es nicht möglich, Abwärme von elektronischen Bauteilen ausreichend abzuführen. Diese müssen außerhalb der Unterdruckkammer angebracht werden. Lagerfette müssen gegen spezielle Unterdruckfette gewechselt werden, da diese sonst im Unterdruck bei nutzungsbedingter Erwärmung abdampfen würden. Im Anschluss würden sie an einer anderen Stelle in der Anlage kondensieren und könnten so Prozess- und Messprobleme verursachen. Um solche Detailprobleme rechtzeitig erkennen zu können, wurde die Anlage vor Ort in Handarbeit errichtet. Ebenso wurden einige Bauteile für den Betrieb im Unterdruck modifiziert. Wie am Beispiel des Ventilators dargestellt, wurde ein Standardprodukt verwendet, welches vollkommen umkonstruiert wurde, um für den Einsatz im Unterdruck geeignet zu sein (Siehe hierzu Seite 95 ff.). Vergleichbare Probleme traten bei der Messtechnik auf. Auch hier mussten Produkte ausgewählt werden, die unter den gegebenen Bedingungen einsatzfähig sind und eine hohe Messgenauigkeit aufweisen. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme des Teststandes wurde dieser im Detail verbessert. Er erlaubt eine große Variation der Eingangsparameter. Ebenfalls liefert die Messtechnik gute Ergebnisse, welche mit geringen Fehlern behaftet sind. Somit sind genaue Ergebnisse und wiederholbare Versuche möglich.

Für die weitere Entwicklung steht somit ein Teststand zur Verfügung, welcher eine sichere Bewertung von Austauschflächen in einem weiten Einsatzspektrum zulässt. Der Teststand ist derzeit einzigartig, da an ihm Wärme- und Stoffübertragungsvorgänge an Austauschflächen im Unterdruck abgebildet und messtechnisch erfasst werden können.

10.3 Schlussfolgerungen für die weitere Forschung

10.3.1 Lücken in der Arbeit

Wie bereits im Kapitel 6.2 auf Seite 47 angedeutet, sind die Abstandshalter zwischen den Austauschflächen, die circa 1 % der Fläche bedecken, in der Simulation nicht berücksichtigt. Ob dieser Einfluss wirklich vernachlässigt werden kann, sollte jedoch noch überprüft werden. Infolge der Umströmung der Abstandshalter und der damit verbundenen Änderung der Strömungsverhältnisse durch diese Einbauten, könnte es zu nicht berücksichtigten

Strömungsformen kommen. Eine detaillierte Untersuchung der Umgebungswärmeverluste ist mit der bisherigen Anlagentechnik nicht möglich. Der Wärmeverlust kann bisher nur als Gesamtverlust aus den Messdaten errechnet werden. Zu beachten ist ebenfalls, dass nur ein Typ von Austauschfläche vermessen wurde. Es wurde keine weitere Optimierung der Austauschfläche, der Geometrie oder anderer Parameter durchgeführt. Derzeit können in der Anlage nur halbe Kreisprozesse abgebildet werden. Dies erlaubt zwar die genaue Untersuchung der einzelnen Vorgänge am Verdampfer beziehungsweise am Absorber, das tatsächliche Verhalten in einem geschlossenen Kreisprozess kann jedoch davon abweichen. Bisher wurde nur der statische Betrieb der Anlagenteile in einem eingeschwungenen Zustand betrachtet. Eine dynamische Betrachtung des Prozesses, insbesondere beim An- und Herunterfahren, könnte ein interessanter Punkt zu weiteren Forschungszwecken sein. Die Regeneration der Sole erfolgt derzeit durch Auskochen und wurde in dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Den Ursachen für die ermittelten niedrigen Aktivierungsfaktoren im Unterdruck sollte nachgegangen werden. Es ist möglich, dass die Leistungsfähigkeit der Austauschflächen noch deutlich gesteigert werden kann.

10.3.2 Mögliche Anschlussarbeiten

Der erste Ansatz für die weitere Bearbeitung des Themas, insbesondere am bestehenden Testaufbau, sollte eine Reduzierung der Umgebungswärmeverluste der Austauschfläche sein. Diese machen derzeit einen deutlichen Anteil der umgesetzten Energiemenge aus. Bei einigen Versuchen überschreiten die Umgebungswärmeverluste ($\dot{Q}_{W,Amb}$) den Gesamtumsatz auf der Fläche. Insofern ist davon auszugehen, dass sie auch den Prozess entsprechend beeinflussen. Durch Verminderung der Verluste werden die daraus entstehenden Messfehler reduziert. Möglich wäre hier der Einsatz von Vakuumisolierpanelen, die an die Konstruktion angepasst sind. Dieses Problem war zwar bekannt, wurde aber bei Auslegung und Konstruktion hinsichtlich seiner späteren Auswirkungen unterschätzt und sollte gelöst werden. Im Weiteren sollten die Soleverteiler für den Betrieb im Unterdruck optimiert werden, um zu testen, ob die derzeit inaktive Austauschfläche für den Prozess aktiviert werden kann. In diesem Zusammenhang ist auch nochmals die Solezuführung zu überdenken. Das derzeitige Verteilerprinzip basiert auf hohen Druckspitzen, die durch Membranpumpen erzeugt werden, um eine möglichst gleichmäßige Verteilung sicherzustellen. Eventuell gibt es hier auch andere Möglichkeiten, die Sole gleichmäßig über der Austauschfläche zu verteilen. Dies könnte die spezifische Flächenleistung steigern und somit die Wirtschaftlichkeit des Systems erhöhen. Ein anderer Ansatzpunkt zur Optimierung der Austauschfläche wäre eine Untersuchung zur Geometrie der Fläche bezüglich Länge, Breite, Austauschflächenabstand, Materialstärke und eine Untersuchung, inwieweit sich die Abstandshalter zwischen den Austauschflächen auf die Ergebnisse auswirken. Zu untersuchen wäre auch, wie sich das derzeitige Verteilervlies für die Sole auf den Prozess auswirkt und ob dieses besser an den Austauschflächen befestigt werden kann, damit es kontinuierlich seine Spannung aufrechterhält. Um die Leistung zu steigern, wird bei der offenen Sorption ein Stackingverfahren angewendet. Dies hat enorme Vorteile, da nur noch die äußeren Austauschflächen mit der Umgebung Wärme austauschen können, die inneren hingegen bereits gekapselt sind und der Umgebungseffekt

deutlich reduziert ist. Gleichzeitig wäre es interessant, zu ermitteln, ob durch dieses Stacking die Austauschflächen gegeneinander so stabilisiert werden können, dass der Unterdruck direkt in ihnen erzeugt werden kann, damit das System nicht mehr auf eine Unterdruckkammer im Betrieb angewiesen ist. Als Abschluss wäre die Konstruktion einer kompletten Demonstrationsmaschine mit einem in sich geschlossenen Kreislauf interessant. Für die weitere Optimierung wäre es auch möglich, das Arbeitsstoffpaar Wasser/*LiCl* zu wechseln. Da ohnehin alle von Sole berührten Teile aus Kunststoff bestehen, wäre die Anlage auch für aggressivere Medien, beispielsweise hygroskopische Salze diverser Säuren, bereits vorgerüstet.

10.3.3 Übergeordnete Empfehlungen

Die Unterdrucksorption steht am Anfang ihrer Entwicklung. Sie ist ein Novum im Bereich der thermischen Energiespeicherung und ihr volles Potenzial kann momentan nur abgeschätzt werden. Die bisherige Arbeit hat gezeigt, dass der grundsätzliche Betrieb einer solchen Anlage möglich ist. Die Annahmen basieren auf grundlegenden Gleichungen der Wärme- und Stoffübertragung und konnten mit Hilfe eines Testaufbaus überprüft werden. Die Basis für das weitere Vorgehen in der Entwicklung der Unterdrucksorption ist somit gelegt. Hierauf basierend können Detailoptimierungen durchgeführt werden, um die Wirtschaftlichkeit des Prozesses zu steigern. Schon heute ist zu erkennen, dass hier noch enormes Potenzial vorhanden und weitere Forschung in diesem Bereich sinnvoll ist. Theoretisch ist das System schon heute in der Lage, unter bestimmten Randbedingungen mit den seit Jahrzehnten optimierten Kompressionskältemaschinen mitzuhalten. Es existieren aber noch deutliche Optimierungsmöglichkeiten, die die Kosten für eine solche Anlage bei steigender Leistung erheblich senken könnten. Dies könnte die Technik für den Kälteeinsatz mit Speicherfunktion im Temperaturbereich von 15°C bis 20°C sehr attraktiv machen. Dies gilt insbesondere für die Kopplung mit industrieller Abwärme oder stromgeführten BHKWs, deren Abwärme für die Regeneration der Sole eingesetzt wird.

Formelverzeichnis

a = Annuitätenfaktor	1/a
A = Austauschfläche	m^2
a_A = Temperaturleitfähigkeit der Luft	m^2/s
A_{AS} = Austauschfläche Luft-Sole	m^2
b_V = Vollbenutzungsstunden	h/a
COP_{KM} = Leistungszahl Kältemaschine	-
$c_{p;A}$ = spezifische Wärmekapazität Luft	J/kgK
CR = Kapazitätenverhältniss	-
c_S = Massenanteil <i>LiCl</i> an der Sole	kg/kg
d = hydraulischer Durchmesser	m
$d_{hyd;A}$ = hydraulischer Durchmesser des Luftspaltes	m
d_{pl} = Freie Spaltbreite zwischen den Austauschflächen	m
$\frac{dT}{dz}$ = Ableitung Temperatur nach Z-Achse	-
$D_{W;A}$ = Diffusionskoeffizient Wasser-Luft	$m^2/s; cm^2/s$
$\frac{d\rho_V}{dz}$ = Ableitung Wasserdampf-Partialdichte nach Z-Achse	-
E_{WA} = jährlicher Strombedarf	MWh/a
f_{BW} = Bedienungs- und Wartungsfaktor	%
f_U = Instandsetzungsfaktor	%
f_{wet} = Aktivierungsfaktor	-
$\dot{h}_{A;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom der feuchten Luft	kW
$\dot{h}_{S;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom der Sole	kW
$\dot{h}_{V;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom des Wasserdampfes	kW
$\dot{h}_{W;i}$ = elementspezifischer Enthalpiestrom des Wassers	kW
H_{pl} = Höhe der Austauschfläche	m
$h_{S;m}$ = mittlere Dicke der Soleschicht	m
K = Kosten	€/a
$K_{Anteil_{K_E}}$ = Anteil der verbrauchsgebundenen Kosten	%
$K_{Anteil_{K_E+K_{VE}}}$ = Anteil der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. VE-Wasser	%
K_{BW} = Betriebsgebundene kosten	€/a
K_{H_2O} = Kosten für Wasser Betriebsmittel	€/m ³
K_{inv} = investiertes Kapital	€
K_{VE} = Kosten für VE-Wasser	€/a
k_E = Stromkosten	€/MWh
K_E = Verbrauchsgebundene Kosten	€/a
K_i = Kapitalgebundene Kosten	€/a
K_k = Kapitalkosten	€/a
K_u = Instandsetzungskosten	€/a
l = Länge	m
Le = Lewis-Zahl	-
Le_A = Lewis-Zahl für Luft	-
\dot{m}_A = Gesamtmassenstrom der feuchten Luft	kg/s

$\dot{m}_{A;tr}$	= Massenstrom der trockenen Luft	kg/s
\dot{M}_{H_2O}	= jährlicher Wasserbedarf	m^3/a
\dot{m}_S	= Massenstrom der Sole	kg/s
$\dot{M}_{S,Fehler}$	= Fehler des Massenstroms	g/h
$\dot{M}_{S,Tk}$	= Massenstrom Sole konzentriert	g/h
$\dot{M}_{S,Tv}$	= Massenstrom Sole verdünnt	g/h
\dot{M}_V	= spezifischer Wasserdampfmassenstrom	kg/m^2s
\dot{m}_V	= Wasserdampfmassenstrom	kg/s
\dot{m}_W	= Wassermassenstrom	kg/s
$m_{A,tr}$	= Masse Luft trocken	kg
$M_{Mol;A}$	= Molare Masse Luft	$kg/kmol$
$M_{Mol;W}$	= Molare Masse Wasser	$kg/kmol$
$m_{S,Tk,1}$	= Masse Sole konzentriert Start	g
$m_{S,Tk,2}$	= Masse Sole konzentriert Ende	g
$m_{S,Tv,1}$	= Masse Sole verdünnt Start	g
$m_{S,Tv,2}$	= Masse Sole verdünnt Ende	g
m_W	= Masse Wasser	kg
n	= Drehzahl des Ventilators	$1/min$
n	= Stoffmenge der Probe	mol
n_J	= Stoffmenge der Komponente J	mol
n_{Kanal}	= Anzahl der Austauschkanäle für Luft	–
NTU	= Anzahl der Übergangseinheiten	–
Nu	= Nußelt-Zahl	–
Nu_A	= Nußelt-Zahl der Luft	–
P	= Wellenleistung des Ventilators	W
P_{el}	= Summenleistung	kW
$\tilde{P}e_W$	= Péclet-Tilde-Zahl der Luft	–
Pr	= Prandtl-Zahl	–
Pr_A	= Prandtl-Zahl der Luft	–
$\sum V_{iA}$	= Diffusionsvolumen Luft nach Fuller, Schettler und Giddings	–
$\sum V_{iW}$	= Diffusionsvolumen Wasser nach Fuller, Schettler und Giddings	–
p_A	= Absoluter Luftdruck	$atm; bar$
$p_{A,tr}$	= Partialdruck Luft trocken	kPa
p_{ges}	= Absoluter Luftdruck	kPa
p_{ges}	= Gesamtdruck der Mischung	Pa
p_J	= Partialdruck der Komponente J	Pa
p_{satJ}	= Sättigungsdampfdruck der Komponente J	Pa
p_V	= Wasserdampfpartialdruck	kPa
\dot{Q}_{AS}	= Wärmestrom von Luft an die Sole	W
\dot{Q}_{AW}	= Wärmestrom von Luft an das Wasser	W
\dot{Q}_{Konv}	= Wärmeübertragung durch Konvektion	W
\dot{Q}_L	= Wärmeübertragung durch Wärmeleitung	W
\dot{Q}_{Str}	= Wärmeübertragung durch Wärmestrahlung	W

\dot{Q}_{SW} = Wärmestrom von Sole an das Wasser	W
$\dot{q}_{AS;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Luft-Sole	kW
$\dot{q}_{AW;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Luft-Wasser	kW
Q_k = Kälteleistung	kW
\dot{q}_L = spezifische Wärmeübertragung durch Wärmeleitung	W/m^2
$\dot{q}_{SW;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Sole-Wasser	kW
$\dot{q}_{W;Amb;i}$ = elementspezifischer Wärmestrom Wasser Umgebung	kW
Q_{WA} = Jährlicher Kältebedarf	MWh/a
R = Allgemeine Gaskonstante	$kJ/kmolK$
$R_{A,tr}$ = Spezifische Gaskonstante von Luft trocken	kJ/kgK
Re = Reynolds-Zahl	–
Re_A = Reynolds-Zahl der Luft	–
Re_d = Reynolds-Zahl bezogen auf den hydraulischen Durchmesser	–
R_W = Spezifische Gaskonstante von Wasser	kJ/kgK
s = Wandstärke	m
Sc = Schmidt-Zahl	–
s_{Gas} = Grenzschichtdicke des Trägergases	m
Sh = Sherwood-Zahl	–
s_{pp} = Wandstärke der Stegdoppelplatte	m
t = Messzeitraum	h
T = Temperatur	K
T_1 = Temperatur der Fläche 1	K
T_2 = Temperatur der Fläche 2	K
T_A = Temperatur der Luft	K
$T_A(y)$ = Temperatur der Luft an der Stelle y	K
$T_{kr;A}$ = Kritische Temperatur der Luft	K
$T_{kr;A}$ = Kritische Temperatur des Wassers	K
T_r = Hilfsgröße für Tabelle nach Hirschfelder, Bird und Spatz	–
$T_S(y)$ = Temperatur der Sole an der Stelle y	K
$T_W(y)$ = Temperatur des Wassers an der Stelle y	K
U = Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K
U_{AS} = Wärmedurchgangskoeffizient Luft-Sole	W/m^2K
U_{AW} = Wärmedurchgangskoeffizient Luft-Wasser	W/m^2K
U_{SW} = Wärmedurchgangskoeffizient Sole-Wasser	W/m^2K
V = Volumen	m^3
\dot{V} = Volumenstrom	m^3/s
\dot{V}_A = Volumenstrom der Luft	m^3/s
V_{k1} = Volumen am kritischen Punkt Wasser	$m^3/kmol$
V_{k2} = Volumen am kritischen Punkt Luft	$m^3/kmol$
w_{pl} = Breite der Austauschfläche	m
X = Massenverhältnis Wasserdampf zu Luft tr.	g/kg
X^* = Glgew. Massenverhältnis Wasserdampf zu Luft tr. über Sole	g/kg
x_A = Gravimetrischer Wassergehalt der Luft	kg/kg

x_J = Molenbruch der Komponente J	–
Y = Wassergehalt der Lösung bezogen auf Salzgehalt der Lösung	kg/kg
α = Wärmeübergangskoeffizient	W/m^2K
α_a = Wärmeübergangskoeffizient außen	W/m^2K
α_A = Wärmeübergangskoeffizient der Luft	W/m^2K
$\alpha_{A;pp}$ = Wärmeübergangskoeffizient Luft-Stegdoppelplatte	W/m^2K
$\alpha_{A;S}$ = Wärmeübergangskoeffizient Luft-Sole	W/m^2K
α_i = Wärmeübergangskoeffizient innen	W/m^2K
α_W = Wärmeübergangskoeffizient Wasser	W/m^2K
β = Stoffübergangsbeiwert	m/s
β_{AS} = Stoffübergangsbeiwert	m/s
$\beta_{AS,eff}$ = effektiver Stoffübergangsbeiwert	m/s
ΔM_S = Umgesetzte Wassermenge in der Salzlösung	g/h
Δp = Druckerhöhung des Ventilators	Pa
Δp = Druckverlust	Pa
ϵ = Effizienz	–
ϵ_1 = Emissionsgrad Fläche 1	–
ϵ_{12} = Lennard-Jones-Parameter	J
ϵ_2 = Emissionsgrad Fläche 2	–
η = dynamische Viskosität	kg/ms
η_A = dynamische Viskosität der Luft	Ns/m^2
η = Wirkungsgrad des Ventilators	–
ϑ = Temperatur	$^{\circ}C$
λ = Rohrreibungszahl	–
λ = Wärmeleitfähigkeit	W/mK
λ_A = Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/mK
λ_{pp} = Mittlere Wärmeleitfähigkeit der Stegdoppelplatte	W/mK
λ_S = Mittlere Wärmeleitfähigkeit der Sole	W/mK
ν = kinematische Viskosität	m^2/s
ν_A = kinematische Viskosität der Luft	m^2/s
ρ = Dichte des Fluids	kg/m^3
ρ_A = Dichte der Luft	kg/m^3
$\rho_{V;ggw}$ = Partialdichte des Wasserdampfes im Gleichgewicht	kg/m^3
ρ_V = Partialdichte des Wasserdampfes	kg/m^3
σ_{12} = Lennard-Jones-Parameter	Å
σ_s = Boltzmann-Konstante	W/m^2K^4
ω = Strömungsgeschwindigkeit des Fluids	m/s
Ω_{12} = Kollisionsintegral	–
$\Omega_{12}(1, 3Tr)$ = Tabelliert nach Hirschfelder, Bird und Spotz	–
ω_A = Strömungsgeschwindigkeit der Luft	m/s

Abkürzungsverzeichnis

AD	Analog-Digital
AKM	Absorptionskältemaschine
COP	Coefficient of Performance
DER	Dehumidifer-Evaporator-Regenerator
DIN	Deutsches Institut für Normung
E.S.C.A.P.E.	Evacuated-single-Channel-Array-practical-Experiment
EES	Engineering-Equation-Solver
GEG	Gebäudeenergiegesetz
LDACs	Liquid-Dessicant-Air-Conditioners
LDCS	Liquid-Dessicant-Cooling-Systems
MobS II	Mobile Sorptionsspeicher zur industriellen Abwärmenutzung: Grundlagen und Demonstrationsanlage (Projekt-Akronym)
NTU	Number of Transfer-Units
OEM	Original-Equipment-Manufacturer
TCO	Total Cost of Ownership
v.Ew.	vom Endwert
v.Mw.	vom Messwert
VDI 2067	VDI 2067: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung
WGK I	Wassergefährdungsklasse I
ZAE	Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung

Abbildungsverzeichnis

1	Systemskizze offene Absorptionsmaschine mit Energiespeicher	8
2	Prinzipschaltbild einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine . . .	9
3	Phasendiagramm $LiCl - H_2O$ [MDPS02] ¹⁹ , der grün markierte Einsatzbereich der Absorptionsmaschine wurde in der Grafik ergänzt	13
4	Enthalpie über Salzmassenanteil $LiCl/LiCl - H_2O$ (Berechnet nach [PK08])	14
5	Preise für Lithiumcarbonat, Großverträge, USA, Lieferung kontinental [Deu21]	15
6	Schema für offene Sorptionskühlssysteme mit flüssigen Sorbentien [KLP98] .	16
7	Leistungszahl eines idealen offenen DER-Absorptionskühlers in Abhängigkeit von der Temperatur der Wärmequellen und der relativen Luftfeuchtigkeit der Umgebung [HG95]	23
8	Double-Effect-Regenerator [LSRP98]	27
9	LDCS-Rooftop-Unit [Low02]	29
10	Systemskizze Unterdruckabsorptionsmaschine mit Energiespeicher	34
11	Seitenansicht eines Austauschkanals, bestehend aus zwei Austauschplatten im Abstand von 4 mm, eingebaut in ein Gehäuse, das die Luftführung von unten nach oben sicherstellt.	41
12	Frontansicht einer Austauschfläche ohne Gehäuse. Auf der Austauschfläche sind Abstandshalter angebracht. Der obere Teil der Austauschfläche ist als Soleverteiler ausgebildet. Die Sole tritt aus kleinen Bohrungen aus.	42
13	Seitenansicht eines Austauschkanals, bestehend aus zwei Austauschplatten im Abstand von 60 mm	43
14	Führung der Wasserkanäle in den Austauschflächen	44
15	Schnitt Austauschfläche	45
16	Vergleich der Diffusionsmodelle bei 20 °C	57
17	Index-Nummerierung	60
18	Index-Nummerierung der Prozessvariablen an einem Schnitt durch einen Austauschkanal (vergleiche [Hub08], Seite 53)	60
19	Simulation des Wärme- und Stoffübergangs durch Absorption in einem Austauschkanal: Luft tritt an Position 1 ein und an Position 2 aus, Kühlwasser tritt an Position 3 ein und an Position 4 aus. Sole tritt an Position 5 ein und an Position 6 aus. Blau markiert sind Eingaben in die Simulation, schwarz markiert sind die Ergebnisse.	68
20	Schema für den Trägergas- und Arbeitsmittelkreislauf durch Absorber und Verdampfer einer Kältemaschine für 400 kW Kühlleistung ²⁰	73
21	Schema für den Trägergas- und Arbeitsmittelkreislauf durch den Regenerator einer Kältemaschine für 400 kW Kühlleistung ²¹	75
22	Strompreis in Deutschland für die Industrie ²² [Eur20]	79
23	Kostenentwicklung im Vergleich 400 kW Kälte	86
24	Schnitt durch das Austauschflächengehäuse und den runden Unterdruckbehälter [L-D14]	89
25	Unterdruckkammer-Versuchsanlage [Ebe14]	90
26	Unterdruckkammer mit Auszugsschienen [L-D14]	91

27	Seitenansicht Kabeldurchführung hintere Behälterwand	91
28	Schema Luftkreislauf	92
29	Unterdruck-Dampferzeuger	93
30	Druckabhängige kinematische Viskosität Luft/Wasserdampf-Gemisch, Temperatur 25 °C, Taupunkt 15 °C (Berechnet nach [HYL83])	96
31	Ventilator Ausgangsbasis	99
32	Ventilator modifiziert für Unterdruckbetrieb	100
33	Schlauchpumpe	101
34	Prinzip Drehkolbengaszähler	105
35	Drehkolbengaszähler-Messfehler Elster GmbH [Els13]	106
36	Phasendiagramm Wasser [JoW05]	109
37	Dichte über Salzmassenanteil <i>LiCl</i> -Sole (Berechnet nach [PK08])	112
38	Schematischer Luftkreislauf mit Sensorpositionen ²³	114
39	Frontansicht Austauschfläche mit Stützkonstruktion	121
40	Bild der Austauschfläche mit Stützkonstruktion	122
41	Infrarotbild der Austauschfläche mit Stützkonstruktion	122
42	Eingabedaten (blau) und Ausgabedaten (schwarz) der Simulation des Versuchs V0.1.1 ²⁴	128
43	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter f_{wet} aus dem Versuch V0.1.1 ²⁵	129
44	Gegenüberstellung der im Kühlwasser gemessenen Leistungen bei 4 mm-Austauschkanal korrigiert um die Umgebungsverluste ²⁶	133
45	Gegenüberstellung der Leistungen im Kühlwasser gemessen, korrigiert um die Umgebungsverluste bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) ²⁷	134
46	Gemessene Kühlwassertemperaturen in den Verdampfungsversuchen bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)	135
47	Gemessene Kühlwassertemperaturen in den Absorptionsversuchen bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) ²⁸	136
48	Gemessene Kühlwassertemperaturen in den Kondensationsversuchen bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) ²⁹	138
49	Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) ³⁰	139
50	Gegenüberstellung der lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) ³¹	141
51	Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerten aus der Kondensation bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) ³²	143

52	Effizienz des Stoffaustausches bei Gegenstrom in Abhängigkeit der Anzahl der Übergangseinheiten NTU und des Kapazitätenverhältnisses CR wie in den Gleichungen 107 bis 108 definiert	146
53	Gegenüberstellung der NTUs bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) ³³ .	147
54	Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)	148
55	Gegenüberstellung der lokal berechneten mittleren Stoffübergangsbeiwerte bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)	149
56	Gegenüberstellung der Aktivierungsfaktoren, berechnet mit den über die Austauschflächenhöhe gemittelten Stoffübergangsbeiwerten aus der Kondensation, bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)	151
57	Gegenüberstellung der NTUs bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C) . .	152
58	Gegenüberstellung der hydrodynamischen Einlaufängen bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)	153
59	Gegenüberstellung der Wärmeübergangskoeffizienten Luft-zu-Sole bei 60 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)	154
60	Gegenüberstellung der lokal berechneten effektiven mittleren Stoffübergangsbeiwerte bei 4 mm-Austauschkanal über Kammerdruck (A), Volumenstrom der Luft (B) und Solemassenstrom am Eintritt (C)	156

Tabellenverzeichnis

1	Investitionskosten inklusive Montage und Inbetriebnahme für die Kältemaschine	76
2	Investitionskosten inklusive Montage und Inbetriebnahme für den Rückkühler	77
3	Investitionskosten inklusive Montage und Inbetriebnahme für den Regenerator	77
4	Investitionskosten Zusammenstellung Unterdrucksorption	78
5	Kosten 400 kW Kompressionskältemaschine über 10 Jahre	81
6	Leistungsbedarf 400 kW-Sorptionskältemaschine ³⁴	84
7	Kosten 400 kW Kältemaschine Vergleich über 10 Jahre	85
8	Messwertfehler der Massenströme	115
9	Messwertfehler der Drücke	115
10	Messwertfehler der Dichten	115
11	Messwertfehler der Taupunkte	116
12	Messwertfehler der Temperaturen	116
13	Messwertfehler der Volumenströme	117
14	Maßnahmenplan Dampferzeuger	117
15	Experimentmatrix	124
16	Standardbetriebsweise Absorber	125
17	Standardbetriebsweise Verdampfer	125
18	Standardbetriebsweise Kondensation	126
19	Fehlerberechnung aus dem Versuch V0.1.1	130
20	Energieumsatz aus dem Versuch V0.1.1	131
21	Fehler des Energieumsatzes aus dem Versuch V0.1.1	131
22	Zuordnung der Versuchsbedingungen zu den laufenden Nummern	133
23	Mittlerer Stoffübergangsbeiwert $\beta_{AS,Kond}$ berechnet aus den Kondensations- experimenten an einem 4 mm-Austauschkanal mit der Annahme, die Aus- tauschfläche sei vollständig benetzt	142
24	Mittlerer Stoffübergangsbeiwert $\beta_{AS,Kond}$ berechnet aus den Kondensations- experimenten an einem 60 mm-Austauschkanal mit der Annahme, die Aus- tauschfläche sei vollständig Benetzt	150
25	Aktivierungsfaktoren und Stoffübergangsbeiwerte für die Absorption nach Heimberg ([Hei07], Seite 63 und 64)	157

Literatur

- [AGAF98] AHMED, S.Younus ; GANDHIDASAN, P. ; AL-FARAYEDHI, A.A.: Thermodynamic analysis of liquid desiccants. In: *Solar Energy* 62 (1998), Nr. 1, 11 - 18. [http://dx.doi.org/10.1016/S0038-092X\(97\)00087-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00087-X). – DOI 10.1016/S0038-092X(97)00087-X. – ISSN 0038-092X
- [APB⁺06] ATKINS, P.W. ; PAULA, J. de ; BÄR, M. ; SCHLEITZER, A. ; HEINISCH, C.: *Physikalische Chemie*. 4. Wiley, 2006 <https://books.google.de/books?id=rSX3AAAAAAAJ>. – ISBN 9783527315468
- [CCBC90] CHAPMAN, S. ; COWLING, T.G. ; BURNETT, D. ; CERCIGNANI, C.: *The Mathematical Theory of Non-uniform Gases: An Account of the Kinetic Theory of Viscosity, Thermal Conduction and Diffusion in Gases*. Cambridge University Press, 1990 (Cambridge Mathematical Library). <https://books.google.de/books?id=Cbp5JP20TrwC>. – ISBN 9780521408448
- [Cle00] CLEMENT, Ulrich: *Sorptionsgestützte Klimatisierung Regelung der Regeneration von Salzlösungen*. März 2000. – Diplomarbeit Fachhochschule München, Fachbereich 06, Feinwerk- und Mikrotechnik / Physikalische Technik
- [DBA⁺10] DR. MARTIN PEHNT ; BÖDEKER, Jan ; ARENS, Marlene ; PROF. DR. EBERHARD JOCHEM ; IDRISOVA, Farikha: *Die Nutzung industrieller Abwärme – technisch-wirtschaftliche Potenziale und energiepolitische Umsetzung*. Bericht im Rahmen des Vorhabens „Wissenschaftliche Begleitforschung zu übergreifenden technischen, ökologischen, ökonomischen und strategischen Aspekten des nationalen Teils der Klimaschutzinitiative“. <https://www.ifeu.de/publikation/die-nutzung-industrieller-abwaerme-technisch-wirtschaftliche-potenziale-und-energiepolitische-umsetzung/>. Version: Juli 2010, Abruf: 13.03.2023
- [Deu13] DEUTSCHLAND, Bundesrepublik: *Zweite Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung*. https://www.bgbl.de/xaver/bgbl/start.xav#__bgbl__%2F%2F*%5B%40attr_id%3D%27bgbl113s3951.pdf%27%5D_1678704135714. Version: November 2013, Abruf: 13.02.2023
- [Deu20] DEUTSCHLAND, Bundesrepublik: *Gesetz zur Einsparung von Energie und zur Nutzung erneuerbarer Energien zur Wärme- und Kälteerzeugung in Gebäuden (Gebäudeenergiegesetz - GEG)*. http://www.bgbl.de/xaver/bgbl/start.xav?startbk=Bundesanzeiger_BGB1&jumpTo=bgbl120s1728.pdf. Version: August 2020, Abruf: 13.03.2023
- [Deu21] DEUTSCHE ROHSTOFFAGENTUR (DERA) IN DER BUNDESANSTALT FÜR GEOWISSENSCHAFTEN UND ROHSTOFFE (BGR): *Volatilitätsmonitor*. https://www.deutsche-rohstoffagentur.de/SharedDocs/GT_Produkte/Mineral_Rohstoffe/volatilitaetsmonitor_allergenTab_DE.html?nn=5091242. Version: 2013-2021, Abruf: 13.03.2023

- [Ebe14] EBERL TROCKNUNGSANLAGEN GMBH: *Anbieter von Vakuumtrocknern*. www.eberl-trocknungsanlagen.de. Version: 2014, Abruf: 13.03.2023
- [Els13] ELSTER GMBH: *RABO[®] Drehkolbengaszähler Technisches Datenblatt*. <https://docuthek.kromschroeder.com/documents/download.php?lang=de&doc=66887&download=1>. Version: 2013, Abruf: 13.03.2023
- [Eur20] EUROSTAT: *Electricity prices for non-household consumers - bi-annual data (from 2007 onwards)*. https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-datasets/-/nrg_pc_205. Version: 2020, Abruf: 13.03.2023
- [FG02] FUMO, Nelson ; GOSWAMI, D.Y.: Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration. In: *Solar Energy* 72 (2002), Nr. 4, 351 - 361. [http://dx.doi.org/10.1016/S0038-092X\(02\)00013-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0038-092X(02)00013-0). – DOI 10.1016/S0038-092X(02)00013-0. – ISSN 0038-092X
- [Fic09] FICK, Gaël: *Austauschflächen für offene Sorptionssysteme mit flüssigen Sorbentien zur Raumklimatisierung mit Niedertemperaturwärme*. September 2009. – Diplomarbeit Technische Universität München, Lehrstuhl für Energiesysteme
- [FSG66] FULLER, Edward N. ; SCHETTLER, Paul D. ; GIDDINGS, J. C.: NEW METHOD FOR PREDICTION OF BINARY GAS-PHASE DIFFUSION COEFFICIENTS. In: *Industrial & Engineering Chemistry* 58 (1966), Nr. 5, 18-27. <http://dx.doi.org/10.1021/ie50677a007>. – DOI 10.1021/ie50677a007
- [Har12] HARVEY, L.D.D.: *A Handbook on Low-Energy Buildings and District-Energy Systems: Fundamentals, Techniques and Examples*. CRC Press, 2012 https://books.google.de/books?id=Mx_wy9VmargC. – ISBN 9781136573026
- [HBS48] HIRSCHFELDER, Joseph O. ; BIRD, R. B. ; SPOTZ, Ellen L.: The Transport Properties for Non-Polar Gases. In: *The Journal of Chemical Physics* 16 (1948), Nr. 10, 968-981. <http://dx.doi.org/10.1063/1.1746696>. – DOI 10.1063/1.1746696
- [Hei07] HEIMBERG, Frank: *Untersuchung von Wärme- und Stoffaustauschflächen für offene Sorptionssysteme zur Gebäudeklimatisierung*. 2007. – Diplomarbeit Fachhochschule Augsburg, Fachbereich 05, Gebäudetechnik
- [HG95] HELLMANN, H.-M ; GROSSMAN, G: Simulation and analysis of an open-cycle dehumidifier-evaporator-regenerator (DER) absorption chiller for low-grade heat utilization. In: *International Journal of Refrigeration* 18 (1995), Nr. 3, 177 - 189. [http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)90314-P](http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007(95)90314-P). – DOI 10.1016/0140-7007(95)90314-P. – ISSN 0140-7007
- [Hub08] HUBLITZ, Astrid: *Efficient Energy Storage in Liquid Desiccant Cooling Systems*, Technische Universität München, Dissertation, 2008.

<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn:nbn:de:bvb:91-diss-20071218-637243-1-2>

- [HYL83] HYLAND, A R. W; W. R. W; WEXTER: Formulations for the thermodynamic properties of dry air from 173.15 K to 473.15 K, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K, at pressures to 5 MPa. In: *ASHRAE transactions* (1983). – ISSN 0001–2505
- [IFA17] IFA GESTIS-STOFFDATENBANK: *Stoffdaten LiCl*. <https://gestis.dguv.de/data?name=003710>. Version: 2017, Abruf: 12.06.2017
- [JoW05] JoWi: *Phasendiagramm von Wasser*. https://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Phasendiagramm_MitAnomalie.svg. Version: 2005, Abruf: 13.03.2023
- [Kap97] KAPFHAMMER, Christoph: *Experimentelle Untersuchung und Bewertung von Austauschflächen für Sorptionsentfeuchter*. 1997. – Diplomarbeit Fachhochschule München, Fachbereich 06, Feinwerk- und Mikrotechnik / Physikalische Technik
- [Kle16] KLEIN, S.A.: *Engineering Equation Solver*. <https://fchartsoftware.com/ees/>. Version: Professional V10.190 (2016-01-09), 2016, Abruf: 13.03.2023
- [KLP98] KESSLING, W ; LAEVEMANN, E ; PELTZER, M: Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems. In: *International Journal of Refrigeration* 21 (1998), Nr. 2, 150 - 156. [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00045-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00045-5). – DOI 10.1016/S0140-7007(97)00045-5. – ISSN 0140–7007
- [KM98] KHAN, Arshad Y. ; MARTINEZ, Jorge L.: Modelling and parametric analysis of heat and mass transfer performance of a hybrid liquid desiccant absorber. In: *Energy Conversion and Management* 39 (1998), Nr. 10, 1095 - 1112. [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(97\)00032-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(97)00032-0). – DOI 10.1016/S0196-8904(97)00032-0. – ISSN 0196–8904
- [Kov01] KOVÁCS, Gergely: *Regelung der Regeneration von Salzlösungen*. März 2001. – Diplomarbeit Georg-Simon-Ohm Fachhochschule Nürnberg, Fachbereich Versorgungstechnik
- [L-D14] L-DCS TECHNOLOGY GMBH: *Austauschplatten und Kunststofffertigung*. www.L-DCS.com. Version: 2014, Abruf: 13.03.2023
- [Lam03] LAMPE, Carsten: *Sorptionsgestützte Klimatisierung Projektierung eines Versuchstandes zum Test von Wärme- und Stoffaustauschplatten*. September 2003. – Diplomarbeit Technische Universität Clausthal, Institut für Energieverfahrenstechnik und Brennstofftechnik IEVB
- [Low02] LOWENSTEIN, Andrew: *A solar liquid-desiccant air conditioner*. https://www.researchgate.net/publication/228407927_A_solar_liquid-desiccant_air_conditioner. Version: 2002, Abruf: 13.03.2023

- [LSRP98] LOWENSTEIN, A. ; SLAYZAK, S. ; RYAN, J. ; PESARAN, A.: Advanced Commercial Liquid-Desiccant Technology Development Study. (1998), Nov. <http://dx.doi.org/10.2172/12099>. – DOI 10.2172/12099
- [Lé08] LÉONARD, Grégoire: *Aufbau und Vermessung eines Regenerators für offene Sorptionssysteme mit flüssigen Sorbentien zur Raumklimatisierung mit Niedertemperaturwärme*. September 2008. – Diplomarbeit Technische Universität München, Lehrstuhl für Energiesysteme
- [MDPS02] MONNIN, Christophe ; DUBOIS, Michel ; PAPAICONOMOU, Nicolas ; SIMONIN, Jean-Pierre: Thermodynamics of the $LiCl + H_2O$ System. In: *Journal of Chemical & Engineering Data* 47 (2002), Nr. 6, 1331-1336. <http://dx.doi.org/10.1021/je0200618>. – DOI 10.1021/je0200618
- [Mer80] In: MERSMANN, Alfons: *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1980. – ISBN 978-3-662-13211-1, 114-144
- [Mer23] MERCK KGAA : *Sicherheitsdatenblatt LiCl*. https://www.merckmillipore.com/DE/de/product/msds/MDA_CHEM-105679?Origin=PDP. Version: Februar 2023, Abruf: 13.03.2023
- [Nix06] NIX, Felix: *Konzeption einer Demonstrationsanlage zur Klimatisierung mit flüssigen Sorbentien*. September 2006. – Diplomarbeit Fachhochschule München, Fachbereich 05, Fachbereich Versorgungstechnik
- [PK08] PÁTEK, J. ; KLOMFAR, J.: Thermodynamic properties of the $LiCl - H_2O$ system at vaporliquid equilibrium from 273K to 400K. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (2008), Nr. 2, 287 - 303. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.003>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2007.05.003. – ISSN 0140-7007
- [PS16] PELLINGER, Christoph ; SCHMID, Tobias: *Verbundforschungsvorhaben Merit Order der Energiespeicherung im Jahr 2030*. Forschungsstelle für Energiewirtschaft e.V. https://www.ffe.de/wp-content/uploads/2021/10/20160531_MOS_Hauptbericht-komprimiert-1.pdf. Version: Mai 2016, Abruf: 13.03.2023
- [R C15] R CORE TEAM: *R: A Language and Environment for Statistical Computing*. <https://www.R-project.org/>. Version: 2015, Abruf: 13.03.2023
- [RF08] In: RÁKÓCZY, Tibor ; FITZNER, Klaus: *Bauelemente raumlufotechnischer Anlagen*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2008. – ISBN 978-3-540-68267-7, 205-404
- [Sel98] SELZER, Betina: *Sorptionsgestützte Klimatisierung Regeneration von Salzlösung*. Mai 1998. – Diplomarbeit Fachhochschule München, Fachbereich 06, Feinwerk- und Mikrotechnik / Physikalische Technik

- [SN98] SCHÖNBERGER, Ingo ; NOERES, Peter: Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. In: *BINE Informationsdienst* 2 (1998), S. 1–8
- [Spe05] SPERLING, Frank: *Untersuchungen der Luftentfeuchtung in offenen Sorptionssystemen zur Raumklimatisierung*. August 2005. – Diplomarbeit Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, Studiengang Umwelttechnik
- [VDI00] VDI VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *VDI 2067 Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen Grundlagen und Kostenrechnung*. 2000
- [VDI05] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (GVC): *VDI-Wärmeatlas*. 10. Springer Berlin Heidelberg, 2005 (VDI-Wärmeatlas). – ISBN 9783540255031
- [Wei14] WEISMANN, Stephan: Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Demonstration von Energieeffizienz und des Einsatzes erneuerbarer Energieträger am Neubau eines innovativen Forschungsgebäudes - DEENIF -. (2014), August
- [WL55] WILKE, C. R. ; LEE, C. Y.: Estimation of Diffusion Coefficients for Gases and Vapors. In: *Industrial & Engineering Chemistry* 47 (1955), Nr. 6, 1253-1257. <http://dx.doi.org/10.1021/ie50546a056>. – DOI 10.1021/ie50546a056

A Anhang

Inhaltsverzeichnis

A Anhang	179
A.1 Syntax der Parameterbezeichnungen	180
A.2 Stoffdaten LiCl	183
A.3 Analysezertifikat LiCl	185
A.4 Analysezertifikat Bidestilliertes Wasser	186
A.5 Einschwingvorgang zum Versuch V3.3.1	187
A.6 Darstellung zum Versuch 0.1.1 Absorber	194
A.7 Fehlerberechnung zum Versuch V0.1.1	201
A. Abbildungsverzeichnis	206
A. Tabellenverzeichnis	208

A.1 Syntax der Parameterbezeichnungen

Für die Bezeichnung der einzelnen gemessenen oder berechneten Parameter wird eine eindeutige Nomenklatur verwendet. Alle folgenden Bezeichner sind durch ein Trennzeichen von dem vorangehenden Bezeichner getrennt, in diesem Fall einem Unterstrich. Der erste Buchstabe bezeichnet die physikalische Größe des Parameters (siehe Tabelle A.1). Ihm folgt, falls vorhanden, das Medium in welchem sie gemessen wird (siehe Tabelle A.2). Danach folgt der Einbauort in der Anlage (siehe Tabelle A.3). Zuletzt erfolgt eine fortlaufende Bezeichnung (siehe Tabelle A.4).

Beispiel für einen Parameter:

$P_{A,Abs,i}$ = Druck der Luft am Absorber Eintritt

Tabelle A.1: Typ

Parameterbezeichner	Beschreibung
A	Fläche
ΔP	Differenzdruck
ΔT	Differenztemperatur
Fq	Frequenzumrichter
f_{wet}	Benetzungsfaktor oder Aktivierungsfaktor
C	Salzmassenanteil
M	Masse
P	Druck
Pos	Füllstand
Q	Wärmemenge
R	Stellgröße
RD	Differenzialanteil PID-Regler
rho	Dichte
RI	Integrationsanteil PID-Regler
RP	Proportionalanteil PID-Regler
T	Temperatur
TP	Taupunkt
Vd	Volumenstrom
X	Wassergehalt (kg Wasser/ kg trockene Luft)
Z	Zustandsänderung, zum Beispiel an/aus

Tabelle A.2: Medium

Parameterbezeichner	Beschreibung
A	Luft
S	Sole
W	Wasser
V	Dampf

Tabelle A.3: Einbauort / Anlagenteil

Parameterbezeichner	Beschreibung
Abs	Absorber
Amb	Umgebung
Dpf	Dampferzeuger
F_Elster	Filter Volumenstrommessung
Hrg	Heizregister
Kam	Unterdruckkammer
Kond	Kondensator
KRG	Kältereister
LKr	Luftkreislauf
P	Pumpe
Raum	Labor
Reg	Regenerator
Tk	Sole konzentriert
TP1	Taupunktspiegel 1
TP2	Taupunktspiegel 2
TST	Thermostat
Tv	Sole verdünnt
Vak	Vakuumerzeuger
Verd	Verdampfer
Vr	Ventilator
WMZ	Wärmemengenzähler
WRG	Wärmerückgewinnung

Tabelle A.4: Bezeichnung

Parameterbezeichner	Beschreibung
1,2,...	Fortlaufende Nummer
i	Eintritt
o	Austritt
RL	Rücklauf
Soll	Sollwert
tot	Gesamt
VL	Vorlauf

A.2 Stoffdaten LiCl

Die folgenden Eigenschaften von Lithiumchlorid beziehen sich auf den wasserfreien Feststoff und sind der GESTIS-Stoffdatenbank entnommen [IFA17].

Lithiumchlorid:

- Molmasse:
42,39 g/mol
- CAS Nr:
7447-41-8 wasserfrei
- Aggregatzustand:
Der Stoff ist fest.
- Eigenschaften:
Kristalle oder Pulver farblos bis weiß
- Chemische Charakterisierung:
Nicht brennbarer Stoff. Leicht löslich in Wasser. Hygroskopisch.
- Formel:
LiCl
- Toxikologische Daten:
LD50 oral Ratte 526 mg/kg
Acta Pharmacologica et Toxicologi ca. Vol. 47, Pg. 351, 1980.
- Ökotoxikologische Daten:
LC50 Fisch (96 Stunden):
 - Minimalwert: 17 mg/l
 - Maximalwert: 186 mg/l
 - Medianwert: 41 mg/l
 - Studienanzahl: 9Referenz für Medianwert: Hamilton, S.J. 1995. Hazard Assessment of Inorganics to Three Endangered Fish in the Green River, Utah. Ecotoxicol. Environ. Saf. 30(2):134-142
- Schmelzpunkt:
614 °C wasserfrei
- Siedepunkt:
1360 °C
- Dichte:
2,07 g/cm³ bei 20 °C wasserfrei

- Wasserlöslichkeit:
832g/l bei 20 °C
- pH-Wert:
circa 6 bei 20 °C und Konzentration von 50g/l
- Dampfdruck: 1.33 hPa (547 °C) [Mer23]
- Gefährliches Reaktionsverhalten:
 - Thermische Zersetzung:
Zersetzung in der Hitze
 - Zersetzungsprodukte:
Chlorwasserstoff
 - Gefährliche chemische Reaktionen:
Explosionsgefahr bei Kontakt mit Alkalimetallen.
Der Stoff kann in gefährlicher Weise mit Bromtrifluorid reagieren.
- Technische Schutzmassnahmen - Brand- und Explosionsschutz:
Stoff ist nicht brennbar. Brand- und Explosionsschutzmaßnahmen auf die brennbaren Stoffe im Bereich abstimmen.
- Einstufung Wassergefährdender Stoffe:
Stoff Nr.:2440
WGK 1 - schwach wassergefährdend
Einstufung nach Anhang 3 der Verwaltungsvorschrift wassergefährdender Stoffe(VwVwS)

A.3 Analysezertifikat LiCl

Alfa Aesar

Certificate of analysis

Product No.: 36217
Product: Lithium chloride, ACS, 99% min
Lot No.: P27B046

Test	Limits	Results
Assay	99.3-100.0	99.9 %
Loss of drying at 105 °C	0.6 % max	0.1 %
Titration base	0.008 meq/g max	0.003 meq/g
Na	0.006 % max	0.003 %
Ca	0.01 % max	0.001 %
Fe	0.001 % max	< 0.0001 %
SO ₄	0.006 % max	0.002 %
K	0.01 % max	0.0004 %
Ba	0.003 % max	0.0003 %
NO ₃	0.001 % max	< 0.0001 %
Heavy metals (as Pb)	0.002 % max	< 0.002 %
Insoluble matter	0.01 % max	0.002 %

This document has been electronically generated and does not require a signature.

Order our products online www.alfa.com

ThermoFisher
SCIENTIFIC

Abbildung A.1: Analysezertifikat *LiCl*

A.4 Analysezertifikat Bidestilliertes Wasser



KERNDL Doppelt Destilliertes Wasser **nach DIN EN 285, DIN 43530, ISO 3696(II),** **und VDE 0510**

Verwendung:

KERNDL Bidestilliertes Wasser ist durch eine Umkehrosmose und eine nachgeschaltete Mischbetтанlage demineralisiert worden, und ist daher frei von gelösten Stoffen und ist für alle Anwendungen bei denen reines Wasser benötigt wird geeignet.

Verwendung findet es vor allem bei kosm. Produkten, Lasern und im Labor.

Vorteile:

- keine Rückstände beim Verdunsten
- keine Verkalkung der Geräte
- keine Wechselwirkungen von gelösten Stoffen
- günstiger Preis

Spezifikationen KERNDL Bidestilliertes Wasser

Leitfähigkeit	:	< 1 µS/cm
pH-Wert	:	5,0 – 7,0
Abdampfdruckstand	:	< 0,5 mg/l
Chlorid	:	< 0,2 mg/l
Nitrat	:	< 0,2 mg/l
Sulfat	:	< 0,2 mg/l
Ammonium	:	< 0,1 mg/l
Natrium	:	< 0,1 mg/l
Calcium	:	< 0,2 mg/l
Magnesium	:	< 0,1 mg/l
Schwermetalle	:	< 0,05 mg/l
Koloniezahl	:	< 10 KBE/ml

KERNDL Bidestilliertes Wasser ist **nicht** steril, und daher **nicht** geeignet für Infusions- und Dialyselösungen.

GF Alexander Kerndl Karin Mühlbauer Amtsgericht München HRB 107689	Anschrift H. Kerndl GmbH Ottendicher Str. 3-5 85522 Weisenfeld	Telefon 0 89/99 18 86-0 Telefax 0 89/99 18 86 30 Internet www.H-Kerndl.de E-Mail Info@H-Kerndl.de	Betriebsstätte 83527 Haag i. Obb., Gewerbestr. 11 Tel. 0 80 72/374746 Fax 374777 E-Mail Haag@H-Kerndl.de	GLN 40 2637 50000 0 USt-IdNr. DE 167 ZOLL-Nr. 34 3853
---	--	--	---	---

Abbildung A.2: Analysezertifikat Bidestilliertes Wasser

A.5 Einschwingvorgang zum Versuch V3.3.1

$P_{A,Kam}$ =	18.9013 kPa	$P_{A,Abs,o}$ =	18.294 kPa
$P_{A,Abs,i}$ =	18.3591 kPa	$T_{W,Abs,o}$ =	14.41 °C
$T_{W,Abs,i}$ =	6.34 °C	$TP_{A,Abs,o}$ =	NA °C
$TP_{A,Abs,i}$ =	19.3 °C	$P_{A,TP2}$ =	9.927 kPa
$P_{A,TP1}$ =	9.9776 kPa	$T_{A,Abs,o}$ =	14.28 °C
$T_{A,Abs,i}$ =	19.09 °C	$T_{A,Raum}$ =	22.36 °C
$T_{A,Kam}$ =	20.07 °C	$T_{S,Abs,o}$ =	17.56 °C
$T_{S,Abs,i}$ =	20.13 °C	$M_{S,Tv}$ =	-0.1 g/h
$M_{S,Tk}$ =	817.6 g/h	$M_{S,Fehler}$ =	± 0.4 g/h
ΔM_S =	817.5 g/h	$T_{S,Tk}$ =	20 °C
$\rho_{O,S,Tk}$ =	0.998 g/cm ³	$T_{S,Tv}$ =	NA °C
$\rho_{O,S,Tv}$ =	NA g/cm ³	$Vd_{W,Abs}$ =	0.0429 m ³ /h
Vd_A =	39.79 m ³ /h		

Versuchsbeginn 2017-12-07 06:30:29
 Versuchsende 2017-12-07 11:44:04
 Mittlererdruck 18.9013 kPa

Tabelle A.5: Mittelwerte der Messdaten während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

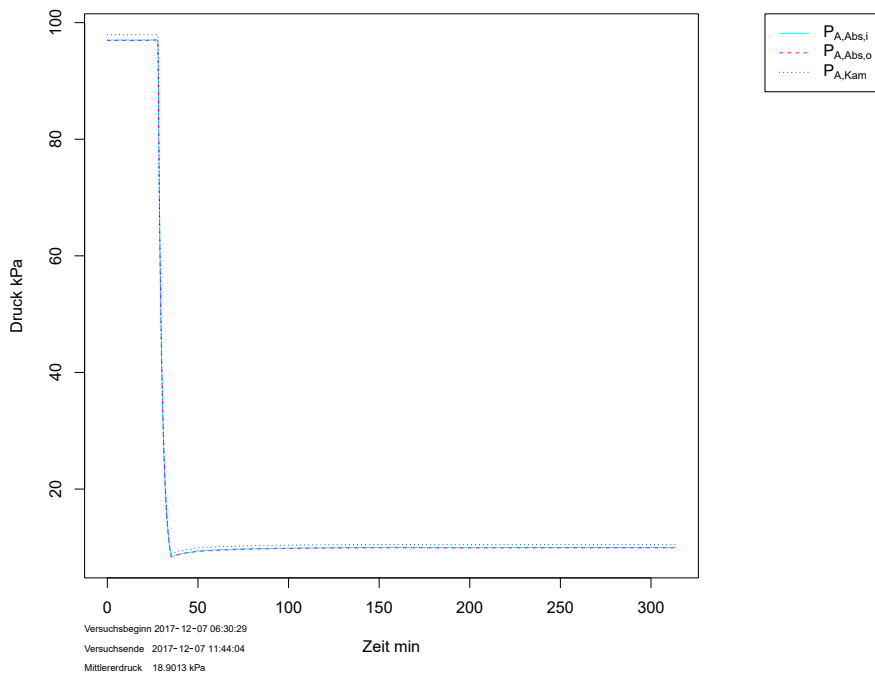


Abbildung A.3: Luftdrücke am Ein- und Austritt in den Absorber sowie in der Unterdruckkammer während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

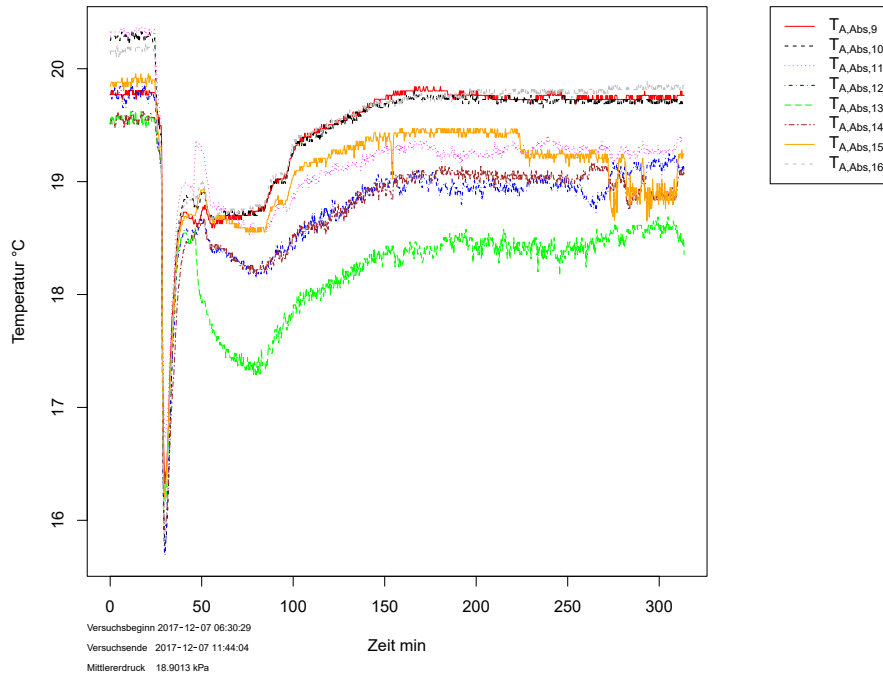


Abbildung A.4: Temperatur der Luft am Eintritt in den Absorber, gemessen an 8 Positionen während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

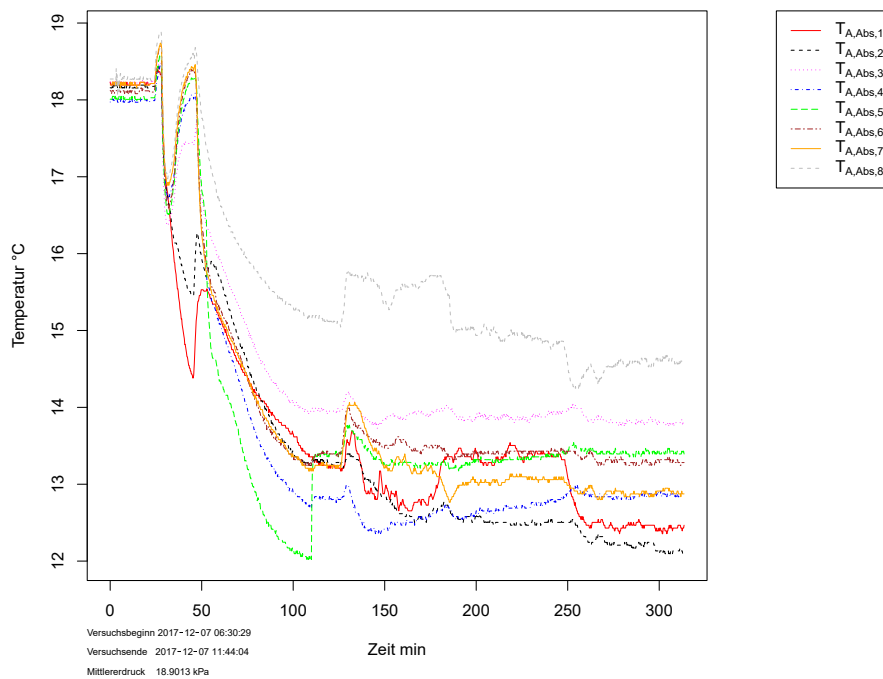


Abbildung A.5: Temperatur der Luft am Austritt aus dem Absorber, gemessen an 8 Positionen während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

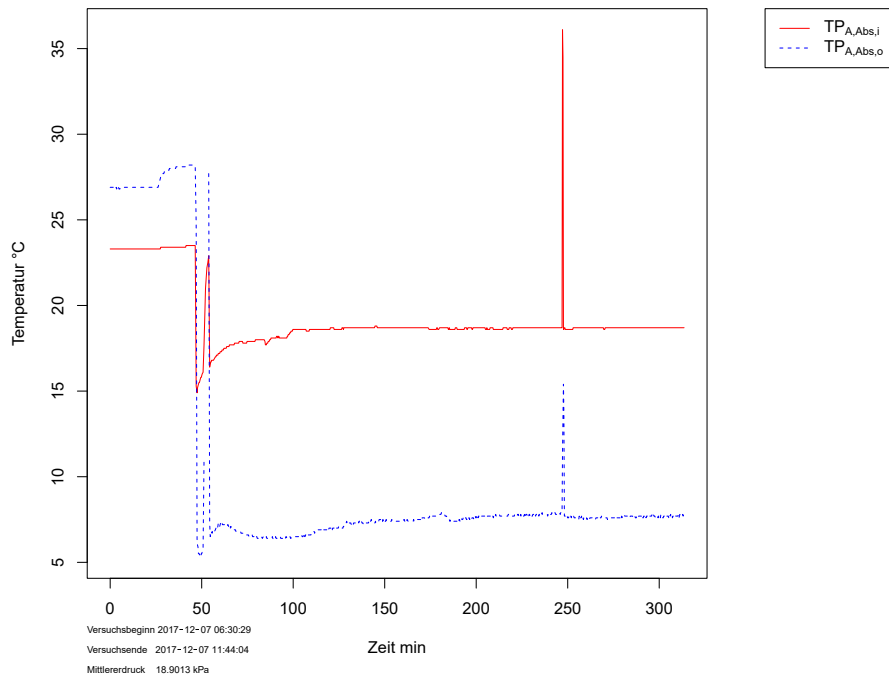


Abbildung A.6: Taupunkte in der Luft am Eintritt in und am Austritt aus dem Absorber während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

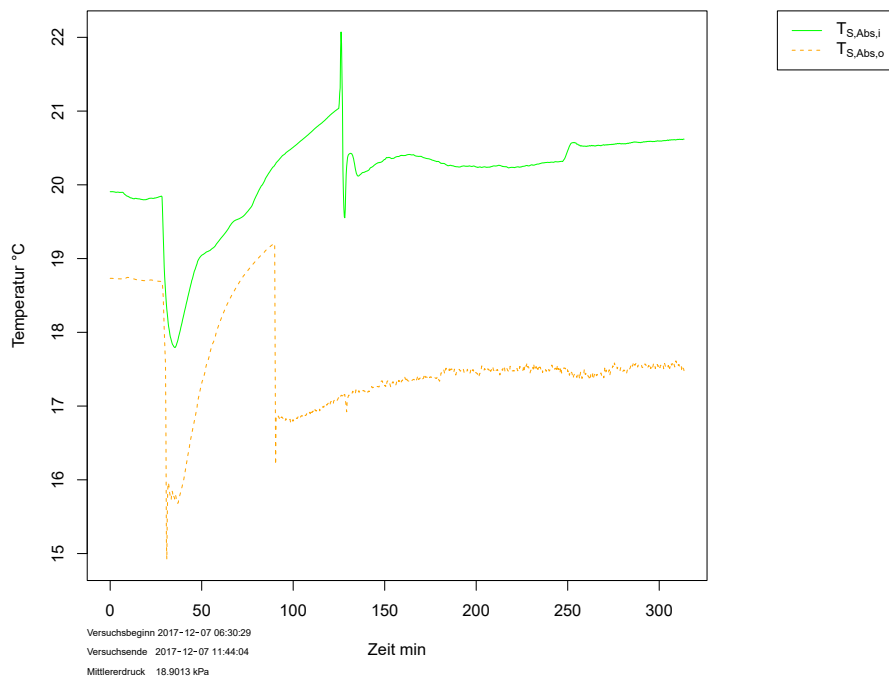


Abbildung A.7: Temperatur der Sole am Eintritt in und am Austritt aus dem Absorber während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

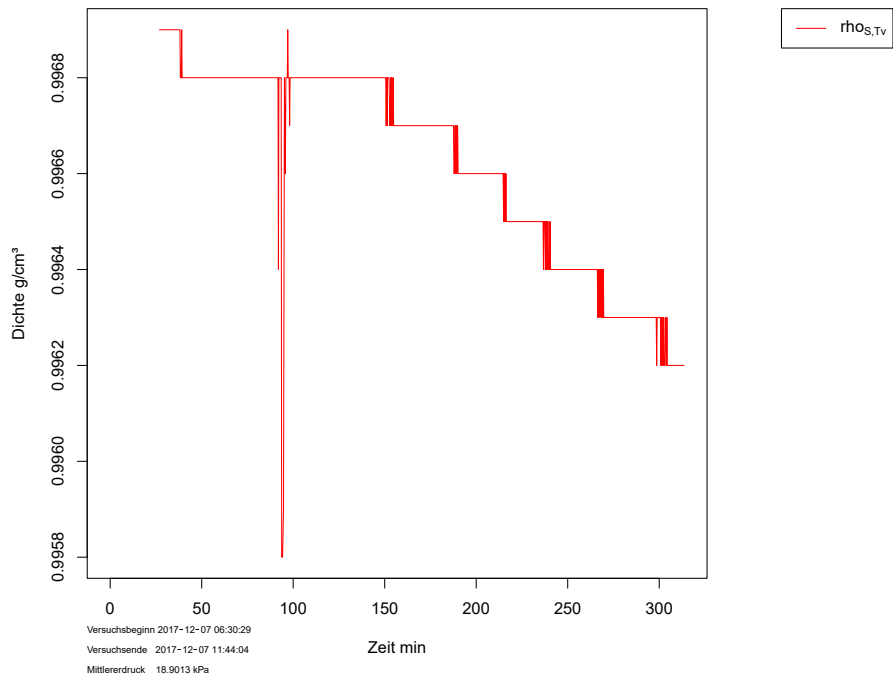


Abbildung A.8: Dichte der verdünnten Sole am Austritt während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

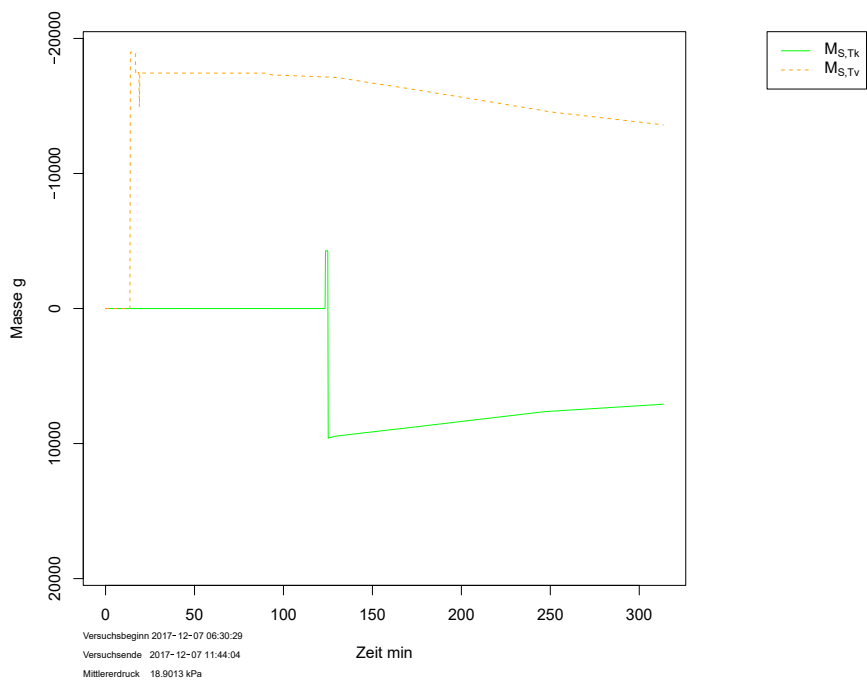


Abbildung A.9: Solemassen in den Behältern mit konzentrierter und verdünnter Lösung während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

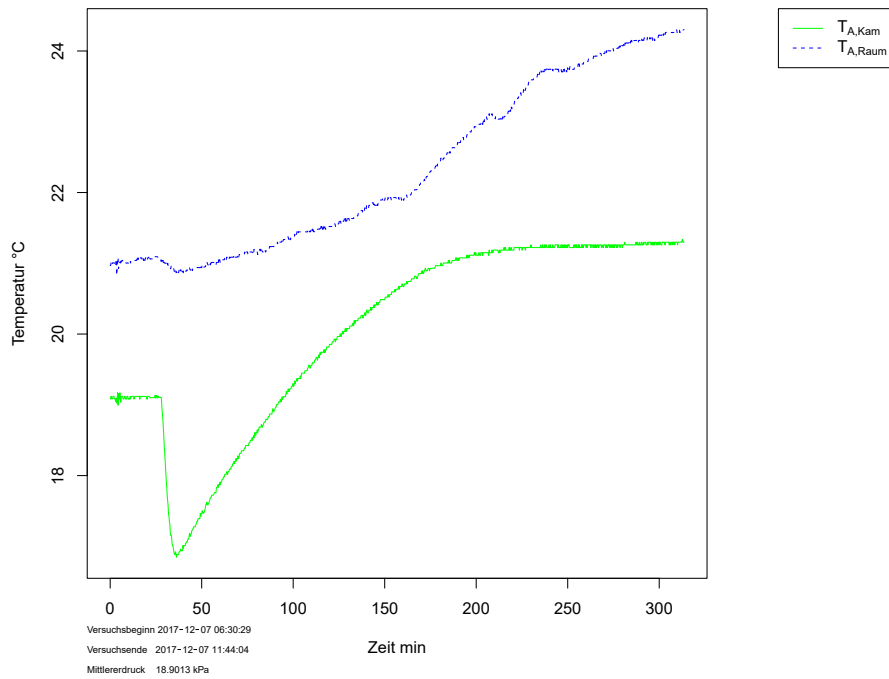


Abbildung A.10: Temperaturen in der Unterdruckkammer und im Labor während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

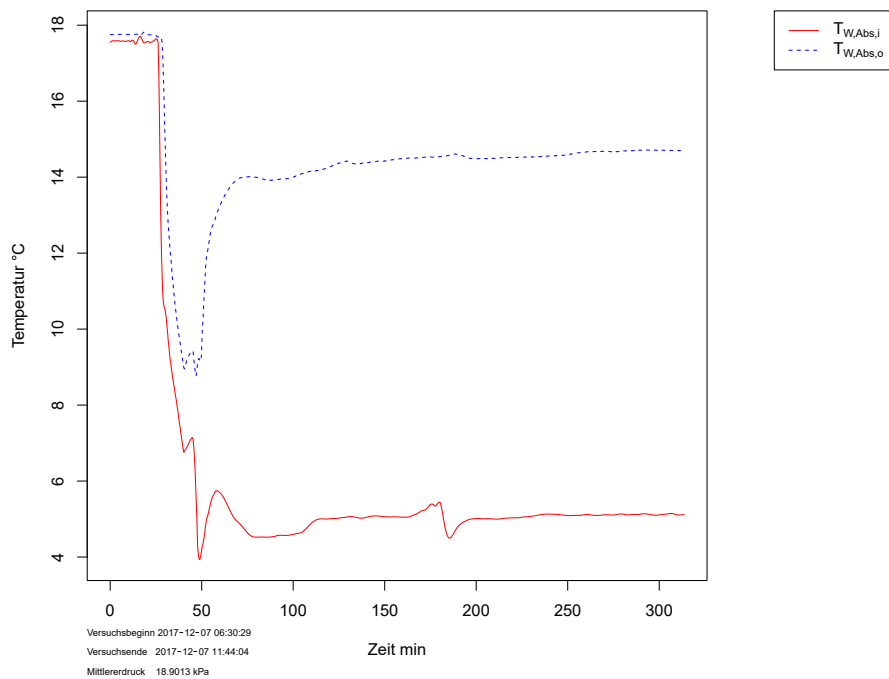


Abbildung A.11: Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt in und am Austritt aus dem Absorber während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

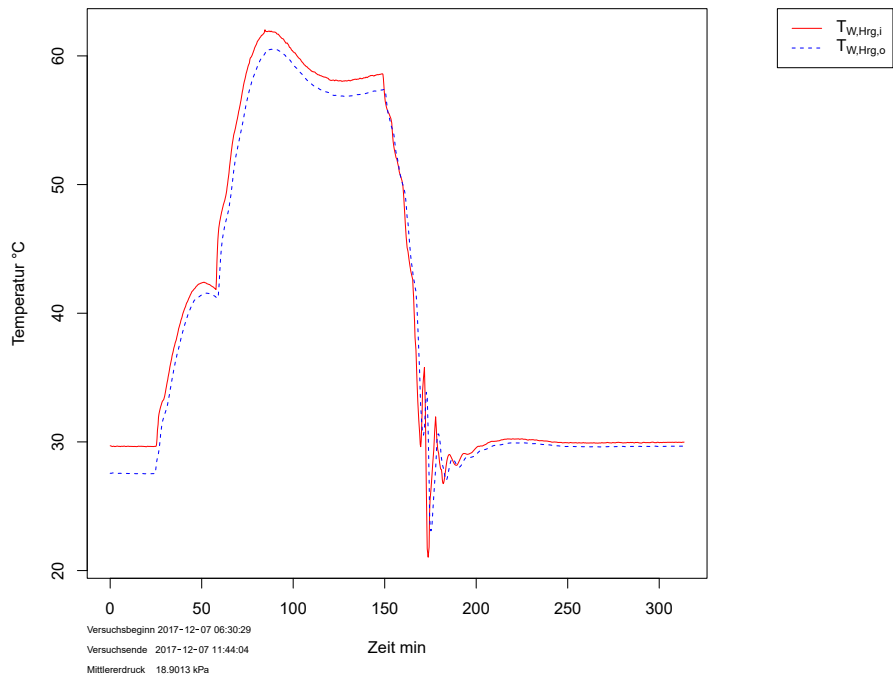


Abbildung A.12: Temperaturen des Heizwassers am Eintritt in und am Austritt aus dem Heizregister während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

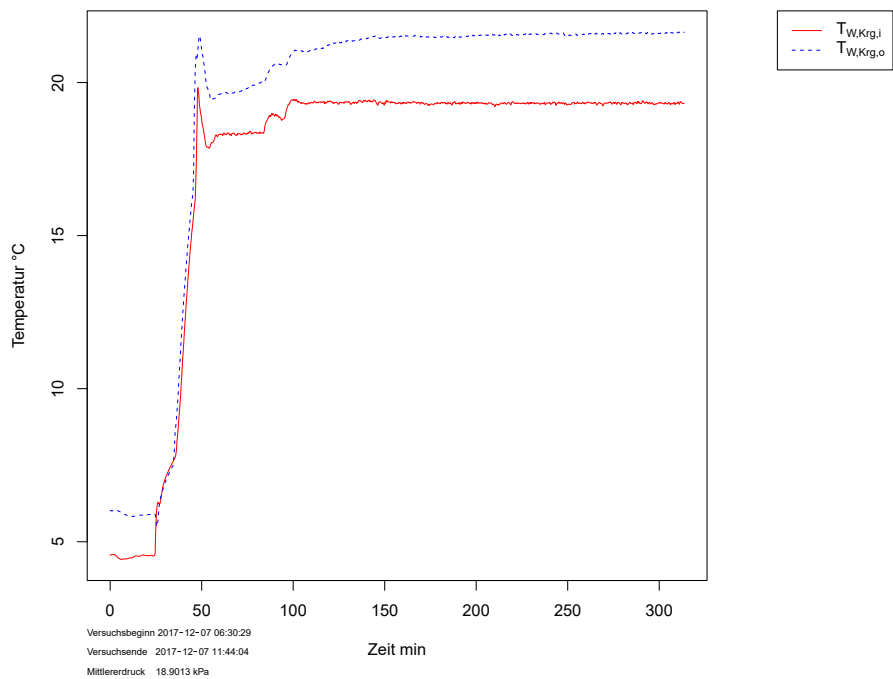


Abbildung A.13: Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt in und am Austritt aus dem Kühlregister während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

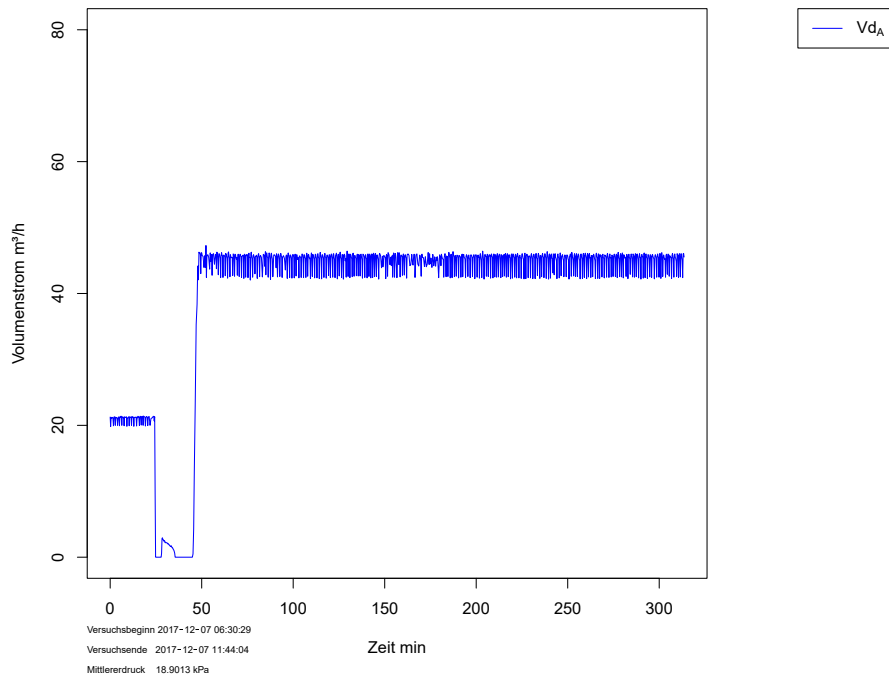


Abbildung A.14: Luftvolumenstrom im Luftkreislauf während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1

A.6 Darstellung zum Versuch 0.1.1 Absorber

$P_{A,Kam}$ =	9.7285 kPa	$P_{A,Abs,o}$ =	9.4815 kPa
$P_{A,Abs,i}$ =	9.5357 kPa	$T_{W,Abs,o}$ =	30.4 °C
$T_{W,Abs,i}$ =	24.96 °C	$TP_{A,Abs,o}$ =	9.5 °C
$TP_{A,Abs,i}$ =	18.2 °C	$P_{A,TP2}$ =	9.1535 kPa
$P_{A,TP1}$ =	9.1587 kPa	$T_{A,Abs,o}$ =	29.03 °C
$T_{A,Abs,i}$ =	28.34 °C	$T_{A,Raum}$ =	25 °C
$T_{A,Kam}$ =	26.08 °C	$T_{S,Abs,o}$ =	32.04 °C
$T_{S,Abs,i}$ =	25.09 °C	$M_{S,Tv}$ =	-1410.4 g/h
$M_{S,Tk}$ =	1070.8 g/h	$M_{S,Fehler}$ =	± 4.2 g/h
ΔM_S =	-339.5 g/h	$T_{S,Tk}$ =	20 °C
$\rho_{0S,Tk}$ =	1.248 g/cm ³	$T_{S,Tv}$ =	25.76 °C
$\rho_{0S,Tv}$ =	1.18 g/cm ³	V_{dA} =	45 m ³ /h
V_{dA} =	45 m ³ /h	$V_{dW,Abs}$ =	0.0343 m ³ /h

Versuchsbeginn 2018-06-12 14:35:45
 Versuchsende 2018-06-12 15:04:08
 Mittleredruck 9.7285 kPa

Tabelle A.6: Mittelwerte der Messdaten während des stationären Zustandes aus dem Versuch V0.1.1

Tabelle A.6 zeigt die über den Versuchszeitraum gemittelten Messdaten.

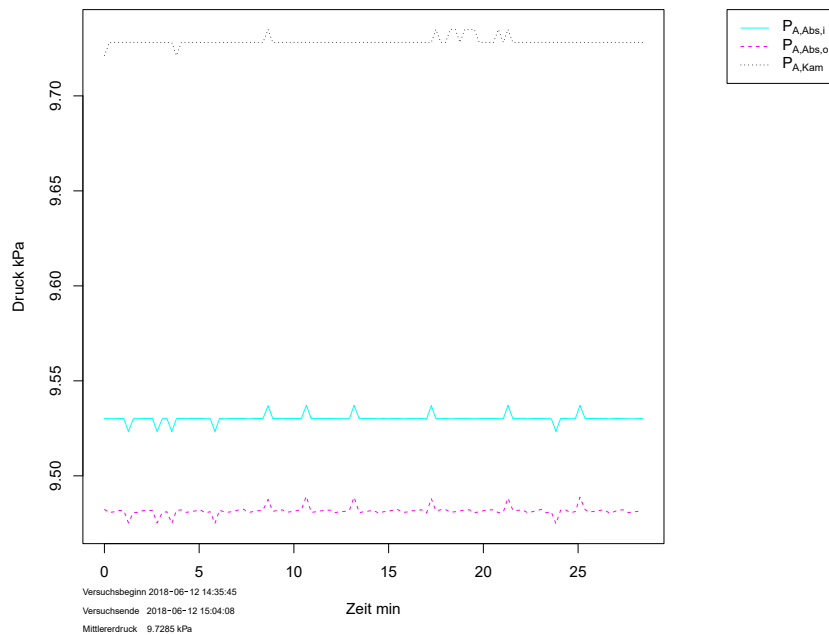


Abbildung A.15: Luftdrücke am Ein- und Austritt ($P_{A,Abs,i}$ und $P_{A,Abs,o}$) in den Absorber sowie in der Unterdruckkammer ($P_{A,Kam}$) während des stationären Zustandes aus dem Versuch V0.1.1

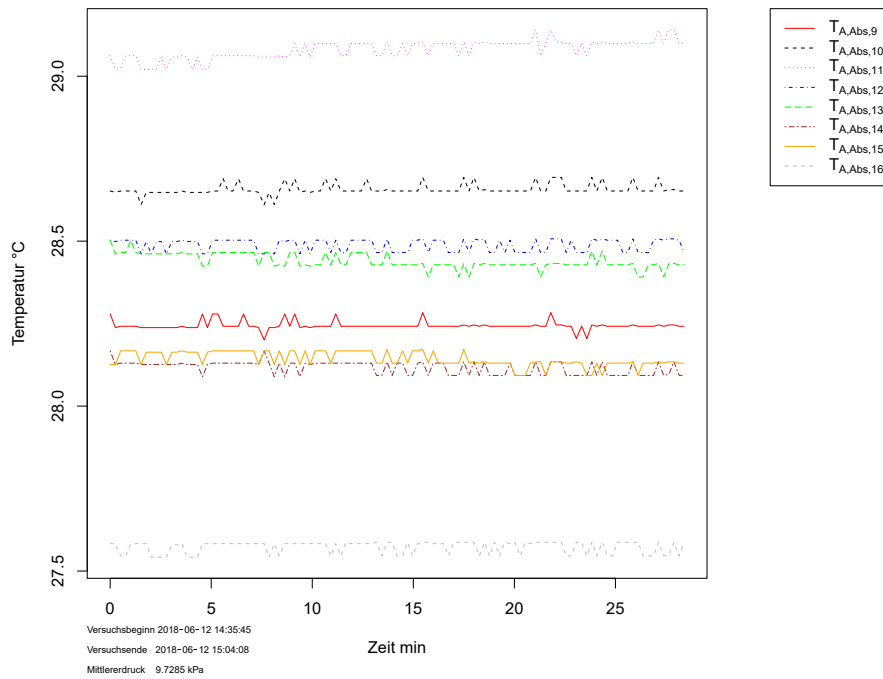


Abbildung A.16: Temperatur der Luft am Eintritt in den Absorber, gemessen an 8 Positionen während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

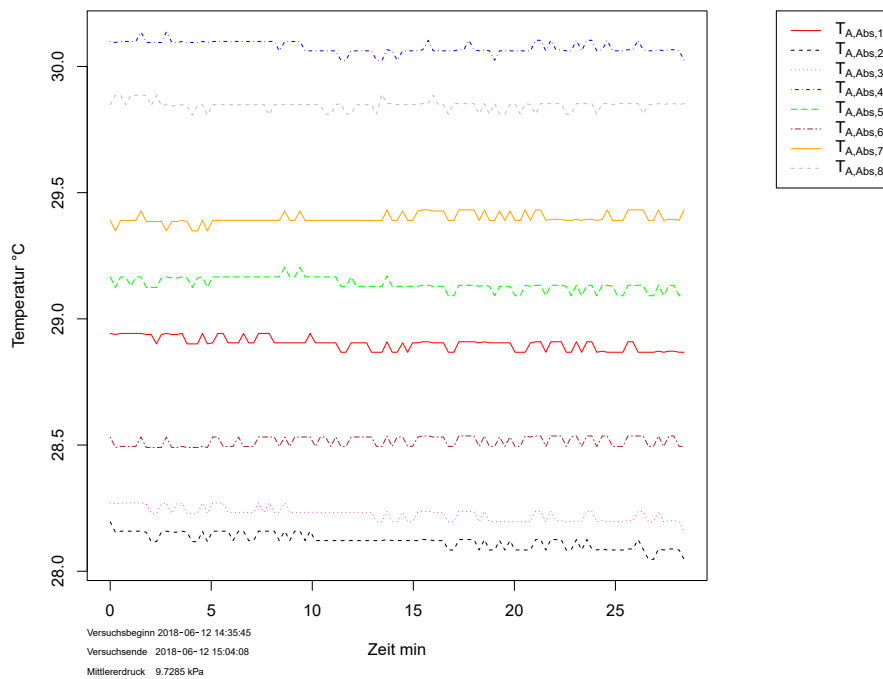


Abbildung A.17: Temperatur der Luft am Austritt aus dem Absorber, gemessen an 8 Positionen während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

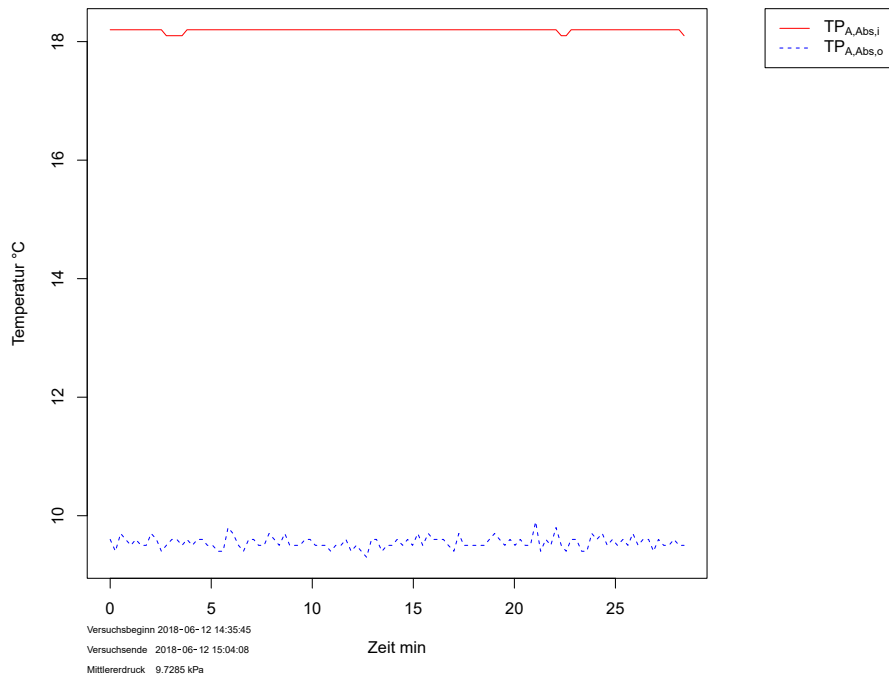


Abbildung A.18: Taupunkte in der Luft am Eintritt ($TP_{A,Abs,i}$) in und am Austritt ($TP_{A,Abs,o}$) aus dem Absorber während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

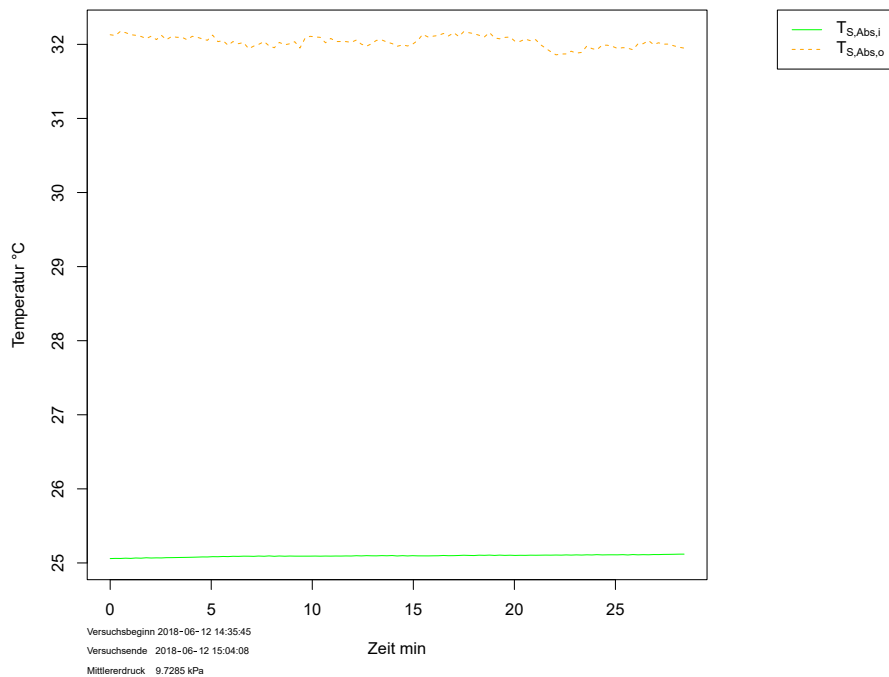


Abbildung A.19: Temperatur der Sole am Eintritt ($T_{S,Abs,i}$) in und am Austritt ($T_{S,Abs,o}$) aus dem Absorber während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

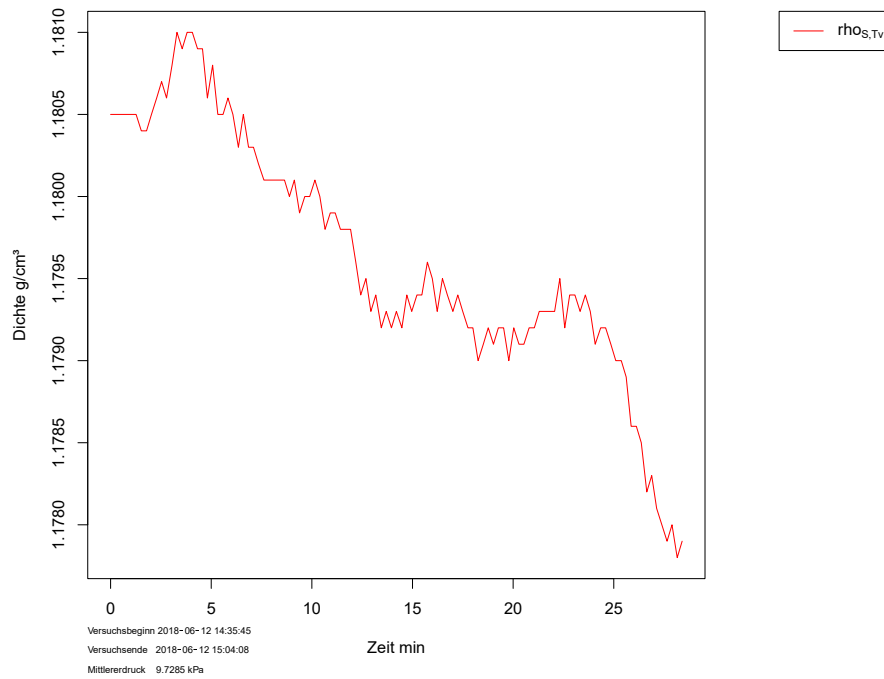


Abbildung A.20: Dichte der verdünnten Sole am Austritt ($\rho_{S,Tv}$) während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

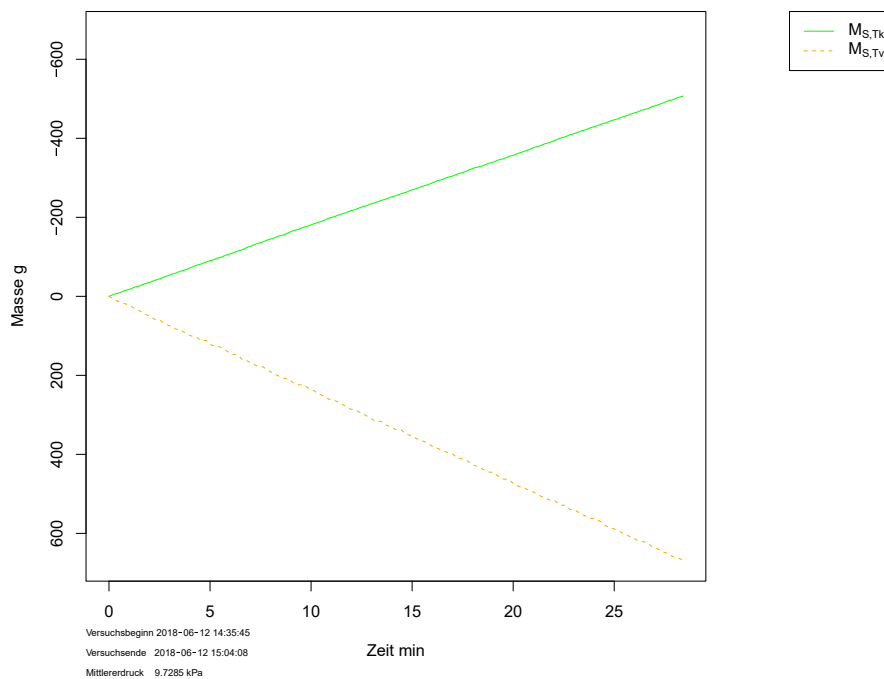


Abbildung A.21: Solemassen in den Behältern mit konzentrierter ($M_{S,Tk}$) und verdünnter ($M_{S,Tv}$) Lösung während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

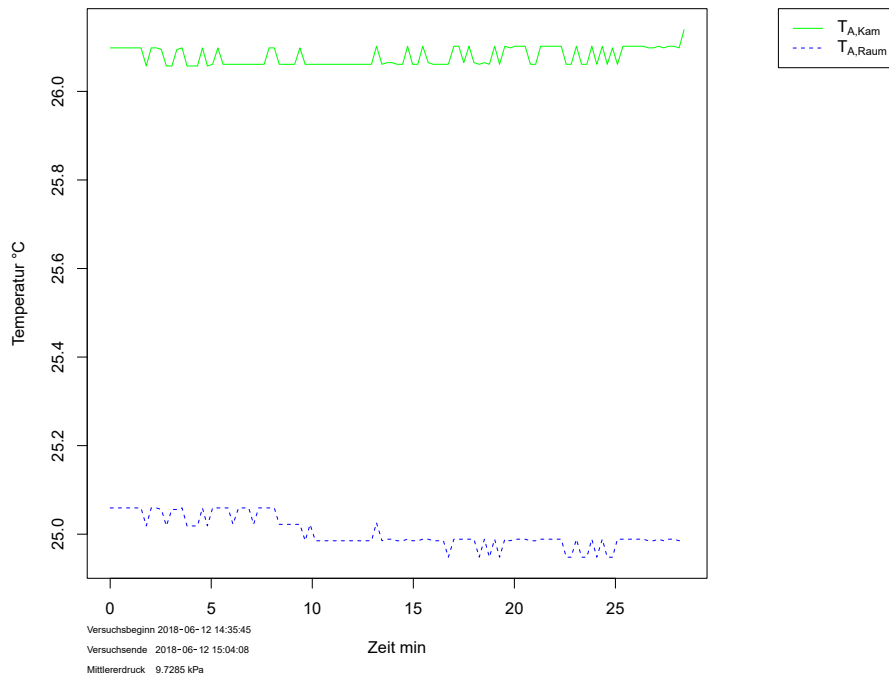


Abbildung A.22: Temperaturen in der Unterdruckkammer ($T_{A,Kam}$) und im Labor ($T_{A,Raum}$) während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

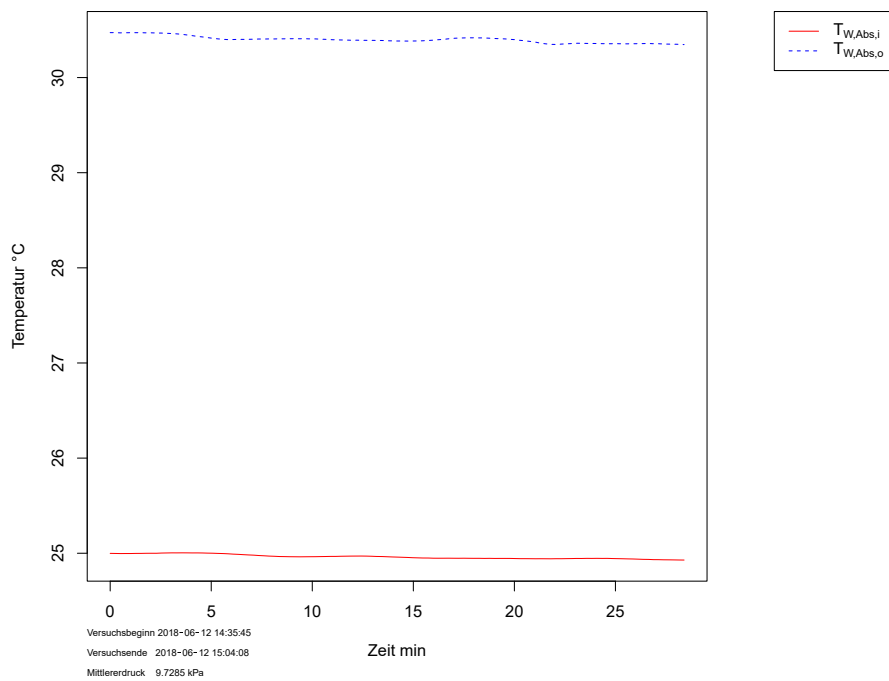


Abbildung A.23: Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt ($T_{W,Abs,i}$) in und am Austritt ($T_{W,Abs,o}$) aus dem Absorber während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

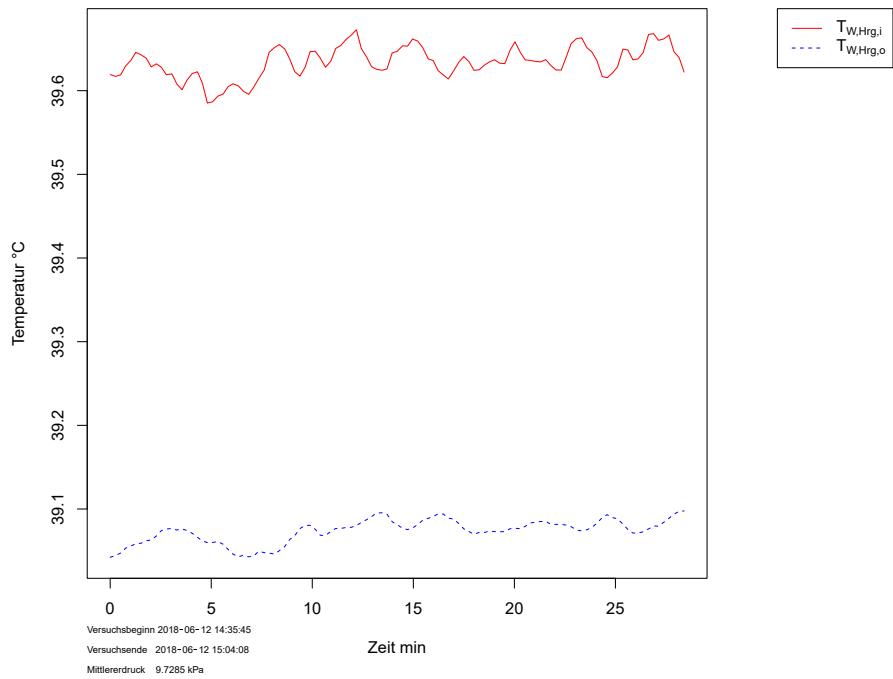


Abbildung A.24: Temperaturen des Heizwassers am Eintritt ($T_{W,Hrg,i}$) in und am Austritt ($T_{W,Hrg,o}$) aus dem Heizregister während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

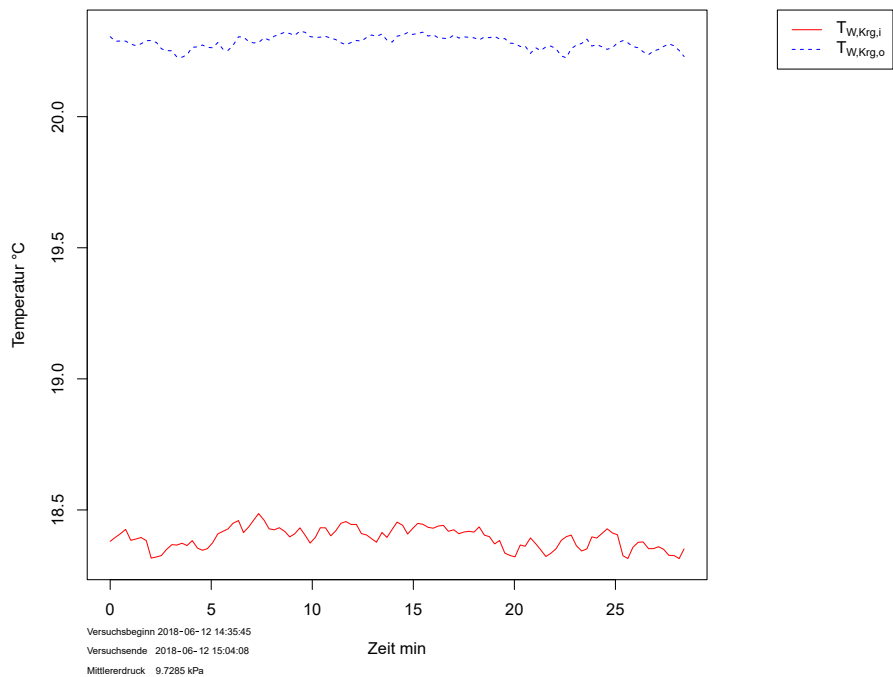


Abbildung A.25: Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt ($T_{W,Krg,i}$) in und am Austritt ($T_{W,Krg,o}$) aus dem Kühlregister während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

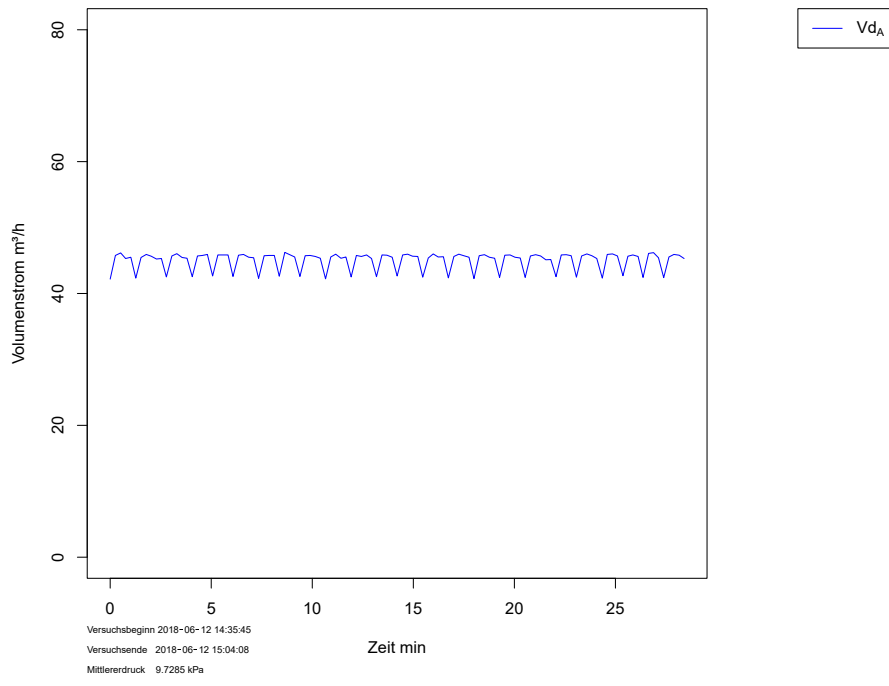


Abbildung A.26: Luftvolumenstrom im Luftkreislauf (V_{dA}) während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1

A.7 Fehlerberechnung zum Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa J mass deg		
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61 \pm 4,342$ [W]		
$\delta_{M,S} = -339,5 \pm 4,2$ [g/h]	$Q_{W,Amb} / \partial \delta_{M,S} = -0,6759$	42,69 %
$\dot{M}_{S,Tk} = 1071 \pm 2,1$ [g/h]	$Q_{W,Amb} / \partial \dot{M}_{S,Tk} = 0,03253$	0,02 %
$\dot{M}_{S,Tv} = -1410 \pm 2,1$ [g/h]	$Q_{W,Amb} / \partial \dot{M}_{S,Tv} = 0,02674$	0,02 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536 \pm 0,22$ [kPa]	$Q_{W,Amb} / \partial P_{A,Abs,i} = 0$	0,00 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482 \pm 0,2205$ [kPa]	$Q_{W,Amb} / \partial P_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$P_{A,Kam} = 9,729 \pm 0,22$ [kPa]	$Q_{W,Amb} / \partial P_{A,Kam} = 0$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159 \pm 0,032$ [kPa]	$Q_{W,Amb} / \partial P_{A,TP1} = -0,09943$	0,00 %
$P_{A,TP2} = 9,153 \pm 0,032$ [kPa]	$Q_{W,Amb} / \partial P_{A,TP2} = 0$	0,00 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$Q_{W,Amb} / \partial \rho_{S,Tk} = 252,5$	0,34 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$Q_{W,Amb} / \partial \rho_{S,Tv} = -130,1$	0,09 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34 \pm 0,75$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{A,Abs,i} = 1,028$	3,16 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03 \pm 0,75$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{A,Abs,o} = -1,026$	3,14 %
$T_{A,Kam} = 26,08 \pm 0,75$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{L,Kam} = 5,551E-17$	0,00 %
$T_{A,Raum} = 25 \pm 0,75$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{A,Raum} = 0$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09 \pm 0,235$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{S,Abs,i} = 0,7032$	0,14 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04 \pm 0,235$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{S,Abs,o} = -1,264$	0,47 %
$T_{S,Tk} = 20 \pm 0,1$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{S,Tk} = 0,1036$	0,00 %
$T_{S,Tv} = 25,76 \pm 0,1$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{S,Tv} = -0,04348$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96 \pm 0,055$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{W,Abs,i} = 39,51$	25,05 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4 \pm 0,055$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial T_{W,Abs,o} = -39,33$	24,82 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19 \pm 0,1$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial TP_{A,Abs,i} = 0,01305$	0,00 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547 \pm 0,1$ [C]	$Q_{W,Amb} / \partial TP_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$V_{dA} = 45 \pm 0,45$ [m ³ /h]	$Q_{W,Amb} / \partial V_{dA} = -0,01562$	0,00 %
$V_{dW,Abs} = 0,03432 \pm 0,000006865$ [m ³ /h]	$Q_{W,Amb} / \partial V_{dW,Abs} = -6243$	0,01 %

Abbildung A.27: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $\dot{Q}_{W,Amb}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg		
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$C_{S,Abs,o} = 0,2994 \pm 0,001235$ [kg/kg]		
$\delta_{M,S} = -339,5 \pm 4,2$ [g/h]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial \delta_{M,S} = 1,136E-16$	0,00 %
$\dot{M}_{S,Tk} = 1071 \pm 2,1$ [g/h]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tk} = 0,0002796$	22,60 %
$\dot{M}_{S,Tv} = -1410 \pm 2,1$ [g/h]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tv} = 0,0002123$	13,03 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536 \pm 0,22$ [kPa]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,i} = 0$	0,00 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482 \pm 0,2205$ [kPa]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$P_{A,Kam} = 9,729 \pm 0,22$ [kPa]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial P_{A,Kam} = 0$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159 \pm 0,032$ [kPa]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial P_{A,TP1} = -8,470E-19$	0,00 %
$P_{A,TP2} = 9,153 \pm 0,032$ [kPa]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial P_{A,TP2} = -8,470E-19$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61 \pm 4,342$ [W]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial \dot{Q}_{W,Amb} = 0$	0,00 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tk} = 0,9899$	64,26 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tv} = 0,0002474$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34 \pm 0,75$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,i} = 2,215E-17$	0,00 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03 \pm 0,75$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,o} = 8,674E-19$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08 \pm 0,75$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{A,Kam} = 0$	0,00 %
$T_{A,Raum} = 25 \pm 0,75$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{A,Raum} = 3,614E-20$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09 \pm 0,235$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,i} = 0$	0,00 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04 \pm 0,235$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,o} = -1,153E-19$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20 \pm 0,1$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{S,Tk} = 0,0004061$	0,11 %
$T_{S,Tv} = 25,76 \pm 0,1$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{S,Tv} = 3,583E-09$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96 \pm 0,055$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,i} = 3,479E-16$	0,00 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4 \pm 0,055$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,o} = 1,183E-17$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19 \pm 0,1$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,i} = 0$	0,00 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547 \pm 0,1$ [C]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$V_{dA} = 45 \pm 0,45$ [m ³ /h]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial V_{dA} = 0$	0,00 %
$V_{dW,Abs} = 0,03432 \pm 0,000006865$ [m ³ /h]	$\partial C_{S,Abs,o} / \partial V_{dW,Abs} = 0$	0,00 %

Abbildung A.28: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $C_{S,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty

$f_{wet} = 0,2211 \pm 0,02083$

$\dot{m}_{S,S}$	= -339,5±4,2 [g/h]
$\dot{M}_{S,Tk}$	= 1071±2,1 [g/h]
$\dot{M}_{S,Tv}$	= -1410±2,1 [g/h]
$P_{A,Abs,i}$	= 9,536±0,22 [kPa]
$P_{A,Abs,o}$	= 9,482±0,2205 [kPa]
$P_{A,Kam}$	= 9,729±0,22 [kPa]
$P_{A,TP1}$	= 9,159±0,032 [kPa]
$P_{A,TP2}$	= 9,153±0,032 [kPa]
$\dot{Q}_{W,Amb}$	= 11,61±4,342 [W]
$\rho_{S,Tk}$	= 1,248±0,001 [g/cm ³]
$\rho_{S,Tv}$	= 1,18±0,001 [g/cm ³]
$T_{A,Abs,i}$	= 28,34±0,75 [C]
$T_{A,Abs,o}$	= 29,03±0,75 [C]
$T_{A,Kam}$	= 26,08±0,75 [C]
$T_{A,Raum}$	= 25±0,75 [C]
$T_{S,Abs,i}$	= 25,09±0,235 [C]
$T_{S,Abs,o}$	= 32,04±0,235 [C]
$T_{S,Tk}$	= 20±0,1 [C]
$T_{S,Tv}$	= 25,76±0,1 [C]
$T_{W,Abs,i}$	= 24,96±0,055 [C]
$T_{W,Abs,o}$	= 30,4±0,055 [C]
$TP_{A,Abs,i}$	= 18,19±0,1 [C]
$TP_{A,Abs,o}$	= 9,547±0,1 [C]
V_{dA}	= 45±0,45 [m ³ /h]
$V_{dW,Abs}$	= 0,03432±0,000006865 [m ³ /h]

Partial derivative

$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \dot{m}_{S,S}}$	= -1,647E-13	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \dot{M}_{S,Tk}}$	= -0,002536	6,54 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \dot{M}_{S,Tv}}$	= -0,002297	5,36 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,Abs,i}}$	= -0,07401	61,13 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,Abs,o}}$	= -0,02609	7,63 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,Kam}}$	= 4,415E-10	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,TP1}}$	= 0,1174	3,25 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial P_{A,TP2}}$	= 1,336E-08	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \dot{Q}_{W,Amb}}$	= -0,0003958	0,68 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \rho_{S,Tk}}$	= -4,939	5,63 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial \rho_{S,Tv}}$	= -0,00123	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Abs,i}}$	= 0,001093	0,15 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Abs,o}}$	= -9,719E-11	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Kam}}$	= 0,0009486	0,12 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{A,Raum}}$	= 1,196E-10	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Abs,i}}$	= 0,0009496	0,01 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Abs,o}}$	= 1,031E-07	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Tk}}$	= -0,002026	0,01 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{S,Tv}}$	= -1,534E-08	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{W,Abs,i}}$	= 0,03564	0,89 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial T_{W,Abs,o}}$	= 7,887E-09	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial TP_{A,Abs,i}}$	= -0,05886	7,99 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial TP_{A,Abs,o}}$	= 2,124E-08	0,00 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial V_{dA}}$	= -0,003589	0,60 %
$\frac{\partial f_{wet}}{\partial V_{dW,Abs}}$	= -4,272	0,00 %

Abbildung A.29: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter f_{wet} aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty

$\dot{Q}_{W,Abs} = 0,2025 \pm 0,0145$ [kW]

$\dot{m}_{S,S}$	= -339,5±4,2 [g/h]
$\dot{M}_{S,Tk}$	= 1071±2,1 [g/h]
$\dot{M}_{S,Tv}$	= -1410±2,1 [g/h]
$P_{A,Abs,i}$	= 9,536±0,22 [kPa]
$P_{A,Abs,o}$	= 9,482±0,2205 [kPa]
$P_{A,Kam}$	= 9,729±0,22 [kPa]
$P_{A,TP1}$	= 9,159±0,032 [kPa]
$P_{A,TP2}$	= 9,153±0,032 [kPa]
$\dot{Q}_{W,Amb}$	= 11,61±4,342 [W]
$\rho_{S,Tk}$	= 1,248±0,001 [g/cm ³]
$\rho_{S,Tv}$	= 1,18±0,001 [g/cm ³]
$T_{A,Abs,i}$	= 28,34±0,75 [C]
$T_{A,Abs,o}$	= 29,03±0,75 [C]
$T_{A,Kam}$	= 26,08±0,75 [C]
$T_{A,Raum}$	= 25±0,75 [C]
$T_{S,Abs,i}$	= 25,09±0,235 [C]
$T_{S,Abs,o}$	= 32,04±0,235 [C]
$T_{S,Tk}$	= 20±0,1 [C]
$T_{S,Tv}$	= 25,76±0,1 [C]
$T_{W,Abs,i}$	= 24,96±0,055 [C]
$T_{W,Abs,o}$	= 30,4±0,055 [C]
$TP_{A,Abs,i}$	= 18,19±0,1 [C]
$TP_{A,Abs,o}$	= 9,547±0,1 [C]
V_{dA}	= 45±0,45 [m ³ /h]
$V_{dW,Abs}$	= 0,03432±0,000006865 [m ³ /h]

Partial derivative

$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial \dot{m}_{S,S}}$	= 1,855E-11	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial \dot{M}_{S,Tk}}$	= -0,0006988	1,02 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial \dot{M}_{S,Tv}}$	= -0,0006953	1,01 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial P_{A,Abs,i}}$	= -0,06132	86,56 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial P_{A,Abs,o}}$	= -0,00007514	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial P_{A,Kam}}$	= -6,117E-10	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial P_{A,TP1}}$	= 0,06495	2,05 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial P_{A,TP2}}$	= 7,741E-09	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial \dot{Q}_{W,Amb}}$	= -0,000985	8,70 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial \rho_{S,Tk}}$	= 0,09896	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial \rho_{S,Tv}}$	= 0,00002691	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{A,Abs,i}}$	= 0,001431	0,55 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{A,Abs,o}}$	= 1,921E-10	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{A,Kam}}$	= -0,00002154	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{A,Raum}}$	= 1,255E-10	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{S,Abs,i}}$	= 0,0007638	0,02 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{S,Abs,o}}$	= -3,049E-09	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{S,Tk}}$	= 0,0000406	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{S,Tv}}$	= 6,960E-11	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{W,Abs,i}}$	= -0,001749	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial T_{W,Abs,o}}$	= 4,837E-09	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial TP_{A,Abs,i}}$	= -0,002777	0,04 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial TP_{A,Abs,o}}$	= 1,690E-08	0,00 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial V_{dA}}$	= -0,0005673	0,03 %
$\frac{\partial \dot{Q}_{W,Abs}}{\partial V_{dW,Abs}}$	= 0,1249	0,00 %

Abbildung A.30: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $\dot{Q}_{W,Abs}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$T_{A,Abs,o} = 27,41±0,199$ [C]		
$\dot{m}_{S,Tk} = -339,5±4,2$ [g/h]	$T_{A,Abs,o}/\partial\dot{m}_{S,Tk} = 1,689E-11$	0,00 %
$\dot{m}_{S,Tv} = 1071±2,1$ [g/h]	$T_{A,Abs,o}/\partial\dot{m}_{S,Tk} = -0,01662$	3,07 %
$\dot{m}_{S,Tv} = -1410±2,1$ [g/h]	$T_{A,Abs,o}/\partial\dot{m}_{S,Tv} = -0,01411$	2,22 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536±0,22$ [kPa]	$T_{A,Abs,o}/\partial P_{A,Abs,i} = -0,8007$	78,35 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482±0,2205$ [kPa]	$T_{A,Abs,o}/\partial P_{A,Abs,o} = 0,0511$	0,32 %
$P_{A,Kam} = 9,729±0,22$ [kPa]	$T_{A,Abs,o}/\partial P_{A,Kam} = -5,943E-08$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159±0,032$ [kPa]	$T_{A,Abs,o}/\partial P_{A,TP1} = 0,7872$	1,60 %
$P_{A,TP2} = 9,153±0,032$ [kPa]	$T_{A,Abs,o}/\partial P_{A,TP2} = 8,860E-09$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61±4,342$ [W]	$T_{A,Abs,o}/\partial\dot{Q}_{W,Amb} = -0,004052$	0,78 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248±0,001$ [g/cm ³]	$T_{A,Abs,o}/\partial\rho_{S,Tk} = -18,76$	0,89 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18±0,001$ [g/cm ³]	$T_{A,Abs,o}/\partial\rho_{S,Tv} = -0,004622$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34±0,75$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{A,Abs,i} = -0,0009894$	0,00 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03±0,75$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{A,Abs,o} = -1,566E-08$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08±0,75$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{A,Kam} = 0,01817$	0,47 %
$T_{A,Raum} = 25±0,75$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{A,Raum} = -1,680E-08$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09±0,235$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{S,Abs,i} = 0,03606$	0,18 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04±0,235$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{S,Abs,o} = 0,000001693$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20±0,1$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{S,Tk} = -0,007696$	0,00 %
$T_{S,Tv} = 25,76±0,1$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{S,Tv} = -1,771E-07$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96±0,055$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{W,Abs,i} = 1,175$	10,55 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4±0,055$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial T_{W,Abs,o} = -1,532E-07$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19±0,1$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial TP_{A,Abs,i} = -0,1017$	0,26 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547±0,1$ [C]	$T_{A,Abs,o}/\partial TP_{A,Abs,o} = 8,622E-07$	0,00 %
$V_{dA} = 45±0,45$ [m ³ /h]	$T_{A,Abs,o}/\partial V_{dA} = 0,05037$	1,30 %
$V_{dW,Abs} = 0,03432±0,000006865$ [m ³ /h]	$T_{A,Abs,o}/\partial V_{dW,Abs} = -57,43$	0,00 %

Abbildung A.31: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $T_{A,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$T_{S,Abs,o} = 32,77±0,2705$ [C]		
$\dot{m}_{S,Tk} = -339,5±4,2$ [g/h]	$T_{S,Abs,o}/\partial\dot{m}_{S,Tk} = -1,728E-10$	0,00 %
$\dot{m}_{S,Tv} = 1071±2,1$ [g/h]	$T_{S,Abs,o}/\partial\dot{m}_{S,Tk} = 0,01734$	1,81 %
$\dot{m}_{S,Tv} = -1410±2,1$ [g/h]	$T_{S,Abs,o}/\partial\dot{m}_{S,Tv} = 0,01195$	0,86 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536±0,22$ [kPa]	$T_{S,Abs,o}/\partial P_{A,Abs,i} = 1,064$	74,95 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482±0,2205$ [kPa]	$T_{S,Abs,o}/\partial P_{A,Abs,o} = 0,01205$	0,01 %
$P_{A,Kam} = 9,729±0,22$ [kPa]	$T_{S,Abs,o}/\partial P_{A,Kam} = 4,540E-10$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159±0,032$ [kPa]	$T_{S,Abs,o}/\partial P_{A,TP1} = -1,273$	2,27 %
$P_{A,TP2} = 9,153±0,032$ [kPa]	$T_{S,Abs,o}/\partial P_{A,TP2} = -0,000007484$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61±4,342$ [W]	$T_{S,Abs,o}/\partial\dot{Q}_{W,Amb} = -0,007547$	1,47 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248±0,001$ [g/cm ³]	$T_{S,Abs,o}/\partial\rho_{S,Tk} = 80,81$	8,93 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18±0,001$ [g/cm ³]	$T_{S,Abs,o}/\partial\rho_{S,Tv} = 0,01832$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34±0,75$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{A,Abs,i} = 0,002677$	0,01 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03±0,75$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{A,Abs,o} = -6,580E-08$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08±0,75$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{A,Kam} = -0,000205$	0,00 %
$T_{A,Raum} = 25±0,75$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{A,Raum} = 4,283E-11$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09±0,235$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{S,Abs,i} = 0,005833$	0,00 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04±0,235$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{S,Abs,o} = 0,000001141$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20±0,1$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{S,Tk} = 0,03316$	0,02 %
$T_{S,Tv} = 25,76±0,1$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{S,Tv} = -4,056E-07$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96±0,055$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{W,Abs,i} = 0,2912$	0,35 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4±0,055$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial T_{W,Abs,o} = -0,00000272$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19±0,1$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial TP_{A,Abs,i} = 0,8262$	9,33 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547±0,1$ [C]	$T_{S,Abs,o}/\partial TP_{A,Abs,o} = -0,00001542$	0,00 %
$V_{dA} = 45±0,45$ [m ³ /h]	$T_{S,Abs,o}/\partial V_{dA} = -0,00261$	0,00 %
$V_{dW,Abs} = 0,03432±0,000006865$ [m ³ /h]	$T_{S,Abs,o}/\partial V_{dW,Abs} = -44,99$	0,00 %

Abbildung A.32: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $T_{S,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$T_{W,Abs,o} = 30,06 \pm 0,3689$ [C]		
$\delta_{M,S} = -339,5 \pm 4,2$ [g/h]	$T_{W,Abs,o} / \partial \delta_{M,S} = 4,560E-12$	0,00 %
$\dot{M}_{S,Tk} = 1071 \pm 2,1$ [g/h]	$T_{W,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tk} = -0,0176$	1,00 %
$\dot{M}_{S,Tv} = -1410 \pm 2,1$ [g/h]	$T_{W,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tv} = -0,01751$	0,99 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536 \pm 0,22$ [kPa]	$T_{W,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,i} = -1,544$	84,80 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482 \pm 0,2205$ [kPa]	$T_{W,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,o} = -0,001892$	0,00 %
$P_{A,Kam} = 9,729 \pm 0,22$ [kPa]	$T_{W,Abs,o} / \partial P_{A,Kam} = 1,779E-09$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159 \pm 0,032$ [kPa]	$T_{W,Abs,o} / \partial P_{A,TP1} = 1,636$	2,01 %
$P_{A,TP2} = 9,153 \pm 0,032$ [kPa]	$T_{W,Abs,o} / \partial P_{A,TP2} = 2,169E-07$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61 \pm 4,342$ [W]	$T_{W,Abs,o} / \partial \dot{Q}_{W,Amb} = -0,02481$	8,53 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$T_{W,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tk} = 2,492$	0,00 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$T_{W,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tv} = 0,0006754$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34 \pm 0,75$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,i} = 0,03603$	0,54 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03 \pm 0,75$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,o} = 2,383E-09$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08 \pm 0,75$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{A,Kam} = -0,0005424$	0,00 %
$T_{A,Raum} = 25 \pm 0,75$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{A,Raum} = 5,057E-10$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09 \pm 0,235$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,i} = 0,01923$	0,02 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04 \pm 0,235$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,o} = -8,424E-08$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20 \pm 0,1$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{S,Tk} = 0,001022$	0,00 %
$T_{S,Tv} = 25,76 \pm 0,1$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{S,Tv} = 3,258E-08$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96 \pm 0,055$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,i} = 0,9574$	2,04 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4 \pm 0,055$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,o} = 8,360E-08$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19 \pm 0,1$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,i} = -0,06994$	0,04 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547 \pm 0,1$ [C]	$T_{W,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,o} = 4,216E-07$	0,00 %
$Vd_A = 45 \pm 0,45$ [m ³ /h]	$T_{W,Abs,o} / \partial Vd_A = -0,01429$	0,03 %
$Vd_{W,Abs} = 0,03432 \pm 0,000006865$ [m ³ /h]	$T_{W,Abs,o} / \partial Vd_{W,Abs} = -145,4$	0,00 %

Abbildung A.33: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $T_{W,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$TP_{A,Abs,o} = 9,85 \pm 0,4365$ [C]		
$\delta_{M,S} = -339,5 \pm 4,2$ [g/h]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial \delta_{M,S} = -3,511E-18$	0,00 %
$\dot{M}_{S,Tk} = 1071 \pm 2,1$ [g/h]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tk} = 0,03865$	3,46 %
$\dot{M}_{S,Tv} = -1410 \pm 2,1$ [g/h]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tv} = 0,03865$	3,46 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536 \pm 0,22$ [kPa]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,i} = 7,589E-15$	0,00 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482 \pm 0,2205$ [kPa]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,o} = 1,572$	63,08 %
$P_{A,Kam} = 9,729 \pm 0,22$ [kPa]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial P_{A,Kam} = 1,085E-12$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159 \pm 0,032$ [kPa]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial P_{A,TP1} = -1,838$	1,82 %
$P_{A,TP2} = 9,153 \pm 0,032$ [kPa]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial P_{A,TP2} = 5,607E-09$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61 \pm 4,342$ [W]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial \dot{Q}_{W,Amb} = -9,988E-19$	0,00 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tk} = 4,337E-14$	0,00 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tv} = -1,475E-14$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34 \pm 0,75$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,i} = -0,04353$	0,56 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03 \pm 0,75$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,o} = 6,047E-11$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08 \pm 0,75$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Kam} = -2,082E-17$	0,00 %
$T_{A,Raum} = 25 \pm 0,75$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Raum} = 4,742E-17$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09 \pm 0,235$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,i} = 9,596E-17$	0,00 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04 \pm 0,235$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,o} = 1,513E-16$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20 \pm 0,1$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Tk} = 2,168E-16$	0,00 %
$T_{S,Tv} = 25,76 \pm 0,1$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Tv} = 3,556E-16$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96 \pm 0,055$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,i} = -2,208E-16$	0,00 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4 \pm 0,055$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,o} = -2,681E-16$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19 \pm 0,1$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,i} = 1,882$	18,59 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547 \pm 0,1$ [C]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,o} = 6,199E-08$	0,00 %
$Vd_A = 45 \pm 0,45$ [m ³ /h]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial Vd_A = 0,2916$	9,04 %
$Vd_{W,Abs} = 0,03432 \pm 0,000006865$ [m ³ /h]	$\partial TP_{A,Abs,o} / \partial Vd_{W,Abs} = 0,0002679$	0,00 %

Abbildung A.34: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $TP_{A,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$X_{A,Abs,i} = 0,1839 \pm 0,001712$ [kg/kg]		
$\dot{m}_{M,S} = -339,5 \pm 4,2$ [g/h]	$X_{A,Abs,i} / \partial \dot{m}_{M,S} = 0$	0,00 %
$\dot{M}_{S,Tk} = 1071 \pm 2,1$ [g/h]	$X_{A,Abs,i} / \partial \dot{M}_{S,Tk} = 0$	0,00 %
$\dot{M}_{S,Tv} = -1410 \pm 2,1$ [g/h]	$X_{A,Abs,i} / \partial \dot{M}_{S,Tv} = 0$	0,00 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536 \pm 0,22$ [kPa]	$X_{A,Abs,i} / \partial P_{A,Abs,i} = 0$	0,00 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482 \pm 0,2205$ [kPa]	$X_{A,Abs,i} / \partial P_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$P_{A,Kam} = 9,729 \pm 0,22$ [kPa]	$X_{A,Abs,i} / \partial P_{A,Kam} = 0$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159 \pm 0,032$ [kPa]	$X_{A,Abs,i} / \partial P_{A,TP1} = -0,02601$	23,63 %
$P_{A,TP2} = 9,153 \pm 0,032$ [kPa]	$X_{A,Abs,i} / \partial P_{A,TP2} = 0$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61 \pm 4,342$ [W]	$X_{A,Abs,i} / \partial \dot{Q}_{W,Amb} = 0$	0,00 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$X_{A,Abs,i} / \partial \rho_{S,Tk} = 0$	0,00 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$X_{A,Abs,i} / \partial \rho_{S,Tv} = 0$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{A,Abs,i} = 0$	0,00 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{A,Kam} = 0$	0,00 %
$T_{A,Raum} = 25 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{A,Raum} = 0$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09 \pm 0,235$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{S,Abs,i} = 0$	0,00 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04 \pm 0,235$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{S,Abs,o} = 0$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{S,Tk} = 0$	0,00 %
$T_{S,Tv} = 25,76 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{S,Tv} = 0$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96 \pm 0,055$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{W,Abs,i} = 0$	0,00 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4 \pm 0,055$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial T_{W,Abs,o} = 0$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial TP_{A,Abs,i} = 0,01496$	76,37 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,i} / \partial TP_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$V_{dA} = 45 \pm 0,45$ [m ³ /h]	$X_{A,Abs,i} / \partial V_{dA} = 0$	0,00 %
$V_{dW,Abs} = 0,03432 \pm 0,000006865$ [m ³ /h]	$X_{A,Abs,i} / \partial V_{dW,Abs} = 0$	0,00 %

Abbildung A.35: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $X_{A,Abs,i}$ aus dem Versuch V0.1.1

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$X_{A,Abs,o} = 0,09148 \pm 0,001867$ [kg/kg]		
$\dot{m}_{M,S} = -339,5 \pm 4,2$ [g/h]	$X_{A,Abs,o} / \partial \dot{m}_{M,S} = 0$	0,00 %
$\dot{M}_{S,Tk} = 1071 \pm 2,1$ [g/h]	$X_{A,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tk} = 0,0002721$	9,36 %
$\dot{M}_{S,Tv} = -1410 \pm 2,1$ [g/h]	$X_{A,Abs,o} / \partial \dot{M}_{S,Tv} = 0,0002721$	9,36 %
$P_{A,Abs,i} = 9,536 \pm 0,22$ [kPa]	$X_{A,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,i} = 0$	0,00 %
$P_{A,Abs,o} = 9,482 \pm 0,2205$ [kPa]	$X_{A,Abs,o} / \partial P_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$P_{A,Kam} = 9,729 \pm 0,22$ [kPa]	$X_{A,Abs,o} / \partial P_{A,Kam} = 0$	0,00 %
$P_{A,TP1} = 9,159 \pm 0,032$ [kPa]	$X_{A,Abs,o} / \partial P_{A,TP1} = -0,01294$	4,92 %
$P_{A,TP2} = 9,153 \pm 0,032$ [kPa]	$X_{A,Abs,o} / \partial P_{A,TP2} = 0$	0,00 %
$\dot{Q}_{W,Amb} = 11,61 \pm 4,342$ [W]	$X_{A,Abs,o} / \partial \dot{Q}_{W,Amb} = 0$	0,00 %
$\rho_{S,Tk} = 1,248 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$X_{A,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tk} = 0$	0,00 %
$\rho_{S,Tv} = 1,18 \pm 0,001$ [g/cm ³]	$X_{A,Abs,o} / \partial \rho_{S,Tv} = 0$	0,00 %
$T_{A,Abs,i} = 28,34 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,i} = -0,0003064$	1,51 %
$T_{A,Abs,o} = 29,03 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$T_{A,Kam} = 26,08 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Kam} = 0$	0,00 %
$T_{A,Raum} = 25 \pm 0,75$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{A,Raum} = 0$	0,00 %
$T_{S,Abs,i} = 25,09 \pm 0,235$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,i} = 0$	0,00 %
$T_{S,Abs,o} = 32,04 \pm 0,235$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Abs,o} = 0$	0,00 %
$T_{S,Tk} = 20 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Tk} = 0$	0,00 %
$T_{S,Tv} = 25,76 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{S,Tv} = 0$	0,00 %
$T_{W,Abs,i} = 24,96 \pm 0,055$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,i} = 0$	0,00 %
$T_{W,Abs,o} = 30,4 \pm 0,055$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial T_{W,Abs,o} = 0$	0,00 %
$TP_{A,Abs,i} = 18,19 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,i} = 0,01325$	50,35 %
$TP_{A,Abs,o} = 9,547 \pm 0,1$ [C]	$X_{A,Abs,o} / \partial TP_{A,Abs,o} = 0$	0,00 %
$V_{dA} = 45 \pm 0,45$ [m ³ /h]	$X_{A,Abs,o} / \partial V_{dA} = 0,002053$	24,48 %
$V_{dW,Abs} = 0,03432 \pm 0,000006865$ [m ³ /h]	$X_{A,Abs,o} / \partial V_{dW,Abs} = 0$	0,00 %

Abbildung A.36: Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $X_{A,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1

A. Abbildungsverzeichnis

A.1	Analysezertifikat <i>LiCl</i>	185
A.2	Analysezertifikat Bidestilliertes Wasser	186
A.3	Luftdrücke am Ein- und Austritt in den Absorber sowie in der Unterdruckkammer während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	187
A.4	Temperatur der Luft am Eintritt in den Absorber, gemessen an 8 Positionen während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	188
A.5	Temperatur der Luft am Austritt aus dem Absorber, gemessen an 8 Positionen während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	188
A.6	Taupunkte in der Luft am Eintritt in und am Austritt aus dem Absorber während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	189
A.7	Temperatur der Sole am Eintritt in und am Austritt aus dem Absorber während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	189
A.8	Dichte der verdünnten Sole am Austritt während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	190
A.9	Solemassen in den Behältern mit konzentrierter und verdünnter Lösung während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	190
A.10	Temperaturen in der Unterdruckkammer und im Labor während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	191
A.11	Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt in und am Austritt aus dem Absorber während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	191
A.12	Temperaturen des Heizwassers am Eintritt in und am Austritt aus dem Heizregister während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	192
A.13	Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt in und am Austritt aus dem Kühlregister während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	192
A.14	Luftvolumenstrom im Luftkreislauf während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	193
A.15	Luftdrücke am Ein- und Austritt ($P_{A,Abs,i}$ und $P_{A,Abs,o}$) in den Absorber sowie in der Unterdruckkammer ($P_{A,Kam}$) während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	194
A.16	Temperatur der Luft am Eintritt in den Absorber, gemessen an 8 Positionen während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	195
A.17	Temperatur der Luft am Austritt aus dem Absorber, gemessen an 8 Positionen während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	195
A.18	Taupunkte in der Luft am Eintritt ($TP_{A,Abs,i}$) in und am Austritt ($TP_{A,Abs,o}$) aus dem Absorber während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	196
A.19	Temperatur der Sole am Eintritt ($T_{S,Abs,i}$) in und am Austritt ($T_{S,Abs,o}$) aus dem Absorber während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	196
A.20	Dichte der verdünnten Sole am Austritt ($\rho_{S,Tv}$) während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	197
A.21	Solemassen in den Behältern mit konzentrierter ($M_{S,Tk}$) und verdünnter ($M_{S,Tv}$) Lösung während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	197

A.22	Temperaturen in der Unterdruckkammer ($T_{A,Kam}$) und im Labor ($T_{A,Raum}$) während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	198
A.23	Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt ($T_{W,Abs,i}$) in und am Austritt ($T_{W,Abs,o}$) aus dem Absorber während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	198
A.24	Temperaturen des Heizwassers am Eintritt ($T_{W,Hrg,i}$) in und am Austritt ($T_{W,Hrg,o}$) aus dem Heizregister während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	199
A.25	Temperaturen des Kühlwassers am Eintritt ($T_{W,Krg,i}$) in und am Austritt ($T_{W,Krg,o}$) aus dem Kühlregister während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	199
A.26	Luftvolumenstrom im Luftkreislauf (Vd_A) während des stationären Zustands aus dem Versuch V0.1.1	200
A.27	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $\dot{Q}_{W,Amb}$ aus dem Versuch V0.1.1	201
A.28	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $C_{S,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1	201
A.29	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter f_{wet} aus dem Versuch V0.1.1	202
A.30	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $\dot{Q}_{W,Abs}$ aus dem Versuch V0.1.1	202
A.31	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $T_{A,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1	203
A.32	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $T_{S,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1	203
A.33	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $T_{W,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1	204
A.34	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $TP_{A,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1	204
A.35	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $X_{A,Abs,i}$ aus dem Versuch V0.1.1	205
A.36	Ergebnis der Fehlerberechnung für den Parameter $X_{A,Abs,o}$ aus dem Versuch V0.1.1	205

A. Tabellenverzeichnis

A.1	Typ	181
A.2	Medium	181
A.3	Einbauort / Anlagenteil	182
A.4	Bezeichnung	182
A.5	Mittelwerte der Messdaten während des Einschwingvorgangs aus dem Versuch V3.3.1	187
A.6	Mittelwerte der Messdaten während des stationären Zustandes aus dem Versuch V0.1.1	194