

Bachelorarbeit

Sperrvermerk **Modellgestützte Untersuchung und experimentelle Validierung von Verdampferverschaltungen zur thermischen Leistungssteigerung für den Einsatz in Kühlmöbeln**

Model-based investigation and experimental validation of evaporator interconnections for thermal performance enhancement for use in refrigerated display cabinets

Aachen, April 2018

Tim Klebig

Matrikelnummer: 335421

Betreuer:

Christian Vering, M. Sc.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Müller

Diese Arbeit wurde vorgelegt am:

E.ON Energy Research Center | ERC

Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate | EBC

(Lehrstuhl für Gebäude- und Raumklimatechnik)

Mathieustraße 10, 52074 Aachen

Vertraulich

Kurzfassung

Zur Begrenzung des globalen Temperaturanstiegs und zur Vermeidung unerwünschter Klimaauswirkungen ist es notwendig, CO₂- sowie Treibhausgasemissionen zu reduzieren. Im Rahmen der F-Gas-Verordnung der EU werden diese Ziele verfolgt. Mit einem Anteil von 14 % am Elektronikenergiebedarf und etwa 5 % an direkten und indirekten Treibhausgasemissionen bietet die Kältetechnik in Deutschland hier ein großes Einsparpotential. Ein Umstieg von synthetischen (GWP hoch) auf natürliche Kältemittel (GWP niedrig) ist ein nachhaltiger Ansatzpunkt. Großes Potential als Ersatzkältemittel bietet Propan (R290) in Kältekreisen. Die maximale Füllmenge in Kältekreisen ist bzgl. Sicherheitsnormen auf 150 g beschränkt. Mit dem Ziel die Füllmenge eines Kältekreises zu verringern und gleichzeitig Kälteleistung zu maximieren, werden in einer Klimakammer experimentelle Untersuchungen unter konstanten Bedingungen und unter Veränderung günstiger Parameter sowie Komponenten durchgeführt. Im Rahmen der Bachelorarbeit werden Untersuchungen mit unterschiedlichen Motoren und Kältemittelölen durchgeführt. Vergleiche von Versuchsdaten sollen nach Norm ausgewertet werden und hinsichtlich des Systemverhaltens gegenübergestellt werden. Daraus können Veränderungspotentiale abgeleitet werden. Durch die Verschaltung der Verdampferrohre in einer modifizierten Reihenfolge wird ein vielversprechender Leistungsgewinn erzielt. Zur Kältekreisuntersuchung dieses Einflusses wird ein mathematisches Modell des Verdampfers entwickelt und anhand von Versuchsdaten validiert. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse werden dazu benutzt den optimalen Betriebspunkt der Anlage hinsichtlich Komponentenauswahl und Parameter zu identifizieren. Die Arbeit wird mit Zusammenfassung und Ausblick abgeschlossen.

Vertraulich

Abstract

It is necessary to reduce CO₂ and greenhouse gas emissions in order to limit the global increase in temperature and to avoid undesirable effects on the climate. The EU's F-gas regulation pursues these objectives. With a share of 14 % of the electricity energy demand and about 5 % of direct and indirect greenhouse gas emissions, the refrigeration technology in Germany offers great saving potential here. Switching from synthetic (high GWP) to natural refrigerants (low GWP) is a sustainable starting point. There is great potential as a substitute refrigerant for propane (R290) in refrigeration circuits. The maximum capacity in cooling circuits is restricted to 150 g with regard to safety standards. With the aim of reducing the capacity of a refrigeration circuit and at the same time maximizing refrigeration capacity, experimental investigations under constant conditions and changing favorable parameters and components are carried out in a climate chamber. In the bachelor thesis investigations with different engines and refrigerant oils are carried out. Comparisons of test data should be evaluated according to the standard and compared with regard to the system behavior. From this, potential for change can be derived. By connecting the evaporator tubes in a modified order, a promising performance gain is achieved. For the refrigeration circuit investigation of this influence, a mathematical model of the evaporator is developed and validated on the basis of experimental data. The knowledge gained from this is used to identify the optimum operating point of the system with regard to component selection and parameters. The work is completed with summary and outlook.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	VI
Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XI
Vorwort	XII
1 Motivation	1
2 Technik/Methoden	2
2.1 Stand der Technik	2
2.1.1 Propan in Kälteanlagen	2
2.1.2 Komponenten einer Kältekompressionsmaschine	2
2.1.3 Kältemittelöle	3
2.1.4 Abtauung	4
2.2 Das Kühlregal	5
2.3 Die Klimakammer	5
2.4 Messdaten und Berechnungsgrößen	8
2.4.1 Messdaten der Klimakammer	8
2.4.2 Messdaten des Kühlregals	8
2.4.3 Messdaten des Leistungsanalysators	8
2.4.4 Berechnungsgrößen	9
2.5 Testbedingungen nach Norm	10
2.6 Simulationsmodell für Verschaltung der Verdampferrohre	10
2.6.1 Modellierung mit EES	13
2.6.2 Berechnung des Druckabfalls in der Zweiphasen-Strömung	13
2.6.3 Berechnung des Wärmeübergangs	16
2.6.4 Das Modell	18
3 Versuchsdurchführung und Ergebnisse	20
3.1 Einstellung von Normbedingungen	20
3.2 Kältemittelöle	26
3.3 Abtauintervalle	29
3.4 Verdichter	29

3.5	Änderung der Verdampferschaltung	33
3.5.1	Vergleich zwischen Verdampfern	34
3.5.2	Modellgestützter Vergleich der Verschaltungen V1 und V2	34
3.5.3	Vergleich der Verschaltungen V1 und V2	34
4	Analyse der Messergebnisse	40
4.1	Einstellung von Normbedingungen	40
4.2	Kältemittelöle	41
4.3	Abtauintervalle	43
4.4	Verdichter	49
4.5	Änderung der Verdampferschaltung	49
5	Zusammenfassung	51
	Literaturverzeichnis	52
A	Grafische Auswertung der Untersuchungen	54
A.1	Untersuchung 35	54
A.2	Untersuchung 50	55
A.3	Betrieb mit 3h Abtauintervall	55
A.4	Betrieb mit ZB09KAU-TFD (Kupferwicklung)	55
A.5	Betrieb mit ZB09KAU-TFD (Aluminiumwicklung)	55
A.6	Betrieb mit AHT Verdampfer	55
A.7	Betrieb mit LIDL Verdampfer V1 bei 0% r.F.	55
A.8	Betrieb mit LIDL Verdampfer V1 bei 60% r.F.	55
A.9	Betrieb mit LIDL Verdampfer V2 bei 0% r.F.	55
A.10	Betrieb mit LIDL Verdampfer V2 bei 60% r.F.	55

Nomenklatur

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
C	Wärmekapazität	W/kg
H	Enthalpie	J
\dot{H}	Enthalpiestrom	J/s
E	Exergie	J
e	spezifische Exergie	J/kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
p	Druck	Pa
\dot{Q}	Wärmestrom	W
R	spezifische Gaskonstante	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
S	Entropie	J/K
\dot{S}	Entropiestrom	W/K
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
U	innere Energie	J
U_T	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
h	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
\dot{W}	Leistung	W
Y	Wasserbeladung der Luft	g/kg

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
η_C	Carnot-Wirkungsgrad	—
κ_E	exergetische Aufwandszahl der Wärmeerzeugung	—
κ_T	exergetische Aufwandszahl des Wärmetransfers	—
Φ	thermische Leistung	W
ϱ	Massendichte	kg/m ³
σ	Temperaturspreizung	K
ϑ	Temperatur	°C
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz	K

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
0	Referenzzustand (<i>ambient dead state</i>)
Al	Aluminium
aus	Ausgang
Cu	Kupfer
cd	Verflüssiger (<i>engl.: condensor</i>)
cp	Verdichter (<i>engl.: compressor</i>)
D	Dampf
EES	Engineering Equation Solver
ein	Eingang
ev	Verdampfer (<i>engl.: evaporator</i>)
F	Flüssigkeit
K	(Kälte-)Kreis
KM	Kältemittel
LabView	Programmiersprache und Entwicklungsumgebung für die Messdatenerfassung der Firma National Instruments
L	Luft
max	Maximum
min	Minimum
NTU	Anzahl der Übertragungseinheiten (<i>engl.: Number of transfer units</i>)

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
P	Durchgang (<i>engl.: Pass</i>)
R	Verhältnis (<i>engl.: ratio</i>)
SH	Überhitzung (<i>engl.: Superheat</i>)

Abbildungsverzeichnis

2.1 Kältekreise des Kühlmöbels	6
2.2 Klimakammer	7
2.3 Anordnung der M-Pakete und der Temperatursensoren.	11
2.4 Messpunkte.	12
2.5 Vergleich der Verdampferschaltungen.	13
2.6 Geometrie des Verdampferrohres.	17
2.7 Zellenmethode.	19
3.1 Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.	22
3.2 Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und geschlossener Decke.	22
3.3 Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.	23
3.4 Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und geschlossener Decke.	23
3.5 Lufttemperaturen bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.	24
3.6 Lufttemperaturen bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.	24
3.7 Luftströmung in der Klimakammer mit Deckenöffnung.	25
3.8 Luftströmung in der Klimakammer ohne Deckenöffnung.	25
3.9 logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit Verdichtermodell ZB09KAU-TFD (Hybrid) 10 % vor Ende des Zyklus.	32
3.10 logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit Verdichtermodell ZB09KAU-TFD 10 % vor Ende des Zyklus.	32
3.11 Die untersuchten Verdampfer und Verschaltungsarten.	33
3.12 Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V1	35
3.13 Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V2	37
3.14 Simuliertes Druckprofil des Verdampfers für Verschaltung V1	37
3.15 Simuliertes Druckprofil des Verdampfers für Verschaltung V2	38
4.1 Auslösestufen der bedarfsgerechten Abtauung	43
4.2 Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall	44
4.3 Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 4h Abtauintervall	45
4.4 Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall	46
4.5 Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 3h Abtauintervall	46
4.6 Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 4h Abtauintervall	47

4.7 elektrische und thermische Leistungen durch größeres Abtauintervall bei einem 4h Abtauintervall	47
A.1 Leistungen beim Betrieb mit 3MAF	54
A.2 COP beim Betrieb mit 3MAF	55
A.3 Überhitzung und Unterkühlung (K1) beim Betrieb mit 3MAF	56
A.4 Temperaturen im Verdampfer (K1) beim Betrieb mit 3MAF	57
A.5 Sättigungstemperaturen (K1) beim Betrieb mit 3MAF	58
A.6 logp-h-Diagramm (K1) beim Betrieb mit 3MAF 10 % vor Ende des Zyklus.	58
A.7 Produkttemperaturen in der vorderen und hinteren Regalreihe beim Betrieb mit 3MAF	59
A.8 Produkttemperaturen beim Betrieb mit 3MAF	60
A.9 Leistungen beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.	60
A.10 COP beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.	61
A.11 Überhitzung und Unterkühlung (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.	61
A.12 Temperaturen im Verdampfer (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.	62
A.13 Sättigungstemperaturen (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.	62
A.14 logp-h-Diagramm (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall 10 % vor Ende des Zyklus.	63
A.15 Produkttemperaturen in der vorderen und hinteren Regalreihe beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.	64
A.16 Produkttemperaturen beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.	65

Tabellenverzeichnis

2.1	Klimaklassen.	11
2.2	Temperaturklassen der M-Pakete.	12
3.1	Spezifikationen der durchgeführten Untersuchungen.	20
3.2	Untersuchungen zur Ermittlung eines der Norm entsprechenden Betriebspunkts.	21
3.3	Löslichkeitsverhalten von HATCOL 4467 und 3MAF	27
3.4	Vergleich zwischen dem Betrieb mit 3MAF und HATCOL 4467.	28
3.5	Vergleich zwischen verschiedenen Abtauintervallen.	30
3.6	Verdichterdaten nach Datenblatt	31
3.7	Vergleich zwischen zwei Ausführungen eines Scrollverdichters.	31
3.8	Vergleich zwischen AHT- und LIDL-Verdampfer.	34
3.9	Werte der Wärmeübergangs- und Wärmeleitzahlen	35
3.10	Vergleich der Simulation mit den Untersuchungen	35
3.11	Vergleich der Verschaltungen V1 und V2 bei 0% r.F.	36
3.12	Vergleich der Verschaltungen V1 und V2 bei 60% r.F.	39
4.1	Genauer betrachtete Untersuchungen zur Ermittlung eines der Norm entsprechenden Betriebspunkts.	41

Vorwort

Vertraulich

1 Motivation

Im Fokus der Arbeit steht ein vertikales Supermarktkühlmöbel für Normalkühlung, welches mit Propan (R290) betrieben wird[1]. Propan findet vor dem Hintergrund der F-Gas-Verordnung und aufgrund der hohen volumetrischen Kälteleistung immer häufiger Verwendung[2][3]. Sicherheitsnormen beschränken die maximale Füllmenge eines Kältekreis mit Propan auf 150 g[4]. Das AHT-Kühlmöbel für dessen Produktion die Firma Emerson Scrollverdichter liefert ist nicht in der Lage die Zieltemperatur, die zwischen -1°C und 5°C liegt, über die gesamte Warenausstellfläche gleichmäßig zu erreichen. Um Gründe für die unzureichende Produktkühlung zu finden und um die Kälteleistung der Kältekreise zu erhöhen werden Untersuchungen in einer Klimakammer durchgeführt. Das Ziel dieser Untersuchungen ist die Identifikation eines optimalen Betriebspunkts durch Zusammenstellung von Komponenten und Maßnahmen, die im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen als leistungssteigernd identifiziert wurden, so dass eine ganzheitliche Lösung bestimmt werden kann. Vorausgehende Arbeiten umfassen die Installation von Temperatur- und Drucksensoren am Kältekreis und an den M-Paketen um das Verhalten des Systems erfassen und analysieren zu können sowie den Einbau eines kleineren Plattenwärmeübertragers als Kondensatoren. Letzteres zielt auf eine Reduzierung des internen Volumens der Kältekreise um den Mangel an Kältemittel zu kompensieren. Zudem wurden zur genaueren Regelung der Überhitzung thermische durch elektronische Expansionsventile ersetzt. Eine weitere durchgeführte Veränderung ist der Wechsel eines Glykol-Wasser-Gemischs zu Wasser als Wärmetransportmedium für die Kondensation. Die vorausgehenden Arbeiten bezeichnen die Generationen 1 und 2 des Kühlmöbels. Generation 3 umfasst die im Rahmen der Bachelorarbeit durchgeführten Untersuchungen und Umbauten. Dabei werden folgende Untersuchungen durchgeführt:

- ▷ Betrieb mit dem Verdichter ZB09KAU-TFD als Standard- und als Hybridausführung
- ▷ Betrieb mit den Esterölen 3MAF und HATCOL 4467
- ▷ Anpassung der Länge der Abtauintervalle
- ▷ Änderung der Verschaltung der Verdampferpässe

Um die Leistung des Verdampfers in einer anderen Verschaltung versuchsunabhängig zu ermitteln wird mithilfe einer geeigneten Software ein Simulationsmodell entwickelt und anschließend anhand der durchgeführten Untersuchungen validiert.

Quellen: ECODESIGN EN1127

2 Technik/Methoden

2.1 Stand der Technik

2.1.1 Propan in Kälteanlagen

Der Kohlenwasserstoff Propan (R290) bietet eine umweltfreundliche Alternative zu Kältemitteln wie R22 oder R407c. Propan ist ein natürliches Kältemittel und besitzt eine sehr hohe Verdampfungsenthalpie. Bei gleicher Kälteleistung sind viel geringere Massenströme nötig. Dies resultiert in einem geringeren Energieverbrauch und damit einer hohen Anlageneffizienz. Es ist mit einem GWP von 0 weder ozonschädlich noch gesundheitsschädlich. Die Verwendung von Propan benötigt aber wegen hoher Entflammbarkeit ein umfassendes Sicherheitskonzept für den Fall von Leckagen[5][6]. Um steckerfertige Kühlmöbel ohne spezielle Sicherheitsvorkehrungen betreiben zu können ist die maximale Füllmenge auf 150 g pro Kältekreis beschränkt.

2.1.2 Komponenten einer Kältekompressionsmaschine

Verdichter

Mithilfe des Verdichters wird gasförmiges Kältemittel auf ein hohes Druck- und Temperaturniveau verdichtet. Im Anwendungsgebiet der Normalkühlung werden vor allem Hubkolben- und Scrollverdichter eingesetzt. Scrollkompressoren zeichnen sich durch hohe Effizienz aus. Diese verfügen über eine sich auf einer kreisförmigen Bahn bewegendes Spirale. Diese Bahn wird durch eine stationäre Spirale vorgegeben. Durch das bei Rotation zur Spiralmittte kleiner werdende Volumen findet die Verdichtung statt. Scrollkompressoren dissipieren wegen der aneinander reibenden Spiralen viel Hitze und können sehr heiß werden. Damit der Verdichter keinen Schaden nimmt muss eine ausreichende Ölschmierung jederzeit gewährleistet sein.

Kondensator

Im Kondensator wird gasförmiges, überhitztes Kältemittel durch Wärmeabgabe an ein anderes Fluid enthitzt, kondensiert und idealerweise unterkühlt. Neben den klassischen Luft-Kältemittel-Wärmeübertragern finden oft Wasser-Kältemittel-Wärmeübertrager Anwendung. Diese Plattenwärmeübertrager ermöglichen aufgrund der höheren Wärmekapazität von Wasser bzw. Sole gegenüber Luft kleineren Bauraum bei gleicher Leistung.

Expansionsventil

Im Expansionsventil wird der Druck des Kältemittels nach dem Kondensator auf ein niedriges Druckniveau gedrosselt. Dies hat ein Absinken der Sättigungstemperatur zur Folge. Die Enthalpie des Kältemittels bleibt dabei konstant. Durch die bei sinkendem Druck größer werdende Verdampfungsenthalpie hat das Kältemittel nach der Drosselung einen größeren Dampfanteil als vor dem Ventil. Zum Schutz des Expansionsventiles vor Beschädigung durch Gasblasen und um ein fehlerfreies Regelverhalten zu garantieren ist es nötig das Kältemittel vor dem Ventil vollständig zu kondensieren und zu unterkühlen. Gleichzeitig hat das Expansionsventil die Aufgabe die Überhitzung des Kältemittels auf einen vorgegebenen Wert zu regeln und konstant zu halten. Die Überhitzung ist die Differenz zwischen der Sättigungstemperatur des Kältemittels und dessen tatsächlicher Temperatur. Die Temperatur am Austritt des Verdampfers wird durch einen Temperatursensor an der Saugleitung erfasst. Um das Regelverhalten zu verbessern haben diverse Ventile einen zusätzlichen Drucksensor in der Saugleitung. Dadurch wird eine Verfälschung der Überhitzungsregelung durch Druckabfall über den Verdampfer eliminiert. Elektronische Expansionsventile ermöglichen gegenüber thermostatischen Ventilen ein sehr präzises und schnelles Regelverhalten.

Verdampfer

Im Verdampfer nimmt das Kältemittel bei niedrigem Druck und entsprechend niedriger Sättigungstemperatur die Wärme des zu kühlenden Fluids auf und verdampft dabei. Die Verdampfungstemperatur soll dabei etwa 10 K unter der Zielprodukttemperatur liegen. In steckerfertigen Kühlmöbeln finden ausschließlich Luft-Kältemittel-Wärmeübertrager Anwendung. Um die wärmeübertragende Fläche zu vergrößern sind die Verdampferrohre mit Lamellen aus Aluminium bestückt. Diese haben für den Einsatzbereich der Normalkühlung Abstände von 4 mm bis 5 mm. Damit verhindert wird, dass flüssiges Kältemittel den Verdichter schädigt wird das Kältemittel um etwa 8 K überhitzt.

2.1.3 Kältemittelöle

Öl in Kälteanlagen hat mehrere Aufgaben. Zur Sicherstellung der Funktionalität des Verdichters ist eine Ölmindestfüllmenge erforderlich. Die Hauptaufgabe des Öles ist eine ausreichende Schmierung des Verdichters, damit der Verschleiß der sich bewegenden Komponenten auf ein Minimum reduziert wird. Während des Betriebs dissipiert aufgrund von Reibung Wärme, welche an Kältemittel, Öl und über das Gehäuse an die Umgebung abgegeben wird.

Die zweite Aufgabe des Öles ist die Motorkühlung. Das Öl wird damit nur im Verdichter einer Kälteanlage benötigt. Es ist bedingt durch die Bauform des Verdichters nicht möglich den Mittransport eines Teils des Öles in den Kältekreis zu verhindern. Öl erfüllt nur im Verdichter den Zweck seiner

Verwendung. In den Wärmeübertragern herrschen andere Drücke und Temperaturen als im Verdichter, was sich auf die physikalischen Eigenschaften des Öles auswirkt. Dort ist die Löslichkeit des Kältemittels im Öl höher, d.h. das Öl ist in der Lage mehr Kältemittel aufzunehmen und dadurch die nutzbare Kältemittelfüllmenge zu reduzieren.

In Kälteanlagen eingesetzte Öle sind Mineralöle und Esteröle. Die im Rahmen der Arbeit untersuchten Öle HATCOL 4467 und 3MAF sind Esteröle, d.h. sie wurden eigens für die Anwendung in einer Kälteanlage synthetisiert[7][8]. Die in diesem Abschnitt vorgestellten Gleichungen erlauben, unter Berücksichtigung der Temperaturen und Drücke in den untersuchten Komponenten des Kältekreis, eine Berechnung der Öldichte und dessen kinematischer Viskosität, sowie der Löslichkeit des Kältemittels im jeweiligen Öl. Die Berechnungen dienen dem Vergleich beider Öle hinsichtlich der Erhöhung der Kälteleistung. In den folgenden Gleichungen bezeichnet T die Temperatur des Öles in *Kelvin* und p den Druck in der jeweiligen Komponente in bar. Die Koeffizienten a_1 bis a_9 sind je nach Öl und Gleichung verschieden.

Die Öldichte ρ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ergibt sich gemäß Gleichung 2.1:

$$\rho = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + \omega(a_4 + a_5 T + a_6 T^2) + \omega^2(a_7 + a_8 T + a_9 T^2) \quad (2.1)$$

Die Berechnung der kinematische Viskosität ν in *cSt* erfolgt gemäß Gleichung 2.2:

$$\begin{aligned} \ln(\ln(\nu + 0.7 + e^{-\nu} K_0(\nu + 1.244068))) = & a_1 + a_2 \ln T + a_3 \ln^2 T \\ & + \omega(a_4 + a_5 \ln T + a_6 \ln^2 T) \\ & + \omega^2(a_7 + a_8 \ln T + a_9 \ln^2 T) \end{aligned} \quad (2.2)$$

mit der Hilfsgröße K_0 gemäß Gleichung 2.3:

$$K_0 = \text{Bessel}K(\nu + 1.244068, 0) \quad (2.3)$$

Gleichung 2.4 ermöglicht eine Berechnung der Löslichkeit des Kältemittels ω in $\frac{\text{gKM}}{\text{gÖl}}$.

$$\log(p) = a_1 + \frac{a_2}{T} + \frac{a_3}{T^2} + \log(\omega)(a_4 + \frac{a_5}{T} + \frac{a_6}{T^2}) + \log^2(\omega)(a_7 + \frac{a_8}{T} + \frac{a_9}{T^2}) \quad (2.4)$$

Eine iterative Berechnung liefert eine Lösung für das Gleichungssystem.

2.1.4 Abtauung

Die Abtauregelung eines Kühlmöbels erfüllt den Zweck dessen Verdampfer in regelmäßigen Abständen zu enteisen. Man unterscheidet zwischen elektrischer Abtauung, Heißgasabtauung und

Umluftabtauung. Bei einer elektrischen Abtauung wird das Eis mithilfe von Heizwiderständen im Verdampferpaket abgetaut. Eine Heißgasabtauung erfolgt mittels einer Systemumkehr des Kältekreis. Hierbei wird überhitztes Kältemittel in den Verdampfer geleitet und taut das Eis effektiv vom Entstehungspunkt ab. Die Umluftabtauung bezeichnet die einfachste Abtauregelung. Hierbei werden die Verdichter ausgeschaltet während die Verdampferlüfter weiterlaufen. Durch die wärmer werdende Luft wird das Eis langsam entfernt. Mittels einer Kondensatpumpe wird das aufgetaute Eis aus dem Kühlmöbel entfernt.

Der Abtauung wird entweder in einem vorgegebenen Zeitintervall oder mittels einer Bedarfsdetektion eingeleitet. Bei einer bedarfsgerechten Abtauung wird die Temperaturdifferenz der Luft über den Verdampfer erfasst. Sinkt diese innerhalb des vorgegebenen Abtauintervalls unter einen bestimmten Wert, wird die Abtauung zu diesem Zeitpunkt eingeleitet.

2.2 Das Kühlregal

Der Mittelpunkt der durchgeführten Untersuchungen ist ein vertikales Verkaufskühlmöbel der Firma AHT. Es umfasst auf einer Länge von 3,75 m vier Regalböden um Produkte zu kühlen und auszustellen. Ein von oben herabfallender Luftschleier ermöglicht ein türloses Design des Regals. Ein Nachtbetrieb mit geschlossener Jalousie ist möglich. Abbildung 2.1 zeigt die Kältekreise des Kühlmöbels und die Positionen der Sensoren. Die Kälteerzeugung wird durch drei separate Kältekreisläufe gewährleistet. Das verwendete Kältemittel ist Propan (R290). Jeder Kreis besitzt eine Kältemittelfüllmenge von 150 g und eine Ölfüllmenge von 470 g. Um die Kältemittelfüllmenge zu reduzieren wurden bereits vor Beginn der Untersuchungen kältetechnische Komponenten mit geringerem internen Volumen eingebaut. Die Verdichter sind Scrollkompressoren der Firma Emerson. Im Rahmen der Untersuchungen finden zwei Ausführungen desselben Verdichtermodells Anwendung. Das von Emerson gefertigte Modell ZB09KAU-TFD in Hybridausführung besitzt eine Motorwicklung aus Aluminium. Dasselbe Modell in Standardausführung besitzt eine Kupferwicklung. Drei Plattenwärmeübertrager der Firma SWEP dienen als Kondensatoren. Sie besitzen je 20 Platten und eine Nennleistung von je 2,7 kW. Die Expansionsventile der Firma Alco sind elektronisch regelbar und besitzen einen Temperatur- sowie Drucksensor in der Saugleitung. Die drei Kreisläufe durchlaufen mit je sechs Durchgängen einen gemeinsamen Verdampfer dessen Lamellenabstand 5 mm beträgt. Sechs Lüftermotoren der Firma EBM Pabst befördern die Luft mit einer konstanten Drehzahl von 1400 U/min durch den Verdampfer.

2.3 Die Klimakammer

Um während den Untersuchungen gleichbleibende Umgebungsbedingungen zu generieren und reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen, wird das Kühlregal in einer Klimakammer betrieben. Abbildung 2.2 zeigt den Aufbau der Klimakammer und die Position des Kühlmöbels in dieser. Die

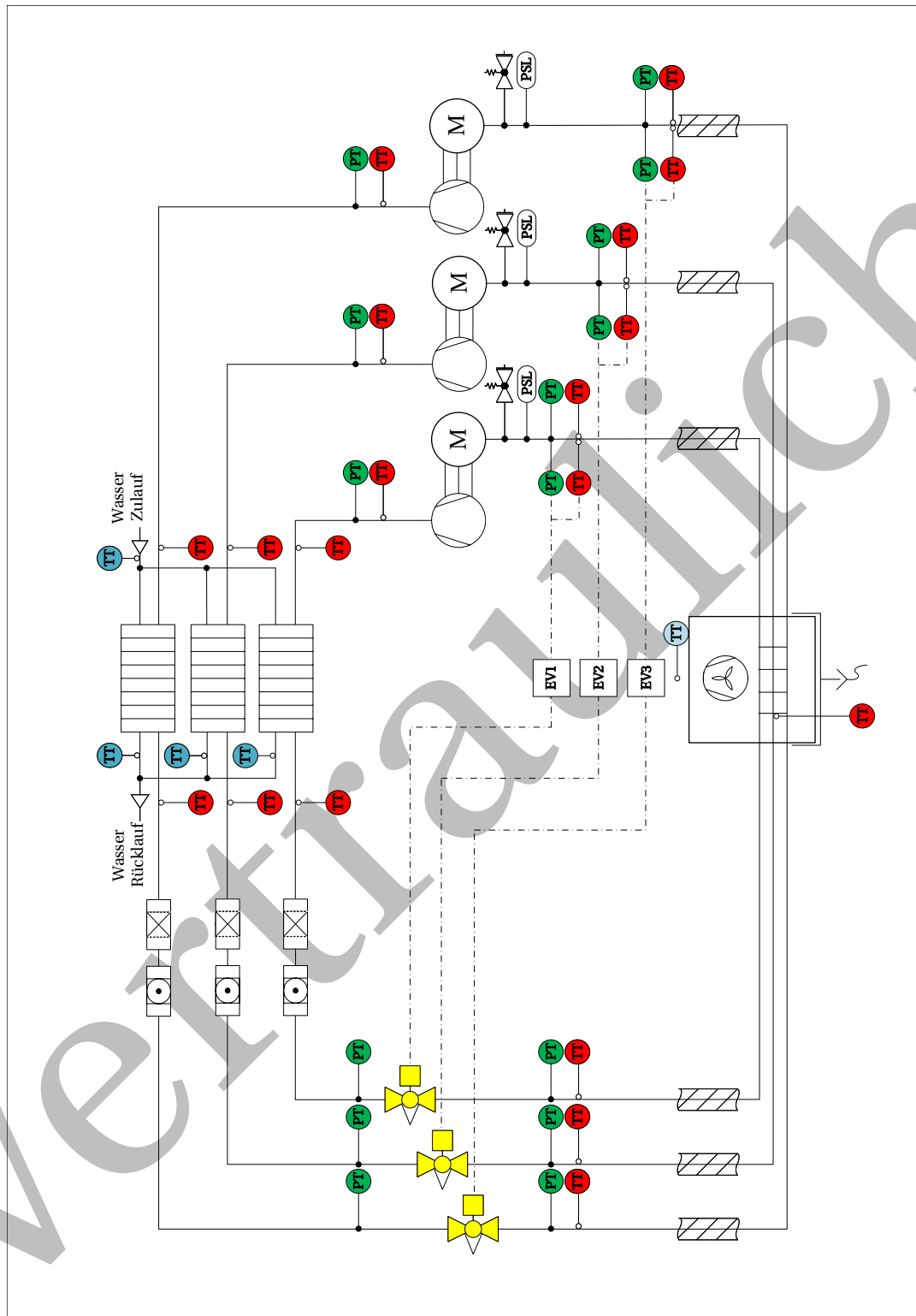


Abbildung 2.1: Kältekreis des Kühlmöbels

Klimakammer besteht aus zwei kleineren Kammern mit eigenständigen Zuluftregelungen. Aufgrund der Größe des Regals wurde die Trennwand zwischen den Kammern entfernt. Die Zuluftaufbereitung übernimmt dabei die Klimaanlage der Kammer B. Damit die aufbereitete Luft den Raum über dessen gesamte Länge durchströmt wurde die Ansaugöffnung von Kammer B mit einer Decke, die bis zum Ende des Raums reicht, abgedeckt. Vor den Luftauslassgittern besitzen die Kammern Umlenkbleche. Diese sollen eine gleichmäßige Verteilung des Luftmassenstroms über den Austrittsquerschnitt erzielen. Die Klimaanlage sind in der Lage die angesaugte Raumluft zu kühlen, aufzuheizen sowie zu be- und entfeuchten. Die Regelung findet dabei über einen Computer statt. Mithilfe des Programms LabView, welches eine intuitive Benutzeroberfläche bietet, lässt sich Einfluss auf die Soll-Werte, die Dauer der jeweiligen Untersuchung und die Einstellung der Regelparameter nehmen. Jede Kammer besitzt zudem einen Wasseranschluss dessen Vorlauftemperatur regulierbar ist. Die Kondensatoren des Kühlregals werden mit temperiertem Wasser der Regelung von Kammer A beaufschlagt. Die Regelung der Kondensationstemperatur geschieht mittels zwei Pumpen in einem primären und einem sekundären Wasserkreislauf. Die Pumpe im primären Wasserkreislauf beaufschlagt die Kondensatoren mit Wasser und hält eine Temperaturdifferenz von 5 K über diesen konstant. Die Pumpe des sekundären Wasserkreislaufs regelt über einen Wärmeübertrager zwischen den beiden Kreisen die Temperatur des Wassers am Eintritt des Kondensators auf 35 °C.

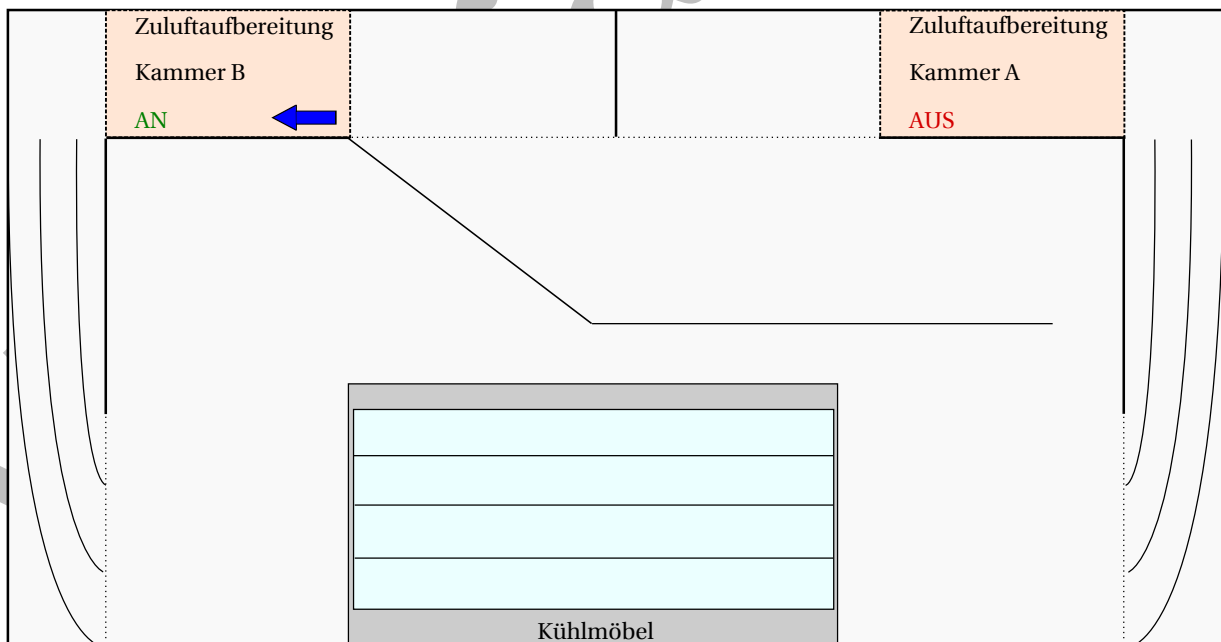


Abbildung 2.2: Klimakammer

2.4 Messdaten und Berechnungsgrößen

Es werden Geräte und Programme verwendet um alle physikalischen Größen während des Betriebs möglichst genau zu erfassen und zu speichern. Insgesamt finden drei Systeme Anwendung um sensorbasiert Daten zu erfassen, umzuwandeln und in Tabellenform zu speichern. Alle erfassten sowie berechneten Messdaten werden über die letzten 75 % des letzten Kühlzyklus in einem Untersuchungszeitraum von 24 h gemittelt. Dies dient der Vergleichbarkeit.

2.4.1 Messdaten der Klimakammer

Die in Abschnitt 2.3 vorgestellte Klimakammer wird über LabView gesteuert. Die erfassten Messdaten sind raumluftseitig Ist- und Mittelwerte der Temperaturen sowie die relative Luftfeuchtigkeit. Wasserseitig werden Wassermassenstrom sowie Vor- und Rücklauftemperatur gemessen. Die Sensoren, welche die Regelgrößen Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit aufnehmen, sind zu luftseitig in der Nähe des Auslassgitters positioniert. Alle Temperatursensoren besitzen eine Messungenauigkeit von ± 1 K. Die Regelgröße der Temperatur entspricht dem Mittelwert von drei, über die Höhe des Luftauslassgitters verteilten Temperatursensoren. Wird der Betrieb der Klimakammer über das Programm gestartet so wird eine Exceldatei erstellt in die in einem Intervall von 1 s die erfassten Daten geschrieben werden.

2.4.2 Messdaten des Kühlregals

Mithilfe des Programms NI SignalExpress werden die Messdaten des Kühlregals und der Kältekreisläufe via Modbus erfasst. Um die Temperaturen zu messen werden Thermoelemente und um die Drücke zu messen Hochgenauigkeitsdruckaufnehmer verwendet. Die erfassten Messwerte sind die Produkttemperaturen sowie Ein- und Austrittstemperatur der Luft am Verdampfer des Kühlregals, die Temperaturen an verschiedenen Positionen der Kältekreisläufe und die Relativdrücke des Kältemittels im System in Heißgasleitung, Flüssigkeitsleitung, Einspritzleitung und Saugleitung. Die Positionen der Sensoren an den Kältekreisläufen sind aus Abbildung 2.1 ersichtlich. Zudem wurde noch die Temperatur des Kältemittels nach jedem einzelnen Durchgang durch den Verdampfer erfasst. In einem Intervall von 5 s werden die erfassten Daten in eine Exceltabelle geschrieben. SignalExpress erstellt in Echtzeit Graphen der Messwerte. Somit lässt sich das Verhalten des Systems jederzeit beobachten.

2.4.3 Messdaten des Leistungsanalysators

Um den Zustand des Systems auch elektroseitig zu erfassen wird ein Yokogawa WT3000 Leistungsanalysator verwendet. Dieser ist in der Lage Spannungen, Ströme mit einer Genauigkeit von 0,02 %

zu erfassen und daraus Blind-, Wirk- und Scheinleistungen zu berechnen. Die abgenommenen Komponenten sind die einzelnen Verdichter, die Ventilatoren und die restlichen Verbraucher des Kühlregals, wie Licht und Relays. Das Gerät speichert die erfassten und berechneten Messwerte in Tabellenform auf einem externen Datenspeicher. Die Intervalllänge beträgt hierbei 5 s.

2.4.4 Berechnungsgrößen

Auf Basis der mithilfe der Messtechnik erfassten Größen werden Leistungen und Bewertungsgrößen berechnet. Diese ermöglichen es, das Verhalten des Systems zu visualisieren und bewerten zu können. Der an einem Wärmeübertrager übertragene Wärmestrom lässt sich mit Gleichung 2.5 allgemein formulieren.

$$\dot{Q} = kA(T_A - T_B) = \dot{M}_A(h_{W\ddot{U},aus} - h_{W\ddot{U},ein}) \quad (2.5)$$

Die am Kondensator übertragene Leistung berechnet sich auf Basis der Temperaturen und des Massenstroms des Wassers nach Gleichung 2.6.

$$\dot{Q}_{cd} = \frac{\dot{M}_W}{3} c_{p,W} (T_{W,aus} - T_{W,ein}) \quad (2.6)$$

Da unter den Testbedingungen nicht immer eine Unterkühlung des Kältemittels und damit ein Verlassen des Zweiphasengebietes stattfindet, wird die Enthalpie am Kondensatoraustritt bzw. am Verdampfereintritt mithilfe der erfassten Messdaten am Kondensatoreintritt und der zuvor berechneten Kondensatorleistung nach Gleichung 2.7 berechnet.

$$h_{cd,aus} = h_{cd,ein} - \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{M}_{KM}} \quad (2.7)$$

Der Kältemittelmassenstrom wird auf Basis der Verdampfungs- und der Verflüssigungstemperatur, sowie vom Hersteller ermittelten Koeffizienten anhand von Gleichung 2.8 berechnet.

$$\begin{aligned} \dot{M}_{KM} = & C_0 + C_1 * T_{ev,sat} + C_2 * T_{cd,sat} + C_3 * T_{ev,sat}^2 \\ & + C_4 * T_{ev,sat} * T_{cd,sat} + C_5 * T_{cd,sat}^2 + C_6 * T_{ev,sat}^3 \\ & + C_7 * T_{cd,sat} * T_{ev,sat}^2 + C_8 * T_{ev,sat} * T_{cd,sat}^2 + C_9 * T_{cd,sat}^3 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Somit lässt sich mit Gleichung 2.9 die Verdampferleistung bestimmen.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{M}_{KM}(h_{ev,aus} - h_{ev,ein}) \quad (2.9)$$

Um die Effizienz des Systems in einem Betriebspunkt zu bewerten wird die EER-Kennzahl mit Gleichung 2.10 berechnet, welche den am Verdampfer übertragenen Wärmestrom ins Verhältnis zur aufgenommenen elektrischen Leistung setzt[?]:

$$EER = \frac{\dot{Q}_{ev}}{P_{el}} \quad (2.10)$$

2.5 Testbedingungen nach Norm

Die Norm DIN EN ISO 23953-2 liefert Vorgaben zum Aufbau des Prüfstandes, zur Position der Messtechnik und zu Berechnungsmethoden. Bei allen Tätigkeiten wird sich an dieser orientiert um reproduzierbare sowie vergleichbare Ergebnisse zu erzielen. Tabelle 2.1 zeigt die genormten Klimaklassen mit deren Klassikation nach Trockenkugeltemperatur, relativer Luftfeuchtigkeit, Taupunkt und dem Wasserdampfgehalt der Luft. Tabelle 2.2 zeigt die Temperaturklassen der M-Pakete mit der jeweils niedrigsten und höchsten erlaubten Temperatur. Rahmenbedingung ist, dass alle Untersuchungen bei Klimaklasse 3 durchgeführt werden. Die erzielten Produkttemperaturen des Kühlmöbels müssen dabei zwischen 5 °C und -1 °C liegen.

Um Kühlgut möglichst genau zu simulieren, werden je 1 kg schwere M-Pakete aus Silikon verwendet. Abbildung 2.3 zeigt die vorgeschriebene Anordnung dieser M-Pakete in den Regalreihen des Kühlmöbels. Die mit einem X gekennzeichneten Pakete werden mit Temperatursensoren versehen. Der Messpunkt für die Temperatur und die relative Luftfeuchte muss mittig der Länge der Kühlmöbels und 300 mm vor dessen Oberkante liegen.

Voraussetzung für eine normgerechte Messung ist zudem, dass eine Bewegung der Luft vorhanden ist. Abbildung 2.4 zeigt die vorgeschriebenen Messpunkte für die Erfassung der Luftgeschwindigkeit. Diese muss an den drei Messpunkten auf der Linie A-A in Abbildung 2.4 zwischen 0,1 m/s und 0,2 m/s liegen[9].

Die erfassten Messwerte und die auf deren Basis berechneten Leistungen sowie Bewertungsgrößen werden über die letzten 75 % des letzten Kühlzyklus in einem Untersuchungszeitraum von 24 h gemittelt.

2.6 Simulationsmodell für Verschaltung der Verdampferrohre

Mithilfe des Programms EES (Engineering Equation Solver) wurde im Rahmen der Untersuchungen ein Modell erstellt, welches es ermöglicht den Effekt einer anderen Verschaltung der kältemittelführenden Leitungen innerhalb des Verdampfers auf dessen Kälteleistung zu simulieren. Grundidee hinter dem Modell ist den, durch den hohen Kältemittelmassenstrom bei gleichzeitig geringem Durchmesser der Verdampferrohre bedingten, Druckabfall und das damit einhergehende Absinken der Sättigungstemperatur zur Erhöhung der Kälteleistung zu nutzen. Im Ausgangsmodell

Tabelle 2.1: Klimaklassen.

Klimaklasse des Prüfraums	Trockenkugeltemperatur °C	Relative Luftfeuchte %	Taupunkt °C	Wasserdampfgehalt in trockener Luft g/kg
0	20	50	9,3	7,3
1	16	80	12,6	9,1
8	23,9	55	14,3	10,2
2	22	65	15,2	10,8
3	25	60	16,7	12
4	30	55	20	14,8
5	27	70	21,1	15,8
6	40	40	23,9	18,8
7	35	75	30	27,3

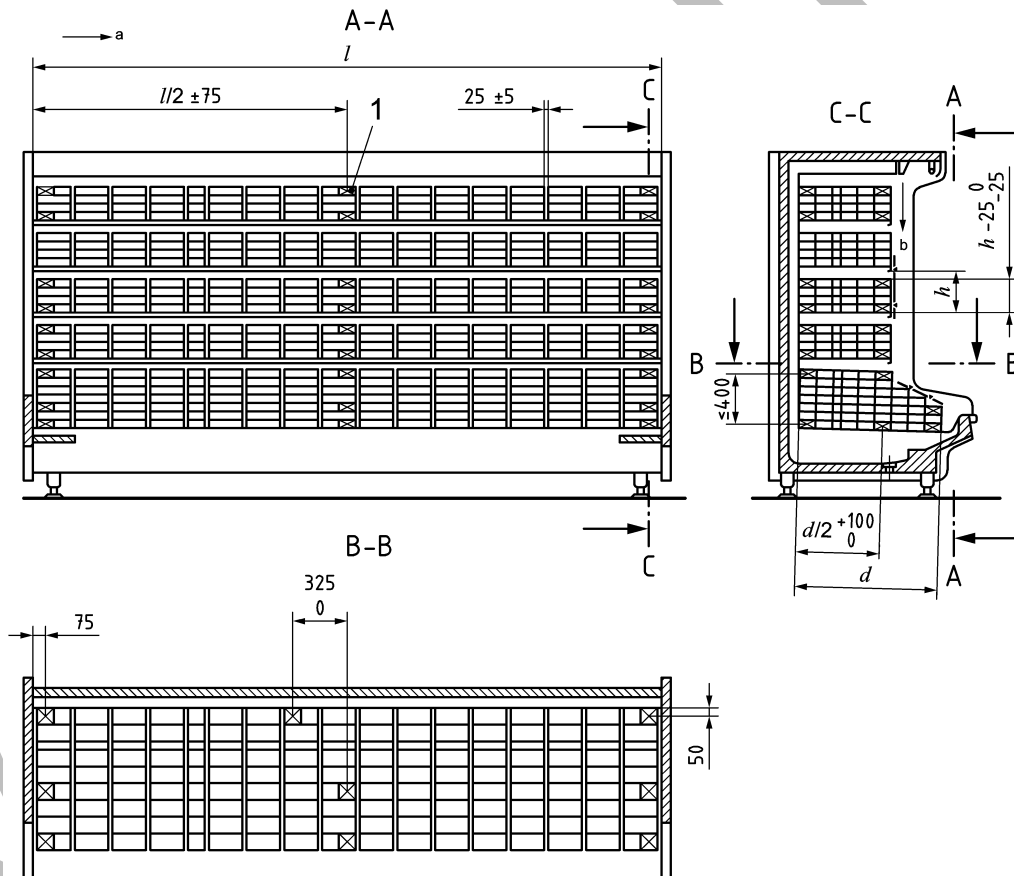
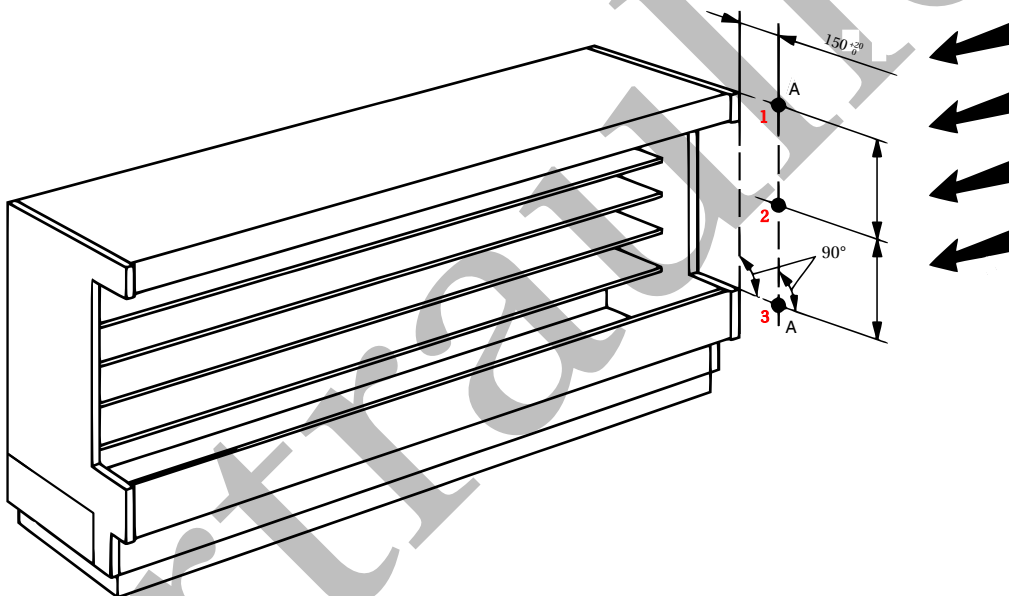


Abbildung 2.3: Anordnung der M-Pakete und der Temperatursensoren.

durchströmt das Kältemittel den Verdampfer im Gegenstromprinzip. Aufgrund des Druckabfalls verhält sich diese Anordnung wie eine Kombination aus Gleich- und Gegenstrom. Wird nun die An-

Tabelle 2.2: Temperaturklassen der M-Pakete.

Klasse	Höchste Temperatur, des wärmsten M-Pakets gleich oder niedriger als	Niedrigste Temperatur, des kältesten M-Pakets gleich oder höher als
	°C	
L1	-15	-
L2	-12	-
L3	-12	-
M1	+5	-1
M2	+7	-1
H1	+10	+1
H2	+10	-1
S	Sonderklasse	


Abbildung 2.4: Messpunkte.

ordnung der Rohre dahingehend geändert, dass das Kältemittel den Verdampfer von dessen Mitte aus im Gleichstrom mit der Luft nach oben durchströmt, aber die überhitzten Rohrreihen noch immer beim Lufteintritt sind, so erzielt man den gegenteiligen Effekt: Der Wärmeübertrager bietet eine Kombination aus Gleich- und Gegenstrom, verhält sich aber wie ein reiner Gegenstromverdampfer. Hierbei ist am Verdampferaustritt der Luft eine höhere Temperaturdifferenz zum Kältemittel zu erwarten. Abbildung 2.5 zeigt schematisch für beide Verschaltungen die Reihenfolge in der das Kältemittel durch den Verdampfer strömt. Die Graphen darunter zeigen die zu erwartenden Temperaturgradienten der Luft und des Kältemittels über die Höhe des Verdampfers.

Das Modell soll zeigen ob diese Maßnahme einen bedeutenden Effekt erzielen kann und wird an-

schließlich im Versuch validiert.

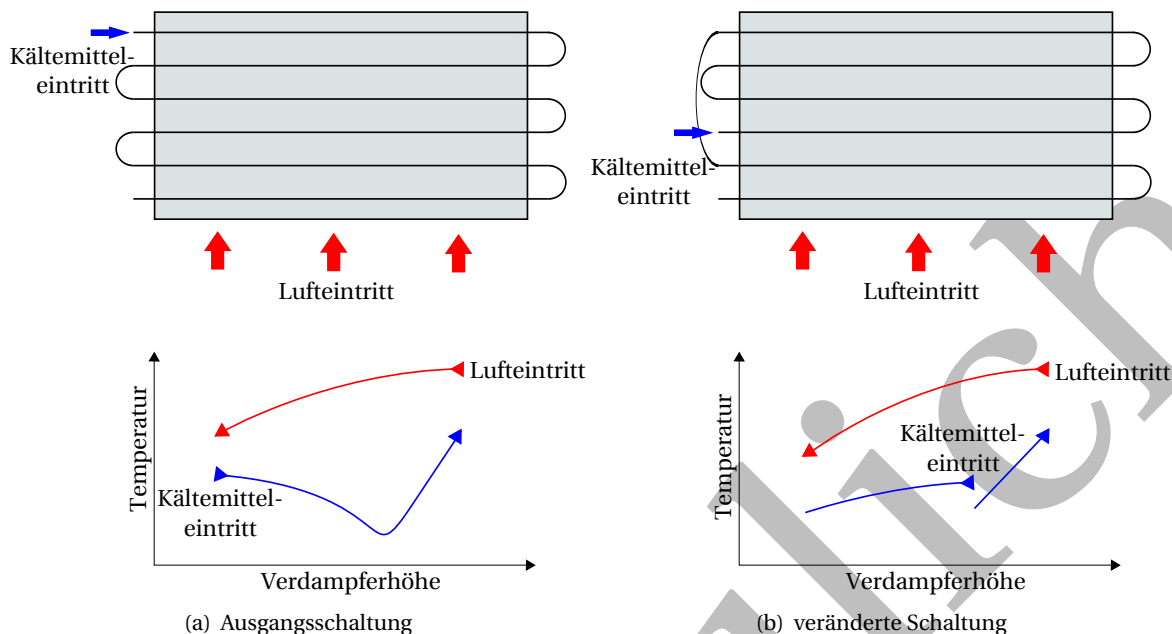


Abbildung 2.5: Vergleich der Verdampferschaltungen.

2.6.1 Modellierung mit EES

EES ist ein Gleichungslöser, der es erlaubt Gleichungen mit Unbekannten unabhängig ihrer Reihenfolge effizient zu lösen. Zudem besitzt EES eine Vielfalt integrierter mathematischer, sowie thermodynamischer und physikalischer Funktionen auf die sich bequem zugreifen lässt[10]. Ausschlaggebend für den Entscheid über die Nutzung des Programms ist vor allem die integrierte Stoffdatenbank, welche den Zugriff auf die Daten einer Vielzahl von idealen sowie realen Fluiden erlaubt. Eine objektorientierte Modellierung ist leider nicht ohne Weiteres möglich, wodurch der Entwicklungsaufwand stark erhöht wird. Damit das Programm genaue Ergebnisse liefert ist es nötig, physikalisch sinnvolle und und möglichst genaue Begrenzungen der erstellten Variablen anzugeben. Weitere Programmfunktionen erlauben die Erstellung einer Benutzeroberfläche sowie die Erstellung von Tabellen und Graphen. Als sehr nützlich erweist sich dabei die Möglichkeit Stoff-Eigenschaftsdiagramme wie z.B. Mollier- oder log-p-h-Diagramme zu erstellen.

2.6.2 Berechnung des Druckabfalls in der Zweiphasen-Strömung

Die Ausgangsberechnung auf der alle weiteren Berechnung basieren, ist die des Druckabfalls innerhalb der Kältemittelströmung. Nach Gleichung 2.11 setzt sich der gesamte Druckabfall Δp aus

einem Reibungsanteil $\Delta p_{\text{Reibung}}$, einem Beschleunigungsanteil $\Delta p_{\text{Beschleunigung}}$ und einem statischen Anteil $\Delta p_{\text{statisch}}$ zusammen[11]:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{Reibung}} \pm \Delta p_{\text{statisch}} \pm \Delta p_{\text{Beschleunigung}} \quad (2.11)$$

Der statische Anteil, sowie der Beschleunigungsanteil sind von einer viel kleineren Dimension und werden deshalb als vernachlässigbar angenommen. Um den durch Reibung bedingten Druckabfall zu berechnen muss zunächst bestimmt werden ob die Gasphase dispers oder kontinuierlich ist, d.h. ob Gasblasen getrennt und verteilt in der Flüssigkeit transportiert werden oder zusammenhängend strömen. Nach Gleichung 2.12 ist der Reibungsanteil des Druckverlustes das Integral der längenbezogenen Druckänderung über die Länge der Verdampferrohres.

$$\Delta p_{\text{Reibung}} = \int_{l_1}^{l_2} \left(\frac{dp}{dl} \right)_{\text{Reibung}} dl \quad (2.12)$$

Die Gasphase ist dispers, wenn Gleichung 2.13 gilt. Hierbei bezeichnet β das Verhältnis der Volumenströme der flüssigen Phase \dot{V}_F und der Gasphase \dot{V}_G . x ist der Dampfanteil des Kältemittels, ρ_F die Dichte der flüssigen Phase, ρ_D die Dichte der Dampfphase und Fr die Froudezahl.

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\dot{V}_G}{\dot{V}_F} = \frac{x\rho_F}{(1-x)\rho_D} \leq \frac{12\sqrt{Fr}}{1 + \frac{\sqrt{Fr}}{7}} \quad (2.13)$$

und als kontinuierlich, wenn Gleichung 2.14 gilt:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\dot{V}_G}{\dot{V}_F} = \frac{x\rho_F}{(1-x)\rho_D} > \frac{12\sqrt{Fr}}{1 + \frac{\sqrt{Fr}}{7}} \quad (2.14)$$

In allen durchgeführten Berechnungen ist die Dampfphase als kontinuierlich zu betrachten, daher wird sich im Rahmen dieser Ausführungen auf die Gleichungen dieser Annahme beschränkt. Der Reibungsdruckabfall wird wesentlich durch einen intensiven Impulsaustausch zwischen den beiden Phasen beeinflusst. In Gleichung 2.15 wird die Zweiphasenströmung wie eine Dampfströmung behandelt und der Einfluss der flüssigen Phase durch eine Korrekturgröße γ berücksichtigt. Hierbei ist \dot{m} der auf die Rohrquerschnittsfläche bezogene Massenstrom.

$$\left(\frac{dp}{dl} \right)_{\text{Reibung}} = \xi_D \frac{\dot{m}^2 x^2}{4\rho_D} \left(\frac{1}{1-\gamma} \right)^2 \quad (2.15)$$

ξ_D der Reibungsbeiwert und lässt sich mit Gleichung 2.16 bestimmen.

$$\frac{1}{\xi_D} = 2 \log(Re_D \sqrt{\xi_D}) - 0.8 \quad (2.16)$$

Dafür muss mit Gleichung 2.17 die Reynoldszahl der dampfförmigen Phase berechnet werden. η_D ist die dynamische Viskosität der Dampfphase und d der Innendurchmesser des Verdampferrohrs.

$$Re_D = \frac{\dot{m} x d}{\eta_D} \quad (2.17)$$

Die Korrekturgröße γ ist als effektive Querschnittsverengung für den Dampfstrom, verursacht durch die Flüssigkeit, zu interpretieren und kann als Versperrungsfaktor bezeichnet werden. Abhängig von den Geschwindigkeiten und den Dichteverhältnissen muss abschnittsweise zwischen verschiedenen Strömungsformen unterschieden werden. Bei kleinen Massenstromdichten ist die Strömung eben und geschichtet. Bei gesteigertem Durchsatz wird sie wellig und es treten Schwallen auf, durch die der Rohrumfang vollständig von Flüssigkeit benetzt ist. Bei noch höheren Durchsätzen wird die Flüssigkeit tropfenförmig im Gaskern mitgerissen. Durch erhebliche Expansionseffekte bei hohen Geschwindigkeiten findet eine Beschleunigung der Dampfphase statt und es stellt sich ein Schlupf zwischen den beiden Phasen ein[12]. Gleichung 2.18 ermöglicht die Berechnung der Korrekturgröße γ .

$$\gamma = \gamma_F(1 - E) + \gamma_E E \quad (2.18)$$

Dabei ist der Versperrungsfaktor für ebene Strömung γ_E . Dieser lässt sich mithilfe von Gleichung 2.19 bestimmen.

$$\gamma_E = 1 - \left(1 + 0.15 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.45} \left(\frac{\eta_f}{\eta_D} - 1 \right)^{0.25} (1 + 3x^4) \right)^{-1} \quad (2.19)$$

Der Versperrungsfaktor für Ringströmung mit Schwallen γ_F lässt sich mit Gleichung 2.20 berechnen. η_F ist die dynamische Viskosität der flüssigen Phase.

$$\gamma_F = 1 - \left(1 + \frac{(1-x)\rho_D}{x\epsilon\rho_F} \right)^{-1.19} \quad (2.20)$$

Gleichung 2.21 erlaubt die Berechnung des Verteilparameters E . c_D bezeichnet die Schallgeschwindigkeit in der Dampfphase.

$$E = 1.857 + 0.815 \log \left[\left(\frac{\dot{m} x}{\rho_D c_D} \right)^2 \left(1 + \frac{4575 \rho_D^2}{\rho_F^2} \right) \right] \quad (2.21)$$

E darf immer nur Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Liegt ein Ergebnis außerhalb dieses Bereichs wird E mithilfe einer Bedingung auf 0 bzw. 1 gesetzt. Bei $E = 0$ ist die Strömungsform Ringschwallströmung, bei $E = 1$ beschleunigte Strömung. Für die Berechnung von γ_F ist zudem die

Berechnung der Hilfsgrößen ϵ und ψ mithilfe der Gleichungen 2.22 bis 2.25 nötig. Re_F und Fr_F bezeichnen die Reynoldszahl bzw. die Froudezahl der flüssigen Phase.

$$\epsilon^{-3} = \epsilon_1^{-3} + \epsilon_2^{-3} \quad (2.22)$$

mit

$$\epsilon_1 = 1.71\psi^{0.2} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.15} \left(\frac{\rho_D}{\rho_F} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_D}{\eta_F} \right)^{0.1} \quad (2.23)$$

und

$$\epsilon_2 = 9.1\psi \quad (2.24)$$

sowie

$$\psi = (Re_F Fr_F)^{-\frac{1}{6}} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_F}{\rho_D} \right)^{-0.9} \left(\frac{\eta_F}{\eta_D} \right)^{-0.5} \quad (2.25)$$

2.6.3 Berechnung des Wärmeübergangs

Die Ausgangsgröße der Temperatur von Luft und Kältemittel nach jeder Zelle wurde mittels der $\epsilon - NTU$ -Methode berechnet [11][13][14]. NTU (dt. Anzahl der Übertragungseinheiten) und ϵ bezeichnen dimensionslose Kennzahlen. Diese Methode ist ein Verfahren, das oft bei der Auslegung von Wärmetauschern verwendet wird, da es teils schwierige Berechnungsschritte erspart. Zunächst ist es erforderlich den minimalen und maximalen Wärmekapazitätsstrom \dot{C}_{min} und \dot{C}_{max} der beiden Fluide zu bestimmen. Für den Wärmekapazitätsstrom der Luft gilt Gleichung 2.26.

$$\dot{C}_{min} = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (2.26)$$

Für den Wärmekapazitätsstrom des Kältemittels gilt Gleichung 2.27.

$$\dot{C}_{max} = \dot{m}_k c_{p,k} \quad (2.27)$$

Das Wärmekapazitätsverhältnis C_r ist damit nach Gleichung 2.28.

$$C_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad (2.28)$$

Zudem ist es notwendig den Wärmedurchgangskoeffizienten k zu berechnen[15]. Dieser setzt sich aus den Wärmeleitwiderständen W der einzelnen Rohrschichten und Übergängen zusammen. Um flexibel bei der Anpassung der Parameter des Modells an die Realität zu sein wurde hierbei auf eine Analogie zu Widerständen in Reihenschaltung aus der Elektrotechnik zurückgegriffen und die wärmeübertragende Fläche A direkt mit einbezogen. Somit gilt nach Gleichung 2.29:

$$kA = \frac{1}{W_L + W_{Al} + W_{Cu} + W_{Km}} \quad (2.29)$$

Die einzelnen Wärmeleitwiderstände lassen sich mithilfe der Gleichungen 2.30 bis 2.33 berechnen.

$$W_L = \frac{1}{\alpha_L d_{Al} \pi l} \quad (2.30)$$

$$W_{Al} = \frac{t_{Al}}{\lambda_{Al} d_{Al} \pi l} \quad (2.31)$$

$$W_{Cu} = \frac{t_{Cu}}{\lambda_{Cu} d_{Cu} \pi l} \quad (2.32)$$

$$W_{Km} = \frac{1}{\alpha_{Km} d_i \pi l} \quad (2.33)$$

Die Rohrgeometrie ist dabei wie in Abbildung 2.6 dargestellt. Die Wärmeübergangszahlen werden mit Orientierung am realen Modell bestimmt.

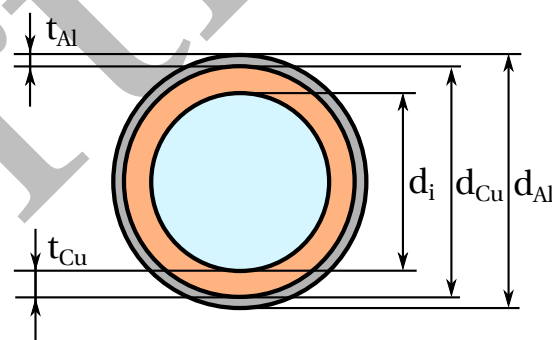


Abbildung 2.6: Geometrie des Verdampferrohres.

Mit diesen Größen lässt sich gemäß Gleichung 2.34 der NTU -Wert berechnen.

$$NTU = \frac{kA}{\dot{C}_{min}} \quad (2.34)$$

Damit lässt sich die Effektivität des Wärmeübertragers ϵ bestimmen. Dabei muss zwischen sensibler und latenter Wärmeaufnahme des Fluids unterschieden werden. Findet ein Verdampfungsprozess statt so gilt $C_{max} \rightarrow \infty$ und damit $C_r = 0$. Für diesen Fall gilt Gleichung 2.35.

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.35)$$

Für den Fall überhitzenden Kältemittels und reinem Kreuzstrom gilt Gleichung 2.36.

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NTU)^{0.22}(\exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1)\right] \quad (2.36)$$

Im Anschluss ist es möglich den übertragenen Wärmestrom \dot{Q} gemäß Gleichung 2.37 zu berechnen. $T_{L, \text{ein}}$ bezeichnet die Eintrittstemperatur der Luft in und $T_{Km, \text{ein}}$ die Eintrittstemperatur des Kältemittels in die berechnete Zelle.

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{C}_{\min}(T_{L, \text{ein}} - T_{Km, \text{ein}}) \quad (2.37)$$

Die Eintrittstemperatur des Kältemittels ist die Sättigungstemperatur bei Eingangsdruck. Aus der Energiebilanz in Gleichung 2.38 lassen sich dann Kältemittelaustrittsenthalpie $h_{Km, \text{aus}}$ sowie Luftaustrittstemperatur $T_{L, \text{aus}}$ bestimmen. \dot{M} bezeichnet den Massenstrom des jeweiligen Fluids. Die Eintrittsenthalpie des Kältemittels $h_{Km, \text{ein}}$ ist durch Eingangsdruck und Dampfanteil gegeben.

$$\dot{Q} = \dot{M}_{Km}(h_{Km, \text{ein}} - h_{Km, \text{aus}}) = \dot{M}_L c_{p, L}(T_{L, \text{ein}} - T_{L, \text{aus}}) \quad (2.38)$$

2.6.4 Das Modell

Mithilfe der in Abschnitt 2.6.2 und 2.6.3 vorgestellten Gleichungssysteme lassen sich, durch Angabe der Eingangswerte Druck, Dampfanteil, Temperatur und Massenstrom des Kältemittels sowie Temperatur und Massenstrom der Luft, Ausgangswerte nach einer definierten Rohrlänge berechnen. Da die Ergebnisse innerhalb einer Zelle allein von den Eingangswerten abhängig sind bietet eine Unterteilung in mehrere kleine Zellen eine viel höhere Genauigkeit. Um Rechenaufwand und Genauigkeit in der Waage zu halten und mit Orientierung am realen Verdampfer wird das Modell entsprechend der Anzahl der Verdampferrohre eines Kältemittelkreises mittels der Zellenmethode in sechs Berechnungszellen unterteilt[16]. Jeder einzelnen Zelle wird eine möglichst realistische individuelle Stromführung zugeordnet. Auf diese Weise ergibt sich anstelle des Gesamtapparates ein System aus zusammengeschalteten Einzelapparaten[11]. Über die Benutzeroberfläche lässt sich der Zustand beider Fluide nach jeder einzelnen Zelle observieren und somit direkt mit den Daten des realen Verdampfers vergleichen. Das Modell ist nur gültig für die Annahme trockener

Luft. Da auch in einer Klimakammer 0 % relative Feuchtigkeit schwierig zu erreichen sind, ist eine Abweichung der Ergebnisse zu erwarten.

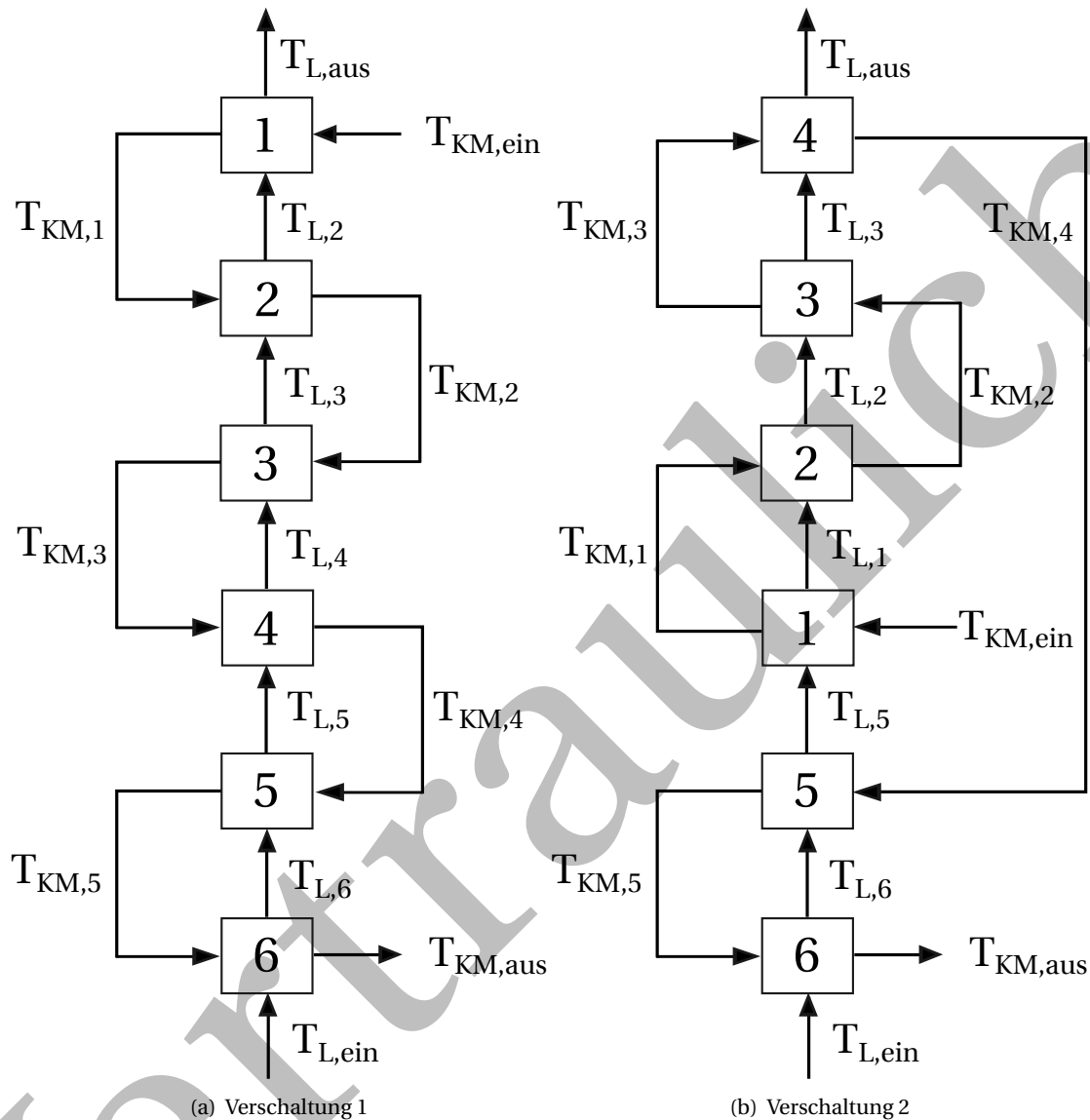


Abbildung 2.7: Zellenmethode.

Bei der Zellenmethode wird die Austauschfläche in Teilbereiche unterteilt, die nacheinander in gleicher oder unterschiedlicher Reihenfolge von beiden Fluidströmen oder Anteilen davon überströmt werden. Jede Teilfläche wird als Fläche eines Einzelapparates aufgefasst mit individuellen Ein- und Austrittstemperaturen beider Fluide.

3 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

In diesem Kapitel wird die Durchführung der Untersuchung sowie die erzielten Ergebnisse beschrieben. Tabelle 3.1 bietet einen Überblick über die im Rahmen der Arbeit relevanten Untersuchungen.

Tabelle 3.1: Spezifikationen der durchgeführten Untersuchungen.

Test Nr.	r. F.	Überhitzung	Öl	Abtauintervall	Verdichter	Verdampfer
35	60%	8K	3MAF	4h	ZB09KAU-TFD Hyb	AHT
50	60%	8K	HC 4467	4h	ZB09KAU-TFD Hyb	AHT
51	60%	8K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD Hyb	AHT
54	60%	8K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	AHT
58	60%	8K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	LIDL V1
60	60%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	LIDL V1
61	0%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	LIDL V1
63	0%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	LIDL V2
64	60%	13K	HC 4467	3h	ZB09KAU-TFD	LIDL V2

3.1 Einstellung von Normbedingungen

In diesem Abschnitt werden die für die Einstellung von Normbedingungen durchgeführten Untersuchungen beschrieben. Vor Durchführung der einzelnen Untersuchungen ist es notwendig zu prüfen ob die Umgebungsbedingungen konstant sind und sich an der Norm (siehe Abschnitt 4.1) orientieren, um reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen. Zu diesem Zweck werden entsprechend Abbildung 2.4 Sensoren positioniert. Diese zeichnen Temperatur und Geschwindigkeit der Luft über einen Zeitraum von 10 min auf. Mithilfe eines elektrischen Dampferzeugers wird die Luftströmung in der Klimakammer sichtbar gemacht. Damit ist es möglich ein Strömungsbild zu visualisieren und mögliche Ansatzpunkte zum Erreichen der Normbedingungen zu identifizieren. Um die Raumströmung zu verändern werden die Leistung und die Anzahl der laufenden Lüftermotoren über die Kammersteuerungssoftware verändert. Es wird zudem die Öffnung in der abgehängenen Decke verdeckt und geprüft ob dies einen Einfluss auf das Strömungsbild der Luft hat. Dadurch ist die Luft gezwungen entgegen der vorgesehenen Strömungsrichtung durch die abgeschaltete Lüftungsanlage von Kammer A statt nach oben durch die Öffnung in der Decke zu strömen. Die sich als förderlich erwiesenen Änderungen werden anschließend für alle nachfolgenden Untersuchungen angewandt.

Tabelle 3.2: Untersuchungen zur Ermittlung eines der Norm entsprechenden Betriebspunkts.

Lüfteranzahl [Anzahl]	Lüfterleistung [%]	Decke
5	8	offen
5	9	offen
5	10	offen
5	10	geschlossen
2	24	offen
2	25	offen
2	30	offen
2	30	geschlossen

Die Abbildungen 3.1 - 3.4 zeigen den zeitlichen Verlauf der gemessenen Luftgeschwindigkeiten an den Positionen 1 - 3. Auf der y-Achse ist die Luftgeschwindigkeit in $\frac{m}{s}$ abzulesen, auf der x-Achse die Zeit in h . Die grünen Markierungen grenzen den Bereich der Luftgeschwindigkeit ein, der durch die Norm vorgeschrieben ist. Die gestrichelten Linien markieren den zeitlichen Mittelwert des jeweiligen Messwertes.

Bei 30 % Lüfterleistung liegen die Geschwindigkeiten an den Messpunkten 1 und 2 über dem Sollwert. Die Geschwindigkeit an Position 3 liegt darunter. Die maximalen Geschwindigkeiten werden an Position 2, auf mittlerer Höhe des Kühlmöbels, gemessen. Diese betragen 0.35 m/s bei offener Decke und 0.3 m/s bei geschlossener Decke. Bei 10 % Lüfterleistung liegt der Mittelwert der gemessenen Geschwindigkeit an Position 2 immer innerhalb des vorgeschriebenen Bereichs. Die Geschwindigkeit an Position 1 liegt darüber, die Geschwindigkeit an Position 3 darunter. Die maximalen Geschwindigkeiten betragen 0.35 m/s bei offener Decke und 0.3 m/s bei geschlossener Decke und werden an Position 1 gemessen.

Abbildungen 3.5 und 3.6 stellen jeweils den zeitlichen Verlauf der Lufttemperatur an den Positionen 1 - 3 während der Untersuchungen mit 10 % und 30 % Lüfterleistung bei offener Decke dar. Während die Temperatur an den Positionen 1 und 2 circa im angestrebten Bereich um 25 °C liegt, ist auffällig, dass die Temperatur in Position 3 nach unten abweicht. Beim Betrieb mit 10 % Lüfterleistung ist die Abweichung mit 7 K sehr groß. Bei 30 % Lüfterleistung ist diese nur 1.5 K groß.

Die Abbildungen 3.7 und 3.8 visualisieren den Strömungsverlauf der Luft in der Kammer. Die roten Pfeile stellen dabei eine sichtbare Luftbewegung dar. Bei geöffneter Decke ist zu erkennen, dass die Luft quer über das Kühlmöbel Richtung Deckenöffnung strömt. Bei geschlossener Decke ist der Strömungsverlauf parallel zum Kühlmöbel.

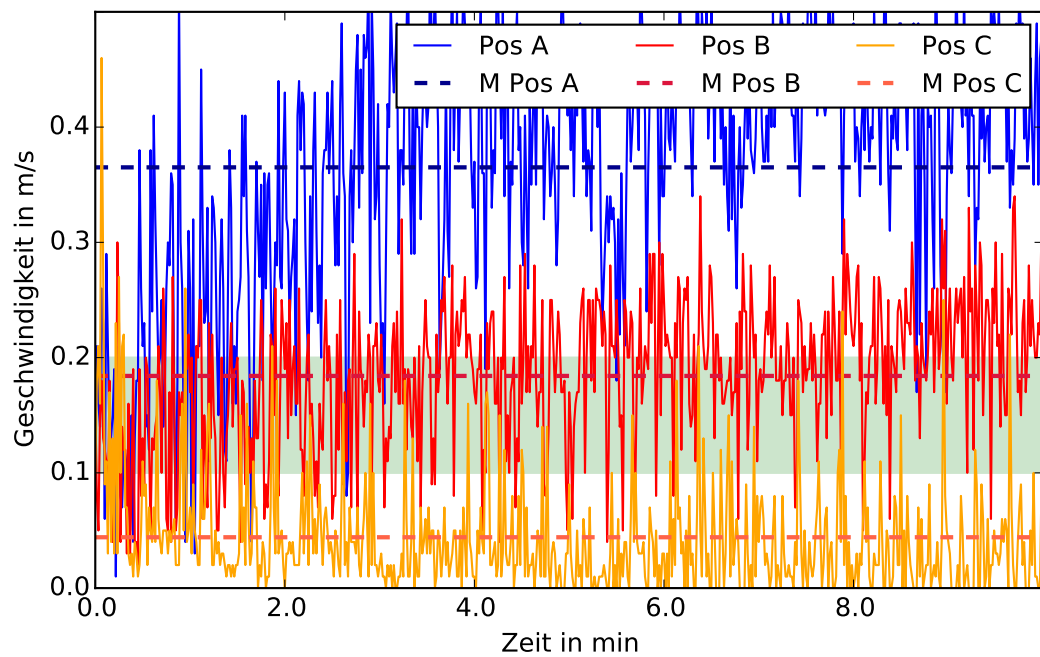


Abbildung 3.1: Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.

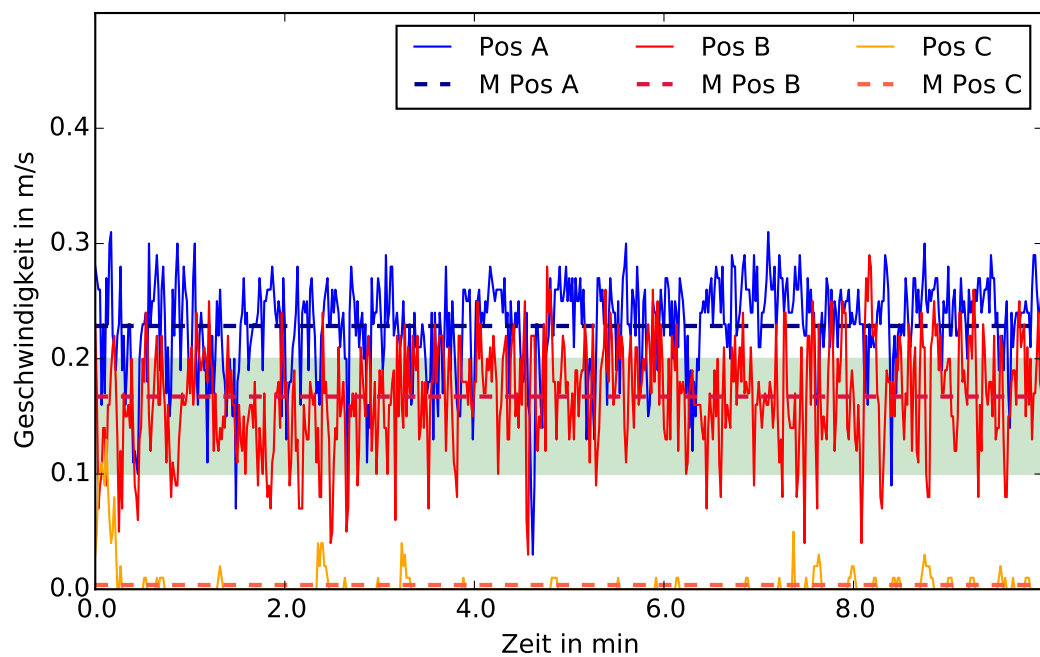


Abbildung 3.2: Luftgeschwindigkeiten bei 10% Lüfterleistung und geschlossener Decke.

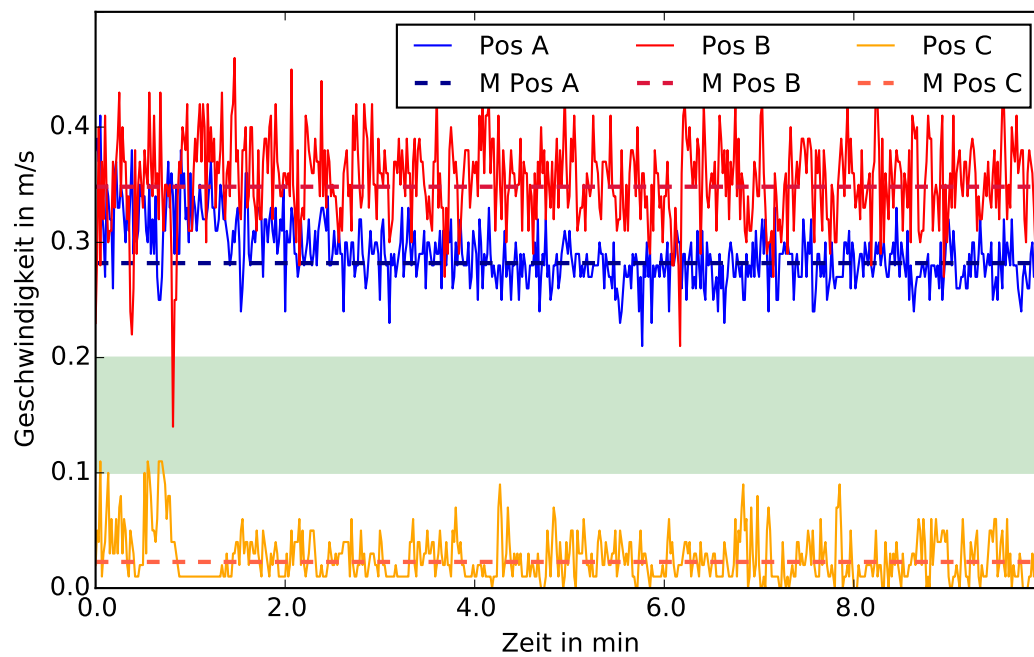


Abbildung 3.3: Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.

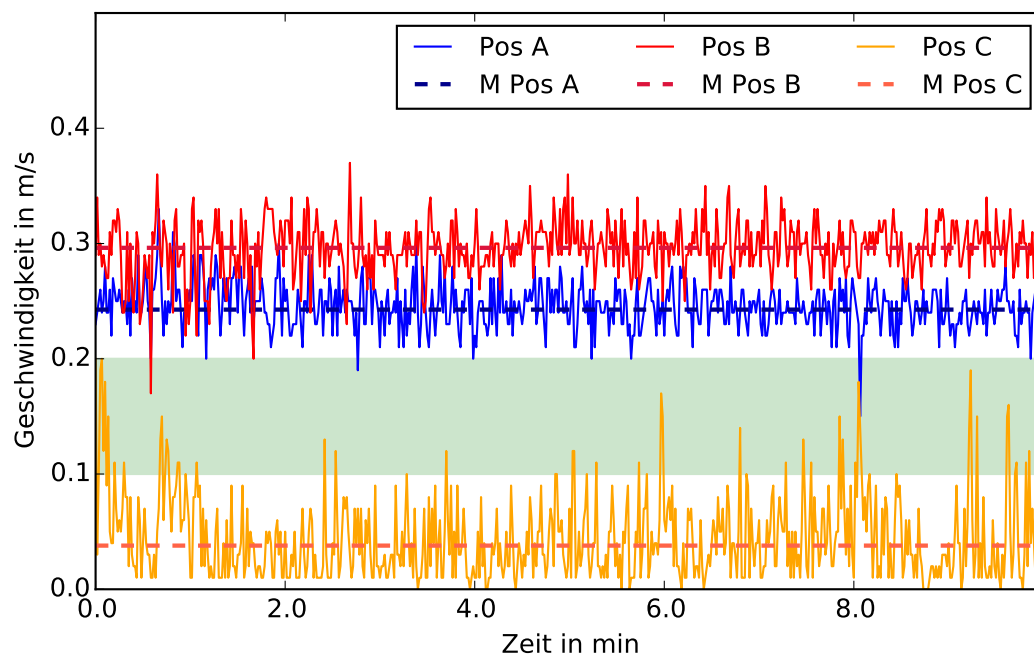


Abbildung 3.4: Luftgeschwindigkeiten bei 30% Lüfterleistung und geschlossener Decke.

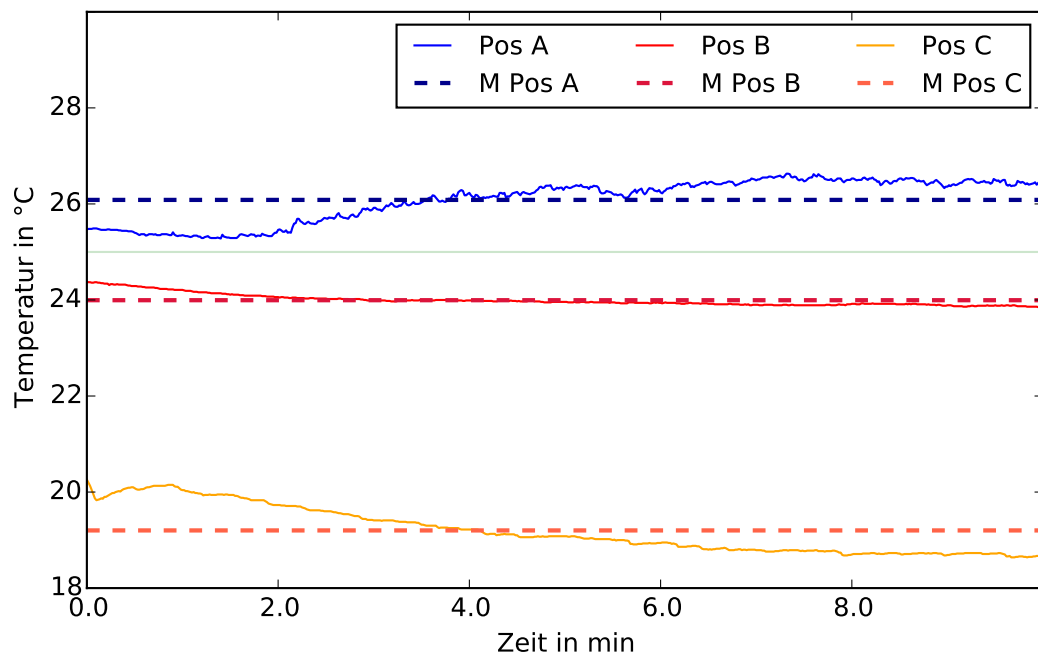


Abbildung 3.5: Lufttemperaturen bei 10% Lüfterleistung und offener Decke.

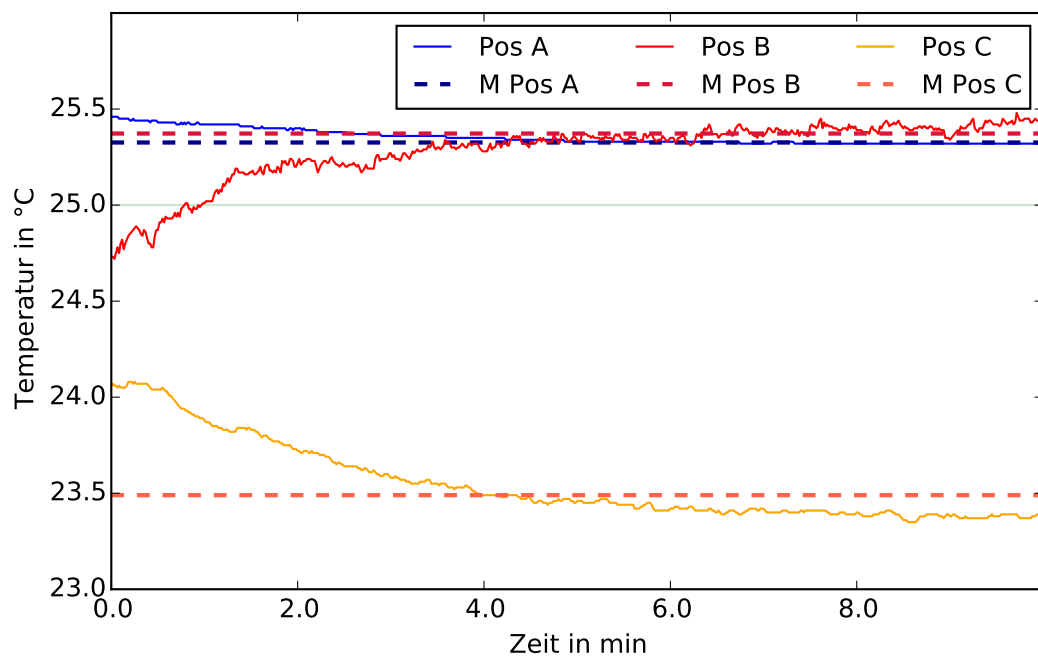


Abbildung 3.6: Lufttemperaturen bei 30% Lüfterleistung und offener Decke.

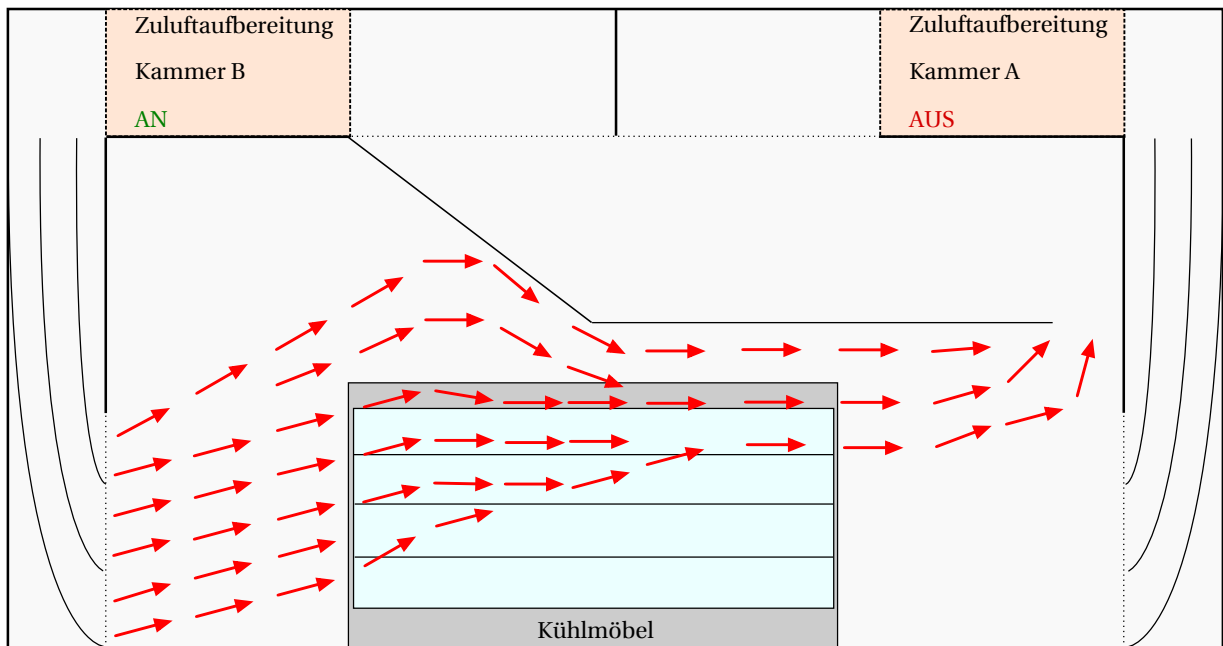


Abbildung 3.7: Luftströmung in der Klimakammer mit Deckenöffnung.

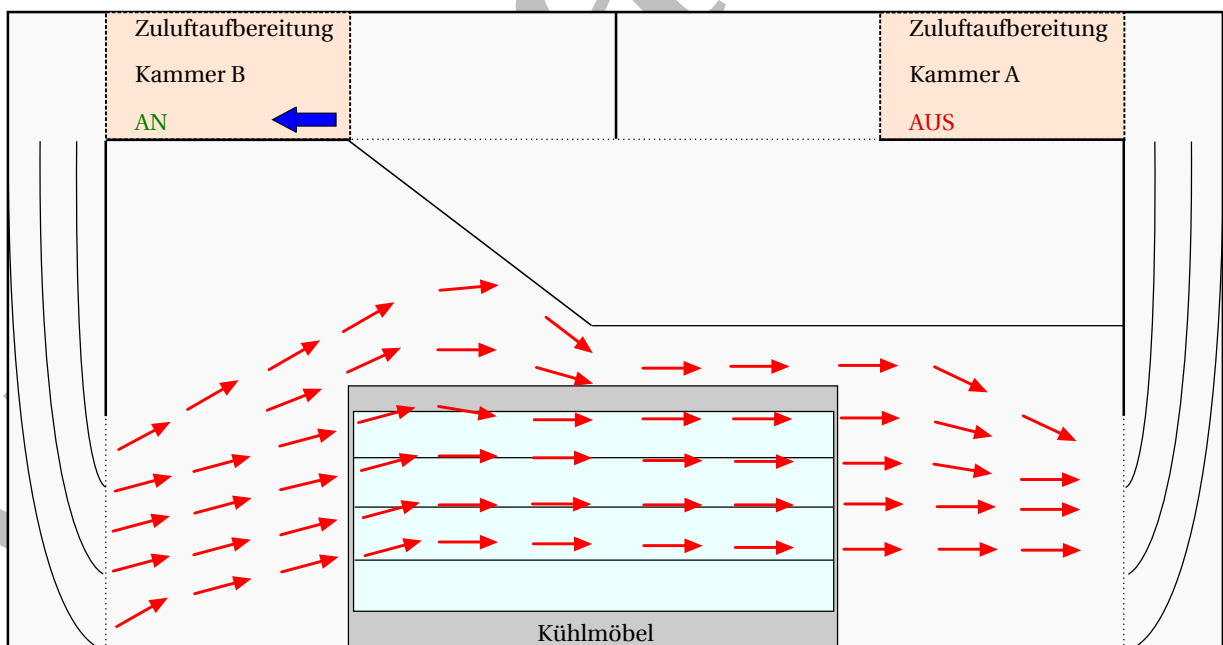


Abbildung 3.8: Luftströmung in der Klimakammer ohne Deckenöffnung.

3.2 Kältemittelöle

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungen des Betriebs mit den Kältemittelölen 3MAF und HATCOL 4467 beschrieben und die Untersuchungsergebnisse miteinander verglichen. Simulationen belegen einen nicht zu vernachlässigenden Anteil im Öl gelösten Kältemittels, was zu einer Minderung der Verdampferleistung führt [17]. Diese führen zu dem Schluss, dass ein hoher Anteil des Öles sich in den Wärmeübertragern befinden muss. Es wird die Annahme gemacht, dass der Ölrücktransport nicht einwandfrei sichergestellt werden kann und dass sich demnach, konservativ abgeschätzt, 20 % des Öles in den Wärmeübertragern befinden. Damit berechnet sich die Menge des im Öl gelösten Kältemittels wie in Tabelle 3.3 dargestellt. Die berechneten Werte beziehen sich exemplarisch auf einen Kältekreis und basieren auf den Versuchsdaten der Untersuchung von 3MAF. Mittels der Gleichungen 2.1, 2.2 und 2.4 werden die Viskosität, die Dichte und die Löslichkeit des Kältemittels im jeweiligen Öl berechnet. Es ist zu erkennen, dass Propan in 3MAF eine höhere Löslichkeit besitzt als in HATCOL 4467 und dieses folglich mehr Kältemittel aufnehmen kann. In den Wärmeübertragern ist die berechnete Löslichkeit höher als im Verdichter.

In Tabelle 3.4 sind die berechneten Daten der jeweiligen Untersuchungen mit den Ölen 3MAF und HATCOL 4467 aufgeführt. Dabei beziehen sich die Daten im ersten und letzten Abschnitt der Tabelle auf das ganze System und die Daten in den mittleren Abschnitten auf die jeweiligen Kältekreise des Kühlmöbels. Der Vergleich der Daten beider Untersuchungen zeigt eine um etwa 100 W höhere elektrische Leistungsaufnahme beim Betrieb mit HATCOL 4467, sowie eine um etwa 60 W höhere Verdampfungsleistung. Die Kondensationsleistung ist um etwa 300 W höher. Der EER verzeichnet jedoch eine Reduktion um circa 3 %. Die Verdampfungstemperaturen sowie die Überhitzungen in allen drei Kältekreisen sinken tendenziell. Die Änderung ist sehr gering und bewegt sich im Rahmen der Messungenauigkeit.

Auffällig ist ein Anstieg der Kondensationstemperatur um bis zu 3 K. Diese erreicht in Test 35 nicht die eingestellten 35 °C. Ein geringes Absinken des Druckabfalls um bis zu 0.05 bar über den Verdampfer ist zu beobachten. Der Kältemittelmassenstrom sinkt in allen Kreisen sehr gering. In Kreis 1 ist die Reduktion des Massenstroms am deutlichsten. Die Dampfanteile vor den Expansionsventilen sind beim Betrieb mit HATCOL 4467 in allen Kreisen geringer als beim Betrieb mit 3MAF. Dieser Effekt wird in Kreis 1 am deutlichsten. Luft- und Produkttemperaturseitig ist keine eindeutige Veränderung zu erkennen. Nur die Einlasstemperatur der Luft ist beim Betrieb mit HATCOL 4467 1 K höher als beim Betrieb mit 3MAF und damit der größte abweichende Wert.

Zuletzt wird mithilfe eines Spülsystems für Kälteanlagen geprüft ob sich zurückgebliebenes Öl in den Kältekreisen befindet. Dieses befördert flüssiges Kältemittel durch das System und sammelt mithilfe eines Ölabscheider eventuell im System verbliebenes Öl.

Tabelle 3.3: Löslichkeitsverhalten von HATCOL 4467 und 3MAF.

	10% Öl im Verdampfer	80% Öl im Verdichter	10% Öl im Kondensator
HATCOL 4467			
Viskosität [cSt]	3.29	38.66	0.89
Dichte [g/cm ³]	0.79	0.94	0.73
Löslichkeit [%]	35.4	5.0	37.1
KM in Öl [g]	13.09	17.55	12.79
KM in Öl [%]	8.7	11.7	8.5
3MAF			
Viskosität [cSt]	1.95	17.73	0.87
Dichte [g/cm ³]	0.75	0.93	0.70
Löslichkeit [%]	41.0	5.2	41.6
KM in Öl [g]	14.53	18.07	13.80
KM in Öl [%]	9.7	12.0	9.2
Differenz [g]	1.45	0.52	1.01

Tabelle 3.4: Vergleich zwischen dem Betrieb mit 3MAF und HATCOL 4467.

	3MAF	HATCOL 4467
el. Leistung Verdichter [W]	2436	2542
Leistung Verdampfer [W]	5383	5442
Leistung Kondensator [W]	7589	7882
EER	2.21	2.14
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-9.46	-9.96
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	31.82	34.51
Überhitzung (K1) [K]	8.21	7.77
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	26	20
Massenstrom (K1) [g/s]	8.34	8.18
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	64531	59450
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-10.24	-10.42
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	33.82	35.14
Überhitzung (K2) [K]	8.19	7.93
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	16	15
Massenstrom (K2) [g/s]	8.06	8.03
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	63828	62899
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-10.25	-10.54
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	33.25	34.67
Überhitzung (K3) [K]	8.53	8.90
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	20	16
Massenstrom (K3) [g/s]	8.05	7.96
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	56099	52894
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.35	5.63
Maximale Produkttemperatur [°C]	10.54	11.10
Minimale Produkttemperatur [°C]	0.98	0.56
Einlasstemperatur Luft [°C]	7.68	8.69
Auslasstemperatur Luft [°C]	-0.31	-0.02

3.3 Abtauintervalle

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungen des Betriebs mit einem 4 h Abtauintervall und mit bedarfsgerechter Abtauung beschrieben und deren Ergebnisse miteinander verglichen. Es ist auffällig, dass das Intervall bei bedarfsgerechter Abtauung genau 3 h lang ist. Dies lässt vermuten, dass die Regelung der Abtauung diese nicht nach Bedarf sondern nach dem eingestellten Intervall von 3 h einleitet. Daher ist die genaue Ursache für die Abtauung zu prüfen.

Tabelle 3.5 zeigt die Ergebnisse der beiden Untersuchungen. Während die elektrische Leistungsaufnahme in etwa gleich ist vergrößern sich beim bedarfsgerechter Abtauung die übertragenen Wärmeströme an den Wärmeübertragern deutlich um circa 350 W. Dies verursacht eine Steigerung des EER von 2.14 auf 2.26. Es ist ein Anstieg der Verdampfungstemperaturen in allen drei Kältekreisen um circa 2 K erkennbar. Die Kondensationstemperaturen sind unverändert. Der Massenstrom des Kältemittels steigt um etwa 0.7 g/s. Der Druckabfall über den Verdampfer steigt um etwa 0.05 bar. Der Dampfanteil des Kältemittels am Verflüssigeraustritt steigt um 3 % bis 5 %. Die Auslasstemperatur der Luft steigt um fast 1 K während die Einlasstemperatur der Luft und die Produkttemperaturen unverändert bleiben.

Es ist zu untersuchen, warum eine Verkürzung des Abtauintervalls einen großen Effizienzgewinn verursacht.

3.4 Verdichter

Im Rahmen der Untersuchungen werden zwei Ausführungen des in Abschnitt 2.2 vorgestellten Verdichtermodells verglichen. Ein Austausch der Verdichter umfasst die Entsorgung der vorherigen Kältemittelfüllung, den Aus- und Einbau der Verdichter sowie eine komplette Inbetriebnahme, inklusive Druckfestigkeits- und Dichtheitsprüfung. Nach erneuter Inbetriebnahme wird das Kühlmöbel bis zum Erreichen einer konstanten Produkttemperatur betrieben. Anschließend beginnt der beobachtete Messzeitraum von 24 h.

Tabelle 3.6 zeigt die Herstellerdaten beider Verdichtervarianten bei einer Kondensationstemperatur von 35 °C, einer Verdampfungstemperatur von -10 °C, einer Überhitzung von 10 K und einer Unterkühlung von 0 K für einen Verdichter. Die Hybridausführung stellt einen höheren Kältemittelmassenstrom bei gleichzeitig geringerer elektrischer Leistungsaufnahme gegenüber der Standardausführung zur Verfügung.

Tabelle 3.7 sind die erfassten und berechneten Messwerte der Untersuchungen zu entnehmen. Diese zeigen eine signifikante Erhöhung der elektrischen als auch der thermischen Leistungen beim Wechsel der Hybrid- zur Standardausführung des Verdichters. Der EER erfährt nur eine geringe Erhöhung. Es ist zudem eine leichte Reduzierung des Kältemittelmassenstroms zu erkennen und eine Reduzierung des Dampfanteils am Kondensatoraustritt um 5 % bis 14 %. In Kältekreis 2 ist dies besonders gut zu erkennen. Der Druckabfall in den Kreisen 2 und 3 erfährt eine Reduktion

Tabelle 3.5: Vergleich zwischen verschiedenen Abtauintervallen.

	4h Abtauintervall	Bedarfsabtauung
el. Leistung Verdichter [W]	2542	2554
Leistung Verdampfer [W]	5442	5770
Leistung Kondensator [W]	7882	8230
EER	2.14	2.26
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-9.96	-7.71
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.51	34.71
Überhitzung (K1) [K]	7.77	8.06
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	20	23
Massenstrom (K1) [g/s]	8.18	8.88
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	59450	64649
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-10.42	-7.95
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.14	35.30
Überhitzung (K2) [K]	7.93	8.06
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	15	20
Massenstrom (K2) [g/s]	8.03	8.79
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	62899	68890
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-10.54	-8.20
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	34.67	34.77
Überhitzung (K3) [K]	8.90	9.07
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	16	21
Massenstrom (K3) [g/s]	7.96	8.68
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	52894	57693
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.63	5.67
Maximale Produkttemperatur [°C]	11.10	11.17
Minimale Produkttemperatur [°C]	0.56	0.33
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.69	8.66
Auslasstemperatur Luft [°C]	-0.02	0.77

während der Druckabfall sehr gering ansteigt. Die kältekreis- und luftseitig erfassten Temperaturen sowie Temperaturdifferenzen unterscheiden sich nicht signifikant. Die Änderungen liegen im Bereich der Messungenauigkeit.

Die log-p-h-Diagramme 3.9 und 3.10 zeigen das Zwei-Phasen-Gebiet von R290 im Anwendungsbereich. Auf der x-Achse ist die Enthalpie in $\frac{kJ}{kg}$ und auf der y-Achse logarithmisch der Druck in *bar* aufgetragen. Der Vergleich zeigt die Erhöhung der Kondensations- sowie der Verdampfungsenthalpie nach Wechsel zur Standardausführung exemplarisch an Kreis 2. Die Werte werden jeweils 10 % vor Ende des letzten Zyklus erfasst.

Tabelle 3.6: Verdichterdaten nach Datenblatt

	ZB09KAU-TFD (Hyb)	ZB09KAU-TFD
Kälteleistung [W]	2280	2280
el. Leistung [W]	830	800
Massenstrom [g/s]	7.96	8.19

Tabelle 3.7: Vergleich zwischen der Hybrid- und der Standardausführung eines Scrollverdichters.

	ZB09KAU-TFD (Hyb)	ZB09KAU-TFD
el. Leistung Verdichter [W]	2554	2697
Leistung Verdampfer [W]	5770	6161
Leistung Kondensator [W]	8230	8652
EER	2.26	2.28
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-7.71	-7.61
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.71	34.48
Überhitzung (K1) [K]	8.06	8.11
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	23	18
Massenstrom (K1) [g/s]	8.88	8.59
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	64649	65651
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-7.95	-8.36
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.30	35.63
Überhitzung (K2) [K]	8.06	8.33
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	20	6
Massenstrom (K2) [g/s]	8.79	8.29
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	68890	64548
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-8.20	-8.22
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	34.77	34.65
Überhitzung (K3) [K]	9.07	9.21
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	21	15
Massenstrom (K3) [g/s]	8.68	8.33
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	57693	55501
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.67	5.48
Maximale Produkttemperatur [°C]	11.17	10.60
Minimale Produkttemperatur [°C]	0.33	1.14
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.66	8.71
Auslasstemperatur Luft [°C]	0.77	0.99

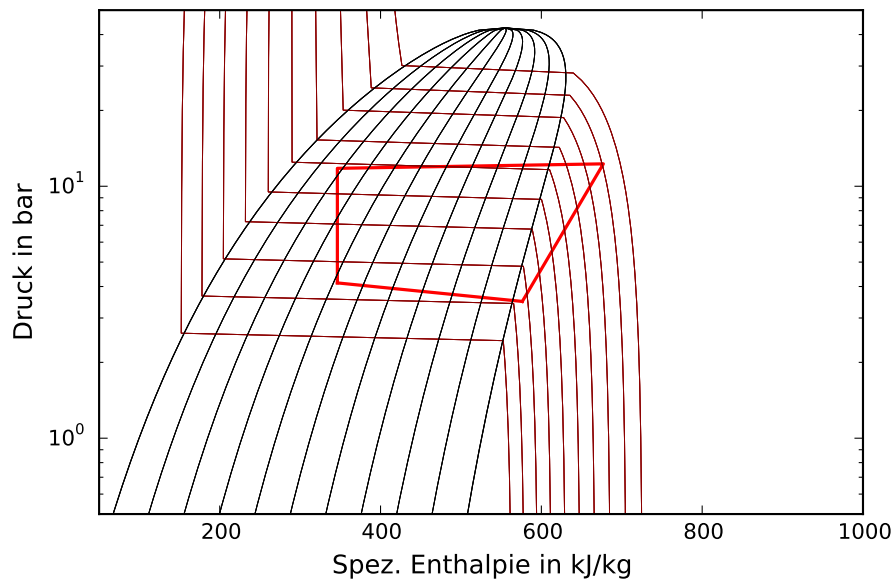


Abbildung 3.9: logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit VerdichtermodeLL ZB09KAU-TFD (Hybrid) 10 % vor Ende des Zyklus.

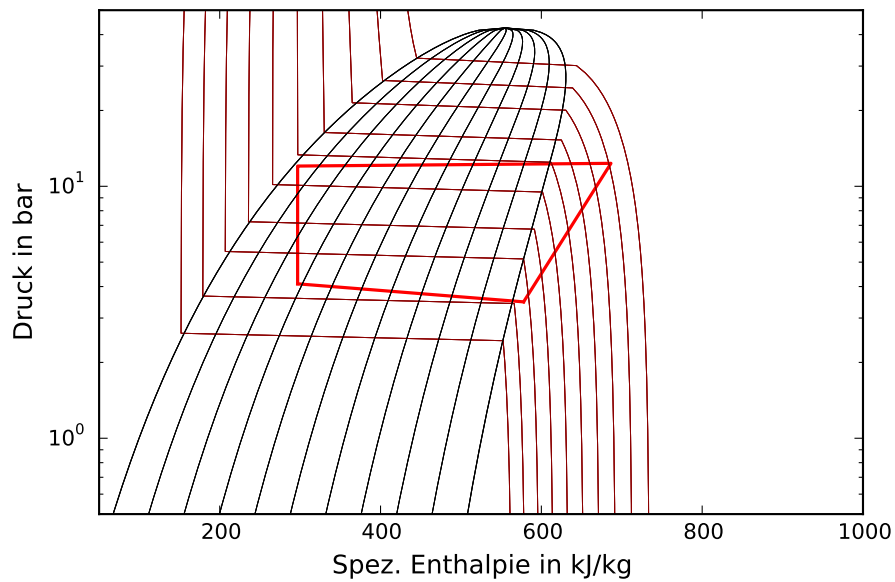


Abbildung 3.10: logp-h-Diagramm (K2) beim Betrieb mit VerdichtermodeLL ZB09KAU-TFD 10 % vor Ende des Zyklus.

3.5 Änderung der Verdampferschaltung

In diesem Abschnitt wird der Wechsel der Verdampfer und deren Verschaltungen sowie die daran durchgeführten Untersuchungen beschrieben. Abbildung 3.11 zeigt die untersuchten Verdampfer und ihre Verschaltungsarten. Der bei AHT-Kühlmöbeln standardmäßig verbaute Verdampfer ist zweireihig und besitzt zwecks Kostenreduzierung nur die Kupferrohre, die tatsächlich mit Kältemittel beaufschlagt werden. In den Lamellen sind dennoch die Lochungen samt deren Grate für weitere Rohre vorhanden, sodass die reduzierte Rohranzahl nicht die Luftströmung innerhalb des Verdampfers beeinflusst. Im Anschluss soll ein vierreihiger Verdampfer mit versetzten Rohren untersucht werden. Dieser besitzt eine Verschaltung wie sie in Kühlmöbeln von LIDL zu finden ist und mehr Kupferrohre als für die Kältekreise benötigt werden. Der Verdampfer verspricht einen höheren k_A -Wert und damit nach Gleichung 2.5 einen höheren übertragbaren Wärmestrom. Mit Hilfe des in Abschnitt 2.6 präsentierten Simulationsmodells werden die Verschaltungen V1 und V2 zur Validierung des Modells bei 0 % r.F. miteinander verglichen. Zuletzt werden die Untersuchungsergebnisse beider Verschaltungen unter den Normbedingungen bei 60 % r. F miteinander verglichen.

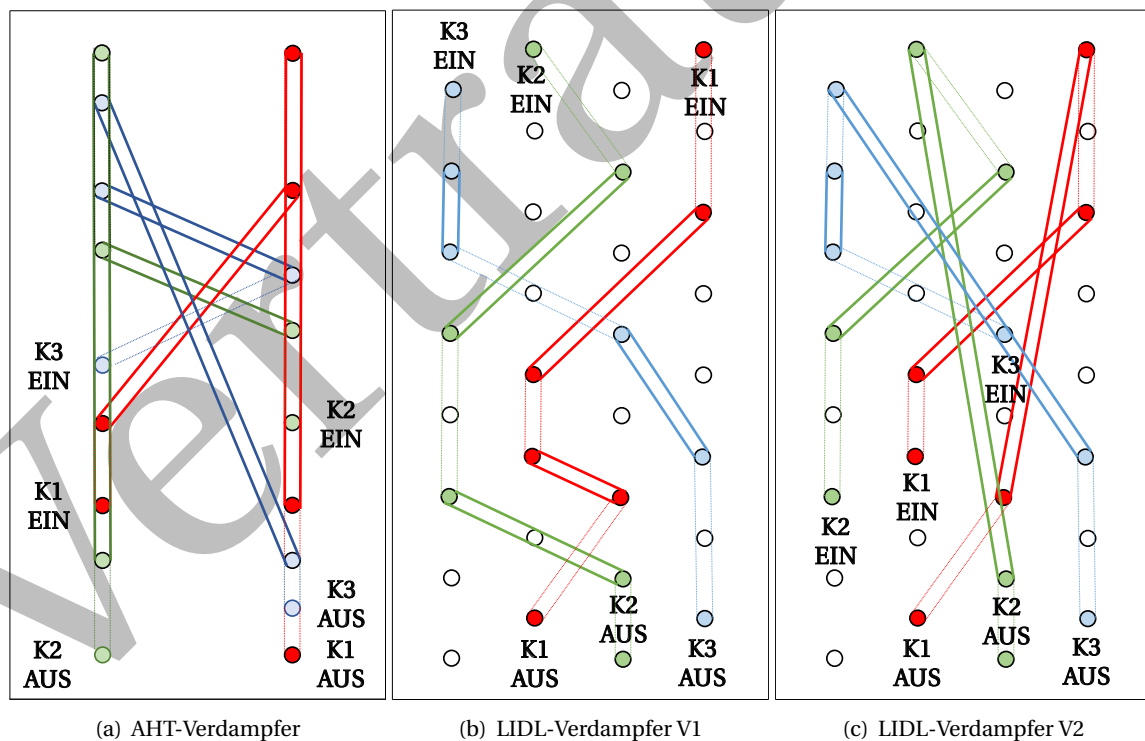


Abbildung 3.11: Die untersuchten Verdampfer und Verschaltungsarten.

3.5.1 Vergleich zwischen Verdampfern

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Untersuchungen mit dem zweireihigen AHT-Verdampfer und dem vierreihigen LIDL-Verdampfer mit versetzten Reihen beschrieben und verglichen. Der Einbau eines neuen Verdampfers im Kühlmöbel erfordert zunächst eine komplette Demontage des Innenraums. Das Kältemittel der Anlage wird entsorgt. Die M-Pakete werden entfernt und zwischengelagert. Daraufhin werden die Regalbretter, die Verkleidungen des Bodens, der Rückwand sowie der Decke und die Seitenwände demontiert. Die Abdeckungen des Verdampfers und die Lüfter müssen entfernt werden. Bevor die Lötverbindungen des Verdampfers getrennt werden können müssen noch alle Temperatursensoren entfernt werden. Anschließend erfolgt ein Austausch des Verdampfers durch die LIDL-Ausführung und eine Montage des kompletten Kühlmöbels in umgekehrter Reihenfolge der zuvor beschriebenen Schritte. Danach wird die Anlage erneut mit genau 150 g pro Kreis gefüllt. Vor Inbetriebnahme des Kühlmöbels wird eine Dichtheits- und eine Druckfestigkeitsprüfung an den drei Kältekreisen durchgeführt. Unter gleichen Bedingungen wie zuvor wird erneut eine Untersuchung durchgeführt.

In Tabelle 3.8 sind die Ergebnisse der Untersuchungen des Betriebs mit dem alten AHT-Verdampfer sowie dem neuen LIDL-Verdampfer dargestellt. Der Vergleich zeigt eine Reduktion der thermischen Leistungen um etwa 1000 W bei gleichbleibender elektrischer Leistungsaufnahme. Dies resultiert in einer Reduktion des EER um 16,2 %. In den Kältekreisen ist ein Anstieg der Verdampfungstemperaturen um 2 K bis 5 K zu erkennen.

3.5.2 Modellgestützter Vergleich der Verschaltungen V1 und V2

Aus den Versuchsdaten ist ersichtlich, dass nur die letzte Rohrstrecke überhitzt ist.

3.5.3 Vergleich der Verschaltungen V1 und V2

Tabelle 3.8: Vergleich zwischen AHT- und LIDL-Verdampfer.

	AHT-Verdampfer	LIDL-Verdampfer V1
el. Leistung Verdichter [W]	2697	2661
Leistung Verdampfer [W]	6161	5082
Leistung Kondensator [W]	8652	7599
EER	2.28	1.91
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-7.61	-4.85
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.48	34.29
Überhitzung (K1) [K]	8.11	12.30
Unterkühlung (K1) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	18	35
Massenstrom (K1) [g/s]	8.59	9.42
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	65651	75911
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-8.36	-3.81
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.63	35.06
Überhitzung (K2) [K]	8.33	10.58
Unterkühlung (K2) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	6	34
Massenstrom (K2) [g/s]	8.29	9.84
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	64548	72885
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-8.22	-5.03
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	34.65	33.86
Überhitzung (K3) [K]	9.21	11.89
Unterkühlung (K3) [K]	0	0
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	15	43
Massenstrom (K3) [g/s]	8.33	9.39
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	55501	64713
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.48	7.27
Maximale Produkttemperatur [°C]	10.60	10.89
Minimale Produkttemperatur [°C]	1.14	3.99
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.71	9.68
Auslasstemperatur Luft [°C]	0.99	3.05

Tabelle 3.9: Werte der Wärmeübergangs- und Wärmeleitzahlen

Parameter	Wert	Einheit
α_L	292	$\frac{W}{m^2 K}$
α_{Km}	50000	$\frac{W}{m^2 K}$
$\alpha_{Km,SH}$	29	$\frac{W}{m^2 K}$
λ_{Cu}	380	$\frac{W}{m K}$
λ_{Al}	220	$\frac{W}{m K}$

Tabelle 3.10: Vergleich der Simulation mit den Untersuchungen

	Untersuchung V1	Modell V1	Modell V2	Untersuchung V2
Druckabfall [Pa]	47192	27175	29889	52996
Kälteleistung [W]	1791	1812	1831	1827
Verdampfungstemperatur [°C]	-14.15	-12.23	-12.48	-15.59
Massenstrom KM [g/s]	6.11	6.11	6.11	5.72
Einlasstemperatur Luft [°C]	4.42	4.42	4.42	5.07
Auslasstemperatur Luft [°C]	-5.38	-4.8	-4.95	-5.44
el. Leistung [W]	2623	-	-	2608
EER	1.99	-	-	2.09

Tabelle 3.11: Vergleich der Verschaltungen V1 und V2 bei 0% r.F.

Orf	Verdampfer V1	Verdampfer V2
el. Leistung Verdichter [W]	2623	2607
Leistung Verdampfer [W]	5241	5387
Leistung Kondensator [W]	7397	7447
EER	1.99	2.07
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-14.14	-15.59
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.12	34.23
Überhitzung (K1) [K]	16.36	16.64
Unterkühlung (K1) [K]	0	2.79
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	1	0
Massenstrom (K1) [g/s]	6.11	5.59
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	47191	52996
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-14.20	-15.79
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	34.97	35.35
Überhitzung (K2) [K]	16.06	16.39
Unterkühlung (K2) [K]	0.15	4.21
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	0	0
Massenstrom (K2) [g/s]	6.05	5.48
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	42863	44176
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-15.43	-17.37
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	33.95	34.29
Überhitzung (K3) [K]	17.33	18.10
Unterkühlung (K3) [K]	0	3.91
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	3	0
Massenstrom (K3) [g/s]	5.66	4.94
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	36124	35103
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	0.80	1.46
Maximale Produkttemperatur [°C]	5.70	6.83
Minimale Produkttemperatur [°C]	-3.65	-3.51
Einlasstemperatur Luft [°C]	4.42	4.92
Auslasstemperatur Luft [°C]	-5.38	-5.58

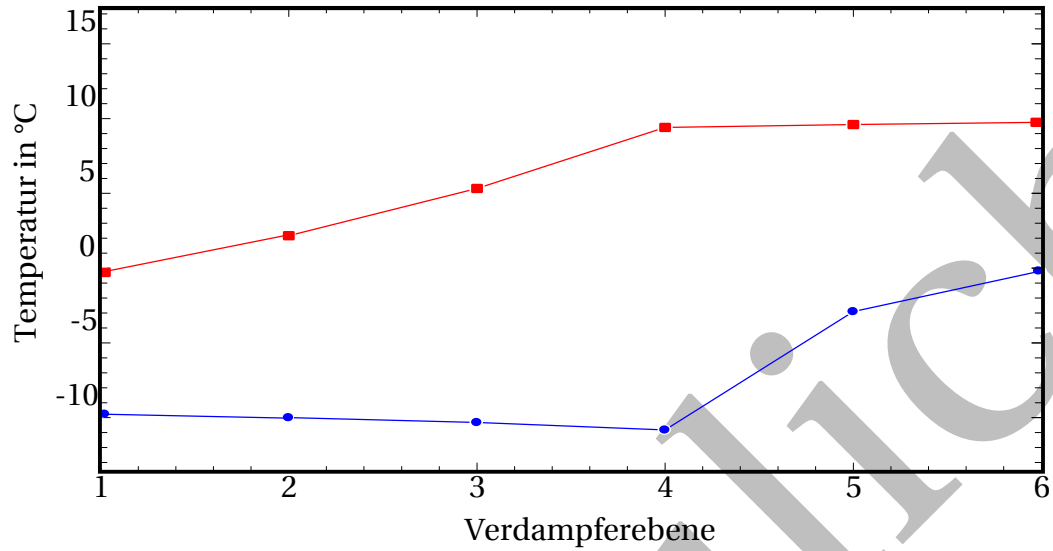


Abbildung 3.12: Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V1

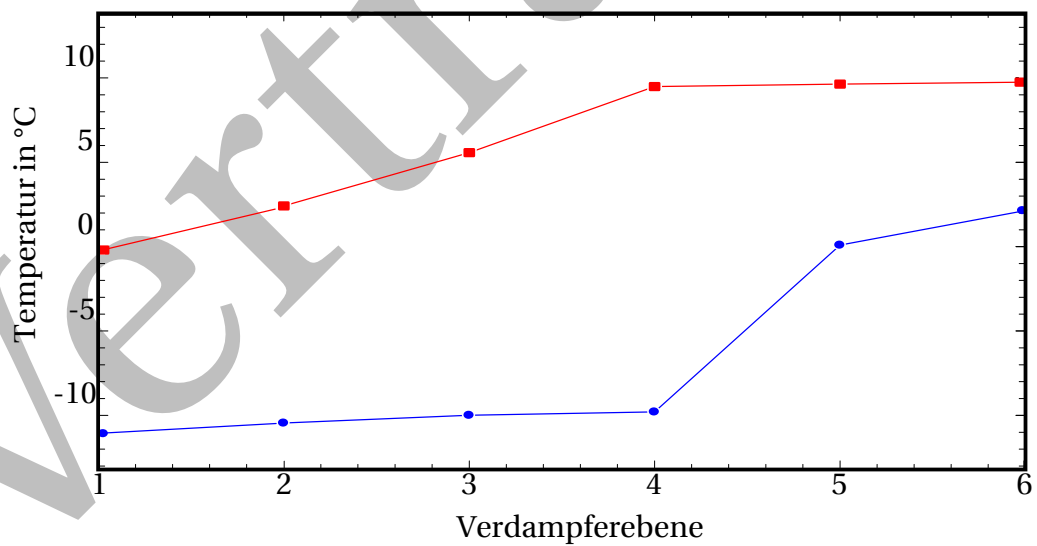


Abbildung 3.13: Simuliertes Temperaturprofil des Verdampfers für Verschaltung V2

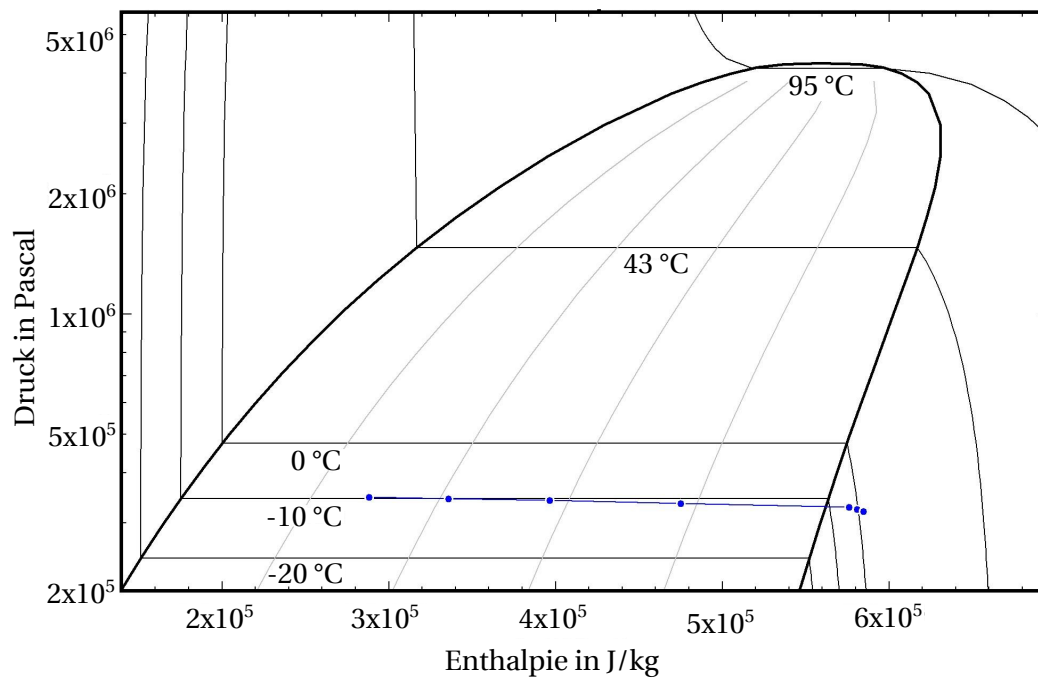


Abbildung 3.14: Simuliertes Druckprofil des Verdampfers für Verschaltung V1

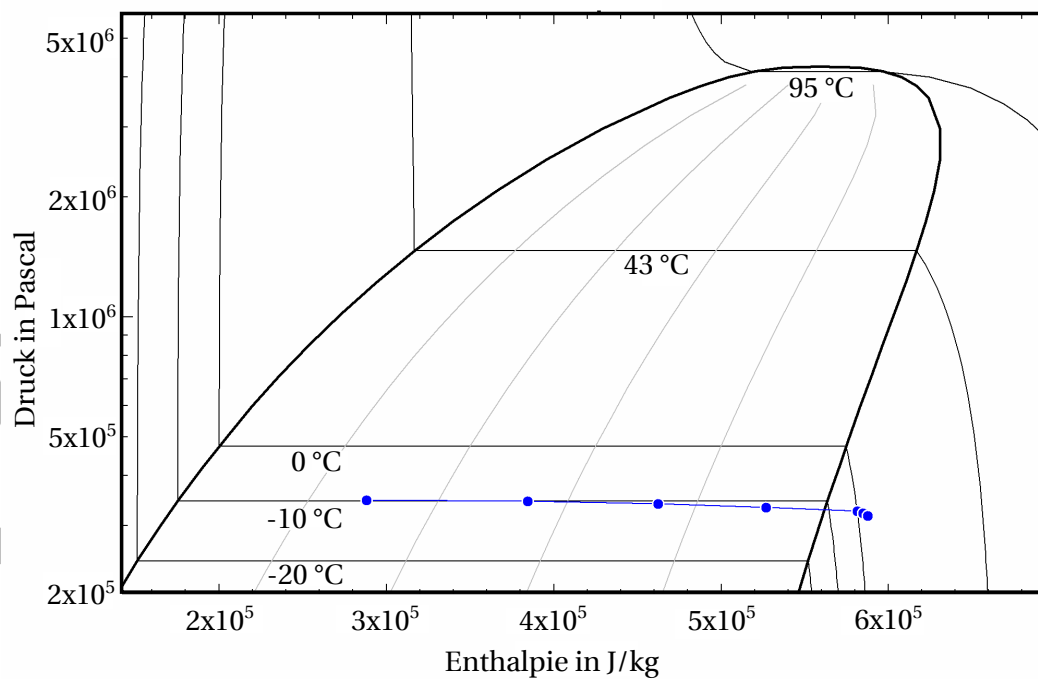


Abbildung 3.15: Simuliertes Druckprofil des Verdampfers für Verschaltung V2

Tabelle 3.12: Vergleich der Verschaltungen V1 und V2 bei 60% r.F.

	Verdampfer V1	Verdampfer V2
el. Leistung Verdichter [W]	2665	2649
Leistung Verdampfer [W]	5901	6040
Leistung Kondensator [W]	8287	8380
EER	2.21	2.28
Verdampfungstemperatur (K1) [°C]	-9.58	-10.94
Kondensationstemperatur (K1) [°C]	34.30	34.34
Überhitzung (K1) [K]	16.31	16.54
Unterkühlung (K1) [K]	0	0.02
Dampfanteil vor EV (K1) [%]	11	0
Massenstrom (K1) [g/s]	7.65	7.17
Druckabfall über Verdampfer (K1) [Pa]	56393	62087
Verdampfungstemperatur (K2) [°C]	-9.15	-10.72
Kondensationstemperatur (K2) [°C]	35.34	35.14
Überhitzung (K2) [K]	15.55	15.72
Unterkühlung (K2) [K]	0	0.20
Dampfanteil vor EV (K2) [%]	4	0
Massenstrom (K2) [g/s]	7.78	7.25
Druckabfall über Verdampfer (K2) [Pa]	52500	53686
Verdampfungstemperatur (K3) [°C]	-10.73	-12.25
Kondensationstemperatur (K3) [°C]	33.94	34.27
Überhitzung (K3) [K]	17.11	17.29
Unterkühlung (K3) [K]	0	0.18
Dampfanteil vor EV (K3) [%]	19	0
Massenstrom (K3) [g/s]	7.25	6.72
Druckabfall über Verdampfer (K3) [Pa]	45823	47517
Durchschnittsprodukttemperatur [°C]	5.30	4.73
Maximale Produkttemperatur [°C]	10.73	10.25
Minimale Produkttemperatur [°C]	1.18	-0.47
Einlasstemperatur Luft [°C]	8.88	9.15
Auslasstemperatur Luft [°C]	-0.01	-0.78

4 Analyse der Messergebnisse

4.1 Einstellung von Normbedingungen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aus Abschnitt 3.1 erläutert und die daraus abgeleiteten Konsequenzen erklärt. Vergleicht man die Ergebnisse aller durchgeführten Untersuchungen aus Tabelle 3.2 so lassen sich diese hinsichtlich des Erreichens von Geschwindigkeiten zwischen 0,1 m/s und 0,2 m/s auf die in Tabelle 4.1 aufgeführten Untersuchungen eingrenzen. Eine weitere Reduktion der Leistung führt sowohl beim Betrieb mit fünf Lüftern, wie auch mit zwei Lüftern dazu, dass die Geschwindigkeit am unteren Messpunkt gegen 0 geht. Anhand der Abbildungen 3.1 - 3.4 lässt sich erkennen, dass die Geschwindigkeiten beim Betrieb mit fünf Lüftern mit je 10 % ihrer Leistung näher an der geforderten Normgeschwindigkeit liegen als beim Betrieb mit zwei Lüftern bei 30 % Leistung. Hierbei ist ein höherer Turbulenzgrad aufgrund der größeren Schwankung der Messwerte ersichtlich. Ein höherer Turbulenzgrad hat einen höheren Durchmischungsgrad der Raumluft mit der kalten Luft des Luftschleiers zur Folge. Stellt man diese Erkenntnisse den Ergebnissen der Untersuchungen mit einer geschlossenen Decke gegenüber so ist zu erkennen, dass das Schließen der Decke eine Minderung des Turbulenzgrades zur Folge hat. Der beim Vergleich der Abbildungen 3.5 und 3.6 ersichtliche höhere Temperaturgradient bei niedrigerer Lüfterleistung ist ebenfalls auf den höheren Turbulenzgrad zurückzuführen. Aufgrund der relativ geringen Luftgeschwindigkeit ist die Auftriebskraft sehr einflussreich auf das Strömungsbild. Die warme Luft steigt bei Eintritt in den Raum langsam an die Decke und zieht sich dort entlang bis zur Öffnung in der Decke bzw. bis sie gezwungen ist in den weiter unten liegenden Luftauslass von Kammer A zu strömen. Letzteres hat, wie aus Abbildung 3.8 ersichtlich eine gleichmäßigere und über die Länge des Kühlmöbels konstante Strömung zur Folge.

Jedoch führt diese vermeintlich bessere Maßnahme zu großen Unregelmäßigkeiten in der Regelung der Durchschnittstemperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit der Klimakammer. Aufgrund dessen und aus Gründen der Vergleichbarkeit mit vorherigen Untersuchungen wurde entschieden, dass die Abdeckung der Öffnung in der Decke wieder entfernt wird. Wegen des geringeren Temperaturgradienten wurde für alle weiteren Untersuchungen der Betrieb mit zwei Lüftern bei je 30 % ihrer Leistung festgelegt.

Tabelle 4.1: Genauer betrachtete Untersuchungen zur Ermittlung eines der Norm entsprechenden Betriebspunkts.

Lüfteranzahl [Anzahl]	Lüfterleistung [%]	Decke
5	10	offen
5	10	geschlossen
2	30	offen
2	30	geschlossen

4.2 Kältemittelöle

Wie in Abschnitt 3.2 beschrieben ist auffällig, dass die Sättigungstemperatur des Kältemittels im Kondensator unter der Eintrittstemperatur des Wassers liegt. Dies ist durch einen geringen Druck in der Flüssigkeitsleitung zu erklären. Der Hersteller der Kondensatoren gibt bei vollständiger Kondensation einen maximalen Druckabfall von 0.0117 bar an. Ein sehr hoher Dampfanteil im Kondensator und in der Flüssigkeitsleitung sowie ein hoher Massenstrom verursachen, nach Gleichung 2.15, einen großen Druckabfall. Durch Absinken des Druckes sinkt die Sättigungstemperatur des Kältemittels und folglich die Differenz zwischen Eingangstemperatur des Wassers und Temperatur des Kältemittels. Dies führt dazu, dass am Verdichter keine Wärme mehr übertragen werden kann und das Kältemittel nicht in der Lage ist weiter zu kondensieren bzw. zu unterkühlen. Der geringere Druckabfall über den Verdichter ist durch den geringeren Kältemittelmassenstrom zu erklären. Die Reduktion des Kältemittelmassenstroms ist auf eine Reduktion des Öffnungsgrades des Expansionsventiles zurückzuführen. Aufgrund des relativ hohen Dampfanteiles vor dessen Einlass und der verschiedenen Öleigenschaften ist zu erwarten, dass sich das Regelverhalten der Ventile in beiden Untersuchungen leicht voneinander unterscheidet. Wie Tabelle 3.3 zu entnehmen ist die Löslichkeit des Kältemittels in HATCOL 4467 in den Wärmeübertragern etwas geringer als die in 3MAF. Das Öl nimmt weniger Kältemittel auf, wodurch mehr Leistung zur Verfügung steht, da mehr Kältemittel sofort verdampfen kann. 3MAF besitzt mit der höheren Kältemittellöslichkeit hingegen bessere Ölrückföhrungseigenschaften. Der rechnerische Unterschied im Verdichter ist vernachlässigbar gering. Der Versuch bestätigt die rechnerischen Vorhersagen. Ein Wechsel des Öles zu HATCOL 4467 föhrt zu einer Vergrößerung der Wärmeübertragerleistungen. Dies hat auch eine überproportionale Erhöhung der elektrischen Leistungsaufnahme zu Folge, was sich negativ auf den EER auswirkt. Produkt- und lufttemperaturseitig ist nur ein geringer Effekt des Ölwechsels zu beobachten. Dieser liegt im Bereich der Messungenauigkeit und kann als vernachlässigbar zu deuten. Die wärmere Eintrittstemperatur ist wahrscheinlich auf Unregelmäßigkeiten in der Durchmischung mit dem warmen Luftstrom der Klimakammer zurückzuführen. Deswegen ist es schwierig das System anhand der erzielten Produkttemperatur zu bewerten.

Die Annahme, dass der Öltransport im System nicht optimal ist wird durch das Spülen des Sys-

tems widerlegt. Dieses führt zu der Erkenntnis, dass sich bei ausgeschalteter Anlage kein zurückgebliebenes Öl in dieser befindet. Die Ölwurfrate des Verdichters ist der leistungsbeeinflussende Parameter. Ist diese gering so ist die Reduktion der Nutzkälteleistung durch das Öl in den Wärmeübertragern ebenfalls gering.

Mit alleinigem Hinblick auf die Verdampferleistung ist HATCOL 4467 vorzuziehen. Da sich dies negativ auf den EER auswirkt und produkttemperaturseitig kein Einfluss zu erkennen ist lohnt sich der Betrieb mit 3MAF.

4.3 Abtauintervalle

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Länge der Abtauintervalle auf das Systemverhalten auf Basis der in Abschnitt 3.3 beschriebenen Untersuchungsergebnisse analysiert.

Zunächst ist zu untersuchen, warum die Abtauung genau nach 3 h eingeleitet wird. Zu diesem Zweck wird die Abtauregelung der Steuerungssoftware betrachtet. Diese ist schematisch in Abbildung 4.1 dargestellt. Im unteren Diagramm ist auf der x-Achse die Zeit dargestellt und auf der y-Achse die Temperaturdifferenz über den Verdampfer. Das Diagramm darüber zeigt diskrete Ereignisse der Regelung einer Bedarfsabtauung die in einem Kühlzyklus stattfinden. Nach dem Ende einer Abtauung wird nach einer bestimmten Verzögerung die maximale und optimale Temperaturdifferenz des Verdampfers ermittelt. Sinkt die tatsächliche Temperaturdifferenz unter einen Bruchteil davon, so wird in einer ersten Stufe die Abtauung eingeleitet. Sinkt die Temperaturdifferenz unter einen vorgegebenen absoluten Grenzwert von 8 K, so leitet die zweite Stufe der Regelung die Abtauung ein. Wird die Abtauung nicht in dem vorgegebenen Abtauintervall von 3 h durch die erste oder zweite Stufe eingeleitet, so findet diese spätestens nach Ablauf der Zeit statt.

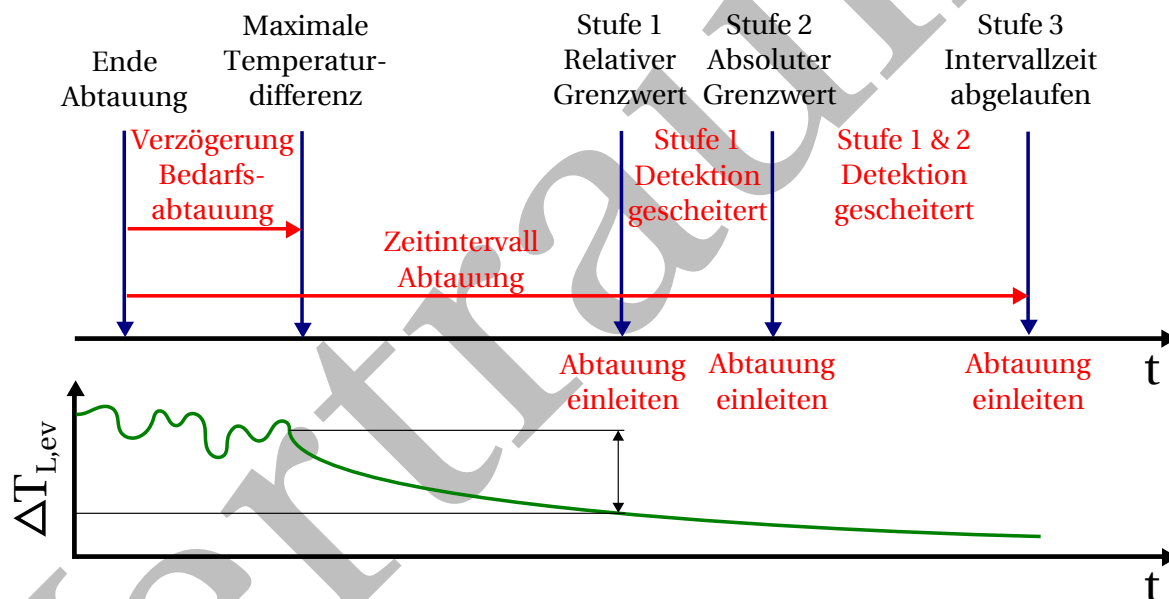


Abbildung 4.1: Auslösestufen der bedarfsgerechten Abtauung.

Offensichtlich wurde durch die Stufen 1 und 2 der Bedarfsabtauung keine Abtauung eingeleitet. Im Folgenden wird die Temperaturdifferenz der Luft über den Verdampfer genauer betrachtet um Rückschlüsse auf das Regelverhalten der Steuerungssoftware ziehen zu können. Diese ist über einen Kühlzyklus in Abbildung 4.2 dargestellt. Auf der x-Achse ist die Zeit in h und auf der y-Achse die Temperaturdifferenz in K aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass diese entgegen der Erwartungen mit fortschreitender Zeit ansteigt. Da die Temperaturdifferenz nicht sinkt kann auch kein eingestellter Grenzwert unterschritten werden. Infolgedessen findet keine Einleitung der Abtauung

durch die ersten beiden Stufen der Regelung statt.

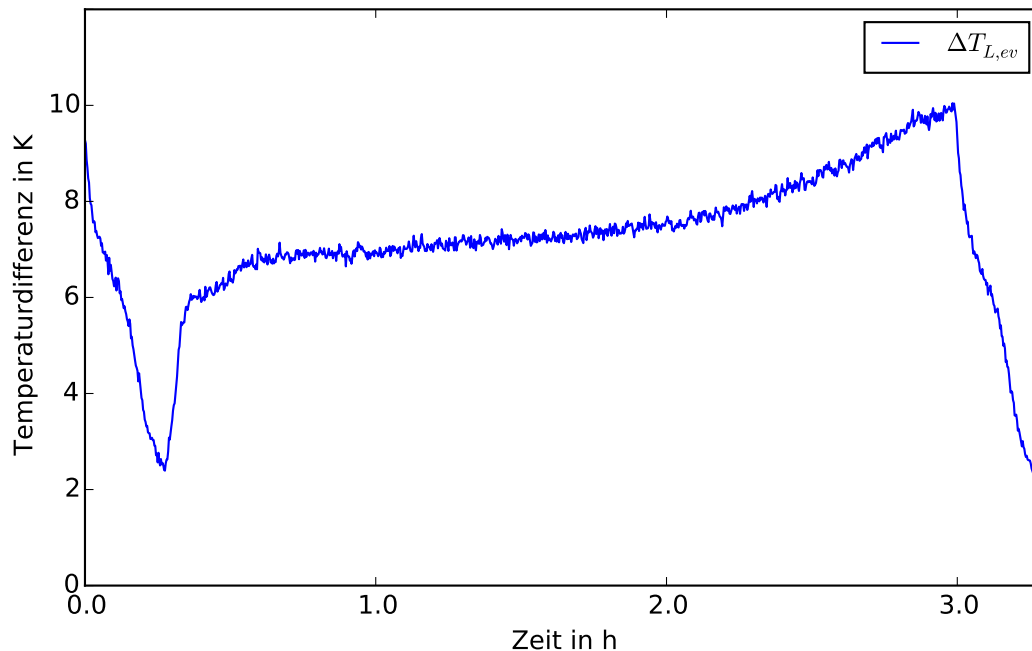


Abbildung 4.2: Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.

Die Regelung der bedarfsgerechten Abtauung basiert auf der Annahme, dass die Temperaturdifferenz der Luft kleiner wird. Dies hat den folgenden Grund: Während eines Kühlzyklus sammelt sich aufgrund der unter dem Tau- und Gefrierpunkt liegenden Temperatur der Verdampferoberfläche und der hohen relativen Luftfeuchtigkeit viel Kondensat, welches daraufhin gefriert. Der Verdampfer vereist langsam. Wegen der stetig dicker werdenden Eisschicht entsteht ein zusätzlicher Wärmeleitwiderstand. Dieser verkleinert den Wärmedurchgangskoeffizienten k entsprechend Gleichung 2.29. Dies hat gemäß Gleichung 2.5 eine Reduzierung der übertragenen Wärme zur Folge. Die Temperaturdifferenz sinkt, da die Austrittstemperatur der Luft infolgedessen höher ist.

Abbildung 4.3 zeigt die Temperaturdifferenz der Luft bei der Vergleichsuntersuchung mit einem 4 h Abtauintervall. Es ist zu erkennen, dass wie bei der nachfolgenden Untersuchung die Temperaturdifferenz zunächst ansteigt. Jedoch beginnt diese bei circa 3.7 h abzusinken. Zu diesem Zeitpunkt ist der Effekt der Eisbildung detektierbar und eine Einleitung der Abtauung durch die ersten beiden Stufen möglich. Dies wird jedoch durch das kurze Abtauintervall und durch die zunächst ansteigende Temperaturdifferenz verhindert.

Eine Untersuchung der Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer lässt Rückschlüsse auf das Verhalten der Temperaturdifferenz zu. Abbildung 4.4 stellt diese zeitlich über das 3 h Abtauintervall der Untersuchung der bedarfsgerechten Abtauung dar. Es ist zu erkennen, dass

die Austrittstemperatur der Luft zunächst kurz ansteigt und daraufhin stetig absinkt während die Eintrittstemperatur in den Verdampfer leicht zunimmt. Das Absinken der Austrittstemperatur der Luft ist direkt abhängig von deren Eintrittstemperatur sowie der Verdampfungstemperatur des Kältemittels.

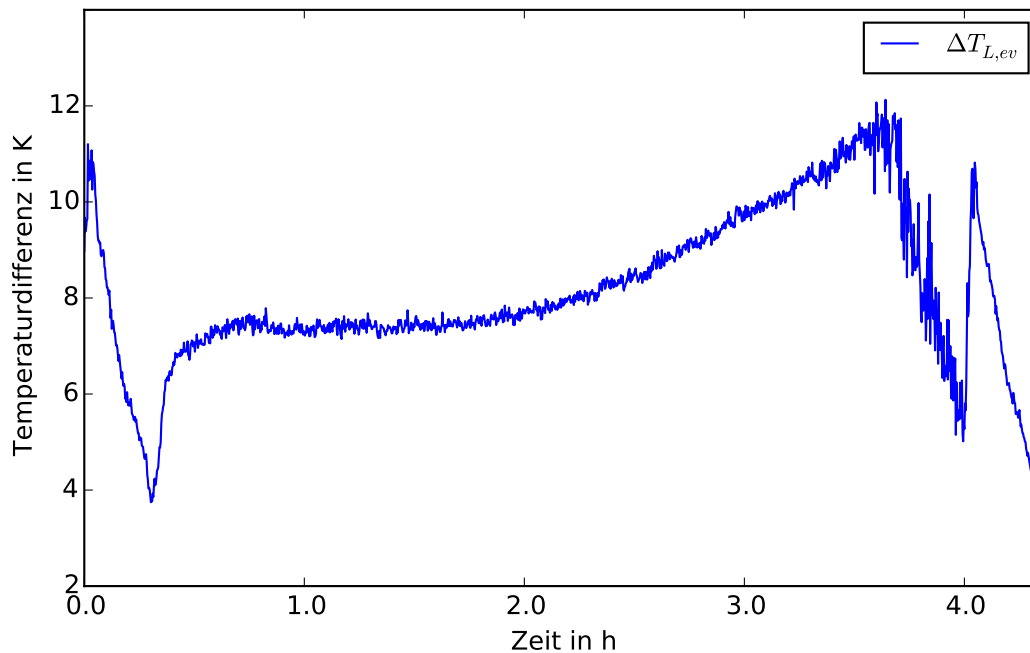


Abbildung 4.3: Temperaturdifferenz der Luft am Verdampfer bei einem 4h Abtauintervall.

In Abbildung 4.5 ist die Verdampfungstemperatur für alle drei Kältekreise zeitlich dargestellt. Es lässt sich beobachten, dass bei konstanter Verdampfungstemperatur und steigender Luft Eintrittstemperatur die Austrittstemperatur zunächst ansteigt. Beginnt die Verdampfungstemperatur abzusinken, so fällt auch die Austrittstemperatur der Luft.

Das Ansteigen der Eintrittstemperatur ist dadurch jedoch nicht zu erklären. Es ist zu vermuten, dass durch die sinkende Austrittstemperatur der Luft am Auslassgitter des Kühlmöbels, infolge einer Veränderung des Wärmeübergangs durch Konvektion, die Induktionsrate der warmen Kammerluft erhöht.

Die Ergebnisse aus Abschnitt 3.3 zeigen eine Effizienzsteigerung durch eine Verkürzung des Abtauintervalls auf 3 h. Um diesen Effekt zu untersuchen werden die Verdampfungstemperaturen und die Leistungen grafisch betrachtet. In Abbildung 4.6 sind die Verdampfungstemperaturen der Untersuchung des 4 h Abtauintervalls zeitlich über einen Kühlzyklus dargestellt. Von Beginn des Zyklus bis zu einem Zeitpunkt von etwa 2 h sind die Temperaturen konstant mit circa -7°C . Anschließend beginnen die Temperaturen zu fallen. Ab 3 h sinken die Temperaturen sehr stark auf bis zu -18°C . Abbildung 4.7 stellt die elektrische Leistungsaufnahme der Verdichter und die ther-

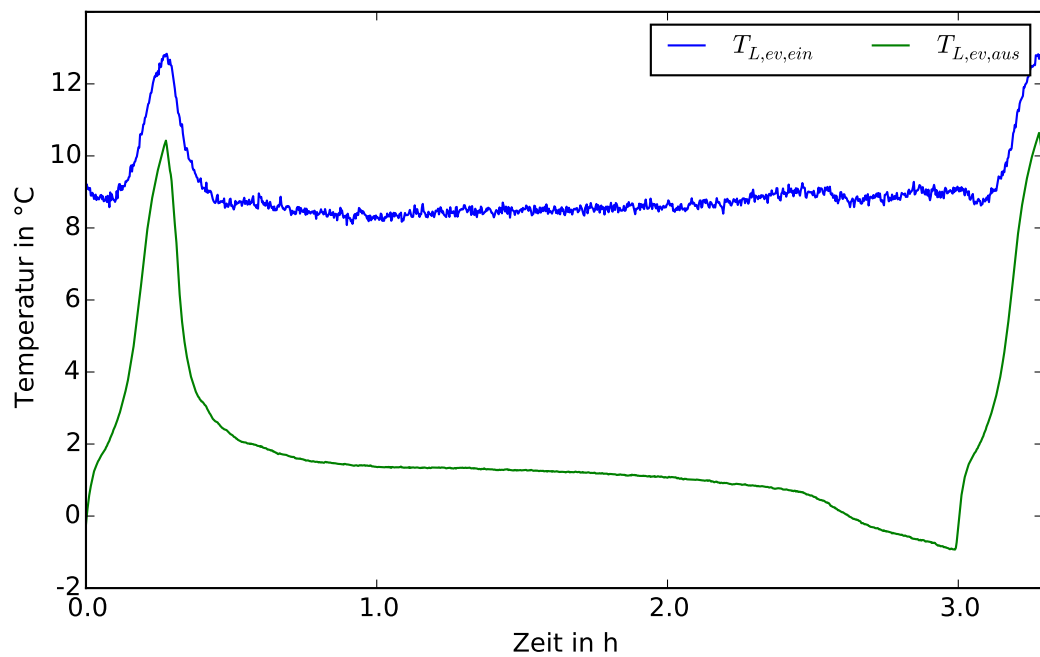


Abbildung 4.4: Ein- und Austrittstemperaturen der Luft am Verdampfer bei einem 3h Abtauintervall.

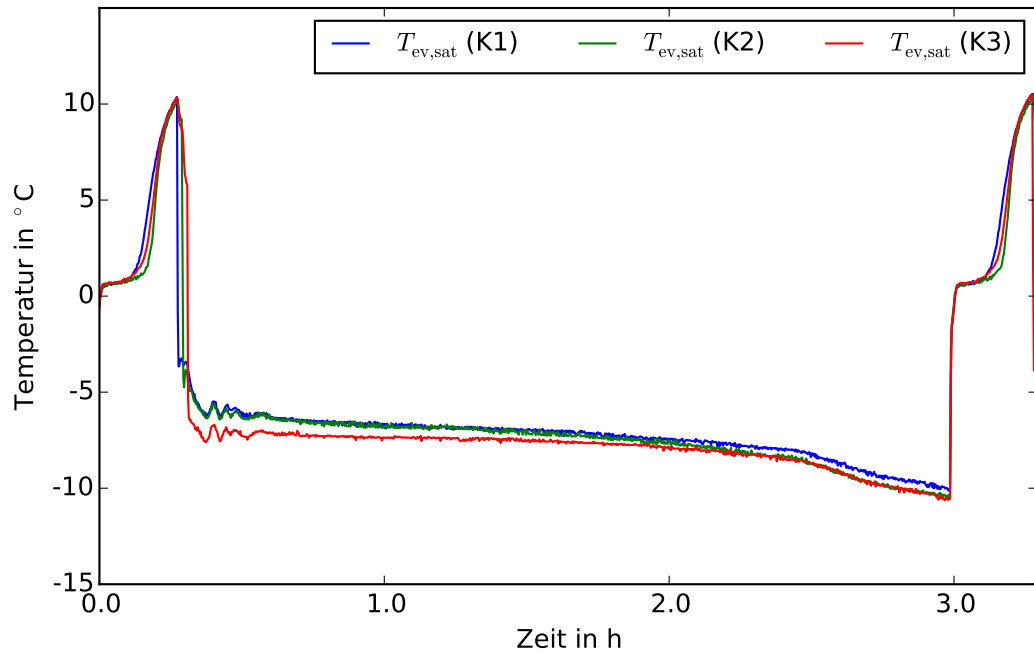


Abbildung 4.5: Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 3h Abtauintervall.

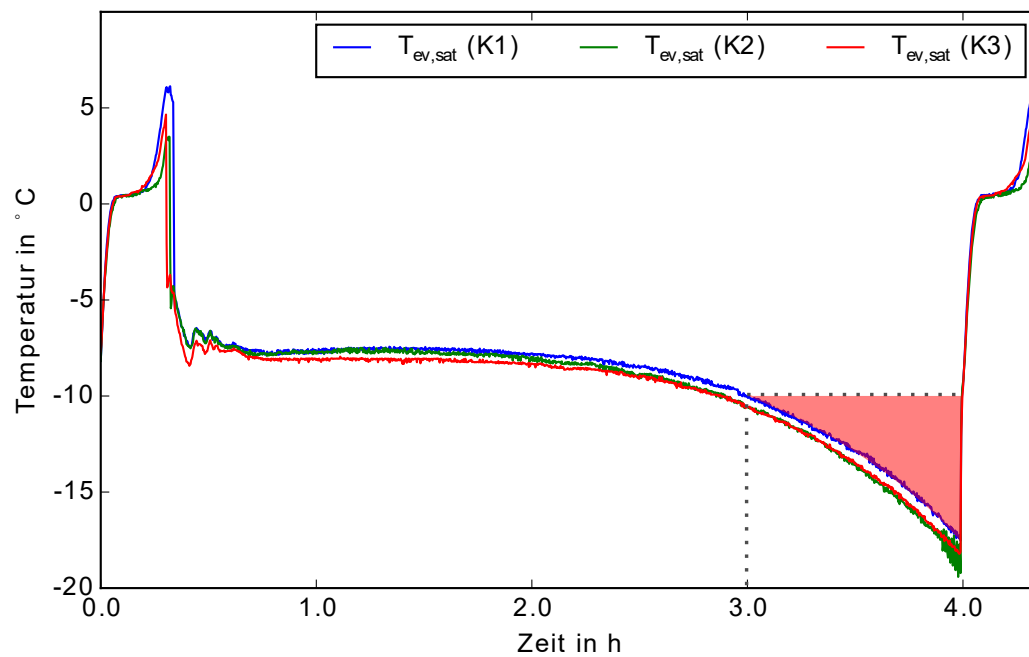


Abbildung 4.6: Verdampfungstemperaturen der drei Kältekreise bei einem 4h Abtauintervall.

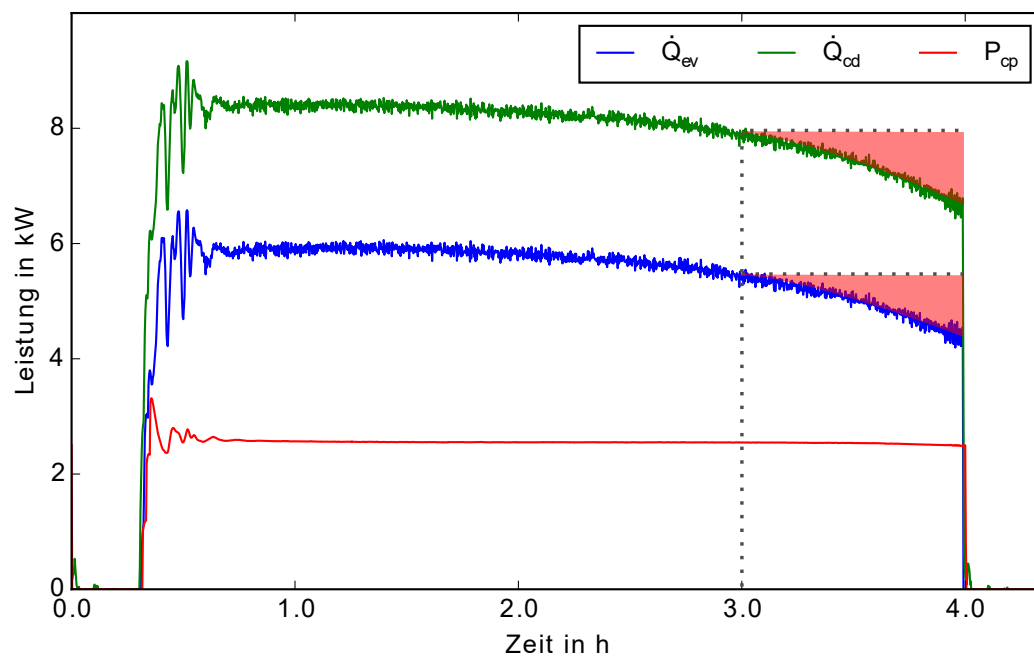


Abbildung 4.7: elektrische und thermische Leistungen durch größeres Abtauintervall bei einem 4h Abtauintervall.

mischen Leistungen der Wärmeübertrager desselben Zyklus zeitlich dar. Während die elektrische Leistungsaufnahme konstant bleibt sinken die thermischen Leistungen wie die Verdampfungstemperatur ab einem Zeitpunkt von 3 h stark ab. In beiden Diagrammen ist die Reduktion der jeweiligen Werte im Bereich zwischen 3 h und 4 h rot gekennzeichnet.

Da diese Betrachtung unabhängig von der Temperatur der Eintrittsluft ist kann der Effekt der Eiskondensation früher als bei einer Betrachtung der Temperaturdifferenz detektiert werden. Eine Verkürzung des Abtauintervalls verhindert ein starkes Absinken der thermischen Leistungen und den Verdampfungstemperaturen. Da die Werte in Tabelle 3.5 über die letzten 75 % eines Zyklus gemittelt sind, sind die des 4 h Abtauintervalls entsprechend geringer.

Durch die Änderung des Abtauintervalls von 4 h auf 3 h wird der EER um 5.6 % von 2.14 auf 2.26 erhöht.

4.4 Verdichter

Aufgrund der erzielten höheren Kondensationsleistung erreicht das Kältemittel einen niedrigeren Dampfgehalt. Bei Drosselung durch das Expansionsventil bleibt die Enthalpie nahezu konstant. Der erzielte Flashgasanteil hinter dem Ventil ist folglich ebenfalls geringer. Dadurch wird ein Verdampfungsenthalpiegewinn erzielt, wie beim Vergleich der Diagramme 3.9 und 3.10 erkennbar ist. Trotz eines niedrigeren Kältemittelmassenstroms wird nach Gleichung 2.5 an den Wärmeübertragern mehr Wärme übertragen. Nach Gleichung 2.15 wird der Druckabfall über den Verdampfer gleichermaßen durch den Dampfanteil und den Kältemittelmassenstrom beeinflusst. Eine Reduktion beider Größen hat, wie in den Messwerten von Kreis 2 und 3 in Tabelle 3.7 erkennbar, eine Reduktion des Druckabfalls über den Verdampfer zur Folge. Der in Kreis 1 leicht erhöhte Druckabfall ist durch die geringe Änderung von Dampfanteil und Massenstrom bei gleichzeitig minimaler Erhöhung des Verdampfungsdrucks zu erklären. Auf die Reduktion des Kältemittelmassenstroms reagiert die Regelung der Temperaturdifferenz über den Kondensator mit einer Erhöhung des Wassermassenstroms. Gleichzeitig steigt nach Gleichung 2.5 die Enthalpiedifferenz des Kältemittels. Da diese Effekte unter den aktuellen Versuchsbedingungen nicht trennbar sind wirkt sich eine Reduzierung des Kältemittelstroms leistungssteigernd aus. Bei konstantem Wassermassenstrom würde dies in einer höheren Kondensationstemperatur und niedrigerem Dampfanteil des Kältemittels resultieren.

Das System verhält sich entgegengesetzt der Herstellerdaten. Statt einem höheren Massenstrom und geringerer elektrischer Leistungsaufnahme stellt sich ein niedrigerer Massenstrom bei erhöhter elektrischer Leistungsaufnahme ein. Der Betrieb mit der Standardausführung des Scrollverdichters ZB09KAU-TFD wirkt sich unter den gegenwärtigen Prüfbedingungen sowohl leistungs- als auch leicht effizienzsteigernd aus. Gegenüber dem Hybridmodell wird ein EER-Gewinn von 0.9 % erzielt.

4.5 Änderung der Verdampferschaltung

Im Verdampfer herrscht, bedingt durch einen geringen Durchmesser der Verdampferrohre, eine hohe Kältemittelgeschwindigkeit. Diese geht einher mit einem hohen Druckabfall. Aufgrund dessen kommt es zu einem Absinken

Grundidee hinter dem Modell ist den, durch den hohen Kältemittelmassenstrom bei gleichzeitig geringem Durchmesser der Verdampferrohre bedingten, Druckabfall und das damit einhergehende Absinken der Sättigungstemperatur zur Erhöhung der Kälteleistung zu nutzen. Im Ausgangsmodell durchströmt das Kältemittel den Verdampfer im Gegenstromprinzip. Aufgrund des Druckabfalls verhält sich diese Anordnung wie eine Kombination aus Gleich- und Gegenstrom. Wird nun die Anordnung der Rohre dahingehend geändert, dass das Kältemittel den Verdampfer von dessen Mitte aus im Gleichstrom mit der Luft nach oben durchströmt, aber die überhitzten Rohrreihen noch immer beim Lufteintritt sind, so erzielt man den gegenteiligen Effekt: Der Wärmeübertrager bietet eine Kombination aus Gleich- und Gegenstrom, verhält sich aber wie ein reiner Gegenstromverdampfer. Hierbei ist am Verdampferaustritt der Luft eine höhere Temperaturdifferenz zum Kältemittel zu erwarten. Den Vergleich zeigt Abbildung 2.5. Das Modell soll zeigen ob diese Maßnahme einen bedeutenden Effekt erzielen kann und wird anschließend im Versuch validiert.

5 Zusammenfassung

Verweis auf Sektion: (siehe ??)

Vertraulich

Literaturverzeichnis

- [1] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Verkaufskühlmöbel – Teil 1: Begriffe.
- [2] EU-Parlament/Rat. Richtlinie 2006/40/EG - Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates.
- [3] Karl Huber. R290-Kälteanlage mit optimierter Füllmenge. 2016.
- [4] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN EN 378-1 - Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und dra Auswahlkriterien, 2014.
- [5] Bitzer Kühlmaschinen GmbH. Technische Informationen - Einsatz von Propan (R290) und Propen (R1270) mit halbhermetischen Verdichtern.
- [6] Karl Huber and Jörg Rehburg. Mit Propan wirtschaftlich und umweltfreundlich kühlen. 2011.
- [7] Chemtura Corporation. HATCOL 4467 Datenblatt. 2017.
- [8] Lubrizol Corporation. Emkarate RL32-3MAF Datenblatt.
- [9] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Verkaufskühlmöbel – Teil 2: Klassifizierung, Anforderungen und Prüfbedingungen.
- [10] S. A. Klein. EES Manual, 2000.
- [11] Springer-Verlag GmbH. *VDI-Wärmeatlas*. 2013.
- [12] Bernt Kesper and Jogindar Mohan Chawla. Reibungsdruckabfall bei adiabater Zweiphasen-Flüssigkeits-Dampf-Strömung hoher Geschwindigkeit. *Forschung im Ingenieurwesen*, 42(6):177–183, 1976.
- [13] Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt, and T. L. Bergman. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, Hoboken NJ, 7th ed. edition, 2011.
- [14] Gregory Nellis and Sanford A. Klein. *Heat transfer*. Cambridge University Press, Cambridge and New York, 2009.
- [15] Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung. Wärme- und Stoffübertragung I/II.
- [16] Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung. Wärmeübertrager und Dampferzeuger.
- [17] Universitat politècnica de valència. Assessing and optimizing the performance of R-290 integral display case.

Anhang

Vertraulich

A Grafische Auswertung der Untersuchungen

A.1 Untersuchung 35

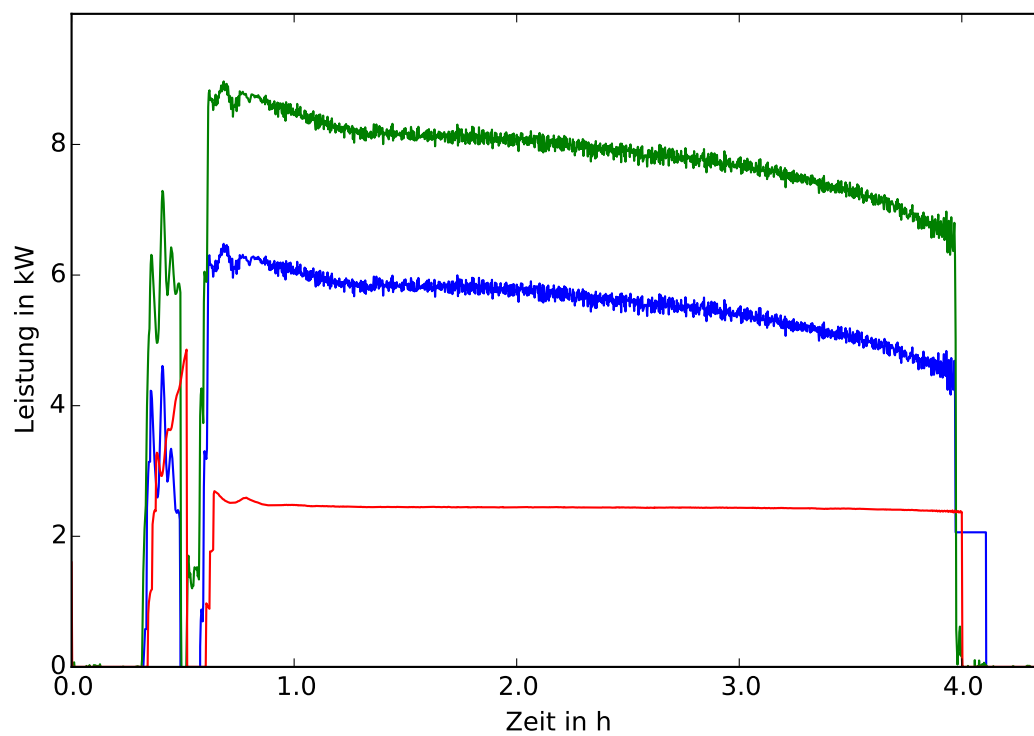


Abbildung A.1: Leistungen beim Betrieb mit 3MAF.

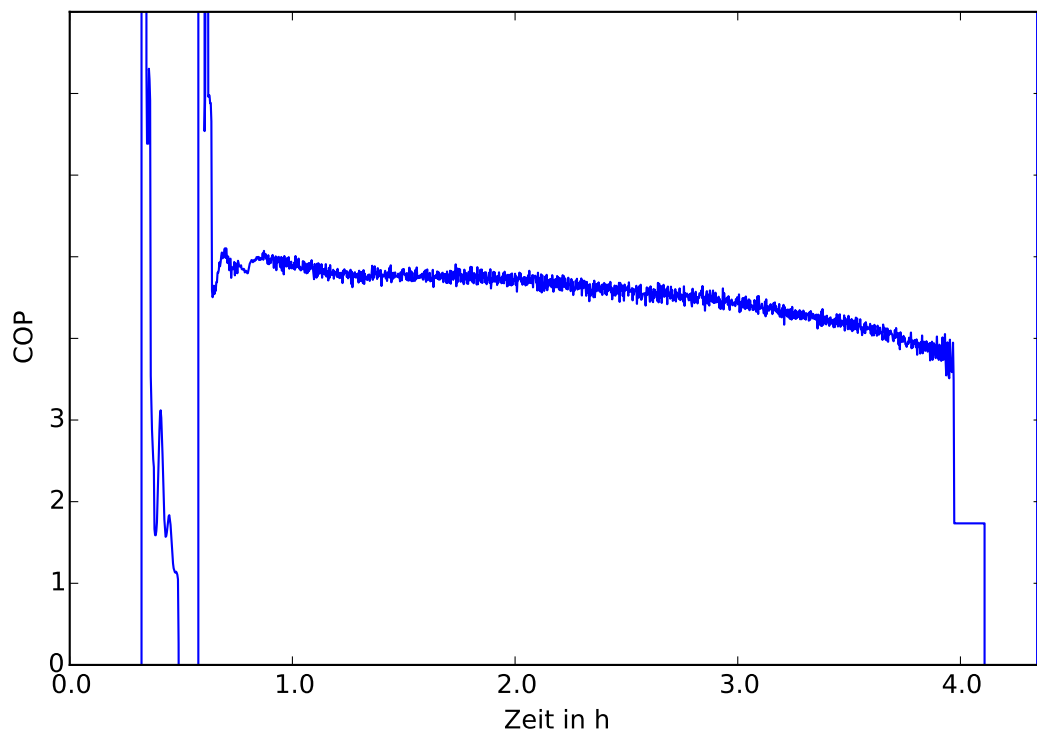


Abbildung A.2: COP beim Betrieb mit 3MAE.

A.2 Untersuchung 50

A.3 Betrieb mit 3h Abtauintervall

A.4 Betrieb mit ZB09KAU-TFD (Kupferwicklung)

A.5 Betrieb mit ZB09KAU-TFD (Aluminiumwicklung)

A.6 Betrieb mit AHT Verdampfer

A.7 Betrieb mit LIDL Verdampfer V1 bei 0% r.F.

A.8 Betrieb mit LIDL Verdampfer V1 bei 60% r.F.

A.9 Betrieb mit LIDL Verdampfer V2 bei 0% r.F.

A.10 Betrieb mit LIDL Verdampfer V2 bei 60% r.F.

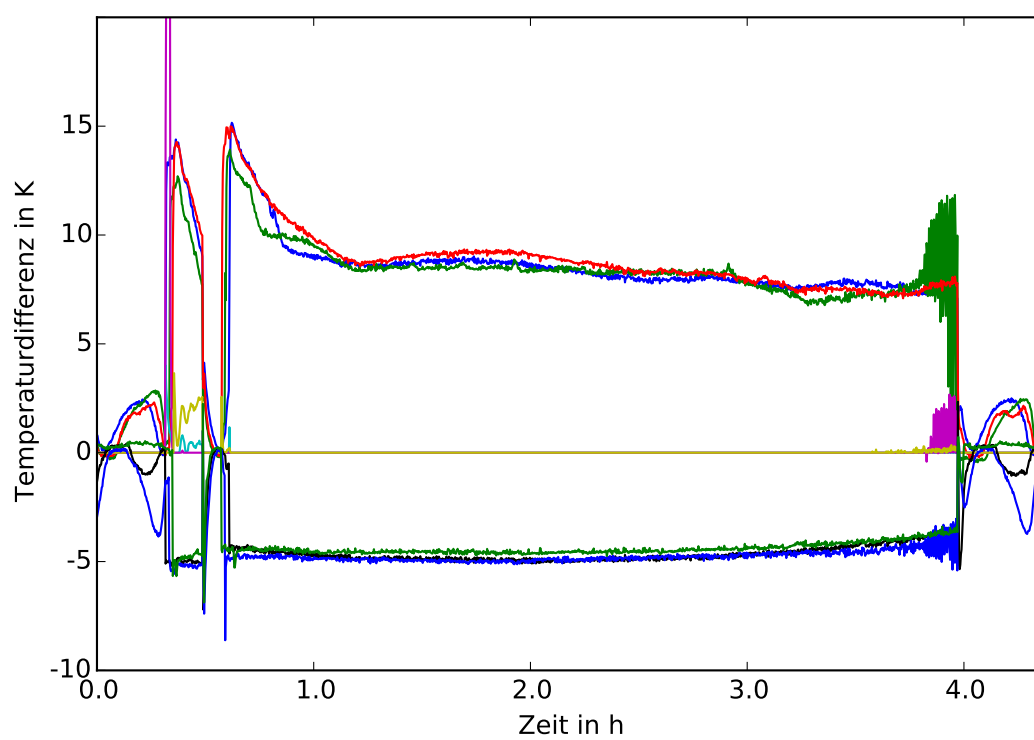


Abbildung A.3: Überhitzung und Unterkühlung (K1) beim Betrieb mit 3MAF.

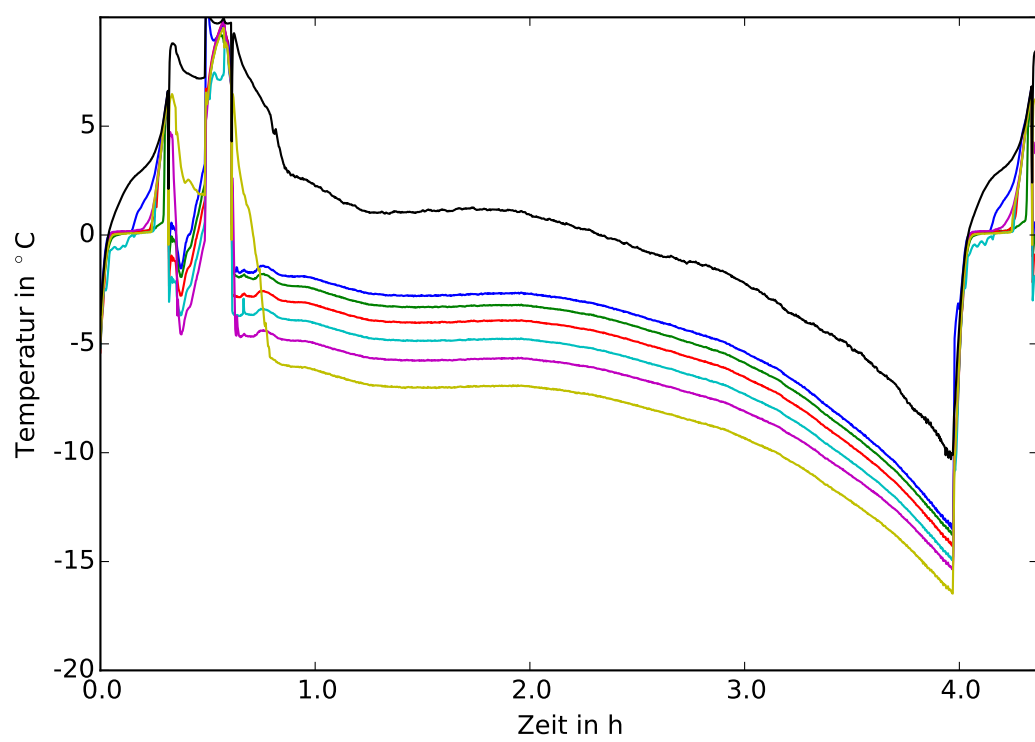


Abbildung A.4: Temperaturen im Verdampfer (K1) beim Betrieb mit 3MAF.

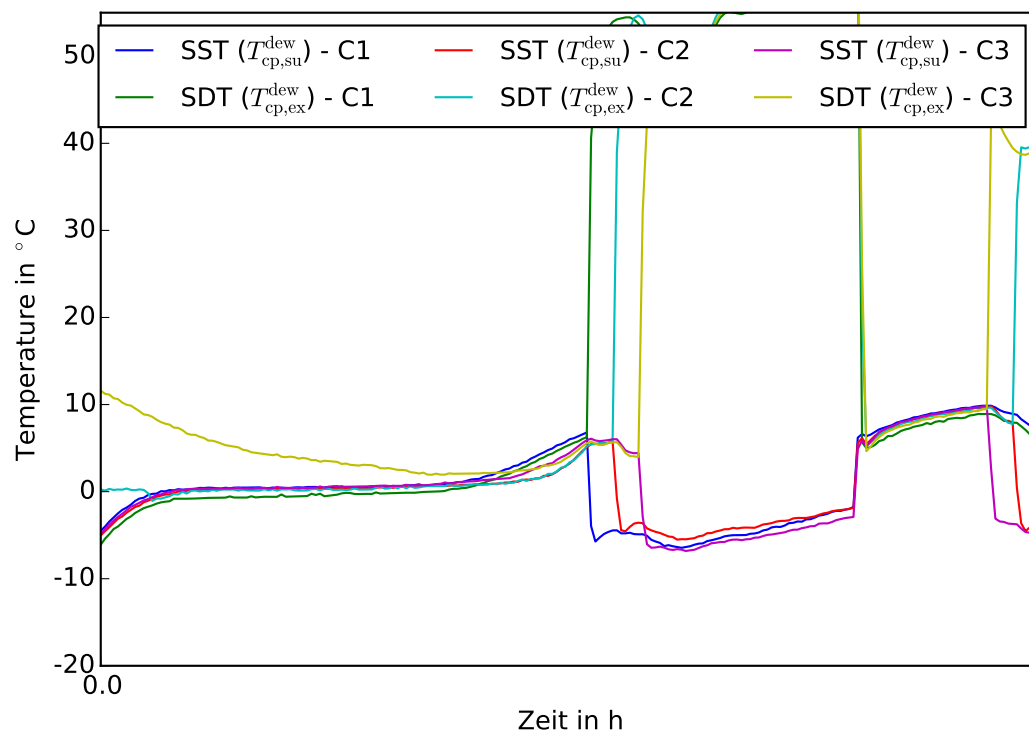


Abbildung A.5: Sättigungstemperaturen (K1) beim Betrieb mit 3MAF.

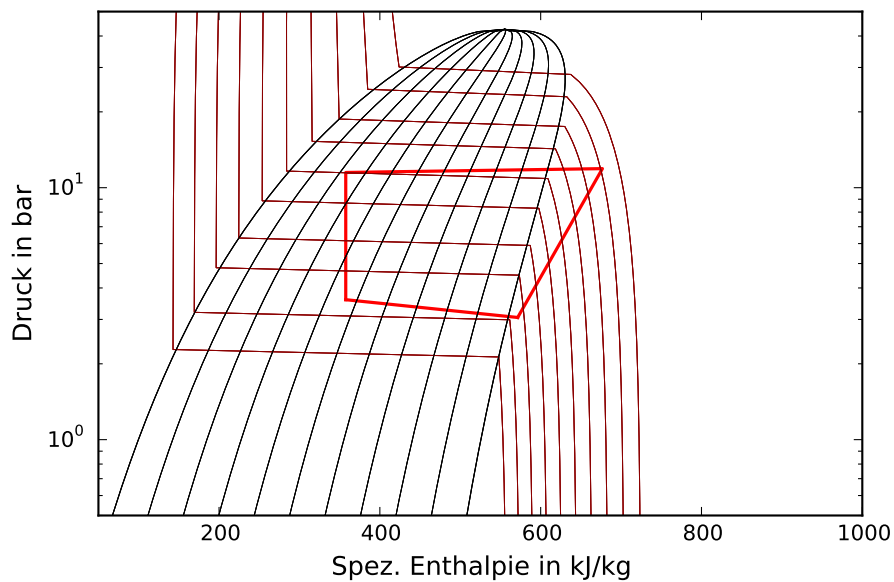


Abbildung A.6: logp-h-Diagramm (K1) beim Betrieb mit 3MAF 10 % vor Ende des Zyklus.

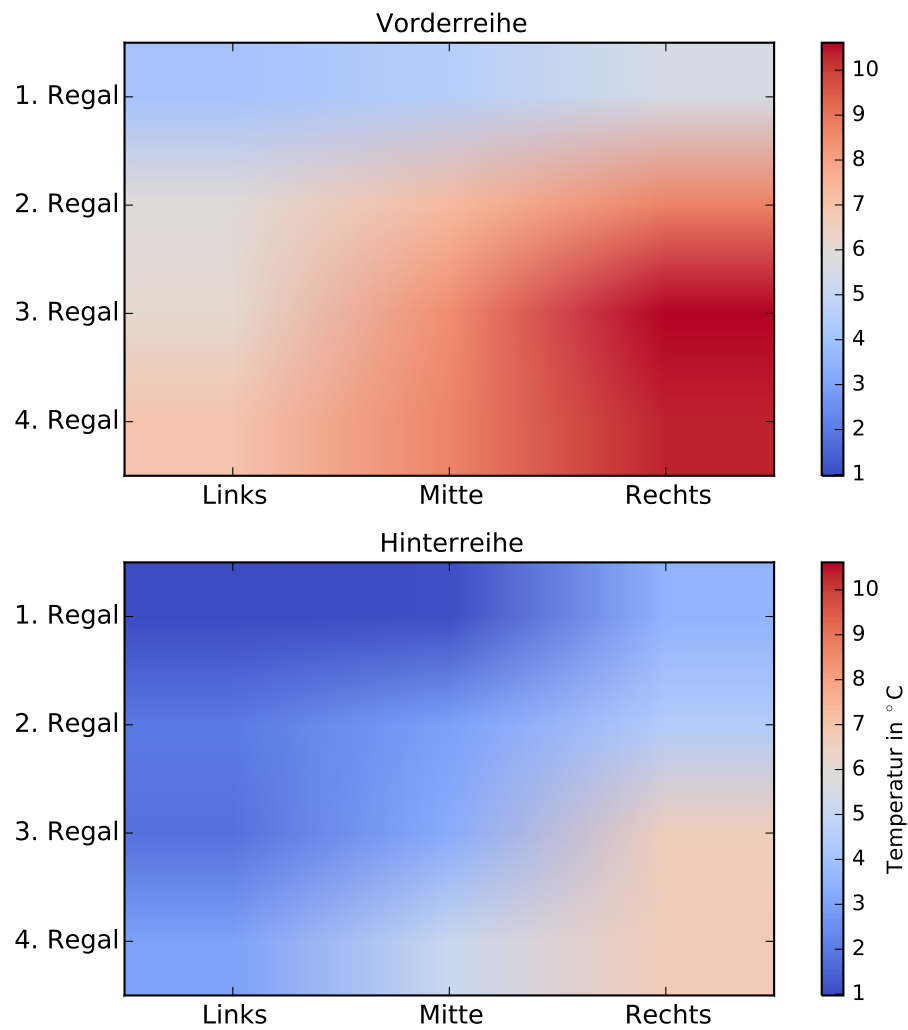


Abbildung A.7: Produkttemperaturen in der vorderen und hinteren Regalreihe beim Betrieb mit 3MAF.

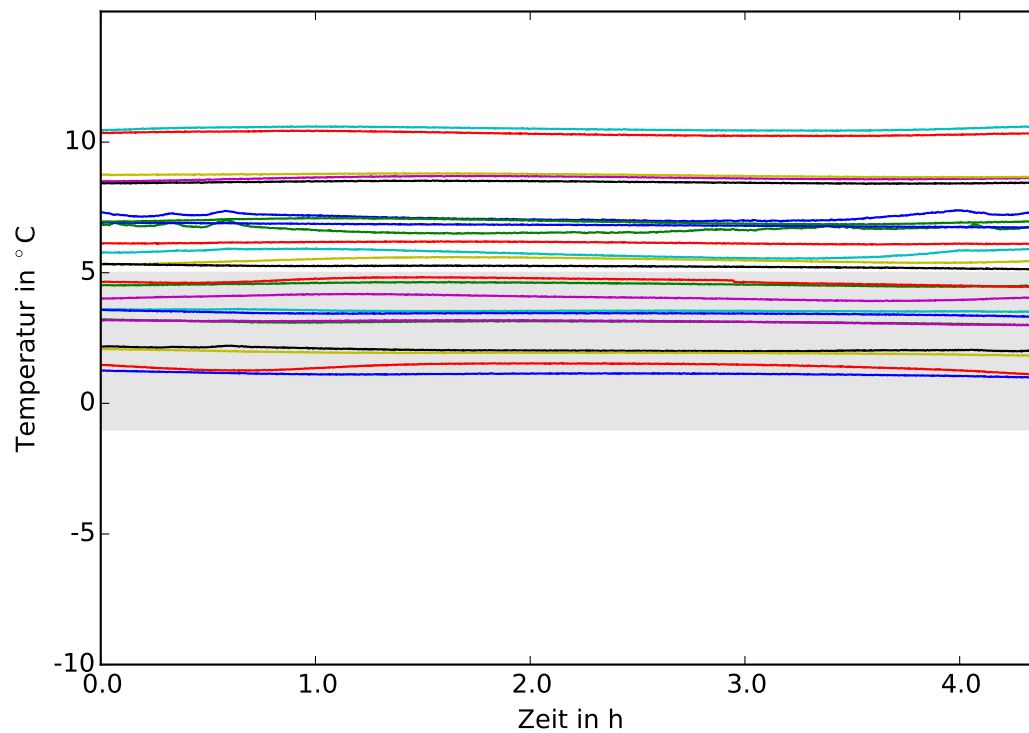


Abbildung A.8: Produkttemperaturen beim Betrieb mit 3MAF.

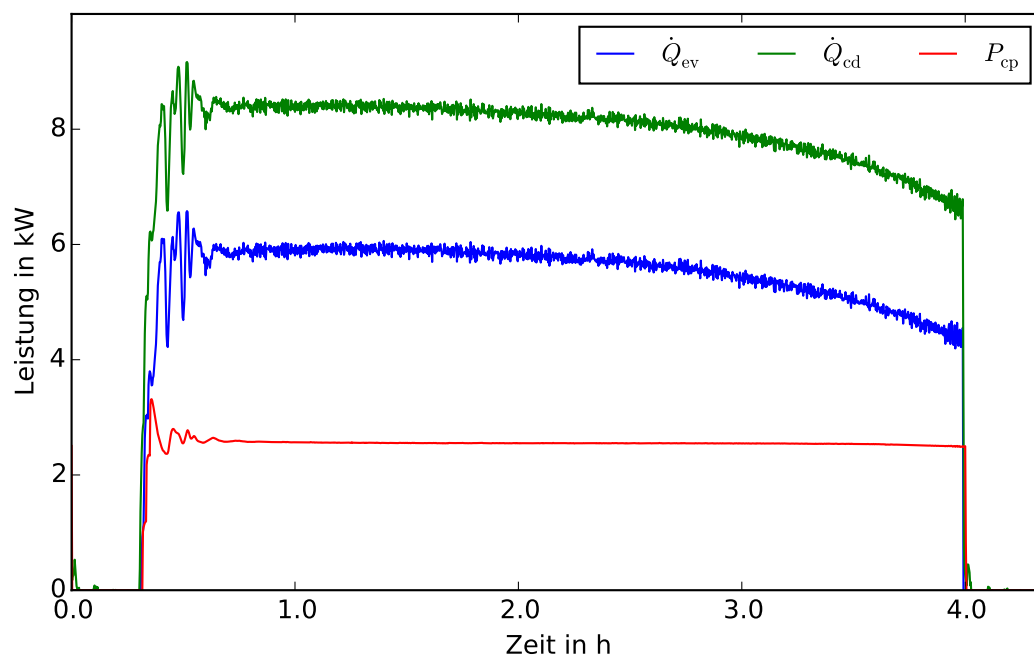


Abbildung A.9: Leistungen beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.

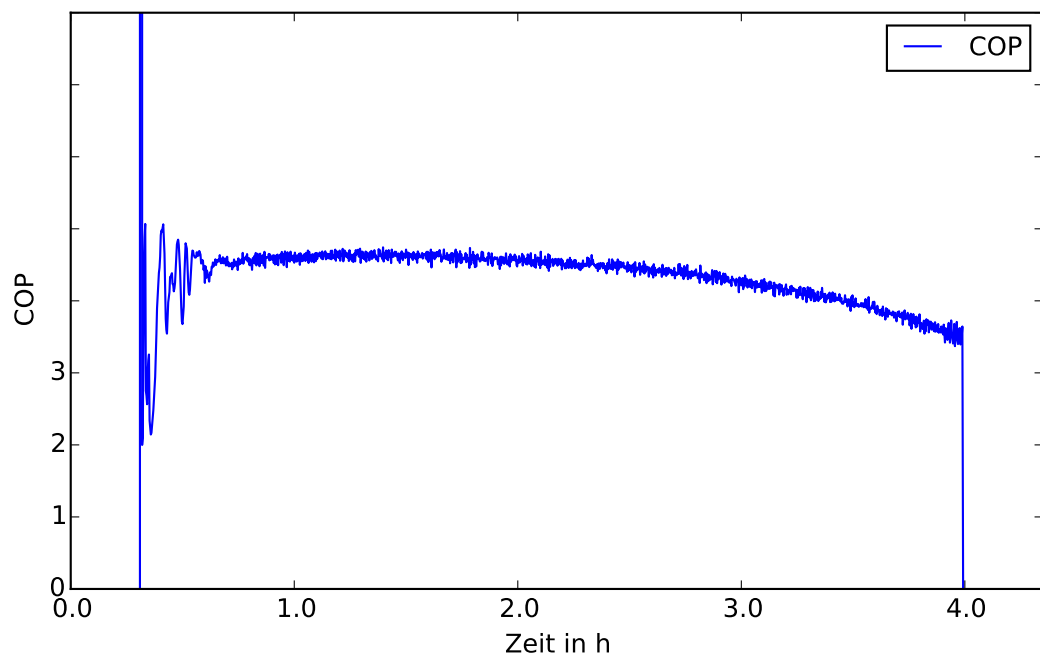


Abbildung A.10: COP beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.

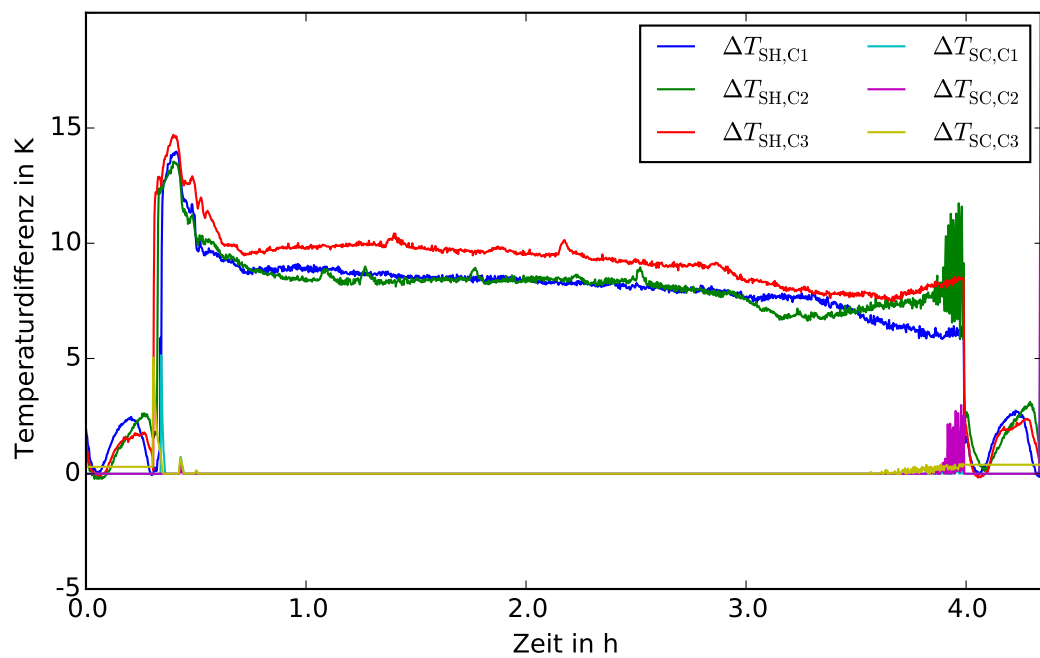


Abbildung A.11: Überhitzung und Unterkühlung (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.

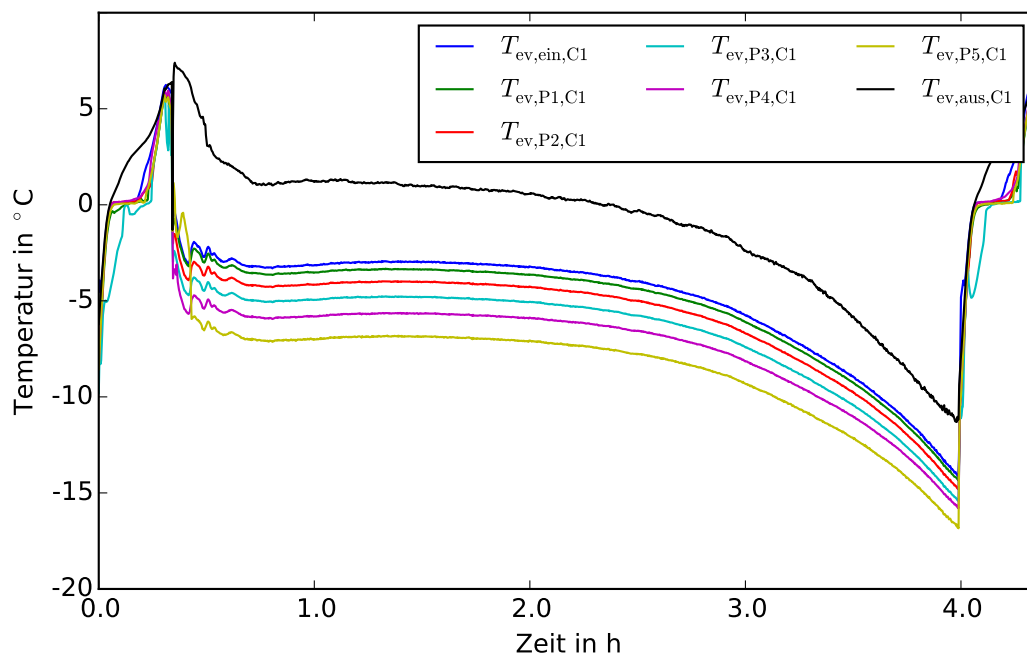


Abbildung A.12: Temperaturen im Verdampfer (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.

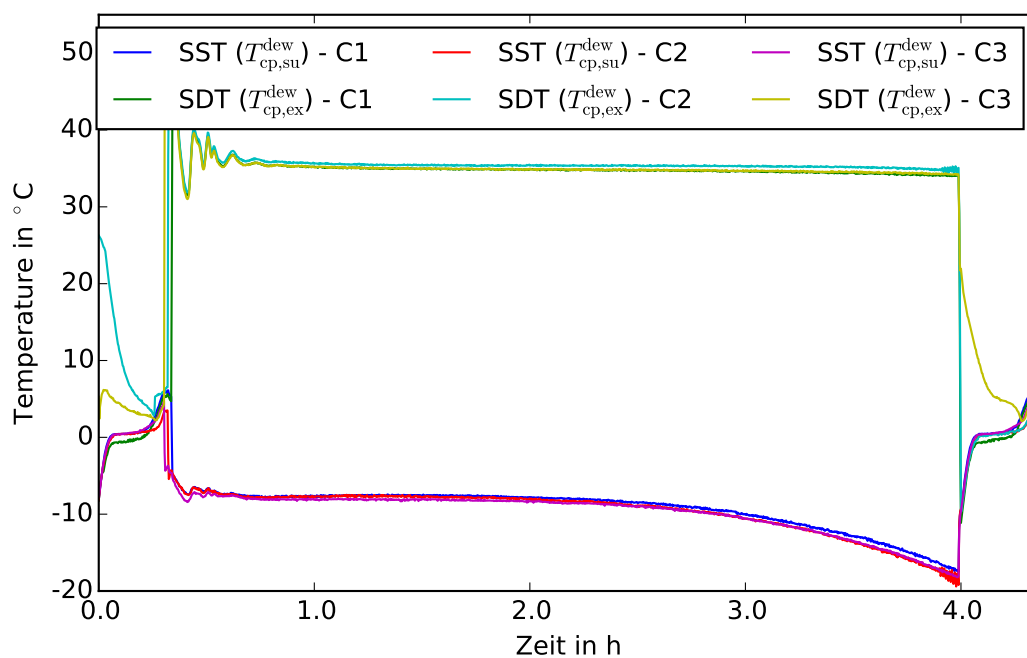


Abbildung A.13: Sättigungstemperaturen (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.

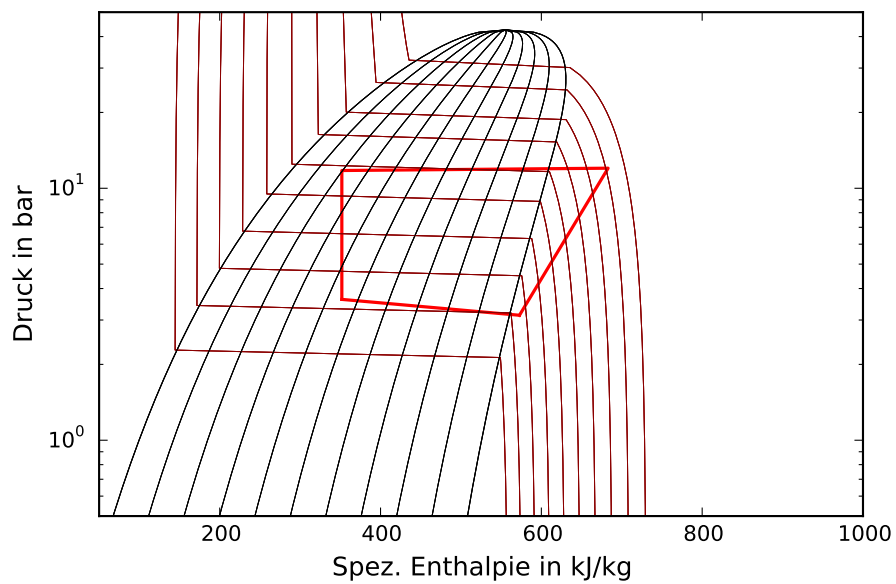


Abbildung A.14: logp-h-Diagramm (K1) beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall 10 % vor Ende des Zyklus.

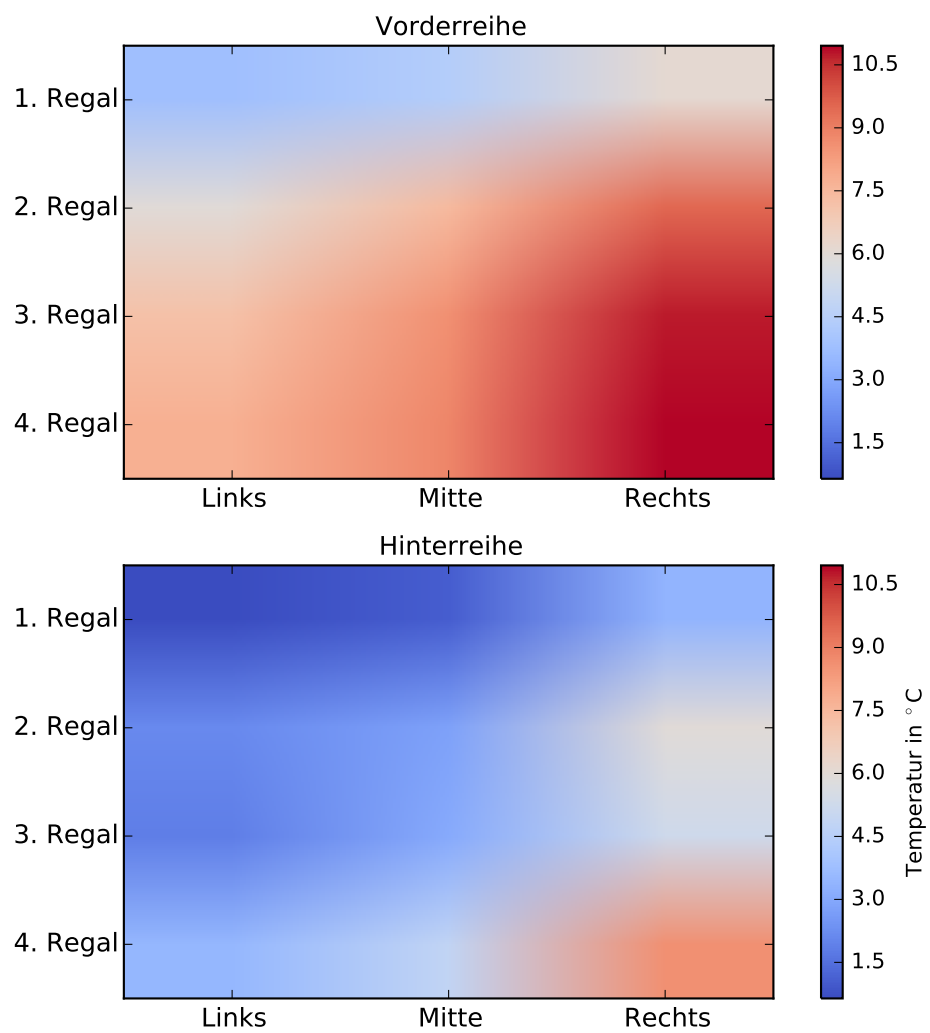


Abbildung A.15: Produkttemperaturen in der vorderen und hinteren Regalreihe beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.

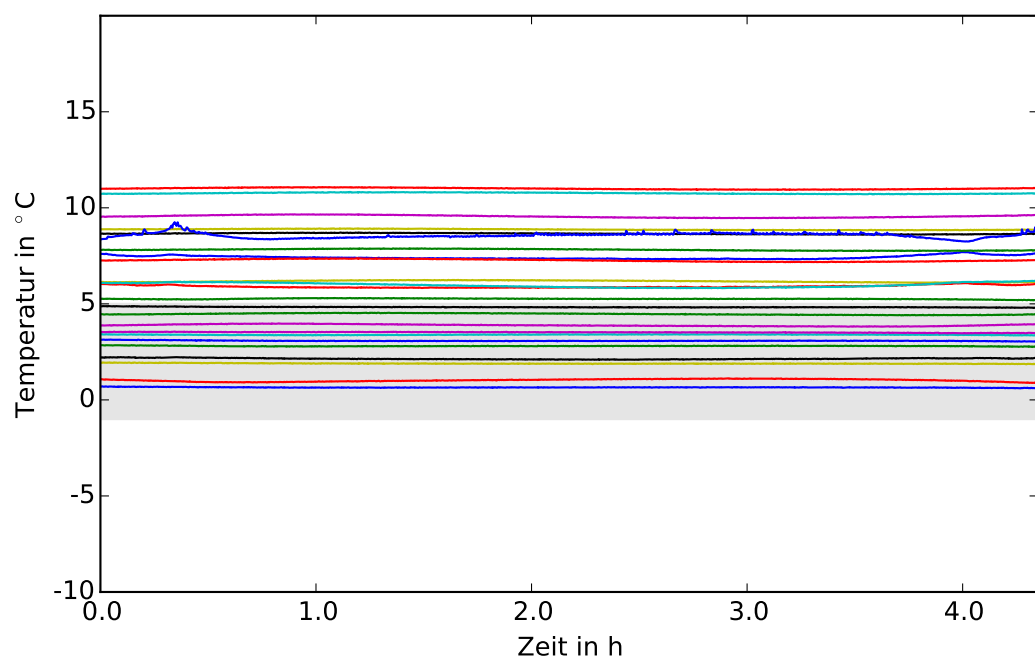


Abbildung A.16: Produkttemperaturen beim Betrieb mit einem 4h Abtauintervall.

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß übernommen sind, sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit ist in gleicher oder ähnlicher Form noch nicht als Prüfungsarbeit eingereicht worden. Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die vorliegende Arbeit in der Lehrstuhlbibliothek und Datenbank aufbewahrt und für den internen Gebrauch kopiert werden darf.

Aachen, den 25. April 2018

DEIN NAME

Vertraulich