

Simon ZIMMERBERGER, B.Sc.

Messdatenanalyse und Optimierung eines Versuchsstandes für autarkes Kühlen über die Gebäudehülle

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Daniel Brandl
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Dezember 2018

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Messdatenanalyse und Optimierung eines Versuchsstandes für autarkes Kühlen über die Gebäudehülle

Autor: Simon Zimmerberger

1. Stichwort: Kältemaschine
2. Stichwort: Feldversuch
3. Stichwort: Photovoltaik

Diese Arbeit beschäftigt sich mit dem, am Institut für Wärmetechnik, laufenden Forschungsprojekt „CoolSkin“. Bei diesem Projekt geht es um die Entwicklung und Testung eines fassadenintegrierten, autarken Systems zur Kühlung (primärer Fokus) und Heizung (sekundärer Fokus) eines Büroraumes. Dafür bedient man sich dem Prinzip einer umkehrbaren Wärmepumpe. Dieser stehen einerseits zwei Wärmetauscher die mit dem Büroraum interagieren, und andererseits zwei Wärmetauscher die mit der Außenluft interagieren zur Verfügung, wobei stets nur einer pro Seite in Betrieb (von Kältemittel durchströmt) genommen werden kann. Büroseitig interagiert hier ein Wärmetauscher direkt mit der Luft, der andere mit einem der in die Decke oder Boden verbauten Wasserkreisläufe. Das gesamte System zur Raumkonditionierung wird (unter anderem) über eine, in die Gebäudehülle integrierte, Photovoltaikanlage und einem in die Fassade integrierten, Stromspeicher mit Energie versorgt.

Die Zielsetzung dieser Arbeit ist die Analyse der Messdaten, mit dem Fokus auf den Kühlbetrieb. Aus den ausgewerteten Messdaten soll die Effizienz der Wärmepumpe beurteilt werden und daraus in weiterer Folge Optimierungspotential für diese Anlage gefunden werden.

Es ließ sich feststellen, dass die Kühlung des Büroraumes über die Luft hinreichend war. Auch die Energieversorgung mit der Photovoltaikanlage war zum Erreichen eines thermisch behaglichen Raumklimas ausreichend gegeben. Bei der Kühlung über die Decke konnte der Büroraum nur teilweise ausreichend gekühlt werden da die elektrische Energieversorgung über die PV-Anlage und Batterie nicht ausreichend gegeben war. Für den autarken Heizbetrieb war die Energieversorgung, zum Erreichen eines thermisch behaglichen Raumklimas nicht ausreichend, was bereits im Vorfeld abzusehen war.

ABSTRACT

Title: Measurement data analysis and Optimization of a test stand for self-sufficient cooling via the building shell

Author: Simon Zimmerberger

1st keyword: refrigeration machine

2nd keyword: field trial

3rd keyword: photovoltaics

This work is part of the research project "CoolSkin" which is being carried out at the Institute of Thermal Engineering. The project deals with the development and testing of a facade-integrated, self-sufficient system for cooling (primary focus) and heating (secondary focus) of an office room. For this, the principle of a reversible heat pump is used. The test rig has two heat exchangers that can interact with the office room and two heat exchangers that can interact with the outside air, whereby only one heat exchanger per side (through which refrigerant flows) is in operation. On the office side, one heat exchanger interacts directly with the air, the other with one of the water circuits connected to the ceiling or floor. The entire heating and cooling system is supplied (among others) with energy by a photovoltaic system which is integrated into the building envelope and a battery integrated into the façade.

The objective of this work is to analyze the measured data, with the focus on the cooling operation. The efficiency of the heat pump is to be assessed from the evaluated measurement data and, in addition to that, the optimization potential for this system is to be found.

It can be concluded that the cooling of the office space via the air was sufficient, as well as the energy supply via the photovoltaic system. With regard to the cooling via the ceiling, it was determined that the office room could only partially be cooled sufficiently. The energy supply was not sufficient for this operating configuration. The PV-System was not sufficient for heating, which was foreseeable in advance.

VORWORT

Im Rahmen des Projekts: „CoolSkin: Autarkes Kühlen über die Gebäudehülle“ entstand im Jahr 2018 am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz diese Masterarbeit. Finanziert wurde diese Projekt durch den Österreichischen Klima- und Energiefonds. Neben dem Institut für Wärmetechnik (IWT) waren auch noch das Austrian Institute of Technology (AIT), das Hans Höllwart-Forschungszentrum für integrales Bauwesen AG, qpunkt GmbH, das Architekturbüro Reinberg ZT GesmbH und der SFL Technologies GmbH Projektpartner.

Ich möchte mich für die Möglichkeit meine Masterarbeit am Institut für Wärmetechnik schreiben zu dürfen und die Anmerkungen und Vorschläge zur Verbesserung der Arbeit bei Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer bedanken.

Bedanken möchte ich mich ebenso bei meinem Betreuer Dipl.-Ing. Dr.techn. Daniel Brandl, der mir mit zahlreichen Ratschlägen zur Seite stand und auch bei der Ausarbeitung der Arbeit Anmerkungen und Verbesserungsvorschläge gab. Außerdem bin ich auch Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Heinz zu Dank verpflichtet, der mir bei der Auswertung der Daten und bei der Optimierung der Anlage Hilfe leistete. Dem Werkstättenpersonal, ohne die, dieses Projekt nicht möglich gewesen wäre, möchte ich ebenfalls meine Dankbarkeit ausdrücken.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinen Eltern, Andrea und Harald, die mir durch Ihre finanzielle Unterstützung dieses Studium erst ermöglicht haben.

Bedanken möchte ich mich außerdem bei meinen Freunden die mir durch Ratschläge und auch wichtigen Ablenkungen das Erstellen dieser Arbeit erleichtert haben.

Zuguterletzt darf auf keinen Fall meine Freundin fehlen, die so geduldig mit mir war und mich immer wieder zur Arbeit motiviert hat.

Vielen Dank!

Graz, 18.12.2018

Simon Zimmerberger

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
2.1	Behaglichkeit	3
2.1.1	PMV und PPD-Wert	3
2.1.2	Operative Raumtemperatur	5
2.1.3	Luftfeuchte	5
2.1.4	Lokale thermische Unbehaglichkeit	5
2.2	Kaltdampfprozess	7
2.2.1	Realer Kaltdampfprozess	7
2.2.2	Kaltdampfprozess mit Economizer	8
3	<u>VERSUCHSAUFBAU, MESSSCHEMA UND REGELUNG</u>	9
3.1	Gesamter Versuchsaufbau	9
3.1.1	Aufbau Kältemittelkreislauf	13
3.1.2	Anschluss des Wasserkreislaufes an Heizkreisverteiler	14
3.1.3	Aufbau Energieversorgung	16
3.2	Messschema	18
3.3	Regelung im Kühlbetrieb	22
3.3.1	Kühlen über die Luft	27
3.3.2	Kühlen über die Decke	28
3.4	Regelung im Heizbetrieb	30
3.4.1	Heizen über die Luft	31
3.4.2	Heizen über die Decke	32
4	<u>AUSWERTUNG UND INTERPRETATION DER MESSERGEBNISSE</u>	33
4.1	Messunsicherheit und Berechnung	35
4.1.1	Luftkanal und Fancoil innen	38
4.1.2	Fancoil außen und Fancoil innen	40
4.1.3	Luftkanal und Wasserkreislauf	41
4.1.4	Fancoil außen und Wasserkreislauf	43
4.2	Kühlbetrieb	43
4.2.1	Luftkanal und Fancoil innen	43
4.2.2	Fancoil außen und Fancoil innen	52
4.2.3	Luftkanal und Wasserkreislauf	60
4.2.4	Fancoil außen und Wasserkreislauf	69
4.2.5	Vergleich der Betriebsarten	77
4.3	Heizbetrieb	80
4.3.1	Luftkanal und Fancoil innen	81
4.3.2	Fancoil außen und Fancoil innen	85
4.3.3	Luftkanal/Wasserkreislauf und Fancoil außen/Wasserkreislauf	91
5	<u>OPTIMIERUNGSVORSCHLAG</u>	92

6 ZUSAMMENFASSUNG, SCHLUSSFOLGERUNG UND AUSBLICK 95

LITERATUR 98

ANHÄNGE 100

A-1 EES: Berechnung der Wärmeströme und COP	100
A-2 LabView Programm für Kompressorregelung im Kühlbetrieb	111
A-3 LabView Programm für Kompressorregelung im Heizbetrieb	115
A-4 Luftkanal und Fancoil innen: 05.09.2018	119
A-5 Fancoil außen und Wasserkreislauf: 09.08.2018	123

1 EINLEITUNG

Durch den vorherrschenden modernen Architekturstil, der vor allem durch großflächige Verglasungen geprägt ist und durch veränderte klimatische Bedingungen - hervorgerufen durch die globale Erwärmung - und gestiegene Nutzeranforderungen, steigt der Kühlbedarf von Gebäuden stetig an. Außerdem sind die Umsetzung und die architektonische Einbindung von Kühlsystemen oft nicht zufriedenstellend. Daher ist das Ziel des Forschungsprojekts „CoolSkin“ die Entwicklung und Erforschung von Kühlsystemen für Gebäudeinnenräume, die einen hohen Standard an thermischer Behaglichkeit sicherstellen, den architektonischen Ansprüchen genügen und zudem noch den Verbrauch fossiler Brennstoffe dafür vermindern (IWT TU Graz, 2014). Laut Heinz (2017) beschäftigt sich das Projekt mit einer dezentralen, fassadenintegrierten, autark betriebenen, umkehrbaren Wärmepumpe, die zur Kühlung und Heizung des Innenraumes eingesetzt wird. Die auf die Fassade auftreffende Solarstrahlung soll durch Photovoltaik Paneele in elektrische Energie umgewandelt werden und zum direkten oder zeitversetzten Kühlen, des hinter der Fassade befindlichen Innenraumes verwendet werden. Das Kühlsystem soll autark, also ohne Stromversorgung aus anderen Energiequellen, ablaufen. Auf die gleichzeitige, beziehungsweise nur leichte Zeitversetzung der Kühllast, zur Energiebereitstellung durch ein Photovoltaik-System, ist besonders hinzuweisen. Aufgrund der Integration in die Fassade und der Dezentralität des Systems ist ebenfalls zu erwähnen, dass ein solches Kühlsystem industriell vorgefertigt werden kann, um einen kostengünstigen und schnellen Einbau nach dem Baukastensystem zu ermöglichen. Im Zuge dieses Forschungsprojekts und dieser Arbeit wurde ein System mit unterschiedlichen Konzepten einer solchen Anlage, am Gelände der TU Graz Inffeldgasse in einem Versuchsgebäude verbaut.

Im Zuge dieses Projekts werden umfangreiche Simulationen, unter anderem zum Thema der Behaglichkeit, und Untersuchungen von Systemen zur dezentralen, autarken Kälteversorgung von Gebäuden durchgeführt. Das Gesamtsystem besteht dabei aus einer Photovoltaikanlage, einem System zur Kälteerzeugung, zur Energiespeicherung sowie zur Kälte- und Wärmeabgabe und zwei Räumen wobei einer davon konditioniert wird und der andere nicht (Referenzraum). Aus diesen Simulationen wird ein, mit zur Validierung des Systems nötiger Messtechnik ausgestatteter Versuchsaufbau abgeleitet und aufgebaut. Anschließend wird im Feldversuch die Anlage getestet und untersucht. (IWT TU Graz, 2014)

Das Ergebnis dieses Projekts soll ein System- und Komponentenwissen dieser Anlage sein. Es sollen Beschreibungen und Bewertungen solcher gebäudeintegrierter, solar betriebener Kühlsysteme auf energetischer und ökonomischer Ebene vorliegen. (IWT TU Graz, 2014)

Die Arbeit zum Projekt CoolSkin wird unter den Projektpartnern folgendermaßen aufgeteilt: Das Institut für Wärmetechnik ist für thermische Themenbereiche zuständig, das Austrian Institute of Technology für die Energiebereitstellung des Systems, also für die Photovoltaik mit Wechselrichter, Energiespeicher und Laderegler, das Büro Reinberg für die architektonischen Aspekte, SFL technologies für die Fassadenkonstruktion und qpunkt für die Behaglichkeitssimulation.

Im Zuge dieses Forschungsprojekts wurden bereits zwei Masterarbeiten am Institut für Wärmetechnik verfasst. Die erste Masterarbeit von Eckschlager (2017) hatte die Konzeptionierung eines Prüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme zum

Thema. Dafür wurde ein Referenz-Büroraum bei unterschiedlichen Randbedingungen simuliert und mit den daraus gewonnenen Daten ein Konzept abgeleitet. Basierend auf diesem Konzept wurden die Systemkomponenten ausgelegt und ausgewählt und ein Messkonzept erarbeitet. Das Ergebnis war eine Kompressionskälteanlage mit elektrischer Energiespeicherung, sowie verschiedenen Kälte- bzw. Wärmeabgabesystemen. Von dem Gesamtkonzept wurde ein dreidimensionales CAD Modell erstellt (Eckschlager, 2017). Die zweite Masterarbeit, verfasst von Schmiedbauer (2018), befasste sich mit dem Aufbau und Inbetriebnahme der Anlage. Außerdem wurden erste Versuche für den Heiz- und Kühlbetrieb durchgeführt.

Ziele

Inhalt der vorliegenden Arbeit ist die Durchführung einer Langzeitmessung zur Generierung und Auswertung von Messdaten hinsichtlich der Effizienz der Wärmepumpe, mit dem Fokus auf Kühlbetrieb, sowie des Gesamtkonzepts bei unterschiedlichen Systemkonfigurationen, um diese miteinander vergleichen und bewerten zu können. Ziele sind dabei die Optimierung der Anlage (insbesondere des Wärmepumpenkreises) und die Ausarbeitung von geeigneten Regelstrategien, die einen problemlosen Betrieb garantieren sollen.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden Grundlagen der Behaglichkeit sowie der Kaltdampfprozess von Wärmepumpen erläutert.

2.1 Behaglichkeit

Dieses Kapitel beschreibt die Einflussgrößen und die Bewertungsmethoden der Behaglichkeit des Klimas in einem Raum.

Der Mensch ist laut Recknagel (2009) zwar fähig sich ändernden äußeren Luftzuständen anzupassen, doch gibt es einen Bereich in dem sich, statistisch betrachtet, Personen am wohlsten fühlen. Dieser Bereich wird als Behaglichkeitsbereich bezeichnet.

Die empfundene Behaglichkeit einer Person ist gemäß Rieberer (2015) hauptsächlich von der körpereigenen stoffwechselbedingten Erzeugung von Wärme und ihrer Abgabe an die Umgebung abhängig. Daraus folgt, dass die subjektive Behaglichkeit für verschiedene Personen bei unterschiedlichen Raumklimabedingungen erreicht wird. Die Behaglichkeit ist aber nicht nur von der Raumlufttemperatur, sondern auch von den Temperaturen der Umschließungsflächen, der Außentemperatur sowie der Raumluftfeuchte abhängig.

2.1.1 PMV und PPD-Wert

In diesem Kapitel soll näher auf die verschiedenen Einflussgrößen der globalen thermischen Behaglichkeit eingegangen werden.

Gemäß Richter (2007) kann durch Differenzbildung, siehe Glg. (2.1), zwischen der tatsächlichen aktivitätsbedingten Wärmeabgabe des Menschen \dot{q}_M [W] und der, bei der vorliegenden typischen Bekleidung und raumklimatischen Bedingung bestimmbaren behaglichen Wärmeabgabe $\sum \dot{q}_{ab}$ [W] folgt die Abweichung von dieser behaglichen Wärmeabgabe $\Delta\dot{q}_b$ [W]. Mit dieser Abweichung kann die mittlere subjektive Raumklimabewertung der Raumnutzer, auch Predicted Mean Vote (PMV) genannt, nach Glg. (2.2) berechnet werden.

$$\Delta\dot{q}_b = \dot{q}_M - \sum \dot{q}_{ab} \quad (2.1)$$

$$PMV = \Delta\dot{q}_b * (e^{-0,036\dot{q}_M} + 0,028) \quad (2.2)$$

Richter (2007) beschreibt den PMV-Wert als einen dimensionslosen Maßstab zur Bewertung der thermischen Empfindung der Raumnutzer dar. Der PMV-Wert kann dann wie in Tabelle gezeigt skaliert werden.

Tabelle 2-1: Zuordnung der thermischen Empfindung zum PMV-Wert (Richter, 2007)

PMV	Empfindung
-3	kalt
-2	kühl
-1	leicht kühl
0	neutral
1	leicht warm
2	warm
3	heiß

Schließlich kann, laut Richter (2007), aus dem PMV-Wert, durch Berechnung mit Glg.(2.3), eine Voraussage über den prozentualen Anteil der mit diesem Raumklima unzufriedener Raumnutzer getroffen werden. Dieser Wert heißt Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD).

$$PPD = 100 - 95 * e^{-0,03353*PMV^4 - 0,2179*PMV^2} \quad (2.3)$$

Richter (2007) zeigt in der Abbildung 2-1 den Verlauf des PPD-Wertes über den PMV-Wert. Zu erkennen ist hierbei, dass selbst bei laut PMV-Wert neutralen Raumklimabedingungen ein Anteil von mindestens 5% der Raumnutzer mit dem Raumklima unzufrieden ist. Bei steigenden oder fallenden PMV-Werten steigt der Prozentsatz der unzufriedenen Raumnutzer.

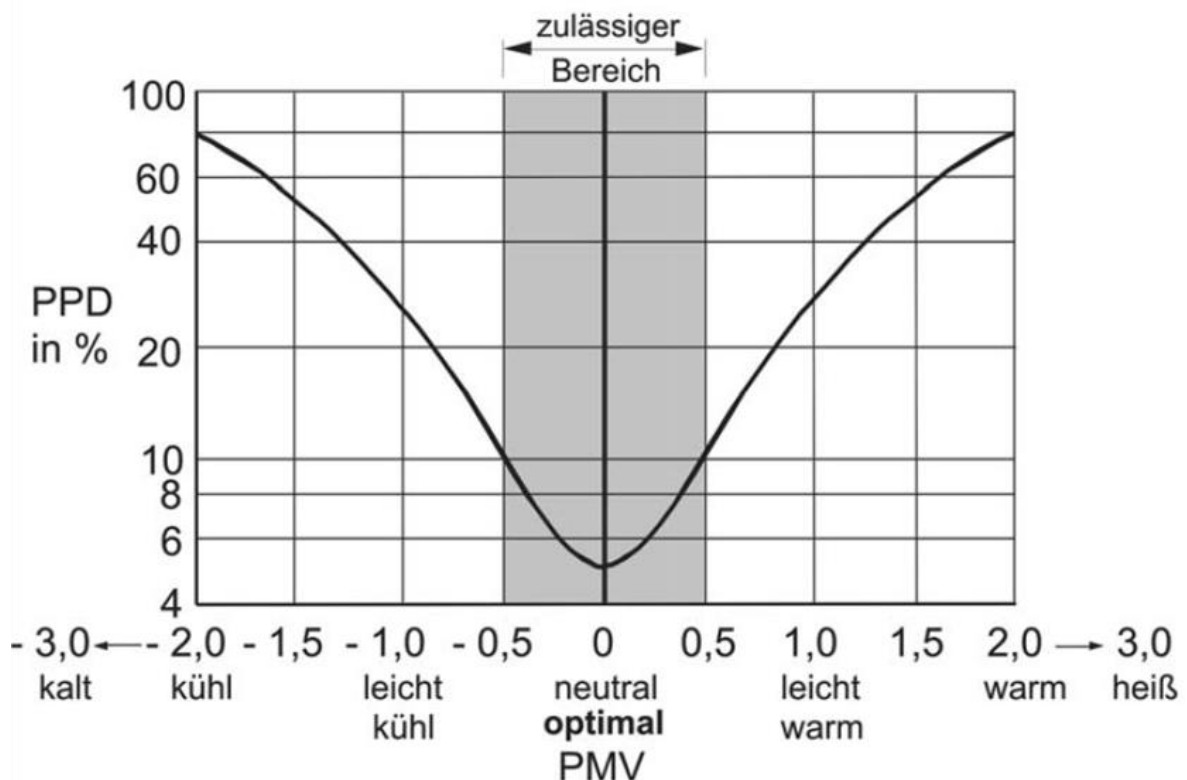


Abbildung 2-1: Vorausgesagter Prozentsatz der mit dem Raumklima unzufriedenen Raumnutzer (PPD) in Abhängigkeit von der vorhergesagten mittleren Klimabeurteilung (PMV) durch alle Raumnutzer (Richter, 2007)

In Tabelle 2-2 ist der vorausgesagte Prozentsatz der Unzufriedenen Personen (PPD) bei der zugehörigen operativen Raumtemperatur (vgl. Kapitel 2.1.2) enthalten. Es sind die Grenzen der operativen Raumtemperatur für Sommer- und Winterbetrieb der jeweiligen Kategorien nach ÖNORM EN ISO 7730 (2005) zu erkennen. Diese Werte sind für einen Büroraum, bei einer Aktivität von 1,2 met in der Tabelle angeführt.

Tabelle 2-2: PPD- Wert bei den jeweiligen op. Temperaturen in einem Büroraum (Recknagel, 2009)

Gebäude/Raum	Aktivität	Kategorie	Operative Raumtemperatur		PPD
			°C Sommer (Kühlperiode)	°C Winter (Heizperiode)	
Einzelbüro	1,2	A	24,5 ± 1,0	22 ±1,0	< 6 %
Großraumbüro		B	24,5 ±1,5	22 ±2,0	< 10 %
Konferenzraum		C	24,5 ±2,5	22 ±3,0	< 15 %

2.1.2 Operative Raumtemperatur

Zur Beschreibung des Einflusses der Temperatur der Umschließungsflächen auf die Behaglichkeit des Raumklimas, wird laut Rieberer (2015) die operative Raumtemperatur nach Glg. (2.4) bestimmt. Sie wird auch oft als empfundene Raumtemperatur bezeichnet. ϑ_L ist hier die Raumlufthtemperatur in °C und ϑ_U die Temperatur der Umschließungsflächen ebenfalls in °C. Außerdem sind noch die Wärmeübergangskoeffizienten für Konvektion α_k und Strahlung α_s für die Gewichtung der jeweiligen Temperaturen angeführt.

$$\vartheta_{op} \cong \frac{\alpha_k * \vartheta_L + \alpha_s * \vartheta_U}{\alpha_k + \alpha_s}; \text{ für } \alpha_k = \alpha_s : \vartheta_{op} = (\vartheta_L + \vartheta_U)/2 \quad (2.4)$$

2.1.3 Luftfeuchte

Der hauptsächliche Einfluss der Feuchte der Luft besteht gemäß Rieberer (2015) in der Beeinflussung der Transpiration des Menschen und den Feuchteaustrag durch Atmung des Menschen. Die Beeinflussung des empfundenen Raumklimas durch die Luftfeuchte kommen erst bei Extremwerten zustande, daher gibt es Grenzen für die Luftfeuchte die in der Raumklimatisierung einzuhalten sind. Die Untergrenze stellt dabei die Schleimhautreizung dar, die bei etwa 30 % relativer Luftfeuchte erreicht wird. Nach oben begrenzt ein Schwüleempfinden, das bei etwa 70 % relativer Luftfeuchte eintritt.

2.1.4 Lokale thermische Unbehaglichkeit

Lokale thermische Unbehaglichkeit kann durch verschiedene Ursachen hervorgerufen werden. Dazu zählen der Kontakt einer Person mit warmen oder kalten Gegenständen bzw. Umschließungsflächen, örtlich begrenzte Zugluft, einem vertikalen Temperaturunterschied oder durch ein asymmetrisches Strahlungsfeld. (Recknagel, 2009)

Der prozentuelle Anteil an unzufriedenen Personen aufgrund eines vertikalen Lufttemperaturunterschiedes ist in Abbildung 2-2 zu erkennen. Die Abbildung zeigt, dass ab einem Temperaturunterschied von über 1,5 K der Anteil an unzufriedenen Personen ansteigt.

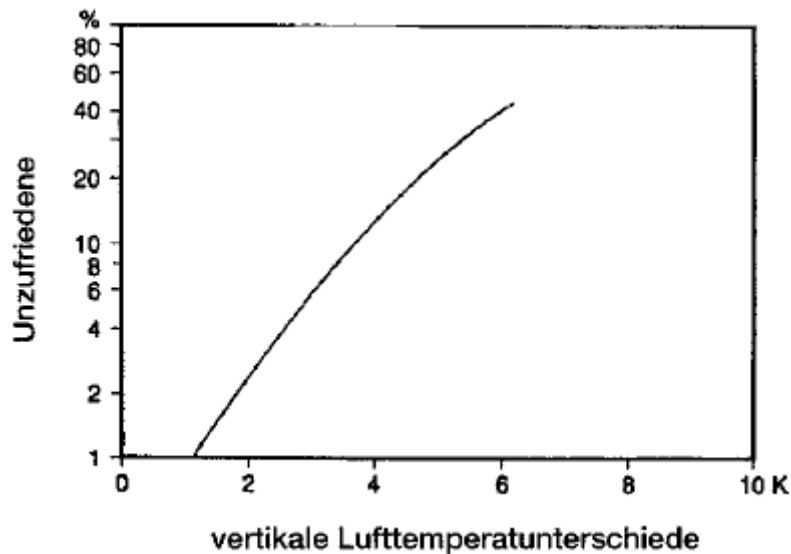


Abbildung 2-2: %-Unzufriedene aufgrund vertikaler Lufttemperaturunterschiede (Recknagel, 2009)

In der nachfolgenden Abbildung 2-3 ist der prozentuale Anteil Unzufriedener in Abhängigkeit der Strahlungstemperatur-Asymmetrie dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass der Einfluss auf den Anteil der unzufriedenen Raumnutzer stark variiert. Gekühlte Decken und warme Wände beginnen bei derselben Strahlungstemperaturasymmetrie einen Einfluss auf den Anteil der unzufriedenen Personen im Raum zu nehmen, wobei der Einfluss der gekühlten Decke stärker ist als jener, der warmen Wände. Der Einfluss auf den Anteil der unzufriedenen Raumnutzer bei kalten Wänden und warmen Decken ist, wie in Abbildung 2-3 zu erkennen, zwar ähnlich groß, jedoch beginnt der Einfluss der warmen Decken schon bei niedrigeren Strahlungstemperaturen als bei kalten Wänden. (Recknagel, 2009)

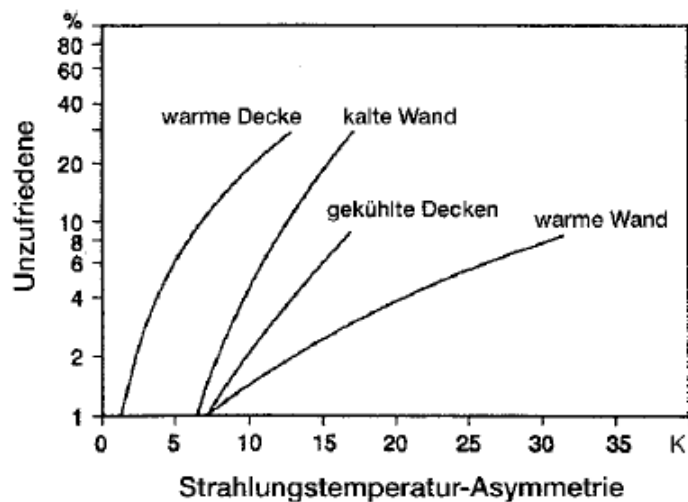


Abbildung 2-3: Unzufriedene aufgrund von Strahlungsasymmetrie (Recknagel, 2009)

2.2 Kaltdampfprozess

Dieses Kapitel setzt sich mit dem Ablauf des Kaltdampfprozesses auseinander.

Der Idealfall des Kaltdampfprozesse im Temperatur – Entropie Diagramm mit der zugehörigen Schaltung ist in Abbildung 2-4 zu sehen.

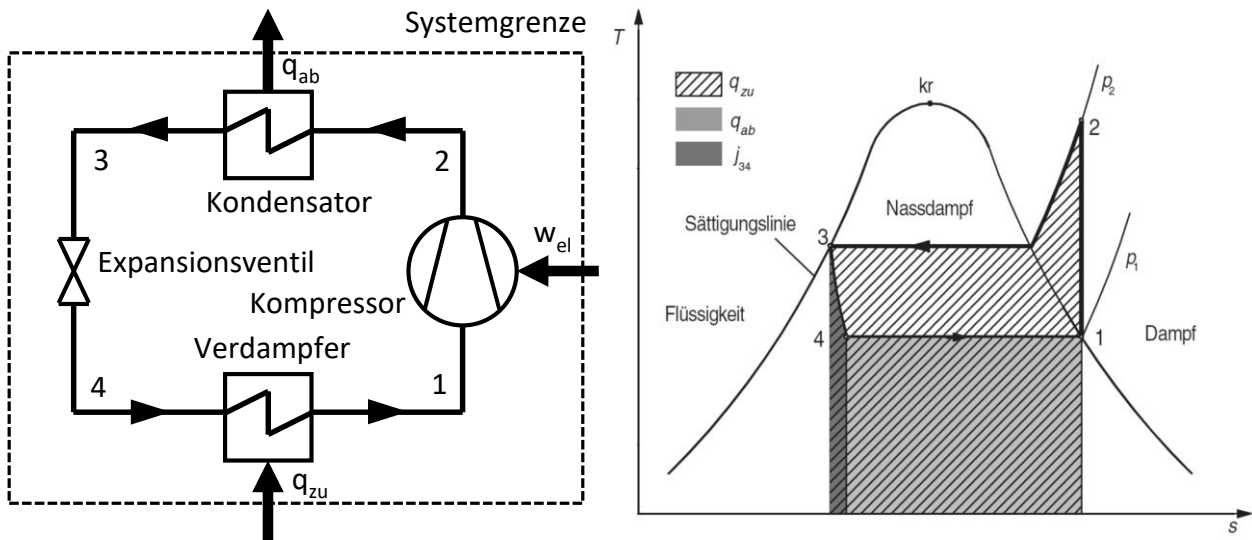


Abbildung 2-4: Idealer Kaltdampfprozess (von Böck & Stripf, 2015)

Der Kaltdampfprozess setzt sich im Idealfall aus den in Tabelle 2-3 gezeigten Zustandsänderungen des Kältemittels zusammen.

Tabelle 2-3: Zustandsänderungen im Kaltdampfprozess

	Zustandsänderung
1 → 2	Isentrope Verdichtung Zustand 2: überhitzter Dampf
2 → 3	Isobare Wärmeabfuhr Zustand 3: siedende Flüssigkeit
3 → 4	Isenthalpe Expansion Zustand 4: Nassdampf
4 → 1	Isobare Wärmezufuhr Zustand 1: Sattedampf

2.2.1 Realer Kaltdampfprozess

Im realen Kaltdampfprozess kommt es in verschiedenen Bereichen zu Abweichungen vom idealen Kaltdampfprozess. Die Verdichtung verläuft nicht reversibel, sondern es kommt zu verschiedenen Verlusten, wie zum Beispiel Dissipation. In den Wärmetauschern kommt es zu Druckverlusten. Im Expansionsventil sinkt die Temperatur des Kältemittels unter die Umgebungstemperatur weshalb es bereits dort zu einem Wärmeaustausch mit der Umgebung kommen kann. Dies mindert die im Verdampfer übertragene Leistung. Der ideale Zustand des Sattedampfes vor Eintritt in den Kompressor ist in realen Kälteanlagen schwierig sicherzustellen.

Deshalb wird, um Flüssigkeitsschläge auf den Kompressor zu vermeiden, das Kältemittel vor Eintritt in den Kompressor überhitzt. (Dohmann, 2016)

2.2.2 Kaltdampfprozess mit Economizer

Beim Kaltdampfkompressionsverfahren werden, laut Dohmann (2016), Kältemittel verwendet, die unter den Bedingungen des Prozesses einen Phasenwechsel zwischen flüssig und gasförmig vollziehen. In Abbildung 2-5 ist ein, mit einem internen Wärmetauscher - auch Economizer genannt - ausgestatteter Kaltdampfprozess zu erkennen. Der Economizer dient zur Steigerung der Effizienz des Kaltdampfprozesses. Das Kältemittel wird nach dem Kondensator unterkühlt und vor dem Verdampfer überhitzt.

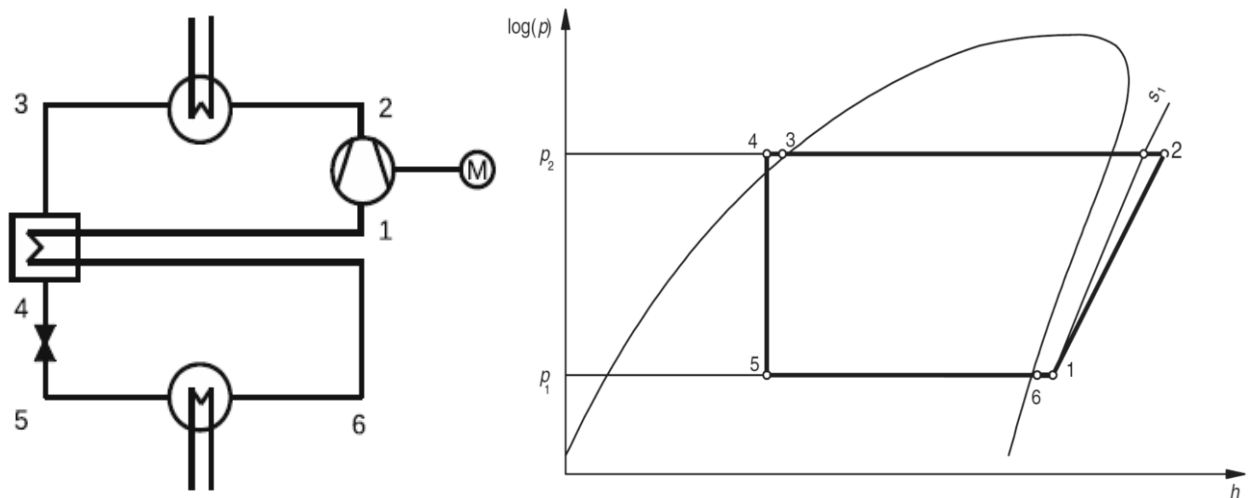


Abbildung 2-5: Kaltdampfprozess mit Economizer (Dohmann, 2016)

Für den im Gegenstrom betriebenen Economizer kann folgende Wärmebilanz (Glg. (2.5)) aufgestellt werden:

$$\dot{m}_3 * (h_3 - h_4) = \dot{m}_6 * (h_6 - h_1) \quad (2.5)$$

Die Massenströme müssen aufgrund der Massenerhaltung ident sein, was zu der Erkenntnis führt, dass die Enthalpiedifferenzen auch ident sein müssen. (Dohmann, 2016)

3 VERSUCHSAUFBAU, MESSSCHEMA UND REGELUNG

In diesem Kapitel werden der Aufbau, das verwendete Messschema und die Regelung der Wärmepumpe dokumentiert.

3.1 Gesamter Versuchsaufbau

Die in der Fassade des Testraumes integrierte Wärmepumpe wurde für den Umkehrbetrieb, also sowohl zum Kühlen als auch zum Heizen des Raumes, ausgelegt. Das Hauptaugenmerk lag jedoch auf dem Kühlbetrieb, da die Anlage autark über Photovoltaik-Module (PV-Module) betrieben werden soll und hier die elektrische Energiebereitstellung mehr oder weniger gleichzeitig mit dem Energiebedarf zur Kühlung des Raumes zusammenfällt. In Abbildung 3-1 ist das Anlagenschema der Wärmepumpe dargestellt.

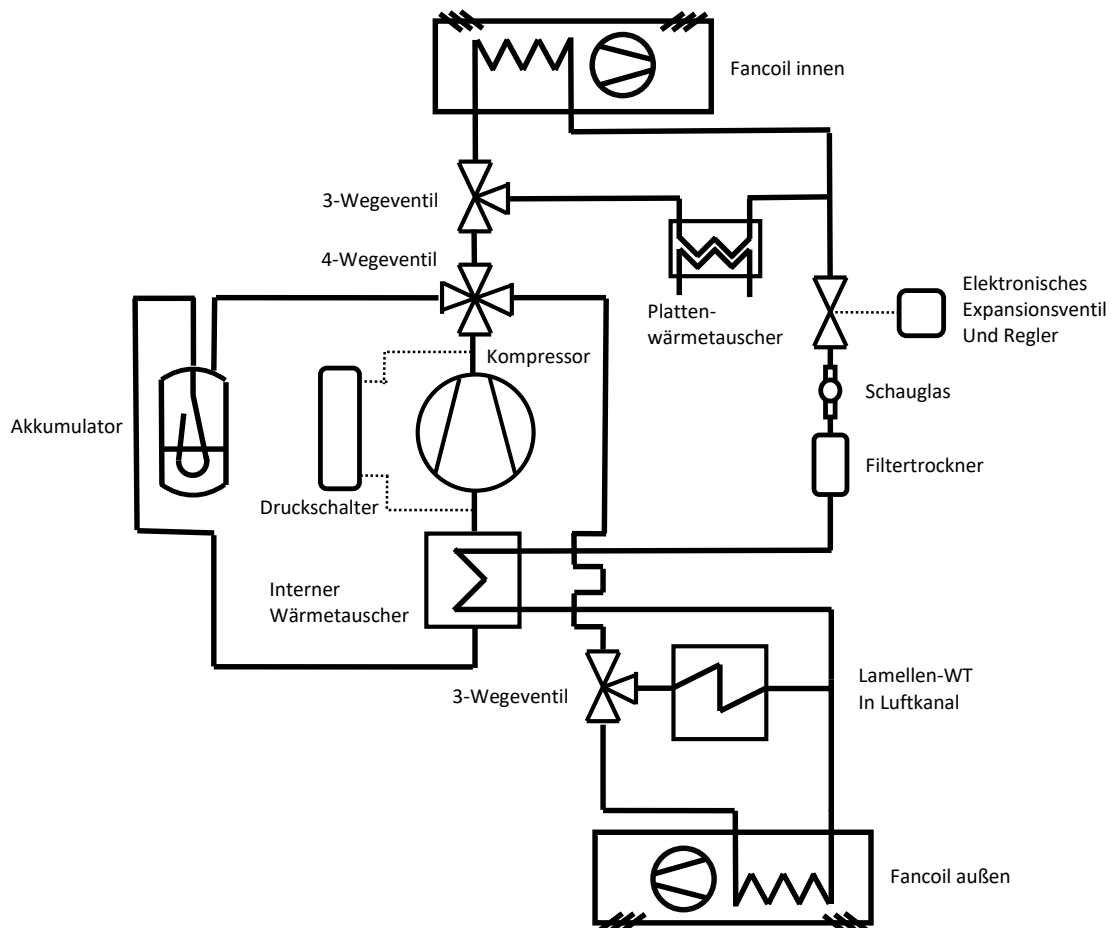


Abbildung 3-1: Anlagenschema Wärmepumpe (Schmiedbauer, 2018)

Wie in Abbildung 3-1 zu erkennen ist, besitzt die Wärmepumpe jeweils zwei Betriebsoptionen für Wärmesenke, als auch Wärmequelle. Zum Wärmeaustausch mit der Außenluft steht eine Fancoilanlage und ein Luftkanal zur Verfügung, wobei der Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Luft bei beiden Geräten über einen Wärmetauscher und ein Gebläse erfolgt. Raumseitig steht eine Fancoilanlage bereit, die genau wie bei den Außengeräten den Wärmeaustausch mittels Wärmetauscher und Gebläse vollzieht. Außerdem ist raumseitig ein Plattenwärmetauscher vorgesehen, der den Wärmeaustausch zwischen Kältemittel und Wasser gewährleistet. Die Abgabe beziehungsweise Aufnahme der Wärme in bzw. aus dem Raum kann bei dieser

Betriebsart über drei verschiedene Wasserkreisläufe erfolgen. Deckenseitig sind zwei Kreisläufe, einmal in 5 cm und einmal in 10 cm Tiefe in der Betondecke verbaut. Im Fußboden ist ein Kreislauf in 5 cm Tiefe verbaut.

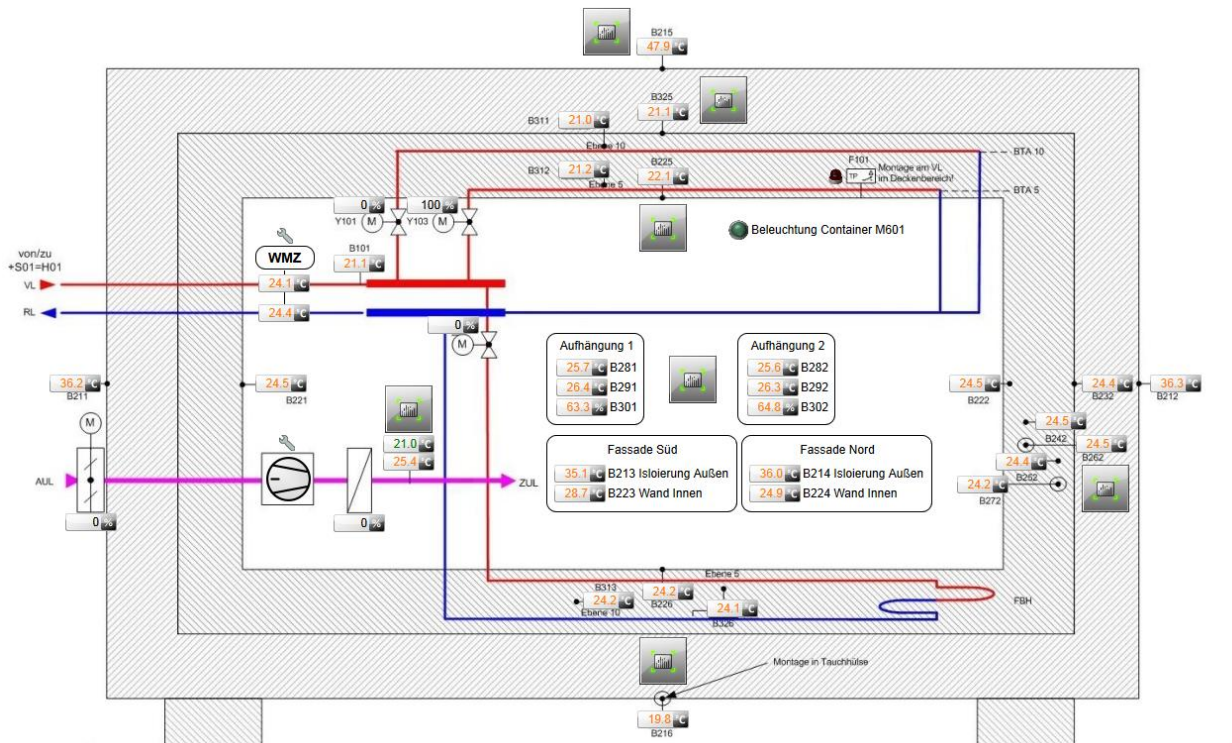


Abbildung 3-2: Aufbau der Testräume (Pichler, 2017)

Das Schema zu den Wasserkreisläufen und den angebrachten Sensoren im gekühlten/beheizten Raum sind in Abbildung 3-2 dargestellt. Zum Vergleich der thermischen Zustände und der Behaglichkeit dient ein zweiter Raum (Referenzraum), der exakt gleich aufgebaut ist und dieselben Messpunkte besitzt. Aufgrund des identischen Aufbaus der Messstellen wird der Referenzraum mit seiner Messeinrichtung in dieser Masterarbeit nicht zusätzlich abgebildet. Die in der Abbildung 3-2 mit „Aufhängung 1“ und „Aufhängung 2“ bezeichneten Messstellen beinhalten jeweils Sensoren zur Messung der relativen Luftfeuchte, der operativen Raumtemperatur und der Lufttemperatur. Aufhängung 1 befindet sich in 1,5 m von der türseitigen Wand (Nord), und jeweils gleichweit von der Ost- und Westwand (also mittig) entfernt. Sie hängt in 1,5 m Höhe. Aufhängung 2 befindet sich in 1,5 m von der fensterseitigen Wand (Süd), und jeweils gleichweit von der Ost- und Westwand entfernt. Sie hängt ebenfalls in 1,5 m Höhe.

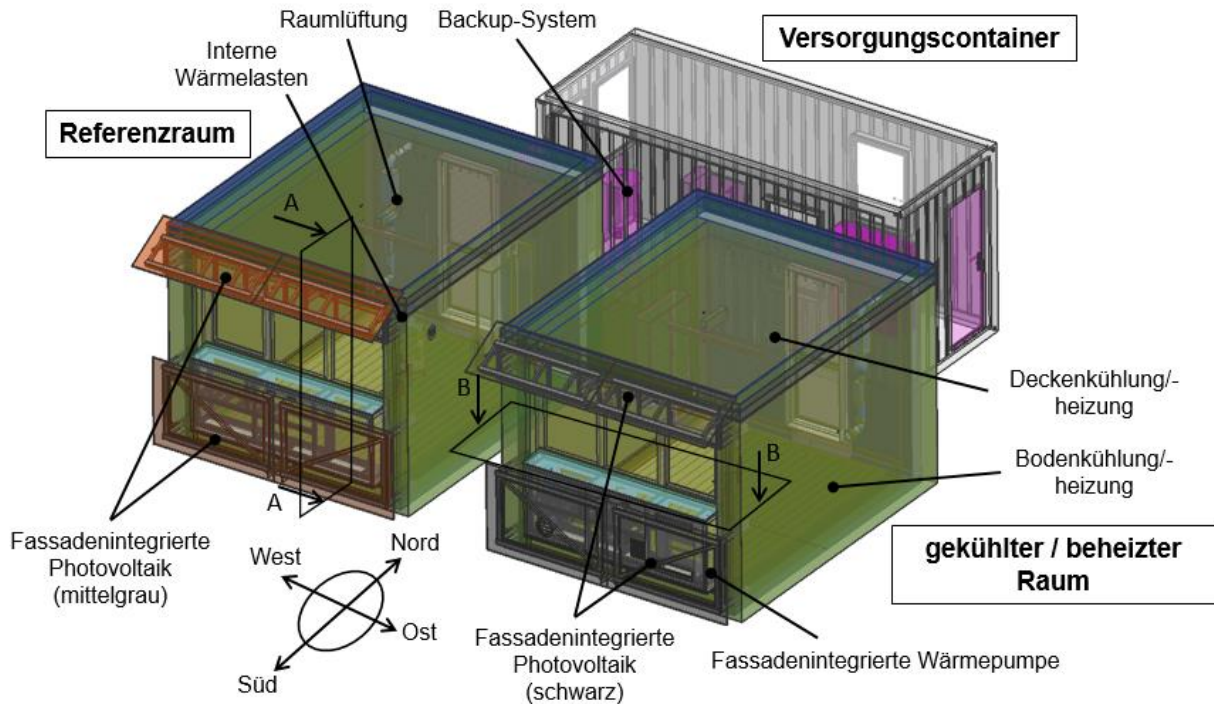


Abbildung 3-3: CAD-Modell und Foto der Versuchsobjekte und des Versorgungscontainers (Mach & Heinz, 2017)

In Abbildung 3-4 sind der gekühlte/beheizte, sowie der Referenzraum zu sehen. Der Referenzraum war nicht gekühlt. Während der Heizphase wurde er zum Größten Teil durch das Backup System (siehe Abbildung 3-4) im Frostschutz betrieben, also auf einer Raumlufttemperatur von 12 °C gehalten. Aufgrund von Fehlern bei der Einstellung der Heizungsregelung des Referenzraumes wurde er aber auch teilweise auf eine höhere Temperatur von bis zu 22 °C geheizt. Diese beiden Räume wurden im Zuge eines vorangegangenen Forschungsprojekts zu Model Predictive Control (MPC) aufgebaut. (Pichler et al., 2017)



Abbildung 3-4: Foto des gekühlten/beheizten Raumes (rechts), des Referenzraumes (links) und des Versorgungscontainers (hinter den beiden Räumen erkennbar) (Mach & Heinz, 2017)

Abbildung 3-4 zeigt den gekühlten/beheizten Raum (rechts), den Referenzraum (links) und den Versorgungscontainer hinter den beiden Räumen.

Beide Versuchsobjekte wurden im Zuge der Vorbereitungen des Objekts mit PV-Paneelen ausgestattet, wobei die über dem Fensterbereich installierten PV-Paneele neigbar (64° zur Senkrechten) sind und die niedrigeren Paneele seitlich schwenkbar montiert wurden, um den Zugang zur in die Fassade integrierten Wärmepumpe, für etwaige Wartungsarbeiten, zu gewährleisten. Die Funktionsweise der Schwenkeinrichtungen ist in Abbildung 3-5 dargestellt.

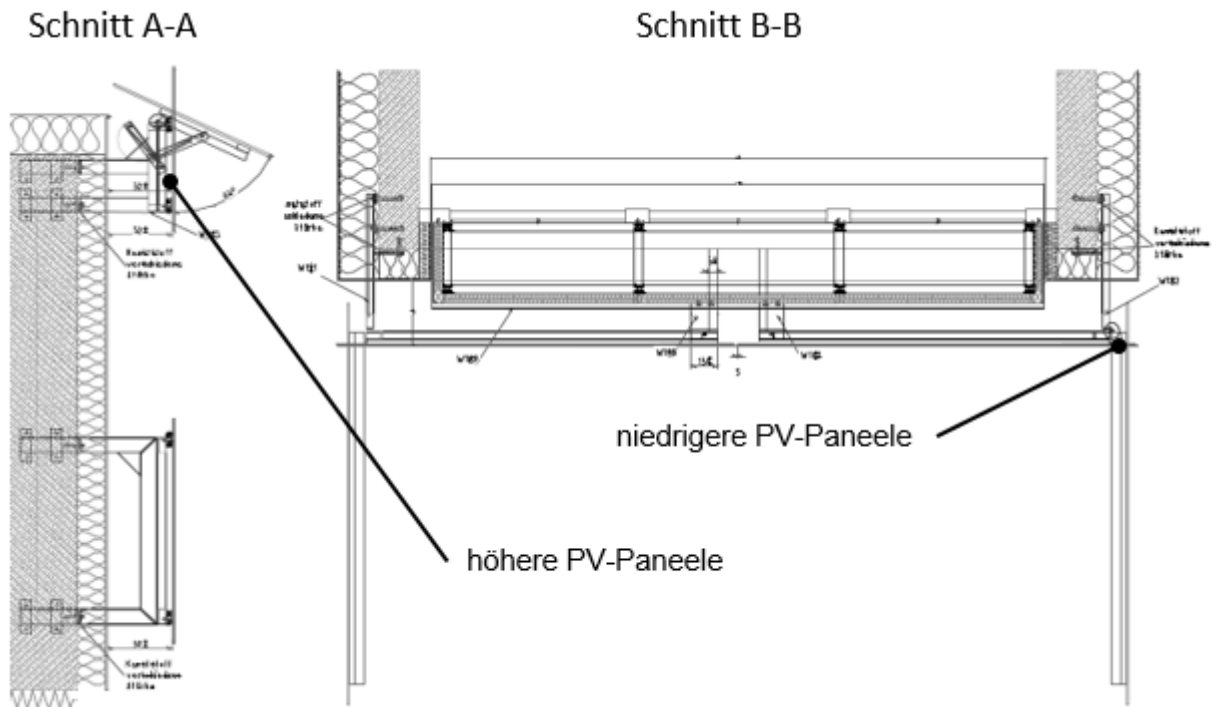


Abbildung 3-5: Schwenkmechanismen höher (links) und niedrigere (rechts) PV-Paneele (Mach & Heinz, 2017)

Die Orte der Schnittebenen, zu den Schnitten in Abbildung 3-5, ist in Abbildung 3-4 zu erkennen. Am Referenzraum wurden mittelgraue PV-Paneele (Typ 1) und am gekühlten/beheizten Raum schwarze PV-Paneele (Typ 2) angebracht. Dies dient zur Untersuchung des Einflusses von alternativen architektonischen Erscheinungsbildern auf das System „CoolSkin“. Die PV-Paneele unterscheiden sich allerdings nicht nur im Erscheinungsbild, sondern auch in der Effizienz der Ausnutzung der solaren Strahlung. So ist die kumulierte Leistung, gemäß Mach & Heinz (2017), der vier Typ 1 PV-Paneele um etwa 18% niedriger als die der vier schwarzen Typ 2 PV-Paneele. Im Versorgungscontainer wurden der Schaltschrank und der Computer zur Messdatenaufzeichnung sowie zur Regelung der Wärmepumpe aufgebaut. Die Messwerte des gekühlten/beheizten Raumes und des Referenzraumes sowie die Daten der Wetterstation werden von einem eigenen Computer aufgezeichnet. Dieser Computer und die zugehörige Messdatenaufzeichnung sind wie die beiden Boxen, aus dem Bestand des Vorprojekts: „Model Predictive Control“, übernommen worden. Beide Räume sind mit einer internen Wärmelast von jeweils 300 W ausgestattet. Diese Wärmelast soll zwei sich im Raum befindliche Personen simulieren, die Büroarbeiten ausführen, samt der zugehörigen Ausrüstung. Diese internen Wärmelasten sind zeitgesteuert und werden nur in der Zeit von 8:00 bis 16:00 Uhr aktiviert. Außerdem ist auch eine Raumlüftung installiert, die für den erforderlichen Luftaustausch von 60 m³/h sorgt. Dies entspricht dem Mindestluftwechsel von 1 1/h für Büroräume laut ÖNORM H 7500 (2006).



Abbildung 3-6: Wetterstation (Mach & Heinz, 2017)

Außerdem wurde durch die Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik (ZAMG) zur Erfassung der solaren Strahlung, der Außenlufttemperatur und Außenluftfeuchte die dafür benötigten Sensoren und Messgeräte in der Nähe der Versuchsobjekte installiert. Das Bild dieser Wetterstation ist aus Mach & Heinz (2017) entnommen und in Abbildung 3-6 zu sehen.

3.1.1 Aufbau Kältemittelkreislauf

In diesem Unterkapitel wird kurz auf den Aufbau des Kältemittelkreislaufes der Wärmepumpe eingegangen.

Der detaillierte Aufbau der Wärmepumpe kann der vorangegangenen Diplomarbeit „Aufbau und Inbetriebnahme eines Versuchsstandes für autarkes Kühlen über die Gebäudehülle“ entnommen werden, hier soll nur ein Überblick gegeben werden. (Schmiedbauer, 2018)

In Abbildung 3-7 ist der Kältemittelkreislauf im Heiz- und Kühlbetrieb zu sehen. Die Hochdruckseite ist rot und die Niederdruckseite ist blau gekennzeichnet, und zwar bei beiden Betriebsarten.

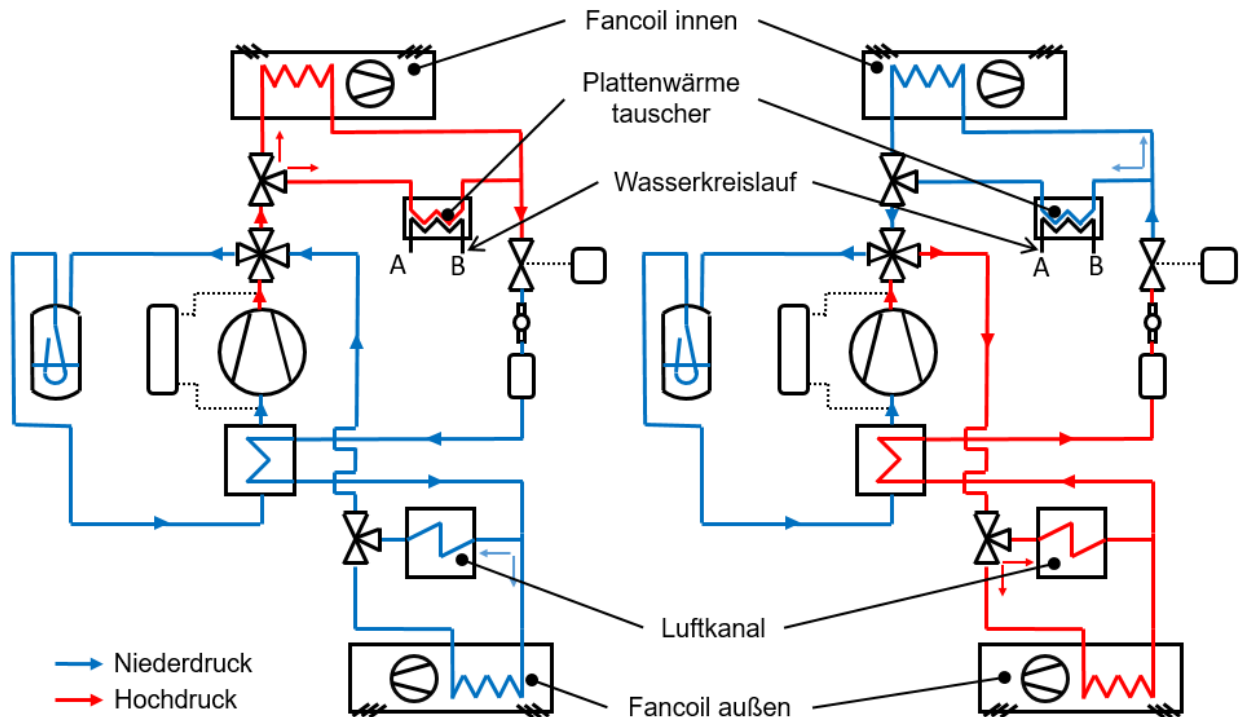


Abbildung 3-7: Kältemittelkreislauf im Heiz- (links) und Kühlbetrieb (rechts) (Schmiedbauer, 2018)

Im Kühlbetrieb wird das Kältemittel nach der Verdichtung durch den Kompressor gasförmig, mittels des 4-Wege-Ventils und danach, je nach Schaltung des 3-Wege-Ventils, entweder durch den Luftkanal oder den, in Richtung Außenbereich gerichteten Fancoil geleitet. Hier gibt das Kältemittel Wärme an die Außenluft ab. Nach dem Austritt aus dem Kondensator durchströmt das Kältemittel den internen Wärmetauscher. Dort wird das Kältemittel, das kurz vor dem Eintritt in den Kompressor steht (Niederdruckniveau), überhitzt. Nach dem internen Wärmetauscher, oder auch Economizer genannt, wird das Kältemittel durch den Filtertrockner, das Schauglas und das Expansionsventil geleitet. Danach durchströmt das Kältemittel, je nach Stellung des 3-Wege-Ventils, einen der beiden Verdampfer. Verdampfer sind hierbei entweder der nach innen gerichtete Fancoil oder der Plattenwärmetauscher. Hier nimmt das Kältemittel Wärme aus dem Innenraum auf. Entweder erfolgt dies, bei Betrieb über den Fancoil, direkt durch Wärmeaustausch mit der Innenraumlufte oder, bei Betrieb über den Plattenwärmetauscher, indirekt durch Wärmeaustausch mit dem Wasserkreislauf und somit in späterer Folge über die Decke oder den Fußboden. Danach wird das Kältemittel über das 4-Wege-Ventil in den Niederdrucksammler geleitet. Das aus dem Niederdrucksammler entnommene Kältemittel strömt danach durch den internen Wärmetauscher und wird dort überhitzt. Dadurch sollen Flüssigkeitsschläge auf den Kompressor, in den das Kältemittel darauffolgend geleitet wird, vermieden werden.

3.1.2 Anschluss des Wasserkreislaufes an Heizkreisverteiler

Nachfolgend wird der Anschluss des Wasserkreislaufes an den Heizkreisverteiler des gekühlten/beheizten Raumes beschrieben.

In Abbildung 3-8 ist die Anbindung der Wärmepumpe an die Wasserkreisläufe (Decke in 5 cm sowie 10 cm Tiefe und Fußboden) zu erkennen.

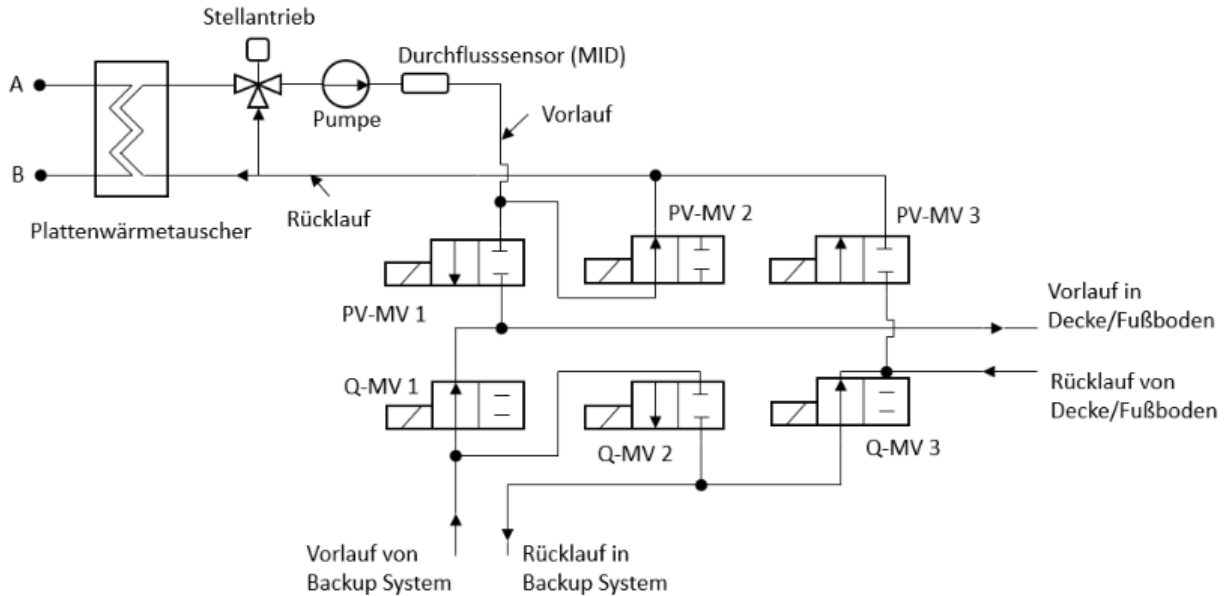


Abbildung 3-8: Anbindung Wasserkreislauf

Die Wärme wird im Heizbetrieb über den Plattenwärmetauscher vom Kältemittel auf das Wasser übertragen (oder im Kühlbetrieb umgekehrt). Mittels Beimischschaltung kann die Vorlauftemperatur eingestellt werden. Die Pumpe erzeugt den erforderlichen Massendurchsatz der wiederum, laut Schmiedbauer (2018), vom Magnetisch Induktiven Durchflusssensor (MID) gemessen wird. Die Ventile werden elektrisch geschaltet und sind in der Abbildung 3-8 mit PV-MV 1 bis 3 für die CoolSkin Seite und mit Q-MV 1 bis 3 für die Seite des Backup-Systems (Quelle) bezeichnet (siehe Abbildung 3-3). Sie sind so verbaut, dass bei einem eventuellen Ausfall der Steuerung die notwendige Wärme für den Frostschutz im Winter vom Backup System, hier Quelle genannt, bereitgestellt wird. Das heißt, bei betätigten Ventilen stellt die CoolSkin Wärmepumpe die Wärme bereit und der Wasserkreislauf der Quelle läuft im Kurzschluss. Bei nicht betätigten, also stromlosen Ventilen ist dies genau umgekehrt. Das Backup-System besteht aus einer Wärmepumpe, und Warmwasserspeicher die im Versorgungscontainer integriert sind, und mit dem gekühlten/beheizten Raum und Referenzraum verbunden sind.

Nach den Magnetventilen wird das Wasser in den Heizkreisverteiler geleitet, der mit rücklaufseitigen, elektrischen Stellventilen, Drosselventilen und vorlaufseitigen Schwebekörpern zur Durchflussmessung ausgestattet ist. Der Anschluss an den Heizkreisverteiler mit den Magnetventilen ist in Abbildung 3-9 zu erkennen.

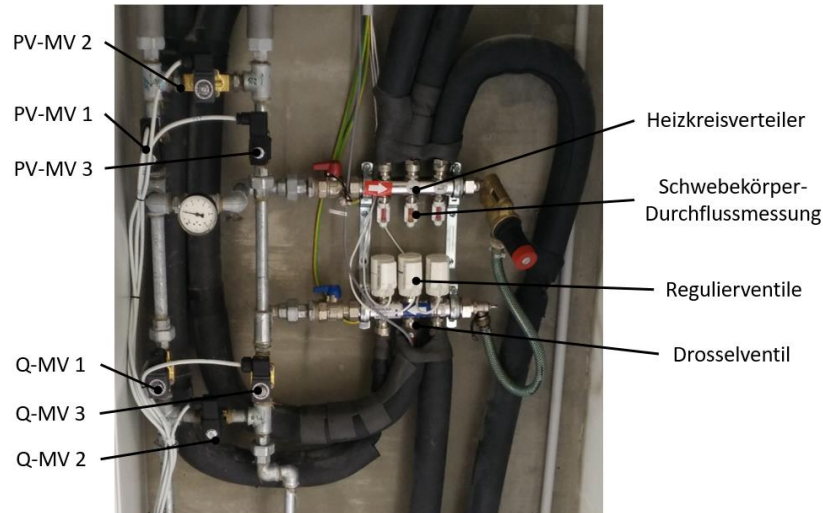


Abbildung 3-9: Anschluss an Heizkreisverteiler

Der Wasserkreislauf unterliegt durch diesen Aufbau Widerständen durch die Magnetventile, die Schwebekörper-Durchflussmessung, dem jeweiligen Widerstand des Abgabesystems, dem Drosselventil im Vorlauf, dem Regulierventil im Rücklauf, sowie dem Verteilerwiderstand.

3.1.3 Aufbau Energieversorgung

Das vereinfachte Schaltbild der Energieversorgung über die Photovoltaik-Paneele ist in Abbildung 3-10 zu sehen. Die Photovoltaik-Paneele (1) wandeln die solare Strahlung in elektrischen Strom um. Die Lithium-Eisen-Phosphat Batterien (3), die als Energiepufferspeicher fungieren, werden über den Laderegler (2) geladen. Der Wechselrichter (4) wandelt die aus den Batterien kommende Gleichspannung in Wechselspannung um und versorgt den Verbraucher (5), der in diesem Fall den Kompressor bzw. die Ventilatoren, die Pumpe, das Beimischventil und das Expansionsventil darstellt. Der Wirkungsgrad der Übertragung der Energie von den PV-Paneeelen bis zum Verbraucher beträgt 0,85 (Systemverluste). Laut Mach & Heinz (2017) sind diese Verluste für den Entladevorgang anzunehmen, für die Verluste im Ladevorgang sind keine Daten bekannt.

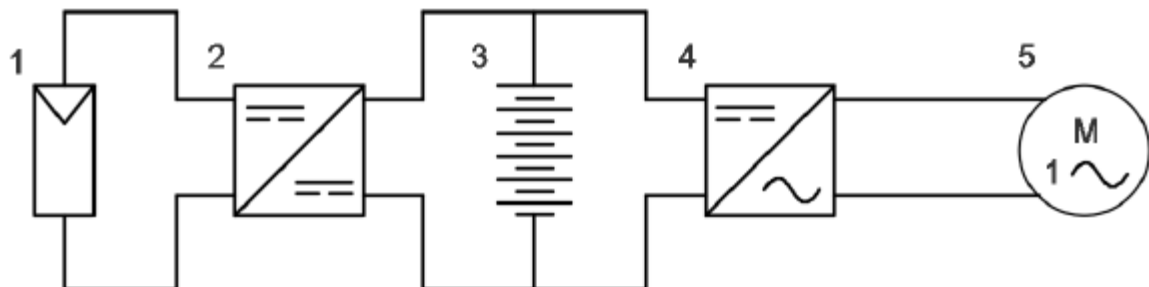


Abbildung 3-10: Schaltbild der Energieversorger (Mach & Heinz, 2017)

Zum Zeitpunkt der ersten Inbetriebnahme im Februar 2018, wurde nur der Kompressor über die PV-Anlage betrieben. Alle anderen für den Betrieb der Anlage notwendigen Geräte wie die beiden Fancoils, die Pumpe, der Ventilator des Luftkanals, das Beimischventil und das Expansionsventil wurden netzgespeist. Um aber dem Anspruch des autarken Betriebes gerecht zu werden, wurde

ein Umbau vorgenommen und diese Geräte an die autarke Energieversorgung (PV-Anlage) angeschlossen. Außerdem wurde im Zuge dieses Umbaus eine Umschaltvorrichtung implementiert, die ein Umschalten der Energieversorgung zwischen PV-Anlage und Stromnetz ermöglicht.

Der elektrische Pufferspeicher, ausgeführt als zwei in Serie geschaltete Lithium-Eisen-Phosphat (LiFePO₄) Batterien, haben laut Mach & Heinz eine Nennspannung von 25,6 V. Dies entspricht einer Nennkapazität von 2304 Wh. Da eine Überladung oder Tiefenentladung zu irreparablen Schäden in der Batterie führt, wurde der Laderegler verbaut der dies verhindern soll. Die Batterien weisen Charakteristiken des Spannungs- und Stromverlaufs beim Lade- und Entladevorgang auf. Diese Charakteristiken wurden bei Labortests durch das AIT aufgezeichnet und sind gemäß Mach & Heinz (2017) in Abbildung 3-11 für den Ladevorgang und in Abbildung 3-12 für den Entladevorgang dargestellt. Sie sind nötig um in Kapitel 4 eine Aussage über den Ladezustand der Batterien zu treffen.

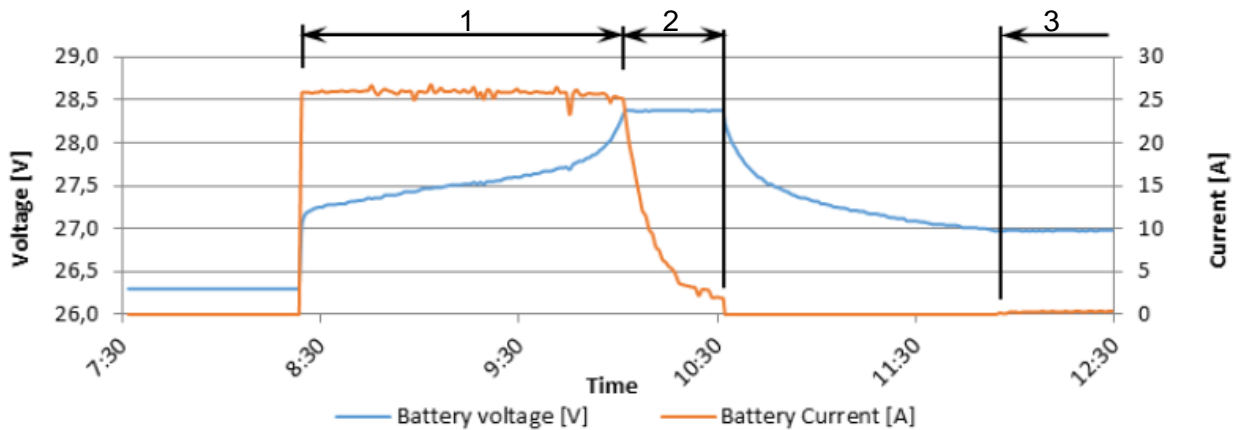


Abbildung 3-11: Gemessener Ladezyklus. Konstantstromphase (1), Konstantspannungsphase (2) und Ladeerhaltungsspannung (3) (Mach & Heinz, 2017)

In Abbildung 3-11 ist die Batteriespannung in V und der Batteriestrom in A über die Zeit aufgetragen zu sehen. In der Konstantstromphase (1) liefert der Laderegler so viel Ladestrom wie möglich um ein schnelles Aufladen der Batterie zu ermöglichen. Erreicht die Batteriespannung das Niveau der am Laderegler eingestellten Konstantspannung, wechselt der Laderegler in den Modus Konstantspannungsphase (2). Diese Konstantspannungsphase wird einige Zeit lang gehalten um die Batterie vollständig zu laden. Sie wird beendet sobald der Ladestrom unter 2 A sinkt. (Mach & Heinz, 2017)

In Abbildung 3-12 ist die Batteriespannung in V und der Batteriestrom in A über die Zeit aufgetragen. Zur Aufzeichnung dieses Entladevorgangs der Batterien wurde laut Mach & Heinz (2017) eine Last von 500 W verwendet.

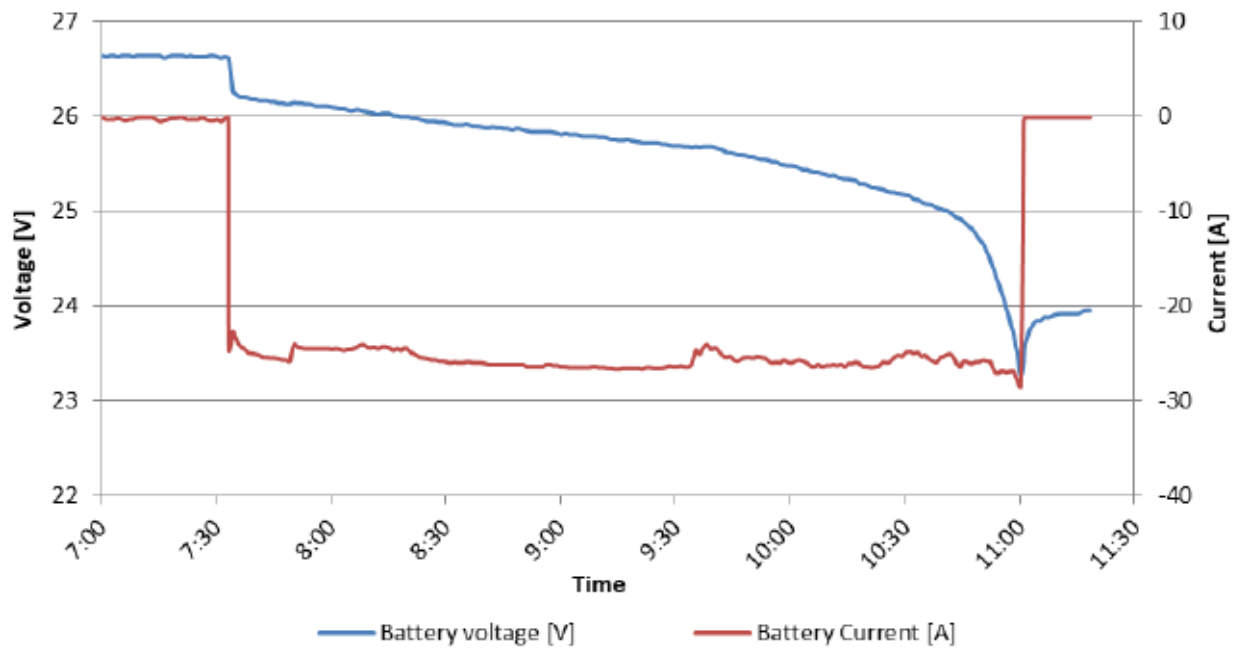


Abbildung 3-12: Entladevorgang mit 500 W Last (Mach & Heinz, 2017)

In Abbildung 3-12 ist das Anlegen einer Last mit 500 W um 7:30 Uhr zu erkennen. Zunächst fällt die Spannung der Batterien bei etwa gleichbleibendem Strom ab. Ab einer Batteriespannung von ca. 25 V bricht sie rapide ein, bis die Last durch den Laderegler (Tiefenentladeschutz) bei ca. 23,4 V von der Batterie genommen wird.

3.2 Messschema

In diesem Kapitel werden die einzelnen Messstellen des Versuchsobjekts angeführt.

In Abbildung 3-13 ist das Schema der Wärmepumpe mit den Messstellen für Kältemitteltemperatur (T_{r1} bis T_{r7}), Kältemitteldruck (p_{r2} , p_{r3} , dp_{HD} , dp_{ND}), Lufteintritt- und Luftaustrittstemperatur der jeweiligen Wärmetauscher ($T_{Li,i}$, $T_{Li,o}$, $T_{La,i}$, $T_{La,o}$, $T_{La,i'}$, $T_{La,o'}$, T_{L1} bis T_{L10}) sowie Volumendurchsatz der Luft im Luftkanal (\dot{V}_s) dargestellt.

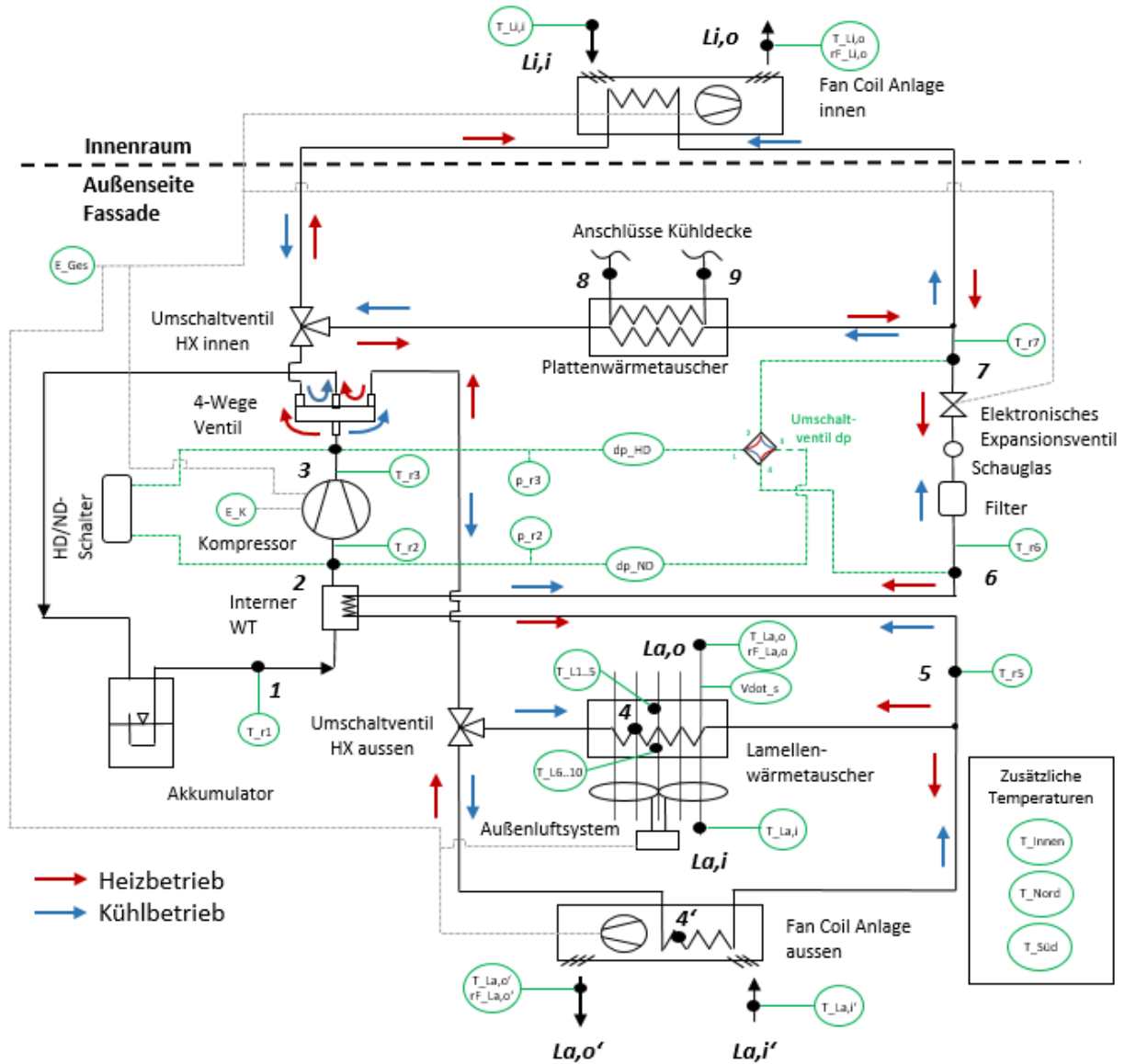


Abbildung 3-13: Messschema ohne Wasserkreis (Schmiedbauer, 2018)

Das in Abbildung 3-13 gezeigte Messschema wurde im Zuge der Masterarbeit: „Konzeptionierung eines Prüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme“ (Eckschlager, 2017) festgelegt, im Zuge der Masterarbeit „Aufbau und Inbetriebnahme eines Versuchstandes für autarkes Kühlen über die Gebäudehülle“ von Schmiedbauer (2018) überarbeitet und durch einige zusätzliche Messstellen verfeinert. Zusätzliche Messstellen stellen hierbei eine Messung der Außenlufttemperatur im nördlichen, verschatteten Bereich des Versorgungscontainers, eine Messung der Außenlufttemperatur im südlichen, nicht verschatteten Bereich des gekühlten/beheizten Raumes dar. Weitere zusätzliche Messstellen sind eine Messung der Innentemperatur des gekühlten/beheizten Versuchsobjekts, ausgeführt als Pendelfühler etwa 1,5 m oberhalb des Fußbodens und in zwei Meter Entfernung zum Fenster und eine Messung der Deckenoberflächentemperatur. Außerdem wurde eine Spannungsmessung der Batterie der PV-Anlage implementiert. Die in der Abbildung 3-13 grün dargestellten Messstellen mit der zugehörigen Messgröße und dem gemessenen Medium sind in Tabelle 3-1 aufgelistet. Auf eine ausführliche Beschreibung des Messschemas wurde in dieser Masterarbeit verzichtet. Sie kann den vorangegangenen Masterarbeiten von Eckschlager (2017) und Schmiedbauer (2018) entnommen werden. Durch dieses Messschema soll eine Berechnung der übertragenen Wärmen sowie eine Effizienzberechnung (vgl. Kapitel 4) der Wärmepumpe möglich sein.

In der Abbildung 3-14 ist das Messschema des Wasserkreises der, mit den im gekühlten/beheizten Raum (in Decke und Fußboden) verbauten Wasserkreisen verbunden wurde, zu erkennen.

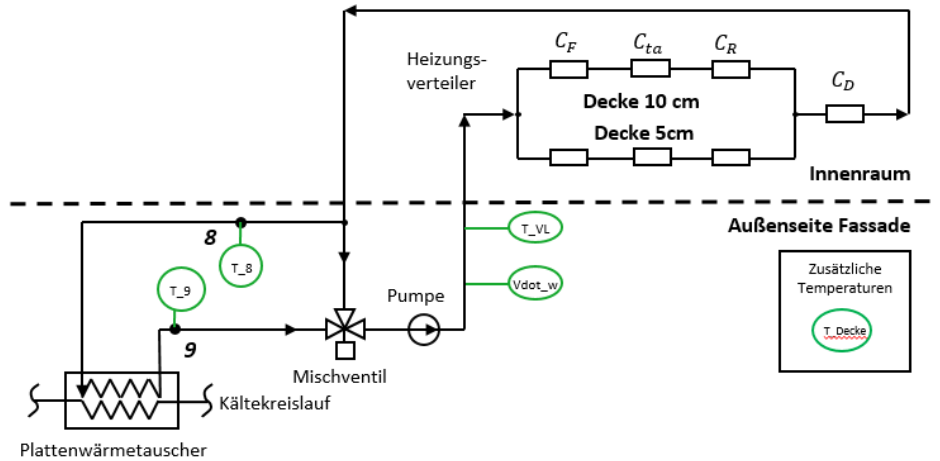


Abbildung 3-14: Messschema Wasserkreis (Schmiedbauer, 2018)

Es werden, wie in Abbildung 3-14 zu erkennen, die Rücklauftemperatur (T_8), die Temperatur nach dem Plattenwärmetauscher (T_9), die Vorlauftemperatur (T_{VL}) und die Oberflächentemperatur der Decke (T_{Decke}) gemessen. Außerdem wird der von der Pumpe aufgebraachte Volumenstrom (\dot{V}_W) gemessen. Die in der Abbildung 3-14 eingezeichneten Widerstände, stellen die in Kapitel 3.1.2 bereits beschriebenen Widerstände des Wasserkreises dar.

Im Luftkanal wurde ein Lufttemperaturmessgitter (siehe Abbildung 3-15) vor und eines direkt nach dem Lamellenwärmetauscher verbaut um, laut Schmiedbauer (2018), eine hinreichend genaue Berechnung der Wärmebilanz über den Lamellenwärmetauscher aufstellen zu können.

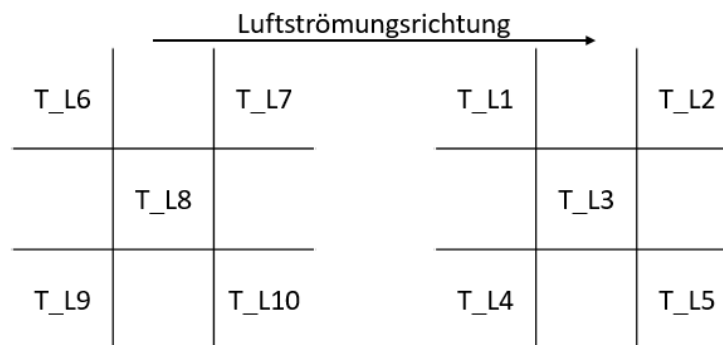


Abbildung 3-15: Temperaturmessgitter im Luftkanal

In der Abbildung 3-15 sind die Messstellen T_{L1} bis T_{L10} und deren Anordnung im Luftkanal zu erkennen. Anhand der Strömungsrichtung der Luft ist zu erkennen, dass sich die Messstellen T_{L6} bis T_{L10} vor dem Lamellenwärmetauscher befinden und die Messstellen T_{L1} bis T_{L5} danach.

In der nachfolgenden Tabelle 3-1 sind die Messstellen mit der zugehörigen Messgröße und dem gemessenen Medium aufgelistet.

Tabelle 3-1: Legende Messschemata (Schmiedbauer, 2018)

Messstellen-Bez.	Messgröße	Medium	Anz.	Bezeichnung/Kommentar
$T_{r1} \div T_{r7}$	Temperatur	Kältemittel	6	Kältemittelkreis
$T_{L1} \div T_{L10}$	Temperatur	Luft	10	Messgitter (siehe Abbildung 3-15)
$T_{La,i}$	Temperatur	Luft	1	Eintritt Luft außen Luftkanal
$T_{La,o}$	Temperatur	Luft	1	Austritt Luft außen Luftkanal
$rF_{La,i}$	rel. Luftfeuchte	Luft	1	Austritt Luft außen Luftkanal
$T_{La,i'}$	Temperatur	Luft	1	Eintritt Luft außen Fancoil
$T_{La,o'}$	Temperatur	Luft	1	Austritt Luft außen Fancoil
$rF_{La,o'}$	rel. Luftfeuchte	Luft	1	Austritt Luft außen Fancoil
$T_{Li,i}$	Temperatur	Luft	1	Eintritt Luft innen Fancoil
$T_{Li,o}$	Temperatur	Luft	1	Austritt Luft innen Fancoil
$rFT_{Li,o}$	rel. Luftfeuchte	Luft	1	Austritt Luft innen Fancoil
T_{Innen}	Temperatur	Luft	1	Raumlufttemperatur
T_{Nord}	Temperatur	Luft	1	Außenlufttemperatur nordseitig
$T_{Süd}$	Temperatur	Luft	1	Außenlufttemperatur südseitig
T_{Decke}	Temperatur	Beton	1	Oberflächentemperatur Decke
T_{VL}	Temperatur	Wasser	1	Vorlauftemperatur
T_8	Temperatur	Wasser	1	Rücklauftemperatur
T_9	Temperatur	Wasser	1	Nach Plattenwärmetauscher
\dot{V}_w	Durchfluss	Wasser	1	Volumenstrom Wasser
\dot{V}_s	Durchfluss	Luft	1	Volumenstrom Luft im Kanal
p_{r2} und p_{r3}	Druck	Kältemittel	2	Hoch- und Niederdruck Kältemittelseite
dp_{HD} und dp_{ND}	Druckdifferenz	Kältemittel	2	Hoch- und Niederdruckdifferenz Kältemittelseite
E_K	Stromzähler	Strom	1	Stromzähler Kompressor inklusive Frequenzumrichter
E_{Ges}	Stromzähler	Strom	1	Stromzähler gesamte Kältemaschine ohne Messtechnik und ohne interne Wärmelasten
$U_{Batterie}$	Spannung	Batteriespannung	1	Spannungsmessung der Batterien

3.3 Regelung im Kühlbetrieb

In diesem Kapitel wird auf die grundlegende Regelung der Wärmepumpe im Kühlbetrieb eingegangen, und in den Unterkapiteln die Regelung zur direkten (über Luft) und indirekten (über Wasserkreislauf) Kühlung angeführt.

Die Regelung der Anlage erfolgt mittels eines eigens implementierten LabView (2017) Programms, das von einem Computer, der sich im Versorgungscontainer der Versuchsanlage befindet, ausgeführt wird. Dieser Computer ist derselbe, der auch zur Aufzeichnung der Messdaten der Wärmepumpe genutzt wird. Die Regelung der Anlage wurde als Unterkühlungsregelung ausgeführt. Dies soll sicherstellen, dass sich das Kältemittel vor dem Eintritt in das Expansionsventil in der flüssigen Phase befindet. Hierbei wird die Grenzkurventemperatur (Sättigungstemperatur) des Kältemittels R134a kontinuierlich in Abhängigkeit des Kältemitteldrucks vor dem Expansionsventil berechnet. Durch Abzug der Kältemitteltemperatur vor dem Expansionsventil berechnet das Programm den Ist-Wert der Unterkühlung. Der Soll-Wert der Unterkühlung wird, laut Schmiedbauer (2018) im LabView (2017) Programm eingestellt. Dies ergibt, laut Schmiedbauer (2018), durch, den im Programm implementierten PID-Regler, eine Stellung des Expansionsventils, sodass die Ist-Unterkühlungstemperatur auf den Soll-Wert geregelt wird. Die Parameter des PID-Reglers wurden im Zuge der Masterarbeit von Schmiedbauer (2018) experimentell ermittelt und sind in Tabelle 3-2 zu sehen.

Tabelle 3-2: Regelparameter des Expansionsventils (Schmiedbauer, 2018)

	P [-]	I [s]	D [s]
Ermittelte Parameter	1	0,002	0

Die Temperatur des Kältemittels an der Grenzkurve T_{Grenz} (in °C) bei dem gemessenen Druck (in bar) erfolgt durch ein Polynom das in Glg. (3.1) angegeben ist.

$$\begin{aligned}
 T_{Grenz} = & -0,00000225 * p_{HD}^6 + 0,00023938 * p_{HD}^5 - 0,01016623 \\
 & * p_{HD}^4 + 0,22170064 * p_{HD}^3 - 2,70198835 * p_{HD}^2 \\
 & + 21,1881 * p_{HD} - 44,3006
 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Der zur Berechnung dieses Polynoms benötigte Druck p_{HD} in bar (siehe Glg. (3.2)) ergibt sich durch Subtraktion des Differenzdrucks dp_{HD} (der noch durch 1000 dividiert werden muss, da er in mbar gemessen wird) von dem auf der Hochdruckseite gemessenen Druck p_{r3} (in bar).

$$p_{HD} = p_{r3} - \frac{dp_{HD}}{1000} \quad (3.2)$$

Die tatsächliche Unterkühlung $\Delta T_{UK,ist}$ (in K) berechnet sich laut Glg. (3.3) durch Subtraktion der in Glg. (3.1) berechneten Temperatur des Kältemittels T_{Grenz} (in °C), von der vor dem Expansionsventil gemessenen Temperatur T_{r6} (in °C).

$$\Delta T_{UK,ist} = T_{Grenz} - T_{r6} \quad (3.3)$$

Die Implementierung der Expansionsventilregelung im LabView Programm ist in Abbildung 3-16 zu sehen.

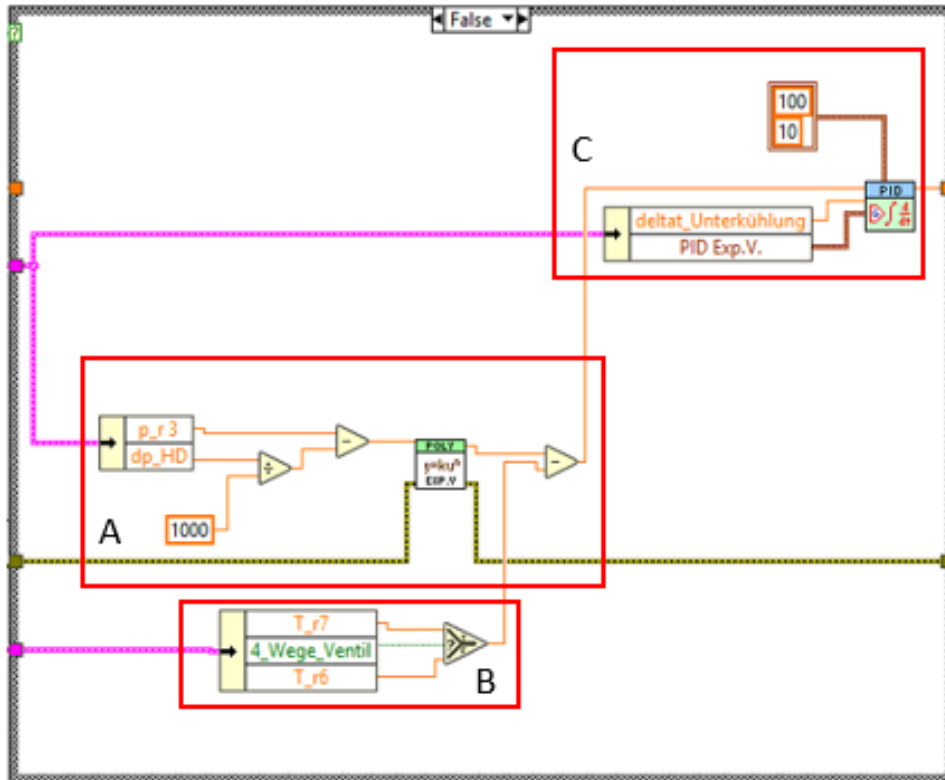


Abbildung 3-16: Regelung des Expansionsventils in LabView (2017)

Bereich A zeigt die Berechnung des Drucks auf der Hochdruckseite laut Glg. (3.2), mit dem anschließend die Temperatur des Kältemittels an der Grenzkurve mit dem Polynom laut Glg. (3.1) berechnet wird. Anschließend wird von der Grenztemperatur im Kühlbetrieb die Temperatur T_{r6} , zu sehen in Bereich B, subtrahiert. Die sich nun ergebende Ist-Unterkühlung wird an den PID-Regler in Bereich C weitergegeben. Der PID-Regler erhält außerdem den Soll-Wert der Unterkühlung und gibt dann als Ausgangssignal die Stellung des Expansionsventils weiter. Als geeignete Grenzen für das Expansionsventil haben sich hier eine Öffnung von 10 % bis 100 % ergeben. Kleinere Öffnungen als 10 % führten zu einem zu schnellen Anstieg des Hochdrucks und somit zu einem Abschalten des Kompressors und der gesamten Wärmepumpe.

Die Regelung der Wärmepumpe wurde über die Einstellung der Drehzahl des Kompressors realisiert. Als Grenzen für das Ein- und Ausschalten des Kompressors dienten die gemessene Raumlufttemperatur. Die Implementierung einer Ausschaltgrenze für den Kompressor war nötig, da dieser nicht unter einer Drehzahl von 2000 1/min regelbar ist. Bei geringer geforderten Leistungen, als jener die bei dieser Drehzahl zustande kommen, muss der Kompressor getaktet werden. Wird er nicht getaktet, kann es zu einer zu hohen Aufheizung oder Abkühlung der Raumlufttemperatur kommen. Die Einstellung der gewünschten Drehzahl wurde durch einen Frequenzgeber realisiert.

Der Verlauf der Drehzahl über der durch LabView (2017) ausgegebenen Frequenz ist in Abbildung 3-17 zu sehen.

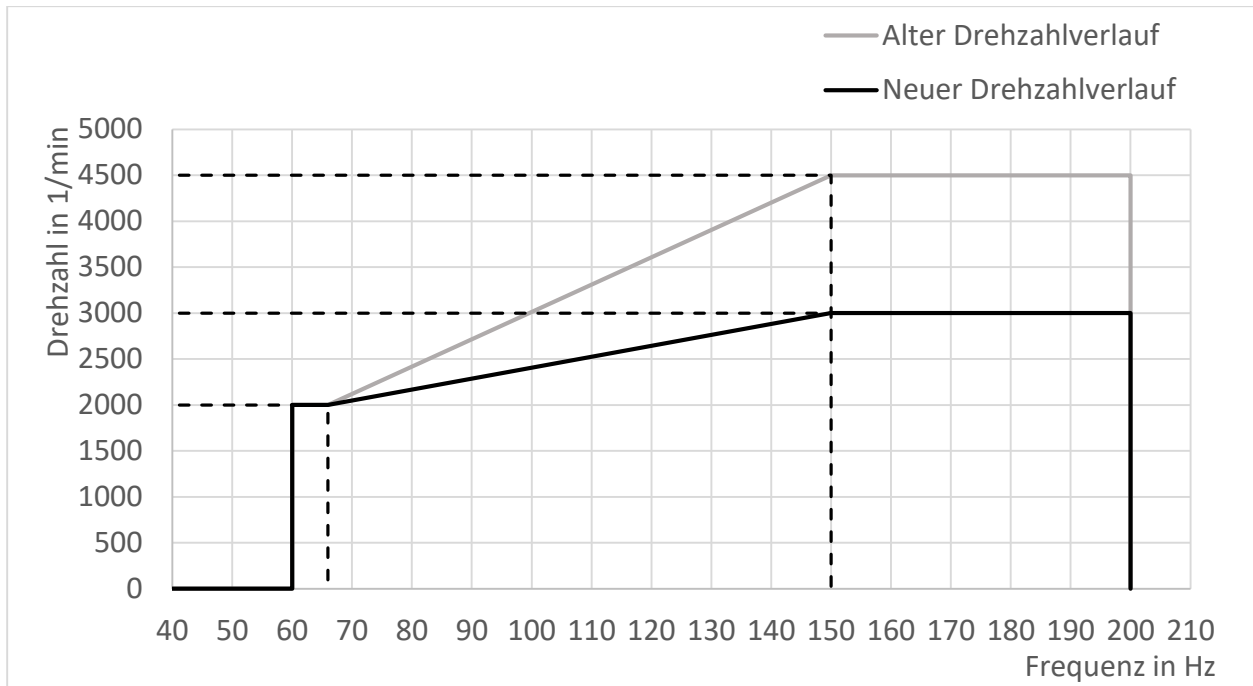


Abbildung 3-17: Verhältnis Drehzahl zu Ansteuerfrequenz (nach Nidec GA Compressors, 2018)

In der Abbildung sind zwei Verläufe der Kompressordrehzahl zu erkennen, wobei der „alte“ (von Schmiedbauer, 2018) genutzte Drehzahlverlauf bei 4500 1/min endet und genauso wie der neu implementierte Verlauf bei 2000 1/min startet. Beide Verläufe haben laut Nidec GA Compressors (2018) ein Plateau im Bereich von 60 bis 66 Hz, erst ab dieser Frequenz beginnt sich die Drehzahl zu erhöhen. Die Maximaldrehzahl des Kompressors wurde allerdings nach den ersten Testversuchen begrenzt, da die Leistungsaufnahme für die PV-Anlage zwar nicht zu hoch war, aber eine zu schnelle Entladung der Batterien auftrat. Begründen lässt sich dies durch den hohen Entnahmestrom der zu einem Spannungsabfall in den Batterien (vgl. Kapitel 3.1.3) führt. Dieser Spannungsabfall führt wiederum zu einem Abschalten des Wechselrichters durch den intelligenten Laderegler und weiter zu einem Ausfall der Energiebereitstellung der Anlage. Wird der Kompressor mit einer niedrigeren Drehzahl und somit geringerem Entnahmestrom und kleinerem Spannungsabfall betrieben, so können die Kapazitäten der Batterien effizienter genutzt werden.

Die Regelung der Ansteuerfrequenz und somit des Kompressors erfolgt über die gemessene Innenlufttemperatur im Vergleich zur Soll-Innenlufttemperatur. In den ersten Testversuchen wurde über die Ansauglufttemperatur (Rauminnenluft) des inneren Fancoils $T_{Li,i}$ geregelt, später wurde diese Größe durch den Temperatursensor T_{Innen} (siehe Abbildung 3-13) ersetzt. Die Implementierung dieser Regelung wird in den folgenden Abbildungen gezeigt.

In Abbildung 3-18 ist das Ablaufschema zur Regelung des Kompressors zu erkennen. Sie zeigt den Ablauf der Regelung die in LabView (2017) implementiert wurde (siehe Anhang A-2).

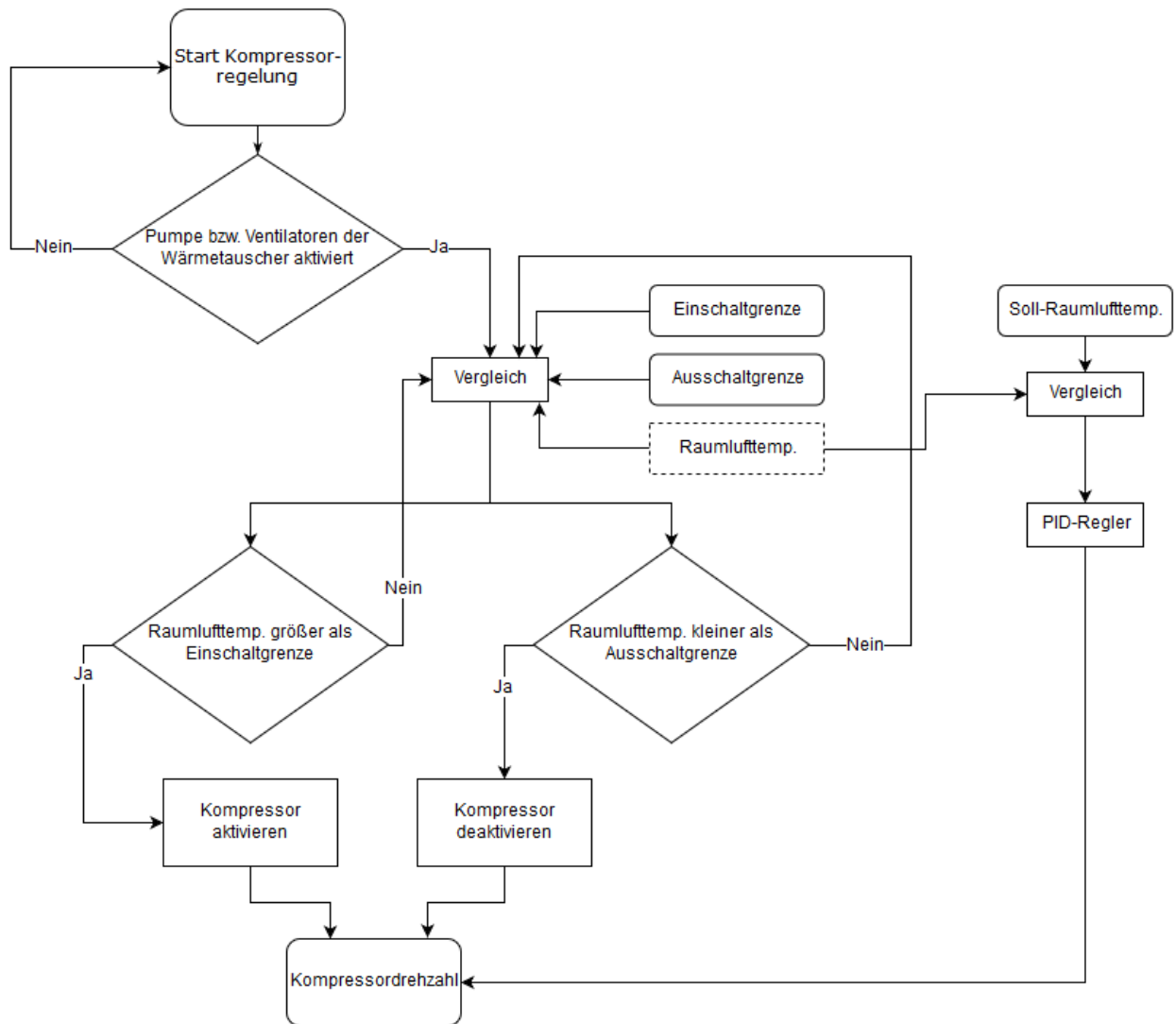


Abbildung 3-18: Ablaufschema zur Kompressorregelung im Kühlbetrieb

Wie in Abbildung 3-18 zu erkennen ist, muss für den eigentlichen Start der Regelung diese Regelung im LabView Programm aktiviert sein (Betätigung eines Buttons im LabView Programm). Ist dies der Fall wird durch das LabView (2017) Programm der Status der Pumpe sowie der Ventilatoren der Wärmetauscher (Luftkanal, Fancoil außen und innen) abgefragt. Dies soll sicherstellen, dass der Wärmetausch wie gewollt abläuft. Wenn diese in Betrieb sind, wird die gemessene Raumlufttemperatur mit der Ein- bzw. Ausschaltgrenze verglichen. Ist die Raumlufttemperatur größer als die Einschaltgrenze wird der Kompressor aktiviert. Ist sie kleiner als die Ausschaltgrenze wird der Kompressor deaktiviert. So lange die Raumlufttemperatur, nach dem Erreichen der Einschaltgrenze (also Aktivierung des Kompressors), die Ausschaltgrenze nicht erreicht, wird die Drehzahl des Kompressors durch einen PID-Regler vorgegeben.

Die Werte des PID-Reglers, die experimentell im Zuge der Masterarbeit von Schmiedbauer (2018) ermittelt wurden, sind in Tabelle 3-3 für den Kühlbetrieb aufgelistet.

Tabelle 3-3: Regelparameter der Kompressordrehzahl (Schmiedbauer, 2018)

	P [-]	I [s]	D [s]
Ermittelte Parameter	$5 \cdot 10^{-8}$	0,002	0

Zusätzlich zu der manuell einzustellenden Soll-Innenraumtemperatur, wurde auch noch eine, über die Außenlufttemperatur geregelte, Soll-Innenraumtemperatur implementiert. Der Aufbau des LabView (2017) Programms zu dieser Regelung ist in den folgenden Abbildungen zu sehen.

In Abbildung 3-19 sind die Eingangsgrößen, die zur Berechnung der Soll-Innentemperatur benötigt werden, zu sehen.

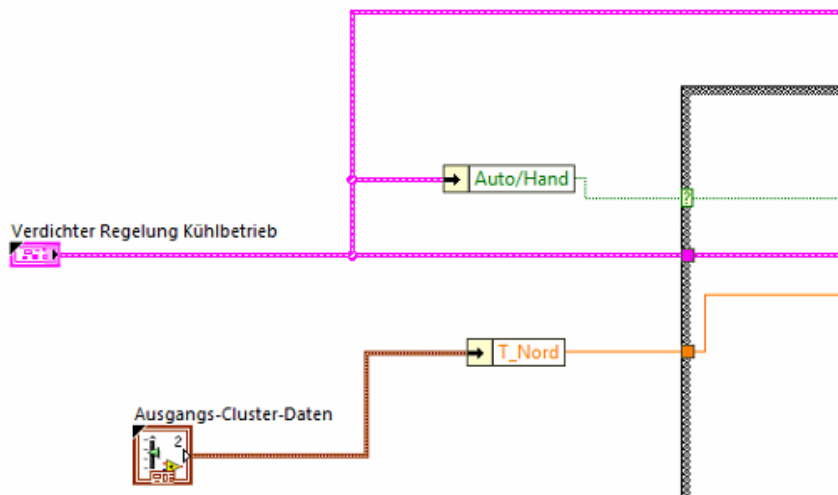


Abbildung 3-19: Eingangsgrößen zur Soll-Innentemperaturregelung

Die in Abbildung 3-19 erkennbare Abfrage „Auto/Hand“ (bezogen aus „Verdichter Regelung Kühlbetrieb“) bestimmt hierbei, ob auf die Soll-Innentemperatur (Automatik) geregelt wird oder der manuell eingestellte Wert zur Regelung der Wärmepumpe genutzt wird. Auch zu sehen ist die Eingangsgröße „T_Nord“ (bezogen aus dem „Ausgangs-Cluster-Daten“), die die Außentemperatur im verschatteten Bereich misst.

In Abbildung 3-20 ist der gewählte Verlauf der Innenlufttemperatur über die Außenlufttemperatur zu sehen.

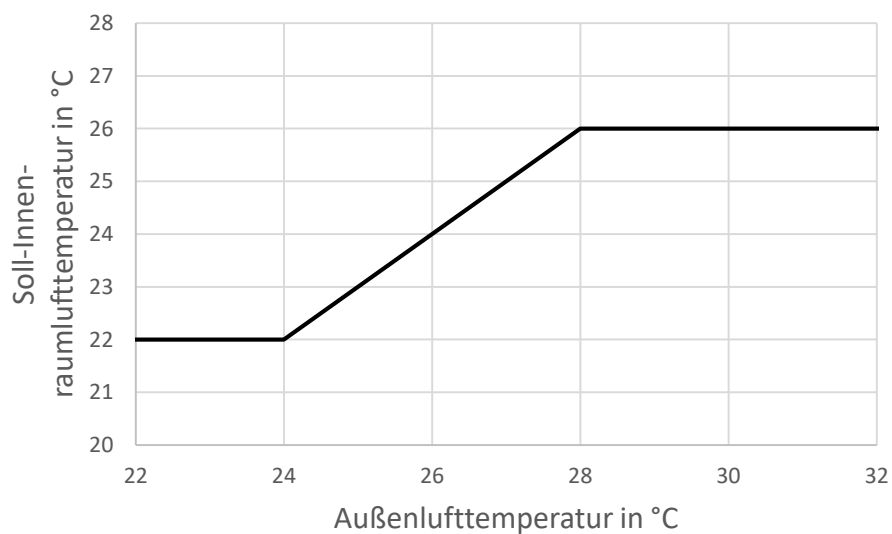


Abbildung 3-20: Verlauf der Soll-Innenlufttemperatur über die Außenlufttemperatur

Liegt die Außenlufttemperatur im Bereich zwischen 24 °C bis 28 °C soll die Innenraumlufthtemperatur (siehe Abbildung 3-20), laut Regelung, immer 2 K unterhalb dieser liegen. Unter 24 °C Außenlufttemperatur soll sie konstant 22 °C und über 28 °C soll sie konstant 26 °C haben. Dieser Verlauf der Soll-Innentemperatur über die Außenlufttemperatur wurde im Sinne der thermischen Behaglichkeit (vgl. Kapitel 2.1) für die Raumnutzer in diesem Bereich festgelegt.

In Abbildung 3-21 ist die Implementierung dieser Regelung der Soll-Innentemperatur über die Außentemperatur in LabView (2017) zu erkennen.

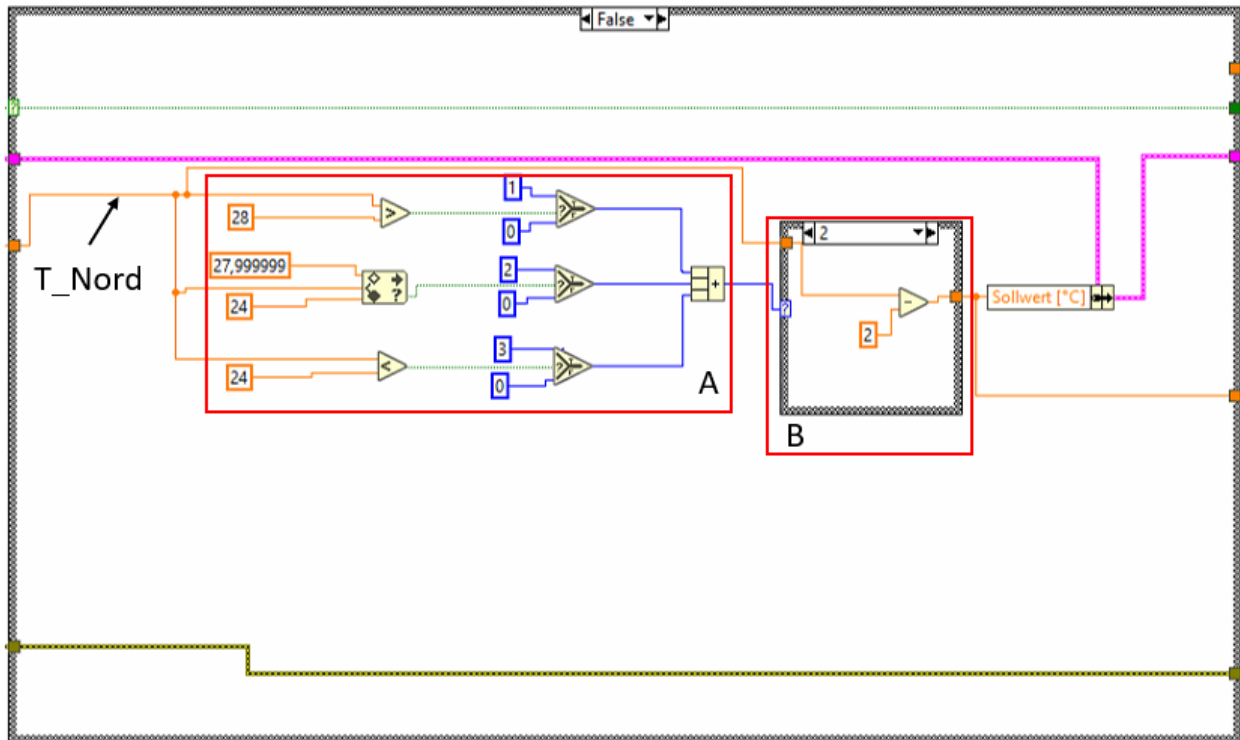


Abbildung 3-21: Berechnung der Soll-Innentemperatur

In Bereich A (siehe Abbildung 3-21) wird festgestellt auf welchem Temperaturniveau sich T_{Nord} befindet und dadurch in Bereich B festgelegt, wie der Soll-Wert der Rauminnenlufttemperatur bestimmt wird. Daraus folgt die Soll-Innenraumlufthtemperatur die für die weitere Kompressorregelung (siehe Abbildung 3-18) genutzt wird.

3.3.1 Kühlen über die Luft

Die Regelung der Wärmepumpe für den Betrieb über den äußeren Fancoil, oder den Luftkanal als Wärmesenke und den inneren Fancoil als Wärmequelle wird in diesem Unterkapitel beschrieben. Das Kältemittel wird im Wärmetauscher des inneren Fancoils direkt, durch Wärmeaufnahme von der abzukühlenden Innenraumlufth, verdampft.

In den ersten Feldversuchen wurde die Wärmepumpe über die Temperatur der, durch den inneren Fancoil angesaugten Luft $T_{Li,i}$, (siehe Abbildung 3-13) geregelt. Diese Messstelle, als Regelgröße zu verwenden hat aber Nachteile. Zum einen befindet sich diese etwa 30 cm über dem Boden und misst somit eine um 1-4 K niedrigere Temperatur als jene Messstelle, die sich etwa auf Kopfhöhe (hängend) befindet. Dieser Temperaturunterschied ist auf die Schichtung der

Lufttemperatur über die Raumhöhe zurückzuführen. Zum anderen könnte es bei der, durch den inneren Fancoil gekühlten und beförderten Luft, zu einem Kurzschluss kommen. Das bedeutet die Luft am Eintritt des inneren Fancoils besteht zu einem Teil aus Luft die gerade durch den Fancoil ausgeblasen wurde und die Temperatur am Fancoil Eintritt sinkt früher ab, als an den in Kopfhöhe liegenden Messstellen. Die Änderung der Regelgröße von $T_{Li,i}$ ändert zwar nichts am Kurzschluss, doch dadurch hat dieser keinen Einfluss auf die Regelung der Kältemaschine. Aufgrund dieser Erkenntnisse wurde die Regelgröße von $T_{Li,i}$ auf den in Kopfhöhe hängenden Sensor T_{Innen} verändert (siehe Abbildung 3-13).

Die Luftvolumendurchsätze der Wärmetauscher können folgendermaßen eingestellt werden: Der innere Fancoil ist stufenlos regelbar. Der Luftvolumendurchsatz für den Luftkanal ist in sieben Stufen und für den äußeren Fancoil in fünf Stufen regelbar. Der Luftvolumendurchsatz des äußeren und inneren Fancoils ist über das LabView (2017) Programm einstellbar, der des Luftkanals muss manuell vor Ort eingestellt werden (keine Implementierung im LabView Programm).

Es wurde durch die Messung der Leistungsaufnahme des äußeren Fancoils festgestellt, dass der eingestellte Volumenstrom nicht den Herstellerangaben von Walter Roller GmbH (2018) entspricht. Nur der Betrieb bei höchster Stufe des Fancoils ergab eine, zu den Herstellerangaben (Walter Roller GmbH, 2018) passende Leistungsaufnahme, was zu der Schlussfolgerung führte, dass alle anderen Stufen nicht ordnungsgemäß funktionierten. Das heißt bei allen anderen Stufen kann keine Aussage über den beförderten Luftvolumenstrom des äußeren Fancoils, aufgrund der Herstellerangaben (Walter Roller GmbH, 2018) getroffen werden. Dieses Problem konnte im Zuge dieser Masterarbeit noch nicht beseitigt werden, sodass in allen Versuchen der äußere Fancoil mit der funktionierenden, höchsten Stufe (Stufe 5) betrieben wurde.

3.3.2 Kühlen über die Decke

In diesem Unterkapitel wird die Regelungsstrategie für das Kühlen über die Aktivierung des Betonkerns in der Decke beschrieben. Das Kältemittel wird im Plattenwärmetauscher durch die Wärmeaufnahme des abzukühlenden Wassers verdampft. Das Wasser dient dann als Wärmeträger zur Decke, und in weiterer Folge zur Rauminnenluft.

Zum Zeitpunkt der ersten Versuche der Betonkernaktivierung wurde der Kompressor bereits über die Messstelle T_{Innen} (auf Kopfhöhe, fensterseitig positioniert (vgl. Kapitel 3.1)) geregelt. Die Regelung des Kompressors erfolgt grundsätzlich so wie zuvor schon in Kapitel 3.3 beschrieben. Als Wärmesenke kann hier wiederum der äußere Fancoil oder der Lamellenwärmetauscher im Luftkanal verwendet werden. Als Wärmequelle dient in dieser Variante der Plattenwärmetauscher der mit dem Wasserkreislauf verbunden ist, und von diesem Wärme aufnimmt. Das Wasser durchströmt die Betondecke entweder in 5 cm oder 10 cm tief, in die Decke integrierte, Rohrleitung.

Um Kondensation an der Decke, durch die Abkühlung des Betonkerns zu vermeiden, ist in diesem Betriebsfall eine Taupunktüberwachung notwendig. Um diese zu realisieren, müssen Oberflächentemperatur der Decke und relative Luftfeuchtigkeit, sowie die Lufttemperatur im Innenraum gemessen werden. Die Oberflächentemperatur der Decke wurde durch einen Temperatursensor realisiert, der im Mittelpunkt der Oberfläche der Decke als Anlegefühler

Die gemessenen Daten werden im Baustein „Ausgangs-Cluster-Daten“ (1) abgerufen und die Werte der Innenlufttemperatur $T_{Li,o}$ und relative Luftfeuchte $rF_{Li,o}$ (2) sowie der Sicherheitsaufschlag auf die Taupunkttemperatur „Sicherheit_T_Tau“ (3) an die Berechnung weitergegeben.

Nach der Berechnung der Taupunkttemperatur nach Glg. (3.4) (Setzer, 2001) und des Sicherheitsaufschlags auf die Taupunkttemperatur wird diese, wie in Abbildung 3-24 zu erkennen ist, als „T_Tau“ (5) ausgegeben. Diese Temperatur wird mit der Oberflächentemperatur der Decke $T_{Oberfl.Decke}$, im LabView (2017) Programm zu sehen als „TC_Reserve“ (4), verglichen. Daraus folgt ein „True“ oder „False“ Wert (6) der - wie in Abbildung 3-22 zu sehen - den Kompressor deaktiviert („True“).

$$T_{Tau} = rF_{Li,o}^{\frac{1}{8,02}} * (109,8 + T_{Li,o}) - 109,8 \quad (3.4)$$

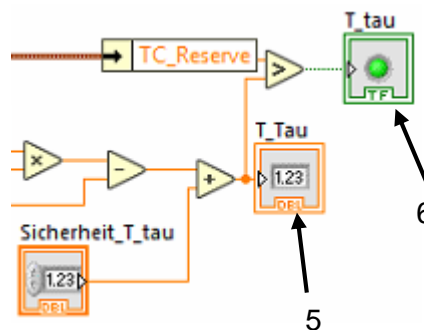


Abbildung 3-24: Vergleich Taupunkt mit Oberflächentemperatur der Decke

3.4 Regelung im Heizbetrieb

In diesem Kapitel wird die grundlegende Regelung der Wärmepumpe im Heizbetrieb gezeigt. Im Anschluss wird in den Unterkapiteln die Regelung für direktes (über Luft) und indirektes (über Wasserkreislauf) Heizen dargelegt.

Die Regelung der Anlage im Heizbetrieb erfolgt über dasselbe LabView (2017) Programm wie im Kühlbetrieb, zu sehen in Kapitel 3.1. Die Regelung des Expansionsventils erfolgt genauso wie im Kühlbetrieb mit den gleichen Parametern des PID-Reglers, zu sehen in Tabelle 3-2. Die Temperatur des Kältemittels an der Grenzkurve wird ebenfalls mit demselben Polynom laut Glg. (3.1) berechnet. Auch der zur Lösung dieses Polynoms benötigte Druck errechnet sich wie im Kühlbetrieb laut Glg. (3.2). Nur bei der Berechnung der tatsächlichen Unterkühlung $\Delta T_{UK,ist}$ (in K) muss aufgrund des in die Gegenrichtung durchflossenen Expansionsventils, die Messstelle T_{r7} (in °C) statt T_{r6} verwendet werden. Dies führt zu der Glg. (3.5).

$$\Delta T_{UK,ist} = T_{Grenz} - T_{r7} \quad (3.5)$$

Die Implementierung der Expansionsventilregelung ist in Abbildung 3-16 zu sehen. Dabei entscheidet die Stellung des 4-Wege-Ventils (siehe Abbildung 3-13) über die Auswahl der, in Strömungsrichtung des Kältemittels vor dem Expansionsventil gelegenen Temperatur. Im Heizbetrieb führt dies zur Auswahl von T_{r7} .

Die Regelung der Wärmepumpe erfolgt genauso wie im Kühlbetrieb (vgl. Kapitel 3.3) über die Drehzahl des Kompressors. Das Ablaufschema dazu ist in Abbildung 3-25 zu erkennen. Die Temperaturgrenzen sind im Heizbetrieb im Vergleich mit dem Kühlbetrieb (siehe Abbildung 3-18) allerdings vertauscht. Beim Erreichen bzw. unterschreiten der Einschaltgrenze wird der Kompressor aktiviert und beim Erreichen der Ausschaltgrenze wird er deaktiviert.

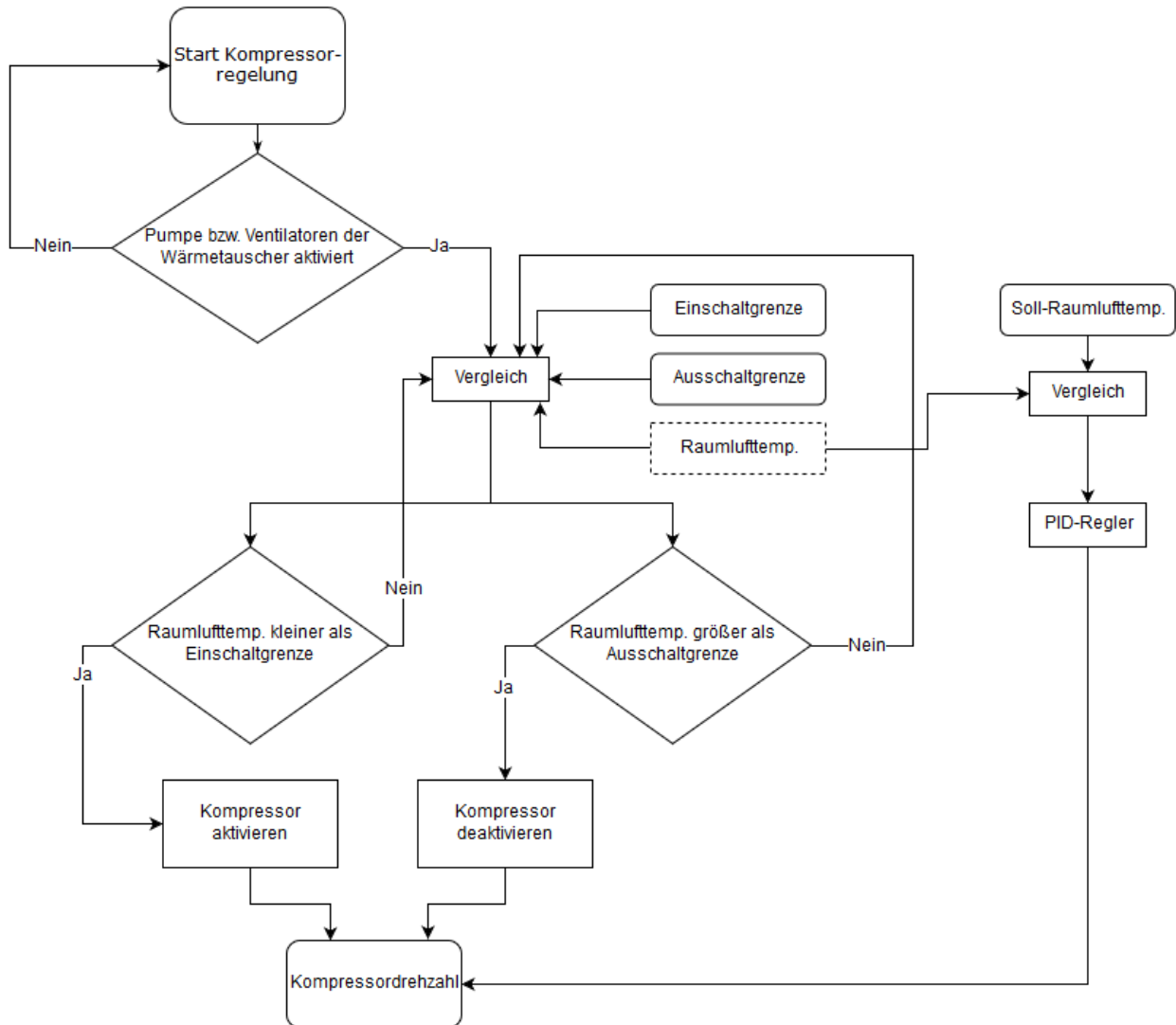


Abbildung 3-25: Ablaufschema zur Kompressorregelung im Heizbetrieb

Die im Zuge der Masterarbeit von Schmiedbauer (2018) experimentell ermittelten Regelparameter für den PID-Regler im Heizbetrieb sind in Tabelle 3-4 aufgelistet.

Tabelle 3-4: Regelparameter der Kompressordrehzahl (Schmiedbauer, 2018)

	P [-]	I [s]	D [s]
Ermittelte Parameter	$5 \cdot 10^{-8}$	0,002	0

3.4.1 Heizen über die Luft

In diesem Unterkapitel wird die Regelung der Wärmepumpe im Betrieb über den äußeren Fancoil oder den Luftkanal als Wärmequelle und den inneren Fancoil als Wärmesenke beschrieben.

In den ersten Versuchen des Heizbetriebs wurde für die Regelung die Messstelle am Lufteintritt des inneren Fancoils $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) herangezogen. Diese Messstelle befindet sich in etwa 30 cm Höhe über dem Fußboden. Im Vergleich mit den Messstellen der MPC-Box (siehe Abbildung 3-2), die sich jeweils gleichweit von den Ost- und Westwänden der Box befinden, sowie in 1,5 m Entfernung von der fensterseitigen und türseitigen Wand in Kopfhöhe hängend befinden, konnte ein Temperaturunterschied von 1 bis 4 K festgestellt werden. Dies musste in der Einstellung des Soll-Wertes für die Lufttemperatur berücksichtigt werden. Da sich aber mit der Aktivierung des inneren Fancoils (bzw. durch Umgebungseinflüsse) der Temperaturunterschied zwischen den Messstellen der MPC-Box, die ja die für die Behaglichkeit aussagekräftigeren Temperaturen darstellen, ändert, wird für die Regelung im Heizbetrieb ebenfalls wie im Kühlbetrieb die Messstelle T_{Innen} empfohlen (vgl. Kapitel 3.3.1).

3.4.2 Heizen über die Decke

In diesem Unterkapitel sollte die Regelung der Wärmepumpe im Betrieb über den äußeren Fancoil oder den Luftkanal als Wärmequelle und die Wasserseite, also Decke oder Fußboden, als Wärmesenke beschrieben werden.

Da der Anschluss der Wasserseite erst im Juli 2018 durchgeführt wurde, konnten bis zum Verfassen dieser Arbeit noch keine Heizversuche über die Decke oder den Fußboden durchgeführt werden.

Voraussichtlich wird eine Messstelle an der Oberfläche des Fußbodens notwendig sein um ein Überheizen zu vermeiden. Diese Temperatur muss als Ausschaltbedingung im LabView (2017) Programm implementiert werden. Analog zur Taupunkttemperatur im Kühlbetrieb in Kapitel 3.3.2. Dabei soll bei einer einzustellenden Obergrenze für die Fußbodenoberflächentemperatur der Kompressor deaktiviert werden.

4 AUSWERTUNG UND INTERPRETATION DER MESSERGEBNISSE

In diesem Kapitel werden die Messdaten aus den Feldversuchen für Kühlen und Heizen ausgewertet und interpretiert.

Bei der Auswertung der Messdaten ist unter anderem zu berücksichtigen, dass an Wochenenden die Frischluftzufuhr für den erforderlichen Luftwechsel der Räume deaktiviert war. Ebenso war an Wochenenden die interne Wärmelast deaktiviert (Simulation von Büroarbeit; keine Wochenendarbeit). Außerdem ist zu beachten, dass die internen Wärmelasten sowie die Raumlüftung von Montag bis Freitag nur im Zeitraum von 8:00 bis 16:00 Uhr in Betrieb sind. Zusätzlich ist die Stellung der oberen PV-Module zu berücksichtigen (vgl. Kapitel 3.1), da je nach jahreszeitlichem und tageszeitlichem Sonnenstand bei unterschiedlichen Stellungen der PV-Module ein unterschiedlicher PV-Ertrag entsteht. Beispielsweise ist der Ertrag bei hohem Sonnenstand (Hochsommer) und aufgestellten PV-Modulen (siehe Abbildung 3-5) höher als bei hohem Sonnenstand (Hochsommer) und nicht aufgestellten PV-Modulen.

Die Werte, die in den folgenden Diagrammen dargestellt sind, wurden zum Teil gemessen und zum Teil berechnet. In Tabelle 4-1 ist dargestellt, ob diese berechnet oder gemessen wurden und was bei der Interpretation dieser Werte zu berücksichtigen ist.

Tabelle 4-1: Übersicht der für die Auswertung relevanten Größen

Wert	berechnet / gemessen	Bemerkung
Außenlufttemperatur	gemessen	Gemessen durch Wetterstation, Datenaufbereitung durch ZAMG
Operative und Lufttemperaturen der Räume	gemessen	Gemessen durch vorhandene Messstellen vom Vorprojekt MPC
Lufttemperatur des Testraums	gemessen	Gemessen durch Messstelle der Wärmepumpe, Messpunkt deckt sich mit den Messstellen der operativen und Lufttemperatur des MPC Projekts
Wärmeleistungen	berechnet	Siehe A-1
COP	berechnet	Siehe Glg. (4.1)
Kältemaschinenleistung	gemessen	Aufgezeichnet mit LabView (2017) und durch die Datenaufzeichnung der PV Anlage; Leistung inklusive Kompressor, Pumpe, der Ventilatoren der Fancoils und des Luftkanals, Beimischventil sowie Expansionsventil
Kompressorleistung	gemessen	Gemessen mit LabView (2017); inklusive Frequenzumrichter
Energien	berechnet	Berechnet aus dem Leistungsbezug der Kältemaschine, des Kompressors, dem PV Ertrag, Globalstrahlung
Globalstrahlung	gemessen	Gemessen durch Wetterstation bezogen auf einen Quadratmeter horizontale Fläche, Datenaufbereitung durch ZAMG
PV-Ertrag	gemessen	Gemessen durch PV-Anlage; Fläche der PV-Paneele Typ1= 8,3 m ² und Typ2= 8,3 m ²
Temperaturen Kältemittel	gemessen	Gemessen mit Anlegetemperaturfühlern und aufgezeichnet durch LabView (2017)
Arbeitszahl	berechnet	Berechnet aus den Energien
Batteriespannung	gemessen	Gemessen durch PV-Anlage

Die Berechnungen der Wärmeleistungen der Wärmepumpe wurden mit Hilfe der Software EES (2018) durchgeführt und sind dem Anhang A-1 bzw. Kapitel 4.1 zu entnehmen. Je nach Systemkonfiguration wurde quellen- oder senkenseitig eine Wärmebilanz aufgestellt. Bei der Systemkonfiguration über Luftkanal und inneren Fancoil konnte aufgrund des Messschemas die Wärmebilanz mit den geringsten Unsicherheiten (vgl. Kapitel 4.1) über den Luftkanal aufgestellt werden. Die Berechnung ist in Kapitel 4.1.1 angeführt. Ist der Wasserkreislauf der Wärmepumpe in Betrieb, so ist eine Berechnung der Wärmebilanz über den Plattenwärmetauscher am sinnvollsten (vgl. Kapitel 4.1.3 und 4.1.4).

Die Systemkonfiguration äußerer Fancoil und innerer Fancoil war mit einer großen Unsicherheit (vgl. Kapitel 4.1.1) behaftet, da an keinem der beiden Geräte die Geschwindigkeit der Luft gemessen wird. Für den Luftvolumenstrom muss daher, bei der jeweils manuell eingestellten Stufe des Ventilators (siehe Kapitel 3.3.1), auf Herstellerangaben zurückgegriffen werden. Hier wurde der innere Fancoil zur Aufstellung der Wärmebilanz ausgewählt. Dieser zeigte, im Gegensatz zum äußeren Fancoil, bei allen manuell eingestellten Ventilatorstufen die laut

Hersteller zugehörige Leistungsaufnahme. Die Berechnungen zu dieser Systemkonfiguration sind in Kapitel 4.1.2 angeführt.

Durch die Berechnung der Wärmeleistung $\dot{Q}_{Heiz/Kühl}$ in W und der gemessenen Kompressorleistung $P_{el\text{Kompr.}}$ in W (inklusive der Verluste durch den Frequenzumrichter) ist eine Berechnung der Leistungszahl - Coefficient of Performance (COP) - möglich. Je nach einsetzen der Kälteleistung oder Heizleistung erhält man den COP für Kühl- oder Heizbetrieb. Die Formel für COP ist in Glg. (4.1) zu sehen.

$$COP\ Kompressor = \frac{\dot{Q}_{Heiz/Kühl}}{P_{el\text{Kompr.}}} \quad (4.1)$$

Die detaillierten Berechnungen, die in EES (2018) durchgeführt wurden, können dem Anhang A-1 entnommen werden. Diese bauen auf dem von Schmiedbauer (2018) erstellten EES Programm auf und wurden um die Systemkonfigurationen (Fancoil außen / Fancoil innen, Luftkanal / Wasserkreislauf und Fancoil außen / Wasserkreislauf) erweitert bzw. adaptiert.

Die gemessenen und berechneten Werte wurden mittels des Programms DIAdem (2017) aufbereitet und in Diagrammen dargestellt. Die Messdaten der Wärmepumpe, die in Sekundenschritten aufgezeichnet wurden, wurden hier zur besseren Darstellung in Minutenwerten abgebildet. Außerdem wurden die Messdaten der einzelnen Tage aneinandergesetzt, um eine Abbildung der Daten über eine längere Periode als einen Tag zu ermöglichen. Neben den Verläufen der Temperaturen, der elektrischen Leistungen und der Wärmeleistungen, wurde auch die umgesetzte Energie dargestellt. Die aufgenommene elektrische Energie des Kompressors, der Anlage und der Ertrag der PV-Paneele wurden durch Integration der elektrischen Leistung derselben über die Zeit (stunden- und tageweise) berechnet. Die von der Sonne auf die Horizontale eingestrahlte Energie wurde ebenfalls durch Integration der Leistung der Globalstrahlung über der Zeit erhalten.

Aus den durch diese Berechnungen erhaltenen Energien lässt sich eine Arbeitszahl der Anlage bzw. des Kompressors berechnen. Dabei werden, wie in Glg. (4.2) zu sehen, die elektrische Energie und die Nutzwärme- oder Kälteenergie in Verhältnis gesetzt.

$$Arbeitszahl\ Kompr./Kältemasch. = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Heiz/Kühl} dt}{\int_{t_1}^{t_2} P_{el\text{Kompr./Kältemasch.}} dt} \quad (4.2)$$

4.1 Messunsicherheit und Berechnung

In diesem Kapitel werden die Messunsicherheiten der Messtechnik geklärt und die Unsicherheiten der durchgeführten Berechnungen für die Kälteleistung der einzelnen Systemkonfigurationen dargestellt.

In Tabelle 4-2 sind die Messtoleranzen der eingesetzten Messtechnik aufgelistet. Details zur Messtechnik können der Masterarbeit von Schmiedbauer (2018) entnommen werden.

Tabelle 4-2: Übersicht der Messstellen und ihrer Messunsicherheiten

Messstellen-Bez.	Messgröße	Medium	Messgerät	Anz.	Messbereich	Messunsicherheit
T_r1..7	Temper. Kältemittelkr.	Kältemittel	Thermoel. Typ T	6	-40 °C ... +125 °C	±0,5 K
T_L1..5	Temper. Lamellen-WT Austritt	Luft	Thermoel. Typ T	5	-40 °C ... +125 °C	±0,5 K
T_L6..10	Temper. Lamellen-WT Eintritt	Luft	Thermoel. Typ T	5	-40 °C ... +125 °C	±0,5 K
T_La,i	Temper. Luftkanal Eintritt	Luft	Thermoel. Typ T	1	-20 °C ... 60 °C	± 0,5 K
T_La,o	Temper. Luftkanal Austritt	Luft	Lumel P18D	1	-20 °C ... 60 °C	± 0,4 K
rF_La,o	rel. Luftfeuchte Luftkanal Austritt	Luft	Lumel P18D	1	0 % ... 100 %	± 2 %
T_La,i'	Temper. Fancoil außen Eintritt	Luft	Thermoel. Typ T	1	-20 °C ... 60 °C	± 0,5 K
T_La,o'	Temper. Fancoil außen Austritt	Luft	Lumel P18D	1	-20 °C ... 60 °C	± 0,4 K
rF_La,o'	rel. Luftfeuchte Fancoil außen Austritt	Luft	Lumel P18D	1	0 % ... 100 %	± 2 %
T_Li,i	Temper. Fancoil innen Eintritt	Luft	Thermoel. Typ T	1	-20 °C ... 60 °C	± 0,5 K
T_Li,o	Temper. Fancoil innen Austritt	Luft	Lumel P18D	1	-20 °C ... 60 °C	± 0,4 K
rF_Li,o	rel. Luftfeuchte Fancoil innen Austritt	Luft	Lumel P18D	1	0 % ... 100 %	± 2 %
T_Innen	Raumlufttemperatur	Luft	Pt 100	1	-40 °C ... +500 °C	±0,15 K

T_Decke	Oberflächen- temperatur Decke	Beton	Thermoel. Typ T	1	-40 °C ... +125 °C	±0,5 K
T_8	Temper.	Wasser	Pt 100	1	-40 °C ... +500 °C	±0,15 K
T_9	Temper.	Wasser	Pt 100	1	-40 °C ... +500 °C	±0,15 K
Vdot_w	Durchfluss Wasserkreis- lauf	Wasser	MID	1	0... 25 l/min	±0,8 % MW +0,5 % MEW
Vdot_s	Durchfluss Lamellen-WT Austritt	Luft	Differenz- druckmess- umformer PMR PIT-D- A	1	0... 500 m³/h	±2 m³/h
p_r2	Druck	Kältemittel	Absolutdruc k-transmitter PMR PIT-C	1	0...10 bar	±0,02 bar
p_r3	Druck	Kältemittel	Absolutdruc k-transmitter PMR PIT-C	1	0...20 bar	±0,04 bar
dp_HD, dp_ND	Druck- differenz	Kältemittel	Differenz- druckmess- umformer medon XMD	2	0... 1000 mbar	± 1 mbar
Fancoil innen	Durchfluss	Luft	Hersteller- angaben (Walter Roller GmbH, 2018)	-	-	≈10 %
Fancoil außen	Durchfluss	Luft	Hersteller- angaben (Walter Roller GmbH, 2018)	-	-	≈10 %

Wie bereits in Kapitel 4 angemerkt sind die Volumendurchsätze der Fancoils nur durch Herstellerangaben ermittelbar. Es wurde eine Abschätzung der Unsicherheit der Herstellerangaben, durch Berechnung der Kälteleistung des inneren Fancoils auf zwei verschiedene Arten, durchgeführt. Dies wird in Kapitel 4.1.1 genauer erläutert.

Die Berechnung des Einflusses durch die Unsicherheiten der einzelnen Messwerte auf die Unsicherheit einer berechneten Größe (z.B. Leistung), die mit EES (2018) durchgeführt wurden, erfolgt gemäß Glg. (4.3). U_y stellt dabei die Unsicherheit des Berechnungsergebnisses, Y das

Berechnungsergebnis, X_i den jeweiligen Messwert der zur Berechnung verwendet wird und U_{x_i} die Unsicherheit des jeweiligen Messwertes dar.

$$U_y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 * U_{X_i}^2} \quad (4.3)$$

4.1.1 Luftkanal und Fancoil innen

In diesem Unterkapitel werden die Unsicherheiten der Messergebnisse sowie der daraus berechneten Werte für die Systemkonfiguration über den im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher als Wärmesenke und inneren Fancoil als Wärmequelle behandelt. Weitere Informationen können aus Schmiedbauer (2018) bzw. dem Anhang A-1 entnommen werden. Die Werte für die nachfolgenden Berechnungen, die für den Kühlbetrieb durchgeführt wurden, sind über einen Zeitraum von fünf Minuten gemittelt. Aufgezeichnet wurden sie am 23.08.2018 zwischen 14:30 und 14:35 Uhr.

Für die Berechnung der Kälteleistung der Wärmepumpe wurde für diese Systemkonfiguration eine Wärmebilanz über den im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher aufgestellt. Die Temperatur der eintretenden Luft wurde aus den Messstellen des Messgitters (siehe Abbildung 3-13) vor dem Lamellenwärmetauscher T_{L6} bis T_{L10} gemittelt. Gleiches wurde für die Austrittstemperatur der Luft mit den Messstellen T_{L1} bis T_{L5} gemacht. Mithilfe der am Austritt der Luft aus dem Luftkanal $rF_{La,o}$ gemessenen Luftfeuchte und dem gemessenen Volumenstrom konnte die Wärmebilanz laut Glg. (4.4) aufgestellt werden.

$$\dot{Q}_{LWT} = \dot{m}_{Luft} * (h_{LWT,Luft,aus} - h_{LWT,Luft,ein}) \quad (4.4)$$

Durch Gleichsetzen der Wärmeleistung luft- und kältemittelseitig laut Glg. (4.5) kann über Glg. (4.6) auf den Kältemittelmassenstrom geschlossen werden.

$$\dot{Q}_{LWT} = -\dot{Q}_{LWT,R134a} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{LWT,R134a} = \dot{m}_{R134a} * (h_{LWT,R134a,ein} - h_{LWT,R134a,aus}) \quad (4.6)$$

Aufgrund der Massenerhaltung kann somit die Kälteleistung über den inneren Fancoil $\dot{Q}_{FCi,R134a}$ mit dem Massenstrom des Kältemittels laut Glg. (4.7) bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{FCi,R134a} = \dot{m}_{R134a} * (h_{FCi,R134a,aus} - h_{FCi,R134a,ein}) \quad (4.7)$$

In Tabelle 4-3 sind die angenommenen Einzelunsicherheiten, der zur Berechnung der Kälteleistung $\dot{Q}_{FCi,R134a}$ über den Luftkanal verwendeten Messwerte sowie deren Einfluss auf die Unsicherheit des Berechnungsergebnisses angeführt. Die Berechnungen wurden mit EES (2018) durchgeführt. Wie zu erkennen ist, haben die Temperatursensoren des Messgitters vor und nach dem Lamellenwärmetauscher (LWT) mit insgesamt 71,65 % (=Summe von T_{L1} bis T_{L10}) den

größten Einfluss auf die Unsicherheit der berechneten Kälteleistung des inneren Fancoils $\dot{Q}_{FCi,R134a}$. Der Luftvolumenstrom des Luftkanals (\dot{V}_s) spielt mit 13,18 % eine untergeordnete Rolle.

Tabelle 4-3: Unsicherheiten für die Berechnung der Kälteleistung über die Kältemittelseite

Messstelle	Messwert	Unsicherheit	% der Gesamtunsicherheit
p_r2	4,06 bar	±0,02 bar	0,03
P_r3	15,91 bar	±0,04 bar	0,02
rF_La,o	14,38 %	±2 %	0,99
T_L1	52,1 °C	±0,5 K	6,86
T_L2	52,8 °C	±0,5 K	6,86
T_L3	51,4 °C	±0,5 K	6,86
T_L4	51,9 °C	±0,5 K	6,86
T_L5	51,6 °C	±0,5 K	6,86
T_L6	34,0 °C	±0,5 K	7,47
T_L7	34,0 °C	±0,5 K	7,47
T_L8	33,9 °C	±0,5 K	7,47
T_L9	33,9 °C	±0,5 K	7,47
T_L10	33,9 °C	±0,5 K	7,47
T_r1	15,2 °C	±0,5 K	2,21
T_r2	32,1 °C	±0,5 K	0,00
T_r3	89,5 °C	±0,5 K	2,01
T_r5	54,1 °C	±0,5 K	3,99
T_r6	44,8 °C	±0,5 K	5,89
T_r7	13,6 °C	±0,5 K	0,00
V_dot_s	0,06423 m³/s	±0,00056 m³/s	13,18
Q_FC_i_R134a	1066 W	±22 W	-

Um den auftretenden Luftvolumenstrom durch den inneren Fancoil (\dot{V}_{FCi}) und die Abweichung von den Herstellerangaben dafür abschätzen zu können wurde eine Berechnung des Massenstroms $\dot{m}_{FCi,Luft}$ laut Glg. (4.8) durchgeführt.

$$\dot{m}_{FCi,Luft} = \dot{Q}_{FCi,R134a} / (h_{FCi,Luft,ein} - h_{FCi,Luft,aus}) \quad (4.8)$$

Dies ergab einen Luftvolumenstrom (berechnet aus $\dot{m}_{FCi,Luft}$) von 264 m³/h. Laut Herstellerangabe sollte der Luftvolumenstrom aber bei 300 m³/h liegen. Es ergibt sich also eine Abweichung von den Herstellerangaben von 12 %.

In Tabelle 4-4 sind die Unsicherheiten der zur Berechnung der Kälteleistung über die Luftseite des inneren Fancoils $\dot{Q}_{FCi,Luft}$ verwendeten Messstellen bzw. Herstellerangaben sowie deren Einfluss auf die Unsicherheit des Berechnungsergebnisses angeführt. Die Berechnungen wurden mit EES (2018) durchgeführt. Aufgrund des Vergleichs der Ergebnisse (siehe Tabelle 4-5) der Berechnungen der Kälteleistung des inneren Fancoils $\dot{Q}_{FCi,R134a}$ über den Luftkanal (siehe Glg. (4.4) bis (4.7)) und die Luftseite des inneren Fancoils $\dot{Q}_{FCi,Luft}$ (siehe Glg. (4.9)) wurde eine Unsicherheit für den Luftvolumenstrom des inneren Fancoils \dot{V}_{FCi} von ±10 % angenommen. Der

Luftvolumenstrom des inneren Fancoils \dot{V}_{FCi} hat somit, mit 64,96 % den größten Einfluss auf die Unsicherheit des Berechnungsergebnisses der Kälteleistung des inneren Fancoils $\dot{Q}_{FCi,Luft}$ wenn diese luftseitig bestimmt wird. Die restlichen 25,04 % kommen von den Unsicherheiten der Temperatursensoren $T_{Li,i}$ und $T_{Li,o}$.

Tabelle 4-4: Unsicherheiten für die Berechnung der Kälteleistung über die Luftseite

Messstelle	Messwert	Unsicherheit	% der Gesamtunsicherheit
rF_Li,o	85 %	±2 %	0,00
T_Li,i	24,9 °C	±0,5 K	20,98
T_Li,o	16,1 °C	±0,4 K	14,06
V_dot_FCi	0,0833333 m³/s	±0,008333333 m³/s	64,96
Q_FCi_Luft	1233 W	±154,8 W	-

Die Durchführung der Berechnung der Kälteleistung über die Luftseite des inneren Fancoils soll eine Abschätzung der Abweichung der Kälteleistung des inneren Fancoils zwischen den beiden Berechnungsarten sein. Grund dafür ist, dass bei der Berechnung der Wärmebilanz über die Luftseite, der Volumenstrom nicht gemessen, sondern aus Herstellerangaben (Walter-Roller GmbH, 2018) bezogen wurde. Für die Berechnung wurde angenommen, dass die absolute Feuchte am Eintritt gleich der absoluten Feuchte am Austritt des inneren Fancoils war.

$$\dot{Q}_{FCi,Luft} = \dot{m}_{FCi,Luft} * (h_{FCi,Luft,ein} - h_{FCi,Luft,aus}) \quad (4.9)$$

In Tabelle 4-5 sind noch einmal die Ergebnisse der Berechnung der Kälteleistung über die Kältemittelseite $\dot{Q}_{FCi,R134a}$ und die Luftseite $\dot{Q}_{FCi,Luft}$ angeführt. Die Kälteleistung bei der Berechnung über die Luftseite des inneren Fancoils liefert ein um 15,67 % höheres Ergebnis als bei der Berechnung über die Kältemittelseite (also Luftkanal).

Tabelle 4-5: Kälteleistungen des inneren Fancoils

Systemkonfiguration	Kälteleistung über Kältemittelseite Q_FCi_R134a	Kälteleistung über Luftseite Q_FCi_Luft	Abweichung
Luftkanal und Fancoil innen	1066 W ±22 W	1233 W ±154,8 W	+15,67 %

4.1.2 Fancoil außen und Fancoil innen

In diesem Unterkapitel werden die Unsicherheiten der Messergebnisse sowie die daraus berechneten Werte für die Systemkonfiguration über äußeren Fancoil als Wärmesenke und inneren Fancoil als Wärmequelle behandelt. Die Werte, für die diese Berechnungen durchgeführt wurden, sind über den Zeitraum von fünf Minuten gemittelt. Sie stammen aus den Messwerten vom 18.08.2018 zwischen 12:40 und 12:45 Uhr.

Die Berechnung der Kälteleistung bei dieser Systemkonfiguration wurde, aufgrund des Fehlens von Messeinrichtungen für den Volumenstrom einer der Fancoil-Anlagen bzw. des Kältemittelmassenstroms, über die Luftseite des inneren Fancoils durchgeführt. Es wurde der innere Fancoil zur Aufstellung der Wärmebilanz ausgewählt, da dieser, im Gegensatz zum

äußeren Fancoil, bei allen manuell eingestellten Ventilatorstufen die laut Hersteller zugehörige Leistungsaufnahme zeigte. Daher wurde angenommen, dass auch die Luftvolumenströme eher den Herstellerangaben entsprechen als beim äußeren Fancoil. Die Berechnung der Kälteleistung des inneren Fancoils folgt der Glg. (4.9). Für die Berechnung wurde angenommen, dass die absolute Feuchte am Eintritt gleich der absoluten Feuchte am Austritt des inneren Fancoils war. Dies war aufgrund des Messschemas (siehe Abbildung 3-13) nötig, da die relative Feuchtigkeit der Luft nur am Austritt aus dem inneren Fancoil gemessen wurde.

In Tabelle 4-6 sind die Unsicherheiten der zur Berechnung der Kälteleistung über die Luftseite des inneren Fancoils $\dot{Q}_{FCi,Luft}$ verwendeten Messstellen bzw. Herstellerangaben sowie deren prozentualer Anteil der Unsicherheit des Berechnungsergebnisses angeführt. Die Berechnungen wurden mit EES (2018) durchgeführt. Wie bereits in Kapitel 4.1.1 geklärt, hat die Unsicherheit des Luftvolumenstroms über den inneren Fancoil den höchsten prozentualen Anteil an der Unsicherheit des Berechnungsergebnisses für die Kälteleistung.

Tabelle 4-6: Unsicherheiten für die Berechnung der Kälteleistung über die Luftseite

Messstelle	Messwert	Unsicherheit	% der Gesamtunsicherheit
rF_Li,o	84 %	±2 %	0,00
T_Li,i	24,8 °C	±0,5 K	13,48
T_Li,o	15,2 °C	±0,4 K	12,80
V_dot_FCi	0,083333 m³/s	±0,008333333 m³/s	73,72
Q_FCi_Luft	1322 W	±152 W	-

4.1.3 Luftkanal und Wasserkreislauf

In diesem Unterkapitel werden die Unsicherheiten der Messergebnisse sowie der daraus berechneten Werte für die Systemkonfiguration über den im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher als Wärmesenke und Wasserkreislauf (Plattenwärmetauscher; PWT) als Wärmequelle behandelt. Die Werte, für die diese Berechnungen durchgeführt wurden, sind über den Zeitraum von fünf Minuten gemittelt. Aufgezeichnet wurden sie am 16.07.2018 zwischen 12:30 und 12:35 Uhr.

Bei dieser Systemkonfiguration wurde die Kälteleistung auf zwei verschiedene Arten ermittelt. Zum einen wurde die Berechnung der Wärmebilanz am im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher wie in Kapitel 4.1.1 durchgeführt. Aus den Berechnungen laut Glg. (4.4) bis (4.6) folgte wiederum der Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{R134a} . Durch einsetzen dieses Massenstroms in Glg. (4.10) kann die Kälteleistung über den Plattenwärmetauscher $\dot{Q}_{PWT,R134a}$ (kältemittelseitig) berechnet werden.

$$\dot{Q}_{PWT,R134a} = \dot{m}_{R134a} * (h_{PWT,R134a,aus} - h_{PWT,R134a,ein}) \quad (4.10)$$

Tabelle 4-7 zeigt die Unsicherheiten der zur Berechnung der Kälteleistung $\dot{Q}_{PWT,R134a}$ über die Kältemittelseite verwendeten Messstellen sowie deren prozentualen Anteil der Unsicherheit des Berechnungsergebnisses.

Tabelle 4-7: Unsicherheiten für die Berechnung der Kälteleistung über die Kältemittelseite

Messstelle	Messwert	Unsicherheit	% der Gesamtunsicherheit
p_r2	2,49 bar	±0,02 bar	0,00
P_r3	10,41 bar	±0,04 bar	0,00
rF_La,o	28,49 %	±2 %	0,04
T_L1	36,6 °C	±0,5 K	9,50
T_L2	37,0 °C	±0,5 K	9,50
T_L3	35,7 °C	±0,5 K	9,50
T_L4	34,7 °C	±0,5 K	9,50
T_L5	33,9 °C	±0,5 K	9,50
T_L6	28,2 °C	±0,5 K	9,86
T_L7	28,2 °C	±0,5 K	9,86
T_L8	28,2 °C	±0,5 K	9,86
T_L9	28,3 °C	±0,5 K	9,86
T_L10	28,2 °C	±0,5 K	9,86
T_r1	27,9 °C	±0,5 K	0,32
T_r2	32,1 °C	±0,5 K	0,00
T_r3	75,6 °C	±0,5 K	0,32
T_r5	35,3 °C	±0,5 K	0,64
T_r6	34,3 °C	±0,5 K	0,88
T_r7	7,1 °C	±0,5 K	0,00
V_dot_s	0,1117 m³/s	±0,00056 m³/s	1,02
Q_PWT_R134a	833 W	±36,89 W	-

Die Kälteleistung der Kältemaschine bei dieser Systemkonfiguration kann auch über die Wasserseite erfolgen. Dazu werden die in Tabelle 4-8 angegebenen Messwerte in Glg. (4.11) eingesetzt. Die spezifische Wärmekapazität des Wassers c_w wurde mit 4190 J/(kg*K) angenommen.

$$\dot{Q}_{PWT,Wasser} = \dot{m}_w * c_w * (T_8 - T_9) \quad (4.11)$$

Die in Tabelle 4-8 angeführten Werte zeigen dass die Unsicherheit bei der Berechnung der Kälteleistung über die Wasserseite $\dot{Q}_{PWT,Wasser}$ hauptsächlich von den Temperatursensoren T_8 und T_9 (siehe Abbildung 3-14) abhängen. Die Unsicherheit des gemessenen Werts des Volumenstroms des Wassers \dot{V}_w spielt hier im Vergleich zu den Rück- T_8 und Vorlauftemperaturen T_9 eine untergeordnete Rolle.

Tabelle 4-8: Unsicherheiten für die Berechnung der Kälteleistung über die Wasserseite

Messstelle	Messwert	Unsicherheit	% der Gesamtunsicherheit
T_8	23,7 °C	±0,15 °C	40,60
T_9	21,4 °C	±0,15 °C	40,67
V_dot_w	0,00005627 m³/s	±0,000002529 m³/s	18,73
Q_PWT_Wasser	532,1 W	±55,26 W	-

Beim Vergleich der Ergebnisse für die Kälteleistung aus Tabelle 4-8 und Tabelle 4-7 ist die Differenz von knapp 300 W auffällig. Die Ursachen hierfür werden in Kapitel 4.2.3 behandelt.

4.1.4 Fancoil außen und Wasserkreislauf

In diesem Unterkapitel werden die Unsicherheiten der Messergebnisse sowie der daraus berechneten Werte für die Systemkonfiguration über äußeren Fancoil als Wärmesenke und Wasserkreislauf als Wärmequelle behandelt. Die Werte, für die diese Berechnungen durchgeführt wurden, sind über den Zeitraum von fünf Minuten gemittelt. Aufgezeichnet wurden sie am 01.08.2018 zwischen 11:40 und 11:45 Uhr.

Die Berechnung für diese Systemkonfiguration erfolgt wie in Kapitel 4.1.3 laut Glg. (4.11). Eine Wärmebilanz über den äußeren Fancoil ist hier nicht sinnvoll, wie bereits in Kapitel 4.1.1 und Kapitel 4.1.2 geklärt wurde.

In Tabelle 4-9 sind die Unsicherheiten der zur Berechnung der Kälteleistung über die Wasserseite des Plattenwärmetauschers $\dot{Q}_{PWT,Wasser}$ verwendeten Messeinrichtungen, sowie deren prozentualer Anteil der Unsicherheit des Berechnungsergebnisses angeführt. Die Berechnungen wurden wie oben beschrieben mit EES (2018) durchgeführt.

Tabelle 4-9: Unsicherheiten für die Berechnung der Kälteleistung über die Wasserseite

Messstelle	Messwert	Unsicherheit	% der Gesamtunsicherheit
T_8	19,9 °C	±0,15 °C	48,04
T_9	18,2 °C	±0,15 °C	48,10
V_dot_w	0,0001211 m³/s	±0,000003052 m³/s	3,85
Q_PWT	853 W	±109,5 W	-

4.2 Kühlbetrieb

In diesem Kapitel werden die gesammelten Messdaten für ausgewählte Tage, in Diagrammen zum Vergleich dargestellt und interpretiert.

4.2.1 Luftkanal und Fancoil innen

Folgend werden Messergebnisse für die Systemkonfiguration mit dem im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher als Wärmesenke und dem inneren Fancoil als Wärmequelle (siehe Abbildung 3-1) präsentiert und interpretiert.

Messperiode 20.08.-08.09.2018

In der Messperiode von 20.08. bis 08.09.2018 waren die oberen PV-Paneele aufgestellt (siehe Abbildung 3-5). Der Ventilator im Luftkanal, der in sieben Stufen regelbar ist war auf Stufe 4 eingestellt. Dies entspricht einem Leistungsbezug von ca. 60 W (laut Messung). Der innere Fancoil ist stufenlos regelbar und wurde auf die maximale Leistung eingestellt, dies entspricht einem Leistungsbezug von ca. 17 W (laut Messung).

In Tabelle 4-10 ist das Minimum (sofern der Kompressor in Betrieb war) und Maximum der Kompressordrehzahl sowie der Luftvolumenstrom durch den inneren Fancoil und den Luftkanal

angeführt. Die Drehzahl des Kompressors wurde nur am 23.08. erhöht, an jedem anderen Tag blieb die Drehzahl, sofern der Kompressor in Betrieb war, auf der Minimaldrehzahl von 2000 1/min. Der Luftvolumenstrom durch den inneren Fancoil und den Luftkanal blieb für die gesamte Messperiode konstant.

Tabelle 4-10: Daten der Systemkomponenten für die Messperiode vom 20.08. bis 08.09.2018

	Drehzahl (1/min)		mittlerer Luftvolumenstrom	Bemerkung
	Min.	Max.		
Kompressor	2000	2107		
innerer Fancoil	-		300 m ³ /h	laut Herstellerangaben
Luftkanal	-		225 m ³ /h	aus Messung

In Abbildung 4-1 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße T_{Innen} über den Zeitraum vom 20.8.2018 ab 0:00 Uhr bis zum 8.9.2018 24:00 Uhr zur Übersicht dargestellt. Zusätzlich zu den gemessenen Temperaturen sind auch noch die Ein- und Ausschaltgrenze für die Regelung des Kompressors (vgl. Kapitel 3.3) zu sehen. Beide Grenzen blieben während der gesamten Messperiode bei einem Wert von 25 °C für die Ein- und 23 °C für die Ausschaltgrenze eingestellt. Die Soll-Innenlufttemperatur wurde während der gesamten Messperiode mit einem Wert von 24 °C festgelegt. Die Außenlufttemperatur und die Globalstrahlung wurden durch die Messeinrichtung der ZAMG aufgezeichnet, bearbeitet und danach zur Auswertung mit einer Auflösung von Minutenwerten zur Verfügung gestellt. Die operativen Temperaturen wurden mittels Globe-Thermometer gemessen und durch die Messtechnik in Minutenintervallen aufgezeichnet. Die Regeltemperatur wurde mittels Pt-100 Temperatursensor gemessen, in Sekundenschritten aufgezeichnet und in der Datenaufbereitung im Programm DIAdem (2017) auf Minutenwerte gemittelt. Die Werte für die dargestellten Temperaturen sind im Diagramm auf der linken Achse, die Werte für die Globalstrahlung zum jeweiligen Zeitpunkt auf der rechten Achse abzulesen.

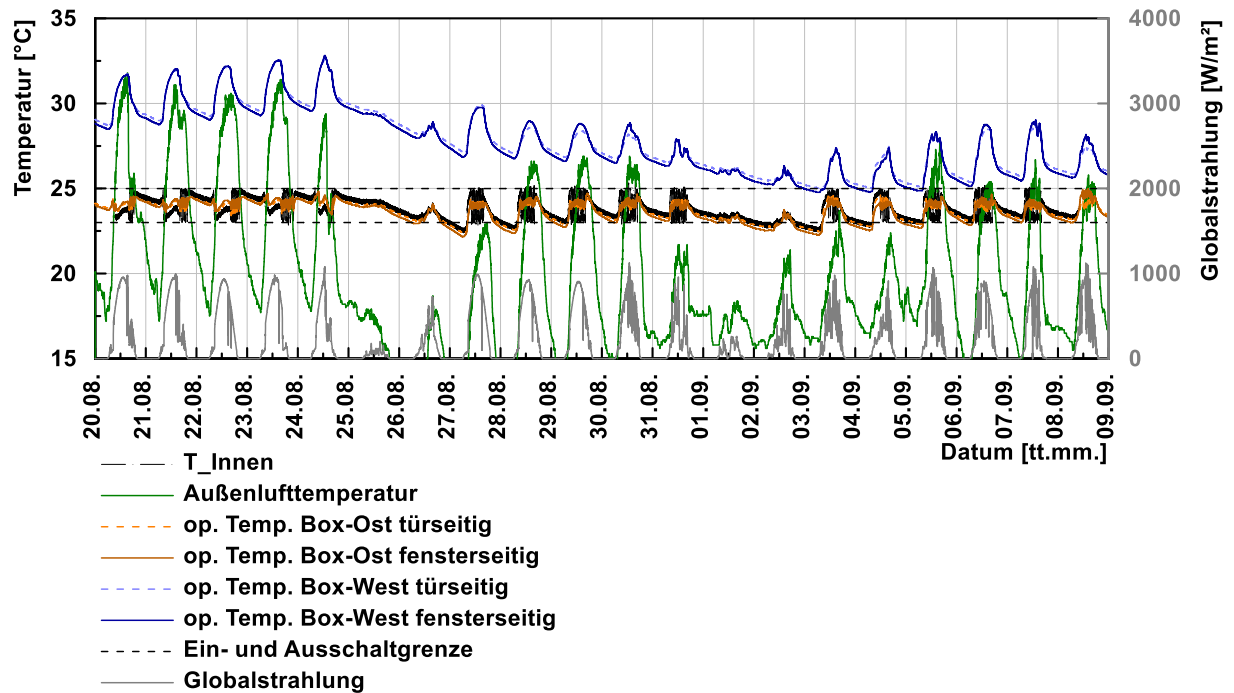


Abbildung 4-1: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume und Globalstrahlung von 20.8. bis 09.09.2018

Wie in Abbildung 4-1 zu erkennen ist, bewegt sich die operative Temperatur des nicht gekühlten Referenzraumes zum größten Teil über der Außenlufttemperatur. Sie folgt dem Verlauf der Außenlufttemperatur, wodurch die Abhängigkeit von derselben deutlich zu erkennen ist. Da sowohl die Temperatur der Außenluft als auch die raumschließenden Bauteile von der durch die Sonne eingebrachten Strahlung stark beeinflusst werden, ist somit auch die Temperatur des Referenzraumes von dieser abhängig. Für den gekühlten Raum gelten dieselben Randbedingungen wie für den Referenzraum, allerdings soll hier die operative Temperatur durch das Einbringen der Kälteleistung mittels Kältemaschine auf dem in der Regelung eingestellten Soll-Wert gehalten werden. Die Regeltemperatur überschreitet während der gesamten Messperiode die Einschaltgrenze um maximal 0,3 K. Die operative Temperatur des gekühlten Raumes überschreitet die Einschaltgrenze nicht. Mehr Details zur Auswertung der Messdaten für diesen Zeitraum werden später in diesem Kapitel (Messperiode 22.08.2018, 0:00 bis 24:00 Uhr) behandelt.

Abbildung 4-2 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine samt Peripherie sowie nur des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV-Paneele, die Globalstrahlung, die Kühlenergie der Kältemaschine pro Tag sowie die Arbeitszahl der Kältemaschine für jeden Tag, im Zeitraum vom 20.08. bis 08.09.2018. Außerdem sind die Tagesmittelwerte der Außenlufttemperatur, die operative Raumtemperatur des östlichen Testraumes sowie des westlichen Referenzraumes dargestellt.

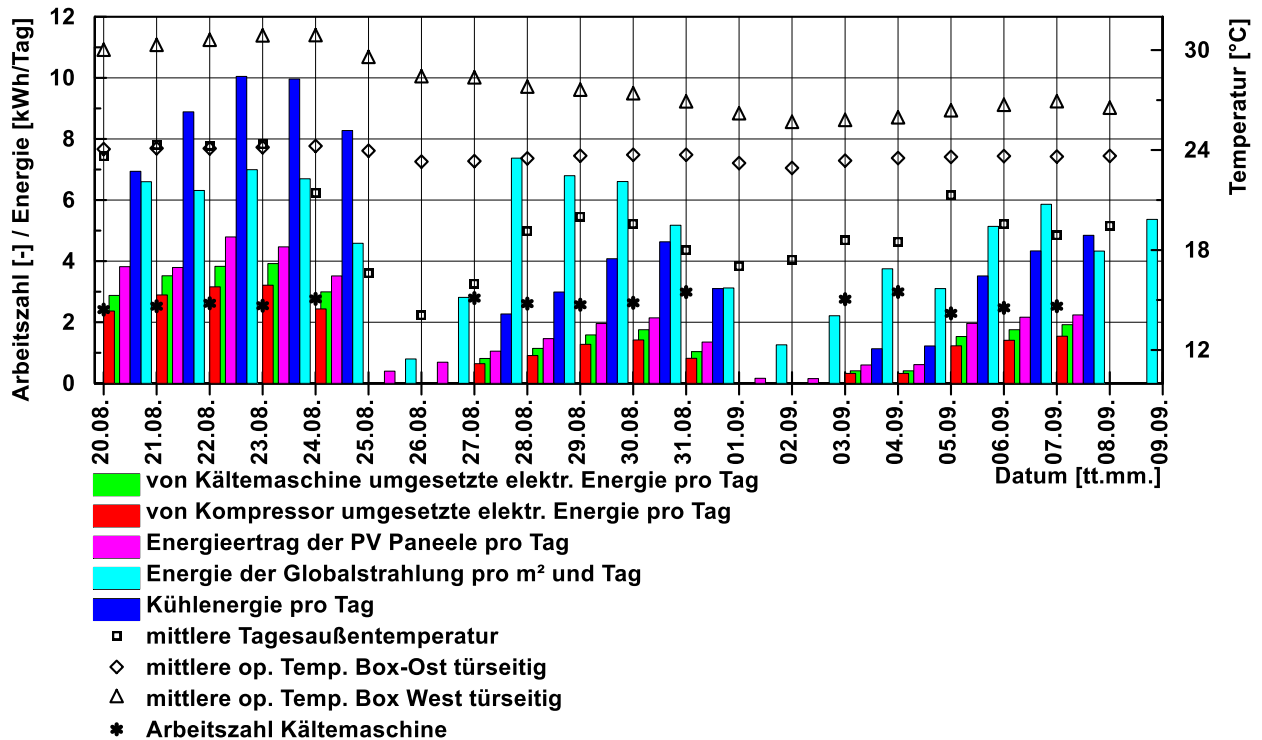


Abbildung 4-2: Arbeitszahl, Energien und Tagesmittelwerte der Temperaturen in den Testräumen und der Außenluft von 20.08. bis 09.09.2018

In Abbildung 4-2 sind die täglichen Arbeitszahlen (linke Achse), die Energien in kWh/Tag (linke Achse) und die Tagesmittelwerte der Temperaturen in °C (rechte Achse) über den Zeitraum der Messperiode aufgetragen. Der Stromverbrauch des Kompressors und der gesamten Kältemaschine (siehe Tabelle 4-1), der Ertrag der PV-Paneele, die Kühlenergie sowie die Energie der Globalstrahlung auf die Horizontale wurden für jeden Tag der Messperiode abgebildet. Die Arbeitszahl der Kältemaschine wurde durch Division der erzeugten Kühlenergie durch den elektrischen Energieverbrauch der Kältemaschine für jeden Tag erhalten. Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass sich die operative Temperatur des Referenzraumes nach dem Verlauf der Außenlufttemperatur richtet, wohingegen die operative Temperatur des gekühlten Raumes mit leichten Abweichungen von nicht mehr als 0,2 K nach oben und nicht mehr als 1,1 K nach unten von der eingestellten Soll-Temperatur abweicht. Die vom Kompressor benötigte Energie nimmt etwa 80 % der für den Betrieb der gesamten Kältemaschine benötigten Energie ein. Während der Messperiode lag die Arbeitszahl der Kältemaschine, sofern diese in Betrieb war, zwischen 2,2 und 3.

Messperiode 22.08.2018, 0:00 bis 24:00 Uhr

In Abbildung 4-3 ist der Verlauf der Außentemperatur, der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West), tür- (nördlich) und fensterseitig (südlich), der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost), tür- (nördlich) und fensterseitig (südlich), die Regeltemperatur T_{Innen} sowie die Ein- und Ausschaltgrenze für die Regelung dargestellt. Außerdem ist die Ansteuerfrequenz (in Hz) für die Drehzahlregelung des Kompressors (vgl. Kapitel 3.3) dargestellt, über die, vorausgesetzt es findet ein Leistungsbezug (siehe Abbildung 4-4) der Kältemaschine statt (andernfalls ist kein Betrieb des Kompressors möglich, vgl. Kapitel 3.3), mit dem Zusammenhang von Ansteuerfrequenz und Drehzahl, zu sehen in Abbildung 3-17, auf die Drehzahl geschlossen werden kann.

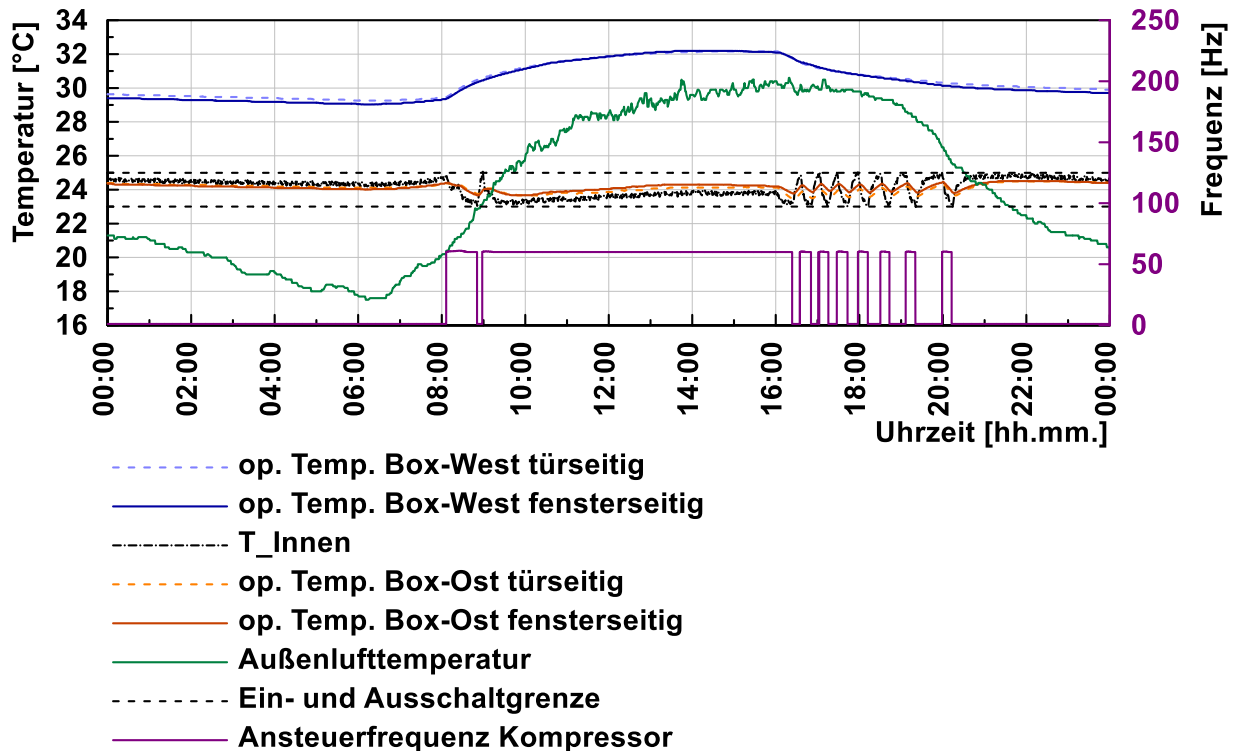


Abbildung 4-3: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume am 22.08.2018

An dem Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (siehe Abbildung 4-3) ist zu erkennen, dass ihr Anstieg mit einem zeitlichen Versatz von ca. zwei Stunden, gegenüber dem Anstieg der Außenlufttemperatur, beginnt. Für die gekühlte Box gelten dieselben Randbedingungen, daher würde ohne Kühlung die operative Raumtemperatur im gleichen Maße ansteigen. Zum Zeitpunkt des Anstiegs der operativen Raumtemperatur im Referenzraum erreicht die Regeltemperatur im gekühlten Raum die Einschaltgrenze und die Kältemaschine wird aktiviert. Dadurch wird die operative Raumtemperatur im gekühlten Raum abgesenkt bzw. auf dem Wert der Soll-Temperatur gehalten. Im Zeitraum von 9:00 bis 16:00 Uhr unterschreitet die Regeltemperatur die Ausschaltgrenze nicht, die Kältemaschine wird also nicht deaktiviert. Nach 16:00 Uhr ist ein Schwingen der Regeltemperatur zwischen Ein- und Ausschaltgrenze zu erkennen. Die Kältemaschine wird in diesem Zeitraum immer wieder aktiviert und deaktiviert. Ab 20:20 Uhr wird die Einschaltgrenze durch die Regeltemperatur nicht mehr erreicht und die Kältemaschine bleibt für den restlichen Tag außer Betrieb.

In der nachstehenden Abbildung 4-4 ist im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele („PV-Ertrag“ in W) und der Verlauf der Globalstrahlung in W/m^2 zu sehen. Im unteren Diagramm ist die von der Kältemaschine aufgenommene elektrische Leistung (in W) und die Spannung der Batterien (in V) zu sehen. Die Spannung der Batterien und die Leistung der PV-Paneele wurde durch die Messinfrastruktur, die im System der Photovoltaik-Anlage integriert ist, in Minutenwerten aufgezeichnet. Die Globalstrahlung ist ebenfalls in Minutenschritten, die von der Kältemaschine aufgenommene elektrische Leistung in Sekundenschritten dargestellt.

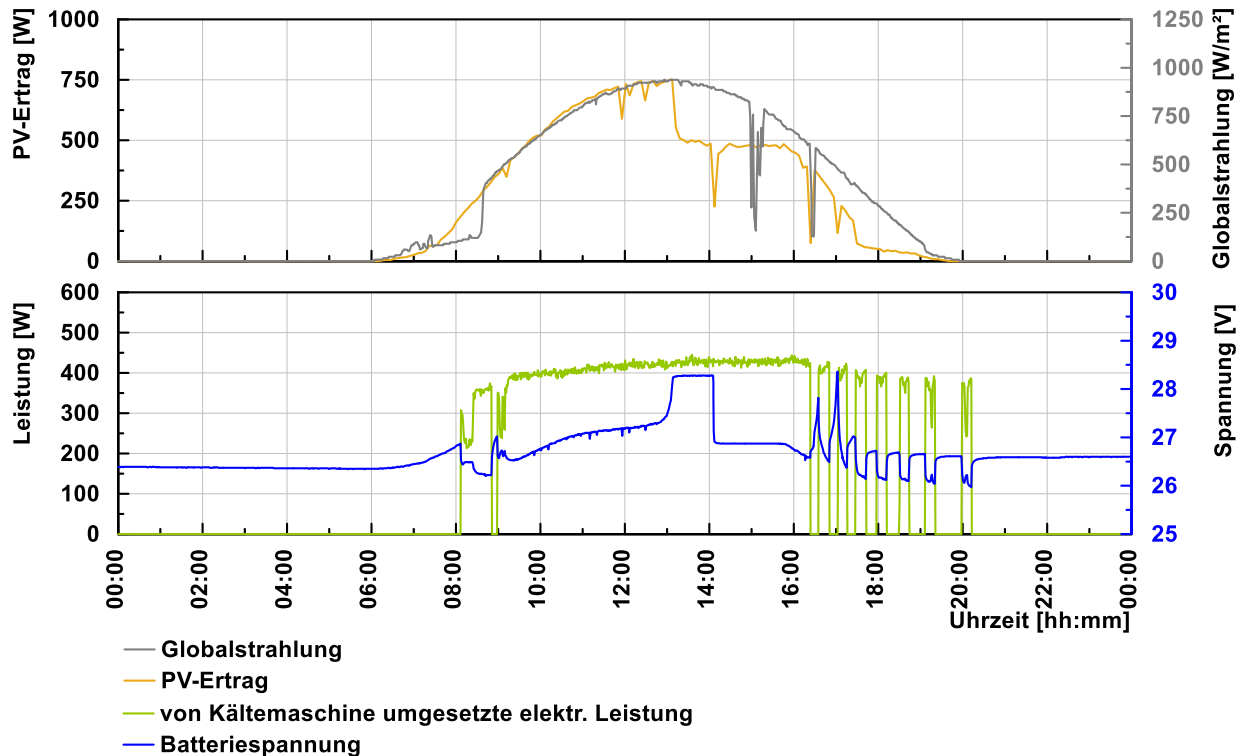


Abbildung 4-4: Verlauf von Globalstrahlung, PV-Ertrag, elektrische Kältemaschinenleistung und Batteriespannung am 22.08.2018

Der Einbruch der durch die PV-Paneele erbrachten Leistung um 13:00 Uhr (siehe Abbildung 4-4) ist durch den Ladezustand der Batterien zu begründen. Da die von den PV-Paneeelen generierte elektrische Leistung, die benötigte elektrische Leistung der Kältemaschine zwischen 10:00 Uhr und 13:00 Uhr übersteigt, werden in diesem Zeitraum die Batterien geladen. Um ca. 13:00 Uhr waren die Batterien vollständig geladen, deshalb wurde der Ladevorgang beendet und nur noch die von der Kältemaschine benötigte Leistung inklusive Systemverlusten (vgl. Kapitel 3.1.3) von den PV-Paneeelen bezogen. Der Ladezustand der Batterien kann durch den Spannungsverlauf abgeschätzt werden. Eine genaue Berechnung des Ladezustands der Batterien über die Batteriespannung ist sehr komplex und würde den Rahmen dieser Arbeit überstrapazieren, weshalb hier darauf verzichtet wurde. Anhand der Laborversuche am AIT (Mach & Heinz, 2017) konnten die ungefähren Spannungszustände bei vollkommen geladenen und vollkommen entladenen Batterien festgestellt werden. Im vollgeladenen Zustand beträgt die Spannung der Batterien etwa 26,8 V. Um eine Tiefenentladung der Batterien zu verhindern, wird der Entladevorgang bei etwa 24 V gestoppt.

Abbildung 4-5 zeigt den Stromverbrauch der gesamten Kältemaschine und den Stromverbrauch des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV-Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kühlenergie der Kältemaschine pro Stunde sowie die Arbeitszahl, errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde am 22.08.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse, die stündlichen Arbeitszahlen auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

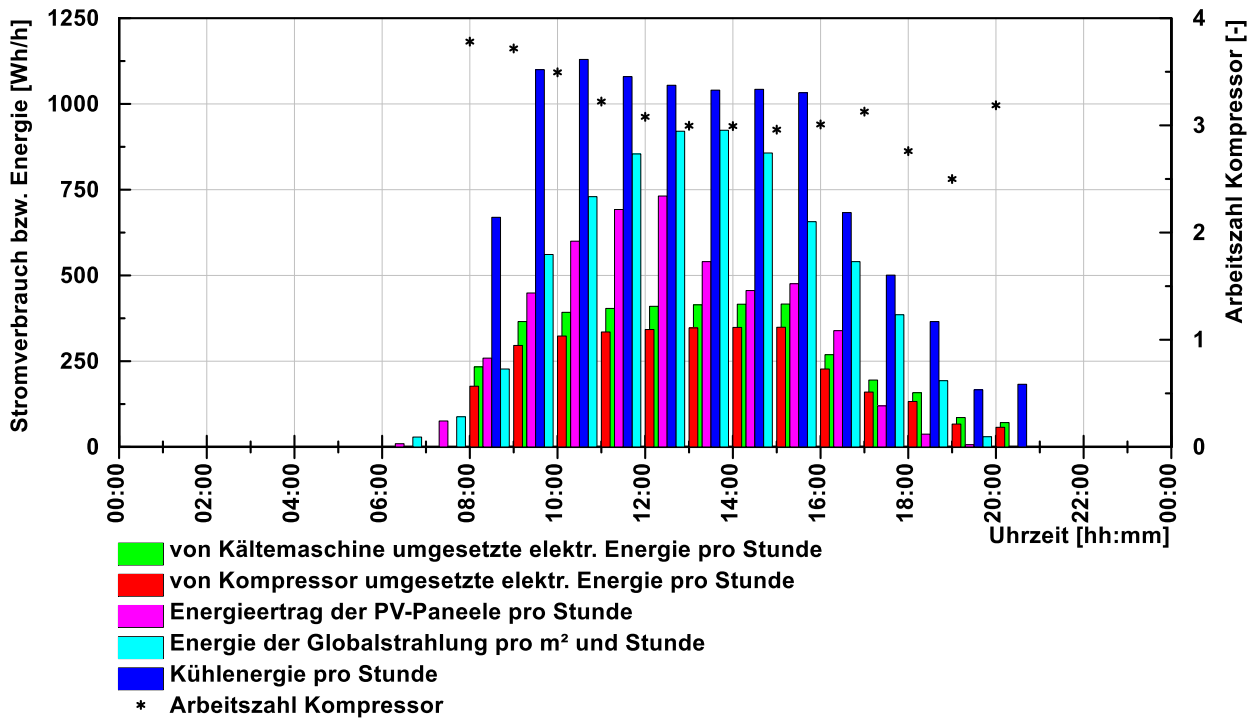


Abbildung 4-5: Arbeitszahl und Energien (Ertrag, Verbrauch) am 22.08.2018

Über den Tagesverlauf (siehe Abbildung 4-5) ist ein schneller Anstieg der Kühlenergie ab 8:00 Uhr und ein langsamer Abfall ab 16:00 Uhr zu sehen. Obwohl ab 19:00 Uhr keine nennenswerte Einstrahlung durch die Sonne gegeben war, wurde noch immer eine Kühlenergie von ca. 200 Wh/h dem Raum entzogen. Dies ist auf die Speicherung der Energie durch massive Bauteile des Raumes und auf die noch immer hohe Außentemperatur von 29 °C, die in Abbildung 4-3 zu sehen ist, zurückzuführen. Die Arbeitszahl wurde durch Division der Kühlenergie durch die Kompressorenergie berechnet. Sie bewegte sich in einem Bereich zwischen 2,5 und 3,7.

Die für den Betrieb der Kältemaschine relevanten Temperaturen sind in Abbildung 4-6 zu sehen. Dazu zählen unter anderem auch die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreises. Außerdem ist der COP der Kältemaschine dargestellt. Die Quelle stellt bei dieser Betriebsart die durch den nach innen gerichteten Fancoil angesaugte Luft dar. Die Senke ist die durch den Luftkanal angesaugte Außenluft. Die Kondensationstemperatur des Kältekreises wurde über den direkt nach dem Kompressor gemessenen Druck des Kältemittels mit EES (2018) berechnet. Die Verdampfungstemperatur des Kältekreises wurde über den direkt vor dem Kompressor gemessenen Druck des Kältemittels ebenfalls mit EES (2018) berechnet.

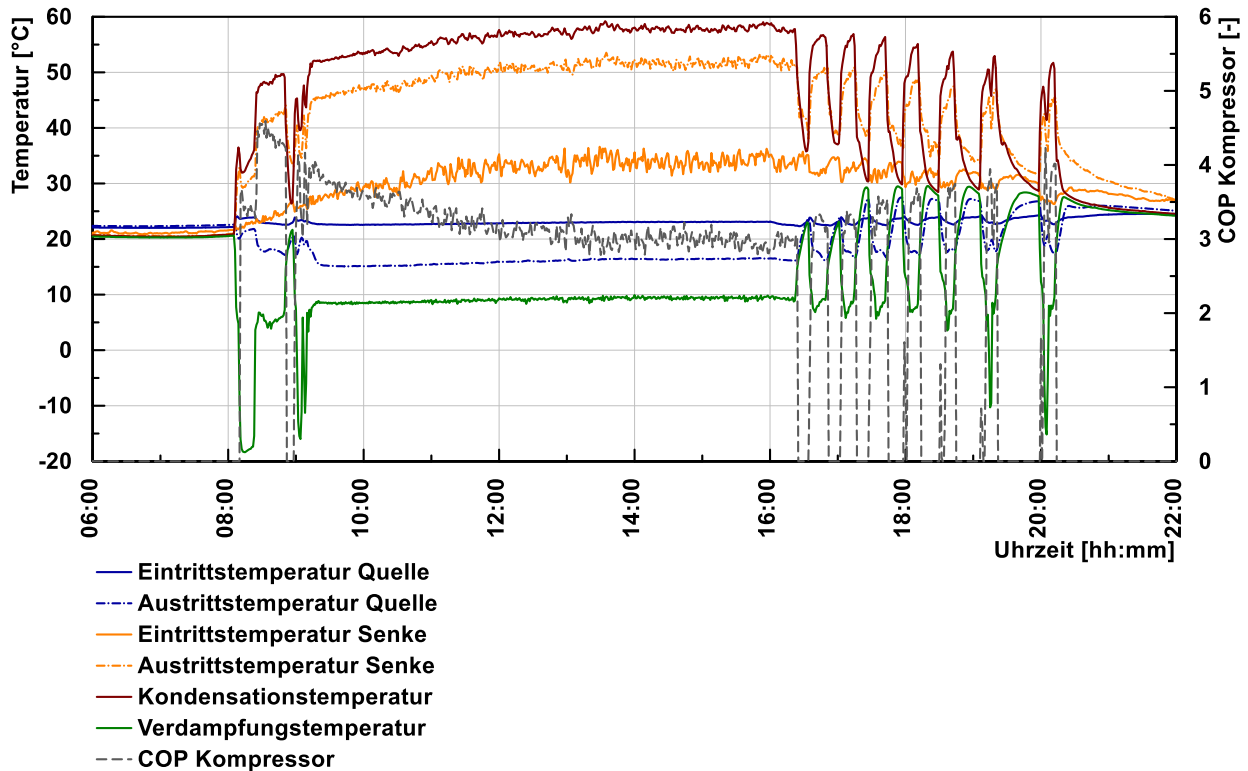


Abbildung 4-6: Verläufe der Temperaturen im Kältekreislauf und des COP am 22.08.2018

Die Quellen-Ein- $T_{Li,i}$ und Austrittstemperatur $T_{Li,o}$ (siehe Abbildung 3-13) war während des Betriebs (siehe Abbildung 4-6) der Kältemaschine annähernd konstant. Die Eintrittstemperatur bewegt sich zwischen 22 °C und 23 °C, die Austrittstemperatur zwischen 15 °C und 16 °C. Die Senken-Eintrittstemperatur (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13) (entspricht etwa der Außenlufttemperatur) durchläuft größere Schwankungen als die Quelltemperatur. Die Senken-Eintrittstemperatur bewegt sich im Betrieb zwischen 22 °C und 36 °C, die Senken-Austrittstemperatur (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13) zwischen 30 °C und 54 °C. Auffällig ist hierbei, dass die Quellen Eintrittstemperatur teilweise deutlich höher ist als die Außenlufttemperatur. Dies kann einerseits darauf zurückzuführen sein, dass sich die Ansaugöffnung des Luftkanals unmittelbar hinter den PV-Paneelen befindet, die durch die Sonneneinstrahlung erhitzt werden und so die dahinterliegende Luft miterhitzt wird. Andererseits kann eine Kurzschlussströmung zwischen Ansaug- und Ausblasöffnung des Luftkanals nicht ausgeschlossen werden. Der Verlauf des COP zeigt einen deutlichen Abfall mit dem Anstieg der Senken Temperatur von 4,5 auf knapp unter 3. Gründe für den Abfall des COP sind einerseits die große Spreizung bei der Senken Temperatur und andererseits der generelle Anstieg der Senken Temperatur.

In Abbildung 4-7 ist zur Veranschaulichung des Prozesses der Kältemaschine das T-h-Diagramm vom 22.08.2018, für über fünf Minuten gemittelte Werte von 14:00 bis 14:05 Uhr, dargestellt.

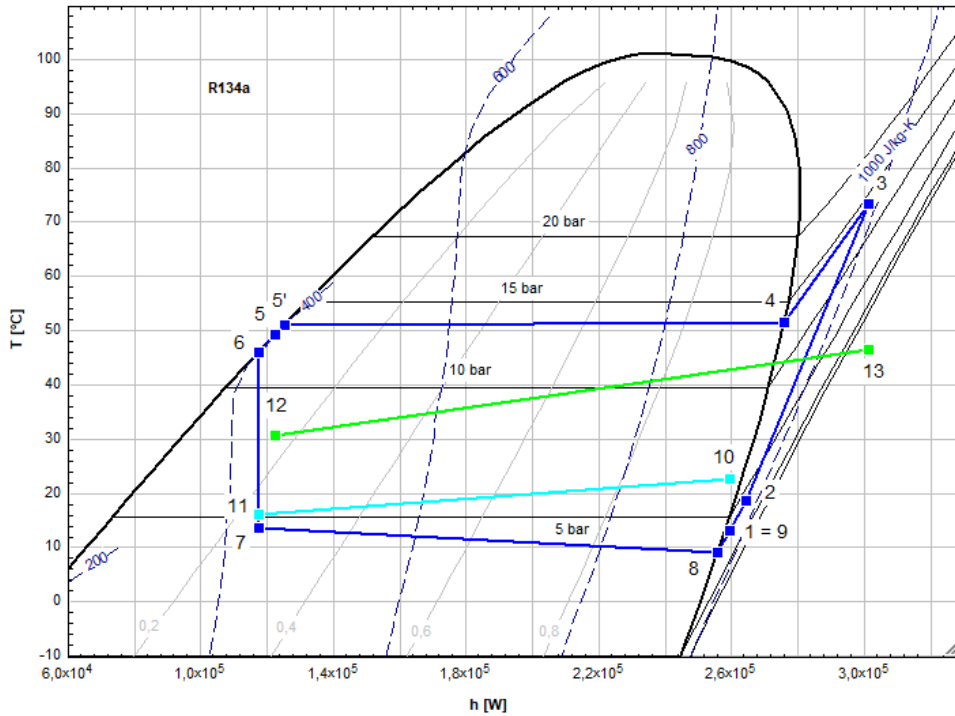


Abbildung 4-7: T-h Diagramm (für Systemkonfiguration Luftkanal und Fancoil innen) 22.08.2018, 14:00 Uhr

Die Berechnung der Punkte 1 bis 9 (Kältemittelkreis) wurden gemäß Schmiedbauer (2018) mit EES (2018) durchgeführt. Die Berechnung dieser Punkte (1 bis 9) können dem Anhang A-1 entnommen werden. Die hellblaue Linie verbindet Luft Eintrittstemperatur $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 10, und Luftaustrittstemperatur $T_{Li,o}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 11, der Luft die durch den inneren Fancoil befördert wird. Die grüne Linie verbindet Luft Eintritt (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 12, und Luftaustrittstemperatur (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 13, der Luft die durch den Luftkanal befördert wird. Um die Druckverluste im Verdampfer und Kondensator sichtbar zu machen, wurden die in Glg. (4.12) gezeigten Annahmen getroffen.

$$\begin{aligned}
 p_{r4} &= p_{r3} \\
 x_4 &= 1 \\
 p_{r5'} &= p_{r5} = p_{r6} \\
 x_8 &= 1 \\
 p_{r8} &= p_{r1} = p_{r2}
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

Auffälligkeiten bei der Betrachtung der Abbildung 4-7 lassen sich am Druckgefälle von Punkt 7 bis zu Punkt 8 erkennen. Der Druckverlust fällt, zwischen diesen Punkten (Verdampferseite) im Vergleich zum Druckverlust zwischen Punkt 4 und 5' (Kondensatorseite), höher aus. Gründe dafür können laut Schmiedbauer (2018) eine Verringerung des Rohrquerschnitts an einer Stelle durch Lötzinntropfen, zu klein dimensionierte Rohrdurchmesser oder der überdimensionierte Kompressor sein. Die Temperaturdifferenz zwischen Luft Eintritt (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10}) und Luftaustritt (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5}) ist mit knapp 18 K relativ hoch was durch eine Erhöhung des Volumenstroms durch den Luftkanal verringert werden könnte. Dadurch würde sich die

Kondensationstemperatur verringern, was in weiterer Folge zu einer Verbesserung des COP führen könnte.

Eine weitere detaillierte Auswertung und Betrachtung der Messergebnisse wurde für den 05.09.2018 durchgeführt. Die Diagramme und Interpretationen dazu können dem Anhang A-4 entnommen werden.

4.2.2 Fancoil außen und Fancoil innen

In diesem Unterkapitel werden die Messergebnisse für die Systemkonfiguration mit dem äußeren Fancoil als Wärmesenke und dem inneren Fancoil als Wärmequelle (siehe Abbildung 3-1) dargestellt und interpretiert.

Messperiode 16.08.-18.08.2018

In der Messperiode von 16.08. bis 18.08.2018 waren die oberen PV-Paneele aufgestellt (siehe Abbildung 3-5). Der äußere Fancoil war in dieser Messperiode auf die höchste von fünf Stufen eingestellt, dies entspricht einem Leistungsbezug von ca. 63 W (laut Messung). Der stufenlos regelbare innere Fancoil wurde ebenfalls mit maximaler Leistung betrieben, dies entspricht einem Leistungsbezug von ca. 17 W (laut Messung). Die Berechnung der Kälteleistung der Kältemaschine, die mit EES (2018) erfolgte, ist mit großen Unsicherheiten (vgl. Kapitel 4.1) behaftet. Grund dafür ist, dass der Luftmassenstrom der Fancoil Ventilatoren nicht gemessen werden konnte, sondern Herstellerangaben (Walter-Roller GmbH, 2018) verwendet werden mussten.

Aus den Angaben in Tabelle 4-11 ist ersichtlich, dass die Drehzahl des Kompressors ein Maximum von 2332 1/min erreichte. Unter Berücksichtigung der Abbildung 4-9 ist am Leistungsbezug der Kältemaschine zu erkennen, dass diese (von 2000 auf 2332 1/min) Erhöhung der Drehzahl am 16.08. um ca. 10:00 Uhr erfolgte. An jedem anderen Tag dieser Messperiode blieb die Drehzahl des Kompressors, sofern dieser in Betrieb war, auf der Minimaldrehzahl.

Tabelle 4-11: Daten der Systemkomponenten für die Messperiode vom 16.08. bis 18.08.2018

	Drehzahl (1/min)		mittlerer Luftvolumenstrom	Bemerkung
	Min.	Max.		
Kompressor	2000	2332		
innerer Fancoil		-	300 m³/h	laut Herstellerangaben
äußerer Fancoil		-	500 m³/h	laut Herstellerangaben

In Abbildung 4-8 ist der Verlauf der Außentemperatur, der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West), tür- (nördlich) und fensterseitig (südlich), der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost), tür- (nördlich) und fensterseitig (südlich), der Regeltemperatur T_{Innen} sowie die Ein- und Ausschaltgrenze für die Regelung (vgl. Kapitel 3.3) dargestellt.

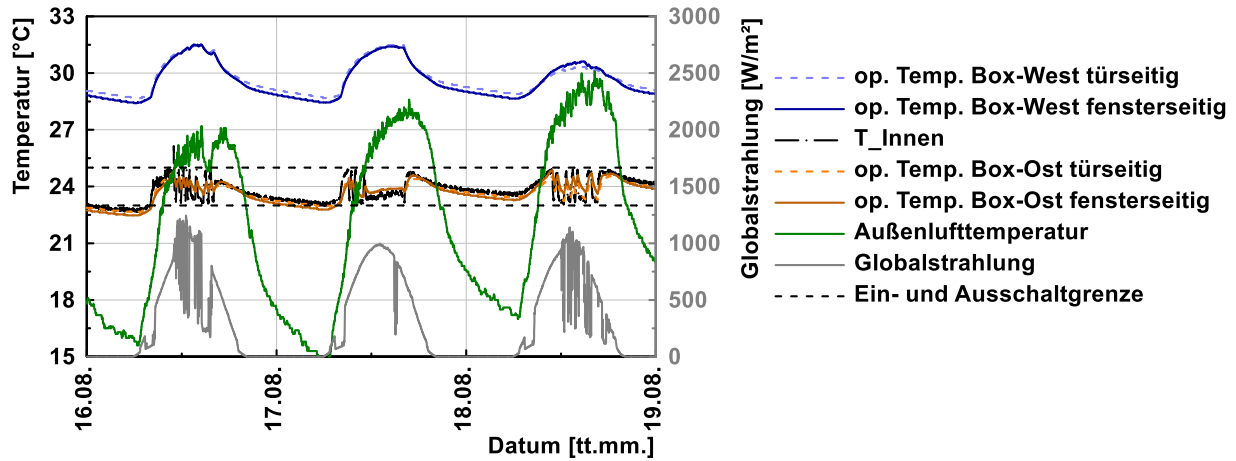


Abbildung 4-8: Verlauf der Temperaturen inner- und außerhalb der Testräume von 16.08. bis 18.08.2018

Die operative Temperatur des Referenzraumes (siehe Abbildung 4-8) bewegte sich während der Messperiode zwischen ca. 27 °C und 33 °C. Die Außenlufttemperatur erreichte ein Maximum von 30 °C und die Globalstrahlung von 1200 W/m². Die operative Temperatur des gekühlten Raumes hat in dem betrachteten Zeitraum (die zur Regelung genutzte Einschaltgrenze) die Temperatur von 25 °C zu keinem Zeitpunkt während der Messperiode überschritten. Es sind wieder die zuvor schon in Kapitel 4.2.1 beschriebenen Schwankungen zu erkennen, die auf den Ein- und Ausschaltbetrieb der Kältemaschine hindeuten.

In der nachstehenden Abbildung 4-9 sind im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele in Watt und der Globalstrahlung in Watt pro Quadratmeter zu sehen. Dem unteren Diagramm ist die von der Kältemaschine benötigte Leistung und die Spannung der Batterien zu entnehmen.

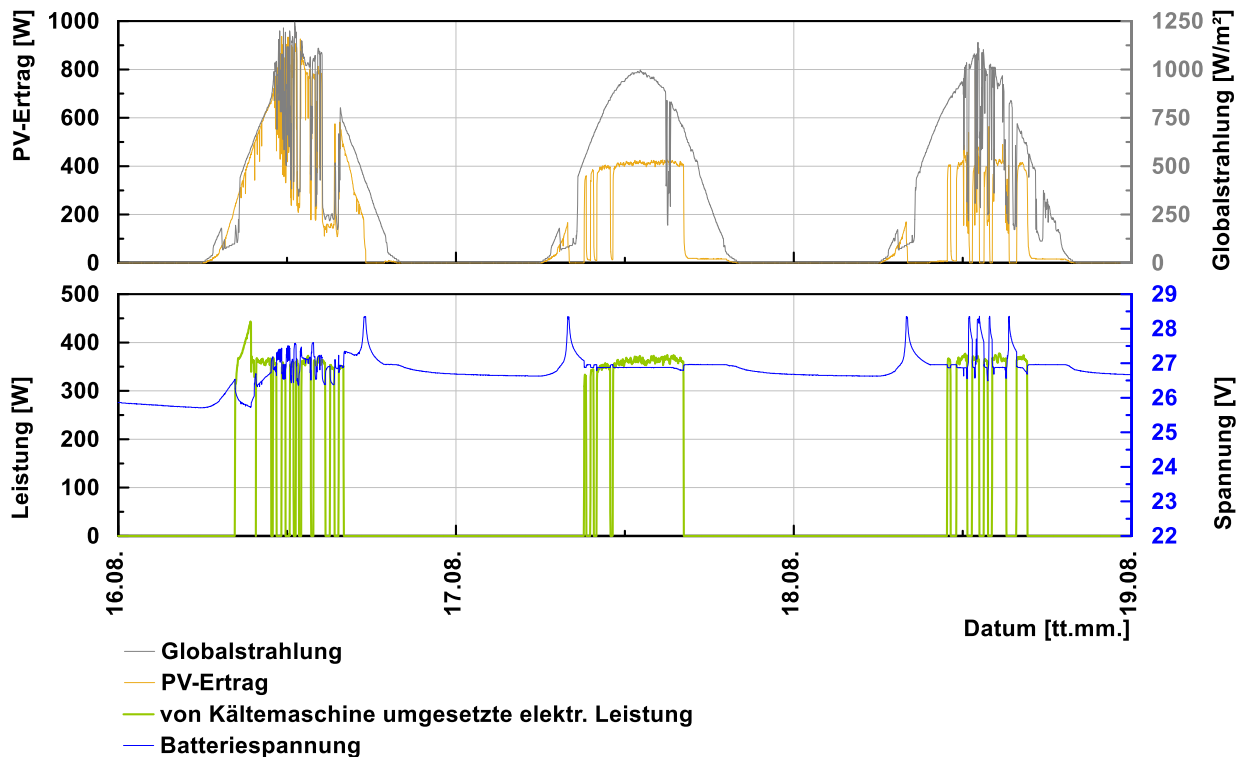


Abbildung 4-9: Verlauf von Globalstrahlung, PV-Ertrag, elektrische Kältemaschinenleistung und Batteriespannung 16.08.-18.08.2018

Der Verlauf der Globalstrahlung (siehe Abbildung 4-9) lässt auf einen relativ wolkenlosen Tag am 17.08.2018 schließen. Die Wetterlage am 16.08. und 18.08.2018 war vermutlich durch starken Wolkenüberzug geprägt, zu erkennen an den starken Schwankungen der Globalstrahlung. Am Verlauf der Batteriespannung im unteren Diagramm der Abbildung kann abgelesen werden, dass diese während der Messperiode nicht bis auf den Tiefenentladungsschutz von 24 V fiel. Die Leistungsaufnahme der Kältemaschine bewegte sich in dieser Zeitspanne meist um die 380 W sofern diese in Betrieb war.

Abbildung 4-10 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine sowie den Stromverbrauch des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kühlenergie der Kältemaschine pro Tag sowie die täglichen Arbeitszahlen der Kältemaschine samt Peripherie für jeden Tag im Zeitraum vom 16.08. bis 18.08.2018. Außerdem sind die Tagesmittelwerte der Außenlufttemperatur, der operativen Raumtemperatur des östlichen Testraumes sowie des westlichen Referenzraumes dargestellt.

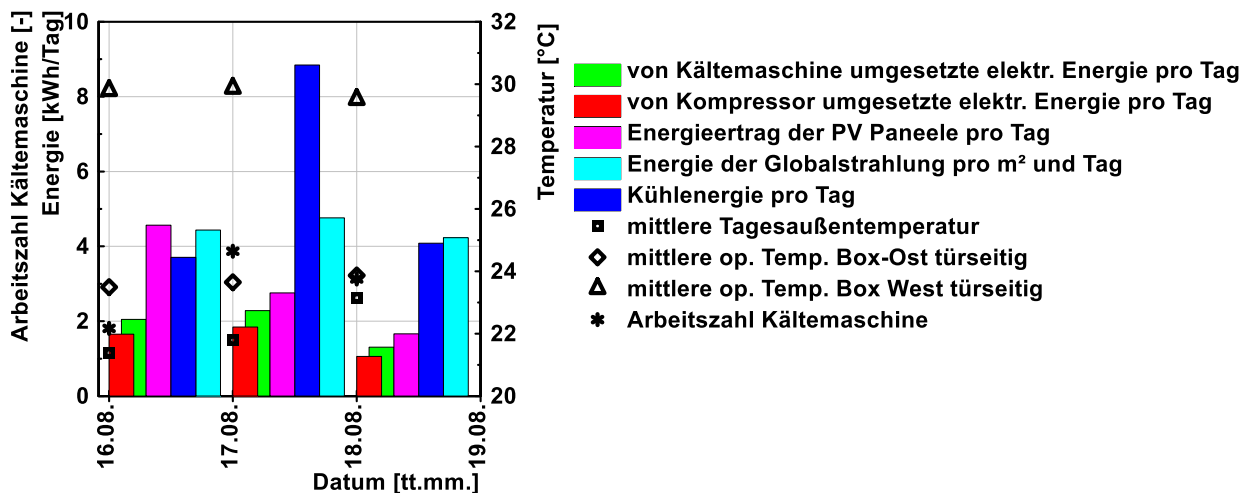


Abbildung 4-10: Arbeitszahl, Energien (Ertrag, Verbrauch) und Tagesmittelwerte der Temperaturen der Testräume und Außenluft von 16.08. bis 18.08.2018

Wie in Abbildung 4-10 zu erkennen ist, war die Kälteleistung am 17.08. mehr als doppelt so hoch als am 18.08. Obwohl die mittlere Außenlufttemperatur am 17.08. und 18.08. auf einem ähnlichen Niveau (ca. 23 °C) war, war am 18.08. trotzdem deutlich weniger Kälteleistung nötig um die operative Temperatur des gekühlten Raumes unter 25 °C zu halten. Erklären lässt sich dies einerseits durch die am 18.08. etwas geringer ausgefallene Globalstrahlung und andererseits, dass dieser Tag ein Samstag war an dem sowohl die inneren Wärmelasten als auch die Raumlüftung (vgl. Kapitel 3.1) ganztägig deaktiviert war. Der COP erreichte einen Wert von 3,8, doch dieser ist, wie bereits erläutert, aufgrund der Berechnung der Kälteleistung mittels Herstellerangaben für den luftseitigen Volumenstrom mit großen Unsicherheiten behaftet.

Messperiode 17.08.2018, 0:00 bis 24:00 Uhr

In Abbildung 4-11 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum, der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im gekühlten Raum, der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße T_{Innen} am 17.08.2018 dargestellt. Außerdem ist die Ansteuerfrequenz (in Hz) für die Drehzahlregelung des

Kompressors (vgl. Kapitel 3.3) dargestellt, über die, vorausgesetzt es findet ein Leistungsbezug (siehe Abbildung 4-12) der Kältemaschine statt (andernfalls ist kein Betrieb des Kompressors möglich), mit dem Zusammenhang von Ansteuerfrequenz und Drehzahl, zu sehen in Abbildung 3-17, auf die Drehzahl geschlossen werden kann.

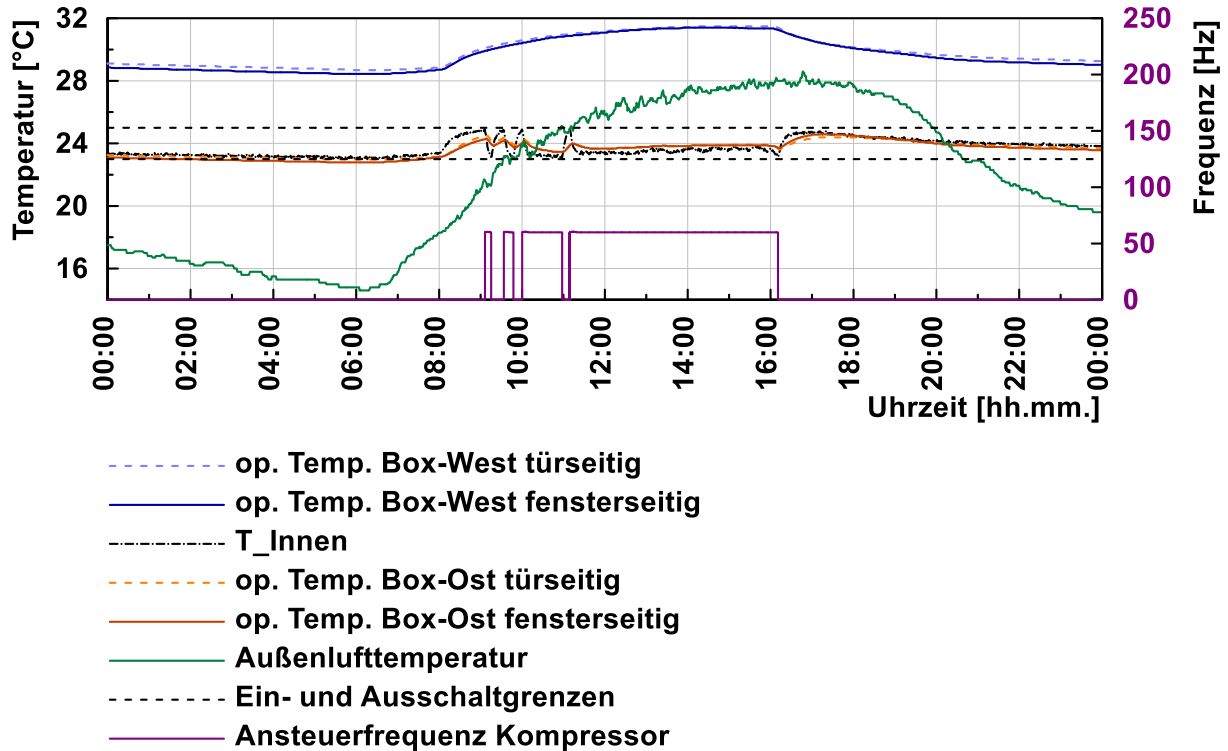


Abbildung 4-11: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume am 17.08.2018

Die operative Temperatur des Referenzraumes stieg, wie in Abbildung 4-11 zu erkennen, ab 8:00 Uhr stark an und fiel ab 16:00 Uhr wieder ab. Sie bewegte sich zwischen 28 °C und 32 °C. Die operative Temperatur des gekühlten Raumes konnte durch die Kühlung der Kältemaschine unter der eingestellten Einschaltgrenze von 25 °C gehalten werden. Die Schwankungen der operativen Raumtemperatur im gekühlten Raum wurden durch das Ein- und Ausschalten der Kältemaschine hervorgerufen. Ausschlaggebend für das Ein- und Ausschalten war die Regelgröße T_{Innen} (vgl. Kapitel 3.3).

In der nachstehenden Abbildung 4-12 ist im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele („PV-Ertrag“ in W) und die Globalstrahlung in W/m² zu sehen. Dem unteren Diagramm ist die durch die Kältemaschine aufgenommene Leistung (in W) und die Spannung der Batterien (in V) zu entnehmen.

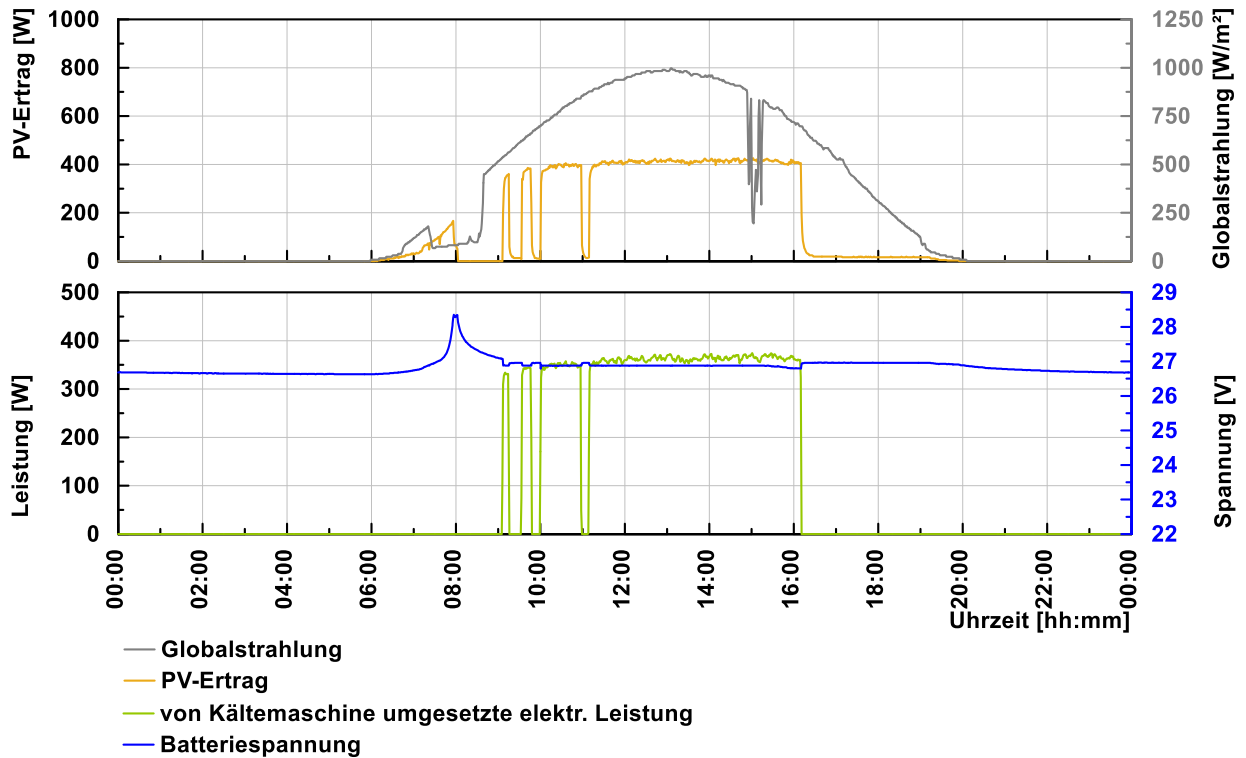


Abbildung 4-12: Verlauf von Globalstrahlung, PV-Ertrag, elektrische Kältemaschinenleistung und Batteriespannung am 17.08.2018

Anhand des Verlaufs der Globalstrahlung, zu sehen in Abbildung 4-12, kann auf einen relativ wolkenlosen Tag zurückgeschlossen werden. Nur von 15:00 bis 15:30 Uhr ist ein Ausschlag des Verlaufs der Globalstrahlung nach unten zu sehen, was auf einen Wolkenüberzug hindeutet. Der PV-Ertrag wird bestimmt durch die eingestrahlte solare Strahlung, die benötigte Leistung der Kältemaschine und den Ladezustand der Batterien. Um ca. 6:00 Uhr begannen die PV-Paneele Leistung zu liefern. Die Kältemaschine war zu diesem Zeitpunkt regelungsbedingt (vgl. Kapitel 3.3) noch nicht in Betrieb, daher wurde der vollständige Ertrag zum Laden der Batterien genutzt. Um 8:00 Uhr waren die Batterien vollständig geladen und der Ertrag, der durch die PV-Paneele möglich gewesen wäre, konnte nicht genutzt werden. Um 9:00 Uhr ging die Kältemaschine zum ersten Mal an diesem Tag in Betrieb. Da der Ertrag der PV-Paneele ausreichte um die Kältemaschine zu versorgen, musste kein Strom aus den Batterien bezogen werden. Die PV-Paneele lieferten zu 100 % den benötigten Strom zum Betrieb der Kältemaschine plus der Systemverluste (vgl. Kapitel 3.1.3). Auch während des kurzen Wolkenüberzugs von 15:00 bis 15:30 Uhr reichte der Ertrag durch die PV-Paneele aus und es musste keine zusätzliche Leistung aus den Batterien bezogen werden.

Abbildung 4-13 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine sowie den Stromverbrauch des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kühlenergie der Kältemaschine pro Stunde sowie die stündlichen Arbeitszahlen, errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde, am 17.08.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse und die stündlichen Arbeitszahlen auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

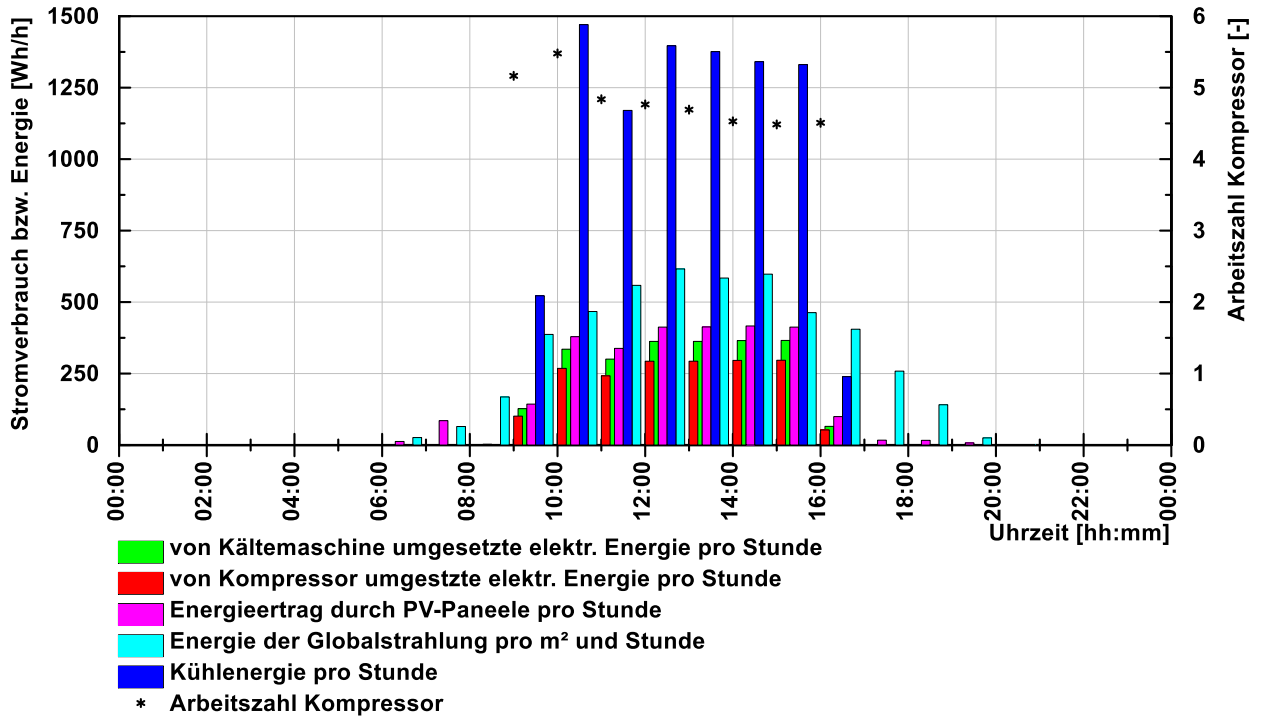


Abbildung 4-13: Arbeitszahl und Energien (Ertrag, Verbrauch) am 17.08.2018

Die Arbeitszahl des Kompressors liegt, wie in Abbildung 4-13 zu sehen, zumeist über 4,5. Dieser Wert ist, im Vergleich mit den Systemkonfigurationen bei denen die Massendurchsätze (Luft als auch Wasser) an den Wärmetauschern gemessen werden konnten, relativ hoch. Dies lässt die Vermutung zu, dass die Herstellerangaben für den Luftvolumenumsatz des inneren Fancoils den tatsächlichen Volumenumsatz übersteigen und die Berechnungen daher eine größere Kälteleistung ergeben, als tatsächlich durch die Kältemaschine erreicht wurde (vgl. Kapitel 4.1.1).

Die für den Betrieb der Kältemaschine relevanten Temperaturen sind in Abbildung 4-14 zu sehen. Dazu zählen die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreises. Außerdem ist der COP der Kältemaschine dargestellt. Die Quelle stellt bei dieser Betriebsart die durch den inneren Fancoil bewegte Raumluft dar. Die Senke ist die durch den nach außen gerichteten Fancoil angesaugte Außenluft. Die Kondensationstemperatur und Verdampfungstemperatur wurden wie in Kapitel 4.2.1 erläutert ermittelt. Zusätzlich wird in dem abgebildeten Diagramm die gemittelte Temperatur der Sensoren am Messgitter vor und nach dem im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher dargestellt.

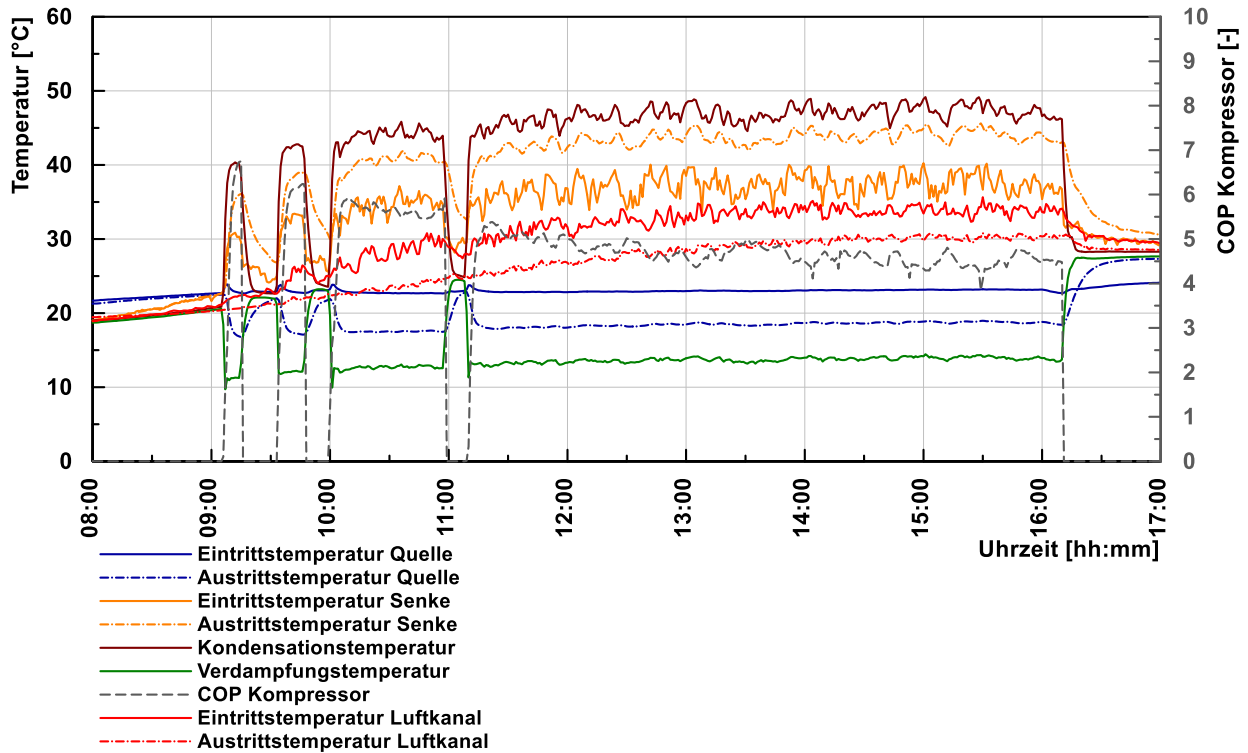


Abbildung 4-14: Verläufe der Temperaturen im Kältekreislauf und Verlauf des COP am 17.08.2018

Wie in der Abbildung 4-14 zu erkennen ist, war die Senken-Eintrittstemperatur mit meist über 35 °C höher als die Außentemperatur (siehe Abbildung 4-11) an diesem Tag. Die Gründe dafür wurden bereits in Kapitel 4.2.1 geklärt. Die Temperaturdifferenz zwischen Senken Aus- $T_{La,o}$ und Eintrittstemperatur $T_{La,i}$ (siehe Abbildung 3-13) betrug weniger als 10 K. Quellenseitig betrug die Temperaturdifferenz zwischen Luftein- $T_{Li,i}$ und Luftaustritt $T_{Li,o}$ (siehe Abbildung 3-13) ca. 4 K. Auffälligkeiten zeigen sich bei der Betrachtung der Temperaturen des Messgitters vor („Eintrittstemperatur Luftkanal“; Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13) und nach („Austrittstemperatur Luftkanal“; Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13) dem im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher der bei dieser Systemkonfiguration nicht in Betrieb ist. Generell sollte der Verlauf dieser Temperaturen an beiden Stellen, also vor („Eintrittstemperatur Luftkanal“) und nach („Austrittstemperatur Luftkanal“) dem Lamellenwärmetauscher derselbe sein und die Außenlufttemperatur nicht stark übersteigen. Zu sehen ist aber eine deutlich höhere Temperatur am Messgitter (T_{L6} bis T_{L10}) das sich vor dem Lamellenwärmetauscher befindet, im Vergleich zu dem, das sich dahinter (T_{L1} bis T_{L5}) befindet. Außerdem ist ein deutliches Ansteigen dieser Temperatur („Eintrittstemperatur Luftkanal“) beim Einschalten und ein Absinken beim Ausschalten der Kältemaschine zu sehen. Diese Vorgänge deuten auf einen möglichen Wärmeaustausch mit der Außenluft über den Lamellenwärmetauscher im Luftkanal hin, der bei dieser Betriebsart aber nicht in Betrieb ist, weshalb kein Wärmetausch stattfinden sollte. Für den Kältemaschinenkreislauf könnte dies eine Verminderung der Kälteleistung bedeuten. Die Veränderung der Temperatur am Messgitter des Luftkanals fällt aber nur gering aus und hauptsächlich in den Ein- und Ausschaltphasen. Deshalb könnte davon ausgegangen werden, dass dies nur Effekte, aufgrund von Kältemittelmassenströmen beim Ein- und Ausschalten des Kompressors sind, die keinen wesentlichen Einfluss auf den Kältekreislauf während des dauerhaften Betriebs haben.

In Abbildung 4-15 ist zur Veranschaulichung des Prozesses der Kältemaschine das T-h-Diagramm vom 17.08.2018, für über fünf Minuten gemittelte Werte von 14:00 bis 14:05 Uhr, dargestellt.

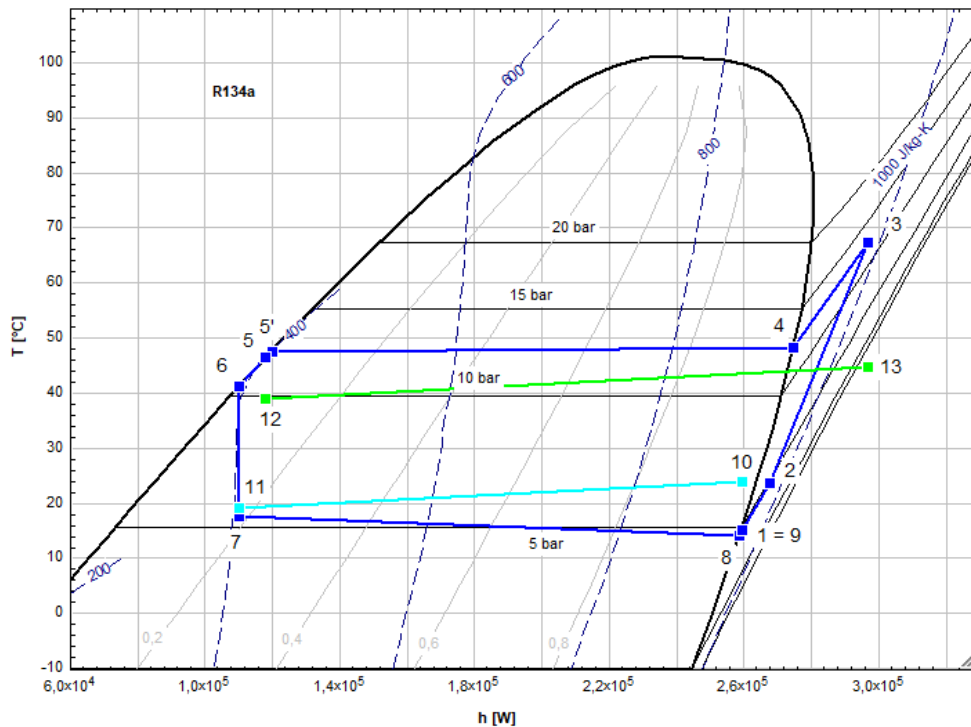


Abbildung 4-15: T-h-Diagramm (für Systemkonfiguration äußeren und inneren Fancoil) 17.08.2018, 14:00 Uhr

Die Berechnung der Punkte 1 bis 9 (Kältemittelkreis) wurden gemäß Schmiedbauer (2018) mit EES (2018) durchgeführt. Die Berechnung dieser Punkte (1 bis 9) können dem Anhang A-1 entnommen werden. Die hellblaue Linie verbindet Ein- $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 10, und Austrittstemperatur $T_{Li,o}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 11, der Luft die durch den inneren Fancoil befördert wird. Die grüne Linie verbindet Ein- $T_{La,i}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 12, und Austrittstemperatur $T_{La,o}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 13, der Luft die durch den äußeren Fancoil befördert wird. Um die Druckverluste im Verdampfer und Kondensator sichtbar zu machen, wurden die in Glg. (4.12) gezeigten Annahmen getroffen.

Die Temperaturdifferenz (siehe Abbildung 4-15) zwischen Ein- $T_{La,i}$ und Austritt $T_{La,o}$ der Luft fiel bei dieser Systemkonfiguration (äußerer und innerer Fancoil), in diesem Zeitraum, am äußeren Fancoil (Wärmesenke) geringer aus als die Temperaturdifferenz zwischen Ein- (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13) und Austritt (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13) der Luft am Luftkanal. Die Temperatur des Kältemittels am Austritt des Kompressors T_{r3} ist mit ca. 68 °C geringer als bei der Systemkonfiguration Luftkanal und Fancoil innen (ca. 76 °C) zu sehen in Abbildung 4-7. Auffällig ist der höhere Druckverlust an der Verdampferseite im Vergleich zur Kondensatorseite. Die möglichen Gründe dafür wurden bereits in Kapitel 4.2.1 geklärt.

4.2.3 Luftkanal und Wasserkreislauf

In diesem Unterkapitel werden Messergebnisse für die Systemkonfiguration der Kältemaschine mit dem im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher als Wärmesenke und dem Wasserkreislauf als Wärmequelle (siehe Abbildung 3-1) ausgewertet und interpretiert.

Messperiode 15.7.-17.07.2018

In der Messperiode von 15.07. bis 17.07.2018 waren die oberen PV-Paneele aufgestellt (siehe Abbildung 3-5). Der Lüfter des Luftkanals, der in sieben Stufen regelbar ist, war auf Stufe 7 eingestellt. Dies entspricht einem Leistungsbezug von ca. 140 W (laut Messung). Die im Wasserkreislauf eingebaute Pumpe ist stufenlos regelbar und wurde auf eine Förderhöhe von 4,7 m eingestellt. Die Pumpe bezog dabei eine Leistung von ca. 25 W (laut Digital-Anzeige der Pumpe).

Aus den Angaben in Tabelle 4-12 ist ersichtlich, dass die Drehzahl des Kompressors während der gesamten Messperiode, sofern die Kältemaschine in Betrieb war, auf der Minimaldrehzahl von 2000 1/min blieb.

Tabelle 4-12: Daten der Systemkomponenten für die Messperiode vom 15.07. bis 17.07.2018

	Drehzahl (1/min)		Volumenstrom	Bemerkung
	Min.	Max.		
Kompressor	2000	-		blieb auf Minimaldrehzahl
Luftkanal			400 m³/h	aus Messung
Wasserkreislauf			4,8 l/min	aus Messung

In Abbildung 4-16 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum, der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im gekühlten Raum, der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße T_{Innen} (vgl. Kapitel 3.3) über den Zeitraum vom 15.07.2018 ab 0:00 Uhr bis zum 17.07.2018 24:00 Uhr dargestellt. Die Kältemaschine war am 15.07.2018 nicht in Betrieb, am 16.07.2018 wurde sie bis 16:40 Uhr über die PV-Paneele gespeist und danach über das Netz. Aus diesem Grund muss für diese Messperiode der Aspekt der Autarkie außer Acht gelassen werden.

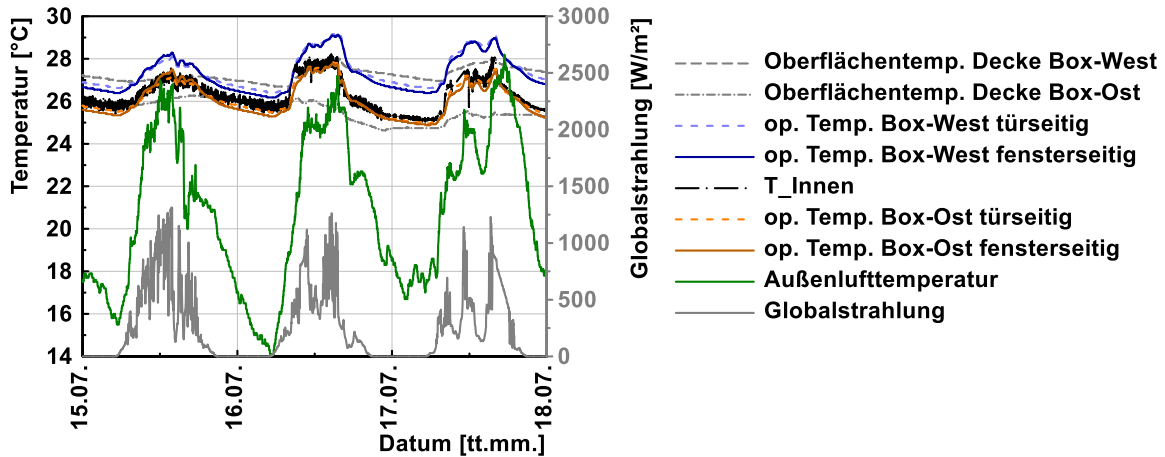


Abbildung 4-16: Verläufe der Temperaturen inner- und außerhalb der Testräume und der Globalstrahlung von 15.07. bis 17.07.2018

Die operative Temperatur des Referenzraumes war zu Beginn der Messperiode mit 27 °C um 1 K höher als die operative Temperatur des gekühlten Raumes. Zum Ende der Messperiode war die operative Temperatur des gekühlten Raumes mit 24,8 °C um 1,5 K niedriger als die des Referenzraumes. Der Verlauf der Globalstrahlung zeigt während dieser Messperiode sehr viele Zacken, was auf viel Wolkenüberzug schließen lässt. Die Außentemperatur erreichte ein Maximum von 28,2 °C und die Globalstrahlung ein Maximum von 1300 W/m².

In der nachstehenden Abbildung 4-17 sind im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele in W und der Globalstrahlung in W/m² zu sehen. Dem unteren Diagramm ist die von der Kältemaschine aufgenommene Leistung und die Spannung der Batterien zu entnehmen.

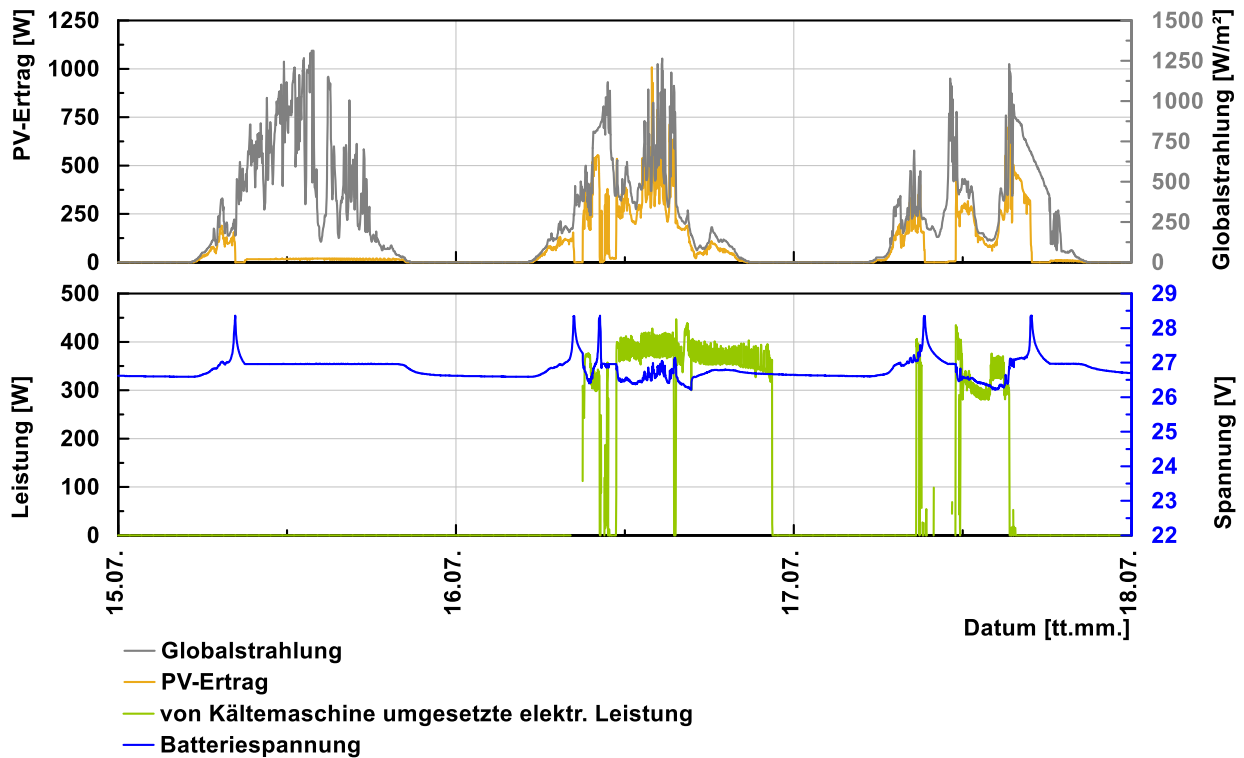


Abbildung 4-17: Verlauf von Globalstrahlung, PV-Ertrag, elektrische Kältemaschinenleistung und Batteriespannung von 15.07. bis 17.07.2018

Während der gesamten Messperiode war die Wetterlage, wie am Verlauf der Globalstrahlung in Abbildung 4-17 zu erkennen ist, von einem starken Wolkenüberzug geprägt. Zwischen 08:10 und 9:00 Uhr am 16.07.2018 kam es zu einem Ausfall der Messdatenaufzeichnung für T_{Innen} sowie die elektrische Kältemaschinenleistung. Aufgrund des Verlaufs kann aber davon ausgegangen werden, dass die Kältemaschine erst ab kurz vor 9:00 Uhr in Betrieb ging.

Abbildung 4-18 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine sowie den Stromverbrauch des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kühlenergie der Kältemaschine pro Tag sowie die täglichen Arbeitszahlen der gesamten Kältemaschine für jeden Tag im Zeitraum vom 15.07. bis 17.07.2018. Außerdem sind die Tagesmittelwerte der Außenlufttemperatur, der operativen Raumtemperatur des östlichen Testraumes sowie des westlichen Referenzraumes dargestellt.

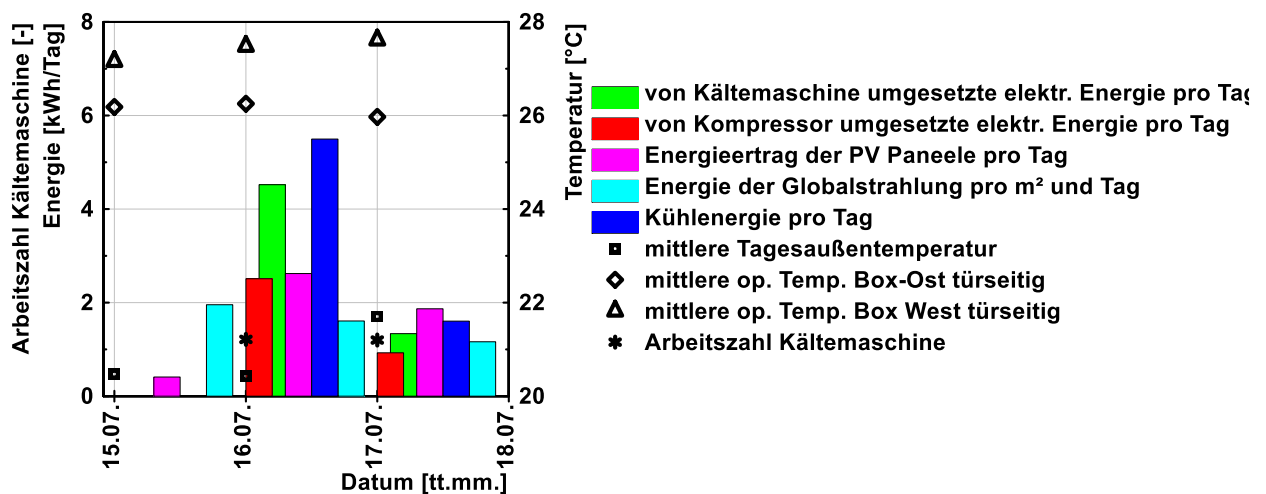


Abbildung 4-18: Arbeitszahl, Energien (Ertrag, Verbrauch) und Tagesmittelwerte der Temperaturen der Testräume und Außenluft von 15.07.-17.07.2018

Bei der Betrachtung des Stromverbrauchs der gesamten Kältemaschine (siehe Abbildung 4-18), im Vergleich zum Stromverbrauch des Kompressors fällt auf, dass der der Kältemaschine deutlich höher war als bei anderen Betriebsarten. Am 16.07.2018 benötigte der Kompressor 56 % der von der gesamten Kältemaschine bezogenen elektrischen Energie. Dies ist auf den hohen Stromverbrauch des Ventilators im Luftkanal zurückzuführen, der in diesem Zeitraum auf der höchsten Stufe betrieben wurde. Am 17.07.2018 wurde der Ventilator des Luftkanals auf Stufe 5 eingestellt wodurch die Leistungsaufnahme geringer ausfiel und der Anteil, der durch den Kompressor benötigten Energie, zur von der gesamten Kältemaschine benötigten Energie, auf knapp 70 % anstieg. Begründet ist der hohe Energieverbrauch des Ventilators im Luftkanal durch den hohen Druckverlust durch die im Luftkanal verbaute Messtechnik.

Messperiode 16.07.2018, 0:00 bis 24:00 Uhr

In Abbildung 4-19 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum, der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im gekühlten Raum, der Außenlufttemperatur sowie der Verlauf der Regelgröße T_{Innen} am 16.07.2018 dargestellt. Außerdem ist die Ansteuerfrequenz (in Hz) für die Drehzahlregelung des Kompressors (vgl. Kapitel 3.3) dargestellt, über die, vorausgesetzt es findet ein Leistungsbezug (siehe Abbildung

4-20) der Kältemaschine statt (andernfalls ist kein Betrieb des Kompressors möglich), mit dem Zusammenhang von Ansteuerfrequenz und Drehzahl, zu sehen in Abbildung 3-17, auf die Drehzahl geschlossen werden kann.

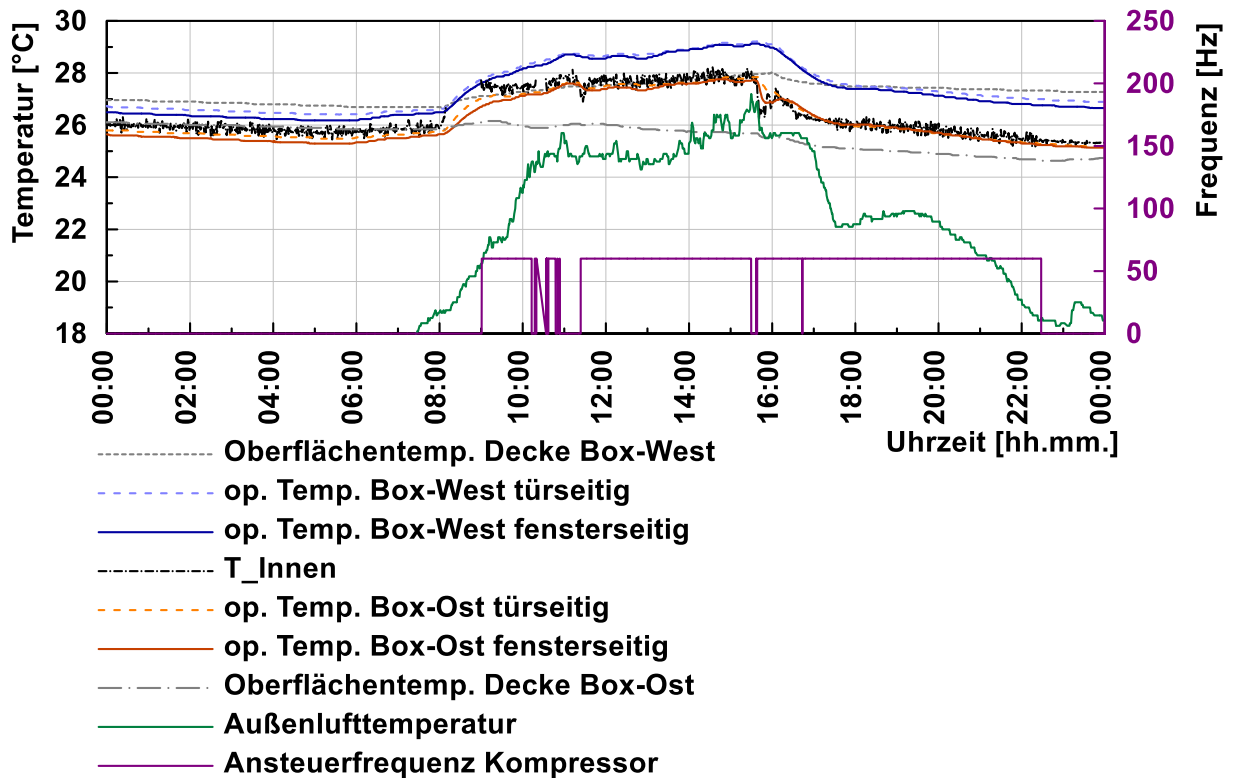


Abbildung 4-19: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume am 16.07.2018

Die Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum stieg zwischen 8:00 und 16:00 Uhr von 26,7 °C auf 28 °C. In diesem Zeitraum wurde die Oberflächentemperatur der Decke im gekühlten Raum von 26,2 °C auf 25,5 °C abgesenkt. Danach fallen beide Temperaturen aufgrund der sinkenden Außentemperatur und Globalstrahlung. Die Temperatur der Decke im Referenzraum fällt zunächst bis 17:00 Uhr um ca. 0,5 K ab und danach mit ca. 0,1 K/h. Im gekühlten Raum fällt die Deckentemperatur mit ca. 0,3 K/h ab bis sie um 22:50 wieder zu steigen beginnt.

In der nachstehenden Abbildung 4-20 ist im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele („PV-Ertrag“ in W) und der Globalstrahlung in W/m² zu sehen. Dem unteren Diagramm ist die von der Kältemaschine aufgenommene Leistung (in W) und die Spannung der Batterien (in V) zu entnehmen.

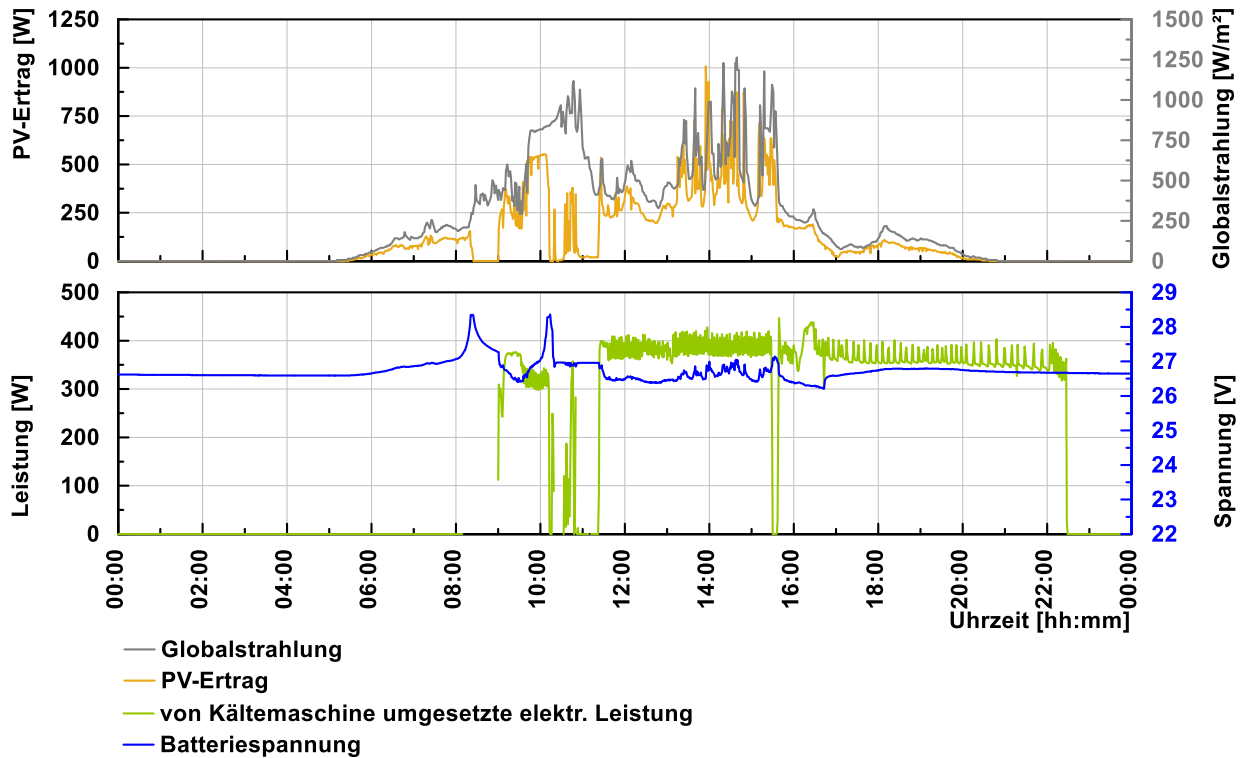


Abbildung 4-20: Verlauf von Globalstrahlung, PV-Ertrag, elektrischer Kältemaschinenleistung und Batteriespannung am 16.07.2018

Bei der ersten Aktivierung der Kältemaschine um ca. 9:00 Uhr (siehe Abbildung 4-20) waren die Batterien vollständig geladen. Obwohl die Sonne oft verdeckt war, reichte der Ertrag der PV-Paneele, unter Zuhilfenahme der in den Batterien gespeicherten Energie, zur Versorgung der Kältemaschine aus. Ab 16:40 Uhr wurde die Energieversorgung der Kältemaschine von den PV-Paneelen auf das Stromnetz umgestellt, um einen längeren Betrieb der Kältemaschine zu gewährleisten und damit die Funktion dieser Systemkonfiguration zu überprüfen. Erkennbar ist dies auch durch den Verlauf der Batteriespannung ab diesem Zeitpunkt, der nur aufgrund der Versorgung der internen Messdatenaufzeichnung ab ca. 18:00 Uhr leicht abfällt. Die von der Kältemaschine bezogene Leistung, betrug während des Betriebs im Mittel 380 W. Sie unterlag größeren Schwankungen von bis zu 40 W. Die PV-Paneele setzten fast die gesamte Strahlung, unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Paneele, in elektrische Energie um. Nur im Zeitraum von 10:00 bis 11:20 Uhr wurde nicht die gesamte Strahlung umgesetzt. Begründet durch die vollgeladenen Batterien und der nicht in Betrieb befindlichen Kältemaschine.

Abbildung 4-21 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine sowie den Stromverbrauch des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kühlenergie der Kältemaschine pro Stunde sowie die stündlichen Arbeitszahlen errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde am 16.07.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse und die stündlichen Arbeitszahlen auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

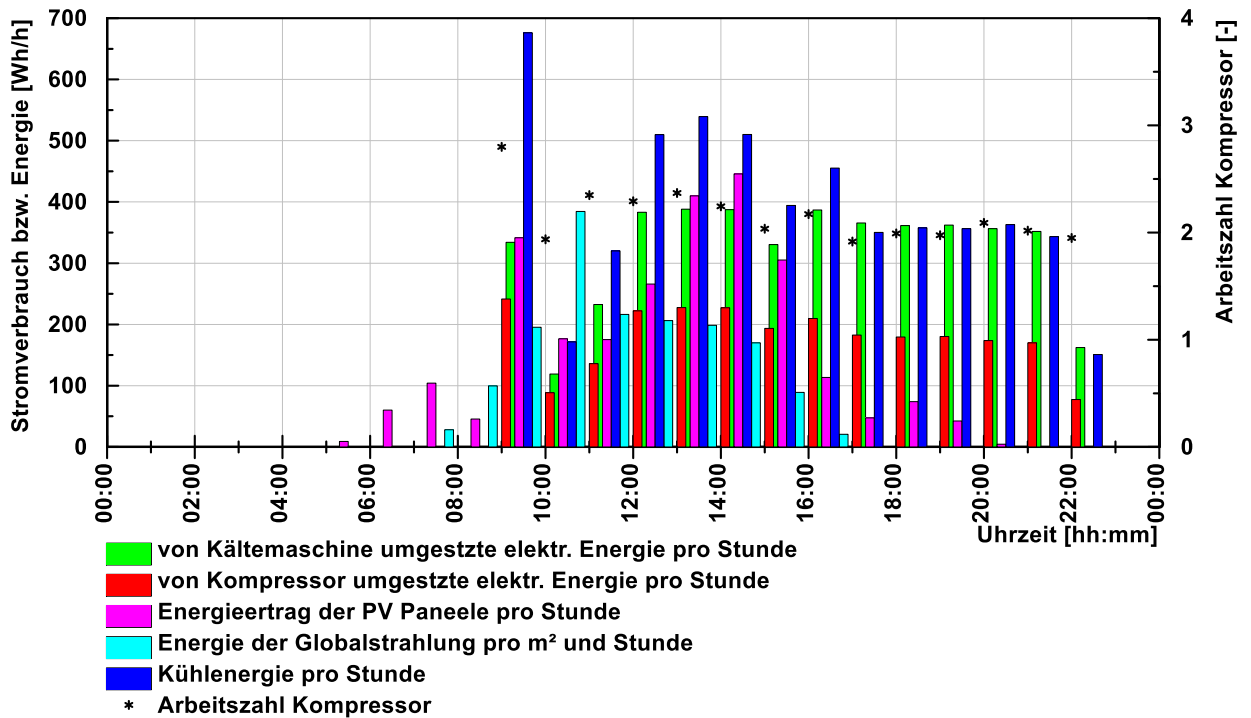


Abbildung 4-21: Arbeitszahl und Energien (Ertrag, Verbrauch) am 16.07.2018

In Abbildung 4-21 ist zu erkennen, dass die durch die Kältemaschine benötigte elektrische Energie, die Kühlenergie teilweise übersteigt oder knapp darunterliegt. Nur zwischen 9:00 und 10:00 Uhr war die Kälteenergie deutlich höher als die Kältemaschinenenergie. Die stündliche Arbeitszahl, die für den Kompressor ausgewertet wurde liegt bei ca. 2, sofern die Kältemaschine in Betrieb war. Die Kompressorenergie nahm meist einen Anteil von ca. 55 % der durch die gesamte Kältemaschine benötigten Energie ein.

Die für den Betrieb der Kältemaschine relevanten Temperaturen sind in Abbildung 4-22 zu sehen. Dazu zählen die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreis. Außerdem ist der COP der Kältemaschine dargestellt. Die Quelle stellt bei dieser Betriebsart das mittels Pumpe durch den Plattenwärmetauscher beförderte Wasser, das später durch die Decke fließt, dar. Die Senke ist die durch den Luftkanal angesaugte Außenluft. Die Kondensationstemperatur und Verdampfungstemperatur wurden wie in Kapitel 4.2.1 erläutert ermittelt und sind ebenfalls im Diagramm dargestellt. Zusätzlich wird in dem abgebildeten Diagramm die Temperatur der Luft am Ein- und Austritt des nach innen gerichteten Fancoils dargestellt.

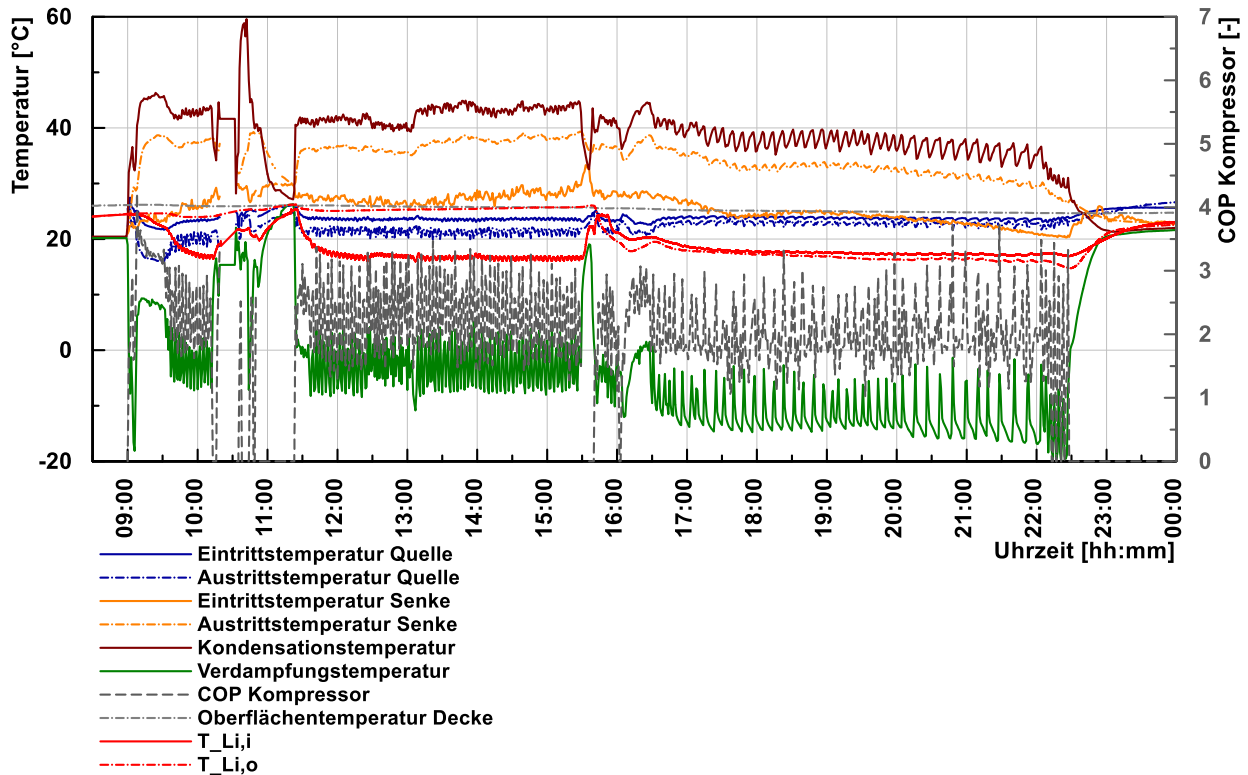


Abbildung 4-22: Verläufe der Temperaturen im Kältekreislauf und Verlauf des COP am 16.07.2018

Wie in Abbildung 4-22 zu erkennen ist, war die Eintrittstemperatur der Senke (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13) mit meist über 26 °C höher als die Außentemperatur (siehe Abbildung 4-19) an diesem Tag. Die möglichen Gründe dafür wurden bereits in Kapitel 4.2.1 geklärt. Die Temperaturdifferenz zwischen Senken Aus- (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13) und Eintritt (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13) betrug ca. 10 K. Quellenseitig betrug die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf (T_9 , siehe Abbildung 3-14) und Rücklauf (T_8 , siehe Abbildung 3-14) ca. 1,5 K oder weniger. Auffälligkeiten zeigen sich bei der Betrachtung der Temperaturen des nach innen gerichteten Fancoils. Dieser war nicht in Betrieb und durch ein 3-Wege-Ventil vom Kältekreis getrennt. Trotzdem sind eindeutige Temperaturabfälle an den Messstellen $T_{Li,i}$ und $T_{Li,o}$ (siehe Abbildung 3-13) zu erkennen. Zwischen 11:30 und 15:30 liegt die Temperatur an der Messstelle $T_{Li,o}$ ca. auf dem Niveau der Innenraumlufttemperatur (siehe Abbildung 4-19) und $T_{Li,i}$ deutlich darunter (ca. 18 °C). Zwischen 16:00 und 22:00 Uhr liegt die Temperatur beider Messstellen auf gleichem Niveau (ca. 18 °C). Grund dafür ist, dass der Ein- und Auslass des inneren Fancoils mittels Wärmedämmung abgedichtet wurde (versuch der Unterbindung von Wärmetausch am inneren Fancoil), dadurch konnte sich keine Strömung durch natürliche Konvektion einstellen und die gesamte, innerhalb des Fancoils befindliche Luft wurde abgekühlt. Die Vermutung ist daher, dass es an dieser Stelle, obwohl der Fancoil eigentlich nicht vom Kältemittel durchströmt sein sollte, zu einer Verdampfung des Kältemittels kommt und in weiterer Folge zu einer Aufnahme von Wärme aus der Rauminnenluft durch das Kältemittel am Wärmetauscher des nach innen gerichteten Fancoils. Gründe hierfür könnten eine Einrohrzirkulation des Kältemittels oder eine Undichtigkeit des 3-Wege-Ventils sein. Dies bedeutet einen erheblichen Effizienzverlust der Kältemaschine, aufgrund der Berechnung der Kälteleistung über den Plattenwärmetauscher (wasserseitig). Die über den Fancoil aufgenommene Wärme wird in der Rechnung nicht miteinbezogen, weshalb sich die schlechtere Effizienz ergibt. Außerdem sind starke Schwankungen der Verdampfungstemperatur erkennbar. Die Verdampfungstemperatur, die aus dem gemessenen Druck direkt vor dem

Kompressor berechnet wurde, zeigt Schwankungen des Drucks an. Da der Verdampfungsdruck direkt auf die durch den Kompressor benötigte Leistung Einfluss hat, schwankte auch der COP mit der Verdampfungstemperatur. Die Schwankungen der Kondensationstemperatur fallen ähnlich aus, allerdings in deutlich abgeschwächter Form. Aus den Messdaten kann nicht nachvollzogen werden wodurch diese Schwankungen hervorgerufen wurden. Wahrscheinlich ist aber ein Fehler in der Regelung wodurch das Expansionsventil nicht wie gewollt geregelt wurde. Dieser Fehler kann verschiedenste Ursachen haben. Möglich wäre ein Ausfall der Kommunikation des LabView (2017) Programms mit der Steuerung des Expansionsventils oder ein im Programm nicht aktualisierter Wert einer für die Regelung relevanten Temperatur des Kältekreislaufs.

In Abbildung 4-23 ist ein Ausschnitt aus Abbildung 4-22 zu erkennen. Es wurde, zugunsten der besseren Darstellung, auf den Verlauf des COP sowie der Oberflächentemperatur der Decke verzichtet, ansonsten sind dieselben Verläufe wie in Abbildung 4-22 dargestellt.

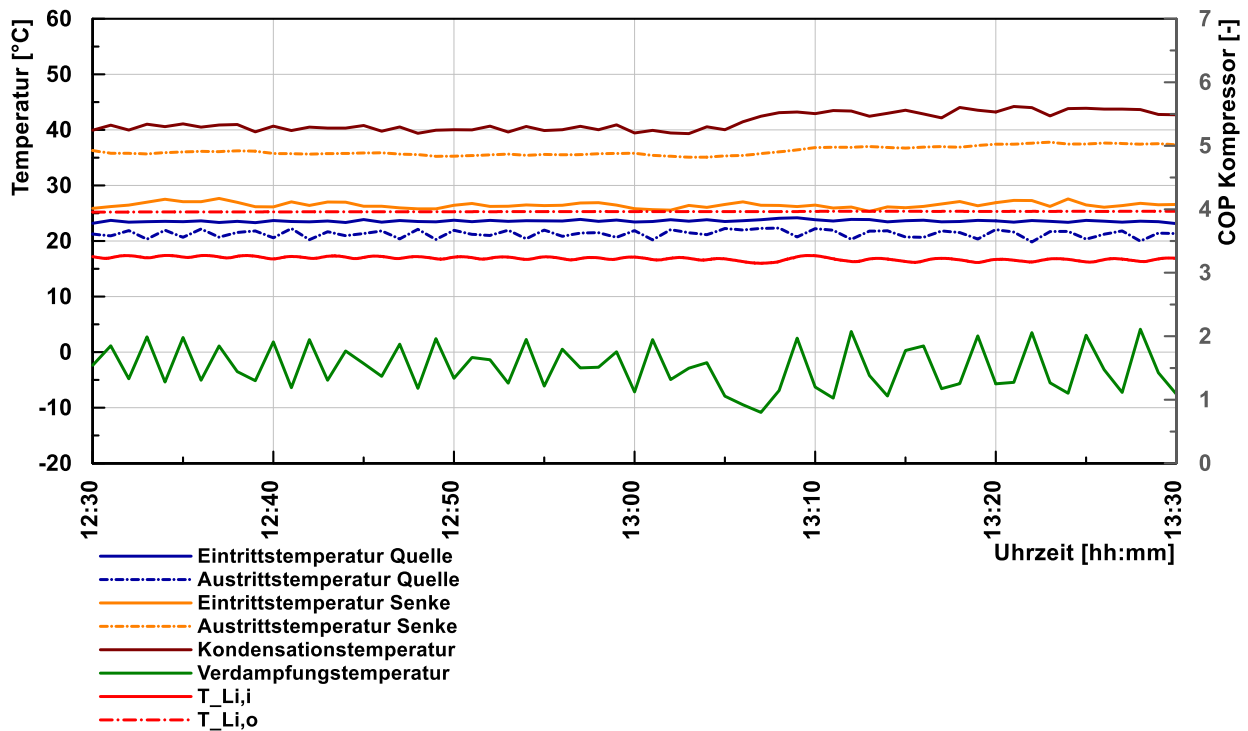


Abbildung 4-23: Verläufe der Temperaturen im Kältekreislauf am 16.07.2018; 12:30 bis 13:30 Uhr

In Abbildung 4-24 ist zur Veranschaulichung des Prozesses der Kältemaschine das T-h-Diagramm vom 16.07.2018, für über fünf Minuten gemittelte Werte von 13:00 bis 13:05 Uhr, dargestellt.

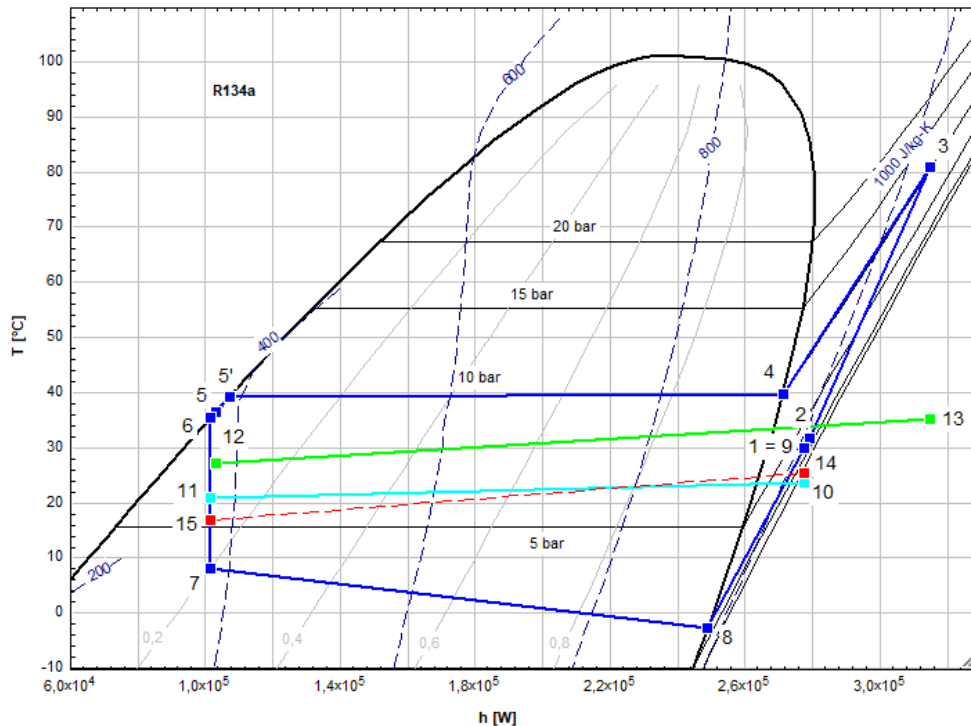


Abbildung 4-24: T-h-Diagramm (für Systemkonfiguration Luftkanal und Wasserkreislauf) 16.07.2018, 13:00 Uhr

Die Berechnung der Punkte 1 bis 9 (Kältemittelkreis) wurden gemäß Schmiedbauer (2018) mit EES (2018) durchgeführt. Die Berechnung dieser Punkte (1 bis 9) können dem Anhang A-1 entnommen werden. Die hellblaue Linie verbindet Rück- T_8 (siehe Abbildung 3-14), dargestellt durch Punkt 10, und Vorlauftemperatur T_9 (siehe Abbildung 3-14), dargestellt durch Punkt 11, des Wasserkreislaufs. Die Vorlauftemperatur entspricht immer der Austrittstemperatur des Plattenwärmetauschers, da das Beimischventil so eingestellt war, dass kein Massenstrom über den By-Pass möglich war (vgl. Kapitel 3.1.2). Dies gilt auch für die Systemkonfiguration Fancoil außen und Wasserkreislauf. Die grüne Linie verbindet Ein- (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 12, und Austrittstemperatur (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 13, der Luft die durch den Luftkanal befördert wird. Die rote Linie verbindet die an der Messstelle $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) gemessenen Temperatur, dargestellt durch Punkt 15, und die an der Messstelle $T_{Li,o}$ (siehe Abbildung 3-13) gemessenen Temperatur, dargestellt durch Punkt 14, der Luft am inneren Fancoil. Um die Druckverluste im Verdampfer und Kondensator sichtbar zu machen, wurden die in Glg. (4.12) gezeigten Annahmen getroffen.

In Abbildung 4-24 wurde zusätzlich die Lufttemperatur am Ein- $T_{Li,i}$ und Austritt $T_{Li,o}$ des inneren Fancoils aufgrund des Wärmetausches über den inneren Fancoil dargestellt. Befindet sich der Fancoil in Betrieb wird die Rauminnenluft über die untere Öffnung des Fancoils angesaugt und an der höheren Öffnung ausgeblasen (siehe Abbildung 4-25). Da sich der innere Fancoil bei dieser Systemkonfiguration aber nicht in Betrieb befindet und es vermutlich zu einer natürlichen Konvektion am Wärmetauscher des inneren Fancoils kommt, werden Luftein- und Luftaustritt am inneren Fancoil, aufgrund der Luftströmung, hervorgerufen durch den temperaturabhängigen Dichteunterschied der Luft, vertauscht. Das heißt $T_{Li,o}$ (Punkt 14) entspricht der Eintrittstemperatur der Luft und $T_{Li,i}$ (Punkt 15) der Austrittstemperatur der Luft des inneren Fancoils für diese Systemkonfiguration und die Zeitspanne von 11:00 bis 15:30 Uhr. Während des Betriebs wurde aber keine Messung der Luftgeschwindigkeit durchgeführt weshalb der

Luftvolumenstrom über den inneren Fancoil während dieser Systemkonfiguration nicht bestimmt werden konnte.

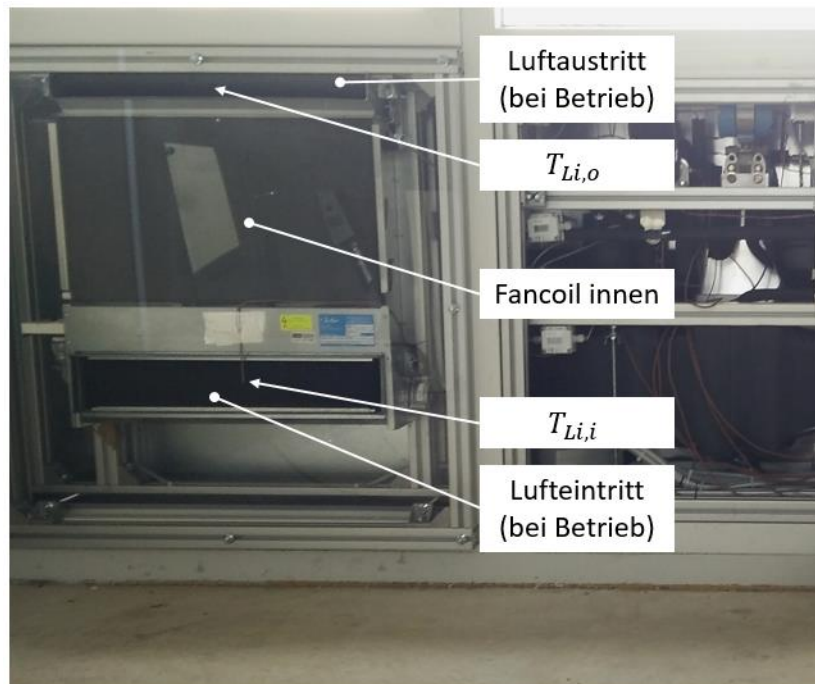


Abbildung 4-25: Innerer Fancoil

Auffällig, bei Betrachtung der Abbildung 4-24, ist der deutlich höhere Druckverlust an der Verdampferseite im Vergleich zur Kondensatorseite. Die möglichen Gründe dafür wurden bereits in Kapitel 4.2.1 geklärt. Außerdem auffällig ist, dass die Eintrittstemperatur des inneren Fancoils $T_{Li,o}$ und die Rücklauftemperatur des Wasserkreislaufs niedriger liegen als die Kältemitteltemperatur nach dem Austritt T_{r1} aus dem Niederdrucksammler. Gründe für diese Temperaturdifferenz können unter anderem eine Austrocknung (kein flüssiges Kältemittel) des Niederdrucksammlers sein oder ein Messfehler der Temperatur T_{r1} . Bei der Betrachtung der Verdampfungstemperatur ist auffällig, dass diese unter 0 C liegt. Ursache hierfür kann unter anderem sein, dass ein hoher Druckverlust zwischen Punkt 2 und Punkt 8 auftritt, der aufgrund der Annahmen (siehe Glg. (4.12)) nicht berücksichtigt wird. Ähnliches ist bei Betrachtung von Punkt 7 zu berücksichtigen, dessen Druck durch Addition des gemessenen Absolutdrucks p_{r2} , und des gemessenen Differenzdrucks dp_{ND} an der Niederdruckseite bestimmt wird (siehe Abbildung 3-13). Da aber das Differenzdruckmessgerät einen Messbereich von 0 bis 1000 mbar (siehe Tabelle 4-2) aufweist, der bei dieser Systemkonfiguration überstiegen wurde, muss davon ausgegangen werden, dass diese Punkte (7 und 8) nicht exakt bestimmt wurden. Schlussfolgerungen in Bezug auf die Qualität des Prozesses bei der Betrachtung von Abbildung 4-24 bei dieser Systemkonfiguration im Kühlbetrieb ist daher aufgrund des Messschemas und der verwendeten Messtechnik nur schwer möglich.

4.2.4 Fancoil außen und Wasserkreislauf

In diesem Kapitel werden Messergebnisse für die Systemkonfiguration mit dem äußeren Fancoil als Wärmesenke und dem Wasserkreislauf als Wärmequelle (siehe Abbildung 3-1) dargestellt und interpretiert.

Messperiode 01.08.-09.08.2018

In der Messperiode von 01.08. bis 09.08.2018 waren die oberen PV-Paneele aufgestellt (siehe Abbildung 3-5). Der äußere Fancoil war in dieser Messperiode auf die höchste von fünf Stufen eingestellt, dies entspricht einem Leistungsbezug von ca. 63 W (laut Messung). Die im Wasserkreislauf eingebaute stufenlos regelbare Pumpe wurde auf eine Förderhöhe von 4,7 m eingestellt. Das MID-Sensor zeigte dazu im Schnitt einen Durchfluss von 7,8 l/min. Die Pumpe bezog dabei eine Leistung von ca. 25 W (laut Digital-Anzeige der Pumpe). Generell wurde die Kältemaschine über die PV-Paneele betrieben, nur am 01.08. wurde sie teilweise und am 02.08. komplett vom Netz gespeist. Dies war nötig, da der Raum zuvor längere Zeit nicht gekühlt und daher stark überhitzt war. Bei einem autarken Betrieb hätte die Abkühlung des Raumes auf eine entsprechende Ausgangstemperatur für den Versuch, aufgrund der beschränkten Energieversorgung und der großen thermischen Trägheit der Betondecke, zu lange gedauert. Die Kühlung des Raumes erfolgte über den Wasserkreislauf. Der Heizkreisverteiler wurde auf den Wasserkreis, der in fünf Zentimetern Tiefe in der Decke verbaut ist, eingestellt.

Aus den Angaben in Tabelle 4-13 ist ersichtlich, dass der Kompressor die Maximaldrehzahl von 3000 1/min erreichte. Dies geschah allerdings nur am 01.08. (den ganzen Tag) und 02.08. (zwischen 8:00 und 18:00 Uhr). An allen anderen Tagen dieser Messperiode blieb die Drehzahl (sofern die Kältemaschine in Betrieb war) auf 2000 1/min.

Tabelle 4-13: Daten der Systemkomponenten für die Messperiode vom 01.08. bis 09.08.2018

	Drehzahl (1/min)		Volumenstrom	Bemerkung
	Min.	Max.		
Kompressor	2000	3000		
innerer Fancoil			300 m³/h	laut Herstellerangaben
Wasserkreislauf			7,8 l/min	laut Messung

In Abbildung 4-26 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum, der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im gekühlten Raum, der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße T_{Innen} über den Zeitraum vom 01.08.2018 ab 0:00 Uhr bis zum 09.08.2018 24:00 Uhr dargestellt. Zusätzlich zu den gemessenen Temperaturen sind auch noch die Ein- und Ausschaltgrenze der Regelung des Kompressors zu sehen. Die Ein- und Ausschaltgrenzen waren während der gesamten Messperiode konstant und wurden auf 24 °C für die Ein- und 23 °C für die Ausschaltgrenze festgelegt. Die Soll-Innenlufttemperatur wurde ebenso während der gesamten Messperiode konstant gehalten und auf 26 °C festgelegt. Die Festlegung der Soll-Innenlufttemperatur oberhalb der Einschaltgrenze sollte eine Regelung (vgl. Kapitel 3.3) der Drehzahl des Kompressors auf dem Minimum zur Folge haben. Bei größeren Drehzahlen wurden Druckverluste auf der Verdampferseite außerhalb des Messbereichs (vgl. Kapitel 4.1) festgestellt, dem wurde versucht, durch das Einhalten der Minimaldrehzahl des Kompressors, entgegenzuwirken.

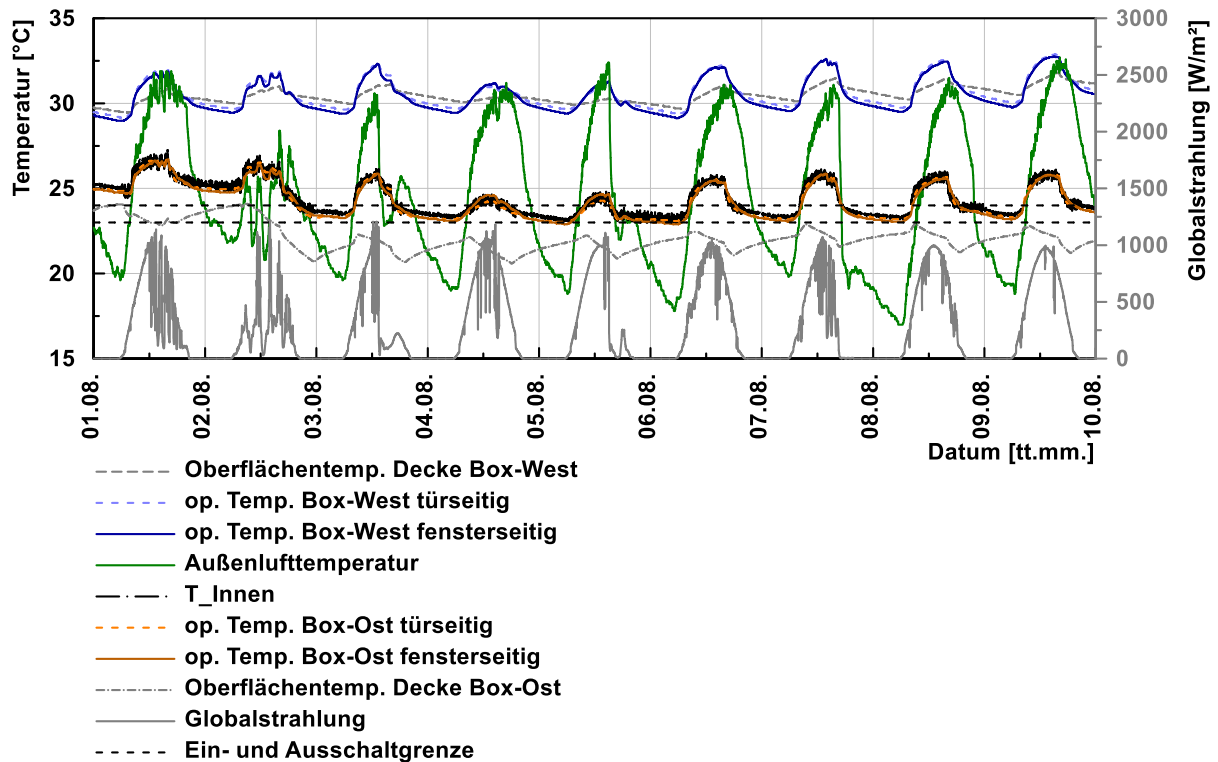


Abbildung 4-26: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume und Globalstrahlung von 01.08. bis 09.08.2018

Die operative Temperatur sowie die Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum bewegte sich, wie in Abbildung 4-26 zu erkennen, zwischen ca. 28 °C und 33 °C. Diese Temperaturen folgten dem Verlauf der Außentemperatur und Globalstrahlung. Die Außenlufttemperatur erreichte während dieser Messperiode Maximalwerte bis zu 32,5 °C, die Globalstrahlung einen Maximalwert von 1215 W/m². Die operativen Temperaturen des gekühlten Raumes stiegen maximal auf 26,8 °C. Die Maximalwerte wurden im Zeitraum vom 01.08. bis zum 02.08. erreicht. Dabei ist anzumerken, dass der Raum in den Tagen zuvor aufgrund von Umbauarbeiten nicht gekühlt wurde und daher stark erwärmt war. Ab dem 03.08. hatte sich die Temperatur der gekühlten Box aufgrund der Kühlung durch die Kältemaschine, wieder eingependelt und verlief über die jeweiligen Tage abhängig von den Randbedingungen (Außentemperatur, Globalstrahlung usw.), im Vergleich zum 01.08. und 02.08., mehr oder weniger gleichmäßig.

Abbildung 4-27 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine samt Peripherie sowie den Stromverbrauch nur des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kühlenergie der Kältemaschine pro Tag sowie die Arbeitszahl der gesamten Kältemaschine für jeden Tag im Zeitraum vom 01.08. bis 09.08.2018. Außerdem sind die Tagesmittelwerte der Außenlufttemperatur, der operativen Raumtemperatur des östlichen Testraumes sowie des westlichen Referenzraumes dargestellt.

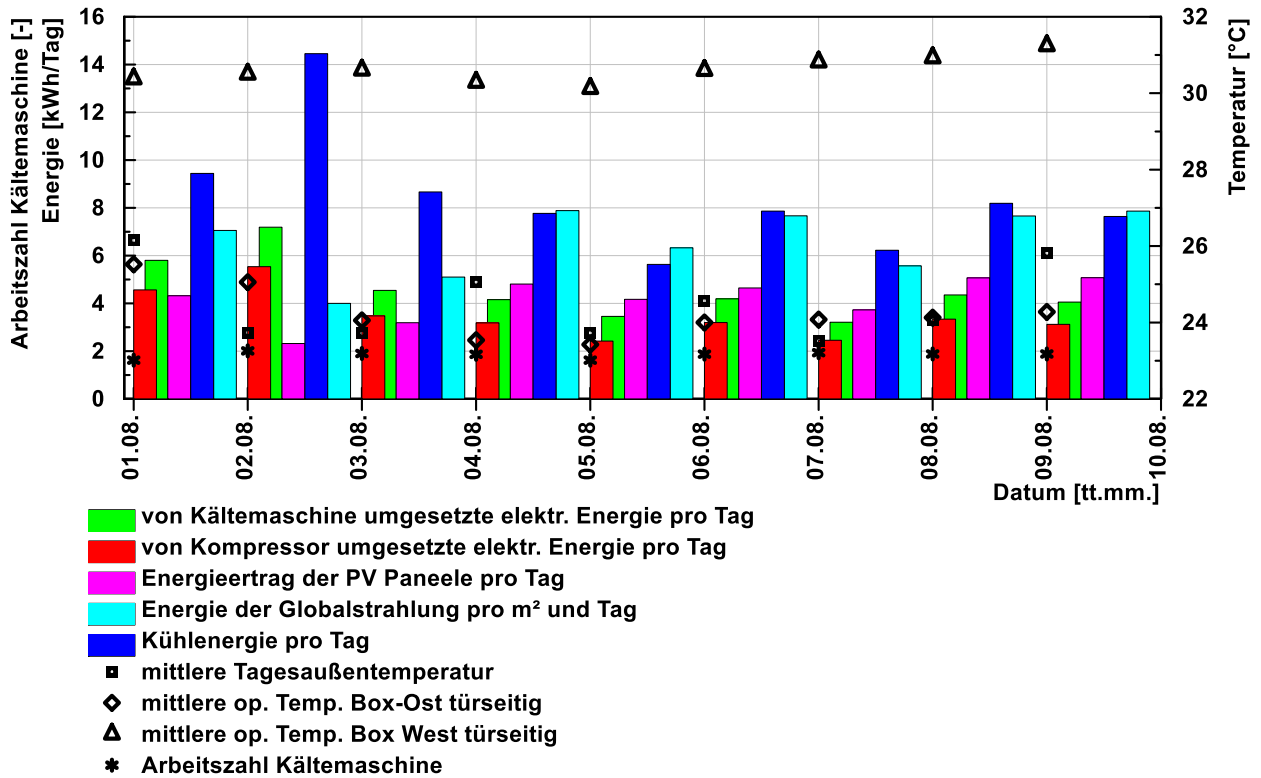


Abbildung 4-27: Arbeitszahl, Energien und Tagesmittelwerte der Temperaturen in den Testräumen und der Außenluft von 01.08. bis 09.08.2018

Die Werte für den 01.08. und 02.08. für die Kühlenergie sind teilweise durch einen Betrieb der Kältemaschine über das Netz zustande gekommen. Durch den Vergleich mit den Tagen vom 03.08. bis 09.08. ist zu erkennen, dass eine solch hohe Kühlenergie von über 14 kWh bei einem Betrieb über die PV-Paneele nicht möglich gewesen wäre, weil an diesen Tagen bereits die gesamte Kapazität von PV-Paneeelen und Batterien genutzt wurde. Darauf wird später in den detaillierten Betrachtungen von einzelnen Tagen noch genauer eingegangen. Die mittleren Tagestemperaturen der Außenluft bewegten sich im Bereich zwischen 23 °C und 26 °C. Die mittleren operativen Temperaturen in dem gekühlten Raum konnten ab dem 03.08. unter 24,5 °C gehalten werden. Im Referenzraum blieben sie in dieser Zeit immer über 30 °C. Die Arbeitszahl überstieg zu keinem Zeitpunkt den Wert von 2. Die elektrische Kompressorleistung nahm knapp 78 % der gesamten Kältemaschinenenergie ein.

Messperiode 06.08.2018, 0:00 bis 24:00 Uhr

In Abbildung 4-28 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum, der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im gekühlten Raum, der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße T_{Innen} am 06.08.2018 dargestellt. Außerdem ist die Ansteuerfrequenz (in Hz) für die Drehzahlregelung des Kompressors (vgl. Kapitel 3.3) dargestellt, über die, vorausgesetzt es findet ein Leistungsbezug (siehe Abbildung 4-29) der Kältemaschine statt (andernfalls ist kein Betrieb des Kompressors möglich), mit dem Zusammenhang von Ansteuerfrequenz und Drehzahl, zu sehen in Abbildung 3-17, auf die Drehzahl geschlossen werden kann.

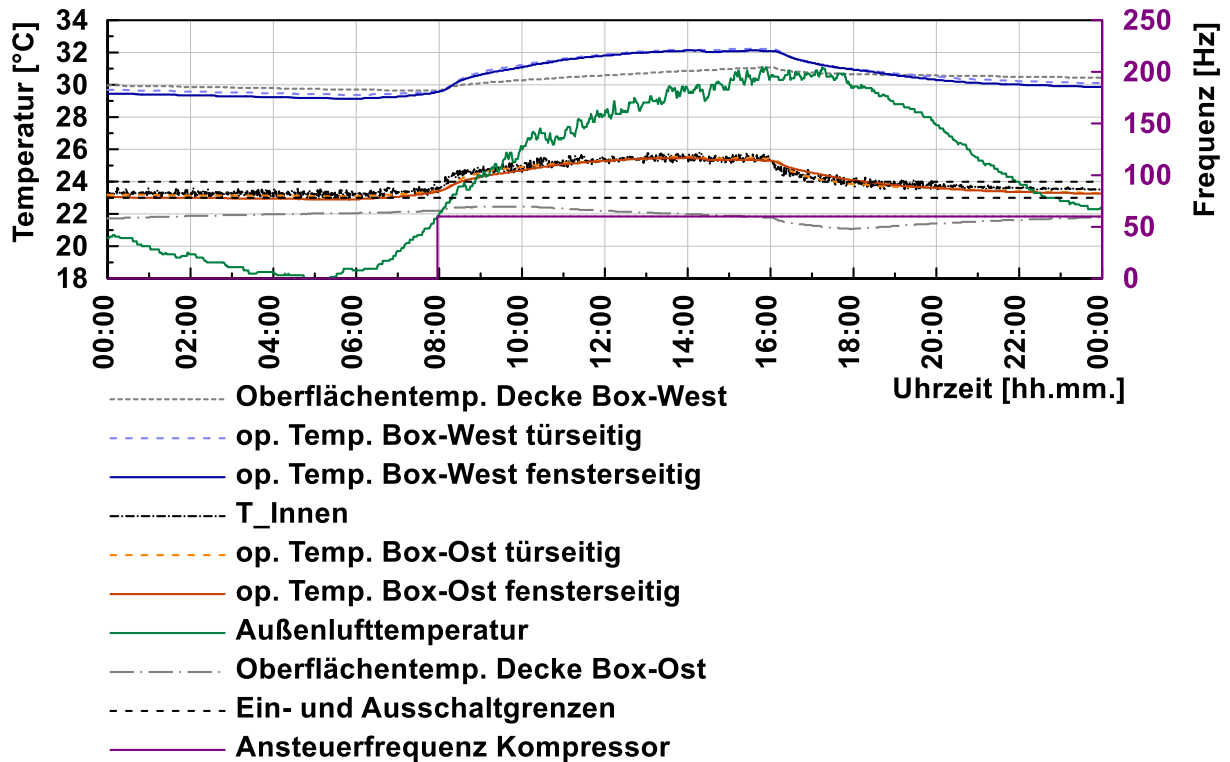


Abbildung 4-28: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume am 06.08.2018

An diesem Tag wurde der Raum über den in die Decke integrierten Wasserkreislauf gekühlt. Der Verlauf der Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum zeigt einen konstanten Anstieg von 29,6 °C auf 31 °C im Zeitraum von 8:00 bis 16:00 Uhr. Im gekühlten Raum hingegen konnte in diesem Zeitraum die Oberflächentemperatur der Decke von 22,5 °C auf 21,7 °C abgekühlt werden. Danach fallen in beiden Räumen die Temperaturen der Decke ab, wobei sich dieser Abfall in dem gekühlten Raum stärker abzeichnet als im Referenzraum. Der Anstieg der operativen Temperaturen im Referenzraum und in dem gekühlten Raum bildet sich sehr ähnlich aus, allerdings bewegt sich die operative Temperatur in der gekühlten Box auf einem um ca. 7 K niedrigeren Niveau als im Referenzraum. Anzumerken ist, dass die operative Temperatur des gekühlten Raumes eine Temperatur von 26 °C nicht überschritt.

In der nachstehenden Abbildung 4-29 sind im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele („PV-Ertrag“ in W) und der Globalstrahlung in W/m² zu sehen. Im unteren Diagramm ist die von der Kältemaschine aufgenommene Leistung (in W) und die Spannung der Batterien (in V) zu sehen. Zwischen 3:00 und 7:00 Uhr kam es zu einem Ausfall der Messdatenaufzeichnung der Batteriespannung und des PV-Ertrags. Grund dafür war der Tiefenentladeschutz (vgl. Kapitel 3.1.3) der Batterien der bei zu niedriger Spannung auch die Messdatenaufzeichnung deaktiviert.

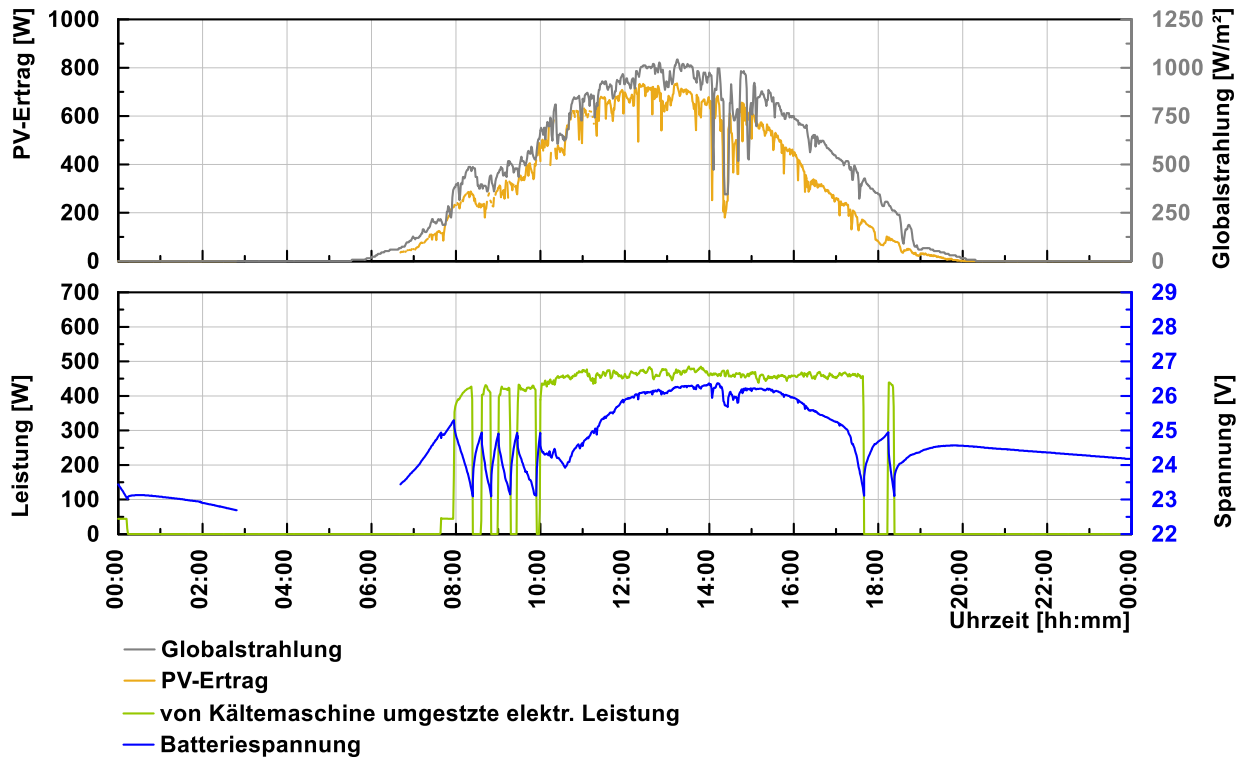


Abbildung 4-29: Verlauf von Globalstrahlung, PV-Ertrag, elektrische Kältemaschinenleistung und Batteriespannung am 06.08.2018

An dem Verlauf der Globalstrahlung und dem Ertrag der PV-Paneele kann auf den ungefähren Grad der Bewölkung rückgeschlossen werden. Da sich die Verläufe mit vielen Zacken ausbilden, ist ein häufiger Wolkenüberzug an diesem Tag sehr wahrscheinlich. Da die Schwankungen aber eher gering ausgefallen sind, ist davon auszugehen, dass es sich um eher kleinere Wolken gehandelt hat. Bei Betrachtung der Leistungsaufnahme der Kältemaschine ist eine Phase von Ein- und Ausschaltvorgängen zwischen 8:00 und 10:00 Uhr zu erkennen. Wie man aus der vorangegangenen Abbildung 4-28 erkennt, befand sich die Regeltemperatur ab 8:00 Uhr über der Einschaltgrenze, was eine Aktivierung der Kältemaschine laut Regelung nach sich ziehen sollte. Dass die Kältemaschine aber trotzdem immer wieder deaktiviert wird, kann mittels Spannungsverlauf der Batterien und dem Ertrag der PV-Paneele in diesem Zeitraum erklärt werden. Vergleicht man den Leistungsbedarf der Kältemaschine beim ersten Einschalten von ca. 400 W mit dem Ertrag der PV-Paneele von ca. 200 W ist sofort ersichtlich, dass der Ertrag der PV-Paneele für den Betrieb der Kältemaschine nicht ausreicht. Die fehlende Energie sollte in diesem Fall eigentlich von den Batterien abgedeckt werden, doch diese sind zu diesem Zeitpunkt mit einer Spannung von ca. 25,4 V dafür nicht ausreichend geladen. Die Folge ist ein Ausschalten der Kältemaschine bei Unterschreiten der Tiefenentladespannung von etwa 23,5 V. War die Kältemaschine dann außer Betrieb, wurden die Batterien durch die PV-Paneele wieder geladen, bis eine Spannung (vgl. Kapitel 3.1.3) erreicht wurde, die eine Aktivierung der Kältemaschine wieder zuließ. Mit steigendem PV-Ertrag stieg auch die Laufzeit der Einschaltphasen, da die durch die Batterie zu kompensierende Leistungsdifferenz zwischen Kältemaschinenleistung und PV-Ertrag kleiner wird. Um 10:40 Uhr überstieg der Ertrag der PV-Paneele die durch die Kältemaschine benötigte Leistung und die Batterien konnten (wenn auch nicht vollständig) geladen werden. Mit dem Abfallen des Ertrages durch die PV-Paneele bei gleichbleibender Leistungsaufnahme durch die Kältemaschine sank die Batteriespannung ab, bis die Batterien wieder vollständig entladen waren (vgl. Kapitel 3.1.3). Ab 17:30 Uhr trat dann wieder dieselbe

Charakteristik der Leistungsaufnahme durch die Kältemaschine und Batteriespannung auf wie zwischen 8:00 und 10:00 Uhr.

Abbildung 4-30 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine sowie den Stromverbrauch des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV-Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kälteenergie der Kältemaschine pro Stunde sowie die stündlichen Arbeitszahlen errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde am 06.08.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse, die stündlichen Arbeitszahlen auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

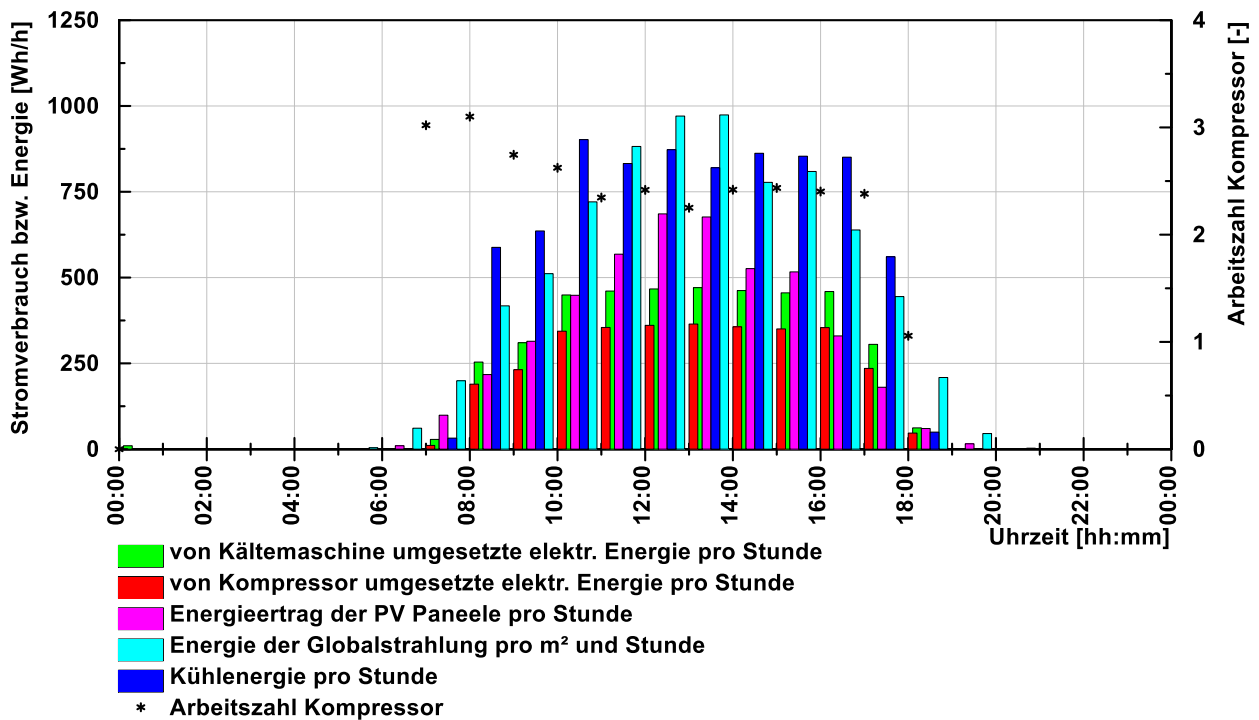


Abbildung 4-30: Arbeitszahl und Energien (Ertrag, Verbrauch) am 06.08.2018

Die in Abbildung 4-30 ersichtliche Kühlenergie war zwischen 10:00 und 17:00 Uhr beinahe konstant und lag bei etwa 800 Wh/h. Bedenkt man den andauernden Betrieb der Kältemaschine in diesem Zeitraum erscheint dieser Wert nicht besonders hoch. Der Wert der Arbeitszahl der in diesem Zeitraum 2,5 nicht erreichte, liegt deutlich unter den Werten beim Betrieb über Luftkanal und inneren Fancoil (vgl. Kapitel 4.2.1) bei ähnlichen Randbedingungen.

Die für den Betrieb der Kältemaschine relevanten Temperaturen sind in Abbildung 4-31 zu sehen. Dazu zählen die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreis. Außerdem ist der COP der Kältemaschine dargestellt. Die Quelle stellt bei dieser Betriebsart das von der Pumpe durch den Plattenwärmetauscher beförderte Wasser, das später durch die Decke fließt, dar. Die Senke ist die durch den nach außen gerichteten Fancoil angesaugte Außenluft. Zusätzlich wird in dem abgebildeten Diagramm die Temperatur der Luft am Ein- und Austritt des nach innen gerichteten Fancoils dargestellt. Die Kondensationstemperatur und Verdampfungstemperatur wurden wie in Kapitel 4.2.1 erläutert ermittelt und sind ebenfalls im Diagramm dargestellt.

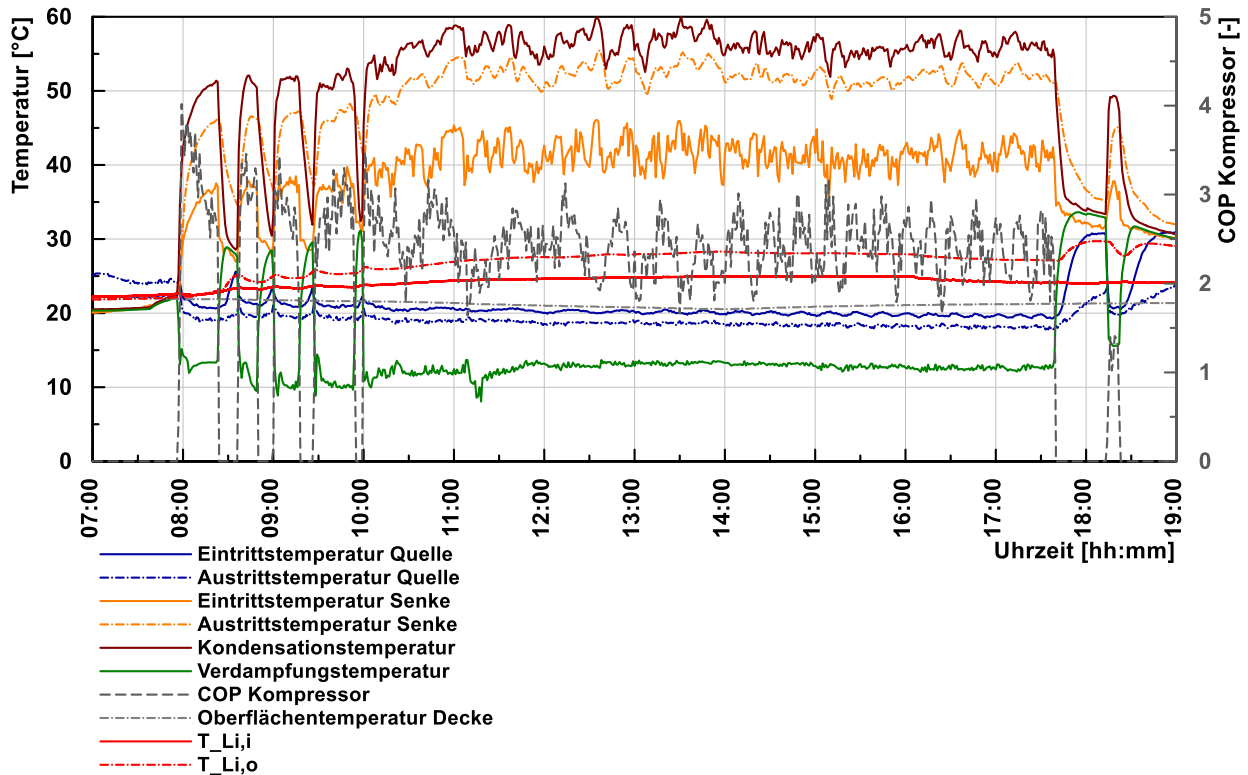


Abbildung 4-31: Verläufe der Temperaturen im Kältekreislauf und Verlauf des COP am 06.08.2018

Wie in der Abbildung 4-31 zu erkennen ist war die Temperatur der Senken-Eintrittstemperatur $T_{La,ir}$ (siehe Abbildung 3-13) mit meist über 40 °C höher als die Außentemperatur (siehe Abbildung 4-28) an diesem Tag. Die möglichen Gründe dafür wurden bereits in Kapitel 4.2.1 geklärt. Die Temperaturdifferenz zwischen Senken Aus- $T_{La,ir}$ (siehe Abbildung 3-13) und Eintrittstemperatur betrug ca. 10 K. Quellenseitig betrug die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf T_9 und Rücklauf T_8 (siehe Abbildung 3-14) ca. 1,5 K. Auffälligkeiten zeigen sich bei der Betrachtung der Temperaturen des nach innen gerichteten Fancoils. Der nach innen gerichtete Fancoil ist nicht in Betrieb und durch ein 3-Wege-Ventil vom Kältekreis getrennt. Trotzdem sind beim Anfahren der Kältemaschine eindeutige Temperaturabfälle zu erkennen. Die Vermutung ist daher, dass es an dieser Stelle, obwohl der innere Fancoil nicht in Betrieb ist, zu einer Verdampfung des Kältemittels kommt und in weiterer Folge zu einer Aufnahme von Wärme durch das Kältemittel am Wärmetauscher des nach innen gerichteten Fancoils. Da die Temperaturänderung aber nur gering und hauptsächlich beim Anfahren der Kältemaschine zustande kamen ist davon auszugehen, dass diese Effekte, wenn überhaupt nur einen geringen Einfluss auf den dauerhaften Betrieb der Kältemaschine haben.

In Abbildung 4-32 ist zur Veranschaulichung des Prozesses der Kältemaschine das T-h-Diagramm vom 06.08.2018, für über fünf Minuten gemittelte Werte von 14:00 bis 14:05 Uhr, dargestellt.

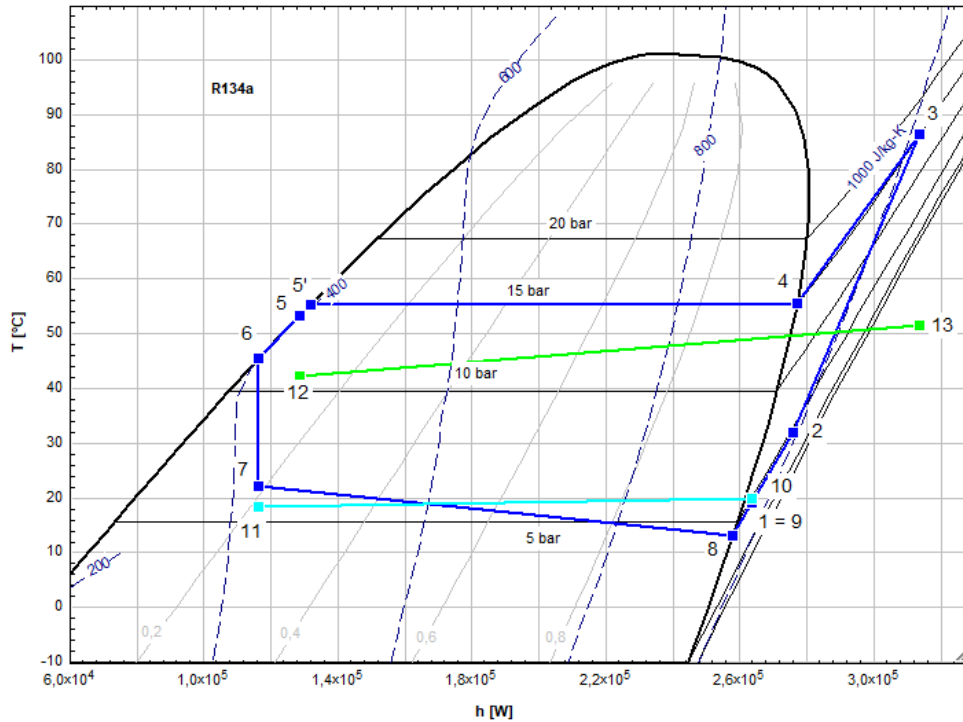


Abbildung 4-32: T-h-Diagramm (für Systemkonfiguration äußeren Fancoil und Wasserkreislauf)
06.08.2018, 14:00 Uhr

Die Berechnung der Punkte 1 bis 9 (Kältemittelkreis) wurden gemäß Schmiedbauer (2018) mit EES (2018) durchgeführt. Die Berechnung dieser Punkte (1 bis 9) können dem Anhang A-1 entnommen werden. Die hellblaue Linie verbindet Rück- T_8 (siehe Abbildung 3-14), dargestellt durch Punkt 10, und Vorlauf- T_9 (siehe Abbildung 3-14), dargestellt durch Punkt 11, des Wasserkreislaufs. Die grüne Linie verbindet Ein- $T_{La,i}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 12, und Austrittstemperatur $T_{La,o}$ (siehe Abbildung 3-13), dargestellt durch Punkt 13, der Luft die durch den äußeren Fancoil befördert wird. Die Vorlauf- T_9 entspricht immer der Austrittstemperatur des Plattenwärmetauschers, da das Beimischventil so eingestellt war, dass kein Massenstrom über den By-Pass möglich war (siehe Abbildung 3-14). Um die Druckverluste im Verdampfer und Kondensator sichtbar zu machen, wurden die in Glg. (4.12) gezeigten Annahmen getroffen. In Abbildung 4-32 ist wieder der hohe Druckverlust auf der Verdampferseite wie in Kapitel 4.2.3 zu erkennen. Allerdings übersteigt auch bei dieser Systemkonfiguration der Differenzdruck auf der Niederdruckseite dp_{ND} den Messbereich des Differenzdruckmessgeräts (siehe Tabelle 4-2). Entsprechend ist Punkt 7 nicht exakt bestimmt. Punkt 8 ist ebenso nicht exakt bestimmt wie in Kapitel 4.2.3 erläutert wurde. Die Temperaturdifferenz zwischen Punkt 10 und Punkt 1 sowie zwischen Punkt 11 und Punkt 7 sind dementsprechend nicht aussagekräftig.

Eine weitere detaillierte Auswertung und Betrachtung der Messergebnisse wurde für den 09.08.2018 durchgeführt. Die Diagramme und Interpretationen dazu können dem Anhang A-5 entnommen werden.

4.2.5 Vergleich der Betriebsarten

In diesem Kapitel werden die Leistungszahlen (COP) und die operativen Raumtemperaturen der Systemkonfigurationen Luftkanal/Fancoil innen, Fancoil außen/Fancoil innen, Luftkanal/Wasserkreislauf und Fancoil außen/Wasserkreislauf für den Kühlbetrieb verglichen.

Vergleich der Leistungszahlen der verschiedenen Systemkonfigurationen

In Abbildung 4-33 sind die COP-Werte (minütlich) des Kompressors für die verschiedenen Systemkonfiguration über die Außenlufttemperatur zu sehen.

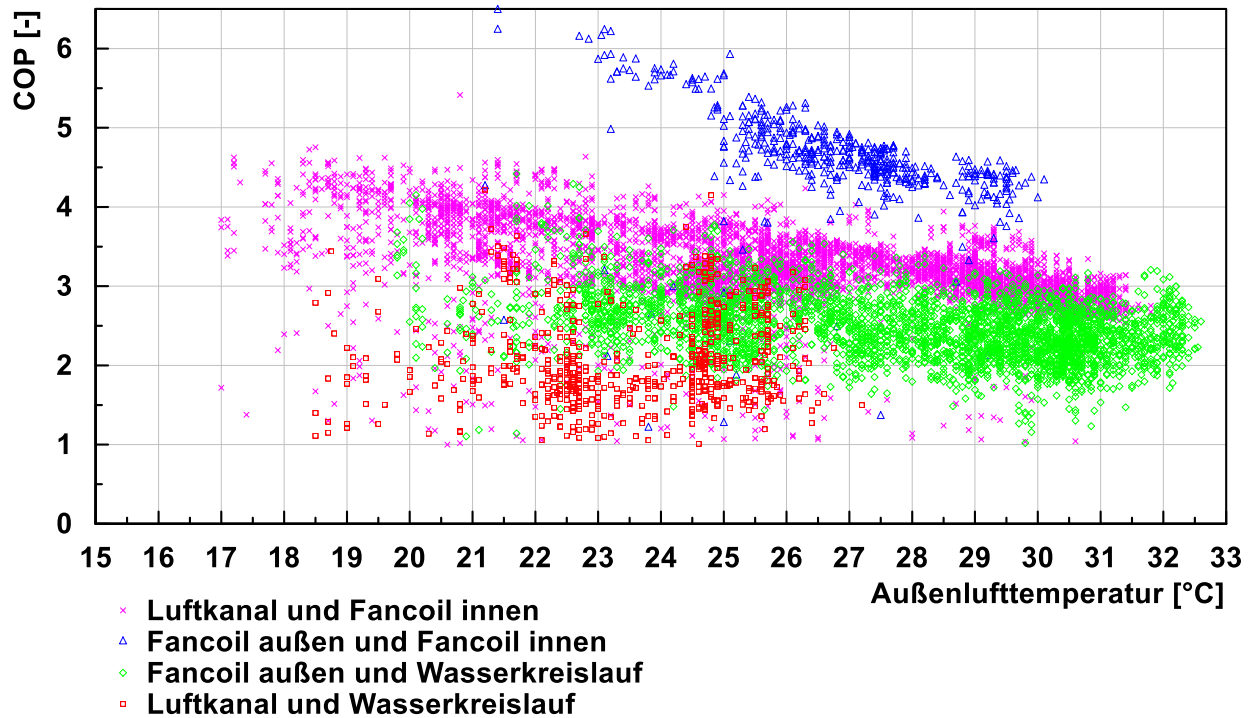


Abbildung 4-33: COP Kompressor über Außenlufttemperatur

Der COP für die Systemkonfiguration mit äußerem Fancoil und innerem Fancoil hat mit Werten von bis zu über 6 die höchste Effizienz, allerdings ist hier nochmals auf die Unsicherheit der Rechnung hinzuweisen. Hier wurde die Wärmebilanz über die Luftseite des inneren Fancoils aufgestellt. Der Luftvolumenstrom des inneren Fancoils wurde aus den Herstellerangaben bezogen, die aufgrund von diversen Einflüssen wie Transport, Alterung und ähnliches nicht mit dem tatsächlich erbrachten Luftvolumenstrom übereinstimmen muss. Die Systemkonfiguration Luftkanal und inneren Fancoil zeigt Werte für den COP mit knapp unter 5. Bei dem Betrieb mit äußerem Fancoil und Wasserkreislauf zeigt sich ein geringerer COP mit knapp über 4. Schlusslicht bildet der Betrieb über Luftkanal und Wasserkreislauf bei dem nur selten ein COP von über 3 erreicht wurde. Wie schon in Kapitel 4.2.3 erläutert kommt es hier aber zu einem Wärmeaustausch mit der Luft des gekühlten Raumes über den inneren Fancoil der ja eigentlich nicht in Betrieb sein sollte. Diese, dem Raum entzogene Wärme, wurde bei der Berechnung des COP für diese Betriebsoption aber nicht berücksichtigt, da dies kein gewünschtes Verhalten der Kältemaschine war. Bei Miteinbeziehen dieser Wärme würde der COP höher ausfallen. Tendenziell fällt der COP bei allen Systemkonfigurationen (ausgenommen Luftkanal/Wasserkreislauf) in etwa gleich, mit steigender Außenlufttemperatur ab. Bei Betrieb über inneren und äußeren Fancoil fällt der COP mit steigender Außenlufttemperatur etwas stärker ab.

In Tabelle 4-14 sind die Messdauer, die durch die Messung generierten Datenpunkte für den COP und der Messzeitraum der verschiedenen Betriebsarten enthalten. Diese Werte sind bei der

Betrachtung der obigen Abbildung 4-33 zu berücksichtigen. Die Anzahl der Datenpunkte für den COP der verschiedenen Betriebsarten ist abhängig davon, ob die Kältemaschine in Betrieb war oder nicht. War die Kältemaschine nicht in Betrieb, wurde auch kein COP ermittelt.

Tabelle 4-14: Messdauer, Anzahl der Datenpunkte und Messzeitraum der versch. Betriebsarten für COP

Betriebsart	Messdauer	Anzahl Datenpunkte	Messzeitraum
Luftkanal und Fancoil innen	20 Tage	4860	20.8. – 08.09.2018
Fancoil außen und Fancoil innen	3 Tage	751	16.08. – 18.08.2018
Fancoil außen und Wasserkreislauf	9 Tage	5230	01.08. – 09.08.2018
Luftkanal und Wasserkreislauf	1 Tag	970	16.07.2018

Vergleich der operativen Temperaturen der verschiedenen Betriebsarten

In Abbildung 4-34 sind die operativen Raumtemperaturen der verschiedenen Betriebsarten aufgetragen über die Außenlufttemperatur zu erkennen. Außerdem sind die Grenzen für den Vorausgesagten Prozentsatz der unzufriedenen Personen (PPD) für die drei Kategorien A, B und C nach DIN EN ISO 7730 (Recknagel,2009) aufgetragen.

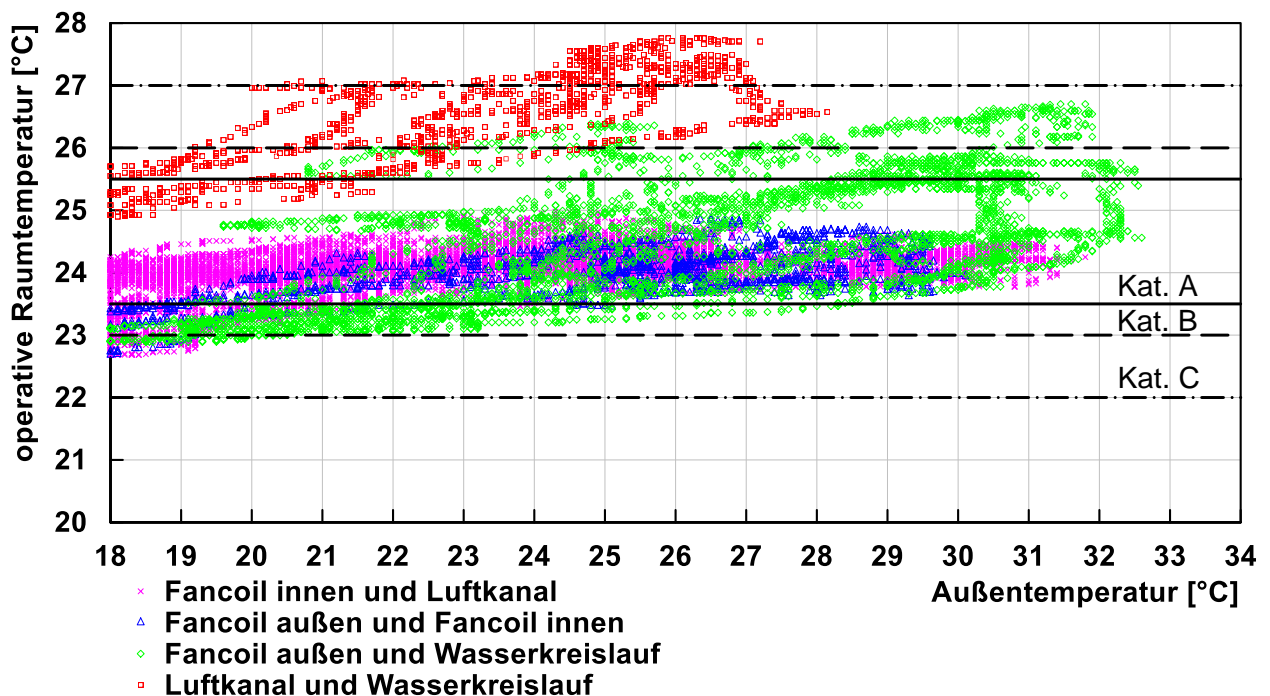


Abbildung 4-34: Operative Raumtemperaturen der versch. Betriebsarten über Außenlufttemperatur

Durch die Darstellung der Bereiche für Kategorie A, B und C in der Abbildung kann eine Aussage über die Wirksamkeit der Kühlung durch die Kältemaschine und deren Regelung getroffen werden. Bei der Betrachtung des Betriebs über den inneren Fancoil und den Luftkanal sowie über

den inneren und äußeren Fancoil zeigt sich, dass die operative Raumtemperatur sich meist im Bereich der Kategorie A bewegten. Dies bedeutet einen vorausgesagten Prozentsatz Unzufriedener von weniger als 6 %. Bei Außenlufttemperaturen von unter 20 °C fiel die operative Raumtemperatur bei beiden Betriebsarten teilweise ab und somit aus der Kategorie A heraus. Sie kam daher bis in den Bereich der Kategorie C. Dies bedeutet einen höheren PPD-Wert von weniger als 15 %. Beim Betrieb über den äußeren Fancoil und den Wasserkreislauf ergaben sich höhere Schwankungen der operativen Raumtemperatur. Sie näherte sich einer operativen Temperatur von 27 °C an blieb aber darunter. Am häufigsten lag die operative Raumtemperatur bei dieser Systemkonfiguration im Bereich der Kategorie B, was einem PPD-Wert von weniger als 10 % entspricht. Beim Betrieb über den Luftkanal und den Wasserkreislauf zeigt sich das einige der Messwerte der operativen Raumtemperatur nicht mehr im Bereich der Kategorie C lagen. Dies bedeutet einen PPD-Wert von über 15 %. Wie bereits im Kapitel 4.2.3 beschrieben kam es bei dieser Systemkonfiguration aber zu einem ungewollten Verhalten der Kältemaschine weshalb der Betrieb und die Messung nach einem Tag wieder beendet wurde. Außerdem war der Raum zu Beginn dieser Messung, auf eine operative Raumtemperatur von über 27 °C stark, aufgeheizt. Da gerade bei der Kühlung über die Decke das System einer stärkeren Trägheit unterliegt als bei der Kühlung über die Luft hätte die Abkühlung des Raumes, aus Erfahrung mit dieser Kältemaschine, mindestens einen Tag in Anspruch genommen. Dies wurde aber aufgrund des ungewollten Verhaltens der Kältemaschine nicht durchgeführt. Aus diesen Gründen sollten die Messergebnisse für diese Systemkonfiguration nicht in die Bewertung miteinbezogen werden.

In Tabelle 4-15 sind die Messdauer, die dadurch generierte Anzahl der Datenpunkte für die operative Raumtemperatur und der Messzeitraum der verschiedenen Betriebsarten enthalten. Die Anzahl der Datenpunkte entspricht der Anzahl der Minuten der jeweiligen Messdauer.

Tabelle 4-15: Messdauer, Anzahl der Datenpunkte und Messzeitraum der versch. Betriebsarten für op. Raumtemperaturen

Betriebsart	Messdauer	Anzahl Datenpunkte	Messzeitraum
Luftkanal und Fancoil innen	20 Tage	28800	20.8. – 08.09.2018
Fancoil außen und Fancoil innen	3 Tage	4320	16.08. – 18.08.2018
Fancoil außen und Wasserkreislauf	9 Tage	12960	01.08. – 09.08.2018
Luftkanal und Wasserkreislauf	1 Tag	1440	16.07.2018

4.3 Heizbetrieb

In diesem Kapitel werden die Messdaten für ausgewählte Tage als Diagramme dargestellt und interpretiert. Ein Vergleich der Betriebsarten wurde für den Heizbetrieb nicht durchgeführt da keine Messungen für die Systemkonfigurationen mit dem Wasserkreislauf, aufgrund des fehlenden Anschlusses zum Heizkreisverteiler des beheizten Raumes, durchgeführt wurden.

4.3.1 Luftkanal und Fancoil innen

In diesem Unterkapitel werden Messergebnisse für die Systemkonfiguration mit dem im Luftkanal verbauten Lamellenwärmetauscher als Wärmequelle und dem inneren Fancoil als Wärmesenke (siehe Abbildung 3-1) dargestellt und interpretiert.

Messperiode 15.02.-16.02.2018

Die folgende Messperiode begann am 15.02.2018 um 06:00 Uhr und endete am 16.02.2018 um 07:00 Uhr. Der Lüfter des Luftkanals war zu diesem Zeitpunkt noch nicht regelbar und lief daher mit der maximal möglichen Leistung. Dies entspricht, wie durch Messungen festgestellt wurde einer Leistungsaufnahme von ca. 140 W. Der innere Fancoil ist stufenlos regelbar und wurde ebenfalls auf die maximale Leistung eingestellt. Laut Angaben des Herstellers entspricht dies einer Leistungsaufnahme von ca. 17 W. Die Regelgröße (vgl. Kapitel 3.3) für die Regelung der Wärmepumpe war zu diesem Zeitpunkt die Temperatur der durch den inneren Fancoil angesaugten Raumluft $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13). Die Temperatur des Referenzraumes wurde während dieser Messperiode auf einen Sollwert von 20 °C eingestellt. Die Versorgung der Wärmepumpe erfolgte während dieser Messperiode über die PV-Paneele bzw. die Batterie.

In Tabelle 4-16 ist der über den Zeitraum der Messperiode, sofern dieser in Betrieb war, gemittelte Volumenstrom durch den Luftkanal und der, laut Herstellerangaben, erbrachte Luftvolumenstrom des inneren Fancoils ersichtlich. Die Drehzahl des Kompressors in dieser Messperiode kann nicht mehr ermittelt werden, da zu diesem Zeitpunkt die dafür erforderlichen Daten nicht aufgezeichnet wurden (noch nicht im LabView Programm implementiert).

Tabelle 4-16: Daten der Systemkomponenten für die Messperiode vom 15.02. bis 16.02.2018

	Drehzahl (1/min)		mittlerer Luftvolumenstrom	Bemerkung
	Min.	Max.		
Kompressor	-	-		nicht gemessen
innerer Fancoil		-	300 m³/h	laut Herstellerangaben
Luftkanal		-	400 m³/h	laut Messung

In Abbildung 4-35 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der operativen Temperatur des beheizten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) über den Zeitraum vom 15.02.2018 ab 6:00 Uhr bis zum 16.02.2018 7:00 Uhr dargestellt. Zusätzlich zu den gemessenen Temperaturen sind auch noch die Ein- und Ausschaltgrenze der Regelung des Kompressors zu sehen. Die Ein- und Ausschaltgrenzen wurden während der gesamten Messperiode konstant gehalten und auf 19 °C für die Ein- und 21 °C für die Ausschaltgrenze festgelegt. Die Soll-Innenlufttemperatur wurde ebenso während der gesamten Messperiode konstant gehalten und auf 20 °C festgelegt.

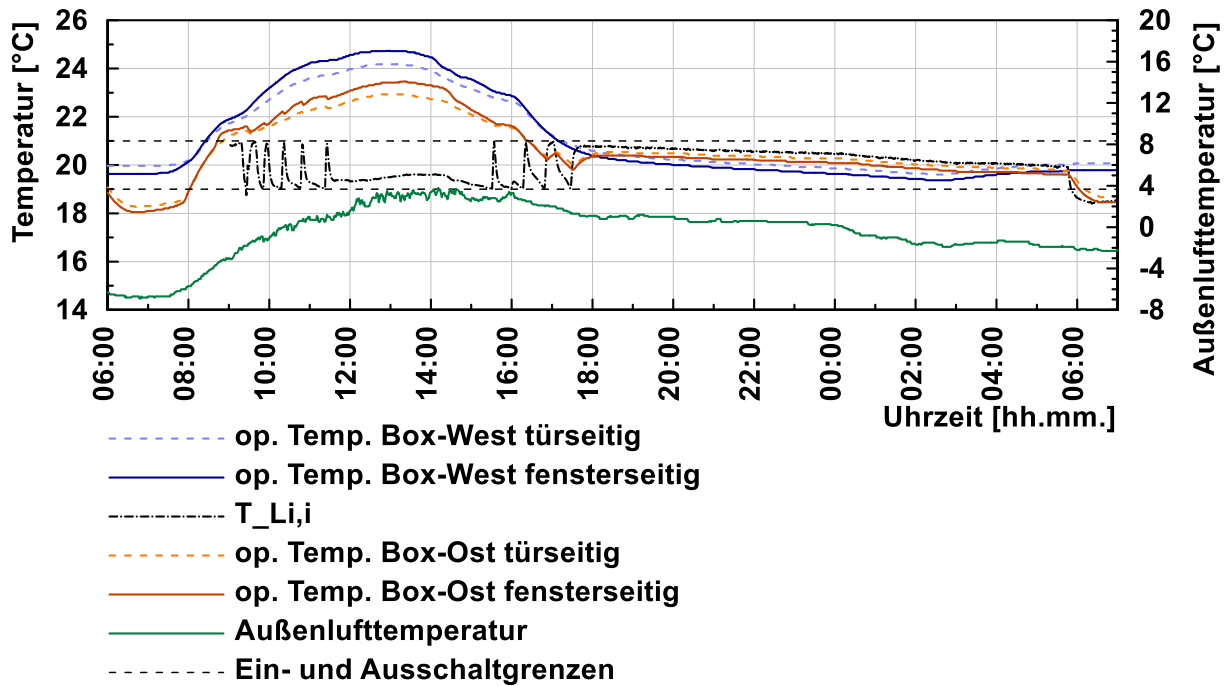


Abbildung 4-35: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume von 15.02. bis 16.02.2018

Der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes und des durch die Wärmepumpe beheizten Raumes sehen sehr ähnlich aus. Vor Beginn des Betriebs der Wärmepumpe zwischen 6:00 und 8:00 Uhr ist die operative Temperatur des durch die Wärmepumpe beheizten Raumes mit ca. 16 °C noch niedriger als die des Referenzraumes. Ab 8:00 Uhr beginnen die Temperaturen im Referenzraum und im beheizten Raum zu steigen. Da die Messdatenaufzeichnung zu diesem Zeitpunkt noch nicht aktiviert war, kann nicht eindeutig nachvollzogen werden, ob dieser Anstieg im beheizten Raum nur aufgrund der Erwärmung der Außenlufttemperatur und der Einstrahlung durch die Sonne erfolgte, oder die Wärmepumpe bereits in Betrieb war und die Temperatur deshalb anstieg. Ab ca. 9:00 Uhr war die Messdatenaufzeichnung der Wärmepumpe aktiviert. Ab diesem Zeitpunkt kann in der Abbildung 4-35 der Verlauf der Regeltemperatur abgelesen werden. Hier soll noch einmal auf den Messpunkt der Regeltemperatur hingewiesen werden. Dieser befindet sich am Lufteintritt des inneren Fancoils (siehe Abbildung 4-25), also nur knapp über dem Boden. Durch die Temperatschichtung der Luft über die Höhe, ist die große Abweichung von der operativen Temperatur zu erklären. An diesem Verlauf der Temperatur der Luft die vom inneren Fancoil angesaugt wird $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) ist auch zu erkennen, dass die Einschaltgrenze zwischen 9:00 und 11:30 Uhr mehrmals erreicht wurde. Dadurch wurde die Wärmepumpe aktiviert bis die Regeltemperatur die Ausschaltgrenze erreichte. Zwischen 11:30 und 15:30 Uhr wurde die Einschaltgrenze nicht unterschritten, daher blieb die Wärmepumpe außer Betrieb. Ab 15:30 Uhr begannen erneut kurze Phasen des Betriebs der Wärmepumpe. Ab 17:30 Uhr reichte die durch die Wärmepumpe dem Raum zugeführte Wärme nicht mehr aus um die Temperatur soweit zu erhöhen, dass die Ausschaltgrenze erreicht werden konnte. Die Wärmepumpe blieb deshalb bis 05:45 Uhr in Betrieb.

In der nachstehenden Abbildung 4-36 sind im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele in W und der Verlauf der Globalstrahlung in W/m² zu sehen. Dem unteren Diagramm ist die von der Wärmepumpe benötigten Leistung und der Verlauf der Spannung der Batterien zu entnehmen.

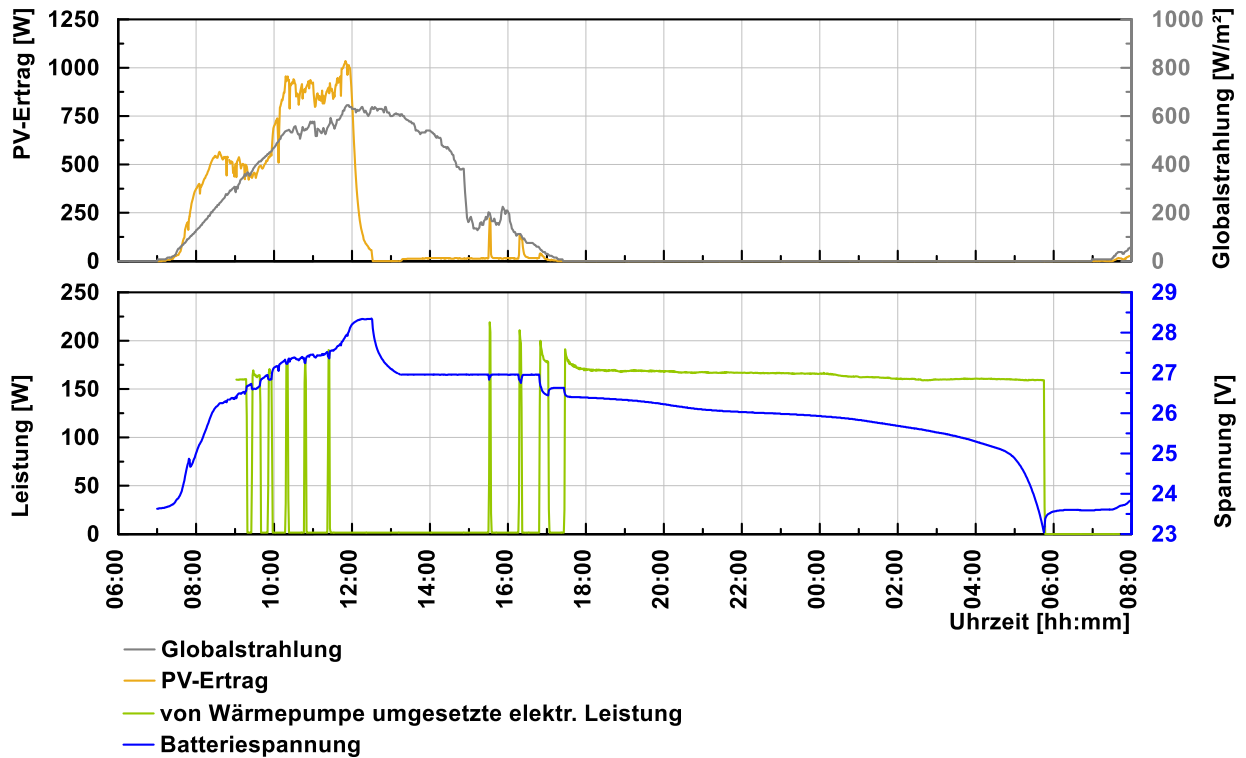


Abbildung 4-36: Globalstrahlung, PV-Ertrag, Wärmepumpenleistung und Batteriespannung 15.02.-16.02.2018

Der Verlauf für die durch die PV-Paneele aufgenommene Leistung zeigt, dass zwischen 7:00 und 12:00 Uhr die gesamte mögliche solare Strahlung durch die PV-Paneele aufgenommen und zum Laden der Batterien verwendet wurde bzw. direkt für den Betrieb der Wärmepumpe zur Verfügung gestellt wurde. Um 12:00 Uhr sind, wie am Spannungsverlauf der Batterien zu erkennen, die Batterien vollständig geladen. Die Wärmepumpe ist zu diesem Zeitpunkt nicht in Betrieb. Die solare Strahlung die durch die PV-Paneele umgesetzt werden könnte, wurde also weder in die Batterien eingespeist, noch zum Betrieb der Wärmepumpe herangezogen. So ist der Abfall des Verlaufs für den PV-Ertrag zu erklären. Ab 15:30 Uhr war die Wärmepumpe mehrmals kurz in Betrieb. Die dafür notwendige Leistung konnte zum Teil direkt mit den PV-Paneeelen abgedeckt und zum Teil aus den Batterien bezogen werden. Ab 17:30 Uhr ging die Wärmepumpe bis 05:45 Uhr in Betrieb. Am Verlauf der Spannung ist der Entladevorgang der Batterien zu erkennen. Da die Wärmepumpe über Nacht weiter in Betrieb war, konnte von den PV-Paneeelen keine zusätzliche Energie bezogen werden. Um 05:45 Uhr war die Batterie entladen und die Versorgung der Wärmepumpe wurde ausgesetzt.

Abbildung 4-37 zeigt den Stromverbrauch des Kompressors, den Energieertrag der PV Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Heizenergie der Wärmepumpe pro Stunde sowie die Arbeitszahl, errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde vom 15.02.2018 bis 16.02.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse und die stündlichen Arbeitszahlen auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

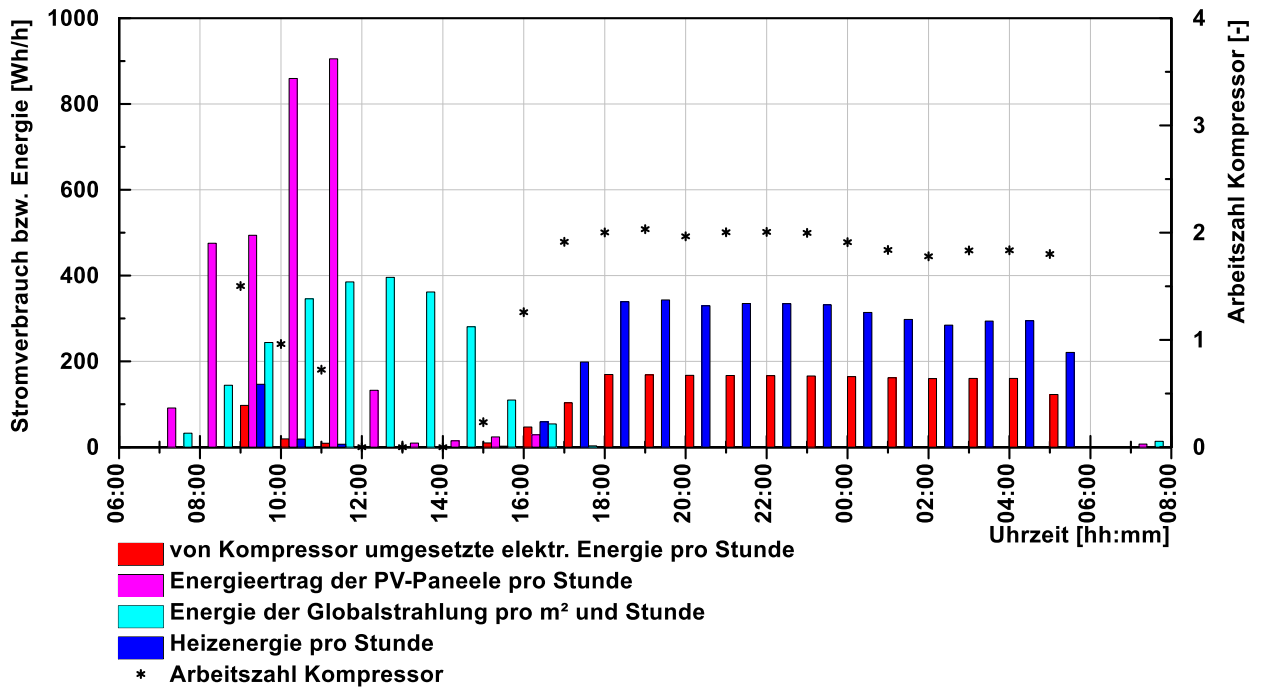


Abbildung 4-37: Arbeitszahl und Energien (Ertrag, Verbrauch) von 15.02. bis 16.02.2018

In Abbildung 4-37 ist zu erkennen, dass die Energie für den Betrieb der Wärmepumpe und somit die Beheizung des Raumes in dieser Messperiode hauptsächlich in der Nacht, also zwischen 16:00 Uhr und 7:00 Uhr, benötigt wurde. Die Bereitstellung der Energie durch die PV-Paneele erfolgte aber zwischen 7 und 16:00 Uhr. Die Batterien müssten also die Zeitversetzung zwischen Angebot der Energie durch die Sonne und der benötigten Energie durch die Wärmepumpe überbrücken. Wie aber in Abbildung 4-36 zu sehen ist war die Kapazität der Batterie nicht ausreichend um die Zeit bis zur nächsten solaren Einstrahlung zu überbrücken. Bei einer Schlechtwetterlage am darauffolgenden Tag würde selbst bei Überbrückung einer Nacht spätestens am nächsten Tag kein Betrieb der Wärmepumpe mehr möglich sein, da keine Energie mehr (aufgrund unzureichender Globalstrahlung) in den Batterien gespeichert wäre. Die Arbeitszahl, mit einem Wert meist knapp unter 2, erscheint bei dieser Messperiode sehr niedrig. Der Grund dafür ist in Abbildung 4-38 gezeigt und in der Diskussion zu dieser Abbildung erläutert.

Die für den Betrieb der Wärmepumpe relevanten Temperaturen sind in Abbildung 4-38 zu sehen. Dazu zählen die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreislaufes. Die Kondensationstemperatur und Verdampfungstemperatur wurden wie in Kapitel 4.2.1 erläutert ermittelt. Außerdem ist der COP des Kompressors dargestellt. Die Senke stellt bei dieser Betriebsart die durch den nach innen gerichteten Fancoil angesaugte Luft dar. Die Quelle ist die durch den Luftkanal angesaugte Außenluft. Die Temperatur am Luftein- $T_{La,i}$ und Luftaustritt $T_{La,o}$ (siehe Abbildung 3-13) des äußeren Fancoils, der während dieser Messperiode nicht in Betrieb war, sind ebenfalls dargestellt.

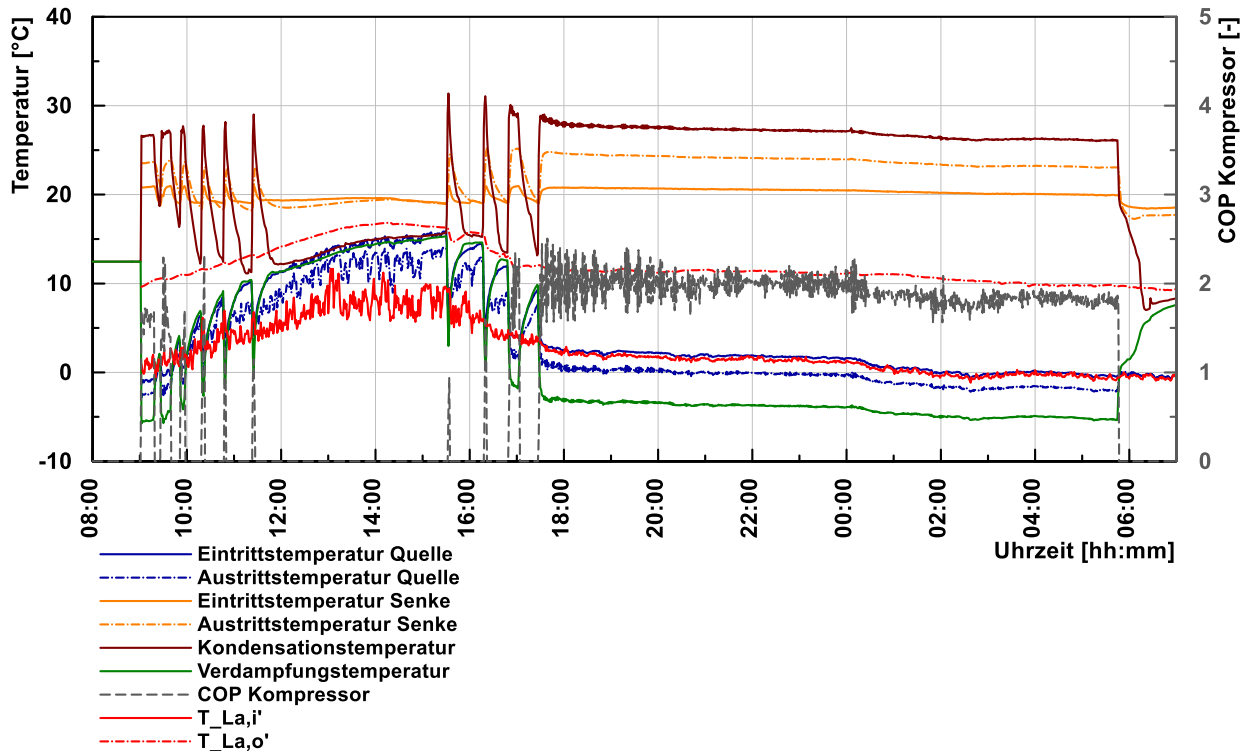


Abbildung 4-38: Verläufe der Temperaturen im Wärmepumpenkreis und des COP von 15.02. bis 16.02.2018

Die Verdampfungstemperatur lag für den Betrieb der Wärmepumpe zwischen 17:30 und 05:45 Uhr bei ca. -5 °C und Kondensationstemperatur bei ca. 27 °C . Die Quellen Eintrittstemperatur der Luft (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13) entsprach in etwa der Außenlufttemperatur (siehe Abbildung 4-35) und lag zwischen 4 °C und -2 °C . Die Austrittstemperatur quellenseitig (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13) lag etwa 3 K niedriger als die Eintrittstemperatur. Die Austrittstemperatur der Luft $T_{Li,o}$ (siehe Abbildung 3-13) senkenseitig lag ca. 4 K höher als die Eintrittstemperatur $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) von knapp über 20 °C . Am Verlauf der Lufttemperatur am Ein- $T_{La,i}$ und Austritt $T_{La,o}$ des äußeren Fancoils ist ein deutlicher Temperaturunterschied zu erkennen. Dies lässt die Vermutung zu, dass hier dieselben Effekte auftreten wie am inneren Fancoil beim Kühlbetrieb bei der Systemkonfiguration Luftkanal und Fancoil innen (siehe Abbildung 4-22). Also tritt vermutlich ein Kältemittelmassenstrom über den, sich nicht in Betrieb befindlichen äußeren Fancoil, und in weiterer Folge eine Wärmeabgabe an die Außenluft auf. Dieser Effekt würde auch den schlecht ausfallenden COP bei dieser Messperiode und Systemkonfiguration erklären.

4.3.2 Fancoil außen und Fancoil innen

In diesem Unterkapitel werden Messergebnisse für die Systemkonfiguration mit dem äußeren Fancoil als Wärmequelle und dem inneren Fancoil als Wärmesenke (siehe Abbildung 3-1) präsentiert und interpretiert.

Messperiode 10.03.-12.03.2018

Die folgende Messperiode begann am 10.03.2018 um 13:00 Uhr und endete am 12.03.2018 um 07:00 Uhr. Der äußere Fancoil war während der gesamten Messperiode auf die höchste Stufe

eingestellt. Dies entspricht laut Angaben des Herstellers einer Leistungsaufnahme von ca. 63 W. Der innere Fancoil ist stufenlos regelbar und wurde ebenfalls auf die maximale Leistung eingestellt. Laut Angaben des Herstellers entspricht dies einer Leistungsaufnahme von ca. 17 W. Die Regelgröße für die Regelung (vgl. Kapitel 3.3) der Wärmepumpe war zu diesem Zeitpunkt die Temperatur der durch den inneren Fancoil angesaugten Raumluft $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13). Die Temperatur des Referenzraumes wurde während dieser Messperiode auf eine Soll-Innentemperatur von 20 °C eingestellt. Die Versorgung der Wärmepumpe erfolgte während dieser Messperiode über das Stromnetz. Grund dafür war, dass bereits in vorherigen Tests festgestellt wurde das ein autarker Heizbetrieb (also Energieversorgung über PV-Paneele und Batterien) nicht möglich ist. Außerdem war die Peripherie der Wärmepumpe noch vom Stromnetz versorgt, was eine Beurteilung der Autarkie nur hinsichtlich der Versorgung des Kompressors möglich machte und nicht hinsichtlich der gesamten Wärmepumpe.

In Tabelle 4-17 ist der, laut Herstellerangaben, erbrachte Luftvolumenstrom des inneren und äußeren Fancoils ersichtlich. Die Drehzahl des Kompressors in dieser Messperiode kann nicht mehr ermittelt werden, da zu diesem Zeitpunkt die erforderlichen Daten dafür nicht aufgezeichnet wurden (noch nicht im LabView Programm implementiert).

Tabelle 4-17: Daten der Systemkomponenten für die Messperiode vom 10.03. bis 12.03.2018

	Drehzahl (1/min)		mittlerer Luftvolumenstrom	Bemerkung
	Min.	Max.		
Kompressor	-	-		nicht gemessen
innerer Fancoil		-	300 m³/h	laut Herstellerangaben
äußerer Fancoil		-	500 m³/h	laut Herstellerangaben

In Abbildung 4-39 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der operativen Temperatur des durch die Wärmepumpe beheizten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) über den Zeitraum vom 09.03.2018 ab 13:00 Uhr bis zum 12.03.2018 11:00 Uhr dargestellt. Zusätzlich zu den gemessenen Temperaturen sind auch noch die Ein- und Ausschaltgrenze der Regelung des Kompressors zu sehen. Die Ein- und Ausschaltgrenzen waren während der gesamten Messperiode konstant und wurden auf 18 °C für die Ein- und 21 °C für die Ausschaltgrenze festgelegt. Die Soll-Innenlufttemperatur wurde ebenso während der gesamten Messperiode konstant gehalten und auf 20 °C festgelegt.

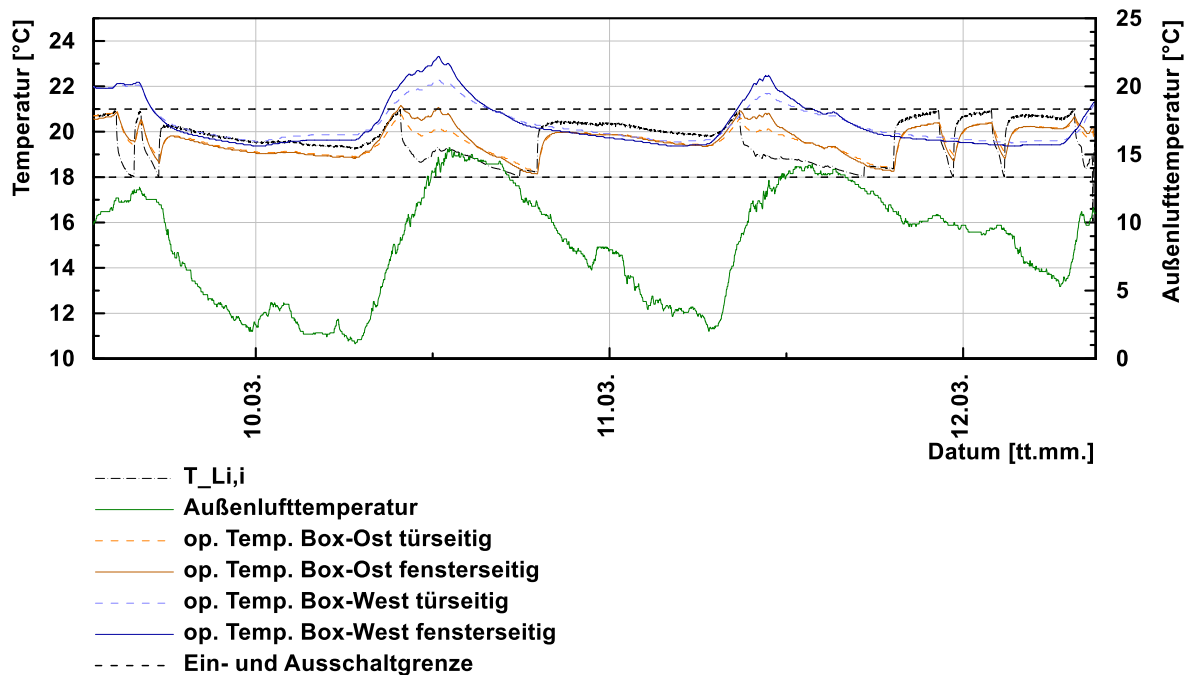


Abbildung 4-39: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume von 09.03. bis 12.03.2018

Der Verlauf der Außenlufttemperatur zeigt, dass 0 °C während dieser Messperiode nicht unterschritten wurden und ein Maximum von 15 °C erreicht wurde. Die operativen Temperaturen des Referenzraumes sowie des beheizten Raumes zeigen einen relativ ähnlichen Verlauf. Erkennbar ist aber, dass die Temperatur des Referenzraumes während des Tages höhere Temperaturen erreicht als der beheizte Raum. Grund für die höhere Temperatur im Referenzraum ist, dass die Soll-Temperatur (20 °C) für diesen Raum zu hoch eingestellt war (richtige Einstellung der Soll-Innentemperatur wäre 12 °C gewesen; Frostschutz) und er außerdem über den Wasserkreislauf in der Decke beheizt wurde. Diese Heizung über die Decke führte, aufgrund der thermischen Trägheit der Decke, im Tagesverlauf zu einer höheren Temperatur als im, durch die Wärmepumpe über die Luft beheizten Raum. Die Globalstrahlung fällt während der Messperiode, mit nur selten über 500 W/m^2 niedrig aus.

Abbildung 4-40 zeigt den Stromverbrauch des Kompressors, die Energie der Globalstrahlung, die Heizenergie der Wärmepumpe pro Stunde sowie die Arbeitszahl errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde vom 09.03.2018 bis 12.03.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse, die täglichen Arbeitszahlen ebenfalls auf der linken Achse und die mittleren Temperaturen auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

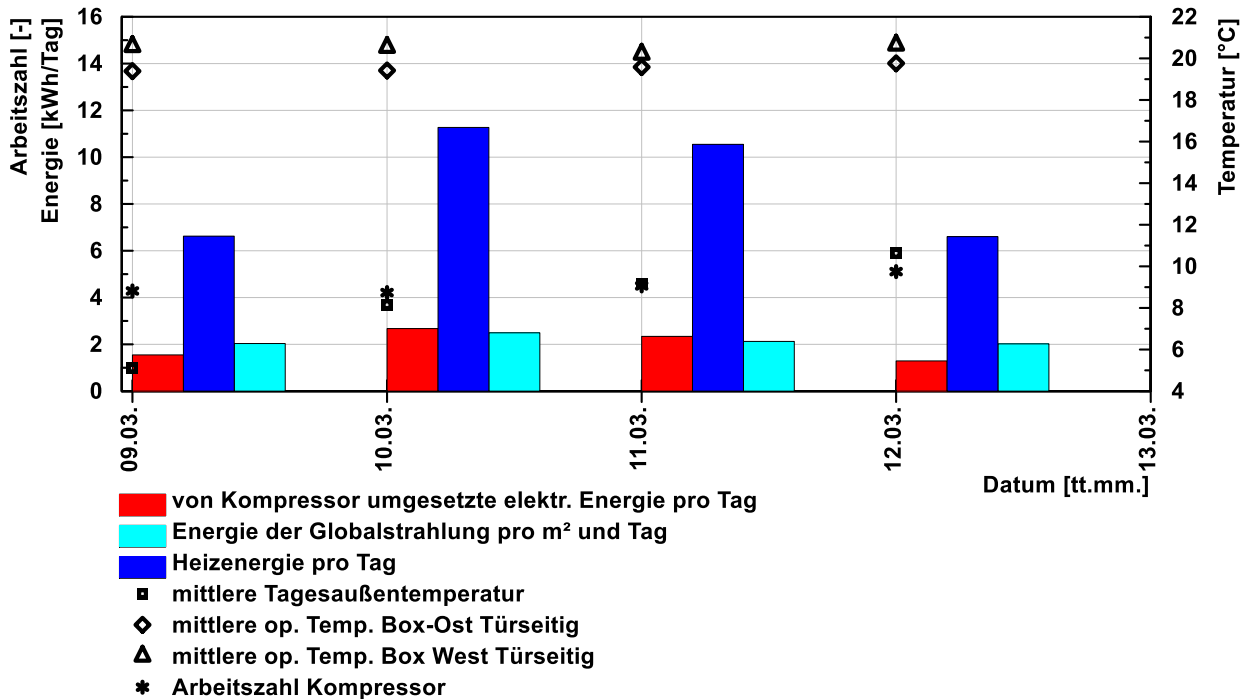


Abbildung 4-40: Arbeitszahl, Energien und Tagesmittelwerte der Temperaturen in den Testräumen und der Außenluft von 09.03. bis 12.03.2018

Die Energien für den 09.03. und 12.03.2018 sind nicht die für diesen Tag tatsächlichen Energien da die Messung am 09.03. um 13:00 Uhr gestartet und am 12.03. um 11:00 Uhr beendet wurde. Daher sind Daten für die Zeit davor bzw. danach nicht vorhanden und wurden nicht miteinbezogen. Die mittleren Temperaturen des Referenzraumes sowie des beheizten Raumes bewegen sich um die 20 °C, also knapp über bzw. unter der für beide Räume eingestellten Soll-Temperatur. Die Arbeitszahl bewegt sich meist über 4, jedoch muss auch für diese Systemkonfiguration auf die Unsicherheiten bei der Berechnung der Wärmeleistung hingewiesen werden (vgl. Kapitel 4.1.2).

Messperiode 09.03.-10.03.2018

In Abbildung 4-41 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der operativen Temperatur des durch die Wärmepumpe beheizten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Außenlufttemperatur sowie der Verlauf der Regelgröße $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) über den Zeitraum vom 09.03.2018 ab 13:00 Uhr bis zum 10.03.2018 13:00 Uhr dargestellt. Zusätzlich zu den gemessenen Temperaturen sind auch noch die Ein- und Ausschaltgrenze der Regelung des Kompressors zu sehen. Die Ein- und Ausschaltgrenzen waren während der gesamten Messperiode konstant und wurden auf 18 °C für die Ein- und 21 °C für die Ausschaltgrenze festgelegt. Die Soll-Innenlufttemperatur wurde ebenso während der gesamten Messperiode konstant gehalten und auf 20 °C festgelegt.

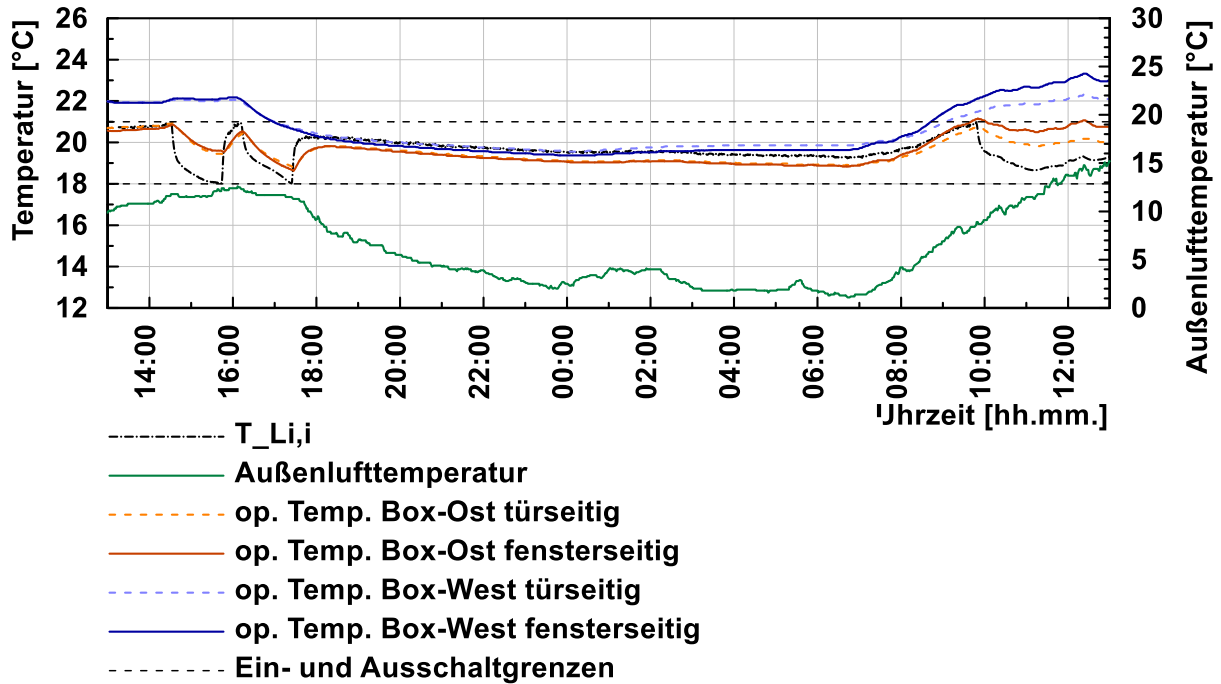


Abbildung 4-41: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume von 09.03. bis 10.03.2018

Zu Beginn der Messperiode ist die Schwankung der Regelgröße $T_{Li,i}$ zwischen der Ein- und Ausschaltgrenze zu sehen. Die operative Temperatur des beheizten Raumes folgt der Regelgröße in gedämpfter Form. Ab 17:30 Uhr bleiben die operativen Temperaturen beider Räume in etwa konstant auf knapp unter 20 °C bevor sie mit dem Anstieg der Außenlufttemperatur zu steigen beginnen. Kurz vor 10 Uhr erreicht die Regeltemperatur die Ausschaltgrenze und fällt danach gleich wieder ab ohne die Einschaltgrenze zu erreichen bzw. zu unterschreiten.

Abbildung 4-42 zeigt den Stromverbrauch des Kompressors, die Energie der Globalstrahlung, die Heizenergie der Wärmepumpe pro Stunde sowie den stündliche Arbeitszahl errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde vom 15.02.2018 bis 16.02.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse und die stündlichen Arbeitszahlen auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

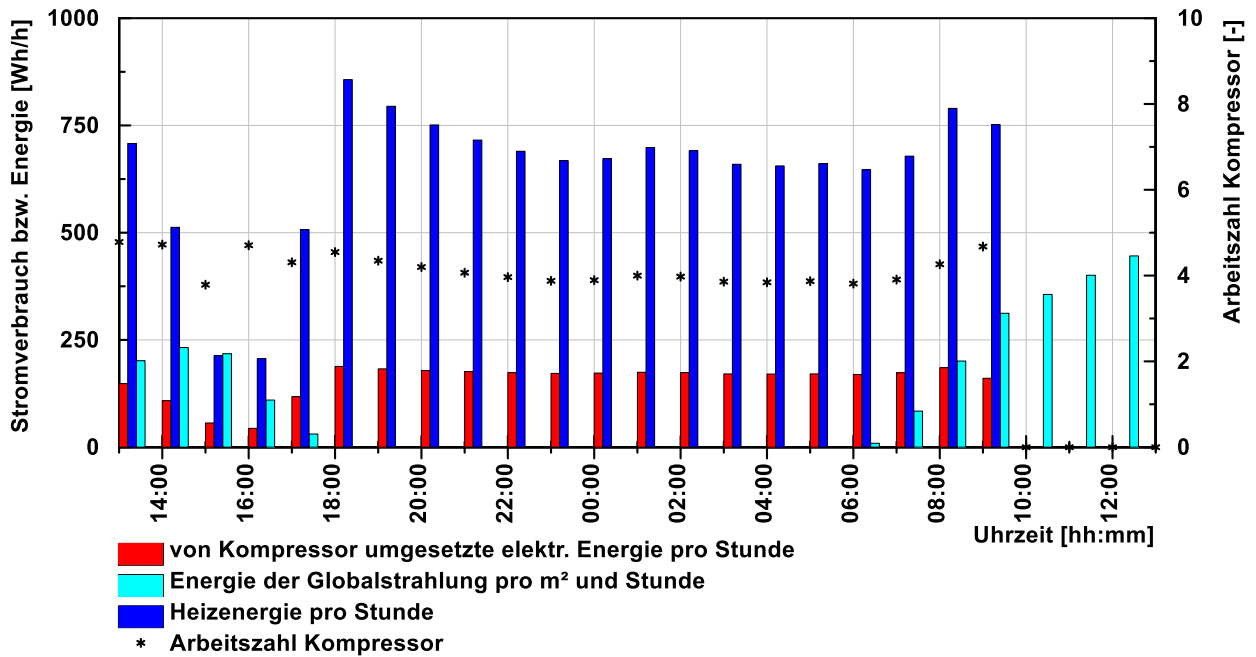


Abbildung 4-42: Arbeitszahl und Energien von 09.03. bis 10.03.2018

Zu sehen in Abbildung 4-42 ist der Energiebedarf der Wärmepumpe der hauptsächlich während den Abend- und Nachtstunden zwischen 17:00 und 7:00 Uhr anfällt. Da der Betrieb während dieser Messperiode über das Stromnetz erfolgte wurde die Wärmepumpe nicht aufgrund der entladenen Batterie deaktiviert. Die Arbeitszahl bewegte sich meist um einen Wert von 4, ist aber mit einer höheren Unsicherheit behaftet (vgl. Kapitel 4.1.2).

Die für den Betrieb der Wärmepumpe relevanten Temperaturen sind in Abbildung 4-43 zu sehen. Dazu zählen die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreis. Die Kondensationstemperatur und Verdampfungstemperatur wurden wie in Kapitel 4.2.1 erläutert ermittelt. Außerdem ist der COP der Wärmepumpe dargestellt. Die Senke stellt bei dieser Betriebsart die durch den nach innen gerichteten Fancoil angesaugte Raumluft dar. Die Quelle ist die durch den äußeren Fancoil angesaugte Außenluft. Die Temperatur am Luftein- und Luftaustritt des Luftkanals, der während dieser Messperiode nicht in Betrieb war, sind ebenfalls dargestellt.

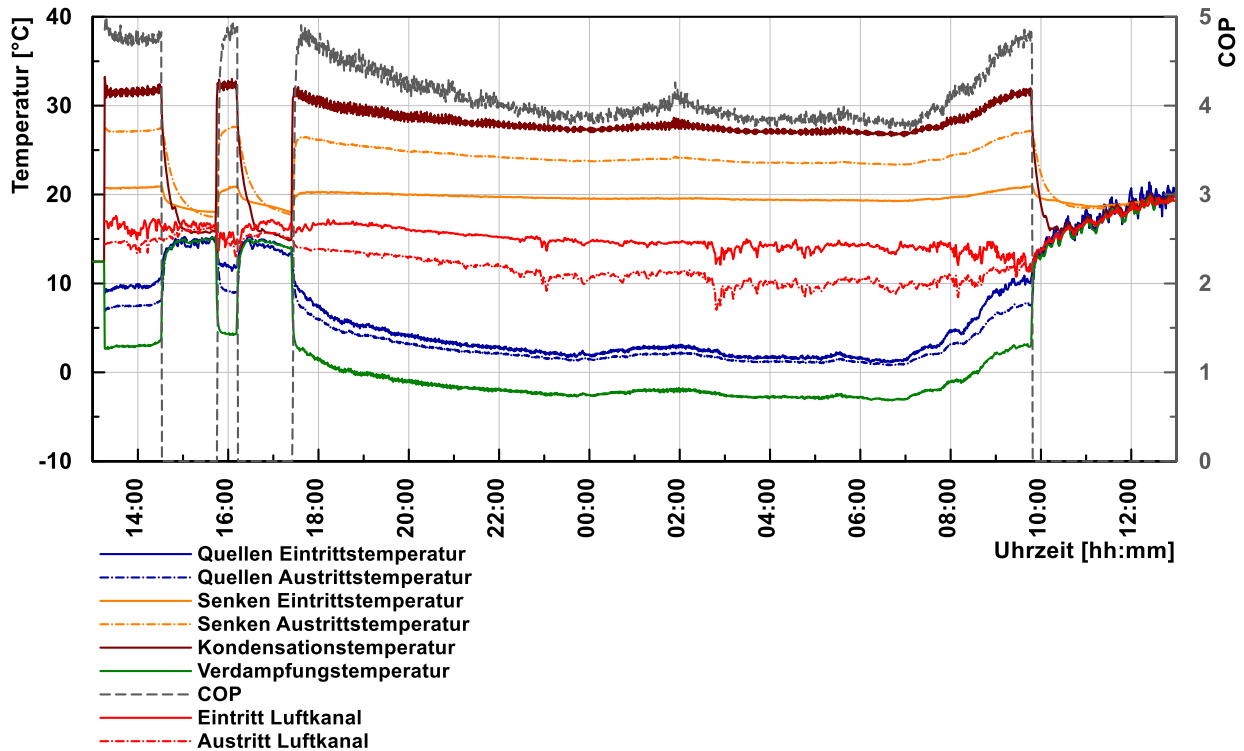


Abbildung 4-43: Verläufe der Temperaturen im Wärmepumpenkreis und des COP von 09.03. bis 10.03.2018

Die Verdampfungstemperatur lag für den Betrieb der Wärmepumpe zwischen 17:30 Uhr (09.03.2018) und 09:50 Uhr (10.03.2018) meist bei ca. -4 °C und die Kondensationstemperatur bei ca. 27 °C . Die Quellen Eintrittstemperatur $T_{La,iv}$ (siehe Abbildung 3-13) entsprach in etwa der Außenlufttemperatur (siehe Abbildung 4-41) und schwankte zwischen 0 °C und 15 °C . Die Lufteintrittstemperatur quellenseitig $T_{La,iv}$ lag etwa 2 K höher als die Luftaustrittstemperatur quellenseitig $T_{La,or}$. Die Luftaustrittstemperatur senkenseitig $T_{Li,o}$ lag ca. 5 K höher als die Lufteintrittstemperatur senkenseitig $T_{Li,i}$ (siehe Abbildung 3-13) die knapp unter 20 °C lag. Am Verlauf der Luftein- (Mittelwert über T_{L6} bis T_{L10} , siehe Abbildung 3-13) und Luftaustrittstemperatur (Mittelwert über T_{L1} bis T_{L5} , siehe Abbildung 3-13) des Luftkanals sind Schwankungen bei der Inbetriebnahme der Wärmepumpe zu erkennen. Vor allem das Ansteigen der Spreizung deutet auf ein Verdampfen des Kältemittels im Lamellenwärmetauscher, der im Luftkanal verbaut ist, hin. Durch diesen Effekt ist auf einen nicht gewollten Wärmetausch am Lamellenwärmetauscher zu schließen. Andere Einflüsse die diesen Effekt erzeugen wie Luftbewegungen durch den Luftkanal, Undichtigkeiten des Luftkanals oder fehlerhafte Wärmedämmung des Luftkanals sind aber nicht auszuschließen.

4.3.3 Luftkanal/Wasserkreislauf und Fancoil außen/Wasserkreislauf

Der Betrieb der Wärmepumpe bei der, der Wasserkreislauf als Wärmesenke dienen sollte und der Luftkanal bzw. der äußere Fancoil als Wärmequelle (siehe Abbildung 3-1) wurden bis zum Verfassen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Grund dafür ist, dass der Anschluss der Wasserseite erst im Juli 2018 durchgeführt wurde und seitdem keine weitere Messung im Heizbetrieb durchgeführt wurde.

5 OPTIMIERUNGSVORSCHLAG

Aufgrund der im Heizbetrieb festgestellten geringen bzw. nicht vorhandenen Überhitzung (Schmiedbauer, 2018: 4.3.1 Zu geringe Überhitzung im Heizbetrieb) des Kältemittels vor dem Eintritt in den Kompressor, wird ein Umbau des Kältekreislaufes angedacht. Dazu wird ein 4-Wege-Ventil eingebaut, um den internen Wärmetauscher auch im Heizbetrieb korrekt zu durchströmen. Außerdem wurde im Kühlbetrieb mit dem Plattenwärmetauscher als Wärmequelle und dem Luftkanal als Wärmesenke festgestellt, dass es am inneren Fancoil zu einer Abkühlung der Luft kommt, obwohl dieser nicht in Betrieb ist. Das heißt, es kommt zu einer Verdampfung des Kältemittels im Wärmetauscher des inneren Fancoils. Um dies zu unterbinden, werden im Zuge des nächsten Umbaus zusätzlich noch zwei 3-Wege-Ventile eingebaut um die nicht in Betrieb befindlichen Wärmetauscher vom Kältekreislauf abzutrennen. Nähere Erläuterungen zum ungewollten Verhalten der Wärmepumpe bei der Systemkonfiguration Luftkanal und Wasserkreislauf sind in Kapitel 4.2.3 angeführt. Um das Sicherheitsrisiko des ungewollten Druckanstiegs in den abgetrennten Wärmetauschern zu verhindern, wurden Überströmventile verbaut. Bei einem Anstieg des Drucks auf über 18 bar in den abgetrennten Wärmetauschern öffnet das Überströmventil und lässt das Kältemittel in den sich im Betrieb befindlichen Wärmetauscher strömen. Der Druckanstieg in den abgetrennten Wärmetauschern, der durch Verdampfung von flüssigem Kältemittel bzw. durch „eingesperrtes“ flüssiges Kältemittel hervorgerufen wird, wird so abgebaut. Das Schema des adaptierten Kältekreislaufs für Heizbetrieb (rote Pfeile) und Kühlbetrieb (blaue Pfeile) ist in Abbildung 5-1 zu sehen.

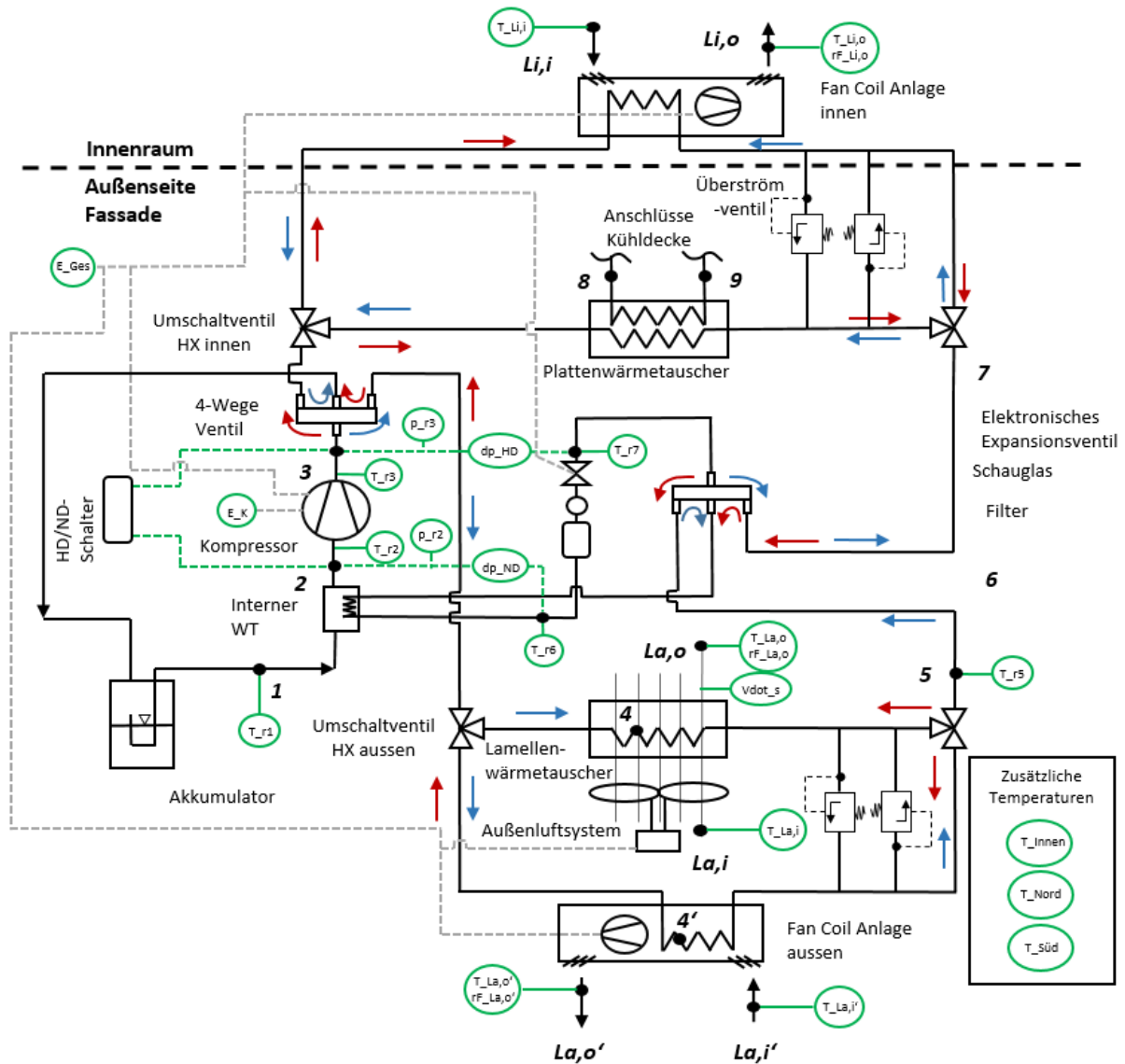


Abbildung 5-1: Adaptierter Kältekreislauf

Neben der Adaption des Kältekreislaufs wurde eine neue Abschätzung der benötigten Kältemittelmenge mittels EES (2018) durchgeführt. Die Berechnungsdaten bzw. Annahmen dafür wurden aus Schmiedbauer (2018) entnommen. Die für diese Berechnung grundlegenden Annahmen waren, dass die Kältemaschine/Wärmepumpe ohne Druckverluste arbeitet und das Verhältnis der dampfförmigen und flüssigen Phase mit der Länge des sich in Betrieb befindlichen Wärmetauschers linear abnimmt, sowie auch die Dichte des Kältemittels im überhitzten Bereich. Außerdem wurde angenommen, dass die sich nicht in Betrieb befindlichen Wärmetauscher mit flüssigem Kältemittel gefüllt sind. Aufgrund der unterschiedlichen Volumina der Wärmetauscher ergeben sich dadurch unterschiedliche Kältemittelmengen. Zu beachten ist hierbei, dass es sich bei dieser Berechnung, bezogen auf die Kältemittelmenge, um den schlechtesten (im Realfall werden die nicht in Betrieb befindliche Wärmetauscher nicht mit vollkommen flüssigem Kältemittel gefüllt sein) Fall handelt. Die berechneten Kältemittelmengen sind in Tabelle 5-1 ersichtlich.

Tabelle 5-1: Abgeschätzte Kältemittelmengen Gesamtsystem bei der jeweiligen Systemkonfiguration

Systemkonfiguration	Heizbetrieb [kg]	Kühlbetrieb [kg]
Innerer Fancoil und Luftkanal	3,1	2,6
Innerer Fancoil und äußerer Fancoil	1,7	1,7
Plattenwärmetauscher und Luftkanal	3,8	3,7
Plattenwärmetauscher und äußerer Fancoil	2,5	3,1

Aufgrund der bereits durchgeführten Befüllung der Kältemaschine/Wärmepumpe mit 2,75 kg Kältemittel muss die Auslegung des Niederdrucksammlers neu überdacht werden. Der eingebaute Niederdrucksammler mit einem Fassungsvermögen von 0,8 kg Kältemittel und bei einer Umgebungstemperatur von 30 °C ist, laut Eckschlager (2017), lediglich für eine Wärmepumpe mit einem Gesamtkältemittelbedarf von 1,6 kg ausreichend. Da in der Abschätzung mittels EES (2018) diese Kältemittelmenge teilweise überschritten wird, ist ein Niederdrucksammler mit größerem Fassungsvermögen notwendig. Aufgrund der durchgeführten Berechnungen wurde ein neuer Niederdrucksammler mit einem Fassungsvermögen von 1,4 kg Kältemittel R134a bei einer Umgebungstemperatur von 30 °C ausgewählt. In den Berechnungen wurde davon ausgegangen, dass sich in den nicht in Betrieb befindlichen Wärmetauschern nur flüssiges Kältemittel befindet. Tatsächlich wird sich ein Teil in flüssiger Phase und ein Teil in dampfförmiger Phase befinden. Daher wird der neu gewählte Niederdrucksammler für eine Befüllung mit 2,8 kg Kältemittel ausreichend sein.

6 ZUSAMMENFASSUNG, SCHLUSSFOLGERUNG UND AUSBLICK

Diese Arbeit beschäftigte sich mit dem Projekt „CoolSkin“. Die Aufgabenstellung bestand in der Messdatenanalyse und Optimierung einer Anlage, die als fassadenintegriertes System einen Raum kühlen und heizen sollte. Der Fokus lag dabei auf der Kühlung des Raumes. Die Energieversorgung der Anlage sollte dabei autark sein, also nicht von externen Stromquellen versorgt werden. Dies wurde durch Photovoltaik-Paneele realisiert, die die auftreffende solare Strahlung zur Energieversorgung der Anlage in elektrischen Strom umwandelten. Der Vorteil besteht in der Möglichkeit der industriellen Vorfertigung des Systems und des ungefähr zeitgleichen Auftretens der Sonneneinstrahlung und des Kühlbedarfs.

Zusammenfassung

Bei den ersten Feldversuchen der Kühlung des Raumes über die Luft durch das System CoolSkin zeigte sich, dass die eingestellten Soll-Innenlufttemperaturen erreicht werden konnten, und die durch die Photovoltaik-Paneele bzw. die Batterie bereitgestellte Energie zur Versorgung der Kältemaschine ausreichend war. Allerdings waren bei den ersten Versuchen (hauptsächlich im Heizbetrieb) die Peripherie, also Ventilatoren der Wärmetauscher, die Pumpe und das Expansionsventil noch von einer externen Quelle versorgt. Um eine Bewertung der Autarkie der Anlage zu ermöglichen wurde die Peripherie daher, im Zuge eines Umbaus der Anlage, durch die PV-Paneele und die Batterie versorgt. Außerdem wurden für eine Optimierung der Regelung der Kältemaschine noch weitere Messstellen installiert. Der Anschluss der Wasserseite, also das Verbinden des Wasserkreislaufs, der im Austausch mit dem Kältekreislauf des Projekts „CoolSkin“ steht, und den Wasserkreisläufen die in der Decke bzw. dem Boden des Raumes verbaut waren, wurde ebenfalls durchgeführt. Hier wurde darauf geachtet, dass die aus dem Bestand des Vorprojekts „MPC-Boxes“ bestehende Wärmepumpe mit dem Wasserkreislauf als Backup-System verbunden blieb. Bei einem möglichen Ausfall der Wärmepumpe des Projekts „CoolSkin“ soll dadurch eine Beheizung des Raumes, also vor allem der Frostschutz in den Wintermonaten, sichergestellt werden.

Nach den ersten reibungslosen Tests der Anlage wurde mit der Auswertung der Messdaten begonnen. Zur Auswertung der thermodynamischen Vorgänge des Kältekreises sowie dessen Interaktion mit der Außenluft, der Innenluft und dem Wasserkreislauf wurde das Programm EES (2018) verwendet. Durch die Berechnung der übertragenen Wärmeleistungen und in Verhältnis setzen dieser, mit der vom Kompressor bezogenen Leistung bzw. der von der Kältemaschine samt Peripherie benötigten Leistung, konnten Leistungszahlen für die Kältemaschine ermittelt werden. Zur Darstellung der Messdaten und den aus den Messdaten berechneten Werten wurde das Programm DIAdem (2017) verwendet. Hierbei wurden die Randbedingungen für die Feldversuche bestehend aus Außenlufttemperatur und Globalstrahlung abgebildet. Außerdem die Temperaturverläufe der Regeltemperatur, operativen Temperaturen in den Räumen, sowie Temperaturverläufe der Wärmequellen und –senken. Neben Temperaturen wurden auch Leistungsbezüge der Anlage sowie Bereitstellung elektrischer Leistung über Photovoltaik-Paneele und Batterien im zeitlichen Verlauf dargestellt. Aus den Leistungen wurden Energien berechnet und in Säulendiagrammen dargestellt.

Schlussfolgerung

Durch die Auswertung der Messergebnisse wurde ersichtlich, dass die Kühlung über die Luft ohne Probleme möglich war. Selbst bei hohen Außentemperaturen konnte die Soll-Innentemperatur eingehalten werden. Die, über die Photovoltaik-Paneele und Batterien zur Verfügung gestellte Energie war bei den durchgeführten Messungen ausreichend, um den Betrieb der Kältemaschine aufrecht zu erhalten und damit eine thermische Behaglichkeit für die Raumnutzer sicherzustellen. Dabei war für die Einhaltung der Soll-Innentemperatur unerheblich welcher der beiden Wärmetauscher (Luftkanal oder äußerer Fancoil), die mit der Außenluft (Wärmesenke) im Austausch standen, in Betrieb war. Für die Leistungszahlen hatte dies jedoch einen Einfluss. Diese waren im Betrieb mit äußerem und innerem Fancoil höher als im Betrieb mit Luftkanal und inneren Fancoil. Bei der Kühlung über die Decke hingegen war die, durch die Photovoltaik-Paneele und Batterie bereitgestellte Energie zumeist nicht ausreichend um die Kältemaschine solange in Betrieb zu halten wie es die Regelung verlangt hätte. Trotzdem konnten im Betrieb über den äußeren Fancoil und den Wasserkreislauf operative Raumtemperaturen erreicht werden die als thermisch behaglich gelten. Durch die große Trägheit des Systems, begründet durch die Masse der Decke, war aber eine ausreichende Kühlung des Raumes nicht immer möglich. Grund dafür war unter anderem die zu geringe Kapazität der Batterie, die eine Kühlung bis zum Erreichen der Soll-Innentemperatur verhinderte. Der Kühlbetrieb über den Wasserkreislauf und den Luftkanal zeigte ein ungewolltes Verhalten der Anlage weshalb dieser, im Vergleich zu den anderen Betriebskonfigurationen, nur kurz getestet wurde. Dieses Verhalten konnte bis zum Verfassen dieser Arbeit nicht beseitigt werden. Die Leistungszahlen für den Kühlbetrieb über die Decke waren niedriger als bei der Kühlung über die Luft. Optimierungspotential hinsichtlich der Leistungszahl wurde an den Volumenströmen der Wärmequellen und -senken erkannt.

Ausblick

Zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit fand ein Umbau des Kältekreislaufes statt. Im Zuge dieses Umbaus wird ein weiteres 4-Wegeventil, zwei weitere 3-Wegeventile sowie 4 Überströmventile verbaut (siehe Abbildung 5-1). Durch das 4-Wegeventil soll der Interne Wärmetauscher des Kältekreislaufs auch im Heizbetrieb korrekt durchflossen werden und eine ausreichende Überhitzung des Kältemittels am Eintritt in den Kompressor sichergestellt werden. Für weitere Details hierzu ist auf die vorangegangene Masterarbeit von Herrn Oliver Schmiedbauer, mit dem Titel: „Aufbau und Inbetriebnahme eines Versuchsstandes für autarkes Kühlen über die Gebäudehülle“ zu verweisen. Durch den Einbau der 3-Wegeventile soll ein Kältemittelmassenstrom über die sich nicht in Betrieb befindlichen Wärmetauscher verhindert werden. Um das Sicherheitsrisiko eines unkontrollierten Ansteigen Drucks in den abgetrennten Wärmetauschern zu verhindern, werden Überströmventile eingebaut, die gegendruckunabhängig bei einem Druck von 18 bar öffnen und so den Druck begrenzen.

Durch Kombination der Kühlung über den Wasserkreislauf (Decke) und die Luft (Fancoil) könnte noch eine Verbesserung der Ausnutzung der durch die PV-Anlage und Batterien bereitgestellten Energie erbracht werden. So könnte zum Beispiel die Kühlung während des Tages über die Luft passieren. Ist am Ende des Tages bei Sonnenuntergang und Absenkung der Außentemperatur noch genügend Energie in der Batterie gespeichert, könnte diese zur Kühlung über die Decke verwendet werden. Möglich wäre dies aber nur dann, wenn sich die Temperatur der Decke auf einem ausreichend hohen Niveau befindet, denn eine zu starke Abkühlung des Raumes ist nicht erwünscht. Die erwartete Folge daraus ist eine kühlere Ausgangstemperatur am folgenden Tag

und dadurch eventuell weniger Ein- und Ausschaltvorgänge der Kältemaschine bei erneuter Kühlung über die Luft. Außerdem wird eine höhere Leistungszahl der Kältemaschine bei der Kühlung über die Decke während der Nacht erwartet, da sich die Außentemperatur zu diesem Zeitpunkt auf einem deutlich niedrigeren Niveau befindet als während des Tages.

LITERATUR

- Dohmann, J. (2016). *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen*. Springer, Lemgo.
- Eckschlager, F. A. (2017). *Konzeptionierung eines Prüfstandes zur Untersuchung aktivierter Fassadensysteme. Masterarbeit*. Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
- EES. (2018). *Engeneering Equation Solver*. F-Chart Software. V10.439 Academic Professional (32-bit)
- DIAdem. (2017). National Instruments Ireland Resources Limited. V17.0.0f6657 (64-bit)
- Heinz, A. (2017). *Masterarbeitsausschreibung –Optimierung eines Versuchstandes für autarke Gebäudekühlung über die Gebäudehülle*.
https://www.tugraz.at/fileadmin/user_upload/Institute/IWT/LV/Dipl_Heinz_COOLSKIN_PV_Fassade.pdf (01.08.2018).
- IWT TU Graz. (2014). *Projektbeschreibung für Förderungsansuchen - CoolSkin Projekt*. Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
- LabView. (2017). National Instruments Ireland Resources Limited. V17.0 (32-bit)
- Mach, T. & Heinz, A. (2017). *2. Zwischenbericht CoolSkin*. Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
- Nidec GA Compressors. (2018). *Data-Sheet NLV 12.6*.
https://selector.secop.com/fileadmin/user_upload/SEPS/datasheets/nlv126cn_105h6355_r290_115v_220v_50-60hz_04-2018_desd300i302.pdf (07.05.2018).
- ÖNORM EN ISO 7730. (2005). *Ergonomie der thermischen Umgebung – Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit*. Österreichisches Normungsinstitut, Wien.
- ÖNORM H 7500. (2006). *Heizungssysteme in Gebäuden*. Österreichisches Normungsinstitut, Wien.
- Recknagel, Sprenger und Schramek (2009). *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. 74.Auflage, Ouldenbourg Industieverlag, München.
- Richter, W. (2007). *Handbuch der thermischen Behaglichkeit - Sommerlicher Kühlbetrieb*. Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, Berlin.
- Rieberer, R. (2013). *Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik Vertiefte Ausbildung, Skriptum zur Vorlesung*. TU Graz – Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
- Rieberer, R. (2015). *Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik, Skriptum zur Vorlesung*. Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
- Pichler, M., Schranzhofer, H., Görtler, G., Herzlieb, M., Maierhofer, N., Schneidhofer, M., . . . Wölfelmaier, F. (2017). *Endbericht Model Predictive Control von aktiven Bauteilen und Messungen in zwei Test-BOXen (MPC-BOXES)*.
https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/hdz_pdf/berichte/endbericht_2017-45_mpc-boxes.pdf (12.07.2018).
- Schmiedbauer, O. (2018). *Aufbau und Inbetriebnahme eines Versuchsstandes für autarkes Kühlen über die Gebäudehülle, Masterarbeit*. Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
- Schmiedbauer, O., & Zimmerberger, S. (2018). *CoolSkin Zwischenpräsentation - Aktueller Stand der Versuchsanlage*. Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
- Setzer, J. (2001). *Formelsammlung Bauphysik Wärme – Feuchte*. Institut für Bauphysik und Materialwissenschaft, Universität Essen.
- von Böck, P., & Stripf, M. (2015). *Technische Thermodynamik - Ein beispielorientiertes Einführungsbuch*. Springer, Karlsruhe.
- Walter Roller GmbH. (2018). *Produktkatalog HKN*.

Literatur

http://walterroller.de/fileadmin/resources/pdf/brochures/cat_hkn_0817_des.pdf
(19.04.2018)

ANHÄNGE

A-1 EES: Berechnung der Wärmeströme und COP

Äußerer Fancoil und Wasserkreislauf

Procedure korrektur(P_Wirk; m_dot_w;c[11];T[11];T[12]; h[11]; h[12]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]; Q_dot_PWT;
m_dot_R134a; Q_dot_FCa; COP_K) "Bereinigung der Daten um unrealistische
Werte"

If (P_Wirk>100)

Then "V.A. Zur Vermeidung einer Division durch 0"

f_Q_dot_PWT=m_dot_w*c[11]*(T[11]-T[12])

f_m_dot_R134a=abs(f_Q_dot_PWT/(h[1]-h[8]))

f_Q_dot_FCa=f_m_dot_R134a*(h[6]-h[3])

f_COP_K=f_Q_dot_PWT/P_Wirk

If (f_COP_K<10) and (abs(f_Q_dot_PWT) > 20) and (abs(f_Q_dot_FCa) > 20) **Then** "Wenn COP, Q's
über LWT /FCi realistisch -> vorl. Werte ok"

Q_dot_PWT=f_Q_dot_PWT

m_dot_R134a=f_m_dot_R134a

Q_dot_FCa=f_Q_dot_FCa

COP_K=f_COP_K

Else "Wenn COP, Q's unrealistisch -> 0"

Q_dot_PWT=0

m_dot_R134a=0

Q_dot_FCa=0

COP_K=0

Endif "Wenn Kompressor nicht läuft bzw. Leistung zu niedrig ->0"

Else

Q_dot_PWT=0

m_dot_R134a=0

Q_dot_FCa=0

COP_K=0

Endif

End

"Angenommener Luftdruck (konstant)"

p_u=1,0139 [bar]

"Umrechnung in bar"

dp_HD=dp_HD_mbar/1000

dp_ND=dp_ND_mbar/1000

R_Lao=rf_Lao/100

R_prime_Lao=rf_prime_Lao/100

R_Lio=rf_Lio/100

"Kältekreis"

"Zustand 1: Zustand nach Niederdrucksammler vor IWT"

x[1]=quality(R134a;T=T[1];P=p[1])

T[1]=T_r1

p[1]=p[2]

"Annahme: Kein Druckverlust über IWT"

h[1]=enthalpy(R134a;T=T[1];P=p[1])

ANHANG

$s[1]=\text{entropy}(R134a; T=T[1]; P=p[1])$

"Zustand 2: Zustand nach IWT, vor Kompressor, überhitzt"

$x[2]=\text{quality}(R134a; T=T[2]; P=p[2])$

$T[2]=\text{temperature}(R134a; h=h[2]; P=p[2])$

$p[2]=p_{r2}$

$h[2]=h[1]+h[6]-h[7]$

$s[2]=\text{entropy}(R134a; T=T[2]; P=p[2])$

"Zustand 3: Zustand nach Kompressor, vor FCa, überhitzt"

$x[3]=\text{quality}(R134a; T=T[3]; P=p[3])$

$T[3]=T_{r3}$

$p[3]=p_{r3}$

$h[3]=\text{enthalpy}(R134a; T=T[3]; P=p[3])$

$s[3]=\text{entropy}(R134a; T=T[3]; P=p[3])$

"Zustand 4: Zustand im FCa, an Grenzkurve"

$x[4]=1$

"An Grenzkurve"

$T[4]=\text{temperature}(R134a; P=p[4]; x=x[4])$

$p[4]=p[3]$

"Annahme: Kein Druckabfall bis 4"

$h[4]=\text{enthalpy}(R134a; P=p[4]; x=x[4])$

$s[4]=\text{entropy}(R134a; P=p[4]; x=x[4])$

"Zustand 5': Zustand im Kondensator an Grenzkurve"

$x[5]=0$

$T[5]=\text{temperature}(R134a; P=p[5]; x=x[5])$

$p[5]=p[6]$

"Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"

$h[5]=\text{enthalpy}(R134a; x=x[5]; P=p[5])$

$s[5]=\text{entropy}(R134a; x=x[5]; P=p[5])$

"Zustand 5: Nach FCa, vor IWT, kann sowohl links von-, also auch innerhalb der Grenzkurve liegen"

$x[6]=\text{quality}(R134a; T=T[6]; P=p[6])$

$T[6]=T_{r5}$

$p[6]=p[7]$

"Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"

$h[6]=\text{enthalpy}(R134a; T=t[6]; P=p[6])$

$s[6]=\text{entropy}(R134a; T=T[6]; P=p[6])$

"Zustand 6: Nach IWT, vor EXV, links von Grenzkurve"

$x[7]=\text{quality}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

$T[7]=T_{r6}$

$p[7]=p[3]-dp_{HD}$

"Errechnet über Differenzdruck"

$h[7]=\text{enthalpy}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

$s[7]=\text{entropy}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

"Zustand 7: Nach EXV, vor PWT"

$x[8]=\text{quality}(R134a; h=h[8]; P=p[8])$

$T[8]=T_{r7}$

$p[8]=p[2]+dp_{ND}$

"Errechnet über Differenzdruck"

$h[8]=h[7]$

"Isenthalpe Entspannung"

$s[8]=\text{entropy}(R134a; h=h[8]; P=p[8])$

"Zustand 8 für Diagramm (An Grenzkurve für 1)"

$x[9]=1$

$T[9]=\text{temperature}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

$p[9]=p[1]$

$h[9]=\text{enthalpy}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

$s[9]=\text{entropy}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

"Zustand 9 für Diagramm 9=1"

$x[10]=x[1]$

$T[10]=T[1]$

ANHANG

p[10]=p[1]
h[10]=h[1]
s[10]=s[1]

"Zustände des Wassers über PWT"

"Zustand 10: Eintritt PWT"

T[11]=T_8

p[11]=1,5 [bar]

Umgebungsdruck"

$\rho[11]=\text{density}(\text{Water}, P=p[11]; T=t[11])$

$h[11]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=t[11]; P=p[11])$

$s[11]=\text{entropy}(\text{Water}, T=t[11]; P=p[11])$

$c[11]=\text{cp}(\text{Water}, P=p[11]; T=t[11])$

$h_{i}[11]=h[11]$

"Annahme: Druck =

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 11: Austritt PWT"

T[12]=T_9

p[12]=1,5 [bar]

$\rho[12]=\text{density}(\text{Water}, P=p[12]; T=t[12])$

$h[12]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=t[12]; P=p[12])$

$s[12]=\text{entropy}(\text{Water}, T=t[12]; P=p[12])$

$c[12]=\text{cp}(\text{Water}, P=p[12]; T=t[12])$

$h_{i}[12]=h[12]$

"Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustände der Luft über FCa"

"Zustand 12: Eintritt FCa"

T[13]=T_prime_Lai

p[13]=p_u

W[13]=W[14]

$\rho[13]=\text{density}(\text{AirH2O}, P=p[13]; T=t[13]; w=W[13])$

$h[13]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}, w=W[13]; T=t[13]; P=p[13])$

$s[13]=\text{entropy}(\text{AirH2O}, w=W[13]; T=t[13]; P=p[13])$

$h_a[13]=h[13]$

"Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

"Absolute Luftfeuchte muss gleich bleiben"

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 13: Austritt FCa"

T[14]=T_prime_Lao

R[14]=R_prime_Lao

p[14]=p_u

$W[14]=\text{humrat}(\text{AirH2O}, T=T[14]; R=R[14]; P=p[14])$

$\rho[14]=\text{density}(\text{AirH2O}, P=p[14]; T=t[14]; w=W[14])$

$h[14]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}, w=W[14]; T=t[14]; P=p[14])$

$s[14]=\text{entropy}(\text{AirH2O}, w=W[14]; T=t[14]; P=p[14])$

$h_a[14]=h[14]$

"Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Berechnung der Massenströme und übertragenen Wärmeströme"

$m_{\text{dot_LWT}}=V_{\text{dot_s}}*\rho[13]$

$m_{\text{dot_w}}=V_{\text{dot_w}}*\rho[13]$

"Luftmassenstrom = Volumenstrom*Dichte"

Call korrektur(P_Wirk; m_dot_w; c[11]; T[11]; T[12]; h[11]; h[12]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]; Q_dot_PWT;
m_dot_R134a; Q_dot_FC_a; COP_K)

Luftkanal und innerer Fancoil

Procedure korrektur(P_Wirk; m_dot_LWT; h[13]; h[14]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]; Q_dot_LWT; m_dot_R134a;
Q_dot_FC_i; COP_K)

Werte"

If (P_Wirk>100) **Then** "V.A. Zur Vermeidung einer Division durch 0"

$f_{Q_dot_LWT}=m_{\text{dot_LWT}}*(h[13]-h[14])$

$f_{m_dot_R134a}=f_{Q_dot_LWT}/(h[6]-h[3])$

$f_{Q_dot_FCi}=f_{m_dot_R134a}*(h[1]-h[8])$

ANHANG

```
f_COP_K=f_Q_dot_FCi/P_Wirk
Bereinigung"
" Berechnung vorläufiger COP für weitere
If (f_COP_K<7) and (abs(f_Q_dot_LWT) > 100) and (abs(f_Q_dot_FCi) > 100) Then "Wenn
COP, Q's über LWT /FCi realistisch -> vorl. Werte ok"
Q_dot_LWT=f_Q_dot_LWT
m_dot_R134a=f_m_dot_R134a
Q_dot_FCi=f_Q_dot_FCi
COP_K=f_COP_K
Else
"Wenn COP, Q's unrealistisch -> 0"
Q_dot_LWT=0
m_dot_R134a=0
Q_dot_FCi=0
COP_K=0
Endif "Wenn Kompressor nicht läuft bzw. Leistung zu
niedrig ->0"
Else
Q_dot_LWT=0
m_dot_R134a=0
Q_dot_FCi=0
COP_K=0
Endif

End

"Angenommener Luftdruck (konstant)"

p_u=1,0139 [bar]

"Umrechnung in bar"
dp_HD=dp_HD_mbar/1000
dp_ND=dp_ND_mbar/1000
R_Lao=rf_Lao/100
R_prime_Lao=rf_prime_Lao/100
R_Lio=rf_Lio/100

"Kältekreis"
"Zustand 1: Zustand nach Niederdrucksammler vor IWT"
x[1]=quality(R134a; T=T[1]; P=p[1])
T[1]=T_r1
p[1]=p[2] "Annahme: Kein Druckverlust über IWT"
h[1]=enthalpy(R134a; T=T[1]; P=p[1])
s[1]=entropy(R134a; T=T[1]; P=p[1])

"Zustand 2: Zustand nach IWT, vor Kompressor, überhitzt"
x[2]=quality(R134a; T=T[2]; P=p[2])
T[2]=temperature(R134a; h=h[2]; P=p[2])
p[2]=p_r2
h[2]=h[1]+h[6]-h[7]
s[2]=entropy(R134a; T=T[2]; P=p[2])

"Zustand 3: Zustand nach Kompressor, vor LWT, überhitzt"
x[3]=quality(R134a; T=T[3]; P=p[3])
T[3]=T_r3
p[3]=p_r3
h[3]=enthalpy(R134a; T=T[3]; P=p[3])
```

ANHANG

$s[3]=\text{entropy}(R134a; T=T[3]; P=p[3])$

"Zustand 4: Zustand im LWT, an Grenzkurve"

$x[4]=1$ "An Grenzkurve"

$T[4]=\text{temperature}(R134a; P=p[4]; x=x[4])$

$p[4]=p[3]$ "Annahme: Kein Druckabfall bis 4"

$h[4]=\text{enthalpy}(R134a; P=p[4]; x=x[4])$

$s[4]=\text{entropy}(R134a; P=p[4]; x=x[4])$

"Zustand 5: Zustand im Kondensator an Grenzkurve"

$x[5]=0$

$T[5]=\text{temperature}(R134a; P=p[5]; x=x[5])$

$p[5]=p[6]$ "Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"

$h[5]=\text{enthalpy}(R134a; x=x[5]; P=p[5])$

$s[5]=\text{entropy}(R134a; x=x[5]; P=p[5])$

"Zustand 5: Nach LWT, vor IWT, kann sowohl links von-, also auch innerhalb der Grenzkurve liegen"

$x[6]=\text{quality}(R134a; T=T[6]; P=p[6])$

$T[6]=T_{r5}$

$p[6]=p[7]$ "Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"

$h[6]=\text{enthalpy}(R134a; T=t[6]; P=p[6])$

$s[6]=\text{entropy}(R134a; T=T[6]; P=p[6])$

"Zustand 6: Nach IWT, vor EXV, links von Grenzkurve"

$x[7]=\text{quality}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

$T[7]=T_{r6}$

$p[7]=p[3]-dp_{HD}$ "Errechnet über Differenzdruck"

$h[7]=\text{enthalpy}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

$s[7]=\text{entropy}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

"Zustand 7: Nach EXV, vor FCi"

$x[8]=\text{quality}(R134a; h=h[7]; P=p[7])$

$T[8]=T_{r7}$

$p[8]=p[2]+dp_{ND}$ "Errechnet über Differenzdruck"

$h[8]=h[7]$ "Isenthalpe Entspannung"

$s[8]=\text{entropy}(R134a; h=h[8]; P=p[8])$

"Zustand 8 für Diagramm (An Grenzkurve für 1)"

$x[9]=1$

$T[9]=\text{temperature}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

$p[9]=p[1]$

$h[9]=\text{enthalpy}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

$s[9]=\text{entropy}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

"Zustand 9 für Diagramm 9=1"

$x[10]=x[1]$

$T[10]=T[1]$

$p[10]=p[1]$

$h[10]=h[1]$

$s[10]=s[1]$

"Zustände der Luft über FCi"

"Zustand 10: Eintritt FCi"

$T[11]=T_{Lii}$

$p[11]=p_u$ "Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

$W[11]=W[11]$ "Absolute Luftfeuchte muss gleich bleiben"

$\rho[11]=\text{density}(AirH2O; P=p[11]; T=t[11]; w=W[11])$

$h[11]=\text{enthalpy}(AirH2O; w=W[11]; T=t[11]; P=p[11])$

$h_{i[11]}=h[11]$ "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 11: Austritt FCi"

ANHANG

R[12]=R_Lio
T[12]=T_Lio
p[12]=p_u "Annahme: Druck = Umgebungsdruck"
W[12]=**humrat**(**AirH2O**;T=T[12];R=R[12];P=p[12])
rho[12]=**density**(**AirH2O**;P=p[12];T=t[12];w=W[12])
h[12]=**enthalpy**(**AirH2O**;w=W[12];T=t[12];P=p[12])
h_i[12]=h[7] "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustände der Luft über LWT"

"Zustand 12: Eintritt LWT"

T[13]=**average**(T_L6;T_L7;T_L8;T_L9;T_L10)
p[13]=p_u "Annahme: Druck = Umgebungsdruck"
W[13]=W[14] "Absolute Luftfeuchte muss gleich bleiben"
rho[13]=**density**(**AirH2O**;P=p[13];T=t[13];w=W[13])
h[13]=**enthalpy**(**AirH2O**;w=W[13];T=t[13];P=p[13])
h_a[13]=h[6] "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 13: Austritt LWT"

T[14]=**average**(T_L1;T_L2;T_L3;T_L4;T_L5)
R[14]=R_Lao
p[14]=p_u "Annahme: Druck = Umgebungsdruck"
W[14]=**humrat**(**AirH2O**;T=T[14];R=R[14];P=p[14])
rho[14]=**density**(**AirH2O**;P=p[14];T=t[14];w=W[14])
h[14]=**enthalpy**(**AirH2O**;w=W[14];T=t[14];P=p[14])
h_a[14]=**enthalpy**(**R134a**;T=T[3];P=p[3]) "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Berechnung der Massenströme und übertragenen Wärmeströme"

m_dot_LWT=V_dot_s*rho[12] "Luftmassenstrom = Volumenstrom*Dichte"

Call korrektur(P_Wirk; m_dot_LWT; h[13]; h[14]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]: Q_dot_LWT; m_dot_R134a;
Q_dot_FC*i*; COP_K)

Luftkanal und Plattenwärmetauscher

Procedure korrektur(P_Wirk; m_dot_w; m_dot_LWT; c[11];T[11];T[12]; h[13]; h[14]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]:
Q_dot_PWT; Q_dot_LWT; COP_K) "Bereinigung der Daten um unrealistische
Werte"

If (P_Wirk>100) **Then** "V.A. Zur Vermeidung einer Division durch 0"

f_Q_dot_PWT=m_dot_w*c[11]*(T[11]-T[12])
f_m_dot_R134a=**abs**(f_Q_dot_PWT/(h[1]-h[7]))
f_Q_dot_LWT=f_m_dot_R134a*(h[6]-h[3])
f_COP_K=f_Q_dot_PWT/P_Wirk

If (f_COP_K<10) and (abs(f_Q_dot_PWT) > 20) and (**abs**(f_Q_dot_FC*a*) > 20)

Then "Wenn COP, Q's über LWT /FC*i* realistisch ->

vorl. Werte ok"

Q_dot_PWT=f_Q_dot_PWT
m_dot_R134a=f_m_dot_R134a
Q_dot_LWT=f_Q_dot_LWT
COP_K=f_COP_K

Else "Wenn COP, Q's unrealistisch -> 0"

Q_dot_PWT=0
m_dot_R134a=0
Q_dot_FC*a*=0
COP_K=0

Endif "Wenn Kompressor nicht läuft bzw. Leistung zu
niedrig ->0"

ANHANG

Else

Q_dot_PWT=0
m_dot_R134a=0
Q_dot_FCa=0
COP_K=0

Endif

End

"Angenommener Luftdruck (konstant)"

p_u=1,0139 [bar]

"Umrechnung in bar"

dp_HD=dp_HD_mbar/1000
dp_ND=dp_ND_mbar/1000
R_Lao=rf_Lao/100
R_prime_Lao=rf_prime_Lao/100
R_Lio=rf_Lio/100

"Kältekreis"

"Zustand 1: Zustand nach Niederdrucksammler vor IWT"

x[1]=**quality**(**R134a**; **T**=T[1]; **P**=p[1])

T[1]=T_r1

p[1]=p[2]

"Annahme: Kein Druckverlust über IWT"

h[1]=**enthalpy**(**R134a**; **T**=T[1]; **P**=p[1])

s[1]=**entropy**(**R134a**; **T**=T[1]; **P**=p[1])

"Zustand 2: Zustand nach IWT, vor Kompressor, überhitzt"

x[2]=**quality**(**R134a**; **T**=T[2]; **P**=p[2])

T[2]=**temperature**(**R134a**; **h**=h[2]; **P**=p[2])

p[2]=p_r2

h[2]=h[1]+h[6]-h[7]

s[2]=**entropy**(**R134a**; **T**=T[2]; **P**=p[2])

"Zustand 3: Zustand nach Kompressor, vor FCa, überhitzt"

x[3]=**quality**(**R134a**; **T**=T[3]; **P**=p[3])

T[3]=T_r3

p[3]=p_r3

h[3]=**enthalpy**(**R134a**; **T**=T[3]; **P**=p[3])

s[3]=**entropy**(**R134a**; **T**=T[3]; **P**=p[3])

"Zustand 4: Zustand im FCa, an Grenzkurve"

x[4]=1

"An Grenzkurve"

T[4]=**temperature**(**R134a**; **P**=p[4]; **x**=x[4])

p[4]=p[3]

"Annahme: Kein Druckabfall bis 4"

h[4]=**enthalpy**(**R134a**; **P**=p[4]; **x**=x[4])

s[4]=**entropy**(**R134a**; **P**=p[4]; **x**=x[4])

"Zustand 5': Zustand im Kondensator an Grenzkurve"

x[5]=0

T[5]=**temperature**(**R134a**; **P**=p[5]; **x**=x[5])

p[5]=p[6]

"Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"

h[5]=**enthalpy**(**R134a**; **x**=x[5]; **P**=p[5])

s[5]=**entropy**(**R134a**; **x**=x[5]; **P**=p[5])

ANHANG

"Zustand 5: Nach FCa, vor IWT, kann sowohl links von-, also auch innerhalb der Grenzkurve liegen"

$x[6]=\text{quality}(R134a; T=T[6]; P=p[6])$

$T[6]=T_{r5}$

$p[6]=p[7]$

$h[6]=\text{enthalpy}(R134a; T=t[6]; P=p[6])$

$s[6]=\text{entropy}(R134a; T=T[6]; P=p[6])$

"Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"

"Zustand 6: Nach IWT, vor EXV, links von Grenzkurve"

$x[7]=\text{quality}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

$T[7]=T_{r6}$

$p[7]=p[3]-dp_{HD}$

$h[7]=\text{enthalpy}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

$s[7]=\text{entropy}(R134a; T=T[7]; P=p[7])$

"Errechnet über Differenzdruck"

"Zustand 7: Nach EXV, vor PWT"

$x[8]=\text{quality}(R134a; h=h[8]; P=p[8])$

$T[8]=T_{r7}$

$p[8]=p[2]+dp_{ND}$

$h[8]=h[7]$

$s[8]=\text{entropy}(R134a; h=h[8]; P=p[8])$

"Errechnet über Differenzdruck"

"Isenthalpe Entspannung"

"Zustand 8 für Diagramm (An Grenzkurve für 1)"

$x[9]=1$

$T[9]=\text{temperature}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

$p[9]=p[1]$

$h[9]=\text{enthalpy}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

$s[9]=\text{entropy}(R134a; x=x[9]; P=p[9])$

"Zustand 9 für Diagramm 9=1"

$x[10]=x[1]$

$T[10]=T[1]$

$p[10]=p[1]$

$h[10]=h[1]$

$s[10]=s[1]$

"Zustände des Wassers über PWT"

"Zustand 10: Eintritt PWT"

$T[11]=T_8$

$p[11]=1,5 \text{ [bar]}$

Umgebungsdruck"

$\rho[11]=\text{density}(\text{Water}; P=p[11]; T=t[11])$

$h[11]=\text{enthalpy}(\text{Water}; T=t[11]; P=p[11])$

$s[11]=\text{entropy}(\text{Water}; T=t[11]; P=p[11])$

$c[11]=\text{cp}(\text{Water}; P=p[11]; T=t[11])$

$h_{i[11]}=h[1]$

"Annahme: Druck =

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 11: Austritt PWT"

$T[12]=T_9$

$p[12]=1,5 \text{ [bar]}$

$\rho[12]=\text{density}(\text{Water}; P=p[12]; T=t[12])$

$h[12]=\text{enthalpy}(\text{Water}; T=t[12]; P=p[12])$

$s[12]=\text{entropy}(\text{Water}; T=t[12]; P=p[12])$

$c[12]=\text{cp}(\text{Water}; P=p[12]; T=t[12])$

$h_{i[12]}=h[8]$

"Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustände der Luft über LWT"

"Zustand 12: Eintritt LWT"

$T[13]=\text{average}(T_{L6}; T_{L7}; T_{L8}; T_{L9}; T_{L10})$

$p[13]=p_u$

$W[13]=W[14]$

$\rho[13]=\text{density}(\text{AirH2O}; P=p[13]; T=t[13]; w=W[13])$

"Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

"Absolute Luftfeuchte muss gleich bleiben"

ANHANG

$h[13]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}; w=W[13]; T=t[13]; P=p[13])$
 $s[13]=\text{entropy}(\text{AirH2O}; w=W[13]; T=t[13]; P=p[13])$
 $h_a[13]=h[3]$ "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 13: Austritt LWT"
 $T[14]=\text{average}(T_L1; T_L2; T_L3; T_L4; T_L5)$
 $R[14]=R_Lao$
 $p[14]=p_u$ "Annahme: Druck = Umgebungsdruck"
 $W[14]=\text{humrat}(\text{AirH2O}; T=T[14]; R=R[14]; P=p[14])$
 $\rho[14]=\text{density}(\text{AirH2O}; P=p[14]; T=t[14]; w=W[14])$
 $h[14]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}; w=W[14]; T=t[14]; P=p[14])$
 $s[14]=\text{entropy}(\text{AirH2O}; w=W[14]; T=t[14]; P=p[14])$
 $h_a[14]=h[3]$ "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustände der Luft über FCi"
"Zustand 10: Eintritt FCi"
 $T[16]=T_Lii$
 $p[16]=p_u$ "Annahme: Druck = Umgebungsdruck"
 $W[16]=W[15]$ "Absolute Luftfeuchte muss gleich bleiben"
 $\rho[16]=\text{density}(\text{AirH2O}; P=p[16]; T=t[16]; w=W[16])$
 $h[16]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}; w=W[16]; T=t[16]; P=p[16])$
 $h_i[16]=h[8]$ "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 11: Austritt FCi"
 $R[15]=R_Lio$
 $T[15]=T_Lio$
 $p[15]=p_u$ "Annahme: Druck = Umgebungsdruck"
 $W[15]=\text{humrat}(\text{AirH2O}; T=T[15]; R=R[15]; P=p[15])$
 $\rho[15]=\text{density}(\text{AirH2O}; P=p[15]; T=t[15]; w=W[15])$
 $h[15]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}; w=W[15]; T=t[15]; P=p[15])$
 $h_i[15]=h[1]$ "Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Berechnung der Massenströme und übertragenen Wärmeströme"
 $m_dot_LWT=V_dot_s*\rho[13]$ "Luftmassenstrom = Volumenstrom*Dichte"
 $m_dot_w=V_dot_w*\rho[12]$

Call korrektur(P_Wirk; m_dot_w; m_dot_LWT; c[11]; T[11]; T[12]; h[13]; h[14]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]; Q_dot_PWT; Q_dot_LWT; COP_K)

Äußerer Fancoil und innerer Fancoil

Procedure korrektur(P_Wirk; m_dot_FCi; T[11]; T[12]; h[11]; h[12]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]; Q_dot_FCi; m_dot_R134a; Q_dot_FCa; COP_K) "Bereinigung der Daten um unrealistische Werte"

If (P_Wirk > 100) **Then** "V.A. Zur Vermeidung einer Division durch 0"

$f_Q_dot_FCi=m_dot_FCi*(h[1]-h[8])$
 $f_m_dot_R134a=f_Q_dot_FCi/(h[6]-h[3])$
 $f_Q_dot_FCa=f_m_dot_R134a*(h[13]-h[14])$
 $f_COP_K=f_Q_dot_FCi/P_Wirk$ "Berechnung vorläufiger COP für weitere

Bereinigung"

If (f_COP_K < 7) and (abs(f_Q_dot_LWT) > 100) and (abs(f_Q_dot_FCi) > 100)

Then "Wenn COP, Q's über LWT /FCi realistisch ->

vorl. Werte ok"

$Q_dot_FCi=f_Q_dot_FCi$
 $m_dot_R134a=f_m_dot_R134a$
 $Q_dot_FCa=f_Q_dot_FCa$
 $COP_K=f_COP_K$

Else "Wenn COP, Q's unrealistisch -> 0"

$Q_dot_FCi=0$

ANHANG

```
m_dot_R134a=0
Q_dot_FCa=0
COP_K=0
Endif "Wenn Kompressor nicht läuft bzw. Leistung zu
niedrig ->0"
Else
Q_dot_FCi=0
m_dot_R134a=0
Q_dot_FCa=0
COP_K=0

Endif

End

"Angenommener Luftdruck (konstant)"

p_u=1,0139 [bar]

"Umrechnung in bar"
dp_HD=dp_HD_mbar/1000
dp_ND=dp_ND_mbar/1000
R_Lao=rf_Lao/100
R_prime_Lao=rf_prime_Lao/100
R_Lio=rf_Lio/100

"Kältekreis"
"Zustand 1: Zustand nach Niederdrucksammler vor IWT"
x[1]=quality(R134a; T=T[1]; P=p[1])
T[1]=T_r1
p[1]=p[2] "Annahme: Kein Druckverlust über IWT"
h[1]=enthalpy(R134a; T=T[1]; P=p[1])
s[1]=entropy(R134a; T=T[1]; P=p[1])

"Zustand 2: Zustand nach IWT, vor Kompressor, überhitzt"
x[2]=quality(R134a; T=T[2]; P=p[2])
T[2]=temperature(R134a; h=h[2]; P=p[2])
p[2]=p_r2
h[2]=h[1]+h[6]-h[7]
s[2]=entropy(R134a; T=T[2]; P=p[2])

"Zustand 3: Zustand nach Kompressor, vor LWT, überhitzt"
x[3]=quality(R134a; T=T[3]; P=p[3])
T[3]=T_r3
p[3]=p_r3
h[3]=enthalpy(R134a; T=T[3]; P=p[3])
s[3]=entropy(R134a; T=T[3]; P=p[3])

"Zustand 4: Zustand im LWT, an Grenzkurve"
x[4]=1 "An Grenzkurve"
T[4]=temperature(R134a; P=p[4]; x=x[4])
p[4]=p[3] "Annahme: Kein Druckabfall bis 4"
h[4]=enthalpy(R134a; P=p[4]; x=x[4])
s[4]=entropy(R134a; P=p[4]; x=x[4])

"Zustand 5: Zustand im Kondensator an Grenzkurve"
x[5]=0
T[5]=temperature(R134a; P=p[5]; x=x[5])
```

ANHANG

p[5]=p[6] h[5]=enthalpy(R134a;x=x[5];P=p[5]) s[5]=entropy(R134a;x=x[5];P=p[5])	"Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"
"Zustand 6: Nach LWT, vor IWT, kann sowohl links von-, also auch innerhalb der Grenzkurve liegen" x[6]=quality(R134a;T=T[6];P=p[6]) T[6]=T_r5 p[6]=p[7] h[6]=enthalpy(R134a;T=t[6];P=p[6]) s[6]=entropy(R134a;T=T[6];P=p[6])	"Annahme: kein Druckverlust zwischen 5 und 6"
"Zustand 6: Nach IWT, vor EXV, links von Grenzkurve" x[7]=quality(R134a;T=T[7];P=p[7]) T[7]=T_r6 p[7]=p[3]-dp_HD h[7]=enthalpy(R134a;T=T[7];P=p[7]) s[7]=entropy(R134a;T=T[7];P=p[7])	"Errechnet über Differenzdruck"
"Zustand 7: Nach EXV, vor FCi" x[8]=quality(R134a;h=h[7];P=p[7]) T[8]=T_r7 p[8]=p[2]+dp_ND h[8]=h[7] s[8]=entropy(R134a;h=h[8];P=p[8])	"Errechnet über Differenzdruck" "Isenthalpe Entspannung"
"Zustand 8 für Diagramm (An Grenzkurve für 1)" x[9]=1 T[9]=temperature(R134a;x=x[9];P=p[9]) p[9]=p[1] h[9]=enthalpy(R134a;x=x[9];P=p[9]) s[9]=entropy(R134a;x=x[9];P=p[9])	
"Zustand 9 für Diagramm 9=1" x[10]=x[1] T[10]=T[1] p[10]=p[1] h[10]=h[1] s[10]=s[1]	
"Zustände der Luft über FCi" "Zustand 10: Eintritt FCi" T[11]=T_Lii p[11]=p_u R[11]=R_Lio W[11]=humrat(AirH2O;T=T[11];R=R[11];P=p[11]) rho[11]=density(AirH2O;P=p[11];T=t[11];w=W[11]) h[11]=enthalpy(AirH2O;w=W[11];T=t[11];P=p[11]) s[11]=entropy(AirH2O;w=W[11];T=t[11];P=p[11]) h_[11]=h[1]	"Annahme: Druck = Umgebungsdruck" "Absolute Luftfeuchte muss gleich bleiben"
"Zustand 11: Austritt FCi" R[12]=R_Lio T[12]=T_Lio p[12]=p_u W[12]=humrat(AirH2O;T=T[12];R=R[12];P=p[12]) rho[12]=density(AirH2O;P=p[12];T=t[12];w=W[12]) h[12]=enthalpy(AirH2O;w=W[12];T=t[12];P=p[12]) s[12]=entropy(AirH2O;w=W[12];T=t[12];P=p[12]) h_[12]=h[8]	"Annahme: Druck = Umgebungsdruck" "Für Darstellung im r134a Diagramm"
"Zustände der Luft über FCa"	

ANHANG

"Zustand 12: Eintritt FCa"

$T[13]=T_prime_Lai$

$p[13]=p_u$

$W[13]=W[14]$

$\rho[13]=\text{density}(\text{AirH2O}; P=p[13]; T=t[13]; w=W[13])$

$h[13]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}; w=W[13]; T=t[13]; P=p[13])$

$s[13]=\text{entropy}(\text{AirH2O}; w=W[13]; T=t[13]; P=p[13])$

$h_a[13]=h[6]$

"Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

"Absolute Luftfeuchte muss gleich bleiben"

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Zustand 13: Austritt FCa"

$T[14]=T_prime_Lao$

$R[14]=R_prime_Lao$

$p[14]=p_u$

$W[14]=\text{humrat}(\text{AirH2O}; T=T[14]; R=R[14]; P=p[14])$

$\rho[14]=\text{density}(\text{AirH2O}; P=p[14]; T=t[14]; w=W[14])$

$h[14]=\text{enthalpy}(\text{AirH2O}; w=W[14]; T=t[14]; P=p[14])$

$s[14]=\text{entropy}(\text{AirH2O}; w=W[14]; T=t[14]; P=p[14])$

$h_a[14]=h[3]$

"Annahme: Druck = Umgebungsdruck"

"Für Darstellung im r134a Diagramm"

"Berechnung der Massenströme und übertragenen Wärmeströme"

$V_dot_FCi=0,083333333 [(m^3)/s]$

$m_dot_LWT=V_dot_s*\rho[13]$

$m_dot_FCi=V_dot_FCi*\rho[12]$

"Luftmassenstrom = Volumenstrom*Dichte"

Call korrektur(P_Wirk; m_dot_FCi; T[11]; T[12]; h[11]; h[12]; h[6]; h[3]; h[1]; h[8]; Q_dot_FCi;

m_dot_R134a; Q_dot_FCa; COP_K)

A-2 LabView Programm für Kompressorregelung im Kühlbetrieb

In diesem Kapitel wird ein Teil des LabView-Programms zur Regelung des Kompressors im Kühlbetrieb dargestellt und beschrieben.

In Abbildung A-1 sind die Parameter zu sehen die für die Regelung des Kompressors über das LabView Programm abgefragt werden. Es wird der Status der verschiedenen Geräte wie z.B. des Kompressors, der im Wasserkreis verbauten Pumpe oder des inneren Fancoils, abgefragt. Sind diese aktiviert, so geben sie den Wert „True“ aus. Ebenfalls werden die gemessene Temperatur des Innenraums, hier bezeichnet als „T_Innen_Box“, die der Temperatur T_{Innen} entspricht. Neben der gemessenen Innentemperatur werden außerdem die Soll-Temperatur sowie die Ein- und Ausschalttemperatur eingelesen.

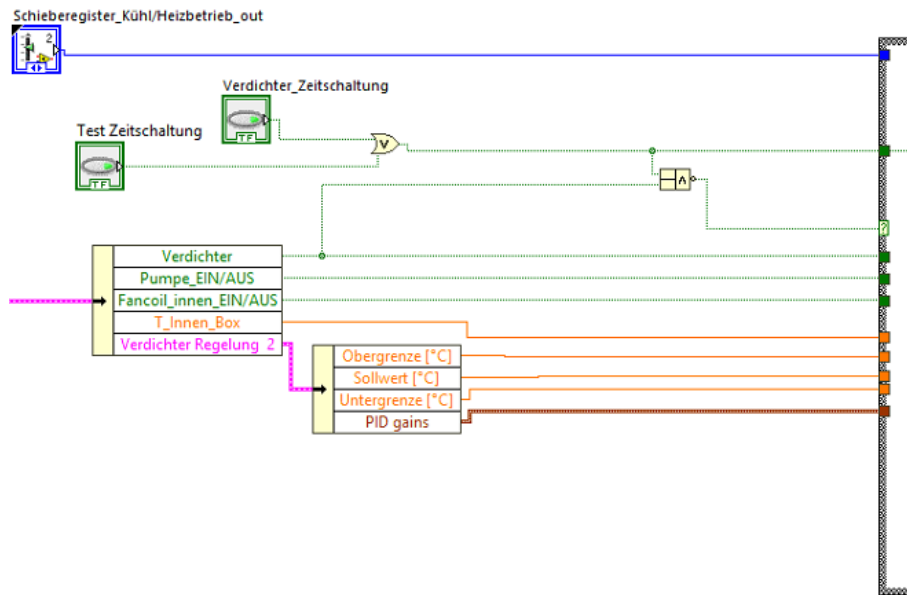


Abbildung A-1: Abfrage von Parametern für die Kompressorregelung

Ist die Regelung deaktiviert (wenn der Kompressor – im LabVIEW Programm Verdichter genannt - den Wert „False“ ausgibt), springt das in der Abbildung A-2 dargestellte Case (grau umfasst dargestelltes Rechteck) in den „False“-Fall und ein Anfahren des Kompressors wird durch das Programm verhindert.

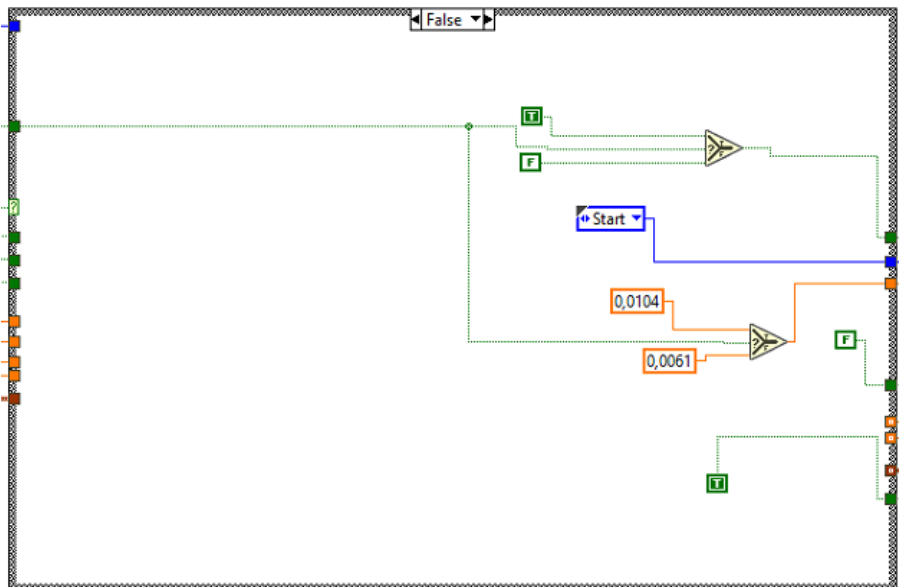


Abbildung A-2: Aktion bei abgeschalteter Regelung

Ist die Regelung allerdings aktiviert und der Verdichter gibt den Wert „True“ aus, so springt auch das Case in den „True“-Fall und eine Schleife mit dem Anfangsfall „Start“ wird abgearbeitet. In Abbildung A-3 ist der logische Aufbau des Start-Modus der Kompressorregelung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass ein Fortschreiten der Regelung weitere Bedingungen erfordert. Es müssen entweder der innere Fancoil oder die Pumpe und der äußere Fancoil oder der Luftkanal aktiviert sein, um einen Wärmetausch über die jeweiligen Geräte sicherzustellen und ein nicht vorgesehener Betrieb der Wärmepumpe vermieden werden kann. Sind diese Forderungen

ANHANG

gegeben, springt das Schieberegister weiter in den Modus „Abfrage T_{Li,i}“. Wenn nicht, springt das Schieberegister wieder in den „Start“ Modus.

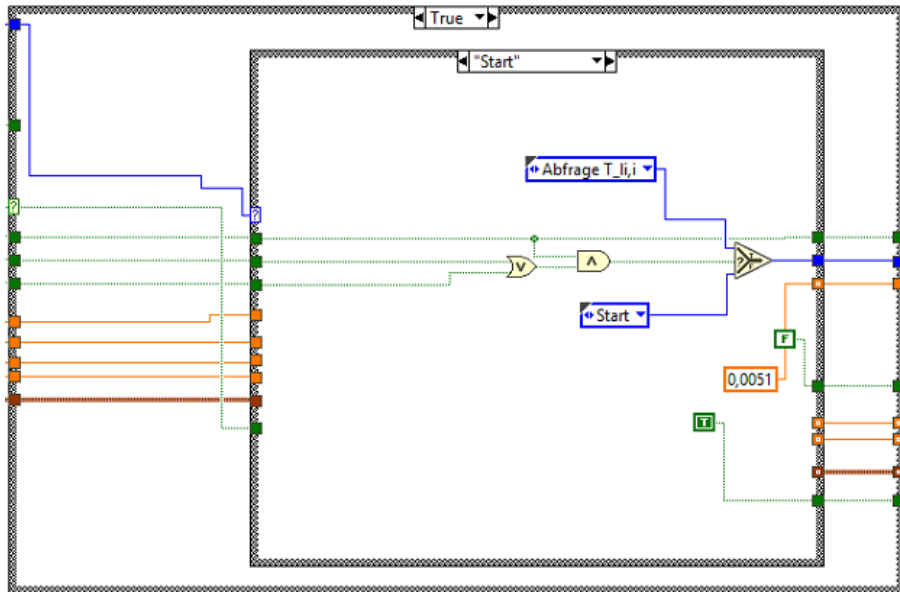


Abbildung A-3: Schieberegister im Start-Modus

Im Modus „Abfrage T_{Li,i}“, zu sehen in der Abbildung A-4 wird die gemessene Innenlufttemperatur des Raumes mit der Obergrenze verglichen. Ist diese höher als die Einschaltgrenze, so springt das Schieberegister in den Modus „T_{Li,i}=>“. Ist dies nicht der Fall, springt das Schieberegister wieder in den „Start“ Modus.

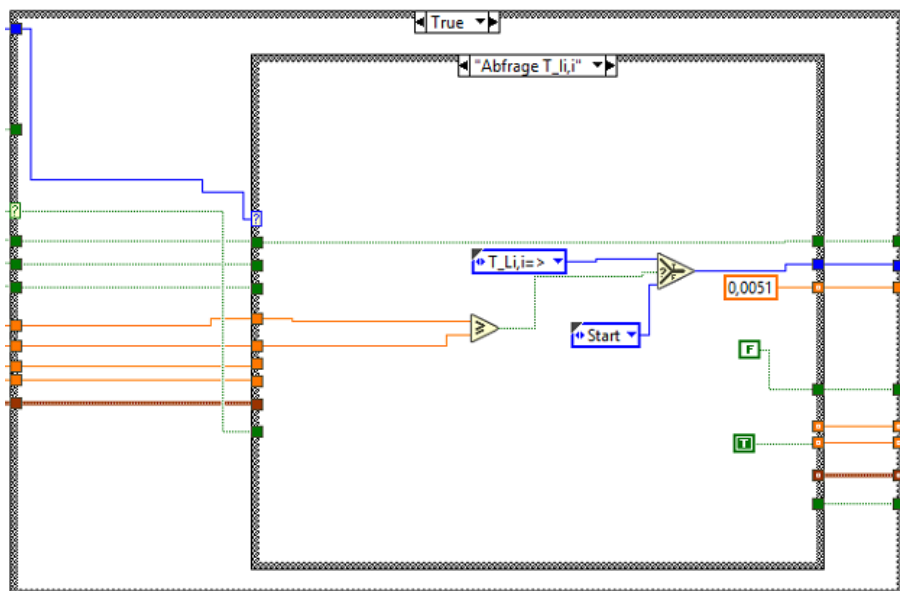


Abbildung A-4: Schieberegister im „Abfrage T_{Li,i}“ Modus

Im „T_{Li,i}=>“ Modus wird wieder abgefragt, ob die Innentemperatur die Einschaltgrenze überschreitet. Ist dies der Fall, springt das Schieberegister weiter in den „PID“ Modus. Andernfalls springt das Schieberegister in den „Init“ Modus. Diese Abfolge ist in Abbildung A-5 zu erkennen.

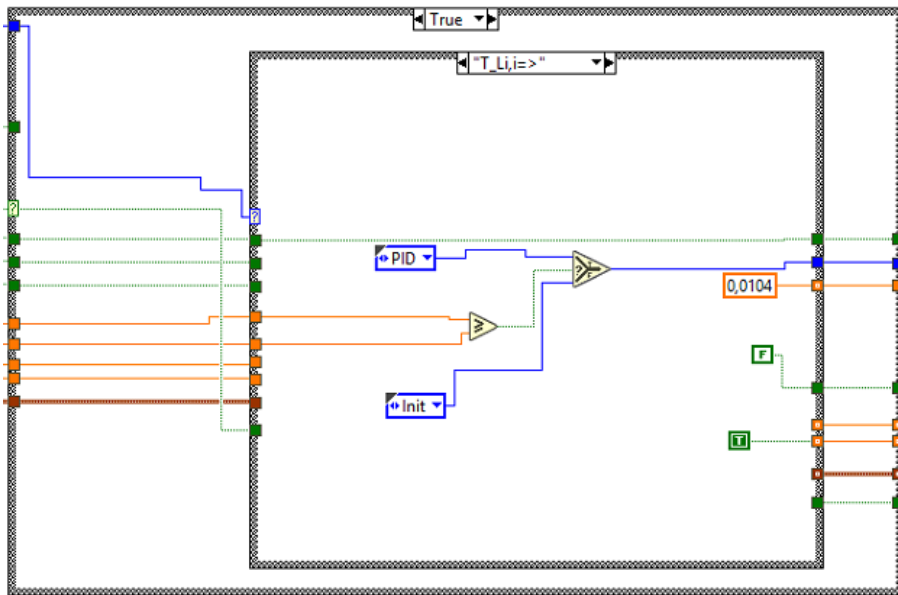


Abbildung A-5: Schieberegister im „T_Li,j=>“ Modus

In Abbildung A-6 ist der „Init“ Modus des Schieberegisters zu sehen. Hier wird abermals überprüft, ob die Regelung aktiviert ist. Ist dies der Fall springt das Schieberegister wieder in den „Start“ Modus. Sollte dies nicht der Fall sein, bleibt das Schieberegister im „Init“ Modus bis die Regelung wieder aktiviert wird.

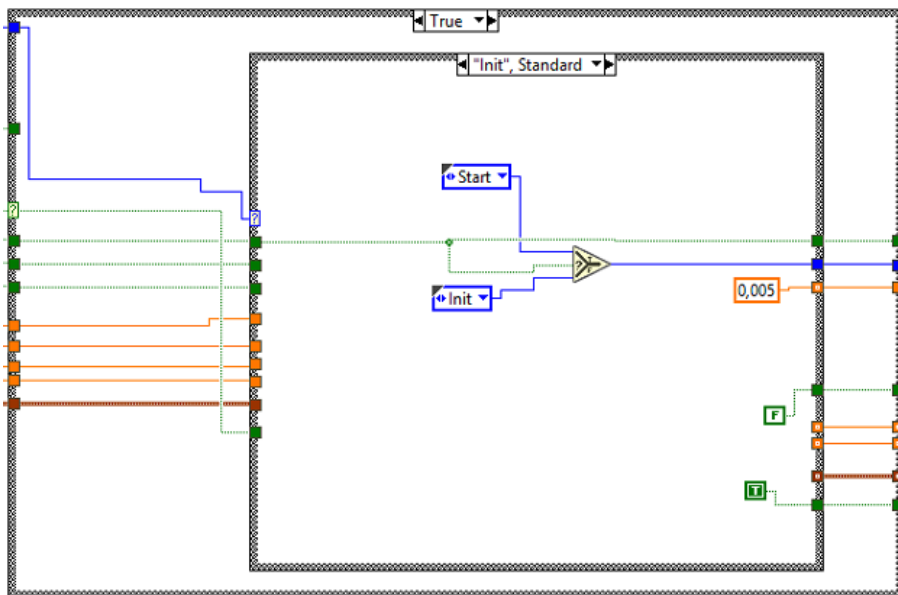


Abbildung A-6: Schieberegister im „Init“ Modus

Bei Erfüllung der zuvor genannten Bedingungen landet das Schieberegister im „PID“ Modus zu sehen in Abbildung A-7. So lange die Innenlufttemperatur die Ausschaltgrenze nicht unterschreitet und die Regelung aktiviert ist, bleibt das Schieberegister im „PID“ Modus. Dadurch wird - wie in Abbildung A-8 zu sehen ist - die Frequenzausgabe an den Kompressor vorgenommen. Geregelt wird die Frequenz über den PID-Regler. Unterschreitet die Innenlufttemperatur die Ausschaltgrenze springt das Schieberegister in den „Start“ Modus und der Kompressor wird deaktiviert. Wird die Regelung deaktiviert, wird ebenfalls der Kompressor deaktiviert und das Schieberegister springt in den „Init“ Modus.

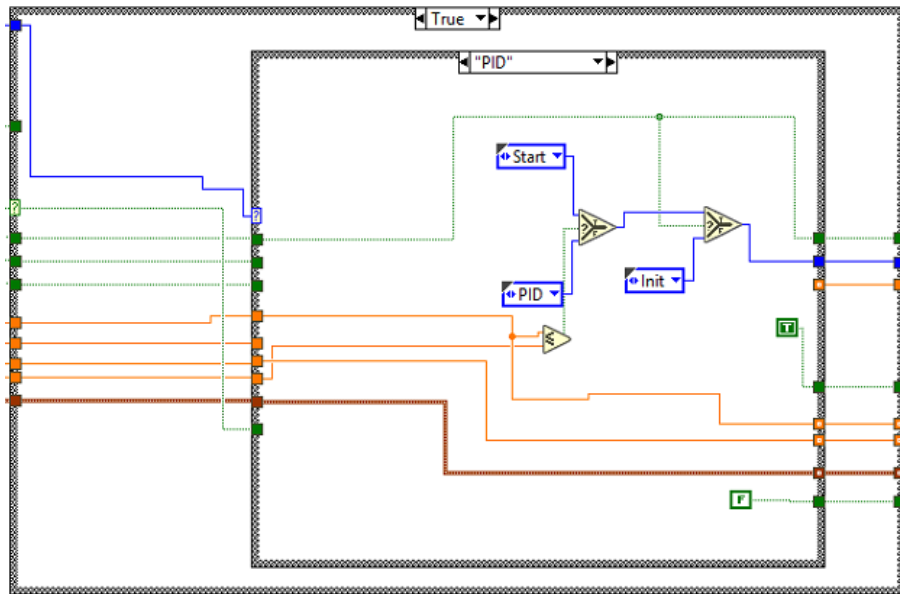


Abbildung A-7: Schieberegister im „PID“ Modus

In Abbildung A-8 ist die Schaltung nach dem Schieberegister zu sehen. Befindet sich das Schieberegister im „PID“ Modus wechselt der Modus des grau umrandete Rechtecks auf „True“ und die Ansteuerung des Kompressors läuft über den PID-Regler.

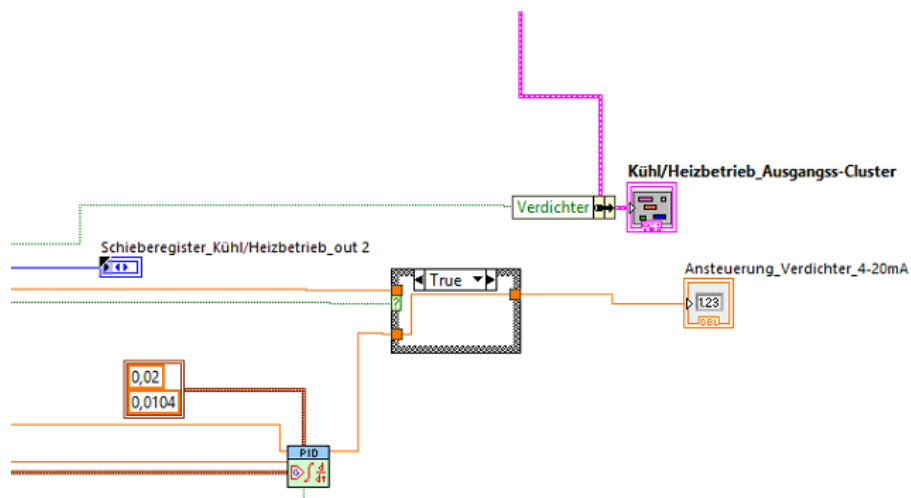


Abbildung A-8: Ansteuerung Kompressor

A-3 LabView Programm für Kompressorregelung im Heizbetrieb

In diesem Kapitel wird ein Teil des LabView-Programms zur Regelung des Kompressors im Heizbetrieb dargestellt und beschrieben.

Die Regelung der Wärmepumpe erfolgt genauso wie im Kühlbetrieb über die Einstellung der Drehzahl des Kompressors. Die Grenzen sind in diesem Betriebsfall allerdings vertauscht. Beim Erreichen bzw. unterschreiten der Untergrenze wird der Kompressor aktiviert und beim Erreichen der Obergrenze wird er deaktiviert.

ANHANG

In Abbildung A-9 sind die Parameter zu sehen die für die Regelung des Kompressors durch das LabView Programm abgerufen werden.

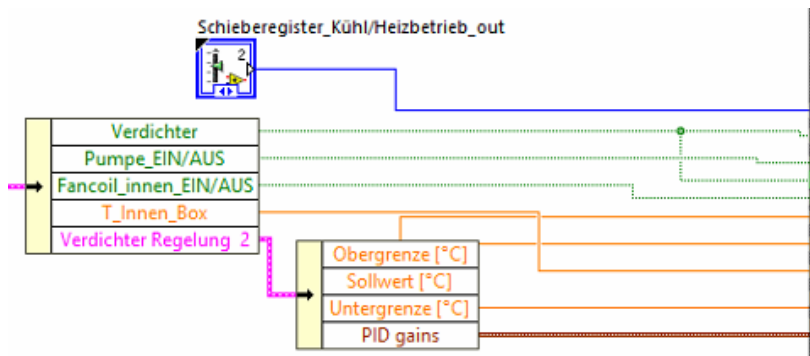


Abbildung A-9: Abfrage von Parametern für die Kompressorregelung

Gibt der im Programm „Verdichter“ benannte Parameter den Wert „False“ aus bedeutet dies, die Regelung wurde nicht aktiviert und das in der Abbildung A-10 zu sehende Case befindet sich in eben diesem „False“ Modus. Ein Anfahren des Kompressors wird dadurch verhindert.

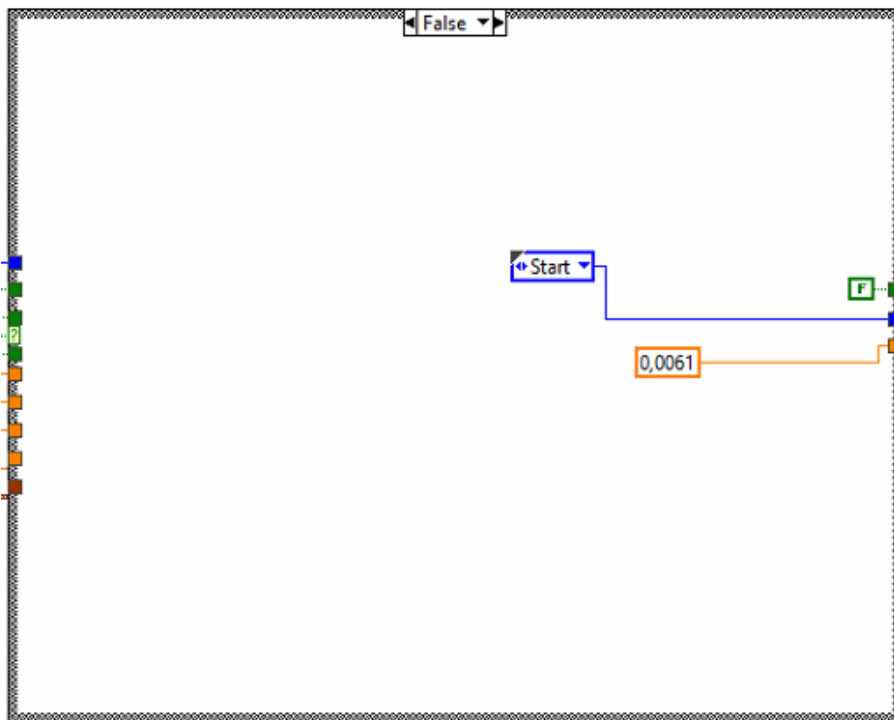


Abbildung A-10: Aktion bei abgeschalteter Regelung

Gibt der „Verdichter“ allerdings den Wert „True“ aus, so bedeutet dies, die Regelung ist aktiviert und eine Schleife, im folgenden Schieberegister genannt, wird abgearbeitet. Das Schieberegister beginnt wie in Abbildung A-11 im „Start“ Modus. In diesem Modus wird überprüft, ob einer der beiden Parameter „Fancoil_innen_EIN/AUS“ oder „Pumpe_EIN/AUS“ aktiviert ist. Ist dies der Fall springt das Schieberegister in den „Abfrage T_li,i“ Modus, andernfalls springt es wieder in den „Start“ Modus zurück.

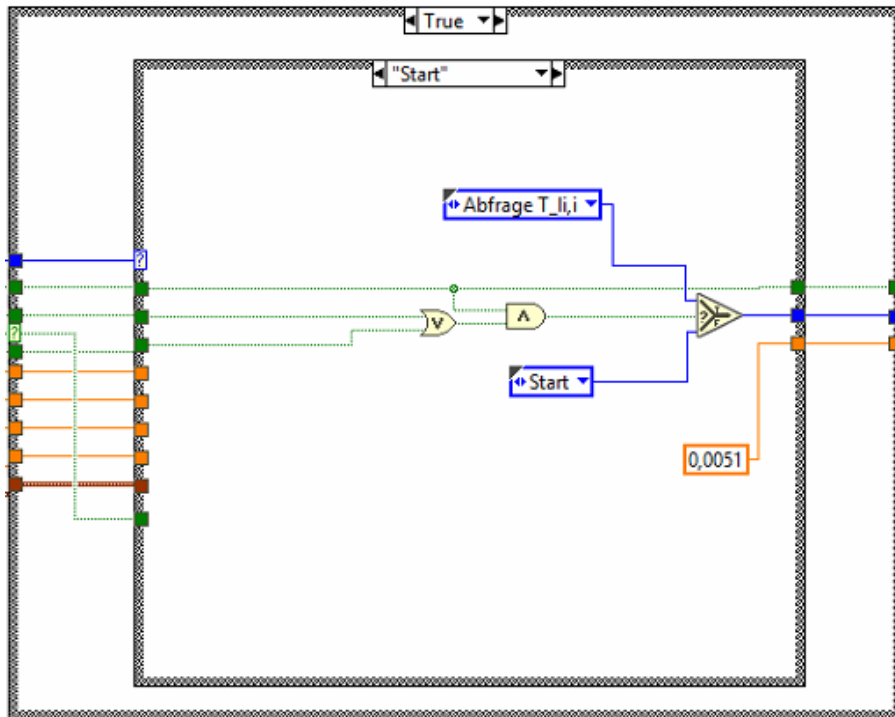


Abbildung A-11: Schieberegister im „Start“ Modus

In Abbildung A-12 ist der „Abfrage T_{li,i}“ Modus zu erkennen. Hier wird der Ist-Wert der Innenlufttemperatur mit der Einschaltgrenze verglichen. Wird diese erreicht oder unterschritten, so springt das Schieberegister in den „T_{Li,i}=<“ Modus, andernfalls in den „Start“ Modus.

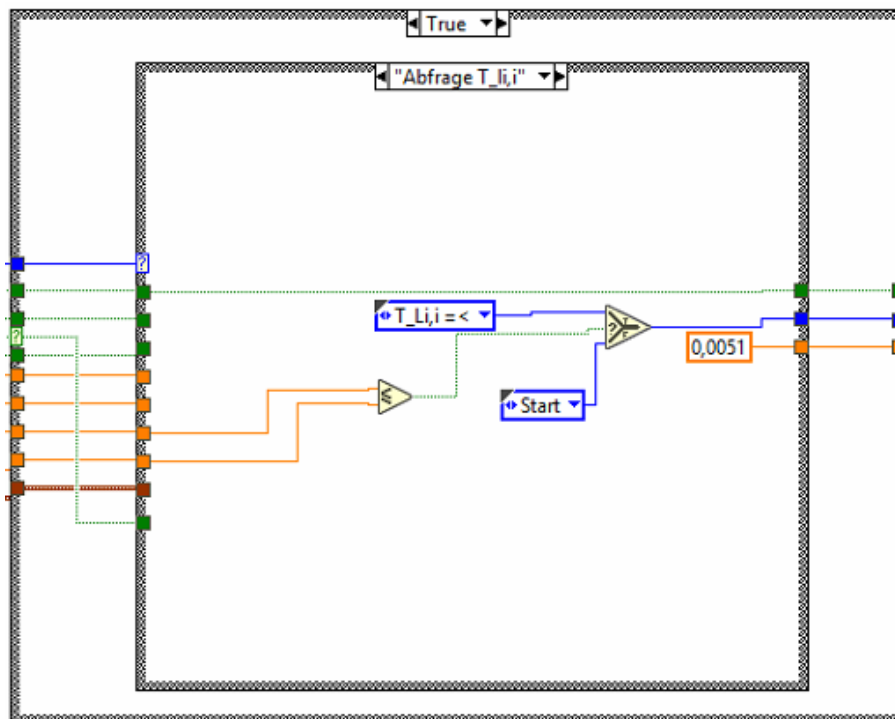


Abbildung A-12: Schieberegister im „Abfrage T_{li,i}“ Modus

Im „T_{Li,i}=<“ Modus wird wieder abgefragt, ob die Innentemperatur die Einschaltgrenze unterschreitet. Ist dies der Fall springt das Schieberegister weiter in den „PID“ Modus. Andernfalls springt das Schieberegister in den „Init“ Modus. Diese Abfolge ist in Abbildung A-13 zu erkennen.

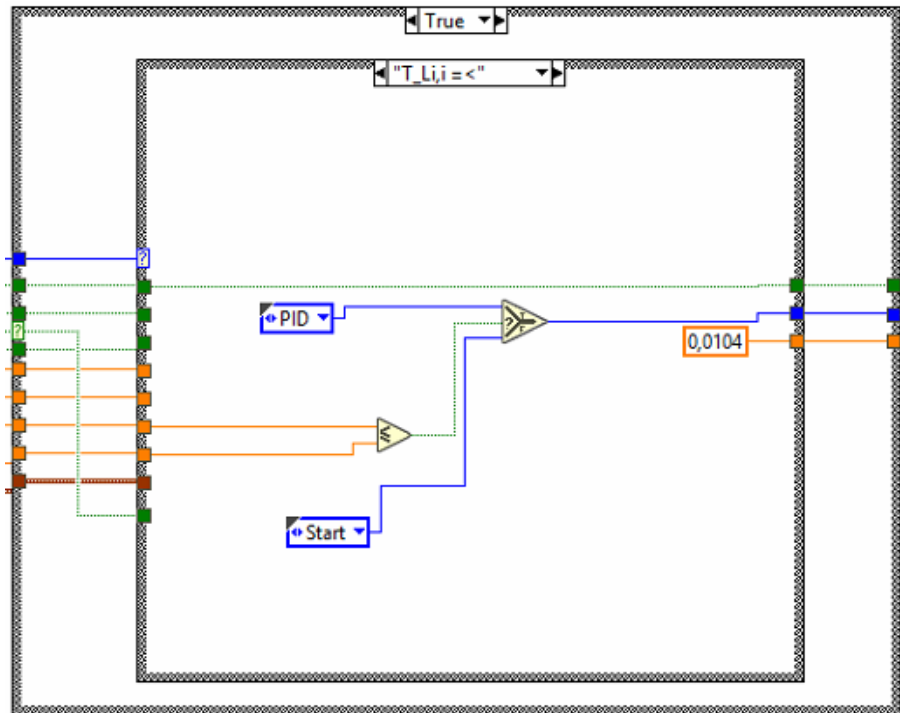


Abbildung A-13: Schieberegister im „T_Li,i=<“ Modus

In Abbildung A-14 ist der „Init“ Modus des Schieberegisters zu sehen. Hier wird abermals überprüft, ob die Regelung aktiviert ist. Ist dies der Fall, springt das Schieberegister wieder in den „Start“ Modus. Sollte dies nicht der Fall sein, bleibt das Schieberegister im „Init“ Modus, bis die Regelung wieder aktiviert wird.

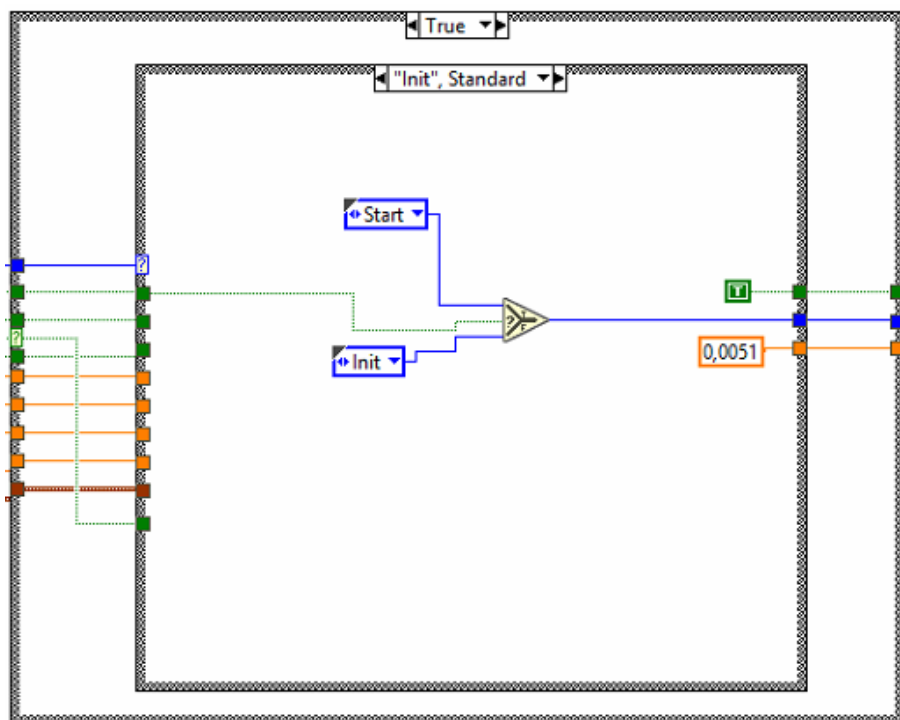


Abbildung A-14: Schieberegister im „Init“ Modus

Im „PID“ Modus, der in Abbildung A-15 zu sehen ist, wird ständig die Lufttemperatur des Innenraumes mit der Ausschaltgrenze verglichen. Wird diese erreicht oder überschritten, folgt

eine Deaktivierung des Kompressors und die Regelung beginnt wieder im „Start“ Modus. So lange die Ausschaltgrenze nicht erreicht wird bleibt das Schieberegister im „PID“ Modus.

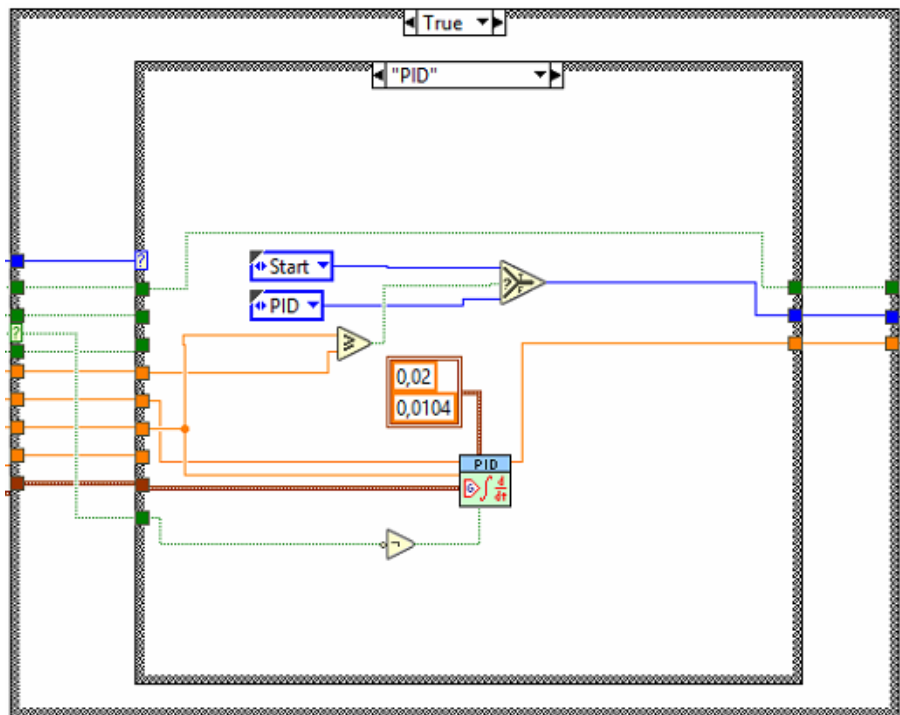


Abbildung A-15: Schieberegister im „PID“ Modus

Anschließend werden die durch den PID-Regler errechneten Werte als Signal im Bereich von 4 bis 20 mA (entspricht der Ausgabefrequenz von 60 bis 150 Hz) an den Kompressor weitergegeben. Dies ist in Abbildung A-16 zu erkennen.

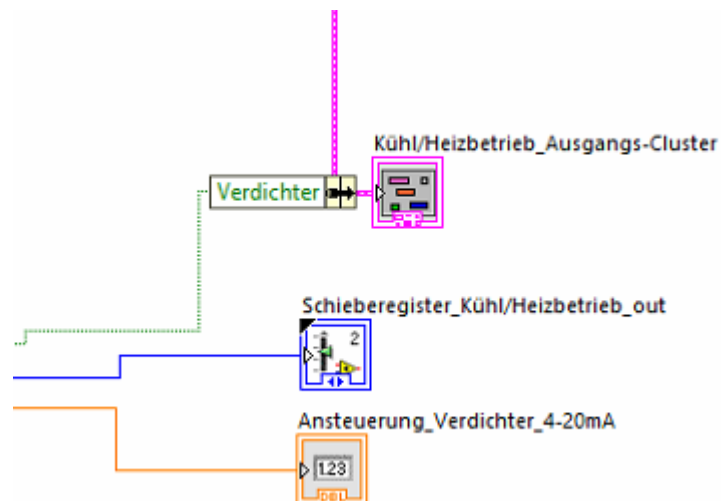


Abbildung A-16: Ansteuerung Kompressor

A-4 Luftkanal und Fancoil innen: 05.09.2018

In diesem Kapitel werden Messergebnisse für die Systemkonfiguration mit dem Luftkanal als Wärmesenke und dem inneren Fancoil als Wärmequelle für den 05.09.2018 präsentiert und interpretiert.

In Abbildung A-17 ist der Verlauf der Außentemperatur, der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West), tür- (nördlich) und fensterseitig (südlich), der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost), tür- (nördlich) und fensterseitig (südlich), der Regeltemperatur (T_{Innen}) sowie die Ein- und Ausschaltgrenzen für die Regelung dargestellt. Außerdem ist die Ansteuerfrequenz (in Hz) für die Drehzahlregelung des Kompressors (vgl. Kapitel 3.3) dargestellt, über die mit dem Zusammenhang in Abbildung 3-17 und entsprechendem Leistungsbezug (siehe Abbildung A-18) auf die Drehzahl rückgeschlossen werden kann.

Die Außentemperatur an diesem Tag unterliegt größeren Schwankungen die in der Abbildung zu erkennen sind. Die operative Temperatur des Referenzraumes (Box-West) steigt, wie in der Abbildung zu erkennen, mit einem zeitlichen Versatz von ca. zwei Stunden gegenüber der Außenlufttemperaturen an und erreicht ein Maximum von etwa 28,5 °C. Die operative Temperatur des gekühlten Raumes liegt mit einer Differenz von maximal 0,4 K im Bereich der eingestellten Soll-Temperatur von 24 °C. Diese Schwankungen werden durch das Ein- und Ausschalten der Kältemaschine hervorgerufen. Das Ein- und Ausschalten der Kältemaschine wird durch die Regeltemperatur T_{Innen} geregelt, die zwischen der Ein- und Ausschaltgrenze pendelt. Dieses Phänomen trat im Zeitraum zwischen 8:00 und 16:00 Uhr auf.

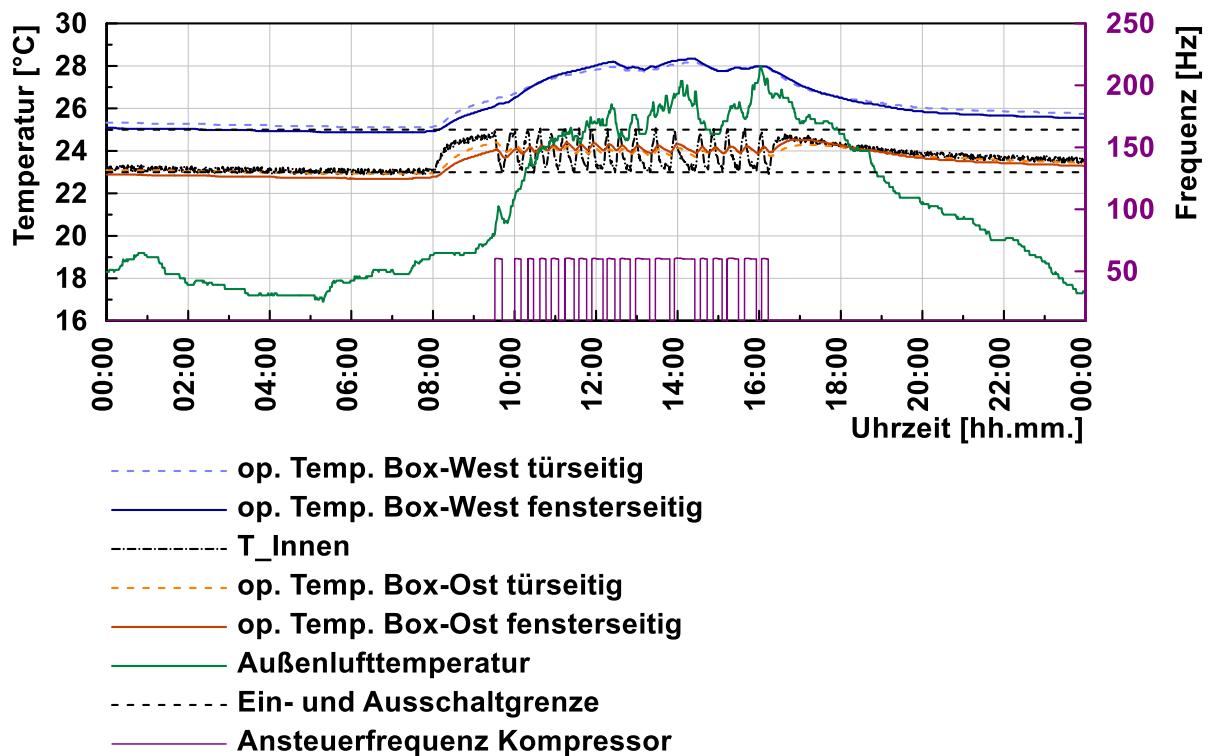


Abbildung A-17: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume 05.09.2018

In der nachstehenden Abbildung A-18 sind im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele in Watt und die Globalstrahlung in Watt pro Quadratmeter zu sehen. Im unteren Diagramm ist die von der Kältemaschine aufgenommene Leistung und die Spannung der Batterien zu sehen.

Am Verlauf der Globalstrahlung ist zu erkennen, dass dieser Tag von Wolkenüberzug geprägt war und daher die Leistung der Globalstrahlung immer wieder einbricht. Allerdings war aufgrund dieser geringen Einstrahlung und niedrigeren Außenlufttemperaturen auch der Kühlbedarf niedriger. Um 6:00 Uhr befand sich die Spannung der Batterien auf 26,6 V, das heißt sie waren noch nicht vollständig geladen. Mit dem Einsetzen der Sonnenstrahlung, die von den PV-

ANHANG

Paneelen umgesetzt werden konnte, wurden die Batterien vollständig geladen. Nachdem der Ladevorgang beendet war, wurde kein Strom mehr von den PV-Paneelen benötigt, da auch die Kältemaschine noch nicht in Betrieb gesetzt wurde. Erst als die Kältemaschine aufgrund des Erreichens der Einschaltgrenze durch die Regeltemperatur aktiviert wurde, wurde wieder Strom benötigt. Der dafür benötigte Strom konnte aber zunächst noch nicht vollständig von den PV-Paneelen bereitgestellt werden, daher wurde zusätzlich Strom von den Batterien bezogen. Erkennbar ist dies am Spannungsabfall der Batterien (siehe Abbildung A-18). Im Betrieb der Kältemaschine zwischen 10:00 und 12:20 Uhr konnte der benötigte Strom zu 100 % von den PV-Paneelen bereitgestellt werden, danach musste der fehlende Strom wiederum durch die Batterien kompensiert werden. Während des Stillstands der Kältemaschine konnten die Batterien teilweise bis vollständig geladen werden.

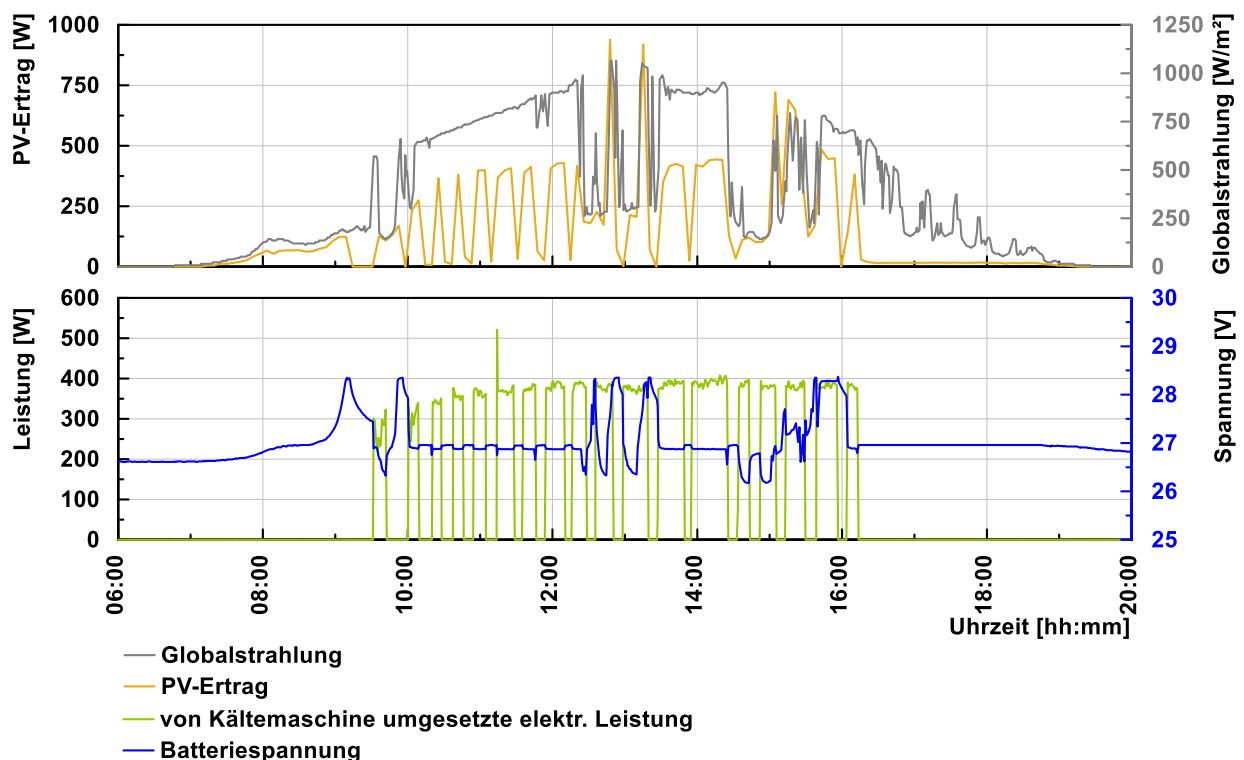


Abbildung A-18: Verlauf von Globalstrahlung, PV-Ertrag, Kältemaschinenleistung und Batteriespannung vom 05.09.2018

Abbildung A-19 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine samt Peripherie sowie den Stromverbrauch nur des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV-Paneele pro Stunde, die Energie der Globalstrahlung pro Stunde, die Kühlenergie der Anlage pro Stunde sowie die Arbeitszahl, errechnet mit der Kompressorenenergie für jede Stunde am 05.09.2018. Der Stromverbrauch und die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse, die Arbeitszahl auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

In Abbildung A-19 ist zu erkennen, dass die maximale Kühlenergie von 667 Wh zwischen 14:00 und 15:00 Uhr erreicht wurde. Der Energieertrag der PV-Paneele fiel an diesem Tag im Vergleich zur Globalstrahlung relativ gering aus. Begründen lässt sich dies einerseits durch die geringen Betriebszeiten der Kältemaschine und auch wegen der fast vollgeladenen Batterien zu Beginn des Tages weshalb kein Strom mehr von den PV-Paneelen bezogen wurde. Die Arbeitszahl bewegte sich an diesem Tag zwischen 2,3 und 3,2.

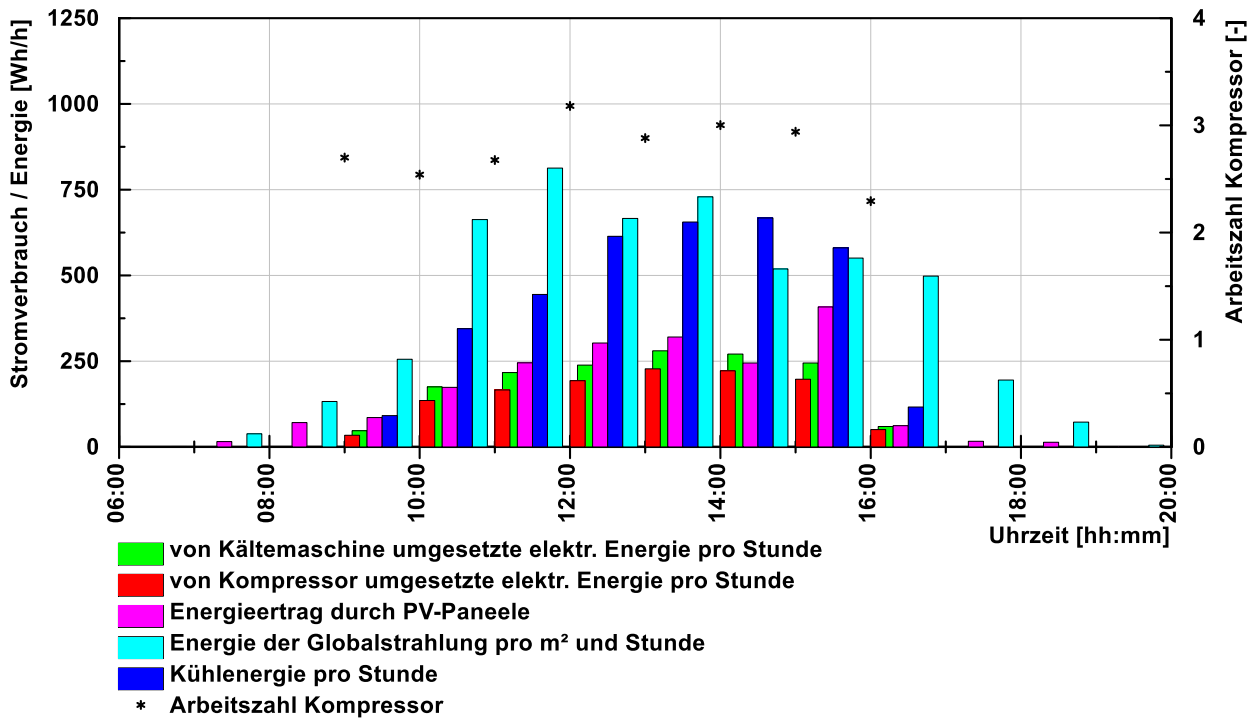


Abbildung A-19: Stundenmittelwerte der Energien (Ertrag, Verbrauch) und der Arbeitszahl vom 05.09.2018

Die für den Betrieb der Kältemaschine relevanten Temperaturen sind in Abbildung A-20 zu sehen. Dazu zählen unter anderem auch die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreis. Außerdem ist der COP der Kältemaschine dargestellt.

In Abbildung A-20 sind die charakteristischen Verläufe der relevanten Temperaturen für die Kältemaschine im Ein- und Ausschaltbetrieb zu sehen. Deutlich erkennbar ist der Aufbau der Temperaturdifferenz sowohl quellen- als auch senkenseitig was zu einer Absenkung des COP zur Zeit der Einschwingphase führte. Aufgrund der Häufigkeit dieser Ein- und Ausschaltphasen und somit der Häufigkeit der Einschwingphasen bzw. Anfahr-Verluste kam es zu einer Absenkung der Arbeitszahl. Auffällig ist hier wieder die große Spreizung senkenseitig. Die Erhöhung des Volumenstroms würde zu einer Minimierung dieser Spreizung und in weiterer Folge zur Erhöhung des COP führen.

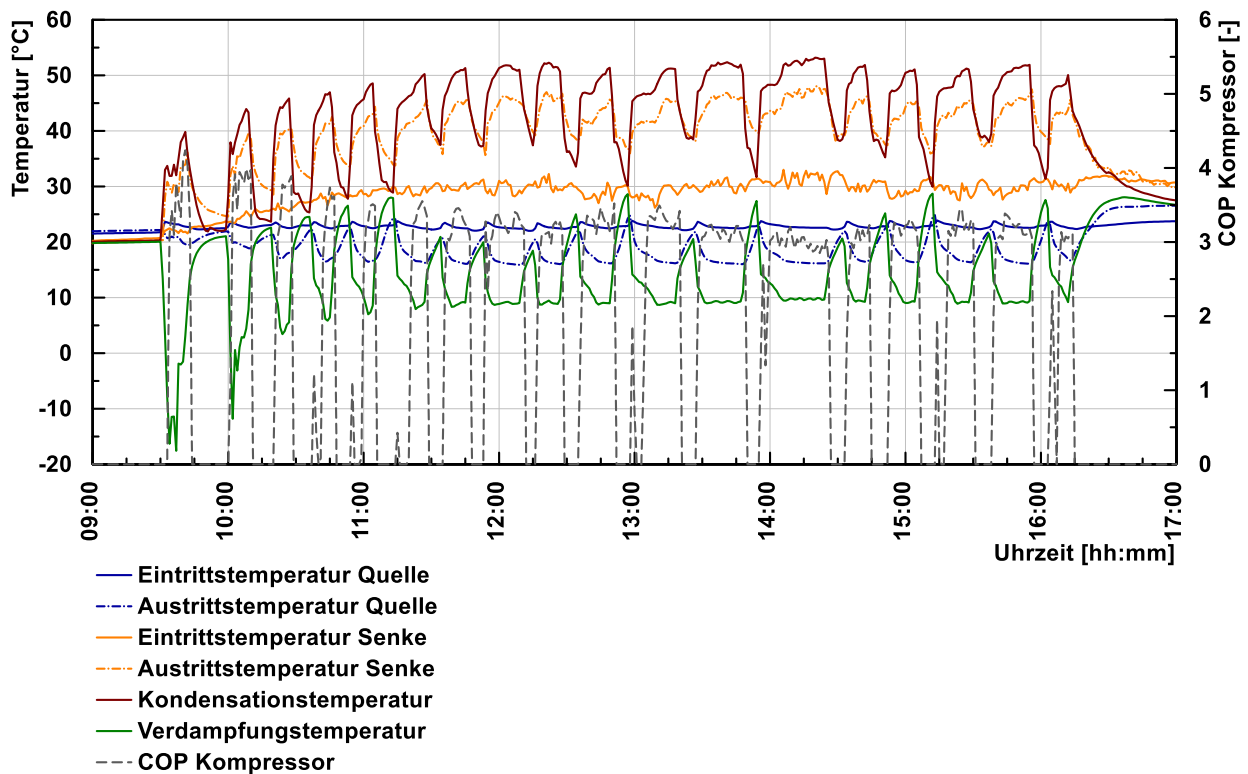


Abbildung A-20: Verläufe der Temperaturen im Kältemaschinenkreis und Verlauf des COP vom 05.09.2018

A-5 Fancoil außen und Wasserkreislauf: 09.08.2018

In diesem Kapitel werden Messergebnisse für die Systemkonfiguration mit dem äußeren Fancoil als Wärmesenke und dem Wasserkreislauf als Wärmequelle für den 09.08.2018 dargestellt und interpretiert.

In Abbildung A-21 ist der Verlauf der operativen Temperatur des Referenzraumes (Box-West) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im Referenzraum, der operativen Temperatur des gekühlten Raumes (Box-Ost) fenster- (südlich) und türseitig (nördlich), der Oberflächentemperatur der Decke im gekühlten Raum, der Außenlufttemperatur, der Globalstrahlung sowie der Verlauf der Regelgröße T_{Innen} am 09.08.2018 dargestellt. Außerdem ist die Ansteuerfrequenz (in Hz) für die Drehzahlregelung des Kompressors (vgl. Kapitel 3.3) dargestellt, über die mit dem Zusammenhang in Abbildung 3-17 und entsprechendem Leistungsbezug (siehe Abbildung A-22) auf die Drehzahl rückgeschlossen werden kann.

Wie in Abbildung A-21 zu sehen ist, begann die Temperatur der Außenluft ab 06:30 Uhr zu steigen. Die operativen Temperaturen des Referenzraumes und des gekühlten Raumes begannen ca. 1,5 Stunden später anzusteigen. Die Temperatur des Referenzraumes befand sich zum Zeitpunkt des Anstiegs auf einem Niveau von knapp 30 °C, die des gekühlten Raumes auf ca. 23°C. Die operative Temperatur des Referenzraumes stieg um ca. 2,5 K an, die des gekühlten Raumes blieb knapp unter 26 °C. Die Oberflächentemperatur der Decke stieg im Referenzraum mit der operativen Temperatur in gedämpfter Weise an. Die Oberflächentemperatur des gekühlten Raumes senkte sich im Zeitraum von 9:00 bis 16:00 Uhr um knapp 1 K.

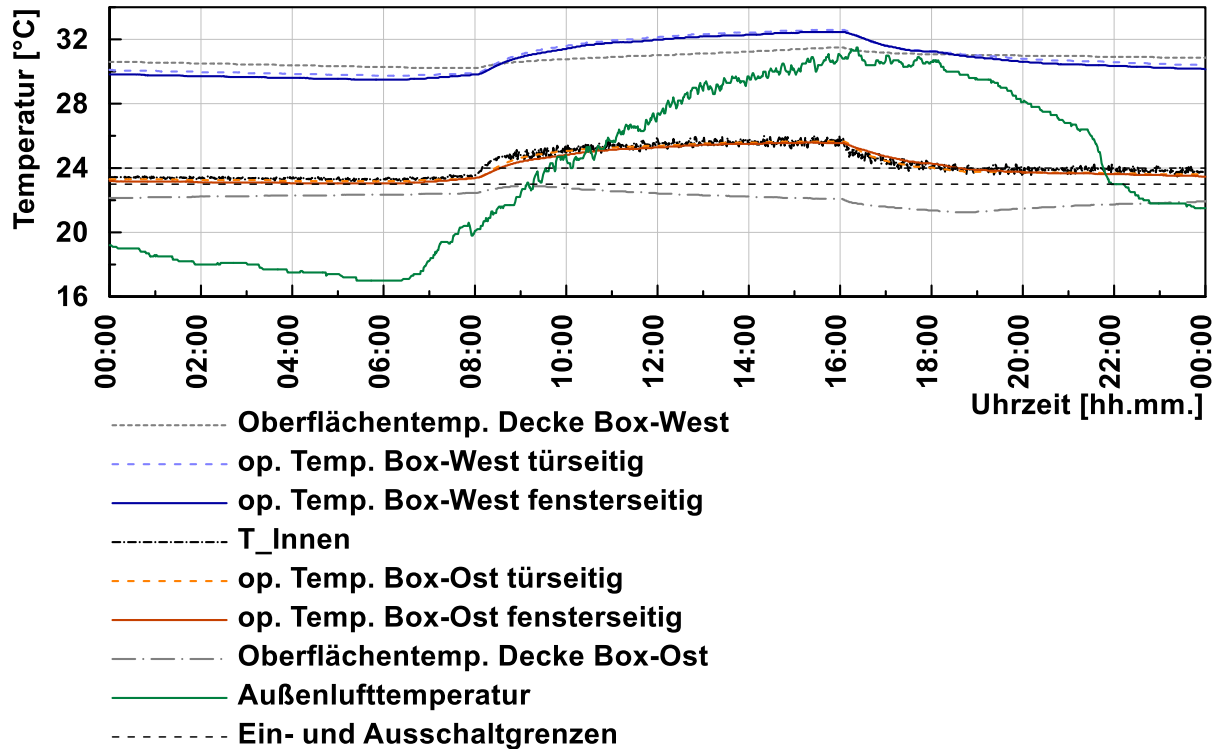


Abbildung A-21: Temperaturverläufe inner- und außerhalb der Testräume vom 09.08.2018

In der nachstehenden Abbildung A-22 sind im oberen Diagramm die Leistung der PV-Paneele in W und der Globalstrahlung in W/m^2 zu sehen. Im unteren Diagramm ist die von der Kältemaschine aufgenommene Leistung und die Spannung der Batterien zu erkennen. Zwischen 6:00 und 7:00 Uhr kam es zu einem Ausfall der Messdatenaufzeichnung der Batteriespannung und des PV-Ertrags. Grund dafür war der Tiefenentladeschutz der Batterien der bei zu niedriger Spannung auch die Messdatenaufzeichnung deaktiviert, da sie direkt von der Batterie versorgt wird.

Durch den Verlauf der Globalstrahlung und des PV-Ertrags kann auf einen teils sonnigen, teils leicht bewölkten Tag rückgeschlossen werden. Aufgrund von Messausfällen für die Batteriespannung kann nicht eindeutig festgestellt werden, ab wann der Ladevorgang für die Batterie begann. Wahrscheinlich begann der Ladevorgang um kurz vor 07:00 Uhr. Der Ladevorgang wurde ohne Betrieb bis 8:40 Uhr durchgeführt. Danach ging die Kältemaschine in Betrieb. Bis 09:30 Uhr wurde die Kältemaschine zum Teil durch die PV-Paneele und zum Teil über die Batterie gespeist. Nach 09:30 Uhr reichte der Ertrag der PV-Paneele aus, um die Kältemaschine zu betreiben und die überschüssige Leistung zum Laden der Batterien zu nutzen. Ab 16:00 Uhr beginnt der Anteil der Leistung zur Versorgung der Kältemaschine aus den Batterien, im Vergleich zu dem Anteil der aus den PV-Paneelen bezogen wird, zu steigen. Dies bedeutet eine Entladung der Batterien. Die Batteriespannung erreichte um ca. 18:30 Uhr die Grenze des Tiefenentladeschutzes. Der Ertrag der PV-Paneele reichte danach nicht mehr aus um die Batterien auf ein Spannungsniveau zu bringen, das ein erneutes Einschalten der Kältemaschine erlauben würde.

ANHANG

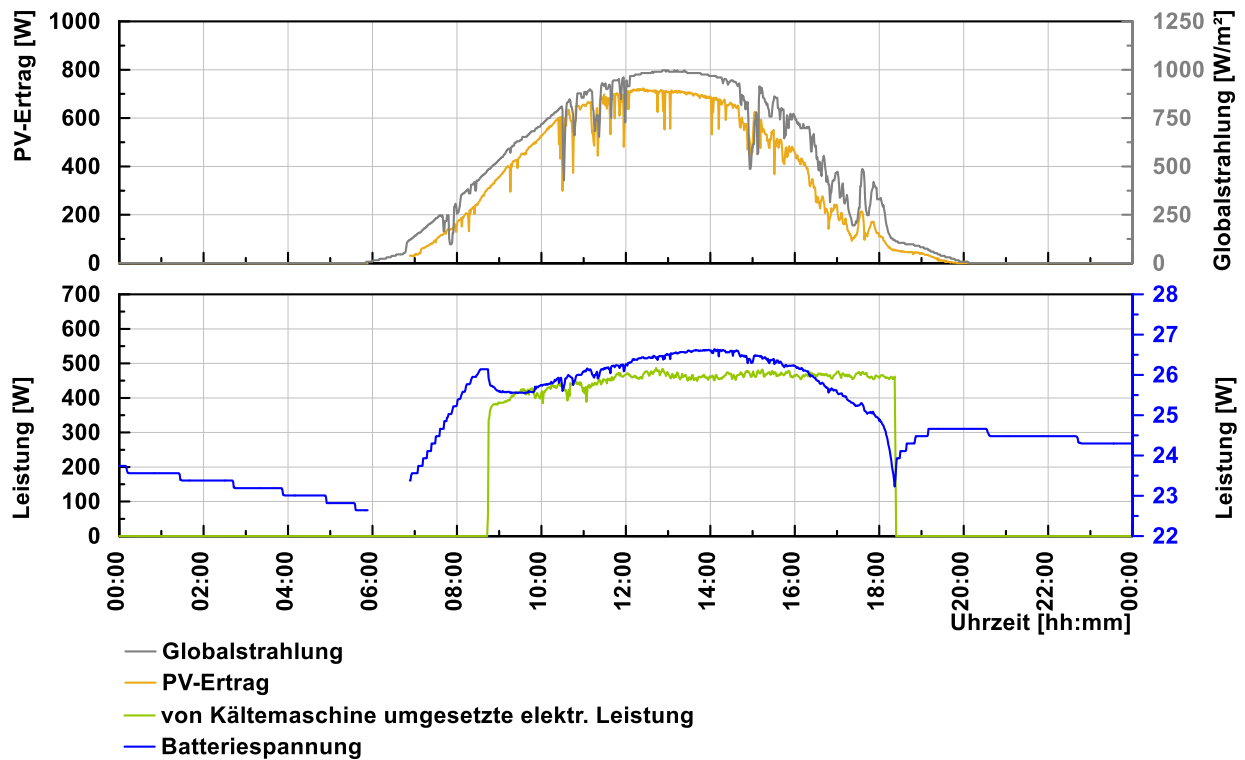


Abbildung A-22: Globalstrahlung, PV-Ertrag, Kältemaschinenleistung und Batteriespannung 09.08.2018

Abbildung A-23 zeigt den Stromverbrauch der Kältemaschine samt Peripherie sowie den Stromverbrauch nur des Kompressors. Außerdem zeigt sie den Energieertrag der PV Paneele, die Energie der Globalstrahlung, die Kühlenergie der Anlage pro Stunde sowie die Arbeitszahl, errechnet mit der Kompressorenergie für jede Stunde, am 09.08.2018. Die Energien sind in Wh/h auf der linken Achse und die Arbeitszahl auf der rechten Achse über die Uhrzeit aufgetragen.

Die Kühlenergie an diesem Tag überstieg nur selten 800 Wh und die Energie die durch den Kompressor benötigt wurde lag meist bei ca. 360 Wh. Daher bewegte sich die Arbeitszahl auch nur in einem Bereich von knapp über 2,2.

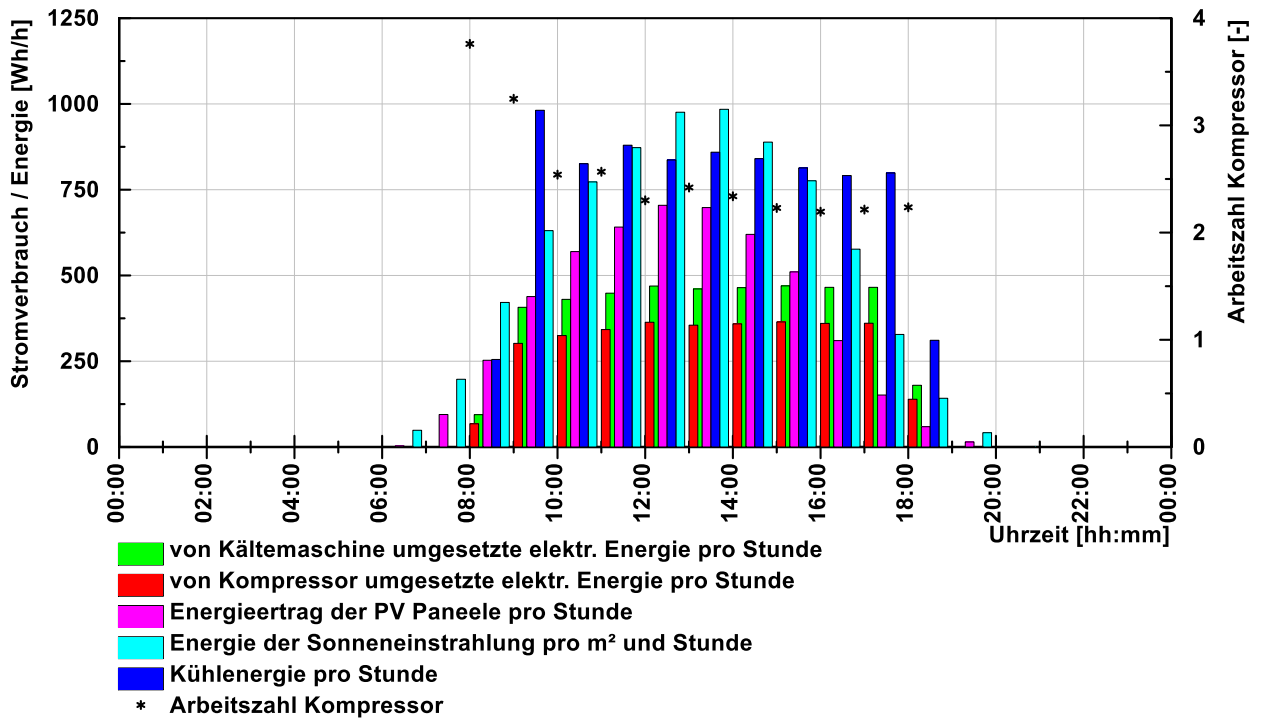


Abbildung A-23: Arbeitszahl und Energien (Ertrag, Verbrauch) vom 09.08.2018

Die für den Betrieb der Kältemaschine relevanten Temperaturen sind in Abbildung A-24 zu sehen. Dazu zählen die Wärmequellen bzw. Wärmesenken Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Kältekreises. Außerdem ist der COP der Kältemaschine dargestellt. Die Quelle stellt bei dieser Betriebsart das von der Pumpe durch den Plattenwärmetauscher bewegte Wasser, das später durch die Decke fließt, dar. Die Senke ist die durch den nach außen gerichteten Fancoil angesaugte Außenluft. Die Kondensationstemperatur des Kältekreises wurde über den direkt vor dem Kompressor gemessenen Druck des Kältemittels mit EES berechnet. Die Verdampfungstemperatur des Kältekreises wurde über den direkt nach dem Kompressor gemessenen Druck des Kältemittels ebenfalls mit EES berechnet. Zusätzlich wird in dem abgebildeten Diagramm die Temperatur der Luft am Ein- und Austritt des nach innen gerichteten Fancoils dargestellt.

Die Senken Eintrittstemperatur war, wie in der Abbildung A-24 zu erkennen ist, höher als die Außenlufttemperatur (siehe Abbildung A-21). Die möglichen Ursachen dafür wurden bereits erläutert (vgl. Kapitel 4.2.4: Messperiode 06.08.2018). Die Spreizung der Senken Temperatur betrug wieder im Mittel ca. 10 K bei einer Eintrittstemperatur von ca. 40 °C. Die Spreizung der Quellen Temperatur betrug ca. 1,5 K wobei die Rücklauftemperatur also Eintrittstemperatur ca. 20 °C betrug. Hier wiederum auffällig ist die Absenkung der Temperaturen am inneren Fancoil, der ja bei dieser Betriebsart nicht in Betrieb war. Die Auswirkungen und möglichen Ursachen hierfür wurden bereits erläutert (vgl. Kapitel 4.2.4: Messperiode 06.08.2018).

ANHANG

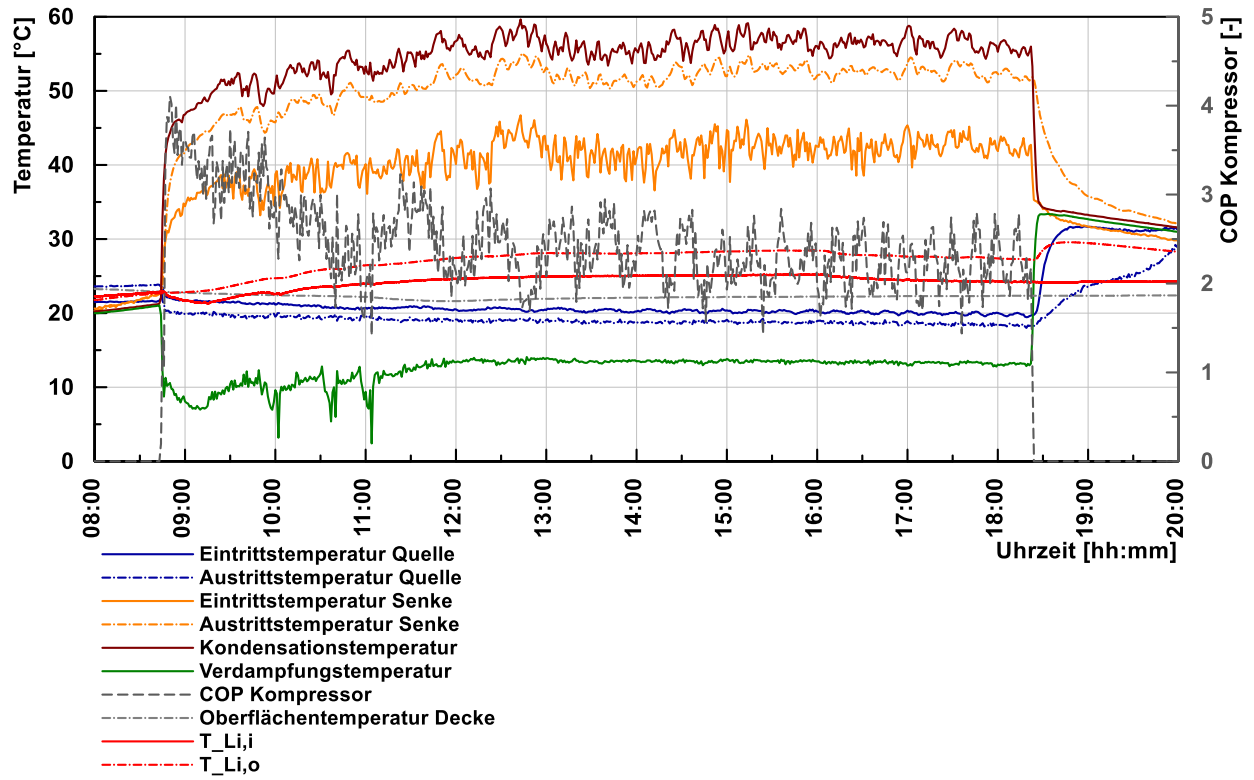


Abbildung A-24: Verläufe der Temperaturen im Kältemaschinenkreis und des COP vom 09.08.2018