

Technische Universität München
TUM School of Engineering and Design
Prof. Dr. rer. nat. Thomas Hamacher

Dissertation

Latentwärmespeicher für den flexiblen Einsatz von Raumkühlsystemen

Timo Korth

Technische Universität München



TUM School of Engineering and Design

Latentwärmespeicher für den flexiblen Einsatz von Raumkühlsystemen

Timo Martin Korth

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

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Prof. Thomas Auer

Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr. rer. nat. Thomas Hamacher

2. Prof. Dr. rer. nat. Christian Schweigler (Hochschule München)

Die Dissertation wurde am 14.01.2022 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 04.10.2022 angenommen.

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit im neu gegründeten CENERGIE Forschungsinstitut für energieeffiziente Gebäude und Quartiere der Hochschule München. Das kooperative Graduiertenkolleg „Gebäudetechnik und Energieeffizienz“ (KGk.) der Hochschule München, eingebunden in die Graduate School der Technischen Universität München, gab den Rahmen für die Promotion. An dieser Stelle vielen Dank an alle Verantwortlichen, die dies ermöglicht haben.

Ich danke Herrn Prof. Thomas Hamacher am Lehrstuhl für Erneuerbare und Nachhaltige Energiesysteme der TU München für die Unterstützung und die Betreuung meiner Promotion.

Herrn Prof. Christian Schweigler gebührt an dieser Stelle ein besonderer Dank für die hervorragende Betreuung meiner Arbeit seitens der Hochschule München, für die wertvollen, intensiven und kritischen Diskussionen, Freiraum für Entfaltung, Motivation zur rechten Zeit und die persönlichen Ratschläge.

Allen meinen Kollegen in dieser Zeit am KGk. möchte ich ebenfalls herzlich danken für die einträchtige Zusammenarbeit, die vielen kritischen und produktiven Diskussionen und die auflockernden Gespräche und Aktionen zwischendurch. Bei den Laboringenieuren der Hochschule München bedanke ich mich für die stetige Unterstützung bei den Laboraufbauten. Den Mitarbeitern vom Bayrischen Zentrum für angewandte Energieforschung (ZAE-Bayern) und vom Institut für Luft- und Kältetechnik (ILK Dresden) danke ich für die gelungene Zusammenarbeit im Forschungsprojekt „SolarSplit“ und den fachübergreifenden wissenschaftlichen Austausch.

Meiner Familie danke ich von Herzen: Meiner Frau Susan für die immerwährende Unterstützung und unseren wunderbaren Kindern, die es vermochten, jede noch so schwierige Situation mit einem Lächeln wieder wettzumachen.

Kurzfassung

Wärmepumpensysteme zum Heizen und Kühlen mit elektrischer Antriebsenergie aus Erneuerbaren Energien stellen eine effiziente und nachhaltige Technologie für die zukünftige Kälte- und Wärmeversorgung dar. Für eine zeitliche Entkopplung von Wärmebereitstellung und Bedarf können thermische Speicher diese Systeme weiter flexibilisieren. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Integration von Latentwärmespeichern direkt in den Kältekreislauf von Wärmepumpensystemen zum Heizen und Kühlen.

Mit Latentwärmespeichern (LWS) kann die Wärmeenergie durch die Ausnutzung des Phasenwechsels ausgewählter Materialien auf einem nahezu konstanten Temperaturniveau gespeichert werden. Dies deckt sich mit der Charakteristik des thermodynamischen Kreislaufs in Wärmepumpensystemen. Die Aktivierung des LWS direkt mit dem Kältemittel ist dabei eine Option, zusätzliche Wärmeübergänge und damit zusätzlich auftretende exergetische Verluste zu vermeiden. Dies kann speziell bei Luft/Luft-Systemen ein Vorteil sein. Dazu wird in dieser Arbeit die Leistungscharakteristik von Latentwärmespeichern im Betrieb mit direkter Kondensation und Verdampfung von Kältemittel im Speicherwärmeübertrager analysiert. Darauf aufbauend wird die prozesstechnische Speicherintegration in ein Klimatisierungssystem, die thermodynamische Auslegung des LWS sowie die Systemregelung untersucht. Die Analysen werden sowohl theoretisch mittels Simulationsmodellen umgesetzt als auch experimentell anhand einer Versuchsanlage im Labor.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zu einem neu entwickelten Konzept werden mit einer Machbarkeitsstudie dargelegt: Der eingesetzte Latentwärmespeicher – mit einem Paraffin-Graphit-Gemisch als Speichermaterial – kann zur Speicherung von Nutzenergie auf nahezu konstantem Temperaturniveau mit geringen treibenden Temperaturdifferenzen (< 4 K) eingesetzt werden. Dabei wird der Speicher in ein kommerzielles Zweileiter-Multi-Split-Klimatisierungssystem integriert und direkt über Kältemittelverdampfung bzw. -kondensation be- und entladen. Durch die spezielle Verschaltung und gezielt ausgewählte Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials kann die Wärmepumpe mit unverändertem Temperaturhub betrieben werden. Dadurch wird ein negativer Einfluss des Speichereinsatzes auf die Anlageneffizienz weitgehend vermieden. Die gewonnene Flexibilität bietet einen entscheidenden Vorteil gegenüber Systemen ohne thermischen Speicher.

Abstract

With the transition from fossil fuels to renewable energy sources, the use of electricity is increased in all sectors. To cope with the fluctuations of the electric generation, a growing demand for storage systems arises. In heating and cooling huge potential is seen in the application of latent heat storages (LHS). The innovation presented in this thesis combines the operating principle of a multi-split cooling system (variable refrigerant flow (VRF) system) with the characteristics of the LHS, operating at constant temperature level.

The latent heat storage is in direct heat exchange with an evaporating or condensing refrigerant flow. Thus, temperature losses by an intermediate heat carrier loop are eliminated. This aspect is evaluated by an exergetic analysis of different storage concepts. To keep the energetic efficiency of the system unchanged, the integration of the storage shall not affect the evaporation and condensation level of the air conditioning system. For this purpose, a novel integration of the LHS in the internal heat pump cycle is presented: During loading the LHS is cooled by evaporation of refrigerant in parallel with two indoor units, allowing for system operation at standard suction pressure. During unloading the storage serves as a condenser, connected in series between the two indoor units. In this phase air-conditioning is continued, while the compressor load is reduced to 50%, approximately. The performance and energetic efficiency are discussed for the different phases of the cycle.

Aiming at practical application, the thermodynamic design of the LHS and the system control are elaborated. The operating characteristics of the multi-split cooling system with integrated latent heat storage with direct condensation and evaporation of refrigerant are analyzed theoretically by using simulation models and experimentally by operating a test system in the laboratory.

The investigations confirm that a latent heat storage with a paraffin-graphite mixture as storage material can be used to store useful energy at an almost constant temperature level. Loading and unloading is accomplished with low driving temperature differences (< 4 K). The novel integration of the LHS and the targeted selection of the phase change temperature allows for operation of the heat pump cycle with unchanged temperature lift. Thus, a negative influence of the operation of the thermal storage on the efficiency of the system is avoided. The flexibility gained can, however, offer a decisive advantage over systems without thermal storage.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Zielsetzung	2
1.2	Gliederung der Arbeit.....	3
2	Theoretische Grundlagen	5
2.1	Wärmepumpen und Kältemaschinen	5
2.1.1	Der Carnotprozess als idealer Vergleichsprozess.....	6
2.1.2	Kreisprozess der Kompressionskälteanlage/-wärmepumpe.....	8
2.1.3	Energetische Bilanzierung	9
2.1.4	Exergetische Bilanzierung	12
2.1.5	Angepasste Prozessführung.....	18
2.2	Split Systeme.....	20
2.3	Kältemittel.....	23
2.4	Thermische Speicher.....	25
2.5	Latentwärmespeicher	27
3	Stand der Forschung und Forschungsbedarf	34
3.1	Forschungsstand	34
3.2	Forschungsbedarf.....	36
4	Exergetische Bewertung von thermischen Speichern in Wärmepumpensystemen 38	
4.1	Konzepte	40
4.2	Exergetische Bewertung.....	53
4.2.1	Einsatzbedingungen	53
4.2.2	Vergleich der Speicherwirkungsgrade	56
4.2.3	Analyse der Prozessschritte	60
4.2.4	Analyse der Komponenten.....	66
4.2.5	Vergleich der Speicherkonzepte	69
5	Modellbildung und Simulation	74
6	Experimentelle Untersuchungen und Modellvalidierung	80
6.1	Versuchsaufbau und Speichertypen	80
6.2	Wärmetechnische Analyse der Latentwärmespeicher.....	85
6.2.1	Versuchsdurchführung.....	85
6.2.2	Methodik für die Auswertung und Modellierung	87
6.2.3	Experimentelle Ergebnisse und Modellvalidierung.....	89
6.2.4	Wärmeübertragung und Leistungscharakteristik.....	94
6.3	Diskussion der Ergebnisse	98
7	Analyse und Erprobung eines neuartigen Anlagenkonzeptes	101
7.1	Zyklusanalyse des Speicherbetriebs mittels Systemsimulation.....	101
7.2	Beschreibung der Laboranlage	113
7.2.1	Anlagenkonzept.....	113
7.2.2	Regelung des Systems.....	116
7.3	Thermodynamische Auslegung und Konstruktion des Latentwärmespeichers	117
7.3.1	Methodisches Vorgehen	117
7.3.2	Auslegung des Latentwärmespeichers	119
7.4	Regelung des Speicherbetriebs.....	123
7.5	Praktische Erprobung und Analyse des Betriebs	131
7.6	Zusammenfassung der Machbarkeitsstudie.....	143
8	Zusammenfassung und Ausblick	145
9	Literaturverzeichnis	148
	Symbolverzeichnis	156

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	159
Abbildungsverzeichnis	160
Tabellenverzeichnis	167
Anhang	168

1 Einleitung

Die derzeit laufende Energiewende zielt darauf ab, fossile Energieträger für die zukünftige Energieversorgung abzulösen und diese langfristig durch die erneuerbaren Energien zu ersetzen. In den Klimaschutzzielen der Europäischen Union wird dies mit einer Senkung der Treibhausgasemissionen von mindestens 80 % bis zum Jahr 2050 gegenüber 1990 quantifiziert. Auch der Wärmesektor bietet hier viel Entwicklungspotential. Als zukünftige Schlüsseltechnologie für die Wärmeversorgung werden Wärmepumpensysteme zum Heizen und Kühlen gesehen. In verschiedenen Studien zur nachhaltigen Energieversorgung – auch in Deutschland – werden diese Systeme in Kombination mit der Nutzung erneuerbarer Energien als mögliche Lösung ausgewiesen und ein steigender Absatz prognostiziert [Fra17], [Den19]. Die Nutzung der Erneuerbaren Energien bringt aber auch Herausforderungen mit sich. So kann die Energiebereitstellung nicht unmittelbar an den Bedarf angepasst werden, sondern unterliegt, insbesondere bei der Nutzung von Wind und Sonne, den jeweiligen naturgegebenen Bedingungen. Als Folge können Ertragsspitzen auftreten, die nicht oder nur teilweise abgenommen werden. Somit ist eine Energiespeicherung für eine effiziente Nutzung der Erneuerbaren Energien notwendig. Für die Speicherung von thermischer Energie stehen die verschiedensten Speichertechnologien zur Verfügung, über die Sterner und Stadler einen umfassenden Überblick geben [Ste14]. Thermische Speicher können in einem Wärmepumpen- oder Klimatisierungssystem durch die Zwischenspeicherung von thermischen Energieströmen zur zeitlichen Entkopplung von Bereitstellung und Nutzung verwendet werden. Dadurch wird der Betrieb der Wärmeumwandlung zu Zeiten günstigerer Umgebungsbedingungen oder die Nutzung von Ertragsspitzen aus erneuerbaren Stromquellen für den Antrieb des Wärmepumpensystems möglich. Die so gewonnene Flexibilität kann zu einer zuverlässigen und effizienten Energieversorgung beitragen.

Insbesondere der Latentwärmespeicher (LWS) aus der Gruppe der thermischen Speicher bietet für die Kombination mit einem Wärmepumpensystem zwei wesentliche Vorteile. Zum einen wird die thermische Energie auf einem nahezu konstanten Temperaturniveau gespeichert, welches durch die Materialwahl nahezu frei gewählt werden kann. Dies resultiert aus der Ausnutzung der Phasenwechselenergie ausgewählter Materialien (Phasenwechselmaterialien, *engl. Phase Change Materials* - PCM), die in einem Latentwärmespeicher zum Einsatz kommen. Somit kann ein Latentwärmespeicher für eine Wärmepumpe eine Energiequelle oder -senke auf nahezu konstantem Temperaturniveau darstellen, welches der Charakteristik der Wärmepumpe entgegenkommt. Zum anderen erlaubt die im Allgemeinen hohe Energiedichte der PCM eine kompakte Bauform der Speicher. Für die Wirkung des LWS ist die Art der Einbindung in den internen Wärmepumpenkreislauf maßgeblich und muss für den jeweiligen Anwendungsfall gezielt ausgeführt werden. In der vorliegenden Arbeit werden die Be- und Entladungsprozesse von Latentwärmespeichern mit Wärmeübertrag zwischen Käl-

temittel und Speichermaterial untersucht. Dazu wird der LWS direkt in den Kältemittelkreislauf eines Wärmepumpen- und/oder Klimatisierungssystems integriert. Motiviert ist dies insbesondere im Hinblick auf den beabsichtigten Einsatz von LWS in Verbindung mit Luft/Luft Klimatisierungssystemen. Diese Systeme stehen im direkten Energieaustausch mit dem Medium Luft, es steht somit kein Sekundärwärmeträger zur Einbindung eines Wärme- oder Kältespeichers zur Verfügung. Ein thermischer Speicher in direktem Kontakt mit dem Kältemittelkreislauf bietet somit eine effektive Lösung mit minimalem technischem Aufwand. Grundlage für die Untersuchungen ist die Arbeit von Loistl, der u.a. die Machbarkeit der Be- und Entladung durch direkte Verdampfung bzw. Kondensation des Kältemittels im Wärmeübertrager des LWS demonstriert [Loi19].

Für die Anwendung in Wärmepumpensystemen wird in dieser Arbeit ein gänzlich neues Konzept der Speicherintegration vorgestellt, untersucht und bewertet. Mit der direkten Be- und Entladung durch das Kältemittel sowie der unmittelbaren, dezentralen Integration in ein Heiz- oder Kühlsystem entsteht ein neuer Ansatz im Vergleich zu bisherigen Anwendungen des LWS, beispielsweise als Wärmequelle (vgl. [Min14]) oder als zentraler Kältespeicher (vgl. [Meh08]). Das Konzept sieht vor den Latentwärmespeicher dezentral als Kältespeicher einzusetzen und mit einem Luft/Luft Klimatisierungssystem für die Raumkühlung („Split System“) zu kombinieren. Herausforderungen für das neuartige Konzept sind das Erreichen der für den realen Einsatz erforderlichen Leistungswerte im Betrieb mit geringen treibenden Temperaturdifferenzen, das Zusammenspiel der Kältekreislaufkomponenten mit dem Speicher sowie eine funktionierende Systemregelung. Die Neuheit des entwickelten Speicherkonzeptes wurde durch die Erteilung eines Patentbescheides bestätigt. Prinzipiell kann das neue Verfahren auch auf Wärmepumpensysteme zum Heizen angewendet werden, wobei der LWS der Bevorratung von Nutzwärme auf höherem Temperaturniveau dient [Loi17].

1.1 Zielsetzung

Das Ziel der Arbeit ist die Konzeption und Erprobung eines Systems bestehend aus einem Wärmepumpensystem mit Latentwärmespeicher zur energieeffizienten Klimatisierung von Gebäuden. Die Schwerpunkte liegen auf der prozesstechnischen Integration des Speichers, der thermodynamischen Auslegung des Latentwärmespeichers sowie der Systemregelung. Abschließend soll in einer Versuchsanlage die Praxistauglichkeit erprobt werden.

Für die prozesstechnische Integration werden zunächst geeignete Systemkonzepte aus Wärmepumpensystem und Latentwärmespeicher ausgearbeitet, analysiert und exergetisch bewertet. Um Erkenntnisse für die thermodynamische Speicherauslegung zu erlangen, folgt eine theoretische und experimentelle Analyse von zwei Speicher-Demonstratoren in einer Versuchs-Kälteanlage. Die Demonstratoren unterscheiden sich insbesondere in den Maß-

nahmen zur Verbesserung der Wärmeübertragung im Speichermaterial, die aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der Phasenwechselmaterialien für viele Anwendungen notwendig sind. Der Fokus liegt auf der wärmetechnischen Beschreibung der Be- und Entladevorgänge, insbesondere die Analyse der Leistungscharakteristik. Damit sollen die wärmetechnischen Anforderungen, die das neue Konzept an den Latentwärmespeicher stellt, erfüllt werden. Das Temperaturniveau der Wärmespeicherung wird im Hinblick auf eine möglichst effiziente Betriebsweise des Wärmepumpensystems festgelegt. Der Machbarkeitsnachweis soll mit dem Aufbau und dem Betrieb eines funktionsfähigen Klimatisierungssystems mit integriertem LWS erbracht werden.

1.2 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Dissertation gliedert sich in sechs Haupt-Kapitel. Den Kern der Arbeit bildet das neuartige Konzept für die direkte Integration eines LWS in den internen Kreislauf eines Wärmepumpensystems für die Klimatisierung von Gebäuden.

Nach der Einleitung wird in Kapitel 2 zunächst der aktuelle Stand der Technik der Anwendung von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen aufgezeigt.

In Kapitel 3 folgt eine Darstellung des Forschungsstands in diesem Themenbereich. Es werden bestehende Forschungslücken aufgezeigt und der Forschungsbedarf zum effizienten Einsatz von LWS in Wärmepumpensystemen beschrieben.

In Kapitel 4 wird die exergetische Bewertung von verschiedenen Konzepten zur Einbindung des Latentwärmespeichers in ein Wärmepumpensystem dargelegt. In diesem Zusammenhang wird auch das neuartige Konzept vorgestellt und bewertet. Der Latentwärmespeicher fungiert hier als Kältespeicher und wird in ein Klimatisierungssystem integriert.

Kapitel 5 befasst sich mit dem ein-dimensionalen Berechnungsmodell, das für die Simulation des Latentwärmespeichers eingesetzt wird. Der Fokus liegt auf der Berechnung der Leistungscharakteristik auf Grundlage der Wärmetransportprozesse.

In Kapitel 6 werden die Modellvalidierung und die detaillierte theoretische und experimentelle Analyse der Leistungscharakteristik des Latentwärmespeichers beschrieben. Dazu werden zunächst der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung mit zwei unterschiedlichen Speicherdemonstratoren vorgestellt. Für die wärmetechnische Analyse werden insgesamt sechs Versuche vergleichend ausgewertet.

Einleitung

Kapitel 7 beinhaltet die Modellierung des dynamischen Betriebs des Klimatisierungssystems mit integriertem LWS und den Funktionsnachweis des neuartigen Konzepts anhand einer praxisnahen Versuchsinstallation.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Wärmepumpen und Kältemaschinen

Als Wärmepumpe oder auch Kältemaschine werden thermodynamische Apparate bezeichnet, mit deren Hilfe Wärme Q_0 aus einem kälteren Wärmereservoir der Temperatur T_0 entnommen und einem wärmeren Reservoir T_1 zugeführt werden kann. Finden dabei Phasenübergänge des verwendeten Arbeitsmittels statt, so spricht man vom Kaltdampfprozess. Im Kaltdampfprozess wird ein Stoff, das Kältemittel, bei niedrigem Druck p_0 und niedriger Temperatur T_0 verdampft und nach der Kompression auf den höheren Druck p_1 bei der Temperatur $T_1 > T_0$ wieder kondensiert. Das kondensierte Kältemittel strömt durch ein Expansionsorgan zurück zum Verdampfer. Dort beginnt der Kreislauf von neuem [Doh16].

Die Begriffe „Wärmepumpe“ bzw. „Kältemaschine“ werden je nach dem gewünschten Nutzen verwendet: Bei einer Kältemaschine ist der Nutzen die Kälteleistung, welche durch den Wärmeentzug auf niedrigem Temperaturniveau erreicht wird. Bei der Wärmepumpe wird vorrangig die abgegebene Wärme auf dem höheren Temperaturniveau genutzt (siehe auch [Cub78], [Doh16]). Bei modernen Systemen und Anwendungen werden die beiden auftretenden Systemfunktionen – Wärmeentzug auf niedrigem Temperaturniveau und Wärmeabgabe auf höherem Temperaturniveau – gleichzeitig genutzt. Auch in der Gebäudeklimatisierung wird dies zunehmend gezielt umgesetzt. Wenn Wärme- und Kältebedarf nicht exakt zeitlich auftreten, kann die Einbringung von thermischen Speichern die Flexibilität dieser Systeme erhöhen und die Parallelnutzung verstärken (siehe auch Abschnitt 2.2 und 2.4).

Es gibt verschiedene Verfahren für die technische Umsetzung von Wärmepumpen und Kältemaschinen. Die gebräuchlichsten Prozesse sind:

- Kompressionsprozess
- Sorptionsprozess (Absorptions- und Adsorptionskälteprozess)

In dieser Arbeit werden ausschließlich Kältemaschinen und Wärmepumpen nach dem Kompressionsprozess betrachtet, in dem ein mechanischer Verdichter unter Aufnahme von elektrischer Energie den Verdichtungsprozess übernimmt. Für eine Übersicht über weitere Wärmepumpen und Kältemaschinen mit ihren verschiedenen Bauformen und Prozessführungen sei auf die Literatur verwiesen (u.a. [Web14], [Cub78], [Her16], [Bol16]).

Abbildung 2-1 zeigt ein schematisches Fließbild einer Kompressionskältemaschine (KKM). Hauptkomponenten der KKM sind Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Expansionsventil.

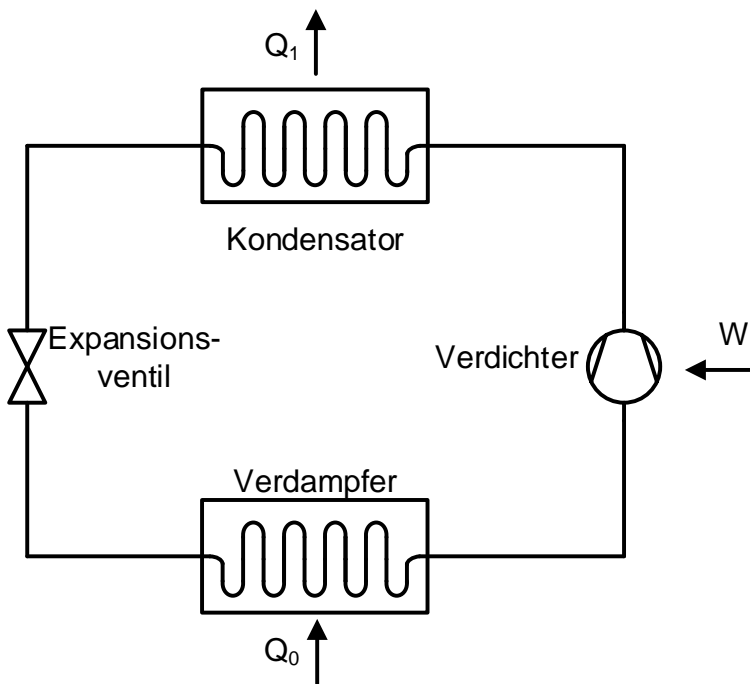


Abbildung 2-1: Schema einer Kompressionskältemaschine.

Die Wärmezufuhr am Verdampfer (Q_0) kann über die Luft oder ein anderes Wärmeträgerfluid geschehen. Je nach Temperaturbereich werden Wasser, Wasser-Glykol-Mischungen oder andere Gemische verwendet. Die Wärmeabfuhr (Q_1) am Kondensator erfolgt ebenfalls durch Luft oder ein Wärmeträgerfluid, meist Wasser oder ein Wasser-Glykol-Gemisch. Die Antriebsenergie des Verdichters (W) wird in konventionellen Geräten durch einen Elektromotor eingebracht.

Im internen Kreislauf in der KKM wird ein Kältemittel mit geeigneten thermodynamischen Eigenschaften eingesetzt. Eine Übersicht und weitere Erläuterungen dazu befinden sich in Abschnitt 2.3. Für Berechnungen und Analysen wird der Kältekreislauf in verschiedenen Diagrammen dargestellt. Dies wird im Folgenden – beginnend mit dem Carnot-Prozess – erläutert.

2.1.1 Der Carnotprozess als idealer Vergleichsprozess

Beim Carnot-Kreisprozess handelt es sich um den idealen reversiblen Kreisprozess, der sich aus einer Folge isothermer und isentroper Zustandsänderungen zusammensetzt. Der Carnotprozess wird als rechtslaufend oder linkslaufend bezeichnet, je nachdem, ob die isothermen und isentropen Zustandsänderungen im T,s -Diagramm im Uhrzeigersinn oder gegen den Uhrzeigersinn verlaufen. Der rechtslaufende Kreisprozess steht für eine Umwandlung von Wärme in mechanische Energie. Er entspricht einer Wärmekraftmaschine. Der linkslaufende Kreisprozess nimmt Wärme auf, um sie unter Einsatz von Arbeit bei einer höheren Temperatur abzugeben. Er entspricht einer Wärmepumpe oder Kältemaschine [Her16], [Lüd00]. Abbildung 2-2 zeigt einen linkslaufenden Carnotprozess.

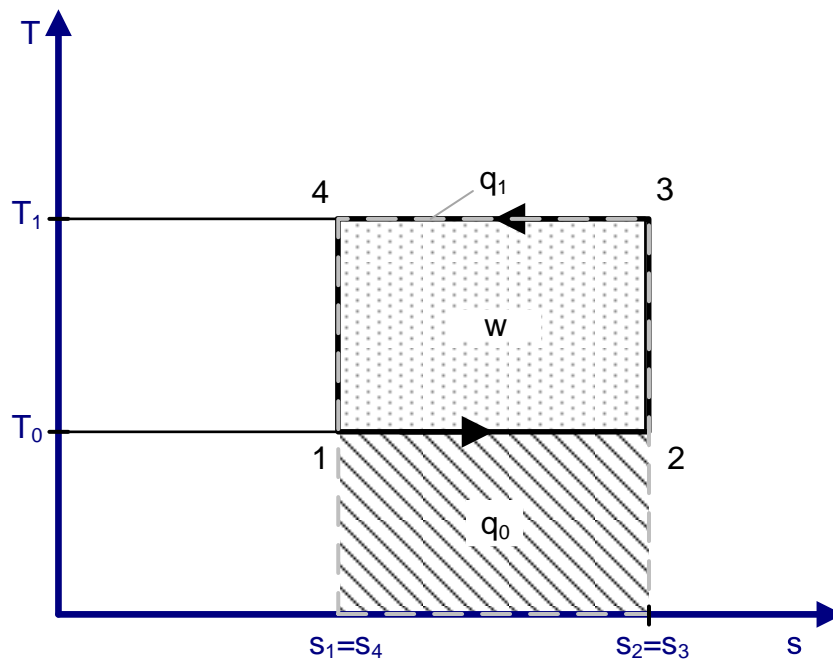


Abbildung 2-2: Der Carnot-Prozess für eine Wärmepumpe oder Kältemaschine im T-s-Diagramm.

Die Leistungsziffer ε des linkslaufenden Carnotprozesses und damit die Leistungsziffer der als ideal betrachteten Kältemaschine bzw. Wärmepumpe zwischen den Temperaturen T_0 und T_1 (mit $T_1 > T_0$) ist definiert als der Quotient aus der Nutzwärme Q bei der jeweiligen Temperatur (T_0 bzw. T_1) und der aufzuwendenden Arbeit W . Für die Kältemaschine gilt somit:

$$\varepsilon_{C,KM} = \frac{Q_0}{W} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (2-1)$$

Für die Wärmepumpe folgt:

$$\varepsilon_{C,WP} = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (2-2)$$

Der Carnot-Kreisprozess erreicht die theoretisch maximal mögliche Leistungszahl von Kältemaschinen [Her96], [Lüd00], [Bae06], [Bej16].

Aus den Gleichungen (2-1) und (2-2) lässt sich folgern, dass die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe einen maßgeblichen Einfluss auf die Leistungszahl einer Wärmepumpe und Kältemaschine hat. Es gilt: Je kleiner die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe ist, desto größer ist die Carnot-Leistungszahl.

Weiterhin können im T,s-Diagramm die ausgetauschten Wärmemengen als Flächen interpretiert werden (s. Abbildung 2-2). Für die reversibel geführte isotherme Zustandsänderung von 1 nach 2 gilt:

$$Q_0 = T_0(S_2 - S_1) \quad (2-3)$$

Allgemein gilt für eine reversible Zustandsänderung

$$\delta Q = T dS \Leftrightarrow dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (2-4)$$

Für irreversible Prozesse gilt:

$$\delta Q < T dS \Leftrightarrow dS > \frac{\delta Q}{T} \quad (2-5)$$

Zusammenfassend gilt (Clausius'sche Ungleichung):

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (2-6)$$

Das Gleichheitszeichen gilt für reversible Prozesse und das Gleichgewicht, das Ungleichheitszeichen für irreversible Prozesse [Lüd00]. Zudem gilt nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik für die Entropieänderung eines beliebigen Prozesses in einem abgeschlossenen System:

$$dS \geq 0 \quad (2-7)$$

2.1.2 Kreisprozess der Kompressionskälteanlage/-wärmepumpe

In Abbildung 2-3 ist der Kreisprozess einer Kompressionswärmepumpe im $\log(p),h$ -Diagramm eingetragen. Die Anordnung der Zustandspunkte bezüglich der Enthalpie- bzw. Druckachse gibt qualitativ die bei dem jeweiligen Prozessschritt herrschenden Prozessparameter wieder. Zusätzlich ist der Verlauf der Isothermen dargestellt.

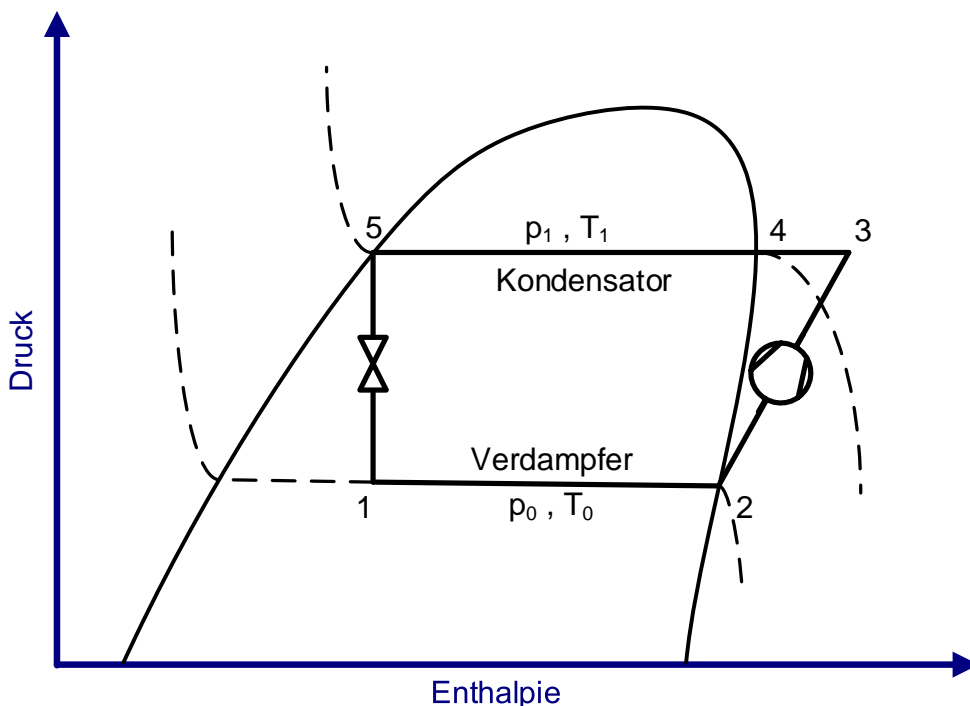


Abbildung 2-3: Idealisierter Kreisprozess einer Kompressionskältemaschine oder -wärmepumpe im $\log(p),h$ -Diagramm mit Verlauf der Isothermen (gestrichelte Linien).

Das Kältemittel durchläuft die folgenden Prozessschritte:

- 1 – 2 isobare und isotherme Wärmeaufnahme durch Verdampfung
- 2 – 3 isentrope Verdichtung
- 3 – 4 isobare Wärmeabgabe (Enthitzung)
- 4 – 5 isobare und isotherme Wärmeabgabe durch Kondensation
- 5 – 1 isenthalpe Entspannung

Im Verdampfer wird das Kältemittel bei niedrigem Druck- und Temperaturniveau (p_0, T_0) unter Aufnahme von Wärme aus der Umgebung verdampft. Der Kältemitteldampf wird vom Verdichter angesaugt („Sauggas“) und unter Einbringung von Energie auf ein höheres Druck- und Temperaturniveau gehoben (p_1, T_1). Das Kältemittel kondensiert unter Abgabe von Wärme im Kondensator. Das flüssige Kältemittel wird mittels des Expansionsventils wieder entspannt, sodass es auf einem niedrigen Druck- und Temperaturniveau (p_0, T_0) wieder verdampft werden kann. Der Kältekreislauf ist geschlossen.

Wird die Anlage bei einer ausreichend geringen Verdampfungstemperatur T_0 betrieben, kann dort die Nutzkälte abgenommen werden. Die Anlage läuft dabei als Kältemaschine. Der Betrieb als Wärmepumpe beruht auf demselben Kreislauf. Die Nutzwärme wird nun am Kondensator abgenommen. Die Temperaturniveaus werden entsprechend der Nutzung angepasst. Die am Verdampfer aufgenommene Wärme, deren Temperatur von der Temperatur der Wärmequelle abhängt, wird durch diesen Prozess auf das angestrebte höhere Temperaturniveau angehoben.

2.1.3 Energetische Bilanzierung

Die Wärmebilanz der Kompressionskältemaschine und -wärmepumpe nach Abbildung 2-1 ergibt sich zu:

$$Q_0 + W = Q_1 \quad (2-8)$$

Mit

- Q_0 über den Verdampfer aus der Umgebung aufgenommene Wärme
- Q_1 über den Kondensator an die Umgebung abgeführte Abwärme
- W aufgenommene Antriebsenergie des Verdichters

Aus prozesstechnischen Gründen werden eine Überhitzung und eine Unterkühlung des Kältemittels angestrebt. Die Überhitzung des Kältemitteldampfes im Verdampfer wird eingerichtet, um ein Überströmen des Verdichters mit Flüssigkeit und so eine Schädigung des Verdichters zu vermeiden. Die Unterkühlung des Kältemittelkondensats im Kondensator soll einer vorzeitigen Dampfbildung insbesondere in langen Rohrleitungen entgegenwirken. Weiterhin wird in der Bilanzierung die polytrope Verdichtung durch einen isentropen Wirkungs-

grad des Verdichters berücksichtigt. Abbildung 2-4 nimmt diese Punkte mit auf und zeigt den Kreisprozess im $\log(p),h$ -Diagramm. Die Energieflüsse können mit Hilfe des Massenstroms und der Enthalpieänderung des Kältemittels bestimmt werden:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2-9)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot q_1 = \dot{m}(h_3 - h_5) \quad (2-10)$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2-11)$$

$$\eta_{isentrop} = \frac{(h_{3s} - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (2-12)$$

$$\dot{W}_{isentrop} = \dot{m}(h_{3s} - h_2) \quad (2-13)$$

Mit

- \dot{m} - Massenstrom
- $\eta_{isentrop}$ - Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters
- h - spezifische Enthalpie

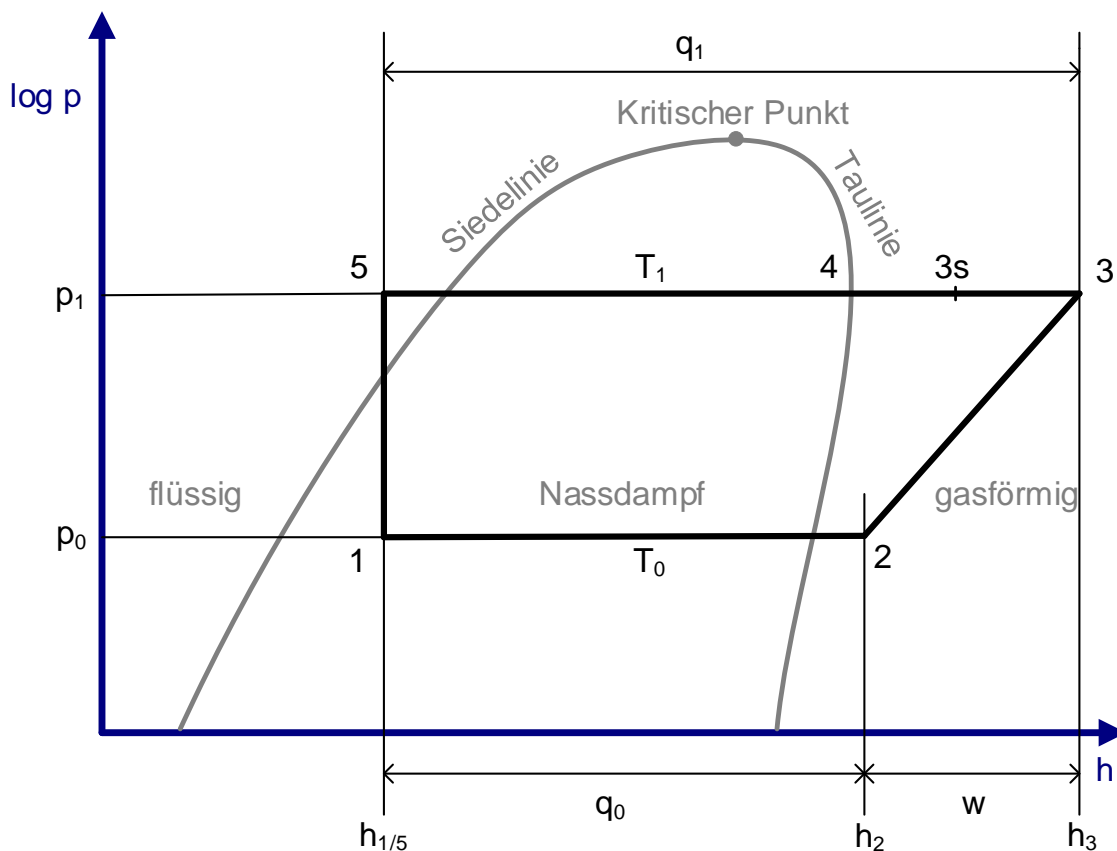


Abbildung 2-4: Zustandsänderung des Kältemittels im $\log(p),h$ -Diagramm, mit Unterkühlung und Überhitzung des Kältemittels. Der Zustandspunkt 3s kennzeichnet den Endpunkt der isentropen Verdichtung ($2 \rightarrow 3s$), wohingegen die polytrope Verdichtung ($2 \rightarrow 3$) am Zustandspunkt 3 endet.

Zur Beurteilung der energetischen Effizienz von Kältemaschinen oder Wärmepumpen dient als maßgebende Größe die Leistungszahl, die das Verhältnis zwischen Nutzenergie und aufzubringender Arbeit angibt [Her96], [Web14], [Cub78]. Etabliert haben sich die folgenden Bezeichnungen:

- COP – Coefficient of Performance – Leistungszahl der Wärmepumpe
- EER – Energy Efficiency Ratio – Leistungszahl der Kältemaschine

$$EER = \frac{Q_0}{W} \quad (2-14)$$

$$COP = \frac{Q_1}{W} \quad (2-15)$$

Mit Gleichung (2-8) folgt

$$COP = EER + 1 \quad (2-16)$$

Das Verhältnis der Leistungszahlen des realen und des idealen Kreislaufs wird als Güte des internen Prozesses bezeichnet:

$$\nu_{KM} = \frac{EER}{\varepsilon_{C,KM}} \quad (2-17)$$

$$\nu_{WP} = \frac{COP}{\varepsilon_{C,WP}} \quad (2-18)$$

Im realen Prozess treten in allen Prozessschritten sowie bei der Durchströmung der Komponenten und Rohrleitungen Verluste auf, die die Leistung und die Effizienz der Anlage beeinflussen. Der Vorgang der Übertragung der Verluste an die Umgebung wird als Dissipation bezeichnet. Abbildung 2-5 stellt die irreversiblen Prozessschritte grafisch dar.

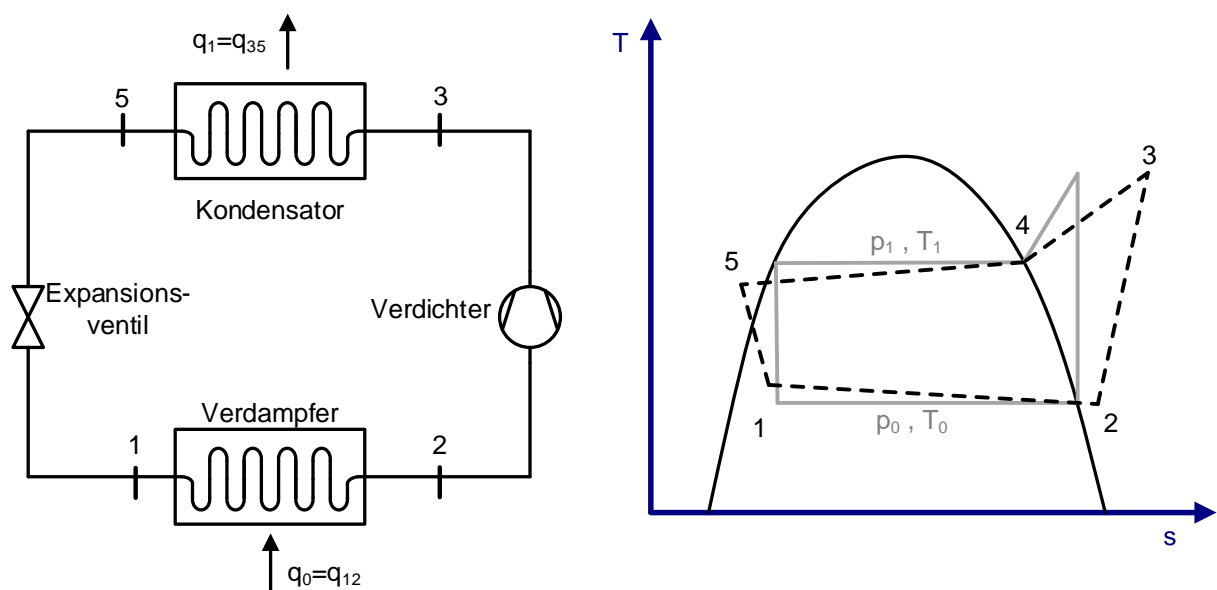


Abbildung 2-5: Fließbild des Kompressionskältekreislaufs (links) und realer Kreisprozess des Kältemittels im T,s Diagramm (rechts) mit Unterkühlung und Sauggasüberhitzung (gestrichelte Linie). Zusätzlich ist der idealisierte Kreisprozess eingetragen (graue Linie).

Prozessschritte:

- 1 – 2 Wärmeaufnahme durch Verdampfung und Überhitzung mit Druckverlust
- 2 – 3 polytrophe Verdichtung ($\Delta s > 0$)
- 3 – 4 Wärmeabgabe (Enthitzung)
- 4 – 5 Wärmeabgabe durch Kondensation und Unterkühlung mit Druckverlust
- 5 – 1 isenthalpe Entspannung ($\Delta s > 0$)

Der interne Kältekreislauf wird im Betrieb auf der Seite des Verdampfers an eine Wärmequelle und auf der Seite des Kondensators an eine Wärmesenke angekoppelt. Auch bei diesen Wärmeübertragungen treten energetische Verluste auf. Dies wird im folgenden Abschnitt in der exergetischen Bilanzierung nochmal aufgegriffen.

Allgemein gilt für die Irreversibilität bei der Wärmeübertragung bei den Temperaturen T_0 und T_1 (vgl. auch Gleichung (2-7)):

$$\Delta \dot{S} = \frac{\dot{Q}}{T_0} - \frac{\dot{Q}}{T_1} = \frac{T_1 - T_0}{T_0 T_1} \dot{Q} \geq 0 \quad (2-19)$$

Es gilt somit $\Delta \dot{S} > 0$ solange T_0 und T_1 verschieden sind. Erst im thermischen Gleichgewicht wird $T_0 = T_1$, woraus $\Delta \dot{S} = 0$ folgt [Bae06], [Din11].

Mit der Berechnung des Wärmestroms durch

$$\dot{Q} = UA (T_1 - T_0) \quad (2-20)$$

mit

- A - Wärmeübertragungsfläche
- U - Wärmedurchgangskoeffizient

folgt:

$$d\dot{S} = UdA \frac{(T_1 - T_0)^2}{T_0 T_1} \quad (2-21)$$

2.1.4 Exergetische Bilanzierung

Die energetische Bilanzierung basiert auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik. Für eine Prozessbeurteilung reicht dieser allein jedoch nicht aus, da dieser nicht mit einbezieht, ob eine bestimmte Energieumwandlung überhaupt möglich ist. Der 2. Hauptsatz gibt Auskunft über die Umwandelbarkeit und setzt hier bestimmte Grenzen. Der 2. Hauptsatz sagt aus, dass nicht jede Energieform beliebig in eine andere umgewandelt werden kann. Für eine genauere Betrachtung der Energieformen werden hierbei die beiden Größen Exergie (Formelzeichen E) und Anergie (Formelzeichen B) verwendet, die die Dimension der Energie besitzen.

„Exergie ist Energie, die sich unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung in jede andere Energieform vollständig umwandeln lässt. Anergie ist Energie, die sich nicht in Exergie umwandeln lässt.“ [Bae06]

Es gilt für jede Energieform die Gleichung:

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie}$$

Damit bezeichnet die Exergie die maximale gewinnbare Arbeit aus einer Energiemenge im Bezug zu einer definierten Umgebung. Daraus folgt, dass mit einer exergetischen Betrachtung immer eine Definition des Umgebungszustandes einhergehen muss. Im Allgemeinen wird dieser durch die Temperatur, den Druck und die chemische Zusammensetzung definiert. Die beiden Hauptsätze der Thermodynamik können mit den Begriffen Exergie und Anergie folgendermaßen formuliert werden (vgl. [Bae06], [Din11], [Bej16]):

1. Hauptsatz: Bei allen Prozessen bleibt die Summe von Exergie und Anergie der am Prozess beteiligten Energieträger konstant.
2. Hauptsatz: Bei allen irreversiblen Prozessen verwandelt sich Exergie zum Teil oder vollständig in Anergie. Die Umwandlung von Anergie in Exergie ist unmöglich.

Der bei einem irreversiblen Prozess in Anergie umgewandelte Teil der Exergie wird als *Exergieverlust des irreversiblen Prozesses* bezeichnet. Die Exergiebilanz eines Kontrollraums, in dem ein stationärer Prozess abläuft, ergibt sich zu

$$\sum_{\text{ein}} \dot{E}_i = \sum_{\text{aus}} \dot{E}_i + \dot{E}_v \quad \text{mit } \dot{E}_v \geq 0 \quad (2-22)$$

Dabei ist

- \dot{E} - Exergiestrom
- \dot{E}_v - Exergieverluststrom

Im Folgenden werden die wesentlichen Gleichungen zur exergetischen Bilanzierung von Wärmeumwandlungsprozessen eingeführt. Für eine Herleitung der thermodynamischen Zusammenhänge sei auf die umfangreiche Literatur verwiesen (z.B. [Bae06], [Din11], [Bej16]).

Für die exergetische Betrachtung der Prozesse ist der Carnot-Faktor maßgeblich. Dieser beschreibt den thermischen Wirkungsgrad einer reversibel arbeitenden Wärmekraftmaschine und hängt nach Carnot nur von den Temperaturen der Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe ab. Der Carnot-Faktor beschreibt somit die Obergrenze für die Umwandlung eines Wärmestroms in mechanische Arbeit. Für den Carnot-Faktor gilt:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_U}{T} \quad (2-23)$$

Dabei ist

- T_U - Umgebungstemperatur, Temperatur der Wärmeabgabe des arbeitsleistenden Wärmekraftprozesses
- T - Temperatur der Wärmeaufnahme des arbeitsleistenden Kraftprozesses

Dieser ist eine universelle Funktion der thermodynamischen Temperaturen T_U und T der Wärmeabgabe bzw. Wärmeaufnahme und hängt nur von dem Temperaturverhältnis T_U/T ab. Bei einer festen Umgebungstemperatur wird so jeder thermodynamischen Temperatur T ein fester Wert des Carnot-Faktors η_c zugeordnet [Bae06], [Din11].

Findet die Temperatureaufnahme oder -abgabe nicht bei einer einzigen Temperatur, sondern in einem Temperaturintervall zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 statt, wird auf die thermodynamische Mitteltemperatur zurückgegriffen. Diese leitet sich aus dem Entropietransportstrom

$$\dot{S}_{Q12} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{d\dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_{12}}{T_m} \quad (2-24)$$

ab und wird folgendermaßen definiert:

$$T_m = \frac{\dot{Q}_{12}}{\dot{S}_{Q12}} \quad (2-25)$$

Der mit der thermodynamischen Mitteltemperatur gebildete Carnot-Faktor ist nun maßgebend für die Prozessbeurteilung:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_U}{T_m} \quad (2-26)$$

Der Exergiestrom eines Wärmestroms ist wie folgt definiert:

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) \dot{Q} = \eta_c \cdot \dot{Q} \quad (2-27)$$

Für den Exergiestrom \dot{E}_Q gilt: Für $T > T_U$ ist der Exergiestrom kleiner als der Wärmestrom \dot{Q} und besitzt das gleiche Vorzeichen. Ist $T < T_U$ – wie es z.B. bei einer Kältemaschine der Fall ist – sind die Vorzeichen von \dot{E}_Q und \dot{Q} unterschiedlich, d.h. Exergie- und Wärmestrom fließen in entgegengesetzte Richtungen. Folglich bedeutet Wärmeaufnahme bei $T > T_U$ Exergieaufnahme und Wärmeabgabe bei $T < T_U$ Exergieabgabe.

Für den Anergiestrom \dot{B}_Q gilt:

$$\dot{B}_Q = \dot{Q} - \dot{E}_Q = \frac{T_U}{T} \dot{Q} = (1 - \eta_c) \cdot \dot{Q} \quad (2-28)$$

Und mit dem Entropietransportstrom $\dot{S}_Q = \frac{\dot{Q}}{T}$ folgt:

$$\dot{B}_Q = T_U \frac{\dot{Q}}{T} = T_U \dot{S}_Q \quad (2-29)$$

Für den Exergiestrom ergibt sich:

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} - T_U \dot{S}_Q \quad (2-30)$$

$$\dot{E}_Q = T \dot{S}_Q - T_U \dot{S}_Q = (T - T_U) \dot{S}_Q \quad (2-31)$$

Beim Kühlen ist die Temperatur T_R des gekühlten Raumes kleiner als die Umgebungstemperatur T_U , es gilt: $T_R < T_U$. Da die Wärme definitionsgemäß immer von dem höheren Temperaturniveau zum niedrigeren Temperaturniveau fließt, empfängt der Kühlraum den Wärmestrom \dot{Q}_0 und verliert damit den Exergiestrom \dot{E}_{Q_0} , der als Exergieverluststrom \dot{E}_v bezeichnet wird:

$$\dot{E}_{Q_0} = \left(1 - \frac{T_U}{T_R}\right) \dot{Q}_0 = \eta_c \cdot \dot{Q}_0 = \dot{E}_v \quad (2-32)$$

Dieser Exergieverluststrom muss dem Kühlraum mit einer Kälteanlage zugeführt werden, um seine Temperatur T_R aufrechtzuerhalten. Der mit dem Wärmestrom \dot{Q}_0 zufließende Anergiestrom \dot{B}_{Q_0} ergibt sich zu:

$$\dot{B}_{Q_0} = \frac{T_U}{T_R} \dot{Q}_0 \quad (2-33)$$

Die bei der Kühlung abzuführende Kälteleistung \dot{Q}_0 besteht somit aus dem zuzuführenden Exergiestrom und dem abzuführenden Anergiestrom (vgl. u.a. [Bae06], [Din11]).

Der exergetische Wirkungsgrad kann wie folgt definiert werden:

$$\zeta_{KM} = \frac{|\dot{E}_{Q_0}|}{\dot{W}} = \frac{\frac{T_U - T_R}{T_R} \dot{Q}_0}{\dot{W}} = \frac{\frac{T_U - T_R}{T_R}}{\frac{\dot{W}}{\dot{Q}_0}} = \frac{T_U - T_R}{T_R} EER = \frac{EER}{EER_{rev}} \quad (2-34)$$

Dieser erreicht im reversiblen Grenzfall seinen Höchstwert eins. Der exergetische Wirkungsgrad umfasst folglich neben dem Kaltdampfprozess auch die externen Energieströme. Im Gegensatz dazu beschreibt die interne Prozessgüte (auch „Gütegrad“) ν_{KM} (vgl. Gleichung (2-17)) ausschließlich das Verhalten des reinen Kaltdampfprozesses. Zur Verdeutlichung werden die Definitionen im Zusammenhang mit den Leistungszahlen an dieser Stelle nochmals vergleichend aufgeführt:

<p>Reversibler Kreislauf:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Keine Verluste im internen Kältekreis: $\Delta s = 0$ • Wärmeübertragung zwischen externer Wärmequelle / -senke und dem internen Kältekreis ohne irreversible Prozesse: $\Delta s = 0$ • Effizienzbewertung auf Grundlage der externen Temperaturen T_R und T_U 	$EER_{rev} = \frac{T_R}{T_R - T_U}$
<p>Idealer interner Kreislauf nach Carnot:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Keine Verluste im internen Kältekreis: $\Delta s = 0$ • Effizienzbewertung auf Grundlage der internen Temperaturen T_0 und T_1 	$\varepsilon_{C, KM} = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$
<p>Realer Kältekreis:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Polytrope Verdichtung: $\Delta s > 0$ • Isenthalpe Drosselung: $\Delta s > 0$ • Druckverluste • Effizienzbewertung auf Grundlage der Energiebilanzen • Irreversible Wärmeübertragung zwischen externer Wärmequelle / -senke und dem internen Kältekreis 	$EER = \frac{Q_0}{W}$
<p>Prozessgüte des internen Kreislaufs:</p>	$\nu_{KM} = \frac{EER}{\varepsilon_{C, KM}}$
<p>Exergetischer Wirkungsgrad – Prozessgüte des Gesamtprozesses</p>	$\zeta_{KM} = \frac{EER}{EER_{rev}}$

Exergieverlust durch irreversible Wärmeübertragung

Für den Exergieverlust bei der Wärmeübertragung von einem stationär strömenden Fluid 2 mit der Temperatur T_2 auf das Fluid 1 mit der Temperatur $T_1 < T_2$, der aufgrund einer endlichen Temperaturdifferenz auftritt, gilt:

$$d\dot{E}_v = T_U d\dot{S} = T_U \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2} d\dot{Q} \quad (2-35)$$

Damit gilt für den Exergieverlust am Verdampfer mit Wärmeübertragung zwischen den Temperaturen T_R und T_V

$$\dot{E}_{vV} = \left(\frac{T_U}{T_V} - \frac{T_U}{T_R} \right) \dot{Q}_0 \quad (2-36)$$

Bei reinen Kältemaschinenanwendungen ist allein die Wärmeaufnahme am Verdampfer als Nutzeffekt zu betrachten. Wird Gleichung (2-35) auf die Wärmeübertragung am Kondensator zwischen T_U und T_K angewendet, ergibt sich der Exergieverlust am Kondensator zu

$$\dot{E}_{vK} = \left(1 - \frac{T_U}{T_K} \right) \dot{Q}_K \quad (2-37)$$

Der Exergieverlust wird also durch Multiplikation des Wärmestroms mit dem Carnoffaktor bestimmt. Das bedeutet, dass der gesamte Exergiegehalt der Kondensationswärme bei Abwertung auf T_U in Anergie umgewandelt wird.

Exergieverlust im Kältemaschinenprozess

Die spezifischen Exergien sowie die exergetischen Wirkungsgrade in den jeweiligen Komponenten berechnen sich mit Bezug auf die fest definierten Umgebungsbedingungen wie folgt (vgl. [Wel06], [Bae06], [Luc08], [Yat15]):

Für die spezifische Exergie eines Fluids gilt

$$e = h - h_U - T_U(s - s_U) \quad (2-38)$$

Exergieverlust im Verdampfer (1 → 2)

$$e_{v12} = \left(\frac{T_U}{T_V} - \frac{T_U}{T_R} \right) q_R = e_2 - e_1 - e_{q0} \quad (2-39)$$

Exergieverlust bei adiabater Verdichtung (2 → 3)

$$e_{v23} = T_U(s_3 - s_2) \quad (2-40)$$

Exergieverlust im Kondensator (3 → 5)

$$e_{v35} = h_3 - h_5 - T_U(s_3 - s_5) = e_3 - e_5 \quad (2-41)$$

Exergieverlust bei adiabater Drosselung (5 → 1)

$$e_{v51} = T_U(s_1 - s_5) \quad (2-42)$$

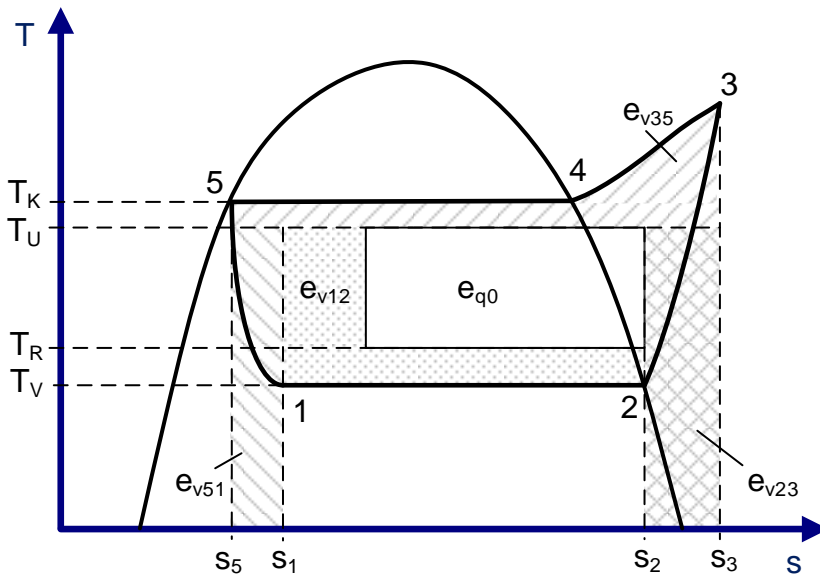


Abbildung 2-6: Kaltdampfkompressionsprozess einer Kältemaschine (Vergleichsprozess) im T,s Diagramm mit Kennzeichnung der Exergieverluste der einzelnen Zustandsänderungen; in Anlehnung an [Wel06].

2.1.5 Angepasste Prozessführung

Dieser Abschnitt dient als Vorbereitung auf die Integration des Latentwärmespeichers in den Kältemittelkreislauf. Es werden zwei gängige Maßnahmen zur Verbesserung der Prozessführung des Kaltdampfprozesses erläutert, um deren Wirkung im späteren Verlauf im Zusammenhang mit Einbindungsmaßnahmen von Latentwärmespeichern und der exergetischen Bewertung zu betrachten.

Einsatz eines Economizers

Durch den Einsatz eines zusätzlichen Wärmeübertragers („Economizer“) kann der Kälteprozess energetisch verbessert werden. Dabei werden die Unterkühlung des Kältemittels nach dem Kondensator und die Überhitzung nach dem Verdampfer durch den Economizer gekoppelt. Der zusätzliche Wärmeübertrager wird so eingebunden, dass das aus dem Kondensator flüssig austretende Kältemittel durch den zusätzlichen Wärmeübertrager geführt wird, dort weiter abkühlt (Unterkühlung, ΔT_U) und erst danach zum Expansionsventil geleitet wird. Auf der anderen Fluidseite des Wärmeübertragers strömt das Sauggas, welches im Gegenstromprinzip die Wärme des verflüssigten Kältemittels aufnimmt und sich erwärmt (Überhitzung, ΔT_U). Es folgt die Komprimierung im Verdichter. Abbildung 2-7 veranschaulicht die Prozessführung des Kältekreislaufes mit Economizer.

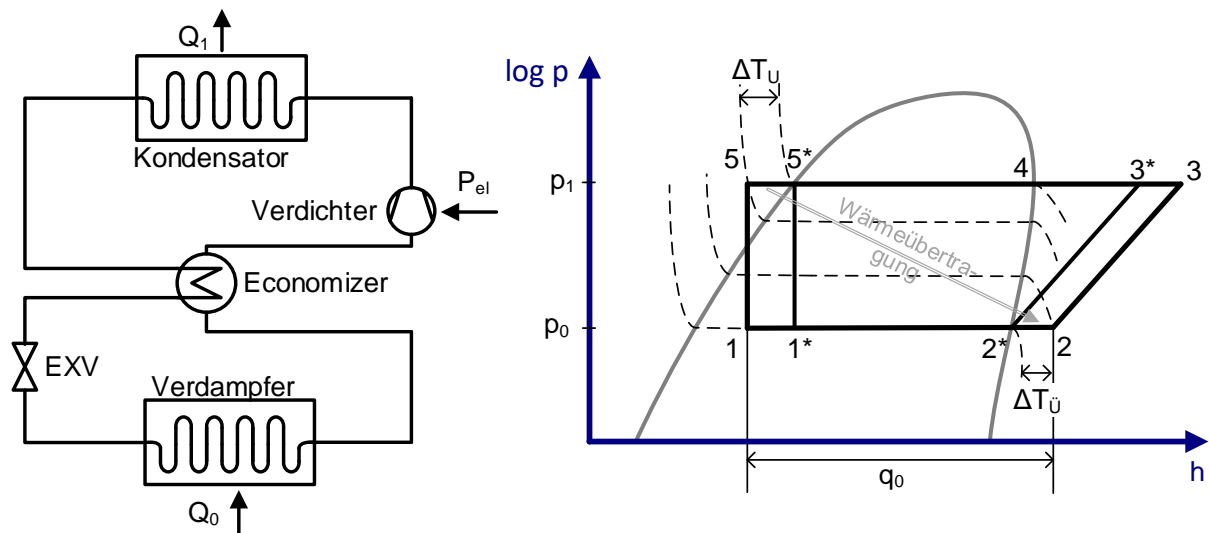


Abbildung 2-7: Economizer in einem Kälteprozess schematisch (links) und im $\log(p),h$ -Diagramm (rechts).

Das $\log(p),h$ -Diagramm verdeutlicht die Funktion des Economizers. Der ursprüngliche Kreislauf wird durch die mit * gekennzeichneten Zustandspunkte beschrieben. Die Strecke 1* – 2* beschreibt die spezifische Kälteleistung des Kreislaufs ohne Economizer. Durch die Unterkühlung ΔT_U wird der Zustand des flüssigen Kältemittels vor dem Expansionsventil nun durch den Punkt 5 wiedergegeben. Es resultiert eine Vergrößerung der Kälteleistung auf $\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 = \dot{m}(h_2 - h_1)$ gegenüber der ursprünglichen Kälteleistung $\dot{Q}_0^* = \dot{m}(h_{2^*} - h_{1^*})$. Demgegenüber könnte auch bei gleichbleibendem \dot{Q}_0 der Kältemittelmassenstrom \dot{m} reduziert werden. Dies hätte eine Verkleinerung der gesamten Anlage sowie eine Reduzierung der benötigten Verdichterleistung zur Folge (vgl. auch [Mül11], [Doh16]).

Einsatz eines Unterkühlers

Durch den Einsatz eines dem Kondensator nachgeschalteten Unterkühlers kann ebenfalls die Enthalpiedifferenz am Verdampfer vergrößert werden, indem das flüssige Kältemittel nach dem Kondensatoraustritt weiter unterkühlt wird (vgl. Abbildung 2-8, links). Dazu wird am Kondensatoraustritt ein Kältemittel-Teilstrom abgezweigt, durch ein zusätzliches Expansionsventil geleitet und so auf der Sekundärseite des Unterkühlerwärmeübertragers verdampft. Durch die Kühlung des flüssigen Kältemittel-Hauptstroms auf der Primärseite des Wärmetauschers wird der Drosselverlust beim Durchgang durch das Expansionsventil verringert, sodass sich eine Steigerung der spezifischen Kälteleistung ergibt. Der abgezweigte Kältemittel-Teilstrom wird dem Verdichter auf der Saugseite wieder zugeführt. Abbildung 2-8 (rechts) zeigt die Funktionsweise eines Unterkühlers im $\log(p),h$ -Diagramm. Der ursprüngliche Prozessverlauf von 1*-5* wird erweitert, sodass durch die Unterkühlung ΔT_U und somit durch die Verschiebung des Zustandspunktes 5* auf 5 die spezifische Kälteleistung auf $\dot{q} = h_{2^*} - h_1$ ansteigt. Bei diesem Verfahren ist zu beachten, dass das abgezweigte Kältemittel nicht zur Kälteerzeugung im Verdampfer beiträgt, jedoch vom Verdichter unter Einsatz von

elektrischer Energie wieder auf das höhere Druckniveau gehoben werden muss. Eine Verbesserung der Kreislauffeffizienz durch den Einsatz eines Unterkühlerwärmeübertragers ist somit abhängig von dem verwendeten Kältemittel und den Druckniveaus in der Anlage. In der Praxis wird dennoch häufig dieses Prinzip mit einer Unterkühlung des Kältemittels von bis zu 12 K eingesetzt, um in Systemen mit langen Kältemittelleitungen ein vorzeitiges Verdampfen des Kältemittels aufgrund des Druckverlustes in langen Leitungen zu verhindern.

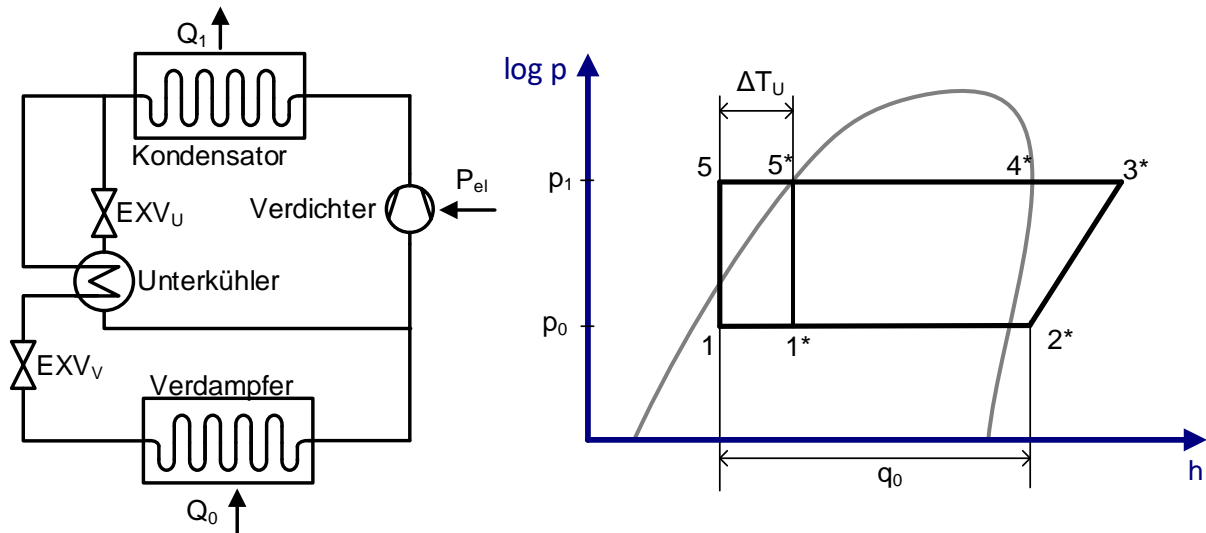


Abbildung 2-8: Unterkühler in einem Kaldampfprozess schematisch (links) und im $\log(p)$, h -Diagramm (rechts).

2.2 Split Systeme

Die konstruktive Ausführung der Komponenten und die apparatetechnische Umsetzung von Kompressionskältemaschinen können je nach Anwendung, Art der Wärmeträgerfluide und Leistungsanforderung stark variieren. Für die Raumklimatisierung in Gebäuden werden häufig Luft/Luft-Systeme eingesetzt, die ein breites Leistungsspektrum abdecken können. Bei den sogenannten Split-Systemen, die weltweit eingesetzt werden, sind die Hauptkomponenten der luftgekühlten Kompressionskälteanlage als Baugruppen örtlich voneinander getrennt [Ise99].

Die Komponenten Kondensator, Verdichter und Expansionsventil sind in der Außeneinheit untergebracht, der Verdampfer bildet die Inneneinheit. Außeneinheit und Inneneinheit werden durch vor Ort individuell verlegte Kältemittelrohrleitungen miteinander verbunden.

Die Außeneinheit wird entsprechend der Anzahl der eingesetzten Inneneinheiten dimensioniert. Bei einer **Mono-Split** Anlage wird mit der Außeneinheit genau eine Inneneinheit verbunden. Werden zwei oder mehrere Inneneinheiten angeschlossen, handelt es sich um eine **Multi-Split** Anlage. Während Mono-Split Anlagen nur ein Expansionsventil erfordern, müssen bei Multi-Split Anlagen alle Inneneinheiten sowie die Außeneinheit mit Expansionsventilen ausgestattet werden.

Sowohl Mono- als auch die Multi-Split Anlagen können derart ausgeführt werden, dass sie Heiz- und Kühlfunktion besitzen. Abbildung 2-9 zeigt dies am Beispiel des Mono-Split Gerätes. Für die Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen wird ein Vierwegeventil installiert, mit dem es möglich ist, die Fließrichtung umzukehren. Darüber hinaus kommen die in der Kälte-technik üblichen Hilfskomponenten zum Einsatz, wie Flüssigkeitsabscheider, Ölsammler und Ölrückführleitungen sowie Ventile und weitere Einbauten, die für den sicheren Betrieb unerlässlich sind. Im Folgenden wird nur auf die Hauptkomponenten und deren Verschaltung in den verschiedenen Betriebsmodi des Split-Systems eingegangen. Für weitere Informationen wird auf die Literatur verwiesen (u.a. [Ise99]).

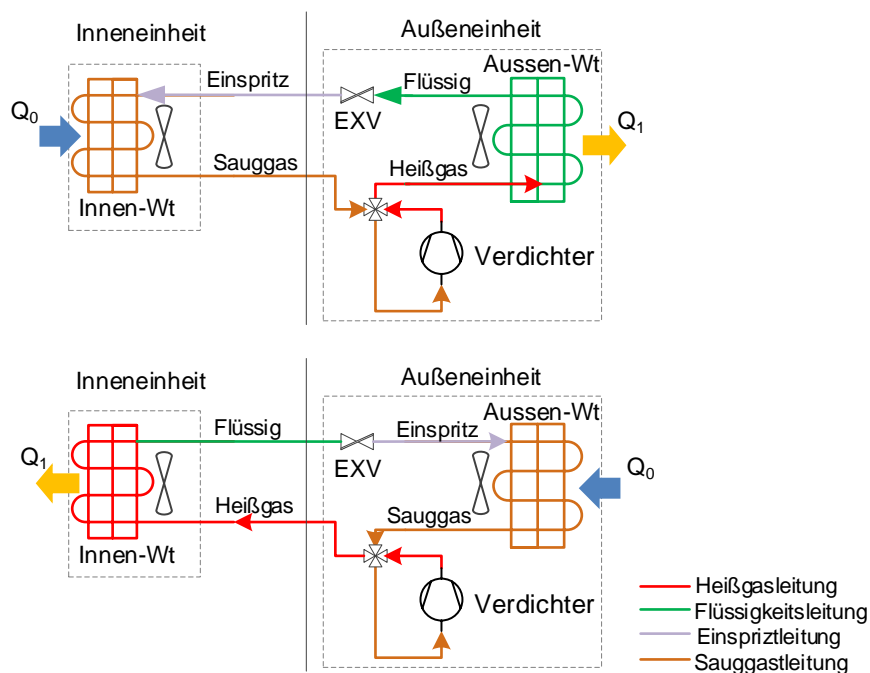


Abbildung 2-9: Mono-Split Anlage in der Kühlfunktion (oben) und in der Heizfunktion (unten), schematische Darstellung. Das 4-Wege-Ventil ermöglicht die Umschaltung (aus [Loi19], modifiziert).

Mit Blick auf Abbildung 2-9 ergeben sich folgenden Betriebsmodi:

Kühlung: Der Wärmeübertrager der Außeneinheit fungiert als Kondensator. Der Wärmeübertrager der Inneneinheit arbeitet im Zusammenspiel mit dem Expansionsventil als Verdampfer und nimmt Wärme aus dem Raum auf. Der Verdichter saugt das Kältemittel an und komprimiert den Kältemitteldampf. Das entstandene Heißgas strömt in den Kondensator.

Heizung: Der Wärmeübertrager der Inneneinheit wird als Kondensator betrieben, die Kondensationswärme wird an den Raum abgegeben. Der Wärmeübertrager der Außeneinheit arbeitet im Zusammenspiel mit dem Expansionsventil als Verdampfer. Der Verdichter saugt durch die Umstellung des Vierwegeventils nun den Kältemitteldampf aus dem Wärmeübertrager der Außeneinheit und verdichtet diesen auf das höhere Druckniveau. Das Heißgas strömt zur Wärmeabgabe (Kondensation) in den Wärmeübertrager der Inneneinheit.

Eine Erweiterung der in Abbildung 2-9 dargestellten Mono-Split Anlagen stellen die Multi-Split Anlagen dar. Bei diesen Systemen können mehrere Inneneinheiten parallelgeschaltet eingesetzt werden, um mehrere Räume gezielt zu kühlen oder zu heizen. In der einfachen Ausführung, dem sog. **Zweileitersystem** wird die Außeneinheit über zwei Leitungen mit den Inneneinheiten verbunden. Alle Inneneinheiten werden somit, je nach Stellung des Vier-Wege-Ventils, mit Heißgas oder flüssigem Kältemittel beaufschlagt. Soll gleichzeitiges Heizen und Kühlen in den angeschlossenen Inneneinheiten realisiert werden, so kommen **Dreileitersysteme** zum Einsatz, bei denen die Außeneinheit und die Inneneinheiten über drei Leitungen verbunden werden. Dabei werden die Inneneinheiten je nach Bedarf mit Heißgas oder flüssigem Kältemittel beaufschlagt, sodass diese im gewünschten Modus betrieben werden können. Die dritte Leitung dient als Sauggas-Leitung und stellt die Rückführung des verdampften Kältemittels zum Verdichter sicher.

Eine spezielle Ausführung des Dreileitersystems ist das Variable Refrigerant Flow System (VRF-System)¹. Durch den Einsatz eines Inverter-geregelten Verdichters kann der Kältemittelstrom variabel eingestellt werden, sodass auch in Teillast eine effiziente Leistungsregelung umgesetzt werden kann. Als weitere Vorzüge und Besonderheiten der VRF-Technologie nennen Iselt und Arndt die folgenden Aspekte [Ise99]:

- *Leistungsgeregelte Kältemittelverdichter*
- *Elektronische Einspritzventile, variabler Volumenstrom*
- *Komplexe Rohrnetze für die Direktverdampfung*
- *Prozessoptimierung durch Mikroelektronik*
- *DDC-Regelung, ZLT Schnittstelle*
- *Energieeffizienter Teillastbetrieb*
- *Einzelraumregelung*
- *Gebäudemanagement, Datenfernübertragung*

¹ Auch VRV – Variable Refrigerant Volume

2.3 Kältemittel

In diesem Abschnitt wird auf die Anforderungen und Eigenschaften der als Arbeitsfluide im Kaltdampfprozess eingesetzten Kältemittel eingegangen und es wird ein kurzer Überblick über den aktuellen Trend gegeben. Die Ausführungen werden auf Anwendungen in der Kompressionskälteanlage und häufig verwendete Kältemittel beschränkt. Weiterführende Informationen finden sich in der Literatur (u.a. [Kup56], [Scho99]).

Der Wahl des Kältemittels für einen bestimmten Kaltdampfprozess kommt eine große Bedeutung zu. Denn die thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels beeinflussen die Konstruktion, Funktion und Effizienz einer Kältemaschine oder Wärmepumpe. Da es sehr unterschiedliche Anwendungsbereiche dieser Systeme gibt, muss das Kältemittel sorgsam ausgewählt werden. Mit der Dampfdruckkurve kann die thermodynamische Eignung des Kältemittels für den jeweiligen Prozess beurteilt werden. Kriterium für die Verdampfung ist ein genügend hoher Dampfdruck, der auch über dem atmosphärischen Druck liegen sollte, um bei Leckagen ein Eindringen der Luft in den Kältemittelkreislauf zu verhindern. Für die Kondensation gilt: Der Kondensationsdruck sollte nicht zu hoch sein, um den technischen Aufwand im Rahmen zu halten. Zudem sollte mit dem gewählten Kältemittel ein effizienter Betrieb mit einer möglichst hohen Leistungszahl ermöglicht werden. Ausschlaggebend hierfür sind eine hohe volumetrische Kälteleistung – bestimmt durch Verdampfungsenthalpie und spezifisches Volumen des Kältemittels – sowie ein möglichst steiler Verlauf der Siedelinie im Druck-Enthalpie-Diagramm. Weitere Kriterien sind: niedrige Viskosität, Materialverträglichkeit gegenüber den Komponenten, Toxizität, Brennbarkeit, thermische und chemische Stabilität sowie gute Verfügbarkeit und annehmbare Bezugspreise.

Da es kein Kältemittel gibt, das alle positiven Eigenschaften uneingeschränkt in sich vereint, werden Kompromisse notwendig. Beispielsweise wird Ammoniak seit dem Ende des 19. Jahrhunderts aufgrund der passenden thermodynamischen Eigenschaften verwendet, obwohl es toxisch ist. Viele der am Ende des 19. Jahrhunderts eingeführten sogenannten Sicherheitskältemittel sind umweltbelastend und tragen zum Abbau der Ozonschicht bei. Dazu gehören die Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) und die teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe (H-FCKW). Daher werden im Hinblick auf die Umwelteinwirkung zusätzlich zu den kältetechnischen Anforderungen die Kriterien GWP (Global Warming Potential) sowie ODP (Ozone Depletion Potential) diskutiert. Der GWP-Wert beschreibt das Treibhauspotential eines Stoffes im Vergleich zu CO_2 , für welches $\text{GWP}=1$ definiert wurde. Der ODP-Wert drückt das Ozonabbaupotential eines Stoffes im Vergleich zu dem Referenzstoff R11 mit dem ODP-Wert von 1 aus. R11 gehört zur Gruppe der Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW), die ein hohes ODP und ein hohes GWP aufweisen. Die internationale Staatengemeinschaft hat den Einsatz synthetischer Kältemittel wie FCKW und H-FCKW verboten oder

begrenzt. Im Jahre 2009 hatten 197 Vertragsstaaten das zu diesem Zweck aufgesetzte Montrealer Protokoll ratifiziert.² Die daraufhin verwendeten Fluorkohlenwasserstoffe (FKW) weisen jedoch weiterhin hohe GWP-Werte auf (vgl. auch [Doh16]). In der europäischen Union und in Deutschland ist daher seit dem 01. Januar 2015 eine Verschärfung der Verordnung über fluorierte Kältemittel mit der neuen Verordnung (EU) Nr. 517/2014 (sog. F-Gase-Verordnung) in Kraft getreten. Festgelegt ist insbesondere die schrittweise Begrenzung der Verkaufsmengen von teilhalogenierten Fluorkohlenwasserstoffen (HFKW) bis 2030 auf ein Fünftel der Verkaufsmengen bezogen auf die Menge im Basisjahr 2015.³ Dazu verbietet die EU-Richtlinie 2006/40/EG seit 2017 fluorierende Kältemittel mit einem GWP über 150 beispielsweise in Klimaanlage aller neuen PKW. Folglich muss in diesem Segment das bisherige Kältemittel R134a schrittweise ersetzt werden. Tabelle 1 zeigt die GWP- und ODP-Werte von ausgewählten Kältemitteln im Vergleich.

Tabelle 1: GWP und ODP Werte ausgewählter Kältemittel.

Stoffklasse	Bezeichnung	Chemische Bezeichnung	GWP	ODP
FCKW	R11	Trichlorfluormethan	5352	1
H-FCKW	R22	Chlordifluormethan	1810	0,05
HFKW	R410a	50% Difluormethan / 50% Pentafluor- rethan	2088	0
HFKW	R134a	1,1,1,2-Tetrafluorethan	1430	0
HFKW	R32	Difluormethan	675	0
HFO	R1234yf	2,3,3,3-Tetrafluorpropen	4,4	0
Natürliches KM	R290	Propan	3,3	0
Natürliches KM	R744	CO ₂	1	0
Natürliches KM	R717	Ammoniak	0	0
Natürliches KM	R718	Wasser	0	0

Durch die schrittweise Verschärfung der Verordnungen und die sogenannten „Phase Down“ Szenarios soll der Weg für neue Kältemittel bereitet werden. Derzeit wird wieder vermehrt auf die natürlichen Kältemittel Propan, CO₂ und Ammoniak zurückgegriffen, die keine umweltschädliche Wirkung besitzen. Weitere Fluide werden auf ihre Eignung untersucht. Neben dem natürlichen Kältemittel Wasser liegt dabei der Fokus auf den Hydro-Fluoro-Olefinen (HFO) (u.a. [Min08], [Jar12], [Mot15]).

² Quelle: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/wirtschaft-konsum/produkte/fluorierte-treibhausgase-fckw/rechtliche-regelungen/eu-verordnung-ueber-fluorierte-treibhausgase.#textpart-1>, abgerufen am 29.11.2019

³ Quelle: VERORDNUNG (EU) Nr. 517/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006; Link: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=OJ:JOL_2014_150_R_0008&from=EN, abgerufen am 29.11.2019

2.4 Thermische Speicher

Thermische Speicher haben die Fähigkeit, Energie in Form von Wärme oder Kälte über einen gewissen Zeitraum zu speichern. Ein Speicherzyklus besteht aus dem Einspeichern („Speicherbeladung“), der Speicherung, also der Bevorratung einer Wärmemenge, und dem Ausspeichern („Speicherentladung“). Die Ein- und Ausspeicherung wird durch Ankoppeln an eine externe Wärmequelle bzw. Wärmesenke bewerkstelligt. Der Temperaturbereich ist das wichtigste Merkmal bei der thermischen Energiespeicherung. Dieser wird durch den gegebenen Einsatzfall bestimmt. Der Temperaturbereich für die Wärmespeicherung erstreckt sich grob von Temperaturen von über 300-600°C für Hochtemperatur-Anwendungen über die Speicherung von Prozesswärme bei Temperaturen von 100-250°C bis hin zum Heizen von Gebäuden mit Temperaturen je nach Anwendung von 25-90°C. Liegt der Temperaturbereich unter der Umgebungstemperatur, spricht man von Kältespeichern: Für die Klimatisierung und Kühlung von Gütern und Gebäuden liegt dieser im Allgemeinen bei 0-18°C, für das Gefrieren und die Tieftemperaturkälte bei unter -18°C.

Ein weiteres Merkmal ist die Speicherdauer, die durch die Dauer eines Speicherzyklus beschrieben wird. Kurzzeitspeicher speichern die thermische Energie für wenige Stunden oder Tage, wohingegen Langzeitspeicher für Zeiträume von Wochen bis zu einem Jahr eingesetzt werden (Saisonale Speicherung) [Ste14].

Je nach der Anwendung physikalischer und/oder chemischer Vorgänge für die Energiespeicherung lassen sich thermische Speicher in sensible, latente und thermochemische Speicher kategorisieren. Abbildung 2-10 gibt einen Überblick über die verschiedenen Speicherarten.

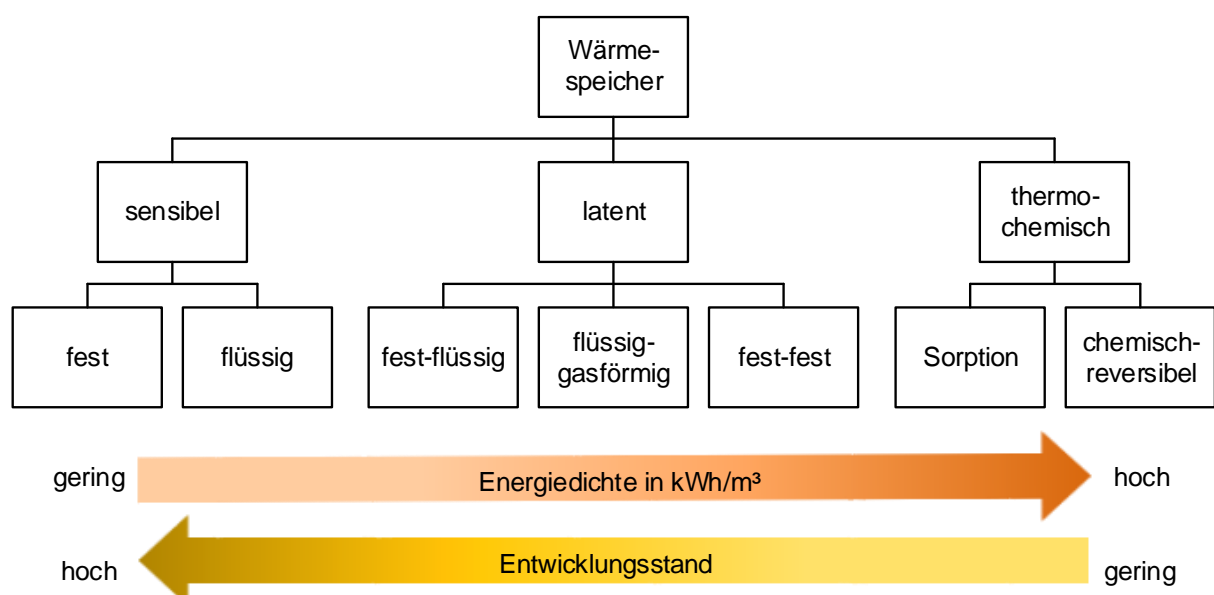


Abbildung 2-10: Übersicht über die verschiedenen Technologien zur Speicherung thermischer Energie [Ste14].

Die Speicherung von sensibler („fühlbarer“) Wärmeenergie geht mit einer Änderung der Temperatur des Speichermediums einher. Dabei kann das Speichermedium im festen oder im flüssigen Zustand vorliegen. Die speicherbare Energiemenge Q ist proportional zur Temperaturänderung ΔT zwischen be- und entladendem Speicherzustand, der Masse des Speichermediums m und dessen spezifischer Wärmekapazität c_p :

$$Q = m c_p \Delta T \quad (2-43)$$

Die Energiedichte in thermischen Speichern, die auf der Speicherung sensibler Wärme beruhen, ist im Vergleich zu der Speicherung von latenter Wärme oder thermochemisch gespeicherter Wärmeenergie deutlich niedriger. Aufgrund des hohen Entwicklungsstandes und der kostengünstigen Speichermaterialien findet diese Speichertechnologie heute dennoch weitreichende Verwendung. Insbesondere Wasser als Speichermedium wird aufgrund der hohen spezifischen Wärmekapazität, der Umweltverträglichkeit und der geringen Kosten im Temperaturbereich von 5-95°C vornehmlich eingesetzt. Mit Heizungswasser gefüllte Pufferspeicher finden in der Heizungstechnik breite Verwendung, aber auch für die saisonale Speicherung wird Wasser als Speichermedium verwendet [Ste14], [Din11], [Meh08].

Für die Speicherung von latenter⁴ Wärmeenergie wird in einem Latentwärmespeicher vornehmlich die Phasenwechselenergie ausgewählter Stoffe, der Phasenwechselmaterialien (PCM, engl. Phase Change Material), ausgenutzt. Der Beitrag sensibler Wärme spielt dabei eine untergeordnete Rolle. Dabei können die reversiblen Phasenübergänge flüssig – gasförmig, fest – flüssig sowie bei formstabilen PCM fest – fest eingesetzt werden. Vornehmlich wird der Phasenwechsel fest-flüssig verwendet, da bei diesem Vorgang nur eine geringe Volumenänderung im Bereich von etwa 10% auftritt und dies somit keine große technische Herausforderung darstellt. Der Phasenwechsel findet auf einem nahezu konstanten Temperaturniveau statt und die Speicherung erfolgt in der Regel mit einer hohen Energiedichte, sodass eine kompakte Bauform der Speicher ermöglicht wird [Meh08], [Ste14], [Din11]. Die speicherbare Energiemenge setzt sich aus dem Beitrag latenter und sensibler Wärme zusammen. Maßgeblich sind hierbei die Enthalpieänderung beim Phasenwechsel Δh_{pw} sowie die spezifische Wärmekapazität c_p :

$$\Delta Q = m \Delta h_{pw} + m c_p \Delta T \quad (2-44)$$

Auf die Vorteile der Latentwärmespeichers kann insbesondere zurückgegriffen werden, wenn die Temperaturdifferenz bei der Speicherung klein gehalten werden soll. Dies wird im folgenden Abschnitt 2.5 nochmals verdeutlicht.

⁴ Ursprung: lat. latere - „verborgen sein“

Thermochemische Energiespeicher nutzen die Reaktionswärme von chemisch reversiblen Reaktionen, um Wärmeenergie zu speichern. Bei endothermer Reaktion zwischen zwei Stoffen wird Wärme aufgenommen, bei exothermer Reaktion abgegeben. Können die Reaktionsstoffe getrennt voneinander aufbewahrt werden, kann die Wärme über einen langen Zeitraum ohne Speicherverlust gespeichert werden. Thermochemische Energiespeicher haben je nach den verwendeten chemischen Komponenten eine sehr hohe Energiespeicherdichte. Die Technologie befindet sich jedoch noch in der Grundlagenforschung und findet somit kaum Anwendung. Neben der Ausnutzung von chemisch-reversiblen Prozessen werden auch Sorptionsspeicher der Gruppe der thermochemischen Speicher zugeordnet. Bei diesem vornehmlich physikalischen Speicherverfahren liegt der Forschungsschwerpunkt aktuell auf der Nutzung von industrieller Abwärme. Eine detaillierte Beschreibung kann der weiterführenden Literatur entnommen werden (u.a. [Ste14], [Meh08]).

2.5 Latentwärmespeicher

Wechselt ein Stoff seinen Aggregatzustand, erhöht oder verringert sich sein Energieinhalt um den Betrag der latenten Wärme, die als Phasenwechselenergie aufgenommen oder abgegeben wird. Dies kann mit einem Latentwärmespeicher (LWS) gezielt für die thermische Speicherung genutzt werden. Bei einem fest-fest Phasenwechsel geschieht der Übergang zwischen unterschiedlichen kristallinen Strukturen, die für eine Formstabilität des PCM sorgen. Die latente Wärme ist bei diesem Phasenübergang im Allgemeinen jedoch niedriger als beim Übergang fest-flüssig. Der Phasenübergang flüssig-gasförmig ist mit einer hohen Volumenänderung verbunden, wodurch bei der praktischen Umsetzung hohe technische Anforderungen zu erfüllen sind., sodass kaum eine Nutzung dieses Speicherprinzips zu verzeichnen ist [Meh08], [Din11], [Ste14]. Aus diesem Grund wird im Folgenden ausschließlich der Phasenübergang fest-flüssig für weitere Untersuchungen betrachtet.

Fest-flüssig Phasenwechsel

In vorherigen Abschnitt wurde der Vorteil von Latentwärmespeichern gegenüber der Speicherung von sensibler Wärme beschrieben und insbesondere die Anwendung für eng begrenzte Temperaturbereiche hervorgehoben. Abbildung 2-11 hebt diesen Aspekt nochmals hervor. Das dargestellte Diagramm zeigt qualitativ die Änderung der gespeicherten Wärmemenge in Abhängigkeit von der Temperaturänderung des Speichermaterials für ein PCM und für Wasser als Speichermaterial. Bei Einsatz eines PCM als Speichermaterial, kann die Phasenwechselenthalpie Δh_{pw} , welche die latente Energiemenge beinhaltet, mit einer Temperaturdifferenz nahe Null ausgenutzt werden. Wird die Wärme mit einem Speichermaterial durch Temperaturänderung sensibel gespeichert (Beispiel: Wasser), ist die eingespeicherte Energiemenge proportional zur Temperaturänderung (vgl. Gleichung (2-45)). Für die massenbe-

zogene Energiedichte der Wärmespeicherung ohne Ausnutzung eines Phasenwechsels, in dem die Wärme sensibel gespeichert wird, gilt:

$$\Delta q = c_p \Delta T \quad (2-45)$$

Wird ein PCM eingesetzt, gilt unter Berücksichtigung der Phasenwechselenthalpie (vgl. Gleichung (2-44):

$$\Delta q = c_p \Delta T + \Delta h_{PW} \quad (2-46)$$

Die sensible Wärme trägt bei geringen Temperaturdifferenzen nur zu einem geringen Teil zur Wärmespeicherung bei. Es wird ersichtlich, dass der Latentwärmespeicher thermischen Speichern, in denen die Wärme sensibel gespeichert wird, hinsichtlich der spezifischen Wärmespeicherkapazität überlegen ist. Dies gilt insbesondere, wenn die nutzbare Temperaturdifferenz durch die Anwendung stark eingeschränkt ist.

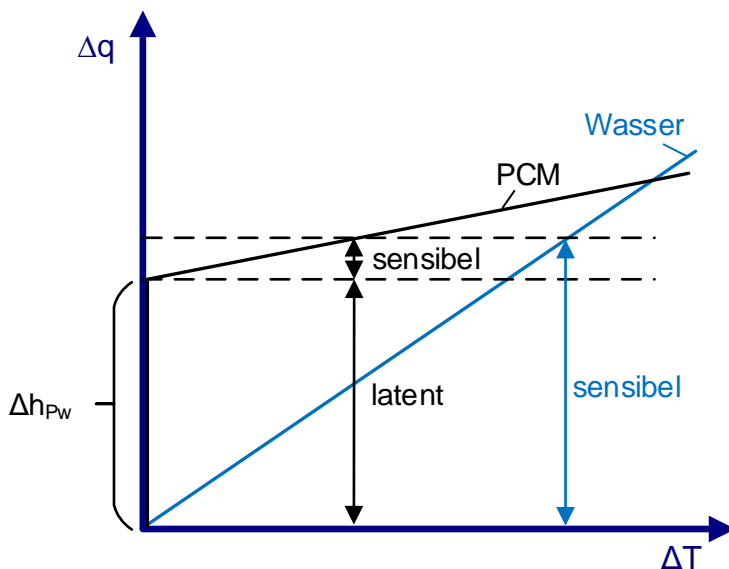


Abbildung 2-11: Änderung der gespeicherten Wärmemenge in Abhängigkeit von der Temperaturänderung des Speichermaterials.

Aus diesen Gründen ist die Kältespeicherung ein sehr geeignetes Feld für Latentwärmespeicher, da bei den meisten Systemen in der Gebäudekühlung mit geringen Temperaturdifferenzen von wenigen Kelvin gearbeitet wird. Speziell Luft/Luft-Klimatisierungssysteme arbeiten meist mit konstanten Verdampfungstemperaturen zwischen 3 – 11 °C, um die Raumtemperatur auf rund 20 °C zu halten. Charakteristisch für Kältemaschinen und Wärmepumpen sind die während des Prozesses konstanten Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperaturen (vgl. Abbildung 2-4). Bei treffender Wahl der Phasenwechseltemperatur und geschickter Verknüpfung von Latentwärmespeicher und Wärmepumpensystem kann mit dem übereinstimmenden Merkmal beider Teilsysteme, nämlich der Einhaltung konstanter Prozesstempe-

raturen, eine besonders effiziente Einbindung des Wärmespeichers in das Wärmeumwandlungssystem erreicht werden. Dieser Sachverhalt wird in Kapitel 4 mit Hilfe einer Betrachtung der auftretenden Exergieströme quantifiziert.

Die technische Umsetzung von Latentwärmespeichern ist komplex. Je nach Material sind unterschiedliche technische Herausforderungen zu bewältigen. Manche Materialien neigen zur Separierung des Speichermaterials. Insbesondere bei Salzhydraten können sich während des Schmelzvorgangs verschiedenen Phasen ausbilden, die unterschiedliche Dichten aufweisen und sich daher separieren. Nach längerem Wiederholen der Zyklen kann dies zu einer Verringerung der Schmelzenthalpie führen. Weiterhin ist für die Auslösung des Phasenwechsels von flüssig zu fest bei vielen Phasenwechselmaterialien eine Unterkühlung des Phasenwechselmaterials unter die eigentliche Phasenwechseltemperatur erforderlich, damit die Kristallisation beginnt. Diese beträgt bei manchen Materialien 10 K oder mehr, sodass eine Speicherregeneration innerhalb der technischen Anwendung nicht mehr möglich sein kann. Mehling et al. diskutieren diese Aspekte ausführlich [Meh08].

Besondere Aufmerksamkeit erfordert die Wärmeleitung durch das Speichermaterial zur Wärmeübertragerstruktur, die im Speichervolumen für die Wärmeein- und -auskopplung eingesetzt wird. Da die PCM durchweg eine vergleichsweise niedrige Wärmeleitfähigkeit aufweisen, muss in vielen Fällen die Wärmeübertragung im Speicher durch konstruktive Maßnahmen verbessert werden, um die bestehenden Leistungsanforderungen zu erfüllen.

Materialklassen und Eigenschaften

Eine Vielzahl von Materialien wurde auf die Eignung für die Verwendung in einem Latentwärmespeicher untersucht. Eine Übersicht ist in der Literatur zu finden [Cab05], [Bae10], [Sha05]. Für den Phasenwechsel fest-flüssig können die Materialien in organische Materialien, anorganische Materialien und eutektische Lösungen unterteilt werden. Eine detailliertere Einteilung ist in Abbildung 2-12 dargestellt. Das Diagramm zeigt die Schmelztemperatur (Abszisse) und die Schmelzenthalpie (Ordinate) für die verschiedenen Materialklassen. Da die Schmelzenthalpie und die Schmelztemperatur auf molekulare Effekte zurückgehen, zeigen Materialien aus der gleichen Materialklassen ein ähnliches Verhalten [Meh08].

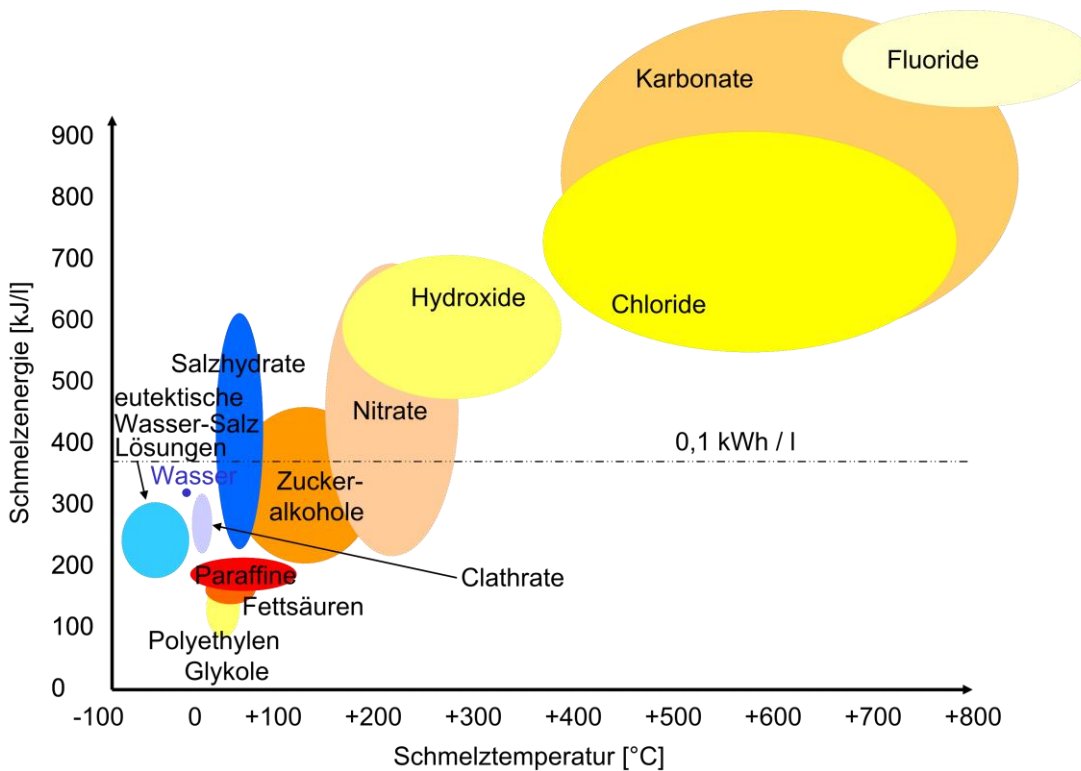


Abbildung 2-12: Übersicht der Materialklassen der Phasenwechselmaterialien mit typischen volumetrischen Schmelzenergie- und Schmelztemperaturbereichen [Meh08]. Erstellt durch: ZAE Bayern.

Tabelle 2 zeigt verschiedene Kriterien, nach denen die Phasenwechselmaterialien im Allgemeinen beurteilt werden (vgl. [Ste14], [Cab05], [Meh08], [Tya07], [Str07]).

Tabelle 2: Kriterien für die Bewertung von Phasenwechselmaterialien.

Physikalische Eigenschaften	Thermische Eigenschaften:
<ul style="list-style-type: none"> - passende Phasenwechseltemperatur - hohe Phasenwechselenthalpie und spezifische Wärmekapazität - gute Wärmeleitfähigkeit - geringe Volumenänderung beim Phasenwechsel 	<ul style="list-style-type: none"> - enger Schmelztemperaturbereich - keine oder geringe Unterkühlung
Chemische Eigenschaften	Ökonomische Eigenschaften:
<ul style="list-style-type: none"> - Zyklenstabilität - keine Separation - nicht korrosiv - nicht toxisch, nicht brennbar 	<ul style="list-style-type: none"> - gute Verfügbarkeit - niedriger Preis - Umweltverträglichkeit

Für die thermische Speicherung in Verbindung mit Wärmepumpen und Klimatisierungssystemen im Temperaturbereich von ca. 5 - 95°C sind Paraffine aus der Gruppe der organi-

schen Materialien und Salzhydrate aus der Gruppe der anorganischen Materialien am besten geeignet. Bei den Paraffinen handelt es sich um langkettige Kohlenwasserstoffverbindungen, die eine hohe Zyklenstabilität aufweisen. „Als Salzhydrate werden Salze bezeichnet, die Wasser in stöchiometrisch festen Anteilen an die Kristallstruktur gebunden haben“ [Ste14]. Im Vergleich zu den organischen Materialien haben die anorganischen Salzhydrate eine höhere volumetrische Phasenwechselenthalpie und spezifische Wärmekapazität. Die Materialpreise sind in der Regel niedriger als die der Paraffine. Als nachteilig erweisen sich die geringe Zyklenfestigkeit, das korrosive Verhalten gegenüber Metallen und die Neigung zur Unterkühlung. Tabelle 3 fasst die Vor- und Nachteile von organischen und anorganischen Materialien zusammen.

Tabelle 3: Gegenüberstellung von organischen und anorganischen Materialien [Cab05], [Str07].

	Vorteile	Nachteile
Organische Materialien	<ul style="list-style-type: none"> - nicht korrosiv - chemisch und thermisch stabil, zyklensfest - keine oder geringe Unterkühlung - ökologisch unbedenklich 	<ul style="list-style-type: none"> - niedrige Phasenwechselenthalpie - niedrige Dichte - brennbar - i.A. höhere Kosten als anorganische Materialien
Anorganische Materialien	<ul style="list-style-type: none"> - hohe Phasenwechselenthalpie - hohe Dichte - ökologisch unbedenklich 	<ul style="list-style-type: none"> - Unterkühlung - korrosiv - Zyklenstabilität teilweise nicht gewährleistet

Zudem wird aktuell weiterhin an verschiedenen Materialien geforscht, was auch die Herstellung und Untersuchung neuer Materialien einschließt (u.a. ZAE Bayern, TU Dresden).

Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitung im Latentwärmespeicher

Derzeit verwendete PCM haben naturgemäß eine niedrige Wärmeleitfähigkeit. Aus Tabelle 4 kann entnommen werden, dass die Wärmeleitfähigkeit von Paraffinen mit 0,2-0,5 W/(m·K) und die von Salzhydraten mit 0,5-1 W/(m·K) im Vergleich sehr niedrige Werte aufweist. Eine technische Herausforderung, die auch aktuell im Stand der Forschung weiter untersucht wird, ist folglich die Verbesserung der Wärmeleitung in einem Latentwärmespeicher. Um die Wärmeleitfähigkeit des reinen PCM, die die Leistung des LWS beim Be- und Entladen einschränkt, zu verbessern, stehen verschiedene Konzepte zur Verfügung.

Tabelle 4: Wärmeleitfähigkeit von gebräuchlichen PCM im Vergleich mit Wasser, Eis, Edelstahl und Kupfer.

	Paraffin (fest/flüssig)	Salzhydrate (fest/flüssig)	Wasser (20°C)	Eis (-20°C)	Edelstahl	Kupfer
Wärmeleitfähigkeit in W/(mK)	0,2...0,5	0,5...1	0,6	2,3	15	401

Abbildung 2-13 zeigt die Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitung nach dem aktuellen Stand der Technik und der Forschung (vgl. auch [Meh08]). Auch hier kann kein universelles Wärmeübertragungskonzept benannt werden, vielmehr muss dies anwendungsspezifisch ausgewählt werden. Im Folgenden werden die dargestellten Konzepte erläutert.

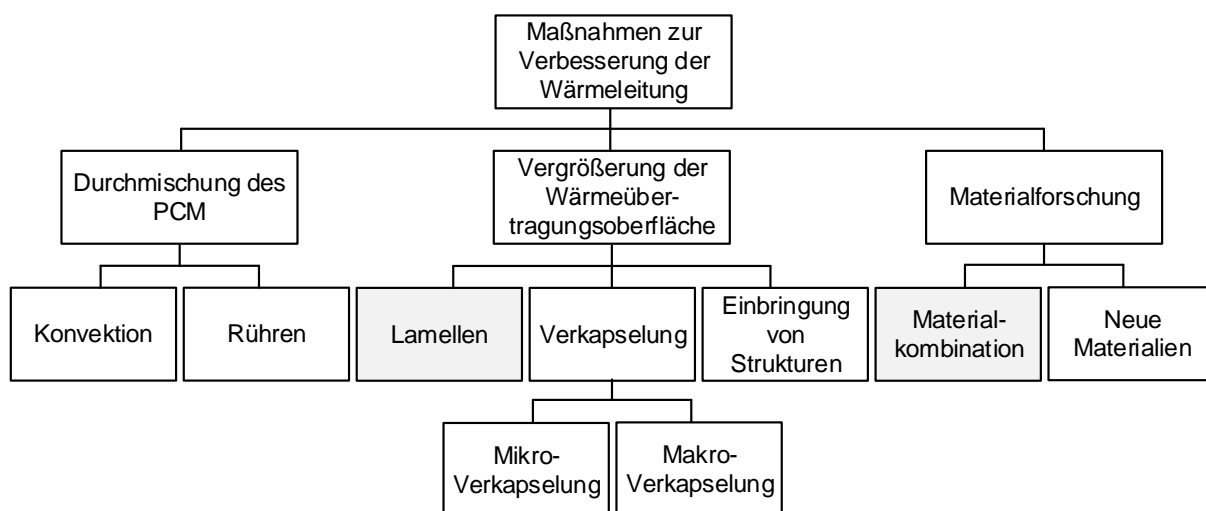


Abbildung 2-13: Übersicht über die verschiedenen Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitung im Phasenwechselmaterial.

In Speicherbehältern ohne Einbauten kommt die Durchmischung des PCM zum Tragen. Der Wärmeaustausch erfolgt über die Außenwände. Zum einen unterstützt die natürliche Konvektion die Wärmeleitung durch das PCM, zum anderen kann die Durchmischung in flüssiger Phase durch den zusätzlichen Einbau eines Rührwerkes intensiviert werden. Da bei diesen Varianten keine direkte Verbesserung der Wärmeübertragung im Speichermaterial auftritt, sind mit diesen Konzepten nur geringe Leistungsdichten realisierbar.

Die Vergrößerung der Wärmeübertragungsoberfläche kann durch konstruktive Einbauten im Latentwärmespeicher umgesetzt werden. Ein Ansatz ist das Einbringen von Graphitstrukturen in das PCM, um mit einer gezielten Vermischung die Wärmeleitfähigkeit in einem definierten Verhältnis zu erhöhen [Sat98], [Bau06], [Zha06], [AIM15]. Die Wärmeleitung kann so deutlich gesteigert werden. Der Einsatz von Aluminiumstrukturen zur Verbesserung der Wärmeleitung durch den Latentwärmespeicher ist ein weiteres Konzept. Dabei wird eine feste Aluminiumstruktur in das Speichermaterial eingelassen. Ein Vergleich zu PCM-Speichern

ohne Aluminium-Einsatz zeigt eine deutlich verbesserte Wärmeleitung. Dies wurde bei ersten Untersuchungen aus der verringerten Schmelz- oder Erstarrungszeit des betrachteten PCM-Volumens abgeleitet [Laz16].

Auch durch eine Verkapselung des PCM kann die Oberfläche zur Wärmeübertragung deutlich vergrößert werden. Die Mikroverkapselung erlaubt es, das PCM z.B. auch in Baustoffen unterzumischen oder es mit einem Fluidstrom zu pumpen. Die Makroverkapselung zielt auf die Verwendung größerer Speicherbehälter ab, in denen das makroverkapselte PCM in Form einer Schüttung eingebracht wird. Die Kapseln werden für die Wärmeübertragung vollständig von dem Wärmeträgerfluid umströmt. Makroverkapselte PCM-Anwendungen sind bereits auf dem Markt verfügbar. Die Kapselform wird nicht nur angepasst auf die Wärmeleitung in das PCM, sondern ebenfalls für eine optimierte Schüttung („Diskusform“⁵) oder die Nutzung von herkömmlichen Tankgeometrien („Heat Stix“⁶).

Das Einbringen von Lamellen zur Oberflächenvergrößerung ist eine weitere Maßnahme, um die Wärmeleitung durch das Speichermaterial zu verbessern. Untersuchungen an einem Lamellenwärmeübertrager wurden unter anderem von Özcan et al. veröffentlicht [Özc16]. Dabei wurden PCM-Speicher in den Ausführungen als Lamellenwärmeübertrager und als „Direkt-Kontakt“-Speicher im Temperaturbereich bis 130°C zur Unterstützung der Dampfproduktion erprobt und bewertet.

Ferner kann eine Verbesserung der Wärmeleitung durch den Einsatz von Kombinationsmaterialien („composite materials“) geschehen. Insbesondere die Mischung von PCM mit Graphitpulver ist ein vielversprechender Ansatz, welcher bei aktuellen Untersuchungen weiterverfolgt wird. Weiterhin ist die Wärmeleitung ein Kriterium, welches auch bei der Erforschung und Entwicklung neuer geeigneter PCM berücksichtigt wird.

Eine Besonderheit stellen die sogenannten Slurries dar. Bei dem Speichermaterial handelt es sich um ein Kombinationsmaterial, bei dem zu dem eigentlichen PCM ein Fluid mit deutlich niedrigerem Schmelzpunkt gemischt wird. Durch ständiges Rühren wird der Wärmeübergang verbessert und die Bildung zu großer Kristalle verhindert, sodass das Material förderbar bleibt. So kann das Slurry gleichzeitig als Wärmetransportmedium genutzt und direkt mit der Wärmequelle bzw. Wärmesenke gekoppelt werden (vgl. auch [Ste14], [Meh08], [Din11], [Wan19]).

⁵ Quelle: Frigoteam Handels GmbH, <https://frigoteam.com/pcm-speicher/>, abgerufen am 29.10.2019

⁶ Quelle: AXIOTHERM GmbH, <https://www.axiotherm.de/de/produkte/heatstix%C2%AE/> abgerufen am 29.11.2019

3 Stand der Forschung und Forschungsbedarf

3.1 Forschungsstand

Im Folgenden wird der aktuelle Stand der Forschung und Entwicklung im Hinblick auf LWS in Kombination mit Wärmepumpensystemen aufgezeigt. Dabei werden ausschließlich Konzepte mit direkter Be- und Entladung des LWS durch das Kältemittel betrachtet.

Verschiedene Autoren untersuchten die Einbindung von Latentwärmespeichern in den Kältekreis mit direkter Beladung und Entladung über das Kältemittel für den Einsatz in Kühl- und Gefrierschränken. Das Phasenwechselmaterial wird dabei in der Regel in der wärmedämmenden Hülle oder im Innenraum des Kühlgeräts eingesetzt. Dies führt u.a. zu einer Erhöhung der Verdampfungstemperatur, zu einer Verringerung der Taktung des Verdichters oder einer Erniedrigung der Kondensationstemperatur. Die Auswirkungen sind stark abhängig von der Phasenwechseltemperatur, der Lage und der Dicke der eingesetzten PCM-Schicht und dessen Phasenwechselenthalpie.

Erhöhung der Verdampfungstemperatur und Verringerung der Taktung des Verdichters

Wird das PCM im Kühlraum des Kühlschranks eingesetzt, kann diesem durch Kältemittelverdampfung Wärme entzogen werden. Neben dem Kühlgut stellt so auch das PCM eine Wärmelast mit hoher Energiedichte dar. Dadurch verlängert sich die Verdichterlaufzeit bis zum Erreichen der voreingestellten Solltemperatur im Vergleich zu einem Kühlschrank ohne PCM. Hat das System diese Temperatur erreicht, schaltet der Kompressor aus. Das kristallisierte PCM hat nun das Potential, Wärme auf dem Niveau der Phasenwechseltemperatur zu absorbieren. Dies führt zu einer verlängerten Stillstandszeit des Verdichters. Zum anderen kann bei passender Auswahl der Phasenwechseltemperatur ein zu starkes Absinken des Verdampfungsdruckes im Verdichterbetrieb verhindert werden, da die zusätzliche Wärmelast des PCM einen stabilisierenden Effekt hat. Es stellt sich eine höhere Verdampfungstemperatur im Vergleich zu einem Kühlschrank ohne PCM ein.

Erniedrigung der Kondensationstemperatur

Wird ein passend gewähltes PCM auf der Seite der Kältemittelkondensation außerhalb des Kühlraumes eingesetzt, kann dies im festen Zustand die Kondensationswärme des Kältemittels aufnehmen. Liegt die Phasenwechseltemperatur unterhalb der Umgebungs- bzw. Raumtemperatur resultiert daraus ein positiver Effekt auf den Kondensationsdruck, die Kondensationstemperatur wird abgesenkt. Die Regeneration des verflüssigten PCM kann durch Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft in den Stillstandszeiten des Verdichters erfolgen.

Insgesamt ergibt sich eine positive Wirkung für die Anlageneffizienz der jeweiligen Systeme [Kha16], [Son15], [Bis18]. Khan und Joybari geben eine umfassende Übersicht über den

aktuellen Stand der Forschung und verschiedene weitere Konzepte zur Integration von LWS in den Kältemittelkreislauf in Bezug auf Kühl- und Gefriergeräte für den Haushalt [Joy15], [Kha17]. Die Autoren fassen zusammen, dass die thermischen Speicher in den meisten Studien in den Niederdruck-Teil des Kältekreislaufes integriert wurden. Die Ergebnisse waren vielversprechend im Hinblick auf die Verbesserung der Anlageneffizienz. Forschungsbedarf gibt es jedoch weiterhin insbesondere hinsichtlich der Auswahl eines passenden Phasenwechselmaterials sowie der Auslegung und Konstruktion der Speichereinheit inkl. Wärmeübertrager. Wang et al. untersuchten ausführlich theoretisch und experimentell die Integration von Latentwärmespeichern in den Kältekreislauf eines Kühlschranks an drei verschiedenen Positionen. Neben experimentellen Untersuchungen wird ein Simulationsmodell entwickelt und validiert [Wan07a], [Wan07b], [Wan07c]. Die Integration des LWS auf der Hochdruckseite vor dem Kondensator führte zu einem niedrigeren Kondensationsdruck und einer höheren Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt. Die ist darauf zurückzuführen, dass ein Großteil der Enthitzung des Kältemitteldampfes im Wärmeübertrager des LWS erfolgt und im Kondensator daraufhin mehr Wärmeübertragerfläche für die eigentliche Kondensation nutzbar ist. Die Verbesserung des COP wurde auf 6 % beziffert. Auf der Niederdruckseite wurde der LWS nach dem Verdampfer eingesetzt. Dies hatte neben weiteren Nebeneffekten eine Reduzierung der Überhitzungstemperatur zur Folge. Die daraus folgenden positiven Auswirkungen auf den COP wurden jedoch durch den erhöhten Druckverlust wieder zunichtegemacht. Es wird angemerkt, dass weiterführende Untersuchungen zur Verbesserung der Auslegung und Konstruktion des Wärmetauschers notwendig sind. Neben der Integration auf Kondensator- und Verdampferebene wurde eine Variante untersucht, bei der der LWS für eine Unterkühlung des Kältemittels vor der Drosselung zwischen Hoch- und Niederdruckseite des Kreislaufs sorgt. Für diese Konfiguration wurde eine Erhöhung des COP um 8 % festgestellt. Es wird angegeben, dass eine niedrigere Phasenwechseltemperatur eine größere Unterkühlung und damit eine stärkere Verbesserung des COP bewirkt. Als Folge der verringerten Temperaturdifferenz zum Verdampfungslevel des Kreislaufs wird jedoch die Regeneration des Speichers negativ beeinflusst. Daher wird eine sorgfältige Materialauswahl oder alternativ die Verwendung anderer Systemkonfigurationen empfohlen. Das Konzept zur Unterkühlung des Kältemittels wurde auch von weiteren Autoren verfolgt. In einigen Arbeiten konnte für ein System mit einer Kondensationstemperatur von 35 °C durch die Unterkühlung des Kältemittels während der Speicherentladung um 23 K eine Steigerung der Kälteleistung von rund 18 % nachgewiesen werden [Kor20]. Zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit wurde dabei ein Paraffin-Graphit-Gemisch im Massenverhältnis von 1:5 eingesetzt, das eine etwa um den Faktor 10 höhere Wärmeleitfähigkeit aufweist als das reine PCM.

Weitere Anwendungen:

Weitere Untersuchungen fokussierten sich auf den Einsatz von Latentwärmespeichern zur Verbesserung der Enteisung des Außenwärmeübertragers bei Luft-Wärmepumpen. Ein Konzept sieht vor den Latentwärmespeicher während des normalen Heizbetriebs durch Aufnahme der Kompressorabwärme zu beladen. Anschließend kann die gespeicherten Wärme für den Abtauvorgang verwendet werden [Miz90]. Dieses Verfahren ist bereits marktverfügbar (Hersteller: Daikin). In verschiedenen Forschungsarbeiten wird dieses Konzept adaptiert und weiterentwickelt. Einen Schwerpunkt stellt dabei die Beladung des Speichers dar. Diese kann neben der Aufnahme der Kompressorabwärme gemäß dem oben zitierten Konzept ebenso durch direkte Kondensation des Kältemittels wie auch durch Unterkühlung des flüssigen Kältemittels nach dem Kondensator erzielt werden. Auch in diesen Forschungsarbeiten wird herausgestellt, dass weitere Untersuchungen zur Auswahl des passenden Phasenwechselmaterials, zur technischen Konzeption des Wärmetauschers und zum Einfluss des Latentwärmespeichers auf die Systemleistung notwendig sind [Wan17], [She19].

3.2 Forschungsbedarf

Aus dem Forschungsstand lässt sich ein Forschungsbedarf hinsichtlich der Auswahl eines passenden Phasenwechselmaterials sowie der Auslegung und Konstruktion der Speichereinheit inkl. Wärmeübertrager ableiten. Als Grundlage dafür ist die Untersuchung verschiedener Systemkonzepte für die Einbindung von Latentwärmespeichern in den internen Kreislauf von Kältemaschinen mit einer Analyse und Bewertung von Systemkonzepten ein wichtiger offener Punkt. Dies wird in dieser Arbeit mit Blick auf ausgewählte Konzepte umgesetzt. Weiterhin ist die Effizienzbewertung von Systemen mit Latentwärmespeichern noch nicht eindeutig definiert. Hier wird ein Vorschlag für die Bewertung eines Gesamtzyklus gegeben. Dazu wird die Leistungszahl des Systems über den gesamten Zyklus bilanziert, sodass der Beitrag des Wärmespeichers wie auch die Änderung der Prozessparameter im Verlauf des Zyklus berücksichtigt werden. Zudem wird das Konzept einer neuartigen kaskadierten Einbindung eines LWS in den Wärmepumpenkreislauf ausgearbeitet und der Effizienzvorteil gegenüber bisherigen Lösungen aufgezeigt. Dieser Ansatz wird weiterentwickelt und so projiziert, dass insbesondere die Vorteile des Latentwärmespeichers – v.a. die Speicherung von thermischer Energie auf einem nahezu konstanten Temperaturniveau und die Minimierung der Exergieverluste durch möglichst geringe Temperaturdifferenzen bei der Speicherbe- und -entladung – zur Geltung kommen.

Forschungsbedarf liegt in der Untersuchung der Leistungsfähigkeit von Latentwärmespeichern im Betrieb mit einem kondensierenden oder verdampfenden Kältemittel mit sehr kleinen treibenden Temperaturdifferenzen (< 4 K) für die Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und Phasenwechselmaterial. Bei den Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitfähig-

keit durch die Speichermaterialien für konkrete Anwendungen ergibt sich ein Forschungsbedarf in der Untersuchung der Leistungscharakteristik, die erforderlich ist, um Konzepte wirksam umzusetzen. Eine gezielte Auswertung der Wärmeübertragungseigenschaften, die aus der Beimischung von Graphit-Pulver bzw. dem Einsatz von Lamellen zur Vergrößerung der Oberfläche des Wärmeübertragers resultiert, soll hier weitere Erkenntnisse liefern.

4 Exergetische Bewertung von thermischen Speichern in Wärmepumpensystemen

Für die Bewertung von Kaltdampfprozessen wird im Allgemeinen die Leistungszahl herangezogen. Bei der Identifizierung von Forschungsansätzen und Entwicklungspotential bietet jedoch die Exergieanalyse den gezielteren Blick auf den Prozess. Die Exergieeffizienz liefert ein Maß dafür, wie nah die Effizienz eines Systems an die theoretische Obergrenze herankommt. Die Exergieanalyse identifiziert Verluste, die auch bei einem Einsatz von Speichersystemen möglichst vermieden bzw. möglichst gering gehalten werden sollen [Din11], [Bae06]. Dincer und Rosen führen ausführliche exergetische Bewertungszahlen von thermischen Speichern ein, die sich auf die drei Phasen Beladung, Speicherung und Entladung beziehen [Din11]. Verschiedene Studien folgen diesen Definitionen und bewerten die exergetische Effizienz von Latentwärmespeichern, die durch einen sekundären Wärmeträgerkreislauf betrieben werden. Jegadheeswaran et al. geben dazu einen umfassenden Überblick. Es wird konstatiert, dass der gesamte Zyklus in die energetische und exergetische Speicherbewertung einfließen sollte. Mit dem Exergiestrom geht immer der nicht nutzbare Anergiestrom einher, der nach Gleichung (2-29) mit dem Entropiestrom verknüpft ist. Daher sollte die Entropie-Produktion bei der Bewertung und Optimierung berücksichtigt und nach Möglichkeit minimiert werden [Jeg10]. Die bisher genannten Ansätze beschränken sich auf eine isolierte Betrachtung des Wärmespeichers. Dem gegenüber zielen König-Haagen et al. auf eine Bewertung des Gesamtsystems mit thermischem Speicher ab. Sie schlagen für die exergetische Bewertung von ORC-Prozessen mit thermischen Speichern Bewertungszahlen vor, die die Exergieeffizienz eines solchen Systems ins Verhältnis zur Exergieeffizienz desselben Systems mit Einsatz eines idealisierten Speichers ohne Exergieverluste setzen. Der Speicher wird über ein Wärmeträgerfluid betrieben und ist nicht direkt in den Kältemittelkreislauf eingebunden. Einen starken Einfluss auf die exergetische Gesamteffizienz haben die Exergieverluste aufgrund der Wärmeübertragung auf das Wärmeträgerfluid, die insbesondere durch die unterschiedlichen Verläufe der Enthalpie-Temperatur-Kurven von Wärmeträgerfluid und Speichermaterial bestimmt werden [Kön14].

Thermische Speicher können in verschiedenen Schaltungsvarianten in Wärmepumpensysteme integriert werden. Diese können nach verschiedenen Kriterien charakterisiert werden:

- Zweck der Speicherung (u.a. Wärmespeicher/Kältespeicher, Speicherung von thermischer Energie zum direkten Nutzen, Speicherung von thermischer Energie zur Kreislaufunterstützung und/oder Effizienzverbesserung)
- Art des Speichers und des Speichermediums
- Art des Wärmeträgerfluids zur Be- und Entladung des Speichers.

Loistl stellt in seiner Arbeit ausführlich die verschiedenen Einbindungsmöglichkeiten und Konzepte von LWS in Klimatisierungssystemen dar [Loi19]. Diese werden jedoch nicht energetisch bewertet. Dies soll an dieser Stelle für ausgewählte Konzepte durchgeführt werden. Der Fokus liegt dabei auf der Kältespeicherung in Verbindung mit Raumkühlssystemen. Folglich ist der grundlegende Prozess für die Speicherbeladung die Kältemittelverdampfung innerhalb des zugehörigen Kaltdampfprozesses.

Es wird hier auf die exergetische Bilanz der Konzepte eingegangen. Die weiteren Vor- und Nachteile der Konzepte, wie z.B. apparatetechnische Komplexität, Anwendungsfelder und besondere Betriebsstrategien, werden nicht berücksichtigt.

4.1 Konzepte

In diesem Abschnitt werden ausgewählte, grundlegende Konzepte zur Integration von Latentwärmespeichern in ein Wärmepumpensystem vorgestellt. Auf dieser Grundlage wird im anschließenden Unterkapitel die exergetische Bewertung durchgeführt. Ziel der Bewertung ist der exergetische Vergleich verschiedener Speicherkonzepte im Betrieb mit einem Klimatisierungssystem in Bezug auf die Raumkühlung. Tabelle 5 listet die untersuchten Konzepte auf.

Tabelle 5: Konzepte zur Integration von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensysteme, die für die exergetische Bewertung analysiert werden.

Bezeichnung	Phasenwechselmaterial	Phasenwechseltemperatur	Medium für den Wärme- ein- und -austrag
Eisspeicher WTF	Wasser/Eis	0 °C	Wasser-Glykol-Gemisch
Eisbreispeicher	Wasser/Eis	0 °C	Kältemittel/Eisbrei
Eisspeicher KM	Wasser/Eis	0 °C	Kältemittel
LWS Thermosiphon	Paraffin	An Anwendung anpassbar	Kältemittel
LWS Unterkühler	Paraffin	An Anwendung anpassbar	Kältemittel
LWS Kaskade	Paraffin	An Anwendung anpassbar	Kältemittel

Die thermische Speicherung mittels Eis und mit Anschluss über ein Wärmeträgerfluid (WTF) wird als klassisches Verfahren angesehen. Die Nutzung von Eisbrei als Speichermedium oder der Betrieb eines Eisspeichers mit Kältemittel sind angepasste Varianten. Gemeinsames Merkmal ist die Phasenwechseltemperatur von 0 °C und somit auch das Temperaturniveau, auf dem die thermische Energie gespeichert wird. Die Raumklimatisierung erfordert in der Regel Temperaturen von 16 °C bis 24 °C, wobei die Klimatisierungssysteme zu diesem Zweck im Allgemeinen mit Verdampfungstemperaturen von 3 °C bis 11 °C arbeiten. Daher werden in den Vergleichskonzepten Phasenwechselmaterialien verwendet, die eine auf diese Anwendung angepasste Phasenwechseltemperatur haben. Die Be- und Entladung direkt über das Kältemittel soll zusätzliche Wärmeübergänge vermeiden.

Die folgende Vorstellung der Konzepte nach Tabelle 5 beinhaltet eine Prozessbeschreibung mit Darstellung des Prozesses im log(p),h-Diagramm sowie eine Ausarbeitung der Temperaturniveaus und der Temperaturdifferenzen, die für die Umsetzung notwendig sind.

Eisspeicher / Wärmeträgerfluid (WTF)

Eis wird schon seit vielen Jahren zur Speicherung von thermischer Energie genutzt. Unter den zahlreichen System-Konzepten wird an dieser Stelle die Be- und Entladung des Eisspeichers über einen separaten Kälte-trägerkreislauf (z.B. Glykol) betrachtet. Dieser Kreislauf ist zum einen mit dem Verdampfer der Kältemaschine und zum anderen mit dem Verbraucher verbunden. Die Eis-erzeugung (Speicherbeladung) geschieht durch Kältemittelverdampfung im Verdampfer, welche das Wärmeträgerfluid bis deutlich unter null Grad Celsius abkühlt. Die-

ses wird durch den Eisspeicher gepumpt und entzieht dem Wasser Wärme, sodass Eis entsteht. Die Speichernutzung (Speicherentladung) erfolgt ebenfalls durch Umwälzung des Wärmeträgerfluids. Das kalte Wärmeträgerfluid aus dem Eisspeicher kann in einem angeschlossenen Kühlregister Wärme aufnehmen und diese wieder an den Speicher abgeben, sodass das Eis schmilzt. Abbildung 4-1 zeigt dieses Prinzip in einem vereinfachten Schema. Die eingetragenen Zustandspunkte sind analog im $\log(p)$ - h Diagramm in Abbildung 4-2 eingetragen. Das Kältemittel durchläuft die folgenden Prozessschritte:

Normalbetrieb:

- 1 – 2 Verdichtung im Kompressor
- 2 – 3 Kondensation auf Druckniveau p_K
- 3 – 4 Expansion auf Saugdruck p_V
- 4 – 1 Verdampfung auf Druckniveau p_V

Speicherbetrieb, Beladung:

- 1 – 2 Verdichtung im Kompressor
- 2 – 3 Kondensation auf Druckniveau p_K
- 3 – 4* Expansion auf Saugdruck p_{V1}
- 4* – 1* Verdampfung auf Druckniveau p_{V1} für die Speicherladung

Entladung

Die Entladung wird über den Glykolkreislauf mit einer Umwälzpumpe umgesetzt.

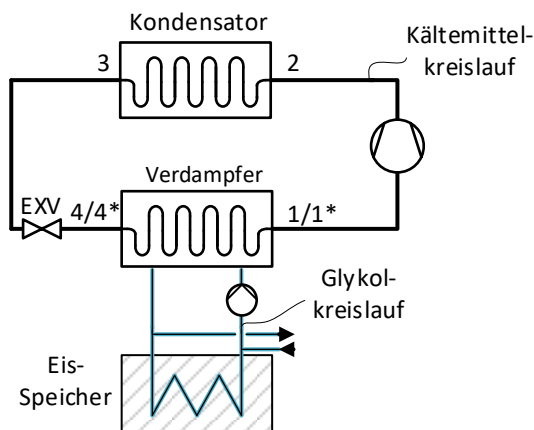


Abbildung 4-1: Eisspeicher Konzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch.

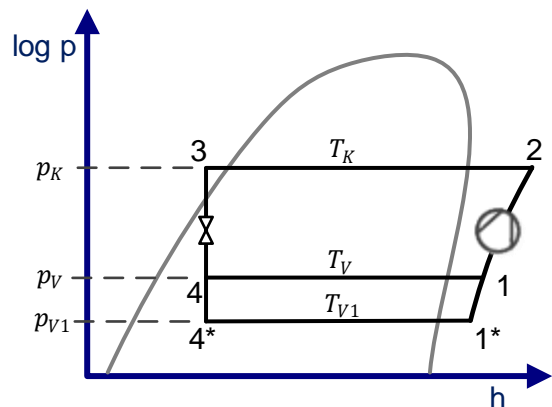


Abbildung 4-2: Eisspeicher Konzept: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p)$, h -Diagramm.

Abbildung 4-3 zeigt ergänzend die Temperaturniveaus und treibenden Temperaturdifferenzen für diese Prozesse. Im Betrieb ohne Speicher (Abbildung 4-3, links) liegen zwischen der Verdampfungs- und Nutzttemperatur (T_V bzw. T_{Nutz}) die Temperaturdifferenzen $\Delta T_{WTF/Verd}$ und $\Delta T_{Nutz/WTF}$, welche die treibenden Temperaturdifferenzen für den Wärmübergang zwischen Verdampfung des Kältemittels und der mittleren Temperatur des Wärmeträgerfluids bzw. mittlerer Temperatur des Wärmeträgerfluids und Nutzttemperatur darstellen. Für die Speicherbeladung muss die Verdampfungstemperatur an den Prozess angepasst werden

und wird deutlich abgesenkt (ΔT_V). Da auch die Speicherbeladung über einen Wärmeträgerkreislauf umgesetzt wird, treten zwei zusätzliche Wärmeübergänge auf. Die zugehörigen treibenden Temperaturdifferenzen sind in Abbildung 4-3, Mitte, mit $\Delta T_{WTF,1/Verd}$ und $\Delta T_{Eis/WTF,1}$ bezeichnet. Die Entladung über das Wärmeträgerfluid erfordert die Temperaturdifferenzen $\Delta T_{WTF,2/Eis}$ und $\Delta T_{Nutz/WTF,2}$ (Abbildung 4-3, rechts).

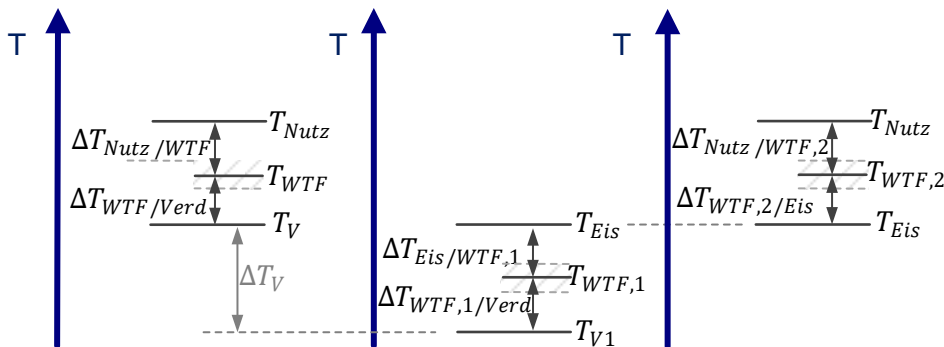


Abbildung 4-3: Eisspeicher Konzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Prozess ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).

Eisbreispeicher / Kältemittel

Als Eisbrei (engl. Ice Slurry) wird Wasser bezeichnet, das im flüssigen Zustand eine Temperatur von 0 °C aufweist und bereits zahlreiche Eiskristalle beinhaltet. Oftmals werden dem Eisbrei Additive hinzugefügt, die den Gefrierpunkt absenken, sodass das Fluid in dieser Form noch problemlos pumpbar ist. So kann der Eisbrei sowohl als Speichermaterial als auch als Wärmeträgerfluid eingesetzt werden [Kau05]. Für die Bildung der Eiskristalle muss die Verdampfungstemperatur entsprechend abgesenkt werden. Abbildung 4-4 zeigt eine mögliche Verschaltung in einem vereinfachten Schema. Der zugehörige Kaltdampfprozess im $\log(p),h$ -Diagramm kann qualitativ der Abbildung 4-5 entnommen werden. Die folgenden Prozessschritte finden statt:

Normalbetrieb und Speicherbeladung

- 1/1* - 2 Verdichtung im Kompressor
- 2 – 3 Kondensation auf Druckniveau p_K
- 3 – 4 Expansion auf Saugdruck p_V
- 3 - 4* Expansion auf Saugdruck p_{V1}
- 4 – 1 Verdampfung auf Druckniveau p_V
- 4* - 1* Verdampfung auf Druckniveau p_{V1}

Entladung

Entladung durch Umwälzung des Eisbreis

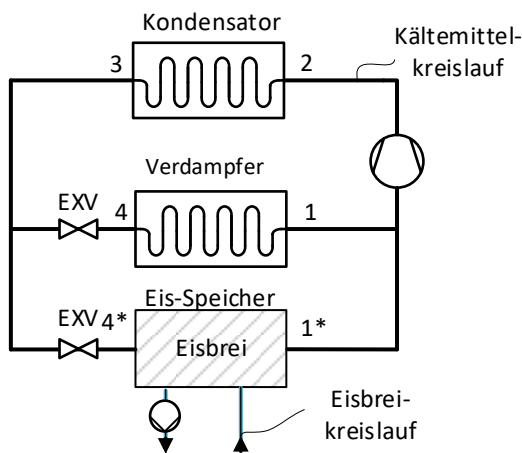


Abbildung 4-4: Eisbrei-Konzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch.

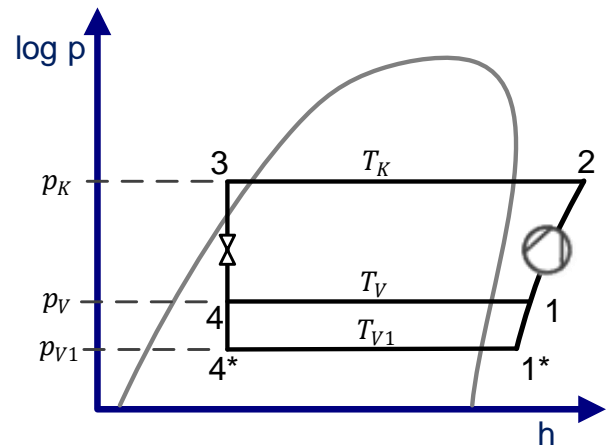


Abbildung 4-5: Eisbrei-Konzept: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.

Abbildung 4-6 zeigt die Temperaturniveaus und die treibenden Temperaturdifferenzen der Prozesse der Eisbrei-Anwendung. Wird das Kältemittel direkt zur Kühlung verwendet (Abbildung 4-6, links), ist die treibende Temperaturdifferenz $\Delta T_{Nutz/Verd}$ zwischen Verdampfungstemperatur des Kältemittels und Nutztemperatur für den Wärmeübergang notwendig. Für die Energiespeicherung und Erzeugung des Eisbreis muss die Verdampfungstemperatur entsprechend angepasst werden, sodass die Beladung des Speichers mit der Temperaturdifferenz $\Delta T_{Eisbrei/Verd}$ umgesetzt werden kann (Abbildung 4-6, Mitte). Die Speicherentladung erfolgt wiederum mit der Temperaturdifferenz $\Delta T_{Nutz/Eisbrei}$ zwischen der Temperatur des Eisbreis und der Temperatur der jeweiligen Anwendung.

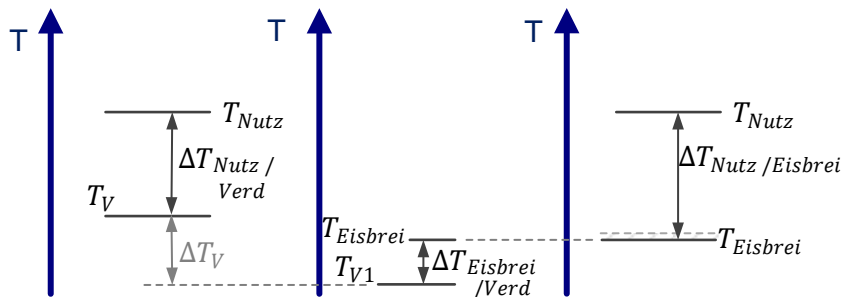


Abbildung 4-6: Eisbrei-Konzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Betrieb ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).

Eisspeicher / Kältemittel

Bei diesem Konzept wird ein herkömmliches direktverdampfendes Klimatisierungssystem mit Lüftungsanlage durch einen Eisspeicher und ein Kältemittelmanagementsystem erweitert. Bei diesem sog. IceBear⁷ Konzept wird während der Speicherbeladung durch direkte Kältemittelverdampfung im Wärmeübertrager des Speichers Eis erzeugt. Die Speicherentladung wird durch eine Umwälzung des Kältemittels umgesetzt. Dabei wird das kalte Kältemittel aus

⁷ Vgl.: <https://www.energy.gov/eere/amo/ice-bear-storage-module>, abgerufen am 22.09.2020

dem Eisspeicher mit einer kleinen Kältemittelpumpe dem Kühlregister zugeführt, wo es Wärme aus der Luft aufnehmen kann. Das Kältemittelmanagementsystem sorgt bei der Be- und Entladung für einen effizienten Betrieb (vgl. [Wil10]). Es ergeben sich folgende Prozessschritte:

Normalbetrieb und Speicherbeladung

- 1/1* – 2 Verdichtung im Kompressor
- 2 – 3 Kondensation auf Druckniveau p_K
- 3 – 4 Expansion auf Saugdruck p_V
- 3 – 4* Expansion auf Saugdruck p_{V1}
- 4 – 1 Verdampfung auf Druckniveau p_V
- 4* – 1* Verdampfung auf Druckniveau p_{V1}

Entladung

Entladung durch Umpumpen von flüssigem Kältemittel

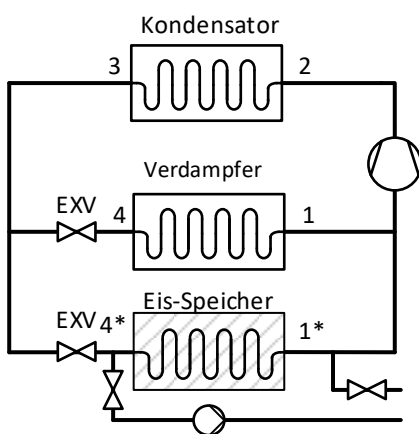


Abbildung 4-7: Eisspeicher-Konzept mit Kältemittel: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch (ohne Kältemittelmanagementsystem).

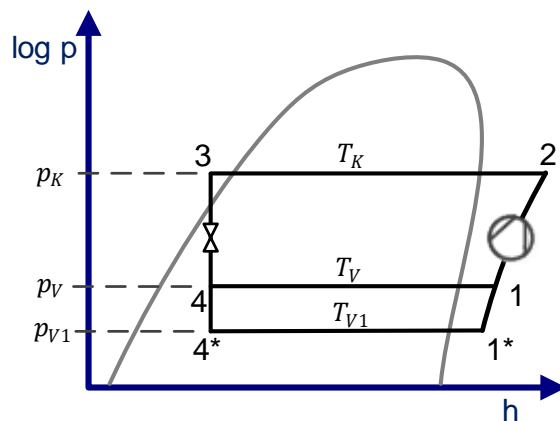


Abbildung 4-8: Eisspeicher-Konzept mit Kältemittel: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.

Die Temperaturniveaus und treibenden Temperaturdifferenzen zu diesem Konzept werden in Abbildung 4-9 verdeutlicht. Die direkte Nutzung des Kältemittels zu Kühlzwecken führt wiederum zur Notwendigkeit einer Temperaturdifferenz $\Delta T_{Nutz/Verd}$ (Abbildung 4-9, links). Für die Eiszerzeugung wird die Verdampfungstemperatur des Kältemittels soweit abgesenkt, dass die Eiszerzeugung mit der Temperaturdifferenz $\Delta T_{Eis/Verd}$ umgesetzt werden kann (Abbildung 4-9, Mitte). Für die Entladung des Speichers und Nutzung der gespeicherten Energie wird zunächst das flüssige Kältemittel durch den Speicher gepumpt. Die Temperaturdifferenz $\Delta T_{KM/Eis}$ führt zu einer Abkühlung des Kältemittels. Dies steht nun mit der Temperaturdifferenz $\Delta T_{Nutz/KM}$ zwischen der Temperatur des als Wärmeträger fungierenden Kältemittels und der Nutztemperatur für die Anwendung zur Verfügung (Abbildung 4-9, rechts).

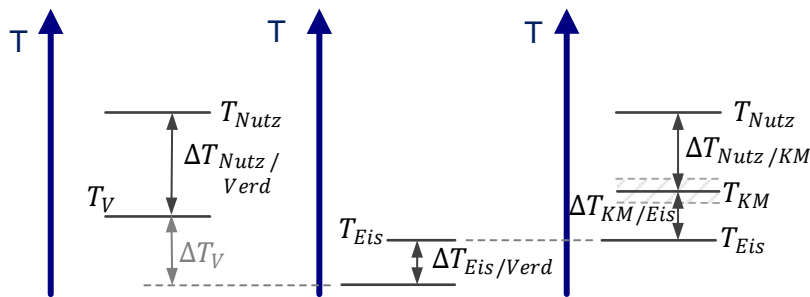


Abbildung 4-9: Eisspeicher-Konzept mit Kältemittel: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Betrieb ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).

LWS / Kältemittel: Entladung nach dem Thermosiphon-Prinzip

Bei dem Konzept „LWS Thermosiphon“ kann ein gezielt gewähltes PCM als Speichermaterial eingesetzt werden. Dabei soll die Kondensationstemperatur des Kältemittels bei der Speicherentladung bzw. –nutzung mit der Verdampfungstemperatur im Betrieb ohne Speicher übereinstimmen. Dazu muss die Speichertemperatur unterhalb dieser Kondensationstemperatur liegen.

Die Speicherbeladung erfolgt wiederum durch direkte Verdampfung des Kältemittels im Wärmeübertrager des LWS. Dazu ist eine deutliche Absenkung des Verdampfungs-niveaus notwendig. Abbildung 4-10 zeigt die Verschaltung schematisch. Ergänzend dazu ist der Beladeprozess im $\log(p),h$ -Diagramm in Abbildung 4-12 dargestellt. Die Speichernutzung erfolgt nach dem Zwei-Phasen-Thermosiphon Prinzip, bei dem sich ein Naturumlauf einstellt und das Kältemittel nicht aktiv gefördert werden muss. Bei diesem Verfahren sind Verdampfer und LWS (Kondensator) durch Rohrleitungen direkt verbunden. Abbildung 4-11 zeigt dies schematisch. Der LWS als Kondensator liegt dabei örtlich über dem Verdampfer, sodass eine Höhendifferenz zwischen den beiden Komponenten vorliegt. Durch eine Wärmezufuhr am Verdampfer wird das Thermosiphon-Prinzip initiiert, bei dem sich im Verdampfer ein höheres Temperaturniveau als im Speicher einstellt. Das in dem Verdampfer befindliche flüssige Kältemittel wird unter Wärmeaufnahme verdampft. Im Idealfall – bei druckverlustfreier Strömung zwischen beiden Apparaten – laufen Verdampfung und Kondensation bei identischem Druck ab. Je nach Füllungsgrad des Kältemittels im Verdampfer kann zusätzlich eine Überhitzung des Kältemittels auftreten. Das gasförmige Kältemittel strömt in den LWS (Kondensator). Dort kondensiert es unter Wärmeabgabe an das Speichermaterial und strömt aufgrund der Gravitationskraft wieder in den darunter liegenden Verdampfer. Dies wird in Abbildung 4-13 im $\log(p),h$ -Diagramm gezeigt. Zusammengefasst ergeben sich folgende Prozessschritte:

Normalbetrieb und Speicherbeladung

- 1/1* – 2 Verdichtung im Kompressor
- 2 – 3 Kondensation auf Druckniveau p_K

- 3 – 4 Expansion auf Saugdruck p_V
- 3 – 4* Expansion auf Saugdruck p_{V1}
- 4 – 1 Verdampfung auf Druckniveau p_V
- 4* – 1* Verdampfung auf Druckniveau p_{V1}

Entladung des Speichers:

- 4 – 1 Verdampfung auf Druckniveau p_V
- 1* – 4* Kondensation auf Druckniveau p_K

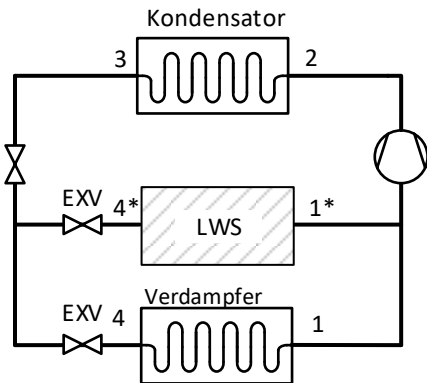


Abbildung 4-10: Konzept LWS Thermosiphon: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit der Verdampfereinheit, vereinfacht, schematisch.

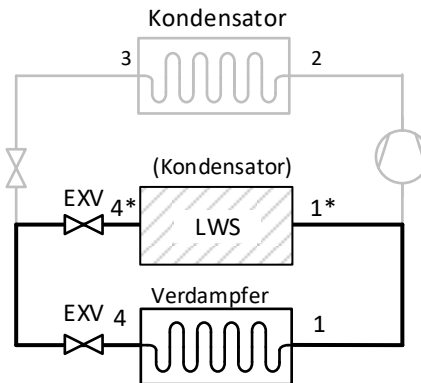


Abbildung 4-11: Konzept LWS Thermosiphon: Entladung des Speichers durch Zusammenschalten der Komponenten LWS und Verdampfer, vereinfacht, schematisch.

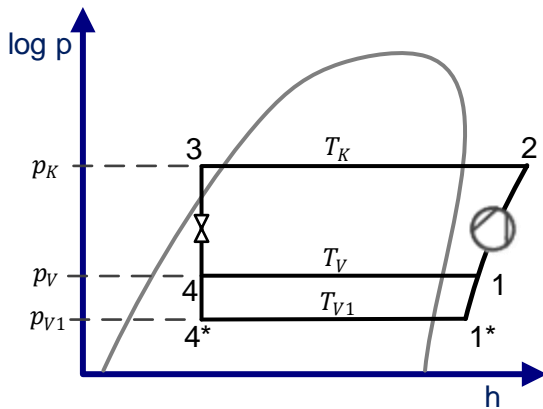


Abbildung 4-12: Konzept LWS Thermosiphon: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.

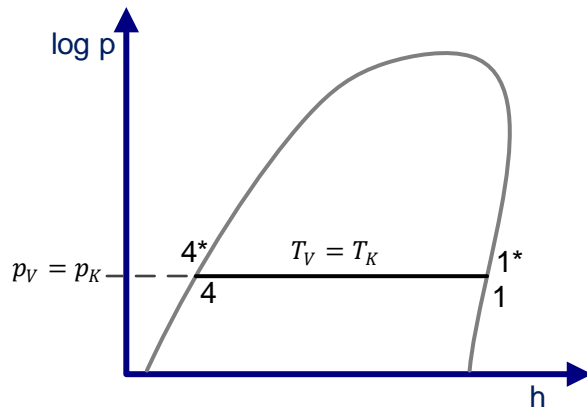


Abbildung 4-13: Konzept LWS Thermosiphon: Entladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.

Zusätzlich werden die Temperaturniveaus und die treibenden Temperaturdifferenzen für die jeweiligen Wärmeübergänge in Abbildung 4-14 dargestellt. Durch die Absenkung der Verdampfungstemperatur um ΔT_V (links) kann der Speicher mit der Verdampfungstemperatur T_{V1} geladen werden (Mitte). Bei der Speichernutzung (rechts) sind zwei treibende Temperaturniveaus maßgeblich: $\Delta T_{Nutz/KM}$ ist die treibende Temperaturdifferenz zwischen der Käl-

temittelverdampfung im Verdampfer und der Nutzung, wobei $\Delta T_{PCM/Kond}$ die treibende Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur des PCM und der Kondensationstemperatur des Kältemittels darstellt.

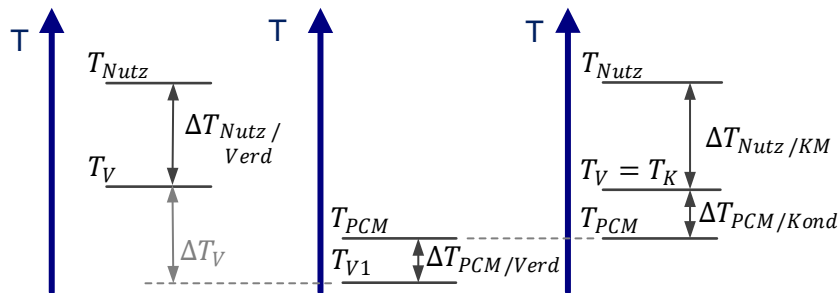


Abbildung 4-14: Konzept LWS Thermosiphon: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Betrieb ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).

LWS / Kältemittel: Entladung im Unterkühler-Modus

Bei diesem Konzept wird der Latentwärmespeicher zwischen Kondensator und Expansionsventil in den Kältekreis integriert. Beim Entladen des Speichers entzieht dieser dem flüssigen Kältemittel nach dem Kondensatoraustritt Wärme. Daraus resultiert eine Verringerung der Enthalpie des Kältemittels unmittelbar vor dem Expansionsventil. Folglich wird das Zweiphasen-Gemisch, das in den Verdampfer eintritt, im Dampfgehalt gemindert und so die Verdampferleistung bei gleichbleibendem Kältemittelmassenstrom erhöht. Abbildung 4-15 und Abbildung 4-16 verdeutlichen die Lage des Speichers in einem vereinfachten Schema. Die aus der Speicherentladung resultierende Steigerung der Verdampferleistung kann aus dem $\log(p),h$ -Diagramm des Kältemittels in Abbildung 4-17 abgelesen werden. Beim Laden des Speichers ist dieser parallel zum Verdampfer geschaltet (Abbildung 4-15). Das System arbeitet dabei mit der regulären Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator. Während dieser Phase entzieht das im Speicher verdampfende Kältemittel dem Speicher Wärme, sodass dieser geladen wird. Durch die Wahl der Phasenwechseltemperatur des PCM werden die internen Betriebsparameter des Systems nicht geändert. Insbesondere das Druckniveau der Verdampfung bleibt konstant. Abbildung 4-16 zeigt die Verschaltung im Unterkühlerbetrieb, aus dem die Leistungssteigerung der Verdampfung bei der Entladung des Speichers resultiert. In dieser Verschaltung wird das flüssige Kältemittel zunächst durch den LWS geführt, wo es unter Wärmeabgabe an das PCM abkühlt. Dadurch wird die spezifische Enthalpie des Kältemittels verringert. Nach der Entspannung durch das Expansionsventil kann diese Enthalpiereduktion als zusätzliche Verdampfungsleistung genutzt werden. Das Kältemittel durchläuft die folgenden Prozessschritte:

Normalbetrieb und Beladung des Speichers:

- 1 – 2 Verdichtung im Kompressor
- 2 – 3 Kondensation auf Druckniveau p_K
- 3 – 4 Expansion auf Saugdruck p_V

4 – 1 Verdampfung auf Druck p_v in LWS und Verdampfer

Entladung des Speichers:

1 – 2 Verdichtung im Kompressor

2 – 3 Kondensation auf Druckniveau p_K

3 – 3* Unterkühlung des KM im LWS

3* – 4* Expansion auf Saugdruck p_v

4* – 1* Verdampfung auf Druckniveau p_v

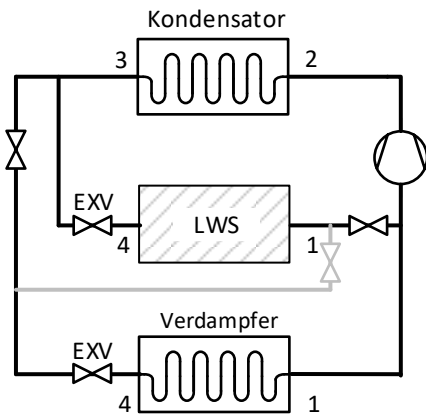


Abbildung 4-15: Unterkühlerkonzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch.

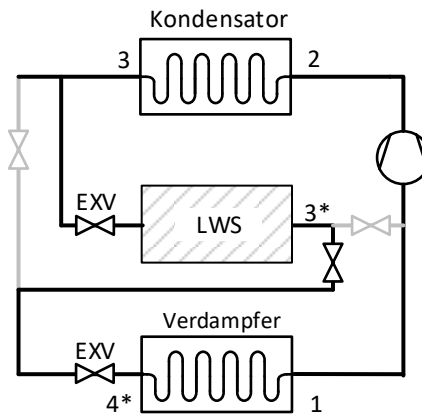


Abbildung 4-16: Unterkühlerkonzept: Entladung des Speichers in serieller Verschaltung nach dem Kondensator, vereinfacht, schematisch.

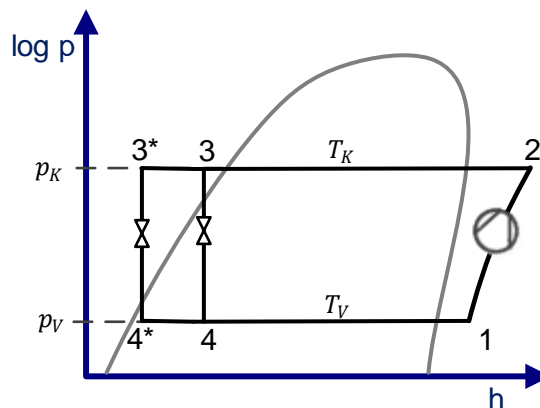


Abbildung 4-17: Unterkühlerkonzept: Beladungs- und Entladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.

Abbildung 4-18 zeigt schematisch die Temperaturniveaus im Betrieb des Speichers als Kältemittel-Unterkühler. Das nominale Verdampfungsniveau T_V wird sowohl für die Kälteerzeugung zur direkten Nutzung als auch für den Wärmeentzug aus dem LWS verwendet (Abbildung 4-18, links). Der Wärmeübergang zwischen Kältemittelverdampfung und PCM findet mit einer großen treibenden Temperaturdifferenz $\Delta T_{PCM/Verd}$ statt. Bei der Speicherentladung strömt das flüssige Kältemittel nach dem Kondensator durch den Speicher und wird dort sensibel gekühlt. Für den Wärmeübergang ist die Temperaturdifferenz $\Delta T_{PCM/KM}$ verfügbar (Abbildung 4-18, rechts).

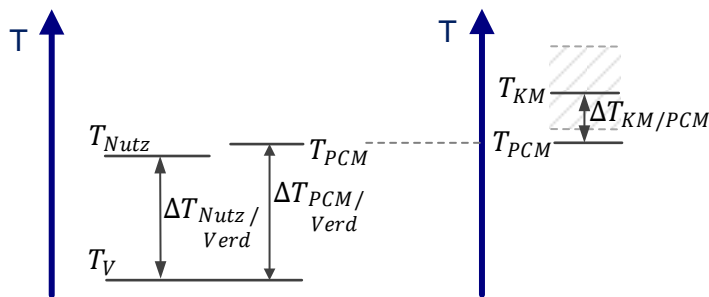


Abbildung 4-18: Unterkühlerkonzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Beladungs- (links) und Entladungsprozess (rechts).

LWS /Kältemittel: LWS in einer Kaskade mit zwei Verdampfer-Einheiten

Die Klimaanlage mit ihren Hauptkomponenten Kompressor, Kondensator, Expansionsventil und Verdampfer wird durch die Integration eines LWS im Niederdruckteil des Kreislaufs ergänzt. Die Be- und Entladevorgänge erfolgen durch direkte Verdampfung bzw. direkte Kondensation des Kältemittels im in den Speicher integrierten Wärmeübertrager. Der Beladevorgang wird in Parallelschaltung der beiden Verdampfeinheiten (allgemeiner: Inneneinheiten - IE) und des LWS realisiert. Dies ermöglicht eine Beladung des Speichers bei der nominalen Verdampfungstemperatur. Um die gespeicherte Kälteenergie mit dem vorgesehenen Temperaturniveau des Speichers zu nutzen, erfolgt die Entladung mit seriellem Durchfluss des Kältemittels durch die Verdampfeinheiten und den LWS. So kann bei einem deutlich reduzierten Betrieb des Verdichters eine hohe Kälteanforderung vom Kühlsystem bedient werden. Dieses neu entwickelte Konzept für den Einsatz eines LWS im Kältemittelkreislauf einer Klimatisierungsanlage zielt auf einen Prozess ab, der auch im Speicherbetrieb unter nominalen Betriebsdrücken abläuft. Das Konzept wird im Hinblick auf eine Kälteanwendung zur Luftkühlung vorgestellt und im weiteren Verlauf der Arbeit analysiert und diskutiert. Es ist analog auch für einen LWS auf höherem Temperaturniveau geeignet, der auf der Kondensatorseite des Wärmepumpenkreislaufs eingesetzt wird, um Wärmeenergie für Heizzwecke zu speichern.

Während des Ladevorgangs, d.h. der Kristallisation des PCM im Speicher, wird den beiden Verdampfeinheiten und dem LWS parallel flüssiges Kältemittel zugeführt. Die drei Expansionsventile werden so gesteuert, dass die gewünschte Überhitzung des in den Verdichter eintretenden Kältemitteldampfes sichergestellt wird. Abbildung 4-19 zeigt ein vereinfachtes Schema des Prozesses. Abbildung 4-21 stellt den Prozess im $\log(p),h$ -Diagramm dar und veranschaulicht das gemeinsame Druckniveau p_v der drei Niederdruckkomponenten IE1, LWS und IE2, das den Betrieb der Klimaanlage unter dem eingestellten Auslegungsdruck ermöglicht. In Bezug auf die gegebenen Zustandspunkte finden die folgenden Schritte statt:

Beladung des Speichers

- 1 – 2 Kompression des Kältemitteldampfes durch den Verdichter
- 2 – 3 Kondensation des Kältemittels im Kondensator mit Wärmeabgabe an die Umgebung
- 3 – 4 Expansion des Kältemittels durch drei parallel geschaltete Expansionsventile auf Verdampfungsdruck
- 4 – 1 Verdampfung des Kältemittels in paralleler Verschaltung der drei Systemkomponenten mit Wärmeaufnahme aus dem Raum (Verdampfeinheiten I+II) sowie Wärmeaufnahme aus dem LWS, welche eine Kristallisation des PCM zur Folge hat

Ausgehend vom gemeinsamen Druckniveau arbeiten alle drei Niederdruckkomponenten bei identischer Verdampfungstemperatur. Um den gewünschten Speichereffekt zu erreichen, muss ein geeignetes PCM mit einer Phasenwechseltemperatur T_{PCM} oberhalb des Verdampfungs-niveaus T_V zusammen mit einer geeigneten Auslegung des Wärmetauschers ausgewählt werden.

Bei der seriellen Verschaltung der Komponenten im Entladebetrieb („Kaskade“) ermöglicht der LWS eine Kondensation des von einer Kühlstelle gelieferten Kältemitteldampfes auf Niederdruckniveau des Kältekreislaufs. Dies bietet die Möglichkeit, die Kühlleistung aus einem gegebenen Kältemittelmassenstrom nahezu zu verdoppeln, indem das Kältemittel zweimal in einem Zyklus verdampft: Das in einem ersten Verdampfer verdampfte Kältemittel wird im LWS kondensiert und anschließend in einem zweiten, in Serie geschalteten Verdampfer erneut verdampft, bevor es in den Verdichter eintritt. Abbildung 4-20 zeigt ein vereinfachtes Schema mit der seriellen Anordnung der Niederdruckkomponenten Verd1-LWS-Verd2. In Abbildung 4-22 kann der Prozess im $\log(p),h$ -Diagramm verfolgt werden. Um die Speicherladung bei Normalbedingungen des Systems zu ermöglichen, liegt das Temperaturniveau des Speichers geringfügig oberhalb des Verdampfungs-niveaus des Kältekreislaufs. Dementsprechend erfolgt beim Entladeprozess die Verdampfung im ersten Verdampfer der Kaskade bei etwas höherer Temperatur als die auf den LWS folgende zweite Verdampfung, die auf dem normalen Niederdruckniveau des Systems liegt. Dieses wird durch den Saugdruck des Verdichters bestimmt. Durch die Kaskadenschaltung mit zweimaliger Verdampfung des Kältemittels ist eine reduzierte Verdichterdrehzahl ausreichend, um die volle Kälteleistung zu erbringen. Daraus ergibt sich die Möglichkeit des Lastmanagements: Durch Nutzung des Latentwärmespeichers kann der elektrische Leistungsbedarfs des Klimasystems von der aktuellen thermischen Anforderung entkoppelt werden. Die folgenden Prozessschritte finden statt:

Entladung des Speichers

- 1 – 2 Kompression des Kältemitteldampfes durch den Verdichter

- 2 – 3 Kondensation des Kältemittels im Kondensator mit Wärmeabgabe an die Umgebung
- 3 – 4 Expansion des Kältemittels im Expansionsventil auf Verdampfungsdruck p_{v1} der IE1
- 4 – 5 Verdampfung des Kältemittels mit Wärmeaufnahme aus dem Raum in der IE1
- 6 – 7 Kondensation des Kältemittels unter Wärmeabgabe an das PCM im Speicher auf demselben Druckniveau ($T_{v1} = T_{k;LWS}$) unter der Annahme, dass kein Druckverlust im internen Kältekreis auftritt.
- 7 – 8 Regelung des Kältemittelmassenstroms durch ein Expansionsorgan
- 8 – 1 Verdampfung des Kältemittels unter Wärmeaufnahme aus dem Raum in IE2 auf dem nominalen Saugdruckniveau $T_{v2} = T_v$

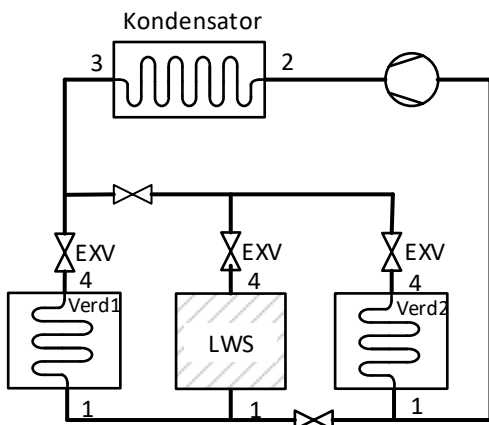


Abbildung 4-19: Kaskadenkonzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit den Verdampfereinheiten, vereinfacht, schematisch.

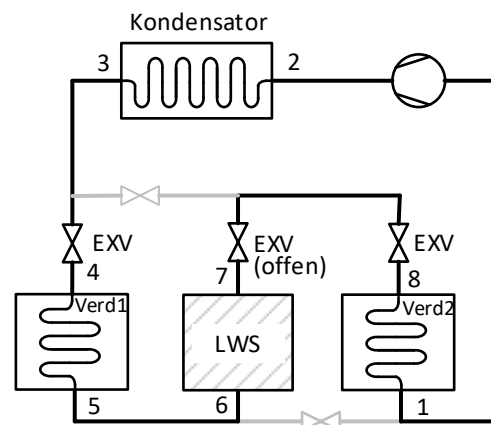


Abbildung 4-20: Kaskadenkonzept: Entladung des Speichers in serieller Verschaltung mit den Verdampfereinheiten, vereinfacht, schematisch.

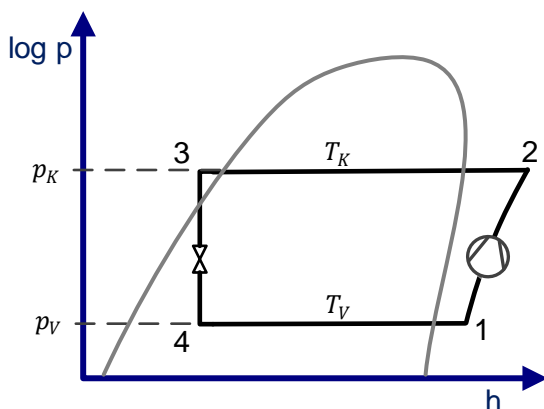


Abbildung 4-21: Kaskadenkonzept: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.

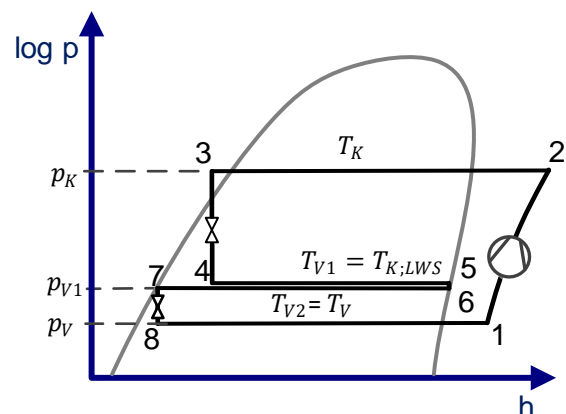


Abbildung 4-22: Kaskadenkonzept: Entladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.

Die Temperaturniveaus während der Beladung sind in Abbildung 4-23 (links) dargestellt. T_V bezeichnet die Verdampfungstemperatur im Normalbetrieb und T_{PCM} die Phasenwechseltemperatur. Die Temperaturdifferenz $\Delta T_{PCM/Verd}$ beschreibt die treibende Temperaturdiffe-

renz für die Beladung des Speichers durch Kältemittelverdampfung. $\Delta T_{Luft/Verd}$ stellt die Temperaturdifferenz zwischen dem verdampfenden Kältemittel und der Luft in der parallel zum Speicher betriebenen Verdampfereinheit dar. LWS und Verdampfereinheit werden folglich auf demselben Temperaturniveau betrieben. Weiterhin verdeutlicht Abbildung 4-23, dass die Phasenwechseltemperatur des PCM (T_{PCM}) zwischen dem oberen und unteren Verdampfungsniveau: $T_V < T_{PCM} < T_{V1}$ liegt. Dies bestimmt die Materialauswahl des PCM.

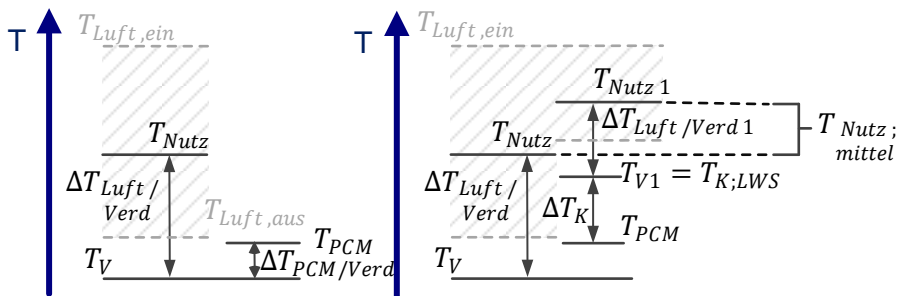


Abbildung 4-23: Kaskadenkonzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Beladungs- (links) und Entladungsprozess (rechts).

Abbildung 4-23 (rechts) zeigt die Temperaturniveaus während des Entladevorgangs. In diesem Fall sind $\Delta T_{Luft/Verd}$ und $\Delta T_{Luft/Verd1}$ bestimmend für den Wärmeaustausch zwischen der Luft und dem verdampfenden Kältemittel. ΔT_K beschreibt die Temperaturdifferenz, die die Kondensation des Kältemittels bei der Temperatur $T_{V1} = T_{K;LWS}$ unter Wärmeabgabe an das PCM mit der Phasenwechseltemperatur T_{PCM} ermöglicht. Der Prozess führt zu unterschiedlichen Luftaustrittstemperaturen an den Verdampfereinheiten, was zu einer durchschnittlichen Nutztemperatur $T_{Nutz;mittel}$ führt, wobei ein gleicher Luftvolumenstrom durch beide Verdampfereinheiten angenommen wird.

4.2 Exergetische Bewertung

In dem vorliegenden Abschnitt werden die exergetischen Verluste, die sich zwischen der Exergiebereitstellung (hier: Kältemittelverdampfung) und Exergienutzung im Speicherbetrieb ergeben, mit Bezug auf die in Abschnitt 4.1 vorgestellten Konzepte analysiert. Für die Untersuchungen werden folgende Annahmen getroffen (vgl. auch [Din11], Seite 250):

- Für die Speicherladung und Speicherentladung gelten identische Rahmenbedingungen bzw. Umgebungsbedingungen
- Feste Umgebungsbedingungen (Referenzzustand)
- Konstantes Speichervolumen über den Zyklus
- Keine Wärmeverluste über die Speicherhülle
- Betrachtung eines vollständigen Speicherzyklus
- Wärmeverluste an die Umgebung in Wärmeübertragern werden vernachlässigt

4.2.1 Einsatzbedingungen

Es werden zwei Fälle betrachtet:

- I. Raumklimatisierung: Die gespeicherte thermische Energie soll für die Klimatisierung eines Raumes bei 22 °C genutzt werden.
- II. Kühlraum: Die gespeicherte thermische Energie soll für die Kühlung eines Raumes bei 8 °C genutzt werden.

In beiden Szenarien wird die Wärme für die Verdampfung des Kältemittels der Raumluft entzogen. Die thermodynamische Mitteltemperatur zwischen Lufteintritt in den Wärmeübertrager auf der Kälteseite des Wärmepumpenkreislaufs und Austritt aus diesem Wärmeübertrager wird als Nutzttemperatur bezeichnet und bildet die Bezugstemperatur für die exergetische Bewertung.

Die folgenden zwei Grafiken stellen die betrachteten Konzepte zusammenfassend dar. Zum Vergleich sind zusätzlich zwei Varianten der Standard-Klimatisierung (VRF-System mit Direktverdampfung und VRF-System mit sekundärem Wärmeträgerfluid) eingetragen. Abbildung 4-24 bezieht sich auf den oben beschriebenen Fall I „Raumklimatisierung“ und Abbildung 4-25 auf Fall II „Kühlraum“.

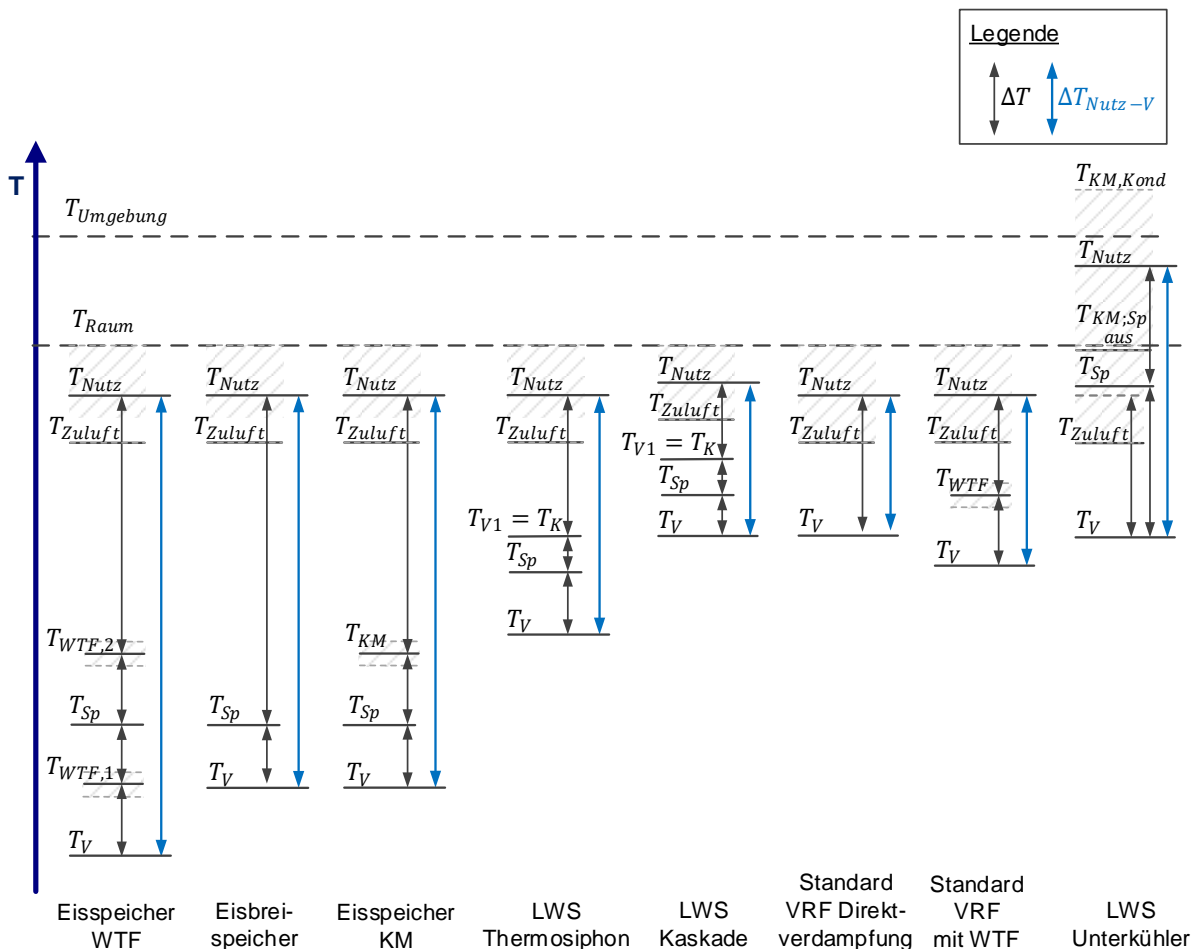


Abbildung 4-24: Varianten für die Raumklimatisierung: Temperaturniveaus und Temperaturdifferenzen der verschiedenen Konzepte mit Speicher im Vergleich zu Standardsystemen ohne Speicher.

Abbildung 4-24 verdeutlicht, dass bei der Raumklimatisierung die Varianten, bei denen Wasser/Eis als Speichermedium eingesetzt wird, eine sehr große Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} zwischen Verdampfungs-temperatur für die Speicherbeladung und Nutztemperatur aufweisen. Auch wenn nur wenige Wärmeübergänge notwendig sind (wie z.B. bei dem Eisbreispeicher), sind sehr tiefe Verdampfungs-temperaturen für die Beladung des Speichers notwendig. Bei gezielter Auswahl von Phasenwechselmaterialien mit passender Phasenwechseltemperatur kann die Verdampfungs-temperatur für die Speicherbeladung möglichst nahe an die Nutztemperatur gelegt werden. Daraus resultieren kleinere ΔT_{Nutz-V} , wie bei den übrigen Konzepten zu erkennen ist.

Bei dem Konzept LWS Thermosiphon ist die Speichertemperatur so gewählt, dass die Verdampfungs-temperatur bei der Speichernutzung der Verdampfungs-temperatur beim Standardsystem gleicht. Um dies zu gewährleisten, muss die Verdampfungs-temperatur für die Speicherbeladung abgesenkt werden, was wiederum zu einem erhöhten ΔT_{Nutz-V} führt. Auch beim Standardsystem mit Wärmeträgerfluid wurde aufgrund der zusätzlich notwendigen Wärmeübertragung eine tiefere Verdampfungs-temperatur angenommen.

Nur zwei Konzepte mit Speicher erlauben die Nutzung der Standard-Verdampfungstemperaturen zur Speicherbeladung: Die Konzepte „LWS Kaskade“ und „LWS Unterkühler“. Daraus folgt eine entsprechend höhere Speichertemperatur. Insbesondere beim Konzept „LWS Kaskade“ müssen die Wärmeübergänge folglich mit geringen treibenden Temperaturdifferenzen umgesetzt werden. Weiterhin weist das Konzept LWS Kaskade im Vergleich zu den übrigen Anwendungen eine leicht höhere Nutztemperatur T_{Nutz} auf als das Standardsystem. Dies ist ein Resultat aus der seriellen Speichereinbindung im Verbund mit zwei Verdampfeinheiten und der Vorgabe, die Standard-Verdampfungstemperatur nicht weiter abzusenken.

Eine Besonderheit stellt das Konzept „LWS Unterkühler“ dar. Bei diesem Konzept wird das flüssige Kältemittel nach dem Kondensator im Speicher unterkühlt. Daraus resultiert eine vergrößerte spezifische Kälteleistung im Verdampfer, der auf dem nominalen Druckniveau weiterarbeitet. Als Nutztemperatur T_{Nutz} wird demnach die thermodynamische Mitteltemperatur aus Kältemitteltemperatur am Speichereintritt und –austritt festgelegt. Dies kann sich deutlich über der Raumtemperatur befinden.

Abbildung 4-25 zeigt die Varianten für die Kühlung eines Kühlraumes. Dabei werden die Varianten wie folgt an die veränderten Gegebenheiten angepasst: Bei den Konzepten mit Wasser/Eis als Speichermaterial ändert sich das Temperaturniveau der Speicherung nicht, aber die Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} zwischen Verdampfungstemperatur für die Speicherbeladung und Nutztemperatur verkleinert sich deutlich. Bei den übrigen Konzepten (mit Ausnahme „LWS Unterkühler“) werden die ΔT_{Nutz-V} beibehalten und das Temperaturniveau der Speicherung und/oder die Verdampfungstemperatur an die geänderten Rahmenbedingungen angepasst. Das Konzept „LWS Unterkühler“ stellt auch hier einen Sonderfall dar. Das Temperaturniveau der Speicherung kann passend zur Verdampfungstemperatur durch ein passendes PCM tiefer gewählt werden, dennoch ergibt sich ein großes ΔT_{Nutz-V} .

Die Auswirkungen der in Abbildung 4-24 und Abbildung 4-25 gezeigten notwendigen treibenden Temperaturdifferenzen auf den Exergieverlust und exergetischen Speicherwirkungsgrad wird im Folgenden untersucht.

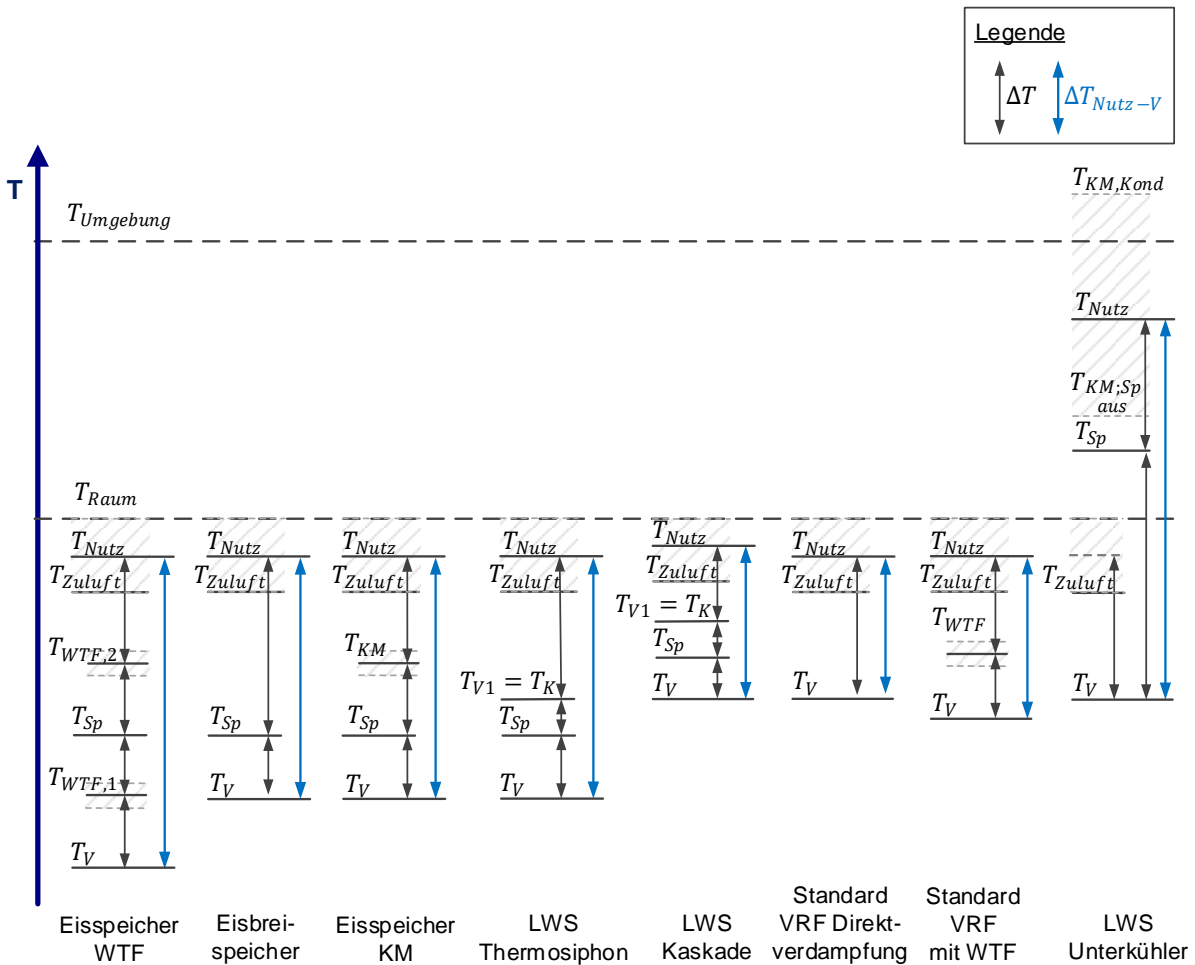


Abbildung 4-25: Varianten für den Kühlraum: Temperaturniveaus und Temperaturdifferenzen der verschiedenen Konzepte mit Speicher im Vergleich zu Standardsystemen ohne Speicher.

4.2.2 Vergleich der Speicherwirkungsgrade

Um die Exergieverluste bei dem Einsatz eines thermischen Speichers als Kältespeicher gezielt zu betrachten, wird der Speicherwirkungsgrad für die einzelnen oben angeführten Konzepte ausgewertet. Dies geschieht mit Bezug auf die treibenden Temperaturdifferenzen, die für den Speicherbetrieb notwendig sind. Die abschließenden Grafiken (Abbildung 4-27 und Abbildung 4-28) stellen die exergetischen Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Temperaturdifferenzen zwischen Temperatur der Kältemittelverdampfung und Nutztemperatur dar.

Nach Gleichung (2-27) gilt für die Exergie einer Wärmemenge:

$$E_Q = \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) Q = \eta_c \cdot Q$$

Für einen vollständigen Speicher-Zyklus kann der exergetische Speicherwirkungsgrad ψ wie folgt definiert werden (vgl. [Din11]):

$$\psi = \frac{\text{Exergie, die bei der Speicherentladung genutzt werden kann}}{\text{Exergie, die zur Speicherbeladung zur Verfügung gestellt wird}}$$

Es gilt:

$$\psi = \frac{E_{Nutz}}{E_V} = \frac{\eta_{C,Nutz} \cdot Q_0}{\eta_{C,V} \cdot Q_0} \quad (4-1)$$

Und mit der Annahme $Q_0 = konst.$ folgt:

$$\psi = \frac{\eta_{C,Nutz}}{\eta_{C,V}} \quad (4-2)$$

Nach Gleichung (2-23) wird bei einer festen Umgebungstemperatur jeder thermodynamischen Temperatur T ein fester Wert des Carnot-Faktors zugeordnet:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_U}{T} \quad (4-3)$$

Abbildung 4-26 verdeutlicht diesen Zusammenhang grafisch für einen Temperaturbereich vorrangig unterhalb der Umgebungstemperatur: Auf der Ordinate ist der Carnot-Faktor aufgetragen. Die Abszisse zeigt die Temperaturen in °C.

Gleichung (4-4) beschreibt die Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-v} zwischen der Nutztemperatur und der Verdampfungstemperatur:

$$\Delta T_{Nutz-v} = T_{Nutz} - T_V \quad (4-4)$$

ΔT_{Nutz-v} beinhaltet sämtliche treibende Temperaturdifferenzen, die für den Speicherprozess und die anschließende Nutzung notwendig sind (vgl. Abbildung 4-24 und Abbildung 4-25).

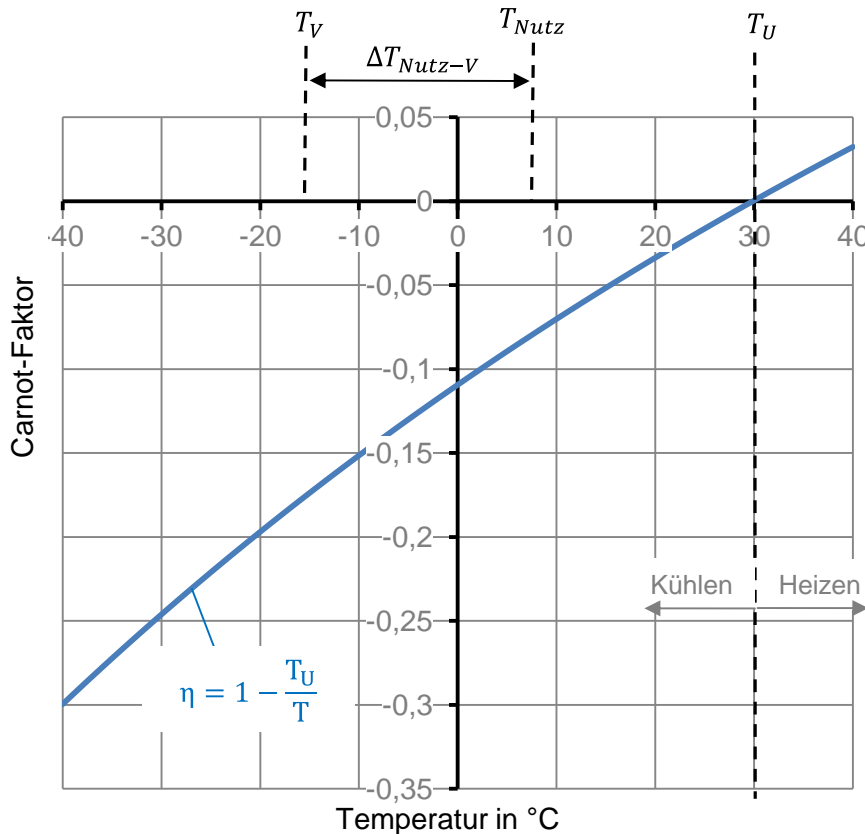


Abbildung 4-26: Der Carnot-Faktor in Abhängigkeit von der Temperatur des gekühlten oder geheizten Raumes bei einer Umgebungstemperatur von 30 °C.

Der Carnot-Faktor der Kältemittelverdampfung η_V kann nun unter Einbezug der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Nutztemperatur ΔT_{Nutz-V} beschrieben werden:

$$\eta_V = 1 - \frac{T_U}{T_{Nutz} - \Delta T_{Nutz-V}} \quad (4-5)$$

Für den exergetischen Wirkungsgrad des Speichers nach Gleichung (4-2) folgt:

$$\psi(\Delta T_{Nutz-V}) = \frac{\eta_{Nutz}}{\eta_V} = \frac{1 - \frac{T_U}{T_{Nutz}}}{1 - \frac{T_U}{T_{Nutz} - \Delta T_{Nutz-V}}} \quad (4-6)$$

Der exergetische Speicherwirkungsgrad wird durch die Gleichung (4-6) unter Einbezug der Umgebungstemperatur T_U , der Nutztemperatur T_{Nutz} und der notwendigen Temperaturdifferenzen ΔT_{Nutz-V} zwischen Kältemittelverdampfung und Nutzung der thermischen Energie dargestellt. Die Temperaturdifferenzen und die Verdampfungstemperatur werden durch ΔT_{Nutz-V} mit einbezogen. Die Verdampfungstemperatur muss für die Kälteanwendungen so tief gewählt werden, dass eine Speicherbeladung möglich ist und alle treibenden Temperaturdifferenzen bis zur Nutzung der Exergie berücksichtigt werden. Dieser Zusammenhang wird nun in Bezug auf die verschiedenen Speicherkonzepte unter Anwendung auf die zwei Fälle Raumklimatisierung und Kühlraum ausgewertet.

In Abbildung 4-27 und Abbildung 4-28 werden die exergetischen Speicherwirkungsgrade der verschiedenen Konzepte für die Speichereinbindung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} dargestellt. Um Änderungen bei den für die einzelnen Wärmeübergänge notwendigen treibenden Temperaturdifferenzen miteinzubeziehen, wird bei der Auswertung die gesamte Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} in einem Intervall betrachtet. Konzeptübergreifend erfolgt die Nutzung durch Abkühlung der Luft auf die sich ergebende Nutztemperatur (vgl. Speicherkonzepte im vorherigen Abschnitt). Abbildung 4-27 bezieht sich auf den Fall I Raumklimatisierung. Das Konzept „Eisspeicher WTF“ erreicht unter diesen Szenarien (mit Ausnahme des Unterkühlerkonzeptes) die geringsten exergetischen Wirkungsgrade mit Werten zwischen 0,32 und 0,36. Dies liegt zum einen an der niedrigen Speichertemperatur und zum anderen an dem Einsatz eines sekundären Wärmeträgerfluids. Dadurch werden zusätzliche Wärmeübergänge notwendig, die wiederum treibende Temperaturdifferenzen erfordern. Die Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} liegt im Intervall von 22 bis 24 Kelvin. Das Konzept „Eisspeicher KM“ erreicht exergetische Wirkungsgrade mit Werten von 0,34 bis 0,42. Die Werte liegen etwas höher als bei dem Eisspeicher, da ausschließlich das Kältemittel für die Be- und Entladung verwendet wird. Die exergetischen Speicherwirkungsgrade für den Eisbreispeicher überschneiden sich mit denen der „Eisspeicher KM“-Variante, da dieselbe Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} und ähnliche Verdampfungstemperaturen zugrunde liegen. Wird der Lat-

entwärmespeicher durch das Thermosiphon-Prinzip entladen, ergibt sich eine kleinere Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} als bei den Eisspeichervarianten. Es resultieren deutlich höhere Speicherwirkungsgrade im Bereich von 0,45 bis 0,55. Das Konzept LWS Kaskade kommt im Vergleich mit den niedrigsten Temperaturdifferenzen ΔT_{Nutz-V} aus, was zu hohen exergetischen Speicherwirkungsgraden führt. Dabei hat die höhere Nutztemperatur einen leicht negativen Einfluss auf den Speicherwirkungsgrad. Das Unterkühlerkonzept fällt hier mit Werten unter 0,1 deutlich ab. Zwar wird bei der Speicherladung die nominale Verdampfungstemperatur ausgenutzt, aber die Nutztemperatur ist so hoch, dass sich ein großer Exergieverlust ergibt.

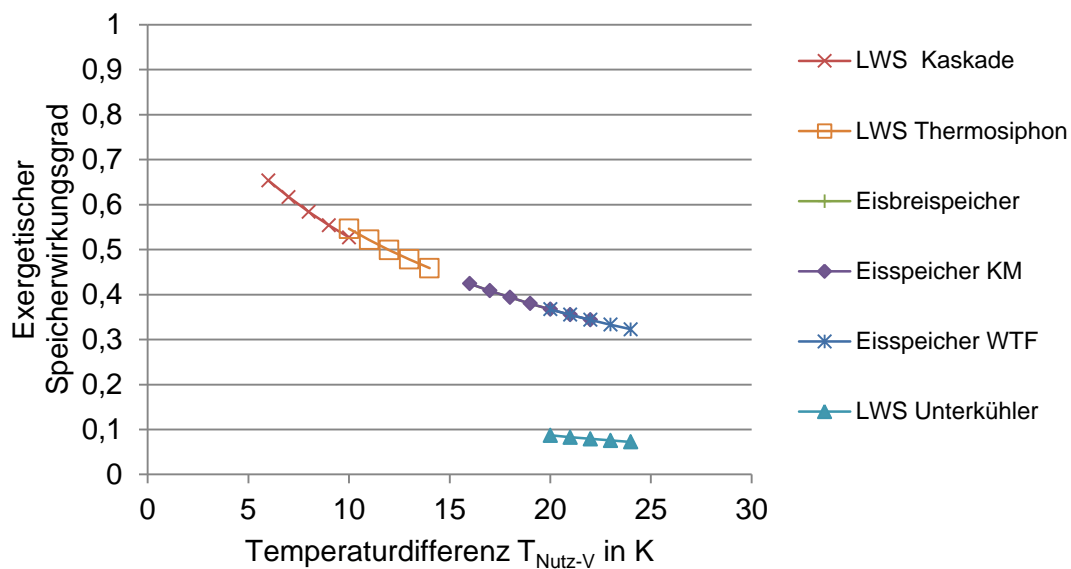


Abbildung 4-27: Szenario der Raumklimatisierung: Exergetischer Speicherwirkungsgrad der verschiedenen Konzepte für die Speichereinbindung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} .

In Abbildung 4-28 sind die exergetischen Speicherwirkungsgrade für den Fall II „Kühlraum“ dargestellt. Es wird deutlich, dass die Ergebnisse wie auch die Temperaturdifferenzen ΔT_{Nutz-V} der verschiedenen Konzepte über einen kleineren Bereich variieren und demzufolge die Ergebniswerte deutlich näher beieinander liegen. Das bedeutet, dass die verschiedenen Konzepte (wiederum mit Ausnahme des Unterkühlerkonzeptes) besser auf die Anwendung abgestimmt sind. Für das Konzept „Eisspeicher WTF“ sind auch hier mit Werten zwischen 0,57 und 0,64 die niedrigsten exergetischen Speicherwirkungsgrade zu verzeichnen. Das Konzept „LWS Kaskade“ kommt mit den geringsten Temperaturdifferenzen aus und kann Spitzenwerte von bis zu 0,78 erreichen.

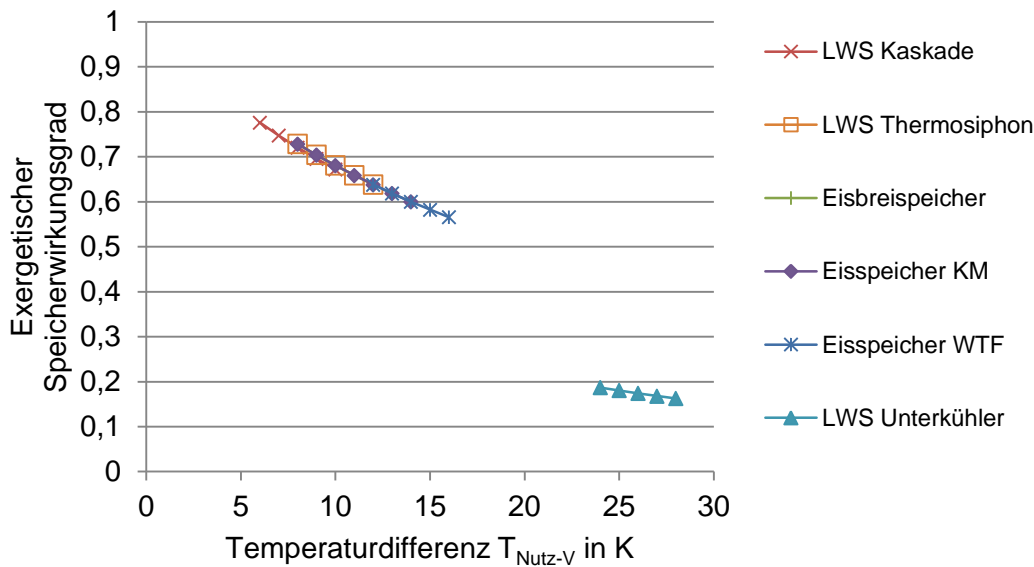


Abbildung 4-28: Szenario für den Kühlraum: Exergetischer Speicherwirkungsgrad der verschiedenen Konzepte für die Speichereinbindung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-V} .

Zusammenfassend wird deutlich, dass die Reduzierung der Anzahl der Wärmeübergänge und die Minimierung der notwendigen treibenden Temperaturdifferenzen einen positiven Einfluss auf den exergetischen Wirkungsgrad der Latentwärmespeicher haben. Für die hier betrachteten Fälle der Raumklimatisierung und der Kühlraumanwendung unter der Voraussetzung konstanter Umgebungsbedingungen ermöglicht das Kaskadenkonzept eine Integration eines Latentwärmespeichers in den Kältekreislauf, bei der es keiner Absenkung der Verdampfungstemperatur im Beladefall bedarf. Und auch wenn das Konzept eine leichte Anhebung der Nutztemperatur erfordert, weist es die höchsten exergetischen Speicherwirkungsgrade auf.

4.2.3 Analyse der Prozessschritte

Die Exergie, die von dem verdampfenden Kältemittel für die Speicherladung bereitgestellt wird, ist wie folgt definiert:

$$E_V = \eta_{c,v} \cdot Q_0 \quad (4-7)$$

Nach den verschiedenen Konzepten wird diese Exergie dem Speicher direkt zugeführt oder zunächst auf ein Wärmeträgerfluid übertragen und im nächsten Schritt auf den Speicher. Die Wärmeübertragung hat exergetische Verluste zur Folge. Die verbleibende Exergie wird gespeichert, bis diese mit den verschiedenen Mechanismen wieder genutzt wird. Das nutzbare Temperaturniveau ergibt sich aus den Temperaturdifferenzen, die für die Be- und Entladung notwendig sind. Für die nutzbare Exergie, die sich aus der Speicherentladung ergibt, gilt:

$$E_{Nutz} = \eta_{c,Nutz} \cdot Q_0 \quad (4-8)$$

Nach den obigen Konzepten liegt die Verdampfungstemperatur für die Speicherbeladung in jedem Fall unter der Speichertemperatur. Dies wirkt sich negativ auf die Kreislauffeffizienz des Wärmepumpenprozesses aus. Abbildung 4-29 verdeutlicht dies. Dargestellt ist der exergetische Wirkungsgrad eines Carnot-Prozesses mit irreversibler Wärmübertragung zwischen Verdampfer und Wärmequelle (Raum) und Kondensator und Wärmesenke (Umgebung). Es gilt: Bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfer und Raum sowie Kondensator und Umgebung ist ein kleiner Temperaturhub im Kältemaschinenprozess ausreichend, was zu einem großen exergetischen Wirkungsgrad führt.

Bezogen auf den Einsatz von thermischen Speichern bedeutet dies, dass eine Vergrößerung des Temperaturhubs möglichst vermieden werden sollte. Anhand der oben gewählten Prozesse mit den gewählten Temperaturniveaus wird dies im Folgenden quantifiziert.

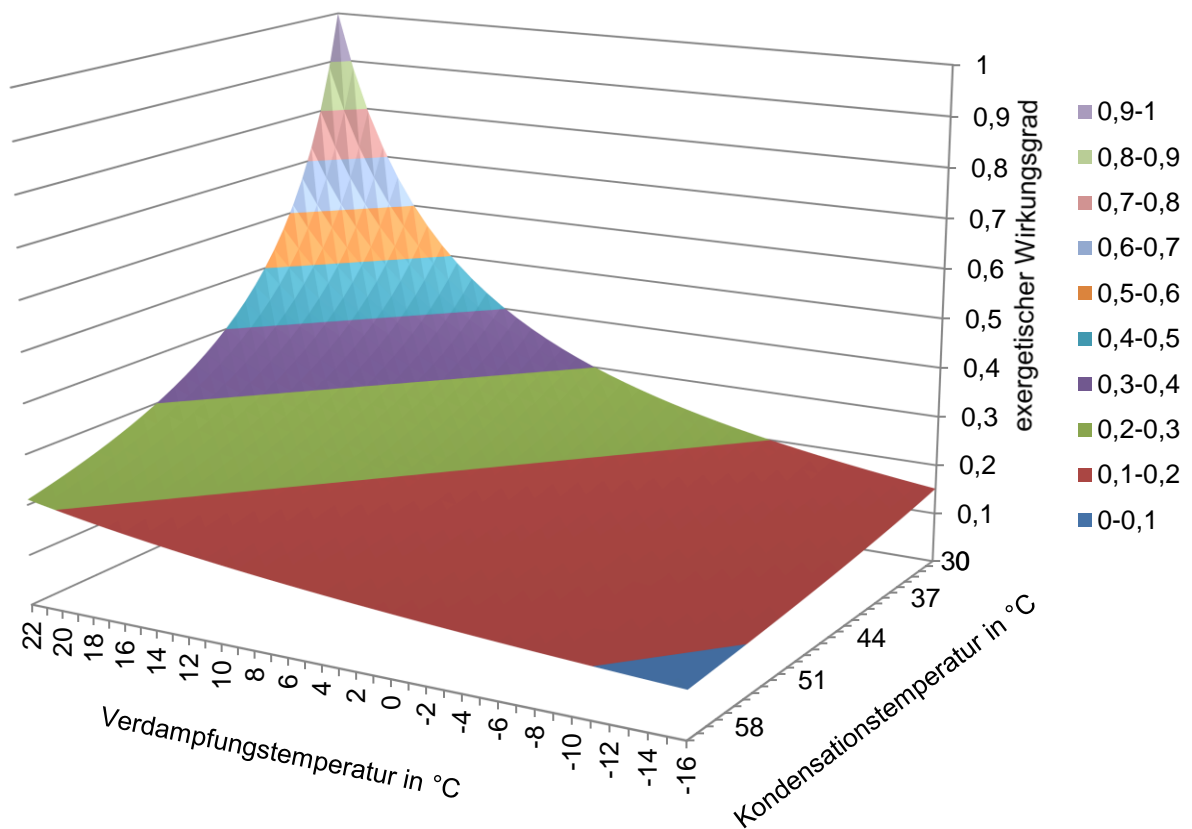


Abbildung 4-29: Exergetischer Wirkungsgrad einer Carnot-Kältemaschine in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur mit $T_{\text{Umgebung}}=30^{\circ}\text{C}$ und $T_{\text{R}}=22^{\circ}\text{C}$ (vgl. auch [Wei06]).

Die zusätzlichen Exergieverluste, die durch den Einsatz eines Speichers im Kältemaschinenprozess entstehen, werden in Abbildung 4-30 ergänzend zu Abbildung 2-6 visualisiert. Dargestellt sind die Exergieverluste der Wärmeübergänge während der Ein- und Ausspeicherprozesse. Die spezifischen Energien und die spezifischen Exergien für die folgenden drei Prozessschritte sind gekennzeichnet:

- Verdampfung des Kältemittels mit $T_V < T_{Sp}$:
Die spezifische Wärmeenergie q_{0V} (schwarz gepunktete Flächenumrandung zwischen den Punkten s_1 -1-2- s_2) enthält zwischen T_U und T_V die spezifische Exergie e_{q0} (hellblau schraffierte Fläche)
- Energieaufnahme des Speichers mit T_{Sp} :
Für die aufgenommene spezifische Wärmeenergie q_{0Sp} (rot umrandete Fläche, Strich Punkt) gilt: $q_{0Sp} = q_{0V}$; für die aufgenommene spezifische Exergie e_{q0Sp} zwischen T_U und T_{Sp} (rote Umrandung) gilt jedoch $e_{q0Sp} < e_{q0V}$, da bei der irreversiblen Wärmeübertragung Exergieverluste auftreten.
- Nutzung der gespeicherten Exergie zur Raumkühlung mit $T_{Sp} < T_R$:
Für die spezifische Wärmeenergie q_{0R} (grau umrandete Fläche, gestrichelt) gilt weiterhin: $q_{0Sp} = q_{0V} = q_{0R}$; für den nutzbaren spezifischen Exergieanteil e_{q0R} gilt aufgrund der irreversiblen Wärmeübertragung: $e_{q0R} < e_{q0Sp} < e_{q0V}$.

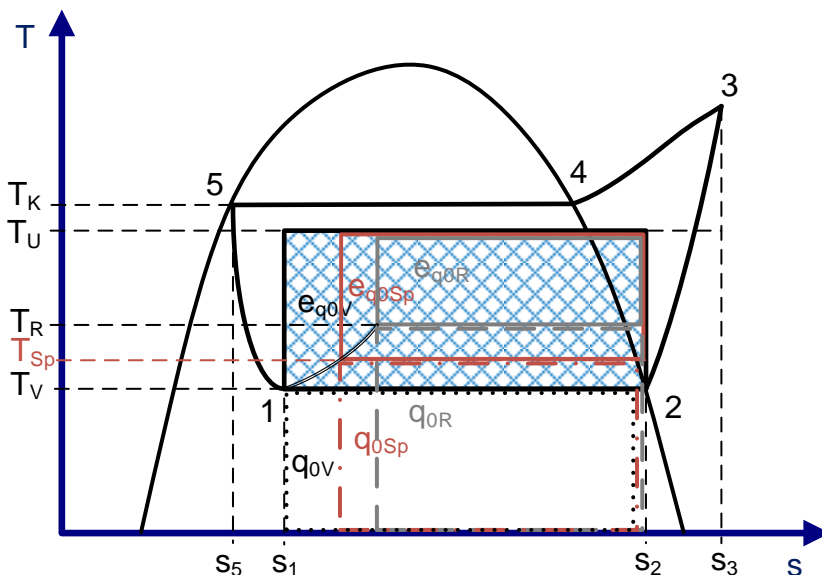


Abbildung 4-30: Exergieverluste im Speicherprozess, T,s-Diagramm, schematisch. Es gilt die Flächengleichheit $q_{0V} = q_{0Sp} = q_{0R}$.

Aufgrund der unterschiedlichen Temperaturniveaus der Prozessschritte fallen Exergieverluste an, die insgesamt auch einen negativen Einfluss auf die Kreislaufeffizienz haben.

Für eine vollständige exergetische Betrachtung mit Bezug auf Abbildung 2-6 und Abbildung 4-30 werden die beiden oben beschriebenen Fälle I Raumklimatisierung und II Kühlraum aufgegriffen und die Exergieverluste an den einzelnen Komponenten der Kältemaschine in den spezifischen Szenarien in Säulendiagrammen aufgetragen.

In Abbildung 4-35 und Abbildung 4-36 wird dieser Sachverhalt verdeutlicht. Dargestellt sind die relativen Exergieverluste in den Hauptkomponenten der Kältemaschine in Bezug auf die Exergie $\dot{e}_{q0,rev}$ des Wärmestroms \dot{q}_0 in einem reversiblen Prozess. Bilanziert wird jeweils der

Kältemaschinenprozess über die Be- und Entladung des Speichers (Zyklusbetrachtung), unter der obigen Annahme, dass die eingespeicherte Energie vollständig wieder genutzt wird ($Q_0 = konst.$). Eine Zyklusbetrachtung ist insbesondere bei den Konzepten LWS Kaskade und LWS Unterkühler wichtig, da die Kältemaschine auch bei der Speicherentladung in Betrieb ist und die exergetischen Verluste nach Abbildung 2-6 auch bei der Entladung auftreten. Dies wird im Folgenden nochmal spezifiziert. Bei den übrigen Konzepten kann die Speicherentladung durch minimalen Energieeinsatz für die Zirkulation eines Wärmeträgerfluids bzw. ganz ohne Energieeinsatz (LWS Thermosiphon) umgesetzt werden. In diesen Fällen wird der Energieeinsatz für die Speicherentladung vernachlässigt und es werden nur die in Abbildung 4-30 aufgezeigten Exergieverluste miteinbezogen.

Bei den Konzepten LWS Kaskade und LWS Unterkühler muss der Kältemaschinenprozess auch bei der Speicherentladung betrieben werden. Daher werden im Folgenden die Exergieverluste der einzelnen Prozessschritte dieser beiden Konzepte analog zu Abbildung 2-6 visualisiert.

Abbildung 4-31 zeigt für das Konzept LWS Kaskade die exergetische Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherbeladung. Neben den exergetischen Verlusten an Kondensator (e_{v35}), Verdichter (e_{v23}) und Expansionsventil (e_{v56}) tritt auch bei der Kältemittelverdampfung im Wärmeübertrager des Speichers ein Exergieverlust auf, der sich durch Subtraktion der Fläche e_{q0Sp} von der Fläche e_{q0V} beschreiben lässt: $e_{v12} = e_{q0V} - e_{q0Sp}$.

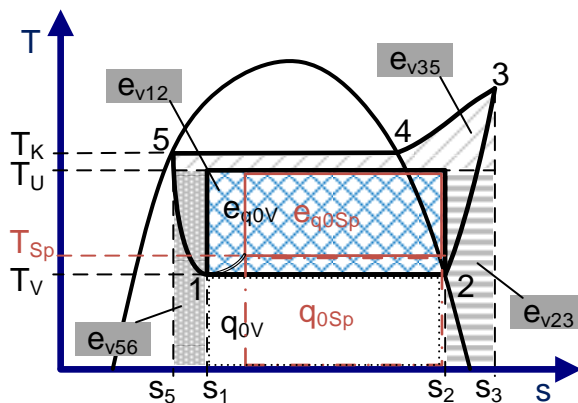


Abbildung 4-31: Konzept LWS Kaskade: Exergetische Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherbeladung im T,s-Diagramm.

Abbildung 4-32 visualisiert die Exergieverluste beim Entladeprozess des Kaskadenkonzeptes. Der Speicher wird eingesetzt, um eine zusätzliche Verdampfungsstufe im Kältemaschinenprozess zu ermöglichen. Direkt nach der ersten Verdampfung wird das Kältemittel im Wärmeübertrager des Latentwärmespeichers kondensiert. Der Speicher nimmt dabei die Kondensationswärme auf, sodass das Kältemittel ein zweites Mal auf nominalem Druck (Saugdruck des Verdichters) verdampft werden kann. Im ersten Prozessschritt (Abbildung

4-32 a)) sind wiederum die exergetischen Verluste an Kondensator (e_{v35}), Verdichter (e_{v23}) und Expansionsventil (e_{v56}) gekennzeichnet. Zudem fällt ein Exergieverlust bei der Kältemittelverdampfung (mit Wärmeentzug aus dem Raum) in der ersten Verdampfeinheit an (e_{vq0V1}). Im zweiten Prozessschritt (Abbildung 4-32 b)) nimmt der Speicher die Kondensationswärme des kondensierenden Kältemittels auf. Es fällt der Exergieverlust e_{vq0Sp} an, der durch die Gleichung $e_{vq0Sp} = e_{q0Sp} - e_{qKond}$ beschrieben wird. Der dritte Prozessschritt (Abbildung 4-32 c)) bezieht sich auf die Kältemittelverdampfung in der zweiten Verdampfeinheit. Hier fällt der Exergieverlust e_{v81} für die Kältemittelexpansion an und der Exergieverlust e_{vq0V2} , der bei dem Wärmeübergang zwischen verdampfendem Kältemittel und gekühlter Raumluft entsteht.

Unter Beachtung der zeitlichen Unterschiede zwischen der Be- und Entladephase, die sich aus den unterschiedlichen Leistungen bei einem konstanten Kältemittelmassenstrom ergeben, kann somit eine exergetische Zyklusbetrachtung durchgeführt werden.

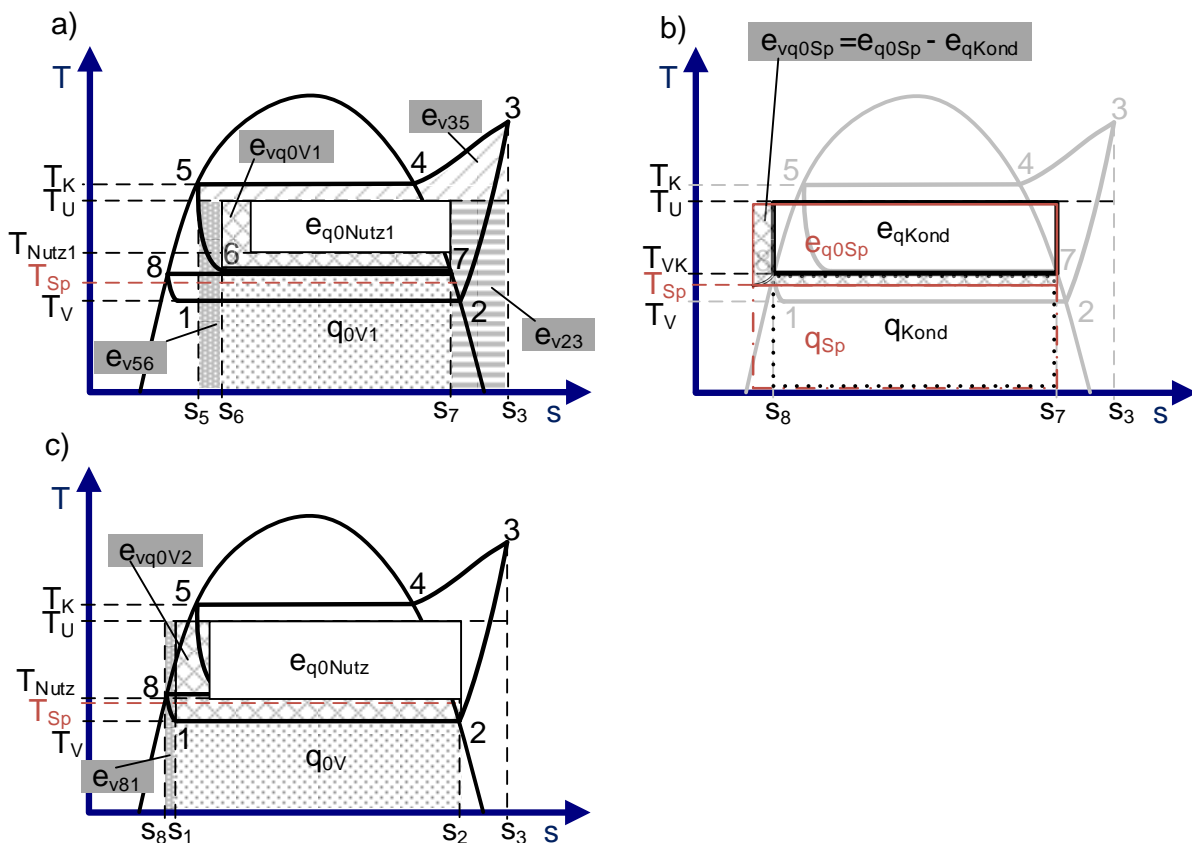


Abbildung 4-32: Exergieverluste beim Entladeprozess des Konzeptes LWS Kaskade im T,s-Diagramm als Flächen gekennzeichnet:

- a) Kältemittelverdampfung in der ersten Verdampfeinheit mit Exergieverlust e_{vq0V1} und Exergieverlusten in den Komponenten Verdichter (e_{v23}), Kondensator (e_{v35}), Drosselorgan (e_{v56})
- b) Kältemittelkondensation im Speicher mit Exergieverlust e_{vq0Sp}
- c) Kältemittelverdampfung in der zweiten Verdampfeinheit mit Exergieverlust e_{vq0V2} und Exergieverlust im Drosselorgan (e_{v81}).

Für das Konzept LWS Unterkühler sind die exergetischen Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherbeladung in Abbildung 4-33 dargestellt. Es treten wiederum die exergetischen Verluste am Kondensator (e_{v35}), Verdichter (e_{v23}) und Expansionsventil (e_{v56}) sowie bei der Kältemittelverdampfung im Wärmeübertrager des Speichers (e_{vq0Sp}) auf.

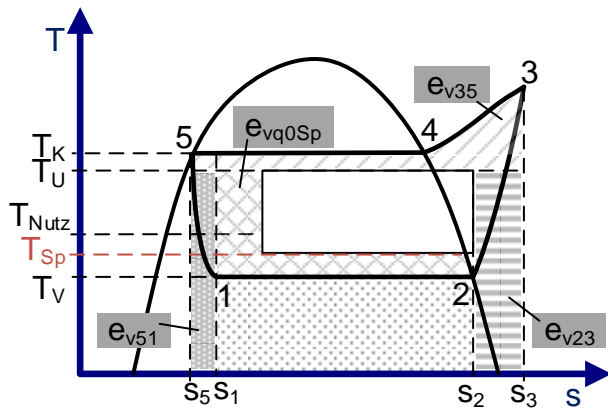


Abbildung 4-33: Konzept LWS Unterkühler: Exergetische Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherbeladung im T,s-Diagramm.

Die exergetischen Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherentladung, bei der der Speicher im Kältemittelkreislauf für die Unterkühlung des Kältemittels nach dem Kondensator eingesetzt wird, sind in Abbildung 4-34 hervorgehoben.

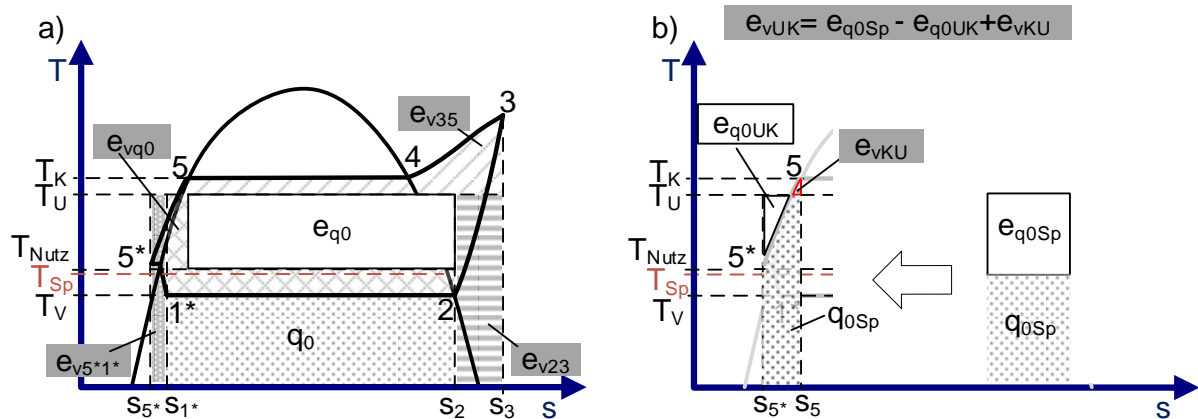


Abbildung 4-34: Konzept LWS Unterkühler: Exergetische Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherentladung im T,s-Diagramm:

- Kältekreislauf mit Unterkühlung des Kältemittelkondensats im Speicher mit den Exergieverlusten in den Komponenten Verdichter (e_{v23}), Kondensator (e_{v35}), Drosselorgan (e_{v5*1*}) sowie in der Verdampfeinheit (e_{vq0})
- Wärmemengen im Speicher vor und während des Prozesses der Unterkühlung des Kältemittelkondensats im Speicher mit Exergieverlust e_{vKU} und der nutzbaren Exergie q_{q0UK} .

Auch hier sind die Exergieverluste am Kondensator (e_{v35}), Verdichter (e_{v23}) und Expansionsventil (e_{v5*1*}) sowie bei der Kältemittelverdampfung in der Verdampfeinheit (e_{vq0}) zu verzeichnen (Abbildung 4-34 a)). Zusätzlich tritt bei der Kältemittelunterkühlung im Speicher der Exergieverlust e_{vUK} auf (Abbildung 4-34 b)). Dieser ergibt sich folgendermaßen:

Die notwendige Wärmemenge für die Kältemittelunterkühlung q_{0Sp} wird auf den Speicher übertragen. Aus der verfügbaren Exergie $e_{q_{0Sp}}$ lässt sich der Exergieverlust während der Unterkühlung e_{vUK} wie folgt bestimmen:

$$e_{vUK} = e_{q_{0Sp}} - e_{q_{0UK}} + e_{vKU} \quad (4-9)$$

mit $e_{q_{0Sp}}$ zugehöriger Exergiegehalt des Speichers vor dem Wärmeübertrag auf dem Temperaturniveau T_{Sp} des Speichers,
 $e_{q_{0UK}}$ nutzbare Exergie, die auf das Kältemittel übertragen wird,
 e_{vKU} Exergieverlust infolge der Kältemittelunterkühlung von der Kondensations-
 temperatur bis auf Umgebungstemperatur.

Aufgrund der unterschiedlichen Speicherleistungen in der Be- und Entladephase ergeben sich auch bei diesem Konzept zeitliche Unterschiede dieser beiden Phasen:

Für die spezifischen Wärmemengen der Speicherbeladung (q_0) und -entladung (q_{0Sp}) gilt

$$q_0 = q_{0Sp} \quad (4-10)$$

Weiterhin gilt für die spezifischen Enthalpiedifferenzen bei der Beladung und Entladung:

$$h_2 - h_1|_{Beladung} > h_5 - h_{5*}|_{Entladung} \quad (4-11)$$

Wird ein konstanter Kältemittelmassenstrom für den gesamten Speicherzyklus vorausgesetzt, folgt mit der Gleichung

$$Q_0 = \dot{m}_{KM} \cdot (h_2 - h_1) dt_{Beladung} = \dot{m}_{KM} \cdot (h_5 - h_{5*}) dt_{Entladung} = q_{0Sp}, \quad (4-12)$$

dass die Dauer $dt_{Beladung}$ der Speicherbeladung kleiner sein muss als die Dauer $dt_{Entladung}$ der Speicherentladung.

Unter Beachtung dieser zeitlichen Unterschiede kann auch für den Unterkühler eine exergetische Zyklusbetrachtung erfolgen.

4.2.4 Analyse der Komponenten

Sämtliche Exergieverluste aller vorgestellten Konzepte werden nach den Gleichungen (2-36) bis (2-42) bestimmt. In Abbildung 4-35 sind die relativen Exergieverluste mit Bezug auf den oben genannten Fall I „Raumklimatisierung“ dargestellt, Abbildung 4-36 bezieht sich auf die Daten für den Fall II „Kühlraum“. Auch hier sind die zwei Varianten der Standard-Klimatisierung (VRF-System mit Direktverdampfung und VRF-System mit Wärmeträgerfluid) aufgetragen. Aus beiden Abbildungen wird deutlich, dass

- die größten relativen Exergieverluste im Kompressor auftreten,

- die Konzepte „LWS Unterkühler“ und „LWS Kaskade“ im Speicher wie auch im Expansionsventil die geringsten relativen Exergieverluste aufweisen und sich diese in den übrigen Komponenten in der Größenordnung des Standard-VRF-Systems mit Direktverdampfung befinden,
- die Eisspeicher infolge der Prozess-Anpassung die größten Exergieverluste in allen Komponenten aufweisen,
- der Eisbreispeicher und das Konzept „Eisspeicher KM“ gleiche Auswirkungen auf den Kreislauf haben, da in beiden Fällen eine direkte Eiszerzeugung vollzogen wird (Im Gegensatz zum Konzept „Eisspeicher WTF“, bei dem ein Glykolkreislauf zwischengeschaltet ist).

Im Fall I „Raumklimatisierung“ sind die relativen exergetischen Verluste am Kompressor hoch, da hier die Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-v} zwischen Verdampfungstemperatur und Nutzttemperatur vergleichsweise hoch ist (vgl. Abbildung 4-24). Der vom Kompressor umgesetzte Temperaturhub ist bei konstanter Umgebungstemperatur von der Verdampfungstemperatur abhängig und führt insbesondere in den drei Fällen mit Speicherung mittels Wasser/Eis zu den größten relativen Exergieverlusten. Weiterhin ist im Fall I die Exergie e_{q0} relativ gering, was zu höheren relativen exergetischen Verlusten führt, als im Fall II „Kühlraum. Bei dem Fall II variiert der zu leistende Temperaturhub des Kompressors nicht so stark wie bei Fall I, sodass auch die relativen Exergieverluste in den einzelnen Speicher-Konzepten in einem engeren Bereich zu verzeichnen sind.

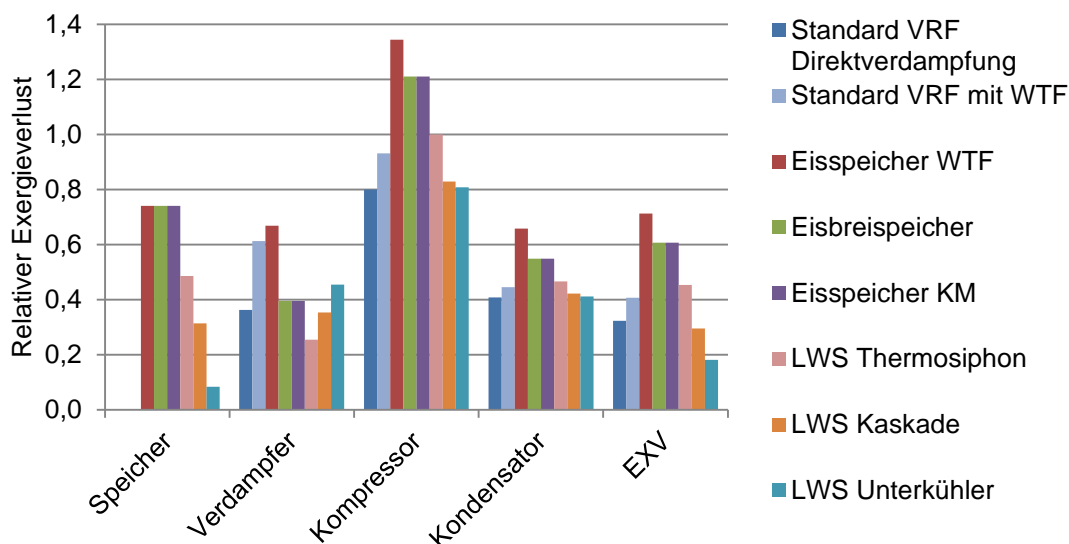


Abbildung 4-35: Szenario für die Raumklimatisierung: Relativer Exergieverlust in Relation zu $\dot{e}_{q0,rev}$ nach den verschiedenen Konzepten, berechnet mit $T_{Umgebung}=30^{\circ}\text{C}$ und einem isentropen Verdichters-Wirkungsgrad von 0,7

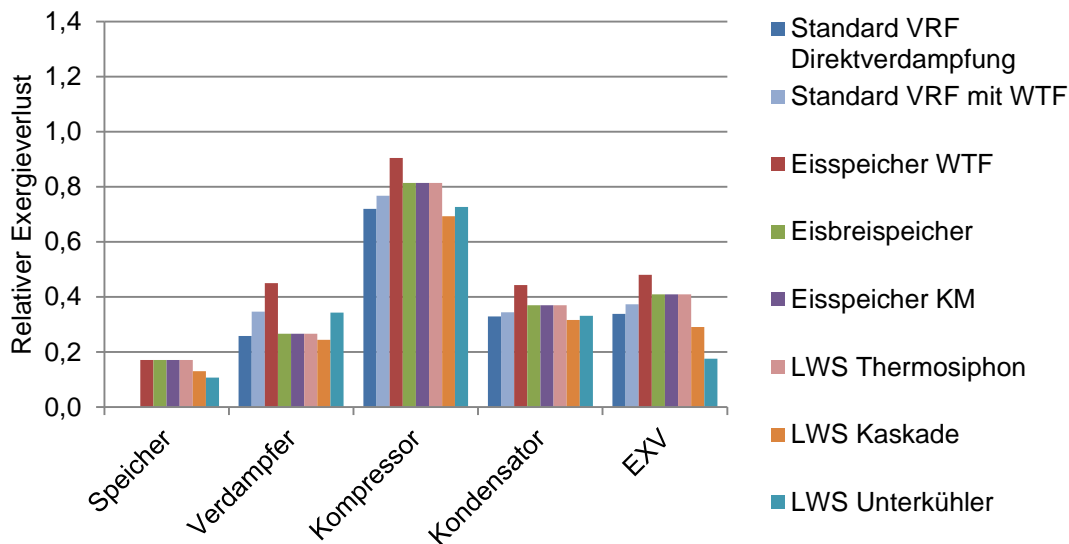


Abbildung 4-36: Szenario für den Kühlraum: Relativer Exergieverlust in Relation zu $\dot{e}_{q0,rev}$ nach den verschiedenen Konzepten, berechnet mit $T_{Umgebung}=30^{\circ}\text{C}$ und einem isentropen Verdichter-Wirkungsgrad von 0,7.

In beiden Fällen, „Raumklimatisierung“ und „Kühlraum“, liegen die exergetischen Verluste beim Konzept „LWS Kaskade“ in den Hauptkomponenten der Kältemaschine aufgrund des gezielten Speichereinsatzes mit einer optimal gewählten Speichertemperatur im Bereich des Standard VRF Systems mit Direktverdampfung. Zudem können die relativen Exergieverluste in der Speicherkomponente klein gehalten werden.

Das Unterkühlerkonzept weist im Vergleich zum Standard VRF System mit Direktverdampfung erwartungsgemäß im Kompressor und Kondensator keine Abweichungen auf. Bei der Kältemittelverdampfung treten dagegen höhere exergetische Verluste auf. Dies ergibt sich zum einen, da die Speichertemperatur höher ist als die Nutzttemperatur im Standardsystem und demzufolge bei der Speicherbeladung beim Wärmeübergang zwischen Kältemittelverdampfung und Speicher höhere Exergieverluste auftreten. Zum anderen enthält dieser Wert die Exergieverluste, die bei der Speicherentladung bei der Kältemittelverdampfung – die nun der Raumluft Wärme entzieht – auftreten. Ebenfalls den Erwartungen entspricht der geringere Exergieverlust an der Drossel im Vergleich zum Standard VRF System. Durch die Unterkühlung des Kältemittels bei der Speicherentladung kann der Drosselverlust klein gehalten werden, was sich positiv auf die exergetischen Verluste auswirkt. An der Speicherkomponente ergeben sich relativ geringe relative Exergieverluste, da die spezifische Speicherleistung bei der Speicherbeladung in Relation zur spezifischen Kälteleistung klein ist (vgl. obige Abbildungen).

Erwartungsgemäß können in keinem Konzept mit Speicher die relativen Exergieverluste unter die Werte der Standard VRF Anwendung mit Direktverdampfung abgesenkt werden. Zusammenfassend wird deutlich, dass die relativen Exergieverluste maßgeblich von zwei Faktoren abhängen:

- Temperaturdifferenz ΔT_{Nutz-v} zwischen Verdampfungs- und Nutztemperatur
- Druckhub des Kompressors, welcher von der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur abhängt

Kann das Temperaturniveau für die thermische Speicherung nahe an die Nutztemperatur mit einem möglichst niedrigen ΔT_{Nutz-v} gelegt werden, so hat dies auch positive Auswirkungen auf den Druckhub. Die zusätzlichen relativen Exergieverluste durch den Speichereinsatz können so gering gehalten werden.

4.2.5 Vergleich der Speicherkonzepte

Die exergetischen Verluste insgesamt wirken maßgeblich auf den EER des Systems. Die folgende Gleichung (4-13) beschreibt die Effizienz eines reversiblen Prozesses (EER_{Carnot}) für die oben angeführten Szenarien:

$$EER_{Carnot} = \frac{T_{Nutz}}{T_U - T_{Nutz}} = \frac{q_0}{e_{q_0,rev}} \quad (4-13)$$

Dabei steht $e_{q_0,rev}$ wiederum für die Exergie des Wärmestroms q_0 in einem reversiblen Prozess. Die Effizienz der irreversiblen Prozesse (EER) wird mit Gleichung (4-14) beschrieben:

$$\begin{aligned} EER &= \frac{Q_0}{W} = \frac{q_0}{e_{q_0,rev} + \sum e_v} = \frac{1}{\frac{e_{q_0,rev}}{q_0} * \left(1 + \frac{\sum e_v}{e_{q_0,rev}}\right)} = \frac{1}{EER_{Carnot} * \left(1 + \frac{\sum e_v}{e_{q_0,rev}}\right)} \\ &= EER_{Carnot} \frac{1}{1 + \frac{\sum e_v}{e_{q_0,rev}}} \end{aligned} \quad (4-14)$$

Gleichung (4-14) verdeutlicht, dass für den irreversiblen Prozess neben der minimal einzubringen Verdichterenergie, die der Exergie $e_{q_0,rev}$ entspricht, zusätzlich die Exergieverluste durch die Antriebsenergie ausgeglichen werden müssen. Diese werden durch die Summe der zusätzlichen Exergieverluste ($\sum e_v$) einbezogen. Genau diese zusätzlichen Exergieverluste sind in obiger Abbildung 4-35 und Abbildung 4-36 als Säulen spezifisch mit Bezug auf $e_{q_0,rev}$ dargestellt. Der letzte Schritt der Umformung der Gleichung (4-14) zeigt unmittelbar den Zusammenhang des EER mit dem EER_{Carnot} des reversiblen Prozesses.

In Abbildung 4-37 und Abbildung 4-38 sind die zusätzlichen relativen Exergieverluste aus Abbildung 4-35 und Abbildung 4-36 aufsummiert und nach den Konzepten aufgeführt. Nun können von der Höhe einer Säule bei den jeweiligen Konzepten direkt die Auswirkungen der relativen Exergieverluste auf den EER des Systems abgelesen werden. Beispielhaft gilt für den Standardbetrieb mit Direktverdampfung:

- Fall I Raumklimatisierung: Um die exergetischen Verluste des Prozesses auszugleichen, muss „1,9 mal mehr Antriebsenergie aufgewendet werden, als es für den reversiblen Prozess notwendig wäre“.
- Fall II Kühlraum: Um die exergetischen Verluste des Prozesses auszugleichen, muss „1,6 mal mehr Antriebsenergie aufgewendet werden, als es für den reversiblen Prozess notwendig wäre“.

Mit Gleichung (4-14) lässt sich der EER genau bestimmen. Es wird ersichtlich, dass die Verluste bei den Eisspeicherkonzepten am größten sind, gefolgt von dem Konzept LWS Thermosiphon. Auch insgesamt liegen die Konzepte LWS Kaskade und LWS Unterkühler unter dem Wert für ein Standardsystem mit Wärmeträgerfluid. Am geringsten sind die relativen exergetischen Verluste bei dem Standard VRF System mit Direktverdampfung.

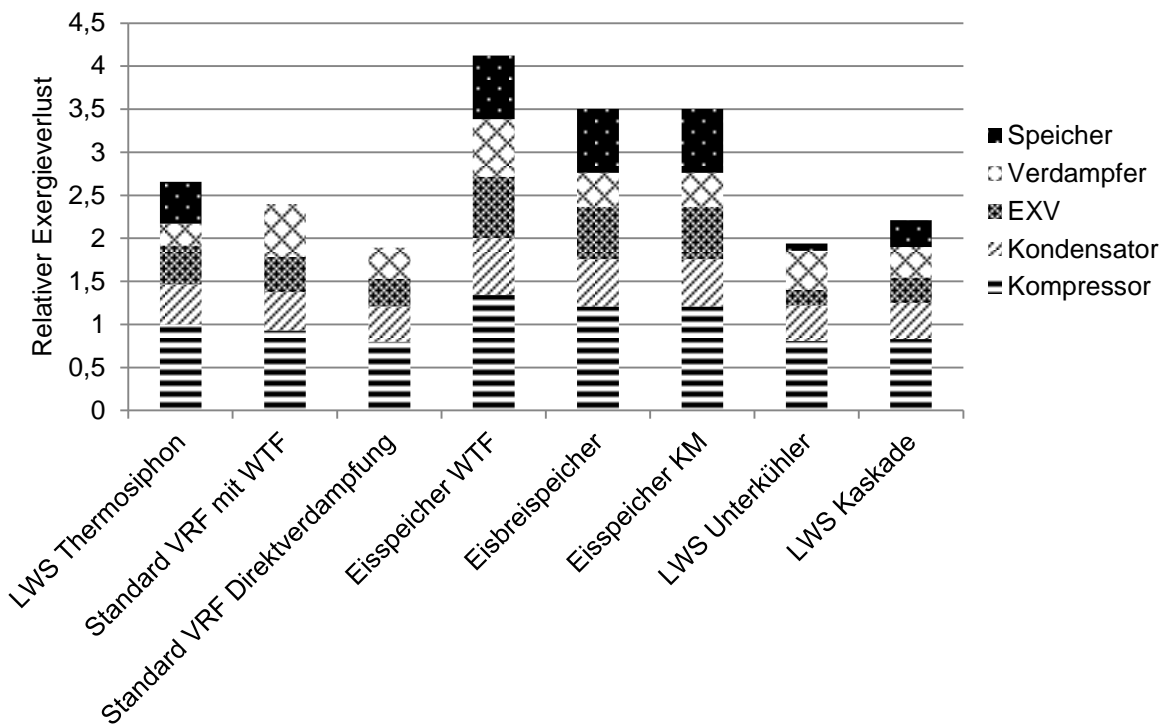


Abbildung 4-37: Szenario für die Raumklimatisierung: Relativer Exergieverlust in Relation zu $\dot{e}_{q0,rev}$ nach den verschiedenen Konzepten analog zu Abbildung 4-35.

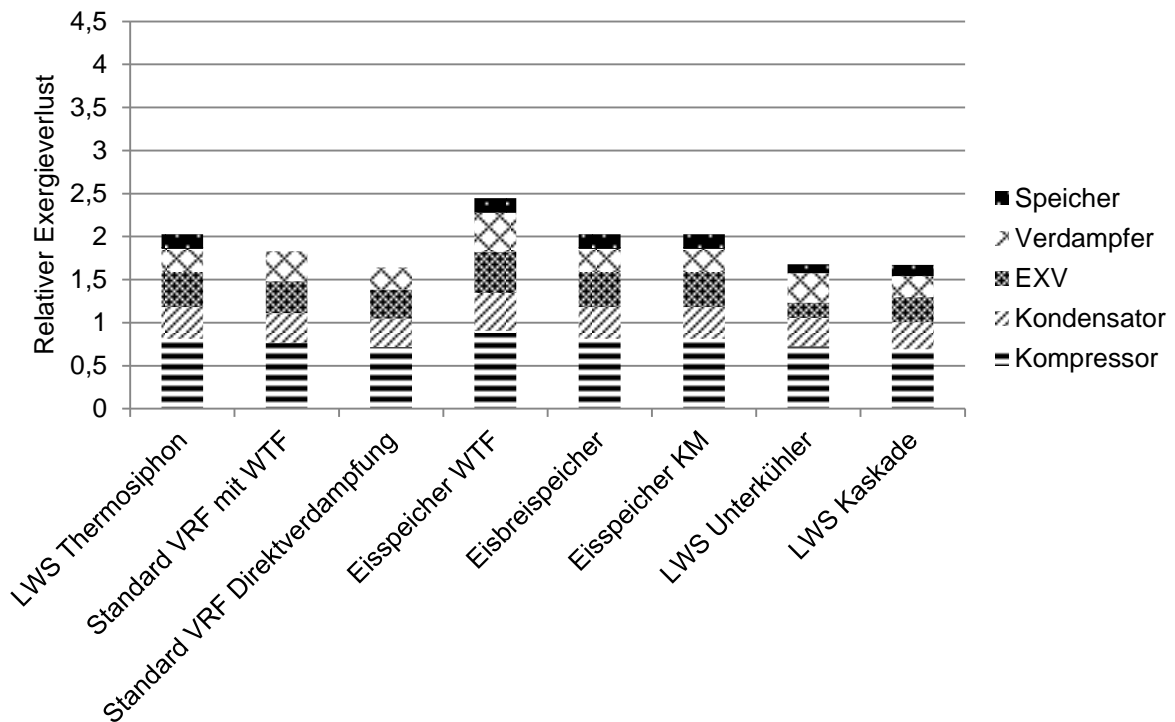


Abbildung 4-38: Szenario für den Kühlraum: Relativer Exergieverlust in Relation zu $\dot{e}_{q0,rev}$ für die verschiedenen Konzepte analog zu Abbildung 4-36.

Weiterhin wird aus den Abbildungen deutlich, dass bei der Kühlraumanwendung generell geringere relative Exergieverluste zu verzeichnen sind. Die Nutzttemperatur liegt hier deutlich unter der Nutzttemperatur aus Fall I Raumklimatisierung. Die erzeugte Kälte hat eine höhere Wertigkeit gegenüber der Kälte für die Raumklimatisierung, sodass die Exergieverluste weniger Einfluss auf den gesamten Prozess haben. Bei der Raumklimatisierung liegt die Nutzttemperatur näher an der Umgebungstemperatur, sodass ein großer Teil der Antriebsenergie für den Ausgleich der exergetischen Verluste aufgewendet werden muss.

Die zugehörigen EER-Werte für die Speicherzyklen sind in Abbildung 4-39 (Fall I Raumklimatisierung) und Abbildung 4-40 (Fall II Kühlraum) aufgetragen. Für den Fall I Raumklimatisierung wird ersichtlich, dass die Speicherkonzepte mit Wasser/Eis als Speichermaterial die kleinsten EER-Werte haben. Dies ist damit zu erklären, dass die Verdampfungstemperatur für die Speicherbeladung im Vergleich zum Standardbetrieb ohne Speicher sehr stark abgesenkt werden muss, was die Kreislaufeffizienz negativ beeinflusst. Die EER-Werte für diese Konzepte stimmen mit denen im Fall II Kühlraum überein. Dies ist auf zwei Faktoren zurückzuführen: Zum einen fallen die relativen Exergieverluste geringer aus (vgl. Abbildung 4-37 und Abbildung 4-38) und zum anderen ist der EER_{Carnot} aufgrund der geringeren Nutzttemperatur kleiner. Diese Effekte gleichen sich aus.

Erwartungsgemäß können mit den anderen Konzepten im Fall I Raumklimatisierung höhere EER-Werte als im Fall II Kühlraum, erzielt werden, da das Temperaturniveau der Speiche-

zung durch die passend wählbare PCM-Temperatur der Anwendung angeglichen und somit ein zu starkes Absenken der Verdampfungstemperatur bei der Speicherbeladung vermieden werden kann.

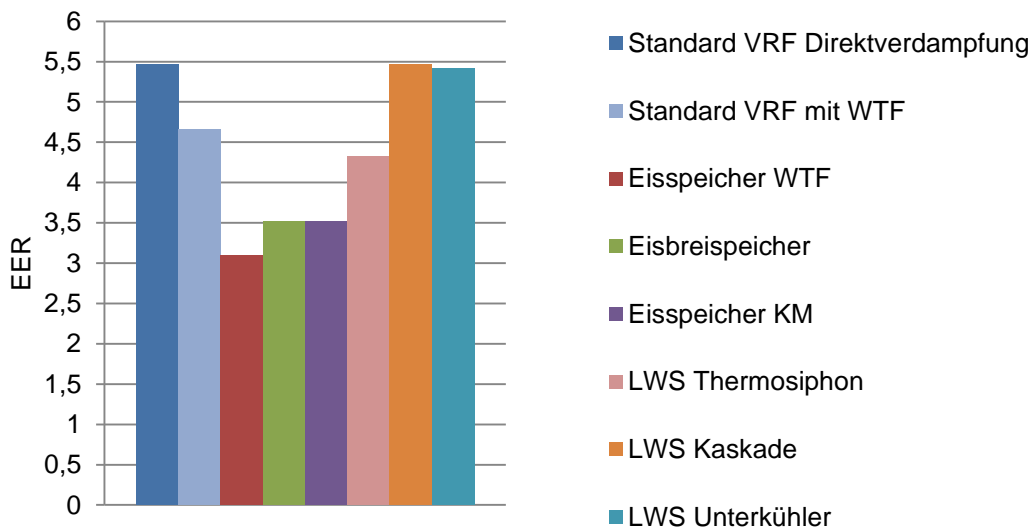


Abbildung 4-39: Szenario der Raumklimatisierung: Zyklus-EER der verschiedenen Konzepte.

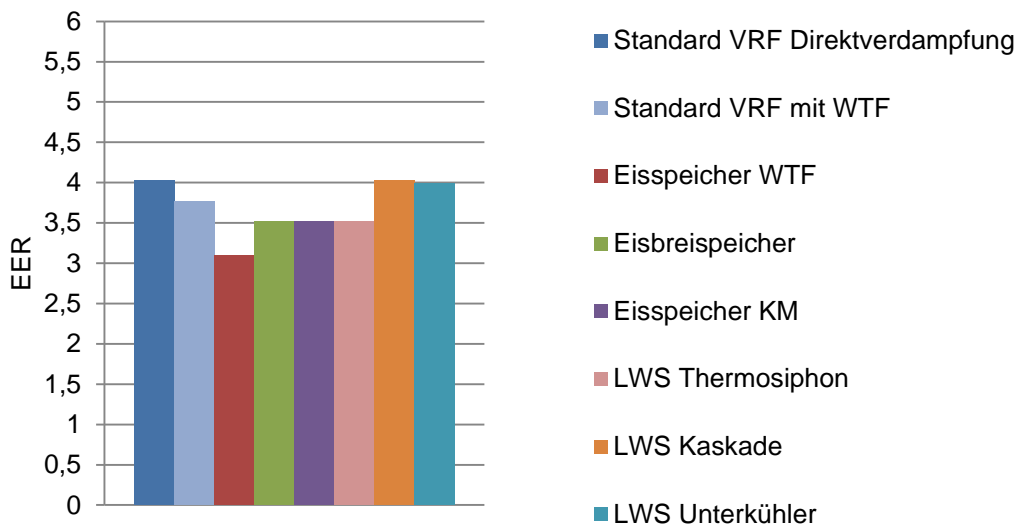


Abbildung 4-40: Szenario für den Kühlraum: Zyklus-EER der verschiedenen Konzepte.

Die Konzepte LWS Kaskade und LWS Unterkühler können trotz Speichereinsatz Effizienzwerte erreichen, die nur minimal kleiner sind als die des Standard VRF Systems mit Direktverdampfung. Noch dazu kann bei dem Konzept LWS Kaskade der im Vergleich höchste exergetische Speicherwirkungsgrad ausgenutzt werden. Zurückzuführen ist dies auf die passend gewählte Speichertemperatur im Verbund mit einem passenden Konzept, wodurch auch im Speicherbetrieb keine Änderungen der Druckniveaus von Verdampfungs- und Kondensationsdruck notwendig sind. Um jedoch für dieses Konzept ausreichende Temperatur-

differenzen für den Speicherbetrieb bereitzustellen, muss die Nutzttemperatur leicht angehoben werden.

Das Konzept LWS Unterkühler erreicht ebenfalls hohe EER-Werte. Nach diesem Konzept wird die gespeicherte Wärmeenergie über einen deutlich längeren Zeitraum genutzt, als für die Beladung aufzuwenden ist. Neben einer Vergrößerung der spezifischen Verdampfungsenthalpie durch die Kältemittelunterkühlung nach dem Kondensator kann auch der reduzierte Drosselverlust zu einer höheren Effizienz beitragen. Nachteilig ist hier der im Vergleich sehr niedrige exergetische Speicherwirkungsgrad.

Weitere Studien zum Konzept LWS Unterkühler mit Fallbeispielen, experimentellen Analysen und Langzeituntersuchungen an einer Pilotanlage sind in der Literatur zu finden [Kor20], [Sch20].

Aufgrund der positiven Ergebnisse bei der exergetischen Zyklusanalyse liegt der Fokus im weiteren Verlauf der Arbeit auf der theoretischen und experimentellen Untersuchung des Konzeptes LWS Kaskade zur Anwendung in einem Klimatisierungssystem.

5 Modellbildung und Simulation

Das Konzept LWS Kaskade, bei dem der LWS gekoppelt mit zwei Verdampfereinheiten in den Kältekreislauf eines Klimatisierungssystems integriert wird, weist in der vorherigen Analyse hohe exergetische Wirkungsgrade auf. Daher wird dieses Konzept für die Umsetzung gewählt.

Für die thermische Auslegung, die Dimensionierung und Konstruktion des Speichers sowie eine Analyse der Leistungscharakteristik wird auf ein Simulationsmodell zurückgegriffen. Dies wird im vorliegenden Kapitel vorgestellt. Dafür werden zunächst die Annahmen aufgeführt. Unter diesen Voraussetzungen werden die physikalischen und thermodynamischen Vorgänge in dem Latentwärmespeicher durch ein Gleichungssystem beschrieben.

In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze für die Berechnung der Leistungscharakteristik von Latentwärmespeichern, wobei noch kein Ansatz etabliert ist. Je nach Anwendung und Speicherkonfiguration wird der Einsatz von Simulationsmodellen individuell geprüft. Dutil et al. geben einen umfassenden Überblick über verschiedene numerische Methoden zur Modellierung von Latentwärmespeichern. Neben der grundlegenden Beschreibung von LWS auf Basis der Hauptsätze der Thermodynamik werden verschiedene Speichergeometrien (rechteckig, kugelförmig, zylindrisch) und Speicherbauformen (Lamellen, „packed beds“) thematisiert sowie weitere Anwendungen (poröse und faserige Materialien, Slurries) berücksichtigt. Die Simulationsmodelle reichen von ein-dimensionalen Modellen über zwei-dimensionale bis hin zu drei-dimensionalen Modellen. Es wird verdeutlicht, dass je nach Anwendung auch vereinfachte Modelle, analytische Ausdrücke oder Korrelationsfunktionen entwickelt wurden, um praktische Hinweise zur Optimierung des Systemdesigns zu geben. Abschließend wird betont, dass eine Validierung der Modelle auf Grundlage experimenteller Daten erfolgen sollte [Dut11].

Lamberg et al. entwickeln analytische Modelle für das Aufschmelzen und Kristallisieren eines ebenen PCM-Elements mit Lamellen zur Bestimmung der flüssig-fest-Phasengrenze [Lam03], [Lam04]. Auch Bauer stellt analytische Lösungen vor, die auf ein besseres Verständnis der transienten Wärmeleitungsmechanismen mit Phasenänderung in Rippengeometrien abzielen. Untersucht werden die gerippte ebene Wand und ein einzelnes Rohr, das außen radial gerippt ist, in Kombination mit unterschiedlichen PCM (z.B. Wasser, Paraffine, Salzhydrate). Basis für die Modellierung sind die Geometrieparameter und die Materialeigenschaften. Die Modellierung bezieht sich auf den Erstarrungsprozess des Phasenwechselmaterials, ist aber auch auf das Aufschmelzen anwendbar, wenn die freie Konvektion in der flüssigen Phase vernachlässigt werden kann. Für den Fall der ebenen Wand wurde die Lösung durch experimentelle Ergebnisse aus der Literatur bestätigt [Bau11].

Thiem et al. konzentrieren sich auf die Entwicklung eines Simulationsmodells für Eisspeicher speziell für den Einsatz in Verbindung mit effizienten Steuerungsalgorithmen. Zu diesem

Zweck entwickeln sie ein empirisches Modell, das sich auf umfangreiche Daten aus dem Labor stützt. Dabei wurden auch Teilbeladungen und -entladungen im Modell berücksichtigt, um eine optimale Steuerung eines Systems mit Speicher zu erreichen [Thi15], [Thi17]. Loistl setzt sich in seiner Arbeit, vertieft mit verschiedenen Modellen für die Wärmetransportvorgänge in einem Latentwärmespeicher auseinander. Für die Vorauslegung eines Demonstrators wird ein analytischer Modellierungsansatz ausgewertet, um schnelle Parametervariationen durchführen zu können. Der Ansatz basiert auf dem von Bauer vorgestellten Modell und wird um einen äquivalenten Durchmesser für die Kreisrippe ergänzt, um diesen an die rechteckige Lamellengeometrie anzupassen. Für die Analyse der Wärmewiderstände in einem Latentwärmespeicher bei der Be- und Entladung durch das Kältemittel wendet Loistl ein numerisches, ein-dimensionales Modell an. Die Dynamik des Phasenwechsels des Speichermaterials wird durch den Ansatz mit wandernder PCM-Phasenfront miteinbezogen (vgl. auch [Tay12]). Das Modell wird mit Bezug auf den Erstarrungsvorgang bei einer Direktverdampfung von Kältemittel in den Wärmeübertragerrohren eines Latentwärmespeichers erstellt, wobei die meisten Aussagen auch auf das Aufschmelzen des Speichermaterials durch Kondensation des Kältemittels übertragen werden können. Weiterhin entwickelt Loistl ein zwei-dimensionales Modell (Finite-Volumen-Verfahren), welches neben dem radialen Kristallwachstum auch die axiale Wärmeleitung sowie die sich ändernden Wärmeübergangszahlen längs des Strömungsweges des Kältemittels berücksichtigt [Loi19].

Für die Beschreibung des dynamischen Verhaltens des LWS wird für die folgenden Untersuchungen das ein-dimensionale Simulationsmodell von Loistl adaptiert. Das Berechnungsmodell vereinigt das Kristallwachstum im PCM bzw. das Aufschmelzen des PCM auf der einen Seite mit der direkten Verdampfung bzw. Kondensation des Kältemittels in den Wärmeübertragerrohren auf der anderen Seite. Auf diese Art wird der Wärmetransport in und aus dem Speicher modelliert. Loistl zeigt, dass das Modell mit dem zwei-dimensionalen Modell eine hohe Übereinstimmung aufweist, wenn die folgenden Voraussetzungen gegeben sind: einfache Geometrie, niedriger Anteil sensibler Wärme bei der Speicherung, niedrige Kältemittelüberhitzung am Austritt aus dem Speicher, annähernd gleichbleibende lokale Wärmeübergangszahlen des Kältemittels [Loi19]. Das Konzept LWS Kaskade erfüllt diese Voraussetzungen, denn die latente Phasenwechselenergie des Speichermaterials wird gezielt in einem engen Temperaturbereich mit geringer Kältemittelüberhitzung ausgenutzt. Für das Grundmodell des Latentwärmespeichers werden folgende Annahmen getroffen (Vgl. [Wan07b], [Ber19]):

- Die axiale Wärmeleitung im PCM wird vernachlässigt, es tritt nur radiale Wärmeleitung auf (1-dimensionales Modell).
- Der Wärmeübergang von Kältemittel zum Rohr ist pro Zeitschritt über die gesamte Rohrlänge konstant.

- Es ergibt sich eine ideale, radiale Ausbreitung der Phasenfront.
- Die Phasenwechseltemperatur ist konstant.
- Die Wärmespeicherung in den Wärmeübertragerrohren und weiteren Einbauten (Lamellen, Haltebleche etc.) sowie dem Graphitpulver wird vernachlässigt.
- Die thermischen Eigenschaften des PCM sind für die Kristallisation sowie für das Schmelzen gleich.
- Um das zusätzliche Volumen mit einzurechnen, welches sich zwischen den benachbarten als ideal angenommenen Zylinder-Geometrien des PCM um die Rohrleitungen befindet, wird ein äquivalenter PCM-Durchmesser angenommen.

Das Berechnungsmodell beschreibt den Wärmetransport der Wärmeabgabe bzw. –aufnahme durch den Phasenwechsel im PCM auf Grundlage der Wärmeleitung. Dementsprechend wird ein Temperaturgradient zwischen der Phasenfront und der Wärmeübertragungsfläche ausgebildet. Für die Kristallisation des PCM gilt: Die feste PCM-Schicht wird bis unter die Phasenwechseltemperatur abgekühlt, wobei der festen PCM-Schicht eine bestimmte Menge sensibler Wärme entzogen wird. Für das Aufschmelzen gilt: Die an die Wärmeübertragerfläche angrenzende PCM-Schicht wird über die Phasenwechseltemperatur erwärmt, wobei wiederum ein Beitrag sensibler Wärme auftritt. Das dargestellte Modell wird für beide Fälle – Kristallisation und Schmelzen des PCM – verwendet, wobei in jeden Fall die sensible Abkühlung bzw. Erwärmung vernachlässigt wird. Dies ist durch die Auswertung der Phasenwechselzahl bzw. der Stefan Zahl begründet, die das Verhältnis von latentem Energieanteil zu sensiblem Energieanteil definiert.

$$Ph = \frac{\Delta h_{PCM}}{c_{p,PCM} \Delta T_{PCM}} = \frac{1}{St} \quad (5-1)$$

Abbildung 5-1 zeigt die Phasenwechselzahl Ph in Abhängigkeit der Temperaturänderung ΔT_{PCM} des Speichers im Verlauf eines kompletten Speicherzyklus. Da in dieser Arbeit ausschließlich Paraffine untersucht werden, gilt für die angenommene spezifische Wärmekapazität $c_{p,PCM} \cong 2 \frac{kJ}{kg \cdot K}$, die spezifischen Enthalpiedifferenzen im Phasenwechsel variieren von 150 – 300 kJ/kg.

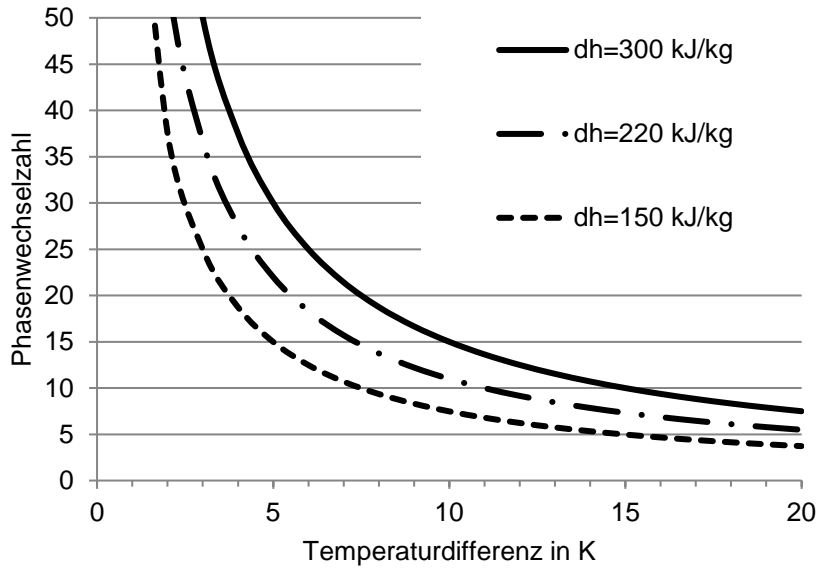


Abbildung 5-1: Phasenwechselzahl in Abhängigkeit der Temperaturänderung des Speichers für verschiedene Enthalpiedifferenzen.

Es wird deutlich, dass bei Temperaturänderungen des PCM unter 10 K die Phasenwechselzahl sogar bei niedrigen Enthalpiedifferenzen größer als 7 ist. Nach Baehr und Stephan kann der sensible Energieanteil bei Phasenwechselzahlen größer als 6,2 mit einem Fehler kleiner als 5 % vernachlässigt werden [Bae16], (vgl. auch [Wan07b]). Dies wird für die folgenden Untersuchungen eingehalten.

Als Resultat aus der idealen, radialen Ausbreitung der Phasenfront beim Phasenwechsel des PCM (sowohl bei der Kristallisation als auch beim Schmelzen) ergibt sich ein variabler Wärmewiderstand R_{PCM} . Zur Beschreibung der Wärmeleitung durch das PCM während der Wärmezufuhr bzw. -abfuhr wird dieser zeitabhängig betrachtet: $R_{PCM}(t)$.

Der gesamte zeitabhängige thermische Widerstand $R_{ges,Sp}(t)$ für den Wärmetransport zwischen LWS und Kältemittel in den Wärmeübertragerrohren wird über Gleichung (5-2) berechnet. $R_{ges,Sp}(t)$ ergibt sich aus der Addition der thermischen Widerstände, die bei dem Wärmeübergang vom verdampfenden oder kondensierenden Kältemittel auf das Rohr ($R_{KM}(t)$) und der Wärmeleitung durch das Wärmeübertragerrohr (R_{Rohr}) auftreten sowie zusätzlich durch den Wärmewiderstand des PCM-Volumens ($R_{PCM}(t)$).

$$R_{ges,Sp}(t) = R_{KM}(t) + R_{Rohr} + R_{PCM}(t) \quad (5-2)$$

$$= \frac{1}{\alpha_{KM} \cdot A_{Rohr,i}} + \frac{\ln \frac{d_{Rohr,a}}{d_{Rohr,i}}}{\pi \cdot L_{Rohr} \cdot 2 \cdot \lambda_{Rohr}} + \frac{\ln \frac{d_{PCM}(t)}{d_{Rohr,a}}}{\pi \cdot L \cdot 2 \cdot \lambda_{PCM,eff}}$$

$$d_{PCM}(t) = \left[(d_{PCM,max}^2 - d_{Rohr,a}^2) \cdot SOC(t) + d_{Rohr,a}^2 \right]^{0,5} \quad (5-3)$$

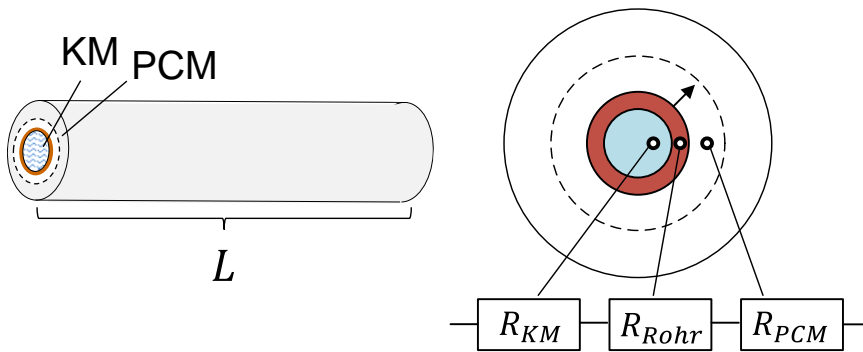


Abbildung 5-2: Thermische Widerstände beim Wärmetransport zwischen Kältemittel und Speicher.

In Gleichung (5-3) wird der Zusammenhang zwischen dem zeitabhängigen Durchmesser der bereits erstarrten bzw. geschmolzenen, zylindrischen Schicht und dem Ladezustand (SOC, engl. „State Of Charge“) im jeweiligen Zeitschritt beschrieben. Der SOC beschreibt den aktuellen Wärmeenergieinhalt des LWS in Relation zu der gesamten latenten Speicherkapazität Q_{sp} :

$$SOC(t) = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{sp} dt}{Q_{sp}} \quad (5-4)$$

Ist der $SOC=0$ ist der Speicher leer. Bei $SOC=1$ ist der Speicher vollständig geladen.

In Bezug auf einen Kältespeicher gilt folglich für die Kristallisation des PCM: Wenn das PCM vollständig flüssig ist ($SOC=0$), stimmt die Phasenfront mit der Außenfläche der Wärmeübertragerrohre überein ($d_{PCM}(t)=d_{Rohr,a}$). Wenn das Speichermaterial vollständig kristallisiert ist ($SOC=1$), ist der maximale Durchmesser des PCM Volumens erreicht ($d_{PCM}(t)=d_{PCM,max}$).

Im Gegensatz dazu gilt bei einem Wärmespeicher für das Aufschmelzen des PCM: Wenn das PCM vollständig in festem Zustand ist ($SOC=0$), stimmt die Phasenfront mit der Außenfläche der Wärmeübertragerrohre überein ($d_{PCM}(t)=d_{Rohr,a}$). Wenn das Speichermaterial vollständig aufgeschmolzen und somit flüssig ist ($SOC=1$), ist der maximale Durchmesser des PCM Volumens erreicht ($d_{PCM}(t)=d_{PCM,max}$).

Die Wärmeübergangskoeffizienten α_{KM} für die Verdampfung bzw. Kondensation des Kältemittels werden über die Korrelationen von Gungor und Winterton bzw. Cavallini bestimmt [Cav02], [Gun87]. Die Wärmeübergangskoeffizienten für die reine Gasphase bzw. Flüssigphase werden bestimmt über die Korrelation von Dittus-Boelter, die von McAdams vorgestellt wurde [McA42] (vgl. auch [Inc07])⁸. Für den Wärmeübergang vom Kältemittel zum Rohr wird aus diesen beiden Werten ein gemittelter, gewichteter Wärmeübergangskoeffizient α_m berechnet, der die sich ändernden Wärmeübergänge in der Zweiphasenströmung und der reinen Gas- oder Flüssigkeitsströmung bei Verdampfung bzw. Kondensation berücksichtigt:

⁸ Winterton diskutiert die historischen Ursprünge der Dittus-Boelter Gleichung [Win98].

$$\alpha_m = \alpha_{\text{gas}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{Ü}}}{\Delta h_{\text{KM}}} + \alpha_v \cdot \frac{\Delta h_v}{\Delta h_{\text{KM}}} \quad (5-5)$$

Weiterhin wird die thermodynamische Temperaturdifferenz nach (5-6) (vgl. auch Gleichung (2-4)) verwendet, um auch die gleitende Temperaturdifferenz beim Wärmeübergang miteinzubeziehen (vgl. [Loi19]). Damit wird im Fall der Kältemittelverdampfung der Überhitzungsanteil und im Fall der Kältemittelkondensation die Enthitzung und Unterkühlung des Kältemittels berücksichtigt.

$$T_{Th,m} = \frac{d\dot{Q}_{KM}}{d\dot{S}_{KM}} = \frac{\Delta h_{KM}}{\Delta s_{KM}} \quad (5-6)$$

Der Wärmewiderstand der Wärmeleitung durch das Rohr wird mittels des materialspezifischen Wärmeleitkoeffizienten berechnet. Im Fall der hier betrachteten Materialien (Edelstahl und Kupfer) ist dieser im Vergleich zu den Wärmewiderständen von Kältemittel und Phasenwechselmaterial so gering, dass er in Bezug auf die Wärmetransportvorgänge von untergeordneter Bedeutung ist [Loi19]. Eine Besonderheit stellt die Modellierung von Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit beispielsweise durch die Beimengung von Graphit dar. Dazu wird im Simulationsmodell ein gegenüber dem reinen PCM veränderter effektiver Wärmeleitkoeffizient $\lambda_{PCM,eff}$ angesetzt. Dieser ist spezifisch für jede Speicher/Material-Konfiguration zu bestimmen. Das Gleichungssystem zur Wärmeübertragung wird mit der Software Engineering Equation Solver (EES) gelöst.

Die Aussagen der Speichermodelle werden in der Folge in Kapitel 6 anhand von Messdaten aus der experimentellen Erprobung von Muster-Latentwärmespeichern validiert.

6 Experimentelle Untersuchungen und Modellvalidierung

Latentwärmespeicher haben eine spezielle Leistungscharakteristik, die maßgeblich von den Wärmeübertragungsmechanismen bestimmt wird. Anhand von Laborversuchen wird in diesem Kapitel eine wärmetechnische Analyse der Latentwärmespeicher durchgeführt und die Leistungscharakteristik der LWS aufgezeigt. Ziel ist eine Analyse der thermischen Eigenschaften des Latentwärmespeichers mit dem Fokus auf den Betrieb mit kleinen Temperaturdifferenzen. Dies dient als Voruntersuchung für die Analyse des Konzeptes LWS Kaskade im nachfolgenden Kapitel. Untersucht werden zwei verschiedene Speicherdemonstratoren, die sich hauptsächlich in der Maßnahme unterscheiden, die der Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit durch das Speichermedium dienen soll. Anhand der Messdaten wird zudem das im vorherigen Kapitel vorgestellte Simulationsmodell validiert.

Nach der Beschreibung des Laboraufbaus und der beiden Speicherdemonstratoren wird das thermische Verhalten der Speicher im Versuchsbetrieb dargestellt. Dabei werden der Wärmeentzug aus dem Speicher mittels Kältemittelverdampfung sowie die Wärmeerbringung mittels Kältemittelkondensation behandelt.

6.1 Versuchsaufbau und Speichertypen

Für die Charakterisierung der Latentwärmespeicher wird eine Versuchskälteanlage verwendet, die eigens für die Untersuchung von Latentwärmespeichern im Kältemittelkreislauf konzipiert ist. Die Anlage bietet die Möglichkeit einen Latentwärmespeicher in diversen Varianten mit den kältetechnischen Hauptkomponenten Verdampfer, Kondensator, Verdichter und Expansionsventil zu verschalten. Diese Verschaltungsvarianten ermöglichen es einen Wärmespeicher direkt im Kältekreis in unterschiedlichen Funktionen zu betreiben.

Abbildung 6-1 zeigt das Fließbild der Kälteanlage mit den beiden LWS. Um eine Verdampfung von Kältemittel im Speicher zu ermöglichen, sind diese zusätzlich mit eigenen Expansionsventilen ausgestattet (EXV2 bzw. EXV4). Mit einer Umschaltung der Absperrventile werden verschiedene Schaltungsvarianten erreicht, mit denen für den jeweiligen Speicher die angestrebten Optionen des Wärmeer- und -abtrags getestet werden können.

Weiterhin sind Hilfskomponenten wie Kugelabsperrentile, Ölabscheider und Filter eingesetzt. Der Verdampfer und der Kondensator sind als Plattenwärmeübertrager ausgeführt, ein Inverter-geregelter Scrollverdichter (30-90 Hz) ermöglicht einen Betrieb mit variabler Drehzahl. Die Anlage wird mit dem Kältemittel R410a betrieben. Dem Schema können weiterhin die Positionen der kältekreisinternen Messstellen entnommen werden. Für die Temperaturmessung sind PT100-Widerstandsthermometer installiert, für die Druckaufnahme werden Absolut-Drucksensoren der Genauigkeitsklasse <0,1% verwendet. Zusätzlich ist am Speicher ein Coriolis-Messgerät installiert, welches den Kältemittelmassenstrom durch den Speicher

cher erfasst. Weitere Details sind in Tabelle 6 aufgelistet. Sämtliche Messdaten werden über einen Messumformer digital aufgenommen und gespeichert.

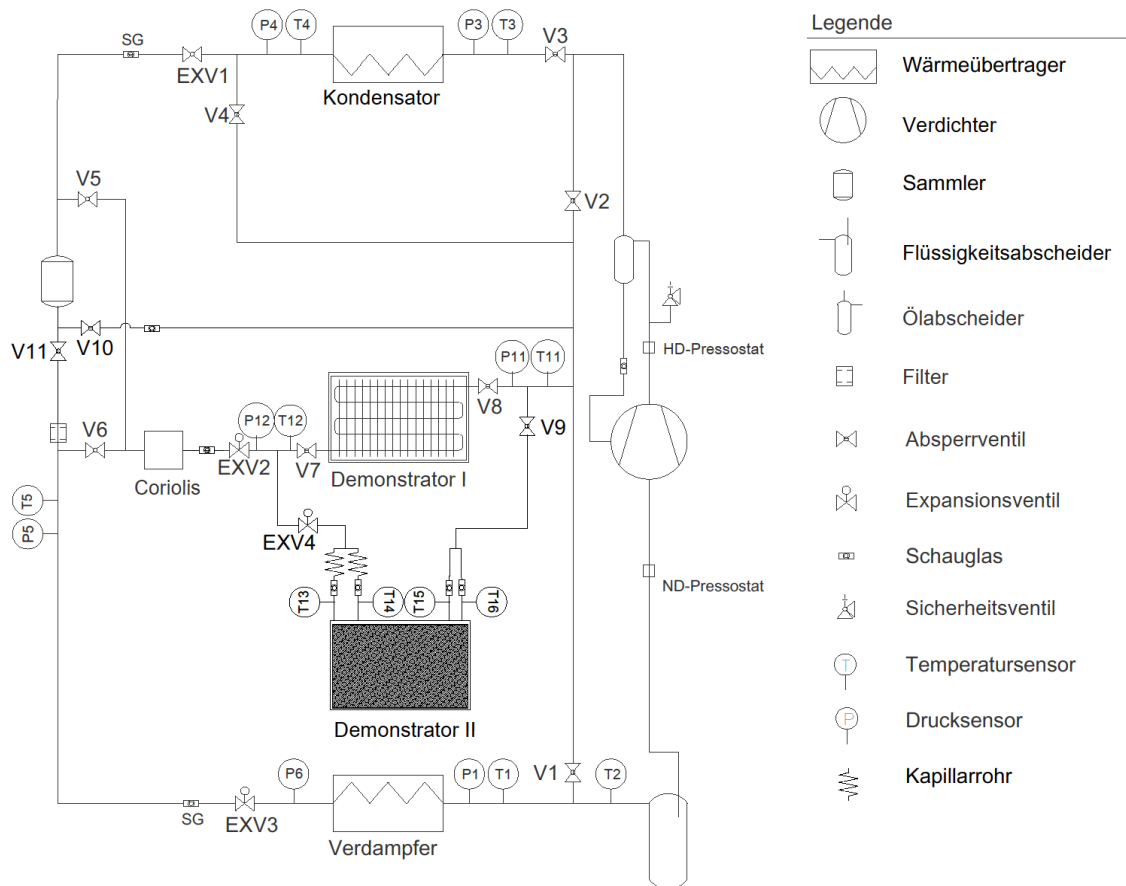


Abbildung 6-1: Fließbild der Versuchskälteanlage mit Positionen der internen Messtechnik und den Latentwärmespeicher-Demonstratoren I und II (aus [Loi19], modifiziert).

Tabelle 6: Verwendete Messtechnik mit Angabe der Genauigkeitsklassen.

Komponente/Typ	Genauigkeitsklasse	Abweichung nach Herstellerangaben
Temperatur		
PT100	1/10 DIN B	$\pm(0,03 + 0,0005 \cdot T)$ in °C
Drucksensor		
Optibar 5060C	Klasse 0,1 %	$\pm(0,1\%^2 + (0,075\% + 0,075\% \cdot TD)^2)^{0,5}$ Referenzgenauigkeit + Temperatureinfluss
Massendurchflussmesser		
Coriolis		$\pm 0,1\%$ vom Messwert

(TD= Verhältnis von eingestellter Messspanne zur maximalen Messspanne - „Turn Down Ratio“)

Latentwärmespeicher Demonstrator I

Der Wärmeübertrager des Demonstrators I besteht aus fluchtend angeordneten Kupferrohren, welche zu einem Strang verbunden sind und so eine Gesamtlänge von 20 m aufweisen. Der Speicher-Behälter hat transparente Seitenwände und beinhaltet das Rohrbündel und das Phasenwechselmaterial. Um einen Betrieb mit möglichst geringer Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Phasenwechselmaterial zu ermöglichen, wurde ein Lamellenwärmeübertrager-Paket eingesetzt (Abbildung 6-2). Die Daten des LWS sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Als Phasenwechselmaterial wurde das Hochleistungsparaffin RT28HC gewählt. Dieses eignet sich aufgrund der einfachen Handhabung und der guten Materialverträglichkeit besonders gut für die Untersuchungen im Labormaßstab. Das Paraffin hat einen Schmelzbereich von 27-29°C mit einer spezifischen Phasenwechselenthalpie von etwa 220 kJ/kg. Die Wärmeleitfähigkeit des reinen Paraffins beträgt 0,2 W/(m·K). Innerhalb des Speichers befinden sich sechs Thermoelemente vom Typ K (Genauigkeitsklasse 2, Messabweichung: $\pm 2,5 K$), die wie in Abbildung 6-2 dargestellt angeordnet sind. Diese sollen als Indikator für die Temperaturverteilung im Speicher dienen sowie die Anfangs- und Endtemperatur eines Lade- oder Entladevorgangs anzeigen. Für eine genaue Auswertung werden diese nicht herangezogen, da Temperatursensoren im PCM insbesondere während des Phasenwechsels generell nur eine bedingte Aussagekraft haben. Dies liegt u.a. daran, dass aus der gemessenen Temperatur keine Angaben über den latenten Energieanteil abgeleitet werden kann. Weiterhin können eingebrachte Sensoren das Kristallisierungsverhalten beeinflussen oder bei Kontakt mit den Lamellen oder der Rohrwandtemperatur die jeweilige Oberflächentemperatur messen (vgl. auch [Loi19]). Die transparenten Behälterwände erlauben es den Ladezustand des Speichers optisch nachzuvollziehen. An den Umlenkungsbögen der durch den Speicher verlaufenden Kältemittelrohre sind 12 Thermoelemente als Anlegefühler angebracht. Über die Messdaten dieser NTC-Fühler sollen Rückschlüsse auf die Aufteilung der Wärmeübertragerfläche in eine Verdampfungs- und eine Überhitzungszone gezogen werden.

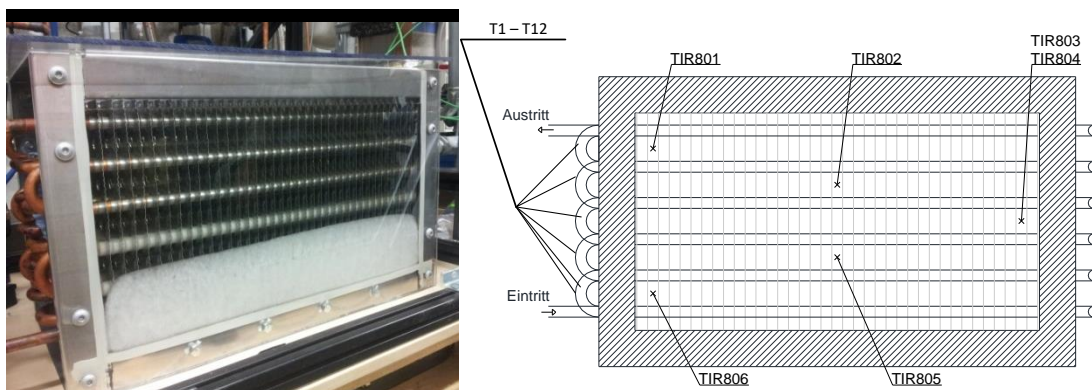


Abbildung 6-2: Lamellenwärmeübertrager als Testspeicher mit geschmolzenem PCM (links) und Lage der Temperatursensoren außen an den Rohren (T1-T12) und im Speicher (TIR801-806) (rechts) (vgl. [Loi19]).

Tabelle 7: Datenblatt Latentwärmespeicher mit Lamellenwärmeübertrager – Demonstrator I.

Demonstrator I			
Kältemittel	R410a	PCM	RT28HC
Rohrmaterial	Kupfer	Schmelzpunkt	27-29 °C
Wandstärke der Rohre	1 mm	PCM Masse	33,35 kg
Rohraußendurchmesser	15 mm	spezifischen Phasenwechselenthalpie	220 kJ/kg
Rohrinnendurchmesser	13 mm	Energieinhalt PCM latent	7.337 kJ
Rohrlänge gesamt	20 m		2,04 kWh
Anzahl n Rohrstränge	1 St	mittlere Leistung (ca.)	2 kW
Rohrlänge (ein Strang)	20 m		
Rohrabstand	50 mm		
Ausführung:	Glattrohr		
Verbesserung der Wärmeleitung im PCM	Lamellen		
Lamellenmaterial	Aluminium		
Lamellendicke	0,2 mm		
Lamellenteilung	15 mm		

Latentwärmespeicher Demonstrator II

Der Speicher besteht aus einem zweigängigen Serpentinrohrwärmeübertrager, der in einen mit Paraffin gefüllten quaderförmigen Tank mit transparenten Wänden und einem stabilen Rahmen eingesetzt wird. Die beiden Edelstahl-Rohrzüge haben jeweils eine Länge von 26 m bei einem Rohraußendurchmesser von 10 mm und einem Rohrabstand von 50 mm. Das ausgewählte Paraffin Parafol 16-97 (Hersteller: Sasol) besitzt eine Schmelztemperatur von 18 °C mit einer spezifischen Phasenwechselenthalpie von etwa 220 kJ/kg. Die Wärmeleitfähigkeit des reinen Paraffins beträgt wiederum 0,2 W/(m·K). Für eine Verbesserung des Wärmeübergangs wird dem PCM ein Graphitpulver mit einem Massenverhältnis von 1:5 beigemischt. Die Auswahl dieses Massenverhältnisses folgt Voruntersuchungen, die ergaben, dass bei diesem Massenverhältnis eine vollständige Durchmischung der PCM-Füllung mit dem Graphitzusatz erreicht wird, ohne dass überschüssiges Graphitmaterial separiert wird. Die Speicherdaten sind in Tabelle 8 zusammengefasst. Der Speicher ist mit 6 Thermoelemente vom Typ K (Genauigkeitsklasse 2, Messabweichung: $\pm 2,5 K$) im Paraffin und 10 NTC-Fühlern in direktem Kontakt mit den Rohren entlang des Wärmetauschers ausgestattet. Zielsetzung bei der Beschaffung des Demonstrators II war primär die Durchführung von Voruntersuchung zum Konzept LWS Unterkühler, welches im Rahmen des Forschungsprojektes „SolarSplit“ mit dem Projektpartner ZAE Bayern ausgearbeitet wurde. Der Fokus der Untersuchungen lag auf der Speicherfunktion als Unterkühler (siehe auch Kapitel 4), bei der eine Erhöhung der Enthalpiedifferenz am Verdampfer durch Unterkühlung des Kältemittels im LWS angestrebt wird. Durch diese Anwendung werden die Drucklagen des Systems nicht beeinflusst. Die gewählte Phasenwechseltemperatur von 18 °C hat sich aus den verfügbaren

Temperaturen für die Be- und Entladung und die für diese angestrebten Leistungsbereiche notwendigen Temperaturdifferenzen ergeben. Somit kann das System im Lademodus bei nominalem Verdampfungsniveau betrieben werden, das in typischen kommerziellen Multisplit-Klimaanlagen zwischen 7 °C und 11 °C variiert.

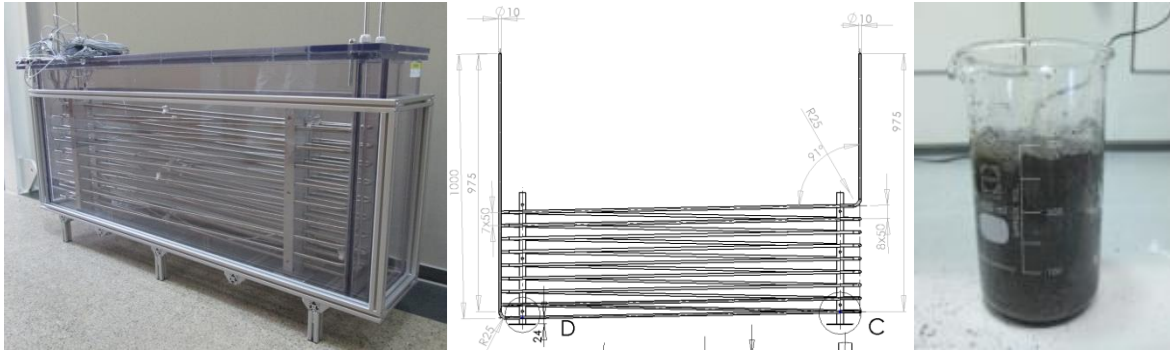


Abbildung 6-3: Latentwärmespeicher Demonstrator II vor dem Befüllen (links), Profil des Serpentinrohrkanals (Mitte) und Aufbereitung des Paraffin-Graphit-Verbundwerkstoffs (rechts).

Tabelle 8: Datenblatt Latentwärmespeicher mit dem Graphit-Paraffin-Gemisch – Demonstrator II.

Demonstrator II			
Kältemittel	R410a	PCM	Sasol 16-97
Rohrmaterial	Edelstahl	Schmelzpunkt	18 °C
Wandstärke der Rohre	1 mm	PCM Masse	90 kg
Rohraußendurchmesser	10 mm	spezifischen Phasen- wechselenthalpie	220 kJ/kg
Rohrinnendurchmesser	8 mm	Energieinhalt PCM latent	19.800 kJ
Rohrlänge gesamt	52 m		5,5 kWh
Anzahl n Rohrstränge	2 St	mittlere Leistung (ca.)	2 - 2,5 kW
Rohrlänge (ein Strang)	26 m		
Rohrabstand	50 mm		
Ausführung:	Glattrohr		
Verbesserung der Wärmeleitung im PCM			
	Beimischung Graphit		
Mischungsverhältnis:			
Theorie	1:5 Gew.-%	Praxis, nach Füllung:	
daraus folgt: Graphit	16,7 Gew.-%	Graphit	18,8 Gew.-%
PCM	83,3 Gew.-%	PCM	81,2 Gew.-%

Die Einbindung des Speichers in die Laboranlage erfolgte wie in Abbildung 6-1 dargestellt.

Durchflussrichtung des Kältemittels bei Kristallisation und Verflüssigung des Phasenwechselmaterials

Der Dichteunterschied zwischen festem und flüssigem Aggregatzustand liegt bei Paraffinen in der Regel bei ca. 10 %. Aufgrund dessen wird die Durchflussrichtung des Kältemittels durch den Speicher für das Kristallisieren bzw. Aufschmelzen des Speichers wie folgt festgelegt:

- Die Kältemittelströmung durch den Latentwärmespeicher erfolgt bei der Kristallisation des PCM von unten nach oben. Damit wird sichergestellt, dass sich die feste Schicht mit höherer Dichte und niedrigerem spezifischen Volumen stets unten befindet und sich keine Lufteinschlüsse im Speichervolumen bilden können.
- Bei der Verflüssigung des PCM erfolgt die Strömung des Kältemittels durch den Speichers von oben nach unten. Damit wird sichergestellt, dass sich die flüssige Schicht mit niedrigerer Dichte und höherem spezifischen Volumen stets im oberen Teil des Speichers befindet und damit die Möglichkeit einer drucklosen Ausdehnung nach oben gegeben ist.

6.2 Wärmetechnische Analyse der Latentwärmespeicher

6.2.1 Versuchsdurchführung

Es werden sechs verschiedene Versuche durchgeführt. Tabelle 9 gibt einen Überblick mit Zusammenfassung der wesentlichen Merkmale.

In den Versuchen 1(V-I) und 5(V-II) wurde die Verdampfung des Kältemittels im Speicher (Kristallisation des PCM) bei parallelem Betrieb des LWS mit dem Verdampfer umgesetzt. Dies wird durch das Schließen der Ventile V2, V4, V5, V10 ermöglicht (vgl. Abbildung 6-1). Das Expansionsventil am Speicher regelt den Kältemittelmassenstrom entsprechend des Leistungsvermögens des LWS mit der Kältemittelüberhitzung am Ausgang des LWS als Zielgröße. Der restliche Kältemittelmassenstrom wird vom parallel geschalteten Verdampfer abgenommen.

Die Kondensation des Kältemittels im Speicher (Versuche 2(K-I) und 6(K-II)) wird ebenfalls im parallelen Betrieb des LWS mit dem wassergekühlten Kondensator umgesetzt. Dies wird durch das Schließen der Ventile V1, V4, V5, V10 ermöglicht (vgl. Abbildung 6-1). Auch in diesem Fall verarbeitet der LWS genau so viel Kältemittel, wie es seine Leistungscharakteristik erlaubt. Die Kondensation des restlichen Kältemittelmassenstroms wird wiederum vom parallel geschalteten Kondensator übernommen.







Diese Versuche zielen auf die Untersuchung der Leistungscharakteristik ab, die sich aus den Wärmeübertragungseigenschaften ergibt, und dienen der Modelvalidierung.

Die Versuchsdurchführung läuft wie folgt ab:

Für die Verdampfung und Kondensation des Kältemittels im Wärmeübertrager des LWS in der parallelen Verschaltung wird der Verdichter auf eine konstante Drehzahl (30 Hz) eingestellt und die externen Wärmeträgerfluide auf eine konstante Vor- und Rücklauf­temperatur eingeregelt (Versuche 1(V-I), 2(K-I), 5(V-II), 6(K-II), Tabelle 9).

Um sichere Aussagen auch für den Speicherbetrieb mit möglichst geringer Temperatur­differenz zwischen dem Phasenwechsel des Kältemittels (Verdampfung bzw. Kondensation) und dem Phasenwechsel des PCM (Kristallisation bzw. Schmelzen) zu erlangen, wurden zwei weitere Versuche (Versuche 3(V-I) und 4(K-I), Tabelle 9) durchgeführt. Mit dieser Untersuchung sollen insbesondere Rückschlüsse auf die praktische Umsetzbarkeit des neuartigen Kaskadenkonzeptes gezogen werden.

Tabelle 9: Versuche zur thermischen Charakterisierung der Latentwärmespeicher.

Versuch ⁹	Prozess des Kältemittels im LWS	Phasenwechseltemperatur PCM	Verschaltungsart (bzgl. Kältemitteldurchfluss)	ΔT_m^{10}
Demonstrator I – Lamellen-Wärmeübertrager				
1(V-I) 	Verdampfung	28 °C	Parallel mit Verdampfer	11,6 K
2(K-I) 	Kondensation	28 °C	Parallel mit Kondensator	10,9 K
3(V-I) 	Verdampfung	28 °C	Heat Pipe mit Kondensator	3,1 K
4(K-I) 	Kondensation	28 °C	Seriell mit Kondensator	2,9 K
Demonstrator II – Paraffin-Graphit-Gemisch				
5(V-II) 	Verdampfung	18 °C	Parallel mit Verdampfer	10,7 K
6(K-II) 	Kondensation	18 °C	Parallel mit Kondensator	12,5 K

In Versuch 3(V-I) wird die Kristallisation des Phasenwechselmaterials durch Verdampfung des Kältemittels mit geringer Temperatur­differenz zur Phasenwechseltemperatur untersucht. Bei dieser Variante wird durch Schließen der Ventile V1, V4, V6, V9, V10, V11 sowie der Expansionsventile EXV3, EXV4 und das Abschalten des Verdichters (vgl. Abbildung 6-1) sichergestellt, dass nur die Komponenten Latentwärmespeicher (Demonstrator I: Speicher mit Lamellenwärmeübertrager) und Kondensator im Kreislauf zusammenschaltet sind. Durch die Kühlung am Kondensator wird ein natürlicher Kältemittel­umlauf zwischen Verdampfer und Kondensator – im sogenannten Thermosiphon-Betrieb – herbeigeführt. Der

⁹ Bei der Bezeichnung steht V für Verdampfung, K für Kondensation und I bzw. II für den Demonstrator-Typ.

¹⁰ ΔT_m beschreibt die mittlere Temperatur­differenz zwischen Phasenwechsel des Kältemittels und Phasenwechseltemperatur des PCM.

Speicher arbeitet als Verdampfer. Das Leistungsvermögen des LWS im Zusammenspiel mit der Verflüssigung des Kältemittels im Kondensator bestimmt den umfließenden Kältemittelmassenstrom. In der Laboranlage wird die Zwei-Phasen-Thermosiphon-Anordnung über eine Höhendifferenz von 1,5 Metern getestet. Eine detaillierte Prozessbeschreibung kann dem Anhang 1 entnommen werden. Der Betrieb weist u.a. Abhängigkeiten von Kältemittelfüllmenge, geodätische Höhendifferenz der Komponenten und Druckverlusten auf. Es wird keine Optimierung des Laboraufbaus für das Zwei-Phasen-Thermosiphon-Prinzip durchgeführt. Für weitere Untersuchungen wird dazu auf die Literatur verwiesen. Dieses Prinzip wird in Zusammenhang mit Wärmepumpensystemen zum Heizen und Kühlen insbesondere für eine effiziente Abtauung des Außenwärmeübertragers oder für die Ausführung freier Kühlung untersucht [Zha18], [Kos09], [Fra13], [Byr11a], [Byr11b].

Um die Verflüssigung des Phasenwechselmaterials mit geringer treibender Temperaturdifferenz zwischen Kondensation des Kältemittels im Wärmeübertrager des Speichers und Phasenwechseltemperatur zu untersuchen, wird Versuch 4(K-I) durchgeführt. Im Hinblick auf die angestrebte Umsetzung des Konzeptes LWS Kaskade soll der Kältemitteldampf mit möglichst geringer Überhitzung in den Latentwärmespeicher eintreten. Der Speicher wird dazu in Reihe mit einem wassergekühlten Kondensator geschaltet, um den vom Verdichter bereitgestellten Kältemitteldampf vor dem Eintritt in den LWS zu enthitzen und den LWS so mit Satt-dampf zu beaufschlagen. Diese Verschaltung wird durch Schließen der Ventile V1, V2, V5, V9, V10, V11 erreicht (vgl. Abbildung 6-1). Das Kältemittel wird durch einen Bypass am Expansionsventil des Speichers vorbei geleitet. Auch in diesem Versuch läuft der Verdichter mit einer konstanten Drehzahl (30 Hz). Der Kältemittelmassenstrom durch den LWS ist folglich konstant und folgt nicht der Leistungsfähigkeit des Speichers. Die Anpassung des Systems an die Speicherleistung erfolgt in diesem Fall durch die Variation des Dampfgehaltes des Kältemittels am Eintritt in den LWS.

6.2.2 Methodik für die Auswertung und Modellierung

Die Auswertung der Messdaten erfolgt durch die Berechnung der folgenden Kenngrößen aus den gemessenen Größen Druck, Temperatur und Massenstrom des Kältemittels beim Übertritt zwischen den Hauptkomponenten des Wärmepumpenkreislaufs mit integriertem Speicher:

Die **thermische Leistung des Latentwärmespeichers** (\dot{Q}_{sp}) wird über die Kältemittelseite mittels der Gleichungen (2-9) und (2-10) bestimmt. Für die Berechnung der Leistung wird die spezifische Enthalpie des Kältemittels aus den jeweiligen Druck- und Temperaturwerten ermittelt. Der zugehörige Kältemittelmassenstrom wird durch das Coriolis-Messgerät erfasst (vgl. Abbildung 6-1). Der **State of Charge (SOC)** wird gemäß Gleichung (5-4) berechnet,

welche die Leistung bis zum Zeitpunkt t integriert und in Relation zum gesamten latenten Energiegehalt des Speichers stellt:

$$SOC(t) = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{Sp} dt}{Q_{Sp}}$$

Die **Temperaturdifferenz (ΔT_m)** ergibt sich aus der Differenz aus konstanter Phasenwechseltemperatur (T_{Pw}) und der thermodynamischen Mitteltemperatur auf der Kältemittelseite ($T_{Th,m}$), die den Phasenwechsel des Kältemittels und die vorangehende oder nachfolgende Abkühlung oder Überhitzung zusammenfasst (vgl. Gleichung (5-6)).

Die **Wärmeübertragungscharakteristik des Speichers (UA)** wird mit der Gleichung (2-20) aus der Speicherleistung und der Temperaturdifferenz ΔT_m bestimmt.

Bei der Modellierung der Wärmeleitung im PCM-Volumen wird von einer zylindrischen Ausbreitung der Phasenfront bis zu einem äquivalenten Durchmesser $d_{PCM,\ddot{a}qui}$ ausgegangen, der das Rest-Volumen zwischen den ideal angenommenen Zylindervolumina mit einbezieht, um den Energieinhalt des Speichers korrekt abzubilden. Des Weiteren wird die Verbesserung der Wärmeleitung durch das PCM, welches durch die Verwendung von Wärmeübertragerlamellen (Demonstrator I) oder die Beimischung von Graphit-Pulver (Demonstrator II) umgesetzt wird, mit einem Effektivwert für die Wärmeleitung $\lambda_{PCM,eff}$ berücksichtigt.

Messunsicherheit

Die Messunsicherheiten für die Druck- und Temperaturmessungen sind durch die Herstellerangaben gemäß Tabelle 6 gegeben. Zur Quantifizierung der Unsicherheiten Δf der aus den Variablen x, y, z abgeleiteten Ergebniswerte $f(x, y, z)$ wird die Methodik der linearen Fehlerfortpflanzung angewandt. Mittels der Taylorreihenentwicklung kann der Fehler berechnet werden, wobei Terme höherer Ordnung vernachlässigt werden:

$$f(x + \Delta x, y + \Delta y, z + \Delta z, \dots) = f(x, y, z, \dots) + \frac{\partial f}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial f}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial f}{\partial z} \Delta z + \dots = f + \Delta f \quad (6-1)$$

Da sich die Fehler addieren, werden für die partiellen Ableitungen Betragsstriche eingeführt:

$$\Delta f = \left| \frac{\partial f}{\partial x} \right| \Delta x + \left| \frac{\partial f}{\partial y} \right| \Delta y + \left| \frac{\partial f}{\partial z} \right| \Delta z \quad (6-2)$$

Aufgrund der hohen Genauigkeit der verwendeten Messtechnik ergeben sich für die Temperatur-, Massenstrom- und Leistungswerte relativ geringe Unsicherheiten, sodass eine Darstellung in den Ergebnisdiagrammen nicht sinnvoll ist. Die Unsicherheiten werden in Tabellen am Ende des jeweiligen Abschnittes als relative und absolute Fehler der Mittelwerte zusammengefasst. Zu beachten ist jedoch der Fehler bei der Ermittlung des Differenzdrucks. Infolge der Ermittlung des Differenzdrucks aus zwei Absolutdruckmesswerten ergibt sich hier eine vergleichsweise große Unsicherheit des Ergebniswerts.

6.2.3 Experimentelle Ergebnisse und Modellvalidierung

Im Folgenden werden die Versuche 2(K-I) und 5(V-II) detailliert einzeln ausgewertet. Im Anschluss erfolgt eine Gegenüberstellung aller Versuche anhand ausgewählter Parameter.

Versuch 2(K-I): Kältemittelkondensation im LWS – Aufschmelzen des PCM

Abbildung 6-4 zeigt die Ergebnisdiagramme aus den Messdaten im Vergleich mit den Daten aus dem Simulationsmodell. Folgende Größen werden jeweils über die Zeit dargestellt: Phasenwechseltemperatur des PCM sowie Kondensations- und Unterkühlungstemperatur des Kältemittels im LWS (oben links), Leistung des LWS (oben links), UA-Wert des LWS (oben rechts), Kältemittelmassenstrom (Mitte links), mittlere thermodynamische Temperaturdifferenz (Mitte rechts), Ladezustand (SOC) als kumulierter Energieinhalt über die Zeit (unten links), Druckverlust (unten rechts).

Die Kondensationstemperatur im Speicher (oben links) weist einen ansteigenden Trend auf, von ca. 31 °C zu Beginn auf ca. 37 °C am Ende des Versuchs. Die Unterkühlung des Kältemittels am Austritt aus dem Speicher beträgt über die Versuchsdauer konstant ca. 1,5 K, wobei zu Beginn eine Unterkühlung von bis zu 6 K zu verzeichnen ist. Aus den Temperaturen folgt ein anwachsender Trend der Temperaturdifferenz (Mitte rechts).

Für die Simulation des Versuchs werden die Rahmenbedingungen aus dem Experiment auf das Simulationsmodell übertragen. Die Berechnung des Wärmeübergangs und der Leistungscharakteristik des Speichers wird mit den experimentell gewonnenen Daten verglichen und das Modell validiert. Die Werte für die Kondensations- und Verdampfungstemperatur sind zusammen mit weiteren Eingaben für das Simulationsmodell in Tabelle 10 aufgelistet. Um den Verlauf des Experimentes nachbilden zu können, wird der Verlauf der Kondensationstemperatur im Speicher, der maßgeblich von der Fördercharakteristik des Verdichters abhängt, aus den Messdaten interpoliert und dem Modell vorgegeben. Aus Vorversuchen konnte für den Demonstrator I als Resultat für die Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit durch den Einsatz von Wärmeübertragerlamellen ein Wert von $\lambda_{PCM,eff} \approx 3 \frac{W}{m \cdot K}$ gefolgert werden. Die Wärmeleitung durch das PCM kann demzufolge durch den Einsatz der Lamellen nach der oben aufgeführten Konfiguration etwa um den Faktor 15 im Vergleich zur Wärmeleitfähigkeit des reinen PCM mit $\lambda_{PCM} = 0,2 \frac{W}{m \cdot K}$ verbessert werden.

Tabelle 10: Eingaben in die Simulation nach dem Experiment.

T_K in °C	T_V in °C	T_{PCM} in °C	$T_{K,Sp}$ in °C	$d_{PCM,\text{äqui}}$ in m	λ_{Rohr} in W/(m·K)	$\lambda_{PCM,eff}$ in W/(m·K)
37,5	4,9	28	Nach Exp.	0,053	401	3

Der Verlauf des UA-Wertes (oben rechts) ist charakteristisch für den Latentwärmespeicher und kann über den gesamten Prozess sehr genau vom Modell wiedergegeben werden. Der Druckverlust über den Speicher (unten rechts) liegt im Bereich von 0,05 bis 0,14 bar. Der Druckverlust kann durch die Berechnung abgeschätzt werden, wobei zum Ende des Versuches Abweichungen zwischen Simulation und Messdaten von etwa 23 % auftreten. Die Analyse der Messunsicherheiten (siehe Tabelle 11) verdeutlicht, dass die Ermittlung dieses Differenzdruckes durch zwei Drucksensoren (abs.) mit sehr großen Fehlern behaftet ist. Da der Prozessdruck hier >20 bar ist, sind die Messunsicherheiten bei einem mittleren Druckverlust von 0,064 bar groß. Der Einsatz eines entsprechend kalibrierten Differenzdrucksensors kann hier die Genauigkeit deutlich erhöhen. Dennoch zeigen Messdaten und Simulationsprogramm einen ähnlichen Verlauf. Die thermische Leistung des LWS kann durch das Modell mit guter Genauigkeit beschrieben werden, wobei die Werte konstant etwas über den Versuchswerten liegen. Dies spiegelt sich auch in einer geringfügigen Abweichung des SOC-Verlaufs wider (unten links).

Tabelle 11: Messunsicherheiten zu Versuch 2(K-I).

	$\Delta T_{KM;Sp;aus}$ in °C	$T_{K;Exp}$ in °C	$\dot{Q}_{Sp;Exp}$ in W	UA_{Exp} in W/K	$\dot{m}_{Sp;Exp}$ in kg/s	$\Delta T_{m;Exp}$ in K	SOC_{Exp} -	Δp_{Exp} in bar
Mittelwert	34,88	36,83	3785	364,28	0,019	10,93	0,5	0,064
Rel. Fehler	-	-	0,24%	0,53%	0,10%	-	0,23%	174%
Abs. Fehler	0,049	0,074	9,084	1,931	$1,9 \cdot 10^{-5}$	0,033	0,001	0,112

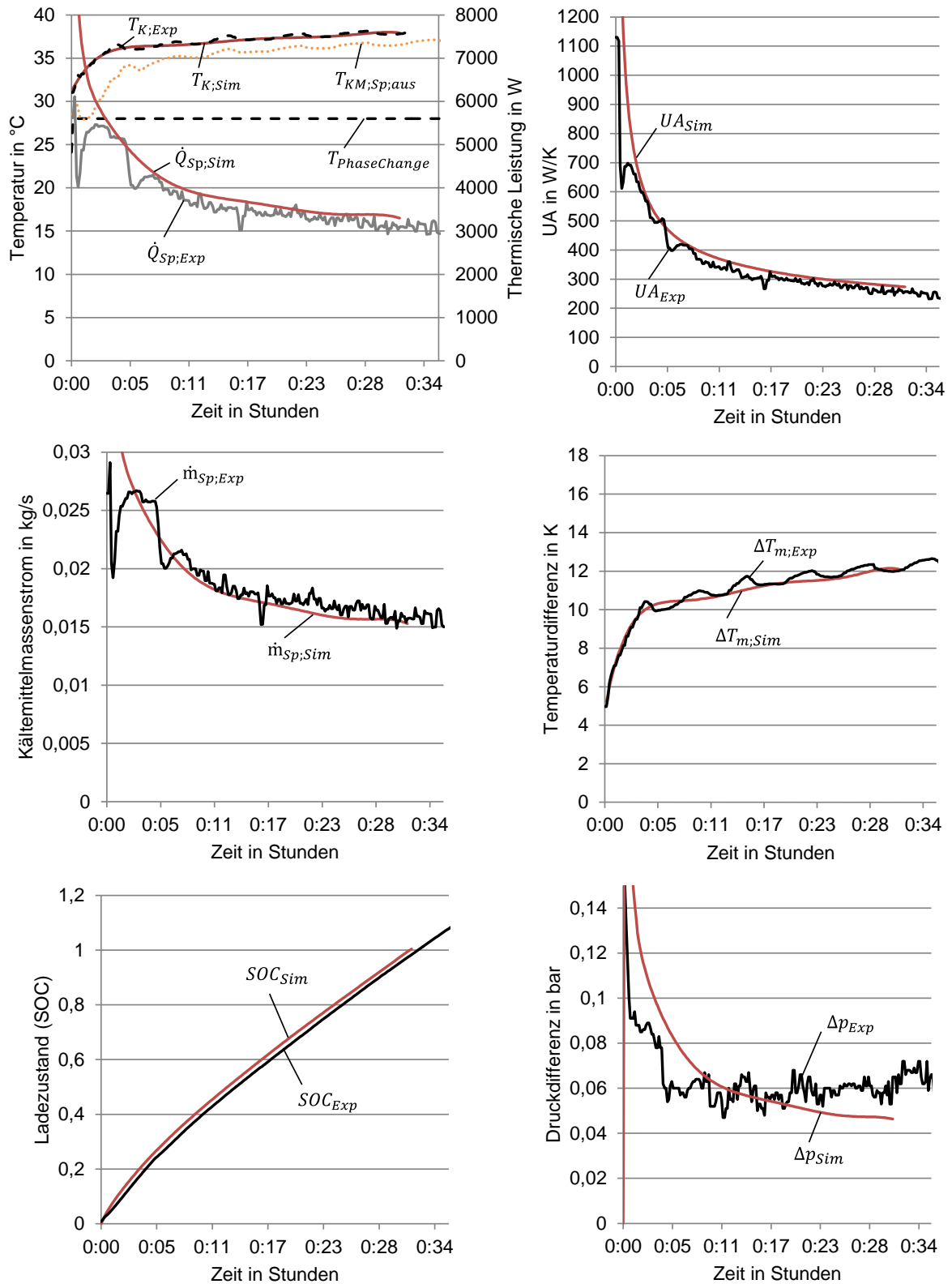


Abbildung 6-4: Experimentelle Daten vs. Simulationsdaten aus dem Versuch 2(K-I): Kältemittelkondensation im Demonstrator I.

Versuch 5(V-II): Kältemittelverdampfung im LWS – Kristallisation des PCM

Abbildung 6-5 zeigt die Ergebnisdiagramme aus den Messdaten im Vergleich mit den Daten aus dem Simulationsmodell. Folgende Größen werden jeweils über die Zeit dargestellt: Phasenwechseltemperatur des PCM sowie Verdampfungs- und Überhitzungstemperatur des Kältemittels im LWS (oben links), Leistung des LWS (oben links), UA-Wert des LWS (oben rechts), Kältemittelmassenstrom (Mitte links), mittlere thermodynamische Temperaturdifferenz (Mitte rechts), SOC (unten links), Druckverlust (unten rechts).

Die Verdampfungstemperatur im Speicher (oben links) weist einen abfallenden Trend auf von ca. 12 °C zu Beginn auf ca. 5 °C am Ende des Versuchs. Berechnet wurde diese aus dem gemittelten Druck über den Speicher. Die Überhitzung folgt diesem Trend analog zu dem vorherigen Versuch mit einem sehr sprunghaften Verlauf. Dies ist auf die nicht optimierte Regelung des Expansionsventils zurückzuführen. Aus den Temperaturen folgt ein anwachsender Trend der Temperaturdifferenz (Mitte rechts). Für die Bewertung der Wärmeübertragung wird die Temperaturdifferenz zwischen PCM und Verdampfungstemperatur ausgewertet (Mitte rechts).

Auch für diesen Versuch werden die Rahmenbedingungen aus dem Experiment auf das Simulationsmodell übertragen, um das Modell anhand der experimentellen Daten validieren zu können. Die Werte für die Kondensations- und Verdampfungstemperatur sind in Tabelle 12 zusammen mit weiteren Eingaben für das Simulationsmodell aufgelistet. Um den Verlauf des Experimentes nachbilden zu können, werden folgende Daten dem Modell vorgegeben: Der Verlauf der Verdampfungstemperatur im Speicher aus den Messdaten (interpoliert) sowie die Zielüberhitzungstemperatur, auf die das Expansionsventil regelt. Vorversuche wiederum ergaben für Demonstrator II einen Wert von $\lambda_{PCM,eff} \approx 2 \frac{W}{mK}$, der aus der Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit durch Beimengung von Graphitpulver resultiert. Die Wärmeleitung durch das PCM-Volumen kann demzufolge etwa um den Faktor 10 verbessert werden.

Tabelle 12: Eingaben in die Simulation nach dem Experiment.

T_K in °C	T_V in °C	T_{PCM} in °C	$T_{V,Sp}$ in °C	$d_{PCM,\ddot{a}qui}$ in m	λ_{Rohr} in W/(m·K)	$\lambda_{PCM,eff}$ in W/(m·K)
31,7	1,6	18	Nach Exp.	0,0512	15	2

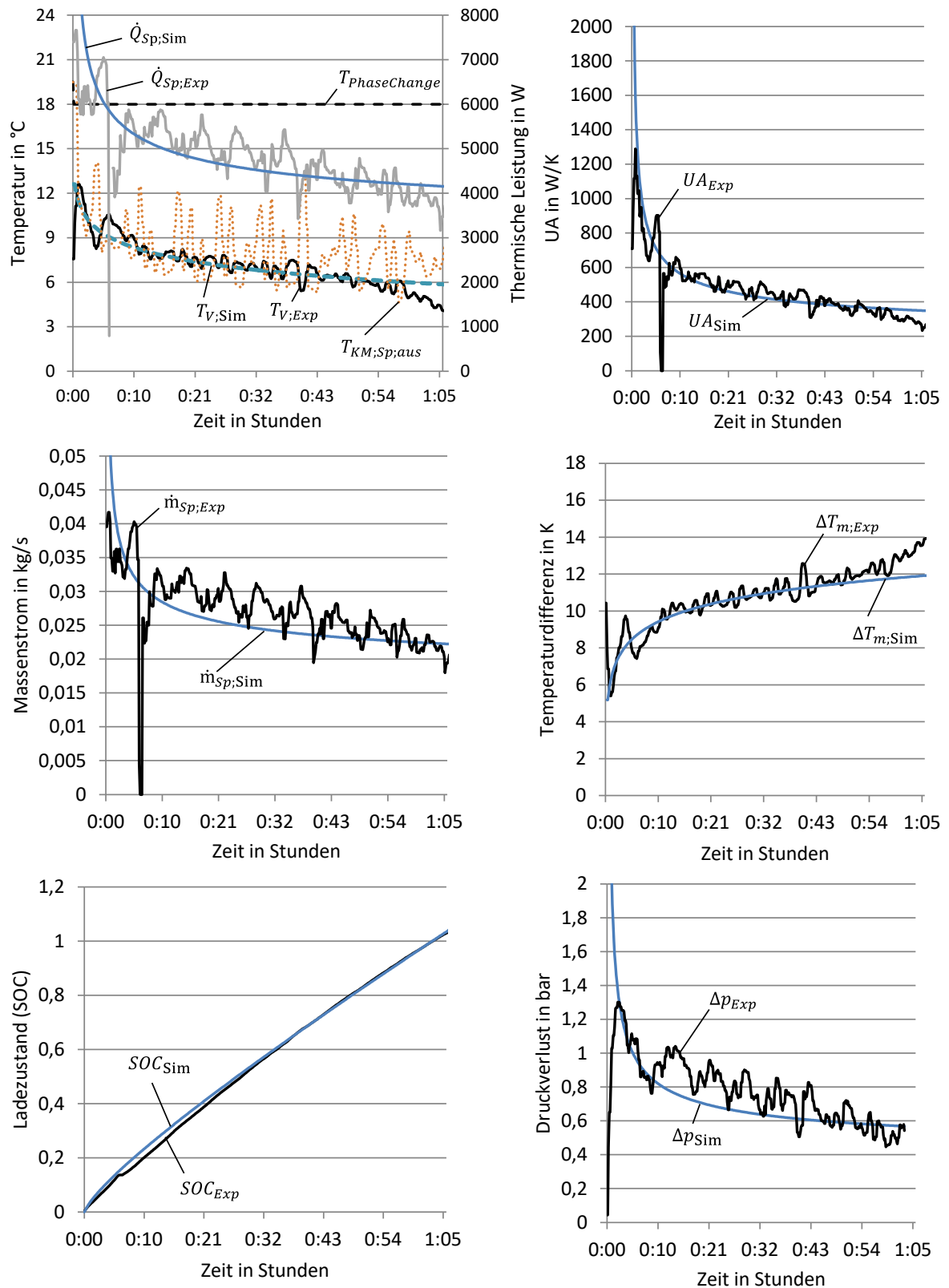


Abbildung 6-5: Experimentelle Daten vs. Simulationsdaten aus dem Versuch 5(V-II): Kältemittelverdampfung im Demonstrator II.

Der Verlauf des UA-Wertes (oben rechts) ist charakteristisch für den Latentwärmespeicher und kann über den gesamten Prozess sehr genau vom Modell wiedergegeben werden. Der

Kältemittelmassenstrom (Mitte links) wird ebenfalls mit guter Genauigkeit von dem Simulationsmodell errechnet.

Die Schwankungen in den Messdaten sind auf die Regelung des Expansionsventils zurückzuführen. Der Druckverlust über den Speicher liegt zwischen 0,5 und 1,3 bar. Dieser Verlauf kann vom Model abgebildet werden. Die thermische Leistung wird ebenfalls mit guter Genauigkeit wiedergegeben. Tabelle 14 listet die relativen und absoluten Fehler der Mittelwerte auf (zur Bestimmung siehe Abschnitt 0).

Tabelle 13: Messunsicherheiten zu Versuch 5(V-II).

	$\Delta T_{KM;Sp;aus}$ in °C	$T_{V;Exp}$ in °C	$\dot{Q}_{Sp;Exp}$ in W	UA_{Exp} in W/K	$\dot{m}_{Sp;Exp}$ in kg/s	$\Delta T_{m;Exp}$ in K	SOC_{Exp} -	Δp_{Exp} in bar
Mittelwert	8,35	7,29	4885	471,6	0,027	10,71	0,5	0,772
Rel. Fehler	-	-	0,22%	1,59%	0,10%	-	0,21%	2,64%
Abs. Fehler	0,034	0,110	10,75	7,498	$2,7 \cdot 10^{-5}$	0,162	0,001	0,020

6.2.4 Wärmeübertragung und Leistungscharakteristik

Die Veränderung der Wärmeübertragungscharakteristik der Latentwärmespeicher im Verlauf des Einsatzzyklus ist maßgeblich für die Leistungsfähigkeit in einer Wärmepumpenanwendung. Abbildung 6-6 zeigt die Verläufe des UA-Wertes über den Ladezustand (SOC) der Latentwärmespeicher. Dargestellt sind die Versuche 1 bis 6 (vgl. Tabelle 9).

Zunächst werden die Versuche 1(V-I) und 2(K-I) mit Bezug auf den Demonstrator I betrachtet. Beide Versuche weisen zunächst Spitzenwerte von ca. 1100 W/K auf und zeigen einen abfallenden Trend, bis sich bei der Kältemittelkondensation bei SOC=1 ein Wert von 260 W/K einstellt. Bei der Kältemittelverdampfung wird bei SOC=1 ein Wert von 120 W/K erreicht. Mit Fortschreiten der Phasenfront sinkt der UA-Wert. Beim Aufschmelzen des Speichers (Kältemittelkondensation in den Wärmeübertragerrohren des Speichers) unterstützt die Konvektion die Wärmeübertragung im Speicher material zusätzlich zur Konduktion, sodass sich ab einem SOC-Wert von 0,6 ein geringerer Abfall als bei der Kristallisation des PCM zeigt.

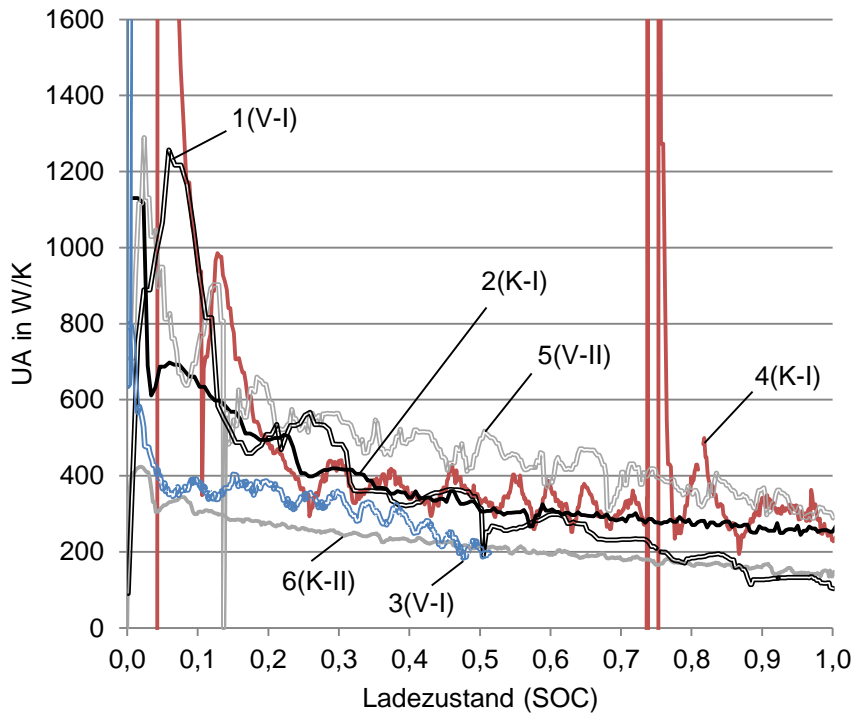


Abbildung 6-6: Wärmeübertragungscharakteristik UA der Latentwärmespeicher aus den Versuchen 1 bis 6 aufgetragen über den Ladezustand (State of Charge - SOC).

Diese Diskrepanz ist auf die sich ändernden Eigenschaften der Wärmetransportvorgänge im Phasenwechselmaterial zurückzuführen und kann auch unter Hinzunahme des theoretischen Speichermodells ausgewertet werden.

Abbildung 6-7 zeigt den Verlauf des UA-Wertes des Verdampfungsversuches 1(V-I) im Zusammenhang mit der Modellrechnung. Das Modell berücksichtigt für den betrachteten Halbzyklus die zeitlichen Verläufe des von der Massenstromdichte abhängigen gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten von Kältemittel zum Rohr (siehe Gleichung (5-5)) und einen konstanten effektiven Wärmeleitkoeffizienten für die Wärmeleitung im PCM. Auf dieser Basis kann gefolgert werden, dass die Wärmeleitung durch das PCM der limitierende Faktor ist. Denn der Wärmewiderstand des PCM $R_{PCM}(t)$ wächst im Modell nur aufgrund der anwachsenden festen Phase (siehe Gleichung (5-2)), wobei die konstante effektive Wärmeleitung $\lambda_{PCM,eff}$ durch das PCM aus der verbesserten Wärmeleitung durch die Einbringung der Lamellen abgeleitet ist. Zum Ende des Versuches treten jedoch folgende Phänomene auf: Die Lamellen werden vollständig mit einer PCM Schicht bedeckt. In Folge dessen kann die

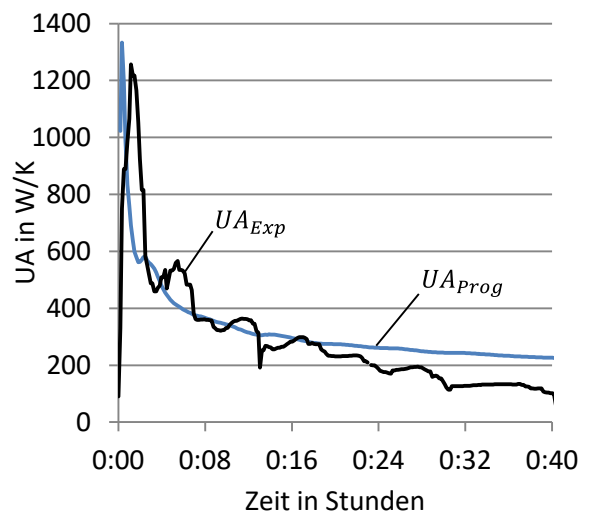


Abbildung 6-7: Verdampfung im Lamellen-LWS Versuch 1(V-I).

Die Lamellen werden vollständig mit einer PCM Schicht bedeckt. In Folge dessen kann die

Wärme nicht mehr durch die Lamellen bis zur Phasenfront geleitet werden. Die effektive Wärmeleitung durch das PCM wird geringer. Im Unterschied dazu ist kein derartig starker Abfall bei der Kondensation des Kältemittels im Wärmeübertrager des LWS zu verzeichnen. Es zeigt sich eine deutlich bessere Übereinstimmung der Messdaten mit dem Simulationsmodell (vgl. Abbildung 6-4 oben rechts). Dies kann auf die entstehende Konvektion im verflüssigten Teil des Phasenwechselmaterials zurückgeführt werden: Während bei der Kristallisation die wachsende PCM-Schicht die Lamellen gegen Ende der Versuchslaufzeit vollständig bedecken und so deren Effekt mindern, tritt bei der Verflüssigung des PCM eine Konvektion auf. Diese ermöglicht es den positiven Effekt der Lamellen auf die Wärmeleitung durch das PCM aufrecht zu erhalten. Die Lamellen bleiben weiterhin aktiv an dem Wärmeübertragungsprozess beteiligt und aus der Überlagerung von Konvektion und Wärmeleitung resultiert nur ein geringes Absinken der gemessenen Leistung gegen Ende des Prozesses. Anzumerken ist, dass die Wärmeübertragung durch die Konvektion nicht über die berechnete Wärmeübertragung aus dem Modell verbessert wird. Die horizontal ausgebildete Konvektion wirkt somit auf den Wärmeübergang zwischen den Lamellen, verstärkt jedoch nicht den vertikalen Wärmeaustausch im Speicherbehälter. Dies ist auf die Durchflussrichtung des Kältemittels zurückzuführen: Der Speicher wird von oben nach unten verflüssigt, sodass sich die warme Schicht stets oben befindet. Dadurch bildet sich keine vertikale Konvektion aus.

Die Versuche 3(V-I) und 4(K-I) beziehen sich ebenfalls auf den Demonstrator I. Mit den kleinen Temperaturdifferenzen ($\Delta T_m < 3,1$ K, vgl. Tabelle 9) zwischen dem Phasenwechsel des Kältemittels (Verdampfung bzw. Kondensation) und dem Phasenwechsel des PCM (Kristallisation bzw. Schmelzen) ergibt sich eine ähnliche Charakteristik in der Wärmeübertragung. Der Verlauf des UA-Werts beim Versuch 4(K-I) folgt dem Verlauf des oben beschriebenen UA-Wertes bei der Kältemittelkondensation im LWS nach Versuch 2(K-I). Folglich ist die Wärmeübertragung auch bei diesen niedrigeren Temperaturdifferenzen sichergestellt. Lediglich zu Beginn zeigt sich fälschlicherweise eine deutliche Abweichung. Dies ist auf die fehlerhafte Erfassung der Kondensationstemperatur im LWS zu Beginn der Untersuchung zurückzuführen, die sich in den Messungen erst nach ein paar Minuten stabilisiert. Die daraus resultierende sehr niedrige Temperaturdifferenz zwischen Kondensationstemperatur des Kältemittels und Phasenwechseltemperatur des PCM (nahe 0) ergibt somit für die erste Versuchsphase unzutreffend hohe UA-Werte.

Die Auswertung des UA-Wertes aus Versuch 3(V-I) ist wegen Beschränkungen der Thermosiphon-Funktion nur bis zum einem Ladezustand von $SOC = 0,5$ möglich. Ab diesem Zustand verändern die Eigenschaften des Zwei-Phasen-Thermosiphon-Prozesses die Betriebsbedingungen für die Verdampfung im Latentwärmespeicher, sodass das weitere Versuchsergebnis nicht für die generelle Beurteilung des Speichers herangezogen werden kann

(vgl. Abschnitt 6.2.1). Eine weitere Diskussion dieser Details ist für die hier dargestellte Untersuchung nicht von Interesse und wird daher nicht weiter ausgeführt.

Im Bereich von $SOC=0,18$ bis $SOC=0,5$ liegt der UA-Wert etwas niedriger als in 1(V-I). Eine deutliche Abweichung zum vorherigen Versuch 1(V-I) ist zum Beginn ($SOC < 0,18$) zu verzeichnen. Dies ist ebenfalls auf den Prozess zurückzuführen: Zu Beginn des Zwei-Phasen-Thermosiphon-Betriebs befindet sich nahezu das gesamte Kältemittel im Speicher, der Wärmeübertrager ist teilweise geflutet. Wird der Naturumlauf des Kältemittels durch die Kühlung am Kondensator initiiert, verdampft das Kältemittel. Erst nach einiger Zeit entwickelt sich ein kontinuierlicher Kältemittelumlauf, mit dem die gesamte Wärmeübertragungsfläche des Speichers durch die Verdampfung genutzt werden kann.

Die Versuche 5(V-II) und 6(K-II) beziehen sich auf den Demonstrator II, bei dem die Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit durch Beimischung von Graphitpulver zum PCM umgesetzt wurde. Der Verlauf des UA-Wertes bei Versuch 5(V-II) ist wiederum charakteristisch für die Wärmeübertragung in einem Phasenwechselmaterial und wird auch von dem Simulationsmodell passend wiedergegeben (vgl. auch Abbildung 6-5). Hier sind zu Beginn Spitzenwerte von über 1600 W/K zu verzeichnen, wobei am Ende des Prozesses 320 W/K erreicht wird. Im Vergleich zum Versuch 1(V-I) tritt hier zum Ende des Prozesses kein signifikanter Leistungsabfall auf. Dies ist auf die unterschiedlichen Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit zurückzuführen. Während die Lamellen (Versuch 1(V-I)) gegen Ende des Kristallisationsprozesses nicht mehr mit der Phasenfront in Kontakt kommen, bildet das Paraffin-Graphit-Gemisch (Versuch 5(V-II)) einen homogenen Verbund. Die hohe Wärmeleitfähigkeit des Graphits kann so über den vollständigen Zyklus ausgenutzt werden (vgl. auch Abbildung 6-5).

Bei der Kältemittelkondensation im Speicher, Versuch 6(K-II), ist wie zu erwarten ein ähnlicher Verlauf zu verzeichnen, bei dem jedoch deutlich niedrigere Werte als beim Kristallisationsversuch auftreten. Auffällig ist dabei der übereinstimmende Trend. Um dies näher zu analysieren, müssen die Prozesstemperaturen mit einbezogen werden. Abbildung 6-8 zeigt neben der Phasenwechseltemperatur des PCM auch die Kondensationstemperatur im Speicher und die Kältemitteltemperatur am Speicheraustritt aufgetragen über die Zeit. Die Unterkühlung des Kältemittels erfolgt über 2/3 des Versuchszeitraumes bis auf bzw. teilweise unter die Phasenwechseltemperatur des PCM, welches vor dem Versuch weit unter die Phasenwechseltemperatur abgekühlt worden war. Lediglich im letzten Drittel des Prozesses steigt die Temperatur des unterkühlten Kältemittels am Speicherausgang. Folglich kann das Potential des LWS in diesem Versuch nicht vollständig ausgenutzt werden, denn die Kältemittelkondensation findet nur an einem Teil der Wärmeübertragerfläche des Speicher-Wärmeübertragers statt. Das Kältemittel kondensiert im vorderen Teil des Speichers, wird danach im flüssigen Zustand bis auf die vorherrschende PCM Temperatur abgekühlt und

fließt anschließend durch den übrigen Teil der Wärmeübertragerrohre bis zum Ausgang des Speichers. Im hinteren Teil des Speichers findet so nahezu keine weitere Wärmeübertragung statt. Die verwendete Fläche für den Wärmeübergang im LWS ist deutlich reduziert. Dies spiegelt sich auch in der Leistung wider. Für die Bestimmung des UA-Wertes wird jedoch die gesamte Wärmeübertragungsfläche zugrunde gelegt. Dieser Wert beschreibt somit nicht die maximale Leistungsfähigkeit des Speichers, sondern gilt nur in Bezug auf diesen Versuch. Dessen ungeachtet zeigt der stetig abfallende Verlauf der UA-Werte den gleichen Trend wie bei dem Verdampfungsversuch, bei dem das PCM kristallisiert wird. Folglich wird für den Graphit-Speicher der Einfluss der Konvektion im bereits verflüssigten PCM als sehr gering eingestuft. Das Graphitpulver, das zur Verbesserung der Wärmeleitung mit dem PCM gemischt wurde, unterdrückt eine Ausbildung der natürlichen Konvektion in horizontaler und vertikaler Richtung. Der Ausbildung der vertikalen Konvektion wird zusätzlich mit der Durchflussrichtung des Kältemittels von oben nach unten entgegengewirkt.

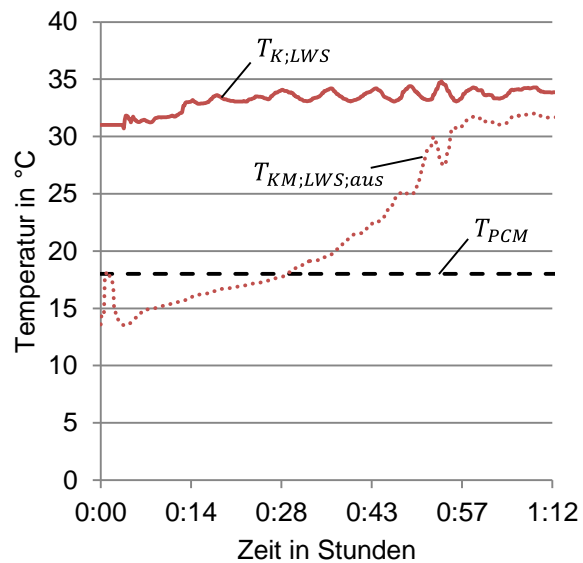


Abbildung 6-8: Prozesstemperaturen des Versuchs 6(K-II): Kondensationstemperatur, Kältemittelaustrittstemperatur und Phasenwechseltemperatur aufgetragen über die Zeit.

6.3 Diskussion der Ergebnisse

Die Erkenntnis aus den Versuchen mit dem Demonstrator I (Lamellenwärmeübertrager), dass die Konvektion auf den Wärmeübergang nur einen geringen Einfluss hat, ist übereinstimmend mit den in der Literatur ausgewiesenen Ergebnissen.

Niyas et al. untersuchten einen LWS mit integriertem Rohrbündelwärmeübertrager, der mit einem ternären Salzgemisch mit einer Schmelztemperatur von 142 °C gefüllt war und über ein Wärmeträgerfluid be- und entladen wurde. Der Wärmeübertrager wies keine Lamellen- oder Rippengeometrie auf, was einen entscheidenden Unterschied zu dem in dieser Arbeit untersuchten Lamellen-Wärmeübertrager darstellt. Mit dem entwickelten und validierten numerischen 3D-Modell wurden umfassende parametrische Studien durchgeführt, bei der mehrere Betriebsparameter variiert wurden. Die Hauptergebnisse bestätigten, dass hier der Schmelzvorgang hauptsächlich von der Konvektion dominiert wird, was zu einem schnelleren Schmelz-Vorgang als das Erstarren des Phasenwechselmaterials führt. Weiterhin wird

gezeigt, dass die Eintrittstemperatur des Wärmeträgerfluids die Dauer der Belade- / Entlade-phase stärker beeinflusst als die Durchflussrate des Wärmeträgerfluids [Niy17].

Meng und Zhang untersuchten einen Latentwärmespeicher mit Rohrbündelwärmeübertrager, der in einem Tank eingelassen war und ebenfalls über ein Wärmeträgerfluid be- und entladen wurde. Kupferschaum im Paraffin sollte die effektive Wärmeleitfähigkeit verbessern. Ein detailliertes numerisches 3D-Simulationsmodell wurde entwickelt und validiert, um die Wärmeübertragungsmechanismen des Speichers zu analysieren. Durch den Kupferschaum konnte eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Speicher erreicht werden. Der Einfluss der natürlichen Konvektion beim Aufschmelzen des Phasenwechselmaterials konnte beobachtet werden, wurde aber nicht als maßgeblich eingestuft. Die Wärmeleitung wird weiterhin als Hauptwärmeübertragungsmechanismus auch während des Aufschmelzens gesehen. Dieser Aspekt bestätigt auch die Schlussfolgerungen des Aufschmelzversuches des Demonstrators II, bei dem das Graphitpulver im PCM eine Ausbildung der natürlichen Konvektion in horizontaler und vertikaler Richtung unterdrückt [Men17].

Zauner et al. konnten diese Annahme mit Experimenten rechtfertigen. Sie vernachlässigten die Konvektion in ihrem Simulationsmodell. Untersucht wurde ein Rippenrohr-Wärmeübertrager, der in einem Behälter eingesetzt war und mit einem Wärmeträgerfluid durchströmt wurde. Phasenwechselmaterial war ein Polyethylen hoher Dichte (HDPE). Das in Fluent implementierte Modell zeigte eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Insbesondere aufgrund der hohen Viskosität des geschmolzenen HDPE und des geringen Lamellenabstands wurde die natürliche Konvektion innerhalb des Speichers vernachlässigt. Dennoch erwies sich das aufgesetzte Rechenmodell als rechenintensiv [Zau16].

Auch Neumann et al. konnten die Konvektion in ihrer Arbeit aufgrund des geringen Lamellenabstands im Wärmeübertrager begründet vernachlässigen. In Experimenten und theoretischen Modellrechnungen wurden Rippenrohrwärmeübertrager mit zwei verschiedenen Phasenwechselmaterialien untersucht: Zum einen wurde ein kommerzielles paraffinisches Material mit einer nominalen Schmelztemperatur von 82 °C eingesetzt und zum anderen ein Zuckeralkohol mit nominaler Schmelztemperatur von 166 °C [Neu17].

Neben diesen Erkenntnissen lassen sich nach der Auswertung der einzelnen Versuche folgende Schlüsse ziehen:

- Eine Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit kann sowohl mit einer Lamellenkonstruktion als auch mit der Beimischung von Graphit-Pulver erreicht werden.
- Die Lamellen haben anfangs einen starken Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit des PCM. Bei der Kristallisation des PCM nimmt der Einfluss mit ansteigender Phasendicke ab. Bei der Verflüssigung des PCM kann dieser positive Einfluss durch die auftretende Konvektion im PCM aufrechterhalten werden.

- Das Graphit-Pulver bildet eine homogene Mischung mit dem PCM, sodass auch eine gleichmäßige Verbesserung der Wärmeleitung über die gesamte Betriebszeit des Speichers sowohl beim Kristallisieren als auch beim Verflüssigen verzeichnet werden kann.
- Das Graphit-Pulver unterbindet die Ausbildung von natürlicher Konvektion im PCM während des Aufschmelzvorgangs.
- Der LWS kann mit den dargestellten Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit auch mit Temperaturdifferenzen von rund 3 K effektiv betrieben werden.

Anmerkung zur Zyklfestigkeit der PCM-Graphit-Mischung: Auch nach über 50 Versuchen konnte keine signifikante Leistungsabweichung des Speichers mit der PCM-Graphit-Mischung festgestellt werden. Eine optische Überprüfung ließ zudem keine Entmischung der Komponenten erkennen (vgl. auch [Hei20]). Dieser Punkt ist jedoch nicht Kernpunkt dieser Untersuchungen. Auch in der Literatur finden sich zu dieser Fragestellung bislang nur wenige Aussagen.

Möglichkeiten und Grenzen des eindimensionalen Modells

Die Untersuchungen bestätigen die Anwendbarkeit des Modells für die folgenden Fälle:

- Es werden einfache Geometrien der Speicherwärmeübertrager verwendet.
- Die treibenden Temperaturdifferenzen zwischen Phasenwechsel des Kältemittels und Phasenwechsel des PCM sind niedrig:
 - Bei der Speicherung tritt nur ein geringer sensibler Wärmeanteil im PCM auf.
 - Die Kältemittelüberhitzung bei der Verdampfung im Speicher ist niedrig.
- Es gelten annähernd gleichbleibende lokale Wärmeübergangszahlen des Kältemittels.
- Die Wärmeleitung durch das PCM muss quantifizierbar sein.
- Die Konvektion kann vernachlässigt werden.

Unter diesen Voraussetzungen liefert das theoretische Modell eine gute Genauigkeit für die Nachbildung der Speichercharakteristik. Dies bietet eine die Möglichkeit die LWS mit thermischer Leistung und Bestimmung von UA-Werten, Kältemittelmassenstrom und Druckverlust für weitere Anwendungen auszulegen.

Grenzen der Anwendung des Modells:

- Bei Teillastfällen kann das Programm nur bedingt zur Auswertung herangezogen werden, da Vorgänge im Inneren des Speichers nicht modelliert werden (Flächenaufteilung, Temperaturprofile, „Umschlagpunkte“).
- Für eine genaue Analyse der inneren Wärmetransportphänomene ist ein mehrdimensionales Simulationsmodell erforderlich.

7 Analyse und Erprobung eines neuartigen Anlagenkonzeptes

Das vorliegende Kapitel beinhaltet die Untersuchungen und Auswertungen zum neu entwickelten Kaskadenkonzept. Die Verschaltung und die Funktionsweise wurden in Kapitel 4.1 ausführlich beschrieben. Die Besonderheit ist die Umschaltung von einer parallelen Kältemitteldurchströmung der Komponenten Verdampfereinheit 1, Speicher und Verdampfereinheit 2 im Beladefall zu einer seriellen Durchströmung während der Speicherentladung. Die energetische und exergetische Bewertung des Konzeptes wurde in Kapitel 4 dargelegt. In der Theorie wird die Kreislaufeffizienz durch den Speichereinsatz nur minimal negativ beeinflusst, aber dennoch kann der Vorteil der Lastverschiebung durch den Speicher ausgenutzt werden. Die nun folgende Untersuchung zielt auf die praktische Umsetzung des Konzeptes ab und soll damit den Machbarkeitsnachweis erbringen (siehe auch [Hei20]).

Zunächst werden die Betriebsphasen des Systems mit integriertem Speicher (Betrieb ohne Speicher, Speicherbeladung, Speicherentladung) mittels Systemsimulation analysiert. Den Ausgangspunkt bildet eine Simulation des Anlagenbetriebs ohne LWS, in welche im zweiten Schritt das thermische Modell des LWS integriert wird. Auf dieser Basis wird eine Systemanalyse durchgeführt, bei der der Schwerpunkt auf dem Einfluss der Speicherintegration auf den gesamten Kältekreislauf liegt. Es folgt die Beschreibung der projektierten Laboranlage für den Machbarkeitsnachweis. Die thermodynamische und konstruktive Auslegung des LWS mit Beschreibung des Demonstrators für die Laboranlage ist der nächste Schritt. Im Anschluss wird die Regelung des Gesamtsystems angesprochen, wobei die erforderlichen Schaltvorgänge für die unterschiedlichen Betriebszustände der Verdampfer-Wärmespeicher-Kaskade im Vordergrund stehen. Abschließend werden in der Machbarkeitsstudie die experimentellen Ergebnisse ausgewertet und die gewonnenen Erkenntnisse mit den aus der Theorie abgeleiteten Vorhersagen verglichen.

7.1 Zyklusanalyse des Speicherbetriebs mittels Systemsimulation

Die Simulation des Systems mit LWS erlaubt die Überprüfung der thermischen Auslegung des Speichers sowie eine Vorhersage des dynamischen Betriebsverhaltens [Kor19].

Zur Charakterisierung eines Referenzbetriebs ohne thermischen Speicher wird ein physikalisches Simulationsmodell eines Klimatisierungssystems mit Hilfe der Berechnungssoftware Engineering Equation Solver (EES) erstellt. Ziel der Systemsimulation ist die Beschreibung eines stationären Betriebszustandes. Abbildung 7-1 und Abbildung 7-2 zeigen das System in verschiedenen Schaltungszuständen. Es verfügt über drei Inneneinheiten (IE), die in allen Betriebsphasen als Verdampfereinheiten eingesetzt werden. Die Wärmeübertragereinheit

des Außengerätes dient folglich zur Kondensation des Kältemittels. Die Verdichtereinheit enthält neben dem Kompressor auch einen Unterkühlerwärmeübertrager (vgl. auch Abschnitt 2.1.5) sowie das Vier-Wege-Ventil, welches zur Umschaltung von Heiz- und Kühlfunktion der Inneneinheiten dient. Im Folgenden wird jedoch ausschließlich die Kühlfunktion betrachtet. Zusätzlich ist der Latentwärmespeicher mit der kältetechnischen Verschaltung dargestellt. Abbildung 7-1 zeigt die parallele Verschaltung der drei Inneneinheiten mit dem Latentwärmespeicher während der Beladephase des Speichers. Abbildung 7-2 veranschaulicht die serielle Verschaltung der Komponenten IE1-LWS-IE2, die bei der Speicherentladung eingesetzt wird. Die Pfeile verdeutlichen in beiden Grafiken jeweils die Strömungsrichtung des Kältemittels. Das physikalische Simulationsmodell dieses Systems ist die Grundlage für weitere Untersuchungen zur Integration des LWS in den Kältemittelkreislauf.

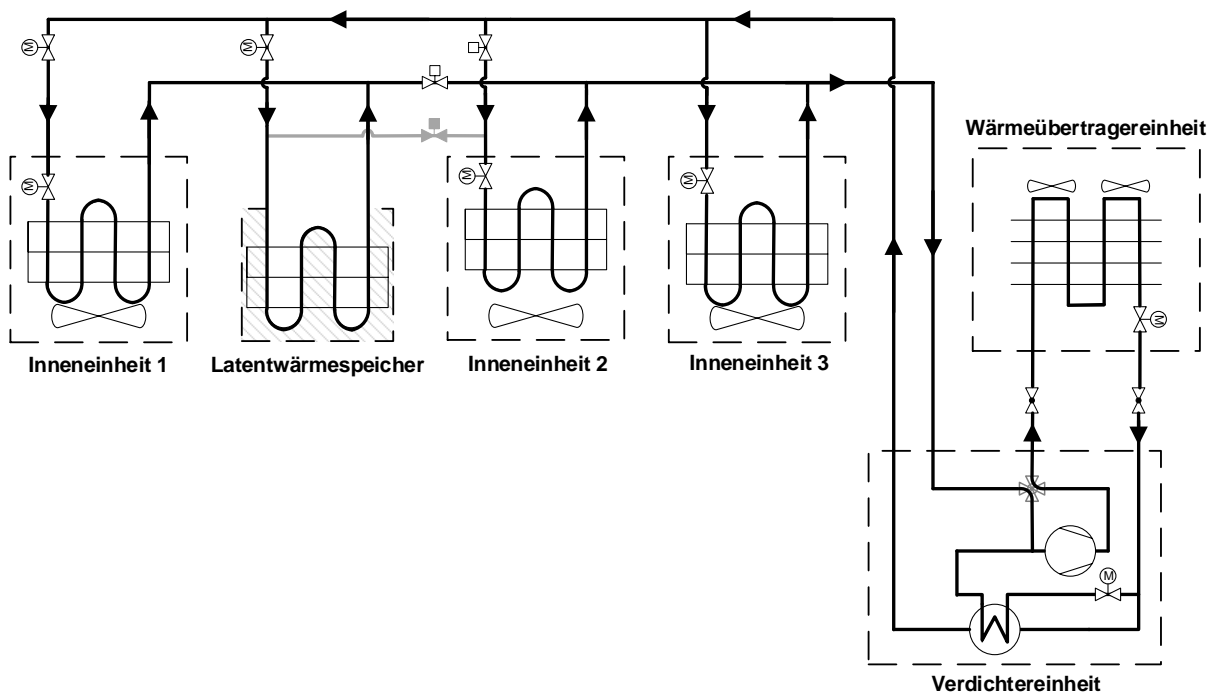


Abbildung 7-1: Laboranlage VRF-System mit Latentwärmespeicher, vereinfacht, schematisch. Die Pfeile markieren die Strömungsrichtung des Kältemittels bei der Beladung des Latentwärmespeichers.

Die Wärmeübertrager werden auf der Basis von UA-Werten und mittlerer logarithmischer Temperaturdifferenz modelliert. Im Berechnungsmodell werden die Verdampfereinheiten in zwei Abschnitte unterteilt, um die Verdampfung und die nachfolgende Überhitzung des Kältemittels in aufeinanderfolgenden Abschnitten des Wärmeübertragers gegeneinander abzugrenzen. Die Verflüssigungseinheit, in der das Kältemittel enthitzt, kondensiert und abschließend unterkühlt wird, wird durch einen Gesamt-UA-Wert beschrieben. Die UA-Werte, die für die Simulationen fest gewählt werden, werden im Vorfeld durch Messungen an den Primär- und Sekundärseiten der Wärmeübertrager im Auslegungspunkt bestimmt und mit Werten aus der Literatur abgeglichen. Zur Bestimmung der Verdichterarbeit wird ein typischer Wert für den isentropen Wirkungsgrad des Verdichters verwendet. Weiterhin werden die Luftvolu-

menströme an den Inneneinheiten wie auch an der Kondensatoreinheit jeweils gemäß den Einstellungen an den Geräten vorgegeben.

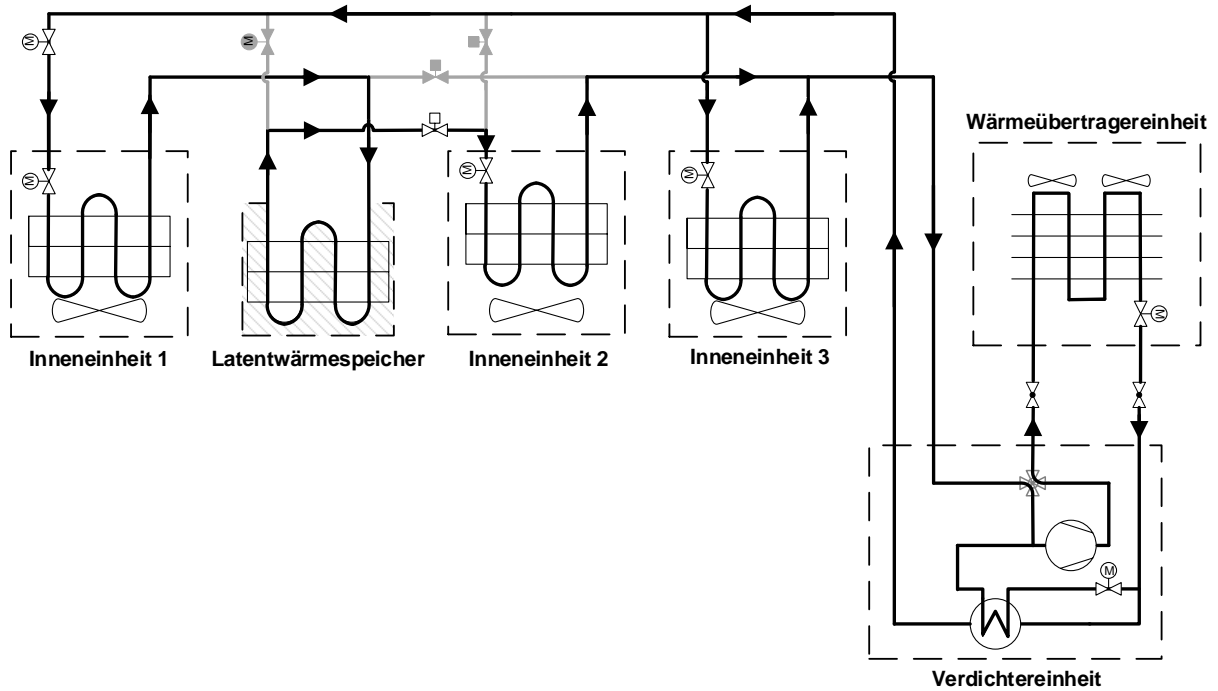


Abbildung 7-2: Laboranlage VRF-System mit Latentwärmespeicher, vereinfacht, schematisch. Die Pfeile markieren die Strömungsrichtung des Kältemittels bei der Entladung des LWS.

Die Betriebsweise des Systems wird neben den internen Parametern und Einstellungen auch durch die Umgebungsbedingungen bestimmt. Für eine gezielte Auswertung werden daher die Eingabeparameter für die Simulation eines stationären Betriebspunktes nach realen Messdaten gewählt. Neben den Raum- und Umgebungstemperaturen wird auch das Verdampfungsniveau vorgegeben. Tabelle 14 zeigt die gemessenen Daten aus dem Laborbetrieb.

Tabelle 14: Parameter für den konstanten Betriebspunkt nach Messdaten.

Druck in bar		Temperatur in °C					
p_V	p_K	T_V	T_K	T_{Raum}	$T_{Umgebung}$	$T_{IE1;Luft;aus}$	$T_{Kond;Luft;aus}$
9,1	22,7	4,1	37,3	23,9	28,8	11,3	38,7
Kältemittelmas- senstrom in kg/s		Thermische Leistung in W					Effizienz
\dot{m}_{total}	\dot{m}_{IE1}	\dot{Q}_{IE1}	\dot{Q}_{IE2}	\dot{Q}_{IE3}	\dot{Q}_{Kond}	P_{Komp}	EER
0,061	0,018	3464	3494	3464	12485	2012	5,2

Laden des Speichers

Im Belademodus wird der LWS im internen Kreislauf parallelgeschaltet zu den Verdampfeinheiten IE1, IE2 und IE3 betrieben. Durch die Verdampfung des Kältemittels im

Wärmeübertrager des Speichers wird dem LWS Wärme entzogen, das Phasenwechselmaterial wird verfestigt. Die Verdampfung erfolgt auf nominalem Verdampfungsdruck, der durch den Verdichter bereitgestellt wird. Abbildung 7-3 zeigt den Prozess im $\log(p),h$ -Diagramm (durchgezogene Linie, blau) im Vergleich zum Referenzbetrieb ohne Speicher (gestrichelte Linie, rot). Die Kältelieferung an den Speicher erfordert insgesamt einen erhöhten Kältemittelmassenstrom und die zusätzlich anfallende Wärme muss vom Kondensator an die Umgebung abgegeben werden. Daraus resultiert ein Anstieg des Verflüssigungsdrucks im Kondensator, sodass sich eine größere Temperaturdifferenz zwischen Verflüssigungs- und Umgebungstemperatur ausbildet. Dieser Temperaturanstieg ist zu Beginn des Ladevorgangs am höchsten und folgt einem abnehmenden Trend entsprechend der im Laufe der Zeit abnehmenden Leistung des LWS. Als Folge der Erhöhung des Kondensationsniveaus während der Speicherladung nimmt die nutzbare spezifische Enthalpiedifferenz der Verdampfung (Zustandspunkte 1 bis 3, blaue Linie) ab. Wegen der verringerten Enthalpiedifferenz ist zum Erhalt einer konstanten Kälteleistung eine weitere geringfügige Erhöhung des Kältemittelmassenstroms an IE1, IE2 und IE3 notwendig. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, steigt die Drehzahl am Verdichter und somit die Verdichterleistung. Folglich sinkt in diesem Prozessschritt die Systemeffizienz, die durch den EER dargestellt wird. Eine quantitative Analyse wird in den folgenden Abschnitten gegeben.

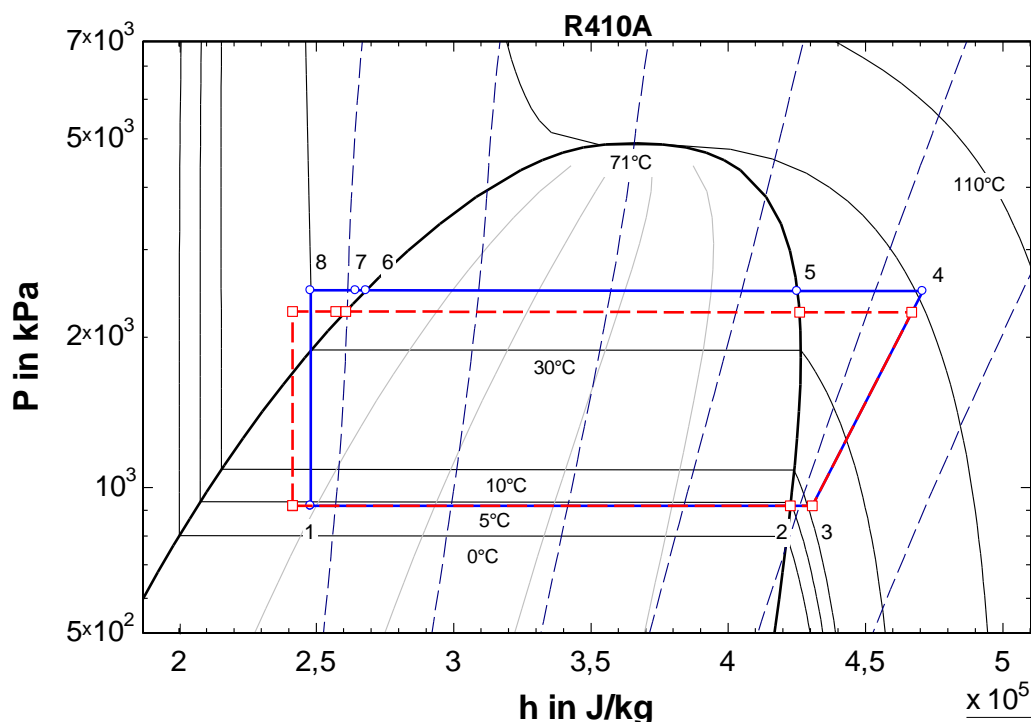


Abbildung 7-3: Kältemittelkreislauf im $\log(p),h$ -Diagramm (Kältemittel: R410a) im Normalbetrieb ohne Speicher (gestrichelte Linie, rot, stationärer Zustand) und beim Laden des Speichers (volle Linie, blau, Zustandspunkte am Anfang des Prozesses).

Entladen des Speichers

Im Entladebetrieb erfolgt die serielle Anordnung von IE1-LWS-IE2, während IE3 parallel zu dieser kaskadierten Verschaltung eingesetzt wird. In diesem Modus wird der Kältemittelfluss

durch das IE1-LWS-IE2 -Teilsystem mit nur einem Expansionsventil am Eingang von IE1 gesteuert (vgl. Abbildung 7-10). Regelgröße ist die Kältemittelüberhitzung am Ausgang von IE2. Nach der Verdampfung in der Inneneinheit 1 wird das Kältemittel im Wärmeübertrager des LWS wieder kondensiert und die freiwerdende Wärme wird vom PCM absorbiert, was zu einem Phasenwechsel des PCM von fest zu flüssig führt. Entsprechend der Temperaturlage des Phasenwechselmaterials im Speicher bildet sich für diese Kondensation ein zweites Niederdruckniveau aus, das geringfügig über dem Verdampfenniveau des Kreislaufs liegt. Abbildung 7-4 zeigt den Vorgang im $\log(p),h$ -Diagramm, wiederum im Vergleich zum Referenzbetrieb (gestrichelte Linie, rot). Wegen der nochmaligen Kondensation des Kältemittels kann der Kältemittelmassenstrom etwa halbiert werden. Dementsprechend verringert sich der Wärmeumsatz im Kondensator, sodass sich eine geringere Kondensationstemperatur einstellt. Analog zum Beladevorgang reduziert sich diese Temperaturabsenkung im Verlauf des Entladevorgang aufgrund der abfallenden Leistungscharakteristik des Speichers.

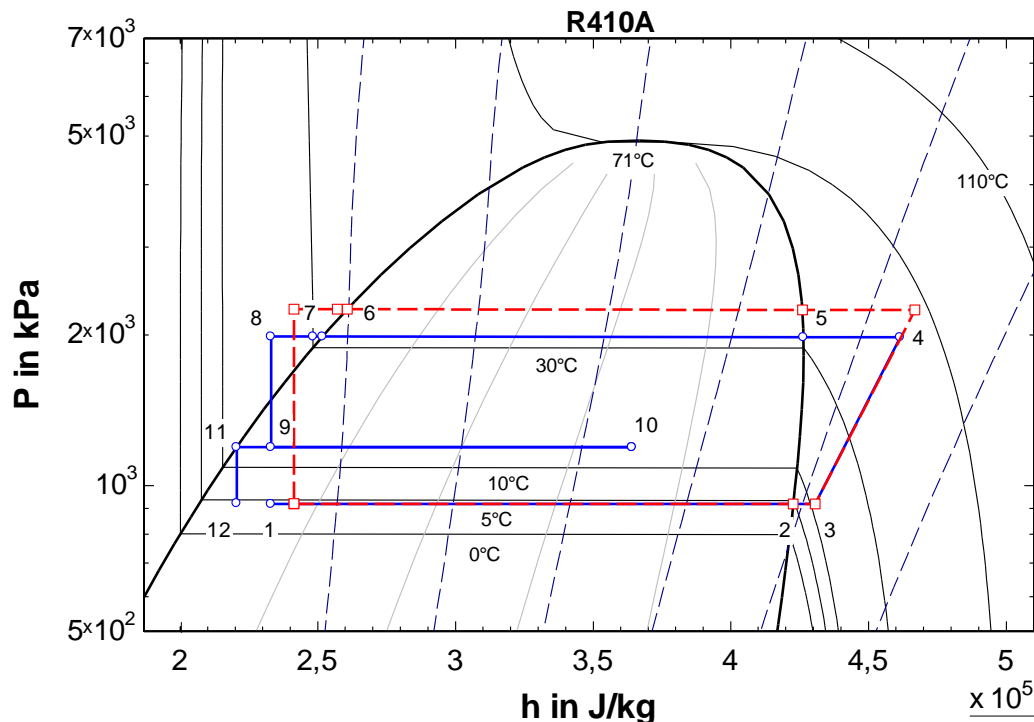


Abbildung 7-4: Kältemittelkreislauf im $\log(p),h$ -Diagramm (Kältemittel: R410a) im Normalbetrieb ohne Speicher (gestrichelte Linie, rot, stationärer Zustand) und beim Entladen des Speichers in kaskadierter Konfiguration (Zustandspunkte am Ende des Prozesses).

Während des Entladens kommt es wiederum zu einer charakteristischen Abnahme der Leistung des LWS, die den Betrieb von IE1 beeinflusst (Punkte 9 bis 10, blaue volle Linie). Mit abnehmender Leistung bleibt ein zunehmender Anteil des Kältemittels am Austritt von IE1 in flüssigem Zustand. Dementsprechend fällt der Dampfanteil am Zustandspunkt 10 (von etwa $x=0,95$ auf $x=0,7$), verbunden mit einer Abnahme der spezifischen Enthalpie. Gleichzeitig steigt der Verflüssigungsdruck im Speicher und damit der Verdampfungsdruck in IE1 im Laufe der Zeit leicht an, da der thermische Widerstand der Wärmeübertragung im Phasenwechselmaterial zunimmt. Beide Aspekte führen zu einer Verringerung des Leistungsumsatzes

von IE1. Dies wird im Folgenden ausführlich diskutiert. Aus dem Speicherbetrieb resultiert eine höhere nutzbare spezifische Enthalpiedifferenz in IE2 (Zustandspunkte 12 bis 3) im Vergleich zur Referenzsituation ohne Speicherung. Bei Betrieb unter unveränderten äußeren Betriebsbedingungen und konstanter Kühlleistung wird also ein geringerer Kältemittelmassestrom durch IE2 geleitet. Aufgrund des geringeren Kondensationsniveaus im Vergleich zum Referenzkreislauf arbeitet IE3 auch mit einer höheren spezifischen Enthalpiedifferenz (Zustandspunkte 1 bis 3), was zu einer Verringerung des Kältemittelmassestroms führt, um die erforderliche Kälteleistung zu erreichen. Insgesamt wird beim Entladen des LWS der Gesamtkältemittelmassestrom entscheidend verringert, was zu einer erheblichen Verringerung der Verdichterleistung führt. Dieser Effekt beruht auf der erneuten Kondensation des Kältemittels nach Durchlaufen von IE1 mit Wärmeübertrag auf den in der vorangehenden Betriebsphase geladenen Kältespeicher. Damit ergibt sich ein Betrieb mit scheinbar höherer Systemeffizienz (EER), da ein Teil der Kältelieferung auf der Entladung des LWS beruht. Für einen fairen Vergleich mit dem Referenzbetrieb ohne Speicher muss jedoch ein kompletter Zyklus - bestehend aus Be- und Entladen des Speichers - berücksichtigt werden. Dies wird im folgenden Abschnitt eingehend diskutiert.

Zur Verdeutlichung der oben dargestellten theoretischen Zyklusanalyse sind in Abbildung 7-5 die zeitlichen Profile der thermischen Leistung, des Kältemittelmassestroms, der Verdichterleistung und des EER dargestellt. Dabei wird ein voller Speicherzyklus berücksichtigt. Darüber hinaus zeigt jedes Diagramm den Referenzzustand des Systems ohne LWS im stationären Zustand (Parameter siehe Tabelle 14). Die thermischen Leistungen der Inneneinheiten \dot{Q}_{IE2} und \dot{Q}_{IE3} (oben links) zeigen einen nahezu konstanten Verlauf entsprechend dem Referenzzustand, während \dot{Q}_{IE1} einen konstanten Verlauf während des Ladevorgangs (0:00 h bis 1:27 h) zeigt, gefolgt von einem abnehmenden Trend während des Entladens des Speichers (1:27 h bis 4:01 h). Der Verlauf der Speicherleistung \dot{Q}_{LWS} kann in drei Phasen unterteilt werden: ein konstanter Beginn für etwa 20 Minuten, gefolgt von einem starken Rückgang bis zum Ende des Ladevorgangs (um 1:27 Uhr) und eine nur leicht rückläufige thermische Leistung während des Entladens (1:27 Uhr bis 4:01 Uhr). Das Gesamtintegral der Speicherleistung ist aufgrund der Annahme vernachlässigbarer thermischer Verluste gleich Null. Der konstante Trend zu Beginn ist eine Folge der Begrenzung des Kältemittelmassestroms durch die Wahl des Expansionsventils. Damit wird das Auftreten einer Leistungsspitze zu Beginn der Speicherladung vermieden, die eine Überlastsituation für das gesamte Kühlsystem herbeiführen könnte.

Beim Entladen interagieren IE1 und LWS direkt miteinander. So spiegelt der abnehmende Trend von \dot{Q}_{IE1} während der Entladung des Speichers perfekt die Abnahme der Leistung des LWS wider.

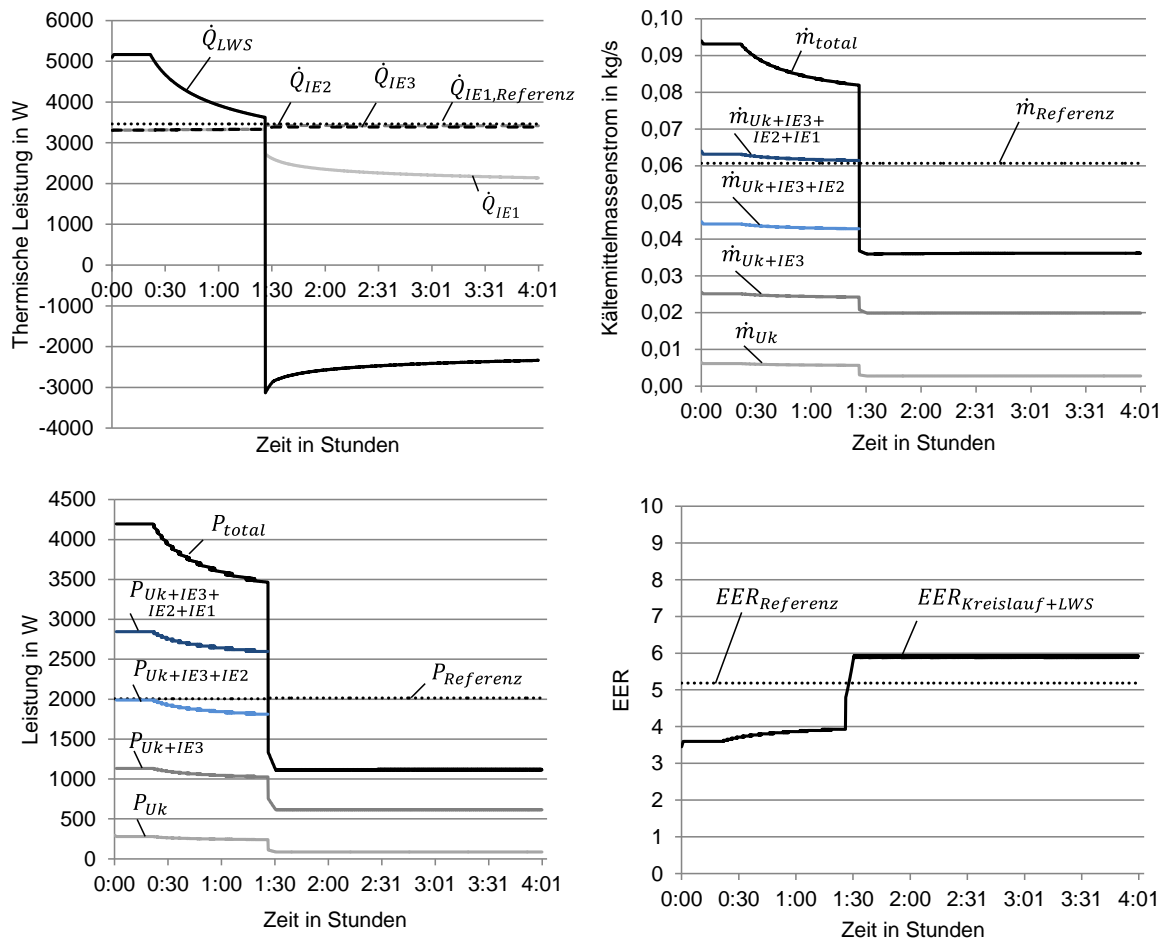


Abbildung 7-5: Analyse eines vollständigen Speicherzyklus: Thermische Leistung, Kältemittelmassenstrom (kumuliert), Verdichterleistung (kumuliert) und EER jeweils dargestellt für einen gesamten Betriebszyklus mit einer Dauer von 4:01 h. Der Ladevorgang beginnt bei 0:00 h und endet nach 1:25 h, während der Entladevorgang von 1:27 h bis 4:01 h dauert.

Das Kältemittel-Massenstrom-Diagramm (oben rechts) verdeutlicht, dass der Massenstrom durch die drei Verdampfereinheiten und den Unterkühler $\dot{m}_{UK+IE3+IE2+IE1}$ gegenüber dem Normalbetrieb des Klimatisierungssystems $\dot{m}_{Referenz}$ geringfügig erhöht wird, wenn der LWS während des Beladens parallel zu den Verdampfereinheiten (IE) betrieben wird. Dies resultiert aus der Erhöhung des Verflüssigungsdrucks während des Ladevorgangs und der damit verbundenen Verringerung der spezifischen Enthalpiedifferenz an den Verdampfereinheiten (IE). \dot{m}_{UK} stellt den Kältemittelmassenstrom dar, der zur Unterkühlung des flüssigen Kältemittels, das von der Verflüssigereinheit zurück zu den Kühlstellen strömt, verwendet wird. Diese Unterkühlung ist nötig, um beim Auftreten von Druckverlusten im Kältemittelleitungsnetz eine ungewollte Verdampfung des Kältemittels vor dem Eintritt in die einzelnen Kühlstellen zu vermeiden. Der Gesamtkältemittelmassenstrom \dot{m}_{total} wird schließlich durch Addition des Kältemittelmassenstroms, der im LWS umgesetzt wird, erhalten.

Während des Entladevorgangs des Speichers wird der gesamte Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{total} deutlich reduziert. Dies ist hauptsächlich ein Ergebnis der seriellen Verschaltung der Komponenten, in der der LWS einen entscheidenden Beitrag zur Gesamtkälteleistung des

Systems liefert. Zusätzlich ist eine leichte Abnahme des Massenstroms durch IE3 sichtbar, die sich aus der erhöhten spezifischen Enthalpiedifferenz an den Verdampfeinheiten in Folge des verringerten Kondensationsniveaus ergibt. Die Reduzierung des Gesamtmassenstroms \dot{m}_{total} wirkt sich auch positiv auf den Unterkühler-Wärmetauscher aus: Bei verringertem Gesamtkältemittelmassenstrom muss nur ein kleinerer Kältemittelteilstrom abgezweigt werden, um die verbleibende Kältemittelmenge auf den Zielwert abzukühlen.

Das zeitliche Profil der Verdichterleistung (unten links) zeigt eine deutliche Übereinstimmung mit dem Verlauf des Kältemittelmassenstroms. Es ist offensichtlich, dass der Beladevorgang des LWS entsprechend dem in dieser Phase erhöhten Kältemittelmassenstrom mehr Leistung P_{total} im Vergleich zum Referenzbetrieb benötigt, während die Leistungsaufnahme beim Entladevorgang deutlich unter $P_{Referenz}$ sinkt. Darüber hinaus wird verdeutlicht, dass die Erhöhung des Verflüssigungsdruckniveaus einen deutlichen, negativen Einfluss auf die Kreislaufeffizienz hat. Dies ist an der Steigerung der Verdichterleistung $P_{Uk+IE3+IE2+IE1}$ abzulesen, die während der Speicherladung allein für den Kältemittelumsatz in den drei Inneneinheiten – d.h. ohne Berücksichtigung des LWS – erforderlich ist. Diese Steigerung gegenüber dem Referenzbetrieb $P_{Referenz}$ ergibt sich, wie oben diskutiert, aus der Erhöhung des Verflüssigungsdrucks und der damit verbundenen Verringerung der nutzbaren Enthalpiedifferenz bei der Verdampfung in den Inneneinheiten.

Die Leistungsziffer EER des Kältekreislaufs während Beladung und Entladung des LWS ist in Abbildung 7-5 (unten rechts) dargestellt, basierend auf der folgenden Definition des $EER_{Kreislauf}$ (vgl. dazu auch Gleichung (2-14)):

$$EER_{Kreislauf} = \frac{\int \dot{Q}_{IE1} + \dot{Q}_{IE2} + \dot{Q}_{IE3} + \dot{Q}_{LWS} dt}{\int P_{el} dt} \quad (7-1)$$

Bei dieser Definition wird die beim Be- und Entladen im LWS umgesetzte thermische Leistung in die Gesamtbilanz integriert. Diese EER-Definition bezieht somit die durch den Betrieb des Verdichters erbrachte Kälteleistung – bestehend aus Nutzkälte (IE1 bis IE3) und Kälteeintrag in den LWS – auf den Leistungsbedarf des Verdichters. Kälteübertrag an den LWS wird analog zur Kälteabgabe über die Inneneinheiten IE1 bis IE3 positiv gezählt, während Kälteentnahme aus dem Speicher negativ in die Bilanz eingeht. Die zur Bestimmung des $EER_{Kreislauf}$ betrachteten thermischen Leistungen spiegeln also nicht die aktuelle Kühlleistung des Systems wider. Vielmehr beschreibt diese Definition die Effizienz eines Kaltdampfkompressionskreislaufes für die Betriebsbedingungen, die im Verlauf eines Betriebszyklus beim Be- und Entladen eines LWS auftreten. Dabei werden die oben diskutierten Änderungen des Druckniveaus der Verdampfung und Kondensation und der spezifischen Enthalpiedifferenzen, die durch die Integration des LWS induziert werden, berücksichtigt.

Zu Beginn des Beladungsvorgangs liegt die Kreislaufeffizienz $EER_{Kreislauf}$ mit einem Wert von etwa 3,6 deutlich unter dem Referenzwert $EER_{Referenz} = 5,1$, wobei im Verlauf der Beladung des LWS ein steigender Trend zu verzeichnen ist. Dies steht in Übereinstimmung mit der Abnahme des Verflüssigungsdrucks während des Ladevorgangs des LWS. Der konstant höhere $EER_{Kreislauf}$ -Wert während des Entladens des Speichers resultiert aus dem abgesenkten Verflüssigungsdruck.

Um die Wirkung der Einbindung des LWS im Hinblick auf die Flexibilität des Anlagenbetriebs zu beurteilen, ist die momentane Nutzkälteabgabe mit dem Leistungsbezug des Verdichters während der unterschiedlichen Betriebsphasen in Beziehung zu setzen. Damit kann das Potenzial für den Einsatz als flexible Last im Stromnetz oder für die optimierte Nutzung von Elektroenergie aus erneuerbaren Quellen beurteilt werden.

Abbildung 7-6 stellt die Energieaufnahme und -abgabe der Referenzklimaanlage ohne LWS und des Klimatisierungssystems mit LWS grafisch dar. Gezeigt ist ein Vergleich der über einen gesamten Betriebszyklus eingesetzten Verdichterenergie (links) und der abgegebenen Kühlenergie (rechts) der beiden Systeme. Für die Gegenüberstellung wird nur die Nutzleistung des Systems, die über die Verdampferinheiten (IE) während der Beladung (1:27 h) und Entladung des LWS (2:34 h) abgegeben wird, berücksichtigt.

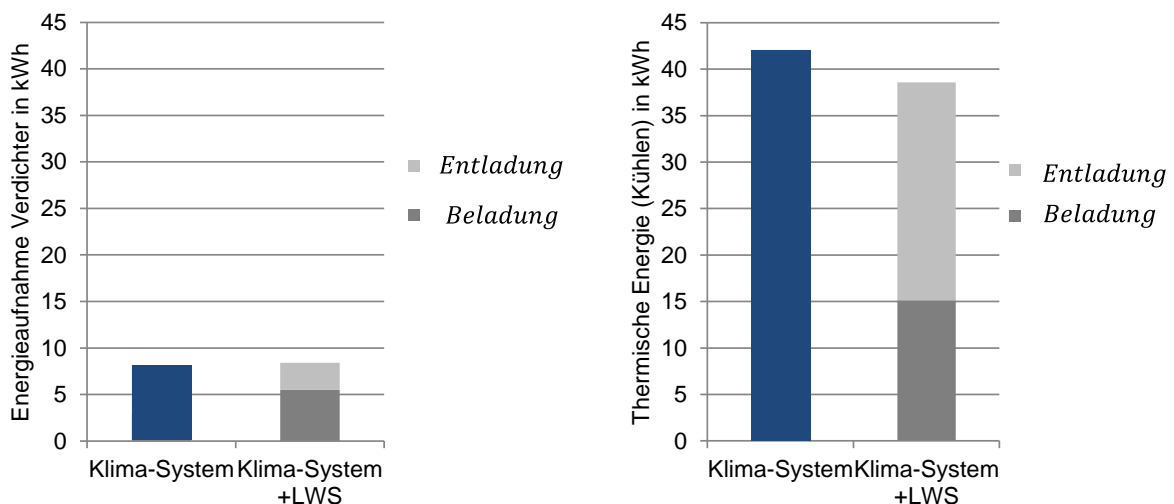


Abbildung 7-6: Gesamte Verdichterenergie (links) und Gesamtkühlenergie (rechts) für das Standard-Klimatisierungssystem und das System mit LWS (mit Beitrag der Be- und Entladephase).

Als Ergebnis dieser Analyse wird eine Systemleistungsziffer $EER_{Klima-System+LWS}$ definiert, die die zeitlich variable Nutzleistungsabgabe des Systems über den kompletten Betriebszyklus bilanziert:

$$EER_{Klima-System+LWS} = \frac{\int (\dot{Q}_{IE1} + \dot{Q}_{IE2} + \dot{Q}_{IE3}) dt}{\int P_{el} dt} \quad (7-2)$$

Insgesamt benötigt das Klimatisierungssystem mit LWS bei gleichen Betriebsbedingungen etwas mehr Verdichterenergie als das Referenz-Klimatisierungssystem und liefert etwas weniger Kühlenergie. Die Systemleistungsziffer kann auf $EER_{Klima-System+LWS} = 4,6$ beziffert werden, im Vergleich zur Systemeffizienz $EER_{Referenz} = 5,2$. Somit wird ein leicht negativer Effekt der Nutzung des Speichers in Bezug auf die Energieeffizienz des Systems festgestellt. Auf der anderen Seite bietet die Konfiguration mit thermischem Speicher jedoch die Möglichkeit der Nutzung günstigerer Umgebungsbedingungen durch Einsatz des Speichers – beispielsweise durch die Beladung des Kältespeichers während der Nacht oder am frühen Morgen bei niedriger Umgebungstemperatur und entsprechend abgesenktem Kondensationsniveau des Kältekreislaufs. So können neben der gesteigerten Flexibilität und der damit verbundenen Möglichkeit des Lastmanagements sogar Effizienzvorteile gegenüber dem Referenzsystem erzielt werden.

Analyse der Wärmeübergangsprozesse beim Einsatz des Latentwärmespeichers

Zur Analyse der Wärmeübertragung beim Be- und Entladen des Latentwärmespeichers zeigt Abbildung 7-7 die UA-Werte, thermische Leistungen und Temperaturen, jeweils gegen den Ladezustand (SOC) des LWS aufgetragen.

Während des Ladevorgangs wird dem PCM-Volumen Wärme entzogen und das Material kristallisiert. In dieser Phase wird die Verdampfung des Kältemittels bei der Temperatur T_V im Wärmeübertrager des LWS durch den Wärmeübergang vom PCM mit der Phasenwechseltemperatur T_{PCM} angetrieben (vgl. Abbildung 7-7 unten links). Durch die Zunahme der Dicke der erstarrten PCM-Schicht steigt der thermische Widerstand erheblich an, was einen starken Einfluss auf das zeitliche Profil des Wärmeübergangs hat.

Der Entladevorgang besteht aus dem Wärmeentzug aus dem Raum durch Verdampfen des Kältemittels in der Verdampfereinheit 1 (IE1) (Abbildung 7-7 unten links), mit der Grädigkeit $T_{IE1,Luft,aus} - T_{V;IE1}$, verbunden mit der Kondensation des Kältemitteldampfes im LWS, angetrieben durch die Wärmeaufnahme durch das schmelzende PCM (Abbildung 7-7 unten links: Temperaturdifferenz $T_{K;LWS} - T_{PCM}$).

Beide Fälle, Be- und Entladung des LWS, zeigen im zeitlichen Verlauf eine starke Abnahme des UA-Wertes für den Wärmeaustausch zwischen Kältemittel und PCM-Volumen (vgl. Abbildung 7-7 oben, links). Dieser wird durch den zunehmenden Wärmewiderstand der PCM-Schicht im festen bzw. flüssigen Zustand bestimmt. Dieses zeitliche Verhalten spiegelt sich jedoch nicht gleichermaßen in den Profilen der umgesetzten Wärmeleistung des Speichers während der Be- und Entladung wider, wie in Abbildung 7-7 (oben, rechts) dargestellt. Dieser Unterschied lässt sich durch die Analyse des gesamten Wärmeübertragungsprozesses in beiden Phasen erklären, wie im Folgenden anhand der Abbildung 7-8 und Abbildung 7-9 erläutert wird. Für das Beladen des LWS ist anzumerken, dass sich zu Beginn des Vorgangs

bis zu einem Speicherladezustand (SOC) von etwa 0,3 ein konstanter Verlauf der übertragenen Wärmeleistung zeigt. Dies ist auf die Annahme einer Begrenzung des Kältemittelmassestroms zurückzuführen, der sich bei vollständiger Öffnung des Expansionsventils am Eingang des LWS einstellt. Erst ab SOC=0,3 wird der Leistungsumsatz durch den anwachsenden Wärmewiderstand begrenzt.

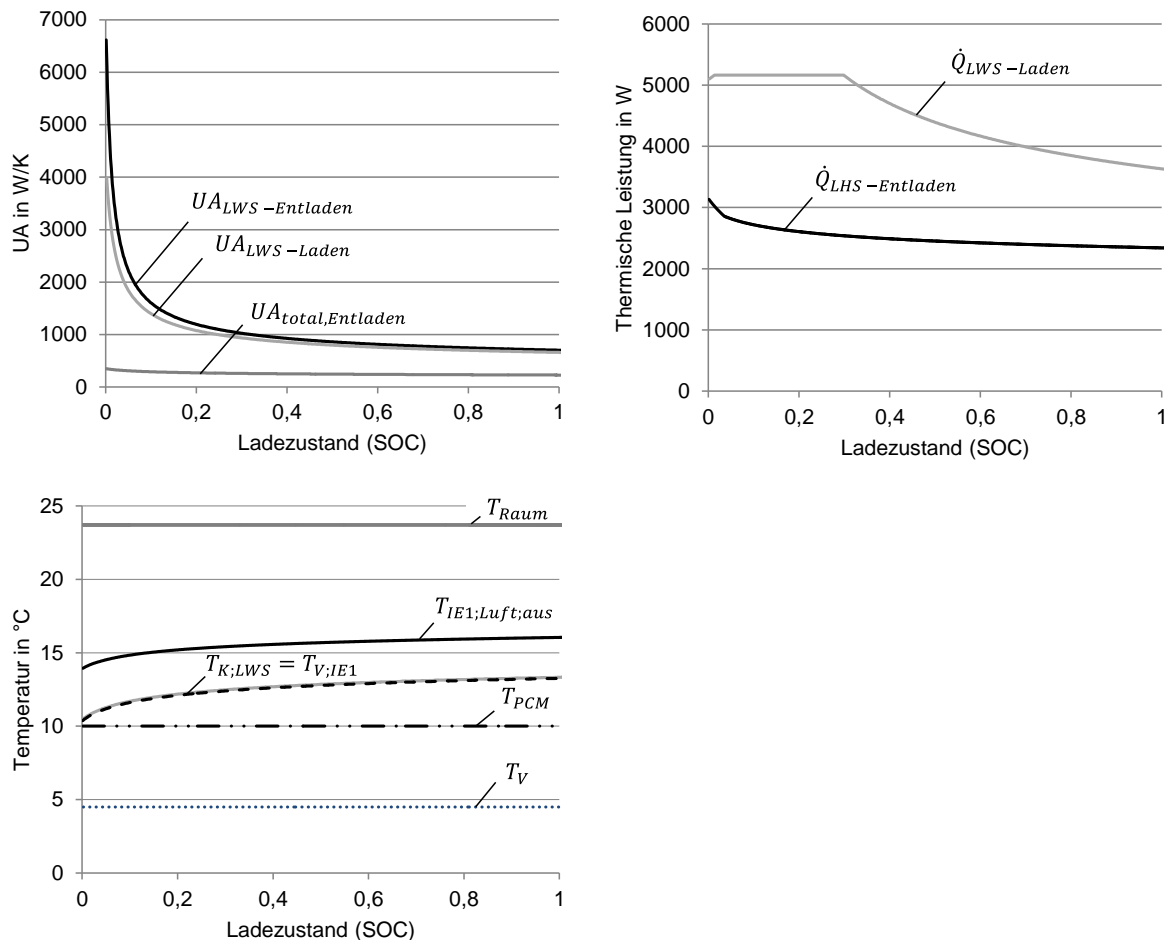


Abbildung 7-7: Charakterisierung des LWS: UA-Werte, thermische Kapazitäten, Temperaturen jeweils gegen den Ladezustand (SOC) aufgetragen.

In Abbildung 7-8 und Abbildung 7-9 sind der Wärmewiderstand (links) und die treibende Temperaturdifferenz (rechts) für beide Prozesse dargestellt. Der Beladungsvorgang (Abbildung 7-8) ist gekennzeichnet durch einen Betrieb mit konstanter treibender Temperaturdifferenz zwischen PCM und Kältemittel und einer starken Erhöhung des Wärmewiderstandes der PCM-Schicht ($R_{total: Kältemittel (Verdampfung)-PCM}$), welcher etwa um den Faktor 5 steigt. Folglich kommt es in dieser Phase zu einer starken Abnahme der übertragenen Wärmeleistung. Während der Entladung (Abbildung 7-9) findet ein kaskadierter Wärmeübergang von der Raumluft über das Kältemittel zum PCM statt. Auch hier findet eine starke Erhöhung des Wärmewiderstandes $R_{Kältemittel (Kondensation)-PCM}$ für den Wärmeübertrag an den LWS entsprechend der zunehmenden Dicke der PCM-Schicht statt. Der gesamte Wärmeübergang wird jedoch vom thermischen Widerstand zwischen der Raumluft und dem Kältemittel

$R_{\text{Luft-Kältemittel (Verdampfung)}}$ dominiert. Letzterer bleibt während der Entladungsphase konstant, sodass der Gesamtwärmeübergang R_{total} zwischen Raumluft und LWS nur mäßig um etwa 50% ansteigt. Als Folge des reduzierten Wärmeübergangs nimmt der Wärmeentzug aus der Raumluft ab, was zu steigenden Luftaustrittstemperaturen aus der mit dem LWS seriell gekoppelten Verdampfeinheit IE1 führt. Dadurch steigt die mittlere Lufttemperatur, angegeben als Mittelwert der Ein- und Austrittstemperatur des Luftstroms durch die IE1. Dieser Trend der zunehmenden treibenden Temperaturdifferenz gleicht den Anstieg des Widerstandes teilweise aus, sodass die übertragene Wärmeleistung des LWS beim Entladen nur mäßig abnimmt. Insgesamt wird für den Beladevorgang also eine vergleichsweise starke zeitliche Veränderung der thermischen Leistung festgestellt, während der Entladevorgang mit zweistufigem Wärmeübergang von der Raumluft auf den LWS nur eine mäßige Abnahme der Leistung aufweist.

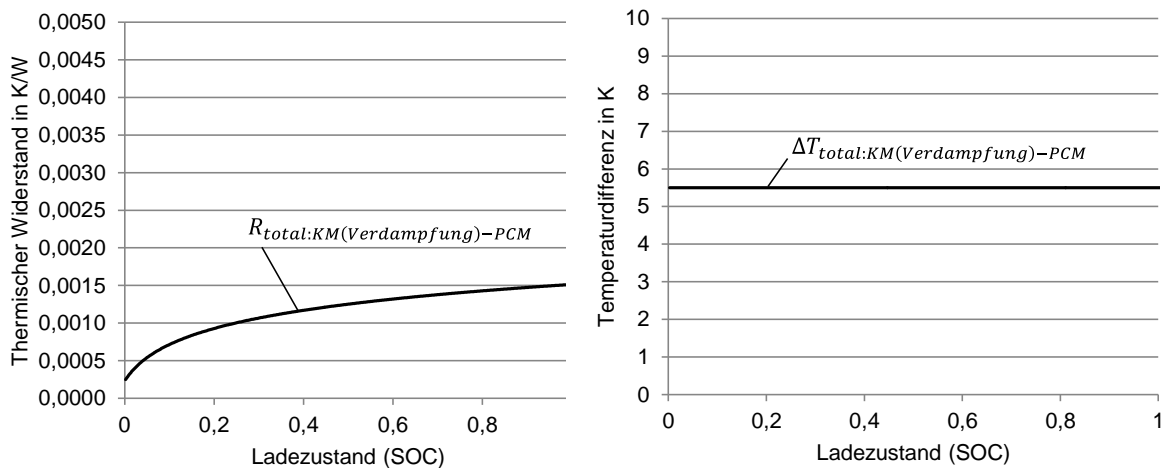


Abbildung 7-8: Ladevorgang des LWS: Thermischer Widerstand und Temperaturdifferenz in Abhängigkeit des Ladezustands (SOC).

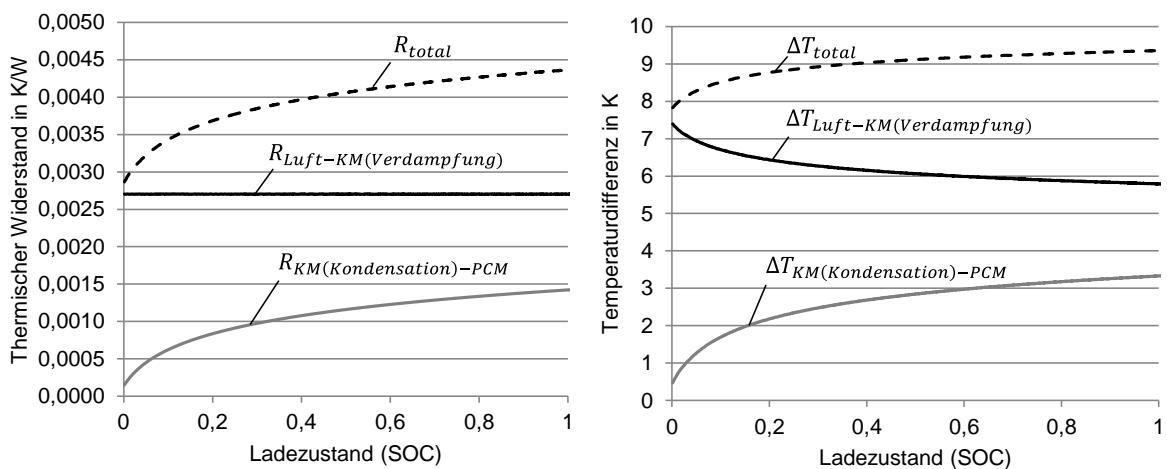


Abbildung 7-9: Entladevorgang des LWS: Thermische Widerstände und treibende Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit des Ladezustands (SOC).

Die Analyse der umgesetzten Wärmeleistungen zeigt, dass bei entsprechender Auslegung der beteiligten Wärmeübertrager trotz der zeitlich veränderlichen Wärmewiderstände die angestrebte Funktion des Klimasystems erreicht werden kann. Entscheidend ist hierbei die Speicher-Entladung. Damit gekoppelt wird IE1 als Luftkühler eingesetzt. Es konnte gezeigt werden, dass hier nur ein vergleichsweise geringer Rückgang der verfügbaren Kühlleistung auftritt.

Die hier dargestellte Wirkung der kaskadierten Einbindung des Latentwärmespeichers in ein Raum-Klimatisierungssystem soll in den folgenden Abschnitten anhand einer praxisnahen Versuchsanlage nachgewiesen werden.

7.2 Beschreibung der Laboranlage

7.2.1 Anlagenkonzept

Für die praktische Umsetzung des neuartigen Kaskadenkonzeptes und den Funktionsnachweis wird ein kommerzielles Klimatisierungssystem genutzt. Dem Konzept entsprechend wird der Speicher mit zwei Inneneinheiten eines solchen Systems zu einer Kaskade verschaltet. Eine dritte Inneneinheit wird als Referenz parallel zu dieser Verschaltung betrieben. Eine zentrale Wärmeübertragereinheit („Außeneinheit“) steht im direkten Wärmeaustausch mit der Außenluft. Für die Umsetzung wird ein VRVi-System („Variable Refrigerant Volume“) der Firma „Daikin“ gewählt. Es handelt sich dabei um ein Zwei-Leiter Multi-Split Klimatisierungssystem, welches sowohl Heiz- als auch Kühlfunktion besitzt (vgl. Abschnitt 2.2).

Es wird ein System mit folgender Spezifikation projiziert und installiert:

- VRF-System: VRVi System zur Innenaufstellung
- 1 x Wärmeübertrager der Außeneinheit (Inneninstallation mit Luftkanal):
Kühl-/ Heizleistung 14 kW nominal
- 1 x Kompressoreinheit:
Vollhermetischer Swingverdichter
- 3 x Inneneinheit:
Kühlleistung 3,6 kW nominal; Heizleistung 4,0 kW nominal

Die drei Inneneinheiten sind gemäß dem Fließbild in Abbildung 7-10 verschaltet: Die Inneneinheiten 1 und 2 sind so in das System eingebunden, dass diese von einem Strang (Flüssigkeits- bzw. Sauggasleitung) versorgt werden, aber unabhängig voneinander betrieben werden können. Zusätzlich ist ein Betrieb dieser beiden Inneneinheiten mit dem LWS in serieller Verschaltungsweise möglich. Die Inneneinheit 3 wird unabhängig von dieser Anordnung über einen separaten Abzweig direkt nach der Verdichtereinheit an die gemeinsame Flüssig-

keits- bzw. Sauggasleitung angeschlossen. In dem Kältekreislauf sind Absperrventile in der Art verbaut, dass sowohl die parallele Verschaltung der Inneneinheiten mit dem LWS (vgl. Abbildung 4-19 bzw. Abbildung 7-1) als auch die kaskadierte Verschaltung von IE1-LWS-IE2 (vgl. Abbildung 4-20 bzw. Abbildung 7-2) realisiert werden kann. Für die Regelung des Systems ergeben sich dadurch Besonderheiten, auf die im folgenden Abschnitt eingegangen wird. Da das entwickelte Verschaltungskonzept im Rahmen dieser Arbeit auf den Kühlbetrieb abzielt, wird im weiteren Verlauf ausschließlich der Einsatz des VRVi Systems zur Raumkühlung beschrieben und analysiert.

Bei dem VRVi-System werden die Komponenten der „Außeneinheit“ in das Verdichtermodul und das zentrale Wärmeübertragermodul aufgeteilt. Diese Module können innerhalb des Gebäudes aufgestellt werden. Durch einen Luftkanal wird die Wärmeübertragereinheit des eigentlichen Außengerätes mit Außenluft versorgt. Dies erlaubt eine einfache Installation, Überwachung und einen schnellen Zugriff auf die Messtechnik sowie gezielte Anpassungen am System und in der Betriebsweise. Das Verdichtermodul beinhaltet weitere Komponenten wie Filter, Sammler, Flüssigkeitsabscheider vor dem Verdichter, Hochdruckschalter, Vier-Wege-Ventil und einem Unterkühlerwärmeübertrager (vgl. Abschnitt 2.1.5).

Um den Betrieb umfangreich analysieren, bilanzieren und auswerten zu können, werden folgende Messsensoren installiert (siehe auch Abbildung 7-10):

- 16 Pt100 Temperatursensoren
- 4 Drucksensoren mit 0,1 % Genauigkeit
- 3 Differenzdrucksensoren mit 0,05% Genauigkeit
- 2 Massenstrom-Durchflussmessgeräte (Messung nach dem Coriolisprinzip)

Um ganzjährig flexible experimentelle Untersuchungen an dem System durchführen zu können und möglichst unabhängig von der Außentemperatur zu sein, wurde der Luftkanal, der die „Außeneinheit“ (hier: den Kondensator) mit Außenluft versorgt, modifiziert: Zusätzliche Klappen erlauben es, die im Kondensator erwärmte Luft wieder in den Raum zu leiten. Dies verhindert eine zu starke Abkühlung der Räumlichkeiten bei längeren Versuchsfahrten. Weiterhin ist es möglich, den Kondensator mit Raumluft bei Raumtemperatur zu versorgen und nach der Erwärmung im Wärmeübertragermodul wieder an den Raum abzugeben. Ebenfalls ist ein Mischbetrieb möglich, bei dem die Luftzufuhr für die Versorgung der Wärmeübertragereinheit aus einer Mischung der Außenluft und der Luft im Raum gewährleistet wird.

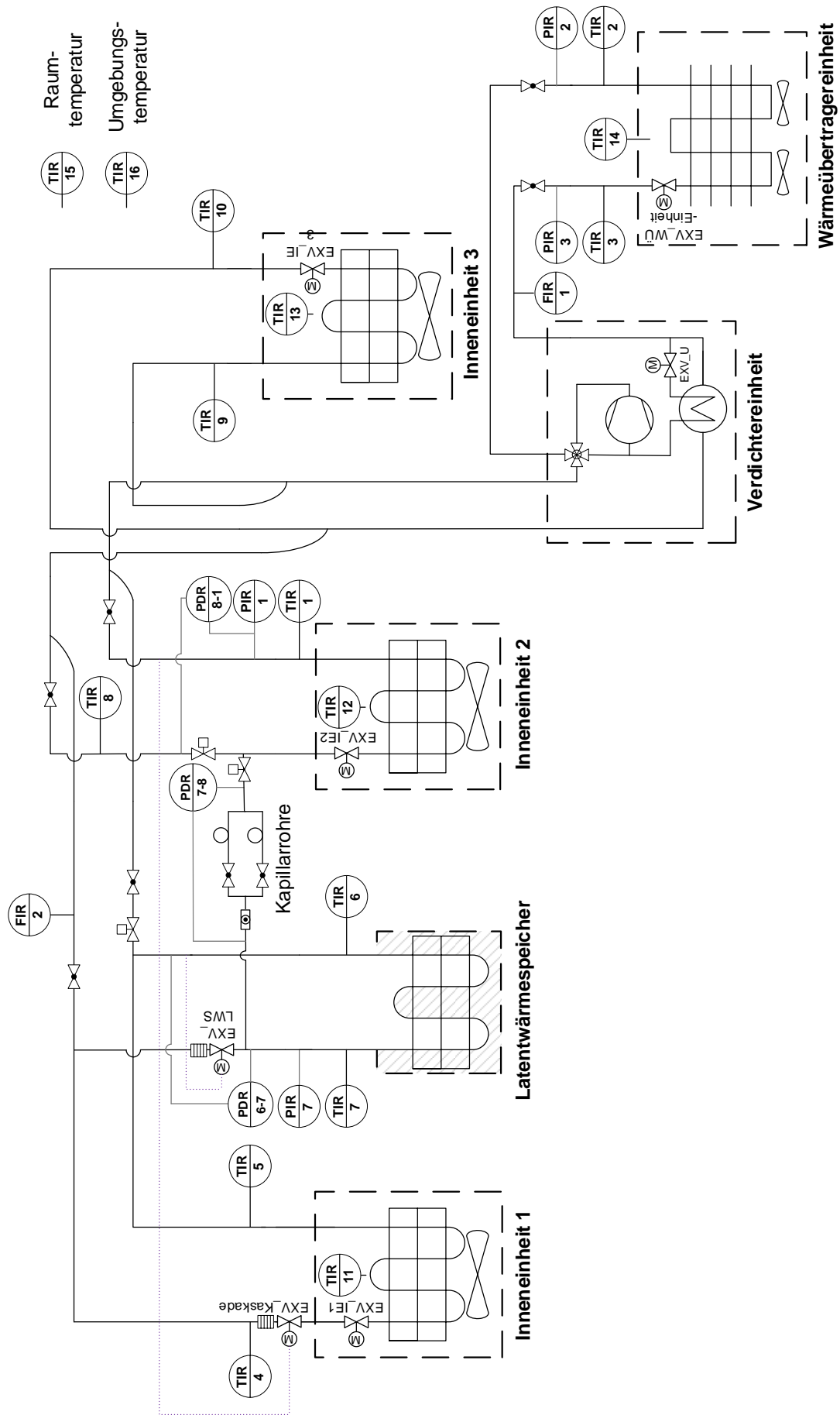


Abbildung 7-10: Fließbild des VRF-Systems mit Latentwärmespeicher, schematisch, Bestandsdokument nach Laboraufbau.

7.2.2 Regelung des Systems

Das installierte VRVi System von Daikin bildet eine in sich geschlossene Einheit, die variabel durch interne Vorgaben, Regelgrößen und Ablaufprogramme auf die jeweilige Kühl- (bzw. Heiz-)Anforderung reagiert. Zudem ist u.a. ein fester Anfahrprozess Teil der integrierten Regelung. Wird der LWS als zusätzliche Komponenten in den Kältemittelkreislauf installiert, hat dieser einen Einfluss auf das gesamte System. Diese bestehende Regelung des VRV-Systems wird durch zusätzliche Regelfunktionen für den Einsatz des LWS ergänzt.

Folgende betriebsrelevante Parameter des VRVi Systems können von Benutzer eingestellt werden:

- Kühl- oder Heizfunktion der Inneneinheiten
- Solltemperatur Raum
- ON/OFF Inneneinheiten (für jede separat)
- Lüfterstufe an den Inneneinheiten (für jede separat)
- Zielverflüssigungstemperatur und Geschwindigkeitsstufe der Regelung oder automatische Anpassung („VRT-Regelung“)
- Zielverdampfungs-temperatur und Geschwindigkeitsstufe der Regelung oder automatische Anpassung („VRT-Regelung“)

Da das System wie bereits erwähnt ausschließlich im Kühlmodus analysiert wird, wird die Zielverflüssigungstemperatur mit der Geschwindigkeitsstufe für die Regelung im Werkszustand belassen. Alle anderen Parameter werden für den Betrieb mit und ohne Speicher eingestellt.

Das System regelt im Kühlbetrieb folgendermaßen: Nach dem festen Anfahrprozess zielt der Verdichter auf die aktuellen Einstellung des Zielverdampfungsdruckes ab, dieser bleibt aber variabel und kann vom System nach Bedarf angepasst werden. Die Inneneinheiten arbeiten mit der vom Benutzer eingestellten Lüfterstufe. Das jeweilige Expansionsventil (EXV) regelt auf die Überhitzungstemperatur des Kältemitteldampfes nach der zugehörigen Inneneinheit, bezogen auf den aktuellen Saugdruck. Weicht die Systemleistung von der Kühlanforderung ab, wird der Verdampfungsdruck durch Variation der Verdichterdrehzahl angepasst. Die aufgenommene Wärme wird von der zentralen Wärmeübertrager-Einheit an die Umgebungsluft abgeführt. Dazu wird die Lüfterstufe der Ventilatoren zielgerichtet angepasst. Der Verflüssigungsdruck stellt sich daraufhin auch in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der Verdichterdrehzahl ein.

7.3 Thermodynamische Auslegung und Konstruktion des Latentwärmespeichers

7.3.1 Methodisches Vorgehen

Für den Einsatz in Wärmepumpensystemen müssen die Latentwärmespeicher für den jeweiligen Anwendungsfall zielgerichtet ausgelegt werden. Abbildung 7-11 zeigt die Vorgehensweise der Speicherentwicklung in einem Ablaufdiagramm. Zunächst steht dabei die Analyse der Anwendung im Fokus, die die Rahmenbedingungen für den Speicherbetrieb definiert. Als Resultat werden die passende Speichertemperatur T_{PC} der Energieinhalt Q_{LWS} sowie die Betriebszeit bzw. die Leistung des Speichers \dot{Q}_{LWS} festgelegt. Die Auswahl eines geeigneten Phasenwechselmaterials bzw. einer Materialklasse ist der nächste Schritt (siehe auch Abschnitt 2.5). Die Eigenschaften des PCM und des Wärmeträgerfluids bestimmen die konstruktive Anforderung an den Speicher. Weiterhin ist bei der Auswahl der prinzipiellen Bauform des Wärmeübertragers zu untersuchen, welche Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitung durch das Speichermaterial effektiv einsetzbar sind (siehe auch Abbildung 2-13). Voraussetzung ist auch die Bewertung des Wärmeübergangs zwischen Wärmeträgerfluid und Speicher. Insbesondere die Massenstromdichte des Wärmeträgerfluids in den Wärmeübertragerrohren muss zur Anwendung passen, um hier den gewünschten Wärmeübergang sicherzustellen. Dazu werden die Rohrdimension und die Anzahl der Rohrstränge an die Leistungsanforderung und den voraussichtlichen Kältemittelmassenstrom angepasst. Mit den so gewonnenen Wärmeübertragungsparametern können mit Hilfe einer thermischen Modellierung erste Kennzahlen zur Betriebscharakteristik des LWS bestimmt werden. Die Druckverlustberechnung erfolgt auf Grundlage der thermodynamischen Auslegung, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Geometrische Randbedingungen und andere praktische Anforderungen an den Wärmeübertrager können eine Überarbeitung der Auslegung erfordern.

Im Folgenden werden die einzelnen Schritte mit Bezug auf den vorliegenden Anwendungsfall dargestellt. Abschließend werden die gewählten Dimensions-Parameter des Speichers in Tabelle 15 zusammengefasst. Eine Konstruktionszeichnung des Latentwärmespeichers ist dem Anhang 2 zu entnehmen.

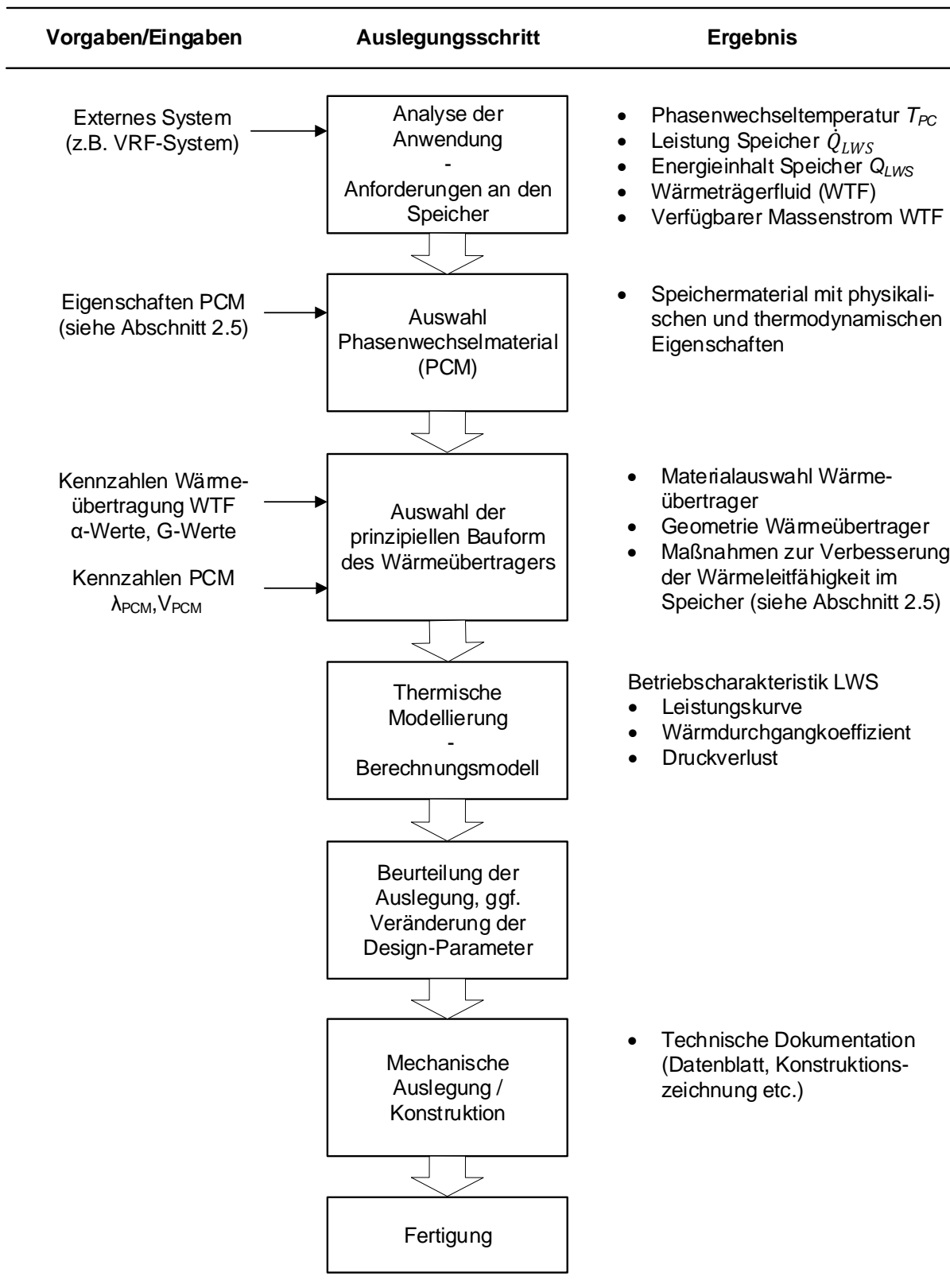


Abbildung 7-11: Vorgehensweise bei der Auslegung von Latentwärmespeichern.

7.3.2 Auslegung des Latentwärmespeichers

Anforderungen an den Speicher

Der zu konstruierende LWS sollte gemäß dem obigen Konzept in das Klimatisierungssystem implementiert werden und zur Unterstützung der Kühlfunktion eingesetzt werden. Das Kältemittel durchläuft in Serie zwei Verdampfer und der im ersten Verdampfer entstehende Kältemitteldampf wird im zwischengeschalteten Latentwärmespeicher wieder verflüssigt, um im nachfolgenden Verdampfer erneut verdampft zu werden („Kaskadenkonzept“). Dafür wird die Phasenwechseltemperatur unterhalb der Raumtemperatur gewählt und auf 10 °C festgelegt. Damit ist gewährleistet, dass beim ersten Verdampfungsschritt eine ausreichende Temperaturdifferenz zum Raum bestehen bleibt, um diesen zu kühlen. Gleichzeitig kann der LWS vom System bei nominalem Verdampfungsdruck geladen werden, wobei die Kristallisation des PCM durch Verdampfung von Kältemittel erfolgt. Die thermische Leistung des Speichers soll sich im Leistungsbereich einer Inneneinheit befinden, um die Kapazitäten der Verdampferseinheiten im Kaskadenbetrieb auszunutzen. Die Betriebszeit des Speichers bei der Speichernutzung (Entladung) soll rund 2 Stunden betragen. Diese Größenordnung ist passend für eine Anwendung, die auf eine Glättung der Lastspitzen im Tagesverlauf abzielt. Vorgegeben durch das gewählte VRV-Klimatisierungssystem wird der Speicher für den Betrieb mit dem Kältemittel R410a als Wärmeträgerfluid konzipiert. Der verfügbare Kältemittelmassenstrom für den LWS liegt aufgrund der Konfiguration des VRV-Systems im Bereich von 0,015...0,02 kg/s

Auswahl Phasenwechselmaterial

Als Phasenwechselmaterial kommen nach Abbildung 2-12 Salzhydrate und Paraffine in Betracht. Mit Blick auf die Vor- und Nachteile (vgl. Tabelle 3) wird ein Paraffin gewählt. Ausschlaggebend ist hierbei der Vorteil der geringen Unterkühlung, die einen Einsatz des Speichers in einem engen Temperaturbereich ermöglicht, sodass ein effizienter Betrieb des Wärmepumpensystems erreicht wird. Ebenfalls sehr gewichtig ist die einfache Handhabbarkeit der nicht korrosiven Paraffine. Zum Einsatz kommt das Paraffin LINPAR 15 der Firma Sasol mit einer Phasenwechseltemperatur von 10 °C, einer Phasenwechselenthalpie von 147 kJ/kg und einer Wärmeleitfähigkeit von 0,2 W/(mK).

Massenstromdichte

Die Massenstromdichte in den glatten Wärmeübertragerrohren bestimmt maßgeblich den Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Wärmeübertragerrohr. Mit Massenstromdichten von 100...200 kg/s/m² kann ein guter Wärmeübergang bei Kondensation oder Verdampfung des Kältemittels im Wärmeübertragerrohr bei annehmbarem Druckverlust sichergestellt werden. Verschiedene Autoren untersuchten die Wärmeübertragung in diesem Bereich beim Verdampfen ([Kim02], [Par07], [Fat11], [Woj05]) und Kondensieren ([Kim05], [Cav03]) von

Kältemitteln (u.a. auch für das hier verwendete R410a). Loistl verdeutlicht diesen Sachverhalt in seiner Arbeit mit Bezug auf den Druckverlust für glatte Rohre für kältemittelbetriebene Wärmeübertrager in Latentwärmespeichern [Loi19]. Für den gegebenen Kältemittelmassenstrom kann durch Wahl des Rohrinnendurchmessers und Festlegung der Anzahl der Rohrstränge eine ausreichend hohe Massenstromdichte eingestellt werden, um ausreichend hohe Wärmeübergangswerte zu erreichen.

Wärmeübertragerparameter

Der angestrebte Wärmeinhalt in Verbindung mit den physikalischen Eigenschaften des gewählten PCM bestimmt das erforderliche PCM-Volumen. Die Geometrieparameter und geometrische Anordnung der Wärmeübertragerrohre im Speichervolumen folgen aus dem Wärmeinhalt und der thermischen Leistung des LWS im Zusammenhang mit den Parametern des als Wärmeträgerfluid eingesetzten Kältemittels sowie den für die Auslegung maßgeblichen Betriebstemperaturen.

Auswahl der prinzipiellen Bauform des Wärmeübertragers

Aufgrund der Wahl eines Paraffins können die Wärmeübertragerrohre nach dem kältetechnischen Standard in Kupfer ausgeführt werden. Die Materialauswahl für den Behälter unterliegt – außer der Stabilität – ebenfalls keinen weiteren Einschränkungen. Aufgrund der guten Verfügbbarkeit und der Fertigungsmöglichkeiten, Stabilität, Gewicht und wärmetechnischer Stabilität wird der Behälter in Kunststoff (PE-100) gefertigt. Die Geometrie des Wärmeübertragers und des Behälters wird analog zu den Inneneinheiten des Klimatisierungssystems ebenfalls möglichst flach gewählt, um eine platzsparende Aufhängung des Speichers unter der Decke bzw. in einer Zwischendecke zu ermöglichen.

Um den Wärmewiderstand der Speicherfüllung zu reduzieren, wurde der PCM-Füllung Graphitpulver hinzugefügt, welches sich schon bei Vorversuchen bewährt hat (vgl. Kapitel 6). Die Auswahl des Massenverhältnisses von 1:5 folgt wiederum Voruntersuchungen, die ergaben, dass bei diesem Massenverhältnis eine vollständige Durchmischung der Komponenten erreicht wird, ohne dass überschüssiges Graphitmaterial separiert wird. Damit ist eine Verbesserung der Wärmeleitung um den Faktor 10 zu erwarten.

Thermische Modellierung

Durch die thermische Modellierung kann mit den Resultaten aus den vorherigen Schritten die Betriebscharakteristik des Latentwärmespeichers bestimmt werden (siehe Kapitel 5).

Für einen energieeffizienten Einsatz muss der Druckverlust in der Wärmeträgerströmung durch den Latentwärmespeicher möglichst gering gehalten werden. Ein etwaiger Druckverlust hat eine Änderung der Sättigungstemperatur bei der Kondensation oder beim Verdampfen des Kältemittels zur Folge und wirkt sich dementsprechend negativ auf die Effizienz des Speichereinsatzes aus. Als kritischer oberer Grenzwert wird ein Druckverlust von 1 bar an-

gesehen. Dies begründet sich mit den Eigenschaften des Kältemittels R410a. Im relevanten Temperaturbereich entspricht die Abnahme der Phasenwechseltemperatur (Verdampfung/Kondensation) des Kältemittels bei 1 bar Druckverlust ca. 3 K. Bei der Speicherbeladung hat dieser Effekt zu Beginn der Phase einen größeren Einfluss, da die Verdampfung des Kältemittels direkt nach dem Eintritt in den Wärmeübertrager erfolgt und der Kältemitteldampf einen langen Strömungsweg bis zum Eintritt in den Verdichter zurücklegen muss. Bei der Speicherentladung tritt der größte Druckverlust gegen Ende der Betriebsphase auf, wenn der Kältemitteldampf erst im letzten Abschnitt des Wärmeübertrager verflüssigt wird. In beiden Phasen führt der Druckverlust zu einem Rückgang der Wärmeübertragungsleistung. Dies wirkt während der Speicherentladung direkt auf die Kältelieferung des Systems, während der Druckverlust bei der Speicherbeladung lediglich eine Verlängerung dieser Betriebsphase zur Folge hat.

Fertigstellung

Nach Beachtung der oben genannten Punkte und Berücksichtigung der Möglichkeiten der Fertigung ergeben sich folgende Parameter für den Speicher:

Tabelle 15: Auslegungsdaten Wärmeübertrager – Demonstrator III.

Demonstrator III			
Kältemittel	R410a	PCM	LinPar15
Rohrmaterial	Kupfer	Schmelzpunkt	10 °C
Wandstärke der Rohre	0,4 mm	PCM Masse	185 kg
Rohraußendurchmesser	10,12 mm	Wärmespeicherkapazität	147 kJ/kg
Rohrinnendurchmesser	9,72 mm	Energieinhalt PCM latent	~27.000 kJ
Rohrlänge gesamt	96 m		7,5 kWh
Anzahl n Rohrstränge	2 St	mittlere Leistung (ca.)	2,3 - 2,8 kW
Rohrlänge (ein Strang)	48 m		
Rohrabstand	50 mm		
Ausführung	versetzt, Glattrohr		
Verbesserung der Wärmeleitung im PCM	Beimischung Graphit		
Mischungsverhältnis			
Theorie	1:5 Gew.-%	Praxis, nach Füllung:	
daraus folgt: Graphit	16,7 Gew.-%	Graphit	18,8 Gew.-%
PCM	83,3 Gew.-%	PCM	81,2 Gew.-%

Abbildung 7-12 zeigt ein Foto des Wärmeübertragers vor der Installation. Neben dem flachen Design sind die zwei Rohrstränge erkennbar, wobei das Kältemittel – je nach Betriebsweise – von oben nach unten bzw. unten nach oben durch den Wärmetauscher geführt wird. Abbildung 7-13 zeigt den fertigen LWS inkl. Graphit-PCM-Gemisch und kältetechnischer Verrohrung. Es ist ersichtlich, dass das Graphit-Pulver vollständig vom PCM durchnässt ist. Auf-

Analyse und Erprobung eines neuartigen Anlagenkonzeptes

grund der Volumenausdehnung im flüssigen Zustand ist oberhalb des Graphits das flüssige PCM erkennbar.



Abbildung 7-12: Versuchswärmeübertrager Demonstrator III.



Abbildung 7-13: Versuchswärmeübertrager (Draufsicht auf den offenen Behälter) nach Installation, Befüllung und kältetechnischer Verrohrung.

7.4 Regelung des Speicherbetriebs

Parallele Verschaltung des LWS mit den Inneneinheiten

Für die Speicherladung wird der LWS als zusätzliche Kühlstelle parallel zu den Inneneinheiten betrieben. Die Kältelieferung an den Speicher erfolgt analog zur Luftkühlung durch die Inneneinheiten. Alle Kühlstellen werden über die Flüssigkeitsleitung mit flüssigem Kältemittel versorgt. Über ein Expansionsventil am Eintritt der jeweiligen Kühlstelle wird der Kältemitteldurchfluss reguliert. Regelgröße ist die Überhitzung des Kältemitteldampfes nach dem Speicher mit Bezug auf den Saugdruck. Das Expansionsventil (EXV_LWS, siehe Abbildung 7-10) ist dazu mit eigenen Druck- und Temperatursensoren ausgestattet.

Kaskadenbetrieb

Für den kaskadierten Betrieb der beiden Inneneinheiten mit zwischengeschaltetem Latentwärmespeicher (IE1-LWS-IE2) ist die gesamte Kaskade mit einem zusätzlichen Expansionsventil ausgestattet (siehe Abbildung 7-10: EXV_Kaskade). Regelgröße ist die Überhitzung des Kältemitteldampfes nach der IE2 mit Bezug auf den Saugdruck des im Zentralgerät eingesetzten Verdichters. Das EXV_Kaskade ist dazu mit eigenen Druck- und Temperatursensoren ausgestattet.

Zusätzlich ist die Kaskade so auszuführen, dass sich für die Verdampfung in IE1 und die nachfolgende Kondensation im LWS ein zusätzliches Druckniveau ausbilden kann, wie in Abschnitt 4.1 beschrieben (siehe auch Abbildung 4-22). Für eine möglichst einfache und effektive Lösung wird dazu ein Kapillarrohr zwischen Speicherausgang und Eingang IE2 eingesetzt. Der Abbildung 7-10 ist zu entnehmen, dass für die Laboruntersuchungen zu Testzwecken zwei Kapillarrohre eingesetzt werden. Diese unterscheiden sich in der Länge und können somit bei unterschiedlichen Betriebssituationen eingesetzt und erprobt werden. Das System kann mit beiden Varianten getestet werden.

Drucktrennung innerhalb der Regelstrecke mittels Kapillarrohr – Funktionsprinzip und Auslegung

Für die oben beschriebene Drucktrennung innerhalb der seriell verschalteten Komponenten IE1-LWS-IE2 wird ein Kapillarrohr eingesetzt. Im Allgemeinen wird das Kapillarrohr als Expansionsorgan vornehmlich in einfachen Kompressionskältekreisläufen im unteren Leistungsbereich eingesetzt, die unter relativ konstanten Bedingungen arbeiten, wie z.B. Haushaltskühlschränke und -gefrierschränke oder Luftentfeuchter. Die Drosselung und die damit verbundene Expansion entstehen durch eine starke Querschnittsverengung der Rohrleitung und die dadurch auftretenden Reibungsdruckverluste des Kältemittelmassenstroms zwischen Kondensator und Verdampfer. Zudem treten nach den Grundgesetzen der Strömungslehre bei gleichem Massendurchsatz deutliche Unterschiede im Druckabfall bei flüssi-

ger bzw. gasförmiger Strömung auf. Generell liegen die Innendurchmesser im Bereich von 0,5...2,0 mm mit Längen von 1...6 m. Der Begriff „Kapillarrohr“ kann dabei irreführend sein, da die Dimensionen immer noch deutlich zu groß sind, um die Kapillarkräfte auszunutzen.

In der hier beschriebenen Anordnung besteht die Zielsetzung weder in der Einhaltung einer bestimmten Kältemittelüberhitzung am Austritt des nachfolgenden Verdampfers noch in der Einstellung einer bestimmten Druckdifferenz. Wie oben bereits angekündigt, stellt sich die Druckdifferenz zwischen der Verdampfung in IE1 und IE2 selbsttätig durch das Zusammenspiel der treibenden Kräfte bei der Verdampfung in IE1 und der Kondensation im LWS ein. Die Aufgabe des Kapillarrohrs besteht in der hier gewählten Anordnung vielmehr allein in der Funktion eines Flüssigkeitsableiters. Das in IE1 verdampfte Kältemittel soll im LWS wieder verflüssigt werden und nur flüssiges Kältemittel soll zur IE2 weitergeleitet werden.

Nach dem vorgelagerten Kondensator tritt das Kältemittel im unterkühlten oder gesättigten Zustand in das Kapillarrohr ein. Im Verlauf der Durchströmung tritt ein kontinuierlicher Druckabfall in der Flüssigkeitsströmung auf, bis der zur Kältemitteltemperatur gehörige Sättigungsdruck erreicht wird. An dieser Stelle setzt der Phasenwechsel flüssig/gasförmig ein mit stetiger Zunahme des Dampfanteils im weiteren Verlauf der Kapillarleitung. Dadurch entsteht ein zusätzlicher Druckabfall bis zum Ausgang des Kapillarrohrs aufgrund der Volumenzunahme und der damit verbundenen Geschwindigkeitszunahme der Kältemittelströmung.

Im Auslegungspunkt mit einer bestimmten Druckdifferenz lässt die Kapillare den umlaufenden Kältemittelmassenstrom passieren. Dabei stellt sich eine bestimmte Aufteilung zwischen flüssiger und gasförmiger Strecke ein.

Beim gewöhnlichen Einsatz der Kapillarrohre in einem Wärmepumpenkreislauf werden die Bedingungen im Kondensator durch den Zustand des Kältemittels am Verdichteraustritt bestimmt. Kann das Kältemittel im Kondensator aufgrund einer Erhöhung des Kältemittelmassenstroms oder eines Druckabfalls nicht mehr vollständig kondensiert werden, tritt Kältemitteldampf in die Kapillarrohre ein. Der Kältemitteldampf reduziert den durchströmenden Kältemittelmassenstrom erheblich. Gleichzeitig wird der Druck im Kondensator vor der Kapillare erhöht. Dies führt zu einer effektiveren Kondensation und ggf. Unterkühlung des Kältemittels. Aus dem dann wieder flüssigen Eintritt des Kältemittels in das Kapillarrohr resultiert ein erhöhter Kältemittelmassenstrom durch das Kapillarrohr. Bei passender Auslegung kann das Kapillarrohr somit begrenzt Systemschwankungen ausgleichen und ein gutes Betriebsverhalten unter variablen Einsatzbedingungen sicherstellen. Gegenüber elektronischen oder thermostatischen Expansionsventilen ist das Regelverhalten jedoch deutlich eingeschränkt. Der durchströmende Kältemittelmassenstrom eines Kapillarrohres wird neben weiteren Faktoren maßgeblich von den Drücken an Ein- und Ausgang (Kondensations- bzw. Verdampfungsdruck) und dem Aggregatzustand des Kältemittels bestimmt (vgl. [Hun08], [Tan14], [Dub17], [Ame18]).

Dubba und Kumar geben in einer zusammenfassenden Analyse einen umfangreichen Überblick über den aktuellen Stand der Forschung im Bereich der Kapillarrohre mit Verweis auf verschiedene experimentelle, algebraische und numerische Untersuchungen. Betrachtet werden Arbeiten zum adiabaten und nicht-adiabaten Betrieb von Kapillarrohren unter Einbezug der verschiedensten Kältemittel mit unterkühlten und zweiphasigen Einlassbedingungen. Untersucht werden u.a. Strömung, Leistungsverhalten, Druckverlust und Längenbestimmung der Kapillarrohre. Es wird angemerkt, dass die experimentellen Korrelationen auf der Grundlage von Messdaten für einen bestimmten Betriebsdruck entwickelt wurden. Die Autoren schlagen vor die Gültigkeit der Korrelationen durch Untersuchungen mit variierenden Eintrittsdrücken auszuweiten [Dub17].

Tannert beschäftigt sich intensiv mit der Beschreibung und experimentellen Analyse der Strömungsformen in einem Kapillarrohr. Er kommt u.a. zu der Schlussfolgerung, dass diskontinuierliche Strömungsformen starke Schwankungen des Dampfmassegehalts zur Folge haben [Tan14]. Heibel et al. stellen verschiedene Modelle und Berechnungsmethoden von Kapillarrohren vor und geben eine vergleichende Analyse mit stationären und transienten Randbedingungen. Für einen Prozess mit gasförmigem Eintritt des Kältemittels kann keine Korrelation als geeignet angesehen werden. Dies spielt für die Analyse des Energieumsatzes von Kältemaschinen eine untergeordnete Rolle, da dieser Zustand meist nur im Stillstand oder im An- oder Abfahrprozess auftritt. Für den zwei-phasigen Eintritt des Kältemittels in das Kapillarrohr finden sich in der Literatur Korrelationen für die Berechnung des Kältemittelmassenstroms (u.a. Wolf und Pate [Wol02]). Tritt das Kältemittel unterkühlt in die Kapillare ein, ergeben sich beim Vergleich der betrachteten Korrelationen Abweichungen bis zu 35% in der Berechnung des Kältemittelmassenstroms. Es wird darauf hingewiesen, dass es keine zusammenhängende Formulierung zur Berechnung des Kältemittelmassenstroms gibt, welche für alle Eintrittsbedingungen gültig ist [Hei15]. Für die Praxis folgt, dass für ein speziell definiertes System die Kapillarrohrlänge und -dimension meist durch umfangreiche Versuche experimentell ermittelt werden muss (vgl. auch [Hun08], [Ame18]).

Die Besonderheit, die sich aus der Anwendung in der neuartigen Verschaltung mit Kondensation des Kältemittels im LWS ergibt, resultiert aus dem niedrigen Kondensationsdruck und dem daraus entstehenden niedrigen Druckunterschied zwischen Ein- und Ausgang des Kapillarrohres. Die Rahmenbedingungen für die vorliegende Anwendung ergeben sich zum einen aus dem vom Verdichter bereitgestellten Saugdruck und zum anderen durch das gemeinsame Druckniveau von Verdampfung und Kondensation in der IE1 bzw. im LWS. Letzteres stellt sich in Abhängigkeit der aktuellen Wärmeübertragungseigenschaften im LWS und IE1 zwischen der Phasenwechseltemperatur des PCM und der Lufttemperatur in IE1 ein (vgl. Kapitel 6).

Für die Berechnung des Kältemittelmassenstroms durch das Kapillarrohr wird im Folgenden auf die Korrelation von Wolf und Pate [Wol02] zurückgegriffen, da keine signifikante Unterkühlung des Kältemittels nach der Kondensation im LWS zu erwarten ist, sondern eher ein gesättigter bzw. zwei-phasiger Eintritt des Kältemittels in die Kapillare. Diese Korrelation erlaubt es, den Kältemittelmassenstrom eines definierten Kapillarrohres mit Bezug auf einen festen Betriebspunkt stationär zu berechnen. Sie beruht auf der Anwendung des Buckingham'schen π -Theorems, bei der die physikalischen Faktoren sowie die Stoffeigenschaften des Kältemittels für eine dimensionslose Bestimmung des Kältemittelmassenstroms durch ein Kapillarrohr angewendet werden. Nach Experimenten wurde das Modell für R134a, R22 und R410a validiert. Dies wird im ASHRAE Handbook of Refrigeration detailliert vorgestellt (siehe [Ame18] S. 11.24ff). Die Berechnung erfolgt zweiteilig je nach Zustand des Kältemittels beim Eintritt in das Kapillarrohr.

Für unterkühltes Kältemittel mit der Unterkühlung ΔT_u gilt im Bereich $1K < \Delta T_u < 17K$:

$$\pi_8 = 1,8925\pi_1^{-0,484}\pi_2^{-0,824}\pi_4^{1,369}\pi_{5u}^{0,0187}\pi_6^{0,773}\pi_7^{0,265} \quad (7-3)$$

Für zweiphasiges Kältemittel mit dem Dampfgehalt x gilt mit $0,03 < x < 0,25$:

$$\pi_8 = 187,27\pi_1^{-0,635}\pi_2^{-0,189}\pi_4^{0,645}\pi_{5q}^{-0,163}\pi_6^{-0,213}\pi_7^{-0,483} \quad (7-4)$$

mit

$$\pi_1 = \frac{L}{d_i} \quad (7-5)$$

$$\pi_2 = \frac{d_i \Delta h}{v_f^2 \mu_f^2} \quad (7-6)$$

$$\pi_3 = \frac{d_i \sigma}{v_f \mu_f^2} \quad (7-7)$$

$$\pi_4 = \frac{d_i p_{\text{ein}}}{v_f \mu_f^2} \quad (7-8)$$

$$\pi_{5u} = \frac{d_i^2 c_p \Delta T_u}{v_f^2 \mu_f^2} \quad (7-9)$$

$$\pi_{5q} = x \quad (7-10)$$

$$\pi_6 = \frac{v_g}{v_f} \quad (7-11)$$

$$\pi_7 = \frac{(\mu_f - \mu_g)}{\mu_g} \quad (7-12)$$

$$\pi_8 = \frac{\dot{m}}{d_i \mu_f} \quad (7-13)$$

Für die gezielte Anwendung der Korrelation von Wolf und Pate werden zunächst die Randbedingungen ausgearbeitet und die Länge der Kapillare näherungsweise berechnet. Dies bietet zudem einen fundierten Vergleichswert für die weitere Analyse. Dazu wird der Druckverlust der Zweiphasenströmung in einem Rohr nach den Korrelationen von Müller-Steinhagen und Heck für den Anteil der Reibung [Mül86] und Ould Didi et al. für den Anteil der Beschleunigung [Oul02] bestimmt. Anhand von Abbildung 7-14 wird der Prozess mit serieller Verschaltung von IE1-LWS-IE2 im $\log(p),h$ -Diagramm verdeutlicht und die Drücke quantifiziert. Die Regelung der Kaskade erfolgt durch ein elektronisches Expansionsventil, welches den Kältemittelfluss vom Kondensatorausgang (Zustandspunkt 8) durch die Kaskade IE1-LWS-IE2 zum Verdichter regelt. Regelgröße ist hierbei die Kältemittelüberhitzung am Eintritt in den Verdichter (Zustandspunkt 3). Das Kapillarrohr soll die Kältemittelexpansion von Zustandspunkt 12 auf Zustandspunkt 13 sicherstellen. Dabei ergibt sich folgende Besonderheit (siehe auch Abschnitt 7.1): Im zeitlichen Verlauf des Prozesses steigt der Kondensationsdruck im LWS aufgrund dessen abfallender Leistungscharakteristik an. Gleichzeitig sorgt die Steuerung des Verdichters für einen konstanten Saugdruck. Damit steigt die Druckdifferenz über die Kapillare. Die Druckdifferenz Δp , die von der Kapillare bereitgestellt werden soll, liegt somit im Bereich von etwa 120 kPa bis 220 kPa.

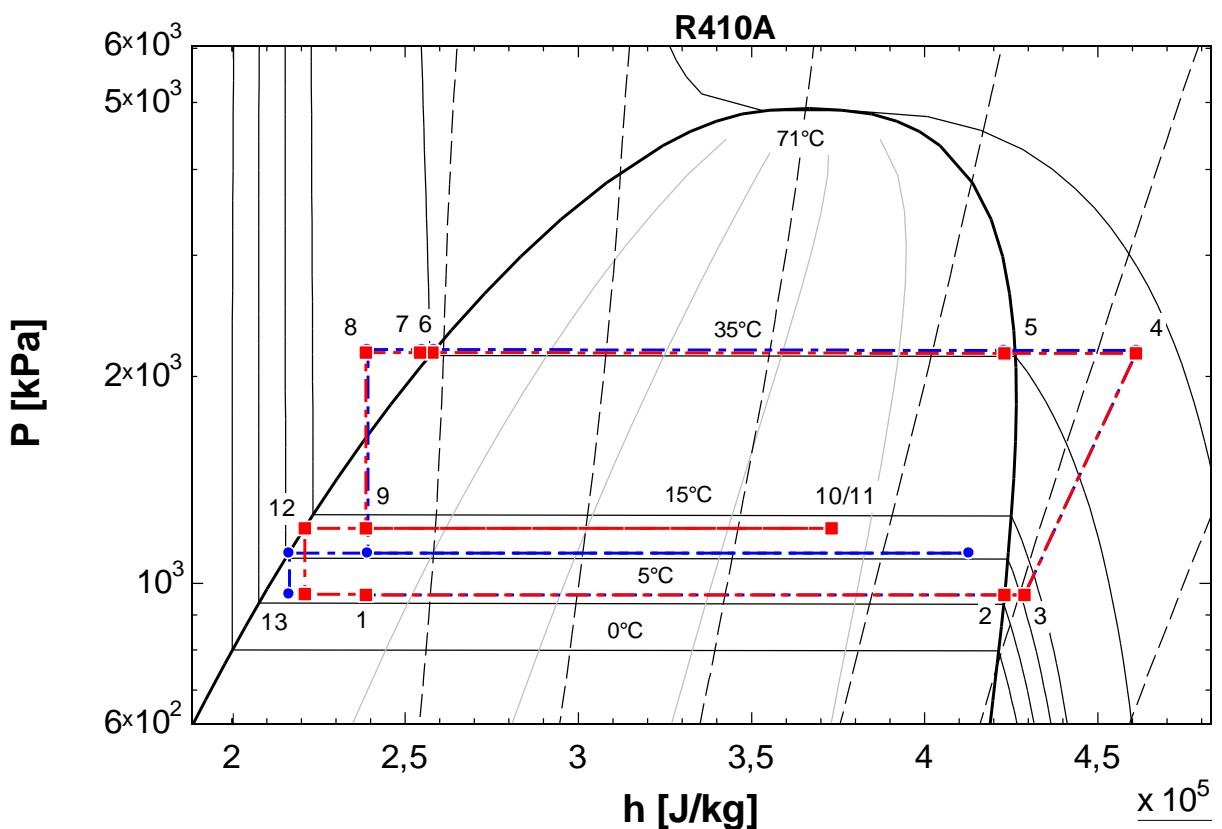


Abbildung 7-14: Darstellung des Kaskadenbetriebs im $\log(p),h$ -Diagramm: Zustandspunkte zu Beginn des Prozesses mit hoher Speicherleistungsfähigkeit (blau gestrichelte Linie) und gegen Ende bei geringerer Leistungsfähigkeit des Speichers (rot gestrichelte Linie).

Da die bereitzustellende Druckdifferenz im Vergleich zum konventionellen Einsatz von Kapillarrohren relativ niedrig ist, wird der Innendurchmesser des Kapillarrohrs auf 2 mm festgelegt. Nach Vorgabe der Prozessparameter und Auswertung der Berechnung werden zwei Kapillarrohrlängen ausgewählt, um im Versuch die geeignete Auslegung im Hinblick auf die unterschiedlichen Kondensationsdrucklagen des Prozesses zu finden. Die beiden gewählten Längen orientieren sich an der zu Beginn bzw. am Ende des Prozesses bestehenden Druckdifferenz. Die Ergebnisse sind in Tabelle 16 und Tabelle 17 unter Einbezug der Eingabeparameter zusammengefasst.

Tabelle 16: Abschätzung der Länge des Kapillarrohrs nach den Korrelationen von Müller-Steinhagen und Heck sowie Ould Didi et al.: Auslegung für minimale Druckdifferenz.

Eingabewerte							Ausgabewerte		
d_i	\dot{m}_{KM}	T_{ein}	p_{ein}	T_{aus}	p_{aus}	x_{ein}	x_{aus}	dp	L
in m	in kg/s	in °C	in kPa	in °C	in kPa			in kPa	in m
0,002	0,0145	10	1088	6	965	0	0,03	123	0,83

Tabelle 17: Abschätzung der Länge des Kapillarrohrs nach den Korrelationen von Müller-Steinhagen und Heck sowie Ould Didi et al.: Auslegung für 2/3 der maximalen Druckdifferenz.

Eingabewerte							Ausgabewerte		
d_i	\dot{m}_{KM}	T_{ein}	p_{ein}	T_{aus}	p_{aus}	x_{ein}	x_{aus}	dp	L
in m	in kg/s	in °C	in kPa	in °C	in kPa			in kPa	in m
0,002	0,0145	12	1154	6	965	0	0,044	189	1,13

Tabelle 16 zeigt die berechneten Werte mit den Drucklagen zu Beginn des Prozesses der Speicherentladung in der seriellen Verschaltung. Die Druckdifferenz liegt hier bei 123 kPa, das Kältemittel tritt im gesättigten Zustand ein und verlässt die Kapillare mit einem Dampfanteil von 0,03. Die berechnete Länge liegt bei 0,83 m.

Tabelle 17 fasst die Werte aus der Berechnung mit den Drucklagen von ca. 2/3 der maximalen Druckdifferenz zusammen. Diese beträgt 189 kPa, wobei das Kältemittel wiederum im gesättigten Zustand eintritt und hier die Kapillare mit einem Dampfanteil von 0,044 verlässt. Die berechnete Länge liegt bei 1,13 m.

Nach der überschlägigen Auslegung werden die Funktionsabläufe für diese beiden Kapillarrohre nun nach der validierten Korrelation von Wolf und Pate detailliert ausgewertet und dargestellt.

Die Einstellung des realen Betriebszustands ist folgendermaßen zu verstehen: Wird von einem zu großen Dampfanteil beim Eintritt des Kältemittelstroms in die Kapillare ausgegangen, so ergibt sich aufgrund des hohen Reibungsdruckverlustes ein vergleichsweise geringer Käl-

temitteldurchfluss durch die Kapillare. Bei Annahme eines höheren Kondensationsdrucks ergibt sich eine höhere Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung im LWS und dementsprechend auch eine höhere Kondensationsleistung. Demzufolge stellt sich ein geringerer Dampfanteil am Eintritt in die Kapillare ein. Im realen Betrieb bewirken die gegenläufigen Effekte die Einstellung eines bestimmten Betriebszustands. Diese Einstellung des Betriebspunkts erfolgt unter der Nebenbedingung, dass bei der Verdampfung in der Inneneinheit IE1 und der Kondensation im LWS die identische Menge Kältemittel umgesetzt wird.

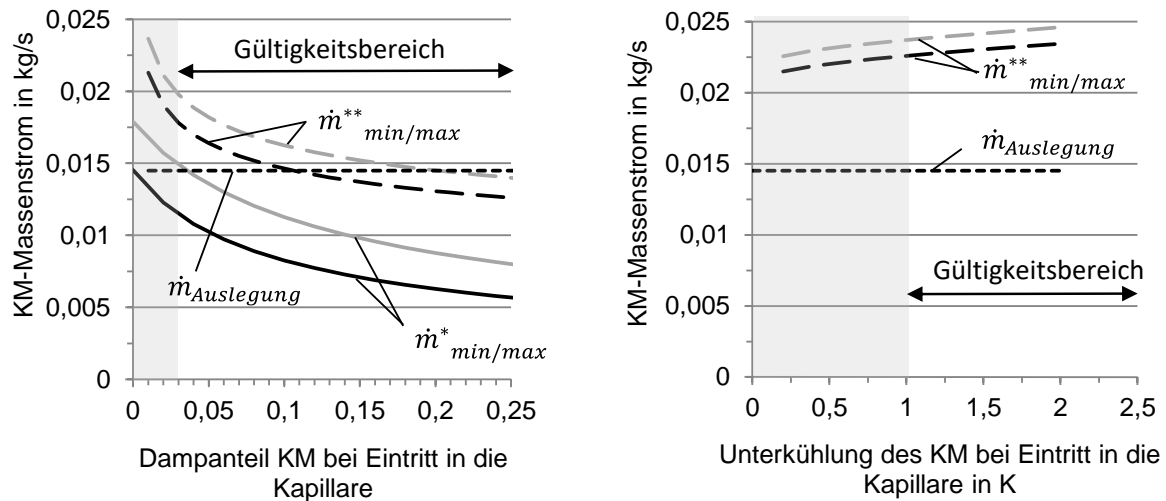


Abbildung 7-15: Kapillarrohr mit Länge 0,83 m: Berechneter Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Dampfanteils (links) und in Abhängigkeit der Unterkühlung (rechts) bei Eintritt mit maximalem Druckverlust (223 kPa, schwarz) und minimalem Druckverlust (123 kPa, grau). Berechnet nach der Korrelation von Müller-Steinhagen und Heck und Ould Didi et al. (durchgezogene Linie, \dot{m}^*) und nach Wolf und Pate (gestrichelte Linie, \dot{m}^{**}) Zusätzlich ist der Kältemittelmassenstrom im Auslegungspunkt dargestellt.

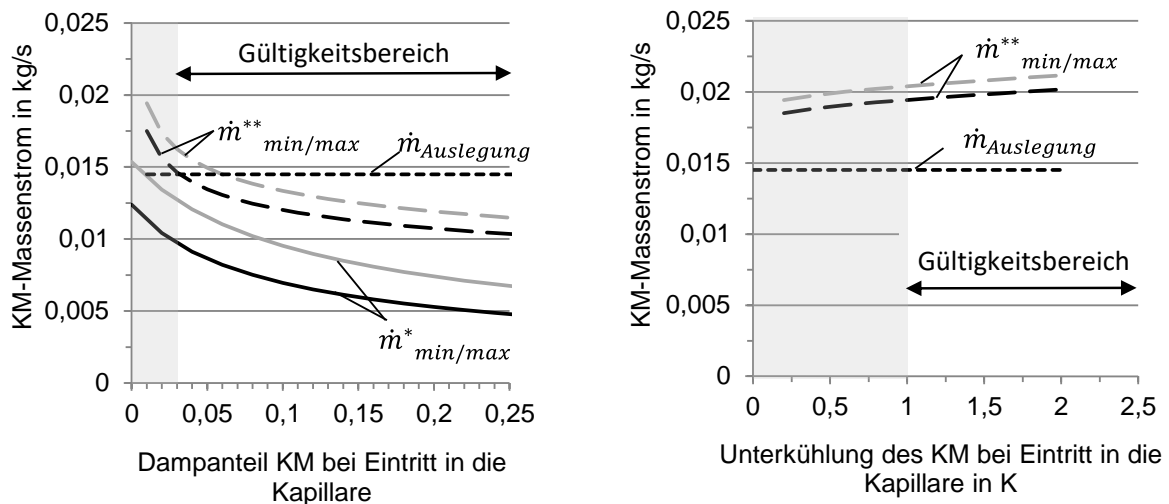


Abbildung 7-16: Kapillarrohr mit Länge 1,13 m: Berechneter Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Dampfanteils (links) und in Abhängigkeit der Unterkühlung (rechts) bei Eintritt mit maximalem Druckverlust (223 kPa, schwarz) und minimalem Druckverlust (123 kPa, grau). Berechnet nach der Korrelation von Müller-Steinhagen und Heck und Ould Didi et al. (durchgezogene Linie, \dot{m}^*) und nach Wolf und Pate (gestrichelte Linie, \dot{m}^{**}) Zusätzlich ist der Kältemittelmassenstrom im Auslegungspunkt dargestellt.

Die Abbildung 7-15 (rechts) und die Abbildung 7-16 (rechts) verdeutlichen, dass eine geringe Unterkühlung zu einer Erhöhung des Kältemittelmassenstroms führt. Dieser Fall sollte in der vorliegenden Einsatzsituation jedoch nicht auftreten, da die Kondensation mit einer geringen treibenden Temperaturdifferenz $< 3,5 \text{ K}$ vollzogen wird und somit eine Unterkühlung des Kältemittels beim Austritt aus dem Speicher nicht zu erwarten ist. In jedem Fall wäre eine derartige Reaktion nicht problematisch, da als Folge zum einen der Saugdruck leicht ansteigen könnte und/oder zum anderen die Überhitzung nach der IE2 zurückgehen könnte. Der Saugdruck würde vom Verdichter entsprechend nachgeregelt werden und als Folge der Überhitzung würde das Expansionsventil der Kaskade weiter schließen, um weniger Kältemittel passieren zu lassen.

Kritisch zu betrachten sind vielmehr die Fälle, in denen der Kältemittelmassenstrom unter den angestrebten Kältemittelmassenstrom sinkt, da dies die Funktion der Kaskade beeinträchtigen kann. Die theoretische Auslegung sagt hierfür deutlich unterschiedliche Durchflusswerte für die beiden verschiedenen langen Kapillarrohre voraus: Während bei der kürzeren Variante (0,83 m) ein Abfall des Kältemittelmassenstroms unter den Auslegungspunkt ab 10 % Dampfanteil bei Eintritt prognostiziert wird, tritt diese Unterschreitung bei der längeren Auslegung (1,13 m) schon bei 5 % Dampfanteil ein. Generell wird das gesamte Kältemittel, das in der IE1 verdampft, im LWS auch wieder verflüssigt. In den Wärmeübertragerrohren des LWS liegt im nominalen Betrieb immer ein Zweiphasengemisch vor, nur bei einer Störung kann es vorkommen, dass der Speicher mit Kältemittel geflutet wird. Die Kapillare fungiert also immer als Flüssigkeitsableiter. Im flüssigen Zustand durchströmt das gesamte flüssig anstehende Kältemittel die Kapillare. Falls der LWS leer läuft, sperrt die Kapillare den Dampfdurchtritt. Der Betriebszustand bleibt folglich immer im Grenzzustand, in dem flüssiges Kältemittel kontinuierlich abläuft und dampfförmiges Kältemittel im LWS zurückgehalten wird. Im Bereich von 0-10 % Dampfanteil des Kältemittels bei Eintritt in die Kapillare sagt die Korrelation nach Wolf und Pate eine maximale Abweichung vom Auslegungszustand von -15 % voraus. Für einen Dampfanteil größer als 10% ist wie oben angeführt zunächst mit einem abfallenden Kältemittelmassenstrom zu rechnen, welcher sich durch den ansteigenden Kondensationsdruck wieder einschwingt. Dies geschieht nicht, wenn der LWS zum Ende des Prozesses an seine Leistungsgrenzen kommt. In diesem Fall kann der Speicher auch mit ansteigendem Kondensationsdruck keine Leistung mehr abrufen. Der Kältemittelmassenstrom durch die Kapillare sinkt aufgrund des hohen Dampfanteils weiter ab. Die Überhitzung nach IE2 wird daraufhin zu hoch, sodass das EXV_Kaskade weiter öffnet. An dieser Stelle kann der Speicherbetrieb abgeschaltet werden, da der Speicher keine Leistung mehr umsetzen kann. Wird nicht eingegriffen, wird die IE1 aufgrund der Öffnung des EXV_Kaskade mit Kältemittel überflutet, sodass dies in IE1 nicht mehr verdampft und auch den LWS flüssig durchströmt. Das Kältemittel tritt somit auch flüssig in die Kapillare ein, strömt hindurch und

wird aufgrund der Expansion in IE2 verdampft. Um eine Flutung von IE1 und LWS mit Kältemittel zu vermeiden und das Kältemittel im Umlauf zu behalten, ist es sinnvoll in diesem Moment die serielle Verschaltung IE1-LWS-IE2 zu beenden und die beiden Inneneinheiten separat im Normalbetrieb weiter einzusetzen.

7.5 Praktische Erprobung und Analyse des Betriebs

Im abschließenden Kapitel soll die Funktionsfähigkeit des vorgestellten Anlagenkonzepts eines Klimatisierungssystems mit kaskadierter Einbindung des LWS erprobt und nachgewiesen werden. Für diesen Machbarkeitsnachweis werden im Folgenden zwei Versuche ausgewertet. Ein Versuch besteht jeweils aus drei Phasen:

- Phase 1: Anfahren, Einschwingen und konstanter Betrieb des VRF-Systems im Kühlmodus ohne Speicher mit den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 2: Speicherbeladung:
Parallele Kältemittelverdampfung im Speicher und den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 3: Speicherentladung:
Kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2 mit parallel laufender IE3

Die Regelung des Systems ist in Abschnitt 7.2.2 ausführlich dargelegt. Die Rahmenbedingungen (Umgebungstemperatur, Raumtemperatur, etc.) werden zu Beginn der Analyse aufgeführt bzw. sind aus den Diagrammen ersichtlich. Die beiden dargestellten Betriebsversuche unterscheiden sich lediglich in der Einstellung der Zielverdampfungstemperatur und der Auswahl des verwendeten Kapillarrohrs. Im Versuch I wurden die Standard- Auslegungswerte der VRV-Anlage beibehalten und das kürzere Kapillarrohr eingesetzt. Für den Versuch II wurden die Zielverdampfungstemperaturen angepasst und das längere Kapillarrohr verwendet. Zielsetzung ist der Machbarkeitsnachweis sowie die Analyse des Betriebsverhaltens des Klimatisierungssystems mit LWS. Tabelle 18 fasst die Einstellungen zusammen.

Tabelle 18: Einstellungen für den Speicherbetrieb

Versuch I	Phase 1	Phase 2	Phase 3
Einstellung Zielverdampfungstemperatur	variabel	variabel	variabel
Auswahl Kapillarrohr (Länge)	-	-	0,83 m
Versuch II	Phase 1	Phase 2	Phase 3
Einstellung Zielverdampfungstemperatur	3 °C	3 °C	7 °C
Auswahl Kapillarrohr (Länge)	-	-	1,13 m

Analyse und Erprobung eines neuartigen Anlagenkonzeptes

Die Analyse orientiert sich an der im Abschnitt 7.1 beschriebenen Systemmodellierung. Zunächst wird dabei der Einfluss des LWS auf den Systembetrieb aufgezeigt. Daraufhin wird der Kaskadenbetrieb detailliert ausgewertet und mit den Ergebnissen aus der Systemsimulation verglichen. Zusätzlich wird die Wirkung der unterschiedlich ausgelegten Kapillarrohren und deren Einfluss auf den Kaskadenbetrieb anhand der Messergebnisse analysiert.

Tabelle 19: Gegenüberstellung der Zahlenwerte zu den Druck- und Temperaturniveaus der Versuche I und II über die drei Phasen.

Versuch I	Phase 1	Phase 2	Phase 3
Einstellung Zielverdampfungstemperatur	variabel	variabel	variabel
Auswahl Kapillarrohr (Länge)	-	-	0,83 m
Kondensationstemperatur in °C	32,4	26,0	24,6
Verdampfungstemperatur in °C	5,5	2,9	12,3 / 4,0
Unterkühlung im Unterkühler in °C	14,9	2,7	2,1

Versuch II	Phase 1	Phase 2	Phase 3
Einstellung Zielverdampfungstemperatur	3 °C	3 °C	7 °C
Auswahl Kapillarrohr (Länge)	-	-	1,13 m
Kondensationstemperatur in °C	32,2	26,0	24,4
Verdampfungstemperatur in °C	2,6	3,4	12,2 / 4,6
Unterkühlung im Unterkühler in °C	14,0	2,6	2,0

Für eine genauere Zyklusanalyse und aufgrund der Ähnlichkeit der beiden Versuche wird im Folgenden ausschließlich der Versuch I gezielt ausgewertet. Abbildung 7-17 zeigt die Leistungsverläufe der Inneneinheiten und des Latentwärmespeichers über den Gesamtprozess mit den drei Phasen. Zunächst ergibt sich in Phase 1 ein konstanter Betrieb mit einer thermischen Leistung der Inneneinheiten von rund 3500 W pro Einheit. In Phase 2 setzt der Speicher mit etwa 2500 W rund die Hälfte der thermischen Leistung der Inneneinheiten um, welche nun aufgrund des Anstiegs des Kältemittelumlaufs deutlich auf rund 4500 W angestiegen sind. Die Darstellung von \dot{Q}_{IE2} und \dot{Q}_{IE3} erfolgt unter der Annahme einer gleichmäßigen Kältemittelmassenstromaufteilung zwischen diesen beiden Komponenten. Die Auswertung der Temperaturmessungen des Luftstromes lassen darauf schließen, dass die Aufteilung nicht gleichmäßig erfolgt, jedoch kann der Kältemittelmassenstrom an dieser Stelle nicht genauer aufgeschlüsselt werden. In jedem Fall stellt die Summe dieser beiden Leistungswerte die Gesamtkälteabgabe der beiden Inneneinheiten dar. In Phase 3 verschiebt sich das Gefüge gemäß der weiter unten folgenden Auswertung im $\log(p),h$ -Diagramm: Die IE2 erreicht

aufgrund der höheren Enthalpiedifferenz bei der Verdampfung eine höhere Leistung als die IE3. Dies ist in Abbildung 7-23 am Abstand zwischen den Zustandspunkten 12 und 8 (lila gestrichelte Linie, Raute) zu erkennen, da der Zustandspunkt 8 als Kondensatoraustrittszustand auch die Eintrittsenthalpie in die Inneneinheit 3 darstellt. Die Leistungsumsätze in der IE1 und dem LWS korrelieren direkt miteinander und zeigen den erwarteten abfallenden Leistungstrend. Die Erklärung dazu wurde in der Analyse und Systemsimulation in Abschnitt 7.1 detailliert gegeben. Da der Dampfgehalt des Kältemittels bei Eintritt in den Speicher messtechnisch nicht erfasst werden kann, wird die Leistung von IE1 und LWS über die Daten der Luft bilanziert.

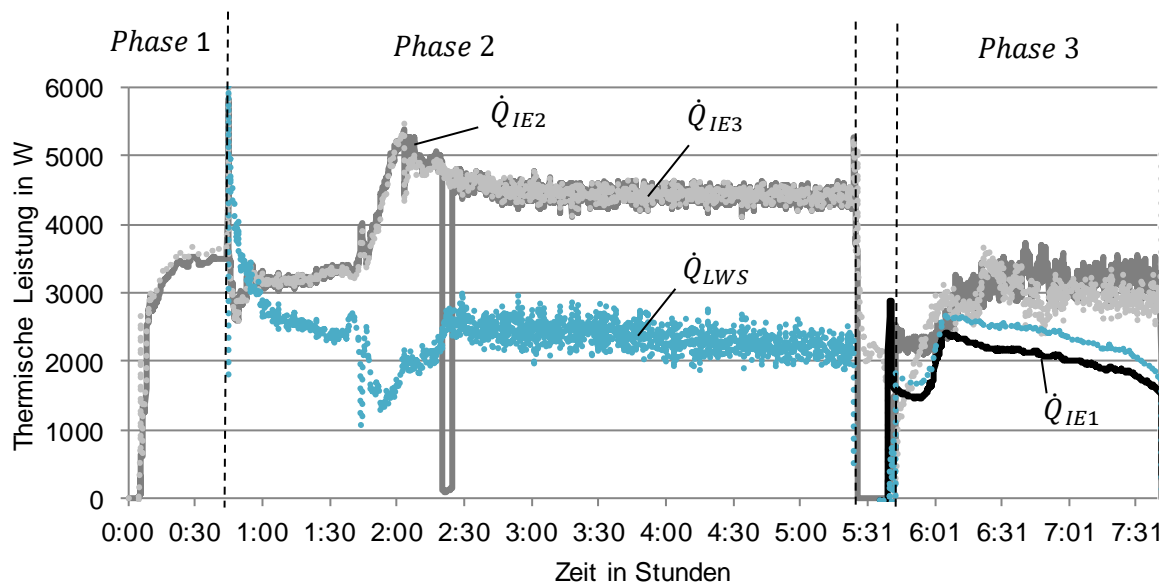


Abbildung 7-17: Thermische Leistungen über die drei Phasen.

In Abbildung 7-18 werden ergänzend die Messdaten der Kältemittelmassenströme dargestellt. Gemessen werden der gesamte Kältemittelmassenstrom in der Flüssigkeitsleitung nach dem Kondensator sowie ein Teilmassenstrom des Kältemittels in der Flüssigkeitsleitung zwischen den Inneneinheiten und dem LWS (vgl. auch Abbildung 7-10). Damit kann in Phase 2 der Kältemittelmassenstrom durch den LWS gemessen werden. In Phase 3 wird der Kältemittelmassenstrom durch die Kaskade von IE1-LWS-IE2 gemessen. Zusätzlich ist in Abbildung 7-18 die aus den Messdaten bilanzierte hydraulische Leistung des Kompressors über die Versuchsdauer aufgetragen.

Zum Ende der Phase 1 nach ca. 40 Minuten ergibt sich ein konstanter Leistungsverlauf der Inneneinheiten von rund 3500 W bei einem Gesamtkältemittelmassenstrom von 0,036 kg/s und einer Kompressorleistung von 850 W. Auf das Zuschalten des LWS in paralleler Verschaltung zu den Inneneinheiten 2 und 3 (Phase 2) reagiert das System mit einer Erhöhung der Verdichterdrehzahl (vgl. auch Anhang 3). Der Verdampfungsdruck sinkt und der gesamte Kältemittelmassenstrom steigt an. Nach einer ersten Einschwingphase regelt das System

nach ca. 1:50 Stunden und 2:20 Stunden erneut mit Anpassung der Verdichterdrehzahl und der Lüfterstufe am Kondensator. Der stabile Betriebspunkt stellt sich ein.

Daraufhin folgt ein konstanter Betrieb bis zum Ende der Phase 2. In dieser konstanten Phase summiert sich die Kälteleistung der Inneneinheiten 2 und 3 auf rund 9000 W, der Speicher liefert in diesem Abschnitt eine leicht abfallende Leistung von ca. 2500 W bis auf 2250 W. Die Verdichterleistung zeigt hier einen relativ konstanten Verlauf und liegt bei ca. 1600 W. Nach dem Übergang in die Phase 3 sinkt die Verdichterleistung zunächst stark ab und beläuft sich nach der Einschwingphase im darauffolgenden konstanten Betrieb auf ca. 680 W. Die Reduktion der Verdichterleistung ist nicht allein auf den Kaskadenbetrieb zurückzuführen, sondern auch auf die insgesamt geringere thermische Leistung der Inneneinheiten. Demgegenüber steht aber, dass in Phase 1 und Phase 2 die Inneneinheit 1 nicht betrieben wurde und somit nicht vom Kompressor versorgt werden musste. Der gesamte Kältemittelmassenstrom liegt in Phase 3 mit 0,03 kg/s geringfügig unter dem des Referenzzustandes wobei rund 50% des Kältemittelmassenstroms auf die Kaskade entfällt.

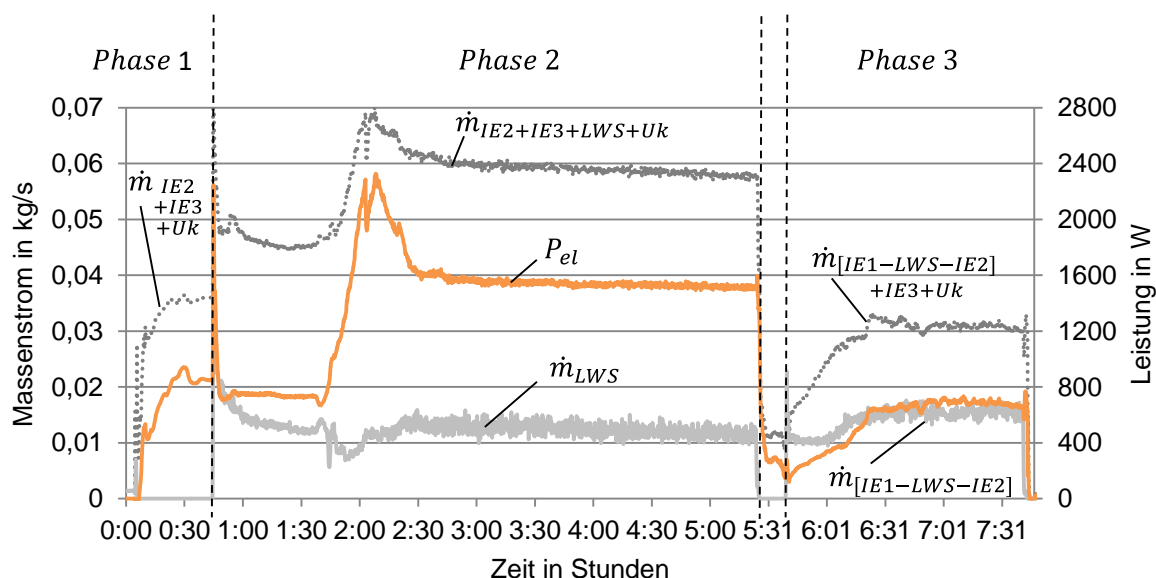


Abbildung 7-18: Kältemittelmassenstrom und Verdichterleistung über die drei Phasen.

Die Wirkungsweise des Klimatisierungssystems mit LWS spiegelt sich auch in den Effizienzwerten des Systems wider. Anhand der Abbildung 7-19 kann dies mittels der zwei Definitionen des EER bewertet werden.

Zunächst ist der EER_{Nutz} über die drei Phasen der Versuchszeit aufgetragen, welcher sich durch die Gleichung (2-14) wie folgt definiert:

$$EER_{Nutz} = \frac{\dot{Q}_{IE1} + \dot{Q}_{IE2} + \dot{Q}_{IE3}}{P_{el}}$$

Im Betrieb ohne LWS ergibt sich im konstanten Betrieb nach ca. 40 Minuten ein EER_{Nutz} von 8,5. Für die Phase 2 folgt nach dem Einregeln des Systems ein EER von rund 6. In der Pha-

se 3 ergibt sich ein Mittelwert von 12,1, wobei die Werte über 14 nicht mit betrachtet werden, da dies der Einschwingphase zugeschrieben wird.

Für die Bewertung des Kreislaufes kann der für diesen Zweck definierte $EER_{Kreislauf}$ nach Gleichung (7-1) hinzugezogen werden:

$$EER_{Kreislauf} = \frac{\dot{Q}_{IE1} + \dot{Q}_{IE2} + \dot{Q}_{IE3} + \dot{Q}_{LWS}}{P_{el}}$$

Dessen Verlauf ist ebenfalls über die drei Phasen der Versuchszeit in Abbildung 7-19 eingetragen. Ohne Speicherbetrieb stimmen EER_{Nutz} und $EER_{Kreislauf}$ überein. In Phase 2 liegt der $EER_{Kreislauf}$ mit einem Wert von rund 7,3 wie erwartet über dem EER_{Nutz} . In Phase 3 verläuft der $EER_{Kreislauf}$ geringfügig über dem Nominalwert in Phase 1. Mit einem mittleren Wert von 8,7 (ohne die Einschwingphase) liegt dieser erwartungsgemäß unter dem Wert von EER_{Nutz} , der während der Speicherentladung besonders hohe Werte annimmt.

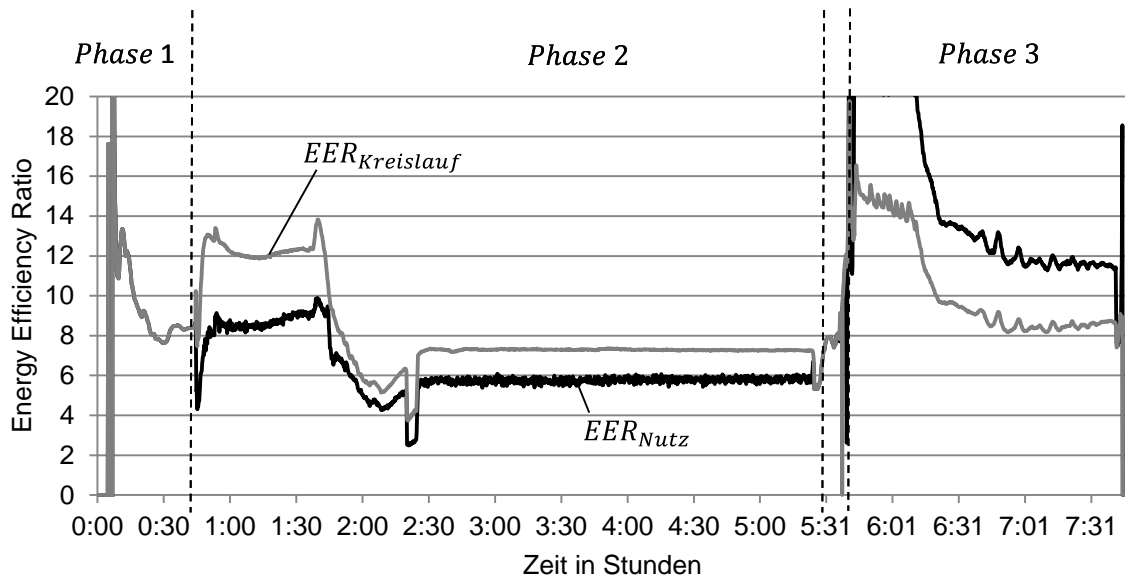


Abbildung 7-19: Effizienzbewertung über die drei Phasen.

Mit dem EER_{Nutz} wird die Effizienz des Systems unter Berücksichtigung der Energiespeicherung im LWS bewertet. Allgemein folgt das Verhalten des EER_{Nutz} über die drei Phasen den Erwartungen. Die besonders günstigen EER-Werte in Phase 3 werden jedoch durch eine Absenkung des Kondensationsdrucks im System begünstigt, die durch eine automatische Anpassung der Lüfterdrehzahl (siehe auch Anhang 3) am Verflüssiger zustande kam. Der deutlichen Verschlechterung des EER_{Nutz} während der Phase der Speicherbeladung (Phase 2) steht eine starke Verbesserung in der Speichernutzungsphase (Phase 3) gegenüber. Die Untersuchungen erfolgten hierbei bei konstanten Umgebungsbedingungen.

Die Messungen im kaskadierten Betrieb von IE1-LWS-IE2 bestätigen die Schlussfolgerungen der Analyse des Prozesses auf Basis der Systemsimulation, die in Abschnitt 7.1 dargestellt wurde. Abbildung 7-20 stellt die gemessenen Prozesstemperaturen im Kaskadenbe-

trieb den Simulationsdaten gegenüber, wobei die Raumtemperatur und das untere Verdampfungsdruckniveau dem Simulationsprogramm als konstant vorgegeben werden. Weiterhin sind die Messwerte der Luftaustrittstemperaturen an den Inneneinheiten 1 und 2 dargestellt. Anhand der Messdaten kann nachvollzogen werden, dass die Einschwingphase des Systems ca. 30 Minuten in Anspruch nimmt. In dieser Phase ist der Saugdruck, dargestellt durch $T_{V;IE2}$, deutlich über der Zielverdampfung. Die Verdichterdrehzahl wird in diesem Abschnitt stufenweise gesteigert (vgl. Anhang 3), während auch das EXV_Kaskade den Kaskadenbetrieb justiert (siehe auch Abbildung 7-23, Prozess im $\log(p),h$ -Diagramm).

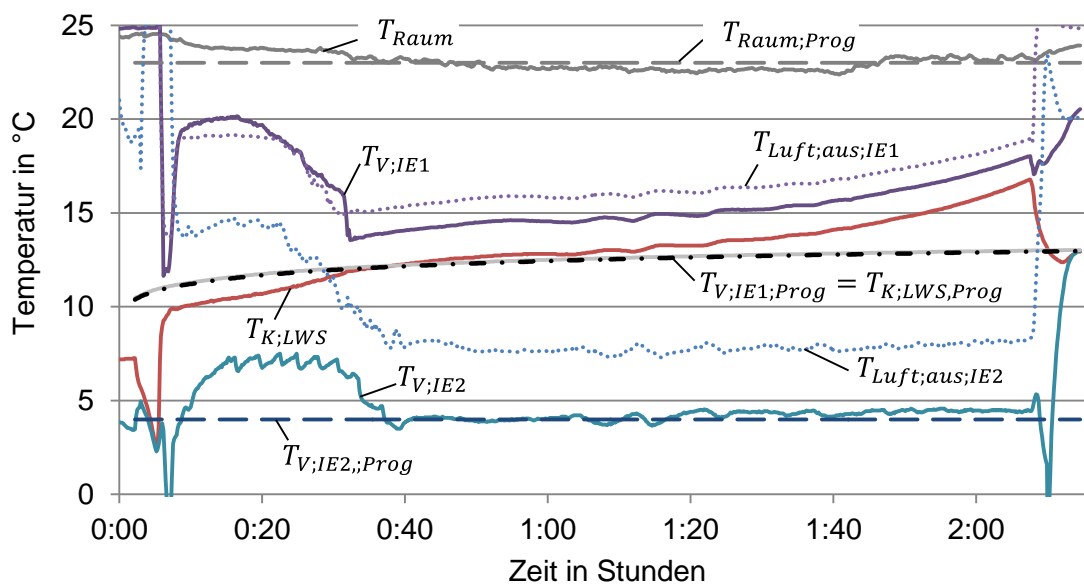


Abbildung 7-20: Temperaturverläufe im Kaskadenbetrieb im Vergleich zu den Simulationsdaten.

Nach 30 Minuten nimmt das System den Kaskadenbetrieb auf. Dies wird zunächst an den Luftaustrittstemperaturen der IE1 und IE2 deutlich, die wie in der Systemsimulation prognostiziert verlaufen: Während $T_{Luft;aus;IE2}$ einen relativ konstanten Verlauf aufweist, folgt $T_{Luft;aus;IE1}$ der Speichercharakteristik und zeigt einen ansteigenden Trend, bei einer Temperaturdifferenz von im Mittel ca. 8 K zur Temperatur $T_{Luft;aus;IE2}$. Die zugehörige Verdampfungstemperatur in IE2, $T_{V;IE2}$, verläuft entsprechend relativ konstant, die Verdampfungstemperatur $T_{V;IE1}$ ist abhängig von der Speicherleistung und steigt mit fallender Leistung des LWS an. Diesem Trend folgt auch die Kondensationstemperatur im LWS, $T_{K;LWS}$, die nach der Einschwingphase bis ca. 1:20 Stunden eine gute Übereinstimmung mit dem Simulationsmodell zeigt. Nach 1:20 Stunden weicht $T_{K;LWS}$ zunehmend von den Simulationsdaten ab. In diesem Bereich wird der Einfluss der Erwärmung des PCM so groß, dass auch das Kondensationsniveau im LWS davon beeinflusst wird. Dementsprechend steigt die Verdampfungstemperatur in der IE1 bzw. die Kondensationstemperatur im LWS stärker an als es das Simulationsmodell erwarten lässt, da im theoretischen Modell ausschließlich der Beitrag der latenten Wärme berücksichtigt wird. Weiterhin ist die gemessene Verdampfungstemperatur in

der IE1 im Mittel ca. 1,8 K höher als die Kondensationstemperatur, die aus dem Kondensationsdruck am Speicherausgang ermittelt wurde. Dies ist auf den Druckverlust im LWS zurückzuführen, der nach der Einschwingphase im Mittel 0,53 bar beträgt. Dieser wird in der Simulation ebenfalls nicht berücksichtigt.

Für die Analyse und den Vergleich von beiden Versuchen werden beide Prozesse zusätzlich mit Zustandspunkten in $\log(p),h$ -Auftragung dargestellt. Dabei wurden jeweils konstante Betriebszustände zur Darstellung ausgewählt. Die Temperaturverläufe über den gesamten Zyklus können dem Anhang 3 entnommen werden. Abbildung 7-21 zeigt die Phasen 1 und 2 des Versuchs I. Eingetragen sind die Zustandspunkte des Standardbetriebs ohne Speicher (Phase 1) im stationären Zustand, die parallele Verdampfung des Kältemittels im LWS, IE2 und IE3 (Phase 2) jeweils zu Beginn und nach der Hälfte des Prozesses im eingeschwingenen Zustand. In gleicher Weise ist Versuch II in Abbildung 7-22 visualisiert.

Im Referenzbetrieb (rot, gestrichelte Linie) ergeben sich im Versuch I Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperaturen von: $T_V = 5,5\text{ °C}$ und $T_K = 32,4\text{ °C}$ (mit Bezug auf den Ausgang des Verdampfers bzw. Kondensators). Für den Versuch II folgt $T_V = 2,5\text{ °C}$ und $T_K = 31,9\text{ °C}$. Weitere Betriebsdaten sind in Tabelle 19 gegenübergestellt. Zunächst wird das Kondensationsniveau betrachtet, welches mit Bezug auf beide Versuche wie folgt ausgewertet werden kann: Wird der Speicher in der parallelen Betriebsweise dazu geschaltet, sinkt in beiden Versuchen das Kondensationsniveau zunächst etwas ab (graue Linie, Quadrat). Es ergibt sich zudem ein deutlicher Druckverlust von rund 3 bar im Kondensator und der Unterkühler des Systems arbeitet mit deutlich geringerem Kältemittelmassenstrom, sodass eine sehr geringe Unterkühlung des flüssigen Kältemittels nach Austritt aus dem Kondensator und vor Eintritt in die Inneneinheiten zu verzeichnen ist. Folglich verringert sich die verfügbare Enthalpiedifferenz für die Verdampfung. Zurückzuführen ist dieses Verhalten auf die Regelung des Systems: Bei Zuschalten des Speichers ergibt sich sprunghaft ein höherer Kältemittelmassenstrom (vgl. auch Abbildung 7-18). Dies hat ein Absinken des Verdichtungsdruckes zur Folge, weil die Anlagensteuerung in dieser Situation die Drehzahl des Lüfters und somit den Luftvolumenstrom am Kondensator erhöht. Dies erniedrigt das Kondensationsniveau erheblich. In beiden Versuchen ist das System bestrebt, den Verdichtungsdruck wieder herzustellen. Dies geschieht durch die Erhöhung der Verdichterdrehzahl und lässt sich durch den zweiten eingetragenen Prozessschritt (blau, voller Kreis) nachvollziehen. Zum selben Zeitpunkt weisen die Messdaten am LWS (lila, Kreis) einen Druckverlust von rund 1 bar im LWS aus.

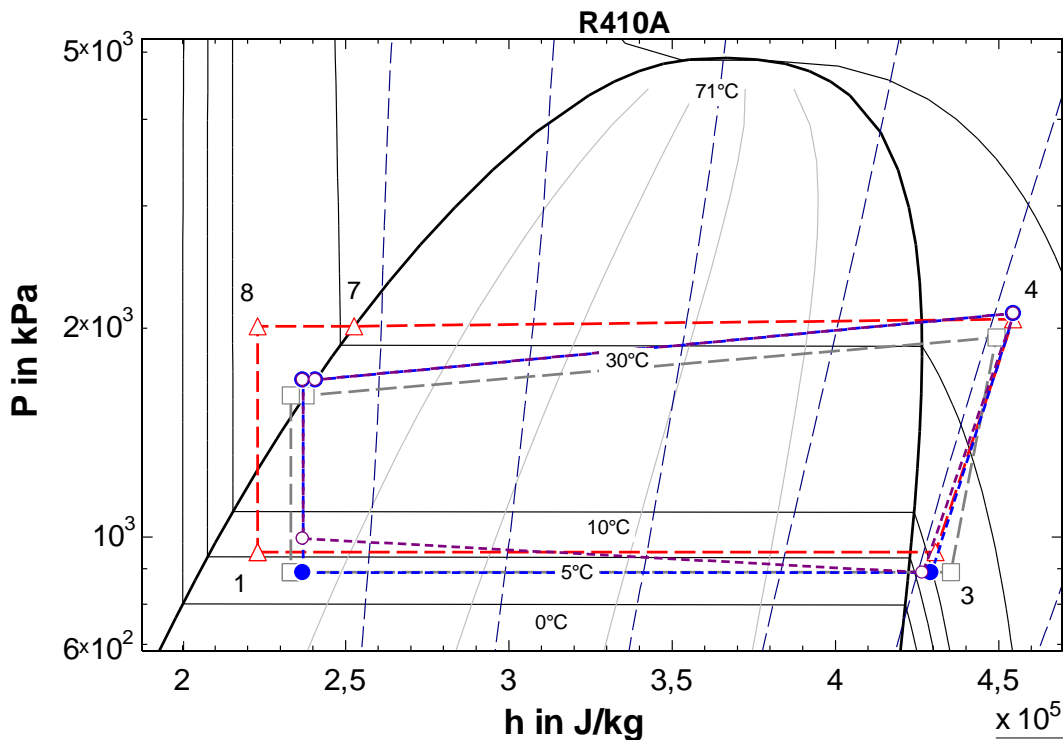


Abbildung 7-21: Versuch I. Phasen 1 und 2 im $\log(p),h$ -Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke), parallele Verdampfung des Kältemittels im LWS (Phase 2) zu Beginn (grau, Quadrate), nach dem Einschwingen des Systems (blau, voller Kreis) sowie die Verdampfung im LWS zum selben Zeitpunkt nach dem Einschwingen (lila, Kreis). Eine Druckverlustmessung in den Verdampfeinheiten war nicht vorgesehen; daher Annahme eines konstanten Druckniveaus für die Zustandspunkte 1 bis 3.

Für das Verdampfungsniveau ergibt sich bei beiden Versuchen eine unterschiedliche Ausgangslage. Im Versuch I beträgt $T_V = 5,5^\circ\text{C}$ und im Versuch II $T_V = 2,5^\circ\text{C}$. Dies ist auf die Vor-Einstellung der Zielverdampfungstemperatur zurückzuführen. Beim Versuch I mit variabler Zielverdampfungstemperatur über den gesamten Zyklus wird die Verdampfungstemperatur bei Zuschalten des Speichers parallel zu den Inneneinheiten deutlich herabgesetzt (von $T_V = 5,5^\circ\text{C}$ auf $T_V = 2,9^\circ\text{C}$). Der Versuch II läuft aufgrund der Voreinstellungen schon im Referenzbetrieb mit einer im Vergleich niedrigen Verdampfungstemperatur ($T_V = 2,5^\circ\text{C}$). Aus dieser Position wird die Verdampfungstemperatur beim Zuschalten des Speichers zunächst erhöht ($T_V = 3,4^\circ\text{C}$). Diese Änderungen des Verdampfungsdruckniveaus haben keine signifikanten Auswirkungen auf die Enthalpiedifferenz beim Verdampfungsprozess. In beiden untersuchten Fällen kann ein deutlicher Druckverlust am LWS detektiert werden.

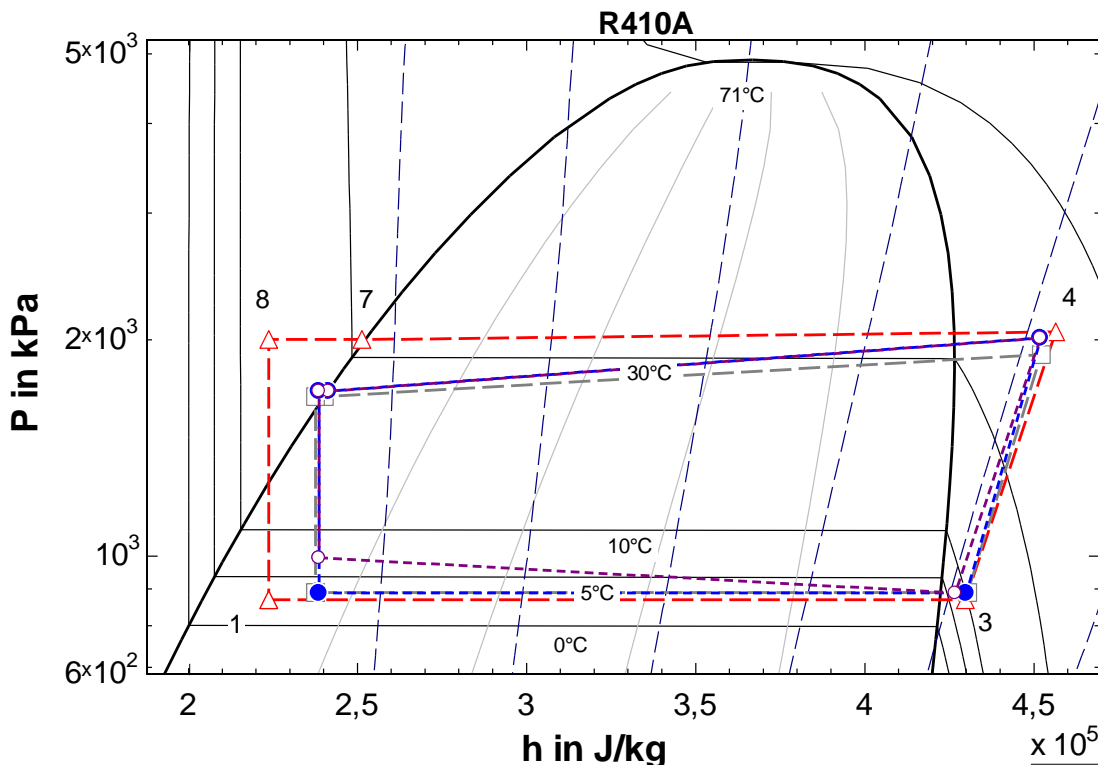


Abbildung 7-22: Versuch II. Phasen 1 und 2 im $\log(p),h$ -Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke), parallele Verdampfung des Kältemittels im LWS (Phase 2) zu Beginn (grau, Quadrate), nach dem Einschwingen des Systems (blau, voller Kreis) sowie die Verdampfung im LWS zum selben Zeitpunkt nach dem Einschwingen (lila, Kreis). Eine Druckverlustmessung in den Verdampfereinheiten war nicht vorgesehen; daher Annahme eines konstanten Druckniveaus für die Zustandspunkte 1 bis 3.

Analog dazu zeigen Abbildung 7-23 und Abbildung 7-24 die Phasen 1 und 3 des Versuchs I bzw. II im $\log(p),h$ -Diagramm. Eingetragen sind wiederum der Referenzbetrieb im stationären Zustand sowie die kaskadierte Verschaltung von IE1-LWS-IE2 und parallel laufender IE3 (Phase 3) zu Beginn, nach dem Einschwingen und gegen Ende des Prozesses.

Bei Umschaltung auf den Kaskadenbetrieb kann das Kondensationsniveau erwartungsgemäß abgesenkt werden, der Unterkühler leistet zudem keinen nennenswerten Beitrag. Zunächst ergibt sich durch die Umschaltung ein starkes Absenken der Kondensationstemperatur. Dies entsteht durch die Verringerung des umlaufenden Kältemittelmassenstroms, auf die der Verdichter zeitverzögert reagiert. Erst nach der Einregelung durch das System bildet sich ein stabiler Betriebspunkt aus (lila, Raute bzw. orange, voller Kreis). Dies kann bei beiden Versuchen gleichermaßen festgestellt werden (vgl. Tabelle 19). Ebenfalls übereinstimmend ist die zu Beginn nötige Zeit für das Einschwingen des Systems.

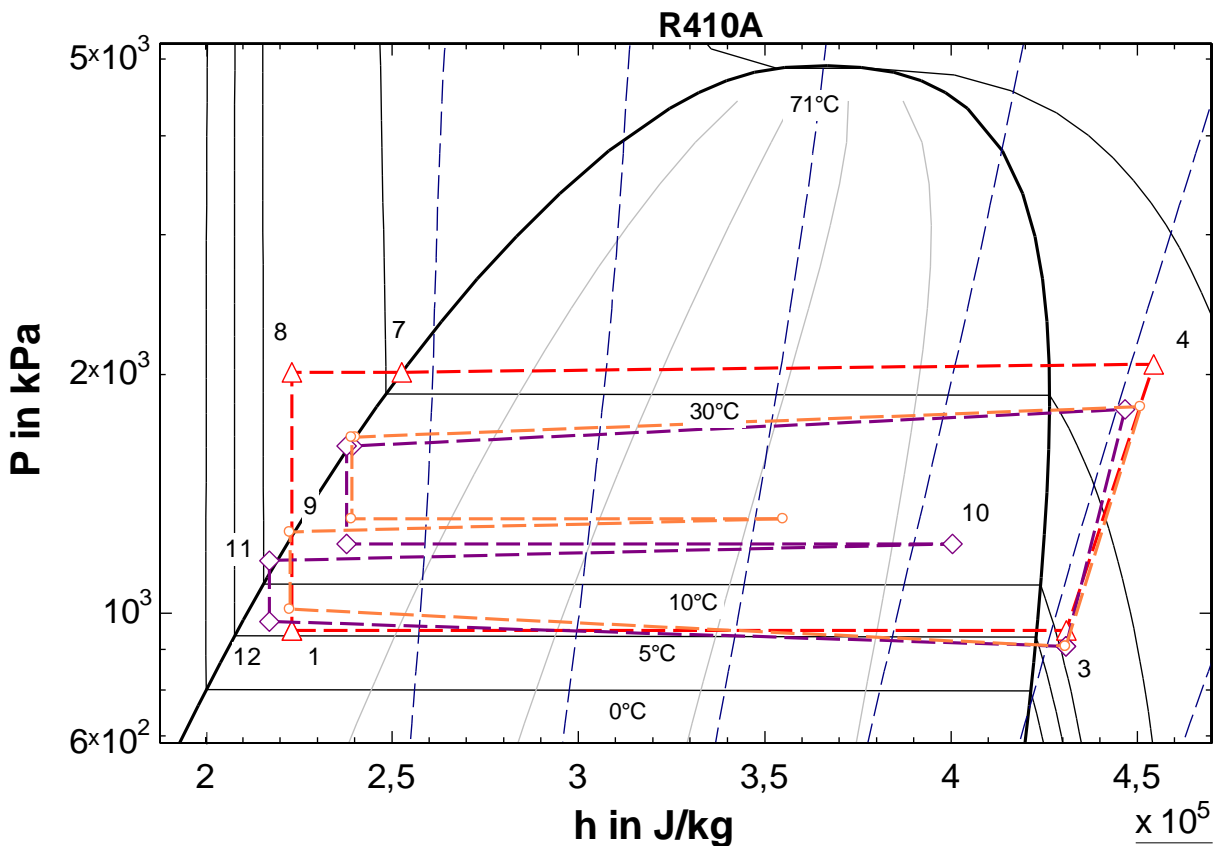


Abbildung 7-23: Versuch I. Phasen 1 und 3 im log(p)-h Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke) und kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2 nach dem Einschwingen des Systems (lila, Raute) und im Zustand gegen Ende des Prozesses (orange, voller Kreis).

Nach rund 40 Minuten in Versuch I und 30 Minuten in Versuch II hat sich das System eingeschwingen und liefert konstante Werte. Dies kann anhand der eingetragenen Prozessschritte (lila, Raute und orange, voller Kreis) nachvollzogen werden. Das mittlere Verdampfungsniveau in IE1 und das Kondensationsniveau im Speicher sind stabil 3 bis 4 Kelvin über der Phasenwechseltemperatur, wobei sich der Zustandspunkt 10 (Austritt IE1) aufgrund des sinkenden Dampfgehaltes und steigenden Kondensationsdruckes im Speicher wie erwartet im Nassdampfgebiet in Richtung Siedelinie verschiebt (vgl. auch Abschnitt 7.1). Die Verdampfungstemperatur wird im Versuch I bei Umschaltung auf den Betrieb der kaskadierten Verschaltung im Vergleich zum Referenzbetrieb auf $T_V = 4,0^\circ\text{C}$ herabgesetzt. Im Versuch II wird die Verdampfungstemperatur auf $T_V = 4,6^\circ\text{C}$ heraufgesetzt. Tabelle 19 verdeutlicht, dass die Verdampfungstemperaturen für das Beladen des LWS (Verdampfung des KM im Speicher, Phase 2) sowie für das Entladen des LWS (kaskadierter Betrieb, Phase 3) bei beiden Versuchen annähernd gleich sind, wohingegen die initiale Verdampfungstemperatur von der Voreinstellung abhängt.

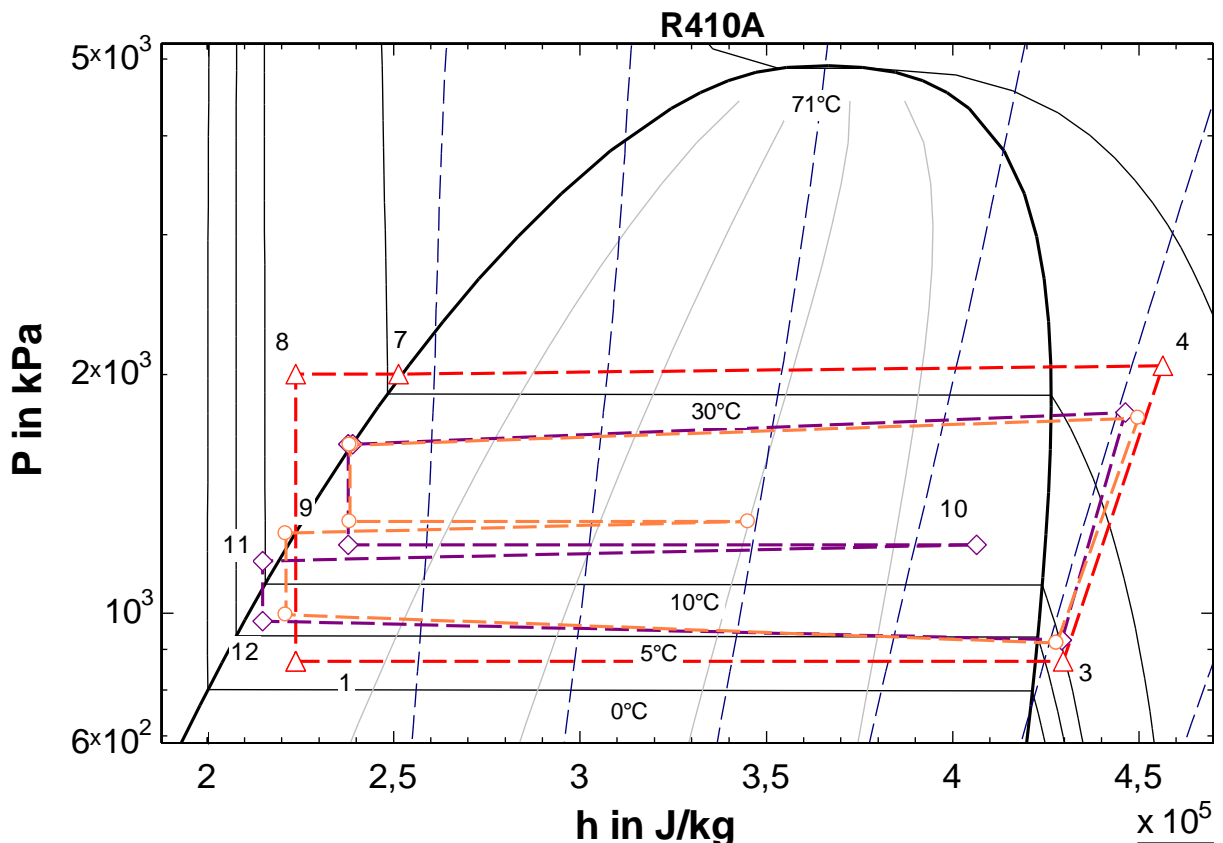


Abbildung 7-24: Versuch II. Phasen 1 und 3 im log(p)-h Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke) und kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2) nach dem Einschwingen des Systems (lila, Raute) und im Zustand gegen Ende des Prozesses (orange, voller Kreis).

Unterschied der Kapillaren

Die verbauten Kapillarrohre unterscheiden sich in der Länge (vgl. Tabelle 16 und Tabelle 17). Abbildung 7-25 zeigt die Druckverluste über die verschiedenen Kapillarrohre über die Versuchsdauer (links) mit Darstellung des angestrebten maximalen und minimalen Druckverlustes des Auslegungszustands, der sich über den Entladeprozess des Speichers durch dessen abfallender Leistungscharakteristik in Zusammenspiel mit dem geregelten, konstanten Saugdruck ergibt. Die Druckdifferenz dp , die von der Kapillare bereitgestellt werden soll, liegt im Bereich von 1,23 bar bis 2,23 bar (vgl. auch Abschnitt 0). Dazu ist der Kältemittelmassenstrom über die Versuchsdauer aufgetragen (rechts). Zusätzlich ist der Kältemittelmassenstrom im Auslegungszustand der Kapillarrohre eingetragen (gestrichelte Linie) (vgl. auch Abbildung 7-15 und Abbildung 7-16).

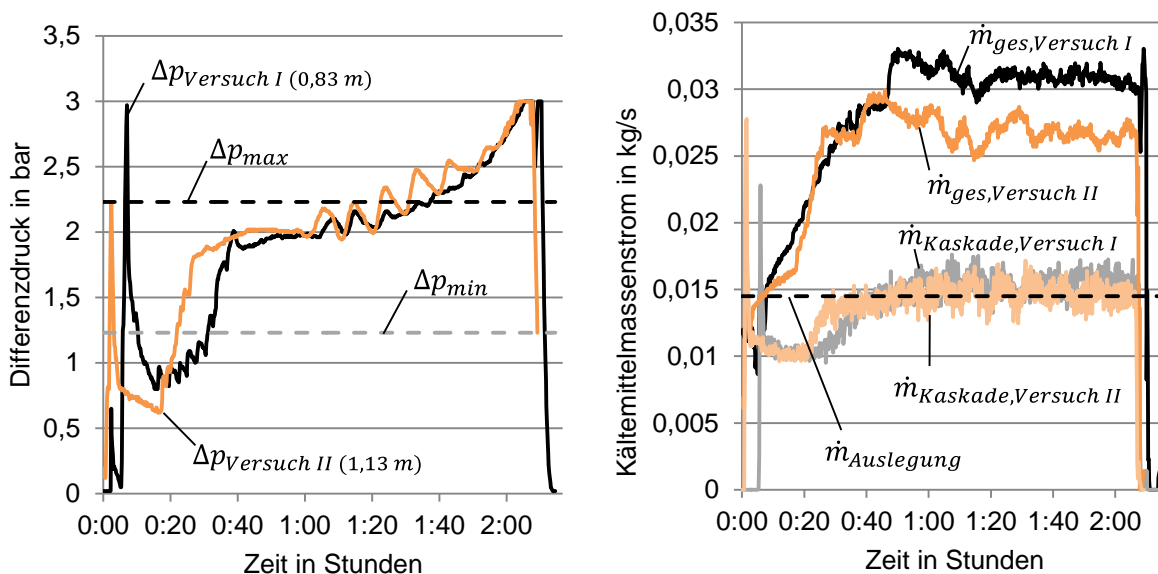


Abbildung 7-25: Druckverlust über die Kapillarrohre mit Darstellung des maximalen und minimalen Druckverlustes des Auslegungszustands (gestrichelte Linien) (links) und Kältemittelmassenstrom mit Darstellung des Kältemittelmassenstroms im Auslegungszustand (gestrichelte Linie) (rechts) jeweils aufgetragen über die Versuchsdauer.

Nach dem Einschwingen des Systems im kaskadierten Betrieb von IE1-LWS-IE2 arbeiten beide Kapillaren im Soll-Bereich. Die Druckdifferenz entspricht in beiden Fällen dem Auslegungszustand. Der bereitgestellte Druckverlust reicht aus, um den Speicher im gewünschten Modus betreiben zu können: Der ansteigende Differenzdruck zwischen Kondensationsdruck im Speicher und Verdampfungsdruck in der Inneneinheit 2 (Saugdruck), der aus der Speichercharakteristik resultiert, wird durch beide Kapillarrohre aufrecht erhalten. Damit wird gewährleistet, dass in der nachfolgenden Inneneinheit 2 die Verdampfung auf Saugdruckniveau stattfinden kann, während der LWS eine Kondensation des Kältemittels bei einem mittleren Druck ermöglicht. Die höheren Schwankungen ab ca. 1:20 Stunden bei dem längeren Kapillarrohr in Versuch II ($\Delta p_{Versuch II, (1,13 m)}$) sind auf höheren Schwankungen im Saugdruck im Vergleich zum Versuch I zurückzuführen, die aus der Systemregelung resultieren. Der Kältemittelmassenstrom, welcher die Kaskade durchströmt ist in beiden Versuchen nach der Einschwingphase nahezu identisch und entspricht dem Auslegungszustand. Es kann kein signifikanter Unterschied im Prozess erkannt werden, der auf die unterschiedlichen Längen der Kapillaren zurückzuführen ist. Dies lässt darauf schließen, dass das Kältemittel im Latentwärmespeicher gemäß dem Konzept nahezu vollständig kondensiert, sodass dies mit einem sehr geringen bzw. keinem Dampfanteil in das Kapillarrohr eintritt. Dieser Sachverhalt kann auch durch eine optische Überprüfung am Schauglas nach dem Speicher bestätigt werden. Die in Abbildung 7-15 und Abbildung 7-16 dargestellten Tendenzen für den Eintritt von Kältemittel mit dem Dampfanteil nahe Null – welche sich außerhalb des validierten Gültigkeitsbereichs der Korrelationen befinden - bestätigen, dass aufgrund des geringeren Druck-

verlustes der Flüssigkeitsströmung der vollständige Kältemittelmassenstrom durch die Kapillarrohre strömt.

7.6 Zusammenfassung der Machbarkeitsstudie

Es wurde ein neues Konzept für die Integration eines Latentwärmespeichers in ein Klimatisierungssystem durch Simulation und Laboruntersuchungen analysiert und die Machbarkeit mittels einer Demonstrationsanlage nachgewiesen.

Der Latentwärmespeicher wird dezentral als Kältespeicher auf einem niedrigen Temperaturniveau (10 °C) in einem VRF-System eingesetzt und mit zwei Verdampfeinheiten des Multi-Split-Klimasystems verbunden. Kernpunkt ist die Umschaltung von einer parallelen Kältemitteldurchströmung dieser Komponenten im Beladefall zu einer seriellen Kältemitteldurchströmung im Entladefall. Bei der Entladung wird der Kältemitteldampf aus der ersten Verdampfeinheit im Latentwärmespeicher kondensiert und steht anschließend für die Kälteerzeugung in der zweiten Inneneinheit zur Verfügung. Insbesondere wurde der Fokus dabei auf die Auswirkungen der Speicherintegration auf den Betrieb und die Drucklagen des Systems, die prozesstechnische Umsetzung des Entladebetriebs der Kaskade, bestehend aus zwei Verdampfeinheiten und dem LWS, sowie die Systemregelung gelegt.

Bei der Systemanalyse mittels Simulation wurde beobachtet, dass die Leistungscharakteristik des Latentwärmespeichers, die generell einen stark abfallenden Trend aufweist, bei der Speicherentladung nicht so stark ins Gewicht fällt. Dies ist auf den zweistufigen Wärmeübergang von der Raumluft über das Kältemittel auf den Latentwärmespeicher zurückzuführen. Zudem wurde festgestellt, dass bei der Speicherbeladung entgegen den ursprünglichen Erwartungen ein leicht negativer Einfluss auf die Effizienz des Kreislaufes auftritt. Die direkte Verdampfung des Kältemittels im Wärmeübertrager des Latentwärmespeichers erfolgt zwar auf nominalem Verdampfungsdruck des Klimatisierungssystems. In Folge der zusätzlichen Wärmelast des Speichers ergibt sich jedoch ein Anstieg der Kondensationstemperatur, der sich negativ auf die Leistungszahl des Kältekreislaufs auswirkt. Diese Wärmelast muss ebenfalls vom System an die Umgebung abgeführt werden, was durch ein Anheben der Kondensationstemperatur vom System bewerkstelligt wird. Die Messungen am System bestätigen dies.

Bei dem Entladeprozess des Speichers wird die Kondensationstemperatur im Anlagenbetrieb erwartungsgemäß abgesenkt, da der Speicher einen Teil der anfallenden Wärmelast aufnimmt. Dabei sinkt die Leistungsaufnahme des Verdichters deutlich im Vergleich zum Normalbetrieb des Klimatisierungssystems. Nach dem Einschwingen des Systems können die Messdaten die theoretische Vorhersage aus der Systemsimulation bestätigen. Entscheidend für die Funktion ist insbesondere das Kapillarrohr, das innerhalb der Kaskade für eine Drucktrennung sorgt und so die Einstellung unterschiedlicher Verdampfungs-niveaus in den

beiden seriell eingesetzten Inneneinheiten ermöglicht. Dadurch ergibt sich bei der Speicherentladung der folgende angestrebte Betrieb: In der ersten Verdampfeinheit wird durch Kältemittelverdampfung auf einem mittleren Druckniveau ein Luftvolumenstrom mit einer leicht ansteigenden Temperatur von 15 °C bis 17 °C bereitgestellt. Mit demselben Kältemittelmassenstrom, der zwischenzeitlich in dem LWS wieder verflüssigt wird, liefert die zweite Verdampfeinheit durch Kältemittelverdampfung auf nominalem Druckniveau (Saugdruck) einen gleich großen Luftvolumenstrom mit rund 8 °C. Die auf dem Speichereinsatz beruhende Kühlung des Luftvolumenstroms durch die erste Verdampfeinheit trägt somit bei der Raumtemperatur von 22 °C aktiv zur Raumkühlung bei.

Die Betriebsanalyse für konstante Betriebsbedingungen zeigt, dass der Speichereinsatz über den gesamten Speicherzyklus die Energieeffizienz des Systems zwar leicht negativ beeinflusst. Er bietet jedoch neben dem Potenzial zum Lastmanagement auch die Möglichkeit der Nutzung günstigerer Umgebungsbedingungen, so dass neben der gesteigerten Flexibilität sogar Effizienzvorteile gegenüber dem Referenzsystem zu erwarten sind.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Die vorliegende Dissertation befasst sich mit der Konzeption und Erprobung von Latentwärmespeichern für die direkte Integration in den Kältemittelkreislauf von Wärmepumpensystemen zum Heizen und Kühlen. Die Schwerpunkte liegen auf der Untersuchung der Leistungscharakteristik von Latentwärmespeichern, der prozesstechnischen Integration des Speichers in ein Klimatisierungssystem, der thermodynamischen Auslegung des Latentwärmespeichers sowie der Systemregelung. Die Analysen erfolgen sowohl theoretisch mittels Simulationsmodellen als auch experimentell im Labor.

Die theoretischen Grundlagen bilden die Basis für die Untersuchungen, die neben der energetischen Bilanzierung auch die exergetische Bilanzierung von Kältekreisläufen und thermischen Speichern umfassen. Es wird der aktuelle Stand zur Entwicklung von Latentwärmespeichern aufgezeigt und der Forschungsbedarf hinsichtlich der Integration von Latentwärmespeichern zur Integration in Kältemittelkreisläufe dargelegt. Daraufhin werden verschiedene Systemkonzepte aus Speicher und Kältesystem mit Bezug auf die Raumklimatisierung und die Kühlraumanwendung exergetisch untersucht und bewertet. Die Exergieverluste, die bei der Speicherintegration auftreten, werden maßgeblich von zwei Faktoren beeinflusst: Der Temperaturdifferenz zwischen der Verdampfungstemperatur während der Speicherbeladung und dem Temperaturniveau der Kältenutzung bei der nachfolgenden Speicherentladung sowie dem Druckhub des Kompressors, welcher von der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Umgebungstemperatur abhängt. Es ist somit nicht nur wichtig, das Systemkonzept mit Latentwärmespeicher an die Anwendung prozesstechnisch optimal anzupassen, sondern auch die Phasenwechseltemperatur des Latentwärmespeichers passend auszuwählen. Kann das Temperaturniveau für die thermische Speicherung nahe an die Nutztemperatur mit einer möglichst geringen Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Nutztemperatur gelegt werden, so hat dies auch positive Auswirkungen auf den Druckhub. Damit wird gleichzeitig ein Anstieg der Exergieverluste bei allen anderen Prozessschritten des Kältekreislaufs infolge des Speichereinsatzes möglichst gering gehalten.

In der wärmetechnischen Untersuchung der LWS wird nachgewiesen, dass die Wärmeübertragung zwischen kondensierendem oder verdampfendem Kältemittel und dem Phasenwechselmaterial im Kältespeicher mit geringen Temperaturdifferenzen (< 4 K) ausgeführt werden kann. Dies ist ausschlaggebend für eine wirksame Umsetzung der kaskadierten Einbindung des Latentwärmespeichers in den Kältekreislauf. Je nach Leistungsanforderung müssen hierbei jedoch Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit umgesetzt werden. Dazu werden zwei Demonstratoren experimentell untersucht, die sich maßgeblich in der Maßnahme zur Verbesserung der Wärmeleitung durch das PCM unterscheiden. Zum einen werden Aluminium-Lamellen in den Speicherbehälter eingebracht und zum anderen

wird dem Phasenwechselmaterial ein Graphitpulver beigemischt. In beiden Fällen wird eine signifikante Steigerung der Wärmeleitung durch das PCM nachgewiesen. Speziell bei dem Graphit-Paraffin-Gemisch ergibt sich eine nahezu gleiche Leistungscharakteristik für die Kristallisation und das Schmelzen des PCM, was auf die Bildung eines homogenen Materialverbunds schließen lässt. Gleichzeitig unterbindet das Graphit-Pulver ein Ausbilden der natürlichen Konvektion, sodass während des Schmelzvorgangs die Verstärkung der Wärmeübertragung gegenüber der Kristallisation des Phasenwechselmaterials verloren geht.

Aufbauend auf der exergetischen Analyse und den Ergebnissen der Experimente wird ein gänzlich neues Konzept zur Integration des LWS in den Kältekreislauf entwickelt. Kernbestandteil ist die Umschaltung der Kältemittelführung bei Be- und Entladung des Latentwärmespeichers. Während der Speicherbeladung werden der Speicher und die direktverdampfenden Kühlstellen des Klimatisierungssystems parallel mit Kältemittel durchströmt. Bei der Kälteentnahme aus dem Speicher erfolgt die Kältemitteldurchströmung des Speichers und der Verdampfeinheiten seriell. Dies stellt eine grundlegende Neuerung gegenüber bisherigen Entwicklungen dar. Bei der Entladung kann so eine zusätzliche Verdampfungsstufe ausgenutzt werden, wobei der Latentwärmespeicher als Kondensator für eine zwischenzeitliche Verflüssigung des Kältemittels sorgt. Die Speicherbeladung erfolgt durch direkte Verdampfung des Kältemittels im Wärmeübertrager des Latentwärmespeichers auf nominalem Verdampfungsdruck des Raumkühlsystems, um einen negativen Einfluss auf die Arbeitszahl zu vermeiden. Insbesondere der Vorteil des Latentwärmespeichers – Speicherung von thermischer Energie auf einem nahezu konstanten Temperaturniveau – und die Minimierung der Exergieverluste durch möglichst geringe Temperaturdifferenzen bei der Be- und Entladung des Speichers werden im neuen Ansatz ausgenutzt. Durch diese prozesstechnische Lösung wird ein exergetischer Speicherwirkungsgrad von rund 0,6 bis 0,75 und damit eine deutlich höhere Effizienz im Vergleich zu bisherigen Speicherkonzepten erzielt. Mit Hilfe einer detaillierten thermodynamischen Modellierung wird dieses Systemkonzept analysiert und im Anschluss in einer Pilotanlage realisiert. Die abschließenden Untersuchungen zeigen eine gute Übereinstimmung der Systemsimulation mit den Betriebsergebnissen der Demonstrationsanlage. Die praktische Machbarkeit und die Systemfunktionalität werden nachgewiesen. Abschließend wird eine Effizienzbewertung von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen über einen gesamten Speicherzyklus ausgeführt. Dazu werden die unterschiedlichen Phasen des Speichereinsatzes wie auch die damit verbundenen Änderungen der Prozessparameter während des Betriebszyklus berücksichtigt und somit eine Vergleichbarkeit mit dem normalen Anlagenbetrieb ohne Wärmespeicherung ermöglicht. Im Ergebnis zeigt sich, dass mit einem vergleichsweise geringen Mehraufwand an Antriebsenergie ein erheblicher Flexibilitätsgewinn für den Einsatz im Stromnetz erzielt wird. Mit der untersuchten Konfiguration

kann diese Flexibilität insbesondere durch Lastverschiebung im Tagesverlauf zu einer verstärkten Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen beitragen.

Ausblick

Neben den hier gezeigten thermischen Eigenschaften von Latentwärmespeichern ist auch die konkrete Anwendung bei der Speicherauswahl zu berücksichtigen. Für den Einsatz von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen sind PCM-Graphit-Gemische aufgrund der einfachen Handhabung und der Homogenität mit Blick auf die thermodynamischen Eigenschaften und den Betrieb mit geringen Temperaturdifferenzen vielversprechend. Weiterführend werden Untersuchungen zur Entmischung des PCM-Graphit-Gemisches empfohlen, um diese gänzlich ausschließen zu können.

Mit Bezug auf die Anwendung in einem Klimatisierungssystem wurde gezeigt, dass mit einer gezielten Analyse ein passender Latentwärmespeicher projiziert werden kann, der eine höhere Flexibilität des Systems ermöglicht und die Systemeffizienz nur marginal negativ beeinflusst. Aufgrund der Vielzahl von Konfigurationsmöglichkeiten von Latentwärmespeichern, die sich aus den vielfältigen Phasenwechselmaterialien und den verschiedenen möglichen Bauformen der Wärmeübertrager ergeben, können Latentwärmespeicher für ein breites Temperaturspektrum und einen weiten Leistungsbereich konzipiert werden. Insbesondere die Anwendung des vorgestellten Kaskadenkonzeptes auf der wärmeabgebenden Seite eines Wärmepumpenkreislaufs (d.h. bei Temperaturen von 30°C bis 60°C) könnte bei der Fortführung dieser Arbeit weiterverfolgt werden. In diesem Zusammenhang wird auch die Entwicklung eines zwei-dimensionalen Modells empfohlen, welches das Teillastverhalten und den Ablauf kürzerer Be- und Entladezyklen abbilden kann. In der vorliegenden Arbeit wurde die Regelung eines konventionellen Klimatisierungssystems durch Einsatz einer zusätzlichen Steuerungseinheit für den Einsatz des Latentwärmespeichers ergänzt. In die eigentliche Systemregelung wurde nicht eingegriffen. Für den effizienten, automatisierten Dauerbetrieb sollte ein entsprechender Regelalgorithmus in die Steuerung des Gesamtsystems mit Latentwärmespeicher integriert werden.

9 Literaturverzeichnis

- [AIM15] AlMaadeed, M. A., Labidi, S., Krupa, I., und Karkri, M. (2015): Effect of expanded graphite on the phase change materials of high density polyethylene/wax blends, *Thermochimica Acta*, 600, 35–44, doi:10.1016/j.tca.2014.11.023.
- [Ame18] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc (2018), *2018 ASHRAE handbook: Refrigeration*, 1 online resource (various, ASHRAE, Atlanta, GA.
- [Bae06] Baehr, H. D. und Kabelac, S. (2006), *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen : mit zahlreichen Tabellen*, 13th ed., 674 pp., *Springer-Lehrbuch*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [Bae16] Baehr, H. D. und Stephan, K. (2016), *Wärme- und Stoffübertragung*, 9th ed., 808 pp., Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg.
- [Bae10] Baetens, R., Jelle, B. P., und Gustavsen, A. (2010): Phase change materials for building applications: A state-of-the-art review, *Energy and Buildings*, 42(9), 1361–1368, doi:10.1016/j.enbuild.2010.03.026.
- [Bau11] Bauer, T. (2011): Approximate analytical solutions for the solidification of PCMs in fin geometries using effective thermophysical properties, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(23-24), 4923–4930, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.07.004.
- [Bau06] Bauer, T., Tamme, R., Christ, M., und Öttinger, O. (2006): PCM-graphite composites for high temperature thermal energy storage, *Proc. of Ecostock, 10th International Conference on Thermal Energy Storage, Stockton USA*.
- [Bej16] Bejan, A. (2016), *Advanced Engineering Thermodynamics*, 4th ed., 1789 pp., Wiley, Newark.
- [Ber19] Berdja, M., Hamid, A., und Sari, O. (2019): Characteristics and thickness effect of phase change material and frost on heat transfer and thermal performance of conventional refrigerator: Theoretical and experimental investigation, *International Journal of Refrigeration*, 97, 108–123, doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.10.003.
- [Bis18] Bista, S., Hosseini, S. E., Owens, E., und Phillips, G. (2018): Performance improvement and energy consumption reduction in refrigeration systems using phase change material (PCM), *Applied Thermal Engineering*, 142, 723–735, doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.07.068.
- [Bol16] Bollin, E. (2016), *Regenerative Energien im Gebäude nutzen: Wärme- und Kälteversorgung, Automation, Ausgeführte Beispiele*, 2nd ed., 203 pp., *Lehrbuch*, Springer Vieweg, Wiesbaden.
- [Byr11a] Byrne, P., Miriel, J., und Lenat, Y. (2011): Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling – Part 1: Basic concepts and perfor-

- mance verification, *Applied Energy*, 88(5), 1841–1847, doi:10.1016/j.apenergy.2010.12.009.
- [Byr11b] Byrne, P., Miriel, J., und Lenat, Y. (2011): Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling – Part 2: Dynamic behaviour and two-phase thermosiphon defrosting technique, *Applied Energy*, 88(9), 3072–3078, doi:10.1016/j.apenergy.2011.03.002.
- [Cab05] Cabeza, L. F. (2005), *Thermal energy storage for solar and low energy buildings: State of the art*, 170 pp., IEA.
- [Cav02] Cavallini, A., Censi, G., Col, D. D., Doretti, L., Longo, G., und Rossetto, L. (2002): Condensation of Halogenated Refrigerants Inside Smooth Tubes, *HVAC&R Res.*, 8(4), 429–451, doi:10.1080/10789669.2002.10391299.
- [Cav03] Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L., und Zilio, C. (2003): Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes — a review of recent research, *International Journal of Refrigeration*, 26(4), 373–392, doi:10.1016/S0140-7007(02)00150-0.
- [Cub78] Cube, H. L. v. und Steimle, F. (1978), *Wärmepumpen*, 3058 pp., VDI-Verl., Düsseldorf.
- [Den19] DENA - Deutsche Energie-Agentur (2019), *Impuls zur aktuellen klimapolitischen Debatte: Einschätzungen auf Basis der dena-Leitstudie Integrierte Energiewende*, 38 pp., Berlin.
- [Din11] Dinçer, İ. und Rosen, M. A. (2011), *Thermal energy storage: Systems and applications*, 2nd ed., 599 pp., Wiley, Hoboken, N.J.
- [Doh16] Dohmann, J. (2016), *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen: Grundlagen und Anwendungen der Kältetechnik*, 250 pp., Lehrbuch, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg.
- [Dub17] Dubba, S. K., und Kumar, R. (2017): Flow of refrigerants through capillary tubes: A state-of-the-art, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 81, 370–381, doi:10.1016/j.expthermflusci.2016.09.012.
- [Dut11] Dutil, Y., Rouse, D. R., Salah, N. B., Lassue, S., und Zalewski, L. (2011): A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1), 112–130, doi:10.1016/j.rser.2010.06.011.
- [Fat11] Fatouh, M., Helali, A. B., Hassan, M., und Abdala, A. (2011): Heat transfer characteristics of R410A during its evaporation inside horizontal tube, *International Journal of Energy and Environment* (2), 701–716.
- [Fra13] Franco, A., und Filippeschi, S. (2013): Experimental analysis of Closed Loop Two Phase Thermosiphon (CLTPT) for energy systems, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 51, 302–311, doi:10.1016/j.expthermflusci.2013.08.013.

- [Fra17] Fraunhofer IWES/IBP (2017), *Waermewende 2030: Schlüsseltechnologien zur Erreichung der mittel- und langfristigen Klimaschutzziele im Gebäudesektor. Studie im Auftrag von Agora Energiewende.*
- [Gun87] Gungor, K., und Winterton, R. (1987): Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data, *Chemical Engineering Research and Design*(65), 148–156.
- [Hei15] Heibel, M., Posch, S., Berger, E., Eichinger, M., Almbauer, R., und Schlemmer, S. (2015): Vergleich von Kapillarwärmetauschermodellen, *KI Luft- und Kältetechnik*, 24–29.
- [Hei20] Heinrich, C.; Henschler, W.; Hiebler, S.; Korth, T.; Krönauer, A.; Kühne, S.; Loistl, F.; Pohl, S.; Pöllinger, S.; Richter, M.; Schex, R.; Schweigler, C.; Tafelmeier, S. und Waschull, J. (2020), *Solar-elektrisch angetriebenes Heizen und Kühlen mit thermischen Speichern und optimierter Netzkopplung: -SolarSplit-*, Abschlussbericht, 159 pp., München, Dresden.
- [Her16] Herold, K. E. (2016), *Absorption Chillers and Heat Pumps, Second Edition*, 1386 pp., CRC Press, s.l.
- [Hun08] Hundy, G. F.; Trott, A. R. und Welch, T. C. (2008), *Refrigeration and air-conditioning*, 4th ed., 381 pp., Elsevier Butterworth-Heinemann, Amsterdam.
- [Inc07] Incropera, F. P.; DeWitt, D. P.; Bergman, T. L. und Lavine, A. S. (2007), *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed., 997 pp., Wiley, Hoboken, NJ.
- [Ise99] Iselt, P. und Arndt, U. (1999), *Die andere Klimatechnik: Split- und Multisplit-Anlagen in der Raumlufttechnik*, 1st ed., 258 pp., Müller, Heidelberg.
- [Jar12] Jarall, S. (2012): Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid, *International Journal of Refrigeration*, 35(6), 1668–1677, doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.03.007.
- [Jeg10] Jegadheeswaran, S., Pohekar, S. D., und Kousksou, T. (2010): Exergy based performance evaluation of latent heat thermal storage system: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (9), 2580–2595, doi:10.1016/j.rser.2010.07.051.
- [Joy15] Joybari, M. M., Haghighat, F., Moffat, J., und Sra, P. (2015): Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review, *Energy and Buildings*, 106, 111–124, doi:10.1016/j.enbuild.2015.06.016.
- [Kau05] Kauffeld, M., Kawaji, M., Egolf, P.W. (2005), *Handbook on ice slurries: Fundamentals and engineering*, International Institute of Refrigeration (IIR guides), Paris.
- [Kha16] Khan, M. I. H. (2016): Conventional Refrigeration Systems Using Phase Change Material: A Review, *Int. J. Air-Cond. Ref.*, 24(03), 1630007, doi:10.1142/S201013251630007X.

- [Kha17] Khan, M. M. A., Saidur, R., und Al-Sulaiman, F. A. (2017): A review for phase change materials (PCMs) in solar absorption refrigeration systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76, 105–137, doi:10.1016/j.rser.2017.03.070.
- [Kim05] Kim, M.-H., und Shin, J.-S. (2005): Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, *International Journal of Refrigeration*, 28(6), 949–957, doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.01.017.
- [Kim02] Kim, Y., Seo, K., und Chung, J. T. (2002): Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes, *International Journal of Refrigeration* (25), 716–730.
- [Kön14] König-Haagen, A., Rösler, F., und Brüggemann, D. (2014): Exergetic analysis of thermal energy storages in thermodynamic systems, *Eurotherm Seminar #99: Advances in Thermal Energy Storage*.
- [Kor19] Korth, T., Loistl, F., und Schweigler, C. (2019): Air conditioning system with cascaded integration of a latent heat storage for flexible and efficient operation, *Proceedings Solar World Congress*.
- [Kor20] Korth, T., Loistl, F., Storch, A., Schex, R., Krönauer, A., und Schweigler, C. (2020): Capacity enhancement of air conditioning systems by direct integration of a latent heat storage unit, *Applied Thermal Engineering*, 167, 114727, doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114727.
- [Kos09] Kosowski, K. (2009): CO₂-Wärmepumpe für Passivhäuser: Effizienzsteigerung von CO₂-Wärmepumpen durch innovative Abtauungsverfahren, 76 pp., Braunschweig, <https://www.dbu.de/OPAC/ab/DBU-Abschlussbericht-AZ-24572.pdf>.
- [Kup56] Kuprianoff, J.; Plank, R. und Steinle, H. (1956), *Die Kältemittel*, 490 pp., *Handbuch der Kältetechnik*, vol. 4, Springer Berlin Heidelberg.
- [Lam04] Lamberg, P. (2004): Approximate analytical model for two-phase solidification problem in a finned phase-change material storage, *Applied Energy*, 77(2), 131–152, doi:10.1016/S0306-2619(03)00106-5.
- [Lam03] Lamberg, P., und Sirén, K. (2003): Analytical model for melting in a semi-infinite PCM storage with an internal fin, *Heat and Mass Transfer*, 39(2), 167–176, doi:10.1007/s00231-002-0291-1.
- [Laz16] Lazzarin, R.; Mancin S. und Noro, M. (2016), *Experiment for the evaluation of aluminium foams for improving heat transfer in PCM thermal storages*, 11th IIR Conference on Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, Karlsruhe.
- [Loi19] Loistl, F. (2019), *Latentwärmespeicher in Wärmepumpensystemen: Speicherkonzepte und thermische Auslegung*, Dissertation, München.

- [Loi17] Loistl, F.; Korth, T. und Schweigler, C. (2017): Offenlegungsschrift Betriebsverfahren für ein Kühl- und/oder Heizsystem, Betriebsverfahren für ein Kühl- und/oder Heizsystem, 31 pp. (A1 10 2017 214 672).
- [Luc08] Lucas, K. (2008), *Thermodynamik: Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen*, 7th ed., *Springer-Lehrbuch*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.
- [Lüd00] Lüdecke, D. und Lüdecke, C. (2000), *Thermodynamik: Physikalisch-chemische Grundlagen der thermischen Verfahrenstechnik; Grundlagen der Thermodynamik, Grundbegriffe, Nullter und erster Hauptsatz der Thermodynamik, das ideale Gas, Zweiter und dritter Hauptsatz*, XIII, 822 S., *Springer-Lehrbuch*, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Singapur, Tokio.
- [McA42] McAdams, W. H. (1942), *Heat Transmission*, 2nd, McGraw-Hill, New York.
- [Meh08] Mehling, H. und Cabeza, L. F. (2008), *Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications; with 28 tables*, 316 pp., *Heat and mass transfer*, Springer, Berlin, Heidelberg.
- [Men17] Meng, Z. N., und Zhang, P. (2017): Experimental and numerical investigation of a tube-in-tank latent thermal energy storage unit using composite PCM, *Applied Energy*, 190, 524–539, doi:10.1016/j.apenergy.2016.12.163.
- [Min14] Minder, S.; Wagner, R.; Mühlebach, M. und Weisskopf, T. (2014), *Eisspeicher-Wärmepumpen-Anlagen mit Sonnenkollektoren: Technologiestudie*, 102 pp., Bern.
- [Min08] Minor, B., und Spatz, M. (2008): HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference(937)*.
- [Miz90] Mizuno, K., Nomura, H., Shimomura, I., und Kashiwa, S. (1990): Heat Pump System with Thermal Storage, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.
- [Mot15] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., Molés, F., und Peris, B. (2015): Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems, *International Journal of Refrigeration*, 52, 21–31, doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.12.021.
- [Mül11] Müller, H. (2011), *Verfahrens- und energietechnische Kompositionsregeln*, 1st ed., XII, 251 S, Wiley-VCH Verl., Weinheim.
- [Mül86] Müller-Steinhagen, H., Heck, K. (1986): A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* (6), 297–308.
- [Neu17] Neumann, H., Palomba, V., Frazzica, A., Seiler, D., Wittstadt, U., Gschwander, S., und Restuccia, G. (2017): A simplified approach for modelling latent heat storages: Application and validation on two different fin-and-tubes heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 125, 41–52, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.06.142.

- [Niy17] Niyas, H., Prasad, S., und Muthukumar, P. (2017): Performance investigation of a lab-scale latent heat storage prototype – Numerical results, *Energy Conversion and Management*, 135, 188–199, doi:10.1016/j.enconman.2016.12.075.
- [Oul02] Ould Didi, M. B., und Kattan, N., Thome, J.R. (2002): Prediction of Two-Phase Pressure Gradients of Refrigerants in Horizontal Tubes, *International Journal of Refrigeration*, 2002(25), 935–947.
- [Özc16] Özcan, T.; Gukelberger, E. und Kauffeld, M. (2016), *Latent heat storage with polyethylene enhanced with aluminum stripes*, 11th Conference on Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, Karlsruhe.
- [Par07] Park, C. Y. und Hrnjak, P. S. (2007), *Carbon Dioxide and R410a Flow Boiling Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Pattern in Horizontal Tubes at Low Temperatures*, 165 pp., Urbana.
- [Sat98] Satzger, P. und Eska, B. (1996): Offenlegungsschrift ZAE Bayern Graphitstruktur in Kältespeicher, System zur Speicherung von Wärme und Kälte in einem Speicher-verbund aus gepreßtem Graphitexpandat und einem fest-flüssig Phasenwechselmaterial, 8 pp.
- [Sch20] Schex, R., Krönauer, A., Pöllinger, S., Tafelmeier, S., Hiebler, S., Korth, T., und Schweigler, C. (2020): Klimasystem mit Latentwärmespeicher zur verbesserten Netzkopplung, *KI Luft- und Kältetechnik*, 56, 46–55.
- [Scho99] Scholten, W. (1999): Kältemittel für Kompressionskälteanlagen, *KI Luft- und Kältetechnik*(2), 88–92.
- [Sha05] Sharma, S. D., und Sagara, K. (2005): Latent Heat Storage Materials and Systems: A Review, *International Journal of Green Energy*, 2(1), 1–56, doi:10.1081/GE-200051299.
- [She19] Shen, J., Qian, Z., Xing, Z., Yu, Y., und Ge, M. (2019): A review of the defrosting methods of air source heat pumps using heat exchanger with phase change material, *Energy Procedia*, 160, 491–498, doi:10.1016/j.egypro.2019.02.197.
- [Son15] Sonnenrein, G., Elsner, A., Baumhögger, E., Morbach, A., Fieback, K., und Vrabec, J. (2015): Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent heat storage elements in wire-and-tube condensers, *International Journal of Refrigeration*, 51, 154–160, doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.12.011.
- [Ste14] Sterner, M. und Stadler, I. (2014), *Energiespeicher: Bedarf, Technologien, Integration*, 1 p., Springer Vieweg, Berlin.
- [Str07]. Streicher, W. (Ed.) (2007), *Fortschrittliche Wärmespeicher: Erhöhung von solarem Deckungsgrad und Kesselnutzungsgrad und Emissionsverringern durch verringertes Takten*, Projekt zum IEA-SHC Task 32, 159 pp.

- [Tan14] Tannert, T. (2014): Strömung in Drosselkapillaren bei Haushaltskältegeräten, *KI Luft- und Kältetechnik*, 30–37.
- [Tay12] Tay, N., Belusko, M., und Bruno, F. (2012): An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems, *Applied Energy*, 91(1), 309–319, doi:10.1016/j.apenergy.2011.09.039.
- [Thi17] Thiem, S., Born, A., Danov, V., Vandersickel, A., Schäfer, J., und Hamacher, T. (2017): Automated identification of a complex storage model and hardware implementation of a model-predictive controller for a cooling system with ice storage, *Applied Thermal Engineering*, 121, 922–940, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.04.149.
- [Thi15] Thiem, S., Danov, V., Schaefer, J., und Hamacher, T. (2015), *Ice thermal energy storage (ITES) – Experimental investigation and modeling for integration into multi modal energy system (MMES)*, paper presented at *Proc. 9th International Renewable Energy Storage Conference*, Düsseldorf.
- [Tya07] Tyagi, V. V., und Buddhi, D. (2007): PCM thermal storage in buildings: A state of art, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(6), 1146–1166, doi:10.1016/j.rser.2005.10.002.
- [Wan07a] Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., und Tozer, R. (2007): The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation, *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2893–2901, doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.06.011.
- [Wan07b] Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., und Tozer, R. (2007): The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system, *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2902–2910, doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.06.009.
- [Wan07c] Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., und Tozer, R. (2007): The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings, *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2911–2918, doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.06.010.
- [Wan19] Wang, J., Battaglia, F., Wang, S., Zhang, T., und Ma, Z. (2019): Flow and heat transfer characteristics of ice slurry in typical components of cooling systems: A review, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141, 922–939, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.021.
- [Wan17] Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., Li, C., und Xu, Y. (2017): Performance evaluation of a novel frost-free air-source heat pump integrated with phase change materials (PCMs) and dehumidification, *Energy Procedia*, 121, 134–141, doi:10.1016/j.egypro.2017.08.010.

- [Web14] Weber, G. (2014), *Kälte- und Klimasystemtechnik: Lehrbuch zur Industriekälte*, 300 pp., VDE Verl., Berlin.
- [Wel06] Welling, B., Kegel, B., und Meier, M. (2006): Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes, 110 pp., Zürich, Schweiz.
- [Wil10] Willis, R., und Parsonnet, B. (2010): Energy Efficient TES Designs for Commercial DX Systems, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*.
- [Win98] Winterton, R. H. S. (1998): Where did the Dittus and Boelter equation come from?, *International Journal of Heat and Mass Transfer*(41), 809–810.
- [Woj05] Wojtan, L., Ursenbacher, T., und Thome, J. R. (2005): Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(14), 2955–2969, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.012.
- [Wol02] Wolf, D. A., Pate, M. B. (2002): Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger Performance with Alternative Refrigerants, *ASHRAE Research Project*(Report 948).
- [Yat15] Yatanbaba, A., Kilicarslan, A., und Kurtbaş, İ. (2015): Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 60, 26–37, doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.08.010.
- [Zau16] Zauner, C., Hengstberger, F., Etzel, M., Lager, D., Hofmann, R., und Walter, H. (2016): Experimental characterization and simulation of a fin-tube latent heat storage using high density polyethylene as PCM, *Applied Energy*, 179, 237–246, doi:10.1016/j.apenergy.2016.06.138.
- [Zha18] Zhang, P., Shi, W., Li, X., Wang, B., und Zhang, G. (2018): A performance evaluation index for two-phase thermosyphon loop used in HVAC systems, *Applied Thermal Engineering*, 131, 825–836, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.12.056.
- [Zha06] Zhang, Z., und Fang, X. (2006): Study on paraffin/expanded graphite composite phase change thermal energy storage material, *Energy Conversion and Management*, 47(3), 303–310, doi:10.1016/j.enconman.2005.03.004.

Symbolverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	m^2
c_p	isobare spezifische Wärmekapazität	$\frac{J}{kg \cdot K}$
d	Durchmesser	m
\dot{E}	Exergiestrom	W
G	Massenstromdichte	$\frac{kg}{m^2 \cdot s}$
h	spezifische Enthalpie	$\frac{J}{kg}$
Δh	spezifische Enthalpiedifferenz	$\frac{J}{kg}$
L	Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{kg}{s}$
n	Anzahl	$[-]$
p	Druck	bar
P	Elektrische Leistung	W
Ph	Phasenwechselzahl	$[-]$
Q	Wärmeenergie	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
R	Wärmewiderstand	$\frac{K}{W}$
S	Entropie	$\frac{J}{K}$
\dot{S}	Entropiestrom	W/K
St	Stefanzahl	$[-]$
t	Zeit	s
T	absolute Temperatur	K
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ΔT_{log}	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
U	Wärmedurchgangskoeffizient	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$U A$	Wärmeübertragungsfähigkeit	$\frac{W}{K}$
W	Arbeit	J
x	Dampfgehalt	$[-]$

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
----------	---------------------------	-------------------------

δ	infinitesimale Änderung einer Prozessgröße	[–]
Δ	Differenzwert zweier Größen	[–]
λ	Wärmeleitkoeffizient	$\frac{W}{mK}$
μ	dynamische Viskosität	<i>Pas</i>
ν	spezifisches Volumen	$\frac{m^3}{kg}$
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
σ	Oberflächenspannung	[–]
υ	Prozessgüte	[–]
ψ	exergetischer Speicherwirkungsgrad	[–]

Indizes

0	Niederdruck
1	Hochdruck
a	außen
äqui	äquivalent
C	Carnot
eff	effektiv
el	elektrisch
exp	experimentell / Experiment
irr	irreversibel
K	Kondensation
KM	Kältemaschine
Komp	Kompressor
Kond	Kondensator
log	logarithmisch
LWS	Latentwärmespeicher
m	mittel
Nutz	Nutzung
PW	Phasenwechsel
R	Raum
rev	reversibel
Sp	Speicher
Sim	Simulation/Berechnung
U	Umgebung
UK	Unterkühler

Symbolverzeichnis

Ü	Überhitzung
v	Verlust
V	Verdampfung
VK	Verdampfung/Kondensation
WP	Wärmepumpe
WTF	Wärmeträgerfluid

Abkürzungsverzeichnis

COP	-	Coefficient of Performence
EER	-	Energy Efficiency Ratio
GWP	-	Global Warming Potential
IE	-	Inneneinheit
KM	-	Kältemittel
LWS	-	Latentwärmespeicher
ODP	-	Ozone Depletion Potential
PCM	-	Phasenwechselmaterial (engl. Phase Change Material)
VRF	-	Variable Refrigerant Flow
VRV	-	Variable Refrigerant Volume
WP	-	Wärmepumpe
WTF	-	Wärmeträgerfluid

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1:	Schema einer Kompressionskältemaschine.....	6
Abbildung 2-2:	Der Carnot-Prozess für eine Wärmepumpe oder Kältemaschine im T-s-Diagramm.....	7
Abbildung 2-3:	Idealisierter Kreisprozess einer Kompressionskältemaschine oder -wärmepumpe im $\log(p),h$ -Diagramm mit Verlauf der Isothermen (gestrichelte Linien).	8
Abbildung 2-4:	Zustandsänderung des Kältemittels im $\log(p),h$ -Diagramm, mit Unterkühlung und Überhitzung des Kältemittels. Der Zustandspunkt 3s kennzeichnet den Endpunkt der isentropen Verdichtung ($2 \rightarrow 3s$), wohingegen die polytrope Verdichtung ($2 \rightarrow 3$) am Zustandspunkt 3 endet.	10
Abbildung 2-5:	Fließbild des Kompressionskältekreislaufs (links) und realer Kreisprozess des Kältemittels im T,s Diagramm (rechts) mit Unterkühlung und Sauggasüberhitzung (gestrichelte Linie). Zusätzlich ist der idealisierte Kreisprozess eingetragen (graue Linie).	11
Abbildung 2-6:	Kaltdampfkompansionsprozess einer Kältemaschine (Vergleichsprozess) im T,s Diagramm mit Kennzeichnung der Exergieverluste der einzelnen Zustandsänderungen; in Anlehnung an [Wei06].	18
Abbildung 2-7:	Economizer in einem Kaltdampfprozess schematisch (links) und im $\log(p),h$ -Diagramm (rechts).....	19
Abbildung 2-8:	Unterkühler in einem Kaltdampfprozess schematisch (links) und im $\log(p),h$ -Diagramm (rechts).....	20
Abbildung 2-9:	Mono-Split Anlage in der Kühlfunktion (oben) und in der Heizfunktion (unten), schematische Darstellung. Das 4-Wege-Ventil ermöglicht die Umschaltung (aus [Loi19], modifiziert).	21
Abbildung 2-10:	Übersicht über die verschiedenen Technologien zur Speicherung thermischer Energie [Ste14].	25
Abbildung 2-11:	Änderung der gespeicherten Wärmemenge in Abhängigkeit von der Temperaturänderung des Speichermaterials.	28
Abbildung 2-12:	Übersicht der Materialklassen der Phasenwechselmaterialien mit typischen volumetrischen Schmelzenergie- und Schmelztemperaturbereichen [Meh08]. Erstellt durch: ZAE Bayern.....	30
Abbildung 2-13:	Übersicht über die verschiedenen Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitung im Phasenwechselmaterial.	32
Abbildung 4-1:	Eisspeicher Konzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch.....	41

Abbildung 4-2: Eisspeicher Konzept: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.....	41
Abbildung 4-3: Eisspeicher Konzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Prozess ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).	42
Abbildung 4-4: Eisbrei-Konzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch.	43
Abbildung 4-5: Eisbrei-Konzept: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.	43
Abbildung 4-6: Eisbrei-Konzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Betrieb ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).	43
Abbildung 4-7: Eisspeicher-Konzept mit Kältemittel: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch (ohne Kältemittelmanagementsystem).	44
Abbildung 4-8: Eisspeicher-Konzept mit Kältemittel: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.	44
Abbildung 4-9: Eisspeicher-Konzept mit Kältemittel: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Betrieb ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).	45
Abbildung 4-10: Konzept LWS Thermosiphon: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit der Verdampfereinheit, vereinfacht, schematisch.....	46
Abbildung 4-11: Konzept LWS Thermosiphon: Entladung des Speichers durch Zusammenschalten der Komponenten LWS und Verdampfer, vereinfacht, schematisch.	46
Abbildung 4-12: Konzept LWS Thermosiphon: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.	46
Abbildung 4-13: Konzept LWS Thermosiphon: Entladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.	46
Abbildung 4-14: Konzept LWS Thermosiphon: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Betrieb ohne Speicher (links) sowie im Beladungs- (Mitte) und Entladungsprozess (rechts).	47
Abbildung 4-15: Unterkühlerkonzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit dem Verdampfer, vereinfacht, schematisch.....	48
Abbildung 4-16: Unterkühlerkonzept: Entladung des Speichers in serieller Verschaltung nach dem Kondensator, vereinfacht, schematisch.	48
Abbildung 4-17: Unterkühlerkonzept: Beladungs- und Entladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.....	48

Abbildung 4-18:	Unterkühlerkonzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Beladungs- (links) und Entladungsprozess (rechts).	49
Abbildung 4-19:	Kaskadenkonzept: Beladung des Speichers in paralleler Verschaltung mit den Verdampfeinheiten, vereinfacht, schematisch.	51
Abbildung 4-20:	Kaskadenkonzept: Entladung des Speichers in serieller Verschaltung mit den Verdampfeinheiten, vereinfacht, schematisch.	51
Abbildung 4-21:	Kaskadenkonzept: Beladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.	51
Abbildung 4-22:	Kaskadenkonzept: Entladungsprozess dargestellt im $\log(p),h$ -Diagramm.	51
Abbildung 4-23:	Kaskadenkonzept: Temperaturniveaus und treibende Temperaturdifferenzen im Beladungs- (links) und Entladungsprozess (rechts).	52
Abbildung 4-24:	Varianten für die Raumklimatisierung: Temperaturniveaus und Temperaturdifferenzen der verschiedenen Konzepte mit Speicher im Vergleich zu Standardsystemen ohne Speicher.	54
Abbildung 4-25:	Varianten für den Kühlraum: Temperaturniveaus und Temperaturdifferenzen der verschiedenen Konzepte mit Speicher im Vergleich zu Standardsystemen ohne Speicher.	56
Abbildung 4-26:	Der Carnot-Faktor in Abhängigkeit von der Temperatur des gekühlten oder geheizten Raumes bei einer Umgebungstemperatur von 30 °C.	57
Abbildung 4-27:	Szenario der Raumklimatisierung: Exergetischer Speicherwirkungsgrad der verschiedenen Konzepte für die Speichereinbindung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz $\Delta TN_{Nutz} - V$	59
Abbildung 4-28:	Szenario für den Kühlraum: Exergetischer Speicherwirkungsgrad der verschiedenen Konzepte für die Speichereinbindung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz $\Delta TN_{Nutz} - V$	60
Abbildung 4-29:	Exergetischer Wirkungsgrad einer Carnot-Kältemaschine in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur mit $T_{Umgebung}=30^{\circ}\text{C}$ und $T_R=22^{\circ}\text{C}$ (vgl. auch [Wei06]).	61
Abbildung 4-30:	Exergieverluste im Speicherprozess, T,s-Diagramm, schematisch. Es gilt die Flächengleichheit $q_0V = q_0Sp = q_0R$	62
Abbildung 4-31:	Konzept LWS Kaskade: Exergetische Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherbeladung im T,s-Diagramm.	63
Abbildung 4-32:	Exergieverluste beim Entladeprozess des Konzeptes LWS Kaskade im T,s-Diagramm als Flächen gekennzeichnet:	64

Abbildung 4-33:	Konzept LWS Unterkühler: Exergetische Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherbeladung im T,s-Diagramm. ...	65
Abbildung 4-34:	Konzept LWS Unterkühler: Exergetische Verluste im Kältemaschinenprozess während der Speicherentladung im T,s-Diagramm: ..	65
Abbildung 4-35:	Szenario für die Raumklimatisierung: Relativer Exergieverlust in Relation zu $eq_{0,rev}$ nach den verschiedenen Konzepten, berechnet mit $T_{Umgebung}=30^{\circ}\text{C}$ und einem isentropen Verdichter-Wirkungsgrad von 0,7	67
Abbildung 4-36:	Szenario für den Kühlraum: Relativer Exergieverlust in Relation zu $eq_{0,rev}$ nach den verschiedenen Konzepten, berechnet mit $T_{Umgebung}=30^{\circ}\text{C}$ und einem isentropen Verdichter-Wirkungsgrad von 0,7.	68
Abbildung 4-37:	Szenario für die Raumklimatisierung: Relativer Exergieverlust in Relation zu $eq_{0,rev}$ nach den verschiedenen Konzepten analog zu Abbildung 4-35.	70
Abbildung 4-38:	Szenario für den Kühlraum: Relativer Exergieverlust in Relation zu $eq_{0,rev}$ für die verschiedenen Konzepte analog zu Abbildung 4-36.	71
Abbildung 4-39:	Szenario der Raumklimatisierung: Zyklus-EER der verschiedenen Konzepte.	72
Abbildung 4-40:	Szenario für den Kühlraum: Zyklus-EER der verschiedenen Konzepte....	72
Abbildung 5-1:	Phasenwechselzahl in Abhängigkeit der Temperaturänderung des Speichers für verschiedene Enthalpiedifferenzen.	77
Abbildung 5-2:	Thermische Widerstände beim Wärmetransport zwischen Kältemittel und Speicher.	78
Abbildung 6-1:	Fließbild der Versuchskälteanlage mit Positionen der internen Messtechnik und den Latentwärmespeicher-Demonstratoren I und II (aus [Loi19], modifiziert).	81
Abbildung 6-2:	Lamellenwärmeübertrager als Testspeicher mit geschmolzenem PCM (links) und Lage der Temperatursensoren außen an den Rohren (T1-T12) und im Speicher (TIR801-806) (rechts) (vgl. [Loi19]).	82
Abbildung 6-3:	Latentwärmespeicher Demonstrator II vor dem Befüllen (links), Profil des Serpentinrohrkanals (Mitte) und Aufbereitung des Paraffin-Graphit-Verbundwerkstoffs (rechts).	84
Abbildung 6-4:	Experimentelle Daten vs. Simulationsdaten aus dem Versuch 2(K-I): Kältemittelkondensation im Demonstrator I.	91
Abbildung 6-5:	Experimentelle Daten vs. Simulationsdaten aus dem Versuch 5(V-II): Kältemittelverdampfung im Demonstrator II.	93

Abbildung 6-6: Wärmeübertragungscharakteristik UA der Latentwärmespeicher aus den Versuchen 1 bis 6 aufgetragen über den Ladezustand (State of Charge - SOC).....	95
Abbildung 6-7: Verdampfung im Lamellen-LWS Versuch 1(V-I).....	95
Abbildung 6-8: Prozesstemperaturen des Versuchs 6(K-II): Kondensationstemperatur, Kältemittelaustrittstemperatur und Phasenwechseltemperatur aufgetragen über die Zeit.	98
Abbildung 7-1: Laboranlage VRF-System mit Latentwärmespeicher, vereinfacht, schematisch. Die Pfeile markieren die Strömungsrichtung des Kältemittels bei der Beladung des Latentwärmespeichers.	102
Abbildung 7-2: Laboranlage VRF-System mit Latentwärmespeicher, vereinfacht, schematisch. Die Pfeile markieren die Strömungsrichtung des Kältemittels bei der Entladung des LWS.	103
Abbildung 7-3: Kältemittelkreislauf im log(p),h-Diagramm (Kältemittel: R410a) im Normalbetrieb ohne Speicher (gestrichelte Linie, rot, stationärer Zustand) und beim Laden des Speichers (volle Linie, blau, Zustandspunkte am Anfang des Prozesses).	104
Abbildung 7-4: Kältemittelkreislauf im log(p),h-Diagramm (Kältemittel: R410a) im Normalbetrieb ohne Speicher (gestrichelte Linie, rot, stationärer Zustand) und beim Entladen des Speichers in kaskadierter Konfiguration (Zustandspunkte am Ende des Prozesses).	105
Abbildung 7-5: Analyse eines vollständigen Speicherzyklus: Thermische Leistung, Kältemittelmassenstrom (kumuliert), Verdichterleistung (kumuliert) und EER jeweils dargestellt für einen gesamten Betriebszyklus mit einer Dauer von 4:01 h. Der Ladevorgang beginnt bei 0:00 h und endet nach 1:25 h, während der Entladevorgang von 1:27 h bis 4:01 h dauert.	107
Abbildung 7-6: Gesamte Verdichterenergie (links) und Gesamtkühlenergie (rechts) für das Standard-Klimatisierungssystem und das System mit LWS (mit Beitrag der Be- und Entladephase).....	109
Abbildung 7-7: Charakterisierung des LWS: UA-Werte, thermische Kapazitäten, Temperaturen jeweils gegen den Ladezustand (SOC) aufgetragen.....	111
Abbildung 7-8: Ladevorgang des LWS: Thermischer Wärmewiderstand und Temperaturdifferenz in Abhängigkeit des Ladezustands (SOC).....	112
Abbildung 7-9: Entladevorgang des LWS: Thermische Widerstände und treibende Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit des Ladezustands (SOC).....	112
Abbildung 7-10: Fließbild des VRF-Systems mit Latentwärmespeicher, schematisch, Bestandsdokument nach Laboraufbau.	115

Abbildung 7-11: Vorgehensweise bei der Auslegung von Latentwärmespeichern.	118
Abbildung 7-12: Versuchswärmeübertrager Demonstrator III.	122
Abbildung 7-13: Versuchswärmeübertrager (Draufsicht auf den offenen Behälter) nach Installation, Befüllung und kältetechnischer Verrohrung.	122
Abbildung 7-14: Darstellung des Kaskadenbetriebs im $\log(p),h$ -Diagramm: Zustandspunkte zu Beginn des Prozesses mit hoher Speicherleistungsfähigkeit (blau gestrichelte Linie) und gegen Ende bei geringerer Leistungsfähigkeit des Speichers (rot gestrichelte Linie).	127
Abbildung 7-15: Kapillarrohr mit Länge 0,83 m: Berechneter Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Dampfanteils (links) und in Abhängigkeit der Unterkühlung (rechts) bei Eintritt mit maximalem Druckverlust (223 kPa, schwarz) und minimalem Druckverlust (123 kPa, grau). Berechnet nach der Korrelation von Müller-Steinhagen und Heck und Ould Didi et al. (durchgezogene Linie, m^*) und nach Wolf und Pate (gestrichelte Linie, m^*) Zusätzlich ist der Kältemittelmassenstrom im Auslegungspunkt dargestellt.....	129
Abbildung 7-16: Kapillarrohr mit Länge 1,13 m: Berechneter Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Dampfanteils (links) und in Abhängigkeit der Unterkühlung (rechts) bei Eintritt mit maximalem Druckverlust (223 kPa, schwarz) und minimalem Druckverlust (123 kPa, grau). Berechnet nach der Korrelation von Müller-Steinhagen und Heck und Ould Didi et al. (durchgezogene Linie, m^*) und nach Wolf und Pate (gestrichelte Linie, m^*) Zusätzlich ist der Kältemittelmassenstrom im Auslegungspunkt dargestellt.....	129
Abbildung 7-17: Thermische Leistungen über die drei Phasen.	133
Abbildung 7-18: Kältemittelmassenstrom und Verdichterleistung über die drei Phasen...	134
Abbildung 7-19: Effizienzbewertung über die drei Phasen.....	135
Abbildung 7-20: Temperaturverläufe im Kaskadenbetrieb im Vergleich zu den Simulationsdaten.....	136
Abbildung 7-21: Versuch I. Phasen 1 und 2 im $\log(p),h$ -Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke), parallele Verdampfung des Kältemittels im LWS (Phase 2) zu Beginn (grau, Quadrate), nach dem Einschwingen des Systems (blau, voller Kreis) sowie die Verdampfung im LWS zum selben Zeitpunkt nach dem Einschwingen (lila, Kreis). Eine Druckverlustmessung in den Verdampfereinheiten war nicht vorgesehen; daher Annahme eines konstanten Druckniveaus für die Zustandspunkte 1 bis 3.	138

Abbildung 7-22: Versuch II. Phasen 1 und 2 im $\log(p),h$ -Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke), parallele Verdampfung des Kältemittels im LWS (Phase 2) zu Beginn (grau, Quadrate), nach dem Einschwingen des Systems (blau, voller Kreis) sowie die Verdampfung im LWS zum selben Zeitpunkt nach dem Einschwingen (lila, Kreis). Eine Druckverlustmessung in den Verdampferseinheiten war nicht vorgesehen; daher Annahme eines konstanten Druckniveaus für die Zustandspunkte 1 bis 3. 139

Abbildung 7-23: Versuch I. Phasen 1 und 3 im $\log(p)-h$ Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke) und kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2 nach dem Einschwingen des Systems (lila, Raute) und im Zustand gegen Ende des Prozesses (orange, voller Kreis). 140

Abbildung 7-24: Versuch II. Phasen 1 und 3 im $\log(p)-h$ Diagramm mit Druckverlusten im Kondensator und im Speicher. Standardbetrieb ohne Speicher (Phase 1) (rot, Dreiecke) und kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2) nach dem Einschwingen des Systems (lila, Raute) und im Zustand gegen Ende des Prozesses (orange, voller Kreis). 141

Abbildung 7-25: Druckverlust über die Kapillarrohre mit Darstellung des maximalen und minimalen Druckverlustes des Auslegungszustands (gestrichelte Linien) (links) und Kältemittelmassenstrom mit Darstellung des Kältemittelmassenstroms im Auslegungszustand (gestrichelte Linie) (rechts) jeweils aufgetragen über die Versuchsdauer. 142

Tabellenverzeichnis

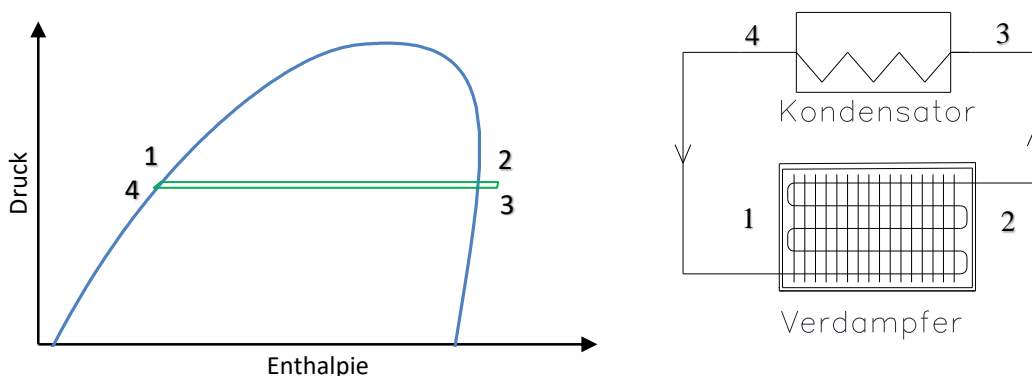
Tabelle 1:	GWP und ODP Werte ausgewählter Kältemittel.	24
Tabelle 2:	Kriterien für die Bewertung von Phasenwechselmaterialien.....	30
Tabelle 3:	Gegenüberstellung von organischen und anorganischen Materialien [Cab05], [Str07].	31
Tabelle 4:	Wärmeleitfähigkeit von gebräuchlichen PCM im Vergleich mit Wasser, Eis, Edelstahl und Kupfer.	32
Tabelle 5:	Konzepte zur Integration von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensysteme, die für die exergetische Bewertung analysiert werden.	40
Tabelle 6:	Verwendete Messtechnik mit Angabe der Genauigkeitsklassen.	81
Tabelle 7:	Datenblatt Latentwärmespeicher mit Lamellenwärmeübertrager – Demonstrator I.	83
Tabelle 8:	Datenblatt Latentwärmespeicher mit dem Graphit-Paraffin-Gemisch – Demonstrator II.....	84
Tabelle 9:	Versuche zur thermischen Charakterisierung der Latentwärmespeicher.	86
Tabelle 10:	Eingaben in die Simulation nach dem Experiment.....	89
Tabelle 11:	Messunsicherheiten zu Versuch 2(K-I).	90
Tabelle 12:	Eingaben in die Simulation nach dem Experiment.....	92
Tabelle 13:	Messunsicherheiten zu Versuch 5(V-II).	94
Tabelle 14:	Parameter für den konstanten Betriebspunkt nach Messdaten.....	103
Tabelle 15:	Auslegungsdaten Wärmeübertrager – Demonstrator III.....	121
Tabelle 16:	Abschätzung der Länge des Kapillarrohrs nach den Korrelationen von Müller-Steinhagen und Heck sowie Ould Didi et al.: Auslegung für minimale Druckdifferenz.	128
Tabelle 17:	Abschätzung der Länge des Kapillarrohrs nach den Korrelationen von Müller-Steinhagen und Heck sowie Ould Didi et al.: Auslegung für 2/3 der maximalen Druckdifferenz.	128
Tabelle 18:	Einstellungen für den Speicherbetrieb.....	131
Tabelle 19:	Gegenüberstellung der Zahlenwerte zu den Druck- und Temperaturniveaus der Versuche I und II über die drei Phasen.....	132

Anhang

Anhang 1: Heat Pipe mit kleinem dT als Vorbereitung auf die Kaskade

Die Abbildung verdeutlicht anhand des schematischen Schaltbildes und den parallel dargestellten Zustandspunkten 1 bis 4 des Kreislaufs im $\log(p),h$ -Diagramm das Prinzip des Zwei-Phasen-Thermosiphons. Wie das Schaltbild zeigt, sind der Kondensator und der Speicher (Verdampfer) durch Rohrleitungen direkt verbunden. Der Kondensator liegt dabei örtlich über dem Verdampfer, sodass eine Höhendifferenz zwischen den beiden Komponenten vorliegt. Durch eine Kühlung am Kondensator wird der Beginn des Thermosiphon-Prinzip initiiert, denn dadurch stellt sich im Kondensator ein niedrigeres Temperaturniveau als im Speicher ein. Das in dem Speicherwärmeübertrager befindliche flüssige Kältemittel (Zustandspunkt 1) wird durch Wärmeaufnahme aus dem Speichermaterial verdampft (1- \rightarrow 2). Im Idealfall – bei druckverlustfreier Strömung zwischen beiden Apparaten – laufen Verdampfung und Kondensation bei identischem Druck ab. Je nach Füllungsgrad des Kältemittels im Speicherwärmeübertrager kann zusätzlich eine Überhitzung des Kältemittels auftreten. Das gasförmige Kältemittel strömt aufgrund der Dichteunterschiede ("thermischer Auftrieb") in den Kondensator (3). Dort kondensiert es unter Wärmeabgabe (3 - \rightarrow 4) und strömt aufgrund der Gravitationskraft wieder in den darunter liegenden Speicher (4 - \rightarrow 1).

Tritt in der Gasströmung vom Verdampfer zum Kondensator ein Druckabfall auf, so verringert sich die Gleichgewichtstemperatur im Kondensator gegenüber dem Verdampfer. Dies ergibt einen verringerten Betriebsdruck im Kondensator und bewirkt somit eine Verringerung der für beide Teilprozesse zur Verfügung stehenden treibenden Temperaturdifferenz. Zur Aufrechterhaltung des Kältemittelumlaufs bildet sich dabei eine Flüssigkeitssäule am Eintritt in den Verdampferwärmeübertrager. Dies ist bei der Einstellung der Flüssigkeitsfüllung zu berücksichtigen.

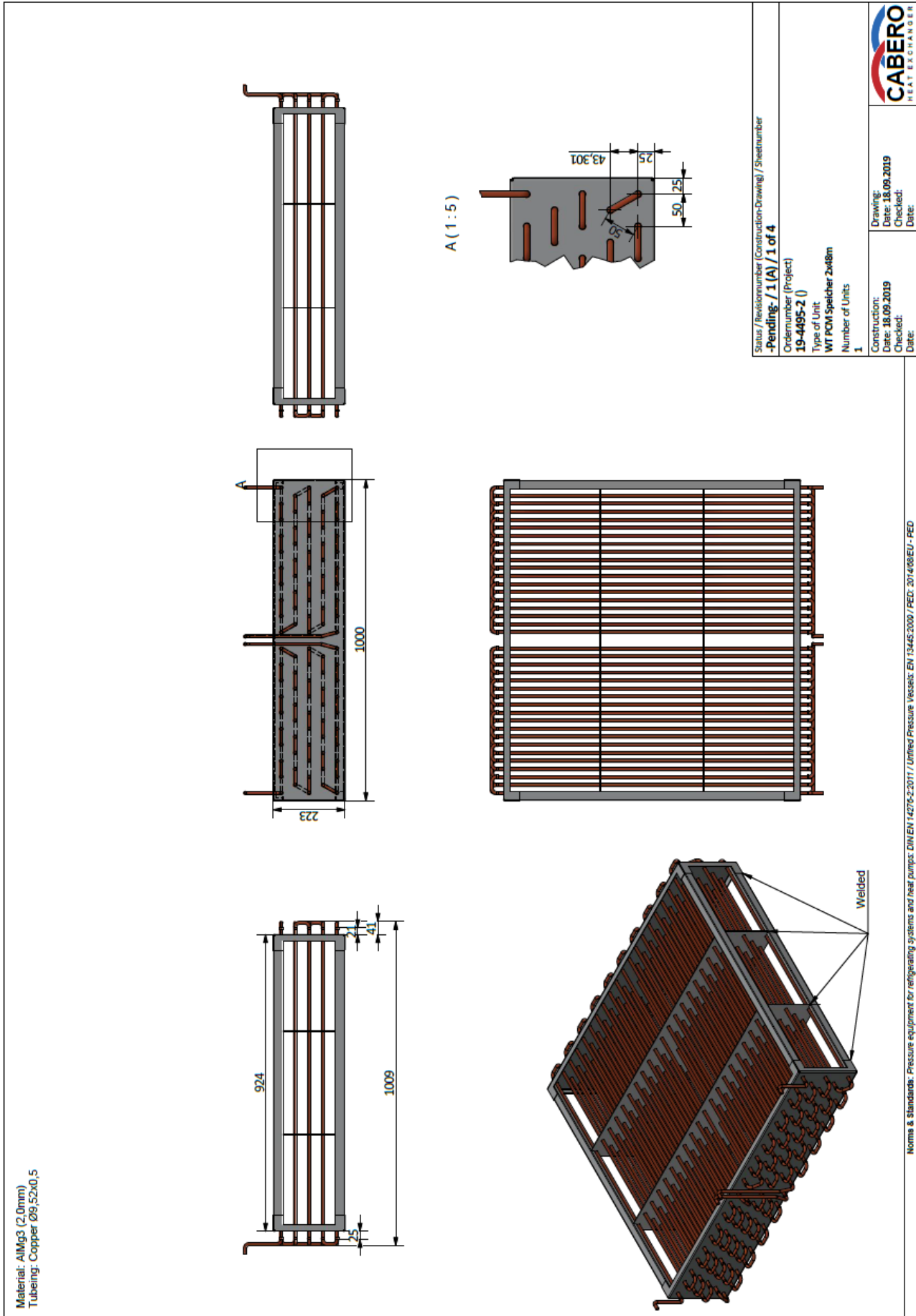


Schematische Darstellung der Verschaltung des Zwei-Phasen-Thermosiphons (links) und des Kreisprozesses mit Überhitzung im $\log p-h$ -Diagramm (rechts).

In der Versuchsanlage wird der Kondensator über einen externen Wasserkreis gespeist, sodass eine entsprechend niedrige Temperatur auf der Sekundärseite sichergestellt werden

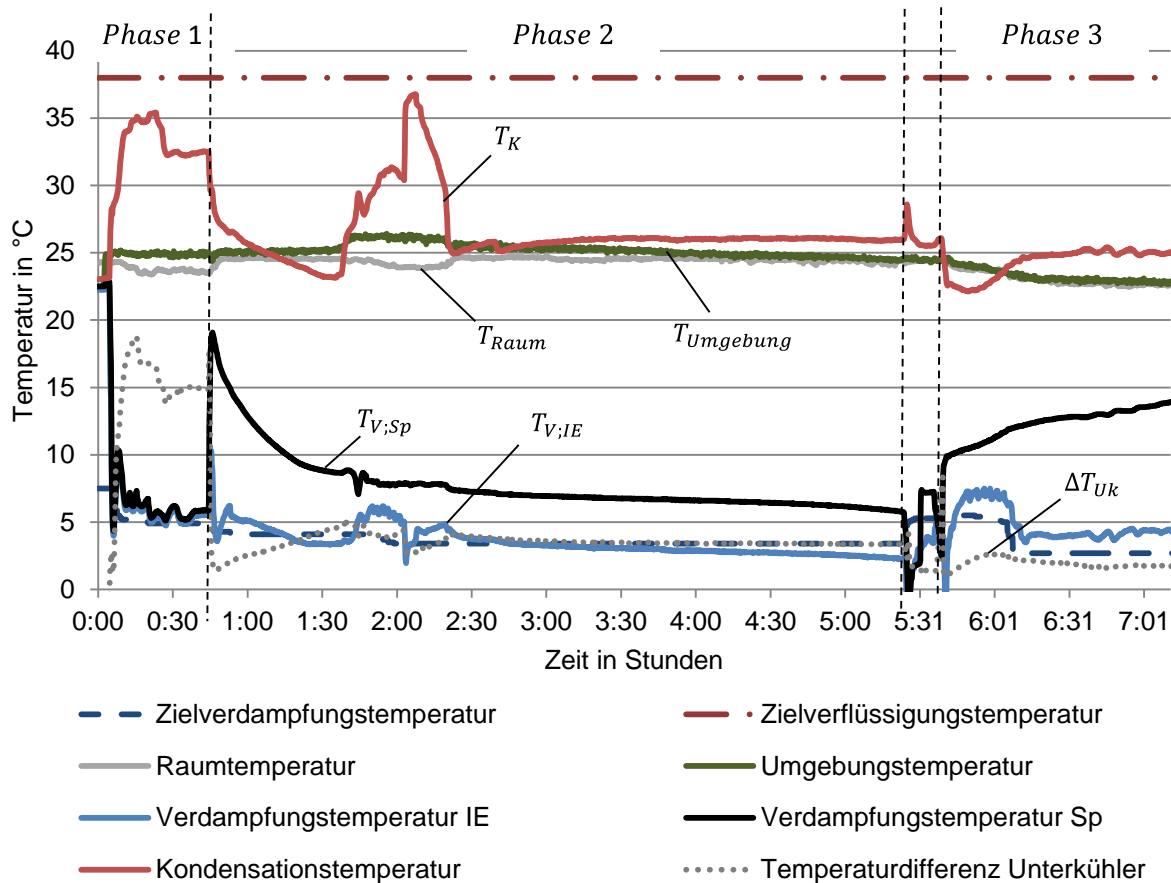
kann. Nach der Vorkonditionierung des Speichers – das Aufschmelzen des PCM – als Vorbereitung zum Erstarren im Thermosiphon-Betrieb wurde eine kurze Ausgleichsphase eingehalten, um die Ausbildung eines homogenen Temperaturniveaus im Speicher zu ermöglichen. Im Anschluss wird durch Umschalten der Ventile im Kältekreislauf der Zwei-Phasen-Thermosiphon-Betrieb aktiviert. Gleichzeitig wird die Kühlung am Kondensator mit einer konstanten Kühlwasservorlauftemperatur von 23°C in Betrieb gesetzt.

Anhang 2 – Konstruktionszeichnung LWS



Anhang 3 – Diagramme zur Zyklusanalyse

Systembetrieb Versuch I mit Zielverdampfungstemperatur „variabel“ und der Kapillare der Länge 0,83m (vgl. Tabelle 18 auf Seite 131).

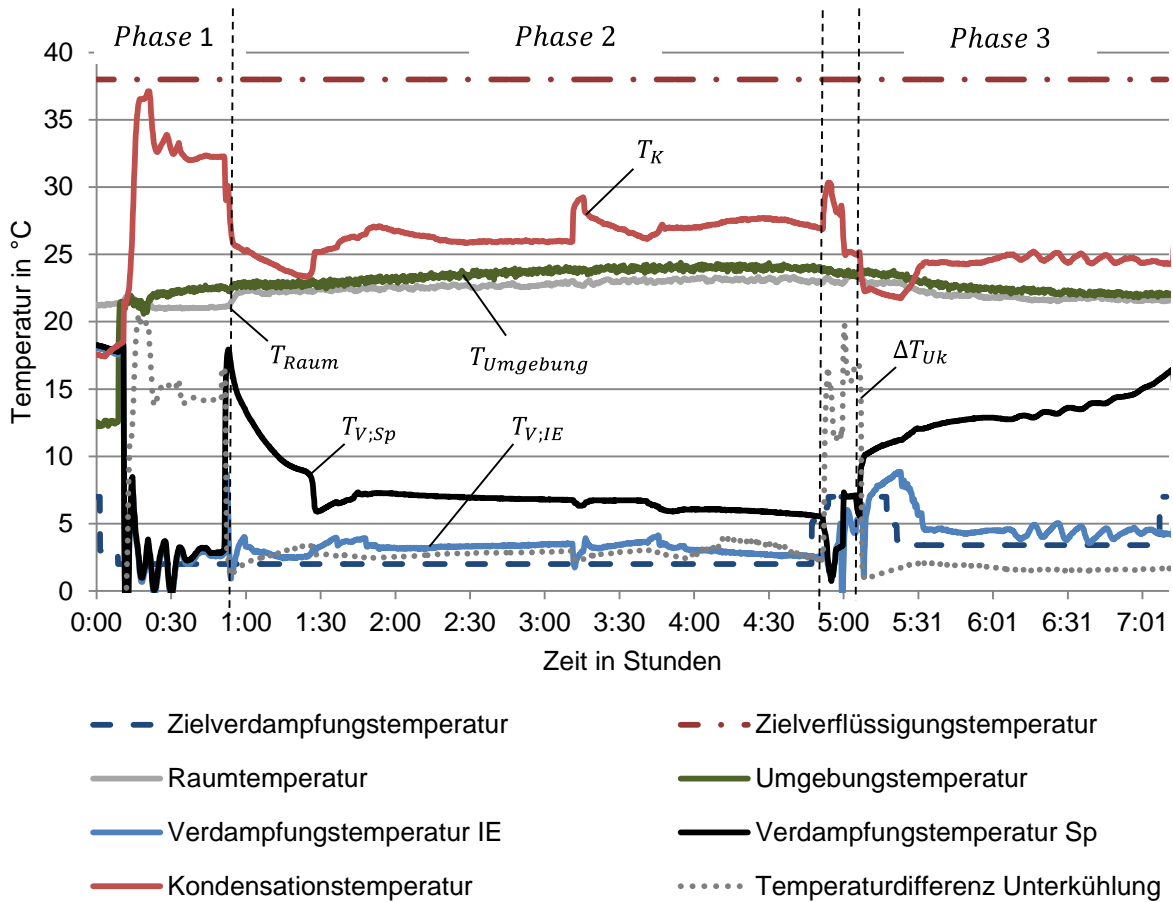


Phase 1: Anfahren, Einschwingen und konstanter Betrieb des VRF-Systems im Kühlmodus ohne Speicher mit den Inneneinheiten 2 und 3

Phase 2: Speicherbeladung:
Parallele Kältemittelverdampfung im Speicher und den Inneneinheiten 2 und 3

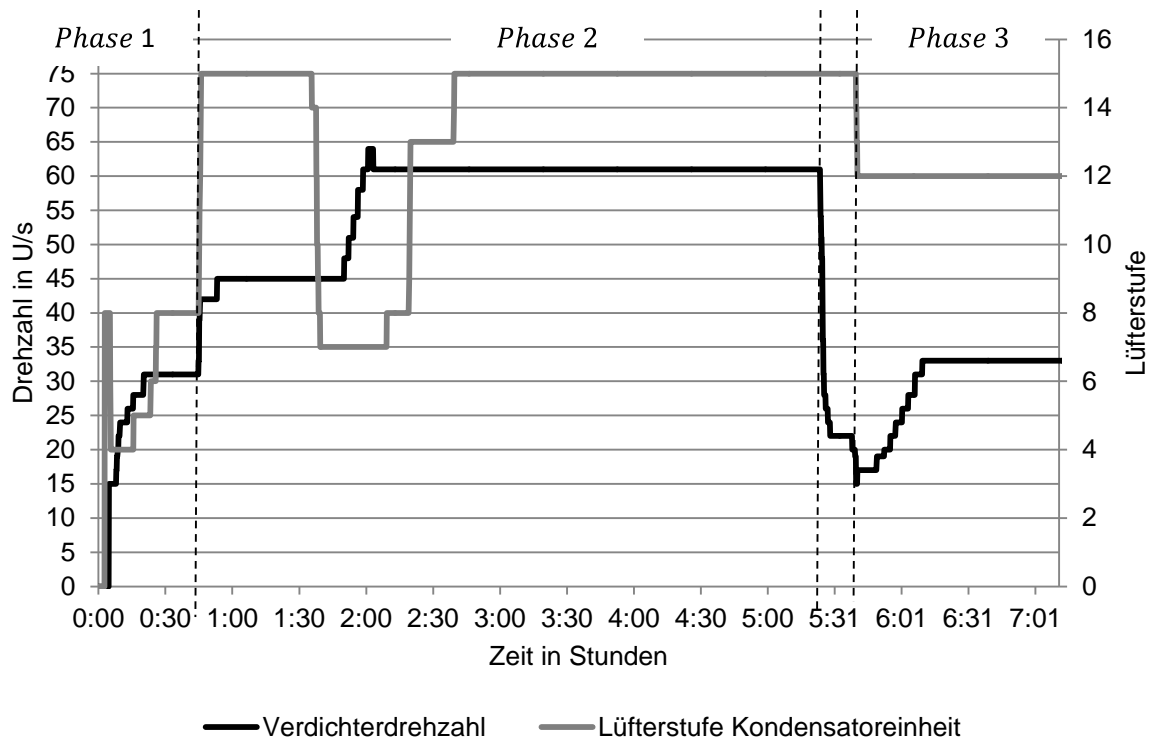
Phase 3: Speicherentladung:
Kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2 mit parallel laufender IE3

Systembetrieb Versuch II mit eingestellter Zielverdampfungstemperatur „3 °C“ und der Kapillare der Länge 1,13m (vgl. Tabelle 18 auf Seite 131).



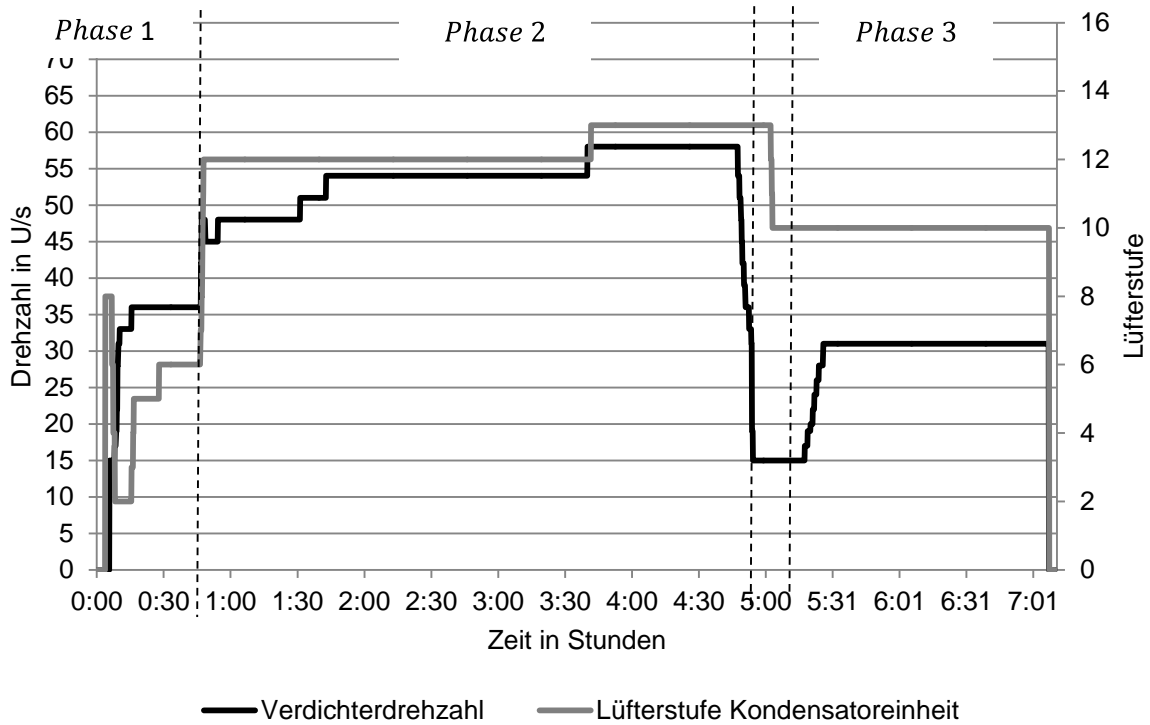
- Phase 1 Anfahren, Einschwingen und konstanter Betrieb des VRF-Systems im Kühlmodus ohne Speicher mit den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 2: Speicherbeladung:
Parallele Kältemittelverdampfung im Speicher und den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 3: Speicherentladung:
Kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2 mit parallel laufender IE3

Versuch I mit eingestellter Zielverdampfungstemperatur „variabel“ und der Kapillare der Länge 0,83 m vgl. Tabelle 18 auf Seite 131): Verdichterdrehzahl und Lüfterstufe



- Phase 1: Anfahren, Einschwingen und konstanter Betrieb des VRF-Systems im Kühlmodus ohne Speicher mit den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 2: Speicherbeladung:
Parallele Kältemittelverdampfung im Speicher und den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 3: Speicherentladung:
Kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2 mit parallel laufender IE3

Versuch II mit eingestellter Zielverdampfungstemperatur „3 °C“ und der Kapillare der Länge 1,13 m vgl. Tabelle 18 auf Seite 131): Verdichterdrehzahl und Lüfterstufe



- Phase 1: Anfahren, Einschwingen und konstanter Betrieb des VRF-Systems im Kühlmodus ohne Speicher mit den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 2: Speicherbeladung:
Parallele Kältemittelverdampfung im Speicher und den Inneneinheiten 2 und 3
- Phase 3: Speicherentladung:
Kaskadierter Betrieb von IE1-LWS-IE2 mit parallel laufender IE3

Für die zeitlich flexible Nutzung von Antriebsenergie aus erneuerbaren Quellen können Latentwärmespeicher in Wärmepumpensysteme integriert werden. In dieser Dissertation werden Wärmepumpensysteme mit thermischem Speicher thermodynamisch analysiert und bewertet. Für eine besonders energieeffiziente Kältebereitstellung wird das Konzept einer gestuften Einbindung des Latentwärmespeichers im Verbund mit zwei Verdampfeinheiten analysiert und in einer Versuchsanlage erprobt.

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit im CENERGIE Forschungsinstitut für energieeffiziente Gebäude und Quartiere der Hochschule München in Kooperation mit der Technischen Universität München.

Dissertation online abrufbar über [mediaTUM](#).

