

Andreas Wagner
Analyse der Effizienz von Klimaprüfkammern zur Umweltsimulation
beim Kühl- und Heizbetrieb

Andreas Wagner

**Analyse der Effizienz von
Klimaprüfkammern zur Umweltsimulation
beim Kühl- und Heizbetrieb**

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind
im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek
The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche
Nationalbibliografie; detailed bibliographic data are available in the
Internet at <http://dnb.d-nb.de>.

ISBN 978-3-95908-436-9

© 2021

Thelem Universitätsverlag & Buchhandlung GmbH & Co. KG

Tel.: 0351/4721463 |

<http://www.thelem.de>

TUDpress ist ein Imprint von Thelem

Alle Rechte vorbehalten. All rights reserved.

Gesetzt vom Autor.

Printed in Germany.

TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN
FAKULTÄT MASCHINENWESEN
Institut für Energietechnik

DISSERTATION
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
(Dr.-Ing.)

**Analyse der Effizienz von Klimaprüfkammern zur Umweltsimulation beim
Kühl- und Heizbetrieb**

eingereicht von Dipl.-Ing (FH) Andreas Hans Wagner
geboren am 6. Juli 1987 in Wetzlar

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Ullrich Hesse
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Olaf Strelow
3. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Robin Langebach

Tag der Einreichung: 14. Januar 2020

Tag der Verteidigung: 6. November 2020

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit an der Bitzer Professur für Kälte-, Kryo- und Kompressorentechnik der Technischen Universität Dresden in der Zeit zwischen 2013 und 2019. Die Möglichkeit zur Erstellung dieser wissenschaftlichen Arbeit ergab sich im Rahmen eines zu bearbeiteten Forschungsprojektes im industriellen Umfeld zu Fragestellungen der Verwendung von neuen Kältemitteln und zur Analyse der Energieeffizienz bei der Umweltsimulation. Daher lehnt sich der Inhalt dieser Arbeit an den projektgebundenen Themenkomplex an und vertieft darüber hinaus Aspekte zur Nutzung eines Wärmepumpenbetriebsmodus für den Heizbetrieb bei Klimaprüfkammern und zur simulativen Nachstellung des transienten Umschaltvorgangs vom Kälteanlagen- in den Wärmepumpenbetrieb. Die Grundlage zum Verständnis des Anwendungsfeldes einer Wärmepumpe in Klimaprüfkammern bilden zahlreiche eigene experimentelle Untersuchungen, welche an einer neu konzipierten Versuchsanlage durchgeführt wurden.

Danksagung

Meine Danksagung geht in allererster Linie an meinen Doktorvater Herrn Professor Dr.-Ing. Ullrich Hesse für die Übertragung der Verantwortung innerhalb des Forschungsprojektes, für die Betreuung des Promotionsvorhabens und für das Bereitstellen von zeitlichen und kreativen Freiräumen zur eigenständigen Bearbeitung dieser Aufgabe. Weiter danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Olaf Strelow für die Erstellung des Zweitgutachtens, die kritische Durchsicht und die fachlichen Ratschläge und Anregungen. Er hat mich darüber hinaus in meiner Zeit als Diplomand dazu ermutigt und unterstützt eine Promotion anzustreben. Darüber hinaus danke ich meinem damals an der Bitzer-Professur vorgesetzten Teamleiter Herrn Professor Dr.-Ing. Robin Langebach, der mich gerade in der Anfangsphase fachlich und menschlich unterstützt hat und wesentlich zum Entstehen des Forschungsprojektes beigetragen hat. Ich danke ihm zudem für die Erstellung des Drittgutachtens. Am Ende der Anfertigung meiner Dissertation hat mich Herr Dr.-Ing. Thomas Tannert als Teamleiter unterstützt, wofür ich auch ihm danken möchte. Ein weiterer Dank geht an die Firma Feutron Klimasimulation. Ich danke Herrn Jens Geißler für das entgegengebrachte Vertrauen. Weiter danke ich Herrn Raimund Kögler für die konstruktive und angenehme fachliche Zusammenarbeit. Darüber hinaus danke ich Herrn Sebastian Voelkel für die Unterstützung als Ansprechpartner bei Messungen vor Ort. Weiter danke ich Herrn Jörg Graßme für die Ausdauer bei diversen Umbautätigkeiten der Versuchsanlage. Ebenfalls möchte ich der Thüringischen Aufbaubank für die Förderung des Projektes „Entwicklung von umweltfreundlichen Prüfkammern und Prü fzellen durch den Einsatz neuer Kältemittel und einer verbesserten Energieeffizienz“ danken. Darüber hinaus danke ich Herrn Marek Lehocky von der Firma Gamma Technologies, der bei Fragen zum Aufbau eines transienten Simulationsmodells mit GT Suite immer zur Verfügung stand. Nicht zuletzt danke ich meiner Partnerin Stefanie, die mich emotional unterstützt hat und Verständnis für viel nicht gemeinsam verbrachte Zeit aufgebracht hat. Ebenfalls gilt mein Dank meinen Eltern Irmgard und Klaus und meiner Schwester Anne-Marie, die mich immer in meinem Vorhaben bestärkt und Interesse gezeigt haben.

Kurzfassung

Wagner, Andreas:

Analyse der Effizienz von Klimaprüfkammern zur Umweltsimulation beim Kühl- und Heizbetrieb

Zur Beurteilung der Qualität von Produkten und technischen Funktionseinheiten werden diese definierten Umgebungsbedingungen ausgesetzt. Die Darstellung von Umgebungsbedingungen in Form von Temperatur und Luftfeuchte erfolgt in Klimaprüfkammern. Zur Bereitstellung von Wärme wird eine elektrische Heizung und zur Bereitstellung von Kälte eine Kälteanlage nach dem Kaldampfprozess verwendet. Je nach Betriebsweise einer Klimaprüfkammer kann der elektrische Energiebedarf stark variieren. Als Ergebnis der Literaturrecherche stellt sich heraus, dass für Klimaprüfkammern Normen zur Spezifizierung der Leistungsfähigkeit in Form von beispielsweise zulässiger zeitlicher und räumlicher Temperaturabweichung existieren, es allerdings keine Vorgaben zur Erfassung der Energieeffizienz gibt. Die vorliegende Arbeit befasst sich aus diesem Grund mit der Analyse der Effizienz von Klimaprüfkammern.

Im ersten Schritt werden Klimaprüfkammern messtechnisch untersucht, ihr Energiebedarf bei stationären und dynamischen Betriebsweisen ermittelt und Kenngrößen zur Bewertung der Energieeffizienz abgeleitet. Mit den erlangten Erkenntnissen werden die Struktur und die Steuerung der untersuchten Klimaprüfkammern analysiert und Maßnahmen zur Erhöhung der Energieeffizienz abgeleitet. Zur Erprobung von effizienzsteigernden Maßnahmen wird eine Klimaprüfkammer mit neuartiger Kältemittelkreislaufschaltung entwickelt und als Versuchsanlage aufgebaut. Diese ermöglicht einen Multifunktionsbetrieb in Form einer einstufigen Kaldampfprozessschaltung, einer kaskadierten Kaldampfprozessschaltung und einer Wärmepumpenschaltung. Während im Kühlbetrieb bereits hauptsächlich durch steuerungstechnische Maßnahmen eine Erhöhung der Energieeffizienz messtechnisch nachgewiesen werden kann, müssen beim Wärmepumpenbetrieb zuerst Betriebsgrenzen identifiziert werden. Bei weiteren Untersuchungen wird erstmals dargestellt, in welchem Temperatur- und Leistungsbereich eine Wärmepumpe tatsächlich einen Effizienzvorteil gegenüber der alternativen elektrischen Heizung im Kontext der Umweltsimulation aufweist. Darüber hinaus wird der bei Temperaturwechselbeanspruchungsprüfzyklen stattfindende hochdynamische Umschaltprozess vom Kälteanlagenbetrieb beim Abkühlen zum Wärmepumpenprozess beim Aufheizen zuerst messtechnisch und dann im Rahmen einer transienten 1D-Simulation analysiert und beschrieben. Das Simulationsmodell ermöglicht die Variation konstruktiver Parameter, wodurch bei weiteren Simulationen eine Erhöhung der durchschnittlichen Aufheizgeschwindigkeit der Klimaprüfkammer im Wärmepumpenbetrieb erzielt wird. Mit Hilfe der Varianten werden Konstruktionsempfehlungen abgeleitet.

Abstract

Wagner, Andreas:

Analysis of the efficiency of climate test chambers for environmental simulation at cooling and heating operation

Environmental test chambers are used for individual stress tests of technical parts, assemblies or substances. These tests require predefined environmental conditions which may include temperature, humidity, sunshine or other desired conditions. For heating process an electrical heater is used. A cooling machine with vapour compression cycle provides cooling processes. Depending on the operating mode of an environmental test chamber, the electrical energy requirement can vary widely. According to the literature there are standards to specify the performance of environmental test chambers like required temporal and spatial temperature deviations, but there are no requirements for the recording of energy efficiency. This work is about the analysis of the efficiency of environmental test chambers.

As first step environmental test chambers are examined by measurements to evaluate the electrical energy consumption at steady-state and transient operation to derive the energy efficiency. Based on these findings the structure and control of the examined chambers are analysed and measures for increasing the energy efficiency are developed. To test the measures, an environmental test chamber with a new type of vapour compression cycle is developed. It enables multi-function operation to provide a single-stage vapour compression cycle, a cascade vapour compression cycle and a heat-pump cycle. For cooling operation an increase of the energy efficiency can be demonstrated by implementing additional control features. By steady-state measurements operating limits of the heat-pump process are identified. In the framework of further investigations the energy efficiency advantage of the heat-pump compared to an electrical heater in the context of environmental simulation is shown for the first time. In addition, the highly dynamic switching process from refrigeration cycle to heat-pump cycle, which is necessary for temperature change stress test cycles, is analysed and described. Therefore, measurements are done and a transient 1D simulation model is created. The model allows to vary design parameters, so the average heating-up speed of the environmental test chamber with heat-pump operation is increased in further simulations. As result design recommendations are derived from the variants of the simulation.

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 1.1 | Hintergrund | 1 |
| 1.2 | Stand der Technik | 4 |
| 1.2.1 | Grundsätzlicher Aufbau von Klimaprüfkammern | 4 |
| 1.2.2 | Leistungsregelung beim Kühlbetrieb bei der Umweltsimulation | 6 |
| 1.2.3 | Kombination von Kälteanlage und Wärmepumpe | 7 |
| 1.3 | Ziele und Aufbau der Arbeit | 11 |
| 1.3.1 | Wissenslücke | 11 |
| 1.3.2 | Aufbau der Arbeit | 12 |
| 2 | Experimentelle Untersuchung der Referenzanlagen und Analyse | 13 |
| 2.1 | Experimentelle Untersuchung | 13 |
| 2.1.1 | Versuchsanlagen und Instrumentierung | 13 |
| 2.1.2 | Untersuchung des Abkühlvorgangs | 14 |
| 2.1.3 | Untersuchung des stationären Kühlbetriebs bei Volllast | 15 |
| 2.1.4 | Untersuchung des stationären Kühlbetriebs bei minimaler Teillast | 18 |
| 2.1.5 | Untersuchung des Aufheizvorgangs | 20 |
| 2.2 | Analyse und Ableitung von Verbesserungsmaßnahmen | 20 |
| 2.2.1 | Analyse des Abkühlprozesses | 20 |
| 2.2.2 | Analyse des Kühlprozesses bei Volllast | 24 |
| 2.2.3 | Analyse des Kühlprozesses bei Teillast | 25 |
| 2.2.4 | Analyse der Heizprozesse | 27 |
| 2.2.5 | Fazit zur Analyse der Referenzanlagen | 29 |
| 3 | Experimentelle Untersuchung und Analyse an einer neuartigen Versuchsanlage | 30 |
| 3.1 | Aufbau und Konzeption | 30 |
| 3.1.1 | Anforderungen an eine neuartige Versuchsanlage | 30 |
| 3.1.2 | Aufbau der Kältemittelkreisläufe | 32 |
| 3.1.3 | Kältemittel der Kältemittelkreisläufe | 34 |
| 3.1.4 | Komponenten der Kältemittelkreisläufe | 35 |
| 3.1.5 | Messtechnik | 37 |
| 3.2 | Untersuchungen zum Kühlbetrieb | 40 |
| 3.2.1 | Untersuchung des stationären Kühlbetriebs bei Volllast | 40 |
| 3.2.2 | Untersuchung des stationären Kühlbetriebs bei minimaler Teillast | 43 |
| 3.2.3 | Untersuchung des Kühlvorgangs mit dem Hochtemperaturkreislauf: Vergleich zwischen Nacheinspritzung und Sauggaskühler | 45 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 3.2.4 | Untersuchung des Abkühlvorgangs über den vollständigen Temperaturbereich | 49 |
| 3.3 | Untersuchungen zum Heizbetrieb | 51 |
| 3.3.1 | Untersuchungen mit elektrischer Heizung | 51 |
| 3.3.2 | Untersuchung der Betriebsgrenzen und Messpunkte der Wärmepumpe | 55 |
| 3.3.3 | Untersuchung des stationären Betriebs der Wärmepumpe | 58 |
| 3.3.4 | Vergleich von Wärmepumpe und elektrischer Heizung | 64 |
| 3.3.5 | Untersuchung der Aufheizvorgänge mit Wärmepumpe | 70 |
| 3.3.6 | Verbesserung der Aufheizvorgänge mit Wärmepumpe | 76 |
| 3.3.7 | Fazit zu den Untersuchungen beim Heizbetrieb | 81 |
| 4 | Aufbau eines Simulationsmodells und Vergleich mit Messwerten | 83 |
| 4.1 | Aufbau des Simulationsmodells | 83 |
| 4.1.1 | Simulationsplattform | 83 |
| 4.1.2 | Komponenten der Kältemittelkreisläufe | 83 |
| 4.1.3 | Prüfkammer | 89 |
| 4.1.4 | Kältemittelkreisläufe | 90 |
| 4.2 | Vergleich von Simulationsergebnissen mit Messwerten | 92 |
| 4.2.1 | Prüfkammer | 92 |
| 4.2.2 | Wärmeübertrager | 93 |
| 4.2.3 | Verdichter | 98 |
| 4.2.4 | Klimaprüfkammer mit Kältemittelkreisläufen | 100 |
| 5 | Simulation transienter Vorgänge | 104 |
| 5.1 | Simulation des Umschaltvorgangs vom Kälteanlagenbetrieb zum Wärmepumpenbetrieb | 104 |
| 5.1.1 | Beschreibung der Randbedingungen | 104 |
| 5.1.2 | Ergebnis der Simulation des Umschaltvorgangs vom Kälteanlagenbetrieb zum Wärmepumpenbetrieb - Variante 1 | 104 |
| 5.1.3 | Erweiterte Messungen am Sammler | 105 |
| 5.1.4 | Untersuchung des Dampfmassegehalts und Massestroms am Eintritt des Wärmepumpenexpansionsventils | 107 |
| 5.1.5 | Ergebnis der Simulation des Umschaltvorgangs vom Kälteanlagenbetrieb zum Wärmepumpenbetrieb - Variante 2 | 109 |
| 5.2 | Variation der Kältemittelmasse bei der Simulation | 111 |
| 5.3 | Variation konstruktiver Parameter bei der Simulation | 112 |
| 5.3.1 | Variation der Wärmekapazitäten und Volumina der Rohre | 113 |
| 5.3.2 | Variation der Wärmeübertragergeometrien | 118 |
| 5.3.3 | Evaluation eines optimierten Aufheizvorgangs | 124 |
| 6 | Zusammenfassung | 128 |

| | |
|--|------------|
| Literaturverzeichnis | 130 |
| Anhang | 137 |
| A.1 Anlagenfließbild | 138 |
| A.2 Gleichungen zur Beschreibung der Verdichter im Simulationsmodell | 139 |
| A.3 Simulative Untersuchung des Wärmeübertragers W2 mit reduzierter Rohrreihenanzahl | 140 |
| A.4 Simulative stationäre Untersuchung des Wärmeübertragers W2 mit reduzierter Rohrreihenanzahl | 141 |
| A.5 Simulative Untersuchung des Aufheizvorgangs mit Wärmepumpe und W2 mit reduzierter Rohrreihenanzahl | 142 |

Abkürzungs- und Formelzeichenverzeichnis

Abkürzungen

| | |
|--------|---|
| Abb. | Abbildung |
| Al | Aluminium |
| ASHRAE | American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers |
| BLDC | brushless direct current |
| Cu | Kupfer |
| CV | Rückschlagventil |
| D | Druckgas |
| DIN | Deutsche Industrienorm |
| DoE | design of experiments (statistische Versuchsplanung) |
| EEl | Energieeffizienzindex |
| EEV | elektronisches Expansionsventil |
| EN | Europäische Norm |
| EV | Expansionsventil |
| HB | Heißgas-Bypass |
| Gl. | Gleichung |
| Hz | Heizung |
| KA | Kälteanlage |
| Ka | Kammer |
| V | Ventil |
| Vol | Volumen |
| JAZ | Jahresarbeitszahl |
| Kap. | Kapillare |
| LZ | Leistungszahl |
| M | Motor |
| max | maximal |
| min | minimal |
| MOP | maximaler Betriebsdruck |
| MSS | minimal stabiles Signal |
| Na | Nacheinspritzung |
| PWM | Pulsweitenmodulation |

Abkürzungen

| | |
|---------|-----------------------------|
| Ref | Referenz Kühlung einstufig |
| Refkask | Referenz Kühlung kaskadiert |
| Rohr. | Rohrreihen |
| S | Sauggas |
| Verd | Verdichter |
| SGK | Sauggaskühler |
| th. | thermisch |
| Va | Versuchsanlage |
| WP | Wärmepumpe |

Formelzeichen

lateinische Buchstaben

| | | |
|-----------|---|-------------------------------------|
| A | Fläche | $[\text{m}^2]$ |
| A_s | Oberfläche zur Wärmeübertragung | $[\text{m}^2]$ |
| Bo | Siede-Zahl (boiling number) | $[-]$ |
| C_D | Durchflusskoeffizient | $[-]$ |
| C_f | Reibungsbeiwert | $[-]$ |
| C_p | absolute isobare Wärmekapazität | $[\text{kJ K}^{-1}]$ |
| c_p | spezifische isobare Wärmekapazität | $[\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$ |
| D | charakteristische Länge | $[\text{m}]$ |
| d | Durchmesser | $[\text{m}]$ |
| $d_{R,i}$ | Rohrinnendurchmesser | $[\text{mm}]$ |
| $d_{R,a}$ | Rohraußendurchmesser | $[\text{mm}]$ |
| l_R | Rohrlänge | $[\text{mm}]$ |
| dp | Druckdifferenzial entlang dx | $[\text{bar}]$ |
| dx | Länge eines Masseelements in Strömungsrichtung | $[\text{m}]$ |
| E | Energie | $[\text{kWh}]$ |
| E | dimensionsloser Faktor zur Berechnung des Zweiphasenmultiplikators | $[-]$ |
| F | Korrekturfaktor für Strömungs-Regime (flow-arrangement correction factor) | $[-]$ |
| Fr | Froude-Zahl | $[-]$ |
| Fr_H | Froude-Zahl für homogene Strömung | $[-]$ |
| G | Massestromdichte | $[\text{m s}^{-1} \text{m}^{-2}]$ |
| H | dimensionsloser Faktor zur Berechnung des Zweiphasenmultiplikators | $[-]$ |
| h | spezifische Enthalpie | $[\text{kJ kg}^{-1}]$ |
| h | Höhe | $[\text{mm}]$ |
| k | Wärmedurchgangskoeffizient | $[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$ |
| K_p | Druckverlustkoeffizient | $[-]$ |
| M | Drehmoment | $[\text{Nm}]$ |
| m | Masse | $[\text{kg}]$ |
| \dot{m} | Massestrom | $[\text{kg}]$ |

lateinische Buchstaben

| | | |
|---------------|--|---|
| Max | Maximalwert | [–] |
| $Messw$ | Messwert | [–] |
| $n_{Platten}$ | Anzahl der Platten im Plattenwärmeübertrager | [–] |
| n_R | Anzahl der Rohre pro Reihe | [–] |
| $n_{R,Reihe}$ | Anzahl der Rohrreihen in Luftströmungsrichtung | [–] |
| $n_{R,Pässe}$ | Anzahl der Pässe | [–] |
| Nu | Nußelt-Zahl | [–] |
| P | Leistung | [kW],[W] |
| p | Druck | [bar] |
| p_r | reduzierter Druck | [–] |
| Pr | Prandtl-Zahl | [–] |
| Δp_v | Druckverlust | [Pa],[kPa],[mbar] |
| R^2 | Bestimmtheitsmaß | [–] |
| Re | Reynolds-Zahl | [–] |
| RMS/Ym | relative Standardabweichung | [–] |
| s | Lamellendicke | [mm] |
| s_1 | Rohrabstand quer zur Luftströmungsrichtung | [mm] |
| s_2 | Rohrabstand längs zur Luftströmungsrichtung | [mm] |
| ΔT | Temperaturdifferenz | [K] |
| \dot{T} | Temperaturänderungsgeschwindigkeit | [K min ⁻¹] |
| t_R | Lamellenabstand | [K min ⁻¹] |
| \dot{Q} | Wärmestrom | [kW],[W] |
| u | spezifische innere Energie | [kJ kg ⁻¹] |
| V | Volumen | [m ³] |
| v | Geschwindigkeit | [m s ⁻¹] |
| We | Weber-Zahl | [–] |
| \dot{X} | Massestromverhältnis | [kg s ⁻¹ kg ⁻¹ s] |
| x | Dampfmassegehalt | [kg kg ⁻¹] |
| \dot{x} | Dampfmassestromverhältnis | [kg s ⁻¹ kg ⁻¹ s] |
| X_{It} | Martinelli-Parameter | [–] |

griechische Buchstaben

| | | |
|---------------|--|-----------------------------------|
| α | Wärmeübergangskoeffizient | $[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$ |
| δ | relative Größe | $[\%], [-]$ |
| ε | Leistungszahl | $[-]$ |
| η | Gütegrad, Wirkungsgrad | $[-]$ |
| ϑ | Temperatur | $[\text{°C}]$ |
| ϑ' | Siedetemperatur | $[\text{°C}]$ |
| ϑ'' | Tautemperatur | $[\text{°C}]$ |
| Φ^2 | Zweiphasenmultiplikator für Druckverlustberechnung | $[-]$ |
| λ | thermische Leitfähigkeit | $[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$ |
| μ | dynamische Viskosität | $[\text{Pas}]$ |
| ρ | Dichte | $[\text{kg m}^{-3}]$ |
| σ | Oberflächenspannung | $[\text{N min}^{-1}]$ |

Indices

| | |
|-------------|-------------------|
| O_C | Carnot |
| O_{crit} | kritisch |
| O_D | Druck |
| O_{el} | elektrisch |
| O_{eq} | äquivalent |
| O_{fl} | flüssig |
| O_{FU} | Frequenzumrichter |
| O_g | gasförmig |
| O_{ges} | gesamt |
| O_{Heiz} | Heizer |
| O_{Hz} | Heizung |
| O_i | innere |
| O_{is} | isentrop |
| O_{Ko} | Kondensator |
| O_{Komp} | Kompensation |
| O_K | Kühlung |
| $O_{Lü}$ | Lüfter |
| O_{mech} | mechanisch |
| O_M | Motor |
| O_{NR} | Nutzraum |
| O_{opt} | optimal |
| $O_{Rü}$ | Rücklauf |
| O_S | Saug |
| O_{stat} | statisch |
| O_{tot} | total |
| O_{Trans} | Transmission |
| O_U | Umgebung |
| O_{Verl} | Verlust |
| O_{Vo} | Vorlauf |
| O_{vol} | volumetrisch |
| O_{Zul} | Zuluft |

1 Einleitung

1.1 Hintergrund

Der global wachsende Energiebedarf und die gleichzeitige Verknappung fossiler Energieträger führen neben der verstärkten Nutzung von regenerativen Energiequellen auch zur Forderung einer Effizienzsteigerung bei energieaufwendigen Anwendungen [1], [2]. Der Energieaufwand der klassischen Kälte- und Klimatisierungstechnik beispielsweise im Heimbereich wird in der Öffentlichkeit mit großem Interesse wahrgenommen, da er durch die Kennzeichnung in Form von Effizienzklassen transparent wird [3], [4], [5]. Durch die politisch herbeigeführte Offenlegung der Energiebedarfsdaten von Endverbrauchergeräten sehen sich Hersteller gezwungen, weiter in die Entwicklung effizienterer Systeme zu investieren, sodass der Energieaufwand der Produkte weiter gesenkt wird. Darüber hinaus werden mit der sogenannten Ökodesign-Richtlinie 2009/125/EG Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte festgelegt [6]. Darauf bezogen entstehen Verordnungen, in denen Anforderungen für spezielle Produktgruppen festgelegt sind. Für den Bereich Kältetechnik ist die Verordnung (EU) 2015/1095 zu nennen [7]. Sie definiert Anforderungen für gewerbliche Kühllagerschränke, Schnellkühler/-froster, Verflüssigungssätze und Prozesskühler. Im Rahmen eines Zeitplans sind produktgruppenspezifische Werte für den Energieeffizienzindex (EEI), die Leistungszahl (LZ) und die Jahresarbeitszahl (JAZ) definiert, die bei Neugeräten nicht unter- bzw. überschritten werden dürfen. Mit ihr wird allerdings lediglich eine Auswahl an kältetechnischen Anlagen reguliert. Der energieintensive Bereich¹ der Umweltsimulations- und Labortempertechnik wird dabei nicht berücksichtigt. Sie findet beispielsweise in der Entwicklung und Qualitätssicherung von technischen Bauteilen und Betriebsstoffen Anwendung.

Bei der Umweltsimulation werden in Nutzräumen definierte Testumgebungsbedingungen bereitgestellt, um die Qualität oder die Funktionsweise eines Objektes zu testen. Die Testbedingungen können sich z.B. in Temperatur, Luftfeuchte, Sonneneinstrahlung und den Eintrag von Partikeln äußern. Zur Bereitstellung von definierten Temperaturen und Luftfeuchten werden Aggregate aus der Kälte- und Heiztechnik verwendet [9]. Im Vergleich zu klassischen Anwendungen wie Haushalts- und Supermarktkälte oder Klimatisierung, bei denen bei unterschiedlichen Außentemperaturen innerhalb eines Nutzbereichs von wenigen Kelvin eine konstante Temperatur gehalten werden soll, stellt die Umweltsimulation besondere Herausforderungen bereit. Bei der Umweltsimulation werden bei konstanten Umgebungsbedingungen unterschiedliche Temperaturen und Temperaturänderungsgeschwindigkeiten realisiert. Der abzubildende Temperaturbereich umfasst z.B. -75 °C bis 180 °C für die Luft- und Raumfahrt oder -40 °C bis 140 °C für die Automobilindustrie. Zur Untersuchung von technischen Bauteilen und Betriebsstoffen gibt es branchenspezifische Prüfnormen, in denen zeitliche Temperaturprofile mit

¹ Der Primärenergiebedarf bei der Umweltsimulations- und Labortempertechnik ist im Jahr 1999 in Deutschland auf 28 GWh zu schätzen [8].

Toleranzen festgeschrieben sind. Abb. 1.1 zeigt eine Klimaprüfkammer mit 280 l Nutzraumvolumen, einem Temperaturbereich von $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ und einer mittleren Temperaturänderungsgeschwindigkeit von 3 K min^{-1} .

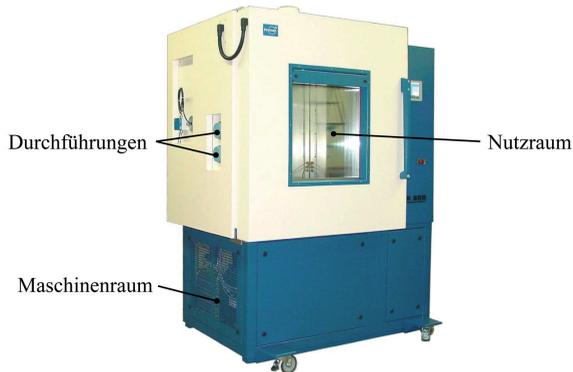


Abbildung 1.1: Klimaprüfkammer mit 280 l Nutzraumvolumen (Feutron Klimasilulation, Typ 3433/17)

Zur Spezifikation von Klimaprüfkammern sind in der DIN EN 60068-3-5 Prüfverfahren festgelegt, mit denen Aussagen zur maximal zulässigen zeitlichen und räumlichen Temperaturänderungen sowie Temperaturänderungsgeschwindigkeiten gemacht werden können. Abb. 1.2 zeigt hierzu die Temperaturbereiche, aus denen bei einem Aufheiz- und Abkühltest durchschnittliche Temperaturänderungsgeschwindigkeiten ermittelt werden [10]. Klimaprüfkammern weisen, abhängig von ihrer Betriebsweise, im Vergleich zu einer Klimaanwendung, z.B. in Gebäuden, eine deutlich geringere Effizienz und einen hohen Energiebedarf auf. Dies ist durch die stark variierenden Anwendungstemperaturen und Leistungsanforderungen zu begründen. Zur Einhaltung großer Temperaturgradienten sind große thermische Leistungen notwendig, während das Halten von konstanten Temperaturen vergleichsweise geringe thermische Leistungen erfordert. Somit werden entsprechende Aggregate je nach konkreter Anwendung häufig im Teillastbetrieb gefahren, was überwiegend zu ineffizienten Betriebsweisen führt. Ein hoher Energiebedarf ergibt sich beispielsweise durch die Prüfung der Temperaturwechselbeständigkeit, bei der Prüflinge zum Beispiel nach DIN EN 60068-2-14 Nb häufigen Temperaturwechseln ausgesetzt werden. Bei der Durchführung eines solchen Prüfzyklus' wird abwechselnd abgekühlt und aufgeheizt [11].

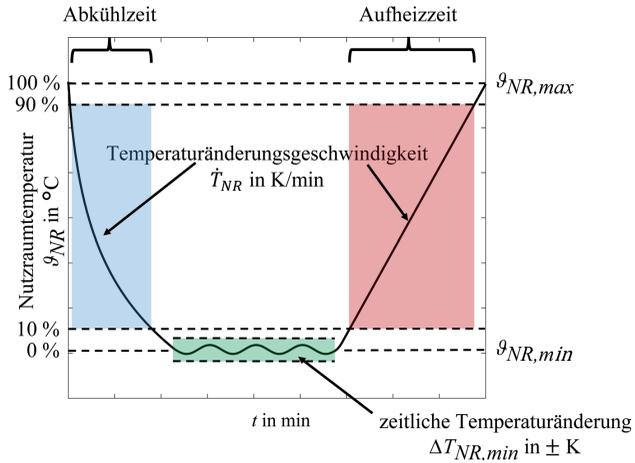


Abbildung 1.2: Definition von Temperaturänderungsgeschwindigkeit und zeitlicher Temperaturabweichung nach DIN EN 60068-3-5

Trotz der aufgezeigten Gründe für den hohen Energiebedarf werden bei entsprechenden Herstellern nur selten Angaben zur Effizienz gemacht. Diese beziehen sich dann in der Regel auf einen spezifisch angefragten Prüfzyklus. Weiter existieren bisher keine Normen, mit der die Effizienz solcher Anlagen spezifiziert wird.

Somit ergibt sich ein Forschungsbedarf zur Analyse und Verbesserung der Effizienz von Klimaprüfkammern zur Umweltsimulation.

1.2 Stand der Technik

1.2.1 Grundsätzlicher Aufbau von Klimaprüfkammern

Klimaprüfkammern zeichnen sich durch einen Nutzraum aus, der einen Luftkreislauf mit einer Konditionierungsstrecke bildet. Innerhalb der Konditionierungsstrecke befinden sich Komponenten zum Heizen und Kühlen oder auch zum Trocknen und Befeuchten. Die Konditionierungsstrecke befindet sich für gewöhnlich gegenüber der Tür hinter dem Nutzraum. Aus dem Nutzraum wird Luft beispielsweise über die Decke abgesaugt und von oben nach unten durch die Konditionierungsstrecke geleitet. Je nach Hersteller wird die konditionierte Luft über einen Spalt in der Prüfkammerrückwand, durch Löcher im Nutzraumboden oder durch Kanäle in den Nutzraumwänden eingeleitet. Die Nutzraumtemperatur wird je nach Anforderung zu- oder abluftseitig gemessen. In dieser Arbeit wird bei Betriebsweisen ohne zusätzlich eingebrachte thermische Last auf die abluftseitige Temperatur als ϑ_{NR} Bezug genommen. Bei stationären Untersuchungen mit thermischer Last wird die zuluftseitige Temperatur ϑ_{Zul} angegeben. Während die Beheizung ausschließlich durch elektrische Widerstandsheizungen realisiert wird, kommt bei der Kühlung überwiegend eine Kälteanlage mit Kalt dampfprozess zum Einsatz. Bei Temperierschränken mit einem kleinen Temperatur- und Leistungsbereich werden teilweise auch elektrothermische Komponenten eingesetzt. Abb. 1.3 zeigt beispielhaft den Aufbau einer Prüfkammer.

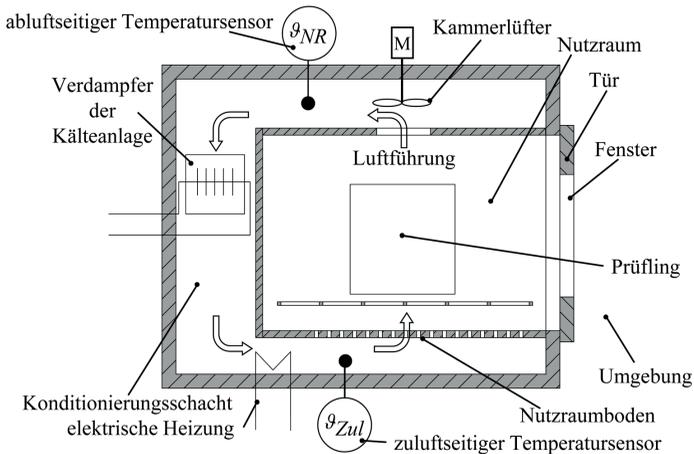
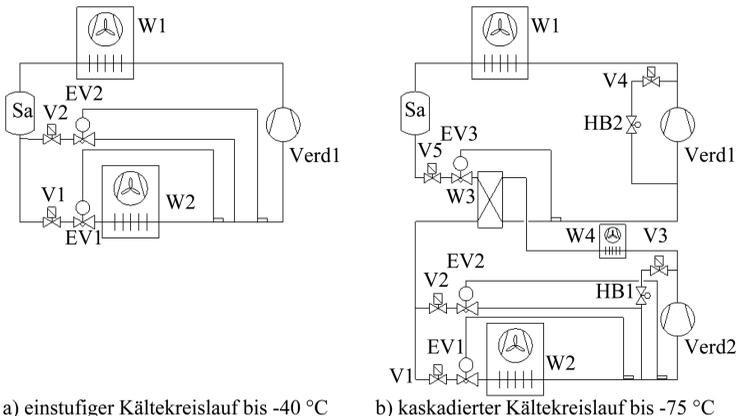


Abbildung 1.3: Beispielhafter Aufbau einer Prüfkammer ohne Maschinenraum

Bedingt durch die minimale Verdampfungstemperatur von verfügbaren Kältemitteln bei Umgebungs-

druck, haben sich für den unteren Temperaturbereich zwei Geräteklassen durchgesetzt. Prüfkammern, spezifiziert bis -40°C , können mit einem einstufigen Kältemittelkreislauf betrieben werden. Dabei wurden bisher die Kältemittel R404A oder R507A verwendet. Durch die Verbote der sogenannten EU F-Gase-Verordnung werden diese durch die Kältemittel R452A und R449A ersetzt [12], [13], [14], [15]. Darüber hinaus gibt es Ansätze zur Nutzung von CO_2 als Kältemittel für Nutzraumtemperaturen bis -50°C [16], [17], [18]. Prüfkammern, die bis -75°C spezifiziert sind, weisen in der Regel eine Kaskadenschaltung auf. Der Tieftemperaturkreislauf wird, trotz eines hohen GWP_{100} -Werts von 12400 [19] und mangels nichtbrennbarer Alternativen, mit dem Kältemittel R23 betrieben. Allerdings wird an Ersatzkältemittelgemischen auf CO_2 -Basis geforscht und es gibt Ansätze zur Erzeugung von Nutzraumtemperaturen bis -70°C ohne brennbare Kältemittel [20], [21], [22], [23], [24], [21], [25], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33], [34].

In Abb. 1.4 sind Fließbilder von Kältemittelkreisläufen dargestellt, welche für Prüfkammern bis -40°C und -75°C verwendet werden. Beide Varianten beinhalten neben dem Hauptexpansionsventil $EV1$ ein zweites Expansionsventil $EV2$, welches beim Kühlbetrieb bei hohen Nutzraumtemperaturen (z.B. $\vartheta_{NR} > 60^{\circ}\text{C}$) zum Schutz des Verdichters eingesetzt wird. In diesem Betriebsfall steigt die Sauggastemperatur auf für den Verdichter unzulässig hohe Werte an. Das Expansionsventil $EV2$ spritzt zweiphasiges Kältemittel in die Saugleitung ein, sodass die Sauggastemperatur reduziert wird. $EV2$ regelt dabei auf eine Überhitzung von ungefähr 30 K, welche sich am Eintritt des Verdichters einstellen soll.



a) einstufiger Kältekreislauf bis -40°C

b) kaskadierter Kältekreislauf bis -75°C

- | | | |
|---------------------|------------------------|-----------------------------|
| W1: Kondensator | Sa: Sammler | V1...V5: Magnetventil 1...5 |
| W2: Verdampfer | EV1: Haupteinspritzung | HB1: Heißgas-Bypass 1 |
| W3: Kaskadenkühler | EV2: Nacheinspritzung | HB2: Heißgas-Bypass 2 |
| W4: Enthitzer | EV3: Haupteinspritzung | |
| Verd1: Verdichter 1 | Kaskadenkühler | |
| Verd2: Verdichter 2 | | |

Abbildung 1.4: Beispielhafte Kältemittelkreisläufe von Klimaprüfkammern

1.2.2 Leistungsregelung beim Kühlbetrieb bei der Umweltsimulation

Anforderungen an die Leistungsregelung beim Kühlbetrieb bei der Umweltsimulation

Das Halten von konstanten Nutzraumtemperaturen erfordert im Vergleich zum Abkühlen des Nutzraums nur einen Bruchteil der maximalen Kälteleistung. Die Leistung der Kühlaggregate wird abhängig von Anlagengröße, mittlerer Abkühlgeschwindigkeit und minimaler zeitlicher Temperaturabweichung unterschiedlich geregelt. Je größer die mittlere Abkühlgeschwindigkeit und je geringer die minimale zeitliche Temperaturabweichung sein soll, umso größer ist der Unterschied der Kälteleistung, der bei Vollast und minimaler Teillast abgerufen wird. Abhängig von dieser Differenz eignen sich unterschiedliche Methoden zur Teillastregelung. An dieser Stelle werden Methoden zur Teillastregelung erläutert, die bei kleinen Klimaprüfkammern (Nutzraumvolumen bis 2 m^3) üblich sind.

An/Aus-Betrieb

Ist die spezifizierte minimale zeitliche Temperaturabweichung groß (z.B. $\Delta T_{NR,min} \geq \pm 1 \text{ K}$) und die Abkühlgeschwindigkeit gering (z.B. $\dot{T}_{NR} \leq 3 \text{ K/min}$), kann die Leistungsreduktion durch einen An/Aus-Betrieb des Verdichters oder durch Abschalten mehrerer Verdichter erfolgen, solange die maximal zulässige Startfrequenz nicht überschritten und die minimal zulässige Betriebsdauer nicht unterschritten werden [35]. Bei deaktiviertem Verdichter wird das Expansionsventil durch ein Magnetventil abgesperrt, sodass kein Ausgleich zwischen Hoch- und Niederdruck stattfindet. Diese Art der Teillastregelung ist verhältnismäßig energieeffizient, da durch das Abschalten des Verdichters der Energieaufwand deutlich vermindert wird. Abb. 1.4 a) zeigt eine für den An/Aus-Betrieb geeignete Schaltung.

Heißgas-Bypass mit Nacheinspritzung

Unterscheiden sich die maximale und minimale Kälteleistung sehr stark (z.B. bei schnellen Abkühlgeschwindigkeiten und einer geringen zeitlichen Temperaturabweichung), läuft der Verdichter im An/Aus-Betrieb öfter und kürzer als zulässig. Um den Teillastbereich dennoch darzustellen, wird auf eine Anlagenschaltung zurückgegriffen, bei der ein Heißgas-Bypass mit einer Nacheinspritzung kombiniert wird. Abb. 1.4 b) zeigt eine Schaltung mit Heißgas-Bypass und Nacheinspritzung. Dabei dient das Expansionsventil $EV2$, welches auch zur Sauggaskühlung eingesetzt wird, als Nacheinspritzventil für den Teillastbetrieb. Im Vollastbetrieb sind die Ventile $V1$ und $V5$ geöffnet, sodass der Kaskadenkühler $W3$ und der Verdampfer $W2$ mit Kältemittel beschickt werden. Im Teillastbetrieb können bei weiter laufenden Verdichtern $V1$ geschlossen und $V2$, $V3$ und $V4$ geöffnet werden. Bei dieser Schaltweise wird keine Kälteleistung bereitgestellt. Der Kältemittelstrom des Tieftemperaturkreislaufes wird vollständig am Verdampfer $W2$ vorbeigeleitet. Über ein PWM-Signal kann nun das zeitliche Schaltverhältnis zwischen

Kälteerzeugung und Heißgas-Bypass mit Nacheinspritzung gesteuert und damit die Leistung variiert werden. Die dafür verwendeten Magnetventile können deutlich häufiger und kürzer auf- und zugeschaltet werden, als der Verdichter ein- und ausgeschaltet werden darf. Somit sind genauere Abstufungen der Kälteleistung realisierbar als durch den An/Aus-Betrieb des Verdichters. Durch den Dauerbetrieb der Verdichter – auch während kein Kältemittel in den Verdampfer gelangt – ist der Energieaufwand beim Teillastbetrieb höher und damit die Effizienz geringer als mit dem An/Aus-Betrieb der Verdichter. Ein Effizienzvergleich verschiedener Heißgas-Bypass-Schaltungen ist Thema der Arbeiten von Yakub et al. [36], [37].

1.2.3 Kombination von Kälteanlage und Wärmepumpe

Anwendbarkeit für die Umweltsimulation

Die Wärmepumpe stellt als Ersatz einer elektrischen Widerstandsheizung eine sinnvolle Möglichkeit zur Reduktion des Energieaufwands bei Heizprozessen dar. Soll eine Wärmepumpe zur Umweltsimulation in eine Klimaprüfkammer eingebunden werden, ergeben sich für Wärmepumpen untypische Anforderungen. Bei der Umweltsimulation ist ein Temperaturanwendungsbereich von -75 °C bis 180 °C üblich. Innerhalb dieses Spektrums sollen definierte Aufheizgeschwindigkeiten und eine minimale zeitliche Temperaturabweichung realisiert werden. Dies erfolgt allerdings bei verhältnismäßig konstanten Umgebungsbedingungen, da Klimaprüfkammern in der Regel in Innenräumen aufgestellt oder ihre Aggregate thermisch mit Kaltwassersätzen gekoppelt werden.

Da in Klimaprüfkammern bereits eine Kompressionskälteanlage verbaut ist, erscheint es sinnvoll, diese zur Realisierung eines Wärmepumpensystems zu verwenden, anstatt eine zusätzliche Wärmepumpe zu installieren. Daher wird an dieser Stelle der Stand der Technik von Anlagen mit Kaltdampfprozess dargestellt, bei denen Kälte und Wärme genutzt werden, und deren Anforderungen mit denen der Umweltsimulation vergleichen.

Gebäudeklimatisierung und Warmwassererwärmung

Gebäudeklimatisierung und Warmwassererwärmung dienen zur Bereitstellung von Temperaturen auf einem vergleichsweise konstanten Niveau. Diese können abhängig von der Umgebungstemperatur leicht variieren [38]. Dabei ist die Wärmepumpe meist an einen Pufferspeicher gekoppelt, der Lastschwankungen ausgleicht. Je nach konkreter technischer Ausführung können Wärmepumpen für den Sommerbetrieb auch als Kälteanlage betrieben werden. Für den Kühlbetrieb oder zur Abtauung des Verdampfers bei Luft-Wasser-Wärmepumpen erfolgt in der Regel eine kältemittelseitige Umschaltung mit einem 4-Wege Umkehrventil. Allerdings geht damit auch eine Umkehr der Durchströmungsrichtung der Wärmeübertrager einher. Als Expansionsorgane werden neben Kapillaren mit parallel geschalteten Rückschlagventilen auch beispielsweise elektronische Expansionsventile verwendet, die in beiden Richtungen durchströmt werden können. Abb. 1.5 zeigt hierzu eine Beispielschaltung.

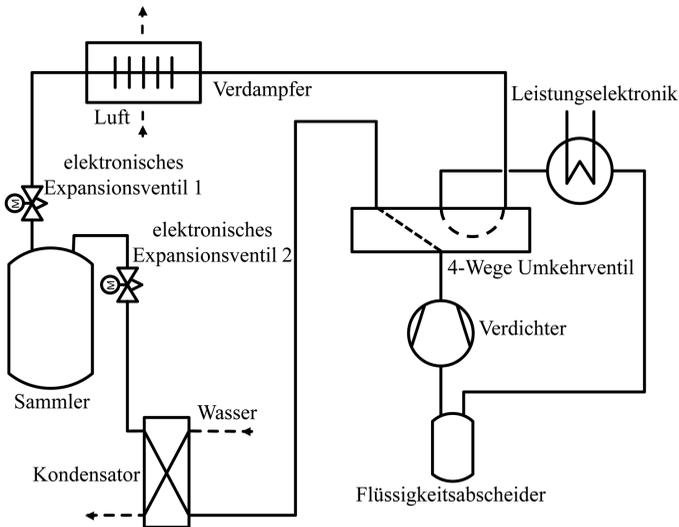


Abbildung 1.5: Beispiel eines umschaltbaren Luft-Wasser-Wärmepumpenkreislaufes zur Gebäudeklimatisierung und Warmwassererwärmung (IVT Air X 70)

Die Anforderungen an eine Wärmepumpe zur Gebäudeklimatisierung und Warmwassererwärmung unterscheiden sich gegenüber den Anforderungen an die Umweltsimulation dahingehend, dass ein in etwa konstantes Temperaturniveau bei variierenden Umgebungsbedingungen gehalten werden muss, anstatt teilweise hoch dynamisch unterschiedliche Temperaturniveaus bei konstanten Umgebungstemperaturen bereitzustellen. Aufheizevorgänge finden in einem deutlich kleineren Temperaturbereich statt als bei der Umweltsimulation. Frischwasser wird minimal von 8 °C auf 50 °C bis 60 °C aufgeheizt. Bei der Umweltsimulation hingegen kann der Aufheizevorgang bei Temperaturen von bis zu -75 °C starten.

Industrieprozesse und Lebensmittelproduktion

Bei Industrieprozessen und der Lebensmittelproduktion ist der Einsatz von Wärmepumpen besonders vorteilhaft, wenn prozessbedingt ein gleichzeitiger Bedarf an Wärme und Kälte besteht. Typische Beispiele sind Trocknungsprozesse (z.B. Holztrocknung, siehe Abb. 1.6) oder Stofftrennungsprozesse (Destillation). Bei der Lebensmittelproduktion werden Wärmepumpen beispielsweise bei der Pasteurisierung von Milch eingesetzt, welche erst erhitzt und danach gekühlt wird [39], [40], [41], [42], [43]. Bei diesen Anwendungen findet kein Umschaltvorgang im Kältemittelkreislauf statt, da Wärme und Kälte – anders als bei der Umweltsimulation gefordert – gleichzeitig benötigt werden.

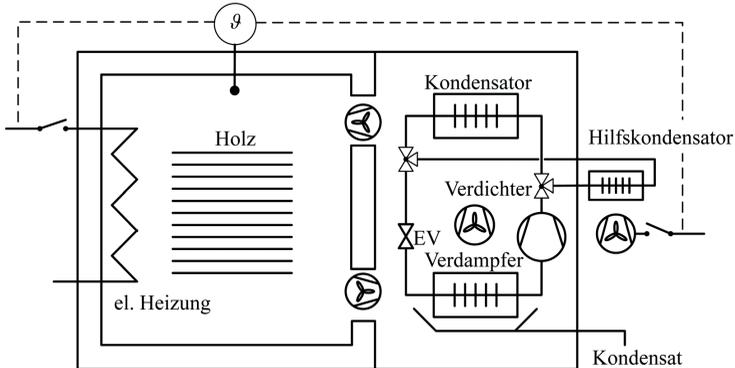


Abbildung 1.6: Holztrocknung als Beispiel für eine industrielle Wärmepumpenanwendung (nach [40] und [41])

PKW Klimatisierung

Klimaanlagen mit Wärmepumpenfunktion sind im Rahmen der Elektromobilität von großer Bedeutung, da durch die Einsparung elektrischer Energie durch den Wärmepumpenbetrieb die Reichweite (maximale Fahrstrecke pro Batterieladung) bei kalten Umgebungstemperaturen gesteigert werden kann. Wie auch bei der Gebäudeklimatisierung ist die Anforderung eines PKW-Klimatisierungssystems, bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen konstante, für den Fahrgast behagliche, Fahrgastzellentemperaturen bereitzustellen. Die DIN 1946-3 definiert den Bereich der thermischen Behaglichkeit. Dieser liegt bei 22 °C und kann abhängig von den Umgebungsbedingungen steigen. Die relative Luftfeuchte soll zwischen 30 % und 60 % liegen [44]. Weiter spielen bei der Bewertung des Behaglichkeitsempfindens neben der Temperaturverteilung entlang des Körpers auch Luftgeschwindigkeiten und Lufteintrittstemperaturen eine Rolle [44]. Ein Bewertungsverfahren zur Interpretation der thermischen Behaglichkeit bietet die DIN EN ISO 7730 [45]. Als Herausforderung bei der mobilen Klimatisierung sind die stark variierenden äußeren Randbedingungen zu sehen, die sich aus Wetterlage und Fahrgeschwindigkeit ergeben. Hierzu werden in der DIN 1946-3 verschiedene Szenarien definiert. Darüber hinaus ergeben sich durch die aus Bauraumrestriktionen resultierenden kompakten Wärmeübertrager in Abhängigkeit der geforderten Leistung deutlich unterschiedliche Kondensationstemperaturen.

Der Umschaltprozess zwischen Kälte- und Wärmepumpenbetrieb wird auf verschiedene Arten realisiert. Bei der Mehrzahl der Systeme wird der Kältemittelstrom umgeleitet. Hinzu kommt meist eine Umleitung der Luft in der Konditionierungsstrecke [46], [47], [48], [49], [50], [51], [52]. Dabei werden in der Regel zwei Wärmeübertrager in der Konditionierungsstrecke mit Kältemittel beschickt, sodass gleichzeitig gekühlt und geheizt werden kann. Diese Funktionalität ermöglicht die Trocknung der Luft. Für eine präzise Lufttemperaturregelung kann darüber hinaus durch eine Klappensteuerung das Misch-

verhältnis von kalter und warmer Luft geregelt werden. Abb. 1.7 zeigt hierzu das Fließschema des Klimatisierungssystems am Beispiel des Renault Zoe [53].

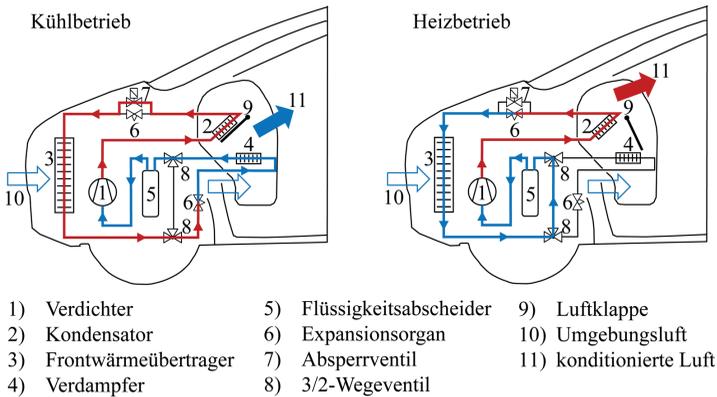


Abbildung 1.7: Klimatisierungssystem des Renault Zoe (nach [53])

Weiter existieren Lösungen, bei denen innerhalb des Kältemittelkreislaufs keine Umschaltvorgänge stattfinden. Dies ist vorteilhaft, wenn eine erhöhte Anzahl an Wärmequellen und -senken vorliegen, wie es bei Elektro- und Hybridfahrzeugen der Fall ist. Dabei finden die Umschaltvorgänge ausschließlich in der Luftstrecke und in Sekundärfluidsystemen statt. Im Gegensatz zur Umweltsimulation, bei der der Anwendungstemperaturbereich -75 °C bis 180 °C beträgt, ist dieser bei der PKW-Klimatisierung auf wenige Kelvin beschränkt. Allerdings variieren die Umgebungstemperaturen von beispielsweise -20 °C bis 40 °C in Mitteleuropa deutlich stärker als bei Klimaprüfkammern, die in Innenräumen aufgestellt oder mit einem Kaltwassersatz betrieben werden.

Abtauvorgänge

In einigen Veröffentlichungen wird der Umschaltvorgang zwischen Kälteanlage und Wärmepumpe im Rahmen von Abtauvorgängen am Verdampfer untersucht [54], [55], [56], [57], [58], [59], [60]. Der Abtauvorgang mit einer Wärmepumpe weist gegenüber der Abtaugung mit Heißgas-Bypass eine höhere Effizienz auf. Allerdings wird die Wärme zur Abtaugung dem Wärmekonsumenten entzogen, indem z.B. ein Heizwasserspeicher kurzzeitig gekühlt wird [61], [62], [63], [64]. Nach dem Umschaltvorgang wird der abzutauende Verdampfer als Kondensator oder Gaskühler betrieben. Die Untersuchungen von Abtauvorgängen bilden eine wichtige Grundlage für die Implementierung eines Wärmepumpensystems in eine Klimaprüfkammer. Allerdings unterscheiden sich auch hier die Betriebsbedingungen. Der Abtauvorgang beispielsweise bei Kühlanwendungen erfolgt mit dem Ziel, möglichst wenig Wärme in

den Kühlraum einzubringen und trotzdem schnell das am Verdampfer angelagerte Eis zu schmelzen. Somit kann hierbei nicht von einer Heizfunktion gesprochen werden. Dies wird unter anderem durch das Ausschalten des Verdampferlüfters erreicht. Bei der Umweltsimulation hingegen wird eine Kühl- und Heizfunktion benötigt.

1.3 Ziele und Aufbau der Arbeit

1.3.1 Wissenslücke

Die eingangs erläuterten Ausführungen zeigen, dass die Energieeffizienz bei der Umweltsimulation bisher nur unzureichend erfasst wird und sich daher ein Forschungsbereich zur Analyse und Steigerung der Energieeffizienz ergibt. Weiter wird bei der Untersuchung des Stands der Technik deutlich, dass neben dem Kühlbetrieb ein besonders großes Potenzial zur Effizienzsteigerung im Heizbetrieb existiert, indem eine Wärmepumpe in bestimmten Betriebsbereichen die elektrische Widerstandsheizung ersetzt. Daher sollen in dieser Arbeit systematisch die Effizienz von Klimaprüfkammern analysiert und verbessert werden und folgende Fragen beantwortet werden:

- Welche Energieeffizienz weisen aktuelle Klimaprüfkammern auf?
- Inwiefern kann die Energieeffizienz im Kühlbetrieb erhöht werden?
- In welchen Betriebsbereichen kann eine Wärmepumpe in eine Klimaprüfkammer energetisch sinnvoll eingebunden werden?
- Welche Energieeffizienzsteigerungen können mit der Wärmepumpe im Heizbetrieb erzielt werden?
- Welche Restriktionen ergeben sich durch den hochdynamischen Betrieb bei der Umweltsimulation?

1.3.2 Aufbau der Arbeit

Zur Beantwortung dieser Fragen ergibt sich für die Arbeit folgender Aufbau:

1. Im Rahmen von Messungen soll an zwei Referenzkammern die Leistungsfähigkeit und Energieeffizienz ermittelt werden. Die Ergebnisse dienen als Grundlage zur energetischen Analyse der Kühl- und Heizprozesse.
2. Anhand einer energetischen Analyse werden Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz abgeleitet. Aufbauend auf den Erkenntnissen wird eine neuartige Versuchsanlage aufgebaut, welche an die Referenzanlage leistungstechnisch angelehnt ist.
3. Durch Vergleichsmessungen wird evaluiert, wie weit die Effizienz- und Leistungsdaten der Versuchsanlage mit denen der Referenzanlage übereinstimmen.
4. In weitergehenden Versuchen werden erweiterte und neuartige Funktionen der Versuchsanlage für den Kühl- und Heizbetrieb auf ihre Funktionalität und Energieeffizienz untersucht. Ein besonderer Fokus liegt hierbei auf dem Betrieb der Wärmepumpe.
5. Zur erweiterten Untersuchung der Umschaltvorgänge vom Kälteanlagen- zum Wärmepumpenbetrieb wird ein transientes 1D-Simulationsmodell aufgebaut und mit Messwerten aus dem stationären und instationären Betrieb verglichen.
6. Mit dem Simulationsmodell werden der Umschaltvorgang vom Kühl- zum Heizbetrieb simuliert und Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet.

2 Experimentelle Untersuchung der Referenzanlagen und Analyse

2.1 Experimentelle Untersuchung

2.1.1 Versuchsanlagen und Instrumentierung

Beide Referenzanlagen sind Klimaprüfkammern der Firma Feutron Klimasimulation mit einem Nutzraumvolumen von 280 l. Die erste Referenzanlage des Typs 3433/17 entspricht der Funktionsweise der einstufigen Kälteanlage aus Kapitel 1.2.1 Abb. 1.4 a), welche den Teillastbetrieb durch An- und Ausschalten des Verdichters darstellt und mit dem Kältemittel R452A betrieben wird. Sie wird in weiteren Ausführungen als *Ref* bezeichnet. Der Bereich der darstellbaren Nutzraumtemperatur ϑ_{NR} geht von $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei einer durchschnittlichen Temperaturänderungsgeschwindigkeit nach DIN EN 60068-3-5 von 3 K min^{-1} und einer minimalen zeitlichen Temperaturabweichung von bis zu $\pm 0,5\text{ K}$. Die zweite Referenzanlage des Typs 3436/17 entspricht der kaskadierten Bauweise aus Kapitel 2.2 Abb. 1.4 b) und regelt den Teillastbetrieb über einen Heißgas-Bypass mit Nacheinspritzung. Der Bereich der Nutzraumtemperatur erstreckt sich von $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei einer durchschnittlichen Temperaturänderungsgeschwindigkeit von 3 K min^{-1} und einer minimalen zeitlichen Temperaturänderung von $\pm 0,5\text{ K}$. Sie wird nachfolgend als *Refkask* bezeichnet. Im Hochtemperaturkreislauf wird R452A und im Tieftemperaturkreislauf R23 als Kältemittel verwendet. Beide Anlagen verfügen über einen zusätzlichen Kompressionskältekreislauf mit einem Bruchteil der Kälteleistung der Hauptkälteanlage. Dieser wird für die Temperaturregelung und Lufttrocknung im Klimabereich zwischen $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ verwendet. Im Rahmen der Untersuchungen wird dieser deaktiviert, um lediglich die Hauptkälteanlage untersuchen zu können. Da die zu untersuchenden Klimaprüfkammern für die Innenaufstellung gedacht sind und ihre Messwerte verglichen werden sollen, werden alle Messreihen bei konstanten Umgebungstemperaturen im Bereich von $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ durchgeführt. Beide Kammern werden mit leeren Nutzräumen, also ohne Prüflinge, untersucht.

Beide Referenzanlagen werden mit Drucksensoren an den Saug- und Druckleitungen (p_S , p_D) ausgestattet. Weiter werden die Temperatursensoren (Pt100) in der Nutzraumabluft (ϑ_{NR}) und in der Zuluft (ϑ_{Zul}) ausgelesen und Thermoelemente des Typs K an Saug- und Druckleitungen sowie an Verdampfer- und Kondensatoraustrittsleitungen angelegt. Zur energetischen Bilanzierung können die elektrische Leistungsaufnahme der gesamten Anlage ($P_{el,ges}$), des Kältemittelkreislaufs mit Kondensatorlüfter ($P_{el,KA}$), des Kammerlüfters ($P_{el,Lü,Ka}$) und der elektrischen Heizung ($P_{el,HZ}$) mit Leistungsmessgeräten des Typs Yokogawa WT130 und WT330 gemessen werden. Die Messgenauigkeiten der verwendeten Sensoren in Verbindung mit dem Messsystem sind in Tabelle 3.2 in Kapitel 3.1.5 dargestellt. Die für die Referenzmessungen verwendeten Sensoren sind mit *Ref* und *Refkask* gekennzeichnet.

net.

2.1.2 Untersuchung des Abkühlvorgangs

Als erste Versuchsreihe wird ein Abkühlvorgang über den kompletten Temperaturbereich von 180 °C bis –40 °C mit der einstufigen Referenzanlage *Ref* und von 180 °C bis –75 °C mit der kaskadierten Referenzanlage *Refkask* gefahren. Abb. 2.1 zeigt die Temperaturverläufe des Nutzraums ϑ_{NR} (abluftseitige Temperaturmessung) über der Zeit.

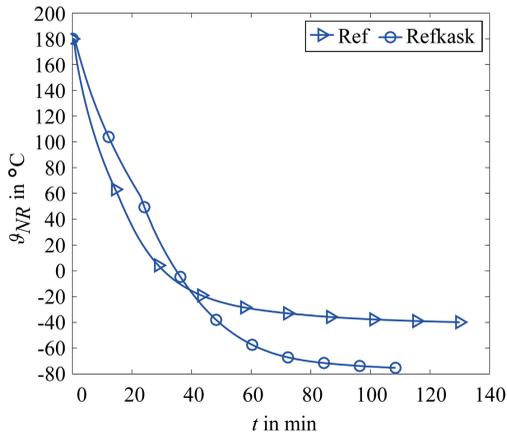


Abbildung 2.1: Zeitlicher Verlauf der Nutzraumtemperatur ϑ_{NR} beim Abkühltest über den gesamten Temperaturbereich der einstufigen (*Ref*) und kaskadierten (*Refkask*) Referenzanlage

Es ist zu erkennen, dass die einstufige Referenzanlage zu Beginn die Nutzraumtemperatur schneller absenkt als die kaskadierte Referenzanlage. Dieser Trend kehrt sich bei Unterschreitung einer Nutzraumtemperatur von 40 °C um. Mit weiter sinkender Temperatur verlangsamt sich der Abkühlprozess mit dem einstufigen System so stark, dass er seine Minimaltemperatur später erreicht als die kaskadierte Referenzanlage. Nach DIN EN 60068-3-5 wird zur Ermittlung der mittleren Abkühlgeschwindigkeit bei der einstufigen Referenzanlage *Ref* der Temperaturbereich von 158 °C bis –18 °C und bei der zweistufigen *Refkask* der Bereich von 154,5 °C bis –49,5 °C betrachtet. Daraus ergeben sich mittlere Abkühlgeschwindigkeiten von $4,36 \text{ K min}^{-1}$ für *Ref* und $4,03 \text{ K min}^{-1}$ für *Refkask*. Diese entsprechen damit den Angaben der Datenblätter, in denen jeweils 3 K min^{-1} angegeben werden. Über den vollständigen Temperaturbereich ergeben sich für *Ref* $1,65 \text{ K min}^{-1}$ und für *Refkask* $2,41 \text{ K min}^{-1}$. Zur

Bewertung der Effizienz der Referenzanlage wird nun in Abb. 2.2 der temperaturspezifische elektrische Gesamtenergieaufwand $E'_{el,ges}$ über der Nutzraumtemperatur ϑ_{NR} aufgetragen.

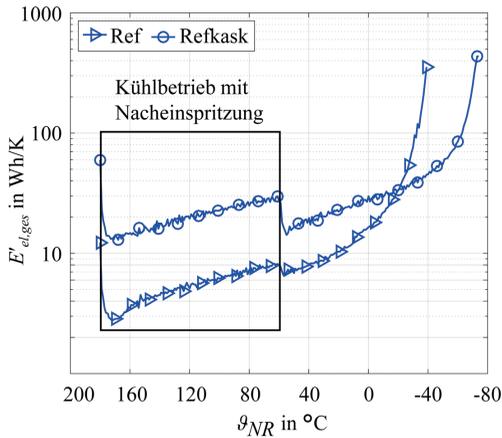


Abbildung 2.2: Spezifischer elektrischer Gesamtenergieaufwand $E'_{el,ges}$ je Kelvin reduzierter Nutzraumtemperatur ϑ_{NR} der einstufigen (*Ref*) und kaskadierten (*Refkask*) Referenzanlage

Es ist zu erkennen, wie viel elektrische Energie die Klimaprüfkammer für jedes Kelvin Abkühlung abhängig von der Nutzraumtemperatur benötigt. Je niedriger die Nutzraumtemperatur ist, umso größer wird der temperaturspezifische Energieaufwand. Das ist zum einen durch eine geringere Leistungszahl des Kältemittelkreislaufs bei größeren Temperaturdifferenzen zu erklären. Zum anderen verringert sich mit sinkender Verdampfungstemperatur die Kälteleistung, sodass sich die Abkühlzeit pro Kelvin bei tieferen Temperaturen verlängert. Somit setzen neben dem Kältemittelkreislauf auch alle anderen Hilfsaggregate wie Lüfter und Steuerung länger und damit mehr Energie um. Mit der Unterschreitung der Nutzraumtemperatur von 60 °C verringert sich sprunghaft der temperaturspezifische Energieaufwand. An dieser Stelle wird die Nacheinspritzung deaktiviert, sodass nun der vollständige Kältemittelmassestrom durch den Verdampfer fließt und die Anlage effizienter kühlt.

2.1.3 Untersuchung des stationären Kühlbetriebs bei Volllast

Zur Untersuchung der Energieeffizienz werden in der folgenden Messreihe stationäre Punkte unter Volllastbedingungen angefahren. Dies erfolgt durch das Einbringen eines elektrischen Heizers in den Nutzraum. Gemessen wird die elektrische Heizleistung \dot{Q}_{Heiz} , die gesamte elektrische Leistungsauf-

2 Experimentelle Untersuchung der Referenzanlagen und Analyse

nahme der Anlage (abzüglich der Heizleistung) $P_{el,ges}$ sowie die Zulufttemperatur ϑ_{Zul} und die Umgebungstemperatur ϑ_U . Die eingebrachte Heizleistung entspricht der sogenannten Kompensationsleistung $\dot{Q}_{Komp,KA}$, die ein Prüfling höchstens emittieren darf, wenn eine bestimmte Zulufttemperatur gehalten werden soll. Die Kompensationsleistung setzt sich aus der inneren Kälteleistung $\dot{Q}_{0i,KA}$, dem Transmissionswärmestrom \dot{Q}_{Trans} , welcher abhängig von der Nutzraum- und Umgebungstemperatur mehrere hundert Watt betragen kann, und dem Wärmestrom des Kammerlüfters $\dot{Q}_{Lü,Ka}$ (Gl. 2.1), welcher ungefähr bei 80 W liegt, zusammen. Abb. 2.3 zeigt die Wärmeströme, welche in oder aus der Prüfkammer fließen.

$$\dot{Q}_{Komp,KA} = \dot{Q}_{0i,KA} - \dot{Q}_{Lü,Ka} + \dot{Q}_{Trans} \quad (2.1)$$

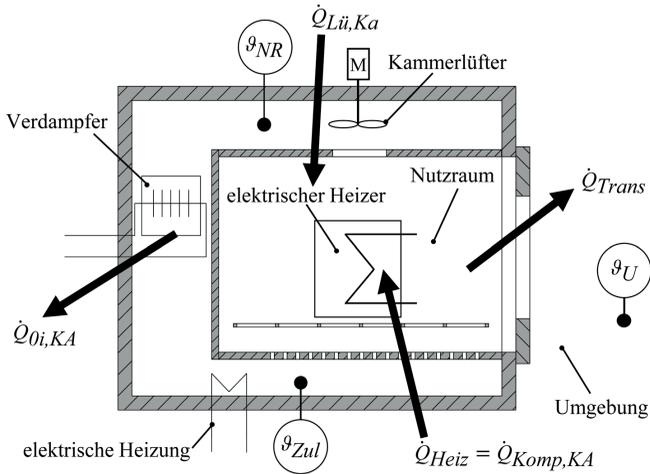


Abbildung 2.3: Definition der Wärmeströme, welche in oder aus der Prüfkammer fließen

Aus den Messgrößen kann darüber hinaus der Carnot-Gütegrad $\eta_{C,ges}$ nach Gl. 2.2 berechnet werden.

$$\eta_{C,ges} = \frac{\dot{Q}_{Komp,KA}}{P_{el,ges}} \cdot \frac{T_U - T_{Zul}}{T_{Zul}} \quad (2.2)$$

In verschiedenen Messreihen wird die Heizleistung variiert und so lange gemessen, bis sich die Nutzraumtemperatur innerhalb von 10 min weniger als 0,2 K ändert. Abb. 2.4 zeigt die Kompensationsleistungen $\dot{Q}_{Komp,KA}$ und die Carnot-Gütegrade $\eta_{C,ges}$ über der Zulufttemperatur.

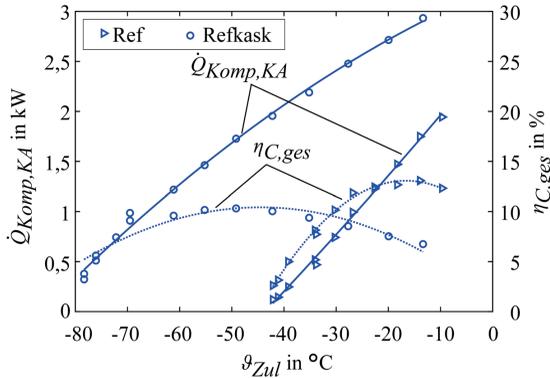


Abbildung 2.4: Kompensationsleistung $\dot{Q}_{Komp,KA}$ und Carnot-Gütegrad $\eta_{C,ges}$ in Abhängigkeit der Zulufttemperatur θ_{Zul} der Referenzanlagen

Mit sinkender Zulufttemperatur verringert sich die Kompensationsleistung. Durch den niedrigeren Verdampfungsdruck sinkt die Kälteleistung. Hinzu kommt, dass mit sinkendem Temperaturniveau im Nutzraum die Temperaturdifferenz zur Umgebung steigt und sich damit der Transmissionswärmeeintrag erhöht. Dieser verringert zusätzlich die Kompensationsleistung. Die Verläufe des Carnot-Gütegrads zeigen bei beiden Referenzsystemen Maxima bei unterschiedlichen Zulufttemperaturen. Bei Zulufttemperaturen von über -30°C ist die einstufige Anlage der kaskadierten überlegen. Dies lässt sich mit den Tautemperaturverläufen ϑ''_S und ϑ''_D in Abb. 2.5 erklären. Sie sind aus dem Saugdruck p_S und dem Austrittsdruck p_D der Verdichter berechnet. Während die Temperaturniveaus im Kondensator beider Referenzanlagen ähnlich sind, unterscheiden sich ihre Temperaturniveaus im Verdampfer deutlich. Ein Teil der Exergieverluste in den Kältemittelkreisläufen resultiert aus den Temperaturdifferenzen zwischen Nutzraum und verdampfendem Kältemittel. Je größer die Temperaturdifferenz, umso größer der Exergieverlust. Bei beiden Systemen steigen die Temperaturdifferenzen am Verdampfer bei höheren Zulufttemperaturen. Grund hierfür sind die damit steigenden Kälteleistungen, die einer größeren mittleren Temperaturdifferenz zur Wärmeübertragung bedürfen. Hinzu kommt, dass die verbauten thermostatischen Expansionsventile eine Niederdruckbegrenzung (MOP, maximum operation pressure) zur Leistungsbegrenzung beinhalten. Bei steigenden Verdampfungstemperaturen nehmen also die Effizienz und die Kälteleistung des Kältemittelkreislaufes zu. Im Kontext der Wärmeübertragung und der Saugdruckbegrenzung nehmen die Exergieverluste auch zu, sodass der Carnot-Gütegrad erst steigt und bei höheren Zulufttemperaturen wieder sinkt.