Betriebsstrategien für R744-Kälteanlagen mit R718-Unterkühler

Eine optimierungsbasierte Entwicklung

Jana Friese[1*], Andreas Schulte[1], Florian Hanslik[2]
Wilhelm Tegethoff[1], Jürgen Köhler[1]

[1] TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Hans-Sommer-Str. 5, 38106 Braunschweig, Deutschland
ja.friese@tu-braunschweig.de

[2] Efficient Energy GmbH, Hans-Riedel-Str. 5, 85622 Feldkirchen, Deutschland
florian.hanslik@efficient-energy.de

* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Kälteanlagen mit R744 sind der Standard für die Kälteerzeugung im Supermarkt geworden. Dies gilt auch für Aufstellungen in warmen Klimazonen. Aufgrund des transkritischen Betriebes nimmt allerdings die Effizienz für R744 mit steigenden Umgebungstemperaturen stärker ab als für vergleichbare synthetische Kältemittel. Es existiert eine Vielzahl von verschiedenen Technologien zur Steigerung der Effizienz z.B.: Ejektor, Parallelverdichter oder mechanische Unterkühlung. Bei der Wahl des Kältemittels für einen mechanischen Unterkühler gibt es eine breite Auswahl an Möglichkeiten. Eine Wahl kann dabei das natürliche Kältemittel Wasser (R718) sein.

Wird ein R718-Unterkühler in einer R744-Kälteanlage betrieben, ist eine optimierte Betriebsstrategie für beide Systeme notwendig um die bestmögliche Gesamteffizienz zu erreichen. Dabei sind sowohl der R718-Kreislauf, als auch der R744-Kreislauf in die Optimierung einzubeziehen.

Es wird ein Prozess zur optimierungsbasierten Entwicklung einer Betriebsstrategie vorgestellt. Es werden die relevanten Stell- und Regelgrößen ermittelt und eine Betriebsstrategie anhand von Simulationsmodellen erzeugt.

Stichwörter:

Supermarktkälte, transkritische CO_2-Booster-Kälteanlage, mechanische Unterkühlung, Effizienzsteigerung

DKV - Peer Review

Eingegangen am 26.08.2022
Geprüft am 04.11.2022
Angenommen am 04.11.2022

Von Experten aus Forschung und Industrie

1 Einleitung

In Europa haben sich CO_2-Kälteanlagen für Supermärkte als Stand der Technik etabliert. Auch in vielen weiteren Ländern der Welt steigt ihr Anteil an den installierten Anlagen [1]. Als Haupttreiber kann in Europa die „F-Gase Verordnung“ [2] angesehen werden, aufgrund welcher die Anwender vermehrt auf natürliche Kältemittel setzen. Dies gilt auch für Aufstellungen in wärmeren Klimazonen. Allerdings gilt zu berücksichtigen, dass aufgrund des vermehrten transkritischen Betriebes bei höheren Umgebungstemperaturen die Effizienz stärker abnimmt als dies für vergleichbare Anlagen mit synthetischen Kältemitteln der Fall wäre.

Konsequenterweise wurden verschiedene Technologien entwickelt, um die Effizienz transkritischer CO_2-Anlagen in warmen Klimazonen zu steigern. Eine Möglichkeit zur Effizienzsteigerung ist der Einsatz paralleler Verdichter. Hierbei wird das gasförmige CO_2 aus dem Mitteldruckabscheider nicht über ein Ventil auf den Saugdruck der Normalkühlungsverdichter expandiert, sondern mit Hilfe dedizierter Verdichter direkt auf den Hochdruck angehoben [3, 4]. Eine weitere Möglichkeit ist der Einsatz von Ejektoren um Expansionsarbeit aus dem Hochdruckgas zurückzugewinnen. Dabei gibt es verschiedene Wege Ejektoren in die CO_2-Kälteanlage zu integrieren. Das gasförmige Kältemittel kann beispielsweise vom Normalkühlungsdruckniveau auf das Mitteldruckniveau verdichtet werden. Dies kann sowohl im Teilstrom [5], als auch mit dem gesamten Kältemittelmassenstrom geschehen [6]. Es kann ebenfalls flüssiges Kältemittel aus einem saugseitigen Abscheider zurück auf Mitteldruckniveau gefördert werden. Diese Technik wird in der Regel mit überfluteter Verdampfung angewendet [7].

Eine weitere Methode zur Effizienzsteigerung ist die sogenannte mechanische Unterkühlung. Hierbei wird eine separate Kälteanlage eingesetzt, um das überkritische CO_2 nach Austritt aus dem Gaskühler weiter abzukühlen. Verschiedene Autoren haben die mechanische Unterkühlung untersucht. In Sánchez et al. [8] wurde eine mechanische Unterkühlung für eine R744-Supermarktkälteanlage mit einem R600a-Unterkühler experimentell untersucht. Simulativ wurden auch die Kältemittel R152a, R1234yf, R290 für den Unterkühlerkreislauf betrachtet. Es wurden die optimalen Werte für die Unterkühlung und den Hochdruck in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur bestimmt. Die Steigerung des Coefficient of Performance (COP) betrug abhängig von der Umgebungstemperatur ca. 10 % - 30 %. In Gullo [9] wurde der Einfluss eines R290-Unterkühlers auf die Exergievernichtung in einer R744-Anlage untersucht. Festgestellt wurde, dass insbesondere der Gaskühler verbessert werden sollte. Außerdem sollte die Performance des R290-Verdichters verbessert werden. Die Autoren geben zusätzlich eine Übersicht über bisherige Arbeiten. Weiterhin haben Gullo et al. [10] verschiedene Systeme für R744-Supermarktkälteanlagen verglichen. Hier zeigten Varianten mit mechanischer Unterkühlung im Schnitt eine bessere Performance als das Basissystem. Purohit et al. [11] beschreiben, dass der Einsatz eines mechanischen Unterkühlers den jährlichen Energiebedarf in moderaten bis warmen Klimazonen um ca. 5% senken kann. Zusätzlich kann durch den Einsatz einer mechanischen Unterkühlung ebenfalls eine Steigerung der Leistungsfähigkeit der R744-Anlage im Hinblick auf die maximale Kälteleistung erzielt werden.

Bei der Untersuchung der mechanischen Unterkühlung ist insbesondere die Frage der Kältemittelwahl kritisch zu betrachten. Sowohl vor dem Hintergrund der F-Gase Verordnung als auch aus generellen Nachhaltigkeitsaspekten gilt es hierbei insbesondere den Einsatz von klimaschädlichen, synthetischen Kältemitteln zu hinterfragen und Alternativen aufzuzeigen. So wurde in Hanslik et al. [12] gezeigt, dass ein mechanischer Unterkühler, der das natürliche Kältemittel Wasser (R718) verwendet, den COP um mehr als 35% steigern kann.

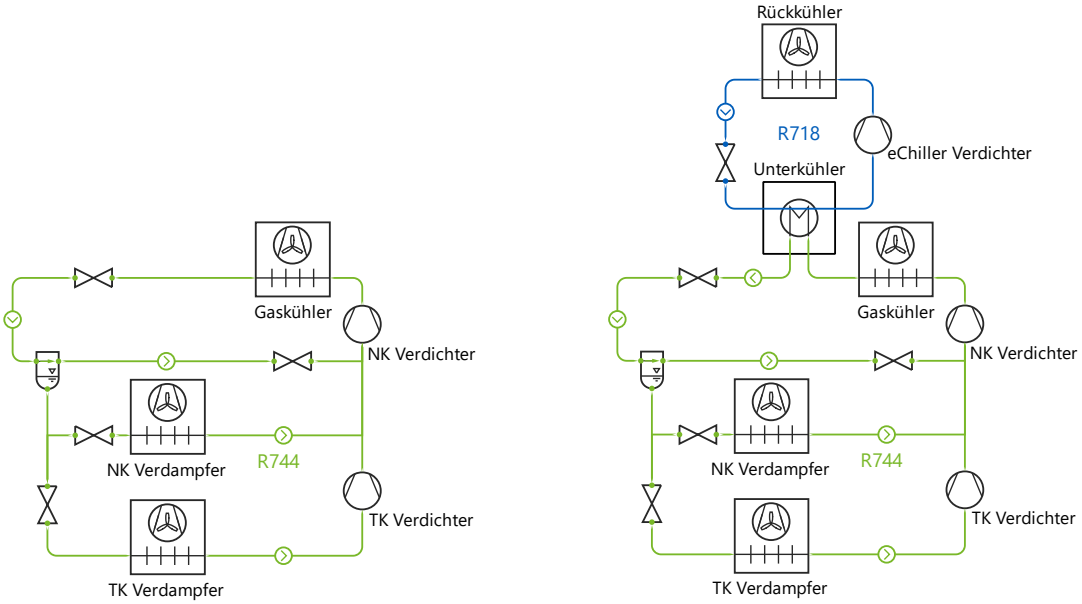
Im Nachfolgenden wird zunächst die Modellierung der Supermarktkälteanlage sowie des R718-Unterkühlers vorgestellt. Bei der hier betrachteten R718-Kälteanlage handelt es sich um den *eChiller* der *Efficient Energy GmbH.* Aufbauend auf diesen Modellen wird die optimierungsbasierte Entwicklung einer Betriebsstrategie aufgezeigt. Die wesentlichen Erkenntnisse werden im Anschluss diskutiert.

2 Problemstellung

Ausgangs- und Vergleichspunkt für die folgenden Untersuchungen zum energieoptimalen Betrieb der R744-Supermarkt-Kälteanlage mit R718-Unterkühler (**Abbildung 1**b) bildet die zweistufige, transkritisch betriebene CO_2-Booster-Kälteanlage ohne mechanische Unterkühlung (**Abbildung 1**a). Dieses System wird im Folgenden als *Referenz* bezeichnet.

Durch das Einbinden eines zusätzlichen Wärmeübertragers auf der Hochdruckseite nach dem Gaskühler wird eine weitere Abkühlung des überkritisch vorliegenden CO_2, auch unter die Außentemperatur ϑ_a, ermöglicht. Die

benötigte Kälteleistung wird durch den *eChiller* zur Verfügung gestellt. Die Umgebung stellt sowohl für den Gaskühler als auch für den Unterkühler-Kreislauf die Wärmesenke dar.



a) b)

Abbildung 1: a) Schematischer Aufbau des Referenzsystems der zweistufigen R744-Booster-Kälteanlage und b) Gesamtsystem mit mechanischer Unterkühlung mit R718 (vereinfacht)

Der Zustand des R744 nach dem Unterkühler wird durch den Hochdruck p_{dis} und die Unterkühlung ΔT_{sub} bestimmt:

$$\Delta T_{\mathrm{sub}} = T_{\mathrm{sub,ein}} - T_{\mathrm{sub,aus}} \tag{1}$$

Die Unterkühlung des transkritischen R744 beeinflusst den Dampfgehalt am Eintritt in den Mitteldruckabscheider. Mit steigender Unterkühlung nimmt der Anteil an flüssigem Kältemittel im Vergleich zum Referenzsystem ohne Unterkühler zu (vgl. **Abbildung 2**). Somit muss bei ansonsten gleichen Randbedingungen weniger gasförmiges CO_2 aus dem Mitteldruckabscheider wieder auf den Hochdruck verdichtet werden und daher nimmt der von den NK-Verdichtern geförderte Massenstrom ab. Dadurch sinkt die aufgenommene Verdichterleistung. Gleichzeitig muss für den Betrieb des Unterkühlerkreislaufs zusätzliche elektrische Energie aufgewendet werden. Diese steigt mit zunehmender Unterkühlung. Für einen möglichst effizienten Betrieb ist daher eine abgestimmte Betriebsweise der beiden Kreisläufe notwendig.

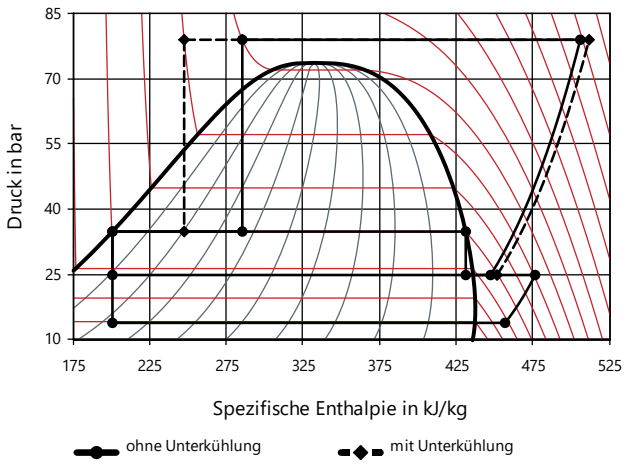


Abbildung 2: Zweistufiger CO_2-Prozess mit und ohne Unterkühlung, dargestellt im *ph*-Diagramm

Diese Größen sind daher besonders relevant für einen effizienten Betrieb des Gesamtsystems. Eine größere Unterkühlung sorgt bei konstanter Kältelast einerseits für eine stärkere Verringerung der benötigten Verdichterleistung im CO_2-Kreislauf, gleichzeitig erhöht sich der energetische Aufwand des Unterkühlerkreislaufs. Bei gleichbleibendem Hochdruck verschieben sich zusätzlich die Zustände am Ein- und am Austritt des Normalkühlungsverdichters, aufgrund der veränderten Aufteilung zwischen flüssigem und gasförmigen Kältemittel, zu etwas höheren Temperaturen (vgl. **Abbildung 2**). Das Optimum des Hochdrucks wird ebenfalls durch die Unterkühlung beeinflusst. Eine Anpassung des Hochdrucks ist daher zu berücksichtigen.

Die Ermittlung einer energieeffizienten Betriebsstrategie wird beeinflusst durch die ausgeprägte Wechselbeziehung von Hochdruck und Unterkühlung, sowie den starken Einfluss der Umgebungstemperatur auf das System. Es wird ein entsprechendes Simulationsmodell der Supermarktkälteanlage entwickelt, welches die komplexen Zusammenhänge widergibt. Dieses muss sowohl die zweistufige R744-Supermarktkälteanlage, als auch den R718-Unterkühler abbilden. Mit Hilfe der erstellten Simulationsmodelle lässt sich die Bestimmung der energetisch optimalen Betriebsparameter als Optimierungsproblem formulieren. Dieses wird anschließend mit Hilfe eines Optimierungsalgorithmus gelöst.

3 Modellierung

Die Modellerstellung lässt sich in zwei wesentliche Aspekte aufteilen, die Modellierung des R718-Unterkühlers sowie die Modellierung der Supermarktkälteanlage. Alle Modelle sind in der Modellierungssprache *Modelica* [13] mit Hilfe der *TIL Bibliothek* [14] erstellt.

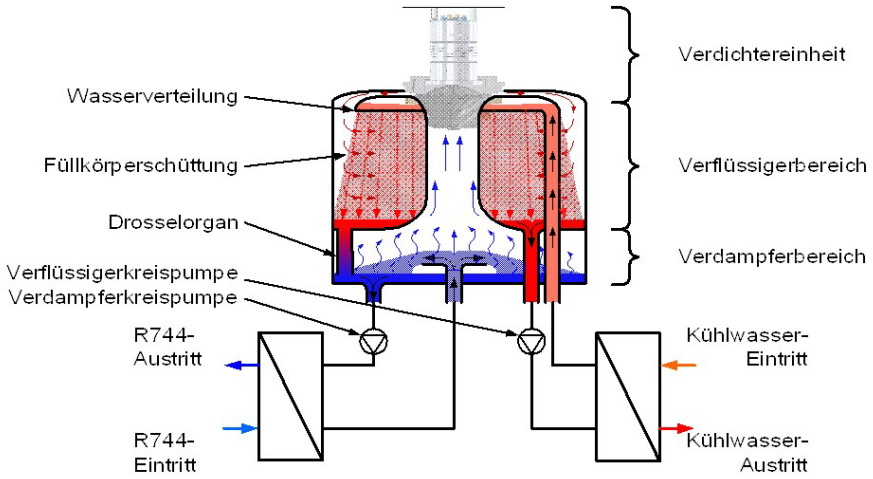


Abbildung 3: Prinzipieller Aufbau des *eChillers*

Das Simulationsmodells für den R718-Unterkühler bildet den *eChiller* der *Efficient Energy GmbH* ab. **Abbildung 3** zeigt den prinzipiellen Aufbau des *eChillers*. Die Validierung des Modells erfolgt anhand von Messdaten einer äquivalenten Anlage, die nicht der Unterkühlung von R744 sondern als Kaltwassersatz dient und sich somit ausschließlich an der Stelle des R744-Wärmeübertragers von **Abbildung 3** unterschiedet. Der Kältekreislauf besteht aus jeweils einem offenen Verdampfer und Verflüssiger, sowie einem Turboverdichter und einem Drosselorgan. Aufgrund der hohen Volumenströme bei R718 sind alle Komponenten in einem kompakten Aufbau zusammengefasst. Weiterhin sind zwei externe Plattenwärmeübertrager zu erkennen. Diese stellen die Wärmequelle bzw. -senke des R718-Kreislaufs dar und nehmen die Wärme aus dem CO_2-Kältekreislauf auf bzw. geben diese an einen Kühlmittelkreislauf ab. Hierbei handelt es sich um einen Wasser-Glykol-Kreislauf, der zu einem Rückkühler führt, welcher die Wärme an die Umgebung abführt.

Für das Simulationsmodell werden die einzelnen Komponenten des Kältekreislaufes getrennt modelliert und zu einem Gesamtmodell zusammengeführt. Beim Turboverdichter ist ein tabellenbasierter Modellansatz für die Beschreibung der effektiven isentropen Effizienz $\eta_{\text{isen,eff}}$ gewählt:

$$\eta_{\text{isen,eff}} = f(\dot{V}, \pi, T_{0,\,\text{eChiller}}) \tag{2}$$

Die Effizienz ist dabei als Funktion des Volumenstroms $\dot{V}$, des Druckverhältnisses π und der R718-Verdampfungstemperatur $T_{0,\,\mathrm{eChiller}}$ implementiert. Die Abhängigkeit des Volumenstroms von Drehzahl und Druckverhältnis ist aufgrund von Herausforderungen in der Simulation nicht modelliert. Aus diesem Grund wird der zu fördernde Volumenstrom dem Turboverdichtermodell vorgegeben.

Sowohl der Verdampfer-, als auch der Verflüssigerbereich (**Abbildung 3**), werden jeweils durch ein offenes System mit festem Volumen beschrieben. Im Betrieb herrscht sowohl im Verdampfer- als auch im Verflüssigerbereich ein Zwei-Phasen-Gleichgewicht. Damit sind die Temperaturen über die vorherrschenden Drücke festgelegt. Das Drosselorgan ist ein ungeregelter, Druckverlust behafteter Überlauf vom Verflüssigungsbereich zum Verdampfungsbereich. Im Model wird hierfür vereinfachend angenommen, dass der Massenstrom durch die Drossel linear-proportional zum Flüssigkeitsspiegel oberhalb des Überlaufs im Verflüssiger ist. Der Proportionalitätsfaktor ist händisch bestimmt, sodass weder Verdampfer noch Verflüssiger voll- oder leerlaufen. Die externen Plattenwärmeübertrager werden durch geometrisch parametrierte Modelle abgebildet.

In **Abbildung 4** ist der Aufbau des Simulationsmodells für die R744-Kälteanlage des Supermarktes dargestellt. Zu erkennen ist die zweistufige CO_2-Booster-Anlage. Die Niederdruckdrossel ist jeweils im Kältelastmodell enthalten. Es wird kein expliziter Supermarkt abgebildet und daher findet auch keine Validierung mit Messdaten statt. Die Verdichter der Kälteanlage sind mit vereinfachten Kältemittelverdichtermodellen abgebildet. Den Verdichtermodellen wird dabei direkt der geforderte Kältemittelmassenstrom vorgegeben und es wird eine konstante isentrope Effizienz von $0{,}9$ angenommen. Diese Annahme stellt ein besonders herausforderndes Szenario für die zu zeigenden Vorteile des Unterkühlers dar. Zum einen ist die Referenzanlage somit schon als sehr effizient zu bewerten und zum anderen werden größere Hochdrücke nicht überproportional durch eine sinkende isentrope Effizienz bestraft. Über die Verdichter wird auf konstante Verdampfungsdrücke p_0 geregelt. Sowohl der Gaskühler, als auch der Rückkühler für den Unterkühlerkreislauf sind als Lamellen-Rohrbündel-Wärmeübertrager modelliert.

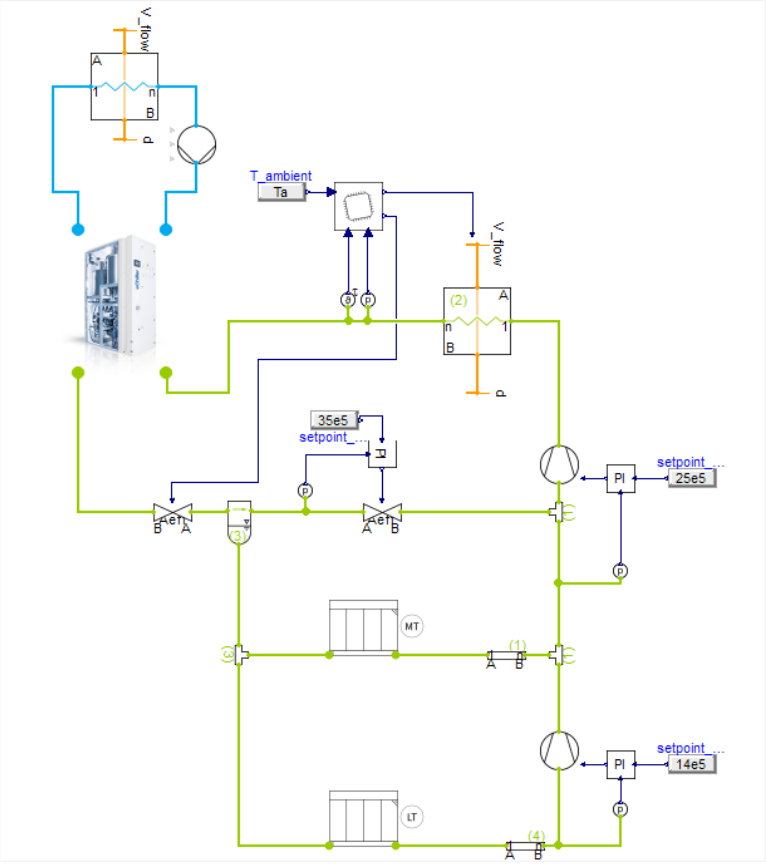


Abbildung 4: Aufbau des Simulationsmodells der R744-Supermarktkälteanlage mit mechanischer Unterkühlung durch den *eChiller*

Die Kühlmöbel werden als kollektive Kältelast zusammengefasst. Für die Modellierung ist ein quasi-stationärer Ansatz gewählt. Hierbei wird die Kältelast $\dot{Q}_0$, in Anlehnung an [15, 16], als Funktion der Außentemperatur ϑ_a berechnet:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{0,\,\mathrm{basis}} + \dot{Q}_{0,\,\mathrm{basis}} * (k_\mathrm{T} - 1) * \frac{\vartheta_a}{30\ °\mathrm{C} - 0\ °\mathrm{C}} \tag{3}$$

In Gleichung (3) beschreibt $\dot{Q}_{0,\,\mathrm{basis}}$ die Grundkältelast bei einer Umgebungstemperatur von $0\ °\mathrm{C}$. Der Faktor k_T beschreibt das Verhältnis der Kältelast bei $0\ °\mathrm{C}$ zur Kältelast bei $30\ °\mathrm{C}$ Außentemperatur. Im Modell wird die Kältelast nach unten bei $0\ °\mathrm{C}$ limitiert. Das heißt, es wird angenommen, dass unter $0\ °\mathrm{C}$ die Kältelast nicht weiter sinkt. Nach oben ist die Kältelast nicht beschränkt. Es wird weiterhin angenommen, dass die Überhitzung an den Kühlmöbeln zu jedem Zeitpunkt ideal eingeregelt wird. Somit lässt sich der Kältemittelmassenstrom $\dot{m}$ direkt aus der Beziehung (4) bestimmen.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} * (h_{\mathrm{verd,\,ein}} - h_{\mathrm{verd,\,aus}}) \tag{4}$$

Die spezifische Enthalpie bei Eintritt in die Verdampfer $h_{\mathrm{verd,\,ein}}$ berechnet sich aus der spezifischen Enthalpie der Siedelinie für das Mitteldruckniveau. Aus dem Verdampfungsdruck und der geforderten Überhitzung ΔT_sh lassen sich die spezifischen Enthalpien am Verdampferaustritt $h_{\mathrm{verd,\,aus}}$ bestimmen. Die in dieser Arbeit verwendeten Parameter sind in **Tabelle 1** aufgeführt.

Tabelle 1: Parameter für die simulative Beschreibung der R744-Verdampfer

	$\dot{Q}_{0,\mathrm{basis}}$	k_T	ΔT_sh	p_0
Normalkühlung	60 kW	1,67	10 K	25 bar
Tiefkühlung	30 kW	1,2	10 K	14 bar

Die Temperatur des Kältemittels am Gaskühleraustritt ist auf 2 K über der Umgebungstemperatur festgelegt. Das Mitteldruckniveau beträgt 35 bar. Der Sollwert für den Hochdruck wird entsprechend der Hochdruckkurve der Firma Danfoss [17] in Abhängigkeit der Gaskühleraustrittstemperatur festgelegt und über das Hochdruckventil eingeregelt.

Der R718-Unterkühler ist nach dem Gaskühler eingebunden. Wie bereits bei der Beschreibung des R718-Systems erläutert, wird der R744-Kreis mit dem *eChiller* über einen Plattenwärmeübertrager gekoppelt. Die Leistung des R718-Unterkühlers wird geregelt, sodass die Temperaturdifferenz des CO_2 über den Unterkühler der vorgegebenen Unterkühlung ΔT_sub entspricht. Dabei dient die CO_2-Temperatur am Unterkühleraustritt als Regelgröße. Der Sollwert wird mit Hilfe der Unterkühlung und der R744-Gaskühleraustrittstemperatur berechnet.

4 Stationäre Optimierung

Ziel der stationären Optimierung ist die Maximierung des COP des Gesamtsystems. Der COP beschreibt als Leistungszahl das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand und wird hier als Kostenfunktion verwendet. Da das R744-System Kälte auf zwei verschiedenen Temperaturstufen, Normalkühlung (NK) und Tiefkühlung (TK), zur Verfügung stellt, ist die Summe der beiden Wärmeströme der Gesamtnutzen der Anlage. Auf der Kostenseite werden die elektrischen Leistungen der Verdichter im Supermarktkältekreislauf und die elektrische Leistung des Turboverdichters im *eChiller* berücksichtigt. Die Leistungsaufnahmen weiterer Bauteile (bspw. Lüfter, Pumpen, etc.) werden vernachlässigt. Als Berechnungsgrundlage für den COP folgt damit:

$$COP = \frac{|\dot{Q}|}{W} = \frac{|\dot{Q}_\mathrm{NK}| + |\dot{Q}_\mathrm{TK}|}{P_\mathrm{NK} + P_\mathrm{TK} + P_\mathrm{eChiller}} \tag{5}$$

Anpassbare Optimierungsparameter sind die Unterkühlung und bei einer Variante (vgl. Abschnitt 2.3) zusätzlich der Hochdruck des R744-Kreislaufs. Die Optimierung des Gesamtsystems wird im stationären Zustand für

Umgebungstemperaturen zwischen 28 °C und 38 °C mit einer Schrittweite von 2 K durchgeführt. Dabei werden folgende Parameter über alle Simulationen konstant gehalten: die Verdampfungsdrücke und Überhitzungen von Normal- und Tiefkühlung (siehe **Tabelle 1**), der Mitteldruck (35 bar) und die Temperaturdifferenz zwischen Gaskühleraustritt und Umgebung (2K). In Abhängigkeit von der untersuchten Außentemperatur stellen sich die Kältelasten nach Gleichung (3) und **Tabelle 1** ein.

Ein wichtiger Schritt bei der Durchführung einer Optimierung ist die Auswahl eines geeigneten Algorithmus. Aufbauend auf den hier vorgestellten Untersuchungen gilt es in weiterführenden Arbeiten zusätzliche Größen als Optimierungsparameter zu betrachtet. Daher soll der entwickelte Arbeitsablauf auf Problemstellungen höherer Dimension übertragbar sein. Wenn gleich sich das vorliegende Optimierungsproblem auch mit einer Vielzahl von anderen Algorithmen lösen ließe, wird im Folgenden die Partikelschwarmoptimierung (PSO) verwendet.

Die Partikelschwarmoptimierung gehört zu den populationsbasierten, speziell zu den schwarmintelligenten Algorithmen. Umgesetzt ist die PSO in der Programmiersprache *Python*. Die Verbindung des *Modelica*-Modells in der Entwicklungsumgebung *Dymola* und des Optimierungsalgorithmus in *Python* wird durch das *Dymola Interface für Python* ermöglicht.

Die ursprüngliche Version der PSO geht zurück auf die Arbeit von J. Kennedy und R. Eberhart im Jahr 1995 [18]. Die Entwicklung des Algorithmus basiert auf der Beschreibung des natürlichen Schwarmverhaltens von Vögeln und der gemeinschaftlichen Intelligenz. Inzwischen gibt es verschiedene Weiterentwicklungen und Versionen des ursprünglichen Algorithmus. Die PSO zählt zu den bekanntesten Metaheuristiken [19].

Ein Schwarm der PSO besteht aus N zufällig initialisierten Partikeln, die sich mit der „Zeit“ bzw. den Iterationen oder Epochen n durch den D-dimensionalen Suchraum bewegen. D entspricht dabei der Anzahl an Optimierungsparametern. Jeder Partikel i wird hierbei repräsentiert durch seine Position $X_i \in \mathbb{R}^D$ und seine Geschwindigkeit $C_i \in \mathbb{R}^D$. Jede Position entspricht einer Testlösung und wird hinsichtlich der Zielgröße (COP) ausgewertet.

Mit jeder Epoche werden Position und Geschwindigkeit der Partikel angepasst und die neuen Testlösungen analysiert. Die neue Position $X_i(n+1)$ berechnet sich ausgehend von der aktuellen Position $X_i(n)$ durch Addition der angepassten Geschwindigkeit $C_i(n+1)$.

$$X_i(n+1) = X_i(n) + C_i(n+1) \tag{6}$$

Der Geschwindigkeitsvektor beschreibt die Richtung und die Entfernung, in bzw. um welche die Partikel sich bewegen. Die Aktualisierung des Geschwindigkeitsvektors erfolgt dabei folgendermaßen:

$$C_i(n+1) = wC_i(n) + c_1 r_1\big(K_i(n) - X_i(n)\big) + c_2 r_2\big(G(n) - X_i(n)\big) \tag{7}$$

Die Berechnung (7) setzt sich aus drei Bestandteilen zusammen. Zunächst wird die aktuelle Geschwindigkeit $C_i(n)$ multipliziert mit einer konstanten Trägheit w berücksichtigt. Die Verwendung der Trägheit stellt eine Abwandelung gegenüber dem ursprünglichen Algorithmus dar, wird aber typischerweise genutzt, da sich mit Hilfe dieses Parameters eine Balance zwischen lokaler und globaler Suche einstellen lässt. Dies kann dem Phänomen der verfrühten Konvergenz zu einem lokalen Minimum entgegenwirken [20]. Der zweite Summand repräsentiert den kognitiven Anteil des Schwarmverhaltens. Dabei wird das Gedächtnis der einzelnen Partikel genutzt. K_i ist die beste Position, gemessen an der Zielfunktion, die der Partikel i auf seinem Weg durch den Parameterraum bisher aufgesucht hat. Gewichtet wird die kognitive Komponente mit dem Beschleunigungskoeffizienten c_1 sowie einer zufällig generierten Zahl r_1 aus dem Intervall $[0,1]$. Der dritte Teil stellt die soziale Komponente des Schwarms dar. Die Bewegung der Partikel orientiert sich dabei an der global besten Position $G(n)$, die der gesamte Schwarm bisher angetroffen hat. Analog zur kognitiven Komponente erfolgt die Gewichtung durch den einstellbaren Koeffizienten c_2 und die Funktion r_2. Über das Verhältnis der Beschleunigungskoeffizienten lässt sich die Gewichtung von kognitivem und sozialem Anteil steuern. Die verwendeten Parametereinstellungen sind in **Tabelle 2** zusammengefasst.

Tabelle 2: Parameter der Partikelschwarmoptimierung

w	c_1	c_2
0,529	1,75	1,25

In **Abbildung 5** ist ein beispielhafter Durchlauf der Partikelschwarmoptimierung dargestellt. Die Positionen der Partikel im Parameterraum über die Epochen sind durch verschiedene Farben markiert. Es ist zu erkennen, dass der Suchraum der Partikel sich bereits nach 2 Epochen deutlich verkleinert hat. Nach 15 Epochen sind optisch kaum mehr Unterschiede zwischen den Positionen der einzelnen Partikel zu erkennen.

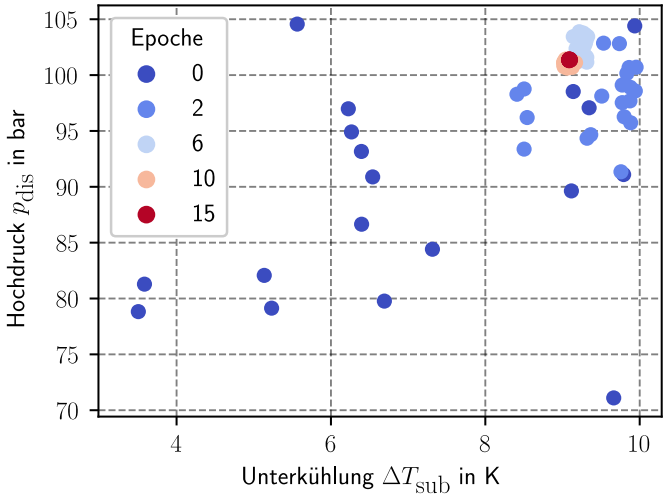


Abbildung 5: Positionen der Partikel im Parameterraum eines beispielhaften Durchlaufs der Partikelschwarmoptimierung für verschiedene Epochen

Da das Ergebnis der Optimierung mit der PSO durch zufällige Prozesse, wie die Auswahl der Startpositionen und -geschwindigkeiten, sowie bei der Aktualisierung der Geschwindigkeiten durch r_1 und r_2 beeinflusst wird, muss jedes Optimierungsproblem mehrfach gelöst werden. Nur so können die optimalen Parameter mit einer statistischen Sicherheit angegeben werden.

4.1 Untersuchte Szenarien

Da bei dem vorliegenden komplexen System aus R744-Niedertemperaturstufe und R718-Hochtemperaturstufe viele verschiedene Zusammenhänge und Wechselwirkungen auftreten, werden die Auswirkungen der Betriebsweise anhand von vier verschiedenen Szenarien charakterisiert.

Die folgenden Betriebsstrategien werden untersucht:

1. konstante Unterkühlung $\Delta T_{\mathrm{sub}} = 5\ \mathrm{K}$, Referenzhochdruck $p_{\mathrm{dis,\,ref}}$
2. konstante Unterkühlung $\Delta T_{\mathrm{sub}} = 10\ \mathrm{K}$, Referenzhochdruck $p_{\mathrm{dis,\,ref}}$
3. optimierte Unterkühlung $\Delta T_{\mathrm{sub,\,opti}}$, Referenzhochdruck $p_{\mathrm{dis,\,ref}}$
4. optimierte Unterkühlung und optimierter Hochdruck $(\Delta T_{\mathrm{sub}}, p_{\mathrm{dis}})_{\mathrm{opti}}$

5 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse des Vergleichs der verschiedenen Betriebsweisen der R744-Kälteanlage mit mechanischer Unterkühlung mit dem Referenzsystem vorgestellt. Dabei wird ebenfalls auf die Optimierungsergebnisse eingegangen.

In **Abbildung 6** ist der COP des Systems über der Umgebungstemperatur aufgetragen. Die erwartete Abnahme des COP mit steigender Umgebungstemperatur ist ersichtlich. Außerdem wird deutlich, dass alle Szenarien mit mechanischer Unterkühlung zu einer deutlichen Verbesserung des COP führen. Die prozentuale Steigerung rangiert dabei zwischen 7 % ($\vartheta_{\mathrm{a}} = 28\ °\mathrm{C}$, Strategie 1 mit $\Delta T_{\mathrm{sub}} = 5\ \mathrm{K}$) und 13,7 % ($\vartheta_{\mathrm{a}} = 38\ °\mathrm{C}$, Strategie 4 mit $(\Delta T_{\mathrm{sub}}, p_{\mathrm{dis}})_{\mathrm{opti}}$) und nimmt mit steigender Umgebungstemperatur zu. Die verschiedenen Szenarien unterscheiden sich dabei um maximal ca. 2 Prozentpunkte und damit vergleichsweise wenig. Mit zunehmender Außentemperatur laufen die COP-Werte der Betriebsstrategien 2-4 zusammen.

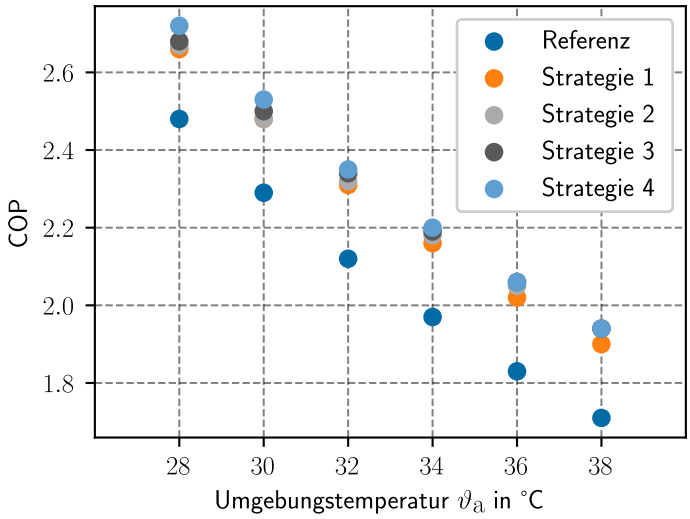


Abbildung 6: Vergleich der COPs des Basissystems und des Gesamtsystems mit mechanischer Unterkühlung bei verschiedenen Betriebsweisen und Umgebungstemperaturen

Die Änderung des COPs mit der Unterkühlung ist in **Abbildung 7** beispielhaft für 3 unterschiedliche Umgebungstemperaturen bei Anwendung von Strategie 3 aufgetragen. Bei einer Unterkühlung von 0 °C entspricht der dargestellte COP dem des Referenzsystems. Es lässt sich erkennen, dass es sich um ein sehr flaches Optimum handelt, welches sich mit steigender Umgebungstemperatur zu höheren Unterkühlungen verschiebt. Eine relativ breite Spanne von Unterkühlungen ΔT_{sub} führt daher zu ähnlichen COPs. Dies bedeutet, dass das untersuchte Gesamtsystem robust gegenüber moderaten Abweichungen der Unterkühlung vom Optimum ist.

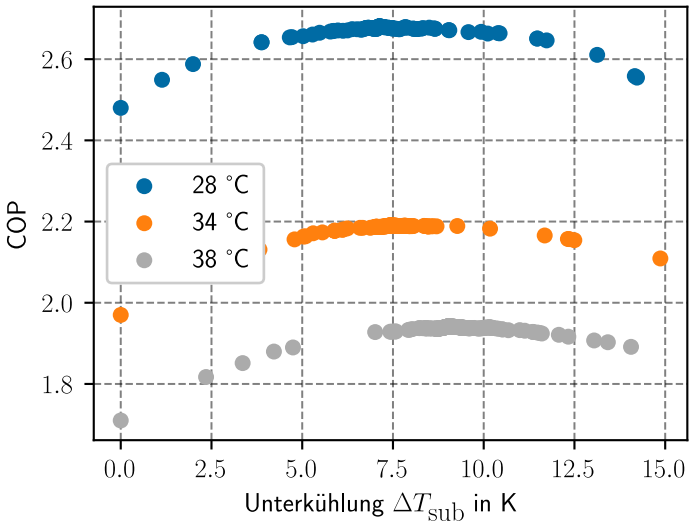
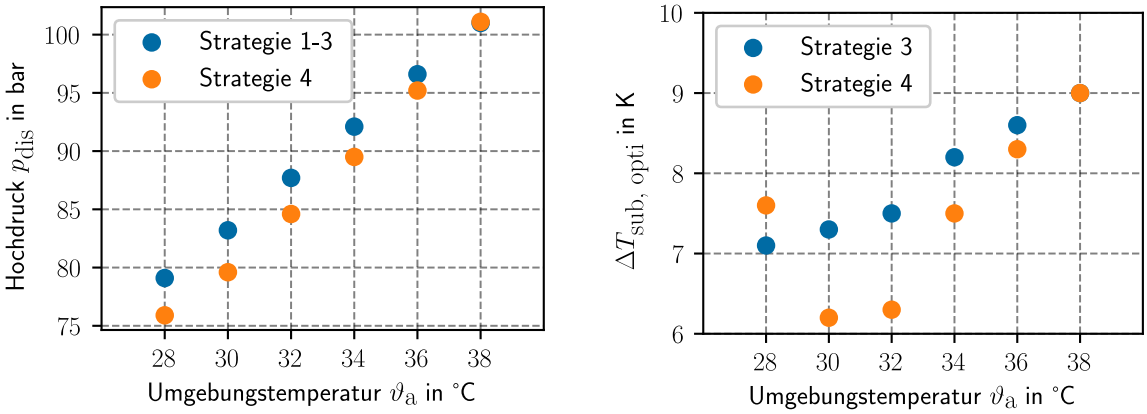


Abbildung 7: Verlauf des COP über der Unterkühlung ΔT_{sub} bei verschiedenen Umgebungstemperaturen für Strategie 3

Die Verläufe von Hochdruck und optimaler Unterkühlung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur in **Abbildung 8**a bzw. b erklären das Zusammenlaufen der COPs der Strategien 2-4. Mit steigender Umgebungstemperatur nähert sich der optimierte Hochdruck $p_{\mathrm{dis,\,opti}}$ aus Strategie 4 immer weiter dem Referenzhochdruck $p_{\mathrm{dis,\,ref}}$ (Strategie 1-3) an. Auch die optimalen Unterkühlungswerte laufen zusammen und nähern sich den 10 K. Folgerichtig fallen auch die resultierenden COP-Werte sehr ähnlich aus. An dieser Stelle wird die Wechselwirkung von Hochdruck und Unterkühlung deutlich.



a) b)

Abbildung 8: a) Vergleich des Hochdrucks zwischen Referenz und Optimierungsergebnis und b) Optimale Unterkühlung bei Referenzhochdruck und bei optimalem Hochdruck für verschiedene Umgebungstemperaturen

Aus **Abbildung 8**b ist zu entnehmen, dass die optimale Unterkühlung im Allgemeinen mit steigender Umgebungstemperatur zunimmt. Wird die Unterkühlung bei Verwendung des Referenzhochdrucks optimiert (Strategie 3), verläuft der Anstieg nahezu linear (von etwa 7 K auf 9 K). Der Verlauf der optimalen Unterkühlung mit optimiertem Hochdruck (Strategie 4) sieht deutlich anders aus. Besonders das Ergebnis bei 28 °C Außentemperatur fällt aus der Reihe. Die optimale Unterkühlung bei optimiertem Hochdruck ist hier größer als die optimale Unterkühlung bei Referenzhochdruck. Bei allen anderen Umgebungstemperaturen führt die Optimierung des Hochdrucks zu niedrigeren oder gleichbleibenden optimalen Unterkühlungen gegenüber den Ergebnissen für die Betriebsstrategie 3.

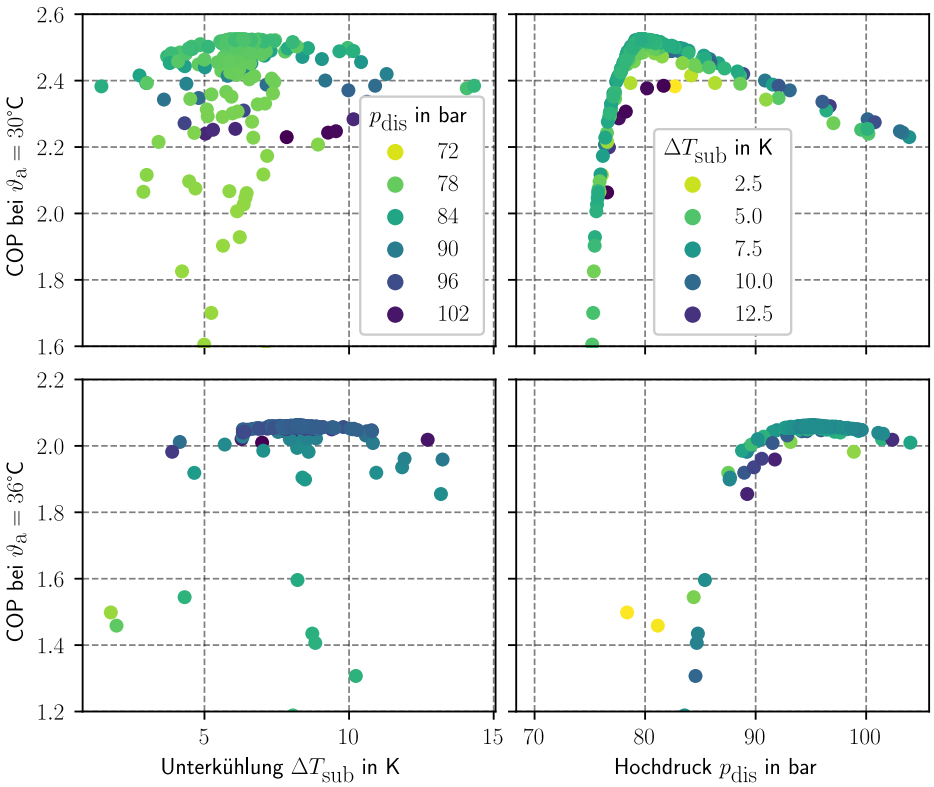


Abbildung 9: COP des Gesamtsystems über Unterkühlung bzw. Hochdruck für die Umgebungstemperaturen $\vartheta_{\mathrm{a}} = 30\ °\mathrm{C}, 36\ °\mathrm{C}$

Durch die Verringerung des Hochdrucks im Vergleich zur Referenz sinkt die notwendige Verdichterleistung. Gleichzeitig verschiebt der abnehmende Druck, bei gleichbleibender Gaskühleraustrittstemperatur, den Zustand am Gaskühleraustritt zu größeren Enthalpien. Der Grad der Verschiebung hängt dabei vom Verlauf der Isothermen ab. Damit weiterhin dieselbe Wärme abgeführt werden kann, muss entweder der CO_2-Massenstrom oder die Unterkühlung erhöht werden. Welche der beiden Maßnahmen für eine bestimmte Außentemperatur effizienter ist, hängt vom Wirkungsgrad des Unterkühlerkreislauf und der Verdichter im Supermarktkreislauf ab. Im vorliegenden Fall ist die Erhöhung der Unterkühlerleistung nur bei $\vartheta_a = 28$ °C effizienter. Dies kann auf die hohen isentropen Effizienzen der Supermarktverdichter zurückgeführt werden. Bei Betrachtung anderer Supermarktkälteanlage kann dies anders ausfallen.

In **Abbildung 9** sind alle Testlösungen der PSO mit dem jeweils resultierende COP für Durchläufe bei zwei verschiedenen Umgebungstemperaturen (ϑ_a = 30 °C, 36 °C) abgebildet. Es ist zu erkennen, dass das Optimum der Unterkühlung im Vergleich zum Optimum des Hochdrucks sehr flach ausfällt. Außerdem ist auffällig, dass die Optima beider Größen bei 30 °C deutlicher ausgeprägt sind als bei 36 °C Außentemperatur. Besonders der steile Abfall des COPs bei Drücken unterhalb des optimalen Hochdrucks bei ϑ_a = 30 °C sticht hervor. Dieses Resultat lässt sich auf den Verlauf der Isotherme für 32 °C CO_2-Gaskühleraustrittstemperatur zurückführen. Ist der Hochdruck zu niedrig gewählt, wird über den Gaskühler auf Grund der geringeren Enthalpiedifferenz nur wenig Wärme abgeführt. Um dies auszugleichen muss ein höherer Massenstrom gefördert werden. Die bedingte Erhöhung der Leistungsaufnahme der Verdichter führt zu einer deutlichen Verminderung des COP. Dieser Effekt ist bei den Isothermen höherer Temperatur weniger stark ausgeprägt, weshalb das Hochdruckoptimum bei ϑ_a = 36 °C flacher ausfällt.

Abschließend soll eine kurze Einordnung der für die Unterkühlung des CO_2 benötigten Kälteleistung erfolgen. In **Abbildung 10** sind dazu die simulativ bestimmten Kälteleistungen des *eChillers* für die verschiedenen Betriebsstrategien in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur dargestellt.

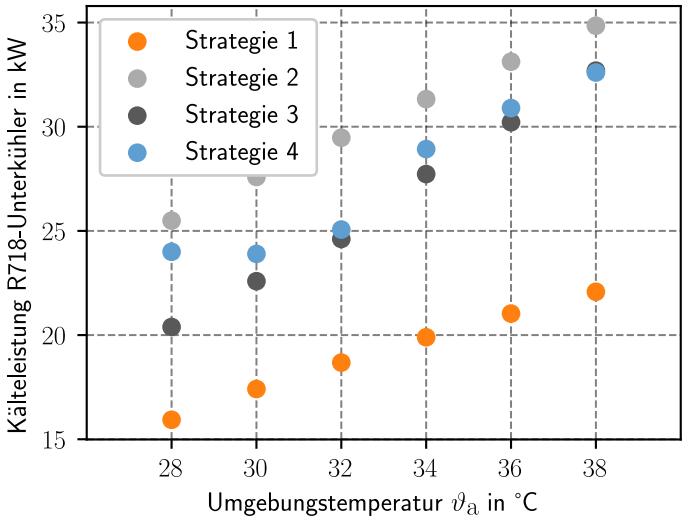


Abbildung 10: Bei den verschiedenen Betriebsstrategien durch den R718-Unterkühler zur Verfügung gestellte Kälteleistung über der Umgebungstemperatur bei betrachteten Gesamtkältelast der R744-Anlage von ca. 140 kW

Anhand von **Abbildung 10** werden nochmals einige der bereits diskutierten Punkte verdeutlicht. Mit steigender Umgebungstemperatur und steigender Unterkühlung (Strategie 3 und 4) erhöht sich ebenfalls die an den Unterkühler gestellte Kältelast. Die erbrachte Kälteleistung des *eChillers* rangiert im Kontext des untersuchten Gesamtsystems aus R718-Unterkühler und R744-Supermarktkälteanlage zwischen ca. 15 und 35 kW. Die Betriebsstrategien 1 und 2 mit konstanter Unterkühlung führen dabei stets zur niedrigsten bzw. höchsten Kältelast im Vergleich der verschiedenen Betriebsvarianten. Die Kälteleistung bei den optimierten Betriebsweisen 3 und 4 bewegt sich analog zur Unterkühlung zwischen diesen Werten. Der Verlauf der Kälteleistung des Unterkühlers mit steigender Außentemperatur spiegelt die Werte der optimierten Unterkühlung inklusive der Abweichung bei Strategie 4 und einer Umgebungstemperatur von 28 °C wider (vgl. **Abbildung 8**b).

6 Schlussfolgerungen

Insgesamt konnte gezeigt werden, dass der Einsatz eines mechanischen Unterkühlers in warmen Klimazonen einen deutlichen Vorteil gegenüber dem Referenzsystem darstellt. Die Verbesserungen des COP liegen im Bereich von ca. 7 % - 13,7 %. Bei der Bewertung gilt es zu berücksichtigen, dass nur Umgebungstemperaturen bis 38 °C untersucht wurden. Bei höheren Außentemperaturen ist höchstwahrscheinlich eine weitere Steigerung des COP möglich. Weiterhin handelt es sich durch die getroffenen Annahmen (Gaskühleraustrittstemperatur 2 K über Außentemperatur) und Vereinfachungen ($\eta_{\text{isen}} = 0{,}9$) bereits um einen sehr effizienten CO_2-Kreislauf. Grundsätzlich gilt, dass der COP des Unterkühlerkreislaufs über dem COP des Primärkreislaufs liegen muss, damit durch diesen eine Effizienzsteigerung erzielt werden kann [21]. Prinzipiell gilt dabei, je ineffizienter der Primärkreislauf desto höher ist das Verbesserungspotenzial durch die mechanische Unterkühlung. Dies wird auch an den vorliegenden Ergebnissen ersichtlich. Die prozentuale Steigerung des COP nimmt mit steigender Umgebungstemperatur zu.

Ein besonders interessantes Ergebnis ist, dass der Einfluss der optimalen Prozessführung vergleichsweise gering ausfällt. Auch bei nicht optimalen Unterkühlungswerten und Hochdrücken kann der COP des Gesamtsystems deutlich verbessert werden. Durch die Optimierung der Unterkühlung war eine maximale Verbesserung um 2,5 bzw. 0,7 Prozentpunkte im Vergleich zur konstanten Unterkühlung mit 5 bzw. 10 K möglich. Hier zeigt sich, dass bei der direkten Gegenüberstellung die größere Unterkühlung kontinuierlich etwas besser abschneidet. Da die optimalen Unterkühlungswerte stets zwischen 5 und 10 K liegen und zusammen mit der Umgebungstemperatur steigen, verbessert sich der COP durch die Optimierung der Unterkühlung im Vergleich zu den konstanten Unterkühlungen stärker (Strategie 1 mit ΔT_{sub}= 5 K) bzw. weniger stark (Strategie 2 mit ΔT_{sub}= 10 K) mit steigender Außentemperatur.

Die zusätzliche Optimierung des Hochdrucks bei Betriebsstrategie 4 hatte nur einen geringen positiven Effekt auf den COP. Bei einer Umgebungstemperatur von 28 °C beträgt die Verbesserung gegenüber der Betriebsweise 3 mit optimaler Unterkühlung und Referenzhochdruck nur 1,6 Prozentpunkte. Bei höheren Umgebungstemperaturen fällt die Steigerung noch geringer aus. Dies liegt vor allem daran, dass sich der optimale Hochdruck hier dem Referenzhochdruck annähert. Die maximale Differenz zwischen dem optimierten Hochdruck und dem Referenzdruck beträgt 3,7 bar bei $\vartheta_{\text{a}} = 30$ °C. Gleichzeitig hat sich gezeigt, dass ein gut eingestellter Hochdruck von großer Bedeutung ist. Zu niedrige Hochdrücke führen zu einer starken Verschlechterung des COP. Etwas zu hohe Werte, wie beispielsweise der Referenzhochdruck, haben einen weniger gravierenden negativen Einfluss. Dies lässt sich auf den Verlauf der Isothermen von R744 zurückführen.

Durch die Anpassung des Hochdrucks verändert sich ebenfalls die optimale Unterkühlung. Die Unterschiede liegen bei maximal 1,5 K. Diese Abweichungen können als vernachlässigbar betrachtete werden, da das Optimum der Unterkühlung sehr flach ausfällt. Es kann also von einem optimalen Temperaturbereich gesprochen werden. Dieser weist in den durchgeführten Untersuchungen eine Breite von ca. 2 bis 4 K auf. Mit steigender Umgebungstemperatur nimmt die optimale Unterkühlung tendenziell zu, gleichzeitig verbreitert sich der optimale Bereich.

7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde eine zweistufige R744-Booster-Supermarktkälteanlage mit mechanischer Unterkühlung durch das Kältemittel R718 im transkritischen Betrieb für verschiedene Betriebsweisen untersucht und mit dem Referenzsystem ohne Unterkühlung verglichen. Dafür wurden Simulationsmodelle der Supermarktanlage und des R718-Unterkühlers in der Modellierungssprache *Modelica* erstellt. Für die Bestimmung der optimalen Betriebsparameter wurde die Partikelschwarmoptimierung eingesetzt. Der Algorithmus wurde in der Programmiersprache *Python* umgesetzt. Die Kopplung mit dem Simulationsmodell wurde mit Hilfe des *Dymola-Python Interface* realisiert.

Besonders am untersuchten System hervorzuheben ist die Wahl des natürlichen Kältemittels Wasser für den Unterkühlerkreislauf. Weiterhin wurden keine konstanten Kältelasten betrachtet, sondern die Kältelast wurde in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur skaliert. Die getroffenen Annahmen sorgen außerdem dafür, dass es sich bei dem betrachteten CO_2-Kältekreis im Vergleich zu anderen Untersuchungen [8, 9, 10, 11, 12, 21] bereits um einen verhältnismäßig effizienten Prozess handelt. Trotz dessen konnte gezeigt werden, dass die Integration eines mechanischen Unterkühlers hinter dem Gaskühler des CO_2-Kreislaufs eine deutliche Steigerung des COP

des Gesamtsystems zur Folge hat. Dies trifft auch dann zu, wenn die Betriebsweise der kombinierten Anlage nicht optimal ist. Hier war zu erkennen, dass eine etwas zu große Unterkühlung tendenziell bessere Ergebnisse lieferte als ein zu niedriger Wert. Eine Anpassung des Hochdrucks des CO_2-Kreislaufs führte vor allem bei geringeren Umgebungstemperaturen zu einer weiteren Steigerung der Effizienz der Gesamtanlage.

8 Danksagung

Die Arbeiten wurden im Rahmen des Vorhabens KAWAS (FKZ: 03EN20149A-B) durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) gefördert.

9 Nomenklatur

Formelzeichen

C	Geschwindigkeit (PSO)
c	Beschleunigungskoeffizient (PSO)
c_V	Spezifische Wärmekapazität (kJ/ (kg K))
G	Global beste Position (PSO)
H	Enthalpie (kJ)
h	Spezifische Enthalpie (kJ/kg)
K	Persönliche beste Position (PSO)
k_{T}	Proportionalitätsfaktor für die Kältelast
$\dot{m}$	Massenstrom (kg/s)
n	Epoche (PSO)
P	Elektrische Antriebsleistung (W)
p	Druck (bar)
$\dot{Q}$	Wärmestrom (W)
r	Zahlengenerator
T	Temperatur (K)
t	Zeit (s)
U	Innere Energie (kJ)
u	Spezifische innere Energie (kJ/kg)
V	Volumen (m^3)
$\dot{V}$	Volumenstrom (m^3/s)
v	Spezifisches Volumen (m^3/kg)
W	Elektrische Arbeit (W)
w	Trägheit (PSO)
X	Position (PSO)
η	Wirkungsgrad (-)
π	Druckverhältnis (-)
ϑ	Celsiustemperatur (°C)
ρ	Dichte (kg/ m^3)

Indizes

a	ambient
aus	Austritt
basis	Basis
dis	discharge
eChiller	R718-Unterkühler
eff	effektiv
ein	Eintritt
isen	isentrop
NK	Normalkühlung
o	Verdampfer
opti	optimiert
R	Kältemittel
ref	Referenz
sh	superheat
sub	Subcooler
TK	Tiefkühlung
verd	Verdampfer

10 Literaturverzeichnis

[1] Michael Gerry, 2021. Many Stakeholders Bullish on R744. https://r744.com/many-stakeholders-bullish-on-r744/. (Zuletzt abgerufen am 12.10.2022)

[2] Europäische Union, 2015. 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 Text von Bedeutung für den EWR: (EU) Nr. 517/2014.

[3] Karampour, M., Sawalha, S., State-of-the-art integrated CO2 refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis, International Journal of Refrigeration 86 (2018), 239–257.

[4] Gullo, P., Tsamos, K., Hafner, A., Ge, Y., Tassou, S.A., State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems – a theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry, Energy Procedia 123 (2017), 46–53.
[5] Hafner, A., Försterling, S., Banasiak, K., Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration, International Journal of Refrigeration 43 (2014), 1–13.
[6] Sascha Hellmann, Christoph Kren, Christoph Brouwers, Development and testing of controllable ejectors for commercial CO2 refrigeration systems, DKV Tagung 2014
[7] Minetto, S., Brignoli, R., Zilio, C., Marinetti, S., Experimental analysis of a new method for overfeeding multiple evaporators in refrigeration systems, International Journal of Refrigeration 38 (2014), 1–9.
[8] Sánchez, D., Catalán-Gil, J., Cabello, R., Calleja-Anta, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Experimental Analysis and Optimization of an R744 Transcritical Cycle Working with a Mechanical Subcooling System, Energies 13 (2020), 3204.
[9] Gullo, P., Advanced Thermodynamic Analysis of a Transcritical R744 Booster Refrigerating Unit with Dedicated Mechanical Subcooling, Energies 11 (2018), 3058.
[10] Gullo, P., Elmegaard, B., Cortella, G., Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates, International Journal of Refrigeration 64 (2016), 61–79.
[11] Purohit, N., Gullo, P., Dasgupta, M.S., Comparative Assessment of Low-GWP Based Refrigerating Plants Operating in Hot Climates, Energy Procedia 109 (2017), 138–145.
[12] Hanslik, F., Suess, J., Koehler, J., Efficiency Enhancement By Subcooling The Carbon Dioxide Process With Water As Refrigerant. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2018
[13] Modelica Association, Modelica® – A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling Language Specification Version 3.5, Modelica Association, 2021
[14] TLK-Thermo GmbH, 2022, TIL Suite. https://www.tlk-thermo.com/index.php/de/software/til-suite (Zuletzt abgerufen 18.10.2022)
[15] IPU, Pack Calcination Pro User's guide, IPU, 2019
[16] Fredslund, K., Load Profiles for supermarket refrigeration, IPU, 2013
[17] Danfoss, Leistungsregler mit transkritischer CO2-Boosterregelung AK-PC 782A, Danfoss A/S, Nordborg, 2020
[18] Kennedy, J., Eberhart, R., Particle swarm optimization, Proc. Int. Conf. Neural Networks, 1995, Vol. IIII, 1942-1948
[19] Mirjalili, S., Evolutionary algorithms and neural networks, Studies in computational intelligence (Vol. 780), Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2019
[20] Boussaïd, I., Lepagnot, J., & Siarry, P., A survey on optimization metaheuristics. Information sciences 237 (2013), 82-117.
[21] Llopis, R., Cabello, R., Sánchez, D., & Torrella, E., Energy improvements of CO2 transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling, International Journal of Refrigeration 55 (2015), 129-141.