



Kapitel 1

Einführung

Das natürliche Kältemittel CO_2 ist im Gegensatz zu den anderen natürlichen Kältemitteln nicht toxisch, wie z.B. Ammoniak, und nicht brennbar, wie z.B. Propan, Propen und Butan (Ashrae [3]). Darüber hinaus hat CO_2 im Gegensatz zu den überwiegend verwendeten synthetischen Kältemitteln, wie z.B. R134a, ein geringes Treibhauspotential (Kim et al. [75]). Die Auswahl des Kältemittels sollte sowohl das Treibhauspotential (direkte Treibhausgasemissionen) als auch die Anlageneffizienz (indirekte Treibhausgasemissionen) berücksichtigen. Direkte Treibhausgasemissionen entstehen durch Kältemittelleckagen in den Kälteanlagen und sind auf Grund des geringen Treibhauspotentials von CO_2 im Vergleich zu Anlagen mit synthetischen Kältemitteln gering. Die Anlageneffizienz einer mit CO_2 betriebenen Kompressionskälteanlage ist bei höheren Umgebungstemperaturen vergleichsweise gering (Cavallini und Zilio [36]). Deshalb steigen die indirekten Treibhausgasemissionen bei diesen Umgebungsbedingungen gegenüber konventionellen Anlagen an. Eine wesentliche Ursache für die vergleichsweise geringen Anlageneffizienzen bei hohen Umgebungstemperaturen sind die hohen Verluste im Expansionsventil (Kap. 2.2). Zur Steigerung der Anlageneffizienz von CO_2 Kälteanlagen ist es notwendig, diese Verluste und damit die indirekten Treibhausgasemission zu reduzieren.

Eine Möglichkeit zur Reduzierung der Expansionsverluste und der damit verbundenen Effizienzsteigerung der Kälteanlage ist der Einsatz eines Ejektors anstatt des Expansionsventiles. Der Ejektor nutzt die ansonsten im Expansionsventil dissipierte Energie zur Ansaugung und Verdichtung (Druckrückgewinn) des Kältemittels. Mehrere Effekte beeinflussen die Effizienzsteigerung der Kälteanlage, die in Kap. 2.3 vorgestellt werden. Ein experimenteller Vergleich eines Kältekreislaufes mit Expansionsventil und Ejektor wird von Lucas und Köhler [101] gezeigt und eine Effizienzsteigerung des Ejektorsystems von 17% bestimmt. Schönenberger et al. [145] zeigen, dass eine kommerziell betriebene CO_2 Supermarktkälteanlage mit einem Ejektor eine um 12% größere Effizienz als eine Anlage ohne Ejektor hat.

Der Ejektor kann in verschiedenen Kompressionskältekreisläufen eingesetzt werden, jedoch beschränkt sich, wie in Kap. 3.1 gezeigt, der Großteil der veröffentlichten Untersuchungen auf die Ejektorkreislaufverschaltung, die in Abb. 2.6 vorgestellt wird. In diesem Ejektorkältekreislauf wird ein Separator verwendet, der sich am Ejektoraustritt befindet. In diesem Separator wird die eintretende zweiphasige Strömung in einen gesättigten Flüssigkeitsstrom und einen gesättigten Dampfstrom aufteilt. Das Verhältnis der beiden austretenden Ströme wird durch die Massenerhaltung beider Phasen in Abhängigkeit der Separatoreintrittsbedingungen festgelegt (Kap. 2.4) und ist somit keine unabhängig einstellbare Größe in diesem Kältekreislauf. Deshalb muss das



Massenstromverhältnis in diesem Kältekreislauf bei der Beschreibung des Ejektors nicht explizit berücksichtigt werden. Für andere Kältekreisläufe mit Ejektor, wie z.B. den in Kap. 6 untersuchten zweistufigen Ejektorkreislauf, ist das Massenstromverhältnis jedoch eine unabhängig einstellbare Größe. Da das Massenstromverhältnis einen wichtigen Einflussparameter für den Betrieb des Ejektors darstellt, muss dieser Einfluss bei der Beschreibung des Ejektor in diesen Systemen explizit berücksichtigt werden. Der Einfluss des Massenstromverhältnisses bei konstanten Eintrittsdrücken und -temperaturen ist jedoch noch nicht hinreichend wissenschaftlich untersucht.

Für die numerische Bewertung von Ejektorkältesystemen ist die korrekte Beschreibung des Ejektors wichtig. Eine Vielzahl von Systemmodellen zur Beschreibung des Ejektors in Kältesystemen werden in der Literatur vorgestellt. Hierbei sind u.a. die Arbeiten von Fiorenzani [62], Lucas et al. [103] [104], Li und Groll [89] [90], Liu und Groll [95] und Liu et al. [97] [96] zu nennen. Eine ausführlichere Übersicht der veröffentlichten Ejektormodelle wird in Kap. 5.1 präsentiert. Diese empirischen bzw. semi-empirischen Modelle beschreiben den Ejektor mit einer akzeptablen Toleranz. Die Modellvalidierung erfolgt bei den genannten Arbeiten mit experimentellen Daten, die den Einfluss des Massenstromverhältnisses auf den Ejektor nicht beschreiben können, da diese in einem Ejektorkreislauf mit einem Separator am Ejektoraustritt gemessen wurden. Deshalb können auch diese Ejektormodelle den Einfluss des Massenstromverhältnisses nicht wiedergeben. Ein Modell, dem der Einfluss des Massenstromverhältnisses explizit berücksichtigt wird, ist für die numerische Berechnung von Ejektorkreisläufen notwendig, in denen das Massenstromverhältnis eine unabhängig einstellbare Größe ist, wie z.B. den zuvor genannten zweistufigen Ejektorkreislauf (Kap. 6). Im Rahmen dieser Arbeit wird ein solches Ejektormodell entwickelt. Die dafür verwendeten Daten werden für die Betriebsbedingungen kältetechnischer Anlagen bei vergleichsweise hohen Umgebungstemperaturen und geringen Kühltemperaturen bestimmt.

1.1 Ziele der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Einfluss des Massenstromverhältnisses bei konstanten Ejektor-eintrittstemperaturen und -drücken auf einen zweiphasigen CO_2 Ejektor experimentell und mittels CFD untersucht. Experimentelle Untersuchungen des Ejektors zur Bestimmung des Treibmassenstromes und des Druckrückgewinnes des Ejektors bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen, -drücken und Massenstromverhältnissen werden durchgeführt. Für die CFD Untersuchung wird ein mittels messtechnischer Daten validiertes CFD Modell verwendet. Detaillierte numerische CFD Simulationen des CO_2 Ejektors bei unterschiedlichen Massenstromverhältnissen werden präsentiert. Mittels dieser experimentellen und numerischen Daten wird ein Modell zur Beschreibung des Ejektors in Kälteanlagen entwickelt, in dem der Einfluss des Massenstromverhältnisses explizit berücksichtigt wird. Dieses Modell wird anschließend für die Simulation eines zweistufigen Ejektorkreislaufes verwendet, bei dem das Massenstromverhältnis eine unabhängig einstellbare Größe ist.

Die folgenden Punkte geben einen Überblick über die Schwerpunkte dieser Arbeit.

- Vergleich verschiedener Effizienzdefinitionen von Ejektoren.



- Umfassende Untersuchung des Treibmassenstromes in Abhängigkeit der Eintrittsbedingungen und der Treibdüsengröße sowie eine Bewertung der Sensibilität des Treibmassenstromes auf die einzelnen Einflussgrößen.
- Messtechnische Bestimmung des Einflusses des Massenstromverhältnisses auf den Druckrückgewinn und die Ejektoreffizienz bei konstanten Eintrittsdrücken und -temperaturen.
- Entwicklung eines umfassend validierten CFD Modelles zur instationären Berechnung eines CO₂ Ejektors und die numerische Berechnung des Einflusses des Massenstromverhältnisses auf den Druckrückgewinn und die Ejektoreffizienz bei konstanten Eintrittsdrücken und -temperaturen.
- Vorstellung einer Korrelation zur Berechnung des Treibmassenstromes und des Druckrückgewinnes für veränderliche Massenstromverhältnisse sowie Validierung der Modelle basierend auf experimentellen und numerischen CFD Ergebnissen.
- Numerische Untersuchung eines neuartigen, zweistufigen Ejektorkreislaufes zur Bereitstellung von Kälteleistung bei zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus und numerische Bestimmung der Effizienzsteigerung durch den Einsatz des Ejektors

1.2 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit setzt sich aus den folgenden Hauptkapiteln zusammen:

- In **Kapitel 2** werden die Grundlagen des CO₂ Kältekreislaufes vorgestellt. Der Grund für den Einsatz eines Ejektors im Kältekreislauf wird mittels einer Exergieverlustanalyse gezeigt und die Eigenschaften des Ejektors diskutiert. Anschließend wird ein Vergleich verschiedener Ejektoreffizienzdefinitionen präsentiert.
- **Kapitel 3** beinhaltet die experimentellen Ergebnisse der Ejektoruntersuchung. Die veröffentlichte Literatur im Bereich der messtechnischen Ejektoruntersuchung wird vorgestellt. Danach werden der verwendete Prüfstand und die beiden untersuchten Ejektoren besprochen. Anschließend wird ein messtechnischer Vergleich der beiden untersuchten Ejektoren durchgeführt. Messdaten für den Treibmassenstrom, den Druckrückgewinn und die Ejektoreffizienz werden vorgestellt. Eine detaillierte Untersuchung eines Ejektors bei unterschiedlichem Massenstromverhältnissen und konstanten Eintrittsdrücken und -temperaturen wird im Anschluss gezeigt.
- In **Kapitel 4** werden die numerischen Ejektoruntersuchungen mittels CFD präsentiert. Die veröffentlichten Arbeiten im Bereich der CFD Simulation von CO₂ Ejektoren wird vorgestellt. Daran anschließend wird das im Rahmen der Arbeit verwendete CFD Modell hergeleitet und die getroffenen Annahmen diskutiert. Dieses Modell wird dann mittels der experimentellen Ergebnisse aus Kap. 3 validiert und eine neuartige Validierungsmethode vorgestellt. Das validierte Modell wird anschließend zur Untersuchung des Einflusses des Massen-



stromverhältnisses des zweiten untersuchten Ejektors bei konstanten Eintrittsdrücken und -temperaturen verwendet.

- Ein Ejektormodell für Systemsimulationen von Kältekreisläufen wird in **Kapitel 5** vorgestellt. Hierzu werden empirische Korrelationen zur Beschreibung des Druckrückgewinnes und ein semi-empirisches Modell zur Berechnung des Treibmassenstromes der beiden Ejektoren präsentiert. Der mit Hilfe dieser Korrelationen berechnete Ejektor wird anschließend mit den messtechnischen Ergebnissen und den Daten der CFD Simulationen validiert.
- In **Kapitel 6** wird ein zweistufiger Ejektorkreislauf mit dem neu entwickelten Ejektormodell numerisch untersucht. Die Betriebsbedingungen des Ejektors in diesem System werden diskutiert. Zusätzlich wird die Effizienzsteigerung durch den Einsatz des Ejektors im Vergleich zu Referenzsystemen ohne Ejektor gezeigt.



Kapitel 2

Grundlagen

Im Rahmen dieses Kapitels wird auf das natürliche Kältemittel Kohlenstoffdioxid (CO_2) und dessen Vorteile und Nachteile eingegangen werden. Nachfolgend wird der Ejektor vorgestellt und beschrieben.

2.1 Kohlenstoffdioxid als Kältemittel

Die erste Verwendung von Kohlenstoffdioxid (CO_2) als Arbeitsmittel in Kälteanlagen erfolgte bereits im 19. Jahrhundert. In den ersten Jahrzehnten des 20. Jahrhunderts war CO_2 ein weit verbreitetes Kältemittel, welches beispielsweise in der Schifffahrt eingesetzt wurde. In der Mitte des 20. Jahrhunderts wurde CO_2 dann von den neu entwickelten, synthetischen Kältemitteln wie R12 immer weiter verdrängt. Gegen Ende des 20. Jahrhundert kam es jedoch zu einer Rückbesinnung auf die natürlichen Kältemittel wie CO_2 , die im Gegensatz zu den synthetischen Kältemitteln kein Ozon zerstörendes Potential und ein vergleichsweise geringes Treibhauspotential haben. Eine detaillierte Übersicht über die verschiedenen Entwicklungsstufen von CO_2 Kälteanlagen wird z.B. von Bordinus [23], Kim et al. [76], Pearson [127], Cavallini und Zilio [36], Calm [42] und Nekså et al. [124] vorgestellt.

Ein Unterschied von CO_2 gegenüber den derzeit verwendeten Kältemitteln wie z.B. R134a ist die vergleichsweise geringe Temperatur im kritischen Punkt von $T_{krit} = 30.98^\circ\text{C}$ (Lemmon et al. [88]). Darüber hinaus ist der kritische Druck von CO_2 mit $p_{krit} = 73.773\text{bar}$ (Lemmon et al. [88]) verhältnismäßig hoch. Der Druck einer CO_2 Kälteanlage ist aufgrund des Druckes und der Temperatur im kritischen Punkt im Vergleich zu konventionellen Anlagen wie z.B. einer mit dem Kältemittel R134a gefüllten Autoklimaanlage, ebenfalls hoch. Darüber hinaus muss wegen der geringen kritischen Temperatur T_{krit} eine CO_2 Kompressionskälteanlage bei höheren Umgebungstemperaturen mit Hochdrücken oberhalb des Druckes im kritischen Punkt p_{krit} betrieben werden. Für diesen Fall liegt der Hochdruck über und der Verdampfungsdruck unter dem kritischen Druck, weshalb von einem transkritischen Betrieb der CO_2 Kälteanlage gesprochen wird. Der Hochdruck eines CO_2 Kreislaufes kann aufgrund der überkritischen Prozessführung unabhängig von der Umgebungstemperatur eingestellt werden, was bei einer unterkritischen Prozessführung aufgrund der Kopplung von Temperatur und Druck im Nassdampfgebiet nur begrenzt möglich ist. Durch die Änderung des Hochdruckes ändert sich die Effizienz des Kreislaufes, so dass es einen optimalen Hochdruck für die jeweiligen Randbedingungen gibt (Pearson [128]). Korrelationen zur Bestim-



mung des optimalen Hochdruckes eines konventionellen CO_2 Kältekreislaufes werden z.B. von Chen und Gu [40], Xu et al. [163] und Sarkar [137] [140] vorgestellt.

Eine Skizze eines CO_2 Kompressionskältekreislaufes ist in Abb. 2.1 gezeigt. Der Kältekreislauf besteht aus einem Verdichter, einem Gaskühler, einem Expansionsventil und einem Verdampfer. Zusätzlich ist in dem in Abb. 2.1 gezeigten Kreislauf ein Abscheider nach dem Verdampfer gezeigt. Der Abscheider zwingt den Eintrittszustand des Verdichters auf die Taulinie. Die Prozessschritte eines CO_2 Kältekreislaufes in einem Druck-Enthalpie Diagramm sind in Abb. 2.1 gezeigt. Am Verdichteraustritt liegt ein Fluid mit einer hohen Temperatur und einem hohen Druck vor. Der Hochdruck des in Abb. 2.1 gezeigten Betriebspunktes liegt dabei oberhalb des kritischen Druckes. Das Kältemittel wird im Gaskühler gekühlt. Im Expansionsventil wird das Kältemittel isenthalp entspannt und danach im Verdampfer verdampft. Der aus dem Verdampfer austretende Massenstrom strömt durch den Abscheider zurück zum Verdichter, wo dieser wieder auf den Hochdruck verdichtet wird.

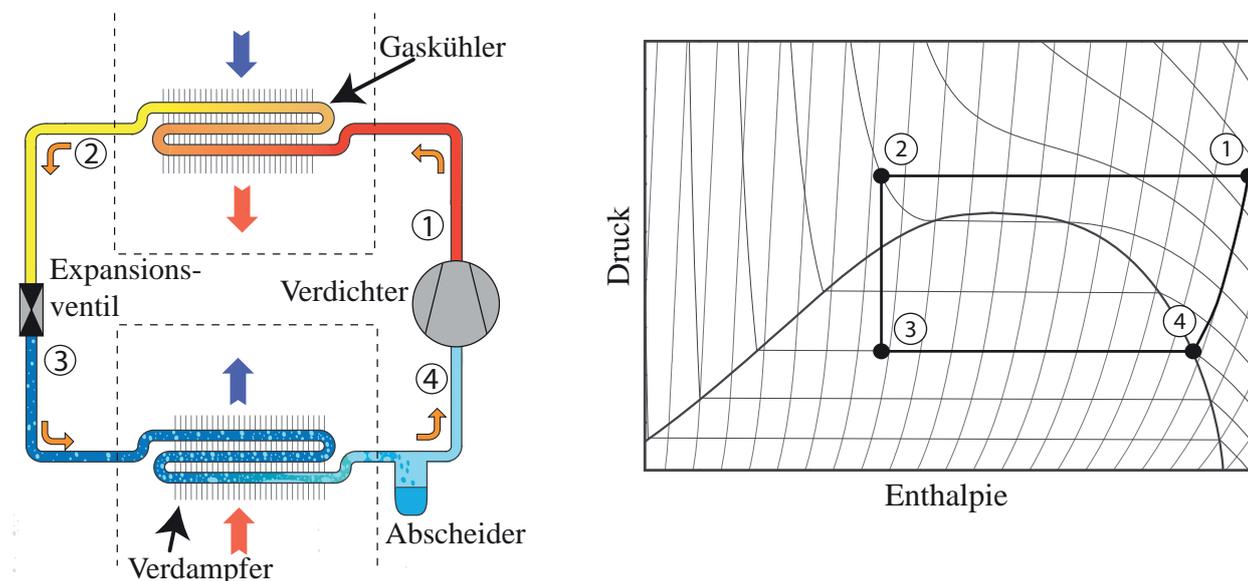


Abbildung 2.1: Skizze eines CO_2 Kältekreislaufes mit Expansionsventil (links) und ein Druck-Enthalpie Diagramm mit den dazugehörigen Prozessschritten des Kältekreislaufes (rechts)

CO_2 hat viele Eigenschaften, die für die Verwendung als Kältemittel vorteilhaft sind und auf die im Folgenden eingegangen wird. Eine vollständige Übersicht der Vor- und Nachteile von CO_2 wird u.a. von Calm und Didion [34], Kim et al. [76] und Cavallini und Zilio [36] vorgestellt.

CO_2 ist gemäß Ashrae [3] ein nicht brennbares und nicht toxisches, natürliches Kältemittel, welches mit einem $GWP = 1$ (Global Warming Potential) ein geringes Treibhauspotential hat. Da CO_2 ein Abfallprodukt verschiedenster technischer Prozesse ist, ist es vergleichsweise preiswert. Der verhältnismäßig hohe Druck einer CO_2 Kälteanlage muss bei der Auslegung der Komponenten berücksichtigt werden. Aufgrund der hohen volumetrischen Verdampfungsenthalpie von CO_2 (Cavallini und Zilio [36]) ist der Volumenstrom zur Erzeugung einer bestimmten Kälteleistung geringer als z.B. bei R134a, wodurch die Größe der Rohrleitungen und des Verdichters reduziert



werden kann. Darüber hinaus haben aufgrund des hohen Druckes sowie der geringeren Steigung dp/dT im Nassdampfgebiet die Druckverluste in den Komponenten einen vergleichsweise geringen Einfluss auf die Anlageneffizienz. Aus diesem Grund sind höhere Druckverluste in den Kreislaufkomponenten thermodynamisch weniger ungünstig, was eine weitere Reduzierung der Rohrleitungen und des Verdichters ermöglicht (Cavallini und Zilio [36]). Diese Reduzierung relativiert das strukturelle Auslegungsproblem aufgrund des hohen Druckes (Cavallini und Zilio [36]).

Die Druckdifferenz zwischen der Hoch- und Saugdruckseite am Verdichter $p_1 - p_4$ eines CO_2 Kältekreislaufes ist im Vergleich zu anderen Kältemitteln relativ groß. Jedoch ist das Verdichtungsverhältnis p_1/p_4 aufgrund des hohen Saugdruckes vergleichsweise gering. Eine Konsequenz des geringen Verdichtungsverhältnisses ist, dass die Verdichtereffizienz vergleichsweise hoch ist (Edler [51]). Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass die Effizienz von CO_2 Verdichtern über der Effizienz der Verdichter anderer Kältemittel liegt (Fagerli [60]). Ein weiterer Vorteil von CO_2 ist die hohe Wärmeleitfähigkeit und die geringe Viskosität (Cavallini und Zilio [36]).

Der Nachteil von CO_2 gegenüber den anderen Kältemitteln wie z.B. R134a ist der vergleichsweise geringe exergetische Wirkungsgrad bei hohen Umgebungstemperaturen, auf den im nachfolgenden Abschnitt eingegangen wird.

2.2 Exergetische Kreislaufuntersuchung

Ein Vergleich der Leistungszahl ϵ und des exergetischen Wirkungsgrades η_{ex} gemäß Gl. 2.6 eines CO_2 und eines R134a Kältekreislaufes bei einer Verdampfungstemperatur von 0°C ist in Abb. 2.2 gezeigt. Hierbei ist zu beachten, dass Einflussgrößen, wie z.B. die Wärmeübertragung, die Druckverluste und die Verdichtereffizienz, die einen großen Einfluss auf die reale Anlageneffizienz haben, bei der Berechnung der Leistungszahl und des exergetischen Wirkungsgrades vernachlässigt werden. Für die Berechnung werden die folgenden Annahmen getroffen:

- Wärmequelle und Wärmesenke haben eine konstante Temperatur
- minimale Temperaturdifferenz am Verdampfer und Kondensator/Gaskühler entspricht 3K
- Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters ist 0.8
- Keine Druckverluste in dem Wärmeübertragern
- Kältemittel am Verdampferaustritt ist gesättigter Dampf
- Kältemittel am Kondensatoraustritt ist gesättigte Flüssigkeit
- Hochdruckoptimierung bei transkritischen Betriebsbedingungen

Aufgrund der letzten beiden Annahmen kommt es im Übergangsbereich von unterkritischen zum transkritischen Betrieb zu einer Unstetigkeit in der Leistungszahl und des exergetischen Wirkungsgrades. Der Vergleich der Ergebnisse in Abb. 2.2 zeigt, dass die Leistungszahl und der exergetische Wirkungsgrad des CO_2 Kreislaufes geringer ist als die des R134a Kreislaufes. Darüber

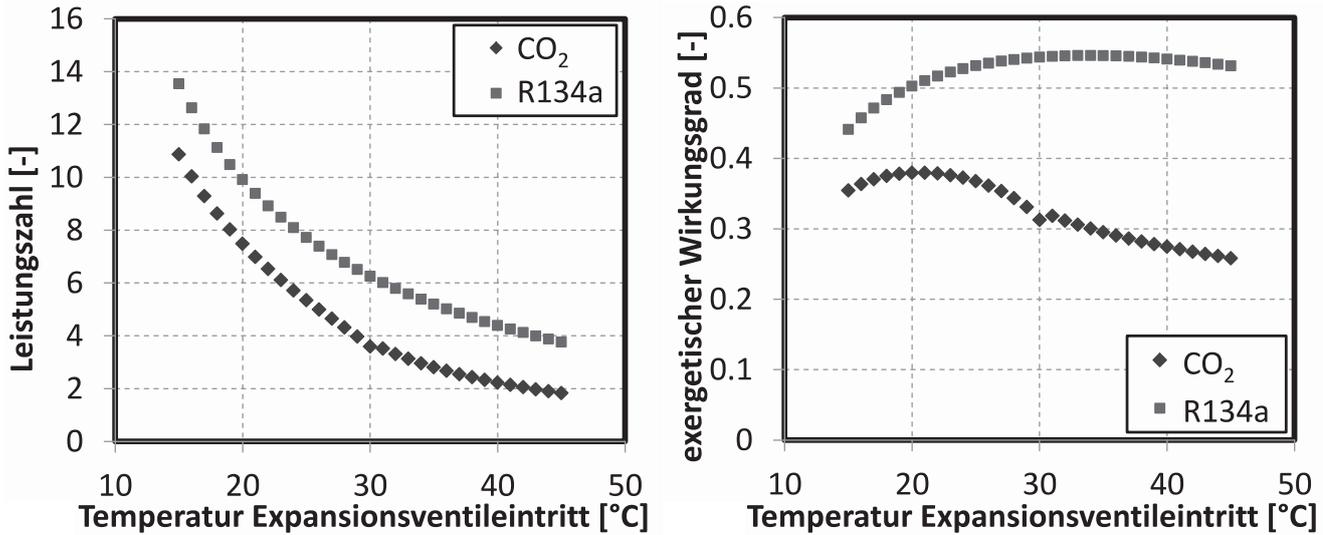


Abbildung 2.2: Leistungszahl (links) und exergetischer Wirkungsgrad (rechts) eines CO₂ und eines R134a Kältekreislaufes aufgetragen über der Eintrittstemperatur des Expansionsventils bei einer Verdampfungstemperatur von 0°C

hinaus ist zu erkennen, dass die Differenz zwischen der exergetischen Effizienz des CO₂ und des R134a Kreislaufes bei steigender Temperatur am Eintritt des Expansionsventils ansteigt.

Mit Hilfe der von Cavallini und Zilio [36] präsentierte Exergieverlustanalyse kann die Ursache für den vergleichsweise geringen exergetischen Wirkungsgrad des CO₂ Kältekreislaufes genauer untersucht werden. Hierzu wird der spezifische Arbeitsverlust durch Irreversibilitäten $w_{V,irr}$ (Gl. 2.1, Weigand et al. [158]) für die einzelnen Komponenten des Kältekreislaufes berechnet.

$$w_{V,irr} = T_u s_{prod} \quad (2.1)$$

Für die Berechnung der spezifischen Arbeitsverluste wird die Entropieproduktion der einzelnen Kreislaufkomponenten benötigt, die mittels des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik (Weigand et al. [158]) berechnet wird. Hierzu wird der zweite Hauptsatz der Thermodynamik eines stationären Systems für die einzelnen Komponenten aufgestellt. Zur Normierung des spezifischen Arbeitsverlustes wird die spezifische Verdichterarbeit $h_1 - h_4$ verwendet (Cavallini und Zilio [36]). Damit ergeben sich nach Cavallini und Zilio [36] die folgenden normierten Arbeitsverluste, wobei die Nummerierung gemäß Abb. 2.1 verwendet wird:

$$\pi_{Verdichter} = \frac{w_{V,irr,Verdichter}}{h_1 - h_4} = \frac{T_u(s_1 - s_4)}{h_1 - h_4} \quad (2.2)$$

$$\pi_{Gaskühler} = \frac{w_{V,irr,Gaskühler}}{h_1 - h_4} = \frac{h_1 - h_2 - T_u(s_1 - s_2)}{h_1 - h_4} = \pi_{Kondensator} \quad (2.3)$$

$$\pi_{Expansionsventil} = \frac{w_{V,irr,Expansionsventil}}{h_1 - h_4} = \frac{T_u(s_3 - s_2)}{h_1 - h_4} \quad (2.4)$$



$$\pi_{Verdampfer} = \frac{w_{V,irr,Verdampfer}}{h_1 - h_4} = \frac{T_u(s_4 - s_3 - \frac{h_4 - h_3}{T_K})}{h_1 - h_4} \quad (2.5)$$

Hierbei ist T_u die Umgebungstemperatur und T_K die Temperatur der Wärmequelle, die über die Expansionsventileintrittstemperatur, die Verdampfungstemperatur und die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertrager berechnet werden können. Mittels der normierten Arbeitsverluste kann nach Cavallini und Zilio [36] der exergetische Wirkungsgrad (Baehr und Kabelac [12]) berechnet werden, wobei ϵ_{carnot} die Leistungszahl des Carnot Kreislaufes (Baehr und Kabelac [12]) ist.

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= \frac{\epsilon}{\epsilon_{carnot}} \\ &= 1 - \pi_{Verdichter} - \pi_{Gaskühler} - \pi_{Expansionsventil} - \pi_{Verdampfer} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Die Ergebnisse der Exergieverlustanalyse sind in Abb. 2.3 für einen CO₂ und einen R134a Kältekreislauf gezeigt. Die Exergieverluste der einzelnen Komponenten sind über der Expansionsventileintrittstemperatur aufgetragen. Die gleichen Randbedingungen wie bei der Berechnung der Leistungszahl und des exergetischen Wirkungsgrades (Abb. 2.2) werden für die Berechnung der Exergieverluste verwendet. Die Exergieverluste für den CO₂ Kreislauf zeigen, dass der größte Exergieverlust im Expansionsventil auftreten. Dabei ist der Exergieverluste des Expansionsventils für den gezeigten Fall nahezu doppelt so groß wie die Exergieverluste im Gaskühler und im Verdichter.

Die Exergieverluste des Verdampfers und des Verdichters haben für die beide Kältemittel eine vergleichbare Größenordnung. Für CO₂ sind die normierten Arbeitsverluste des Verdampfers jedoch aufgrund der höheren Enthalpiedifferenz am Verdichter geringer, der zur Normierung verwendet wird. Der Arbeitsverlust durch den Verdichter, der stark von der Verdichtereffizienz abhängt, ist der größte Arbeitsverlust des R134a Kreislaufes. Bei der Bewertung des Arbeitsverlustes im CO₂ Gaskühler und im R134a Kondensator ist zu beachten, dass die Temperatur der Wärmesenke als konstant angenommen wird. Der größte Unterschied zwischen den beiden Kältemitteln sind die Exergieverluste im Expansionsventil, die im CO₂ Kreislauf größer als im R134a Kreislauf sind. Somit sind die Exergieverluste im Expansionsventil gemäß Gl. 2.6 maßgeblich für den geringeren exergetischen Wirkungsgrad des CO₂ Systems verantwortlich.

Die Reduzierung der Verluste im Expansionsventil hat somit das größte Potential, die Effizienz von CO₂ Kälteanlagen zu erhöhen. Die am häufigsten eingesetzte Methode zur Reduzierung der Drosselverluste ist die Verwendung eines internen Wärmeübertrages (IHX), der z.B. von Aprea und Maiorino [9], Rigola et al. [134] und Xu et al. [164] untersucht wird. Der interne Wärmeübertrager verbindet thermisch den Gaskühler- und Verdampferaustritt, wodurch die Temperatur des Kältemittels am Expansionsventileintritt reduziert und am Verdichtereintritt erhöht wird. Durch die Reduzierung der Kältemitteltemperatur am Expansionsventileintritt wird der Exergieverlust im Expansionsventil reduziert (Tischendorf [153]). Die Steigerung der Verdichtereintrittstempera-

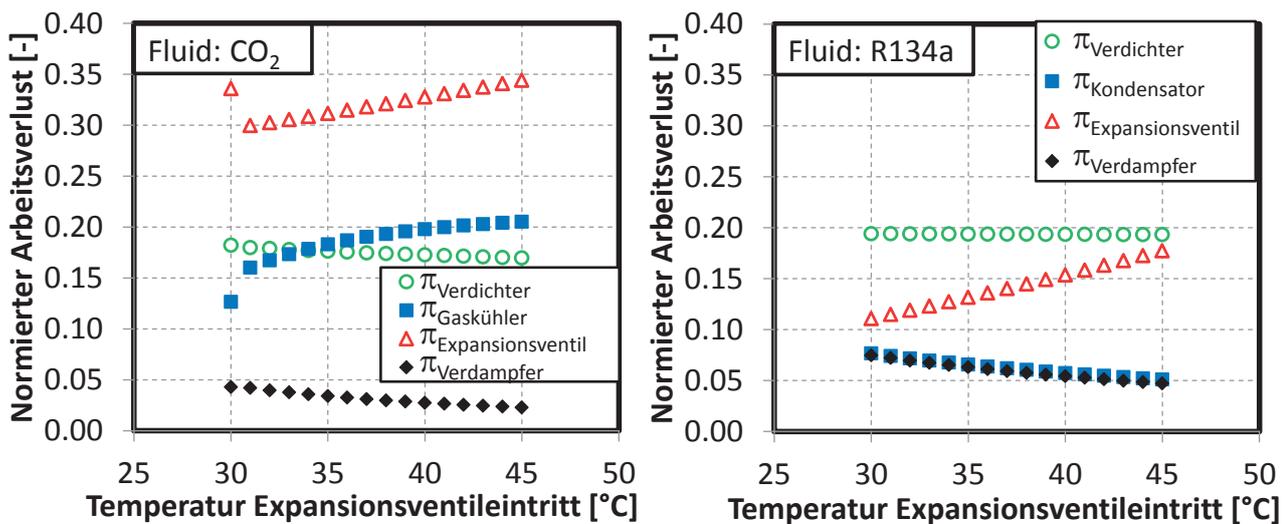


Abbildung 2.3: Vergleich der Arbeitsverluste eines CO₂ und eines R134a Kältekreislaufes mit Expansionsventil (Abb. 2.1) gemäß Gl. 2.2 bis Gl. 2.5 bei einer Verdampfungstemperatur von 0°C aufgetragen über der Eintrittstemperatur des Expansionsventils.

tur erhöht hingegen die benötigte Verdichterleistung. Die Effizienzsteigerung durch den IHX ist somit begrenzt.

Weitere Effizienzerhöhungen sind durch andere Kreislaufverschaltungen möglich, in denen zusätzliche Bauteile z.B. ein zweiter Verdichter oder weitere interne Wärmeübertrager eingesetzt werden. Solche Systeme werden u.a. von Domanski [47], Lemke [87], Cavallini et al. [35], Cavallini und Zilio [36], Cecchinato et al. [37], Sarkar und Agrawal [142] und Möhlenkamp et al. [112] [113] vorgestellt. Aufgrund der zusätzlichen Kreislaufkomponenten, insbesondere des häufig verwendeten zweiten Verdichters, steigen jedoch die Anlagenkosten erheblich an.

Neben den zuvor beschriebenen Möglichkeiten zur Reduzierung der Drosselverluste ist es ebenfalls möglich, einen Teil der ansonsten dissipierten Energie zurückzugewinnen. Eine Methode zur Rückgewinnung der Expansionsverluste ist die Verwendung eines Expanders anstatt des Expansionsventils. Die durch den Expander gewonnene Energie kann dazu verwendet werden, die benötigte Energie zum Antrieb des Verdichters zu reduzieren. Der Expander wird u.a. von Yang et al. [166], Kim et al. [75], Nagata et al. [116], Wenzel und Hesse [161] und Subiantoro und Ooi [149] untersucht. Ein Nachteil des Expanders ist, dass dieser gewartet werden muss und vergleichsweise teuer ist. Darüber hinaus hat der Expander je nach Bauart ein Problem mit Tropfenschlag (Menny [110]).

Eine weitere Methode zur Rückgewinnung der Drosselverluste ist die Verwendung eines Ejektors, der anstatt des Expansionsventils zur Expansion des Kältemittels im Kältekreislauf eingesetzt wird. Der Ejektor hat im Gegensatz zum Expander einen einfachen Aufbau, keine beweglichen Teile und ist somit wartungsfrei. Darüber hinaus ist der Ejektor unempfindlich gegenüber einer Zweiphasenströmung und kann somit auch mit einem Dampf-Flüssig-Gemisch betrieben werden (Fiorenzano [62]).

2.3 Ejektorkreislauf

Ein Ejektor besteht aus vier Hauptkomponenten: einer Treibdüse, einer Saugdüse, einem Mischrohr und einem Diffusor. Durch die Treibdüse tritt der Treibmassenstrom \dot{m}_d und durch die Saugdüse der Saugmassenstrom \dot{m}_s in den Ejektor ein. Die vier Komponenten sowie die beiden Massenströme sind in Abb. 2.4 gezeigt.

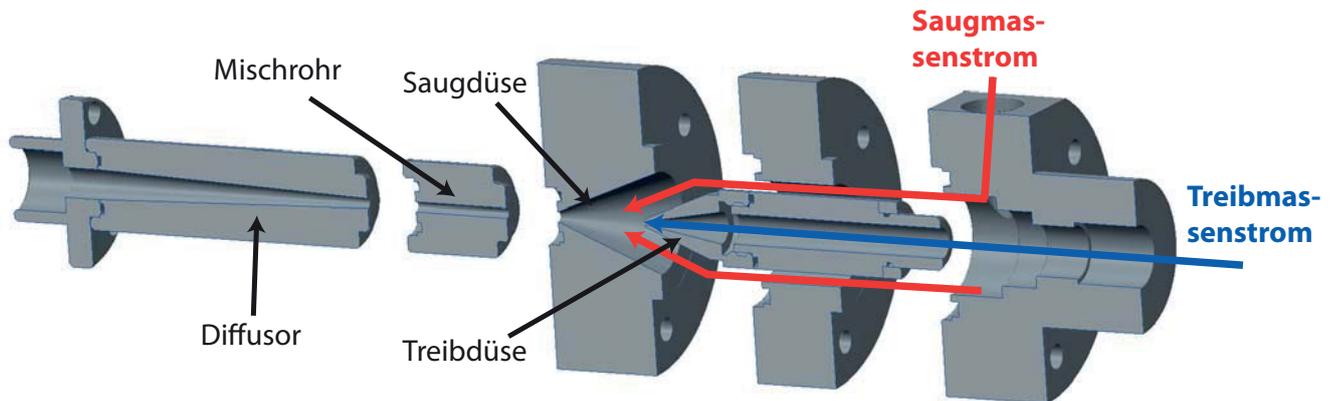


Abbildung 2.4: Explosionszeichnung eines CO₂ Ejektors (Lucas et al. [102])

Für den Ejektor sind die in Abb. 2.5 dargestellten Geometrieparameter von Bedeutung. Dabei ist d_t der engste Durchmesser der Treibdüse, d_m der Mischrohrdurchmesser, l_m die Mischrohlänge, s der Abstand zwischen Treibdüsenaustritt und Mischrohranfang, α_s der Saugdüsenwinkel und α_d der Diffusorwinkel. Zur besseren Vergleichbarkeit verschiedener Ejektorgeometrien werden von Lucas et al. [104] und Müller [115] die folgenden Geometrieverhältnisse zur Beschreibung des Ejektors verwendet.

$$\pi_1 = \frac{A_m}{A_t} = \left(\frac{d_m}{d_t} \right)^2 \quad (2.7)$$

$$\pi_2 = \frac{l_m}{d_m} \quad (2.8)$$

In anderen Untersuchungen (z.B. Nakagawa et al. [118]) wird anstatt π_1 das Verhältnis des Mischrohrquerschnittes zum Treibdüsenaustrittsquerschnitt $A_{d,out}$ verwendet. Der Ansatz von Lucas et al. [104] und Müller [115] hat jedoch den Vorteil, dass der Treibmassenstrom vom engsten Treibdüsenaustrittsquerschnitt abhängig ist (Kap. 3.4), der Treibdüsenaustrittsquerschnitt jedoch unabhängig vom engsten Treibdüsenaustrittsquerschnitt verändert werden kann.

Um einen Ejektor in einem Kompressionskältekreislauf (Abb. 2.1) zu verwenden, muss dieser für den Ejektor angepasst werden. Der am häufigsten verwendete Ejektorkreislauf, der nachfolgend als Standardejektorkreislauf bezeichnet wird, ist in Abb. 2.6 dargestellt. Dieses Kreislaufkonzept wurde erstmals von Gay [64] vorgestellt. In einem späteren Patent beschreibt Kemper et al. [72] das gleiche System. Andere Kreislaufverschaltungen mit Ejektor werden u.a. von Ott et al. [126], Tischendorf et al. [154], Li und Groll [90], Burk et al. [29], Takeuchi [150], Bergander et al. [20], Sarkar [139], Cen et al. [38] und Wang et al. [157] gezeigt.

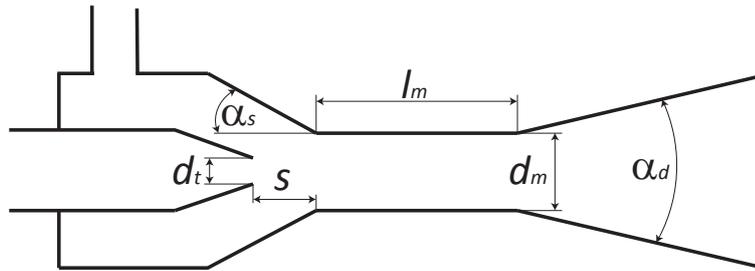


Abbildung 2.5: Skizze der Geometrieparameter eines CO₂ Ejektors (Lucas et al. [104])

Die Zustandsänderungen des Ejektorkreislaufes sind ebenfalls in Abb. 2.6 in einem Druck-Enthalpie Diagramm gezeigt. In dem in Abb. 2.6 dargestellten Ejektorkreislauf verlässt das Kältemittel den Verdichter auf einem hohen Druckniveau. Im anschließenden Gaskühler gibt das Kältemittel Wärme an die Umgebung ab, sodass in dem gezeigten Beispiel (Abb. 2.6) am Gaskühleraustritt überkritisches CO₂ mit einer hohen Dichte vorliegt. Das Kältemittel strömt danach durch die Treibdüse in den Ejektor. Aus dem Ejektor tritt ein zweiphasiges Flüssig-Dampf-Gemisch aus, welches sich auf einem mittleren Druckniveau zwischen Verdampfungsdruck und Hochdruck befindet. Im anschließenden Separator werden die beiden Phasen des Zweiphasengemisches getrennt. Der gesättigte Dampf wird vom Verdichter angesaugt und auf Hochdruck verdichtet. Die gesättigte Flüssigkeit wird im Regelventil gedrosselt und dem Verdampfer zugeführt. Das aus dem Verdampfer austretende Fluid wird vom Ejektor über die Saugdüse angesaugt und durch den Ejektor auf den Mitteldruck verdichtet.

Ziel des Ejektors ist die Verringerung der Verdichterarbeit. Die Verdichterarbeit wird u.a. durch die folgenden Faktoren beeinflusst:

- Druckverhältnis zwischen Saug- und Hochdruck
- Massenstrom
- Eintrittszustand (Überhitzung)

Durch den Einsatz des Ejektors ergibt sich ein Nieder-, Mittel- und Hochdruckniveau im Kältekreislauf. In einem Kältekreislauf mit Expansionsventil (Abb. 2.1) wird das Kältemittel von Verdampfungsdruck auf den Hochdruck verdichtet. In dem in Abb. 2.6 gezeigten Ejektorkreislauf liegt der Verdichtereintritt auf Mitteldruckniveau und somit über dem Verdampfungsdruck. Folglich wird die Druckdifferenz zwischen dem Verdichtereintritt und -austritt durch den Einsatz des Ejektors reduziert, was die benötigte Verdichterleistung verringert. Darüber hinaus tritt aufgrund des Separators gesättigter Dampf in den Verdichter ein, was ebenfalls die Verdichterleistung reduziert.

Neben der Druckerhöhung müssen auch die Massenströme berücksichtigt werden, die durch den Verdampfer und den Gaskühler strömen. Aufgrund der Kreislaufführung wird der Kältemittelmassenstrom im Separator in zwei Teilströme aufgeteilt, so dass sich der durch den Verdampfer und den Gaskühler strömende Massenstrom voneinander unterscheidet. Der Verdampfermassenstrom ist für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Betriebsbedingungen geringer als der Gaskühlermassenstrom (siehe Kap. 3.5.2). Aus dem Separator tritt jedoch gesättigte Flüssigkeit

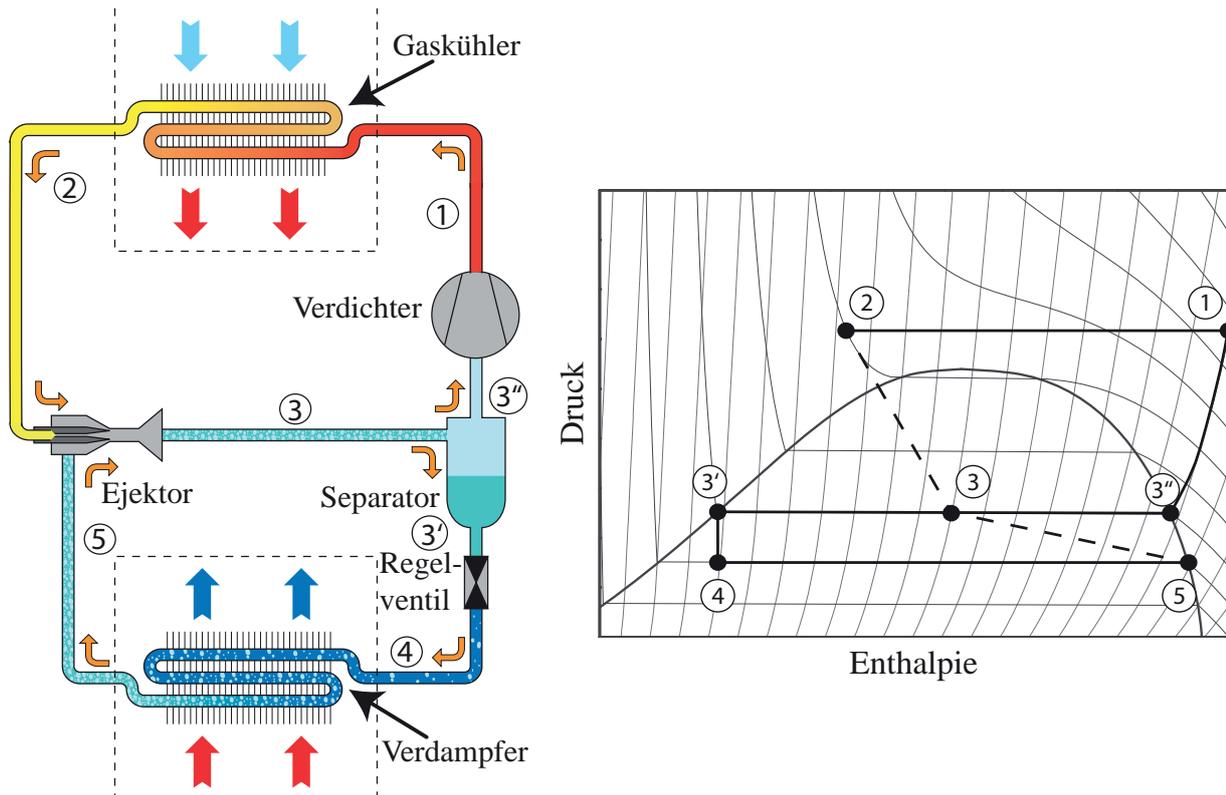


Abbildung 2.6: Skizze eines CO₂ Ejektorkreislaufes (links, Ott et al. [126]) und ein Druck-Enthalpie-Diagramm mit den dazugehörigen Prozessschritten des Kältekreislaufes (rechts, Lucas et al. [102])

aus, die im Regelventil leicht expandiert wird. Somit tritt nahezu gesättigte Flüssigkeit in den Verdampfer ein, weshalb sich die nutzbare Verdampfungsenthalpie vergrößert. Durch die größere Verdampfungsenthalpie wird der geringere Saugmassenstrom teilweise kompensiert.

Untersucht wird die Steigerung der Effizienz von CO₂ Kältekreisläufen in mehreren Arbeiten. Elbel et al. [58] präsentieren einen Effizienzgewinn von 7% gegenüber einem Expansionsventil-Kreislaufes mit internen Wärmeübertrager (IHX). Li und Groll [90] und Deng et al. [45] zeigt auf Basis numerischer Simulationen Effizienzsteigerungen von 16% und 22% durch den Einsatz eines Ejektors. Effizienzsteigerungen von bis zu 30% werden von Fiorenzano et al. [63] und Ksayer und Clodic [79] vorgestellt. Ein experimenteller Vergleich zwischen einem CO₂ Expansionsventil- und Ejektorkreislauf wird von Lucas und Köhler [101] gezeigt, wobei der Ejektorkreislauf eine um bis zu 17% erhöhte Leistungszahl hat. Die Daten von Lucas und Köhler [101] werden im Anhang E.1 näher erläutert. Lee et al. [86] zeigen experimentell einen COP Anstieg von 15% durch den Einsatz eines CO₂ Ejektors. Ein Effizienzanstieg einer CO₂ Wärmepumpe von bis zu 8% wird experimentell von Banasiak et al. [18] gezeigt. Liu et al. [98] präsentieren Effizienzsteigerungen von bis zu 147%, wobei die Betriebsbedingungen für den Vergleich nicht genau beschrieben werden. Schönenberger et al. [145] zeigen für eine kommerziell betriebene CO₂ Supermarktkälteanlage eine Effizienzsteigerung von 12% durch den Einsatz von Ejektoren.



Die Steigerung der Kreislauffeffizienz durch den Ejektor ist beispielhaft in Abb. 2.7 dargestellt. Für die Rechnungen werden die gleichen Randbedingungen verwendet wie bei den Kreislaufvergleichsrechnungen in Kap. 2.2. Für die Berechnung des Ejektors wird eine konstante Ejektoreffizienz von $\eta_{Ejektor} = 0.3$ (Gl. 2.25) und für den Separator eine perfekte Phasentrennung (Gl. 2.35) angenommen. Es ist gezeigt, dass die Leistungszahl des Ejektorkreislaufes über der des Expansionsventilkreislaufes liegt. Dabei ist die Verbesserung der Leistungszahl besonders im Bereich hoher Gaskühleraustrittstemperaturen groß. Der exergetische Wirkungsgrad des Ejektorkreislaufes, der mittels Gl. 2.14 berechnen wird, ist ebenfalls größer als der exergetische Wirkungsgrad des Expansionsventilkreislaufes.

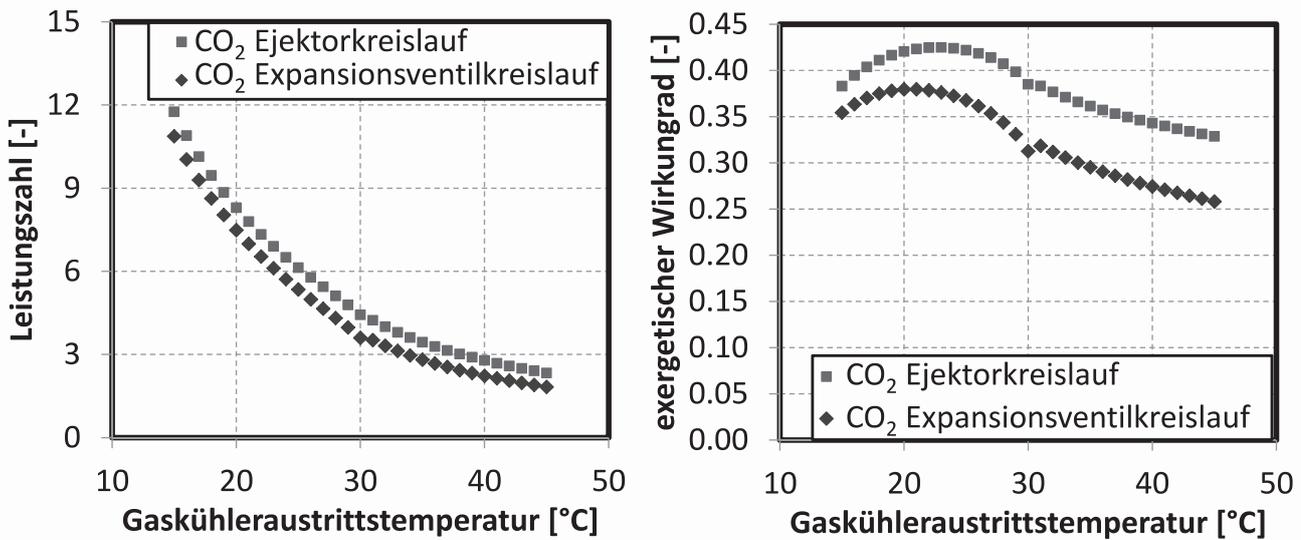


Abbildung 2.7: Leistungszahl (links) und exergetischer Wirkungsgrad (rechts) eines CO_2 Expansionsventilkreislaufes (Abb. 2.1) und eines CO_2 Ejektorkreislaufes (Abb. 2.6) bei einer Verdampfungstemperatur von 0°C aufgetragen über der Gaskühleraustrittstemperatur. Der Ejektor hat eine konstante Ejektoreffizienz von $\eta_{Ejektor} = 0.3$ (Gl. 2.25)

Die Effizienzsteigerung kann, wie in Kap. 2.2, mithilfe einer Exergieverlustanalyse untersucht werden. Diese Untersuchung basiert auf dem Ansatz nach Cavallini und Zilio [36], der jedoch für den Ejektorkreislauf angepasst werden muss. Dabei müssen für den Ejektorkreislauf die Komponenten Verdichter, Gaskühler, Ejektor, Verdampfer und Regelventil berücksichtigt werden. Die Berechnung der normierten Arbeitsverluste erfolgt mittels des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik (Weigand et al. [158]) für stationäre Systeme, der für die einzelnen Komponenten des Ejektorkreislaufes aufgestellt wird. Dabei wird die Nummerierung aus Abb. 2.6 für die nachfolgenden Gleichungen verwendet.

$$\pi_{\text{Verdichter}} = \frac{T_u(s_1 - s_3'')}{h_1 - h_3''} \quad (2.9)$$

$$\pi_{\text{Gaskühler}} = \frac{h_1 - h_2 - T_u(s_1 - s_2)}{h_1 - h_3''} \quad (2.10)$$

$$\pi_{Ejektor} = \frac{T_u \left(\left(\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_s} + 1 \right) s_3 - s_2 - \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_s} s_5 \right)}{h_1 - h_3''} \quad (2.11)$$

$$\pi_{Verdampfer} = \frac{T_u \left(s_5 - s_4 - \frac{h_5 - h_4}{T_K} \right) \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_s}}{h_1 - h_3''} \quad (2.12)$$

$$\pi_{Regelventil} = \frac{T_u \left(s_4 - s_3' \right) \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_s}}{h_1 - h_3''} \quad (2.13)$$

Hierbei ist \dot{m}_d der Treibmassenstrom und \dot{m}_s der Saugmassenstrom des Ejektors. T_u ist die Umgebungstemperatur und T_K ist die Temperatur der Wärmequelle, die über die Gaskühleraustrittstemperatur, die Verdampfungstemperatur und die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertrager berechnet werden können. Der exergetische Wirkungsgrad berechnet sich für den Ejektorkreislauf mittels folgender Gleichung (Cavallini und Zilio [36]):

$$\eta_{ex} = 1 - \pi_{Verdichter} + \pi_{Gaskühler} + \pi_{Ejektor} + \pi_{Verdampfer} + \pi_{Regelventil} \quad (2.14)$$

Ein Vergleich der normierten Arbeitsverluste des Kältekreislaufes mit Expansionsventil und Ejektor ist in Abb. 2.8 gezeigt. Es ist zu erkennen, dass der Arbeitsverlust des Ejektors weit unterhalb des Arbeitsverlustes des Expansionsventils liegt. Darüber hinaus sinkt der Arbeitsverlust im Gaskühler des Ejektorkreislaufes gegenüber dem des Expansionsventilkreislaufes, da sich die Verdichteraustrittstemperatur verringert. Der normierte Arbeitsverlust durch den Verdampfer steigt im Ejektorkreislauf leicht an, was an der geringeren Verdichterarbeit $h_1 - h_3''$ liegt, die zur Normierung verwendet wird. Der zusätzliche Arbeitsverlust durch das Regelventil ist aufgrund der kleinen Druckdifferenz zwischen Separator und Verdampfer gering.

2.3.1 Ejektorströmung

Im Ejektor durchläuft das CO_2 mehrere Zustandsänderungen, welche schematisch in Abb. 2.9 in einem Druck-Enthalpie Diagramm dargestellt sind. In Abb. 2.10 ist zusätzlich eine Skizze des Geschwindigkeits- und Druckprofiles entlang des Ejektors skizziert. Der vom Gaskühler kommende Treibmassenstrom (Abb. 2.6) tritt auf Hochdruckniveau durch die Treibdüse in den Ejektor ein. Als Treibdüse kann sowohl eine Lavaldüse (z.B. bei Disawas und Wongwises [46], Pottker et al. [130], Elbel [54] und Reddick et al. [131]) als auch eine konvergierende Düse (z.B. bei Lucas und Köhler [101], Liu und Groll [94], Liu et al. [98] und Angielczyk et al. [8]) verwendet werden. In der Treibdüse wird der Treibmassenstrom nahezu isentrop beschleunigt (Abb. 2.10), was zu einer Reduzierung des Druckes führt. Dabei kommt es zu einem Phasenwechsel (Abb. 2.9). Im engsten Düsenquerschnitt wird für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Betriebsbedingungen Schallgeschwindigkeit erreicht, was Lucas und Köhler [101] auf Basis experimenteller Daten zeigen. Thermische Nichtgleichgewichtszustände können innerhalb der Treibdüse auftreten. Nach dem engsten Querschnitt der Treibdüse wird das Fluid aufgrund der Querschnittserweiterung auf