

Entwicklung einer transkritischen zweistufigen Supermarktkälteanlage für Tief- und Normalkühlung (1)

Dirk Gebhardt und Horst Kruse, Hannover, Pierluigi Schiesaro, Campo S. Martino, Italien

Aufgrund einer früheren Studie (Schiesaro und Kruse 1999 [1]) über zukünftige Supermarktsysteme unter Berücksichtigung der umwelttechnischen Anforderungen, die auf den TEWI-3 AFEAS/DOE Resultaten (1997 [2]) basierte, wurde festgestellt, daß zentrale Supermarktsysteme mit H-FKW Kältemitteln nicht die Lösung für die Zukunft sein können, wenn nicht spezielle Maßnahmen getroffen werden, um die Leckage zum Zweck der Begrenzung von direkten Treibhausgasemissionen dieser Fluide zu verringern.

Diese Maßnahmen können auf der einen Seite darin bestehen, dezentrale kleine Kältesysteme mit verbesserter Dichtheit zu verwenden, die innerhalb des Supermarktes verteilt angeordnet sind und die Wärme über ein sekundäres Wassersystem der Umgebung zuführen. Solche Systeme werden in den USA favorisiert. Andererseits besteht die Möglichkeit, indirekte Kühlsysteme zu verwenden, die eine zentrale Kälteanlage besitzen, welche ein Sekundärfluid, das durch die Verkaufsmöbel im Supermarkt zirkuliert, kühlt, wodurch ebenfalls besser gedichtete Anlagen verwendet werden können.

Beide Systeme reduzieren die Kältemittelemissionen, mehr bei den zentralen Kühlsystemen mit Sekundärkreisläufen

und weniger bei den dezentralen direkt verdampfenden Einheiten. Auf der anderen Seite haben beide ein höheren Energieverbrauch, verglichen mit den konventionellen Systemen, weniger bei den dezentralen Systemen und mehr bei den indirekten Kühlsystemen. Bei diesen ist der Grund für den erhöhten Energieverbrauch die nötige Pumparbeit für den Kälteübertragungsgegenstand zwischen Kältemittel und Sekundärfluid im Verdampfer. Messungen an solchen indirekten Systemen mit dem Kälteübertragungsmedium Hycool (Schiesaro 1998 [3]) zeigten eine Erhöhung des Energieverbrauches von ungefähr 11 % verglichen mit konventionellen zentralen Kältesystemen mit Direkteinspritzung.

Aus diesem Grunde sollte die künftige Arbeit darauf gerichtet werden, verbesserte Supermarktsysteme zu entwickeln, um die emissionsbedingten Nachteile der dezentralen Systeme sowie die energetischen Nachteile der konventionellen indirekten Systeme, insbesondere im Tieftemperaturbereich zu vermeiden. Ein möglicher Weg, dies zu erreichen, ist die Verwendung von CO₂ als Sekundärfluid. Die oben genannte frühere Studie diskutierte diese Möglichkeit anhand von ausgeführten Pilot-Supermarkt-Anlagen in Schottland (Pearson 1993 [4]) und Schweden (Rolfsman 1996 [5]), welche CO₂ in der Tieftemperaturstufe als Kälteübertragungsmedium zusammen mit einem konventionellen Kälteübertragungsmedium in der Hochtemperaturstufe verwendeten. Ebenso zeigte diese Studie, daß weitere Verbesserungen in der Tieftemperaturstufe dadurch erreicht werden können, daß man CO₂ nicht als Sekundärkältemittel sondern als Primärkältemittel mit direkter Verdampfung verwendet (Ferreira 1996/6), um die Pumparbeit in dieser Stufe zu vermeiden. Um die emissionsbedingten Nachteile dezentraler Systeme zu vermeiden, wurde in dieser Studie auch eine mögliche Anwendung des transkritischen CO₂-Prozesses für solche Systeme

zu den Autoren

**Dipl.-Ing.
Dirk Gebhardt,**
wissenschaftlicher Mitarbeiter
im FKW,
Hannover



**Prof. Dr.-Ing.
Horst Kruse,**
geschäftsführender
Gesellschafter
des FKW,
Hannover



**Pierluigi
Schiesaro,**
Forschungs- und
Entwicklungsleiter
Arneg S. p. a.,
Campo S.
Martino/Italien



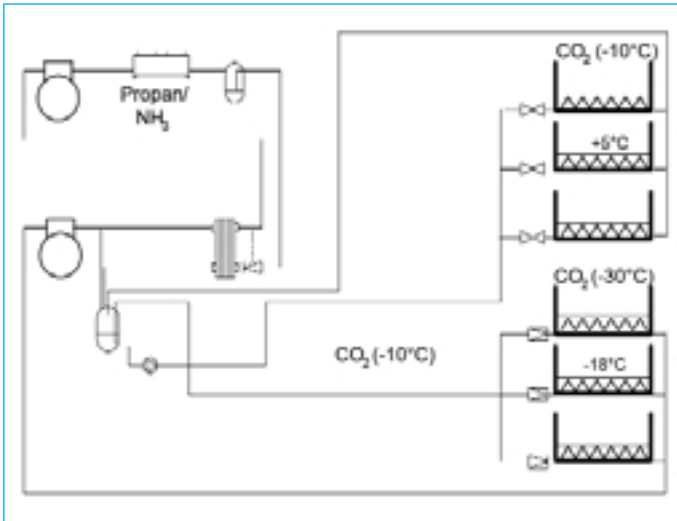


Bild 1 Kaskade mit CO₂ als Kältemittel in einer gewerblichen Anwendung im Supermarkt

Auf diese Weise kann der gesamte Supermarkt ausschließlich mit CO₂ als alleinigem Kältemittel arbeiten und in beiden Temperaturstufen eine direkte Verdampfung ohne irgendein Sekundärfluid vorgenommen werden.

Im ersten Teil der Zusammenarbeit des FKW mit Arneg wurde die theoretische Auslegung dieses transkritischen Kreislaufes im Hinblick auf die optimale Kreislaufgestaltung durchgeführt, um ein System mit möglichst der gleichen Energieeffizienz wie bisherige R 22-Systeme zu entwickeln. Der zweite Teil der Zusammenarbeit betraf die Entwicklung und Konstruktion des Systems, seiner Komponenten, ebenso wie die Messungen, die im Labor des FKW durchgeführt wurden.

Theoretische Untersuchung verschiedener Kreislaufschaltungen

Um die energetische Effizienz verschiedener CO₂-Systeme zu untersuchen, wurden umfangreiche Berechnungen zum Vergleich mit konventionellen Supermarktanlagen durchgeführt.

R 22-Kreisläufe

Als Vergleich wurden zwei einstufige R 22-Anlagen definiert, je eine für Normal- und Tiefkühlung, für die die Berechnungsparameter nach Tabelle 1 benutzt wurden:

(Neksa und Giroto 1998 [7]) diskutiert. Bei den dafür vorgeschlagenen einstufigen Systemen wurden etwa 1/3 höhere Energieverbräuche als für R 22-Systeme erreicht.

Basierend auf diesen Resultaten der Supermarktstudie, die 1999 auf der Euroshop-Messe in Düsseldorf präsentiert wurde, beschloß Arneg, weitere Arbeiten im Hinblick auf die Entwicklung eines CO₂-Supermarktsystems sowohl für den Hochtemperatur- als auch den Tieftemperaturbereich zu entwickeln. In der Folgezeit wurde deshalb zusammen mit dem FKW eine zweistufige transkritische CO₂-Supermarktanlage entwickelt und vermessen.

Einige Erfahrungen mit CO₂ als Kältemittel bzw. Kälte-träger wurden bereits durch Arneg bei der Konstruktion und der Lieferung von Kühlmöbeln für einen Supermarkt in Kopenhagen (Dänemark) gewonnen, der als Kaskadensystem aufgebaut ist, wobei die Hochtemperaturstufe mit konventionellen natürlichen oder synthetischen Kältemitteln arbeiten kann und über den Kaskadenkühler einen CO₂-Kreislauf rückkühlt, welcher die Kälte sowohl für die Hochtemperatur- und die Tieftemperatur-Supermarktmöbel liefert (siehe Bild 1).

Um dies zu erreichen, wird das verdichtete CO₂ im Kaskadenkühler durch die Hochtemperatur-Kaskadenstufe verflüssigt, bei -10 °C von einem Flüssigkeitsabscheider zu den Hochtemperaturkühlmöbeln gepumpt und durch direkte Einspritzung und Drosselung auf -30 °C den Tieftemperaturkühlmöbeln zur Verdampfung zugeführt.

Die nachfolgenden Arbeiten von Arneg in der Anwendung des transkritischen Prozesses führten dazu, mit dem FKW ein zweistufiges Kältesystem zu entwickeln, welches ausschließlich mit Kohlendioxid

arbeitet. Hierbei wird das Kältemittel, wie auch schon bei der Anlage in Kopenhagen, direkt in die Verdampfer der unteren Temperaturstufe eingespritzt und durch die Verdampfer der Hochtemperaturstufe gepumpt, wobei jedoch anstelle der Kondensation des CO₂ mit einem anderen Kältemittel im Kaskadenkühler nunmehr ein transkritischer CO₂-Kreislauf verwendet wird, der nach Rückkühlung des CO₂-Hochdruckgases im Gaskühler das Kältemittel in den Flüssigkeitsabscheider hinein entspannt, aus dem es wiederum über die Pumpe bzw. die direkten Einspritzorgane in die Verdampfer der beiden Temperaturstufen eingespeist wird.

	Temperatur	Druck	Temperatur	Druck
Verdichter	NK Verdichter $h_{is} = 67 \%$		TK Verdichter $h_{is} = 54 \%$	
Sauggas	5 °C	3,19 bar (-13 °C)	-5 °C	1,3 bar (-35 °C)
Druckgas	117,2 °C	17,29 bar (45 °C)	187 °C	15,3 bar (45 °C)
Kondensator				
Eintritt (Heißdampf)	96 °C	17,1 bar (44,5 °C)	120 °C	15,1 bar (39,5 °C)
Austritt (Flüssigkeit)	40 °C	16,5 bar (43 °C)	35 °C	14,6 bar (38 °C)
Thermostatisches Expansionsventil				
Eintritt (Flüssigkeit)	36 °C	16,0 bar (41,8 °C)	31 °C	14,0 bar (41,8 °C)
Austritt (Naßdampf)	-10 °C	3,5 bar	-40 °C	1,4 bar
Verdampfer				
Kaltdampf	-3 °C	3,5 bar (-10,6 °C)	-24 °C	1,4 bar (-33,5 °C)

Tabelle 1 Arbeitsbedingungen für Normalkühlung und Tiefkühlung

Die genannten isentropen Gütegrade für die Kompressoren basierten auf Angaben des Kompressorenherstellers für die speziellen genannten Arbeitsbedingungen.

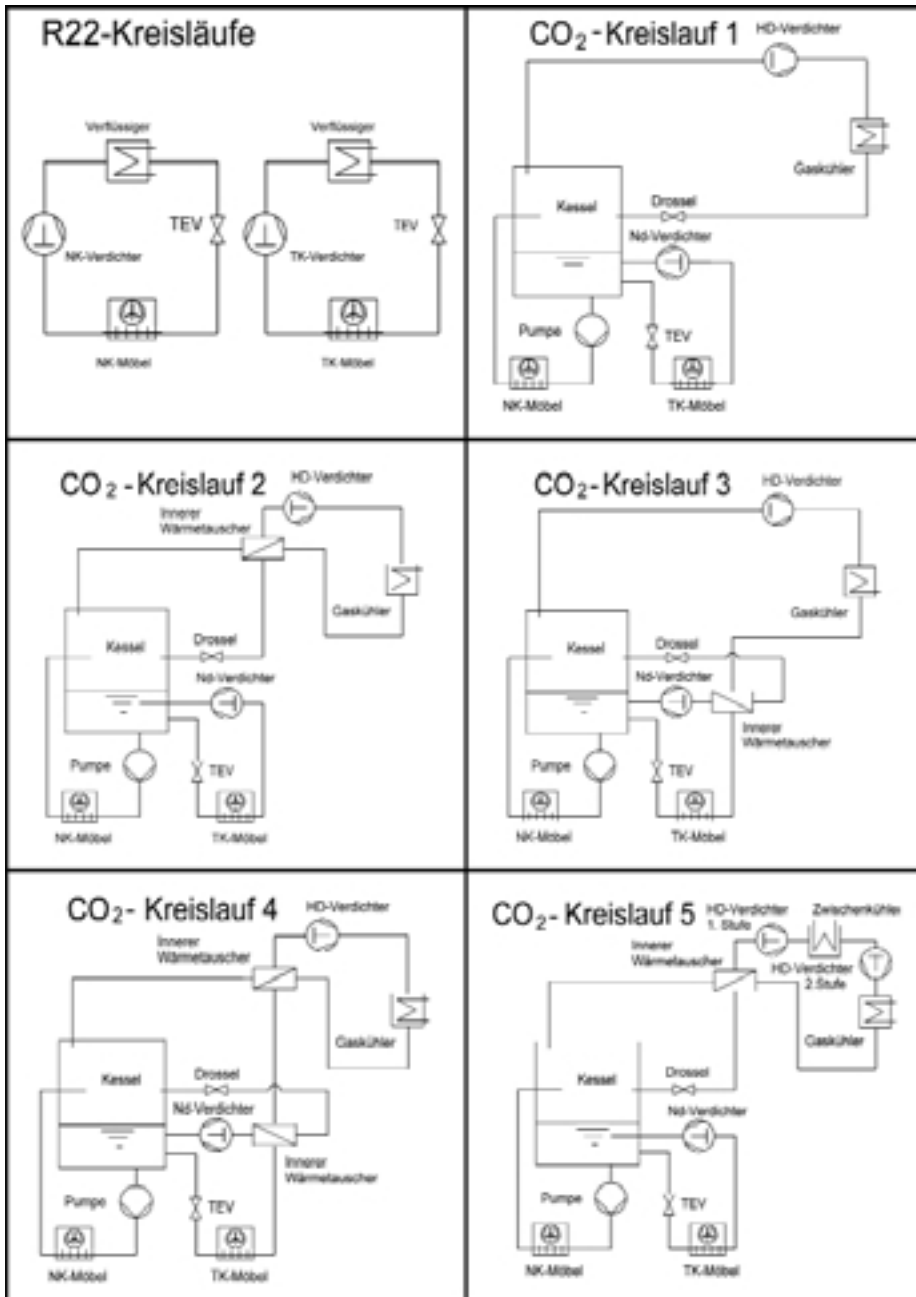


Bild 2 Anlagen für Normalkühlung und Tiefkühlung mit direkter Expansion und verschiedenen Kreislaufschaltungen für CO₂-Anlagen

Für die in Tabelle 1 genannten Arbeitsbedingungen und die beiden einstufigen Kreisläufe gemäß Bild 2 wurden die Gesamtleistungszahlen für die R 22-Anlage berechnet als Funktion des Verhältnisses der Kälteleistung bei Normal- und Tiefkühlung. Die Kälteleistungszahl wurde in der folgenden Weise definiert:

$$COP_{Total} = \frac{(\dot{Q}_{0,NK} + \dot{Q}_{0,TK})}{(P_{NK} + P_{TK})}$$

\dot{Q}_0 ; Kälteleistung
 P ; Antriebsleistung

CO₂-Kreisläufe

Verschiedene CO₂-Kreislaufgestaltungen

Fünf verschiedene Kreislaufrischnungen wurden in die Betrachtung einbezogen und sind ebenfalls im Bild 2 wiedergegeben.

Kreislauf 1 zeigt eine zweistufige Kälteanlage für die gewerbliche Anwendung von CO₂ mit 2 Expansionsventilen. Sie besitzt drei Drucklagen, die durch die vorgegebenen Verdampfungstemperatu-

ren von -10 °C und -40 °C und eine Variable für die Hochdruckseite festgelegt sind. Bei transkritischer Betriebsweise liegt der Hochdruck über dem kritischen Druck von 73,8 bar. Die allgemeinen Arbeitsbedingungen für die Berechnung sind festgelegt zu:

- Verdampfungstemperatur Tiefkühlung = -40 °C
- Verdampfungstemperatur Normalkühlung = -10 °C
- Überhitzung im Tiefkühlverdampfer = 10 K
- Überhitzung im Hochtemperaturverdampfer = 0 K
- Verhältnis der Kälteleistungen $\frac{\dot{Q}_{0,NK}}{\dot{Q}_{0,TK}} = 3$

Gegenüber dem Kreislauf 1 wurde ferner der Einfluß zweier verschiedener Wärmeaustauscher untersucht:

Kreislauf 2 zeigt einen Wärmeaustauscher nach dem Gaskühler, der das Druckgas vor dem Drosselventil am Kessel durch das Sauggas des Hochdruckverdichters unterkühlt.

Kreislauf 3 zeigt einen Wärmeaustauscher, der das Druckgas vom Gaskühler vor der Expansion im Drosselventil der oberen Stufe durch das Sauggas des Niederdruckverdichters unterkühlt. Gegenüber dem Kreislauf 2, bei dem im Wärmeaustauscher gleiche Massenströme auf beiden Seiten fließen, sind bei diesem Kreislauf 3 beide Massenströme sehr verschieden.

Kreislauf 4 zeigt eine Kreislaufrischnung, die beide Wärmeaustauscher enthält, indem sie nacheinander angeordnet sind und Wärme von dem Kältemittel, das den Gaskühler verläßt auf das Sauggas der jeweils beiden Stufen überträgt.

Kreislauf 5 zeigt die Konfiguration von Kreislauf 3, wobei, um eine höhere Kälteleistungszahl des Kreislaufrischnung zu erreichen, ein zweistufiger Verdichter für transkritische Arbeitsweise vorgesehen wurde. Diese Anordnung erlaubt es, die Verdichterantriebsleistung durch Zwischenkühlung zwischen den beiden Stufen zu verringern. Ein zweistufiger Verdichter für CO₂ war zuvor durch das FKW mit vielversprechenden Resultaten indiziert worden. Aus diesem Grunde wurde die zweistufige Verdichtung mit Zwischenkühlung in Betracht gezogen, um diesen Kreislauf mit anderen Konfigurationen zu vergleichen. Die Zwischenkühlung des zweistufigen Verdichters erfolgt auf 35 °C.

Der Optimaldruck für ein CO₂-System

Im überkritischen Bereich liegt keine eindeutige Beziehung zwischen Temperatur und Druck vor, wie es von den Sättigungsbedingungen im Zweiphasengebiet bekannt ist. Aus diesem Grund muß ein optimaler Verdichtungsdruck für jede Gaskühleraustrittstemperatur bestimmt werden. Das Optimum des Gaskühlerdruckes ist dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis von Kälteleistung und Antriebsleistung der CO₂-Anlage, nämlich die Kälteleistungszahl, ein Maximum erreicht. Für das untersuchte CO₂-System gemäß Kreislauf 2 wurde die Kälteleistungszahl als Funktion des Gaskühlerdruckes und der Gaskühleraustrittstemperatur berechnet und in Bild 3 dargestellt. Hieraus lassen sich die optimalen Gaskühlerdrücke für die entsprechenden Gaskühleraustrittstemperaturen bestimmen.

Für jeden CO₂-Kreislauf wurde ein isentroper Verdichter-Gütegrad von 0,75 angenommen, abgeschätzt aus Messungen an offenen Verdichtern. Dieser hohe Wert rührt daher, weil für ähnliche Arbeitsbedingungen das Druckverhältnis des Verdichters mit CO₂ kleiner ist als mit anderen traditionellen Kältemitteln, wodurch es möglich ist, höhere isentrope Verdichtergütegrade zu erreichen (NTNU-Sintef [8], FKW [9]). In Bild 3 ist der starke Einfluß der Gaskühleraustrittstemperatur für die Kreislaufkonfiguration 2 gezeigt, wobei angenommen werden kann, daß diese Temperatur unter Verwendung eines luftgekühlten Wärmeaustauschers eine kleinste Temperaturdifferenz am Gaskühler von 5 K hat. Wenn die Gaskühleraustrittstemperatur von 35 auf 40 °C ansteigt, steigt der optimale Druck von ungefähr 85 auf 98 bar an, wobei die Kälteleistungszahl um 14 % abfällt. Wenn der Gaskühlerdruck

bei 85 bar verbleibt und nicht auf den Optimaldruck geregelt wird, würde die Kälteleistungszahl sogar um 28 % von 2,1 auf 1,5 abfallen. Es ist deshalb besonders wichtig, die Gaskühleraustrittstemperatur und den Gaskühlerdruck gemeinsam zu regeln, um keine energetischen Einbußen zu erleiden.

Vergleich verschiedener Kreislaufkonfigurationen

Vergleich der Kälteleistungszahlen der R 22-Anlage und der CO₂-Kreisläufe

Die Kälteleistungszahlen der fünf verschiedenen CO₂-Kreisläufe werden in Bild 4 mit den einstufigen NK- und TK-R 22-Kreisläufen verglichen, und zwar in Abhängigkeit vom Verhältnis der Kälteleistungen der Normal- und der Tiefkühlung. Sie wurden jeweils bei ihren Optimaldrücken von 85 bar und bei einer Gaskühleraustrittstemperatur von 35 °C berechnet.

Die Kälteleistungszahl einer R 22-Anlage in der Gewerbekälte, die aus zwei einstufigen Kompressionskreisläufen für Normal- und Tiefkühlung besteht, wurde für die vorgegebenen Arbeitsbedingungen zwischen 1,3 und 1,95 berechnet. Es kann festgestellt werden, daß der einstufige R 22-Kreislauf besser ist als der zweistufige CO₂-Kreislauf 1 ohne inneren Wärmeaustauscher. Ebenfalls ergibt der zweite innere Wärmetauscher gemäß Kreislauf 3 keine signifikante Verbesserung der Kälteleistungszahl. Jedoch verbessert der erste innere Wärmetauscher gemäß Kreislauf 2 die Kälteleistungszahl des CO₂-Kreislaufes derart, daß sie über den gesamten Bereich der Kälteleistungsverhältnisse deutlich besser wird als die der R 22-Anlage. Ein zusätzlicher zweiter innerer Wärmetauscher ergibt wiederum keine nennenswerte Leistungszahlsteigerung. Ein zweiter Verdichter in der oberen Stufe (Kreislauf 5) mit Zwischenkühlung verbessert die Kälteleistungszahl jedoch um ungefähr 22 % gegenüber der R 22-Anlage.

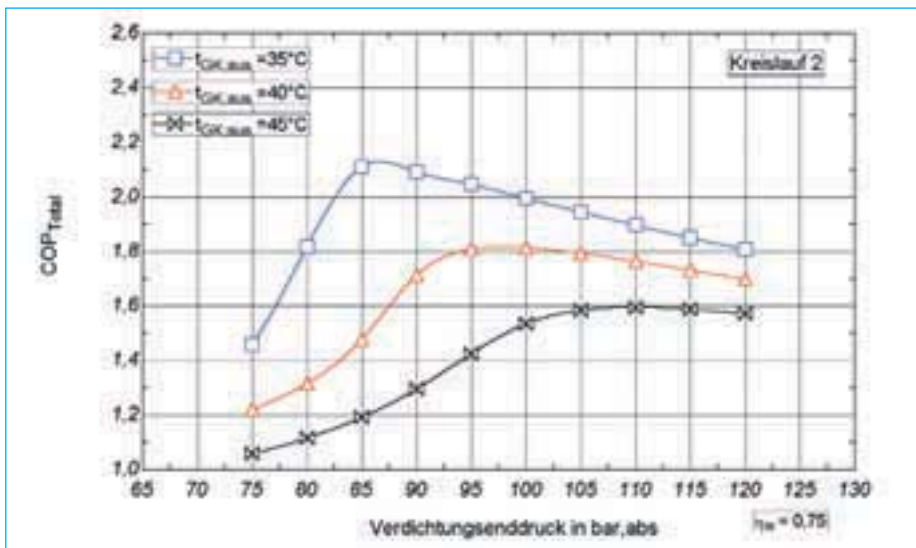


Bild 3 Optimaler Gaskühlerdruck als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur

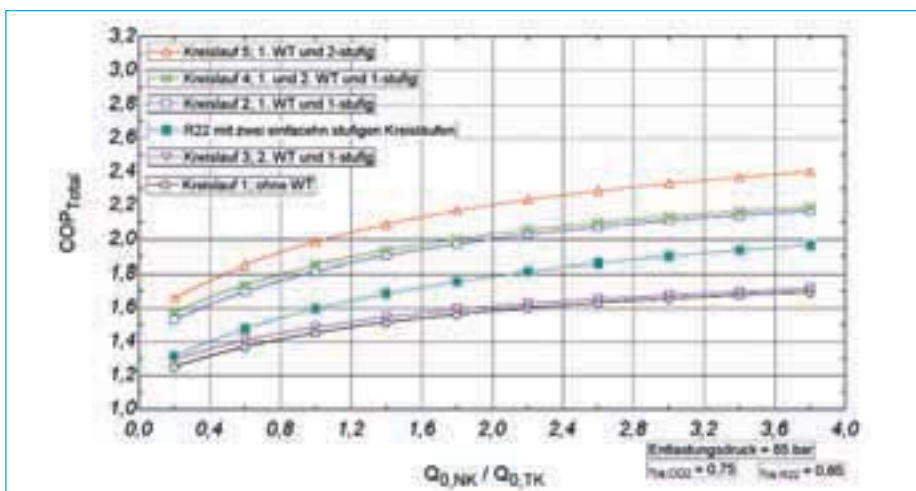


Bild 4 Vergleich der COP-Werte in Abhängigkeit des Kälteleistungsverhältnisses NK/TK, R 22 einstufig zu CO₂-Kreisläufe 1–5

Vergleich der Kälteleistungszahlen der CO₂-Kreisläufe mit einem R 22-Kreislauf mit Zwischendruckbehälter

Da ein wesentlich höherer Anlagenaufwand für den zweistufigen CO₂-Kreislauf 5 getrieben wurde, erscheint es erforderlich, einen gleichartigen Kreislauf für R 22 zu betrachten (Kreislauf 1). Hierdurch wird für ein Verhältnis der Kälteleistungen von 3 die Kälteleistungszahl gegenüber der einstufigen Anlage um 30 % verbessert.

In Bild 5 sind die Kälteleistungszahlen dieses R 22-Systems mit den verschiedenen CO₂-Anlagen verglichen. Es kann festgestellt werden, daß nun die R 22-Anlage eine um etwa 6 % bessere Kälteleistungszahl als das CO₂-System mit zweistufigem

durchgeführt wurden, sollen diese bei der folgenden Betrachtung berücksichtigt werden. Die Druckverluste wurden aufgrund der folgenden Untersuchungen in die Berechnung eingeführt und wurden von Daten entnommen, wie sie bei einer Standard-R 22-Anwendung mit mittelgroßem Verflüssigungssatz vorhanden sind. Die gleichen Druckverluste wurden für die CO₂-Systeme angenommen. Diese Druckverluste sind die folgenden:

- Saugleitung Niederdruckverdichter $Dp_{STK} = 0,1$ bar
- Saugleitung Hochdruckverdichter $Dp_{SNK} = 0,3$ bar
- Druckleitung zwischen HD-Verdichterausstritt und Kondensator/Gaskühlerausstritt $Dp_{Dnk} = 1,3$ bar
- Flüssigkeitsleitung ND $Dp_F = 0,6$ bar

Der Einfluß der Druckverluste für R 22- und CO₂-Systeme

In Bild 6 sind die Kälteleistungszahlen als Funktion des Verhältnisses der Kälteleistung dargestellt, einerseits für die R 22-Anlage mit Zwischendruckbehälter entsprechend Kreislauf 1 und für das CO₂-System entsprechend Kreislauf 5. Es ist evident, daß der Einfluß der Druckverluste auf die Kälteleistungszahl für CO₂ wesentlich geringer ist als für R 22. Bei Annahme der gleichen Druckverluste ist der Abfall der Kälteleistungszahl für den CO₂-Kreislauf ungefähr 5 mal geringer als verglichen mit dem R 22-Kreislauf, so daß die Kälteleistungszahl höher wird als die der R 22-Anlage. Andererseits bedeutet dies, daß es möglich ist, eine CO₂-Anlage mit Druckverlusten zu betreiben, die ungefähr 5 mal höher sind als eine solche für den R 22-Kreislauf, wobei dann beide nach wie vor den gleichen Abfall in der Kälteleistungszahl zeigen, aber die CO₂-Anlage mit erheblich geringerem Rohrdurchmesser ausgeführt werden kann, was die Investitionskosten verringert.

Bemerkung: Alle CO₂-Verdichtergütegrade wurden mit einem konstanten Wert von 0,75 der Berechnung zugrunde gelegt. Für die R 22-Kreisläufe mit Zwischen-druckbehälter wurde ein konstanter isentropen Gütegrad von 0,65 gewählt.

Einfluß des internen Wärmeaustauschers für CO₂-Kreisläufe

In Bild 7 wird die mögliche Verbesserung durch einen inneren Wärmeaustauscher in einem transkritischen CO₂-Kreislauf gezeigt und mit einem R 22-System vergli-

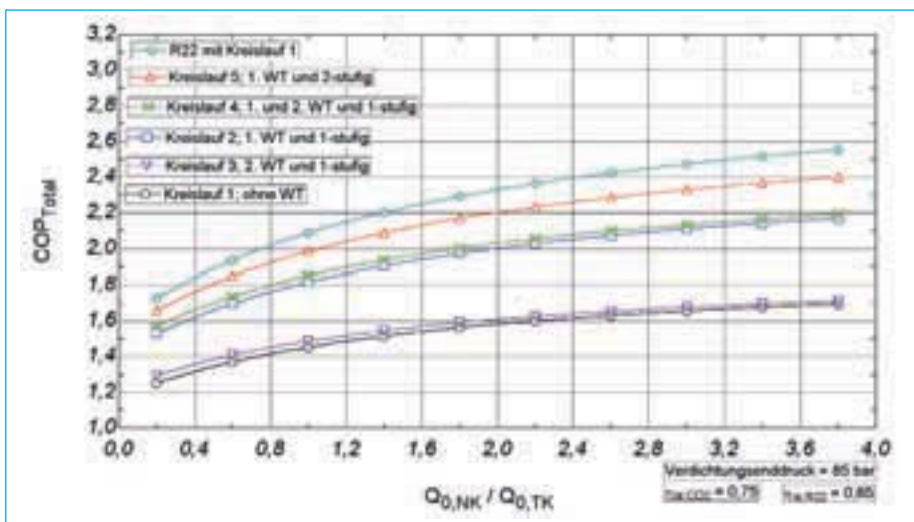


Bild 5 Vergleich der COP-Werte in Abhängigkeit des Kälteleistungsverhältnisses NK/TK, R 22 identisch mit Kreislauf 1 zu CO₂-Kreisläufe 1–5

Verdichter in der oberen Stufe und zusätzlichen inneren Wärmeaustauscher aufweist, welches die höchste Kälteleistungszahl der untersuchten CO₂-Kreisläufschaltungen ergab. Verglichen mit nur einem einstufigen Verdichter in der oberen Stufe und dem ersten inneren Wärmeaustauscher ist das zweistufige R 22-System mit Zwischendruckbehälter ungefähr 18 % besser.

Druckverluste

Während in den vorhergehenden Ergebnissen die theoretischen Berechnungen unter Vernachlässigung der Druckverluste

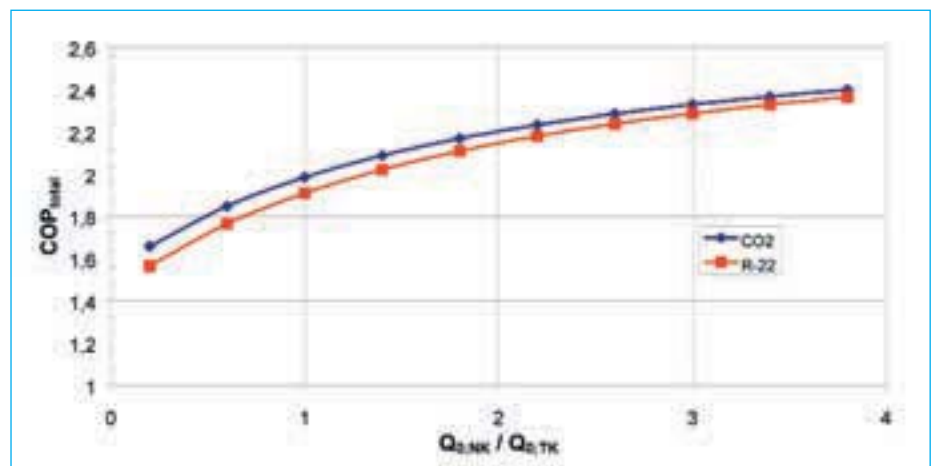


Bild 6 Vergleich der COP-Werte in Abhängigkeit des Kälteleistungsverhältnisses NK/TK, R 2 und CO₂ in identischen Kreisläufen unter Berücksichtigung der Druckverluste in den Kreisläufen

chen, das ebenso einen inneren Wärmetauscher hat. Es kann festgestellt werden, daß der Einfluß des inneren Wärmetauschers für den CO₂-Kreislauf wesentlich größer als für eine R 22-Anlage ist. Im Bild 7 sind die Kälteleistungszahlen für das CO₂-System und die R 22-Anlage beide mit innerem Wärmetauscher gezeigt als Funktion der Überhitzung des Sauggases im inneren Wärmetauscher. Es kann festgestellt werden, daß bei Zunahme der Überhitzung von 0 bis 35 K die Kälteleistungszahl des CO₂-Systems um 27 % die der R 22-Anlage nur um ungefähr 9 % wächst.

verbessert werden. Insgesamt wurde festgestellt, daß die Druckverluste einen wesentlich geringeren Einfluß auf die Kälteleistungszahl der CO₂-Systeme haben als bei den R 22-Kreisläufen, wodurch die energetisch beste CO₂-Anlage einer entsprechenden R 22-Anlage gleichwertig wird. Andererseits bedeutet es, daß eine CO₂-Anlage, bei gleichen Kälteleistungszahlverlusten gegenüber einer R 22-Anlage mit größeren Druckverlusten betrieben werden kann. In dieser Weise ist es möglich, die Rohrleitungskosten der Installation entsprechend zu verringern.

Wird fortgesetzt

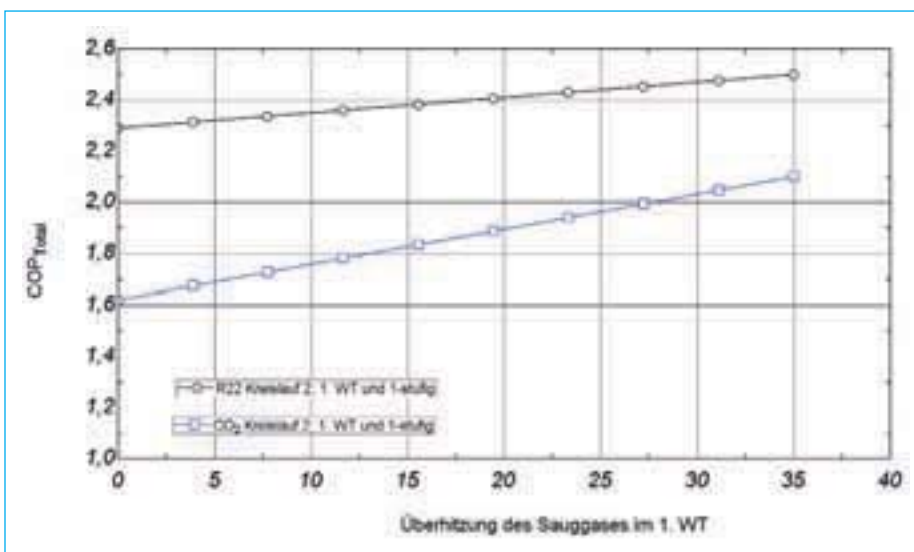


Bild 7 Vergleich der COP-Werte in Abhängigkeit der Überhitzung am inneren Wärmetauscher für ein R 22-System und dem äquivalenten CO₂-Kreislauf

Schlußfolgerung

Durch die theoretischen Untersuchungen verschiedener CO₂-Kreislaufschaltungen mit transkritischer Betriebsweise konnte festgestellt werden, daß für jede Gaskühleraustrittstemperatur des CO₂ ein Maximum der Kälteleistungszahl bei einem optimalen Gaskühlerdruck erreicht wird. Im Hinblick auf die energetische Qualität der untersuchten CO₂-Kreisläufe konnte weiterhin dargestellt werden, daß die größte Verbesserung durch einen inneren Wärmetauscher zwischen dem Gaskühleraustritt und dem Verdichtereintritt in der Saugleitung des Hochdruckverdichters besteht. Ein weiterer innerer Wärmetauscher zwischen dem Gaskühleraustritt und der Saugleitung des Tieftemperaturverdichters hat nur einen sehr geringen Einfluß auf die Kälteleistungszahl und kann deswegen entfallen. Die Kälteleistungszahl kann weiterhin durch Verwendung eines zweistufigen Verdichters auf der Hochdruckseite mit Zwischenkühlung

Literatur

- [1] Schiesaro, P., Kruse, H., 1999. Future Supermarket Systems under the aspect of Environmental Issues. Euroshop Messe, Düsseldorf
- [2] DOE/AFEAS TEWI-III Report: Energy and Global Warming Impacts of HFC Refrigerants and Emerging Technologies: TEWI Phase 3, Oak Ridge National Laboratory, March 1997
- [3] Schiesaro, P., 1998. A new secondary fluid for freezer case, Concerted Action CT96-180, Proceeding Porto Meeting
- [4] Pearson, F., 1993. Development of Improved Secondary Refrigerants, Paper presented at The Institute of Refrigeration, London
- [5] Rolfsman, L., 1996. CO₂ and NH₃ in the supermarket ICA-focus. Proc. Int. Conf. IIR, Applications for natural refrigerants, Aarhus, Danmark, p. 219
- [6] Ferreira, I., and Boukens, R. A. 1996 - Carbon dioxide - secondary coolant or refrigerant for cascade systems? Proc. Int. Conf. IIR, Applications for natural refrigerants, Aarhus, Danmark, p. 185
- [7] Neksa, P., Girotto, S., Schieffoe, P. A., 1998. Commercial Refrigeration Using CO₂ as Refrigerant. System design and Experimental Results. Natural Working Fluids '98, IIR-Gustav Lorentzen Conference, Oslo, Proceedings, p. 270-280
- [8] NTNU-Sintef, COHEPS 1999, EU-Contract No: JOE-CT 95-0006 4.24
- [9] FKW, COHEPS 1999, EU-Contract No: JOE-CT 95-0006 4.25