

Technische Universität Braunschweig  
Institut für Thermodynamik

# Lüftgekühlter Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>

Grundlegende Untersuchungen zur Kälte-/Wärmekopplung, zum  
Verschaltungskonzept, zum Verdichter und zu einem Low-Flow-Gaskühler

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 08489 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Nicholas Lemke  
und  
Dr. Sven Försterling

Braunschweig, August 2004



**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>08489</b>	Referat	<b>24/0</b>	Fördersumme	<b>213.720,01 €</b>
----	--------------	---------	-------------	-------------	---------------------

**Antragstitel**                      **Entwicklung luftgekühlter Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>**

**Stichworte**                      Energie, Wärme, Wasser

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
<b>3 Jahre, 7 Monate</b>	<b>1.2.2001</b>	<b>31.8.2004</b>	<b>1</b>
Zwischenberichte	21.01.03 28.09.01	7.10.02	03.04.02

<b>Bewilligungsempfänger</b>	Institut für Thermodynamik	Tel	0531/391-2627
	Technische Universität Braunschweig	Fax	0531/391-7814
	Hans-Sommer-Str. 5	Projektleitung	
	38106 Braunschweig	Herr Prof. Jürgen Köhler	
		Bearbeiter	
		Nicholas Lemke	

**Kooperationspartner**      Bock GmbH & Co. Kältemaschinenfabrik, Frickenhausen

### **Zielsetzung und Anlass des Vorhabens**

Flüssigkeitskühler, wie sie in zentralen Klimaanlage von großen Gebäuden oder auch in der Industrie zum Einsatz kommen, tragen durch den Ausstoß von synthetischen Kältemitteln in bedeutendem Maße zur Zerstörung der Ozonschicht und zum Treibhauspotential bei. Das Forschungsvorhaben soll klären, ob das natürliche Kältemittel Kohlendioxid eine entsprechende wirtschaftliche und energetische Alternative zu den synthetischen Kältemitteln darstellt. Dazu soll im Rahmen des Forschungsvorhabens ein luftgekühlter Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub> entwickelt werden. Der CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler soll mit der Warmwasserbereitung gekoppelt werden können und über einen luftgekühlten Low-Flow-Gaskühler verfügen. Im Vergleich zu konventionellen Anlagen soll eine Vermeidung synthetischer Kältemittel, eine deutlich höhere Gesamteffizienz, Minderung der Lärmentwicklung, sowie eine bedeutende Wasserersparnis durch den Ersatz wassergekühlter Flüssigkeitskühler erzielt werden.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

Im Rahmen des Forschungsvorhabens soll zunächst ein einfacher CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler aufgebaut und wissenschaftlich untersucht werden. In einem weiteren Arbeitspaket wird das Basisgerät für die Wärmeauskoppelung erweitert und erneut experimentell und theoretisch untersucht. Auf der Basis detaillierter Berechnungen soll ausgehend vom Basisgerät ein CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler mit einer neuartigen fortgeschrittenen Schaltungsvariante aufgebaut und wissenschaftlich untersucht werden. Auch hier erfolgt eine experimentelle und theoretische Untersuchung der Wärmeauskoppelung. Es wird erwartet, dass sich dieser innovative Flüssigkeitskühler gegenüber der konventionellen Technik durch eine langfristige Reduzierung des Ausstoßes synthetischer Kältemittel und durch eine Verminderung des Gesamtenergieverbrauchs auszeichnet. Weiterhin soll ein detailliertes objektorientiertes Berechnungsmodell eines luftgekühlten Gaskühlers erstellt werden. Das Modell wird zur Optimierung eines geräuscharmen Gaskühlers mit minimalem Luftvolumenstrom (Low-Flow-Gaskühler) verwendet. In Zusammenarbeit mit der Fa. Bock soll der in einem DBU-Projekt entwickelte CO<sub>2</sub>-Fahrzeug-Verdichter für stationäre Anwendungen weiterentwickelt werden. Dazu wird die Ventilplatte mit Unterstützung von Indikatormessungen optimiert. Es wird eine Konzeptstudie für ein alternatives Gehäusematerial durchgeführt. Ebenso wird in Hinblick auf die zukünftige Entwicklung eines Hermetikverdichters eine Konzeptstudie für eine optimale Motorkühlung erstellt.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Der Aufbau und die Untersuchung eines einstufigen CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers wurden wie geplant durchgeführt. Im Bereich der Klimatisierung hat sich diese Anlage bei hohen Umgebungstemperaturen über 27°C im Vergleich zu den besten konventionellen Anlagentypen wie erwartet als nicht konkurrenzfähig erwiesen.

Als fortgeschrittene Kreislaufvariante wurde ein neuartiger zweistufiger CO<sub>2</sub>-Kältekreislauf entwickelt. Eine herunterskalierte Anlage wurde aufgebaut und experimentell untersucht. Die Ergebnisse konnten zur Kalibrierung einer umfangreich erweiterten Simulationsumgebung genutzt werden. Die Leistungsziffern der zweistufigen Anlage übertreffen diejenigen konventioneller Systeme selbst bei der Annahme ungünstiger Verdichterkennlinien deutlich. Hier kann ein erheblicher ökologischer Nutzen durch den Umstieg von konventionellen Systemen auf die neuartigen Anlagentypen erzielt werden.

Die Brauchwassererwärmung durch die Abwärme eines Flüssigkeitskühlers anstelle von Gas- oder Elektroboilern bietet ein hohes Potential zur Energieeinsparung. Einstufige CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler haben sich hierbei als ebenso effizient wie die untersuchte zweistufige Variante herausgestellt.

Der Einsatz eines Low-Flow-Gaskühlers hat sich als energetisch nicht sinnvoll erwiesen. Der Mehrverbrauch durch ungünstigere Betriebszustände übersteigt das mögliche Einsparpotential deutlich.

Der CO<sub>2</sub>-Verdichter der Firma Bock konnte hinsichtlich der Ventilplatte wie geplant verbessert werden. Für einen Halbhermetik-Verdichter konnte nicht nur wie vorgesehen eine Konzeptstudie erstellt werden, sondern erste Exemplare eines solchen Verdichters konnten bereits von der Firma Bock gebaut werden.

Durch die höheren Leistungsziffern lassen sich bei Einsatz eines zweistufigen CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers anstelle eines konventionellen Systems zur Hotelklimatisierung (1400kW Kälteleistung) unter tropischen Temperaturen (Recife) zwischen 1,8 und 9,8 Tonnen CO<sub>2</sub>-äquivalenter Treibhausgase pro Jahr einsparen. Durch die Vermeidung der Leckage synthetischer Kältemittel in die Umwelt werden je nach Ausführung der ersetzten Anlage jährlich weitere 1,5 bis 61,2 Tonnen CO<sub>2</sub>-äquivalenter Treibhausgase eingespart. Die Brauchwassererwärmung wird üblicherweise in den Hotels der untersuchten Region Recife durch Gas- oder Elektroboiler realisiert. Für eine typische Hotelanlage lassen sich durch Nutzung der Abwärme der Flüssigkeitskühler die Emissionen CO<sub>2</sub>-äquivalenter Treibhausgase um 138 bzw. 375 Tonnen pro Jahr verringern.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

### **Michael, C.:**

*Techno-ökonomische Analyse einer Kälte-/Wärmekopplung von CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlern in tropischen Gebieten*, Technische Universität Braunschweig, Diplomarbeit, 2001

### **Junior, C.:**

*Inbetriebnahme und Simulation eines zweistufigen Flüssigkeitskühlers*, Technische Universität Braunschweig, Studienarbeit, 2004

### **Köhler, J. ; Tegethoff, W. ; Lemke, N. ; Correia, C. ; Cavalcante, P.:**

*CO<sub>2</sub> - Total Cycle and Components*. In: VDA Alternate Refrigerant Winter Meeting - Automotive Air-Conditioning and Heat Pump Systems, Saalfelden, 2003

### **Försterling, S.:**

*Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. Cuvillier Verlag, Göttingen, 2004

## **Fazit**

Insgesamt hat sich das Konzept des CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers als sehr vielversprechend herausgestellt. Durch die Vermeidung synthetischer Kältemittel, die effiziente Brauchwassererwärmung und die deutlich höheren Leistungsziffern des neuartigen zweistufigen Kreislaufs im Vergleich zu konventionellen Systemen lässt sich die Freisetzung von Treibhausgasen deutlich reduzieren.

Der Aufbau eines leistungsstärkeren, seriennahen Prototypen und die Untersuchung vor Ort bzw. im Langzeitversuch in der Klimakammer sollten die nächsten logischen Schritte zur Umsetzung der im Rahmen des Projektes entwickelten Technologien sein.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>Hauptteil</b>	<b>6</b>
3.1	Anwendungsszenario . . . . .	6
3.2	Basisgerät . . . . .	7
3.3	Fortgeschrittene Schaltungsvarianten . . . . .	10
3.4	Identifikation des optimalen Kreislaufs . . . . .	16
3.4.1	Kälteerzeugung . . . . .	16
3.4.2	Wärmeauskopplung . . . . .	21
3.4.3	Auswirkungen eines internen Wärmeübertragers . . . . .	25
3.4.4	Zusammenfassung: Identifikation des optimalen Anlagenkonzeptes	28
3.5	Zweistufige Versuchsanlage . . . . .	28
3.6	Vergleich zwischen konventionellen und CO <sub>2</sub> -Flüssigkeitskühlern . . . . .	32
3.6.1	Simulationsmodell . . . . .	33
3.6.2	Konventionelle Vergleichsanlagen . . . . .	33
3.6.3	Temperaturabhängige Leistungsziffer . . . . .	35
3.6.4	Temperaturverteilung in Recife . . . . .	37
3.6.5	Kälteleistungsbedarf . . . . .	37
3.6.6	Teillastwirkungsgrade . . . . .	39
3.6.7	Jahresenergieverbrauch . . . . .	41
3.7	Low-Flow-Gaskühler . . . . .	44
3.8	Verdichter . . . . .	45
3.9	Ökologische Bewertung . . . . .	46
3.10	Verbreitung der Vorhabensergebnisse . . . . .	48
<b>4</b>	<b>Fazit</b>	<b>50</b>
<b>5</b>	<b>Anhang - Verdichteruntersuchungen</b>	<b>51</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>86</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Wärmeabgabe an die Umgebung; links: lufgekühlter Kondensator, rechts: wassergekühlter Kondensator und Kühlturm . . . . .	4
3.1	Einstufiger CO <sub>2</sub> -Basis-Kältekreislauf: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert) . . . . .	7
3.2	Bock Kältemittelverdichter FKX3-CO <sub>2</sub> [Försterling 2004] . . . . .	8
3.3	Kombination von vier Pkw-Gaskühlern zum Gaskühler des äußeren Kreislaufs . . . . .	9
3.4	Elektronisches Expansionsventil Typ RTC-C SL, Fa. Egelhof . . . . .	9
3.5	COP bei Vollast in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur . . . . .	10
3.6	Zweistufiger Kältekreislauf (Kaskade): Schema und p-h-Diagramm (idealisiert) . . . . .	12
3.7	Zweistufiger Kreislauf mit Mitteldruckflasche; Zwischenkühlung extern: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert) . . . . .	13
3.8	IV: Zweistufiger Kreislauf mit Mitteldruckflasche; Zwischenkühlung extern und über Mitteldruckflasche: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert)	14
3.9	Gekoppelter zweistufiger Kreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert) . . . . .	15
3.10	Isentroper Verdichterwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis	18
3.11	Optimierter einstufiger Kreislauf nach Abbildung 3.1 bei 35°C CO <sub>2</sub> -Gaskühler-Austrittstemperatur . . . . .	18
3.12	Optimierter zweistufiger Kreislauf mit Zwischenkühlung extern und durch das Kältemittel nach Abb. 3.8 . . . . .	19
3.13	Optimierter zweistufiger Kreislauf mit externer Zwischenkühlung nach Abbildung 3.7 bei 35°C CO <sub>2</sub> -Gaskühler-Austrittstemperatur . . . . .	19
3.14	Optimierter zweistufiger Kreislauf mit getrennten Kreisläufen nach Abbildung 3.9 bei 35°C CO <sub>2</sub> -Gaskühler-Austrittstemperatur . . . . .	20
3.15	Maximale erreichbarer COP verschiedener Kreislaufvarianten, Bezeichnungen nach Tabelle 3.3 . . . . .	21

3.16	Warmwasserbereitung unter Nutzung des gesamten Kältemittelstroms des Flüssigkeitskühlers; dargestellt für den Gaskühler des äußeren Teilkreises; Skizze und Temperaturverlauf über der Enthalpie für eine Luft-eintrittstemperatur von 27 °C und eine Wassererwärmung von 18°C auf 60°C . . . . .	22
3.17	Warmwasserbereitung unter Nutzung einer kleineren Anlage; dargestellt für den Gaskühler des äußeren Teilkreises; Skizze und Temperaturverlauf über der Enthalpie für eine Wassererwärmung von 18°C auf 60°C . . . .	23
3.18	Optimierter Zweistufiger CO <sub>2</sub> -Kreislauf zur Brauchwassererwärmung . .	24
3.19	Optimierter Einstufiger CO <sub>2</sub> -Kreislauf zur Brauchwassererwärmung . .	25
3.20	Mögliche Anordnungen für den internen Wärmeübertrager; Wärmeaufnahme vor dem Verdichter des äußeren Teilkreises; Wärmeabgabe an den Positionen A, B oder C . . . . .	26
3.21	Optimierter zweistufiger Kreislauf mit getrennten Kreisläufen und internem Wärmeübertrager . . . . .	27
3.22	Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild nach EN 1861 : 1998 . . . . .	29
3.23	Zweistufiger Flüssigkeitskühler: Stationäre Simulation und Vergleich mit dem Experiment . . . . .	30
3.24	Abhängigkeit des COP eines idealisierten transkritischen CO <sub>2</sub> -Kälteprozesses vom Hochdruck für verschiedene Umgebungstemperaturen . . . .	35
3.25	COP bei Vollast in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur . . . .	36
3.26	Temperaturverteilung (stündliche Mittelwerte) im Jahre 2003 am Flughafen Guararapes International, Recife . . . . .	37
3.27	Relativer Kälteleistungsbedarf in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur nach ARI 550/590-1998 . . . . .	38
3.28	Angenommener relativer Kälteleistungsbedarf und Temperaturverteilung in Recife . . . . .	39
3.29	Teillastleistungsziffern . . . . .	40
3.30	Temperaturabhängige Leistungsziffern von Anlage X . . . . .	43

# Tabellenverzeichnis

3.1	Anwendungsszenario: Hotel in Recife . . . . .	6
3.2	Bock Kältemittelverdichter FKX3-CO <sub>2</sub> . . . . .	8
3.3	Betrachtete Kreislaufvarianten . . . . .	11
3.4	COP verschiedener Kreislaufvarianten . . . . .	20
3.5	Veränderung des COP durch Einbau eines internen Wärmeübertragers	27
3.6	Zweistufiger Flüssigkeitskühler: Stationäre Simulation und Vergleich mit dem Experiment . . . . .	31
3.7	Vergleichsanlagen: R407c und R134a . . . . .	34
3.8	Jahresenergieverbrauch konventioneller und CO <sub>2</sub> -Flüssigkeitskühler . .	42
3.9	Zunahme der Verdichter-Antriebsleistung bei Verringerung des Gaskühler-Luftvolumenstroms um 20% . . . . .	44
3.10	Vermeidungspotenzial synthetischer Kältemittlemissionen (direkt), 700 kW Flüssigkeitskühler(FK), (2 Stück im untersuchten Referenzhotel) .	47
3.11	Energieeinsparung durch Kälte-Wärme-Kopplung . . . . .	48
3.12	Jahresenergieverbrauch für Flüssigkeitskühler nach Kapitel 3.6 . . . . .	49

# Symbolverzeichnis

## Griechische Formelzeichen

$\eta_{iV}$	isentropen Verdichterwirkungsgrad	$[-]$
$\Pi$	Druckverhältnis	$[-]$
$\varrho$	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

## Lateinische Formelzeichen

$c_p$	spezifische isobare Wärmekapazität	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$
$h$	spezifische Enthalpie	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$IPLV$	Integrated Part Load Value	$[-]$
$JEV$	Jahresenergieverbrauch	$[Ws]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$\left[\frac{kg}{h}\right]$
$P$	Leistung	$[W]$
$p$	Druck	$[Pa]$
$P_0$	Leistungsaufnahme Nebenaggregate	$[W]$
$\dot{Q}$	Wärmestrom	$[W]$
$T$	Temperatur	$[K]$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$

## Indizes

$HD$	Hochdruck
------	-----------

*KM* Kältemittel

*KT* Kälteträger

*ND* Niederdruck

# Kapitel 1

## Zusammenfassung

In dem durchgeführten Entwicklungsprojekt wurde der mögliche Einsatz des natürlichen Kältemittels  $\text{CO}_2$  in Flüssigkeitskühlern zur Gebäudeklimatisierung in tropischen Gebieten untersucht. Zur Zeit werden hierfür standardmäßig einstufige Kompressions-Kälteanlagen mit synthetischen Kältemitteln wie R134a oder R407C eingesetzt. Bei sehr hohen Umgebungstemperaturen stellen einstufige  $\text{CO}_2$ -Kältekreisläufe aus der Sicht des Energieverbrauchs keine geeignete Alternative dar. Innerhalb dieser Arbeit wurde eine konkurrenzfähige zweistufige Schaltungsvariante mit dem Kältemittel  $\text{CO}_2$  entwickelt.

Als Grundlage für die Untersuchungen dient das Anwendungsszenario eines in den Tropen gelegenen Hotels in Recife, Brasilien.

Ein einstufiger und vier zweistufige Kältekreisläufe mit dem Kältemittel  $\text{CO}_2$  werden hinsichtlich der energetischen Effizienz beim Einsatz in Flüssigkeitskühlern zur Klimatisierung des Referenzhotels miteinander verglichen. Im Rahmen dieser Arbeit wird dabei als neue Variante ein gekoppelter zweistufiger Kreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern entwickelt. Verschiedene Möglichkeiten, einen internen Wärmeübertrager in den neu entwickelten Kreislauf zu integrieren, werden untersucht. Die neue Kreislaufvariante liefert von den fünf betrachteten Kältekreisläufen in allen relevanten Betriebspunkten die höchsten Leistungsziffern.

Für die Erwärmung des Brauchwassers stellt sich als günstigste Alternative die Nutzung eines angepassten einstufigen  $\text{CO}_2$ -Kreislaufs kleiner Leistung heraus.

Die praktische Machbarkeit des neu entwickelten zweistufigen  $\text{CO}_2$ -Flüssigkeitskühlers kann an einer herunterskalierten Versuchsanlage mit bis zu 30 kW Kälteleistung bei 35°C Umgebungstemperatur unter Beweis gestellt werden. Die Messergebnisse dienen im Folgenden der Kalibrierung der Simulationsmodelle.

Der verwendete  $\text{CO}_2$ -Verdichter wurde am Institut für Thermodynamik indiziert und basierend auf den Ergebnissen weiterentwickelt. Eine halbhermetische Version steht für Versuchszwecke zur Verfügung.

Der neu entwickelte  $\text{CO}_2$ -Flüssigkeitskühler wird mit konventionellen einstufigen Systemen verglichen. Vier konventionelle Flüssigkeitskühler aus dem aktuellen Produktprogramm dreier Hersteller werden als Vergleichsanlagen herangezogen. Der zweistufige  $\text{CO}_2$ -Flüssigkeitskühler hat einen bis zu 12% niedrigeren Jahresenergieverbrauch

als die Vergleichsanlagen und bietet sich somit als umweltfreundliche Alternative zu konventionellen Systemen an.

Durch die höheren Leistungsziffern lassen sich bei Einsatz eines zweistufigen CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers anstelle eines konventionellen Systems (1400kW Kälteleistung) unter tropischen Randbedingungen zwischen 1.8 und 9.8 Tonnen CO<sub>2</sub>-äquivalenter Treibhausgase pro Jahr einsparen. Durch die Vermeidung der Leckage synthetischer Kältemittel in die Umwelt werden je nach Ausführung der ersetzten Anlage jährlich weitere 1.5 bis 61.2 Tonnen CO<sub>2</sub>-äquivalenter Treibhausgase eingespart. Die Brauchwassererwärmung wird üblicherweise in den Hotels der untersuchten Region Recife durch Gas- oder Elektroboiler realisiert. Für eine typische Hotelanlage lassen sich durch Nutzung der Abwärme der Flüssigkeitskühler die Emissionen CO<sub>2</sub>-äquivalenter Treibhausgase um 138 bzw. 375 Tonnen pro Jahr verringern.

Für das weiter Vorgehen bietet sich der Aufbau eines seriennahen Flüssigkeitskühlers im Maßstab 1:1 und die Untersuchung des Prototypen vor Ort bzw. in einem Langzeitversuch unter realistischen Betriebsbedingungen in der Klimakammer an.

Die vorliegende Arbeit wurde in Kooperation mit der Firma Bock GmbH und Co. durchgeführt und von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unter dem Aktenzeichen 08489 gefördert.

# Kapitel 2

## Einleitung

Die Klimatisierung von Gebäuden in tropischen Gebieten stellt durch die ganzjährig hohen Umgebungstemperaturen besondere Anforderungen an die verwendeten Klimaanlageanlagen. In dieser Arbeit wird der mögliche Einsatz des natürlichen Kältemittels  $\text{CO}_2$  in solchen Anlagen untersucht. Der hier untersuchte Anwendungsfall ist die Klimatisierung von großen Gebäuden oder Gebäudekomplexen mit einer zentralen Klimaanlage (z.B. Hotels, Schulen oder Bürogebäude). Hier wird die benötigte Kälte zentral von einem oder mehreren Flüssigkeitskühlern erzeugt und über ein Kaltwassernetz auf die verschiedenen Gebäudebereiche verteilt. Die Kühlung der einzelnen Räume erfolgt dezentral über Kühldecken oder an Wänden bzw. Decken installierte Wärmeübertrager.

Der in diesem Einsatzgebiet am weitesten verbreitete Typ von Flüssigkeitskühlern sind Kompressions-Kälteanlagen. Andere Techniken der Klimatisierung wie beispielsweise die Absorptionskälteanlagen werden im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet. Als Kältemittel wird in älteren Anlagen häufig noch das FCKW R12 oder das teilhalogenierte H-FCKW R22 verwendet. Neuere Anlagen setzen beispielsweise das FKW R134a oder das größtenteils aus R134a bestehende FKW-Gemisch R407C ein [Stanford III 2003]. All diese synthetischen Kältemittel zeichnen sich durch ein äußerst hohes Treibhauspotential und im Falle von R12 auch durch eine schädigende Wirkung auf die Ozonschicht aus.

Flüssigkeitskühler lassen sich nach der Art der Wärmeabgabe im Kondensator in trockene luftgekühlte und wassergekühlte Anlagen unterteilen [ASHRAE 2000]. Während der erste Typ Wärme direkt über den Kondensator an die umgebende Luft abgibt, nutzt der zweite Kühlwasser, welches in der Regel über einen Kühlturm gekühlt wird (vgl. Abbildung 2.1). In neueren Installationen ersetzen zunehmend luftgekühlte Anlagen die wassergekühlten Ausführungen. Ursache sind die hohen laufenden Kosten des offenen Wasserkreislaufs aufgrund des Wasserverbrauchs, der Ablagerung von Mineralien und der Korrosion [Carrier 2004]. Befragungen einer Vertriebsstelle von Flüssigkeitskühlern ergaben beispielsweise für den Nordosten Brasiliens, einer latent unter Frischwassermangel leidenden Region, eine Quote von 80% luftgekühlter Anlagen bei Neuinstallationen [Michael 2001].

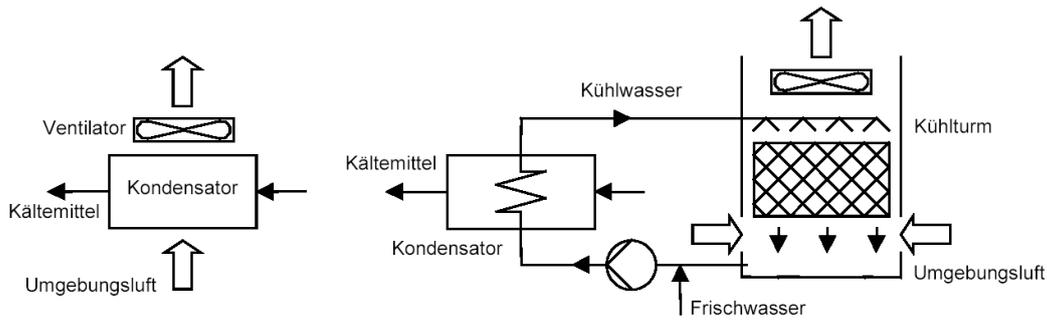


Abbildung 2.1: Wärmeabgabe an die Umgebung; links: luftgekühlter Kondensator, rechts: wassergekühlter Kondensator und Kühlturm

Die Aufstellung der Kälteanlage erfolgt in der Regel außerhalb der Gebäude. Zu unterscheiden sind kompakte Anlagen, bei denen der luftgekühlten Kondensator mit der restlichen Anlage in einem Gehäuse untergebracht ist von getrennten Installationen, bei denen der Kondensator bzw. der Kühlturm getrennt von der restlichen Anlage angeordnet ist. Je nach den örtlichen Begebenheiten erfolgt die Errichtung der Anlage meist ebenerdig vor dem Gebäude oder kostenintensiver auf dem Dach. Daneben ist bei getrennter Installation auch nur die Aufstellung des Kühlturms bzw. des luftgekühlten Kondensators auf dem Dach üblich.

In vielen Gebäuden mit zur Klimatisierung eingesetzten Flüssigkeitskühlern besteht zusätzlich ein Bedarf an warmen Brauchwasser. In diesen Fällen bietet es sich an, die Kälteerzeugung mit der Wärmeerzeugung zu koppeln und die Abwärme des Flüssigkeitskühlers zur Brauchwassererwärmung zu nutzen. Besonders in tropischen Gebieten erscheint eine solche Kopplung sinnvoll, da in vielen Fällen ganzjährig ein Bedarf sowohl an Klimatisierung, als auch an warmen Brauchwasser besteht. Beispiele hierfür sind Hotels, Krankenhäuser oder Restaurants.

Das Projektziel besteht in der Entwicklung eines luftgekühlten Flüssigkeitskühlers mit dem Kältemittel  $\text{CO}_2$ . Der  $\text{CO}_2$ -Flüssigkeitskühler soll mit der Warmwasserbereitung gekoppelt werden können und über einen Low-Flow-Gaskühler verfügen. Im Vergleich zu konventionellen Anlagen soll eine deutlich höhere Gesamteffizienz, Minderung der Lärmentwicklung, sowie eine Vermeidung synthetischer Kältemittel erzielt werden. Es wird erwartet, dass diese Innovation dazu führen kann, dass in vielen Anwendungen wassergekühlte Flüssigkeitskühler durch luftgekühlte Flüssigkeitskühler auf  $\text{CO}_2$  Basis verdrängt werden können. Das Forschungsvorhaben soll vor dem Hintergrund der Suche nach natürlichen Alternativen zu synthetischen Kältemitteln klären, ob Kohlendioxid als längerfristiges Kältemittel eine wirtschaftliche und energetische Alternative im Bereich Flüssigkeitskühler darstellt.

Erstes Teilziel ist der Aufbau und die Untersuchung eines einstufigen  $\text{CO}_2$ -Flüssigkeitskühlers als Basisgerät. Aufbauend auf den Ergebnissen sollen fortgeschrittene zwei-stufige Schaltungsvarianten entwickelt, aufgebaut und bewertet werden. Beide Schal-

tungsvarianten sollen hinsichtlich der Möglichkeit der Kälte-Wärme-Kopplung betrachtet werden. Die Untersuchung eines Low-Flow-Gaskühlers mit niedrigen Luftvolumenströmen ist eine weitere Aufgabenstellung innerhalb des Projektes. Die Weiterentwicklung des CO<sub>2</sub>-Verdichters der Firma Bock hinsichtlich der Ventilplatte und die Konzepterstellung für einen Halbermetik-Verdichter stellt den letzten Aufgabenbereich dar.

# Kapitel 3

## Hauptteil

### 3.1 Anwendungsszenario

Als Anwendungsbeispiel wurde im Rahmen dieser Arbeit eine typische Hotelanlage im Nordosten Brasiliens ausgewählt. Hierzu wurden in Recife (08° südliche Breite) Kenn-  
daten der Kalt- und Warmwasseranlagen mehrerer Hotelanlagen ermittelt [Michael  
2001]. Hieraus wurde ein typischer Hotelkomplex mit etwa 300 Apartments defi-  
niert, der für die folgenden Untersuchungen als Referenz-Anwendungsszenario dient.  
In Tabelle 3.1 sind die entsprechenden Kennzahlen des Warm- und Kaltwasserbedarfs  
dargestellt. Die installierte Kälteleistung beträgt 1406 kW, die im Mittel benötigte

Vorlauftemperatur Kaltwasser	8°C
Rücklauftemperatur Kaltwasser	14°C
Mittlerer Kältebedarf pro Tag	25.000 kWh
⇒ im Mittel benötigte Kälteleistung	1042 kW
Installierte Kälteleistung	2 × 703 kW
⇒ prozentuale mittlere Kälteleistung	74 % der installierten Leistung
<hr/>	
Warmwasserbedarf pro Tag	25.000 l
Vorlauftemperatur Warmwasser	18°C
Rücklauftemperatur Warmwasser	60°C
Energiebedarf pro Tag (ohne Zusatzaggregate)	1.200 kWh

Tabelle 3.1: Anwendungsszenario: Hotel in Recife, Brasilien

Kälteleistung 1042 kW. Dies ist notwendig, um auch während der Spitzenbedarfszeiten  
genügend Kaltwasser zur Verfügung stellen zu können (vgl. auch Kap. 3.6.5).

Bemerkenswert ist, dass der Energiebedarf zur Erwärmung des Warmwassers we-  
niger als fünf Prozent des Kältebedarfs ausmacht. Bei der im vergleichbaren Hotel  
zur Zeit eingesetzten Anlage erfolgt die Erwärmung des Wassers vollständig über zwei  
elektrisch beheizte Warmwasserboiler mit jeweils 78 kW Leistung. Zur Erzeugung von

1.200 kWh elektrischer Energie werden bei fossiler Stromerzeugung in der Größenordnung von 100.000 kg primärenergetischen Brennstoffs pro Jahr benötigt. Trotz des geringen Anteils des Energiebedarfs für Warmwasser ist das absolute Einsparpotenzial also beträchtlich.

## 3.2 Basisgerät

Als Basisgerät für weiterführende Untersuchungen dient ein einstufiger  $\text{CO}_2$ -Flüssigkeitskühler. Abbildung zeigt schematisch das Anlagenschema sowie den idealisierten Kreisprozess im Druck-Enthalpie-Diagramm. Die Anlage setzt sich aus den vier Haupt-

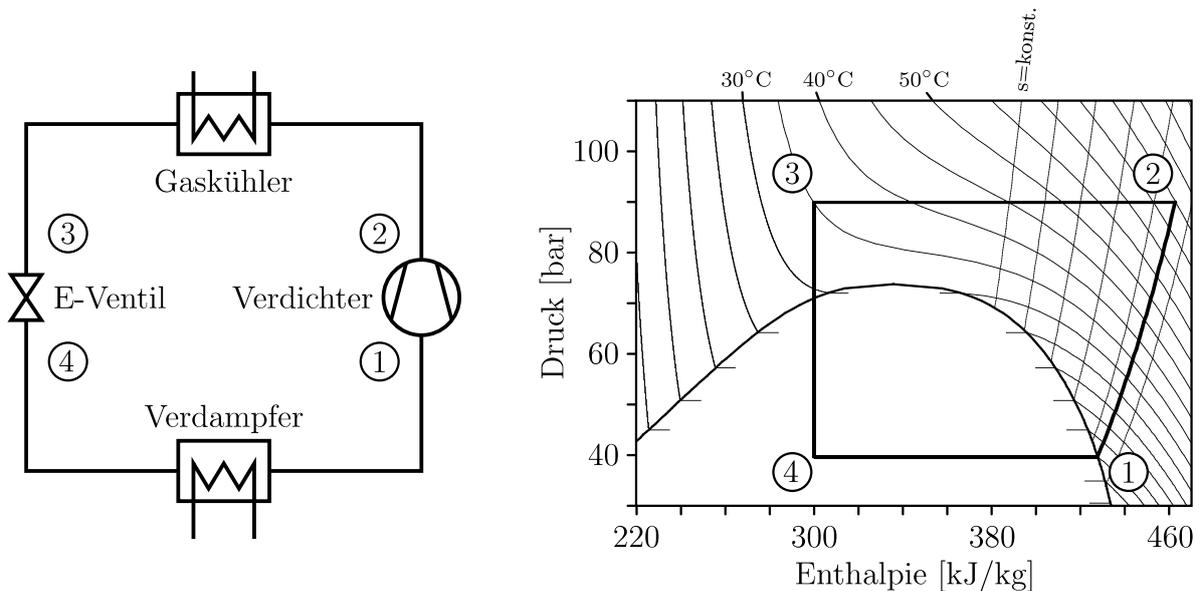
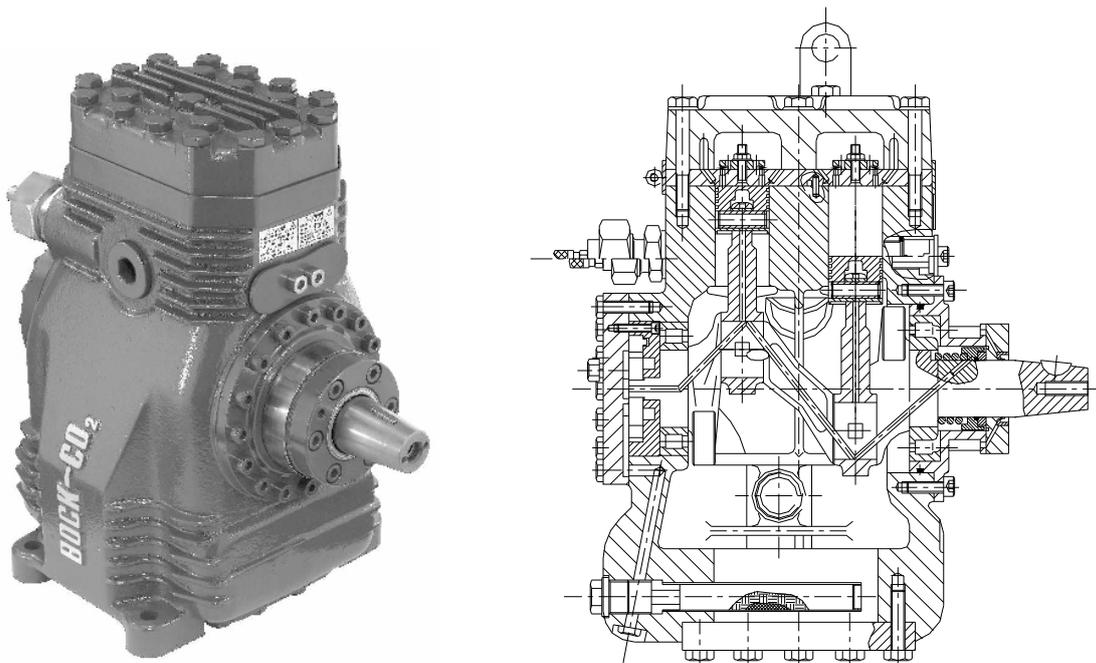


Abbildung 3.1: Einstufiger  $\text{CO}_2$ -Basis-Kältekreislauf: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert)

komponenten Verdichter, Gaskühler, Expansionsventil und Verdampfer zusammen. Als Verdichter kommt ein offener  $\text{CO}_2$ -Verdichter der Firma Bock vom Typ FKX3- $\text{CO}_2$  zum Einsatz (vgl. Abbildung 3.2). In der verwendeten Version sind die Verdichter mit konzentrischen Ringventilen ausgestattet. Der zulässige Drehzahlbereich beträgt 500 bis  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Aufgrund der Dimensionierung der übrigen Komponenten wurden die Verdichter im Versuch allerdings nur bei Drehzahlen bis etwa  $1200 \text{ min}^{-1}$  betrieben. In Tabelle 3.2 sind wichtige Angaben zum Verdichter zusammengestellt.

Als Gaskühler werden Wärmeübertrager aus extrudierten Aluminium-Flachprofilen (MPE, Multi Port Extrusions) mit luftseitigen Louver-Lamellen verwendet. Jeweils vier dieser ursprünglich für die Verwendung in Pkw-Klimaanlagen konzipierten Wärmeübertrager werden zu einem Gaskühler kombiniert. Abbildung 3.3 zeigt den Gaskühler des äußeren Kreislaufs. Zwei Gaskühlerelemente sind jeweils parallel geschaltet. Die dabei entstehenden Doppelemente werden anschließend übereinander angeordnet und seriell

Abbildung 3.2: Bock Kältemittelverdichter FKX3-CO<sub>2</sub> [Försterling 2004]

Funktionsprinzip	Tauchkolben
Hersteller	Bock
Bezeichnung	FKX3-CO <sub>2</sub>
Hubvolumen	110 ccm
Drehzahlbereich	500-3000 min <sup>-1</sup>
Relativer Schadraum	6,5%
Ventilsystem	konzentrische Ringventile

Tabelle 3.2: Kenndaten Bock Kältemittelverdichter FKX3-CO<sub>2</sub>

miteinander verbunden. Das CO<sub>2</sub> verteilt sich dadurch auf 2 × 12 parallel durchströmte MPE-Profile.

Die Luftströmung durch den Gaskühler wird über einen in der Drehzahl regelbaren Axialventilator erzeugt.

Als Verdampfer wird ein spezieller, für die Verdampfungsdrücke von CO<sub>2</sub> geeigneter, bis 50 bar Überdruck zugelassener Plattenwärmeübertrager eingesetzt. Um früher bereits aufgetretene Probleme durch Ölsammlung im Verdampfer zu vermeiden, wird auf die Verwendung eines vom Hersteller vorgesehenen Sintermetall-Einsatzes zur Kältemittelverteilung verzichtet. Aus demselben Grund wird der Wärmeübertrager entgegen der Installationsempfehlung mit nach unten gerichteten Anschlüssen für den CO<sub>2</sub>-Zu- und Abfluss installiert. Im Versuch hat sich dieses Vorgehen bewährt.

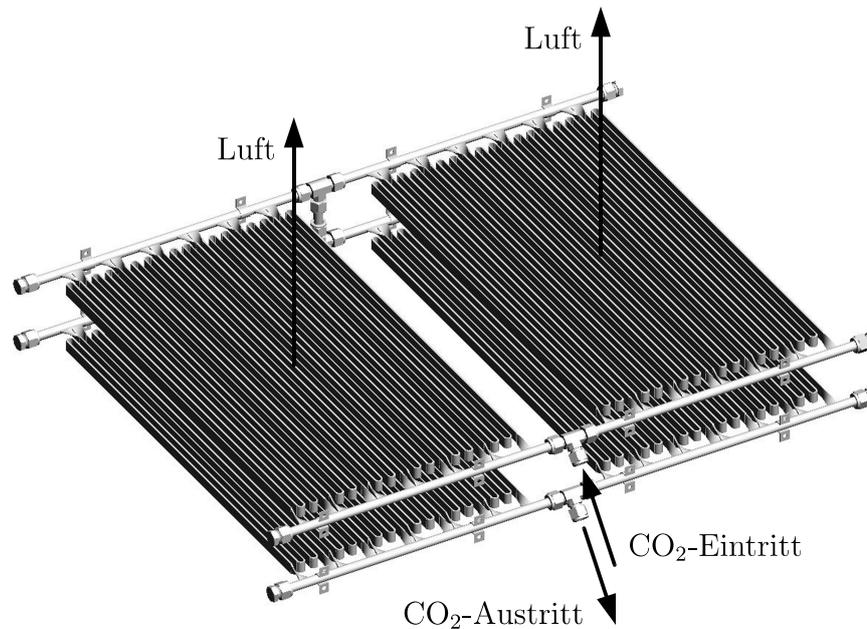


Abbildung 3.3: Kombination von vier Pkw-Gaskühlern zum Gaskühler des äußeren Kreislaufs



Abbildung 3.4: Elektronisches Expansionsventil Typ RTC-C SL, Fa. Egelhof

Für das Expansionsventil wird ein elektronisch gesteuerte Schrittmotorventile der Firma Egelhof eingesetzt (vgl. Abbildung 3.4). Da bei höheren Massenströmen der maximale Öffnungsquerschnitt des elektronischen Expansionsventils für die Bedingungen der Versuchsanlage zu gering ist, ist parallel zu dem Ventil ein manuell verstellbares Nadelventile installiert.

#### *Bewertung des Basisgerätes*

Die Bewertung des Basisgerätes im Vergleich zu den herkömmlichen Flüssigkeitskühlern mit synthetischen Kältemitteln erfolgt mit den selben Methoden wie sie in Kapitel 3.6 für die fortgeschrittene Schaltungsvariante im Detail vorgestellt werden. Abbildung 3.5 zeigt als Ergebnis dieser Betrachtungen den COP unter Vollast für den einstufigen Basiskreislauf sowie für die konventionellen Flüssigkeitskühler. Hierbei wurde für den

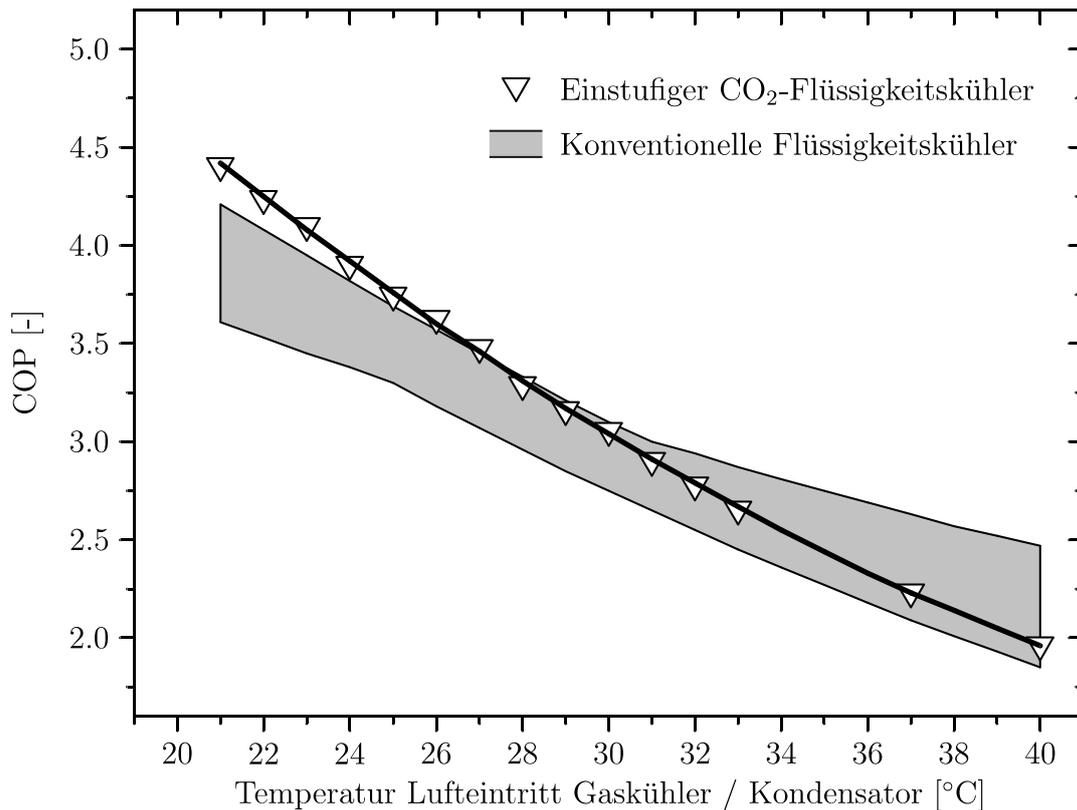


Abbildung 3.5: COP bei Vollast in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur

CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler die selben Verdichterkennlinien wie bei der Diskussion des zweistufigen Kreislaufs zugrundegelegt. Zu erkennen ist, dass der einstufige Kreislauf nur unterhalb von etwa 27°C Umgebungstemperatur die besten konventionellen Systeme im COP übertrifft.

Bestimmt man den Jahresenergieverbrauch wiederum mit den in Kapitel 3.6 im Detail vorgestellten Methoden, so ergibt sich für das diskutierte Anwendungsszenario ein Mehrverbrauch für das CO<sub>2</sub> Basisgerät von 2 bis 12% im Vergleich zu den konventionellen Geräten. Zumindest mit dem untersuchten Verdichter ist der einstufige CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler folglich bei den betrachteten hohen Umgebungstemperaturen nicht konkurrenzfähig zu den konventionellen Systemen. In den folgenden Kapitel werden als Alternative fortgeschrittenen CO<sub>2</sub>-Schaltungsvarianten untersucht.

### 3.3 Fortgeschrittene Schaltungsvarianten

In diesem Kapitel werden verschieden fortgeschritten Schaltungsvarianten des CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers mit der einstufigen Basisvariante verglichen. In Tabelle 3.3 sind die betrachteten Kreisläufe im Überblick dargestellt.

Eine Form der zweistufigen Kreisläufe stellt die sogenannte Kaskadenanlage (II) dar [Kruse 1995]. Hierbei werden zwei einstufige Prozesse miteinander gekoppelt. Die Abwärme des Kondensators der Niederdruckstufe wird vom Verdampfer der Hochdruck-

Variante	Stufen	Kopplung	Arbeitsweise Verdichter	Zwischenkühlung	Schema
I	1	-	-	-	
II	2	Wärmeübertrager	getrennt	-	
III	2	Mitteldruckflasche	seriell	nur extern	
IV	2	Mitteldruckflasche	seriell	extern und über Mitteldruckflasche	
V	2	Mitteldruckflasche	parallel	-	

Tabelle 3.3: Betrachtete Kreislaufvarianten

stufe aufgenommen (vgl. Abbildung 3.6). Gegenüber den weiter unten beschriebenen,

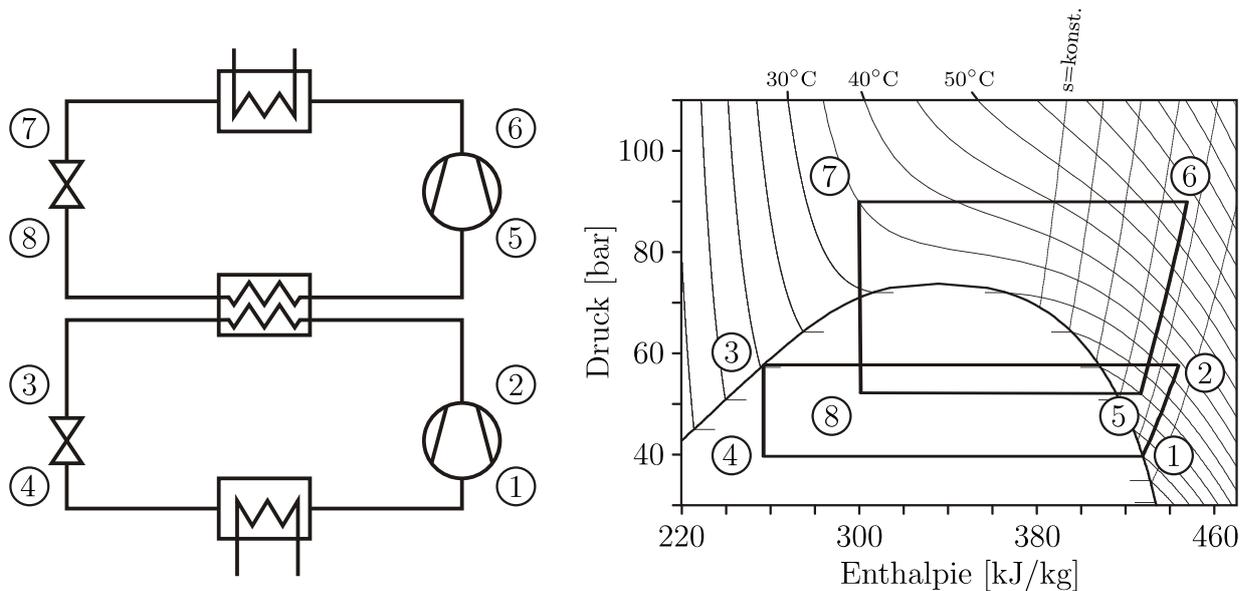


Abbildung 3.6: Zweistufiger Kältekreislauf (Kaskade): Schema und p-h-Diagramm (idealisiert)

über eine Mitteldruckflasche direkt gekoppelten Kreisläufen III bis V, treten aufgrund der zusätzlichen zur Wärmeübertragung benötigten Temperaturdifferenz im Kaskadenkühler höhere Druckdifferenzen in den einzelnen Stufen auf. Hierdurch werden die Verdichter grundsätzlich bei etwas ungünstigeren Bedingungen betrieben. Allerdings ist die Kaskadenschaltung der einzige der hier vorgestellten Kreisläufe, bei dem zwei unterschiedliche Kältemittel zum Einsatz kommen können. Letzteres bedingt seine praktische Relevanz vor allem in der Tieftemperaturtechnik [Gebhardt 2002]. Verschiedene Kältemittelkombinationen, unter anderem auch mit  $\text{CO}_2$ , sind von Flacke [Flacke 1999] beschrieben worden, Untersuchungen zur Optimierung solcher Anlagen wurden beispielsweise von Sahin et al. [Sahin et al. 2001] oder Chen et al. [Chen 1999] durchgeführt. Aufgrund der beschriebenen thermodynamischen Nachteile und da der kombinierte Einsatz verschiedener Kältemittel nicht Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit ist, wird die Kaskadenschaltung im weiteren nicht mehr in Betracht gezogen.

### III: Zweistufiger Kreislauf mit Mitteldruckflasche; Zwischenkühlung extern

Eine Alternative zur Kaskadenschaltung stellen zweistufige Kreisläufe dar, die über eine Mitteldruckflasche gekoppelt sind [Jungnickel et al. 1990]. Die Drosselung des Kältemittels erfolgt hierbei in zwei Stufen. Das aus dem Gaskühler austretende  $\text{CO}_2$  wird in einem ersten Expansionsorgan auf ein mittleres Druckniveau entspannt. Das austretende Kältemittel befindet sich anschließend im Allgemeinen im zweiphasigen Zustand. Das Gas-Flüssigkeitsgemisch wird in einen Behälter, die sogenannte Mitteldruckflasche (MDF) geleitet. Bei normalem Betrieb bilden sich aufgrund des Dichteunterschiedes innerhalb der Mitteldruckflasche zwei Bereiche mit flüssigem bzw. gasförmigem  $\text{CO}_2$

aus. Das flüssige Kältemittel wird über ein zweites Expansionsorgan auf das niedrigere Druckniveau des Verdampfers entspannt und diesem zur weiteren Verdampfung zugeführt. Je nach Art des Kreislaufs besitzt die Mitteldruckflasche noch ein oder zwei weitere Anschlüsse, durch die zusätzlich  $\text{CO}_2$  zugeführt oder entnommen werden kann, wie im folgenden erläutert wird.

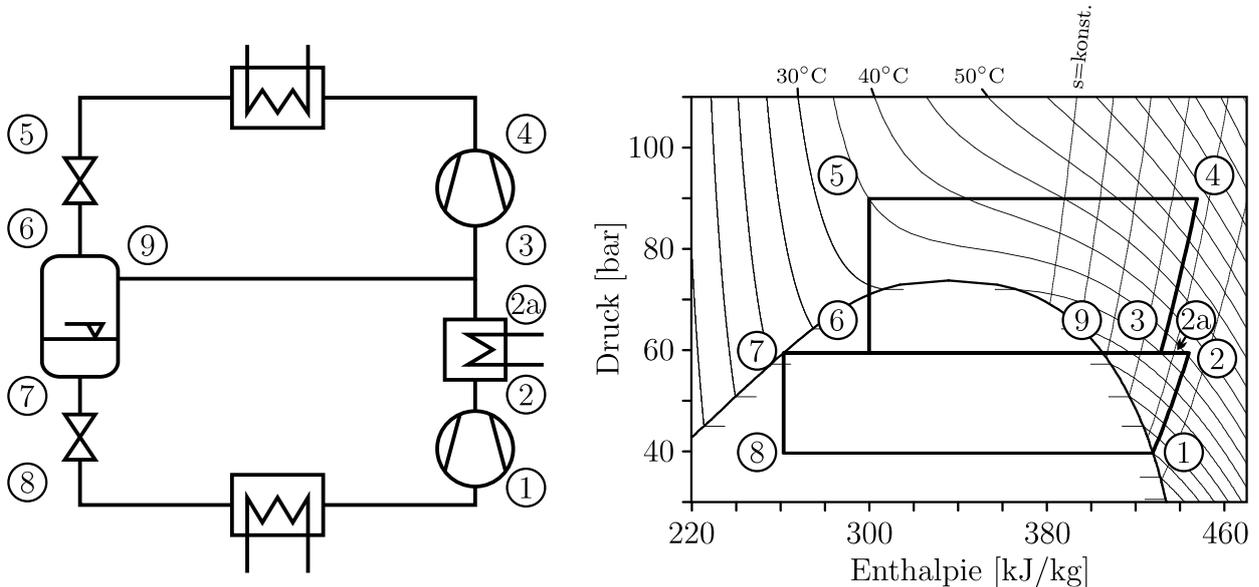


Abbildung 3.7: Zweistufiger Kreislauf mit Mitteldruckflasche; Zwischenkühlung extern: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert)

Bei Variante III, dem zweistufigen Kältekreislauf mit ausschließlich externer Zwischenkühlung, gibt das verdichtete Kältemittel der Niederdruckstufe Wärme in einem Zwischenkühler an die Umgebungsluft bzw. ein Kühlmedium ab (vgl. Abbildung 3.7). Das abgekühlte Kältemittel wird mit gesättigtem Dampf aus der Mitteldruckflasche gemischt und dem Verdichter der Hochdruckstufe zugeführt <sup>1</sup>.

Aus der Energieerhaltungsgleichung für die nach außen adiabate Mitteldruckflasche

$$\dot{m}_{HD}h_6 + \dot{m}_{ND}h_{2a} = \dot{m}_{ND}h_7 + \dot{m}_{HD}h_3, \quad (3.1)$$

mit den Indizes der Enthalpien entsprechend Abbildung 3.7 lässt sich das Verhältnis der Massenströme beider Teilkreise als Funktion der spezifischen Enthalpien darstellen:

$$\frac{\dot{m}_{HD}}{\dot{m}_{ND}} = \frac{h_{2a} - h_7}{h_3 - h_6}. \quad (3.2)$$

Die Enthalpiedifferenzen können als Strecken im Druck-Enthalpie-Diagramm abgelesen werden.

<sup>1</sup>In einer hier nicht weiter diskutierten, vereinfachten Variante des Kreislaufs wird auf den externen Zwischenkühler verzichtet und das verdichtete Kältemittel der Niederdruckstufe wird direkt mit dem Dampf der Mitteldruckflasche vermischt.

## IV: Zweistufiger Kreislauf mit MDF; Zwischenkühlung extern und über MDF

Eine weitere Möglichkeit zur Abkühlung des überhitzten Kältemittels am Ausgang der Niederdruckstufe besteht durch Wärmeabgabe an das flüssige Kältemittel im Mitteldrucksammler. Hierzu wird das Kältemittel nach der ersten Verdichtungsstufe und einem eventuell vorhandenen externen Zwischenkühler in die flüssige Phase der Mitteldruckflasche geleitet. Das eingeleitete Kältemittel gibt dabei im Idealfall die restliche Überhitzungswärme ab, die von verdampfendem flüssigen Kältemittel aufgenommen wird. Der Zustand des vom Hochdruckverdichter angesaugten Kältemittels verschiebt sich dadurch genau auf die Taulinie (vgl. Abbildung 3.8, Punkt 4).

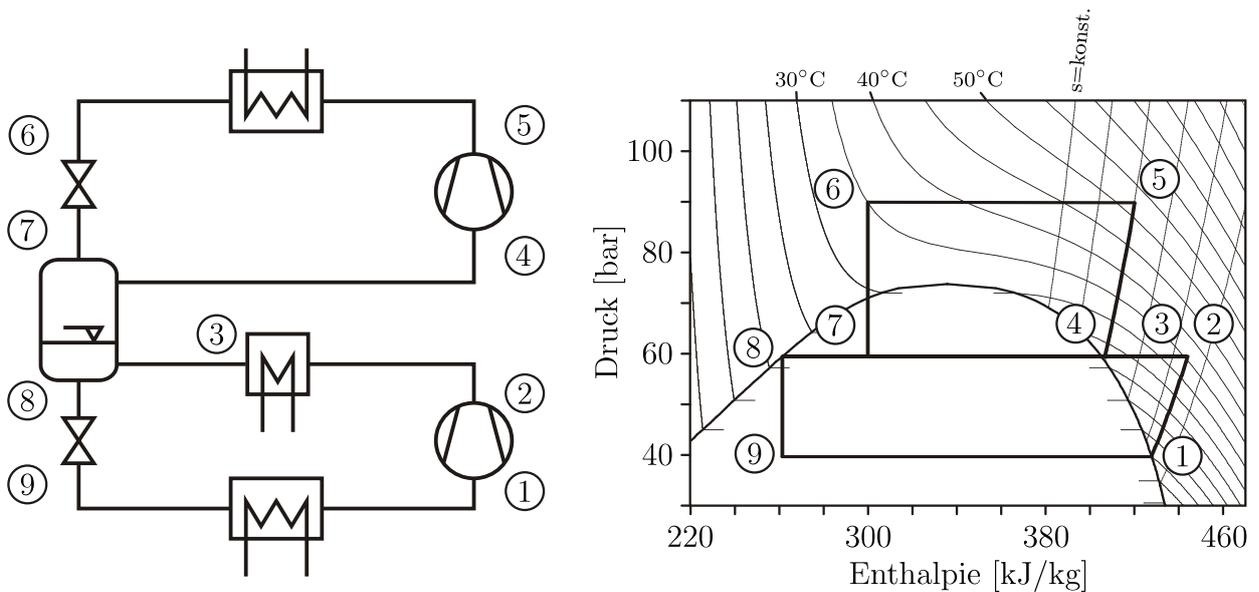


Abbildung 3.8: IV: Zweistufiger Kreislauf mit Mitteldruckflasche; Zwischenkühlung extern und über Mitteldruckflasche: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert)

Im Vergleich zu Schaltungsvariante III verringert sich die *spezifische* Antriebsleistung des Hochdruckverdichters durch die steiler ansteigenden Isentropen (oder allgemeiner Polytropen) des von der Phasengrenze ausgehenden Verdichtungsprozesses. Allerdings steigt bei gleicher Kälteleistung gleichzeitig der Massenstrom im Hochdruckteilkreis: Für diesen gilt:

$$\dot{m}_{HD} = \dot{m}_{ND} \frac{h_3 - h_8}{h_4 - h_7}, \quad (3.3)$$

mit den numerischen Indizes entsprechend Abbildung 3.8. Während sich die Enthalpedifferenzen im Zähler von Gleichung 3.2 und 3.3 nicht ändern, ist der Nenner im Vergleich zu Kreislauf III kleiner, was den erhöhten Massenstrom zur Folge hat. Tatsächlich steigt der Massenstrom genau um das bei der Kühlung des überhitzten Kältemittels verdampfende flüssige Kältemittel der Mitteldruckflasche an.

Auf die Leistungsaufnahme des Hochdruckverdichters haben die steileren Polytropen und der steigende Massenstrom gegenläufige Effekte. Die Auswirkung auf den

energetischen Vergleich der beiden Varianten III und IV werden für den untersuchten Einsatzfall in Kapitel 3.4 diskutiert.

Zweistufige Kreisläufe mit Zwischenkühlung durch Verdampfung in der Mitteldruckflasche wurde unter anderem von Khan et al. [Khan/Zubair 1998] und Tiedeman et al. [Tiedeman/Sherif 2003] untersucht. Gebhardt, Kruse et al. [Gebhardt et al. 2002, Gebhardt et al. 2003] haben diese Schaltung mit einer zusätzlichen Möglichkeit zur Entnahme flüssigen Kältemittels aus dem Mitteldrucksammler zum Betrieb zweier Verdampfer auf verschiedenen Temperaturniveaus beschrieben. Der bei Steimle et al. [Steimle/Gernemann 2002] diskutierte Kreislauf besitzt einen zusätzlichen Wärmeübertrager zur externen Zwischenkühlung.

*V: Gekoppelter zweistufiger Kreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern*

Ein neuartiger im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Kreislauf (Variante V) unterscheidet sich von den bislang diskutierten zweistufigen Kreisläufen dadurch, dass seine beiden Verdichter parallel anstatt seriell betrieben werden (vgl. Abbildung 3.9).

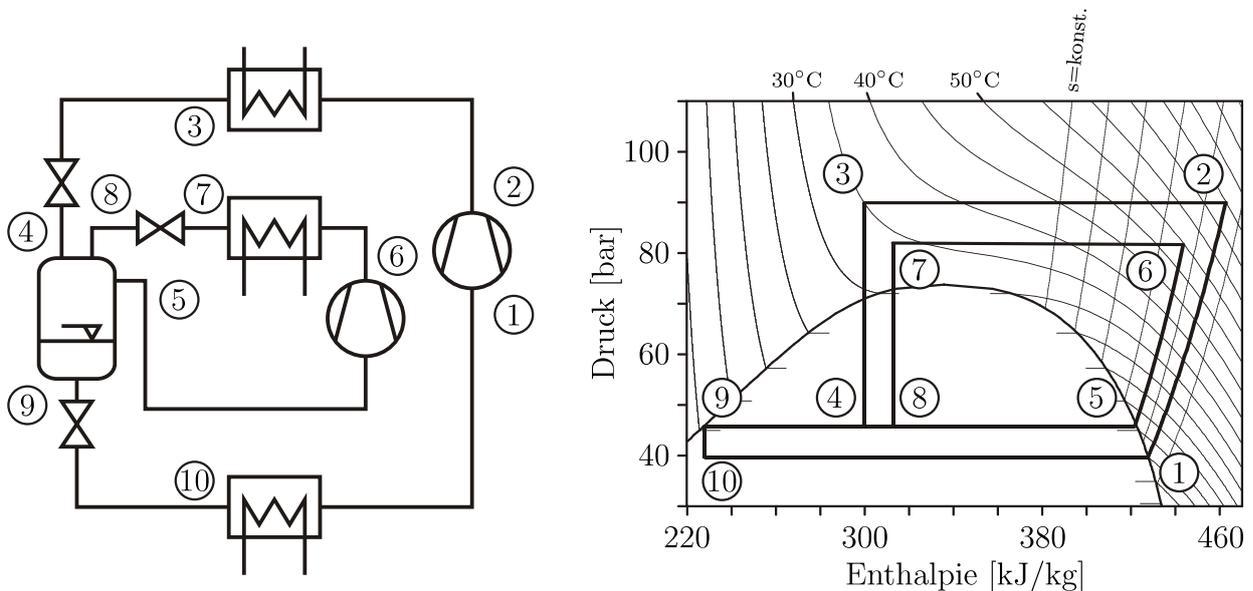


Abbildung 3.9: Gekoppelter zweistufiger Kreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern: Schema und p-h-Diagramm (idealisiert)

Der Verdichter des „äußeren Kreislaufs“ saugt das verdampfte Kältemittel aus dem Verdampfer an und verdichtet es bis zum entsprechenden Hochdruckniveau (1 → 2). In einem Gaskühler gibt das Kältemittel Wärme ab und wird im Anschluss auf Mitteldruckniveau gedrosselt in die Mitteldruckflasche geleitet. Wie bei den Kreislaufvarianten III und IV wird flüssiges CO<sub>2</sub> aus der Mitteldruckflasche nach weiterer Drosselung dem Verdampfer zugeführt.

Der zweite Verdichter, der des „inneren Kreislaufs“, saugt gesättigtes gasförmiges Kältemittel aus der Mitteldruckflasche an (5 → 6). und verdichtet dieses. Das dabei erreichte Druckniveau kann unabhängig vom Niveau des äußeren Teilkreises gewählt

werden. Nach der Wärmeabgabe in einem eigenen Gaskühler und anschließender Drosselung wird das Kältemittel wiederum der Mitteldruckflasche zugeführt.

Diese zweistufige Kreislaufvariante eignet sich vor allem für Anwendungen in der Klimatisierung, da hier das Druckverhältnis auch am Verdichter des äußeren Teilkreises moderat bleibt. Für die Kälteerzeugung mit Verdampfungstemperaturen deutlich unter Null Grad Celsius und damit verbundenen niedrigen Saugdrücken sind Varianten mit serieller Verdichtung unter Umständen besser geeignet.

Das Massenstromverhältnis von äußerem zu inneren Teilkreis beträgt

$$\frac{\dot{m}_{aK}}{\dot{m}_{iK}} = \frac{h_5 - h_4}{h_8 - h_9}. \quad (3.4)$$

Im Vergleich zu den beiden anderen Kreisläufen mit Mitteldruckflasche (III und IV) ist hier der geförderte Massenstrom des Verdichters, der aus der Mitteldruckflasche Kältemittel ansaugt erheblich geringer. Für die meisten relevanten Fälle ist er sogar niedriger, als der Massenstrom durch den Verdampfer. Dafür ist die spezifische Leistungsaufnahme des Verdichters des äußeren Kreises deutlich höher als die des Niederdruckverdichters der Schaltungen III und IV. Entscheidend ist bei gleicher Kälteleistung natürlich die Summe der absoluten Leistungsaufnahmen jeweils beider Verdichter. Diese zu optimieren und ein Vergleich mit den Kreislaufvarianten II bis IV ist Gegenstand des folgenden Kapitels.

## 3.4 Identifikation des optimalen Kreislaufs

Die Auswahl der optimalen Schaltungsvariante erfolgt für den in Kapitel 3.1 definierten Einsatzfall der Klimatisierung und der gleichzeitigen Bereitstellung von Warmwasser. Die Bewertung des Kreislaufs geschieht primär aufgrund der Effizienz der Kälteerzeugung. Die weniger als 5% der Leistung benötigende Warmwassererzeugung wird in Kapitel 3.4.2 diskutiert. Die Wärmeabgabe der nicht zur Warmwassererzeugung genutzten Leistung erfolgt über einen oder mehrere luftgekühlte Gaskühler.

### 3.4.1 Kälteerzeugung

Zur Auswahl des bestmöglichen Anlagenkonzeptes werden im Folgenden die Kreislaufschaltungen nach Tabelle 3.3 miteinander verglichen. Aufgrund der schon diskutierten grundsätzlichen Nachteile wird die Kaskadenschaltung II nicht weiter betrachtet. Die vier verbleibenden Kreislaufvarianten I, III, IV und V werden unter der Programmiersprache Modelica [Fritzson 2003, Tiller 2001] unter Verwendung der Simulationsumgebung Dymola abgebildet. Im Gegensatz zu den später in Kapitel 3.6 verwendeten viel detaillierteren Simulationsansätzen liegen hierbei folgende vereinfachende Annahmen zugrunde:

- Keine Überhitzung des aus dem Verdampfer austretenden Kältemittels

- Keine Berücksichtigung von Druckabfällen
- Keine instationären Effekte
- Verdampfungsdruck 35 bar

Die rechnerische Optimierung der Kreislaufvarianten wird für Gaskühleraustrittstemperaturen von 26 °C bis 38 °C durchgeführt. Sowohl Messungen als auch Ergebnisse von Simulationsrechnungen zeigen, dass man für einen gut ausgelegten Gaskühler von einer Temperaturdifferenz zwischen Luft am Eintritt und CO<sub>2</sub> am Austritt um etwa 3K ausgehen kann. Der betrachtete Variationsbereich deckt folglich einen Umgebungstemperaturbereich von etwa 23 bis 35°C ab.

Der angenommene Verdampfungsdruck von 35 bar entspricht einer Verdampfungs-temperatur von ca. 0 °C.

Für die Verdichter wurde ein vom jeweiligen Druckverhältnis

$$\Pi = \frac{p_{Druck}}{p_{Saug}} \quad (3.5)$$

abhängiger isentroper Verdichterwirkungsgrad

$$\eta_{iV} = \frac{h_{Druck}|_{s=konst.} - h_{Saug}}{h_{Druck} - h_{Saug}} \quad (3.6)$$

nach Messungen von Försterling [Försterling 2004] implementiert (vgl. Abbildung 3.10). Die der Kennlinie zugrunde liegenden Untersuchungen wurden an einem Schwenkringverdichter mit sieben Zylindern durchgeführt. Für den hier durchgeführten Anlagenvergleich wird eine drehzahlunabhängige Kennlinie verwendet.

Von verschiedenen Autoren werden für die Bestimmung des in Bezug auf den Energieverbrauch optimalen Druckes der Mitteldruckflasche und des optimalen Hochdruckes Näherungsformeln angegeben [Jungnickel et al. 1990, Zubair/Khan 1995, Khan/Zubair 1998, Tiedeman/Sherif 2003, Baek et al. 2002]. Auf deren Anwendung wird hier zugunsten der genaueren, in Abhängigkeit von den Randbedingungen durchgeführten Optimierungsrechnungen verzichtet. Hierzu werden in den Kreislaufberechnungen alle Drücke bis auf den Verdampfungsdruck variiert. Die Bewertung der Ergebnisse erfolgt durch Vergleich der jeweils erreichbaren maximalen Leistungsziffer COP (Coefficient of Performance)

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\sum_i P_i}, \quad (3.7)$$

$$\text{mit } P_i = (h_{Druck} - h_{Saug})\dot{m}, \quad (3.8)$$

hier definiert als Verhältnis aus Verdampferleistung und der Summe der dem Kältemittel durch die Verdichtung zugeführten Leistung.

Die Abbildungen 3.11 bis 3.14 zeigen die jeweils auf diese Weise optimierten einstufigen bzw. zweistufigen Kältekreisläufe bei einer angenommenen CO<sub>2</sub>-Gaskühleraustrittstemperatur von 35°C. Der jeweils erreichbare COP für die einzelnen Kreisläufe in

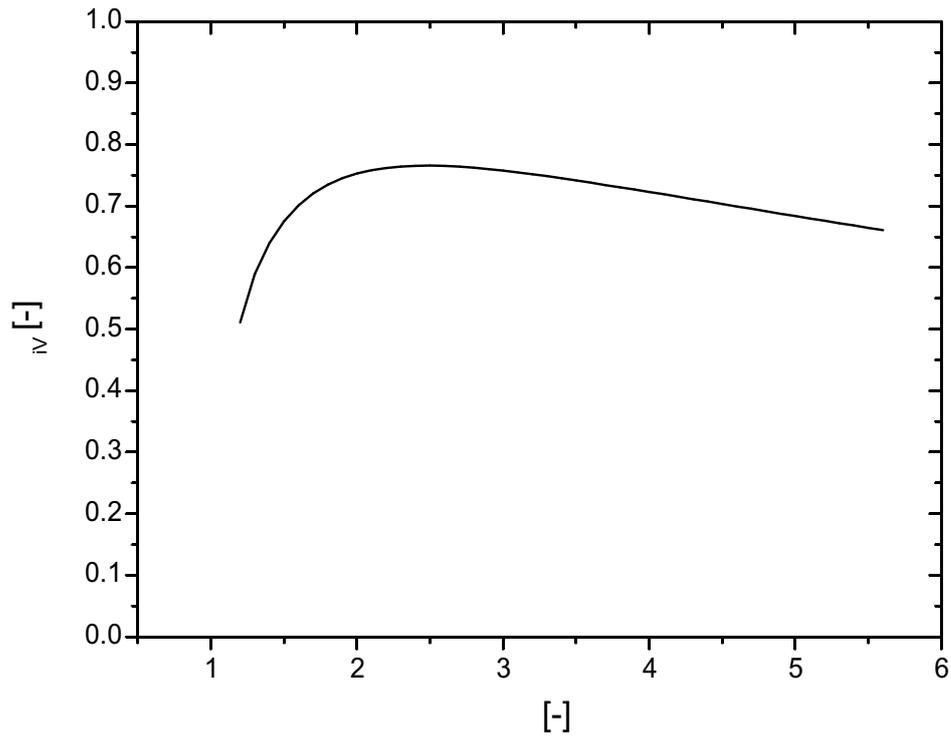


Abbildung 3.10: Isentroper Verdichterwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

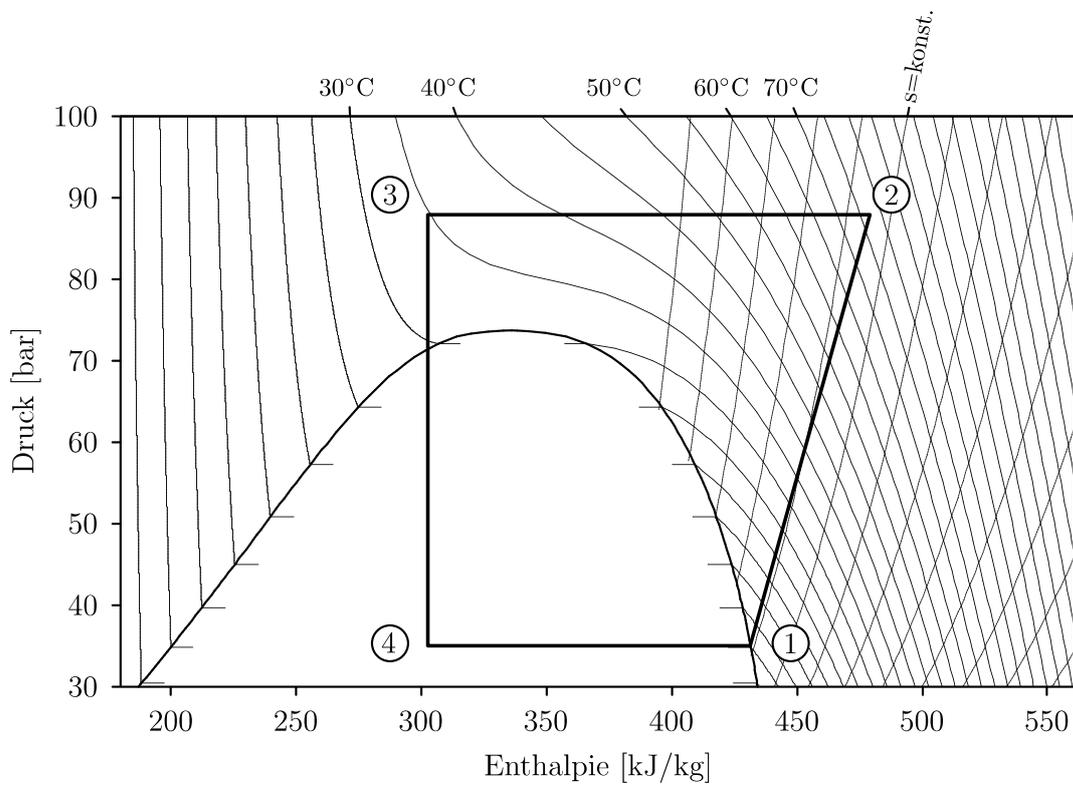


Abbildung 3.11: Optimierter einstufiger Kreislauf nach Abbildung 3.1 bei 35°C CO<sub>2</sub>-Gaskühler-Austrittstemperatur

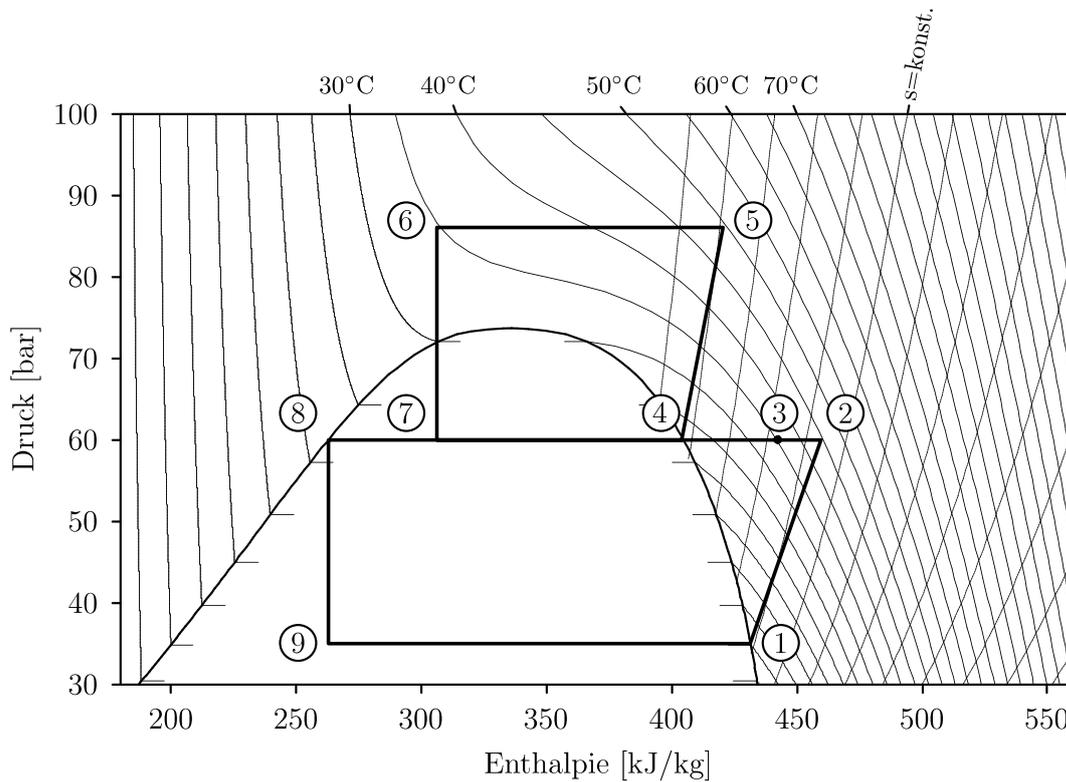


Abbildung 3.12: Optimierter zweistufiger Kreislauf mit Zwischenkühlung extern und durch das Kältemittel nach Abb. 3.8

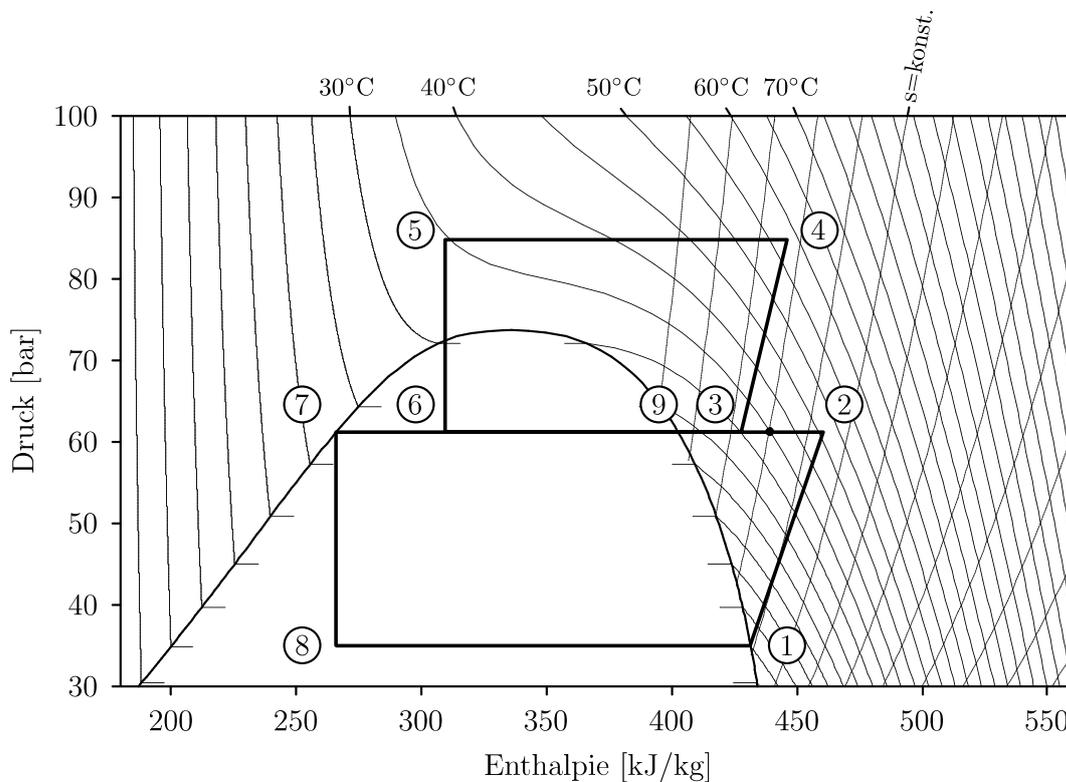


Abbildung 3.13: Optimierter zweistufiger Kreislauf mit externer Zwischenkühlung nach Abbildung 3.7 bei 35°C CO<sub>2</sub>-Gaskühler-Austrittstemperatur

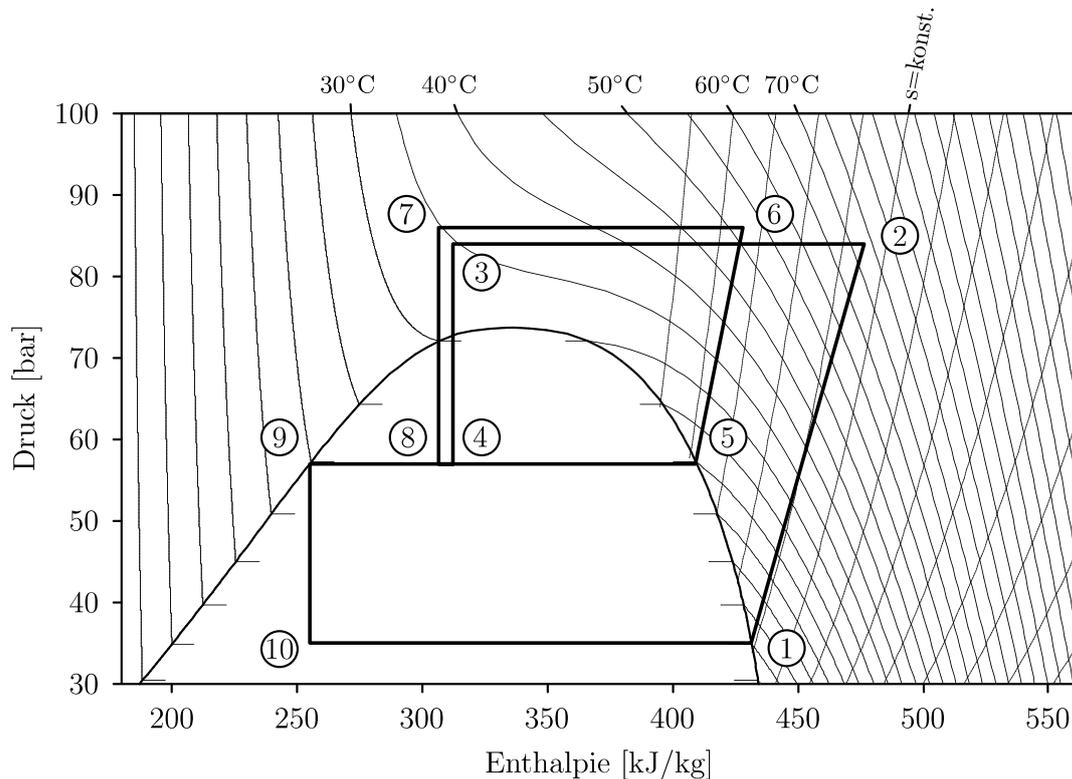


Abbildung 3.14: Optimierter zweistufiger Kreislauf mit getrennten Kreisläufen nach Abbildung 3.9 bei 35°C CO<sub>2</sub>-Gaskühler-Austrittstemperatur

Kreislauf	COP bei CO <sub>2</sub> -Gaskühler-					Abbildung
	austrittstemperatur von					
	26°C	29°C	32°C	35°C	38°C	
I <sup>1</sup>	4.67	3.81	3.18	2.70	2.33	3.1, 3.11
III <sup>1</sup>	4.56	3.91	3.33	2.87	2.50	3.8, 3.12
IV <sup>1</sup>	4.55	3.92	3.37	2.94	2.59	3.7, 3.13
V <sup>1</sup>	5.19	4.39	3.69	3.17	2.76	3.9, 3.14

<sup>1</sup> Bezeichnungen nach Tabelle 3.3

Tabelle 3.4: COP verschiedener Kreislaufvarianten unter den im Text angegebene Annahmen

Abhängigkeit von der Gaskühleraustrittstemperatur ist in Tabelle 3.4 aufgeführt bzw. in Abbildung 3.15 dargestellt.

Der gekoppelte zweistufige Kreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern (Kreislaufvariante V) liefert in allen Betriebspunkten den höchsten COP. Bei 29°C CO<sub>2</sub>-Gaskühleraustrittstemperatur beispielsweise, einem für die tropischen Bedingungen typischen Wert (vgl. hierzu auch Abbildung 3.26), beträgt die Steigerung des COP im Vergleich zum einstufigen Prozess etwa 15%. Zudem steht in den optimierten Be-

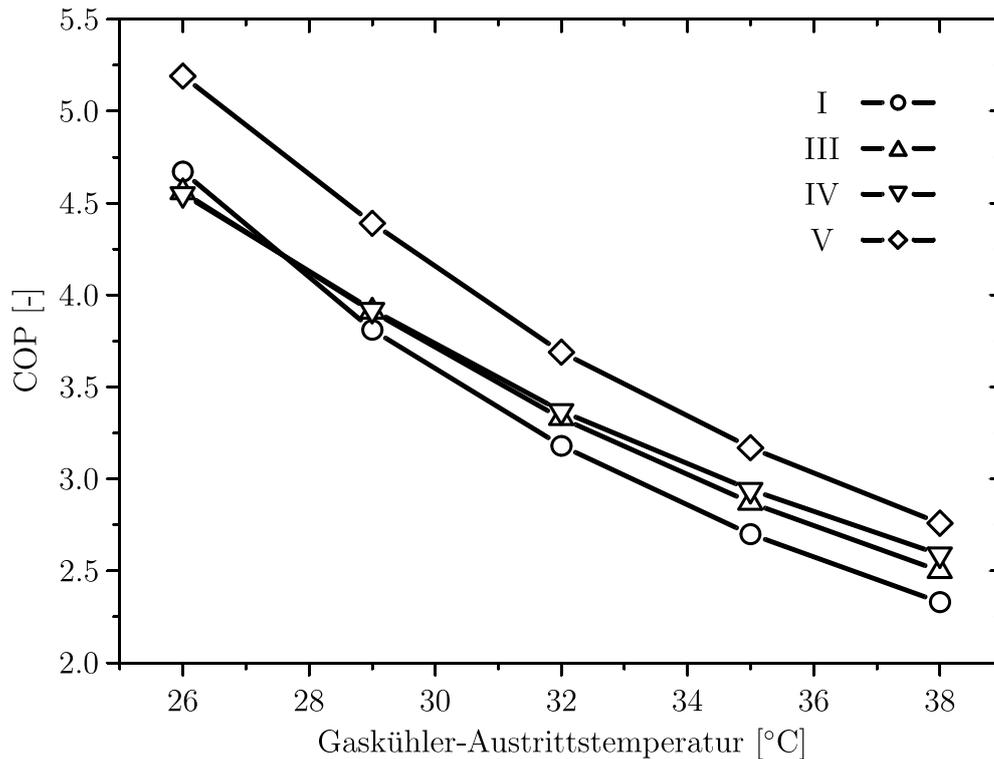


Abbildung 3.15: Maximale erreichbarer COP verschiedener Kreislaufvarianten, Bezeichnungen nach Tabelle 3.3

triebspunkten aufgrund des niedrigsten Mitteldrucks die höchste Enthalpiedifferenz für den Verdampfungsprozess zur Verfügung. Dies erhöht die spezifische Kälteleistung, was prinzipiell die Verwendung kleinerer Verdichter ermöglicht.

Ursache für den höheren COP der Kreislaufvariante V ist die Abhängigkeit des isentropen Verdichterwirkungsgrades vom Druckverhältnis (vgl. Abbildung 3.10). Während bei den zweistufigen Kreisläufen mit seriell arbeitenden Verdichtern (III und IV) der Druck auf der Ausgangsseite des Niederdruckverdichters den Saugdruck des Hochdruckverdichters bestimmt, können für Kreislauf V die Drücke weitgehend unabhängig voneinander optimiert werden. Dies erlaubt eine bessere Anpassung der Druckverhältnisse an das Optimum der Verdichterkennlinie (vgl. Abbildung 3.10). Entsprechende Berechnungen mit als konstant angenommenen isentropen Verdichterwirkungsgraden ergeben für Kreislauf V keine Vorteile mehr.

### 3.4.2 Wärmeauskopplung

Neben der Kaltwasserbereitstellung besteht im untersuchten Anwendungsszenario ein zusätzlicher Bedarf an Warmwasser. Wie Tabelle 3.1 zu entnehmen ist, müssen täglich 25.000 Liter Wasser von 18°C auf eine Temperatur von 60°C erwärmt werden. Von dieser Mindesttemperatur für Warmwasser ist auch bei vielen anderen Anwendungen auszugehen, da sie Voraussetzung für eine zuverlässige Vermeidung gesundheitsschädliche Legionellen ist [Robert Koch-Institut 1999, DVG ].

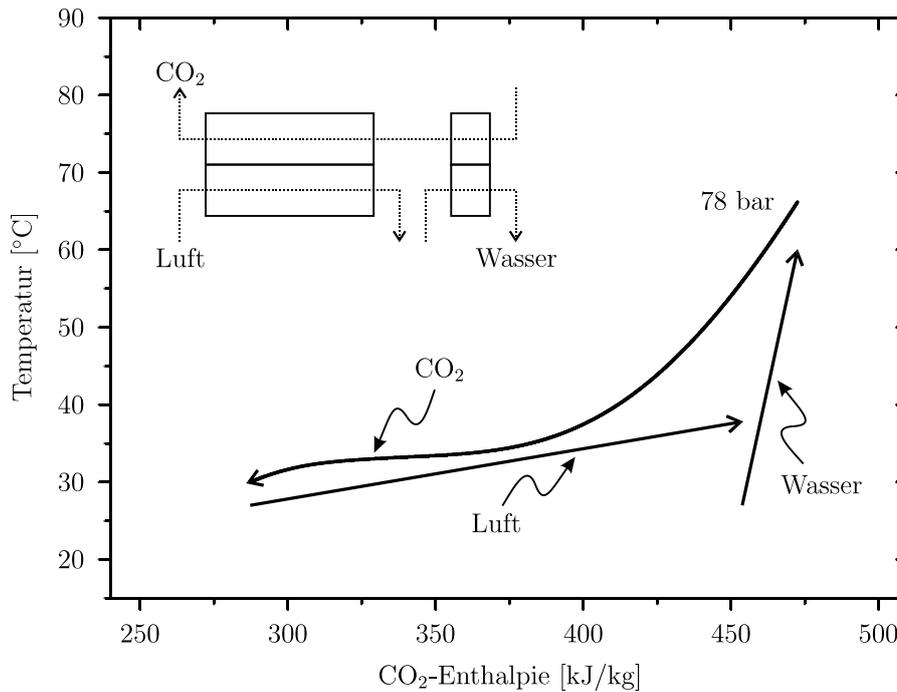


Abbildung 3.16: Warmwasserbereitung unter Nutzung des gesamten Kältemittelstroms des Flüssigkeitskühlers; dargestellt für den Gaskühler des äußeren Teilkreises; Skizze und Temperaturverlauf über der Enthalpie für eine Luft Eintrittstemperatur von 27 °C und eine Wassererwärmung von 18°C auf 60°C

Während im bestehenden System die komplette Aufheizung des Wassers über elektrisch beheizte Boiler realisiert wird, soll die Erwärmung in der CO<sub>2</sub>-Anlage unter Nutzung der Abwärme des Kreislaufs erfolgen. Die Kreislaufvarianten III und IV erreichen aufgrund der Zwischenkühlung nur niedrige Verdichtungsendtemperaturen. Dieser bei der Kälteerzeugung durchaus erwünschte Effekt ist bei der Wassererwärmung von Nachteil. Um die geforderte Wassertemperatur von 60°C zu erreichen, ist bei beiden Kreisläufen ein ungünstiger Betrieb mit deutlich angehobenen Drücken notwendig. Da die Kreisläufe III und IV schon bei der Kälteerzeugung schlechter als Variante V waren, werden sie für die Wärmeauskopplung im folgenden nicht mehr weiter in Betracht gezogen.

*Warmwasserbereitung mit dem gekoppelten zweistufigen Kreislauf (V) mit parallel arbeitenden Verdichtern*

Zur Brauchwassererwärmung wird im untersuchten Einsatzszenario nur ein geringer Bruchteil der bei der Kälteerzeugung anfallenden Abwärme benötigt. Hierdurch werden zwei unterschiedliche Vorgehensweisen denkbar: Im ersten Fall wird der verdichtete Kältemittelstrom des Flüssigkeitskühlers zunächst zur Brauchwassererwärmung genutzt und dieser anschließend im luftgekühlten Gaskühler weiter abgekühlt (vgl. Skizze in Abbildung 3.16).

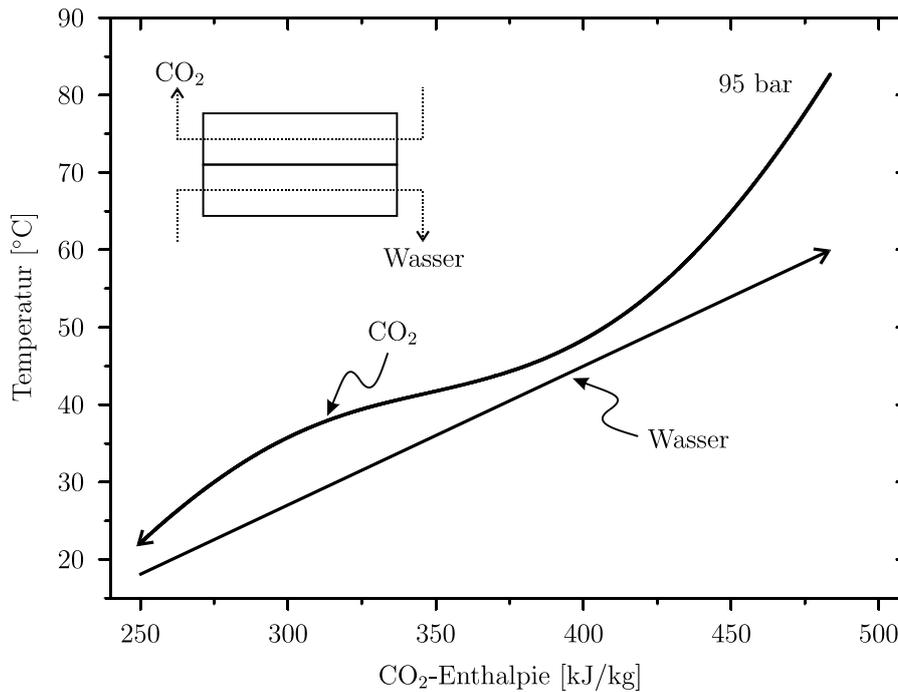


Abbildung 3.17: Warmwasserbereitung unter Nutzung einer kleineren Anlage; dargestellt für den Gaskühler des äußeren Teilkreises; Skizze und Temperaturverlauf über der Enthalpie für eine Wassererwärmung von 18°C auf 60°C

Eine zweite Möglichkeit besteht darin, einen eigenen angepassten Flüssigkeitskühler zur Warmwassererzeugung zu nutzen. Das Kältemittel wird dabei ausschließlich durch den zu erwärmenden Wasserstrom gekühlt (vgl. Skizze in Abbildung 3.17). Das gleichzeitig im Verdampfer abgekühlte Wasser kann zur Deckung des Kaltwasserbedarfs der Gesamtanlage beitragen. Allerdings beträgt der auf die Kälteleistung bezogene COP nach Gleichung 3.7 in diesem Fall nur ca. 3.4. Dieser im Vergleich zu den COPs aus Tabelle 3.4 niedrige Wert ist vor allem Resultat des hohen Gaskühlerdrucks von 95 bar. Letzterer wiederum hat seine Ursache im steilen Verlauf der Wassertemperatur nach Abbildung 3.17, der Folge der großen Temperaturdifferenz zwischen Wassereintritt und -austritt ist. Schätzt man die Auswirkungen des niedrigeren COPs auf den gesamten Jahresenergieverbrauch des Flüssigkeitskühlers grob ab, erhält man einen Zusatzverbrauch von unter einem halben Prozent im Vergleich zur reinen Kälteerzeugung. Demgegenüber würde die bislang praktizierte Warmwassererzeugung mittels elektrisch beheizter Boiler einen Mehrverbrauch von rund 5% bedeuten.

Auch die erste Variante der Warmwassererzeugung nach Abbildung 3.16 unter Nutzung des gesamten Flüssigkeitskühlers erfordert für Umgebungstemperaturen unter etwa 29 °C eine Anhebung des Gaskühlerdrucks, um die benötigte Wassertemperatur von 60°C zu erreichen. Hierdurch sinkt der COP zunehmend um bis zu ca. 15% bei Umgebungstemperaturen von 21°C. Zu beachten ist, dass hierbei der COP für die gesamte Kälteerzeugung betroffen ist. Der Jahresenergieverbrauch der Gesamtanlage steigt in

diesem Fall um mehr als ein Prozent an. Diese Variante ist insgesamt also weniger Effizient als die Warmwassererzeugung in einem eigenen Kreislauf, allerdings immer noch deutlich besser als die direkte elektrische Wassererwärmung.

Grundsätzlich bleibt anzumerken, dass über die zwei betrachteten Varianten hinaus noch Alternativen mit gemischter Wassererwärmung denkbar sind, die sowohl die Abwärme der Gaskühler, als auch eine elektrische Nachheizung nutzen. Mit Blick auf den Jahresenergieverbrauch sind hierdurch allerdings keine praktisch relevanten Einspareffekte mehr zu erzielen, da schon die favorisierte zweite Variante der Wassererwärmung in einem eigenen Kreislauf kaum zusätzliche Energie benötigt. Im Rahmen dieser Arbeit werden solche gemischten Anlagen nicht weiter diskutiert.

Abbildung 3.18 zeigt einen zweistufigen Kreislauf der Variante V, der für die komplette Durchführung der Wassererwärmung optimiert wurde im Druck-Enthalpie-Diagramm. Hierbei wird die Abwärme beider Gaskühler zur Wassererwärmung genutzt. Die erreichbare Gaskühler-Austrittstemperatur für das Kältemittel wurde 4K höher als die Wassereintrittstemperatur angenommen.

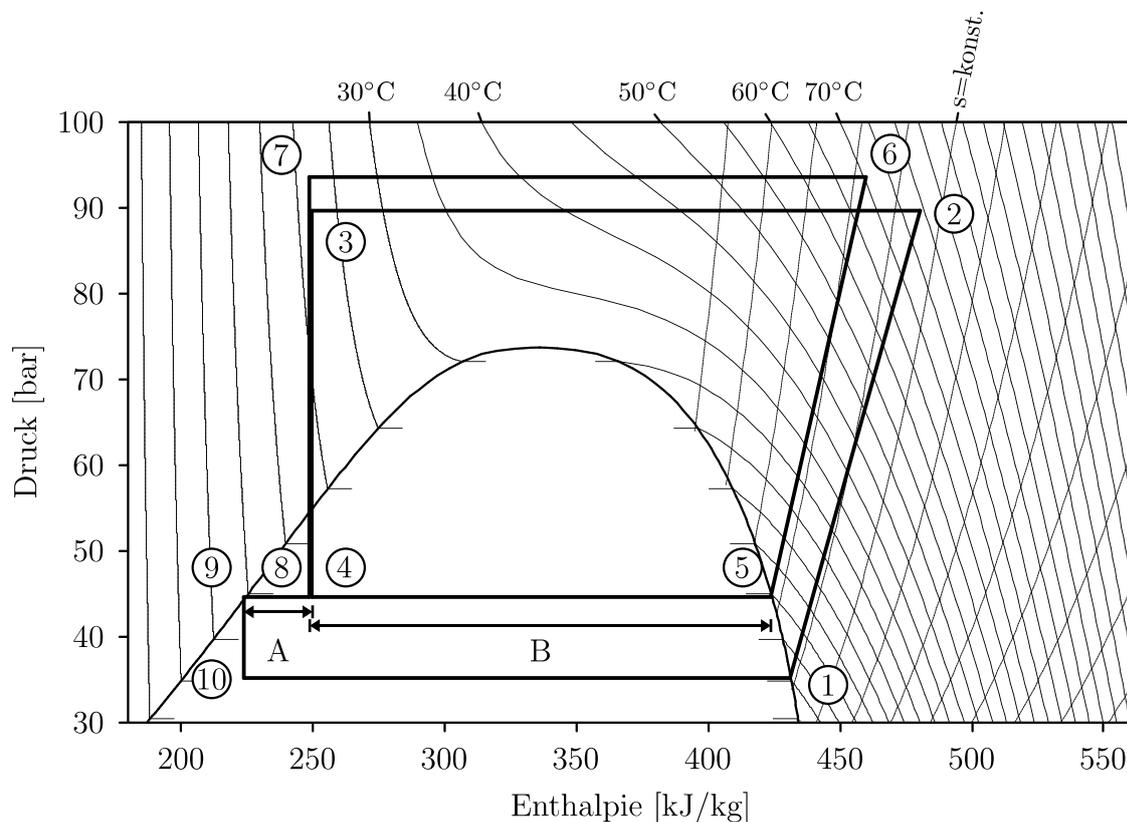


Abbildung 3.18: Optimierter Zweistufiger  $\text{CO}_2$ -Kreislauf zur Brauchwassererwärmung

Der Kältemittelmassenstrom durch den inneren Kreislauf beträgt unter diesen Bedingungen nur noch etwa 15% des Massenstroms durch den äußeren Kreis. Grund ist die Abkühlung des  $\text{CO}_2$  auf vergleichsweise niedrige Temperaturen: Der Massenstrom der Teilkreise ist nach Gleichung 3.4 als Verhältnis der in Abbildung 3.18 ablesbaren Strecken A und B bestimmt. Je weiter das  $\text{CO}_2$  in den Gaskühlern abgekühlt wird,

desto kleiner wird die Strecke A. In der Folge nimmt der relative Massenstrom des inneren Kreislaufs ab. In gewisser Weise nähert sich der optimierte zweistufige Kreislauf für niedrige  $\text{CO}_2$ -Gaskühleraustrittstemperaturen zunehmend einem einstufigen Kreislauf an. Dies legt die Überlegung nahe, für die Warmwassererzeugung auch einen einstufigen Kreislauf in Betracht zu ziehen.

#### Warmwasserbereitung mit einem einstufiger Kreislauf

Ein für die Warmwassererzeugung optimierter einstufiger Kreislauf ist in Abbildung 3.19 zu sehen. Der COP der Kälteerzeugung ist rechnerisch sogar geringfügig höher

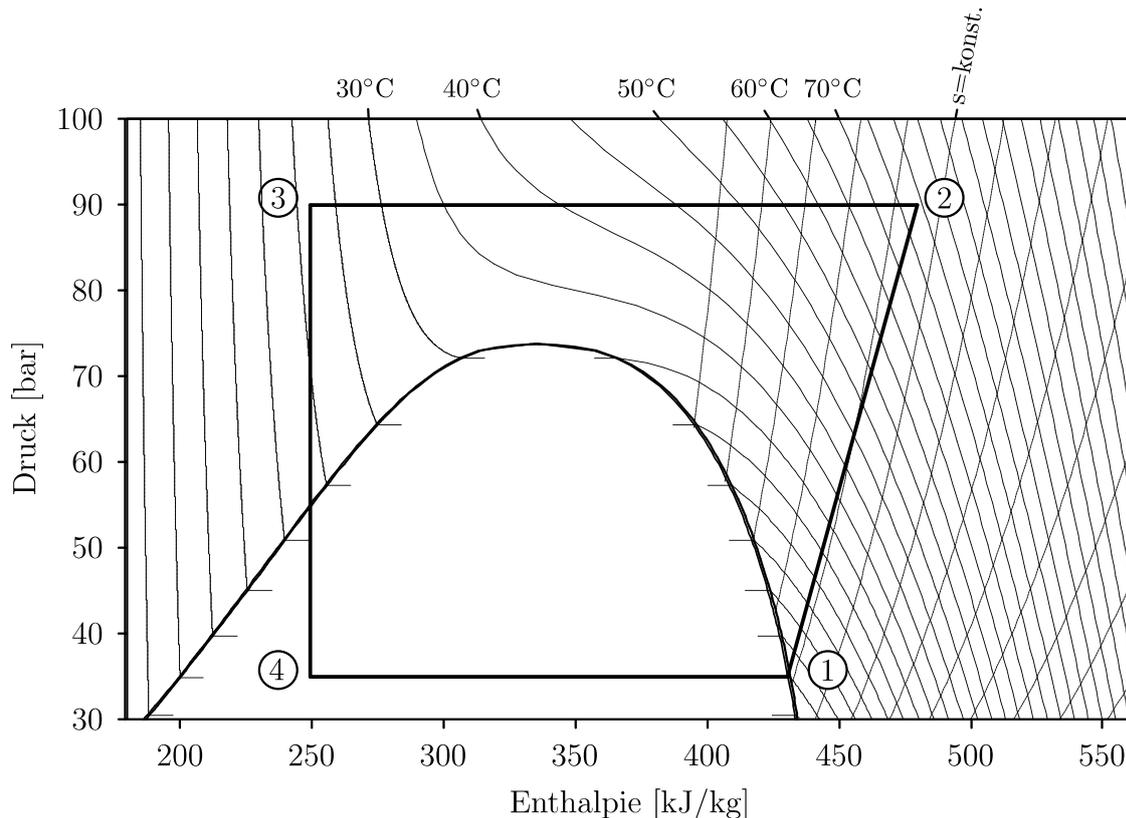


Abbildung 3.19: Optimierter Einstufiger  $\text{CO}_2$ -Kreislauf zur Brauchwassererwärmung

als bei der zweistufigen Anlage nach Abbildung 3.18. Ursache sind die leicht höheren isentropen Verdichtergütegrade bei den auftretenden Druckverhältnissen. Da eine einstufige Anlage gleichzeitig weniger aufwendig in Herstellung und Wartung ist, stellt diese die optimale Anlage zur Warmwassererzeugung dar.

### 3.4.3 Auswirkungen eines internen Wärmeübertragers

Bei Kälteanlagen, die mit dem Kältemittel  $\text{CO}_2$  betrieben werden, wird häufig der Einsatz eines internen Wärmeübertragers (IHX) diskutiert. Folgende drei Gesichtspunkte stehen dabei im Vordergrund [Heyl 2003]:

- Erhöhung der Kälteleistung

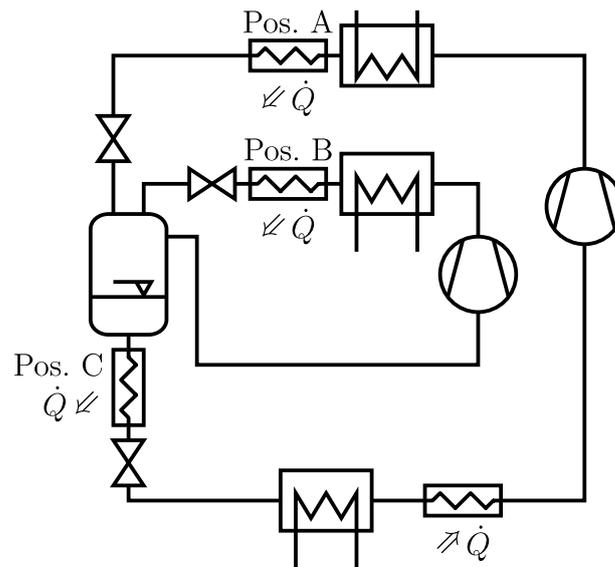


Abbildung 3.20: Mögliche Anordnungen für den internen Wärmeübertrager; Wärmeaufnahme vor dem Verdichter des äußeren Teilkreises; Wärmeabgabe an den Positionen A, B oder C

- Verringerung des Betriebsdruckes
- Verbesserung der Leistungszahl

Alle drei Aspekte kommen erst mit zunehmender  $\text{CO}_2$ -Austrittstemperatur aus dem Gaskühler zum Tragen. Für niedrige Temperaturen verschlechtert sich mitunter sogar die Leistungszahl der Anlage durch den Einsatz eines internen Wärmeübertragers. Grund sind die mit steigender Temperatur des vom Verdichter angesaugten  $\text{CO}_2$  zunehmend flacher verlaufenden Isentropen bzw. Polytropen. Der zusätzliche, relative Leistungsbedarf für die Verdichtung ist in diesen Fällen höher als der Leistungsgewinn am Verdampfer.

Für die zweistufige Anlage mit getrennten Kreisläufen sind drei verschiedene Anordnungen für den internen Wärmeübertrager möglich. Die wärmeaufnehmende Seite wird jeweils vom Kältemittel durchströmt, welches den Verdampfer verlässt (vgl. Abbildung 3.20). Abgegeben wird die Wärme vom Kältemittel, das einen der beiden Gaskühler (Pos. A oder B) oder die Mitteldruckflasche (Pos. C) in Richtung der jeweiligen Expansionsventile verlässt. In Tabelle 3.5 sind die jeweils auftretenden Veränderungen des COP für drei verschiedene  $\text{CO}_2$ -Gaskühleraustrittstemperaturen aufgeführt. Die Drucklagen der verschiedenen Kreisläufe wurden hierbei jeweils optimiert. Der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers, definiert als die normierte Temperaturänderung des Kältemittelstromes mit dem kleineren Wärmekapazitätsstrom [Baehr/Stephan 2003], wurde mit 0.6 angenommen. Einzig die Anordnung des internen Wärmeübertragers hinter der Mitteldruckflasche bei hohen Temperaturen erbringt eine geringfügige Erhöhung des COP. Für alle drei Fälle ist eine Tendenz zu einer positiveren Auswirkung bei stei-

Warme Seite des IHX hinter:	Gaskühler aK	Gaskühler iK	Mitteldruckflasche
	Pos. A	Pos. B	Pos. C
Temp. Gaskühler aus			
30 °C	-6.3%	-10.6%	-0.8%
35 °C	-5.5%	-9.9%	0.0%
40 °C	-4.3%	-8.6%	+0.8%

aK: äußerer Kreis, iK: innerer Kreis, IHX: interner Wärmeübertrager

Tabelle 3.5: Veränderung des COP durch Einbau eines Internen Wärmeübertragers bei einer zweistufigen Kälteanlage mit getrennten Kreisläufen

genden CO<sub>2</sub>-Gaskühleraustrittstemperaturen, d.h. bei steigenden Umgebungstemperaturen zu erkennen. Abbildung 3.21 zeigt den optimierten Kreislauf im Druck-Enthalpie-Diagramm bei Anordnung des internen Wärmeübertragers an Position C nach Abbildung 3.20. Insgesamt ist für die untersuchte Anwendung der Einbau eines internen Wärmeübertragers jedoch in keinem Falle sinnvoll.

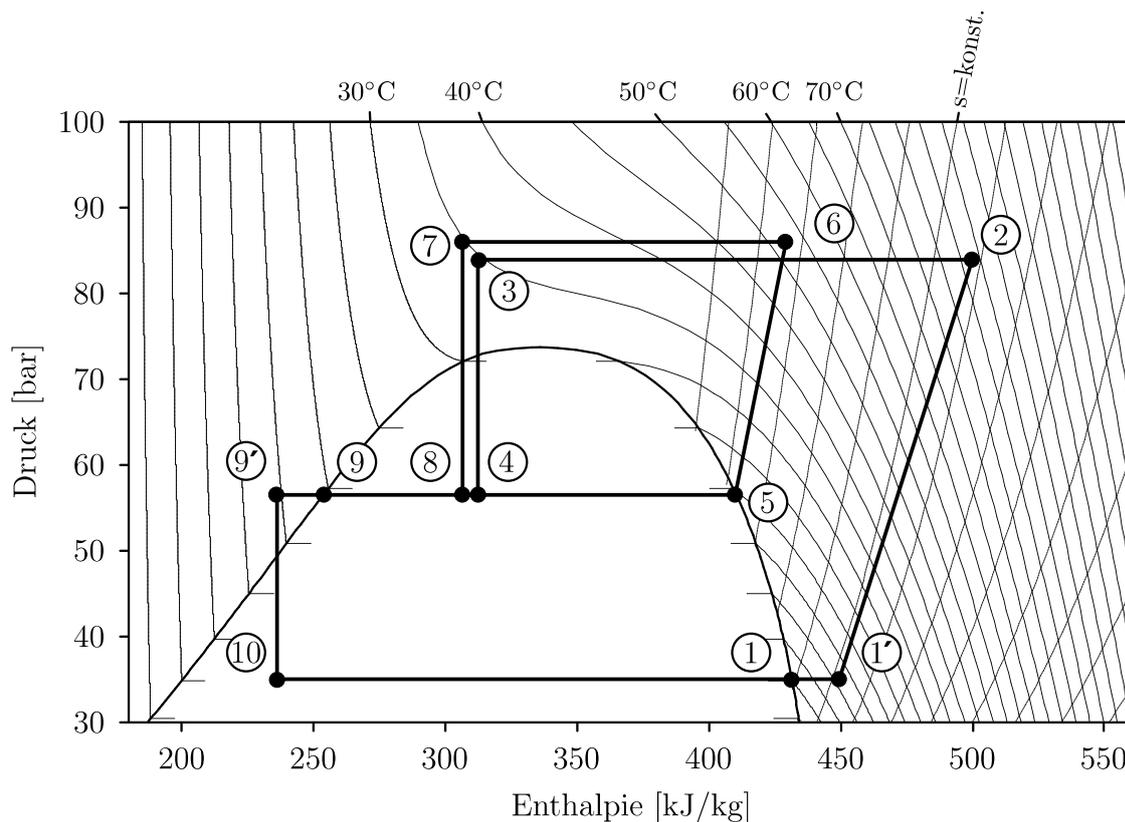


Abbildung 3.21: Optimierter zweistufiger Kreislauf mit getrennten Kreisläufen und internem Wärmeübertrager

### 3.4.4 Zusammenfassung: Identifikation des optimalen Anlagenkonzeptes

In den vorangegangenen Kapiteln wurden verschiedene zwei- und einstufige Anlagenkonzepte auf einen möglichen Einsatz im zuvor definierte Anwendungsszenario untersucht. Als optimal hat sich dabei folgende Kombination herausgestellt:

#### *Brauchwassererwärmung*

Die Brauchwassererwärmung wird mit einem einstufigen CO<sub>2</sub> Kreislauf nach Abbildung 3.19 durchgeführt. Die bei der Erzeugung der 1.200 kWh Wärme entstehenden rund 930 kWh Kälte werden der Kaltwassererzeugung zugeführt.

#### *Kaltwassererzeugung*

Die Kaltwassererzeugung erfolgt mit einem gekoppelten zweistufigen Kreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern nach Abbildung 3.14. Ein interner Wärmeübertrager bringt keinen Zusatznutzen und kommt nicht zum Einsatz.

## 3.5 Zweistufige Versuchsanlage

Die Versuchsanlage ist nach dem Schema des neu entwickelten gekoppelten zweistufigen Kreislaufs mit parallel arbeitenden Verdichtern aufgebaut. Abbildung 3.22 zeigt das nach EN 1861 : 1998 erstellte Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der Versuchsanlage. Im unteren Teil der Abbildung ist der periphere Wasserkreislauf dargestellt, während im oberen Bereich der Kältekreislauf des Flüssigkeitskühlers zu sehen ist. Beide Teile sind über einen als Plattenwärmeübertrager ausgeführten Verdampfer miteinander gekoppelt. Das verdampfte Kältemittel wird vom Verdichter des äußeren Teilkreises angesaugt und nach der Verdichtung einem Ölabscheider zugeführt. Das vom Kältemittelstrom getrennte Öl wird beiden Verdichtern gedrosselt in der Saugleitung wieder zugeführt. Beide Teilkreisläufe mit getrennten Gaskühlern sind über die Mitteldruckflasche miteinander gekoppelt.

Begleitend zu den experimentellen Arbeiten des Projektes wurden stationäre und transiente Simulationsansätze weiterentwickelt bzw. neu erarbeitet. Insbesondere die stationäre Simulation wird dazu verwendet, einen umfassenden Vergleich des CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers zu den konventionellen Systemen durchzuführen. Um realistische Ergebnisse zu erhalten, wird im Folgenden die Simulation an durchgeführten Experimenten kalibriert.

Abbildung 3.23 zeigt im Druck-Enthalpie-Diagramm die Ergebnisse einer Messung mit der Versuchsanlage im Vergleich zur stationären Simulation. In Tabelle 3.6 sind die für diesen Versuch gemessenen und berechneten Werte aus Messung und Simulation aufgelistet. Der Eintrag *Vorgabe* in der Spalte *Simulation* bedeutet, dass der entspre-

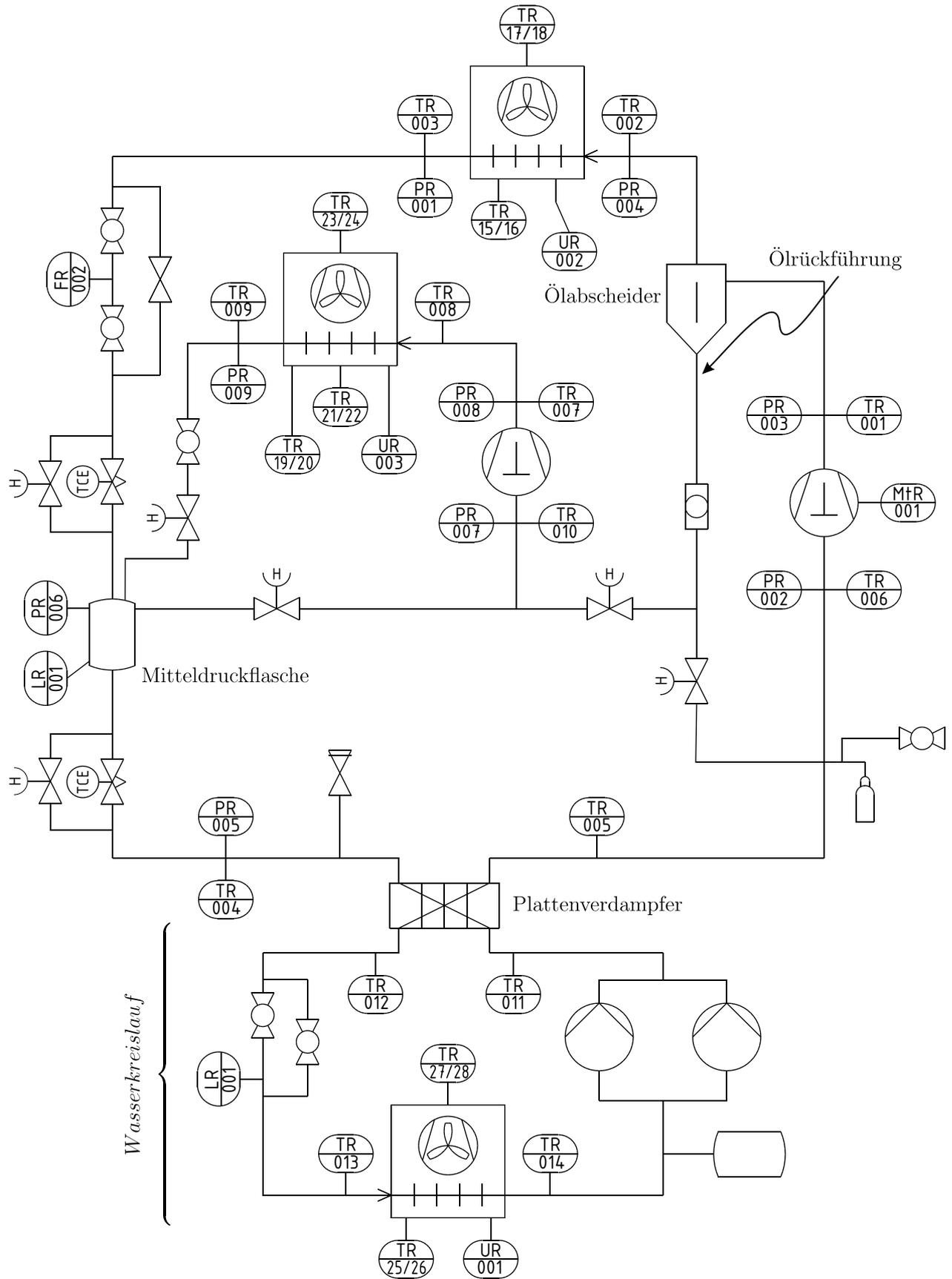


Abbildung 3.22: Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild nach EN 1861 : 1998

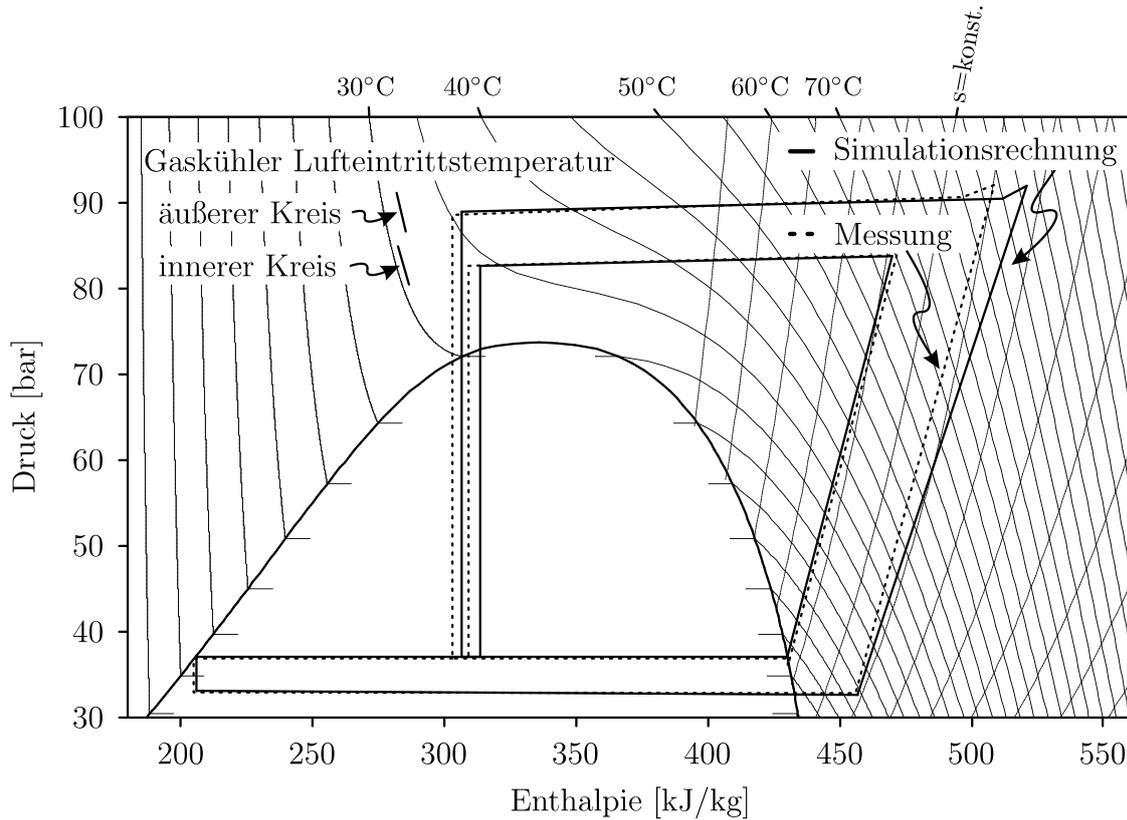


Abbildung 3.23: Zweistufiger Flüssigkeitskühler: Stationäre Simulation und Vergleich mit dem Experiment

chende Wert eine Eingangsgröße für die Simulation darstellt und aus der Messung übernommen wurde.

Auffällig sind in Abbildung 3.23 die Abweichungen zwischen Experiment und Simulation beim Verdichter des äußeren Teilkreises. Das Experiment lässt hier auf eine fast isentrope Verdichtung mit einem isentropen Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{iV}$  von 0.92 schließen. Der in der Simulation aus den hinterlegten Verdichterkennlinien berechnete Wert beträgt hingegen realistischere 0.77. Ein Grund für die hohen Werte der Messung für  $\eta_{iV}$  könnte eine Wärmeabgabe durch den Verdichter an die Umgebung sein. Allerdings kann dieser Mechanismus nur einen kleinen Teil des Effektes erklären, wie durch eine Abschätzung der relevanten Leistungen leicht zu zeigen ist. Eine weitere Ursache für den gemessenen isentropen Verdichterwirkungsgrad nahe eins könnte in Form von Tröpfchen angesaugtes flüssiges oder im angesaugten Öl gelöstes Kältemittel sein.

Für den Verdichter des inneren Teilkreises stimmen Messung und Simulation des isentropen Verdichterwirkungsgrades hingegen sehr gut überein. Dies legt im Umkehrschluss die Vermutung nahe, dass dieser Verdichter rein gasförmiges Kältemittel aus der Mitteldruckflasche ansaugt.

Der Liefergrad lässt sich experimentell nur für den Verdichter des äußeren Teilkreises direkt bestimmen, da nur in diesem Kreis ein Massenstromsensor zur Verfügung steht.

Größe	Messung	Simulation
Verdichter äußerer Kreis		
Drehzahl $n$	862 $\text{min}^{-1}$	Vorgabe
eff. Liefergrad $\lambda$	0.70	0.69
isen. Verdichterwirkungsgrad $\eta_{iV}$	0.92	0.77
eff. isentr. Gütegrad $\eta_{ei}$	0.75	0.74
Verdichter innerer Kreis		
Drehzahl $n$	537 $\text{min}^{-1}$	Vorgabe
eff. Liefergrad $\lambda$	0.69	0.70
isen. Verdichterwirkungsgrad $\eta_{iV}$	0.81	0.79
Drücke		
Verdichter Austritt äußerer Kreis	92.1 bar	92.0 bar
Verdichter Eintritt äußerer Kreis	32.7 bar	32.6 bar
Verdichter Austritt innerer Kreis	83.9 bar	83.8 bar
Mitteldruckflasche	36.8 bar	37.1 bar
Temperaturen		
Wasser Verdampfer Eintritt	18.9 °C	Vorgabe
Wasser Verdampfer Austritt	7.9 °C	8.4 °C
Gaskühler Austritt äußerer Kreis	35.2 °C	35.8 °C
Gaskühler Austritt innerer Kreis	34.2 °C	34.6 °C
Luft Eintritt äußerer Kreis	31.5 °C	Vorgabe
Luft Eintritt innerer Kreis	30.4 °C	Vorgabe
Massen- und Volumenströme		
CO <sub>2</sub> äußerer Kreis	86.8 g/s	84.3 g/s
CO <sub>2</sub> innerer Kreis	70.7 g/s	72.9 g/s
Wasser	0.48 l/s	Vorgabe
Kälteleistung		
Verdampferleistung Wasser	22.1 kW	21.1 kW
Verdampferleistung Kältemittel	21.7 kW	21.1 kW

Tabelle 3.6: Zweistufiger Flüssigkeitskühler: Stationäre Simulation und Vergleich mit dem Experiment

Hier stimmen der aus der Simulation stammende Wert von 0.69 mit dem aus der Messung errechneten von 0.70 gut überein.

Für den inneren Teilkreis wurde der Massenstrom nach Gleichung (3.4) zu 70.7 g/s berechnet. Verwendet man diesen Wert zur Bestimmung des Liefergrades erhält man für  $\lambda$  einen Wert von 0.69, was gut mit dem Wert der Simulation von 0.70 übereinstimmt.

Der effektiv isentrope Gütegrad kann tatsächlich nur für den äußeren Teilkreis bestimmt werden, da die Messung des zur Berechnung benötigten Drehmoments nur in diesem Kreis durchgeführt wurde. Aus der Messung leitet sich ein Wert von 0.75 ab, der sich wiederum fast mit dem simulierten Wert von 0.74 deckt.

Bei der Gaskühleraustrittstemperatur sind Abweichungen zwischen Experiment und Simulation zu sehen. Hier werden mit der Simulation etwas höhere Temperaturen als im Experiment berechnet. In Abbildung 3.23 sind die Temperaturen markiert, die den Luft Eintrittstemperaturen der beiden Gaskühler entsprechen. Die Annäherung der CO<sub>2</sub>-Austrittstemperatur an die Luft Eintrittstemperatur beträgt 3.7 bzw. 3.8 K. Der Luftvolumenstrom für den äußeren Teilkreis wurde entsprechend der Gebläsekennlinie und der gemessenen Druckdifferenz in der Simulation angesetzt. Der entsprechende Volumenstrom des inneren Teilkreises wurde aus den Messungen von Temperaturdifferenz und Leistung ermittelt.

Die Kälteleistung kann aus dem Experiment über zwei verschiedene Verfahren ermittelt werden. Zum einen über eine Bilanzierung des Kältemittelstromes:

$$\dot{Q}_{KM} = \dot{m}(h_{aus} - h_{ein}). \quad (3.9)$$

Dies ergibt für den durchgeführten Versuch einen Wert von 21.7 kW. Zum anderen durch eine entsprechende Berechnung für das abgekühlte Wasser

$$\dot{Q}_{KT} = c_p \dot{V} \rho (T_{ein} - T_{aus}). \quad (3.10)$$

Hierdurch errechnet sich eine Kälteleistung von 22.1 kW. Die Abweichung von rund zwei Prozent zwischen beiden Verfahren liegt im Rahmen der Messgenauigkeit. Für die Simulation ergeben naturgemäß beide Methoden denselben Wert. Er beträgt 21.1 kW und liegt damit 4.7 bzw. 2.8 % niedriger als die gemessenen Werte.

Insgesamt bildet die stationäre Simulation das Experiment sehr gut ab. Die kalibrierte Simulation wird in Kapitel 3.6 genutzt, um den Jahresenergieverbrauch eines entsprechenden Flüssigkeitskühlers abzuschätzen.

## 3.6 Vergleich zwischen konventionellen und CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlern

In Kapitel 3.4 wurde ein Konzept für einen CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler zur Hotelklimatisierung mit gleichzeitiger Wärmeauskopplung erarbeitet. Die dort getroffenen Aussagen

beruhten auf vergleichsweise einfachen Simulationsrechnungen, die gut geeignet waren, um einen relativen Vergleich zwischen den zur Diskussion stehenden Varianten durchzuführen. Im folgenden Abschnitt werden die bereits angesprochenen wesentlich detaillierteren Simulationswerkzeuge benutzt, um den neuartigen zweistufigen CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler handelsüblichen konventionellen Systemen gegenüberzustellen.

### 3.6.1 Simulationsmodell

Zur Durchführung der Simulationsrechnungen wird primär die Simulationsplattform von Tegethoff [Tegethoff 1999] verwendet. Diese wurde um verschiedenen Komponenten (Mitteldruckflasche, PID-Regler, Kennlinienmodelle verschiedener Verdichter, Kapillarrohrdrossel u.a.) in objektorientierter Darstellung erweitert. Erstmals wird ein zweistufiger Kreislauf mit dem Formalismus des Fluid-Informationsfluss-Diagramms beschrieben und unter der Simulationsplattform umgesetzt.

Für weitere insbesondere auch transiente Untersuchungen wurde der Kreislauf in der Sprache Modelica unter der Programmierumgebung Dymola abgebildet. Hierbei kommt ein spezieller numerisch effizienter Ansatz für die Berücksichtigung des Impulserhaltungssatzes zum Einsatz. Insbesondere für Wärmeübertrager, Rohrleitungen und die Mitteldruckflasche müssen neue Beschreibungen gefunden werden und unter Modelica/Dymola implementiert werden. Der Gesamtkreislauf wird mit einem angepassten Fluid-Informationsfluss-Diagramm beschrieben.

Eine detaillierte Beschreibung beider Simulationswerkzeuge ist bei Lemke [Lemke 2005] zu finden.

### 3.6.2 Konventionelle Vergleichsanlagen

Im Referenzhotel kommen zurzeit zwei Kälteanlagen mit einer Kälteleistung von jeweils 703 kW zum Einsatz. Tatsächlich werden im vergleichbaren Hotel die fast zwei Jahrzehnte alten Anlagen noch mit dem teilhalogenierten Fluorchlorkohlenwasserstoff R22 betrieben. In Deutschland ist dieses Kältemittel nach der FCKW-Halon-Verbotsverordnung ab 1. Januar 2000 in Neuanlagen verboten. Für die folgenden Vergleichsuntersuchungen wurden vier modernere luftgekühlte einstufige Flüssigkeitskühler von drei verschiedenen Herstellern herangezogen. Alle Anlagen stammen aus dem aktuellen Produktprogramm der Hersteller und werden in dieser Form als Standardanlagen vertrieben. Die Anlagen werden mit den Kältemitteln R134a und R407C, einem Gemisch aus R32, R125 und R134a in den Masseanteilen 23%/25%/52% betrieben. Die vier konventionellen Anlagen werden im Folgenden mit den Buchstaben A bis D bezeichnet. In Tabelle 3.7 sind wesentliche Kennzahlen der Anlagen nach Herstellerangaben wiedergegeben. Aufgrund der diskreten Leistungsabstufung der verschiedenen Hersteller ist keine Anlage mit exakt der Leistung der Referenzanlage verfügbar. Mit den Anlagen A bis D wurde jeweils die Anlage der nächst höheren Leistungsstufe gewählt. Der spätere

Anlage	A	B	C	D
Kältemittel	R407c	R134a	R407c	R407c
Kältemittelfüllmenge	138 kg	95 kg	160 kg	160 kg
Anzahl Kältekreisläufe	2	4	2	2
Gesamtanzahl der Verdichter	8	4	2	2
Art der Verdichter	Hubkolben	k.A.	Schraube	Schraube
Kälteleistung <sup>1</sup>	749 kW	754 kW	739 kW	779 kW
Leistungsstufen	8	16	6	6
Verdampfer	Rohrbündel	k.A.	Platte	Platte
Verflüssiger Luftvolumenstrom	63 m <sup>3</sup> /s	67 m <sup>3</sup> /s	64 m <sup>3</sup> /s	89 m <sup>3</sup> /s

<sup>1</sup> bei Kondensator  $T_{\text{Luft-Ein}} = 35^\circ\text{C}$ , Verdampfer  $T_{\text{Wasser-Ein/Aus}} = 13^\circ\text{C}/8^\circ\text{C}$

Tabelle 3.7: Vergleichsanlagen: Luftgekühlte Verflüssiger mit den Kältemitteln R407c und R134a

Anlagenvergleich beruht im wesentlichen auf dem dimensionslos definierten COP und ist somit weitgehend unabhängig von der absoluten Anlagenleistung.

Die Anlagen C und D stammen von einem Hersteller. Sie sind mehr oder minder identisch, bei Anlage D handelt es sich jedoch um eine sogenannte Hochtemperaturausführung der Anlage C. Der rund 40% höhere Luftvolumenstrom erlaubt ein Absenken des Kondensationsdruckes und somit eine Verbesserung der Anlageneffizienz.

Die zweistufige CO<sub>2</sub>-Kälteanlage wurde in der Auslegung an Anlage A angelehnt, da insbesondere im später wichtigen Teillastbetrieb Anlage A am besten dokumentiert ist und somit aussagekräftigere Vergleiche möglich sind. Die Kälteleistung bei Volllast im Referenzpunkt beider Anlagen wurde identisch angenommen. Die Gaskühler der CO<sub>2</sub>-Anlage wurden als Extruded-Tube-Wärmeübertrager modelliert. Aufgrund ihres hohen Wärmeübertragungsvermögens konnten diese im halben Bauraum der Kondensatoren von Anlage A untergebracht werden. Für beide CO<sub>2</sub>-Teilkreise wurden gleich große Gaskühler zugrundegelegt. Der Luftvolumenstrom für den äußeren Teilkreislauf wurde doppelt so hoch wie derjenige des inneren angenommen, die Summe beider entsprach dem Luftvolumenstrom der Kondensatorlüfter von Anlage A. Die luftseitigen Druckabfälle über die beiden Gaskühler betragen etwa 55 bzw. 25 Pa und sind auch mit Axialventilatoren zu bewältigen. Für den CO<sub>2</sub>-Verdichter wurden die gemessenen druckabhängigen isentropen Verdichterwirkungsgrade nach Abbildung 3.10 verwendet. In Vergleichsrechnungen wurden die als zusätzliche Freiheitsgrade des zweistufigen CO<sub>2</sub>-Kreislaufs unabhängig veränderbaren Hochdrücke der Gaskühler und der Druck der Mitteldruckflasche jeweils optimiert.

### 3.6.3 Temperaturabhängige Leistungsziffer

Die Leistungsziffer (COP) einer Kälteanlage hängt wesentlich von der Umgebungstemperatur der Anlage ab. Bei unterkritisch betriebenen Anlagen liegt die Ursache im zwingend mit der Umgebungstemperatur ansteigenden Druck der Hochdruckseite. In der Folge wird eine höhere Antriebsleistung für den Verdichtungsprozess benötigt. Zudem sinkt die im Verdampfer zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz aufgrund der im Druck-Enthalpie-Diagramm nach rechts geneigten Siedelinie.

Transkritisch betriebene Kreisläufe zeigen grundsätzlich ein ähnliches Verhalten: Abbildung 3.24 zeigt für einen idealisierten<sup>2</sup> einstufigen CO<sub>2</sub>-Kreisprozess die Abhängigkeit des COP vom Hochdruck für verschiedene Umgebungstemperaturen. Zu erkennen

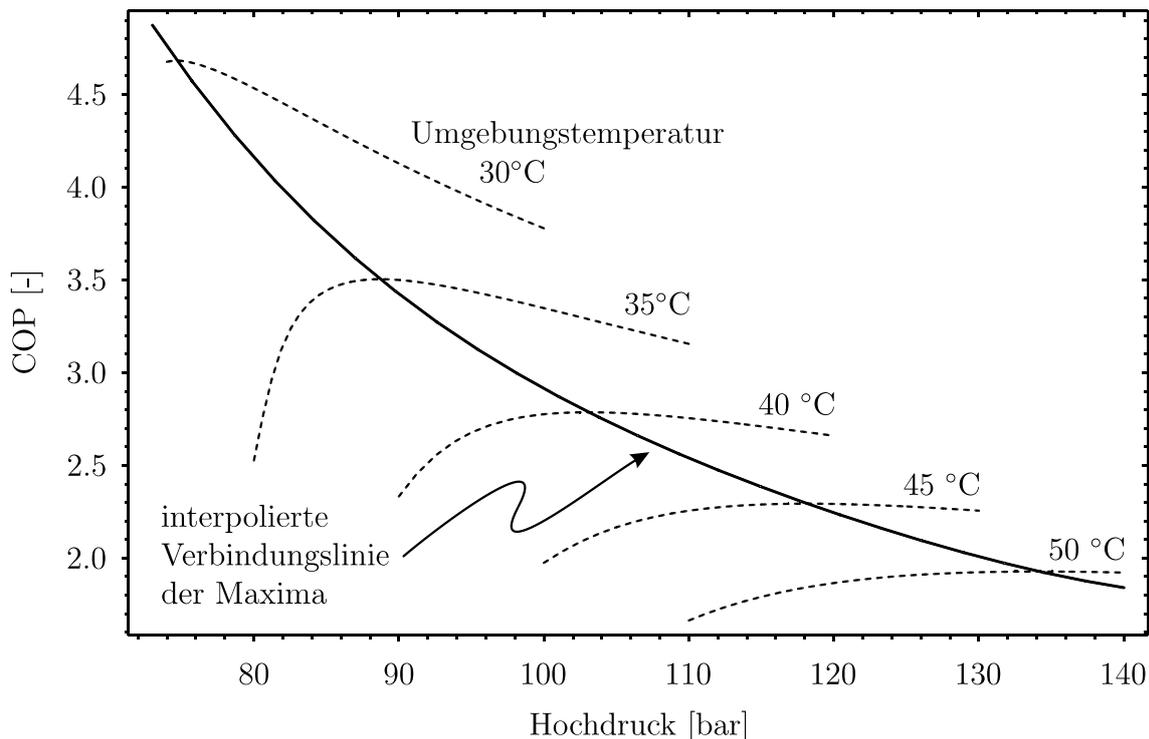


Abbildung 3.24: Abhängigkeit des COP eines idealisierten transkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteprozesses vom Hochdruck für verschiedene Umgebungstemperaturen

ist für jede Temperatur ein Höchstwert des COP, dessen Wert mit ansteigender Temperatur abnimmt, wie an der Verbindungslinie der Maxima abzulesen ist.

Abbildung 3.25 zeigt die Leistungsziffern, hier definiert als Kälteleistung bezogen auf die Verdichterleistungsaufnahme, der nicht abgeregelten konventionellen Anlagen A bis D sowie der CO<sub>2</sub>-Anlage für Lufttemperaturen am Kondensator- bzw. Gaskühleintritt von 21°C bis 40°C. Für die Anlagen A bis D standen bei 25°C, 30°C, 35°C sowie 40°C Herstellerangaben für die COPs zur Verfügung. Die übrigen Werte wurden interpoliert bzw. für Temperaturen unter 25°C extrapoliert.

<sup>2</sup>keine Überhitzung, isentrope Verdichtung, keine Druckabfälle, 0°C Verdampfungstemperatur, Gaskühleraustrittstemperatur erreicht Umgebungstemperatur

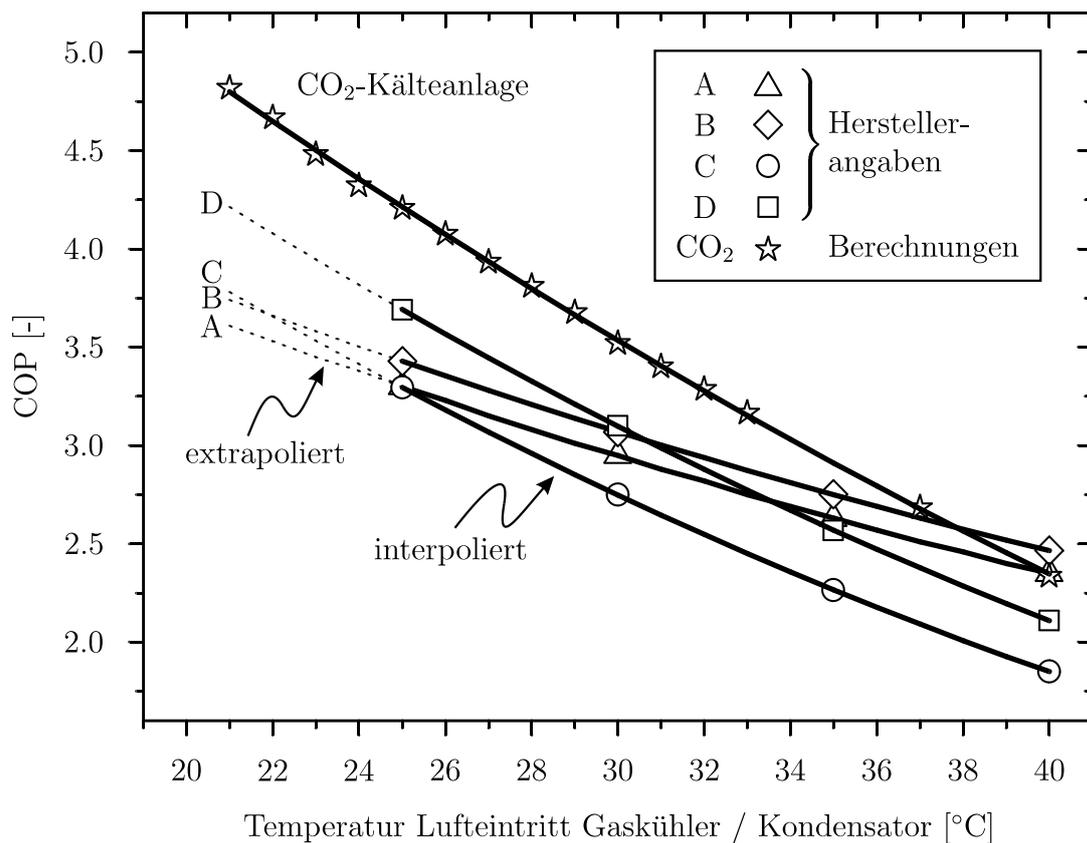


Abbildung 3.25: COP bei Vollast in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur

Für die in Abbildung 3.25 dargestellten Simulationsrechnungen der CO<sub>2</sub>-Anlage wurden die drei veränderbaren Drücke zur Maximierung des COP jeweils variiert. Die Rechnungen beinhalten detailliert modellierte Wärmeübertrager und an die Messungen angepasste Verdichterkennlinien und berücksichtigen den Druckabfall in Rohrleitungen und Wärmeübertragern.

Alle Anlagen zeigen wie erwartet ein Ansteigen der Leistungsziffer mit abnehmender Lufttemperatur. Anlage D mit dem im Vergleich zu Anlage C gesteigerten Luftvolumenstrom hat die vorhersehbar höheren Leistungsziffern bei ähnlichem temperaturabhängigen Verlauf. Für hohe Umgebungstemperaturen ab etwa 37.5°C sinkt die Effizienz der CO<sub>2</sub>-Anlage unter diejenige der besten konventionellen Anlage. Dieses für CO<sub>2</sub> typische Verhalten bei hohen Umgebungstemperaturen ist unter anderem für Fahrzeugklimaanlagen in der Vergangenheit mehrfach belegt (vgl. z.B. [Hafner et al. 2004, Adiprasito 2000, Beaver et al. 1999]). Für einen umfassenden Vergleich der Anlagenkonzepte sind diese Vollast-Leistungsziffern noch nicht ausreichend. Wie die folgenden Kapitel zeigen werden, ändert sich nicht nur die Lufttemperatur im Laufe eines Jahres, sondern auch die benötigte Kälteleistung und damit auch die Leistungsziffern der nur mehr in Teillast betriebenen Anlagen.

### 3.6.4 Temperaturverteilung in Recife

Das untersuchte Anwendungsszenario beschreibt die Hotelklimatisierung in Recife, Brasilien. Wie im vorangegangenen Abschnitt gezeigt wurde, ist die Umgebungstemperatur eine wichtige Eingangsgröße für die Bestimmung der Anlageneffizienzen. Hierbei ist es notwendig, eine Temperaturverteilung mit einer genügend hohen zeitlichen Auflösung zu verwenden. Tageweise gemittelte Temperaturen sind ungeeignet, da sie den für den Anlagenbetrieb wichtigen Temperaturunterschied zwischen Tages- und Nachttemperaturen mitteln. Abbildung 3.26 zeigt die im Jahr 2003 in Recife gemessene stundenweise Temperaturverteilung. In der unteren Hälfte sind die prozentualen Stundenanteile auf-

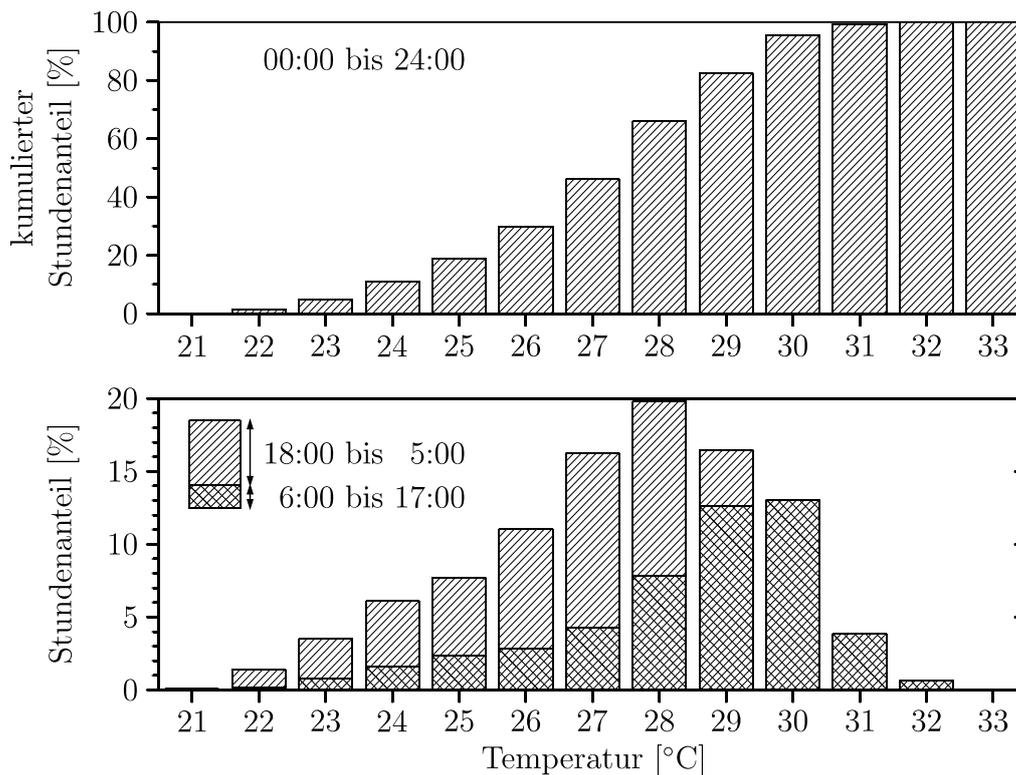


Abbildung 3.26: Temperaturverteilung (stündliche Mittelwerte) im Jahre 2003 am Flughafen Guararapes International, Recife

getragen, in der oberen die Temperaturverteilung in kumulierter Darstellung.

Temperaturen über 33°C und unter 21°C kamen während des ganzen Jahres 2003 nicht vor. Zu mehr als 3/4 der Zeit war die Umgebungstemperatur im Temperaturbereich zwischen 26°C und 30°C. Diese gleichmäßige Temperaturverteilung ist typisch für tropische Regionen (vgl. [Payer 2001]).

### 3.6.5 Kälteleistungsbedarf

Während die Temperaturverteilung im Verlaufe eines Jahres einfach messbar und relativ leicht zugänglich ist, lässt sich der Kälteleistungsbedarf der untersuchten Hotelanlage sehr viel schwieriger bestimmen. Er hängt von Faktoren wie der Art des Hotels

(Geschäftskunden oder Ferienhotel), der Umgebungstemperatur, der Tageszeit, der Intensität des Sonnenlichts, der aktuellen Gästezahl (Besetzung), dem Qualitätsstandard, der baulichen Ausführung (z.B. Fensteranteil in der Fassade, Ausrichtung des Gebäudekomplexes) und vielem anderen mehr ab. Viele dieser Größen sind zudem zeitlich nicht konstant. Ein gängiges Verfahren ist, die Abhängigkeit des Kälteleistungsbedarfs auf eine wesentliche Variable, die Umgebungstemperatur zu beschränken. Einen allgemein gültigen Zusammenhang zwischen beiden Größen gibt es jedoch nicht. In den USA hat das *Air-Conditioning and Refrigeration Institute* (ARI) ein standardisiertes Verfahren im Standard 550/590 beschrieben [ARI 1998]. Für den temperaturabhängigen Kälteleistungsbedarf wird hierbei im untersuchten Temperaturbereich über 20°C ein linearer Ansatz vorgeschlagen (vgl. Abbildung 3.27). Die ARI Methode ist allerdings

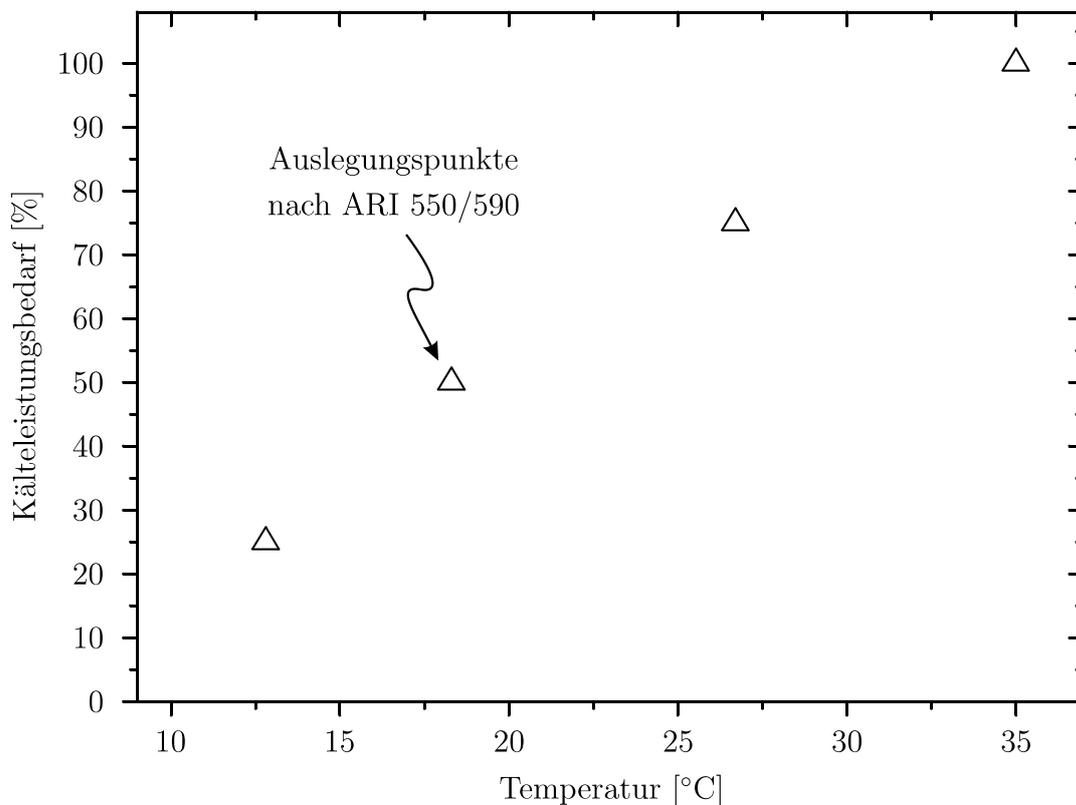


Abbildung 3.27: Relativer Kälteleistungsbedarf in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur nach ARI 550/590-1998

auf nordamerikanische Klima- und Gebäudebedingungen ausgelegt und unterscheidet nicht zwischen Gebäudetypen wie Büros oder Hotels.

Yu und Chan [Yu/Chan 2002] haben für Hotels in Hong Kong entsprechende Untersuchungen durchgeführt und diskutieren sowohl einen linearen Leistungsverlauf nach ARI als auch verschiedene nichtlineare Ansätze für die unterschiedlichen untersuchten Gebäude. Ein allgemeiner, für alle Hotels gültiger Ansatz lässt sich jedoch nicht ableiten.

Für die folgenden Untersuchungen wurde eine Leistungsverteilung nach Abbildung 3.28 angenommen. Der Kältebedarf nimmt wie auch bei ARI bei niedrigen Umgebungs-

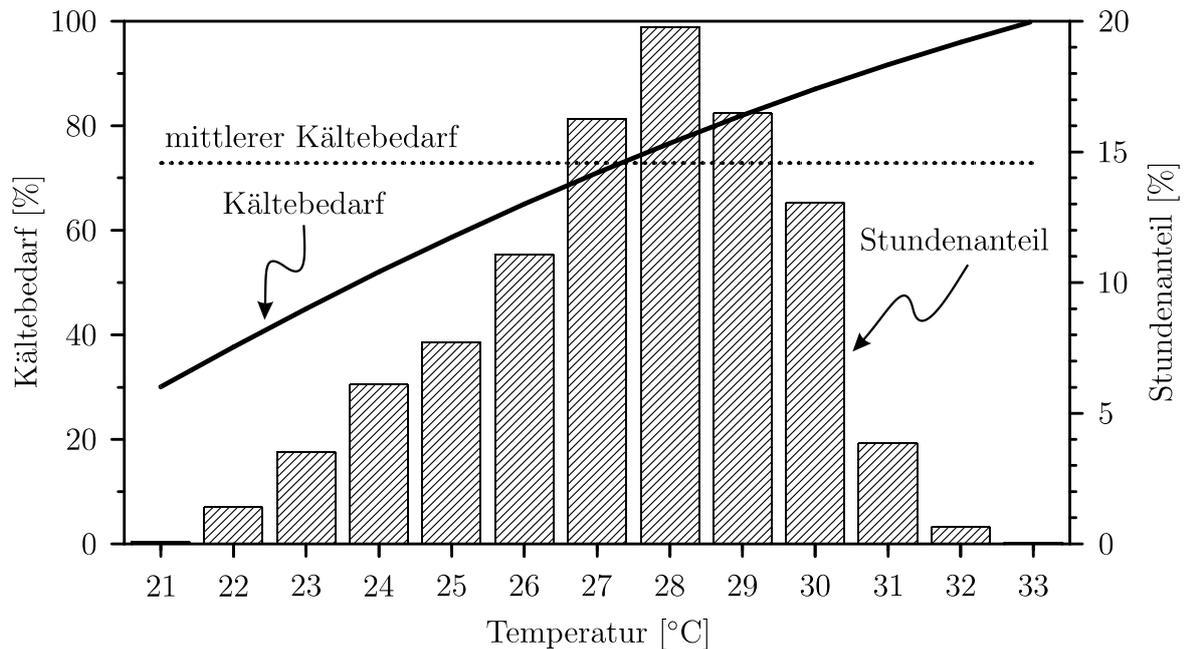


Abbildung 3.28: Angenommener relativer Kälteleistungsbedarf und Temperaturverteilung in Recife

temperaturen etwas stärker ab. Der mit den Stundenanteilen gemittelte Kälteleistungsbedarf, berechnet als

$$\overline{\dot{Q}}_{\text{Kälte}} = \sum_{T=21^{\circ}\text{C}}^{33^{\circ}\text{C}} \dot{Q}_{\text{Kälte}}(T) \cdot \frac{\text{Stundenzahl}(T)}{8760}, \quad (3.11)$$

beträgt hierbei in guter Übereinstimmung mit der Referenzanlage etwa 74%. Bei einer Temperatur von 33°C ist die benötigte Kälteleistung maximal. Für die Vergleichsuntersuchungen wurden die Anlagen derart dimensioniert, dass sie die erforderliche Kälteleistung unter diesen Bedingungen gerade erreichen. In der Praxis werden oftmals 10 bis 20% höhere Leistungen als Reserve installiert, was aufgrund steigender Anschaffungskosten und anderer Probleme wie häufigerem Takten der Anlage nach [ASHRAE 2000] nicht empfehlenswert ist. Die minimale Kälteleistung nach Abbildung 3.28 beträgt 30% der Maximalleistung und tritt bei einer Umgebungstemperatur von 21°C auf.

### 3.6.6 Teillastwirkungsgrade

Wie im vorhergehenden Abschnitt gezeigt wurde, sinkt der Bedarf des Gebäudes an Kälteleistung mit abnehmender Umgebungstemperatur. Bei konventionellen Anlagen steigt jedoch gleichzeitig die zur Verfügung stehende Leistung aufgrund des verringerten Kondensationsdruckes. Um den Kältemittelmassenstrom und damit die Anlageneistung zu reduzieren, werden so weit verfügbar nach und nach einzelne Zylinder

der, Kompressoren und schließlich ganze Teilkreise abgeschaltet oder falls möglich die Drehzahl der Verdichter verringert. Durch den in Teillast steigenden Verdampfungsdruck und sinkenden Kondensationsdruck steigt die Leistungszahl gegenüber der Vollast deutlich an. Abbildung 3.29 zeigt eine Auftragung der Leistungszahl gegenüber der relativen Teillastleistung. Die Herstellerangaben stammen von einem luftgekühlten

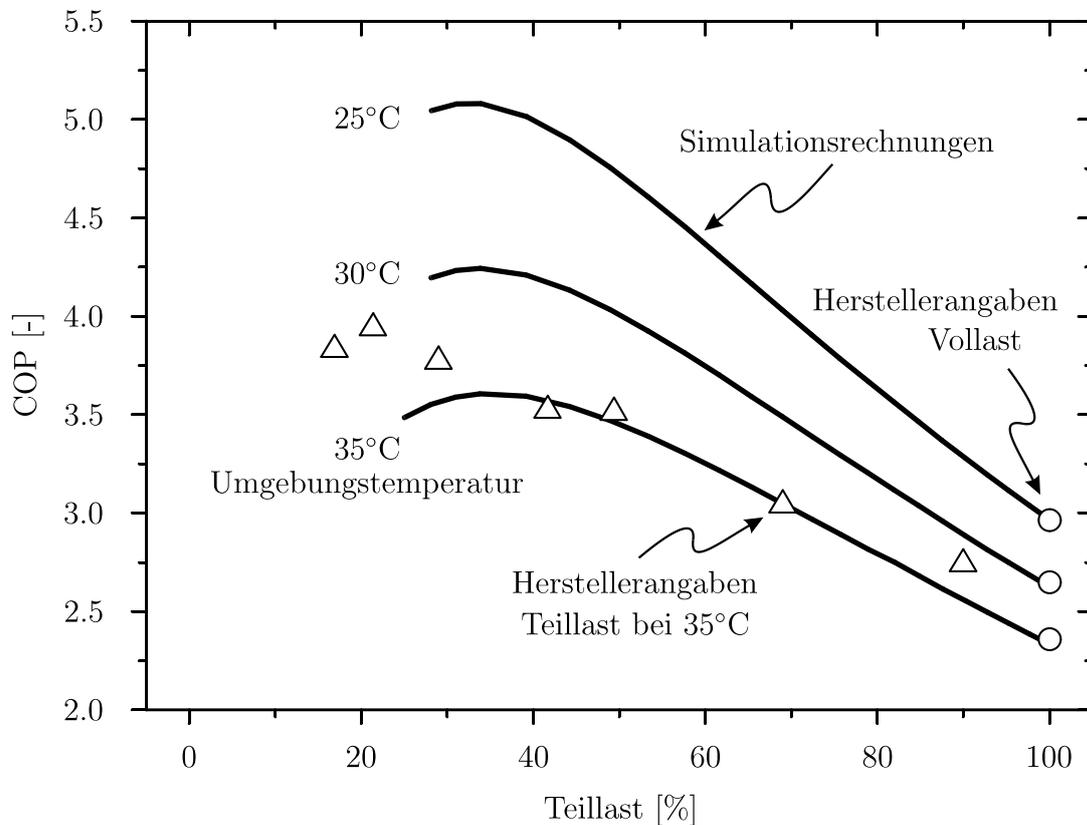


Abbildung 3.29: Teillastleistungsziffern

R134a-Flüssigkeitskühler mit einer Kälteleistung von 716 kW bei 35°C Umgebungstemperatur bei einer Wasserabkühlung von 12°C auf 6°C. Die Anlage wurde von der international anerkannten Organisation Eurovent zertifiziert, d.h. einem Teil der Angaben liegen Messungen eines der unabhängigen, hierfür zugelassenen Prüflabore zugrunde. Die angegebenen Daten der Anlagen sind allgemein zugänglich und deren Einhaltung wird von den Endkunden zusätzlich kontrolliert. Von realistischen Daten kann somit ausgegangen werden.

Die in der Abbildung dargestellten Leistungsziffern stellen die Kälteleistung bezogen auf die gesamte Leistungsaufnahme der Anlage, also insbesondere auch unter Einbeziehung der Ventilatoren dar. Bei 35°C Umgebungstemperatur und einer Teillast von 30% steigt die Leistungsziffer auf den mehr als 1.5-fachen des Volllastwertes an. Bei niedrigeren Umgebungstemperaturen stehen keine Herstellerangaben über das Teillastverhalten zur Verfügung.

Weiterhin sind in Abbildung 3.29 Simulationsrechnungen für diese Anlage dargestellt. Für die Vollastwerte bei 35°C, 30°C und 25°C Umgebungstemperatur sowie das

Teillastverhalten bei 35°C bis etwa 35% Teillast stimmen die berechneten Werte sehr gut mit den Herstellerangaben überein. Bei noch niedrigeren Teillastleistungen berücksichtigt die Simulation nicht das teilweise Abschalten einzelner Anlagenteile (z.B. Lüfter oder Pumpen) und unterschätzt somit die auftretenden Leistungsziffern. Da die Anlage in der untersuchten Anwendung in weniger als 1% der Zeit mit Teillasten von unter 35% betrieben wird, ist der Fehler hierdurch zu vernachlässigen.

Die hier beschriebene Anlage ist mit den Anlagen A bis D grundsätzlich vergleichbar. Für die Anlagen A bis D selbst liegen keine Angaben zu Teillastleistungsziffern vor. Ausgehend von den jeweiligen Leistungsziffern unter Vollast wurde für deren Teillastverhalten der auf die Vollast normierte Verlauf der Kurven aus Abbildung 3.29 zugrunde gelegt.

### 3.6.7 Jahresenergieverbrauch

Um beim Vergleich von Kälteanlagen den jahreszeitlich unterschiedlichen Temperaturen und den verschiedenen Teillastraten Rechnung zu tragen, schlägt ARI die Bildung einer integrierten Teillastleistungszahl (IPLV = Integrated Part Load Value) vor ([ARI 1998],[Hartmann 1989]). Diese wird durch gewichtete Mittelung der Anlagen-COPs bei 100%, 75%, 50% und 25% Teillast gebildet. Die zugehörigen Umgebungstemperaturen sind 35°C, 26.7°C, 18.3°C und 12.8°C (vgl. auch Abbildung 3.27). Die integrierte Leistungszahl berechnet sich dann zu

$$IPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D \quad (3.12)$$

mit: A = COP bei Vollast und 35 °C Umgebungstemperatur

B = COP bei 75% Teillast und 26.7 °C Umgebungstemperatur

C = COP bei 50% Teillast und 18.3 °C Umgebungstemperatur

D = COP bei 25% Teillast und 12.8 °C Umgebungstemperatur

Die Koeffizienten vor den vier COPs A bis D in Gleichung 3.12 repräsentieren die angenommene Temperaturverteilung. Beispielsweise wird in 45% der Zeit von einem Anlagenbetrieb bei 18.3°C und 50% Teillast ausgegangen.

Das empfohlene Verfahren stellt eine deutliche Verbesserung zu dem früher üblichen Vorgehen dar, bei dem ausschließlich Vollast-COPs verglichen wurden. Dennoch ist es in dieser Form für die hier durchgeführten Untersuchungen nur bedingt geeignet, da es für nordamerikanische Bedingungen entwickelt wurde und damit nicht der tropischen Temperaturverteilung Rechnung trägt. Zudem beschränkt es sich auf die gewichtete Mittelung von nur vier einzelnen Leistungsziffern. Für Temperaturen oberhalb von 21°C werden sogar nur zwei Werte in die Berechnung einbezogen.

Die für den folgenden Vergleich verwendete Berechnungsmethode zur Ermittlung des Jahresenergieverbrauchs (JEV) berücksichtigt hingegen das Temperaturprofil von Recife (vgl. Abbildung 3.26), die temperaturabhängige Teillast (vgl. Abbildung 3.28),

die jeweiligen von Temperatur und Teillast abhängigen Leistungsziffern (vgl. Abbildung 3.29) sowie eine Grundlast  $P_0$  für das Betreiben der Nebenaggregate. Letztere liegt bei den verschiedenen konventionellen Anlagen nach Herstellerangaben bei 3 bis 4% der Nennkälteleistung bei 35°C Umgebungstemperatur. Für die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage wurde ein Wert von 3.5% angenommen. Der Jahresenergieverbrauch berechnet sich damit zu:

$$JEV = \sum_{T=21^{\circ}C}^{33^{\circ}C} \left[ \frac{\dot{Q}_{\text{Kälte}}(T)}{COP(\dot{Q}_{\text{Kälte}}, T)} + P_0 \right] \cdot \frac{\text{Stundenzahl}(T)}{8760} \quad (3.13)$$

Für die vier konventionellen Anlagen A bis D wurde nach Gleichung 3.13 jeweils der Jahresenergieverbrauch ermittelt. Er ist in Tabelle 3.8 wiedergegeben:

Anlage	A	B	C	D	X	CO <sub>2</sub>
JEV [MWh]	282.9	273.6	293.4	265.8	292.6	259.9
relativer JEV [%]	108.9	105.3	112.9	102.3	112.6	100.0

Tabelle 3.8: Jahresenergieverbrauch der konventionellen und CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler

Von einem Hersteller wurden für das untersuchte Szenario (Temperaturen, Kälteleistungsbedarf bzw. prozentuale Teillast) zusätzlich hausinterne Rechnungen zur Verfügung gestellt. In Tabelle 3.8 ist diese Anlage mit X bezeichnet. Abbildung 3.30 zeigt die Leistungsziffern der Herstellerrechnung im Vergleich zu eigenen Berechnungen. Letztere wurden nach demselben Verfahren durchgeführt, dass auch für Anlagen A bis D angewendet wurde. Wie zu erkennen ist, überschätzen die eigenen Rechnungen geringfügig die zu erwartende Leistungsziffer für Temperaturen über 24°C, während sie diese für 21°C aufgrund der schon diskutierten, nicht berücksichtigten Teilabschaltung der Nebenaggregate unterschätzt.

Auffällig in Tabelle 3.8 ist der vergleichsweise geringe Jahresenergieverbrauch des konventionellen Flüssigkeitskühlers D. Bei dieser Anlage handelt es sich wie schon beschrieben um eine spezielle Hochtemperaturausführung mit verstärkten Kondensatorlüftern. Insofern ist sie auch nicht mehr mit der CO<sub>2</sub> Anlage vergleichbar, deren Gaskühlerlüfter an den Luftvolumenstrom der Anlage A bis C angepasst wurden. Auch der COP der CO<sub>2</sub> Anlage könnte noch durch einen vergrößerten Luftdurchsatz erhöht werden. Zudem wird der Anstieg des COP bei niedrigen Umgebungstemperaturen für Anlage D in den Berechnungen vermutlich überschätzt, da hier die verstärkten Kondensatorlüfter nur noch geringere Auswirkungen haben. Der in Tabelle 3.8 angeführte Jahresenergieverbrauch für Anlage D ist in diesem Sinne als untere Grenze zu sehen.

Die CO<sub>2</sub>-Anlage existiert bislang nur als Versuchsanlage im verkleinerten Maßstab (vgl. Kapitel 3.5). Für die Gaskühler liegen auch unabhängig von der Anlage detaillierte Messungen vor, die in der Simulation abgebildet wurden. Luftseitiger und

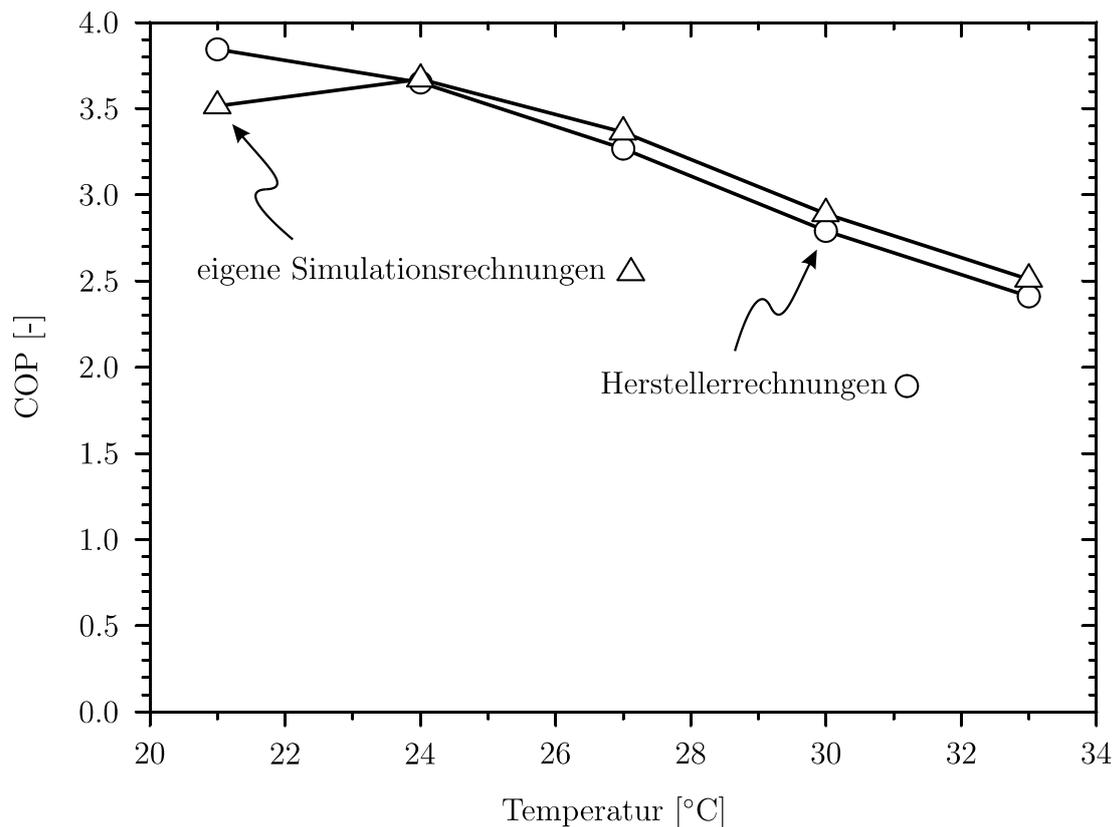


Abbildung 3.30: Temperaturabhängige Leistungsziffern von Anlage X für Kälteleistungsbedarf nach Abbildung 3.28; Berechnungen des Herstellers im Vergleich zu eigenen Simulationsrechnungen

kältemittelseitiger Wärmeübergang sowie Druckabfall des Gaskühlers wurden ebenso berücksichtigt wie die Anordnung und Verschaltung der einzelnen Wärmeübertragerelemente. Hierdurch können auch die größeren Gaskühler eines leistungsstärkeren Flüssigkeitskühlers berechnet werden. CO<sub>2</sub>-Verdichter wurden von Försterling umfassend untersucht [Försterling 2004]. Für Berechnungen des Jahresenergieverbrauchs wurden die publizierten Kennlinien für den isentropen Verdichterwirkungsgrad, effektiven Liefergrad und den effektiv isentropen Gütegrad (vgl. auch Abbildung 3.10) eines Schwenkringverdichters verwendet. Dieser hat von den beiden seriennahen, von Försterling untersuchten Verdichtern die etwas niedrigeren Gütegrade. Die Festlegung auf diese Verdichterkennlinien führt damit bewusst zu einer konservativen Abschätzung des Jahresenergieverbrauchs. Als Verdampfer wurde in der Versuchsanlage der Prototyp eines speziell für CO<sub>2</sub> zugelassenen Plattenverdampfers eingesetzt. Es liegen für diesen keine gesonderten Untersuchungen als Einzelkomponente vor. In der Simulation wurde er entsprechend der Verdampfer der konventionellen Anlagen als Gegenstromwärmeübertrager mit vergleichbarer Übertragungsleistung modelliert. Die Abbildung der Expansionsorgane spielen in der zur Ermittlung des Jahresenergieverbrauchs benutzten stationären Simulation keine Rolle. Da elektronisch geregelte Ventile angenommen wurden, kann deren Verhalten als ideal angenommen werden. In gleicher Weise kann die Mittel-

druckflasche im stationären Fall idealisiert werden. Die Modellierung der CO<sub>2</sub>-Anlage wurde mit den Messungen der Prototypenanlage überprüft und in Kapitel 3.5 dokumentiert.

Zur Berechnung des Jahresenergieverbrauchs des CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers wurde für Temperaturen von 21°C bis 33°C in 1°C-Schritten Simulationsrechnungen unter Berücksichtigung des temperaturabhängigen Kälteleistungsbedarfs nach Abbildung 3.28 durchgeführt. Der berechnete COP des Flüssigkeitskühlers wurde durch Variation der Anlagendrucke jeweils optimiert. Der Jahresenergieverbrauch wurde anschließend nach Gleichung 3.13 bestimmt und ist in Tabelle 3.8 aufgeführt.

### *Zusammenfassung*

Der errechnete Jahresenergieverbrauch für die konventionellen Flüssigkeitskühler A bis C liegt 5.3 bis 12.9 % über dem der CO<sub>2</sub>-Anlage. Die vom Hersteller unabhängig durchgeführten, auf Messungen beruhenden Berechnungen für Anlage X ergeben ebenfalls einen Mehrverbrauch von 12.6 % und bestätigen damit die eigenen Simulationsrechnungen zum konventionellen Flüssigkeitskühler. Durch den Ersatz der konventionellen Technik kann für das untersuchte Hotel pro Jahr zwischen 5.9 und 33.5 MWh elektrischer Energie eingespart werden. Dies entspricht 2.3 bis 12.9% der für die CO<sub>2</sub>-Anlage insgesamt benötigten Energie.

Ziel der hier beschriebenen Untersuchung war es, den neuartigen zweistufigen CO<sub>2</sub>-Prozess aktuellen und handelsüblichen Flüssigkeitskühlern mit konventioneller Technik gegenüberzustellen. Mit Blick auf den Jahresenergieverbrauch ist der zweistufige CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler diesen Anlagen überlegen und stellt somit eine umweltfreundliche und ressourcensparende Alternative dar.

## 3.7 Low-Flow-Gaskühler

Im Rahmen des Projektes wurden die objektorientierten Simulationsmodelle der Wärmeübertrager gezielt erweitert, um beliebige Verschaltungsvarianten in der Simulationsplattform abbilden zu können. Hierdurch wird eine gezielte Untersuchung der Auswirkungen eines reduzierten Luftvolumenstroms der Gaskühlerlüfter auf den Gesamtkreislauf ermöglicht. Tabelle 3.9 zeigt die Zunahme der Verdichter-Antriebsleistung bei einer Reduktion des Gaskühler-Luftvolumenstroms um 20%. Für die Berechnungen wurde der Kälteleistungsbedarf nach Kapitel 3.6.5 zugrundegelegt. Ursache für das

Umgebungstemperatur	24°C	27°C	30°C	33°C
Zunahme der Antriebsleistung	3.3%	4.4%	4.4%	4.4%

Tabelle 3.9: Zunahme der Verdichter-Antriebsleistung bei Verringerung des Gaskühler-Luftvolumenstroms um 20%

Ansteigen der Antriebsleistung ist der geringfügig höhere Druck in den Gaskühlern aufgrund der höheren Luft-Austrittstemperatur.

Da die Leistungsaufnahme der gesamten Nebenaggregate inklusive der Gaskühlerlüfter nur etwa 3 bis 4% der Verdichterantriebsleistung beträgt (vgl. Kapitel 3.6.7), übersteigt der Mehrverbrauch das Einsparpotential erheblich. Die Reduzierung des Gaskühler-Luftvolumenstroms ist aus energetischer Sicht folglich keine sinnvolle Option.

Die Verringerung des Luftvolumenstroms bewirkt in gewissem Maße auch eine Verminderung der Lärmentwicklung durch den bzw. die Gaskühlerlüfter. Sind Verdichter und Lüfter allerdings wie in der Versuchsanlage nicht weit voneinander entfernt aufgestellt, werden die Anlagengeräusche stark von den Verdichtern dominiert. Bei einer getrennten Aufstellung (z.B. Gaskühler auf dem Gebäudedach, Verdichter am Boden) könnte eine Reduzierung des Luftvolumenstromes lokal zu geringerer Lärmbelastung führen. Allerdings ist die zu erwartende Geräuschreduktion verhältnismäßig gering bei einem gleichzeitigen nennenswerten Anstieg der benötigten Antriebsleistung, sodass dieses Sonderfällen vorbehalten bleiben muss.

## 3.8 Verdichter

Ein Arbeitsbereich des Projektes beschäftigt sich mit der Weiterentwicklung des CO<sub>2</sub>-Verdichters der Firma Bock. Im Rahmen der Arbeit wurden wie vorgesehen verschiedene Ventilplatten mit entsprechenden Ventilen für den Verdichter untersucht. Die erste Version 3a des Verdichters war noch wie der Vorgänger mit Ringventilen ausgestattet. In der weiter entwickelten Version 3b kamen Lamellenventilen zum Einsatz. Der relative Schadraum konnte dabei von 6.5% auf 2% verringert werden. Allerdings war im Versuch die Haltbarkeit der Lamellen bei Dauerbelastung noch zu gering und erfordert zusätzliche Entwicklungsarbeit. Weitere Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im Anhang erläutert.

Im Laufe der Untersuchungen zu alternativen Gehäusematerialien wurden von der Firma Bock fünf Verdichtergehäuse aus verschiedenen Aluminiumlegierungen angefertigt. Nach umfangreichen Berstdruckprüfungen hat sich keine der Legierungen als geeignet erwiesen. Für die weiteren Untersuchungen wurde wieder auf das zwar schwerere aber technisch bewährte Gehäusematerial GGG70 zurückgegriffen.

Im Rahmen der Arbeit war geplant, eine Konzeptstudie für einen Halbhermetik-CO<sub>2</sub>-Verdichter zu erstellen. Die Firma Bock hat während der Arbeit an diesem Projekt aus dem bekannten offenen 2-Zylinder Hubkolbenverdichter für die Busklimatisierung (Typ FK-CO<sub>2</sub>) einen luftgekühlten halbhermetischen Verdichter (Typ HA-CO<sub>2</sub>) entwickelt. Dieser eignet sich für normale und transkritische Anwendungen in ein- und zweistufigen stationären Anwendungen. Die tatsächliche Entwicklung ist bereits weiter fortgeschritten als im Projektantrag vorgesehen und der halbhermetische Verdichter kann bei der Firma Bock für den Einsatz in Versuchsanlagen bezogen werden.

## 3.9 Ökologische Bewertung

### *Kältemittlemissionen*

Konventionelle Flüssigkeitskühler nach dem Stand der Technik die auf dem Kaldampfprinzip beruhen verwenden synthetische fluorhaltige Kältemittel. Neben möglichen unbekanntem Auswirkungen auf die Umwelt zeichnen sich die fluorhaltigen Kältemittel durch ein hohes Treibhauspotenzial (GWP) aus. Durch kontinuierliche Leckage sowie Emission bei Wartung, Defekten oder Entsorgung der Anlage tritt Kältemittel unkontrolliert in die Umwelt. Die Leckageraten sind im Detail nicht bekannt und werden je nach Informationsquelle unterschiedlich abgeschätzt. Tabelle 3.10 zeigt die Ergebnisse einer Berechnung der Vermeidungspotenziale synthetische Kältemittlemissionen für vier verschiedene Szenarien. Szenario A und C legen pessimistische Annahmen mit hohen Leckageraten, hohen Füllmengen und kurzen Anlagenlebensdauern zugrunde. Die Szenarien B und D gehen von entsprechenden optimistischeren Vermutungen aus.

Legt man eine Zahl von 30000 durch CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler ersetzbare Geräte zugrunde, so können allein durch die Einsparung direkter Kältemittlemissionen Treibhausgase mit einem CO<sub>2</sub>-Äquivalent zwischen ca. 22000 Tonnen und 918000 Tonnen pro Jahr eingespart werden.

### *Warmwasserbereitung*

Die Datenerhebung vor Ort in Recife hat ergeben, dass in typischen Anwendungen in Hotels und Krankenhäusern die benötigte Heizleistung unter 10% der Kälteleistung ausmacht. Die Brauchwassererwärmung kann durch die in Kapitel 3.4.2 bereits diskutierten Konzepte zur Kälte-Wärme-Kopplung vollständig aus der Abwärme der Flüssigkeitskühler ohne nennenswerten Einfluss auf den COP der Kälteerzeugung gedeckt werden.

Obwohl auch konventionelle Flüssigkeitskühler Möglichkeiten der Kälte-Wärme-Kopplung bieten, sind zumindest in Recife Gas- oder Elektroboiler zur Warmwassererzeugung Stand der Technik, in Ausnahmefällen unterstützt durch Solaranlagen. Der Energiebedarf zur Warmwassererzeugung in einem typischen Hotel beträgt um 1200kWh pro Tag (vgl. auch Kapitel 3.1). In Tabelle 3.11 zeigt die Ergebnisse einer Berechnung der möglichen Energieeinsparung durch Kälte-Wärme-Kopplung. Ausgegangen wurde von einer Gesamtzahl von je 5000 Anlagen mit Gas- bzw. Elektroboiler, die durch Flüssigkeitskühler mit Kälte-Wärme-Kopplung ersetzt werden können. Die mögliche Brennstoffeinsparung beträgt 8560000 MWh jährlich was einem vermeidbaren CO<sub>2</sub>-Äquivalent von 2568000 Tonnen pro Jahr entspricht.

### *Klimatisierung*

In Kapitel 3.6.7 wurde der COP von CO<sub>2</sub>- und konventionellen Flüssigkeitskühlern in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur sowie dem temperaturabhängigen Lei-

	Szenario A	Szenario B	Szenario C	Szenario D
	R134	R134a	R407c	R407c
	hohe Füllmenge	geringe Füllmenge	hohe Füllmenge	geringe Füllmenge
	hohe Leckage	geringe Leckage	hohe Leckage	geringe Leckage
Kälteleistung [kW]	700	700	700	700
Lebensdauer [Jahre]	20	30	20	30
GWP Kältemittel[Montreal Protocol 2002]	1300	1300	1700	1700
Füllmenge [kg]	160	95	160	95
Leckagerate [%/a]	10	0.5	10	0.5
Emmission bei Entsorgung [%]	25	3	25	3
Vermeidung Emission pro Jahr [kg]	18	0.57	18	0.57
CO <sub>2</sub> -Äquivalent pro Jahr [kg]	23400	741	30600	969
Durch CO <sub>2</sub> -FK ersetzbare Geräte (Annahme)	30000	30000	30000	30000
Vermeidung Emission pro Jahr gesamt [t]	540	17.1	540	17.1
CO <sub>2</sub> -Äquivalent pro Jahr [t]	702000	22230	918000	29070

Tabelle 3.10: Vermeidungspotenzial synthetischer Kältemittlemissionen (direkt), 700 kW Flüssigkeitskühler(FK), (2 Stück im untersuchten Referenzhotel)

	<b>Typ A</b>	<b>Typ B</b>
	Elektroboiler	Gasboiler
Täglicher Energiebedarf f. Warmwasser [kWh]	1200	1200
Täglicher Brennstoffbedarf [kWh] (95% Effizienz)		1263
Täglicher Brennstoffbedarf [kWh] (35% Effizienz)	3430	
Brennstoffeinsparung pro Jahr [MWh]	1251	461
CO <sub>2</sub> -Äquivalent (0.3kg/kWh) [t/a]	375	138
Anzahl möglicher Anlagen (in den Tropen)	5000	5000
Brennstoffeinsparung pro Jahr gesamt [MWh]	6255000	2305000
CO <sub>2</sub> -Äquivalent (0.3kg/kWh) gesamt [t/a]	1876500	691500
Brennstoffeinsparung pro Jahr total [MWh]	8560000	
CO <sub>2</sub> -Äquivalent pro Jahr total [t]	2568000	

Tabelle 3.11: Energieeinsparung durch Kälte-Wärme-Kopplung

stungsbedarf und der Jahresenergieverbrauch bestimmt. Tabelle 3.12 sind die Energieverbräuche für den besten und schlechtesten konventionellen sowie den CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler noch einmal dargestellt. In der weiteren Berechnung wurde von 30000 insgesamt durch die CO<sub>2</sub>-Technologie ersetzbaren Flüssigkeitskühler ausgegangen. Jeweils die Hälfte der Systeme wurden als sehr gute bzw. als schlechte konventionelle Anlage angenommen. Die insgesamt Möglichen Einsparungen von Treibhausgasen haben damit ein CO<sub>2</sub>-Äquivalent von 173700 Tonnen pro Jahr.

### 3.10 Verbreitung der Vorhabensergebnisse

Im Rahmen des Entwicklungsprojektes entstanden zwei Diplom- bzw. Studienarbeiten, die sich mit der Datenerhebung vor Ort in Recife [Michael 2001] und der Untersuchung des zweistufigen Kreislaufs [Junior 2004] beschäftigen. Eine weitere Diplomarbeit ist mit dem Schwerpunkt der Bewertung des einstufigen Kreislaufs befindet sich kurz vor dem Abschluss.

Auf dem VDA Alternate Refrigerant Winter Meeting 2003 wurde der neu entwickelte zweistufige Kreislauf erstmals öffentlich vorgestellt [Köhler et al. 2003]. In einem Vortrag in Recife werden im Herbst dieses Jahres die Ergebnisse des Projektes vorgestellt werden.

In einer Dissertation werden die Verdichteruntersuchungen im Detail beschrieben [Försterling 2004]. Eine weitere Dissertation beschäftigt sich mit der Untersuchung des

	<b>System A</b>	<b>System B</b>	<b>CO<sub>2</sub>-System</b>
Kältemittel	R407c	R407c	CO <sub>2</sub>
Bezeichnung (vgl. Tabelle 3.8)	X	D	CO <sub>2</sub>
Jahresenergiebedarf [MWh]	292.6	265.8	259.9
Jährlicher Brennstoffbed. [MWh] (35% Eff.)	836.0	759.4	742.6
Einsparung durch CO <sub>2</sub> -Anlage [MWh]	32.7	5.9	-
CO <sub>2</sub> -Äquivalent (0.3kg/kWh) [t/a]	9.8	1.8	-
Anzahl ersetzbarer Anlagen (Schätzung)	15000	15000	-
Brennstoffeinsparung pro Jahr gesamt [MWh]	490500	88500	-
CO <sub>2</sub> -Äquivalent (0.3kg/kWh) gesamt [t/a]	147150	26550	-
Brennstoffeinsparung pro Jahr total [MWh]	579000		
CO <sub>2</sub> -Äquivalent pro Jahr total [t]	173700		

Tabelle 3.12: Jahresenergieverbrauch für Flüssigkeitskühler nach Kapitel 3.6

zweistufigen Flüssigkeitskühlers und der detaillierten Erstellung der Simulationsmodelle. Diese wird voraussichtlich ab Ende des Jahres veröffentlicht werden.

# Kapitel 4

## Fazit

Der Aufbau und die Untersuchung des einstufigen CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers wurde wie geplant durchgeführt. Im Bereich der Klimatisierung hat sich diese Anlage bei hohen Umgebungstemperaturen über 27°C im Vergleich zu den besten konventionellen Anlagentypen wie erwartet als nicht konkurrenzfähig erwiesen.

Als fortgeschrittene Kreislaufvariante wurde ein neuartiger zweistufiger CO<sub>2</sub>-Kältekreislauf entwickelt. Eine herunterskalierte Anlage wurde aufgebaut und experimentell untersucht. Die Ergebnisse konnten zur Kalibrierung einer umfangreich erweiterten Simulationsumgebung genutzt werden. Die Leistungsziffern der zweistufigen Anlage übertreffen diejenigen konventioneller Systeme selbst bei der Annahme ungünstiger Verdichterkennlinien deutlich. Hier kann ein erheblicher ökologischer Nutzen durch den Umstieg von konventionellen Systemen auf die neuartigen Anlagentypen erzielt werden.

Die Brauchwassererwärmung durch die Abwärme eines Flüssigkeitskühlers anstelle von Gas- oder Elektroboilern bietet ein hohes Potential zur Energieeinsparung. Einstufige CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühler haben sich hierbei als ebenso effizient wie die untersuchte zweistufige Variante herausgestellt.

Der Einsatz eines Low-Flow-Gaskühlers hat sich als energetisch nicht sinnvoll erwiesen. Der Mehrverbrauch durch ungünstigere Betriebszustände übersteigt das mögliche Einsparpotential deutlich.

Der CO<sub>2</sub>-Verdichter der Firma Bock konnte hinsichtlich der Ventilplatte wie geplant verbessert werden. Für einen Halbhermetik-Verdichter konnte nicht nur wie vorgesehen eine Konzeptstudie erstellt werden, sondern erste Exemplare eines solchen Verdichters konnte bereits von der Firma Bock gebaut werden.

Insgesamt hat sich das Konzept des CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlers als sehr viel versprechend herausgestellt. Durch die Vermeidung synthetischer Kältemittel, die effiziente Brauchwassererwärmung und die deutlich höheren Leistungsziffern des neuartigen zweistufigen Kreislaufs im Vergleich zu konventionellen Systemen lässt sich die Freisetzung von Treibhausgasen deutlich reduzieren. Der Aufbau eines leistungsstärkeren, seriennahen Prototypen und die Untersuchung vor Ort bzw. im Langzeitversuch in der Klimakammer sollten die nächsten logischen Schritte zur Umsetzung der im Rahmen des Projektes entwickelten Technologien sein.

# Kapitel 5

## Anhang - Verdichteruntersuchungen

### A1 Bewertungsgrößen für Kolbenverdichter

#### A1.1 Definition der Bewertungsgrößen

Bei der messtechnischen Bestimmung von Bewertungsgrößen für Hubkolbenverdichter kann je nach Art der Messung zwischen „äußeren“ und „inneren“ Bewertungsgrößen unterschieden werden. Die äußeren Bewertungsgrößen setzen sich nur aus solchen Größen zusammen, die außerhalb des Verdichtergehäuses messtechnisch erfasst werden können, wie z.B. die Enthalpieströme durch den Druck- und Saugstutzen, die mechanische Leistung, die dem System über die Kurbelwelle zugeführt wird und die Wärmeleistung, die über das Verdichtergehäuse an die Umgebung abgegeben wird. Zur Bestimmung der inneren Bewertungsgrößen müssen dagegen auch Messungen innerhalb des Verdichtergehäuses durchgeführt werden. Dazu zählen unter anderem Druck-, Temperatur- und Wärmestrommessungen in den Druck-, Saug- und Zylinderkammern.

Typische äußere Bewertungsgrößen sind der effektive Liefergrad, der effektive isentrope Gütegrad, der isentrope Verdichterwirkungsgrad und die energetische Effizienz des Verdichters.

Innere Bewertungsgrößen sind der indizierte Liefer- und Gütegrad, der mechanische Wirkungsgrad und alle Kenngrößen, die diejenigen Verluste detaillierter erfassen, die durch innere Verlustmechanismen wie z.B. Wärmeübertragung, Druckverluste, Leckage, Ventilströmung und -schwingungen entstehen.

## A1.2 Äußere Bewertungsgrößen

### A1.2.1 Effektiver Liefergrad

Der effektive Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  ist das Verhältnis von effektiv gefördertem Kältemittelmassenstrom zu dem theoretisch möglichen Massenstrom, der sich aus dem geometrischen Hubvolumen, der Drehzahl, der Zylinderzahl und der jeweiligen Dichte des Kältemittels im Saugstutzen ergibt:

$$\lambda_{\text{eff}} = \frac{\text{effektiver Massenstrom}}{\text{theoretischer möglicher Massenstrom}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{V_{\text{Hub}} \cdot f \cdot z \cdot \rho(p_s, T_s)} \quad (1)$$

Falls eine Temperaturmessung im Inneren des Verdichters zwischen Saugstutzen und Saugventil vorgenommen wird, kann es sinnvoll sein, einen effektiven Liefergrad zu berechnen, der auf die interne Temperatur bezogen ist. Allerdings ist darauf zu achten, dass diese Größe nur einen aussagekräftigen Wert darstellt, wenn der Druckverlust zwischen Saugstutzen und Saugkammer nicht zu groß ist.

### A1.2.2 Effektiver Gütegrad

Der effektive Gütegrad  $\eta_{\text{eff}}$  ist das Verhältnis zwischen einer theoretischen Vergleichsleistung, die auf die Ansaugbedingungen am Saugstutzen und den Druck am Druckstutzen bezogen ist und der effektiven Wellenleistung. Zur Berechnung der theoretischen Verdichtungsleistung wird meistens ein isentroper oder isothermer Vergleichsprozess zugrunde gelegt. Bei der Bewertung schnelllaufender Hubkolbenverdichter wird die effektive Verdichtungsleistung meistens auf den isentropen Prozess bezogen und der effektive isentrope Gütegrad  $\eta_{\text{eff-isen}}$  bestimmt.

$$\eta_{\text{eff-isen}} = \frac{P_{\text{isen}}}{P_{\text{eff}}} \quad (2)$$

wobei die effektive Wellenleistung  $P_{\text{eff}}$  aus einer Drehmoment- und Drehzahlmessung folgendermaßen bestimmt werden kann:

$$P_{\text{eff}} = 2\pi \cdot |\bar{M}| \cdot f \quad (3)$$

Die theoretische isentrope Vergleichsleistung berechnet sich aus der Differenz der Enthalpie im Ansaugzustand  $h_s(p_s, T_s)$  und der Enthalpie im Ausstoßzustand  $h_d(p_d, T_d(s=\text{const}))$  bei gleicher Entropie.

$$P_{\text{isen}} = [(h_d)_{s=\text{const}} - h_s] \cdot \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (4)$$

Die Enthalpiedifferenz kann z.B. mit Hilfe der Stoffdaten von Kohlendioxid nach Sievers aus der thermischen Zustandsgleichung nach Bender berechnet werden. Die spezifische Enthalpie und die Entropie werden nach Sievers explizit als Funktionen  $h = h(T, \rho)$  und  $s = s(T, \rho)$  angegeben, wodurch mittels der Zustandsgleichung  $p = p(T, \rho)$  Enthalpie und Entropie in Abhängigkeit von Druck und Temperatur iterativ berechnet werden können.

### A1.2.3 Isentroper Verdichterwirkungsgrad

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{sv}$  ist das Verhältnis zwischen der Enthalpiezunahme gemäß einer idealisierten isentropen Verdichtung und der tatsächlichen Enthalpiezunahme des real verdichteten Fluids.

$$\eta_{sv} = \frac{(h_d)_{s=\text{const}} - h_s}{h_d - h_s} \quad (6)$$

Mit Hilfe des isentropen Verdichterwirkungsgrades kann die Enthalpie und daraus die Temperatur des Kältemittels am Verdichteraustritt berechnet werden.

### A1.2.4 Energetische Effizienz

Die energetische Effizienz  $\eta_E$  ist das Verhältnis zwischen der im Verdichter an das Kältemittel übertragenen Enthalpiestromes und der effektiv zugeführten mechanischen Wellenarbeit.

$$\eta_E = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}(h_d - h_s)}{P_{\text{eff}}} \quad (6)$$

Die energetische Effizienz berücksichtigt die Wärmeverluste über das Verdichtergehäuse an die Umgebung.

Die Wärmeverlustleistung  $\dot{Q}_v$  über das Verdichtergehäuse kann aus der Differenz zwischen zugeführter effektiver Wellenleistung und über den zu- und abgeführten Enthalpiestrom ermittelt werden.

$$\dot{Q}_v = P_{\text{eff}} - \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_d - h_s)$$

## A1.3 Innere Bewertungsgrößen

### A1.3.1 Mechanischer Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{\text{mech}}$  ist das Verhältnis zwischen der mittels Zylinderraumindizierung gemessenen indizierten Leistung  $P_{\text{ind}}$  und der effektiv zugeführten mechanischen Wellenarbeit.

$$\eta_{\text{mech}} = \frac{P_{\text{ind}}}{P_{\text{eff}}} \quad (7)$$

Die indizierte Leistung kann aus dem Indikatordiagramm wie folgt berechnet werden:

$$P_{\text{ind}} = f \cdot z \cdot \sum_i p_i \cdot dV_i \quad (8)$$

Damit ist diejenige Leistung erfasst, die im Zylinderraum an das Fluid abgegeben wird und entspricht der vom Indikatordiagramm eingeschlossenen Fläche. Die indizierte Leistung  $P_{\text{ind}}$  ist von derjenigen Leistung zu unterscheiden, die insgesamt im Verdichter an das Fluid abgegeben wird und aus den Enthalpien am Saug- und Druckstutzen berechnet werden kann. Der mechanische Wirkungsgrad berücksichtigt alle Reibungsverluste im Verdichter und die Leistung der Nebenaggregate wie z.B. einer Ölpumpe.

Aus der effektiven Wellenleistung und der indizierten Leistung kann die Reibleistung  $P_{\text{R}}$  wie folgt berechnet werden:

$$P_{\text{R}} = P_{\text{eff}} - P_{\text{ind}} \quad (9)$$

### A1.3.2 Indizierter Liefergrad

Der indizierte Liefergrad kann nach Abbildung 1.1 als Streckenverhältnis aus dem gemessenen Indikatordiagramm abgelesen werden:

$$\lambda_{\text{ind}} = \frac{V_{\text{ind}}}{V_{\text{Swept}}} \quad (20)$$

Der indizierte Liefergrad kann dabei einmal mit Hilfe des zeitabhängig aufgenommenen Saugkammerdruckes oder aber über den gemittelten Saugstutzen oder Saugkammerdruck bestimmt werden. Im Folgenden wird immer der zeitabhängige Saugkammerdruck verwendet.

Der indizierte Liefergrad berücksichtigt die Verluste, die durch die Rückexpansion und die Ansaugdruckverluste entstehen. Natürlich gehen dabei auch Effekte wie Leckage, Ventilspätschlüsse und Wärmeübertragung im Zylinderraum ein.

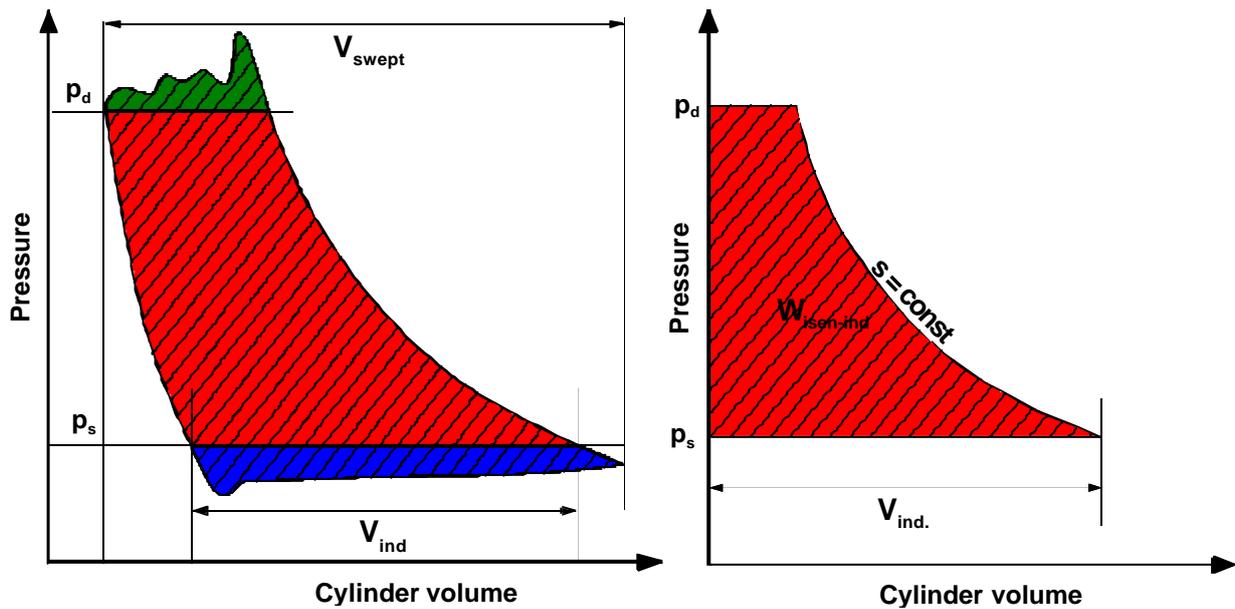


Abbildung 1.1 und 1.2: Definition des indizierten Liefergrades und des indizierten isentropen Gütegrades

### A1.3.3 Indizierter Gütegrad

Der indizierte Gütegrad ist als das Verhältnis zwischen theoretischer isentroper Verdichtungsleistung (siehe Abb. 1.2) und indizierter Leistung definiert. Wichtig ist dabei, dass bei der Berechnung der isentropen Vergleichsarbeit der indizierte Liefergrad zugrunde gelegt werden muss.

$$\eta_{\text{ind}} = \frac{P_{\text{isen-ind}}}{P_{\text{ind}}}, \quad (22)$$

$$\text{wobei } P_{\text{isen-ind}} = [(h_d)_{s=\text{const}} - h_s] \cdot \lambda_{\text{ind}} \cdot V_{\text{Hub}} \cdot f \cdot z \cdot \rho(T_s, p_s). \quad (23)$$

## A2 Verdichterprüfstand und Messtechnik

### A2.1 Abbildungen des Prüfstandes

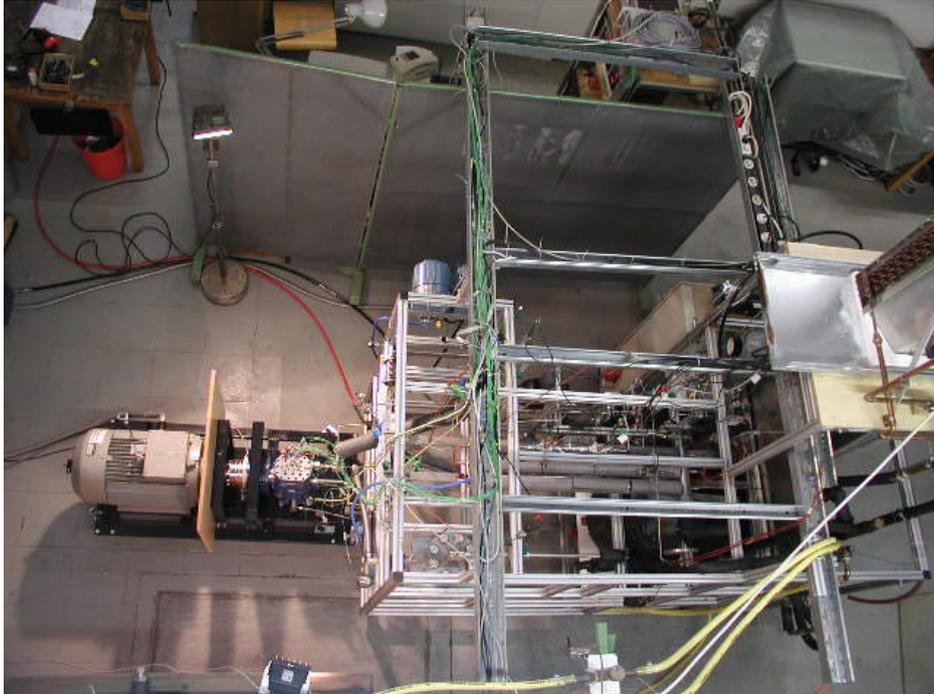


Abb. 2.1: Verdichterprüfstand Gesamtansicht mit Bus-Verdichterantriebseinheit

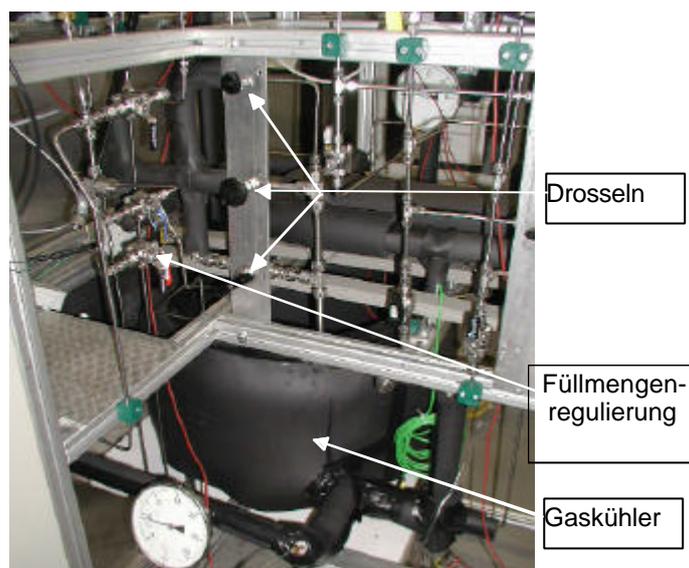


Abb. 2.2: Gaskühler, Drosseln und Füllmengenregulierung

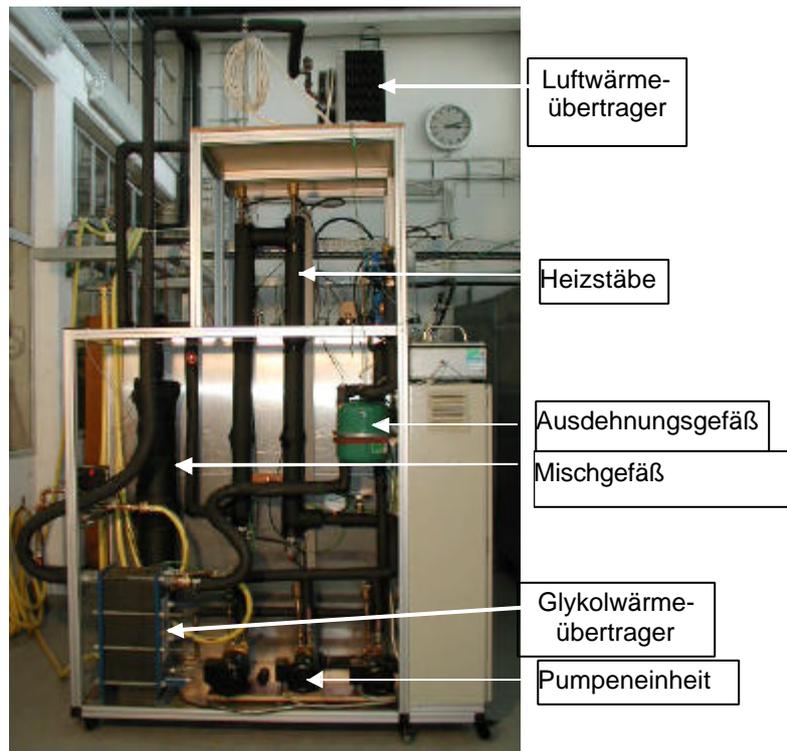


Abb. 2.3: Wasserkreislauf mit Pumpen, Heizung und Wärmeübertragern

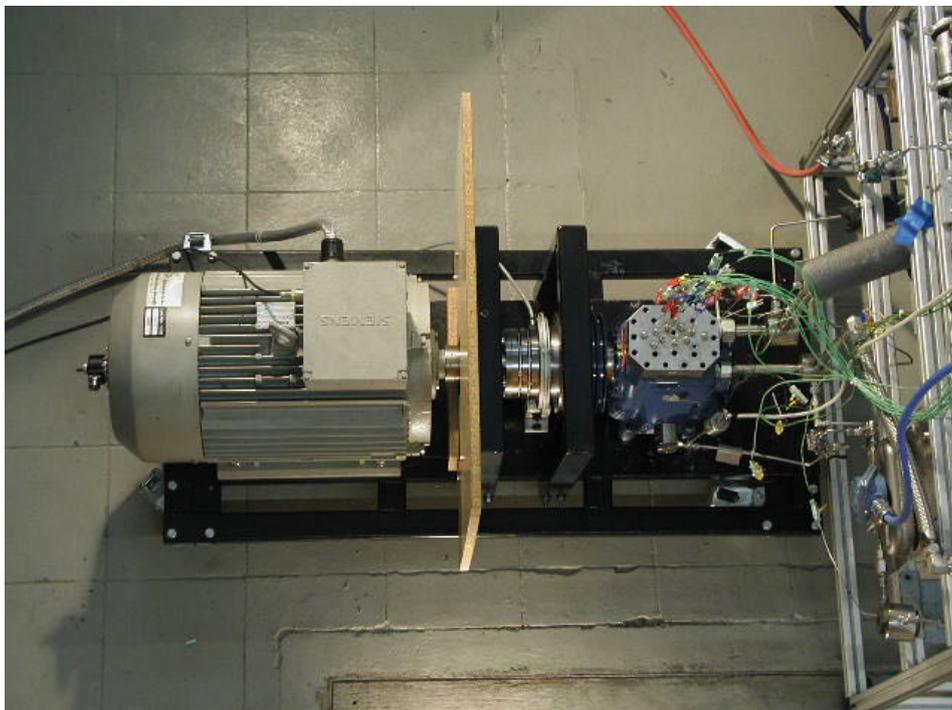


Abb. 2.4: Antriebseinheit für Busverdichter

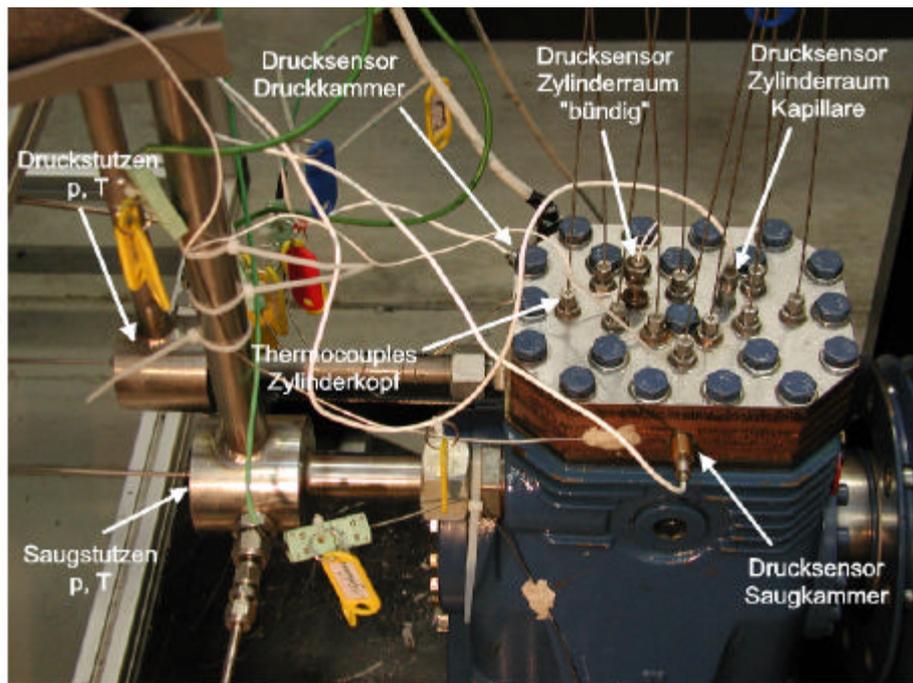


Abb. 2.5: Bock-Verdichter Version 3b im Prüfstand mit Sensorik

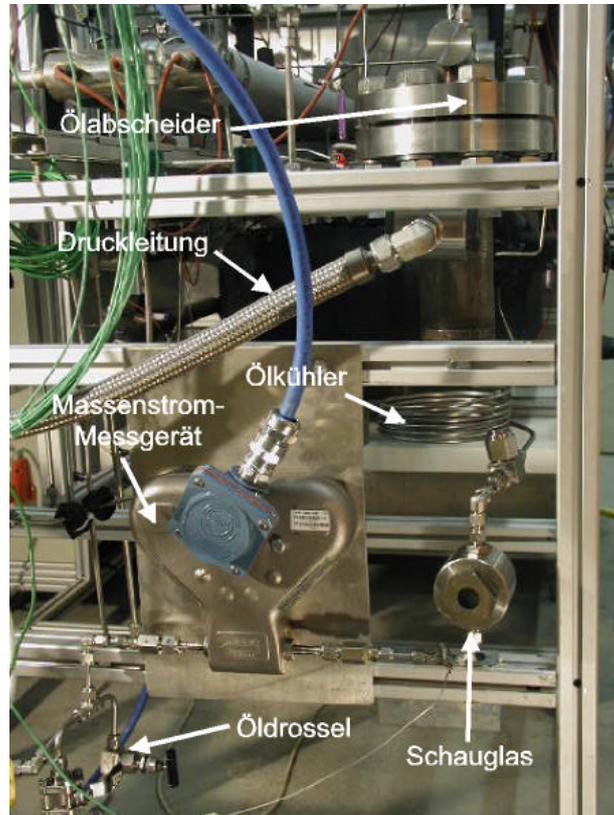


Abb. 2.6: Ölabscheider mit Ölrückführung

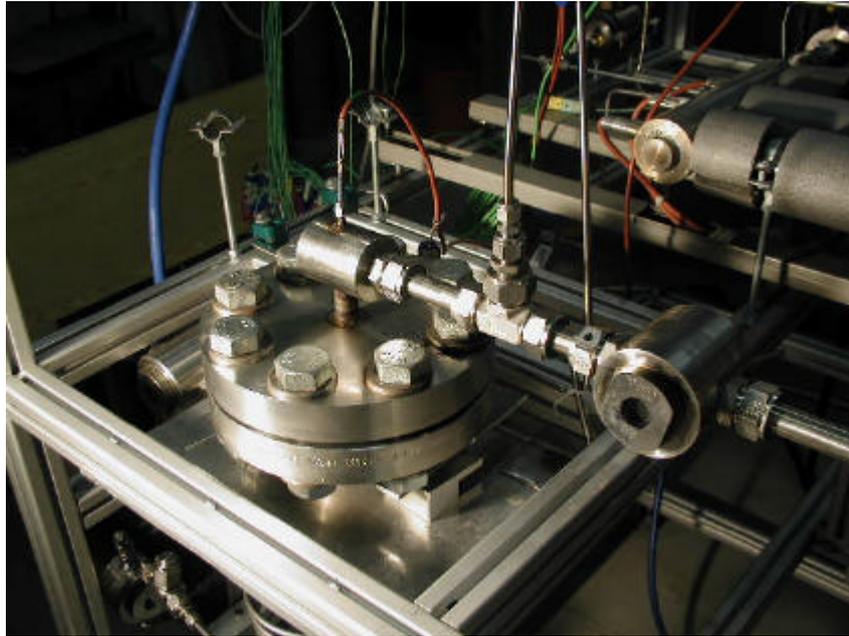


Abb. 2.7: Ölabscheider mit Schauglas

## A2.2 Schaltbild des Prüfstandes

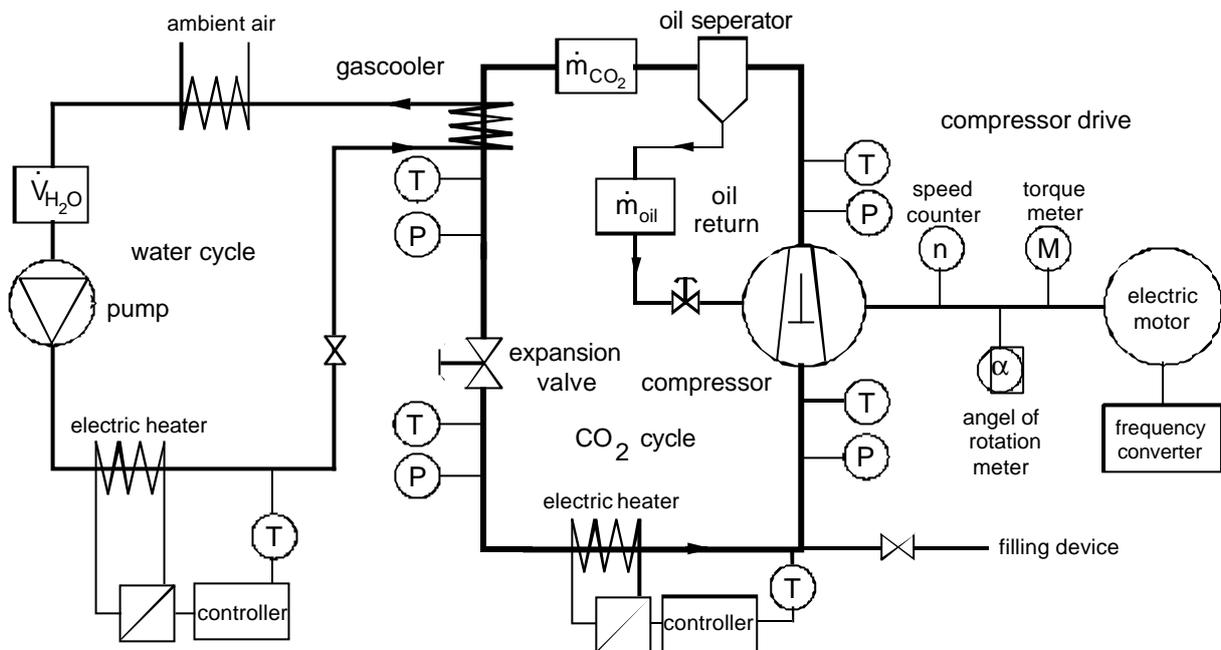


Abb. 2.8: Schaltplan der Messapparatur mit Messstellen

## A2.3 Verdichterprototypen

### A2.3.1 Geometriedaten der Prototypen

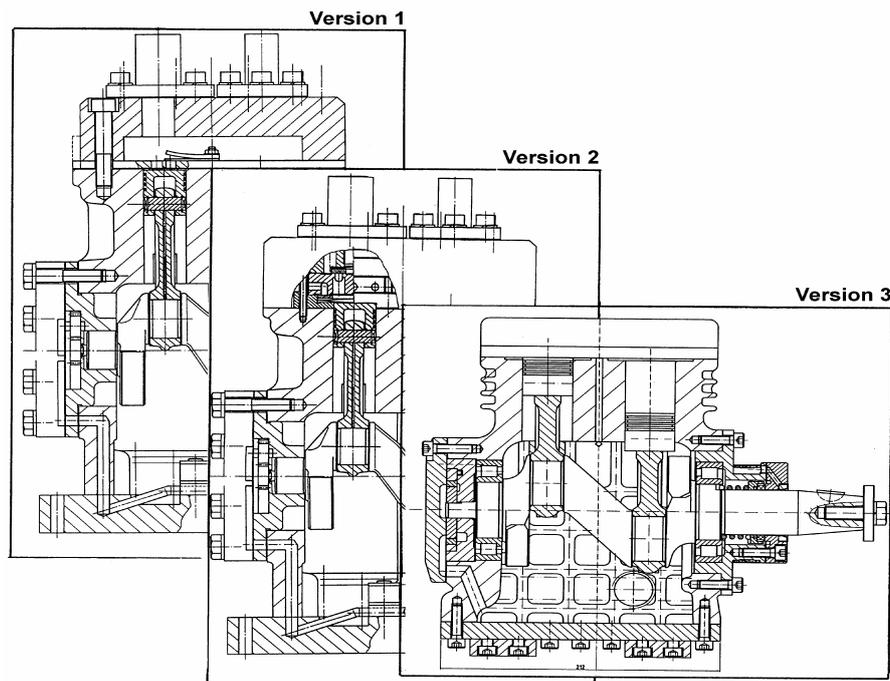


Abb. 2.9: Konstruktionsschritte des Bock CO<sub>2</sub>-Verdichters

Größe		Bock FKX-CO <sub>2</sub>		
		Version 2	Version 3a	Version 3b
Zylinderzahl	z	2	2	2
Zylinderdurchmesser	D <sub>Z</sub>	28,00 mm	38,00 mm	38,00 mm
Kurbelradius	r <sub>k</sub>	24,50 mm	24,50 mm	24,50 mm
Pleulstangenlänge	l <sub>k</sub>	90 mm	90 mm	90 mm
Hub-zu-Bohrung	2 r <sub>k</sub> /d	1,75	1,29	1,29
Kolbenhub	2 r <sub>k</sub>	49 mm	49 mm	49 mm
Hubvolumen pro Zyl.	V <sub>Hub</sub>	30,1719 cm <sup>3</sup>	55,5716 cm <sup>3</sup>	55,5716 cm <sup>3</sup>
Hubvolumen gesamt		60,343 cm <sup>3</sup>	111,143 cm <sup>3</sup>	111,143 cm <sup>3</sup>
Relativer Schadraum	ε	5,3 %	6,5 %	2,0 %
Ventiltyp		Ringventile	Ringventile	Lamellenventile
Druckventilbohrung		0,9111 cm <sup>3</sup>	1,633 cm <sup>3</sup>	(2x6mm) 0,565 cm <sup>2</sup>
Saugventilbohrung		1,093 cm <sup>3</sup>	1,470 cm <sup>3</sup>	(2x7mm) 0,697 cm <sup>3</sup>
Ventilhub Druckvent.		1,0 mm	1,0 mm	1,0 mm
Ventilhub Saugvent.		1,0 mm	1,2 mm	1,7 mm
Federkonst. Druckvent.		2146,8 N/m		2573,5 N/m
Federkonst. Saugvent.	D	1131 N/m		529,8 N/m
Masse Druckventil		2,688 g	3,724 g	0,822 g
Masse Saugventil		3,936	6,429 g	1,986 g
Ström.- Koef. Druck		-	-	0,534
Ström.- Koef. Saug		-	-	0,595
Drehzahlbereich	f	500 –1500 min <sup>-1</sup>	500 –3000 min <sup>-1</sup>	500 –3000 min <sup>-1</sup>

Tabelle 2.1: Verdichtergeometrien der CO<sub>2</sub>-Verdichter Version 2 bis Version 3

## A2.3.2 Abbildungen der Ventilplatten und Zylinderköpfe

### Version 3a mit Ringventilen

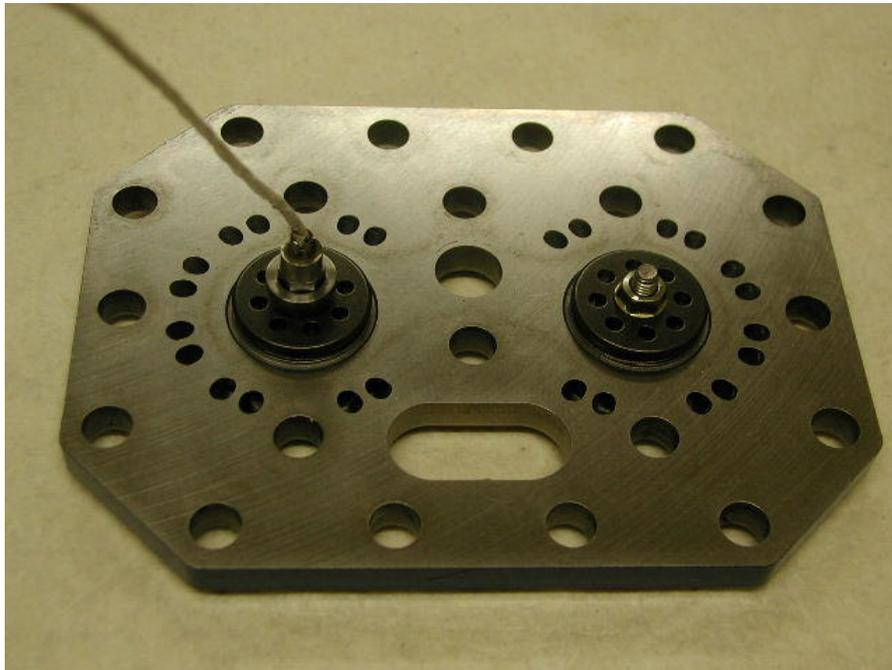


Abb. 2.10: Ventilplatte Version 3a mit Ringventilen

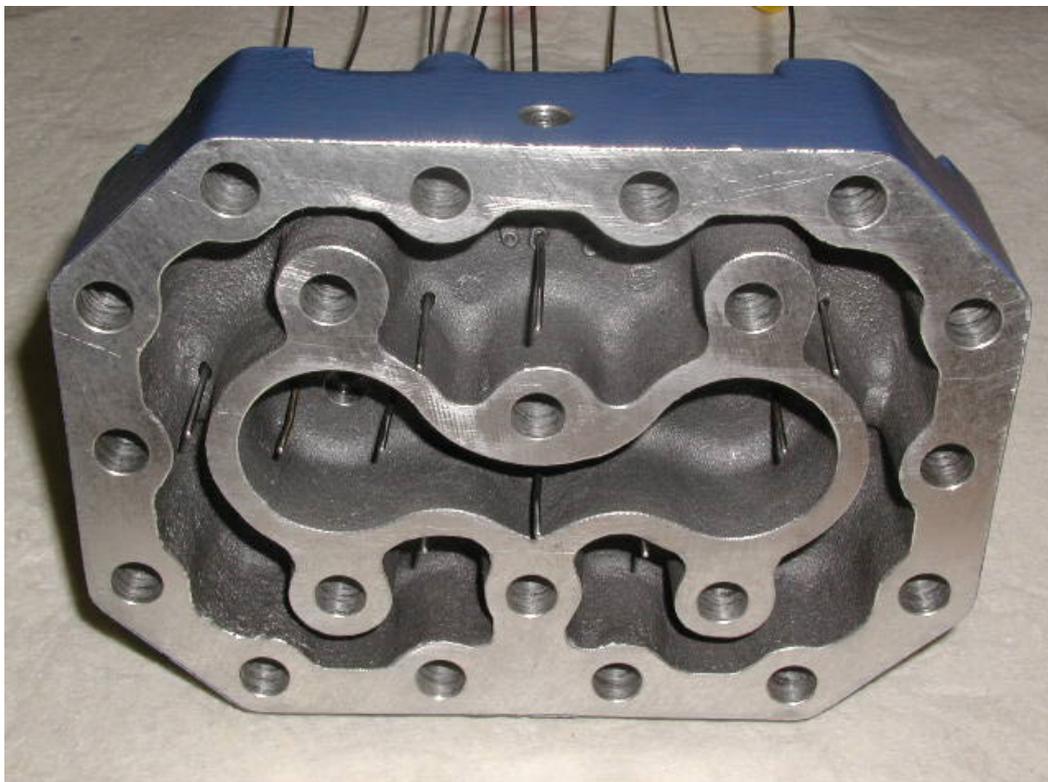


Abb. 2.11: Zylinderkopf mit Druck- und Saugkammer Version 3a



Abb. 2.12: Zylinderkopf von oben Version 3a

### Version 3b mit Lamellenventilen

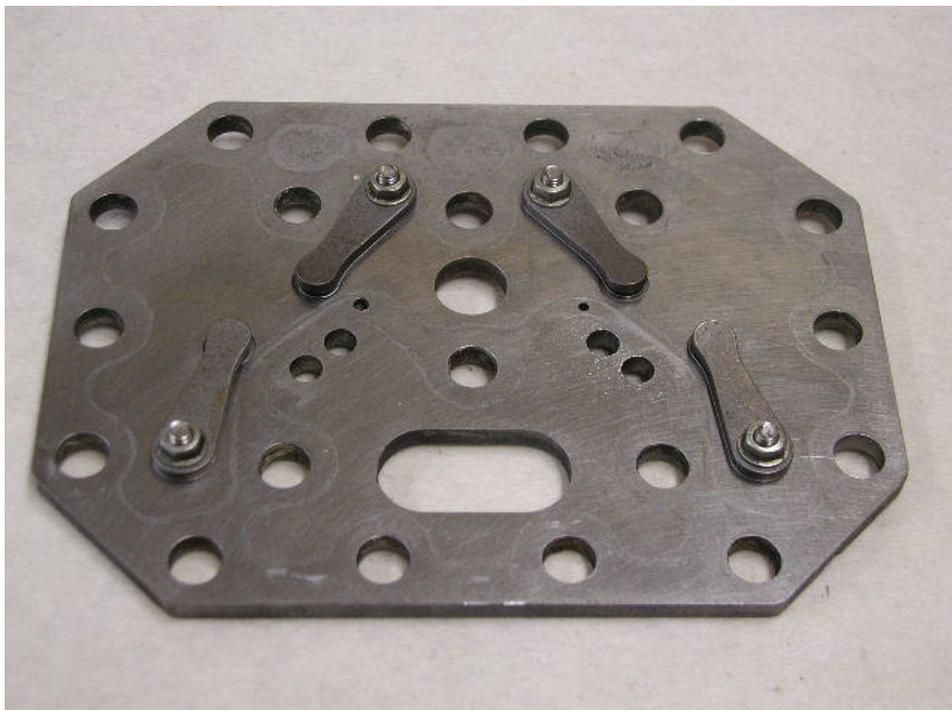


Abb. 2.13: Ventilplatte Version 3b mit einseitig eingespannten Lamellenventilen

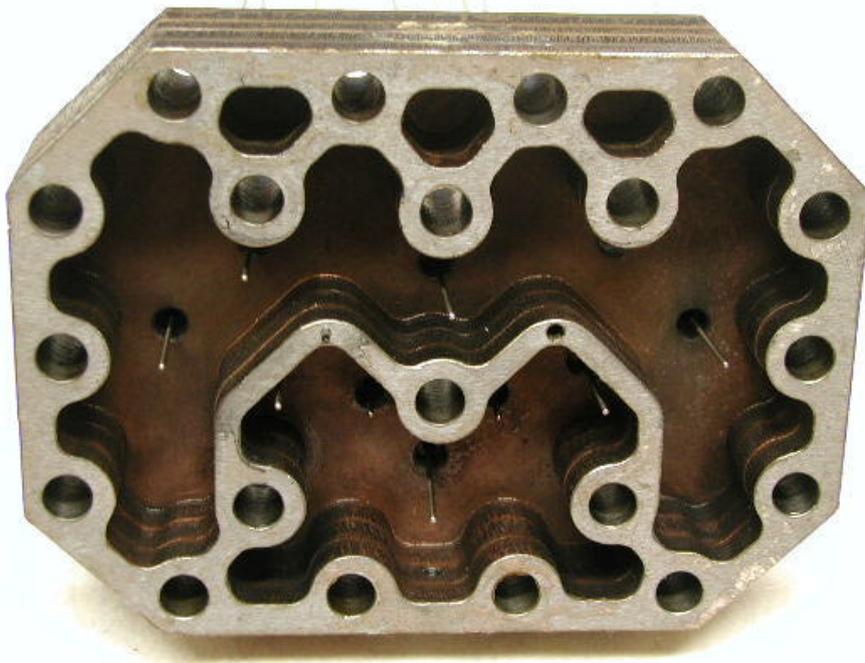


Abb. 2.14: Zylinderkopf Version 3b mit Druck- und Saugkammern

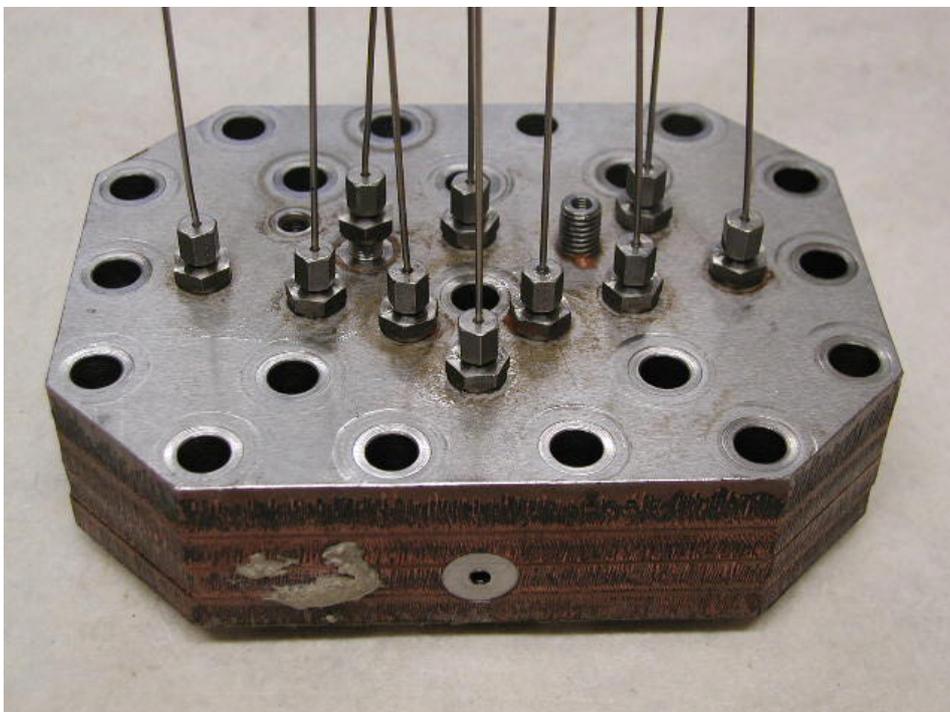


Abb. 2.15: Zylinderkopf Version 3b von oben



Abb. 2.16: Saugventile Version 3b mit gebrochener Lamelle nach 44 h Betriebsstunden

Bruch bei  $p_d = 80$  bar,  $p_2 = 20$  bar und  $n = 2750 \text{ min}^{-1}$

## A2.4 Messmethoden und Messtechnik

Der Wasserkreislauf dient neben seiner Eigenschaft als Wärmesenke zum einen der Regelung des Verdichterkreislaufes und zum anderen der indirekten Messung des Kältemittelmassenstromes. Dazu muss die an das Wasser abgegebene Gaskühlerleistung möglichst genau ermittelt werden. Dies geschieht durch die Messung der Wassertemperaturen und des Wassermassenstromes mit einem induktiven Durchflussmessgerät. Über die kältemittelseitige Bestimmung der Temperaturen und Drücke am Gaskühler kann unter Vernachlässigung des Ölanteiles über die Enthalpien der Kältemittelmassenstrom berechnet werden:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_p(T_W) \cdot (T_{W-\text{ein}} - T_{W-\text{aus}})}{h_{\text{aus}}(T, p) - h_{\text{ein}}(T, p)} \quad (24)$$

Im Verdichterkreislauf wird das Antriebsmoment mit einer Drehmomentmesswelle bestimmt. Drehzahl und Kurbelwinkel werden mit Hilfe eines Drehwinkelgebers an der Kurbelwelle gemessen. Durch einen Frequenzumrichter kann die Drehzahl stufenlos eingestellt werden.

Die Druckaufnehmer am Saug- und Druckstutzen können während des Betriebes vor der Aufnahme eines Messpunktes mit Hilfe eines Feindruckmanometers und einer Kalibriereinrichtung kalibriert werden. Zur Einstellung unterschiedlicher Betriebszustände muss vor dem Aufnehmen eines Messpunktes die Kältemittelbefüllung variiert werden. Dazu dient eine manuelle Befüllungseinrichtung, die aus einer Druckflasche und zwei Kugelhähnen besteht, mit denen jeweils eine Verbindung zur Hoch- bzw. Niederdruckseite der Anlage hergestellt werden kann, um je nach Bedarf Kältemittel ab- oder zuzuführen.

Zusätzlich befinden sich im Verdichter weitere Druck- und Temperaturlaufnehmer. Jeweils ein Absolutdruckaufnehmer in der Druck- und Saugkammer und in den beiden Zylinderräumen, so dass die relativen Druckverläufe im Verdichter in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel gemessen werden können. Weiterhin befinden sich in der Druck- und Saugkammer mehrere Thermoelemente, um die Temperaturen des Gases in den Kammern zu ermitteln. Die Temperatur am Verdichtergehäuse wird über ein mit einem speziellem Klebstoff<sup>1</sup> befestigtem Thermocouple ermittelt.

Die verwendeten Messgeräte zusammen mit der zu erwarteten Messgenauigkeit sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

---

<sup>1</sup> OMEGABOND® 500

Messgröße	Messprinzip	Messbereich	relativer Fehler	absoluter Fehler
Wasservolumenstrom	induktiv	0 bis 6000 l/h	$\pm 0.5\%$ v.M. <sup>2</sup>	$\pm 1,3$ kg/h
Temperatur	Pt100	-40°C bis 250°C		$\pm 0,1$ K
Temperatur	Thermocouple Typ K	-40°C bis 250°C		$\pm 0,3$ K
Druck	DMS	1 bis 160 bar		$\pm 0,2$ bar
Druck im Verdichter	DMS	1 bis 140 bar		$\pm 0,3$ bar
Drehzahl	Drehwinkelgeber	0 bis 10.000 min <sup>-1</sup>	$\pm 0.1\%$ v.M.	1°U/min
Drehmoment	Dehnmessstreifen	0 bis 50 Nm	$\pm 0.05\%$ v.E. <sup>3</sup>	$\pm 0,03$ Nm
Kurbelwinkel	Drehwinkelgeber	0 bis 360°		$\pm 1^\circ$
OT-Lage	Drehwinkelgeber	0° bis 360°		$\pm 0,5^\circ$
CO <sub>2</sub> Massenstrom	Coriolis-Kraft	0 bis 3400 kg/h	$\pm 0.5\%$ v.M.	$\pm 1$ kg/h
Öl Massenstrom (nur bei einer Phase)	Coriolis-Kraft	0 bis 82 kg/h	$\pm 0.5\%$ v.M.	$\pm 0,05$ kg/h

Tabelle 2.2: verwendete Messtechnik und erwartete Messgenauigkeit

---

<sup>2</sup> v.E.: relativer Fehler bezogen auf den Messwert

<sup>3</sup> v.M.: relativer Fehler bezogen auf den Messbereichsendwert

## A2.5 Genauigkeit der Mess- und Bewertungsgrößen

Aufgrund der verwendeten Messverfahren ergeben sich für die in Kapitel 2.4 definierten Bewertungsgrößen folgende Messunsicherheiten, die in Tabelle 2.2 zusammengefasst sind.

Größe	Bestimmungsgleichung	Relativer Fehler v.M.
CO <sub>2</sub> -Massenstrom über GK-Bilanz	$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_p(T_W) \cdot (T_{W\text{-ein}} - T_{W\text{-aus}})}{h_{\text{aus}}(T, p) - h_{\text{ein}}(T, p)}$	±3,5%
effektive Antriebsleistung	$P_{\text{eff}} = 2p \cdot  \vec{M}  \cdot f$	±0,5%
effektiver Liefergrad	$\lambda_{\text{eff}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{V_{\text{Hub}} \cdot f \cdot z \cdot \rho(p_s, T_s)}$	±1,7%
isentropische Verdichtungsleistung	$P_{\text{isen}} = [(h_d)_{s=\text{const}} - h_s] \cdot \dot{m}_{\text{CO}_2}$	±2,5%
energetische Effizienz	$\eta_E = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2} (h_d - h_s)}{P_{\text{eff}}}$	±2,5%
effektiver Gütegrad	$\eta_{\text{eff-isen}} = \frac{P_{\text{isen}}}{P_{\text{eff}}}$	±2,8%
indizierte Leistung	$P_{\text{ind}} = f \cdot z \cdot \sum_i p_i \cdot dV_i$	±3,5%
mechanischer Wirkungsgrad	$\eta_{\text{mech}} = \frac{P_{\text{ind}}}{P_{\text{eff}}}$	±3,6%
Reibleistung	$P_{\text{Reib}} = P_{\text{eff}} - P_{\text{ind}}$	±25%
indizierter Liefergrad	$\lambda_{\text{ind}} = \frac{V_{\text{ind}}}{V_{\text{Hub}}}$	±3,4%
isentropischer Verdichterwirkungsgrad	$\eta_{\text{isen-Verd}} = \frac{(h_d)_{s=\text{const}} - h_s}{h_d - h_s}$	±3,4%
indizierter isentropischer Gütegrad	$\eta_{\text{ind}} = \frac{P_{\text{isen-ind}}}{P_{\text{ind}}}$	±6%

Tabelle 2.3: Messunsicherheit der unterschiedlichen Mess- und Bewertungsgrößen

## A2.6 Indizierungsmessung über Kapillarrohr

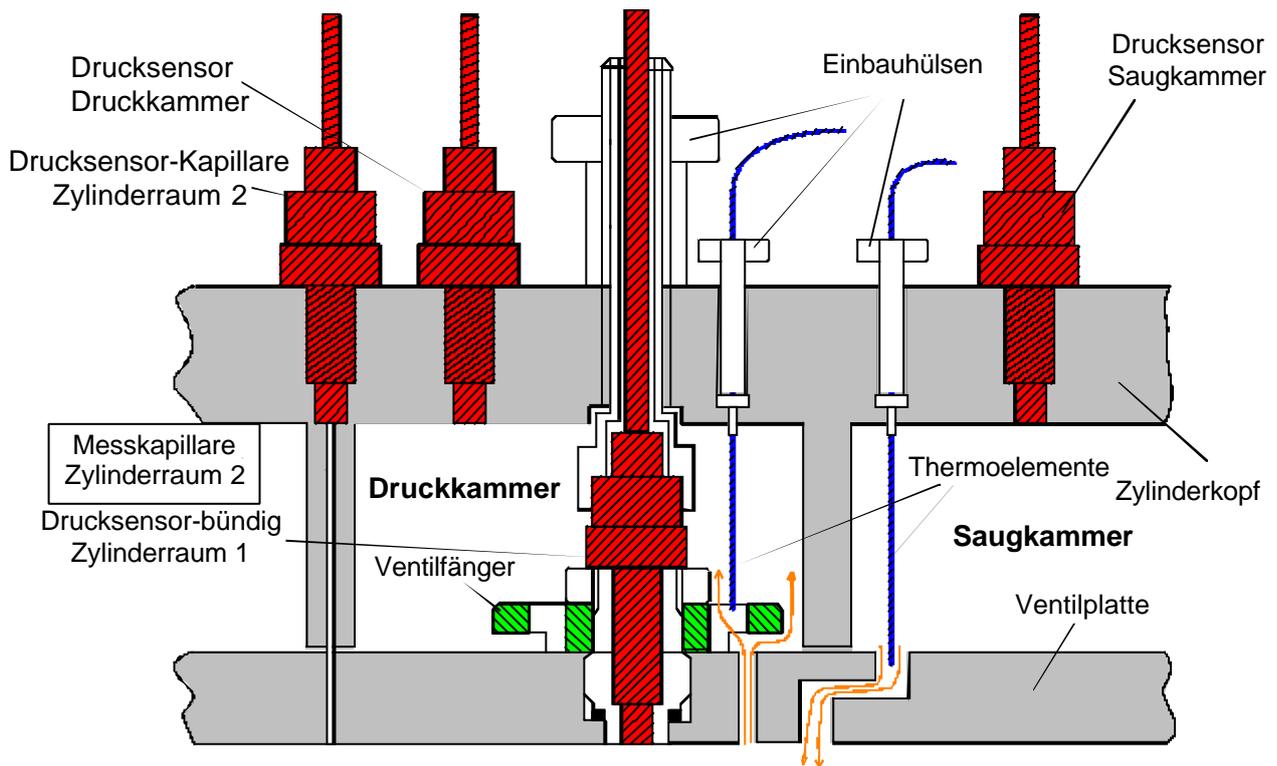


Abb. 2.17: Indikatorgramme für untersch. Saugdrücke bei 120 bar Hochdruck Version 2

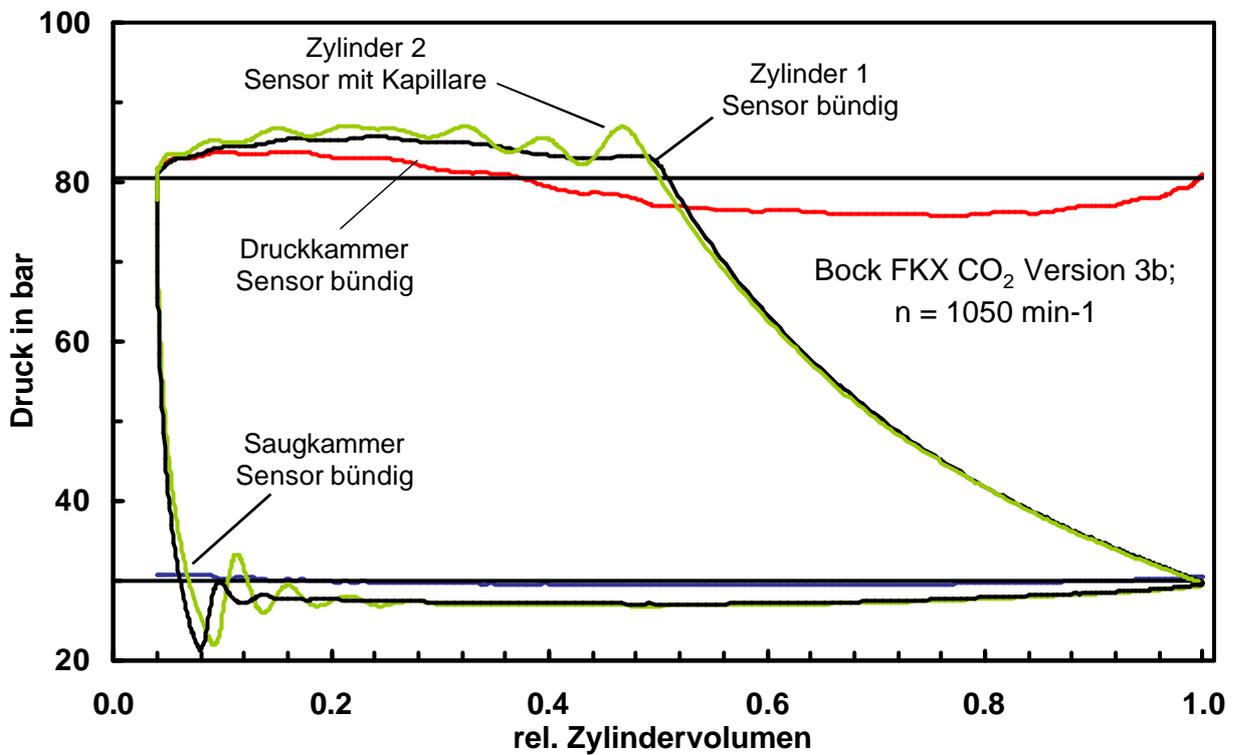


Abb. 2.18: Indikatorgramme für untersch. Saugdrücke bei 120 bar Hochdruck Version 2

## A3 Messergebnisse des Bock CO<sub>2</sub>-Verdichters

Typ: FKX3 CO<sub>2</sub> Version 2 (Ringventile), Version 3a (Ringventile) und Version 3b (Lamellenventile)

Bedingungen: Variation des Saugdruckes zwischen 15 bar und 40 bar

Variation des Hochdruckes zwischen 60 bar und 120 bar

Drehzahl konstant bei 1000 min<sup>-1</sup>

bzw. Drehzahlvariation zwischen 500 min<sup>-1</sup> und 3000 min<sup>-1</sup>

Überhitzung konstant bei 10 K

### A3.1 Messreihe m. Variation d. Druckverhältnisses bei 1000 min<sup>-1</sup>

- Aufnahme von Indikatordiagrammen
- Bestimmung von folgenden Wirkungs- und Gütegraden:
  - effektiv isentroper Gütegrad
  - effektiver Liefergrad
  - energetische Effizienz
  - indizierter Liefergrad (aus Indikatordiagramm)
  - indizierter isentroper Gütegrad (aus Indikatordiagramm)
  - mechanischer Wirkungsgrad (aus Indikatordiagramm)

### A3.1.1 Indikatordiagramme Version 2 und Version 3b

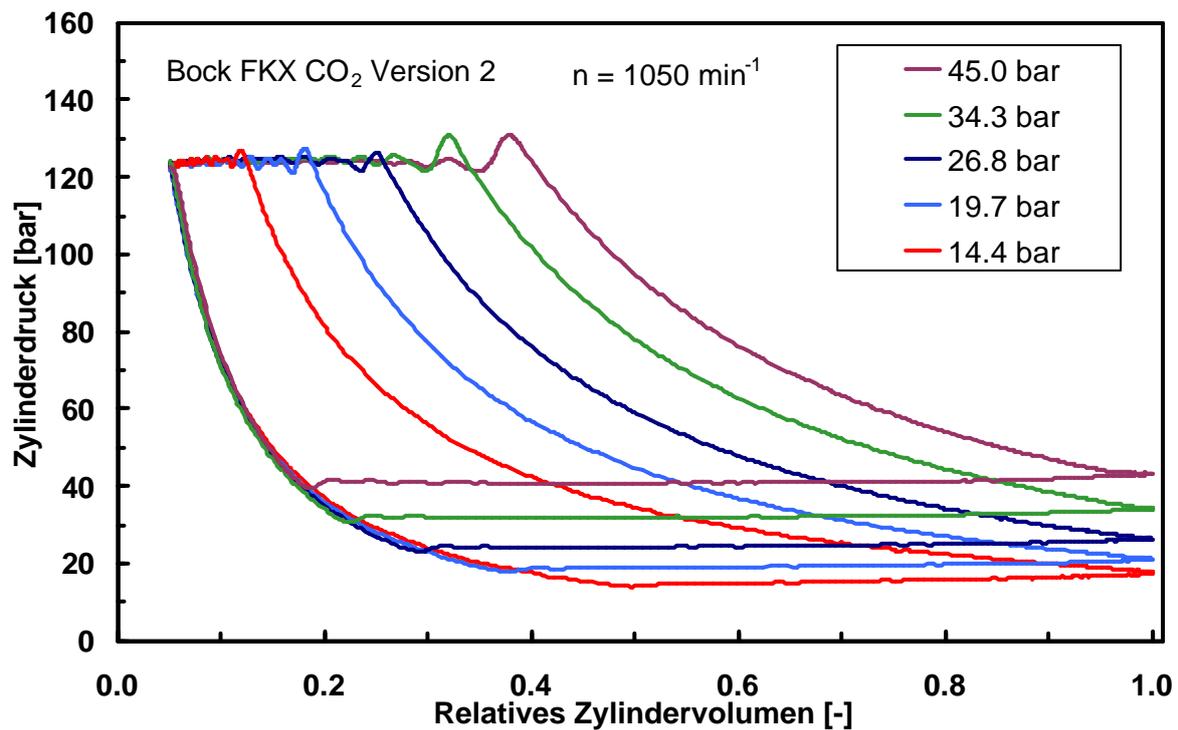


Abb. 3.1: Indikatordiagramme für untersch. Saugdrücke bei 120 bar Hochdruck Version 2 mit Ringventilen (Schadraum 5,3%)

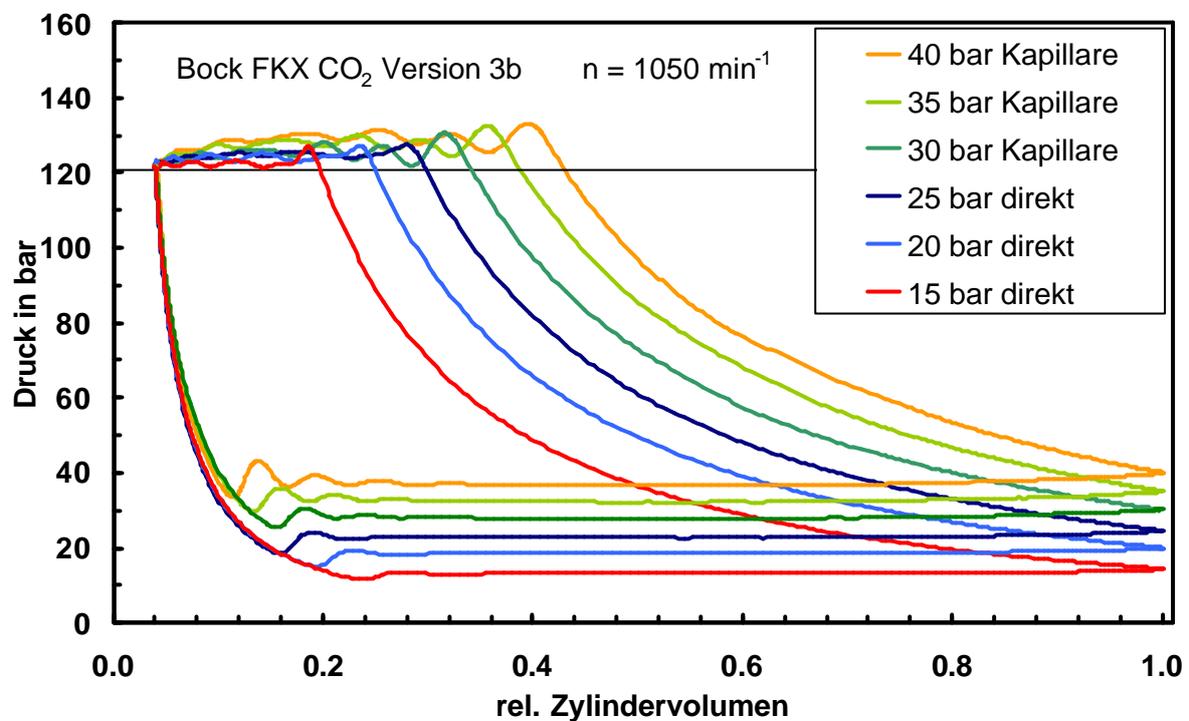


Abb. 3.2: Indikatord. F. untersch. Saugdrücke bei 120 bar HD V. 3b m. Lamellenv. (Schadr. 2%)

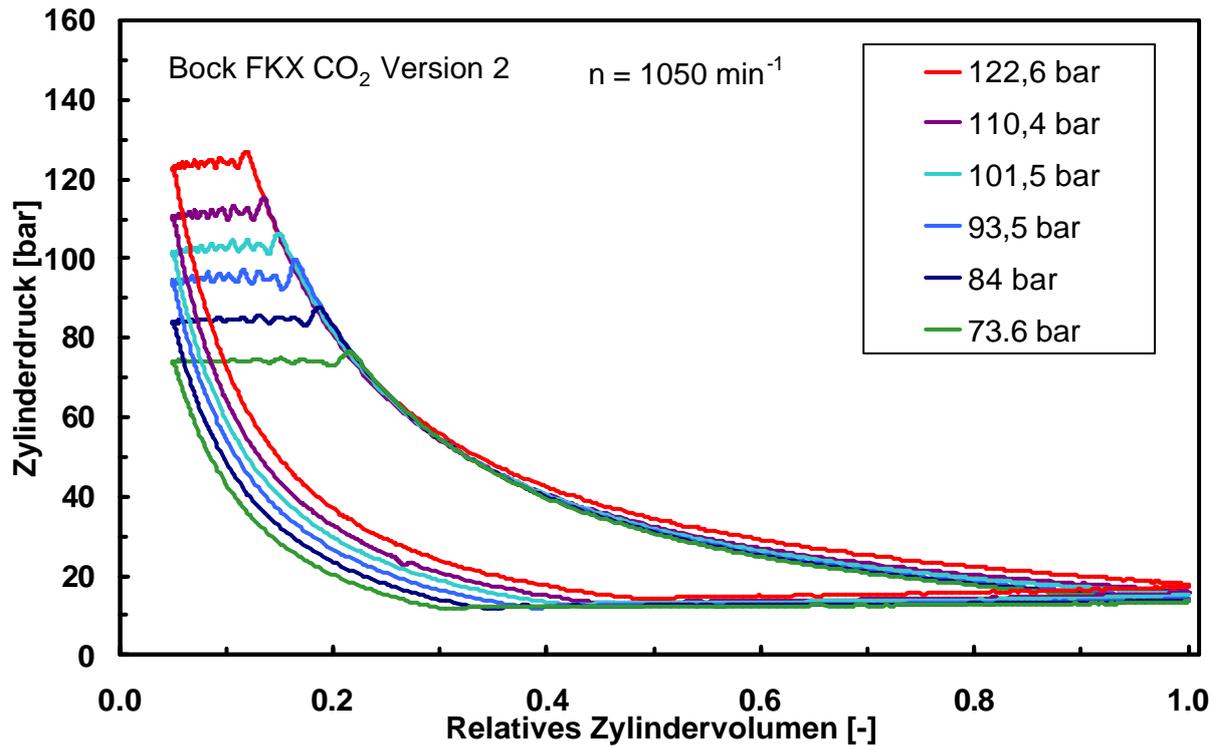


Abb. 3.3: Indikatorgramme für unterschiedliche Hochdrücke bei 15 bar Saugdruck Version 2 mit Ringventilen (Schadraum 5,3%)

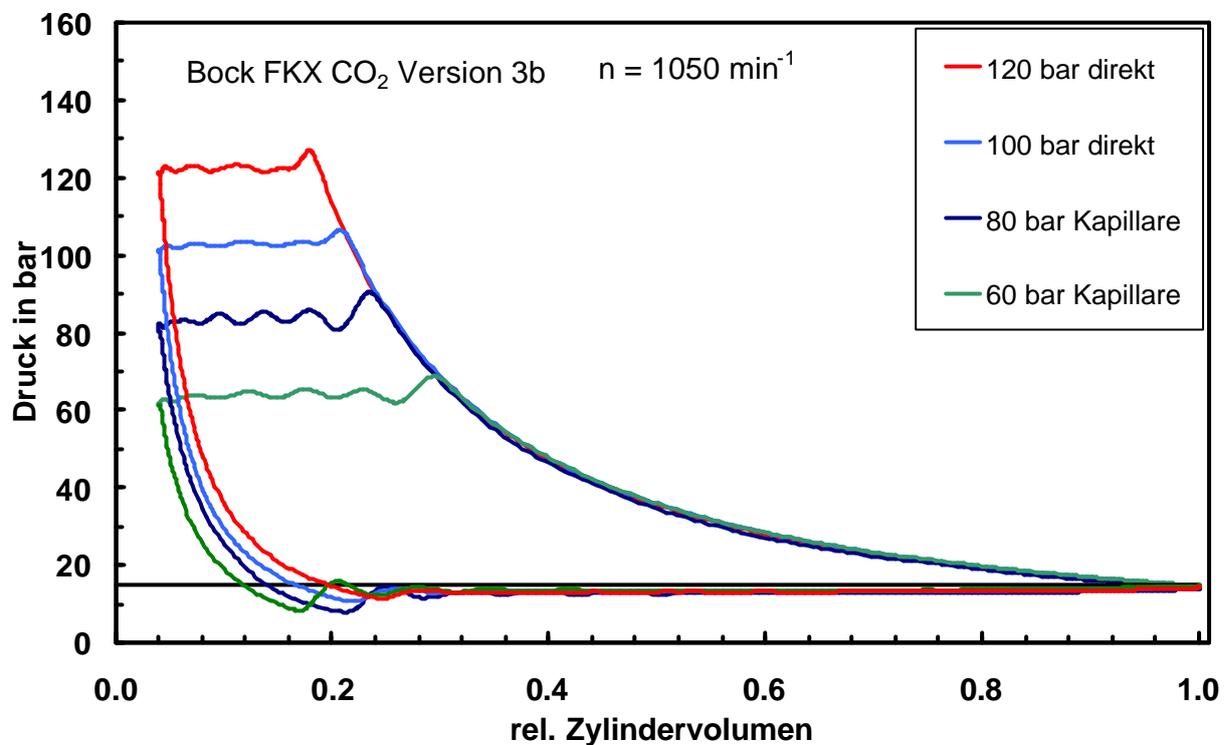


Abb. 3.4: Indikatorgramm für unterschiedliche Hochdrücke bei 15 bar Saugdruck Version 3b mit Lamellenventilen (Schadraum 2%)

### A3.1.2 Verdichtertemperaturen

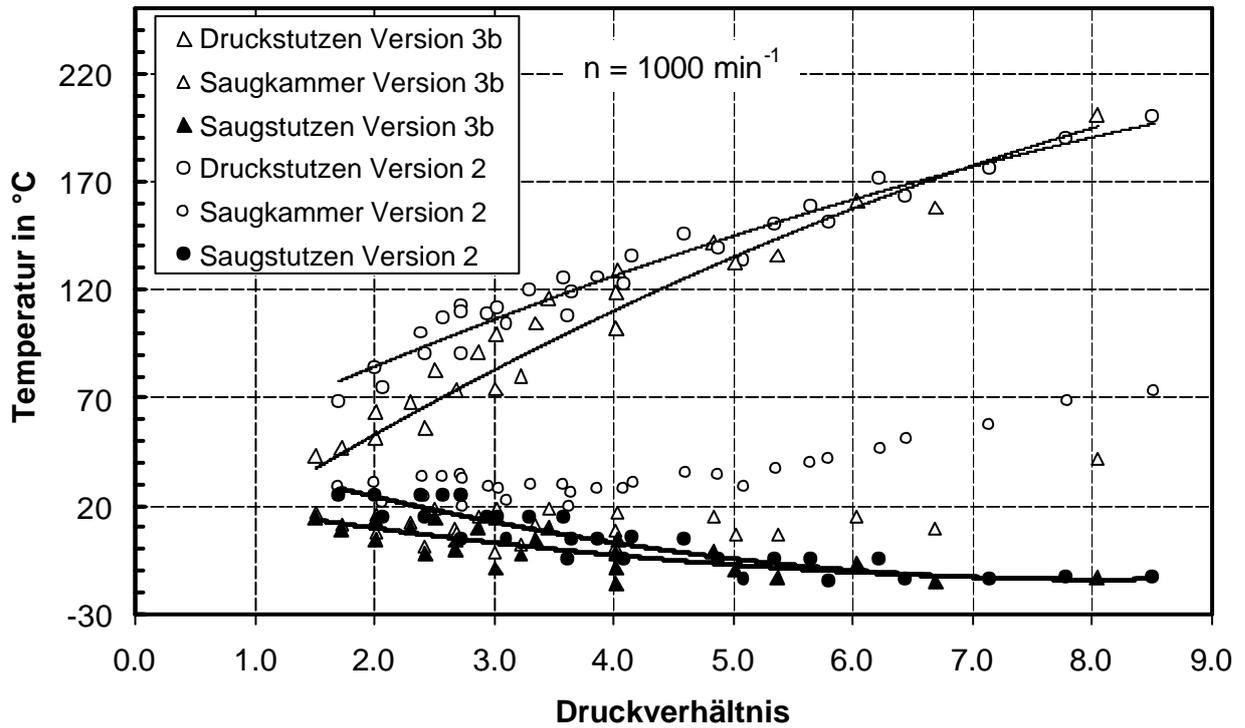


Abb. 3.5: Verdichtertemperaturen Version 2 und Version 3b im Vergleich bei  $1000 \text{ min}^{-1}$

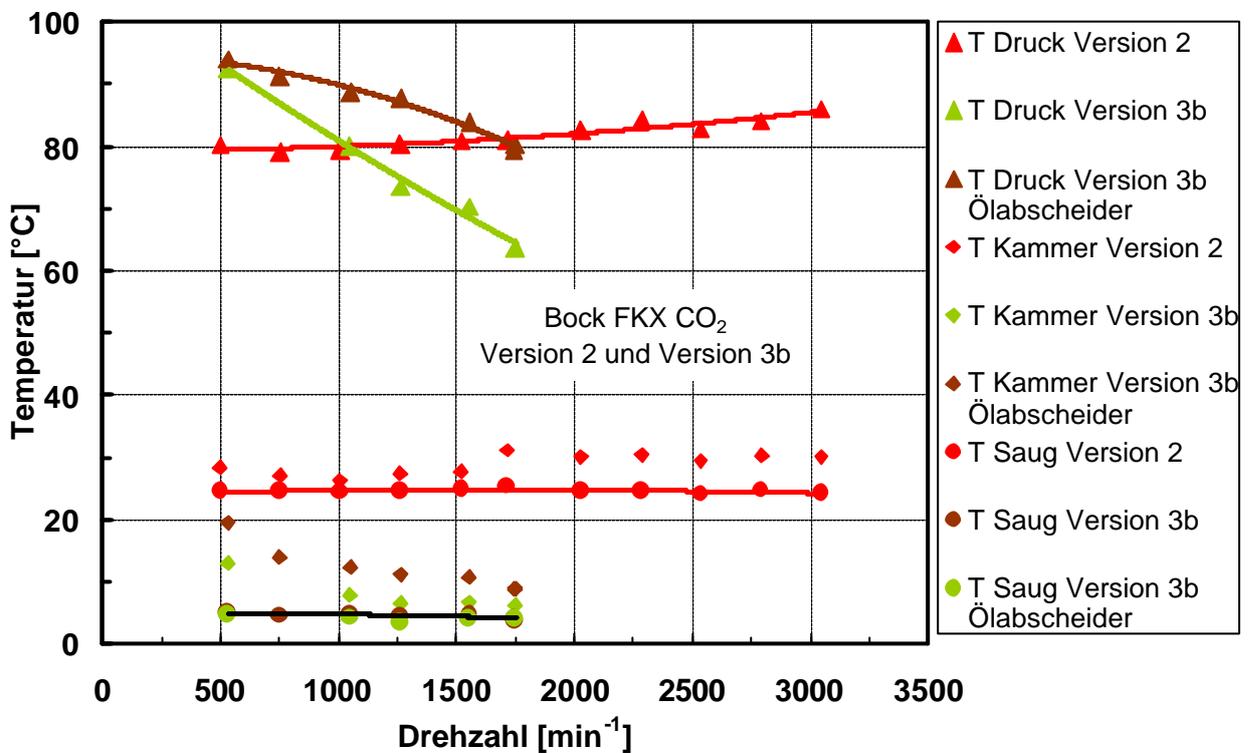


Abb. 3.5a: Verdichtertemperaturen Version 2 und Version 3b im Vergleich Drehzahlvariation

### A3.1.3 Liefergrade

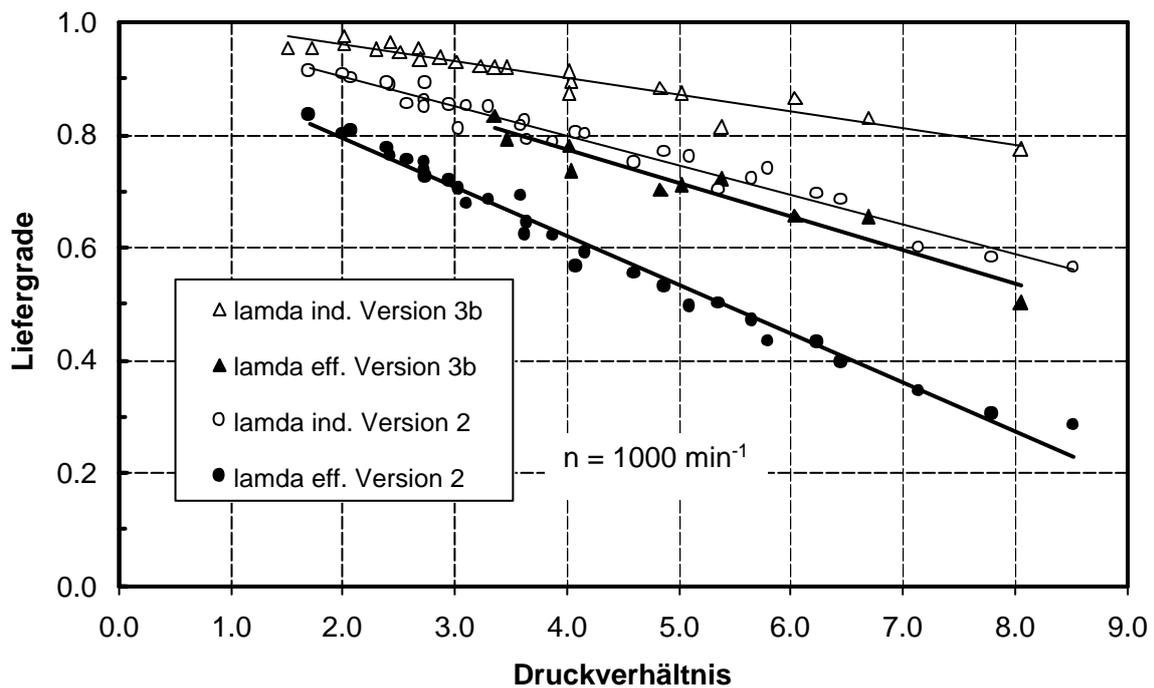


Abb. 3.6: Effektiver Liefergrad bezogen auf Dichte im Stutzen, Rohr und Saugkammer zusammen mit indiziertem Liefergrad bei  $1000 \text{ min}^{-1}$ .

### A3.1.4 Vergleich zwischen Obrist und Bock Verdichter Version 2

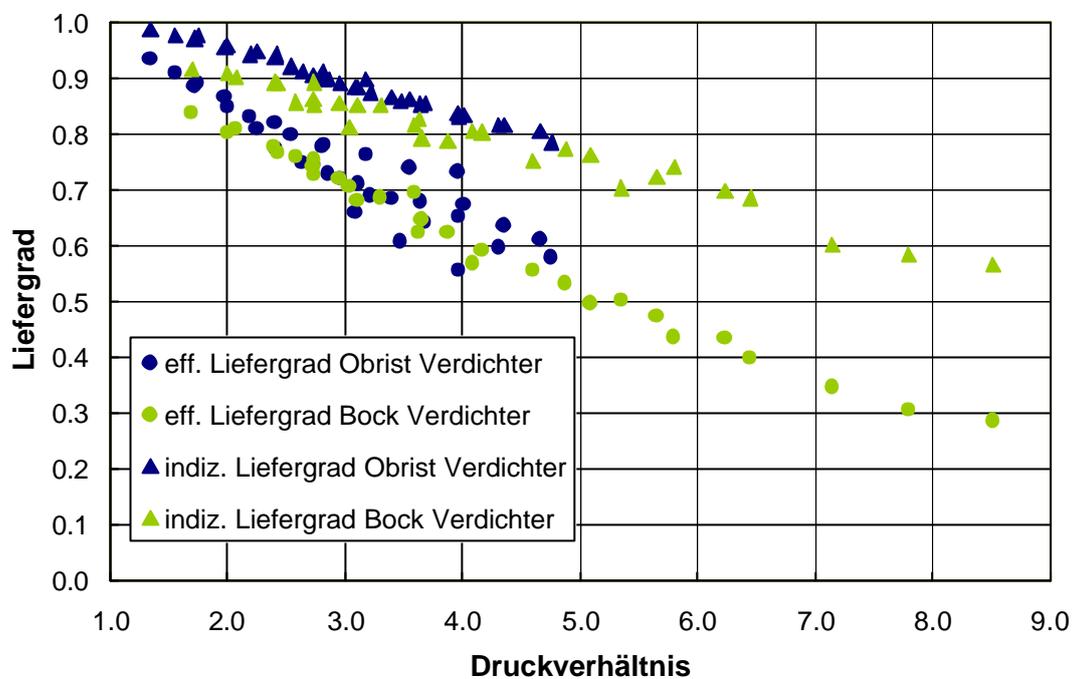


Abb. 3.7: Liefergrad Vergleich Bock Verdichter Version 2 mit Obrist

**Kommentar zu Abbildung 3.7 und 3.8:**

Die Messungen am Bock Verdichter wurden bei Hochdrücken zwischen 75 bar und 120 bar und Saugdrücken zwischen 45 bar und 14 bar in allen Kombinationen durchgeführt. Die Messungen mit dem Obrist Verdichter dahingegen auch bei 130 bar und 140 bar Hochdruck durchgeführt. D.h. der Bock Verdichter wurde bei etwas niedrigeren Hochdrücken vermessen. Beim Obrist Verdichter wurde nur bis zu einem Druckverhältnis maximal 6 untersucht.

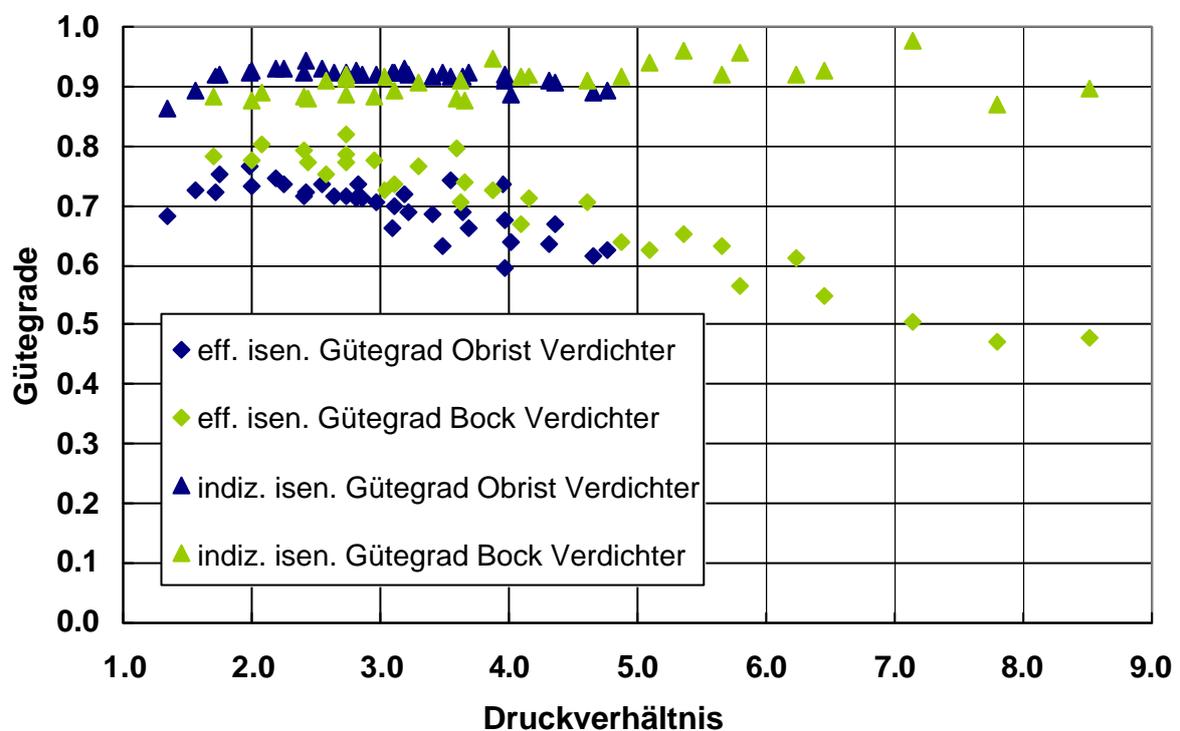


Abb. 3.8: Gütegrad Vergleich Bock Version 2 mit Obrist

### A3.2 Messreihe mit Variation der Drehzahl

- Druckverhältnis 80 bar / 85 bar Hochdruck, Saugdruck: 45 bar, 30 bar , 20 bar
- Drehzahlvariation zwischen  $500 \text{ min}^{-1}$  und  $3000 \text{ min}^{-1}$
- Überhitzung 10 K

### A3.2.1 Indikatordiagramme Version 2 mit Ringventilen

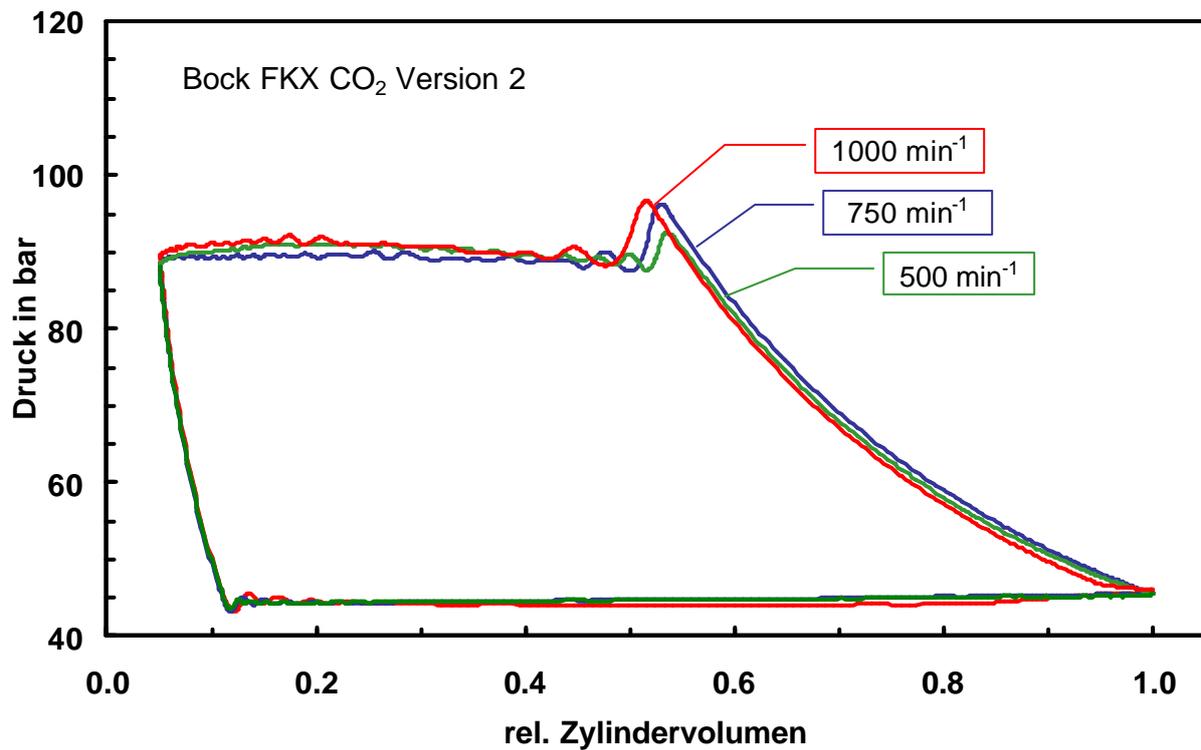


Abb. 3.9: Drehzahlvariation mit Druckverhältnis von 85 bar / 45 bar

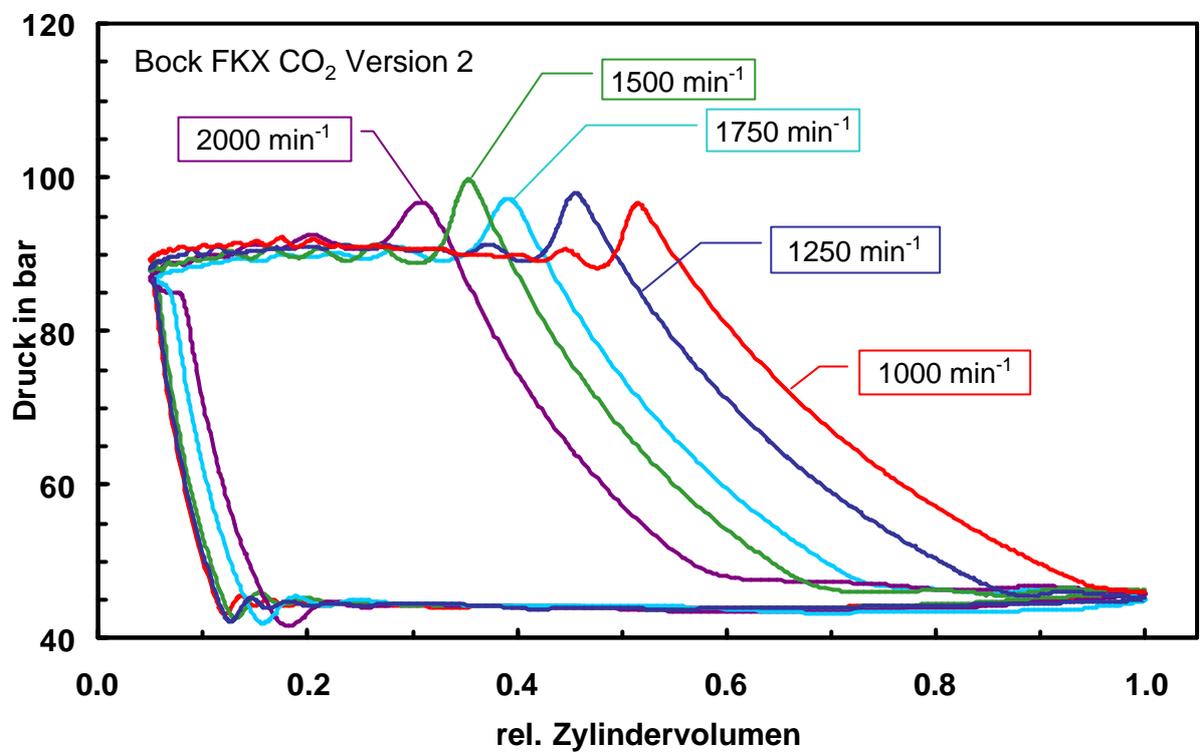


Abb. 3.10: Drehzahlvariation mit Druckverhältnis von 85 bar / 45 bar

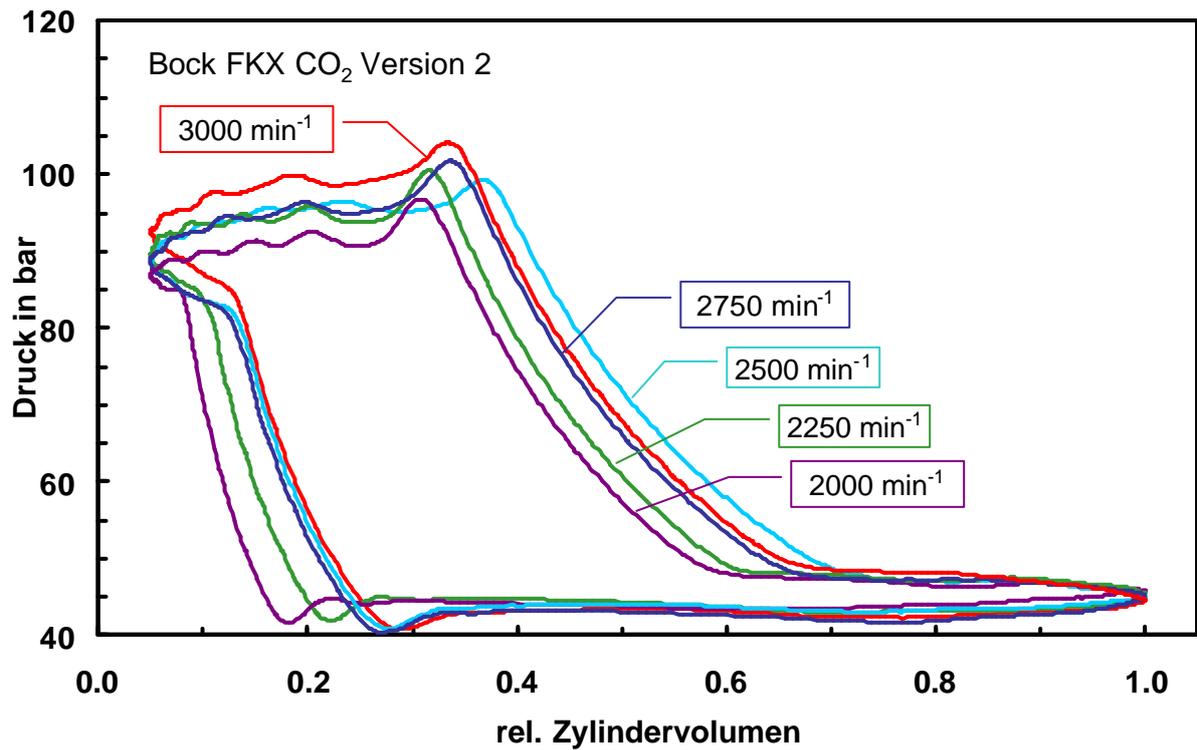


Abb. 3.11: Drehzahlvariation mit Druckverhältnis von 85 bar / 45 bar

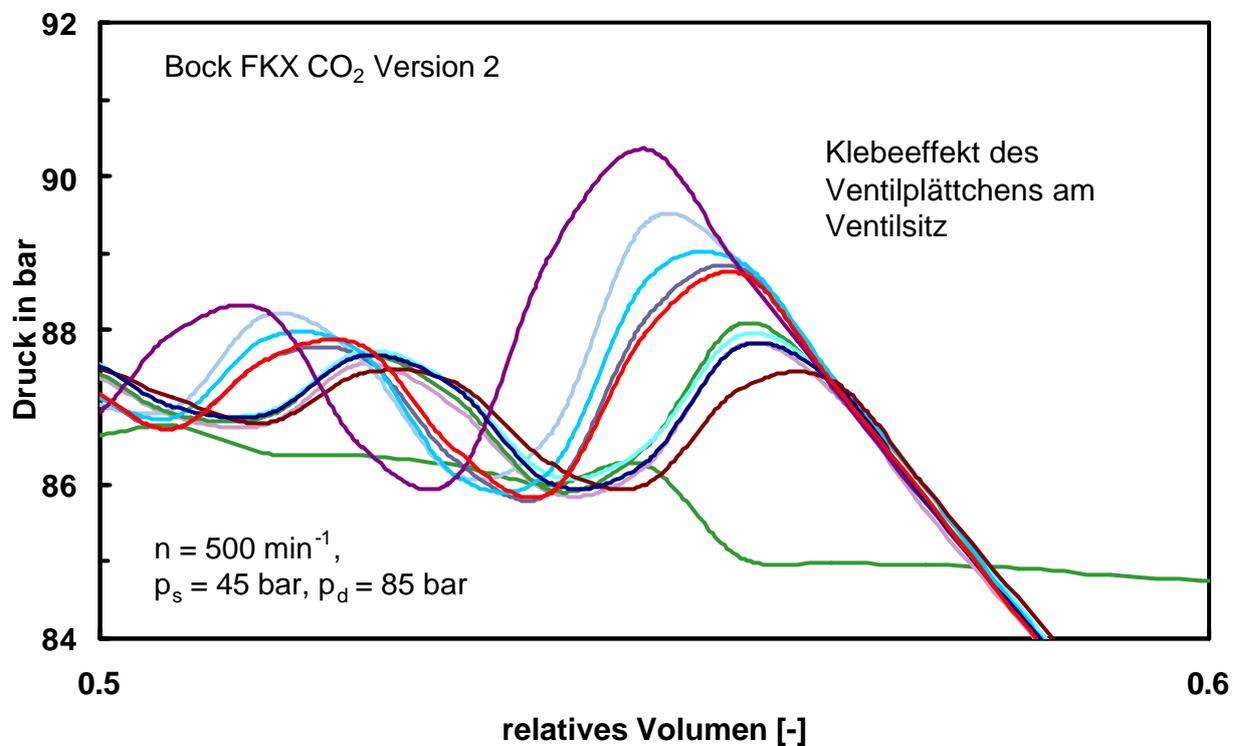


Abb. 3.12: Klebeffekt beim Druckventilen beim Betrieb bei niedrigen Drehzahlen

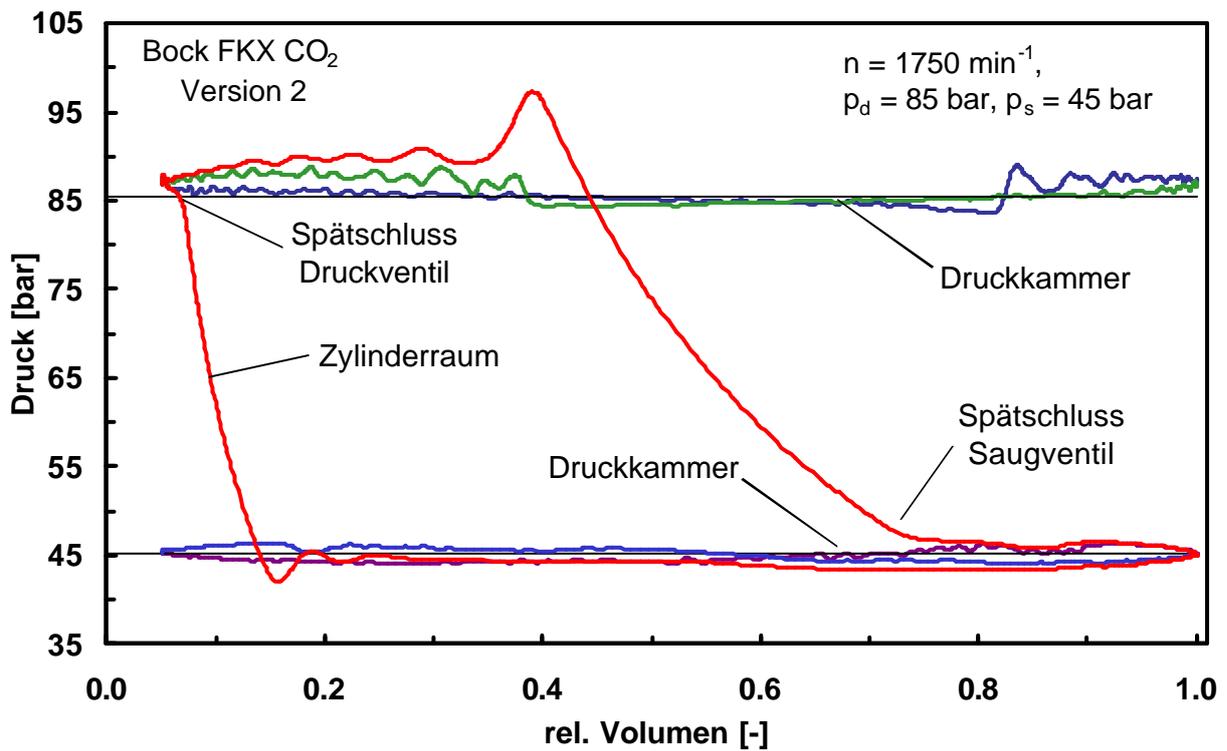


Abb. 3.13: einzelnes Indikator diagramm mit Spätschlüssen des Saug- und Druckventiles

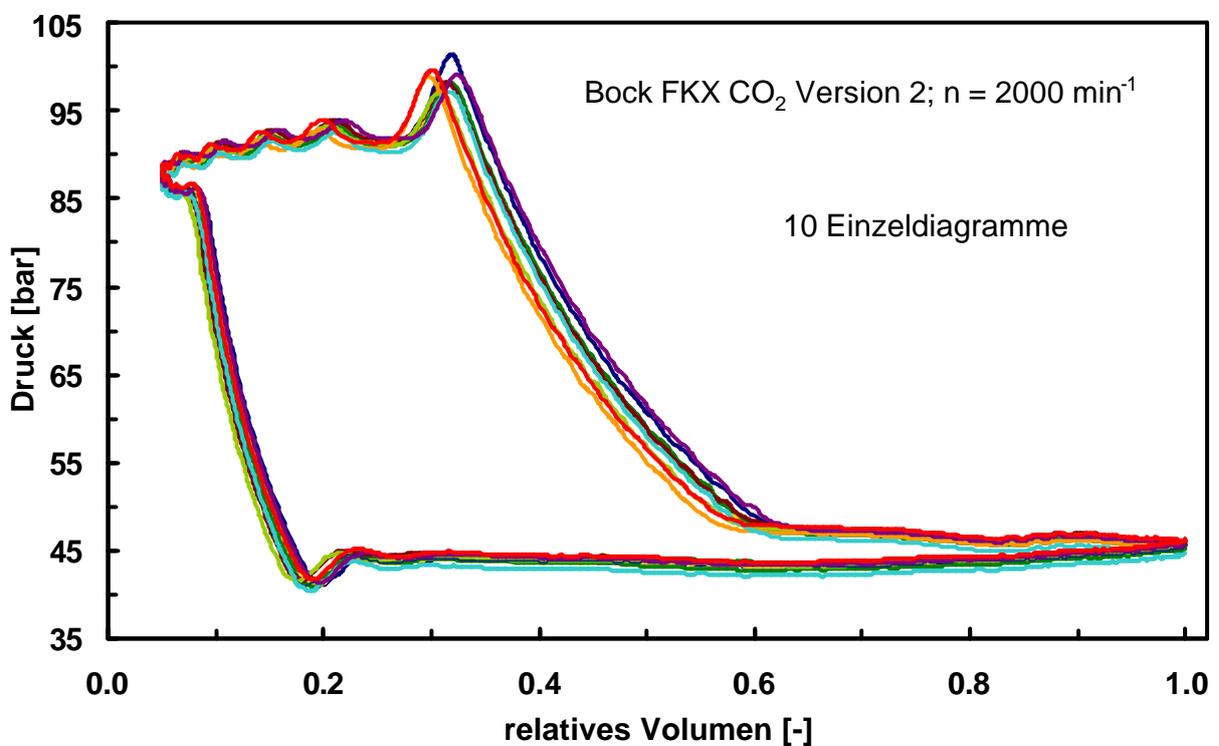


Abb. 3.14: 10 direkt hintereinander aufgenommene Indikator diagramme

### A3.2.2 Indikatordiagramme Version 3a mit Ringventilen

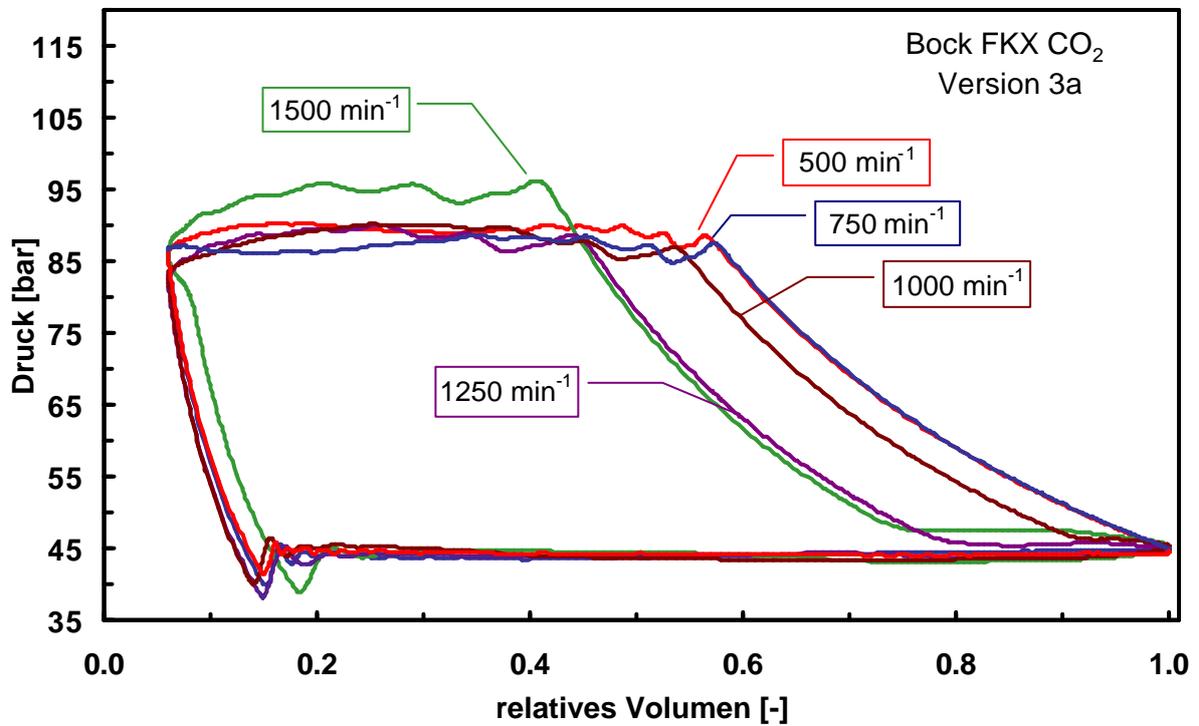


Abb. 3.15: Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen Version 3a

### A3.2.3 Indikatordiagramme Version 3b mit Lamellenventilen

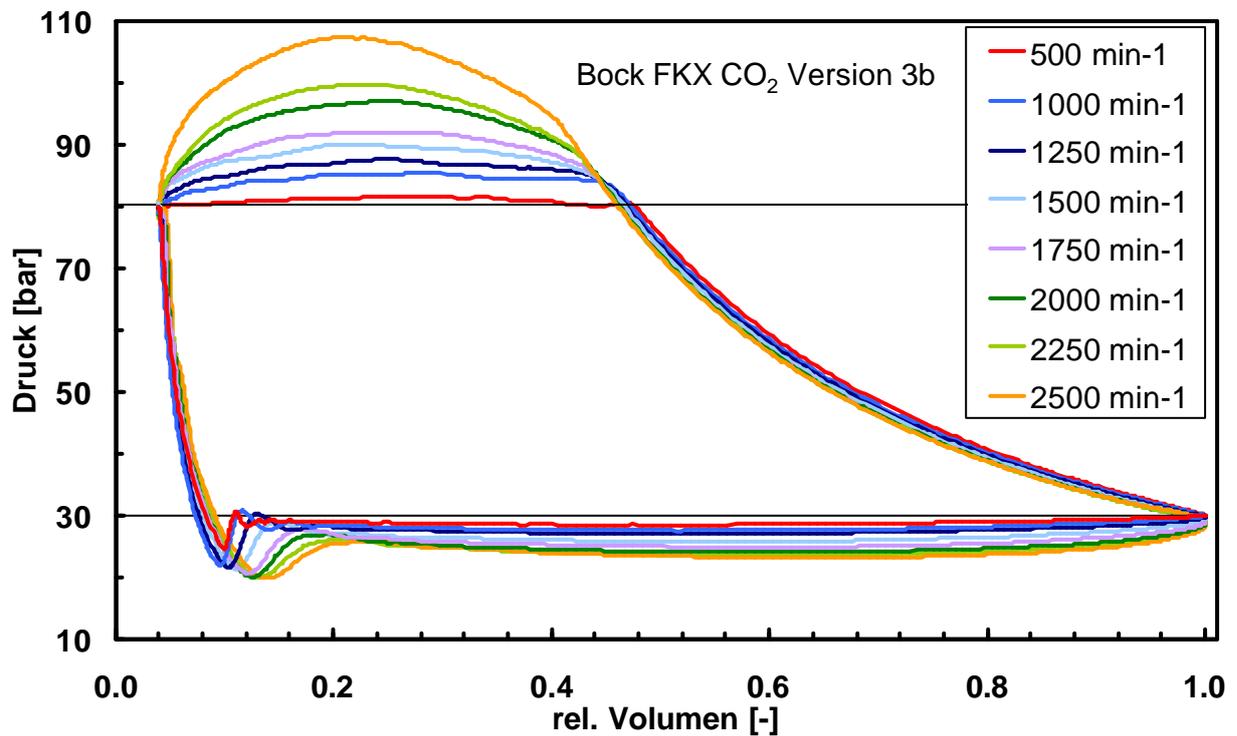


Abb. 3.16: Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen Version 3b

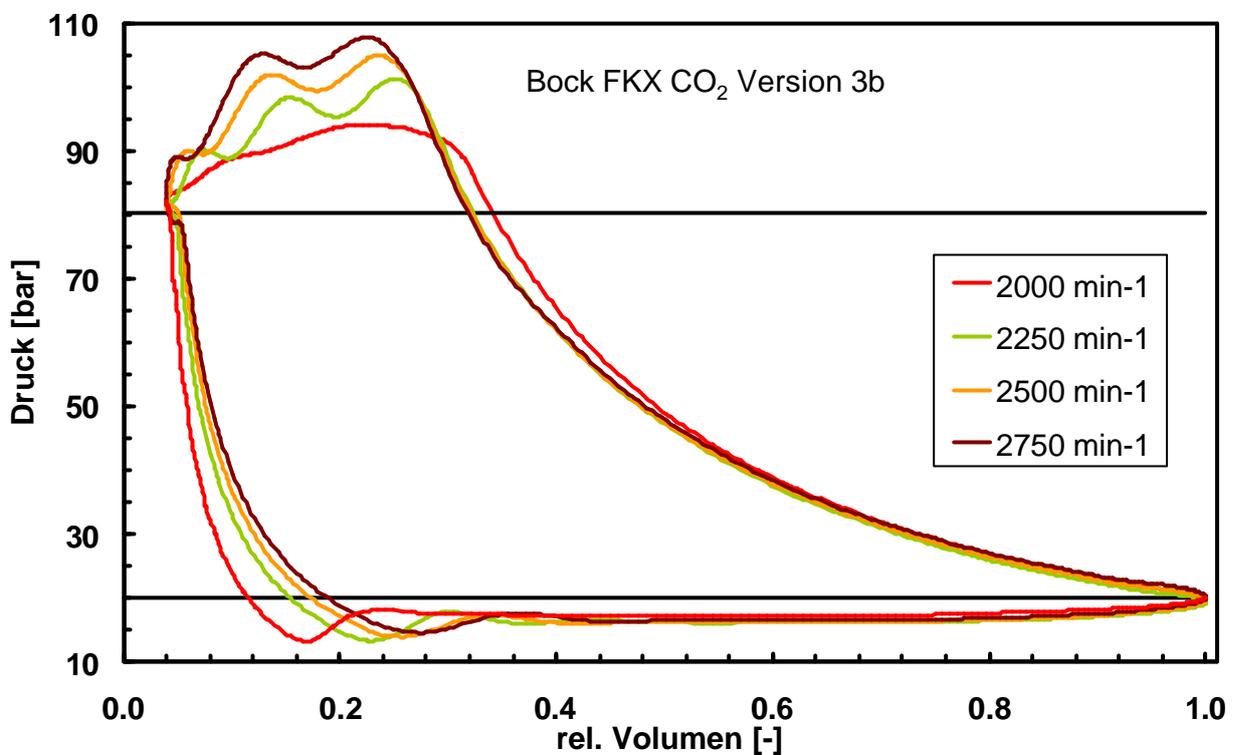


Abb. 3.17: Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen Version 3b

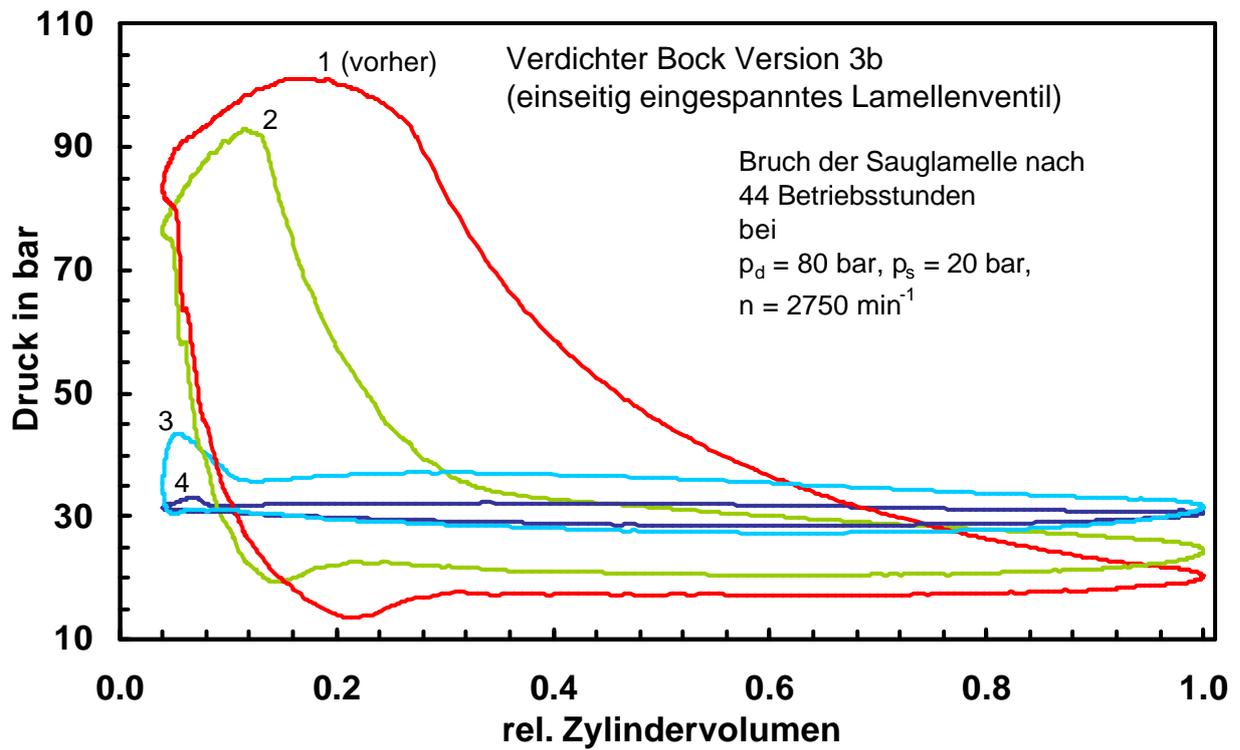


Abb. 3.18: Indikator diagramme während eines Saugventilbruches

## A3.2.4 Güte- und Liefergrade

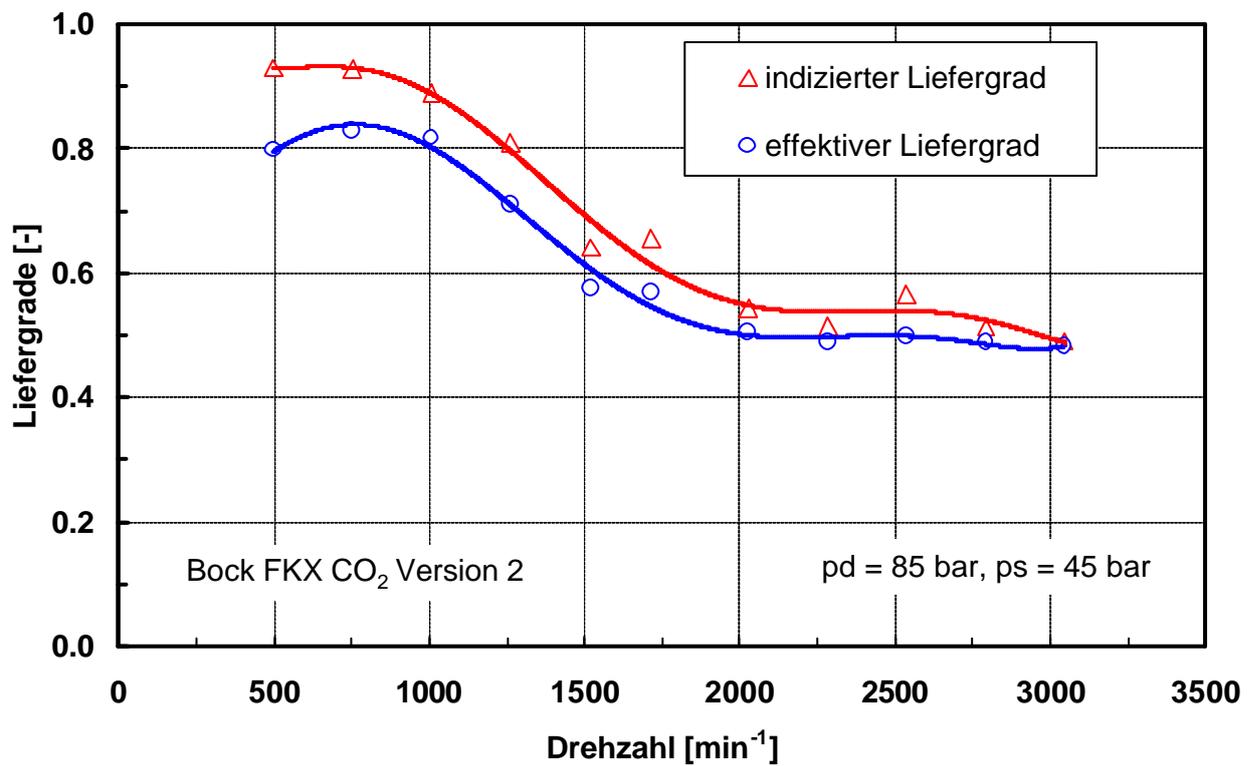


Abb. 3.19: abs. Liefergrade für Version 2 in Abhängigkeit von der Drehzahl

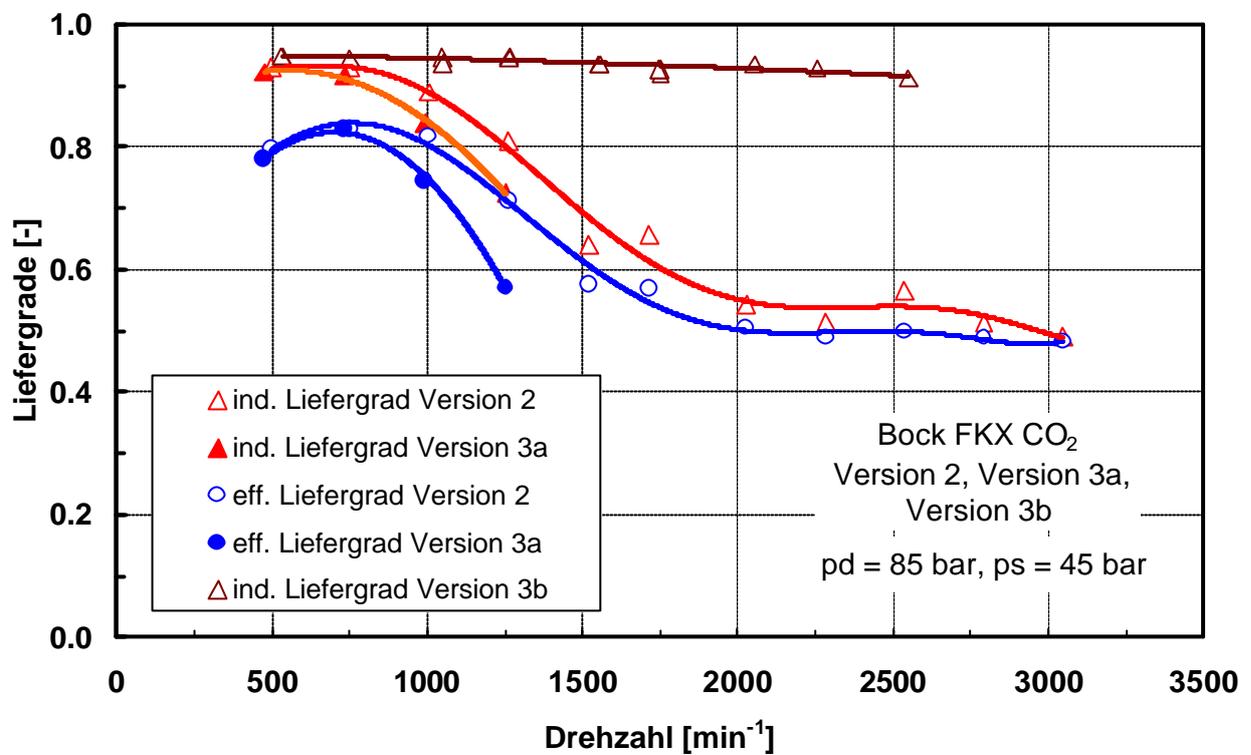


Abb. 3.20: Liefergrade über Drehzahl für Version 2, Version 3a und Version 3b

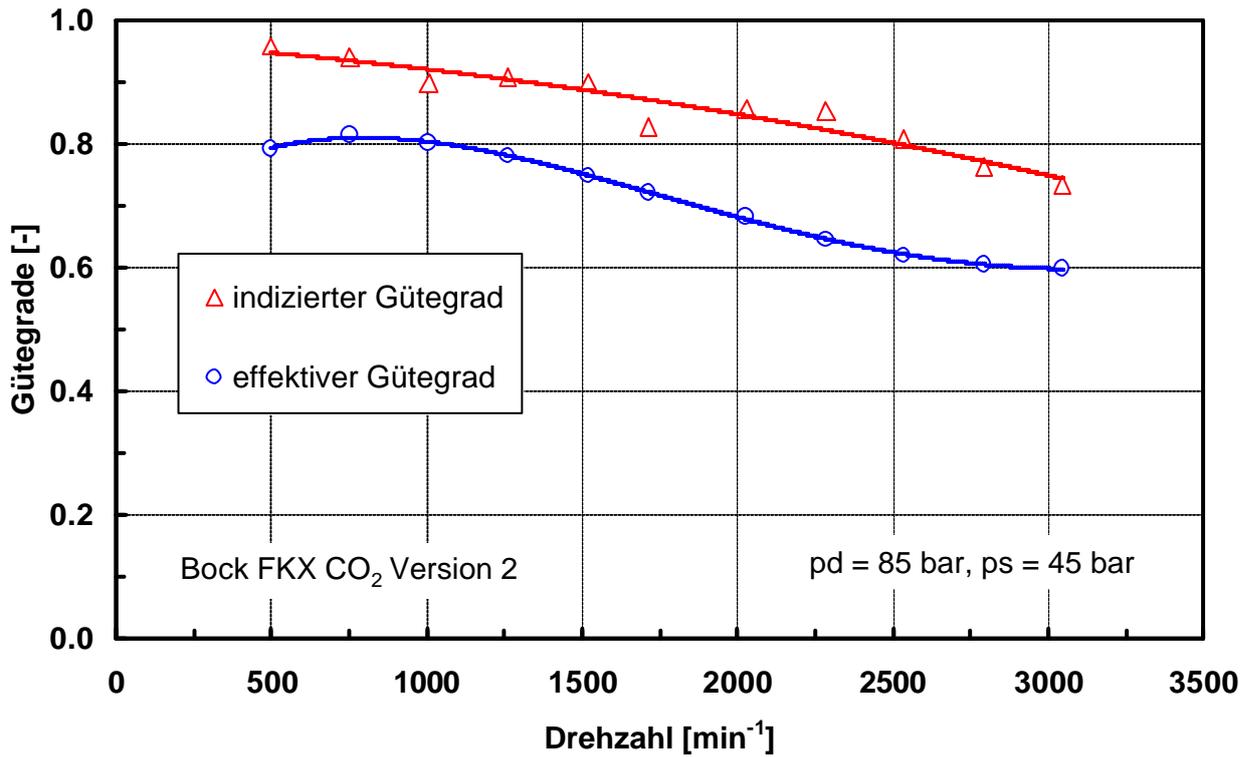


Abb. 3.21: Gütegrade Version 2

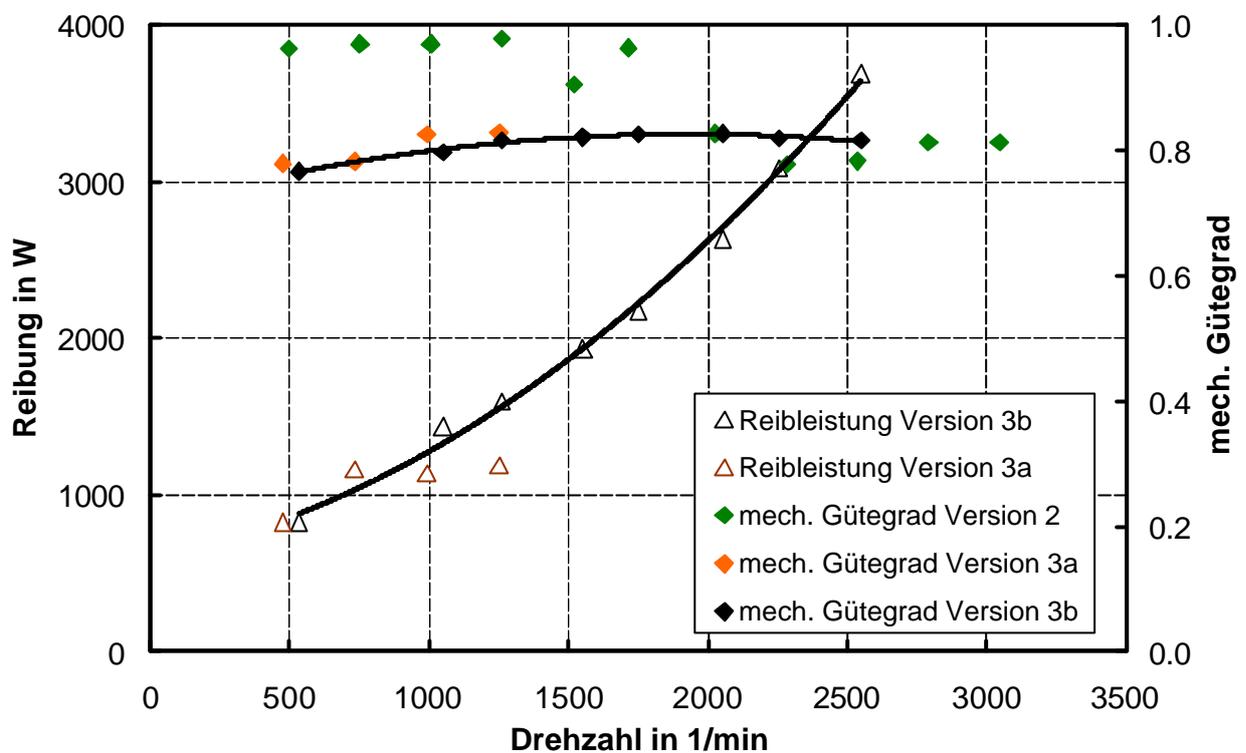


Abb. 3.22: Reibleistung bzw. mech. Gütegrad für Version 2, Version 3a und Version 3b

### A3.2.5 Vergleich zwischen Bock-Verdichter und Obrist-Verdichter

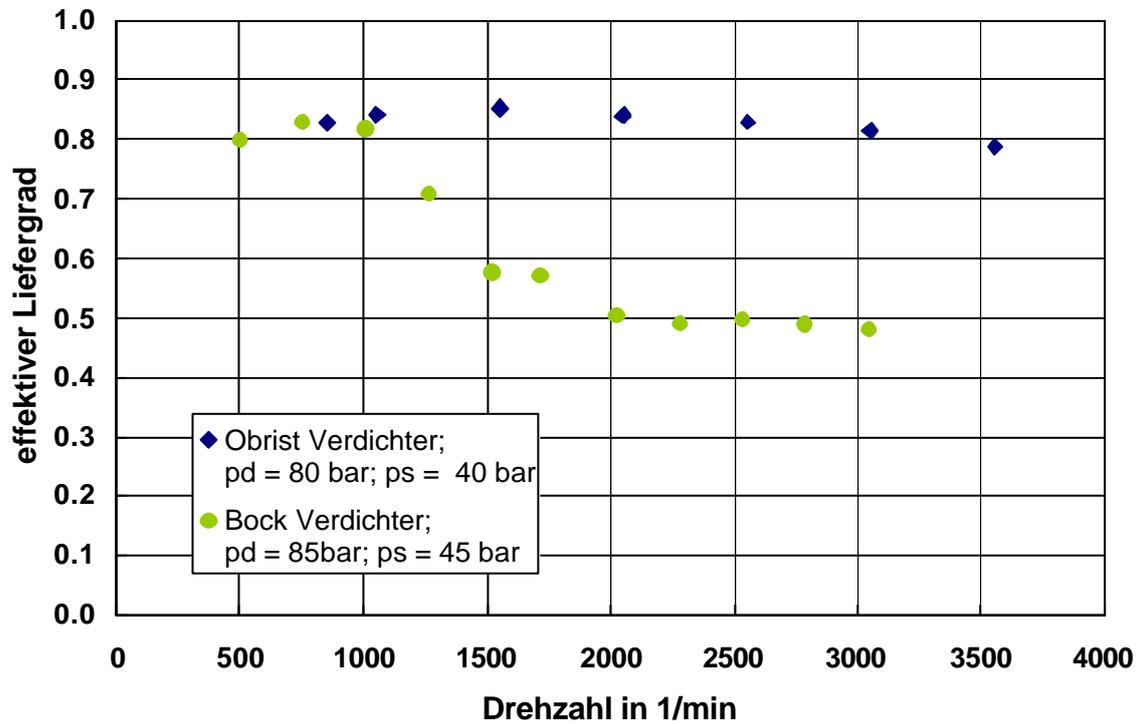


Abb. 3.23: Vergleich mit Obrist Verdichter Liefergrad

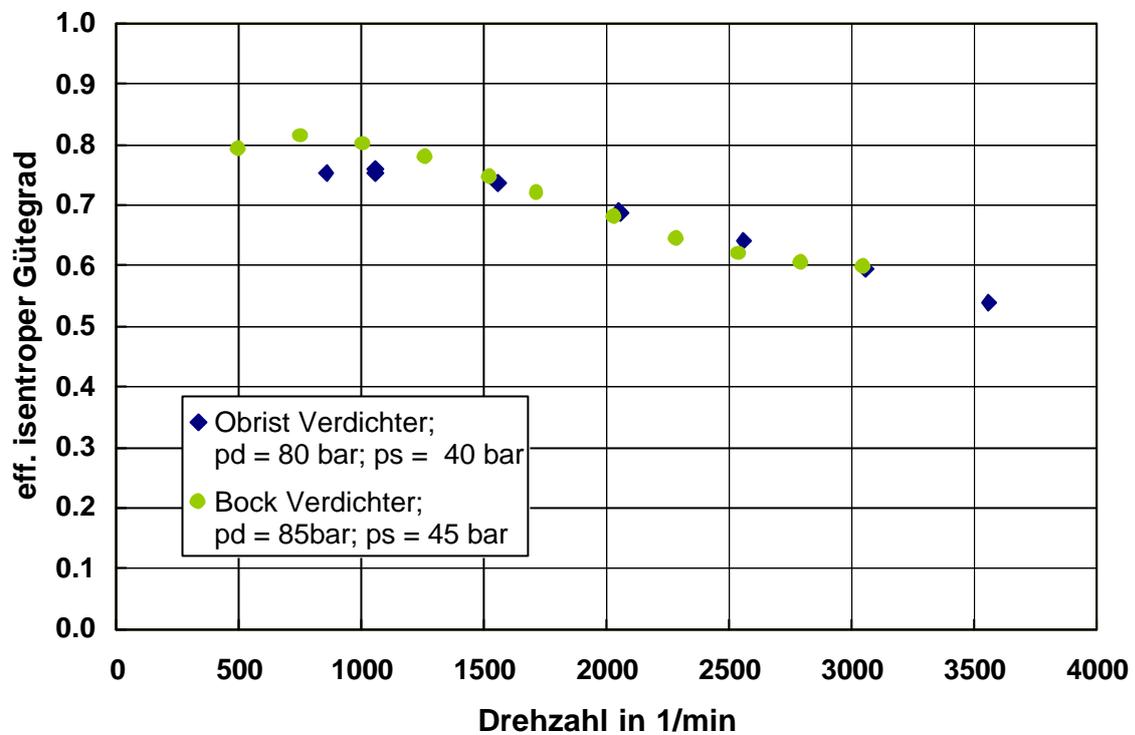


Abb. 3.24: Vergleich mit Bock Verdichter Gütegrad

**Kommentar zu der Abbildung 3.23:**

Das Einbrechen des Liefergrades beim Bock Verdichter hängt mit Spätschlüssen sowohl der Druck- als auch der Saugventile zusammen.

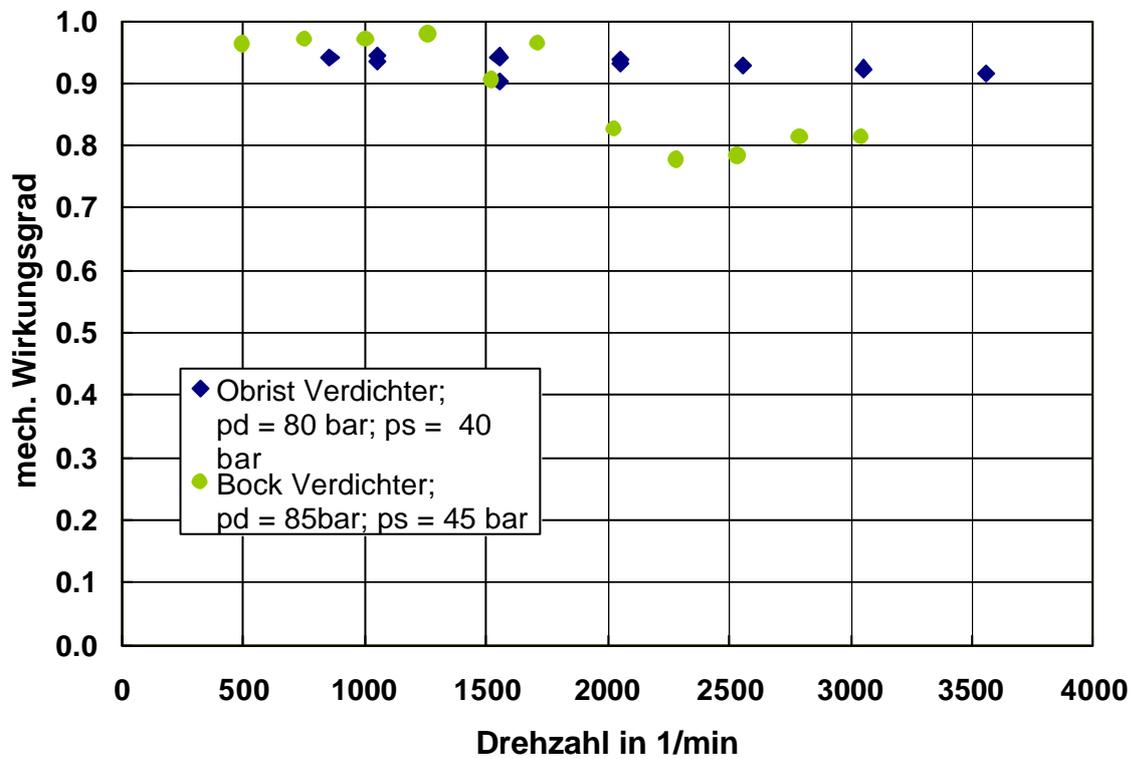


Abb. 3.25: Vergleich mit Bock Verdichter mechanischer Wirkungsgrad

# Literaturverzeichnis

- [Adiprasito 2000] ADIPRASITO, Baroto: Leistungsbetrachtungen heutiger und alternativer Kälteprozesse im Kraftfahrzeug. In: *Klimatisierung von Kraftfahrzeugen, Herausforderung und technische Trends*, 2000 (TAE Fortbildungsveranstaltung Nr. 25516/67.088)
- [ARI 1998] ARI 550/590-1998: *1998 Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle*. ARI Air-Conditioning and Refrigeration Institute. 1998
- [ASHRAE 2000] ASHRAE: *2000 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment*. ASHRAE, 2000
- [Baehr/Stephan 2003] BAEHR, Hans D. ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung*. 4. Auflage. Springer-Verlag, 2003
- [Baek et al. 2002] BAEK, J. S. ; GROLL, E. A. ; LAWLESS, P. B.: Effect of Pressure Ratios Across Compressors on the Performance of the Transcritical Carbon Dioxide Cycle with Two-Stage Compression and Intercooling. In: *Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2002
- [Beaver et al. 1999] BEAVER, A. ; YIN, J. ; BULLARD, C. W. ; HRNJAK, P. S.: Experimental and Model Study of the Heat Pump/Air Conditioning Systems Based on Transcritical Cycle with R744. In: *20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney*, 1999
- [Carrier 2004] CARRIER, N.N.: Carrier steigt Karstadt und Hertie aufs Dach. In: *Carrier CoolTIME* Vol. 2 (2004), S. 8–9
- [Chen 1999] CHEN, Jincan: Performance characteristics of a two-stage irreversible combined refrigeration system at maximum coefficient of performance. In: *Energy Conversion & Management* 40 (1999), S. 1939–1948
- [DVG ] DVGW-Arbeitsblatt W 551 (03/93): *Trinkwassererwärmungs- und Leitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums*. Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH. – 1993
- [Flacke 1999] FLACKE, N.: *Auslegung, Erstellung und energetische Beurteilung einer Kaskadenkälteanlage mit Kombination natürlicher Abreitsstoffe - R290/R744, R290/R170 und R290/R744-R170*. DKV-Forschungsbericht 60, Stuttgart, 1999

- [Fritzson 2003] FRITZSON, Peter: *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*. Wiley Ineerscience, 2003
- [Försterling 2004] FÖRSTERLING, S.: *Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub> Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. Cuvillier Verlag, Göttingen, 2004
- [Gebhardt et al. 2002] GEBHARDT, D. ; KRUSE, H. ; SCHIESARO, P.: Entwicklung einer transkritischen zweistufigen Supermarktkälteanlage für Tief- und Normalkühlung. In: *Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2002 Magdeburg*, 2002
- [Gebhardt et al. 2003] GEBHARDT, Dirk ; KRUSE, Horst ; PIERLUIGI, Schiesaro: Entwicklung einer transkritischen zweistufigen Supermarktkälteanlage für Tief- und Normalkühlung (1). In: *DIE KÄLTE & Klimatechnik* 3 (2003), S. 34–43
- [Gebhardt 2002] GEBHARDT, Holm: Umrüstung einer industriellen Tieftemperaturkälteanlage von R 22 auf CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>. In: *DIE KÄLTE & Klimatechnik* 10 (2002), S. 102–112
- [Hafner et al. 2004] HAFNER, Armin ; JAKOBSEN, Arne ; NEKSÅ, Petter: Life Cycle Climate Performance (LCCP) of Mobile Air-Conditioning Systems. In: *VDA Alternate Refrigerant Wintermeeting, Saalfelden*, 2004
- [Hartmann 1989] HARTMANN, Klaus: Integrierte Leistungszahl - eine sinnvolle Methode zur Bestimmung von Teillastwirkungsgraden. In: *KI Luft- und Kältetechnik* (1989)
- [Heyl 2003] HEYL, Peter: Der effektive Einsatz des inneren Wärmeübertragers in transkritischen CO<sub>2</sub>-Prozessen. In: *KI Luft- und Kältetechnik* 8 (2003), S. 344–348
- [Jungnickel et al. 1990] JUNGNICHEL, H. ; AGSTEN, R. ; KRAUS, W. E.: *Grundlagen der Kältetechnik*. 3. Auflage. Verlag Technik GmbH Berlin, 1990
- [Junior 2004] JUNIOR, C.: *Inbetriebnahme und Simulation eines zweistufigen Flüssigkeitskühlers*, Technische Universität Braunschweig, Studienarbeit, 2004
- [Khan/Zubair 1998] KHAN, J. ; ZUBAIR, Syed M.: Design and rating of a two-stage vapor-compression refrigeration system. In: *Energy* Vol. 23 (1998), S. 867–878
- [Köhler et al. 2003] KÖHLER, J. ; TEGETHOFF, W. ; LEMKE, N. ; CORREIA, C. ; CAVALCANTE, P.: CO<sub>2</sub> - Total Cycle and Components. In: *VDA Alternate Refrigerant Winter Meeting - Automotive Air-Conditioning and Heat Pump Systems, Saalfelden*, 2003
- [Kruse 1995] KRUSE, Horst: *Skriptum zur Vorlesung: Grundlagen der Kälte- und Wärmepumpentechnik*. Institut für Kältetechnik und Angewandte Wärmetechnik, Universität Hannover, 1995

- [Lemke 2005] LEMKE, N.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>*. wird noch veröffentlicht, 2005
- [Michael 2001] MICHAEL, C.: *Techno-ökonomische Analyse einer Kälte-/Wärmekopplung von CO<sub>2</sub>-Flüssigkeitskühlern in tropischen Gebieten*, Technische Universität Braunschweig, Diplomarbeit, 2001
- [Payer 2001] PAYER, Margarete: *Entwicklungsländerstudien*. URL: <http://www.payer.de/entwicklung/entw04.htm>. Januar 2001. – Zusammengestellt von Alois Payer
- [Montreal Protocol 2002] MONTREAL PROTOCOL: Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. In: *2002 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*, 2002
- [Robert Koch-Institut 1999] ROBERT KOCH-INSTITUT: Ratgeber Infektionskrankheiten; 10. Folge Legionellose. In: *Epidemiologisches Bulletin* Vol. 49 (1999), S. 369–372
- [Sahin et al. 2001] SAHIN, Bahri ; KODAL, Ali ; KOYUN, Ahmet: Optimal performance characteristics of a two-stage irreversible combined refrigeration system under maximum cooling load per unit total cost conditions. In: *Energy Conversion & Management* Vol. 42 (2001), S. 451–465
- [Stanford III 2003] STANFORD III, Herbert W.: *HVAC Water Chillers and Cooling Towers Fundamentals, Application, and Operation*. 1. Auflage. Marcel Dekker, Inc., 2003
- [Steimle/Gernemann 2002] STEIMLE, Fritz ; GERNEMANN, Andreas: Entwurf einer zweistufigen Hochdruck-Kälteanlage mit dem natürlichen Arbeitsstoff Kohlendioxid (R744). In: *Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2002 Magdeburg*, 2002
- [Tegethoff 1999] TEGETHOFF, Wilhelm: *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*, Technische Universität Braunschweig, Düsseldorf: VDI- Verlag, 1999
- [Tiedeman/Sherif 2003] TIEDEMAN, J. S. ; SHERIF, S. A.: Optimum coefficient of performance and exergetic efficiency of a two-stage vapour compression refrigeration system. In: *Journal of Mechanical Engineering Science* Vol. 217 (2003), S. 1027–1037
- [Tiller 2001] TILLER, Michael M.: *Introduction to Physical Modeling with Modelica*. Kluwer Academic Publishers, 2001

- [Yu/Chan 2002] YU, F. W. ; CHAN, K. T.: Performance Evaluation of Air-cooled Chiller Plants for Improving Design and Operation. In: *CIBSE National Conference*, 2002
- [Zubair/Khan 1995] ZUBAIR, S. M. ; KHAN, S. H.: On Optimum Interstage Pressure for Two-Stage and Mechanical-Subcooling Vapor-Compression Refrigeration Cycles. In: *Journal of Solar Energy Engineering* Vol. 117 (1995), S. 64–66