

Schlussbericht Mai 2006

Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes

ausgearbeitet durch
Dr. Beat Wellig
Dr. Beat Kegel
Martin Meier
Ernst Basler + Partner AG
Mühlebachstrasse 11
8032 Zürich

Vorwort

Die vorliegende Studie entstand im Auftrag des Forschungsprogramms "Umgebungs-wärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte" des Bundesamtes für Energie (BFE). Wir bedanken uns herzlich beim BFE, insbesondere bei Herrn Prof. Dr. Thomas Kopp, Leiter des Forschungsprogramms, und Herrn Fabrice Rognon, Leiter des BFE-Bereichs. Für die weitere finanzielle Unterstützung des Projektes danken wir dem Amt für Umwelt und Energie Basel Stadt (Herr Ruedi Jegge) und dem Elektrizitätswerk der Stadt Zürich EWZ (Herr Jörg Ruosch). Um unseren Dank in besonderer Weise verdient gemacht haben sich die Mitglieder der Begleitgruppe, Herr Urs Berger (Migros Genossenschafts Bund), Herr Dr. Thomas Bürki (Thomas Bürki GmbH) und Herr Stephan Peterhans (Geschäftsführer Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz, FWS) sowie alle anderen Fachleute, die im Rahmen der Projektsitzungen wertvolle Inputs gegeben haben. Schliesslich danken wir der Hochschule für Technik und Informatik Burgdorf (Herr Prof. K. M. Graf, Herr Dr. Michele Zehnder, Herr Christian Nussbaum) für die Durchführung der Messkampagnen.

Zürich, im Mai 2006
Ernst Basler + Partner AG

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

This project was carried out on behalf of the Swiss Federal Office of Energy. Responsibility for the content and the conclusions of the report lies entirely with the authors.

Zusammenfassung

Ausgangslage und Ziele

Die Bedeutung der Kühlung von Büro- und Verwaltungsgebäuden wird in Zukunft zunehmen. Kühlenergiebedarfe deutlich über $50 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ sind heute keine Seltenheit mehr. Da für die Gebäudekühlung grosse Mengen hochwertige elektrische Energie (Exergie) benötigt werden, ist die Entwicklung von effizienten Systemen von grossem Interesse. Effizienzsteigerungen dürfen jedoch keine Verschlechterung der Behaglichkeit zur Folge haben. Es ist eine ganzheitlich optimale Lösung bestehend aus Architektur, Bauphysik und Gebäudetechnik anzustreben.

Die Leistungszahl (Coefficient of System Performance, COSP) bzw. Jahresarbeitszahl (JAZ) von Klimakälteanlagen ist stark abhängig vom Temperaturhub. In vielen Anwendungen in der Gebäudekühlung genügt ein Hub von 10–20 K. Das Potenzial für hocheffiziente Systeme wird jedoch nur ungenügend genutzt, da Standard-Anlagen für Temperaturhübe von 30–60 K gebaut sind. Die vorliegende Studie richtet sich in erster Linie an die Planer, welche mit dem Konzept der Kälteerzeugung, Energieverteilung und Raumkühlung den entscheidenden Einfluss auf den *benötigten* Hub haben. Das Ziel des Projektes ist die Beschreibung des Zusammenwirkens der Komponenten im Gesamtsystem und das Bereitstellen von Planungsrichtlinien.

Energie- und Exergieanalysen

Für die Analyse von Klimakälteanlagen ist die energetische Bilanzierung notwendig, aber nicht hinreichend. Mit Exergieanalysen können Verlustherde quantifiziert und Optimierungsmassnahmen entwickelt werden. In Standard-Klimakälteanlagen findet eine radikale Vernichtung von Exergie statt, der exergetische Wirkungsgrad ist oft wesentlich kleiner als 10%. Dabei sind die äusseren Exergieverluste aufgrund eines unnötig hohen Temperaturhubes grösser als die inneren Exergieverluste der Kältemaschine. Die Verkleinerung des Hubes bringt oftmals eine grössere Effizienzsteigerung als die Verbesserung des Gütegrades der Kältemaschine.

Messungen an zwei Klimakälteanlagen

Zur Quantifizierung des Effizienzsteigerungspotenzials wurden umfangreiche Messkampagnen an zwei Klimakälteanlagen (Systeme A & B) durchgeführt, welche grundsätzlich das Potenzial für einen kleinen Temperaturhub aufweisen, diesen jedoch ungenügend ausnützen.

Die Messungen haben bestätigt, dass durch Verkleinerung des Hubes die Effizienz der Kältemaschine markant erhöht werden kann. In System A mit Schraubenkompressoren sinkt der Gütegrad mit sinkendem Hub stark ab (auf 32% bei 16 K), während in System B mit Turbo-kompressoren der Gütegrad über den gesamten Bereich konstant hoch bleibt (ca. 55%). In

System B beträgt der COP der Kältemaschine bei einem Hub unter 15 K beinahe 11. In beiden Anlagen sind die äusseren Exergieverluste verhältnismässig gross. In System B mit dem hoch-effizienten Turbo-Kaltwassersatz wird mehr als 50% der aufgewendeten Kompressorleistung zur Deckung der äusseren Exergieverluste benötigt. Der COSP von System A beträgt unabhängig vom Hub rund 3.5. In System B ist der COSP bei einem Hub über 20 K rund 3.5, bei 15 K rund 4.5, was einer Zunahme von 30% entspricht. Bei hohem Kältebedarf, d.h. bei grossem Hub, fällt die Leistung der Hilfsaggregate weniger ins Gewicht als bei tiefem Kältebedarf.

Die JAZ wurden einerseits auf die erzeugte Kälteenergie, andererseits auf die aus dem Gebäude abgeführte Energiemenge bezogen. Diese liegen je nach betrachteter Bilanzgrenze in System A zwischen 1.9 und 3.0 bzw. in System B zwischen 1.75 und 3.4. Die Rückkühlung, Hydraulik, Raumkühlsysteme, Regelung und Betriebsweise beeinflussen die Effizienz des Gesamtsystems in der gleichen Grössenordnung wie die Kälteerzeugung.

Klimakälteanlagen mit Jahresarbeitszahlen von 20–30

Durch konsequente Verkleinerung des Temperaturhubes kann die Effizienz massiv erhöht werden. In Anlagen mit mechanischer Kälteerzeugung erreicht man typischerweise System-JAZ zwischen 1.5 und 3. Bei sorgfältiger Auslegung und optimaler Betriebsweise ist eine Verdoppelung der Jahresarbeitszahl möglich. Ein echter "Quantensprung", z.B. eine Verzehnfachung der Jahresarbeitszahl auf Werte von 20 bis 30, gelingt jedoch nur mit optimierten Free-Cooling-Prozessen. *Klimakälteanlagen mit JAZ = 20–30 des Gesamtsystems sind heute mit vertretbaren höheren spezifischen Anlagekosten realisierbar, ohne dass Einbussen bezüglich Raumklima, Nutzungskomfort und Betriebssicherheit in Kauf genommen werden müssen.*

Planungsrichtlinien

Auf Basis der Messungen und theoretischen Überlegungen wurden Richtlinien für die Planung, Realisierung und den Betrieb von Klimakälteanlagen mit kleinem Temperaturhub erarbeitet. Die Planungsrichtlinien zeigen verschiedene Lösungsansätze auf und sollen mithelfen, grobe Fehler zu vermeiden. Ein Grossteil der Richtlinien zielt auf die konsequente Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes. In der Umsetzung solcher Konzepte sind Bauherren, Architekten, Gebäudetechnikplaner, Unternehmer und Komponentenhersteller gleichermassen gefordert.

Klimakälteanlagen mit grossen Temperaturhuben sind inhärent ineffizient. Ein kleiner Hub ist ein entscheidender Faktor für die Effizienz des Gesamtsystems. Die Umsetzung der Planungsrichtlinien führt zu effizienten "konventionellen" Klimakälteanlagen mit mechanischer Kälteerzeugung. Der Quantensprung zu $JAZ_{sys} = 20-30$ ist möglich, wenn die Kälteenergie praktisch während der gesamten Betriebszeit mittels Free Cooling bereitgestellt wird. Dazu ist ein Raumkühlsystem mit Kaltwassertemperaturen nahe bei der Raumtemperatur eine unabdingbare Voraussetzung (Kaltwassertemperatur im Bereich 18 bis 20°C).

Abstract

The seasonal performance factor (SPF) of chilled water systems (CWS) is closely related to the temperature lift, i.e. the difference between the temperature of the heat source and the heat sink. In many applications in building services engineering, a temperature lift of 10–20 K is in principle sufficient. However, the potential for highly efficient refrigerating systems is not fully exploited as standard chillers are designed for lifts of 30–60 K. The exergy analysis of typical CWS shows that the external exergy losses are greater than the exergy losses of the chiller. The second-law (or exergetic) efficiency is usually far below 10%. It is therefore important to avoid unnecessarily high temperature lifts. Measurements on refrigeration systems in two office buildings have shown that even in state-of-the-art CWS considerable energy savings (up to 50%) can be achieved by persistent use of small temperature lifts. However, SPF-values around 5–6 can hardly be exceeded in systems with electric driven chillers. SPFs higher than 10 or even above 20 can only be reached with optimized free cooling processes. Basic decisions, which ultimately lead to CWS with unnecessarily high temperature lifts, are taken in the early project stages. Therefore, this study presents guidelines for the design and operation of CWS with small temperature lifts. The implementation of these simple measures will lead to a considerable reduction of energy consumption and operating costs.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Ausgangslage	1
1.2	Temperaturhübe in Klimakälteanlagen	2
1.3	Ziele	4
1.4	Abgrenzung.....	5
1.5	Vorgehen.....	6
2	Grundlagen	7
2.1	Thermodynamik des Heizens und Kühlens.....	7
2.2	Kältemaschinen- und Wärmepumpenprozesse	8
2.2.1	Energetische Betrachtungen	8
2.2.2	Exergetische Betrachtungen	10
2.2.3	Exergieverluste in Kältemaschinenprozessen	14
2.2.4	Exergieverluste durch irreversible Wärmeübertragung	15
2.3	Thermodynamische Prozessanalyse	16
2.3.1	Exergiemethode	16
2.3.2	Entropiemethode.....	17
2.3.3	Fazit.....	20
2.4	Folgerungen für Klimakälteanlagen	20
2.4.1	Exergieanalyse einer Klimakälteanlage (Beispiel).....	20
2.4.2	Effizienzsteigerung durch Verkleinerung des Temperaturhubes	24
2.4.3	Fazit.....	26
3	Messungen	27
3.1	Ziele	27
3.2	Auswahl der Messobjekte.....	28
3.3	Anlagenbeschreibung	29
3.3.1	Klimakälteanlage in Bürogebäude A.....	29
3.3.2	Klimakälteanlage in Bürogebäude B	32
3.4	Vergleich der Bürogebäude und Klimakälteanlagen.....	35
3.5	Messkampagnen.....	37
3.5.1	Messaufbau	37
3.5.2	Klimakälteanlage A.....	37
3.5.3	Klimakälteanlage B	38
3.6	Datenauswertung	38
3.7	Beispiel einer Messreihe (System A).....	39
4	Resultate und Diskussionen	41
4.1	Bürogebäude / Klimakälteanlage A	41
4.1.1	Leistungszahlen	41
4.1.2	Spezifische Kühlenergie	44

4.1.3	Arbeitszahl bezogen auf die erzeugte Kälteenergie.....	46
4.1.4	Arbeitszahl bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie	48
4.2	Bürogebäude / Klimakälteanlage B	51
4.2.1	Leistungszahlen.....	51
4.2.2	Spezifische Kühlenergie	52
4.2.3	Arbeitszahl bezogen auf die erzeugte Kälteenergie.....	53
4.2.4	Arbeitszahl bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie	56
4.3	Vergleich der Systeme	58
4.3.1	Temperaturniveaus der Kältemaschinen	58
4.3.2	Vergleich von zwei Betriebspunkten.....	59
4.3.3	Gütegrad der Kältemaschinen.....	60
4.3.4	Exergieanalyse.....	61
4.4	Energieeinsparpotenzial durch Ausnützung eines kleinen Hubes (Betriebsoptimierung System A).....	64
4.4.1	Analyse	64
4.4.2	Abhängigkeit der Jahresarbeitszahl von der PKW-Temperatur	65
4.4.3	Abhängigkeit der Jahresarbeitszahl von der Hochhalte-Temperatur	66
4.4.4	Neue Regelstrategie für die PKW-Temperatur	67
4.4.5	Neue Regelstrategie für Kühldecken.....	70
4.5	Fazit	71
4.6	Ökonomische Aspekte	73
5	Planungsrichtlinien	75
5.1	Einleitung	75
5.2	Zusammenfassung der Planungsrichtlinien	76
5.3	Die 10 wichtigsten Punkte in Kürze	86
5.4	Hindernisse im Planungsprozess.....	87
6	Schlussfolgerungen	89
7	Symbolverzeichnis.....	91
8	Literaturverzeichnis	95

Anhänge

- A1 Messkampagne Bürogebäude A
- A2 Messkampagne Bürogebäude B
- A3 Messunsicherheiten

1 Einleitung

1.1 Ausgangslage

An moderne Büro- und Verwaltungsgebäude (nachfolgend "Bürogebäude" genannt) werden hohe Anforderungen gestellt. Investoren und Mieter haben hohe Ansprüche in Bezug auf die Nutzungsqualität und erwarten gleichzeitig niedrige Betriebskosten für die Gebäudetechnik, dazu gehören insbesondere die Heizung, Kühlung und Lüftung. Der Energieeinsatz in Bürogebäuden ist heute zu einem wichtigen Forschungsfeld geworden (siehe z.B. Ref. [1]–[11]).

Der Wärme- und Kühlbedarf von Bürogebäuden hat sich in den vergangenen Jahrzehnten massiv verändert (Abbildung 1). Die Hauptgründe für diese Entwicklung liegen einerseits in der stetig verbesserten Bauweise der Gebäudehülle und andererseits in der zunehmenden Technisierung der Arbeitsplätze. Der ausgeprägte Trend zu Gebäuden mit transparenten Fassaden sowie die wachsenden Ansprüche an die Behaglichkeit sind wichtige Faktoren für den ansteigenden Kühlbedarf. Der Kühlenergiebedarf nimmt auch aufgrund der verbesserten Wärmedämmung zu ([12]–[14], z.B. nach einer Fassadensanierung, d.h. Reduktion des U-Wertes bei gleich bleibendem Glasanteil). Schliesslich zeigen Modellberechnungen, dass der Kühlenergiebedarf auch infolge der Klimaerwärmung in den kommenden Jahrzehnten massiv ansteigen wird [14].

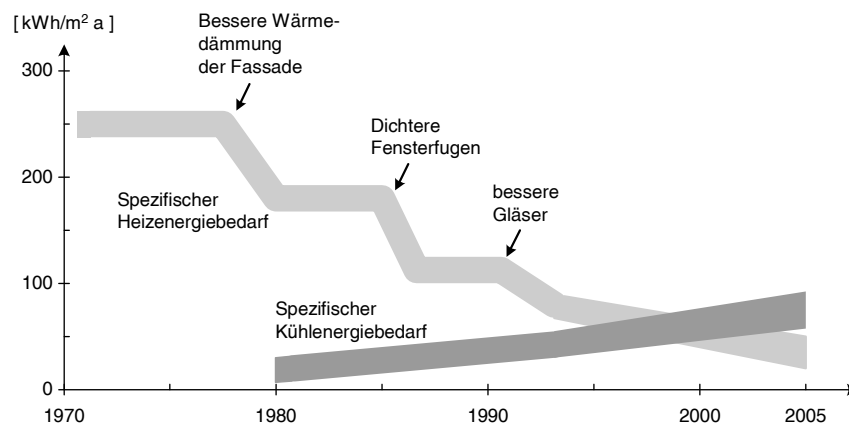


Abbildung 1: Entwicklung des flächenspezifischen Wärmeenergie- und Kühlenergiebedarfs von Bürogebäuden in den vergangenen Jahrzehnten (Darstellung adaptiert von Gasser und Kegel [12] [13]).

Aus diesen Gründen wird die Bedeutung der Gebäudekühlung in den kommenden Jahren zunehmen. Da für die Gebäudekühlung grosse Mengen hochwertige elektrische Energie benötigt werden, ist die Entwicklung von energieeffizienten Systemen im Hinblick auf eine nachhaltige

Entwicklung von grossem Interesse. Effizienzsteigerungen dürfen jedoch keine Verschlechterung der Behaglichkeit zur Folge haben. Dieses Ziel kann nur erreicht werden, wenn eine ganzheitlich optimale Lösung bestehend aus Architektur, Bauphysik und Gebäudetechnik angestrebt wird.

Vom rein thermodynamischen Standpunkt aus gesehen kann man die Gebäudekühlung wie folgt betrachten (detaillierte Informationen dazu folgen in Kapitel 2): Die in den Räumen anfallenden Wärmelasten müssen mit Hilfe eines technischen Prozesses, aber nicht zwingend mit einer Kältemaschine, an eine Wärmesenke abgeführt werden. In vielen Anwendungen in der Gebäudetechnik bildet die Umgebungsluft diese Wärmesenke. Die Effizienz des Prozesses ist sehr stark abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und Wärmesenke. Obwohl bei der Gebäudekühlung diese Temperaturdifferenz relativ klein ist, wird das Potenzial für hocheffiziente Kühlprozesse nicht genutzt. Betrachtet man beispielsweise einen sommerlichen Kühlfall mit einer Aussentemperatur von 28°C und einer gewünschten Raumtemperatur von 24°C, so beträgt die Leistungszahl eines exergetisch perfekten Kühlprozesses rund 75. Dieser extrem hohe Wert kann mit realen technischen Prozessen selbstverständlich nicht erreicht werden, doch es ist offensichtlich, dass durch die konsequente Ausnützung des kleinen Temperaturhubes erhebliche Effizienzsteigerungen möglich sind.

Der Vergleich mit typischen Wärmepumpenprozessen zeigt, dass das Potenzial für Effizienzsteigerungen durch Ausnützung eines kleinen Hubes bei der Gebäudekühlung wesentlich grösser ist als bei der Gebäudeheizung. Aus diesem Grund konzentriert sich die vorliegende Studie auf den Bereich der Klimakälte. Für Wärmepumpenanlagen werden nur am Rand einige theoretische Überlegungen angestellt.

1.2 Temperaturhübe in Klimakälteanlagen

Was ist unter dem Begriff *Temperaturhub* bei einer Klimakälteanlage zu verstehen? Für die energetische und exergetische Bewertung von Klimakälteanlagen muss zwischen dem äusseren und inneren Temperaturhub unterschieden werden (siehe auch Abbildung 9): Der *äussere Temperaturhub* ist die Differenz zwischen der Wärmequelle (Innenräume) und der Wärmesenke (eine Umgebung, "dead state", aber nicht zwingend die Umgebungsluft). Dieser Temperaturhub ist unabhängig von der Anlage gegeben durch den gewünschten Innenraumzustand und die Umgebungsbedingungen. Der *innere Temperaturhub* entspricht bei einer Kompressionskältemaschine der Differenz zwischen der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur. Der innere Temperaturhub hängt in starkem Mass vom gewählten technischen System ab (Raumkühlsystem, Kältemaschine und Rückkühlung).

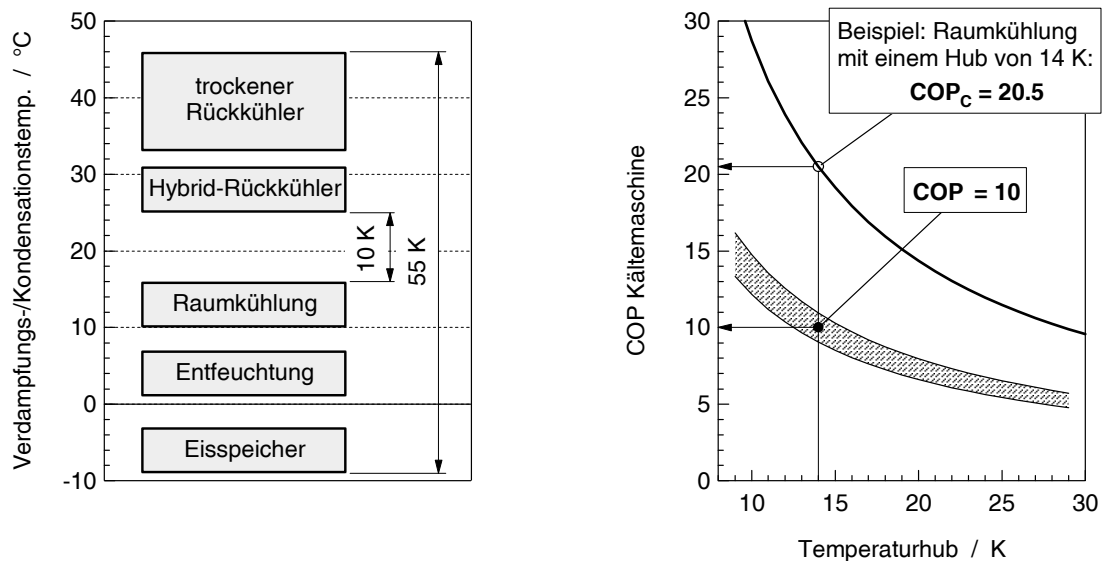


Abbildung 2: Links: Bereich von typischen inneren Temperaturhuben in Klimakälteanlagen. Rechts: Leistungszahl einer Carnot-Kältemaschine COP_C und einer realen Kältemaschine mit einem Gütegrad von ca. 50% (schraffierter Bereich) in Funktion des inneren Temperaturhubes für eine angenommene konstante Verdampfungstemperatur von 14°C.

In den vergangenen Jahren hat sich der Trend zu grossflächigen Klimasystemen wie Betonkernaktivierung oder Kühldecken sowie zu effizienten Umluftklimageräten (ULK) verstärkt. Für Anwendungen dieser Art genügt in vielen Fällen ein innerer Temperaturhub von 10 bis 20 K. Die Praxis zeigt jedoch, dass das Potenzial zur optimalen Nutzung der geringen Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke über Anlagen mit sehr hohen Leistungszahlen nur ungenügend genutzt wird.

In Abbildung 2 (links) ist der Bereich von typischen inneren Temperaturhuben (ΔT_i) beispielhaft dargestellt. Der innere Temperaturhub kann je nach System zwischen 10 und im Extremfall bis zu 55 K betragen. Für die Bereitstellung von Pumpenkaltwasser (PKW) z.B. für Kühldecken oder Umluftklimageräte genügt oft ein Temperaturhub zwischen 10 und 20 K. Im rechten Diagramm ist die Leistungszahl (Coefficient of Performance, $COP_C = T_v / \Delta T_i$, T_v = Verdampfungstemperatur) eines Carnot-Kälteprozesses und einer realen Kältemaschine mit einem Gütegrad von 50% in Abhängigkeit des inneren Temperaturhubes dargestellt. Mit einem Hub von 14 K, der ausreicht für viele Anwendungen in der Gebäudekühlung, erreicht man theoretisch COP-Werte von über 20; mit der realen Kältemaschine sollten Werte um 10 möglich sein. Die praktische Erfahrung zeigt aber, dass dies nicht erreicht wird, da oftmals ein unnötig grosser innerer Temperaturhub vorhanden ist.

Als Beispiel einer Anwendung mit sehr kleinem Hub sei hier ein System mit Umluftklimageräten mit PKW-Vorlauftemperaturen von 19–20°C und einer nassen Rückkühlung mit 1–2 K Annäherung der Kaltwassertemperatur an die Kühlgrenztemperatur genannt (siehe auch Kap. 4.5). In einer solchen Anwendung beträgt der Temperaturhub während des gesamten Jahres äusserst selten mehr als 10 K (Bemerkung: In Zürich gibt es nur rund 175 h/a mit Feuchtkugelttemperaturen über 18°C). Die Standard-Kältemaschinen, welche in der Gebäudetechnik zum Einsatz kommen, sind jedoch für einen Temperaturhub von 30–60 K ausgelegt und arbeiten deshalb im Bereich kleiner Hübe sowohl thermodynamisch als auch ökonomisch nicht optimal.

Die Gebäudetechnikplaner optimieren aufgrund dieser Ausgangslage die Anlagen und Komponenten in der Regel für einen höheren Temperaturhub. Die wesentlichen Entscheidungen zur Systemwahl, die letztlich zu dieser nicht-optimalen Ausnutzung führen, werden in einer frühen Projektphase getroffen und können zu einem späteren Zeitpunkt nicht mehr korrigiert werden. Genau an diesem Punkt setzt das vorliegende Projekt den Hebel an.

Das Projekt richtet sich in erster Linie an die Gebäudetechnikplaner. Sie erhalten konkrete Angaben zur technischen Auslegung von Systemen mit geringem Temperaturhub, sowie zu deren Integration in das Architekturkonzept. Zusätzlich werden auch Angaben zur Wirtschaftlichkeit gemacht sowie Hindernisse und entsprechende Lösungsansätze zum Systementscheid dargestellt. Ergänzend zu den planerischen Arbeiten wurden Messungen an zwei Klimakälteanlagen durchgeführt, mit denen das Potenzial für Effizienzsteigerungen aufgezeigt werden soll. Schliesslich werden Planungsgrundlagen für Planer und Bauherren erarbeitet, die den Weg zur Einführung der Technologie zum Stand der Technik vorzeichnen.

1.3 Ziele

Wie bereits erwähnt richtet sich diese Studie in erster Linie an die Gebäudetechnikplaner, welche mit dem Konzept der Kälteerzeugung, der Energieverteilung sowie der Energieaufnahme aus den Räumen *den* entscheidenden Einfluss auf den benötigten Temperaturhub haben. *Das Hauptziel des Projektes ist die Beschreibung des Zusammenwirkens der Komponenten im gesamten Energieversorgungssystem und das Bereitstellen von Planungsrichtlinien.* Um für einen vorhandenen kleinen Temperaturhub das Ziel einer Anlage mit hoher Arbeitszahl zu erreichen, sind im Planungsablauf, bei der Auslegung der Anlage und Auswahl von System-Komponenten wichtige Punkte zu beachten. Die bereitgestellten Planungswerkzeuge sollen mithelfen, grobe Fehler in der Planungsphase zu vermeiden. Die Zielsetzungen sind zusammengefasst:

- Aufzeigen von Anwendungen, wo Klimakälteanlagen mit kleinem Temperaturhub den Primärenergiebedarf massiv reduzieren (technische und wirtschaftliche Betrachtung).
- Aufzeigen von Optimierungspotenzial bei bestehenden Anlagen und Neuanlagen (im Vergleich zu Standard-Anlagen) unter Einbezug des gesamten Energieversorgungssystems.
- Eruieren von Hindernissen (bei Planern und Bauherren), welche dem Einsatz von Anlagen mit hohen Arbeitszahlen entgegenstehen sowie Aufzeigen von Lösungswegen, um diese Hindernisse zu überwinden.
- Bereitstellen von Planungsrichtlinien für die Gebäudetechnikplaner zur Auslegung von Systemen mit kleinem Temperaturhub.

Die Erfahrungen aus dem Tagesgeschäft zeigen, dass das Thema bei den meisten Anbietern von Kältemaschinen (Kaltwassersätzen) nicht aktuell ist. Mit den heute verfügbaren Standardprodukten kann das Potenzial eines kleinen Temperaturhubes nur ansatzweise genutzt werden. Die Branche beginnt sich erst langsam mit dem Thema auseinanderzusetzen. Die Gebäudetechnikplaner sind sich in der Regel nicht bewusst, wie gross das Potenzial für Effizienzsteigerungen durch Ausnützung kleiner Temperaturhübe ist. Offensichtlich liegt hier ein grosses Potenzial brach! Diese Studie soll deshalb ein Anstoss sein für eine breitere Diskussion des Themas, sowohl auf der Seite der Kältemaschinen-Anbieter als auch bei den Gebäudetechnikplanern. Des Weiteren sind auch Bauherren (Bestellerkompetenz), Architekten (thermisches Gebäudeverhalten, Gebäudedynamik) und Komponentenlieferanten angesprochen.

1.4 Abgrenzung

Die Kältemaschinenteknologie zur Erreichung hoher Arbeitszahlen bei kleinem Hub ist grundsätzlich bekannt. Kälteanlagentechnische Aspekte werden nur soweit untersucht, wie es die Systemintegration und Regelung der Systeme verlangen. Im Rahmen dieses Projektes werden nicht bestehende oder in Planung befindliche Anlagen oder einzelne Anlagekomponenten optimiert. Das Ziel ist vielmehr, wie oben beschrieben, die Betrachtung des Gesamtsystems und das Bereitstellen von Planungswerkzeugen. Es soll gezeigt werden, dass die Systemwahl mindestens den gleichen (oder sogar den grösseren) Einfluss auf die Effizienz des Gesamtsystems hat wie die Auslegung der Kältemaschine selber. Die Planer legen mit der Systemwahl den *benötigten* Temperaturhub fest und sind deshalb besonders gefordert.

Die vorliegende Studie konzentriert sich auf den Bereich Klimakälte in Bürogebäuden, da hier zum Einen ein grosses Potenzial brach liegt und zum Anderen die Gebäudekühlung aufgrund des in Zukunft steigenden Kühlbedarfs an Bedeutung gewinnen wird. Das Projekt bezieht sich

auf Neubauten und Sanierungen mit Klimakälteanlagen im Bereich von einigen 10 bis einige 100 kW Kälteleistung. Es wurden keine Anlagen mit konstant tiefen Pumpenkaltwassertemperaturen (z.B. 6/12°C) betrachtet. Solche Klimakälteanlagen entsprechen im Bereich Bürogebäude nicht mehr dem Stand der Technik. Des Weiteren wurden im Rahmen dieser Studie keine rein passiven Systeme (Free Cooling) untersucht.

1.5 Vorgehen

Der grundsätzliche Lösungsweg besteht darin, einzelne bestehende (Standard-)Klimakälteanlagen zu untersuchen, welche grundsätzlich das Potenzial für einen kleinen Temperaturhub aufweisen, dieses aber nicht oder nur ungenügend ausschöpfen. Auf Basis dieser Untersuchungen werden einerseits das Potenzial für Effizienzsteigerungen abgeleitet und andererseits Planungsgrundlagen erarbeitet. Der Lösungsweg besteht aus folgenden Arbeitsschritten:

- Ausmessen und Analysieren von konventionellen Klimakälteanlagen. Anhand von zwei State-of-the-art-Anlagen wird gezeigt, in welchem Bereich die Arbeitszahlen heute typischerweise liegen.
- Nachweis des Potenzials für die Reduktion des Primärenergieverbrauches an bestehenden Anlagen und Neuanlagen auf Basis der Messungen und theoretischer Überlegungen (Exergieanalyse).
- Darstellung der technischen und wirtschaftlichen Zusammenhänge, d.h. Mehr- oder Minderkosten beim Bau und Betrieb der Anlagen.
- Analyse des Planungsprozesses bzw. Analyse der zu beeinflussenden Punkte im Planungsprozess (Warum ist oft ein unnötig grosser Hub vorhanden? Welche Hindernisse stehen dem Einsatz von Anlagen mit kleinem Hub im Weg? usw.).
- Erarbeiten von Richtlinien und Regeln zur Planung, Auslegung und Betrieb von Anlagen mit hohen Arbeitszahlen.

In Bezug auf die Messungen an den Standard-Klimakälteanlagen sind folgende Punkte zu betonen: Es geht nicht um eine Kritik an den Projektverfassern, sondern um die detaillierte Analyse von Systemen unter realen Betriebsbedingungen, die den Stand der Technik gewissermassen "repräsentieren" sowie um ein vertieftes Verständnis der Entscheidungsgrundlagen. Es geht auch nicht darum, die ausgemessenen Anlagen zu optimieren, sondern aufbauend auf einer fundierten Ist-Zustand-Analyse von typischen Systemen allgemeingültige Planungsgrundlagen zu erarbeiten.

2 Grundlagen

Vorbemerkung

In diesem Kapitel werden einige wichtige thermodynamische Grundlagen und Werkzeuge zur Beurteilung von Energieumwandlungsprozessen behandelt. Vom wissenschaftlichen Standpunkt aus gesehen ist klar, dass eine aussagekräftige Prozessanalyse nur mittels Anwendung des 1. und 2. Hauptsatzes der Thermodynamik möglich ist. Die Verlustherde müssen eruiert und quantifiziert werden. Daraus können Strategien und Massnahmen zur Erhöhung der Energieeffizienz abgeleitet werden.

Das Kapitel richtet sich an Leserinnen und Leser, die mit den grundlegenden Konzepten der Thermodynamik vertraut sind (Hauptsätze, Exergie und Anergie, Entropie). Die Abschnitte 2.1 bis 2.3 können auch übersprungen werden. Die für Klimakälteanlagen wesentlichen Überlegungen und Folgerungen sind in Kap. 2.4 zusammengefasst.

2.1 Thermodynamik des Heizens und Kühlens

Die Gebäudeheizung und -kühlung ist eine thermodynamische Grundaufgabe. Die Aussagen des 1. und 2. Hauptsatzes der Thermodynamik können mit Verwendung der Grössen *Exergie* und *Anergie* sehr anschaulich formuliert werden (siehe z.B. Baehr [15] oder Bejan [17]).

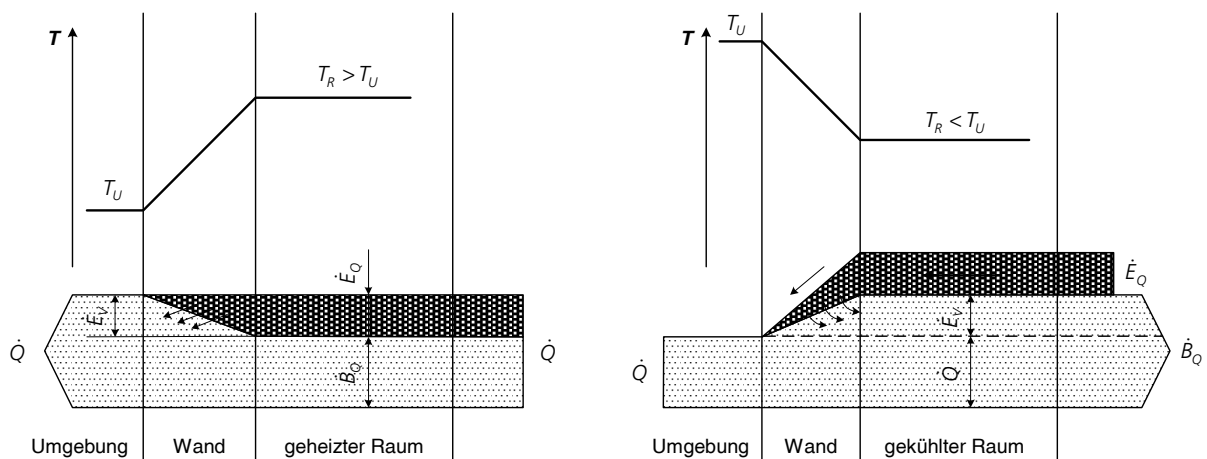


Abbildung 3: Heizen und Kühlen eines Raumes: Exergie-Anergie-Flussbild [15].

T_U = Umgebungstemperatur, T_R = Raumtemperatur.

Ein Raum soll auf einer konstanten Temperatur gehalten werden, die entweder tiefer oder höher als die Umgebungstemperatur ist (Abbildung 3). Durch die Wände fließt ein Wärmestrom vom Raum zur Umgebung bzw. umgekehrt. Der Heiz- oder Kühlprozess verhindert die Folgen dieses irreversiblen Wärmedurchgangs, d.h. den Temperatenausgleich zwischen Raum und Umgebung.

Bei der *Gebäudeheizung* muss der durch den irreversiblen Wärmedurchgang entstehende Exergieverluststrom durch den mit dem Heizwärmestrom zugeführten Exergiestrom ersetzt werden. Durch die Wärmeabgabe an die Umgebung wird Exergie unwiderruflich in Anergie umgewandelt. Bei der *Gebäudekühlung* muss ein Wärmestrom (Kälteleistung) aus dem Raum entfernt werden. Diese Kälteleistung besteht aus einem zuzuführenden Exergiestrom und einem abzuführenden Anergiestrom.

Sowohl beim Heizen als auch beim Kühlen dient der zugeführte Exergiestrom dazu, die Exergieverluste des irreversiblen Wärmedurchganges zu kompensieren. Dieser Exergiestrom kann wie folgt berechnet werden (siehe Kap. 2.2.2):

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_U}{T_R}\right) \dot{Q} \quad (2-1)$$

Je grösser der Unterschied zwischen der Raum- und Umgebungstemperatur ist, umso grösser ist der Exergiebedarf für das Heizen und Kühlen. Die Gleichung zeigt gleichzeitig den minimalen Temperaturhub und die minimale Leistung, wenn mit einer Wärmepumpe geheizt bzw. mit einer Kältemaschine gekühlt wird. Es ist offensichtlich, dass Prozesse, deren Temperaturniveaus möglichst nahe an der Raum- bzw. Umgebungstemperatur liegen, am effizientesten sind.

2.2 Kältemaschinen- und Wärmepumpenprozesse

2.2.1 Energetische Betrachtungen

Für Kältemaschinen und Wärmepumpen können verschiedene Vergleichsprozesse betrachtet werden (Abbildung 4). Der linkslaufende Carnot-Kreisprozess stellt den Idealfall dar. Läuft der Carnot-Prozess zwischen der Raum- und Umgebungstemperatur ab, handelt es sich (und *nur* dann) um einen reversiblen Vergleichsprozess.

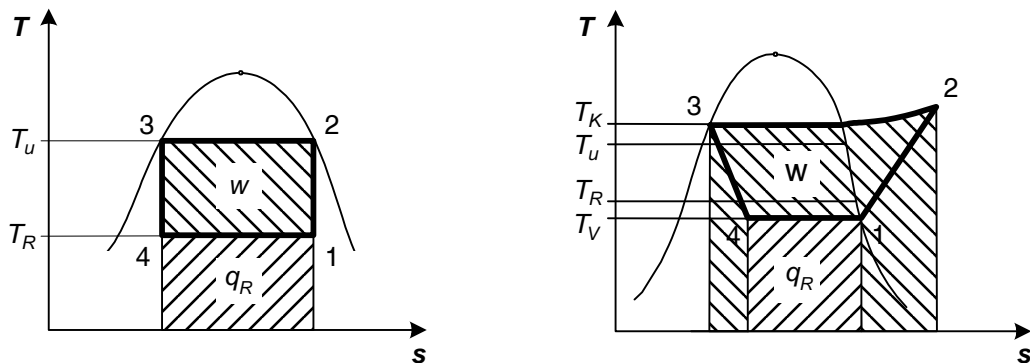


Abbildung 4: Links: Carnot-Kältekreisprozess zwischen der Raumtemperatur T_R und der Umgebungstemperatur T_U im Zweiphasengebiet des Arbeitsmediums. Rechts: Vergleichsprozess für den Kaltdampfkomppressionsprozess zwischen der Verdampfungstemperatur T_V ($< T_R$) und der Kondensationstemperatur T_K ($> T_U$).

In der Kälte- und Wärmepumpentechnik ist der Kaltdampfkomppressionsprozess von grosser Bedeutung (Abbildung 4). In diesem Prozess wird das Kältemittel bei "tiefer" Temperatur verdampft und durch Kompression des Gases kann die aufgenommene Wärmeenergie an die Umgebung abgegeben werden. Die Wärmeenergien und die Kompressionsarbeit können im T,s-Diagramm als Flächen dargestellt werden. Die Energiebilanz (1. HS) liefert:

$$w = q_U - q_R \quad (2-2)$$

Die Leistungszahl (Coefficient of Performance, COP) ist definiert als das Verhältnis der aus dem Raum abgeführten Wärmeenergie q_R zur aufgewendeten Kompressionsarbeit w :

$$\varepsilon_{KM} = \frac{q_R}{w} = \text{COP}_{KM} \quad (2-3)$$

Beim Carnot-Prozess hängt die Leistungszahl nur von den Temperaturniveaus der Wärmeaufnahme (T_V) und Wärmeabgabe (T_K) ab:

$$\varepsilon_{C,KM} = \frac{q_R}{w} = \frac{T_V}{T_K - T_V} \quad (2-4)$$

bzw. für den *reversiblen* Carnot-Kältekreisprozess zwischen T_R und T_U :

$$\tilde{\varepsilon}_{C,KM} = \frac{q_R}{w_{rev}} = \frac{T_R}{T_U - T_R} \quad (2-5)$$

Die Leistungszahl einer Wärmepumpe bei denselben Temperaturniveaus ist um 1 grösser als diejenige der Kältemaschine. Im allgemeinen Fall beträgt die Leistungszahl:

$$\varepsilon_{WP} = \frac{q_H}{w} = \text{COP}_{WP} \quad (2-6)$$

Die Leistungszahl der *reversiblen* Wärmepumpe, die zwischen der Umgebungs- und Raumtemperatur arbeitet, ist

$$\tilde{\varepsilon}_{C,WP} = \frac{q_H}{w_{rev}} = \frac{T_R}{T_R - T_U} \quad (2-7)$$

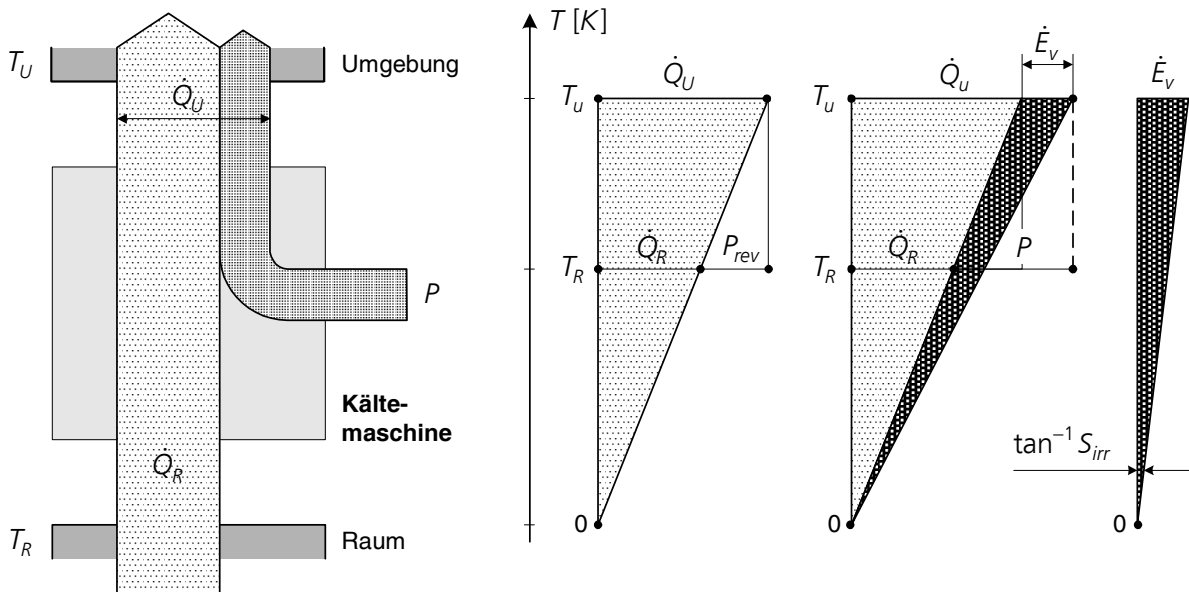


Abbildung 5: Links: Energieflussbild einer Kältemaschine. Rechts: Graphische Darstellung der Wärmeströme, Kompressorleistung und des Exergieverluststromes [17]. Im irreversiblen Prozess steigen die Kompressorleistung und der Wärmestrom an die Umgebung um den Exergieverluststrom an.

2.2.2 Exergetische Betrachtungen

Zur Prozessbeurteilung reicht die Anwendung des 1. HS alleine nicht aus. Eine wichtige Aussage des 2. HS ist, dass nicht jede Energieform beliebig in eine andere umgewandelt werden kann. Jede Energieform kann in einen unbeschränkt wandelbaren und einen nicht wandelbaren Anteil zerlegt werden. Der unbeschränkt wandelbare Anteil wird als *Exergie* E bezeichnet, der beschränkt umwandelbare Anteil als *Anergie* B . Die Hauptsätze der Thermodynamik können mit diesen Größen wie folgt definiert werden:

1. HS: Bei allen Prozessen bleibt die Summe von Exergie und Anergie der am Prozess beteiligten Energieträger konstant.

2. HS: Bei allen irreversiblen Prozessen verwandelt sich Exergie zum Teil oder vollständig in Anergie (Exergieverlust des irreversiblen Prozesses).

Exergieanalysen sind ein hervorragendes Instrument zur Aufdeckung von Irreversibilitäten und für die Prozessoptimierung. Es existiert eine Vielzahl von Büchern und Veröffentlichungen zu diesem Thema (z.B. Ref. [16]–[29]). An dieser Stelle werden nur einige Kernpunkte angesprochen. Die Exergie der Wärmeenergie Q kann wie folgt berechnet werden:

$$E = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) dQ \quad (2-8)$$

Bei Temperaturen über T_U ist die Exergie E stets kleiner als Q und besitzt das gleiche Vorzeichen. Für $T < T_U$ sind die Vorzeichen unterschiedlich, d.h. die Exergie fließt in die entgegen gesetzte Richtung der Wärme (siehe Abbildung 3).

Exergiebilanzen können durch Differenzbildung des 1. und 2. HS gefunden werden (Ref. [16]–[29], speziell für die Kälte- und Klimatechnik siehe Ref. [30]–[46]). Wenn ein offenes System mit einem gegebenen Satz von Eigenschaften (Temperatur, Zusammensetzung, chemisches Potenzial, kinetische und potentielle Energie, usw.) durch einen technischen Prozess in den Umgebungszustand übergeführt wird, kann folgende Leistung gewonnen werden:

$$P = \sum_j \left(1 - \frac{T_U}{T_j}\right) \dot{Q}_j + \sum_{\text{ein}} \dot{m}_{\text{ein}} e_{\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_{\text{aus}} e_{\text{aus}} - T_U \dot{S}_{\text{irr}} = P_{\text{rev}} - T_U \dot{S}_{\text{irr}} = P_{\text{rev}} - \dot{E}_V \quad (2-9)$$

Der Term $T_U \dot{S}_{\text{irr}}$ ist der Exergieverlust¹⁾ \dot{E}_V (Guoy-Stodola-Theorem). Im reversiblen Fall ist $\dot{S}_{\text{irr}} = 0$ (d.h. $\dot{E}_V = 0$) und man erhält die maximal zu gewinnende reversible Leistung. Die spezifische Exergie e in obiger Gleichung besteht aus der thermo-mechanischen Exergie (definiert über die totale Enthalpie $h^0 = h + c^2/2 + gz$) und der chemischen Exergie²⁾ (Gibbs'sche freie Enthalpie bzw. chemisches Potenzial; der Index k bezeichnet die Komponente k):

$$e = h^0 - h_U^0 - T_U (s - s_U) + \sum_k \left[\Delta g_k + RT \ln \frac{y_k}{y_{kU}} \right] \quad (2-10)$$

In der Klimatechnik interessiert uns das Stoffsystem "Feuchte Luft". Die spezifische Exergie pro kg trockene Luft beträgt (Gleichung 2-11, siehe z.B. Ref. [47]–[54]):

$$\begin{aligned} e = & \left(c_{pL} + X c_{pD} \right) \left[(T - T_U) - T_U \ln \frac{T}{T_U} \right] + & \text{(thermische Exergie)} \\ & + (1 + y) R_L T_U \ln \frac{p}{p_U} + & \text{(mechanische Exergie)} \\ & + R_L T_U \left[(1 + y) \ln \frac{1 + y_U}{1 + y} + y \ln \frac{y}{y_U} \right] & \text{(chemische Exergie)} \end{aligned}$$

1) Im Englischen sehr treffend als "lost available work" bezeichnet.

2) Der Begriff ist auch in Fällen ohne chemische Reaktionen zutreffend, da mit dem chemischen Potenzial (u.a.) die Mehrstoff- und Mehrphasenthermodynamik beschrieben werden kann.

Der **exergetische Wirkungsgrad** (auch "second-law efficiency" genannt) wird in der Kälte- und Klimatechnik sinnvollerweise wie folgt definiert:

$$\eta_{ex} = \eta_{II} = \frac{\text{Nutzexergie}}{\text{aufgewendete Exergie}} \leq 1 \quad (2-11)$$

Bei der Raumkühlung ist die zurückgewonnene Exergie der Exergiegewinn des Raumes: $\dot{E}(\dot{Q}_R) = (T_U - T_R) / T_R \cdot \dot{Q}_R$. Die aufzuwendende Exergie entspricht der Antriebsleistung des Kompressors. Der exergetische Wirkungsgrad beträgt somit:

$$\eta_{ex, KM} = \frac{\dot{E}(\dot{Q}_R)}{P} = 1 - \frac{\dot{E}_V}{P} = \frac{\frac{T_U - T_R}{T_R} \dot{Q}_R}{P} \quad (2-12)$$

Für den vollständig verlustfreien Carnot-Prozess zwischen T_R und T_U ist $\eta_{ex} = 1$, d.h. die Kompressorleistung ist gleich gross wie der Exergiegewinn des Raumes: $P = P_{min} = \dot{E}(\dot{Q}_R)$. Bei einem realen, irreversiblen Prozess muss die Antriebsexergie neben dem Exergiegewinn des Raumes die Exergieverluste decken: $P = \dot{E}(\dot{Q}_R) + \dot{E}_V$. Die Leistungszahl ist also:

$$\varepsilon_{KM} = \text{COP}_{KM} = \frac{\dot{Q}_R}{P} = \frac{\dot{Q}_R}{P_{min} + \dot{E}_V} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{E}(\dot{Q}_R) + \dot{E}_V} \quad (2-13)$$

Die Leistungszahl kann auch als Funktion des exergetischen Wirkungsgrades dargestellt werden:

$$\varepsilon_{KM} = \text{COP}_{KM} = \frac{\dot{Q}_R}{P} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{E}(\dot{Q}_R)} \frac{\dot{E}(\dot{Q}_R)}{P} = \frac{T_U - T_R}{T_R} \eta_{ex, KM} = \tilde{\varepsilon}_{C, KM} \eta_{ex, KM} \quad (2-14)$$

Der COP der Kältemaschine ist gleich dem Produkt aus dem Carnot-Faktor einer *reversiblen* Kältemaschine und dem exergetischen Wirkungsgrad. Die Effizienz eines Kälteprozesses kann nur erhöht werden, wenn in irgendeiner Form der exergetische Wirkungsgrad verbessert wird, sprich die Exergieverluste verkleinert werden.

Der exergetische Wirkungsgrad und die Leistungszahl einer Wärmepumpe können analog berechnet werden:

$$\eta_{ex, WP} = \frac{\dot{E}(\dot{Q}_R)}{P} = 1 - \frac{\dot{E}_V}{P} = \frac{\frac{T_R}{T_R - T_U} \dot{Q}_R}{P} \quad (2-15)$$

$$\varepsilon_{WP} = \text{COP}_{WP} = \frac{\dot{Q}_R}{P} = \frac{T_R}{T_R - T_U} \eta_{ex, WP} = \tilde{\varepsilon}_{C, WP} \eta_{ex, WP} \quad (2-16)$$

Die Exergie-Energie-Flussbilder in den untenstehenden Abbildungen zeigen den Einfluss und die Wirkung von Exergieverlusten.

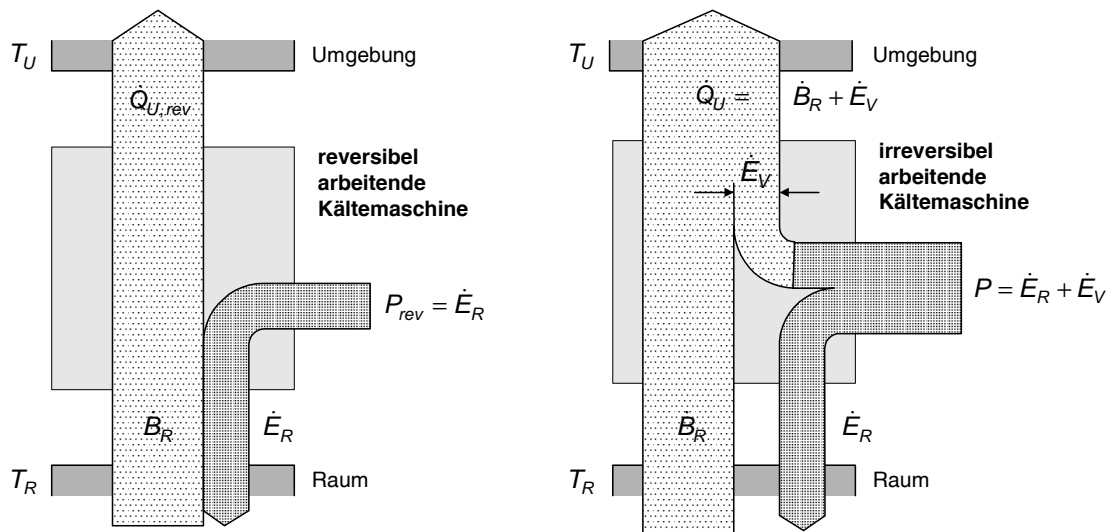


Abbildung 6: Exergie-Anergie-Flussbild einer reversibel (links) und irreversibel (rechts) arbeitenden Kältemaschine. Im reversiblen Prozess entspricht die Kompressorleistung dem Exergiegewinn des Raumes. Im irreversiblen Prozess erhöhen sich die Kompressorleistung und der abzuführenden Wärmestrom um die Exergieverluste.

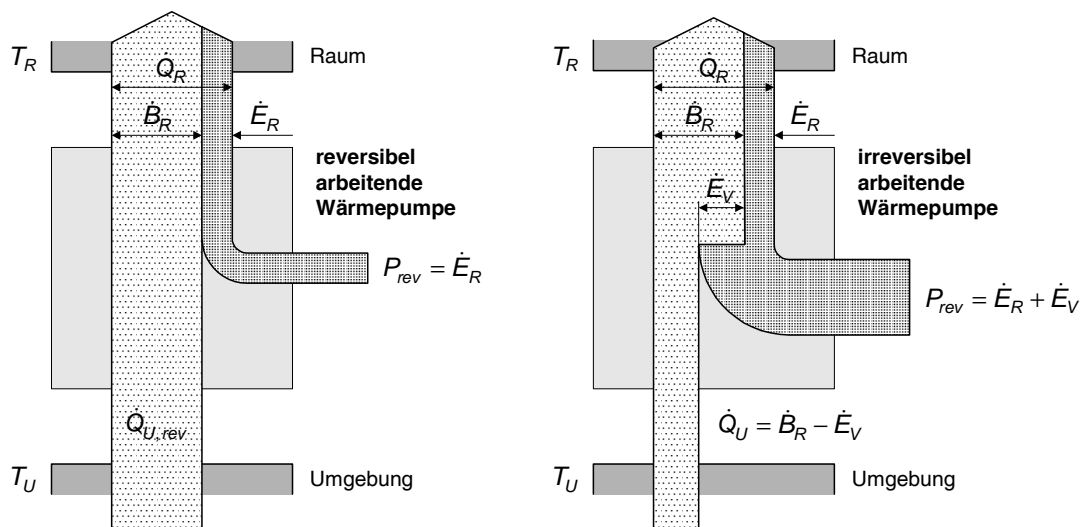


Abbildung 7: Exergie-Anergie-Flussbild einer reversibel (links) und irreversibel (rechts) arbeitenden Wärmepumpe. Im reversiblen Prozess entspricht die Kompressorleistung der zum Heizen benötigten Exergie (Deckung der Exergieverluste durch Wärmeabgabe an die Umgebung). Im irreversiblen Prozess erhöht sich die Kompressorleistung um die Exergieverluste und der Wärmestrom aus der Umgebung verkleinert sich im gleichen Masse.

2.2.3 Exergieverluste in Kältemaschinenprozessen

Nachfolgend wird nur noch der Kältemaschinenprozess betrachtet. Bei den Exergieverlusten muss zwischen "inneren" und "äusseren" Verlusten unterschieden werden:

- *Innere Exergieverluste*: Exergieverluste im Verlauf der Zustandsänderungen des Kaldampfkompressionsprozesses (Kompression, Drosselung, Reibungsvorgänge)
- *Äussere Exergieverluste*: Exergieverluste im restlichen Energieversorgungssystem (irreversible Wärmeübertragung, Reibungsvorgänge)

Unter der vereinfachten Annahme eines Kälteprozesses, bei dem Verdampfer und Kondensator in direktem Kontakt mit dem zu kühlenden Raum bzw. mit der Umgebung stehen, erhält man folgende Exergieverluste (ohne Berücksichtigung der Exergieverluste durch Reibungseffekte):

$$\text{Exergieverluste im Kompressor (1} \rightarrow \text{2):} \quad e_{v12} = T_U (s_2 - s_1) \quad (2-17a)$$

$$\text{Exergieverluste im Kondensator (2} \rightarrow \text{3):} \quad e_{v23} = q_U - T_U (s_2 - s_3) \quad (2-17b)$$

$$\text{Exergieverluste im Expansionsventil (3} \rightarrow \text{4):} \quad e_{v34} = T_U (s_4 - s_3) \quad (2-17c)$$

$$\text{Exergieverluste im Verdampfer (4} \rightarrow \text{1):} \quad e_{v41} = \left(\frac{T_U}{T_V} - \frac{T_U}{T_R} \right) q_R \quad (2-17d)$$

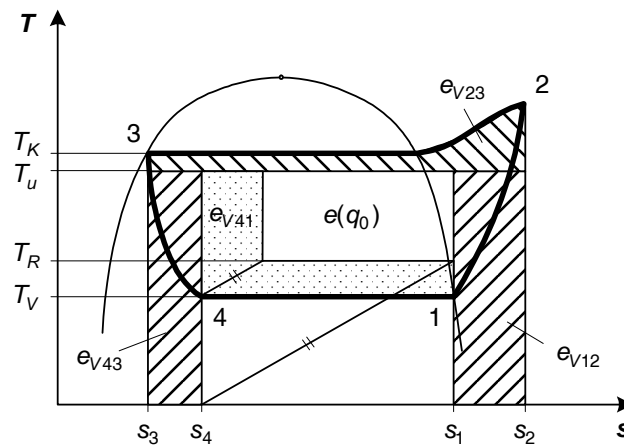


Abbildung 8: Kaldampfkompressionsprozess einer Kältemaschine (Vergleichsprozess) im T,s -Diagramm: Die schraffierten Flächen entsprechen den Exergieverlusten der einzelnen Zustandsänderungen.

Aus der Darstellung im T,s -Diagramm erkennt man schnell verschiedene Wege zur Verbesserung des Kaldampfprozesses. Als Beispiel sei hier nur die markante Verkleinerung der Fläche e_{v34} und gleichzeitige Vergrößerung der Fläche $e(q_0)$ durch Flüssigkeitsunterkühlung genannt.

2.2.4 Exergieverluste durch irreversible Wärmeübertragung

Die Auslegung der Wärmetauscher ist von entscheidender Bedeutung für die Effizienz des Gesamtsystems. Da für die Wärmeübertragung eine endliche Temperaturdifferenz notwendig ist, entsteht zwangsläufig ein Exergieverlust. Um den Einfluss der Temperaturdifferenzen zwischen Raum und Verdampfer sowie zwischen Kondensator und Umgebung zu untersuchen, betrachtet man am einfachsten einen Carnot-Prozess mit irreversibler Wärmeübertragung³⁾. Der exergetische Wirkungsgrad⁴⁾ beträgt für diesen Fall

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Nutzexergie}}{\text{aufgewendete Exergie}} = \frac{\dot{Q}_R \left(\frac{T_U}{T_R} - 1 \right)}{\dot{Q}_R \left(\frac{T_K}{T_V} - 1 \right)} = \frac{T_V}{T_K - T_V} \frac{T_U - T_R}{T_R} = \frac{\varepsilon_{C,KM}}{\tilde{\varepsilon}_{C,KM}} = \frac{\varepsilon_{irr}}{\varepsilon_{rev}}, \quad (2-18)$$

wobei T_V die Verdampfungstemperatur, T_K die Kondensationstemperatur, T_R die Raumtemperatur und T_U die Umgebungstemperatur ist. Der Exergieverlust aufgrund einer endlichen Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung berechnet sich allgemein zu

$$d\dot{E}_V = T_U \frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2} d\dot{Q} \quad (2-19)$$

Der Exergieverlust im Verdampfer aufgrund der Temperaturdifferenz beträgt:

$$\dot{E}_{VV} = \left(\frac{T_U}{T_V} - \frac{T_U}{T_R} \right) \dot{Q}_R = \frac{T_U}{T_V} \frac{\Delta T_V}{T_R} \dot{Q}_R \quad (2-20)$$

Wenn die Exergie des kondensierenden Kältemittels nicht genutzt wird (was in Klimakälteanlagen meistens der Fall ist), ist diese als Verlust zu betrachten. Der Exergieverlust im Kondensator aufgrund der Temperaturdifferenz ist somit:

$$\dot{E}_{VK} = \left(1 - \frac{T_U}{T_K} \right) \dot{Q}_K \quad (2-21)$$

Mit einigen einfachen Umformungen kann man zeigen, dass der Exergieverlust des Kondensators vom Exergieverlust des Verdampfers abhängig ist:

$$\dot{E}_{VK} = \frac{\Delta T_K}{T_R - \Delta T_V} \dot{Q}_R = \left[\frac{\Delta T_K}{T_R} + \frac{T_U}{T_V} \frac{\Delta T_V}{T_R} \frac{\Delta T_K}{T_U} \right] \dot{Q}_R \quad (2-22)$$

Die Exergieverluste des Verdampfers müssen im Kondensator abgeführt werden. Die Kompressorleistung steigt gegenüber dem reversiblen Prozess um die Exergieverluste an:

3) Der Einfluss der inneren Irreversibilitäten der Kältemaschine kann mit dem Gütegrad berücksichtigt werden. Es wird hier bewusst darauf verzichtet, um die wesentlichen Zusammenhänge möglichst einfach darzustellen.
4) Eine weitere wichtige Kenngröße ist der Reversibilitätsgrad (= zurückgewonnene Exergie / aufgewendete Exergie).

$$P = \dot{E}(\dot{Q}_R) + \dot{E}_{VV} + \dot{E}_{VK} \quad (2-23)$$

Unter der Annahme von $\Delta T_V = \Delta T_K = \Delta T$ (gleiche Temperaturdifferenzen im Verdampfer und Kondensator) erhält man:

$$\dot{E}_{VV} = \frac{T_U}{T_R} \frac{\Delta T_V}{T_V} \dot{Q}_R \quad \text{und} \quad \dot{E}_{VK} = \frac{\Delta T}{T_V} \dot{Q}_R \quad (2-24)$$

Bei gleichem ΔT ist der Exergieverlust im Verdampfer grösser als im Kondensator, weil der Faktor $T_U / T_R > 1$ ist. Bei Klimakälteanlagen ist dieser Punkt von untergeordneter Bedeutung, da Umgebungs- und Raumtemperatur nahe zusammen liegen, d.h. $T_U / T_R \approx 1$. In der Kälte- und Tieftemperaturtechnik ist dieser Punkt hingegen äusserst wichtig.

2.3 Thermodynamische Prozessanalyse

Für eine aussagekräftige Analyse von Energieumwandlungsprozessen müssen der 1. und 2. HS der Thermodynamik angewendet werden. *Prozessbeurteilungen oder -optimierungen auf Basis des 1. HS alleine genügen auf keinen Fall.*

Für technische Prozesse sind die Aussagen des 2. HS von besonderer Bedeutung. Die Bilanzgleichungen des 1. HS enthalten keine Aussagen darüber, ob eine bestimmte Energieumwandlung überhaupt möglich ist, dazu gibt der 2. HS Auskunft. Es existiert eine ausgeprägte Asymmetrie bezüglich Richtung der Energieumwandlungen. So lassen sich z.B. mechanische oder elektrische Energie ohne Einschränkung in Wärme umwandeln. Auf der anderen Seite ist es nicht möglich, innere Energie und Wärme in mechanische Energie umzuwandeln. Der 2. HS setzt hier die obere Grenze durch den reversiblen Prozess.

Prozessanalysen sind grundsätzlich auf zwei verschiedene Arten möglich, nämlich mit der *Exergiemethode* oder mit der *Entropiemethode*. Nachfolgend werden die beiden Methoden kurz diskutiert und angewendet.

2.3.1 Exergiemethode

Die Exergiemethode⁵⁾ wurde bereits in Kap. 2.2.2 behandelt. Wie gesehen wird bei allen realen technischen Prozessen Exergie vernichtet und unwiderruflich in Anergie umgewandelt. Das

5) Die Exergiemethode ist ein Spezialfall der Entropiemethode und liefert keine "neuen" Informationen. Der Vorteil der Methode ist, dass die Aussagen des 1. und 2. HS anschaulich dargestellt werden können.

primäre Ziel⁶⁾ der Exergiemethode ist die Ermittlung von Exergieverlusten. Die Summe der Exergieverluste der einzelnen Teilprozesse gibt eine Information über die thermodynamische Güte des betrachteten Systems. Wenn der Exergieverlust gleich Null ist, liegt ein reversibler Prozess vor. Mit Hilfe der Exergiemethode kann jede Energieumwandlung (und Stoffumwandlung) analysiert und optimiert werden.

Jede Energie besteht aus den Energieklassen Exergie und Anergie. Exergie ist diejenige Energie, die sich unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung in jede andere Energieform umwandeln lässt (potentielle, kinetische, mechanische, elektrische Energie). Anergie ist Energie, die sich nicht in Exergie umwandeln lässt (innere und chemische Energie, thermische Strahlung, turbulente kinetische Energie). Exergie und Anergie sind extensive Zustandsgrössen. Die Exergiedefinition enthält die Festlegung einer Umgebung (in der Literatur oft als *der* Nachteil der Methode bewertet, siehe z.B. [19], [29]). Diese nimmt an den Prozessen als grosser "Speicher" teil, der Materie, Energie und Entropie aufnehmen oder abgeben kann, ohne dabei seine intensiven Zustandsgrössen zu ändern.

Die technische Bedeutung der Exergie ist weit reichend. Alle technischen Prozesse benötigen zu ihrer Ausführung Nutzarbeit, also Exergie, die aus Primärenergiequellen geschöpft wird. Wenn man Primärenergie sparen will, muss man exergetisch günstige Prozesse einsetzen. Exergie ist also derjenige Teil der Energie, "auf den es ankommt". Es gibt keinen Erhaltungssatz für die Exergie, sie ist technisch und ökonomisch wertvoll⁷⁾. Sämtliche Energieumwandlungen sollten - soweit es das Kriterium der Wirtschaftlichkeit erlaubt - einem reversiblen Prozess angeglichen werden. Mit anderen Worten: Das Ausmass der unvermeidlichen Exergieverluste sollte minimiert bzw. optimiert werden.

2.3.2 Entropiemethode

Die Entropieerzeugung ist das Mass für die Irreversibilität eines Prozesses. Auf Basis der Entropieerzeugung kann eine Effizienzanalyse durchgeführt werden [19]. In Abbildung 9 sind die Temperaturniveaus und die "Quellen" der Entropieerzeugung in Kältemaschinen- und Wärmepumpenprozessen schematisch dargestellt. In einem solchen Prozess ist zwischen (1) dem "inneren" Entropieproduktionsstrom der Kältemaschine bzw. Wärmepumpe, (2) dem Entropieproduktionsstrom auf Seite der Wärmeenergieaufnahme und (3) dem Entropieproduktionsstrom auf Seite der Wärmeenergieabgabe zu unterscheiden.

-
- 6) Gemäss J. Ahrendts (VDI-Forschungsheft 579, 1977) ist das Ziel der Exergiemethode, „der Willkür von Wirkungsgraddefinitionen auf der Grundlage von Vergleichsprozessen ein Ende zu machen. Der Massstab des billigen Ermessens bei der Zurechnung von Verlusten sollte einem Naturgesetz Platz machen.“
 - 7) Interessanterweise deckt sich der im Alltag verwendete "Energiebegriff" nicht mit den Begriffen des 1. Hauptsatzes. *Energieverlust* und *Energieverbrauch* sind Begriffe, die dem 1. HS widersprechen. Sie sind jedoch sinnvoll im Zusammenhang mit der Exergie, die tatsächlich durch irreversible Prozesse verloren gehen und verbraucht werden kann.

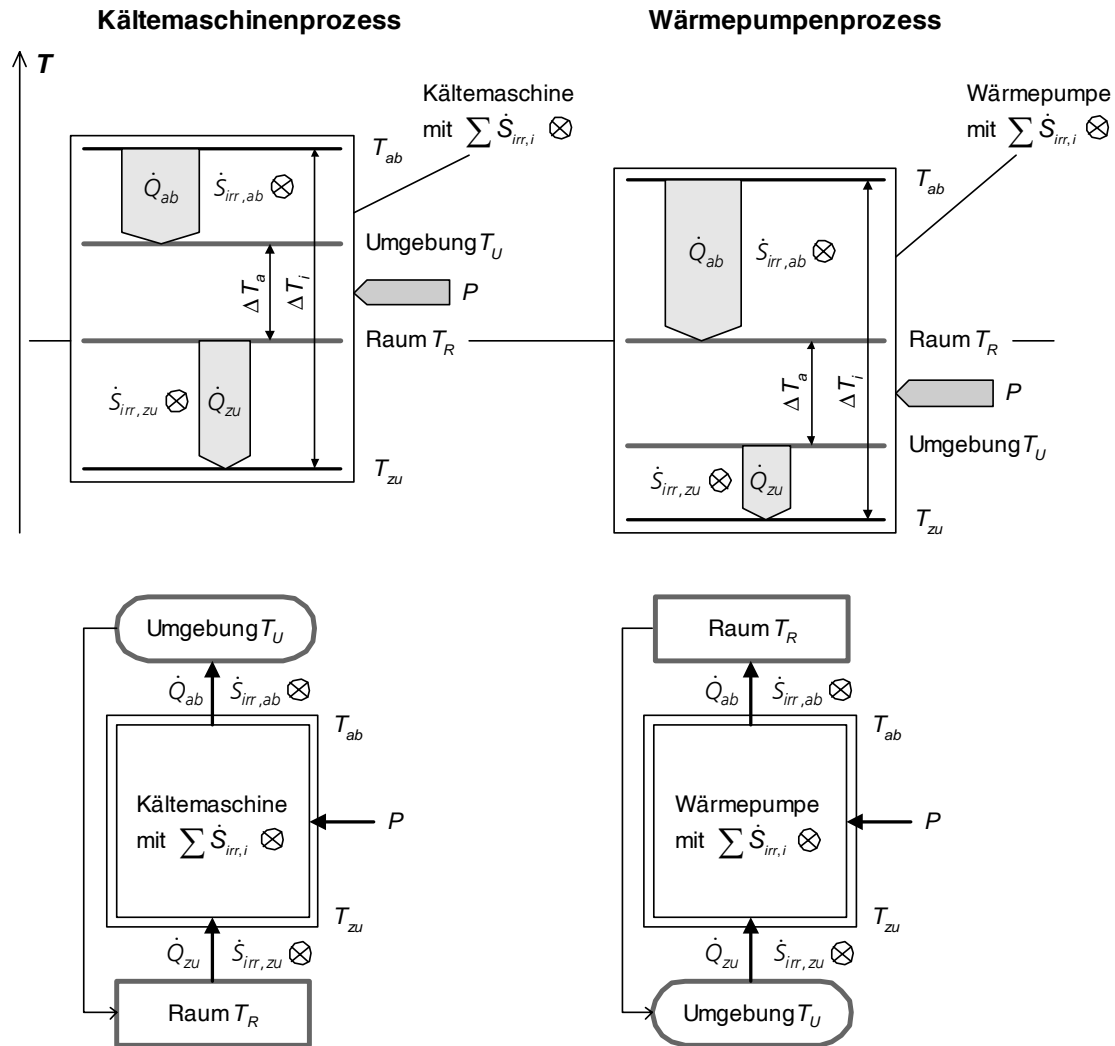


Abbildung 9: Temperaturniveaus (innerer und äusserer Temperaturhub) und Entropieerzeugung im Kältemaschinen- und Wärmepumpenprozess [19]. Mit T_{zu} und T_{ab} sind die thermodynamischen Mitteltemperaturen gemeint, z.B. $T_{zu} = q_{zu} / \Delta s$.

Die Energie- und Entropiebilanz des Kältemaschinenprozesses liefert für den inneren Bilanzkreis folgende Beziehungen:

$$\dot{Q}_{zu} + P = |\dot{Q}_{ab}| \quad \text{und} \quad \frac{\dot{Q}_{zu}}{T_{zu}} + \sum_i \dot{S}_{irr,i} = \frac{|\dot{Q}_{ab}|}{T_{ab}} \quad (2-25)$$

Für die Leistungszahl der Kältemaschine $\varepsilon_{KM} = \dot{Q}_{zu} / P$ erhält man

$$\varepsilon_{KM} = \frac{T_{zu}}{T_{ab} - T_{zu}} \left(1 - \frac{T_{ab}}{P} \sum_i \dot{S}_{irr,i} \right) \quad (2-26)$$

In dieser Form sieht man deutlich, dass die Leistungszahl bei gegebenen Temperaturwerten nur durch Reduktion der Entropieerzeugung im Kälteprozess erhöht werden kann.

Erweitert man den Bilanzraum um den Raum und die Umgebung (Erfassung der irreversiblen Wärmetransporte zwischen Raum und Kältemaschine bzw. Kältemaschine und Umgebung), so erhält man für die Entropiebilanz:

$$\frac{\dot{Q}_{zu}}{T_R} + \sum_i \dot{S}_{irr,i} + \dot{S}_{zu} + \dot{S}_{ab} = \frac{|\dot{Q}_{ab}|}{T_U} \quad (2-27)$$

Für die Leistungszahl gilt in dieser Betrachtungsweise:

$$\varepsilon_{KM} = \frac{T_R}{T_U - T_R} \left(1 - \frac{T_U}{P} \left(\sum_i \dot{S}_{irr,i} + \dot{S}_{zu} + \dot{S}_{ab} \right) \right) \quad (2-28)$$

Der Carnot-Faktor $\tilde{\varepsilon}_C = \dot{Q}_{zu} / P_{\min} = T_R / (T_U - T_R)$ definiert die für die gegebene Kühlaufgabe im Minimum notwendige Leistung. In Verbindung mit obiger Gleichung erhält man die für den realen Kälteprozess benötigte Leistung⁸⁾:

$$P = P_{\min} + T_U \left(\sum_i \dot{S}_{irr,i} + \dot{S}_{zu} + \dot{S}_{ab} \right) \quad (2-29)$$

In dieser Form kommt die unerwünschte Wirkung jeglicher Entropieproduktion besonders gut zum Ausdruck: *Der Prozess kann ausschliesslich durch Verkleinerung der Entropieproduktionsströme verbessert werden.* Der Hebel ist dort anzusetzen, wo die Entropieproduktion am grössten ist bzw. das Kosten/Nutzen-Verhältnis am besten ist.

Mit der Entropiemethode können Gütegrade formuliert werden, deren Aussagekraft diejenige von Leistungszahlen übersteigt. Für den Kälteprozess lauten die massgebenden Gütegrade:

$$\varsigma = \frac{\varepsilon_{KM}}{\frac{T_{zu}}{T_{ab} - T_{zu}}} = 1 - \frac{T_{ab} \sum_i \dot{S}_{irr,i}}{P} = \frac{\varepsilon_{KM}}{\varepsilon_{C,KM}} \quad (2-30)$$

oder in strengerer Beurteilung:

$$\tilde{\varsigma} = \frac{\varepsilon_{KM}}{\frac{T_R}{T_U - T_R}} = 1 - \frac{T_U \sum_j \dot{S}_{irr,j}}{P} = \frac{\varepsilon_{KM}}{\tilde{\varepsilon}_{C,KM}} = \eta_{ex} \quad (2-31)$$

Man beachte, dass für die Definition dieser Gütegrade kein Vergleichsprozess herangezogen wurde. Der Gütegrad ς beschreibt das "innere" Verhalten des Kälteprozesses (Vergleich der effektiven Leistungszahl mit derjenigen eines Carnot-Prozesses zwischen den entsprechenden Temperaturniveaus, oft auch "Carnot Efficiency" genannt). Der Gütegrad $\tilde{\varsigma}$ ist gleich dem

8) Für den Wärmepumpenprozess gilt die identische Gleichung.

exergetischen Wirkungsgrad des Prozesses. Man erhält dies ohne dass die Grösse Exergie verwendet und eine Umgebung definiert wurde:

$$\tilde{\zeta} = 1 - \frac{T_U \sum_j \dot{S}_{irr,j}}{\dot{P}} = 1 - \frac{\dot{E}_V}{\dot{P}} = \eta_{ex} \quad (2-32)$$

Wir haben (ohne es zu wollen) das Gouy-Stodola-Theorem "hergeleitet", welches besagt, dass der Exergieverlust proportional der Entropieerzeugung mit der Umgebungstemperatur T_U als Proportionalitätskonstante ist.

2.3.3 Fazit

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass eine Prozessanalyse basierend auf Energiebilanzen nicht ausreicht. Mit der Entropie- oder Exergiemethode können Irreversibilitäten quantifiziert und Aussagen zur Prozessgüte gemacht werden. **Ein COP-Wert alleine enthält keine Informationen zur Prozessgüte.** Das folgende einfache Beispiel mag dies verdeutlichen: Eine Klimakältemaschine, die bei $T_R = 297 \text{ K}$ (24°C) und $T_U = 303 \text{ K}$ (30°C) mit $\text{COP} = 4$ arbeitet (typischer Wert für eine Anlage mit PKW $8/14^\circ\text{C}$ und Hochhaltung über 30°C), hat einen exergetischen Wirkungsgrad von lediglich 8%, d.h. die Anlage ist thermodynamisch verhältnismässig schlecht. Wenn jedoch eine Kältemaschine mit $\text{COP} = 4$ verwendet wird, um einen Kühlraum auf $T_R = 278 \text{ K}$ (5°C) zu halten, beträgt der exergetische Wirkungsgrad 36%, d.h. diese Anlage ist bei gleichem COP-Wert mehr als viermal effizienter als die erste Anlage. Mit anderen Worten: *Die Angabe $\text{COP} = 4$ ist für sich alleine kein Mass für die Prozessgüte!*

2.4 Folgerungen für Klimakälteanlagen

2.4.1 Exergieanalyse einer Klimakälteanlage (Beispiel)

Die Methoden der thermodynamischen Prozessanalyse werden nun an einer Klimakälteanlage angewendet. Dazu betrachten wir folgendes Beispiel (Abbildung 10): Ein Kältemaschine erzeugt PKW $8/14^\circ\text{C}$, die Verdampfungstemperatur beträgt 4°C . Das PKW wird für eine Aussenluftaufbereitung (hier nicht betrachtet) und für einen Kühldecken-Kreislauf mit PKW $16/18^\circ\text{C}$ verwendet (Wärmetauscher zwischen Nieder- und Hochtemperatur-Kreislauf). Die Aussen-temperatur betrage an einem heissen Sommertag 30°C (*am Ort der Rückkühlung*, z.B. auf dem Gebäudedach) und die gewünschte Raumtemperatur 24°C . Die Kondensation erfolgt bei 40°C .

Mit diesem Beispiel soll auf anschauliche Art und Weise gezeigt werden, wo die aufgewendete Exergie verloren geht (oder vernichtet wird). Mit den in Kap. 2.2 diskutierten Methoden können die Exergieverluste berechnet werden. Für die Grobanalyse und um die Berechnung zu vereinfachen wird der Temperaturgleit bei allen Wärmeübertragungsvorgängen vernachlässigt (d.h. wir rechnen nicht mit thermodynamischen Mitteltemperaturen). Des Weiteren werden die Exergieverluste aufgrund von Reibungseffekten nicht berücksichtigt. *Es geht einzig und allein darum, den Einfluss der Temperaturniveaus bzw. des Temperaturhubes zu untersuchen.*

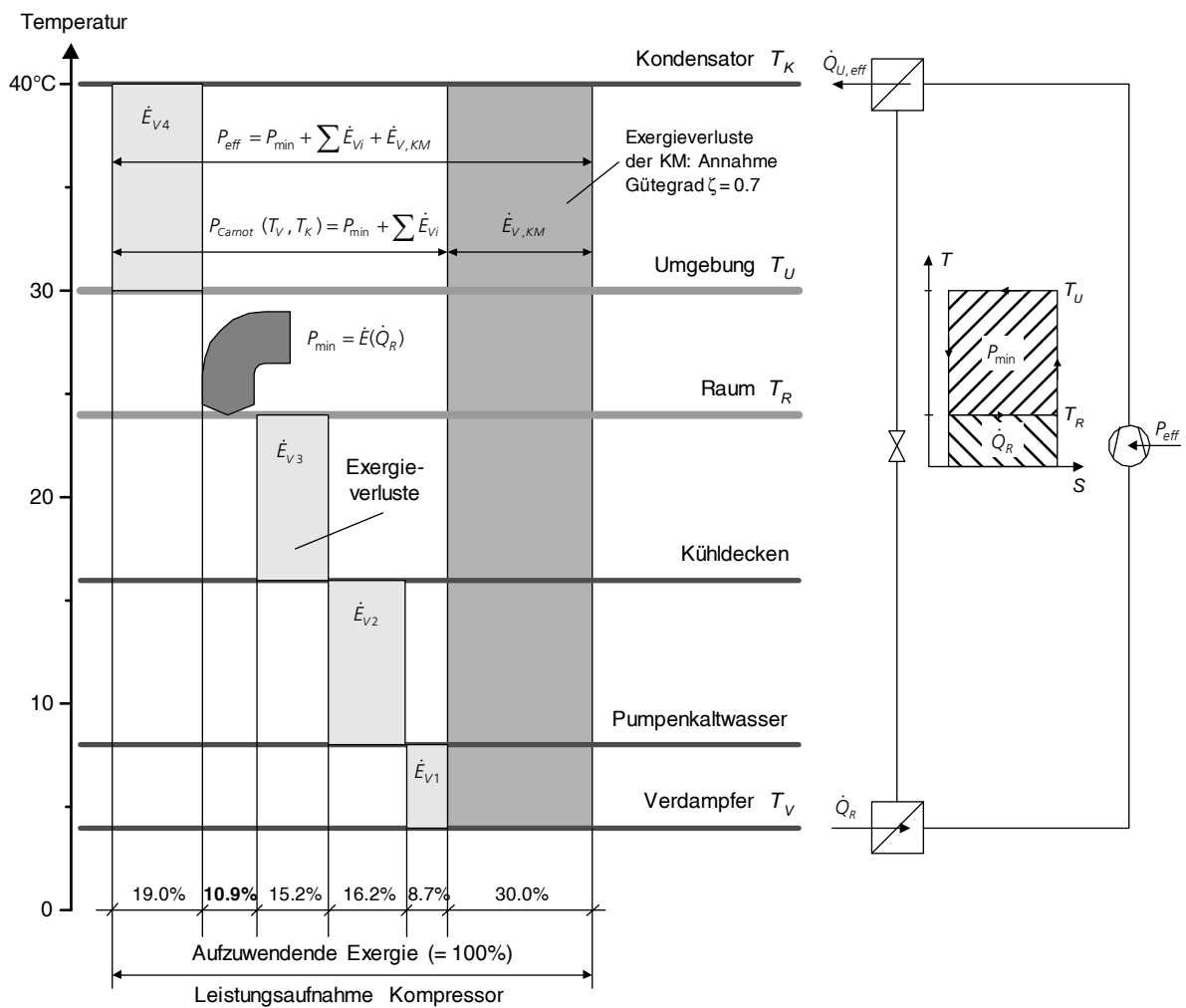


Abbildung 10: Links: Schematische Darstellung der Temperaturniveaus einer typischen Klimaanlage und der Exergieverluste (massstäblich gezeichnet). Die Summe aus Exergiegewinn des Raumes und aller Exergieverluste ist gleich der aufzuwendenden Kompressorleistung. Rechts: Darstellung des reversiblen Carnot-Prozesses zwischen T_R und T_U sowie des effektiven Kälteprozesses zwischen T_V und T_K mit unnötig grossem Temperaturhub.

In der Exergieanalyse wird für jeden Prozessschritt der Exergieverlust berechnet. Die Berechnung wird besonders übersichtlich, wenn man die Exergieverluste in % der Kälteleistung bestimmt. Die Exergieanalyse liefert folgende Ergebnisse:

Minimale Kompressorleistung (= Exergiegewinn des Raumes)	$P_{\min} = 2.0\% \dot{Q}_R$
Exergieverlust Wärmeübertragung Verdampfer / PKW-Kreislauf	$\dot{E}_{V1} = 1.6\% \dot{Q}_R$
Exergieverlust Wärmeübertragung PKW / Kühldecken-Kreislauf	$\dot{E}_{V2} = 3.0\% \dot{Q}_R$
Exergieverlust Wärmeübertragung Kühldecken / Raum	$\dot{E}_{V3} = 2.8\% \dot{Q}_R$
Exergieverlust Wärmeübertragung Rückkühlung: Der abzuführende Wärmestrom beträgt $\dot{Q}_U = \dot{Q}_R + P_{\min} + \dot{E}_{V1} + \dot{E}_{V2} + \dot{E}_{V3} = 109.4\% \dot{Q}_R$	$\dot{E}_{V4} = 3.5\% \dot{Q}_R$
Summe	$P_{\min} + \sum \dot{E}_{Vi} = 12.9\% \dot{Q}_R$

Die Exergieanalyse kann wie folgt kontrolliert werden: Die obige Summe aus dem Exergiegewinn des Raumes und allen Exergieverlusten muss der Antriebsleistung einer Carnot-Kältemaschine zwischen T_V und T_K entsprechen. Die Berechnung der Leistungszahl ergibt:

$$\text{a) Exergieanalyse: } \varepsilon_C = \text{COP}_C = \frac{\dot{Q}_R}{P} = \frac{\dot{Q}_R}{P_{\min} + \sum \dot{E}_{Vi}} = \frac{100\% \dot{Q}_R}{12.9\% \dot{Q}_R} \approx 7.8 \quad (2-33)$$

$$\text{b) Carnot-Kältemaschine: } \varepsilon_C = \text{COP}_C = \frac{\dot{Q}_R}{P} = \frac{T_V}{T_K - T_V} = \frac{277}{36} \approx 7.7 \quad (2-34)$$

Die Exergieanalyse ist (bis auf die Rundungsfehler) korrekt. Bis hierher wurden nur die äusseren Exergieverluste betrachtet. Unter der Annahme eines Gütegrades kann die Kompressorleistung bzw. die Leistungszahl einer realen Kältemaschine berechnet werden. Wir nehmen an, dass für diese Kühlaufgabe eine Kältemaschine mit einem Gütegrad von $\zeta = 70\%$ zur Verfügung steht (die besten auf dem Markt erhältlichen Kältemaschinen erreichen Gütegrade von knapp 70%). Mit dieser Kältemaschine erhält man eine Leistungszahl von

$$\varepsilon = \text{COP} = \zeta \varepsilon_C \approx 5.4 \quad (2-35)$$

Damit beträgt die effektive benötigte Kompressorleistung $P = 18.4\% \dot{Q}_R$.

Wie sind diese Resultate zu interpretieren? In Abbildung 10 sind neben den Temperaturniveaus die Exergieverluste sowie die aufzuwendende Exergie massstäblich eingezeichnet. Noch anschaulicher ist die Darstellung in einem Exergieflussbild⁹⁾ (Abbildung 11 oben). Darin werden die zugeführte Exergie (Kompressorleistung), die genutzte Exergie (Exergiegewinn des Raumes) und die einzelnen Exergieverluste grafisch dargestellt. Das Exergieflussbild zeigt, dass in der betrachteten Anlage rund 89% der zugeführten Exergie vernichtet wird (d.h. unwiderruflich verloren geht) und nur 11% als Nutzenergie dem Raum zu Gute kommt.

9) So genanntes "Grassmann-Diagramm"; benannt nach dem langjährigen Professor für Verfahrenstechnik an der ETH Zürich.

Der exergetische Wirkungsgrad der Anlage ist 10.9% (Verhältnis Exergiegewinn Raum zu aufzuwendender Exergie). Der Anteil des Exergieverlustes der Kältemaschine beträgt rund 30%, während der gesamte Anteil der äusseren Exergieverluste beinahe doppelt so gross ist, nämlich rund 59% der Kompressorleistung. Die logische Folgerung ist, dass durch Reduktion der äusseren Exergieverluste, sprich durch Verkleinerung des Temperaturhubes, enorme Effizienzsteigerungen möglich sind.

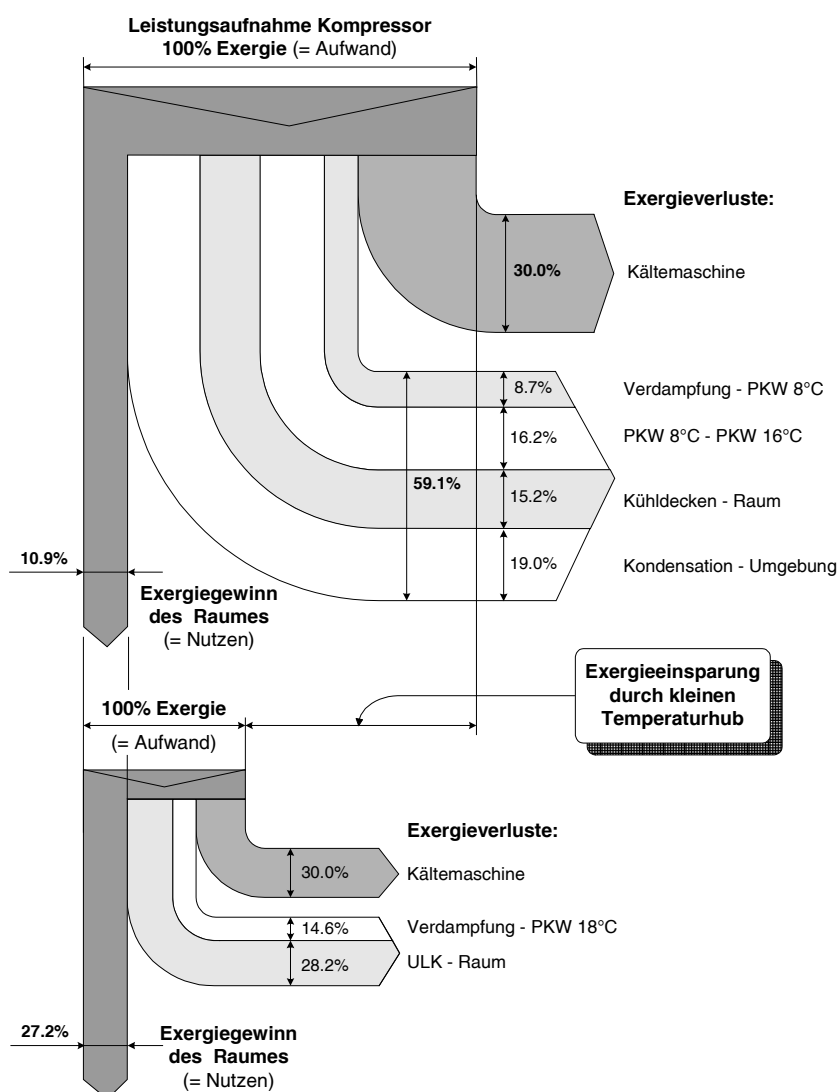


Abbildung 11: Exergieflussbilder (Grassmann-Diagramme) der betrachteten Klimakälteanlagen. Von der Kompressorleistung kommen im oberen Fall (Bsp. aus Abbildung 10, S. 21) nur 10.9% dem Raum als Nutzen zu Gute. Beim verkleinerten Temperaturhub im unteren Fall (Beispiel aus Tabelle 1, S. 25) sind es 27.2%. In beiden Fällen ist der Exergiegewinn des Raumes gleich gross. Die restliche Kompressorleistung wird zur Deckung der inneren und äusseren Exergieverluste benötigt.

2.4.2 Effizienzsteigerung durch Verkleinerung des Temperaturhubes

Die Exergieanalyse zeigt *quantitativ*, wo der Hebel angesetzt werden muss. Durch eine Verallgemeinerung der Analyse kann das Potenzial grob abgeschätzt werden:

In Abbildung 12 ist der exergetische Wirkungsgrad einer Carnot-Kältemaschine in Funktion der Verdampfungstemperatur mit der Kondensationstemperatur als Parameter dargestellt. Weiter sind verschiedene PKW- und zugehörige Verdampfungstemperaturen beispielhaft eingezeichnet. Für PKW-Temperaturen von 6 bis 11°C und eine Kondensationstemperatur von 40°C liegt der exergetische Wirkungsgrad zwischen 14 und 17%. Bei einer PKW-Temperatur von 18°C (z.B. für effiziente Umluftkühlgeräte) und Kondensationstemperaturen von 30°C (nasse Rückkühlung) ist der exergetische Wirkungsgrad 39%, d.h. um einen Faktor 2.5 höher. Der Primärenergieverbrauch für den Kühlprozess kann damit massiv reduziert werden.

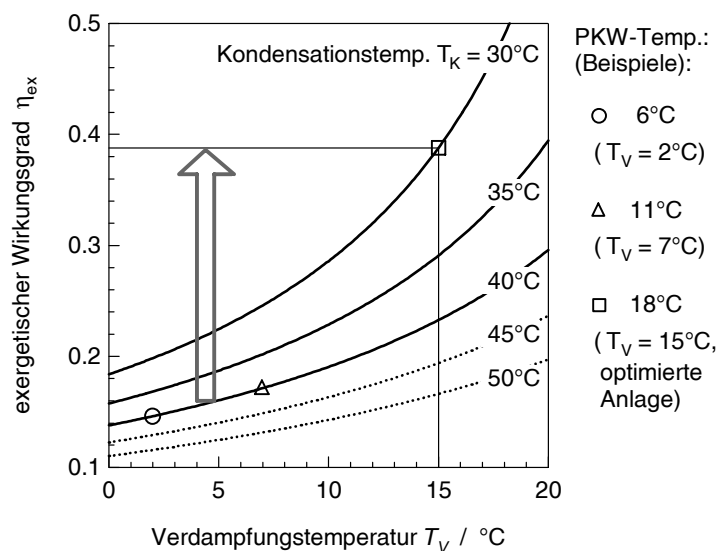
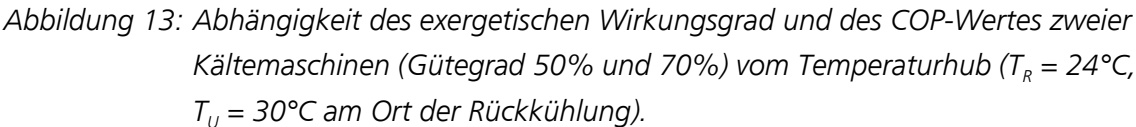


Abbildung 12: Abhängigkeit des exergetischen Wirkungsgrad einer Carnot-Kältemaschine vom Temperaturhub ($T_R = 24^\circ\text{C}$, $T_U = 30^\circ\text{C}$ am Ort der Rückkühlung).

In Abbildung 13 ist dieselbe Betrachtung für zwei reale Kältemaschinen mit einem Gütegrad von 50% bzw. 70% dargestellt. Vereinfachend wurde angenommen, dass der Gütegrad nicht vom Hub abhängt. Zusätzlich ist im oberen Diagramm der COP-Verlauf zu sehen. In Tabelle 1 sind COP-Werte für die verschiedenen Temperaturhübe zusammengestellt. Es ist offensichtlich, dass durch Reduktion des Temperaturhubes die Leistungszahl massiv erhöht werden kann. **Besonders ist die Tatsache hervorzuheben, dass die Verkleinerung des Hubes eine grössere Effizienzsteigerung bringt als die Verbesserung des Gütegrades der Kältemaschine.**



Betriebsbedingungen und Temperaturhub	COP Kältemaschine mit Gütegrad 50%	COP Kältemaschine mit Gütegrad 70%
Grosser Temperaturhub: $T_V = 2^\circ\text{C}$ (PKW 6°C), $T_K = 40^\circ\text{C}$, $\Delta T_i = 38\text{ K}$ $T_V = 7^\circ\text{C}$ (PKW 11°C), $T_K = 40^\circ\text{C}$, $\Delta T_i = 33\text{ K}$	3.6 4.2	5.1 5.9
Kleiner Temperaturhub: $T_V = 15^\circ\text{C}$ (PKW 18°C), $T_K = 30^\circ\text{C}$, $\Delta T_i = 15\text{ K}$	9.5	13.3

Tabelle 1: Zusammenfassung der COP-Werte für die verschiedenen in Abbildung 13 dargestellten Betriebsbedingungen (Temperaturhübe).

2.4.3 Fazit

In der thermodynamischen Analyse von Klimakälteanlagen müssen beide Gesichter der Energie betrachtet werden: die *Quantität* und die *Qualität*. Die Anwendung der Energiebilanzgleichung (1. HS) ist notwendig, aber nicht hinreichend. In der Energiebilanzgleichung unterscheidet man nicht zwischen den verschiedenen Qualitäten der Energie, es geht nur um die Quantität. Aussagen zur Qualität (d.h. zur Prozessgüte) erhält man durch Anwendung des 2. HS.

Wir haben gesehen, dass in Standard-Klimakälteanlagen eine radikale Vernichtung von wertvoller Exergie stattfindet. Der exergetische Wirkungsgrad ist oft kleiner als 10% und geht sogar gegen Null, wenn die Raumtemperatur nahe bei der Aussentemperatur liegt. Zur Erreichung effizienter Kühlprozesse bleibt den Gebäudetechnikplanern nichts anderes übrig, als diese Exergievernichtung konsequent zu "bekämpfen".

Die vorgestellten Methoden sind hervorragende Werkzeuge zur Analyse von Energieumwandlungsprozessen, mit denen (im Gegensatz zur rein energetischen Betrachtungsweise) Verlustherde eruiert und quantifiziert werden können. Durch Berechnung der Exergieverluste können die *relevanten* Schwachpunkte erkannt und Optimierungsmassnahmen entwickelt werden. Mittels Exergieanalyse kann gezeigt werden, wie wichtig es ist den inneren Temperaturhub so klein wie möglich zu halten. Dies gelingt selbstverständlich nur, wenn das Gesamtsystem, d.h. vom Raumkühlsystem über die Kältemaschine bis hin zur Rückkühlung, entsprechend ausgelegt ist. Klimakältesysteme, die Kaltwassertemperaturen weit unter der Raumtemperatur erfordern, haben einen inhärent tiefen exergetischen Wirkungsgrad und sind für die Gebäudekühlung nicht zu verwenden (z.B. Nur-Luft-Systeme, Systeme mit Eisspeicher, o.ä.).

Um das Potenzial eines kleinen Temperaturhubes voll ausschöpfen zu können, müssen die Funktionen "Gebäudekühlung" und "Luftentfeuchtung" getrennt werden. Der Prozess der Entfeuchtung durch Kondensation in einem Luftkühler (z.B. mit PKW 6/12°C oder 8/14°C) hat einen exergetischen Wirkungsgrad von wenigen Prozenten. Im Vergleich dazu sind beispielsweise Entfeuchtungsprozesse basierend auf Adsorption um Faktoren effizienter.

Dieses Kapitel hat sich auf die Effizienz der Kälteerzeugung konzentriert. In den nachfolgenden Kapiteln werden wir sehen, dass die weiteren Systeme (Hydraulik, Raumkühlsystem, Regelung) für die Gesamteffizienz mindestens die gleiche Bedeutung haben wie die Kälteerzeugung. Des Weiteren wird gezeigt, dass der COP der Kältemaschine oder des Gesamtsystems als Effizienzmass nur bedingt geeignet ist.

3 Messungen

3.1 Ziele

Die Erfahrung zeigt, dass in vielen Bürogebäuden Klimakälteanlagen mit relativ hohen inneren Temperaturhuben installiert sind. Systeme mit PKW-Temperaturen von 6/12°C und konstant hohen Rückkühltemperaturen werden teilweise auch heute noch gebaut, obwohl dass solche Anlagen nicht mehr dem Stand der Technik entsprechen. Die Ausführungen im vorangehenden Kapitel zeigen, dass in diesen Fällen die äusseren Exergieverluste grösser sind als diejenigen der Kältemaschine selber.

Zur Untermauerung dieser (altbekannten) theoretischen Überlegungen und zur Quantifizierung des Energieeinsparpotenzials wurden im Rahmen dieser Studie umfangreiche Messkampagnen an zwei Klimakälteanlagen in Bürogebäuden durchgeführt. Konkret wurden erstens eine "konventionelle" Anlage, welche grundsätzlich das Potenzial für einen kleinen Hub aufweist, diesen jedoch nicht oder nur ungenügend ausnützt und zweitens eine mutmasslich "bessere" Anlage, die das Potenzial wesentlich besser ausschöpft, untersucht.

In einem ersten Schritt wurden typische Klimakälteanlagen mit (prinzipiell vorhandenem) kleinem Temperaturhub evaluiert, die mit Standard-Kältemaschinen ausgerüstet sind, d.h. mit Aggregaten für einen Hub von 30 bis 60 K. Eine solche "konventionelle" Anlage wurde ausgemessen und analysiert. Dabei ging es insbesondere darum, die Arbeitszahlen der Kälteerzeugung und für das Gesamtsystem sowie das vorhandene Energieeinsparpotenzial auf Basis von Messungen unter realen Betriebsbedingungen zu bestimmen. Für die zweite Messkampagne wurde eine Klimakälteanlage mit höherer Effizienz auf der *Kälteerzeugungsseite* gewählt.

Das übergeordnete Ziel der Analysen ist, die Exergieverluste der einzelnen Komponenten bzw. Teilsysteme und des Gesamtsystems zu bestimmen. Um Effizienzsteigerungen zu erreichen, muss der Hebel dort angesetzt werden, wo die grössten Exergieverluste auftreten bzw. wo mit wenig Aufwand viel bewirkt werden kann (bestes Kosten-Nutzen-Verhältnis). Insbesondere sind folgende Punkte von zentralem Interesse:

1. Analyse des Zusammenwirkens von Kälteerzeugung, Rückkühlung, Hydraulik, Regelung und Raumkühlsystem.
2. Zusammenhang zwischen Kälteenergieerzeugung und (notwendigem) Kältebedarf.
3. Einfluss der vorhandenen Temperaturniveaus, insbesondere der Einfluss von unnötig tiefen Pumpenkaltwasser-Temperaturen und unnötig hohen Rückkühl-Temperaturen.

Zur Untersuchung dieser Punkte wurden Messungen über eine Periode von jeweils mehreren Wochen durchgeführt. Die Anlagen wurden mit Messinstrumenten zur Erfassung von Temperaturen, Volumenströmen, elektrischen Leistungen usw. ausgerüstet. Da in dieser Studie das Augenmerk auf dem Gesamtsystem liegt, wurde bewusst auf eine innere Bilanzierung der Kältemaschine verzichtet. Die Charakterisierung der Kältemaschine erfolgt im Wesentlichen mit dem Gütegrad und exergetischen Wirkungsgrad.

3.2 Auswahl der Messobjekte

Bei der Auswahl der beiden Klimakälteanlagen für die Messkampagnen standen folgende Kriterien im Zentrum:

- Die Anlagen sollen gewissermassen den Stand der Technik, d.h. die grosse Masse der in der Praxis anzutreffenden Anlagen "repräsentieren".
- Als Beispiel für eine konventionelle Anlage sollte keine "besonders schlechte" Anlage gewählt werden, d.h. ein System mit konstant tiefen PKW-Temperaturen von 6/12°C und konstant hohen Rückkühltemperaturen (z.B. Hochhaltung über 30°C) kommt nicht in Frage.
- Beide Anlagen sollen grundsätzlich das Potenzial für einen relativ kleinen Hub aufweisen. Beispielsweise Anlagen mit Raumkühlsystemen, die konstant tiefe PKW-Temperaturen erfordern oder Systeme mit Eisspeicher o.ä. kommen nicht in Frage.
- Die Systeme sollen überschaubar sein, d.h. wenige Verbraucher(typen) aufweisen (z.B. PKW für zentrale Luftaufbereitung und Kühldecken/Umluftkühlgeräte). Bei grossen, komplexen Systemen mit vielen Verbrauchern wäre der Messaufwand enorm hoch.
- Die Klimakälteanlagen sollen sich in ähnlich grossen und ähnlich genutzten Bürogebäuden befinden (ähnlicher Kühlbedarf). Die Anlagen sollten Kälteleistungen in der Grössenordnung von 100 kW bis einige 100 kW aufweisen.

Gewählt wurden schliesslich die Klimakälteanlagen in zwei Bankgebäuden. Die "konventionelle" Anlage (nachfolgend mit "**System A**" bezeichnet) befindet sich in Zürich Oerlikon und die mutmasslich "bessere" Anlage (nachfolgend mit "**System B**" bezeichnet) in Zürich City. Im folgenden Abschnitt werden die beiden Klimakälteanlagen kurz beschrieben.

Die beiden Anlagen sind auch deshalb repräsentativ, da es sich um (Teil-)Sanierungen mit für die Branche typischen Randbedingungen handelt. So wurden z.B. in System A die Mieterflächen nicht erneuert und es sind weiterhin (unerwünscht) grosse Luftmengen erforderlich.

3.3 Anlagenbeschreibung

3.3.1 Klimakälteanlage in Bürogebäude A

Objektbeschreibung

Beim Objekt A handelt es sich um ein fünfstöckiges Bürogebäude einer Bank in Zürich Oerlikon. Dieses besteht im Wesentlichen aus einer Schalterhalle, Beratungszonen und Büros im Erdgeschoss, vier Obergeschossen mit Büros (teilweise fremdvermietet), einer Wohnung im 5. OG sowie diversen Keller-, Archiv- und Tresor- und Technikräumen im 1. und 2. UG.

Das Gebäude wurde im Jahr 2001 einer Fassaden- und Haustechnik-Sanierung unterzogen. Gleichzeitig wurden die Räumlichkeiten der Bank umgebaut. Die Anlagen für die Kälteerzeugung sowie für die Luftaufbereitung, -verteilung und -einbringung in die Räume wurden komplett erneuert. Des Weiteren wurden die oberirdischen Bankräumlichkeiten mit dezentralen Wasserkühlungen (Kühldecken und einige wenige Umluftkühlgeräte) ausgerüstet. Ein vereinfachtes Schema der Anlage ist in Abbildung 14 dargestellt.

Kälteerzeugung und -verteilung, Rückkühlung

Die Kälteerzeugung erfolgt mit einem wassergekühlten Kaltwassersatz mit zwei parallel geschalteten Schraubenkompressoren, welcher in der Technikzentrale im 5. OG platziert ist. Der Kaltwassersatz versorgt die zentrale Aussenluftaufbereitung im 2. UG (PKW 11/17°C) sowie die Kälte-Übergabestation im 3. OG für die dezentralen Raumkühlsysteme (PKW 16/18°C). Die Rückkühlung wird durch vier parallel geschaltete Trockenrückkühler-Einheiten auf dem Dach der Technikzentrale gewährleistet (Wasser/Ethylenglykol¹⁰⁾). Bei Kühlbedarf während ausreichend tiefen Aussenlufttemperaturen (insbesondere Speicherladungen nachts) können die Rückkühlaggregate auf Free-Cooling-Betrieb umgeschaltet werden.

Der Primär-Kreislauf ist für das Temperaturniveau 9/15°C ausgelegt (Wasser/Ethylenglykol). Über einen Plattenwärmeaustauscher nimmt der Primär-Kreislauf die Kälteleistung aus dem Speicherlade-Kreislauf auf. Die zwei seriell geschalteten technischen Speicher haben in erster Linie den Zweck, den Speicherlade- und Niedertemperatur-Kreislauf hydraulisch zu entkoppeln sowie die Anzahl Ein- und Ausschaltungen der Kältemaschine zu reduzieren. Auf der Sekundärseite der Speicher befindet sich die Kälteverteilung des Niedertemperatur-Systems, welches den Luft-

10) Das Ethylenglykol/Wasser-Gemisch wurde mittels Refraktometer-Messung am Institut für Verfahrenstechnik der ETH Zürich untersucht: Refraktometer auf 20°C thermostatisiert. 100% Wasser: $n = 1.3332$, 100% Ethylenglykol: $n = 1.4278$, Probe aus System A: $n = 1.3549$, d.h. Massenanteil Ethylenglykol = 22.94% \approx 23%. Kontrolle mit Mischung 23% Ethylenglykol und 77% Wasser (exakt 23.2% Ethylenglykol): $n = 1.3553$. Der Wert liegt praktisch auf der Kalibriergeraden.

kühler in der Aussenluftaufbereitung und den Plattenwärmeaustauscher zwischen dem Niedertemperatur-Kreislauf 11/17°C und Hochtemperatur-Kreislauf 16/18°C versorgt.

Lüftung und Raumkühlsysteme

Das gesamte Gebäude wird über eine zentrale Klimaanlage mit Aussenluft versorgt. Acht Einheiten zur Nachwärmung der Zuluft sorgen für eine individuelle Anpassung der Temperatur auf das von der jeweiligen Zone geforderte Niveau. Neben der Versorgung des Gebäudes mit Aussenluft dient die Klimaanlage der Kühlung der Flächen ohne wassergebundene Raumkühlsysteme (ca. 45% der klimatisierten Bürofläche), der Entfeuchtung sowie der Befeuchtung.

Die Aussenluft wird im Bereich des Innenhofs angesaugt. Die Vorkonditionierung der Aussenluft beinhaltet im Wesentlichen folgende Prozesse: Vorwärmung mittels Wärmerückgewinnung (WRG), 1. Filterstufe (F6), Nachwärmung mittels WRG, 2. Filterstufe (F9), Nachwärmung im Heizbetrieb (bei Bedarf) mittels PWW-Lufterhitzer, Kühlung und Entfeuchtung (bei Bedarf) mittels PKW-Luftkühler, Befeuchtung (bei Bedarf) mittels Kontaktbefeuchter.

Die drehzahlregulierten Ventilatoren sorgen für einen konstanten Überdruck im Zuluft- bzw. Abluftkanalnetz (variabler Luftvolumenstrom in Abhängigkeit der Anzahl zugeschalteter Zonen). Die Zulufttemperatur nach der Vorkonditionierung wird konstant auf 14°C geregelt. Bei Unterschreitung des Taupunktes wird entfeuchtet. Die aufbereitete Aussenluft wird zu den Lüftungs-Unterzentralen verteilt und in Abhängigkeit der resultierenden Kühlbedarfe der Zonen-Regler der Einzelraumregulierung oder des Ablufttemperatur-Reglers nachgewärmt (Minimalwert 14°C, Maximalwert 20°C). Die Zonen werden mit einem konstanten Zuluftvolumenstrom beliefert, die Einbringung in die Räume erfolgt mittels Drallauslässe bzw. Druckdecken in den nicht umgebauten Büroräumlichkeiten. Zwei Abluftanlagen in den Dachzentralen sorgen für den Abtransport der verbrauchten Luft. Die Fortluft wird über vertikale Fortluftrohre vertikal über Dach geblasen. Die in der Fortluft enthaltene Wärmeenergie wird im Sommerbetrieb für die Nachwärmung der Zuluft verwendet (im Winterbetrieb konventionelle WRG). Dazu wird ein Kreislaufverbund-System (KVS) mit drehzahl geregelter Umwälzpumpe verwendet. Die Energie wird via PWW-Verteilnetz an die dezentralen Nachwärmer geführt und je nach Bedarf zur Nachwärmung der Zuluft der verschiedenen Zonen verwendet.

Als dezentrale Raumkühlsysteme werden Kühldecken und vereinzelt Umluftkühlgeräte eingesetzt. Die PKW-Verteilung im Hochtemperatursystem erfolgt mittels druck geregelter Umwälzpumpe. Das Hochtemperatursystem gibt die aus den Büroräumen abgeführte Energie über den Plattenwärmetauscher an den Niedertemperatur-Kreislauf ab.

Regelung

Die Kälteerzeugung wird freigegeben, wenn der zentrale Luftkühler oder eines der dezentralen Kühlsysteme in einer festgelegten Zeitspanne Kältebedarf meldet. Falls es die Aussentemperaturen erlauben, wird die Kälteerzeugung mittels "Freier Speicherladungsbetrieb" freigegeben. Wenn dies nicht möglich ist, wird die Kälteerzeugung mit der Kältemaschine freigegeben. Über den Verdampfer und Kondensator wird mit konstantem Volumenstrom gefahren. Die Kältemaschine wird auf eine konstante Primär-Vorlauftemperatur reguliert (9°C). Die drehzahlregulierte Speicherlade-Pumpe wird in Betrieb genommen, sobald die Kälteerzeugung freigegeben ist. Der Massenstrom wird auf eine konstante Sekundär-Vorlauftemperatur geregelt (11°C). Die Umwälzpumpen im Primär- und Rückkühl-Kreislauf werden gleichzeitig mit der Freigabe der Kältemaschine freigegeben. Ein Dreiwegventil stellt die Rücklauf-Hochhaltung sicher. Die minimale Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator war im Originalzustand auf 28°C eingestellt. Die Ventilatoren der Rückkühler-Einheiten sind während dem FC- und Kältemaschinen-Betrieb immer in vollem Betrieb.

Die Zonen mit Kühldecken sind mit einer Einzelraumregulierung ausgerüstet. Pro Zone wird die Temperatur separat gemessen und durch einen kombinierten Regler die Heizung und Kühlung reguliert (Verhinderung von gleichzeitigem Heizen und Kühlen mit 'energiefreier Todzone' zwischen Heizen und Kühlen). Die Soll-Raumlufttemperaturen im Kühlbetrieb werden folgendermassen geschoben: 22°C bei Aussentemperatur $\leq 22^\circ\text{C}$, 26°C bei Aussentemperatur $\geq 30^\circ\text{C}$. Die Nutzer können zudem mittels Drehknopf den Raumtemperatursollwert um $\pm 2\text{K}$ beeinflussen. Auf diese Weise kann optimal auf die individuellen Bedürfnisse der Benutzer eingegangen werden. Die Schaltzeiten der Lüftungsanlage sind von Montag bis Freitag von 6:00 bis 19:00.

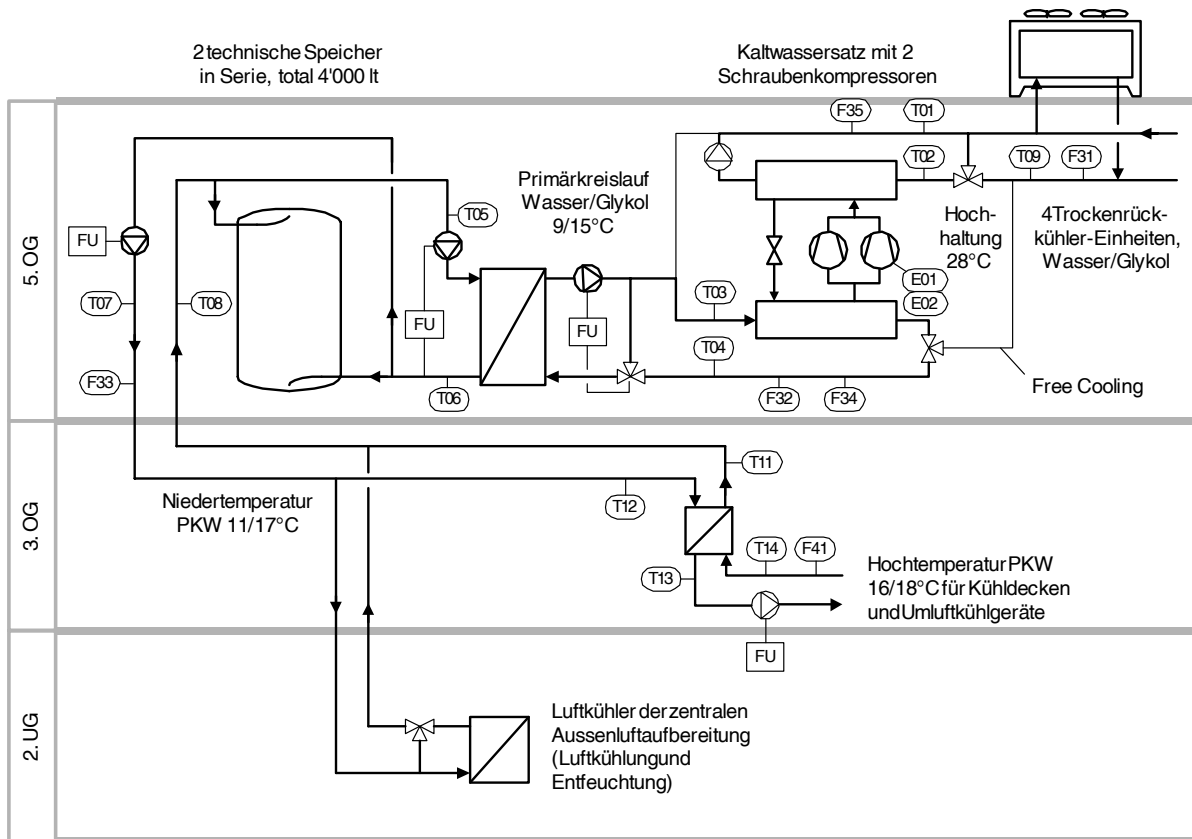


Abbildung 14: Vereinfachtes Prinzipschema der Klimakälteanlage in Bürogebäude A
(Messstellen-Verzeichnis siehe Anhang A1).

3.3.2 Klimakälteanlage in Bürogebäude B

Objektbeschreibung

Beim Objekt B handelt es sich um ein siebenstöckiges Betriebsgebäude einer Bank in der City von Zürich. In diesem Gebäude befinden sich im EG eine Schalterhalle und ein Geschäft, Büroräume im 1.–5. OG, ein Personalrestaurant mit Küche und Buffet im 6. OG, Technikräume im 7. OG (Rückkühlung der Kältemaschine, Luftaufbereitungsanlagen) sowie Lager- und Technikräume im 1. und 2. UG. Die Aussenfassade (Steinmauerwerk) des Gebäudes ist denkmalgeschützt.

Die Kälteerzeugung und -verteilung in diesem Gebäude wurden in den Jahren 2004/2005 komplett erneuert. Die bestehende Kältemaschine wurde altershalber durch eine neue ersetzt. Gleichzeitig wurden wassergebundene Raumkühlsysteme in den Büros eingebaut (Kühldecken, Kühlsegel und Umluftkühlgeräte). Es ist insbesondere darauf hinzuweisen, dass die Büroräumlichkeiten keine mechanische Lüftung haben, der Luftwechsel erfolgt ausschliesslich durch

Fensterlüftung. Das Personalrestaurant, die Küche, der Verkaufsladen und weitere Räume werden mechanisch belüftet. Um die grundlegenden Unterschiede zwischen System A und B herauszuarbeiten, wurden in der Messkampagne nur die Büroräume mit wassergebundenen Kühlsystemen betrachtet. In Abbildung 15 ist ein vereinfachtes Prinzipschema der Anlage dargestellt.

Es ist festzuhalten, dass zum Zeitpunkt der Messkampagne noch nicht alle Kälteverbraucher angeschlossen waren. Diese Tatsache verzerrt die Resultate in einem gewissen Masse, da das Verhältnis zwischen dem Energieverbrauch der Hilfsaggregate und erzeugter Kälteenergie ungünstiger als im Endzustand ist. Im Endausbau wird die Kälteleistung rund 150 kW höher sein als zum Zeitpunkt der Messungen.

Kälteerzeugung und -verteilung, Rückkühlung

Die Kälteerzeugung sowie die Aggregate und Armaturen für die Kälteverteilung befinden sich in der Kältezentrale im 2. UG. Als Ersatz für die alte Kältemaschine wurde ein wassergekühlter Kaltwassersatz mit zwei parallel geschalteten Turboverdichtern installiert. Im PKW-System ist kein technischer Speicher vorhanden. Die Kreisläufe über den Verdampfer und die Verbraucher sind über den PKW-Verteiler hydraulisch entkoppelt. Der Volumenstrom durch den Verdampfer ist konstant, die Umwälzpumpen in den Verbraucher-Kreisläufen sind druckgeregelt. Die Rückkühlung der Kältemaschine erfolgt mit einem offenen Verdunstungskühlturm im 7. OG, der nicht erneuert, jedoch einer Revision unterzogen wurde. Die Umwälzpumpe im Rückkühl-Kreislauf fördert entweder 80% oder 100% des Maximalvolumenstroms (siehe unten).

Lüftung und Raumkühlsysteme

Wie bereits erwähnt werden die Büroräumlichkeiten natürlich belüftet. Die Büroräume im 1.–5. OG sind mit drei verschiedenen wassergebundenen Raumkühlsystemen ausgerüstet: (1) Kühldecke, (2) Umluftkühlgeräte und (3) Kühlsegel. Für jede Zone entnimmt eine druckgeregelt Umwälzpumpe die für die Raumkühlung benötigte PKW-Menge aus dem Verteilnetz.

Regelung

Die Freigabe der Kältemaschine erfolgt über die Aussentemperatur (Freigabe bei Aussentemperatur $\geq 18^{\circ}\text{C}$, keine Freigabe unter 15°C). Das "Fehlen" eines technischen Speichers führt bei Schwachlast zu häufigem Takten der Kältemaschine, es ist anlageseitig darauf zu achten, dass das Sekundärnetz mit den Kühldecken entsprechend hochgehalten wird, um für den Start den min. Kältebedarf von 114 kW (20% der Maximallast) sicherzustellen.

Die Kältemaschine läuft an, wenn die Aussentemperatur-Vorgabe erfüllt ist und die Einzelraumregelungen genügend Kühlbedarf melden. Bei Freigabe der Kältemaschine wird die Umwälzpumpe der Gruppe "Lüftung" eingeschaltet. Die Umwälzpumpe der Gruppe "Raumkühlung" wird in Abhängigkeit der Aussentemperatur separat freigegeben.

Der Sollwert der PKW-Temperatur wird in Abhängigkeit der Aussentemperatur geregelt: Schiebung von 10°C bei 28°C bis 14°C bei 22°C Aussentemperatur. Diese Werte können sehr einfach im Leitsystem verstellt werden. Das Einschalten bzw. Ausschalten der Kältemaschine erfolgt bei einem Überschwingen bzw. Unterschwingen von 1.5 K (Vermeiden von häufigem Takten). Die druckgeregelter Umwälzpumpe der Gruppe "Kälte Lüftung" übernimmt die Kaltwassertemperatur aus dem PKW-Verteiler. Die Gruppe "Raumkühlung" ist mit einem Dreiwegventil (Bypass) ausgerüstet. Die Umwälzpumpe ist ebenfalls druckgeregelt.

Die Umwälzpumpe im Rückkühl-Kreislauf wird über einen FU in Funktion der Aussentemperatur auf die zwei Sollwerte 100% und 80% des maximalen Volumenstroms geregelt. Die minimal zulässige Kühlwasser-Eintrittstemperatur in den Kondensator wird über das 3-Wege-Mischventil im Rückkühlkreislauf (Hochhaltung) in Abhängigkeit des Kondensationsdrucks geregelt. Die Hochhaltung ist auf 20°C eingestellt. Die Ventilatorstufen-Regelung des offenen Kühlturmes im 7. OG besteht aus einem 2-Punkt-Thermostat. Die erste Laststufe ist die Besprühung, steigt die Austrittstemperatur auf über etwa 22–23°C an, wird die erste Ventilatorstufe in Betrieb genommen. Steigt die Wassertemperatur weiter an, wird die zweite Ventilatorstufe aktiviert.

Pro Zone sind zwei Referenzräume definiert, in welchen die Feuchtigkeit überwacht wird (Taupunktüberwachung). Übersteigt die Feuchte einen bestimmten Wert, wird die VL-Temperatur der entsprechenden Zone angehoben.

In den Räumen mit Kühldecken und Kühlsegeln können die Nutzer keine Einstellungen vornehmen. Die Ventilatoren der Umluftkühlgeräte hingegen können in drei Stufen geschaltet werden. Der Raumtemperatur-Sollwert kann mittels Drehpotentiometer um ± 2 K beeinflusst werden. Im Leitsystem kann für jeden Raum ein Sollwert für den ordentlichen Betrieb und einen tieferer Sollwert für die Nachtauskühlung definiert werden. Für die Phase der Nachtauskühlung werden die Umluftkühlgeräte automatisch auf Ventilatorstufe 3 geschaltet (Bedingung: Gerät nicht auf Stellung 0). Die Nachtauskühlung erfolgt immer dann, wenn die Aussentemperatur um 17:00 grösser als 17°C ist. Falls diese Bedingung erfüllt ist, erfolgt die Freigabe für die Nachtauskühlung um 21:00 und dauert bis 5:00. Sinkt in dieser Zeit die Aussentemperatur unter 13°C, wird die Nachtauskühlung beendet.

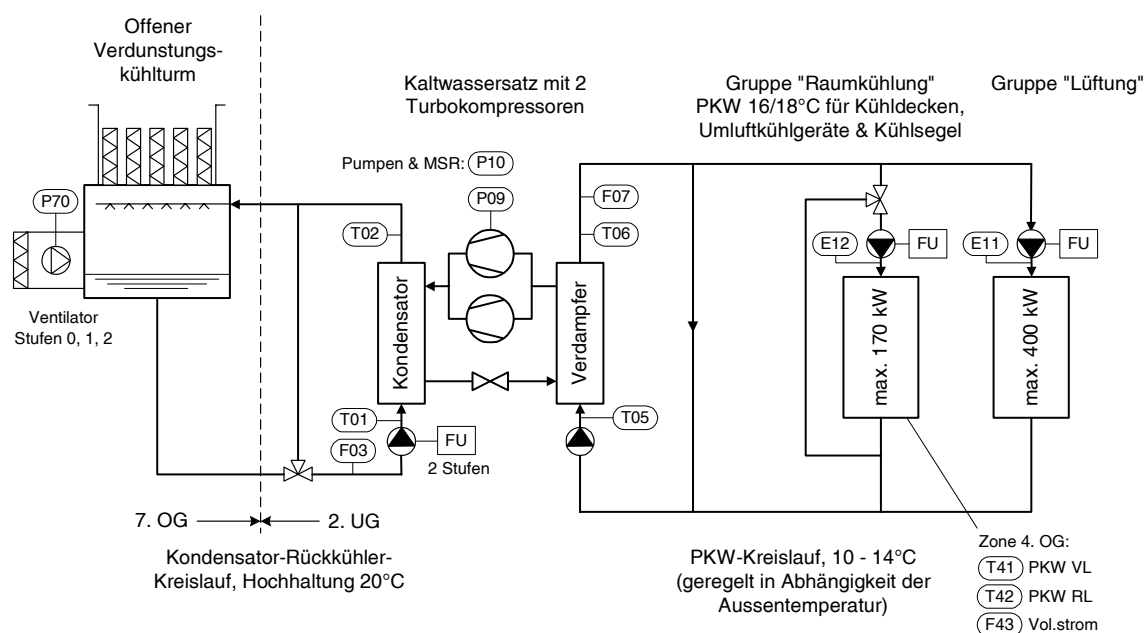


Abbildung 15: Vereinfachtes Prinzipschema der Klimakälteanlage in Bürogebäude B (Messstellen-Verzeichnis siehe Anhang A2).

3.4 Vergleich der Bürogebäude und Klimakälteanlagen

In Tabelle 2 sind die wichtigsten Daten der Bürogebäude und Klimakälteanlagen zusammengestellt. Die Gebäude sind von der Grösse und Nutzung her vergleichbar. Beide Anlagen weisen das Potenzial für einen relativ kleinen Hub auf, insbesondere System B mit der wasser-gebundenen Raumkühlung und nassen Rückkühlung. Die tiefsten Wassertemperaturen sind 9°C in Anlage A und 10°C in Anlage B. Die Hochhaltungen sind mit Werten von 28°C (trockene Rückkühlung in System A) und 20°C (nasse Rückkühlung in System B) vergleichsweise tief. Auch das Kälteverteilungssystem ist ähnlich aufgebaut: Der Speicher in System A ist in System B quasi durch den PKW-Verteiler "ersetzt" (hydraulische Entkopplung).

Von besonderem Interesse ist die Betrachtung der unterschiedlichen Kühl- und Lüftungssysteme in den beiden Gebäuden. Auf der einen Seite sind in System A Räume *nur mit Luftkühlung* (nicht sanierte Mieterflächen) und *Räume mit wassergebundener Kühlung und Hygienelüftung* vorhanden. Auf der anderen Seite werden in System B bewusst nur die *Räume mit wassergebundener Kühlung und Fensterlüftung* untersucht. Ein weiterer interessanter Punkt ist die Untersuchung des Einflusses der unterschiedlichen Rückkühlsysteme auf die Effizienz.

	Bürogebäude/Klimakälteanlage A	Bürogebäude/Klimakälteanlage B
Allgem. Informationen:	Fünfstöckiges Büro- und Geschäftshaus in Zürich-Nord	Siebenstöckiges Büro- und Geschäftshaus in Zürich City
Nutzung:	Betriebsliegenschaft einer Bank. U.a. mit Schalterhalle, Einzel- und Grossraumbüros sowie vermieteten Dienstleistungsflächen	Betriebsliegenschaft einer Bank. U.a. mit Schalterhalle, Einzel- und Grossraumbüros, Personalrestaurant
Nutzfläche (gekühlte Bürofläche):	ca. 2'425 m ² (1335 m ² mit Kühldecken, 1090 m ² "nur Luft")	ca. 3'440 m ² (nur Büros mit wassergebundenen Kühlsystemen betrachtet)
Gebäude:	Mittelschweres Gebäude, Flachdach	Schweres Gebäude
Fassade:	Kastenfenster mit integriertem Sonnenschutz (öffnenbar nur für Reinigung), Fensteranteil ca. 45%, Fassade U = 0.9 W/m ² K, g = 0.15 inkl. Storen	Steinmauerwerk, Fassade denkmalgeschützt. Fensteranteil ca. 30%
Sonnenschutz:	In Kastenfenster integrierter Sonnenschutz (autom., manuell übersteuerbar)	Aussenliegende Lamellenstoren
Kühllasten (Auslegung Büroräume):	34–43 W/m ²	20–45 W/m ²
Kältemaschine:	Wassergekühlter Kaltwassersatz mit 2 Schraubenkompressoren	Wassergekühlter Kaltwassersatz mit 2 Turbokompressoren
Kältemittel:	R134a	R134a
Kälteleistung:	186 kW	570 kW
Leistungsaufnahme	62.3 kW	111 kW
Verdampfer A/E, Δp	9/15°C, 17 kPa	8/14°C, 45 kPa
Kondensator E/A, Δp	40/45°C, 34 kPa	30/36°C, 45 kPa
Rückkühlung:	4 Trockenrückkühler-Einheiten	Offener Verdunstungskühlturm
Rückkühlleistung:	229 kW	660 kW
Ventilatorleistung:	2.5 kW (Messung)	2 kW / 6 kW (Messung Stufen 1 & 2)
Kühlmedium E/A	45/40°C (Wasser/Ethylenglykol)	36/30°C
Hochhaltung	28°C	20°C
Pumpenkaltwasser:	PKW 11/17°C (konstant)	PKW VL 10–14°C (abhängig von der Aussentemperatur)
Verbraucher:	(a) Luftkühler der zentralen Aussenluftaufbereitung (Kühlung, Entfeuchtung), PKW 11/17°C (b) Kühldecken (und wenige Umluftkühlgeräte, PKW 16/18°C	(a) Verschiedene Aussenluftaufbereitungsanlagen (z.B. Personalrestaurant, nicht betrachtet in dieser Studie) (b) Kühldecken, Umluftkühlgeräte und Kühlsegel, PKW 16/18°C
Lüftung:	(a) Räume mit Kühldecken und Umluftkühlgeräten: 6 m ³ /h m ² (b) Räume mit Luftkühlung alleine: 10–14 m ³ /h m ² (nicht erneuerte Mieterflächen)	Die in Rahmen dieser Studie betrachteten gekühlten Büroräume haben keine mechanische Lüftung.

Tabelle 2: Vergleich der Bürogebäude und Klimakälteanlagen A und B. Die Daten zu den Kältemaschinen und Rückkühlsystemen sind Auslegungsdaten.

3.5 Messkampagnen

3.5.1 Messaufbau

Die beiden Anlagen wurden messtechnisch nachgerüstet, so dass die interessierenden Grössen bestimmt werden konnten¹¹⁾. Dazu gehören insbesondere die erzeugte Kälteleistung, der Enthalpiestrom des PKW, die Rückkühlleistung sowie die aufgenommene Leistung der Kompressoren und Hilfsaggregate (Ventilatoren, Umwälzpumpen, usw.).

Die Messstellen sind in den Schemata eingezeichnet (Abbildung 14 und Abbildung 15). Für die Messung der Temperaturen wurden kalibrierte PT100 4-Leiter (Messunsicherheit ± 0.2 K), für die Volumenströme verschiedene Typen Ultraschall-Durchfluss-Messgeräte verwendet (Messunsicherheit im Bereich $\pm 5\%$ bis $\pm 10\%$ infolge relativ kurzer Beruhigungsstrecken vor und nach den Sensoren und infolge Signalrauschen). In System A wurde die Energieaufnahme der Kompressoren mit Energiezählern gemessen (1 Impuls pro 100 Wh). In System B wurde ein hochpräzises Leistungsmessgerät verwendet. Die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate wurde teilweise in Einzelmessungen bestimmt und als konstant angenommen (z.B. Leistung der stufenweise betriebenen Ventilatoren in den Rückkühler-Einheiten und Leistung von Umwälzpumpen mit konstantem Volumenstrom). Zur Überprüfung der Vollständigkeit des Messaufbaus und der Plausibilität wurden nach der Installation der Instrumente während mehreren Tagen Probemessungen durchgeführt und ausgewertet. Detaillierte Zusammenstellungen der Messgrössen und benutzten Messinstrumente sind in Anhang A1 und A2 zu finden. Informationen zu den Messunsicherheiten sind in Anhang A3 zusammengestellt.

Ergänzend zu den installierten Messgeräten standen jeweils Daten der Leitsysteme zur Verfügung. Diese beinhalten u.a. Temperaturen an der Kältemaschine und im PKW-System (redundante Messungen), Temperaturen und Reglereinstellungen in verschiedenen Büroräumen sowie in System A Messdaten der zentralen Aussenluftaufbereitung.

3.5.2 Klimakälteanlage A

Die Messungen an der Klimakälteanlage A erstreckten sich über den Zeitraum vom Mitte August bis Ende Oktober 2004. In einer ersten Phase (20.8. bis 16.9.2004) wurde die Anlage in ihrem Original-Zustand belassen. Danach wurden verschiedene Betriebsparameter verändert (17.9. bis 28.10.2004). Das Ziel der Anpassungen war, Messungen bei kleineren Temperaturhuben durchzuführen:

¹¹⁾ Die Messkampagnen wurden in Zusammenarbeit mit der Hochschule für Technik+Informatik Burgdorf (Berner Fachhochschule) durchgeführt. Die Autoren danken insbesondere Dr. M. Zehnder und Ch. Nussbaum.

- Reduktion der Hochhaltung (Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator) von 28°C auf 25°C und in einem zweiten Schritt von 25°C auf 22°C.
- Erhöhung der Kaltwassertemperaturen um 3 K, d.h. Austrittstemperatur Verdampfer 12°C statt 9°C und PKW-Vorlauf 14°C statt 11°C. Gleichzeitig wurden der Zuluft-Sollwert der zentralen Aussenluftaufbereitung von 14°C auf 16°C und die PKW-Temperatur der Hochtemperatur-Kälte von 16°C auf 17°C angehoben.

Die Erhöhung der PKW-Temperatur resultiert in einer reduzierten maximalen Kälteleistung in den Räumen. Da ab Mitte September keine Spitzenlast zu erwarten war, führte dies zu keinerlei Problemen. Sämtliche Anpassungen erfolgten nach Absprache mit dem Anlagenbetreiber und dem Kältemaschinenlieferanten. Die Kältemaschine funktionierte mit dem reduzierten Hub einwandfrei, einzig beim kleinsten Hub (Primär-Kreislauf 12°C und Hochhaltung 22°) ist eine Störung aufgetreten. Nach Abschluss der Messkampagne wurde die reduzierte Hochhaltung von 25°C beibehalten.

3.5.3 Klimakälteanlage B

Die Messkampagne an der Klimakälteanlage B dauerte von Mitte Juli bis Ende August 2005. Auch diese Anlage wurde vorerst im Original-Zustand, d.h. mit der gleitenden PKW-Temperatur, ausgemessen. Anschliessend wurde die PKW-Temperatur schrittweise zwischen 8°C und 16°C verändert (jeweils konstanter Wert über eine bestimmte Zeitspanne). Schliesslich wurde während rund 10 Tagen eine konstante PKW-Temperatur von 8°C eingestellt, um einen Datensatz bei grösseren Hübten zu erhalten.

Die Sollwert-Verstellungen können an der Anlage bequem am Touchscreen des Leitsystems vorgenommen werden. Es war deshalb einfacher als in Anlage A, den gesamten Bereich möglicher Temperaturhübe abzufahren.

3.6 Datenauswertung

Für die Analyse der grossen Datenmenge (z.B. System A: 70 Messtage, 77 Messgrössen mit Messintervallen zwischen 30 Sekunden und 5 Minuten) wurde ein Auswertungstool in Igor Pro¹²⁾ programmiert. Dieses Tool ermöglicht das automatische Einlesen der Rohdaten und die Konvertierung in eine skalierte Vektor- bzw. Matrixform (so genannte "Waveform" anstelle von XY-

12) WaveMetrics Inc., Lake Oswego, USA (www.wavemetrics.com). Sämtliche Auswertungen, Berechnungen und Diagrammen in dieser Studie wurden mit Igor Pro (Version 5) erstellt.

Paaren). In der skalierten Vektorform können die Daten auch bei unterschiedlicher Zeitbasis aufgrund unterschiedlicher Messintervalle einfach und effizient ausgewertet werden. Dazu gehören insbesondere statistische Auswertungen über definierte Zeitspannen zur Berechnung von Leistungen, COP-Werten, usw. oder die Bestimmung von Energiemengen mittels numerischer Integrationsverfahren zur Berechnung von Arbeitszahlen. Eine Wärmeenergiemenge Q (in kJ oder kWh) zwischen den Zeitpunkten t_1 und t_2 wurde beispielsweise wie folgt berechnet:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \rho(\bar{T}) \dot{V}(t) c(\bar{T}) \Delta T(t) dt$$

Dabei ist $\dot{V}(t)$ die gemessene Zeitreihe des Volumenstroms und $\Delta T(t) = T_{VL}(t) - T_{RL}(t)$ die Zeitreihe der Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf. Für die Dichte $\rho(\bar{T})$ und die spezifische Wärmekapazität $c(\bar{T})$ werden bei jedem Integrationsschritt die Werte bei der mittleren Temperatur eingesetzt.

Die Datensätze sind nicht immer durchgehend verfügbar (z.B. infolge des Ausfalls eines Messgerätes oder Data Loggers). Bei der Auswertung von Momentanwerten musste jeweils ein geeignetes Zeitintervall mit stationären Betriebsbedingungen festgelegt werden. Für die Bestimmung von Mittelwerten und Streumassen wurde, wenn möglich, ein Intervall von mindestens 30 Minuten gewählt.

3.7 Beispiel einer Messreihe (System A)

In Abbildung 16 sind beispielhaft die Verläufe von verschiedenen gemessenen bzw. berechneten Größen dargestellt. Man sieht, wie die Kältemaschine in der Nacht und in den Vormittagsstunden mehrmals in Betrieb war, um die PKW-Speicher aufzufüllen. In diesen Betriebsphasen arbeitete die Rückkühlung auf dem Niveau der eingestellten Hochhaltung (28°C). In den warmen Nachmittagsstunden war der Kältebedarf, insbesondere für die Abkühlung bzw. Entfeuchtung der Aussenluft, relativ gross. Gleichzeitig ist die Kondensationstemperatur und damit auch der innere Temperaturhub erheblich angestiegen. Zwischen ca. 16:00 und 19:00 waren beide Kompressoren in Betrieb und man kann bereits hier erahnen, dass in dieser Zeit die Leistungszahl der Kältemaschine tiefer ist, da die Kompressorleistung im Verhältnis stärker ansteigt als die Verdampferleistung (siehe Kap. 4.1.1). Im untersten Diagramm ist zu sehen, wie die Aussenluft auf konstant 14°C abgekühlt wird und in der beispielhaft gezeigten Zone mit dem KVS auf rund 16°C nachgewärmt wird.

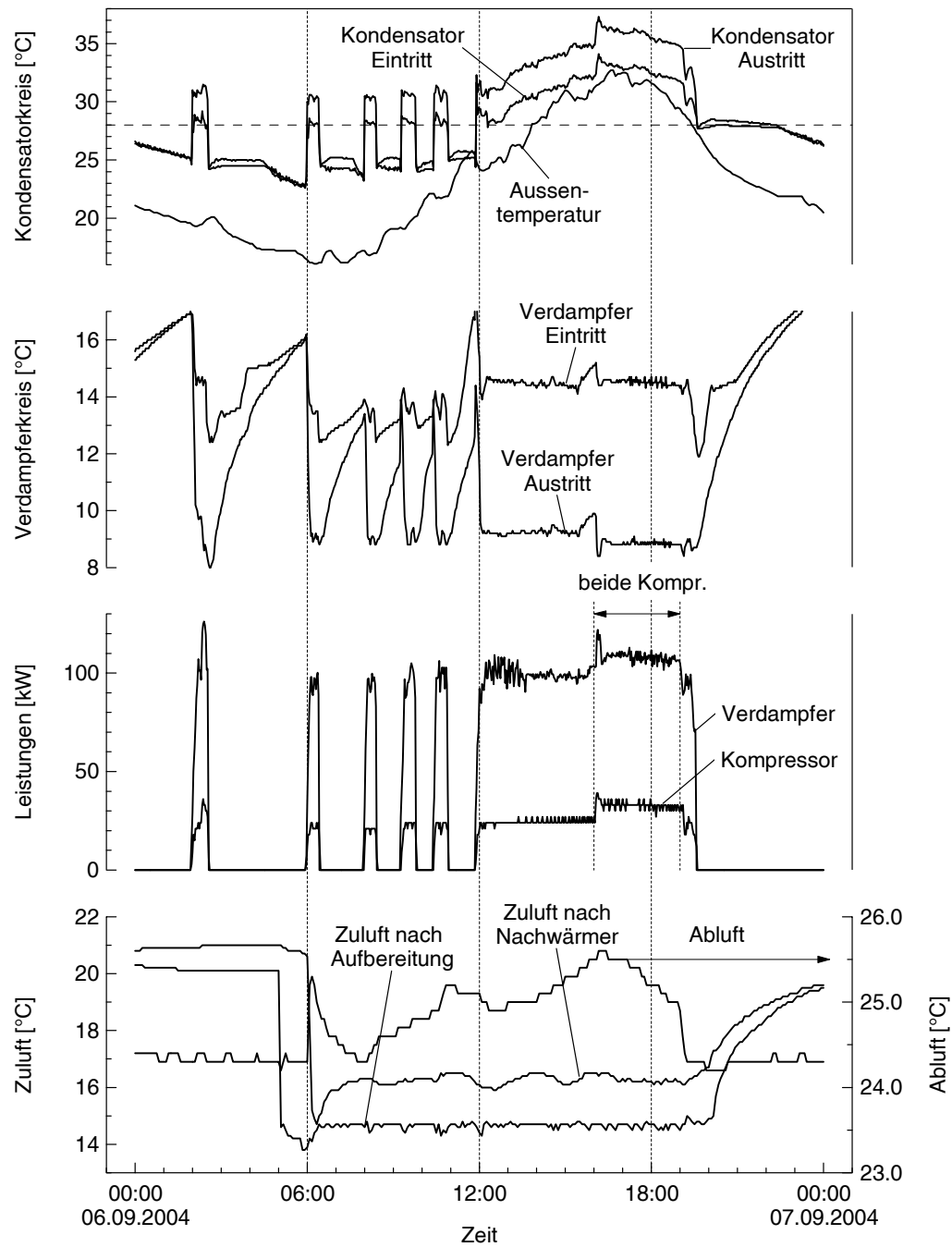


Abbildung 16: System A: Beispiel einer Messreihe (6.9.04). Von oben nach unten: Temperaturen in Kondensator- und Verdampferkreislauf, Verdampfer- und Kompressorleistung sowie Zuluft- und Ablufttemperaturen.

4 Resultate und Diskussionen

In Kap. 4.1 und 4.2 werden die wichtigsten Resultate der Messungen diskutiert. In der Analyse stehen folgende Fragen im Zentrum:

- (1) Wie gross ist die Leistungszahl der Kältemaschine und des Kältesystems in Abhängigkeit des inneren Temperaturhubes?
- (2) Wie gross ist die Arbeitszahl der Kältemaschine und des Kältesystems bezogen auf die erzeugte Kälteenergie?
- (3) Wie gross ist die Arbeitszahl des Gesamtsystems "Kälte & Lüftung" bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie (= Nutzen)?

In Kap. 4.3 werden die Klimakälteanlagen miteinander verglichen (Gütegrad der Kältemaschinen, Exergieanalyse). In Kap. 4.4 wird am Beispiel von System A das Energieeinsparpotenzial durch Ausnützung eines kleinen Hubes abgeschätzt (Betriebsoptimierung). Die wesentlichen Erkenntnisse aus den Messungen werden in Kap. 4.5 zusammengefasst, gleichzeitig wird eine Klimakälteanlage mit sehr hoher System-Jahresarbeitszahl vorgestellt ($JAZ_{\text{Sys}} \approx 25$). Schliesslich werden in Kap. 4.6 die Anlagen aus ökonomischer Sicht miteinander verglichen.

4.1 Bürogebäude / Klimakälteanlage A

4.1.1 Leistungszahlen

Eine erste wichtige Energieeffizienz-Kenngrösse ist die Leistungszahl. In Abbildung 17 ist der *Coefficient of Performance* der Kältemaschine (COP) und der *Coefficient of System Performance* (COSP) in Abhängigkeit des inneren Temperaturhubes ΔT_i dargestellt. Diese Werte sind wie folgt definiert:

- **COP** = Verhältnis von Kälteleistung zu Kompressorleistung, d.h. Betrachtung des Kältemaschinenprozesses alleine.
- **COSP** = Verhältnis von Kälteleistung zur gesamten elektrischen Leistungsaufnahme der Klimakälteanlage. Dazu gehören die Leistungsaufnahme der Kompressoren, sämtlicher Umwälzpumpen (Rückkühl-, Primär-, Sekundär-, Kühldecken-Kreislauf, PKW-Verteilung) und der Ventilatoren der Rückkühler-Einheiten.

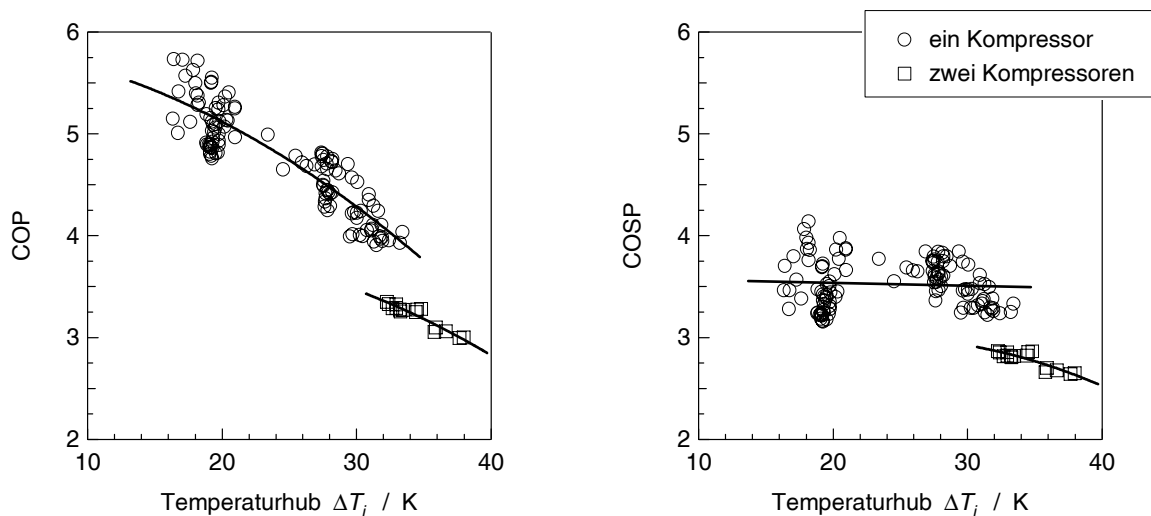


Abbildung 17: System A: Leistungszahl der Kältemaschine (COP, links) und des Gesamtsystems (COSP, rechts) in Funktion des inneren Temperaturhubes ($\Delta T_i = T_K - T_V$). Die Leistungszahl wurde für insgesamt 136 stationäre Betriebspunkte berechnet (in den meisten Fällen Mittelwertbildung über mind. 30 Min. Betriebszeit).

Obwohl die COP-Werte aufgrund der beschränkten Auflösung der Energiezähler und der Fehler der Volumenstrommessung relativ grosse Unsicherheiten aufweisen (im Bereich von $\pm 10\%$ bis $\pm 15\%$) ist ein klarer Trend zu erkennen. Beim Betrieb von einem Kompressor steigt der COP von rund 4.0 bei einem Hub von 30 K auf rund 5.4 bei 15 K. Durch die Reduktion des Temperaturhubes um 15 K wird der COP um ca. 40% erhöht. Die Leistungszahl ist deutlich tiefer wenn beide Schraubenkompressoren in Betrieb sind. Der Grund dafür liegt im ungünstigen Teillastverhalten der Kompressoren und Elektromotoren.

Wenn die Leistungsaufnahme aller "Hilfsaggregate"¹³⁾ in der Bilanzierung mit berücksichtigt wird (COSP), steigt die System-Leistungszahl mit kleiner werdendem Temperaturhub nicht an. Mit einem Kompressor beträgt die Leistungszahl des Kältesystems ca. 3.5 über den gesamten Bereich. Wenn beide Kompressoren laufen, ist die Reduktion der COSP-Werte weniger ausgeprägt (z.B. Reduktion von 3.1 auf 2.85 bei einem Temperaturhub von 35 K). Mit anderen Worten: Bei hohem Kältebedarf für die Luftkühlung und Entfeuchtung in den heissen Nachmittagsstunden und dem damit verbundenen grossen Temperaturhub infolge hoher Kondensationstemperaturen fällt die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate weniger ins Gewicht als bei tiefem Kältebedarf. Bezogen auf die gesamte Betriebszeit der Anlage sind solche Zustände relativ selten. In der restlichen Betriebszeit und vor allem nachts, wo kleine Temperaturhübe grundsätzlich möglich sind, ist die Auslegung und Betriebsweise der Umwälzpumpen und Ventilatoren von entscheidender Bedeutung.

13) Die Pumpen und Ventilatoren sind keineswegs Hilfsaggregate. Der Einfachheit halber wird der Begriff trotzdem verwendet.

Die gemessenen Leistungszahlen wurden mit Daten des Wärmepumpentestzentrums¹⁴⁾ (WPZ) verglichen (Abbildung 18). Für den Vergleich wurden drei Wasser/Wasser-Anlagen mit Kälteleistungen über 50 kW gewählt. Die Kälteleistung kann mit den Volumenstrom- und Temperaturwerten aus den WPZ-Daten bestimmt werden, Angaben zum inneren Temperaturhub sind jedoch nicht vorhanden. Der Hub wurde für den Vergleich definiert als Temperaturdifferenz zwischen Kondensatoraustritt und Verdampferaustritt. Dieser modifizierte Temperaturhub $\Delta T'_i$ ist ein strengeres Kriterium als der innere Temperaturhub, da die Irreversibilitäten des Verdampfers und Kondensators in der Betrachtung "inbegriffen" sind.

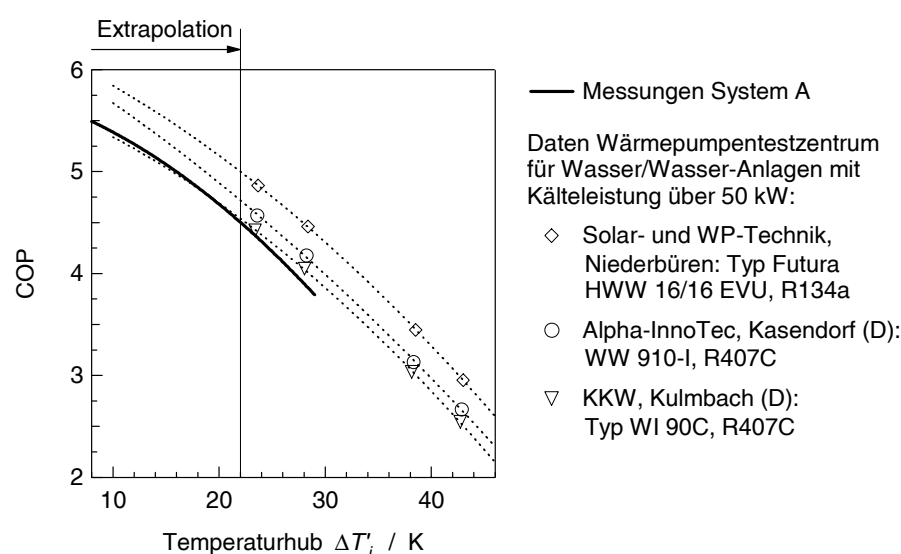


Abbildung 18: System A: Vergleich der gemessenen COP-Werte ("Best Fit" für Betrieb mit einem Schraubenkompressor) mit Daten des Wärmepumpentestzentrums.

Die Daten des WPZ wurden für den Vergleich von kleinen Hübten um rund 15 K nach unten extrapoliert. Die COP-Kurve der unter *realen* Betriebsbedingungen gemessenen Anlage in Bürogebäude A liegt im Vergleich am unteren Rand. Die Leistungszahl kann durch Verwendung einer anderen Kälteanlage im Bereich kleiner Hübten um rund 10% verbessert werden. Des Weiteren lässt die schwach konkave Form der Kurven eindeutig darauf schließen, dass der Gütegrad bei allen vier Anlagen mit kleiner werdendem Temperaturhub abnimmt. Diese Feststellung ist ein Indiz dafür, dass viele Standard-Anlagen nicht für kleine Temperaturhübe geeignet sind. Insbesondere Kältemaschinen mit Schraubenkompressoren weisen bei kleinen Temperaturhübten einen tiefen Gütegrad auf (siehe auch Kap. 4.3).

COP- und COSP-Werte sind Momentanbetrachtungen. Der COSP kann verfälscht werden durch die Tatsache, dass im betrachteten Zeitraum nicht zwingend alle Pumpen in Betrieb sein müssen

14) Wärmepumpentestzentrum an der Interstaatlichen Hochschule für Technik Buchs (NTB, www.ntb.ch). Diese äusserst zuverlässige Datenbasis wurde herangezogen, um sich nicht auf Herstellerangaben abstützen zu müssen.

(beispielsweise wenn am Ende einer Zeitspanne mit Kühlbedarf noch der Speicher gefüllt wird). Die Pumpen der Kälteverteilung und im Kühldecken-Kreislauf sind oft deutlich länger in Betrieb als die Kältemaschine. Weiter findet man in der Praxis oft Systeme, in denen die Pumpen und Ventilatoren nach dem Ausschalten der Kältemaschine eine Nachlaufzeit haben; im schlimmsten Fall laufen die Umwälzpumpen sogar durchgehend.

Aus diesen Gründen ist die Aussagekraft der Momentanbetrachtung mit dem COSP-Wert beschränkt. Als Mass für die Energieeffizienz sind Arbeitszahlen über einen bestimmten Zeitraum besser geeignet. Vor der Diskussion der Arbeitszahlen wird im folgenden Abschnitt zunächst der Kühlenergiebedarf des Gebäudes charakterisiert.

4.1.2 Spezifische Kühlenergie

In Abbildung 19 sind die spezifische aus dem Gebäude abgeführte Energie und die spezifische mit der Kältemaschine erzeugte Energie über eine Periode von zwei Monaten dargestellt (Wärmeenergiemengen in 24 h bezogen auf die klimatisierte Nutzfläche, ohne Samstage und Sonntage). Die abgeführte Energie nimmt über die betrachtete Zeitspanne relativ wenig ab. An Spitzenlasttagen Ende August und anfangs September werden knapp über $400 \text{ Wh/m}^2 \text{ d}$ aus dem Gebäude abgeführt (dies gilt auch für die heissen Tage während der Probemessungen Mitte August 2004). Mitte Oktober werden trotz mittleren Aussentemperaturen um 10°C und tiefen Globalstrahlungswerten immer noch rund $260\text{--}280 \text{ Wh/m}^2 \text{ d}$ abgeführt. Eine grobe Hochrechnung auf die gesamte Kühlsaison von März bis Ende Oktober führt zu einem Kühlenergiebedarf von rund $60\text{--}65 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$.

Des Weiteren ist ersichtlich, dass ab Mitte Oktober die mit der Kältemaschine erzeugte Energiemenge sehr klein ist. Die Kältemaschine läuft einige Mal pro Tag, um die PKW-Speicher zu füllen. Diese Energie wird zur Kühlung von speziellen Räumen benötigt (z.B. Serverraum, Automatenraum).

Es stellt sich die Frage, wie die spezifische Kühlenergie sich zusammensetzt. In Abbildung 20 ist die spezifische aus dem Gebäude abgeführte Energie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperaturen während den Tagesstunden dargestellt. Dabei wird zwischen

- (1) Räumen mit Kühldecken und Hygienelüftung (1340 m^2 Nutzfläche, $6 \text{ m}^3/\text{h m}^2$) und
- (2) Räumen nur mit mechanischer Lüftung (1090 m^2 Nutzfläche, $10\text{--}14 \text{ m}^3/\text{h m}^2$; Mieterflächen, die im Rahmen der Sanierung nicht erneuert wurden)

unterschieden. In den Räumen mit "nur Luft" werden Wärmeenergiemengen in der Grössenordnung von $350\text{--}450 \text{ Wh/m}^2 \text{ d}$ abgeführt. In den Räumen mit Kühldecken wird über-raschenderweise mehr Energie mit der Luft als mit den Kühldecken abgeführt und in der Summe

wird weniger als in den luftgekühlten Räumen abgeführt. Für das Gesamtgebäude wurde als Kenngrösse die *mittlere spezifische abgeführte Energiemenge* berechnet, welche für die weiteren Betrachtungen massgebend ist.

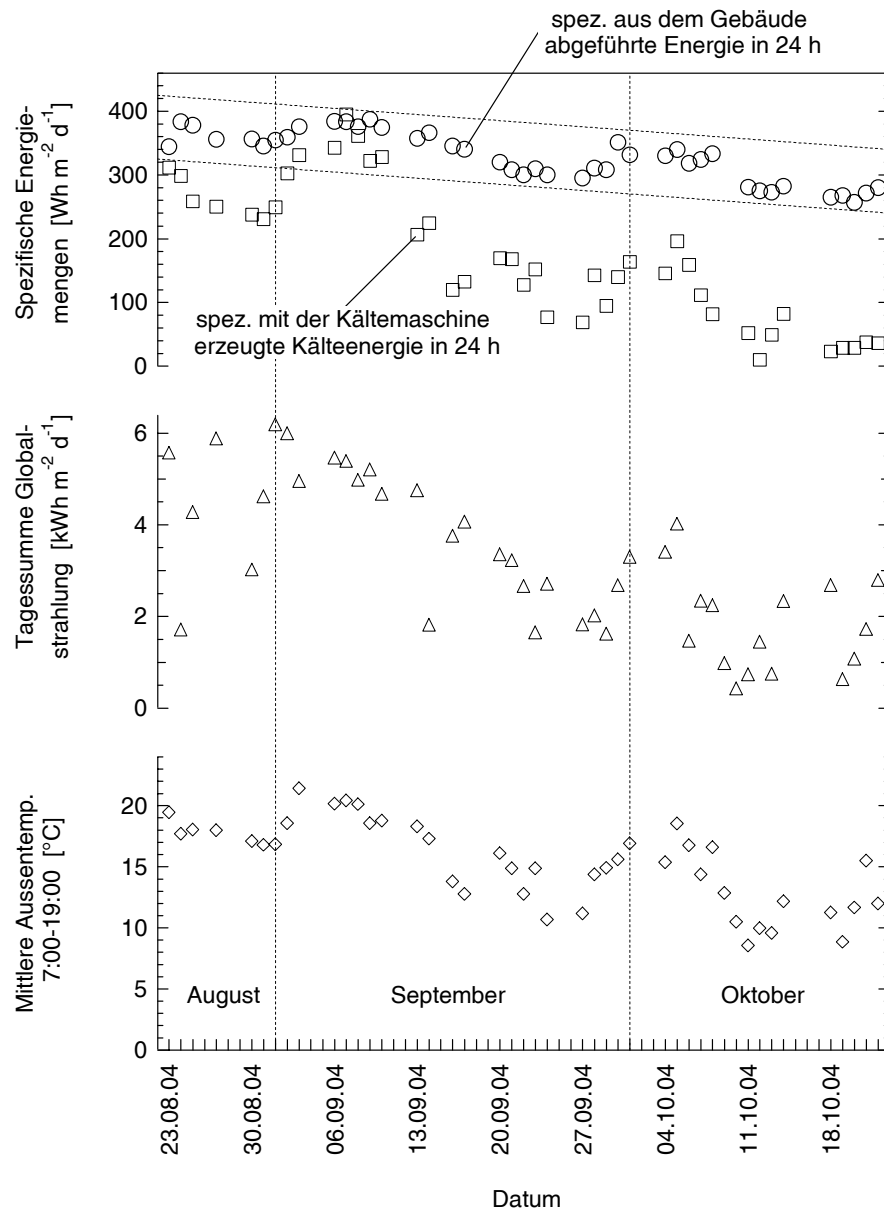


Abbildung 19: System A: Spezifische aus dem Gebäude abgeführte Energie und spezifische erzeugte Kälteenergie (Ausschnitt aus Messperiode 23.8.–22.10.2004, ohne Samstage und Sonntage, teilweise lückenhafte Daten). Untere Diagramme: Tagessumme der Globalstrahlung und mittlere Aussentemperaturen während der Tagesstunden (7:00–19:00).

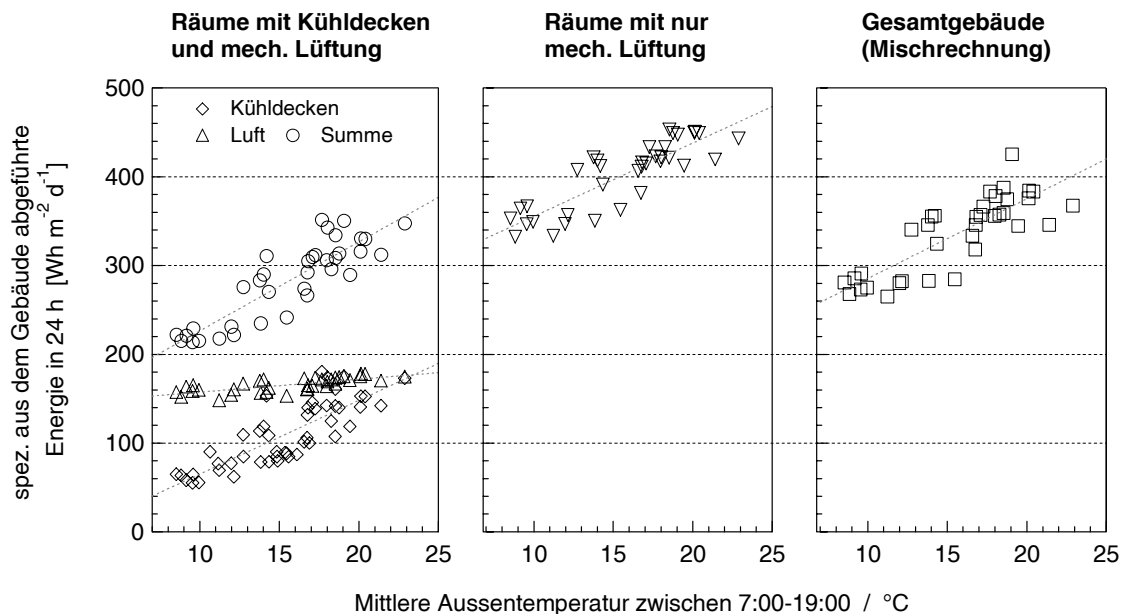


Abbildung 20: System A: Aus dem Gebäude abgeführte Energie in 24 h pro m² klimatisierte Nutzfläche in Funktion der mittlere Aussentemperaturen während der Tagesstunden (Periode 18.8.–27.10.2004, ohne Samstage und Sonntage).

4.1.3 Arbeitszahl bezogen auf die erzeugte Kälteenergie

Wie bereits erwähnt sind Arbeitszahlen aussagekräftiger als die Momentanbetrachtung mittels COSP-Werten. Für die Prozessanalyse mit Arbeitszahlen haben sich 24 h-Berechnungen als sinnvoll erwiesen. Bevor die allgemeinen Zusammenhänge diskutiert werden, betrachten wir beispielhaft drei Tage aus der Messkampagne mit hohem, mittlerem und tiefem Kältebedarf und berechnen die jeweiligen Tagesarbeitszahlen (TAZ) der Kältemaschine und des Kältesystems¹⁵⁾ bezogen auf die mit der Kältemaschine erzeugte Kälteenergie. Die Definitionen dieser Tagesarbeitszahlen lauten:

Tagesarbeitszahl der Kältemaschine TAZ_{KM} = Verhältnis von *erzeugter* Kälteenergie zu elektrischer Energieaufnahme des Kompressors.

Tagesarbeitszahl des Kältesystems TAZ_{KS} = Verhältnis von *erzeugter* Kälteenergie zur gesamten elektrischen Energieaufnahme des Kältesystems (Kompressoren + Ventilatoren Rückkühlung + Umwälzpumpen).

In Tabelle 3 sind die Messergebnisse und die berechneten Arbeitszahlen zusammengestellt:

15) Der Begriff "Kältesystem" wird nachfolgend als Kurzform für die Klimakälteanlage bestehend aus Kältemaschine, Rückkühlung und PKW-System verwendet.

	Hoher Kältebedarf (3.9.04)	Mittlerer Kälte- bedarf (23.9.04)	Tiefer Kältebedarf (14.10.04)
Erzeugte Kälteenergie	1'230.0 kWh	455.2 kWh	74.2 kWh
Kompressoren Kältemaschine	312.3 kWh	96.1 kWh	15.1 kWh
Tagesarbeitszahl Kältemaschine TAZ_{KM}	3.9	4.7	4.9
Ventilatoren Rückkühl-Einheiten	29.2 kWh	23.5 kWh	4.1 kWh
Pumpe Rückkühler	11.8 kWh	9.5 kWh	1.7 kWh
Pumpe Primärkreislauf	6.2 kWh	4.9 kWh	0.9 kWh
Pumpe Sekundärkreislauf	4.7 kWh	3.8 kWh	0.7 kWh
Pumpe Kälteverteilung	11.1 kWh	8.6 kWh	3.6 kWh
Pumpe Kühldecken	4.4 kWh	3.4 kWh	2.6 kWh
Elektrische Energie Hilfsaggregate	67.4 kWh	53.7 kWh	13.6 kWh
Total elektrische Energie	379.7 kWh	149.8 kWh	28.7 kWh
Tagesarbeitszahl Kältesystem TAZ_{KS}	3.2	3.0	2.6

Tabelle 3: System A: Tagesarbeitszahl der Kältemaschine TAZ_{KM} und des Kältesystems TAZ_{KS} bezogen auf die mit der Kältemaschine erzeugte Kälteenergie an drei Tagen aus der Messperiode vom 18.8.–27.10.2004 (hoher, mittlerer und tiefer Kältebedarf).

Erwartungsgemäss steigt die Arbeitszahl der Kältemaschine mit sinkendem Kältebedarf an (von 3.9 auf 4.9), da der durchschnittliche Temperaturhub an Tagen mit tiefem Kältebedarf kleiner ist. Dieser Effekt wäre weniger ausgeprägt, wenn im Verlauf der Messkampagne die PKW-Temperatur nicht erhöht bzw. die Hochhaltung nicht reduziert worden wäre.

Wenn die elektrische Energieaufnahme der Pumpen und Ventilatoren berücksichtigt wird, erhält man ein umgekehrtes Bild: Die Tagesarbeitszahl des Kältesystems ist bei höherem Kältebedarf besser, da die elektrische Energie der Hilfsaggregate weniger ins Gewicht fällt. Am Tag mit dem höchsten Kältebedarf beträgt der Anteil der elektrischen Energie der Hilfsaggregate rund 18% der gesamten elektrischen Energie; an den Tagen mit mittlerem und tiefem Kältebedarf ist der Anteil 36% bzw. 47%. An Tagen mit wenig Kältebedarf sind die Pumpen "Kälteverteilung" und "Kühldecken" viel länger in Betrieb als die Kältemaschine und die zugehörigen Pumpen im Primär-, Sekundär- und Rückkühl-Kreislauf. Die Abnahme des Energieverbrauchs der Pumpen "Kälteverteilung" und "Kühldecken" vom mittleren zum tiefen Kältebedarf ist deshalb im Vergleich zu den anderen Pumpen verhältnismässig klein. Es ist offensichtlich, dass der Einfluss der Hilfsaggregate auf die Effizienz in der (langen) Übergangszeit besonders gross ist.

Die Auslegung und Betriebsweise der Ventilatoren und Umwälzpumpen ist in dieser Anlage vorbildlich gelöst. Die Pumpen sind nicht überdimensioniert und laufen nur bei Bedarf. Bei hohem Kältebedarf (d.h. in der 'Nähe' des Auslegungspunktes) beträgt der Energieverbrauch der fünf Pumpen im Verhältnis zur erzeugten Kälteenergie 3.1%, was in der Klimakälte ein sehr guter Wert ist.

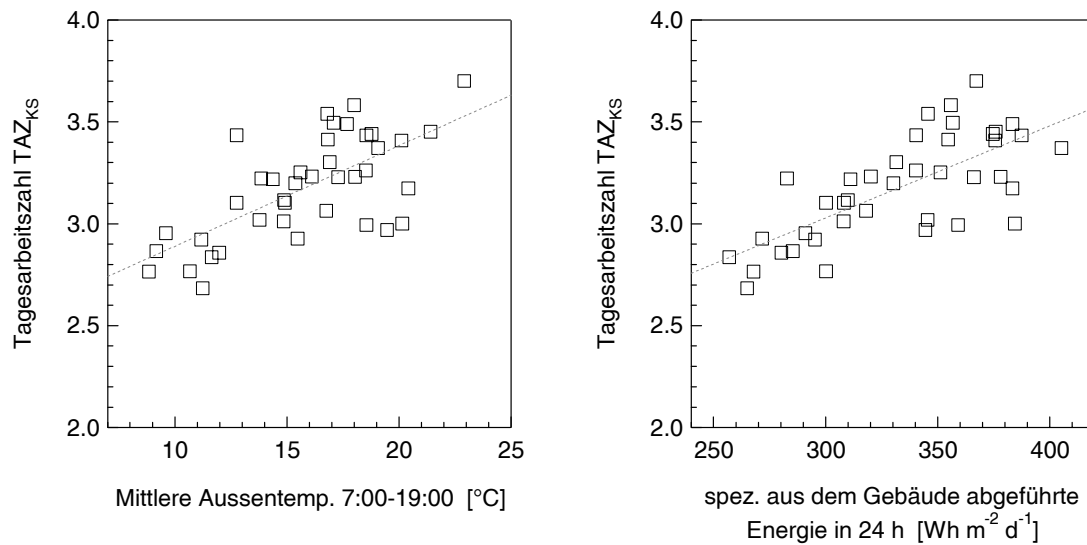


Abbildung 21: System A: Tagesarbeitszahl des Kältesystems TAZ_{KS} bezogen auf die erzeugte Kälteenergie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperatur während der Tagesstunden (links) und in Abhängigkeit der spezifischen aus dem Gebäude abgeführten Energie (rechts). Messperiode 18.8.–27.10.2004, ohne Samstage und Sonntage.

In Abbildung 21 ist die Tagesarbeitszahl des Kältesystems in Funktion der mittleren Aussentemperatur und der spezifischen abgeführten Energie dargestellt. Die TAZ_{KS} steigt mit steigender Aussentemperatur und damit auch mit steigendem Kälteenergiebedarf an. In anderen Worten: Die auf die erzeugte Kälteenergie bezogene Tagesarbeitszahl ist an einem heißen Sommertag mit hohem Kältebedarf trotz grossem Temperaturhub höher als in der Übergangszeit. Der Einfluss des Energieverbrauches der Hilfsaggregate ist also stärker als derjenige des grösseren inneren Temperaturhubes. Im folgenden Abschnitt sehen wir, dass diese Aussage nur für die auf die erzeugte Kälteenergie bezogene Arbeitszahl korrekt ist.

Hochgerechnet auf die gesamte Kühltisaison beträgt die auf die erzeugte Kälteenergie bezogene Jahresarbeitszahl des Kältesystems $JAZ_{KS} \approx 3.0$

4.1.4 Arbeitszahl bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie

Die Arbeitszahlen bezogen auf die erzeugte Kälteenergie ist eine erste wichtige Kenngrösse. Noch wichtiger ist die Arbeitszahl des Gesamtsystems "Kälte & Lüftung" bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie, die dem Nutzen entspricht. In Tabelle 4 sind die Daten für die oben betrachteten Tage zusammengefasst. In dieser Betrachtungsweise muss selbstverständlich der elektrische Energieverbrauch für die Aussenluftaufbereitung und -verteilung mit eingeschlossen werden. Diese Tagesarbeitszahl ist wie folgt definiert:

Tagesarbeitszahl der Gesamtsystems "Kälte & Lüftung" TAZ_{sys} = Verhältnis von der aus dem Gebäude abgeführten Energie zur elektrische Energieaufnahme des Kältesystems (Kompressoren + Ventilatoren Rückkühlung + Umwälzpumpen) und des Lüftungssystems (Ventilatoren + Umwälzpumpe KVS).

Man kann an dieser Stelle (teilweise zu Recht) argumentieren, dass der hygienische Mindestluftwechsel in jedem Fall notwendig ist und deshalb nicht in der Bilanzierung mit einbezogen werden sollte. Es wurde jedoch bewusst dieser auf das Gebäude bezogen umfassendste Ansatz gewählt: *Wir interessieren uns dafür, wie viel Energie gesamthaft aus dem Gebäude abgeführt wird (via wassergebundene Raumkühlsysteme und via mechanische Lüftung) und wie viel elektrische Energie dazu gesamthaft benötigt wird.*

Wie in Abbildung 20 dargestellt setzt sich die gesamte aus dem Gebäude abgeführte Energie aus der mit der Luft (Räume "nur Luft" und Räume "mit Kühldecken und Hygieneluft") abgeführten und aus der mit den Kühldecken abgeführten Energie zusammen. Die Summe dieser Energien wird auf die gesamte klimatisierte Nutzfläche bezogen (2'425 m²).

	Hoher Kältebedarf (3.9.04)	Mittlerer Kälte- bedarf (23.9.04)	Tiefer Kältebedarf (14.10.04)
Erzeugte Kälteenergie (siehe Tabelle 3)	1'230 kWh 507 Wh/m² d	455 kWh 188 Wh/m² d	74 kWh 31 Wh/m² d
Elektrische Energie Kältesystem (siehe Tabelle 3)	380 kWh 157 Wh/m² d	150 kWh 62 Wh/m² d	29 kWh 12 Wh/m² d
Elektrische Energie Aussenluftauf- bereitung und -verteilung	256 kWh 106 Wh/m² d	256 kWh 106 Wh/m² d	256 kWh 106 Wh/m² d
Elektrische Energie Gesamtsystem "Kälte & Lüftung"	636 kWh 262 Wh/m² d	406 kWh 167 Wh/m² d	285 kWh 117 Wh/m² d
Aus dem Gebäude abgeführte Energie (Kühldecken, ZUL-ABL)	939 kWh 387 Wh/m² d	871 kWh 359 Wh/m² d	690 kWh 285 Wh/m² d
Arbeitszahl Gesamtsystem TAZ_{sys}	1.5	2.1	2.4

Tabelle 4: System A: Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems "Kälte & Lüftung" TAZ_{sys} bezogen auf die spezifische aus dem Gebäude abgeführte Energie an drei Tagen aus der Messperiode vom 18.8.–27.10.2004 (hoher, mittlerer und tiefer Kältebedarf).

In Tabelle 4 sind die Resultate zusammengefasst (es ist jeweils die absolute und flächen-spezifische Energiemenge angegeben). Im Vergleich zur Arbeitszahl des Kältesystems liegt eine andere Situation vor: Die Arbeitszahl des Gesamtsystems steigt mit sinkendem Kältebedarf von 1.5 auf 2.4. Es liegt hier das typische bekannte Verhalten eines Systems mit relativ hohem Anteil Luftkühlung vor: Am Tag mit hohem Kältebedarf wird 507 Wh/m² d mit der Kältemaschine erzeugt, aber nur 387 Wh/m² d aus dem Gebäude abgeführt. Ein relativ grosser Anteil der erzeugten Kälteenergie wird für die Luftabkühlung von der Aussen- auf die Raumtemperatur benötigt, was der für die Gebäudekühlung nicht nutzbaren Kälteenergie entspricht. Bei

mittlerem Kältebedarf wird etwa gleich viel Kälteenergie erzeugt wie aus dem Gebäude abgeführt; bei tiefem Kältebedarf wird fast viermal so viel Energie abgeführt wie erzeugt. Mit sinkendem Kältebedarf wird der Einfluss der Lüftungsanlage dominanter.

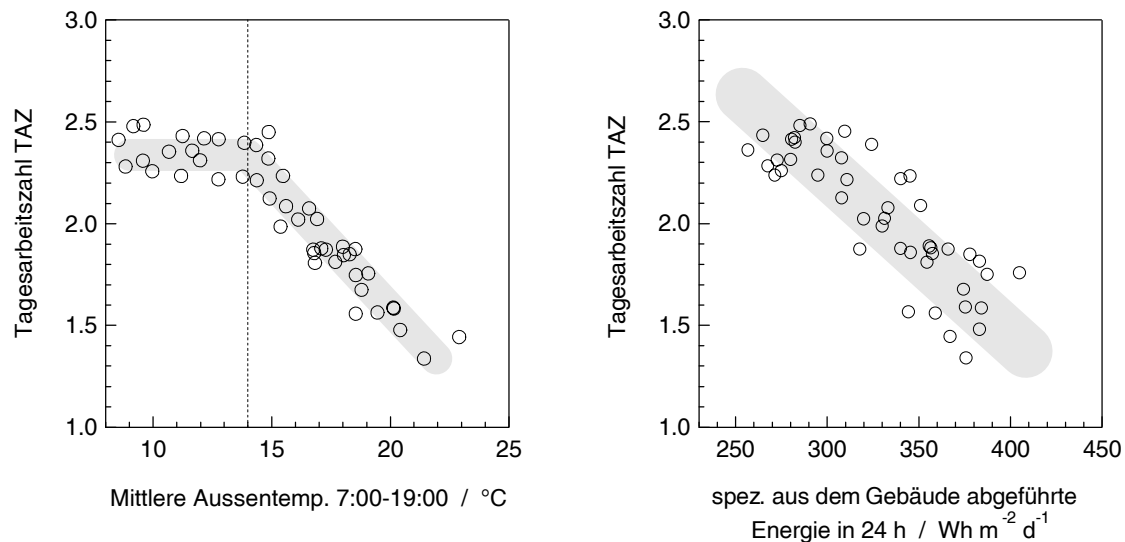


Abbildung 22: System A: Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems "Kälte & Lüftung" TAZ_{sys} bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperatur während der Tagesstunden (links) und in Abhängigkeit der spezifischen aus dem Gebäude abgeführten Energie (rechts). Messperiode 18.8.–27.10.2004, ohne Samstage und Sonntage.

Der Vergleich von Abbildung 21 und Abbildung 22 zeigt das unterschiedliche Verhalten der Tagesarbeitszahlen des Gesamtsystems (TAZ_{sys}) und derjenigen des Kältesystems (TAZ_{KS}):

Bei mittleren Aussentemperaturen unter 14°C (entspricht dem Zuluft-Sollwert vor der Nachwärmung) ist die Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems praktisch konstant ($TAZ_{sys} \approx 2.3\text{--}2.4$). Bei diesen tiefen Temperaturen ist die Kältemaschine lediglich für die seltenen Speicherladungen in Betrieb (Abbildung 19 oder Tabelle 3). Typischerweise liegt der Kühlenergiebedarf unter diesen Bedingungen über die gesamte Nutzfläche gemittelt bei rund 300 Wh/m² d (Abbildung 20). Der Hauptanteil (ca. 80–85%) dieser Wärmeenergie wird über die Lüftung abgeführt. Mit anderen Worten: Die Arbeitszahl $TAZ_{sys} \approx 2.3\text{--}2.4$ entspricht mit relativ guter Genauigkeit der Arbeitszahl der freien Kühlung über die Lüftung. Damit wird die (seit langem bekannte) Tatsache bestätigt, dass die Gebäudekühlung mittels mechanischer Lüftung ineffizient ist.

Bei steigenden Aussentemperaturen und steigender spezifischer Kühlenergie sinkt die Arbeitszahl des Gesamtsystems (im Gegensatz zur Arbeitszahl des Kältesystems, siehe Abbildung 21). Dieser Effekt hat folgende zwei Gründe: (1) Mit steigender Aussentemperatur nimmt der Energiebedarf für die Kühlung der Aussenluft in stärkerem Mass zu als die aus dem Gebäude

abgeführte Energiemenge und (2) erhöht sich der innere Temperaturhub. Es ist zu bedenken, dass bei starker Sonneneinstrahlung die Temperatur auf dem Gebäudedach (Standort Rückkühler) um 5–10 K höher sein kann als die effektive Aussentemperatur.

Hochgerechnet auf die gesamte Kühleisaison beträgt die auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie bezogene Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems $JAZ_{\text{sys}} \approx 1.9$

4.2 Bürogebäude / Klimakälteanlage B

4.2.1 Leistungszahlen

Abbildung 23 zeigt die Leistungszahlen der Kältemaschine und des Kältesystems in Abhängigkeit des inneren Temperaturhubes. Die Leistungszahlen sind wie folgt definiert:

- **COP_0** = Verhältnis von Kälteleistung zu Kompressorleistung, d.h. Betrachtung des Kältemaschinenprozesses alleine.
- **COP_1** = Verhältnis von Kälteleistung zur Summe aus Kompressorleistung und Leistung der Umwälzpumpen im Verdampfer- und Kondensator-Kreislauf.
- **$COSP$** = Verhältnis von Kälteleistung zur gesamten elektrischen Leistungsaufnahme im Kältesystem. Dazu gehören die Leistungsaufnahme der Kompressoren, sämtlicher Umwälzpumpen (Kondensator-, Verdampfer-Kreislauf, PKW-Verteilung "Gruppe Lüftung" und "Gruppe Raumkühlung") und des Ventilators im Kühlturm. Die Umwälzpumpen der einzelnen Zonen sind in dieser Betrachtung nicht enthalten. Dies macht in der Momentanbetrachtung keinen Sinn, da bei einem bestimmten Zustand nur eine, zwei oder sogar alle Pumpen laufen können. Bei den Arbeitszahlen werden diese jedoch berücksichtigt.

Die Kältemaschine mit den Turbokompressoren weist sehr hohe Leistungszahlen auf. Bei einem inneren Temperaturhub von 15 K beträgt die Leistungszahl beinahe 11, bei einem Hub von 23 K immer noch rund 6.5. Durch die Reduktion des Hubes um 8 K wird der COP_0 um einen Faktor 1.7 erhöht. Die Messungen bestätigen das hervorragende Teillastverhalten des Turbo-Kaltwassersatzes (während der Messperiode lief die Anlage bei rund 30–35%-iger Teillast).

Wenn die Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen im Verdampfer- und Kondensator-Kreislauf mit einbezogen wird, halbiert sich die Leistungszahl beinahe: Der COP_1 -Wert bewegt sich im Bereich von 4.5 bis 6.5. Diese enorme Reduktion ist darauf zurückzuführen, dass einerseits der Kältemaschinenlieferant hohe konstante Volumenströme gefordert hat und andererseits die Pumpen überdimensioniert sind. Die Leistung der beiden Pumpen entspricht etwa 50% der

Kompressorleistung. Im Endausbau (ca. 150 kW Kälteleistung mehr als zum Zeitpunkt der Messungen) wird dieser Anteil immer noch rund 25% betragen.

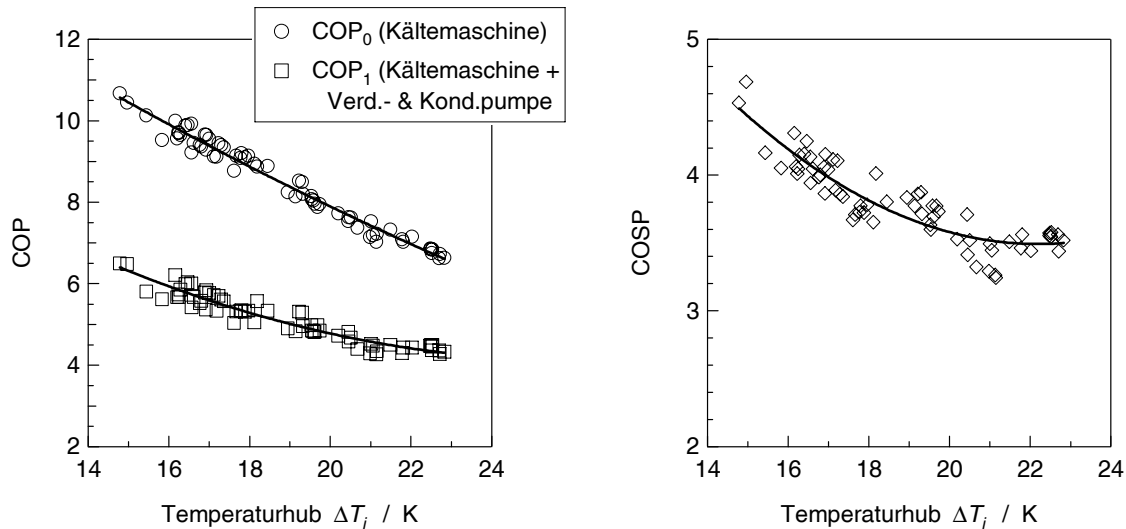


Abbildung 23: System B: Leistungszahl der Kältemaschine (COP_0 und COP_1 , links) und des Kältesystems (COSP, rechts) in Funktion des inneren Temperaturhubes. Die Leistungszahl wurde für insgesamt 68 stationäre Betriebspunkte berechnet (in den meisten Fällen Mittelwertbildung über mind. 30 Min. Betriebszeit).

Die Leistungszahl des gesamten Kältesystems steigt mit kleiner werdendem Temperaturhub an (im Gegensatz zu System A). Bei einem Hub von 20-23 K beträgt der COSP rund 3.5, bei einem Hub von 15 K rund 4.5, was einer Zunahme von 30% entspricht. Diese Steigerung könnte für eine gezielte Nachtauskühlung genutzt werden (es gibt natürlich viel effizientere Methoden).

Für das Kältesystem gilt dieselbe Schlussfolgerung wie für System A: Bei hohem Kältebedarf und dem damit verbundenen grossen Temperaturhub fällt die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate weniger ins Gewicht als bei tiefem Kältebedarf. In System B ist der Einfluss der Hydraulik von gleicher Grössenordnung wie derjenige der Kältemaschine.

4.2.2 Spezifische Kühlenergie

In Abbildung 24 ist die spezifische aus dem Gebäude abgeführte Energie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperaturen während den Tagesstunden dargestellt (Wärmeenergiemengen in 24 h bezogen auf die klimatisierte Nutzfläche, ohne Samstage und Sonntage). In System B, wo nur die Nutzflächen mit Kühldecken, Umluftkühlgeräten und Kühlsegeln betrachtet werden, ist diese Energie gleich gross wie die mit der Kältemaschine erzeugte Kälteenergie für die "Gruppe Raumkühlung". Wie viel Energie mittels Fensterlüftung aus den Räumen entfernt wird, kann aus den Messdaten nicht bestimmt werden.

In der betrachteten Periode wird eine Wärmeenergie zwischen $260 \text{ Wh/m}^2 \text{ d}$ bis beinahe $500 \text{ Wh/m}^2 \text{ d}$ mit den wassergebundenen Raumkühlsystemen abgeführt. Die Korrelation zu den Umgebungsbedingungen ist stärker als in System A. Die spezifische abgeführte Energie ist als Kenngrösse für die Betrachtung der Arbeitszahlen massgebend.

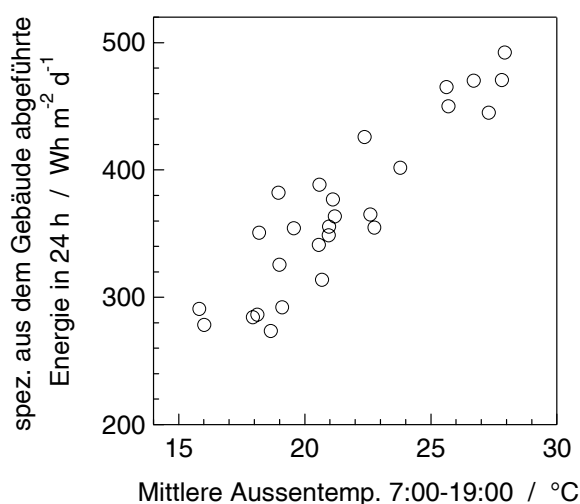


Abbildung 24: System B: Aus dem Gebäude abgeführte Energie in 24 h pro m^2 klimatisierte Nutzfläche in Funktion der mittleren Aussentemperaturen während der Tagesstunden (21.7.–25.8.2005, ohne Samstage und Sonntage).

4.2.3 Arbeitszahl bezogen auf die erzeugte Kälteenergie

Analog zu System A werden beispielhaft drei Tage mit hohem, mittlerem und tiefem Kältebedarf betrachtet. Die auf die erzeugte Kälteenergie bezogene Arbeitszahl ist wie folgt definiert:

Tagesarbeitszahl der Kältemaschine Taz_{KM} = Verhältnis von erzeugter Kälteenergie zu elektrischer Energieaufnahme des Kompressors.

Tagesarbeitszahl des Kältesystems Taz_{KS} = Verhältnis von erzeugter Kälteenergie zur elektrischen Energieaufnahme des Kältesystems bis und mit Kälteverteilung (Kompressor, Ventilator Kühlturm, Umwälzpumpen im Kondensator- und Verdampferkreislauf sowie in den Kreisläufen "Gruppe Lüftung" und "Gruppe Raumkühlung"). Die Umwälzpumpen der einzelnen Zonen sowie die Ventilatoren der ULK werden erst in der Arbeitszahl des Gesamtsystems berücksichtigt (Vergleichbarkeit mit System A).

In Tabelle 5 sind die Messergebnisse und Arbeitszahlen zusammengefasst:

	Hoher Kältebedarf (29.7.05)	Mittlerer Kälte- bedarf (25.7.05)	Tiefer Kältebedarf (22.8.05)
Erzeugte Kälteenergie	3'137 kWh	1'900 kWh	1'152 kWh
Kompressoren Kältemaschine	430.3 kWh	194.8 kWh	135.2 kWh
Arbeitszahl Kältemaschine TAZ_{KM}	7.3	9.8	8.5
Ventilator Rückkühler	57.6 kWh	41.8 kWh	41.8 kWh
Pumpen Rückkühl- und Verdampfer- Kreislauf (gemessene Summe)	312.6 kWh	213.8 kWh	217.7 kWh
Pumpe "Gruppe Lüftung"	18.4 kWh	17.4 kWh	5.8 kWh
Pumpe "Gruppe Kühldecken"	12.3 kWh	9.9 kWh	9.0 kWh
Elektrische Energie Hilfsaggregate	400.9 kWh	282.9 kWh	274.3 kWh
Total elektrische Energie	831.2 kWh	477.7 kWh	409.5 kWh
Arbeitszahl Kältesystem TAZ_{KS}	3.8	4.0	2.8

Tabelle 5: System B: Tagesarbeitszahl der Kältemaschine TAZ_{KM} und des Kältesystems TAZ_{KS} bezogen auf die mit der Kältemaschine erzeugte Kälteenergie an drei Tagen aus der Messperiode vom 21.7.–25.8.2005 (hoher, mittlerer und tiefer Kältebedarf).

Wie erwartet erhöht sich die Arbeitszahl der Kältemaschine mit sinkendem Kältebedarf. Diese Erhöhung ist auf den im Mittel kleineren Temperaturhub an Tagen mit tiefem Kältebedarf zurückzuführen. Die nach der Aussentemperatur geregelte PKW-Temperatur befindet sich bei tiefem Kältebedarf am oberen Rand des Temperaturbereichs (14°C) und die Eintrittstemperatur des Kühlwassers in den Kondensator entspricht dem Minimalwert (Hochhaltung auf 22°C).

Unter Berücksichtigung der Energieaufnahme der Hilfsaggregate erhält man folgendes Bild: Die Tagesarbeitszahl des Kältesystems ist bei höherem Kältebedarf grösser, da die elektrische Energie der Hilfsaggregate weniger ins Gewicht fällt. Die TAZ des Kältesystems wird bei mittlerem und tiefem Kältebedarf im Vergleich zur TAZ der Kältemaschine mehr als halbiert. Der hohe Energieverbrauch der durchgehend laufenden Verdampfer- und Kondensatorpumpe wirkt sich verheerend auf die Arbeitszahl aus. Bei mittlerem und tiefem Kältebedarf ist der Energieverbrauch der beiden Pumpen zusammen höher als derjenige der Turbokompressoren. Der Energieverbrauch der übrigen Umwälzpumpen und des Ventilators halten sich in einem vernünftigen Rahmen: So beträgt z.B. die Summe des Energieverbrauchs der Pumpen "Gruppe Lüftung" und "Gruppe Raumkühlung" ca. 1% der erzeugten Kälteenergie.

Beim höchsten Kältebedarf beträgt der Anteil der elektrischen Energie der Hilfsaggregate rund 48% der gesamten elektrischen Energie, an den Tagen mit mittlerem und tiefem Kältebedarf ist der Anteil 59% bzw. 67%. Die vom Kältemaschinenlieferanten verlangten hohen, konstanten Volumenströme sind die Hauptgründe für den relativ ineffizienten Betrieb.

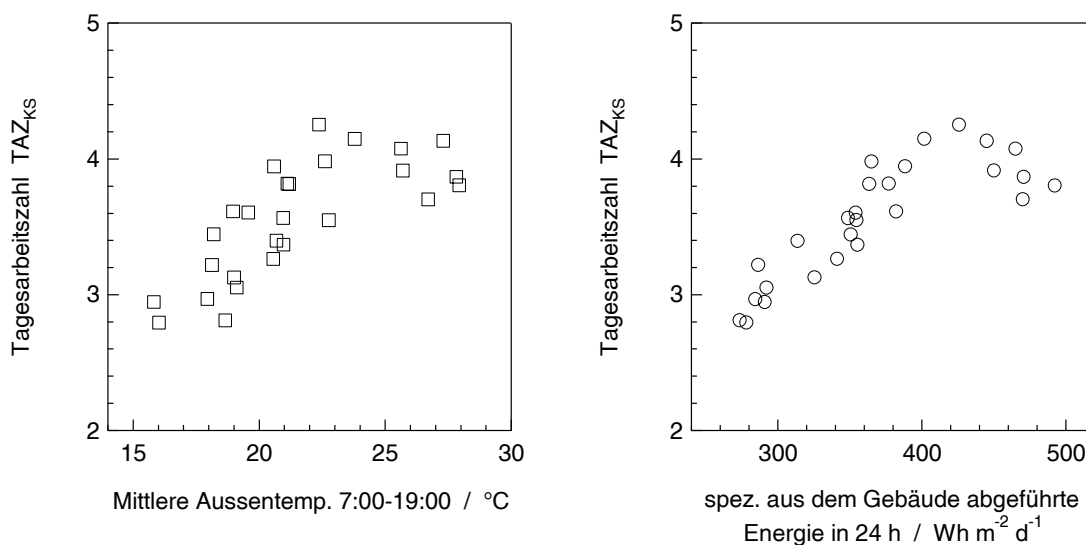


Abbildung 25: System B: Tagesarbeitszahl des Kältesystems TAZ_{KS} bezogen auf die erzeugte Kälteenergie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperatur während der Tagesstunden (links) und in Abhängigkeit der spezifischen aus dem Gebäude abgeführten Energie (rechts). Messperiode 21.7.–25.8.2005, ohne Samstage und Sonntage.

In Abbildung 25 ist die Tagesarbeitszahl des Kältesystems in Funktion der Aussentemperatur und der spezifischen abgeführten Wärmeenergie dargestellt. Die TAZ_{KS} steigt zunächst mit steigender Aussentemperatur und steigendem Kühlenergiebedarf an. Bei tiefen Werten auf der Abszisse sind Kältebedarf sowie Temperaturhub klein und der Energieverbrauch der Hilfsaggregate reduziert die Arbeitszahl drastisch. Eine Reduktion von $TAZ_{KM} = 8-9$ auf $TAZ_{KS} = 3-4$ ist typisch für diese Anlage (siehe auch Tabelle 5). Über Werten von rund 22°C bzw. $420 \text{ Wh/m}^2 \text{ d}$ steigt die Tagesarbeitszahl nicht mehr an, sondern sinkt tendenziell. Dieser Trend ist im rechten Diagramm schwach erkennbar und ist einfach zu erklären: Bei hohen Aussentemperaturen mit entsprechend hohem Kältebedarf steigt der innere Temperaturhub an. Dank der nassen Rückkühlung beträgt dieser Anstieg nur wenige Grad Celsius und der COP der Kältemaschine bleibt auch in den heißen Nachmittagsstunden verhältnismässig hoch. Der Energieverbrauch der Hilfsaggregate fällt im Vergleich zu tiefen Lasten weniger ins Gewicht. Da aber bei hohen Aussentemperaturen ein hoher Kälteenergiebedarf für die Aussenluftabkühlung auf das Niveau der Raumtemperatur besteht (der dem Gebäude nicht als Nutzen zugute kommt), sinkt die Tagesarbeitszahl wieder ab.

Hochgerechnet auf die gesamte Kühlsaison beträgt die auf die erzeugte Kälteenergie bezogene Jahresarbeitszahl des Kältesystems $JAZ_{KS} \approx 3.4$. Im Endzustand der Anlage (ca. 150 kW höhere Kälteleistung als zum Zeitpunkt der Messungen) wird die Jahresarbeitszahl JAZ_{KS} knapp über 4 liegen.

4.2.4 Arbeitszahl bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie

In einem nächsten Schritt wird die Arbeitszahl des Gesamtsystems "Kälte & Raumkühlung" bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie berechnet, die wie folgt definiert ist:

Tagesarbeitszahl der Gesamtsystems "Kälte & Raumkühlung" TAZ_{sys} = Verhältnis von der mit den wassergebundenen Raumkühlsystemen aus dem Gebäude abgeführten Energie zur elektrischen Energieaufnahme des Kältesystems (Kompressor + Ventilator Rückkühlung + Umwälzpumpen + MSR; anteilmässig für "Gruppe Raumkühlung") und der Raumkühlsysteme (Umwälzpumpen der einzelnen Zonen + Ventilatoren der Umluftkühlgeräte).

Wie in System A wird das Gebäude gesamthaft betrachtet: Uns interessiert, wie viel Energie mit den Raumkühlsystemen *gesamthaft* aus dem Gebäude abgeführt wird und wie viel elektrische Energie dazu *gesamthaft* aufgewendet werden muss.

In Tabelle 6 sind die absoluten und flächenspezifischen Energiemengen sowie die berechneten Tagesarbeitszahlen zusammengefasst. Bei hohem und mittlerem Kältebedarf beträgt die Arbeitszahl rund 2. Im Gegensatz zu System A, bei dem die Arbeitszahlen des Gesamtsystems "Kälte & Lüftung" mit sinkendem Kältebedarf steigen, nehmen in System B die Arbeitszahlen des Gesamtsystems "Kälte & Raumkühlung" mit sinkendem Kältebedarf ab (von 2.0 auf rund 1.7). Der Grund hierfür ist einleuchtend: In System B wird die gesamte Energie über die Kältemaschine aus dem Gebäude abgeführt (abgesehen von der Fensterlüftung, die hier nicht quantitativ erfasst werden kann), während in System A bei tiefen Aussentemperaturen ein beachtlicher Energieanteil mittels freier Kühlung über die mechanische Lüftung abgeführt wird.

	Hoher Kältebedarf (29.7.05)	Mittlerer Kälte- bedarf (25.7.05)	Tiefer Kältebedarf (22.8.05)
Gesamte erzeugte Kälteenergie	3'137 kWh	1'900 kWh	1'152 kWh
Erzeugte Kälteenergie für Raum- kühlung = abgeführte Energie aus den Räumen	1'693 kWh 492 Wh/m ² d	1'256 kWh 365 Wh/m ² d	941 kWh 274 Wh/m ² d
Gesamte elektrische Energie für Käl- teerzeugung, Rückkühlung, PKW- Verteilung und Ventilatoren der ULK	ca. 837 kWh 243 Wh/m ² d	ca. 593 kWh 172 Wh/m ² d	542 kWh 158 Wh/m ² d
Arbeitszahl Gesamtsystem	2.0	2.1	1.7

Tabelle 6: System B: Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems "Kälte & Raumkühlung" TAZ_{sys} bezogen auf die spezifische aus dem Gebäude abgeführte Energie an drei Tagen aus der Messperiode vom 21.7.–25.8.2005 (hoher, mittlerer und tiefer Kältebedarf).

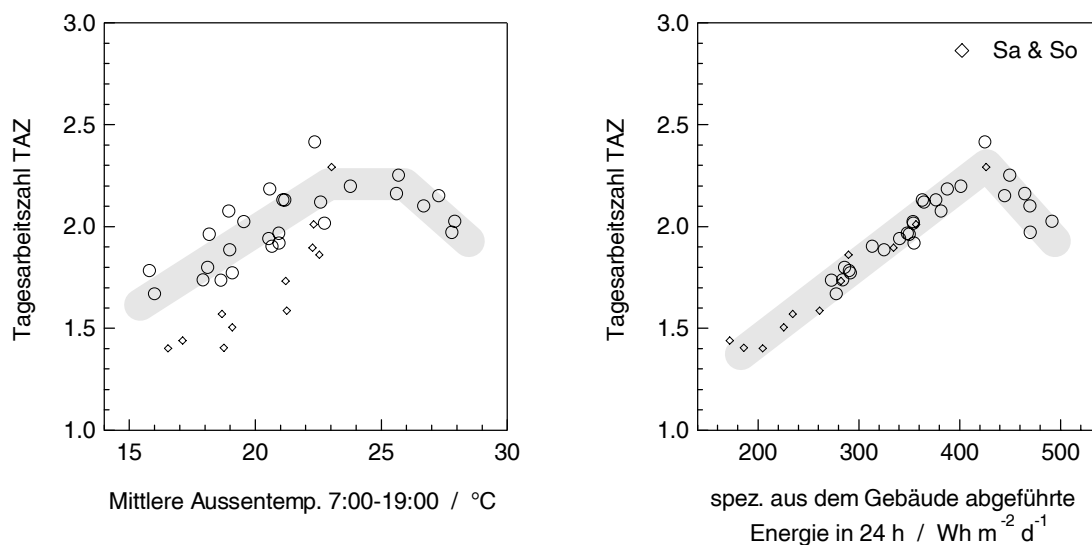


Abbildung 26: System B: Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems "Kälte & Raumkühlung" TAZ_{sys} bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperatur während der Tagesstunden (links) und in Abhängigkeit der spezifischen aus dem Gebäude abgeführten Energie (rechts). Messperiode vom 21.7.–25.8.2005. Die mittels Fensterlüftung aus dem Gebäude abgeführte Energie kann mit den Messdaten nicht bestimmt werden.

Die Diagramme in Abbildung 26 zeigen die Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems in Abhängigkeit der Aussentemperatur und in Abhängigkeit der spezifischen aus dem Gebäude abgeführten Wärmeenergie. Die Tagesarbeitszahl steigt mit wachsendem Kühlenergiebedarf, da der Energieverbrauch der Hilfsaggregate im Verhältnis zur Kälteenergie relativ klein ist. Ab einer mittleren Aussentemperatur von 23–25°C bzw. ab einem Kühlenergiebedarf von mehr als 420 Wh/m² d steigt der mittlere innere Temperaturhub an und die Tagesarbeitszahl sinkt tendenziell ab. Daraus sieht man (und man kann es nicht genug betonen), wie entscheidend ein kleiner innerer Temperaturhub ist, gerade bei hohem Kältebedarf.

Hochgerechnet auf die gesamte Kühltseason beträgt die auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie bezogene Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems $JAZ_{sys} \approx 1.75$

Der qualitative Vergleich von Abbildung 22 und Abbildung 26 zeigt eindrücklich die bekannte unterschiedliche Charakteristik von Systemen mit relativ hohem Kühlanteil über die mechanische Lüftung (System A) und Systemen mit natürlicher Lüftung und wassergebundenen Raumkühlsystemen (System B). Besonders hervorzuheben ist, wie dominant der Einfluss der Hydraulik in Anlagen wie System B ist.

4.3 Vergleich der Systeme

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse verglichen und die entscheidenden Unterschiede zwischen den Klimakälteanlagen herausgearbeitet.

4.3.1 Temperaturniveaus der Kältemaschinen

In Abbildung 27 sind die Temperaturniveaus von zwei vergleichbaren Betriebspunkten dargestellt. In beiden Fällen herrschen ähnliche Bedingungen in der Umgebung und in den Räumen. Der äussere Temperaturhub ist kleiner als 1 K, die tiefste Temperatur im PKW-System beträgt jeweils rund 9°C. Wie bereits gesehen ist in System A ein typischer Standard-Kaltwassersatz mit Schraubenkompressoren und in System B ein hocheffizienter Kaltwassersatz mit Turbokompressoren installiert.

Der Vergleich der Diagramme zeigt, dass der innere Temperaturhub der Kältemaschine B rund 10 K kleiner ist als in Kältemaschine A. Die Hauptgründe dafür sind der effizientere Verdampfer und die nasse Rückkühlung in System B. Wenn beide Kältemaschinen denselben Gütegrad ζ aufweisen würden, wäre der COP-Wert von System B alleine aufgrund des kleineren inneren Temperaturhubes um den Faktor 1.5 höher ($\text{COP} = \zeta T_V / \Delta T_i$, $\Delta T_{i,A} = 1.5 \Delta T_{i,B}$). Bei Verwendung einer Kältemaschine mit "konstantem" Gütegrad (d.h. mehr oder weniger unabhängig vom Hub) ist die Effizienz umgekehrt proportional zum Temperaturhub.

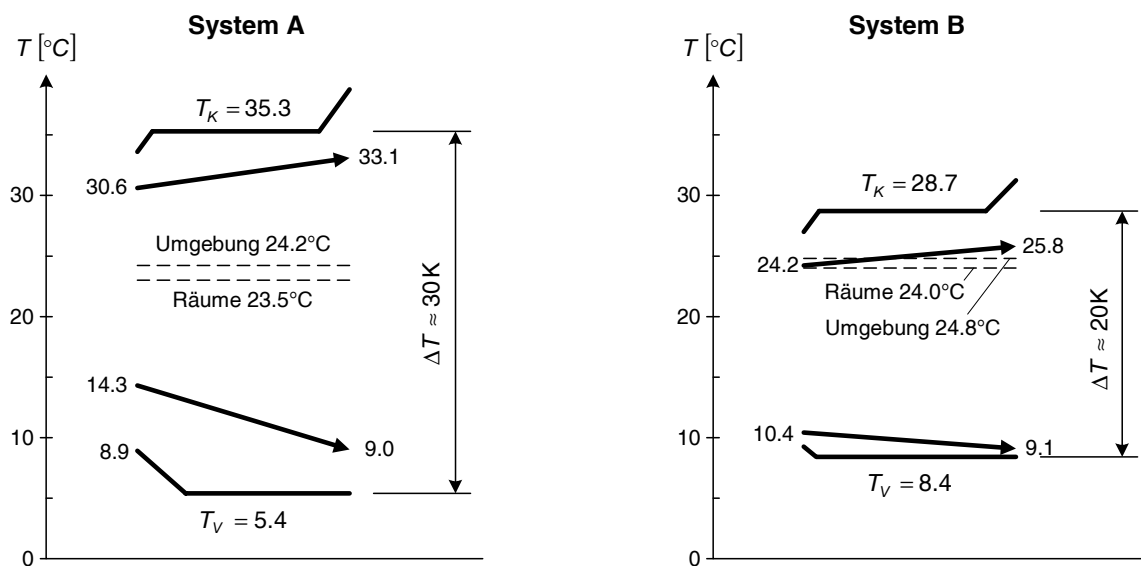


Abbildung 27: Vergleich der Temperaturniveaus der Kältemaschinen in System A (Messung vom 6.9.2004, 13:45) und System B (Messung vom 18.8.2005, 15:30). Die Enthitzung und Unterkühlung im Kondensator sind nicht massstäblich dargestellt.

4.3.2 Vergleich von zwei Betriebspunkten

Die wichtigsten Messdaten der in Abbildung 27 dargestellten Betriebspunkte sind in der untenstehenden Tabelle zusammengefasst:

	System A: Betriebspunkt 6.9.04, 13:45	System B: Betriebspunkt 18.8.05, 15:30
Randbedingungen:		
Aussentemperatur	24.2°C	24.8°C
Raumtemperatur (Mittelwert)	23.5°C	24.0°C
Verdampfer:		
Verdampfung	5.4°C	8.4°C
Eintritt / Austritt	14.3 / 9.0 °C	10.4 / 9.1°C
Massenstrom	5.0 kg/s	23.6 kg/s
Kälteleistung (Verdampferleistung)	99.6 kW	126.4 kW
Kompressoren:		
Elektrische Leistung	25.1 kW (25.2%)	16.0 kW (12.7%)
Kondensator:		
Kondensation	35.3°C	28.7°C
Eintritt / Austritt	30.6 / 33.1°C	24.2 / 25.8°C
Massenstrom	13.6 kg/s	20.9 kg/s
Kondensatorleistung	130.4 kW	139.6 kW
Rückkühlung:		
Vorlauf / Rücklauf	33.1 / 30.8°C	25.8 / 24.0°C
Verbraucher:		
Kälteverteilung	85.2 kW	126.4 kW
Luftaufbereitung	82.2 kW	53.4 kW
Kühldecken	3.0 kW	73.0 kW
Hilfsaggregate:		
Ventilatoren Rückkühler	2.47 kW (2.5%)	1.8 kW (1.4%)
Pumpe Kondensator/Rückkühler	1.0 kW (1.0%)	Summe Kond. + Verd. =
Pumpe Verdampfer	0.52 kW (0.5%)	9.3 kW (7.4%)
Pumpe Sekundär	0.40 kW (0.4%)	-
Pumpe Kälteverteilung (A: Kälteverteilung + Kühldecken; B: Gruppen "Lüftung" + "Raumkühlung")	0.54 kW (0.54%)	0.73 kW (0.6%)
Summe:	4.93 kW (4.9%)	11.83 kW (9.4%)
Elektrische Leistung Kältesystem:	30.0 kW (30%)	27.8 kW (22.0%)
Leistungszahl Kältemaschine COP =	4.0	7.9
Gütegrad Kältemaschine ζ =	43%	57%
Exergetischer Wirkungsgrad Kältemaschine η_{ex} =	1.0%	2.1%
Leistungszahl Kältesystem Cosp =	3.3	4.5

Tabelle 7: Vergleich der Betriebspunkte von System A (Messung vom 6.9.2004, 13:45) und System B (Messung vom 18.8.2005, 15:30) aus Abbildung 27. Die elektrische Leistung der Kompressoren und Hilfsaggregate sind zusätzlich in % der Kälteleistung angegeben (Werte in Klammern).

Aus dem Vergleich der beiden Betriebszustände können folgende Schlüsse gezogen werden:

- Die Leistungsbilanz der Kältemaschine ist trotz den relativ grossen Unsicherheiten bei den Volumenstrom-Messungen gut erfüllt: System A: $99.6 \text{ kW} + 25.1 \text{ kW} = 124.7 \text{ kW}$, Kondensatorleistung aus Messdaten = 130.4 kW ; System B: $126.4 \text{ kW} + 16.0 \text{ kW} = 142.4 \text{ kW}$, Kondensatorleistung aus Messdaten = 139.6 kW .
- Der innere Gütegrad der Kältemaschine B ($\zeta = 57\%$) ist deutlich höher als derjenige der Kältemaschine A ($\zeta = 43\%$), bei kleineren Hübten ist die Differenz noch grösser. Der COP-Wert von Anlage B ist fast doppelt so hoch wie von Anlage A.
- Der exergetische Wirkungsgrad beider Systeme ist sehr tief (1.0% bzw. 2.1%). Ein hoher Anteil der Kompressorleistung wird zur Deckung der äusseren Exergieverluste benötigt (siehe Kapitel 4.3.4).
- Der Leistungsanteil der Hilfsaggregate an der gesamten elektrischen Leistung ist in System B (42.6%) wesentlich höher als in System A (16.4%). Die Differenz der COSP-Werte ist deshalb kleiner als diejenige der COP-Werte.

4.3.3 Gütegrad der Kältemaschinen

Die Effizienz einer Kältemaschine kann mit verschiedenen Kennzahlen beurteilt werden, eine Variante ist der innere Gütegrad ζ ("Carnot efficiency", Gleichung 2-30). In Abbildung 28 sind die gemessenen COP-Werte, Carnot-Faktoren und Gütegrade in Abhängigkeit des inneren Temperaturhubes dargestellt. Der Übersichtlichkeit halber sind nur die "best fit"-Kurven gezeigt.

Der Unterschied zwischen den Anlagen ist frappant: Der Gütegrad der Kältemaschine A mit den Schraubenkompressoren sinkt von 46% bei einem Hub über 30 K auf rund 32% bei 16 K. Dieses Verhalten ist typisch für viele Standard-Kältemaschinen, z.B. mit Schrauben- oder Kolbenkompressoren. Solche Maschinen sind optimiert für Temperaturhübe über 30 K und deshalb für Klimakälteanlagen mit kleinen Hübten nicht geeignet. Ganz anders System B mit dem Turbo-Kaltwassersatz: Der Gütegrad bleibt über den gesamten Bereich der eingestellten Temperaturhübe konstant hoch ($\zeta = 54\text{--}56\%$). Eine solche Kältemaschine ist für Anwendungen mit kleinem Hub viel besser geeignet. Leider sind Kältemaschinen dieser Art zurzeit nur für Kälteleistungen über ca. 200 kW erhältlich. Eine Alternative für kleinere Leistungen sind beispielsweise Kältemaschinen mit Scrollkompressoren.

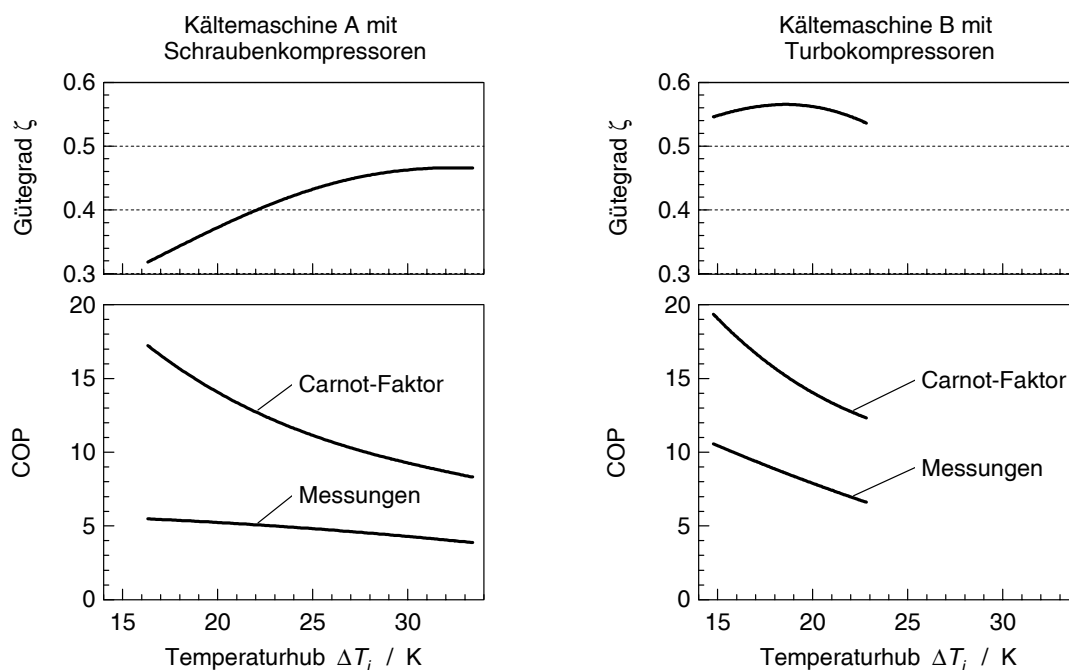


Abbildung 28: Unten: Carnot-Faktor und gemessene COP-Werte der beiden Kältemaschinen ("best fit" aus Abbildung 17 und Abbildung 23). Oben: Auf den irreversiblen Carnot-Prozess zwischen T_v und T_k bezogene Gütegrade ζ der Kältemaschinen.

4.3.4 Exergieanalyse

Die oben diskutierten COP-Werte und Gütegrade geben einen Einblick in die "innere" Effizienz der Kältemaschine (innere Bilanzgrenze gemäss Abbildung 9). Der COP basiert auf der Energiebilanz (1. HS), den Gütegrad erhält man aus dem Vergleich mit einem irreversiblen Vergleichsprozess (der Carnot-Prozess zwischen T_v und T_k ist bezogen auf die äussere Bilanzgrenze gemäss Abbildung 9 *kein* reversibler Prozess). Diese Kenngrössen geben keine Auskunft zu Verlustherden bzw. zur Prozessgüte. Informationen dazu erhalten wir mit Hilfe der Exergieanalyse.

In Tabelle 8 sind die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst¹⁶⁾. Alle Angaben sind in % der Kälteleistung bzw. in % der Kompressorleistung aufgeführt. Die Exergieverluste auf der PKW-Seite sind ähnlich gross (6.52% bzw. 5.56% der Kälteleistung), dies obwohl in System B ein hocheffizienter Verdampfer verwendet wird (Exergieverlust im Verdampfer alleine: System A 2.3%, System B 0.5% der Kälteleistung). Es ist offensichtlich, dass die Höhe der Verdampfungstemperatur den weitaus grösseren Einfluss auf die Prozessgüte hat als die Effizienz des Verdampfers selber.

16) In der Exergieanalyse wurde mit thermodynamischen Mitteltemperaturen gerechnet. Wichtig: Es wurden **vereinfachend** nur die thermischen Exergien berücksichtigt. In System B mit der nassen Rückkühlung ist dies thermodynamisch nicht korrekt, da ungesättigte feuchte Luft immer einen Exergieanteil besitzt (Definition der Umgebung müsste angepasst werden).

	Exergieverlust in % der Kälteleistung		Exergieverlust in % der Kompressorleistung	
	System A	System B	System A	System B
P_{\min} = Exergiegewinn des Raumes	0.24%	0.27%	$\eta_{\text{ex}} = 1.0\%$	$\eta_{\text{ex}} = 2.1\%$
Exergieverlust PKW-Seite	6.52%	5.56%	15.3%	13.0%
Exergieverlust Rückkühlung	3.84%	1.65%	26.0%	43.8%
Summe $P_{\min} + \sum \dot{E}_{V_i} =$	10.6%	7.48%		
Kompr.leistung, Messungen (Tabelle 7)	25.2%	12.7%		
Exergieverlust Kältemaschine	14.6%	5.2%	57.7%	41.1%
Kontrolle			100.0%	100.0%

Tabelle 8: Exergieanalyse der betrachteten Betriebszustände der beiden Klimakälteanlagen (siehe Abbildung 27 und Tabelle 7).

Auf der Rückkühl-Seite ist der Exergieverlust von System B weniger als halb so gross wie von System A. Der Exergiegewinn des Raumes (= Nutzen) ist in beiden Fällen gering, da Umgebungs- und Raumtemperaturen nahe zusammen liegen. Die Summe aus dem Exergiegewinn des Raumes und den äusseren Exergieverlusten ergibt die Antriebsleistung einer Carnot-Kältemaschine zwischen T_v und T_k . Die Differenz dieser Leistung zur gemessenen Kompressorleistung ist gleich dem inneren Exergieverlust der Kältemaschine. Die Exergieanalyse kann wie folgt kontrolliert werden (System A als Beispiel):

$$\text{Leistung Carnot-Kältemaschine zwischen } T_v \text{ und } T_k: P_C = \frac{29.9K}{278.4K} \cdot 100\% \dot{Q}_R = 10.7\% \dot{Q}_R$$

Bezieht man den Exergiegewinn und die Exergieverluste auf die gemessene Kompressorleistung (= Aufwand), können die Exergieflussbilder der Kälteprozesse sehr einfach gezeichnet werden (Abbildung 29). In System A wird rund 58% der aufgewendeten Kompressorleistung zur Deckung der Exergieverluste der Kältemaschine und 41% zur Deckung der äusseren Exergieverluste benötigt. Im betrachteten Betriebszustand gehen 99% der aufgewendeten Exergie unwiderruflich verloren. In System B sind die Kompressorleistung und die Exergieverluste absolut gesehen wesentlich geringer. In dieser Anlage wird jedoch anteilmässig mehr Exergie aufgrund des grossen Temperaturhubes vernichtet (ca. 57%) als in der Kältemaschine (41%).

Die Exergieflussbilder zeigen eindrücklich, wie wichtig ein kleiner Temperaturhub und wie gross das Potenzial für Effizienzsteigerungen ist. Die quantitative Bestimmung der Exergieverluste zeigt auf, wo der Hebel für Prozessverbesserungen angesetzt werden muss. In einer Klimakälteanlage mit effizienter Kälteerzeugung (wie in System B) bringt eine (weitere) Verbesserung des Gütegrades eine geringere Effizienzsteigerung als die Reduktion des Temperaturhubes.

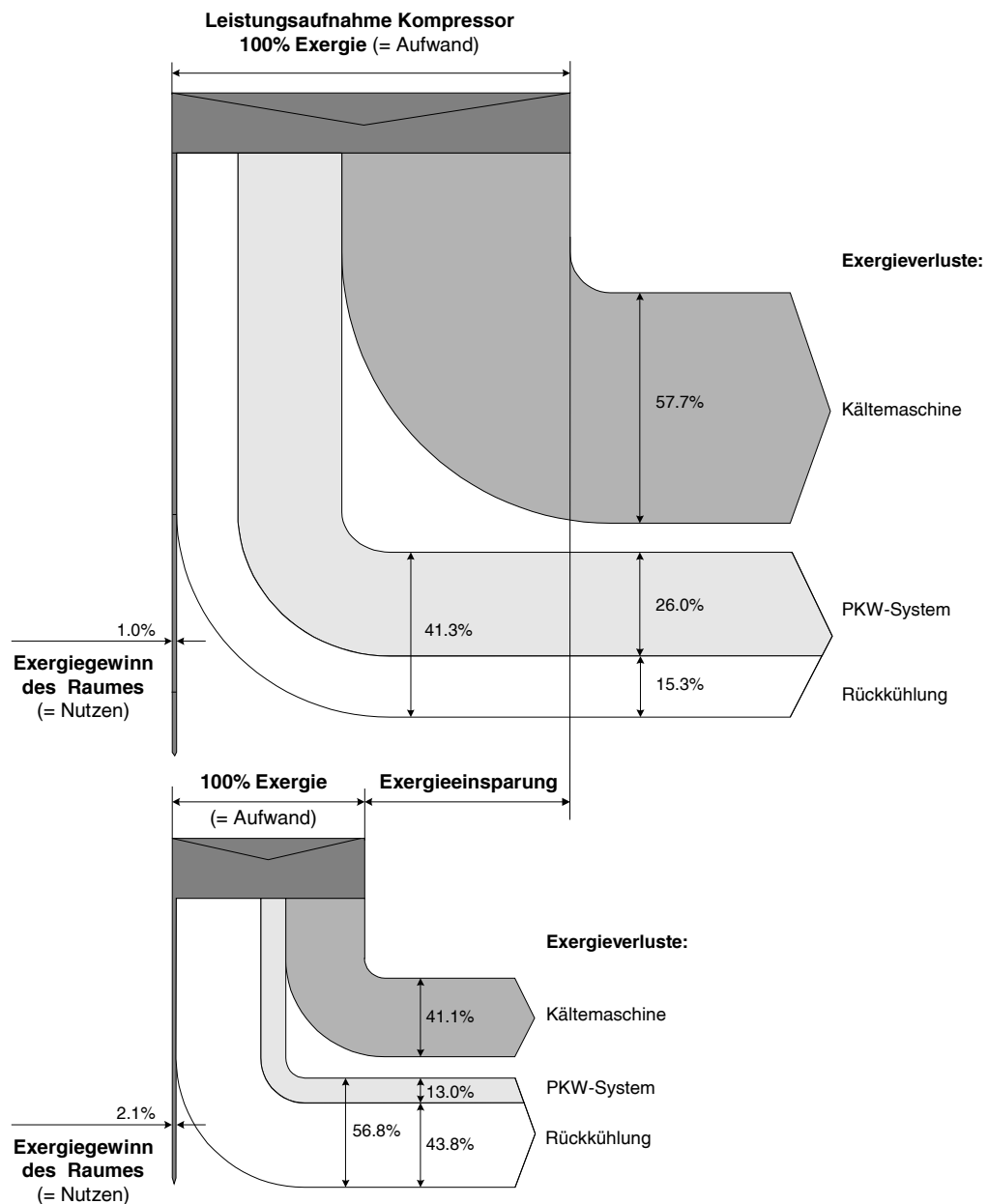


Abbildung 29: Exergieflussbilder (Grassmann-Diagramme) der betrachteten von Betriebspunkte von System A (Messung vom 6.9.2004, 13:45) und System B (Messung vom 18.8.2005, 15:30). In beiden Fällen kommt von der Kompressorleistung nur ein sehr kleiner Anteil den Räumen als Nutzen zu Gute. Absolut gesehen ist der Exergiegewinn des Raumes in beiden Anlagen etwa gleich gross. Die restliche Kompressorleistung wird zur Deckung der inneren und äusseren Exergieverluste benötigt.

4.4 Energieeinsparpotenzial durch Ausnützung eines kleinen Hubes (Betriebsoptimierung System A)

In der Literatur findet man eine Vielzahl von Veröffentlichungen, die sich mit der Optimierung von klimatechnischen Anlagen befassen (siehe z.B. Ref. [55]–[63]). Wie gross ist das Energieeinsparpotenzial durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes bei einer bestehenden "konventionellen" Klimakälteanlage? Diese Frage soll anhand einer detaillierten Analyse von System A beantwortet werden (siehe auch Ref. [64]).

System A weist bereits mit den Originaleinstellungen relativ hohe Leistungs- bzw. Arbeitszahlen auf, da mit 11°C eine vergleichsweise hohe PKW-Temperatur und mit 28°C eine relativ tiefe Hochhalte-Temperatur gewählt wurden. Des Weiteren sind die Wärmetauscher im PKW-System grosszügig ausgelegt, die Pumpen sind nicht überdimensioniert und werden nur bei Bedarf betrieben. Die Jahresarbeitszahl liegt mit Sicherheit über dem Durchschnittswert vergleichbarer Systeme. Trotzdem ist mit einfachen Massnahmen auf Seite Regelung bzw. Betriebsweise eine beachtliche Effizienzsteigerung möglich, ohne dass Einbussen in der Behaglichkeit in Kauf genommen werden müssen.

4.4.1 Analyse

Die Auswertungen zeigen, dass in System A die Aussenluftaufbereitung entscheidend ist für den Energieverbrauch. Betrachtet man die erzeugte Kälteenergie pro Tag in Abhängigkeit des höchsten Temperatur-Stundenmittelwertes, so stellt man fest, dass an einem typischen Sommertag ungefähr 80% der Kälteenergie für die Luftaufbereitung benötigt wird. In diesem Zusammenhang ist wichtig zu erkennen, dass nur an wenigen Tagen eine Entfeuchtung notwendig ist. Gemäss Design Reference Year (DRY) gibt es in Zürich lediglich 340 Tagesstunden pro Jahr mit einer absoluten Feuchtigkeit über 10.6 g/kg (X_s bei 14°C). An der überwiegenden Mehrzahl von Tagen muss die Luft lediglich abgekühlt werden, d.h. eine tiefe PKW-Temperatur ist nicht zwingend notwendig.

Es ist eine altbekannte Tatsache, dass Gebäudekühlung mit Luft ineffizient ist (in System A sind dies 45% der klimatisierten Nutzfläche). Da in der Praxis immer noch viele Luftsysteme mit hohem Energieverbrauch zu finden sind, ist eine effiziente Betriebsweise von grossem Interesse. Aus diesem Grund konzentrieren wir uns hier auf die Kälteerzeugung für die Luftaufbereitung.

Die Betriebsoptimierung zielt darauf hin, den Temperaturhub möglichst klein zu halten. Den Berechnungen wurde der aus den Messungen bestimmte Zusammenhang zwischen Leistungszahl und innerem Temperaturhub (Abbildung 17) sowie die meteorologischen Daten der Station Zürich Kloten SMA für das Jahr 2004 und das Design Reference Year zugrunde gelegt.

Konkret erhält man folgende Resultate für die Jahresarbeitszahl der Kältemaschine JAZ_{KM} für die Bereitstellung der Kälteenergie für die Aussenluftaufbereitung (JAZ_{KM} bezogen auf die *erzeugte* Kälteenergie). Die Kältemaschine wurde isoliert betrachtet unter der vereinfachenden Annahme, dass der Einfluss des hydraulischen Systems mehr oder weniger unverändert bleibt.

4.4.2 Abhängigkeit der Jahresarbeitszahl von der PKW-Temperatur

Die Berechnungen zeigen, dass die Jahresarbeitszahl der Kältemaschine praktisch linear von der PKW-Temperatur abhängt (Abbildung 30). Bei einer konstanten Hochhaltung (HH) von 28°C und konstanten Zuluft-Temperatur von 14°C (Originalzustand) erhält man folgende Werte:

$$JAZ_{KM}(\text{PKW } 6^\circ\text{C}) = 3.6$$

$$JAZ_{KM}(\text{PKW } 11^\circ\text{C}) = 4.3$$

$$JAZ_{KM}(\text{PKW } 14^\circ\text{C}) = 4.7$$

Durch Erhöhung der PKW-Temperatur von 6°C auf 14°C kann die elektrische Energieaufnahme des Kompressors um rund 25% gesenkt werden. Als Faustregel gilt: Die Erhöhung der PKW-Temperatur um 1 K ergibt je nach Temperaturbereich eine Verbesserung der Jahresarbeitszahl der Kältemaschine von rund 2.5–4%.

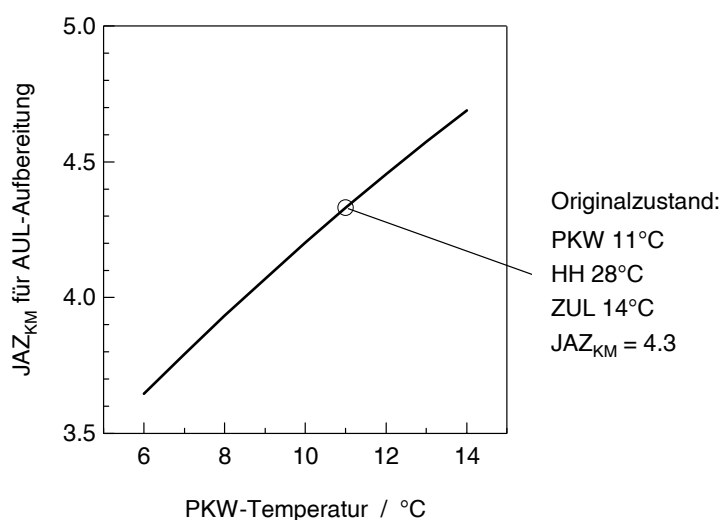


Abbildung 30: Jahresarbeitszahl der Kältemaschine für die Aussenluftaufbereitung in Funktion der PKW-Temperatur. Für die Simulation wurde eine konstante Hochhaltung von 28°C und eine konstante Zulufttemperatur von 14°C angenommen (Originalzustand der Anlage).

4.4.3 Abhängigkeit der Jahresarbeitszahl von der Hochhalte-Temperatur

Die zweite Möglichkeit zur Verkleinerung Hubes ist das Absenken der Hochhalte-Temperatur. Die Berechnung der Jahresarbeitszahl für die Aussenluftaufbereitung ergibt für eine konstante PKW-Temperatur von 11°C und eine konstante Zuluft-Temperatur von 14°C folgende Resultate:

$$JAZ_{KM} (HH 35^{\circ}C) = 3.7$$

$$JAZ_{KM} (HH 28^{\circ}C) = 4.3$$

$$JAZ_{KM} (HH 22^{\circ}C) = 4.5$$

Aus Abbildung 31 ist ersichtlich, dass der Zusammenhang zwischen der JAZ_{KM} und der Hochhalte-Temperatur stark nicht-linear ist. Das Absenken der Hochhaltung von 35°C auf 28°C bringt eine Erhöhung der JAZ_{KM} um rund 15%, von 28°C auf 22°C lediglich 3.7%. Die Kurve flacht im Bereich tiefer Hochhalte-Temperaturen ab, d.h. eine weitere Absenkung führt zu keiner wesentlichen Effizienzsteigerung. Andere Massnahmen wie z.B. nasse Rückkühlung oder Rückkühlung über die Abluft sind sinnvoller. Trotzdem sollte die Hochhaltung so tief wie möglich eingestellt werden, da mit den Kühldecken der kleine Hub nachts und in den Vormittagsstunden besser ausgenützt werden kann.

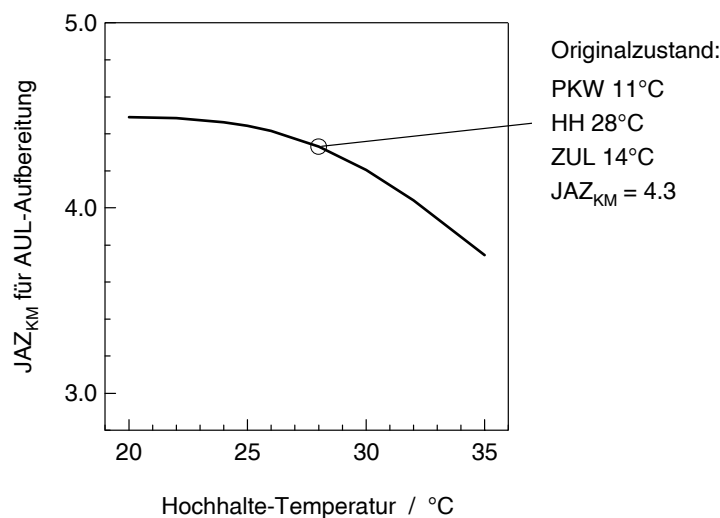


Abbildung 31: Jahresarbeitszahl der Kältemaschine für die Aussenluftaufbereitung in Funktion der Hochhalte-Temperatur. Für die Simulation wurde eine konstante PKW-Temperatur von 11°C und eine konstante Zulufttemperatur von 14°C angenommen (Originalzustand der Anlage).

4.4.4 Neue Regelstrategie für die PKW-Temperatur

Durch eine gezielte Betriebsoptimierung kann der Energieverbrauch einer Standard-Anlage weiter reduziert werden. Die Idee hinter der neuen "Regelstrategie" ist die konsequente Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes. Es ist selbstverständlich, dass eine solche Optimierung nicht zu einem schlechteren Komfort führen darf.

Ausgangspunkt für die neue Regelstrategie ist die Analyse des Kälteenergiebedarfs für die Aussenluftaufbereitung. Im Originalzustand wird die Zuluft auf 14°C abgekühlt und anschließend in den einzelnen Zonen je nach Bedarf über das KVS nachgewärmt. Die Auswertungen haben gezeigt, dass die Zulufttemperatur der einzelnen Zonen nach der Nachwärmung nie tiefer als 16°C ist. Dies bedeutet, dass während der gesamten Kühlperiode, in der *nicht* entfeuchtet werden muss, die Zuluft unnötigerweise auf 14°C statt auf 16°C abgekühlt wurde. Mit der neuen Betriebsweise soll diese unnötige Kälteproduktion soweit wie möglich verhindert werden. Dazu wurde der folgende einfache Ansatz gewählt:

Grundsätzlich wird die Anlage mit einer PKW-Temperatur von 14°C (Primär-Vorlauf 12°C statt 9°C) und einer Hochhaltung von 22°C gefahren. Der Zuluft-Sollwert wird auf 16°C eingestellt. Diese Einstellungen ergeben einen minimalen inneren Temperaturhub von ca. 16–18 K. Die PKW-Temperatur wird nur dann gesenkt, wenn die Entfeuchtung der Zuluft notwendig ist. Dazu wird folgende "Regel" angewendet: Die PKW-Temperatur wird während den Tagesstunden von 14°C auf 11°C gesenkt, wenn die absolute Feuchte der Aussenluft während drei aufeinander folgenden Stunden über 10.6 g/kg liegt (Sättigungswert bei 14°C). Gleichzeitig wird der Sollwert der Zulufttemperatur von 16°C auf 14°C gesenkt. Nach 18:00 wird die PKW-Temperatur in jedem Fall wieder auf 14°C angehoben.

Zusammengefasst heisst das, dass die Anlage neu auf zwei Temperaturniveaus betrieben wird, nämlich (1) ZUL 16°C und PKW 14°C oder (2) ZUL 14°C und PKW 11°C. Grundsätzlich wird mit Zustand (1) gefahren, der Zustand (2) kommt nur dann zum Einsatz, wenn die oben beschriebene Bedingung erfüllt ist. Diese Regelstrategie ist nicht "neu". Bei der Regelung der Zulufttemperatur über die Enthalpie der Aussenluft wird ebenfalls das unnötige Abkühlen und Nachwärmen vermieden. Das Ziel ist des hier beschriebenen Konzeptes ist, die Anlage mit einer simplen und robusten Regelstrategie zu betreiben, die in der Praxis umsetzbar ist.

Mit dieser Regelung kann an denjenigen Tagen, an denen keine Entfeuchtung notwendig ist (überwiegende Mehrzahl der Tage), mit dem Anheben der PKW- und Zuluft-Temperatur rund 50% der Energie für die Kompressoren eingespart werden kann. An den (relativ wenigen) Tagen mit Entfeuchtung hingegen ist das Einsparpotenzial gering. In Abbildung 32 sind die Resultate der Berechnungen für verschiedene Betriebsweisen von System A dargestellt.

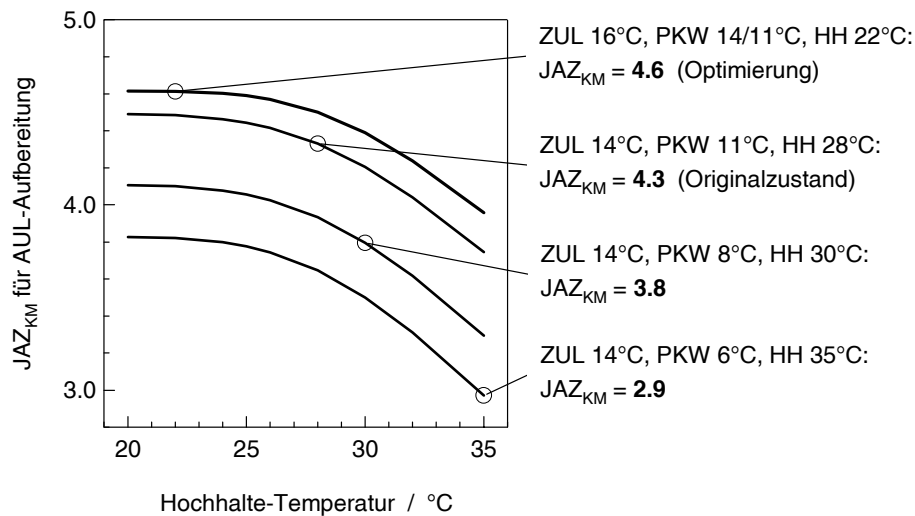


Abbildung 32: Jahresarbeitszahl der Kältemaschine für die Aussenluftaufbereitung in Funktion der Hochhalte-Temperatur für verschiedene Betriebsweisen (siehe Legende).

Mit der optimierten Betriebsweise erhält man eine Jahresarbeitszahl von 4.6. Dieser Wert ist nur 7% höher als der Wert mit den Origineleinstellungen (PKW 11°C und HH 28°C führt zu $JAZ_{KM} = 4.3$). Hier wird besonders deutlich, dass die auf die erzeugte Kälteenergie bezogene Jahresarbeitszahl nicht der richtige Massstab zur Beurteilung der Effizienz ist, da in dieser Energiemenge auch die unnötigerweise erzeugte Kälteenergie enthalten ist.

Zur genaueren Untersuchung der Effizienz wurden für folgende drei Fälle Simulationsrechnungen auf Stundenbasis durchgeführt:

- 1 PKW 6°C, ZUL 14°C, HH 35°C (zum Vergleich)
- 2 PKW 11°C, ZUL 14°C, HH 28°C (Originalzustand)
- 3 PKW 14°C / 11°C, ZUL 16°C / 14°C, HH 22°C (neue Regelstrategie)

Fall 1 mit PKW 6°C und Hochhaltung 35°C wurde zum Vergleich mit einer "alten" Klimakälteanlage herangezogen. Eine solche Anlage entspricht im Bereich Gebäudekühlung nicht mehr dem Stand der Technik.

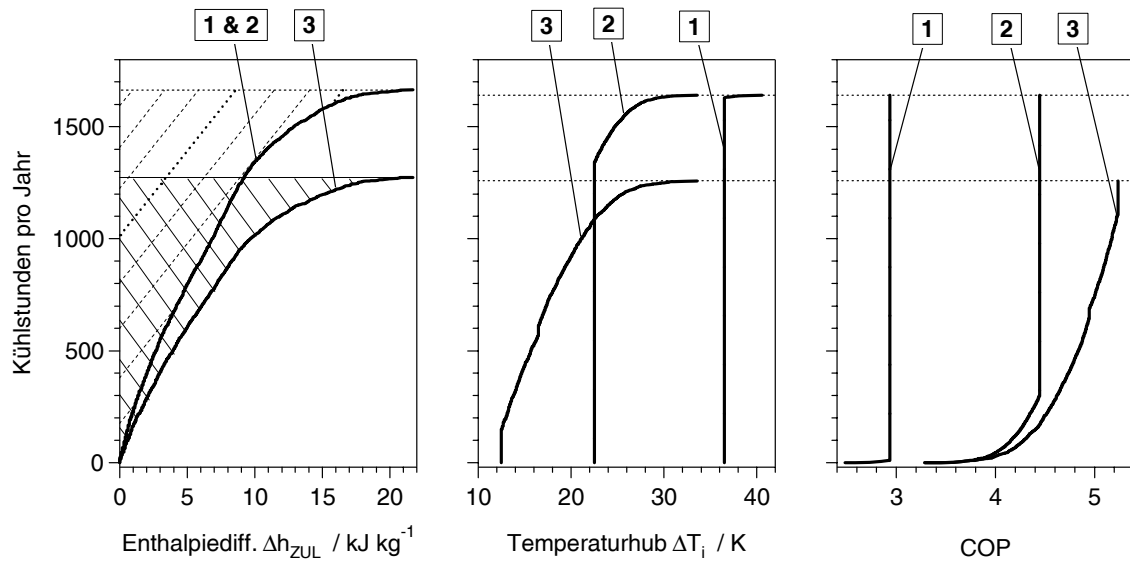


Abbildung 33: Vergleich von verschiedenen Betriebsweisen (siehe Text). Absolute Summenhäufigkeit der Enthalpiedifferenz zwischen Aussenluft und Zuluft, des Temperaturhubes und der Leistungszahl der Kältemaschine.

Die Resultate der Berechnungen sind in Abbildung 33 dargestellt. Die schraffierte Fläche zur Ordinate im Summenhäufigkeitsdiagramm der Enthalpiedifferenz zwischen Aussen- und Zuluft ist gleich dem jährlichen Kälteenergiebedarf für die Kühlung und Entfeuchtung der Aussenluft. Mit der neuen Betriebsweise wird der jährliche Kälteenergiebedarf von 81.1 MWh auf 63.3 MWh verkleinert, d.h. die unnötige Kälteenergieerzeugung von 17.8 MWh wird vermieden (–22%). Weiter reduziert sich die Anzahl Kühlstunden von 1640 h auf 1240 h. Das Potenzial eines kleinen Temperaturhubes wird optimal ausgenutzt, die Kältemaschine kann viel länger bei hohen COP-Werten betrieben werden. Für die auf die effektiv *genutzte* Kälteenergie (63.3 MWh) bezogene Jahresarbeitszahl der Kältemaschine erhält man folgende Werte:

- 1 $JAZ_{KM} = 63.3 \text{ MWh} / 27.7 \text{ MWh} \approx 2.3$
- 2 $JAZ_{KM} = 63.3 \text{ MWh} / 18.7 \text{ MWh} \approx 3.4$ (Originalzustand)
- 3 $JAZ_{KM} \approx 63.3 \text{ MWh} / 13.8 \text{ MWh} \approx 4.6$ (neue Regelstrategie)

Wenn man die höhere JAZ (4.9 statt 4.3 im Originalzustand) auch für den Kälteenergiebedarf der Kühldecken (ca. 30 MWh/a) berücksichtigt, beträgt die Energieeinsparung gegenüber dem Originalzustand ca. 6 MWh/a oder 2.5 kWh/m²a (21%). Zum Vergleich: Wenn die Anlage mit PKW 6/12°C und einer Hochhaltung von 35°C laufen würde, beträgt die Reduktion des Energieverbrauches ca. 32%.

Die Jahresarbeitszahl mit der neuen Betriebsweise wäre noch höher, wenn man (a) die Kühldecken vor allem in den kühlen Nacht- und Vormittagsstunden bei kleinem Temperaturhub betreiben würde und (b) wenn man berücksichtigt, dass durch die höhere PKW-Temperatur

häufiger Free-Cooling-Betrieb möglich ist (in der Simulation nicht berücksichtigt). Weiter wäre bei einer Kältemaschine mit einem geeigneten Kompressor für kleine Temperaturhübe (z.B. Scrollkompressor) das Effizienzsteigerungspotenzial noch grösser, da der Gütegrad bei kleinerem Hub weniger absinkt als bei einem Schraubenkompressor.

Fazit: Bei Luft-Systemen ist mit einer optimierten Betriebsweise ein Einsparpotential von etwa 20–30% gegenüber dem "Stand der Technik" vorhanden. Für hocheffiziente Systeme (d.h. mit Jahresarbeitszahlen weit über 10 oder sogar über 20) ist Luft als Energieträger selbstverständlich nicht geeignet.

Es war geplant, das System A auf Basis dieser Erkenntnisse einer umfassenden Betriebsoptimierung zu unterziehen und eine zweite Messkampagne durchzuführen. Die Optimierung sollte zur Quantifizierung des Potenzials beitragen. Leider konnten die einfachen Veränderungen am vorhandenen, nicht frei-programmierbaren Leitsystem nicht vorgenommen werden. In neueren Anlagen mit modernen Leitsystemen kann eine solche Regelstrategie sehr einfach umgesetzt werden. Eine wichtige Voraussetzung ist natürlich, dass die Wärmetauscher und das hydraulische System entsprechend ausgelegt sind.

4.4.5 Neue Regelstrategie für Kühldecken

Grundsätzlich sollte der kleine Temperaturhub in den kühlen Nacht- und Vormittagsstunden besser ausgenützt werden. Um dies zu erreichen, muss die in vielen Reglern standardmässig programmierte "Nachtanhebung" unbedingt deaktiviert werden. Weiter sollte mit der Nachtauskühlung nicht zu früh begonnen werden. In den frühen Abendstunden "verlangen" die Kühldecken Kälte, da der Sollwert entsprechend der etwas tieferen Aussentemperatur 22°C ist und in den Büros noch erhöhte Temperaturen herrschen. Die Nachtauskühlung ist viel effizienter, wenn man (a) zuwartet bis die Aussentemperaturen genügend tief sind um den kleinen Hub (oder ev. Free Cooling) auszunützen und wenn man (b) die Nachtauskühlung in kurzer Zeit mit hoher Kälteleistung bewerkstelligt, damit der Energieverbrauch der Hilfsaggregate die Leistungszahl möglichst wenig absenkt.

4.5 Fazit

Wir haben gesehen, dass mit der gezielten Verkleinerung des Temperaturhubes der Energieverbrauch von Klimakälteanlagen deutlich reduziert werden kann. Der Erhöhung der Jahresarbeitszahl von konventionellen "Kompressorkälte"-Systemen ist jedoch auch bei Verwendung von hocheffizienten Kältemaschinen eine obere Grenze gesetzt. Die Zusammenstellung in Tabelle 9 verdeutlicht diese Tatsache.

		Kompressorkälte		Free Cooling	
		Standard	Optimiert	Standard	Optimiert
Kältemaschine	Kompressor (COP)	12–25%	8–15 %	–	–
	Internpumpe Verdampfer	< 1%	–	–	–
	Internpumpe Kondensator	< 1%	–	–	–
Rückkühler	Ventilator (ΔT_{Luft} ca. 5 K)	< 8 %	< 2 %	< 8 %	< 2 %
	Pumpe	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
Speicher:	Pumpe	1 %	–	–	–
Kälteverteilung:	Pumpe	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
Kühldecken: oder	Pumpe (Δp max. 50 kPa, ΔT min. 3 K)	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
Umluftkühler:	Pumpe (Δp max. 50 kPa, ΔT min. 3 K)	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
	Ventilator (ΔT_{Luft} min. 4 K)	< 10 %	< 2 %	< 2 %	< 1 %
Summe =		50 % (max)	16 % (min)	11 %	6 %
JAZ_{Sys} =		2	5 – 6	9	16

Tabelle 9: Vergleich von "Kompressorkälte" und Free-Cooling-Prozessen. Der Energieverbrauch der Teilsysteme ist in % der erzeugten Kälteenergie angegeben. Bei Free-Cooling-Anwendungen sind zur Deckung von hohen Lasten an Hitzetagen bzw. an Tagen mit hohen Kühlgrenztemperaturen oft Kältemaschinen vorhanden. Diese Betriebsphase wird in der Tabelle nicht betrachtet.

In Standard-Klimakälteanlagen mit mechanischer Kälteerzeugung erreicht man typischerweise Jahresarbeitszahlen des Gesamtsystems zwischen 1.5 und 3. Wenn die Kältemaschine, Systemkomponenten und Hydraulik sehr sorgfältig ausgelegt werden, können Jahresarbeitszahlen von maximal 5–6 erreicht werden. Bei Standard-Klimakälteanlagen ist eine Verdoppelung der JAZ durch geeignete Massnahmen möglich. Werte über JAZ = 6 sind mit mechanischer Kälteerzeugung schwierig zu erreichen, da auch bei einer optimierten Kältemaschine der Energieverbrauchsanteil des Kompressors, je nach Temperaturhub und Gütegrad, zwischen 8% (COP = 12.5) und 15% (COP = 6.7) beträgt.

Wesentlich höhere JAZ können durch Einsatz von geeigneten Free-Cooling-Prozessen erreicht werden, wenn das Gesamtsystem und die einzelnen Komponenten sorgfältig ausgelegt sind und die Anlage effizient betrieben wird. Insbesondere darf nicht die Situation eintreten, dass bei FC die Kälteenergieerzeugung mit einem hohen Energieverbrauch für die Ventilatoren der Rückkühlung "erkauft" wird.

Ein "Quantensprung", z.B. eine Verzehnfachung der Jahresarbeitszahl von heute 2 bis 3 auf Werte von 20 bis 30, gelingt nur durch konsequente Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes in Kombination mit optimierten Free-Cooling-Prozessen. Ein Beispiel einer solchen Anlage ist in Ref. [12] und [13] beschrieben¹⁷⁾. In dieser Anlage (nachfolgend **System C** genannt) wird die Kälteenergie mittels Verdunstungskühlung erzeugt. Die Verdunstungskühlung wird mit Stadtwasser ohne Aufbereitung betrieben (Wasserverbrauch ca. 100 lt/m²a). Die Annäherung der PKW-Temperatur an die Kühlgrenztemperatur beträgt rund 1 K. Als Raumkühlsysteme kommen Brüstungsklimageräte zum Einsatz, welche Vorlauftemperaturen von 18–20°C benötigen. Da es in Zürich nur rund 175 h/a mit Feuchtkugelttemperaturen über 18°C gibt, kann praktisch das ganze Jahr die Kälteenergie mittels Free Cooling erzeugt werden. Die Spitzenlastkältemaschine, welche für einen kleinen Temperaturhub optimiert ist (COP \approx 7–8), kommt nur selten zum Einsatz. Die installierte elektrische Leistung für die Kälteerzeugung, Kälteverteilung, Brüstungsklimageräte und Regelung beträgt 2.6 W/m². Für die gesamte Kühlperiode beträgt der Stromverbrauch 2.8 kWh/m² a. Detaillierte Informationen zu dieser Anlage sind in Ref. [12] und [13] zu finden.

Die gemessene Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems (Verhältnis von Kälteenergie zur gesamten elektrischen Energieaufnahme des Klimakältesystems; d.h. Kälteerzeugung, Kälteverteilung, Brüstungsklimageräte, Regelung) beträgt rund 25.

Mit dieser Anlage konnte gezeigt werden, dass ein echter Quantensprung in der Effizienz möglich ist: Der Energieverbrauch dieser Klimakälteanlage ist rund 10-mal kleiner als derjenige von typischen Standard-Anlagen ($JAZ_{sys} = 20\text{--}30$ statt $JAZ_{sys} = 2\text{--}3$).

Als Zusammenfassung sind in Abbildung 34 die Bereiche der Jahresarbeitszahlen verschiedener Klimakälte-Systeme grafisch dargestellt. Die "Schallmauer" $JAZ_{sys} \approx 6$ der Kompressorkälte kann nur durch Anwendung von Free-Cooling-Prozessen durchbrochen werden. Mit optimierten Free-Cooling-Prozessen kombiniert mit Kältemaschinen für kleine Temperaturhübe steht uns ein weites Feld offen – und $JAZ_{sys} = 20\text{--}30$ ist nicht das obere Ende.

17) Die Anlage wurde vom Mitautor dieser Studie, Dr. Beat Kegel, in Zusammenarbeit mit der Basler & Hofmann AG entwickelt.

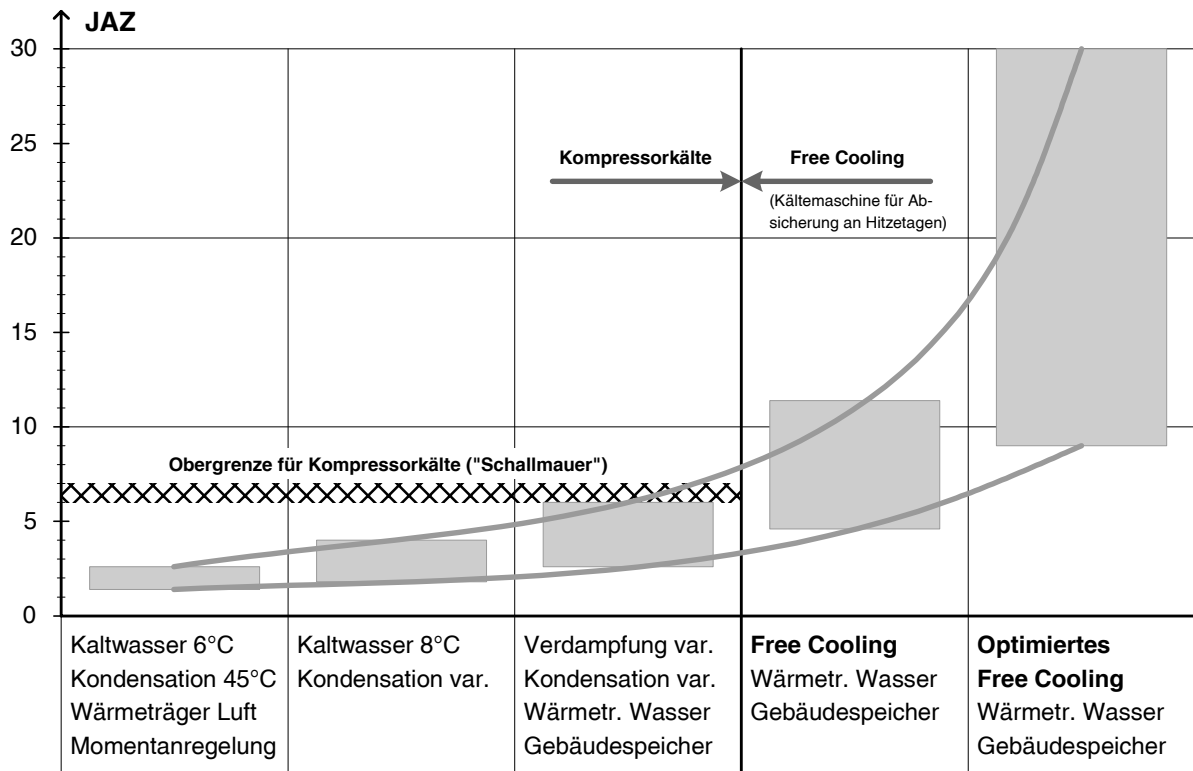


Abbildung 34: Vergleich der Jahresarbeitszahlen verschiedener Klimakälte-Systeme (als kleine Auswahl von Beispielen zu verstehen).

4.6 Ökonomische Aspekte

Für die ausgemessenen Anlagen A und B sowie für die oben beschriebene Anlage C wird eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt. Die spezifischen Investitions- und Betriebskosten sind in der untenstehenden Tabelle zusammengestellt. Die Investitionskosten umfassen jeweils die Kosten der Kälteerzeugung *und* Rückkühlung zusammen, da in System C während 90–95% der Betriebszeit die Kälteenergie nur mit dem Verdunstungskühler erzeugt wird.

System C schneidet schlecht ab, wenn man die kälteleistungsspezifischen Investitionskosten (CHF/kW Kälteleistung) miteinander vergleicht: Die Investitionskosten sind rund dreimal höher. Dieser Vergleich ist aber nicht geeignet, da infolge Überdimensionierung häufig (zu) grosse Kältemaschinen installiert werden. Auch hier liegen grosse Unterschiede vor, obwohl die aus dem Gebäude abzuführende spezifische Wärmeenergie durchaus vergleichbar ist (in den Bankgebäuden A und B etwas höher als in Gebäude C; in System C selbstverständlich mit einer anderen Betriebsweise).

	System A	System B	System C
Nennkälteleistung Kältemaschine	186 kW	570 kW	70 kW
Klimatisierte Nutzfläche	2'425 m ²	3'440 m ²	2'200 m ²
Kälteleistungsspezifische Investitionskosten Kältemaschine + Rückkühlung	500 CHF/kW	430 CHF/kW	1'500 CHF/kW
Flächenspezifische Investitionskosten Kältemaschine + Rückkühlung	37 CHF/m ²	40 CHF/m ²	55 CHF/m ²
Elektrizitätsbedarf für die Gebäudekühlung (Annahme Kühlenergie: 60 kWh/m ² a)	JAZ _{sys} ≈ 2: 30 kWh/m ² a	JAZ _{sys} ≈ 3*: 20 kWh/m ² a	JAZ _{sys} ≈ 20: 3 kWh/m ² a
Spezifische Energiekosten Elektrizität (Annahme 0.17 CHF/kWh)	5 CHF/m ² a	3.4 CHF/m ² a	0.5 CHF/m ² a

Tabelle 10: Vergleich der spezifischen Investitions- und Betriebskosten Anlagen. *Bei System B wurde JAZ_{sys} ≈ 3 für den Endausbau angenommen.

Die auf die klimatisierte Nutzfläche bezogenen Kosten ergeben folgendes Bild: Die Investitionskosten von System C sind 18 CHF/m² bzw. 15 CHF/m² höher als diejenigen von System A und B. Die jährlichen spezifischen Energiekosten (Elektrizität) sind rund 3–4.5 CHF/m² tiefer als bei den anderen Systemen (unter der Annahme für den Vergleich, dass aus allen drei Gebäuden 60 kWh/m²a abzuführen sind). In System B und C müssen die Kosten für den Wasserverbrauch berücksichtigt werden. In System C betragen diese bei einem Wasserverbrauch von ca. 100 lt/m²a gerundet 0.5 CHF/m² (Stadtwater ohne Aufbereitung). Die Betriebskosten von System C betragen rund 1 CHF/m² und sind somit rund 4 CHF/m² tiefer als diejenigen von System A, d.h. die höheren Investitionskosten von 18 CHF/m² sind in rund 4 1/2 Jahren kompensiert.

Fazit: Der Einsatz von solchen hocheffizienten Systemen ist trotz höheren Investitionskosten wirtschaftlich äusserst interessant.

5 Planungsrichtlinien

5.1 Einleitung

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Grundlagen für die Planung, Realisierung und den Betrieb von Klimakälteanlagen mit kleinem Temperaturhub zusammengefasst. Die "Planungsrichtlinien" basieren insbesondere auf den durchgeführten Messungen und Analysen und sollen als Hilfsmittel dienen, um effiziente Klimakälteanlagen zu planen und realisieren. Es wird aufgezeigt, welche Punkte zu beachten sind und welche Fehler unbedingt vermieden werden müssen.

Wie gesehen ist die wichtigste Voraussetzung die Betrachtung des Gesamtsystems bestehend aus Kältemaschine, Rückkühlung, Hydraulik, Raumkühlsystem, Regelung und Betriebsweise. Es muss eine gute *Gesamtlösung* statt ungenügend aufeinander abgestimmte Einzellösungen angestrebt werden. Technische und ökonomische Gesichtspunkte sind gleichwertig zu berücksichtigen. Das Ziel ist, eine technisch und ökonomisch optimale Lösung über die gesamte Nutzungsdauer zu erreichen (was nicht einfach ist, wenn der Investor nicht auch der Nutzer des Gebäudes ist), d.h. die Energiekosten und sonstigen Betriebskosten müssen in der Planungsphase zwingend berücksichtigt werden.

In den Planungsrichtlinien werden folgende sechs Bereiche unterschieden:

1. Grundlagen, Systemwahl
2. Kältemaschine
3. Rückkühlung
4. Wärmetauscher
5. Hydraulik
6. Betriebsweise und Regelung

Die Planungsrichtlinien beschränken sich im Wesentlichen auf konventionelle Klimakälteanlagen, d.h. auf "klassische" PKW-Systeme mit Kompressorkälte. Die Richtlinien gelten natürlich auch für hocheffiziente Systeme mit $JAZ_{sys} > 20$. Es ist jedoch zu betonen, dass die Planung und Realisierung solcher Systeme umfassender angegangen werden muss. So müssen die bauphysikalischen Randbedingungen, das thermische Gebäudeverhalten, usw. in sämtlichen Überlegungen konsequent miteinbezogen werden. Eine in diesem Sinne umfassende Beschreibung würde den Rahmen dieser Studie bei weitem sprengen.

5.2 Zusammenfassung der Planungsrichtlinien

1 Grundlagen, Systemwahl

1.1 Das Gesamtsystem ist entscheidend

Das Ziel eines energieeffizienten Gebäudes ohne Einbussen an Raumklima und Nutzungskomfort ist nur durch integrale Planung zu erreichen. Architektur, Bauphysik und Gebäudetechnik und ihre Wechselwirkungen sind *die* entscheidenden Faktoren in der Planung. "Schwächen" der Architektur und Bauphysik sollen nicht durch Gebäudetechnik wettgemacht werden. Ebenso wichtig ist es, den Bauherren in den Prozess mit einzubeziehen (der Bauherr "muss es wollen").

1.2 Ein Gebäudekühlsystem mit grossem Temperaturhub ist inhärent ineffizient

Die exergetische Betrachtung zeigt, dass in einem System mit grossem inneren Temperaturhub die äusseren Exergieverluste grösser oder zumindest in der gleichen Grössenordnung sind als die Exergieverluste der Kältemaschine selber. In anderen Worten: In einem System mit grossem Hub (z.B. PKW 6/12°C oder PKW 8/14°C und Hochhaltung über 30°C) wird auch die beste auf dem Markt erhältliche Kältemaschine zu keiner hohen System-Arbeitszahl führen.

1.3 Die Wahl des Raumkühl- und Rückkühlsystems legt den *benötigten* Temperaturhub fest

Sobald das Raumkühl- und Rückkühlsystem festgelegt ist, ist auch der im Minimum *benötigte* innere Temperaturhub gegeben. Anlagen mit kleinen Temperaturhuben sind möglich mit Raumkühlssystemen, die auf einem hohen Temperaturniveau arbeiten (nahe an der Raumtemperatur). Dazu gehören insbesondere Thermoaktive Deckensysteme (Betonkernaktivierung), Kühldecken und effiziente Umluftkühlgeräte. In solchen Systemen sollten PKW-Temperaturen von 16°C auf keinen Fall unterschritten werden. Effiziente Umluftkühlgeräte arbeiten z.B. mit Vorlauftemperaturen von 18–20°C und die Rücklauftemperatur erreicht praktisch die Raumtemperatur. PKW-Rücklauftemperaturen nahe an der Raumtemperatur sind eine unabdingbare Voraussetzung für einen exergetisch effizienten Prozess. Das Rückkühlsystem ist so auszulegen und zu betreiben, dass der Temperaturhub nicht unnötig vergrössert wird.

1.4 Keine Systeme mit tiefen PKW-Temperaturen für die Gebäudekühlung verwenden

Die früher üblichen PKW-Temperaturen 6/12°C oder 8/14°C sind nach dem heutigen Stand der Technik nicht mehr erforderlich. Solche Systeme sollten für die Gebäudekühlung nicht eingesetzt werden. In Anlagen mit Entfeuchtung genügt eine PKW-Temperatur von rund 11°C, wenn der Luftkühler entsprechend ausgelegt ist. Noch wesentlich effizienter ist, anstelle von Kondensation in Luftkühlern Adsorptionsprozesse zu verwenden (siehe Punkt 1.7). Damit können bei geeigneten Raumkühlssystemen PKW-Temperaturen von z.B. 19/23°C gefahren werden, was einen sehr hohen Free-Cooling-Anteil ermöglicht.

1.5 Inneren Temperaturhub so klein wie möglich halten

Die Effizienz einer Klimakälteanlage ist in starkem Masse vom inneren Temperaturhub abhängig. Bei einer Kältemaschine mit "konstantem" Gütegrad (d.h. mehr oder weniger unabhängig von der Grösse des Hubes) ist der COP-Wert umgekehrt proportional zum inneren Temperaturhub.

Die Anhebung der PKW-Temperatur um 1 K führt zu einer Erhöhung der JAZ von 2.5–4%. Die Reduktion der Hochhalte-Temperatur um 1 K bringt eine Verbesserung der JAZ von 1–2.5%. Die effektiven Werte sind stark abhängig vom Kältemaschinentyp und Temperaturniveau.

1.6 In jedem Fall Wasser als Energieträger für die Gebäudekühlung verwenden

Für die Gebäudekühlung sind in jedem Fall wassergebundene Raumkühlsysteme zu verwenden. Diese haben grosse energetische und exergetische Vorteile gegenüber Nur-Luft-Systemen und ermöglichen behagliche Klimatisierungslösungen in grosser Variantenvielfalt. Mit Nur-Luft-Systemen können keine hohen JAZ erreicht werden (diese Aussage gilt auch für *mechanische* Nachtlüftung oder für Systeme mit luftgekühlten Speichermassen). Frischluftzufuhr auf den hygienisch bedingten Minimalwert reduzieren (übliche Werte beachten: Luftmenge 30–40 m³/h pro Person bzw. ca. 3–6 m³/h m², Druckverlust Zuluft & Abluft < 1'200–1'500 Pa, Leistungsbedarf der Ventilatoren unter 2 W/m², Zuschalten WRG erst bei hohen Aussentemperaturen, typischerweise über 27–28°C).

1.7 Aufgaben "Gebäudekühlung" und "Luftentfeuchtung" trennen

Gebäudekühlung mit Luft als Energieträger ist ineffizient (siehe oben). Der exergetische Wirkungsgrad der Entfeuchtung durch Kondensation in einem Luftkühler ist sehr gering (je nach Betriebsbedingungen lediglich einige Prozent). Wenn möglich ist die Entfeuchtung mit einem Sorptionsprozess zu bewerkstelligen, der wesentlich effizienter als ein Kondensationsprozess ist.

1.8 Gebäude und Kälteenergiebedarf

Der Bedarfsseite ist grosse Beachtung zu schenken. Unnötige Sicherheitszuschläge und Reserven vermeiden. Das Gesamtsystem sollte so ausgelegt werden, dass es bei den am häufigsten vorkommenden Betriebszuständen am effizientesten läuft und weniger effizient bei Spitzenlast. Klimakälteanlagen arbeiten nur während wenigen Prozents der Betriebszeit im Bereich der Spitzenlast.

Mit Hilfe von Energiebilanzen und einfachen Modellrechnungen über den Zeitraum eines Tages ("24 h-Modell") kann zuverlässig bestimmt werden, welche Wärmeenergiemenge (Wh/m²d) in der Gebäudemasse zwischengespeichert wird bzw. welche Kühlleistung (W/m²) installiert werden muss. Das Speichervermögen der Gebäudemasse sollte optimal ausgenützt werden (statt Verwendung von technischen Speichern, deren Speichervermögen im Vergleich zur Gebäudemasse gering ist). Weiter ist das Raumkühlsystem ist auf die "Art" der Lasten, d.h. Anteil Konvektion und Strahlung, abzustimmen.

1.9 Kritische Kälteverbraucher (mit tiefster PKW-Temperatur) untersuchen

Es muss unter allen Umständen vermieden werden, dass in einer Anlage die PKW-Temperatur wegen einzelnen Verbraucher unnötig tief gehalten werden muss. In einem solchen Fall sollten andere Komponenten gewählt oder separates Kühlsystem vorgesehen werden. Es ist darauf zu achten, dass das Gesamtsystem zusammenpasst. Situationen wie z.B. "hocheffiziente Kältemaschine & schlecht dimensionierte Komponenten" (z.B. zu kleiner Luftkühler oder Umluftkühlgeräte, welche tiefe PKW-Temperaturen erfordern) sind zu vermeiden.

1.10 Speicher (Wasser, Eisspeicher, usw.)

Technische Speicher können ganz weggelassen werden (nur zur hydraulischen Entkopplung oder zur Verkleinerung der Takthäufigkeit). Das Speichervermögen eines technischen Speichers ist vernachlässigbar klein im Vergleich zum Speichervermögen der Gebäudemasse. Eine hohe PKW-Temperatur bringt energetisch und wirtschaftlich mehr als das Speicherfüllen mit günstigem Nachtstrom, da in Standard-Anlagen praktisch immer eine Hochhaltung vorhanden ist. Für die Gebäudekühlung niemals Eisspeicher verwenden. Der exergetische Wirkungsgrad solcher Anlagen ist extrem klein (auch wenn nachts die Kondensationstemperatur abgesenkt wird).

1.11 Unnötige Kälteenergieerzeugung vermeiden

Anlagen für die zentrale Luftaufbereitung können in Zeiten, in denen keine Entfeuchtung notwendig ist, ohne Komforteinbussen mit höheren PKW-Temperaturen betrieben werden. Die PKW-Temperatur sollte in Abhängigkeit der Enthalpie der Aussenluft geregelt werden (kontinuierlich oder stufenweise). Im Sommer unnötig tiefe Zulufttemperaturen und anschliessende Nachwärmung vermeiden (unnötige Kälteproduktion).

1.12 Zulufttemperatur in der Übergangszeit so tief wie möglich halten

Die Zulufttemperatur sollte in der Übergangszeit so tief wie möglich gehalten werden, um die freie Kühlung voll auszuschöpfen (wenn es das Lufteinlass-System in die Räume zulässt).

1.13 Keine *mechanische* Nachtlüftung verwenden

Die Messungen haben eindrücklich die altbekannte Tatsache bestätigt, dass mechanische Nachtlüftung ineffizient ist. Nachtlüftung ist durch natürliche Lüftung zu bewerkstelligen.

2 Kältemaschine

2.1 Generelle Aspekte beachten

Sowohl die Messungen als auch die theoretischen Überlegungen zeigen, dass in der konsequenten Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes ein grösseres Energieeinsparpotenzial liegt als auf der Kältemaschinenseite. Trotzdem ist der Auslegung bzw. Auswahl der Kältemaschine die gebührende Beachtung zu schenken. Standard-Kältemaschinen erreichen heute Gütegrade um 50%, sehr gute Kältemaschinen (z.B. Anlagen mit Turbokompressoren oder mit effizienten Kältemitteln wie Ammoniak oder Propan) erreichen Werte von 55–70%. Man beachte, dass der Gütegrad vieler Standard-Kältemaschinen mit kleiner werdendem Temperaturhub markant sinkt (z.B. Kältemaschinen mit Kolben- oder Schraubenkompressoren).

2.2 Geeignete Kältemaschine für kleinen Temperaturhub auswählen

Eine markante Effizienzsteigerung kann nur mit einer Kältemaschine erreicht werden, welche bei kleinen Temperaturhuben einen hohen Gütegrad aufweist. Die Unterschiede im Gütegrad bei kleinen Temperaturhuben liegen bei Faktor 2. Wegen der Ölschmierung kann bei verschiedenen Bauarten (z.B. mit Schraubenkompressoren) eine bestimmte Druckdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer nicht unterschritten werden. Kältemaschinen dieser Art sind nicht geeignet für Anwendungen mit kleinem Temperaturhub. Für grössere Kälteleistungen (ab ca. 150–200 kW) sind Turbokompressoren, für kleinere Leistung sind Scrollkompressoren besonders gut geeignet. Mit Scrollkompressoren können bei kleinen Temperaturhuben COP-Werte im Bereich 7–8 erreicht werden.

2.3 Effiziente Kältemittel verwenden

Von den thermophysikalischen Eigenschaften aus gesehen sind Kältemittel wie Ammoniak oder Kohlenwasserstoffe wie Propan den heute gängigen Kältemitteln vorzuziehen. Ob der Einsatz dieser Kältemittel möglich ist, muss von Fall zu Fall abgeklärt werden (Stoffverordnung beachten). Nicht-azeotrope Kältemittel sind nicht zu empfehlen.

2.4 Auslegung Verdampfer und Kondensator überprüfen

Eine Kältemaschine mit effizientem Verdampfer und Kondensator ist eine unabdingbare Voraussetzung für einen effizienten Prozess. Knapp dimensionierte Wärmetauscher führen zu einem unnötig grossen inneren Temperaturhub und damit zu einer unnötigen Vergrösserung der Exergieverluste. Die Temperaturdifferenz zwischen PKW-Austritt und Verdampfung sowie zwischen Kondensation und Kühlwasser-Austritt sollte 1–2 K nicht überschreiten. Diese Temperaturdifferenzen müssen vom Anbieter schriftlich garantiert und bei der Abnahme überprüft werden (Nebeneffekt: Die Gefahr eines unerwünschten kurzfristigen Fabrikat-Wechsels wird reduziert). Die optimale Temperaturdifferenz kann mit einer einfachen Wirtschaftlichkeitsrechnung gefunden werden. Weiter sind die Druckverluste des Verdampfers und Kondensator kritisch zu prüfen.

2.5 Variable Volumenströme durch Verdampfer und Kondensator einstellen

Variable Volumenströme führen bei Teillast zu deutlichen Effizienzsteigerungen. Der minimal zulässige Volumenstrom durch den Verdampfer und Kondensator ist durch den Kältemaschinenanbieter zu spezifizieren. Dieser Wert wird erfahrungsgemäss relativ hoch angesetzt und sollte kritisch hinterfragt werden.

2.6 Hochhaltung vermeiden bzw. minimieren

Die Hochhaltung der Kühlwasser-Eintrittstemperatur in den Kondensator bzw. die Hochhaltung der Kondensationstemperatur auf einem konstant hohen Niveau ist zu vermeiden bzw. auf einen Minimalwert einzustellen. Auf keinen eine Kältemaschine mit einer Hochhaltung über 25°C verwenden. Die Ausschreibung ist entsprechend zu formulieren und der Kältemaschinenhersteller bzw. -lieferant muss die Hochhalte-Temperatur schriftlich bestätigen und bei der Abnahme nachweisen.

2.7 Abwärme-Nutzung

Wenn die Kältemaschine konsequent mit einem kleinen Temperaturhub betrieben wird, sind die Verdichtungsendtemperatur und die Kondensationstemperatur die meiste Zeit so niedrig, dass sich Abwärmenutzung nicht lohnt. Ausserdem ist in Bürogebäuden der Bedarf oft nicht vorhanden (z.B. für Warmwasser).

3 Rückkühlung

3.1 Variable Rückkühltemperaturen (keine Hochhaltung)

Das Kältemaschinen- und Rückkühlsystem muss variable Rückkühltemperaturen zulassen. Der Planer muss sich dies schriftlich garantieren lassen, damit dies im Betrieb auch tatsächlich umgesetzt wird. Der Nutzen dieser Anforderung ist enorm gross! Bei variabler Rückkühltemperatur bringt eine Konzentration des Kältemaschinenbetriebes auf die Nacht- und Vormittagsstunden ähnlich viel wie eine hybride Rückkühlung mit Standardbetrieb.

3.2 Standort der Rückkühler-Einheiten beachten

(Insbesondere Trocken-) Rückkühler nicht an Standorten platzieren, wo die lokale Lufttemperatur durch Sonneneinstrahlung deutlich über die mittlere Aussentemperatur aufgeheizt wird. Die lokale Überhitzung liegt oft in der Grössenordnung von 5°C, in Extremfällen bis 10°C. Die Reduktion der Leistungszahl während dieser Betriebszeit beträgt je nach Temperaturniveau bis zu 25%. Weiter ist eine ungehinderte Luftansaugung zu beachten.

3.3 Nasse Rückkühlung bringt energetische Vorteile

Prinzipiell ist mit nasser Rückkühlung ein grosses Potenzial zur Verkleinerung des Temperaturhubes vorhanden. In der Klimakälte wird jedoch sehr häufig trocken rückgekühlt, da die Investitions- und Betriebskosten einer nassen Rückkühlung verhältnismässig hoch sind (Wasseraufbereitung und -beheizung, aufwändiger Unterhalt, usw.). Mit Verdunstungskühlsystemen, die keine Wasseraufbereitung benötigen und die eine kleine Annäherung an die Kühlgrenztemperatur erreichen (1–2 K), kann das energetische und wirtschaftliche Potenzial voll ausgeschöpft werden. Wenn gleichzeitig Raumkühlsysteme mit hohen PKW-Temperaturen eingesetzt werden, kann die Kälteenergie praktisch das ganze Jahre mit der Verdunstungskühlung erzeugt werden. Der COP der Kälteerzeugung durch Verdunstungskühlung kann bei optimaler Auslegung und Betriebsweise Werte weit über 30 erreichen.

3.4 Elektro-Thermo-Verstärkung (ETV) der Ventilatoren und Umwälzpumpe überprüfen

Die Leistungsaufnahme der Ventilatoren und Umwälzpumpe ist im Vergleich zur Kälteleistung zu überprüfen. Dabei sind folgende Zielwerte anzustreben (ETV bezogen auf die Kälteleistung): Ventilatoren $ETV < 3.5\%$ (in guten Rückkühlern noch wesentlich tiefer), Umwälzpumpe $ETV < 1\%$. Die Leistung der Ventilatoren und der Umwälzpumpe sollte bei Teillast entsprechend geregelt werden.

4 Wärmetauscher

4.1 Kritische Wärmetauscher überprüfen

Die Wärmetauscher auf dem tiefsten Temperaturniveau sind exergetisch kritisch. Diese sollten die kleinste mittlere logarithmische Temperaturdifferenz aufweisen (maximal 1 K).

4.2 Zwischen-Kreisläufe mit Wärmetauschern vermeiden

Falls Zwischen-Kreisläufe notwendig sind (Trennung Wasser-Glykol / Wasser-Kreisläufe), sind effiziente Wärmetauscher mit einer mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz unter 1 K einzusetzen. Generell sollten sämtliche Wärmetauscher grosszügig ausgelegt werden, aber ohne dass der Druckverlust stark ansteigt. Eine Wirtschaftlichkeitsrechnung zeigt, dass in den meisten Fällen die Mehrkosten für den "grösseren" Wärmetauscher in kurzer Zeit amortisiert sind.

4.3 Luftkühler grosszügig auslegen

Luftkühler in der zentralen Luftaufbereitung sind generell grosszügig auszulegen, ja sogar zu überdimensionieren. Die höheren Investitionskosten infolge sorgfältig ausgelegter Luftkühler mit genügend grosser Wärmeübertragungsfläche und trotzdem geringem Druckverlust (nicht zu kleine Lammellenabstände) lohnen sich wirtschaftlich innerhalb kurzer Zeit.

5 Hydraulik

5.1 Generelle Aspekte

Die Praxis zeigt, dass der Stromverbrauch der Umwälzpumpen unterschätzt wird. Die Auslegung des hydraulischen Systems ist für den zuverlässigen und energieeffizienten Betrieb einer Klimakälteanlage von entscheidender Bedeutung. Die Hydraulik beeinflusst die Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems in der gleichen Grössenordnung wie der COP des Kältekompressors.

5.2 Hydraulische Schaltungen

Die oftmals anzutreffende hydraulische Trennung von "Produktion/Verbrauch" (teilweise mit konstanten Durchflüssen) führt zu ineffizienten und unwirtschaftlichen Systemen. In wesentlich effizienteren PKW-Systemen kann der minimale Durchfluss durch den Verdampfer mittels 3-Wegeventil oder mittels Durchgangsventil/Bypass einfach und zuverlässig garantiert werden.

5.3 Keine Überdimensionierung der Pumpen

Umwälzpumpen in PKW-Systemen werden oft 2- bis 3-fach überdimensioniert, was einen Betrieb mit schlechtem Wirkungsgrad weit ausserhalb des optimalen Betriebsfeldes zur Folge hat. Die Überdimensionierung von Pumpen ist unbedingt zu vermeiden.

5.4 Leistungsaufnahme der Pumpen

In Klimakälteanlagen sollten Hocheffizienz-Pumpen verwendet werden (z.B. mit Permanentmagnetmotor). Die Leistungsaufnahme der einzelnen Pumpen im Vergleich zur Kälteleistung muss bei der Auslegung überprüft werden: Die Elektro-Thermo-Verstärkung (Pumpenleistung zu Kälteleistung) einer einzelnen Pumpe sollte nicht mehr als 1% betragen (aufgrund der kleineren Temperaturdifferenzen und i.d.R. grösseren Druckverluste in Klimakälteanlagen kann der in der Heizungstechnik übliche Werte von 1 ‰ nicht erreicht werden). Der ETV-Wert *aller* Pumpen sollte als Richtwert 3–4% auf keinen Fall überschreiten (siehe Tabelle 9).

5.5 Leistungsadaptierende Regelung der Pumpen

Drehzahlregulierte Pumpen sind eine unabdingbare Voraussetzung für einen energieeffizienten Betrieb einer Klimakälteanlage.

5.6 Bedarfsgerechte Laufzeiten der Pumpen

Die Laufzeiten überschreiten oft deutlich die Zeit mit Kühlbedarf des Gebäudes. Teilweise laufen die Pumpen sogar ohne Unterbruch, was sich verheerend auf die Arbeitszahl auswirkt (vor allem in der Übergangszeit mit geringerem Kühlbedarf verschlechtert sich die Effizienz drastisch). Die Pumpen müssen in Zeiträumen ohne Kühlbedarf ausgeschaltet werden.

5.7 Keine Intern-Pumpen

Intern-Pumpen (z.B. Verdampfer, Kondensator, Luftkühler) sind mit entsprechenden hydraulischen Schaltungen nicht notwendig und können weggelassen werden.

5.8 Speicherbewirtschaftung

Technische Speicher können wie bereits gesagt in den meisten Fällen weggelassen werden. Falls dennoch vorhanden, ist unbedingt zu beachten, dass bei der Speicherbewirtschaftung der Temperaturunterschied zwischen Vor- und Rücklauf hochgehalten wird. Der COP sinkt bei abnehmendem Temperaturunterschied markant.

6 Betriebsweise und Regelung

6.1 Generelle Aspekte

Ohne eine optimale Betriebsweise und Regelung des *Gesamtsystems* kann das Ziel einer hohen Arbeitszahl nicht erreicht werden. Da Klimakälteanlagen die meiste Zeit im Teillastbereich arbeiten, ist es von entscheidender Bedeutung, dass die Kältemaschine, das Rückkühl- und PKW-System *lastabhängig* betrieben werden. In Bezug auf die Betriebsweise und Regelung ist in fast jeder bestehenden Anlage ein Optimierungspotenzial vorhanden.

6.2 Variable Verdampfungs- / Pumpenkaltwasser-Temperatur

Die PKW-Temperatur bzw. Verdampfungstemperatur sollte anstatt konstant auf die Spitzenleistung variabel anhand der effektiv nachgefragten Kühleistung geregelt werden. Hohe PKW-Temperaturen führen zu einem energieeffizienten Betrieb der Klimakälteanlage. In den meisten Fällen ist eine Anhebung der PKW-Temperatur bei Teillast möglich.

6.3 Variable Kondensations- / Rückkühl-Temperatur

Wie bereits weiter oben aufgeführt (Punkt 2.6 bzw. 3.1), muss die Kondensationstemperatur (Hochhaltung) und Rückkühltemperatur so tief wie möglich angesetzt werden. Die optimalen Werte können mit einer Wirtschaftlichkeitsrechnung bestimmt werden.

6.4 Betrieb bei kleinem Temperaturhub / Nachtauskühlung

Bei trockener Rückkühlung sollte das Potenzial des kleinen Temperaturhubes während der kühlen Nacht- und Vormittagsstunden genutzt werden (unter der Voraussetzung, dass keine oder eine möglichst tiefe Hochhaltung vorhanden ist). Im Hochsommer sollte mit der Nachtauskühlung nicht bereits in den frühen, noch relativ warmen Abendstunden begonnen werden, sondern erst in den Nachtstunden, wenn die Aussentemperatur genügend tief ist.

Bei nasser Rückkühlung sollte für die Nachtauskühlung generell auf den Betrieb der Kältemaschine verzichtet werden (unter der Voraussetzung eines wassergebundenen Raumkühlsystems mit hohen PKW-Vorlauftemperaturen, z.B. Betonkernaktivierung, Kühldecken oder Umluftkühlgeräte).

Bezüglich Betriebsweise gilt für beide Fälle folgende Regel: Die Nachtauskühlung muss mit hohen Kälteleistungen in kurzen Zeiträumen erfolgen, damit die Leistungsaufnahme der Pumpen, Rückkühlventilatoren, usw. wenig ins Gewicht fallen.

6.5 Free Cooling nicht maximal, sondern optimal betreiben

Es ist keine *maximale* Nutzung, sondern eine *optimale* Nutzung der freien Kühlung anzustreben. Dazu muss in jedem Fall die Arbeitszahl des Free Cooling-Betriebes über eine bestimmte Zeitspanne bestimmt werden. Die Umschaltung auf Free Cooling darf nur dann erfolgen, wenn die Arbeitszahl mit Sicherheit höher ist als mit dem Kältemaschinenbetrieb (besonders wichtig bei sehr effizienten Kältemaschinen).

6.6 Regelung der Zulufttemperatur

Im Hochsommer sind unnötig tiefe Zulufttemperaturen mit anschliessender Nachwärmung unbedingt zu vermeiden. Die Zulufttemperatur sollte nur dann reduziert werden, wenn eine Entfeuchtung notwendig ist (z.B. Regelung anhand der absoluten Feuchte der Aussenluft oder Abluft). In der Übergangszeit, wenn die Aussentemperatur tief ist und ein Kühlbedarf vorhanden ist, sollte die Zulufttemperatur so tief wie möglich angesetzt werden.

6.7 Raumtemperatur-Schiebung

Die Schiebung der Raumtemperatur darf nur bei tiefem COP in den heissen Nachmittagsstunden erfolgen. Bei mittleren bis schweren Gebäuden reduziert die Raumtemperatur-Schiebung in den heissen Nachmittagsstunden die momentane Kühllast zur Raumkühlung praktisch auf Null. Die Messungen, insbesondere in Bürogebäude A mit den Kühldecken, haben diese bekannte Tatsache eindrücklich bestätigt.

6.8 Keine "Nachtanhebung" in der Raumregelung

In vielen Produkten für die Einzelraumregelung ist im Kühlbetrieb standardmässig eine "Nachtanhebung" programmiert (analog zur [sinnvollen] Nachtabenkung im Heizbetrieb). Dies hat zur Folge, dass die Gebäudekühlung in den Nachtstunden nicht läuft und der kleine Temperaturhub nicht ausgenützt wird. Für eine effiziente Nachtauskühlung muss die "Nachtanhebung" deaktiviert werden.

6.9 Sollwertschiebung durch Nutzer begrenzen

Die (aus psychologischen Gründen sinnvolle) Sollwertschiebung durch die Nutzer sollte auf ein Minimum begrenzt werden. Die Messungen haben eindrücklich gezeigt, dass der Wärmeaustausch innerhalb des Gebäudes bei unterschiedlichen Sollwerten dazu führt, dass nur ein kleiner Teil der Kühlflächen bzw. Klimageräte in Betrieb ist und dadurch die PKW-Temperaturen unnötig tief angesetzt werden.

6.10 Lüftung bedarfsgerecht betreiben

Der Energieverbrauch der Luftförderung bzw. für das gesamte Lüftungssystem ist im Verhältnis zum Gesamtenergieverbrauch der climatechnischen Anlagen relativ gross. Die Betriebszeiten der Lüftungsanlage sind deshalb konsequent auf den effektiven Bedarf zu reduzieren. Auf keinen Fall die Nachtauskühlung mit der mechanischen Lüftung bewerkstelligen.

6.11 Sperrzeiten

Während Sperrzeiten muss das *gesamte* System ausgeschaltet werden (eine Sperrzeit darf z.B. nicht nur für die Kältemaschine gelten).

6.12 Erfolgskontrollen durch Messungen

Damit eine Erfolgskontrolle (Bestimmung der JAZ) durchgeführt werden kann, sind die climatechnischen Anlagen mit der entsprechenden Messtechnik auszurüsten. Dazu gehören im Minimum folgende Energiemessungen: Kälteenergie für die Luftaufbereitung, Kälteenergie für die Raumkühlung, elektrische Energie für die Klimakälteanlage (ideal ist eine Aufteilung in Kältemaschine und Hilfsaggregate) und elektrische Energie für die Lüftungsanlage.

5.3 Die 10 wichtigsten Punkte in Kürze

Im vorangehenden Abschnitt ist eine Vielzahl von Punkten aufgeführt und es besteht die Gefahr, sich in Details zu verlieren. Aus diesem Grund werden untenstehend die aus unserer Sicht **10 wichtigsten Punkte** noch einmal hervorgehoben (Triage von Problemen):

1. Wahl des Raumkühl- und Rückkühlsystems legt *benötigten* inneren Temperaturhub fest.
2. Wasser als Energieträger verwenden (Luftsysteme sind ineffizient, keine mechanische Nachtlüftung).
3. Möglichst kleinem Temperaturhub anstreben:
 - Vermeidung von unnötig tiefen Kaltwassertemperaturen
 - Variable Verdampfungstemperatur, z.B. Regelung nach Enthalpie der Aussenluft
 - Variable Kondensationstemperatur: maximale Nutzung der kühlen Nacht- und Vormittagsstunden bei Trockenrückkühlern oder hybride Rückkühlung
4. Richtige Auswahl der Kältemaschine für kleinen Temperaturhub:
 - hoher Gütegrad auch bei kleinem Hub (z.B. Turbo- oder Scrollkompressor)
 - energieeffizientes Kältemittel
 - grosszügig ausgelegter Verdampfer und Kondensator
 - keine bzw. möglichst tiefe Hochhaltung
5. Elektro-Thermo-Verstärkung aller Hilfsaggregate überprüfen. Als Richtwerte gelten
 - Umwälzpumpen ETV < 1% der Kälteleistung
 - Ventilatoren Rückkühlung ETV < 3.5% der Kälteleistung
6. Energieeffiziente hydraulische Installationen und Regelung:
 - PKW-System mit variablen Volumenströmen
 - Leistungsadaptierende Regelung aller Hilfsaggregate
 - Ventilatoren nur bei Bedarf in Betrieb
 - Vermeidung von unnötiger Kälteproduktion
7. Auslegung der Wärmetauscher im PKW-System auf max. 1 K Temperaturdifferenz
8. Keine technischen Speicher verwenden (Wasser-, Eisspeicher), stattdessen optimale Bewirtschaftung der Gebäudemasse als Speicher
9. Nicht maximale, sondern optimale Nutzung von Free Cooling
10. Effiziente Raumregelung:
 - Raumtemperaturschiebung nur in den heissen Nachmittagsstunden
 - Sollwertschiebung durch Nutzer begrenzen
 - keine "Nachtanhebung" der Raumtemperatur

5.4 Hindernisse im Planungsprozess

Klimakälteanlagen mit Jahresarbeitszahlen über 20 sind technisch machbar und ökonomisch tragbar. Eine mögliche Lösung ist die Kombination eines Free-Cooling-Prozesses mit einer Kältemaschine mit kleinem Temperaturhub. Alle Teilsysteme müssen optimal zusammenpassen. Die Gebäudetechnikplaner haben mit dem Konzept der Kälteerzeugung, Rückkühlung, Kälteverteilung und Raumkühlung *den* entscheidenden Einfluss auf den *benötigten* Temperaturhub. Oft werden die grundsätzlichen Entscheidungen in einer frühen Projektphase getroffen und können später nicht mehr korrigiert werden.

Die Planer wissen, dass im Prinzip ein kleiner Temperaturhub angestrebt werden sollte, vielen ist aber nicht bewusst, wie gross das Potenzial für Effizienzsteigerungen ist. In der Planungsphase wird deshalb zuwenig konsequent nach solchen Lösungen gesucht. Häufig werden an vielen Stellen Sicherheitszuschläge gemacht, die für die Effizienz des Gesamtsystems verheerende Folgen haben können. Weiter muss der Planungsprozess (bei gegebenem Honorar) möglichst effizient und sicher ablaufen, das Finden einer möglichst energieeffizienten Lösung ist ein eher zweitrangiges Ziel. Schliesslich sind bei der Planung und Ausführung von neuartigen Lösungen Ängste vorhanden. Es ist zu einem gewissen Grad durchaus verständlich, dass die Planer tendenziell kein Risiko eingehen wollen wegen Effizienzfragen.

Auch von Seite der Auftraggeber stehen innovativen Lösungen Hindernisse entgegen. Ein grundlegendes Problem ist, dass Investitions- und Betriebskosten oft nicht in der gleichen Hand sind und deshalb der Anreiz für optimale Lösungen fehlt. Weiter weiss der Bauherr in der Regel gar nicht, dass Anlagen mit sehr hohen Arbeitszahlen realisierbar sind. Für ihn stehen zum Zeitpunkt der Planung die Investitionskosten und der sichere Betrieb im Vordergrund. Die grosse Masse setzt im Zweifelsfall auf bekannte und bewährte Lösungen. Deshalb ist es umso wichtiger, mit konkreten Beispielen zu zeigen, dass hocheffiziente Anlagen mit tiefen Betriebskosten ohne Einbussen bezüglich Zuverlässigkeit und Behaglichkeit realisierbar sind. Bauherren können mit Wirtschaftlichkeitsrechnungen, Referenzen und Erfahrungen von Betreibern für solche Lösungen gewonnen werden.

Es ist offensichtlich, dass mehrheitlich nicht-technische Hindernisse zu überwinden sind. Der technisch mögliche Quantensprung kann der Planer allein nicht erreichen, es braucht eine vertrauensvolle Zusammenarbeit aller Beteiligten (Bauherr, Architektur, Bauphysik und Gebäudetechnik). Der Auftraggeber "muss es wollen" und bereit sein, dass der Planungsprozess unter Umständen komplizierter wird und er muss sich bewusst sein, dass aufgrund der Wechselwirkungen im Gesamtsystem die Freiheit in der Komponentenwahl eingeschränkt ist. So macht es beispielsweise keinen Sinn, einen optimierten Free-Cooling-Prozess einzusetzen und in den Räumen beliebige Umluftklimagerate, welche tiefe Kaltwassertemperaturen erfordern.

6 Schlussfolgerungen

Die Bedeutung der energieeffizienten Kühlung von Bürogebäuden wird in Zukunft zunehmen. Kühlenergiebedarfe von deutlich über $50 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$ sind heutzutage keine Seltenheit mehr. Die Hauptgründe für den in den vergangenen Jahren stetig gestiegenen Kühlenergiebedarf sind die veränderte Bauweise mit höheren Glasanteilen bei gleichzeitig zunehmenden internen Wärmelasten. Die verbesserte Wärmedämmung erhöht den Kühlenergiebedarf ebenfalls. Schliesslich wird der Kühlenergiebedarf infolge der Klimaerwärmung ansteigen. Die energieeffiziente Gebäudekühlung ist deshalb im Hinblick auf eine nachhaltige Entwicklung von grossem Interesse.

Kernpunkt der vorliegenden Arbeit ist der oft unnötig grosse innere Temperaturhub in Klimakälteanlagen und das damit verbundene brachliegende Potenzial für Effizienzsteigerungen. Dieses Potenzial wurde sowohl mit theoretischen Überlegungen als auch mit umfangreichen Messreihen an zwei Klimakälteanlagen bestimmt. Für die Analyse solcher Anlagen ist die energetische Bilanzierung notwendig, aber nicht hinreichend. Mit Exergieanalysen können Verlustherde quantifiziert und Optimierungsmassnahmen entwickelt werden. In Standard-Klimakälteanlagen findet eine radikale Vernichtung von Exergie statt, der exergetische Wirkungsgrad ist oft wesentlich kleiner als 10%. Dabei sind die äusseren Exergieverluste aufgrund des (unnötig) hohen Temperaturhubes grösser als die inneren Exergieverluste der Kältemaschine. Die Verkleinerung des Hubes bringt in den meisten Fällen eine grössere Effizienzsteigerung als die Verbesserung des Gütegrades der Kältemaschine.

Auf Basis der Messungen wurden die Wirkungen einzelner Optimierungsmassnahmen wie das Anheben der Kaltwassertemperatur, die Reduktion der Hochhaltung und optimierte Betriebsweisen quantifiziert. Es konnte gezeigt werden, dass der Stromverbrauch in konventionellen Anlagen mit Kompressorkälte durch gezielte Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes um bis zu 50% reduziert werden kann.

Mit konventionellen Klimakälteanlagen (d.h. Erzeugung von PKW mittels Kältemaschine) kann auch bei Verwendung hocheffizienter Kältemaschinen eine Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems von 5 bis 6 nicht übertroffen werden. Um diese "Schallmauer" zu durchbrechen, müssen neuartige Konzepte entwickelt werden, z.B. eine Kombination von Free-Cooling mit einer Kältemaschine mit kleinem Hub zur Deckung von Spitzenlasten.

Klimakälteanlagen mit System-Jahresarbeitszahlen über 20 sind mit vertretbaren höheren spezifischen Anlagekosten realisierbar, ohne dass Einbussen an Raumklima, Nutzungskomfort und Betriebssicherheit in Kauf genommen werden müssen.

Obwohl die Idee hinter der optimalen Ausnützung kleiner Temperaturhübe auf den ersten Blick "banal" erscheint, gibt es viele Stolpersteine. Die erarbeiteten Planungsrichtlinien sollen verschiedene Lösungsansätze aufzeigen und mithelfen, grobe Fehler zu vermeiden. Besonders wichtig ist, dass nur die integrale Betrachtung des Gesamtsystems zum Ziel führt. Die Verwendung einer hocheffizienten Kältemaschine alleine genügt keineswegs. Die ganze Kette des Energieversorgungssystems (Kälteerzeugung, Rückkühlung, Kälteverteilung, Raumkühlsystem, Hydraulik, Regelung, Betriebsweise) und die Gebäudedynamik müssen in die Überlegungen einbezogen werden. So ist z.B. über eine ganze Kühlsaison gesehen der Einfluss der Hydraulik und der Betriebsweise von gleicher Wichtigkeit wie diejenige der Kältemaschine.

Für die Prozessanalyse sollten (neben Exergieanalysen) unbedingt die Arbeitszahlen des Gesamtsystems anstelle von Leistungszahlen verwendet werden. Die objektivste Kenngrösse für die Energieeffizienz ist die Arbeitszahl des Gesamtsystems bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie (Nutzen). Ein sinnvoller Ansatz zur Berücksichtigung des Energieverbrauchs von Hilfsaggregaten ist die Elektro-Thermo-Verstärkung (ETV). Wenn alle ETV-Werte auf die Kälteenergie bzw. Kälteleistung bezogen werden, können die auf die Erzeugungsseite bezogene Arbeitszahl bzw. Leistungszahl des Gesamtsystems einfach bestimmt werden.

In der vorliegenden Studie ist die Gebäudetechnik im Vordergrund gestanden. Hohe Arbeitszahlen können aber nur mit einer ganzheitlich optimierten Lösung erzielt werden, d.h. Gebäude und Gebäudetechnik müssen aufeinander abgestimmt sein. Voraussetzungen für das Funktionieren sind ein durchdachter Entwurf und verschiedene bauphysikalische Gebäudequalitäten, die im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt wurden. Die Erfüllung dieser Voraussetzungen und die Integration der Gebäudetechnik in das Architekturkonzept sind ebenso wichtig wie die Gebäudetechnik selber.

Abschliessend bleibt zu hoffen, dass diese Studie ein Anstoss für weitere Diskussionen zum Thema effiziente Gebäudekühlung ist, sowohl auf der Seite der Gebäudetechnikplaner, Kältemaschinen-, Komponenten-Anbieter und Unternehmer als auch bei den Architekten und Bauherren. Schliesslich wäre es wünschenswert, wenn das Thema vermehrt in die Ausbildung von Gebäudetechnikplaner und -planerinnen einfliessen würde.

7 Symbolverzeichnis

Formelzeichen

B	J	Anergie
\dot{B}	W	Anergiestrom
c	m/s	absolute Geschwindigkeit
c_p	J/kg K	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
COP	-	Coefficient of Performance
$COSP$	-	Coefficient of System Performance
e	J/kg	spezifische Exergie
E	J	Exergie
\dot{E}	W	Exergiestrom
e_v	J/kg	spezifischer Exergieverlust
\dot{E}_v	W	Exergieverluststrom
g	J/kg	spezifische Gibbs'sche freie Enthalpie
h	J/kg	spezifische Enthalpie
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	-	Brechungsindex (Refraktometermessung)
p	Pa	Druck, Partialdruck
P	W	Leistung
q	J/kg	spezifische Wärmeenergie
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
Q	J	Wärmeenergie
\dot{Q}	W	Wärmestrom
R	J/mol K	universelle Gaskonstante (= 8.314 J/mol K)
R_L	J/kg K	Gaskonstante von Luft (= 287 J/kg K)
s	J/kg K	spezifische Entropie
S	J/K	Entropie
\dot{S}	W/K	Entropiestrom
\dot{S}_{irr}	W/K	irreversibler Entropieproduktionsstrom
t	s	Zeit
T	K	absolute Temperatur
ΔT	K	Temperaturhub, Temperaturdifferenz
ΔT_i	K	innerer Temperaturhub der Kältemaschine
w	J/kg	spezifische technische Arbeit
X	g/kg	Massenbeladung
y	-	Stoffmengenanteil
z	m	Höhenkote

ε	-	Leistungszahl
$\tilde{\varepsilon}$	-	Leistungszahl des <i>reversiblen</i> KM- oder WP-Prozesses
η_{ex}	-	exergetischer Wirkungsgrad
η_{II}	-	second-law efficiency (2. Hauptsatz)
ζ	-	Gütegrad bezogen auf die Carnot-KM zwischen T_V und T_K
$\tilde{\zeta}$	-	Gütegrad bezogen auf die reversible Carnot-KM ($=\eta_{ex}$)

Indizes

II	den 2. HS betreffend (second-law efficiency)
a	ausser, äusserer Temperaturhub
ab	abgeführt
aus	Austritt
C	Carnot, den Carnot-Prozess betreffend
D	Wasserdampf
eff	effektiv
ein	Eintritt
el	elektrisch
ex	exergetisch
H	Heizung, des Heizens
i	innen, innerer Temperaturhub
irr	irreversibel
k	Komponente k der Mischung
K	Kühlung, des Kühlens
K	Kondensator
KM	Kältemaschine
Komp	Kompressor
KS	Kältesystem
L	trockene Luft
m	Mittelwert
min	Minimum
Q	Wärme (der Wärme bzw. des Wärmestroms)
R	Raum
rev	reversibel
RL	Rücklauf
Sys	System
th	thermisch
U	Umgebung
V	Verlust, Verdampfer
VL	Vorlauf
WP	Wärmepumpe
zu	zugeführt

Abkürzungen

ABL	Abluft
AUL	Aussenluft
AZ	Arbeitszahl
COP	Coefficient of Performance
COSP	Coefficient of System Performance
CWS	Chilled Water System
FC	Free Cooling
HH	Hochhaltung
HS	Hauptsatz (1./2. HS der Thermodynamik)
JAZ	Jahresarbeitszahl
KD	Kühldecken
KKA	Klimakälteanlage
KS	Kältesystem
KVS	Kreislaufverbundsystem
KW	Kaltwasser
OG	Obergeschoss
PKW	Pumpenkaltwasser
PWW	Pumpenwarmwasser
RK	Rückkühlung
RL	Rücklauf
SPF	Seasonal Performance Factor (JAZ)
TABS	Betonkernaktivierung
TAZ	Tagesarbeitszahl
UG	Untergeschoss
ULK	Umluftklimagerät
VL	Vorlauf
WP	Wärmepumpe
WPZ	Wärmepumpentestzentrum
WRG	Wärmerückgewinnung
ZUL	Zuluft

8 Literaturverzeichnis

- [1] Lajos Joos (Hrsg.): Energieeinsparung in Gebäuden: Stand der Technik, Entwicklungstendenzen. 2. Auflage, Vulkan-Verlag, Essen, 2004.
- [2] K. Voss, G. Löhnert, A. Wagner: Energieeinsatz in Bürogebäuden; Teil 1: Fakten, Konzepte und beispielhafte Bauten auf dem Weg zu hoher Arbeitsplatzqualität bei geringem Energieverbrauch. Bauphysik 25 (2): 65-72, 2003.
- [3] K. Voss, G. Löhnert, A. Wagner: Energieeinsatz in Bürogebäuden; Teil 2: Umsetzungsverfahren. Bauphysik 25 (6): 372-382, 2003.
- [4] U. Franzke: Sommerlicher Kühlbedarf gut wärmedämmter Gebäude. KK - Die Kälte- und Klimatechnik 55: 24-32, 2002.
- [5] A. Beck, N. Geuder et al.: Energieeinsparpotentiale und energieeffiziente Systeme für Büro- und Verwaltungsbauten. HLH - Zeitschrift für Heizung, Lüftung/Klimatechnik, Haustechnik 52 (11): 28-35, 2002.
- [6] K. Voss, U. Eicker: Bürogebäude nach Passivhauskonzept. BINE Informationsdienst, Karlsruhe, projektinfo Nr. 8, 2001.
- [7] J. Knissel: Das Passiv-Bürogebäude. HLH - Zeitschrift für Heizung, Lüftung/Klimatechnik, Haustechnik 51 (3) 35-42, 2000.
- [8] D. Hennings, J. Knissel.: Energieeffiziente Bürogebäude. BINE Informationsdienst, Karlsruhe, projektinfo Nr. 2, 2000.
- [9] F. Höper: Einsparpotential in klimatisierten Bürogebäuden. TAB - Technik am Bau, ISH, Jahrbuch für Gebäudetechnik 1999, 78-83.
- [10] C. Engelskirchen: Reengineering in Gebäuden – Stromeinsparpotentiale in Dienstleistungsgebäuden. TAB - Technik am Bau 29 (9): 71-78, 1998.
- [11] S. Lederer, H.-W. Roth, C. Händel: Energieverbrauch und Komfort von modernen Klimasystemen in Bürogebäuden. HK - Klima, Kälte, Heizung 21 (7/8): 296-299, 1993.
- [12] B. Gasser, B. Kegel: Gebäudetechnik: Faktor 10. Bau & Architektur, 2005 (4) 34–35.
- [13] B. Gasser, B. Kegel: Gebäudetechnik: Faktor 10. Schweizer Energiefachbuch 2006, Künzler-Bachmann Medien, St. Gallen, S. 171–173.
- [14] T. Frank: Climate change impacts on building heating and cooling energy demand in Switzerland. Energy and Buildings 37: 1175-1185, 2005.
- [15] H. D. Baehr: Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen. 11., ergänzte und berichtigte Auflage, Berlin, Springer, 2002.
- [16] E. Sciubba: Exergo-economics: thermodynamic foundation for a more rational resource use. International Journal of Energy Research 29: 613-636, 2005.

- [17] A. Bejan: Advanced engineering thermodynamics. Second ed., John Wiley & Sons, New York, 1997.
- [18] K. Wark: Advanced thermodynamics for engineers. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill, New York, 1995.
- [19] U. Franke: Thermodynamische Prozessanalyse: Ursachen und Folgen der Irreversibilität. Shaker Verlag, 2004.
- [20] J. Szargut: Exergy method: technical and ecological applications. International series on developments in heat transfer, Vol. 18. WIT Press, Southampton, 2004.
- [21] R.E. Sonntag, C. Borgnakke, G.J. van Wylen: Fundamentals of thermodynamics. 6th ed., John Wiley & Sons, New York, 2003.
- [22] K. Annamalai, I.K. Puri: Advanced thermodynamics engineering. CRC Series in Computational Mechanics and Applied Analysis. CRC Press, Boca Raton, etc., 2002.
- [23] M.J. Moran, H.N. Shapiro: Fundamentals of engineering thermodynamics. 5th ed., John Wiley & Sons, Hoboken, 2004.
- [24] A. Bejan, P. Vadasz, D.G. Kröger: Energy and the environment. Environmental Science and Technology Library, Vol. 15. Kluwer Academic Publisher, Dordrecht, etc., 1999.
- [25] T. Baloh (unter Mitarbeit von E. Wittwer): Exergie. 4. erweiterte und verbesserte Auflage, Technische Universität Berlin, 1982.
- [26] W. Fratzscher, V. Michailowitsch Brodjanskij, K. Michalek: Exergie: Theorie und Anwendung. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig. Springer, Wien & New York, 1986.
- [27] M. Shukuya, A. Hammache: LowEx: Introduction to the concept of exergy - for a better understanding of low-temperature-heating and high-temperature-cooling systems. VTT Research Notes 2158, 2002 (submitted to IEA ANNEX 37).
- [28] H.D. Baehr: Probleme mit der Exergie? Zur Definition von Wirkungsgraden unter Berücksichtigung des II. Hauptsatz der Thermodynamik. BWK 40 (11): 450-457, 1988.
- [29] G. Alefeld: Die Exergie und der II. Hauptsatz der Thermodynamik. BWK 40 (11): 458-464, 1988.
- [30] I. Dincer: Refrigeration systems and applications. John Wiley & Sons, Chichester, 2003.
- [31] G.H. Weber: Thermodynamik in der Klima-, Heizungs-, Kältetechnik. C.F. Müller, Karlsruhe, 1997.
- [32] M.G. Aplanche, C. Heard, R. Best, J. Rojas: Exergy analysis of air cooling systems in buildings in hot humid climates. Applied Thermal Engineering 25: 507-517, 2005.
- [33] D. Schmidt: Design of low exergy buildings – method and a pre-design tool. International Journal of Low Energy and Sustainable Buildings 3: 2003.
- [34] R. Chengqin, L. Nianping, T. Guangfa: Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes. Building and Environment 37: 1045-1055, 2002.

-
- [35] L. Marletta: A comparison of methods for optimized air-conditioning systems according to the exergonomic approach. *Journal of Energy Resources Technology* (Transactions of the ASME) 123 (Dec.) 304-310, 2001.
- [36] H. Auracher: Exergie, Anwendung in der Kältetechnik. *Klima und Kälte-Ingenieur, Extra*, Nr. 10, C. F. Müller, Karlsruhe, 1980.
- [37] Grassmann P.: Energie und Exergie, Aufspüren der Verluste durch Exergiebilanzen. *Verfahrenstechnik* 13 (1) 28-31, 1979.
- [38] Grassmann P.: Energie und Exergie. *Klima- u. Kälteing.* 5, 411, 1977.
- [39] Hueber F. X.: Energiebewusstes Planen von Klimaanlage. *Klima- u. Kälteing.* 4 (10) 341-344, 1976.
- [40] Kast W.: Verfahrenstechnische Aufgaben in der Heizungs- und Klimatechnik unter Berücksichtigung neuer Entwicklungen. *VDI-Ber.* 260, 47-53, 1976.
- [41] Glaser H.: Berücksichtigung des Umgebungszustandes bei der Anwendung von Exergiediagrammen. *Kältetechnik - Klimatisierung* 22 (3) 71-72, 1970.
- [42] W. Fratzscher: Die Bedeutung der Exergie für Klimatechnik. *Luft- und Kältetechnik* 3: 1967.
- [43] H.D. Baehr: Exergie und Anergie und ihre Anwendung in der Kältetechnik. *Kältetechnik - Klimatisierung* 17 (1): 14-22, 1965.
- [44] Giesen H.: Exergiebetrachtungen in Mollier-Diagramm. *Kältetechnik - Klimatisierung* 17 (3) 82-85, 1965.
- [45] H. Bock: Efficiency in air conditioning and the new thermodynamic function exergy. *Suppl. Bull. Inst. Intern. du Froid, Ann.* 1957-2, 51-60.
- [46] H. Bock: Exergie und der Wirkungsgrad in der Klimatechnik. *Kältetechnik - Klimatisierung* 8 (11): 354, 1956 (siehe auch *BWK - Brennstoff, Wärme, Kraft* 8 (12): 598, 1956).
- [47] B.A. Qureshi, S.M. Zubair: Application of exergy analysis to various psychrometric processes. *International Journal of Energy Research* 27: 1079-1094, 2003.
- [48] P. Donjerkovic, I. Balen, I. Galaso: Mathematical model for calculation of humid air exergy. *Journal of Mechanical Engineering* 43 (11/12): 507-512, 1997.
- [49] W.J. Wepfer, R.A. Gaggioli, E.F. Obert: Proper evaluation of available energy for HVAC. *ASHRAE Transactions* 85 (1), 214-230, 1979.
- [50] W. Moebus: Die Exergie der Mehrstoffgemische – Anwendung auf das Gemisch feuchte Luft. *Luft- und Kältetechnik* 8 (3): 125-128, 1972.
- [51] W. Reinke: Die Bewertung klimatechnischer Prozesse mit Hilfe der Exergie. *Luft- und Kältetechnik* 7 (5) 240-245, 1971.
- [52] W. Reinke: Berechnung der Exergie für das Zweistoffgemisch Luft. *Luft- und Kältetechnik* 7 (3) 137-141, 1971.
- [53] J. Szargut, T. Strylska: Die exergetische Analyse von Prozessen der feuchten Luft. *Heizung Lüftung Haustechnik* 20 (5): 173-178, 1969.

- [54] H. Bock: Über den Wirkungsgrad in der Klimatechnik. Allgemeine Wärmelehre 8 (5/6): 105-124, 1957.
- [55] L. Lu, W. Cai, L. Xie, S. Li, Y.C. Soh: HVAC system optimization – in-building section. Energy and Buildings 37: 11-22, 2005.
- [56] O.M. Al-Rabghi, M.M. Akyurt: A survey of energy efficient strategies for effective air conditioning. Energy Conversion and Management 45: 1643-1654, 2004.
- [57] E.H. Mathews, C.P. Botha, D.C. Arndt, A. Malan: HVAC control strategies to enhance comfort and minimize energy usage. Energy and Buildings 33: 853-863, 2001.
- [58] E.H. Mathews, D.C. Arndt, C.B. Piani, E. van Heerden: Developing cost efficient control strategies to ensure optimal energy use and sufficient indoor comfort. Applied Energy 66 (2): 135-159, 2000.
- [59] M.M. Ardehali, T.F. Smith: Evaluation of HVAC operational strategies for commercial buildings. Energy Conversion and Management 38 (3): 225-236, 1997.
- [60] G.R. Zheng, M. Zaheer-Uddin: Optimization of thermal processes in a variable air volume HVAC system. Energy 21 (5): 407-420, 1996
- [61] K.W. Tham: Conserving energy without sacrificing thermal comfort. Building and Environment 28 (3): 287-299, 1993.
- [62] J.F. Kreider (Ed.): Handbook of heating, ventilation and air conditioning. CRC Press, 2001.
- [63] H.W. Stanford III: HVAC water chillers and cooling towers. Marcel Dekker, 2003.
- [64] B. Wellig, B. Kegel, M. Meier, H. Richter, Doubling the Seasonal Performance Factor (SPF) of Chilled Water Systems with small Temperature Lift. 8th REHVA (Federation of European heating and air-conditioning associations) World Congress Clima 2005, Lausanne, Switzerland, Oct. 9-12, 2005.

A1 Messkampagne Bürogebäude A

Messstelle	Nr.	Messgerät, Sonde / Fabrikat	Logger
Rückkühl-Kreislauf: Temperatur Kondensator Austritt, TRKVL01 [°C]	T01	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-1
Rückkühl-Kreislauf: Temperatur Kondensator Eintritt, TRKRL02 [°C]	T02	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-2
Rückkühl-Kreislauf: Temperatur Luftkühler Austritt, TRKRL09 [°C]	T09	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm an Rohr anliegend	Hydra-3
Rückkühl-Kreislauf: Volumenstrom Wasser/Ethylenglykol, FRK31 [m³/h]	F31	Ultraschall-Durchflussgerät (4-20mA) / Tokimec Ultrasonic Flowmeter UF1000	Hydra-15
Rückkühl-Kreislauf: Volumenstrom Wasser/Ethylenglykol [m³/h]	F35	Volumenstrommessung über Druckverlust (Daten via RS232) / TA-CBI II	–
Primär-Kreislauf: Temperatur Verdampfer Eintritt, TPrimRL03 [°C]	T03	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-201
Primär-Kreislauf: Temperatur Verdampfer Austritt, TPrimVL04 [°C]	T04	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-4
Primär-Kreislauf: Volumenstrom Wasser/Ethylenglykol, FPrim32 [m³/h]	F32	Ultraschall-Durchflussgerät (Daten via RS232) / Flexim Fluxus ADM 6515	–
Primär-Kreislauf: Volumenstrom Wasser/Ethylenglykol, FRK34 [m³/h]	F34	Ultraschall-Durchflussgerät (AO-Signal 4-20mA) / Flexim Fluxus ADM 6550	Hydra-16
Sekundär-Kreislauf: Temperatur Wärmetauscher Prim/Sek Eintritt, TSekRL05 [°C]	T05	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-5
Sekundär-Kreislauf: Temperatur Wärmetauscher Prim/Sek Austritt, TSekVL06 [°C]	T06	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-6
Kälte-Verteilung: Temperatur PKW Vorlauf, TKVVL07 [°C]	T07	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-7
Kälte-Verteilung: Temperatur PKW Rücklauf, TKVRL08 [°C]	T08	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Hydra-8
Kälte-Verteilung: Volumenstrom PKW, FSek33 [m³/h]	F33	Ultraschall-Durchflussgerät (AO-Signal 4-20mA) / Fuji Electronics Portaflow	Hydra-9
Kälteübergabe 3. OG, Wärmetauscher: Niedertemperatur Vorlauf, TKUVL11 [°C]	T11	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Fluke-1
Kälteübergabe 3. OG, Wärmetauscher: Niedertemperatur Rücklauf, TKURL12 [°C]	T12	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Fluke-2
Kühldecken-Kreislauf: Temperatur PKW Vorlauf, TKDVL13 [°C]	T13	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Fluke-3
Kühldecken-Kreislauf: Temperatur PKW Rücklauf, TKDRL14 [°C]	T14	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=8mm in Tauchhülse	Fluke-4
Kühldecken-Kreislauf: Volumenstrom PKW, FKD41 [m³/h]	F41	Ultraschall-Durchflussgerät / –	Fluke-5
Kältemaschine: Energieaufnahme Kompressor 1 & 2, EKomp01 & EKomp02 [kWh]	E01 E02	Energiezähler / Hager EC 310, 3Ph/80A, 100 Wh pro Impuls	Multisens-07 & 08

Tabelle 11: Zusammenstellung der Messgrößen (neben Leitsystem) für die Messkampagne vom 17.8.2004 bis 27.10.2004 im Bürogebäude A.

A2 Messkampagne Bürogebäude B

Messstelle	Nr.	Messgerät, Sonde / Fabrikat	Logger
Rückkühlkreislauf: Temperatur Kondensator Eintritt [°C]	T01	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=6mm in Tauchhülse	Agilent 1
Rückkühlkreislauf: Temperatur Kondensator-Austritt [°C]	T02	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=6mm in Tauchhülse	Agilent 2
Rückkühlkreislauf: Volumenstrom, nach Kondensator Austritt [m³/h]	F03	Ultraschall-Durchflussgerät (AO-Signal 4-20 mA) / Fuji Electronics Portaflow	Agilent 3
PKW-Primärkreislauf: Temperatur Verdampfer Eintritt [°C]	T05	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=6mm in Tauchhülse	Agilent 5
PKW-Primärkreislauf: Temperatur Verdampfer Austritt [°C]	T06	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=6mm in Tauchhülse	Agilent 6
PKW-Primärkreislauf: Volumstrom, nach Verdampfer Austritt [m³/h]	F07	Ultraschall-Durchflussgerät (AO-Signal 4-20 mA) / Fuji Electronics Portaflow	Agilent 7
Kältemaschine: Kompressorleistung [kW]	P09	Power Analyzer D6000 / Norma	–
Schaltschrank: Leistung Pumpen Rückkühl-, Primärkreislauf und PKW-Verteilung, Leistung MSR-Technik [kW]	P10	Power Analyzer D6000 / Norma ???	–
Rückkühlung 7.OG: Ventilatorleistung [kW]	P70	Power Analyzer D6000 / Norma (einmalige Leistungsmessung)	–
PKW-Verteilung für Luftaufbereitungsanlagen: Volumenstrom [m³/h] und Enthalpiestrom [kW]	E11	Calec MB / Aqua Metro (eingebauter Energiezähler, AO-Signal ausgelesen)	Agilent
PKW-Verteilung für Kühldecken und Umluftkühlgeräte: Volumenstrom [m³/h] und Enthalpiestrom [kW]	E12	Calec MB / Aqua Metro (eingebauter Energiezähler, AO-Signal ausgelesen)	Agilent
Zone 4. OG: Temperatur PKW Vorlauf [°C]	T41	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=6mm in Tauchhülse	HP 1
Zone 4. OG: Temperatur PKW-Rücklauf [°C]	T42	PT-100-4 Leiter / Jumo, D=6mm in Tauchhülse	HP 2
Zone 4. OG: Volumenstrom PKW [m³/h]	F43	Ultraschall-Durchflussgerät (AO-Signal 4-20 mA) / Fuji Electronics Portaflow	???

Tabelle 12: Zusammenstellung der Messgrößen (neben Leitsystem) für die Messkampagne vom 17.7.2005 bis 25.8.2005 im Bürogebäude B.

A3 Messunsicherheiten

Die Messungen sind mit Unsicherheiten behaftet, welche insbesondere von der Unvollkommenheit der Messmethode und Messinstrumenten herrühren. Da die Unsicherheiten die Aussagekraft der Messresultate limitieren, müssen sie nach Möglichkeit quantitativ erfasst werden.

Temperaturen

Die Temperaturen wurden mittels PT100 4-Leiter Messfühlern gemessen (Durchmesser 6 mm). Diese wurden vor der Messkampagne in Eiswasser und bei Umgebungstemperatur (ca. 20°C) in einem Wasserbad kalibriert. In den Anlagen sind Tauchhülsen mit einem Durchmesser von 8 mm vorhanden. Um den Leerraum zu füllen, wurden Kupferrohre über die Fühler gestülpt. Mittels Wärmeleitpaste wurde der "Kontakt" mit der Oberfläche der Tauchhülsen verbessert.

Die Bedienungsunterlagen beziffern den Messfehler mit ± 0.06 K zuzüglich den Fehler des Sensors. Aufgrund der Kalibrierung wird der Sensorfehler auf ± 0.1 K angesetzt. Somit ergibt sich ein totaler Fehler von ± 0.16 K. Zusätzlich ist durch den Einbau in die Tauchhülsen mit weiteren Fehlern zu rechnen, diese Fehler besitzen jedoch das gleiche Vorzeichen. Für die Temperaturmessung wird eine Messunsicherheit von ± 0.2 K veranschlagt.

Volumenströme

Für die Volumenstrommessung wurden verschiedene Ultraschall-Durchfluss-Messgeräte verwendet, welche vorher im Labor der HTI Burgdorf auf einem eigens dafür eingerichteten Prüfstand miteinander verglichen wurden. Der Vergleich mit einem eingebauten Coriolis-Durchfluss-Sensor hat Abweichungen bis 10% ergeben. In den Klimakälteanlagen konnten die empfohlenen Beruhigungsstrecken vor und nach den Sensoren nicht immer eingehalten werden, was eine weitere Fehlerquelle darstellt. Für die gemessenen Volumenströme wird mit einer (mittleren) Messunsicherheit von $\pm 10\%$ angenommen.

Elektrische Energie / elektrische Leistung

In System A wurde die aufgenommene Energiemenge der Kompressoren mit zwei Energiezählern gemessen. Bei einem Impuls je 100 Wh ergibt sich folgende Auflösung für die Momentanleistung: Bei einer mittleren Leistung von 20 kW pro Kompressor ergibt dies einen Impuls alle 18 Sekunden. Ab einem Zeitintervall von 3 min. ergibt dies eine Unsicherheit von max. 10% und ab 15 min. von 2% bezüglich des Energieverbrauchs. Diese Werte geben das minimale Zeitintervall bei stationären Bedingungen vor, in welchem der COP der Anlage beurteilt werden soll (in den meisten Fällen Intervall von mindestens 30 min.).

In *System B* wurden die Kompressorleistungen mit dem Power-Analyzer, Typ 5255 S, der Firma Norma gemessen. Die Ströme wurden mittels Strommesszangen auf das Gerät geführt, da kein Eingriff in die bestehenden Schaltungen vorgenommen werden wollte. Gemäss Bedienungsanleitung beträgt der Fehler rund $\pm 1\%$ bei einer Leistung von 20 kW. Durch den Einsatz der Stromwandlerzangen wird dieser Wert auf $\pm 3\%$ erhöht (Wandlungsfehler).

Wärmezähler

In *System B* wurden zusätzlich Daten aus den installierten Wärmezählern ausgelesen (Enthalpieströme und Volumenströme). Die Fehler für die Volumenströme werden mit $\pm 1\%$, für die Enthalpieströme mit $\pm 4\%$ veranschlagt (Schätzwerte gemäss Bedienungsanleitung).

Fehlerfortpflanzung

Im Rahmen dieser Studie wurde eine vereinfachte Fehlerrechnung angewendet¹⁸⁾. Die obigen Fehlerangaben wurden als systematische Fehler betrachtet (im Sinne einer Vereinfachung und aufgrund fehlender Kenntnis der "wahren" systematischen Fehler). Die zufälligen Fehler ergeben sich aus den Zeitreihen der Messungen, es wurde mit dem "wahrscheinlichen Fehler" gerechnet. Die totale Unsicherheit *einer* Messgrösse wurde als quadratische Summe der systematischen und zufälligen Unsicherheit berechnet. Diese Werte wurden anschliessend in der Gauss'schen Fehlerfortpflanzung verwendet.

18) J. R. Taylor: An introduction to error analysis. Second edition, University Science Books, Sausalito, CA, 1997.