

**Nutzen- und Aufwandsanalyse der Gebäudeklimatisierung  
mit thermisch betriebenen Systemen**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation

von

**Dipl.-Ing. Marc Diekmann**

geboren am 1. Juni 1970 in Höxter

2004

Vorsitzender der Prüfungskommission:

Prof. Dr.-Ing. G.-P. Merker

1. Referent:

Prof. Dr.-Ing. M. Gietzelt

2. Referent:

Prof. Dipl.-Ing. W. Rieß

Tag der Promotion:

16. Februar 2004

## **Vorwort**

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik der Universität Hannover.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Gietzelt, der die vorliegende Arbeit angeregt, stets mit großem Interesse begleitet und gefördert hat.

Herrn Prof. Dipl.-Ing. W. Rieß danke ich für die Übernahme des Korreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G.-P. Merker danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der eingesetzten Prüfungskommission.

Besonderer Dank gilt den Mitarbeitern des Instituts – sie haben mir während der Bearbeitungszeit durch fachliche und weniger fachliche Gespräche und Diskussionen Anregungen gegeben. Weiterhin danke ich den Studenten, die durch Studien- und Diplomarbeiten einen Beitrag geleistet haben.

Dank gebührt auch den Menschen, die mich außerhalb der fachlichen Arbeit unterstützt haben. Dies sind insbesondere meine Eltern, die mich immer gefördert haben, sowie meine Frau Astrid, die mir stets zur Seite steht.

**Schlagworte**

Gebäudeenergiemanagement, Sorptionsgestützte Klimatisierung, Absorptionskältemaschine, Kraft/Wärme-Kopplung

## **Kurzzusammenfassung**

### **Nutzen- und Aufwandsanalyse der Gebäudeklimatisierung mit thermisch betriebenen Systemen**

Die Klimatisierung von Gebäuden im Sinne einer ganzjährigen Beeinflussung der maßgeblichen Parameter gewinnt auch in gemäßigten Klimazonen zunehmend an Bedeutung. Im Hinblick auf eine ökonomisch und ökologisch verantwortbare Deckung des Klimatisierungsbedarfs ist der erzielte Nutzen dem aufzubringenden Aufwand gegenüberzustellen und zu bewerten.

Für den Aufenthalt von Menschen müssen klimatische Bedingungen herrschen, die es ermöglichen, das thermische Gleichgewicht einzuhalten. Aufgrund physiologischer Gegebenheiten ist dafür neben der Raumtemperatur auch die Luftfeuchtigkeit von maßgeblicher Bedeutung. Darüber hinaus ist die Luftqualität als behaglichkeitswirksamer Parameter anzusehen. Demgemäß kann ein Behaglichkeitsbereich in einem dreidimensionalen Koordinatensystem angegeben werden. Aufgrund exogener wie endogener Störeinflüsse ergeben sich Zustandsveränderungen in den betrachteten Koordinaten. Zur Kompensation dieser Einflüsse entsteht ein Klimatisierungsbedarf, der in dieser Arbeit als Vektor dargestellt wird. Eine Deckung dieses Bedarfs durch gezielte Zuluftkonditionierung ermöglicht die Berücksichtigung aller hier betrachteter Koordinaten. Die Konditionierung der Zuluft mit thermisch betriebenen Systemen kann unter Verwendung einer Absorptionskältemaschine oder durch Sorptionsgestützte Klimatisierung erfolgen.

Die Umwandlung der Endenergie „Wärme“ in den Klimatisierungsnutzen wird durch einen Nutzungsgrad beschrieben. Eine umfassende Bewertung des energetischen Aufwands ist jedoch nur bei Betrachtung der einzusetzenden Primärenergiemenge möglich. Daher wird die vorgelagerte Prozesskette für die Wärmebereitstellung in die Betrachtung mit einbezogen. Als Wärmeerzeuger kommen insbesondere Kraft/Wärme-Kopplungssysteme und Solarthermie in Betracht. Für die Effizienz der Bereitstellung der Wärme als Antriebsenergie für die Klimatisierungseinrichtungen ist die Temperatur im Vor- beziehungsweise im Rücklauf des Wärmetransportweges maßgebend. Diese sind vom gewählten Klimatisierungssystem abhängig. Als Kraft/Wärme-Kopplungssysteme werden stellvertretend für Anlagen ohne Eingriff in den Kraftprozess die Gasturbinenanlage und der Verbrennungsmotor behandelt. Während ersteres System bezüglich seiner Effizienz nur empfindlich gegenüber der erforderlichen Vorlauf-temperatur ist, hat bei letzterem auch die Rücklauf-temperatur Einfluss. Für Systeme mit Eingriff in den Kraftprozess findet die Kondensationsentnahmeturbine Berücksichtigung. Hier ist nur die einzustellende Vorlauf-temperatur von Bedeutung. In solarthermischen Systemen sind Vor- und Rücklauf-temperatur zu beachten.

Eine Bewertung des Wechselspiels von Nutzen und Aufwand bei der Deckung des Klimatisierungsbedarfs kann nur für das komplexe Gesamtsystem erfolgen. Dabei sind spezifische Randbedingungen zu berücksichtigen. Die maßgeblichen Einflussgrößen werden in der vorliegenden Arbeit aufgezeigt und die Zusammenhänge strukturiert dargestellt. Somit wird der Weg für eine umfassende Bewertung der Gebäudeklimatisierung aufgezeigt.

**Key-words**

Building Energy Management, Desiccative and Evaporative Cooling, Absorption Chiller, Cogeneration

## **Abstract**

### **Analysis of benefit and expense for the climatisation of buildings using thermally driven systems**

The climatisation of buildings gains in importance even in temperate zones. The demand for climatisation results on the one hand from the climatic environmental requirement and on the other hand from the building, its utilisation and the environment. To meet this demand, technical installations are necessary. In order to provide an economically and ecologically responsible solution it is necessary to evaluate benefits and expense of these technical installations.

Climatisation means more than heating or cooling. Humidification, dehumidification and ventilation have to be taken into consideration additionally to maintain human comfort. According to human needs, an n-dimensional coordinate system is used to describe their requirements in this thesis. The coordinates temperature, humidity and quality of air were chosen to be the most important. Due to heat transmission, insolation, internal heat gains and exchange of air the condition inside the building may shift. This is described by a 3-dimensional vector. Radiators and chilled ceilings can only influence the temperature of the air (one-dimensional). The content of moisture and the air quality are not affected by these systems. Therefore, the exchange of air combined with conditioning of the supply air is necessary.

In this thesis, thermally driven systems for the climatisation of buildings take center stage. The conversion of the driving energy “heat” into the benefit of climatisation is described by the “coefficient of performance” (COP). In the case of the desiccative and evaporative cooling (DEC), the COP can be evaluated using the relationships given in this dissertation. Using an absorption chiller the behaviour of the air conditioning unit has to be implicated.

To evaluate the economical expense of the climatisation and its ecological impact, the primary energy has to be taken into account. Therefore, the conversion of the primary energy into heat has been researched. Herein, systems for combined heat and power generation as well as solar thermal energy plants are investigated. The supply temperature as well as the return temperature of the heat transportation system may influence the performance of the heat supply system and that of the climatisation unit. Different technological solutions show varying dependencies.

In order to provide a holistic approach to the evaluation of building climatisation, the complex interdependencies have to be considered, regarding the specific boundary conditions. In this thesis, influencing variables are determined and their impact on technological systems is researched. Thus, a tool for a comprehensive analysis of the climatisation of buildings is given.



## Inhaltsverzeichnis

<b>NOMENKLATUR .....</b>	<b>III</b>
<b>1 EINLEITUNG.....</b>	<b>1</b>
1.1 Einordnung der Thematik.....	1
1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise.....	3
<b>2 ANFORDERUNGSMATRIX.....</b>	<b>6</b>
2.1 Erfordernisse .....	6
2.1.1 Temperatur.....	6
2.1.2 Feuchtigkeit .....	11
2.1.3 Luftqualität .....	14
2.2 Behaglichkeitskennfeld .....	15
<b>3 ENTSTEHUNG DES KLIMATISIERUNGSBEDARFS .....</b>	<b>18</b>
3.1 Wärmestrombilanz .....	18
3.1.1 Transmissionswärmeströme .....	18
3.1.2 Solare Einträge .....	20
3.1.3 Endogene Wärmegewinne.....	24
3.1.4 Lüftungswärmeströme.....	25
3.2 Stoffstrombilanz von Gebäuden.....	28
3.2.1 Allgemeine Stofflasten .....	28
3.2.2 Feuchtigkeitsbilanz.....	31
3.3 Synergetische Betrachtung der Wärme- und Stoffströme.....	33
<b>4 DECKUNG DES KLIMATISIERUNGSBEDARFS.....</b>	<b>37</b>
4.1 Statische Kühlflächen.....	37
4.2 Lüftungsanlagen .....	40
<b>5 TECHNOLOGIEBETRACHTUNGEN .....</b>	<b>47</b>
5.1 Luftkonditionierung mit Kältemaschine .....	47
5.1.1 Absorptionskältemaschine.....	47
5.1.1.1 Funktionsweise.....	47
5.1.1.2 Kennfelder .....	48
5.1.2 Luftkonditionierung.....	49
5.1.2.1 Prozessverlauf .....	50
5.1.2.2 Kenngrößen .....	53
5.2 Sorptionsgestützte Klimatisierung .....	56

---

5.2.1	Prozessverlauf .....	56
5.2.2	Kenngößen .....	59
5.2.3	Wärmeeinbindung .....	62
<b>6</b>	<b>BEREITSTELLUNG DER THERMISCHEN ANTRIEBSENERGIE .....</b>	<b>65</b>
6.1	Gekoppelte Endenergieerzeugung aus fossilen Primärenergieträgern.....	65
6.1.1	Wärmeauskopplung ohne Eingriff in den Kraftprozess .....	66
6.1.1.1	Gasturbine .....	70
6.1.1.2	Motor.....	72
6.1.2	Wärmeauskopplung mit Eingriff in den Kraftprozess (Kondensationsentnahmeturbine).....	74
6.2	Verwendung von Solarthermie .....	76
6.2.1	Monovalente Wärmeerzeugung durch Solarthermie.....	78
6.2.2	Bivalente Wärmeerzeugung .....	78
<b>7</b>	<b>SYSTEMBEWERTUNG .....</b>	<b>81</b>
7.1	Nutzenanalyse .....	81
7.2	Aufwandsanalyse .....	82
7.3	Exemplarische Bestimmung der Gesamtaufwandszahl .....	83
7.3.1	Klimatisierungssystem .....	83
7.3.1.1	Absorptionskältemaschine im Umluftsystem .....	83
7.3.1.2	Absorptionskältemaschine mit Wärmerückgewinnung .....	84
7.3.1.3	Sorptionsgestützte Klimatisierung .....	84
7.3.2	Wärmebereitstellung .....	85
7.3.2.1	Gasturbine .....	85
7.3.2.2	Motor.....	86
7.3.2.3	Kondensationsentnahmeturbine .....	86
7.3.2.4	Solarthermie .....	86
7.3.3	Diskussion der Ergebnisse .....	87
<b>8</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG.....</b>	<b>90</b>
<b>9</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>93</b>
<b>10</b>	<b>TABELLEN- UND BILDUNTERSCHRIFTEN .....</b>	<b>100</b>
	<b>BILDANHANG.....</b>	<b>104</b>
	<b>BERECHNUNGSANHANG.....</b>	<b>160</b>

---

## Nomenklatur

### Formelzeichen

A	$m^2$	Fläche
a	$m^2/s$	Temperaturleitfähigkeit
a	–	Absorptionsgrad
a*	–	spezifische Fläche
b	$W\sqrt{s}/m^2/K$	Wärmeeindringkoeffizient
c	$mol/m^3$	Stoffmengenkonzentration
$c_p$	$J/kg/K$	spezifische isobare Wärmekapazität
COP	–	Coefficient Of Performance
$\dot{E}$	W	Energiestrom
$Ec$	–	Eckert-Zahl
f	–	Wirkungsfaktor
f	–	Deckungsanteil
Gr	–	Grashof-Zahl
$H_u$	$kJ/kg$	spezifischer Heizwert
h	$J/kg$	spezifische Enthalpie
k	$W/m^2/K$	Wärmedurchgangskoeffizient
L	m	Länge
M	$kg/mol$	molare Masse
m	kg	Masse
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
n	mol	Stoffmenge
$\dot{n}$	$mol/s$	Stoffmengenstrom
Nu	–	Nusselt-Zahl
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
Pr	–	Prandtl-Zahl
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{q}$	$W/m^2$	Wärmestromdichte
r	–	Reflektionsgrad
r	$J/kg$	spezifische Verdampfungsenthalpie
R	$m^2 K/W$	Wärmedurchlasswiderstand
R	$J/kg/K$	Gaskonstante
Re	–	Reynolds-Zahl
s	m	Schichtdicke
T	K	thermodynamische Temperatur

---

## Nomenklatur

---

t	°C	Temperatur
v	m <sup>3</sup> /kg	spezifisches Volumen
V	m <sup>3</sup>	Volumen
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
x	g /kg	Wasserbeladung (feuchte Luft)
x	–	Dampfgehalt (Dampfkraftprozess)
y	–	Molanteil

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	W/m <sup>2</sup> /K	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	°	Winkel
$\beta$	m/s	Stoffübergangskoeffizient
$\Gamma$	–	Aufwandszahl
$\gamma$	°	Winkel
$\gamma_L$	kJ/kg	Lüftungsbedarfskennwert
$\gamma_{th}$	g/kJ	thermischer Bedarfskennwert
$\delta$	K	Temperaturdifferenz
$\varepsilon$	–	Emissionsgrad
$\varepsilon$	–	Effektivität
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\Theta$	–	Wiederaufheizung
$\kappa$	–	Wärmekapazitätsstromverhältnis
$\lambda$	W/m/K	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	1/s	Luftwechselrate
$\mu$	–	Luftanteil
$\nu$	–	Wärmeanteil
$\xi$	–	Massenanteil
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\rho$	g/m <sup>3</sup>	absolute Feuchte
$\sigma$	W/m <sup>2</sup> /K <sup>4</sup>	Stefan Boltzmann Konstante
$\tau$	–	Transmissionsgrad
$\tau$	s	Zeit
$\Phi$	–	Rückwärmzahl
$\varphi$	%	relative Feuchte
$\psi$	–	Nutzungsanteil

### Vektorielle Größen

$\vec{B}$	Bedarfsvektor
$\vec{D}$	Deckungsvektor
$\vec{S}$	Störgrößenvektor

---

**Indizes**

A	Atmosphäre	m	mittel
AKM	Absorptionskältemaschine	m	molar
AM	Arbeitsmittel	max	maximal
ab	abgeführt	min	minimal
aus	Austritt	N	Nutz
B	Bindung	O	Operativ
B	Brennstoff	PE	Primärenergie
D	Dampf	Proz	Prozessluft
D	Deckung	R	Richtung
E	Entnahme	Ref	Referenz
ein	Eintritt	Reg	Regenerationsluft
el	elektrisch	RG	Rauchgas
erf	erforderlich	RL	Rücklauf
F	Fluid	S	Solar
FL	Frischluft	S	Sorption
G	Gebäude	s	Sättigung
g	gebunden	SGK	Sorptionsgestützte Klimatisierung
ges	gesamt	SR	Sorptionsregenerator
GT	Gasturbine	Str	Strahlung
H	Heiz	T	Transmission
HW	Heizwasser	T	Turbine
I	innen	tr	trocken
inst	installiert	U	Umgebung
is	isentrop	V	Verdampfung
K	Klimatisierung	V	Verlust
KET	Kondensationsentnahmeturbine	VL	Vorlauf
KG	Kühlgrenze	VK	Verdunstungskühler
Ko	Kondensation	W	Wärme
korr	korrigiert	W	Wand
Koll	Kollektor	W	Wasser
konv	konventionell	WT	Wärmeträger
KW	Kühlwasser	WÜ	Wärmeübertrager
KWK	Kraft/Wärme-Kopplung	zu	zugeführt
L	Luft	zul	zulässig
LB	Luftbehandlung		

---



# 1 Einleitung

## 1.1 Einordnung der Thematik

Als einzige Spezies hat der Mensch bereits seit der Entdeckung des Feuers eine Nachfrage nach Nutzenergie zur Deckung seiner zivilisatorischen Bedürfnisse entwickelt und ständig erweitert. Da diese erforderlichen Nutzenergien in Form von Licht, Wärme, Kälte oder mechanischer Energie nicht unmittelbar vorliegen, müssen Prozesse und Technologien eingesetzt werden, um vorhandene Primärenergien in die geforderten Energieformen umzuwandeln. Bei dieser Überführung der Primärenergie in Nutzenergie sind gegebenenfalls Zwischenschritte, die so genannten Sekundär- oder Endenergieformen wie zum Beispiel elektrischer Strom oder aufbereitete Brennstoffe, notwendig. Hieraus hat sich die Energietechnik in ihrer heutigen Form entwickelt, die in unserer Gesellschaft im Spannungsfeld mit der Energiewirtschaft und der Energiepolitik steht.

Die Umwandlung von Primär- in Endenergie und schließlich in Nutzenergie ist mit ökologischen Auswirkungen verknüpft. Neben der auftretenden Schadstoffemission sind die begrenzten Ressourcen fossiler Primärenergieträger besonders hervorzuheben. Mit zunehmendem Verantwortungsbewusstsein und wachsendem Nachhaltigkeitsdenken trat in den letzten Jahren eine Sensibilisierung für die Folgen menschlichen Handelns ein. Dies kristallisiert nicht zuletzt in den Bestrebungen der Klimaschutzkonvention von Rio de Janeiro (1992) und dem Protokoll von Kyoto (1997) aus, die zuletzt durch die achte Vertragsstaatenkonferenz in Neu Delhi bekräftigt wurden (2002).

Eine Verringerung der energiebedarfsbedingten Schadstoffemission und Schonung der Ressourcen kann durch verschiedene Strategien erreicht werden. So ist es ansetzend beim Nutzenergiebedarf möglich, die Nachfrage nach der jeweiligen Energieform durch direkte oder indirekte Maßnahmen zu senken. Als direkte Maßnahmen können ein geändertes Nutzerverhalten oder die Zulassung einer niedrigeren Raumtemperatur im Winter – beziehungsweise einer höheren Raumtemperatur im Sommer – verstanden werden /1/. Indirekte Maßnahmen wie zum Beispiel die verbesserte Wärmedämmung von Gebäuden führen zu einer Verringerung der Energienachfrage bei gleich bleibendem oder verbesserten zivilisatorischen Standard.

Weiterhin ist es möglich, die Wirkungsgrade der Umwandlung von einer Energieform in eine andere zu erhöhen. Die gesteigerte Effizienz führt zu einem geringeren Energieeinsatz verbunden mit verringerten Umweltbelastungen. So kann zum Beispiel durch eine verbesserte Anlagenkonzeption die Bereitstellung von Wärmeenergie mit einem verminderten Primärenergieaufwand erfolgen. Auch die gekoppelte Erzeugung von Endenergien birgt Synergieeffekte und kann zu einem verminderten Primärenergieeinsatz führen /2/.

Auch die Substitution von Primärenergieträgern kann zur Senkung der Emission von Schadstoffen beitragen. Hierbei ist der Einsatz regenerativer Energiequellen besonders vorteilhaft, weil dadurch einerseits vornehmlich der Ausstoß des klimarelevanten Kohlendioxids

reduziert und andererseits fossile Ressourcen geschont werden können. Im Bereich der Gebäudeklimatisierung kann insbesondere die Solarenergie einen signifikanten Beitrag leisten /3, 4/. Weiterhin kann durch den Einsatz beispielsweise von Erdgas anstelle von Kohle aufgrund der veränderten chemischen Zusammensetzung des fossilen Brennstoffs der Kohlendioxidausstoß verringert werden.

Um eine ökologisch verantwortungsvolle sowie marktwirtschaftlich tragbare Energieversorgung langfristig sicherzustellen, ist der gewissenhafte Umgang mit den Ressourcen unumgänglich. Hierzu muss der geforderte Nutzen einer zivilisatorischen Maßnahme dem dafür erforderlichen Aufwand und den daraus resultierenden Auswirkungen unter ökologischen wie ökonomischen Gesichtspunkten gegenübergestellt werden.

Für den Ablauf von Prozessen sowie für die Lagerung von Gütern oder den Aufenthalt von Personen sind bestimmte Umgebungsbedingungen einzuhalten. Daraus kann ein Zielbereich der maßgeblichen Parameter abgeleitet werden. Dieser charakterisiert die Anforderungen, die an die berücksichtigten Größen gestellt werden. Gemäß der Anzahl der betrachteten Parameter kann dieser Zielbereich in einem n-dimensionalen Koordinatensystem dargestellt werden.

Für den Aufenthalt von Menschen gelten besondere Erfordernisse bezüglich der Bedingungen in seiner Umgebung. Dabei sind die Parameter Temperatur und Luftzusammensetzung von besonderer Bedeutung. Die Zusammensetzung der Luft wird im Wesentlichen von dem Gehalt an Wasserdampf sowie von der Konzentration schädlicher oder belästigender Stoffe bestimmt. Hierbei gelten medizinische beziehungsweise individuell bestimmte physiologische Grenzwerte. Der Zielbereich für das Wohlbefinden von Personen im Koordinatensystem aus Temperatur und Luftfeuchtigkeit ist als so genanntes Behaglichkeitskennfeld in die Literatur eingegangen /5/. Ein Abweichen vom Zielbereich führt zu einer Verminderung des Wohlbefindens sowie zu einem Abfall der Konzentrationsfähigkeit und der Produktivität bis hin zu pathogenen Auswirkungen /6/.

Gebäude dienen dem Zweck, Menschen beziehungsweise Güter oder Prozesse von Umwelteinflüssen abzukoppeln, um die Einhaltung des beschriebenen Zielbereichs zu ermöglichen. Infolge von Transmission durch die Umhüllungsflächen sowie solaren Eintrag, innere Wärme- und Stofffreisetzungen und den Austausch von Raumluft kommt es zu einem Energie- und Stoffübergang über die Systemgrenze des Gebäudes. Diese Störgrößen können eine Verschiebung der Bedingungen im Gebäudeinneren nach sich ziehen, die dann nicht mehr im jeweiligen Zielbereich liegen. Im n-dimensionalen Koordinatensystem, das von den maßgeblichen Bestimmungsgrößen aufgespannt wird, können diese exogenen wie endogenen Störeinflüsse gemäß ihrer Auswirkungen als Vektor dargestellt werden. Zur Kompensation der einwirkenden Störgrößen ergibt sich daraus ein Bedarf an Wärme- beziehungsweise Stoffströmen, um in allen betrachteten Dimensionen den gestellten zivilisatorischen Anforderungen gerecht zu werden.

Die Beeinflussung des thermischen und hygienischen Zustands im Gebäude kann unter dem Begriff „Klimatisierung“ zusammengefasst werden. Als Nutzen der Klimatisierung ist demnach

---

jegliche Veränderung der Bedingungen entlang der jeweiligen Koordinaten in Richtung des geforderten Zielbereichs anzusehen. Diese Veränderung dient zur Deckung des von den Störgrößen hervorgerufenen Bedarfs.

Zur Klimatisierung von Gebäuden ist es erforderlich, technische Einrichtungen vorzusehen. Diese technische Gebäudeausrüstung erfordert einen energetischen wie monetären Aufwand. Die historische Entwicklung der derzeit zur Verfügung stehenden Technologien fußt auf der Beheizung von Gebäuden, die wegen ihrer essenziellen Bedeutung schon seit langer Zeit durchgeführt wird. Die eingesetzten Technologien ermöglichen es, absinkenden Raumtemperaturen durch die Zufuhr eines Wärmestroms entgegenzuwirken – sie sind auf die Dimension „Temperatur“ in positiver Richtung beschränkt. Mit zunehmendem zivilisatorischen Standard und wachsendem technischen Fortschritt gewinnt die ganzjährige Beeinflussung weiterer Koordinaten des Zielbereichs, auch in den gemäßigten mitteleuropäischen Klimaten, immer mehr an Bedeutung.

Die Zufuhr eines Wärmestroms erfolgt historisch gewachsen oftmals mit Hilfe hydronischer Systeme. Die Bedarfsdeckung bezüglich weiterer Koordinaten wie Luftfeuchtigkeit oder Luftqualität ist mit diesen Einrichtungen jedoch nicht möglich. Daher ist ein Luftaustausch mit Zuluftkonditionierung erforderlich. Die technischen Systeme zur Luftkonditionierung unterliegen einem aufgeprägten Betriebsverhalten und weisen unterschiedliche Effizienzen in Abhängigkeit verschiedener Parameter auf.

Zur Konditionierung der Luft werden technische Systeme eingesetzt, die entsprechend der Bedarfsanforderung vorgegebene Luftzustände einstellen können. Die ganzjährige Gebäudeklimatisierung beinhaltet dabei neben dem erforderlichen Luftwechsel auch die Abfuhr von Wärme- und Feuchtigkeitslasten. Für den Antrieb dieser Klimatisierungssysteme ist Endenergie in Form von elektrischem Strom beziehungsweise Wärmeenergie zuzuführen. Die Effizienz der Umwandlung von End- in Nutzenergie unterliegt dem Betriebsverhalten der gewählten Technologie bei den jeweiligen Randbedingungen.

Für die Bereitstellung der Endenergie wird in einer vorgelagerten Prozesskette Primärenergie aufgewandt. In Abhängigkeit der erforderlichen Spezifikation der aufzubringenden Endenergie kann die Effizienz dieser Umwandlung variieren. Somit wird die Effizienz der Nutzenergieversorgung neben der Bedarfsstruktur, die durch die Nutzeranforderungen und die einwirkenden Störgrößen vorgegeben wird, vornehmlich durch die gewählten Technologien bestimmt.

### **1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise**

Zur Bewertung der Klimatisierung von Gebäuden im Kontext von Nutzen und Aufwand ist eine ganzheitliche Betrachtungsweise geboten /7, 8/. Diese Betrachtung setzt bei den Anforderungen vornehmlich des Menschen an seinen Aufenthaltsbereich an. Dazu sind die spezifischen Ansprüche an seine Umgebung zu charakterisieren. Durch eine Darstellung der physiologischen Randbedingungen kann begründet werden, dass der Zielbereich der Raumbedingungen nicht

allein durch die Temperatur gegeben ist, sondern neben der Luftfeuchtigkeit auch die Luftqualität als Zielgröße angesetzt werden muss.

Für die Charakterisierung des Klimatisierungsbedarfs, der von den einwirkenden Störgrößen verursacht wird, ist die detaillierte Analyse der für das Gebäude maßgeblichen Einflüsse – insbesondere Nutzung, Bauphysik und Umwelt – erforderlich. Die strukturierte Darstellung dieser Einflüsse ermöglicht eine Bewertung bezüglich der klimatischen Parameter.

Da hydronische Systeme, wie sie aus der Beheizung von Gebäuden bekannt sind, nur die Temperatur als behaglichkeitsrelevante Größe beeinflussen können – also gemäß der hier verwendeten vektoriellen Betrachtungsweise eindimensional wirken – müssen für die Deckung weiterer Bedarfsanforderungen Anlagen zur Raumluftkonditionierung herangezogen werden. Diese Systeme vermögen auch die Luftfeuchtigkeit und – durch Austausch von Raumluft gegen Umgebungsluft – die Luftqualität zu steuern. Daher soll diesen Anlagen besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Für die sommerliche Gebäudeklimatisierung ist zwischen der Zuluftkonditionierung mit Hilfe einer Kältemaschine mit zugehörigem Luftkühler und derjenigen durch die so genannte Sorptionsgestützte Klimatisierung zu unterscheiden. Diese Konzeptionen weisen signifikant abweichende Betriebskennfelder und Spezifikationen auf. Bei Verwendung von Kältemaschine und Kühler kann die Luftkonditionierung in die Bereitstellung von Kälte und die eigentliche Konditionierung differenziert werden. Eine Wasserausscheidung ist durch Taupunktunterschreitung an der Kühloberfläche möglich. Neben den mechanisch betriebenen Kompressionskältemaschinen kommen Absorptionskältemaschinen (AKM) zum Einsatz, die thermisch betrieben werden und somit die Möglichkeit bieten, Wärme zur Klimatisierung nutzbar zu machen /9/.

Im Falle der Sorptionsgestützten Klimatisierung ist keine Kältemaschine erforderlich. Die Konditionierung der Luft erfolgt als integraler Prozess verschiedener thermodynamischer Luftbehandlungsfunktionen. Während der Einsatz von Absorptionskältemaschinen als Stand der Technik angesehen werden kann, besteht für die Sorptionsgestützte Klimatisierung noch Forschungsbedarf.

Durch die Betrachtung der technischen Systeme zur Nutzenergiebereitstellung kann der Bedarf an Endenergie in Form von elektrischem Strom beziehungsweise Wärme bestimmt werden. Zur Bereitstellung der aufzubringenden Endenergie für den Betrieb des Klimatisierungssystems ist ein Aufwand an Primärenergie erforderlich. Um eine primärenergetische Bewertung der Gebäudeklimatisierung zu erreichen, muss daher dieser Umwandlungsschritt in die Untersuchungen einbezogen werden.

In Kraft/Wärme-Kopplungssystemen wird bei der Umwandlung meistens fossiler Primärenergieträger neben elektrischem Strom auch Wärme gewonnen. Diese Wärmeenergie kann als Antriebsenergie in thermisch betriebene Klimatisierungssysteme eingebunden werden. Als technische Systeme für diesen Weg der Wärmebereitstellung können neben großtechnisch eingesetzten Kondensationsentnahmeturbinen insbesondere dezentrale Einrichtungen wie

---

Gasturbinenanlagen oder motorische Systeme Verwendung finden. Die komplexen Interdependenzen dieses Verbundsystems aus Kraft/Wärme-Kopplung und Klimatisierung stehen neben der Verwendung der CO<sub>2</sub>-neutralen Solarthermie zum Antrieb des Luftkonditionierungssystems im Mittelpunkt der hier angestellten Untersuchungen.

Eine ganzheitliche Betrachtung der Gebäudeklimatisierung unter Berücksichtigung von Nutzen und Aufwand liegt bisher noch nicht vor. Insbesondere für die Technologie der Sorptionsgestützten Klimatisierung im Zusammenwirken mit den spezifischen Anforderungen und Charakteristika von Kraft/Wärme-Kopplungssystemen sowie solarthermischen Anlagen ist eine Erweiterung des derzeitigen Kenntnisstandes geboten.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit besteht darin, einen Weg zur Bewertung der gesamten Prozesskette, von der eingesetzten Primärenergie bis hin zum erzielten Klimatisierungsnutzen, aufzuzeigen und Einfluss nehmende Parameter herauszustellen. Dazu wird anhand umfassender Simulationsrechnungen ausgewählter technischer Systeme der Energieaufwand für den jeweiligen Prozessschritt bestimmt und schließlich die Einzelsysteme mittels der maßgeblichen Parameter an den Schnittstellen zu einem integralen Konzept verknüpft. Zur übergeordneten energetischen Bewertung wird die Aufwandszahl  $\Gamma$  definiert, die eine Aussage über den zur Erzielung des jeweiligen Nutzens erforderlichen Primärenergieaufwand zulässt.

Somit wird eine Methodik entwickelt, die es ermöglicht, verschiedene Anlagenkonzeptionen für die Klimatisierung von Gebäuden sowohl in Bezug auf den erzielten Nutzen als auch in Bezug auf den erforderlichen Aufwand zu bewerten. Einsparpotenziale können dann für die spezifischen Randbedingungen des Einzelfalls auf der Grundlage der hier dargestellten Vorgehensweise herausgearbeitet werden. Damit wird ein Weg aufgezeigt, die Gebäudeklimatisierung mit thermisch betriebenen Systemen unter Einsatz zentraler wie dezentraler Kraft/Wärme-Kopplungsanlagen sowie unter Verwendung von Solarthermie konventionellen Konzepten gegenüberzustellen.

## 2 Anforderungsmatrix

Für technische oder biologische Prozesse ist oftmals die Einhaltung bestimmter Umgebungsbedingungen vorteilhaft /10/. Darüber hinaus ist die Behaglichkeitsempfindung des Menschen von außerordentlicher Bedeutung. Hierfür ist eine Vielzahl von Parametern zu beachten, die innerhalb vorgegebener Toleranzen eingehalten werden müssen /11, 12, 13/. Hierdurch wird der Zielbereich der Umgebungsbedingungen definiert. Eine Abweichung von den so genannten „Behaglichkeitsbedingungen“ führt zunächst zu Unwohlsein. Die Folge davon ist ein Absinken der Arbeitsleistung und erhöhte Unfallhäufigkeit /14, 15/. Bei starker Abweichung von den Sollwerten kann der Aufenthalt von Menschen unmöglich sein. Zur Klärung der Randbedingungen, die für den Aufenthalt von Menschen eingehalten werden müssen, ist eine eingehende Betrachtung der physikalischen und chemischen Vorgänge geboten.

### 2.1 Erfordernisse

Neben thermischen Parametern und der Luftqualität sind für den unbeeinträchtigten Aufenthalt von Menschen weitere Faktoren zu berücksichtigen /16/. So ist zum Beispiel die Schallimmission von besonderer Bedeutung. Hierbei ist neben der Intensität auch die Art der Immission (intermittierend oder kontinuierlich) und das Frequenzspektrum zu beachten. Darüber hinaus hat auch die Lichtsituation einen entscheidenden Einfluss. So ist erfahrungsgemäß das Vorhandensein von natürlichem Licht förderlich für das Wohlbefinden. Dabei müssen allerdings Blendungssituationen vermieden werden.

Diese und andere Einflüsse wie zum Beispiel die Farbgebung von Räumen oder das soziale Umfeld sollen wegen der Fokussierung auf die thermischen Parameter und die Luftqualität im Folgenden unberücksichtigt bleiben.

Die thermischen Bedingungen lassen sich durch die Parameter „Temperatur“ und „Luftfeuchtigkeit“ quantifizieren. Die Luftqualität, als dritte maßgebliche Größe für die Behaglichkeitsempfindung, wird von der chemischen Zusammensetzung der Atemluft bestimmt. In erster Näherung kann der Kohlendioxidgehalt der Luft als Maßstab für die Qualität angesetzt werden. Aus diesen drei Bestimmungsgrößen kann in einem dreidimensionalen Koordinatensystem der Behaglichkeitsbereich als Zielbereich für den Aufenthalt von Personen angegeben werden.

#### 2.1.1 Temperatur

Wegen der exothermen Stoffwechselfvorgänge, die für das Aufrechterhalten der Lebensgrundfunktionen unerlässlich sind, entsteht im Körper des Menschen kontinuierlich Wärme /17/. Da der Mensch als Warmblüter auf eine gleich bleibende Körpertemperatur angewiesen ist, muss der entstehende Wärmestrom an seine Umgebung abgeführt werden /18/. Für diese Wärmeabfuhr kommen die Wärmeübertragungsmechanismen Leitung, Konvektion und Strahlung zum Tragen /19/.

Durch Temperaturgradienten innerhalb von fluiden Phasen oder Festkörpern kommt es zu Wärmeleitung zwischen benachbarten Molekülen. Dieses Phänomen führt in abgeschlossenen Systemen langfristig zu einer homogenen Temperaturverteilung. In nicht adiabaten Systemen stellt sich infolge des Wärmeübergangs über die Systemgrenze ein Temperaturfeld ein, das innerhalb des Körpers nicht homogen ist. Wird beispielsweise von einer inneren Wärmequelle aus Energie durch Leitung bis an die Systemgrenze (zum Beispiel die Oberfläche eines Festkörpers) übertragen und geht von dort aus an die kältere Umgebung über, so stellt sich ein Temperaturgradient zwischen der Wärmequelle und der Oberfläche ein.

Für den menschlichen Körper bedeutet dies unter der Annahme einer Umgebungstemperatur, die unterhalb der Körperoberflächentemperatur liegt, dass die Temperatur im Inneren am größten ist und zur Oberfläche (Haut) hin absinkt. Es ist demnach zwischen der Körperkerntemperatur und der Hauttemperatur zu unterscheiden.

Bei der Berührung zweier Körper, zum Beispiel beim Auflegen des Unterarms auf den Schreibtisch, kommt es zu einer Wärmeleitung zwischen ihnen. Dabei stellt sich an der Kontaktfläche die Mitteltemperatur  $t_m$  ein, die von den Wärmeeindringkoeffizienten  $b_1$  und  $b_2$  der beteiligten Körper und deren Anfangstemperaturen  $t_1$  und  $t_2$  abhängt /20/:

$$t_m = t_2 + \frac{b_1}{b_1 + b_2} \cdot (t_1 - t_2). \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Der Wärmeeindringkoeffizient ist definiert als

$$b = \sqrt{\lambda \cdot c_p \cdot \rho}. \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Hierbei werden die sich berührenden Körper als halbusendlich angenommen.

Die jeweiligen Wärmeeindringkoeffizienten bestimmen die sich einstellende Mitteltemperatur und somit die subjektive Wahrnehmung, wodurch verschiedene Oberflächen gleicher Temperatur oftmals unterschiedlich wahrgenommen werden.

Der durch Leitung übertragene Wärmestrom ist proportional zur Differenz der Körperoberflächentemperaturen multipliziert mit der Kontaktfläche. Die Wärmeleitung besitzt für die Wärmeabfuhr des menschlichen Körpers untergeordnete Bedeutung, da die Kontaktflächen mit anderen Gegenständen im Allgemeinen klein sind. Jedoch kann die Berührung kalter Oberflächen – insbesondere mit unbedeckten Hautpartien – eine signifikante Beeinträchtigung der Behaglichkeit nach sich ziehen beziehungsweise die Berührung heißer Oberflächen sogar zu Verbrennungen führen. Daher ist der Temperatur möglicher berührbarer Körper Beachtung zu schenken.

Ein wesentlicher Anteil der Wärmeabgabe zur Aufrechterhaltung des thermischen Gleichgewichts des Menschen wird durch Konvektion bewirkt. Hierbei wird ein sensibler Energiestrom von der Oberfläche des Körpers an das umgebende Fluid (im Allgemeinen Luft) abgegeben. Dieser konvektive Wärmeübergang wird generell charakterisiert durch

$$\dot{q}_w = \alpha \cdot (t_w - t_F). \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Die treibende Kraft für den Wärmeübergang bildet die Temperaturdifferenz zwischen Körperoberfläche und umgebendem Medium. Da die Oberflächentemperatur des menschlichen Körpers in guter Näherung als konstant anzunehmen ist [21], kann die Lufttemperatur als maßgebend angesehen werden. Charakteristische Größe für die Konvektion ist der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$ .

Für jeden Punkt der Oberfläche lässt sich mit Kenntnis des Wärmeübergangskoeffizienten und der lokalen Wandtemperatur  $t_w$  bei vorgegebener Temperatur des umgebenden Fluids  $t_F$  der übergehende Wärmestrom bestimmen. Der Gesamtwärmestrom ergibt sich dann durch Integration über die Oberfläche:

$$\dot{Q}_w = \int_{(A)} \dot{q}(A) dA = \int_{(A)} \alpha (t_w - t_F) dA. \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Zur Erfassung des Wärmeübergangs kann ein mittlerer konvektiver Wärmeübergangskoeffizient unter Verwendung einer mittleren Temperaturdifferenz benutzt werden:

$$\alpha_m := \frac{\dot{Q}_w}{A \cdot \Delta t_m}. \quad (\text{Gl. 2.5})$$

Die analytische Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten ist äußerst diffizil. Er wird maßgeblich von der Geometrie des Körpers, den Stoffeigenschaften des umgebenden Fluids und von dessen Strömungsgeschwindigkeit sowie dem herrschenden Temperaturfeld bestimmt.

Zur Beschreibung der Wärmeübergangsverhältnisse werden dimensionslose Kennzahlen benutzt. So kann die Charakterisierung von  $\alpha_m$  auf die Bestimmung der mittleren Nußelt-Zahl zurückgeführt werden. Diese lässt sich als Funktion weiterer dimensionsloser Kennzahlen darstellen und bestimmen:

$$\text{Nu}_m = \frac{\alpha_m \cdot L_0}{\lambda} = f(\text{Geometrie, Re, Pr, Ec}). \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Hierin beschreibt die Reynolds-Zahl  $\text{Re}$  die Strömungsverhältnisse der aufgeprägten Fluidströmung. Die Prandtl-Zahl  $\text{Pr}$  verknüpft als Stoffeigenschaft das Geschwindigkeitsfeld des Fluids mit seinem Temperaturfeld und die Eckert-Zahl  $\text{Ec}$  beschreibt den Einfluss der Erwärmung des Fluids durch Reibung infolge der Strömung. Bei freier Konvektion, die sich einstellt, wenn keine Strömung von außen aufgeprägt wird, tritt die Grashof-Zahl  $\text{Gr}$  an die Stelle der Reynolds-Zahl. Sie beschreibt die Strömungsverhältnisse als Folge des thermischen Auftriebs.

Aufbauend auf diesen dimensionslosen Kennzahlen lassen sich nun durch Modellversuche empirische Gleichungen zur Bestimmung der Nußelt-Zahl und damit des Wärmeübergangskoeffizienten gewinnen. Diese oftmals komplexen Zusammenhänge haben aufgrund der gewählten Randbedingungen ausschließlich für das jeweilige Modell Gültigkeit.

---

Die konvektive Wärmeabgabe des menschlichen Körpers entzieht sich aufgrund der mannigfaltigen Variationsmöglichkeiten von Geometrie und Oberflächenbeschaffenheit (Bekleidung) einer analytisch exakten Beschreibung. Es ist jedoch festzuhalten, dass insbesondere die Strömungsgeschwindigkeit der umgebenden Luft in nicht-linearer Weise den Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt.

Zur Erfassung der Bekleidung wurde die Bezugseinheit „clo“ (engl.: clothing - Bekleidung) definiert /22/. Mit Hilfe dieser Bezugsgröße lässt sich der Bekleidungsstand von Personen standardisieren und beschreiben.

Bekleidung	Wärmedurchlasswiderstand R [m²K/W]	Bekleidungsäquivalent [clo]
ohne Bekleidung	0	0
Leichte Sommerkleidung	0,08	0,5
Mittlere Bekleidung	0,155	1
Warme Bekleidung	0,31	2

Tab. 2.1: Bekleidungsäquivalent unterschiedlicher Bekleidungsstandards

Durch Konvektionsströmungen und Frischluftzufuhr kommt es zu Luftbewegungen im Aufenthaltsbereich. Für die Luftgeschwindigkeit lässt die DIN 1946 mit steigender Temperatur der bewegten Luft progressiv steigende Werte zu. Auch eine Verminderung des Turbulenzgrades führt zu einem Anstieg dieses Richtwertes. Im Umkehrschluss kann gefolgert werden, dass der Mensch gegenüber kühlen, ungleichmäßigen Luftströmungen besonders empfindlich ist. Das Auftreten von Zugserscheinungen führt zu Behaglichkeitseinbußen /23/.

Neben der Wärmeleitung und -konvektion erfolgt auch ein Wärmeaustausch durch Strahlung. Jeder Körper emittiert Strahlung in Abhängigkeit seiner Temperatur und seiner Oberflächenbeschaffenheit. Da Festkörper im Allgemeinen strahlungsundurchlässig sind, ist es auch zulässig, von strahlenden Oberflächen zu sprechen. Die maximal mögliche Wärmestromdichte ist durch

$$\dot{q}_s = \sigma \cdot T^4 \quad (\text{Gl. 2.7})$$

gegeben /20/. Dieses Naturgesetz, das von J. Stefan und L. Boltzmann beschrieben wurde, gilt für den so genannten Schwarzen Strahler, welcher dadurch charakterisiert ist, dass sein Emissionsgrad  $\epsilon$  gleich Eins ist. Reale Körper besitzen Emissionsgrade kleiner Eins, die neben der Oberflächenbeschaffenheit (Farbe, Struktur) auch Temperatur- und Richtungsabhängig sind. Dann gilt

$$\dot{q}_s = \epsilon(T) \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{Gl. 2.8})$$

Neben der Emission sind Oberflächen gleichzeitig Rezipienten von Strahlungsenergie. Auftreffende Strahlung wird dabei entweder absorbiert, reflektiert oder transmittiert. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik wird die gesamte Strahlung entsprechend dieser drei Anteile umgesetzt:

$$r + a + \tau = 1. \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Die Werte von  $r$ ,  $a$  und  $\tau$  hängen von der jeweiligen Oberfläche und dem Wellenlängenspektrum der auftreffenden Strahlungsenergie ab.

Wegen der Gleichzeitigkeit von Emission und Rezeption von Strahlung ist es angemessen, von einem Strahlungsaustausch zu sprechen. Maßgebend für den netto von der Oberfläche A zur Oberfläche B übertragenen Wärmestrom ist dabei die Differenz der vierten Potenzen der jeweiligen absoluten Temperaturen

$$\dot{Q}_{AB} = f (T_A^4 - T_B^4). \quad (\text{Gl. 2.10})$$

Außerdem ist die Anordnung der Flächen von Bedeutung. So ist für den ausgetauschten Wärmestrom die „sichtbare“ Fläche maßgebend. Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass Strahlung, die vom Körper A ausgeht, am Körper B reflektiert werden kann um dann wiederum vom Körper A absorbiert zu werden. Darüber hinaus kann das Medium zwischen den Oberflächen einen Einfluss auf den Strahlungsaustausch haben. Atmosphärische Luft kann jedoch in sehr guter Näherung als strahlungsdurchlässig angenommen werden ( $\tau \approx 1$ ). Des Weiteren ist zu beachten, dass die Temperatur und damit das Emissionsverhalten einer Oberfläche von der aufgenommenen Strahlungsenergie beeinflusst wird. Die exakte mathematische Beschreibung des Austausches ist demnach außerordentlich komplex.

Behaglichkeitsmindernd wirken insbesondere extreme Strahlungseinflüsse wie sehr kalte oder warme Flächen oder eine starke Asymmetrie der Strahlungsverhältnisse. Bezüglich der Strahlungstemperatur-Asymmetrie werden folgende Grenzwerte zugelassen /5/:

Referenzfläche	Zulässige Temperaturdifferenz
warme Deckenflächen	$\leq 3,5\text{K}$
kalte Wandflächen	$\leq 8,0\text{K}$
gekühlte Deckenflächen	$\leq 17,0\text{K}$
warme Wandflächen	$\leq 19,0\text{K}$

Tab. 2.2: Zulässige Werte der Strahlungstemperatur-Asymmetrie

Es ist festzustellen, dass gerade warme Deckenflächen zu einer Behaglichkeitsbeeinträchtigung führen, während warme Wandflächen in weiten Bereichen unkritisch sind. Demgegenüber sind kalte Deckenflächen deutlich unproblematischer als kalte Wandflächen.

Die zur Aufrechterhaltung einer konstanten Körpertemperatur erforderliche Wärmeabgabe des menschlichen Körpers beruht vornehmlich auf Konvektion und Strahlung. Die Größe des abgegebenen Wärmestroms ist neben der Körperoberflächentemperatur von der Lufttemperatur und der Temperatur der Umschließungsflächen abhängig. Zur Charakterisierung der für das Wohlbefinden maßgeblichen Temperatur in Gebäuden wird daher das arithmetische Mittel dieser Temperaturen, die so genannte „Operative Raumtemperatur“, benutzt /5/:

$$t_o = \frac{t_A + t_{R,L}}{2}. \quad (\text{Gl. 2.11})$$

Diese gilt als behaglichkeitsbestimmende Größe für eine Person, die in leichter bis mittlerer Bekleidung eine sehr leichte körperliche Tätigkeit ausübt, wenn die Luftgeschwindigkeit und der Luftturbulenzgrad im zulässigen Bereich liegen.

### 2.1.2 Feuchtigkeit

Neben der sensiblen Wärmeabgabe durch Leitung, Konvektion und Strahlung ist die latente Wärmeabgabe infolge von Verdunstung für den Wärmehaushalt des Menschen essenziell, um den mit steigender physischer Aktivität zunehmenden Arbeitsenergieumsatz des Körpers an die Umgebung abzuführen /24/. Wie beschrieben, werden die sensiblen Wärmeübertragungsmechanismen maßgeblich von der Lufttemperatur beziehungsweise der Temperatur der Umschließungsflächen bestimmt. So wird bei einer Lufttemperatur, die der Körperoberflächentemperatur entspricht ( $t_G$ ), der durch Konvektion abgegebene Wärmestrom zu Null, bei höheren Temperaturen wird sogar ein Wärmestrom aufgenommen. Dieser aufgenommene Wärmestrom muss zusätzlich zum metabolischen Energieumsatz durch andere Mechanismen – vornehmlich durch Verdunstung – abgegeben werden (**Abb. 2.1**).

Untersuchungen /25/ haben gezeigt, dass insbesondere bei hohen Lufttemperaturen der Feuchtigkeitsgehalt der umgebenden Luft von besonderer Bedeutung für das Behaglichkeitsempfinden ist. Dabei sind neben den thermischen Effekten auch physiologische Aspekte zu berücksichtigen /26/. Darüber hinaus wird das Auftreten zum Beispiel allergener Mikroorganismen signifikant von der Luftfeuchtigkeit beeinflusst /27/.

Die Wärmeabgabe durch Verdunstung erfolgt zum einen über Feuchtigkeitsabsonderungen auf der Körperoberfläche (Transpiration), zum anderen durch die Atemluft /28/. Ähnlich dem Wärmetransport kann der Stofftransport durch Leitung (Diffusion) oder Konvektion erfolgen. Analog zum konvektiven Wärmeübergang ist der Stoffübergang durch

$$\dot{n}_i = \beta_i \cdot \Delta c_i \quad (\text{Gl. 2.12})$$

zu charakterisieren. Der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  ist von der Geometrie, den Oberflächen- und Fluideigenschaften, der Strömungsgeschwindigkeit und vom Konzentrationsfeld abhängig. Die Größe des Stoffübergangs ist direkt proportional zur Konzentrationsdifferenz.

Der flächenspezifisch verdunstende Wassermassenstrom ergibt sich zu

$$\dot{m}_w = M_w \cdot \dot{n}_w \quad (\text{Gl. 2.13})$$

Die Atemluft wird im menschlichen Körper mit Wasserdampf angereichert. Durch Bilanzierung des Atmungs Vorgangs

$$\Delta \dot{m}_w = M_w (\dot{n}_{w,\text{ein}} - \dot{n}_{w,\text{aus}}) = M_w (\dot{V}_{\text{ein}} \cdot c_{w,\text{ein}} - \dot{V}_{\text{aus}} \cdot c_{w,\text{aus}}) \quad (\text{Gl. 2.14})$$

wird deutlich, dass auch hier der Konzentrationsunterschied die Wasserdampf abgabe bestimmt.

Zum Übergang des Wassers von der flüssigen in die gasförmige Phase muss die Verdampfungsenthalpie  $h_v(T)$  aufgewandt werden. Diese Energiemenge wird der angrenzenden Umgebung entzogen und führt zu einer Abkühlung.

Luft als Mehrkomponentengemisch kann als duales Gemisch von trockener Luft und Wasserdampf aufgefasst werden [29]. Zur Charakterisierung des Zustands ungesättigter feuchter Luft ist neben Druck und Temperatur die Festlegung des Feuchtegehalts notwendig. Unter der Annahme eines idealen Gemisches idealer Gase gilt die thermische Zustandsgleichung

$$v = \frac{R \cdot T}{p} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

mit

$$R = \sum_i \xi_i \cdot R_i \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Der Partialdruck der Komponente  $i$  ist nach dem Gesetz von Dalton gegeben durch

$$p_i = y_i \cdot p = \frac{n_i}{n} \cdot p = n_i \cdot \frac{R_m \cdot T}{V} = m_i \cdot \frac{R_i \cdot T}{V}, \quad (\text{Gl. 2.17})$$

wobei

$$\sum_i p_i = p \cdot \sum_i y_i = p \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Für feuchte Luft ist demnach die Summe der Partialdrücke von trockener Luft und Wasserdampf gleich dem Gesamtdruck des Systems. Der Partialdruck des Wassers kann im Gemisch „Feuchte Luft“ maximal gleich dem Siededruck reinen Wassers bei der zugehörigen Temperatur sein. In diesem Fall ist der Sättigungsdruck erreicht. Hierbei wird der Einfluss der trockenen Luft auf den Siededruck vernachlässigt, was bei mäßigen Drücken zulässig ist.

Die relative Feuchte errechnet sich aus

$$\varphi := \frac{p_w}{p_{w,s}(T)}, \quad (\text{Gl. 2.19})$$

bezieht also den herrschenden Wasserdampfpartialdruck auf den Sättigungswert. Dementsprechend sind Werte von  $\varphi$  zwischen 0 (trockene Luft) und 1 (gesättigte feuchte Luft) möglich.

---

So wird eine sehr anschauliche Beschreibung darüber gegeben, wie stark die Luft mit Wasserdampf gesättigt ist.

Der Quotient aus der Masse des Wasserdampfes und derjenigen der trockenen Luft wird als Wasserbeladung  $x$  bezeichnet:

$$x := \frac{m_w}{m_{L,tr}}. \quad (\text{Gl. 2.20})$$

Diese Größe stellt wegen der in klimatisierungstechnischen Prozessen oftmals konstanten Masse trockener Luft einen wichtigen Parameter dar und wird daher hauptsächlich benutzt.

Nach dem Gesetz von Dalton gilt:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_w}{p - p_w}. \quad (\text{Gl. 2.21})$$

Da der Wasserdampfpartialdruck um zwei Zehnerpotenzen kleiner ist als der Gesamtdruck, lässt sich näherungsweise schreiben:

$$x \sim p_w. \quad (\text{Gl. 2.22})$$

Dementsprechend ist bei konstanter Temperatur auch die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  in guter Näherung proportional zur Wasserbeladung  $x$ .

Die absolute Feuchte  $\rho$ , die oftmals in der Meteorologie benutzt wird, ist als Quotient aus der Masse des Wasserdampfes und dem betrachteten Luftvolumen definiert

$$\rho_w := \frac{m_w}{V}. \quad (\text{Gl. 2.23})$$

Wegen

$$m_w = \frac{p_w \cdot V}{R_w \cdot T} \quad (\text{Gl. 2.24})$$

lässt sich auch schreiben

$$\rho_w = \frac{p_w}{R_w \cdot T}. \quad (\text{Gl. 2.25})$$

Der Sättigungswert ist dann

$$\rho_{w,s}(T) = \frac{p_{w,s}(T)}{R_w \cdot T}. \quad (\text{Gl. 2.26})$$

Somit kann die relative Feuchte auch ausgedrückt werden durch

$$\varphi = \frac{\rho_w}{\rho_{w,s}(T)}. \quad (\text{Gl. 2.27})$$

Die relative Luftfeuchtigkeit ist demnach bei konstanter Temperatur direkt proportional zur absoluten Feuchte.

Nach Einführung der Molmasse von Wasser

$$M_w = \frac{m_w}{n_w} \quad (\text{Gl. 2.28})$$

in (Gl. 2.23) ergibt sich 
$$\rho_w = M_w \cdot \frac{n_w}{V} = M_w \cdot c_w. \quad (\text{Gl. 2.29})$$

Demgemäß besteht ein einfacher Zusammenhang zwischen der absoluten Luftfeuchtigkeit und der Wasserdampfkonzentration, welche die Verdunstung an der Körperoberfläche und die Wasserabgabe durch Atmung bestimmt.

Für die latente Wärmeabgabe sind die Konzentrationsdifferenzen und damit der absolute Feuchtegehalt der Luft maßgebend. Dennoch ist zu beachten, dass gerade im dynamischen Prozessverlauf die Geschwindigkeiten der Diffusions- und Konvektionsvorgänge von Bedeutung sind. Hierbei kommt zum Tragen, dass der Sättigungswert der Wasserbeladung nicht überschritten werden kann. Die bestimmende Größe für die Wärmeabgabe durch Verdunstung ist demnach die relative Feuchte, die bei konstanter Temperatur proportional zur absoluten Feuchte ist, aber im Gegensatz dazu eine Aussage über den Grad der Anreicherung der Luft mit Wasser beinhaltet.

### 2.1.3 Luftqualität

Neben den thermischen Behaglichkeitskomponenten ist vor allem die Luftqualität zu berücksichtigen. Sie beschreibt die Zusammensetzung der Luft und ist von entscheidender Bedeutung für das Wohlbefinden /30/.

Die Qualität der Atemluft wird in erster Linie durch den Gehalt an Sauerstoff und das Fehlen störender oder toxischer Stoffe bestimmt. Bei der Respiration wird Sauerstoff aus der Atemluft zur Aufrechterhaltung der Lebensfunktionen vom Körper aufgenommen und das entstehende Kohlendioxid an die Umgebung abgegeben. Der Sauerstoffgehalt der Umgebungsluft liegt bei circa 21 %<sub>Vol</sub>. Durch die Veratmung des Sauerstoffs sinkt die O<sub>2</sub>-Konzentration der Atemluft in einem dichten Raum nur marginal. Gleichzeitig steigt aber der Kohlendioxidgehalt, der in der Außenluft mit 0,03 %<sub>Vol</sub> angesetzt werden kann, um ein Vielfaches. Das subjektive Empfinden der „schlechten Luft“ ist demzufolge auf den Anstieg der Kohlendioxidkonzentration zurückzuführen.

Luftverunreinigungen, die exogen oder endogen sein können, sind in belästigende und gesundheitsgefährdende Agenzien zu unterscheiden. Es kann eine Klassifizierung nach Geruchsstoffen, die belästigenden Charakter haben, Gasen und Dämpfen sowie Viren, Bakterien und Pilzen, die pathogen wirken, vorgenommen werden. Für gesundheitsgefährdende Stoffe wie zum Beispiel Schimmelpilzsporen oder Formaldehyd ist es möglich, Grenzwerte anzugeben. Der zulässige Grenzwert der Kohlendioxidkonzentration in der Atemluft beträgt 0,5 %<sub>Vol</sub> /31/. Schon 1858 erkannte Max v. Pettenkofer, dass eine von der Mehrheit der Personen als angenehm empfundene Luftqualität bei Konzentrationen unterhalb von 0,1 %<sub>Vol</sub> gegeben ist. Eine Beein-

trächtigung des Wohlbefindens ist demgemäß bereits gegeben, bevor eine akute Gesundheitsgefährdung vorliegt. Grenzwerte berücksichtigen darüber hinaus die spezifische Sensibilität einzelner Personen, vor allem gegenüber allergenen Substanzen, nicht in ausreichendem Maße.

Die Beurteilung der Luftqualität ist insbesondere wegen der individuell unterschiedlichen Wirkung von Geruchsstoffen auf das Wohlbefinden stark subjektiv /32, 33, 34/. Dabei ist zu beachten, dass die Wahrnehmung von Geruchsstoffen vom thermischen Zustand der Luft beeinflusst wird /35, 36/. Zur objektiven Beschreibung der empfundenen Qualität der Atemluft kann die Größe PD („Percentage Dissatisfied“) herangezogen werden. Sie trifft eine Aussage darüber, welcher Anteil von Personen, die einen Raum betreten, die Luftqualität als nicht akzeptabel einschätzen /37/. Menschen, die sich schon längere Zeit in diesem Raum aufhalten, können die Verminderung der Luftqualität wegen der erfolgten Adaption möglicherweise nicht bemerken.

### **2.2 Behaglichkeitskennfeld**

Die im Körperinneren freigesetzte Wärme muss an die Umgebung abgeführt werden. Eine Störung dieser Wärmeabfuhr durch eine positive Strahlungsbilanz oder einen fehlenden Temperaturgradienten zur umgebenden Luft oder auch durch eine verminderte latente Wärmeabgabe infolge zu hoher Luftfeuchtigkeit führt zu einem Anstieg der Körpertemperatur. Die Wahrnehmung einer zu hohen Körpertemperatur geschieht mit Nervenenden im Hypothalamus und führt zunächst zu einer vermehrten Transpiration, um durch die Verdunstungsenthalpie des Wassers auf der Körperoberfläche einen Kühleffekt zu erzielen /28/. Ausschlaggebend für die Empfindung „zu warm“ ist demnach die Körperkerntemperatur. Dies erscheint insbesondere deshalb sinnvoll, weil an jeder Stelle des Körpers eine Temperatur eingehalten werden muss, die unter der Gerinnungstemperatur von Eiweiß (circa 42 °C) liegt und die höchsten Temperaturen naturgemäß im Körperinneren herrschen. Die Gerinnung von Eiweiß ist letal und daher unbedingt zu vermeiden.

Die Empfindung „zu kalt“ wird demgegenüber von Nervenenden in der Haut ausgelöst. Die niedrigsten Temperaturen treten an den Extremitäten auf, da hier das Verhältnis von wärmeübertragender Oberfläche zu Speichermasse am geringsten ist. Als natürlicher Regelmechanismus ist das Zittern anzusehen, was infolge der zusätzlichen Muskelaktivität zu einer erhöhten Wärmefreisetzung führt. Ein weiterer möglicher Regeleingriff ist die Wahl der Kleidung, die insbesondere der Empfindung „zu kalt“ entgegenzuwirken vermag.

Während die Empfindung der Temperatur unmittelbar durch sensorische Erfassung geschieht und direkt körpereigene Regelmechanismen anstößt, stellt sich die Auswirkung der Luftfeuchtigkeit subtiler dar und ist im Allgemeinen mit einer signifikanten Totzeit behaftet. Eine zu trockene Luft führt zur Austrocknung der Schleimhäute und somit zu Reizungen der Augen und im Nasen- und Rachenbereich /38/. Die Folge davon ist eine erhöhte Anfälligkeit gegenüber eingetragenen Krankheitserregern. Eine zu hohe Luftfeuchtigkeit äußert sich speziell bei hohen Temperaturen durch Schwüle. In diesem Fall ist die Wasserdampfabgabe als eine der wichtigsten

Regulationsmechanismen des menschlichen Körpers beeinträchtigt. Regulatorische Eingriffe sind nur exogen möglich.

Die Belastung der Atemluft mit Krankheitserregern oder Schadstoffen kann vom Menschen im Allgemeinen nicht wahrgenommen werden. Erst beim Auftreten pathologischer Symptome treten die Folgen der unzureichenden Luftqualität zu Tage. Demgegenüber führt das Vorhandensein von belästigenden Geruchsstoffen zu individuell unterschiedlichen Befindlichkeitsbeeinträchtigungen.

Zur Quantifizierung einzuhaltender Randbedingungen in Gebäuden fokussiert die DIN 1946 auf die Darstellung der erforderlichen operativen Raumtemperaturen /5/. **Abb. 2.2** ist zu entnehmen, welche Temperaturen nach DIN 1946 als behaglich eingestuft werden. Hierbei zeigt sich, dass bei steigender Umgebungstemperatur auch eine höhere Raumlufttemperatur zugelassen wird. Darüber, ob diese Erhöhung der zulässigen Temperatur unter Rücksichtnahme auf die Möglichkeiten der Anlagentechnik oder aus Behaglichkeitsgründen erfolgt, wird keine Aussage getroffen. Es ist jedoch zu beachten, dass gerade für den kurzzeitigen Aufenthalt von Personen (also zum Beispiel in Schalterhallen von Kreditinstituten oder in Ladengeschäften) die Abweichung der Raumtemperatur von der Umgebungstemperatur nicht extrem groß gewählt werden darf, um die Akklimatisierung zu erleichtern. Diese zulässigen Temperaturen gelten nur unter eng eingegrenzten Randbedingungen.

Für die Darstellung klimatechnischer Prozesse ist das  $h, x$ -Diagramm nach Mollier besonders geeignet (**Abb. 2.3**). Hierbei wird die Enthalpie feuchter Luft  $h_{1+x}$  über der Wasserbeladung  $x$  für einen konstanten Druck  $p$  aufgetragen. Zur besseren Darstellbarkeit wird dabei die Abszisse in den vierten Quadranten verschwenkt, so dass die Isotherme für  $0\text{ °C}$  horizontal verläuft. Für Temperaturen größer  $0\text{ °C}$  steigen die Isothermen mit dem Wassergehalt  $x$  an und werden mit zunehmender Temperatur steiler. Die Linien konstanter relativer Luftfeuchtigkeit verlaufen degressiv ansteigend. Durch die Verschwenkung der Abszisse verlaufen die Isenthalpen äquidistant linear abfallend. Zur Beschriftung der Ordinate wird die Temperatur verwendet.

In dieses  $h, x$ -Diagramm können nun die wichtigsten thermischen Aspekte der Behaglichkeitsbedingungen eingetragen werden. Dadurch ergibt sich das so genannte Behaglichkeitskennfeld (**Abb. 2.3**). Hierbei sind Aussagen über maximale und minimale Lufttemperaturen sowie relative Luftfeuchtigkeiten berücksichtigt. Darüber hinaus ist die Grenze der höchsten Wasserbeladung zu erkennen. Weitere Parameter, insbesondere die Luftqualität, bleiben in dieser Darstellung unbeachtet. Demgemäß kann das Behaglichkeitskennfeld als Projektion des mehrdimensionalen Zielbereichs für die Behaglichkeit von Menschen in die aus Temperatur und Luftfeuchtigkeit beschriebene Ebene verstanden werden.

Diese Darstellung impliziert einen diskreten Übergang zwischen akzeptablen und inakzeptablen Raumluftbedingungen. Diese Sichtweise entspricht nicht den realen Gegebenheiten. Vielmehr wird in einer Gruppe von Personen der Anteil der Unzufriedenen stetig größer werden, je weiter sich die Raumluftbedingungen von einem Optimalwert entfernen /37/. Hierbei ist zu beachten, dass die Lage dieses Optimums individuell unterschiedlich ausgeprägt ist, also von der

jeweiligen Zusammensetzung der Gruppe abhängt. Es ist nicht möglich, Raumlufbedingungen zu definieren, die für alle Menschen gleichermaßen akzeptabel sind. Der Anteil der Unzufriedenen (PD) ist also immer größer Null. Der Begriff „Behaglichkeit“ ist eine subjektive Größe und daher nur schwer objektiv zu erfassen. Dennoch können die thermischen Randbedingungen, die zur Behaglichkeitsempfindung führen, messtechnisch erfasst werden /39/.

Darüber hinaus ist den besonderen physiologischen Randbedingungen des Menschen Rechnung zu tragen. So zeigt die Erfahrung, dass geringe relative Luftfeuchtigkeiten bei hohen Temperaturen angenehmer empfunden werden als bei niedrigen Temperaturen. Es wird daher vorgeschlagen, das Behaglichkeitskennfeld zu zonieren. Innerhalb einer Behaglichkeitszone ist bei sonst gleichen Randbedingungen definitionsgemäß der Anteil der unzufriedenen Personen aus einer standardisierten Testgruppe konstant. Dabei werden zum Beispiel hohe Lufttemperaturen durch einen geringeren Feuchtigkeitsgehalt kompensiert. Die genaue Lage der verschiedenen Zonen kann durch empirische Untersuchungen quantifiziert werden.

### 3 Entstehung des Klimatisierungsbedarfs

Durch Wärme- und Stoffübergänge über die Bilanzgrenze von Gebäuden werden die Bedingungen im Innern in vielfältiger Weise beeinflusst /40/. Im Folgenden werden die maßgeblichen Größen charakterisiert und in strukturierter Form dargestellt.

#### 3.1 Wärmestrombilanz

Die Wärmestrombilanz von Gebäuden wird im Wesentlichen durch

- Transmission ( $\dot{Q}_T$ )
- Solarer Eintrag ( $\dot{Q}_S$ )
- Innere Wärmegewinne ( $\dot{Q}_I$ )
- Lüftung ( $\dot{Q}_L$ )

dargestellt /41/ (**Abb. T1**). Zur Aufrechterhaltung einer konstanten Temperatur muss demgemäß der Wärmestrom

$$\dot{Q} = \dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_I + \dot{Q}_L \quad (\text{Gl. 3.1})$$

abgeführt werden, um die Wärmestrombilanz auszugleichen. Bei Außentemperaturen, die unter der Raumtemperatur liegen, wird das Vorzeichen der Transmissions- und Lüftungswärmeströme negativ, folglich muss möglicherweise ein Wärmestrom zugeführt werden /42/.

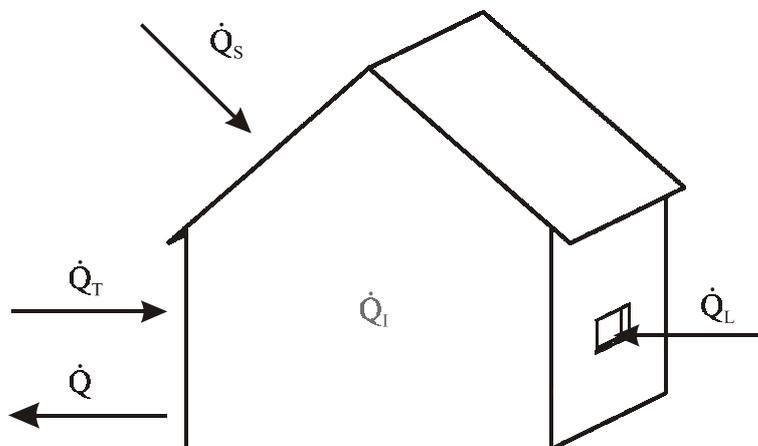


Abb. T1: Schematische Darstellung der Wärmestrombilanz eines Gebäudes

##### 3.1.1 Transmissionswärmeströme

Der in stationärer Betrachtung durch die Gebäudehülle tretende Transmissionswärmestrom  $\dot{Q}_T$  ist direkt proportional zur treibenden Temperaturdifferenz und ergibt sich aus der Summe der Wärmeströme durch die jeweiligen Teilflächen der gesamten Hülle des Gebäudes:

$$\dot{Q}_T = \sum_{i=1}^n k_i \cdot A_i \cdot (t_U - t_I)_i. \quad (\text{Gl. 3.2})$$

Hierbei wurden Speichereffekte zum Beispiel des Mauerwerks nicht berücksichtigt. Für die weiteren Betrachtungen wird in dieser Arbeit der mittlere spezifische Transmissionswärmestrom  $\dot{q}_{T,m}$  durch Bezug auf die Fläche der gesamten Gebäudehülle gemäß /43/ definiert:

$$\dot{q}_{T,m} = \frac{\dot{Q}_T}{A_{Ges}} = \sum_{i=1}^n k_i \cdot a_i^* \cdot (t_U - t_I)_i, \quad (\text{Gl. 3.3})$$

mit dem spezifischen Flächenanteil der Fläche  $i$

$$a_i^* = \frac{A_i}{A_{Ges}} \quad (\text{Gl. 3.4})$$

und 
$$\sum_{i=1}^n a_i^* = 1. \quad (\text{Gl. 3.5})$$

Dadurch ist eine vergleichbare Rechengröße zur Gegenüberstellung der unterschiedlichen Wärmeübertragungsmechanismen gegeben.

Der mittlere spezifische Transmissionswärmestrom steigt gemäß **Abb. 3.1** bei konstanter Raumtemperatur linear mit der Umgebungstemperatur an, wobei ein Vorzeichenwechsel bei Temperaturgleichheit zwischen Raum und Umgebung erfolgt.

Der Wärmedurchgang durch die jeweilige Teilfläche – als Kombination von Konvektion auf der Außenseite, Wärmeleitung durch die verschiedenen Schichten des Wandaufbaus und Konvektion auf der Innenseite der Wand – wird vom Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  charakterisiert. Dieser kann durch

$$\left( \frac{1}{k \cdot A} \right)_i = \left( \frac{1}{\alpha_{innen} \cdot A} \right)_i + \left( \frac{1}{A} \sum_j \frac{s_j}{\lambda_j} \right)_i + \left( \frac{1}{\alpha_{außen} \cdot A} \right)_i \quad (\text{Gl. 3.6})$$

ausgedrückt werden /19/. Eine Verbesserung der Wärmedämmung durch die Verminderung der Wärmeleitfähigkeit der Wand beziehungsweise durch Vergrößern der Schichtdicke der Dämmschicht, führt zu einer Absenkung des Transmissionswärmestroms. Die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innen- und Außenseite der Wand sind nur in geringem Maße zu beeinflussen. Wie zuvor ausgeführt, werden diese Kennwerte maßgeblich von der Geschwindigkeit der vorbeiströmenden Luft bestimmt. Die Absenkung des Transmissionswärmestroms durch eine stärkere Wärmedämmung spiegelt sich in **Abb. 3.1** als Verringerung des Gradienten des linearen Anstiegs wider.

Der sich einstellende Transmissionswärmestrom führt direkt zu einer Veränderung der Raumtemperatur und muss kompensiert werden. Gleichzeitig können sich durch diese Wärmeverluste oder -gewinne an den inneren Oberflächen Temperaturen einstellen, die zu einer Minderung des Wohlbefindens infolge einer zu hohen Strahlungstemperatur-Asymmetrie führen. Dies kann insbesondere an Fenstern auftreten, die im Allgemeinen einen höheren Wärmedurchgangskoeffizienten aufweisen als Wände. Dadurch ist der Unterschied der Oberflächentemperatur auf der Innenseite zur Umgebungstemperatur bei Fenstern kleiner als bei Wänden.

---

#### 3.1.2 Solare Einträge

Die Wärmegevinne durch solaren Eintrag (die so genannte Insolation) sind von signifikanter Bedeutung für die Wärmestrombilanz von Gebäuden /44/. Während ein Strahlungseintrag im Winter oftmals gewünscht ist, kann er im Sommer zu einer Überhitzung des Gebäudes führen. Der durch Einstrahlung verursachte Wärmestrom ist von zahlreichen Parametern abhängig und wird daher im Folgenden detailliert dargestellt.

Die von der Sonne ausgehende Strahlung erreicht mit einer Intensität zwischen  $1293 \text{ W/m}^2$  und  $1412 \text{ W/m}^2$  die Erdatmosphäre /45/.<sup>1</sup> Der Mittelwert dieser extraterrestrischen Strahlungsdichte beim Eintritt in die Erdatmosphäre wird als Solarkonstante  $\dot{q}_0$  bezeichnet. Beim Durchgang durch die Atmosphäre wird die Strahlungsintensität durch Reflexion und Streuung sowie Absorption vermindert, bis die Strahlung auf der Erdoberfläche auftrifft.

Während die Absorption durch Ozon in der Stratosphäre insbesondere die kurzwellige Strahlung betrifft, wirkt die Absorption durch Wasserdampf in der Troposphäre vornehmlich auf die langwelligen Anteile. Gestreute Anteile der Solarstrahlung treffen etwa zur Hälfte auf die Erdoberfläche, während die andere Hälfte in den Weltraum zurückgeleitet beziehungsweise in der Atmosphäre absorbiert wird. Diese Absorption führt wiederum zu einer Erwärmung der Atmosphäre, was eine langwellige Strahlungsemission bedingt, welche als „atmosphärische Gegenstrahlung“ zu etwa der Hälfte auf den Boden trifft.

Für die Strahlungsverhältnisse am Erdboden ist zwischen gerichteter (direkter) und ungerichteter (diffuser) Strahlung zu unterscheiden. Der diffusen Strahlung, die durch Streuung in der Atmosphäre oder Reflektion entsteht, kann im Gegensatz zur gerichteten Strahlung kein klarer Ausgangspunkt zugeordnet werden. Die Summe von gerichteter und ungerichteter Strahlung, die auf eine horizontale Fläche einwirkt, wird als Globalstrahlung bezeichnet. Die Zugrundelegung einer horizontalen Fläche als Bezugsnormale hat sich als zweckmäßig erwiesen, um Einstrahlungswerte weltweit vergleichbar darstellen zu können, da anhand der geographischen Breite die Orientierung der Horizontalfläche eindeutig determiniert ist.

Das Strahlungsangebot an einem Punkt auf der Erdoberfläche ist sowohl im Tages- wie auch im Jahresverlauf variabel und abhängig vom jeweiligen Standort. Der im Jahresverlauf veränderliche Deklinationswinkel führt dazu, dass im Winter der Weg der Solarstrahlung durch die Atmosphäre länger ist als im Sommer, wodurch der Anteil der durchgelassenen Strahlung im Winter sinkt. Nach dem Gesetz von P. Bouguer ist die Verringerung der Strahlungsintensität proportional zur durchstrahlten Strecke /20/. Somit kommt die Solarstrahlung im Winter mit geringerer Intensität am Erdboden an.

---

<sup>1</sup> Diese Schwankungsbreite folgt aus dem Einfluss von Sonnenflecken und dem wegen der elliptischen Umlaufbahn der Erde um die Sonne veränderlichen Abstand zwischen diesen Himmelskörpern, der am 4. Juli seinen Maximalwert erreicht /20/.

---

Gleichzeitig wird mit größer werdendem Winkel zwischen der Flächennormalen des Rezipienten und der Einstrahlungsrichtung die Projektion der absorbierenden Fläche in eine Ebene orthogonal zur Einstrahlung geringer, was zu einer Verringerung der auftreffenden Strahlungsdichte für den gerichteten Anteil führt. Für die Globalstrahlung, die auf die horizontale Fläche bezogen ist, bedeutet dies eine Verminderung der spezifischen Strahlungsdichte im Winter. Es ist weiterhin zu beachten, dass sich infolge des höheren Sonnenstandes im Sommer die Zeiten des Sonnenauf- und Sonnenuntergangs verschieben, was eine Verlängerung der Strahlungsexposition bedingt. In **Abb. 3.2** sind die Stundenmittelwerte der spezifischen Globalstrahlung aus /46/ für den Standort Hannover im Jahresgang dargestellt. Das ausgeprägte Maximum der Strahlungsintensität im Sommer tritt deutlich hervor. Hier zeigt sich die geringere Verminderung infolge des Durchtritts der Strahlung durch die Atmosphäre ebenso wie der kleinere Winkel zwischen dem Sonnenstand und der Vertikalen.

Die auf die Gebäudehülle treffende Solarstrahlung führt zu einem Energieeintrag, der reflektiert, absorbiert oder transmittiert wird. Der reflektierte Strahlungsanteil bleibt ohne Einfluss auf das Gebäude. Strahlung, die durch Fenster oder andere transluzente Begrenzungsflächen in das Gebäude eindringt, wird im Inneren aufgenommen. Die beschienenen Gegenstände erwärmen sich und geben die absorbierte Wärmeenergie zeitverzögert durch Konvektion an die Raumluft ab. Dabei kommt zum Tragen, dass die Raumluft als strahlungsdurchlässig anzusehen ist. Der Anteil der Strahlungsenergie, der von Fenstern absorbiert wurde, führt zu einem sekundären Wärmeeintrag in das Gebäude. Zur Quantifizierung der Strahlungseigenschaften von Fenstern wurde der Gesamtenergiedurchlassgrad  $g$  definiert /47/. Dieser Wert beinhaltet den von Fenstern durchgelassenen Strahlungsanteil ebenso wie den nach innen abgegebenen Sekundärwärmeeintrag durch die Erwärmung des Fensters infolge der Strahlungsabsorption. Die von der Gebäudehülle absorbierte Strahlungsenergie führt zunächst zu einer oberflächlichen Erwärmung auf der Außenseite. Die Wärmeenergie wird dann zum größten Teil durch Konvektion an die Umgebungsluft abgeführt. Infolge von Wärmeleitung durch die Wände und Konvektion auf der Innenseite ergibt sich jedoch auch ein Wärmeeintrag in das Gebäude, der je nach Bauschwere und Wärmespeicherfähigkeit des Materials zeitverzögert eintritt.

In dieser Arbeit werden die durch solaren Eintrag hervorgerufenen Wärmegewinne analog zum Transmissionswärmestrom einzelnen Teilflächen  $i$  des Gebäudes zugeordnet:

$$\dot{Q}_S = \sum_{i=1}^n a_i \cdot A_i \cdot \dot{q}_i. \quad (\text{Gl. 3.7})$$

Neben dem Absorptionskoeffizienten des jeweiligen Materials  $a_i$  und dem Ausmaß der beschienenen Fläche  $A_i$  ist die zugehörige spezifische normal zur Fläche gerichtete Einstrahlung  $\dot{q}_i$  maßgebend für den Wärmeeintrag. Während der Absorptionskoeffizient als Materialeigenschaft und die Größe der Fläche als geometrische Größe klar zu determinieren und im Allgemeinen nicht veränderlich sind, ist die spezifische Einstrahlung großen Variationsbreiten unterworfen. Für eine horizontale Fläche lässt sich schreiben:

$$\dot{q}_{i,\text{horizontal}} = \dot{q}_{i,\text{direkt}} + \dot{q}_{i,\text{diffus}} = (\dot{q}_{\text{direkt}} \cdot \cos \beta) + \dot{q}_{\text{diffus}}, \quad (\text{Gl. 3.8})$$

mit dem Winkel  $\beta$  zwischen der Normalen der horizontalen Fläche und der Einstrahlungsrichtung. Die spezifische Wärmestromdichte  $\dot{q}_{i,\text{horizontal}}$  ist gleichbedeutend mit der Globalstrahlung.

Für eine geneigte Fläche ist der einfache Zusammenhang gemäß Gl. 3.8 nicht mehr exakt gültig, da der Anteil der diffusen Strahlung nun komplexer in die Berechnung einfließt. Für die im Allgemeinen senkrecht angeordneten Gebäudeaußenwände ist der Einfluss des im Tagesverlauf veränderlichen Sonnenstandes von besonderer Bedeutung. In erster Näherung kann für  $\gamma < 90^\circ$ , also für Wände, die der direkten Solarstrahlung ausgesetzt sind, aber auch hier

$$\dot{q}_i = (\dot{q}_{\text{direkt}} \cdot \cos \gamma) + \dot{q}_{\text{diffus}} \quad (\text{Gl. 3.9})$$

angesetzt werden. Dabei ist  $\gamma$  der Winkel zwischen der Normalen der geneigten Fläche und der Richtung der Einstrahlung. Für  $\gamma > 90^\circ$ , wenn die jeweilige Wand also auf der sonnenabgewandten Seite liegt, wird der Direktstrahlungsanteil zu Null, so dass gilt

$$\dot{q}_i = \dot{q}_{\text{diffus}}. \quad (\text{Gl. 3.10})$$

Durch Bezug der Summe der Solarstrahlungswärmegewinne eines Gebäudes auf die gesamte äußere Hüllfläche analog zum Transmissionswärmestrom ergibt sich

$$\dot{q}_{s,m} = \frac{\dot{Q}_s}{A_{\text{Ges}}} = \sum_{i=1}^n a_i \cdot a_i^* \cdot \dot{q}_i. \quad (\text{Gl. 3.11})$$

Hierbei gilt Gl. 3.4 entsprechend. Die spezifische Einstrahlung auf die Fläche  $i$  wird gemäß Gl. 3.9 beziehungsweise Gl. 3.10 bestimmt.

Für die weiteren Untersuchungen werden in dieser Arbeit die maßgeblichen Größen für den solaren Wärmeeintrag in ein Gebäude in drei Parameterklassen unterteilt:

- Atmosphärische Einflussgrößen
- Einstrahlungsrichtung
- Gebäudeeigenschaften.

Atmosphärische Einflussgrößen sind alle Parameter, die die Solarstrahlung auf dem Weg durch die Atmosphäre beeinflussen. Dabei kommt insbesondere die Trübung zum Tragen, die maßgeblich von der Wetterlage bestimmt wird. Erfahrungsgemäß weicht der solare Eintrag bei bewölktem Himmel stark von demjenigen an klaren Tagen ab. Hiervon wird das Verhältnis von gerichteter zu diffuser Strahlung geprägt. Die Globalstrahlung kann als beschreibender Parameter für die verbleibende Strahlungsintensität nach dem Passieren der Atmosphäre dienen. Die Intensität der Globalstrahlung steht in direktem Zusammenhang mit der Strahlungsdichte auf die Gebäudehülle. Allerdings sind dabei weitere Einflussgrößen zu berücksichtigen. Wegen des Einflusses der Wetterlage sind die atmosphärischen Parameter im Zeitgang stark veränderlich.

Die Einstrahlungsrichtung wird vom Sonnenstand, der im Tages- wie im Jahresverlauf exakt vorhersehbar ist, und der Orientierung der betrachteten Teilfläche bestimmt und hat entschei-

---

denden Einfluss auf die jeweilige Strahlungsexposition. Aus der Gebäudegeometrie und dem Sonnenstand kann jeder Teilfläche die zeitlich abhängige Einstrahlungsrichtung zugeordnet werden. Durch die Veränderung der relativen Position der Sonne werden auch Verschattungs- und Reflexionseffekte beeinflusst.

Zu den Gebäudeeigenschaften zählen insbesondere die Absorptionskoeffizienten der jeweiligen Oberflächen, die Geometrie sowie die Ausrichtung des Gebäudes. So ist es plausibel, dass ein lang gestreckter Gebäuderiegel in Ost-West-Ausrichtung zur Mittagszeit absolut gesehen einen deutlich höheren Wärmestrom aufnimmt als ein Nord-Süd ausgerichteter. Zu den Gebäudeeigenschaften zählt auch die Lage des Gebäudes in der Umgebung. So können Bäume oder benachbarte Gebäude verschattend oder reflektierend wirken und Einfluss auf die solaren Wärmegevinne nehmen. Darüber hinaus ist der Fensterflächenanteil von Bedeutung, da die durch transluzente Flächen in das Gebäude eindringende Strahlungsenergie im Gebäude selbst wirksam wird und nicht – wie im Fall von erwärmtem Mauerwerk – ein Teil der Wärme direkt an die Umgebung abgegeben wird.

Wie beschrieben, sind sowohl die von der Gebäudehülle absorbierte als auch die hindurch gelassene Strahlungsenergie, die mittelbar zu einer Erwärmung der Raumluft führen, direkt proportional zur auftreffenden Strahlungsintensität. Der mittlere spezifische solare Wärmegevinne eines Gebäudes lässt sich unter Berücksichtigung von Wirkungsfaktoren für den Durchgang durch die Atmosphäre  $f_A(\tau)$ , die Einstrahlungsrichtung  $f_R(\tau)$  und die Gebäudeeigenschaften  $f_G$ , aus der Solarkonstanten bestimmen:

$$\dot{q}_{s,m}(\tau) = \dot{q}_0 \cdot f_A(\tau) \cdot f_R(\tau) \cdot f_G \quad (\text{Gl. 3.12})$$

Den einzelnen Teilflächen  $i$  der Gebäudehülle können jeweils eigene Wirkungsfaktoren zugewiesen werden, wobei der Faktor für den Atmosphärendurchgang für alle Flächen gleich ist. Der richtungsabhängige Faktor kann bei senkrechter Einstrahlung auf die jeweilige Fläche maximal Eins werden. Da die Gebäudehüllfläche stets auch Teilflächen beinhaltet, die der Sonne abgewandt sind, wird der mittlere Wirkungsfaktor des Gebäudes jedoch immer kleiner als Eins sein. Auch der jeweilige gebäudespezifische Wirkungsfaktor kann maximal den Wert Eins erreichen, ist in der Realität jedoch wegen des Absorptionsverhaltens der jeweiligen Oberflächen stets kleiner.

Die Globalstrahlung, die für viele Orte in tabellarischer Form dokumentiert ist, wird im Rahmen dieser Arbeit als Indikator für die Intensität der Einstrahlung verwandt. Mit Kenntnis des Direkt- und Diffusstrahlungsanteils kann aus der Richtung der Einstrahlung die spezifische Strahlungsintensität auf eine beliebig ausgerichtete Fläche ermittelt werden. Somit ist mit der Einstrahlungsrichtung als Bindeglied die Strahlungsintensität auf eine geneigte Fläche direkt mit der Globalstrahlung korreliert.

Basierend auf den Daten aus /46/ wurde in **Abb. 3.3** die Globalstrahlungsdichte für jede der 8760 Stunden eines Jahres der zugehörigen Lufttemperatur zugeordnet. Hierbei zeigt sich, dass die maximal auftretende Solarstrahlungsdichte mit steigender Umgebungstemperatur nahezu

exponentiell anwächst. Gleichzeitig ist zu erkennen, dass auch die Häufigkeit hoher Strahlungsintensität zunimmt. Noch deutlicher wird dieser Anstieg in **Abb. 3.4**, welche für die auftretenden Umgebungstemperaturen die zugehörigen Jahresmittelwerte der tagsüber – also zwischen Sonnenauf- und Sonnenuntergang – erzielten Globalstrahlung aufzeigt. Hierzu wurde die Umgebungstemperatur in Klassen unterteilt und die zugehörigen auftretenden Strahlungswerte gemittelt. Zwischen Umgebungstemperaturen von 0 °C und 25 °C ist der exponentiell verlaufende Anstieg deutlich zu erkennen. Bei höheren Temperaturen zeigt sich eine Stagnation der Solarstrahlungswerte. Temperaturen unter dem Gefrierpunkt sind vereinzelt mit einer hohen solaren Einstrahlung verbunden. Hier kommt unter anderem der Umstand zum Tragen, dass die Datenbasis für diese Punkte klein ist, da diese Temperaturen nicht oft erreicht werden. Niedrige Außentemperaturen werden im Allgemeinen an klaren Tagen mit geringer Bewölkung erreicht, da dann im Verlauf der Nacht die Abstrahlung von der Erde weniger behindert wird, was sich in einer Auskühlung der Erdoberfläche niederschlägt. Dieser Zusammenhang zwischen klaren Wetterlagen und niedriger Temperatur im Winter bedingt auch hohe solare Einstrahlungswerte am Tage.

Diese Korrelation zwischen Umgebungstemperatur und Insolation führt dazu, dass diese zusätzlichen Wärmegewinne von Gebäuden bei hohen Außentemperaturen starke Bedeutung erlangen, während niedrige Umgebungstemperaturen oftmals nur mit geringen solaren Wärmegewinnen verknüpft sind.

Insgesamt ist davon auszugehen, dass der mittlere spezifische solare Eintrag die Solarkonstante nicht übersteigen kann. Durch Streuung und Reflexion in der Atmosphäre kommt es zu einer Intensitätsminderung ( $f_A$ ). Darüber hinaus gibt es stets Gebäudehüllflächen, die nicht der Sonne zugewandt sind ( $f_R$ ), so dass hier nur der diffuse Strahlungsanteil zum Tragen kommt, was den Mittelwert der Einstrahlung reduziert. Auch wird nicht der gesamte eingestrahelte Wärmestrom absorbiert, sondern nur ein gewisser Anteil ( $f_G$ ). Zwar ist es theoretisch denkbar, dass durch Reflexion von anderen Flächen an einzelnen Flächen der Gebäudehülle die Strahlungsdichte über der Solarkonstanten liegt, doch wird sich wegen der genannten Effekte als Mittelwert immer eine Einstrahlung ergeben, die deutlich darunter liegt.

#### 3.1.3 Endogene Wärmegewinne

Durch Prozesse oder Maschinen, aber auch infolge künstlicher Beleuchtung und durch den metabolischen Umsatz von Lebewesen kommt es zu einer Wärmefreisetzung im Gebäude. Dieser Wärmestrom wird durch Strahlung an umgebende Oberflächen oder durch Konvektion an die Raumluft abgegeben. Als Wärmequellen sind insbesondere von Bedeutung:

- Personen,
- Beleuchtung,
- Maschinen.

Die endogene Wärmefreisetzung ist ausschließlich nutzungsbedingt. Der Wärmeumsatz von Prozessen und Maschinen wie zum Beispiel Produktions- oder EDV-Anlagen ist nur von der

Nutzungsdauer und der jeweiligen Wärmequelle selbst abhängig. Eine Abhängigkeit dieses freigesetzten Wärmestroms von der Umgebungstemperatur ist nicht analytisch zu erfassen. So ist die Personenbelegung von Gebäuden im Allgemeinen unabhängig von der Jahreszeit lediglich im Tagesverlauf Schwankungen unterworfen, die sich zum Beispiel in Wohngebäuden anders darstellen als in Verwaltungsgebäuden oder Krankenhäusern. Wärmeeinträge durch Beleuchtung treten immer dann auf, wenn künstliche Beleuchtung erforderlich ist. Dies ist insbesondere im Winter der Fall, so dass sich hier ein marginaler Einfluss feststellen lässt.

Aus Gründen der strukturellen Geschlossenheit werden im Rahmen dieser Arbeit die inneren Wärmegewinne analog zu den Transmissionswärmeströmen und solaren Einträgen auf die gesamte Gebäudehüllfläche bezogen und durch die mittlere spezifische Wärmestromdichte charakterisiert:

$$\dot{q}_{I,m} = \frac{\dot{Q}_I}{A_{\text{Ges}}} = \frac{1}{A_{\text{Ges}}} \cdot \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{I,i} \quad (\text{Gl. 3.13})$$

Hierbei kann der resultierende Wärmestrom im Gegensatz zu den oben genannten Einflüssen jedoch nicht einzelnen Teilflächen der Gebäudehülle physikalisch zugeordnet werden. Er stellt vielmehr eine vergleichende Bewertungsgröße dar.

Die Summe von positiven oder negativen Transmissionswärmeströmen und den immer positiven Wärmegewinnen durch solaren Eintrag und innere Wärmequellen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ist in **Abb. 3.5** qualitativ dargestellt. Es zeigt sich bei niedrigen Außentemperaturen ein nahezu linearer Anstieg, der mit steigenden Abszissenwerten progressiven Charakter erhält und schließlich stagniert. Dies ist auf den starken Einfluss der solaren Wärmegewinne mit der beschriebenen Charakteristik zurückzuführen. Die Wärmeströme durch negativ gerichtete Transmission bei Umgebungstemperaturen unterhalb der Raumtemperatur werden von den genannten Wärmegewinnen durch Insolation und innere Wärmelasten kompensiert. Dadurch verschiebt sich der Nulldurchgang der Summenkurve  $t_G$  zu niedrigeren Umgebungstemperaturen.

Wegen des starken Einflusses der Gebäudegeometrie, -ausrichtung und -absorptionseigenschaften auf die Einstrahlungswärmegewinne kann deren Darstellung hier nur qualitativer Natur sein.

### 3.1.4 Lüftungswärmeströme

Zur Kompensation auftretender Stofflasten ist der kontinuierliche Austausch der Raumluft durch weniger belastete Frischluft aus der Umgebung erforderlich. Bei Ungleichheit von Raumluft- und Umgebungstemperatur wird dadurch dem Bilanzraum ein Wärmestrom zu- beziehungsweise abgeführt.

Die Luftmassenströme lassen sich durch

$$\Delta \dot{m}_L = \dot{m}_{L,\text{ein}} - \dot{m}_{L,\text{aus}} \quad (\text{Gl. 3.14})$$

bilanzieren. Im stationären Zustand entspricht der austretende dem eintretenden Luftmassenstrom<sup>2</sup>. Somit wird  $\Delta \dot{m}_L$  zu Null und der Luftwechsel wird durch  $\dot{m}_L = \dot{m}_{L,\text{ein}} = \dot{m}_{L,\text{aus}}$  beschrieben.

Der Lüftungswärmestrom ergibt sich zu

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot (t_{\text{ein}} - t_{\text{aus}}). \quad (\text{Gl. 3.15})$$

Die spezifische isobare Wärmekapazität feuchter Luft ist durch die Summe der Wärmekapazitäten trockener Luft und derjenigen des gelösten Wasserdampfes gegeben:

$$c_{p,L} = c_{p,L,\text{tr}} + x \cdot c_{p,W}. \quad (\text{Gl. 3.16})$$

Der Wert hängt neben der Wasserbeladung auch von der Temperatur ab. Der Temperatureinfluss ist jedoch vernachlässigbar, so dass hier ein Mittelwert angesetzt werden kann. Ausgehend von einem Bezugspunkt mittlerer Wasserbeladung von circa 0,01 kg/kg ist die Variation von  $c_{p,L}$  im Bereich üblicher Wasserbeladungen ( $0 \leq x \leq 0,02$ ) kleiner als  $\pm 2\%$ , was die Vernachlässigung auch dieses Einflusses innerhalb der hier angestellten ingenieurwissenschaftlichen Betrachtung rechtfertigt.

Im Fall eines direkten Luftwechsels ist die Zulufttemperatur gleich der Umgebungstemperatur ( $t_{zu} = t_U$ ) und die Ablufttemperatur gleich derjenigen der Raumluft ( $t_{ab} = t_R$ ). Der sich ergebende Wärmestrom wird oftmals als Lüftungswärmeverlust bezeichnet und für die Dimensionierung klimatechnischer Anlagen herangezogen. Die weiteren Ausführungen werden aufzeigen, dass diese Beschränkung auf den sensiblen Anteil des luftwechselbedingten Wärmestroms unter Vernachlässigung des Feuchtigkeitsinhalts unzureichend ist. Auch die Hinzuziehung der latenten Wärmeenergie in die Berechnung trägt der Bedeutung der Feuchtigkeit nicht genügend Rechnung.

Durch die Einführung eines mittleren flächenspezifischen Wärmestroms durch Lüftung analog zu denjenigen durch Transmission, solaren Eintrag und innere Wärmegewinne wird in dieser Arbeit eine einheitliche Basis für die Gegenüberstellung der verschiedenen Effekte geschaffen:

$$\dot{q}_{L,m} = \frac{\dot{Q}_L}{A_{\text{Ges}}} = \frac{c_{p,L}}{A_{\text{Ges}}} \cdot \sum_{i=1}^n \dot{m}_{L,i} \cdot (t_U - t_{I,i}). \quad (\text{Gl. 3.17})$$

Auch  $\dot{q}_{L,m}$  ist physikalisch nicht einzelnen Teilflächen zuzuordnen.

Der für die Lüftung erforderliche Frischluftmassenstrom ist insbesondere nutzungsabhängig und wird daher – wie auch die endogenen Wärmegewinne – nicht von der Umgebungstemperatur beeinflusst. Für die weiteren Betrachtungen wird der zuzuführende Frischluftmassenstrom daher als konstant angenommen.

---

<sup>2</sup> Wegen der Temperaturabhängigkeit der Luftdichte führt die Gleichheit der Massenströme nicht unbedingt zu einer Äquivalenz der Volumenströme. Bei konstanten Raumtemperaturen kommt es jedoch nicht zu einer Veränderung des Drucks im Rauminnenen, da die eingeströmte Zuluft die Raumtemperatur annimmt.

Unter Zugrundelegung des sensiblen Lüftungswärmestroms folgt gemäß **Abb. 3.6** analog zum Transmissionswärmestrom ein linearer Anstieg des durch Lüftung eingetragenen Wärmestroms mit einem Nulldurchgang bei einer Umgebungstemperatur, die der Raumtemperatur entspricht. Wärmedämmmaßnahmen bleiben ohne Einfluss auf diese Darstellung.

Durch den Einsatz einer kontrollierten Lüftung mit Wärmerückgewinnung kann der Lüftungswärmestrom signifikant vermindert werden. Als Wärmerückgewinnungseinrichtungen können neben regenerativen oder rekuperativen Wärmeübertragern auch Kreislaufverbund- oder Wärmerohrsysteme sowie Wärmepumpen eingesetzt werden.

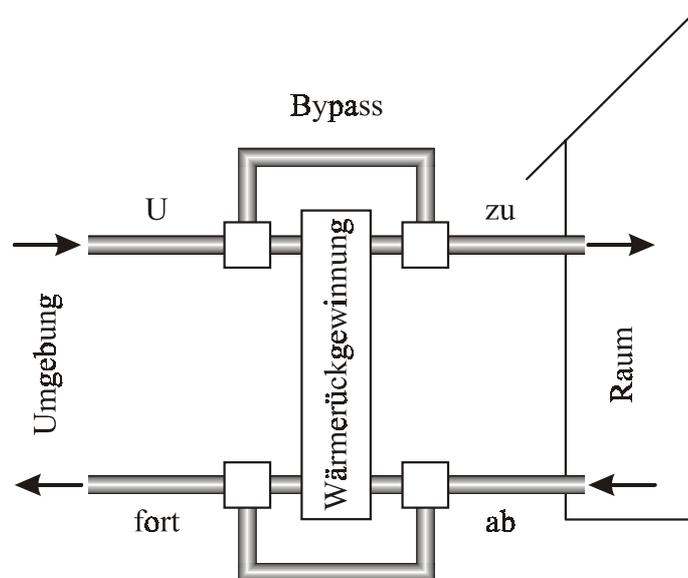


Abb. T2: Schematisches Schaltschema einer Wärmerückgewinnungseinrichtung

Die Effizienz einer Wärmerückgewinnung gemäß **Abb. T2** wird durch die Rückwärmzahl  $\Phi$  charakterisiert:

$$\Phi = \frac{t_{zu} - t_U}{t_{ab} - t_U} \quad (\text{Gl. 3.18})$$

Dieser Kennwert beschreibt, welche Temperaturveränderung bezogen auf die maximal mögliche Veränderung erreicht wurde. Er variiert im Jahresverlauf in Abhängigkeit der aufgeprägten Temperaturen und Massenströme. So kann es insbesondere bei niedrigen Außenlufttemperaturen zur Kondensation von Wasser im Abluftkanal kommen, wodurch sich der Wärmeübergang und damit die Rückwärmzahl auch ohne den Übergang von Feuchtigkeit von der Abluft- zur Zuluftseite vergrößert. In erster Näherung kann  $\Phi$  jedoch als konstant angenommen werden. Analog zum Einfluss der Wärmedämmung beim Transmissionswärmestrom wird durch die Wärmerückgewinnung der Gradient des linearen Anstiegs verringert (Abb. 3.6), wenn bei konstanter Raumtemperatur die Rückwärmzahl als unabhängig von der Umgebungstemperatur angesetzt wird.

Es ist zu beachten, dass der Wärmerückgewinn marginal ist, wenn die Umgebungstemperaturen nicht wesentlich von der Raumtemperatur abweicht. Die höheren parasitären Energieaufwendungen, die durch den Einsatz der Wärmerückgewinneinrichtung infolge steigender Druckverluste hervorgerufen werden, können diese Maßnahme dann ad absurdum führen. Wenn die zusätzlichen Energieaufwendungen für die Wärmerückgewinnung den Rückgewinn übersteigen, sollte auf den Betrieb der Rückgewinnungsanlage verzichtet werden. Dann kann der Druckverlust durch einen Bypass vermindert werden. Der Verzicht auf die Wärmerückgewinnung ist in Abb. 3.6 qualitativ dargestellt. Dabei wurde angenommen, dass die Beheizung bei gleicher Leistung mit einem geringeren Energieaufwand bewerkstelligt werden kann als die Kühlung. Dies führt zu einer unterschiedlichen Gewichtung des Wärme- beziehungsweise Kälterückgewinns mit den entsprechenden Konsequenzen für den Betrieb der Rückgewinnungsanlage.

Darüber hinaus ist es sinnvoll, auf die Vorwärmung der Zuluft zu verzichten, wenn Kühllasten bestehen, die durch eine freie Lüftung abgeführt werden können. In diesem Fall ist eine Wärmerückgewinnung kontraproduktiv. Dieser Betriebszustand stellt sich ein, wenn die Umgebungstemperatur unterhalb der Raumtemperatur liegt, durch hohe innere Wärmegewinne oder solaren Eintrag jedoch ein Kühlleistungsbedarf entsteht, wie es oft in den Übergangsjahreszeiten der Fall ist.

## **3.2 Stoffstrombilanz von Gebäuden**

Neben den beschriebenen sensiblen Wärmeströmen, die wie der Transmissionswärmestrom und die solare Einstrahlung nicht stoffgebunden oder wie der Lüftungswärmestrom stoffgebunden in das Gebäude hinein oder aus ihm heraus getragen werden, treten auch Stoffströme über die Systemgrenze des Gebäudes, die behaglichkeitsrelevanten Charakter haben können. Insbesondere können sie wegen ihres Wassergehalts bedeutsam sein. Während sich die Betrachtung der oben genannten Wärmeströme auf die Auswirkung bezüglich der Temperaturen beschränkt, berücksichtigt eine detaillierte Darstellung der Stofflasten die wechselseitigen Interdependenzen der komplexen Behaglichkeitsempfindungen, was insbesondere auch die Empfindung der Luftqualität beinhaltet.

### **3.2.1 Allgemeine Stofflasten**

Personen und Pflanzen, aber auch Möbel und Baustoffe stehen kontinuierlich im Wärme- und Stoffaustausch mit der Raumluft /49/. Wie in Kapitel 2 ausgeführt, können an die Luft abgegebene Stoffe belästigend oder gesundheitsgefährdend sein. Die Stofffreisetzung aus Baumaterialien oder Einrichtungsgegenständen wird oftmals von den Raumluftbedingungen beeinflusst. So wird insbesondere durch hohe Temperaturen die Ausdünstung verschiedener Stoffe begünstigt. Diese komplex quantifizierbaren Abhängigkeiten bleiben hier unberücksichtigt, um das Hauptaugenmerk auf die maßgeblichen Einflussgrößen zu fokussieren.

Durch die Atmung geben Menschen und Tiere insbesondere Kohlendioxid an die Umgebung ab. Die Umsetzung von Sauerstoff in CO<sub>2</sub> ist eine Folge des metabolischen Energieumsatzes, der für die Aufrechterhaltung der Lebensfunktionen und die Verrichtung von Arbeit erforderlich ist. Es kann angenommen werden, dass ein Mensch bei leichter Tätigkeit in einer Stunde circa 0,5m<sup>3</sup> Luft veratmet. Die CO<sub>2</sub>-Konzentration der ausgeatmeten Luft liegt bei 4%<sub>Vol</sub> /50/. Wie bereits aufgezeigt, führt die Anreicherung der Raumluft mit Kohlendioxid zu einer Behaglichkeitsminderung und geht oftmals mit einer Belastung der Luft mit anderen belästigenden Agenzien einher. Daher wird die Kohlendioxidkonzentration der Luft c(CO<sub>2</sub>) im Weiteren als Maßstab für die Raumluftqualität verwendet.

Neben den endogen freigesetzten Stoffströmen wird durch die Gebäudehülle stetig Luft zwischen Innenraum und Umgebung ausgetauscht. Dabei kann für jede Komponente i des Gemisches, das die Systemgrenze überschreitet, unter Einbeziehung interner Stoffquellen der Komponente i eine Bilanzgleichung angegeben werden:

$$\Delta\dot{N}_i = \dot{N}_{i,\text{ein}} + \dot{N}_{i,I} - \dot{N}_{i,\text{aus}} \quad (\text{Gl. 3.19})$$

Der mit der Luft transportierte Stoffmengenstrom der Komponente i kann auch durch

$$\dot{N}_i = c_i \cdot \dot{V} \quad (\text{Gl. 3.20})$$

ausgedrückt werden. Daraus folgt für den stationären Fall die Stoffbilanz:

$$\Delta\dot{N}_i = 0 = \dot{N}_{i,I} + c_{i,\text{ein}} \cdot \dot{V}_{\text{ein}} - c_{i,\text{aus}} \cdot \dot{V}_{\text{aus}} \quad (\text{Gl. 3.21})$$

Zur Kompensation einer inneren Stoffquelle  $\dot{N}_{i,I}$  ist demnach der Volumenstrom

$$\dot{V}_{\text{erf}} = \frac{\dot{N}_{i,I}}{c_{i,\text{aus}} - c_{i,\text{ein}}} \quad (\text{Gl. 3.22})$$

auszutauschen, wenn vereinfachend die zu- und abgeführten Volumenströme gleichgesetzt werden. In diesem Fall wird  $\Delta\dot{N}_i = 0$  und es stellt sich ein stationärer Zustand bezüglich der Komponente i ein. Der erforderliche Frischluftvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{erf}}$  lässt sich demnach aus dem betrachteten Schadstoffstrom  $\dot{N}_{i,I}$  errechnen, wenn die zulässige Konzentration in der Raumluft  $c_{i,\text{zul}}$  und die Konzentration des jeweiligen Stoffes in der Umgebungsluft  $c_{i,U}$  eingesetzt werden. Als zulässige CO<sub>2</sub>-Konzentration in der Atemluft kann 0,1%<sub>Vol</sub> und als Konzentration in der Umgebung 0,03%<sub>Vol</sub> angesetzt werden /50/. Der Kohlendioxidstrom wird vornehmlich von den anwesenden Personen eingebracht, so dass sich schreiben lässt:

$$\dot{V}_{\text{erf}} = \frac{0,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{Person}} \cdot 0,04}{0,001 - 0,0003} = 28,57 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{Person}}$$

Dieser Luftvolumenstrom muss unter den genannten Randbedingungen kontinuierlich ausgetauscht werden, um eine zufrieden stellende Luftqualität aufrecht zu erhalten. Hierbei wurde angesetzt, dass die betrachtete Person 0,5 m<sup>3</sup> Luft pro Stunde veratmet, was dem normalen

---

Umsatz bei leichter sitzender Tätigkeit entspricht. Mit zunehmender Aktivität wird der Luftumsatz größer, wodurch auch die Kohlendioxidfreisetzung ansteigt.

Die Folge eines zu geringen Luftwechsels ist die Anreicherung der Raumluft mit Kohlendioxid, was zu einem Anstieg der CO<sub>2</sub>-Konzentration in der Abluft führt. Hierdurch stellt sich wiederum ein Fließgleichgewicht der zu- und abgeführten Kohlendioxidmassenströme bei erhöhtem Kohlendioxidgehalt in der Luft ein.

Synonym zum Volumenstrom lässt sich unter Berücksichtigung der Dichte der Luft auch der erforderliche Massenstrom angeben:

$$\dot{m}_{L,\text{erf}} = \dot{V}_{L,\text{erf}} \cdot \rho_L \quad (\text{Gl. 3.23})$$

Zur Quantifizierung des Luftwechsels wird oftmals die so genannte Luftwechselzahl  $\lambda$  mit der Dimension Zeit<sup>-1</sup> benutzt.

$$\lambda := \frac{\dot{V}_{L,\text{aus}}}{V_{\text{Raum}}} \quad (\text{Gl. 3.24})$$

Sie beschreibt, wie oft das vorhandene Luftvolumen eines Raumes in einer vorgegebenen Zeiteinheit gegen Umgebungsluft ausgetauscht wird. Durch diese Normierung ist ein Vergleich unterschiedlicher Räume unmöglich, wenn nicht gleichzeitig das Raumvolumen angegeben wird. Folglich hängt die erforderliche Luftwechselzahl  $\lambda_{\text{erf}}$  von der Personenbelegung und der Raumgeometrie ab. Wegen der unzureichenden Aussagekraft wird die Luftwechselzahl in dieser Arbeit nicht benutzt.

Aufgrund der vielschichtigen Wirkungen anderer Substanzen (zum Beispiel Tabakrauch) auf die empfundene Luftqualität hat P. O. Fanger bereits 1988 Größen zur systematischen Beschreibung verschiedener luftverunreinigender Einflüsse vorgeschlagen /51/. Diesen Definitionen zufolge wird die von einer standardisierten Person hervorgerufene Verunreinigung der Raumluft als „1 Olf“ (lat. olfacere: riechen) definiert. Diese Verunreinigung ist jedoch nicht analytisch zu erfassen, sondern kann lediglich als Folge ihrer Auswirkung auf die empfundene Raumluftqualität quantifiziert werden. Dazu hat P. O. Fanger umfangreiche Untersuchungen mit einer großen Anzahl von Testpersonen durchgeführt. Dabei wurde die Raumluftqualität beim Betreten von Räumen, die durch unterschiedlich viele Standardpersonen belastet waren, von Juroren als „akzeptabel“ oder „nicht akzeptabel“ eingestuft. Daraus ergab sich der Prozentsatz der unzufriedenen Juroren (PD). Diese Vorgehensweise gestattet die möglichst objektive Beurteilung der empfundenen Raumluftqualität. Die von Fanger durchgeführten Untersuchungen beinhalteten als Parameter den personenbezogenen Frischluftvolumenstrom, der den jeweiligen Räume zugeführt wurde. Dabei zeigte sich ein stark progressiver Anstieg des Prozentsatzes der unzufriedenen Personen bei sinkenden spezifischen Frischluftvolumenströmen.

Durch die Einführung einer standardisierten Luftverunreinigungsquelle (1 Olf) ist es möglich, jede auftretende Verunreinigung als Vielfaches dieses Bezugsnormals auszudrücken. So kann allen denkbaren Quellen eine Luftverunreinigungslast in Abhängigkeit weiterer Parameter wie

Temperatur und Feuchtigkeit zugeordnet werden. Beispielsweise können Bodenbeläge durch eine flächenspezifische Last charakterisiert werden. Mit Kenntnis des spezifischen Frischluftvolumenstroms, der dem Raum zur Kompensation der jeweiligen Verunreinigungslast zugeführt wird, ist daraus der Anteil der bezüglich der Raumluftqualität unzufriedenen Personen abzuleiten.

### 3.2.2 Feuchtigkeitsbilanz

Neben den endogenen Stofflasten – insbesondere ausgedrückt durch die Freisetzung von Kohlendioxid –, die zu einer Luftqualitätsverminderung und damit zum Bedarf des Luftwechsels führen, wird von Personen und Tieren, aber auch von Pflanzen und Gegenständen Feuchtigkeit an die Raumluft abgegeben. Wie in Kapitel 2 dargelegt, ist die Möglichkeit zur Feuchtigkeitsabgabe von elementarer Bedeutung für den Wärmehaushalt des Menschen und steht daher in zentraler Position für die Behaglichkeitsempfindung. Die kontinuierliche Feuchtigkeitsabgabe an die Raumluft führt unkompensiert jedoch zu einer Anreicherung mit Wasser, was die weitere Feuchtigkeitsaufnahme behindert und als Folge die thermische Behaglichkeit beeinträchtigt.

Demnach muss zur Aufrechterhaltung einer zuträglichen Luftfeuchtigkeit das freigesetzte Wasser abgeführt werden. Hierzu kann der zur Einhaltung der Raumluftqualitätsanforderungen erforderliche Luftwechsel verwendet werden. Wenn der Wassergehalt der eintretenden Luft  $x_{\text{ein}}$  kleiner ist als der Wassergehalt der austretenden Raumluft  $x_{\text{aus}} = x_{\text{Raum}}$ , führt der Luftwechsel zu einer Abfuhr der inneren Feuchtelast. Ist der Feuchtigkeitsgehalt der eintretenden Luft größer als derjenige der Raumluft, wird dadurch zusätzlich Wasser in den Raum eingebracht. Somit steigt die Beladung der Raumluft bis zur Angleichung an den Zuluftwassergehalt. Hierbei können sich Raumluftbedingungen einstellen, die nicht den Behaglichkeitsanforderungen entsprechen.

Die Bilanzierung der inneren sowie der ein- und austretenden Wassermassenströme ergibt:

$$\dot{m}_{w,I} = \dot{m}_{w,\text{aus}} - \dot{m}_{w,\text{ein}} \quad (\text{Gl. 3.25})$$

Der Massenstrom feuchter Luft setzt sich aus einem Anteil trockener Luft und dem Wasserdampfanteil zusammen

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{L,\text{tr}} + \dot{m}_w \quad (\text{Gl. 3.26})$$

Wegen

$$x = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{L,\text{tr}}}$$

lässt sich auch schreiben:

$$\dot{m}_w = \left( \frac{x}{1+x} \right) \cdot \dot{m}_L \quad (\text{Gl. 3.27})$$

Für spätere Betrachtungen wird in dieser Arbeit eine modifizierte Wasserbeladung  $x^*$  definiert, die auf die gesamte Luftmenge bezogen wird:

$$x^* := \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_L} = \left( \frac{x}{1+x} \right) \quad (\text{Gl. 3.28})$$

Somit ist  $\dot{m}_w = x^* \cdot \dot{m}_L$ . (Gl. 3.29)

Bei üblichen Werten der Wasserbeladung  $x$ , die im Allgemeinen unter 0,02 kg/kg liegen, beträgt die Abweichung zwischen  $x$  und  $x^*$  weniger als 2%. Daher können diese Werte für viele technische Prozesse in guter Näherung als äquivalent angenommen werden.

Unter Annahme gleicher Luftmassenströme am Ein- und Austritt folgt für den für die Abfuhr der endogen freigesetzten Feuchtelast  $\dot{m}_{w,I}$  erforderlichen Luftmassenstrom

$$\dot{m}_{L,erf} = \frac{\dot{m}_{w,I}}{(x_{aus}^* - x_{ein}^*)}. \quad (\text{Gl. 3.30})$$

Die Berücksichtigung der als konstant angenommenen Luftdichte führt zum erforderlichen Luftvolumenstrom

$$\dot{V}_{L,erf} = \frac{1}{\rho_L} \frac{\dot{m}_{w,I}}{(x_{aus}^* - x_{ein}^*)}. \quad (\text{Gl. 3.31})$$

Dieser wird bei Verwendung von unkonditionierter Außenluft als Zuluft, wie es bei der üblichen Fensterlüftung auftritt, im Allgemeinen von dem für die Abfuhr von belästigenden oder toxischen inneren Stofffreisetzungen erforderlichen Luftvolumenstrom abweichen.

Die Darstellung der relativen Außenluftfeuchtigkeiten  $\phi$  basierend auf den Daten aus /46/ im Verlauf eines Jahres (**Abb. 3.7**) lässt erkennen, dass ganzjährig Feuchtigkeiten von 100% auftreten. Niedrigere relative Feuchtigkeiten kommen vornehmlich im Sommer vor. Dabei werden Werte unter 30% nicht erreicht. Die Korrelation von  $\phi$  mit der Außenlufttemperatur analog zu **Abb. 3.3** (**Abb. 3.8**) deutet auf ein Absinken des relativen Feuchtigkeitsgehalts mit ansteigender Temperatur hin. Hier kommt der Effekt zum Tragen, dass die Kapazität für die Aufnahme von Wasser in Luft mit steigender Temperatur progressiv ansteigt.

Für die Stoffmengenbilanz der Komponente „Wasser“ ist jedoch nicht die relative Feuchtigkeit  $\phi$ , sondern die absolute Wasserbeladung  $x$  maßgeblich. Aus **Abb. 3.9**, die den Verlauf der Wasserbeladung der Umgebungsluft im Jahresverlauf beinhaltet, ist deutlich der Anstieg des Wassergehalts im Sommer zu erkennen. Der Darstellung über der Lufttemperatur (**Abb. 3.10**) ist die Sättigungslinie  $\phi = 1$  feuchter Luft zu entnehmen. Wasserbeladungen oberhalb dieser Grenzkurve sind nicht möglich. Es zeigt sich ein progressiver Anstieg des auftretenden absoluten Feuchtigkeitsinhaltes der Umgebungsluft mit der Temperatur. Daraus ist abzuleiten, dass warme Umgebungsluftzustände, wie sie im Sommer vorkommen, oftmals mit einer hohen Wasserbeladung der Luft einhergehen.

Dies ist anschaulich an der Enthalpie feuchter Luft  $h_L$  zu zeigen. Diese ist gegeben durch

$$h_L = (c_{p,L}^0 + x \cdot c_{p,w}^0) \cdot t + x \cdot h_v. \quad (\text{Gl. 3.32})$$

Sie berücksichtigt im ersten Term den temperaturabhängigen Energieinhalt des Gemisches aus trockener Luft und Wasserdampf und im zweiten Term die Verdampfungsenthalpie des dampfförmigen Wassers in der feuchten Luft. In **Abb. 3.11** sind die Stundenmittelwerte der

---

Enthalpie der Umgebungsluft für 8760 Stunden eines Jahres dargestellt. Diese Werte wurden unter Berücksichtigung der veränderlichen Parameter Temperatur, Wasserbeladung, Luftdruck und spezifische Wärmekapazität aus /46/ errechnet. Die eingezeichnete Gerade kennzeichnet die Enthalpiewerte trockener Luft ( $x = 0$ ), die nur von der Temperatur abhängig ist. Die Differenz der Enthalpie des jeweiligen Luftzustandes zu dieser Grenzkurve wird durch die Wasserbeladung verursacht. Deutlich zu erkennen ist die geringe Streuung der Umgebungsluftenthalpien bei niedrigen Temperaturen. Dies ist auf die kleine Schwankungsbreite der Wasserbeladungen in diesem Bereich zurückzuführen. Mit steigender Umgebungstemperatur nehmen die Enthalpien wegen des erhöhten Wassergehalts der Luft progressiv zu. Die innere Energie der Umgebungsluft, die bei konstantem Wassergehalt linear mit der Temperatur ansteigt, wächst wegen der zunehmenden Wasserbeladung im Sommer folglich überproportional an.

### 3.3 Synergetische Betrachtung der Wärme- und Stoffströme

Die beschriebenen Wärmeströme durch Transmission, solare Einträge, innere Gewinne und Lüftung sowie die Stoffströme durch innere Freisetzungen und Lüftung bestimmen die jeweilige Bilanz von Gebäuden. Wegen der verwobenen Einwirkungen auf die Behaglichkeitsempfindung des Menschen müssen Energie- und Stoffströme gleichrangig betrachtet werden.

Die Schaffung und Aufrechterhaltung eines behaglichen Umfeldes für den Aufenthalt von Personen beziehungsweise die Einhaltung festgelegter Raumkonditionen für Produktions- und Gewinnungsprozesse ist als Zielfunktion klimatechnischer Systeme anzusehen. Wie gezeigt, sind vielfältige Randbedingungen für die Erreichung des menschlichen Wohlbefindens einzuhalten. Durch die in Kapitel 3.1 und 3.2 dargelegten Störgrößen werden die klimatischen Raumluftbedingungen beeinflusst, so dass ein Bedarf entsteht, der durch technische Systeme zu decken ist. Die Deckung dieses Bedarfs wiederum stellt den Nutzen des Systems dar. Der Nutzen einer technischen Anlage, die mit dem Ziel, den behaglichen Aufenthalt von Menschen sicherzustellen, eingesetzt wird, ist demnach durch die Summe aller Effekte gegeben, die geeignet sind, der Zielvorgabe näher zu kommen. Diese Definition schließt neben der Einhaltung thermischer Parameter insbesondere die subjektiv empfundene Luftqualität ein. Folgerichtig mindern störende Faktoren – wie zum Beispiel erhöhte Turbulenzen durch ungünstige Luft einblasung oder eine zu große Strahlungstemperatur-Asymmetrie durch gekühlte Wandflächen – die positiven Effekte des Gesamtsystems. Diese umfassende Definition der Bedarfs- und Nutzen-Begriffe bildet die Grundlage der weitergehenden Betrachtungen.

Die oftmals benutzte Definition des Klimatisierungsbedarfs als Wärmestrom, der über die betrachtete Systemgrenze geführt wird, ist nicht umfassend, da damit die weiteren Parameter unberücksichtigt bleiben. In dieser Arbeit wird daher der n-dimensionale Bedarfsvektor  $\vec{B}$  definiert, der alle relevanten Effekte einschließt. Dabei ist n die Anzahl der Parameter, die durch diesen Vektor beschrieben werden sollen. Werden die Raumtemperatur, die Luftfeuchtigkeit und die Luftqualität als maßgebliche Bestimmungsgrößen gewählt, lässt sich der Bedarfsvektor durch

$$\vec{B} := \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{sensibel}} \\ \dot{m}_w \\ \dot{m}_{\text{CO}_2} \end{pmatrix} \quad (\text{Gl. 3.33})$$

darstellen. In diesem speziellen Fall sind die sensiblen Wärmeströme, die Einfluss auf die Temperatur haben, die Bilanz der Wasserdampfmassenströme, welche die Luftfeuchtigkeit bestimmen, und die Kohlendioxidbilanz, die in erster Näherung als Gradmesser für die Luftqualität herangezogen werden kann /52/, berücksichtigt. Der Bedarfsvektor  $\vec{B}$  beschreibt die Anforderungen an ein technisches System, das die jeweiligen Wärme- und Stoffströme kompensieren soll.

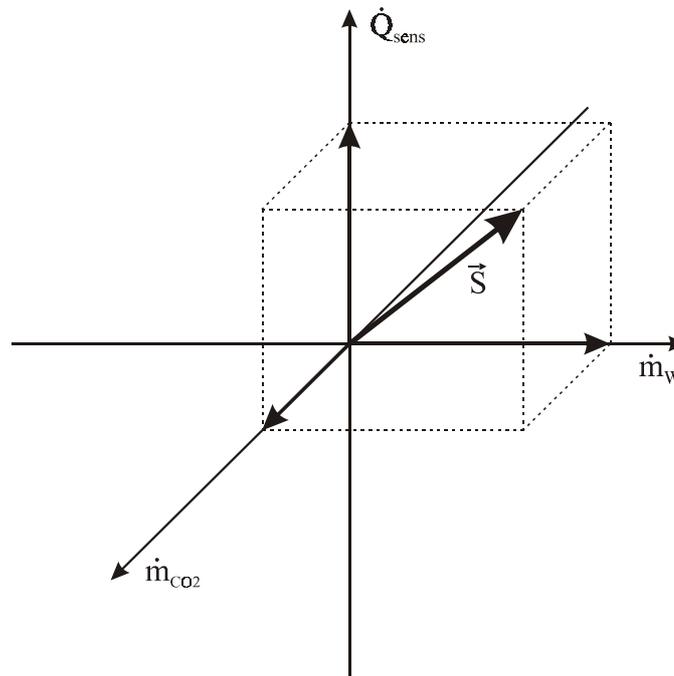


Abb. T3: Störgrößenvektor im dreidimensionalen Koordinatensystem

Die einwirkenden Störgrößen lassen sich konsequenterweise ebenfalls in vektorieller Schreibweise darstellen. Dabei wird gemäß vorstehender Darlegung nach Beeinflussungen bezüglich der Temperatur, des Wasser- und des Kohlendioxidgehalts der Luft unterschieden. Demnach lässt sich der Störgrößenvektor als

$$\vec{S} := \begin{pmatrix} \sum \dot{Q}_{\text{sensibel}} \\ \sum \dot{m}_w \\ \sum \dot{m}_{\text{CO}_2} \end{pmatrix} \quad (\text{Gl. 3.34})$$

darstellen. Die erste Dimension fasst in diesem Fall die sensibel wirkenden Wärmeströme durch Transmission, solaren Eintrag, innere Gewinne und Lüftung zusammen. Die zweite Dimension enthält die durch innere Freisetzungen und Lüftung hervorgerufenen Feuchtigkeitseinträge und die dritte Dimension beinhaltet die durch die Kohlendioxidfreisetzungen bestimmte Luftqualität.

In **Abb. T3** ist der resultierende Störgrößenvektor in einem dreidimensionalen Koordinatensystem, das durch die maßgeblichen Wärme- beziehungsweise Stoffströme aufgespannt wird, veranschaulicht. Für einen gewählten Bilanzraum werden dadurch die relevanten Größen vollständig determiniert. Der durch die Störgrößen verursachte Bedarfsvektor ist dem Störgrößenvektor entgegengerichtet:

$$\vec{B} = -\vec{S}. \quad (\text{Gl. 3.35})$$

Dadurch ist der durch die betrachteten Störgrößen ausgelöste Bedarf zur Aufrechterhaltung der gewünschten Raumbedingungen vollständig analytisch beschreibbar.

In **Abb. 3.12** sind die für die Energiebilanz von Gebäuden maßgeblichen Energieströme in Form einer Matrix zusammengefasst. Hierbei ist zu erkennen, dass sowohl der durch Transmission und solaren Eintrag bedingte Wärmestrom als auch die inneren Lasten und der Lüftungswärmestrom als sensibel wirkende Energieströme anzusehen sind. Alle vier Wärmeströme nehmen also Einfluss auf die Temperatur im Gebäude. Demgegenüber sind ausschließlich die endogenen Wärmelasten und der Lüftungswärmestrom zusätzlich in der Lage, einen latenten Wärmestrom zu beinhalten, also Wasserdampf zu transportieren und somit die Feuchtigkeit im Gebäude zu verändern. Der Transmissionswärmestrom wie auch der solare Eintrag wirken nicht auf den absoluten Wassergehalt der Raumluft.

Weiterhin ist festzuhalten, dass sowohl die solaren Wärmegewinne als auch die inneren Wärme- und Stofflasten stets positiv gerichtet sind, also einen Energiestrom in das Gebäude hineinbringen. Bei der Insolation liegt dieser Umstand auf der Hand, da dieser Wärmestrom definitionsgemäß ausschließlich von außen in das Gebäude eindringt. Innere Stofffreisetzungen können jedoch mit einer Abkühlung verbunden sein. So kühlt sich bei der Verdunstung von Wasser, zum Beispiel von nassen Oberflächen, die umgebende Raumluft ab. Die Enthalpie des Gesamtsystems bleibt dabei jedoch unverändert, der Energieinhalt ist also konstant – lediglich die Aufteilung nach Temperatur und Feuchtigkeit verschiebt sich. Wie bereits ausgeführt, sind gekühlte Oberflächen – wie zum Beispiel Kühldecken – als technische Systeme zur Beeinflussung der Raumluftbedingungen anzusehen und stellen somit keine bedarfsauslösenden Parameter oder innere Wärmequellen beziehungsweise -senken im hier anzusetzenden Sinne dar.

Der Transmissionswärmestrom durch die Gebäudehülle wird von der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Raumluft und Umgebungsluft bestimmt. Folglich kann der resultierende sensible Wärmestrom in das Gebäude hinein oder aus ihm heraus gerichtet sein. In gleicher Weise wird der Lüftungswärmestrom von den Temperaturen beziehungsweise von den Feuchtigkeitsgehalten der Raum- und Umgebungsluft bestimmt. So kann es vorkommen, dass infolge einer warmen, trockenen Witterungslage zwar ein sensibler Wärmestrom in das Gebäude hineingetragen, gleichzeitig aber Wasserdampf und damit ein latenter Wärmestrom nach außen abgeführt wird.

In der letzten Spalte der Matrix aus **Abb. 3.12** sind Möglichkeiten der technischen Einflussnahme auf die jeweiligen Energieströme aufgeführt. Der Transmissionswärmestrom wird durch

die Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenraum aufgeprägt. Bei vorgegebener Raumtemperatur wird dieses treibende Temperaturgefälle folglich ausschließlich von der Umgebungstemperatur bestimmt. Eine technische Einflussnahme ist lediglich durch die Veränderung des Wärmedurchgangskoeffizienten der beteiligten Hüllflächen möglich. Eine Verringerung dieses Wertes durch die Verbesserung der Wärmedämmung wurde in den letzten Jahren forciert und gelangt inzwischen in einen Bereich der technischen Grenzen. Der solare Eintrag wird durch die Witterung und die geographische Lage des betrachteten Gebäudes aufgeprägt. Die Beeinflussung des solaren Angebots ist nicht möglich. Zur Verringerung der solaren Wärmegewinne kann eine Verschattung vorgenommen werden. Außerdem ist es möglich, zum Beispiel durch den Einsatz von Prismenscheiben den im Jahresverlauf variierenden Höhenwinkel der Sonne auszunutzen. Dabei wird durch Brechung oder Reflexion das Absorptionsverhalten der beschienenen Fläche beeinflusst. Eine Veränderung der endogenen Wärme- und Stofflasten ist insbesondere durch eine Beeinflussung der Nutzungsstruktur möglich. Dies darf allerdings die uneingeschränkte Nutzung des Gebäudes nicht gefährden. Darüber hinaus ist zum Beispiel der Einsatz energiesparender Geräte denkbar, wodurch infolge des verbesserten Wirkungsgrades der Umwandlung von Endenergie in Nutzenergie der freigesetzte Wärmestrom abnimmt. Die Größe des lüftungsbedingten Energie- und Stoffstroms kann durch die Wärme- beziehungsweise Feuchterückgewinnung in der beschriebenen Weise verändert werden.

Allen diesen Möglichkeiten der Einflussnahme auf die betrachteten Energieströme ist gemein, dass sie (von parasitären Energieaufwendungen abgesehen) ohne den Einsatz von Energie auskommen. Die Auswirkungen sind dabei, wie bei der Wärmedämmung oder der Nutzung energiesparender Geräte, starr oder, wie bei der Verschattung oder der Wärmerückgewinnung, nur in engen Grenzen regelbar.

Die von den beschriebenen Störgrößen aufgeprägten Energie- und Stoffströme führen zu einem Klimatisierungsbedarf, der neben der Einstellung einer bestimmten Raumtemperatur insbesondere auch die Erreichung einer vorgegebenen Luftfeuchtigkeit und Luftqualität beinhaltet. Die technischen Möglichkeiten zur Deckung des so hervorgerufenen Bedarfs werden im Folgenden diskutiert.

## 4 Deckung des Klimatisierungsbedarfs

Wie gezeigt, müssen technische Regelmechanismen greifen, um vorstehend aufgeführte Störgrößen zu kompensieren. Diese Störgrößen werden durch einen dreidimensionalen Vektor  $\vec{S}$  beschrieben, aus dem sich der Bedarfsvektor  $\vec{B}$  ableitet. Das eingesetzte technische System muss folglich zur Deckung des entstandenen Bedarfs den Deckungsvektor  $\vec{D}$  bereitstellen, der dem Bedarfsvektor entspricht:

$$\vec{D} = \vec{B} = -\vec{S}. \quad (\text{Gl. 4.1})$$

Es ist grundsätzlich zwischen dem System, das den jeweiligen Klimatisierungseffekt erzielt, wie zum Beispiel einer Kältemaschine oder einem Heizkessel, und der Einrichtung, die den Klimatisierungsnutzen in den Aufenthaltsbereich einbringt, zu differenzieren. Die technischen Maßnahmen zum Ausgleich der jeweiligen Wärme- und Stoffbilanzen lassen sich in die Aufbringung eines positiv oder negativ gerichteten inneren Wärmegewinns durch statische Heiz- oder Kühlflächen und die Beeinflussung der durch Luftwechsel hervorgerufenen Wärme- und Stoffströme durch eine gezielte Konditionierung der Zuluft unterteilen /48/.

### 4.1 Statische Kühlflächen

Aus der historischen Entwicklung heraus hat sich die Beheizung von Gebäuden als essenzielle Maßnahme zuerst etabliert. Zur Anhebung der Raumtemperatur beziehungsweise zur Kompensation von nach außen abfließenden Wärmeströmen wird dazu im Gebäudeinneren eine endogene Wärmelast aufgebracht. Ausgehend vom offenen Feuer über die Verwendung von Einzelöfen sind heute statische Heizflächen als Stand der Technik anzusehen. Hierzu zählen neben Raumheizkörpern auch Fußbodenheizungen und Hypocaustensysteme.

Heizkörper, die sich in Konvektoren und Radiatoren unterteilen lassen, sind Wärmeübertrager, die im zu beheizenden Raum aufgestellt werden. Dabei zeichnen sich Erstere durch einen überwiegend konvektiven Wärmeübergang aus, während Radiatoren die Wärme vorwiegend durch Strahlung an den Raum abgeben. Heizkörper werden üblicherweise von flüssigem Wasser durchflossen, das sich unter Wärmeabgabe an die Raumluft abkühlt. An zentraler Stelle im Gebäude wird das Wärmeträgermedium dann wieder auf die Vorlauftemperatur erhitzt. Die Heizleistung eines Heizkörpers ergibt sich zu

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H &= k \cdot A \cdot \Delta t_m \\ &= \dot{m}_{\text{HW}} \cdot c_{p,W} \cdot (t_{\text{VL}} - t_{\text{RL}}). \end{aligned} \quad (\text{Gl. 4.2})$$

Der vom Heizmedium abgegebene Wärmestrom führt folglich zu einer Abkühlung des Massenstroms  $\dot{m}_{\text{HW}}$  von der Vorlauftemperatur  $t_{\text{VL}}$  auf die Rücklauftemperatur  $t_{\text{RL}}$ . Die für den Wärmeübergang maßgebliche Mitteltemperatur  $\Delta t_m$  hängt von der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Raumtemperatur ab. Zur Verbesserung des Wärmeübergangs sind Heizkörper oftmals berippt, wodurch sich die wärmeübertragende Fläche vergrößert. Historisch gewachsen ist die Anordnung von Raumheizkörpern unterhalb von Fenstern. Wegen des hohen Wärmedurchgangs-

koeffizienten der früher üblichen Einfachverglasung kam es zu einer starken Abkühlung der Luft an den Fensterflächen. Infolge der dadurch erhöhten Luftdichte entstanden kalte Fallluftströmungen, die Behaglichkeitseinbußen nach sich zogen. Durch die Installation eines Heizkörpers unterhalb des Fensters konnte eine Umkehrung der Luftströmung erreicht werden, so dass nun warme Luft an den Fensterflächen hoch stieg. Dies führte allerdings dazu, dass nun erwärmte Luft direkt an den schlecht gedämmten Fensterflächen vorbei geführt wurde und so erhöhte Wärmeverluste entstanden. Dieser Nachteil wurde jedoch zu Gunsten der verbesserten Behaglichkeitssituation in Kauf genommen. Durch die Verwendung hoch gedämmter Fenster ist die Gefahr der beschriebenen kalten Fallluftströmungen inzwischen stark vermindert, so dass auch andere Heizkörperanordnungen gewählt werden können.

Infolge der vergleichsweise kleinen wärmeübertragenden Fläche von Raumheizkörpern ist zur Erreichung der gewünschten Heizleistung eine hohe Temperaturdifferenz zur Raumluft erforderlich. Dies führt zu hohen Vorlauftemperaturen in Verbindung mit hohen Rücklauftemperaturen im Heizsystem, was Nachteile im wärmeerzeugenden System nach sich ziehen kann (Kapitel 6). Durch den Einsatz von Flächenheizsystemen kann diesem Effekt entgegengewirkt werden. So wird beispielsweise bei der Fußbodenheizung die gesamte Grundfläche des zu beheizenden Raumes zur Wärmeübertragung genutzt. Dadurch ist es möglich, mit niedrigen Vorlauftemperaturen auszukommen, wodurch auch niedrige Temperaturen im Rücklauf erreicht werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass sowohl der Bodenbelag als auch die Möblierung zweckgerecht ausgewählt werden. In gleicher Weise können auch die Wand- und Deckenflächen aktiviert werden. Durch die Vervielfachung der Fläche ist eine weitere Reduktion der maßgeblichen Temperaturen möglich. Hierbei ist in jedem Fall der Behaglichkeitsempfindung Rechnung zu tragen, nach der eine Wärmeeinwirkung von oben als unangenehm empfunden wird. Auf die Beheizung der Deckenfläche ist demzufolge zu verzichten.

Sowohl Raumheizkörper als auch Flächenheizsysteme verwenden als Wärmeträgermedium im Allgemeinen flüssiges Wasser und werden daher als hydronische Systeme zusammengefasst. Diese Klassifizierung erfolgt also nach dem Medium des Wärmetransports. Demgegenüber sind Hypocaustensysteme zu nennen, die als Trägermedium Luft verwenden. Die Hypocausten wurden bereits im alten Rom benutzt, um Gebäude zu beheizen. Dazu wurde das Rauchgas offener Feuer durch ein verzweigtes Netz von Kanälen unterhalb der Fußböden geleitet. Hypocaustensysteme sind üblicherweise als Flächenheizungen ausgeführt. Gegenüber hydronischen Systemen beinhalten diese Luftsysteme den Nachteil der geringeren spezifischen Wärmekapazität des Trägermediums. Für den Transport derselben Wärmeleistung ist demnach ein signifikant erhöhter Massenstrom zu bewältigen. Die geringere Dichte von Luft gegenüber Wasser führt in Verbindung mit dem höheren Massenstrom zu deutlich größeren Abmessungen des Transportsystems. Weiterhin ist der geringere Wärmeübergangskoeffizient von Luft zu beachten, der dazu führt, dass die Übertemperatur des Wärmeträgermediums Luft oberhalb derjenigen von Wasser liegt. Zur Überwindung von Druckverlusten werden in hydronischen Systemen Pumpen eingesetzt, die sich durch eine hohe Effizienz auszeichnen. Bei Verwendung

von Luft als Trägermedium müssen Ventilatoren verwendet werden, die geringere Wirkungsgrade aufweisen, was erhöhte parasitäre Energieaufwendungen nach sich zieht.

Als konsekutive Weiterentwicklung der statischen Heizflächen sind die Kühldecken anzusehen, die als statische Raumkühlflächen wirken. Die meistens berippten Kühlelemente werden von Kaltwasser durchflossen, das sich von der Vorlauftemperatur  $t_{VL}$  auf die Rücklauftemperatur  $t_{RL}$  erwärmt. Eine Kältemaschine kühlt das erwärmte Trägermedium dann wieder auf die Vorlauftemperatur ab. Die Kühldecken tragen dem Umstand Rechnung, dass kühle Deckenflächen oftmals als angenehm empfunden werden, wohingegen ein gekühlter Fußboden Unbehaglichkeit auslöst.

Die Wirksamkeit der Kühldeckensysteme wird – wie bei den statischen Heizflächen auch – neben den Wärmeübergangseigenschaften und der Größe der wärmeübertragenden Fläche von der treibenden Temperaturdifferenz bestimmt. Während ersterer Parameter bauartbedingt festgelegt und die Fläche von der Größe des Raumes eingegrenzt ist, hängt die Wärmeaufnahme neben der aus Behaglichkeitsgründen vorgegebenen Raumtemperatur von Vor- und Rücklauftemperatur der Kühldecke ab. Hierbei kommt die Restriktion zum Tragen, dass eine Kondensatbildung an der Kühldecke unbedingt zu vermeiden ist. Andernfalls kann es zu feuchtigkeitsbedingten Schäden an der Bausubstanz oder an den technischen Einrichtungen kommen. Die niedrigste Oberflächentemperatur der statischen Kühlfläche muss folglich stets über der Taupunkttemperatur der Raumluft liegen. Diese Abhängigkeit ist aus dem  $h, x$ -Diagramm gemäß der Isoplethe für gesättigte feuchte Luft ( $\phi = 100\%$ ) zu entnehmen (Abb. 2.3). Mit steigender Wasserbeladung der Raumluft steigt auch die minimal mögliche Oberflächentemperatur an. Die abführbare Wärmeleistung hängt also auch von der Raumluftfeuchtigkeit ab. Dies setzt voraus, dass die Vorlauftemperatur der Kühldecke entsprechend eingestellt wird. Oftmals werden Kältemaschinen, die Kühldecken versorgen, auf eine Vorlauftemperatur von  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  und eine Rücklauftemperatur von  $13\text{ }^{\circ}\text{C}$  ausgelegt. An der Oberfläche der Kühldecke stellen sich in der Folge Temperaturen ein, die um wenige Kelvin über diesen Werten liegen. Bei der Gefahr von Kondensatbildung muss zur Anhebung der Kühldeckentemperatur ein Teilmassenstrom des Rücklaufwassers dem Vorlauf beigemischt werden. In diesem Fall ist die Bereitstellung von Kaltwasser niedrigerer Temperatur unnötig und führt zu einer Beeinflussung der Effizienz der Kältemaschine (Kapitel 5.1.1).

Während bei statischen Heizflächen die Vorlauftemperatur in weiten Grenzen variabel ist und somit als Regelgröße für die Heizleistung verwendet werden kann, unterliegen Kühlflächen wegen der Gefahr der Taupunktunterschreitung den beschriebenen Restriktionen. Die Temperaturdifferenz zur Raumluft ist in letztgenannten Systemen im Allgemeinen deutlich niedriger. Daher ist die flächenspezifisch erreichbare Kühlleistung geringer als die mögliche Heizleistung. Zur Regelung von Kühldeckensystemen ist die Vorlauftemperatur nur bedingt einsetzbar. Hier ist vielmehr die Variation des Massenstroms erforderlich.

Diesen statischen Heiz- oder Kühlflächen, die wie endogene Wärmequellen oder -senken wirken, ist gemeinsam, dass der Klimatisierungseffekt auf die Beeinflussung der Raumtemperatur

---

beschränkt ist. Die Veränderung des absoluten Wassergehalts der Raumluft und auch die Herbeiführung eines Luftwechsels sind nicht möglich. Dies wird auch durch die bereits beschriebene Matrix aus Abb. 3.12 veranschaulicht, in der statische Heiz- und Kühlflächen als innere Wärmegevinne mit positivem oder negativem Vorzeichen aufgefasst werden können. Beim Einsatz von statischen Heiz- oder Kühlflächen kann demzufolge nur ein eindimensionaler Deckungsvektor

$$\bar{D} = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{sensibel}} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{Gl. 4.3})$$

aufgebracht werden. Die weiteren Dimensionen sind gegebenenfalls von zusätzlichen Systemen zu erbringen. So muss beispielsweise die Lüftung durch eine additional technische Maßnahme sichergestellt werden. Dies können im einfachsten Fall zu öffnende Fenster sein, wodurch ein von den Nutzern manuell einstellbarer Luftwechsel herbeizuführen ist. Dabei ist zu beachten, dass vornehmlich in den oberen Geschossen hoher Gebäude die auftretende Windlast die Fensterlüftung unmöglich machen kann, insbesondere weil in diesem Fall mit Zugscheinungen zu rechnen ist. Infolge der Fensterlüftung stellt sich im Gebäudeinneren eine Luftfeuchtigkeit ein, die von der Außenluftfeuchte und den inneren Wasserfreisetzungen bestimmt wird. Hierdurch kann es zu einer Wasseranreicherung kommen, die wegen der Gefahr der Kondensatbildung zu einer Anhebung der Vorlauftemperatur der eingesetzten Kühldecken führt. Dies führt wiederum zu einer Verminderung der für die Wärmeaufnahme maßgeblichen Temperaturdifferenz zur Raumluft, was in einer geringeren abführbaren Wärmeleistung resultiert. Darüber hinaus kann die sich einstellende Luftfeuchtigkeit außerhalb der tolerierten Behaglichkeitsbedingungen liegen. Ferner ist zu berücksichtigen, dass die Fensterlüftung keinerlei Möglichkeit zur Wärmerückgewinnung bietet.

## 4.2 Lüftungsanlagen

Wie beschrieben, sind statische Heiz- und Kühlflächen nicht in der Lage, allen Behaglichkeitsanforderungen gerecht zu werden. Daher ist der Einsatz einer kontrollierten Lüftung insbesondere wegen der Möglichkeit der Implementierung einer Wärmerückgewinnung und der Anpassung des Zuluftvolumenstroms gemäß den gestellten Anforderungen anzustreben. Dieses System umfasst die mechanische Förderung der Zu- und der Abluft und ermöglicht so eine einfache Wärmeübertragung zwischen diesen Luftströmen.

Durch die Konditionierung der Zuluft ist die Abdeckung weiterer Dimensionen des Bedarfsvektors möglich. Zur Einhaltung einer hygienisch unbedenklichen Zuluftqualität werden dabei hohe Anforderungen an die Anlagen zur Luftkonditionierung gestellt /53, 54/. Gemäß **Abb. T4** lassen sich die hier betrachteten Wärme- und Stoffströme für den stationären Fall bilanzieren. Die Zuluftkonditionierung wird dafür zunächst als „Black Box“ angesehen.

---

Für den Wärmestrom mit Temperatureinwirkung ergibt sich unter Annahme konstanter spezifischer Wärmekapazität und Gleichheit der ein- und austretenden Luftmassenströme

$$\dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_I + \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot (t_{zu} - t_{ab}) = 0. \quad (\text{Gl. 4.4})$$

Der Lüftungswärmestrom gemäß Kapitel 3.1.4 wird hierbei direkt bei der Zuluftkonditionierung kompensiert und führt somit nicht mehr zu einer Belastung der Wärmestrombilanz entsprechend den in Abb. T4 markierten Bilanzgrenzen. Dennoch hat er maßgeblichen Einfluss auf die Gesamtbilanz des Gebäudes und muss vom Luftkonditionierungssystem ausgeglichen werden. Tritt ein Luftwechsel infolge von Undichtigkeiten oder geöffneten Fenstern auf, so ist dieser bei der Berechnung zu berücksichtigen. Der Transmissionswärmestrom, der solare Eintrag und die inneren Wärmegewinne sind durch die Einstellung einer geeigneten Zulufttemperatur bei einem zweckmäßigen Luftmassenstrom zu kompensieren.

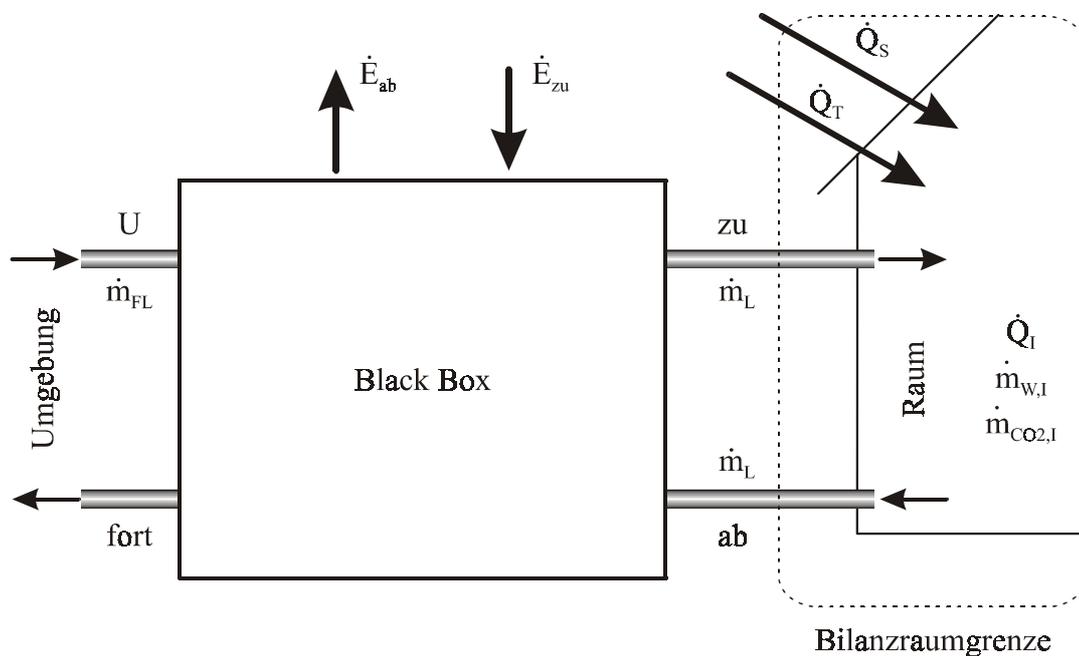


Abb. T4: Schematische Darstellung der Klimatisierung mit Lüftungssystem

Die Feuchtigkeitsbilanz ergibt sich zu

$$\dot{m}_{w,I} + \dot{m}_L \cdot (x_{zu}^* - x_{ab}^*) = 0. \quad (\text{Gl. 4.5})$$

Endogen freigesetzte Wassermassenströme, zum Beispiel durch Personen oder Pflanzen, können folglich durch den höheren Wassergehalt der Abluft gegenüber der Zuluft aus dem Gebäude abgeführt werden. Dazu muss das Luftkonditionierungssystem einen Wassergehalt der Zuluft einstellen, der unterhalb der Abluftfeuchtigkeit liegt. Auch hier liegt der Feuchtigkeitseintrag durch die Frischluft außerhalb der betrachteten Bilanzraumgrenzen. Wird ausschließlich Frischluft als Zuluft verwendet, muss der Wassergehalt der eintretenden Umgebungsluft erforderlichenfalls so weit unter denjenigen der Raumluft gebracht werden, dass die Abfuhr der inneren Feuchtelast bei dem zugehörigen Luftmassenstrom möglich ist. Liegt der Wassergehalt

der Frischluft signifikant unter demjenigen der Raumluft, kann die Befeuchtung der Zuluft erforderlich werden, da andernfalls die exzessive Wasserabfuhr aus dem Raum zu einem nicht tolerablen Absinken der Raumluftfeuchtigkeit führen würde.

Für die Bilanz des Kohlendioxidmassenstroms, der sich auf die als Maßstab für die Luftqualität verwendete CO<sub>2</sub>-Konzentration auswirkt, ergibt sich

$$\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{I}} + \dot{m}_{\text{L}} \cdot \frac{M_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{L}}} (c(\text{CO}_2)_{\text{zu}} - c(\text{CO}_2)_{\text{ab}}) = 0. \quad (\text{Gl. 4.6})$$

Unter Verwendung des Massenanteils des Kohlendioxids am Luftmassenstrom  $\xi_{\text{CO}_2}$  lässt sich auch schreiben:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{I}} + \dot{m}_{\text{L}} \cdot (\xi_{\text{CO}_2,\text{zu}} - \xi_{\text{CO}_2,\text{ab}}) = 0. \quad (\text{Gl. 4.7})$$

Die innere Freisetzung von Kohlendioxid  $\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{I}}$  muss durch den Austausch von Raumluft mit erhöhter Kohlendioxidkonzentration durch Frischluft mit geringer Konzentration an CO<sub>2</sub> kompensiert werden. Eine Filterung und Abfuhr von Kohlendioxid bei der Luftkonditionierung ist mit vertretbarem technischen Aufwand derzeit nicht verfügbar. Auch der CO<sub>2</sub>-Umsatz durch Pflanzen im Gebäude kann vernachlässigt werden, da er an kapazitive Grenzen stößt und darüber hinaus lichtabhängig erfolgt. Der Massenanteil des Kohlendioxids an der Raumluft wird durch die Behaglichkeitsanforderungen limitiert. Der Massenanteil in der Frischluft ist durch die Qualität der Umgebungsluft vorgegeben und kann nicht beeinflusst werden. Der erforderliche Mindestfrischluftmassenstrom ergibt sich daher immer aus der Anforderung der Luftqualität – hier ausgedrückt durch die Konzentration von Kohlendioxid in der Atemluft.

Die vorstehend aufgeführten Bilanzgleichungen lassen sich in vektorieller Form zusammenfassen:

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{T}} + \dot{Q}_{\text{S}} + \dot{Q}_{\text{I}} + \dot{m}_{\text{L}} \cdot c_{\text{p,L}} \cdot (t_{\text{zu}} - t_{\text{ab}}) \\ \dot{m}_{\text{W,I}} + \dot{m}_{\text{L}} \cdot (x_{\text{zu}}^* - x_{\text{ab}}^*) \\ \dot{m}_{\text{CO}_2,\text{I}} + \dot{m}_{\text{L}} \cdot (\xi_{\text{CO}_2,\text{zu}} - \xi_{\text{CO}_2,\text{ab}}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\ \Leftrightarrow & \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{T}} + \dot{Q}_{\text{S}} + \dot{Q}_{\text{I}} \\ \dot{m}_{\text{W,I}} \\ \dot{m}_{\text{CO}_2,\text{I}} \end{pmatrix} + \dot{m}_{\text{L}} \cdot \begin{pmatrix} c_{\text{p,L}} \cdot (t_{\text{zu}} - t_{\text{ab}}) \\ (x_{\text{zu}}^* - x_{\text{ab}}^*) \\ (\xi_{\text{CO}_2,\text{zu}} - \xi_{\text{CO}_2,\text{ab}}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (\text{Gl. 4.8})$$

Der erste Summand beinhaltet den Störgrößenvektor, der wegen der gewählten Bilanzgrenze die Wärme- und Stoffströme infolge des Außenlufteintrags nicht beinhaltet. Dieser wird daher im Folgenden als modifizierter Störgrößenvektor  $\vec{S}^*$  bezeichnet. Aus dem modifizierten Störgrößenvektor leitet sich der modifizierte Bedarfsvektor  $\vec{B}^*$  ab. Er beschreibt die Richtung der Kompensation von Wärmeeinträgen durch Transmission, solaren Eintrag und innere Wärmegewinne sowie innerer Feuchte- und Kohlendioxidfreisetzungen.

$$\vec{B}^* = -\vec{S}^* = - \begin{pmatrix} \dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_I \\ \dot{m}_{w,I} \\ \dot{m}_{CO_2,I} \end{pmatrix}. \quad (\text{Gl. 4.9})$$

In allen drei beschriebenen Bilanzgleichungen ist der zur Bedarfsdeckung nutzbare Effekt, beschrieben durch den zweiten Summanden in Gl. 4.8, direkt proportional zum Massenstrom der in den Raum eingebrachten Zuluft. Dieser Massenstrom soll für die hier ausgeführten Betrachtungen dem abgeführten Luftmassenstrom äquivalent sein. Der für die Temperatur maßgebliche sensible Wärmestrom wird zusätzlich von der Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Abluft und der spezifischen Wärmekapazität bestimmt. Die abgeführte Feuchtigkeit ist neben dem Luftmassenstrom von der Differenz der Wasserbeladungen abhängig. Analog dazu wird die Menge des abgeführten Kohlendioxids vom Luftmassenstrom und den jeweiligen Massenanteilen des Kohlendioxids beeinflusst. Somit lässt sich für den Deckungsvektor schreiben:

$$\vec{D} = \dot{m}_L \cdot \begin{pmatrix} c_{p,L} \cdot (t_{zu} - t_{ab}) \\ (x_{zu}^* - x_{ab}^*) \\ (\xi_{CO_2,zu} - \xi_{CO_2,ab}) \end{pmatrix}. \quad (\text{Gl. 4.10})$$

Die Richtung des Deckungsvektors wird folglich von den Differenzen der Temperatur, der Wasserbeladung und der Kohlendioxidkonzentrationen zwischen Zu- und Abluft bestimmt. Zur vollständigen Deckung des hervorgerufenen Bedarfs muss die Richtung von  $\vec{D}$  mit derjenigen des Bedarfs übereinstimmen. Der Luftmassenstrom kann als Regelgröße entlang der vorgegebenen Richtung verwendet werden.

Für den Zustand der Abluft kann in guter Näherung der Zustand der Raumlufte angenommen werden. Somit sind die Ablufttemperatur, -wasserbeladung und -kohlendioxidkonzentration von den angestrebten Raumluftegrößen bestimmt. Die Kohlendioxidkonzentration in der Zuluft kann minimal gleich der Konzentration in der Umgebungsluft sein. Die Temperatur und der Wassergehalt der Zuluft sind so einzustellen, dass die Richtung des Deckungsvektors mit derjenigen des Bedarfsvektors übereinstimmt.

Die Koordinaten des sensiblen Wärmestroms, des Wassermassenstroms und des Kohlendioxidmassenstroms, die den Störgrößenvektor und somit auch den Bedarfsvektor beschreiben, lassen sich zur Darstellung des Deckungsvektors in die Koordinaten Temperaturdifferenz, Wasserbeladungsdifferenz und Differenz der Kohlendioxidbeladungen überführen. Dabei gilt

$$\begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{sensibel}} \\ \dot{m}_w \\ \dot{m}_{CO_2} \end{pmatrix} = \dot{m}_L \cdot \begin{pmatrix} c_{p,L} \cdot (t_{zu} - t_{ab}) \\ (x_{zu}^* - x_{ab}^*) \\ (\xi_{CO_2,zu} - \xi_{CO_2,ab}) \end{pmatrix}. \quad (\text{Gl. 4.11})$$

Die Projektion dieser dreidimensionalen Darstellung in die Ebene, die aus Wärmestrom und Wassermassenstrom aufgespannt wird, lässt die Kohlendioxidkonzentration außer acht. Diese Beschränkung auf die thermischen Komponenten ermöglicht eine anschauliche mathematische und graphische Darstellung der Zusammenhänge im  $h, x$ -Diagramm. Für die weiteren

Betrachtungen wird in dieser Arbeit der thermische Bedarfskennwert  $\gamma_{th}$  als Quotient aus Wassermassenstrom und Wärmestrom des Bedarfsvektors definiert:

$$\gamma_{th} := \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{Q}_{sensibel}} \right)_B. \quad (\text{Gl. 4.12})$$

Er beschreibt das Verhältnis von Be- oder Entfeuchtungsleistung und sensibler Wärmeleistung des Bedarfs und kann Werte zwischen  $-\infty$  und  $+\infty$  annehmen. Wenn der Bedarfsvektor ausschließlich eine sensible Wärmeleistung beinhaltet ( $\dot{m}_w = 0$ ), wird  $\gamma_{th}$  zu Null. Ist nur eine Be- oder Entfeuchtungsleistung zu erbringen, wird der Bedarfskennwert Unendlich. Positive Vorzeichen werden erreicht, wenn der Wärme- und der Wassermassenstrom gleichgerichtet sind, also eine Heizleistung mit einer Befeuchtungsleistung oder aber eine Kühlleistung mit einer Entfeuchtungsleistung zusammenfällt. Andernfalls wird das Vorzeichen negativ. Definitionsgemäß bleibt der Einfluss der Luftqualität unberücksichtigt. Wegen der Zugrundelegung des modifizierten Bedarfs infolge der gewählten Bilanzgrenzen muss auch der thermische Bedarfskennwert modifiziert werden. Somit lässt sich  $\gamma_{th}^*$  aus dem modifizierten Störgrößenvektor bestimmen:

$$\gamma_{th}^* = \left( \frac{\dot{m}_{w,I}}{\dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_I} \right). \quad (\text{Gl. 4.13})$$

Der thermische Bedarfskennwert gibt die Richtung des Bedarfsvektors in der Ebene der Wassermassenströme und der sensiblen Wärmeströme an. Der thermische Anteil des zur Deckung dieses Bedarfs aufgebrauchten Deckungsvektors soll dem so definierten Bedarfskennwert genügen, also gleichgerichtet sein:

$$\gamma_{th,D}^* = \left( \frac{\dot{m}_L \cdot (x_{zu}^* - x_{ab}^*)}{\dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot (t_{zu} - t_{ab})} \right). \quad (\text{Gl. 4.14})$$

Dabei ist zu beachten, dass der Bedarfskennwert lediglich die Richtung, nicht jedoch die Orientierung oder die Lage des Vektors beschreibt. Der Wert gibt sozusagen die Steigung einer Geraden parallel zum Bedarfsvektor an.

Es ist nun möglich, die Richtung des Deckungsvektors in das  $h, x$ -Diagramm nach Mollier einzuzichnen. In **Abb. 4.1** ist dies exemplarisch ausgeführt. Hierbei wurde zur anschaulicheren Darstellung die modifizierte Wasserbeladung  $x^*$  vereinfachend durch die Wasserbeladung  $x$  ersetzt. Die Differenz der Feuchtebeladungen zwischen eintretender Luft und Raumlufte ermöglicht die Be- oder Entfeuchtung, die Temperaturdifferenz führt zu einer Kompensation sensibler Wärmelasten. Als Referenzzustand für die Raumluftebedingungen wurde hierbei ein Punkt inmitten des Behaglichkeitskennfeldes gewählt.

Während der thermische Bedarfskennwert die Lüftungsfunktion des Klimatisierungssystems unberücksichtigt lässt, kann analog dazu ein Lüftungsbedarfskennwert  $\gamma_L^*$  definiert werden, der die Bedeutung des Luftwechsels im Verhältnis zur thermischen Leistung durch Transmission, solaren Eintrag und innere Wärmegewinne quantifiziert. Dazu wird in dieser Arbeit der

---

thermische Klimatisierungsnutzen, bestehend aus der Temperatur- und der Feuchtigkeitsbeeinflussung in Form des Enthalpiennutzens zusammengefasst. Demgemäß wird hier der Lüftungsbedarfskennwert als

$$\gamma_L^* = \left( \frac{\dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_I + \dot{m}_{w,I} \cdot h_v}{\dot{m}_{FL}} \right) \quad (\text{Gl. 4.15})$$

definiert. Er bezieht die Summe aus auftretenden Wärmeströmen und durch innere Feuchtelasten freigesetzte latente Wärmeenergie auf den zur Aufrechterhaltung einer behaglichen Luftqualität erforderlichen Frischluftmassenstrom. Der vom Klimatisierungssystem gemäß Abb. 4.1 bereitgestellte Deckungskennwert ergibt sich zu

$$\gamma_{L,D}^* = \left( \frac{\dot{m}_L \cdot (h_{zu} - h_{ab})}{\dot{m}_{FL}} \right). \quad (\text{Gl. 4.16})$$

Unter Verwendung der hier eingeführten Kennwerte kann die Richtung des Bedarfs- und des Deckungsvektors beschrieben werden. Sie dienen im Weiteren der Charakterisierung der jeweiligen Bestimmungsgrößen.

Wie bereits dargelegt, beschreibt der thermische Bedarfskennwert  $\gamma_{th}^*$  den Quotienten aus Be- oder Entfeuchtungsleistung und sensibler Wärmeleistung, die zur Bedarfsdeckung vom Klimatisierungssystem in Form eines Luftwechsels aufzubringen ist. Daraus folgt, dass bei vorgegebenen Raumluft- und damit Abluftkonditionen eine festgelegte Zuordnung zwischen Zulufttemperatur und -wasserbeladung besteht. In **Abb. 4.2** sind exemplarisch die geometrischen Orte der möglichen Zuluftzustände zur Deckung vorgegebener Bedarfskennwerte ausgehend vom als Standard gewählten Raumluftzustand im  $h, x$ -Diagramm eingetragen. Eine beliebige Paarung von Zulufttemperatur und -wasserbeladung auf der eingetragenen Linie verbunden mit dem zugehörigen Luftmassenstrom, der sich aus

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{Q}_T + \dot{Q}_S + \dot{Q}_I}{c_{p,L} \cdot (t_{zu} - t_{ab})} \quad (\text{Gl. 4.17})$$

und

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_{w,I}}{(x_{zu} - x_{ab})} \quad (\text{Gl. 4.18})$$

ergibt, führt bei Beachtung der richtigen Orientierung zur Deckung des thermischen Bedarfs der Raumklimatisierung. Liegt der Zustandspunkt der Zuluft nicht auf der beschriebenen Linie, so erfolgt eine Über- oder Unterkompensation der Wärme- oder der Stofflast. Hierdurch verändert sich der Raumluftzustand. Die umfassende Einhaltung des Klimatisierungsbedarfs ist dann nicht mehr gegeben.

Gleichzeitig ist zu beachten, dass die Kohlendioxidabfuhr gemäß Gl. 4.7 mit dem Luftmassenstrom aus Gl. 4.17 gewährleistet ist. Eine Überkompensation der endogenen Kohlendioxidfreisetzungen ist unter Behaglichkeitsaspekten unkritisch, da eine Verringerung der  $\text{CO}_2$ -Konzentration in der Raumluft stets zu einer Luftqualitätsverbesserung führt. Darüber hinaus

---

wird durch einen erhöhten Frischluftmassenstrom die Abfuhr anderer Schadstoffe verbessert. Ein zu geringer Luftaustausch hat demgegenüber eine Anreicherung von Kohlendioxid in der Atemluft zur Folge, was zu Behaglichkeitseinbußen führt.

Der Lüftungsbedarfskennwert gibt Auskunft über das Verhältnis von thermischem Klimatisierungsbedarf als Summe aus Temperatur- und Feuchtigkeitsbeeinflussung und dem Lüftungsbedarf. Wie später aufgezeigt wird, hat dieser Kennwert signifikante Auswirkungen auf die anrechenbaren Nutzenergieströme.

Die Aufgabe einer Anlage zur Luftkonditionierung besteht darin, den Zustand der in das System eintretenden Frischluft so zu verändern, dass die Bedarfsanforderung erfüllt wird. Bei Förderung eines geeigneten Luftmassenstroms wird so der Klimatisierungsbedarf, der als Folge der auf das Gebäude einwirkenden Störgrößen zur Aufrechterhaltung eines behaglichen Umfeldes hervorgerufen wird, erfüllt. Im Weiteren wird den erreichbaren Zuluftkonditionen besonderes Augenmerk geschenkt.

## 5 Technologiebetrachtungen

Wie zuvor dargelegt, wird der Raumluftzustand von vielfältigen Störgrößen beeinflusst. Zur Aufrechterhaltung des gewünschten Zustands muss ein Deckungsvektor eingestellt werden, der dem Bedarfsvektor entspricht. Statische Heiz- und Kühlflächen allein sind wegen der Eindimensionalität der Wirkung zur Deckung des Bedarfs nur bedingt geeignet. Daher sind Lüftungssysteme zu verwenden. Als Fußpunkt des Deckungsvektors bei Lüftungssystemen ist dann der Lufteintrittszustand, der durch das Luftbehandlungssystem eingestellt wird, zu verstehen. Die Temperatur-, Feuchtigkeits- und Luftqualitätsdifferenzen zur Abluft bestimmen die Richtung des Vektors.

Ein technisches System, das alle hier betrachteten Einflussgrößen in beliebiger Richtung verändern kann, muss in der Lage sein zu Heizen, zu Kühlen, die Luftfeuchtigkeit zu senken beziehungsweise zu erhöhen und – zur Einstellung einer behaglichen Raumluftqualität – einen Luftwechsel vorzunehmen. Diese Vollklimaanlagen ermöglichen die bedarfsgerechte Einstellung der geforderten raumklimatischen Parameter. So genannte Teilklimaanlagen können nicht alle diese Parameter verändern, sind also zum Beispiel auf die Beeinflussung der Temperatur durch Heizen oder Kühlen beschränkt. Anlagen, die neben einer Filterung keine weiteren Luftbehandlungsfunktionen beherrschen, sind als Lüftungsanlagen bekannt. Diese Systeme verändern den Raumluftzustand durch die Einbringung von Umgebungsluft, können jedoch nicht immer eine Temperatur- oder Feuchtigkeitsveränderung in der gewünschten Weise sicherstellen.

### 5.1 Luftkonditionierung mit Kältemaschine

Als klassisches Klimatisierungssystem hat sich die Luftkonditionierung mit Hilfe von Kältemaschinen etabliert. Dabei wird der Zuluftstrom mittels des von der Kältemaschine aufgenommenen Wärmestroms gekühlt und entfeuchtet. Durch Wiederaufheizung oder Befeuchtung kann der erforderliche Zuluftzustand eingestellt werden..

#### 5.1.1 Absorptionskältemaschine

Die Absorptionskältemaschine wird als marktgängiges System oftmals in der Gebäudeklimatisierung eingesetzt. Wegen seiner Bedeutung wird dieser Anlagentyp an dieser Stelle eingehend untersucht.

##### 5.1.1.1 Funktionsweise

Bei der Absorptionskältemaschine wird der Kühleffekt – wie auch bei der Kompressionskältemaschine – durch die Verdampfung eines Kältemittels erreicht. Die Verdichtung wird jedoch auf thermischem Wege erzielt /55/. Als Arbeitsstoffpaare werden dabei üblicherweise Ammoniak/Wasser oder Wasser/Lithiumbromid verwendet /56/. In **Abb. 5.1a** ist das vereinfachte Schaltschema einer AKM dargestellt. Der zugehörige Prozessverlauf ist aus **Abb. 5.1b** im  $\log p, t$ -Diagramm zu ersehen.

Im Austreiber wird durch Wärmezufuhr das Kältemittel (im Fall der Wasser/LiBr-AKM ist dies das Wasser) beim Druck  $p_{K0}$  aus der Lösung ausgetrieben. Der Kältemitteldampf (1) mit der Kältemittelkonzentration  $\xi = 1$  wird im Kondensator unter Wärmeabgabe bei der Siedetemperatur des reinen Kältemittels unter dem Druck  $p_{K0}$  verflüssigt. Das flüssige Kältemittel (2) wird auf den Druck  $p_0$  entspannt und gelangt in den Verdampfer. Beim niedrigen Druck  $p_0$  verdampft das Kältemittel unter Wärmeaufnahme bei konstanter Temperatur (4). Der Kältemitteldampf wird im Absorber von der stark hygroskopischen Lithiumbromidlösung, die zunächst arm an Kältemittel ist (8), unter Wärmeabgabe absorbiert. Dadurch entsteht die so genannte „reiche Lösung“ (5), die durch eine Pumpe in den Austreiber gefördert wird (6). Die im Austreiber durch die Verdampfung des Kältemittels entstandene „arme Lösung“ gelangt über eine Drossel zum Absorber, wo sie wiederum Kältemittel aufnimmt.

Die Antriebsenergie für diesen Prozess wird in Form von Wärme in den Austreiber eingebracht. Dabei muss die Heizmitteltemperatur ausreichen, um das Kältemittel beim Druck  $p_{K0}$  aus der reichen Lösung auszutreiben und in den gasförmigen Aggregatzustand zu überführen. Der Nutzen des Systems wird im Verdampfer erzielt. Wegen des geringen Druckes  $p_0$  reicht Wärme auf niedrigem Temperaturniveau zur Verdampfung des Kältemittels aus. Bei Verwendung von Wasser als Kältemittel ist die Verdampfertemperatur auf Werte über  $0\text{ °C}$  begrenzt, um ein Einfrieren zu vermeiden. Dient Ammoniak als Kältemittel, können auch weitaus niedrigere Temperaturen erreicht werden. Für Anwendungen in der Klimatisierungstechnik sind Verdampfertemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes von Wasser ausreichend. Daher hat sich die Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschine in diesem Marktsegment etabliert.

Die dem System im Austreiber und im Verdampfer zugeführte Wärmeenergie muss im Kondensator und im Absorber abgeführt werden. Im Kondensator ist dies mit einem Phasenübergang des Kältemittels vom dampfförmigen in den flüssigen Aggregatzustand bei konstanter Temperatur verbunden. Im Absorber wird durch die exotherme Absorption des Kältemittels Wärme freigesetzt. Zum Betrieb der Anlage ist ein geringer mechanischer Energieaufwand für die Förderung der flüssigen reichen Lösung auf das Druckniveau  $p_{K0}$  erforderlich.

#### 5.1.1.2 Kennfelder

Der Nutzungsgrad von Absorptionskältemaschinen wird durch den „Coefficient Of Performance“ (COP) beschrieben [57]. Dieser Kennwert bezieht den im Verdampfer aufgenommenen Nutzwärmestrom auf den zuzuführenden Heizwärmestrom:

$$\text{COP}_{\text{KM}} := \frac{\dot{Q}_{\text{K}}}{\dot{Q}_{\text{H}}} \quad (\text{Gl. 5.1})$$

Aus **Abb. 5.2** ist der Verlauf von  $\text{COP}_{\text{AKM}}$  für eine einstufige LiBr-Absorptionskältemaschine über der Heiztemperatur für unterschiedliche Kühlmitteltemperaturen zu entnehmen. Es wird deutlich, dass eine obere Grenze der Heizmitteltemperatur existiert. Die Überschreitung dieser Grenze führt zum Auskristallisieren von Lithiumbromid infolge der starken Anreicherung dieses Salzes in der armen Lösung. Somit ist kein stabiler Betrieb der Anlage mehr möglich.

---

Eine Verringerung der Heizmitteltemperatur führt zum Absinken der Entgasungsbreite  $\Delta\xi = \xi_{\text{Reich}} - \xi_{\text{Arm}}$ . Die Konzentration der reichen Lösung  $\xi_{\text{Reich}}$  ergibt sich aus der Absorbertemperatur und dem Druckniveau des Verdampfers, das von der Nutztemperatur, die der Siedetemperatur reinen Kältemittels entspricht, vorgegeben wird. Die Konzentration der armen Lösung  $\xi_{\text{Arm}}$  wird vom Kondensatordruck und der Heizmitteltemperatur bestimmt. Sinkt die Entgasungsbreite – zum Beispiel als Folge einer verringerten Heizmitteltemperatur – ab, so muss zur Bereitstellung der erforderlichen Kälteleistung ein immer größerer Lösungsmassenstrom umgewälzt werden. Demzufolge ist eine minimale Heizmitteltemperatur zum Betrieb der Absorptionskältemaschine bereitzustellen.

Der Verlauf des Nutzungsgrades weist – insbesondere bei niedrigen Kühlmitteltemperaturen – ein Maximum auf. Ein Anstieg der Temperatur der Wärmeabfuhr führt zu einem Anstieg der Kondensator- und Absorbertemperatur, was in einer entsprechenden Verschiebung der Drücke  $p_{K0}$  und  $p_0$  resultiert. Folglich sinkt der Nutzungsgrad mit ansteigender Kühlmitteltemperatur signifikant ab. Gleichzeitig steigt die zum Betrieb der Anlage erforderliche Heizmitteltemperatur.

Die erreichbare Abkühlspanne des Heizmediums ist in **Abb. 5.3** dargestellt. Auch hier sind die oberen und unteren Grenzen der Heizmitteltemperatur zu erkennen. Eine Anhebung der Temperatur der Beheizung zieht einen linearen Anstieg der Auskühlung nach sich. Erhöhte Rückkühltemperaturen führen wegen der veränderten Drücke in Kondensator beziehungsweise Absorber zu einer Verringerung der möglichen Heizmittelauskühlung.

Durch die Erhöhung der Stufigkeit der Absorptionskältemaschine kann das Wärmeverhältnis bei höheren Heizmitteltemperaturen (double effect) gesteigert oder die Heizmitteltemperatur zu Lasten des Wärmeverhältnisses (double lift) abgesenkt werden /58/. Wegen der höheren Investitionskosten mehrstufiger Anlagen ist ihr Einsatz unter ökonomischen Kriterien abzuwägen. Adsorptionskälteanlagen sind auch mit niedrigen Temperaturen der Beheizung funktionsfähig /59/. Mit einem gewissen technischen Aufwand können diese diskontinuierlich arbeitenden Anlagen quasikontinuierlich betrieben werden. Wegen der stärkeren Marktdurchdringung einstufiger Absorptionskältemaschinen zur Raumluftkonditionierung /60/ soll in der vorliegenden Arbeit das Hauptaugenmerk auf diesem Anlagentyp liegen. Die hier vorgestellte Vorgehensweise kann jedoch bei vorliegenden Kennfeldern anderer Kältemaschinen analog angewendet werden.

Aus diesen Kennfeldern ist der Zusammenhang zwischen der Heizmittelvor- und -rücklauf-temperatur, der Rückkühltemperatur und dem erreichten Nutzungsgrad der Kältemaschine zu entnehmen. Für die Bewertung des Gesamtklimatisierungssystems sind noch weitere Einflussgrößen zu berücksichtigen.

### 5.1.2 Luftkonditionierung

Der von der Kältemaschine bereitgestellte Kaltwassermassenstrom wird mit Hilfe eines Luftkühlers zur Kühlung und Entfeuchtung der Zuluft eingesetzt. Zur Einstellung des vom

Nutzer geforderten Deckungsvektors sind weitere Luftbehandlungsfunktionen erforderlich. Hierbei können unterschiedliche Verschaltungsvarianten gewählt werden.

### 5.1.2.1 Prozessverlauf

Bei der Luftkonditionierung mit Kältemaschine ist zwischen einer Verschaltung mit und ohne Umluftanteil zu differenzieren. Die Verwendung eines Umluftanteils birgt insbesondere in größeren Objekten mit mehreren zu klimatisierenden Räumen die Gefahr eines unerwünschten Schadstoffeintrags in unbelastete Räume. Vor allem Tabakrauch ist wegen der potenziellen Belästigung als mögliche Schadstoffquelle zu nennen. Daher soll auf die Beimischung von Umluft möglichst verzichtet werden /5/.

Um den geforderten Zuluftzustand zu erreichen, können zur Luftkonditionierung insbesondere Wärmerückgewinner, Wärmeübertrager und Befeuchter verwendet werden. In **Abb. T5** ist ein typisches Klimagerät vereinfacht schematisch dargestellt /48/. Aus **Abb. 5.4** ist der zugehörige Zustandsverlauf im  $h, x$ -Diagramm zu entnehmen. Im Wärmerückgewinner wird die Abluft im hier angenommenen Fall erwärmt und kühlt dabei die Frischluft vor. Die Wasserbeladung der Luftströme bleibt bei Verwendung eines rekuperativen Wärmerückgewinners im Allgemeinen unverändert.

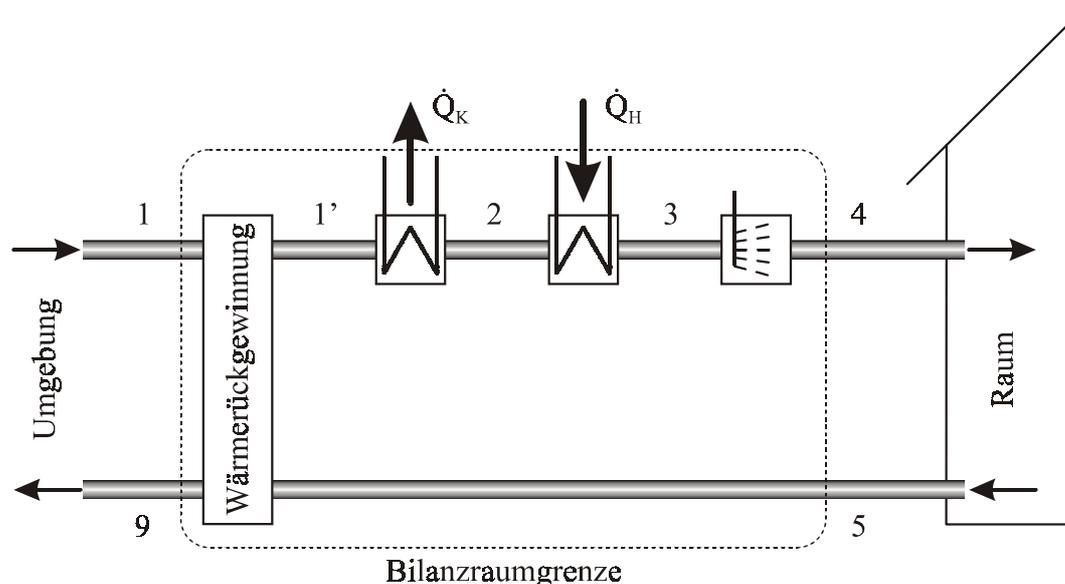


Abb. T5: Schematische Darstellung der Luftkonditionierung mit Kältemaschine und Wärmerückgewinnung

Im Luftkühler wird die Zuluft abgekühlt. Wenn die Oberflächentemperatur des Luftkühlers unterhalb der Taupunkttemperatur der Zuluft liegt, kommt es zu Kondensation von Wasser an dieser Oberfläche. Dadurch nimmt neben der Temperatur der Zuluft auch der Wassergehalt ab. Die Zustandsänderung der Zuluft verläuft dabei immer in Richtung der Sättigungswasserbeladung der zugehörigen Kühloberflächentemperatur. Wegen der Veränderung der Oberflächentemperatur infolge des Anwachsens der Kaltwassertemperatur im Kühler von  $t_{VL}$  nach  $t_{RL}$

kommt es zu einem nicht linearen Zustandverlauf /61/. Der erreichte Endpunkt der Abkühlung (2) hängt neben der sich einstellenden Vor- und Rücklauftemperatur des Kaltwasserkreislaufes und dem Ausgangsluftzustand (1') von der Kühlerbauart ab.

Oftmals kann eine Wiederaufheizung des Zuluftmassenstroms zur Einstellung des erforderlichen Luftzustands am Eintritt in den Raum notwendig sein (3). Dieser Fall tritt ein, wenn sich wegen der geforderten Entfeuchtungsleistung, die bei diesem Klimatisierungssystem durch Taupunktunterschreitung erzielt wird, eine zu niedrige Temperatur im Punkt (2) einstellt, was eine zu starke Auskühlung des zu klimatisierenden Raumes bedingen würde /62, 63/.

Durch eine abschließende Befeuchtung kann eine erhöhte Zuluftfeuchtigkeit erreicht werden, wenn wegen der niedrigen Oberflächentemperatur im Kühler eine zu starke Entfeuchtung der Zuluft eingetreten ist. Im hier dargestellten Fall wurde auf eine Befeuchtung verzichtet.

Zur Veranschaulichung der verschiedenen Abhängigkeiten ist in **Abb. 5.5** die im Luftkühler erreichte Enthalpiedifferenz  $h_1-h_2$  sowie die Enthalpiedifferenz zwischen Raumaus- und -eintritt ( $h_5-h_4$ ) in Abhängigkeit der Umgebungsluftfeuchtigkeit für verschiedene Umgebungslufttemperaturen bei sonst unveränderten Parametern dargestellt. Dabei wurde eine Wiederaufheizung und Befeuchtung der Zuluft unberücksichtigt gelassen. Die Enthalpiedifferenz im Luftkühler bestimmt den von der Kältemaschine aufzunehmenden Wärmestrom, während die Enthalpiedifferenz zwischen Raumaus- und -eintritt zur Kompensation der solaren Einträge, der Transmissionswärmeströme sowie der endogenen Wärmegewinne dient.

Es ist zu erkennen, dass bis zu einer Grenzfeuchte  $x_G$  die Enthalpiedifferenz des Luftkühlers konstant bleibt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Umgebungswasserbeladung unterhalb der höchsten Sättigungswasserbeladung der sich einstellenden Oberflächentemperaturen des Luftkühlers liegt. Demzufolge findet keine Wasserausscheidung im Zuluftstrom statt. Da die Feuchtigkeit im Luftstrom die „trockene“ Wärmeübertragung des Luftkühlers nicht beeinflusst, bleibt bei konstanter Umgebungstemperatur ( $t_1$ ) und vorgegebenen Kaltwassertemperaturen  $t_{VL}$  und  $t_{RL}$  die Austrittstemperatur der Luft aus dem Kühler ( $t_2$ ) konstant. Wegen der fehlenden Wasserausscheidung stimmt die Wasserbeladung am Eintritt des Kühlers ( $x_1$ ) mit derjenigen am Austritt ( $x_2$ ) überein. Demgemäß ist die Enthalpiedifferenz in diesem Bereich unabhängig von der Umgebungsluftfeuchtigkeit. Mit steigender Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Luftkühlers wächst auch die ausgeschiedene Wassermenge stetig an, so dass die im Kühler erreichte Enthalpiedifferenz von der Grenzfeuchte an zunimmt. Ein Anstieg der Umgebungslufttemperatur kann von der Wärmerückgewinnung nicht vollständig kompensiert werden. Höhere Umgebungstemperaturen führen zu einer größeren Temperaturspreizung im Luftkühler und somit zu einer vergrößerten Enthalpiedifferenz in diesem Aggregat.

Da keine Wasserausscheidung unterhalb der von der Kühleroberflächentemperatur abhängigen Grenzfeuchte  $x_G$  stattfindet, ist die Wasserbeladung am Kühleraustritt wie beschrieben gleich derjenigen am Eintritt. Sie steigt also zusammen mit der Umgebungsfeuchtigkeit an. Da die Kühleraustrittstemperatur in diesem Bereich nicht von der Wasserbeladung beeinflusst wird, steigt auch die Enthalpie der aus dem Kühler austretenden Zuluft mit wachsender Umgebungs-

feuchtigkeit an. Wegen des konstant gehaltenen Raumlufzustands sinkt somit für die gewählten Randbedingungen die Differenz zur Raumlufenthalpie linear ab. Bei eintretender Wasserausscheidung nimmt der Gradient des Abfalls der Enthalpiedifferenz ab, wodurch sich ein degressiv verlaufender Abfall des Kurvenverlaufs ergibt. Nimmt die Umgebungstemperatur zu, steigt auch die Temperatur am Austritt aus dem Luftkühler ( $t_2$ ) leicht an. Daraus resultiert eine Verringerung der Enthalpiedifferenz zur Raumluf, deren Zustand konstant bleibt.

Wenn die Verwendung von Umluft im Klimatisierungssystem installiert wird (**Abb. T6**), ergibt sich ein Prozessverlauf gemäß **Abb. 5.6**. Der Luftzustand, der sich aus der Mischung von Abluft und Frischluft ergibt, liegt im  $h, x$ -Diagramm auf der Verbindungslinie zwischen den Ausgangszuständen. Die Erhöhung zum Beispiel des Frischluftanteils  $\mu_{FL}$  führt zu einer Verschiebung des Mischungszustands in Richtung der Frischluftbedingungen. Der Frischluftanteil wird dabei als Quotient aus Frischluftmassenstrom und Gesamtluftmassenstrom definiert. Der weitere Prozessverlauf ist analog zum oben beschriebenen. Lediglich der Ausgangsluftzustand ( $1'$ ) verschiebt sich gemäß der eingestellten Randbedingungen.

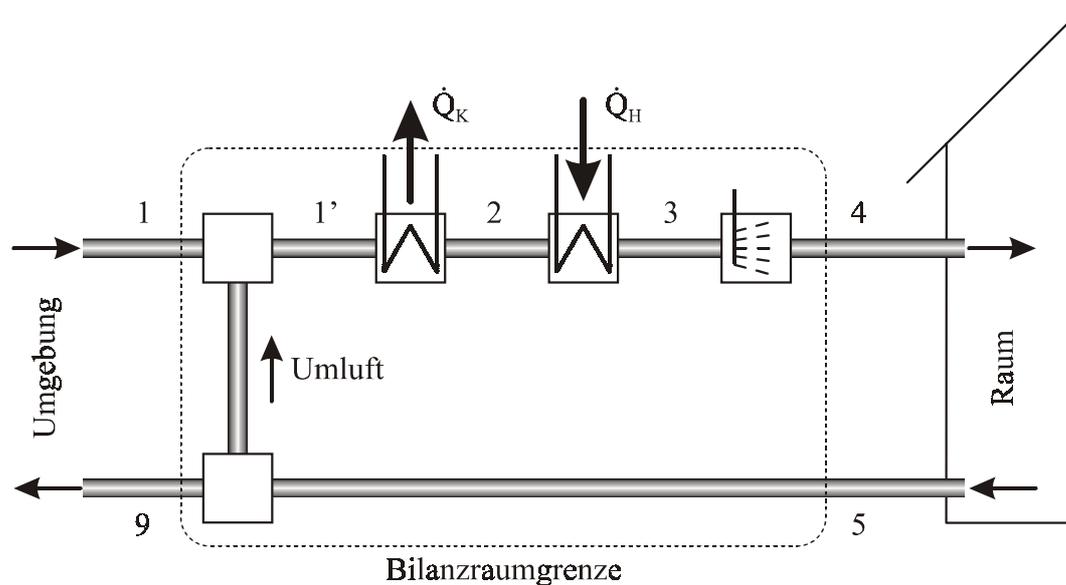


Abb. T6: Schematische Darstellung der Luftkonditionierung mit Kältemaschine und Umluftanteil

Die Abhängigkeit der oben beschriebenen Enthalpiedifferenzen geht aus **Abb. 5.7** hervor. Hierbei wurde ein fester Frischluftanteil von  $\mu_{FL} = 0,5$  zugrunde gelegt. Es ist zu erkennen, dass auch bei sehr niedrigen Umgebungsluftfeuchtigkeiten bereits ein Anstieg der Enthalpiedifferenz im Luftkühler zu verzeichnen ist, der auf eine Wasserausscheidung hindeutet. Dies ist darauf zurückzuführen, dass durch die Beimischung von feuchter Raumluf am Kühleintritt schon eine Luftfeuchtigkeit herrscht, die eine Kondensation ermöglicht. Auch in der Umluftschaltung steigt die im Luftkühler aufzubringende Enthalpiedifferenz stetig an. Liegt die Wasserbeladung der Umgebungsluf über derjenigen der Raumluf, führt die Mischung dieser beiden Luftströme zu einem Absinken der Luftfeuchtigkeit beim Eintritt in den Kühler. Somit ist der Gradient der

aufzubringenden Enthalpiedifferenz niedriger als im oben beschriebenen Fall. Der Einfluss der Umgebungslufttemperatur ist hingegen deutlich stärker ausgeprägt.

Auch der Verlauf der Enthalpiedifferenz zwischen Raumaus- und -eintritt ähnelt demjenigen der bereits beschriebenen Schaltung, jedoch ist der Abfall bei niedrigen Umgebungsfeuchtigkeiten signifikant milder ausgeprägt. Auch hier ist zu erkennen, dass die Umgebungstemperatur einen stärkeren Einfluss hat als im Fall der Verschaltung ohne Umluftanteil.

### 5.1.2.2 Kenngrößen

Für die Charakterisierung der Luftkonditionierung können nun die oben eingeführten Bewertungskriterien herangezogen werden. Der Endpunkt der Luftbehandlung (4) soll zur Deckung des Klimatisierungsbedarfs dem vom Bedarf vorgegebenen thermischen Bedarfskennwert  $\gamma_{th}^*$  genügen. Durch eine Wiederaufheizung der Zuluft vom Endpunkt der Kühlung aus (2) ist die Erhöhung des thermischen Deckungskennwertes bis auf Unendlich möglich (Abb. 5.4). Als Folge dieser Wiedererwärmung sinkt die Enthalpiedifferenz zur Raumluft. Eine Befeuchtung verringert den Deckungskennwert, wobei bei Verwendung von Umlaufwasser die Enthalpie der Zuluft annähernd unverändert bleibt.

Der Einfluss der Wiedererwärmung ohne Berücksichtigung einer abschließenden Befeuchtung ist in **Abb. 5.8** für den Fall der Verschaltung ohne Umluftanteil graphisch dargestellt. Es wird deutlich, dass mit zunehmender Wiederaufheizung  $\Theta$  die Enthalpiedifferenz zur Raumluft abnimmt. Gleichzeitig sinkt der Kehrwert des Deckungskennwertes ab, der Kennwert selbst steigt also an.

Die Wiederaufheizung wird dabei definiert als

$$\Theta := \frac{t_3 - t_2}{t_5 - t_2} . \quad (\text{Gl. 5.2})$$

Ohne Berücksichtigung einer abschließenden Befeuchtung stimmt die Temperatur nach der Wiederaufheizung mit derjenigen am Eintritt in den zu klimatisierenden Raum überein. Somit ist  $t_4 = t_3$ .

Bei Wiederaufheizung des Zuluftmassenstroms bis auf Raumtemperatur ( $\Theta = 1$ ) wird der thermische Deckungskennwert Unendlich, sein Kehrwert wird demgemäß zu Null. Infolge der geringeren Wasserbeladung der Zuluft ist dennoch eine Enthalpiedifferenz zur Raumluft gegeben. Bei Variation der Umgebungswasserbeladung verändert sich der Endpunkt der Luftkühlung (2) sowohl in der Temperatur als auch im Feuchtigkeitsgehalt. Dies ist besonders deutlich am Verlauf der Isoplethe für den Fall ohne Wiederaufheizung ( $\Theta = 0$ ) zu erkennen, da dieser die Lage der entsprechenden Parameter ohne weitere Luftbehandlung widerspiegelt. Hier zeigt sich erneut der Einfluss der Wasserausscheidung im Luftkühler, die erst bei höheren Umgebungsluftfeuchtigkeiten einsetzt.

Bei dem Klimatisierungssystem ohne Umluftbeimischung gemäß Abb. T5 ist der von der Kältemaschine aufzunehmende Wärmestrom als Aufwand im Sinne der eingetragenen Bilanz-

---

grenzen anzusehen. Die Wiederaufheizung kann wegen des niedrigen Temperaturniveaus im Zuluftstrang zum Beispiel durch Wärmeübertragung aus der Umgebung erreicht werden und stellt daher – abgesehen von parasitären Energieaufwendungen – keinen energetischen Aufwand dar. Weiterhin ist es denkbar, die Wiederaufheizung aus dem Rückkühlstrang der Kältemaschine zu speisen, wodurch sich ihr Nutzungsgrad infolge der zusätzlichen Auskühlung erhöht.

Durch die Wiederaufheizung wird die Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumlufte, und somit auch der Nutzen des Systems zur Kompensation von solaren Einträgen, Transmissionswärmeströmen und inneren Wärmegegewinnen, verringert. Zusätzlich zu dieser Raumkühlleistung muss die zugeführte Luft, die wegen der fehlenden Umluftbeimischung ausschließlich aus Frischluft besteht, bis zum Raumluftezustand konditioniert werden. Allerdings kann dem System nur die Konditionierung des zur Lüftung erforderlichen Anteils am Gesamtluftmassenstrom als Nutzen anerkannt werden. Dieser erforderliche Luftmassenstromanteil wird durch  $\mu_N$  ausgedrückt. Muss zur Erbringung der geforderten Kühlleistung ein höherer Luftmassenstrom zugeführt werden, so kann die Konditionierung dieses zusätzlichen Frischluftmassenstroms nicht dem Nutzen der Anlage zugerechnet werden.

An dieser Stelle wird für das Luftbehandlungssystem in den in Abb. T5 dargestellten Bilanzgrenzen der Nutzungsgrad  $\text{COP}_{\text{LB}}$  eingeführt:

$$\text{COP}_{\text{LB}} := \frac{(h_5 - h_4) + \mu_N \cdot (h_1 - h_5)}{h_1 - h_2} \quad (\text{Gl. 5.3})$$

Dieser Kennwert bezieht den Nutzen, der aus der Enthalpiedifferenz an der Raumgrenze zuzüglich der Frischluftkonditionierung für den anrechenbaren Massenanteil besteht, auf den Aufwand, der durch die Wärmeaufnahme der Kältemaschine bereitgestellt wird. Der anrechenbare Frischluftanteil wird dabei durch den Lüftungsbedarfskennwert  $\gamma_L^*$  gemäß Gl. 4.15 bestimmt.

Aus **Abb. 5.9** geht der Verlauf der Luftbehandlungseffizienz in Abhängigkeit der Wiederaufheizung hervor. Erwartungsgemäß sinkt die Effizienz mit zunehmender Erwärmung ab. Die obere Grenzkurve gilt dabei für den Fall, dass die Konditionierung des gesamten Frischluftmassenstroms als Nutzen des Systems anerkannt werden kann ( $\mu_N = 1$ ). Hierbei sind Werte größer Eins möglich, weil die Wärmerückgewinnung aus der Abluft ohne exogenen Energieaufwand bereits einen Nutzen erbringen kann. Die untere Grenzkurve stellt den Verlauf des Nutzungsgrades dar, wenn ausschließlich die Enthalpiedifferenz an der Raumgrenze als Nutzen anerkannt werden kann, also keine Lüftung erforderlich ist ( $\mu_N = 0$ ). Die Kurvenschar innerhalb dieser Grenzen zeigt den Einfluss des Lüftungsbedarfskennwertes. Ein Anstieg von  $\gamma_L$ , gleichbedeutend mit einer Verringerung der Lüftungserfordernis, führt dazu, dass ein geringerer Teil des Frischluftmassenstroms als Nutzen anzusehen ist. Mit zunehmender Wiederaufheizung sinkt die Enthalpiedifferenz zwischen Raumaus- und -eintritt. Daher ist zur Erreichung einer bestimmten Kühlleistung ein größerer Gesamtluftmassenstrom erforderlich. Bei vorgegebenem Lüftungsbedarfskennwert sinkt dadurch der Anteil des nutzbaren Frischluftmassenstroms ab. Infolgedessen nähern sich die Kurvenverläufe mit zunehmender Wiederaufheizung der unteren

---

Grenze des aufgespannten Feldes. Bei hoher Lüftungserfordernis kann es dazu kommen, dass der zur Abfuhr der geforderten Wärmelast aus dem Raum notwendige Luftmassenstrom geringer ist als der zur Lüftung erforderliche. In diesem Fall ist eine Wiedererwärmung der Zuluft notwendig, um eine Minderversorgung des zu klimatisierenden Raums mit Frischluft zu vermeiden.

Auch bei Verwendung von Umluft können die beschriebenen Bewertungskriterien angesetzt werden. Dazu wird vereinbart, dass der dem Prozess zugeführte Frischluftmassenstrom genau der zur Lüftung des zu klimatisierenden Raumes erforderlichen Menge entspricht. Demzufolge ist der Frischluftanteil von den gewählten Randbedingungen vollständig determiniert. Aus **Abb. 5.10** ist der einzustellende Frischluftanteil bei Variation des Lüftungsbedarfskennwertes für unterschiedliche Wiederaufheizungsgrade zu ersehen. Mit kleiner werdendem Lüftungskennwert, also ansteigender Lüftungserfordernis, muss ein zunehmender Frischluftanteil gewählt werden. Eine stärkere Wiederaufheizung, resultierend in einer Verringerung der Enthalpiedifferenz an der Raumgrenze, führt zu einem Anstieg des zur Bedarfsdeckung erforderlichen Gesamtluftmassenstroms. Infolgedessen sinkt der Frischluftanteil ab. Da der Anteil der Frischluft am Gesamtluftmassenstrom den Wert Eins nicht übersteigen kann, ist der minimal erreichbare Lüftungskennwert in Abhängigkeit der gewählten Wiederaufheizung festgelegt.

Zu dem Wertepaar aus Wiederaufheizung und Frischluftanteil gehört ein bestimmter thermischer Deckungskennwert (**Abb. 5.11**), wobei sich letzterer aus dem vorgegebenen Lüftungsbedarfskennwert ergibt. Mit steigendem Frischluftanteil steigt der Kehrwert des Deckungskennwertes stetig an. Dies ist die Folge der für die gewählten Randbedingungen ansteigenden Luftfeuchtigkeit und -temperatur im Eintritt in den Luftkühler, der in einem Anstieg dieser Werte an seinem Austritt resultiert. Eine stärkere Wiederaufheizung führt zu einem Anstieg des thermischen Deckungskennwertes, wodurch dessen Kehrwert kleiner wird. Eine Wiedererwärmung der Zuluft bis zur Raumlufttemperatur ( $\Theta = 1$ ) führt dazu, dass  $\gamma_{th}^*$  Unendlich wird. Somit besteht ein fester Zusammenhang zwischen thermischem Deckungskennwert und Lüftungskennwert, der nicht frei durch Variation der Wiederaufheizung eingestellt werden kann.

Der Zusammenhang zwischen dem einstellbaren thermischen Deckungskennwert, der erreichten Enthalpiedifferenz und der Wiederaufheizung für verschiedene Lüftungskennwerte ist in **Abb. 5.12** dargestellt. Auch hier zeigt sich die mit ansteigender Wiedererwärmung absinkende Enthalpiedifferenz an der Raumgrenze. Gleichzeitig sinkt der reziproke thermische Deckungskennwert. Für den kleinsten dargestellten Lüftungsbedarfskennwert zeigt sich die Restriktion des Frischluftanteils. In diesem Fall ist eine gewisse Wiedererwärmung erforderlich, um der Lüftungsfunktion gerecht zu werden (**Abb. 5.11**). Ohne diese Wiederaufheizung kommt es zu einer übermäßigen Temperaturabsenkung des zu klimatisierenden Raumes oder zu einer zu geringen Frischluftzufuhr, was zu Behaglichkeitseinbußen im Hinblick auf die Raumluftqualität führt.

Für den Nutzungsgrad der Luftbehandlung ergibt sich der in **Abb. 5.13** aufgezeigte Verlauf. Der maximal erreichbare Wert liegt wegen der fehlenden Wärmerückgewinnung bei Eins. Er wird bei Verzicht auf eine Wiederaufheizung stets erreicht, weil dann vereinbarungsgemäß der

gesamte von der Kältemaschine aufgenommene Wärmestrom als Klimatisierungsnutzen anerkannt werden kann. Dabei wurde der Frischluftmassenstrom gemäß des vorgegebenen Bedarfs eingestellt. Mit ansteigender Wiederaufheizung des Zuluftstroms ergibt sich ein leicht progressives Absinken des Nutzungsgrades. Größere Lüftungskennwerte führen zu leicht verringerten Nutzungsgraden des Luftbehandlungssystems, weil eine Verringerung der Lüftungserfordernis zu einem Absinken des Frischluftanteils führt. Die dadurch hervorgerufene Verringerung des aufzunehmenden Wärmestroms im Luftkühler kompensiert den geringer werdenden Nutzen infolge des niedrigeren Frischluftmassenstroms nicht.

Zur Bewertung des gesamten Klimatisierungssystems ist demgemäß die Kenntnis der Effizienz der Kältemaschine nicht ausreichend. Auch der Nutzungsgrad der Luftbehandlung ist zu berücksichtigen. Die Gesamteffizienz des Systems ergibt sich aus dem Produkt der Nutzungsgrade von Kältemaschine und Luftkonditionierung:

$$\text{COP} = \text{COP}_{\text{KM}} \cdot \text{COP}_{\text{LB}} \quad (\text{Gl. 5.4})$$

Hierbei ist die Auswirkung der gewählten Luftbehandlungseinrichtung auf die Kältemaschine – zum Beispiel durch geforderte Vorlauftemperaturen zur Erreichung einer Luftentfeuchtung – mit einzubeziehen. Die komplexen Interdependenzen der verschiedenen Parameter erfordern eine detaillierte Systemanalyse für den jeweiligen Anwendungsfall.

### 5.2 Sorptionsgestützte Klimatisierung

Die Sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK) ist in der Lage, den Klimatisierungsnutzen ohne Einsatz einer Kältemaschine bereitzustellen /64/. Die englischsprachige Bezeichnung „Desiccative and Evaporative Cooling“ (DEC) reduziert den Nutzen verbal auf den temperaturabsenkenden Effekt und gibt daher keine umfassende Beschreibung des Gesamtsystems. Obgleich das System an sich nicht neu ist und aus marktgängigen Komponenten besteht, erlebt diese Technologie seit einigen Jahren eine Renaissance /65/. Aus diesem Grund soll der Sorptionsgestützten Klimatisierung an dieser Stelle besonderes Augenmerk geschenkt werden. Da inzwischen eine Vielzahl ausgeführter Anlagen existiert /66, 67, 68, 69/, kann nur bedingt von einer Pilotprojektphase gesprochen werden.

#### 5.2.1 Prozessverlauf

Der Verfahrensverlauf der Sorptionsgestützten Klimatisierung basiert auf der Verschaltung hinlänglich bekannter Komponenten der Luftbehandlung. In **Abb. T7** ist die im Jahre 1955 von N. A. Pennington zum Patent angemeldete Verschaltung /70/ schematisch dargestellt. Aus der **Abb. 5.14** ist der Prozessablauf im  $h, x$ -Diagramm nach Mollier ersichtlich. Die Umgebungsluft tritt im Zustand (1) in das System ein. Beim Durchlaufen des Sorptionsregenerators lagert sich Wasser aus der Luft an der hygroskopischen Oberfläche des Regeneratormaterials an. Der Sorptionsregenerator ist dabei typischerweise wie ein regenerativer Wärmeübertrager aufgebaut. Bei der Ab- oder Adsorption des Wassers wird die Sorptionsenthalpie  $h_s$  frei. Eine Bilanzierung des Sorptionsvorgangs führt demgemäß dazu, dass die Enthalpie der Luft im Punkt (2) um den

---

Betrag der Sorptionsenthalpie höher liegt als im Punkt (1). Infolge der Wasserausscheidung steigt daher die Lufttemperatur an /71/.

Die Abluft aus dem Raum (5) wird zunächst befeuchtet. Durch die Befeuchtung mit flüssigem Wasser wird die Enthalpie des Luftstroms um die Enthalpie des eingebrachten Wassermassenstroms geringfügig erhöht (6). Als Folge der Verdunstung des Wassers wird ein isenthalper Kühleffekt erzielt – die Temperatur fällt, während die Luftfeuchtigkeit ansteigt /72/.

Im nachfolgenden Wärmeübertrager wird dieser Kühleffekt an den durch die Entfeuchtung erwärmten Zuluftstrom weitergegeben. Die Zuluft im Punkt (3) besteht demgemäß aus Umgebungsluft (1), die zunächst im Sorptionsregenerator entfeuchtet (2) und anschließend im Wärmeübertrager von der befeuchteten Abluft gekühlt wurde.

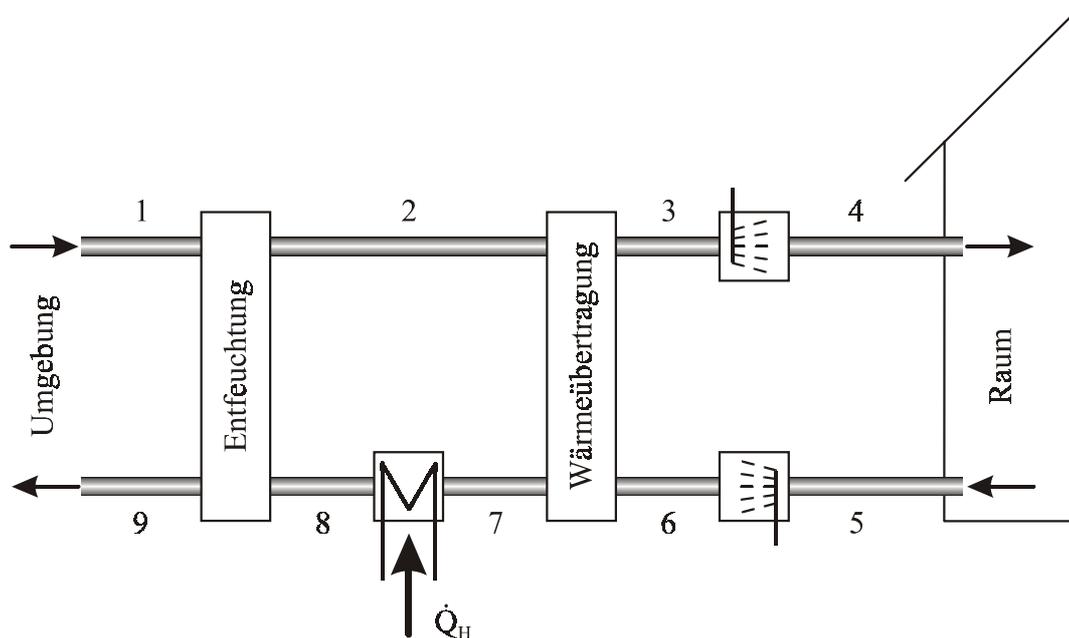


Abb. T7: Schematische Darstellung der Sorptionsgestützten Klimatisierung

Die abschließende Befeuchtung der Zuluft verändert ihre Enthalpie durch die Einbringung flüssigen Wassers nur marginal. Vielmehr dient diese Wasseranreicherung zur Einstellung des geforderten Deckungskennwertes  $\gamma_{th}^*$ , da sich hierdurch das Verhältnis von Feuchtigkeitsdifferenz zu Temperaturdifferenz zwischen Zuluft und Raumluft gezielt einstellen lässt. Demgemäß ist entlang der Strecke  $\overline{34}$  durch eine entsprechende Regelung des Befeuchters jeder beliebige Zuluftzustand einstellbar.

Das aus der Zuluft im Sorptionsregenerator ausgeschiedene Wasser muss für einen kontinuierlichen Prozessablauf von der Abluft aufgenommen werden. Dazu wird die durch die Zuluft vorerwärmte Abluft (7) beheizt (8). Die so erhitze Abluft nimmt dann das vom hygroskopischen Material des Sorptionsregenerators gebundene Wasser auf und führt es mit der Fortluft an die Umgebung ab (9).

Die sich einstellenden Randbedingungen, insbesondere der Umgebungsluftzustand, aber auch der Raumlufzustand und die gewählte Regenerationstemperatur bestimmen den Prozess der Sorptionsgestützten Klimatisierung /73, 74/. Nachfolgend sollen einige Einflussgrößen exemplarisch analysiert werden. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationsrechnungen verknüpfen das thermodynamische Verhalten der Einzelkomponenten und ermöglichen so die Beschreibung des Gesamtsystems.

Der Einfluss einer erhöhten Regenerationstemperatur  $t_8$  ist **Abb. 5.15** zu entnehmen. Infolge der höheren Temperatur der Regeneration des Sorbens ist dessen Wassergehalt beim Eintritt in den Zuluftstrom geringer. Daher kann eine erhöhte Entfeuchtungsleistung erzielt werden, wodurch auch die Zulufttemperatur am Austritt des Sorptionsregenerators (2) ansteigt. Die Befeuchtung der Abluft bleibt unbeeinflusst. Somit steigt die Temperatur der Zuluft nach Durchlaufen des Wärmeübertragers leicht an (3). Wegen der geringeren Wasserbeladung als Folge der erhöhten Regenerationstemperatur nimmt jedoch die Enthalpie der Zuluft ab. Dadurch ergibt sich ein veränderter Regelbereich der möglichen Zuluftzustände. Wegen der erhöhten Austrittstemperatur der Zuluft aus dem Sorptionsregenerator steigt auch die Temperatur der Abluft am Austritt aus dem Wärmeübertrager (7) an. Infolgedessen ist die wegen der Anhebung der Regenerationstemperatur zusätzlich exogen zu erzeugende Temperaturerhöhung von  $t_7$  auf  $t_8$  nicht identisch mit dem Anstieg von  $t_8$ .

In **Abb. 5.16** wird die Auswirkung einer Veränderung der Umgebungsluftfeuchtigkeit veranschaulicht. Eine geringere Wasserbeladung der Zuluft beim Eintritt in das System führt zu einer verminderten Entfeuchtungsleistung im Sorptionsregenerator, die mit einer Absenkung der Austrittstemperatur aus diesem Aggregat verbunden ist. Auch hier bleibt die Abluftbefeuchtung unbeeinflusst, so dass die Temperatur der Zuluft im Punkt (3) leicht absinkt. Folglich ergibt sich ein veränderter Regelbereich des Zuluftzustands. Die geringere Temperatur der Zuluft am Austritt des Sorptionsregenerators führt zu einem Absinken der Temperatur der Abluft nach der Wärmeübertragung (7). Demzufolge muss durch die Beheizung zur Erreichung der vorgegebenen Regenerationstemperatur ein größerer Temperaturhub aufgebracht werden.

Der Verlauf des Zuluftzustands am Austritt des Wärmeübertragers (3) ist **Abb. 5.17** zu entnehmen. Bezüglich der Wasserbeladung wird der beschriebene Einfluss der Regenerationstemperatur deutlich. Mit zunehmender Temperatur steigt die Entfeuchtungsleistung des Sorptionsregenerators an, so dass die Wasserbeladung absinkt. Wegen des thermodynamischen Verhaltens des Entfeuchters hat dieser Abfall degressiven Charakter. Niedrigere Feuchtigkeiten der eintretenden Umgebungsluft führen zu einer Verminderung der Entfeuchtungsleistung – wegen des geringeren Ausgangswertes sinkt die Wasserbeladung am Austritt des Sorptionsregenerators dennoch ab. Die Austrittstemperatur der Zuluft ( $t_3$ ) spiegelt die erreichte Entfeuchtungsleistung wider, da die Ausscheidung von Wasser direkt mit einer Temperaturerhöhung verknüpft ist. Dies zeigt sich im degressiven Anstieg der Austrittstemperatur mit zunehmender Regenerationstemperatur. Kleinere Wasserbeladungen der eintretenden Luft resultieren wegen der geringeren Entfeuchtung in niedrigeren Austrittstemperaturen.

Durch eine abschließende Befeuchtung der Zuluft können die Eintrittszustände gemäß **Abb. 5.18** erreicht werden. Es wird deutlich, dass mit zunehmender Regenerationstemperatur eine degressiv fallende maximale Zuluftfeuchtigkeit eingestellt werden kann. Dies ist die Folge der mit Anstieg der Regenerationstemperatur absinkenden Enthalpie der Zuluft im Punkt (3). Da eine Befeuchtung nur bis zur Sättigung erreicht werden kann, nimmt die maximal erreichbare Feuchtigkeit mit sinkender Ausgangsenthalpie, also mit steigender Temperatur der Regeneration, ab. Der im Simulationsalgorithmus berücksichtigte Befeuchterwirkungsgrad verändert diesen grundsätzlichen Zusammenhang nicht. Die obere Begrenzung der Zuluftfeuchtigkeit ist eine Folge der Vereinbarung, dass die Wasserbeladung der Zuluft nicht über derjenigen der Raumluft liegen soll. Eine Wasseranreicherung über das Raumluftniveau hinaus bedingt einen Wassereintrag in das Gebäude, der nicht durch andere Maßnahmen kompensiert werden kann. Bei hoher Umgebungsluftfeuchtigkeit und niedriger Regenerationstemperatur zeigt sich, dass die Entfeuchtung nicht ausreicht, um die Feuchtigkeit der Zuluft unter diejenige der Raumluft zu senken. Hierdurch wird unweigerlich ein Wassereintrag hervorgerufen. Auf eine zusätzliche Befeuchtung wird dann vereinbarungsgemäß verzichtet.

In der Darstellung der erreichbaren Lufteintrittstemperaturen werden die Restriktionen bezüglich der Befeuchtung der Zuluft deutlich. Grundsätzlich ergibt sich mit steigender Regenerationstemperatur ein degressiver Abfall der möglichen Lufteintrittstemperatur. Auch dies ist Ausdruck der absinkenden Luftenthalpie im Punkt (3). Dadurch ist die Befeuchtung zwar nur noch bis zu kleiner werdenden absoluten Luftfeuchtigkeiten möglich, dabei werden jedoch niedrigere Temperaturen erreicht. Bei hoher Umgebungsluftfeuchtigkeit und niedriger Regenerationstemperatur liegt die Wasserbeladung der Luft im Punkt (3) über derjenigen der Raumluft. Demgemäß wird die Luft vor dem Eintritt in den zu klimatisierenden Raum nicht mehr befeuchtet. Wie die Wasserbeladung entspricht dann auch die Temperatur im Punkt (4) derjenigen des Punktes (3). Mit steigender Regenerationstemperatur sinkt die Wasserbeladung der Zuluft am Austritt des Wärmerückgewinners auch bei hohen Umgebungsluftfeuchtigkeiten unter diejenige der Raumluft. Dann kann die Zuluft bis maximal zur Raumluftwasserbeladung befeuchtet werden. Dadurch ergibt sich ein signifikanter Abfall der Zulufttemperatur. Mit steigender Temperatur der Regeneration greift dann die Restriktion der Sättigungswasserbeladung, so dass erneut ein Knick im Kurvenverlauf entsteht.

### 5.2.2 Kenngrößen

Wie auch schon zuvor für die Luftkonditionierung mit Hilfe einer Kältemaschine kann für die Sorptionsgestützte Klimatisierung der erzielte Klimatisierungsnutzen unter Verwendung der eingeführten Kenngrößen charakterisiert werden. So ist es möglich, den erreichbaren thermischen Deckungskennwert durch Einflussnahme auf die Zuluftbefeuchtung innerhalb gewisser Grenzen einzustellen. In **Abb. 5.15** und **Abb. 5.16** ist dieser Regelbereich grau hinterlegt. Der größte Deckungskennwert lässt sich erreichen, wenn auf eine abschließende Befeuchtung gänzlich verzichtet wird. Dann ist die eintretende Luft vergleichsweise trocken, wodurch eine starke Wasserabfuhr aus dem zu klimatisierenden Raum erzielt werden kann. Bei

maximaler Befeuchtung, die sich aus der jeweiligen Sättigungswasserbeladung und der Effizienz des Befeuchters ergibt, wird der kleinste thermische Deckungskennwert erreicht. Der reine Kühleffekt ist dann in Relation zur Entfeuchtung größer.

Aus **Abb. 5.19** kann die Abhängigkeit der maximal und minimal zu deckenden thermischen Bedarfskennwerte von der Regenerationstemperatur für unterschiedliche Umgebungsluftfeuchtigkeiten entnommen werden. Deutlich zu erkennen ist der degressiv steigende Verlauf sowohl der oberen als auch der unteren Grenze mit steigender Temperatur der Regeneration. Dies ist der Ausdruck der mit steigender Regenerationstemperatur größer werdenden Entfeuchtungsleistung im Sorptionsregenerator. Dadurch sinkt die Wasserbeladung der Zuluft im Punkt (3), während sich die Temperatur nur marginal verändert. Auch durch eine abschließende Befeuchtung werden insgesamt niedrigere Zuluftfeuchtigkeiten erreicht – der Deckungskennwert steigt an. Eine niedrige Wasserbeladung der Umgebungsluft führt zu größeren Deckungskennwerten, da in der Folge auch die Wasserbeladung der Zuluft nach dem Durchtritt durch den Sorptionsregenerator absinkt. Somit nimmt der Entfeuchtungsanteil des Luftwechsels zu. Negative Deckungskennwerte können auftreten, wenn die Wasserbeladung der Zuluft diejenige der Raumlufte übersteigt. Gemäß der getroffenen Annahmen soll dies vermieden werden, der minimale Deckungskennwert ist demzufolge auf den Wert Null begrenzt. Für hohe Umgebungsluftfeuchtigkeiten und sehr niedrige Regenerationstemperaturen kann dieser Betriebszustand im hier betrachteten Fall jedoch nicht vermieden werden. Wie bereits beschrieben kommt es somit zu einem Feuchtigkeitseintrag in den zu klimatisierenden Raum.

Um die energetische Effizienz der Sorptionsgestützten Klimatisierung bewerten zu können, ist es erforderlich, sowohl den erzielten Nutzen als auch den notwendigen Aufwand zu analysieren. Der Nutzen ist dabei durch die Kompensation von solaren Wärmegegewinnen sowie Transmissionswärmeströmen und inneren Wärme- und Stofffreisetzungen, zuzüglich des erforderlichen Luftwechsels mit den zugehörigen Kompensationsleistungen gegeben. Der energetische Aufwand besteht – abgesehen von parasitären Energieaufwendungen für Antriebe und Regelung – in der Beheizung des Abluftstroms zur Regeneration des Sorbens.

Durch den veränderlichen Luftzustand im Punkt (3) in Abhängigkeit zum Beispiel der Regenerationstemperatur und der Umgebungsluftfeuchtigkeit kommt es zu einer Veränderung der Enthalpiedifferenz zwischen eintretender Luft und Raumlufte. Die Befeuchtung der Zuluft zum Zustand (4) verändert die Enthalpie nur geringfügig. In **Abb. 5.20** ist die Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumlufte in Abhängigkeit der Regenerationstemperatur mit der Umgebungsluftfeuchtigkeit als Parameter dargestellt. Wegen des thermodynamischen Verhaltens des Sorptionsregenerators ergibt sich ein degressiv ansteigender Verlauf der Enthalpiedifferenz mit zunehmender Regenerationstemperatur. Ein Anstieg der Wasserbeladung der in das System eintretenden Luft vermindert die nutzbare Enthalpiedifferenz.

Gemäß der erreichten Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumlufte mit dem zugehörigen thermischen Deckungskennwert ist zur Deckung des Klimatisierungsbedarfs ein gewisser Luftmassenstrom zu fördern. Analog zur Luftkonditionierung mit Kältemaschine ist es möglich,

dass dieser den zur Lüftung des Aufenthaltsbereichs erforderlichen Luftmassenstrom übersteigt. Daher kann auch für die Sorptionsgestützte Klimatisierung nur die Aufbereitung der Umgebungsluft bis auf den Raumluftzustand für den erforderlichen Luftmassenstrom als Nutzen anerkannt werden. Aus **Abb. 5.21** kann der nutzbare Frischluftanteil  $\mu_N$  für unterschiedliche Regenerationstemperaturen in Abhängigkeit des Lüftungsbedarfskennwertes entnommen werden. Dieser Frischluftanteil wird als Quotient aus dem zur Lüftung erforderlichem Luftmassenstrom zum insgesamt geförderten Massenstrom definiert. Es zeigt sich, dass mit sinkendem Lüftungsbedarfskennwert, also steigender Bedeutung der Frischluftzufuhr, der Anteil der Umgebungsluftaufbereitung, der als Nutzen anerkannt werden kann, ansteigt. Mit größer werdender Regenerationstemperatur wird auch die Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumluft größer. Somit ist zur Bereitstellung des thermischen Klimatisierungsnutzens ein geringerer Gesamtluftmassenstrom erforderlich. Der Anteil des zur Belüftung notwendigen Luftmassenstroms am gesamten Massenstrom steigt an.

Der spezifische Nutzen setzt sich folglich aus der Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumluft und derjenigen zwischen Umgebungsluft und Raumluft für den nutzbaren Anteil zusammen:

$$\Delta h_N = (h_{\text{Raum}} - h_{\text{Zu}}) + \mu_N \cdot (h_U - h_{\text{Raum}}). \quad (\text{Gl. 5.5})$$

In **Abb. 5.22** ist die spezifische Nutzenthalpie gemäß dieser Definition in Abhängigkeit der Regenerationstemperatur für verschiedene Lüftungsbedarfskennwerte bei sonst konstanten Randbedingungen dargestellt. Der degressiv steigende Nutzen mit Anhebung der Regenerationstemperatur ist augenfällig. Die obere Grenzkurve der Kurvenschar gilt für den Fall, dass der gesamte zugeführte Luftmassenstrom zur Belüftung des zu klimatisierenden Bereichs erforderlich ist und seine Konditionierung somit als Nutzen anerkannt werden kann. Die untere Grenzkurve beinhaltet die Betriebszustände, die keinerlei Lüftung erfordern. Mit zunehmendem Lüftungsbedarfskennwert nähern sich die Kurvenverläufe der unteren Grenze an.

Diesem Enthalpienutzen steht ein Aufwand in Form des zuzuführenden Wärmestroms für die Erhitzung der Regenerationsluft gegenüber. Aus **Abb. 5.23** ist der Verlauf dieses Wärmestroms als Funktion der hier betrachteten Einflussgrößen zu ersehen. Der zur Beheizung aufzuwendende Wärmestrom steigt progressiv mit der Regenerationstemperatur an. Dies findet seine Begründung darin, dass wegen der degressiv steigenden Entfeuchtungsleistung durch die Wärmerückgewinnung auch die Temperatur  $t_7$  degressiv ansteigt. Zur Aufheizung der Abluft bis auf die linear ansteigende Temperatur  $t_8$  ist demzufolge ein progressiv steigender Temperaturhub erforderlich. Wie bereits gezeigt, wird mit wachsender Wasserbeladung der Zuluft am Eintritt in den Sorptionsregenerator bei gleich bleibender Regenerationstemperatur die Entfeuchtungs-spanne dieses Aggregates größer. Dadurch steigt auch die Temperatur an seinem Austritt an. Durch die Wärmeübertragung auf die Abluft führt dies dazu, dass mit steigender Umgebungsluftfeuchtigkeit die Temperatur im Punkt (7) anwächst. In der Folge muss für die Erwärmung auf die Regenerationstemperatur nur noch ein geringerer Wärmestrom aufgewandt werden. Daher nimmt der Beheizungsaufwand mit steigender Feuchtigkeit der Umgebungsluft ab.

---

Als Nutzungsgrad der Sorptionsgestützten Klimatisierung  $COP_{SGK}$  kann nun der Quotient aus dem Nutzen gemäß oben getroffener Definition und Aufwand in Form der Beheizung gebildet werden:

$$COP_{SGK} := \frac{(h_5 - h_4) + \mu_N \cdot (h_1 - h_5)}{h_8 - h_7}. \quad (\text{Gl. 5.6})$$

Aus **Abb. 5.24** kann der Verlauf von  $COP_{SGK}$  in Abhängigkeit der Regenerationstemperatur entnommen werden. Auffällig ist dabei, dass die Effizienz der Klimatisierung mit zunehmender Temperatur der Regeneration sinkt. Zur Erreichung einer hohen Effizienz sollte somit eine möglichst niedrige Regenerationstemperatur gewählt werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass eine Verringerung dieser Temperatur zu einer Verminderung der Entfeuchtungsleistung im Sorptionsregenerator führt. Zur Erreichung einer gewissen Zuluftetrtrittsfeuchtigkeit ist daher eine Mindesttemperatur einzuhalten. Darüber hinaus sinkt mit der Regenerationstemperatur auch die nutzbare Enthalpiedifferenz. Zur Bereitstellung eines vorgegebenen Klimatisierungsnutzens ist somit ein immer größer werdender Luftmassenstrom umzuwälzen. Dies führt zu einem steigenden Druckverlusten im Leitungssystem beziehungsweise zu größeren Abmessungen der Anlage und kann zum anderen die zugfreie Einbringung des Luftmassenstroms in die zu klimatisierenden Räume unmöglich machen. Der Grund für diesen Abfall der Effizienz liegt im mit steigender Regenerationstemperatur ansteigenden Aufwand für die Regenerationsluftbeheizung (**Abb. 5.23**), dem ein degressiver Anstieg der nutzbaren Enthalpiedifferenz gegenübersteht. Dieser kann den größeren Aufwand nicht vollständig kompensieren. Mit steigender Bedeutung der Lüftungsfunktion, also sinkendem Lüftungsbedarfskennwert, steigt auch die Effizienz des Systems an, da dann ein größerer Anteil der Konditionierung des eingebrachten Luftmassenstroms als Nutzen anerkannt wird. Hierbei tritt die obere Grenze des Nutzens deutlich hervor.

### 5.2.3 Wärmeeinbindung

Zum Aufheizen des Abluftmassenstroms auf die Regenerationstemperatur bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung ist die Zufuhr eines Wärmestroms  $\dot{Q}_H$  erforderlich. Typischerweise wird dieser Wärmestrom mit Hilfe eines Wärmeübertragers im Gegenstromprinzip von einem Medium höherer Temperatur (b) an die Regenerationsluft (a) übertragen. Hierfür gilt das  $t, \dot{Q}$ -Diagramm gemäß **Abb. T8 /75/**. Wegen der nicht unendlich großen wärmeübertragenden Fläche muss die Temperatur des Wärme abgebenden Fluids (b) an jeder Stelle um mindestens den Betrag  $\delta$  höher sein als diejenige des Wärme aufnehmende Fluids (a). Der übertragene Wärmestrom wird durch

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_8 - t_7) \quad (\text{Gl. 5.7})$$

und 
$$\dot{Q}_H = \dot{m}_b \cdot c_{p,b} \cdot (t_{VL} - t_{RL}) \quad (\text{Gl. 5.8})$$

charakterisiert. Sind die Steigungen der Aufheiz- beziehungsweise Abkühlkurve identisch ( $\dot{m}_a \cdot c_{p,a} = \dot{m}_b \cdot c_{p,b}$ ), so ist die Temperaturspreizung in beiden Fluidströmen gleich. Die

---

Temperatur des Wärme abgebenden Fluidmassenstroms liegt dann idealerweise immer um genau den Betrag  $\delta$  über der Temperatur der Wärme aufnehmenden Seite. Zur Erreichung der Regenerationstemperatur muss in diesem Fall ein Wärmestrom mit der Temperatur  $t_{VL} = t_8 + \delta$  bereitgestellt werden. Die Rücklauftemperatur beträgt dann  $t_{RL} = t_7 + \delta$ .

Wenn beispielsweise der Massenstrom des beheizenden Fluids kleiner wird als im oben genannten Fall, so ist zur Übertragung desselben Wärmestroms ein größeres Temperaturgefälle aufzuwenden. Die minimale Temperaturdifferenz  $\delta$  zur Wärme aufnehmenden Seite wird dann nur noch am Eintritt der Regenerationsluft in den Wärmeübertrager erreicht. Somit verschiebt sich die aufzubringende Vorlauftemperatur des beheizenden Mediums zu höheren Werten.

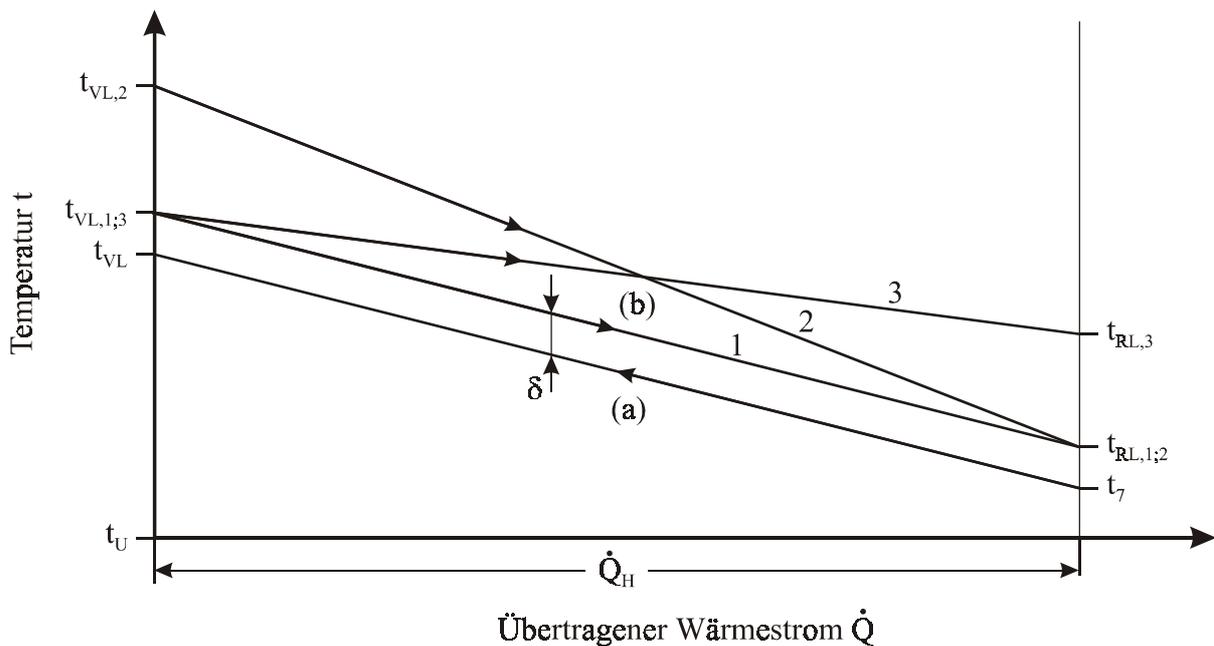


Abb. T8: Heizwärmeübertrager im  $t, \dot{Q}$ -Diagramm

Steigt der Massenstrom des beheizenden Fluids hingegen an, so führt die Übertragung desselben Wärmestroms zu einer geringeren Auskühlung. Folglich liegt der Punkt der geringsten Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluidströmen an der Stelle des Austritts der Regenerationsluft. Allerdings steigt die Rücklauftemperatur des Heizmittels an.

Für die weiteren Betrachtungen wird das Wärmekapazitätsstromverhältnis  $\kappa$  eingeführt. Es beschreibt das Verhältnis der Produkte aus Massenstrom und spezifischer Wärmekapazität der beiden Fluidströme:

$$\kappa := \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}}{\dot{m}_b \cdot c_{p,b}} \quad (\text{Gl. 5.9})$$

Im hier betrachteten Fall wird der Massenstrom der aufzuheizenden Abluft  $\dot{m}_a$  von der Bedarfsanforderung der Klimatisierung und den bestimmenden Randbedingungen der Sorptionsgestützten Klimatisierung vorgegeben. Auch die spezifische Wärmekapazität der

Abluft ist bekannt. Die Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager  $t_7$  ergibt sich aus dem vorgelagerten Prozessverlauf und die Austrittstemperatur  $t_8$  liegt durch die Vorgabe der Regenerationstemperatur fest.

Somit lässt sich in Abhängigkeit des Wärmekapazitätsstromverhältnisses  $\kappa$  die erforderliche Vorlauftemperatur der Beheizung beziehungsweise die sich ergebende Rücklauf-temperatur bestimmen, wenn die einzuhaltende minimale Temperaturdifferenz  $\delta$  vorgegeben wird. Ist  $\kappa = 1$ , so verlaufen Wärme abgebende und Wärme aufnehmende Seite parallel, Vor- und Rücklauf-temperatur ergeben sich dann wie oben beschrieben.

Wird  $\kappa$  größer Eins, zum Beispiel durch Verringerung des Massenstroms der Beheizung, so gilt:

$$t_{VL}(\kappa > 1) = (t_7 + \delta) + \kappa \cdot (t_8 - t_7) \quad (\text{Gl. 5.10})$$

und 
$$t_{RL}(\kappa > 1) = t_7 + \delta. \quad (\text{Gl. 5.11})$$

Im umgekehrten Fall, also zum Beispiel bei Erhöhung des beheizenden Massenstroms wird

$$t_{VL}(\kappa < 1) = (t_8 + \delta) \quad (\text{Gl. 5.12})$$

und 
$$t_{RL}(\kappa < 1) = (t_8 + \delta) - \kappa \cdot (t_8 - t_7). \quad (\text{Gl. 5.13})$$

In **Abb. 5.25** ist dieser Zusammenhang veranschaulicht. Für  $\kappa = 0$  wird die Auskühlung des Heizmediums zu Null, Vor- und Rücklauftemperatur fallen dann zusammen. Mit ansteigendem Wärmekapazitätsstromverhältnis nimmt die Auskühlung bei konstanter Vorlauftemperatur stetig zu. Bei niedrigen Umgebungsluftfeuchtigkeiten kann wegen der niedrigeren Temperatur der Abluft im Punkt (7) als Folge der verminderten Entfeuchtungsleistung im Sorptionsregenerator eine größere Auskühlung des Heizmittels erreicht werden. Für  $\kappa = 1$  ist die Parallelität von Aufheiz- und Abkühlkurve erreicht. Ein weiterer Anstieg dieses Kennwertes resultiert in einem Anstieg der erforderlichen Vorlauftemperatur bei konstanter Rücklauf-temperatur. Diese erhöhte Vorlauftemperatur muss eingestellt werden, um die größer werdende Abkühlspanne des Heizmediums bei festgehaltener Rücklauf-temperatur zu erreichen. Auch hier zeigt sich der Einfluss der Umgebungsluftfeuchtigkeit, da mit zunehmender Wasserbeladung der Luft am Eintritt in das System bei vorgegebener Regenerationstemperatur eine geringere Aufheizspanne zu überwinden ist.

Die Vor- und Rücklauftemperaturen zur Beheizung der Sorptionsgestützten Klimatisierung hängen folglich neben den systembestimmenden Größen für das Klimatisierungssystem auch entscheidend von der Einbindung des Wärmestroms in die Anlage ab. Hier ist eine sorgfältige Analyse des spezifischen Einzelfalles unausweichlich.

## 6 Bereitstellung der thermischen Antriebsenergie

Die in dieser Arbeit betrachteten Klimatisierungssysteme benötigen Wärme als Antriebsenergie. Zusätzlich aufzubringende elektrische Leistungen für Lüfter, Pumpen, Regelung, et cetera sollen nicht Bestandteil der hier angestellten Untersuchungen sein. Dennoch sind diese parasitären Energieaufwendungen nicht unerheblich und müssen daher im Einzelfall einer detaillierten Betrachtung unterzogen werden.

Als Systeme, die aus dem jeweiligen Primärenergieträger – wie zum Beispiel Erdgas – die zum Betrieb der Klimatisierungseinrichtungen erforderliche Endenergie „Wärme“ bereitstellen, können unterschiedliche Technologien zum Einsatz kommen. Hierbei ist grundsätzlich zwischen Systemen, die ausschließlich Wärme erzeugen, und denjenigen, die die Wärme als Koppelprodukt zur Verfügung stellen, zu unterscheiden /76/. Letztere, so genannte Kraft/Wärme-Kopplungsanlagen, sind nach Systemen, welche die benötigte Wärme ohne Eingriff in den Kraftprozess und denjenigen, welche Wärme mit Eingriff in den Kraftprozess bereitstellen, zu differenzieren.

Im Folgenden werden exemplarisch einige typische Wärmeerzeugungssysteme dargestellt. Dabei werden Bewertungskriterien entwickelt, die den Aufwand der Wärmebereitstellung quantifizieren können. Besonderes Augenmerk ist auf die Qualität des Wärmestroms an der Übergabestelle zum in Kapitel 4 beschriebenen Klimatisierungssystem, ausgedrückt durch Vorbeziehungweise Rücklauftemperaturen des Wärmeträgermediums zu legen. Es zeigt sich, dass einige Systeme ausschließlich gegenüber der Vor- oder auch der Rücklauftemperatur empfindlich sind, während andere in ihrer Effizienz von beiden Parametern bestimmt werden.

### 6.1 Gekoppelte Endenergieerzeugung aus fossilen Primärenergieträgern

Die gekoppelte Erzeugung von Strom und Wärme in Kraft/Wärme-Kopplungsanlagen (KWK) bietet die Möglichkeit, durch die effizientere Nutzung der eingesetzten Primärenergieträger sowohl ökonomische wie auch ökologische Vorteile gegenüber der klassischen getrennten Erzeugung dieser Endenergien zu erzielen /77/. Wegen des oftmals niedrigeren elektrischen Wirkungsgrades insbesondere kleiner KWK-Systeme gegenüber klassischen Großkraftwerken ist dafür eine möglichst hohe Ausnutzung der gleichzeitig anfallenden Wärmeenergie erforderlich. Neben der seit langem bekannten Technologie der Fernwärme, wodurch die Wärmeauskopplung in großem Maßstab aus Kraftwerksprozessen realisiert wird, etabliert sich seit einigen Jahren immer mehr auch die Technologie der Blockheizkraftwerke (BHKW). Sie leistet in kleineren Einheiten oftmals auf der Basis von Gasturbinen oder Motoren die Wärmeversorgung in so genannten Nahwärmenetzen. Den Blockheizkraftwerken ist gemein, dass die Wärmeentnahme aus dem Rauchgas beziehungsweise aus dem Rauchgas und dem Kühlwasser nicht zu Lasten des Kraftprozesses und damit der Stromerzeugung geht. Demgegenüber ist die Wärmeauskopplung aus einem Dampfkraftprozess (Kondensationsentnahmeturbine) mit einer Verringerung der elektrischen Leistung des Gesamtsystems verbunden.

### 6.1.1 Wärmeauskopplung ohne Eingriff in den Kraftprozess

Sowohl beim Gasturbinenprozess als auch beim motorischen KWK-System kann die anfallende Abwärme genutzt werden, ohne die Erzeugung mechanischer beziehungsweise elektrischer Endenergie zu beeinflussen /78/. Dazu wird bei der Gasturbine die im entstehenden Rauchgas enthaltene Restwärme mit Hilfe eines Wärmeübertragers genutzt.<sup>3</sup> Beim motorischen System wird zusätzlich der aus dem Motorblock zur Kühlung abzuführende Wärmestrom in das Wärmeversorgungsnetz eingekoppelt. Für beide Anlagentypen gelten die in **Abb. T9** vereinfacht dargestellte Energiebilanz und das generalisierte Energieflussbild aus **Abb. T10**.

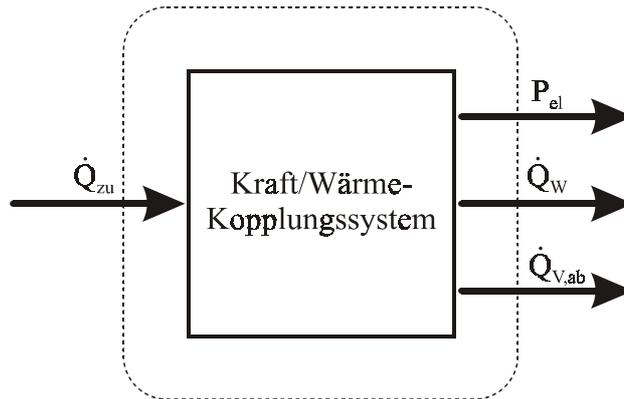


Abb. T9: Energiebilanz eines Kraft/Wärme-Kopplungssystems

Der KWK-Anlage wird ein Primärenergiestrom in Form eines Brennstoffmassenstroms zugeführt:

$$\dot{Q}_{\text{Zu}} = \dot{m}_{\text{B}} \cdot H_{\text{U}} \quad (\text{Gl. 6.1})$$

Der Bezug auf den unteren Heizwert des Brennstoffes  $H_{\text{U}}$ , also ohne Berücksichtigung des möglicherweise auszukondensierenden Wasserdampfes im Rauchgas, hat sich allgemein durchgesetzt. Daher wird auch hier diese Definition benutzt.

Ein Teil der eingesetzten Primärenergie wird in mechanische Energie und durch einen Generator schließlich in elektrische Energie umgewandelt. Die Effizienz dieser Umwandlungsschritte wird durch den elektrischen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{el}}$  beschrieben, der als Quotient aus dem „Nutzen“ des Systems  $P_{\text{el}}$  und dem erforderlichen Aufwand definiert ist:

$$\eta_{\text{el}} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{Q}_{\text{Zu}}} \quad (\text{Gl. 6.2})$$

<sup>3</sup> Die durch diesen zusätzlichen Wärmeübertrager hervorgerufenen Druckverluste, die zu einer geringfügigen Erhöhung des Druckes am Austritt aus der Gasturbine und damit zu einer leichten Verringerung der Stromproduktion führen, sollen an dieser Stelle vernachlässigt werden.

Durch die Erwärmung der Anlage sowie Reibungs- und Generatorverluste entsteht ein Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{V,ab}$ , der direkt an die Umgebung abgegeben wird. Analog zu Gl. 6.2 kann ein „Verlustwirkungsgrad“ definiert werden:

$$\eta_{V,ab} = \frac{\dot{Q}_{V,ab}}{\dot{Q}_{Zu}}. \quad (\text{Gl. 6.3})$$

Die restliche Abwärme  $\dot{Q}_w$ , die im Rauchgas, beziehungsweise im Rauchgas und im Kühlwasser enthalten ist, kann für die Wärmebereitstellung genutzt werden. Eine Wärmekraftmaschine ohne die Abfuhr eines Wärmestroms ist thermodynamisch nicht möglich, da sowohl die mit dem Primärenergiestrom zugeführte als auch die durch Irreversibilitäten entstandene Entropie im stationären Zustand aus dem System abgeführt werden muss. Ein Entropietransport kann jedoch nur mit einem Wärmestrom, nicht durch mechanische Energie erfolgen.

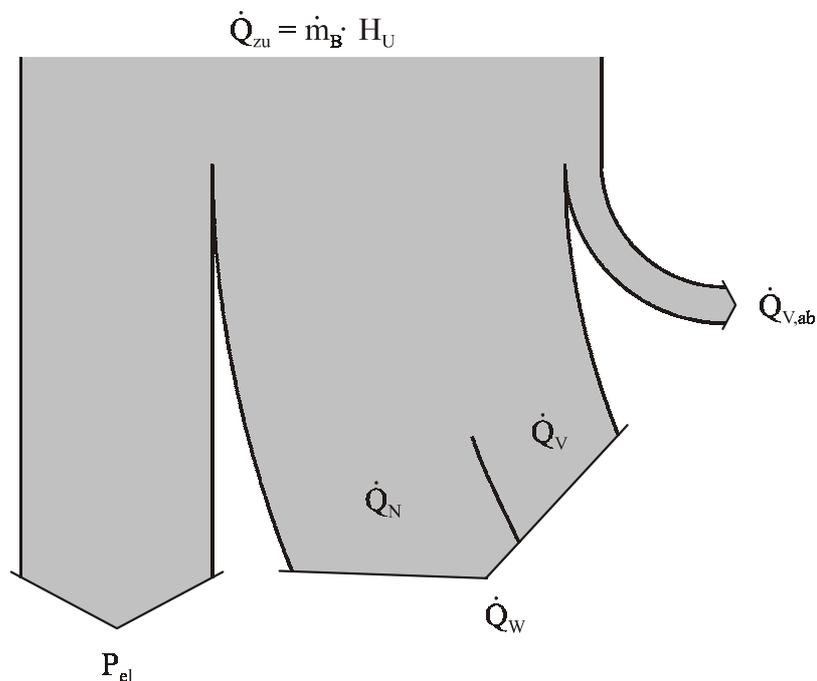


Abb. T10: Energieflussbild eines KWK-Systems ohne Eingriff in den Kraftprozess

Für die Wärmekraftmaschine – ungeachtet der verwendeten Technologie – gilt die Bilanzgleichung

$$\dot{m}_B \cdot H_U = P_{el} + \dot{Q}_w + \dot{Q}_{V,ab}. \quad (\text{Gl. 6.4})$$

Im Allgemeinen kann der Abwärmestrom  $\dot{Q}_w$  nicht vollständig genutzt werden. Für die weiteren Betrachtungen wird in dieser Arbeit der Nutzungsanteil  $\psi$  definiert:

$$\psi := \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_w}. \quad (\text{Gl. 6.5})$$

Er beschreibt, welcher Anteil vom anfallenden Abwärmestrom  $\dot{Q}_W$  effektiv einem Verbraucher als Nutzwärmestrom  $\dot{Q}_N$  zur Verfügung gestellt wird und kann Werte zwischen Null und Eins annehmen. Die Bilanzgleichung Gl. 6.4 wird dann zu

$$\dot{m}_B \cdot H_U = P_{el} + \frac{\dot{Q}_N}{\psi} + \dot{Q}_{V,ab}, \quad (\text{Gl. 6.6})$$

oder

$$\dot{Q}_N = \psi \cdot (\dot{m}_B \cdot H_U - P_{el} - \dot{Q}_{V,ab}). \quad (\text{Gl. 6.7})$$

Durch Einführung der Wirkungsgrade  $\eta_{el}$  und  $\eta_{V,ab}$  sowie Umstellung folgt

$$\dot{m}_B \cdot H_U = \frac{\dot{Q}_N}{\psi \cdot (1 - \eta_{el} - \eta_{V,ab})}. \quad (\text{Gl. 6.8})$$

Unter der Maßgabe, dass ein Wärmebedarf  $\dot{Q}_N$  vom KWK-System gedeckt werden soll, ist ein Primärenergiestrom aufzuwenden, der proportional zum Wärmebedarf und umgekehrt proportional zum Nutzungsanteil  $\psi$  ist.

Es wird die elektrische Leistung

$$P_{el} = \eta_{el} \cdot \dot{m}_B \cdot H_U = \eta_{el} \cdot \frac{\dot{Q}_N}{\psi \cdot (1 - \eta_{el} - \eta_{V,ab})} \quad (\text{Gl. 6.9})$$

in das Verbundnetz eingespeist. Diese eingespeiste Leistung substituiert die Leistungsabgabe eines Referenzkraftwerks, so dass dort Primärenergie eingespart werden kann. Die im Referenzkraftwerk eingesparte Primärenergie errechnet sich aus

$$\Delta(\dot{m}_B \cdot H_U)_{Ref} = \frac{P_{el}}{\eta_{el,Ref}} = \frac{\eta_{el}}{\eta_{el,Ref}} \cdot \frac{\dot{Q}_N}{\psi \cdot (1 - \eta_{el} - \eta_{V,ab})}. \quad (\text{Gl. 6.10})$$

Dieser Argumentation folgend, kann dem KWK-System zur Bereitstellung der benötigten Wärmeleistung nur der Primärenergieeinsatz des KWK-Systems, vermindert um den in einem Referenzkraftwerk eingesparten Primärenergieaufwand, angelastet werden. Somit folgt für den wärmebezogenen Primärenergieaufwand der Kraft/Wärme-Kopplungsanlage:

$$(\dot{m}_B \cdot H_U)_W = \left(1 - \frac{\eta_{el}}{\eta_{el,Ref}}\right) \cdot \frac{\dot{Q}_N}{\psi \cdot (1 - \eta_{el} - \eta_{V,ab})}. \quad (\text{Gl. 6.11})$$

Zur Beschreibung des Aufwandes für die Wärmebereitstellung soll im Folgenden die Aufwandszahl  $\Gamma$  dienen, die in dieser Arbeit als Quotient aus Primärenergieaufwand und Nutzwärmestrom definiert wird.<sup>4</sup>

---

<sup>4</sup> Diese Bezeichnung weicht bewusst von der in VDI 4661 /79/ vorgeschlagenen Benennung des „Spezifischen Energieverbrauchs“ ab.

$$\Gamma_{\text{KWK}} := \frac{(\dot{m}_B \cdot H_U)_W}{\dot{Q}_N} \quad (\text{Gl. 6.12})$$

Sie beschreibt somit, wie viel Primärenergie eingesetzt werden muss, um einen bestimmten Wärmestrom für den jeweiligen Verbraucher zur Verfügung zu stellen. Die Aufwandszahl kann Werte zwischen Null und Unendlich annehmen. Ersterer Wert wird erreicht, wenn die Wärme vollständig als „Abfallprodukt“ vorliegt, also kein expliziter Aufwand vorliegt. Dies ist bei Gleichheit der elektrischen Wirkungsgrade des KWK-Systems und des Referenzkraftwerks gegeben (Gl. 6.11). Wenn keine Nutzwärme abgenommen wird, obwohl ein wärmebedingter Aufwand vorliegt, wird  $\Gamma_{\text{KWK}} = \infty$ . Für Werte  $\Gamma_{\text{KWK}} < 1$  übersteigt der genutzte Wärmestrom den eingesetzten Primärenergieaufwand.

Für Kraft/Wärme-Kopplungssysteme ohne Eingriff in den Kraftprozess gemäß Abb. T9 und Abb. T10 gilt folglich allgemein:

$$\Gamma_{\text{KWK}} = \left( 1 - \frac{\eta_{\text{el}}}{\eta_{\text{el,Ref}}} \right) \cdot \frac{1}{\psi \cdot (1 - \eta_{\text{el}} - \eta_{\text{V,ab}})} \quad (\text{Gl. 6.13})$$

Zur Verringerung der Aufwandszahl  $\Gamma$  ist demgemäß eine möglichst starke Ausnutzung des angebotenen Wärmestroms  $\psi$  anzustreben.

In **Abb. 6.1** ist der Verlauf der Aufwandszahl über dem Nutzungsanteil für unterschiedliche Referenzkraftwerkswirkungsgrade und einen elektrischen Wirkungsgrad der KWK-Anlage von  $\eta_{\text{el}} = 0,25$  dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der zu kleinen Nutzungsanteilen hin stark progressive Verlauf von  $\Gamma_{\text{KWK}}$ . Für  $\psi = 1$ , also vollständige Ausnutzung des angebotenen Abwärmestroms, ergibt sich eine Aufwandszahl, die von den Wirkungsgraden des KWK-Systems und des Referenzkraftwerks bestimmt wird. Mit steigender Effizienz der Referenzstromerzeugung steigt auch die Aufwandszahl an, da durch die vom Kopplungssystem bereitgestellte elektrische Leistung nunmehr ein geringer werdender Primärenergieaufwand im Referenzsystem eingespart werden kann. Der Gesamtenergieeinsatz wächst somit an.

Aus **Abb. 6.2** ist die Veränderung von  $\Gamma_{\text{KWK}}$  über dem Nutzungsanteil für unterschiedliche elektrische Wirkungsgrade der KWK-Anlage zu entnehmen. Hier zeigt sich mit steigender Effizienz der Stromerzeugung ein Abfall der Aufwandszahl. Dies ist die Folge der erhöhten Stromproduktion bei gleichem Primärenergieeinsatz, wodurch vermehrt elektrische Leistung im Referenzkraftwerk substituiert wird.

Durch die Einführung der Aufwandszahl kann eine Aussage über den Primärenergieeinsatz zur Bereitstellung des erforderlichen Nutzwärmestroms getroffen werden. Die aufgezeigten Zusammenhänge ermöglichen es, die Aufwandszahl für ein Kraft/Wärme-Kopplungssystem ohne Eingriff in den Kraftprozess in Abhängigkeit des zuvor definierten Ausnutzungsgrades des anfallenden Abwärmestroms darzustellen. Dabei zeigt sich, dass eine möglichst große Ausnutzung anzustreben ist, um den Aufwand zur Wärmebereitstellung zu minimieren. Somit können die weiteren Betrachtungen auf die Bestimmung des Ausnutzungsgrades der Wärmenutzung zurückgeführt werden.

### 6.1.1.1 Gasturbine

Beim Gasturbinenprozess wird Umgebungsluft zunächst verdichtet, dann in einem internen Verbrennungsprozess durch die Einbringung gasförmigen, gelegentlich auch flüssigen, Brennstoffs erhitzt und schließlich unter Abgabe mechanischer Energie in einer Turbine entspannt /80/. Aus diesem offenen Prozess treten die entstehenden Rauchgase mit einer Temperatur von circa 500 bis 600 °C aus. Unter Abkühlung dieser Rauchgase kann in einem Wärmeübertrager ein Wärmeträgermedium erhitzt werden, wodurch der Wärmenutzungseffekt dieses Kraft/Wärme-Kopplungssystems zu erzielen ist. Für den im Abgaswärmeübertrager übertragenen Wärmestrom gilt

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_{RG} \cdot c_{p,RG} \cdot (t_{GT,aus} - t_{Ab}). \quad (\text{Gl. 6.14})$$

Die Gasturbinenausstrittstemperatur ist eine Funktion der Gasturbineneintrittstemperatur und des gewählten Verdichtungsverhältnisses. Hierbei kommt zum Tragen, dass mit steigender Temperatur des Rauchgases beim Eintritt in die Turbine größere elektrische Wirkungsgrade zu erzielen sind. Daher werden möglichst hohe Temperaturen angestrebt. Zur Erreichung eines maximalen Wirkungsgrades ist ein bestimmtes Druckverhältnis einzustellen, das mit steigender Turbineneintrittstemperatur größer wird. Dieses weicht vom optimalen Druckverhältnis für den minimalen spezifischen Arbeitsmittelmassenstrom ab. Höhere Gasturbineneintrittstemperaturen bedingen auch steigende Temperaturen am Austritt. Ein Anstieg des Verdichtungsverhältnisses führt zu einem Absinken der Austrittstemperatur. Die fortschreitende Entwicklung der Gasturbinentechnik führt zu einem Anstieg der Turbineneintrittstemperatur verbunden mit einem Anwachsen des Verdichtungsverhältnisses. Infolge der gegenläufigen Tendenzen wird Austrittstemperatur dabei nur geringfügig beeinflusst.

In **Abb. 6.3** ist die Wärmeauskopplung aus dem Rauchgas graphisch im  $t, \dot{Q}$ -Diagramm dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der Abfall der Rauchgastemperatur mit anwachsendem übertragenem Wärmestrom. Infolge der als konstant angenommenen spezifischen Wärmekapazität beim Durchgang durch den Wärmeübertrager ist der Verlauf der Temperatur über dem Wärmestrom linear. Da ein Wärmestrom immer nur vom Fluid höherer Temperatur zu demjenigen niedrigerer Temperatur übertragen werden kann, muss der Zustandsverlauf des sich erwärmenden Trägermediums immer unterhalb der Abkühlungskurve des Rauchgases liegen. Wegen der endlichen Wärmeübertragungsflächen ist eine vollständige Annäherung der Fluidtemperaturen aneinander technisch nicht erreichbar. Somit ist immer eine Resttemperaturdifferenz, die so genannte Grädigkeit  $\delta$ , gegeben. Die Größe dieser Grädigkeit wird von der installierten Wärmeübertragerfläche und den Wärmeübergangsverhältnissen auf den beiden Seiten der unterschiedlichen Fluidströme bestimmt.

Da die Temperatur des sich aufheizenden Wärmeträgermediums immer niedriger als die Rauchgastemperatur sein muss, liegt die maximal erreichbare Vorlauftemperatur um die Grädigkeit niedriger als die Gasturbinenausstrittstemperatur  $t_{GT,aus}$ . Wegen der hohen Temperatur der Rauchgase am Austritt aus der Gasturbine (500 ÷ 600 °C) können für die hier betrachteten

Anwendungsfälle somit alle erforderlichen Vorlauftemperaturen erreicht werden, ohne auf den Betrieb der Gasturbinenanlage Einfluss zu nehmen.

Der Gesamtwärmeinhalt der Rauchgase wird durch

$$\dot{Q}_{\text{RG}} = \dot{Q}_{\text{W}} = \dot{m}_{\text{RG}} \cdot c_{p,\text{RG}} \cdot (t_{\text{GT,aus}} - t_{\text{U}}) \quad (\text{Gl. 6.15})$$

beschrieben. Die maximal mögliche Wärmenutzung ( $\psi = 1$ ) wird erreicht, wenn die Rauchgase bis auf Umgebungstemperatur abgekühlt werden. Eine unvollständige Auskühlung führt wegen der über der Umgebungstemperatur liegenden Abgastemperatur ( $t_{\text{Ab}} > t_{\text{U}}$ ) zu einem Verlustwärmestrom, der ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird ( $\psi < 1$ ). Die Abgastemperatur wird von der Rücklauftemperatur des Wärmeträgermediums als niedrigster Nutzttemperatur bestimmt:

$$t_{\text{Ab}} = t_{\text{RL}} + \delta. \quad (\text{Gl. 6.16})$$

In Abb. 6.3 sind die Nutz- und Verlustwärmeströme für verschiedene Rücklauftemperaturen eingetragen. Hierbei bleibt die zu erreichende Vorlauftemperatur ohne Einfluss auf die übrigen Verhältnisse. Infolge des linearen Verlaufs der Rauchgasabkühlung ist auch der Einfluss der Rücklauftemperatur auf den Nutzungsanteil  $\psi$  linearer Natur.

Dieser Zusammenhang ist in **Abb. 6.4** für unterschiedliche Gasturbinenausstrittstemperaturen veranschaulicht. Nutzungsanteile von Eins sind nicht zu erreichen, da wegen der einzuhaltenden Grädigkeit eine nutzbare Abkühlung der Rauchgase bis auf Umgebungstemperatur nicht möglich ist. Bei Rücklauftemperaturen, die um den Wert der Grädigkeit unterhalb der jeweiligen Turbinenausstrittstemperatur liegen, wird  $\psi$  zu Null. In den hier relevanten Bereichen der Rücklauftemperatur (unterhalb von 100 °C) werden Nutzungsanteile oberhalb von 0,75 erreicht.

Eine Vergrößerung des Rauchgasmassenstroms führt zu einem geringeren Gradienten der Rauchgasauskühlung. Bei gleich bleibender Rücklauftemperatur im Wärmetransportsystem erhöht sich dadurch der Nutzwärmestrom wie auch der Abgasverlust in gleichem Maße. Infolgedessen bleibt der Nutzungsanteil  $\psi$  hierbei konstant.

Höhere Gasturbinenausstrittstemperaturen führen bei sonst gleichen Bedingungen zu einem Anstieg der im Rauchgas enthaltenen Wärmeenergie. In Abb. 6.3 verschiebt sich die Abkühlungskurve des Rauchgases hierdurch parallel nach oben. Bei gleicher Rücklauftemperatur des Wärmeträgermediums bleibt jedoch die Abgastemperatur und damit der Verlustwärmestrom konstant, während sich der Nutzwärmestrom vergrößert. Somit steigt mit größeren Turbinenausstrittstemperaturen auch der Nutzungsanteil an.

Gasturbinenanlagen sind KWK-Systeme, die unempfindlich gegenüber der geforderten Vorlauftemperatur des Wärmenutzers sind. Die Rücklauftemperatur beeinflusst jedoch entscheidend die Effizienz der Wärmeauskopplung. Eine möglichst geringe Rücklauftemperatur führt zu hohen Nutzungsanteilen und damit zu einer geringen Aufwandszahl für die Wärmebereitstellung.

### 6.1.1.2 Motor

Das Wärmeangebot eines motorischen Prozesses setzt sich aus der im Rauchgas enthaltenen und der aus dem Motorblock mit Hilfe des Kühlwassers abzuführenden Wärmeleistung zusammen /81/. Die Kühlung des Motors ist zur Erhaltung der Funktion essenziell, da eine Überhitzung zu schwerwiegenden Schäden führt. Um thermische Spannungen innerhalb des Motorblocks zu vermeiden, wird dabei eine kleine Aufwärmspanne des Kühlwassers vorgegeben.

Es ist zwischen normal gekühlten und heißgekühlten Systemen zu differenzieren. Während erstere das Kühlwasser drucklos in der flüssigen Phase führen, also eine Temperatur unterhalb von 100 °C einhalten müssen, wird bei heißgekühlten Motoren das Kühlwasser unter Druck gehalten, so dass auch Temperaturen oberhalb von 100 °C im System geführt werden können /82/. Ein Verdampfen des Kühlwassers ist in jedem Fall zu vermeiden, da sich dadurch einerseits die Wärmeübergangsverhältnisse einschneidend verändern und andererseits die entstehende Zweiphasenströmung technisch nur schwer zu beherrschen ist. Heißgekühlte Motoren haben wegen der aufwendigen Technologie des unter Druck stehenden Kühlwassers nur eine geringe Marktdurchdringung erreicht, so dass an dieser Stelle die Motoren mit Kühlwassertemperaturen unterhalb von 100 °C im Vordergrund stehen sollen.

Da die Rauchgastemperatur deutlich über derjenigen des Kühlsystems liegt, ist zur Wärmeauskopplung aus diesen beiden Wärmequellen eine serielle Verschaltung der Wärmeübertrager sinnvoll. Das zugehörige  $t, \dot{Q}$ -Diagramm ist **Abb. 6.5** zu entnehmen. Das Wärmeträgermedium tritt mit der Rücklauftemperatur  $t_{RL}$  in das System ein. Es erwärmt sich unter Abkühlung des Kühlwassers bis zur Zwischentemperatur  $t_z$  und wird anschließend im Rauchgaswärmeübertrager bis zur Vorlauftemperatur  $t_{VL}$  erhitzt. Der Gradient der Erwärmung ist wegen des gleich bleibenden Massenstroms und der konstanten spezifischen Wärmekapazität in beiden Wärmeübertragern identisch.

Zur Beschreibung, welcher Anteil des Gesamtwärmestroms des KWK-Systems im Rauchgas beziehungsweise im Kühlwasser enthalten ist, wird der Wärmeanteil  $v$  eingeführt

$$v_{RG} = \frac{\dot{Q}_{W,RG}}{\dot{Q}_W} \quad \text{und} \quad v_{KW} = \frac{\dot{Q}_{W,KW}}{\dot{Q}_W} \quad (\text{Gl. 6.17})$$

mit 
$$v_{RG} + v_{KW} = 1. \quad (\text{Gl. 6.18})$$

Der Gesamtnutzungsanteil ergibt sich dann zu

$$\psi = \frac{\dot{Q}_{N,KW} + \dot{Q}_{N,RG}}{\dot{Q}_W} = \psi_{KW} \cdot v_{KW} + \psi_{RG} \cdot v_{RG}. \quad (\text{Gl. 6.19})$$

Für die Rauchgasabkühlung gelten die für die Gasturbinenanlage dargestellten Zusammenhänge. Als fiktive Rücklauftemperatur kommt hier die Zwischentemperatur  $t_z$  zum Tragen, die sich nach Erwärmung am Kühlwassermassenstrom einstellt. Von ihr wird die Abgastemperatur und somit der Ausnutzungsgrad des Rauchgases bestimmt.

Das Kühlwasser kann – genau wie auch das Rauchgas – nur an ein kälteres Medium Wärme abgeben. Die einzuhaltende Grädigkeit liegt hier allerdings wegen des höheren Wärmeübergangskoeffizienten (Wasser/Wasser) deutlich niedriger als beim Rauchgas. Um eine vollständige Nutzung der Kühlwasserwärme zu erreichen ( $\psi_{KW} = 1$ ), muss die Temperatur des Wärmträgermassenstroms also im gesamten Verlauf des Kühlwasserwärmeübertragers unterhalb derjenigen des Kühlmittels liegen.

Für die weiteren Darlegungen wird zunächst ein Grenzfall betrachtet, der dadurch charakterisiert ist, dass das sich erwärmende Wärmeträgermedium im Kühlwasserwärmeübertrager stets eine Temperatur hat, die genau um die Grädigkeit unterhalb der Abkühlungskurve des Kühlwassers liegt. Unter Beibehaltung des Gradienten wird durch weitere Erwärmung am Rauchgas schließlich die Vorlauftemperatur erreicht. Dieser Grenzfall gilt für eine vorgegebene Aufteilung des insgesamt angebotenen Wärmestroms  $v_{RG}$  beziehungsweise  $v_{KW}$ . Eine Variation dieser Aufteilung führt zu unterschiedlichen zugehörigen Vorlauftemperaturen.

Eine Verringerung der Rücklauftemperatur bei gleich bleibender Vorlauftemperatur führt zu dem in Abb. 6.5a dargestellten Verlauf. Das Kühlwasser wird weiterhin vollständig genutzt, während die Zwischentemperatur leicht absinkt. Dies führt zu einer zusätzlichen Auskühlung des Rauchgases, was die Wärmeausnutzung des Gesamtsystems geringfügig erhöht.

Ein Anstieg von  $t_{RL}$  zieht hingegen ein drastisches Absinken der Ausnutzung des Kühlwasserwärmestroms nach sich, da keine nutzbare Wärmesenke für die weitere Abkühlung des Kühlwassers zur Verfügung steht. Die Kühlwassernutzung ist bei einer Temperatur von  $t_{RL} = t_{KW,VL} - \delta_{KW}$  schließlich völlig unmöglich ( $\psi_{KW} = 0$ ). Die Ausnutzung des Rauchgasmassenstroms bleibt davon unberührt. Eine weitere Anhebung der Rücklauftemperatur führt zu einer Beschränkung der Rauchgasausnutzung, wie sie auch schon beim Gasturbinenprozess zu beobachten war.

In **Abb. 6.6** ist die Abhängigkeit der Gesamtwärmenutzung von der Rücklauftemperatur unter den geschilderten Randbedingungen zusammengefasst. Der Bereich (a) markiert dabei die Rücklauftemperaturen, die eine vollständige Nutzung des Kühlwassers zulassen. Der steile Abfall des Nutzungsanteils (b) wird durch die Beschränkung der Kühlwassernutzung hervorgerufen, während im Bereich (c) zusätzlich die Rauchgasnutzung eingeschränkt wird. Hohe Anteile des Rauchgaswärmestroms an der gesamten Abwärme des Prozesses führen zu höheren Werten von  $\psi$ , wenn die Kühlwassernutzung unmöglich ist. Wenn der Wärmeinhalt des Kühlwassers hingegen vollständig genutzt werden kann, bringt ein hoher Anteil der verlustbehafteten Rauchgasnutzung eine Verringerung von  $\psi$  mit sich.

Eine Verringerung der geforderten Vorlauftemperatur führt bei konstanter Rücklauftemperatur demgegenüber zu einem leichten Absinken der Zwischentemperatur, was in einem marginalen Anstieg der Wärmeausnutzung resultiert. Bei einem Anstieg der Vorlauftemperatur erhöht sich der Gradient der Aufheizung. Unter der Maßgabe, das Kühlwasser so weit wie möglich in die Wärmeauskopplung einzubeziehen, bleibt die Zwischentemperatur konstant. Allerdings wird dadurch die Ausnutzung des Kühlwassers beschnitten. In **Abb. 6.7** ist der resultierende degressiv

---

verlaufende Abfall von  $\psi$  für verschiedene Rauchgaswärmeanteile dargestellt. Auch hier begünstigt ein hoher Anteil des Rauchgases am bereitgestellten Gesamtwärmestrom die Gesamtausnutzung, wenn das Kühlwasser nur noch begrenzt zur Wärmeauskopplung herangezogen werden kann.

Anders als beim Gasturbinenprozess, bei dem ausschließlich die Rücklauf­temperatur Einfluss auf die Wärmeausnutzung und somit auf die Aufwandszahl hat, ist beim motorischen Kraft/Wärme-Kopplungssystem auch die Vorlauf­temperatur von signifikanter Bedeutung. Diesem ist bei der Verschaltung mit dem jeweiligen Wärmeverbraucher Rechnung zu tragen.

### 6.1.2 Wärmeauskopplung mit Eingriff in den Kraftprozess (Kondensationsentnahmeturbine)

Während die Wärmebereitstellung bei oben genannten Kraft/Wärme-Kopplungssystemen ohne Beeinflussung des Kraftprozesses erfolgt, wird bei der Wärmeauskopplung aus der Kondensationsentnahmeturbine der Kraftprozess beeinträchtigt. Die Wärmeauskopplung erfolgt durch Entnahme eines Teildampf­massenstroms aus der Turbine eines Dampfkraftprozesses. Dieser Teil­massenstrom wird im Heizkondensator kondensiert und gibt dabei Wärmeenergie an das Wärmeträgermedium ab. Das Kondensat wird anschließend wieder dem geschlossenen Arbeits­mittelkreislauf zugeführt /83/.

In **Abb. 6.8** ist der Prozessverlauf des Dampfkraftprozesses im  $h, s$ -Diagramm veranschaulicht. Zunächst wird das flüssige Arbeitsmittel (Wasser) auf einen vorgegebenen Druck gebracht (1). Beim Durchlaufen des Dampferzeugers erfolgt eine Phasenänderung in den gasförmigen Aggregatzustand und eine Überhitzung des Dampfes (2). Hierfür ist die Zufuhr von Wärmeenergie, oftmals durch Verbrennung eines fossilen Brennstoffs, erforderlich. Der überhitzte Dampf wird in der Dampfturbine bis ins Nassdampfgebiet hinein entspannt und gibt dabei die mechanische Leistung

$$P = \dot{m}_{AM} \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{Gl. 6.20})$$

ab (3). Der entspannte Dampf wird schließlich im Kondensator verflüssigt, um den Kreislauf zu schließen (4).

Der Druck im Kondensator  $p_{K0}$  entspricht dem Siededruck von Wasser bei der Kondensator­temperatur  $t_{K0}$ . Zur Erreichung eines hohen Wirkungsgrades des Prozesses wird eine geringe Kondensationstemperatur angestrebt. Diese ist jedoch durch die Möglichkeit der Wärmeabfuhr an die Umgebung begrenzt. In Abhängigkeit der verfügbaren Wärmesenke (Fließgewässer, Kühlturm) stellt sich die Kondensationstemperatur als Funktion der Umgebungstemperatur und der technologischen Randbedingungen (zum Beispiel Wärmeübertragerflächen) ein. Dadurch ist der Kondensatordruck  $p_{K0} = p_3$  festgelegt. Eine Nutzung dieser Abwärme ist wegen des nahe der Umgebungstemperatur liegenden Temperaturniveaus nicht möglich. Eine zusätzliche Rand­bedingung des Kondensatorzustands ist der Dampfgehalt des Arbeitsmittels am Endpunkt der Entspannung  $x_3$ . Durch Kondensation bei der Entspannung in der Dampfturbine im Nassdampf-

gebiet kommt es zu Tropfenbildung. Die entstehenden Wassertropfen können zu Erosion an den Turbinenschaufeln führen. Um die Bildung erosiver Tropfen zu vermeiden, ist daher der Kondensatgehalt im Dampf zu begrenzen, beziehungsweise ein Mindestdampfgehalt einzuhalten. Somit ist der Zustand (3) durch die Isobare der von den Umgebungsbedingungen bestimmten Kondensatortemperatur und durch die Isoplethe des Mindestdampfgehalts determiniert. Folglich ist auch die Enthalpie des Arbeitsmittels im Punkt (3) bekannt.

Die Entspannung des Arbeitsmittels in der Dampfturbine erfolgt irreversibel, also unter Entropiezunahme. Zur Beschreibung der Effizienz der Turbine wird der isentrope Turbinenwirkungsgrad verwendet. Es setzt die real erreichte Enthalpieabnahme zu derjenigen ins Verhältnis, die bei reversibler Entspannung zum Punkt 3' erreicht worden wäre:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3'}} \quad (\text{Gl. 6.21})$$

Der Punkt 3' ist dadurch charakterisiert, dass die spezifische Entropie dort derjenigen am Ausgangspunkt der Entspannung (2) entspricht.

Vom vorgegebenen Endpunkt der Entspannung aus lässt sich so unter Kenntnis des isentropen Turbinenwirkungsgrades der Geometrische Ort der möglichen Startpunkte der Expansion bestimmen. Somit sind Frischdampf Temperatur  $t_2$  und -druck  $p_2$  nicht unabhängig voneinander wählbar. Die möglichen Entnahmestellen für den Dampf zur Wärmeauskopplung liegen auf der Linie des Entspannungsweges. Für die hier angestellten Berechnungen wurde der isentrope Turbinenwirkungsgrad vereinfachend als konstant im Verlauf der Expansion und unabhängig von einer Teilmassenstromentnahme angenommen.

Wird zur Wärmeauskopplung ein Teilmassenstrom  $\dot{m}_E$  aus der Dampfturbine entnommen, so kann dieser entnommene Dampf keine mechanische Arbeit durch weitere Entspannung mehr leisten. Demzufolge geht dem Kraftprozess die Leistung

$$\Delta P = \dot{m}_E \cdot (h_E - h_3) \quad (\text{Gl. 6.22})$$

verloren. Gleichzeitig wird die Wärmeenergie

$$\dot{Q}_W = \dot{m}_E \cdot x_E \cdot r(p_E) \quad (\text{Gl. 6.23})$$

durch Kondensation des Entnahmedampfes gewonnen. Der Stromverlust ist demgemäß proportional zum Produkt aus Entnahmemenge und der Enthalpiedifferenz zwischen dem Zustand an der Entnahmestelle und dem Kondensatorzustand. Eine frühe Entnahme des Dampfmassenstroms führt folglich zu einem größeren Stromverlust als eine späte Entnahme, also bei niedrigerem Entnahmedruck. Demgegenüber ist der gewonnene Wärmestrom proportional zum Produkt aus Entnahmemassenstrom, Dampfgehalt und Verdampfungsenthalpie beim Entnahmedruck. Während  $x$  im Verlauf der Expansion abnimmt, wächst  $r$  leicht an, so dass das Produkt aus diesen beiden Größen annähernd konstant bleibt. Der ausgekoppelte Wärmestrom ist nahezu unabhängig von der Entnahmestelle, während die Stromeinbuße signifikant vom Entnahmedruck beeinflusst wird.

---

Beim Kondensationsvorgang verläuft die Wärmeabgabe isotherm. Die Grädigkeit im Kondensator kann wegen des besonders hohen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Seite des kondensierenden Mediums als gering angenommen werden. Die erreichbare Vorlauftemperatur des Wärmeträgers ist demzufolge durch

$$t_{VL,max} = t_{Ko} - \delta_{Ko} \quad (\text{Gl. 6.24})$$

gegeben. Die Rücklauftemperatur hat unter den hier beschriebenen Randbedingungen keinen Einfluss auf die Wärmeausnutzung. Demnach bestimmt die geforderte Vorlauftemperatur des Wärmeträgermediums die Temperatur des Heizkondensators und somit den Entnahmedruck.

Als Aufwand für die Wärmebereitstellung ist im Fall der Wärmeauskopplung aus einer Kondensationsentnahmeturbine die Stromeinbuße  $\Delta P$  zu sehen. Zur Bestimmung der Aufwandszahl wird daher vorausgesetzt, dass der entgangene Stromnutzen in einem Referenzkraftwerk mit dem Wirkungsgrad  $\eta_{Ref}$  erzeugt werden muss. Daraus ergibt sich  $\Gamma_{KET}$  zu

$$\Gamma_{KET} = \frac{\Delta P}{\eta_{Ref} \cdot \dot{Q}_N} = \frac{h_E - h_3}{\eta_{Ref} \cdot x_E \cdot r(p_E)}. \quad (\text{Gl. 6.25})$$

Gemäß dieser Betrachtungsweise bleibt der Einfluss der Teildampfentnahme auf den Kraftprozess unberücksichtigt. Die Anhebung der Kondensattemperatur mit der entsprechenden Auswirkung auf die regenerative Speisewasservorwärmung beziehungsweise den Dampferzeugerwirkungsgrad wird an dieser Stelle nicht betrachtet.

Aus **Abb. 6.9** ist der Verlauf der Aufwandszahl über der Vorlauftemperatur für verschiedene Referenzkraftwerkswirkungsgrade zu entnehmen. Es wird deutlich, dass mit steigender Vorlauftemperatur wegen der Erfordernis des höheren Entnahmedrucks der Stromverlust anwächst. Dadurch kommt es zu einem leicht degressiven Anstieg von  $\Gamma_{KET}$ . Höhere Wirkungsgrade des Referenzkraftwerks führen zu einem geringeren Aufwand zum Ausgleich der entgangenen Stromproduktion. Es ist festzuhalten, dass im betrachteten Wertebereich die Aufwandszahl stets kleiner als Eins ist. Für die Wärmebereitstellung ist mit dieser Kraft/Wärme-Kopplungsanlage also weniger Primärenergie aufzuwenden, als Endenergie zur Verfügung gestellt wird.

## 6.2 Verwendung von Solarthermie

Wegen der zeitlichen Kohärenz von Solarstrahlungsangebot und Klimatisierungsbedarf liegt es nahe, die zum Antrieb des Klimatisierungssystems erforderliche Wärmeenergie aus solarer Strahlung zu gewinnen /84/. Zur Nutzarmachung der thermischen Sonnenenergie haben sich neben Solarluftkollektoren insbesondere wasserdurchströmte Kollektorsysteme etabliert /85, 86/. Die Effizienz dieser Kollektoren lässt sich als Quotient der gewonnenen flächenspezifischen Nutzwärme zur eingestrahnten Energiedichte darstellen

$$\eta_{Koll} = \frac{\dot{q}_N}{\dot{q}_{Str}} = 1 - \frac{\sum \dot{q}_V}{\dot{q}_{Str}}. \quad (\text{Gl. 6.26})$$

Als Verluste treten bei Solarkollektorsystemen optische und thermische Verluste in Erscheinung /87/. Erstere werden vornehmlich durch Reflexions- und Absorptionseffekte an der Kollektorabdeckung beziehungsweise Reflexion am Absorber hervorgerufen. Thermische Verluste entstehen durch die Erwärmung des Kollektors und die dadurch hervorgerufene Wärmeabgabe durch Leitung, Konvektion und Strahlung an die Umgebung. Während die optischen Verluste von den Strahlungseigenschaften und den optischen Parametern des Kollektors bestimmt werden, hängen die thermischen Verluste vornehmlich von der Temperaturdifferenz des Kollektors zur Umgebung ab /88/.

In **Abb. 6.10** ist ein typischer Verlauf des Kollektorwirkungsgrades über der Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung für verschiedene Einstrahlungsdichten dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die optischen Verluste, die näherungsweise unabhängig von der Temperatur sind. Für  $\delta t = 0$ , also bei Gleichheit der mittleren Absorbtemperatur und der Umgebungstemperatur, verschwindet die treibende Temperaturdifferenz für die thermischen Verluste und nur die optischen Verluste kommen zum Tragen. Allerdings kann in diesem Fall auch kein Nutzwärmestrom entnommen werden. Mit steigendem  $\delta t$ , also zum Beispiel ansteigender mittlerer Absorbtemperatur bei gleichen Umgebungsbedingungen, steigt der an die Umgebung abgegebene Wärmestrom stetig an, bis bei der so genannten Stillstandstemperatur die gesamte vom Absorber aufgenommene Solarstrahlung als Verlust abfließt. Dann ist  $\eta_{\text{Koll}} = 0$  und es kann kein Nutzwärmestrom entnommen werden. Der leicht progressive Wirkungsgradabfall zu höheren Temperaturdifferenzen ist die Folge der Wärmeverluste durch Strahlung, die von der Differenz der vierten Potenzen der Temperaturen der strahlungsaustauschenden Flächen bestimmt wird (Kapitel 2) /89/. Höhere Solarstrahlungsdichten führen wegen des größeren Energieeintrags bei gleichen Verlusten zu einem Anstieg des Kollektorwirkungsgrades. Insbesondere werden höhere Stillstandstemperaturen erreicht.

Der grundsätzliche Wirkungsgradverlauf ist allen Kollektorsystemen gemeinsam, allerdings ist die Lage des Wirkungsgradkennfeldes kollektorspezifisch /90/. Insbesondere haben Vakuumröhrenkollektorsysteme im Allgemeinen einen niedrigeren optischen Wirkungsgrad als Flachkollektoren, weisen aber einen geringeren Wirkungsgradabfall mit höheren Temperaturdifferenzen auf. Dadurch erreichen sie auch bei geringen Einstrahlungsdichten relativ hohe Stillstandstemperaturen. Auch Umgebungseinflüsse wie zum Beispiel die Windgeschwindigkeit, die Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten auf der Außenseite des Kollektors nimmt, sind von Bedeutung. Daher sind die Prüfbedingungen für die Wirkungsgradermittlung standardisiert /91/.

Der Wirkungsgrad eines Solarkollektors wird also entscheidend von der Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung bestimmt. Als Absorbtemperatur kann das arithmetische Mittel aus Vor- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgermediums angenommen werden. Somit hat sowohl die Vor- wie auch die Rücklauftemperatur des Wärmeträgers Einfluss auf die Effizienz der Kollektoranlage. Grundsätzlich ist es zur Erreichung eines hohen Kollektorwirkungsgrades anzustreben, beide Temperaturen möglichst niedrig zu halten.

### 6.2.1 Monovalente Wärmeerzeugung durch Solarthermie

Soll ausschließlich Solarenergie als Wärmelieferant für die Klimatisierung zum Tragen kommen, so ist der Aufwand für die Wärmebereitstellung in der Installation der Kollektorfläche zu sehen. Diese muss so bemessen sein, dass ein ausreichender Wärmestrom der geforderten Qualität zur Verfügung gestellt werden kann. Hierzu ist neben der erforderlichen Grundfläche vornehmlich die nötige Investition zu beachten.

Unter Zugrundelegung dieser Randbedingungen ist die Flächenaufwandzahl  $\Gamma_A$  gegeben durch

$$\Gamma_A = \frac{A_{\text{Koll,erf}}}{\dot{Q}_N} = \frac{1}{\eta_{\text{Koll}} \cdot \dot{q}_{\text{Str}}}. \quad (\text{Gl. 6.27})$$

Sie gibt an, welche Kollektorfläche zur Erreichung des geforderten Nutzwärmestroms installiert werden muss. Neben dem Kollektorwirkungsgrad geht auch die Solarstrahlungsdichte in der Kollektorebene ein. In **Abb. 6.11** ist der Verlauf der Flächenaufwandzahl über der Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung für unterschiedliche Einstrahlungsdichten aufgezeigt. Die Absorbtemperatur wird dabei durch das arithmetische Mittel aus Vor- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgers bestimmt. Der stark progressive Verlauf von  $\Gamma_A$  ist eine Folge des mit ansteigender Temperaturdifferenz gegen Null gehenden Kollektorwirkungsgrades. Bei zu hoher Absorbtemperatur als Folge von hohen Vor- beziehungsweise Rücklauf-temperaturen im Verbraucherkreislauf kann der geforderte Nutzwärmestrom nicht mehr bereit gestellt werden. Dies gilt insbesondere bei niedrigen Solarstrahlungsdichten, die neben dem geringeren Kollektorwirkungsgrad zusätzlich einen geringen flächenspezifischen Nutzwärmeertrag implizieren.

Auch die Pufferspeicherung über einige Tage führt lediglich zu einer Vergleichmäßigung der Angebots- und Nachfrageseite, verändert die grundsätzlichen Zusammenhänge jedoch nicht. Demzufolge ist bei der monovalenten Wärmeversorgung durch Solarthermie die Versorgungssicherheit insbesondere wegen der Schwankung des Strahlungsangebotes nicht gewährleistet.

### 6.2.2 Bivalente Wärmeerzeugung

Wenn der Solarkollektor nicht genügend Energie bereitstellen kann, um den Wärmebedarf zur Klimatisierung zu decken, muss ein konventionelles Wärmeerzeugungssystem additional eingesetzt werden. Hierbei kann eine serielle oder parallele Verschaltung gewählt werden. Wie beschrieben, wird der Kollektorwirkungsgrad und damit der solare Deckungsanteil von den Vor- und Rücklauftemperaturen im Wärmeträgersystem beeinflusst. Je nach Verschaltung des Solarsystems mit dem Zusatzwärmeerzeuger variieren diese Kenngrößen. Bei Parallelschaltung von Kollektor und konventioneller Anlage stimmen die Rücklauftemperaturen überein. Die Vorlauftemperatur für die Versorgung des Klimatisierungssystems ergibt sich aus der Mischung der Fluidströme. Werden die Wärmeerzeugungseinrichtungen seriell verschaltet, so erfolgt zunächst eine Erwärmung des Wärmeträgers von der Rücklauftemperatur bis zu einem Zwischenwert. Die weitere Erhitzung bis zur Vorlauftemperatur wird dann vom anderen System

---

bewirkt. Die Reihenfolge der seriellen Verschaltung ist für die jeweiligen Systeme anhand deren Empfindlichkeit gegenüber der Vor- oder der Rücklauftemperatur zu wählen. Der im Allgemeinen eingesetzte Pufferspeicher impliziert eine Parallelschaltung. Daher soll diese Konzeption hier Berücksichtigung finden. Die Wärmebereitstellung wird demgemäß als Summe monovalenter Erzeugung von Solarkollektor und konventionellem System verstanden. Die Einbindung von Kraft/Wärme-Kopplungseinrichtungen als Zusatzwärmeerzeuger ist wegen der unterschiedlichen Abhängigkeiten im Einzelfall kritisch zu hinterfragen /92/. In der vorliegenden Arbeit wurde ein konventioneller Gaskessel als Zusatzwärmeerzeuger angenommen.

Der Aufwand für das bivalente System besteht neben der zu installierenden Kollektorfläche im Primärenergieaufwand für die Zusatzwärmeerzeugung. Der Brennstoffaufwand des konventionellen Systems ist durch

$$(\dot{m}_B \cdot H_U)_{\text{konv}} = \frac{\dot{Q}_N - \dot{Q}_{N,S}}{\eta_{\text{konv}}} \quad (\text{Gl. 6.28})$$

gegeben. Hier wird deutlich, dass nur die Differenz zwischen Verbraucheranforderung und dem solar bereitzustellenden Wärmestrom zum Tragen kommt. Mit dem solaren Deckungsanteil

$$f_S = \frac{\dot{Q}_{N,S}}{\dot{Q}_N} = \frac{A_{\text{Koll}} \cdot \eta_{\text{Koll}} \cdot \dot{q}_{\text{Str}}}{\dot{Q}_N} \quad (\text{Gl. 6.29})$$

folgt für die Aufwandszahl

$$\Gamma_{\text{konv}} = \frac{(\dot{m}_B \cdot H_U)_{\text{konv}}}{\dot{Q}_N} = \frac{1 - f_S}{\eta_{\text{konv}}}$$

oder

$$\Gamma_{\text{konv}} = \frac{1 - \frac{A_{\text{Koll}} \cdot \eta_{\text{Koll}} \cdot \dot{q}_{\text{Str}}}{\dot{Q}_N}}{\eta_{\text{konv}}} \quad (\text{Gl. 6.30})$$

Für einen solaren Deckungsanteil von  $f_S = 1$ , wenn also der gesamte Wärmebedarf aus Solarthermie gedeckt werden kann, wird  $\Gamma_{\text{konv}}$  zu Null – es ist kein zusätzlicher Aufwand im konventionellen System erforderlich. Steht hingegen keine Solarenergie zur Verfügung, so muss die gesamte Wärmeenergie durch das konventionelle System bereitgestellt werden.

Unter Vorgabe der spezifischen installierten Kollektorfläche

$$a_{\text{inst}}^* := \frac{A_{\text{Koll}}}{\dot{Q}_N} \quad (\text{Gl. 6.31})$$

kann die Aufwandszahl für einen bestimmten Kollektor ( $\eta_{\text{Koll}} = f(\delta t)$ ) dargestellt werden. **Abb. 6.12** ist der Verlauf von  $\Gamma_{\text{konv}}$  für unterschiedliche solare Einstrahlungsdichten zu entnehmen. Dabei wurde ein Wirkungsgrad des konventionellen Wärmeerzeugungssystems von  $\eta_{\text{konv}} = 0,9$  angenommen. Die spezifische installierte Kollektorfläche  $a_{\text{inst}}^*$  wurde zwischen 3 und 5  $\text{m}^2/\text{kW}$  variiert. Es ist zu erkennen, dass die Aufwandszahl bis zu einer Grenztemperaturdifferenz bei Null liegt. In diesem Bereich kann die benötigte Wärmeenergie vollständig vom

Solarsystem bereitgestellt werden. Die Grenztemperaturdifferenz ist auch Abb. 6.11 zu entnehmen. Sie entspricht dem Schnittpunkt der Flächenaufwandszahl bei der jeweiligen Solarstrahlungsdichte mit dem Ordinatenabschnitt der spezifischen installierten Kollektorfläche. Beispielsweise liegt dieser Schnittpunkt für eine solare Einstrahlung von  $400 \text{ W/m}^2$  und einer installierten Kollektorfläche von  $5 \text{ m}^2/\text{kW}$  bei circa  $30 \text{ K}$ . Bei kleineren Temperaturdifferenzen ist die installierte Fläche größer als die zur Bedarfsdeckung erforderliche ( $\Gamma_A$ ). Größere Werte von  $\delta t$  erfordern zur vollständigen Bedarfsdeckung hingegen größere Kollektorflächen. Da die installierte Fläche in diesem Fall aber festgelegt ist, muss ein zusätzlicher Wärmestrom vom konventionellen System erzeugt werden.

Oberhalb der Grenztemperaturdifferenz (Abb. 6.12) steigt die Aufwandszahl progressiv an, bis bei der Stillstandstemperatur des betrachteten Kollektors schließlich der gesamte benötigte Wärmestrom vom Zusatzsystem erzeugt werden muss. Bei dem hier zugrunde gelegten Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{konv}} = 0,9$  folgt daraus eine Aufwandszahl von  $\Gamma_{\text{konv}} = 1,11$ .

Die Vergrößerung der spezifischen installierten Kollektorfläche resultiert in einem höheren solar erzeugten Nutzwärmestrom. Gleichzeitig wächst auch die Schwellentemperatur an. Allerdings bleibt die Stillstandstemperatur des vorliegenden Kollektors unverändert. Dies führt zu der erkennbaren Auffächerung der Linien konstanter spezifischer Kollektorfläche in Abb. 6.12.

Höhere Solarstrahlungsdichten resultieren in größeren solaren Erträgen verbunden mit höheren Stillstandstemperaturen des betrachteten Kollektors und verschieben die beschriebenen Kurvenverläufe zu größeren Temperaturdifferenzen.

Die dargestellten Zusammenhänge zeigen, dass auch bei der Verwendung von Solarenergie neben der Quantität der Wärmeanforderung für die Gebäudeklimatisierung auch deren Qualität, ausgedrückt durch das Temperaturniveau, von entscheidender Bedeutung für die Effizienz der Wärmebereitstellung ist.

## 7 Systembewertung

Zur Erzielung des Nutzens, der sich mit dem Anforderungsprofil an die Raumlufbedingungen gemäß Kapitel 2 und der Deckung des sich daraus infolge der auftretenden Störgrößen ergebenden Bedarfsvektors  $\vec{B}$  (Kapitel 3) beschreiben lässt, muss ein Aufwand durch technische Systeme geleistet werden (Kapitel 5 und 6). Sowohl der erzielte Nutzen als auch der dafür erforderliche Aufwand sind zu bewerten und gegenüberzustellen.

### 7.1 Nutzenanalyse

Wie bereits zuvor ausgeführt, ist der Nutzen des hier betrachteten technischen Gesamtsystems in der Einstellung und Aufrechterhaltung vorgegebener raumklimatischer Bedingungen gegeben, sofern sie vom technischen System beeinflusst werden können. Um einen behaglichen Aufenthalt von Personen sicherzustellen, müssen neben der Lufttemperatur insbesondere auch die Luftfeuchtigkeit und die Luftqualität zweckmäßig eingestellt werden. Bei vollständiger Kompensation der einwirkenden Störgrößen durch Transmissionswärmeströme, solaren Eintrag und innere Stoff- und Wärmelasten sowie Stoff- und Wärmeströme infolge des notwendigen Luftwechsels wird ein optimaler Raumlufzustand erreicht, dessen thermischer Anteil im  $h, x$ -Diagramm nach Mollier darstellbar ist. Dieser optimale Raumlufzustand ist dadurch charakterisiert, dass der Anteil der unzufriedenen Nutzer ein Minimum erreicht. Bei Unter- oder Überkompensation der einwirkenden Störgrößen weicht der sich einstellende Raumlufzustand von diesem Optimum ab – der Anteil der unzufriedenen Nutzer wächst.

Wenn unterschiedliche Klimatisierungskonzepte gegenübergestellt werden sollen, so kann dies nur dann sinnvoll erfolgen, wenn die beteiligten technischen Lösungen denselben Nutzen erzielen. Hierbei ist insbesondere die Deckung von sensiblen und latenten Kühllastanteilen zu hinterfragen, da Abweichungen von der Bedarfsanforderung zu einer Veränderung des Raumlufzustands führen.

Zur Beschreibung des Nutzens können die vom Klimatisierungssystem erzielten Wärmeströme herangezogen werden, sofern sie der Bedarfsanforderung entsprechen. Bei den hier betrachteten Lüftungssystemen wird der Wärmestrom zur Kompensation von Transmission, solarem Eintrag und inneren Lasten von dem Produkt aus gefördertem Luftmassenstrom und der Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft eintritt und Raumluf bestimmt (Abb. T4):

$$\dot{Q}_{\text{Raum}} = \dot{m}_L \cdot (h_{\text{Raum}} - h_{\text{zu}}). \quad (\text{Gl. 7.1})$$

Dabei wird vorausgesetzt, dass der Zustand der Zuluft am Eintritt in den zu klimatisierenden Raum dem von den Störgrößen aufgeprägten thermischen Bedarfskennwert genügt, der Bedarf also vollständig gedeckt werden kann.

Der Lüftungsnutzen der Anlage ist durch die Förderung und Konditionierung der Umgebungsluf bis auf den Raumlufzustand gegeben. Demzufolge kann unter Vernachlässigung parasitärer Energieaufwendungen der Wärmestrom zur Aufbereitung der Frischluf angegeben werden

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{FL} \cdot (h_U - h_{Raum}). \quad (\text{Gl. 7.2})$$

Er ergibt sich als Produkt aus erforderlichem Frischluftmassenstrom und Enthalpiedifferenz zwischen Umgebungsluft und Raumluft.

Der Gesamtnutzen des Klimatisierungssystems folgt aus der Summe dieser Wärmeströme

$$\dot{Q}_{N,K} = \dot{Q}_{Raum} + \dot{Q}_L. \quad (\text{Gl. 7.3})$$

Er beinhaltet die Nutzenanteile bezüglich der Temperatur, der Feuchtigkeit und der Raumluftqualität.

## 7.2 Aufwandsanalyse

Um die oben beschriebene Nutzenergie bereitzustellen, muss in einem technischen System ein investiver und energetischer Aufwand aufgebracht werden. Im Rahmen dieser Arbeit soll dem energetischen Aufwand in Form von Primärenergie  $\dot{E}_{PE}$  besonderes Augenmerk geschenkt werden.

Wegen der Fokussierung auf thermisch betriebene Klimatisierungssysteme wurde die Bereitstellung der Nutzenergie „Klimatisierung“ durch Aufwendung der Endenergie „Wärme“ eingehend untersucht. Die antreibende Wärmeenergie  $\dot{Q}_H$  kann auf unterschiedliche Weise bereitgestellt werden. Der primärenergetische Aufwand für die Klimatisierung hängt somit nicht nur vom Klimatisierungssystem selbst, sondern auch von der Wärmebereitstellung ab.

Für die Erzielung des Nutzenergiestroms im Klimatisierungssystem gilt

$$\dot{Q}_H = \frac{\dot{Q}_{N,K}}{COP}. \quad (\text{Gl. 7.4})$$

Mit steigender Effizienz der Energiewandlung in diesem System ist ein verringerter Heizenergiestrom erforderlich. Die Bereitstellung der Heizenergie lässt sich durch

$$\dot{E}_{PE} = \dot{Q}_H \cdot \Gamma \quad (\text{Gl. 7.5})$$

beschreiben.

Zur Charakterisierung des Aufwandes zur Erzielung eines bestimmten Nutzens wird in dieser Arbeit die Gesamtaufwandszahl  $\Gamma_{Ges}$  definiert. Sie beschreibt, wie groß der primärenergetische Aufwand zur Erzielung eines gemäß oben beschriebener Definition gegebenen Nutzens ist:

$$\Gamma_{Ges} = \frac{\dot{E}_{PE}}{\dot{Q}_{N,K}} = \frac{\Gamma}{COP}. \quad (\text{Gl. 7.6})$$

Hieraus wird die Verknüpfung von Wärmeerzeugung und Klimatisierungssystem deutlich. Nur ein optimales Zusammenwirken beider Systeme führt zu einer primärenergetisch sinnvollen Lösung.

---

In der Folge ist es möglich, die Gesamtaufwandszahl anhand von Bewertungsfaktoren gemäß zum Beispiel der Kohlendioxidemission oder des monetären Aufwandes zu gewichten. Somit stellt  $\Gamma_{\text{Ges}}$  ein zentrales und umfassendes Bewertungskriterium für die hier betrachteten Systeme dar.

### 7.3 Exemplarische Bestimmung der Gesamtaufwandszahl

Im Folgenden wird exemplarisch der Ablauf der Bestimmung der Gesamtaufwandszahl nach dem in dieser Arbeit vorgestellten Algorithmus aufgezeigt. Die Vielzahl der einflussnehmenden Parameter zwingt zu dieser beispielhaften Darstellung, die den grundsätzlichen Weg und die Komplexität der Vorgehensweise aufzeigen soll.

Als Basis-Bedarfsdaten für die exemplarische Berechnung werden Ergebnisse der Beispielrechnung der VDI-Richtlinie 2078 /42/ zugrunde gelegt. Für den Betriebsfall im Juli, 10 Uhr, ergeben sich dort die Bedarfskennwerte  $\gamma_{\text{th}}^* = 0,087 \frac{\text{g}}{\text{kJ}}$  und  $\gamma_{\text{L}} = 22,79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ . Zur Vereinfachung werden für die folgenden Betrachtungen Bedarfskennwerte von

$$\gamma_{\text{th}}^* = 0,1 \frac{\text{g}}{\text{kJ}}$$

und

$$\gamma_{\text{L}} = 20 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

angesetzt. Diese Kennwerte scheinen realistische Annahmen für einen möglichen Bedarf zu sein. Weiterhin werden für die maßgeblichen Einflussgrößen die Standardwerte der vorstehenden Parameteruntersuchungen verwendet.

#### 7.3.1 Klimatisierungssystem

Bei den hier betrachteten thermisch betriebenen Klimatisierungssystemen ist insbesondere zwischen dem Einsatz der Absorptionskältemaschine und der Sorptionsgestützten Klimatisierung zu unterscheiden. Bei Verwendung der Absorptionskältemaschine kann wie beschrieben zwischen Luftkonditionierungssystemen mit Umluftanteil und solchen mit Wärmerückgewinnung differenziert werden. Die Ausweitung der Betrachtung auf andere Systeme wie zum Beispiel Dampfstrahlkältemaschinen /93/ soll weiterführenden Arbeiten vorbehalten bleiben.

##### 7.3.1.1 Absorptionskältemaschine im Umluftsystem

Der von der Absorptionskältemaschine aufgenommene Wärmestrom stellt den Nutzen dieses Teilaggregates dar. Dieser aufgenommene Wärmestrom wird im Luftkonditionierungssystem für die Aufbereitung der Zuluft benutzt. Aus Abb. 5.2 geht die Effizienz der Kältemaschine in Abhängigkeit der Temperatur der Beheizung für unterschiedliche Rückkühltemperaturen hervor. Es kann in erster Näherung angenommen werden, dass die Rückkühltemperatur der Umgebungstemperatur entspricht, allerdings ist dies stark von der Art der Rückkühlung abhängig. Bei der in diesem Beispiel angesetzten Umgebungstemperatur von  $t_U = 27 \text{ °C}$  muss gemäß Abb. 5.2 für die Erreichung der maximalen Effizienz der Absorptionskältemaschine eine Heiztemperatur von

$t_H = 115\text{ °C}$  gewählt werden. Die Einstellung einer niedrigeren Heiztemperatur führt bei dieser Rückkühltemperatur zu einer sehr starken Nutzungsgradverringering. Im Einzelfall ist zu hinterfragen, ob diese Verringerung der Effizienz der Absorptionskältemaschine zugunsten einer erhöhten Effizienz der Wärmebereitstellung in Kauf genommen werden sollte. Der sich daraus ergebende Zielkonflikt muss unter den jeweiligen Randbedingungen gelöst werden.

Aus Abb. 5.3 folgt für eine Heiztemperatur von  $115\text{ °C}$  bei einer Rückkühltemperatur von  $27\text{ °C}$  eine Heizmittelauskühlung von  $\Delta t = 7\text{ K}$ . Daraus ergibt sich für die Vorlauftemperatur von  $t_{VL} = 115\text{ °C}$  eine Rücklauftemperatur von  $t_{RL} = 108\text{ °C}$ . Mit diesen Temperaturen wird die Absorptionskältemaschine unter den hier angenommenen Randbedingungen an das wärmeversorgende System angekoppelt. Die Kälteerzeugung erreicht dabei einen Nutzungsgrad von  $\text{COP} = 0,625$ .

Zur Deckung der hier angenommenen Bedarfskennwerte berechnet sich bei Verwendung des Umluftsystems eine Wiederaufheizung von  $\Theta = 0,37$  (Abb. 5.12). Dabei stellt sich eine Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumluft von  $\Delta h = 10,65\text{ kJ/kg}$  ein. Der einzustellende Frischluftanteil liegt bei  $\mu_{FL} = 0,53$  (Abb. 5.10 und Abb. 5.11). Der Nutzungsgrad der Luftbehandlung ergibt sich zu  $\text{COP}_{LB} = 0,77$ , was auch aus Abb. 5.13 abgelesen werden kann.

Die Effizienz der Umwandlung der in die Absorptionskältemaschine eingebrachten Wärmeleistung in die geforderte Klimatisierungsleistung ergibt sich als Produkt der aufgeführten Effizienzen zu  $\text{COP} = 0,48$ .

### 7.3.1.2 Absorptionskältemaschine mit Wärmerückgewinnung

Bei Einsatz der Luftkonditionierung mit Wärmerückgewinnung bleibt die Funktion der Absorptionskältemaschine unverändert. Im Luftbehandlungssystem muss bei der hier angenommenen Umgebungsluftfeuchtigkeit von  $x_U = 11\text{ g/kg}$  für die Deckung der angestrebten Bedarfskennwerte eine Wiederaufheizung von  $\Theta = 0,42$  erfolgen (Abb. 5.8). Dabei stellt sich eine Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumluft von  $\Delta h = 9,92\text{ kJ/kg}$  ein. Wie aus Abb. 5.9 ersichtlich ist, ergibt sich für diese Parameter ein Nutzungsgrad der Luftbehandlung von  $\text{COP}_{LB} = 0,65$ .

Analog zum Luftkonditionierungssystem mit Umluftanteil berechnet sich die Effizienz als Produkt des Nutzungsgrades der Kältemaschine und desjenigen der Luftbehandlung zu  $\text{COP} = 0,41$ .

### 7.3.1.3 Sorptionsgestützte Klimatisierung

Aus Abb. 5.19 geht hervor, dass der geforderte thermische Bedarfskennwert mit der Sorptionsgestützten Klimatisierung bei der hier angesetzten Umgebungsluftfeuchtigkeit von  $x_U = 11\text{ g/kg}$  über den gesamten betrachteten Bereich der Regenerationstemperaturen erreicht werden kann. Andere Randbedingungen können dazu führen, dass der Bereich möglicher Temperaturen der Regeneration eingeschränkt wird.

Wie aus Abb. 5.24 ersichtlich ist, fällt mit den hier angenommenen Parametern der Nutzungsgrad der Sorptionsgestützten Klimatisierung zu hohen Regenerationstemperaturen hin ab. Somit ist eine niedrige Temperatur der Beheizung anzustreben. Mit sinkender Regenerationstemperatur nimmt jedoch auch die nutzbare Enthalpiedifferenz ab (Abb. 5.22). Das führt dazu, dass zur Erbringung einer geforderten Kälteleistung ein immer größerer Massenstrom gefördert werden muss. Dies zieht eine Erhöhung der Druckverluste einerseits oder eine Steigerung der Anlagengröße und damit des Bauaufwandes andererseits nach sich. Im hier betrachteten Beispiel soll daher die Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumlufte bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung in derselben Größenordnung liegen wie bei den anderen Systemen, um eine möglichst gleichwertige Beurteilungsbasis zu schaffen. Wie in Abb. 5.20 zu erkennen ist, wird bei einer Regenerationstemperatur von  $60\text{ °C}$  eine Enthalpiedifferenz am Raumeintritt von  $\Delta h = 10,67\text{ kJ/kg}$  erreicht. Der zugehörige Nutzungsgrad beträgt  $\text{COP}_{\text{SGK}} = 0,78$  (Abb. 5.24).

Zur Bestimmung der Vor- und Rücklauftemperatur für die Beheizung der Sorptionsgestützten Klimatisierung wird angenommen, dass das optimale Wärmekapazitätsstromverhältnis von  $\kappa = 1$  eingehalten wird (Kapitel 5.2.3). Damit liegt die erforderliche Vorlauftemperatur um den Betrag  $\delta$  über der Regenerationstemperatur. Für  $\delta = 10\text{ K}$  ergibt sich die Vorlauftemperatur zu  $t_{\text{VL}} = 70\text{ °C}$ . Gleichermaßen liegt die Rücklauftemperatur des Heizsystems um den Betrag  $\delta$  über der Eintrittstemperatur der Abluft in den Wärmeübertrager ( $t_7$ ). Somit ergibt sich die Rücklauftemperatur im hier betrachteten Beispielfall zu  $t_{\text{RL}} = 49\text{ °C}$ .

### 7.3.2 Wärmebereitstellung

Nachdem vorstehend die Effizienzen der Umwandlung der Antriebswärmeleistung in den Klimatisierungsnutzen für den betrachteten Beispielfall quantifiziert wurden, sollen im Folgenden die Effizienzen der Wärmebereitstellung bestimmt werden.

#### 7.3.2.1 Gasturbine

Wie aus Abb. 6.4 hervorgeht, nimmt mit steigender Rücklauftemperatur des Heizsystems der Nutzungsanteil des von der Gasturbinenanlage bereitgestellten Abwärmestroms ab. Dadurch ergibt sich bei einer Gasturbinenausstrittstemperatur von  $t_{\text{GT,aus}} = 550\text{ °C}$  für die Absorptionskältemaschine ein Nutzungsanteil von  $\psi = 0,79$ , während für die Sorptionsgestützte Klimatisierung wegen der niedrigeren Rücklauftemperatur ein Wert von  $\psi = 0,90$  erreicht wird.

Diese Nutzungsanteile führen beim Kraft/Wärme-Kopplungssystem ohne Eingriff in den Kraftprozess zu Aufwandszahlen gemäß Abb. 6.2. Wird ein elektrischer Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage von  $\eta_{\text{el}} = 30\%$  angenommen, so folgt zur Wärmebereitstellung für die Absorptionskältemaschine eine Aufwandszahl von  $\Gamma_{\text{KWK}} = 0,78$ , bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung gilt  $\Gamma_{\text{KWK}} = 0,69$ .

Der Aufwand für die Wärmebereitstellung zur Versorgung des Sorptionsgestützten Klimatisierungssystems ist demzufolge bei Verwendung einer Gasturbinenanlage wegen der niedrigeren Rücklauftemperatur geringer als zur Versorgung einer Absorptionskältemaschine.

### 7.3.2.2 Motor

Wegen der hohen Rücklauftemperatur des Wärmeträgers zur Beheizung der Absorptionskältemaschine kann bei normalgekühlten motorischen Systemen der Kühlwasserwärmestrom nicht genutzt werden (Abb. 6.6). Auch bei Einstellung der niedrigsten möglichen Heiztemperatur für die Absorptionskältemaschine bei der hier angesetzten Rückkühltemperatur ist eine Nutzung des Kühlwasserwärmestroms des motorischen Systems nicht möglich. Daher ist die getroffene Annahme der hohen Heiztemperatur gerechtfertigt, da sie zu dem maximalen Nutzungsgrad der Kälteerzeugung im betrachteten Fall führt. Demgemäß errechnet sich mit den hier betrachteten Parametern bei einem Rauchgaswärmeanteil von  $v_{RG} = 0,60$  ein Nutzungsanteil von  $\psi = 0,46$ . Bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung kann der Kühlwasserwärmestrom wegen der niedrigen Vor- und Rücklauftemperaturen vollständig genutzt werden. Dadurch berechnet sich der Nutzungsanteil in diesem Fall zu  $\psi = 0,92$ .

Daraus leiten sich gemäß Abb. 6.2 mit einem elektrischen Wirkungsgrad des motorischen Kraft/Wärme-Kopplungssystems von  $\eta_{el} = 40\%$  Aufwandszahlen von  $\Gamma_{KWK} = 0,80$  (AKM) beziehungsweise  $\Gamma_{KWK} = 0,40$  (SGK) ab.

Demzufolge ist für die Wärmebereitstellung zur Beheizung der einstufigen Absorptionskältemaschine mit dem hier angenommenen motorischen KWK-System ein Primärenergieaufwand aufzubringen, der um den Faktor zwei über demjenigen für die Beheizung der Sorptionsgestützten Klimatisierung liegt.

### 7.3.2.3 Kondensationsentnahmeturbine

Bei der Wärmeauskopplung aus der Kondensationsentnahmeturbine wird die Aufwandszahl von der geforderten Vorlauftemperatur bestimmt. Wird ein elektrischer Wirkungsgrad des Referenzkraftwerks von  $\eta_{Ref} = 50\%$  angenommen, so folgt für die Aufwandszahl der Wärmebereitstellung zur Beheizung der einstufigen Absorptionskältemaschine mit der Heiztemperatur  $t_H = 115\text{ °C}$  ein Wert von  $\Gamma_{KET} = 0,35$  (Abb. 6.9).

Für die Vorlauftemperatur von  $t_{VL} = 70\text{ °C}$ , die zur Erreichung der Regenerationstemperatur bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung im betrachteten Fall aufgebracht werden muss, ergibt sich eine Aufwandszahl von  $\Gamma_{KET} = 0,18$ .

Hier zeigt sich der starke Einfluss der Vorlauftemperatur auf den notwendigen Aufwand bei der Kondensationsentnahmeturbine.

### 7.3.2.4 Solarthermie

Zur Bestimmung der Aufwandszahlen für die Wärmebereitstellung unter Verwendung von Solarthermie wird eine spezifische Einstrahlung von  $\dot{q}_{Str} = 600\text{ W/m}^2$  und eine installierte spezifische Kollektorfläche von  $a_{inst} = 4\text{ m}^2/\text{kW}$  zugrunde gelegt. Die maßgebliche Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung wird näherungsweise als Differenz zwischen dem arithmetischen Mittel aus Vor- und Rücklauftemperatur und der Umgebungstemperatur

berechnet. Für die hier betrachtete Absorptionskältemaschine folgt somit eine Temperaturdifferenz von  $\delta t = 84,5$  K. Die Wärmebereitstellung für die Sorptionsgestützte Klimatisierung führt zu einer Temperaturdifferenz von  $\delta t = 33$  K.

Zur Erreichung der hohen Vorlauftemperatur für die Absorptionskältemaschine ist insbesondere bei niedrigen spezifischen Einstrahlungen der Einsatz von Vakuumröhrenkollektoren unumgänglich. Neben den signifikant höheren Investitionskosten gegenüber Flachkollektoren weisen diese auch ein verändertes Wirkungsgradverhalten auf. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dennoch in beiden Fällen dasselbe Kollektorverhalten angenommen, um die wärmetechnischen Zusammenhänge deutlicher darstellen zu können.

Wie aus Abb. 6.12 ersichtlich, kann für die geringe Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung von  $\delta t = 33$  K bei den hier angenommenen Parametern der gesamte erforderliche Wärmestrom von der Solaranlage bereitgestellt werden. Somit ist kein zusätzlicher Energieaufwand erforderlich; es gilt:  $\Gamma_{\text{Konv}} = 0$ . Bei der hohen Temperaturdifferenz, die sich beim Betrieb der einstufigen Absorptionskältemaschine einstellt, ist hingegen der Einsatz eines Zusatzwärmeversorgungssystems notwendig. Hier ergibt sich mit den beschriebenen Parametern eine Aufwandszahl von  $\Gamma_{\text{Konv}} = 0,77$ .

Während die Sorptionsgestützte Klimatisierung unter den an dieser Stelle angesetzten Randbedingungen ohne den Einsatz eines zusätzlichen Wärmeerzeugers vollständig von der Solarthermieanlage versorgt werden kann, ist beim Einsatz der einstufigen Absorptionskältemaschine ein erheblicher Zusatzaufwand zu leisten.

### 7.3.3 Diskussion der Ergebnisse

Die Gesamtaufwandszahl  $\Gamma_{\text{Ges}}$  kann als Quotient aus der Aufwandszahl für die Wärmebereitstellung und dem Nutzungsgrad der Umwandlung dieses Wärmeenergiestroms in den Klimatisierungsnutzen berechnet werden. Sie beschreibt, welche Primärenergie – zum Beispiel durch die Verbrennung fossiler Energieträger – aufgewandt werden muss, um die geforderte Klimatisierung zu erreichen.

**Abb. 7.1** gibt einen Überblick über die aus oben beschriebenem Berechnungsbeispiel resultierenden Gesamtaufwandszahlen für die betrachteten Wärmeerzeugungssysteme in den verschiedenen Klimatisierungsvarianten. Zusätzlich zum dargestellten Beispiel sind die Ergebnisse für eine höhere und eine niedrigere Umgebungsluftfeuchtigkeit angegeben. Bei einer Variation der Feuchtigkeit der Umgebungsluft bleiben die Bedarfskennwerte gleich, da die sensiblen Wärmeströme und die inneren Feuchtelasten unverändert sind. Lediglich die Funktionsweise der Klimatisierungssysteme und der erzielte Lüftungsnutzen weichen vom ursprünglichen Zustand ab.

Als Vergleichsmaßstab sind die Aufwandszahlen für die Klimatisierung bei monovalenter Wärmeerzeugung in einem Kessel dargestellt. Es zeigt sich, dass sowohl die Kraft/Wärme-Kopplungssysteme als auch die Solarthermienutzung im hier betrachteten Fall primär-energetische Vorteile gegenüber der reinen Wärmeerzeugung im Kessel haben. Der vergleichs-

weise hohe Primärenergieaufwand der Kombination von Kessel und thermisch betriebenen Klimatisierungssystemen legt nahe, dass eine Vorteilhaftigkeit der thermischen Systeme gegenüber der Klimatisierung mit Kompressionskältemaschinen beim Einsatz eines monovalenten Kessels nicht erreicht werden kann.

Grundsätzlich ist zu erkennen, dass die Sorptionsgestützte Klimatisierung wegen des höheren Nutzungsgrades der Luftkonditionierung und der niedrigeren Vor- und Rücklauftemperaturen der Beheizung unter den betrachteten Randbedingungen immer signifikant niedrigere Aufwandszahlen aufweist.

Bei den Systemen mit Absorptionskältemaschine (I und II) fällt auf, dass mit steigender Umgebungsluftfeuchtigkeit größere Aufwandzahlen einhergehen. Da die Rückkühltemperatur der Kältemaschine als unabhängig von der Feuchtigkeit der Umgebungsluft angenommen wurde, ist dies auf die Veränderung des Nutzungsgrades der Luftkonditionierung zurückzuführen. Durch eine veränderte Wasserbeladung der Luft am Eintritt in das System ergeben sich zur Deckung der geforderten Bedarfskennwerte unterschiedliche Wiederaufheizungen. Dadurch verschiebt sich auch der einzustellende beziehungsweise nutzbare Frischluftanteil. Während das Umluftsystem nur geringfügig von einer Veränderung der Umgebungsluftfeuchtigkeit betroffen ist, sind die Auswirkungen auf des Wärmerückgewinnungssystem deutlich ausgeprägt.

Bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung ist der Einfluss der Wasserbeladung der Umgebungsluft diffiziler. Hierbei kommt zum Tragen, dass der Nutzungsgrad der Klimatisierung mit steigender Umgebungsluftfeuchtigkeit anwächst. Gleichzeitig ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Regenerationstemperatur für die angestellten Betrachtungen so angepasst wurde, dass sich eine zum System mit Kältemaschine vergleichbare Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Raumluft ergibt. Dadurch stellen sich auch unterschiedliche Vor- und Rücklauftemperaturen im Beheizungssystem ein, was die wärmeerzeugenden Anlagen auf unterschiedliche Weise beeinflusst, so dass sich für Kessel, Gasturbine und Motor bei der mittleren Umgebungsluftfeuchtigkeit ein Minimum der Aufwandzahl für die Sorptionsgestützte Klimatisierung einstellt.

Beim Vergleich der Kraft/Wärme-Kopplungssysteme ohne Eingriff in den Kraftprozess fällt auf, dass sich – für die hier zugrunde gelegten Randbedingungen – die Gesamtaufwandszahlen bei Verwendung eines Klimatisierungssystem mit Absorptionskältemaschine nur wenig unterscheiden. Wird jedoch die Sorptionsgestützte Klimatisierung eingesetzt, so erreichen die Aufwandzahlen bei Verschaltung mit einem motorischen System wegen der Möglichkeit der Nutzung des Kühlwasserwärmestroms deutlich niedrigere Werte als bei Verwendung einer Gasturbinenanlage.

Durch die Wärmebereitstellung in einer Kondensationsentnahmeturbine werden sowohl bei Verwendung der Absorptionskältemaschine als auch beim Einsatz der Sorptionsgestützten Klimatisierung die niedrigsten Gesamtaufwandszahlen erreicht. Die Kondensationsentnahmeturbine impliziert als zentrales Kraft/Wärme-Kopplungssystem den Einsatz der Fernwärmetechnologie. Für die angestellten Beispieluntersuchungen wurden Leitungsverluste, die neben

dem Temperaturniveau des Wärmetransports insbesondere auch von der Transportentfernung bestimmt werden, nicht berücksichtigt.

Wird die Solarthermie zur Wärmebereitstellung für die Beheizung der Absorptionskältemaschine verwandt, so werden – mit den hier angesetzten Parametern – Aufwandszahlen für die Zusatzwärmeerzeugung erreicht, die in der Größenordnung der Wärmeerzeugung mit Gasturbine oder Motor liegen. Dies ist darin begründet, dass wegen der hohen Vor- und Rücklauftemperatur zur Beheizung der Kältemaschine der Wirkungsgrad des betrachteten Solarkollektors gering ist, so dass mit der installierten Kollektorfläche nur ein kleiner Teil der benötigten Antriebswärmeleistung aufgebracht werden kann. Die verbleibende Wärmeenergie muss in einem Zusatzsystem – dafür ist ein Gaskessel angenommen – bereitgestellt werden.

Bei der Kombination von Solarkollektor und Sorptionsgestützter Klimatisierung kann im betrachteten Fall wegen der niedrigen Temperaturen für die Beheizung die gesamte Antriebswärmeenergie vom Kollektor aufgebracht werden. Somit ist kein zusätzlicher Aufwand erforderlich.

Diese in Abb. 7.1 aufgezeigten Gesamtaufwandszahlen stellen das Ergebnis der Berechnungen für eine ganz bestimmte Kombination von Randbedingungen dar. Neben den Bedarfskennwerten und den Umgebungsbedingungen gehen dabei auch die Raumlufbedingungen ein. Anlagenspezifische Kenngrößen wie die Gasturbinenaustrittstemperatur oder der Anteil des Rauchgaswärmestroms bei motorischen Systemen sowie externe Parameter wie zum Beispiel der Referenzkraftwerkswirkungsgrad sind von signifikanter Bedeutung.

Für eine eingehende Analyse der möglichen Anlagenkombinationen ist eine detaillierte Betrachtung des spezifischen Einzelfalls über einen längeren Zeitraum erforderlich. Die Veränderung der Umgebungsbedingungen wie auch des Bedarfsprofils im Jahresverlauf führt dazu, dass nur bei Untersuchung aller möglicher Betriebszustände und deren Häufigkeit eine umfassende Aussage über die Effizienz einer gewählten Anlagenkombination getroffen werden kann.

Ferner ist zu untersuchen, ob eine Veränderung des Raumlufzustands, der durch eine nicht exakte Deckung der Bedarfskennwerte hervorgerufen wird, toleriert werden kann, wenn dies zu einer signifikanten Verringerung des erforderlichen Aufwandes führt. Dadurch wird der Nutzen des Klimatisierungssystems verringert – das Behaglichkeitsgefühl kann beeinträchtigt werden. Die Entscheidung, ob diese Einschränkung in Kauf genommen wird, um den erforderlichen Aufwand merklich zu verringern, ist im spezifischen Einzelfall zu treffen.

### 8 Zusammenfassung

Der Mensch stellt für einen behaglichen Aufenthalt bestimmte Anforderungen an seine Umgebung. Das Wohlbefinden kann sich nur dann einstellen, wenn die essenziellen physiologischen Vorgänge unbeeinträchtigt ablaufen können. Dazu sind neben der Temperatur vor allem die Luftfeuchtigkeit und die Luftqualität zu beachten. Eine Verminderung des Behaglichkeitsgefühls führt zu einer Abnahme der Konzentrationsfähigkeit und damit der Produktivität sowie zu einem Anstieg der Unfallhäufigkeit.

Die durch lebensnotwendige Stoffwechselfvorgänge im menschlichen Körper freigesetzte Wärmeenergie muss zur Aufrechterhaltung einer konstanten Körpertemperatur stetig an die Umgebung abgeführt werden. Dies kann durch Wärmeleitung, Konvektion oder Strahlung sowie durch Verdunstung von Wasser erfolgen. Zur sensiblen Wärmeabfuhr ist eine ausreichende Temperaturdifferenz zwischen Körperoberfläche und umgebender Luft beziehungsweise den umgebenden Oberflächen einzuhalten. Für die Sicherstellung der Verdunstung darf die relative Feuchtigkeit der Luft nicht zu hoch werden. Die Luftqualität, die sich in erster Näherung durch die Kohlendioxidkonzentration beschreiben lässt, hat vor allem mittelbaren Einfluss auf das Behaglichkeitsempfinden. Neben dem Kohlendioxidgehalt können weitere Schad- oder Geruchsstoffe beeinträchtigend wirken. Um einen angenehmen Aufenthalt von Menschen zu gewährleisten, müssen alle diese Parameter zweckmäßig eingestellt werden. Dabei sind die wechselseitigen Abhängigkeiten im subjektiven Behaglichkeitsempfinden zu beachten.

Über die Bilanzgrenze von Gebäuden treten Wärmeströme durch Transmission, solaren Eintrag, innere Wärmegewinne sowie Lüftung. Gleichzeitig sind Stoffströme durch endogene Freisetzen und Luftwechsel zu beobachten. Diese Wärme- und Stoffströme nehmen Einfluss auf den Zustand der Raumluft. Neben den nicht zu verändernden Umgebungsbedingungen sind die auftretenden Wärme- und Stoffströme in erster Linie von der Nutzung des Gebäudes und den daraus resultierenden Randbedingungen abhängig.

Die vektorielle Darstellung dieser Störgrößen, mit der Summe der sensiblen Wärmeströme und den Stoffströmen der maßgeblichen Komponenten als Koordinaten, ermöglicht eine analytische Beschreibung der Zusammenhänge. Der auftretende Störgrößenvektor bewirkt eine Veränderung der Bedingungen im Gebäude entlang der aufgespannten Koordinaten. So führt zum Beispiel ein sensibler Wärmeeintrag durch Transmission zu einer Temperaturerhöhung, während eine innere Kohlendioxidfreisetzung durch Personen zu einer CO<sub>2</sub>-Anreicherung und damit zu einer Luftqualitätsverminderung führt.

Um konstante Raumbedingungen aufrechtzuerhalten, die dem Zielbereich der Behaglichkeitsanforderungen entsprechen, muss der Störgrößenvektor kompensiert werden. Somit entsteht durch die Anforderungen des Menschen an seine Umgebung ein Klimatisierungsbedarf, der durch einen Bedarfsvektor beschrieben werden kann. Die Richtung des Bedarfsvektors entlang der Koordinaten Temperatur, Luftfeuchtigkeit und Luftqualität kann durch die in dieser Arbeit eingeführten Bedarfskennwerte ausgedrückt werden. Dabei gibt der thermische Bedarfskennwert

$\gamma_{th}$  das Verhältnis von Feuchtigkeits- und Temperaturanforderung wieder. Der Lüftungsbedarfskennwert  $\gamma_L$  beschreibt die Summe des thermischen Klimatisierungsbedarfs im Verhältnis zur Lüftungsfunktion.

Die vollständige Kompensation dieses Störgrößenvektors entlang aller Koordinaten erfordert den Einsatz eines technischen Systems, das in der Lage sein muss, die geforderten Klimatisierungsfunktionen bereitzustellen. Der erzielte Deckungsvektor soll dem Bedarfsvektor entsprechen. Kühldeckensysteme sind wegen der Beschränkung auf die Beeinflussung der Raumtemperatur nicht geeignet, eine umfassende Klimatisierung zu erzielen. Für die Abfuhr von inneren Feuchtigkeitslasten sowie zur Erreichung eines Luftwechsels ist die Verwendung von Lüftungsanlagen zweckmäßig. Durch die Konditionierung der Zuluft kann der geforderte Deckungsvektor eingestellt werden. Mit den eingeführten Bedarfskennwerten ist es möglich, die Anforderungen an die Luftkonditionierung zu beschreiben.

Als thermisch betriebene Luftbehandlungssysteme werden konventionell Anlagen mit Absorptionskältemaschine eingesetzt. Der Nutzungsgrad der Umwandlung der Endenergie „Wärme“ in den Nutzen „Klimatisierung“ wird dabei von den Teilschritten der Kälteerzeugung und der Luftkonditionierung bestimmt. Dieser Nutzungsgrad kann anhand des Systemverhaltens in Abhängigkeit der Bedarfskennwerte ermittelt werden.

Bei Verwendung der Sorptionsgestützten Klimatisierung ist keine Kältemaschine erforderlich. Die Effizienz der Umwandlung der zugeführten Heizwärme in den Klimatisierungsnutzen kann aufbauend auf der in dieser Arbeit durchgeführten Anlagensimulation als Funktion der Bedarfskennwerte bestimmt werden. Ein Vergleich der Systeme ist damit noch nicht möglich. Zwar stimmt der Nutzen der Anlagen in gewissen Grenzen überein, der zuzuführende Wärmestrom ist jedoch ohne Bewertung der Qualität der Wärme nicht vergleichbar.

Für die Wärmebereitstellung können unterschiedliche Konzeptionen gewählt werden. Ökonomisch wie ökologisch sinnvolle Lösungen können dabei Kraft/Wärme-Kopplungsanlagen oder die Verwendung von Solarthermie sein. Zur Bewertung der Wärmeerzeugung wurde die Aufwandszahl  $\Gamma$  eingeführt. Sie beschreibt, welcher Primärenergieaufwand für die Bereitstellung der Endenergie „Wärme“ aufzubringen ist.

Zur Bestimmung der Aufwandszahl ist bei einem KWK-System ohne Eingriff in den Kraftprozess die Kenntnis des genutzten Wärmeanteils am Gesamtabwärmestrom ( $\psi$ ) erforderlich. Dieser Wärmeanteil ist bei Gasturbinenanlagen eine Funktion der Rücklauftemperatur des Wärmeträgers. Im Fall von motorischen KWK-Anlagen hat zusätzlich die Vorlauftemperatur Einfluss.

Soll zum Antrieb des Klimatisierungssystems eine bestimmte Wärmeleistung erbracht werden, so folgt daraus – abhängig vom nutzbaren Wärmeanteil  $\psi$  – eine elektrische Leistung  $P_{el}$ , die das KWK-System erbringt. Diese elektrische Leistung substituiert die Stromeinspeisung eines Referenzkraftwerks. Aus der Differenz der elektrischen Wirkungsgrade zwischen dem Kraft/Wärme-Kopplungssystem und dem Referenzkraftwerk kann die Aufwandszahl für die Wärmebereitstellung abgeleitet werden.

Wenn der Heizwärmestrom aus einer Kondensationsentnahmeturbine ausgekoppelt wird, führt die damit verbundene Teildampfentnahme zu einer Stromeinbuße. Diese Mindereinspeisung der Dampfturbine muss durch ein Referenzkraftwerk kompensiert werden. Für die zusätzliche Stromeinspeisung muss ein Primärenergieaufwand aufgebracht werden, der vom elektrischen Wirkungsgrad des Referenzkraftwerks bestimmt wird. Die Stromeinbuße in der Kondensationsentnahmeturbine hängt vom Entnahmedruck ab. Dieser wird von der Vorlauftemperatur des Wärmeträgers vorgegeben. Somit hängt die Aufwandszahl in diesem Fall von der erforderlichen Heiztemperatur des Klimatisierungssystems und vom Referenzkraftwerkswirkungsgrad ab.

Soll der Heizwärmestrom für die Gebäudeklimatisierung in einer solarthermischen Anlage erzeugt werden, so ist das Wirkungsgradverhalten der Solarkollektoren zu betrachten. Es ist zwischen einer monovalenten und einer bivalenten Versorgungsstruktur zu differenzieren. Im ersteren Fall muss das Kollektorsystem so groß bemessen sein, dass der gesamte geforderte Heizwärmestrom bereitgestellt wird. Bei der bivalenten Fahrweise wird nur ein Teil der Heizenergie solarthermisch erzeugt, während der Rest von einer additionalen Anlage bereitzustellen ist. Für dieses Zusatzsystem fällt ein Primärenergieaufwand an, der sich in einer Aufwandszahl darstellen lässt. Da der Wirkungsgrad von Solarkollektoren von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung bestimmt wird, sind sowohl Vor- als auch Rücklauf-temperatur maßgebend. Damit haben beide Temperaturen Einfluss auf den anfallenden Wärmestrom und auf den zusätzlich durch ein redundantes System zu deckenden Anteil. Daher bestimmen beide Temperaturen sowie die installierte Kollektorfläche und die Effizienz des Zusatzsystems die Aufwandszahl der solarthermischen Wärmebereitstellung.

Die Aufwandszahl beschreibt die Umwandlung von Primärenergie in die Endenergie „Wärme“. Die weitere Umwandlung dieser Endenergie in den Klimatisierungsnutzen wird von der Effizienz des Klimatisierungssystems bestimmt. Durch die in dieser Arbeit eingeführte Gesamtaufwandszahl ist es möglich, den erforderlichen Aufwand zur Erreichung eines bestimmten Klimatisierungsziels unter Berücksichtigung der gesamten Prozesskette zu charakterisieren. Zur Ermittlung dieser Gesamtaufwandszahl ist die Kenntnis der maßgeblichen Randbedingungen und des Systemverhaltens der beteiligten Anlagen erforderlich. Zur Bewertung unterschiedlicher Konzeptionen ist wegen der kontinuierlich veränderlichen Randbedingungen des Bedarfs und der Umgebungszustände die Betrachtung einer längeren Periode erforderlich. Mit den hier dargestellten Zusammenhängen wurde ein Weg aufgezeigt, solche Bewertungen vorzunehmen, um zu ökonomisch und ökologisch sinnvollen Gesamtlösungen zu gelangen.

## 9 Literaturverzeichnis

- /1/ Höpfe, P.; Martinac, I.: Indoor climate and air quality. Review of current and future topics in the field of ISB study group 10. International Journal of Biometeorology, Bd. 42 (1998) Heft 1, S. 1-7
- /2/ Heß, R.: Energieeinsparung durch Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung? BWK Brennstoff Wärme Kraft, Bd. 54 (2002) Heft 11, S. 46-47
- /3/ Henning, H.-M.; Hindenburg, C.: Sonnenenergie für die Gebäudeklimatisierung. Sonnenenergie, Bd. 24 (1999) Heft 1, S. 28-31
- /4/ Henning, H.-M.: Solare Klimatisierung von Gebäuden. Solar 2002, 6. Internationales Symposium für Sonnenenergienutzung, Gleisdorf, 2002
- /5/ N. N.: DIN 1946, Teil 2. Raumluftechnik – Gesundheitstechnische Anforderungen. Deutsches Institut für Normung e. V., Beuth Verlag, 1994
- /6/ Wargocki, P.; Wyon, D. P.; Fanger, P. O.: Productivity is affected by the air quality in offices. Proceedings of Healthy Buildings, Bd. 1 (2000), S. 635-640
- /7/ Baumann, D.; Diekmann, M.: Modifizierte Effizienzbewertung thermisch angetriebener Klimatisierungssysteme. Euroheat & Power - Fernwärme International, Bd. 29 (2000) Heft 8/9, S. 29-35
- /8/ Henning, H.-M.; Scheuble, K.; Glaser, H.; Wölfle, D.: Solare Kälteerzeugung mit Adsorptionskältemaschine. Elfte Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, Regensburg, 2001
- /9/ Baumann, D.; Diekmann, M.; Gietzelt, M.: Erzeugung, Transport und Speicherung von Kälte für die Gebäudeklimatisierung. Euroheat & Power - Fernwärme International, Bd. 27 (1998) Heft 9, S. 18-27
- /10/ Dannecker, R.; Franzke, U.; Pilz, T.: Möglichkeiten und Notwendigkeit der Luftentfeuchtung im Gewächshaus. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 38 (2002) Heft 8, S. 377-382
- /11/ Fanger, P. O.: Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering. Krieger, Malabar, Florida, 1982
- /12/ Beckert, J.; Mechel, F. P.; Lamprecht, H.-O.: Gesundes Wohnen. Wechselbeziehungen zwischen Mensch und gebauter Umwelt. Beton-Verlag, Düsseldorf, 1986
- /13/ Frank, W.: Raumklima und Thermische Behaglichkeit. Literaturlauswertung. Berlin, Verlag Wilhelm Ernst & Sohn, 1975
- /14/ Clements-Croome, D.; Baizhan, L.: Productivity and indoor environment. Proceedings of Healthy Buildings, Bd. 1 (2000), S. 629-634

- /15/ Hannula, M.; Niemelä, R.; Rautio, S.; Reijula, K.: The effect of indoor climate on productivity. Proceedings of Healthy Buildings, Bd. 1 (2000), S. 659-664
- /16/ Fanger, P. O.: Menschliche Anforderungen an zukünftig zu klimatisierende Umgebungen. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 36 (2000) Heft 3, S. 114-119
- /17/ N. N.: DIN EN 28996. Ergonomie. Bestimmung der Wärmeerzeugung im menschlichen Körper. Deutsches Institut für Normung e. V., Beuth Verlag, Dezember 1993
- /18/ Kügler, H.: Medizin-Meteorologie nach den Wetterphasen. J. F. Lehmanns Verlag, München, 1972
- /19/ Merker, G. P.; Eiglmeier, C.: Fluid- und Wärmetransport, Wärmeübertragung. Teubner, Stuttgart u. a. 1999
- /20/ Baehr, H.-D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Springer Verlag, Berlin, 3. Auflage, 1998
- /21/ Reinders, H.: Mensch und Klima. Klima Klimaphysiologie Klimatechnik. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1969
- /22/ N. N.: ISO 9920. Ergonomie des Umgebungsklimas - Schätzung der thermischen Isolation und des Verdunstungswiderstandes einer Bekleidungskombination. Verein Deutscher Ingenieure, März 1995
- /23/ Mayer, E.; Conrad, W.: Untersuchung der thermischen Behaglichkeit bei Quellüftung und Flächenkühlung. Teilvorhaben 2 des Verbundprojekts: menschengerechte Raumklimatisierung durch Quellüftung und Flächenkühlung. Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Holzkirchen, 1995
- /24/ Steimle, F.: Feuchte als Behaglichkeitskomponente. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 30 (1994) Heft 2, S. 66-68
- /25/ McIntyre, D. A.; Griffiths, I. D.: Subjective Responses to Atmospheric Humidity. Environmental Research, Bd. 9 (1975) Heft 1, S. 66-75
- /26/ Reske, M.: Einfluss der Raumströmung auf die lokale Feuchtigkeitsabgabe am Auge. Hermann-Rietschel-Colloquium, HLH, Bd. 53 (2002) Heft 8, S. 29-30
- /27/ Emenius, G.; Korsgaard, J.; Wickman, M.: Window pane condensation and high indoor vapour contribution – markers of an unhealthy indoor climate? Clinical and Experimental Allergy, Bd. 30 (2000) Heft 3, S. 418-425
- /28/ Faust, V. (Hrsg.): Wetter - Klima - menschliche Gesundheit. Hippokrates Verlag, Stuttgart, 1986
- /29/ Baehr, H.-D.: Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen. Springer Verlag, Berlin, 11. Auflage, 2002
- /30/ N. N.: Innenraumluftqualität. BIA-Report, Sankt Augustin, 1995

- /31/ Loewer, H.: Lüftungstechnik. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe, 1980
- /32/ Kempfski, D. von: Olfaktorische Behaglichkeit – ein neuer Ansatz für die empfundene Raumluftqualität. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 39 (2003) Heft 2, S. 76-82
- /33/ Fitzner, K.: Olfaktorische Bestimmung der Luftqualität in Innenräumen. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 37 (2001) Heft 6, S. 262-266
- /34/ Wetzel, R.: Neues Mischgas-Sensorsystem für bedarfsgeregelte Lüftungssysteme. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 38 (2002) Heft 10, S. 493-498
- /35/ Böttcher, O.: Einfluss von Temperatur und Feuchte auf die Wahrnehmung von Geruchsstoffen. HLH, Bd. 54 (2003) Heft 1, S. 35-37
- /36/ Berglund, L. G.: Comfort and Humidity. ASHRAE Journal, Bd. 40 (1998) Heft 8, Seite 35-41
- /37/ N. N.: DIN EN ISO 7730. Ermittlung des PMV und des PPD und Beschreibung der Bedingungen für thermische Behaglichkeit. Deutsches Institut für Normung e. V., Beuth Verlag, September 1995
- /38/ Keck, T.; Leiacker, R.; Lindemann, J.; Rettinger, G.; Kühnemann, S.: Endonasales Temperatur- und Feuchteprofil nach Exposition zu verschiedenen klimatisierter Einatemluft. HNO, Bd. 49 (2001) Heft 5, S. 372-377
- /39/ Döge, K.: Behaglichkeitssensor. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 38 (2002) Heft 10, S. 485-491
- /40/ Gietzelt, M.: Gebäudeenergiemanagement. Vorlesung, Institut für Energietechnik, Universität Hannover, 2002/2003
- /41/ Adam, J.: Heiz- und Lüftungskonzept für besseres Raumklima und Energieeinsparung (Teil 1). TAB Technik am Bau, Bd. 30 (1999) Heft 7, S. 49-52
- /42/ N. N.: VDI 2078. Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume. Verein Deutscher Ingenieure, Juli 1996
- /43/ N. N.: Energieeinsparverordnung 2002. Broschüre zum EnEV-Internet-Angebot der Deutschen Energie-Agentur GmbH, November 2002
- /44/ Petzold, K.: Strahlungslast in verglasten Räumen. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 36 (2000) Heft 2, S. 77-81
- /45/ Kleemann, M.; Meliß, M.: Regenerative Energiequellen. Springer, Berlin, 2. Auflage, 1993
- /46/ N. N.: Meteorologischer Datensatz TRY, Testreferenzjahr von Hannover, Deutscher Wetterdienst, Offenbach, 1997

- /47/ N. N.: DIN 67507. Lichttransmissionsgrade, Strahlungstransmissionsgrade und Gesamtenergiedurchlaßgrade von Verglasungen. Deutsches Institut für Normung e. V., Beuth Verlag, Juli 1980
- /48/ Recknagel, H. (Hrsg.): Taschenbuch für Heizung- und Klimatechnik. Hrsg. von Schramek, E.-R., Verlag R. Oldenbourg, München/Wien, 71. Auflage, 2003
- /49/ Botzenhart, K.; Müller, H. E.; Strubelt, O.: Innenraum-Luftverunreinigungen: Chemie, Physiologie, Hygiene, Medizin und Toxikologie. Expert-Verlag, Renningen, 2001
- /50/ Reinmuth, F.: Raumluftechnik. Kamprath-Reihe, Vogel Fachbuch, Würzburg, 1996
- /51/ Fanger, P. O.: Introduction of the olf and the decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors. Energy and Buildings, (1988) Heft 12, S. 1-6
- /52/ N. N.: VDI 3804. Raumluftechnische Anlagen für Bürogebäude. Verein Deutscher Ingenieure, Oktober 1994
- /53/ N. N.: VDI 6022, Blatt 1. Hygienische Anforderungen an Raumluftechnische Anlagen Büro- und Versammlungsräume. Verein Deutscher Ingenieure, Juli 1998
- /54/ Bonfert, O.-R.: Zuluftqualität in Abhängigkeit der hygienischen Wartung von RLT-Anlagen. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 35 (1999) Heft 12, S. 632-634
- /55/ Niebergall, W.: Handbuch der Kältetechnik - Band 7: Sorptions-Kältemaschinen. Springer Verlag, Berlin, 1981
- /56/ Drescher, M.; Franke, H.: Kälte durch Wärme. Technische Rundschau Sulzer, Bd. 74 (1992) Heft 2, S. 15-22
- /57/ Gietzelt, M. et al.: Kälte aus Wärme – eine wärmetechnische Analyse. Euroheat & Power - Fernwärme International, Bd. 25 (1996) Heft 4/5, S. 230-244
- /58/ Richter, L.: Anpassung standortgerechter Sorptionskälteanlagen. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 36 (2000) Heft 8, S. 361-365
- /59/ Gassel, A.: Die Adsorptionskälteanlage - Betriebserfahrungen und thermodynamische Berechnung. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 34 (1998) Heft 8, S. 380-384
- /60/ N. N.: Ab-Sorption Machines For Heating and Cooling in Future Energy Systems. Final report from Annex 24 of the IEA Heat Pump Programme. IEA Heat Pump Centre, Sittard, 2000
- /61/ Kruse, H.: Skriptum zur Vorlesung: Klimaanlage. Universität Hannover, 1995
- /62/ Heinrich, J.: Energieeinsparungen durch sorptionsgestützte lufttechnische Anlagen. DKV-Tagungsbericht 1999, Arbeitsabteilung II.1, Band II.1, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V., Stuttgart, 1999, S. 61-78

- /63/ Boltendahl, U.; Paul, J.: Energiesparende Raumklimatisierung mit hohem Außenluftanteil. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 36 (2000) Heft 9, S. 424-427
- /64/ Busweiler, U.: Kühlung durch Luftentfeuchtung und adiabate Verdunstungskühlung. Klimatisieren ohne Kältemaschine. CCI, Bd. 25 (1991) Heft 6, S. 50-54
- /65/ Biel, S.; Röben, J.: Anforderung an die sorptionsgestützte Klimatisierung. Abschlussbericht des BMBF-Forschungsvorhabens Sorptive Entfeuchtung und Temperaturabsenkung bei der Klimatisierung, Forschungsbericht Band B, Univ.-GH, Institut für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik, Essen, 1997
- /66/ Gruler, M.: Sorptionsgestützte Klimatisierung (DEC-Technik) - ausgeführte Anlagen und deren Komponenten. Dresdner Kolloquium: Solare Klimatisierung, Dresden, 2000
- /67/ Henning, H.-M.: Chancen der solaren Klimatisierung. Dresdner Kolloquium: Solare Klimatisierung, Dresden, 2000
- /68/ Hagenbruch: Realisierung der SGK im Alsenblock Berlin. Dresdner Kolloquium: Solare Klimatisierung, Dresden, 2000
- /69/ Lävemann, E.; W. Schölkopf: Solare Klimatisierung eines Bürohauses in Amberg mit einem offenen Sorptionssystem und Bauteilkühlung mit Brunnenwasser. Elfes Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, Regensburg, 2001, S. 150-155
- /70/ Pennington, N. A.: Humidity Changer for Air Conditioning. US Patent, 1955
- /71/ Franzke, U.: Sorptionsregenerator - Hauptbaustein des SGK-Systems. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 35 (1999) Heft 12, S. 628-631
- /72/ Lindholm, T.: Evaporative and Desiccant Cooling Techniques: Feasibility When Applied to Air Conditioning. Chalmers University of Technology, Göteborg, 2000
- /73/ Collier, R. K.; Novosel, D.; Worek, W. M.: Performance Analysis of Open-Cycle Desiccant Cooling Systems. ASHRAE Transactions, Vol. 96 (1990), S. 1262-1267
- /74/ Lävemann, E.: Solar Desiccant Cooling Systems. Workshop des Forschungsverbund Sonnenenergie: Solar Sorptive Cooling, 1997, S. 131-139
- /75/ Gietzelt, M.: Prozesse der Energieversorgung. Vorlesung, Institut für Energietechnik Universität Hannover, 2002/2003
- /76/ Gietzelt, M.: Dezentrale Energieversorgungssysteme. Vorlesung, Institut für Energietechnik, Universität Hannover, 2002
- /77/ Kruhl, J.: Beitrag zur energiewirtschaftlichen Bewertung des Brennstoffzelleneinsatzes in der Gebäudeenergieversorgung. Dissertation, Universität Hannover, 1999
- /78/ Senne, T.: Beitrag zur energietechnischen Bewertung von Mikrogasturbinen ( $\leq 200 \text{ kW}_{el}$ ). Studienarbeit, Universität Hannover, 2001
-

- /79/ N. N.: VDI 4661. Energiekennwerte Definitionen - Begriffe - Methodik. Verein Deutscher Ingenieure, Oktober 2000
- /80/ Strauß, K.: Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, regenerativer und nuklearer Energiequellen. Springer Verlag, Berlin, 4. Auflage, 1998
- /81/ Feldmann, H.: Parameterstudien zur gekoppelten Erzeugung von Elektrizität, Wärme und Kälte auf der Basis von Gasmotoren und Absorptionskältemaschinen. Studienarbeit, Universität Hannover, 2003
- /82/ Postel, D.: Beitrag zur Auslegung von Blockheizkraftwerken mit heißgekühlten Dieselmotoren. Dissertation, Universität Hannover, 1994
- /83/ Fischer, F.: Aspekte der Auslegung und des Betriebs auf die Bewertung des Koppelproduktes Wärme in Gas- und Dampfturbinen-Heizkraftwerken. Dissertation, Universität Hannover, 2000
- /84/ N. N.: Solare Klimatisierung. BINE-Info Nr. 3, Juni 1998
- /85/ Hindenburg, C.; Henning, H.-M.: Systemlösungen und Regelungskonzepte von Solarunterstützten Klimatisierungssystemen. HLH, Bd. 53 (2002) Heft 6, S. 83-90
- /86/ Wolkenhauer, H.; Albers, J.: Systemlösungen und Regelungskonzepte von solarunterstützten Klimatisierungssystemen. HLH, Bd. 52 (2001) Heft 12, S. 41-49
- /87/ Gietzelt, M.: Regenerative Energien. Vorlesung, Institut für Energietechnik, Universität Hannover, 2003
- /88/ Duffie, J. A.; Beckman, W. A.: Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley, New York u.a., 1980
- /89/ Rommel, M.; Lustig, K.; Pitz-Paal, R.: Stand der Technik und neue Entwicklungen bei thermischen Solaranlagen. Tagung: Solarthermie. Auslegung, Anwendung, Technische Regeln, VDI-Bericht Nr. 1584, Düsseldorf, 2001
- /90/ Sillmann, R.; Rockendorf, G.: Meß- und verfahrenstechnische Unsicherheiten bei Leistungsprüfungen an Sonnenkollektoren. Elftes Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, Regensburg, 2001, S. 256-262
- /91/ N. N.: DIN EN 12975. Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren. Teil 2: Prüfverfahren. Deutsches Institut für Normung e. V., Beuth Verlag, Dezember 2002
- /92/ Jungbluth, C.-R.: Wärmetechnische Analyse des Energieerzeugungssystems „Blockheizkraftwerk/Solarkollektor“ unter Berücksichtigung von Wärme- und Kälteverbräuchern. Dissertation, Universität Hannover, 1996
- /93/ Khattab, N. M.; Barakat, M. H.: Modeling the design and performance characteristics of solar steam-jet cooling for comfort air conditioning. Solar Energy, Bd. 73 (2002) Heft 4, S. 257-267
-

- /94/ Biel, S.; Röben, J.: Prozeßkühlung bei der sorptiven Luftentfeuchtung. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 37 (2001) Heft 5, S. 212-216
- /95/ Holmberg, R. B.: Combined Heat and Mass Transfer in Regenerators with Hygroscopic Materials. Journal of Heat Transfer, Bd. 101 (1979), S. 205-210
- /96/ Schultz, K. J.: Rotary Desiccant Dehumidifiers. Dissertation, University of Wisconsin, Madison, 1987
- /97/ Jurinak, J. J.; Mitchell, J.: Effect of Matrix Properties on the Performance of a Counterflow Rotary Dehumidifier. Transactions of the ASME, Bd. 106 (1984), S. 638-645
- /98/ Gutermuth, W.: Untersuchung der gekoppelten Wärme- und Stoffübertragung in Sorptionsregeneratoren. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1980
- /99/ Mathiprakasam, B.; Lavan, Z.: Performance Predictions for Adiabatic Desiccant Dehumidifiers Using Linear Solutions. Journal of Solar Energy Engineering, Bd. 102 (1980), S. 73-79
- /100/ Waugaman, D. G.; Kettleborough, C. F.: Functional Relationships for Predicting Rotating Desiccant Wheel Performance in Cooling Cycles. Solar Engineering 1988, Proceedings of the 10. Annual ASME Conference, April 1988, Denver, Colorado, 1988, S. 135-138
- /101/ Dreher, E.: Feuchtaustausch rotierender Wärmerückgewinner. KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 32 (1996) Heft 1, Seite 23-27
- /102/ Franzke, U.: Ein Beitrag zum Wärme- und Stoffaustausch in rotierenden Speicher-materialien. Dissertation, Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, 1989
- /103/ N. N.: Kältemaschinenregeln: Berechnungsunterlagen und Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen. 7. Auflage, Verlag C. F. Müller, Karlsruhe, 1981

## 10 Tabellen- und Bildunterschriften

### Tabellenunterschriften

- Tab. 2.1: Bekleidungsäquivalent unterschiedlicher Bekleidungsstandards  
Tab. 2.2: Zulässige Werte der Strahlungstemperatur-Asymmetrie

### Bildunterschriften

- Abb. 2.1: Wärmestrombilanz des menschlichen Körpers in Abhängigkeit der Temperatur seiner Umgebung nach /48/  
Abb. 2.2: Zulässige Bereiche der operativen Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach /5/  
Abb. 2.3: Behaglichkeitskennfeld nach /5/ im h, x-Diagramm  
  
Abb. 3.1: Transmissionswärmestrom in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  
Abb. 3.2: Globalstrahlungsintensität im Jahresverlauf nach /46/  
Abb. 3.3: Globalstrahlungsintensität in Korrelation zur Umgebungstemperatur  
Abb. 3.4: Über Temperaturklassen gemittelte Globalstrahlungsintensität  
Abb. 3.5: Wärmeströme durch Transmission, innere Gewinne und solaren Eintrag in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  
Abb. 3.6: Lüftungswärmestrom in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur unter Berücksichtigung einer Wärmerückgewinnung  
Abb. 3.7: Relative Umgebungsluftfeuchtigkeit im Jahresverlauf nach /46/  
Abb. 3.8: Relative Umgebungsluftfeuchtigkeit in Korrelation zur Umgebungstemperatur  
Abb. 3.9: Wasserbeladung der Umgebungsluft im Jahresverlauf nach /46/  
Abb. 3.10: Wasserbeladung der Umgebungsluft in Korrelation zur Umgebungstemperatur  
Abb. 3.11: Enthalpie der Umgebungsluft in Korrelation zur Umgebungstemperatur  
Abb. 3.12: Matrix der thermischen Gebäudeenergiebilanz  
  
Abb. 4.1: Vektorielle Darstellung der Temperatur- und Feuchtigkeitsbeeinflussung durch einen Luftwechsel  
Abb. 4.2: Geometrische Orte möglicher Lufteintrittszustände zur Deckung vorgegebener thermischer Bedarfskennwerte

- Abb. 5.1: Funktionsweise von Absorptionskältemaschinen nach /103/
- Abb. 5.2: Nutzungsgrad einer einstufigen Absorptionskältemaschine als Funktion der Heiztemperatur /57/
- Abb. 5.3: Abkühlspanne des Heizmittels einer einstufigen Absorptionskältemaschine als Funktion der Heiztemperatur /57/
- Abb. 5.4: Prozessverlauf des Klimatisierungssystems mit Kältemaschine und Wärmerückgewinnung
- Abb. 5.5: Enthalpiedifferenzen in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen beim Luftbehandlungssystem mit Wärmerückgewinnung
- Abb. 5.6: Prozessverlauf des Klimatisierungssystems mit Kältemaschine und Umluftbeimischung
- Abb. 5.7: Enthalpiedifferenzen in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen beim Luftbehandlungssystem mit Umluftbeimischung
- Abb. 5.8: Veränderung der Enthalpiedifferenz zwischen Raumluft und Zuluft sowie des zu deckenden thermischen Bedarfskennwertes durch Wiederaufheizung beim Klimatisierungssystem mit Wärmerückgewinnung
- Abb. 5.9: Nutzungsgrad der Luftbehandlung mit Wärmerückgewinnung als Funktion der Wiederaufheizung
- Abb. 5.10: Einzustellender Frischluftanteil beim Umluftsystem
- Abb. 5.11: Zu deckender thermischer Bedarfskennwert beim Luftbehandlungssystem mit Umluftanteil
- Abb. 5.12: Veränderung der Enthalpiedifferenz zwischen Raumluft und Zuluft sowie des zu deckenden thermischen Bedarfskennwertes durch Wiederaufheizung beim Luftbehandlungssystem mit Umluftanteil
- Abb. 5.13: Nutzungsgrad der Luftbehandlung als Funktion der Wiederaufheizung beim Luftbehandlungssystem mit Umluftanteil
- Abb. 5.14: Prozessverlauf der Sorptionsgestützten Klimatisierung im h, x-Diagramm
- Abb. 5.15: Prozessverlauf der Sorptionsgestützten Klimatisierung mit erhöhter Regenerationstemperatur im h, x-Diagramm
- Abb. 5.16: Prozessverlauf der Sorptionsgestützten Klimatisierung mit verringerter Umgebungsluftfeuchtigkeit im h, x-Diagramm
- Abb. 5.17: Einfluss von Regenerationstemperatur und Umgebungsluftfeuchtigkeit auf den Luftzustand am Austritt des Wärmerückgewinners
- Abb. 5.18: Einfluss von Regenerationstemperatur und Umgebungsluftfeuchtigkeit auf den erreichbaren Zuluftzustand
-

- Abb. 5.19: Zu deckende thermische Bedarfskennwerte bei Einsatz der Sorptionsgestützten Klimatisierung
- Abb. 5.20: Enthalpiedifferenz zwischen Raumluft und Zuluft bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung
- Abb. 5.21: Nutzbarer Frischluftanteil bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung
- Abb. 5.22: Nutzbare Enthalpiedifferenz bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung
- Abb. 5.23: Enthalpiedifferenz zur Erreichung der Regenerationstemperatur
- Abb. 5.24: Nutzungsgrad der Sorptionsgestützten Klimatisierung als Funktion der Regenerationstemperatur
- Abb. 5.25: Vor- und Rücklauftemperaturen der Wärmezufuhr für die Sorptionsgestützte Klimatisierung
- 
- Abb. 6.1: Aufwandszahl in Abhängigkeit des nutzbaren Wärmeanteils für KWK-Systeme ohne Eingriff in den Kraftprozess
- Abb. 6.2: Aufwandszahl in Abhängigkeit des nutzbaren Wärmeanteils für unterschiedliche elektrische Wirkungsgrade des KWK-Systems ohne Eingriff in den Kraftprozess
- Abb. 6.3: Rauchgasabkühlung beim Gasturbinenprozess
- Abb. 6.4: Einfluss der Rücklauftemperatur auf die Wärmenutzung bei Gasturbinenanlagen
- Abb. 6.5: Auskopplung von Rauchgas- und Kühlwasserwärmeströmen aus motorischen KWK-Systemen mit Variation der Rücklauftemperatur
- Abb. 6.6: Einfluss der Rücklauftemperatur auf die Wärmeausnutzung bei motorischen Systemen
- Abb. 6.7: Einfluss der Vorlauftemperatur auf die Wärmeausnutzung bei motorischen Systemen
- Abb. 6.8: Qualitative Darstellung des  $h, s$ -Diagramms für einen Dampfkraftprozess mit Teilstromentnahme
- Abb. 6.9: Aufwandszahl für die Wärmeauskopplung aus einer Kondensationsentnahmeturbine
- Abb. 6.10: Exemplarischer Verlauf des Kollektorwirkungsgrades über der Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung
- Abb. 6.11: Flächenaufwandszahl für die monovalente Wärmebereitstellung aus einem Solarkollektor gemäß Abb. 6.10
- Abb. 6.12: Aufwandszahl für die Wärmebereitstellung aus einem Solarkollektor gemäß Abb. 6.10 mit zusätzlicher Wärmeerzeugung in einem Heizkessel im Parallelbetrieb
- Abb. 7.1: Gesamtaufwandszahl unterschiedlicher Klimatisierungskonzepte für exemplarische Betriebspunkte
-

**Textbildunterschriften**

- Abb. T1: Schematische Darstellung der Wärmestrombilanz eines Gebäudes
- Abb. T2: Schematisches Schaltschema einer Wärmerückgewinnungseinrichtung
- Abb. T3: Störgrößenvektor im dreidimensionalen Koordinatensystem
- Abb. T4: Schematische Darstellung der Klimatisierung mit Lüftungssystem
- Abb. T5: Schematische Darstellung der Luftkonditionierung mit Kältemaschine und Wärmerückgewinnung
- Abb. T6: Schematische Darstellung der Luftkonditionierung mit Kältemaschine und Umluftanteil
- Abb. T7: Schematische Darstellung der Sorptionsgestützten Klimatisierung
- Abb. T8: Heizwärmeübertrager im  $t, \dot{Q}$ -Diagramm
- Abb. T9: Energiebilanz eines Kraft/Wärme-Kopplungssystems
- Abb. T10: Energieflussbild eines KWK-Systems ohne Eingriff in den Kraftprozess
- Abb. T11: Exemplarische Darstellung von Sorptionsisothermen

**Bildanhang**

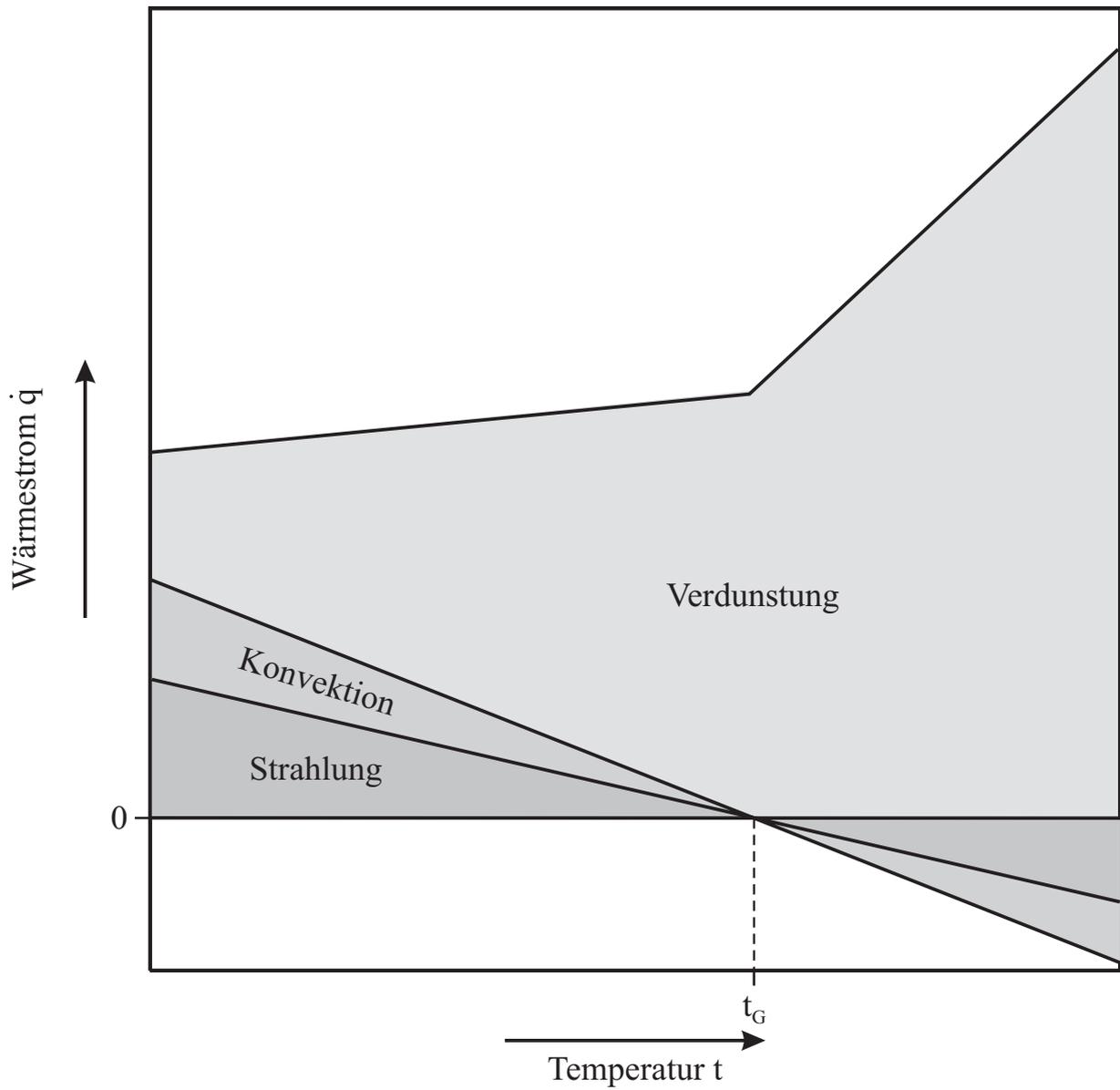


Abb. 2.1: Wärmestrombilanz des menschlichen Körpers in Abhängigkeit der Temperatur seiner Umgebung nach /48/

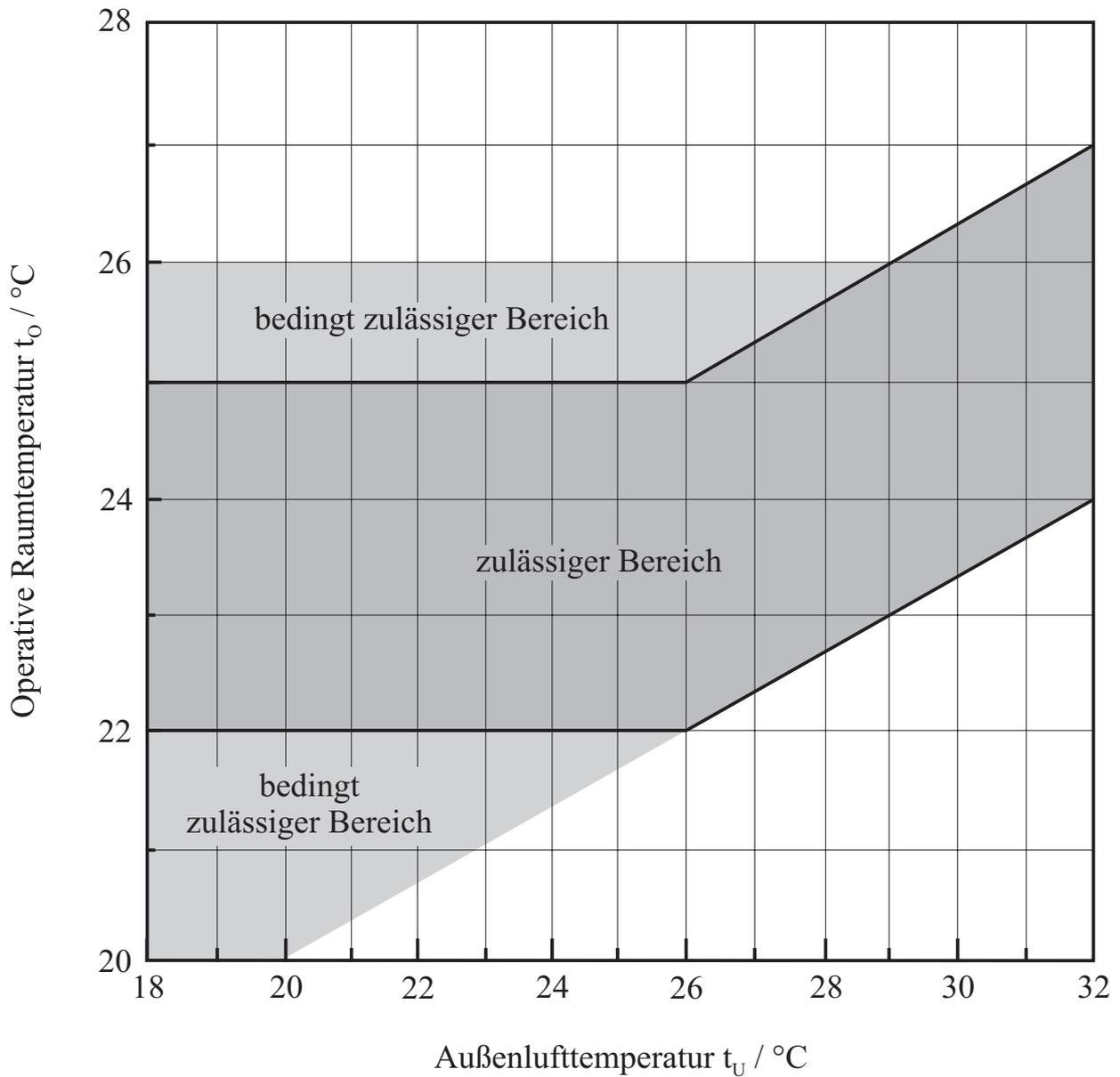


Abb. 2.2: Zulässige Bereiche der operativen Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach /5/

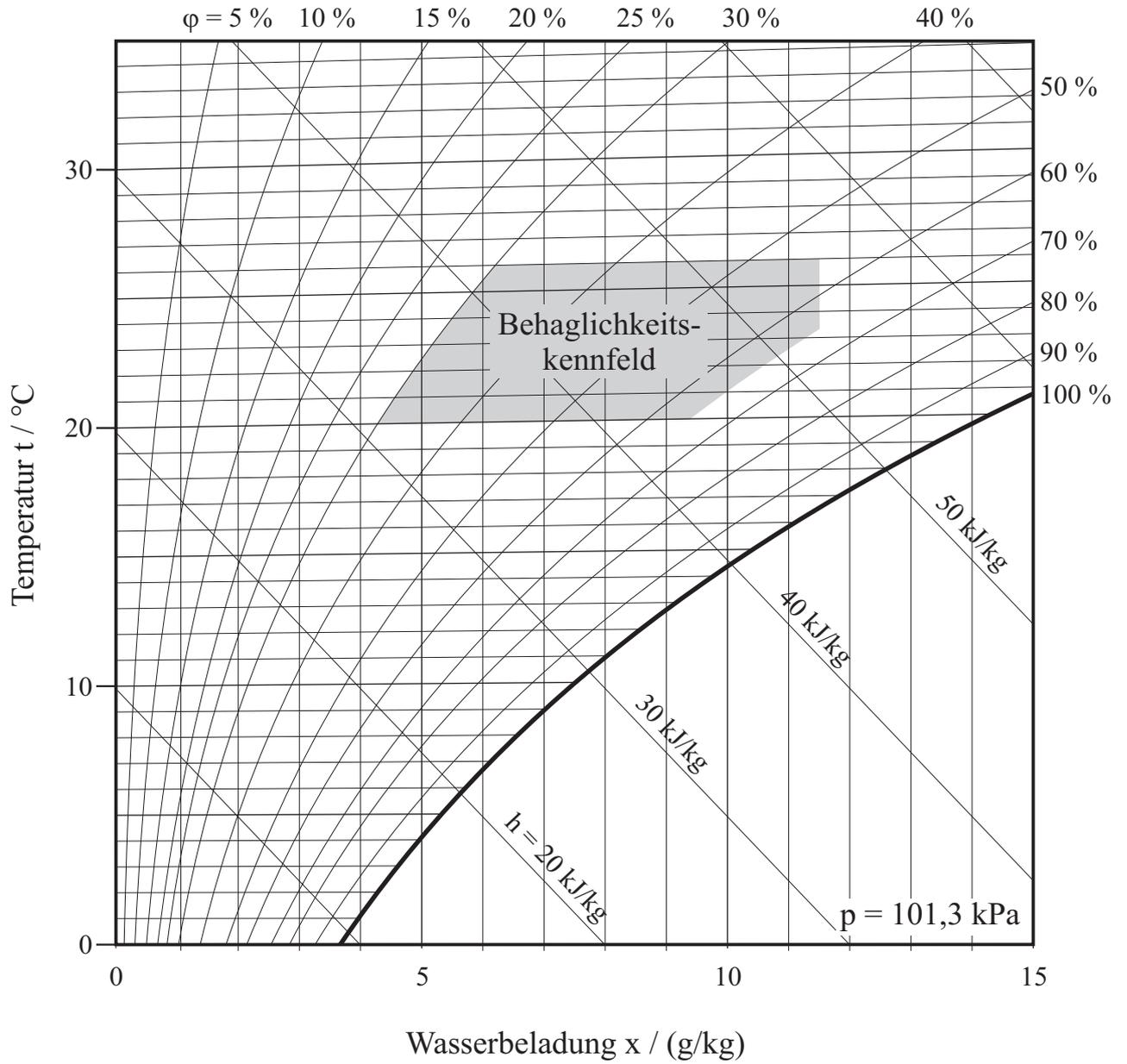


Abb. 2.3: Behaglichkeitskennfeld nach /5/ im  $h, x$ -Diagramm

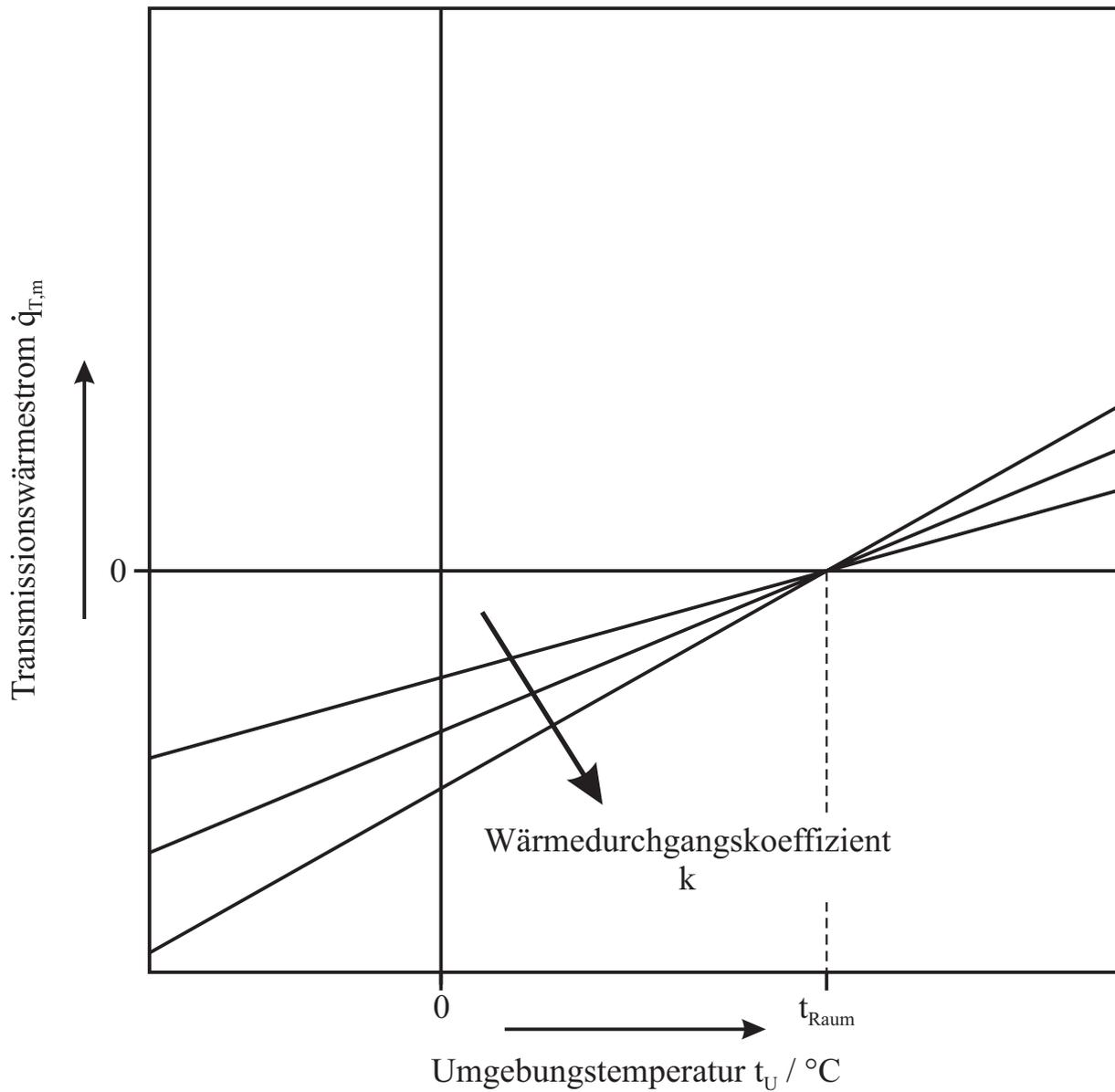


Abb. 3.1: Transmissionswärmestrom in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

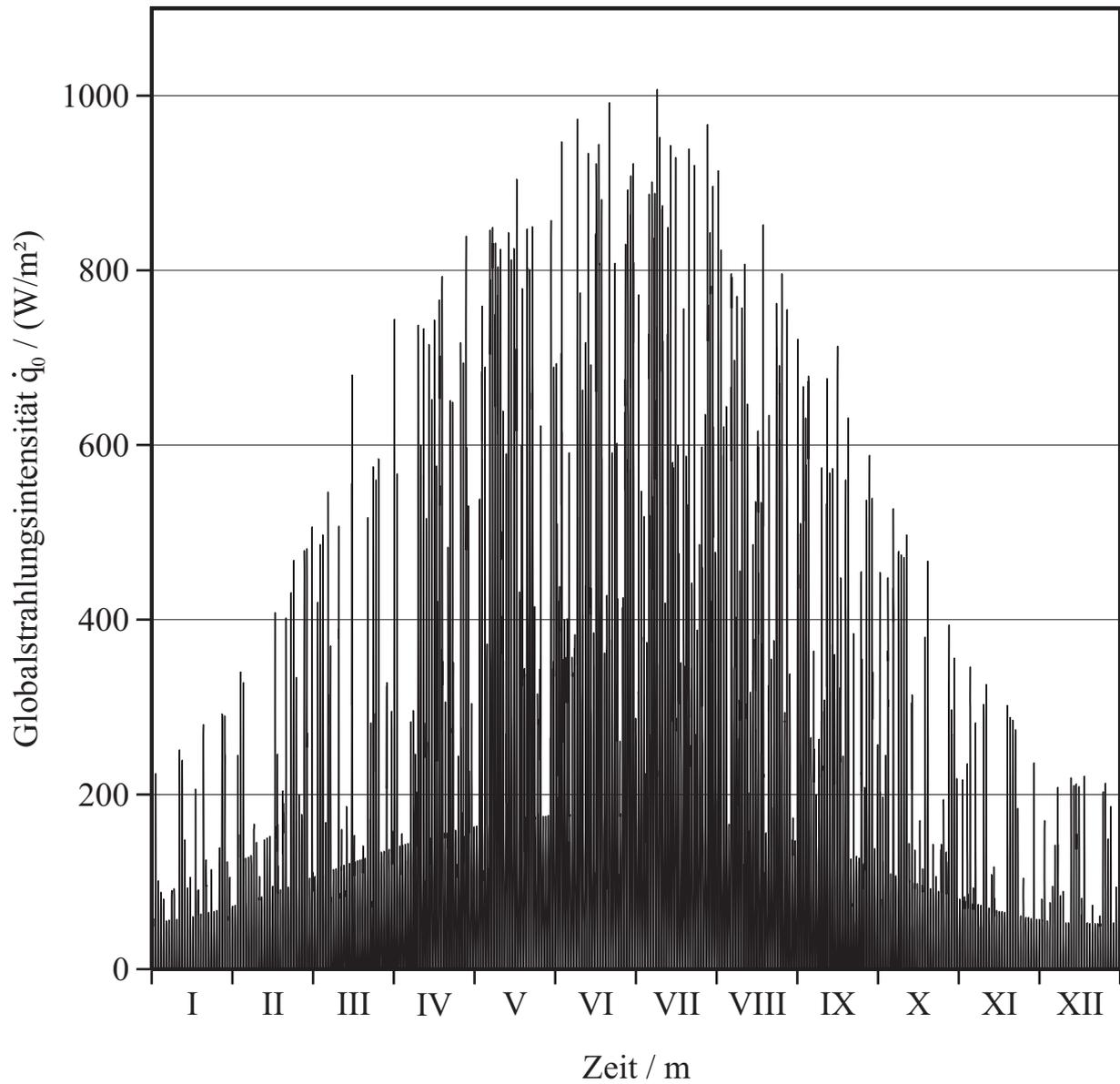


Abb. 3.2: Globalstrahlungsintensität im Jahresverlauf nach /46/

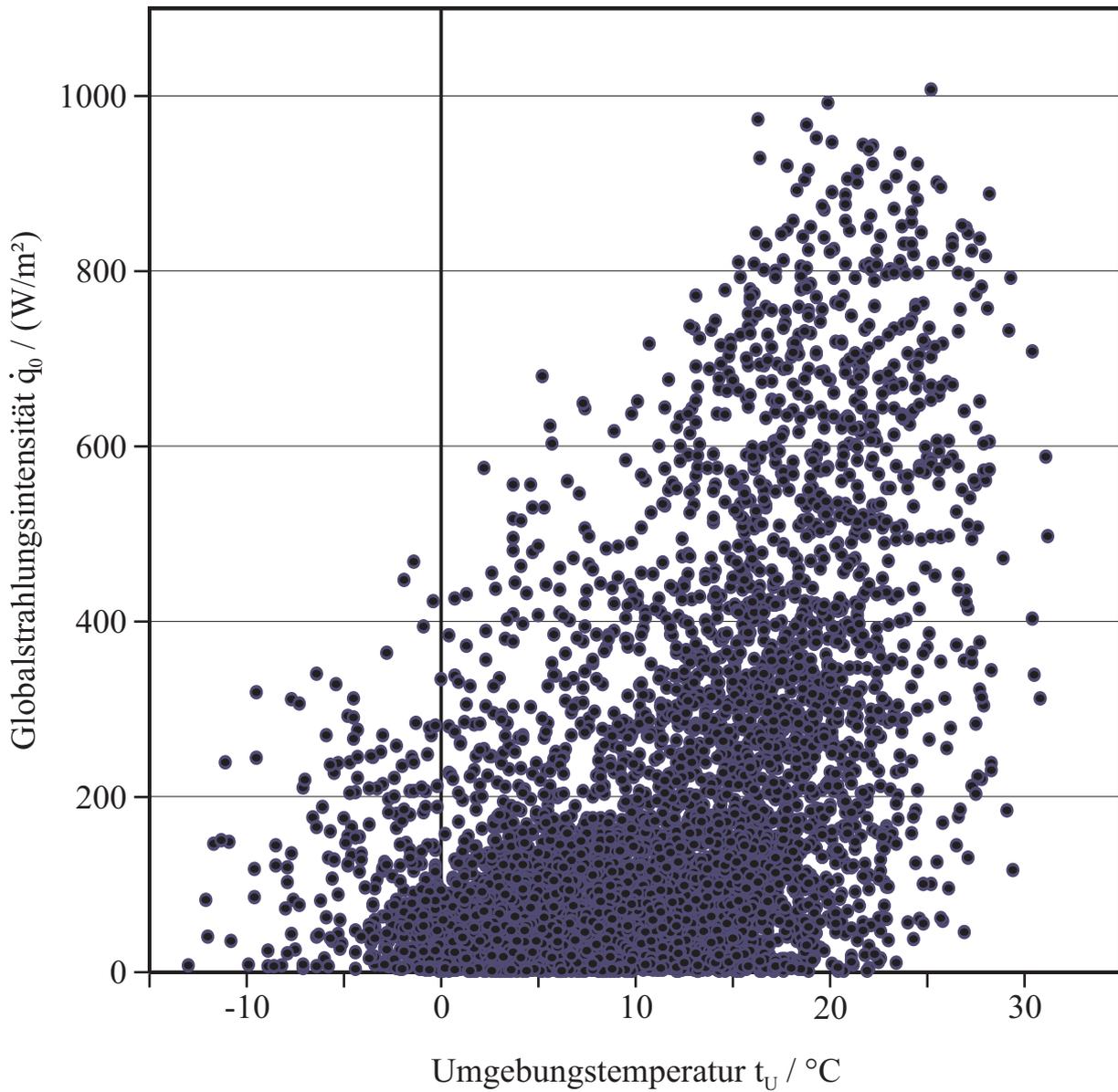


Abb. 3.3: Globalstrahlungsintensität in Korrelation zur Umgebungstemperatur

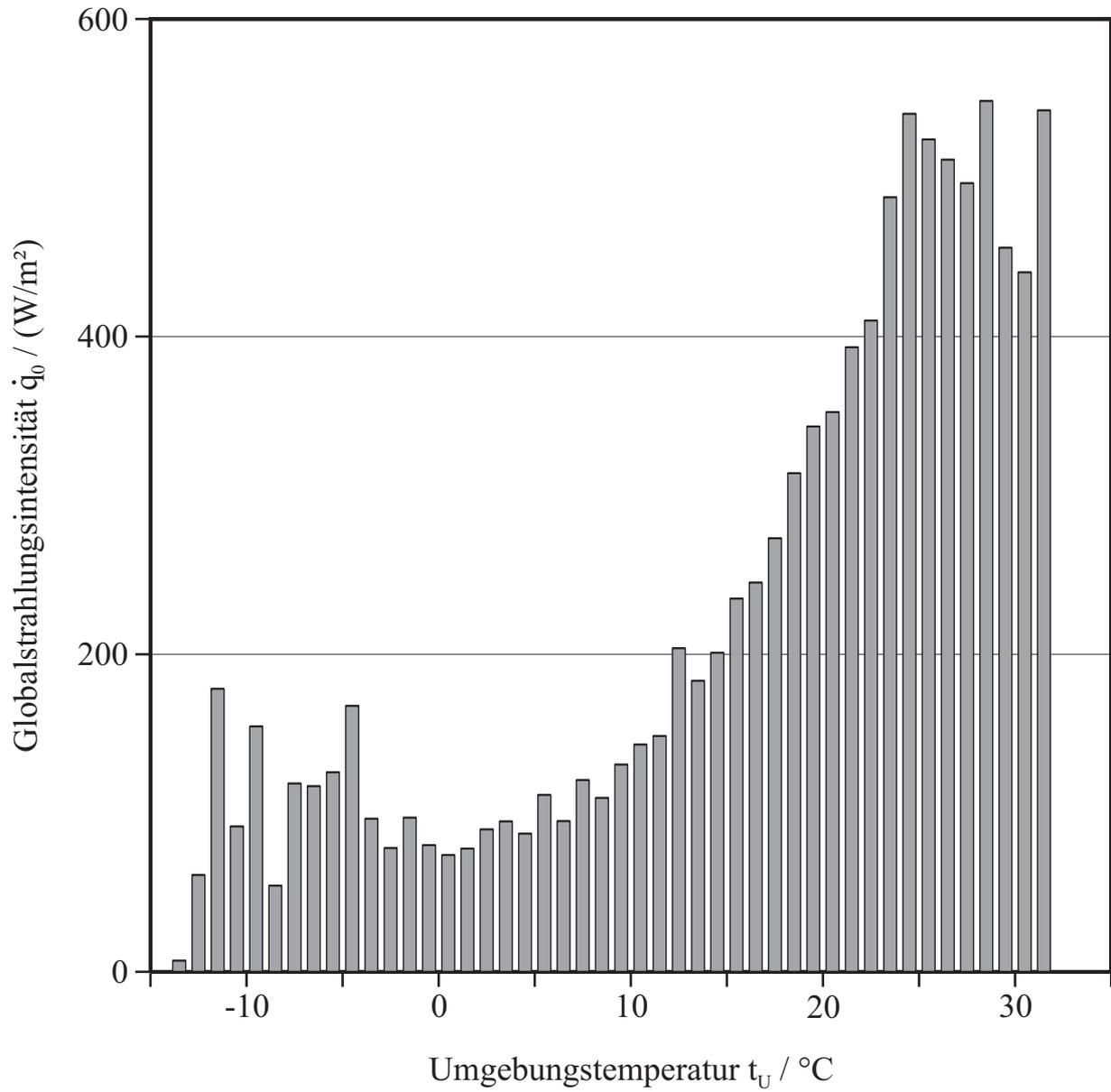


Abb. 3.4: Über Temperaturklassen gemittelte Globalstrahlungsintensität

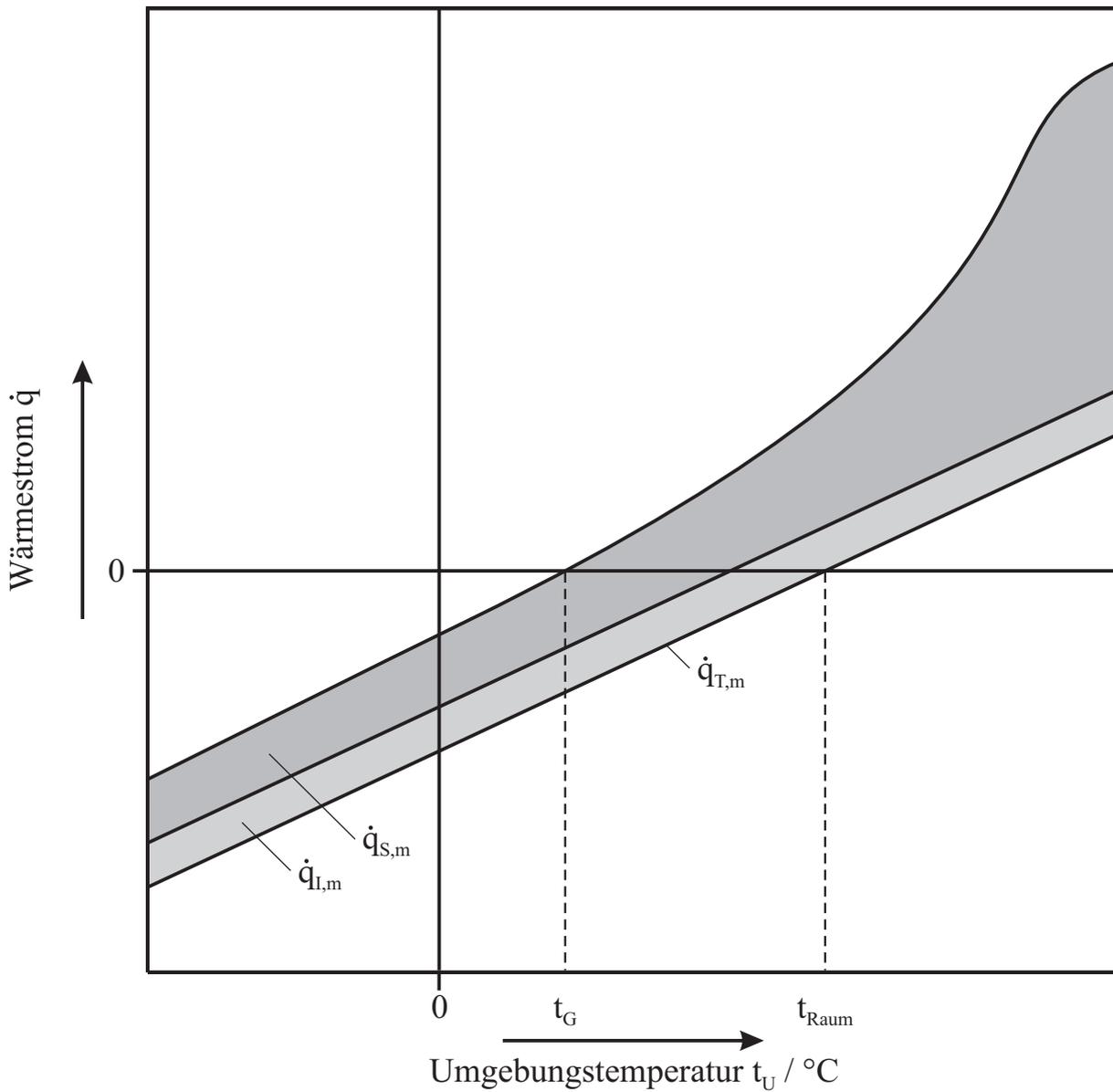


Abb. 3.5: Wärmeströme durch Transmission, innere Gewinne und solaren Eintrag in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

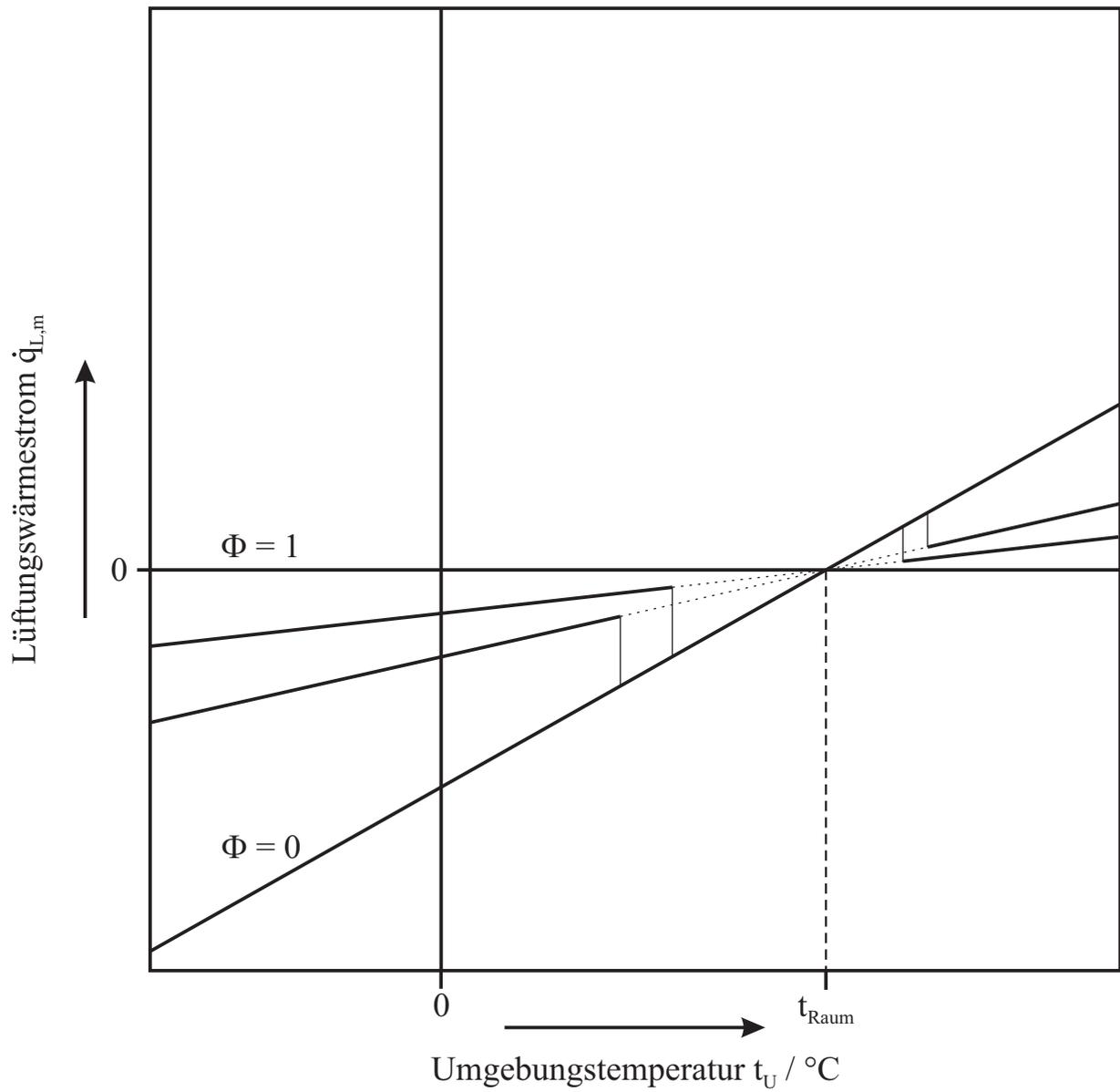


Abb. 3.6: Lüftungswärmestrom in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur unter Berücksichtigung einer Wärmerückgewinnung

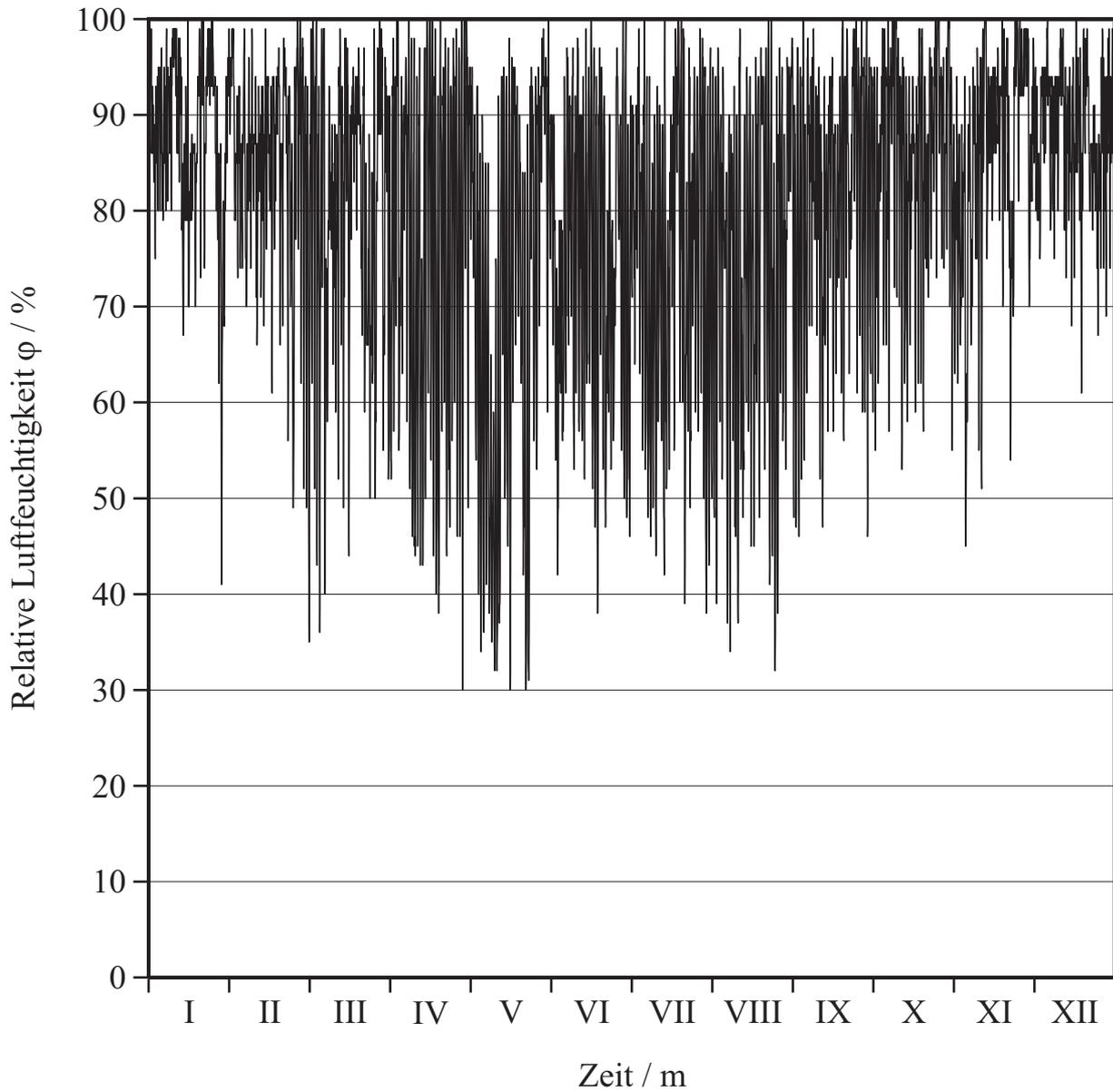


Abb. 3.7: Relative Umgebungsluftfeuchtigkeit im Jahresverlauf nach /46/

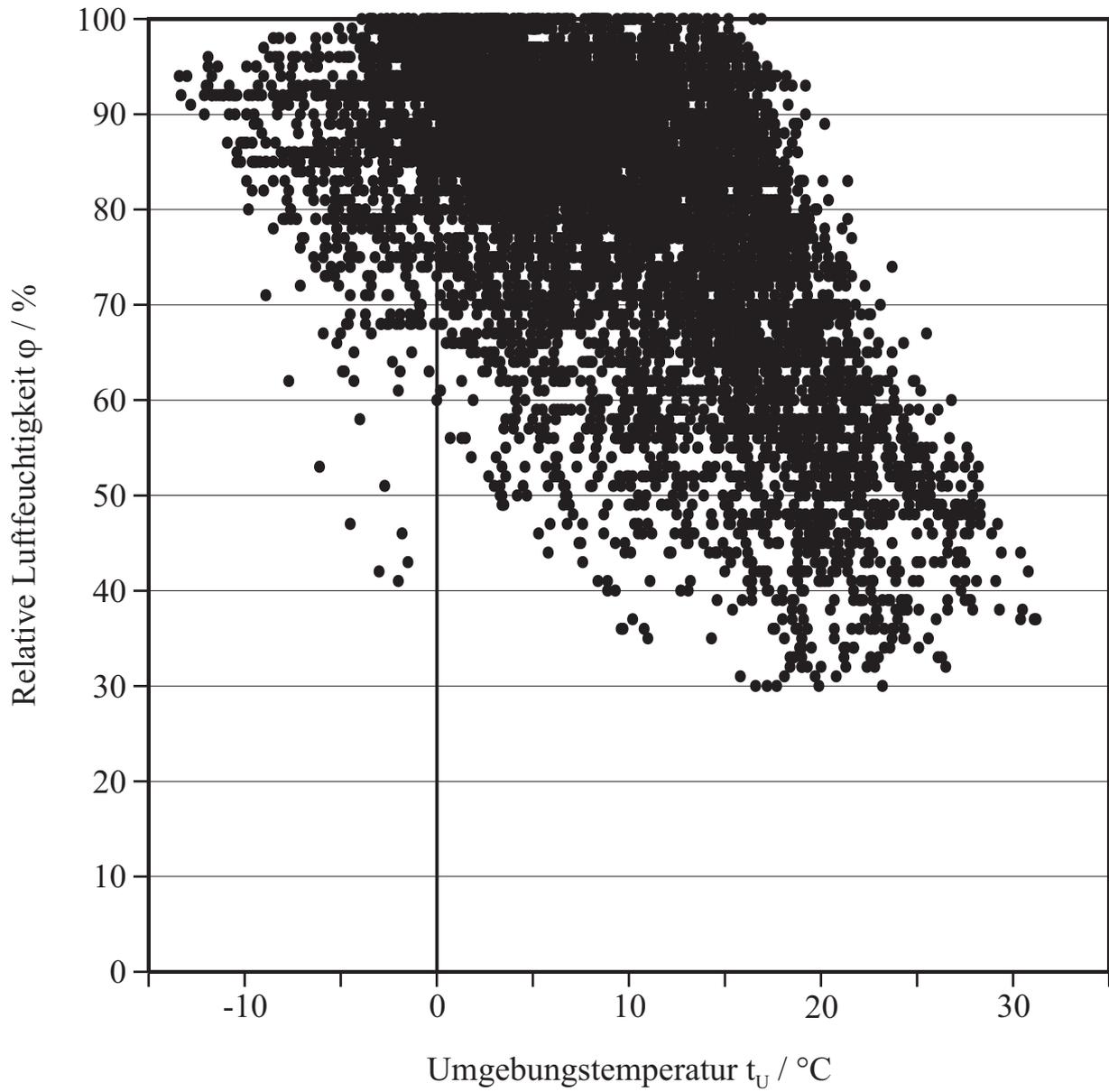


Abb. 3.8: Relative Umgebungsluftfeuchtigkeit in Korrelation zur Umgebungstemperatur

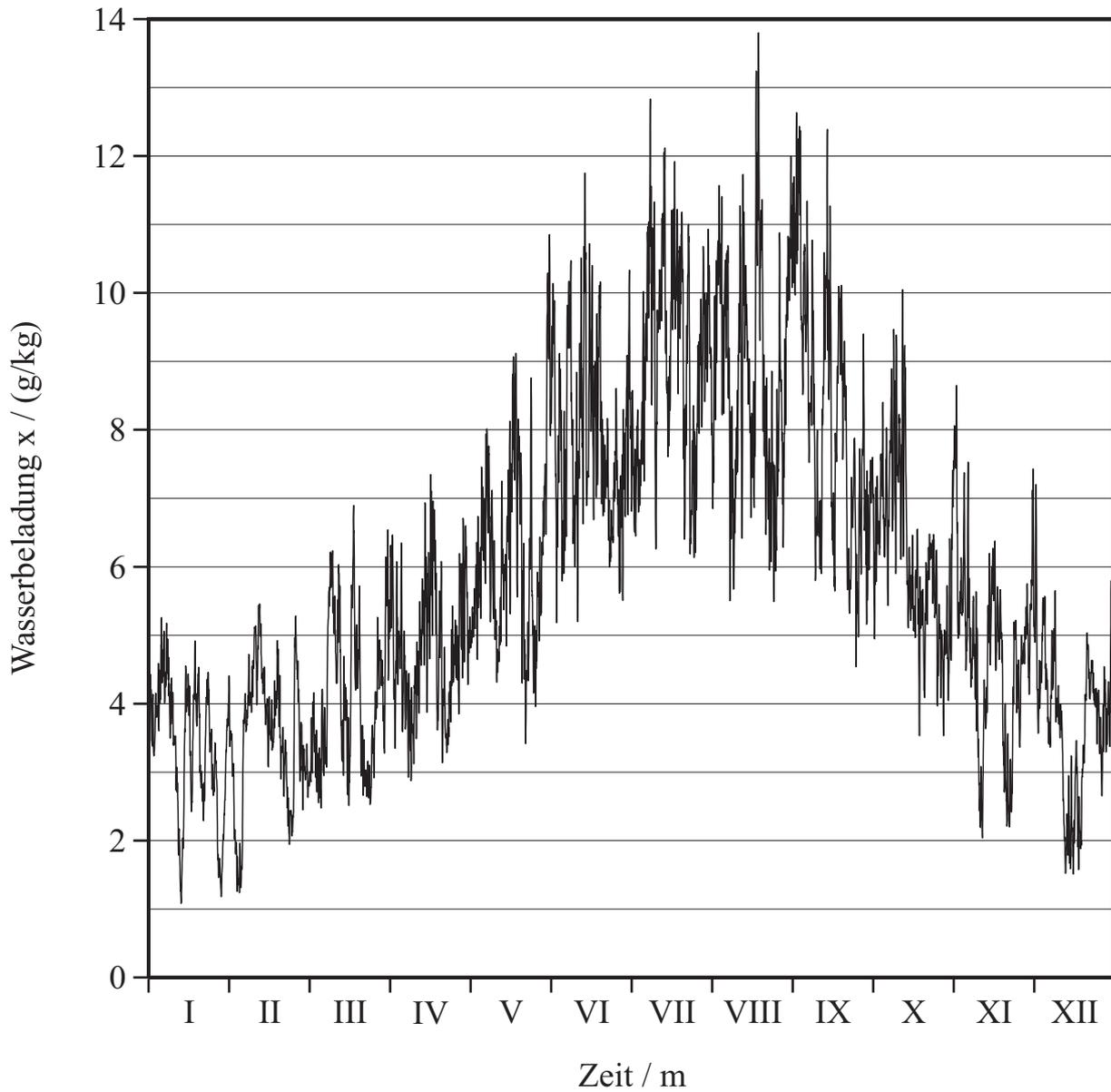


Abb. 3.9: Wasserbeladung der Umgebungsluft im Jahresverlauf nach /46/

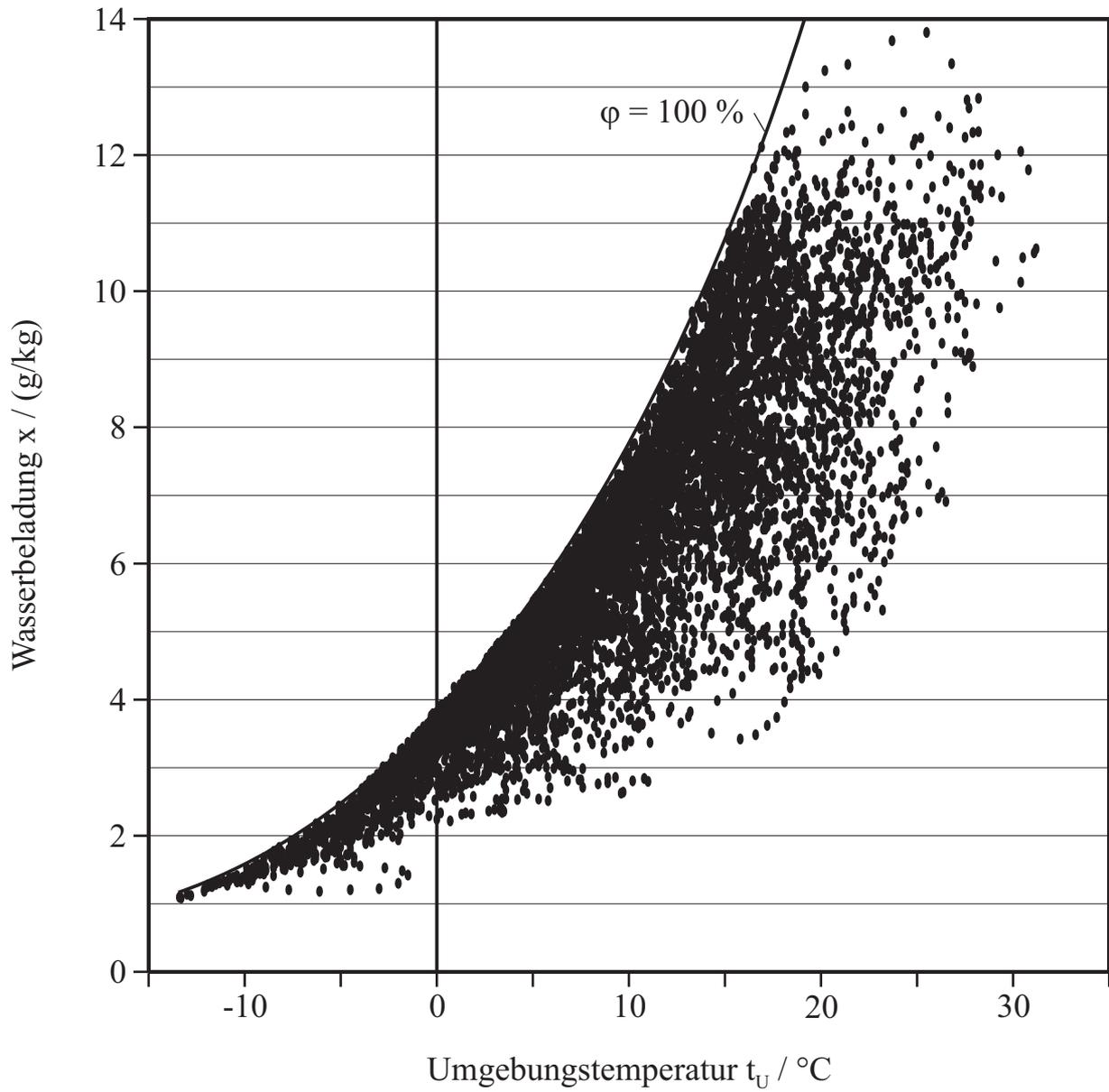


Abb. 3.10: Wasserbeladung der Umgebungsluft in Korrelation zur Umgebungstemperatur

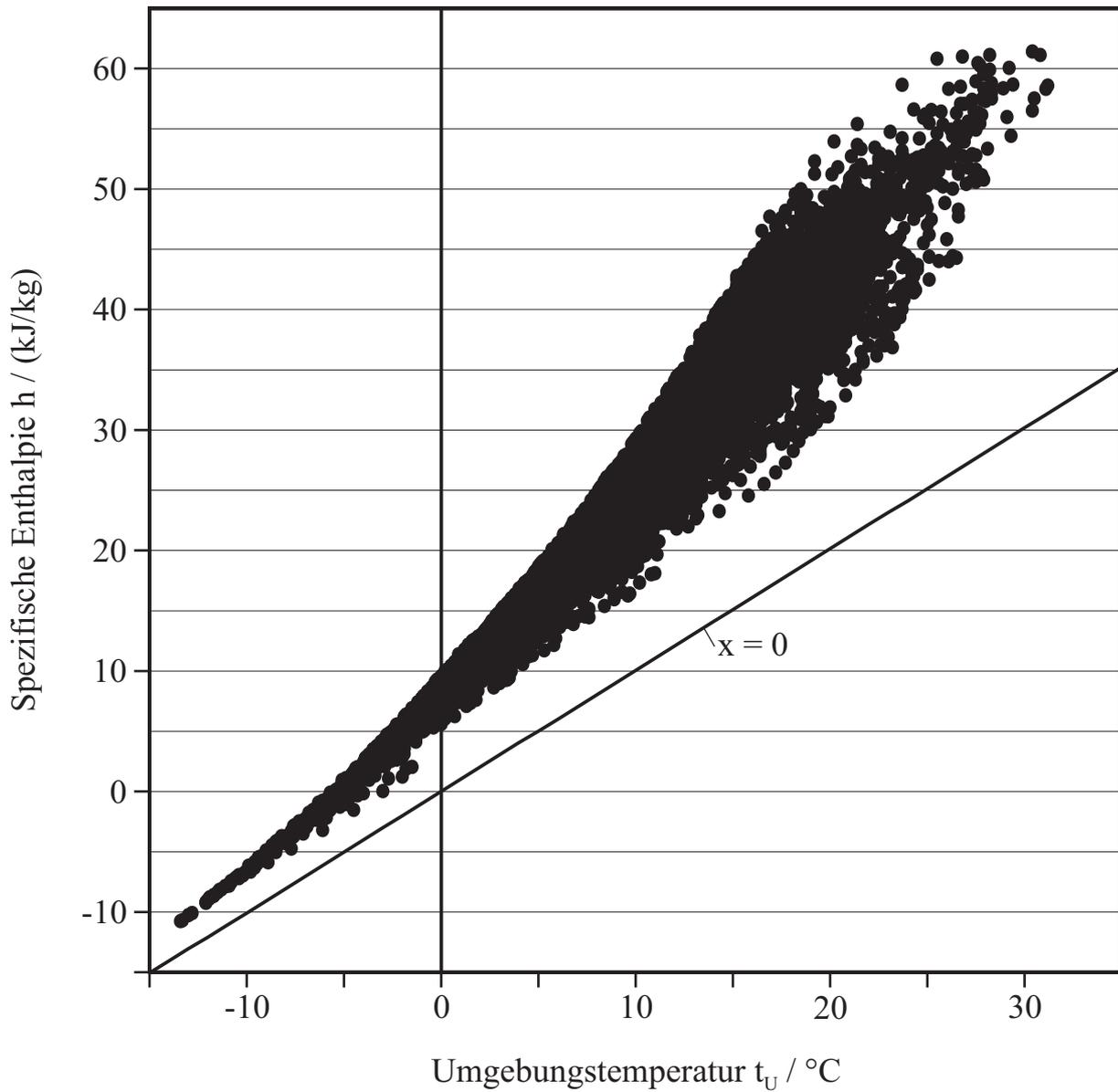


Abb. 3.11: Enthalpie der Umgebungsluft in Korrelation zur Umgebungstemperatur

	sensibel (t)	latent (x)	Vorzeichen	technische Einflussnahme
Transmission	ja	nein	$\frac{+}{-}$	- Dämmung
Solarer Eintrag	ja	nein	+	-Verschattung
Innere Gewinne	ja	ja	$\frac{+}{(-)}$	- Nutzung / Geräte - statische Heiz- / Kühlflächen
Luftwechsel	ja	ja	$\frac{+}{-}$	- Wärmerück- gewinnung - Konditionierung

Abb. 3.12: Matrix der thermischen Gebäudeenergiebilanz

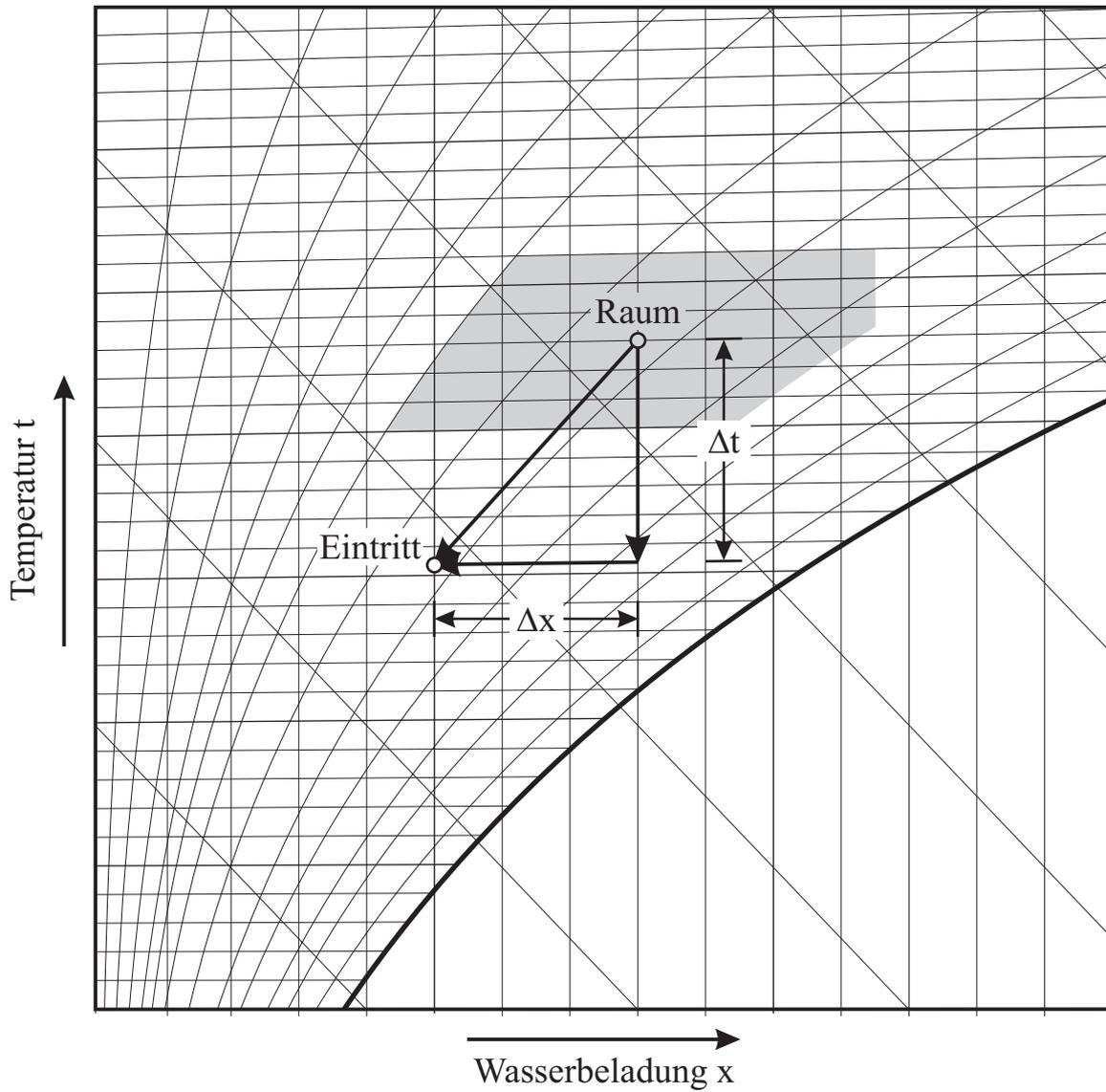


Abb. 4.1: Vektorielle Darstellung der Temperatur- und Feuchtigkeitsbeeinflussung durch einen Luftwechsel

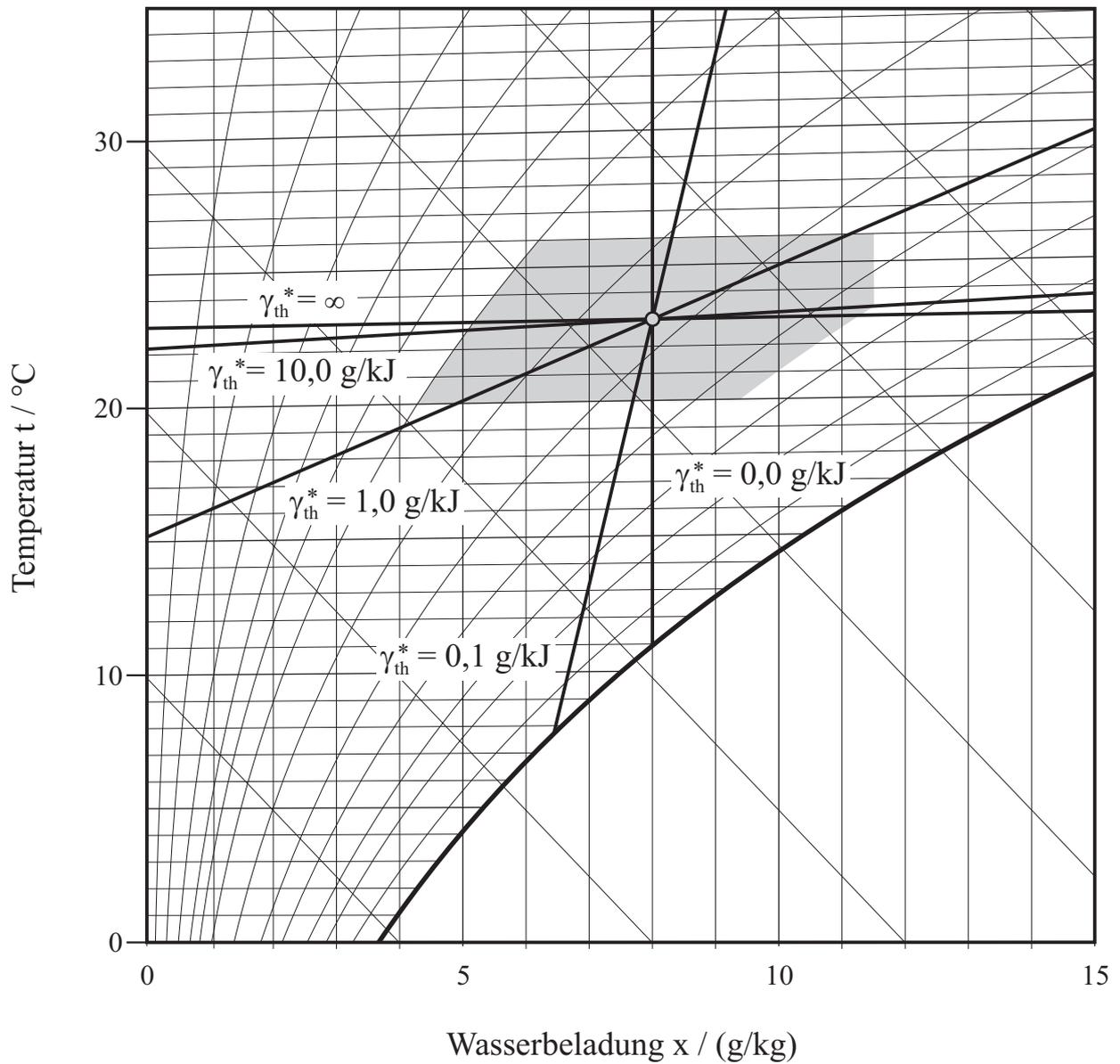
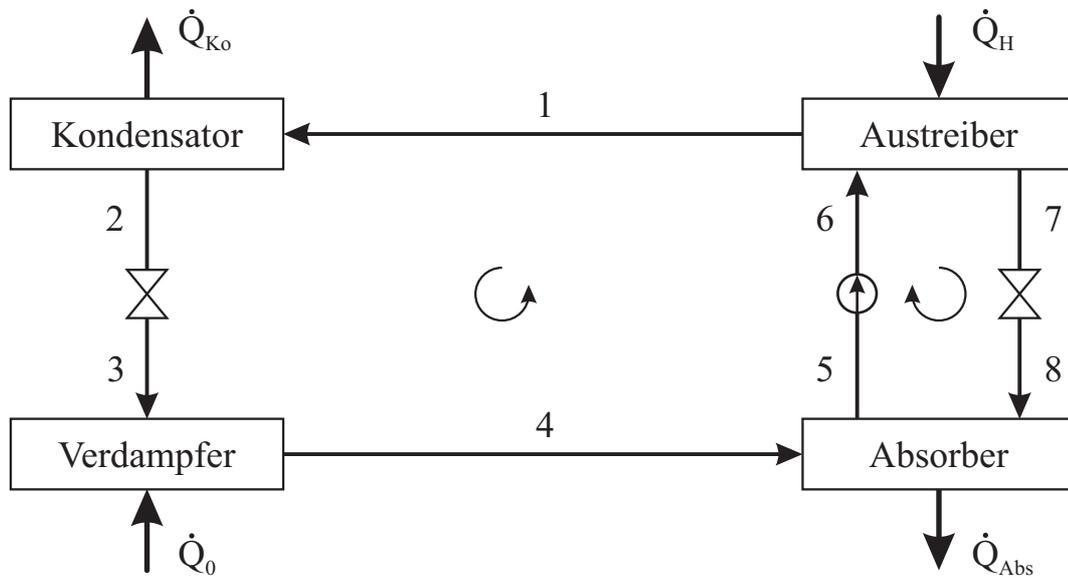
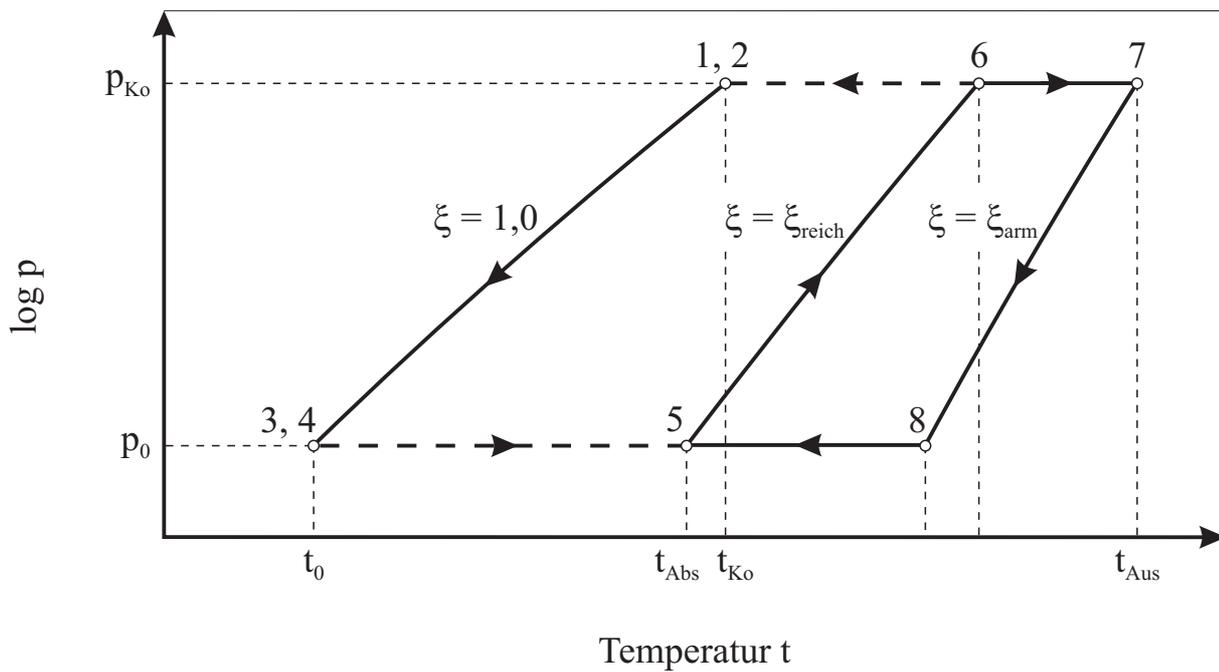


Abb. 4.2: Geometrische Orte möglicher Luft Eintrittszustände zur Deckung vorgegebener thermischer Bedarfskennwerte



a: Schaltschema



b: Prozessverlauf im log p, t - Diagramm

Abb. 5.1: Funktionsweise von Absorptionskältemaschinen nach /103/

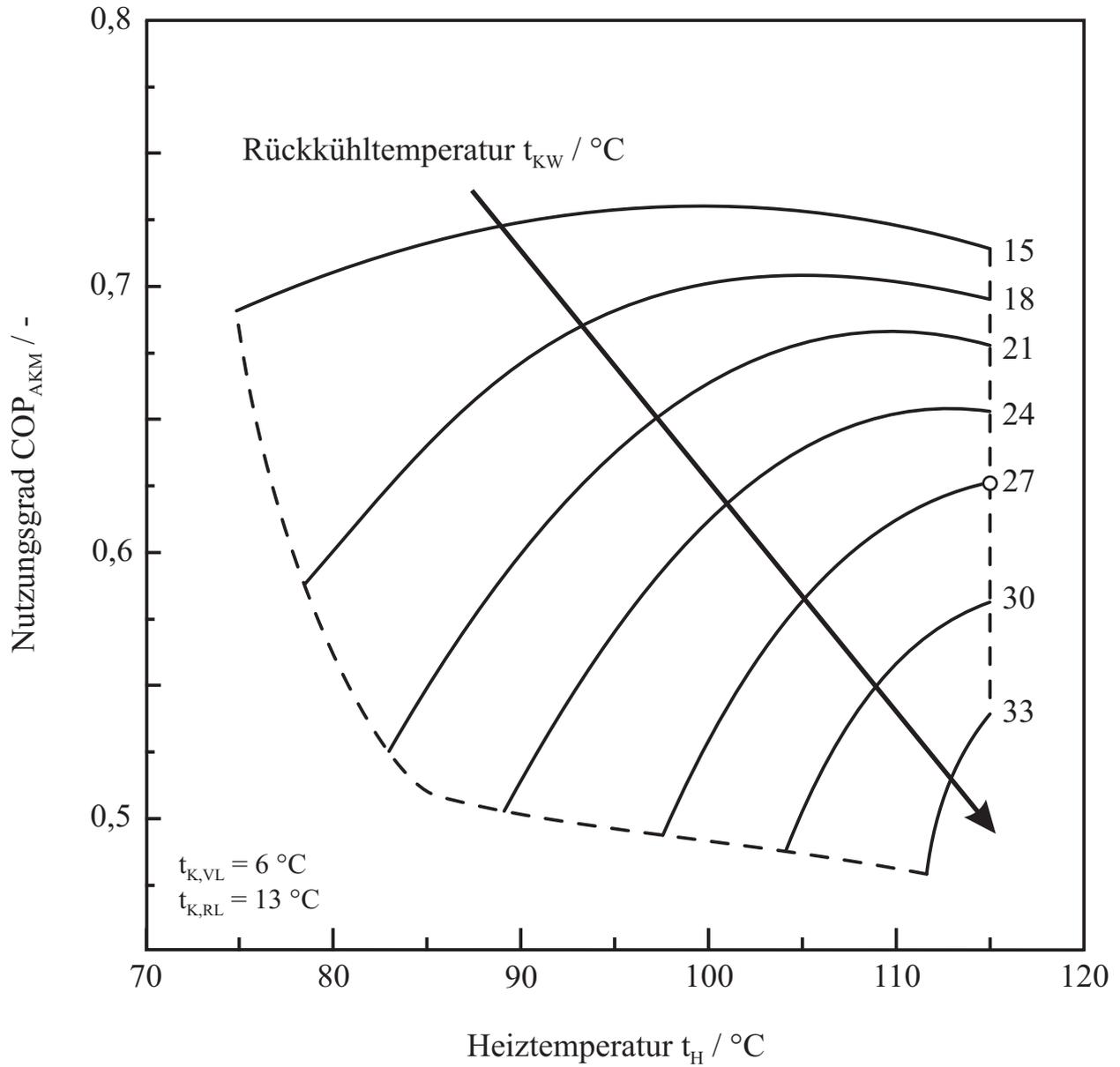


Abb. 5.2: Nutzungsgrad einer einstufigen Absorptionskältemaschine als Funktion der Heiztemperatur /57/

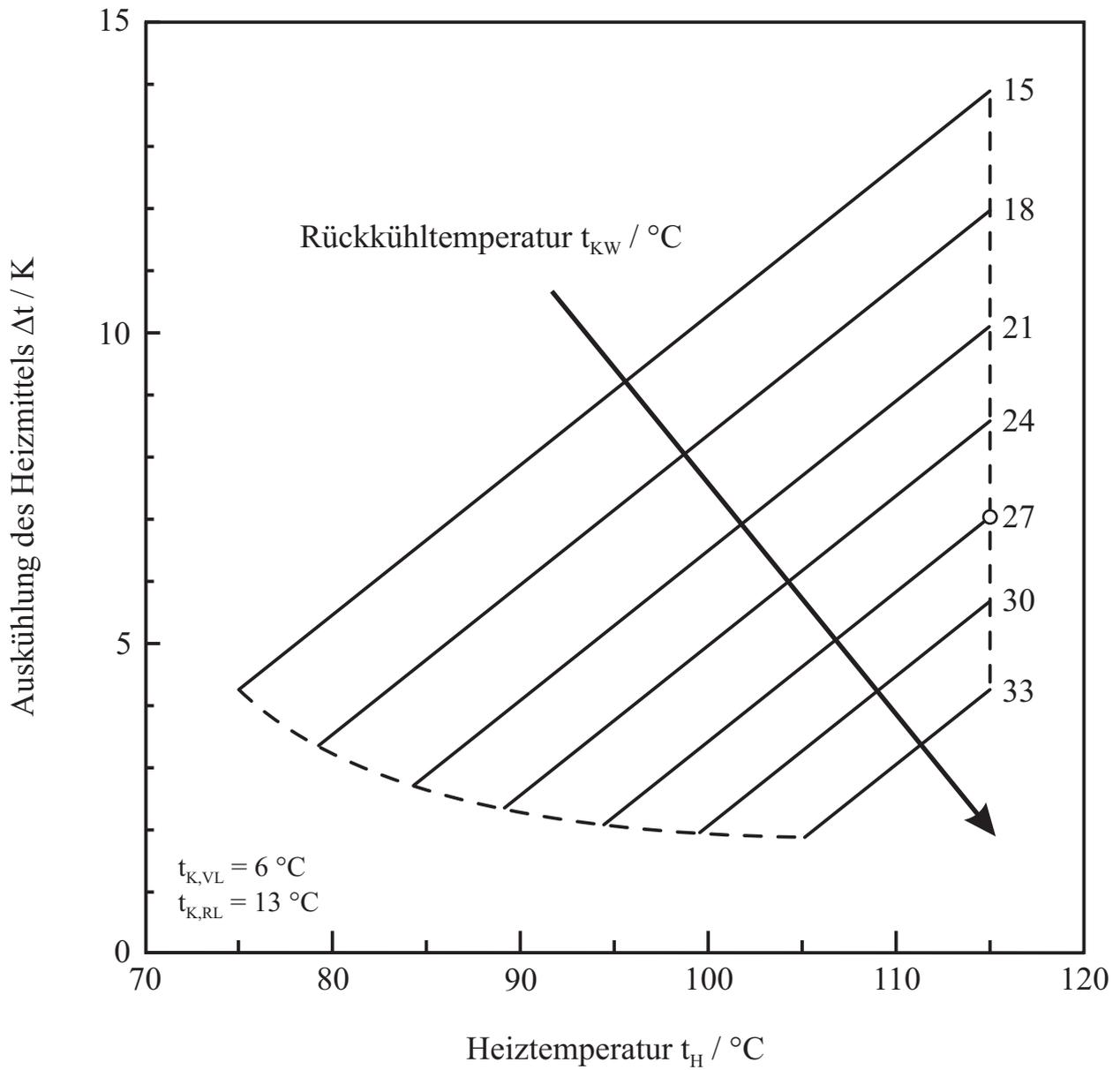


Abb. 5.3: Abkühlspanne des Heizmittels einer einstufigen Absorptionskältemaschine als Funktion der Heiztemperatur /57/

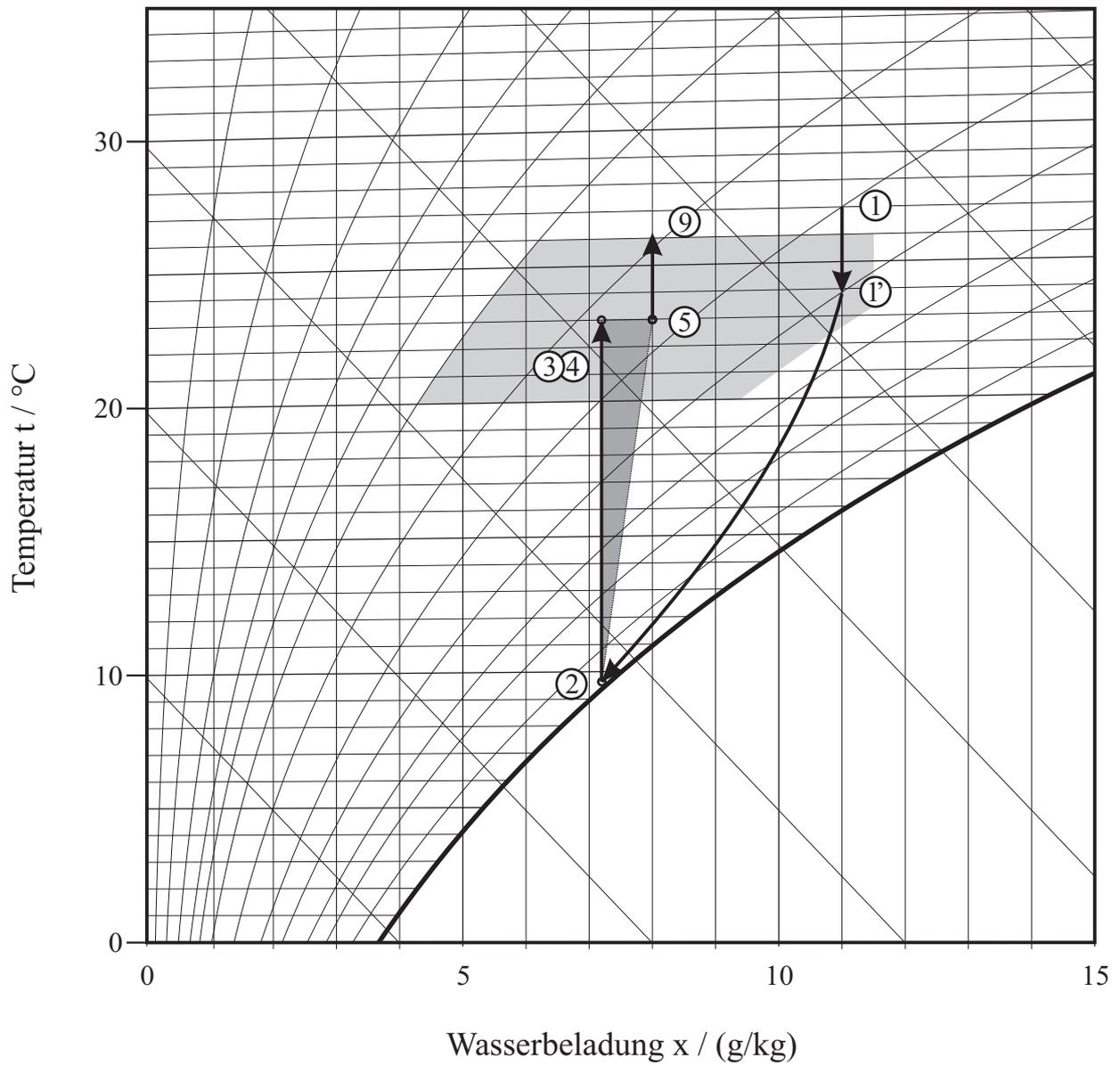


Abb. 5.4: Prozessverlauf des Klimatisierungssystems mit Kältemaschine und Wärmerückgewinnung

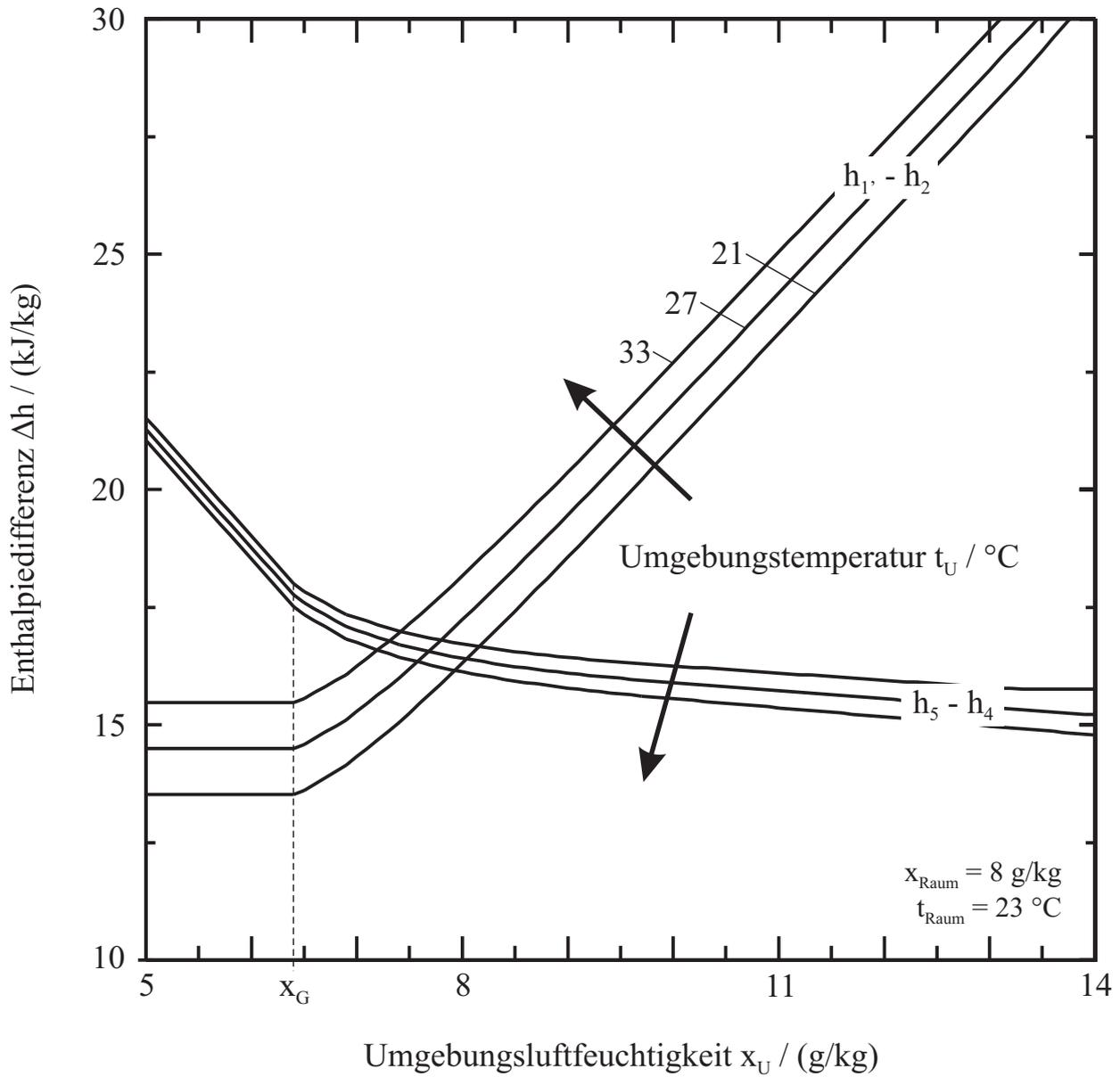


Abb. 5.5: Enthalpiedifferenzen in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen beim Luftbehandlungssystem mit Wärmerückgewinnung

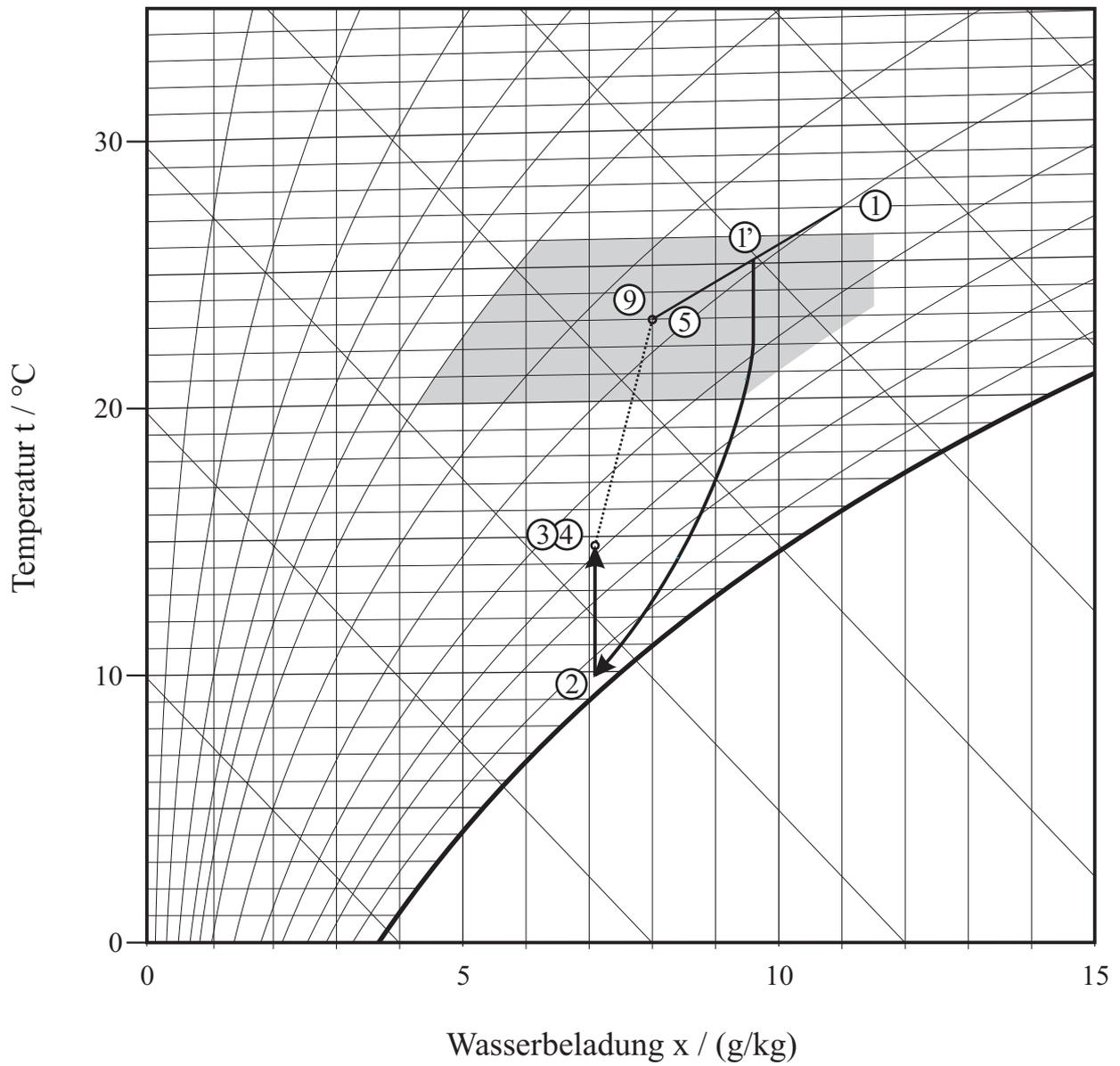


Abb. 5.6: Prozessverlauf des Klimatisierungssystems mit Kältemaschine und Umluftbeimischung

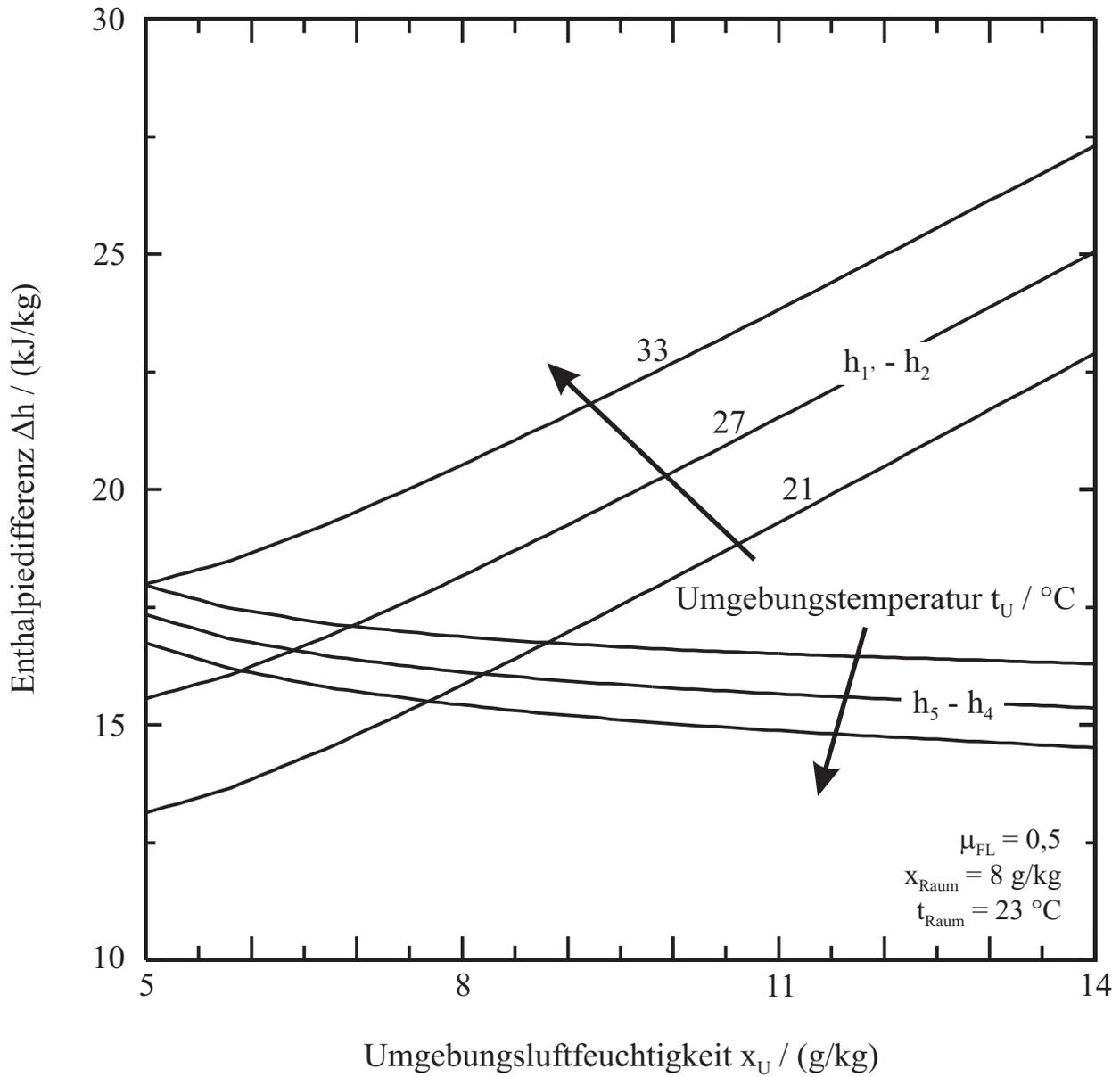


Abb. 5.7: Enthalpiedifferenzen in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen beim Luftbehandlungssystem mit Umluftbeimischung

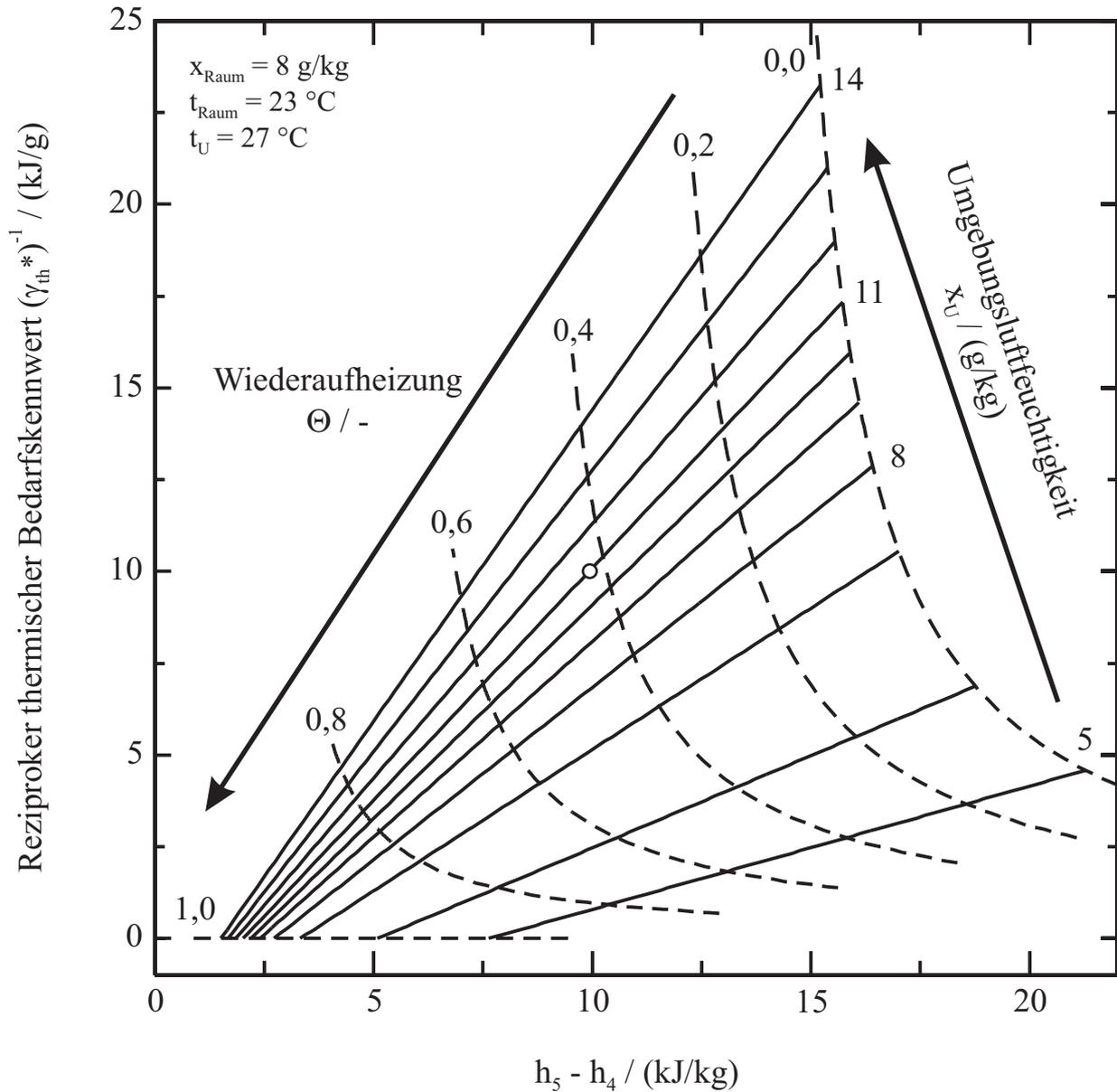


Abb. 5.8: Veränderung der Enthalpiedifferenz zwischen Raumluft und Zuluft sowie des zu deckenden thermischen Bedarfskennwertes durch Wiederaufheizung beim Klimatisierungssystem mit Wärmerückgewinnung

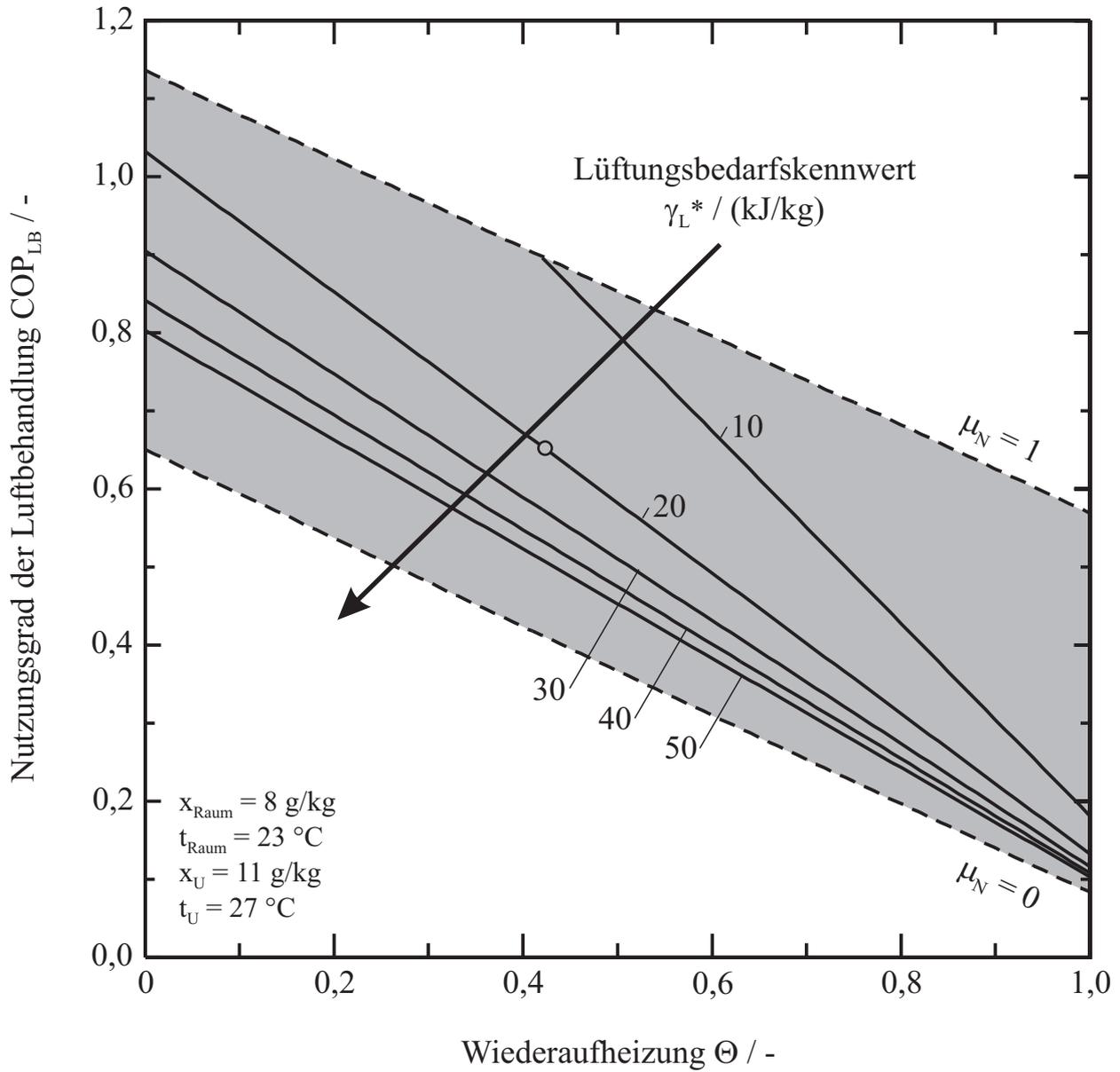


Abb. 5.9: Nutzungsgrad der Luftbehandlung mit Wärmerückgewinnung als Funktion der Wiederaufheizung

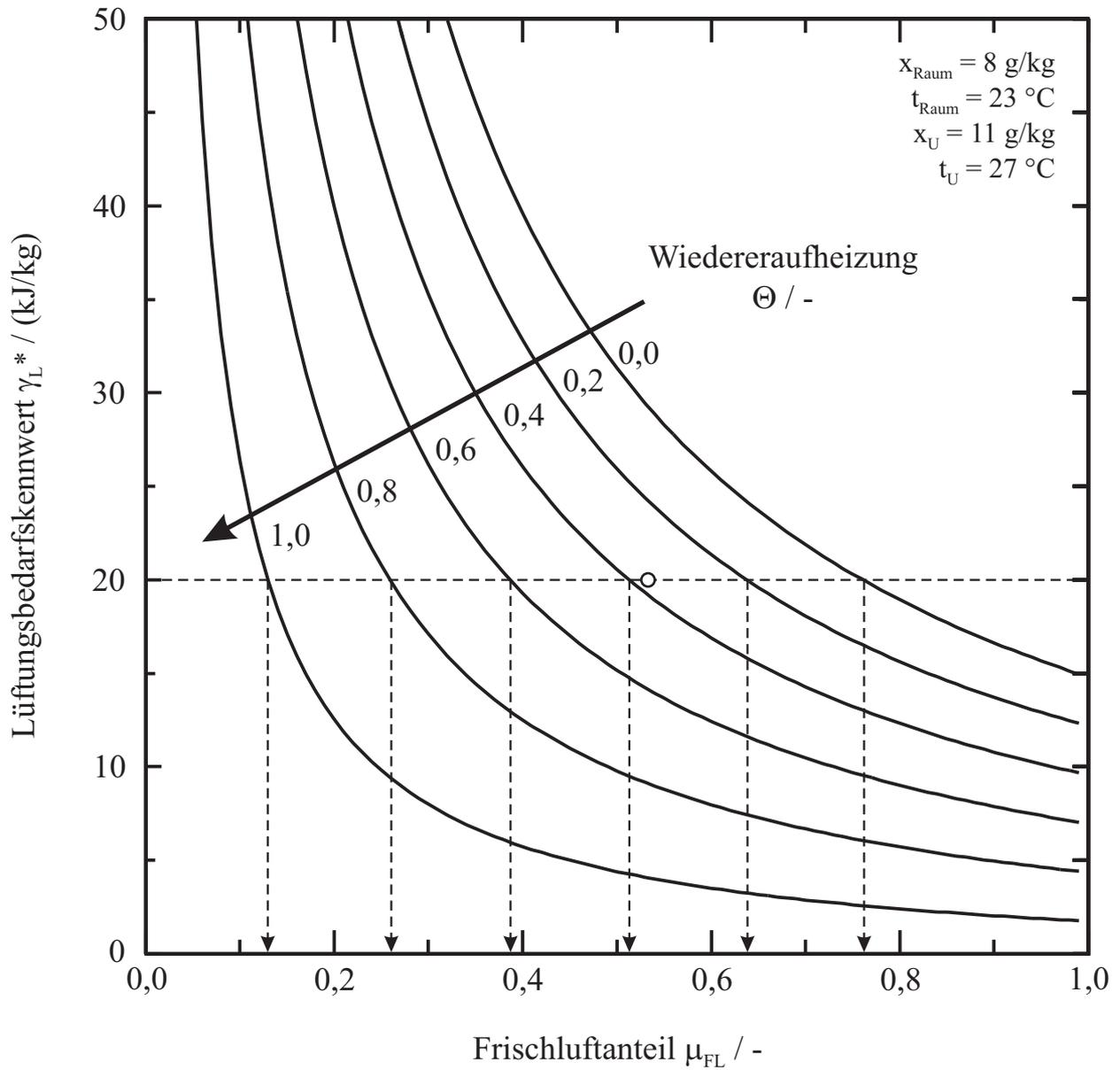


Abb. 5.10: Einstellender Frischluftanteil beim Umluftsystem

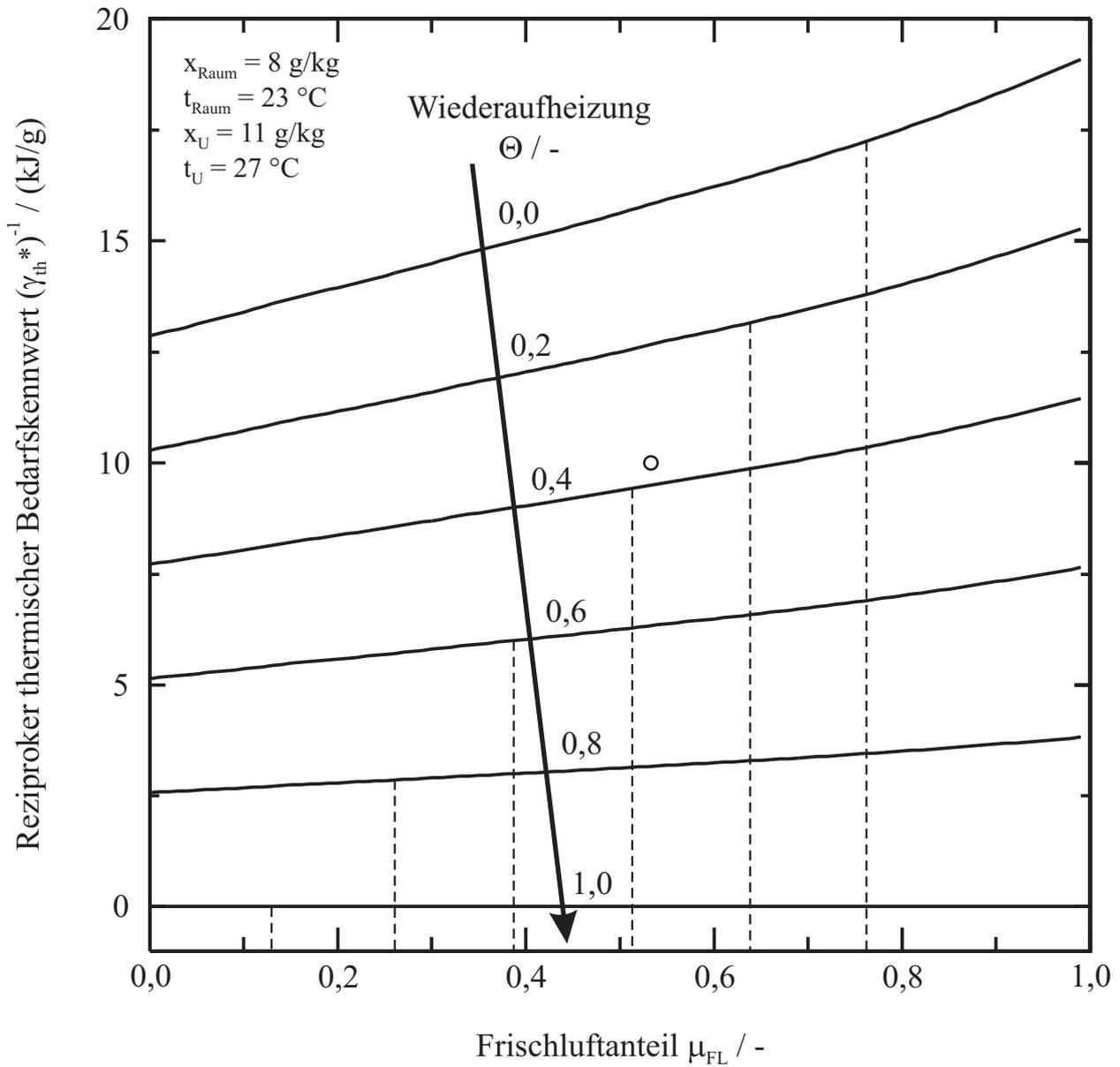


Abb. 5.11: Zu deckender thermischer Bedarfskennwert beim Luftbehandlungssystem mit Umluftanteil

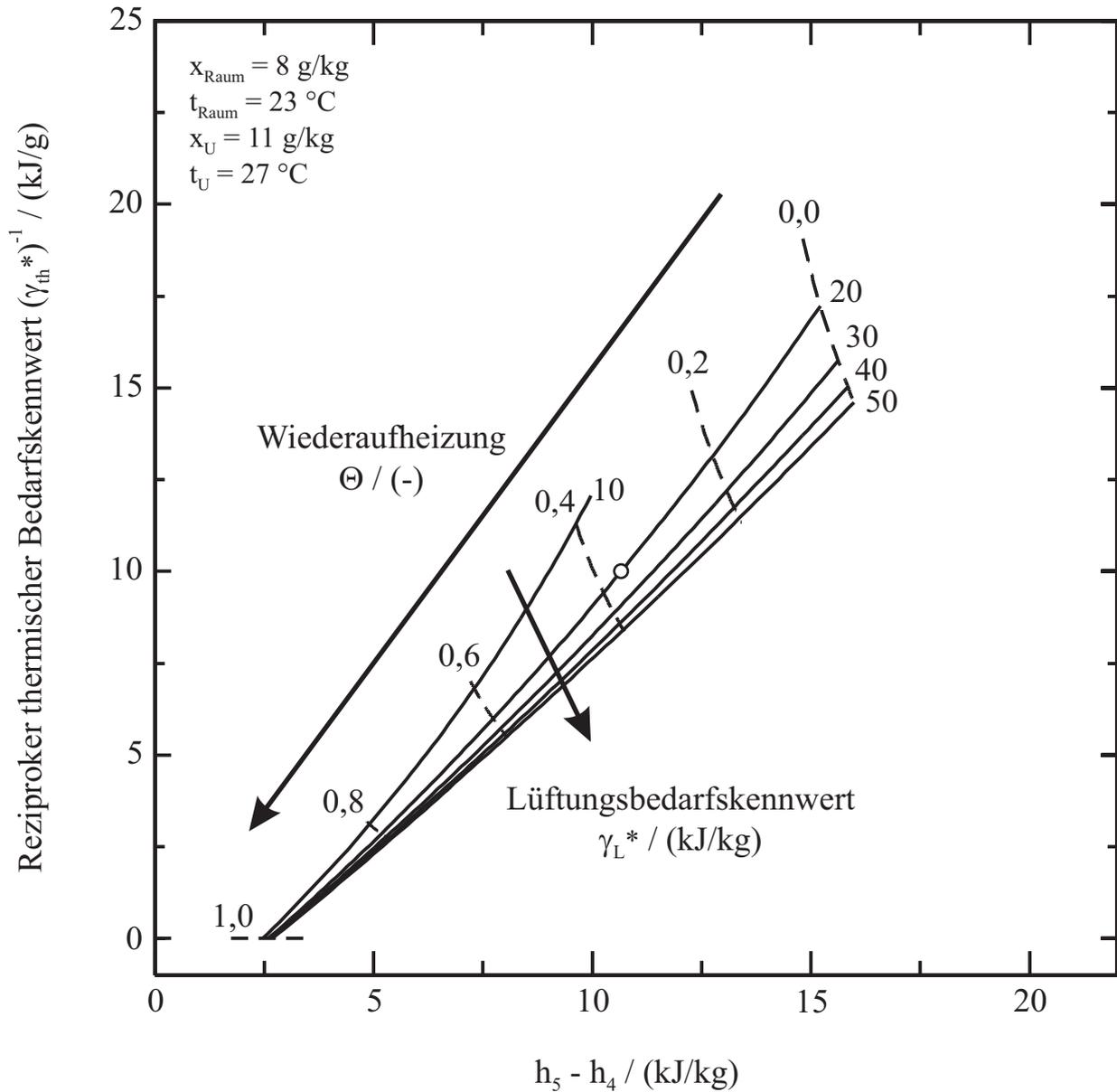


Abb. 5.12: Veränderung der Enthalpiedifferenz zwischen Raumluft und Zuluft sowie des zu deckenden thermischen Bedarfskennwertes durch Wiederaufheizung beim Luftbehandlungssystem mit Umluftanteil

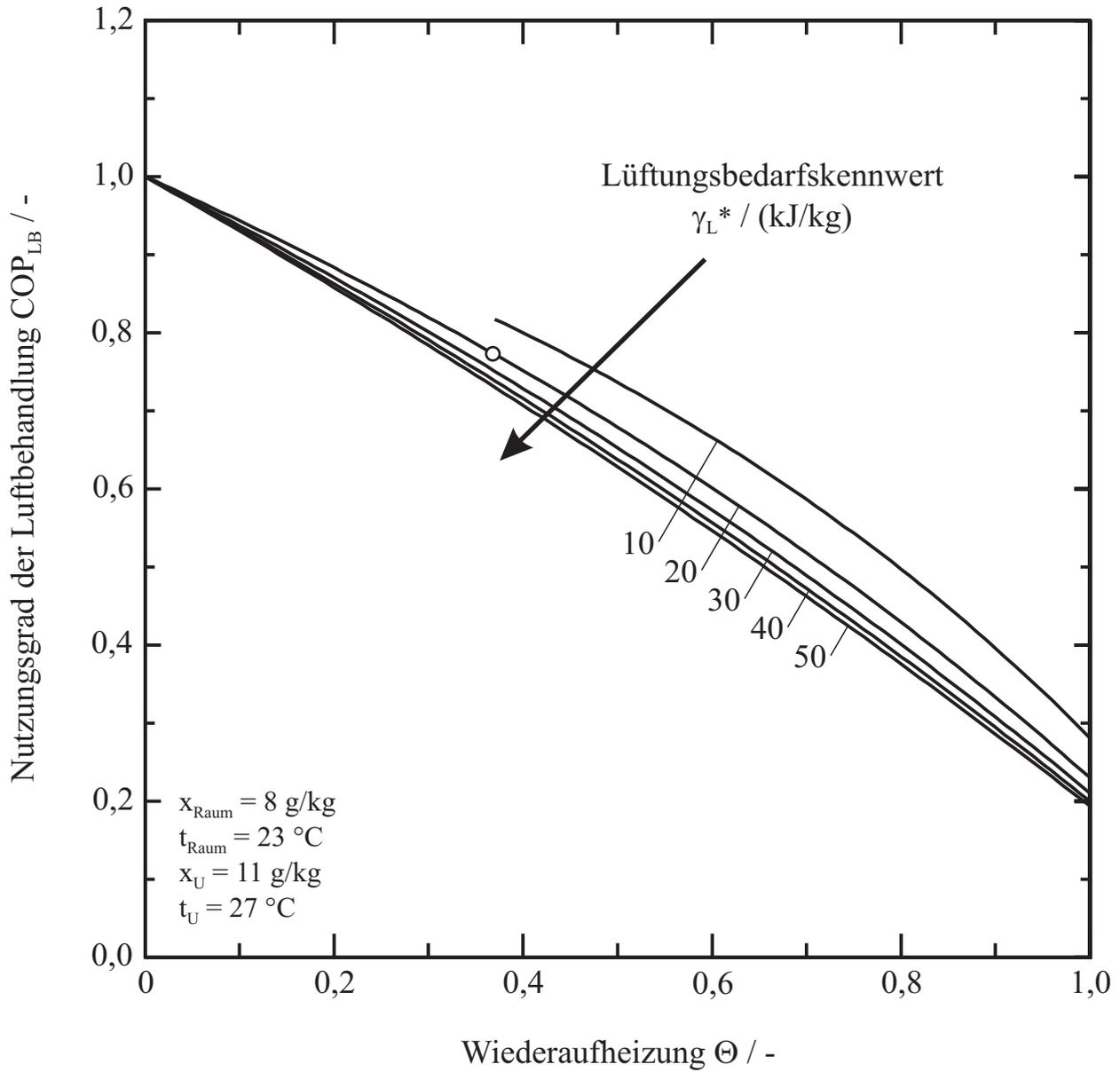


Abb. 5.13: Nutzungsgrad der Luftbehandlung als Funktion der Wiederaufheizung beim Luftbehandlungssystem mit Umluftanteil

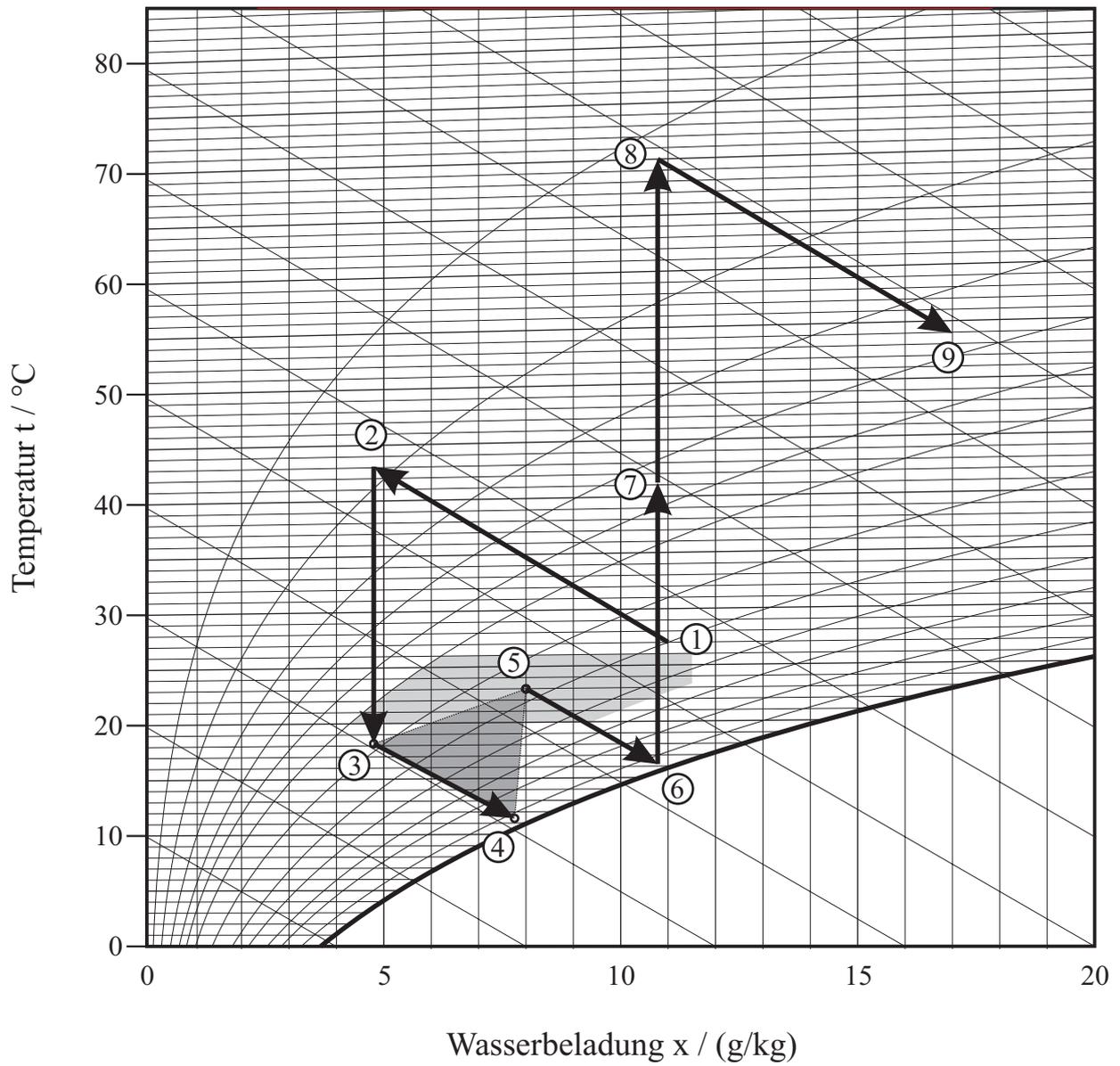


Abb. 5.14: Prozessverlauf der Sorptionsgestützten Klimatisierung im  $h, x$ -Diagramm

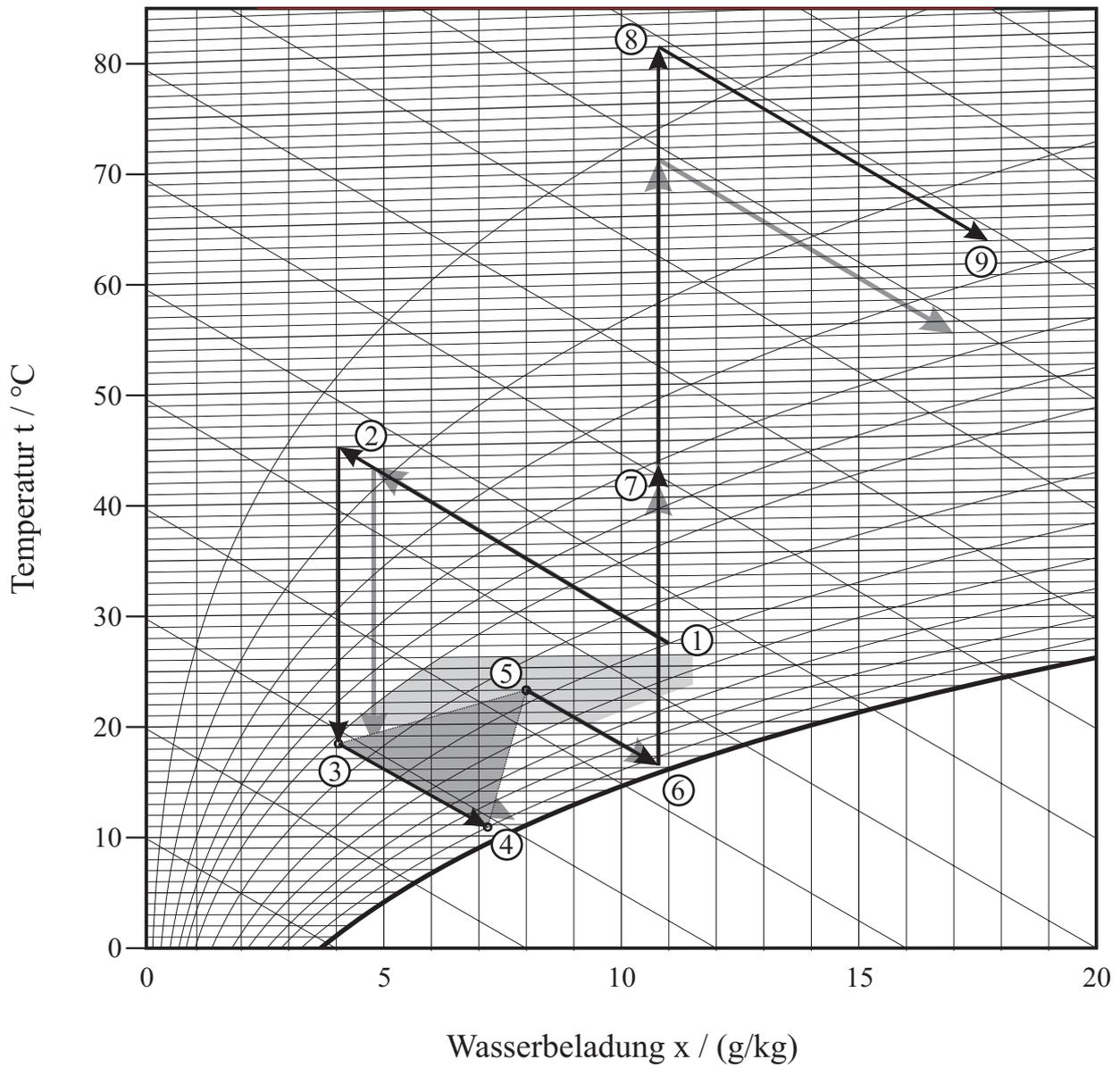


Abb. 5.15: Prozessverlauf der Sorptionsgestützten Klimatisierung mit erhöhter Regenerationstemperatur im  $h, x$ -Diagramm

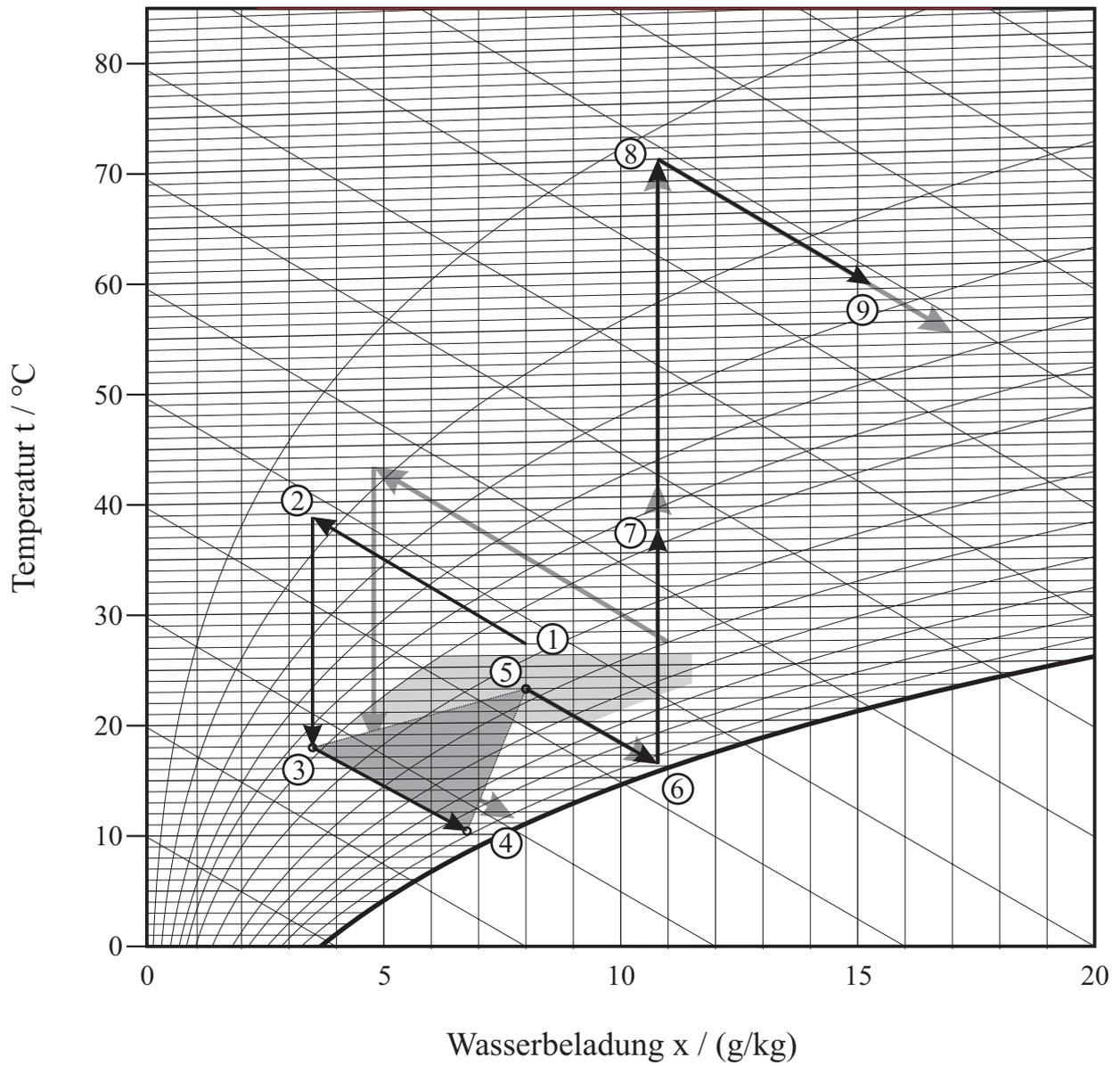
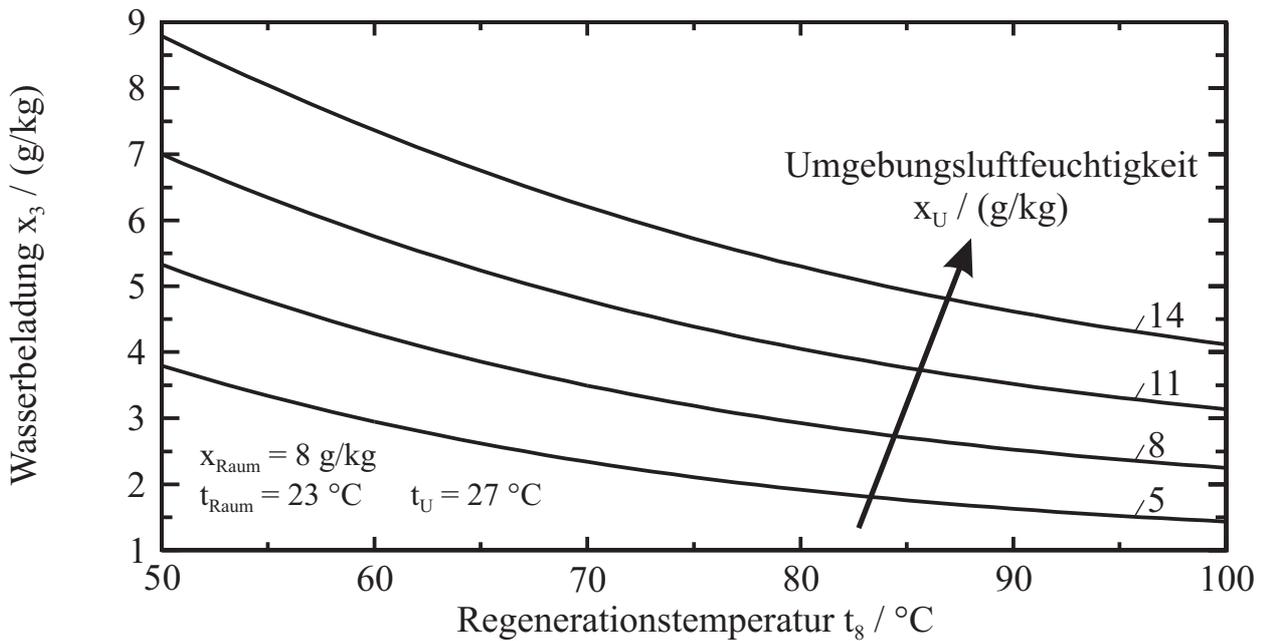
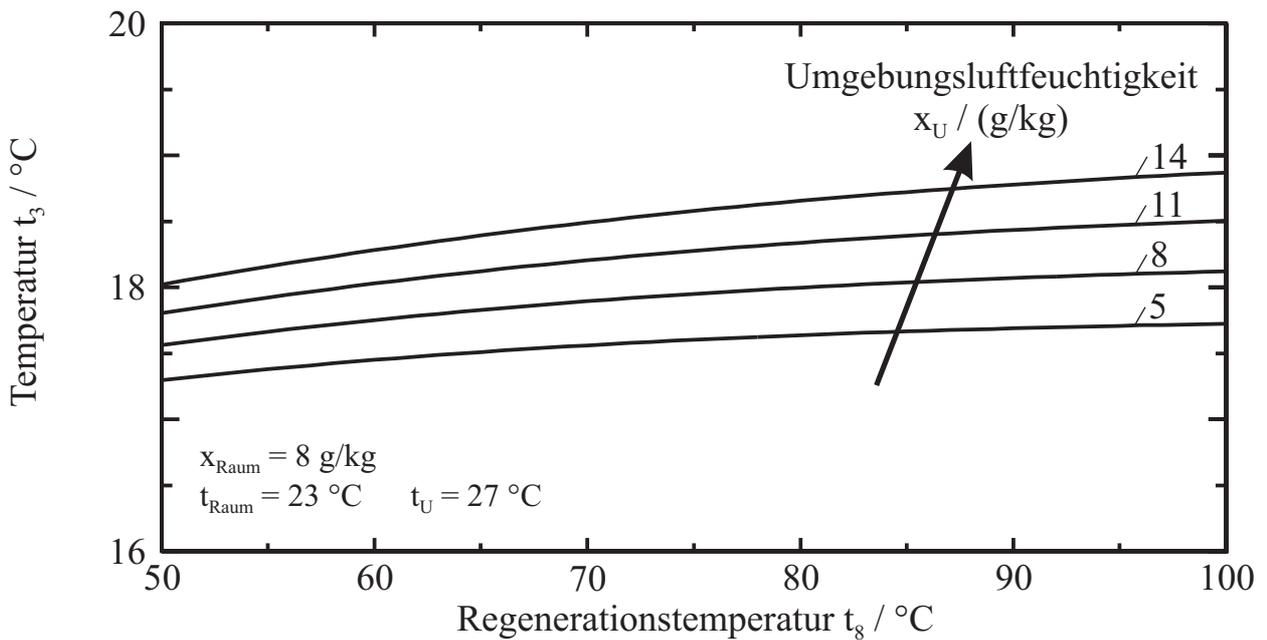


Abb. 5.16: Prozessverlauf der Sorptionsgestützten Klimatisierung mit verringerter Umgebungsluftfeuchtigkeit im h, x-Diagramm

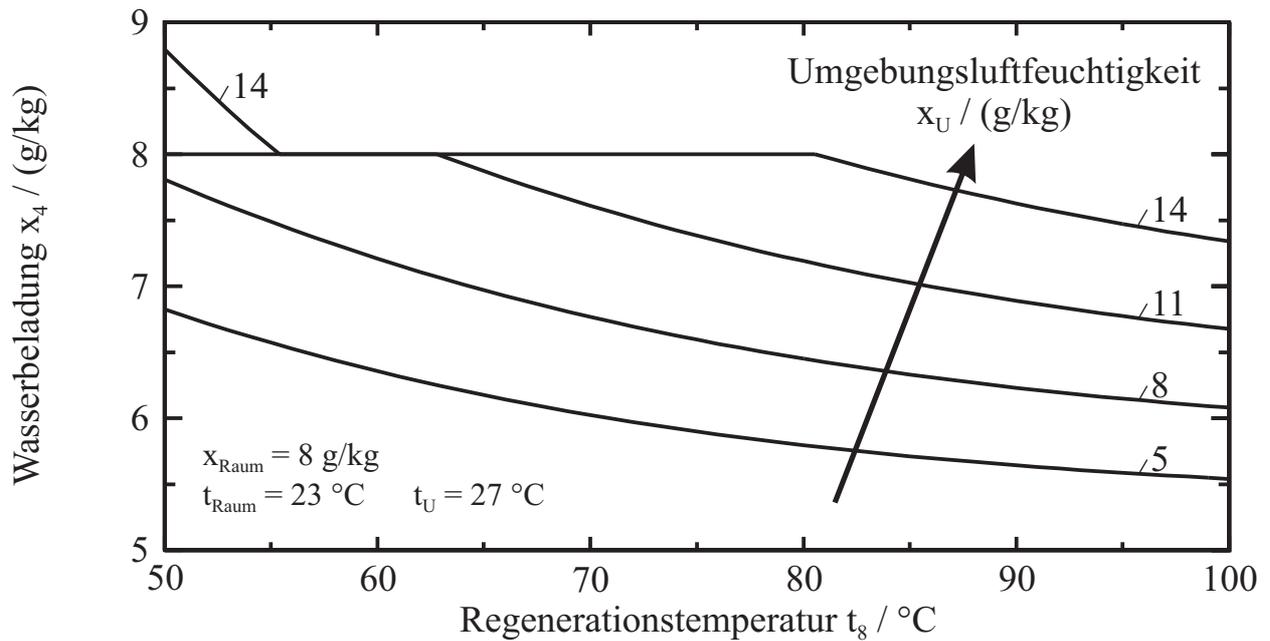


a: Veränderung der Wasserbeladung

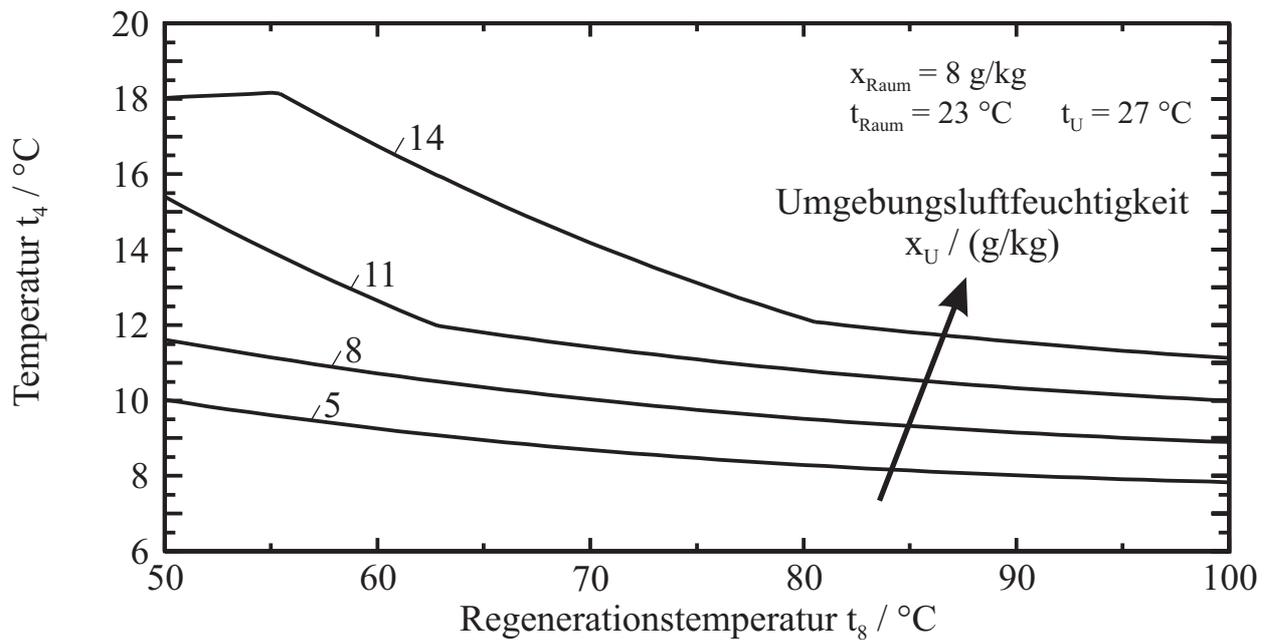


b: Veränderung der Temperatur

Abb. 5.17: Einfluss von Regenerationstemperatur und Umgebungsluftfeuchtigkeit auf den Luftzustand am Austritt des Wärmerückgewinners



a: Veränderung der Wasserbeladung



b: Veränderung der Temperatur

Abb. 5.18: Einfluss von Regenerationstemperatur und Umgebungsluftfeuchtigkeit auf den erreichbaren Zuluftzustand

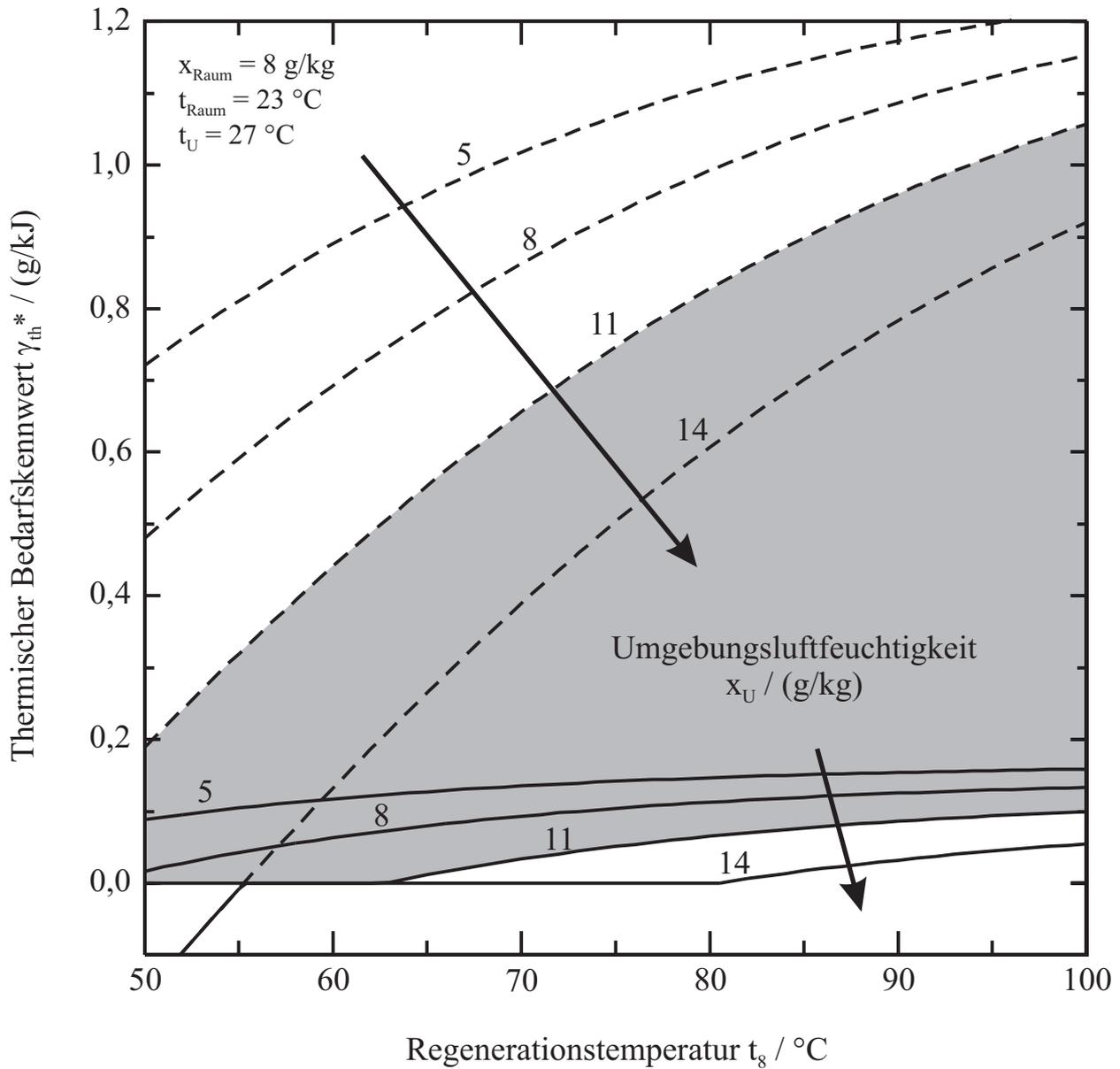


Abb. 5.19: Zu deckende thermische Bedarfskennwerte bei Einsatz der Sorptionsgestützten Klimatisierung

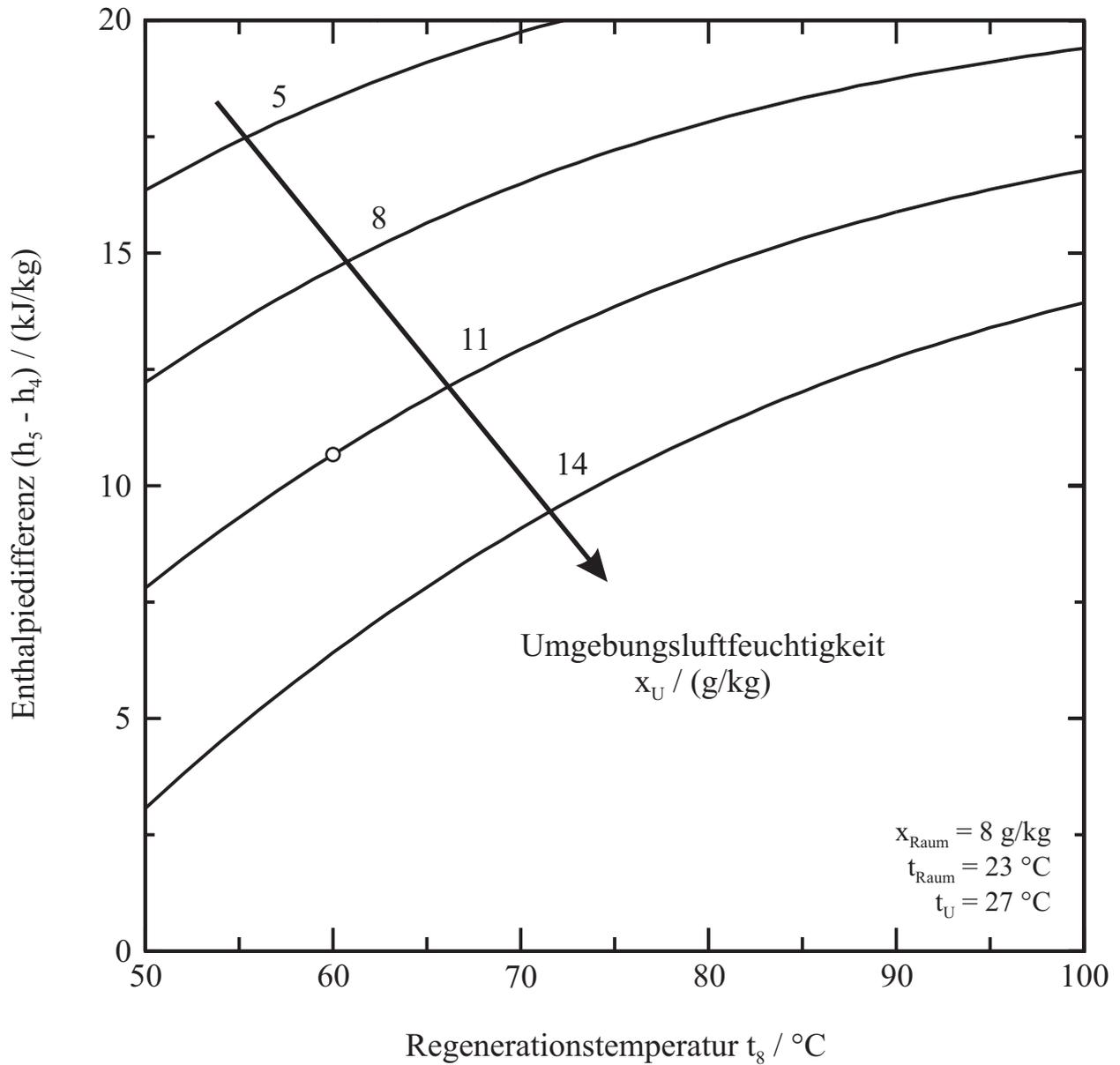


Abb. 5.20: Enthalpiedifferenz zwischen Raumluft und Zuluft bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung

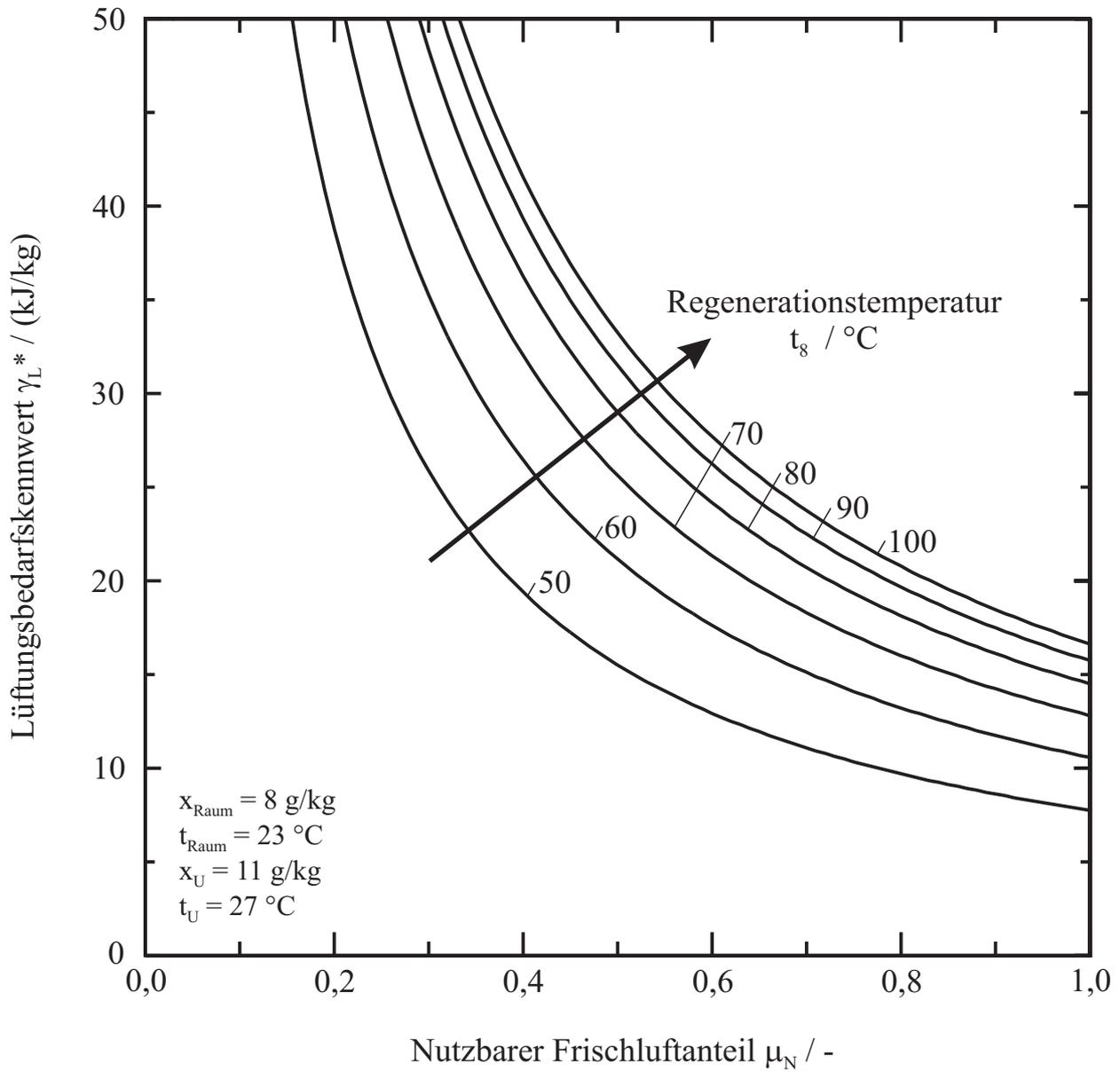


Abb. 5.21: Nutzbarer Frischluftanteil bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung

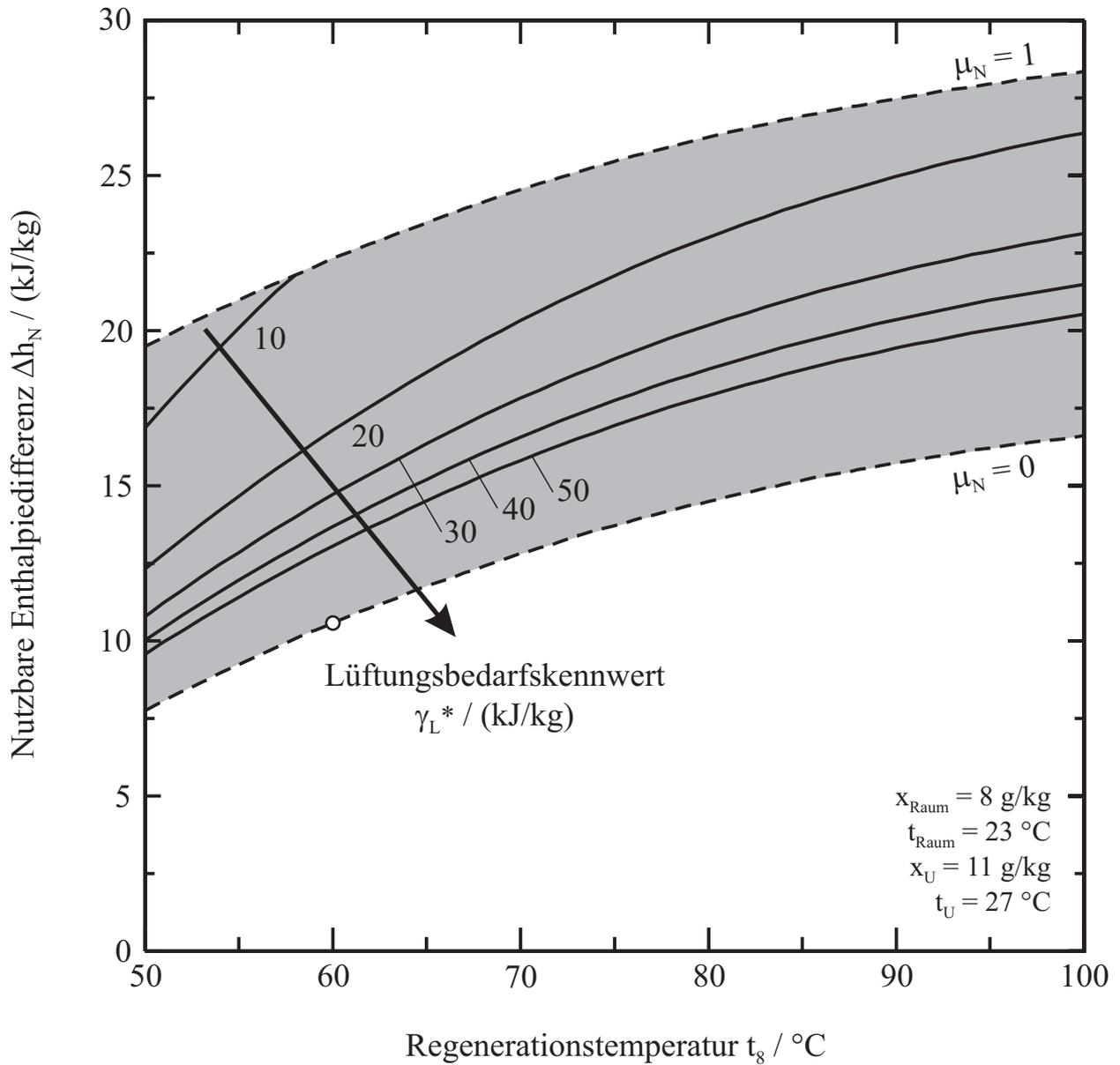


Abb. 5.22: Nutzbare Enthalpiedifferenz bei der Sorptionsgestützten Klimatisierung

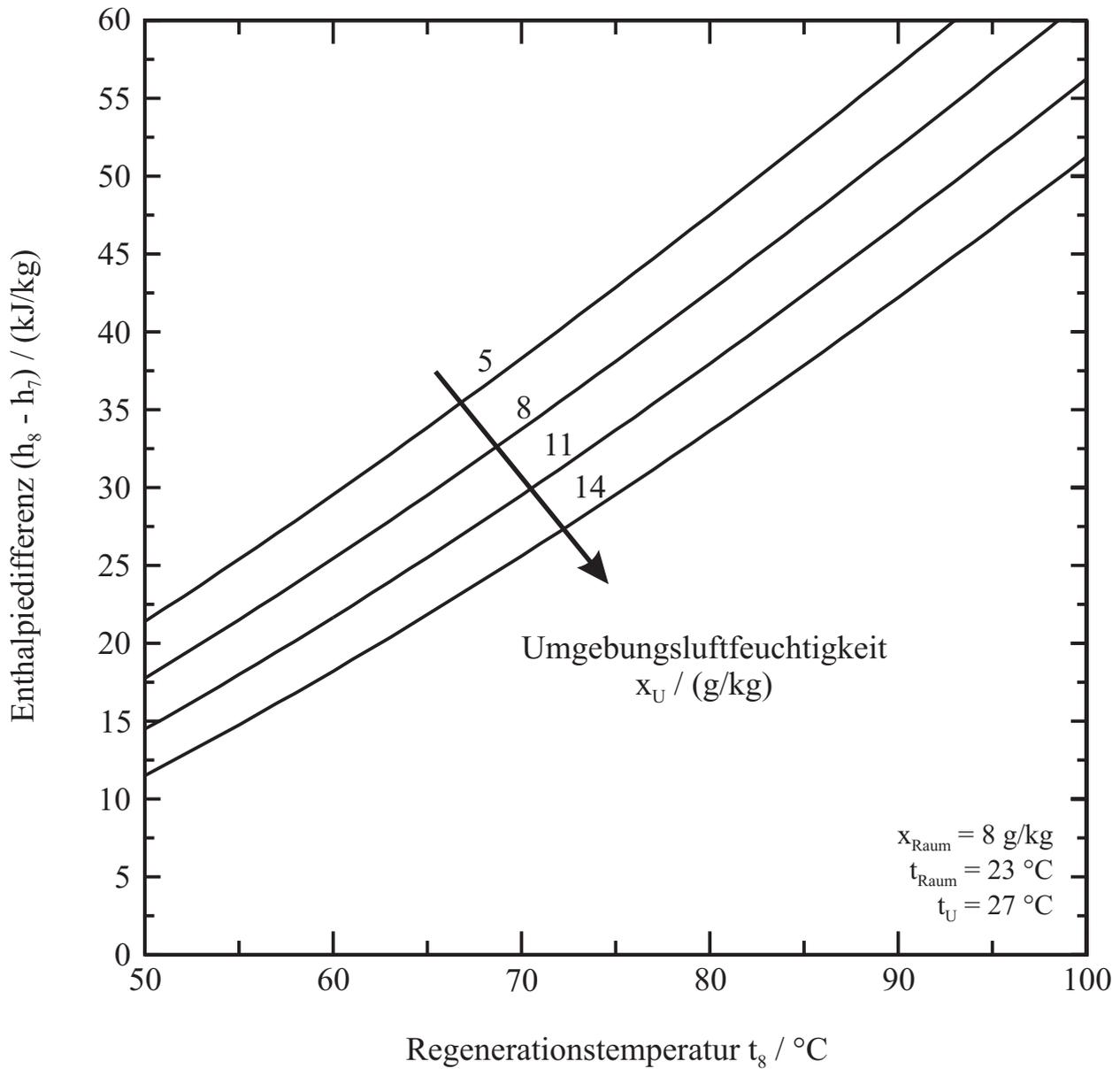


Abb. 5.23: Enthalpiedifferenz zur Erreichung der Regenerationstemperatur

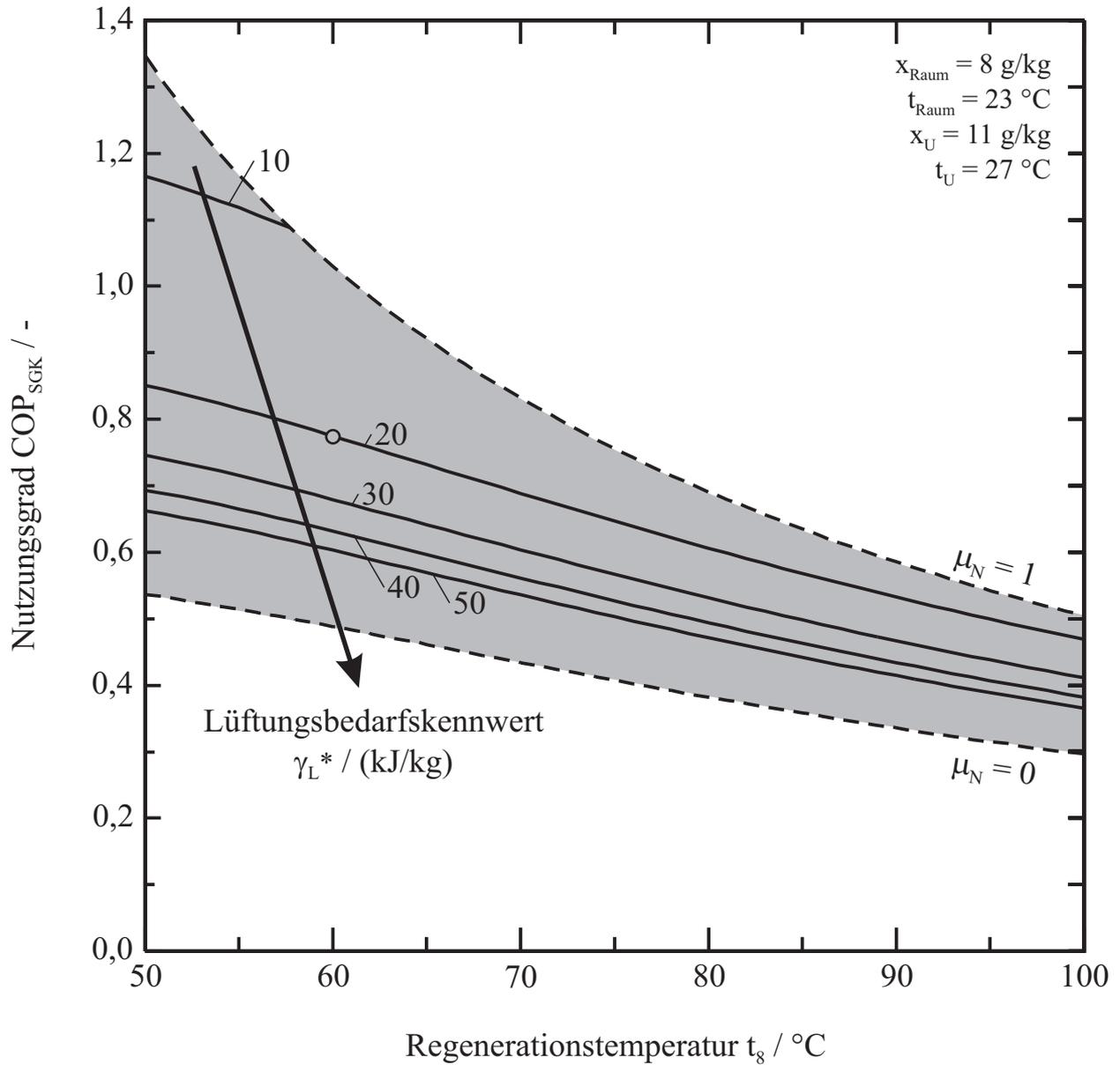


Abb. 5.24: Nutzungsgrad der Sorptionsgestützten Klimatisierung als Funktion der Regenerationstemperatur

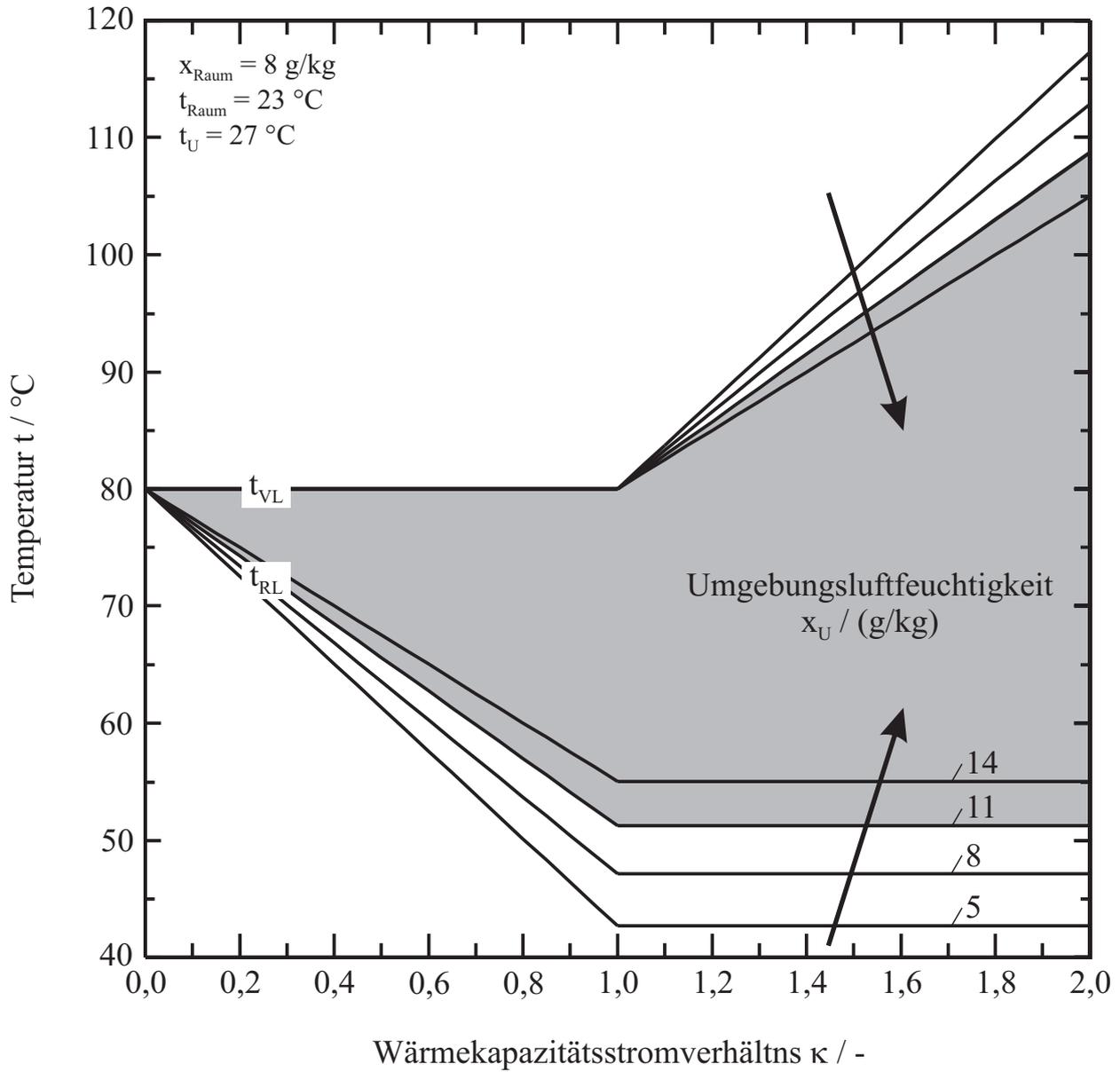


Abb. 5.25: Vor- und Rücklauftemperaturen der Wärmezufuhr für die Sorptionsgestützte Klimatisierung

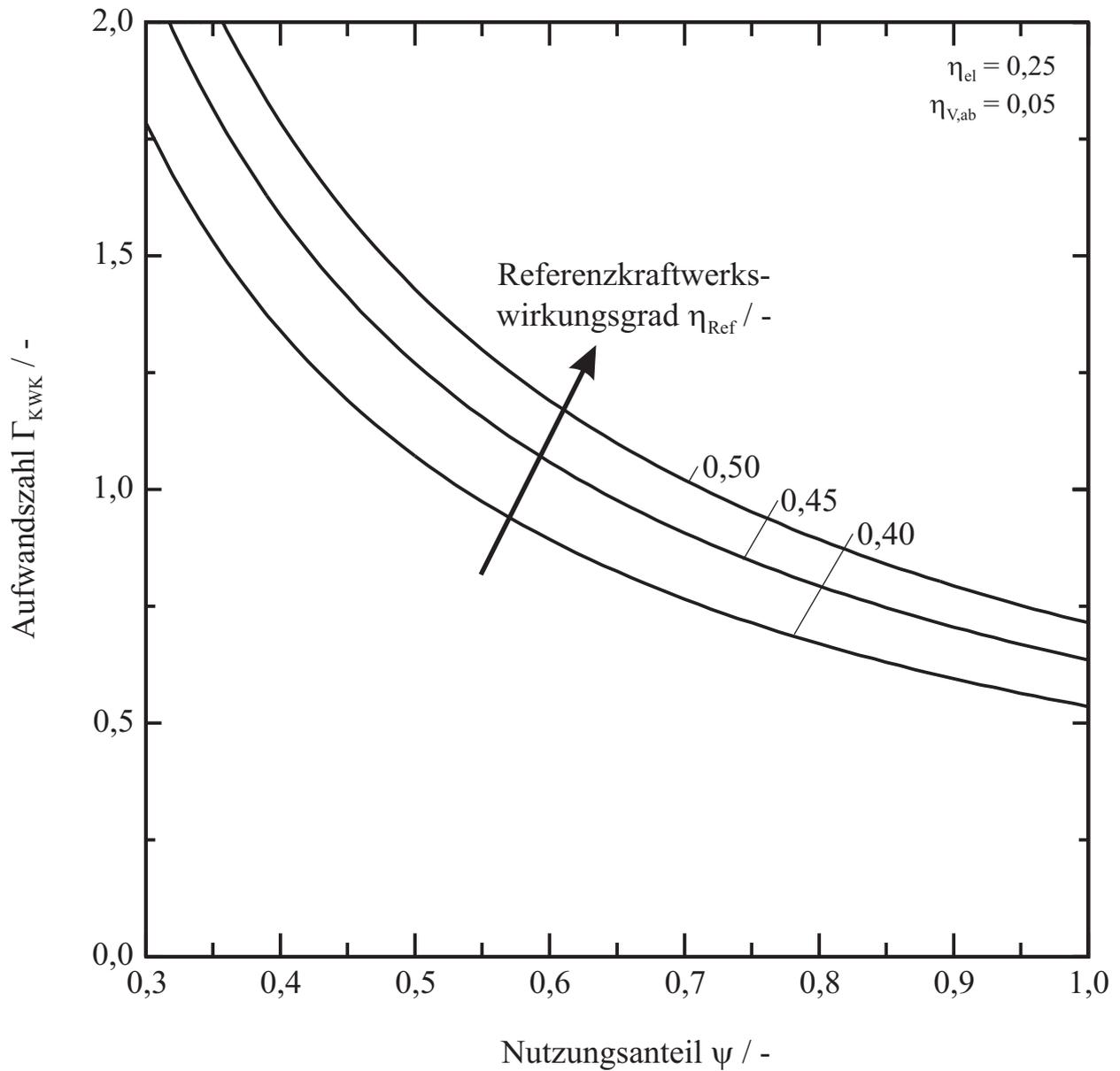


Abb. 6.1: Aufwandszahl in Abhängigkeit des nutzbaren Wärmeanteils für KWK-Systeme ohne Eingriff in den Kraftprozess

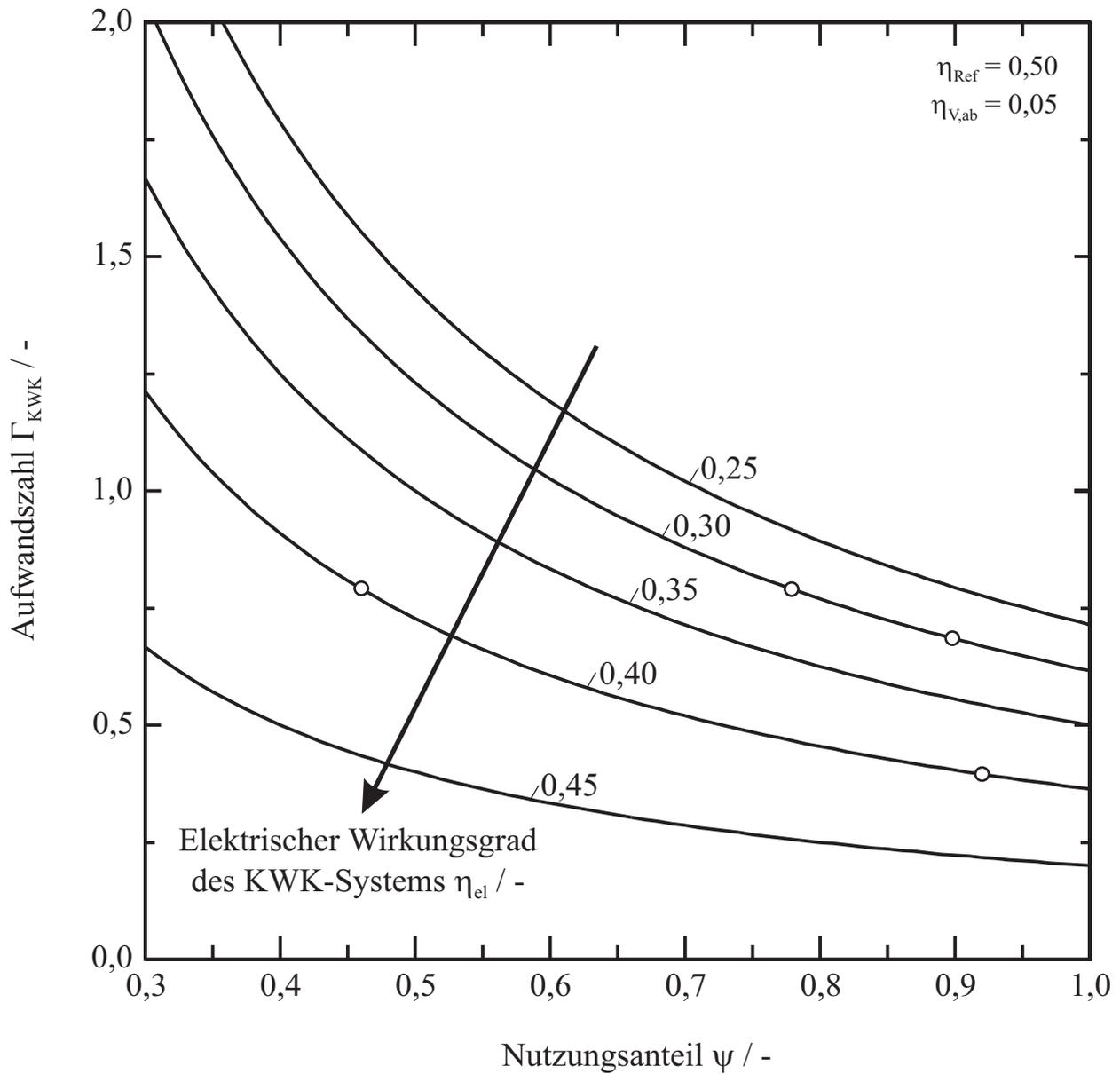


Abb. 6.2: Aufwandszahl in Abhängigkeit des nutzbaren Wärmeanteils für unterschiedliche elektrische Wirkungsgrade des KWK-Systems ohne Eingriff in den Kraftprozess



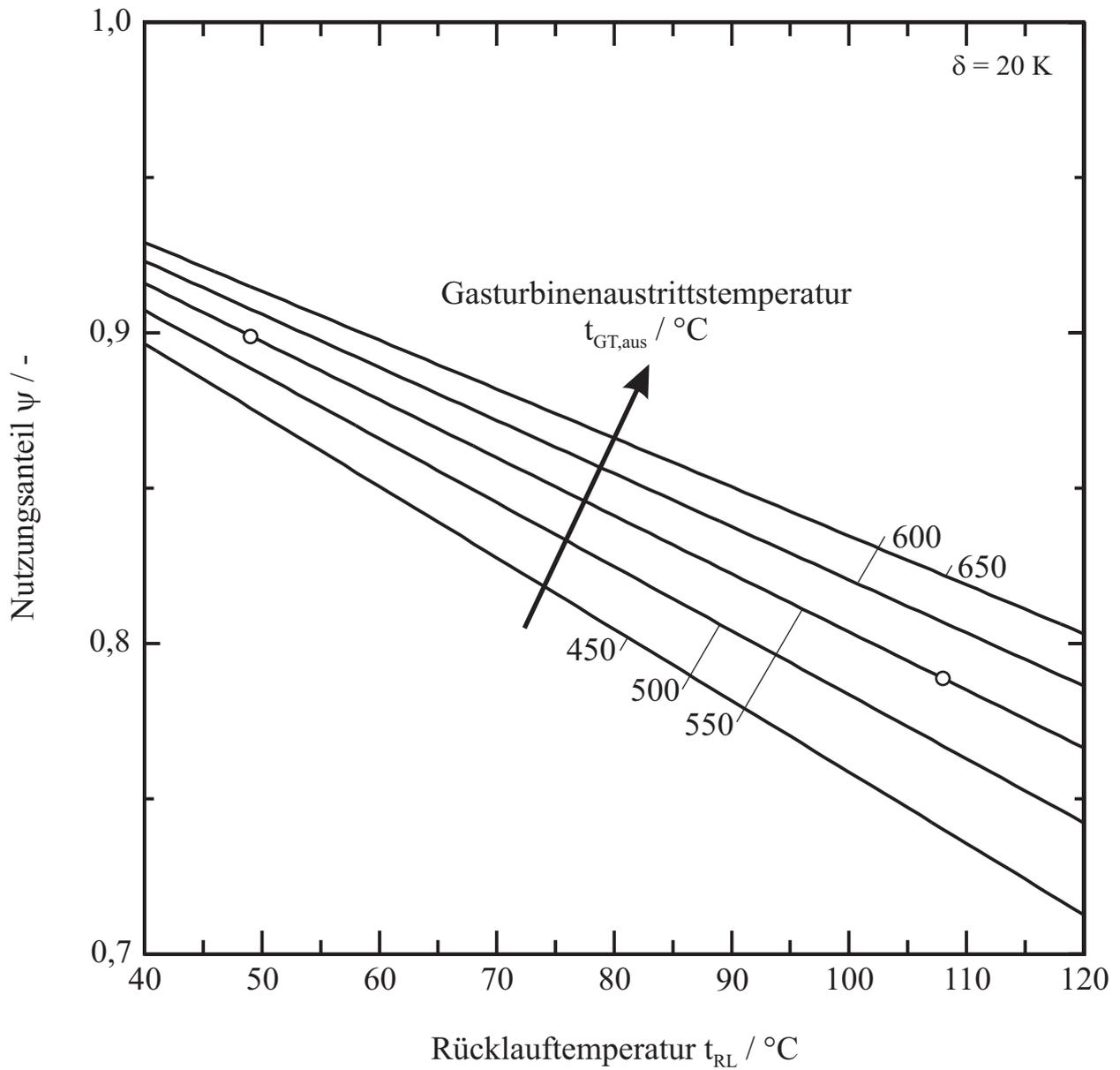
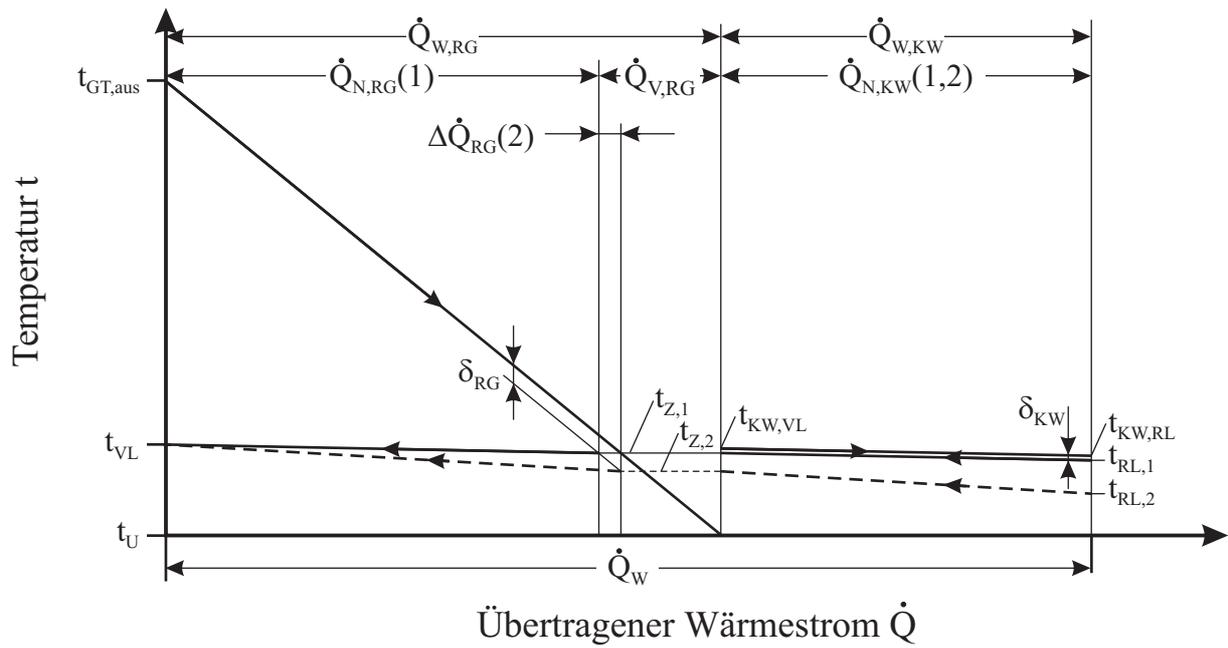
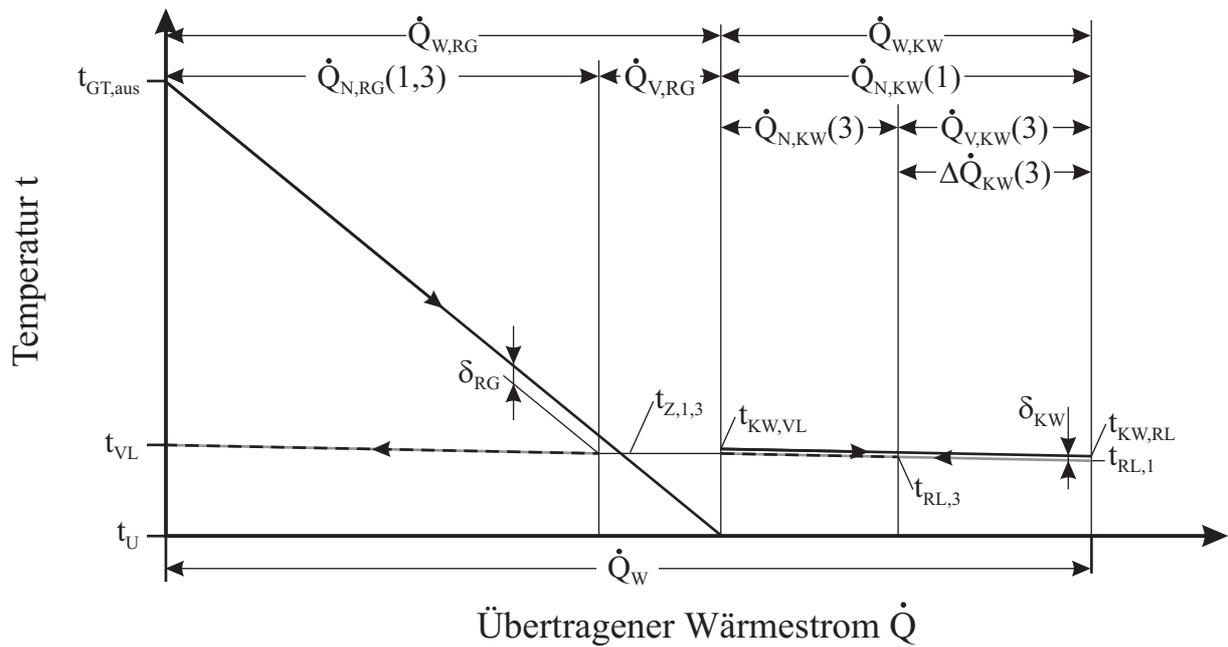


Abb. 6.4: Einfluss der Rücklauftemperatur auf die Wärmenutzung bei Gasturbinenanlagen



a: Absinken der Rücklauftemperatur



b: Anstieg der Rücklauftemperatur

Abb. 6.5: Auskopplung von Rauchgas- und Kühlwasserwärmeströmen aus motorischen KWK-Systemen mit Variation der Rücklauftemperatur

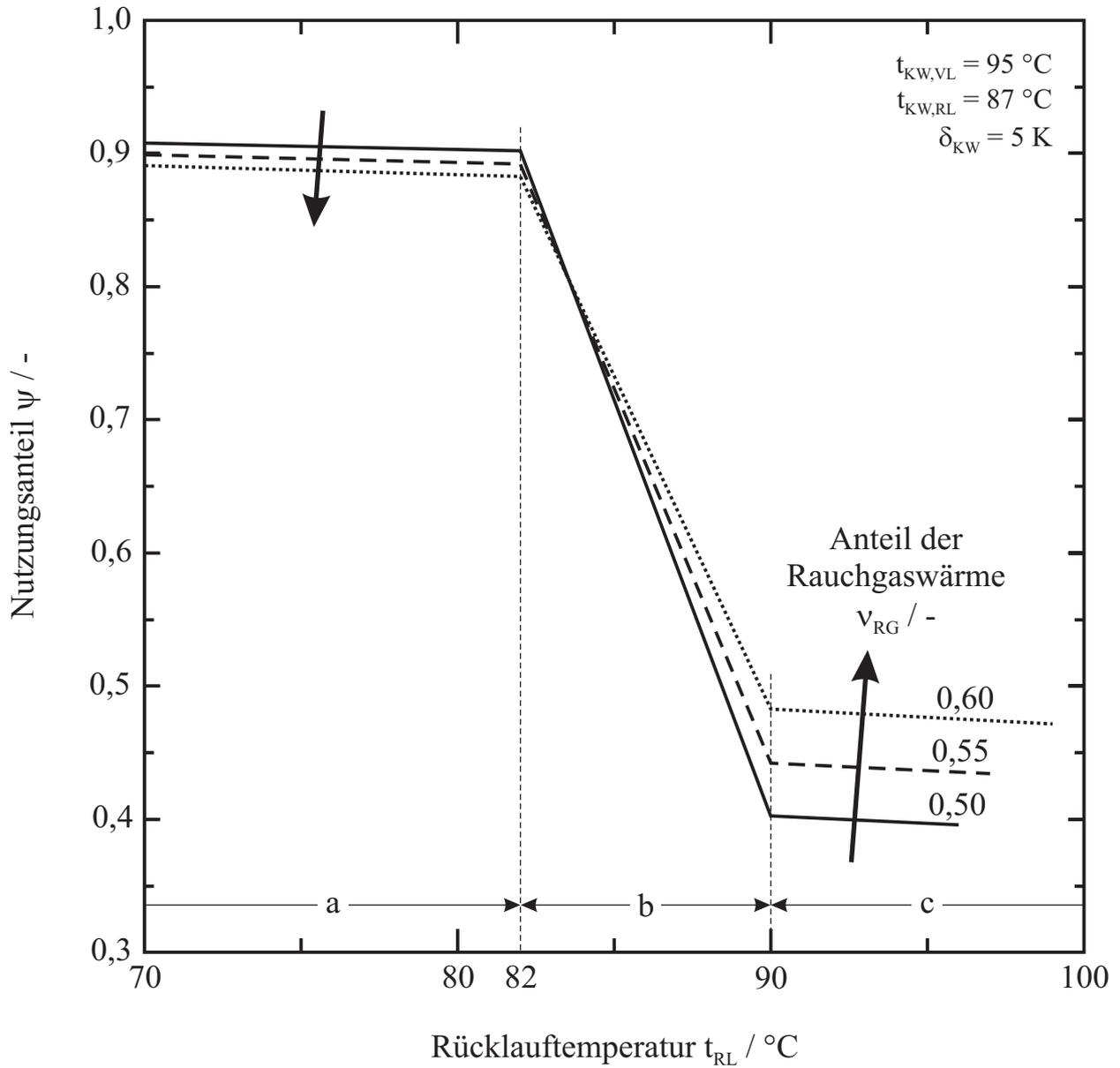


Abb. 6.6: Einfluss der Rücklaufftemperatur auf die Wärmeausnutzung bei motorischen Systemen

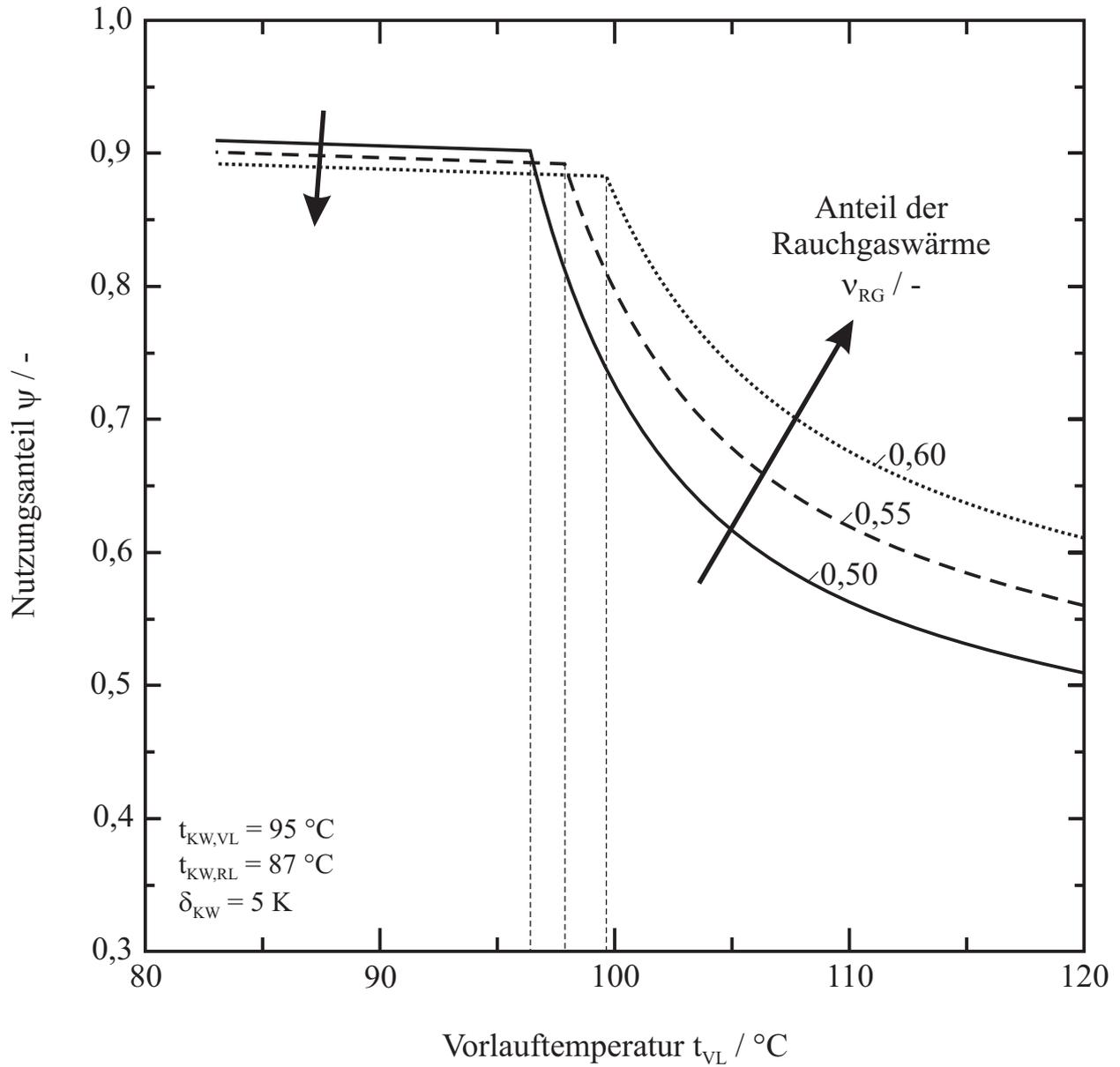


Abb. 6.7: Einfluss der Vorlauftemperatur auf die Wärmeausnutzung bei motorischen Systemen

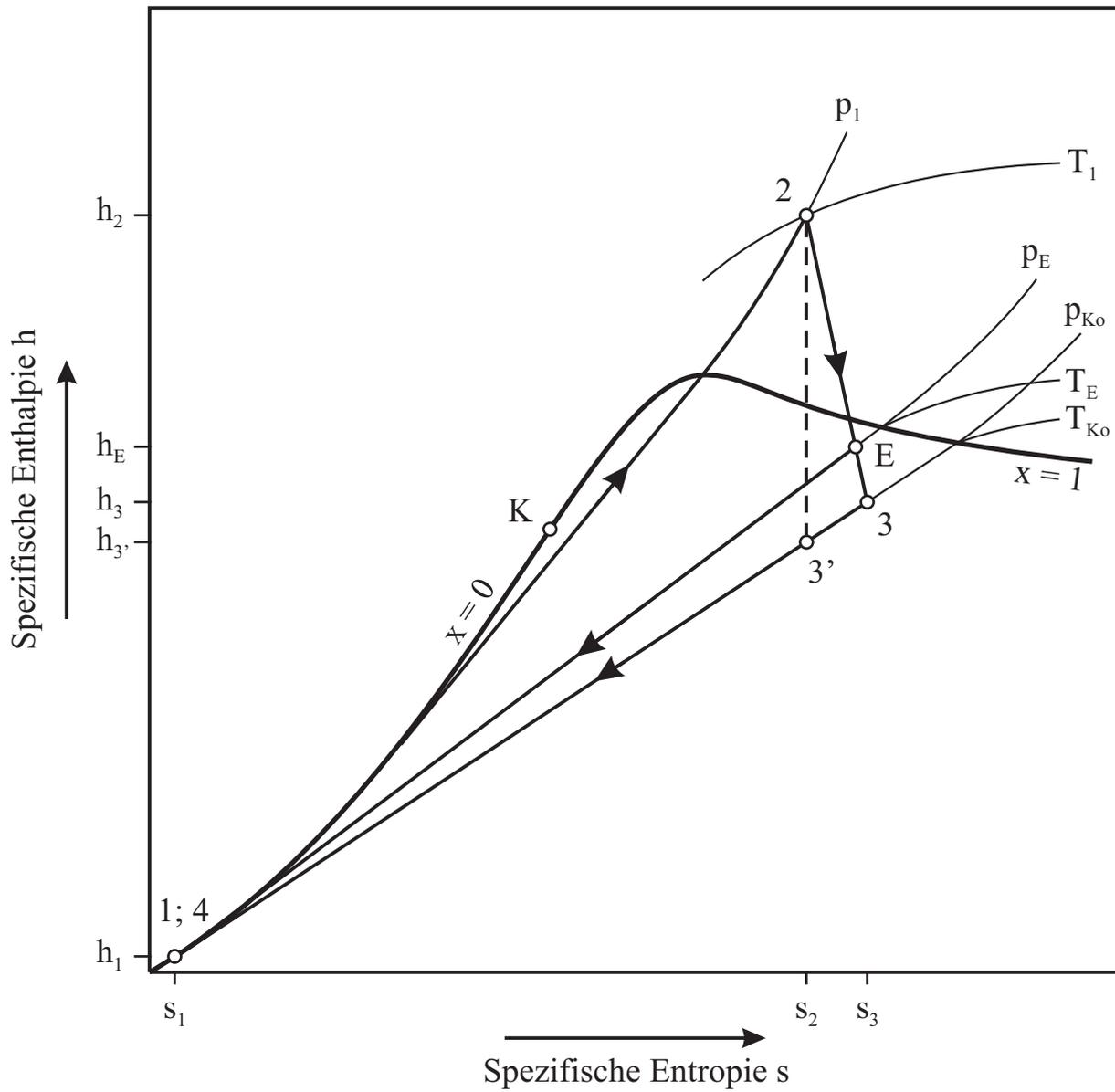


Abb. 6.8: Qualitative Darstellung des  $h, s$ -Diagramms für einen Dampfkraftprozess mit Teilstromentnahme

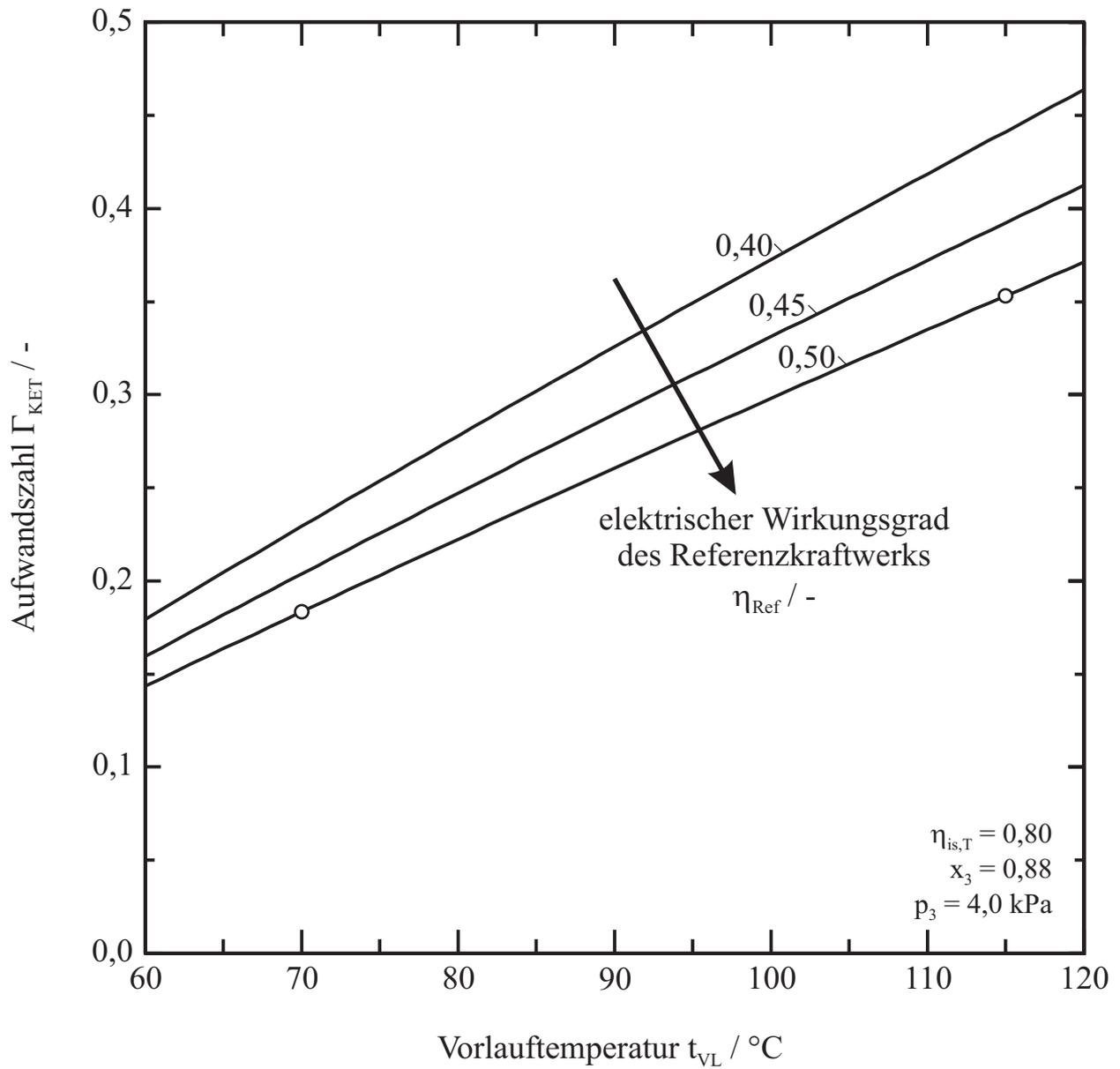


Abb. 6.9: Aufwandszahl für die Wärmeauskopplung aus einer Kondensationsentnahmeturbine

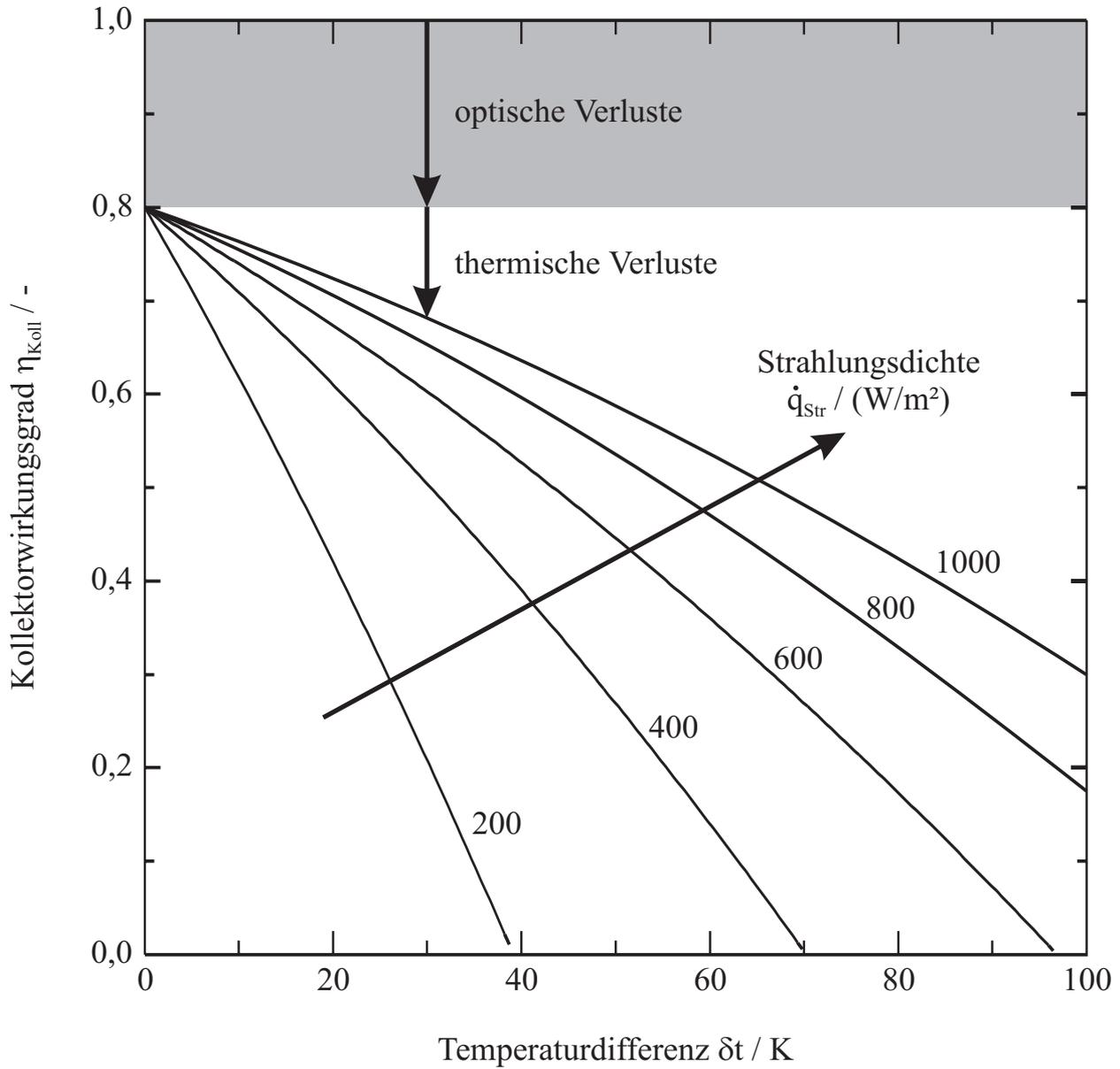


Abb. 6.10: Exemplarischer Verlauf des Kollektorwirkungsgrades über der Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung

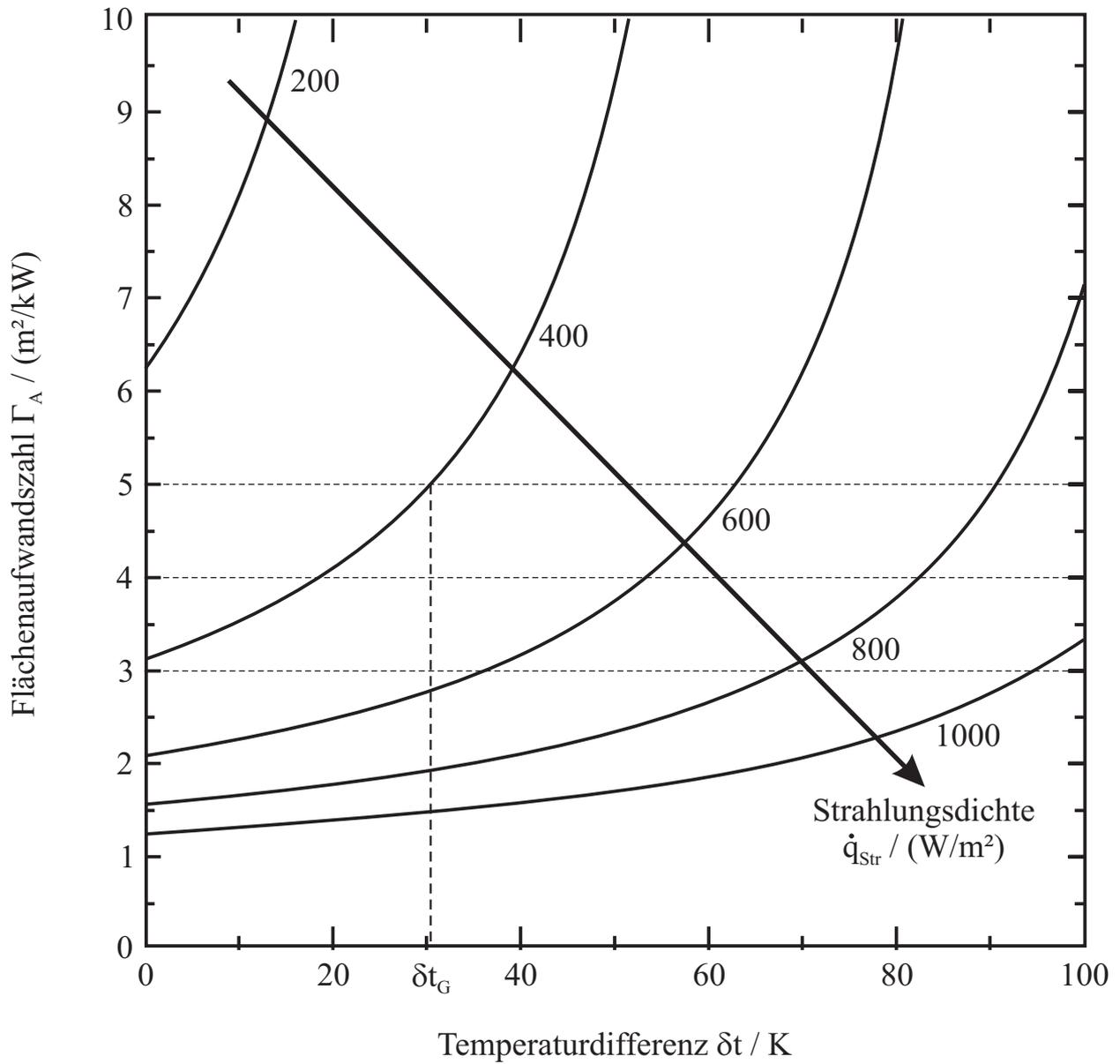


Abb. 6.11: Flächenaufwandszahl für die monovalente Wärmebereitstellung aus einem Solarkollektor gemäß Abb. 6.10

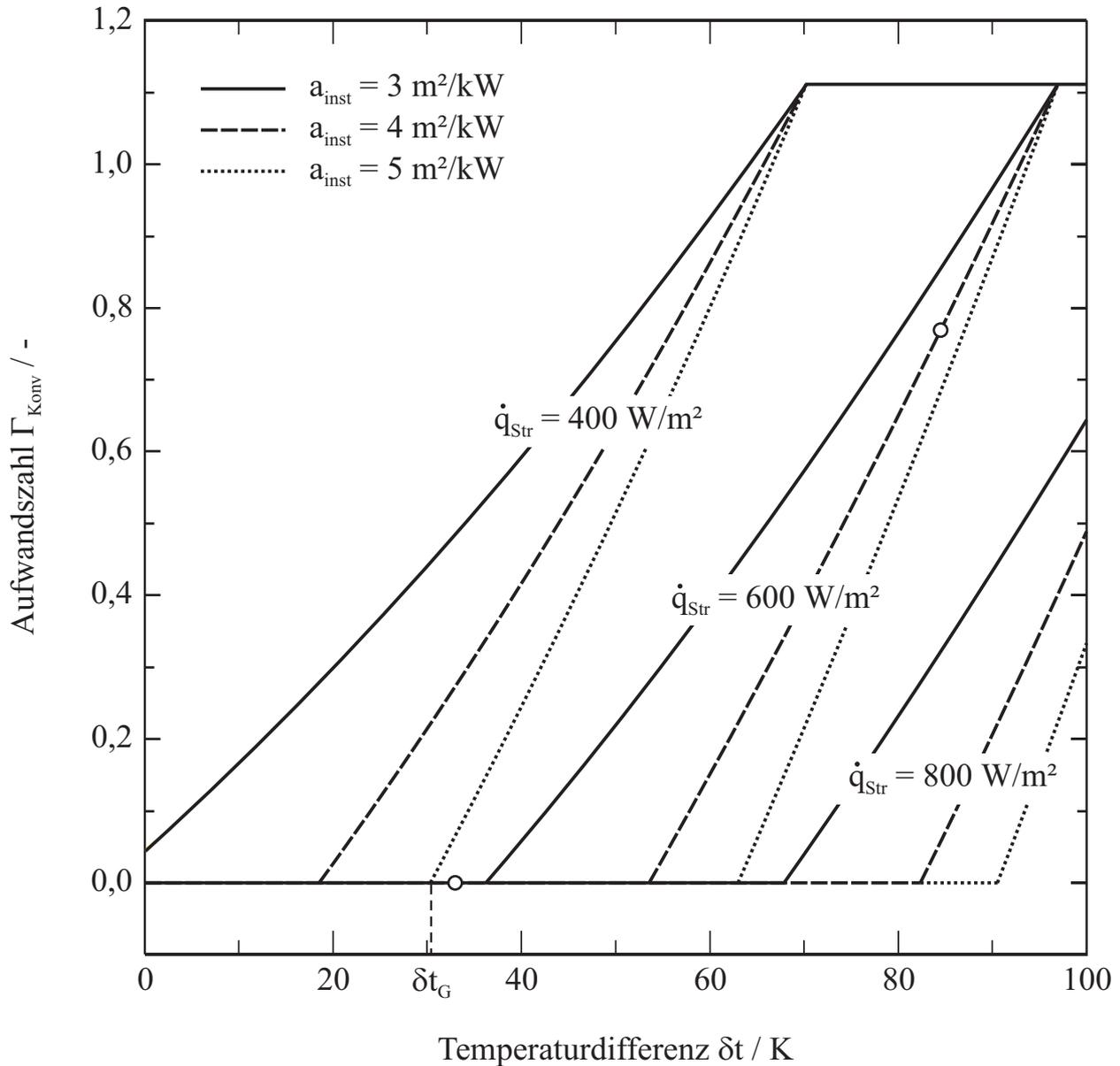


Abb. 6.12: Aufwandszahl für die Wärmebereitstellung aus einem Solarkollektor gemäß Abb. 6.10 mit zusätzlicher Wärmeerzeugung in einem Heizkessel im Parallelbetrieb

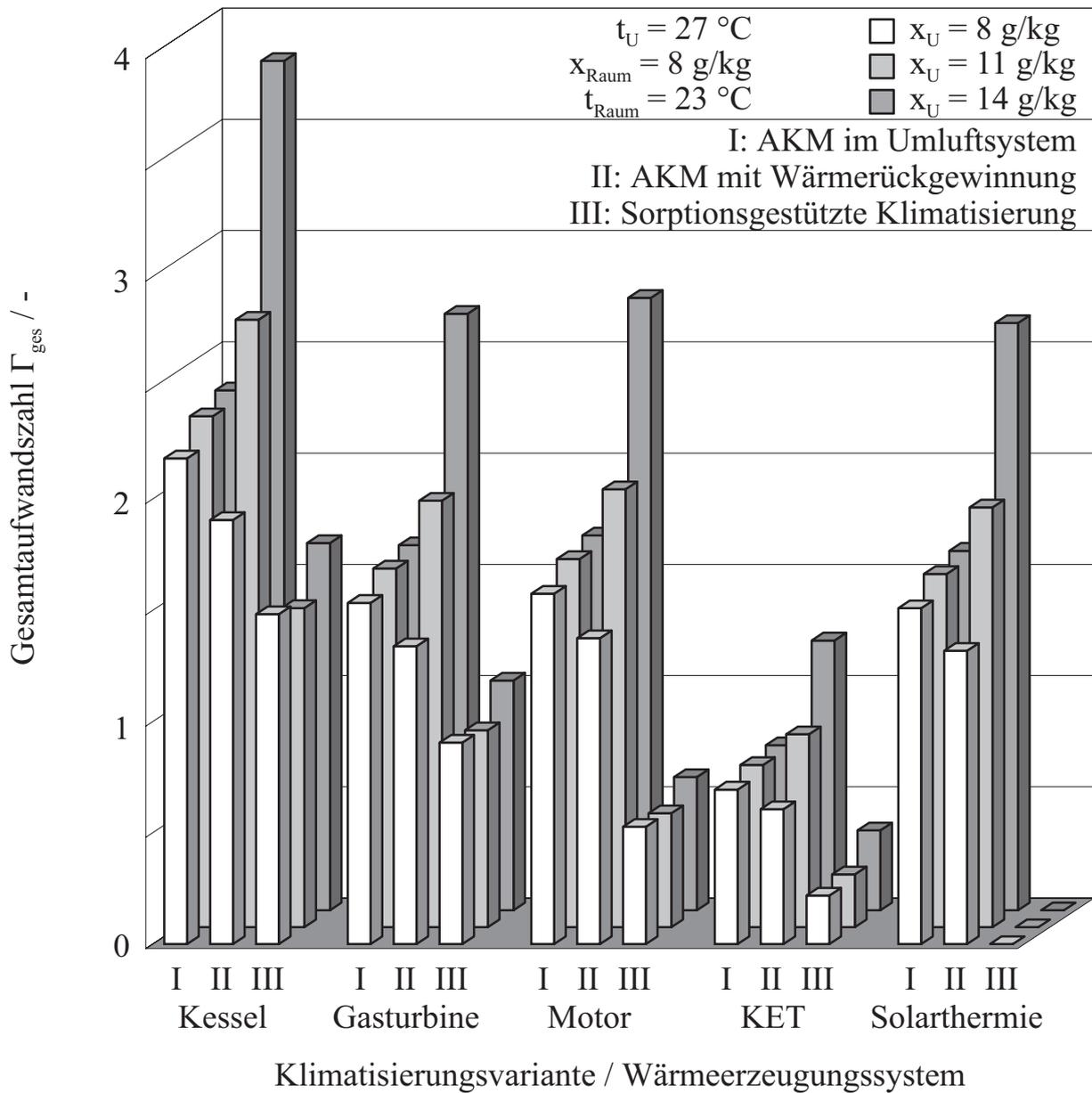


Abb. 7.1: Gesamtaufwandszahl unterschiedlicher Klimatisierungskonzepte für exemplarische Betriebspunkte

## Berechnungsanhang

Die im Rahmen dieser Arbeit angestellten Simulationsberechnungen basieren auf der Bilanzierung der beteiligten Komponenten unter Berücksichtigung der thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten. Dabei wurden die thermodynamisch ideal erreichbaren Zustandsveränderungen als Basis benutzt und das Komponentenverhalten mittels einer Effektivität abgebildet.

### Wärmeübertrager zwischen Zu- und Abluftstrom

Die Effektivität eines Wärmeübertragers ist nach /48/ definiert als

$$\varepsilon_{\text{WÜ}} = \frac{t_{\text{warm,Ein}} - t_{\text{warm,Aus}}}{t_{\text{warm,Ein}} - t_{\text{kalt,Ein}}} . \quad (\text{Gl. A.1})$$

Diese Beziehung gilt bei Gleichheit der Massenströme und Gleichheit der spezifischen Wärmekapazitäten der beteiligten Stoffströme. Wegen der Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität stellt dies eine Vereinfachung dar, die das Gesamtergebnis allerdings nur marginal verändert.

Aus der Energiebilanz des adiabatisch angenommenen Wärmeübertragers können somit bei vorgegebener Wärmeübertragereffizienz aus den Eintrittstemperaturen  $t_2$  und  $t_6$  die Austrittstemperaturen  $t_3$  und  $t_7$  bestimmt werden.

Die absoluten Feuchtigkeiten der Luftströme können als konstant angenommen werden. Somit ist die Wasserbeladung der Luftströme am Austritt des Wärmeübertragers identisch mit derjenigen am Eintritt.

### Verdunstungskühler

Die Befeuchtung der Luft im Verdunstungskühler ist maximal bis zur Sättigung möglich. Dabei wird die Kühlgrenztemperatur erreicht  $t_{\text{KG}}$ . Die Bestimmung von  $t_{\text{KG}}$  kann nach /94/ erfolgen. Sie ist eine Funktion von Druck, Temperatur und Feuchtegehalt der Luft und damit charakteristisch für einen bestimmten Luftzustand.

Die Effektivität des Verdunstungskühlers wird als

$$\varepsilon_{\text{VK}} = \frac{t_{\text{Ein}} - t_{\text{Aus}}}{t_{\text{Ein}} - t_{\text{KG}}(t_{\text{Ein}}, x_{\text{Ein}})} \quad (\text{Gl. A.2})$$

definiert. Die Massenbilanz führt zu

$$\begin{aligned} \dot{m}_L \cdot (1 + x_1) + \Delta \dot{m}_w &= \dot{m}_L \cdot (1 + x_2) \\ \Rightarrow x_2 - x_1 &= \frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_L} . \end{aligned} \quad (\text{Gl. A.3})$$

In der Energiebilanz ist die Verdampfungsenthalpie zu berücksichtigen:

$$h_2 - h_1 = \frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_L} \cdot h_w \quad (\text{Gl. A.4})$$

Also gilt mit Gl A3: 
$$h_2 - h_1 = (x_2 - x_1) \cdot h_w \quad (\text{Gl. A.5})$$

Unter Annahme einer Verdunstungskühlereffizienz ist somit aus dem Eintrittszustand der Luft der Zustand am Austritt zu berechnen.

### Sorptionsregenerator

Der gekoppelte Wärme- und Stoffübergang im Sorptionsregenerator erschwert eine exakte mathematische Modellierung dieses Aggregats /95, 96/. In der Literatur werden einige Lösungsansätze für die Vorhersage und Optimierung der Funktion des Sorptionsregenerators für verschiedene Randbedingungen gegeben /97, 98, 99, 100/. Als Einflussparameter treten dabei unter anderem die Geometrie, die Rotationsgeschwindigkeit, die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids, das verwendete Sorptionsmittel (insbesondere die verschiedenen Sorptionsisothermen), die Wärmekapazität des Inertmaterials sowie Druck und Temperatur in Erscheinung.

In der vorliegenden Arbeit wird aus der thermodynamisch maximal möglichen Entfeuchtung die reale Entfeuchtungsleistung mit Hilfe einer Effektivität  $\epsilon_{SR}$  berechnet. Dazu wird der Sorptionsregenerator bilanziert.

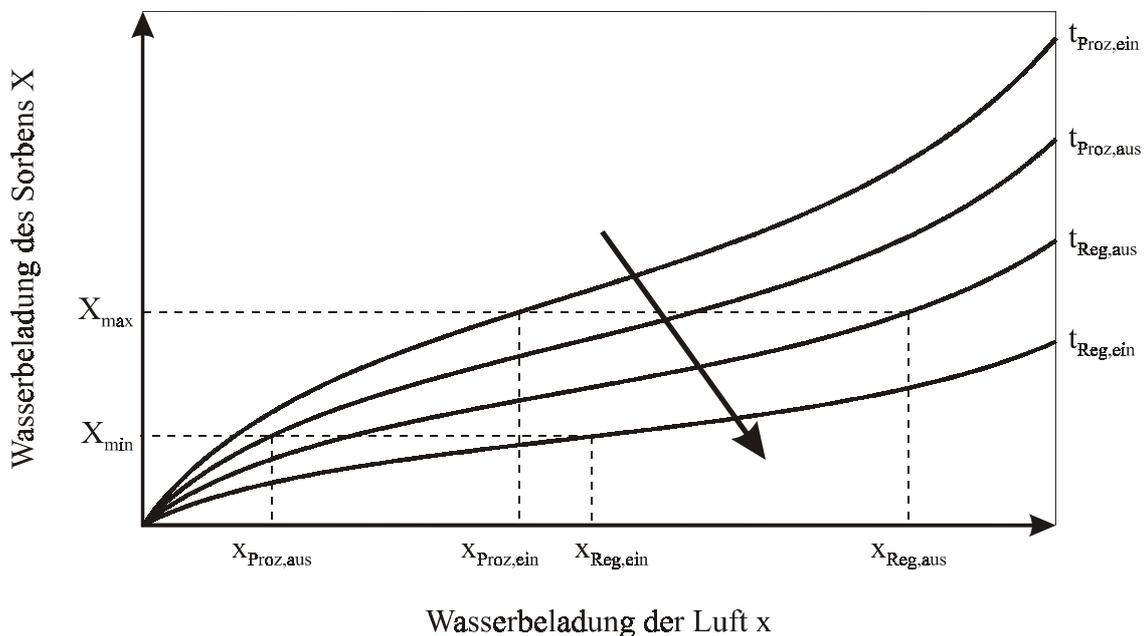


Abb. T11: Exemplarische Darstellung von Sorptionsisothermen

Die Sorptionsisothermen als temperaturabhängige Materialeigenschaft des hygroskopischen Stoffes geben den Zusammenhang zwischen dem Wassergehalt der vorbeiströmenden Luft  $x_{Proz}$  beziehungsweise  $x_{Reg}$  und der Wasserbeladung des Feststoffes  $X$  wieder /101/. Aus **Abb. T11**

sind mögliche Verläufe der Sorptionsisothermen eines Sorptionsmittels für unterschiedliche Temperaturen zu entnehmen.

Die minimale Wasserbeladung des hygroskopischen Rotormaterials  $X_{\min}$  tritt am Eintritt der Regenerationsluft auf, da dort die höchste Temperatur und die niedrigste Luftfeuchtigkeit der vorbeiströmenden Luft, somit die geringste relative Luftfeuchtigkeit, herrscht. Mit der Sorptionsisothermen für  $t = t_{\text{Reg,Ein}}$  kann aus  $x_{\text{Reg,Ein}}$  diese Beladung  $X_{\min}$  bestimmt werden. Wird das so getrocknete Sorptionsmittel nun in den Prozessluftstrom eingebracht, stellt sich an diesem Ende des Regenerators die Temperatur  $t_{\text{Proz,Aus}}$  ein (Gegenstrombetrieb). Mit dem vorher bestimmten  $X_{\min}$  und der Sorptionsisotherme für  $t_{\text{Proz,Aus}}$  ist  $x_{\text{Proz,Aus}}$  festgelegt /102/. Allerdings ist die Austrittstemperatur der Prozessluft abhängig von der Entfeuchtung  $\Delta x_{\text{Proz}} = x_{\text{Proz,Ein}} - x_{\text{Proz,Aus}}$ , wodurch der Rechengang eine Iteration erfordert.

Unabhängig von der konkreten Form der Sorptionsisothermen lässt sich ein grundsätzlicher mathematischer Zusammenhang ableiten, der eine iterative Berechnung ermöglicht. Ausgehend von der Gleichung von Clausius-Clayperon /29/

$$T \frac{dp}{dT} = \frac{h'' - h'}{v'' - v'} \quad (\text{Gl. A.6})$$

folgt unter Vernachlässigung des spezifischen Volumens der Flüssigkeit gegenüber demjenigen des Dampfes und bei Annahme des idealen Gasgesetzes

$$\frac{dp}{p} = \frac{(h'' - h')}{R} \cdot \frac{dT}{T^2}. \quad (\text{Gl. A.7})$$

Also für freies Wasser

$$\frac{dp_{w,s}}{p_{w,s}} = \frac{h_v}{R} \cdot \frac{dT}{T^2} \quad (\text{Gl. A.8})$$

und für gebundenes Wasser

$$\frac{dp_g}{p_g} = \frac{h_B}{R} \cdot \frac{dT}{T^2}. \quad (\text{Gl. A.9})$$

Daraus folgt

$$\frac{dp_g}{p_g} = \frac{dp_{w,s}}{p_{w,s}} \cdot \frac{h_B}{h_v}. \quad (\text{Gl. A.10})$$

Integration liefert

$$\int_{t_1}^{t_2} \frac{dp_g}{p_g} = \frac{h_B}{h_v} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \frac{dp_{w,s}}{p_{w,s}}$$

$$\Rightarrow \ln p_g \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{h_B}{h_v} \cdot \ln p_{w,s} \Big|_{t_1}^{t_2}$$

$$\Leftrightarrow \frac{p_g(t_2)}{p_g(t_1)} = \left( \frac{p_{w,s}(t_2)}{p_{w,s}(t_1)} \right)^{\frac{h_B}{h_v}}. \quad (\text{Gl. A.11})$$

Mit dieser Beziehung ist es möglich, eine beliebige Sorptionsisotherme  $p_g = f(t_1, x)$  auf eine andere Temperatur  $t_2$  zu transformieren  $p_g = g(t_2, x)$ .

Somit ergibt sich aus der obigen Gleichung ein Zusammenhang zwischen den Dampfdrücken über dem Sorptionsmittel  $p_g$  bei der Regenerationslufteintrittstemperatur beziehungsweise der Prozessluftaustrittstemperatur und dem Sättigungsdampfdruck von Wasser  $p_{D,s}$  bei diesen Temperaturen. Im Gleichgewichtszustand ist der Wasserdampfpartialdruck der feuchten Luft über dem Sorptionsmittel gleich dem Dampfdruck des gebundenen Wassers an dieser Oberfläche. Zusammen mit Gl. 2.22 folgt

$$x_{\text{Proz.,Aus}} = x_{\text{Reg.,Ein}} \cdot \left( \frac{p_{W,s}(t_{\text{Proz.,Aus}})}{p_{W,s}(t_{\text{Reg.,Ein}})} \right)^{\frac{h_B}{h_V}} \quad (\text{Gl. A.12})$$

So ist es möglich, den Wassergehalt der Prozessluft am Austritt des Sorptionsregenerators aus dem Regenerationslufteintrittszustand und den Sättigungsdampfdrücken reinen Wassers bei diesen Zuständen iterativ zu bestimmen, wenn die Bindungsenthalpie  $h_B$  und die Verdampfungsenthalpie  $h_V$  bekannt sind. Die Bindungsenthalpie  $h_B$  ergibt sich als Summe aus Verdampfungsenthalpie  $h_V$  und der Sorptionsenthalpie  $h_S$ .

Zur Bestimmung der Austrittstemperatur der Prozessluft wird der Sorptionsregenerator betrachtet. Die Massenbilanz führt zu

$$x_1 - x_2 = \frac{\Delta \dot{m}_W}{\dot{m}_L} \quad (\text{Gl. A.13})$$

Für die Energiebilanz ist zu beachten, dass bei der Anlagerung des Wassers an das Sorptionsmittel die Sorptionsenthalpie  $h_S$  freigesetzt wird

$$h_1 - h_2 = \frac{\Delta \dot{m}_W}{\dot{m}_L} \cdot (h_W - h_S) \quad (\text{Gl. A.14})$$

Also gilt 
$$h_1 - h_2 = (x_1 - x_2) \cdot (h_W - h_S) \quad (\text{Gl. A.15})$$

Daraus folgt 
$$(c_{p,L,1} \cdot t_1 + x_1 \cdot h_V) - (c_{p,L,2} \cdot t_2 + x_2 \cdot h_V) = (x_1 - x_2) \cdot (h_W - h_S) \quad (\text{Gl. A.16})$$

Mit 
$$c_{p,L,1} \approx c_{p,L,2} = c_{p,L}$$

ergibt sich 
$$t_2 = t_1 + (x_1 - x_2) \cdot \frac{(h_V + h_S - h_W)}{c_{p,L}} \quad (\text{Gl. A.17})$$

Somit ergibt sich für die Prozessluft

$$t_{\text{Proz.,Aus}} = t_{\text{Proz.,Ein}} + (x_{\text{Proz.,Ein}} - x_{\text{Proz.,Aus}}) \cdot \frac{(h_V + h_S - h_W)}{c_{p,L}} \quad (\text{Gl. A.18})$$

Für die Prozessluftentfeuchtung gilt

$$\Delta x_{\text{Proz}} = x_{\text{Proz.,Ein}} - x_{\text{Proz.,Aus}} \quad (\text{Gl. A.19})$$

Mit (Gl. A12) folgt 
$$\Delta x_{\text{Proz}} = x_{\text{Proz,Ein}} - x_{\text{Reg,Ein}} \cdot \left( \frac{p_{\text{W,s}}(t_{\text{Proz,Aus}})}{p_{\text{W,s}}(t_{\text{Reg,Ein}})} \right)^{\frac{h_{\text{B}}}{h_{\text{V}}}} . \quad (\text{Gl. A.20})$$

Also ist: 
$$\Delta x_{\text{Proz}} = x_{\text{Proz,Ein}} - x_{\text{Reg,Ein}} \cdot \left( \frac{p_{\text{W,s}} \left( t_{\text{Proz,Ein}} + \Delta x_{\text{Proz}} \cdot \frac{h_{\text{V}} + h_{\text{S}} - h_{\text{W}}}{c_{\text{p,L}}} \right)}{p_{\text{W,s}}(t_{\text{Reg,Ein}})} \right)^{\frac{h_{\text{B}}}{h_{\text{V}}}} . \quad (\text{Gl. A.21})$$

Aus dieser impliziten Beziehung wird in der vorliegenden Arbeit aus vorgegebenen Stoffwerten und angenommenen beziehungsweise errechneten Eintrittsluftzuständen in den Sorptionsregenerator die maximal mögliche Entfeuchtung der Zuluft  $\Delta x_{\text{Proz}}$  bestimmt. Um das Verhalten realer Aggregate hinreichend genau abzubilden, wird dieser thermodynamisch ideal erreichbare Wert mit einer Effizienz korrigiert

$$\Delta x_{\text{Proz,korr}} := \varepsilon_{\text{SR}} \cdot \Delta x_{\text{Proz}} . \quad (\text{Gl. A.22})$$

### Luftkühler mit Wasserausscheidung

Für die Berechnung des Luftkühlers mit Wasserausscheidung wird zunächst die Austrittstemperatur der Zuluft mit oben beschriebenem Effizienzmodell des Wärmeübertragers bestimmt. Dann wird die erreichte Temperaturdifferenz vereinfachend in  $n$  gleiche Abschnitte unterteilt. Gleichzeitig wird die Aufwärmspanne des Kühlmittels in  $n$  gleiche Strecken untergliedert. Für jeden Teilabschnitt der Kühlmittelerwärmung wird die zugehörige mittlere Oberflächentemperatur des Luftkühlers berechnet. Zu jeder Oberflächentemperatur gehört eine Sättigungswasserbeladung der oberflächennahen Grenzluftschicht.

Die Zustandsänderung der Zuluft wird dann schrittweise in Richtung der Oberflächentemperatur des Kühlers und der zugehörigen Sättigungswasserbeladung ermittelt. Hierbei wird das Gegenstromprinzip angenommen. Somit ergibt sich der Endpunkt der Luftkühlung aus der Temperatureffizienz des Luftkühlers und dem sich einstellenden Oberflächentemperaturverlauf.





## Lebenslauf

**Name:** Marc Diekmann

**Geburtsdatum:** 1. Juni 1970

**Geburtsort:** Höxter

**Familienstand:** verheiratet

**Schulbildung:** 1976 - 1980

Städtische Grundschule, Höxter

1980 - 1989

Städtisches König-Wilhelm-Gymnasium, Höxter

Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

**Studium:** 1989 - 1997

Universität Hannover, Maschinenbau

Vertiefungsrichtung: Energie- und Verfahrenstechnik

Abschluss: Diplom-Ingenieur

**Promotion:** seit 1997

Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kältetechnik und

Angewandte Wärmetechnik der Universität Hannover

(seit 2000: Institut für Energietechnik)

Forschungsschwerpunkt:

Ökonomische und ökologische Bewertung komplexer Energiesysteme