

TUHH

Technische Universität Hamburg-Harburg
Arbeitsbereich Technische Thermodynamik

Betrieb und Optimierung eines mit Gas betriebenen Heiz- und Klimatisierungssystems

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben, gefördert von

der Deutschen Bundesstiftung
Umwelt



AZ 08491

und

der Deutschen Vereinigung des
Gas- und Wasserfaches e.V.



Forschungsvorhaben 4.4.09

verfasst von:

Dipl. Ing. Wilson Casas

Prof. Dr.-Ing. G. Schmitz

Hamburg, Mai 2003

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben:

*Betrieb und Optimierung eines mit Gas betriebenen
Heiz- und Klimatisierungssystems*

Technische Universität Hamburg-Harburg
Arbeitsbereich Technische Thermodynamik
Prof.-Dr.-Ing. G. Schmitz / Dipl.-Ing. W. Casas
Denickestr. 17
21073 Hamburg
Tel. 040 44878 3244
URL: <http://www.tt.tu-harburg.de>

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	08491	Referat	24/0	Fördersumme	200.000,00 DM
Antragstitel	Erprobung und Optimierung eines mit Gas betriebenen Heiz- und Klimatisierungssystems				
Stichworte	Heizung, Klimatisierung, Klimatechnik, Klimaanlage, BHKW, Sorption, Trocknung, Fußbodenkühlung, Erdkälte, Erdwärmesonden				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
3 Jahre	1.1.2000	31.10.2003	1		
Bewilligungsempfänger	TuTech TUHH Technologie GmbH Schellerdamm 4 21079 Hamburg			Tel	040/766 180-0
				Fax	040/766 180-88
				Projektleitung	Prof. Schmitz
				Bearbeiter	Dipl.-Ing. W. Casas
Kooperationspartner	TUHH Technische Universität Hamburg-Harburg Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches (DVGW)				

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Konventionelle Klimaanlage weisen einen relativ hohen Primärenergiebedarf auf. Im Sommer ist die Nachfrage nach Gas bzw. thermischer Energie sehr gering, so dass vorhandene dezentrale Kraft – Wärme - Kopplungsanlagen (Blockheizkraftwerke, BHKW) nicht optimal eingesetzt werden können. An der TU Hamburg-Harburg wurde ein Klimatisierungsprozess entwickelt, der die Abwärme von BHKW's im Sommer nutzen kann und einen geringeren Primärenergiebedarf als konventionelle Anlagen aufweist.

Ziel des Projektes war es, durch den Betrieb einer **Demonstrationsanlage** die Praxisrelevanz des entwickelten gasbetriebenen Hybridprozesses unter realen Bedingungen nachzuweisen und die Aussagen des bereits durchgeführten Laborbetriebs und der theoretischen Untersuchungen bezüglich **Primärenergiebedarf** und **Wirtschaftlichkeit** zu untermauern. Parallele **Laboruntersuchungen** und rechnergestützte **Simulationen** dienten der Optimierung der Anlagenkonfiguration sowie der Untersuchung zur Einbindung anderer Wärme - aber auch Kältequellen. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden zur Erstellung ausführlicher **Planungsunterlagen** genutzt.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Die Planung der Demonstrationsanlage erfolgte in enger Zusammenarbeit mit einem Betreiber auf der Basis der bisher gewonnenen Laborergebnisse. Die Demonstrationsanlage wurde mit umfassender Messdatenerfassung (zur Temperatur-, Feuchte-, und Volumenstrommessung) ausgestattet, um eine kontinuierliche Überwachung des Betriebs über eine ganze Sommer- und Winterperiode (24 Monate) zu ermöglichen und das Wechselspiel mit Gebäudelast und Klimazustand zu untersuchen. Aus den gewonnenen Daten ließen sich eindeutige Aussagen über Primärenergiebedarf und Wirtschaftlichkeit ableiten. Die Messdaten sowie ergänzende Laboruntersuchungen dienten zur Kalibrierung und Anpassung des vorhandenen numerischen Modells.

Das numerische Modell wurde weiterentwickelt um andere Konfigurationsmöglichkeiten theoretisch zu untersuchen und zu bewerten. Die Untersuchungen zur Einbindung weiterer Wärmequellen, insbesondere von Brennstoffzellen sollten theoretisch anhand von Simulationen erfolgen und - soweit möglich - durch Labormessungen validiert werden.

Ergebnisse und Diskussion

Die **Demonstrationsanlage** wurde in das Gebäude der Firma Hoppe Bordmesstechnik in Hamburg-Stellingen eingebaut. In der Anlage wird das Konzept der sorptionsgestützten Klimatisierung mit einer Fußbodenkühlung kombiniert. Die dafür notwendige Kühlleistung wird regenerativ mittels Erdkältesonden zur Verfügung gestellt. Die Heizleistung wird von einem Mini-Blockheizkraftwerk gedeckt. Diese Kombination hat eine umweltfreundliche Klimatisierung ohne Kältemaschine ermöglicht. Die Anlage wurde mit entsprechender Messtechnik ausgestattet und der Sommer- und Winterbetrieb begleitet.

Aus dem gemessenen Energiebedarf der Anlage konnte der Jahresprimärenergiebedarf bestimmt werden. Es wurden auch Vergleiche hinsichtlich der **Wirtschaftlichkeit** und des **Primärenergiebedarfs** mit vergleichbaren Systemen geführt. Die sorptionsgestützte Klimatisierung führt zur Einsparung von Primärenergie. Aus der Betrachtung der Sommerperiode 2002 ergab sich dabei eine Reduzierung des Primärenergiebedarfs zur Klimatisierung gegenüber einem konventionellen, rein elektrischem System von 60%. In der Jahresbetrachtung wurde festgestellt, dass ein vergleichbares konventionelles System einen um 14% höheren Primärenergiebedarf aufweist. Die Verwendung der Fußbodenheizung zur Kühlung und die Reduzierung der installierten Kühlleistung durch den Einsatz der Sorptionstechnik erfordern viel kleinere Geräte und wirken sich sehr positiv auf die Investitionskosten aus, so dass die Anlage insgesamt in der Anschaffung mit einer konventionellen Klimaanlage vergleichbar ist. Die Gas- und Stromkosten der Anlage sind jedoch minimal, hier fallen nur die Gaskosten für den Betrieb des Mini-BHKWs an, wobei der erzeugte elektrische Strom für den Eigenbedarf des Gebäudes zur Verfügung steht, Strom aus dem Netz verdrängt und somit zur Kosteneinsparung beiträgt. Gegenüber dem Referenzfall einer elektrisch betriebenen nur-Luft-Klimaanlage ist die Demonstrationsanlage wegen der vergleichbaren Investition und der erheblich niedrigeren Betriebskosten von Anfang an wirtschaftlich. Selbst im Fall einer sorptionsgestützten Klimaanlage mit einer elektrisch betriebenen Kältemaschine (ohne Erdkälte) kann mit erheblichen Kosteneinsparungen gerechnet werden, da die Stromkosten zu Gunsten des Gasbedarfs auf die Hälfte reduziert werden könnten.

Die Untersuchung zur Fußbodenkühlung hat gezeigt, dass es hier keineswegs zu Unbehaglichkeit durch die Wärmeabfuhr über den Fußboden kommt und der maximale zulässige Temperaturunterschied zwischen Kopf- und Fußhöhe eingehalten wird.

Messungen der Erdreichtemperaturen ergaben, dass zumindest nach einer Sommerperiode keine bleibende Erwärmung des Erdreichs aufgetreten ist. Mit den Erdkältesonden werden Vorlauftemperaturen von 18°C erzielt. Diese Temperatur liegt ca. 3 Grad höher als ursprünglich geplant. Bei hohen Außenlufttemperaturen musste so eine Überschreitung der Behaglichkeitsgrenze in einigen stark belasteten Räumen in Kauf genommen werden. Dieses Ergebnis muss bei zukünftigen Planungen berücksichtigt werden, unter Umständen erfordert dies eine andere Aufteilung der Kühllast auf Lüftung und Fußbodenkühlung.

Im Rahmen des Projektes wurden mathematische Modelle zur **Simulation** der Anlage erstellt, die vor allem bei der Erstellung der Vergleiche herangezogen wurden. Damit wurde auch die Grundlage für den Aufbau einer Modellbibliothek zur Modellierung von Klimaanlagen gelegt. Die Modelle wurden mit Hilfe von umfangreichen **Laboruntersuchungen** validiert. Um die **Planung** zukünftiger Anlagen zu erleichtern, wurden aufgrund der Erfahrungen mit der Demonstrationsanlage Hinweise für eine optimale Auslegung und Anwendung von thermisch betriebenen, sorptionsgestützten Klimatisierungssystemen zusammengestellt.

Aufgrund eines Besuches eines **chinesischen Gastwissenschaftlers** (*Dr. Chaokui Qin*) im Sommer 2001 in Hamburg wird in Shanghai zur Zeit eine Testanlage aufgebaut.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Über den Fortschritt des Projektes wurde auf der VDI Tagung Fortschrittliche Energiewandlung und –anwendung in Stuttgart, März 2003, vorgetragen. Das Tagungsband ist als *VDI Berichte 1746* erhältlich. Veröffentlichungen in deutsche Branchenzeitschriften sind in der Vorbereitung, sowie die Veröffentlichung in einem internationalen Journal (*Energy and Buildings*).

Fazit

Dieses Forschungsvorhaben hat die Anwendbarkeit der thermisch betriebenen, sorptionsgestützten Klimatisierung gezeigt. Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde eine Anlage konzipiert, die eine umweltfreundliche und wirtschaftliche Klimatisierung ohne Kältemaschine ermöglicht.

Vorwort

Der Begriff *Klimatisierung* ist aus Sicht der Umwelt eher negativ behaftet. Nicht zuletzt die Problematik der meistens zur Abkühlung eingesetzten FCKW/FKW-Kältemittel in elektrisch betriebenen Kältemaschinen mit ihrer Treibhauswirkung führt dazu, dass Klimaanlage von vielen Menschen oft als unnötiger Luxus empfunden werden. Dennoch sind Klimaanlage notwendig und vielerorts unverzichtbar für ein behagliches Raumklima, z.B. in Büroräumen. Es ist eine Herausforderung an die Forschung, alternative Klimatisierungssysteme zu entwickeln, die umweltverträglich sind, zugleich die Energie rationell einsetzen und wirtschaftlich einsetzbar sind.

Als Alternative zur zentralen Energieversorgung wird in Deutschland die Kraft-Wärme-Kopplung gesetzlich gefördert. In Sommer können KWK-Anlagen jedoch unzureichend oder nicht selten gar nicht eingesetzt werden, weil die Wärmeanforderung für einen ökologisch und wirtschaftlich sinnvollen Betrieb zu gering ist. Es wäre daher wünschenswert, den vorhandenen Klimatisierungsbedarf eben mit diesem Überangebot an Wärme zu decken.

Aus dieser Motivation heraus und als Nachfolge eines ersten experimentellen Forschungsprojektes entstand nun dieses Vorhaben mit dem Titel

“Betrieb und Optimierung eines mit Gas betriebenen Heiz- und Klimatisierungssystems”,

gefördert von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unter dem Aktenzeichen AZ 08491 und von der Deutschen Vereinigung des Gas- und Wasserfaches mit der Projektkennnummer 4.4.09. Die Bearbeitung erfolgte durch den Arbeitsbereich Technische Thermodynamik, Arbeitsgruppe Angewandte Thermodynamik unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. G. Schmitz und Dipl.-Ing. W. Casas.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde ein thermisch betriebenes Klimatisierungssystem untersucht, das weitgehend ohne den Einsatz von elektrischer Energie auskommt. Dazu wurde eine Demonstrationsanlage in ein Bürogebäude eingebaut, die die Möglichkeiten dieser Technik veranschaulicht und im täglichen Betrieb die ökologischen und wirtschaftlichen Vorteile unter Beweis stellt.

Der Bau der Demonstrationsanlage wurde von *Herrn J. Roggemann (Planungsbüro für Haustechnik)* begleitet, der die fachmännische Detailplanung übernahm. Herr *Helmut Rohde*, Geschäftsleiter der *Fa. Hoppe Bordmesstechnik* und Eigentümer des Bürogebäudes in Hamburg-Stellingen hat sich bereits während der Planung mit Begeisterung selbst in das Projekt eingebracht. Sein Team war größtenteils für die Ausführung der Arbeiten im Bereich Messtechnik zuständig (insgesamt werden in der Mess- und Steuerungszentrale mehr als 400 Messgrößen erfasst). Den Unternehmen *Valentin Ecopower* und *Klingenburg GmbH* sei für die hilfreiche Kooperation gedankt. Wie üblich im universitären Umfeld haben viele studentische Hilfskräfte und Studenten im Rahmen ihrer Studien- und Diplomarbeiten zu diesem Vorhaben beigetragen.

Hamburg, im März 2003

Dipl.-Ing. W. Casas

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Indizes	ix
1 Einleitung	1
2 Behaglichkeit und Entfeuchtungsbedarf	5
2.1 Behaglichkeit und Luftfeuchtigkeit	5
2.2 Entfeuchtungsbedarf	7
3 Die Demonstrationsanlage	9
3.1 Systembeschreibung	9
3.2 Beschreibung der Messtechnik	15
3.3 Software zur Messdatenerfassung, Steuerung und Visualisierung	19
4 Auswertung von Messergebnissen	25
4.1 Sorptionsgestützte Lüftung und Energiebedarf	25
4.2 Fußbodenkühlung und Behaglichkeit	31
4.3 Erdkältesonden	35
4.4 Wärmerückgewinnung (Winterbetrieb)	35
5 Wirtschaftliche und energetische Bewertung	39
5.1 Investitionskosten	40
5.2 Betriebskosten	40
5.3 Primärenergetische Ganzjahresbewertung	43
6 Hygiene-Aspekte beim Einsatz der Sorptionstechnik	47
6.1 Leckage an den Rotoren	48
6.2 Leckage durch Mitrotation	50
7 Planungshinweise	51
7.1 Einsetzbarkeit der sorptionsgestützten Klimaanlage	51
7.2 Auslegung	55
7.2.1 Anordnung der Komponenten	55
7.2.2 Dimensionierung der Komponenten	55
7.3 Regelung	59
7.4 Frostschutz	59

8 Sorptionstechnik in Regionen mit hoher Luftfeuchte	61
8.1 Motivation	61
8.2 Experimentelle und theoretische Untersuchungen	62
8.3 Vorschläge für geeignete Schaltungen für Shanghai	62
8.4 Aufbau einer Versuchsanlage	65
9 Simulation und Modellierung	67
9.1 Simulation mit Dymola/Modelica	67
9.2 Grundlagen der Modellierung	68
9.3 Simulationsmodell des Sorptionsrotors	68
9.3.1 Validierung (stationär)	68
9.3.2 Dynamische Simulation	69
9.4 Bibliothek zur Simulation von Klimaanlage	72
9.5 Simulationsmodell der Erdwärmesonden	74
10 Anwendung alternativer Wärmequellen	77
10.1 Brennstoffzellen	77
10.1.1 Auslegung	77
10.1.2 Investitionskosten	79
10.1.3 Energiebedarf	80
11 Fazit und Ausblick	81
Literaturverzeichnis	84
Normen und Vorschriften	87
A Liste der Messstellen	89

Abbildungsverzeichnis

1.1	Sorptionsgestützte Klimaanlage mit Verdunstungskühlung	2
1.2	Sorptionsgestützter Klimatisierungsprozess	3
2.1	Behaglichkeitsfeld im h,x -Diagramm	6
2.2	Wassergehalt der Außenluft im Monat August 2002	7
3.1	Gebäude der Fa. Hoppe Bordmesstechnik in Hamburg-Stellingen	10
3.2	Klimatisierungssystem der Demonstrationsanlage	10
3.3	Vorteile der Kombination Sorption-Erdkälte-Flächenkühlung	11
3.4	Funktionsschema der Heizung und Lüftung der Demonstrationsanlage	12
3.5	Rohrleitungen und BHKW	12
3.6	Seitenansicht der ausgeführten sorptiven Lüftungsanlage	13
3.7	Bauart der Erdkältesonden	14
3.8	Einsetzen der Erdkältesonden für die Demonstrationsanlage	14
3.9	Genauigkeit der Feuchtemessung	15
3.10	Wilson Staugitter der Fa. Airflow zur Volumenstrommessung	16
3.11	Messstellenplan Lüftung und Heizung	17
3.12	Messstellenplan Erdkältesonden	18
3.13	Mess- und Steuerungshard- und Software für die Demonstrationsanlage	19
3.14	SPS zur zentralen Steuerung und Regelung	20
3.15	Programmebenen der Messdatenerfassungssoftware	20
3.16	Hauptfenster des Visualisierungsmoduls mit Anlagenschaubild	21
3.17	Hauptfenster des Visualisierungsmoduls mit Raumsicht	22
3.18	Haupt- und Ausgabefenster des Moduls zur grafischen Auswertung	23
4.1	Messwerte für Luftzustände (9.7.2002)	26
4.2	Gemessene Luftzustandsänderungen im h,x -Diagramm	26
4.3	Primärenergiebedarf für die Lüftung	28
4.4	Energiebedarf im Juli und August	29
4.5	Vergleich des Primärenergiebedarfs	30
4.6	Temperaturen im Tagesverlauf beim Einsatz der Fußbodenkühlung	31
4.7	Versuchsaufbau zur Messung eines Temperaturprofils	32
4.8	Temperaturprofil im Raum	33
4.9	Wirkung der Fußbodenkühlung	34
4.10	Temperaturen beim Erdkältesondenbetrieb	35
4.11	Erdreichtemperaturen während und nach der Kühlperiode 2002	36
4.12	Temperaturen der Luft bei Wärmerückgewinnung im Winter	37

4.13	Energie(Wärme)rückgewinn in der Lüftungsanlage	37
4.14	Energie(Wärme)rückgewinn im h,x-Diagramm	38
4.15	Wärmerückgewinnung in Abhängigkeit der SECO Drehzahl	38
5.1	Investitionskostenvergleich	40
5.2	Vergleich des Energiebedarfs	41
5.3	Vergleich des Gas- und Strombedarfs	42
5.4	Betriebskostenvergleich	43
5.5	Jahresprimärenergiebedarf des Gebäudes	46
6.1	Dichtung des Rotationswärmetauschers	48
6.2	Leckage Ströme an den Rotoren	49
7.1	Kennfeld eines Sorptionstrockners	56
7.2	Anordnung der Komponenten der Klimaanlage	57
7.3	Zustandsänderungen im Sommerfall	57
7.4	Regelungsschema a) im Sommerfall und b) im Winterfall	60
7.5	Frostschutzmaßnahmen im h,x-Diagramm	60
8.1	Schaltungsvarianten für Systeme bei hoher Luftfeuchte	63
8.2	Heiz-, Kühlbedarf und Betriebskosten verschiedener Schaltungen	64
8.3	Versuchsanlage an der TONGJI University in Shanghai	66
9.1	Kontrollvolumen	68
9.2	Validierung des Sorptionsradmodells	70
9.3	Zeitlich variable Eintrittsfeuchte	70
9.4	Trocknung kombiniert mit Wärmerückgewinnung	71
9.5	Zeitlich variable Eintrittstemperatur, Vergleich mit Messdaten	71
9.6	Modell eines konventionellen Klimaanlage	72
9.7	Ergebnisse bei der Simulation einer konventionellen Klimaanlage	73
9.8	Wärmeströme an einer Doppel-U Sonde	74
9.9	Modell eines Erdwärmesondenelementes	75
9.10	Simulation einer Erdkältesonde	75
10.1	Auslegung für ein System mit Brennstoffzelle	78
10.2	Klimatisierungssystem mit Brennstoffzelle	79

Tabellenverzeichnis

3.1	Daten der Demonstrationsanlage	9
5.1	Vergleichssysteme zur Wirtschaftlichkeitsbewertung	39
5.2	Primärenergiefaktor nach DIN V 4701-10 C.4 (Auswahl)	44
5.3	Energieverbrauch des Gebäudes und erzeugte Energien im BHKW	45
7.1	Kriterien für die Einsetzbarkeit eines sorptionsgestütztes Systems	52
8.1	Technische Daten der Versuchsanlage in Shanghai	65
10.1	Investitionskosten für ein Klimatisierungssystem mit Brennstoffzelle	79

Abkürzungen, Formelzeichen und Indizes

Abkürzungen

DEC	Desiccant Evaporative Cooling (sorptionsgestützte Verdunstungskühlung)
BHKW	Blockheizkraftwerk
BWK	Brennwertkessel
EKS	Erdkältesonde
EWS	Erdwärmesonde
KKA	Konventionelle Klimaanlage
KKM	Kompressionskältemaschine
KRG	Kälterückgewinnung / Kälterückgewinner
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
NK	Nachkühler
NW	Nachwärmer
RLE	Regenerationsluftheritzer
RRT	Bezeichnung des rotierenden Wärmerückgewinners der Fa. <i>Klingenburg</i>
SR	Sorptionsrotor
SECO	Bezeichnung des Sorptionstrockners der Fa. <i>Klingenburg</i>
WRG	Wärmerückgewinnung / Wärmerückgewinner

Formelzeichen

A	Fläche
COP	<i>Coefficient of Performance</i> , Kälteleistungsziffer
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

D	Durchmesser
f_p	Primärenergiefaktor
h	spezifische Enthalpie
L, l	Länge
m	Masse
\dot{m}	Massenstrom
n	Drehzahl
Q	Wärmemenge
Q_P	Primärenergiebedarf
Q_E	Endenergieverbrauch
\dot{Q}	Wärmestrom, Wärmeleistung
q_P	bezogener Jahresprimärenergiebedarf
r_0	Verdampfungsenthalpie
t	Zeit
V	Volumen
V_e	Gebäudevolumen
\dot{V}	Volumenstrom
v	spezifisches Volumen
w	Geschwindigkeit
x	Wassergehalt

Griechische Symbole

η	Wirkungsgrad
γ	Freier Strömungsquerschnitt
Φ	Rückwärmzahl
φ	relative Feuchtigkeit
ρ	Dichte
ϑ	Temperatur
ζ	Flächenverhältnis

Indizes

<i>Au</i>	Außenluft
<i>Abl</i>	Abluft
<i>el</i>	elektrisch
<i>h</i>	Heiz-
<i>k</i>	Kühl-
<i>L</i>	trockene Luft
<i>M</i>	Mischung, Mischluft
<i>Reg</i>	Regeneration-
<i>th</i>	thermisch
<i>Um</i>	Umluft
<i>Zul</i>	Zuluft
<i>w</i>	Wasser
<i>wd</i>	Wasserdampf

Kapitel 1

Einleitung

Klimaanlagen haben die Aufgabe, für den Menschen behagliche Raumluftzustände herzustellen. Für die thermische Behaglichkeit sind neben der Luftgeschwindigkeit die Einflussgrößen Temperatur und relative Feuchte im wesentlichen maßgeblich. Um die Außenluft aufzubereiten sind, abhängig von der Außentemperatur und der Feuchte, mehrere Schritte notwendig. Während im Winter die Luft aufgewärmt und gegebenenfalls befeuchtet werden muss, ist sie im Sommer abzukühlen und in der Regel auch zu entfeuchten. Im Sommerfall muss in konventionellen Klimaanlagen dabei die Luft deutlich unter die eigentliche Zulufttemperatur abgekühlt werden, da zur Entfeuchtung die Taupunkttemperatur unterschritten werden muss. Aus diesem Grund ist ein hoher Anteil der Kälteleistung nur für die Luftentfeuchtung notwendig. Diese Kälteleistung wird meistens durch elektrisch betriebene Kaltdampf-Kompressionskältemaschinen zur Verfügung gestellt. Laut Bericht des deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins (DKV) beträgt in Deutschland der elektrische Energiebedarf für stationäre Klimaanlagen jährlich etwa 9.640 GWh [1]. Als Möglichkeit zur Energieeinsparung ist im selben Bericht die sorptionsgestützte Klimatisierung aufgeführt, bei der die Entfeuchtung nicht durch Taupunktunterschreitung, sondern mit Hilfe eines Sorptionsrades durchgeführt wird, vgl. Bild 1.1.

In einer sorptionsgestützten Klimaanlage durchströmt die warme, feuchte Außenluft zunächst die im Sorptionsrad enthaltene hygroskopische Speichermasse, die die Feuchtigkeit adsorbiert und sie auf einen warmen Luftstrom überträgt, den sogenannten Regenerationsluftstrom. Aufgrund der frei werdenden Verdampfungs- und Bindungsenthalpie erwärmt sich die Luft beim Durchströmen des Trockners. Umgekehrt nimmt die Regenerationsluft die Feuchtigkeit auf und kühlt sich dabei ab. Die getrocknete und warme Außenluft muss anschließend auf die einzustellende Zulufttemperatur gekühlt werden. Die aufzubringende Kälteleistung ist aber in diesem Fall deutlich geringer als bei der herkömmlichen Entfeuchtungsmethode, wenn eine Wärmerückgewinnung dem eigentlichen Trocknungsprozess nachgeschaltet ist.

Statt elektrischer Energie für die Kältemaschine muss mehr thermische Energie zur Erwärmung der Regenerationsluft für den Klimatisierungsprozess bereitgestellt werden. Diese Wärme kann z.B. direkt aus Gas oder Sonnenenergie erzeugt werden, oder es wird die Abwärme von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen genutzt.

In den so genannten DEC (Dessicative Evaporative Cooling) Anlagen wird die Temperatur der Zuluft durch Wasserverdunstung gesenkt und so auf den Einsatz einer Kältemaschine verzichtet. Diese Anlagen konnten sich jedoch nicht breitflächig durchsetzen, da sie einen hohen An-

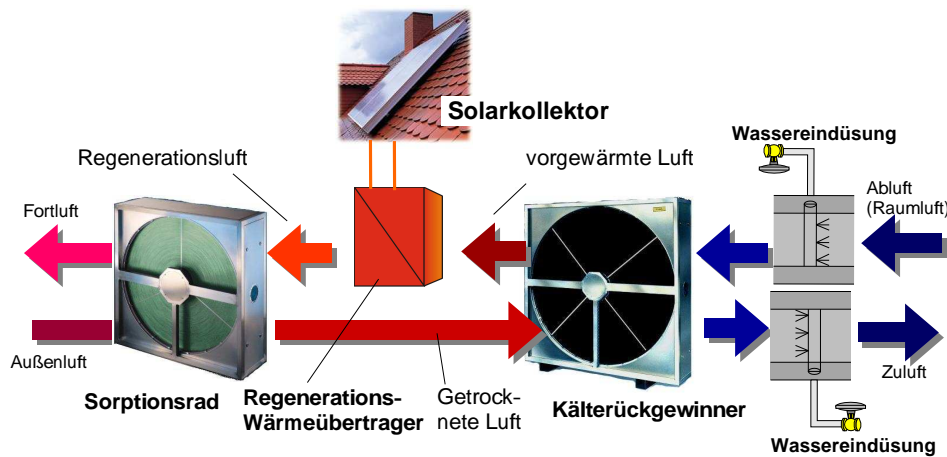


Bild 1.1: DEC (Dessicative Evaporative Cooling) System, solarbetriebene sorptionsgestützte Klimaanlage mit Verdunstungskühlung

lagenaufwand erfordern, in der Regelung problematisch sind und auch einen kontinuierlichen Wasserverbrauch aufweisen.

Im Rahmen eines ersten, von der Deutschen Vereinigung des Gas- und Wasserfaches (DVGW) geförderten Projektes ist an der TU Hamburg-Harburg im Arbeitsbereich für Technische Thermodynamik eine Anlage zur sorptionsgestützten Klimatisierung konzipiert und im Labor erprobt worden [2, 3]. Im Gegensatz zu einer DEC Anlage wird dabei die Zuluft nicht durch Wasserverdunstung gekühlt, sondern konventionell mit einer Kältemaschine. Dabei wird auch die Abwärme eines Klein-Blockheizkraftwerkes zur Regeneration des Sorptionsrades eingesetzt. Numerische Untersuchungen zeigten eine Reduzierung des Kältebedarfs auf etwa einen Drittel und eine Einsparung von 50% Primärenergie [4].

Wichtigstes Ziel dieser, von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) und vom DVGW geförderten Forschungsarbeit ist, die bisher theoretisch und in der Versuchsanlage der TU Harburg beobachteten Vorteile dieser Art der Klimatisierung im normalen Betrieb zu bestätigen. Durch den Bau einer Demonstrationsanlage sollen Vor- und Nachteile dargelegt, sowie eventuelle Schwächen aufgezeigt werden. Die gesammelten Messdaten sollen dazu dienen, den Energiebedarf der Anlage zu bestimmen, sowie die damit eng verbundene Frage nach der Wirtschaftlichkeit des Prozesses zu beantworten.

Die Demonstrationsanlage steht im Gebäude der Firma Hoppe Bordmesstechnik in Hamburg-Stellingen. In der Demonstrationsanlage wird die sorptionsgestützte Lüftung mit einem Mini-BHKW und einer Fußbodenkühlung kombiniert und zur Kühlung regenerative Erdreichkälte mittels Erdwärmesonden genutzt. Die Kombination der Sorptionstechnik mit Erdwärmesonden macht eine umweltfreundliche Klimatisierung ohne Kältemaschine möglich. Auf der anderen Seite wird durch den Einsatz des BHKWs im Sommer dessen Laufzeit verlängert, die Kosten für die Klimatisierung verringert und der Energiebedarf von Strom aus dem Netz zu Erdgas verlagert. Nicht zuletzt wird damit ein zusätzlicher Anreiz für zukünftige Investoren geschaffen solche Mini-BHKWs einzusetzen.

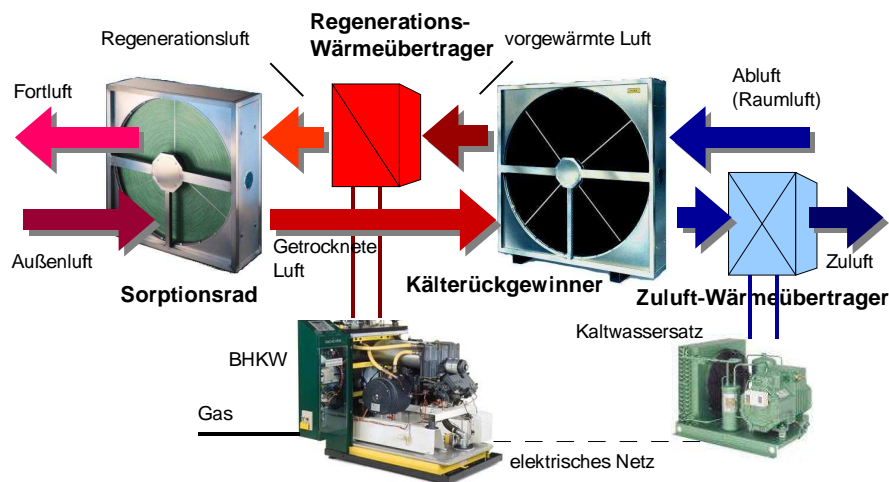


Bild 1.2: Sorptionsgestützter Klimatisierungsprozess

In einem kurzen einleitenden Kapitel wird der Zusammenhang zwischen Behaglichkeit und Entfeuchtung näher erläutert. Es folgt dann die Darstellung und Beschreibung der Demonstrationsanlage. Danach werden Messergebnisse vorgestellt und ausgewertet. Basierend auf den Messdaten wird die Wirtschaftlichkeit des Systems gegenüber anderen Anlagen untersucht. Anschließend wird der Hygiene-Aspekt behandelt und Hinweise zum Einsatz und Planung einer sorptionsgestützten Klimaanlage gegeben. Schließlich werden weitere theoretische Arbeiten dargestellt, die sich hauptsächlich mit der Modellierung des Systems befassen. Auch die Anwendung zusammen mit einer alternativen Wärmequelle, wie zum Beispiel der Brennstoffzelle, war Gegenstand einer Untersuchung in Rahmen dieses Vorhabens und wird in diesem Bericht kurz behandelt.

Kapitel 2

Behaglichkeit und Entfeuchtungsbedarf

2.1 Behaglichkeit und Luftfeuchtigkeit

Wichtigste Aufgabe von raumlufttechnischen Anlagen ist die Gewährleistung eines behaglichen Klimas für Räume, in denen sich Menschen aufhalten. Das Behaglichkeitsempfinden der Menschen ist jedoch sehr unterschiedlich und wird von unzähligen Faktoren beeinflusst, wie z.B. Aktivitätsgrad, Kleidung, Gesundheit, Beleuchtung, Luftqualität, Luftgeschwindigkeit, Temperatur und Feuchte. Dominierende Faktoren für die Einstellung eines thermisch behagliches Raumklima sind die Luftgeschwindigkeit, die Lufttemperatur, die Luftfeuchte und die Temperatur der Umschließungsflächen. In der DIN 1946 T2 sind Grenzwerte für diese Faktoren angegeben.

Im Rahmen dieser Arbeit fällt besonderer Augenmerk dabei auf den Zusammenhang zwischen Behaglichkeit, Lufttemperatur und -feuchtigkeit. Für diese Einflussgrößen ist in DIN 1946 ein weiter Bereich definiert, der in Bild 2.1 als *Behaglichkeitsbereich* gezeigt ist. Die DIN 1946 begrenzt die relative Luftfeuchtigkeit auf mindestens 30%, höchstens 65% bei Lufttemperaturen zwischen 22 und 27°C. Bei Feuchtigkeiten unter 30%, wie sie leicht in beheizten Räumen im Winter auftreten können, wird die Staubbildung erleichtert. Es kann zu Austrocknung und Schleimhautreizungen kommen. Außerdem werden Kunststoffe elektrisch aufgeladen, die unangenehme Entladungserscheinungen hervorrufen.

Bei hohen Raumtemperaturen, wie sie im Sommer auftreten, wirkt sich eine hohe Luftfeuchte negativ auf die Selbstregulierung des Wärmehaushalts des Menschen aus. Durch die hohe Luftfeuchtigkeit wird die Verdunstung von Schweiß auf der Hautoberfläche erschwert. Solche Zustände werden als schwül empfunden. Außerdem kann bei hohen Luftfeuchtigkeiten an kalten Stellen Feuchtigkeit auskondensieren, wobei die Bausubstanz beschädigt werden kann oder durch Schimmelbildung an organischen Stoffen Gerüche abgegeben werden können [11].

Luft kann bei einer gegebenen Temperatur nur eine bestimmte Menge Wasser aufnehmen. Beträgt die relative Feuchte 100%, so ist die Luft gesättigt. Die in Bild 2.1 dargestellte Sättigungslinie gibt an, welche absolute Menge Wasser (in g_{H_2O}/kg) die Luft enthalten kann. Bei niedrigen Temperaturen kann die Luft weniger Wasser aufnehmen. Bei konstantem absolutem Wassergehalt folgt daraus, dass bei sinkender Temperatur die relative Luftfeuchtigkeit zunimmt.

Raumklimaanlagen werden für den Sommerbetrieb so ausgelegt, dass bei einer Außenlufttem-

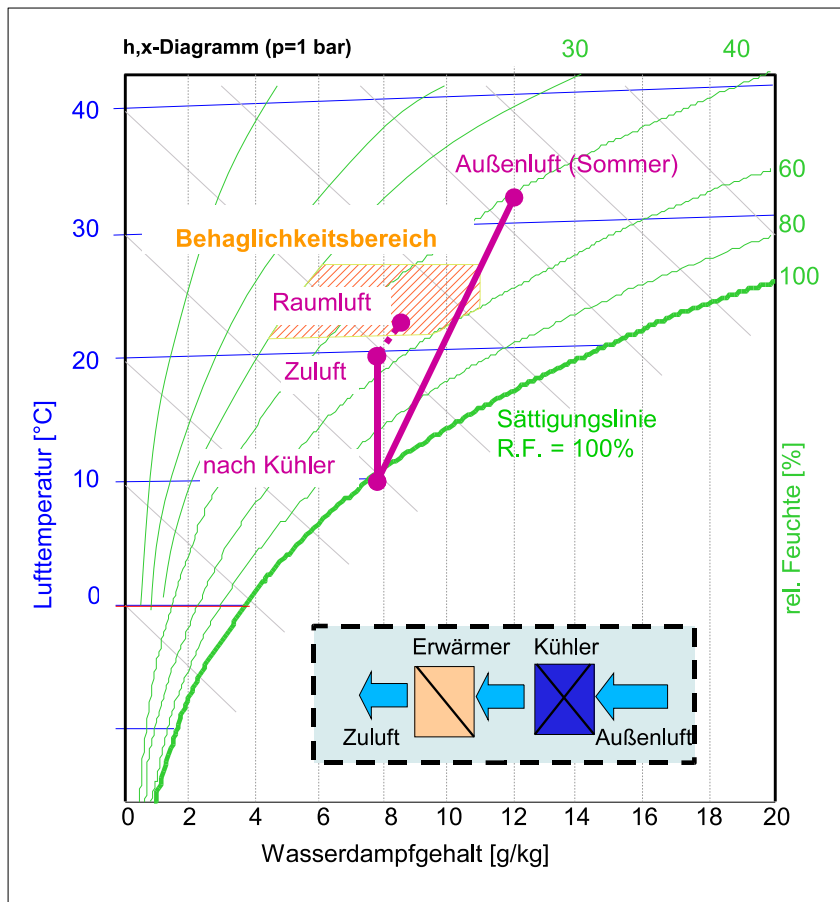


Bild 2.1: Behaglichkeitsfeld im Mollier h,x -Diagramm und konventionelle Luftaufbereitung im Sommer

peratur von 32°C und 40% relativer Luftfeuchte der Raumlufzustand im Behaglichkeitsfeld liegt, vgl. Bild 2.1. Obwohl die relative Feuchte mit 40% nicht zu hoch ist, entsteht wegen des zuvor erläuterten Zusammenhangs zwischen Temperatur und Feuchte ein Entfeuchtungsbedarf. Bei der notwendigen Abkühlung auf die Raum- bzw. Zulufttemperatur würde die relative Feuchte stark ansteigen. Ohne Wasser auszukondensieren würde der Luftzustand bei 25°C und 60% relative Feuchte liegen. Mit 12 g/kg absoluter Wasser wäre dieser Luftzustand ohnehin außerhalb des Behaglichkeitsbereichs. Bei einem aus thermischen Gründen notwendigen Zuluftzustand von 19% liegt die relative Feuchte bei über 80%. In einer konventionellen Klimaanlage wird daher im Sommer die Luft soweit abgekühlt, dass Wasser auskondensiert. Anschließend wird die Luft wieder auf die Zulufttemperatur nachgewärmt.

2.2 Entfeuchtungsbedarf

Ausschlaggebend dafür ob eine Entfeuchtung notwendig ist oder nicht ist weniger die relative Feuchte, sondern der absolute Wassergehalt der Außenluft. Geht man von einem Raumlufzustand von 25°C und 50% Luftfeuchte aus, entspricht das einem Wassergehalt von 10 g/kg. Meistens muss man, abhängig von der Feuchtelast des Raumes, sogar noch unter dieser Grenze der Entfeuchtungsbetrieb aufgenommen werden, da in der Regel die einströmende Zuluft noch im Raum Feuchtigkeit aufnehmen muss. Die DIN 1946 begrenzt den absoluten Wassergehalt der Raumluf auf 11,5 g/kg.

Bild 2.2 zeigt den aus der Messung von Temperatur und relativer Feuchte berechnete Verlauf des absoluten Wassergehalts der Außenluft im Monat August 2002. Man erkennt, dass der Wassergehalt an fast allen Tagen größer war als etwa 10 g/kg, womit ein Entfeuchtungsbedarf fast durchgängig notwendig war.

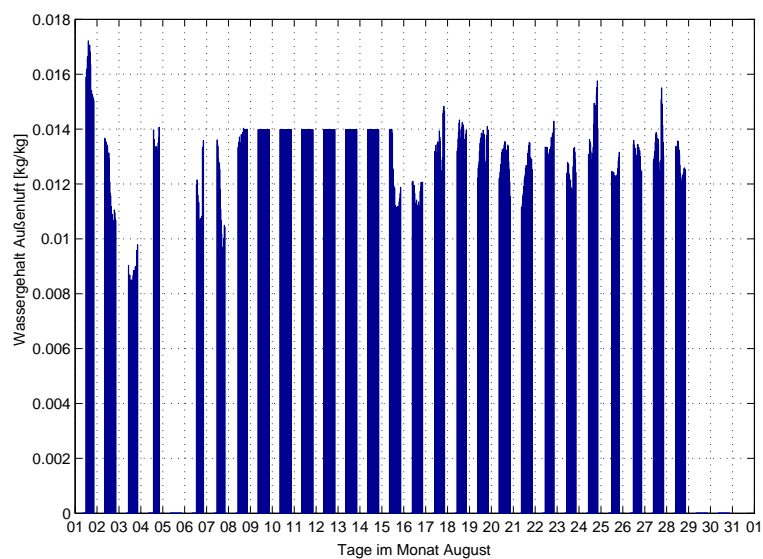


Bild 2.2: Wassergehalt der Außenluft im Monat August 2002 (Messdaten aus der Demonstrationsanlage)

Kapitel 3

Die Demonstrationsanlage zur sorptionsgestützten Klimatisierung

3.1 Systembeschreibung

Die Demonstrationsanlage ist in das Bürogebäude der Fa. Hoppe Bordmesstechnik (Bild 3.1) in Hamburg-Stellingen eingebaut worden. Das Gebäude wurde Ende Dezember 2002 bezogen und erfüllt höchste Anforderungen in Sachen Wärmedämmung und Niedrigenergie-Bauweise. Es wurde ein Normheizwärmebedarf von 70 kW ermittelt, der von einem Brennwertkessel und einem Mini-Blockheizkraftwerk ($4,7 \text{ kW}_{el} / 12,5 \text{ kW}_{th}$) der Firma Ecopower gedeckt wird. Im Winter wird das aus drei Geschossen bestehende Gebäude mit einer Fußbodenheizung beheizt. Die Lüftung sorgt für den notwendigen Frischluftbedarf von $2500 \text{ m}^3/\text{h}$, die auf die Büros im Obergeschoss und die Werkstatt- und Lagerhallen im Erdgeschoss verteilt werden. In Tabelle 3.1 sind weitere Daten der Anlage aufgelistet.

In Bild 3.2 ist das Gesamtkonzept dargestellt. Im Sommerbetrieb wird die Luft sorptiv entfeuchtet, die dafür notwendige Heizenergie von 12 kW wird vom Mini-BHKW zur Verfügung gestellt. Die Fußbodenheizung wird in den Sommermonaten mit kaltem Wasser durchflossen, um so die sensiblen Lasten abzuführen. Zur Bereitstellung der gesamten Kühlleistung für die Klimatisierung wird das Erdreich genutzt. Um das Gebäude herum sind mehrere Erdwärmeson-

Tabelle 3.1: Daten der Demonstrationsanlage

Installierte Heizleistung:	82,5 kW Brennwertkessel 70 kW Ecopower Mini-BHKW 4,7/12,5 kW
Gesamtfläche:	ca. 1900 m^2
Klimatisierte Fläche:	ca. 1300 m^2
Installierte Kälteleistung:	30 kW gedeckt durch 8 Erdkältesonden mit je 98 m Tiefe
Luftdurchsatz:	$2500 \text{ m}^3/\text{h}$



Bild 3.1: Gebäude der Fa. Hoppe Bordmesstechnik in Hamburg-Stellingen

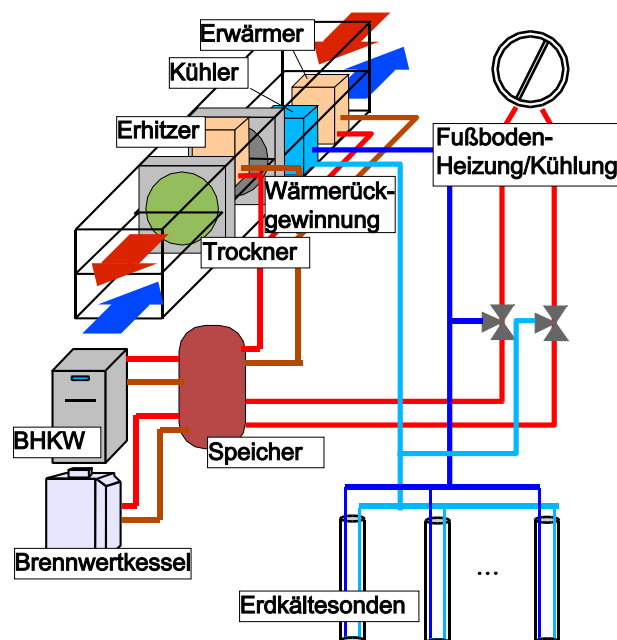


Bild 3.2: Klimatisierungssystem der Demonstrationsanlage aus sorptionsgestützter Lüftung, Fußbodenkühlung und Erdkältesonden

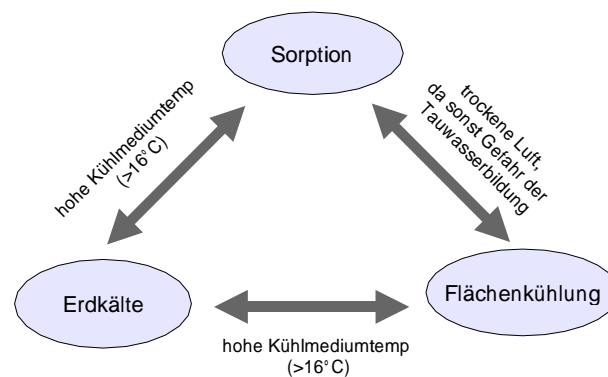


Bild 3.3: Vorteile der Kombination Sorption-Erdkälte-Flächenkühlung

den platziert (8 Sonden, je 100 m tief), in denen das Wasser aus Flächenkühlung und Lüftung zurückgekühlt wird.

Durch den Einsatz des Erdreichs als Wärmesenke wird die Kältemaschine eingespart. Strom ist nur für die Ventilatoren sowie Pumpen und andere Hilfsaggregate notwendig. Die gesamte elektrische Leistung des Blockheizkraftwerkes steht für die Deckung des eigenen Strombedarfs zur Verfügung, während die Abwärme zur Regeneration des Sorptionstrockners dient. Damit ist eine rein gasbetriebene Klimatisierung realisiert worden.

Die Kombination der Erdkälte mit einer sorptionsgestützten Entfeuchtung ist insofern besonders vorteilhaft, weil durch die sorptive Vortrocknung der Luft das Temperaturniveau des Kühlmediums nicht so niedrig sein muss wie bei einer konventionellen Klimaanlage mit Taupunktunterschreitung, siehe Bild 3.3. Gleichzeitig eignet sich die Erdkälte besonders gut für die Flächenkühlsysteme, da hier die Vorlauftemperatur nicht so tief werden darf. Schließlich ermöglicht die Trennung der Abfuhr sensibler Wärme durch die Flächenkühlung und der latenten Last durch die Lüftung eine kleinere Dimensionierung der Klimaanlage, da nur noch der Frischluftstrom aufbereitet werden muss. Für die Kühlung über den Fußboden (oder auch andere Flächenkühlsysteme) sollte darauf geachtet werden, dass die Frischluft entfeuchtet wird, da sonst die Gefahr einer Taupunktunterschreitung bestehen bleibt.

Bild 3.4 zeigt ein Funktionsschaltbild des Heizungs- und Klimatisierungssystems des Gebäudes. Im oberen Teil ist die Lüftung dargestellt. Das Mini-Blockheizkraftwerk (BHKW1)¹ und das Brennwertgerät (BWK) befüllen einen Pufferspeicher. Aus dem oberen Bereich des Speichers werden die Hochtemperatur-Verbraucher Treppenhaus-Heizkörper und Trinkwassererwärmer (TWE), sowie Regenerationsluftheritzer (RLE) der Lüftung gespeist. Aus dem unteren Bereich des Pufferspeichers wird die Fußbodenheizung versorgt, die je 2 Heizkreise pro Stockwerk aufweist. Mittels Umschaltventile wird im Sommer auf Kühlung umgestellt. Dann wird Wasser aus den Erdkältesonden über die Rohre der Fußbodenheizung und in den Nachkühler (NK) der Lüftung geleitet. Das erwärmte Rücklaufwasser wird über die Erdkältesonden wieder abgekühlt.

¹Der mögliche Einsatz eines zweiten BHKW ist vorbereitet (BHKW2)

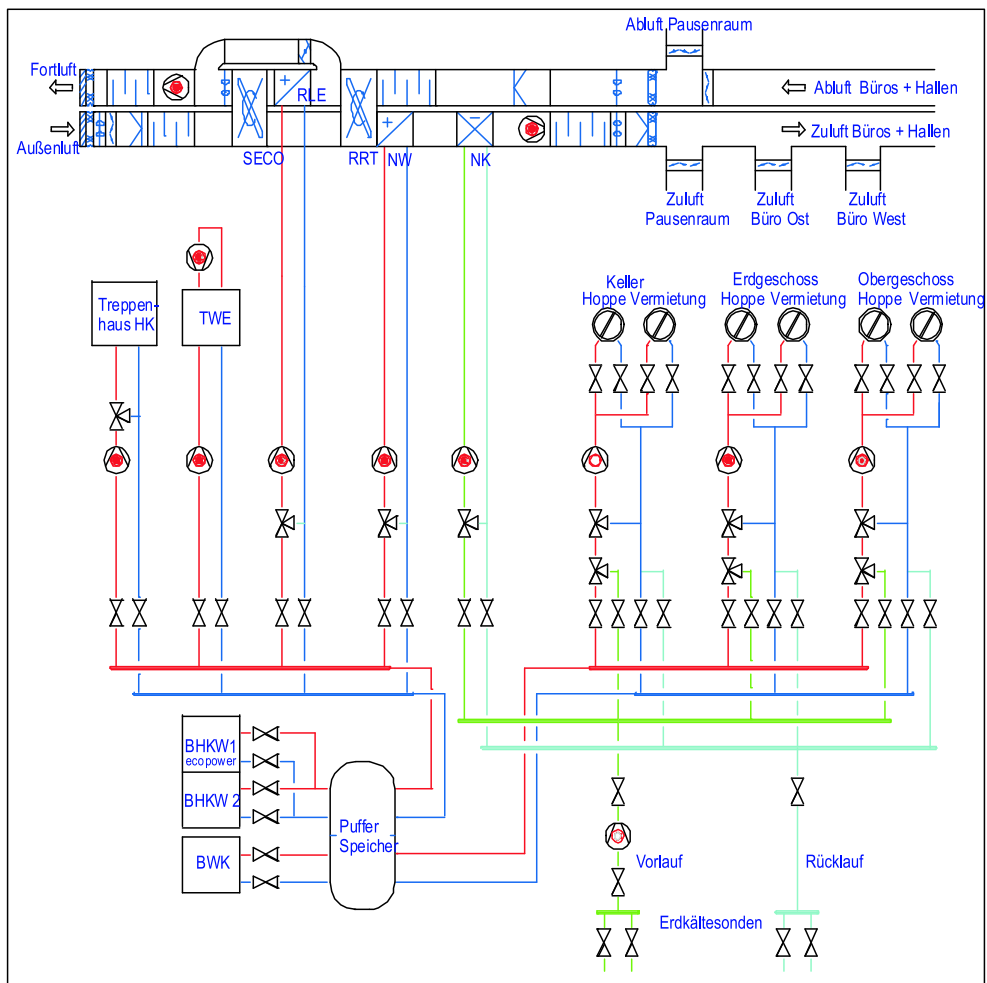


Bild 3.4: Funktionsschema der Heizung und Lüftung der Demonstrationsanlage



Bild 3.5: Rohrleitungen der Erdkältesonden (unten links) und Fußbodenheizkreise, Blockheizkraftwerk der Fa. Ecopower

Bild 3.6 zeigt die Seitenansicht der ausgeführten sorptionsgestützten Lüftungsanlage. Die Außenluft tritt zunächst durch Filter und Schalldämpfer in das Sorptionsrad. Im Winter dreht sich das Rad mit einer schnellen Geschwindigkeit (10 rpm), um einen Enthalprierückgewinn zu ermöglichen. Die so zunächst passiv aufgewärmte Luft wird im Nachwärmer auf die gewünschte Zulufttemperatur eingestellt. Sinkt die Außenlufttemperatur unter eine voreingestellte Frostschutztemperatur, wird zusätzlich im Regenerationsluftheizer die Abluft auf 30°C erhitzt, um ein Gefrieren im Sorptionsrad zu vermeiden.

Im Sommerbetrieb dreht das Sorptionsrad langsamer mit ca. 20 rph (Trocknungsmodus). Im Regenerationsluftheizer wird die Abwärme des BHKWs eingespeist und die Abluft auf ca. 60°C erwärmt. Für die Normauslegung (32°C, 40%) wird die vom Mini-BHKW bereitgestellte Leistung von 12 kW voll ausgenutzt. Um zu trockene Zustände zu vermeiden, ist eine Regelung über die Regenerationslufttemperatur vorgesehen. Mit dem Bypass kann die Regenerationsluftmenge und damit das Volumenstromverhältnis im Sorptionsrad reguliert werden. Im regenerativen Wärmetauscher wird die getrocknete Luft vorgekühlt und im Nachkühler die Zulufttemperatur eingestellt.

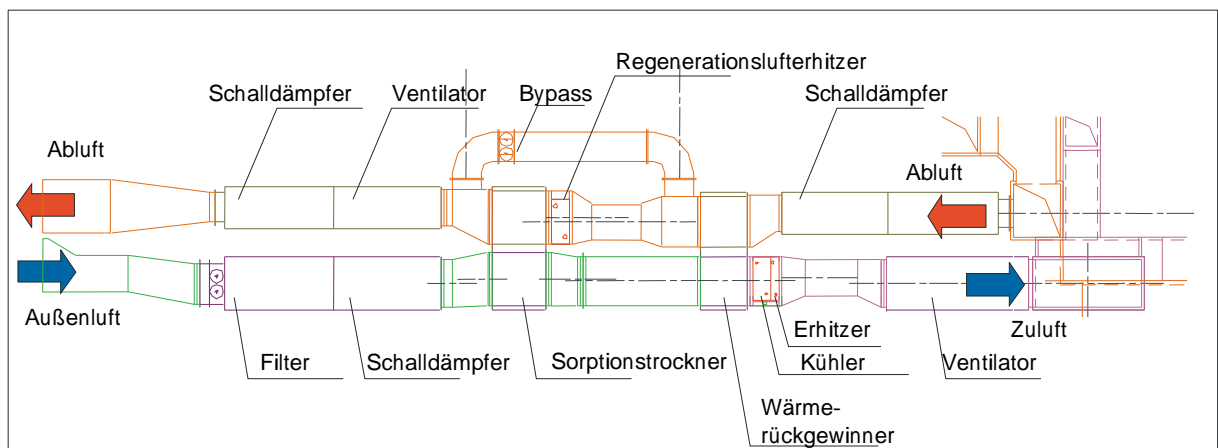


Bild 3.6: Seitenansicht der ausgeführten sorptiven Lüftungsanlage (oben Konstruktionszeichnung, unten Fotos)

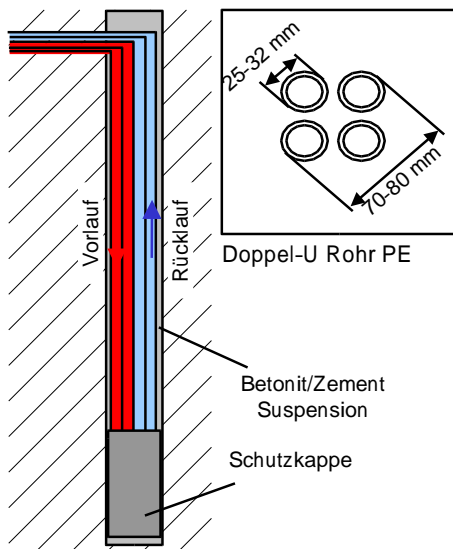


Bild 3.7: Bauart der Erdkältesonden

Bei den Erdkältesonden handelt es sich um die aus dem Betrieb mit erdgekoppelten Wärmepumpen bekannten Sondenbauarten, die aus Doppel-U- Kunststoff Rohren bestehen, siehe VDI 4640. Die Rohre, die mit einer Schutzkappe als Gewicht versehen sind, werden senkrecht in die bis zu 100 Meter tiefe Bohrlöcher versenkt. Danach wird das Bohrloch mit einem speziellem Material aufgefüllt, um eine bessere Wärmeleitung zum Erdreich zu erreichen und um die Erdschichten gegeneinander abzudichten. Da die Leitungen bis in den Hauskeller hinein unterirdisch gelegt sind, besteht keine Frostgefahr, vgl. Bild 3.5. Als Wärmeträgermedium wird reines Wasser eingesetzt. Bei diesem geschlossenen System ist die Pumpenleistung sehr gering.



Bild 3.8: Einsetzen der Erdkältesonden für die Demonstrationsanlage

3.2 Beschreibung der Messtechnik

Zur Erfassung der Betriebszustände der Anlage ist diese mit umfangreichen Messeinrichtungen ausgestattet, die im Folgenden beschrieben werden.

Für die Bestimmung der relativen Luftfechtigkeiten werden kombinierte Hygro-Thermometer der Fa. *Vaisala* eingesetzt. Diese messen die Temperatur und Feuchte mit zwei Sensoren, die am Ende eines Rohres befestigt sind und an geeigneter Stelle senkrecht am Kanal montiert werden. Zur Erfassung der Temperatur kommt dabei ein Pt 1000 (IEC 751 Kl. B) zum Einsatz, die relative Feuchte wird mit einem kapazitiven Sensor gemessen. Die Genauigkeit bei der Messung der relativen Feuchte beträgt $\pm 3\%rF$, wobei eine Temperaturabhängigkeit berücksichtigt werden muss, vgl. Bild 3.9. Der Fehler bei der Messung der Temperatur ist kleiner als $\pm 0,5^\circ C$.

Die Luftströme werden mit sogenannten *Wilson* Staugittern bestimmt, vgl. Bild 3.10. Diese erzeugen einen Staudruck, dessen Quadrat der Geschwindigkeit und damit dem durchtretenden Volumenstrom proportional ist. Der Staudruck wird von einem Messwandler in ein Stromsignal umgesetzt. Der genaue Zusammenhang zwischen Volumenstrom und erzeugtem Druck geht aus einem Diagramm des Herstellers hervor, der in der Messdatenverarbeitung integriert ist. Dabei ist der dargestellte Luftvolumenstrom auf Normbedingungen ($20^\circ C$, 50%) bezogen. Die Bestimmung des Luftvolumenstroms ist von allen Messgrößen mit der größten Ungenauigkeit behaftet, je nach Güte der Messstrecke $\pm 5 \dots 10\%$. Für die Messung mittels der Staugitter ist eine Querschnittsverengung im Kanal notwendig, da ansonsten die Geschwindigkeit zu sehr im unteren Messbereich liegt. Dies macht wiederum eine längere Anlaufstrecke erforderlich, die aber im praktischen Einsatz aufgrund des Platzbedarfs nicht immer gegeben ist. Daher ist an den betreffenden Stellen eher mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ zu rechnen.

Für sonstige Messungen der Lufttemperatur werden Pt100 Fühler eingesetzt. Diese kommen auch zur Messung der Raumtemperaturen zum Einsatz, sowie, auf Rohren aufgeklebt, zur Temperaturmessung in der Heizungsanlage. In einigen Räumen sind zusätzliche kombinierte Temperatur-Feuchte Fühler eingebaut.

Alle Messgrößen werden als Stromsignale zur SPS-Einheit zusammengeführt und nacheinander abgefragt. Der Messstellenplan für die Heizung und Lüftung auf Bild 3.11 und 3.12 gibt einen Überblick über alle Messgrößen. Eine detaillierte Beschreibung der darin gezeigten Stellen ist im Anhang A wiedergegeben. Insgesamt werden über 400 Messstellen erfasst. Zur Auswertung

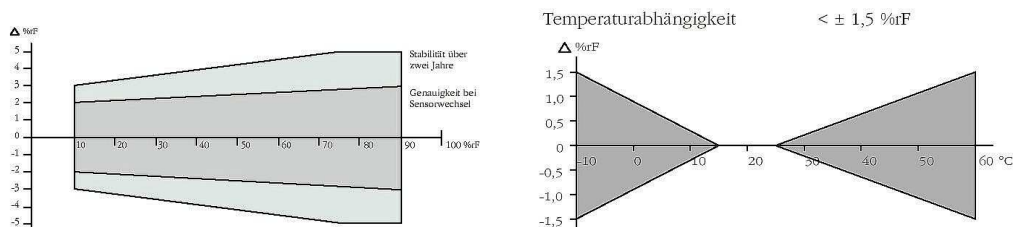


Bild 3.9: Genauigkeit der Feuchtemessung (Messwertgeber HMD40/50y, Herstellerangaben der Fa. Vaisala)

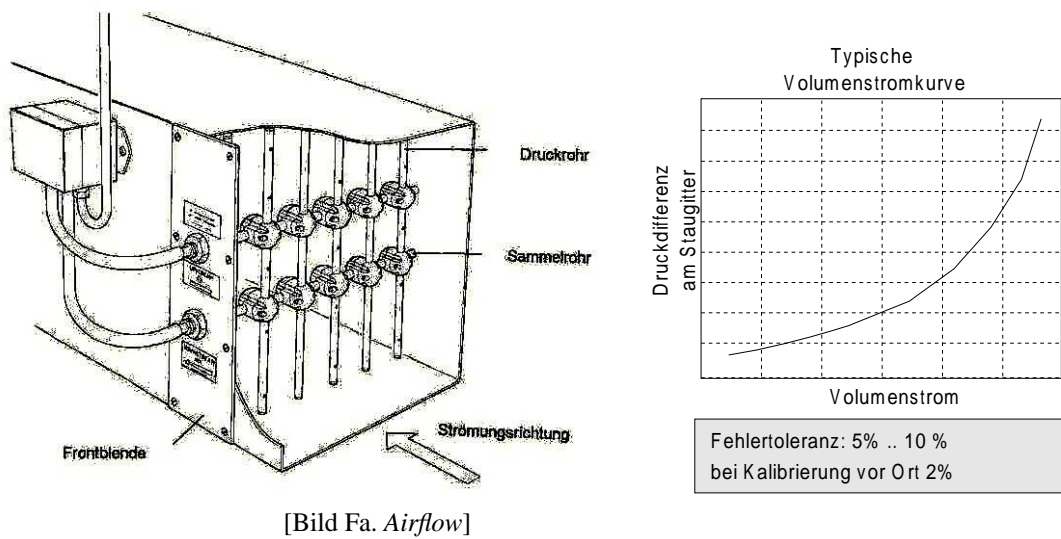


Bild 3.10: Wilson Staugitter der Fa. Airflow zur Volumenstrommessung

und Darstellung wurde ein entsprechendes Computer-Programm entwickelt, das im nachfolgenden Abschnitt erläutert wird.

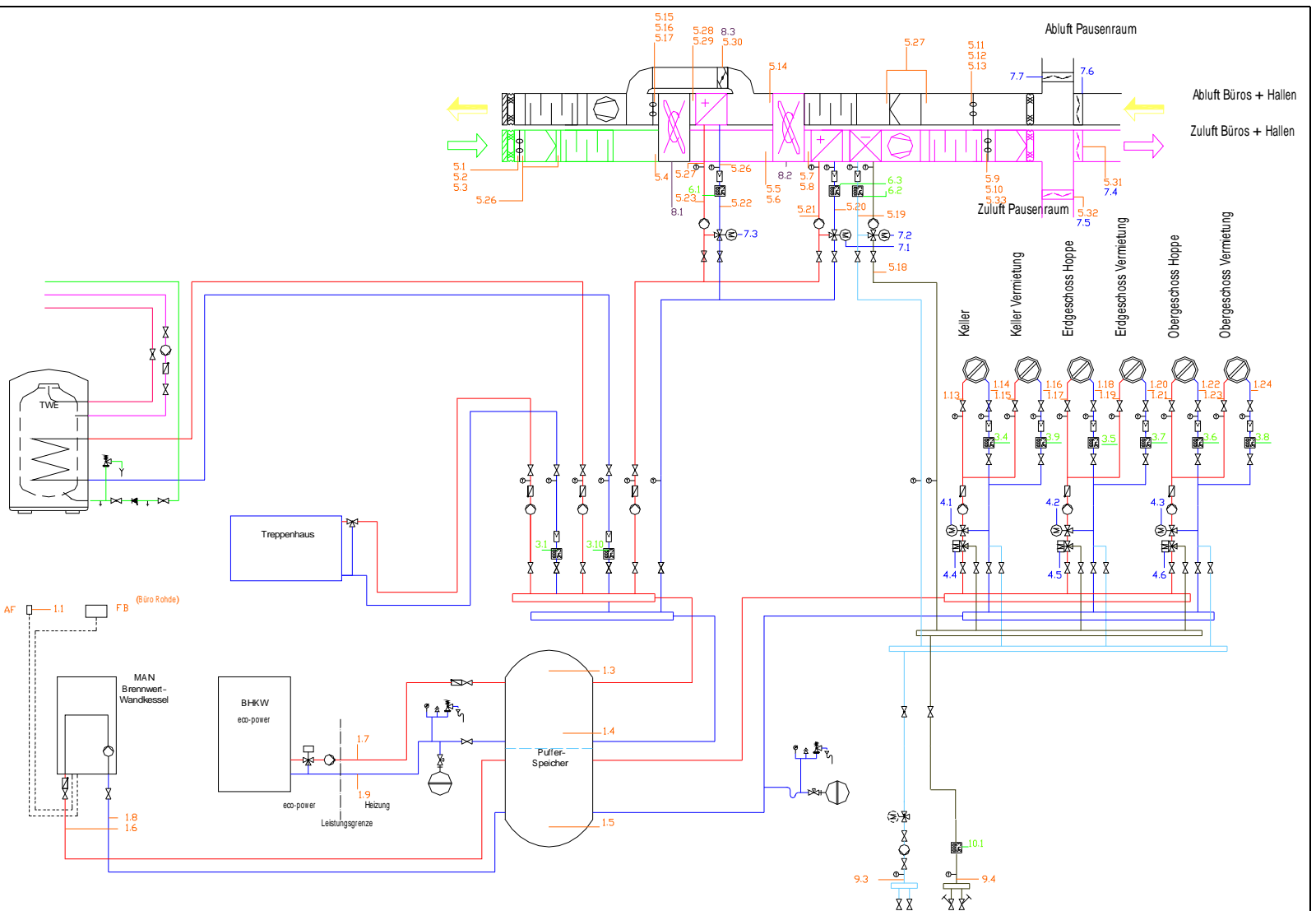


Bild 3.11: Messstellenplan Lüftung und Heizung, Funktionsschaltbild J. Roggemann Planungsbüro für Haustechnik

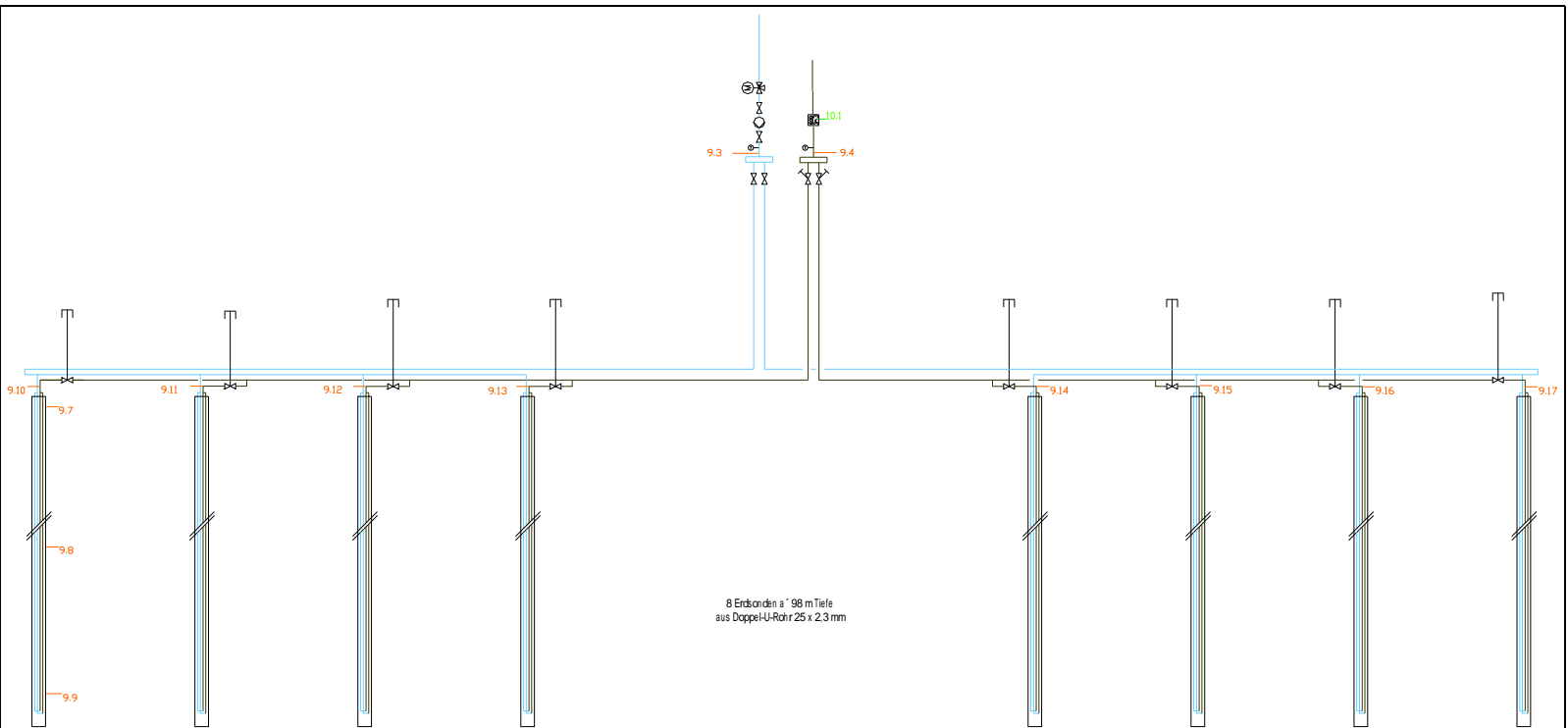


Bild 3.12: Messstellenplan Erdkältesonden, Funktionsschaltbild J. Roggemann
Planungsbüro für Haustechnik

3.3 Software zur Messdatenerfassung, Steuerung und Visualisierung

Für die Auswertung der gesammelten Messdaten, Visualisierung und für die Steuerung der Anlage wurde ein Programm auf der Basis der Programmiersprache Visual Basic entwickelt.

Bild 3.13 zeigt schematisch die Anordnung der Messdatenerfassungs- und Steuerungssoftware für die Demonstrationsanlage. Die verschiedenen Messfühler für Temperatur, relative Feuchte, Luft- und Wasservolumenströme geben ihre Messsignale an die SPS, vgl. Bild 3.14. In der SPS sind die Algorithmen programmiert, die ihrerseits die Regeleinrichtungen ansteuern bzw. Sollwerte für andere untergeordnete Regler ausgeben. Die SPS ist mit einem PC verbunden, auf dem eine Software läuft, die die Messwerte abfragt und in eine Textdatei schreibt. Das erstellte Messdatenerfassungs- und Visualisierungsprogramm ist dafür zuständig, diese Datei auszulesen und weiterzuverarbeiten sowie der SPS wiederum notwendige Parameter mitzuteilen. Dazu wurden verschiedene Ebenen für die Software eingeführt, die in Bild 3.15 dargestellt sind.

In der ersten Kommunikations- und Logikebene steht das Modul `comm_modul`. Hier werden die aus der SPS ankommenden Daten in eine eigene Datenbankdatei (Access-Format) eingelesen. Gegebenfalls werden die Messwerte noch aufbereitet, wenn z.B. Einheiten umgerechnet werden müssen. Das Modul schreibt die Daten dann mit Angabe von Datum und Uhrzeit in eine Log-Datei, die später zur Auswertung dient. Die zweite Aufgabe des Programms besteht darin, Sollwerte für die Regler der SPS weiterzugeben. Diese können z.B. Raumtemperaturen sein, aber auch Parameter, anhand deren bestimmte Funktionen ausgeführt werden (z.B. Frostschutztemperatur). Als dritte Aufgabe ist im Kommunikationsmodul auch eine übergeordnete Logik eingebaut, die bestimmte Betriebsweisen für die Anlage einstellt, die nicht in der SPS programmiert werden können. Als wichtigstes Beispiel sei die Nachtabsenkung aufgeführt, die in Abhängigkeit der Uhrzeit und des Wochentags eingestellt wird.

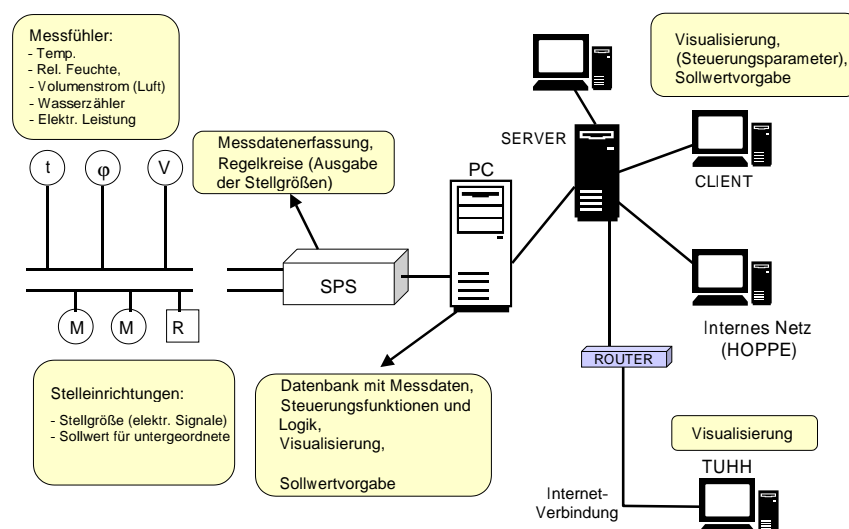


Bild 3.13: Schema der Mess- und Steuerungshard- und Software für die Demonstrationsanlage

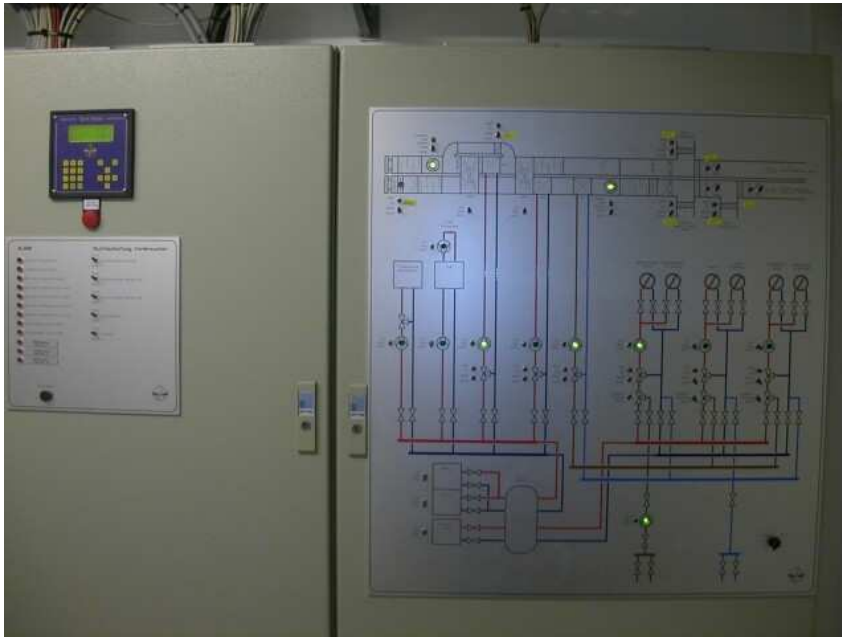


Bild 3.14: SPS der Fa. Hoppe Bordmesstechnik zur zentralen Steuerung und Regelung der Heizungs- und Klimaanlage des Gebäudes

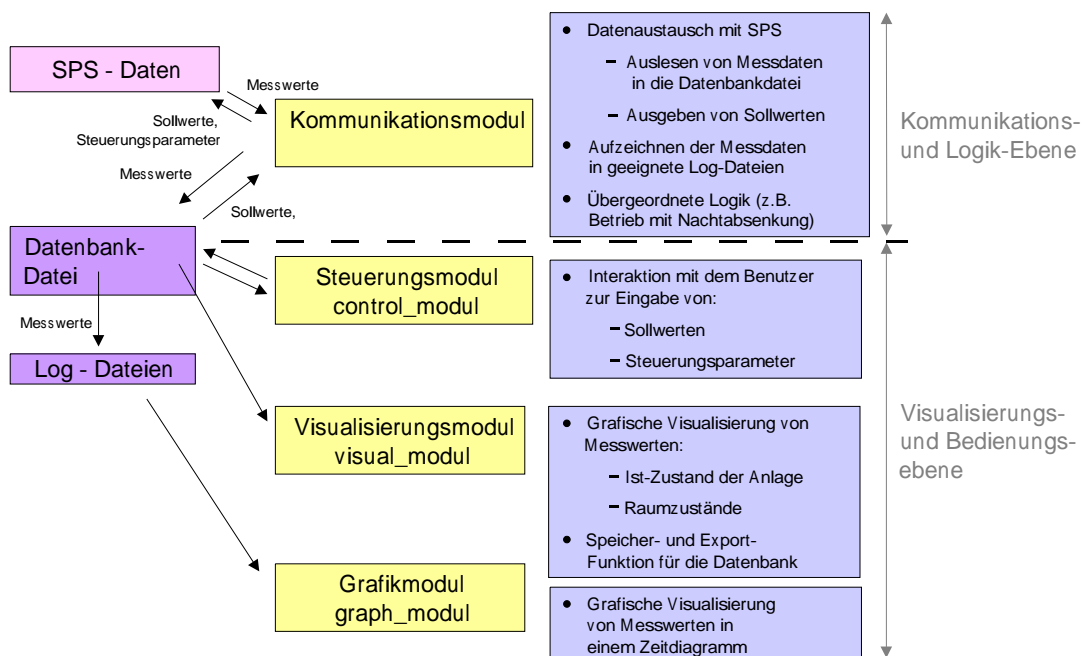


Bild 3.15: Aufteilung und Funktion der Programmebenen der Messdatenerfassungs- und Visualisierungssoftware

3.3. SOFTWARE ZUR MESSDATENERFASSUNG, STEUERUNG UND VISUALISIERUNG21

Das Kommunikationsmodul selbst besitzt keine Schnittstelle zum Benutzer. Alle Parameter und Sollwerte werden immer der Datenbank entnommen und dort von anderen Programmmodulen gesetzt. In der zweiten Ebene, der Visualisierungs- und Bedienungsebene, hat der Benutzer die Möglichkeit zur Interaktion mit der Software. Im Steuerungsmodul `control_modul` können Sollwerte und andere Steuerungsparameter für die Lüftung und die Heizung eingestellt werden.

Das Visualisierungsmodul `visual_modul` dient zur Anzeige des Ist-Zustands der Anlage. Im Hauptfenster befindet sich ein Schema der Anlage (vgl. Bild 3.16, in dem die einzelnen Komponenten angewählt werden können. Daraufhin können die für die jeweilige Komponente relevanten Messdaten eingesehen werden. Ferner erlaubt das Programm, sich alle Messwerte der Datenbank anzuzeigen und diese abzuspeichern oder in ein Excel-Format zu exportieren. In einer zweiten Ansicht, vgl. Bild 3.17, werden alle Räume des Gebäudes dargestellt, ebenfalls mit der Möglichkeit durch Auswahl mit der Maus die Daten wie Raumtemperatur (Sollwert und Istwert), Feuchte, Oberflächen- und Vor-/Rücklauftemperaturen zum betreffenden Raum zu erfahren.

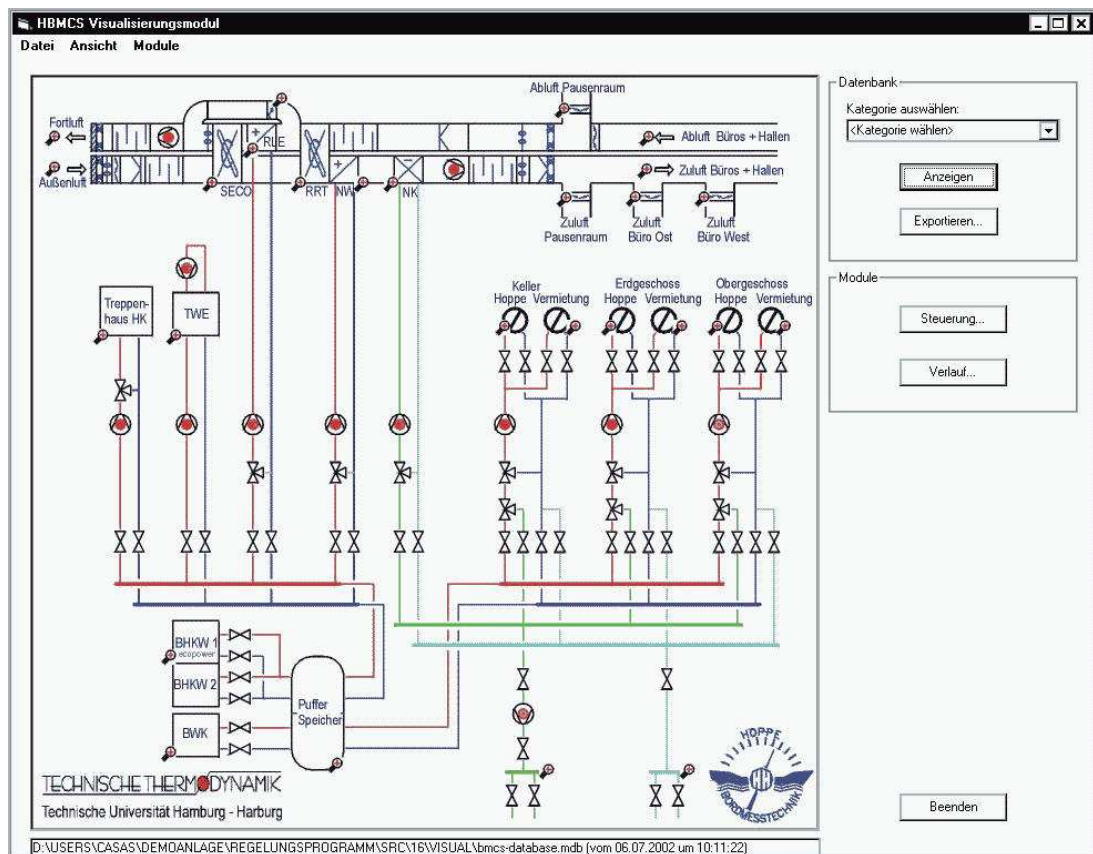


Bild 3.16: Hauptfenster des Visualisierungsmoduls mit Anlagenschaubild

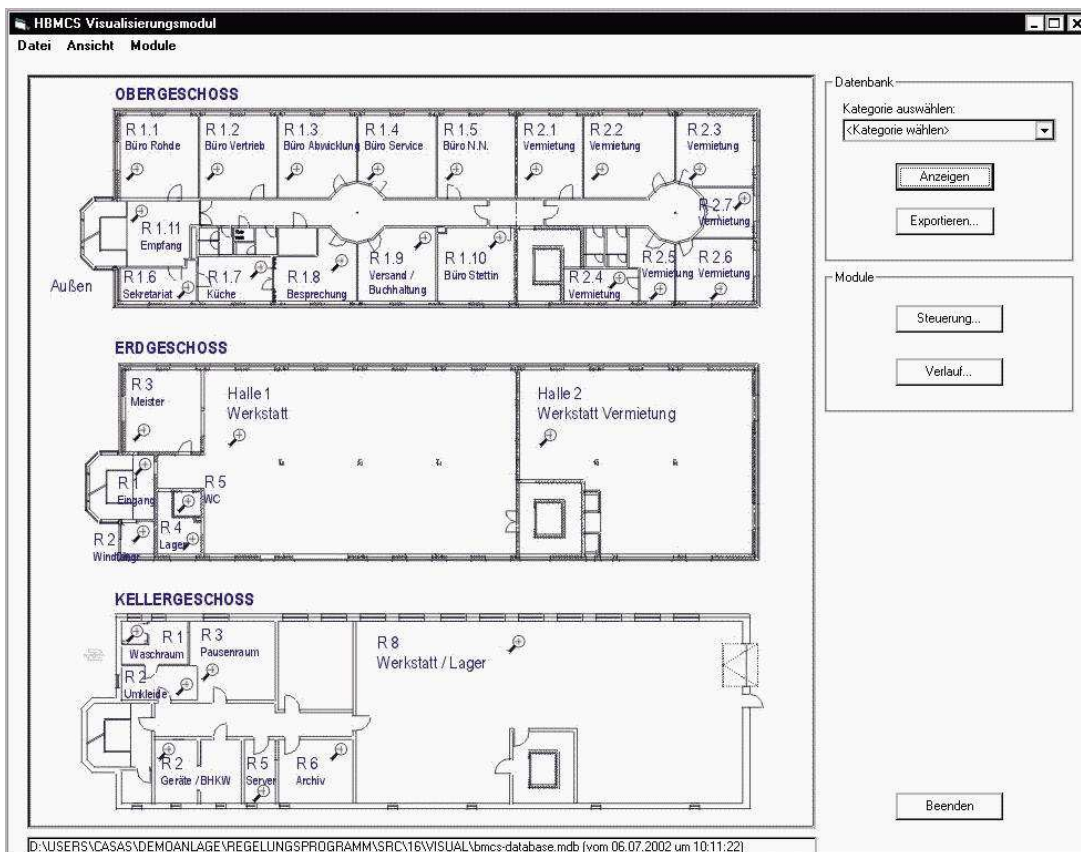


Bild 3.17: Hauptfenster des Visualisierungsmoduls mit Raumansicht

3.3. SOFTWARE ZUR MESSDATENERFASSUNG, STEUERUNG UND VISUALISIERUNG²³

Mit dem Visualisierungsmodul ist nur Einsicht in eine Moment-Aufnahme der Anlage möglich. Um den zeitlichen Verlauf der Messwerte darzustellen wurde ein Modul `graph_modul` erstellt, vgl. Bild 3.18. Das Programm erlaubt es, die anzuzeigenden Messwerte aus der Datenbank auszuwählen. Die so zusammengestellte Liste kann abgespeichert werden, um wiederverwendet zu werden. Die Ausgabe im Diagramm kann vielseitig formatiert (Farben- und Liniarten) und als Datei abgespeichert oder ausgedruckt werden². Sämtliche in diesem Bericht dargestellten Ergebnisse wurden mit diesem Modul aufbereitet.

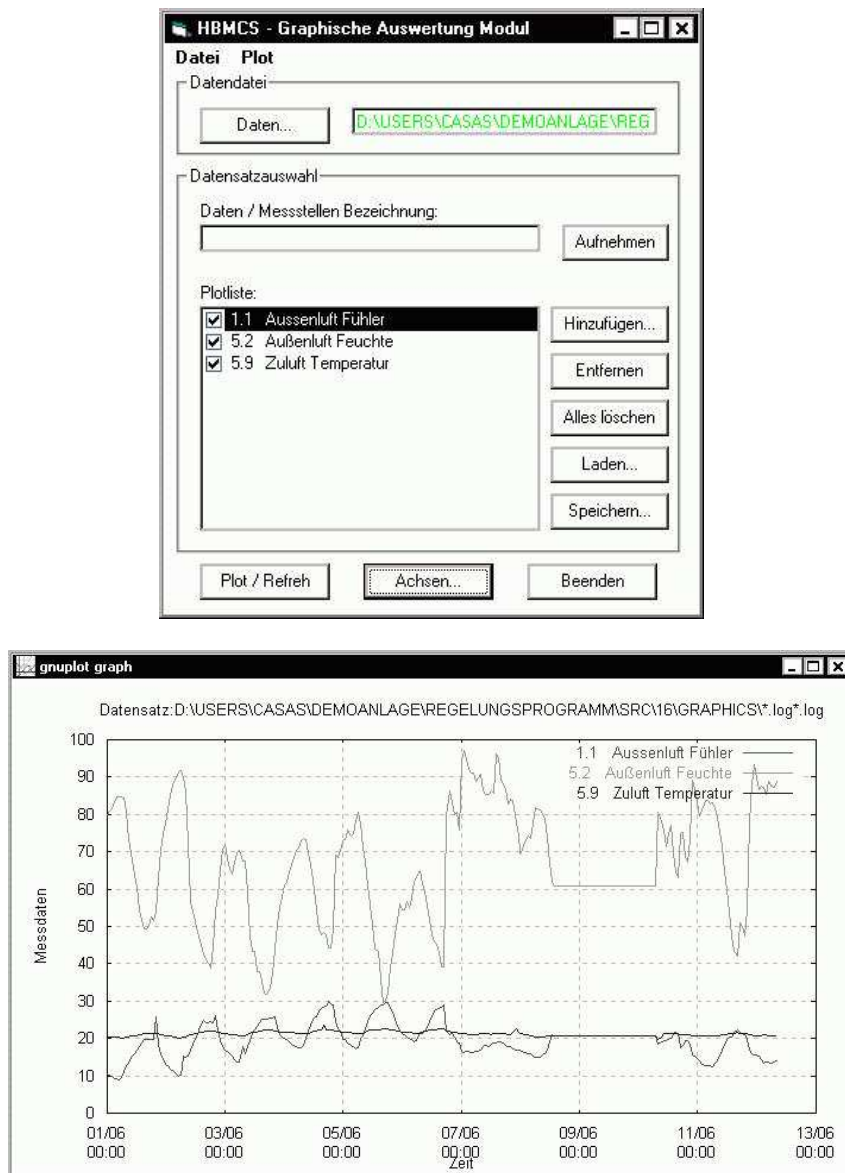


Bild 3.18: Haupt- und Ausgabefenster des Moduls zur grafischen Auswertung

²Das Modul ruft intern `gnuplot` auf (<http://www.gnuplot.info>), eine freie Software zur grafischen Visualisierung von Messdaten

Kapitel 4

Auswertung von Messergebnissen

In diesem Abschnitt wird eine Auswahl der gesammelten Messwerte dargestellt und ausgewertet. Dabei wird in der Diskussion auf folgende Punkte eingegangen:

- Sorptionsgestützte Lüftung und Energiebedarf
- Fußbodenkühlung und Behaglichkeit
- Erdkältesonden
- Winterbetrieb und Wärmerückgewinnung

4.1 Sorptionsgestützte Lüftung und Energiebedarf

In Bild 4.1 sind die Messwerte im Tagesverlauf für einige relevanten Messstellen in der Lüftung grafisch dargestellt. Am betreffenden Tag (9.7.2002) erreichte die Temperatur nachmittags einen Spitzenwert von fast 35°C bei einer relativen Luftfeuchte von 35%. Dies entspricht einem absoluten Wassergehalt von 11 g/kg. Klimaanlage werden in Deutschland üblicherweise für eine Temperatur von 32°C und 40% relative Feuchte (12 g/kg) ausgelegt. Die Zuluft wurde auf 22-23°C gehalten, bei einer Luftfeuchtigkeit von 45% (8 g/kg). Zur Regeneration des Sorptionsrades wurde die Abluft auf Temperaturen zwischen 55 und 60°C erwärmt. Zu einem bestimmten Zeitpunkt sollen die Zustandsänderungen näher betrachtet und in einem h,x -Diagramm dargestellt werden, um den Energiebedarf zu berechnen, vgl. Bild 4.2.

Die warme Außenluft wird beim Durchströmen des Sorptionsrades entfeuchtet und erwärmt sich auf 38°C. Dabei wird die Luft um 3 g/kg entfeuchtet. Im nachgeschalteten Wärmerückgewinnungsrad wird die trockene Luft auf 25°C gekühlt. Mit der Erdkälte wird schließlich eine Zulufttemperatur von 22°C erreicht. Die Abluft (Raumluft), die zunächst im Wärmerückgewinnungsrad auf 34°C vorgewärmt wurde, erreicht im Erhitzer 58°C und nimmt im Sorptionsrad die gespeicherte Feuchtigkeit auf. Sie verlässt als Fortluft die Anlage mit 40°C und 30% relative Feuchte (14 g/kg). Die für den Sommerbetrieb ausgelegte Zulufttemperatur von 19°C wird nicht erreicht. Dies liegt daran, dass eine niedrigere Kaltwassertemperatur für die Auslegung des Wärmetauschers (15°C) zu Grunde gelegt wurde, als tatsächlich beim Dauerbetrieb der Erdkältesonden (17. . . 18°C) erreicht wurde. Dadurch wurde eine Vergrößerung des Wärmetauschers notwendig.

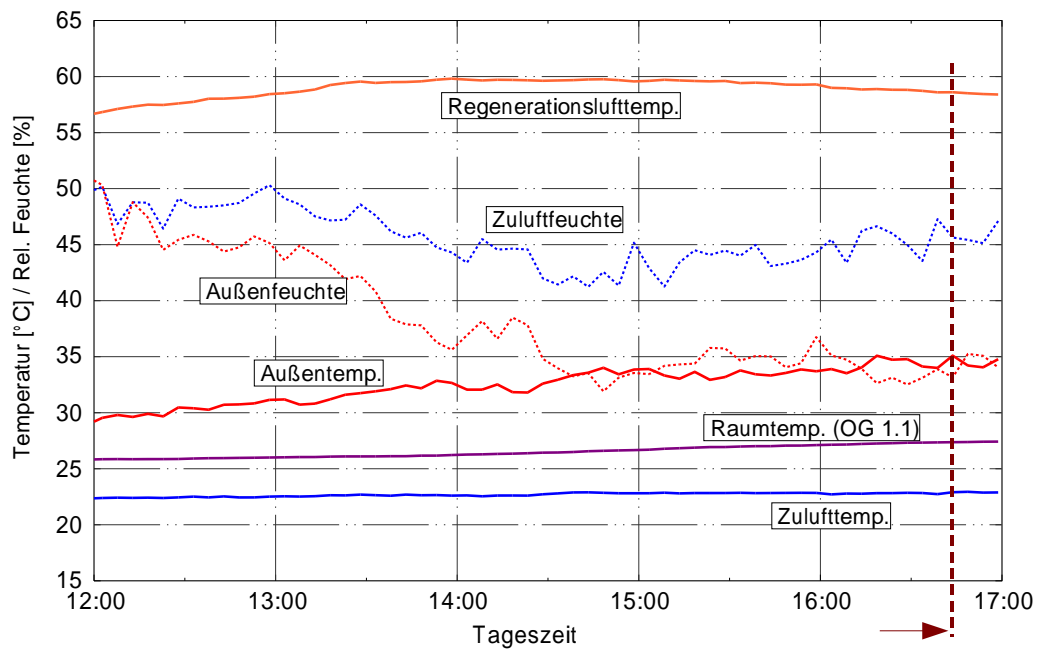


Bild 4.1: Messwerte für Luftzustände (9.7.2002)

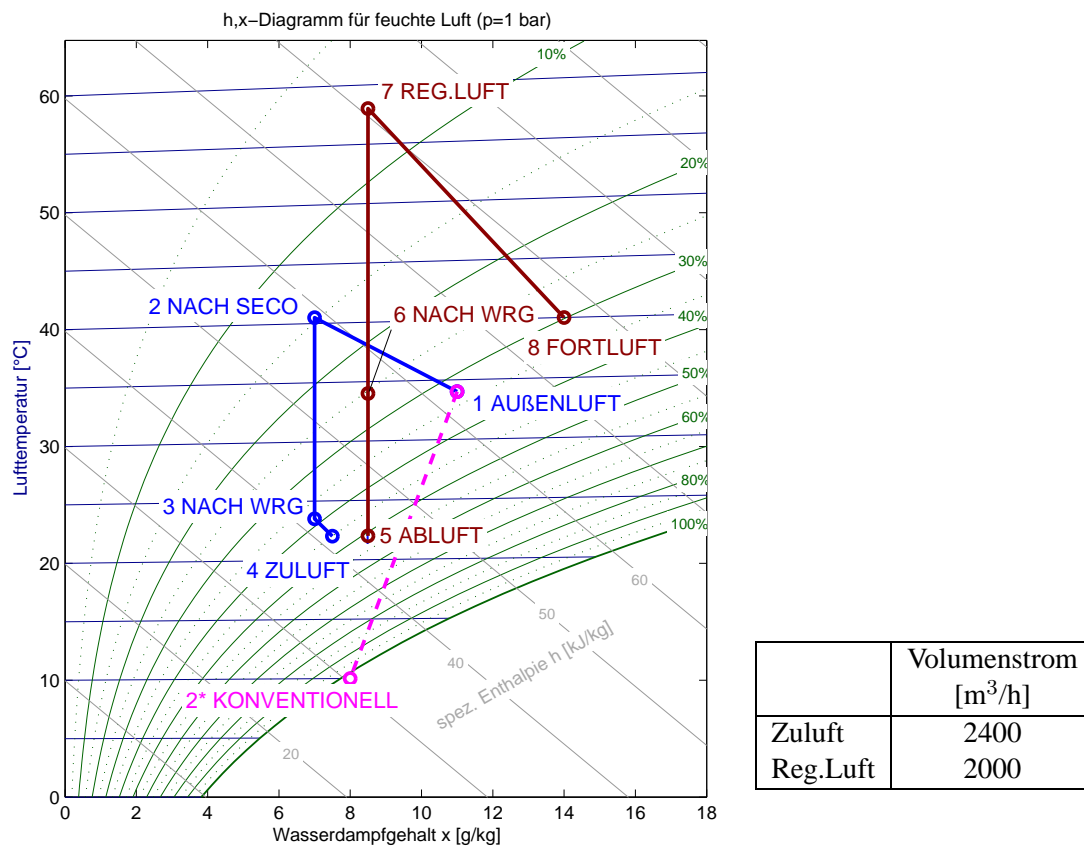


Bild 4.2: Gemessene Luftzustandsänderungen im h,x -Diagramm (9.7.2002) und Volumenströme

Aus dem h,x -Diagramm und mit den gemessenen Volumen- bzw. Massenströmen kann für diesen Betriebspunkt eine Primärenergiebilanz aufgestellt werden, vgl. Bild 4.3. Zunächst sind die Heiz- und Kühlleistungen zu bestimmen. Dazu wird aus den gemessenen Daten Temperatur ϑ und relative Feuchtigkeit φ mit dem h,x -Diagramm die Enthalpie der feuchten Luft bestimmt bzw. diese aus

$$h = c_{p,L} \cdot \vartheta + x_s \cdot (c_{p,wd} \cdot \vartheta + r_0) \quad (4.1)$$

berechnet. Eine Energiebilanz um den Regenerationsluftheritzer mit dem gemessenen Luftmassenstrom führt zu

$$\dot{Q}_{RLE} = \dot{m}_{Reg} \cdot (h_7 - h_6) \quad (4.2)$$

Für die Entfeuchtung sind im Regenerationsluftheritzer also $\dot{Q}_{RLE} = 12,5$ kW Heizleistung notwendig, die vom BHKW zur Verfügung gestellt werden. Unter Berücksichtigung des thermischen Wirkungsgrades des BHKWs sind es

$$P_{BHKW} = \dot{Q}_{Reg} / \eta_{th,BHKW} = 18,9 \text{ kW} \quad (4.3)$$

Primärenergie, die in Form von Gas benötigt werden. Dabei werden jedoch

$$P_{el,BHKW} = P_{BHKW} \cdot \eta_{el,BHKW} = 5 \text{ kW} \quad (4.4)$$

elektrische Leistung erzeugt, die nicht mehr dem elektrischen Netz entnommen werden müssen und primärenergetisch mit einem Kraftwerkwirkungsgrad von 40% bewertet werden können.¹ Damit ergibt sich eine Gutschrift von $5 \text{ kW} / 0,4 = 12,5 \text{ kW}$, so dass der Primärenergiebedarf für die Klimatisierung effektiv 6,4 kW beträgt. Es sei darauf hingewiesen, dass in diesem Fall für die Kühlung (Zustandsänderung von 3→4) keine weitere Primärenergie in Form von Gas oder elektrischer Energie notwendig ist, weil die Kühlenergie regenerativ dem Erdboden entnommen wird. Hilfsenergie für Pumpen und Ventilatoren sei dabei vernachlässigt, da diese in der gleichen Größenordnung bei einem konventionellen System benötigt wird.

Vergleicht man die Messdaten der sorptionsgestützten Anlage mit einem theoretischen konventionellen Prozess bei dem die Luft genau bis auf die Taupunkttemperatur abgekühlt wird, wie in Bild 4.2 gezeigt, ergäbe sich beim Letzteren ein größerer Kühlleistungsbedarf für die Entfeuchtung, der sich analog wie beim Regenerationsluftheritzer aus einer Bilanz um den Kühler bestimmen lässt,

$$\dot{Q}_k^* = \dot{m}_{Zul} \cdot (h_{2*} - h_1) \quad (4.5)$$

Für den behandelten Luftmassenstrom wären so 25 kW Kühlleistung von einer Kältemaschine aufzubringen, die ihrerseits bei einem (guten) COP von 3 einen elektrischen Energiebedarf

$$P_{el,KM} = \frac{\dot{Q}_k^*}{COP} \quad (4.6)$$

¹Es ist üblich, schlechtere Wirkungsgrade, etwa 33% nach DIN 4710-Teil 10 anzunehmen, wie auch in der Energieeinsparverordnung 2002. Die Annahme 40% ist eher zu Gunsten eines konventionellen Prozesses

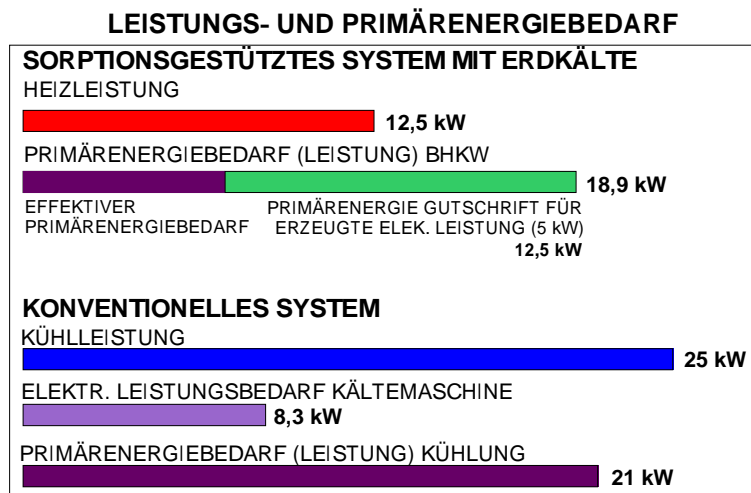


Bild 4.3: Primärenergiebedarf für die Lüftung aus gemessenen Luftzustandsänderungen

von 8,3 kW hätte. Bei einem angenommenen Kraftwerkwirkungsgrad von 40% ergibt sich ein Primärenergiebedarf von

$$P_{KM} = \frac{P_{el,KM}}{\eta_{el}} = 21 \text{ kW} \quad . \quad (4.7)$$

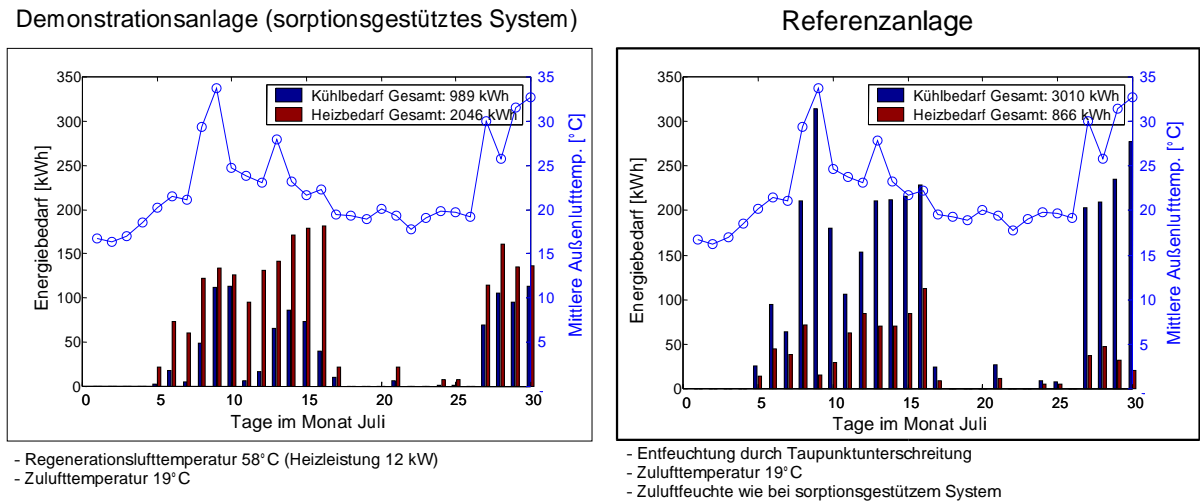
Dabei wird eine notwendige Nacherhitzung nicht berücksichtigt (diese könnte ebenfalls in einem Wärmerückgewinner realisiert werden). Für diesen Betriebspunkt benötigt die sorptionsgestützte Klimaanlage 65% weniger Primärenergie.

Für eine verlässliche Aussage bezüglich Energiebedarf ist jedoch nicht nur die Betrachtung eines einzelnen Betriebspunktes maßgeblich. Es müssen die sich ändernden Außenluft- und Betriebszustände (Gebäudelasten) berücksichtigt werden. Bild 4.4b zeigt den Energiebedarf im Monat August 2002 für die Luftaufbereitung in der Demonstrationsanlage (sorptionsgestütztes System). Die Berechnung beruht auf stündlichen Mittelwerten der Messdaten, zur Orientierung ist die mittlere Tagestemperatur in den Nachmittagsstunden aufgetragen. Bedingt durch den Ausfall der automatischen Messdatenerfassung an mehreren Tagen (9 bis 14) ist das Ergebnis für diese Tage gleich, da gleiche Randbedingungen angenommen wurden. In der Rechnung wurde ein Mehrleistungsbedarf zur Kühlung berücksichtigt, um die vorgesehene Zulufttemperatur von 19°C zu erreichen, was aber aufgrund der höheren Kaltwassertemperaturen des Erdreichs nicht möglich war. Der Gesamtkühlbedarf beträgt für die sorptionsgestützte Anlage 2652 kWh, während 3755 kWh Heizenergie zur Erwärmung der Regenerationsluft benötigt wurden. Eine Rechnung mit der gleichen Außenluft- und Zulufttemperatur ergibt für eine nach dem konventionellen Prozess (Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung) ideal arbeitenden Anlage den fast doppelten Kühlleistungsbedarf (5089 kWh), aber einen weit geringeren Heizbedarf zur Nachwärmung von etwa 1069 kWh. Wird die gleiche Rechnung für die übrigen Sommermonate durchgeführt² und die Ergebnisse zu diesen Zahlen addiert, so bleibt das Verhältnis in etwa

²in diesem Fall wurde nur noch Juli mitberücksichtigt, da davor keine verlässliche Messdaten zur Verfügung standen

gleich, wie Bild 4.5 zeigt. Unter Berücksichtigung von Wirkungsgraden zur Energieerzeugung, errechnet sich ein effektiver Primärenergiebedarf von 3172 kWh bei der sorptionsgestützten Lüftungsanlage, während bei einem konventionellen System 8899 kWh notwendig wären. Die zuvor für einen Betriebspunkt ermittelte Einsparung von 60% . . .65% Primärenergie gegenüber einem konventionellen Verfahren gilt auch für den beobachteten Zeitraum.

a)



b)

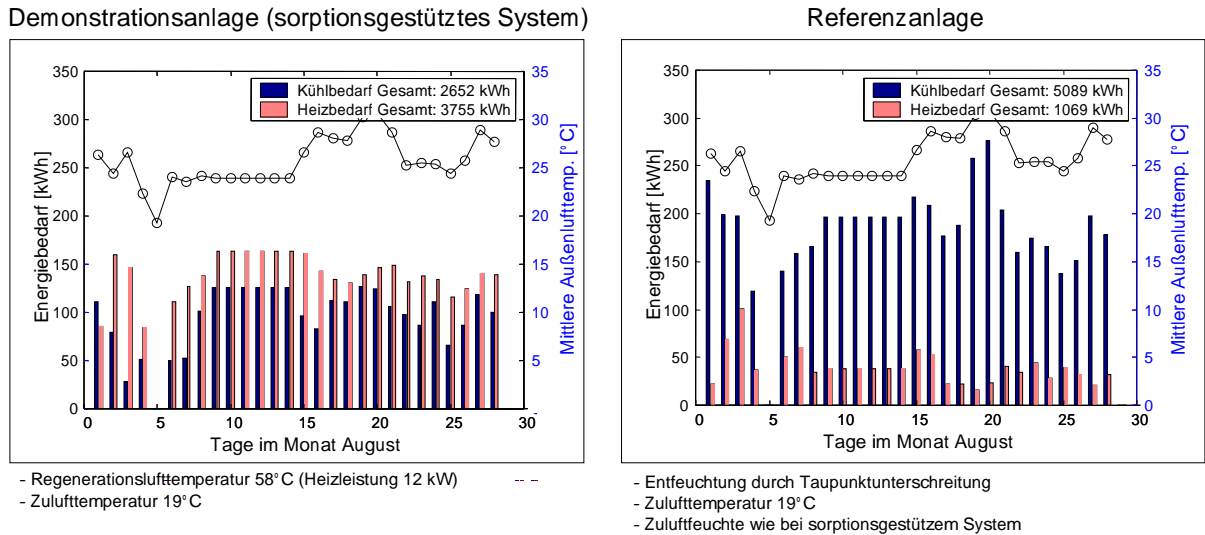


Bild 4.4: Energiebedarf im Monat a) Juli und b) August für das Lüftungssystem der Demonstrationsanlage und für eine konventionelle Anlage

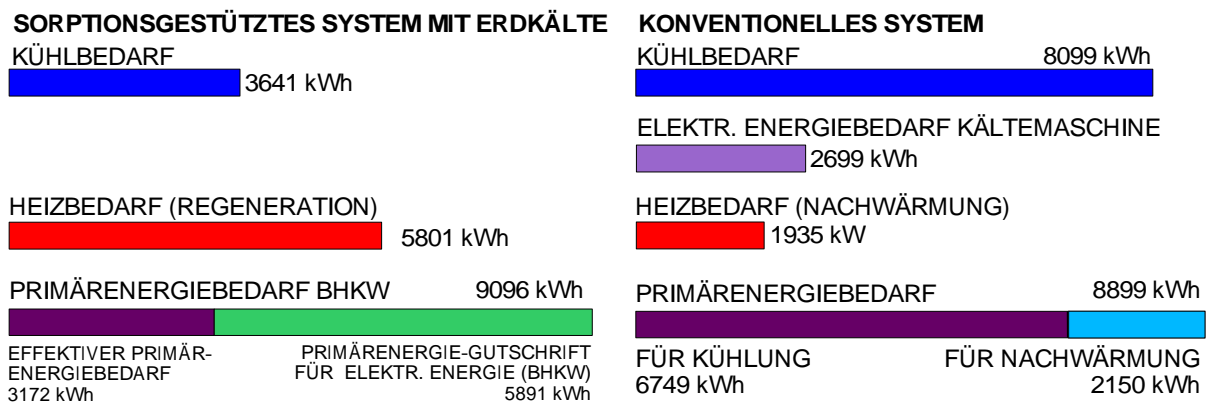


Bild 4.5: Vergleich des Primärenergiebedarf für das Lüftungssystem der Demonstrationsanlage und für eine konventionelle Anlage in den Sommermonaten Juli und August

4.2 Fußbodenkühlung und Behaglichkeit

Bild 4.6 zeigt den Tagesverlauf der Temperaturen für einen Raum an einem typischen Sommertag (27. August 2002). Die Außenlufttemperatur steigt von 21°C auf fast 29°C an. Die Vorlauftemperatur für die Fußbodenkühlung bleibt konstant bei 18°C, die Differenz zur Rücklauftemperatur beträgt in diesem Fall lediglich 2°C. Die Oberflächentemperatur (gemessen unter dem Teppichboden) ist ebenfalls mit 22°C konstant. Zu keinem Zeitpunkt wurde auch in anderen Räumen eine Oberflächentemperatur von 19°C unterschritten, so dass die Gefahr der Taupunktunterschreitung nicht auftreten kann. Die Raumtemperatur steigt im Tagesverlauf leicht an, bleibt aber auch in der zweiten Tageshälfte bei 25°C. Es sei angemerkt, dass das nicht immer für jeden Raum gültig ist. In den stärker belasteten Räumen wurden bei extremeren Außenlufttemperaturen (z.B. 35°C) teilweise Temperaturen von bis zu 28-29°C gemessen. Dabei zeigte sich, dass die vorhandene Vorlauftemperatur aus den Erdkältesonden nicht ganz ausreicht, um die Räume stärker zu kühlen.

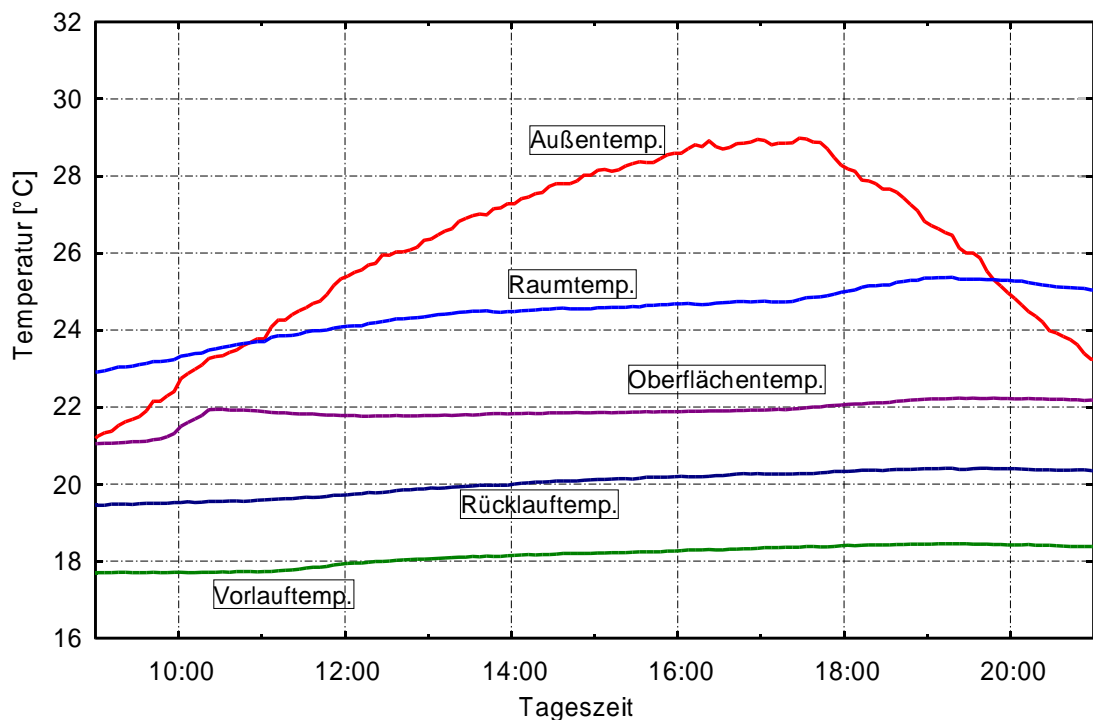


Bild 4.6: Temperaturen im Tagesverlauf beim Einsatz der Fußbodenkühlung

Die spezifische Leistung der Fußbodenkühlung lässt sich nach einer Formel von Olesen [5, 6] berechnen:

$$q = B \cdot a_B \cdot a_{\hat{T}}^{m_{\hat{T}}} \cdot a_D^{m_D} \cdot a_u^{m_u} \cdot \Delta t_h \quad (4.8)$$

Dabei sind die a_i und m_i Faktoren bzw. Exponenten, die von der Teilung, des Rohrdurchmessers, der Überdeckung und des Wärmeleitwiderstandes abhängen. B ist eine Systemkonstante. Alle Faktoren können den tabellarischen Angaben in [5, 6] entnommen werden.

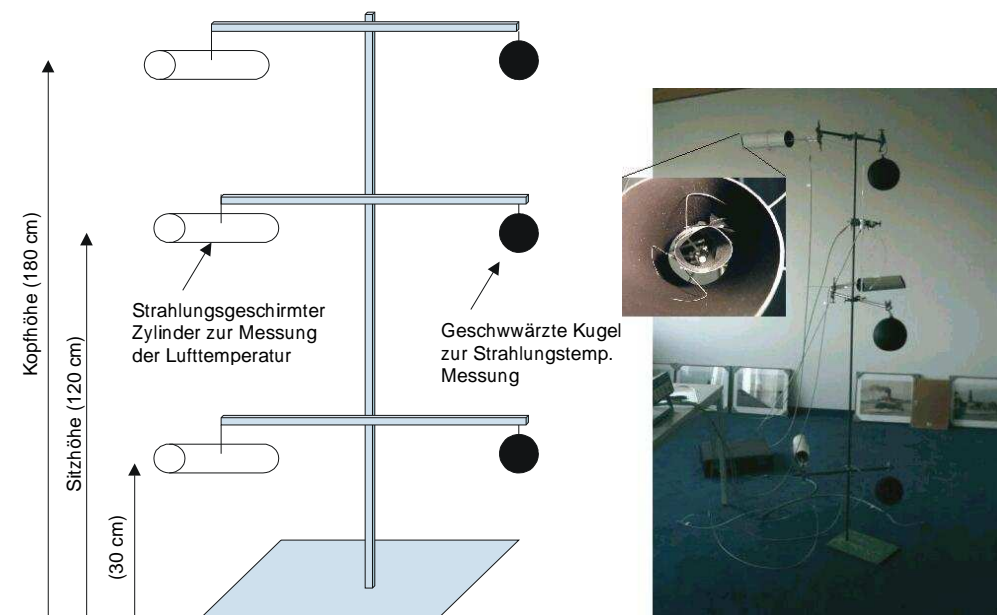


Bild 4.7: Versuchsaufbau zur Messung eines Temperaturprofils

Δt_h ist die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Raum und Wasserrohrhöhe, zu bestimmen aus Vor- und Rücklauf sowie operativer Temperatur aus

$$\Delta t_h = \frac{(t_R - t_V)}{\ln \frac{t_o - t_V}{t_o - t_R}} \quad . \quad (4.9)$$

Die operative Temperatur t_o berechnet sich aus

$$t_o = \frac{t_L + t_s}{2} \quad . \quad (4.10)$$

Dabei sind t_L die örtliche Lufttemperatur und t_s die örtliche Strahlungstemperatur. Diese kann mit einem so genannten Globe-Thermometer bestimmt werden. Hierbei handelt es sich um eine geschwärzte, aus einem dünnen, gut wärmeleitenden Material bestehende Hohlkugel, in deren Inneren die Temperatur gemessen wird. Diese Globe-Temperatur entspricht, bei Vernachlässigung der Luftgeschwindigkeit, der Strahlungstemperatur t_s . Bild 4.7.

Mit der gemessenen Vorlauftemperatur von 18°C und der maximalen gemessenen Differenz von Vor- und Rücklauf von 3°C ergibt sich eine Wärmestromdichte von

$$\dot{q}_K = 23 \text{ W/m}^2 \quad .$$

Dieser Wert liegt fast im üblichen Bereich von $25 \dots 40 \text{ W/m}^2$. Dennoch ließe sich die spezifische Kühlleistung steigern, wenn die Vorlauftemperatur abgesenkt und damit die Differenz Vorlauf / Rücklauf vergrößert werden könnte. Bei der ursprünglichen Auslegung von $15 / 20^\circ\text{C}$ für Vor- und Rücklauf ergäbe sich eine spezifische Kühlleistung von 32 W/m^2 .

Eine im Zusammenhang mit der Kühlung über den Fußboden oft gestellte Frage ist, ob sich ein starkes Temperaturprofil ausbildet und die Behaglichkeit beeinträchtigt wird. Hohe vertikale Temperaturgradienten werden von Menschen als unangenehm empfunden. Daher darf das Gefälle der Lufttemperatur zwischen 1,1 und 0,1 m Höhe (Kopf- und Fußhöhe) nicht mehr als 3°C betragen (DIN EN ISO 7730). Die Oberflächentemperatur des Fußbodens muss dabei zwischen 19°C und 29°C liegen. Mit einem entsprechenden Messaufbau wurde das Temperaturprofil im Raum ermittelt, vgl. Bild 4.7. Bild 4.8 zeigt den gemessenen Temperaturgradienten. In Kopfhöhe (180 cm) beträgt die Temperatur $25,7^{\circ}\text{C}$. In Sitzhöhe (120 cm) ist die Temperatur um einen halben Grad niedriger, $25,2^{\circ}\text{C}$. Im unteren Bereich wurde eine Temperatur von $24,4^{\circ}\text{C}$ gemessen, erst ein Temperatursensor im direkten Kontakt mit der Fußbodenoberfläche zeigte eine Temperatur von $21,0^{\circ}\text{C}$. Die maximal zulässige Temperaturdifferenz zwischen Kopf- und Fußhöhe wird also in jedem Fall eingehalten.

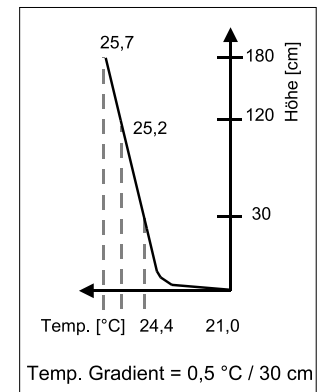


Bild 4.8: Temperaturprofil im Raum

Bild 4.9 verdeutlicht den Einfluss der Fußbodenkühlung auf den Raumzustand. Die zwei betrachteten Räume im Obergeschoss des Gebäudes sind mit den Ziffern 1.2 und 1.4 gekennzeichnet. Die Temperaturen (RT 1.2 und RT 1.4 in Bild 4.9) beider Räume liegen vor dem Versuch im gesamten Tagesverlauf etwa 2°C auseinander, wobei Raum 1.4 die niedrigere Spitzentagstemperatur von etwa 25°C aufweist. Nach Aussetzen der Kühlung im Raum 1.4 (am 31.5. mittags) steigt die Oberflächentemperatur (OT 1.4) rasch an. Dabei bleibt aber der normale Tagesverlauf der Raumtemperatur 1.4 zunächst unbeeinflusst, was auf eine hohe Speicherfähigkeit der Gebäudemasse hinweist. Bereits am nächsten Tag jedoch haben sich beide Temperaturen angeglichen, zwei Tage später überschreitet sogar Raum 1.4 die Temperatur von Raum 1.2 und steigt auf fast 27°C an. Nach Wiedereinschalten der Kühlung sinkt die Oberflächentemperatur im Raum, sowie die Raumtemperatur, um danach das normale Niveau von 2°C Temperaturdifferenz zum Vergleichsraum zu erreichen. Vermutlich hätte noch ein längerer Zeitraum ohne Kühlung zu einem noch größeren Unterschied zum Ausgangszustand geführt, dies konnte aber mit Rücksicht auf die sich im Raum 1.4 aufhaltenden Personen nicht weiter untersucht werden.

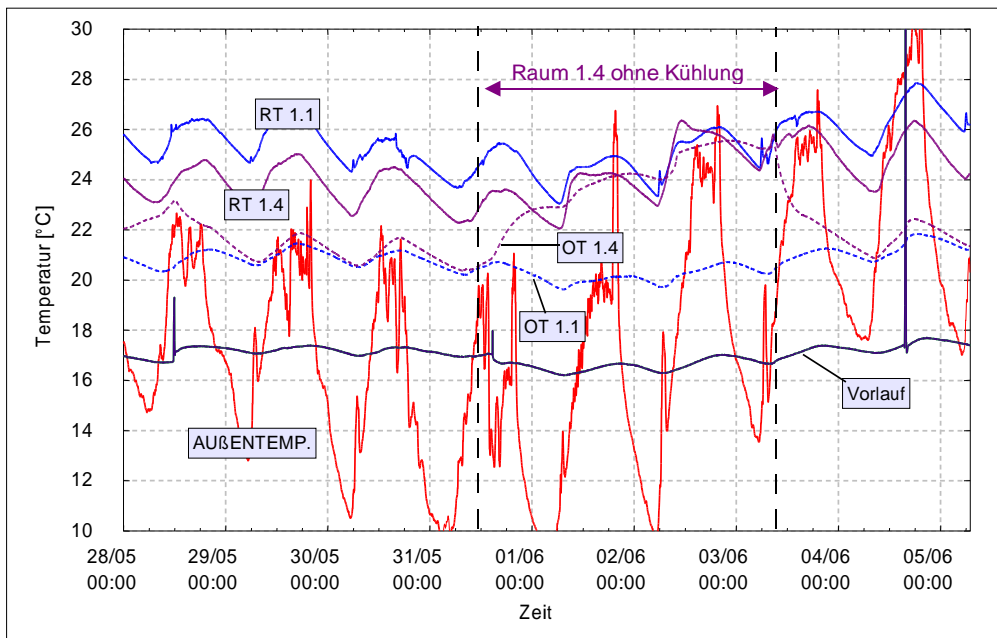


Bild 4.9: Wirkung der Fußbodenkühlung (RT: Raumtemp., OT: Oberflächentemp.)

4.3 Erdkältesonden

Bild 4.10 zeigt den Verlauf der Vorlauftemperatur des Kaltwassers aus den Erdkältesonden über mehrere Tage Ende August. Sie bleibt bei einem konstanten Niveau von 18°C und variiert mit der Tageszeit nur wenig, während der Rücklauf von der Last (Außenbedingungen) abhängt. Das Kaltwasser wird um ca. 4°C in den Erdkältesonden zurückgekühlt. Zusammen mit dem ermittelten Durchfluss ergibt sich eine Gesamtkälteleistung von $29,6\text{ kW}$ aus dem Erdkältesondenfeld. Die geplante Leistung von $32,5\text{ kW}$ wird fast erreicht, allerdings entspricht das Temperaturniveau nicht den Erwartungen. Dieser Umstand lässt sich im Falle der Lüftung noch mit vertretbarem Aufwand lösen (durch einen größeren Wärmetauscher), dies ist jedoch bei der Fußbodenkühlung nicht mehr möglich. Um mehr Kühlleistung über den Fußboden einzubringen, muss die Vorlauftemperatur abgesenkt werden.

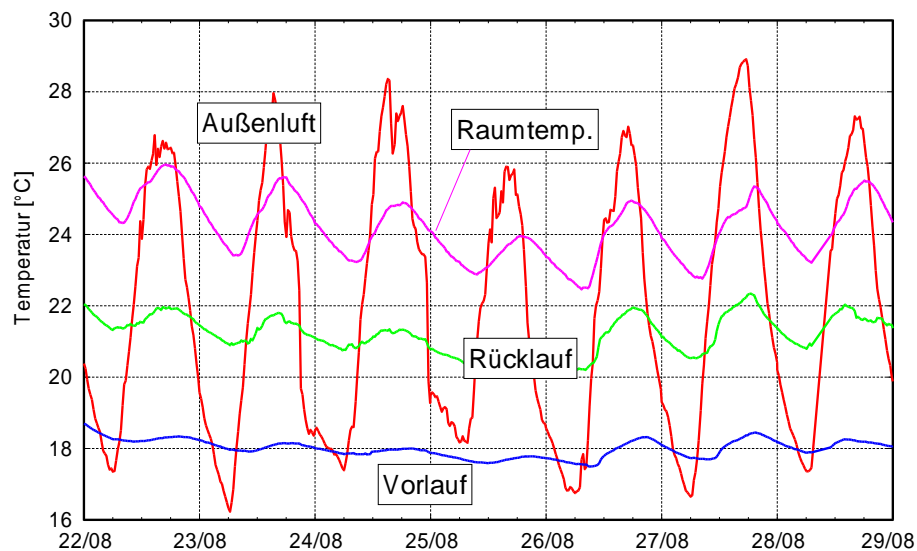


Bild 4.10: Verlauf der Temperaturen beim Betrieb der Erdkältesonden (August 2002)

Die Beobachtung der Erdreichtemperaturen in unmittelbarer Nähe einer Erdkältesonde zeigt, wie sich das Erdreich regeneriert, siehe Bild 4.11. Vor der Inbetriebnahme der Sonden wurde eine Temperatur von 11°C gemessen. Nach Ende des Betriebs Mitte September sank die Temperatur in 20 und 60 m Tiefe, bis der ursprüngliche Wert erreicht wurde.

4.4 Wärmerückgewinnung (Winterbetrieb)

Bild 4.12 zeigt den Verlauf verschiedener Temperaturen in der Klimaanlage im Monat Dezember. Dabei kann die Wirkung der Wärmerückgewinnung abgeleitet werden. Während in den ersten 5 Tagen nur das Trocknungsrad im Betrieb war, wurde für den Rest der Zeit auch der rotierende Wärmeaustauscher dazu geschaltet, deutlich zu erkennen am sprunghaften Anstieg der Zulufttemperatur. Die Außenluft wird, selbst bei tiefen Temperaturen (unter 0°C), auf 17 bis 19°C passiv erwärmt. In Bild 4.13 wurde dieser Energierückgewinn quantifiziert. Im Mittel

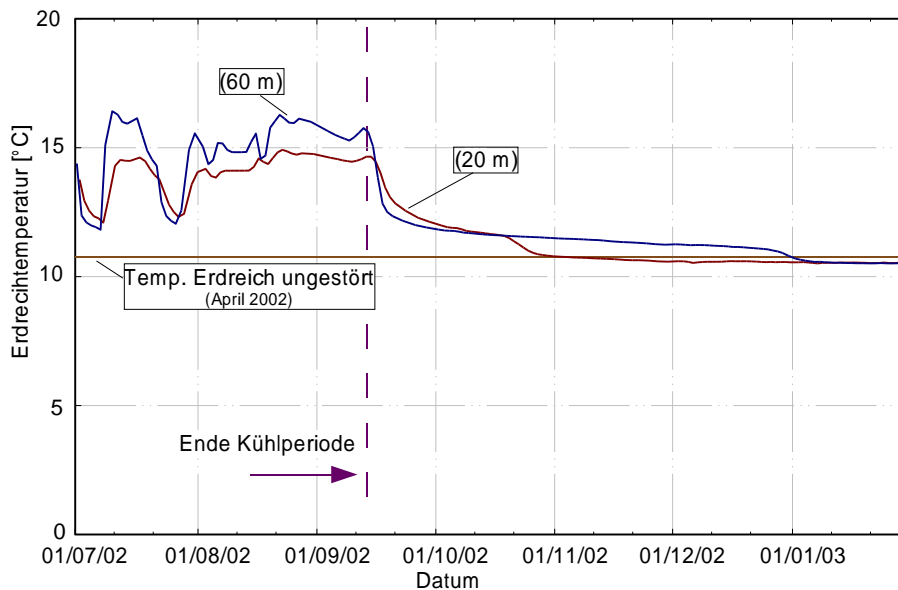


Bild 4.11: Erdreichtemperaturen während und nach der Kühlperiode 2002

wird durch die Wärmerückgewinnung eine Energiemenge von ca. 250 kWh pro Tag eingespart. Wird für den gesamten Zeitraum für Oktober bis Dezember die Auswertung durchgeführt, so beträgt die gesamte Einsparung 19 MWh. Bei Erzeugung dieser Wärme im Brennwertkessel bedeutet dies eine Einsparung von etwa 800 EUR.

Das eingesetzte Sorptionsrad der *Fa. Klingenburg* kann im Winterbetrieb auch zur Feuchterückgewinnung eingesetzt werden. Es wurde jedoch keine nennenswerte Erhöhung der relativen Feuchtigkeit der Zuluft festgestellt. Trägt man die Zustände der Abluft und Zuluft in das h,x -Diagramm für feuchte Luft ein (vgl. Bild 4.14), wird der Grund für die fehlende Feuchterückgewinnung ersichtlich. Die Abluft ist sehr trocken, womit kein großer Unterschied zum absoluten Wassergehalt der Außenluft besteht. Somit ist die Voraussetzung, nämlich eine Differenz der absoluten Wasserbeladung beider Luftströme als treibendes Potential für einen Feuchteausaustausch mit der Speichermasse nicht gegeben.

Eine weitere Untersuchung der Effizienz der Wärmerückgewinnung mit der Drehzahl der Rotoren ist in Bild 4.15 dargestellt. Mit steigender Drehzahl steigt auch die Temperatur der Zuluft sehr schnell, bis sie bei ca. 30% der Nenndrehzahl ein Maximum erreicht. Diese Beobachtung stimmt mit den qualitativen Angaben des Herstellers überein. Die Güte der Wärmerückgewinnung wird durch die Rückwärmzahl beschrieben, die als Verhältnis der maximal nutzbaren Wärme zur tatsächlich zurückgewonnenen Wärme definiert ist,

$$\Phi = \frac{\dot{m}_{Zul} \cdot (\vartheta_{Zul} - \vartheta_{Au})}{\dot{m}_{Abl} \cdot (\vartheta_{Abl} - \vartheta_{Au})} \quad (4.11)$$

Abhängig von der Drehzahl ist die Rückwärmzahl in Bild 4.15 gezeigt. Diese erreicht schon nach 40% der maximalen Drehzahl ein Maximum bei 93%.

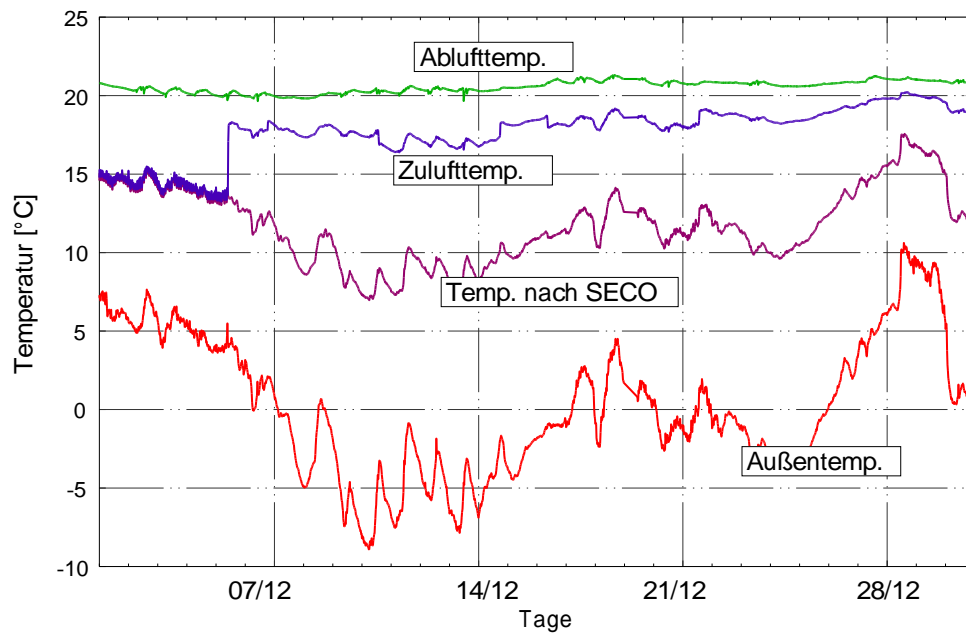


Bild 4.12: Temperaturen der Luft bei Wärmerückgewinnung im Winter

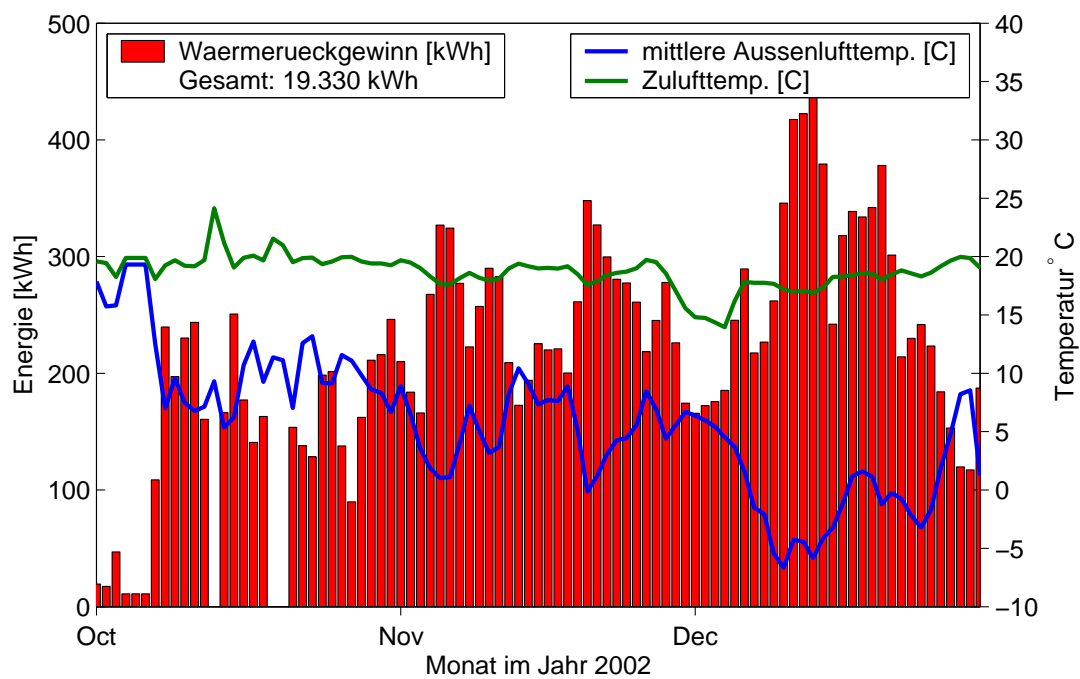


Bild 4.13: Energie(Wärme)rückgewinn in der Lüftungsanlage

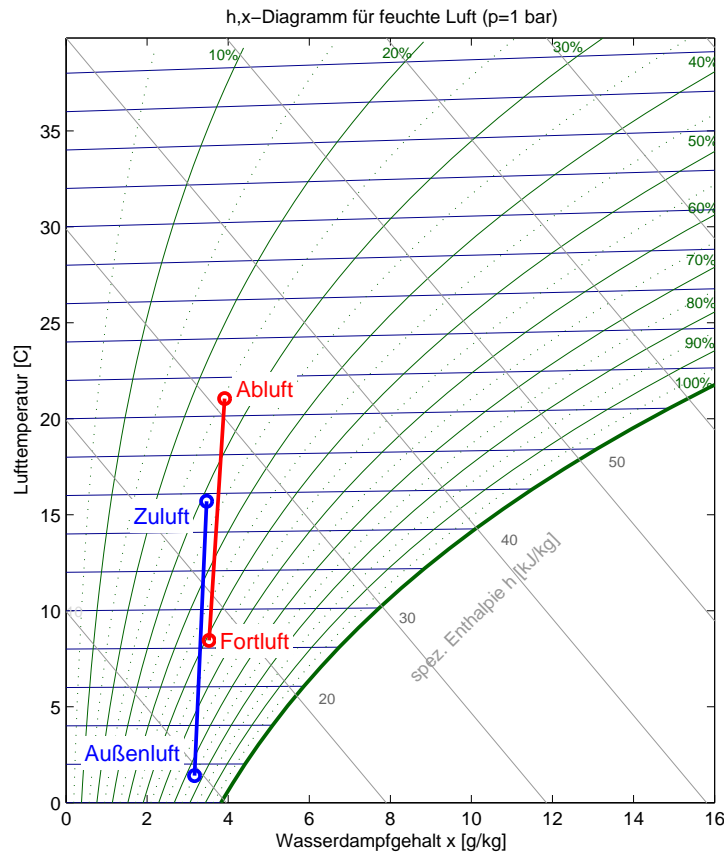


Bild 4.14: Energie(Wärme)rückgewinn im h,x-Diagramm

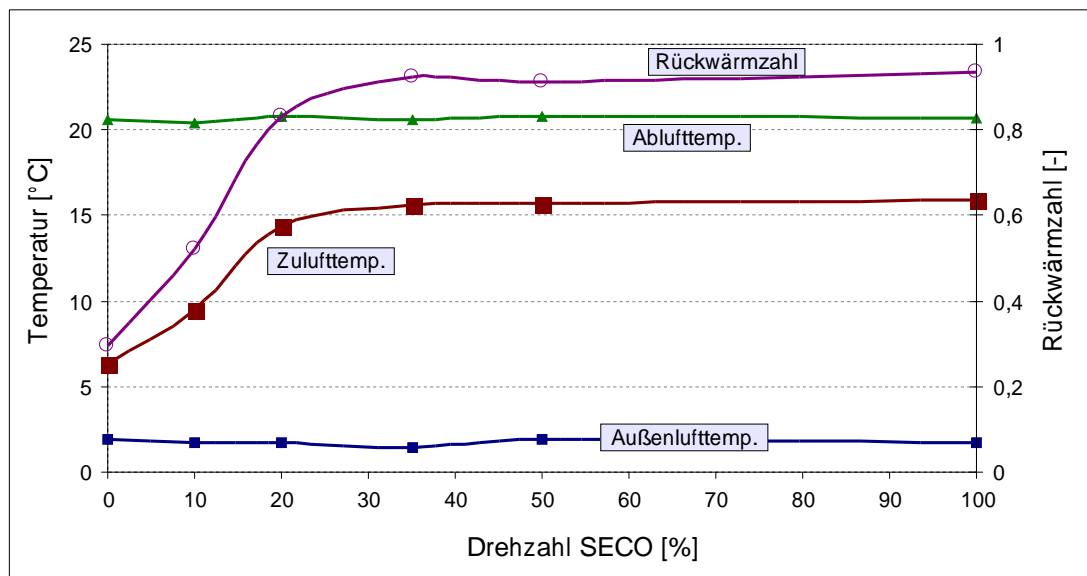


Bild 4.15: Wärmerückgewinnung in Abhängigkeit der SECO Drehzahl

Kapitel 5

Wirtschaftliche und energetische Bewertung

Hauptziel des Forschungsvorhabens war es, die Wirtschaftlichkeit des Klimatisierungskonzepts im Feldtest nachzuweisen. In diesem Abschnitt wird, basierend auf aufgenommenen Messwerten und Vergleichsrechnungen, eine Bewertung der Wirtschaftlichkeit vorgenommen. Dazu werden zunächst verschiedene Anlagen definiert, die als Referenz dienen sollen und dann hinsichtlich Investitions- und Betriebskosten gegenüber gestellt werden, vgl. Tabelle 5.1.

Tabelle 5.1: Vergleichssysteme zur Wirtschaftlichkeitsbewertung

• System 1	• System 2	• System 3	• System 4
Fußbodenkühlung, sorptionsgestützte Klimaanlage, Erdkälte (30 kW) Frischluft 2.500 m ³ /h	Fußbodenkühlung, sorptionsgestützte Klimaanlage, Kältemaschine (30 kW) Frischluft 2.500 m ³ /h	sorptionsgestützte Klimaanlage, Kältemaschine (30 kW) Luftstrom 15.000 m ³ /h Frischluft 2.500 m ³ /h	konventionelle Klimaanlage, Kältemaschine (51 kW) Luftstrom 15.000 m ³ /h Frischluft 2.500 m ³ /h

Während System 1 genau der Demonstrationsanlage entspricht, sind in System 2 die Erdkältesonden durch eine Kältemaschine gleicher Leistung ersetzt. In System 3 wird statt Fußbodenkühlung die gesamte Kühllast über die Luft abgeführt, weswegen ein Umluftbetrieb mit einer größeren Luftmenge (15.000 m³/h) benötigt wird. Weiterhin wird für die Betriebskosten aller Varianten davon ausgegangen, dass ein Mini-BHKW für den Winterfall vorhanden ist, das im Sommer genutzt werden kann. Das BHKW selbst geht nicht in die Rechnung der Investitionskosten der Klimaanlage ein. Es muss angenommen werden, dass sich dieses über den KWK-Betrieb im Winter amortisiert. Der Betrieb in Sommer macht ca. 10% des Gesamtbetriebs aus (450 Stunden während der Sommermonate stehen ca. 4500 Gesamtbetriebsstunden gegenüber).

5.1 Investitionskosten

Bild 5.1 gibt einen Überblick über die entstehenden Investitionskosten für die verschiedenen Varianten der Klimaanlage, aufgeschlüsselt in Anteile für die Lüftung und Art der Kälteerzeugung. Für System 1 (die Demonstrationsanlage) liegen hier genaue Zahlen vor – für die übrigen Systeme sind diese anhand von Angeboten und nach Absprache mit dem begleitenden Ingenieurbüro abgeschätzt worden.

Eine Klimaanlage für das Gebäude der Demonstrationsanlage mit einer Kältemaschine statt Erdkältesonden (System 2) ist um ca. 12.000 EUR günstiger. Die beiden anderen Systemen ohne Fußbodenkühlung fallen wegen der größeren Luftmenge erheblich größer aus, so dass hier die Kosten für die Lüftung steigen. Es ist fraglich, ob ein System dieser Größe im Demonstrationsgebäude tatsächlich realisiert werden könnte. Es sind größere Kanäle sowie einige Baumaßnahmen zu berücksichtigen. Je nachdem, ob der Außenluftanteil sorptiv oder konventionell aufbereitet wird, ist eine größere Kältemaschine notwendig. Bei sorptiver Luftaufbereitung ist die Kühlleistung um ca. 2/3 kleiner als bei Taupunktunterschreitung. Gegenüber der ausgeführten Demonstrationsanlage sind nur relativ geringe Mehrkosten zu erwarten, zwischen 1.000,- und 4.000,- EUR, da die Mehrkosten für die größeren Lüftung durch die im Vergleich zu den Erdkältesonden günstigeren Kältemaschine wieder ausgeglichen werden.

5.2 Betriebskosten

Die Betriebskosten setzen sich im Wesentlichen aus den anfallenden Energiekosten zusammen. Wartungskosten für die Klimaanlage (z.B. Filterwechsel) sollen für alle Varianten als gleich hoch angenommen werden. Allerdings werden Wartungskosten für die Kälteerzeugung (Kältemaschine) mitberücksichtigt. Diese betragen nach VDI 2067 etwa 2% der Investitionskosten.

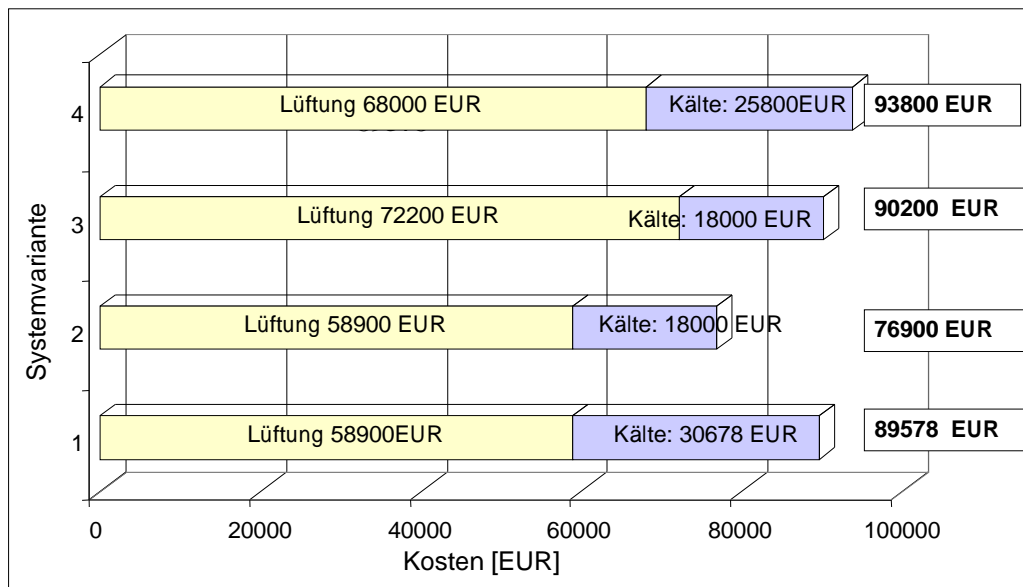


Bild 5.1: Vergleich der Investitionskosten verschiedener Klimaanlagen

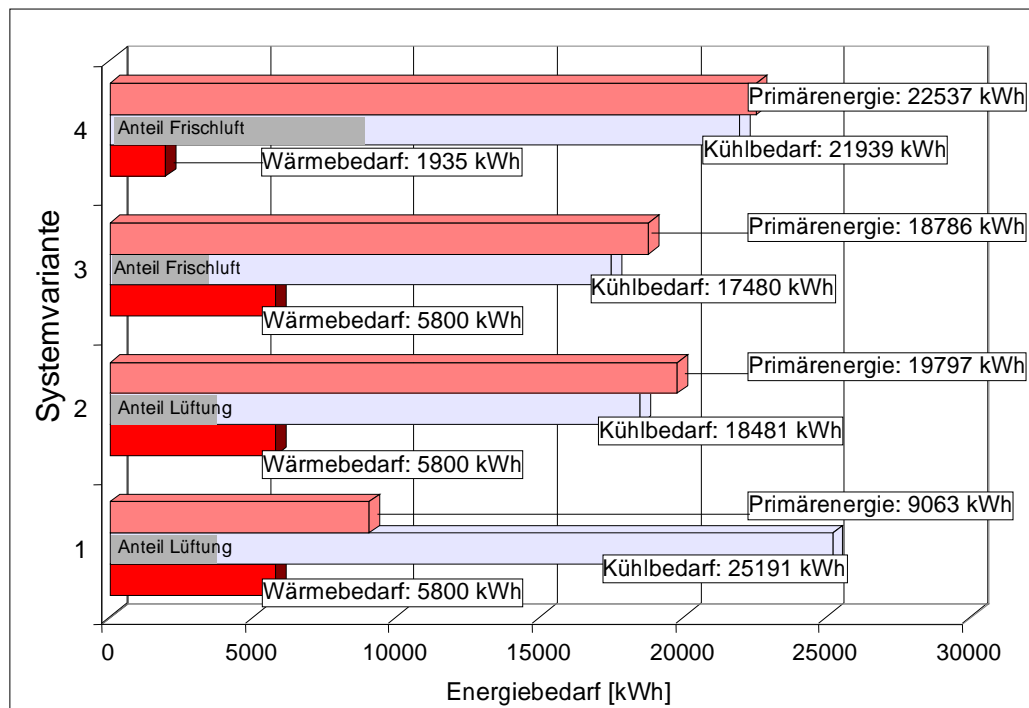


Bild 5.2: Vergleich des Energiebedarfs verschiedener Klimaanlage

Für die Berechnung der Energiekosten wird analog zum vorigen Abschnitt vorgegangen. Anhand der aufgenommenen Messwerte (Außen-, Zuluft und Ablufttemperatur) werden die notwendigen Wärme- und Kühlleistungen als stündliche Mittelwerte berechnet und schließlich zusammenaddiert. Das Ergebnis zeigt Bild 5.2.

Für das System der Demonstrationsanlage (System 1) ergibt sich aus den Messwerten ein Kühlbedarf von insgesamt 25.191 kWh. Nur ein kleiner Teil hiervon entfällt auf die Lüftung alleine (vgl. auch Bild 4.5). Der restliche Teil wird zur Abführung der sensiblen Lasten mit der Fußbodenkühlung benötigt. Allerdings wird dabei teilweise auch nachts nachgekühlt, worauf aber für die Berechnung des Kühlbedarfs für System 2 verzichtet wurde, da hier der längere Betrieb der Kältemaschine weit höhere Kosten verursachen würde. Daher wurde der Betrieb der Varianten mit Kältemaschine auf die üblichen Bürozeiten beschränkt.

Der Vorteil des Konzepts der Demonstrationsanlage hinsichtlich Primärenergie ist offensichtlich. Verglichen mit den anderen Varianten wird ca. 50% Primärenergie eingespart. Es sei nochmal darauf hingewiesen, dass die Primärenergie sich lediglich aus dem Gasbedarf für den Mini-BHKW ergibt, da der Kühlbedarf regenerativ durch das Erdreich gedeckt wird und nur Strom für die Umlaufpumpe benötigt wird. Bild 5.3 verdeutlicht diesen Zusammenhang, dort sind die anfallenden Energien als Gas und Strom dargestellt. Für die Demonstrationsanlage sind demnach lediglich 140 kWh Strom für die Umlaufpumpe notwendig. Dem gegenüber steht ein Betrag von 2456 kWh erzeugter Strom im BHKW. Der Strombedarf der betrachteten Varianten mit Kältemaschinen ist viel größer, wobei eine konventionelle nur-Luft Anlage erwartungsgemäß den höchsten Strombedarf aufweist. Während bei der Demonstrationsanlage Strom für den Eigenbedarf überbleibt, wird in den anderen Varianten der erzeugte Strom vollständig für die Klimatisierung aufgebraucht. Die Kombination eines BHKWs mit einer konventionellen

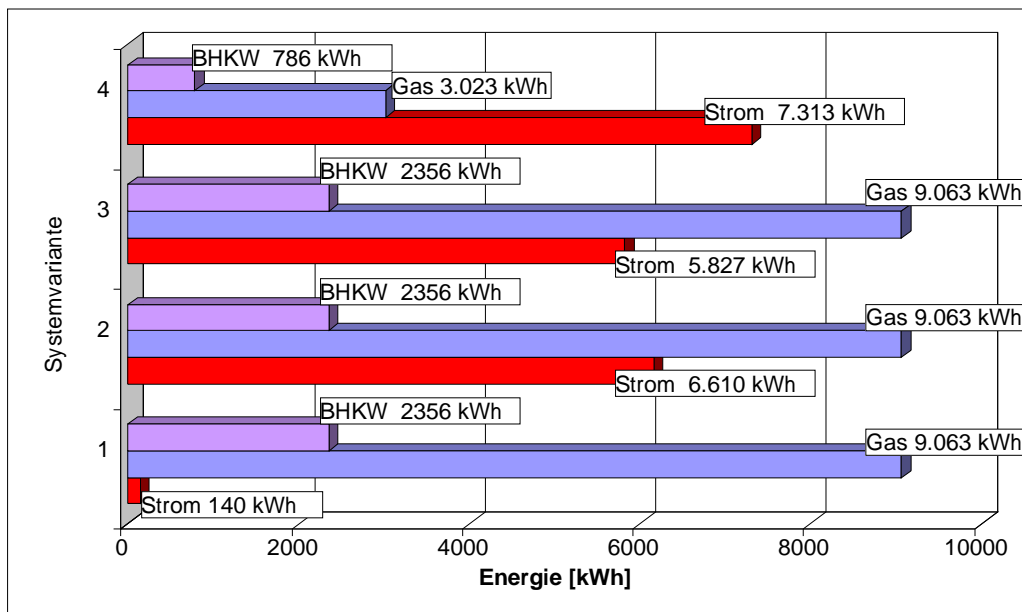


Bild 5.3: Gas-, Strombedarf und im BHKW produzierter Strom für die verschiedenen Klimaanlage

Anlage ist wenig sinnvoll, da hier weit mehr Strom als Wärmebedarf anfällt. Dem entsprechend geringer ist die Menge erzeugter Strom.

Werden Gas- und Strompreise berücksichtigt, so ergeben sich die Betriebskosten in Bild 5.4. Für die Gesamtkosten sind ebenfalls Wartungskosten für die Kälteerzeugung und Steuervergünstigungen aus dem BHKW-Betrieb (Mineralölsteuer) berücksichtigt. Erwartungsgemäß sind die Kosten bei der Demonstrationsanlage am geringsten, da hier nur die Abwärme des BHKWs zur Regeneration benötigt wird. Die Gesamtkosten für den Betrieb der Anlage betragen EUR 320,-. Es muss dabei jedoch berücksichtigt werden, dass der im BHKW erzeugte elektrische Strom für eigene Zwecke genutzt werden kann und Strom aus dem Netz verdrängt wird. Dies ergibt eine Ersparnis von EUR 394,-. Diese Zahlen können so verstanden werden, dass am Ende der Sommerperiode die Summe aus Strom- und Gasrechnung aufgrund des Betriebs des BHKWs um EUR $394 - 320 =$ EUR 70,- niedriger ausfällt. Bei den anderen Varianten hingegen erhöht der Betrieb der Klimaanlage mit dem BHKW die Kosten um EUR 900,- bis EUR 1.330,-.

Im Vergleich zu einer konventionellen nur-Luft Klimaanlage werden durch das Konzept der Demonstrationsanlage Kosten in Höhe von fast EUR 2000 gespart. Da die Investitionskosten nicht höher als die eines konventionellen Systems gewesen sind, ist die Wirtschaftlichkeit des Konzepts eindeutig. Wird nur die Sorption im Vergleich zur Taupunktunterschreitung gesehen (System 3 und 4), beträgt die Einsparung etwa EUR 400, wobei das sorptionsgestützte System niedrigere Investitionskosten aufweist. Mit wachsendem Frischluftanteil verschiebt sich das Verhältnis zu Gunsten eines sorptionsgestützten Systems.

Die Erdkältesonden haben hohe Investitionskosten zu Folge. Deren Amortisationszeit lässt sich aus dem Vergleich der Demonstrationsanlage mit System 2 bestimmen. So muss die Kostenersparnis pro Sommerperiode die höheren Investitionskosten ausgleichen. Eine Rechnung nach der Kapitalwertmethode bei einem Zinsfuß von 7% führt zu Amortisationszeiten von 12 bis

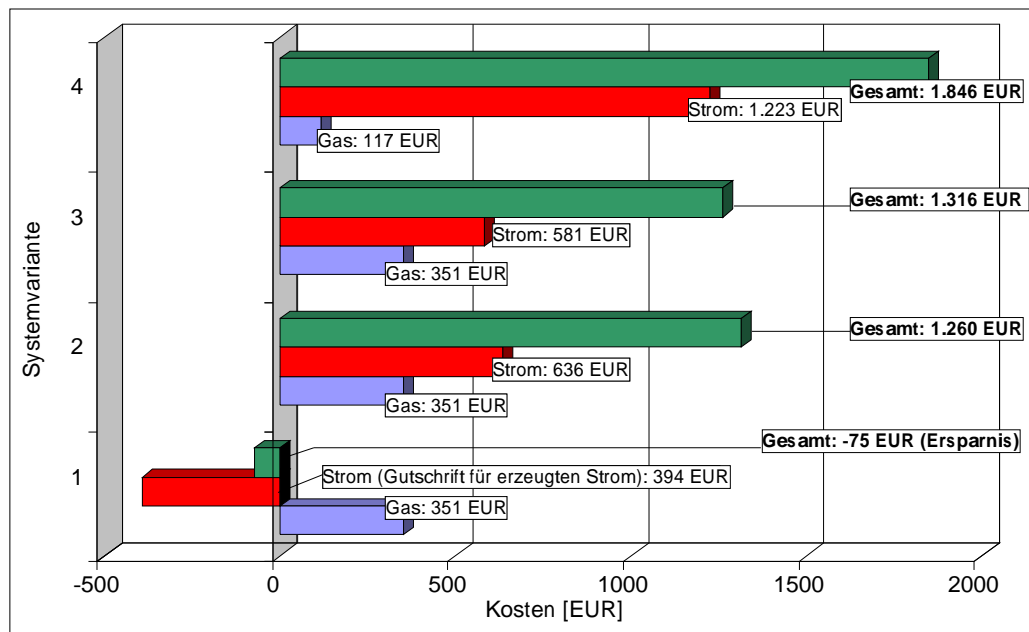


Bild 5.4: Vergleich der Betriebskosten verschiedener Klimaanlage

13 Jahre. Allerdings muss man berücksichtigen, dass die Lebensdauer einer Kältemaschine bei höchstens 15 bis 20 Jahre liegt, während die Lebensdauer der Erdkältesonden mit 100 Jahren angegeben wird.

5.3 Primärenergetische Ganzjahresbewertung

Bisher wurde für den Energiebedarf der Anlage nur für die Sommerperiode angegeben. Eine wichtige Frage aus ökologischer Sicht ist, wie weit die Klimatisierung mit dem hier vorgestellten System zur eventuellen Erhöhung des Jahresprimärenergiebedarfs trägt, und wie der Vergleich mit einer rein konventionellen Anlage ausfällt.

In Anlehnung an die Energiesparverordnung (EnEV 2002) ist der *Jahresprimärenergiebedarf* q_P die Energiemenge, die zur Deckung des Jahres-Heizenergiebedarfs und des Warmwasserwärmebedarf benötigt wird, unter Berücksichtigung der vorgelagerten Prozessketten (Gewinnung, Umwandlung und Verteilung des Brennstoffes) außerhalb des Gebäudes. Der Jahresprimärenergiebedarf ist für Wohngebäude auf die Nutzfläche, für andere Gebäude (wie in diesem Fall für ein Bürogebäude) auf das beheizte Gebäudevolumen V_e bezogen,

$$q_P = \frac{Q_P}{V_e} \quad . \quad (5.1)$$

Zur besseren Übersicht wird in diesem Bericht der bezogene Primärenergiebedarf in kWh/m³a mit q_P , der Integralwert in kWh/a mit Q_P bezeichnet.

Der *Endenergieverbrauch* Q_E des Gebäudes ist die in Form eines Energieträgers (Gas, Heizöl

oder Strom) zugeführte Energiemenge. Zwischen Endenergieverbrauch und Jahresprimärenergiebedarf besteht der Zusammenhang

$$Q_P = Q_E \cdot f_P \quad . \quad (5.2)$$

Der *Primärenergiefaktor* f_P gemäß DIN V 4701-10 berücksichtigt die zusätzlichen Energiemengen, die bei der Gewinnung, Umwandlung und Verteilung des Energieträgers entstehen, siehe Tabelle 5.2. Wärme, die innerhalb des Gebäudes durch Kraft-Wärme-Kopplung erzeugt wird, darf so behandelt werden wie Wärme aus einer außerhalb des Gebäudes angeordneten Anlage zur Nah/Fernwärme Versorgung aus KWK. Für die Anlage mit KWK und Brennwertkessel (BWK) ist also

$$Q_P = Q_{E,BWK} \cdot f_{P,Gas} + Q_{H,BHKW} \cdot f_{P,BHKW} + W_{Hilf} \cdot f_{P,Strom} \quad . \quad (5.3)$$

In (5.3) wird berücksichtigt, dass das BHKW Endenergie (Wärme $Q_{H,BHKW}$) zur Verfügung stellt. Diese vom BHKW bereitgestellte Heizenergie wird durch den Primärenergiefaktor anders (günstiger) bewertet als die im BWK produzierte Wärme. Somit wird der Tatsache Rechnung getragen, dass mit dem Brennstoff im BHKW auch Strom erzeugt wird. Weiterhin wird elektrische Hilfsenergie für die Heizung berücksichtigt (Pumpen, Stellantriebe und Regelung).

Abweichend vom Wert aus Tabelle 5.2 für Fernwärme aus KWK, ist in der gleichen DIN V 4701-10 Gl. (5.4-1) eine Berechnungsvorschrift angegeben, die zur Bestimmung des Primärenergiefaktors herangezogen werden kann,

$$f_{P,BHKW} = \frac{Q_{E,BHKW} \cdot f_{P,Gas} - W_{BHKW} \cdot f_{P,Strom}}{Q_{H,BHKW}} = 0,69 \quad . \quad (5.4)$$

Der für das eingesetzte Mini-BHKW ermittelte Primärenergiefaktor stimmt in etwa mit dem Richtwert aus Tabelle 5.2 und wird für die weitere Berechnung benutzt.

Einsetzen von (5.4) in (5.3) ergibt

$$\begin{aligned} Q_P &= f_{P,Gas} \cdot (Q_{E,BWK} + Q_{E,BHKW}) - W_{BHKW} \cdot f_{P,Strom} + W_{Hilf} \cdot f_{P,Strom} \\ &= Q_E \cdot f_{P,Gas} - W_{BHKW} \cdot f_{P,Strom} + W_{Hilf} \cdot f_{P,Strom} \quad . \end{aligned} \quad (5.5)$$

Mit dem gemessenen Endenergieverbrauch (Gasverbrauch) des Gebäudes und dem erzeugten Strom W_{BHKW} kann so der Primärenergiebedarf berechnet werden. Der Gasverbrauch des

Tabelle 5.2: Primärenergiefaktor nach DIN V 4701-10 C.4 (Auswahl)

Energieträger	f_P
Heizöl EL	1,1
Erdgas H	1,1
Nah/Fernwärme aus KWK	0,7
Strom	3,0

Tabelle 5.3: Energieverbrauch des Gebäudes und erzeugte Energien im BHKW

Gasmenge ¹	V_{Gas}	m ³	14830
Gasverbrauch	Q_E	MWh	155,715
BHKW ²	$Q_{E,BHKW}$	MWh	66,956
BWK	$Q_{E,BWK}$	MWh	88,758
Stromverbrauch			
Heizung und Hilfsenergie	W_{Hilf}	MWh	3,795
BHKW Strom	W_{BHKW}	MWh	15,4
BHKW Thermisch	Q_{BHKW}	MWh	39,98

¹Aus Gaszähler in der Zeit vom 1.3.2002 - 1.3.2003

²Abgeschätzt aus mittlerem elektrischem Wirkungsgrad $\eta_{el,BHKW} = 0,23$

Gebäudes ist in Tabelle 5.3, zusammen mit den im BHKW erzeugten Energiemengen zu finden. Einsetzen der Werte in (5.5) und anschließend in (5.1) führt zum bezogenen Jahresprimärenergiebedarf des Gebäudes

$$q_P = 21,21 \text{ kWh/m}^3a \quad .$$

Der Grenzwert laut EnEv für ein Bürogebäude mit einem entsprechenden A/V_e -Faktor (Verhältnis von Umfassungsfläche zu beheiztem Gebäudevolumen) von 0,46 beträgt

$$q_{P,Grenz} = 21,39 \text{ kWh/m}^3a \quad .$$

Damit entspricht der ermittelte Wert sehr genau dem von der EnEV angegebenen Grenzwert. Allerdings beruht der hier ermittelte Jahresprimärenergiebedarf auf dem tatsächlichen Gasverbrauch im realen Betrieb der Anlage und kann nicht direkt mit dem rechnerisch aufgestellten Grenzwert verglichen werden, der nicht die tatsächliche Witterung und das Nutzerverhalten berücksichtigt. Darüberhinaus ist in der Regel auch der Heizwärmebedarf eines neuen Gebäudes im ersten Jahr um 5-10% höher. Die dennoch erreichte gute Übereinstimmung lässt erkennen, dass das Gebäude sehr energieeffizient arbeitet.

Für den Fall, dass auf eine Klimatisierung verzichtet worden wäre, so kann der Primärenergiebedarf aus (5.3) errechnet werden, wenn dort der thermische Energiebedarf der Klimaanlage (siehe Bild 5.2) aus dem Anteil der BHKW-Wärme abgezogen wird,

$$Q_{P,1} = Q_{E,BWK} \cdot f_{P,Gas} + (Q_{H,BHKW} - Q_{H,1}) \cdot f_{P,BHKW} \quad . \quad (5.6)$$

Ähnlich kann auch der Wert im Falle einer konventionellen Klimatisierung (mit System 4 nach Tabelle 5.1) ermittelt werden, allerdings muss der entstehende Strombedarf für die Kälteerzeugung auch mitberücksichtigt und mit dem Primärenergiefaktor bewertet werden. Die Ergebnisse sind in Bild 5.5 zusammengefasst.

Ein Gebäude ohne BHKW, d.h. mit Wärmeerzeugung nur im Brennwertkessel hätte ein um 15% größeren spezifischen Jahresprimärenergiebedarf. Für das gleiche Gebäude ohne die sorptionsgestützte Klimaanlage und Erdkältesonden wäre ein geringfügig kleinerer Primärenergiebedarf

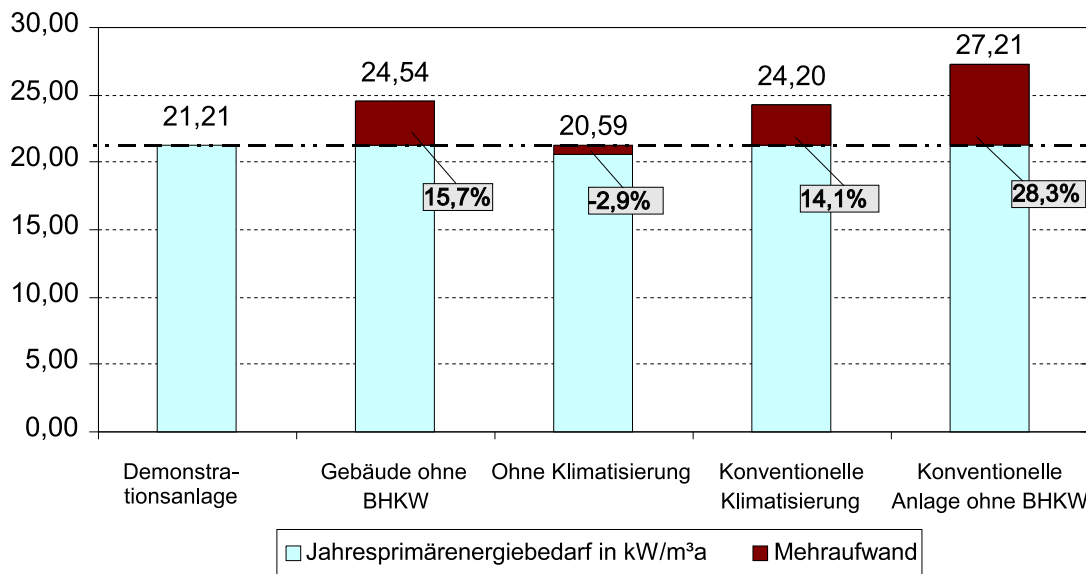


Bild 5.5: Jahresprimärenergiebedarf des Gebäudes

(-2,9%) notwendig. Dagegen erhöht der Einsatz einer konventionellen Klimaanlage den Jahresprimärenergiebedarf um fast 14%. Wäre das Gebäude gar nicht mit einem BHKW ausgestattet und würde die Klimatisierung rein konventionell realisiert werden, wäre der Primärenergiebedarf um 28% höher.

Kapitel 6

Hygiene-Aspekte beim Einsatz der Sorptionstechnik

Die gesundheitstechnischen Anforderungen an Klimaanlage sind in der DIN 1946-2 und in der VDI Richtlinie 6022 geregelt. Diese sind selbstverständlich auch bei der Planung sorptionsgestützter Klimaanlage zu berücksichtigen.

Beim Einsatz des Sorptionsmittel Lithiumchlorid ist die Gefahr einer Gesundheitsschädigung als sehr gering einzustufen. Zwar ist Lithiumchlorid als Chemikalie für den Menschen nicht unbedenklich (gesundheitsschädlich beim verschlucken, verursacht Haut- und Augenreizungen beim direkten Kontakt [9]), doch selbst bei einem eventuellen Auswaschen des Sorptionsmittels kann LiCl nicht in gesundheitsgefährdender Menge in den menschlichen Organismus gelangen. Die Gefahr des Auswaschen des Lithiumchlorids aus der Trägermasse besteht bei andauernder Beaufschlagung des stehenden Rotors mit zu feuchter Luft (> 90%). Daher ist auch vom Hersteller eine Regelung vorgeschlagen, mit der der Rotor auch bei Stillstand der Anlage in kurzen Intervallen gedreht wird. Beim Einsatz von Silicagel als Sorptionsmittel ist die Gefahr des Ausstragens aus dem Rotor nicht gegeben, Silicagel ist unempfindlich gegen Umgebung mit hoher Feuchtigkeit und kann sogar mit Wasser gereinigt werden.

Die Verwendung von Lithiumchlorid bietet aber auch den Vorteil, dass sich dieser keimtötend auswirkt. Laut Hersteller *Munters* wird sogar eine Keimreduktion von 25% bis 50% in der Zuluft erreicht. Lithiumchlorid reagiert nicht mit den meisten Stoffen (Gasen), die in normal verschmutzter Luft enthalten sind, auch nicht mit Benzin-Dämpfen, Lösungsmittel oder Phenole. Eine Neuentwicklung des Herstellers *Munters* ist ein sogenannter HPH (High Performance Hygienic) Rotor, der mit Zusätzen versehen ist, die den Schimmel- und Bakterienwachstum verhindern sollen.

Ein Vorteil der Sorptionstechnik und der Kombination mit sensibler Nachkühlung gegenüber DEC-Anlagen (sorptionsgestützte Anlagen mit Wasserverdunstung) ist die Tatsache, dass die Feuchtigkeit in den Kanälen und in der gesamten Anlage reduziert wird, so dass die Gefahr der Bildung von Schimmel und Bakterien stark verringert wird.

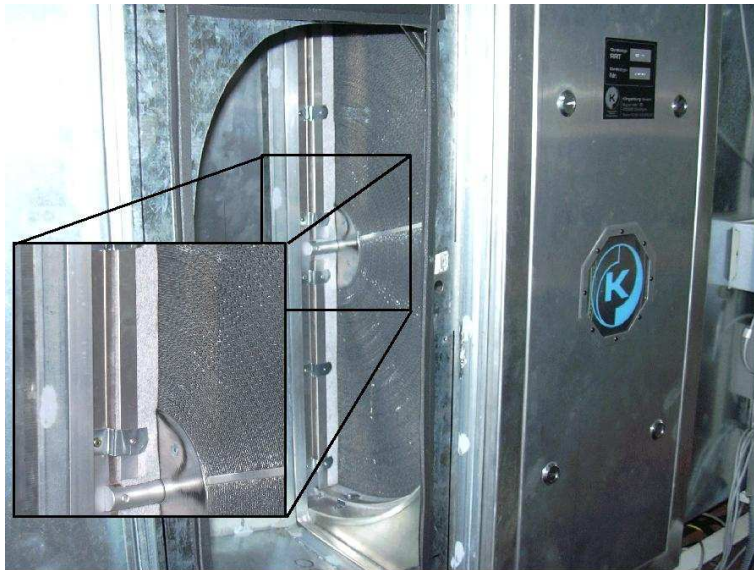


Bild 6.1: Dichtung (Filzdichtung) des Rotationswärmetauschers an der Versuchsanlage der TUHH

6.1 Leckage an den Rotoren

Eine größere Rolle als die Gefährdung durch die eingesetzten Sorptionsmaterialien für die Hygiene spielt die nicht vermeidbare Vermischung der Luftmassenströme an den beiden Rotoren. Durch Leckage an den Rotordichtungen kommt es wegen des Druckunterschieds zwischen den beiden Kanälen zum Übertreten von Abluft in die Zuluft oder umgekehrt. In normal verschmutzten Umgebungen ist die Vermischung der Luftströme hygienisch nicht bedenklich, tatsächlich arbeiten Klimaanlage je nach Einsatzzweck mit großen Umluftmengen. Soll ein bestimmter Außenluftanteil gewährleistet werden ist jedoch die Abschätzung der Leckagemenge notwendig, insbesondere dann, wenn eine möglichst reine Zuluft gewünscht wird oder es gilt, bestimmte Grenzen für Schadstoffkonzentrationen einzuhalten.

Um die Vermischung von Abluft in den Zuluftmassenstrom möglichst gering zu halten, ist auf die richtige Anordnung der Ventilatoren zu achten. Diese sollten beide saugend zu den Rotoren angeordnet werden, wie in der Demonstrationsanlage der Fall ist, siehe Funktionsschema 3.4. Dennoch kommt es sowohl im Trockner als auch im Wärmetauscher zur Strömung von Außenluft in die Abluft bzw. umgekehrt.

Eine Messung der Volumenströme zeigt einen geringeren Zuluftvolumenstrom als der der zuströmenden Außenluft. Dies bedeutet jedoch nicht, dass ausschließlich Luft von der Zu- auf die Abluftseite strömt. Die Messung der Temperatur bei ausgeschalteten Rotoren lässt erkennen, dass auch von der Abluftseite Luft auf die Zuluft übertragen wird. Bild 6.2 zeigt, welche Verhältnisse sich dabei einstellen.

Bei der Mischung zweier Luftströme feuchter Luft gilt

$$\dot{m}_A \cdot h_A + \dot{m}_B \cdot h_B = \dot{m}_M \cdot h_M \quad . \quad (6.1)$$

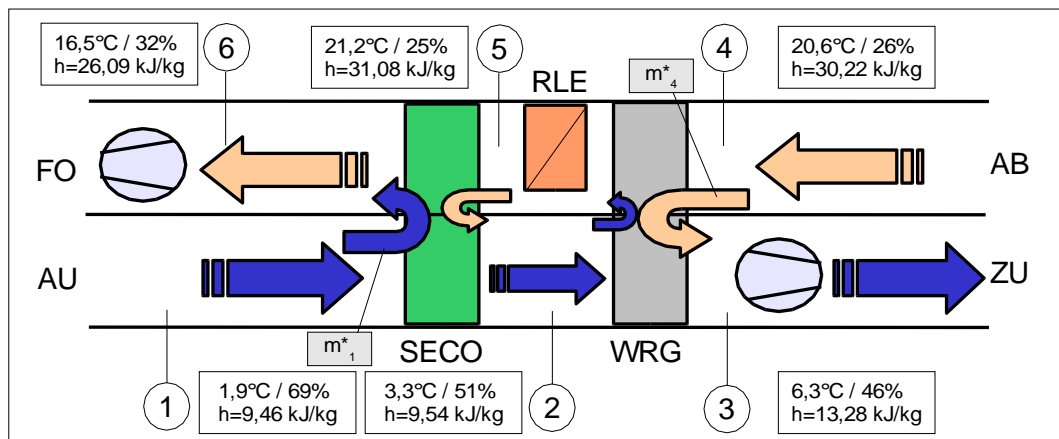


Bild 6.2: Leckage-Ströme an Sorptionsstrockner und Rotationswärmetauscher der Demonstrationsanlage

Dabei sei \dot{m}_A der Hauptstrom, \dot{m}_B ein Leckagestrom und \dot{m}_M der resultierende Mischstrom. Mit

$$\dot{m}_M = \dot{m}_A + \dot{m}_B \quad (6.2)$$

wird das Verhältnis zwischen Hauptstrom und Leckagestrom zu

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_M - h_B}{h_A - h_M} \quad (6.3)$$

Der Anteil der Außenluft (Index 1), der sich mit der Abluft (Index 5) mischt ist demnach

$$\dot{m}_1^* = \frac{h_5 - h_6}{h_6 - h_1} \cdot \dot{m}_5 = 0,31 \cdot \dot{m}_5 = 734 \text{ kg/h} \quad (6.4)$$

Dies entspricht $582 \text{ m}^3/\text{h}$, also ca. 20% des Volumenstromes der Außenluft treten als Leckagestrom in die Fortluft ein.

Eine geringe Menge Abluft scheint im Sorptionsrotor auf die Zuluftseite zu strömen, wie in Bild 6.2 angedeutet. Die geringe Veränderung der Temperatur der Prozessluft lässt aber schließen, dass diese Menge im Verhältnis zur Frischluft sehr gering ist. Das gleiche gilt für die Zuluft, die im WRG auf die Abluftseite gelangt.

Analog zur vorigen Rechnung kann mit (6.3) ein Luftstrom \dot{m}_4^* der Abluft ermittelt werden, der im Rotationswärmetauscher in die Zuluft übertritt,

$$\dot{m}_4^* = 0,21 \cdot \dot{m}_2 \quad (6.5)$$

Die Zuluft (Index 3) ergibt sich aus der Summe des Massenstroms in 2 und des Leckagestroms \dot{m}_4^* ,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4^* = 1,21 \cdot \dot{m}_2 \quad (6.6)$$

Will man nun wissen, welchen Anteil Umluft die Zuluft mitführt, lässt sich das durch Einsetzen von (6.5) in der letzten Gleichung ermitteln. Daraus folgt

$$\dot{m}_{Um} = \dot{m}_4^* = 0,17 \cdot \dot{m}_3 \quad . \quad (6.7)$$

Die Zuluft besteht also zu 17% aus Abluft aus den Räumen.

Die Leckrate des Rotationswärmetauschers lässt sich durch den Einbau einer Spülkammer verringern, wenn die am Rotor anliegenden Druckverhältnisse und die Ventilatoranordnung dies erlauben. Entsprechende Vorschriften des Herstellers sind dabei zu beachten [10].

6.2 Leckage durch Mitrotation

Bei sich drehenden Rotoren werden die Leckageströme auch größer, da mehr Luft durch Mitrotation auf die andere Seite gelangen kann. Theoretisch kann man dies aus der Rotorgeometrie abschätzen. Dazu stelle man sich den Rotor als ein teilweise mit Luft gefülltem Zylinder vor, bei dem pro Halbe Umdrehung der Inhalt einer Hälfte auf die andere Seite gebracht wird.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,Rot} &= 2 \cdot \rho_L \cdot V_L \cdot n = 2 \cdot \rho_L \cdot \left(\gamma \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{8} \cdot L \right) \cdot n \\ &= \rho_L \cdot \gamma \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \cdot n \quad . \end{aligned} \quad (6.8)$$

Dabei stellt V_L das in einer Hälfte des Zylinders eingeschlossenen Luftvolumen dar, das aus der Geometrie (Durchmesser D und Rotorlänge L) und dem freien Strömungsquerschnitts γ berechnet werden kann. Letzterer beträgt $\gamma = 0,89$ beim Sorptionstrockner und $\gamma = 0,92$ beim Rotationswärmeübertrager [13].

Da sich der Sorptionsrotor im Trocknungsbetrieb aber sehr langsam dreht (0,3 U/min), ist dieser Effekt vernachlässigbar gering. Beim Rotationswärmetauscher dagegen können bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit von 10 U/min und Durchmesser $D = 1000$ mm etwa 100 kg/h übertragen werden. Dies würde in etwa eine Erhöhung des Leckagestromes um weitere 3% zu Folge haben. Im schlimmsten Fall ist also mit einem Umluftanteil von 20% zu rechnen. Es ist im Einzelfall zu prüfen, ob eventuell diese Beimischung von Abluft sich negativ auf die hygienischen Anforderungen auswirkt. In den meisten Anwendungen ist ein Umluftanteil vertretbar, sie wird bei vielen Anlagen ohnehin vorgesehen. Wird aber ein reiner Außenluftbetrieb gefordert mit einem möglichst geringen Umluftanteil, so kann auch statt eines rotierenden Wärmeübertragers ein rekuperativer Kreuzstromwärmetauscher eingesetzt werden, bei dem die Trennung der Luftströme gewährleistet ist.

Kapitel 7

Hinweise zur Planung sorptionsgestützter Klimaanlage

Die Frage nach einem optimalen Klimatisierungssystem kann nicht immer eindeutig beantwortet werden, da dies von einer Vielzahl von Randbedingungen abhängt. Im Folgenden wird versucht, anhand einiger Kriterien die Entscheidung des Verantwortlichen für die Planung für oder gegen ein sorptionsgestütztes Klimatisierungssystem zu erleichtern. Anschließend werden einige Besonderheiten bei der Auslegung und die Unterschiede zu einer konventionellen Anlage erörtert.

7.1 Einsetzbarkeit der sorptionsgestützten Klimaanlage

In Tabelle 7.1 sind einige Kriterien zusammengefasst, die für die Beantwortung der Frage nach der Einsetzbarkeit einer sorptionsgestützten Klimaanlage herangezogen werden können. Die Kriterien beziehen sich auf das Konzept der Demonstrationsanlage, nicht auf andere Schaltungsmöglichkeiten mit Sorptionstechnik, wie z.B. DEC Anlagen. Auf die Kriterien sei im Folgenden näher eingegangen. Auch wenn ein Kriterium für die sorptionsgestützte Anlage nicht zutrifft, bedeutet dies nicht, dass der Einsatz der Sorptionstechnik nicht möglich wäre. In einigen Fällen ist es möglich, die Schaltung der Anlage an die Erfordernisse anzupassen.

Entfeuchtungsbreite: Mit Hilfe der hier untersuchten Sorptionsräder für den Einsatz in der Klimatechnik ist eine maximale Entfeuchtung in etwa in der Größenordnung von 6 g/kg möglich. Reicht diese Entfeuchtungsleistung nicht aus, sind mehrstufige Anlagen notwendig, die aber energetisch und wirtschaftlich nicht mehr effizient sind.

Außenluftfeuchte: Das Behaglichkeitsfeld in DIN 1946 lässt eine Raumlufffeuchte von ca. 10 bis 11 g/kg zu, abhängig von der gewählten Raumtemperatur, siehe Bild 2.1. Bei einer Raumtemperatur von 25°C und einer relativen Feuchte von 45% ist der Wassergehalt der Raumluff 9 g/kg. Sind Feuchtelasten abzuführen, muss der Wassergehalt der Zuluft noch etwas darunter liegen, z.B. bei 8 g/kg. Legt man den Normauslegungszustand für Klimaanlage in Sommer zu Grunde, d.h. Außenluft 32°C und 40% (=12 g/kg), ist eine Entfeuchtung um 4 g/kg notwendig. Ist der Wassergehalt der Außenluft im Durchschnitt viel höher (> 16 g/kg), kann mit einem Sorptionsrad das Behaglichkeitsfeld nicht mehr er-

Tabelle 7.1: Kriterien für die Einsetzbarkeit eines sorptionsgestütztes Systems

Kriterium		
bis 6 g/kg	Entfeuchtungsbreite	> 6 g/kg
mittel (10–16 g/kg)	Außenluftfeuchte	sehr hoch (>16 g/kg)
gemäßigt	Klima	feucht warm, warm trocken
mittel (4–8 °C)	Temp. Differenz Raum–Zuluft	> 8 °C
> 17°C	Zulufttemperatur	< 17°C
hoher Außenluftanteil	Außenluft/Umluftanteil	reiner Umluftbetrieb
leicht verfügbar	Wärmeverfügbarkeit	nicht verfügbar
wenig	Kälteverfügbarkeit	hoch
wenig	Stromverfügbarkeit	hoch
vorhanden	Natürliche Kältequellen	–
vorhanden	Flächenkühlssysteme	–
mittlere Anforderung	Luftreinheit	hohe Anforderung
vorteilhaft	Enthalpierückgewinn	–

reicht werden. Das hier vorgestellte System eignet sich daher besonders gut bei mittleren Außenluftfeuchten von 10-16 g/kg.

Klima: Eng verknüpft mit der Außenluftfeuchte ist das vorhandene Klima am Aufstellungsort. Bei extremen klimatischen Bedingungen wie feucht-warmes Klima sind andere Anlagen vorzuziehen, zum einen, weil die Entfeuchtungsbreite eines Sorptionsrades nicht ausreicht, zum anderen, weil der Weg über die Taupunktunterschreitung effizienter sein kann (bei hohen Luftfeuchten reichen schon höhere Taupunkttemperaturen, um eine Entfeuchtung zu erzielen). Qin gibt in seiner Untersuchung [12] mehrere Schaltungsvarianten für solche Klimaregionen an. Bei anderen extremen Bedingungen, wie wüstenartiges Klima (warm und trocken) ist oft gar keine Entfeuchtung notwendig und das System bietet keine Vorteile.

Temperaturdifferenz Raum-Zuluft: Bei einer konventionellen Anlage wird die feuchte Außenluft, unabhängig von der Außentemperatur, auf ca. 12°C gekühlt und dann nachgewärmt. Je größer die Differenz zwischen Zu- und Raumluft ist, desto weniger muss nachgewärmt werden. Wird die Anlage für eine übliche Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft von 4-9°C ausgelegt ist die Wahl eines sorptionsgestütztes Systems sinnvoll. Wird ein besonderes Luftzuführungssystem mit hoher Injektionswirkung eingesetzt, bei dem weit höhere Temperaturdifferenzen (8 – 12°C) möglich sind, ist der Nutzen der Wärmerückgewinnung bei der sorptionsgestütztes Klimaanlage viel kleiner und eine konventionelle Anlage ist im Vorteil.

Zulufttemperatur: Eine niedrige Zulufttemperatur ergibt sich in der Regel als Folge einer großen Temperaturdifferenz zwischen Raum- und Zuluft. Geht man im Extremfall von einer Temperaturdifferenz von 9°C, so ergibt sich bei einer Raumtemperatur von 25°C eine Zulufttemperatur von 16°C.

Außenluft / Umluftanteil: Die Umluft (Raumluft) ist dem Zuluftzustand viel näher als die Außenluft. Bei der Umluft allein ist, abhängig von den Feuchtelasten, nur eine geringe Entfeuchtung notwendig, die Luft muss nur abgekühlt werden. Ist ein hoher Außenluftanteil zu behandeln, so ist der Entfeuchtungsbedarf größer und der Nutzen der Sorptionstechnik höher. Macht die Behandlung der Außenluft nur einen kleinen Teil der notwendigen Kühlleistung der Anlage aus, kann im Verhältnis zu einem konventionellen System weniger eingespart werden.

Wärmeverfügbarkeit: Kann für die Klimatisierung Wärme eingesetzt werden, die ohnehin anfällt (z.B. aus Sonnenkollektoren) oder kostengünstig produziert wird, so können die Investitions- und Betriebskosten erheblich gesenkt werden.

Kälteverfügbarkeit: Eine sorptionsgestützte Klimaanlage benötigt weniger Kälteleistung als eine konventionelle Anlage. Ist das Angebot an Kälte beschränkt, z.B. weil eine konventionelle Anlage erweitert wird und die gleiche Kältemaschine weiterhin eingesetzt werden soll, ist der Einsatz der Sorptionstechnik anzuraten.

Stromverfügbarkeit: Klimakälte wird in der Regel mit elektrisch betriebenen Kaltdampfkompressionskältemaschinen erzeugt. Soll der Strombedarf gesenkt werden (z.B. weil eine Spitzenlast wegen des sonst vom Energieversorgungsunternehmens erhobenen Leistungspreises nicht überschritten werden darf), ist die niedrigere Kälteleistung der Sorptionstechnik ein wichtiger Faktor.

Natürliche Kältequellen: Natürliche Kältequellen wie Erdkältesonden stellen in der Regel Kühltemperaturen zur Verfügung, die zu hoch sind, um in einer konventionellen Anlage die Außenluft zu entfeuchten. Da bei der Sorptionstechnik die Luft vorgetrocknet ist, können sie zur reinen Abkühlung eingesetzt werden, solange die Temperatur der Quelle niedriger ist als die gewünschte Zulufttemperatur.

Flächenkühlssysteme: Beim Einsatz von Flächenkühlssystemen erfüllt die Lüftungsanlage in der Regel nur die Anforderung an die Lufterneuerung, d.h. der Außenluftanteil beträgt 100%.

Luftreinheit: Ist eine hohe Luftreinheit gefordert, ist nur bedingt der Einsatz einer sorptionsgestützten Anlage möglich, da die Trennung der Abluft- und Zuluft nicht 100%-ig gewährleistet ist.

Enthalprierückgewinn: Wird in der Klimaanlage auch im Winter befeuchtet, so kann der Einsatz des Sorptionsrades als Enthalprierückgewinner die Leistung der Befeuchtungseinrichtung erheblich reduzieren. Der Feuchterückgewinnungsgrad beträgt bis zu 80%.

Gebäudearten: Die hier untersuchte sorptionsgestützte Klimaanlage ist für die meisten Gebäudearten geeignet, in denen die Behaglichkeitsgrenzen für den Aufenthalt von Personen eingehalten werden sollen: Büro- und Verwaltungsgebäude, Hotelgebäude, Ver-

kaufsräume wie Supermärkte, Versammlungsräume wie Theater, Hörsäle und Saalbauten, sowie Sporträume (ausgenommen Schwimmbäder, für die im Vergleich mit normalen Gebäuden extreme Klimabedingungen gelten).

Für Räume wie Museen, die weniger dem Aufenthalt von Personen dienen, gelten andere Raumbedingungen als die Behaglichkeit vorschreibt. Reicht die Entfeuchtungsleistung eines Sorptionsrades aus, um die Einhaltung der gewünschten Raumluftzustände sicherzustellen, steht einem Einsatz der Sorptionstechnik nichts im Wege. Bei üblichen Auslegungsbedingungen, wie in [11] für einige deutsche Museen beispielweise angegeben (z.B. Raumluft 24°C, 50%, also 9,9 g/kg), wird dies der Fall sein.

Bedingt einsetzbar ist eine sorptionsgestützte Klimaanlage in Krankenhäuser, da hier hohe Anforderungen an die Luftreinheit gestellt werden.

7.2 Auslegung

Die Auslegung einer sorptionsgestützten Klimaanlage unterscheidet sich zunächst nicht von der einer konventionellen Anlage. Maßgebend für die Bemessung der Anlage ist der zu fördernde Luftvolumenstrom, der bestimmt werden kann nach

- dem stündlichen Luftwechsel,
- der Außenlufttrate (DIN 1946 T2),
- der Kühllast (VDI 2078: Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume, VDI-Kühllastregeln) oder
- der Luftverunreinigung bzw. der Schadstoffkonzentration.

Ist der aufzubereitende Volumenstrom festgelegt, kann die Anlage dimensioniert werden. Für die Dimensionierung der einzelnen Anlagenkomponenten sollte auf die von den Herstellern bereitgestellten Tools zurückgegriffen werden. *Klingenburg* stellt z.B. für seine Sorptions- und Wärmerückgewinnungsräder eine Software [19] zur Verfügung, aus der aus gegebenen Eintrittszuständen der Austrittszustand bestimmt werden kann. Steht eine solche Software nicht zur Verfügung, kann mit Hilfe eines Trocknerkennfelds eine überschlägige Auslegung vorgenommen werden. In Bild 7.1 ist ein Trocknerkennfeld dargestellt, das mit Hilfe eines mathematischen Modells von *Casas* [4] erstellt wurde. Aus dem Kennfeld geht der Austrittszustand der getrockneten Luft in Abhängigkeit der Regenerationstemperatur für den üblichen Auslegungszustand der Außenluft im Sommer (42°C, 40%) hervor.

Im folgenden wird die Auslegung entsprechend der ausgeführten Demonstrationsanlage gezeigt.

7.2.1 Anordnung der Komponenten

Die grundsätzliche Anordnung der Komponenten kann Bild 7.2 entnommen werden. Ist eine Vollklimaanlage gefordert, kann auch eine entsprechende Befeuchtungseinrichtung (Dampf- oder Luftwäscher) nach der Wärmerückgewinnung im Zuluftstrom angeordnet werden.

Einige Hersteller (z.B. *Klingenburg*) schlagen bei der Auslegung des Sorptionstrockners einen niedrigeren Luftvolumenstrom auf der Regenerationsseite vor. Dies erfordert einen Luftauslass in die Umgebung zwischen Wärmerückgewinner WRG und Regenerationsluftherwärmer RLE oder einen Bypass am Sorptionstrockner SR und Erhitzer RLE. Allerdings ist dies konstruktiv nicht immer sinnvoll. Da der Nutzen für den Entfeuchtungsprozess minimal ist, kann auf einen solchen Bypass in der Regel verzichtet werden.

7.2.2 Dimensionierung der Komponenten

Entsprechend dem Anlagenschema 7.2 sind in Bild 7.3 die Zustandsänderungen der Luft in der Anlage dargestellt. Für die Berechnung wird mit dem Normauslegungszustand für den Sommerfall $\vartheta_1 = 32^\circ\text{C}$ und $\varphi_1 = 40\%$ (also $x_1 = 12 \text{ g/kg}$) der Außenluftzustand vorgegeben.

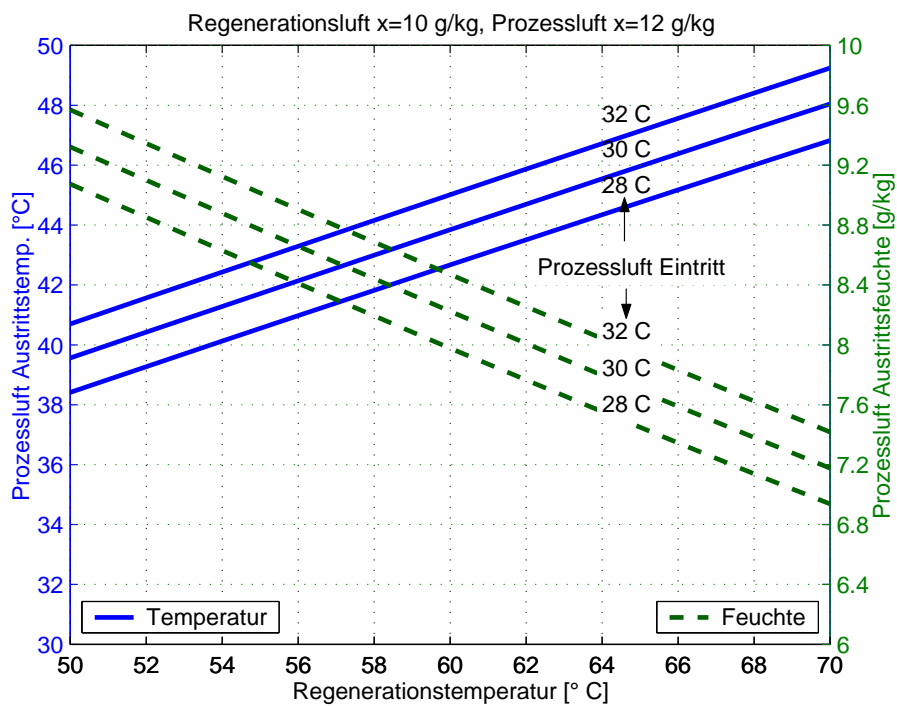
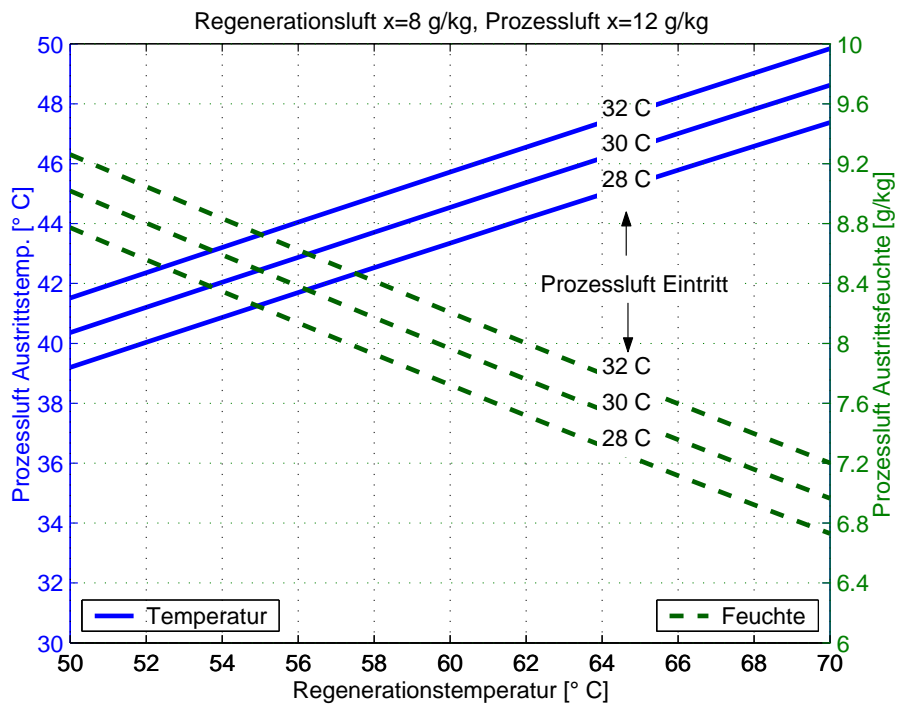


Bild 7.1: Kennfeld eines LiCl-Sorptionstrockners der Fa. Klingenburg (Typ SECO, Anströmgeschwindigkeit $2,3$ m/s, $\dot{V}_P = \dot{V}_R$)

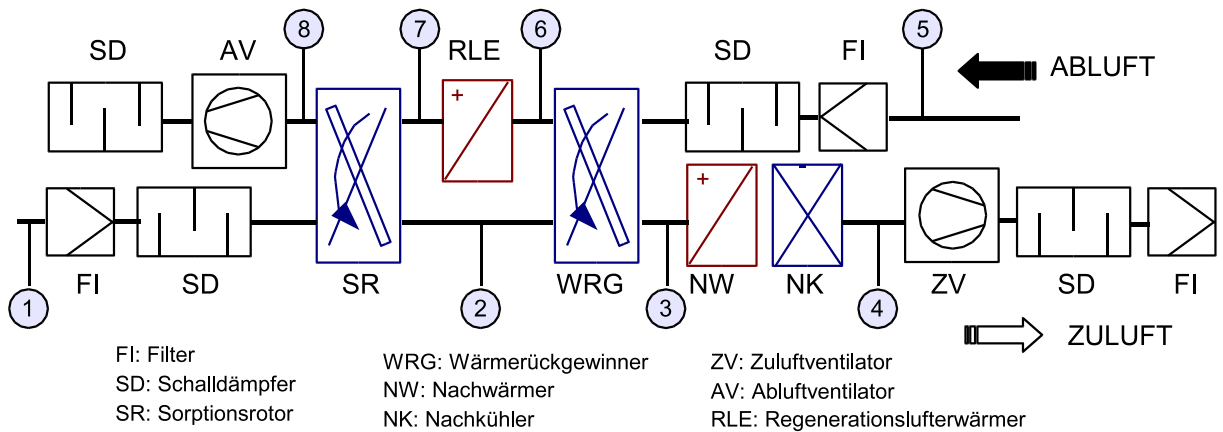


Bild 7.2: Anordnung der Komponenten einer sorptionsgestützten Klimaanlage

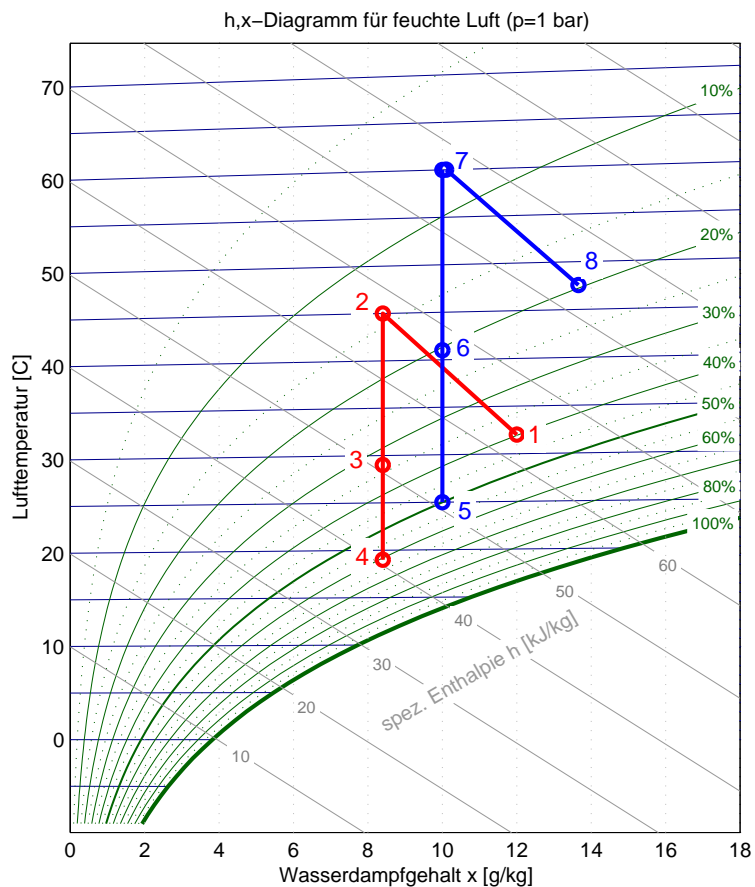


Bild 7.3: Zustandsänderungen der Luft im h,x-Diagramm für die Auslegung einer sorptionsgestützten Klimaanlage im Sommerfall

Weiterhin sind der Volumenstrom und eine Zulufttemperatur (z.B. $\vartheta_4 = 19^\circ\text{C}$) als bekannt vorzusetzen, sowie die Ablufttemperatur (gleich der Raumtemperatur z.B. $\vartheta_5 = 25^\circ\text{C}$). Zur Bestimmung des Zustands 2 der getrockneten Prozessluft, wird entweder ein zu erreichender Wassergehalt vorgegeben (der dem Wassergehalt der Zuluft x_4 entsprechen soll), oder eine zur Verfügung stehende Regenerationslufttemperatur (z.B. beim Einsatz eines Blockheizkraftwerkes zur Wärmebereitstellung). Bei einer Regenerationstemperatur von $\vartheta_7 = 60^\circ\text{C}$ und einem Wassergehalt der Regenerationsluft von 10 g/kg wird ein Austrittszustand von $\vartheta_2 = 45^\circ\text{C}$ und $x_2 = 8,4$ g/kg aus dem Kennfeld 7.1 festgestellt.

Für den Wärmerückgewinner kann eine Rückwärmzahl von $\Phi_{WRG} = 0,8$ (vgl. Definition in (4.11) bei gleichen Volumenströmen) angenommen werden, so dass die Austrittstemperatur aus

$$\vartheta_3 = \vartheta_2 + \Phi_{WRG} \cdot (\vartheta_5 - \vartheta_2) \quad (7.1)$$

folgt. Der Wassergehalt bleibt dabei konstant. Somit ist der Zustand in 3 eindeutig definiert und man erhält in diesem Beispiel $\vartheta_3 = 29^\circ\text{C}$ und $x_3 = x_2 = 8,4$ g/kg. Abluftseitig ist die Temperatur nach der Wärmerückgewinnung

$$\vartheta_6 = \vartheta_5 - \Phi_{WRG} \cdot (\vartheta_5 - \vartheta_3) = 41^\circ\text{C} \quad . \quad (7.2)$$

Im Regenerationslufteerwärmer RLE muss die vorgewärmte Luft auf die vorgegebene Temperatur ϑ_7 erhitzt werden. Sind nun alle Temperaturen und absolute Wassergehalte bekannt, so können aus dem h,x -Diagramm die spezifischen Enthalpien abgelesen werden oder nach (4.1) berechnet werden. Die aufzubringende Kühlleistung im Nachkühler und die Heizleistung für den Regenerationslufteerwärmer sind

$$\dot{Q}_{NK} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_3) \quad \text{und} \quad (7.3)$$

$$\dot{Q}_{RLE} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_6) \quad . \quad (7.4)$$

Durch die Vorgabe des für die Abfuhr der sensiblen und latenten Raumlasten notwendigen Luftmassen- bzw. Volumenstromes können die Wärme- und Kältebereitstellung (Wärmetauscher, Kältequelle wie z.B. Kältemaschine) dimensioniert werden. In diesem Beispiel ergeben sich mit $\dot{V} = 2500$ m³/h die Heiz- und Kühlleistung

$$\dot{Q}_{NK} = 8,2 \text{ kW} \quad \text{und} \quad (7.5)$$

$$\dot{Q}_{RLE} = 15,5 \text{ kW} \quad . \quad (7.6)$$

Bild 7.3 zeigt die berechneten Zustandsänderungen im h,x -Diagramm für feuchte Luft.

Überschlägig kann ein Rotordurchmesser festgelegt werden, indem eine Strömungsgeschwindigkeit v von 2,5 m/s vorgegeben wird. Mit dem bekannten Luftvolumenstrom kann dann der Rotordurchmesser D aus

$$\dot{V} = A \cdot w = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot v \quad (7.7)$$

berechnet werden. Die notwendige Rotorgröße geht auch aus Herstellerdiagrammen hervor.

7.3 Regelung

Die Regelung der Anlage ist, im Gegensatz zur Regelung von sorptionsgestützten Anlagen mit Wasserverdunstung (DEC) relativ einfach. Im Folgenden wird die Regelung am Beispiel der Demonstrationsanlage erörtert, vgl. Bild 7.4

Unterscheidet man zwischen Sommer- und Winterbetrieb, werden 2 Regelkreise für den Sommerfall (Temperatur und Feuchte) und einen Regelkreis für den Winterbetrieb (Temperatur) benötigt. Im Falle einer Befeuchtung im Winter muss ein Feuchteregler hinzugefügt werden.

Im Sommer wird die gemeinsame Zulufttemperatur für alle Räume geregelt. Die individuelle Raumtemperatur kann über die Flächenkühlung eingestellt werden. Der Temperaturregler TR1 wirkt auf den Nachkühler NK und auf den Wärmerückgewinner WRG. Das dazugehörige Sequenzbild ist in Bild 7.4 gezeigt. Das Sequenzbild sagt aus, in welcher Reihenfolge die Komponenten angesteuert werden. In diesem Fall wird bei kleiner werdender Differenz zwischen Ist und Sollwert als erster der Nachkühler zurückgefahren. Erst wenn dieser ausgeschaltet ist (Ausgangssignal $y=0$) wird auch die Wärmerückgewinnung zurückgefahren. Die Feuchte wird nur über die Temperatur der Regenerationsluft geregelt (Regler FR1). Bei einer positiven Differenz Istwert- Sollwert wird die Wärmezufuhr erhöht, d.h. die Temperatur der Regenerationsluft wird höher eingestellt.

Im Winterbetrieb wirkt der Temperaturregler TR1 auf den Nachwärmer und das Sorptionsrad. Ähnlich wie beim Sommerfall wird erst der Nachwärmer ausgeschaltet, bevor die Wärmerückgewinnung mit dem Sorptionsrad ausgeschaltet wird.

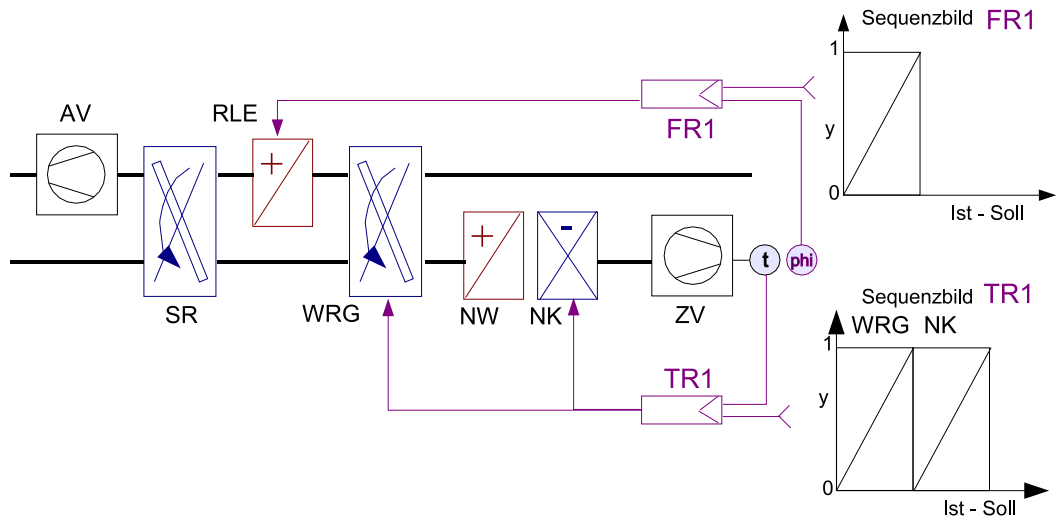
7.4 Frostschutz

Zum Schutz der Anlage bei Stillstand und starkem Frost sollten, wie bei einer konventionellen Anlage, Frostschutzklappen vorgesehen werden.

Um ein Einfrieren des Rotors durch Kondensat zu verhindern, insbesondere im Enthalpieübertragungsmodus, wenn zu feuchte Fortluft und sehr trockene, kalte Außenluft den Rotor durchströmen, sind weitere Maßnahmen zu ergreifen, siehe Bild 7.5. Bei der Enthalpieübertragung verläuft die Zustandsänderung der Luft entlang einer Mischungsgerade zwischen den beiden Prozessluftströmen. Unter bestimmten Umständen kann es zur Unterschreitung der Taulinie mit Kondensatbildung kommen, wobei die Gefahr des Gefrierens entsteht. Als Gegenmaßnahme kann entweder die Außenluft vorgewärmt werden, wobei ein Wärmetauscher vor dem Sorptionsrotor mit einem separaten Heizkreis (Frostschutzmittel) benötigt wird, oder es kann die Fortluft nachgewärmt werden (auf ca. 30°C), so dass kein Wasser kondensieren kann. Die eingesetzte Wärme wird zum großen Teil wieder zurückgewonnen. Ist im Winter eine Befeuchtungseinrichtung aktiv, kann diese auch heruntergeregelt werden, um den Wassergehalt der Abluft zu vermindern.

Bei der ausgeführten Demonstrationsanlage ist keine Befeuchtung im Winter vorgesehen. Die inneren Feuchtelasten sind gering, bzw. die Abluft ist trocken. Dadurch kommt es nicht zur Gefahr der Taupunktunterschreitung bei der Enthalpierückgewinnung, vgl. Bild 4.14.

a)



b)

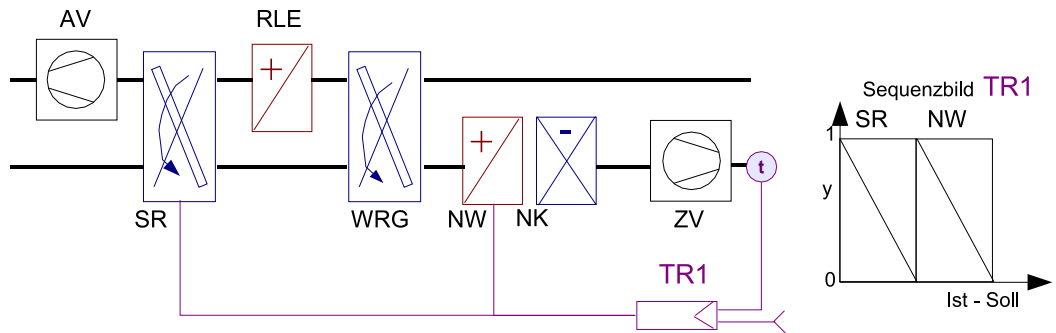
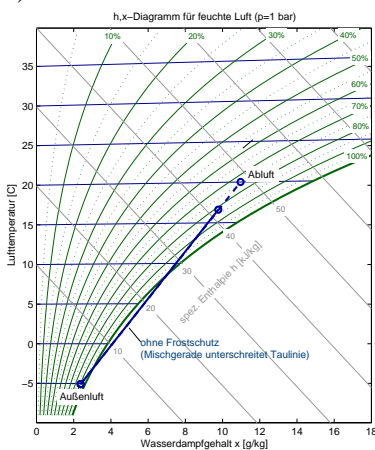
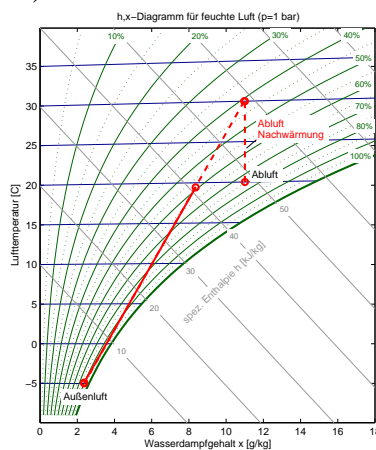


Bild 7.4: Regelungsschema a) im Sommerfall und b) im Winterfall

a)



b)



c)

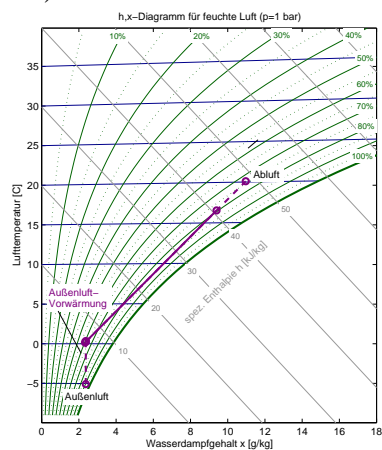


Bild 7.5: a) Frostbildung bei Enthalpieübertragung im Sorptionsrotor, Frostschutzmaßnahmen b) Nachwärmen der Abluft und c) Vorwärmen der Außenluft

Kapitel 8

Anwendung der Sorptionstechnik in Klimaregionen mit hoher Luftfeuchte

Wie bereits in Kapitel 7 angedeutet wurde, ist die Übertragung des Konzepts der Demonstrationsanlage nicht ohne Weiteres auf den Einsatz in anderen Klimazonen möglich. Im Rahmen des von der DBU geförderten Anteil dieses Vorhabens wurde in Zusammenarbeit mit der Tongji University aus Shanghai, China, die Anwendung eines abgewandelten Systems für extrem feuchte Klimabedingungen untersucht. Die Entwicklung eines solchen Systems wurde von Herrn Dr. Chaokui Qin übernommen, der als Gastwissenschaftler an der TU Hamburg-Harburg im AB Technische Thermodynamik tätig war. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Arbeit von *Qin* [12] zusammengefasst. Aus den Ergebnissen der Untersuchung wurde beschlossen, eine Versuchsanlage in der Tongji University aufzubauen, die anschließend kurz vorgestellt wird.

8.1 Motivation

Das Klima in der Region um Shanghai in China zeichnet sich durch eine sehr hohe relative Luftfeuchtigkeit bei warmen Temperaturen (34°C, 65%, also 22 g/kg absolute Feuchte). Klimaanlage sind in der wirtschaftlich aufstrebenden Stadt von Shanghai weit verbreitet, es handelt sich allerdings meistens um kleine, dezentrale Split-Geräte, die eine niedrige Effizienz aufweisen. Nicht selten kommt es im schlecht ausgebauten Stromnetz zu Unterbrechungen im Sommer.

Die Chinesische Regierung hat kürzlich ein Projekt zur Verbreitung von Erdgas initiiert (Great Natural Gas Project, “XIQIDONGSHU”). Dabei wird eine 4000 km lange Gaspipeline die Stadt Shanghai mit 12 Billionen Kubikmeter Erdgas versorgen. Diese Veränderung der Energieversorgung stellt die Gasindustrie vor einer neuen Herausforderung und bietet neue Möglichkeiten. Gasbetriebene Klimaanlage sind als Absorptionskältemaschinen und als motorgekoppelten Kompressionskältemaschinen (Gas-engine-driven Chillers) in China bekannt und werden in Zukunft weiter verbreitet. Sowohl Gasanbieter als auch Abnehmer sind auf der Suche nach alternativen Technologien der Gasverwendung. Eine mögliche Alternative zur Klimatisierung könnte die Kombination der Sorptionstechnik mit einem Gas-driven-Chiller bieten. Im Rahmen des Aufenthaltes von Dr. *Qin* an der TU Hamburg-Harburg wurde die Machbarkeit eines solchen Systems bezüglich Energiebedarf und Wirtschaftlichkeit untersucht.

8.2 Experimentelle und theoretische Untersuchungen

Im Rahmen der Arbeit von *Qin* wurde ein weiteres numerisches Modell für einen Sorptionsrotor aufgestellt. Durch umfangreiche Experimente an der Versuchsanlage wurden die mit diesem Modell durchgeführten Rechnungen validiert. Im Trocknungsmodus wurden gute Ergebnisse erzielt, die mit den Ergebnissen aus den am AB Technische Thermodynamik vorhandenen Modellen von *Casas* und *Proelss* [4, 13] übereinstimmen.

8.3 Vorschläge für geeignete Schaltungen sorptionsgestützter Klimaanlage für Shanghai

Die theoretische und experimentelle Untersuchung der Trocknungsleistung hat bestätigt, dass der Einsatz eines Sorptionsrotors allein nicht ausreicht um eine ausreichende Entfeuchtung zu erreichen, es ist immer eine weitere Trocknungsstufe vorzusehen. *Qin* hat mehrere Kombinationsmöglichkeiten mit konventioneller Klimatisierung untersucht und dabei drei Systeme identifiziert, die für die Einsatzbedingungen in einem sehr feuchten Klima geeignet sind, vgl. Bild 8.1. Alle Systeme zeichnen sich dadurch aus, dass ein Sorptionsrotor als Enthalpieübertragungsrad vorgesehen ist, das immer die erste Vortrocknungsstufe darstellt. In jedem Falle ist noch eine Entfeuchtung in einem weiteren Trockner (Varianten 1 und 2) oder in einem Oberflächenkühler (Variante 3) notwendig. In Abhängigkeit der Feuchtelast wurde die Kühl- und Heizleistung der Systeme berechnet, wie in Bild 8.2a) und b) gezeigt. In Bild 8.2c) sind zudem die Betriebskosten dargestellt. Es zeigt sich, dass ein sorptionsgestütztes System unter den in Shanghai üblichen Marktbedingungen (sehr niedrige Strompreise) erst ab einer bestimmten Entfeuchtungsleistung kostengünstiger ist als ein konventionelles, elektrisches System.

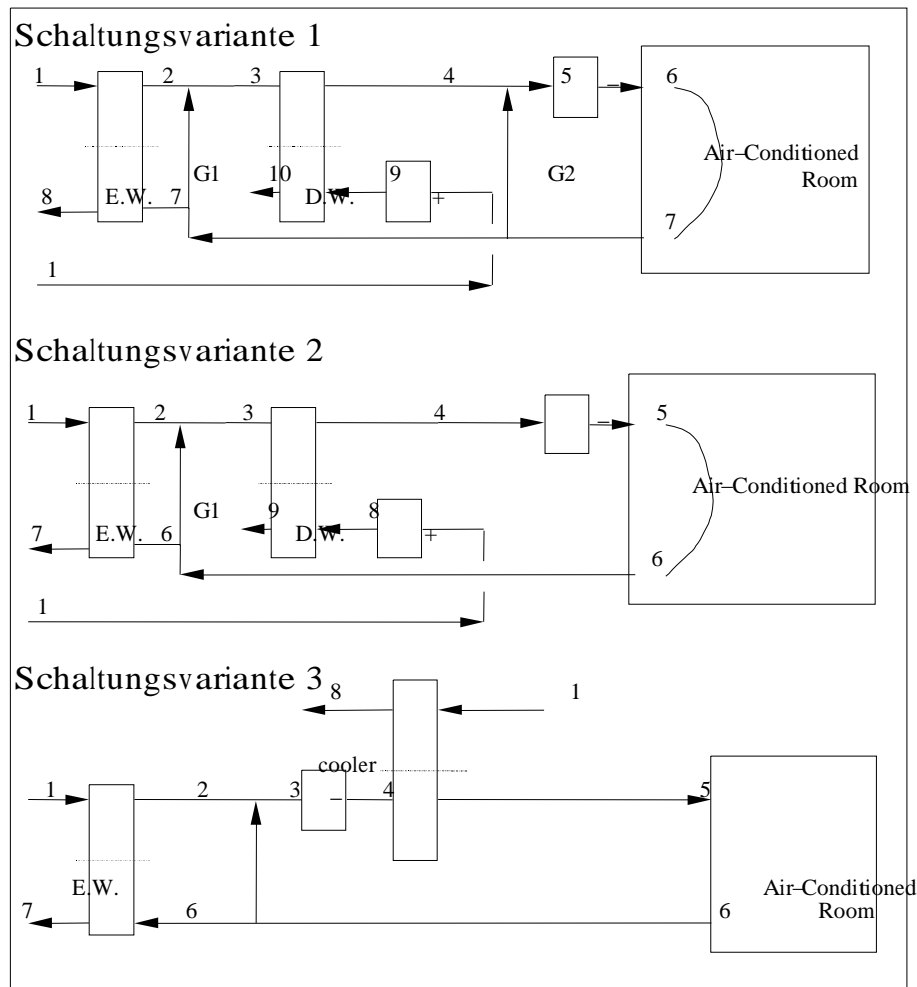


Bild 8.1: Schaltungsmöglichkeiten für sorptionsgestützte Systeme bei hoher Außenluftfeuchte

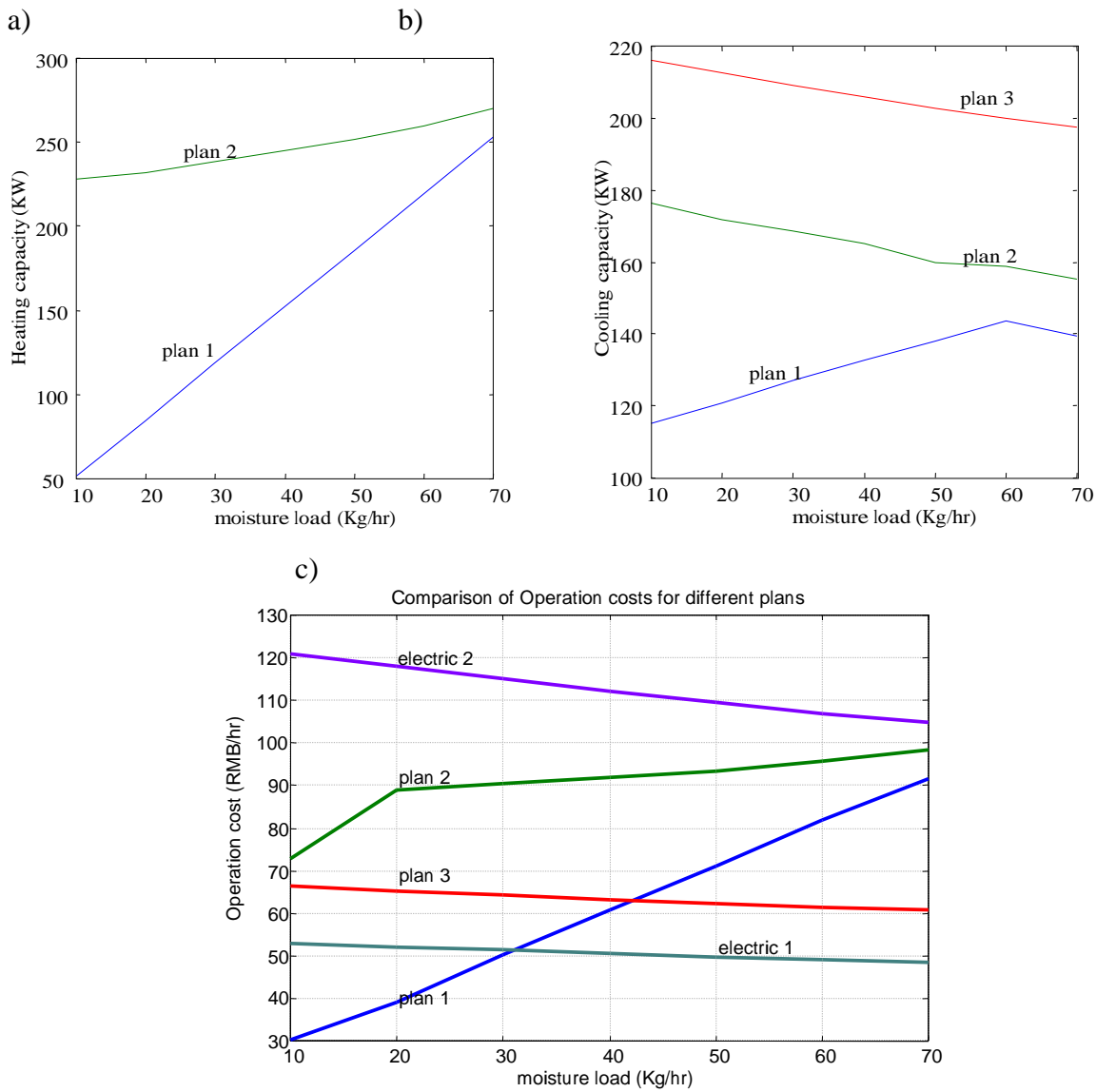


Bild 8.2: a) Heiz- und b) Kühlbedarf verschiedener Schaltungen für Systeme bei hoher Luftfeuchte und c) Vergleich der Betriebskosten gegenüber elektrischen Systemen

8.4 Aufbau einer Versuchsanlage

Die Voruntersuchungen in Rahmen dieses Projektes haben die Entwicklung einer Versuchsanlage an der TONGJI University ermöglicht. Die Anlage, die von *Qin* geplant wurde, wird gerade zusammengebaut und wird in Kürze in Betrieb gehen. Das Projekt wird von dem Wissenschafts- und Technologiekomitee der Stadt Shanghai gefördert. Das Projekt startete vor zwei Jahren in einer ersten Stufe mit der Entwicklung eines Gas-Engine-driven-Chillers. In der zweiten Stufe wird jetzt in einer Laboranlage der Einsatz in Kombination mit der Sorptionstechnik erprobt. Tabelle 8.1 zeigt einige technische Daten der Anlage. Eine schematische Darstellung ist in 8.3 zu finden.

Tabelle 8.1: Technische Daten der Versuchsanlage an der TONGJI University in Shanghai

Technical Data of Demonstration Project in Shanghai	
■ Gas-engine:	adapted gasoline engine , input rate :30KW Rotational speed :~ 5000rpm Operation parameter within system: shaft work output: 15KW Rotational speed: ~3000rpm Efficiency: 22% Gearing ratio: 1:2 Driving system :directly driven through a shaft connected with metering Chillers: 4-cylinder reciprocating chiller.
■ Chilling capacity:	50KW
■ Desiccant wheel:	<i>Klingenburg</i> SECO 595mm
■ Enthalpy wheel:	<i>Klingenburg</i> RTRE 595mm
■ Air Flow rates:	1500 m ³ /hr (process air) 1500 m ³ /hr (regeneration air)
■ Main feature:	Two-stage dehumidification for Shanghai's humid climate
■ Main target:	To verify the technical feasibility of applying desiccant-assisted Air-conditioning technology in combination with a engine-driven chillers. Due to energy management policy in China, electricity produced by customers themselves cannot to transmitted to public electricity networks at present. So its similar alternative such as engine-driven system may find its usage with competitive power, in terms of operation cost savings. Furthermore, we will explore the control strategy of such a system under variable rotational speed of chiller.

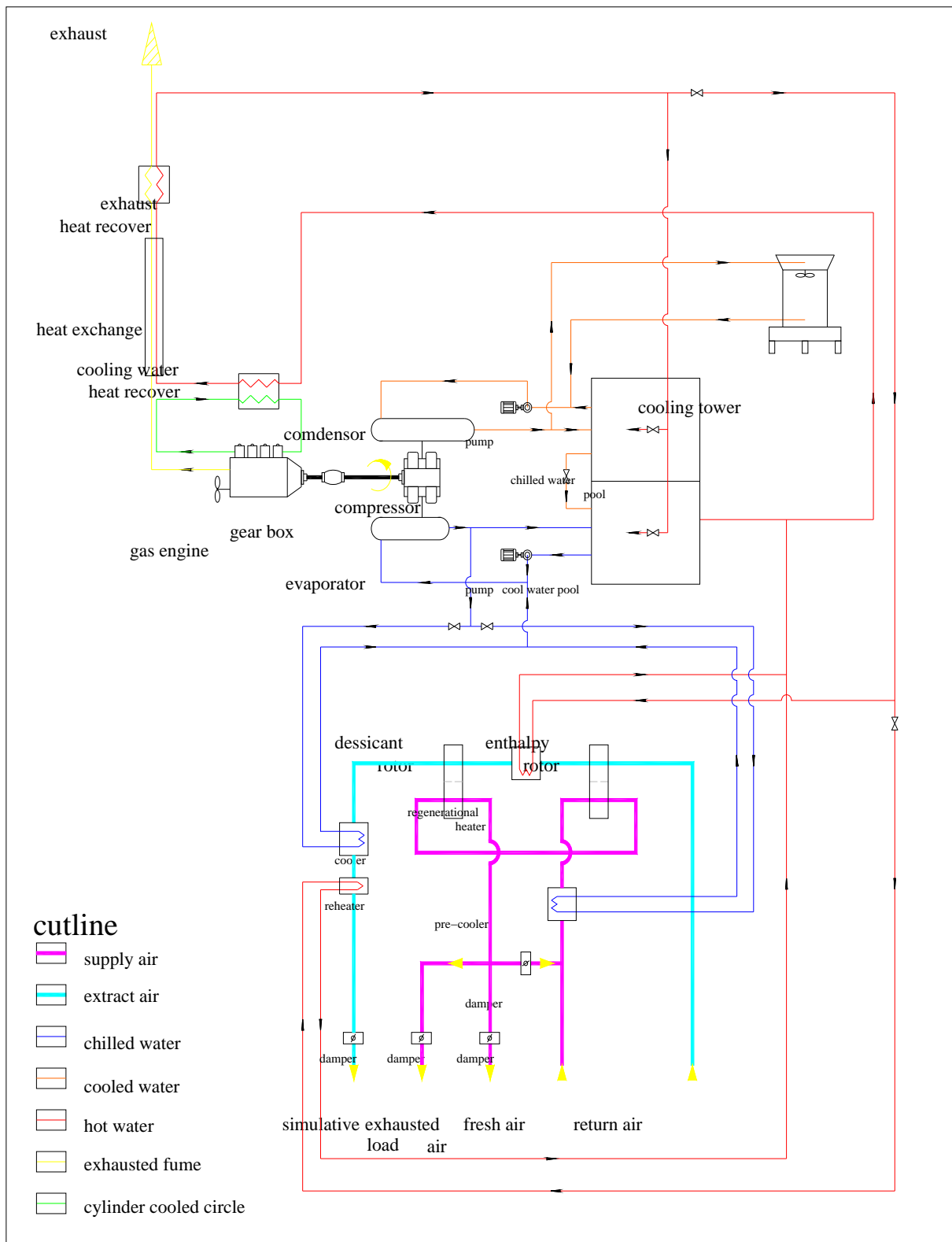


Bild 8.3: Versuchsanlage an der TONGJI University in Shanghai

Kapitel 9

Simulation und Modellierung

Parallel zur Auslegung und Aufbau der Demonstrationsanlage wurden theoretische Untersuchungen vorgenommen, mit dem Ziel, mathematische Modelle des Systems zu erstellen. Teilweise beruhen die Ergebnisse der im Kapitel 5 vorgestellten Energiebedarfe (Jahresheiz- und Kühlenergien) auf diesen numerischen Modellen. Die aufgebaute Modellbibliothek kann in Zukunft dazu benutzt werden, den Energiebedarf sowohl von sorptionsgestützten als auch von konventionellen Anlagen in verschiedenen Schaltungsmöglichkeiten zu bestimmen.

Im Folgenden werden die zur Modellierung eingesetzten Tools erläutert, die grundlegende Vorgehensweise erklärt, sowie einige Simulationsergebnisse dargestellt. Aus Platzgründen wird auf eine genaue Darstellung der in vielen Fällen komplexen physikalischen Vorgängen und der beschreibenden Gleichungen verzichtet, da dieses den Umfang dieses Berichtes übersteigen würde. Für detaillierte Informationen sei auf die entsprechenden Studien- und Diplomarbeiten [13, 14, 15, 16] verwiesen, die am Arbeitsbereich Technische Thermodynamik einzeln verfügbar sind.

9.1 Simulation mit Dymola/Modelica

Die objektorientierte Programmiersprache *Modelica* [7] dient zur dynamischen Modellierung von unterschiedlichsten physikalischen und technischen Systemen. Die Sprache erlaubt die Formulierung von differential-algebraischen Gleichungssystemen. Grundsätzlich sieht die Sprachspezifikation eine freie, nicht-kausale Formulierung der beschreibenden mathematischen Gleichungen vor. Es wird somit vom Benutzer nicht verlangt nach bekannten und unbekanntem Variablen umzuformen oder sogar eine prozedurale Ordnung einzuhalten. Auf diese Weise können Modelle in verschiedenen Zusammenhängen benutzt werden, ohne dass die Modellgleichungen umgestellt werden müssen. Wie bei jeder objektorientierten Sprache lassen sich auch mit *Modelica* Klassen definieren, die in übergeordneten Modellen wiederverwendet werden können.

Für die Modellierung und Simulation mit *Modelica* ist eine Umgebung notwendig, die die Erstellung von Modellen unterstützt, das Modell in ein DAE (Differential Algebraic Equation System) übersetzt und dieses anschließend löst. Für die Erstellung der Modelle und Simulation im Rahmen dieser Arbeit wurde das Tool *Dymola* [8] verwendet, das Benutzeroberfläche, Compiler und Solver vereint.

9.2 Grundlagen der Modellierung

Bei der Erstellung der mathematischen Modelle wird ein Finites-Volumen Verfahren angewendet. Die Grundidee ist dabei, diskretisierte Kontrollvolumen zu definieren, an denen Bilanzgleichungen aufgestellt werden, siehe Bild 9.1. Im Falle von Luft als Medium dienen dabei die Größen Temperatur, Wassergehalt und die daraus abgeleitete Enthalpie dazu, den jeweiligen Zustand eines Kontrollvolumens zu definieren. Die dazu notwendigen Gleichungen sind in einer eigenen austauschbaren Stoffmodell-Klasse enthalten. Über die Systemgrenzen eines Kontrollvolumens werden Wärmeströme und/oder andere Stoffströme (z.B. Feuchtigkeit) transportiert. In einer Bilanzklasse werden die dazugehörigen thermodynamischen Bilanzgleichungen für die Energie- und Massenerhaltung hinterlegt. Aus der Bilanzgleichung für die zeitliche Änderung der inneren Energie lässt sich die dynamische Änderung der Temperatur im Kontrollvolumen ableiten.

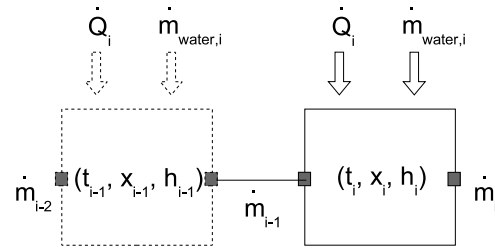


Bild 9.1: Kontrollvolumen

An Wärme- oder Stoff-Schnittstellen können z.B. Wärmequellen oder andere Teilmodelle angeschlossen werden. Ein typisches Beispiel wäre die Verbindung eines Luftvolumens mit einem Wandmodell über eine Wärmestromschnittstelle, um einen Wärmetauscher zu beschreiben.

9.3 Simulationsmodell des Sorptionsrotors

Bisher erstellte Simulations- und Berechnungswerkzeuge für den Sorptionstrockner und den Rotationswärmetauscher waren dadurch eingeschränkt, dass sie nur für stationäre Zustände anwendbar waren. Sie sind zwar in der Lage eine gute Hilfestellung bei der Auslegung zu leisten, doch sind weniger für die realistische Simulation des zeitlichen Verlauf geeignet, da dabei dynamische Änderungen der Randbedingungen berücksichtigt werden müssen. Mit der Erstellung von Modellen für das Sorptionsrad und den Rotationswärmeübertrager ist es gelungen, sowohl den stationären als auch den dynamischen Betrieb zu simulieren. Das Modell verfügt damit über einen hohen Detaillierungsgrad und ermöglicht eine anschauliche Abbildung von lokalen Zustandsänderungen und Übergängen von Wärme- und Wassermassenströmen. Gleichzeitig sind Komplexität und Rechenaufwand aber relativ hoch.

Zur Aufstellung des Modells wurden erst die physikalischen Bilanzgleichungen identifiziert und an definierten Kontrollvolumina aufgestellt. Das Sorptionsrad wird in Tangentialrichtung und in axialer Richtung diskretisiert.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Validierung des Modells anhand von Messdaten, sowie einige Ergebnisse aus der dynamischen Simulation dargestellt.

9.3.1 Validierung (stationär)

Bei einem konstanten Regenerationsluftzustand und variablen Prozessluftzuständen am Eintritt sind Austrittstemperaturen und -wassergehalte für den Trocknungsmodus in Bild 9.2 dargestellt. Tendenziell ist eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Das *Modelica*-Modell weicht mit dem

Wassergehalt leicht nach unten und mit der Temperatur leicht nach oben von Vergleichsdaten des Herstellers (Fa. Klingenburg) ab. Eine maximale Abweichung von 10% bezogen auf die Temperatur- bzw. Feuchteänderung der Vergleichsdaten wird nicht überschritten. Der Durchschnitt liegt weit darunter bei etwa 3,5 % für den Austrittswassergehalt und 5% für die Temperatur. Das entspricht etwa 1°C bzw. 0,15 g/kg.

9.3.2 Dynamische Simulation

Sprunghafte Änderung der Regenerationsluftfeuchte

Für eine Trocknung bei plötzlicher Änderung der Regenerationsluftfeuchte, wie sie z.B in Veranstaltungsräumen vorkommen kann, sind die zeitlichen Änderungen der Austrittswasserbeladung der Prozessluft für die Berechnung in Bild 9.3 angegeben. Nach etwa 1000 s hat sich ein neuer stationärer Zustand eingestellt. Die Erhöhung des Wassergehaltes der Regenerationsluft am Eintritt um 5 g/kg bewirkt einen um 0,5 g/kg höheren Austrittswassergehalt der Prozessluft.

Sprunghafte Änderung der Regenerationstemperatur

Da die Entfeuchtungsleistung der Anlage am effektivsten über die Regenerationslufttemperatur zu steuern ist, ist die Reaktion des Systems auf Änderungen dieser Stellgröße zu simulieren. Für eine Trocknung mit Wärmerückgewinnung und Regenerationsluftherwärmung ist in Bild 9.4 der Prozessluftzustand nach Passieren des Wärmeübertragers dargestellt. Die Eintrittszustände an den Grenzen des Systems bleiben konstant. Nach einer plötzlichen Absenkung der Regenerationslufttemperatur von 70°C auf 50°C ist ein deutlicher Anstieg der Prozessluftfeuchte, jedoch nur eine geringe Temperaturänderung zu beobachten, bedingt durch die Wärmerückgewinnung. Die Verläufe des Zuluftzustandes zeigen eine Verzögerung der Reaktion auf die sich ändernde Regenerationslufttemperatur um etwa die Zeit einer Umdrehung.

Vergleich mit Messdaten aus der Versuchsanlage

Für die Regelung der Austrittszustände (Zulufttemperatur und Feuchte) der Anlage ist die Reaktion auf sich ändernde Betriebszustände, insbesondere auf die Eintrittstemperaturen von Interesse. Bild 9.5 zeigt eine Simulation der Austrittstemperaturen in Abhängigkeit einer zeitlich variablen Eingangsgröße. Eingangssignale und Vergleichswerte (Md) stammen aus der Online-Datenaufnahme der Versuchsanlage. Der erwartete Verlauf wird von der Simulation (Sim) wiedergegeben. Am Start resultieren die unterschiedlichen Anfangszustände der Simulation in einer deutlichen Abweichung der berechneten Austrittstemperaturen. Nach etwa 500 Sekunden Simulationsdauer kann jedoch das Verhalten auf weniger als 1 bis 2 Grad genau wiedergegeben werden.

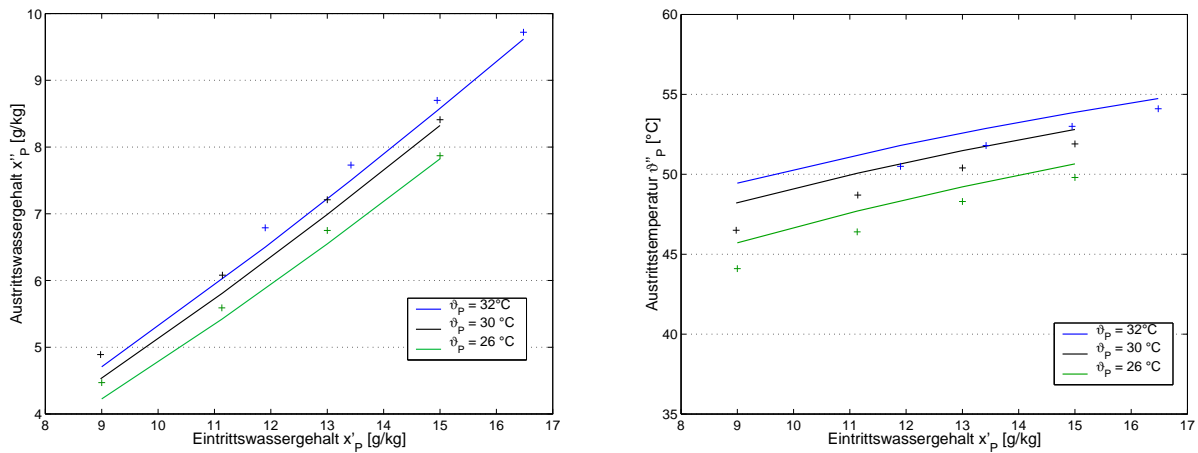


Bild 9.2: Austrittszustand der Prozessluft bei variablen Eintrittstemperaturen und Wasserbelastungen. Drehzahl = 20 rph, Reg. Luft $70^\circ\text{C} / 9.71 \text{ g/kg}$, Volumenstrom $\dot{V}_R = \dot{V}_P = 1500 \text{ m}^3/\text{h}$

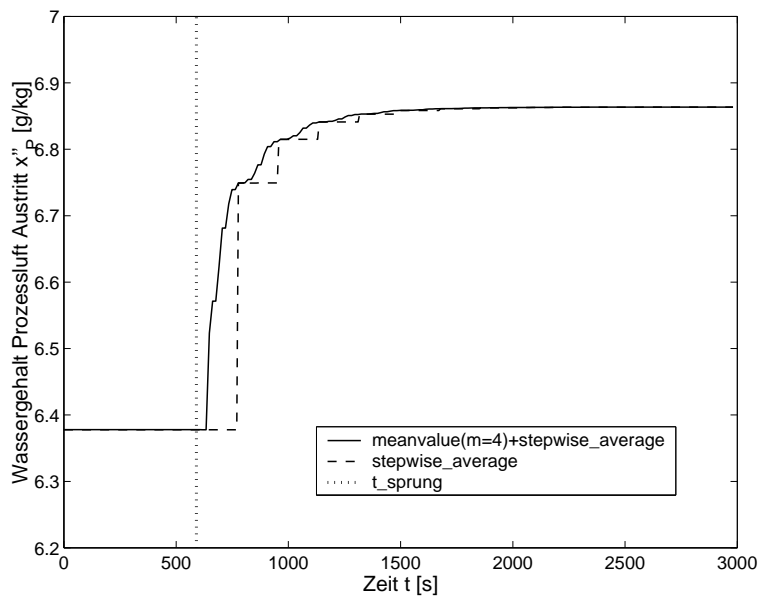


Bild 9.3: Reaktion der Austrittswasserbelastung der Prozessluft bei einem sprunghaften Anstieg der Regenerationsluftbelastung. $\vartheta'_p = 30^\circ\text{C}$, $x'_p = 12 \text{ g/kg}$, $\vartheta'_R = 70^\circ\text{C}$, $x'_{1R} = 10 \text{ g/kg}$, $x'_{2R} = 15 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_P = \dot{V}_R = 1500 \text{ m}^3/\text{h}$

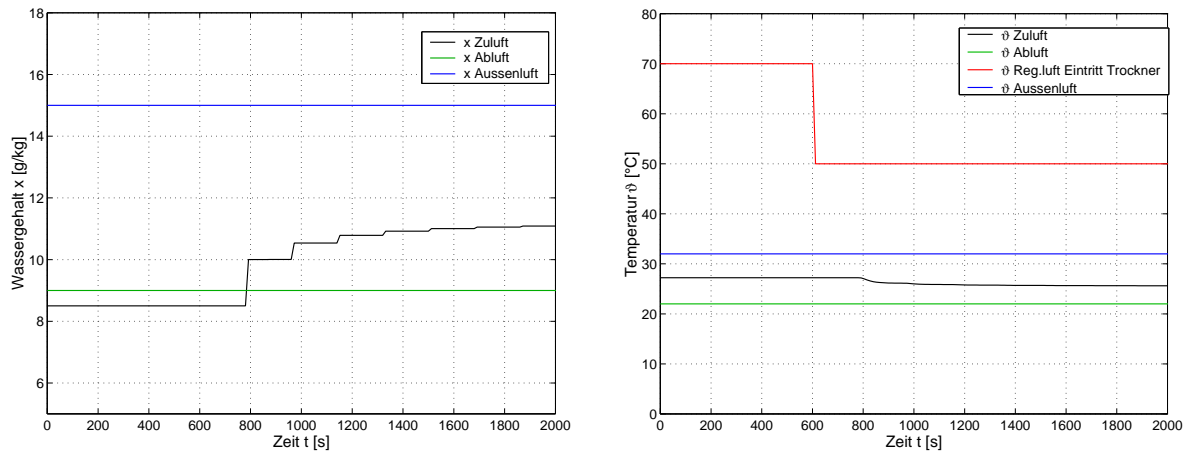


Bild 9.4: Kombination von Trocknung und Wärmerückgewinnung, plötzlicher Abfall der Regenerationslufttemperatur am Trocknereintritt. Rotordrehzahlen Trockner: $u = 20$ rph, Wärmerückgewinner: $u = 10$ rpm

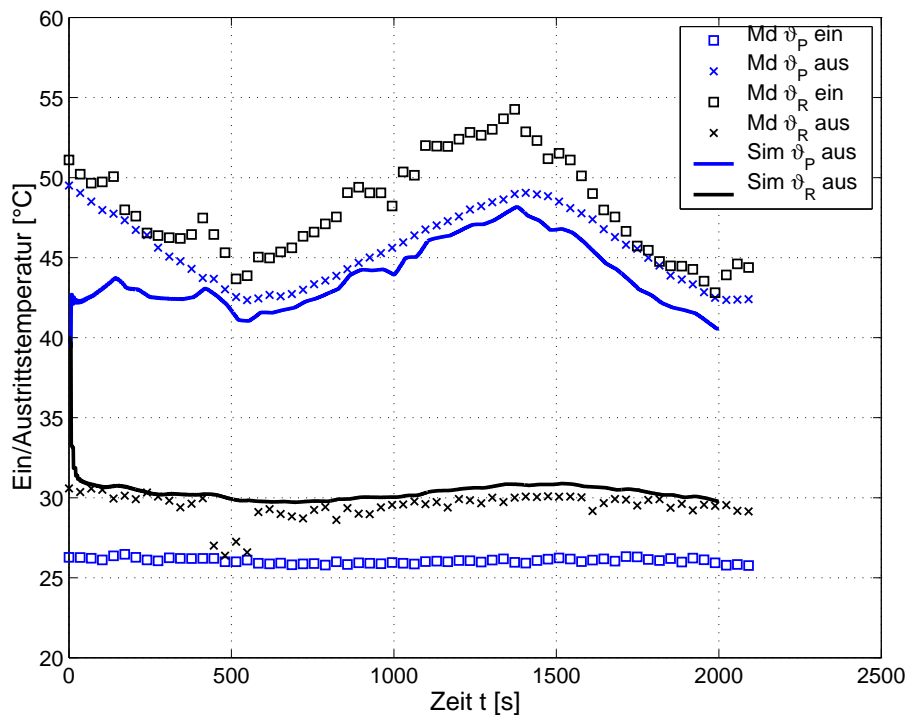


Bild 9.5: Betrieb des Trocknungsrades im Enthalpiemodus mit Drehzahl $u = 8,9$ rpm bei variabler Eintrittstemperatur der Regenerationsluft. Vergleich mit Messdaten der Laboranlage

9.4 Bibliothek zur Simulation von Klimaanlage

Je nach Einsatzbereich und Anforderungen gibt es unzählige Schaltungsvarianten für Klimaanlage. Ein wesentlicher Vorteil beim Einsatz von Dymola/Modelica und der hier erstellten Bibliothek ist, solche Schaltungen aus einzelnen Teilmodellen flexibel zusammensetzen. Mit dem so erstellten Gesamtmodell ist eine genaue Analyse der Temperaturverläufe der einzelnen Komponenten möglich. Die Simulation liefert als Ergebnis sowohl die benötigten Leistungen als auch die über die Zeit addierte Energiemengen (Heiz- und Kühlbedarf). Die Bibliothek enthält Modelle für verschiedene Komponenten, unter anderen für Lufterhitzer, Luftkühler, Dampfbefeuchter, Luftwäscher, Ventilatoren und Mischkammer.

Besonderen Augenmerk wurde auf die Nachbildung der Regelung gelegt. Bei der Regelung von Klimaanlage müssen eine Vielzahl von Randbedingungen beachtet werden, je nach denen eine andere Regelungsstrategie zum Einsatz kommt. Dabei tritt nicht nur die Temperatur, sondern auch die Feuchte als Regelgröße auf. In der Bibliothek sind Regler- und Steuerungselemente enthalten, um eine Regelung für jedes zu simulierende System aufzubauen.

Bild 9.6 zeigt das Schaltbild einer konventionellen Klimaanlage, bestehend aus Mischkammer, Lufterhitzer, Oberflächenkühler, Befeuchter und Lufterhitzer. Als Randbedingung für die Simulation werden Klimadaten eingelesen, sowie eine konstante Zulufttemperatur und relative Feuchte eingestellt. Die Simulation des Systems errechnet daraus den Verlauf des Heiz- und Kühlleistungsbedarfs, siehe Bild 9.7.

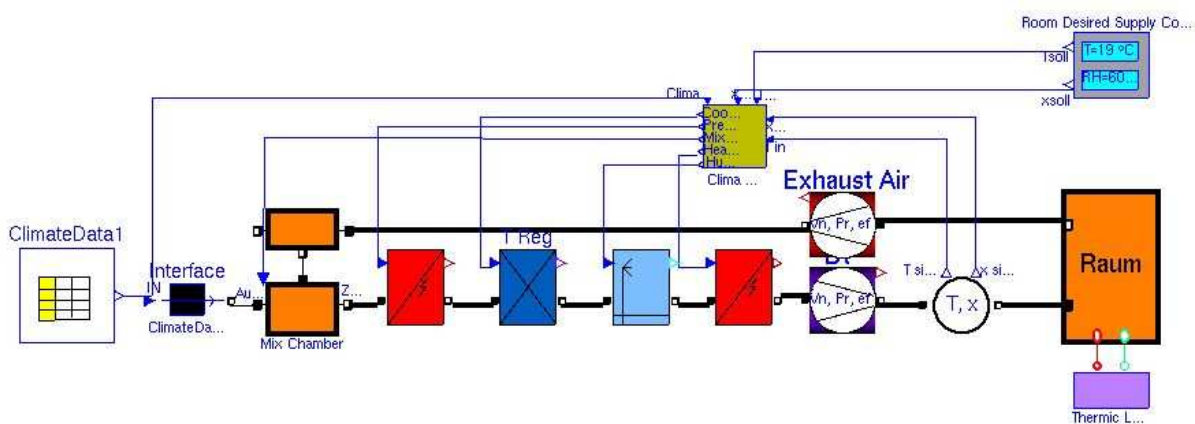


Bild 9.6: Modell einer konventionellen Klimaanlage

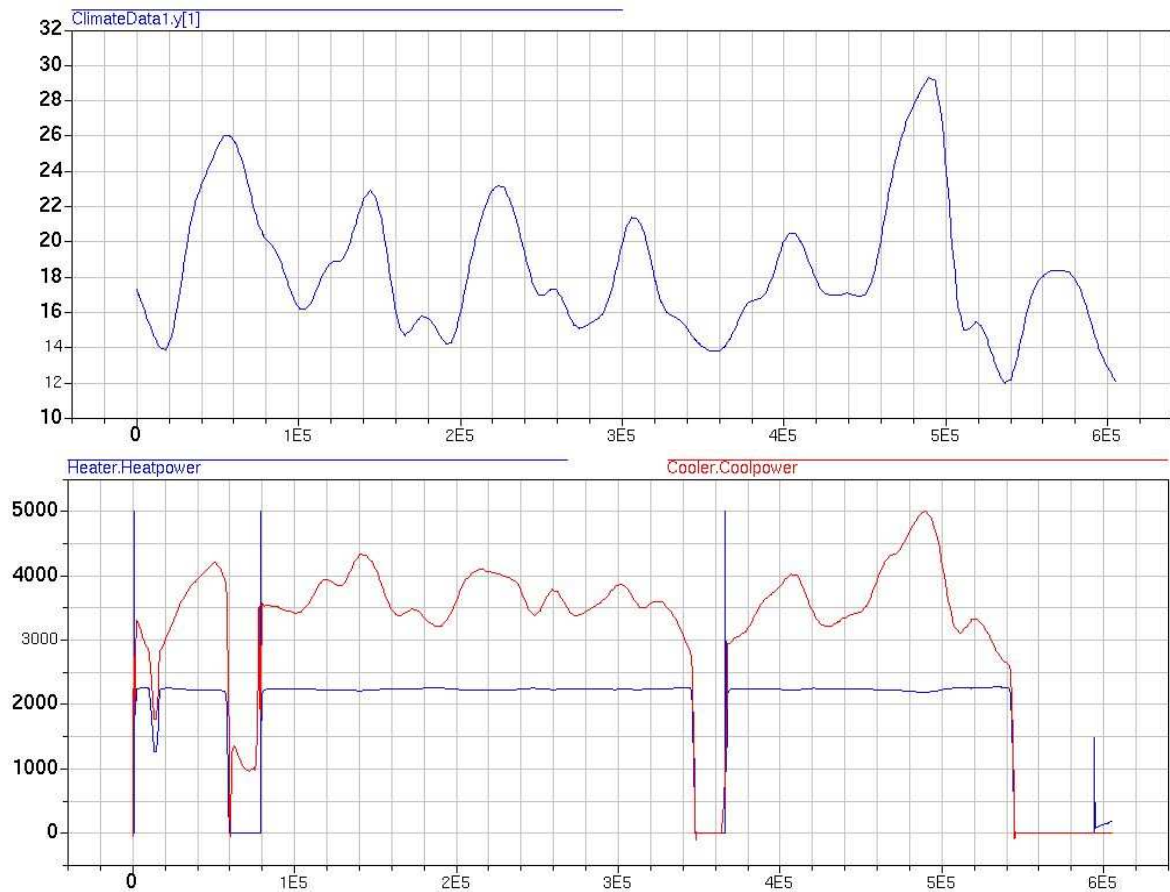


Bild 9.7: Ergebnisse bei der Simulation einer konventionellen Klimaanlage während einer Sommerwoche, oben: Außentemperatur, unten: Heiz (Heater.Heatpower)- und Kühlleistungsbedarf (Cooler.Coolpower)

9.5 Simulationsmodell der Erdwärmesonden

Für die Auslegung von Erdwärmesonden zur Versorgung einer Wärmepumpe kann auf einen breiten Erfahrungsschatz zurückgegriffen werden. Die VDI 4640 bietet ein überschlägiges Verfahren, das in den meisten Fällen ausreicht. Auslegungsverfahren sind aber meistens nur für den Fall des Wärmeentzugs aus dem Erdreich. Für das Einbringen von Wärme (also zur Kühlung in Klimaanlage) gibt es nur wenig Erfahrung. Auch eine dynamische Simulation ist damit nicht möglich.

Zur Aufstellung des Modells sind zunächst die am Vorgang beteiligten Wärmeströme zu identifizieren, vgl. Bild 9.8 und die Wärmetransportgleichungen an einem Volumenelement aufzustellen. Bedingt durch den unterschiedlichen Wärmetransport aus mehreren Richtungen ist eine Diskretisierung in unterschiedlichen Ringsegmenten notwendig. Bild 9.9 zeigt ein zusammengesetztes Modell einer in der Länge diskretisierten Sonde aus den Teilmodellen für Fluid, Rohr, Verfüllung und Erdreich mit den äußeren Schnittstellen.

Mit dem erstellten Modell wurde zunächst eine Simulation bei konstanter Eintrittstemperatur durchgeführt, vgl. Bild 9.10a. Randbedingungen dazu waren die Geometrie der in der Demonstrationsanlage eingesetzten Doppel-U Erdwärmesonden sowie die Erdreichparameter, die aus einer Untersuchung der ersten Probebohrung gewonnen wurden. Als Anfangswert für die Simulation besitzen alle diskreten Elemente eine Temperatur von 283 K. Daher steigt die Austrittstemperatur von diesem Wert aus, um sich der Eintrittstemperatur zu nähern, bis im stationären Zustand eine Differenz von etwa 3°C bleibt. Unter den gleichen Bedingungen, aber mit einer sinusförmigen Eintrittstemperatur ergibt sich der Verlauf in Bild 9.10b. Deutlich zu erkennen ist die Trägheit des Systems an der Phasenverschiebung zwischen Eingang- und Ausgangssignal. Das Modell liefert qualitativ gute Ergebnisse. Die Erdreichparameter haben einen großen Einfluss auf die Simulation. Diese können jedoch nicht immer genau bestimmt werden, so hängt z.B. die Wärmeleitfähigkeit stark vom Wassergehalt der Erdschicht ab. In diesem Fall wurden die Parameter aus Literaturwerten geschätzt.

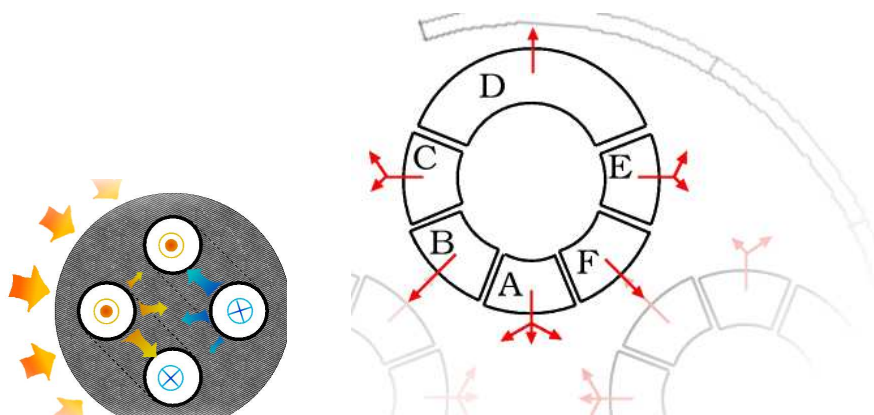


Bild 9.8: Wärmeströme an einer Doppel-U Sonde (links), Aufteilung in Ringsegmente (rechts)

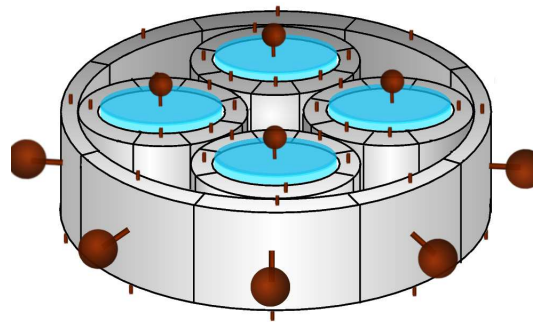
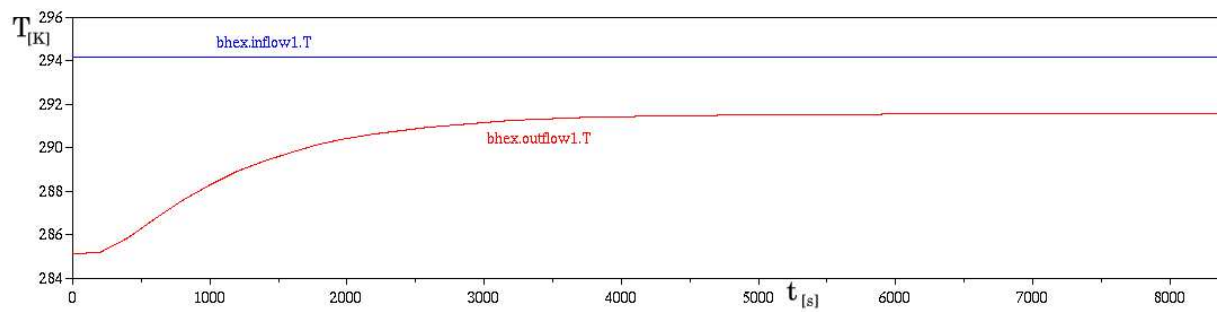


Bild 9.9: Modell eines Erdwärmesondenelementes mit äußeren Schnittstellen

a)



b)

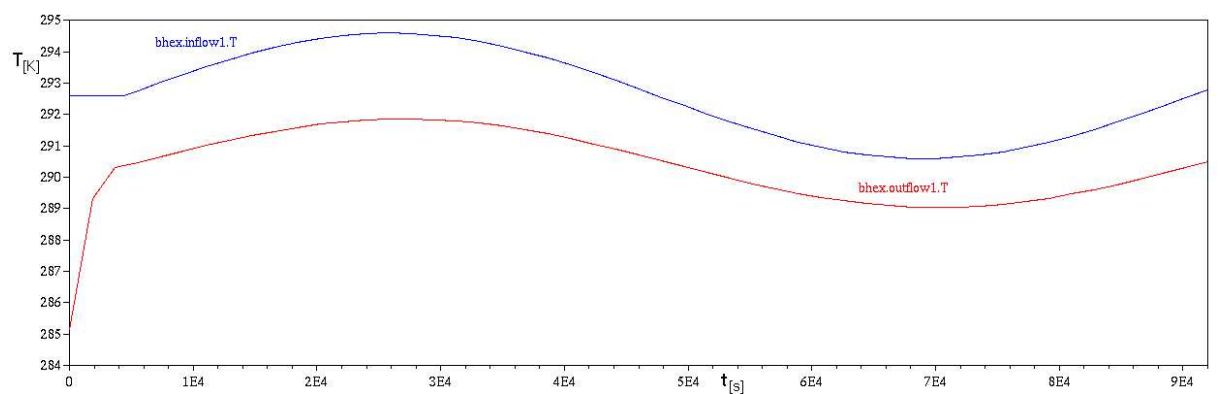


Bild 9.10: Einschwingvorgang einer Erdkältesonde a) bei konstanter Eintrittstemperatur und b) bei einem sinusförmigen Eingangstemperaturverlauf
inflow: Eintritt, outflow: Austritt

Kapitel 10

Anwendung alternativer Wärmequellen

Der in der Demonstrationsanlage umgesetzte Klimatisierungsprozess ist keineswegs nur im Zusammenhang mit einem BHKW sinnvoll einsetzbar. Zwar bringt der BHKW-Betrieb erhebliche Vorteile für die Gesamtprimärenergiebilanz des Gebäudes, doch die Vorteile des Systems hinsichtlich Energiebedarf bleiben beim Einsatz anderer Wärme- und Kältequellen erhalten.

Brennstoffzellen befinden sich derzeit in einem fortgeschrittenen Entwicklungsstadium, erste Feldtests mit markttauglichen Geräte werden gerade durchgeführt oder befinden sich in der Planung. Auch beim Einsatz von Brennstoffzellen fällt im Sommer Wärme ab, die unter Umständen nicht sinnvoll genutzt werden kann. In diesem Fall bietet die Anwendung eines sorptionsgestützten Systems die Möglichkeit, die anfallende Wärme für die Klimatisierung einzusetzen.

10.1 Brennstoffzellen

Im Rahmen dieses Projektes wurde die Kombination eines sorptionsgestützten Klimatisierungssystem mit einem Brennstoffzellengerät untersucht [17]. Weil die Geräte, die demnächst von einigen Herstellern (*Vaillant, Buderus, Sulzer Hexis*) angeboten werden, in eher kleinen Leistungseinheiten auf dem Markt erscheinen werden (zwischen 1,5-4 kW elektrischer Leistung), wurde der Einsatz mit einem kleinen Klimatisierungsgerät, z.B. für ein Einfamilienhaus betrachtet.

Im Vordergrund steht die Auslegung eines Klimatisierungssystems für ein typisches Einfamilienhaus und die Abschätzung der zusätzlichen Investitionskosten.

10.1.1 Auslegung

Zunächst wird ein Gebäude definiert und eine Kühllastberechnung nach der VDI Richtlinie 2078 für eine typische Kühllastzone durchgeführt, um den Leistungsbedarf zu ermitteln. Moderne Häuser sind meistens mit einer kontrollierten Lüftung und einer Wärmerückgewinnung ausgestattet. Für die Auslegung wird angenommen, dass eine solche Lüftung vorhanden ist, so dass zusätzlich ein Sorptionsrad und ein Wärmetauscher im Zuluftstrom zur Abkühlung der Luft eingebaut werden müssen. Der Luftvolumenstrom ist durch die vorhandene Anlage gegeben, übliche am Markt vorhandene Lüftung- und Wärmerückgewinnungsgeräte arbeiten mit einem Volumenstrom von etwa 200 – 400 m³/h. 350 m³/h bedeuten auf das hier untersuchte

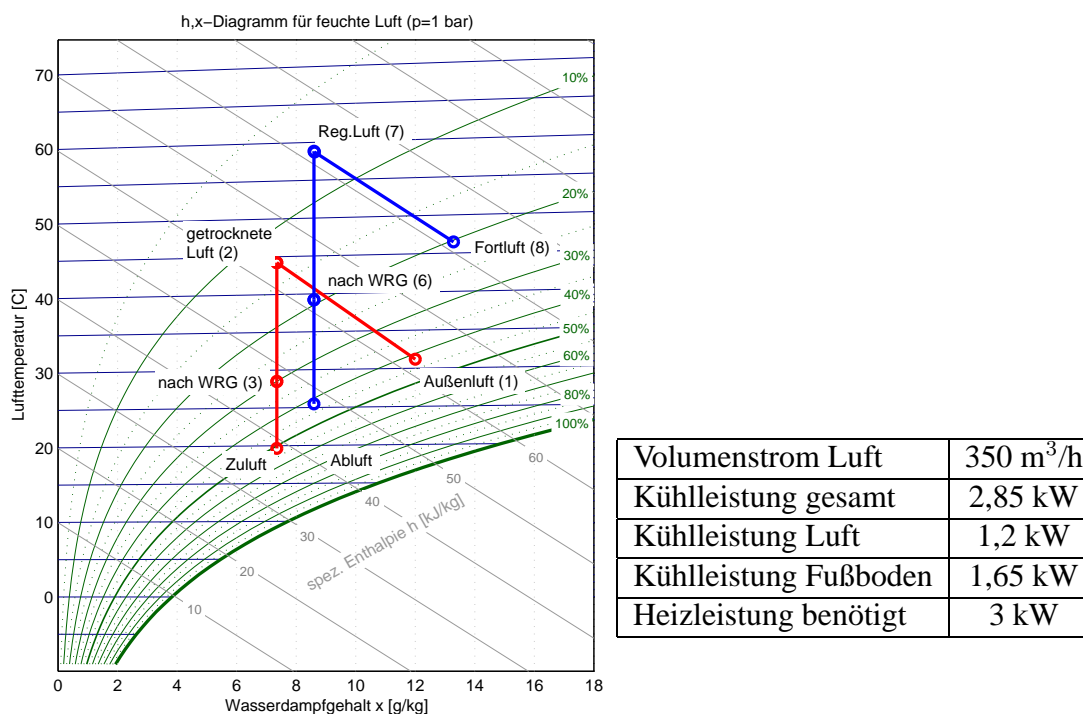


Bild 10.1: Zustandsänderungen der Luft im h,x -Diagramm für die Auslegung einer sorptionsgestützten Klimaanlage mit Brennstoffzelle für ein Einfamilienhaus und Leistungsbedarf der Anlage

Einfamilienhaus bezogen bedeutet dies einen Luftwechsel von 1/h, was doppelt so hoch ist wie der geforderte Mindestwert. Mit dem vorgesehenen Volumenstrom allein wird es nicht möglich sein, die gesamte Kühllast abzuführen. Daher wird davon ausgegangen, dass eine Fußbodenheizung vorhanden ist, die im Sommer, genau so wie bei der Demonstrationsanlage, zur Kühlung eingesetzt werden kann.

In der Tabelle auf Bild 10.1 sind die Leistungsdaten für eine solche Beispielauslegung zusammengefasst. Für den Betrieb einer solchen Anlage wären demnach ca. 3 kW Heizleistung notwendig. Fast die gleiche Kühlleistung müsste auch zur Verfügung gestellt werden. Die Kühlung könnte, wie bei der Demonstrationsanlage, von einer 100 Meter tiefe Erdkältesonde bereitgestellt werden. In diesem Fall entstände kein weiterer elektrischer Leistungsbedarf. Die Anschaffung einer Kältemaschine zur Deckung der Kühlleistung ist wenig sinnvoll, da dadurch die von der Brennstoffzelle erzeugte elektrische Energie für die Klimatisierung völlig verbraucht würde. Zudem wäre das System komplizierter und wartungsintensiver. Dennoch soll hier als Vergleich zur Erdkältesonde eine Kältemaschine für die weitere Untersuchung mitbetrachtet werden.

In Bild 10.2 ist die Anordnung der Komponenten für ein Klimatisierungssystem dargestellt. Zusätzlich zur vorhandenen Brennstoffzelle und Lüftung mit Wärmerückgewinner sind der Sorptionstrockner sowie Heiz- und Kühlregister einzubauen. Die Komponenten könnten in ein Kompaktgerät integriert werden, um den Platzbedarf zu minimieren.

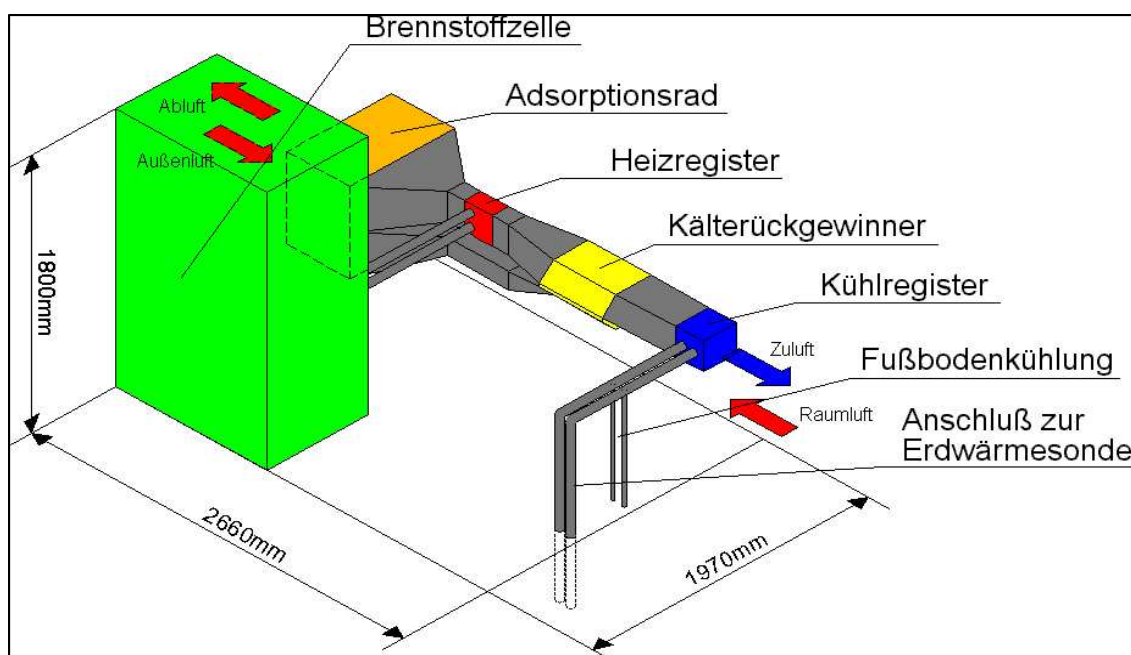


Bild 10.2: Klimatisierungssystem mit Brennstoffzelle

10.1.2 Investitionskosten

Die zusätzlichen Investitionskosten für ein Klimatisierungssystem ergeben sich aus den Kosten für den Sorptionsrotor (z.B. der Firma *Klingenburg*, $D = 495$ mm), der Wärmetauscher und der Kältebereitstellung, sei es über eine Erdkältesonde oder alternativ mit einer elektrisch betriebenen Kältemaschine, vgl. Tabelle 10.1. Demnach könnte ein System mit einer Erdkältesonde mit etwa 5.300 EUR realisiert werden. Ein System mit einer Kältemaschine statt Erdkälte würde 4.200 EUR kosten und wäre etwas günstiger in der Anschaffung. Setzt man die Investitionskosten zu den Energiekosten in Verhältnis, die eine Kältemaschine in dieser Leistungsklasse verursachen würde, ergibt sich eine Amortisationszeit für die Erdkälte von 15 bis 20 Jahre (ähnlich wie bei der Demonstrationsanlage). Nach dieser Zeit kommt die Tatsache zum tragen, dass ein solches Gerät für den Hausgebrauch kaum eine solche Lebensdauer hat. Eine Investition in die Erdkälte lohnt sich, wenn eine neue Kältemaschine angeschafft werden muss.

Tabelle 10.1: Zusätzliche Investitionen für ein Klimatisierungssystem mit Brennstoffzelle für ein Einfamilienhaus

Sorptionstrockner	1.800 EUR
Heizregister	212 EUR
Kühlregister	270 EUR
Erdwärmesonde 100 m	3000 EUR
oder alternativ	
Kältemaschine 3 kW	1900 EUR

10.1.3 Energiebedarf

Der Mehrenergiebedarf für ein System mit Erdkälte gegenüber einer reinen Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung besteht aus der Abwärme der Brennstoffzelle und der elektrischen Energie zum Antrieb des Sorptionsrotors und der Pumpe für die Erdkältesonden. In erster Linie bestimmt die Betriebsdauer den Energiebedarf. Geht man von einer Betriebszeit von 450 Stunden (wie bei der Demonstrationsanlage im Jahr 2002), und von einer mittleren Last von 60% der berechneten Nennlast (3 kW thermisch), so kann überschlägig ein Wärmebedarf von

$$Q_H = 810 \text{ kWh}$$

angegeben werden. Gegenüber dem Gesamtjahreswärmebedarf eines solchen Gebäudes, der bei ca. 10.000 kWh liegt, bedeutet dies eine Erhöhung um etwas weniger als 10%.

Kapitel 11

Fazit und Ausblick

Fazit

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde eine Demonstrationsanlage in einem Bürogebäude in Hamburg mit einem sorptionsgestützten, mit Gas betriebenen Klimatisierungssystem aufgebaut. In der Lüftungsanlage wird die Außenluft sorptiv entfeuchtet und anschließend mittels Erdreichkälte abgekühlt. Der Großteil der Kühllast wird über die Fußbodenheizung abgeführt, die im Sommer mit Kühlwasser betrieben wird. Diese Kühlleistung wird ebenfalls über Erdkältesonden regenerativ gewonnen. Mit diesem Konzept wurde eine rein mit Gas betriebene, umweltfreundliche Klimatisierung ohne Kältemaschine realisiert, die einen deutlich niedrigeren Primärenergiebedarf aufweist als ein konventionelles Klimatisierungssystem und die gleichzeitig wirtschaftliche Vorteile bietet.

Die Anlage wurde mit entsprechender Messtechnik ausgestattet und der Betrieb über jeweils eine Sommer- und Winterperiode begleitet. Dazu wurde ein umfangreiches Mess-, Steuerungs- und Visualisierungsprogramm entwickelt.

Der Betrieb der sorptionsgestützten Klimaanlage führt zu einer Reduzierung des Kühlbedarfs und kommt mit höheren Kühlmediumtemperaturen aus, so dass die Kombination mit Erdreichkälte besonders vorteilhaft ist. Da Wärme zur Regeneration benötigt wird, hat sich auch die Kombination mit einem Mini-BHKW als sinnvoll herausgestellt, da dadurch die Laufzeit des BHKW erhöht wird. Für die Demonstrationsanlage wurden so 470 Betriebsstunden in den Monaten Juli und August erreicht.

Untersuchungen an der Fußbodenkühlung haben gezeigt, dass es hier keineswegs zu Unbehaglichkeit durch die Wärmeabfuhr über den Fußboden kommt und der maximale zulässige Temperaturunterschied zwischen Kopf- und Fußhöhe eingehalten wird. Durch die Kombination mit der sorptiven Trocknung der Luft ist eine Taupunktüberschreitung ausgeschlossen. Mit der Kombination Fußbodenkühlung/Erdkältesonden konnte jedoch weniger Wärme als ursprünglich geplant abgeführt werden, da die Vorlauftemperatur aus den Erdkältesonden ca. 3 Grad höher als angenommen war. Bei hohen Außenlufttemperaturen musste eine Überschreitung der Behaglichkeitsgrenze (26 . . . 27°C) in einigen stark belasteten Räumen in Kauf genommen werden. Diese Tatsache muss bei zukünftigen Planungen berücksichtigt werden, unter Umständen erfordert dies eine andere Aufteilung der Kühllast auf Lüftung und Fußbodenkühlung.

Für den Wirtschaftlichkeitsvergleich wurden mehrere Systeme definiert und unter gleichen Randbedingungen untersucht. Durch den Einsatz der Erdreichkälte fällt der elektrische Bedarf zur Kältebereitstellung vollständig weg und es ist nur Wärme für die Regeneration des Trockners notwendig. Für einen Betriebspunkt im Sommer wurde eine Einsparung von mehr als 50% Primärenergie gegenüber einer konventionellen, rein elektrisch betriebenen nur-Luft Klimaanlage festgestellt. Im Jahr verursacht ein vergleichbares konventionelles Klimatisierungssystem mit BHKW einen etwa 14% höheren Jahresprimärenergieverbrauch.

Die Verwendung der Fußbodenheizung zur Kühlung und die Reduzierung der installierten Kühlleistung durch den Einsatz der Sorptionstechnik erfordern viel kleinere Geräte und wirken sich sehr positiv auf die Investitionskosten aus, so dass die Anlage insgesamt in der Anschaffung mit einer konventionellen Klimaanlage vergleichbar ist. Die Gas- und Stromkosten der Anlage sind jedoch minimal, hier fallen nur die Gaskosten für den Betrieb des Mini-BHKWs an, wobei der erzeugte elektrische Strom für den Eigenbedarf des Gebäudes zur Verfügung steht, Strom aus dem Netz verdrängt und somit zur Kosteneinsparung beiträgt. Gegenüber dem Referenzfall einer elektrisch betriebenen nur-Luft Klimaanlage ist die Demonstrationsanlage wegen der vergleichbaren Investition und der erheblich niedrigeren Betriebskosten auf Anhieb wirtschaftlich. Selbst im Fall einer sorptionsgestützten Klimaanlage mit einer elektrisch betriebenen Kältemaschine (ohne Erdkälte) kann mit erheblichen Kosteneinsparungen gerechnet werden, da die Stromkosten zu Gunsten des Gasbedarfs auf die Hälfte reduziert werden könnten. Vergleicht man allerdings die Erdkältesonden direkt mit einer elektrisch betriebenen Kaltdampf-Kompressionskältemaschine, so ergeben sich Amortisationszeiten von ca. 12-13 Jahre für die Erdreichkälte. Dabei muss aber berücksichtigt werden, dass die Lebensdauer der Sonden (ca. 100 Jahre) erheblich länger ist als die einer Kältemaschine.

Sowohl die Schaltung einer sorptionsgestützten Klimaanlage mit einer elektrisch betriebenen, aber wesentlich kleineren Kompressionskältemaschine als bei einem konventionellen System, als auch der Betrieb mit Erdkältesonden eröffnet neue Anwendungsmöglichkeiten von Blockheizkraftwerken im Gebäudebereich.

Ausblick

Der Klimatisierungsbedarf bei modernen Neubauten wird oft unterschätzt. Die Dämmung und Isolierung, die im Winter für einen geringeren Wärmebedarf sorgt, verhindert im Sommer den Abtransport der inneren und äußeren Wärmelasten. Wie Lüdemann [18] nachwies, ist die Gefahr der thermischen Überhitzung umso größer, je leichter die Bauweise des Hauses ist. Die meisten Niedrigenergiehäuser verfügen über eine kontrollierte Lüftung mit Wärmerückgewinnung, eine Klimatisierung ist damit in der Regel jedoch nicht vorgesehen. Es besteht dann die Gefahr, dass im Sommer der Nutzer verstärkt zu dezentralen Split-Geräten greift, um thermisch besonders belastete Räume wie z.B. Dachgeschosswohnungen zu klimatisieren. Der Strombedarf dieser Geräte ist jedoch so hoch, dass unter Umständen der primärenergetische Vorteil eines Niedrigenergiehauses im Winter aufgrund der guten Wärmedämmung durch den hohen Stromverbrauch der Split-Geräte im Sommer egalisiert wird.

Der vorgestellte Ansatz der Kombination der Sorptionstechnik mit der Nutzung der Fußbodenheizung zur Kühlung und regenerativer Erdkälte stellt eine sinnvolle Alternative dar, insbeson-

dere wenn Wärme im Sommer günstig zur Verfügung gestellt werden kann (Solarenergie).

Die hier erzielten Ergebnisse bezüglich Wirtschaftlichkeit lassen sich ohne weiteres nicht auf kleine Gebäude, wie z.B. Ein- und Zweifamilienhäuser übertragen. Entscheidend für die Akzeptanz einer solchen Technik ist auch eine einfache Integration in die vorhandene Haustechnik.

Ziel weiterer Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet wird es sein, ein integriertes thermisch betriebenes, bzw. sorptionsgestütztes Klimatisierungssystem für Ein- und Zweifamilienhäuser zu konzipieren und in einer Anlage, vorzugsweise in einem Fertighaus, umzusetzen. In einem ersten Schritt ist aus den möglichen Kombinationen von Wärmeerzeugern, Entfeuchtungseinrichtungen und Kältebereitstellung ein optimales System zu identifizieren, der in der Jahresbilanz die gestellten hohen Anforderungen an Primärenergiebedarf und Umweltverträglichkeit sowie Wirtschaftlichkeit erfüllt. Um das System zu konzipieren werden geeignete mathematische Modelle aller Komponenten benötigt, mit denen Anlagenvariationen effizient unter Betrachtung veränderlicher Randbedingungen simuliert werden können. Dazu wird das Tool *Dymola/Modelica* [8] eingesetzt. Die im Rahmen dieses Vorhabens erstellten Modellen werden dabei als Grundlage dienen.

Literaturverzeichnis

- [1] *Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein*: Energiebedarf für die technische Erzeugung von Kälte, Statusbericht Nr 22, 2002
- [2] *Möckel R. und Schmitz G.*: Entwicklung eines mit Gas betriebenen Klimatisierungssystems, Abschlussbericht DVGW – Forschungsvorhaben, TU Hamburg-Harburg, AB Technische Thermodynamik, 1.1.2000
- [3] *Casas W., Möckel R. und Schmitz G.*: Mit Gas betriebenes Klimatisierungssystem, GWF Gas Erdgas 142, Nr. 3, 2001.
- [4] *Casas W. und Schmitz G.*: Numerische Untersuchung an einer sorptionsgestützten Klimaanlage, VDI-Berichte 1594, 2000.
- [5] *Olesen, B.W.*: Auslegung, Leistung und Regelung der Fußbodenkühlung, 18. Velta-Kongreß, Arlberg 1996.
- [6] *Olesen, B.W.*: Flächenheizung und Kühlung, Einsatzbereiche für Fußboden-, Wand- und Deckensysteme, 19. Internationaler Velta-Kongreß 1997, St. Christoph/Tirol, April 1997.
- [7] Modelica Association: URL <http://www.modelica.org>
- [8] Dymola, Dynamic Modeling Laboratory, URL <http://www.dynasim.se>
- [9] *Berufsgenossenschaftliches Institut für Arbeitsschutz - BIA*: GESTIS-Stoffdatenbank, URL <http://www.hvbg.de/d/bia/start.htm>, Abrufdatum April 2003
- [10] *Klingenburg GmbH*: Projektierungsunterlagen Rotationswärmetauscher, 2001.
- [11] *Recknagel Sprenger Schramek*: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 2002.
- [12] *Qin, Chaokui*: Investigation of LiCl Rotor Performance and its Applications in Air-Conditioning Systems in Humid Climate Conditions – Work Report about Scientific Visit to Technische Universität Hamburg-Harburg, Institute of Technical Thermodynamics, April-September 2001.
- [13] *Proelss K.*: Modellierung und Optimierung eines sorptionsgestützten Klimatisierungssystems für ein Bürogebäude. Diplomarbeit, TU Hamburg-Harburg, AB Technische Thermodynamik, 2002
- [14] *Wilken J.*: Nutzung der Erdreichwärme zur Klimatisierung. Studienarbeit, TU Hamburg-Harburg, AB Technische Thermodynamik, 2003

- [15] *Gonzales J.*: Dynamic Modeling of Air Conditioning Systems with Dymola/Modelica. Diplomarbeit, TU Hamburg-Harburg, AB Technische Thermodynamik, 2003
- [16] *Dipentina M.*: A Modelica Library for Dynamic Modeling of Air Conditioning Systems. Diplomarbeit, TU Hamburg-Harburg, AB Technische Thermodynamik, 2003
- [17] *Beckmann, C.*: Untersuchung eines mit Brennstoffzellen betriebenen, sorptionsgestützten Klimatisierungssystems für ein Wohngebäude. Studienarbeit, TU Hamburg-Harburg, AB Technische Thermodynamik, 2003
- [18] *Lüdemann, B.*: Auslegung, Energiebedarf und Komfort von Anlagen zur Heizung und Warmwasserbereitung im Niedrigenergiehaus bei Berücksichtigung des Nutzerverhaltens. Dissertation, TU Hamburg-Harburg, AB Technische Thermodynamik, 2002
- [19] *Klingenburg GmbH*: SECO Auslegungssoftware URL: <http://www.klingenburg.de>

Normen und Vorschriften

1. EnEV 2002
Energieeinsparverordnung 2002: Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden. November 2001
2. DIN 1946-2
Raumluftechnik; Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)
3. DIN V 4701-10
Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen
Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung.
4. DIN EN ISO 7730
Ermittlung des PMV und des PPD und Beschreibungen für thermische Behaglichkeit
5. VDI 2067
VDI Richtlinie: Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen
6. VDI 2078
VDI Richtlinie: Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume
7. VDI 4640
VDI Richtlinie: Thermische Nutzung des Untergrundes
8. VDI 6022
VDI Richtlinie: Hygienische Anforderungen an Raumluftechnische Anlagen Büro- und Versammlungsräume

Anhang A

Liste der Messstellen

Messstelle	Beschreibung
1.1	Aussenluft Fühler
1.10	Vorlauf BHKW 2
1.11	Rücklauf BHKW 2
1.12	Vorlauf Heizkörper Treppe
1.13	Rücklauf Heizkörper Treppe
1.14	Vorlauf TWE
1.15	Rücklauf TWE
1.16	Warmwasser TWE
1.17	Vorlauf HK Keller
1.18	Rücklauf HK Keller
1.19	Rücklauf HK Keller Vermietung
1.20	Vorlauf HK EG
1.21	Rücklauf HK EG HOPPE
1.22	Rücklauf HK EG Vermietung
1.23	Vorlauf HK OG
1.24	Rücklauf HK OG HOPPE
1.25	Rücklauf HK OG Vermietung
1.3	Pufferspeicher Oben
1.4	Pufferspeicher Mitte
1.5	Pufferspeicher Unten
1.6	Vorlauf Brennwertkessel
1.7	Rücklauf Brennwert
1.8	Vorlauf BHKW 1
1.9	Rücklauf BHKW 1
10.1	Wassermesser Erdkältesonden
10.3	Umwälzpumpe Erdkältesonden
11.2	Umwälzpumpe Erdkältesonden
12.1	Regenwasser Tank
12.10	Elektrische Leistung Netzbezug
12.11	Elektrische Leistung Netzabgabe
12.12	Elektrische Leistung BHKW 1
12.13	Elektrische Leistung BHKW 2
12.14	Server 1
12.15	Server 2
12.16	Server 3
12.2	Sickerschacht Nord
12.3	Sickerschacht Süd
12.4	Pumpenschacht Nord
12.5	Pumpenschacht Süd
12.6	Fäkalien Pumpenschacht
12.7	Windrichtung
12.8	Windgeschwindigkeit
13.1	Brauchwasser Hoppe
13.10	Leistung BHKW 1
13.11	Leistung BHKW 2
13.12	Leistung Außenbeleuchtung
13.13	Leistung Vermietung
13.14	Betriebsruhe Hoppe
13.15	Betriebsruhe Vermietung
13.16	Regensensor Nord
13.17	Regensensor Süd
13.19	Fäkalienanlage Fehler

Messstelle	Beschreibung
13.2	Brauchwasser Vermietung
13.20	Regenwasser Druckausfall
13.21	Trockenlauf RW
13.22	Alarm Reset
13.23	Hand-Auto
13.3	Regenwasser Hoppe
13.4	Regenwasser Vermietung
13.5	Warmwasser Hoppe
13.6	Nachspeisung Regenwasser
13.8	Leistung Netzbezug Hoppe
13.9	Leistung Netzabgabe Hoppe
14.1	Geschirrspüler Küche BW
14.11	Regenwasser Tank
14.12	Sickerschacht Nord
14.13	Sickerschacht Süd
14.14	Pumpenschacht Nord
14.15	Pumpenschacht Süd
14.16	Fäkalien Pumpenschacht
14.17	Fäkalien Anlage Fehler
14.18	Testlauf Schachtpumpe Nord
14.19	Testlauf Schachtpumpe Süd
14.2	Geschirrspüler Kantine RW
14.20	Fehler Schachtpumpe Nord
14.21	Fehler Schachtpumpe Süd
14.22	Temperatur Server 1
14.23	Temperatur Server 2
14.24	Temperatur Server 3
14.3	Geschirrspüler Kantine BW
14.4	Waschmaschine RW
14.5	Wäschetrockner
14.7	Oberlicht Nord ZU
14.8	Oberlicht Kopierraum ZU
14.9	Oberlicht Süd ZU
15.1	NOT AVAILABLE
15.10	NOT AVAILABLE
15.11	NOT AVAILABLE
15.12	NOT AVAILABLE
15.13	NOT AVAILABLE
15.14	NOT AVAILABLE
15.15	NOT AVAILABLE
15.16	NOT AVAILABLE
15.17	NOT AVAILABLE
15.18	NOT AVAILABLE
15.2	NOT AVAILABLE
15.3	NOT AVAILABLE
15.4	NOT AVAILABLE
15.5	NOT AVAILABLE
15.6	NOT AVAILABLE
15.7	NOT AVAILABLE
15.8	NOT AVAILABLE
15.9	NOT AVAILABLE
2.1.1	Raumtemperatur OG Raum 1.1

Messsstelle	Beschreibung
2.1.10	Raumtemperatur OG Raum 1.10
2.1.12	NOT AVAILABLE (Raumtemperatur OG Raum 1.12)
2.1.13	NOT AVAILABLE (Raumtemperatur OG Raum 1.13)
2.1.14	NOT AVAILABLE (Raumtemperatur OG Raum 1.14)
2.1.15	Raumtemperatur OG Raum 2.1
2.1.16	Raumtemperatur OG Raum 2.2
2.1.17	Raumtemperatur OG Raum 2.3
2.1.18	Raumtemperatur OG Raum 2.4
2.1.19	Raumtemperatur OG Raum 2.5
2.1.2	Raumtemperatur OG Raum 1.2
2.1.20	Raumtemperatur OG Raum 2.6
2.1.21	Raumtemperatur OG Raum 2.7
2.1.22	(NOT AVAILABLE) Raumtemperatur OG Raum 2.8
2.1.23	(NOT AVAILABLE) Raumtemperatur OG Raum 2.9
2.1.24	Raumfeuchte OG Raum 1.2 (Testraum 1)
2.1.25	Raumfeuchte OG Raum 1.3 (Testraum 2)
2.1.26	Raumfeuchte OG Raum 1.9 (Testraum 3)
2.1.27	Raumtemperatur EG Raum 1 - Eingang
2.1.28	Raumtemperatur EG Raum 2 - Windfang
2.1.29	Raumtemperatur EG Raum 3 - Meister
2.1.3	Raumtemperatur OG Raum 1.3
2.1.30	Raumtemperatur EG Raum 4 - Lager
2.1.31	Raumtemperatur EG Raum 5 - Toilette
2.1.32	Raumtemperatur Halle 1a
2.1.33	Raumtemperatur Halle 1b
2.1.34	NOT AVAILABLE (Raumtemperatur Halle 1c)
2.1.35	Raumtemperatur Halle 2a
2.1.36	Raumtemperatur Halle 2b
2.1.37	NOT AVAILABLE (Raumtemperatur Halle 2c)
2.1.38	Raumtemperatur WC Raum 1
2.1.39	Raumtemperatur WC Raum 2
2.1.4	Raumtemperatur OG Raum 1.4
2.1.40	Raumtemperatur Keller Raum 1 - Waschraum
2.1.41	Raumtemperatur Keller Raum 2 - Umkleide
2.1.42	Raumtemperatur Keller Raum 3 - Kantine
2.1.43	Raumtemperatur Keller Raum 4 - Geräte
2.1.44	Raumtemperatur Keller Raum 5 - Server
2.1.45	Raumtemperatur Keller Raum 6 - Akten
2.1.46	Raumtemperatur Keller Raum 7 - Vorflur
2.1.47	Raumtemperatur Keller Raum 8a (Unbeheizt)
2.1.48	Raumtemperatur Keller Raum 8b (Unbeheizt)
2.1.49	Raumtemperatur Keller Raum 8c (Unbeheizt)
2.1.5	Raumtemperatur OG Raum 1.5
2.1.50	Raumfeuchte Keller Raum 6 - Akten
2.1.51	Raumfeuchte Keller 8a
2.1.52	Raumfeuchte Keller 8b
2.1.6	Raumtemperatur OG Raum 1.6
2.1.7	Raumtemperatur OG Raum 1.7
2.1.8	Raumtemperatur OG Raum 1.8
2.1.9	Raumtemperatur OG Raum 1.9
2.2.1	Oberflächentemperatur OG Raum 1.1
2.2.10	Oberflächentemperatur OG Raum 1.10

Messsstelle	Beschreibung
2.2.11	Oberflächentemperatur OG Raum 1.11
2.2.12	NOT AVAILABLE (Oberflächentemperatur OG Raum 1.12)
2.2.13	NOT AVAILABLE (Oberflächentemperatur OG Raum 1.13)
2.2.14	NOT AVAILABLE (Oberflächentemperatur OG Raum 1.14)
2.2.15	Oberflächentemperatur OG Raum 2.1
2.2.16	Oberflächentemperatur OG Raum 2.2
2.2.17	Oberflächentemperatur OG Raum 2.3
2.2.18	Oberflächentemperatur OG Raum 2.4
2.2.19	Oberflächentemperatur OG Raum 2.5
2.2.2	Oberflächentemperatur OG Raum 1.2
2.2.20	Oberflächentemperatur OG Raum 2.6
2.2.21	Oberflächentemperatur OG Raum 2.7
2.2.22	NOT AVAILABLE (Oberflächentemperatur OG Raum 2.8)
2.2.23	NOT AVAILABLE (Oberflächentemperatur OG Raum 2.9)
2.2.24	Oberflächentemperatur Halle 1a
2.2.25	Oberflächentemperatur Halle 1b
2.2.26	NOT AVAILABE (Oberflächentemperatur Halle 1c)
2.2.27	Oberflächentemperatur Halle 2a
2.2.28	Oberflächentemperatur Halle 2b
2.2.29	NOT AVAILABLE (Oberflächentemperatur Halle 2c)
2.2.3	Oberflächentemperatur OG Raum 1.3
2.2.30	Oberflächentemperatur Kellerdecke 1
2.2.31	Oberflächentemperatur Kellerdecke 2
2.2.32	Oberflächentemperatur Kellerdecke 3
2.2.4	Oberflächentemperatur OG Raum 1.4
2.2.5	Oberflächentemperatur OG Raum 1.5
2.2.6	Oberflächentemperatur OG Raum 1.6
2.2.7	Oberflächentemperatur OG Raum 1.7
2.2.8	Oberflächentemperatur OG Raum 1.8
2.2.9	Oberflächentemperatur OG Raum 1.9
2.3.1.A	Rücklauf OG HK 1.1.A
2.3.1.B	Rücklauf OG HK 1.1.B
2.3.10.A	Rücklauf OG HK 1.10.A
2.3.10.B	Rücklauf OG HK 1.10.B
2.3.11.A	Rücklauf OG HK 1.11.A
2.3.11.B	Rücklauf OG HK 1.11.B
2.3.12	Rücklauf OG HK 1.12
2.3.13	Rücklauf OG HK 1.13
2.3.14	Rücklauf OG HK 1.14
2.3.15.A	Rücklauf OG HK 2.1.A
2.3.15.B	Rücklauf OG HK 2.1.B
2.3.16.A	Rücklauf OG HK 2.2.A
2.3.16.B	Rücklauf OG HK 2.2.B
2.3.17.A	Rücklauf OG HK 2.3.A
2.3.17.B	Rücklauf OG HK 2.3.B
2.3.18	Rücklauf OG HK 2.4
2.3.19	Rücklauf OG HK 2.5
2.3.2.A	Rücklauf OG HK 1.2.A
2.3.2.B	Rücklauf OG HK 1.2.B
2.3.20.A	Rücklauf OG HK 2.6.A
2.3.20.B	Rücklauf OG HK 2.6.B
2.3.21	Rücklauf OG HK 2.7

Messsstelle	Beschreibung
2.3.22	Rücklauf OG HK 2.8
2.3.23	Rücklauf OG HK 2.9
2.3.25	Rücklauf EG HK 1
2.3.26	Rücklauf EG HK 2
2.3.27	Rücklauf EG HK 3
2.3.28	Rücklauf EG HK 4
2.3.29	Rücklauf EG HK 5
2.3.3.A	Rücklauf OG HK 1 3.A
2.3.3.B	Rücklauf OG HK 1 3.B
2.3.30	Rücklauf EG HK 6
2.3.31	Rücklauf EG HK 7
2.3.32	Rücklauf EG HK 8
2.3.33	Rücklauf EG HK 9
2.3.34	Rücklauf EG HK 10
2.3.35	Rücklauf EG HK 11
2.3.36	Rücklauf EG HK 12
2.3.37	Rücklauf EG HK 13
2.3.38	Rücklauf EG HK 14
2.3.39	Rücklauf EG HK 15
2.3.4.A	Rücklauf OG HK 1.4.A
2.3.4.B	Rücklauf OG HK 1.4.B
2.3.40	Rücklauf EG HK 16
2.3.41	Rücklauf EG HK 17
2.3.42	Rücklauf EG HK 18
2.3.43	Rücklauf EG HK 19
2.3.44	Rücklauf EG HK 20
2.3.45	Rücklauf EG HK 21
2.3.46	Rücklauf EG HK 22
2.3.47	Rücklauf EG HK 23
2.3.48	Rücklauf EG HK 24
2.3.49	Rücklauf EG HK 25
2.3.5.A	Rücklauf OG HK 1.5.A
2.3.5.B	Rücklauf OG HK 1.5.B
2.3.50	Rücklauf EG HK 26
2.3.51	Rücklauf EG HK 27
2.3.52	Rücklauf EG HK 28
2.3.53	Rücklauf EG HK 29
2.3.54	Rücklauf EG HK 30
2.3.55	Rücklauf Keller HK 1 - Waschraum
2.3.56	Rücklauf Keller HK 2 - Umkleide
2.3.57.A	Rücklauf Keller HK 3 - Sozial.A
2.3.57.B	Rücklauf Keller HK 3 - Sozial.B
2.3.58.A	Rücklauf Keller HK 4 - Geräte.A
2.3.58.B	Rücklauf Keller HK 4 - Geräte.B
2.3.59	Rücklauf Keller HK 5 - Server
2.3.6	Rücklauf OG HK 1.6
2.3.60.A	Rücklauf Keller HK 6 - Akten.A
2.3.60.B	Rücklauf Keller HK 6 - Akten.B
2.3.61.A	Rücklauf Keller HK 7 - Vorflur.A
2.3.61.B	Rücklauf Keller HK 7 - Vorflur.B
2.3.62	Rücklauf Keller HK 8 - WC
2.3.7	Rücklauf OG HK 1.7

Messsstelle	Beschreibung
2.3.8	Rücklauf OG HK 1.8
2.3.9.A	Rücklauf OG HK 1.9.A
2.3.9.B	Rücklauf OG HK 1.9.B
3.1	Gas Zähler
3.10	Wassermesser HK Brennwertgerät
3.11	Wassermesser HK BHKW 1
3.12	Wassermesser HK BHKW 2
3.15	Umwälzpumpe Heizkörper Treppe
3.16	Zirkulationspumpe TWE Brauchwasser
3.17	Umwälzpumpe HK TWE
3.18	Umwälzpumpe HK Keller
3.19	Umwälzpumpe HK Erdgeschoß
3.2	Wassermesser HK Keller Hoppe
3.20	Umwälzpumpe HK Obergeschoß
3.21	BHKW 1 Betriebsbereit
3.22	BHKW 2 Betriebsbereit
3.23	Brennwertgerät Betriebsbereit
3.24	BHKW 1 Laufmeldung
3.25	BHKW 2 Laufmeldung
3.26	Brennwertgerät Laufmeldung
3.3	Wassermesser HK Keller Option
3.4	Wassermesser HK EG HOPPE
3.5	Wassermesser HK OG HOPPE
3.6	Wassermesser HK EG Vermietung
3.7	Wassermesser HK OG Vermietung
3.8	Wassermesser HK Treppenhaus
3.9	Wassermesser HK TWE
4.1.A	Regelung OG HK 1.1.A
4.1.B	Regelung OG HK 1.1.B
4.10.A	Regelung OG HK 1.10.A
4.10.B	Regelung OG HK 1.10.B
4.11.A	Regelung OG HK 1.11.A
4.11.B	Regelung OG HK 1.11.B
4.12	Regelung OG HK 1.12
4.13	Regelung OG HK 1.13
4.14	Regelung OG HK 1.14
4.15.A	Regelung OG HK 2.1.A
4.15.B	Regelung OG HK 2.1.B
4.16.A	Regelung OG HK 2.2.A
4.16.B	Regelung OG HK 2.2.B
4.17.A	Regelung OG HK 2.3.A
4.17.B	Regelung OG HK 2.3.B
4.18	Regelung OG HK 2.4
4.19	Regelung OG HK 2.5
4.2.A	Regelung OG HK 1.2.A
4.2.B	Regelung OG HK 1.2.B
4.20.A	Regelung OG HK 2.6.A
4.20.B	Regelung OG HK 2.6.B
4.21	Regelung OG HK 2.7
4.22	Regelung OG HK 2.8
4.23	Regelung OG HK 2.9
4.25	Regelung EG HK 1

Messsstelle	Beschreibung
4.26	Regelung EG HK 2
4.27	Regelung EG HK 3
4.28	Regelung EG HK 4
4.29	Regelung EG HK 5
4.3.A	Regelung OG HK 1.3.A
4.3.B	Regelung OG HK 1.3.B
4.30	Regelung EG HK 6
4.31	Regelung EG HK 7
4.32	Regelung EG HK 8
4.33	Regelung EG HK 9
4.34	Regelung EG HK 10
4.35	Regelung EG HK 11
4.36	Regelung EG HK 12
4.37	Regelung EG HK 13
4.38	Regelung EG HK 14
4.39	Regelung EG HK 15
4.4.A	Regelung OG HK 1.4.A
4.4.B	Regelung OG HK 1.4.B
4.40	Regelung EG HK 16
4.41	Regelung EG HK 17
4.42	Regelung EG HK 18
4.43	Regelung EG HK 19
4.44	Regelung EG HK 20
4.45	Regelung EG HK 21
4.46	Regelung EG HK 22
4.47	Regelung EG HK 23
4.48	Regelung EG HK 24
4.49	Regelung EG HK 25
4.5.A	Regelung OG HK 1.5.A
4.5.B	Regelung OG HK 1.5.B
4.50	Regelung EG HK 26
4.51	Regelung EG HK 27
4.52	Regelung EG HK 28
4.53	Regelung EG HK 29
4.54	Regelung EG HK 30
4.55	Regelung Keller Raum 1 Waschraum
4.56	Regelung Keller Raum 2 Umkleide
4.57A	Regelung Keller Raum 3A Sozial
4.57B	Regelung Keller Raum 3B Sozial
4.58.A	Regelung Keller Raum 4.A Geräte
4.58.B	Regelung Keller Raum 4.B Geräte
4.59	Regelung Keller Raum 5 Server
4.6	Regelung OG HK 1.6
4.60.A	Regelung Keller Raum 6.A Akten
4.60.B	Regelung Keller Raum 6.B Akten
4.61.A	Regelung Keller Raum 7.A Vorflur
4.61.B	Regelung Keller Raum 7.B Vorflur
4.62	Regelung Keller HK 8 WC
4.63	Regelung Vorlauf Heizkörper Treppe
4.64	Regelung Vorlauf Keller
4.65	Regelung Vorlauf Erdgeschoß
4.66	Regelung Vorlauf Obergeschoß

Messsstelle	Beschreibung
4.67	Umschaltung Kühlen Keller
4.68	Umschaltung Kühlen Erdgeschoß
4.69	Umschaltung Kühlen Obergeschoß
4.7	Regelung OG HK 1.7
4.71	Umwälzpumpe Heizkörper Treppe
4.72	Zirkulationspumpe TWE Brauchwasser
4.73	Umwälzpumpe HK TWE
4.74	Umwälzpumpe HK Keller
4.75	Umwälzpumpe HK Erdgeschoß
4.76	Umwälzpumpe HK Obergeschoß
4.77	Brennwertgerät Ein
4.78	BHKW 1 Ein
4.79	BHKW 2 Ein
4.8	Regelung OG HK 1.8
4.9.A	Regelung OG HK 1.9.A
4.9.B	Regelung OG HK 1.9.B
5.1	Außenluft Temperatur
5.10	Zuluft Feuchte nach NK
5.11	Abluft Volumenstrom
5.12	Abluft Temperatur
5.13	Abluft Feuchte
5.14	Abluft Temperatur nach RRT
5.15	Abluft Volumenstrom nach SECO
5.16	Abluft Temperatur nach SECO
5.17	Abluft Feuchte nach SECO
5.18	Kaltwasser Vorlauf NK
5.19	Kaltwasser Rücklauf NK
5.2	Außenluft Feuchte
5.20	Warmwasser Vorlauf NW
5.21	Warmwasser Rücklauf NW
5.22	Warmwasser Vorlauf RLE
5.23	Warmwasser Rücklauf RLE
5.28	Regenerationsluft Temperatur vor SECO
5.29	Regenerationsluft Feuchte vor SECO
5.3	Außenluft Volumenstrom
5.30	Klappenstellung Bypass
5.31	Klappenstellung Zuluft Büros Ost
5.32	Klappenstellung Zuluft Büros West
5.33	Klappenstellung Zuluft Pausenraum
5.34	Klappenstellung Abluft Büros
5.35	Klappenstellung Abluft Pausenraum
5.36	Zuluft Volumenstrom nach NK
5.37	Klappenstellung Frostschutz
5.38	DESCRIPTION NOT AVAILABLE
5.5	Luft Temperatur nach SECO
5.6	Luft Feuchte nach SECO
5.7	Luft Temperatur nach RRT
5.8	Luft Feuchte nach RRT
5.9	Zuluft Temperatur
6.1	Wassermesser RLE
6.10	Frischluffilter DP Voralarm
6.11	Frischluffilter DP Hpt.Alarm

Messstelle	Beschreibung
6.12	Abluftfilter DP Voralarm
6.13	Abluftfilter DP Hpt.Alarm
6.15	Vent. Abl. Motorschutz
6.16	Vent. Abl. Birelais
6.17	Vent. Abl. Langsam
6.18	Vent. Abl. Schnell
6.19	Vent. Zul. Motorschutz
6.2	Wasserschalter NK
6.20	Vent. Zul. Birelais
6.21	Vent. Zul. Langsam
6.22	Vent. Zul. Schnell
6.23	Umwälzpumpe RLE
6.24	Umwälzpumpe NK
6.25	Umwälzpumpe NW
6.26	Klappenstellung Zuluft Frostschutz OFFEN
6.27	Klappenstellung Zuluft Frostschutz ZU
6.3	Wasserschalter NW
6.5	SECO Störung
6.6	RRT Störung
6.8	Außenluftfilter DP Voralarm
6.9	Außenluftfilter DP Hpt.Alarm
7.1	Ventil NW
7.10	Klappenstellung Abluft Pausenraum
7.12	Umwälzpumpe NK
7.13	Umwälzpumpe NW
7.14	Zuluft Ventilator langsam
7.15	Zuluft Ventilator schnell
7.16	Abluft Ventilator langsam
7.17	Abluft Ventilator schnell
7.18	SECO EIN
7.19	RRT EIN
7.2	Ventil NK
7.20	Klappenstellung Frostschutz
7.3	Ventil RLE
7.5	Klappenstellung Abluft Bypass
7.6	Klappenstellung Zuluft Büros Halle Ost
7.7	Klappenstellung Zuluft Büros Halle West
7.8	Klappenstellung Zuluft Pausenraum
7.9	Klappenstellung Abluft Büros Halle
8.1	Drehzahl SECO
8.2	Drehzahl RRT
8.3	Leistung BHKW 1 elektrisch
8.4	Leistung BHKW 2 elektrisch
9.10	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 1
9.11	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 2
9.12	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 3
9.13	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 4
9.14	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 5
9.15	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 6
9.16	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 7
9.17	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 8
9.3	- NOT AVAILABLE -

Messstelle	Beschreibung
9.4	Temp. Erdwärmesonde Erdreich Rücklauf
9.5	Frostschutz Zufahrt Vorlauf
9.6	Frostschutz Zufahrt Rücklauf
9.7	Temp. Erdwärmesonde 1 T 20 m Oben
9.8	Temp. Erdwärmesonde 1 T 60 m Mitte
9.9	Temp. Erdwärmesonde 1 T 100 m Unten