



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

Institut für Kernphysik

**Thermisches Verhalten von
Energieabsorbern als Wärmequellenanlage
in Wärmepumpen-Heizungsanlagen**

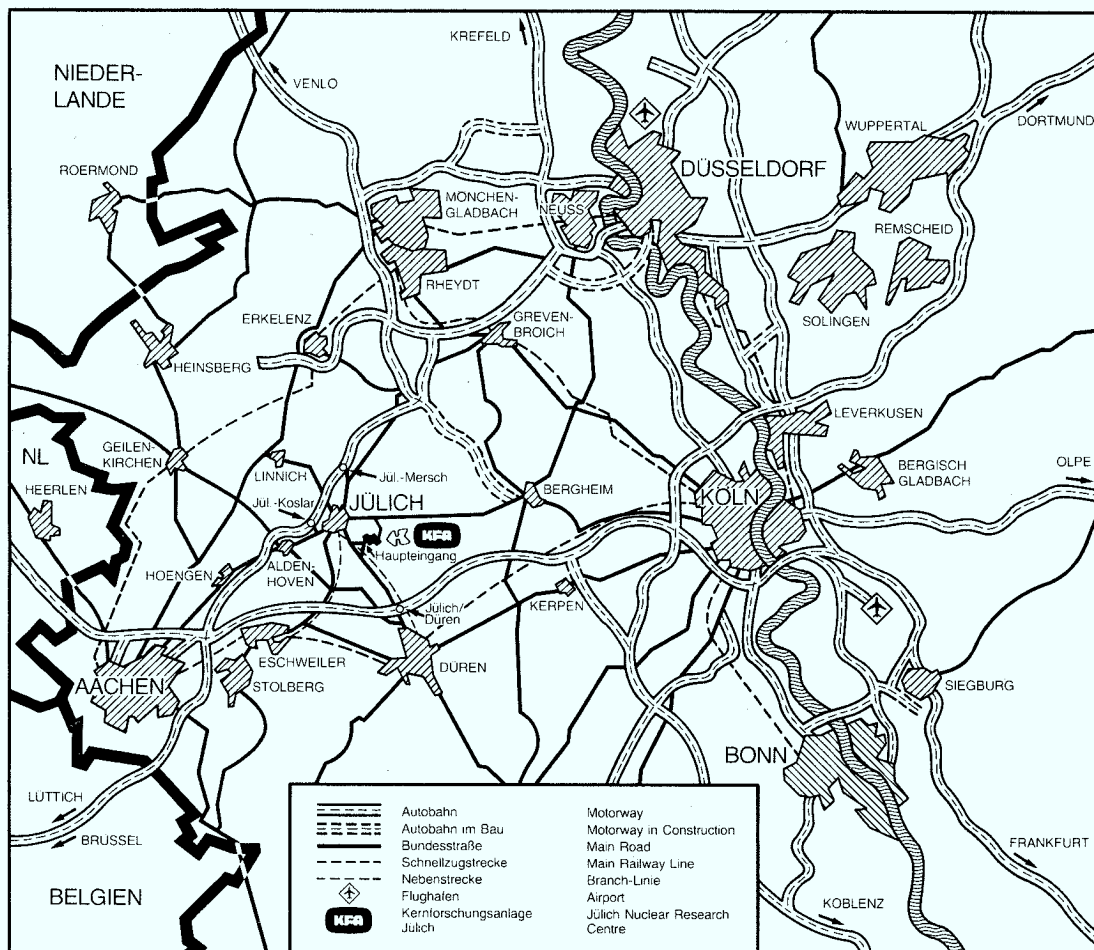
von

R. Posorski

Jül - 1864

August 1983

ISSN 0366-0885



Als Manuskript gedruckt

Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 1864
 Institut für Kernphysik Jül - 1864

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH
 Postfach 1913 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)
 Telefon: 02461/610 · Telex: 833 556-0 kf d

Thermisches Verhalten von Energieabsorbern als Wärmequellenanlage in Wärmepumpen-Heizungsanlagen

von

R. Posorski

D 82 (Diss. T.H. Aachen)

THERMAL PERFORMANCE OF AN ABSORBER ROOF AS A HEATPUMP-SOURCE FOR DOMESTIC SPACE-HEATING

R. Posorski

Abstract

The useful energy output of absorber plates was measured under the seasonal range of weather conditions over a period of 1 year.

The absorber plates were oriented to the south either with thermal insulation on the rear side or elevated from the supporting plane to allow additional heat exchange on the rear side.

Calorimetric measurements of the plates were carried out with simultaneous recording of meteorological data. Comprehensive data were collected in respect of black-painted absorber plates as well as those with selective coating.

An elaborate model for simulating the heat transfer on an absorber plate was verified by the measured results.

The thermal performance of an absorber roof as heatpump-source was studied by simulation over periods of one year each for a single-family detached house. The calculations were based on hourly meteorological data measured during 1973 in Hamburg and 1979 in Braunschweig.

The househeating-systems were simulated with respect to three different heat source devices:

- A heatpump evaporator with forced air convection as a reference device.
- Absorber roofs with selective or nonselective coatings either as an integrated part of the roof with rear-side insulation or elevated from the roof construction.
- An extended heat source device which includes an ice/water latent heat storage tank besides the absorber roof.

The construction parameters of the heatpump-systems were varied in order to investigate the percentage of commercial energy input needed to cover the total heat demand.

THERMISCHES VERHALTEN VON ENERGIEABSORBERN ALS WÄRMEQUELLENANLAGE IN WÄRMEPUMPEN-HEIZUNGSSYSTEMEN

R. Posorski

Übersicht

Über den Zeitraum eines Jahres wurden Messungen zur Bestimmung der Nutzwärmeabgabe von Energieabsorbern an einem Außenteststand durchgeführt. Neben den kalorimetrischen Daten wurden die relevanten meteorologischen Größen als zeitlich hochaufgelöste Meßwerte aufgezeichnet.

Bei den untersuchten Energieabsorbern handelt es sich um selektiv, sowie schwarze, nichtselektiv beschichtete Flächenwärmetauscher, die in hinterlüfteter und rückseitig isolierter Montageweise nach Süden ausgerichtet waren.

Modellrechnungen, die das thermische Verhalten der Energieabsorber sowohl im Flächenwärmetauscherbetrieb als auch bei Strahlungsabsorption auf hohem Temperaturniveau beschreiben, konnten anhand der Meßergebnisse entwickelt und überprüft werden.

Das Verhalten verschiedener Wärmequellenanlagen von Wärmepumpen-Heizungssystemen für ein Einfamilienhaus wurde durch Simulationsrechnungen untersucht. Die Berechnungen erfolgen jeweils über einen Jahreszyklus auf der Basis stündlicher meteorologischer Daten des Jahres 1973 von Hamburg oder 1979 von Braunschweig.

Systemsimulationen wurden für folgende Wärmequellenanlagen durchgeführt:

- Der zwangsventilierte Kompaktwärmetauscher als Direktverdampfer einer Luft/Wasser-Wärmepumpe (Referenzanlage).
- Energieabsorber mit selektiver oder nichtselektiver Oberflächenbeschichtung in unterschiedlichen Montageweisen.
- Energieabsorber und Eis-Latentspeicher als erweiterte Wärmequellenanlage mit Kurzzeit-Speicherfunktion.

Die Wirkung verschiedener Komponentendimensionierungen auf den Anteil kommerzieller Energieträger an der Wärmebedarfsdeckung des Gebäudes wird in Parameterstudien untersucht.

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
1 <i>EINLEITUNG</i>	1
2 <i>GESTALTUNG UND ARBEITSWEISE VON ENERGIEABSORBERN</i>	3
3 <i>WÄRMEÜBERTRAGUNG AN FLÄCHIGEN ENERGIEABSORBERN</i>	6
3.1 <i>Energiebilanz eines Energieabsorberelementes</i>	6
3.1.1 <i>Energiebilanz eines Energieabsorbers mit rückseitiger Isolierung</i>	12
3.1.2 <i>Energiebilanz eines hinterlüfteten Energieabsorbers</i>	13
3.1.3 <i>Wärmetauschereigenschaften von Energieabsorbern</i>	15
3.1.4 <i>Austauschcharakteristika von Energieabsorbern</i>	16
3.1.5 <i>Absorberelemente mit Wärmeleitrippen</i>	19
3.1.6 <i>Wärmeübergänge durch Niederschläge und veränderte Wärmeübertragungseigenschaften bei reif- und eisbedeckten Energieabsorbern</i>	23
3.2 <i>Modelle zur Berechnung der Wärmeübertragung an flächigen Energieabsorbern</i>	25
3.2.1 <i>Konzept des verwendeten Simulationsmodells</i>	25
3.2.2 <i>Beschreibung eines vereinfachten Berechnungsverfahrens zur Bestimmung des Nutzwärmestroms eines Energieabsorbers</i>	27
3.2.3 <i>Energiepotential von Energieabsorbern</i>	32
3.3 <i>Messungen zur Wärmeübertragung an flächigen Energieabsorbern</i>	36
3.3.1 <i>Ergebnisse der Innenmessungen</i>	37
3.3.2 <i>Meßergebnisse der Außenmessungen</i>	39
3.3.2.1 <i>Meßergebnisse zu Leerlauftemperaturen und Bestimmung der maximalen Leerlauftemperaturen</i>	39
3.3.2.2 <i>Vergleich kalorimetrischer Außenmessungen mit Simulationsrechnungen</i>	41
4 <i>DIE SYSTEMEINBINDUNG DES ENERGIEABSORBERS</i>	46
4.1 <i>Ziel und Verfahrensweise der Untersuchungen</i>	46
4.2 <i>Meteorologische Daten</i>	47
4.3 <i>Konzept der Gebäudesimulation zur Berechnung des Heizwärmebedarfs</i>	50
4.3.1 <i>Energiebilanz eines Gebäudes</i>	51
4.3.1.1 <i>Berechnung der Transmissionswärmeverluste</i>	52
4.3.1.2 <i>Berechnung der Lüftungswärmeverluste</i>	56
4.3.1.3 <i>Bestimmung der inneren Lasten</i>	57
4.3.1.4 <i>Berechnung der äußeren Lasten</i>	58
4.3.2 <i>Eigenschaften und Daten des simulierten Gebäudes</i>	59
4.3.3 <i>Ergebnisse der Gebäudesimulation</i>	61

	Seite
4.4	Beschreibung der Heizungssysteme 66
4.4.1	Beschreibung von Komponenten und Anlagenteilen 67
4.4.1.1	Aufbau der Wärmenutzungsanlage 67
4.4.1.2	Modellmäßige Abbildung der Wärmepumpe 68
4.4.1.3	Auslegung und Betriebsweisen der Wärmepumpe 69
4.4.1.4	Eigenschaften und Auslegungskriterien eines Eis-Latentspeichers 74
4.4.2	Beschreibung der Wärmequellenanlagen und der Gesamtsysteme 79
4.4.2.1	Kompaktwärmetauscher einer Luft/Wasser-Wärmepumpe 80
4.4.2.2	Energieabsorber ohne Speicherelemente 81
4.4.2.3	Energieabsorber mit Eis-Latentspeicher 83
4.5	Ergebnisse der Systemsimulation 87
4.5.1	Beurteilungskriterien der Heizungssysteme 87
4.5.2	Beurteilung der Wärmequellenanlagen 89
4.5.3	Ergebnisse des Referenzsystems 90
4.5.4	Ergebnisse der Wärmequellenanlage Energieabsorber im Gesamtsystem 92
4.5.5	Ergebnisse der Wärmequellenanlage Energieabsorber und Eis-Latentspeicher im Gesamtsystem 100
4.5.5.1	Ergebnisse zu den meteorologischen Daten aus Hamburg des Jahres 1973 101
4.5.5.2	Ergebnisse zu den meteorologischen Daten aus Braunschweig des Jahres 1979 106
4.6	Wirkung der Wärmequellenanlagen auf den Primärenergieeinsatz zur Deckung des Heizwärmebedarfs 109
4.7	Brauchwassererwärmung durch Energieabsorber 110
5	ZUSAMMENFASSUNG UND FOLGERUNGEN 112
6	LITERATURVERZEICHNIS 116
7	NOMENKLATUR 120

DANKSAGUNG

1. EINLEITUNG

Die zunehmende Verknappung und Verteuerung fossiler Energieträger motiviert zur Erschließung neuer Energiequellen sowie zur rationellen Energieverwendung. Der Heizwärmesektor, der etwa 27% des Endenergieverbrauchs der BRD verschlingt /1/, ist wegen seiner quantitativen Bedeutung ein Schwerpunkt der Bemühungen, Energie einzusparen oder durch regenerative Energiequellen zu substituieren. Maßnahmen, die diesem Ziel dienen, können zu folgenden Punkten zusammengefaßt werden:

- Erhöhung des Wärmeschutzes von Gebäuden und bewußte passive Nutzung des solaren Strahlungsangebots,
- thermodynamische und wärmetechnische Verbesserung des Heizprozesses, vor allem durch den Einsatz von Wärmepumpen, der Reduzierung von Kesselverlusten, der Senkung von Heiztemperaturen und der Wärmerückgewinnung,
- Nutzung regenerativer Energiequellen zur Bereitstellung von Wärme im Temperaturbereich bis 100 °C durch Wärmeentzug aus der Umgebung oder durch photothermische Umwandlung solarer Strahlung.

Eine wirtschaftliche Nutzung des solaren Strahlungsangebots durch Sonnenkollektoren zur ganzjährigen Deckung des Heizwärmebedarfs scheitert an einer fehlenden effektiven Saisonspeichertechnologie bzw. an der geringen Zahl der Sonnenscheinstunden während der Heizperiode.

Der Einsatz von Wärmepumpen in Heizungssystemen ermöglichte die Erschließung von Wärmequellen, deren Potential nicht so großen jahreszeitlichen Schwankungen unterworfen ist wie die Solarstrahlung. Neben den Wärmequellen Oberflächenwasser und Grundwasser sowie Erdreich spielt die Umgebungsluft wegen ihrer hohen Verfügbarkeit eine wichtige Rolle. Je nach Auslegung des Heizsystems befriedigt die Wärmepumpe den gesamten jährlichen Heizwärmebedarf, oder eine Zusatzheizung deckt Spitzenlasten ab. Die Deckungsrate der Wärmepumpenanlage ist zusammen mit der Jahresarbeitszahl, die als Verhältnis der jährlich von der Wärmepumpe abgegebenen Wärmemenge zur aufgewendeten Antriebsenergie definiert werden kann, ein Maß für den wirtschaftlichen Betrieb.

Eine hohe Jahresarbeitszahl zusammen mit einer hohen Deckungsrate wird durch niedrige Heizungsvorlauftemperaturen und hohe Wärmequellentemperaturen begünstigt.

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit Wärmepumpen-Heizungsanlagen, die sowohl solare Strahlung als auch Umgebungsluft als Wärmequelle nutzen. Dabei garantiert die Wärmequelle Umgebungsluft eine "ständige" Verfügbarkeit, während die absorbierte Solarstrahlung neben der Erschließung einer weiteren

Energiequelle auch die Qualität, d.h. das Temperaturniveau der angebotenen Energie und damit die Arbeitszahl der Wärmepumpe verbessert. Die Auslegung von Wärmepumpen-Heizsystemen, deren Niedertemperaturquelle ein Energieabsorber ist, stößt auf die Schwierigkeit, die Wärmeabgabe des Energieabsorbers für den Auslegungsfall zu bestimmen

Die Charakterisierung der thermischen Leistung von Energieabsorbern in Abhängigkeit der meteorologischen Parameter und der Betriebsweise wurde bereits als eigenständige Arbeit veröffentlicht/2/, deren Ergebnisse im ersten Teil der vorliegenden Arbeit zusammengefaßt sind.

Mit Hilfe von Systemsimulationen wird das Verhalten von Energieabsorbern in Heizungssystemen studiert. Dazu werden zwei verschiedene Systemkonzepte untersucht:

- Direktkopplung des Energieabsorbers an die Wärmepumpe,
- Zwischenschaltung eines Eis-Latentspeichers als Kurzzeitspeicher.

Die Wirksamkeit der Energieabsorber als Wärmequellenanlage für ein Heizsystem wird in Parameterstudien untersucht und mit einem zwangsbelüfteten Kompaktwärmetauscher als Referenzanlage verglichen und bewertet.

2 GESTALTUNG UND ARBEITSWEISE VON ENERGIEABSORBERN

Die Nutzung einer Niedertemperaturquelle als Teil einer Wärmepumpenanlage wird durch einen Wärmetauscher ermöglicht. Die Gestaltung dieses Wärmetauschers, der auch als Energiesammler bezeichnet wird, ist auf die Eigenschaften der Niedertemperaturquelle abgestimmt.

In dieser Arbeit werden die Wärmequellen Strahlung und Umgebungsluft untersucht. Eine Einteilung der Energiesammler, die mindestens einen Teil der gesammelten Energie aus der Umgebungsluft aufnehmen, bietet das folgende Schema an /2/

Energiesammler		
Kompaktwärmetauscher	Energieabsorber	
Zwangsventilation mit Hilfsenergie	Flächenwärmetauscher kompakter Bauform, ohne Zwangsventilation, die einen geringen Teil der Energie aus Strahlungsabsorption gewinnen. - Energiestapel - Energiefächer	Flächige Wärmetauscher, deren Konzeption darauf ausgelegt ist, einen bedeutenden Teil der Energie aus Strahlungsabsorption zu gewinnen. - Absorberdach - Energiefassade
Gruppe I	Gruppe II	Gruppe III

Die großflächigen Wärmetauscher der Gruppe III sind Gegenstand dieser Untersuchung. Die Begriffe Absorberdach und Energiefassade weisen bereits darauf hin, daß es sich um Elemente der Gebäudehülle handelt, deren Positionierung und Orientierung durch das Gebäude vorgegeben ist.

Aus Untersuchungen zu Sonnenkollektoren ist bekannt, daß eine nach Süden ausgerichtete Fläche bestimmter Neigung ein maximales Strahlungsangebot enthält. Wenngleich die Orientierungsoptimierung eines Energieabsorbers wegen der dauernden Verfügbarkeit der Umgebungsluft als Wärmequelle nicht so sehr im Vordergrund steht wie beim Solarkollektor, sollte er doch gemäß seiner Konzeption strahlungsexponiert angebracht werden. Wegen der niedrigen Sonnenhöhe in den Wintermonaten eignet sich sowohl ein steiles Süddach als auch eine Südfassade dazu, das solare Strahlungsangebot während der Heizperiode zu nutzen.

Eine Untersuchung der Dachneigungswinkel von Wohngebäuden ergab, daß 50 % der Einfamilienhäuser Dachneigungswinkel zwischen 35° - 50° und 10 % eine Neigung $> 50^{\circ}$ aufweisen. Bei Mehrfamilienhäusern ist eine geringere Neigung vorherrschend /3/.

Hinsichtlich der Montageweise unterscheidet man den hinterlüfteten und den integrierten Einbau von Absorberelementen. Die Installation von Absorbern, die in die Dacheindeckung integriert sind, muß immer mit einer Dampfsperre und Wärmedämmung auf der Rückseite verbunden sein. Diese Bauform ist zwar architektonisch günstig, aber aufgrund der umfangreichen Dacharbeiten bei der Nachrüstung in bestehende Gebäude eher für Neubauten geeignet. Weniger bauphysikalische Probleme bringt die Installation von hinterlüfteten Absorberelementen mit sich, wenngleich die architektonische Lösung hier nicht als optimal anzusehen ist. Vorteilhaft wirken sich jedoch die Möglichkeit der Nachrüstung auf bestehenden Dächern sowie der erhöhte Wärmegewinn durch die zusätzliche Nutzung der Absorberrückseite aus. Die hinterlüftete Montageweise bietet außerdem den Vorteil, daß bei einer vorderseitigen Schneebedeckung des Energieabsorbers die Rückseite noch der Wärmeübertragung zur Verfügung steht und ein Abschmelzen der Schneebedeckung begünstigt wird.

Für einen stationären Betriebspunkt ist der vom Energieabsorber an die Wärmepumpe zugeführte Energiestrom gleich dem, den der Energieabsorber aus der Umgebung aufnimmt. Steigt der von der Wärmepumpe entnommene Energiestrom, so führt das so lange zu einer Temperaturabsenkung im Energieabsorber, bis wieder ein Gleichgewicht zwischen aufgenommener und abgegebener Energie erreicht ist.

Umgekehrt führt eine Senkung der Wärmeentnahme durch die Wärmepumpe bei gleichbleibenden Umgebungsbedingungen zu einer Anhebung des Temperaturniveaus im Energieabsorber.

Das Temperaturniveau des Energieabsorbers paßt sich also der Entzugsleistung der Wärmepumpe an.

Im Grenzfall, wenn von der Wärmepumpe keine Energie entzogen wird, stellt sich am Energieabsorber eine Temperatur ein, die im folgenden Leerlauftemperatur ($T_{AB\infty}$) genannt wird und die für hohe Einstrahlung deutlich über der Lufttemperatur liegt. Die Leerlauftemperatur wird bei den weiteren Betrachtungen als obere Grenztemperatur des an die Wärmepumpe abgegebenen Wärmestromes von großer Bedeutung sein.

Nachts oder zu Zeiten geringer Globalstrahlung führt der konvektive Wärmeübergang dem Energieabsorber Wärme zu. Die Temperatur des Energieabsorbers liegt dabei immer unterhalb der Lufttemperatur.

Tagsüber, bei starker Sonneneinstrahlung zusammen mit geringem Leistungsentzug durch die Wärmepumpe treten an flächigen Energieabsorbern meist Temperaturen auf, die oberhalb der Lufttemperatur liegen. In diesem Betriebsfall führt der konvektive Wärmeübergang mit steigendem Temperaturniveau des Absorbers zu einer Leistungsminderung, und der Energieabsorber wirkt als schlecht isolierter Sonnenkollektor.

Aus dem bisher Gesagten läßt sich ersehen, daß der Betrieb eines Energieabsorbers in zwei verschiedenen Arbeitsbereichen liegen kann:

- 1) Flächenwärmetauscher: Energieentzug aus der vorbeiströmenden Luft. Die Arbeitstemperatur liegt unterhalb der Lufttemperatur. Die der Wärmepumpe angebotene Energie besteht aus reiner Anergie.
- 2) Strahlungsabsorber: Bei einem hohen Strahlungsangebot liegt die Absorberauslaßtemperatur häufig über der Lufttemperatur und kann in seltenen Fällen zur Direktnutzung ohne Wärmepumpe ausreichen. Die angebotene Energie besteht dann nicht mehr aus reiner Anergie; der exergetische Anteil entstammt ausschließlich dem umgewandelten Strahlungsangebot und wird durch konvektive Verluste begrenzt.

In welchem der Arbeitsbereiche sich der Energieabsorber befindet, wird neben dem Strahlungsangebot weitgehend von der Entzugsleistung der Wärmepumpe bestimmt, die sich ihrerseits dem zeitlichen Verlauf des Heizbedarfs anpaßt. Durch diese Einbindung des Energieabsorbers in das Heizsystem wird es unmöglich, Fragen nach dessen Energiebeitrag zur Jahresbilanz zu beantworten, ohne das Gesamtsystem, dessen Betriebsweise und den zeitlichen Bedarfsverlauf zu analysieren. Aus diesem Grund sind veröffentlichte Ergebnisse oft vielfältig interpretierbar, so daß selten eindeutige Erkenntnisse aus Systemvergleichen gewonnen werden können. Veröffentlichungen zum Themenkreis Energieabsorber sind in /4...15/ zusammengestellt; Betriebserfahrungen mit ausgeführten Anlagen sowie deren Ergebnisse zu Jahresenergiebilanzen sind in /16/ und /17/ beschrieben. Um die Wirkung der Wärmeübertragungsmechanismen in Abhängigkeit der meteorologischen Umgebungsdaten beschreiben zu können, beschäftigt sich der erste Teil der vorliegenden Arbeit mit dem Energieabsorber als vom Restsystem gelöste Komponente.

3. WÄRMEÜBERTRAGUNG AN FLÄCHIGEN ENERGIEABSORBERN

3.1 Energiebilanz eines Energieabsorberelementes

Die Bilanzgrößen eines Flächenelementes am Energieabsorber lassen sich für stationäre Betriebsbedingungen in folgender Form darstellen:

$$\dot{q}_{\text{KON}} + \dot{q}_{\text{STRG}} + \dot{q}_{\text{STRL}} = \dot{q}_{\text{NUTZ}} \quad (3.1)$$

konvektive Wärme- und Stoffüber- tragung	+	absorbierte kurzwellige Strahlung (Licht)	+	langwellige Strahlungs- bilanz (infrarot)	=	Wärmestrom zum (bzw. vom) Wärmeträger- fluid
---	---	--	---	--	---	---

Hierin ist die Energiezufuhr durch Niederschläge vernachlässigt, die zwar momentan meßbar sein kann, aber als langfristig wirksame Einflußgröße ohne Bedeutung ist.

Die einzelnen flächenspezifischen Größen der Bilanzgleichung (3.1) sind:

- konvektive Wärme- und Stoffübertragung $\dot{q}_{\text{KON}}$

Die Gesamtgröße setzt sich aus dem konvektiven Wärmestrom $\dot{q}_{\text{KONV}}$ und dem Wärmestrom $\dot{q}_{\text{KOND}}$ zusammen, der den Wärmeübergang durch Kondensat- oder Reifbildung beschreibt.

$$\dot{q}_{\text{KON}} = \dot{q}_{\text{KONV}} + \dot{q}_{\text{KOND}}$$

Beide Wärmeströme sind Phänomene in der gleichen Grenzschicht zwischen Absorberoberfläche und der umgebenden Luft und deshalb ursächlich gekoppelt. Der konvektive oder fühlbare Wärmestrom wird durch die Gleichung

$$\dot{q}_{\text{KONV}} = \alpha_{\text{KONV}} (T_L - T_{\text{AB}})$$

beschrieben, worin $(T_L - T_{\text{AB}})$ die treibende Temperaturdifferenz zwischen der umgebenden Luft und der Oberfläche des Energieabsorbers sowie

α_{KONV} der konvektive Wärmeübergangskoeffizient der Grenzschicht ist.

Der konvektive Wärmeübertragungskoeffizient setzt sich im allgemeinen Fall anteilig aus den Wärmeübertragungskoeffizienten für Zwangskonvektion α_{ZKONV} und Naturkonvektion α_{NKONV} zusammen.

Eine Überlagerung von Naturkonvektion und Zwangskonvektion auf der Grundlage der Summation der kinetischen Energien der Einzelbewegungen läßt sich nach /19/ ableiten.

$$\alpha_{\text{KONV}} = (\alpha_{\text{ZKONV}}^{2,66} + \alpha_{\text{NKONV}}^{2,66})^{0,38} \quad \text{mit } \alpha \quad \text{in } \text{W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Nach /18/ und /19/ ist die Gleichung

$$\alpha_{\text{ZKONV}} = 7 \cdot l^{-0,2} \cdot v^{0,75} \quad \begin{array}{l} \text{mit: } \alpha_{\text{ZKONV}} \text{ in } \text{W}/(\text{m}^2\text{K}) \\ l \text{ in m} \\ v \text{ in m/s} \end{array}$$

für den Mittelwert des Wärmeübergangskoeffizienten durch Zwangskonvektion an einer luftüberströmten ebenen Platte abzuleiten.

Für vertikale Platten gilt nach /20/ für den turbulenten Fall und Plattenlängen von $l \approx 1\text{m}$:

$$\alpha_{\text{NKONV}} = 1,5 (T_{\text{AB}} - T_{\text{L}})^{0,33} \quad \begin{array}{l} \text{mit: } \alpha_{\text{NKONV}} \text{ in } \text{W}/(\text{m}^2\text{K}) \\ T_{\text{AB}} - T_{\text{L}} \text{ in K} \end{array}$$

Liegt die Oberflächentemperatur des Energieabsorbers T_{AB} unterhalb der Taupunkttemperatur der Umgebungsluft T_{TAU} , so kondensiert Wasserdampf an der Absorberoberfläche. Der dabei freigesetzte Energiestrom ist proportional der Differenz des Sättigungsdampfdruckes P_{AB} bei Absorbtemperatur T_{AB} und des außerhalb der Grenzschicht herrschenden Dampfdruckes P_{L} .

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = \frac{h \beta}{R T_{\text{Babs}}} (P_{\text{L}} - P_{\text{AB}})$$

Es ist:

h die Latentwärme des Wasserdampfes,

β der Stoffübergangskoeffizient,

R die Gaskonstante des Wasserdampfes,

T_{Babs} die Bezugstemperatur, bei der der Kondensationsvorgang stattfindet,

$P_{\text{L}} - P_{\text{AB}}$ die treibende Differenz der Wasserdampfpartialdrücke.

Nach / 2/ gelten für absorberdachttypische Betriebszustände mit guter Näherung die folgenden Gleichungen, die die Kopplung von Konvektion und Kondensation verdeutlichen.

Mit $T_B = (T_{AB} + T_L)/2$ als Bezugstemperatur gilt für den Temperaturbereich $0^\circ\text{C} < T_B < 20^\circ\text{C}$

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = \alpha_{\text{KONV}} (2,72 - 4,3 \cdot 10^{-3} T_B) (x_L - x_{AB})$$

und für $-20^\circ\text{C} < T_B < 0^\circ\text{C}$:

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = \alpha_{\text{KONV}} (3,08 - 4,8 \cdot 10^{-3} T_B) (x_L - x_{AB})$$

mit

$\dot{q}_{\text{KOND}}$ in W/m^2

α_{KONV} in $\text{W/(m}^2\text{K)}$

T_B in $^\circ\text{C}$

x_L, x_{AB} in g/kg tr.L.

- absorbierte kurzwellige Strahlung $\dot{q}_{\text{STRG}}$

Dies ist die Nettobilanz im solaren, kurzwelligen Teil des Spektrums ($0,3 \mu\text{m} - 3 \mu\text{m}$) als Differenz der in die Ebene des Energieabsorbers einfallenden Globalstrahlung $\dot{G}$ und der von der Absorberfläche reflektierten Globalstrahlung

$$\dot{q}_{\text{STRG}} = \alpha \dot{G}$$

α ist der Absorptionskoeffizient der Oberfläche für kurzwellige Strahlung.

- langwellige Strahlungsbilanz $\dot{q}_{\text{STRL}}$

Die Oberfläche des Energieabsorbers unterliegt dem Strahlungsaustausch mit dem über ihr liegenden Halbraum auch im spektralen Bereich zwischen $3 \mu\text{m} - 60 \mu\text{m}$. Dieser wird als "langwelliger", "terrestrischer" oder "thermischer" Bereich bezeichnet. Die Nettostrahlungsbilanz zwischen einer Absorberoberfläche mit einem umgebenden schwarzen Strahlungspartner, dessen Temperatur T_{Uabs} sei, beträgt:

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \epsilon \sigma (T_{\text{Uabs}}^4 - T_{\text{ABabs}}^4) \quad (3.2)$$

ϵ ist das Emissionsvermögen der Absorberoberfläche

σ ist die STEFAN-BOLTZMANN-Konstante = $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4)$

T_{Uabs} Strahlungstemperatur der Umgebung

T_{ABabs} Absoluttemperatur des Absorbers.

Da die Bestimmung der Strahlungstemperatur der Umgebung, speziell die der Atmosphäre, nur selten möglich ist, wird stattdessen die thermische Strahlung der Umgebung als Meßwert $\dot{L}$ in die Berechnung der Nettostrahlungsbilanz des langwelligen Spektralbereichs einbezogen. Als meteorologische Meßgröße ist die thermische Strahlung der Umgebung als "atmosphärische Gegenstrahlung" bekannt

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \epsilon(\dot{L} - \sigma T_{\text{ABabs}}^4)$$

mit

$$\dot{L} = \sigma T_{\text{Uabs}}^4$$

- Nutzwärmestrom $\dot{q}_{\text{NUTZ}}$

Der Nutzwärmestrom, der einem Element des Energieabsorbers entzogen wird, wird von einem flüssigen Wärmeträgermedium (Sole) transportiert. Die Sole, die mit einem Massenstrom $\dot{M}$ durch den Absorber strömt, erfährt dabei eine Temperaturänderung zwischen Eintrittstemperatur T_{ABa} und Austrittstemperatur T_{ABe} . Der Nutzwärmestrom beträgt

$$\dot{q}_{\text{NUTZ}} = \dot{m} \cdot c_F (T_{\text{ABa}} - T_{\text{ABe}}).$$

$\dot{m} = \frac{\dot{M}}{A_{\text{AB}}}$ flächenspezifischer Massendurchsatz
 c_F Wärmekapazität des Wärmeträgermediums.

Zusammenfassend kann die Bilanzgleichung (3.1) wie folgt dargestellt werden:

$$\alpha_{\text{KONV}}(T_{\text{L}} - T_{\text{AB}}) + \frac{h \beta}{R T_{\text{Babs}}} (P_{\text{L}} - P_{\text{AB}}) + \alpha \dot{G} + \epsilon(\dot{L} - \sigma T_{\text{ABabs}}^4) = \dot{m} c_F (T_{\text{ABa}} - T_{\text{ABe}}) \quad (3.3)$$

Nach / 2/ ist der Bilanzbeitrag der langwelligen Strahlung zweckmäßig in zwei Anteile aufzuspalten:

$$\dot{L} = \sigma T_{\text{Labs}}^4 + \dot{L}^*$$

Die Größe $\dot{L}^*$ bedeutet anschaulich die Abweichung der langwelligen Strahlungsintensität der Umgebung von der auf die Lufttemperatur bezogenen Schwarzkörperstrahlung.

Durch die Anwendung der linearisierten Form der Gl.(3.2) bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Energieabsorber und Umgebungsluft läßt sich der Bilanzbeitrag der langwelligen Strahlung durch den Ausdruck

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \epsilon \dot{L}^* + \alpha_{\text{STRL}} \epsilon (T_L - T_{\text{AB}}) \quad (3.4)$$

mit $\alpha_{\text{STRL}} = 4 \sigma T_{\text{Labs}}^3$ beschreiben. Zur Begrenzung von Näherungsfehlern sollte bei Temperaturdifferenzen $|T_L - T_{\text{AB}}| > 10 \text{ K}$ die Gleichung

$$\alpha_{\text{STRL}} = 4 \sigma T_{\text{Labs}}^3 - 6 \sigma T_{\text{Labs}}^2 (T_L - T_{\text{AB}})$$

verwendet werden.

Durch die Aufspaltung der langwelligen Strahlungsbilanz nach Gl.(3.4) in

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \dot{q}_{\text{STRL}}^* + \dot{q}_{\text{STRL}}'$$

$$\text{mit: } \dot{q}_{\text{STRL}}^* = \epsilon \dot{L}^*$$

$$\dot{q}_{\text{STRL}}' = \alpha_{\text{STRL}} \epsilon (T_L - T_{\text{AB}})$$

können die Einzelanteile später mit anderen Wärmeströmen einfach zusammengefaßt werden.

Wird der Bilanzgröße $\dot{q}_{\text{KOND}}$ formal ein Wärmeübergangskoeffizient α_{KOND} zugeordnet, so gilt:

$$\alpha_{\text{KOND}} = \frac{\dot{q}_{\text{KOND}}}{(T_L - T_{\text{AB}})}$$

$$\alpha_{\text{KOND}} = \frac{h \beta (P_L - P_{\text{AB}})}{R T_{\text{ABabs}} (T_L - T_{\text{AB}})} \quad \text{falls } (P_L - P_{\text{AB}}) > 0 \text{ bzw. } T_{\text{TAU}} > T_{\text{AB}}$$

$$\text{und } \alpha_{\text{KOND}} = 0 \quad \text{sonst}$$

Die Bilanzgleichung (3.3) kann somit vereinfacht dargestellt werden:

$$\alpha_{\text{KONV}}(T_L - T_{\text{AB}}) + \alpha_{\text{KOND}}(T_L - T_{\text{AB}}) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* + \epsilon \alpha_{\text{STRL}}(T_L - T_{\text{AB}}) = \dot{q}_{\text{NUTZ}}$$

$$(\alpha_{\text{KONV}} + \alpha_{\text{KOND}} + \epsilon \alpha_{\text{STRL}})(T_L - T_{\text{AB}}) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{\text{NUTZ}}$$

mit $k_a = \alpha_{\text{KONV}} + \alpha_{\text{KOND}} + \epsilon \alpha_{\text{STRL}}$ folgt:

$$k_a (T_L - T_{\text{AB}}) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{\text{NUTZ}} \approx \dot{m} c_F (T_{\text{ABa}} - T_{\text{ABe}}). \quad (3.5)$$

Die Größe k_a faßt alle äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zusammen.

Die Eingangsparameter dieser Gleichung lassen sich drei verschiedenen Gruppen zuordnen:

- meteorologische Größen,
- Eigenschaften der Komponente Energieabsorber,
- Betriebsparameter.

3.1.1 Energiebilanz eines Energieabsorbers mit rückseitiger Isolierung

Für den Fall des rückseitig isolierten Energieabsorbers wird die Energiebilanz unter folgenden Annahmen aufgestellt:

- stationärer Betriebszustand,
- ideal isolierte Rückseite,
- homogen durchströmte Absorberfläche.

Der Nutzwärmestrom, wie er in Gl. (3.5) bilanziert ist, muß von der Absorberoberfläche ins Wärmeträgerfluid transportiert werden. Das dazu notwendige Temperaturgefälle zwischen der Absorberoberflächentemperatur T_{AB} und der Temperatur des Wärmeträgerfluids T_F wird von der Wärmeleitfähigkeit des Absorberwerkstoffes und der Wärmeübergangszahl zwischen Absorberwerkstoff und Wärmeträgermedium bestimmt. Beide Werte können zu einer inneren Wärmedurchgangszahl k_i zusammengefaßt werden.

Aus der Gl. (3.5) folgt mit $\dot{q}_{NUTZ} = k_i(T_{AB} - T_F)$

$$k_a(T_L - T_{AB}) + \alpha\dot{G} + \epsilon\dot{L}^* = \dot{q}_{NUTZ} = k_i(T_{AB} - T_F). \quad (3.6)$$

Die Oberflächentemperatur des Absorbers ergibt

$$T_{AB} = \frac{(\epsilon\dot{L}^* + \alpha\dot{G}) + k_a T_L + k_i T_F}{k_a + k_i}. \quad (3.7)$$

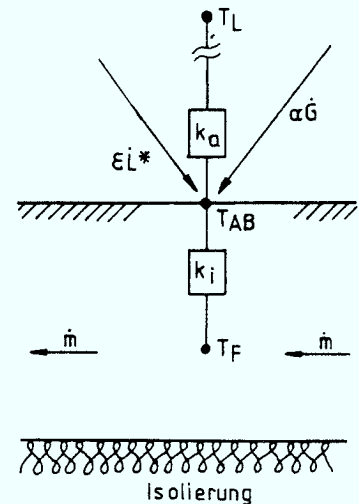


Abb. 3.1: Wärmeübergänge am integrierten Absorberelement

Wird keine Wärme an das Fluid abgegeben (d.h. $\dot{q}_{NUTZ} = 0$), so folgt aus Gl. (3.6), daß die übertragene Strahlungsleistung gleich dem äußeren Wärmestrom ist. In diesem Zustand stellt sich bei einem äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $k_a = k_{a\infty}$ an der Absorberoberfläche die entsprechende Leerlauf-temperatur $T_{AB} = T_{AB\infty}$ ein. Es gilt:

$$T_{AB\infty} = T_L + \frac{\epsilon\dot{L}^* + \alpha\dot{G}}{k_{a\infty}}. \quad (3.8)$$

3.1.2 Energiebilanz eines hinterlüfteten Energieabsorbers

Analog zu dem im vorigen Kapitel behandelten Energieabsorber mit rückseitiger Isolation werden im Fall des hinterlüfteten Absorbers

- stationäre Betriebsbedingungen,
- homogen durchströmte Absorberfläche

vorausgesetzt.

Zur Berechnung der rückseitigen Energiebilanz werden weitere Annahmen gemacht:

- Der Energiegewinn durch Absorption kurzwelliger Strahlung auf der Rückseite wird vernachlässigt. Diese Annahme ist sicherlich für große geschlossene Flächen zulässig, während bei kleinen und unterbrochenen Flächen die Annahme im Einzelfall zu überprüfen ist.
- Durch einen hohen inneren Wärmetransport findet ein Temperatenausgleich zwischen Absorbervorder- und -rückseite statt, so daß die Oberflächentemperaturen näherungsweise gleich sind.
Diese Annahme ist für Metallabsorber zulässig, während sie auf Kunststoffabsorber, die vorderseitig einer intensiven Globalstrahlung ausgesetzt sind, nicht zutrifft.
- Die Strahlungstemperatur der rückseitigen Umgebung (Dach, Hausfassade) entspricht der Lufttemperatur. Diese Annahme wird umso besser erfüllt, je größer die Luftbewegung im Hinterlüftungsraum ist. Wie weit sich im realen Betrieb die Strahlungstemperatur der rückseitigen Umgebung an die Lufttemperatur annähert, ist vom Einzelfall und einer Reihe komplexer Parameter abhängig. Die Annahme trifft jedoch keinesfalls zu, wenn es sich bei der rückseitigen Umgebung selbst um eine Fläche handelt, der Wärme entzogen wird (Energistapel, Energiefächer).
- Die Einstrahlzahl zwischen Absorberrückseite und Umgebung ist 1.
- Der rückseitigen Umgebung läßt sich ein Emissionsvermögen ϵ_D zuordnen.

Die Gesamtbilanz ist nach Abb. 3.2 in folgender Gleichung zusammengefaßt:

$$k_{aV}(T_L - T_{AB}) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* + (\alpha_{KONV} + \alpha_{KOND} + \epsilon_D \epsilon \alpha_{STRL}) (T_L - T_{AB}) = (k_{iV} + k_{iR})(T_{AB} - T_F)$$

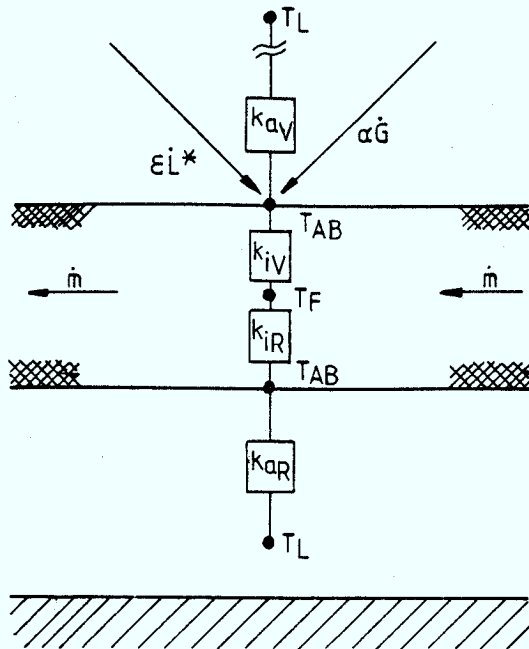


Abb. 3.2:

Wärmeübergänge am hinterlüfteten Absorberelement

Mit dem rückseitigen Gesamtwärmeübergangskoeffizienten

$$k_{aV} = \alpha_{KONV} + \alpha_{KOND} + \epsilon_D \epsilon_{STRL}$$

und den formal zusammengefaßten inneren Wärmeübergangskoeffizienten

$$k_i = k_{iV} + k_{iR}$$

$$\text{gilt: } (k_{aV} + k_{aR})(T_L - T_{AB}) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{NUTZ} = k_i(T_{AB} - T_F)$$

$$k_a (T_L - T_{AB}) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{NUTZ} = k_i(T_{AB} - T_F)$$

$$\text{mit } k_a = k_{aV} + k_{aR}.$$

Durch die vorausgegangenen Annahmen lassen sich die äußeren Wärmeübergänge auf der Absorberrückseite mit denen der Vorderseite zusammenfassen. Die Gesamtbilanz wird damit formal identisch zu der des integrierten Energieabsorbers.

Analog gilt für die Leerlauftemperatur des hinterlüfteten Energieabsorbers

$$T_{AB\infty} = T_L + \frac{\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G}}{k_{a\infty}}$$

Wegen des größeren äußeren Gesamtwärmeübergangskoeffizienten $k_{a\infty}$ treten am hinterlüfteten Energieabsorber keine so hohen Leerlauftemperaturen wie an der integrierten Version auf.

3.1.3 Wärmetauschereigenschaften von Energieabsorbern

Unter den Voraussetzungen

- stationärer Betriebszustand,
- homogen durchströmte Absorberfläche,
- temperaturunabhängige Wärmekapazität c_F des Wärmeträgerfluids,

gilt für einen konstanten flächenspezifischen Massendurchsatz an einem Element des Energieabsorbers die Bilanzgleichung:

$$-\dot{m} c_F dT_F + \dot{q}_{\text{NUTZ}} = 0.$$

Für $\dot{q}_{\text{NUTZ}} = k_i (T_{\text{AB}} - T_F)$

folgt mit $T_{\text{AB}} = \frac{(\epsilon \dot{L} + \alpha \dot{G}) + k_a T_L + k_i T_F}{k_a + k_i}$

$$\dot{q}_{\text{NUTZ}} = \frac{k_i}{k_i + k_a} ((\epsilon \dot{L} + \alpha \dot{G}) + k_a T_L + k_i T_F) \quad (3.9)$$

Das Verhältnis des inneren- zum äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten durch die Größe

$$f = \frac{k_a}{k_i + k_a}$$

kann als Flächenwirkungsgrad einer homogen durchströmten Absorberfläche interpretiert werden.

Für äußere Wärmeübergangszahlen von etwa $30 \text{ W/m}^2\text{K}$ kann der Flächenwirkungsgrad von Metallabsorbern ohne Wärmeleitrippen zwischen $0,93 \cdot / \cdot 0,98$ abgeschätzt werden, während für Kunststoffe in der Regel $f < 0,85$ gilt.

Wird der Ausdruck $\dot{q}_{\text{NUTZ}}/f$ auf die Temperaturdifferenz zwischen Leerlauf-temperatur und Lufttemperatur bezogen, so beschreibt der Quotient eine scheinbare Wärmeübergangszahl k_a^*

$$k_a^* = \frac{\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G} + k_a (T_L - T_F)}{T_{\text{AB}\infty} - T_F} \quad (3.10)$$

Eingesetzt in die obige Bilanzgleichung folgt

$$-\frac{\dot{m}}{F} c_F dT_F + k_a^* (T_{\text{AB}\infty} - T_F) = 0. \quad (3.11)$$

Wird die Einlaßtemperatur T_{ABe} in den Absorber als Bezugstemperatur gewählt, so folgt mit

$$\theta_F = T_F - T_{ABe}$$

und
$$\theta_{AB\infty} = T_{AB\infty} - T_{ABe}$$

$$-\frac{\dot{m}}{f} c_F d\theta_F + k_a^* (\theta_{AB\infty} - \theta_F) = 0$$

Für $k_a^* = \text{konst}$ ergibt sich als Lösung der Differentialgleichung am Absorberauslaß

$$\theta_{ABa} = T_{ABa} - T_{ABe} = \theta_{AB\infty} \left(1 - \exp\left(-\frac{k_a^* f}{\dot{m} c_F}\right)\right) \quad (3.12)$$

Die Berechnung des Nutzwärmestromes erfolgt damit durch die Gleichung:

$$\dot{Q}_{\text{NUTZ}} = \dot{M} c_F \theta_{ABa} = \dot{M} c_F \theta_{AB\infty} \left(1 - \exp\left(-\frac{k_a^* f}{\dot{m} c_F}\right)\right)$$

Für große Temperaturerhöhungen θ_{ABa} ist die o.g. Bedingung $k_a^* = \text{konst}$ nicht erfüllt. Insbesondere gilt dies für Betriebsfälle mit $T_{ABe} < T_{TAU}$ und $T_{ABa} > T_L$. In solchen Fällen muß ein Mittelwert $\overline{k_a^*}$ über die Absorberfläche gebildet werden. Näherungsweise und hinreichend genau kann die Mittelwertbildung über die Temperaturerhöhung im Absorber θ_{ABa} erfolgen

$$\overline{k_a^*} = \frac{\int_{T_{ABe}}^{T_{ABa}} k_a^* dT_{AB}}{T_{ABa} - T_{ABe}} \quad (3.13)$$

3.1.4 Austauschcharakteristika von Energieabsorbern

Austauschcharakteristika beschreiben die Wechselwirkungen zwischen dem Wärmeträgerfluid im Energieabsorber und der Umgebung.

Der Austauschgrad der Temperaturerhöhung (ϕ) ist aus Gl. (3.12) abzuleiten. Für einen idealisierten Energieabsorber mit $f = 1$ gilt:

$$\phi = \frac{\theta_{ABa}}{\theta_{AB\infty}} = 1 - \exp\left(-\frac{k_a^*}{\dot{m} c_F}\right).$$

Dabei ist ϕ ein relatives Qualitätsmaß für die vom Energieabsorber zur Verfügung gestellte Nutzwärme.

Der Austauschgrad der Nutzwärme (ξ) bezieht die vom Energieabsorber zur Verfügung gestellte Nutzwärme auf die maximale Nutzwärme, die als Grenzwert bei einer vorgegebenen Einlaßtemperatur dann übertragen wird, wenn sich die gesamte Absorberoberfläche auf Einlaßtemperatur befindet.

$$\xi = \frac{\dot{q}_{\text{NUTZ}}}{\dot{q}_{\text{NUTZmax}}} .$$

Praktisch ist dieser Zustand näherungsweise durch einen hohen Massendurchsatz zu realisieren.

Mit $\dot{q}_{\text{NUTZmax}} = k_a^* \theta_{\text{AB}\infty}$ (3.14)

folgt aus Gl. (3.12) und Gl. (3.14) mit $f = 1$

$$\xi = \frac{\dot{m} c_F}{k_a^*} \left(1 - \exp\left(-\frac{k_a^*}{\dot{m} c_F}\right) \right).$$

Ein Vergleich beider Austauschgrade zeigt, daß eine Verbesserung der Qualität der angebotenen Nutzwärme nur bei gleichzeitiger Verminderung der Nutzwärmenge möglich ist.

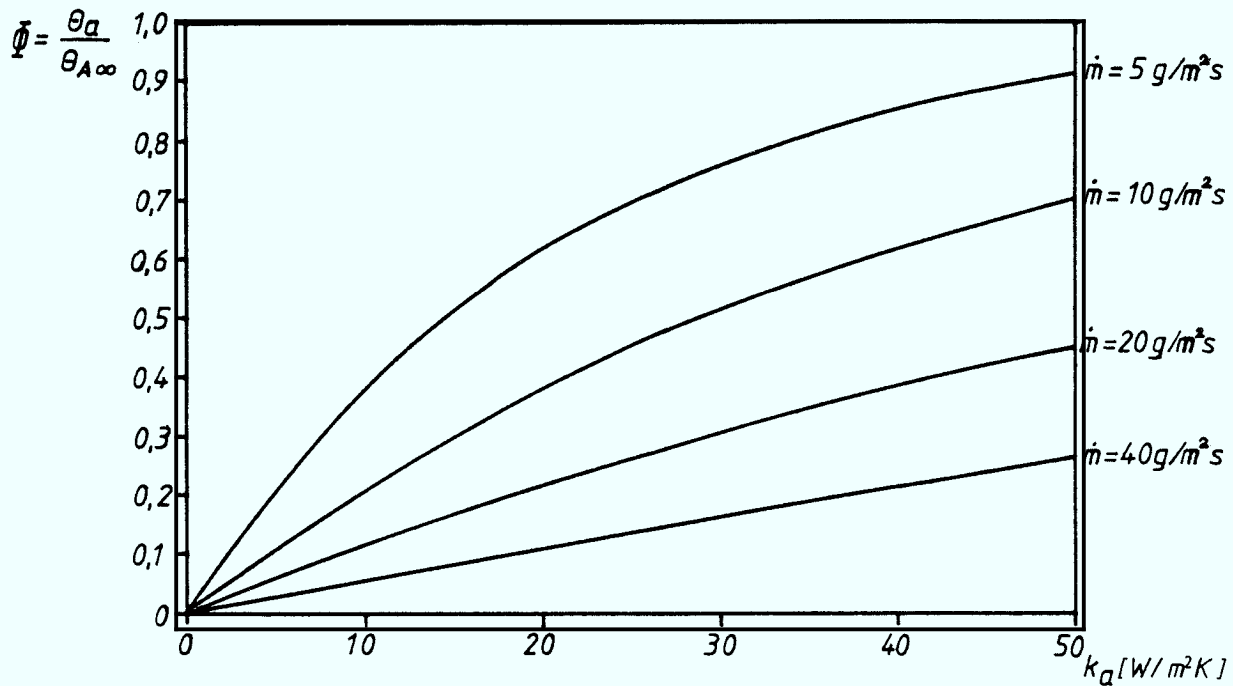


Abb. 3.3: Austauschgrad der Temperaturerhöhung eines idealisierten Energieabsorbers mit Wasser als Wärmeträgerfluid

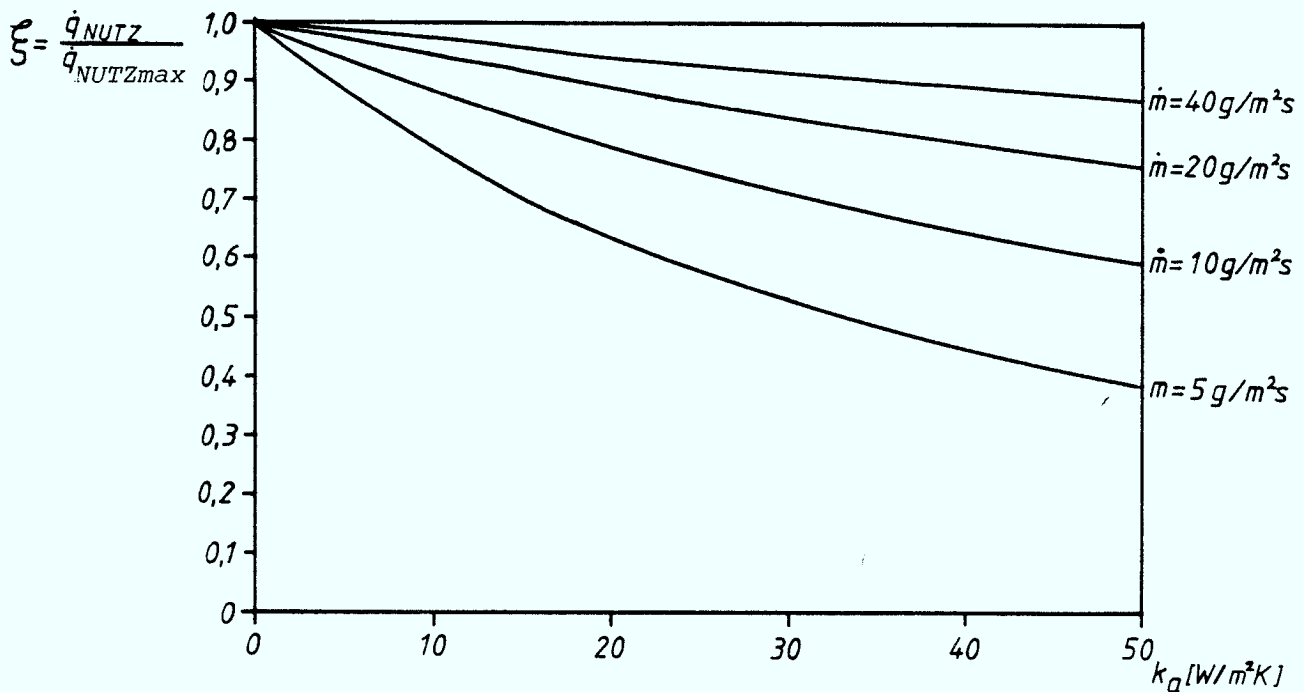


Abb. 3.4: Austauschgrad der Nutzwärme eines idealisierten Energieabsorbers mit Wasser als Wärmeträgerfluid

3.1.5 Absorberelemente mit Wärmeleitrippen

Zahlreiche kommerziell erhältliche Absorberelemente sind mit Strömungskanälen durchzogen. Die Stege zwischen den Kanälen haben die Funktion von Wärmeleitrippen. Dabei handelt es sich um aktive Flächen, die aufgrund ihrer allgemein guten Wärmeleitfähigkeit in der Lage sein sollen, dem Kanal als Temperatursenke einen Wärmestrom zuzuführen. Die Effizienz der Wärmeleitflächen gegenüber direkt durchströmten Flächenelementen wird durch den Rippenwirkungsgrad der Anordnung charakterisiert. Für den in Abb. 3.5 dargestellten Absorberquerschnitt kann die Gesamtfläche in eine direkt durchströmte Fläche A_0 und die Wärmeleitflächen A_1 und A_2 unterteilt werden.

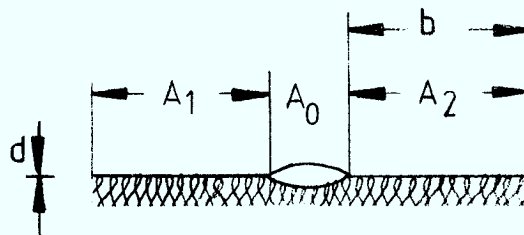


Abb. 3.5: Absorberelement mit Kanal und Wärmeleitflächen

Während die direkt durchströmte Fläche A_0 voll in der effektiven Absorberfläche enthalten ist, müssen für die Wärmeleitflächen A_1 und A_2 die entsprechenden Rippenwirkungsgrade η_{R1} und η_{R2} als Minderungsfaktoren berücksichtigt werden. Die effektive Absorberoberfläche A_{ABeff} beträgt für: das in Abb. 3.5 dargestellte Absorberelement:

$$A_{ABeff} = A_0 + \eta_{R1} A_1 + \eta_{R2} A_2.$$

Ein aus mehreren solcher Elemente gebildeter Energieabsorber wird durch Summation der Einzelelemente berechnet. Der Rippenwirkungsgrad einer Wärmeleitfläche ist in Gl. (3.15) angegeben /18/.

$$\eta_R = \frac{\tanh(m_R b)}{m_R b} \quad (3.15)$$

mit

$$m_R = \sqrt{\frac{k_a}{\lambda d}}$$

- | | |
|-----------|---|
| λ | Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials |
| d | Rippendicke |
| k_a | äußerer Gesamtwärmeübergangskoeffizient |
| b | Abstand zwischen Kanal und Temperaturextremum . |

Es werden zwei typische Vertreter von Energieabsorbern mit einem idealisierten Energieabsorber im Flächenwärmetauscherbetrieb verglichen. Die gemeinsamen Daten sind:

installierte Fläche	$A_{AB} = 1 \text{ m}^2$
Massendurchsatz	$\dot{M} = 200 \text{ l/h}$
Wärmekapazität der Sole	$c_F = 3,6 \text{ kJ/kgK}$
Einlaßtemperatur	$T_{ABe} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

Leerlauftemperatur sei die Lufttemperatur der Umgebung (nachts, Strahlungsbilanz = 0)

$$T_{AB\infty} = T_L = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

Es folgt nach Kapitel 3.2.3:

$$\theta_{AB\infty} = T_{AB\infty} - T_{ABe} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Aus Gl. 3.10 folgt: $k_a^* = k_a$

Absorber A: Idealisierter Absorber

- keine Wärmeleitflächen $A_{ABeff} = A_{AB}$
- innere Wärmeübergänge verursachen keine Verluste $\frac{k_i}{k_i + k_a} = 1$ (wegen $k_i \rightarrow \infty$)

Es gilt nach Gl.(3.11)

$$\dot{Q}_{NUTZ} = \dot{M} c_F \theta_{AB\infty} (1 - \exp(-\frac{k_a^* A_{AB}}{\dot{M} c_F}))$$

Absorber B: flächig durchströmter Stahlabsorber

- keine Wärmeleitflächen $A_{ABeff} = A_{AB}$
- innere Wärmeübergänge $k_i = \frac{1}{\frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}}$

mit

$$\begin{aligned} d &= 0,5 \text{ mm} \\ \lambda &= 50 \text{ W/(mK)} \text{ (Stahl)} \\ \alpha_i &= 200 \text{ W/(m}^2\text{K)} \\ k_i &= 199,6 \text{ W/(m}^2\text{K)}. \end{aligned}$$

Es gilt nach Gl. (3.11):

$$\dot{Q}_{NUTZ} = \dot{M} c_F \theta_{AB\infty} (1 - \exp(-\frac{k_a^* A_{AB} k_i}{\dot{M} c_F (k_i + k_a)}))$$

Absorber C: Kupferabsorber mit Strömungskanälen und Wärmeleitblechen

- die Minderungsfaktoren (Flächenwirkungsgrade) der Wärmeleitflächen führen zu einer Herabsetzung der effektiv wirksamen Absorberfläche $A_{ABeff} < A_{AB}$. Die Absorberfläche besteht zu 7 % aus direkt durchströmter Fläche und 93 % aus Wärmeleitblechen mit:

$$b = 65 \text{ mm};$$

$$d = 0,8 \text{ mm};$$

$$\lambda = 372 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (\text{Kupfer}).$$

$$\text{Effektive Absorberoberfläche: } A_{ABeff} = A_{AB} \left(0,07 + 0,93 \frac{\tanh \left(b \sqrt{\frac{k_a}{\lambda d}} \right)}{b \sqrt{\frac{k_a}{\lambda d}}} \right)$$

- Der innere Wärmeübergang wird wegen höherer Solegeschwindigkeiten in den Kanälen besser angenommen als beim Absorber B. $k_i = 300 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
Analog zu den vorher behandelten Fällen gilt:

$$\dot{Q}_{NUTZ} = \dot{M} c_F \theta_{AB\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* A_{ABeff} k_i}{\dot{M} c_F (k_i + k_a)} \right) \right)$$

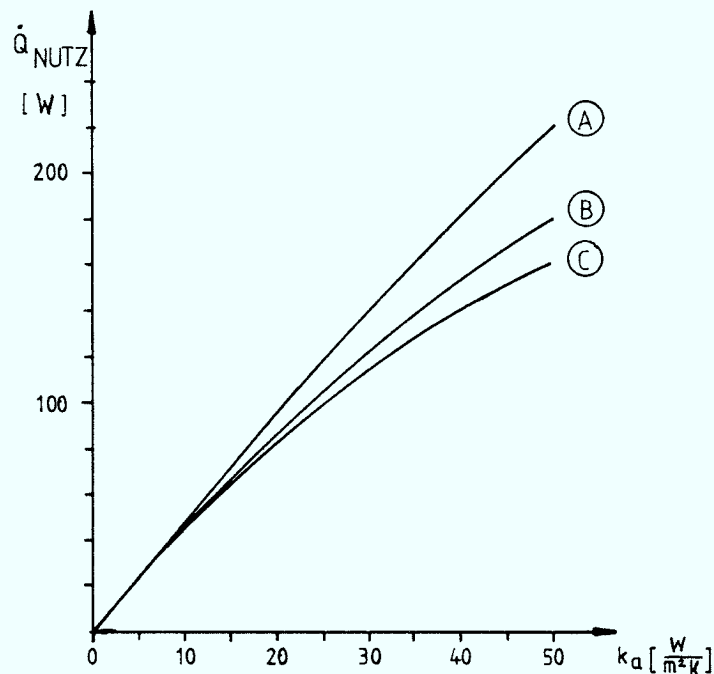


Abb. 3.6: Nutzenergieabgaben verschiedener Typen von Energieabsorbern in Abhängigkeit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten k_a .
 A) idealisierter Absorber
 B) flächig durchströmter Stahlabsorber
 C) Kupferabsorber mit Strömungskanälen und Wärmeleitblechen

Vergleichend sind in Abb. 3.6 die Nutzenergien der behandelten Absorbertypen in Abhängigkeit des äußeren Wärmeübergangs dargestellt. Es zeigt sich, daß der Energieabsorber C aufgrund seines hohen Wärmeleittrippenanteils weniger Nutzenergie abgibt als der flächig durchströmte. Dabei wird der Unterschied mit steigendem k_a deutlicher. (Anm. hier: $k_a^* = k_a$).

3.1.6 Wärmeübergänge durch Niederschläge und veränderte Wärmeübertragungseigenschaften bei reif- und eisbedeckten Energieabsorbern

Bei Betriebstemperaturen unter 0 °C können am Energieabsorber Reif- und Eisformationen auftreten, die den Wärmeübergang des belagfreien Energieabsorbers verändern. Dabei können fünf verschiedenartige Phänomene einzeln oder gemeinsam auftreten:

- 1) Durch die erhöhten Reflexionsverluste einer hellen Reifschicht oder eines Schneebelages wird die Absorption kurzwelliger Strahlung vermindert.
- 2) Durch die Isolationswirkung einer Reif- und Eisschicht verringert sich bei gleichbleibendem Temperaturgefälle der dem Wärmeträgerfluid zugeführte Wärmestrom.
- 3) Wird der Absorberfläche Wasser in Form von Kondensat oder Niederschlag zugeführt, so entsteht durch die freiwerdende Erstarrungsenthalpie ein zusätzlicher Energiegewinn.
- 4) Das Abschmelzen eines Reif- oder Eisbelages erfordert Energie, die entweder der Umgebung oder aber dem Energieabsorber (Abschmelzen während der Betriebszeit) entzogen wird.
- 5) Für selektivbeschichtete Energieabsorber vergrößert sich bei Reif- und Eisbelägen das wirksame Emissionsvermögen, was je nach Installation und Betriebsweise einen positiven oder negativen Einfluß auf den Nutzwärmestrom haben kann.

Die Berechenbarkeit der Auswirkungen von Reif- und Eisbelägen wird durch folgende Tatsachen stark eingeschränkt:

- Unter realen Betriebsbedingungen treten selten stationäre Zustände ein.
- Meistens treten mehrere der oben genannten Effekte gemeinsam auf.
- Belagstrukturen und Schichtdicken sind nicht homogen über den Energieabsorber verteilt.
- Daten zur Charakterisierung der Schichten sind teilweise nicht bekannt.

Eine Verbesserung der Energiebilanz ist von den oben genannten Effekten durch die Nutzung der Erstarrungsenthalpie aus Niederschlägen und Kondensat möglich, vorausgesetzt, daß das Abtauen nicht während der Betriebszeit des Energieabsorbers erfolgt.

Legt man für eine Maximalschätzung des Latentwärmepotentials aus Niederschlägen eine Niederschlagssumme von 250 mm/m^2 für die Monate November bis einschließlich März zugrunde, so berechnet sich der maximal nutzbare Energiegewinn aus der Erstarrungsenthalpie zu ca. $23 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ Jahr})$.

Durch ein Anwachsen der Eisschicht wird allerdings auch deren Isolationswirkung größer, so daß bei gleichbleibendem Temperaturgefälle nur eine bestimmte Eisschichtdicke erreicht werden kann /16/.

Eine Maximalabschätzung der sensiblen Wärme aus dem Jahresniederschlag ergibt unter der Annahme einer Abkühlung der Wassermenge um 5 K einen Energiegewinn von ca. $6 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ Jahr})$.

3.2 Modelle zur Berechnung der Wärmeübertragung an flächigen Energieabsorbern

Das verwendete Modell zur Berechnung der Wärmeübergänge dient den folgenden Zwecken:

- Die an einem Versuchsstand gemessenen Nutzenergien der Energieabsorber sollen im Feld der vorkommenden meteorologischen Parameter und Betriebsweisen reproduziert werden (vgl. Kap. 3.4.2.2).
- Die Nutzenergie soll in die Einzelbeiträge der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen aufgegliedert werden können. Dies ist nur durch die Aufstellung eines Simulationsmodells möglich, das die Einzelanteile, die nicht separat meßbar sind, beschreiben kann.

Für die weitere Arbeit zur Simulation eines gesamten Heizungssystems mit Energieabsorbern als Niedertemperaturwärmequelle finden die hier vorgestellten Modell Verwendung.

Zunächst wird ein relativ aufwendiges Simulationsmodell beschrieben, das Rechneinsatz erfordert. Anschließend wird ein vereinfachtes Modell vorgestellt, das für Handrechnungen geeignet ist.

3.2.1 Konzept des verwendeten Simulationsmodells

Das verwendete Modell liegt als Fortran-IV-Programm vor und ist wegen umfangreicher Iterationen an den Rechneinsatz gebunden. Die Ein- und Ausgabeparameter des Modells zeigt Abb. 3.7.

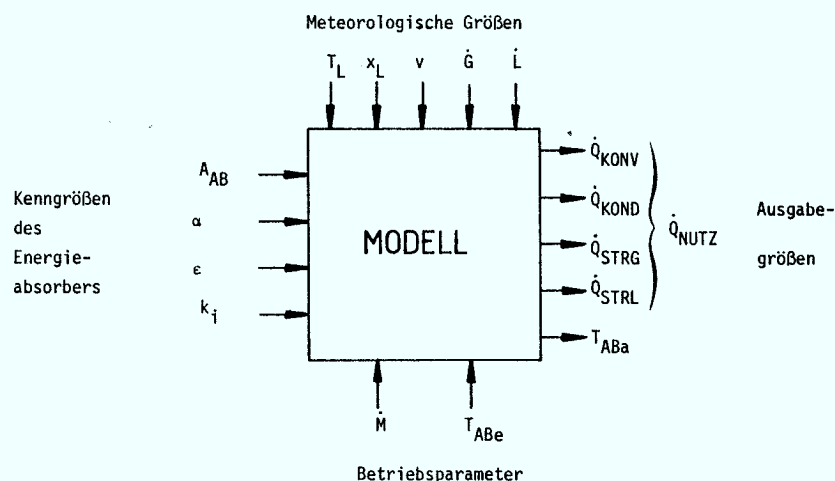


Abb. 3.7: Ein- und Ausgabeparameter des Modells zur Berechnung der Wärmeübergänge an Energieabsorbern

Die Eingangsparameter sind drei verschiedenen Gruppen zuzuordnen:

- meteorologische Größen
- Kenngrößen des Energieabsorbers
- Betriebsparameter

Die verwendeten Modellgleichungen sind in Kapitel 3.1 beschrieben oder abgeleitet worden. An dieser Stelle soll deshalb nur noch auf einige besondere Aspekte der Berechnung eingegangen werden.

Die Berechnung der Nutzenergieabgabe eines Energieabsorbers erfolgt für ein bestimmtes Zeitintervall unter der Annahme stationärer Betriebsbedingungen. Zum Zwecke des Modellvergleichs mit den durchgeführten kalorimetrischen Messungen entsprach das Zeitintervall der Mittelungsperiode der Datenerfassung (10 min). Zur Ermittlung der Ausgabedaten ist ein iterativer Rechenvorgang erforderlich, dessen Ziel es ist, daß die aus der Umgebung an die Absorberoberfläche übertragenen Wärmeströme gleich dem an das Fluid abgegebenen Wärmestrom ist. Iterationsvariable ist die Absorberoberflächentemperatur. Als Iterationsverfahren wird die Regula Falsi benutzt. Trotz der niedrigen Konvergenzordnung werden in der Regel nur 3 bis 7 Iterationsschritte benötigt, um die Auslaßtemperatur auf 0,05 K zu bestimmen.

Ist die Oberfläche eines Energieabsorbers mit Kondensat benetzt, so ist nicht mehr das von der Oberflächenbeschichtung her bekannte ϵ wirksam, sondern dasjenige des Wassers ($\epsilon_W = 0,93$; Integralwert). Dieser Vorgang ist für selektiv beschichtete Absorber bedeutsam, denn im Betrieb des Energieabsorbers unterhalb des Taupunktes hat er eine Verbesserung des Wärmeüberganges zur Folge.

Die Berechnung der Leerlauftemperatur erfolgt mit der Randbedingung

$$\dot{q}_{\text{NUTZ}} = 0.$$

3.2.2 Beschreibung eines vereinfachten Berechnungsverfahrens zur Bestimmung des Nutzwärmestromes eines Energieabsorbers

Für reduzierte Genauigkeitsanforderungen kann ein stark vereinfachtes Berechnungsverfahren Verwendung finden, das in Handrechnung ausführbar ist. Die notwendigen Daten sind die gleichen, wie sie in Abb. 3.7 dargestellt sind.

Im folgenden wird der Berechnungsvorgang beschrieben:

Bestimmung von Hilfsgrößen:

- a) Falls statt des Wassergehaltes x_L der Luft, der Wasserdampfpartialdruck P_L oder die relative Feuchte bekannt ist, kann der Wassergehalt aus einem Mollier h,x -Diagramm bestimmt werden.

$$T_L, \varphi, P_L \quad h,x\text{-Diagramm} \rightarrow x_L$$

Zur rechnerischen Bestimmung der beiden Größen in Abhängigkeit der Lufttemperatur und der relativen Feuchte können folgende Gleichungen herangezogen werden:

$$x_L = 0,038 \cdot \varphi \cdot 10^{\left(7,5 \cdot T_L / (237 + T_L)\right)} \quad \text{für } T_L > 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_L = 0,038 \cdot \varphi \cdot 10^{\left(9,5 \cdot T_L / (266 + T_L)\right)} \quad \text{für } T_L < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

mit x_L in g/kg tr. L.

T_L in $^\circ\text{C}$

φ in %

- b) Abweichung des Strahlungsniveaus der Umgebung von dem der Lufttemperatur

$$\dot{L}^* = \dot{L} - \sigma T_{\text{Labs}}^4$$

Dabei ist $\dot{L}$ die thermische Strahlung in der Absorberebene.

- c) Bestimmung des Strahlungsbeitrages $\dot{q}_{STR}$

$$\dot{q}_{STR} = \alpha \dot{G} + \varepsilon \dot{L}^*$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{mit } \dot{G} \\ \text{und } \dot{L}^* = \dot{L} - \sigma T_{Labs}^4 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Strahlungsintensitäten} \\ \text{in der Absorberebene} \end{array}$$

Falls ein Teil der Oberfläche des Energieabsorbers mit Kondensat benetzt ist, muß das wirksame Emissionsvermögen flächenanteilig aus dem Emissionsvermögen der Absorberoberfläche und dem von Wasser ($\varepsilon_W = 0,93$) bestimmt werden. Die Flächenanteile werden zu Beginn des Berechnungsvorganges abgeschätzt und nach Beendigung des gesamten Berechnungsvorganges überprüft. Ergeben sich erhebliche Abweichungen zur ursprünglichen Annahme, so ist vor allem bei selektiven Energieabsorbern der Berechnungsvorgang zu wiederholen.

- d) Flächenspezifischer Wärmekapazitätsstrom bei bekannter spezifischer Wärmekapazität des Wärmeträgermediums:

$$\dot{c}_F = \dot{m} c_F = \frac{\dot{M}}{A_{AB}} c_F \quad (6.4)$$

- e) Äußere Wärmeströme bei Einlaßtemperatur

- α) Wärmestrom durch Konvektion
integrierte Montageweise:

$$\dot{q}_{KONV} = 2(T_L - T_{ABe}) (28 v^2 + |T_L - T_{ABe}|^{0,88})^{0,38}$$

$$\begin{array}{l} \text{mit } \dot{q}_{KONV} \text{ in W/m}^2 \\ (T_L - T_{ABe}) \text{ in K} \\ v \text{ in m/s} \end{array}$$

hinterlüftete Montageweise:

An der Rückseite des Energieabsorbers herrscht die Windgeschwindigkeit v_R .

$$\dot{q}_{KONV} = 2(T_L - T_{ABe}) ((28 v^2 + |T_L - T_{ABe}|^{0,88})^{0,38} + (28 v_R^2 + |T_L - T_{ABe}|^{0,88})^{0,38})$$

$$\begin{array}{l} \text{mit } \dot{q}_{KONV} \text{ in W/m}^2 \\ |T_L - T_{ABe}| \text{ in K} \\ v, v_R \text{ in m/s} \end{array}$$

β) Wärmestrom durch Kondensation

Sättigungswassergehalt der Luft bei Soleeintrittstemperatur:

Bestimmung an Hand des Mollier h-x-Diagramms

$T_{ABe}, \varphi = 100 \% \rightarrow h-x\text{-Diagramm} \rightarrow X_{AB}$
oder durch die Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} X_{AB} &= 3,8 \cdot 10^{(7,5 T_{ABe} / (237 + T_{ABe}))} \text{ für } T_{ABe} > 0 \text{ } ^\circ\text{C} \\ X_{AB} &= 3,8 \cdot 10^{(9,5 T_{ABe} / (266 + T_{ABe}))} \text{ für } T_{ABe} < 0 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{mit} \\ &X_{AB} \text{ in g/kg tr.L.} \\ &T_{ABe} \text{ in } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Falls $X_{AB} > x_L$, gilt:

$$\dot{q}_{KOND} = 0$$

Falls $X_{AB} < x_L$, gilt:

$$\left. \begin{aligned} \dot{q}_{KOND} &= 2,7 \frac{\dot{q}_{KONV}}{T_L - T_{ABe}} (x_L - X_{AB}) \text{ für } T_L > 0 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \dot{q}_{KOND} &= 3,1 \frac{\dot{q}_{KONV}}{T_L - T_{ABe}} (x_L - X_{AB}) \text{ für } T_L < 0 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{mit} \\ &\dot{q}_{KOND} \text{ in W/m}^2 \\ &T_L - T_{ABe} \text{ in K} \\ &\dot{q}_{KONV} \text{ in W/m}^2 \\ &x_L - X_{AB} \text{ in g/kg tr.L.} \end{aligned}$$

γ) Wärmestrom durch thermische Strahlung (vgl. Gl.3.4 und folgende)
integrierte Montageweise:

$$\dot{q}'_{STRL} = 5 \varepsilon (T_L - T_{ABe})$$

mit
 $\dot{q}'_{STRL}$ in W/m^2
 $(T_L - T_{ABe})$ in K
und
 $\varepsilon = \varepsilon_W = 0,93$,
falls $X_{AB} < x_L$

hinterlüftete Montageweise:

$$\dot{q}'_{STRL} = 9 \varepsilon (T_L - T_{ABe})$$

mit
 $\dot{q}'_{STRL}$ in W/m^2
 $(T_L - T_{ABe})$ in K
und
 $\varepsilon = \varepsilon_W = 0,93$,
falls $X_{AB} < x_L$.

f) Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei Leerlauftemperatur.

Integrierte Montageweise:

$$k_{a\infty} = 5 \varepsilon + 2(28 v^2 + |\dot{q}_{STR}/k_{ao}|^{0,88})^{0,38}$$

hinterlüftete Montageweise

$$k_{a\infty} = 9 \varepsilon + 2((28 v^2 + |\dot{q}_{STR}/k_{ao}|^{0,88})^{0,38} + (28 v_R^2 + |\dot{q}_{STR}/k_{ao}|^{0,88})^{0,38})$$

mit $k_{a\infty}$ in $W/(m^2K)$

ε in -

v, v_R in m/s

$\dot{q}_{STR}$ in W/m^2

und $k_{ao} = \begin{cases} 18 W/(m^2K) & \text{für integrierte Montageweise} \\ 25 W/(m^2K) & \text{für hinterlüftete Montageweise} \end{cases}$

Berechnung der Leerlauftemperatur:

$$T_{AB\infty} = T_L + \frac{\dot{q}_{STR}}{k_{a\infty}}$$

mit $T_{AB\infty}$ in $^{\circ}C$

T_L in $^{\circ}C$

$\dot{q}_{STR}$ in W/m^2

$k_{a\infty}$ in $W/(m^2K)$

Berechnung des scheinbaren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten

$$k_{ae}^* = \frac{\dot{q}_{KOND} + \dot{q}_{KONV} + \dot{q}_{STRL} + \dot{q}_{STR}}{T_{AB\infty} - T_{ABe}}$$

Berechnung des scheinbaren mittleren Wärmeübergangskoeffizienten

$$\overline{k_a^*} = k_{ae}^* + (k_{a\infty} - k_{ae}^*) \left(1 - \exp\left(-\frac{k_{ao}}{c_F}\right)\right)$$

mit k_{ao} vgl. Punkt (f).

Berechnung der Soleaustrittstemperatur

$$T_{ABa} = T_{ABe} + (T_{AB\infty} - T_{ABe}) \left(1 - \exp\left(-\frac{\overline{k_a^* f}}{c_F}\right)\right) \quad \text{mit } f = \frac{k_i}{k_i + \overline{k_a^*}}$$

Berechnung des abgegebenen Nutzwärmestroms

$$\dot{Q}_{\text{NUTZ}} = \dot{M} c_F (T_{ABa} - T_{ABe})$$

Bei einigen der angegebenen Gleichungen und Konstanten handelt es sich um Näherungen, die für reduzierte Genauigkeitsanforderungen ausreichen.

3.2.3 Energiepotential von Energieabsorbern

Die Gleichung (3.14) läßt sich zur Definition des Energiepotentials eines Energieabsorbers heranziehen.

Für den Grenzfall $\dot{m} \rightarrow \infty$ gilt für den idealisierten Energieabsorber ($f = 1$)

$$\begin{aligned} \text{wegen } T_{ABa} &\rightarrow T_{ABe} = T_F \\ \text{und } k_a^* &\rightarrow k_{ae}^* = k_a^* \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{NUTZ}} &= \dot{q}_{\text{NUTZmax}} = k_a^* \theta_{AB\infty} \\ &= k_a^* (T_{AB\infty} - T_F) \end{aligned}$$

Für ein fest vorgegebenes Temperaturniveau T_F läßt sich das Energiepotential eines Energieabsorbers während eines Zeitintervalls Δt durch die Gleichung

$$q_{\text{POT}, T_F} = \int_{\Delta t} \dot{q}_{\text{NUTZ}} dt \quad \text{für } \dot{q}_{\text{NUTZ}} > 0$$

angeben. Unter Anwendung der oben entwickelten Beziehung folgt:

$$q_{\text{POT}, T_F} = \int_{\Delta t} k_a^* (T_{AB\infty} - T_F) dt; \quad \text{für } T_{AB\infty} > T_F$$

oder mit Gl. (3.6)

$$q_{\text{POT}, T_F} = \int_{\Delta t} (\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G} + k_a (T_L - T_F)) dt$$

für $(\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G} + k_a (T_L - T_F)) > 0$.

In Abb. 3.8 ist das Energiepotential verschiedener Energieabsorber für den Monat Juni anhand der Wetterdaten von Hamburg 1973 (vgl. Kap. 4.2) berechnet.

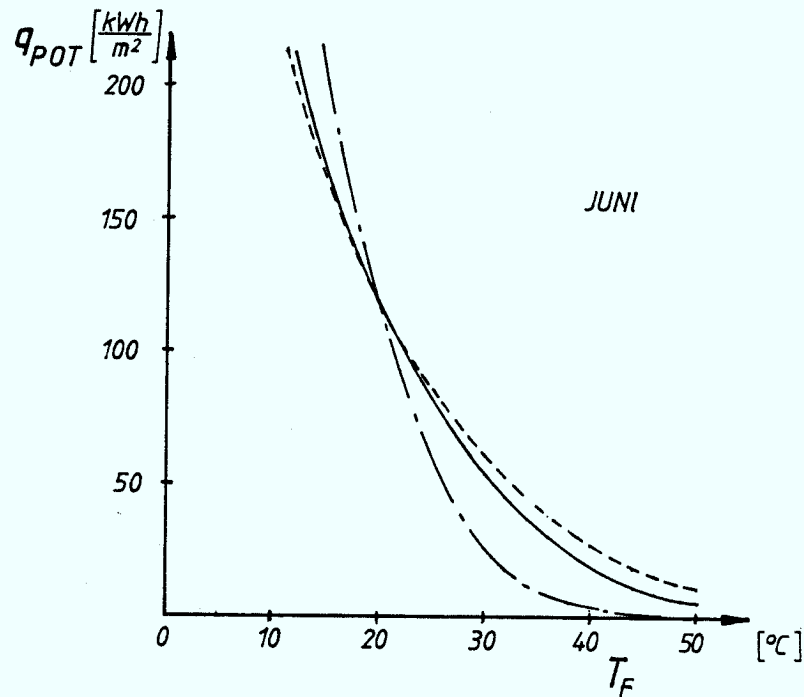


Abb. 3.8: Energiepotential verschiedener Energieabsorber in Abhängigkeit des nutzbaren Temperaturniveaus (Datenbasis: Hamburg, Juni 1973).
 ————— integrierter Energieabsorber, nicht selektiv
 ----- integrierter Energieabsorber, selektiv
 - - - - - hinterlüfteter Energieabsorber, nicht selektiv

worden. Es ist abzulesen, daß ein selektiv beschichteter, integrierter Energieabsorber ca. 12 kWh/m^2 auf einem Temperaturniveau von 50°C z.B. zur Brauchwassererwärmung zur Verfügung stellen kann. Inwieweit ein reales System dieses Potential nutzen kann, hängt von einer Reihe Systemparametern, der Wetterdynamik und des Bedarfs ab. Das Potential ist also als oberer Grenzwert der an ein System lieferbaren Nutzwärme zu interpretieren.

Für den Temperaturbereich $T_F < T_L$, in dem der Energieabsorber mindestens zum Teil als Flächenwärmetauscher arbeitet (in Abb. 3.8 etwa der Schnittpunkt der Kurven zwischen integriertem und hinterlüftetem Energieabsorber), ist zu berücksichtigen, daß zunächst eine Kälteleistung erbracht werden muß, bevor das Potential nutzbar gemacht werden kann.

Abb. 3.9 zeigt das Jahrespotential eines Energieabsorbers auf der Grundlage der Wetterdaten Hamburg 1973 (vgl. Kap. 4.2) für Temperaturniveaus $T_F > 0^\circ\text{C}$.

Es handelt sich dabei um einen selektiv beschichteten integrierten Süddachabsorber mit einer Neigung von 60° .

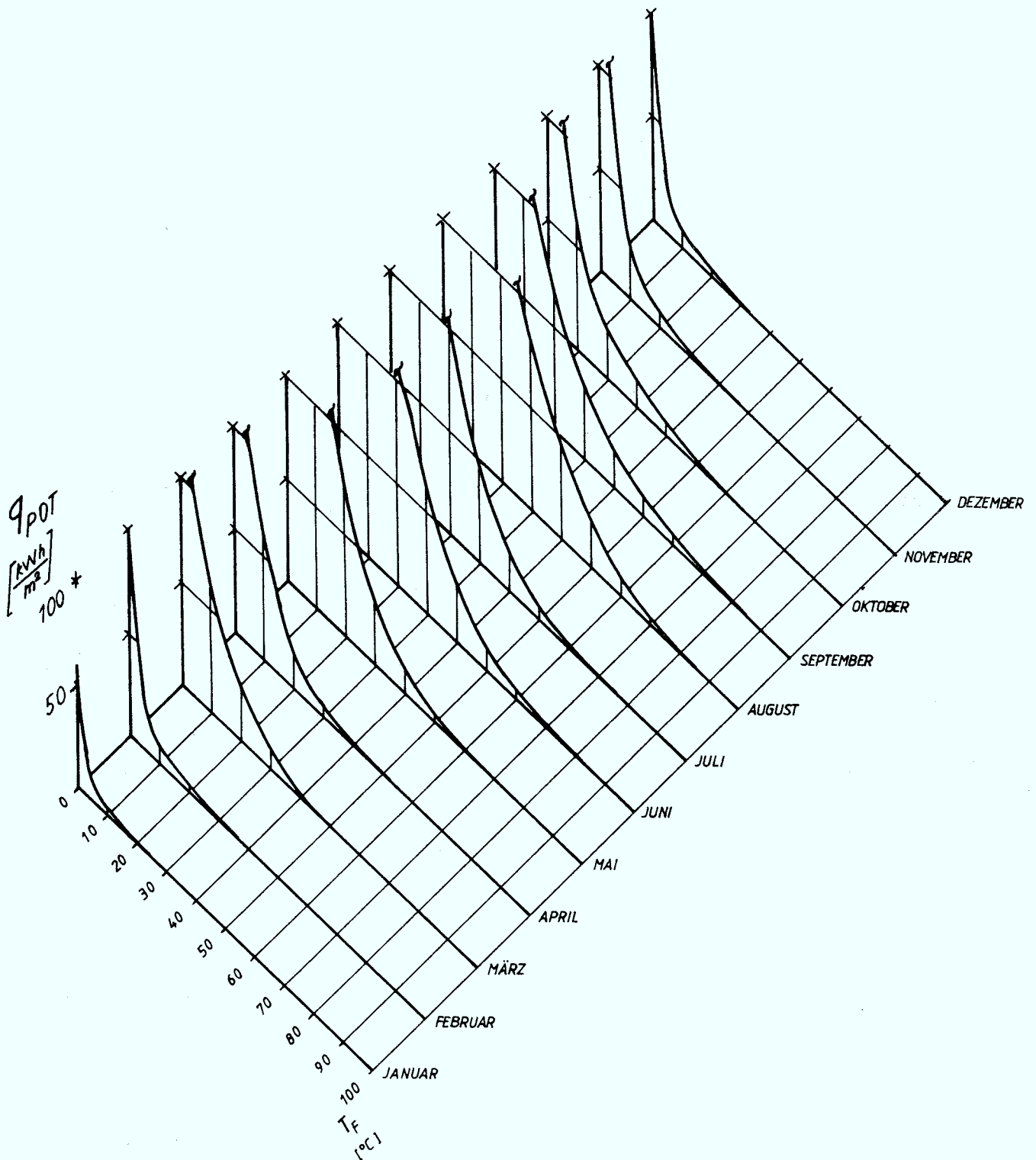


Abb. 3.9: Jahresverlauf der Monatspotentiale eines integrierten, selektiv beschichteten Energieabsorbers in Abhängigkeit des nutzbaren Temperaturniveaus (Datenbasis: Hamburg 1973).

Die Verschiebung der Monatspotentiale im Jahresverlauf zeigt eine direkte Abhängigkeit zur Jahresdynamik der Leerlauftemperaturen, deren Grenzwerte durch die Berührungspunkte der Potentiallinien mit der Basisebene markiert werden.

Neben der Jahresdynamik existiert ein ausgeprägter Tagesgang der Leerlauf-temperatur, der in Abb. 3.10 durch die Differenz der aktuellen Leerlauf-temperatur von deren Tagesmitteltemperatur dargestellt ist.

Der mittlere Temperaturhub, und damit korreliert auch das Energieangebot, beträgt zwischen dem Tagesmaximum und dem nächtlichen Minimum 15 °C für "kühle" Tage und 32 °C für "warme" Tage.

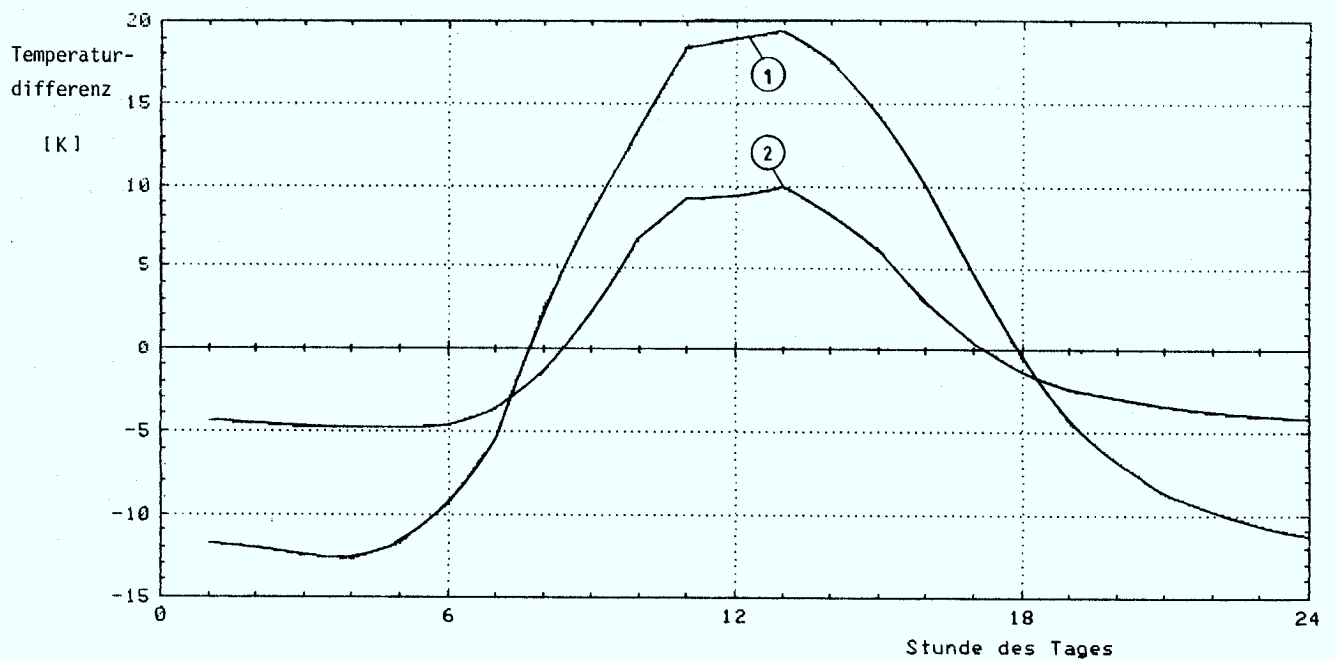


Abb. 3.10: Tagesdynamik der Leerlauftemperatur eines integrierten, selektiv beschichteten Energieabsorbers für

- 1) warme Tage (Tagesmitteltemperatur der Luft > 10 °C)
- 2) kühle Tage (Tagesmitteltemperatur der Luft < 10 °C)

3.3 Messungen der Wärmeübertragung an flächigen Energieabsorbern

Die experimentellen Untersuchungen zur Wärmeübertragung an Absorberelementen wurden an einem für diese Belange entworfenen Teststand durchgeführt /21/ der am Kollektortestfeld des Instituts für Kernphysik der KFA Jülich aufgestellt wurde. Der Teststand ist in die siedlungsähnliche Struktur der KFA integriert und keinen besonderen Einflüssen in bezug auf den Wärmeübergang ausgesetzt.

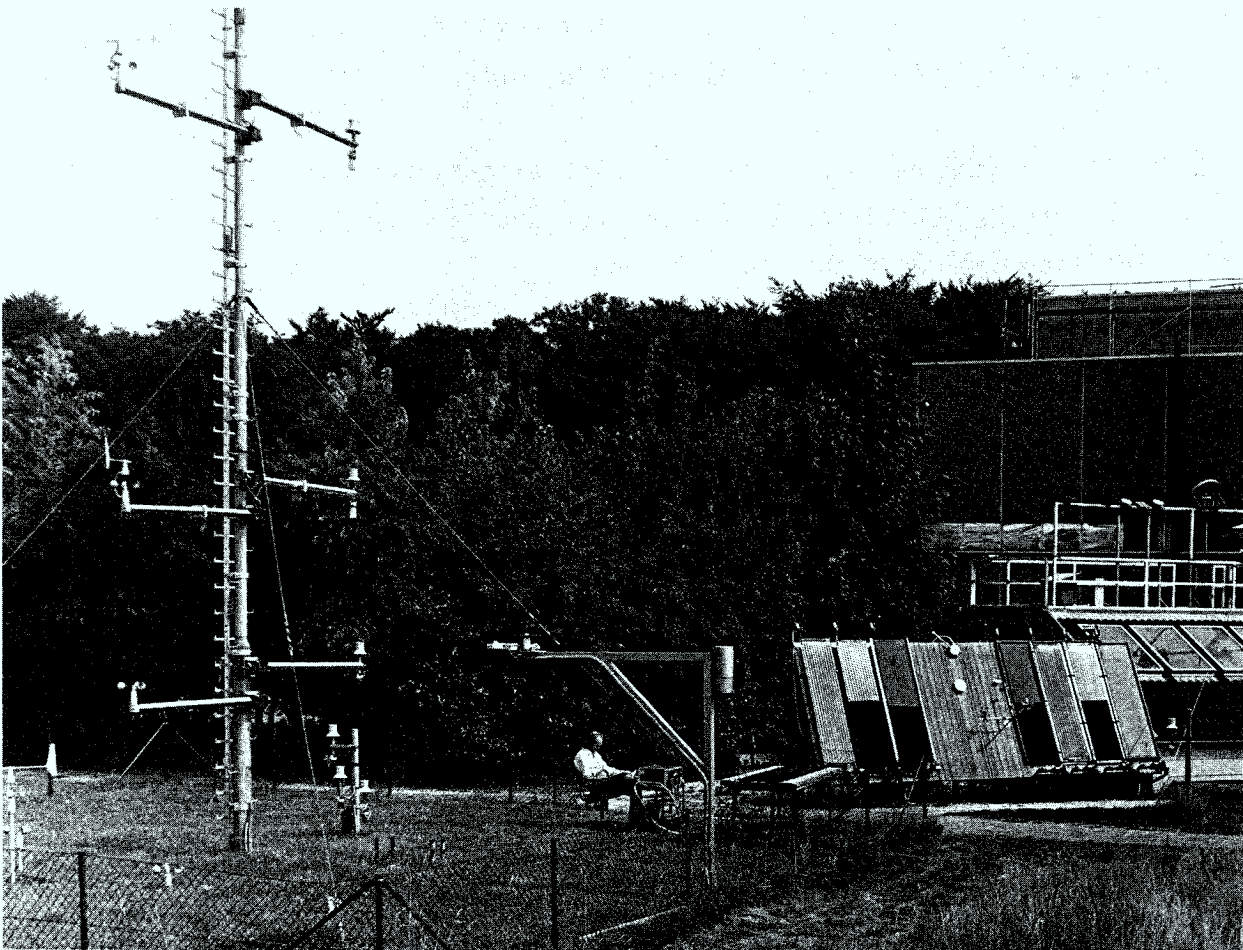


Abb. 3.11: Gesamtansicht des Außenteststandes mit meteorologischem Meßturm

Die Testfläche ist südorientiert und besitzt eine Neigung von 60^0 gegen die Horizontale.

Im Verlauf der 1 1/2-jährigen Messungen wurden sowohl selektiv beschichtete Energieabsorber als auch solche mit schwarzer, nichtselektiver Oberfläche untersucht.

Es wurden jeweils beide Montageweisen, hinterlüftet und integriert, gemeinsam vermessen.

Die Einlaßtemperatur und der Wärmeträgerstrom wurden als freie Versuchsparameter in technisch sinnvollen Grenzen variiert.

Die kalorimetrischen und meteorologisch relevanten Daten wurden im Intervall von ca. 23 s abgefragt, zu 10 min Mittelwerten verarbeitet und digital abgespeichert.

Da sich die Wärmeübertragung an einem Energieabsorber bei Außenmessungen durch sehr schnell variierende meteorologische Einflüsse ändert, gibt es selten Meßperioden, in denen quasistationäre Bedingungen vorliegen. Insbesondere können die Windgeschwindigkeit, die Globalstrahlung und die atmosphärische Gegenstrahlung großen und schnell erfolgenden Schwankungen unterliegen.

Aus diesem Grunde wurden einige Versuche als Innenmessung unter quasistationären, kontrollierten Bedingungen durchgeführt /22,23/.

3.3.1 Ergebnisse der Innenmessungen

Neben der Erprobung verschiedener Methoden zur Leistungsbestimmung an Absorberelementen wurde in Meßreihen die Wärmeübertragung durch Konvektion und thermische Strahlung untersucht. Als besondere Schwierigkeit bei der Innenmessung erwies sich die Erzeugung eines gleichmäßigen, reproduzierbaren Windfeldes über dem zu vermessenden Absorberelement.

Nach sorgfältigen Messungen und Fehleranalysen wurde der Kanalmessung gegenüber der Freistrahlmethode für flächige Energieabsorber der Vorzug gegeben / 22 /.

Bei Naturkonvektion lagen die aus den Messungen ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten tendenziell über den theoretisch erwarteten. Dieses Ergebnis wird erst dann plausibel, wenn man leichte Luftbewegungen in der Testhalle in Rechnung zieht, die während des Tests nicht völlig ausgeschlossen werden konnten.

Als Beispiel ist in Abb.3.13 der durch Naturkonvektion übertragene Wärmestrom an einem senkrecht gestellten Absorberelement in integrierter und hinterlüfteter Montageweise gegenübergestellt /22/.

Neben der kalorimetrischen Untersuchung der Wärmeübertragung wurde auch die Temperaturverteilung über einem Absorberelement vermessen.

Inhomogene Flächendurchströmung, tote Ecken und Wärmeleitrippen vermindern den Leistungsumsatz eines Absorberelementes. Um die Gesamtheit der Minderungsfaktoren zu erfassen, ist es sinnvoll, einen Flächenwirkungsgrad ana-

log dem Rippenwirkungsgrad zu ermitteln, der die Güte des Absorberelementes bezogen auf ein ideal durchströmtes Element angibt.

In Abb. 3.12 ist die Verteilung der Oberflächentemperaturen für das verwendete schwarze Absorberelement bei einer Verlustmessung dargestellt.

Die planimetrische Auswertung des Isothermenfeldes ergibt für den durchströmten Teil einen Flächenwirkungsgrad von

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\int_A (T_{\text{AB}} - T_{\text{L}}) dA}{(T_{\text{Fm}} - T_{\text{L}}) A} = 0,91$$

$$\text{mit } T_{\text{Fm}} = (T_{\text{ABe}} + T_{\text{ABa}})/2$$

Der Verlauf des Isothermenfeldes kann dem Konstrukteur bereits Hinweise zur Produktverbesserung geben. Im vorliegenden Fall wäre eine Steigerung des Flächenwirkungsgrades beispielsweise durch Erweiterung des Sammel- und Verteilungskanals an der Ober- bzw. Unterseite des Elementes möglich.

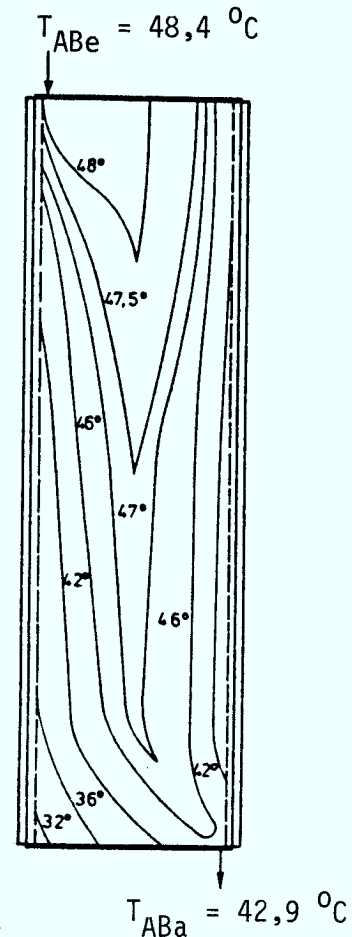


Abb. 3.12:

Temperaturverteilung auf dem fluiddurchströmten Teil des Absorbers /22/.

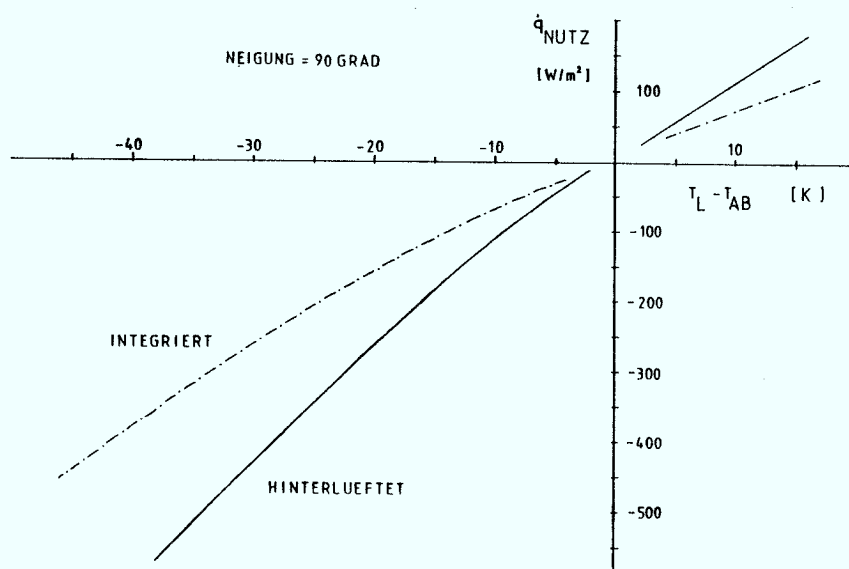


Abb. 3.13: Vergleichende Darstellung des übertragenen Wärmestromes an einem hinterlüfteten und einem integrierten Absorberelement bei Naturkonvektion /22/.

3.3.2 Meßergebnisse der Außenmessungen

3.3.2.1 Meßergebnisse zu Leerlauftemperaturen und Berechnung der maximalen Leerlauftemperaturen

Aus sicherheits- und betriebstechnischen Gründen ist es notwendig, die maximal auftretenden Temperaturen eines Anlagenteils zu kennen.

Die höchsten Leerlauftemperaturen sind lt. Gl. (3.8) bei hohen Globalstrahlungsintensitäten und ruhender Luft zu erwarten.

Die höchsten Leerlauftemperaturen, die registriert wurden, sind in Tab. 3.1 zusammengestellt.

Erwartungsgemäß treten die höchsten Leerlauftemperaturen am integrierten, selektiv beschichteten Energieabsorber auf. Dies wird durch die verminderten thermischen Strahlungsverluste verursacht.

Auch in klaren Nächten, in denen die Oberflächentemperatur des nichtselektiven Leerlaufabsorbers durch die negative thermische Strahlungsbilanz unter die Lufttemperatur abgesenkt wird, behält der selektiv beschichtete Leerlaufabsorber nahezu die Lufttemperatur.

In Abb. 3.14 sind die gemessenen Leerlauftemperaturen des nichtselektiven und selektiven Energieabsorbers in integrierter Montageweise vergleichend dargestellt (siehe dazu meteorologische Daten, Abb. 3.16 a-d).

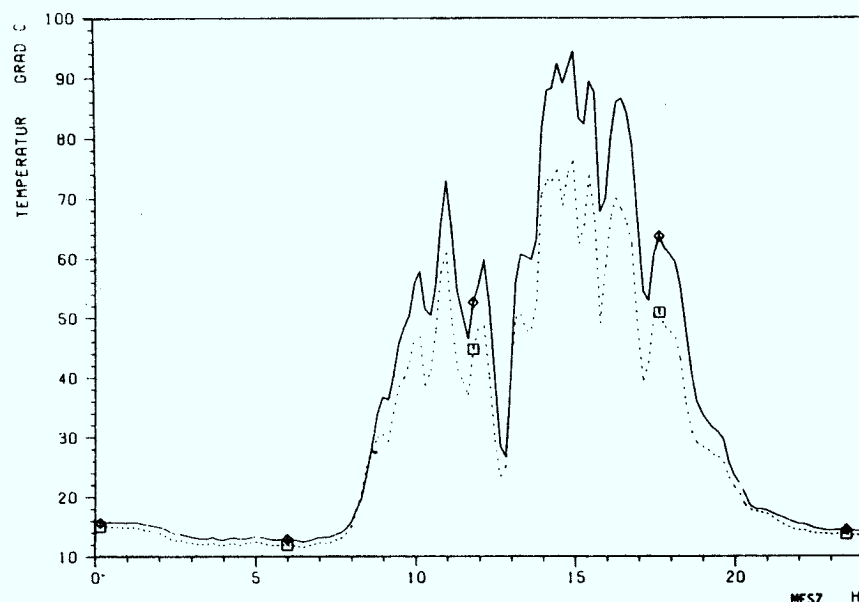


Abb. 3.14: Tagesverläufe gemessener Leerlauftemperaturen integrierter Energieabsorber (6.8.1982)
 □--□ nichtselektives Element
 ◇—◇ selektives Element

Die durch Messungen bestätigten Modellrechnungen zur Leerlauf-temperatur erlauben eine gesicherte Extrapolation auf die maximal mögliche Leerlauf-temperatur.

Die maximalen Leerlauf-temperaturen werden nach /24/ für die Bezugsdaten $\dot{G} = 1000 \text{ W/m}^2$, $T_L = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, $v < 3 \text{ m/s}$ (insbesondere $v = 0 \text{ m/s}$) erreicht.

Zur vergleichbaren und eindeutigen Bestimmung der Umgebungsbedingungen am Energieabsorber muß den Bezugsdaten noch ein Maß für thermische Strahlungsverhältnisse der Umgebung hinzugefügt werden.

Für die in Tab. 3.1 aufgeführten berechneten maximalen Leerlauf-temperaturen (Stillstandtemperaturen) wurde eine thermische Strahlungsdifferenz zur Luft-temperatur von $\dot{L}^* = -50 \text{ W/m}^2$ angenommen.

Bei der Berechnung wurde für die integrierten Energieabsorber eine ideale Rückseitenisolation vorausgesetzt.

An dieser Stelle sei gesagt, daß die o.g. Bezugsdaten, insbesondere die Windgeschwindigkeit $v = 0 \text{ m/s}$, Laborcharakter haben, und daß für kleine Flächen die angegebenen maximalen Leerlauf-temperaturen praktisch nicht erreicht werden.

Tabelle 3.1: Berechnete maximale und höchste registrierte Leerlauf-temperaturen verschiedener Energie-absorber

Montageweise	Oberflächenbeschichtung	Leerlauf-temperaturen	
		berechnete max.	höchste registrierte ¹⁾
integriert	selektiv ($\alpha = 0,9$; $\epsilon = 0,15$)	120 $^\circ\text{C}$	95
integriert	schwarz (nicht selektiv, $\alpha = 0,95$; $\epsilon = 0,9$)	95 $^\circ\text{C}$	76
hinterlüftet	selektiv ($\alpha = 0,9$; $\epsilon = 0,15$)	85 $^\circ\text{C}$	63
hinterlüftet	schwarz (nicht selektiv, $\alpha = 0,95$; $\epsilon = 0,9$)	70 $^\circ\text{C}$	56

1) Die höchsten registrierten Leerlauf-temperaturen traten am 6.8.1982 auf (vgl. Abb. 3.14 und Abb. 3.16 a-d). Diese Werte ergaben sich bei einer Globalstrahlung in Absorberebene von 920 W/m^2 , einer Lufttemperatur von $24 \text{ }^\circ\text{C}$ und einer mittleren Windgeschwindigkeit von $0,9 \text{ m/s}$

3.3.2.2 Vergleich kalorimetrischer Außenmessungen mit Simulationsrechnungen

Insgesamt wurden die Meßwerte von ca. 70 Meßtagen zu den Auswertungen herangezogen; dabei ergaben die Simulationsrechnungen gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Wärmeströmen.

Den Abweichungen zwischen Simulation und Messung konnten folgenden Ursachen zugeordnet werden:

- Meßunsicherheiten der verwendeten Geräte.
- Speicherungseffekte beteiligter Wärmekapazitäten. Besonders deutlich wird dieser Effekt für kurze Mittelungszeiten (10 min) und nicht konstante Einlaßtemperaturen. Geringe Massenströme wirkten sich dabei verstärkend aus.
- Nicht hinreichend genau charakterisierte Umgebung (örtliche Aufheizung der Luft, Windfeld, Niederschlag, verdunstender Tau u.ä.).
- Reif- und Eisformationen auf der Oberfläche des Energieabsorbers.

In einigen Fällen konnte anhand von signifikanten Abweichungen der Einfluß von Niederschlag (Regen) nachgewiesen werden, der je nach Betriebstemperatur des Energieabsorbers sensible Wärme zu- oder abführt. Die Beiträge selbst waren jedoch von untergeordneter Bedeutung.

Für 2 Meßtage werden die Ergebnisse anhand von Meßwerten und berechneten Werten dargestellt und diskutiert. Die beiden in Tab. 3.2 charakterisierten Tage unterscheiden sich insbesondere durch die angebotene Solarstrahlung. Während für den 1.11.81 das Energieabsorberverhalten als Flächenwärmetauscher in Abb. 3.15 dargestellt wird, zeigt Abb. 3.16, daß am 6.8.82 erhebliche Nutzwärmegewinne durch Strahlungsabsorption bewirkt wurden.

Tabelle 3.2:

Absorbertypen und Charakteristika der behandelten Tagesverläufe

	Absorbertyp	Datum	Meteorologische Daten			Betriebsdaten	
			$\bar{T}_L$ °C	$\bar{\varphi}$ %	$\bar{v}$ m/s	$\int_{TAG} G dt$ kWh/m ²	$\bar{T}_{ABe}$ °C $\bar{V}$ l/h
1. bedeckt	nicht selektiv	1.11.81	12,5	94	1,3	0,2	1,5 80/89
2. Flukt. Einstrahlung	selektiv	6.08.82	18,9	81	0,3	4,6	$T_L - 9$ 75/60

Abb. 3.15

a, b, c, d Meteorologische Meßdaten vom 1.11.1981 (rechte Seite)

a) Temperaturen

b) Windgeschwindigkeit

c) Feuchte

d) Strahlungsdaten

Am 1.11.1981 herrschte, abgesehen von den ersten 5 Nachtstunden, durchgehend eine dichte Bewölkung am Meßort. Die Globalstrahlung bewegte sich bis auf die klareren Nachtstunden auf einem Niveau von etwa 350 W/m^2 . Gemessene Geschwindigkeiten im Bereich um $0,8 \text{ m/s}$ vor 9.00 Uhr stiegen auf Werte um $1,8 \text{ m/s}$ bis zum Tagesende an. Einen ähnlichen Verlauf zeigte die Umgebungstemperatur, die von 9°C auf $\sim 14^\circ\text{C}$ anstieg und der Taupunkt, der von 6 bis 10 Uhr auf ca. $13,5^\circ\text{C}$ anstieg, wie es der nahezu konstanten relativen Feuchte entspricht.

e, f, g, h Kalorimetrische Daten vom 1.11.1981 (rechte Seite)

e) Wärmebilanzbeiträge des integrierten Energieabsorbers

f) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des integrierten Energieabsorbers

g) Wärmebilanzbeiträge des hinterlüfteten Energieabsorbers

h) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des hinterlüfteten Energieabsorbers

In dieser Meßsituation erweist sich die zusätzliche Wärmetauscherfläche des hinterlüfteten Absorbers als zusätzlicher Energielieferant, der den Gesamtenergiegewinn etwa um den Faktor 2 gegenüber dem integrierten Absorber vergrößert.

Der Energiegewinn durch Globalstrahlungsabsorption ist nahezu vernachlässigbar gering. Die thermische Strahlung leistet erst nach dem Aufzug einer dichten Wolkendecke (5.00 Uhr) einen nennenswerten Beitrag zum Energiegewinn. Bedingt durch die große Temperaturdifferenz zur Umgebung und die hohe Luftfeuchte liefern die Anteile durch Konvektion und Kondensation jeweils etwa dieselbe Nutzwärme. (Beachte die unterschiedlichen Ordinatenmaßstäbe).

Farbzuordnung der Wärmeübertragungsmechanismen:

gelb - absorbierte Globalstrahlung

rot - thermische Strahlungsbilanz

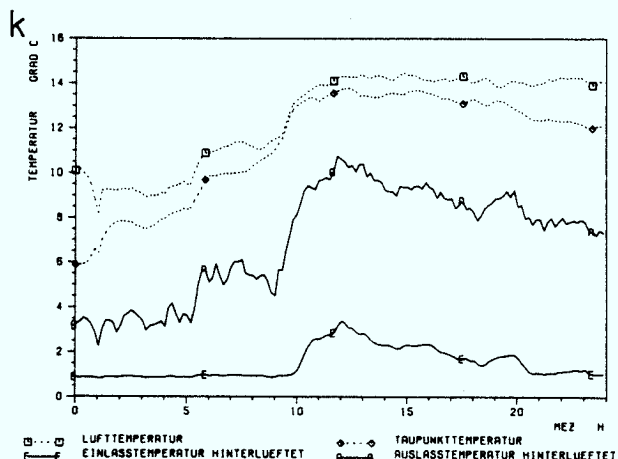
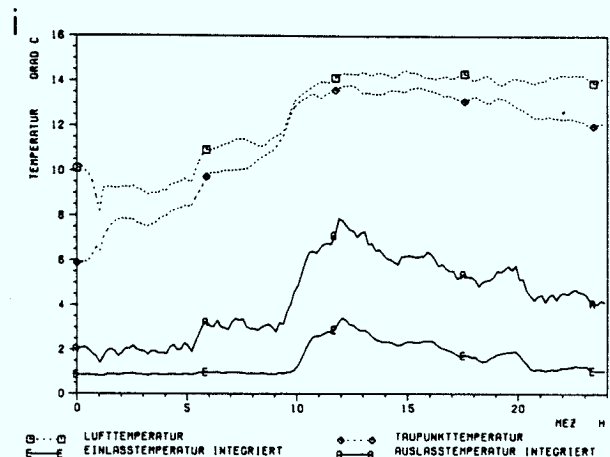
grün - Konvektion

blau - Kondensation

i, k Kalorimetrische Meßdaten vom 1.11.1981

i) Ein- und Auslaßtemperaturen des integrierten Energieabsorbers. Volumenstrom: 80 l/h .

k) Ein- und Auslaßtemperaturen des hinterlüfteten Energieabsorbers. Volumenstrom: 89 l/h .



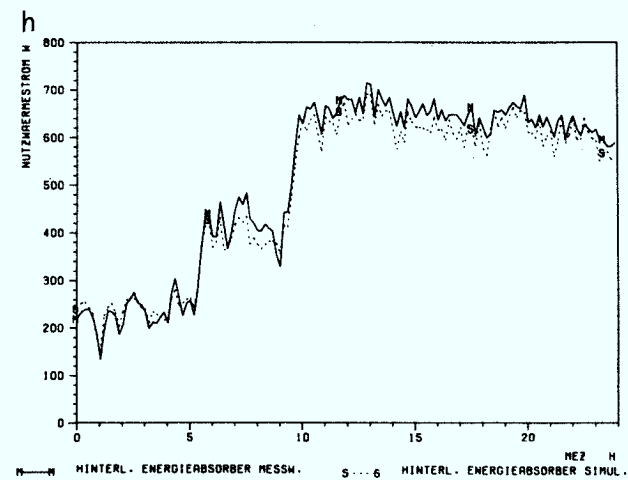
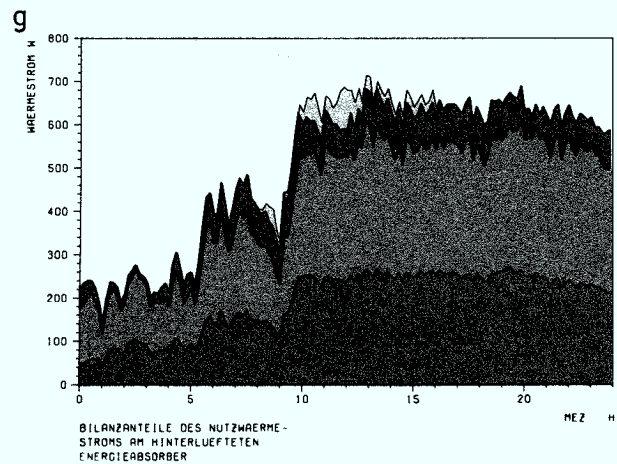
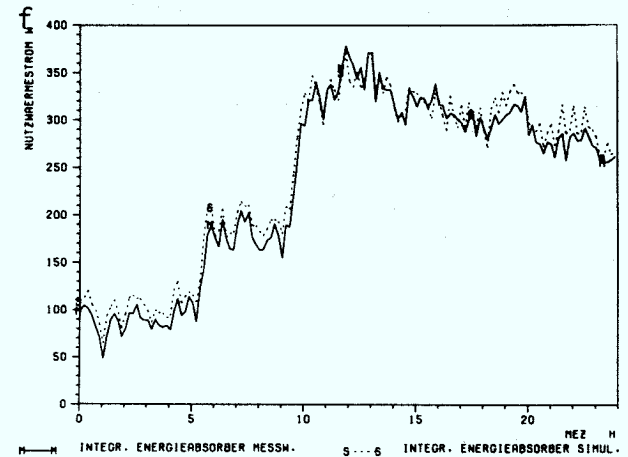
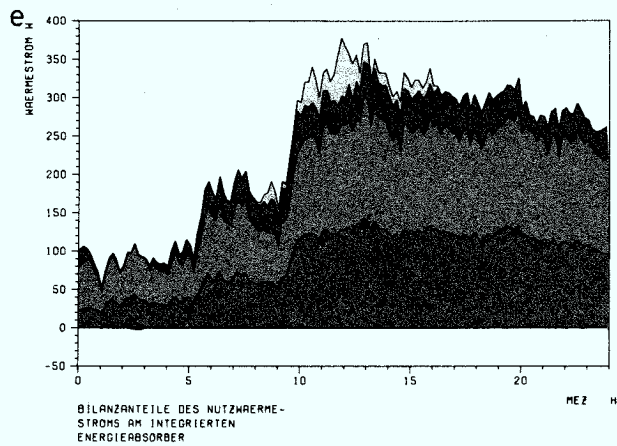
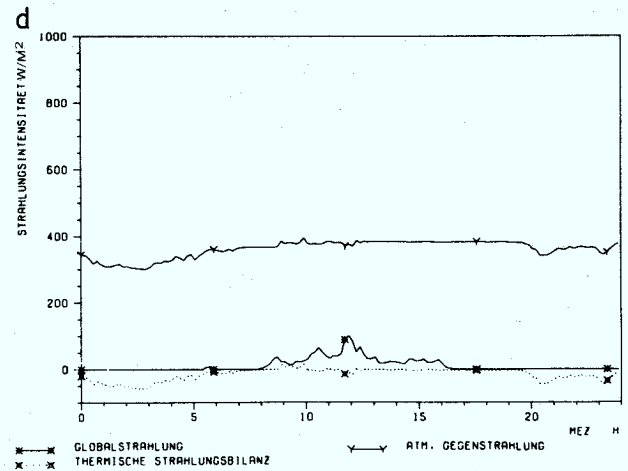
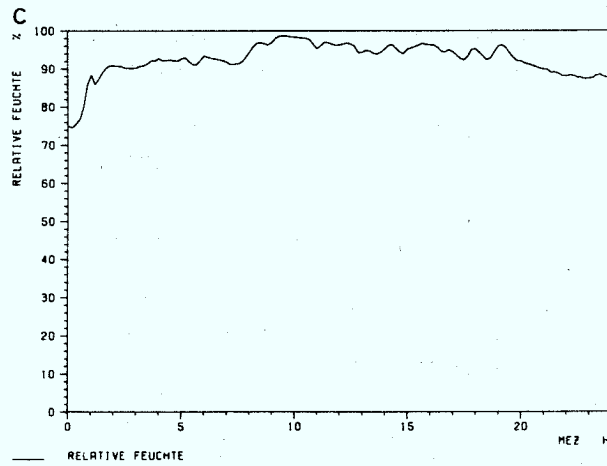
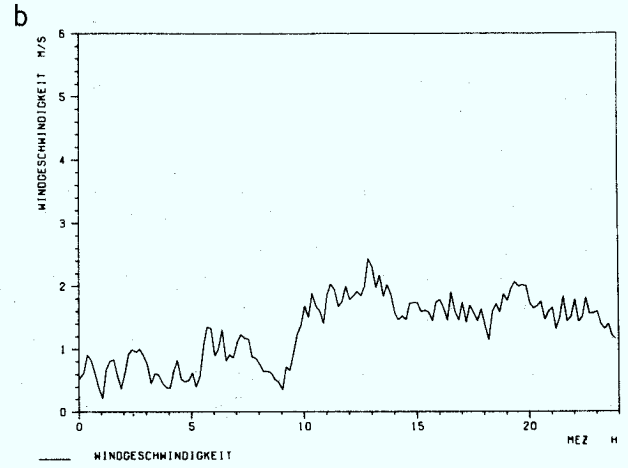
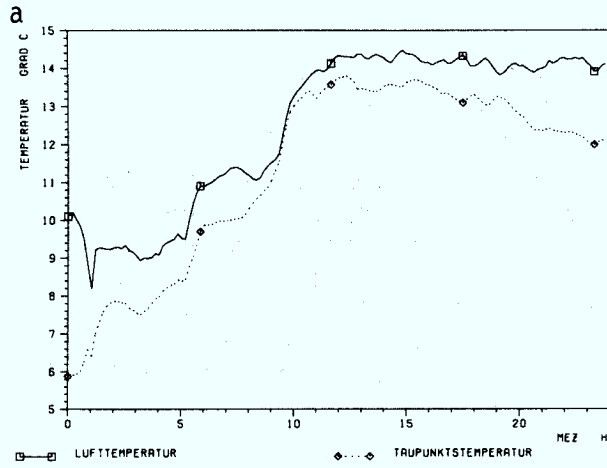


Abb. 3.16

a, b, c, d Meteorologische Meßdaten vom 6.8.1982 (rechte Seite)

- a) Temperaturen
b) Windgeschwindigkeit
c) Feuchte
d) Strahlungsdaten

Am 6.8.1982 ist der Tagesverlauf der Globalstrahlung am Vormittag mehr und am Nachmittag weniger durch Bewölkung beeinflusst. Der Spitzenwert von über 900 W/m^2 brachte bei der gleichzeitig wie im ganzen übrigen Tagesgang vorherrschenden geringen Windgeschwindigkeit von ca. $0,5 \text{ m/s}$ die höchsten gemessenen Leerlauftemperaturen (siehe Tab. 3.1). Der zeitliche Verlauf der Gegenstrahlung ist, wie schon im vorigen Kapitel erwähnt wurde, meist entgegengesetzt zum Verlauf der Globalstrahlung, während sich die relative Feuchte entgegengesetzt zum Temperaturverlauf verändert.

e, f, g, h Kalorimetrische Daten vom 6.8.1982 (rechte Seite)

- e) Wärmebilanzbeiträge des integrierten Energieabsorbers
f) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des integrierten Energieabsorbers
g) Wärmebilanzbeiträge des hinterlüfteten Energieabsorbers
h) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des hinterlüfteten Energieabsorbers

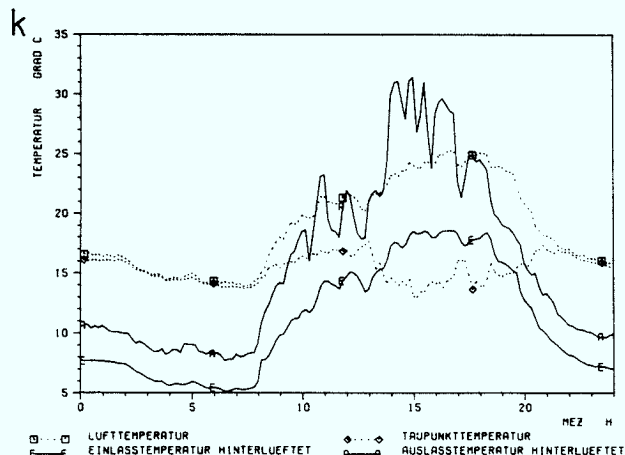
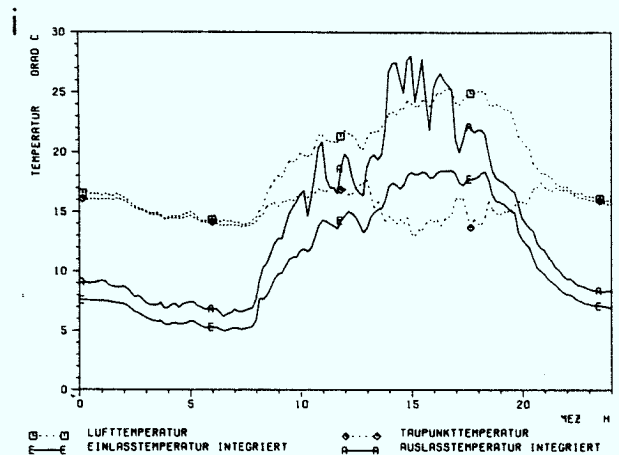
Aufgrund der in den Nachstunden auftretenden Taubildung auf den Absorberflächen verlieren die Oberflächen zum Teil ihre selektiven Eigenschaften. Am integrierten Absorber heben sich für die Nachtstunden die Strahlungsanteile nach Gl. (3.4) auf, so daß die thermische Strahlung keinen Beitrag zur Gesamtenergiebilanz leistet. Für den hinterlüfteten Absorber tritt in dieser Zeit wegen des Strahlungsaustausches mit der Dachfläche, auf der das hinterlüftete Element montiert wurde, ein Nutzenergiegewinn auf. Während der Tagesstunden verschwindet der Energiegewinn durch Kondensation, da die relative Feuchte abnimmt und das Temperaturniveau der Absorber insgesamt ansteigt. (Beachte die unterschiedlichen Ordinatenmaßstäbe.)

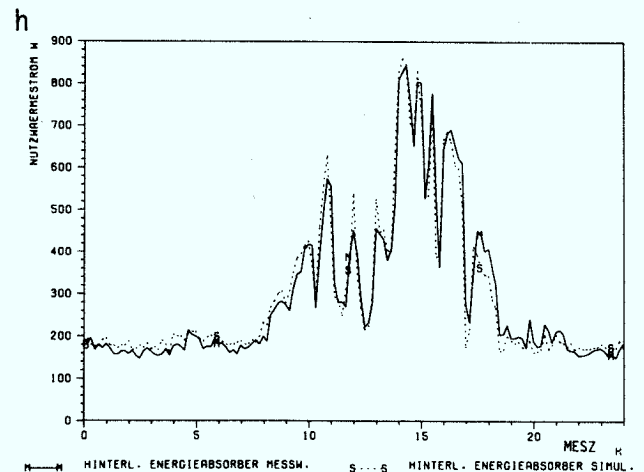
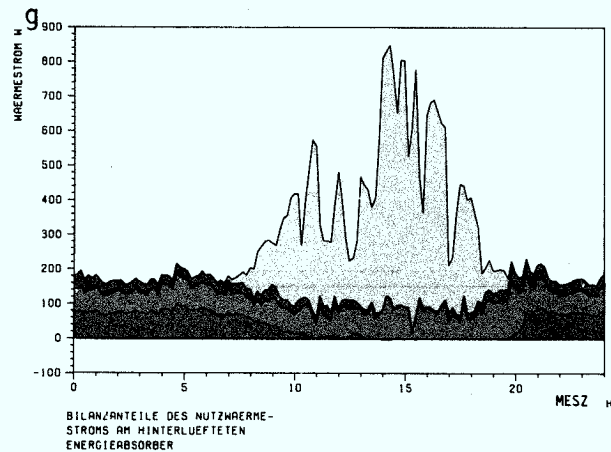
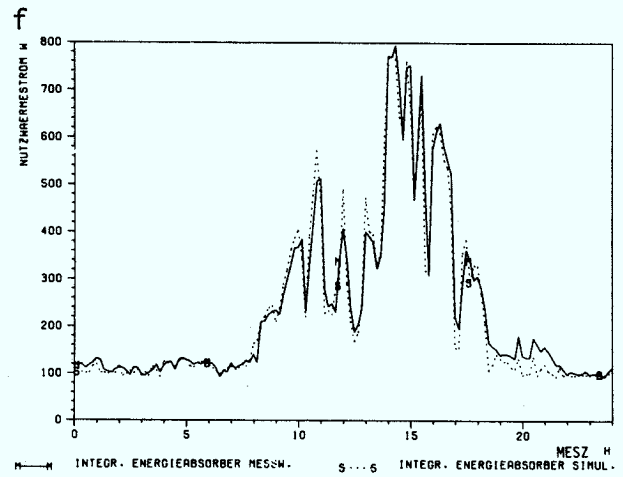
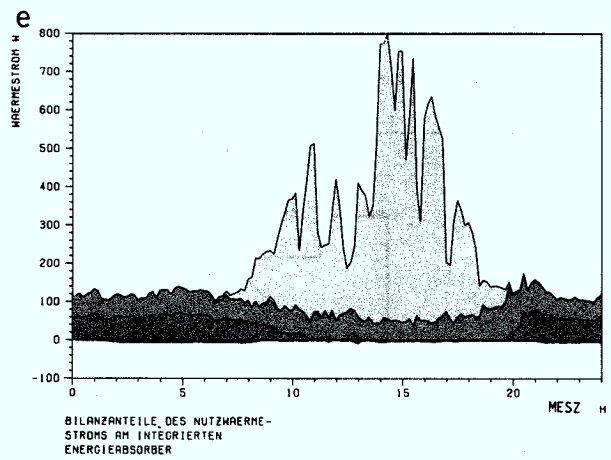
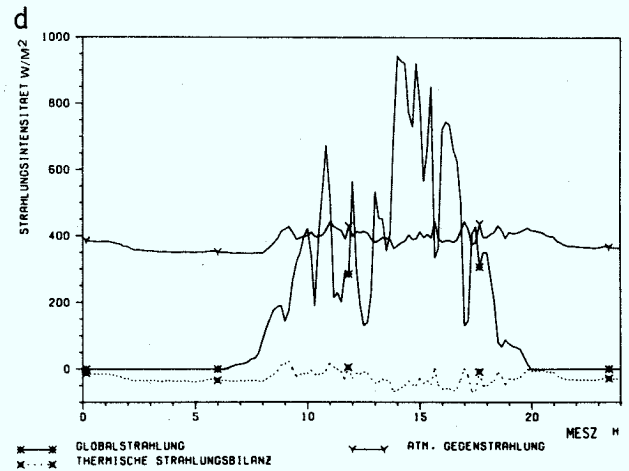
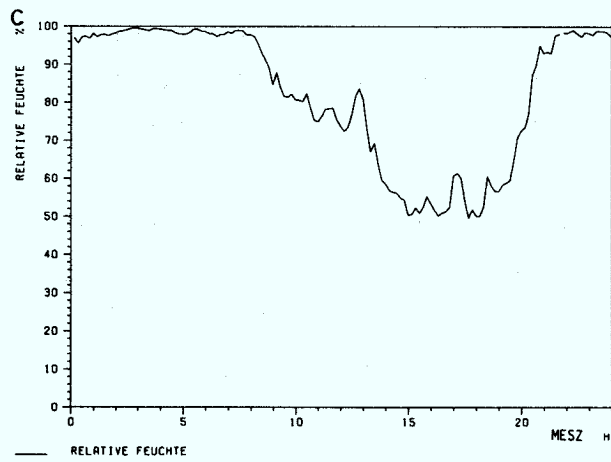
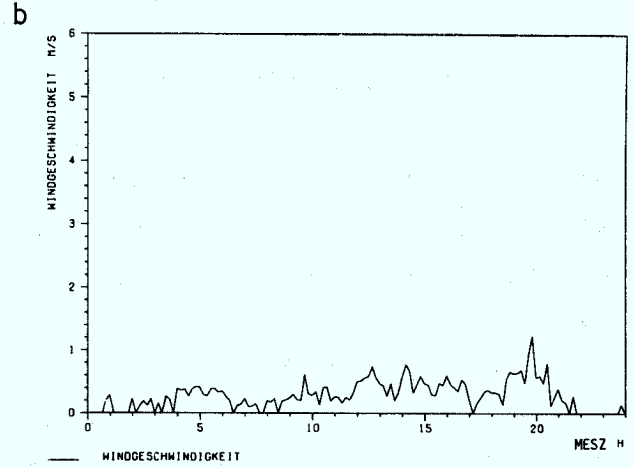
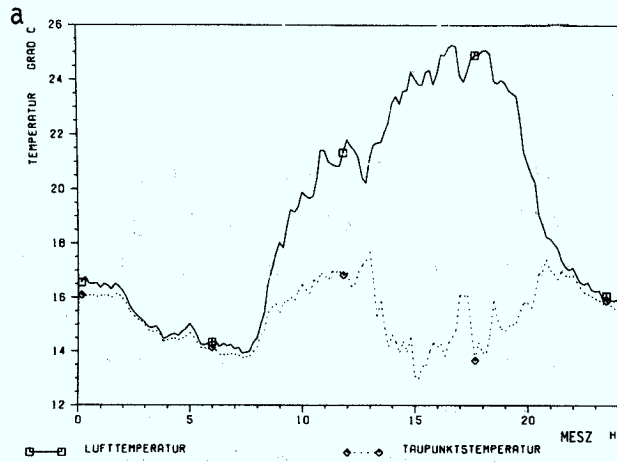
Farbzuordnung der Wärmeübertragungsmechanismen:

- gelb - absorbierte Globalstrahlung
rot - thermische Strahlungsbilanz
grün - Konvektion
blau - Kondensation

i, k Kalorimetrische Meßdaten vom 6.8.1982

- i) Ein- und Auslaßtemperaturen am integrierten Energieabsorber. Volumenstrom: 75 l/h .
k) Ein- und Auslaßtemperaturen am hinterlüfteten Energieabsorber. Volumenstrom: 60 l/h .





4. DIE SYSTEMEINBINDUNG DES ENERGIEABSORBERS

4.1 Ziel und Verfahrensweise der Untersuchung

Nachdem in Kapitel 3 die thermischen Eigenschaften des Energieabsorbers als vom Restsystem gelöste Komponente behandelt wurden, werden nun Fragen der Wechselwirkungen zwischen Heizungssystem und Energieabsorber bearbeitet.

Ziel dieser Untersuchungen ist es, die Einsatzmöglichkeiten der Energieabsorber aufzuzeigen und Planungshinweise für Systemauslegungen zu geben. Zu diesem Zweck wird das Verhalten des Heizungssystems und das des Gebäudes durch Simulationsrechnungen studiert. Um den Einfluß der Tagesdynamik der meteorologischen Größen auf das Gebäude einerseits und auf das Heizsystem andererseits erfassen zu können, wird mit kurzen, finiten Zeitschritten gerechnet.

Einen Überblick über die Modellstruktur gibt Abb. 4.1. Der linke Zweig stellt den Aufbau der Gebäudesimulation dar, der rechte Teil zeigt schematisch die Komponentenverknüpfung der Wärmepumpen-Heizungsanlage. Das Bereitstellungsprofil wird gegebenenfalls durch die Zusatzheizung in der Weise ergänzt, daß das Bedarfsprofil befriedigt wird.

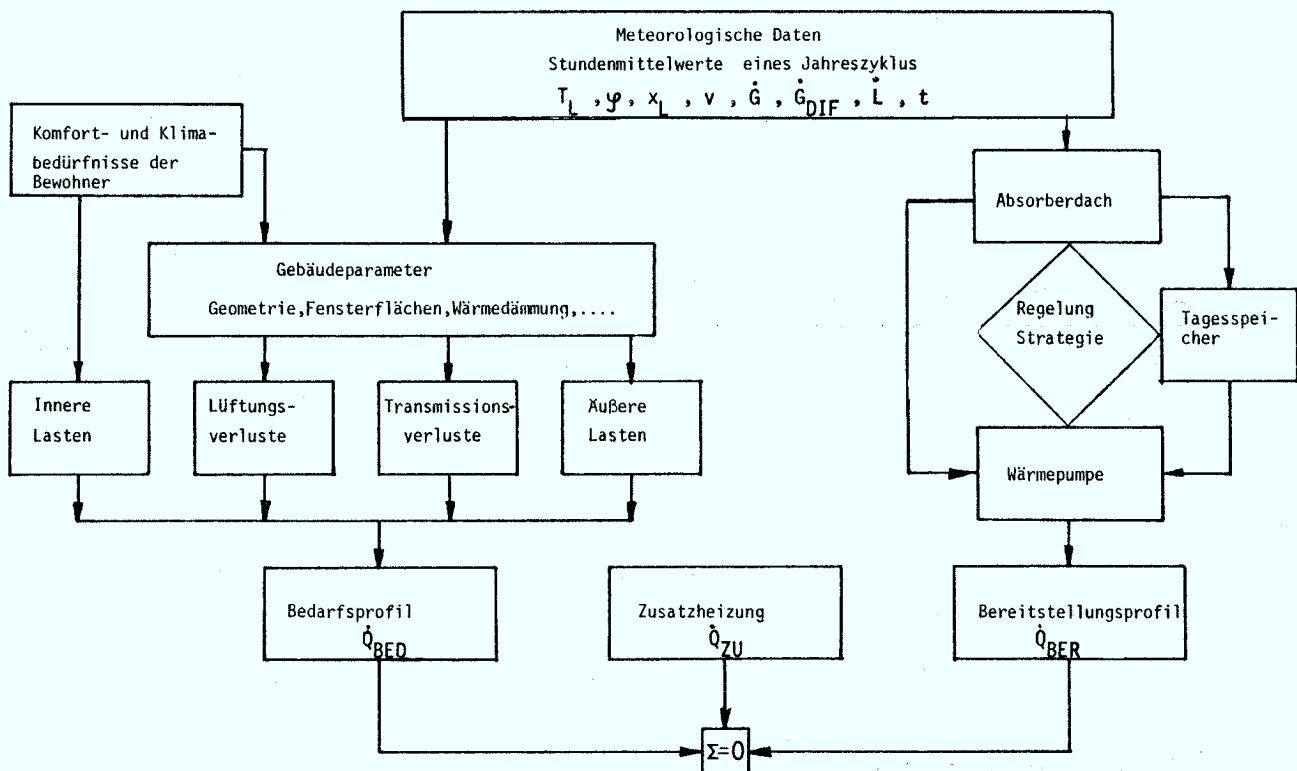


Abb. 4.1: Gliederung des Gesamtmodells

4.2 Meteorologische Daten

Die Datensätze der meteorologischen Parameter wurden vom Deutschen Wetterdienst (DWD) für Hamburg des Jahres 1973 und Braunschweig des Jahres 1979 zur Verfügung gestellt /25/.

Um einen Vergleich der Ergebnisse mit früheren Arbeiten anderer Modellanwender zu ermöglichen, wurden vorzugsweise die meteorologischen Daten des Jahres 1973 aus Hamburg verwendet.

Die Meßgrößen liegen als Stundenmittelwerte über einen vollen Jahreszyklus vor und umfassen folgende Parameter:

- | | | |
|----|---|--------------------|
| 1. | Lufttemperatur der Umgebung (Umgebungstemperatur) | T_L |
| 2. | Relative Feuchte | φ |
| 3. | Windgeschwindigkeit | v |
| 4. | Diffuse Globalstrahlung, horizontal | $\dot{G}_{DIFhor}$ |
| 5. | Globalstrahlung, horizontal | $\dot{G}_{hor1}$ |
| 6. | Atmosphärische Gegenstrahlung, horizontal | L_{hor} |

Unter Verwendung der Orts- und Zeitdaten ist die Strahlungsintensität auf beliebig geneigte Flächen berechenbar /26/. Dazu wird eine isotrope Verteilung der diffusen Globalstrahlung als auch der atmosphärischen Gegenstrahlung über den Himmelshalbraum zugrunde gelegt.

Das Reflexionsvermögen der Umgebung für kurzwellige Strahlung wird mit 0,3 angenommen.

Aus einer umfangreichen statistischen Bearbeitung der Jahresdaten sollen hier zwei Auswertungen präsentiert werden. In Abb. 4.2 sind die kumulierten Häufigkeitsverteilungen der Lufttemperatur und der Heizgradtage dargestellt. Die Heizgradtage sind ein relatives Maß für den Heizwärmebedarf eines Gebäudes. So läßt sich aus der Abb. 4.2 ablesen, daß für Temperaturen bis $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ca. 6 % und für Temperaturen bis $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ca. 20 % des Jahresheizbedarfs aufgewendet werden müssen (Hamburg 1973).

Die Abb. 4.3 zeigt die Korrelation zwischen niedrigen Temperaturen und der Strahlungsintensität auf eine geneigte Südfläche. Hier dokumentiert sich eine allgemeine Wettererfahrung unserer Region, daß an besonders kalten Wintertagen häufig die Sonne scheint.

¹Für den Datensatz Braunschweig 1979 wurde die atmosphärische Gegenstrahlung durch ein in / 2/ beschriebenes Verfahren berechnet.

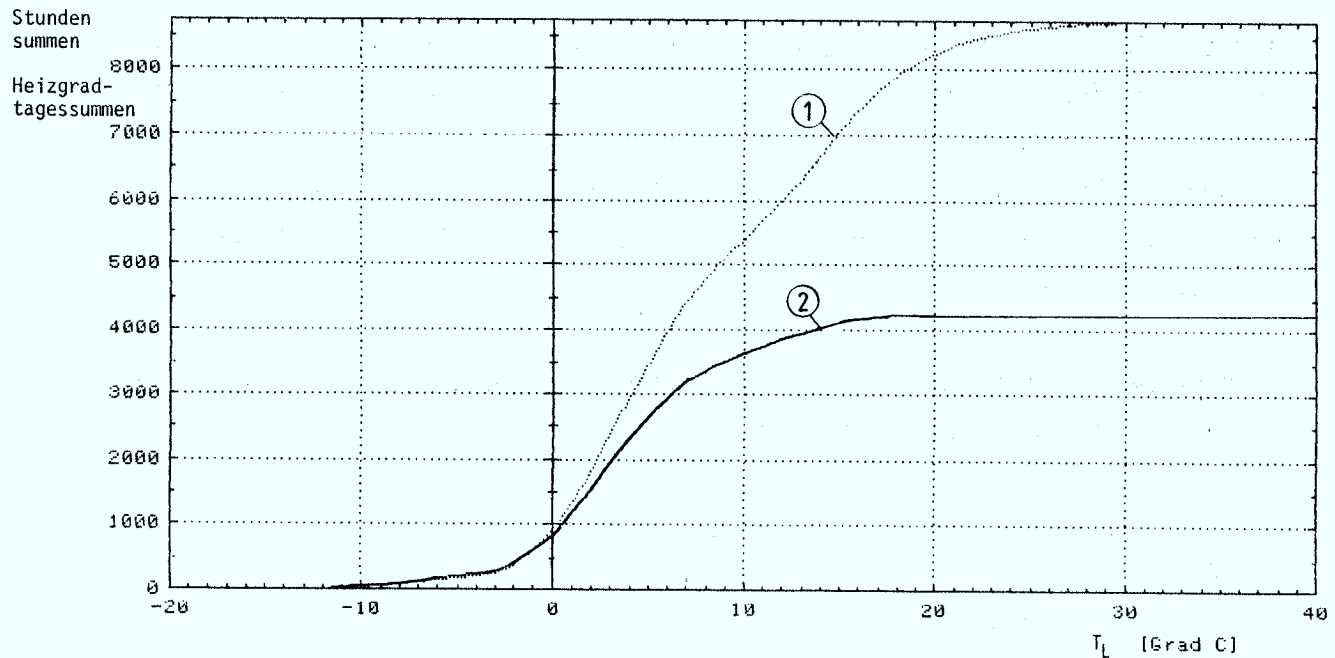


Abb. 4.2: Kumulierte Häufigkeitsverteilungen der Lufttemperatur und der Heizgradtage für Hamburg 1973

- 1 Stundensummen
- 2 Heizgradtagessummen

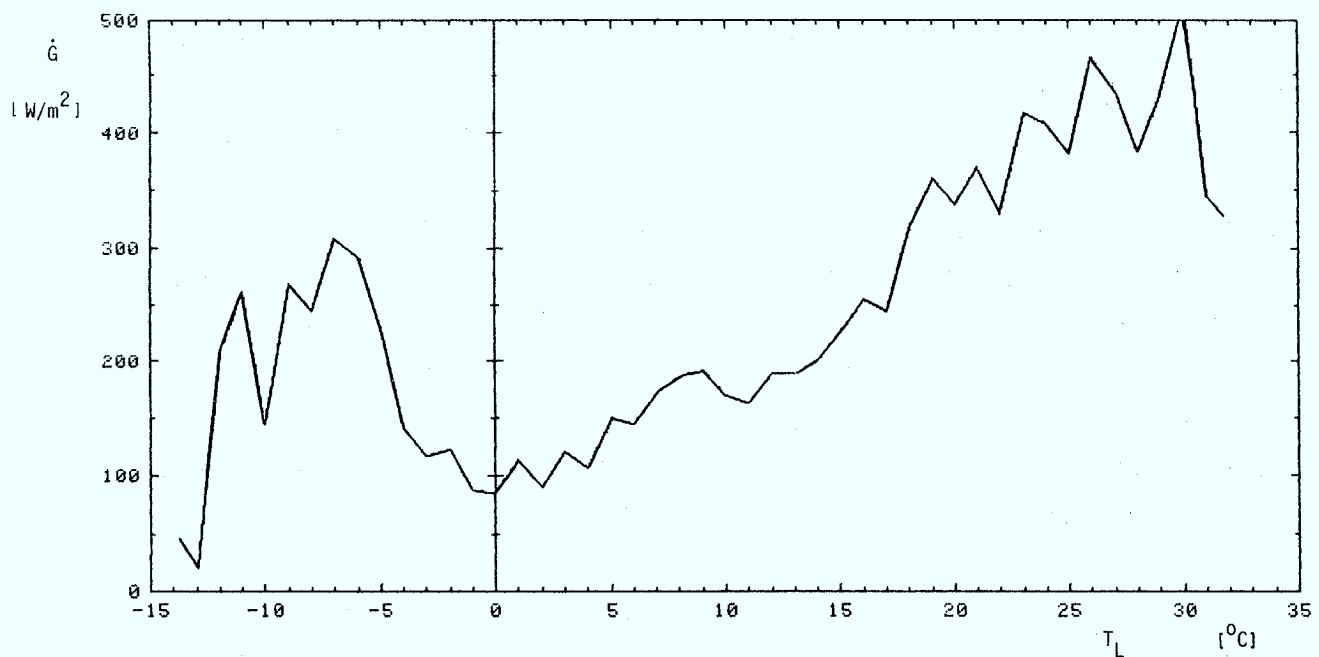


Abb. 4.3: Korrelation zwischen Lufttemperaturen und der Globalstrahlungsintensität während der Tagesstunden auf eine um 60° geneigte Südfläche (Hamburg 1973)

Der unruhigere Kurvenverlauf zu den Rändern hin ist bedingt durch die selteneren Ereignisse.

Die Jahresdatensätze Hamburg 1973 und Braunschweig 1979 sind extreme Beispiele hinsichtlich der Dauer und Verteilung von Kälteperioden. Während die Perioden mit Tagesmitteltemperaturen $\leq 0^{\circ}\text{C}$ für Hamburg 1973 im Jahresverlauf "gut verteilt" liegen, sind für Braunschweig 1979 praktisch alle Kälteperioden auf die ersten zwei Monate konzentriert, die nur 9 Tage mit Tagesmitteltemperaturen zwischen 0 und $+2,3^{\circ}\text{C}$ aufweisen. Diese unterschiedlichen Verteilungen bieten die Möglichkeit, die Konsequenzen für die Systemdimensionierung mit einem Eis-Latentspeicher als Komponente der Wärmequellenanlage zu untersuchen.

4.3 Konzept der Gebäudesimulation zur Berechnung des Heizwärmebedarfs

Die Vielzahl von Parametern, die den Wärmebedarf eines Gebäudes bestimmen, lassen sich drei Bereichen zuordnen:

- klimatischen Bedingungen,
- Gebäudeeigenschaften,
- Komfortbedürfnisse und Gewohnheiten der Bewohner.

Je nach Fragestellung und Genauigkeitsanforderungen berücksichtigen Wärmebedarfsrechnungen Daten dieser drei Bereiche. Als in Handrechnung ausführbare Verfahren gelten:

Die Berechnung des:

- Heizwärmebedarfs nach den Vorschriften der DIN 4701 für Auslegungsrechnungen von Heizungsanlagen /27/,
- Jahresheizwärmebedarfs nach der Methode der Heizgradtage /28/.

Mathematische Modelle, die das thermische Verhalten eines Gebäudes mit hoher Genauigkeit simulieren können, beruhen auf dem Prinzip der Berechnung finiten Elemente. Zum Zweck umfangreicher Parametervariationen sind diese aufwendigen Rechnerprogramme wegen langer Rechenzeiten ungeeignet. Die hier verwendete Methode eines thermischen Knotenmodells beruht auf der Bilanzierungsanalogie zwischen thermischen und elektrischen Wirkungsmechanismen und erlaubt eine gute Anpassung an spezielle Gegebenheiten des Gebäudes bei akzeptablen Rechenzeiten.

Um die Dynamik des Heizwärmebedarfs als Reaktion auf den Tagesgang der meteorologischen Größen erfassen zu können, wurde das Wärmebedarfsprofil in Stundenintervallen simuliert.

Instationäre Wärmeübertragungsvorgänge, wie sie bei Sonneneinstrahlung am Außenmauerwerk auftreten oder durch Nachtabenkung der Raumtemperatur verursacht werden, bewirken eine Änderung der gespeicherten Wärme beteiligter Bauelemente. Die Zeitkonstanten dieser Ausgleichsvorgänge betragen in den meisten Fällen ein Vielfaches der Dauer eines Berechnungsintervalls im Simulationsprogramm. Aus dieser Tatsache folgt einerseits die Notwendigkeit, die Wärmespeicherung bei der Wärmestrombilanzierung kurzer Intervalldauer zu berücksichtigen, andererseits die Möglichkeit, während der Intervalldauer mit stationären Vorgängen zu rechnen.

Als Haustyp wurde ein 1-1/2-geschossiges Standard-Einfamilienhaus gewählt, dessen Daten dem Beiblatt zur DIN 4108 entnommen sind.

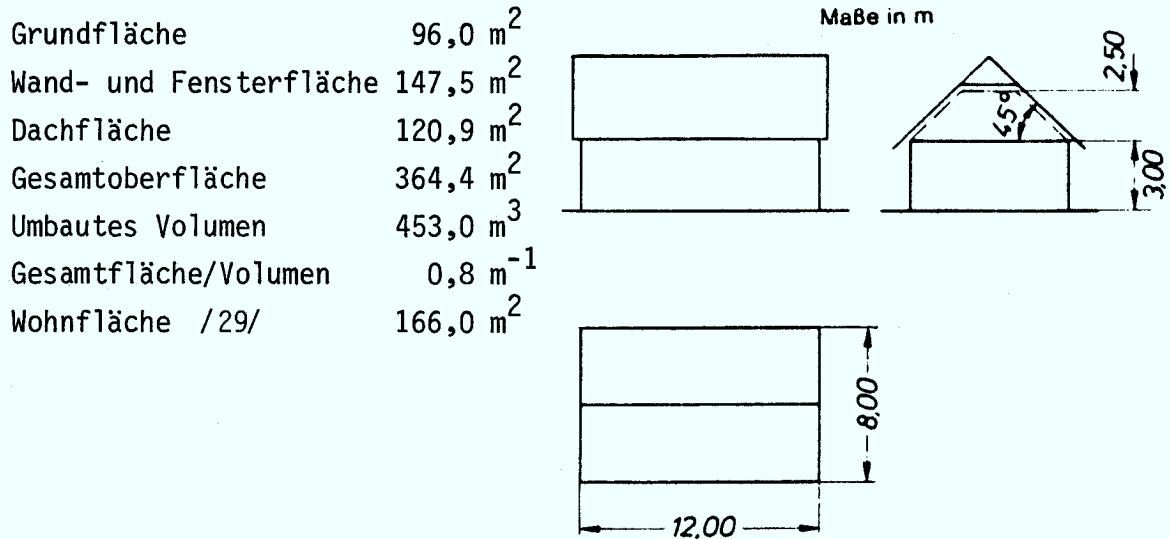


Abb. 4.4: Basisdaten eines 1-1/2-geschossigen Standardhauses nach /30/.

4.3.1 Energiebilanz eines Gebäudes

Im stationären Zustand setzt sich die Energiebilanz eines Hauses aus fünf Wärmeströmen zusammen.

Für $T_L < T_{RA}$ gilt:

- a) Transmissionswärmeverluste entstehen aufgrund von Wärmeleitung durch die Außenhaut des Gebäudes und setzen sich aus Einzelverlusten der Außenwände, Fenster, Decken und Böden zusammen.
- b) Durch kontrollierte oder unkontrollierte Lüftung wird ein Teil der Raumluft mit der Umgebungsluft ausgetauscht. Die Enthalpieerhöhung der Raumluft gegenüber der Umgebungsluft bewirkt zusammen mit dem Massenstrom der ausgetauschten Luft die Lüftungswärmeverluste.
- c) Haushaltsgeräte, die im Tagesverlauf benutzt werden, sowie die abgegebene Wärme von Personen leisten einen Beitrag zur Energiebilanz des Gebäudes. Bei Kenntnis der Lebensgewohnheiten der Bewohner läßt sich eine zeitliche Verteilung der inneren Lasten erstellen.
- d) Kurzzeitige Strahlung, die durch Fensterflächen ins Haus fällt und dort absorbiert wird, trägt die Bezeichnung äußere Last.

- e) Die Heizlast ist der Wärmestrom, der zur Erhaltung oder Schaffung eines erwünschten Raumklimas notwendig ist. Dabei wird das Temperaturniveau, bei dem die Heizlast zugeführt werden muß, von Art und Größe der Heizkörper bestimmt.

4.3.1.1 Berechnung der Transmissionswärmeverluste

Zur Berechnung der Transmissionswärmeverluste ist das Haus in 4 Zellen aufgeteilt worden, die mit den Geschossen identisch sind. Jeder Zelle, die auch gleichzeitig einen Knotenpunkt des thermischen Netzwerks darstellt, ist eine Wärmekapazität zugeordnet, die sich aus der Summe der Einzelwärmekapazitäten des Geschosses (Innenwände, Mobiliar, Luft) zusammensetzt.

Aufgrund der Energiebilanz am Netzwerkknoten stellt sich eine Temperatur der Wärmekapazität ein, die mit der Raumtemperatur identisch ist.

Diejenigen Gebäudeteile, die

- eine hohe Wärmekapazität besitzen und
- an denen rasche Temperaturänderungen zu erwarten sind,

werden als wärmekapazitätsbehaftete Berechnungseinheit behandelt. Dabei handelt es sich im wesentlichen um die massive äußere Gebäudehülle.

Diejenigen Gebäudeteile, die

- eine niedrige Wärmekapazität besitzen, z.B. Türen, Fenster, oder die
- Räume mit langsamen Temperaturänderungen begrenzen, z.B. Decken zwischen ständig beheizten Geschossen, Kellerwände,

werden als thermische Leitwerte im Netzwerk behandelt, deren Wärmekapazität anteilmäßig der jeweiligen Gesamtwärmekapazität der Berechnungszelle zugeschlagen wird.

In Abb. 4.5 ist eine Übersicht des Hausmodells hinsichtlich der Behandlung von Transmissionswärmeverlusten und der instationär behandelten Gebäudeteile dargestellt.

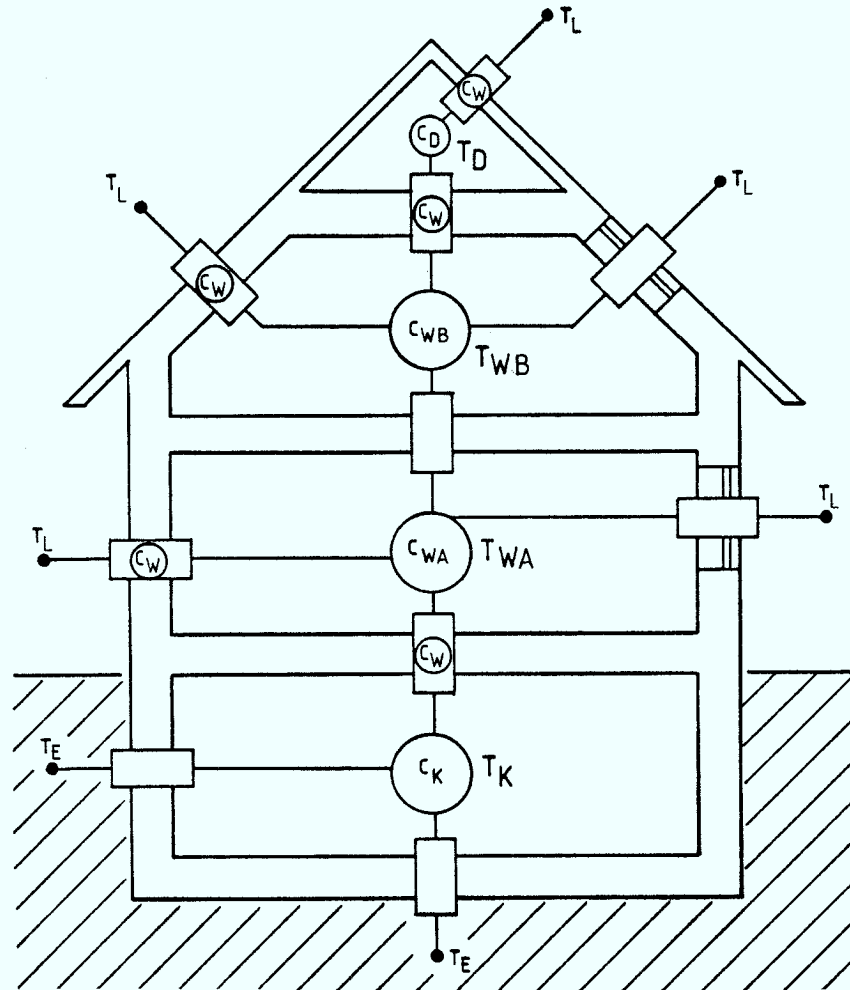


Abb. 4.5: Netzwerk der Wärmespeicher und thermischen Leitwerte am simulierten Gebäude

- (C) — Wärmekapazität, Netzwerkknotten
- [] — thermischer Leitwert
- [(C)] — wärmekapazitätsbehafteter thermischer Leitwert

Wie aus Abb. 4.5 hervorgeht, werden zwei verschiedene Wandmodelle verwendet, von denen eines die Wand als wärmekapazitätsfrei und das zweite die Wand als wärmekapazitätsbehaftet berechnet.

Wärmetransport durch eine wärme­kapazitätslose Wand

Die wärme­kapazitätslose Wand ist eine Modellvorstellung, die im Grenzfall des stationären Wärmedurchgangs korrekte Ergebnisse liefert.

In Abb. 4.6 sind die wirksamen thermischen Leitwerte und ein möglicher Temperaturverlauf durch eine Wand dargestellt.

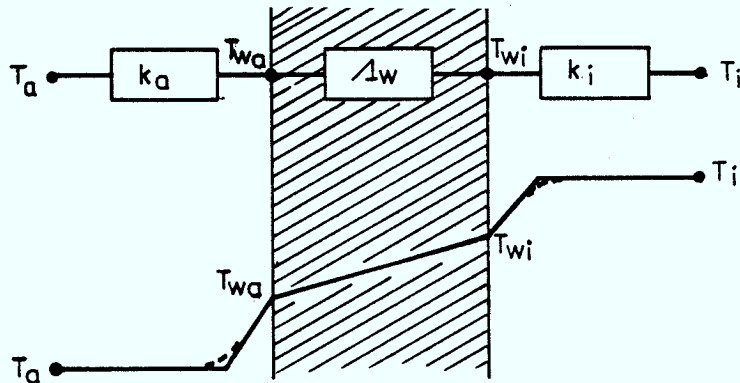


Abb. 4.6: Stationäre Wärmeleitung durch eine homogene Wand

Die beschreibenden Gleichungen sind:

Wärmedurchgangskoeffizient $k_W = 1/(1/k_a + 1/\Lambda_W + 1/k_i)$

Wärmestrom $\dot{q}_W = \frac{k_i k_a \Lambda_W (T_a - T_i)}{k_i k_a + k_i \Lambda_W + k_a \Lambda_W}$

Wandoberflächentemperaturen

innen $T_{Wi} = \frac{(k_i k_a + \Lambda_W k_i) T_i + \Lambda_W k_a T_a}{k_i k_a + k_i \Lambda_W + k_a \Lambda_W}$

außen $T_{Wa} = \frac{(k_a k_i + \Lambda_W k_a) T_a + \Lambda_W k_i T_i}{k_i k_a + k_i \Lambda_W + k_a \Lambda_W}$

Dieses Wandmodell findet Anwendung bei Kellerwänden, der Zwischendecke der beiden beheizten Geschosse und zur Bestimmung der Transmissionswärmeströme durch die Fensterflächen. Wegen der geringen Strahlungsintensität der kurzwelligen Strahlung im Gebäudeinneren bzw. des geringen Absorptionskoeffizienten der Fenster wird die Strahlungsabsorption an den Grenzflächen nicht berücksichtigt, sondern als innere - oder äußere Lasten behandelt.

Modell der Wärmekapazitätsbehafteten Wand

Die exakte Berechnung der nichtstationären Wärmeleitung einer Wand liefert die Lösung der Fourier-Gleichung. Die praktische Lösbarkeit dieser Differentialgleichung ist aber selbst bei 1-dimensionalen Wärmeleitungsproblemen nur auf eine begrenzte Anzahl von Problemen beschränkt.

Die im Simulationsmodell angewandte Berücksichtigung der Wärmespeicherung ist in Abb. 4.7 dargestellt. Die Wärmekapazität der Wand wird als in der Wandmitte zusammengefaßt betrachtet.

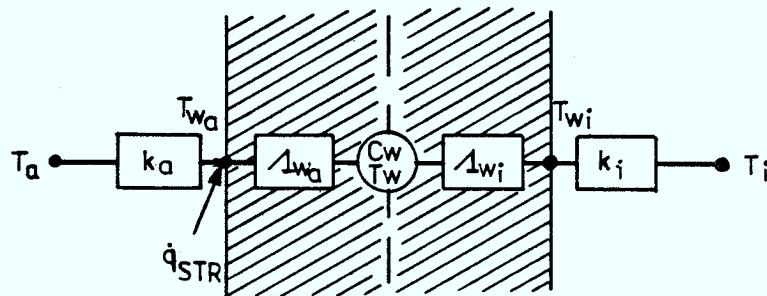


Abb. 4.7: Modell der wärmekapazitätsbehafteten Wand

Die beschreibenden Gleichungen sind:

Wärmestrom zwischen T_i und T_W :
$$\dot{q}_{Wi} = \frac{k_i \Lambda_{Wi} (T_i - T_W)}{k_i + \Lambda_{Wi}}$$

Wärmestrom zwischen T_a und T_W :
$$\dot{q}_{Wa} = \frac{k_a \Lambda_{Wa} (T_a - T_W) - \Lambda_{Wa} \dot{q}_{STR}}{k_a + \Lambda_{Wa}}$$

Wandoberflächentemperaturen:

innen
$$T_{Wi} = \frac{k_i T_i + \Lambda_{Wi} T_W}{k_i + \Lambda_{Wi}}$$

außen
$$T_{Wa} = \frac{k_a T_a + \Lambda_{Wa} T_W + \dot{q}_{STR}}{k_a + \Lambda_{Wa}}$$

Änderung der Wandmittentemperatur nach dem Zeitintervall Δt :

$$\Delta T_W = \left(\frac{\dot{q}_{Wi} + \dot{q}_{Wa}}{C_W} \right) \Delta t$$

$\dot{q}_{STR}$ umfaßt die absorbierte kurzwellige Strahlung sowie einen Teil der thermischen Strahlung:

$$\dot{q}_{STR} = \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^*$$

Der durch einfallendes Sonnenlicht oder künstliche Beleuchtung an den Wandinnenseiten des Raumes umgesetzte Energiebeitrag wird unter den Bilanzbeiträgen "innere Lasten" und "äußere Lasten" berücksichtigt.

4.3.1.2 Berechnung der Lüftungswärmeverluste

Aus hygienischen Gründen und zur Aufrechterhaltung eines behaglichen Innenklimas ist ein ständiger Luftaustausch notwendig. Dieser Luftaustausch ist im allgemeinen durch Fugendurchlässigkeit der Fenster und Türen gewährleistet oder muß durch kontrollierte Zwangsbelüftung sichergestellt werden. Der Einfluß von der Windgeschwindigkeit, die verantwortlich für die Druckdifferenz zwischen zwei Gebäudeseiten und damit wesentlich für die Luftwechselzahl ist, wird durch die Gleichung

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho_L v^2}{2}$$

beschrieben. Die treibende Druckdifferenz nimmt also quadratisch mit der Windgeschwindigkeit zu und ist von dem Widerstandsbeiwert ζ des Gebäudes abhängig.

Die Luftwechselrate wird für die Simulationsrechnung als quadratische Funktion der Windgeschwindigkeit behandelt. Die Bewohnerbedürfnisse werden in der Weise berücksichtigt, daß eine minimale Luftwechselrate $n = n_{\min}$ auch bei niedrigen Windgeschwindigkeiten gewährleistet wird (z.B. Öffnen der Fenster) und eine maximale Luftwechselrate $n = n_{\max}$ nicht überschritten wird (Schließen von Zwischentüren bei Zug).

Werden in den Sommermonaten durch Sonneneinstrahlung Raumtemperaturen über 22 °C erreicht, so ist vom Bewohnerverhalten zu erwarten, daß die Fenster zu diesen Zeiten ständig geöffnet bleiben. In diesem Fall wird mit Luftwechselraten von $n = 4 \text{ h}^{-1}$ gerechnet.

Würde dieser Vorgang nicht mit in Betracht gezogen, so würden die Raumtemperaturen in einigen Fällen über 35 °C ansteigen. Abgesehen von einem unerträglichen Raumklima hätte eine derartige Aufheizung auch Auswirkungen auf den Heizwärmebedarf der darauffolgenden Zeit.

4.3.1.3 Bestimmung der inneren Lasten

Das zugrunde gelegte Tagesprofil der inneren Lasten beruht naturgemäß auf Annahmen der Lebensgewohnheiten eines 4-Personenhaushaltes, die im Einzelfall stark abweichen können. Die Tagessumme kann jedoch als Richtwert betrachtet werden und wird von mehreren Autoren /31/ als Berechnungsgrundlage herangezogen. Eine Änderung des Profils an Sonn- und Feiertagen, während der Urlaubszeit oder eine saisonal bedingte Änderung soll wegen grundsätzlicher Unsicherheiten nicht erfolgen, so daß im Simulationsprogramm ganzjährig mit dem in Abb. 4.8 dargestellten Tagesprofil der inneren Lasten gerechnet wird. Der mit Warmwasser bezeichnete Beitrag ist der durch Warmwasserverbrauch (Dusche, Spülen etc.) an die Raumluft, Gegenstände oder Bauteile abgegebene Wärme.

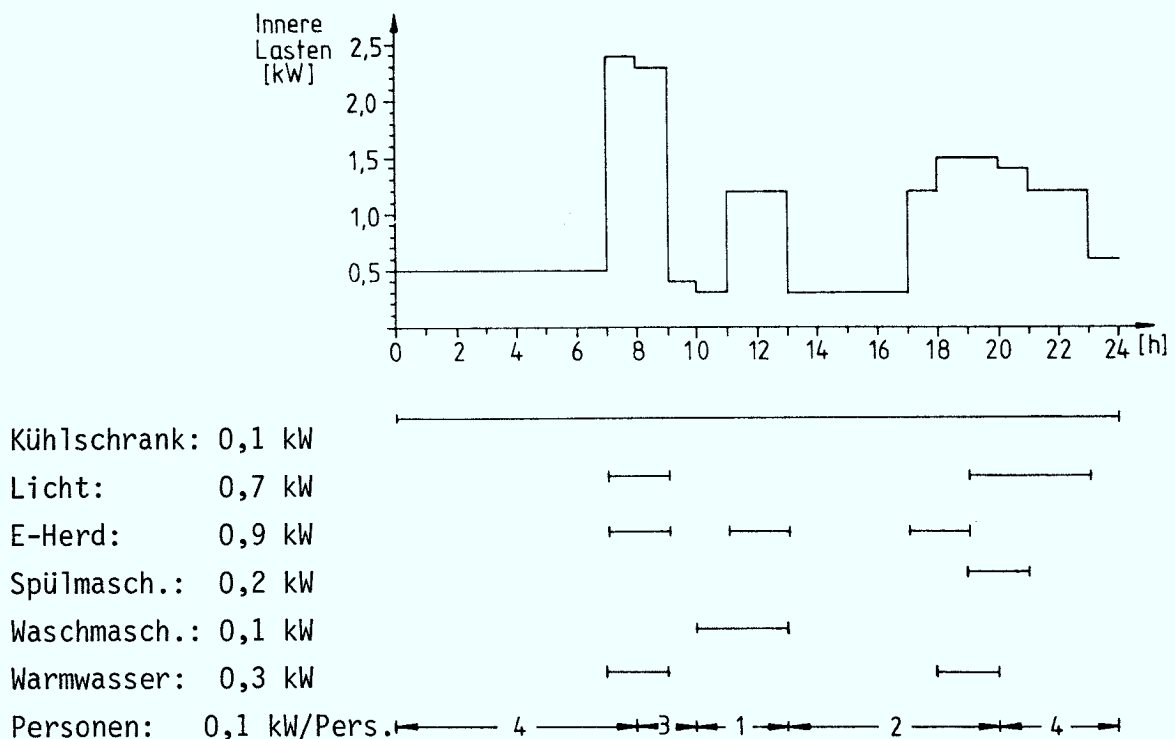


Abb. 4.8: Tagesprofil der inneren Lasten. Die Tagessumme beträgt 21,0 kWh.

4.3.1.4 Berechnung der äußeren Lasten

Die Gebäudehülle des Standardhauses besteht aus 6 verschieden orientierten Außenflächen. Die wirksame Strahlungsintensität an diesen 6 Flächen weist bei Sonnenschein erhebliche Unterschiede auf.

Die Berechnung der richtungsabhängigen kurzwelligen Strahlungsintensität geschieht auf der Grundlage meteorologischer Meßdaten unter folgenden Annahmen:

- Die diffuse Globalstrahlung ist isotrop über die Hemisphäre verteilt.
- Das Reflexionsvermögen der Umgebung wird für kurzwellige Strahlung zu 0,3 angenommen.

Die Ermittlung der langwelligen Strahlungsintensität auf eine geneigte Ebene folgt sinngemäß der Behandlung der diffusen kurzwelligen Strahlung unter den Annahmen:

- Die atmosphärische Gegenstrahlung ist isotrop über die Hemisphäre verteilt.
- Die langwellige Strahlung der Umgebung (Erdboden, Bäume usw.) entspricht derjenigen eines schwarzen Strahlers, der sich auf Lufttemperatur befindet.

Unter dem Begriff äußere Lasten wird das durch die Fensterflächen einfallende Tageslicht zusammengefaßt. Durch Absorption im Gebäudeinneren wird die Strahlung in einen Wärmestrom umgewandelt. Dabei wird angenommen, daß durch Vielfachreflexion schließlich die gesamte Strahlung im Gebäude absorbiert wird. Eine Verminderung des einfallenden Lichtstromes durch Abschaltungen oder Gardinen wird nicht berücksichtigt.

Die erhöhten Reflexionsverluste von Glasscheiben bei großen Einfallswinkeln werden für die Direktstrahlung durch eine Näherungsfunktion nach [26] berücksichtigt.

Der Beitrag der inneren und äußeren Lasten zur Energiebilanz der einzelnen Geschoßzellen wird als gleichmäßig verteilt behandelt, so daß örtliche Temperaturunterschiede z.B. zwischen südorientierten und nordorientierten Räumen bei Sonneneinstrahlung vernachlässigbar sind.

Diese Annahme trifft für die Praxis häufig nicht zu, sie soll jedoch mangels anderer allgemein gültiger oder plausibler Annahmen beibehalten werden.

4.3.2 Eigenschaften und Daten des simulierten Gebäudes

Die Berechnung des stündlichen Heizwärmebedarfs, der vom Heizungssystem angefordert wird, erfolgt für ein 1-1/2-geschossiges Standard-Einfamilienhaus, dessen Wärmedämmung über den Mindestwärmeschutz hinausgeht /32/.

Die folgenden Daten eines gut isolierten Standardhauses werden zur Gebäudesimulation herangezogen:

Standort: (geographische Daten)

Ausrichtung des Gebäudes ist derart, daß die Giebelseiten ost- bzw. westorientiert sind

Außere Abmessungen (Abb. 4.4)

Wärmedurchlaßzahlen der Gebäudeaußenhülle

Kellerboden	6,3 W/m ² K
Kelleraußenwände	2,0 "
oberirdische Außenwände	0,5 "
Dachflächen beheizter Gebäudeteile	0,5 "
Dachflächen <u>un</u> beheizter Gebäudeteile	4,6 "

Wärmedurchlaßzahlen der Zwischendecken

Keller - Erdgeschoß	0,6 W/m ² K
Erdgeschoß - Dachgeschoß	0,6 "
Dachgeschoß - Dachboden	0,5 "

Alle Fensterflächen sind doppelt verglast.

Fensterflächen entsprechender Wände

Nordwand	5 m ²
Ostwand	9 "
Südwand	12 "
Westwand	9 "
Dachfläche Süd	6 "
Dachfläche Nord	3 "

Wärmekapazitäten der inneren Ausbauten

Kellergeschoß (einschl. Außenwände)	30 kWh/K
Erdgeschoß	13 "
Dachgeschoß	8 "
Dachboden	2 "

Emissionsvermögen für thermische Strahlung

entsprechender Oberflächen $\epsilon = 0,93$

Absorptionsvermögen für Sonnenstrahlung
entsprechender Flächen

Dach

$$\alpha = 0,90$$

Außenwand

$$\alpha = 0,65$$

Verlauf der Raum-Soll-Temperatur über den Tag:

Berechnungen ohne Nachtabenkung

$$20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Berechnungen mit Nachtabenkung

$$17\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ von } 22.00 - 06.00 \text{ Uhr}$$

$$20\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ von } 06.00 - 22.00 \text{ Uhr}$$

Luftwechselraten der Geschosse

Kellergeschoß

$$n_{\min} = 0,8; n_{\max} = 2,0$$

Wohnbereiche

$$n_{\min} = 0,5; n_{\max} = 1,0$$

Dachboden

$$n_{\min} = 1,0; n_{\max} = 2,0$$

Maximaler Heizwärmebedarf nach DIN 4701

Hamburg ($T_{\text{Lmin}} = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$$\dot{Q}_{\text{BEDmax}} = 12\text{ kW}$$

Braunschweig ($T_{\text{Lmin}} = -14\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$$\dot{Q}_{\text{BEDmax}} = 13\text{ kW}$$

4.3.3 Ergebnisse der Gebäudesimulation

Für das beschriebene Wohnhaus sind die Ergebnisse zum Jahresheizwärmebedarf in Tab. 4.1 zusammengefaßt.

Tab. 4.1: Jahresheizwärmebedarf des simulierten Gebäudes und die Einsparungen durch die Nachtabsenkung der Raumtemperatur

	Jahresheizwärmebedarf für	
	Hamburg 1973	Braunschweig 1979
<u>ohne</u> Nachtabsenkung	21 760 kWh	22 830 kWh
<u>mit</u> Nachtabsenkung	20 620 kWh	21 580 kWh
Einsparung	5,2 %	5,5 %

Die thermische Trägheit eines Gebäudes kann durch das Verhältnis von dessen Wärmekapazität zu einem effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten der Gebäudehülle beschrieben werden.

Die geringen Einsparungen durch die Nachtabsenkungen lassen sich auf die hohe thermische Trägheit eines gut isolierten Gebäudes bei massiver Bauausführung zurückführen.

Eine schlechtere Wärmedämmung, wie sie der Mindestwärmeschutz nach /30/ forderte, hätte bei einem höheren Jahresheizwärmebedarf von 52510 kWh (Hamburg 1973, ohne Nachtabsenkung) zur Folge, daß die Einsparung durch Nachtabsenkung bereits 7.5 % beträgt.

Abb. 4.9 zeigt den Verlauf der Energiebilanzanteile im Jahresverlauf. Auffallend ist, daß in den Sommermonaten Juni und Juli die Energiezufuhr durch äußere Lasten nur durch erhöhte Lüftungsverluste (geöffnete Fenster) abgeführt werden kann.

Der Heizwärmebedarf, der in Abb. 4.9 durch die Darstellung der Monatssummen einen stetigen Verlauf vortäuscht, zeigt bei einer Darstellung der Tagessummen in Abb. 4.10 erhebliche Varianzen zu saisonalen oder monatlichen Mittelwerten.

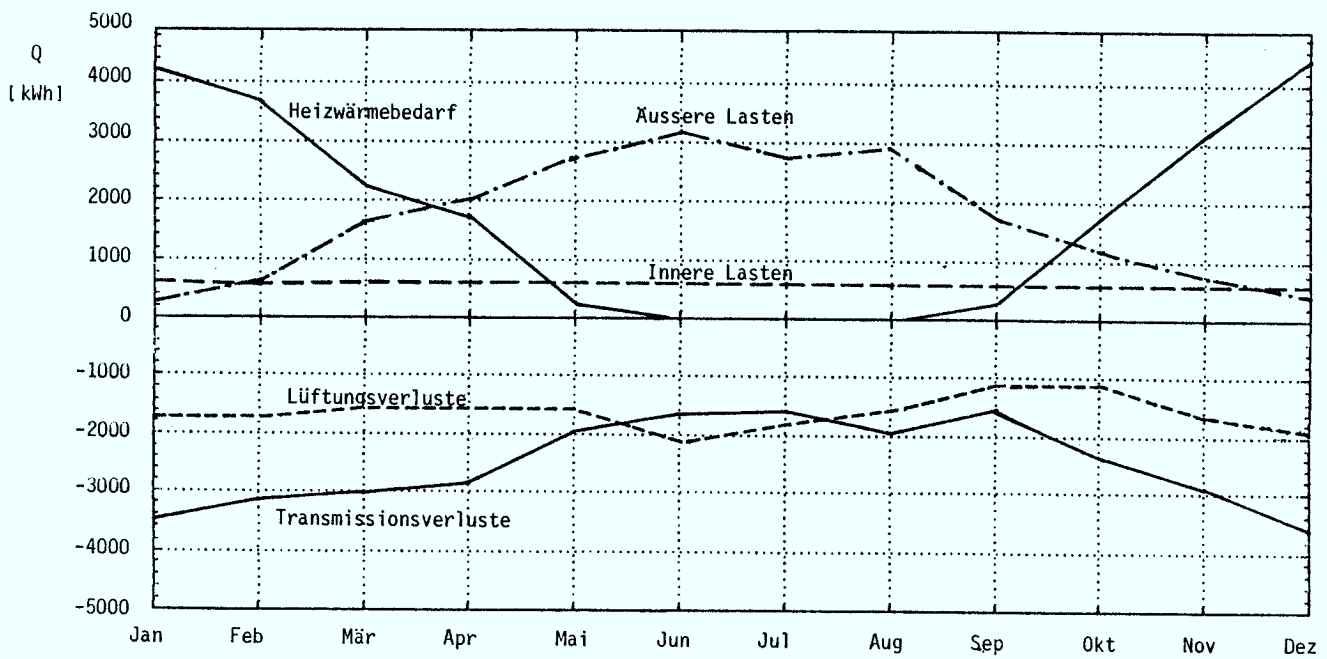


Abb. 4.9: Monatssummen der Wärmebilanzbeiträge am Standardhaus, berechnet durch eine Gebäudesimulation (Datenbasis: Hamburg 1973).

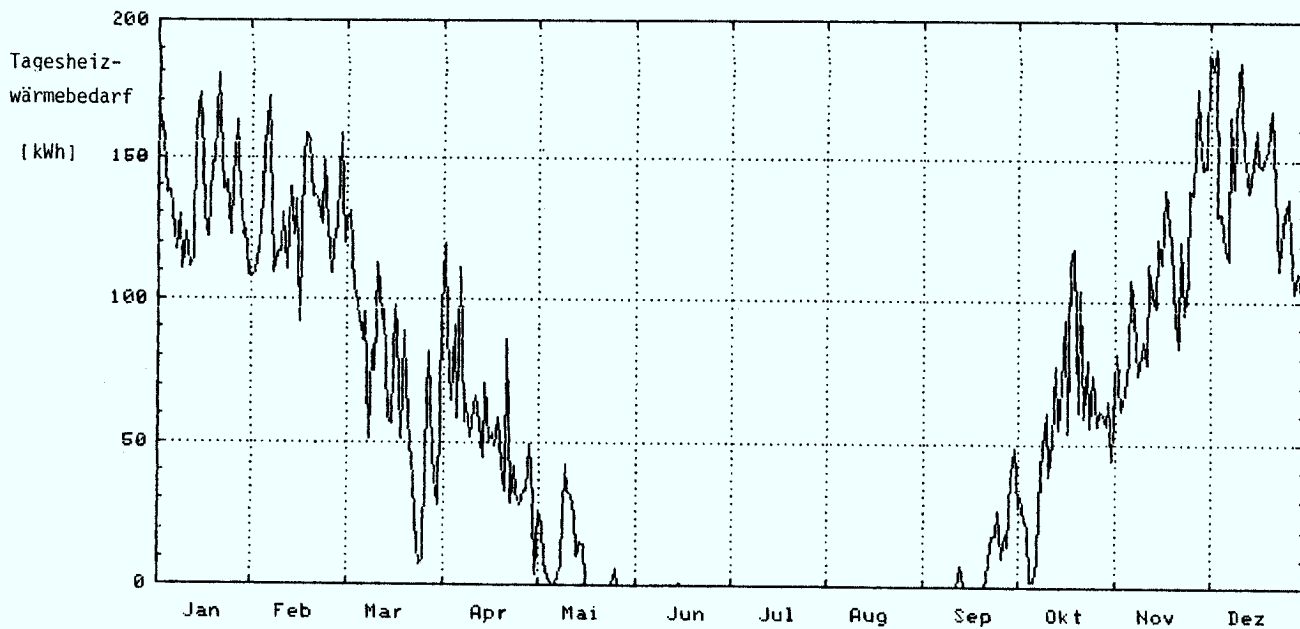


Abb. 4.10: Berechnete Tagessummen des Heizwärmebedarfs des Standardhauses (Datenbasis: Hamburg 1973).

Eine Darstellung der mittleren Tagesheizleistung in Abhängigkeit des Tagesmittels der Lufttemperatur zeigt Abb. 4.11. Die eingezeichnete Grenzlinie umreißt die Positionen der Extremwerte. Die große Bandbreite der mittleren Tagesheizleistungen bei gleichen Tagesmitteltemperaturen deutet auf weitere starke Korrelationen zu anderen Größen, wie beispielsweise die passive Nutzung solarer Strahlung durch Fensterflächen.

Die lineare Beziehung zwischen erforderlicher Heizleistung und Tagesmitteltemperatur auf der Grundlage der Berechnung nach DIN 4701 ergibt die eingezeichnete Vergleichsgrade. Sie stellt praktisch die obere Heizanforderung bei der jeweiligen Tagesmitteltemperatur dar.

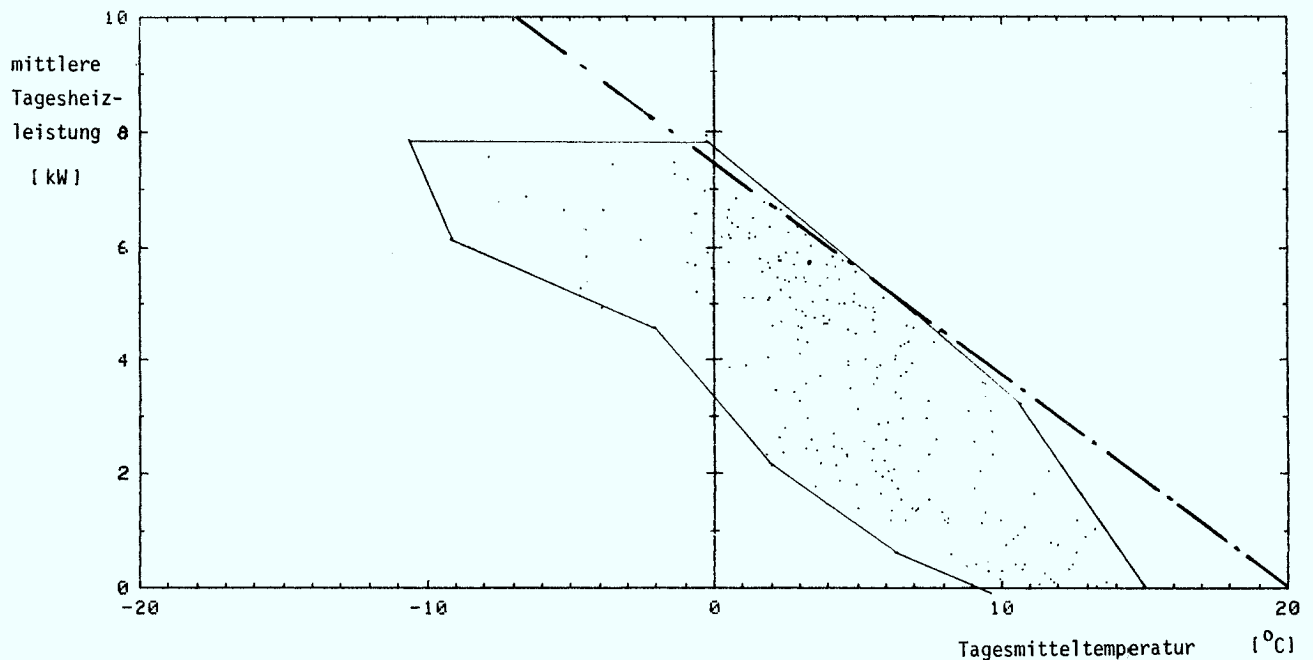


Abb. 4.11: Mittlere Tagesheizleistung des Standardhauses in Abhängigkeit der Tagesmitteltemperatur. (Datenbasis: Hamburg 1973)

Für tiefe Tagesmitteltemperaturen liegen die mittleren Tagesheizleistungen deutlich unter der Vergleichsgeraden.

Plausibel wird dieses Phänomen durch zwei Umstände:

- Die thermische Trägheit des Gebäudes "dämpft" die Wirkung von Temperaturschwankungen auf den Heizwärmebedarf. Insbesondere wirkt sich das bei relativ seltenen Frostperioden kurzer Dauer aus.
- Die Korrelation hoher Strahlungsdichten auf stark geneigte Südflächen an kalten Tagen (vgl. Abb. 4.3.), d.h. der passiven Nutzung solarer Strahlung durch südorientierte Fensterflächen.

Eine statistische Auswertung der Tagesheizprofile zeigt Abb. 4.12.

Der Aufbau von Bedarfsspitzen während der ersten Stunden nach der Nachtabsenkung ist deutlich erkennbar.

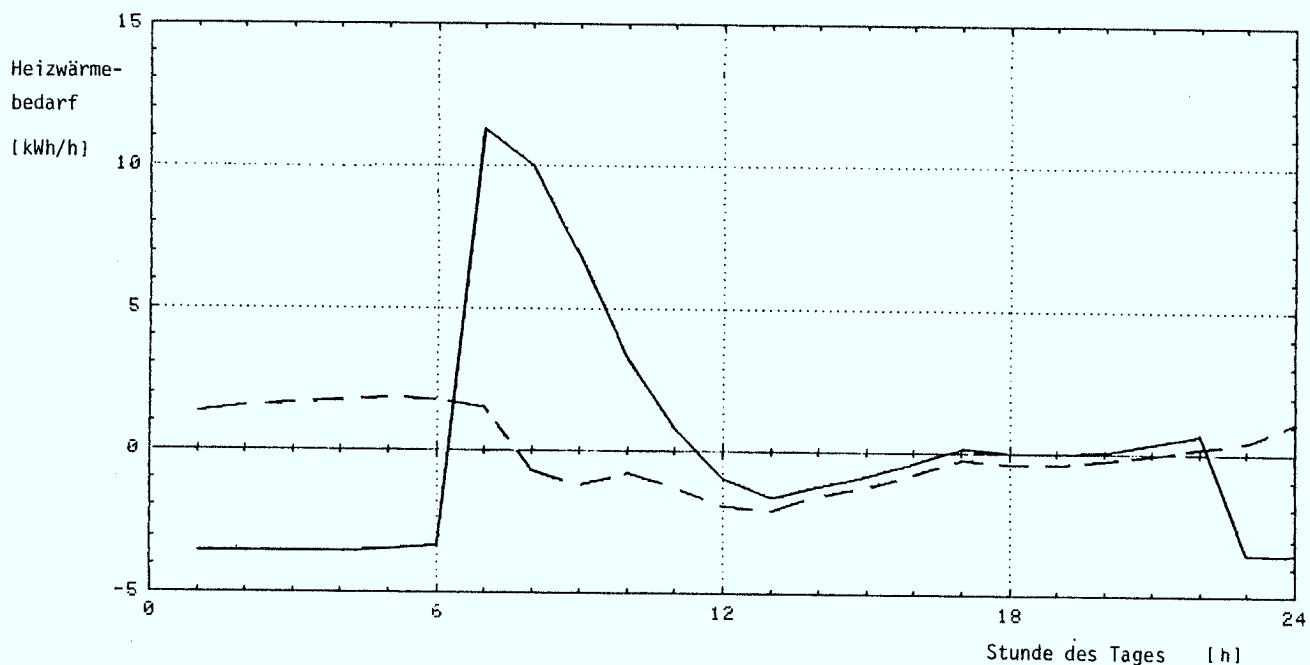


Abb. 4.12: Tagesdynamik des Heizwärmebedarfs als Differenz zum mittleren Tagesheizwärmebedarf
 — mit Nachtabsenkung
 ---- ohne Nachtabsenkung

Die Verringerung des Heizwärmebedarfs während der Tagesstunden, die an dem Profil "ohne Nachtabsenkung" erkennbar wird, zeigt die Wirkung der inneren und äußeren Lasten.

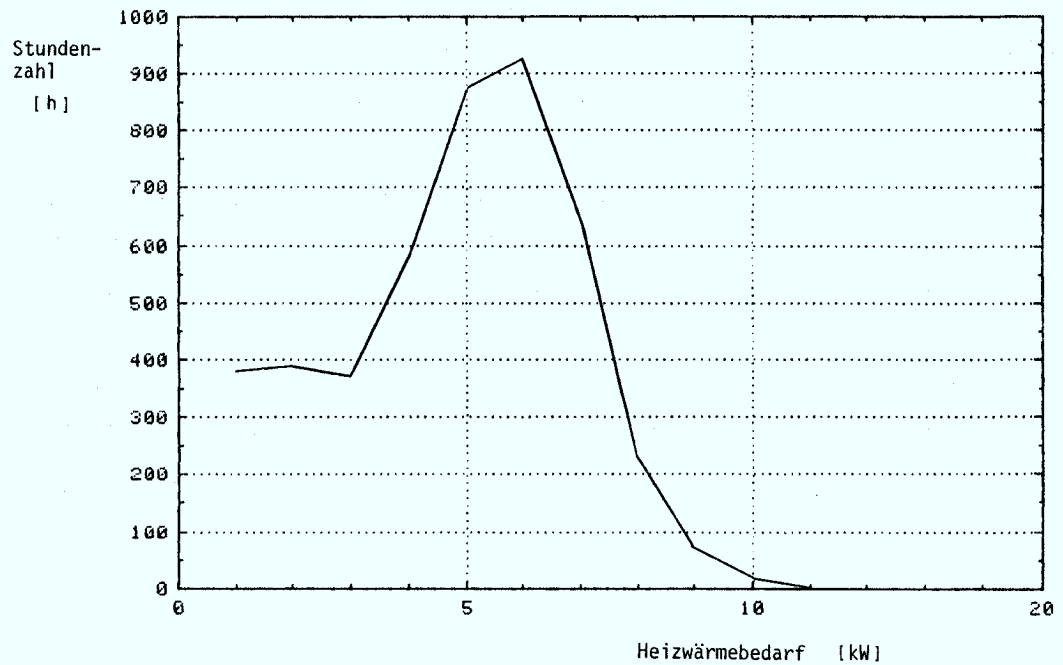


Abb. 4.13: Häufigkeitsverteilung der benötigten Heizleistung des Standardhauses ohne Nachtabsenkung

Die Häufigkeitsverteilung der benötigten Heizleistung ist in Abb. 4.13 dargestellt. Der maximale Wärmebedarf des Gebäudes bleibt mit 11 kW etwa 1 kW unterhalb des nach DIN 4701 errechneten Wertes.

Die Häufigkeitsverteilung zeigt, daß der maximale Heizwärmebedarf zum häufigsten Heizwärmebedarf etwa dem Verhältnis 2 : 1 entspricht.

4.4 Beschreibung der Heizungssysteme

Die Deckung des Heizwärmebedarfs, der durch die Gebäudesimulation als Stundenmittelwert berechnet wird, erfolgt durch verschiedene Wärmepumpen-Heizungssysteme, deren Kaltseite unterschiedlich aufgebaut ist.

Als Gegenstand dieser vergleichenden Untersuchung machen die Wärmequellenanlagen wegen ihrer Bindung an das Betriebsverhalten der Wärmepumpe eine weitgehende Festlegung und Beschreibung des gesamten Heizungssystems erforderlich.

Ein Referenzsystem, dessen Kaltseite aus einem zwangsventilierten Kompaktwärmetauscher (Direktverdampfer) besteht, soll die Interpretierbarkeit der Ergebnisse der Systemvarianten mit Energieabsorbern erleichtern.

Gegenüber dem Kompaktwärmetauscher als Direktverdampfer bietet der Energieabsorber den Vorteil, das solare Strahlungspotential nutzen zu können, dafür aber den Nachteil des Temperaturgefälles eines zusätzlichen Wärmeüberganges zwischen Umgebung und Verdampfer der Wärmepumpe. Welche Gesamtwirkung beide Einzeleinflüsse im System zeigen, und welche Rolle insbesondere die solare Strahlungsabsorption bei der Leistungsbilanz spielt, soll durch die erste Systemschaltung geklärt werden, in der der Energieabsorber direkt an die Wärmepumpe gekoppelt ist.

Neben dieser Direktkopplung des Energieabsorbers an die Wärmepumpe wird ein zweites Systemkonzept untersucht, das einen Eis-Latentspeicher als Kurzzeitspeicher vorsieht. Die Aufgabe dieses Tages- bis Mehrtageesspeicher soll es sein, während der Stillstandzeiten der Wärmepumpe das Angebot des Energieabsorbers zu sammeln und zu Zeiten hohen Bedarfs bei geringem Angebot wieder zur Verfügung zu stellen.

4.4.1 Beschreibung von Komponenten und Anlagenteilen

4.4.1.1 Aufbau der Wärmenutzungsanlage

Die Wärmenutzungsanlage ist als Niedertemperatur-Heizungsanlage für maximale Vorlauftemperaturen bis 60 °C konzipiert (Abb. 4.14). Die Simulation der Heizungssysteme erfolgt mit einer außengeführten Vorlauftemperatur. Zur Deckung des nach /27/ errechneten Heizwärmebedarfs wird entweder eine maximale Vorlauftemperatur von $T_{Vmax} = 55\text{ °C}$ oder alternativ dazu von 35 °C der Norm-Außen-temperatur T_{Lmin} /27/ zugeordnet. Die Berechnung der erforderlichen Vorlauftemperatur T_{Vs} für eine beliebige Lufttemperatur T_L erfolgt durch die lineare Beziehung

$$T_{Vs} = 20 + (T_{Vmax} - 20) \left(\frac{20 - T_L}{20 - T_{Lmin}} \right) \quad (4.1)$$

Die Ausführung der Heizkörper ist derart, daß der maximale Heizwärmebedarf nach /27/ bei maximaler Vorlauftemperatur übertragen werden kann.

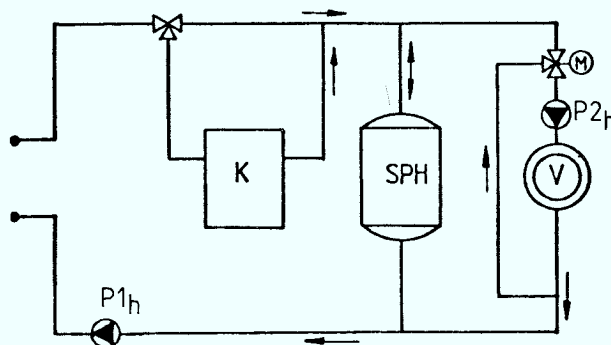


Abb. 4.14: Aufbau der Wärmenutzungsanlage. Durch den Stillstand einer Pumpe wird der entsprechende Leitungsabschnitt gesperrt.

Der parallel geschaltete Pufferspeicher SPH erfüllt folgende Zwecke:

- Entkopplung der unterschiedlichen Volumenströme der Wärmepumpe und des Verteilungsnetzes,
- Überbrückung erzwungener Abschaltzeiten,
- Reduzierung der Schalthäufigkeiten der Wärmepumpe.

Der Pufferspeicher wird als durchmischter Speicher berechnet, dessen Temperatur T_{SPH} mit der erforderlichen Vorlauftemperatur T_{VS} nach Gl. (4.1) verglichen wird. Unterschreitet die Speichertemperatur die erforderliche Vorlauftemperatur, so wird zunächst die Wärmepumpe von der Regelung in Betrieb gesetzt.

Die Wärmepumpe arbeitet so lange, bis eine obere Regelschwelle T_{Vro} erreicht, bzw. überschritten wird. Die obere Regelschwelle liegt 2,5 K über der erforderlichen Vorlauftemperatur T_{VS} .

Ist die Wärmepumpe allein nicht in der Lage den Heizwärmebedarf zu decken, so wird die Speichertemperatur sinken und die untere Regelschwelle T_{Vru} erreichen, was die Zuschaltung des Heizkessels bewirkt. Die untere Regelschwelle liegt 2,5 K unter der erforderlichen Vorlauftemperatur T_{VS} .

Der in Reihe geschaltete Kessel K übernimmt die Rest- oder Spitzenbedarfsdeckung bei einem Alternativ- oder Parallelbetrieb zur Wärmepumpenanlage. Bei monovalent ausgelegten Anlagen kann der Kessel entfallen.

4.4.1.2 Modellmäßige Abbildung der Wärmepumpe

Die Charakterisierung der elektromotorisch betriebenen Kompressionswärmepumpe erfolgt durch die Kennlinienfelder der Abbildungen 4.15 und 4.16, die aus technischen Angaben marktgängiger Wärmepumpen abgeleitet wurden. Dabei wurden folgende Daten und Gesetzmäßigkeiten zugrunde gelegt:

- Die Leistungsziffer des inneren Wärmepumpenprozesses beträgt $\epsilon = 0,4 \epsilon_C$.
- Die Grädigkeit der Wärmetauscher ist abhängig vom übertragenen Wärmestrom:

Verdampfer	$\frac{\Delta T}{\dot{Q}} = 0,33 \frac{K}{kW}$
Kondensator	$\frac{\Delta T}{\dot{Q}} = 0,28 \frac{K}{kW}$
- Die Volumenströme an den Wärmetauschern betragen

wärmequellenseitig	$\dot{V}_{q,B} = 2000 \text{ l/h}$
heizseitig (Wasser)	$\dot{V}_{h,B} = 1800 \text{ l/h}$
- Der thermische Wirkungsgrad der Wärmepumpe beträgt 0,95.
- Der elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe liegt die Verdichterleistungsaufnahme nach /33/ zugrunde.

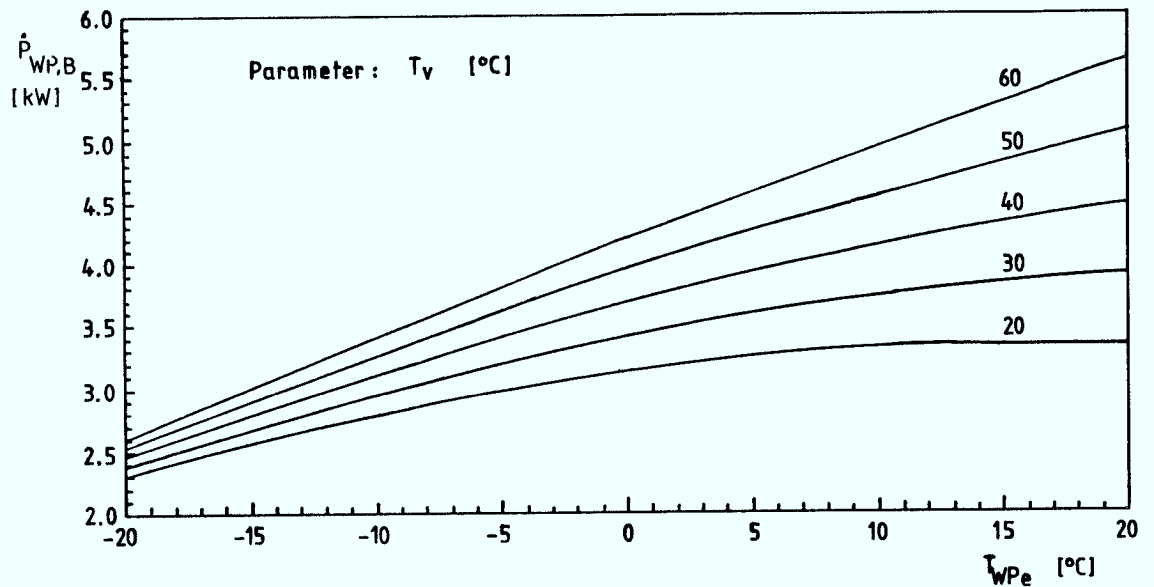


Abb. 4.15: Elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters als Funktion der Vorlauftemperatur T_V und der wärmequellenseitigen Einlaßtemperatur T_{WPe} /33/.

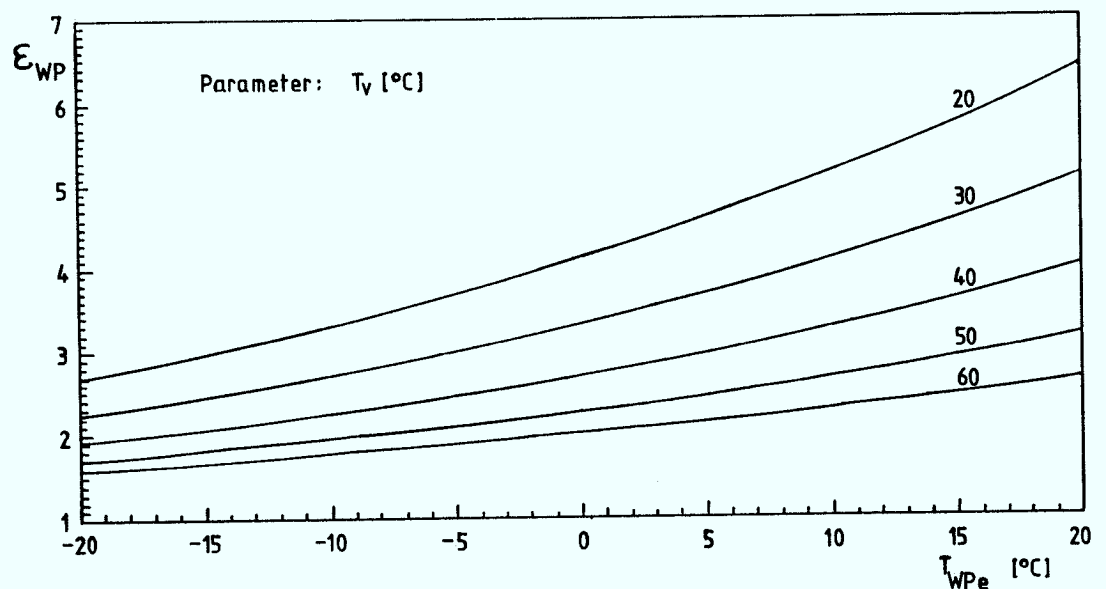


Abb. 4.16: Leistungsziffer ϵ_{WP} der Wärmepumpe als Funktion der Vorlauftemperatur T_V und der wärmequellenseitigen Einlaßtemperatur T_{WPe}

4.4.1.3 Auslegung und Betriebsweisen der Wärmepumpe

Bei einer Luft/Wasser-Wärmepumpe entspricht die wärmequellenseitige Einlaßtemperatur T_{WPe} stets der Außen-/Lufttemperatur $T_{WPe} = T_L$. Wegen der bekannten Zuordnung zwischen der Lufttemperatur und erforderlicher Vorlauftemperatur nach Gl. (4.1) läßt sich aus den Kennlinienfeldern der Abbildungen 4.15 und 4.16 die Heizleistung der Wärmepumpe als einfache Abhängigkeit der Lufttemperatur ableiten.

$$\dot{Q}_{WPh}(T_L) = \dot{P}_{WP}(T_L, T_{Vs}) \cdot \varepsilon_{WP}(T_L, T_{Vs})$$

mit $T_{Vs} = f(T_L)$.

Mit sinkender Lufttemperatur sinkt auch die abgegebene Heizleistung der Wärmepumpe, während der Heizwärmebedarf des Gebäudes steigt. Dieser Zusammenhang führt dazu, daß die Wärmepumpe bei einer bestimmten Lufttemperatur den Heizwärmebedarf des Gebäudes voll deckt. Dieser Lufttemperatur entspricht die sogenannte Auslegungstemperatur T_{ausl} .

Mit Hilfe der Auslegungstemperatur lassen sich drei verschiedene Betriebsbereiche der Wärmepumpe abgrenzen:

- 1) $T_L < T_{ausl}$
Der Wärmebedarf des Gebäudes kann nicht voll durch die Wärmepumpe gedeckt werden, obwohl sie im Dauerbetrieb arbeitet.
- 2) $T_L = T_{ausl}$
Die Heizleistung der Wärmepumpe entspricht im Dauerbetrieb genau dem Heizwärmebedarf des Gebäudes.
- 3) $T_L > T_{ausl}$
Der Heizwärmebedarf des Gebäudes wird voll durch einen getakteten Betrieb der Wärmepumpe gedeckt.

Um eine Anpassung der Wärmepumpenleistung für verschiedene Auslegungstemperaturen zu ermöglichen, wurde ein Faktor GEOM eingeführt, der bezogen auf die Verdichterleistung in Abb. 4.15 die Wärmepumpenleistung linear verändert.

Dazu gilt:

Aufgenommene elektrische Leistung

Von der Wärmequellenanlage gelieferter Wärmestrom

Abgegebene Heizleistung

$$P_{WP} = P_{WP,B} \cdot GEOM$$

$$\dot{Q}_{WPq} = \dot{Q}_{WPq,B} \cdot GEOM$$

$$\dot{Q}_{WPh} = \dot{Q}_{WPh,B} \cdot GEOM$$

Damit die Leistungsziffer bei veränderter Wärmepumpenleistung gleich bleibt, müssen die Temperaturverhältnisse entsprechender Betriebspunkte am Verdampfer und Kondensator gleich sein, was eine Anpassung der Volumenströme erfordert.

Heizseitiger Volumenstrom

Wärmequellenseitiger Volumenstrom

$$\dot{V}_h = \dot{V}_{h,B} \cdot GEOM$$

$$\dot{V}_q = \dot{V}_{q,B} \cdot GEOM$$

Die Leistungsaufnahme der Hilfsenergien für Pumpen und Ventilatoren (Luft-Wasser-Wärmepumpe) wird deshalb ebenfalls mit dem Anpassungsfaktor geändert.

Bei $GEOM = 1$ gilt für

die Sole-Wasser Wärmepumpe
die Luft-Wasser Wärmepumpe

$$\dot{P}_H = 240 \text{ W}$$

$$\dot{P}_H = 500 \text{ W}$$

In Abb. 4.17 ist der Anpassungsfaktor der erforderlichen Wärmepumpenleistung in Abhängigkeit von der Auslegungstemperatur für das in Kapitel 4.3 beschriebene Gebäude bei gleitender Vorlauftemperatur dargestellt. Dazu wird vorausgesetzt, daß die Wärmequellentemperatur der Umgebungstemperatur entspricht, wie es bei einer Luft/Wasser-Wärmepumpe der Fall ist.

Da sich die Wärmequellentemperatur des Energieabsorbers ohne Strahlungsnutzung ebenfalls an der Umgebungstemperatur orientiert, wird zunächst die oben genannte Voraussetzung zum Zwecke der Dimensionierung der Sole/Wasser-Wärmepumpen zugrunde gelegt.

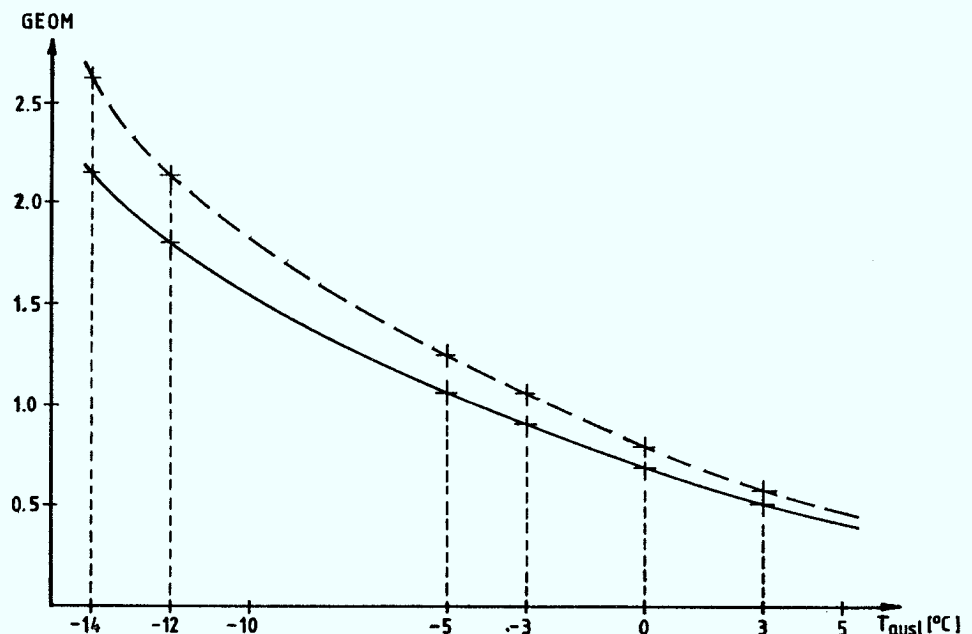


Abb. 4.17: Anpassungsfaktor der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Auslegungstemperatur für verschiedene maximale Vorlauftemperaturen

----- $T_{\text{vmax}} = 55^{\circ}\text{C}$
 ————— $T_{\text{vmax}} = 35^{\circ}\text{C}$

Der Nachweis der Zulässigkeit dieser Annahme wird im Verlauf dieser Arbeit an späterer Stelle erbracht.

Der starke nichtlineare Anstieg der erforderlichen Wärmepumpenleistung für sinkende Auslegungstemperaturen ist die Folge der größer werdenden Temperaturspreizung zwischen Wärmequellentemperatur und Heizungsvorlauftemperatur, sowie der verminderten elektrischen Leistungsaufnahme bei diesen

Betriebszuständen. Kann die Quellentemperatur trotz sinkender Umgebungstemperatur als konstant betrachtet werden, wie es näherungsweise bei Nutzung des Grundwassers ($T_q \approx 10^\circ\text{C}$) oder eines Eis-Latentspeichers ($T_q \approx 0^\circ\text{C}$) zutrifft, so ist wegen der geringeren Temperaturspreizung zwischen Wärmequelle und Heizungsvorlauftemperatur bei tiefen Temperaturen eine Reduzierung der installierten Wärmepumpenleistung möglich.

Für eine Temperaturquelle, deren Temperaturangebot dem eines idealen Eis-Latentspeichers entspricht, sind die Anpassungsfaktoren in Abb. 4.18 unter den Voraussetzungen:

$$\begin{array}{ll} T_q = 0^\circ\text{C} & \text{für } T_L \leq 0^\circ\text{C} \\ T_q = T_L & \text{für } T_L > 0^\circ\text{C} \end{array}$$

dargestellt.

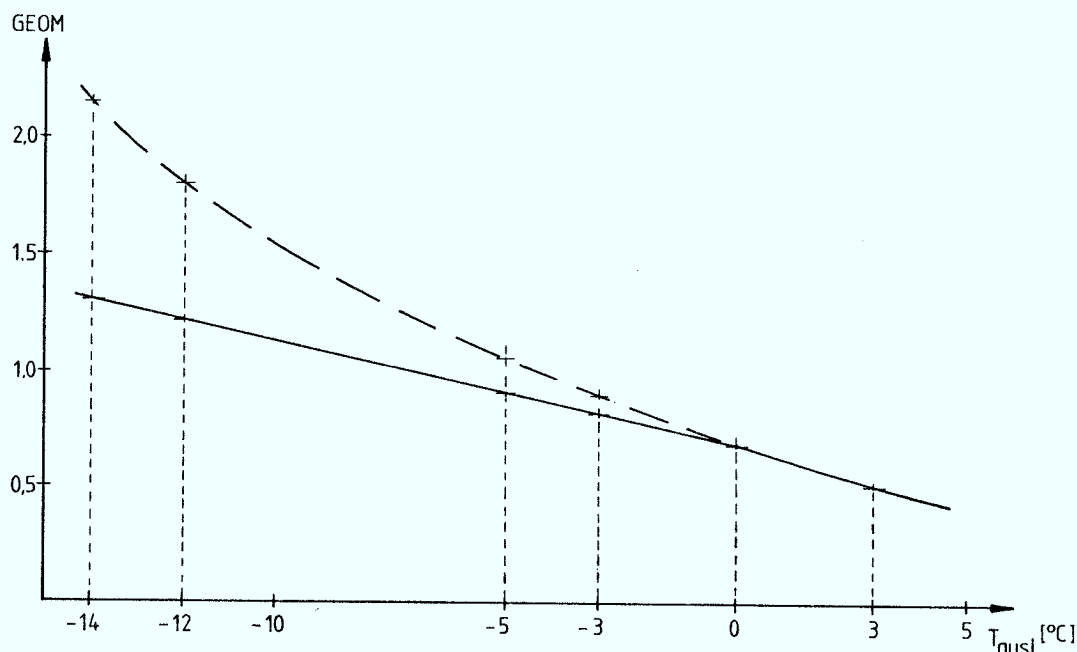


Abb. 4.18: Anpassungsfaktor der Wärmepumpendimensionierung in Abhängigkeit der Auslegungstemperatur für eine maximale Vorlauftemperatur von 35°C und verschiedener Wärmequellen.

— Eislatentspeicher
 ---- Umgebungstemperatur (zum Vergleich nach Abb. 4.17)

Die Reduzierung der erforderlichen Wärmepumpenleistung wirkt sich insbesondere für tiefe Auslegungstemperaturen aus. Dieser Vorteil kann sich speziell für monovalent ausgelegte Anlagen kostensenkend auswirken.

Für Lufttemperaturen oberhalb der Auslegungstemperatur deckt die Wärmepumpen-Heizungsanlage den Heizwärmebedarf voll ab. Ist die Auslegungstemperatur entsprechend der Norm-Außentemperatur nach /27/ gewählt worden, so ist die Wärmepumpen-Heizungsanlage für einen "monovalent durchlaufenden" Betrieb dimensioniert.

Bei Anlagen, deren Auslegungstemperatur oberhalb der Norm-Außentemperatur gewählt wurde, ist eine Zusatzheizung erforderlich. Übernimmt unterhalb der Auslegungstemperatur die Zusatzheizung

- die Abdeckung des Restheizbedarfs, so handelt es sich um eine "parallele" Betriebsweise,
- die gesamte Deckung des Heizwärmebedarfs, so wird die Betriebsweise "alternativ" genannt.

Die Temperatur, bei der die Zusatzheizung in Funktion tritt, wird Umschalttemperatur (T_{UM}) genannt.

Für die "parallele" Betriebsweise hat die Umschalttemperatur als Regelparameter keine Bedeutung, da sich die jeweils einstellende Zuschalttemperatur der Zusatzheizung dem Zusammenwirken des Bedarfs- und des Bereitstellungsprofils überlassen wird.

Bei "alternativer" Betriebsweise einer Wärmepumpen-Heizungsanlage und einem Kompaktwärmetauscher als Energiesammler wird die Lufttemperatur als Regelparameter der Umschalttemperatur abgefragt.

Für einen Energieabsorber als Wärmequellenanlage hingegen ist es prinzipiell möglich, die Lufttemperatur als auch die Sole-Einlaßtemperatur in die Wärmepumpe als Regelparameter anzuwenden.

In dieser Arbeit wird die Sole-Einlaßtemperatur als Regelparameter angewendet. "Mischbetriebsweisen" aus Parallel- und Alternativbetrieb werden in dieser Arbeit nicht behandelt.

Abschalttemperaturen sind maschinenbedingte Einsatzgrenzen der Wärmepumpe. Die Wärmepumpe wird bei Erreichen einer Abschalttemperatur außer Betrieb gesetzt:

- Die tiefste Sole-Eintrittstemperatur am Verdampfer der Wärmepumpe ist auf $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ begrenzt.
- Eine Überschreitung der maximalen Kondensatortemperatur wird durch die Regelung der maximalen Vorlauftemperatur von $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ verhindert.
- Durch Beimischung kalter Sole wird die maximal erlaubte Verdampfer-temperatur von $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ nicht überschritten.

Abschaltzeiten der Elektrizitätsversorgungsunternehmen im Tagesverlauf werden wegen fehlender allgemeingültiger Regelungen nicht berücksichtigt.

4.4.1.4 Eislatentspeicher

Als wichtigste physikalische Eigenschaften von Latentspeichermedien, die die beim Phasenübergang fest/flüssig umgesetzte Wärme nutzbar machen, können folgende Größen angesehen werden:

- Die Erstarrungs-/Schmelztemperatur; durch sie wird der Anwendungsbereich des Speichers bestimmt.
- Die Massen- und volumenspezifische Erstarrungs-/Schmelzenthalpie; sie legt im wesentlichen die Baugröße und den Materialeinsatz für den Speicher fest.
- Die Wärmeleitfähigkeit des Latentspeichermediums; sie ist maßgebend für die Größe der notwendigen Wärmetauscherflächen, um bei vorgegebener Wärmestromdichte und Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträgermedium und Speichermedium eine vollständige Be- und Entladung zu ermöglichen.

Eis/Wasser als Speichermedium weist eine Reihe günstiger Eigenschaften auf, die den Einsatz als Kaltspeicher in einer Wärmepumpen-Heizungsanlage sinnvoll erscheinen lassen:

- hohe volumenspezifische Wärmekapazität (832 kWh/m^3),
- hohe Verfügbarkeit/geringer Materialpreis,
- bekannte Stoffeigenschaften und Reaktionen mit anderen Werkstoffen,
- Ungiftigkeit.

Nachteilig wirkt sich vor allem die hohe Volumenänderung beim Phasenwechsel und deren Folgeerscheinungen aus.

Die modellmäßige Abbildung erfolgt für einen Latentspeicher mit parallel durchströmten Plattenwärmetauschern, die nach Abb. 4.19 äquidistant im Speichermedium angeordnet sind und damit über jedem Ort des Wärmetauschers eine maximale Eisschichtdicke d_{EISmax} zulassen.

Die charakteristischen Daten des Eislatentspeichers sind:

- | | | |
|----|--------------------------|----------------------------------|
| a) | Speichermasse (-volumen) | $M_{\text{EIS}}, V_{\text{EIS}}$ |
| b) | Wärmetauscherfläche | A_{WT} |

Aus a) und b) folgt die maximale Eisschichtdicke d_{EISmax}

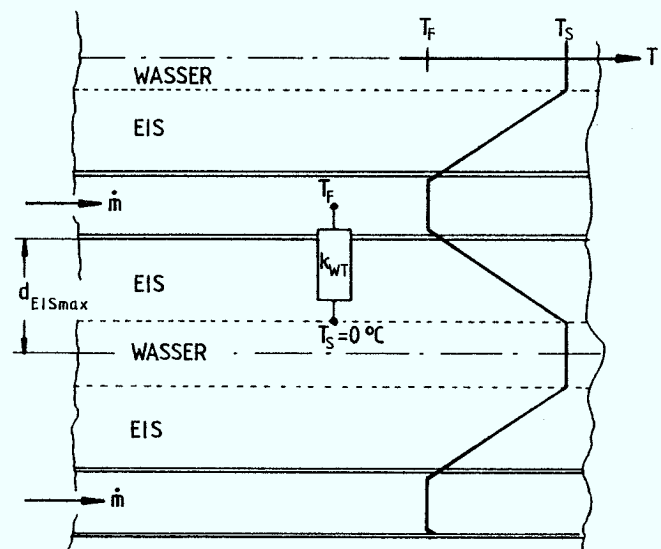
- c) der maximale Wärmedurchgang k_{WTmax} zwischen Wärmeträgermedium und flüssigem Speichermedium. Er wird bei den Berechnungen mit $200 \text{ W/m}^2\text{K}$ angenommen und sinkt mit wachsender Eisschicht.

Für den Entladungsvorgang eines Eis-Latentspeichers sind die Temperaturverhältnisse und die Wärmedurchgangszahlen an einem Bilanzelement in Abb. 4.19 dargestellt. Die Gesamtwärmedurchgangszahl k_{WT} zwischen der Phasengrenze Eis/Wasser und dem Wärmeträgerfluid setzt sich aus den Einzelanteilen der Eisschicht und der Wärmedurchgangszahl zwischen Wärmeträgermedium und Speichermaterial k_{WTmax} zusammen:

$$k_{WT} = 1/(1/k_{WTmax} + 1/k_{EIS}) \quad \text{mit} \quad k_{EIS} = \lambda_{EIS}/d_{EIS}$$

Bei einem Entladungsvorgang führt also die wachsende Eisschichtdicke zu einer sinkenden Gesamtwärmedurchgangszahl k_{WT} .

Abb. 4.19: Temperaturverlauf durch ein Latentspeicherelement während des Entladungsvorganges.



Die Speicherentladung entspricht einem instationären Vorgang, für den sich die momentanen Wärmeströme am Bilanzelement durch folgende Gleichungen darstellen lassen:

$$\begin{aligned} \text{freigesetzte} &= \text{transportierter} &= \text{vom Wärmeträgerfluid} \\ \text{Erstarrungs-} &= \text{Wärmestrom} &= \text{aufgenommener} \\ \text{wärme} & & \text{Wärmestrom} \end{aligned}$$

$$r_{EIS} \rho_{EIS} \frac{dd_{EIS}}{dt} = k_{WT} (T_S - T_F) = \dot{m} c_F dT_F \quad (4.2)$$

Bei Beladungsvorgängen setzt das Schmelzen des Eises an der Trennwand zum Wärmeträgerfluid ein.

In diesem Fall ist die maximale Wärmedurchgangszahl k_{WTmax} zur Berechnung des Wärmetransportes heranzuziehen. Die beschreibende Gleichung lautet damit:

$$r_{EIS} \rho_{EIS} \frac{dd_{EIS}}{dt} = k_{WTmax} (T_S - T_F) = \dot{m} c_F dT_F \quad (4.3)$$

Die Lösung der Differentialgleichungen sowohl für den Entladungs- als auch für den Beladungsvorgang ist in geschlossener Form für zeitlich konstante Fluidtemperaturen möglich, wie sie unter Versuchsbedingungen eingehalten werden können.

Für einen praxisnahen Betrieb des Latentspeichers, der wechselnde Einlaßtemperaturen, Abschaltzeiten und Zwischenbeladungen möglich macht, sind die Gleichungen analytisch nicht lösbar.

Zur Berechnung des Latentspeicherverhaltens werden die Differentialgleichungen in Differenzengleichungen überführt und die Lösungsfunktionen durch die Folge endlicher Zeitschritte abgebildet.

Durch die Aufteilung des Gesamtspeichers in 10 Einzelsegmente können auch örtliche Ladungsverteilungen im Speicher erfaßt werden.

Der Berechnungsablauf erfolgt für ein Einzelsegment in folgenden Schritten:

- 1) Ermittlung der aktuellen Eisschichtdicke aus den Daten des letzten Zeitschrittes, und damit die Berechnung der Wärmedurchgangszahl k_{WT} .
- 2) Bestimmung des von der Phasengrenze zum Wärmeträgerfluid transportierten Wärmestroms $\dot{Q}_{SPL}$.
- 3) Nach Gl. 4.2 und 4.3 gilt für den
 - a) Entladungsvorgang:

$$\dot{Q}_{SPL} = \text{freigesetzte Erstarrungswärme (Eisproduktion)}$$
 - b) Beladungsvorgang:

$$\dot{Q}_{SPL} = \text{aufgenommene Schmelzwärme (Schmelzvorgang)}$$

Bei einer Zwischenaufladung eines teilentladenen Speicherelementes ist es denkbar, daß sich Phasenschichtungen Wasser-Eis-Wasser einstellen.

Wird der Speicher mit einer solchen Phasenschichtung wiederum entladen, so wird vereinfachend angenommen, daß der Wärmetransport in jedem Fall durch die Eisschicht erfolgen muß. Gegenüber einem realen Eis-Latentspeicher wirkt sich diese Annahme leistungsmindernd aus.

Liegt die Speichermasse eines Segmentes in der flüssigen Phase vor, so erfolgt die Berechnung der Wärmetransporte zwischen Wärmeträgerfluid und Speichermasse für einen durchmischten Wasserspeicher.

In den Abbildungen 4.20, 4.21 und 4.22 sind die Ergebnisse einer Parametervariation der charakteristischen Daten eines Eislatentspeichers dargestellt. Es zeigt sich, daß die Dauer und Höhe der Entzugsleistung insbesondere von der Latentspeichermasse, der Größe der Wärmetauscherfläche und dem Verhältnis dieser beiden Größen abhängt.

Zur Auslegung eines Eislatentspeichers sind zwei Kriterien maßgeblich:

- Die Latentspeichermasse richtet sich nach der erforderlichen gespeicherten Energie,
- Die Wärmetauscherfläche wird durch die gewünschte Entzugsleistung bei vorgegebener Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträgermedium und Speichermedium bestimmt.

Zur Auslegung der Wärmetauscherfläche ist der in Abb. 4.22 markierte Knickpunkt von besonderer Bedeutung. An diesem Punkt ist das Latentspeicherpotential erschöpft; danach findet nur noch eine Abfuhr der sensiblen Eiswärme bei tiefen Temperaturen statt.

Die erforderliche Wärmetauscherfläche für die Entzugsleistung $\dot{Q}_{SPL}$ bei einer mittleren Temperaturdifferenz $\Delta T_{F,EIS}$ zwischen Wärmeträgermedium und Eis/Wassergrenzschicht (0°C) beträgt:

$$A_{WT} = \frac{\dot{Q}_{SPL}}{2 \Delta T_{F,EIS} k_{WTmax}} + \sqrt{\frac{\dot{Q}_{SPL}^2}{4 \Delta T_{EIS,F}^2 k_{WTmax}^2} + \frac{\dot{Q}_{SPL} V_{EIS}}{\lambda_{EIS} \Delta T_{F,EIS}}}$$

Bei vollständiger Entladung gilt allgemein:

$$\frac{\lambda_{EIS}}{d_{EISmax}} \ll k_{WTmax}$$

Damit vereinfacht sich die Beziehung zu:

$$A_{WT} = \sqrt{\frac{\dot{Q}_{SPL} V_{EIS}}{\lambda_{EIS} \Delta T_{F,EIS}}}$$

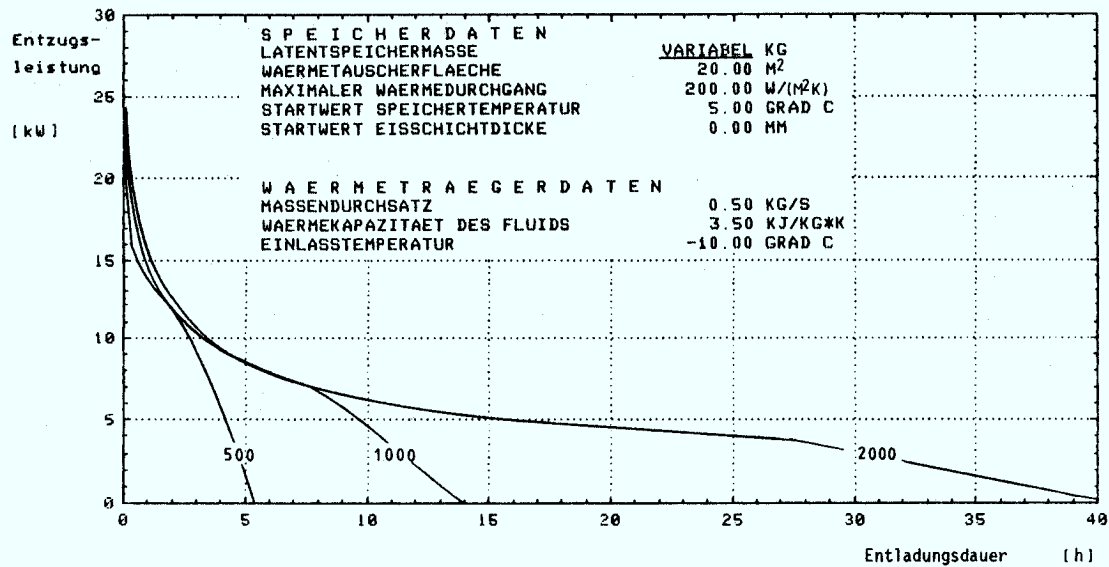


Abb. 4.20: Speicherentladung für verschiedene Speichermassen

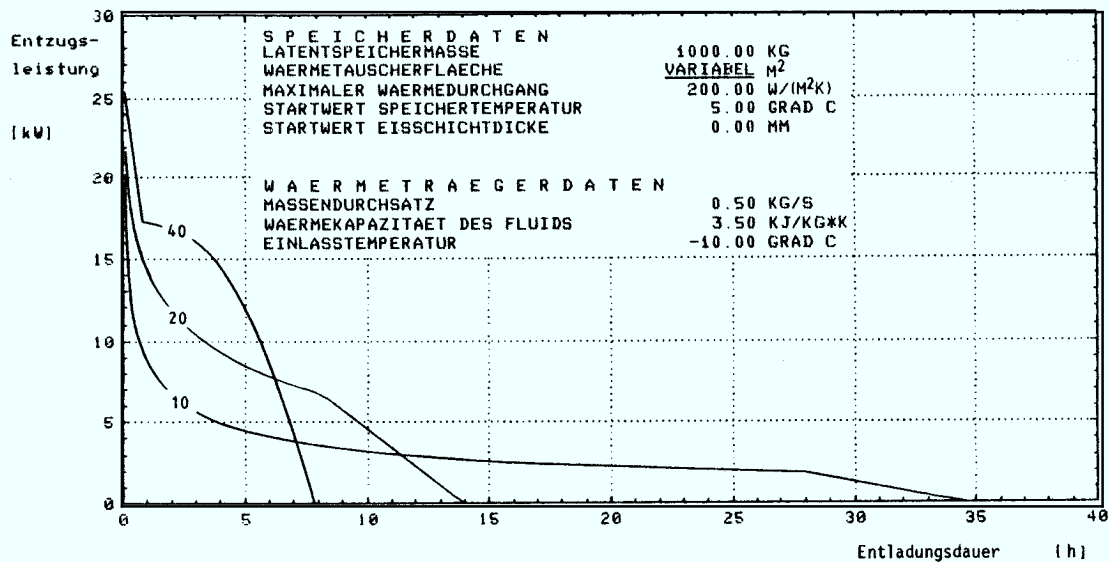


Abb. 4.21: Speicherentladung für verschiedene Wärmetauscherflächen

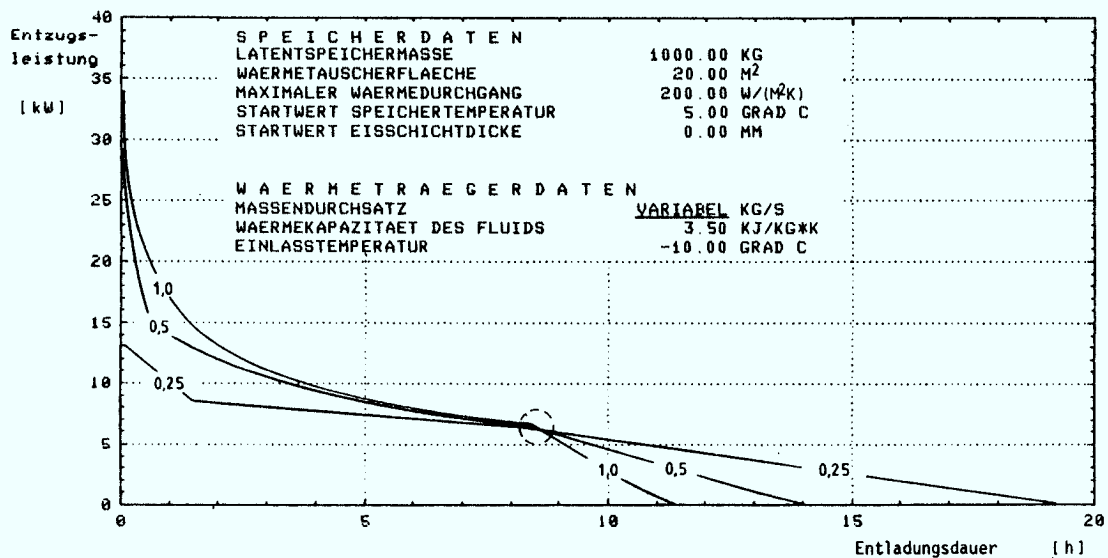


Abb. 4.22: Speicherentladung durch verschiedene Massenströme

4.4.2 Beschreibung der Wärmequellenanlagen und der Gesamtsysteme

Die Verschaltung der Einzelkomponenten zum Gesamtsystem erfolgt wegen fehlender, allgemeingültiger Annahmen, unter Vernachlässigung von Rohrleitungsverlusten. Die Schnittstellen des Wärmetransports zwischen den Einzelkomponenten dienen damit gleichzeitig als Bilanzgrenzen für die Energiebetrachtungen.

Zur Begrenzung der Parametervielfalt beschränken sich die hier ausgeführten Untersuchungen auf die extremen Vertreter von Energieabsorbern. Es werden stets hinterlüftet montierte, nichtselektive Energieabsorber mit selektiv beschichteten, rückseitig isolierten verglichen, um die möglichen Einsatzbereiche zu verdeutlichen.

Bei den zur Systemsimulation herangezogenen Energieabsorbern handelt es sich um idealisierte Absorber, d.h. der Wärmetransport zwischen ihrer Oberfläche und der Sole erfolgt verlustlos ($f=1$, nach Kap. 3.1.3). Die Anpassung der angegebenen Flächen kann für reale Energieabsorber durch Zuschläge für ungleichmäßige Durchströmung und Wärmeleittrippen erfolgen (vgl. Kap. 3.1.5 und 3.3.1).

Die Wärmepumpenkennlinien nach Kap. 4.4.1.2 sind für einen stationären Betrieb erstellt worden. Eventuelle Leistungsminderungen durch einen Taktbetrieb der Wärmepumpe werden nicht berücksichtigt. Zur Bestimmung der Auslegungstemperaturen der Wärmepumpen wird für alle Heizungsanlagen aus Vergleichsgründen angenommen, daß die Soleeintrittstemperatur der Lufttemperatur entspricht und eine der Lufttemperatur zugeordnete Heizungsvorlauftemperatur benötigt wird.

Die Entladung des Eislatentspeichers erfolgt durch die Wärmepumpe; zur energetischen Beladung sind verschiedene Wärmequellen denkbar. In der Regel sind Eislatentspeicher im Erdboden eingelassen und vermögen im entladenen Zustand ihre Energiebilanz durch die Entwärmung des umgebenden Erdreichs zu verbessern. Welchen Beitrag der Wärmeentzug aus dem Erdreich leistet, hängt stark von der örtlichen Bodenbeschaffenheit ab und kann im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden. Im hier behandelten Systemkonzept geschieht die Speicherbeladung ausschließlich vom Energieabsorber.

4.4.2.1 Kompaktwärmetauscher einer Luft/Wasser Wärmepumpe

Zum Zweck des Systemvergleichs dient der zwangsventilierte Kompaktwärmetauscher (Direktverdampfer) als Referenzanlage.

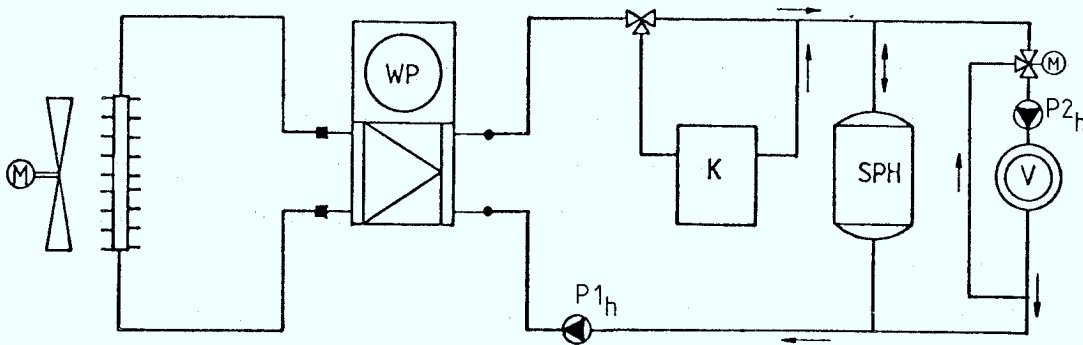


Abb. 4.23: Referenzsystem mit zwangsventiliertem Luftwärmetauscher als Direktverdampfer der Wärmepumpe

Um die Übertragbarkeit der Kennlinien der Sole/Wasser-Wärmepumpe nach Kapitel 4.4.1.2 zu gewährleisten, müssen vom Kompaktwärmetauscher und dem Ventilator folgende Forderungen erfüllt werden:

- Ein der Sole äquivalenter Wärmekapazitätsstrom der Luft muß durch den Wärmetauscher transportiert werden.
- Die Wärmetauscherfläche ist so ausgelegt, daß die gleiche Verdampfergrädigkeit wie an der Sole/Wasser-Wärmepumpe erreicht wird.

Diese Forderungen werden von realen Systemen in der Regel nicht erfüllt, so daß die Ergebnisse des Kompaktwärmetauschers als Wärmequellenanlage als optimistische Beurteilung einzuordnen sind.

Die Regelschemata der Abbildungen 4.24 und 4.25 enthalten der Übersichtlichkeit halber nicht die Abfragen nach Einsatzgrenzen der Wärmepumpe.

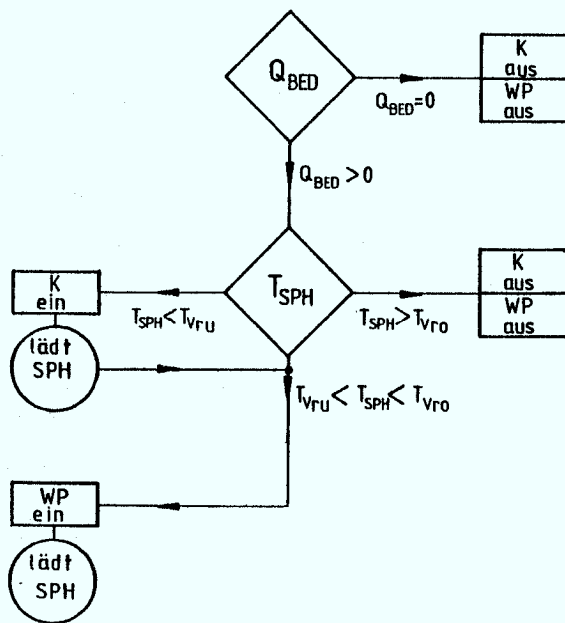


Abb. 4.24:

Regelschema des Referenzsystems
in paralleler Betriebsweise

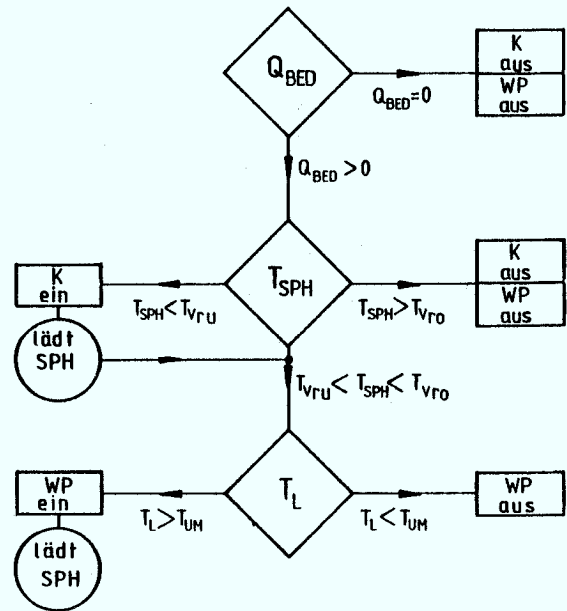


Abb. 4.25:

Regelschema des Referenzsystems
in alternativer Betriebsweise

4.4.2.2 Energieabsorber ohne Speicherelemente im Gesamtsystem

Der Energieabsorber ist nach Abb. 4.26 direkt an die Kaltseite der Wärmepumpe angeschlossen. Durch die Beimischung kalter Sole im Mischventil wird eine Überschreitung der maximal erlaubten Verdampfertemperatur (ca. 55 °C - 60 °C) verhindert.

Daten zur Charakterisierung des Energieabsorbers:

a) Montageweise:

integriert (ideal isolierte Rückseite)
hinterlüftet

b) Oberflächenbeschichtung:

selektiv ($\alpha = 0,90$; $\epsilon = 0,15$)
nicht selektiv ($\alpha = 0,95$; $\epsilon = 0,90$)

c) Flächenorientierung:

Sofern keine anderen Angaben gemacht werden, ist die Berechnung eines Süddachabsorbers mit einem Neigungswinkel von 45° zugrundegelegt.

d) Absorberfläche:

Es wird die effektive Fläche (A_{AB}) eines idealisierten Energieabsorbers ($f = 1$) angegeben. (Zuschläge für Wärmeleitflächen und die Berücksichtigung des inneren Wärmedurchgangs nach Kap. 3.2.5 ermöglichen die Berechnung der Fläche eines äquivalenten, realen Energieabsorbers.)

e) Der Volumenstrom der Sole entspricht dem der Wärmepumpenkaltseite.

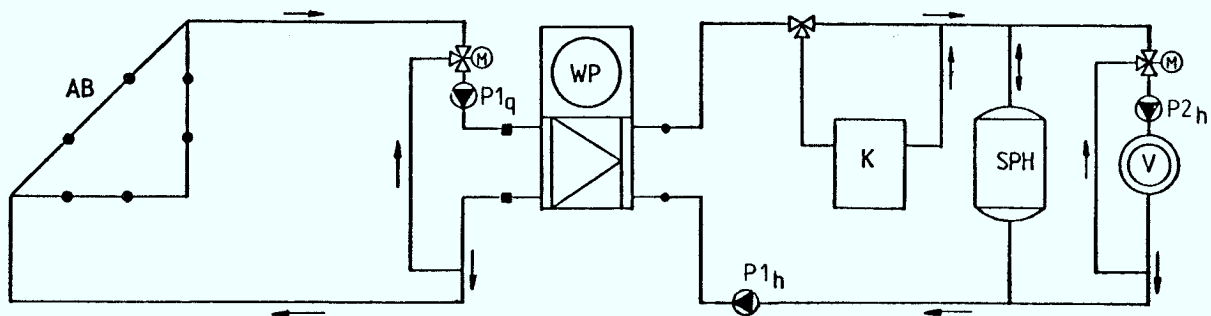


Abb. 4.26: Energieabsorber als Wärmequellenanlage im Gesamtsystem

Die Regelung des Gesamtsystems ist für verschiedene Betriebsweisen der Wärmepumpe in den Abbildungen 4.27 und 4.28 dargestellt. Die Abfragen nach den Einsatzgrenzen der Wärmepumpe und nach Verzögerungen der Aufheiz- und Abkühlvorgänge des Energieabsorbers sind der Übersichtlichkeit halber nicht enthalten.

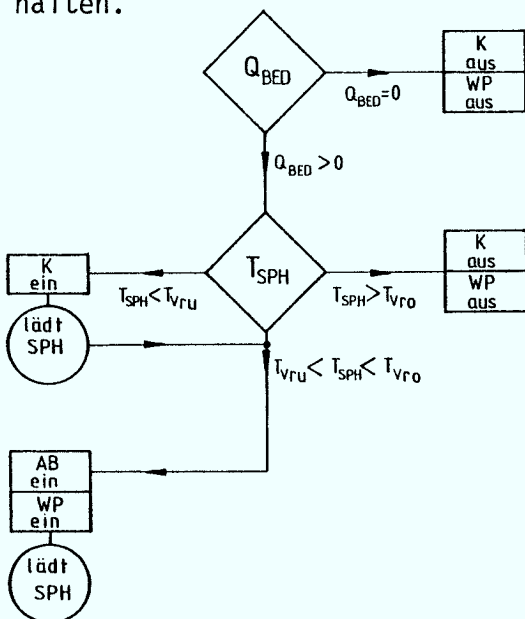


Abb. 4.27:

Regelschema des Gesamtsystems in "paralleler" Betriebsweise

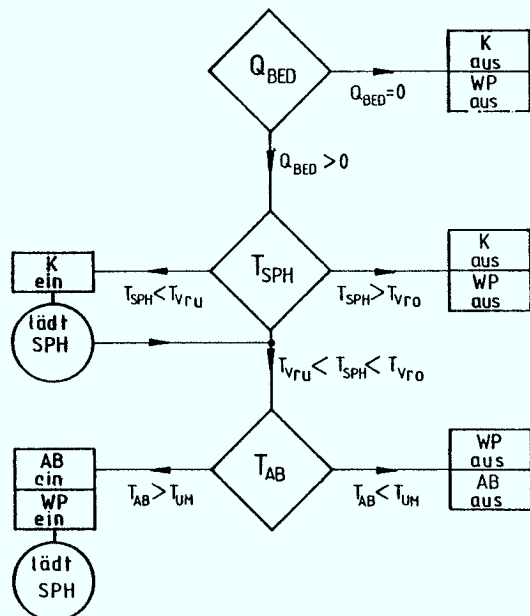


Abb. 4.28:

Regelschema des Gesamtsystems in "alternativer" Betriebsweise

4.4.2.3 Energieabsorber mit Eislatentspeicher im Gesamtsystem

Die Kombination beider Systemkomponenten zu einer erweiterten Wärmequellenanlage dient dem Ziel, den Energieabsorber zu Zeiten hohen solaren Strahlungsangebots und geringer Anforderung von der Wärmepumpe zur Ladung des Eis-Latentspeichers einzusetzen.

Die Entladung des Eis-Latentspeichers erfolgt während der Zeiten, in denen der Energieabsorber den Bedarf der Wärmepumpe nur auf einem sehr niedrigen Temperaturniveau befriedigen könnte.

Die Vorteile eines solchen Betriebes liegen einerseits in der intensiveren Nutzung des Energieabsorbers und zum anderen in der Möglichkeit, die Auslegung der Wärmepumpenleistung entsprechend dem Temperaturangebot des Eis-Latentspeichers vorzunehmen (vgl. Abb. 4.18).

Bedingt durch das notwendige Temperaturgefälle zwischen der Phasengrenze des Latentspeichers und der Sole ist die "alternative" Betriebsweise der Wärmepumpe mit Umschalttemperaturen, die höher als etwa -6°C liegen, nicht sinnvoll. Für diese Systemschaltung wird deshalb nur die "parallele" Betriebsweise der Wärmepumpenanlage und als deren Spezialfall die monovalente Betriebsweise untersucht.

Die Schaltung der Komponenten zur erweiterten Wärmequellenanlage nach Abb. 4.29 vereinigt die Vorzüge einer Reihen- und einer Parallelschaltung. Es sind folgende Schaltkombinationen der Wärmequellenanlage möglich:

- 1) Der Energieabsorber lädt den Eislatentspeicher.

Voraussetzungen:

- Es besteht keine Anforderung durch die Wärmepumpe.
- Der Energieabsorber bietet ein höheres Temperaturniveau an als der Eislatentspeicher.

- 2) Der Energieabsorber ist direkt an die Wärmepumpe gekoppelt, der Eislatentspeicher wird nicht durchströmt.

Voraussetzung:

- Der Energieabsorber bietet ein höheres Temperaturniveau an als der Eislatentspeicher.

- 3) Energieabsorber und Eislatentspeicher sind in Reihe an die Wärmepumpe gekoppelt; der Energieabsorber dient als Vorwärmer.

Voraussetzung:

- Der Energieabsorber bietet ein niedrigeres Temperaturniveau als der Eislatentspeicher, aber ein höheres als die Soleaustrittstemperatur an der Wärmepumpe.

- 4) Der Eislatentspeicher ist direkt an die Wärmepumpe gekoppelt; der Energieabsorber wird nicht durchströmt.

Voraussetzung:

- Der Energieabsorber bietet ein niedrigeres Temperaturniveau an als die Soleaustrittstemperatur der Wärmepumpe.

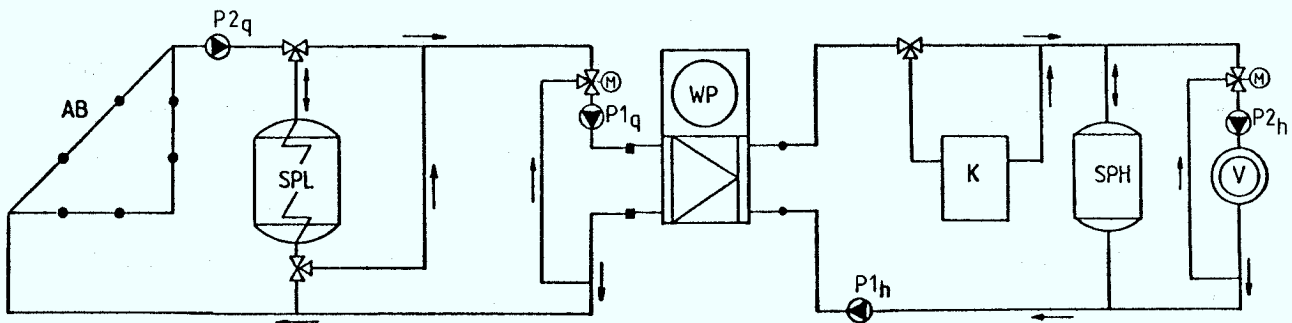


Abb. 4.29: Energieabsorber und Eis-Latentspeicher als Wärmequellenanlage im Gesamtsystem

Im Gegensatz zu den beiden anderen Wärmequellenanlagen, die jeweils nur einen Wärmeabnehmer, nämlich die Wärmepumpe, bedienen, tritt hier die Notwendigkeit einer Vorrangregelung verschiedener Schaltkombinationen auf. Zur Vorrangentscheidung der Regelung kann nicht die Soleaustrittstemperatur des Energieabsorbers herangezogen werden, da sie während der Betriebszeit stark von dem jeweiligen Verbraucher geprägt wird und aufgrund dieser Wirkung Schaltkombinationen ausgeschlossen werden, die eine bessere Nutzung des angebotenen Temperaturniveaus ermöglichen würden. Statt der Soletemperatur wird hier die Leerlaufstemperatur zur Beantwortung der Frage - welches Temperaturniveau bietet der Energieabsorber an - herangezogen. Abgefragt wird die Leerlauftemperatur an einem kleinen Absorberelement, das keinen thermischen Kontakt zu den Wärmeentzugsflächen besitzt, aber genauso aufgebaut und ausgerichtet ist wie sie.

Ist von der Regelung die Vorrangentscheidung gefallen, so dient die Soleaustrittstemperatur des Energieabsorbers wieder so lange als Regelparameter, bis eine andere Vorrangentscheidung getroffen wird.

Das Regelschema der Abb. 4.30 enthält der Übersichtlichkeit halber nur die Abfragen der Vorrangentscheidungen.

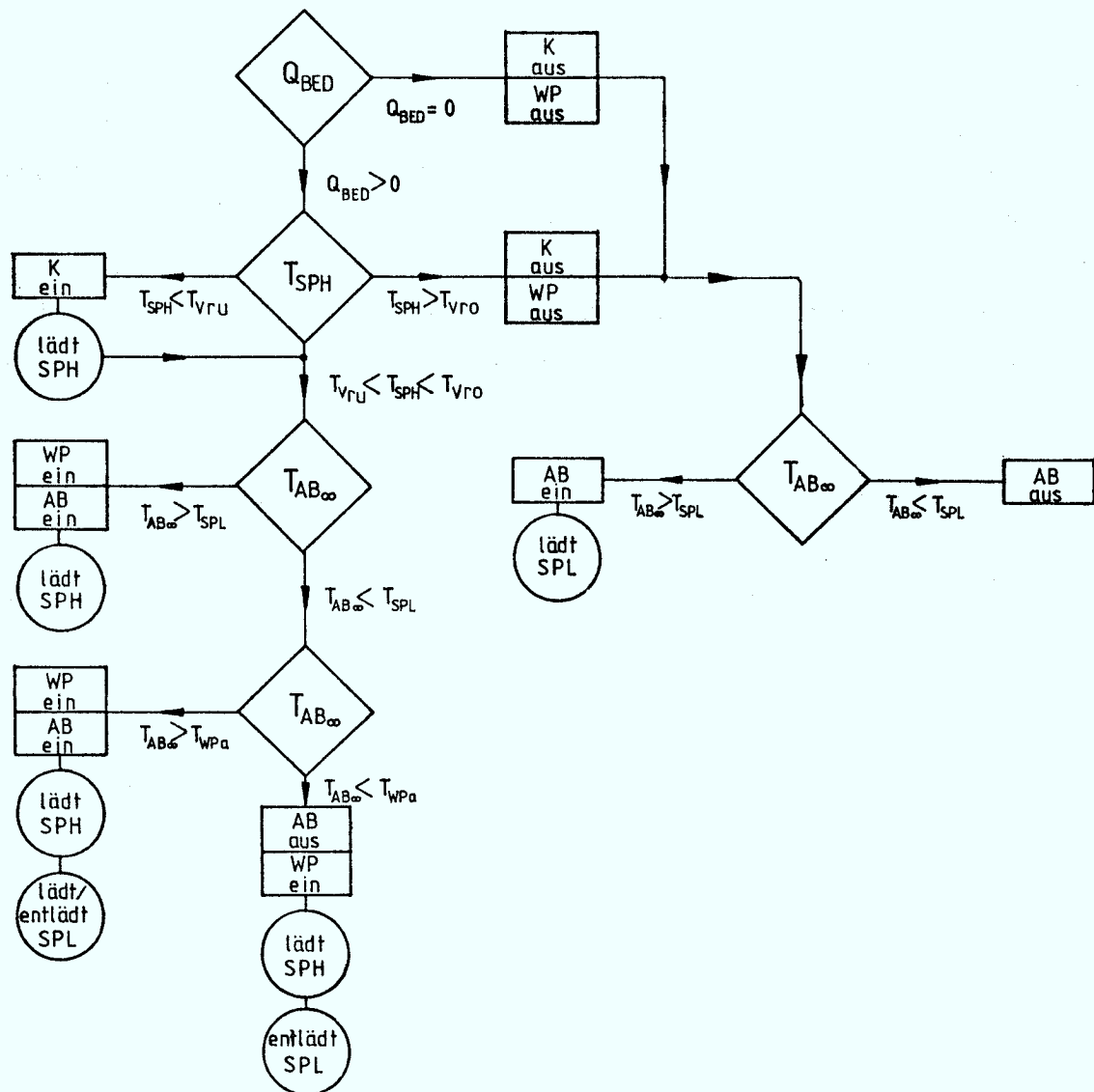


Abb. 4.30: Vereinfachtes Regelschema des Gesamtsystems

Soll der Dimensionierungsvorteil durch einen Eis-Latentspeicher zugunsten der kleineren Wärmepumpenaggregate genutzt werden, so ist von der erweiterten Wärmequellenanlage zu fordern, daß sie die Versorgung der Wärmepumpe bei niedrigen Umgebungstemperaturen durch den Eis-Latentspeicher gewährleistet. Eine gleichmäßige Verteilung kurzer Kälteperioden mit genügend langen Intervallen zur Zwischenladung stellt günstige Voraussetzungen für den Betrieb eines Eislatentspeichers dar. Zur Überbrückung längerer Frostperioden sind zwei Strategien denkbar:

1. Vergrößerung des Latentspeichers auf den Energiebedarf der längsten Frostperiode.
2. Vergrößerung der Fläche des Energieabsorbers, der durch die Korrelation tiefer Temperaturen mit hohen Strahlungsintensitäten (vgl. Abb. 4.3) in die Lage versetzt werden soll, neben der Deckung des Wärmepumpenbedarfs an "schönen Wintertagen" eine Teilladung des Speichers zu bewirken.

Eine weitere Möglichkeit bietet eine gewichtete Kombination beider Maßnahmen. Zur sinngerechten Verwirklichung des zweiten Weges sind integrierte Energieabsorber vorteilhafter als hinterlüftete, da sie als Strahlungsabsorber die geringeren thermischen Verluste aufweisen, was bei tiefen Lufttemperaturen notwendig ist, um die Schmelztemperatur von 0 °C zu überschreiten. Begünstigt wird die Ladung des Speichers an schönen Wintertagen durch die Passivgewinne des Gebäudes, die den Heizwärmebedarf und damit die Anforderung von der Wärmepumpe an den Energieabsorber reduzieren.

Eine generelle Entscheidung, welcher der aufgezeigten Wege günstiger ist, müßte eine statistische Auswertung umfangreicheren meteorologischen Datenmaterials zugrundeliegen, als es dieser Arbeit zur Verfügung steht.

4.5 Ergebnisse der Systemsimulation

4.5.1 Beurteilungskriterien der Heizungssysteme

Zur Beurteilung der thermodynamischen Güte eines Heizungssystems ist der exergetische Aufwand von Interesse, mit dem der energetische Bedarf gedeckt wird. Bei konventionellen Heizungssystemen wird der energetische Bedarf zu 100 % durch direkte Umwandlung hochexergetischer kommerzieller Energieträger gedeckt.

Bei rationeller Energieverwendung durch die Verbesserung der thermodynamischen Prozeßführung einer Wärmepumpen-Heizungsanlage wird ein Teil der Heizwärme der Umgebung entzogen und der Einsatz der hochexergetischen Energieträger reduziert.

Entsprechend dem Verhältnis von Exergieverlusten eines Gebäudes zu dessen Wärmeverlusten wäre bei idealer thermodynamischer Prozeßführung des Heizvorganges lediglich ca. 10 % des Jahresheizwärmebedarfs in Form von hochexergetischen Energieträgern zur Verfügung zu stellen.

Da der Exergieanteil kommerzieller Energieträger ähnlich ist, kann deren Anteil am Jahresheizwärmebedarf näherungsweise als thermodynamisches Gütemaß einer Heizungsanlage herangezogen werden.

$$\delta_{\text{KOM}} = \frac{Q_{\text{KOM}}}{Q_{\text{BED}}}$$

Gleichzeitig werden die Betriebskosten einer Heizungsanlage maßgeblich durch die Aufwendungen für kommerzielle Energieträger bestimmt.

Die Verwendung der kommerziellen Energieträger teilt sich auf für

- den Antrieb der Wärmepumpe,
- die Versorgung der Zusatzheizung,
- die Bereitstellung der Zusatzenergien für Pumpen, Ventilatoren und Regeleinrichtungen.

Der Anteil der Zusatzheizung am Gesamtheizwärmebedarf wird durch den Quotienten

$$\delta_{\text{ZU}} = \frac{Q_{\text{ZU}}}{Q_{\text{BED}}}$$

bestimmt. Daraus ergibt sich die Deckungsrate der Wärmepumpenanlage zu

$$\delta_{WP} = \frac{Q_{WPh}}{Q_{BED}} = 1 - \delta_{ZU}$$

Zur Berechnung der Jahresarbeitszahl β_H werden die Hilfsenergien der Kaltseite vollständig und die der Warmseite, soweit sie zum Betrieb der Wärmepumpe notwendig sind, dem elektrischen Energieverbrauch des Verdichters zugeschlagen.

$$\beta_H = \frac{Q_{WPh}}{W_{WP} + W_H}$$

Da die Warmseiten der Heizungssysteme identisch sind, ist die Jahresarbeitszahl ein Kriterium für die Leistungsfähigkeit der Wärmequellenanlage. Wegen der unterschiedlichen Leistungsaufnahme für Hilfsenergien wird die Jahresarbeitszahl β_0 ohne Berücksichtigung der Hilfsenergie gebildet:

$$\beta_0 = \frac{Q_{WPh}}{W_{WP}}$$

Zur Systembeurteilung müssen stets die beiden Kriterien

- Deckungsrate der Wärmepumpenanlage δ_{WP} und
- die Jahresarbeitszahl β_0 bzw. β_H

zusammen betrachtet werden, da allein durch die Betriebsweise identischer Anlagen im allgemeinen eine Steigerung der Jahresarbeitszahl durch eine Senkung der Deckungsrate erreicht werden kann.

Für monovalent ausgelegte Wärmepumpen-Heizungsanlagen ist die Deckungsrate notwendigerweise $\delta_{WP} = 1$. Sie sagt allerdings nichts darüber aus, ob mit der Dimensionierung gerade die Schwelle zur Monovalenz erreicht wurde, oder ob zum Zwecke einer erhöhten Versorgungssicherheit die Anlage überdimensioniert ist.

Ein geeignetes Beurteilungskriterium bietet die Häufigkeitsverteilung der Wärmepumpenlaufzeiten für Stundenintervalle, wie sie als Beispiel für drei verschiedene Auslegungszustände in Abb. 4.31 dargestellt ist.

Da die stündliche Laufrate der Wärmepumpe näherungsweise als ein Maß für die abgegebene Heizwärme betrachtet werden kann, spiegelt sich hierin die Reaktion des Heizungssystems auf die Bedarfsverteilung der Heizleistung nach Abb. 4.13 wieder.

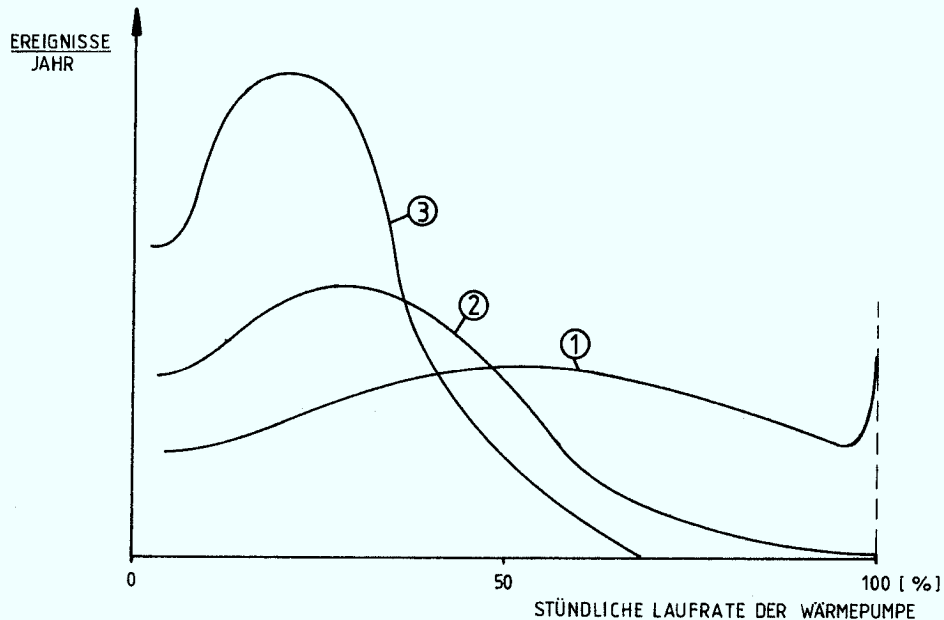


Abb. 4.31: Qualitative Häufigkeitsverteilung der Wärmepumpenlaufzeiten für Stundenintervalle verschiedener Auslegungsfälle.
 1) Wärmepumpenanlage, die eine Zusatzheizung erfordert.
 2) Wärmepumpenanlage an der "Schwelle" zur Monovalenz.
 3) Überdimensionierte monovalent arbeitende Wärmepumpen-Anlage.

Die Versorgungssicherheit der untersuchten Systeme kann nur relativ, im Rahmen der vorliegenden meteorologischen Daten beurteilt werden. Neben der Betrachtungsweise, die den betriebswirtschaftlichen Aspekt kommerzieller Energieträger in den Vordergrund stellt, wird auch die volkswirtschaftlich oder rohstoffbezogene Frage nach dem primärenergetischen Einsatz untersucht. Dazu wird der Kraftwerkswirkungsgrad bei der Stromerzeugung zu 34 %, der Kesselwirkungsgrad der Zusatzheizung zu 80 % angenommen.

4.5.2 Beurteilung der Wärmequellenanlagen

Die im vorigen Kapitel beschriebene Jahresarbeitszahl β_0 bietet als Systemkenngröße nur bei identischen Wärmepumpendaten und Wärmenutzungsanlagen einen einfachen Vergleich für die Leistungsfähigkeit der Wärmequellenanlage. Differenziertere Aussagen über die Wärmequellenanlage läßt die Betrachtung des angebotenen Temperaturniveaus während der Laufzeiten der Wärmepumpe zu. Als Parameter, der auch in bestehenden Anlagen leicht zu vermessen ist, dient die Differenz zwischen Soleeintrittstemperatur in den Verdampfer und der Lufttemperatur. Die Darstellung der Differenz $\Delta T = T_{WPe} - T_L$ als Funktion der Lufttemperatur T_L für drei idealisierte Wärmequellenanlagen zeigt die Abb. 4.32.

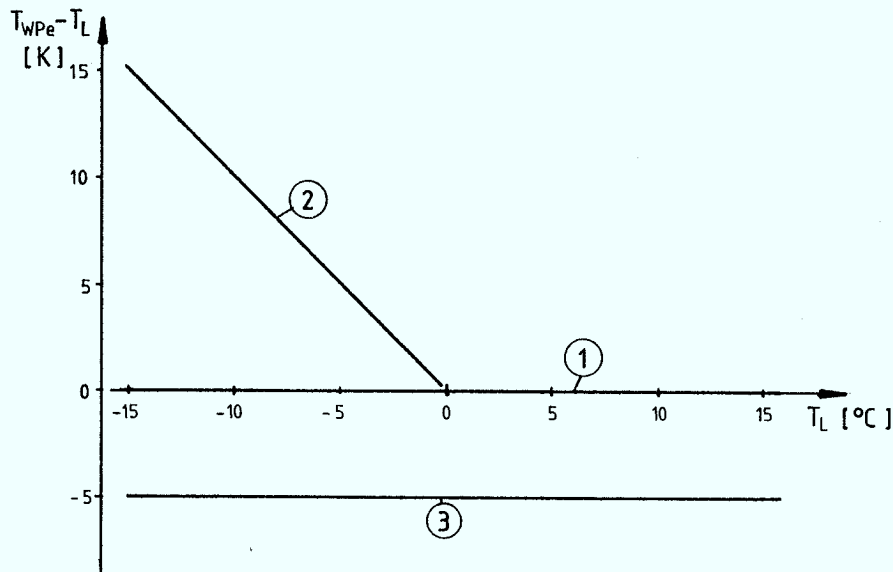


Abb. 4.32: Beispiele für Verteilungen des Temperaturangebots verschiedener Wärmequellenanlagen.

- 1) Luft-Kompaktwärmetauscher als Direktverdampfer (Abszisse)
- 2) idealisierter Eislatentspeicher im Einsatzbereich $T_L < 0$ °C
- 3) Wärmequellenanlage, die stets ein Temperaturniveau $T_{WPe} - T_L = -5$ °C anbietet.

4.5.3 Ergebnisse des Referenzsystems

Die Ergebnisse der Systemsimulation zeigen, daß mit steigender installierter Wärmepumpenleistung - also sinkender Auslegungstemperatur - der Deckungsanteil am Gesamtheizwärmebedarf durch kommerzielle Energieträger einem minimalen Grenzwert zustrebt (Abb. 4.33 und 4.34). Ein Vergleich der Betriebsweisen "parallel" und "alternativ" zeigt sowohl eine deutliche Reduzierung des Anteils der Zusatzheizung als auch eine Verringerung des Gesamtanteils kommerzieller Energieträger bei "paralleler" Betriebsweise.

Es besteht Übereinstimmung zwischen dem Deckungsanteil der Zusatzheizung bei alternativer Betriebsweise und den relativen Heizgradtagessummen entsprechender Temperaturen (vgl. Abb. 4.2).

Da der Anteil der Zusatzheizung für beide untersuchten Vorlauftemperaturen ($T_{Vmax} = 35$ °C, und $T_{Vmax} = 55$ °C) gleich ist, kann die Änderung des Anteils der kommerziellen Energieträger nur durch die Verbesserung der Jahresarbeitszahl erklärt werden (Abb. 4.35 und 4.36).

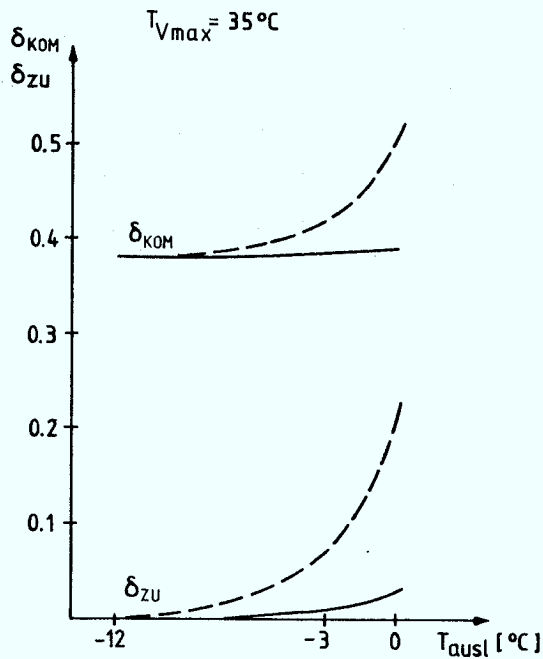


Abb. 4.33

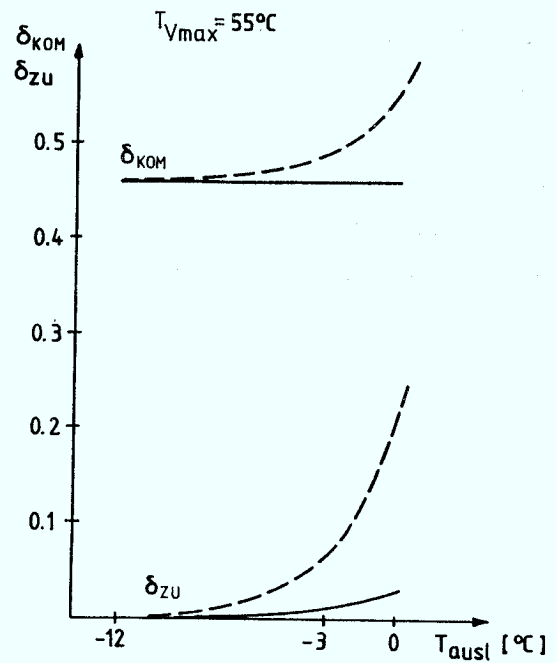


Abb. 4.34

Anteil kommerzieller Energieträger und Deckungsrate durch die Zusatzheizung am Gesamtheizwärmebedarf für das Referenzsystem bei
 — "parallele" Betriebsweise
 - - - - "alternative" Betriebsweise

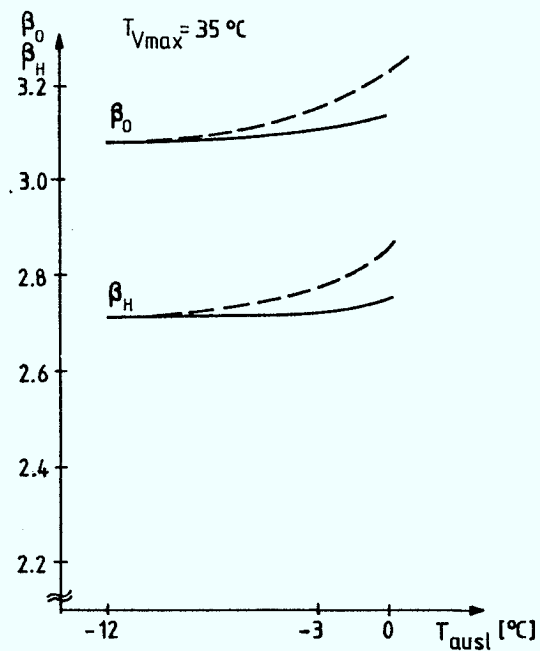


Abb. 4.35

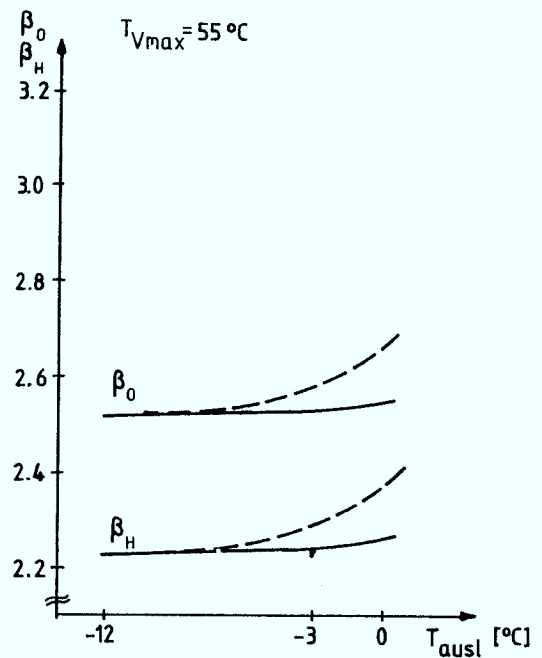


Abb. 4.36

Jahresarbeitszahlen ohne und mit Berücksichtigung der Hilfsenergien für das Referenzsystem
 — "parallele" Betriebsweise
 - - - - "alternative" Betriebsweise

Die Auswertung der Ergebnisse hinsichtlich des primärenergetischen Aufwands zeigen die Abbildungen 4.37 und 4.38. Die Vergleichsgraden markieren den Primärenergieeinsatz für einen öl- oder gasbeheizten Kessel ($\eta_K = 0,8$) eines konventionellen Heizungssystems. Es zeigt sich, daß die Betriebsweisen nur einen untergeordneten Einfluß auf den Primärenergieeinsatz haben, während das Vorlauftemperaturniveau erhebliche Wirkung zeigt.

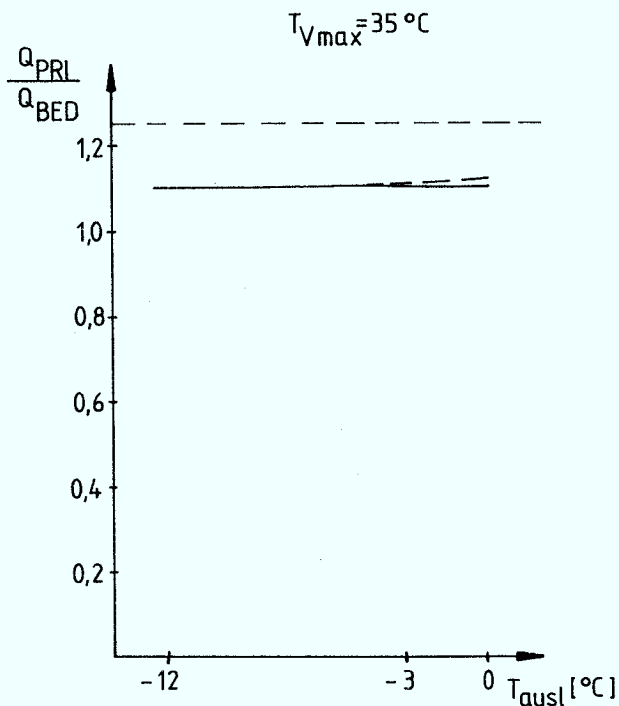


Abb. 4.37

Primärenergieeinsatz zur Deckung des Heizwärmebedarfs durch das Referenzsystem.

—— "parallele" Betriebsweise
 ----- "alternative" Betriebsweise

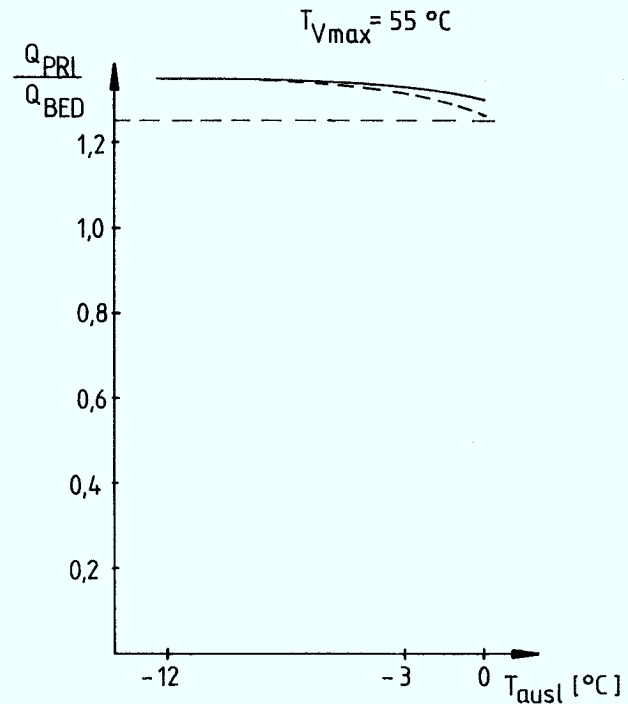


Abb. 4.38

4.5.4 Ergebnisse der Wärmequellenanlage Energieabsorber im Gesamtsystem

Für eine 40 m^2 große Energieabsorberfläche (Süddach, 45° Neigung) wurden die gleichen Parametervariationen der Wärmepumpenauslegung vorgenommen wie für das Referenzsystem. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 4.39 und 4.40 dargestellt.

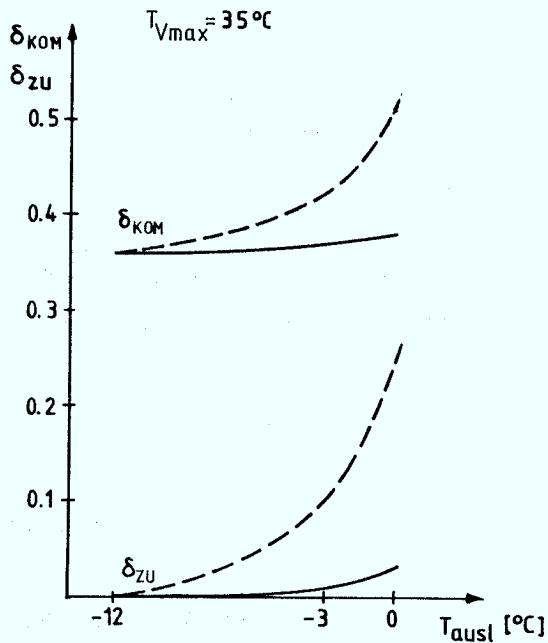


Abb. 4.39

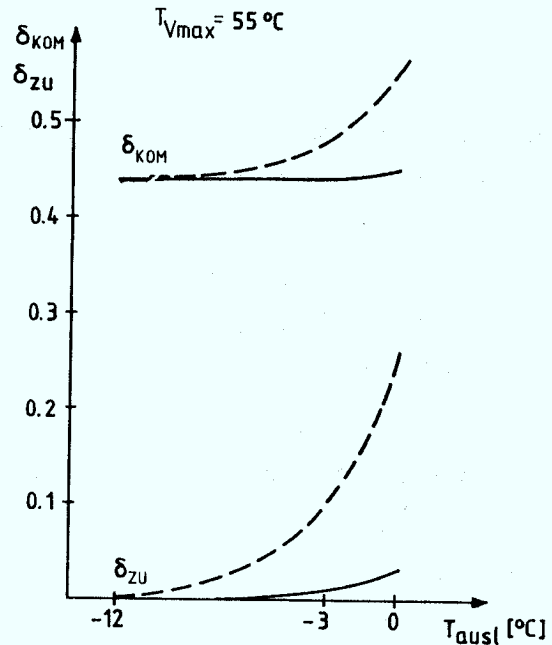


Abb. 4.40

Anteil kommerzieller Energieträger und Deckungsrate durch die Zusatzheizung am Gesamtheizwärmebedarf für den direkt gekoppelten Energieabsorber bei
 — "parallele" Betriebsweise
 - - - - "alternative" Betriebsweise

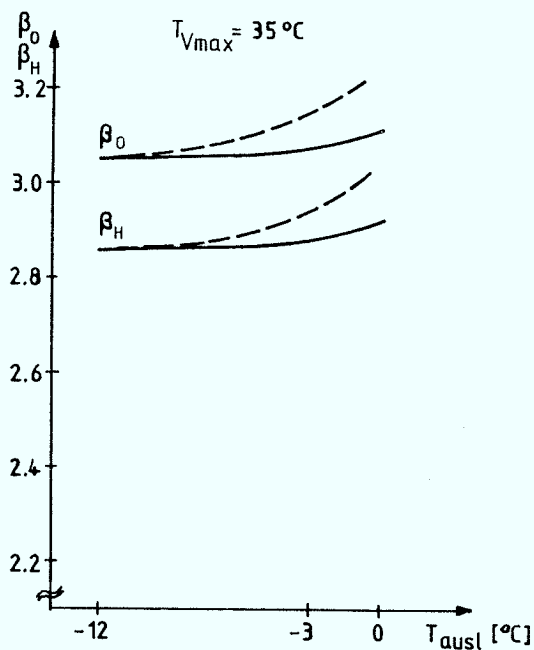


Abb. 4.41

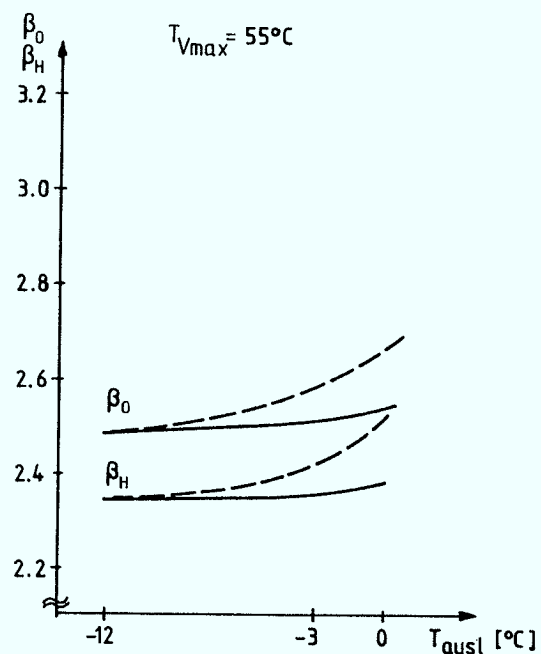


Abb. 4.42

Jahresarbeitszahlen ohne und mit Berücksichtigung der Hilfsenergien für den direkt gekoppelten Energieabsorber
 — "parallele" Betriebsweise
 - - - - "alternative" Betriebsweise

Aus dem Vergleich mit den Ergebnissen des Referenzsystems lassen sich folgende Aussagen gewinnen:

1. Das qualitative Verhalten der Deckungsraten und Jahresarbeitszahlen ist ähnlich hinsichtlich der Auslegungstemperatur und Betriebsweise der Wärmepumpe.
2. Der Anteil kommerzieller Energieträger liegt um 1 - 2 Prozentpunkte unter dem Referenzsystem.
3. Die Jahresarbeitszahl β_H ist um etwa 0,1 besser als die des Referenzsystems.
4. Die Jahresarbeitszahl β_0 (ohne Hilfsenergien) ist gleich oder geringfügig schlechter als die des Referenzsystems.

Für die in den Abbildungen 4.39 und 4.41 behandelten Wärmepumpenauslegungen sind die Häufigkeitsverteilungen stündlicher Laufraten bei paralleler Betriebsweise in Abb. 4.43 dargestellt.

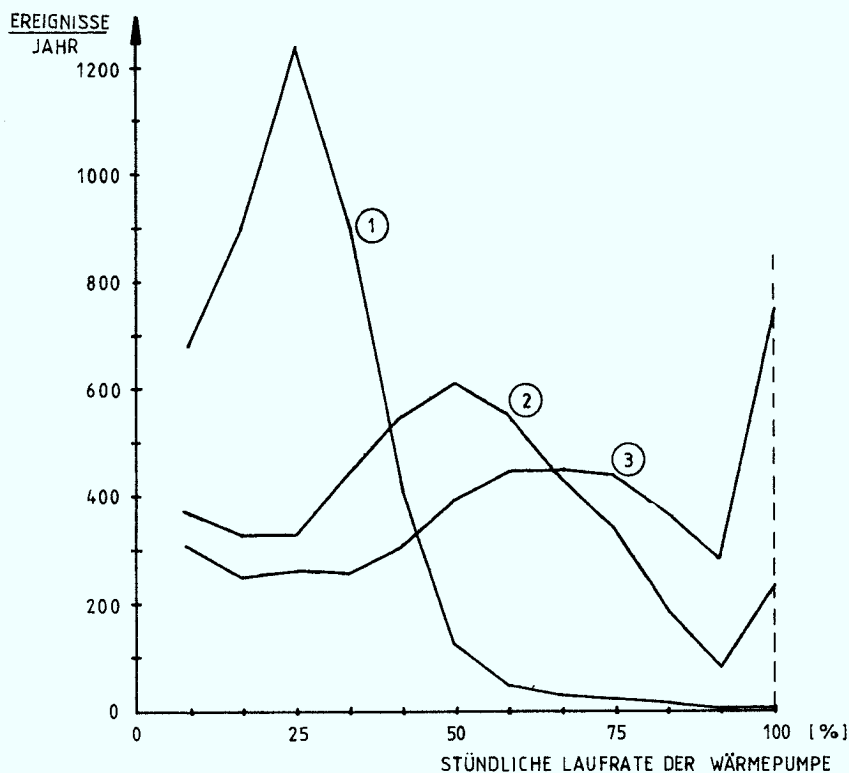


Abb. 4.43: Häufigkeitsverteilung stündlicher Laufraten für drei verschiedene Wärmepumpenauslegungen bei paralleler bzw. monovalenter Betriebsweise.

- | | | |
|----|--|------------------------------|
| 1) | $T_{\text{ausl}} = -12 \text{ }^{\circ}\text{C}$ | (monovalent) |
| 2) | $T_{\text{ausl}} = -3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ | } Zusatzheizung erforderlich |
| 3) | $T_{\text{ausl}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ | |

Die Häufigkeitsverteilungen der kleinen Wärmepumpenaggregate zeigen durch den starken Anstieg für Laufzeiten von 100 %, daß sie den Wärmebedarf gemäß ihrer Auslegung ($T_{\text{ausl}} = 0^\circ\text{C}$, -3°C) nicht voll decken können.

Der Einsatz einer größer bemessenen Wärmepumpe ($T_{\text{ausl}} = -12^\circ\text{C}$) führt erwartungsgemäß zu kürzeren Laufzeiten, was sich in der Häufigkeitsverteilung durch das ausgeprägte Maximum bei einer 25 %igen stündlichen Laufrate ausdrückt. Die wenigen auslaufenden Ereignisse für eine 100 %ige Laufrate zeigen, daß durch diese Systemdimensionierung gerade die Monovalenzschwelle erreicht worden ist.

Aufgrund der Aussagen 3 und 4 läßt sich folgern, daß die leichte Verbesserung des Anteils der kommerziellen Energieträger beim Einsatz des Energieabsorbers lediglich durch den geringeren Aufwand für wärmequellenseitige Hilfsenergien bewirkt wird.

Die statistische Auswertung der wärmequellenseitigen Einlaßtemperatur der Wärmepumpe T_{WPe} in Abb. 4.44 zeigt, daß von wenigen Ausnahmen abgesehen der Energieabsorber ein Temperaturniveau zur Verfügung stellt, das knapp unterhalb der Lufttemperatur liegt.

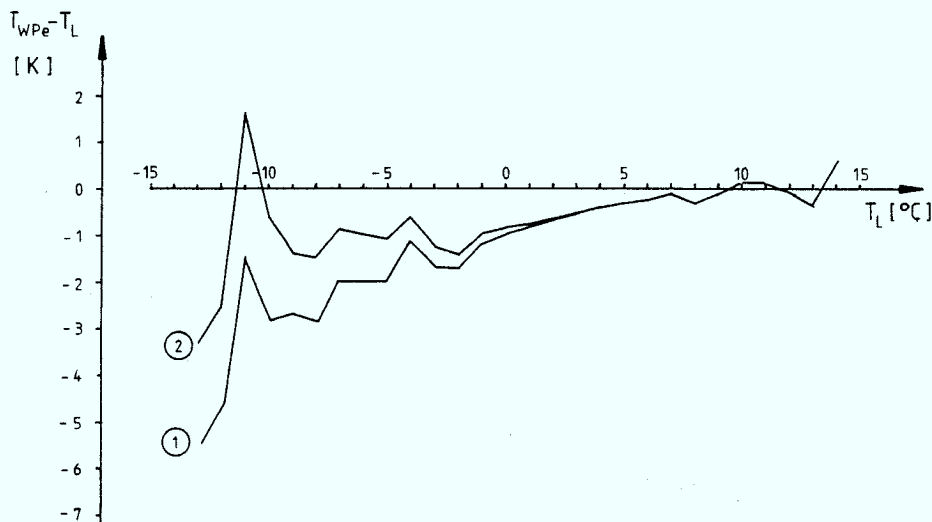


Abb. 4.44: Temperaturniveau der an die Wärmepumpe gelieferten Nutzwärme eines Energieabsorbers mit $A_{\text{AB}} = 40 \text{ m}^2$ für verschiedene Auslegungstemperaturen und "paralleler" Betriebsweise der Wärmepumpe.

- 1) $T_{\text{ausl}} = -12^\circ\text{C}$
- 2) $T_{\text{ausl}} = 0^\circ\text{C}$

Wegen der größeren installierten Wärmepumpenleistung für tiefe Auslegungstemperaturen ist der flächenspezifische Leistungsentzug aus dem Energieabsorber höher, was sich durch eine Absenkung des angebotenen Temperaturniveaus in Abb. 4.44 zeigt.

Das Ergebnis der Variation der Absorberfläche bei einer Dimensionierung der Wärmepumpe für eine Auslegungstemperatur von $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist in Abb. 4.45 dargestellt.

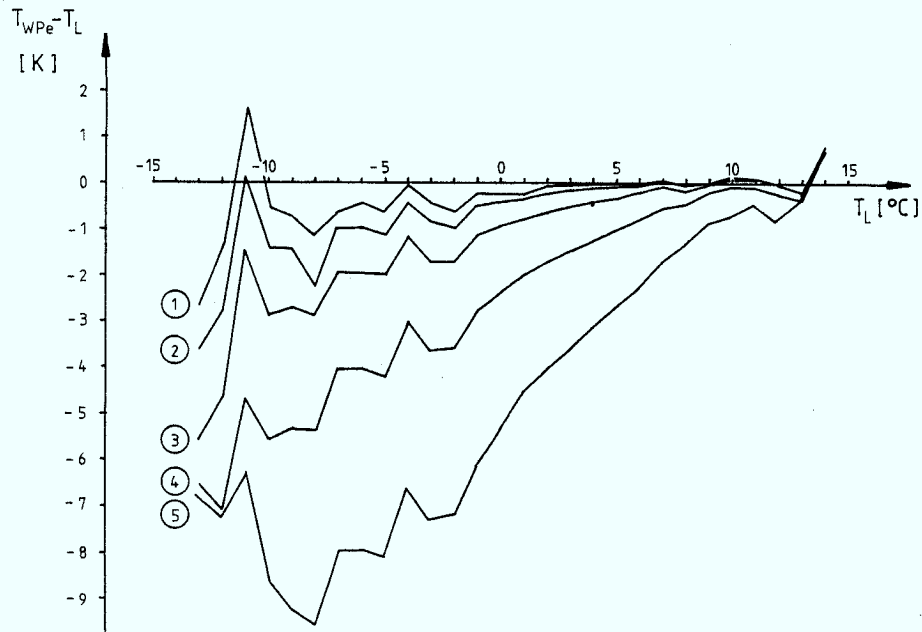


Abb. 4.45: Variation der Absorberfläche eines hinterlüfteten Süddachabsorbers und einer Auslegung der Wärmepumpe auf $T_L = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$ (parallele Betriebsweise)

- 1) $A_{AB} = \infty$
- 2) $A_{AB} = 80\text{ m}^2$
- 3) $A_{AB} = 40\text{ m}^2$
- 4) $A_{AB} = 20\text{ m}^2$
- 5) $A_{AB} = 10\text{ m}^2$

Die Interpretation der Abb. 4.45 zeigt, daß selbst bei einem unendlich großen Energieabsorber das Temperaturangebot (= Leerlauftemperatur) statistisch knapp unterhalb der Lufttemperatur liegt, was darauf hindeutet, daß die Zeiten des hohen Temperaturangebots durch Strahlungsabsorption nicht genutzt werden.

Für die endlichen Energieabsorberflächen verringert sich das Temperaturangebot mit steigender flächenspezifischer Entzugsleistung.

Als vereinfachte Gesetzmäßigkeiten zwischen Entzugsleistung und mittlerer Absorberrtemperatur wurden für Energieabsorber folgende statistischen Beziehungen ermittelt:

$$\text{integriert: } \dot{q}_{\text{NUTZ}} = 35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} (T_L - T_{ABm}) - 40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\text{hinterlüftet: } \dot{q}_{\text{NUTZ}} = 63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} (T_L - T_{ABm}) - 40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Einschränkend seien hier nochmals folgende Bedingungen und Berechnungsgrundlagen genannt:

- idealisierte Absorberfläche (vgl. Kap. 3.25)
- keine Reif- und Eisbedeckung
- direkte Kopplung an die Wärmepumpe (Flächenwärmetauscher)
- verwendete Wetterdaten: Hamburg 1973

Die statistischen Beziehungen sind nicht geeignet, Momentanwerte der Leistungsabgabe von Energieabsorbern zu berechnen; dazu sollten nur die in Kap. 3 abgeleiteten Gleichungen herangezogen werden!

Eine Analyse der vom Energieabsorber gelieferten Gesamtwärme hinsichtlich der Einzelbeiträge der verschiedenen Wärmeübertragsmechanismen gibt für den hinterlüfteten Energieabsorber folgende Verteilung im Jahresmittel:

Konvektion	ca. 55 - 60 %
Kondensation	ca. 25 - 30 %
kurzwellige Strahlungsabs.	ca. 15 - 10 %
langwellige Strahlungsbilanz	ca. 5 %

Für einen selektiv beschichteten, integrierten Energieabsorber ergeben sich nur unwesentliche Verschiebungen, so daß in dieser Art der Systemeinbindung der Energieabsorber eher als Flächenwärmetauscher denn als Strahlungsabsorber angesehen werden muß.

Erklärbar wird diese Feststellung durch die bekannte Gesetzmäßigkeit, daß sich das Energieangebot durch Globalstrahlung und der Heizwärmebedarf im Jahreszyklus gegenläufig verhalten.

Dies läßt sich naturgemäß auch auf kürzere Zeitintervalle übertragen. Ein Vergleich der Abb. 3.10 und 4.12 zeigt, daß der Heizbedarf des Gebäudes im Tagesverlauf dann sein Minimum erreicht, wenn das Potential des Energieabsorbers, dargestellt durch die Leerlauftemperatur, ein Maximum hat. Dieser Vergleich legt bereits dem Schluß nahe, daß ein direkt gekoppelter Energieabsorber nicht seine volle Wirksamkeit bezüglich der Strahlungsnutzung erreicht.

Darüberhinaus muß in Betracht gezogen werden, daß in den Abb. 3.10 und 4.12 statistisch gemittelte Tagesverläufe wiedergegeben sind, so daß die Tagesdynamik "schöner Tage" noch ausgeprägter ist. Maßgeblich für die Tagesdynamik des Heizwärmebedarfs schöner Tage sind neben dem Temperaturgang der Umgebungsluft insbesondere die äußeren Lasten. Für Gebäude mit geringen Fensterflächen, die bei einem hohen Grundwärmebedarf nur bescheidene "Passivgewinne" nutzen können, wirken die oben beschriebenen Mechanismen abgeschwächt, und der Bilanzanteil der Strahlungsnutzung eines Energieabsorbers wird höher.

Die Berechnung des Extremfalles eines fensterlosen Standardhauses führt für einen Jahreszyklus zu folgenden Ergebnissen:

- 1) Der Anteil kommerzieller Energieträger ist um ca. 4 Prozentpunkte niedriger als der des Referenzsystems.
- 2) Die Jahresarbeitszahl β_0 (ohne Hilfsenergie) ist geringfügig besser als die des Referenzsystems.
- 3) Der Anteil kurzweiliger Strahlungsabsorption an der gelieferten Gesamtwärme beträgt ca. 25 %.

Wird die Brauchwassererwärmung oder Direktnutzung der vom Energieabsorber angebotenen Wärme außer Betracht gelassen, so ist wegen seiner überwiegen- den Wirkungsweise als Flächenwärmetauscher mit der Nutzung der angebotenen Energie unterhalb der Lufttemperatur die Installation des Energieabsorbers in hinterlüfteter Montageweise effizienter als die integrierte.

Diese Überlegung wird auch durch einen Vergleich der Abbildungen 4.46 und 4.47 gestützt, die den Anteil der Zusatzheizung am Gesamtheiz- wärmebedarf für verschiedene Auslegungspunkte und Energieabsorberflächen darstellen.

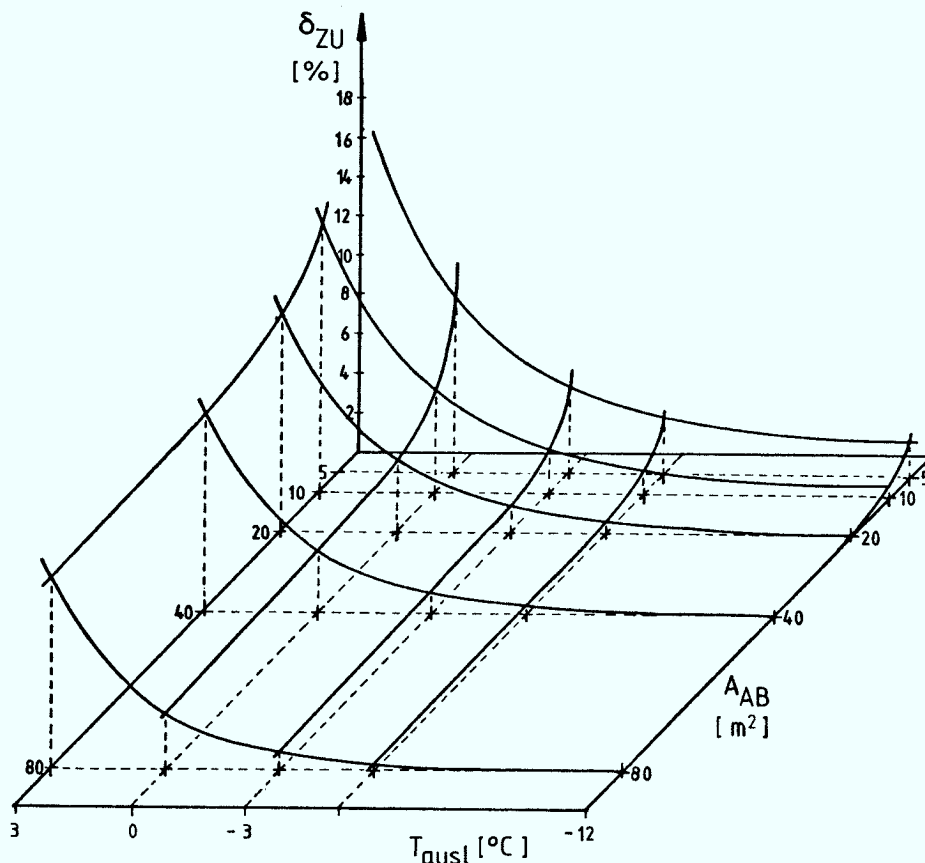


Abb. 4.46: Deckungsrate der Zusatzheizung in Abhängigkeit der Absorber- fläche in hinterlüfteter Montageweise und der Auslegungstempe- ratur der Wärmepumpe bei paralleler Betriebsweise.

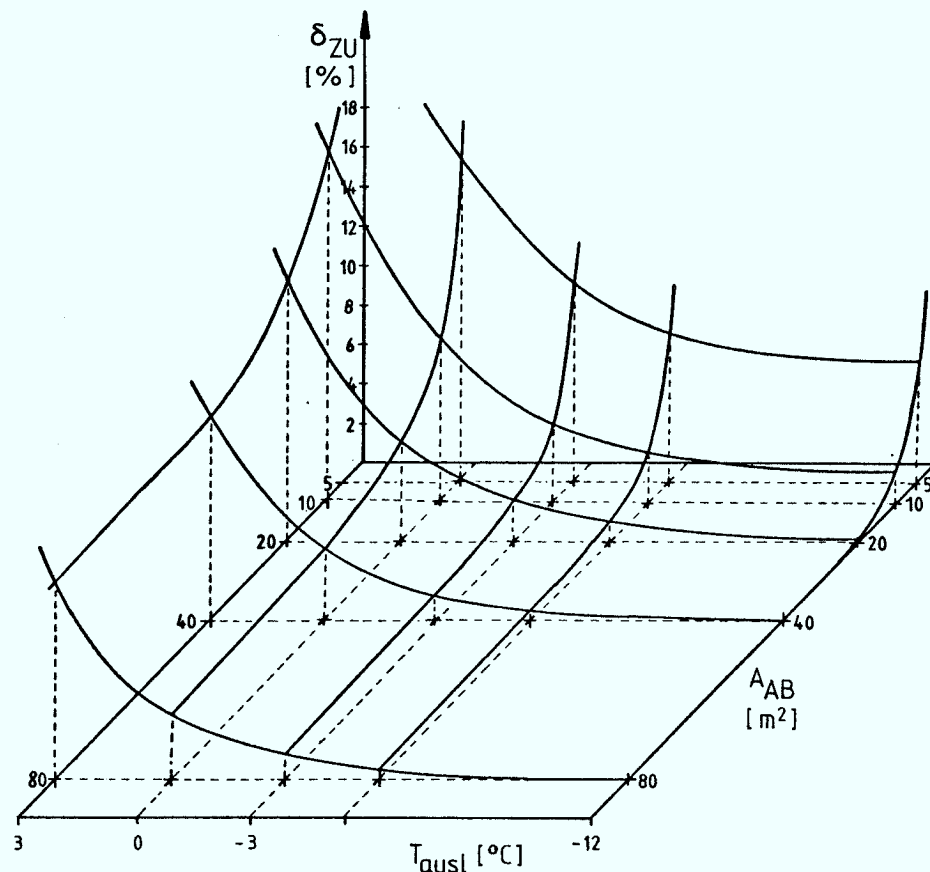


Abb. 4.47: Deckungsrate der Zusatzheizung in Abhängigkeit der Absorberfläche in integrierter Montageweise und der Auslegungstemperatur der Wärmepumpe bei paralleler Betriebsweise.

Die Abbildungen zeigen, daß für die hier eingesetzten Wärmepumpenleistungen eine Vergrößerung der Absorberflächen über ca. 30 m^2 in hinterlüfteter Montageweise oder ca. 50 m^2 in integrierter Montageweise keine nennenswerte Reduzierung des Deckungsanteils der Zusatzheizung bewirken. Die gleiche Aussage läßt sich für den Gesamteinsatz der kommerziellen Energieträger machen.

Durch eine Erweiterung der Systemschaltung wurde die Direktnutzung der vom Energieabsorber angebotenen Energie im Heizungssystem durch einen Wärmetauscher im Heizspeicher ermöglicht.

Das Heizspeichervolumen betrug 400 l , die jeweils maximal mögliche Aufheizung des Speichers durch Direktnutzung wurde nicht durch die maximale Vorlauftemperatur begrenzt.

Die Ergebnisse lassen sich zu folgenden Aussagen zusammenfassen:

1. Eine Direktnutzung ist für Energieabsorber in hinterlüfteter Montageweise praktisch ausgeschlossen (Jahresdirektnutzung $\ll 80 \text{ kWh}$)

2. Für integrierte Energieabsorber (mit selektiver Beschichtung und einer Fläche $A_{AB} > 20 \text{ m}^2$) ergeben sich Jahressummen der Direktnutzung von 150 - 200 kWh. Dieser Betrag ließe sich durch eine Vergrößerung des Heizspeichervolumens noch erheblich steigern, so daß für solche Systemvarianten eine wirtschaftliche Direktnutzung denkbar erscheint.

4.5.5 Ergebnisse der erweiterten Wärmequellenanlage Energieabsorber und Eis-Latentspeicher im Gesamtsystem

Bei der Bearbeitung dieser erweiterten Wärmequellenanlage stehen zwei Fragen im Vordergrund:

- Wie sind die Komponentenparameter Energieabsorberfläche und Latentspeichermasse aufeinander abzustimmen, damit die Versorgung der Wärmepumpe bei niedrigen Umgebungstemperaturen weitgehend durch den Latentspeicher erfolgen kann?
- Inwieweit ist der Dimensionierungsvorteil kleinerer Wärmepumpenaggregate durch die erweiterte Wärmequellenanlage zu nutzen (vgl. Kapitel 4.4.1.3)?

Als Bezugswärmequellenanlage zur Parametervariation der Wärmepumpengröße wird neben dem Eis-Latentspeicher ein selektiver Energieabsorber in integrierter Montageweise zur Berechnung herangezogen, da diese Kombination günstige Voraussetzungen zur Teilladung des Speichers an kalten Tagen bietet. Die Bezugswärmequellenanlage wird durch folgende Komponentendaten charakterisiert:

Energieabsorber

Fläche	40 m ²
Montageweise	integriert
Oberflächenbeschichtung	selektiv
Orientierung	Süddach, 45° geneigt

Eislatentspeicher

Speichermasse	6000 kg
Wärmetauscherfläche	60 m ²

Auf die Untersuchung der "alternativen" Betriebsweise der Wärmepumpe wird hier verzichtet, weil die Nutzung des Eislatentspeichers ohnehin niedrige Umschalttemperaturen erforderlichen machen würde.

Die maximale Vorlauftemperatur beträgt $T_{Vmax} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Wegen der extrem unterschiedlichen Verteilung der Kälteperioden der Wetterdatensätze Hamburg (1973) und Braunschweig (1979) wird die Wirkung verschiedener Systemauslegungen für beide meteorologischen Datensätze untersucht (vgl. Kap. 4.2).

Nach der Darstellung der Resultate, die mit dem Hamburger Wetterdatensatz gewonnen wurden, erfolgt ein Vergleich mit den Ergebnissen der Braunschweiger Wetterdaten.

4.5.5.1 Ergebnisse zu den meteorologischen Daten aus Hamburg des Jahres 1973

Die Parametervariation der Wärmepumpendimensionierung wurde für die oben beschriebene Wärmequellenanlage durchgeführt. Die Ergebnisse bezüglich der Deckungsraten und Jahresarbeitszahlen ist in den Abbildungen 4.48 und 4.49 dargestellt.

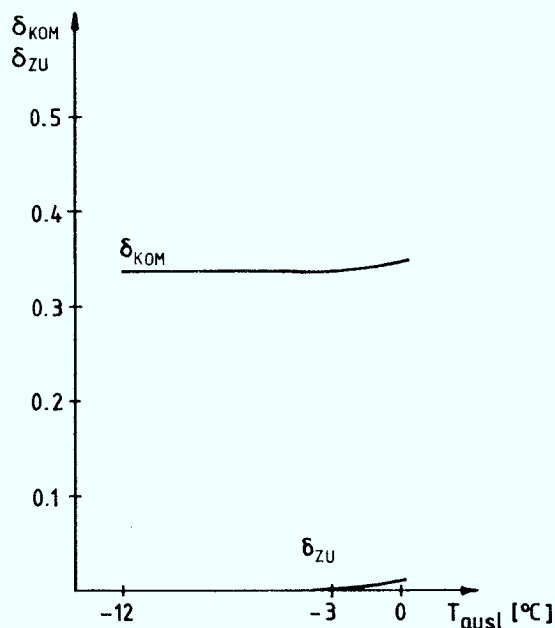


Abb. 4.48

Anteil kommerzieller Energieträger und die Deckungsrate der Zusatzheizung am Gesamtheizwärmebedarf

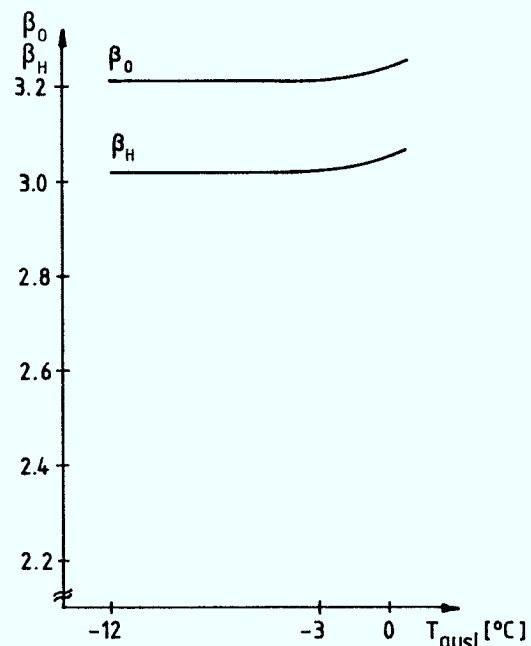


Abb. 4.49

Jahresarbeitszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Hilfsenergien

Ein Vergleich mit den Ergebnissen des Referenzsystems ergibt folgende Aussagen:

- 1) Der Anteil kommerzieller Energieträger am Gesamtwärmebedarf ist von 38 % auf ca. 34 % gesunken.

- 2) Der Anteil der Zusatzheizung ist um 2 Prozentpunkte gesunken. Wärmepumpen, deren Dimensionierung einer Auslegungstemperatur von $T_{\text{ausl}} < -3^\circ\text{C}$ entsprechen, decken den Heizwärmebedarf monovalent.
- 3) Die Jahresarbeitszahl β_H hat sich um 0,31 gegenüber dem Referenzsystem verbessert.
- 4) Die Jahresarbeitszahl β_0 hat sich um 0,14 gegenüber dem Referenzsystem verbessert.

Die Aussage 4 weist bereits darauf hin, daß das angebotene Temperaturniveau gegenüber dem Referenzsystem und damit auch gegenüber dem direkt gekoppelten Energieabsorber verbessert wurde.

Die statistische Auswertung der von der Wärmequellenanlage gelieferten Temperaturniveaus gibt das Spektrum in Abb. 4.50 wieder.

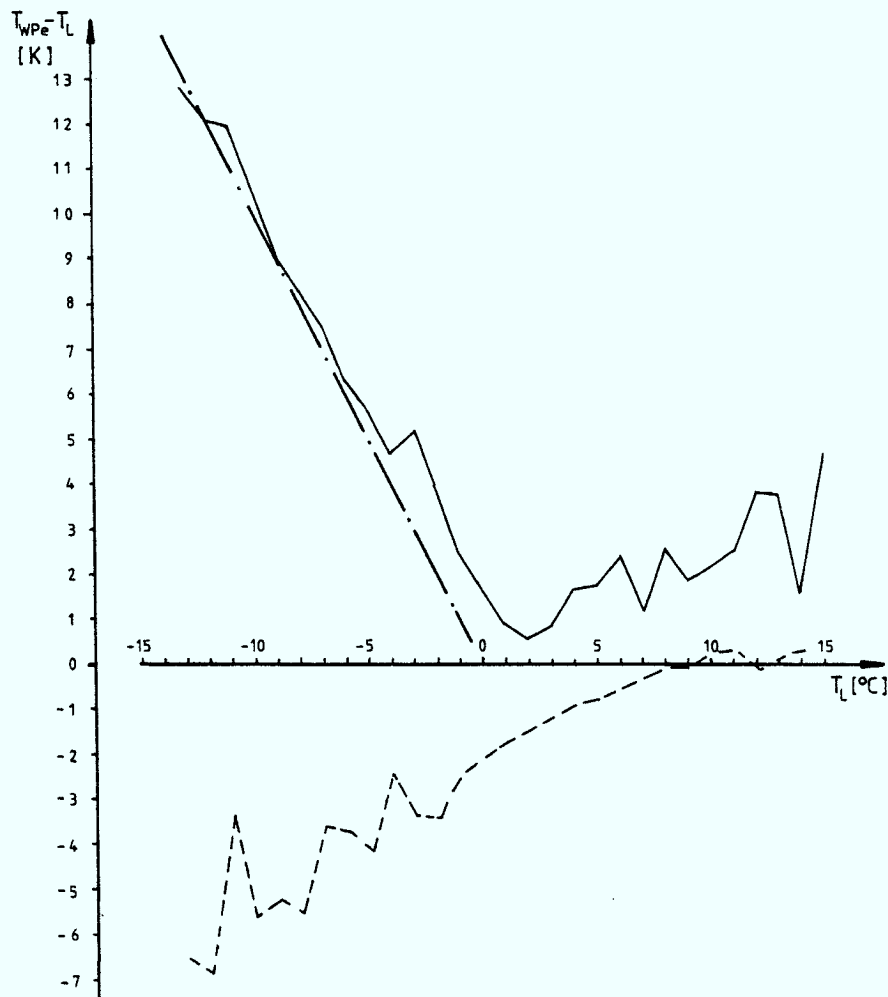


Abb. 4.50: Temperaturniveau der an die Wärmepumpe gelieferten Nutzwärme eines Energieabsorbers mit Eis-Latentspeicher. (Zum Vergleich: Energieabsorber ohne Speicher: ---) Idealer Eis-Latentspeicher: — . — . — .)

Der Vergleich beider Wärmequellenanlagen zeigt, daß die Kombination Energieabsorber mit Eis-Latentspeicher dem direkt gekoppelten Energieabsorber hinsichtlich der Qualität der angebotenen Wärme eindeutig überlegen ist. Der Grund, weshalb diese Tatsache keine stärkere Reduzierung des Anteils kommerzieller Energieträger zur Folge hat, ist durch die relativ seltenen Ereignisse tiefer Umgebungstemperaturen erklärbar. Der Verlauf des Temperaturspektrums orientiert sich für die oben beschriebene Dimensionierung am idealen Eis-Latentspeicher (vgl. Abb. 4.3.2). Für tiefe Umgebungstemperaturen wird die Wärmepumpe stets mit einer Soleeintrittstemperatur von $T_{WPe} \geq 0^\circ\text{C}$ versorgt. Diese Betriebsbedingungen ermöglichen bereits kleinen Wärmepumpenaggregaten einen monovalenten Betrieb, was durch den oben durchgeführten Vergleich zum Referenzsystem bestätigt wird.

Auch oberhalb von 0°C wird das angebotene Temperaturniveau durch den Speicher verbessert, der in diesem Bereich als Wasserspeicher sensible Wärme umsetzt.

Legt man die Latentwärme des 6000 kg Eisspeichers zugrunde, so entspricht der Jahresumsatz etwa einem 12-fachen Ladungswechsel.

Die Bedeutung der Bilanzanteile der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen am Energieabsorber hat sich gegenüber der direkt gekoppelten Version verschoben. Die folgende Verteilung zeigt, daß die Strahlungsabsorption in dieser Systemschaltung den größten Jahresbeitrag liefert:

Konvektion	ca. 35 %
Kondensation	" 17 %
kurzwellige Strahlungsabsorption	" 45 %
langwellige Strahlungsbilanz	" 3 %

Für die Heizperioden Januar - April und Oktober - Dezember wurden ca. 30 % der angebotenen Globalstrahlung durch den Energieabsorber umgesetzt und entweder direkt an die Wärmepumpe oder zunächst an den Latentspeicher als Nutzwärme abgegeben.

Die Ergebnisse der Parametervariation der Latentspeichermasse und der Energieabsorberfläche sind in den Abbildungen 4.51 und 4.52 für eine Wärmepumpendimensionierung dargestellt, die einer Auslegungstemperatur von $T_{ausl} = -3^\circ\text{C}$ entspricht.

Die Interpretation der Ergebnisse zeigt, daß Komponentenvergrößerungen des Energieabsorbers als auch des Latentspeichers eine Reduzierung des Anteils der Zusatzheizung bei gleichzeitiger Verbesserung der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpenanlage bewirkt wird. Die Minimierung der Zusatzheizung würde für

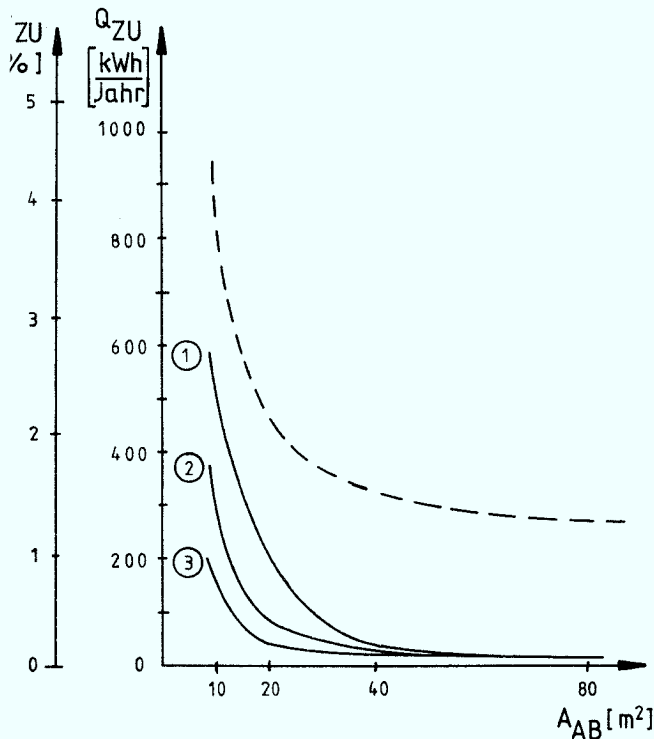


Abb. 4.51:
Anteil der Zusatzheizung am Gesamt-
heizbedarf

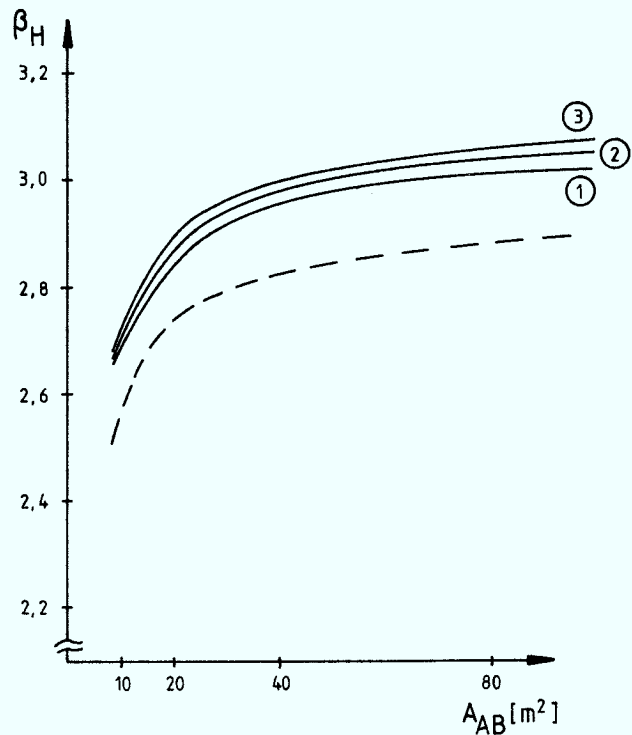


Abb. 4.52:
Wirkung des Eis-Latentspeichers
auf die Jahresarbeitszahl

- 1) 3000 kg Latentspeichermasse
- 2) 6000 kg "
- 3) 12000 kg "
- Energieabsorber ohne Speicher

unendlich große Komponenten erreicht und ist damit für wirtschaftliche Auslegung nicht relevant.

Da beide Komponenten in den hier dargestellten Baugrößen den Anteil der Zusatzheizung schnell zum minimalen Grenzwert bewegen, ist eine wirtschaftliche Optimierung bis zum Bereich mittlerer Baugrößen zu erwarten.

Für die hier untersuchten Komponentengrößen ist in der Abbildung 4.51 zu erkennen, daß durch eine Vergrößerung der Energieabsorberfläche über 40 m^2 hinaus praktisch keine Reduzierung der Zusatzheizung mehr bewirkt wird, selbst wenn der Eis-Latentspeicher nur eine Masse von 3000 kg hat.

Für zwei Wärmepumpenauslegungen, ($T_{\text{aus1}} = -12^\circ\text{C}$ und $T_{\text{aus1}} = -3^\circ\text{C}$) deren Deckungsraten und Jahresarbeitszahlen aus den Abb. 4.48 und 4.49 zu entnehmen sind wurden die Häufigkeitsverteilungen der stündlichen Laufraten in Abb. 4.53 dargestellt.

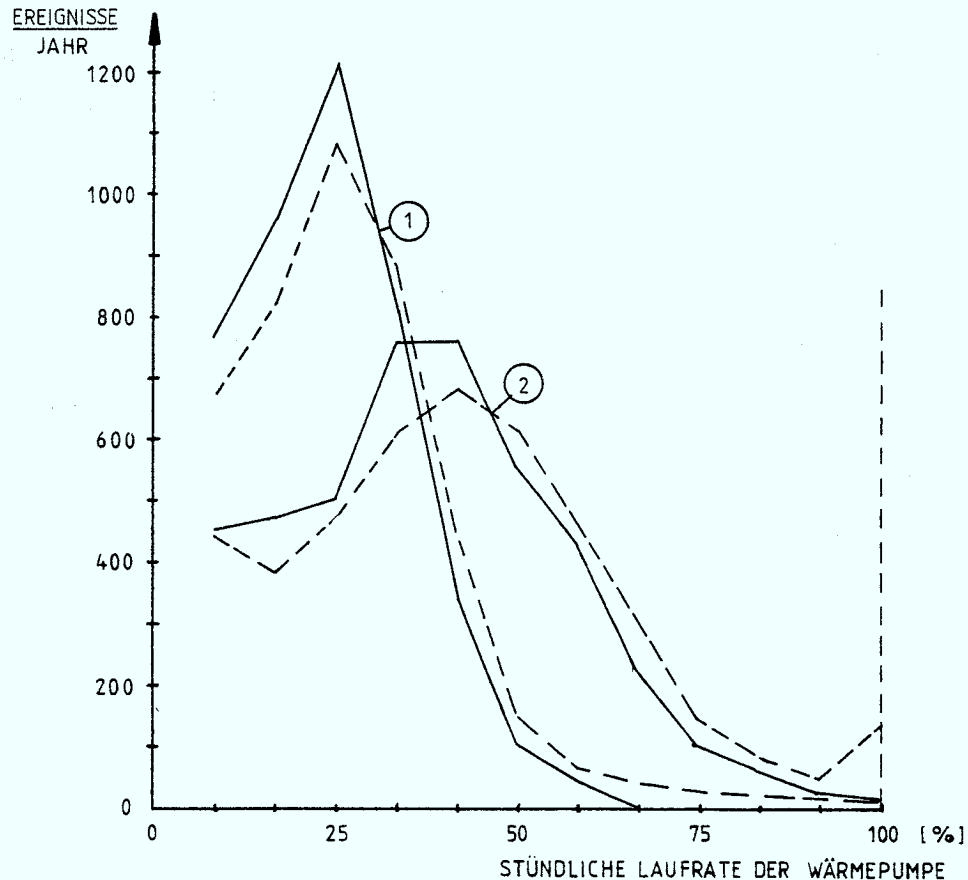


Abb. 4.53: Wirkung eines Eis-Latentspeichers auf die Häufigkeitsverteilung stündlicher Laufraten für zwei verschiedene Wärmepumpenauslegungen

- | | |
|--|---|
| 1) $T_{\text{aus1}} = -12^\circ\text{C}$ | } — mit Eis-Latentspeicher
----- ohne Eis-Latentspeicher |
| 2) $T_{\text{aus1}} = -3^\circ\text{C}$ | |

Der Vergleich der Häufigkeitsverteilungen zeigt, daß für die Wärmepumpe kleinerer Leistung ($T_{\text{aus1}} = -3^\circ\text{C}$) durch den Einsatz des Eis-Latentspeichers die Monovalenzschwelle praktisch erreicht wird.

Das entspricht einer Reduzierung der installierten Wärmepumpenleistung um etwa 45 % gegenüber der monovalenten Auslegung mit einem Kompaktwärmetauscher als Wärmequellenanlage.

Die größer dimensionierte Wärmepumpe ($T_{\text{aus1}} = -12^\circ\text{C}$), die bereits ohne Eis-Latentspeicher eine monovalente Betriebsweise ermöglicht, weist mit Speichereinsatz noch maximale Laufraten von 66 % auf, was als erhöhte Versorgungssicherheit betrachtet werden kann.

4.5.5.2 Ergebnisse zu den meteorologischen Daten aus Braunschweig des Jahres 1979

Ein Vergleich der Wärmequellenanlagen untereinander bestätigt die Resultate, die aus den meteorologischen Daten von Hamburg (1973) gewonnen wurden.

Um entsprechende Deckungsraten der Wärmepumpenanlage am Gesamtheizwärmebedarf wie für die Hamburger Wetterdaten zu erhalten, muß den niedrigeren Umgebungstemperaturen durch höhere installierte Wärmepumpenleistungen Rechnung getragen werden.

Die Jahresarbeitszahlen vergleichbarer Systemauslegungen liegen um ca. 0,2 unter denen der Hamburger Ergebnisse; der Anteil der kommerziellen Energieträger an der Deckung des Jahresheizwärmebedarfs ist mit ca. 36 % um 2 % gestiegen.

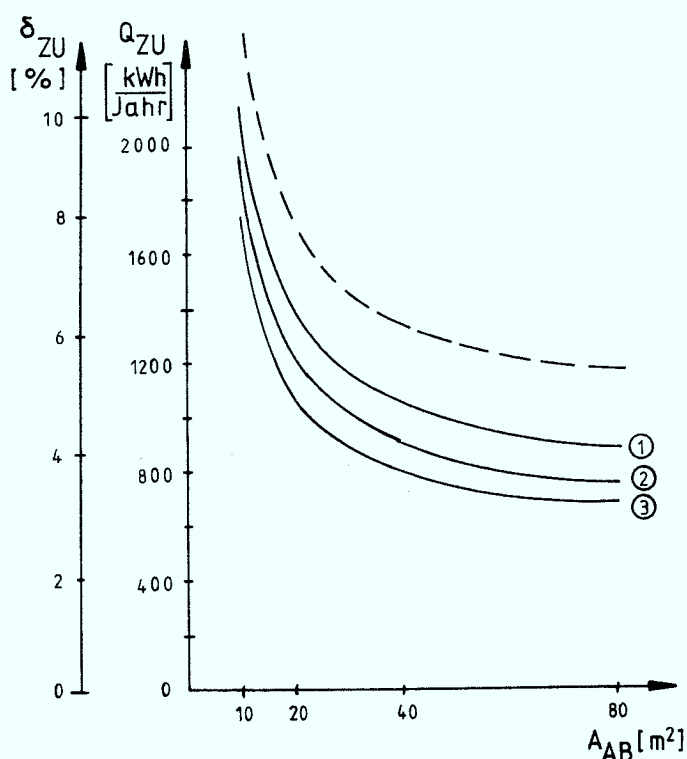


Abb. 4.54: Beitrag der Zusatzheizung am Gesamtheizwärmebedarf

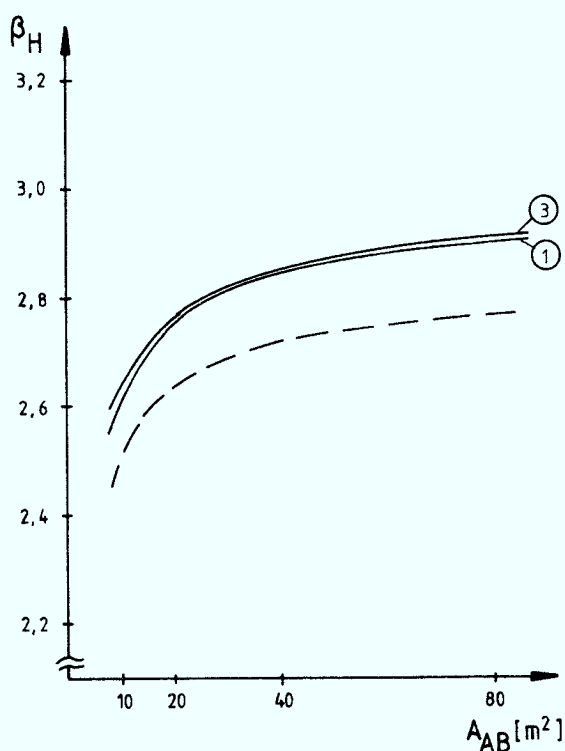


Abb. 4.55: Wirkung des Eis-Latentspeichers auf die Jahresarbeitszahl

- 1) 3000 kg Latentspeichermasse
- 2) 6000 kg "
- 3) 12000 kg "
- Energieabsorber ohne Eis-Latentspeicher

Für eine Wärmepumpendimensionierung, die einer Auslegungstemperatur $T_{\text{ausl}} = -3^\circ\text{C}$ entspricht, sind die Ergebnisse der Parametervariationen von Latentspeichermasse und Energieabsorberfläche in den Abbildungen 4.54 und 4.55 dargestellt.

Wegen der lang andauernden Kälteperioden kann zwar durch Vergrößerung der Latentspeichermasse der Bedarf an Zusatzheizung stetig vermindert werden, aber oberhalb von etwa 6000 kg bewirkt eine Vergrößerung der Energieabsorberfläche eine stärkere Reduzierung der Zusatzheizung wie eine gleiche prozentuale Steigerung der Latentspeichermasse.

Eine Verbesserung der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpenanlage ist durch die Vergrößerung der Latentspeichermasse über 3000 kg hinaus praktisch nicht mehr zu erreichen.

Die Verteilung des Temperaturangebots für die oben beschriebene Wärmequellenanlage zeigt Abb. 4.56.

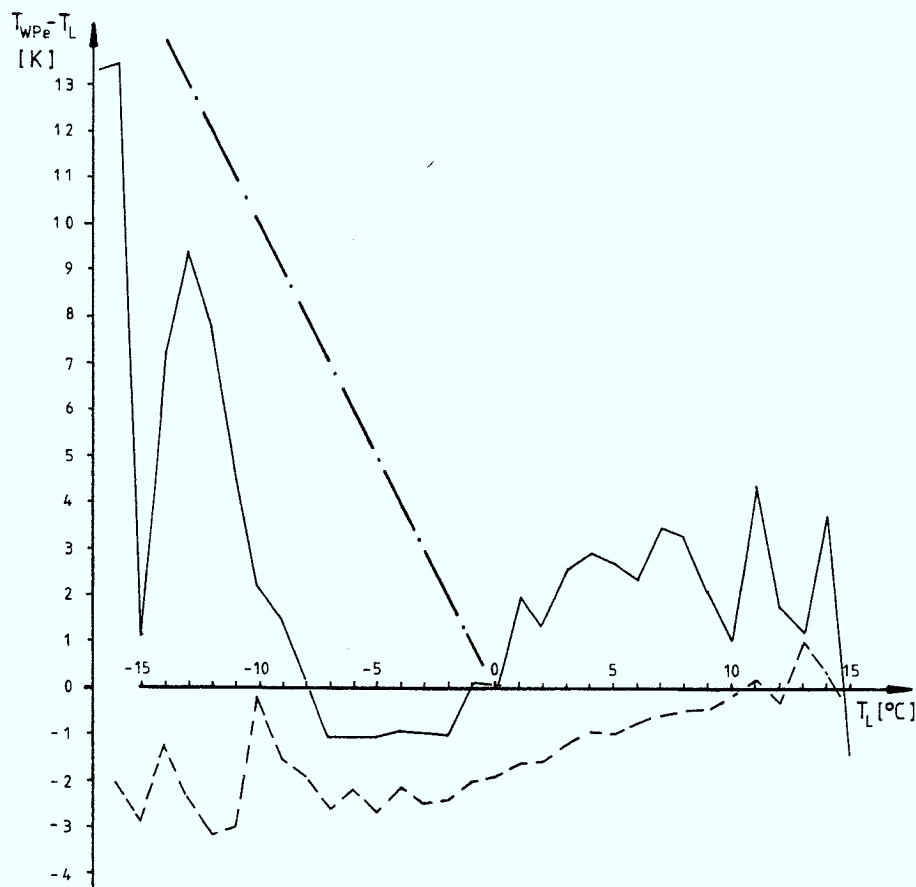


Abb. 4.56: Temperaturniveaus der an die Wärmepumpe gelieferten Nutzwärme der erweiterten Wärmequellenanlage. (Zum Vergleich: Energieabsorber ohne Eis-Latentspeicher -----)

Eine Verbesserung des Temperaturniveaus gegenüber dem direkt gekoppelten Energieabsorber ist zwar deutlich erkennbar, aber die Abweichungen zur Vergleichsgeraden des idealen Eis-Latentspeichers weisen darauf hin, daß der Speicher nicht während der gesamten Dauer der Kälteperioden den Bedarf der Wärmepumpe auf einem optimalen Temperaturniveau befriedigen kann.

Aus diesem Grunde kann der Dimensionierungsvorteil durch die Reduzierung der Wärmepumpenleistung nicht voll genutzt werden.

Die Monovalenzschwelle liegt bei einer Auslegungstemperatur von ca. -9°C , was eine Verkleinerung der Wärmepumpe gegenüber der monovalenten Auslegung mit einem Kompaktwärmetauscher von 20 % ermöglicht.

Eine Analyse weiterer Temperaturverteilungen aus den Parameterstudien bestätigen das oben dargestellte Ergebnis, daß es günstiger ist, die Energieabsorberfläche zu vergrößern, als die Speichermasse des Latentspeichers über 6000 kg hinaus zu erhöhen.

4.6 Wirkung der Wärmequellenanlagen auf den Primärenergieeinsatz zur Deckung des Heizwärmebedarfs

Die primärenergetische Bilanz aller drei Systemschaltungen wird wegen der Verwendung einer elektrisch betriebenen Kompressions-Wärmepumpe durch die hohen Kraftwerksverluste erheblich belastet.

In Abb. 4.57 sind die Ergebnisse für parallelen bzw. monovalenten Wärmepumpenbetrieb bei einer maximalen Vorlauftemperatur von 35 °C vergleichend dargestellt. Selbst die erweiterte Wärmequellenanlage, die eine Jahresarbeitszahl von 3,0 ermöglichte, erfordert einen Primärenergieeinsatz, der dem des Heizwärmebedarfs entspricht.

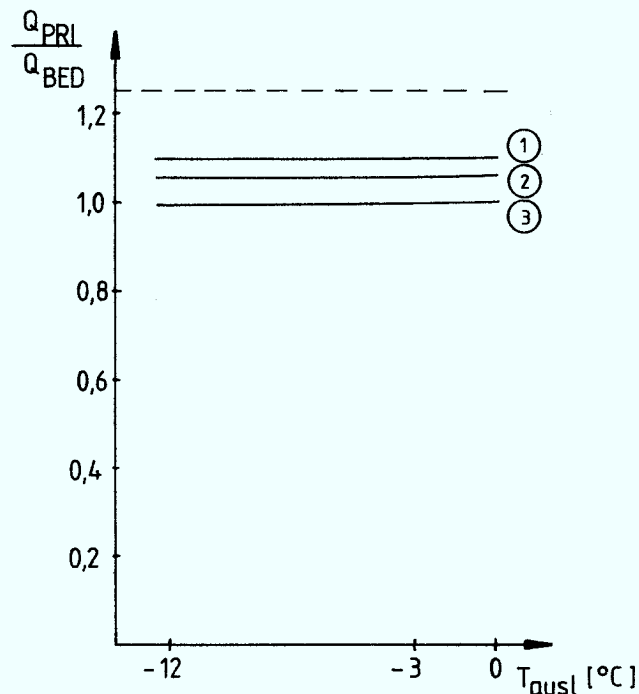


Abb. 4.57: Vergleich des Primärenergieeinsatzes zur Deckung des Heizwärmebedarfs durch Wärmepumpen-Heizungssysteme mit verschiedenen Wärmequellenanlagen.

- 1) Luft-Kompaktwärmetauscher als Direktverdampfer
- 2) Direktgekoppelter Energieabsorber
- 3) Erweiterte Wärmequellenanlage mit Energieabsorber und Eis-Latentspeicher

(zum Vergleich: --- Öl- oder gasbefeuerte Heizungsanlage ohne Wärmepumpe)

Eine grundlegende Verbesserung der primärenergetischen Bilanz kann für die hier behandelten Systeme durch eine erzeugerseitige rationelle Energieverwendung erreicht werden, wie es das Konzept einer Kraft-Wärme-Kopplung durch Heizkraftwerke vorsieht.

4.7 Brauchwassererwärmung durch Energieabsorber

Die von flächigen Energieabsorbern unter günstigen Bedingungen erreichbaren Temperaturen gestatten eine Direktnutzung der Wärme zur Brauchwasserbereitung.

Die erwärmte Sole wird bei ausreichendem Temperaturniveau durch einen im Brauchwasserspeicher befindlichen Wärmetauscher geführt, falls die Wärmepumpe nicht in Betrieb ist.

Die Brauchwassererwärmung kann durch zwei verschiedene Betriebsweisen erfolgen:

- 1) Ein im Brauchwasserspeicher befindlicher Heizstab hält die Brauchwassertemperatur auf dem gewählten Temperaturniveau konstant und läßt eine Nutzung der vom Energieabsorber angebotenen Wärme nur oberhalb dieser Temperatur zu.
- 2) Der Brauchwasserspeicher dient zur Vorwärmung des Wassers, das erst bei der Entnahme auf die gewünschte Temperatur aufgeheizt wird (z.B. durch eine Gastherme). Die Vorteile dieser Betriebsweise liegen in der niedrigeren Speichertemperatur, die eine häufigere Nutzung des vom Energieabsorber angebotenen Temperaturniveaus begünstigt und außerdem die Bereithaltungsverluste eines ständig aufgeheizten Speichers vermindert.

Beide Betriebsweisen wurden in Simulationsrechnungen mit folgenden Daten untersucht:

- 1) Brauchwassertemperatur: $T_{SPB} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- 2) Brauchwasserspeicher (ungeschichtet)
 - Inhalt: $V_{SPB} = 300 \text{ l}$
 - Thermische Verluste an die Umgebung: $\dot{Q}_{SPBV} = 0,6 \text{ W/K } (T_{SPB} - 20 \text{ }^{\circ}\text{C})$
 - Grädigkeit des Wärmetauschers: $\Delta T / \dot{Q} = 10 \text{ K/kW}$
- 3) Brauchwasserbedarf:
 - Täglicher Gesamtbedarf: $V_{BED} = 280 \text{ l/Tag}$
 - Zeitliche Bedarfsverteilung /34/:

8 h	50 %
12 h	18 %
19 h	32 %
- 4) Kaltwassertemperatur:

Die Kaltwassertemperatur wurde durch einen sinusförmigen Jahresverlauf entsprechend der Erdbodentemperatur in 1 m Tiefe angenähert $10 \text{ }^{\circ}\text{C} < T_{KW} < 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ mit T_{KWmin} im Februar /35/.

Der jährliche Wärmebedarf zur Brauchwasserbereitung beträgt 4760 kWh, was einem mittleren täglichen Bedarf von ca. 13 kWh entspricht. Für einen 4-Personen-Haushalt ist dieser Wert als Spitzenbedarf einzuordnen. Bei ständig aufgeheiztem Speicher belaufen sich die jährlichen Bereithaltungsverluste auf ca. 210 kWh.

Die Ergebnisse der Simulationsrechnungen sind in Tab. 4.2 zusammengestellt.

Die Ergebnisse zeigen deutlich die Wirkung der Betriebsweisen. Während der Anteil des Energieabsorbers an der Deckung des Gesamtbedarfs in der Betriebsweise 1 stets kleiner als 3 % ist, beträgt er in der Betriebsweise 2 maximal 25 %.

Wegen der Auslegung der Absorberflächen für Heizzwecke ist die Ladung des Brauchwasserspeichers bereits nach kurzer Zeit abgeschlossen, sobald ein brauchbares Temperaturniveau angeboten wird. Eine Vergrößerung der Absorberfläche führt in der Betriebsweise 2 wegen der begrenzten Speicherfähigkeit zu relativ geringen Verbesserungen des Deckungsanteils.

Eine Abhängigkeit der Absorberorientierung macht sich für Neigungswinkel zwischen 30° und 60° kaum bemerkbar.

Tabelle 4.2: Ergebnisse der Systemsimulation zur Brauchwassererwärmung durch flächige Energieabsorber.

Montageweise	Charakterisierung des Energieabsorbers			Beiträge zur Brauchwassererwärmung	
	Orientierung, Neigung	Beschichtung	Fläche m^2	Betriebsweise 1 kWh/Jahr	Betriebsweise 2 (Vorwärmung) kWh/Jahr
hinterlüftet	Süd, 45°	nicht selektiv	40	0	600
integriert	Süd, 45°	nicht selektiv	40		1070
integriert	Süd, 45°	selektiv	10	50	1020
"	"	"	20	80	1160
"	"	"	40	110	1230
"	"	"	80	130	1260
integriert	Süd, 30°	selektiv	40	110	1210
"	Süd, 60°	"	40	90	1200
"	Süd, 90°	"	"	20	970

5. ZUSAMMENFASSUNG UND FOLGERUNGEN

Über den Zeitraum von etwa einem Jahr wurden Messungen zur Bestimmung der Nutzenergieabgabe verschiedener Energieabsorber durchgeführt. Neben den kalorimetrischen Daten wurden die relevanten meteorologischen Größen als zeitlich hochaufgelöste Meßwerte aufgezeichnet.

Bei den untersuchten Energieabsorbern handelt es sich um selektiv sowie schwarze, nicht selektiv beschichtete Flächenwärmetauscher, die in rückseitig isolierter und hinterlüfteter Montageweise nach Süden ausgerichtet waren.

Die Leerlauftemperatur, die sich an einem Energieabsorber dann einstellt, wenn ihm keine Nutzwärme entzogen wird, wurde für die untersuchten Absorbertypen und Montageweisen ebenfalls kontinuierlich mitregistriert. Entsprechend der Lufttemperatur, die bei einem Luft-Kompaktwärmetauscher die obere Grenztemperatur der übertragenen Wärme darstellt, kommt der Leerlauftemperatur die gleiche Bedeutung zur Formulierung der Wärmetauschergleichungen für den Energieabsorber zu.

Die Meßergebnisse dienen der Entwicklung und Überprüfung von Modellrechnungen, die das thermische Verhalten der Energieabsorber in Abhängigkeit von
deren Kenngrößen,
den meteorologischen Einflüssen
und den Betriebsparametern

beschreiben und ihrerseits die Interpretierbarkeit der Meßergebnisse hinsichtlich der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen ermöglichen.

Die Auswertungen zeigen, daß die Ergebnisse der Simulationsrechnungen innerhalb der Meßfehlertoleranzen mit den experimentell ermittelten Nutzwärmeabgaben übereinstimmen. Lediglich bei Reif- und Eisbelag auf den Absorbern treten durch die veränderten und nicht genau bekannten Belageigenschaften signifikante Abweichungen zwischen Messung und Simulation auf.

Ungleichmäßige Strömungsverteilungen im Energieabsorber (tote Ecken) stellen sich als schwerwiegender Minderungsfaktor heraus. Der funktionsgerechten Gestaltung von Verteilungs- und Sammelkanälen am Ein- und Auslaß kommt in dieser Hinsicht besondere Bedeutung zu. Zur Lokalisierung ungleichmäßiger Strömungsverteilungen kann die Thermographie wertvolle Hilfe leisten.

Die Meßergebnisse zeigen die unterschiedlichen Einsatzbereiche der integrierten bzw. hinterlüfteten Energieabsorber auf. Im Betrieb als Flächenwärmetau-

scher mit überwiegend konvektiven Energiegewinnen ist die Nutzenergieabgabe der hinterlüfteten Elemente wegen der doppelseitig genutzten Fläche auch etwa doppelt so groß wie die der integrierten Absorber, während im Betrieb als Strahlungsabsorber die integrierten Komponenten bei Arbeitstemperaturen oberhalb der Lufttemperatur höhere Energiegewinne aufweisen. Bezüglich der Oberflächenbeschichtung der Elemente (schwarz/selektiv) zeigte sich, daß mit dem selektiv wirksamen Typ ein deutlich höheres Temperaturniveau zur Direktheizung oder für die Brauchwasserbereitung im Sommer erreicht werden kann.

Die höchste registrierte Leerlauftemperatur betrug 95°C an einem rückseitig isolierten, selektiv beschichteten Energieabsorber, während sich unter den gleichen Bedingungen an einem hinterlüfteten, nicht selektivbeschichteten Leerlaufelement eine Temperatur von 56°C einstellte.

Neben der sicherheitstechnischen Bedeutung der Leerlauftemperatur als Grenzwert der Verdampfertemperatur von Wärmepumpen bietet sich die Leerlauftemperatur als geeigneter Regelparameter für Vorrangentscheidungen in solchen Anlagen an, in denen der Energieabsorber Verbraucher mit verschiedenen Nutztemperaturniveaus versorgen soll.

Zur Beurteilung des Betriebsverhaltens von Energieabsorbern als Wärmequellenanlage in Wärmepumpen-Heizungssystemen wurden drei verschiedene Konzepte anhand von Simulationsrechnungen vergleichend untersucht:

- Südorientierte Energieabsorber mit unterschiedlichen Oberflächenbeschichtungen und in verschiedenen Montageweisen dienten als einfachste Wärmequellenanlage.
- Als erweiterte Wärmequellenanlage wurde die Kombination von Energieabsorber und Eis-Latentspeicher untersucht.
- Der zwangsventilierte Kompaktwärmetauscher als Direktverdampfer einer Luft/Wasser-Wärmepumpe diente als Referenzanlage.

Die Systemsimulationen erfolgten für ein Einfamilienhaus über einen vollen Jahreszyklus auf der Basis stündlicher meteorologischer Daten für Hamburg 1973 und Braunschweig 1979. Der Jahresheizwärmebedarf des Gebäudes beträgt ca. 22000 kWh.

Vergleiche zwischen Energieabsorbern und Luft-Kompaktwärmetauschern als Wärmequellenanlagen zeigen, daß die vom Energieabsorber angebotenen höheren Temperaturen bei Strahlungsabsorption nur von Gebäuden genutzt werden kön-

nen, die keinen oder nur einen geringen Passivgewinn durch einfallende Sonnenstrahlung aufweisen. Bei einem Fensterflächenanteil von 23 % der Südfläche betrug der Strahlungsbeitrag der vom Energieabsorber bereitgestellten Nutzwärme nur etwa 12 %.

Wegen der hohen Bilanzanteile durch Konvektion und Kondensation erwies sich die hinterlüftete Montageweise geeigneter als die integrierte.

Eine erhöhte Strahlungsnutzung des Energieabsorbers kann mit einer erweiterten Wärmequellenanlage durch einen Eis-Latentspeicher als Mehrtagesspeicher erreicht werden, der zu Zeiten hohen solaren Strahlungsangebots und geringer Anforderung von der Wärmepumpe den Speicher belädt. Die Entladung des Speichers erfolgt während der Zeiten, zu denen der Energieabsorber den Bedarf der Wärmepumpe nur auf einem sehr niedrigen Temperaturniveau befriedigen könnte.

Die Ergebnisse von Parameterstudien zeigen, daß für die hier behandelten Systemgrößen der Einsatz eines Eis-Latentspeichers bis etwa 6000 kg Speicherwasser eine sinnvolle Ergänzung zum Energieabsorber darstellt.

Bei tiefen Umgebungstemperaturen bietet das erhöhte Temperaturniveau eines Eis-Latentspeichers gegenüber der Luft als Wärmequelle den Vorteil, die installierte Wärmepumpenleistung bei gleichbleibendem Deckungsanteil am Gesamtwärmebedarf zu reduzieren.

Inwieweit dieser Vorteil genutzt werden kann, hängt von der Verteilung der Kälteperioden im Jahresverlauf ab.

Für die vorliegenden Wetterdaten ist eine Reduzierung der installierten Wärmepumpenleistung monovalent ausgelegter Anlagen von 45 % bei günstiger und 20 % bei ungünstiger Verteilung der Kälteperioden durch den Einsatz eines Eis-Latentspeichers möglich.

Der Anteil kommerzieller Energieträger an der Deckung des Gesamtwärmebedarfs kann gegenüber einem Luft-Kompaktwärmetauscher als Wärmequellenanlage um ca. 4 Prozentpunkte verringert werden, was einer relativen Senkung der kommerziellen Energieträger von ca. 11 % entspricht.

Die primärenergetische Beurteilung der Wärmequellenanlage gegenüber der Referenzanlage zeigt eine Einsparung von ca. 10 % auf. Wegen der hohen Kraftwerksverluste ist aber eine höhere Primärenergienutzung als 100 % nicht ermittelt worden.

Bei der Bewertung dieser Ergebnisse ist zu berücksichtigen, daß die Berechnung des Kompaktwärmetauschers auf günstigen Annahmen beruhen, während der Eis-Latentspeicher konservativ berechnet wurde, so daß in realen Systemen die Differenzen zwischen dem Kompaktwärmetauscher und der erweiterten Wärmequellenanlage deutlicher ausfallen dürften.

Eine Direktnutzung der von rückseitig isolierten Energieabsorbern angebotenen Wärme zu Heizzwecken erscheint in solchen Niedertemperatur-Heizungssystemen sinnvoll, die mit einem großvolumigen Wärmespeicher ausgestattet sind.

Zur Brauchwasservorwärmung können integrierte Energieabsorber in den Sommermonaten einen bedeutenden Beitrag leisten. Die Simulationsrechnungen, die einen täglichen Verbrauch von 280 l bei einer Temperatur von 55 °C vorsehen und einen 300 l Speicher zugrunde legen, weisen eine jährliche Deckungsrate von bis zu 25 % aus.

6 LITERATUR

- /1/ RWE
Energieflußbild der BRD
RWE Anwendungstechnik (1980)
- /2/ K. Maßmeyer, R. Posorski
Wärmeübergänge am Energieabsorber und deren Abhängigkeit von meteorologischen Parametern.
Jül-Spez-184 (1972)
- /3/ Müller:
private Mitteilung, Estel-Hoesch,
nach ZMS, Hoesch-Werke, Dortmund
- /4/ Bundesverband Solarenergie e.V. (BSE)
Gebrauchstauglichkeit von Energieabsorbern
Pomp & Sobkowiak Verlag, Essen (1982)
- /5/ B.H. Reddemann:
Zur Frage der Wirkungsweise und Auslegung von Energiedächern.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 158-167.
- /6/ P. Schleevoigt:
Anwendungsmöglichkeiten des Energiedaches in der Praxis.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 168-177 (freie Vorträge)
- /7/ B. Dietrich:
"Der Energie-Stapel" - Wärmenutzung aus windbewegter Luft.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 263-274 (freie Vorträge)
- /8/ U. Heidtmann:
Aufbau und Funktion von Energiedächern.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 178-187 (freie Vorträge).
- /9/ RWE informiert Nr. 157. Das Energie-Dach.
RWE AG Essen, Abt. Anwendungstechnik, 4300 Essen-1.
- /10/ RWE informiert Nr. 166. Energie-Dach, Energie-Fassade, Energie-Zaun, Energie-Stapel.
RWE AG Essen, Abt. Anwendungstechnik, 4300 Essen-1.
- /11/ B.H. Reddemann:
Kollektor oder Energiedach-Absorber. 3. Int. VDM Symposium Solartechnik (1980). Zeilweg, 6000 Frankfurt 50.
- /12/ P. Zelle:
Allgemeine Erläuterungen zum Betrieb von Energieabsorber/Wärmepumpen-Systemen.
VDM Aluminium GmbH, Zeilweg, 6000 Frankfurt 50 (1981).

- /13/ H. Brass, J. Lüke:
Großflächige flexible Wärmetauscher als Energiedach.
Kunststoffe im Bau, 15. Jahrgang, Heft 3 (1980), 120-123.
- /14/ F. Auer:
Sonnenkollektor oder Energiedach.
Sonnenenergie, Heft 6 (1980), 15-16.
- /15/ R. Kersten, H. Knabben, B. Steinmüller, B. Vitt:
Sonnenheizungsanlagen-Wärmepumpenheizung - Ein Vergleich.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 151-157 (freie Vorträge).
- /16/ K. Schimmelpfennig
Flächenwärmetauscher
Verlag C.F. Müller, Karlsruhe (1982)
- /17/ S. Rapp:
Informationsbericht über Ergebnisse von Absorber/Energiedächern zur
Primär-Energieeinsparung in Baden-Württemberg.
bisher unveröffentlicht.
- /18/ VDI-Wärmeatlas
Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure, Düsseldorf (1974).
- /19/ O. Krischer, W. Kast
Konvektive Wärme- und Stoffübertragung
Springer Verlag, Berlin (1971)
- /20/ H.J. Maschek
Grundlagen der Wärme- und Stoffübertragung
VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig (1970)
- /21/ R. Wagner
An outdoor test facility for heat absorbers.
Jül-Spez-99 (1981) 143
- /22/ B. Poos
Wärmedurchgänge am Absorberelement.
Jül-Spez-196 (1982)
- /23/ R. Maßmeyer, R. Posorski, H.J. Stein
Indoor measurements on the heat balance of an absorber plate.
Jül-Spez-99 (1980) 142.
- /24/ DIN 4757
Bestimmung der Stillstandstemperatur von Sonnenkollektoren.
Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln
- /25/ Deutscher Wetterdienst
Meteorologische Daten der Jahre 1973 und 1979.
Offenbach/Hamburg

- /26/ J.A. Duffie, W.A. Beckman
Sonnenenergie-thermische Prozesse
Udo Pfriemer Verlag, München (1976)
- /27/ DIN 4701 (Entwurf 3.78)
Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden.
Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln
- /28/ Recknagel, Springer
Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik (VDI-Richtlinie 2067).
Oldenbourg Verlag, München/Wien (1979)
- /29/ DIN 283
Berechnung der Wohnflächen und Nutzflächen
Düsseldorf (1962)
- /30/ DIN 4108 nebst Beiblatt (11, 1975)
Wärmeschutz im Hochbau
Beuth Verlag Berlin/Köln
- /31/ G. Bergmann, R. Bruno, W. Hermann, H. Hörster, R. Kersten, K. Klinkenberg,
B. Steinmüller:
Rationelle Energieverwendung und Nutzung der Sonnenenergie in Gebäuden.
Bericht des Philips Forschungslabors Aachen (1979).
- /32/ DIN 4108, Teil 2 (8, 1981)
Wärmeschutz im Hochbau.
Beuth Verlag, Berlin/Köln.
- /33/ H. Kirn, A. Hadenfeldt
Wärmepumpen, Bd. 1
Verlag C.F. Müller, Karlsruhe (1981)
- /34/ D.J. Close
A Design approach for Solar Processes.
Solar Energy 11 (1967)
- /35/ K. Maßmeyer
unveröffentlichte Meßergebnisse.
Institut für Kernphysik der KFA Jülich GmbH

7 NOMENKLATUR

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m ²
b	Breite	m
c	spezifische Wärmekapazität	kJ/(kgK)
c	flächenspezifischer Wärmekapazitätsstrom	W/(m ² K)
d	Dicke	m
f	Verhältnis des inneren Wärmedurchgangskoeffizienten zum Gesamtwärmedurchgangskoeffizienten	-
ġ	Strahlungsintensität in einer näher bezeichneten Ebene	W/m ²
GEOM	Anpassungsfaktor der Wärmepumpenleistung	-
h	spezifische Latentwärme des Wasserdampfes	kJ/kg
k	Wärmedurchgangs-, Gesamtwärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² K)
k*	scheinbarer Gesamtwärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² K)
L	atmosphärische Gegenstrahlung in einer näher bezeichneten Ebene	W/m ²
L*	Abweichung der atmosphärischen Gegenstrahlung vom Strahlungsniveau der Umgebung in einer näher bezeichneten Ebene	W/m ²
l	Länge	m
M	Masse	kg
Ṁ	Massenstrom	kg/h, g/s
m	flächenspezifischer Massenstrom	kg/(m ² h)
m	(Rippen)-Kennzahl	-
n	Luftwechselrate	1/h
P	Druck	bar, Pa
p	elektrische Leistung	kW
Q	Wärmemenge	kWh
Q̇	Wärmestrom	kW
q	flächenspezifische Wärmemenge	kWh/m ²
q̇	flächenspezifischer Wärmestrom	kW/m ² , W/m ²
R	Gaskonstante	J/(kg K)
r	Schmelzenthalpie	J/(kg K)
T	Temperatur	°C, K
t	Zeit	Tag, Monat, Jahr ...

Symbol	Bedeutung	Einheit
V	Volumen	l
V̇	Volumenstrom	l/s, l/h
v	Windgeschwindigkeit	m/s
W	elektrische Energie	kWh
X	Sättigungswassergehalt der Luft	g/kg _{tr.L.}
x	Wassergehalt der Luft	g/kg _{tr.L.}

Griechische Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
α _i	Wärmeübergangskoeffizient (mit Index)	W/(m ² K)
α	Absorptionskoeffizient für kurzwellige Strahlung	-
β _i	Jahresarbeitszahlen (mit Index)	-
β	Stoffübergangskoeffizient	m/s
Δ	Differenz, örtlich, zeitlich	-
δ	Deckungsanteil	-, %
ε _{WP}	Leistungsziffer der Wärmepumpe	-
ε	Emissionskoeffizient für thermische Strahlung	-
ζ	Widerstandsbeiwert	-
η	Fläche-, Rippenwirkungsgrad	-
θ	Temperaturerhöhung des Wärmeträgerfluids	K
λ	Wärmeleitwert	W/(m ² K)
λ	Wärmeleitkoeffizient	W/(mK)
ξ	Austauschgrad der Nutzwärme	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante = 5,67·10 ⁻⁹	W/(m ² K ⁴)
φ	Austauschgrad der Temperatur	-
ψ	relative Luftfeuchte	%

Verwendete Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
MESZ	Mitteuropäische Sommerzeit
MEZ	Mitteuropäische Zeit

Großbuchstabige Indizes

Symbol	Bedeutung
AB	Energieabsorber
B	Bezug
BED	Bedarf
BER	Bereitstellung
C	Carnot
D	Dach
DIF	Diffus
DIR	Direkt
EIS	Eis
F	Wärmeträgerfluid
F,EIS	zwischen Wärmeträgerfluid und Eis/Wasser Phasengrenze
H	Hilfs(energie)
K	Keller
KOM	kommerziell
KON	Wärme- und Stoffübertragung
KOND	Kondensation
KONV	Konvektion
KW	Kaltwasser
L	Luft
NKONV	Naturkonvektion
NUTZ	Nutz
POT	Potential
POT, T _F	Potential bei einer nutzbaren Fluidtemperatur
PRI	Primär(energie)
R	Rippe; rückseitig
RA	Raum
S	Schmelzpunkt
STR	Strahlungsbilanz
STRG	kurzwellige Strahlungsbilanz
STRL	langwellige Strahlungsbilanz
SPB	Brauchwasserspeicher
SPH	Heizspeicher, Pufferspeicher
SPL	Latentspeicher
TAU	Taupunkt
U	Umgebung
UM	Umschaltunkt

Kleinbuchstabige Indizes

Symbol	Bedeutung
V	vorderseitig, Heizungsverlauf
W	Wasser, Wand
WA	Wohnbereich Erdgeschoß
WB	Wohnbereich 1. Stock
WP	Wärmepumpe
WP,ß	Wärmepumpe der Bezugsgröße
WT	Wärmetauscher
ZU	Zusatzheizung
ZKONV	Zwangskonvektion
<u>Kleinbuchstabige Indizes</u>	
Symbol	Bedeutung
a	Auslaß, äußerer
ae	äußerer unter Einlaßbedingungen
ao	äußerer konstanter
abs	absolut
ausl	Auslegungsbedingungen
e	Einlaß
eff	effektiv
h	heizseitig
hor	horizontal
i	innerer
m	mittlere
max	maximal
min	minimal
q	quellenseitig
ro	obere Regelschwelle
ru	untere Regelschwelle
s	soll
<u>Sonderzeichen</u>	
Symbol	Bedeutung
-	Mittelwert
-	Leerlaufbedingungen

D a n k s a g u n g

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Kernphysik der Kernforschungsanlage Jülich GmbH im Rahmen des Forschungsprogramms Solarenergie.

Für die Anregung zu dieser Arbeit sowie ihre vielfältige Unterstützung bei der Durchführung danke ich Herrn Professor O.W.B. Schult, der auch das Korreferat übernommen hat, sowie Herrn Dr. H.J. Stein als Leiter der Arbeitsgruppe.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. K.F. Knoche für seine Betreuung und wertvollen Ratschläge.

Die intensive und fruchtbare Zusammenarbeit mit Herrn Dipl.-Met. K. Maßmeyer ermöglichte die umfassenden Untersuchungen zu den Wärmedurchgängen der verschiedenen Energieabsorber.

Allen Mitarbeitern des Instituts für Kernphysik, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, insbesondere aber Fraülein M. Köhnen und Herrn E. Gollnick, möchte ich herzlich danken.

Die Wetterdaten für die Simulationsrechnungen wurden freundlicherweise vom Zentralamt des Deutschen Wetterdienstes in Offenbach sowie dem Meteorologischen Observatorium Hamburg zur Verfügung gestellt.

Im April 1983

R. Posorski

