



**Abschlußbericht Projekt DBU Az 16779**

# **Kompaktsystem zur Beheizung, Lüftung und Warmwasserbereitung von Niedrigstenergie-Häusern mit Solarunterstützung**

Laufzeit 01.06.2001 – 31.05.2005



**Projektleitung:**

SOLVIS GmbH & Co. KG  
Dipl.-Ing. H. Jäger  
Grotrian-Steinweg-Str. 12  
D – 38 112 Braunschweig

**Kooperationspartner:**

Institut für Gebäude- und Solartechnik - IGS  
TU Braunschweig  
Prof. Dr.-Ing. M. N. Fisch  
Mühlenpfordtstr. 23  
D – 38 106 Braunschweig

**Verfasser:** Dr.-Ing. Lars Kühl, IGS  
Dipl.-Ing. Kai Wendker, SOLVIS

**Braunschweig, September 2005**

## Inhalt

<b>1</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>TECHNISCHE PROBLEMSTELLUNG UND ZIELSETZUNG DES PROJEKTS</b> .....	<b>7</b>
<b>3</b>	<b>STAND DER TECHNIK, STAND DES WISSENS</b> .....	<b>11</b>
3.1	THEORETISCHE UNTERSUCHUNG VON ANLAGENSYSTEMEN .....	11
3.2	REALISIERTE ANLAGENSYSTEME IN NIEDRIGENERGIE-GEBÄUDEN .....	15
3.3	AUSWIRKUNGEN UNTERSCHIEDLICHER ANLAGENKOMPONENTEN AUF DAS SYSTEMVERHALTEN .....	18
3.3.1.	<i>Vergleich verschiedener Heizwärmeversorgungssysteme</i> .....	18
3.3.2.	<i>Untersuchung des Betriebsverhaltens von Lüftungssystemen</i> .....	20
3.3.3.	<i>Systembetrachtung für Niedrigenergie-Gebäude nach Passivhaus-Standard</i> .....	22
3.4	DIREKTE VERWERTBARE ERGEBNISSE AUS EIGENER PROJEKTARBEIT .....	23
<b>4</b>	<b>EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN VON LÜFTUNGSSYSTEMEN</b> .....	<b>28</b>
4.1	AUFBAU DES VERSUCHSSTANDES .....	28
4.2	PRÜFVERFAHREN .....	30
4.2.1.	<i>Luft/Wasser-Wärmepumpe</i> .....	31
4.2.2.	<i>Luft/Luft-Wärmerückgewinnungsgeräte</i> .....	33
4.2.3.	<i>Thermodynamische Versuchsauswertung</i> .....	35
4.2.4.	<i>Thermodynamische Kenngrößen Luft/Wasser-WRG-System</i> .....	37
4.2.5.	<i>Thermodynamische Kenngrößen Luft/Luft-WRG-System</i> .....	38
4.3	ERGEBNISSE AUS DEN LABORVERSUCHEN DER LÜFTUNGSKOMPONENTEN .....	40
4.3.1.	<i>Luft/Wasser-Wärmepumpe</i> .....	40
4.3.2.	<i>Luft/Luft-Regenerativ-WRG-System</i> .....	46
4.3.3.	<i>Luft/Luft-Rekuperativ-WRG-System</i> .....	52
<b>5</b>	<b>THEORETISCHE UNTERSUCHUNGEN – SYSTEMSIMULATION</b> .....	<b>60</b>
5.1	SIMULATIONSWERKZEUG TRNSYS .....	60
5.2	BESCHREIBUNG DES REFERENZGEBÄUDES .....	61
5.2.1.	<i>Aufbau und Standort des Gebäudes</i> .....	61
5.2.2.	<i>Abschätzung interner Wärme- und Feuchtegewinne</i> .....	63
5.2.3.	<i>Dämmstandardvarianten</i> .....	65
5.2.4.	<i>Systemvarianten</i> .....	69
5.3	BILANZIERUNG UND SYSTEMBEWERTUNG .....	72
5.3.1.	<i>Bestimmung der Systemeffizienz - Bilanzverfahren</i> .....	72
5.3.2.	<i>Systembewertung</i> .....	74

---

5.4	SIMULATIONSERGEBNISSE LÜFTUNGSSYSTEME .....	78
5.4.1.	<i>Vergleichende Untersuchung unterschiedlicher Lüftungssysteme</i> .....	79
5.4.2.	<i>Variation der Ventilatorlaufzeiten</i> .....	84
5.5	SIMULATIONSERGEBNISSE WÄRMEERZEUGUNGSSYSTEME.....	86
5.5.1.	<i>Wärmeerzeugung ohne Solarunterstützung</i> .....	86
5.5.2.	<i>Systemeffizienz solarunterstützter Systeme</i> .....	93
<b>6</b>	<b>KONZEPTENTWICKLUNG – ENTWICKLUNG VON PROTOTYPEN</b> .....	<b>104</b>
6.1	LABORUNTERSUCHUNG VORSERIENGERÄT LUFT/WASSER-WÄRMEPUMPE .....	104
6.2	LABORUNTERSUCHUNG VORSERIENGERÄT SPEICHERGEKOPPELTE SOLE/WASSER-WÄRMEPUMPE – VARIANTE EXTERNER KONDENSATOR .....	110
6.3	LABORUNTERSUCHUNG VORSERIENGERÄT SPEICHERGEKOPPELTE SOLE/WASSER-WÄRMEPUMPE – VARIANTE SPEICHERINTEGRIERTER KONDENSATOR .....	117
<b>7</b>	<b>WEITERE VORGEHENSWEISE</b> .....	<b>126</b>
<b>8</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b> .....	<b>127</b>

## Formelzeichenverzeichnis

### Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A	m <sup>2</sup>	Fläche (Hüllfläche; Querschnittsfläche)
A/V <sub>e</sub>	m <sup>-1</sup>	Verhältnis wärmeübertragende Umfassungsfläche zu Bruttovolumen
c	Wh/(kg·K)	spezifische Wärmekapazität
e	1	Aufwandszahl
E	kg	Emissionen
f	1	skalarer Faktor
f <sub>Sol</sub>	%	solarer Deckungsanteil
h	Wh/kg	spezifische Enthalpie
H	Wh	Enthalpie
$\dot{H}$	W	Enthalpiestrom
j	1	Zählvariable
k	1	Zählvariable
K <sub>a</sub>	€/a	Kosten, jahresbezogen
m	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/h	Massenstrom
n	1/h	Luftwechselrate (n <sub>50</sub> – bei 50 Pa Differenzdruck Innen / Außen)
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
PMV	1	vorausgesagtes mittleres Votum Unzufriedener
PPD	%	vorausgesagter Prozentsatz Unzufriedener
$\dot{Q}$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte
Q	Wh, Wh/a	Wärmemenge (Zeitraum), speziell: Jahresheizenergiebedarf
$\dot{Q}$	W	Wärmeleistung
r <sub>w</sub>	Wh/kg	spezifische Verdampfungsenthalpie des Wassers bei 0°C
R	(m <sup>2</sup> ·K)/W	Wärmedurchlasswiderstand
R <sub>L</sub>	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante trockener Luft R <sub>L</sub> = 287,22 J/(kg·K) [VDI-WA]

$R_w$	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante Wasser $R_w = 461,522$ J/(kg·K) [VDI-WA]
t	°C	Temperatur
T	K	Thermodynamische Temperatur
U	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmedurchgangskoeffizient
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m <sup>3</sup>	Volumen
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom
W	Wh	Arbeit
x	g/kg	absolute Feuchte, Wasserbeladung feuchter Luft

### Griechische Buchstaben

Formel- zeichen	Name	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	Alpha	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\Delta$	Delta	1	Differenz
$\varepsilon$	Epsilon	1	Wirkungsgrad; Aufwands- / Leistungszahl
$\eta$	Eta	1	Nutzungsgrad, Arbeitszahl
$\theta$	Theta	°C	Temperatur
$\lambda$	Lambda	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
$\xi$	Xi	1	Massenstromverhältnis der Luft
$\rho$	Rho	kg/m <sup>3</sup>	Rohdichte
$\tau$	Tau	s	Zeit
$\varphi$	Phi	%	relative Luftfeuchtigkeit
$\Phi$	Phi	1	Änderungsgrad, Rückgewinnungsgrad (Rückwärm-, Rückfeuchtezahl)

### Indizes, Abkürzungen

1,1	Abluft, wärmeabgebende Seite Eintritt
1,2	Fortluft, wärmeabgebende Seite Austritt
2,1	Außenluft, wärmeaufnehmende Seite Eintritt

2,2	Zuluft, wärmeaufnehmende Seite Austritt
1+x	Feuchte Luft
a	Jahr; jährlich; auf das Jahr bezogen
ab	abgegeben
aus	Austritt
AL	Abluftanlage
Auslegung	Auslegungsbedingung
B	Behaglichkeit
BWK	Brennwert-Heizkessel
ce	Wärmeübergabe (control, emission)
d	Tag
d	Wärmeverteilung (distribution)
def	definiert
e	außen
ein	Eintritt
eff	effektiv
el	elektrisch
EISpHzg	Elektrospeicher-Heizung
End	Endenergie
EWT	Erdreichwärmeübertrager
FbH	Fußbodenheizung
FRG	Feuchterückgewinnung
g	Wärmeerzeugung (generation)
ges	gesamt
G	Gewinne, Wärmegewinne
h	Stunde
H	Heizung, Heizwärme
HE	Hilfsenergie
HK	Heizkörper
HP	Heizperiode
HRG	Enthalpierückgewinnung

Hzg	Heizung
Hzfl	Heizfläche
I	Intern
Kond	Kondensator
L	Luft (trocken)
Lftg	Lüftung
L/L	Luft/Luft
L/W	Luft/Wasser
L/L/W	Luft/Luft/Wasser
m	mittel
max	Maximum
mech	mechanisch
min	Minimum
N	Nutzfläche, Wohnfläche
NEH	Niedrigenergiehaus
NH	Nachheizung
Norm	Normbedingung
NSTH	Niedrigstenergiehaus
NTK	Niedertemperatur-Heizkessel
Nutz	Nutzwärme
P	Primärenergetisch bewertet
PH	Passivhaus
Q	Wärme
res	resultierend
RE	Regenerative Energie
RL(P)	Rücklauf (Primärseite)
s	Wärmespeicherung (storage)
Sol	Solar, Solaranlage
Sp	Speicher
T	Transmission
Umg	Umgebung

V	Verlust
Verd	Verdampfer
VHR	Vorheizregister
VL (P)	Vorlauf (Primärseite)
W	Wasser
WP	Wärmepumpe
WRG	Wärmerückgewinnung
WW	Warmwasser
WW-Sp 300	Warmwasser-Speicher mit 300 l Volumen
WWV	Warmwasser-Vorrang
WÜT	Wärmeübertrager
zu	zugeführt
ZAL	Zu- und Abluftanlage



## **1 Zusammenfassung**

Innerhalb des Projektes sollen Kompaktsysteme zur Raumheizung, Wohnungslüftung und Warmwasserversorgung für Niedrigstenergie-Wohngebäude mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von etwa 30 kWh/(m<sup>2</sup>·a) konzipiert und in Form von Vorseriengeräten in die Praxis umgesetzt werden. Die Systeme sollen als eine integrale Funktionseinheit die Forderungen an Raumheizwärme- und Warmwasserversorgung sowie die Wohnraumlüftung in energetisch und wirtschaftlich optimaler Weise erfüllen. Durch einen wirtschaftlichen und emissionsarmen Betrieb soll dabei die Qualität zukunftsweisender Gebäudetechnik erreicht werden.

In der Literatur wurden neben der theoretischen Untersuchung von Wärmeversorgungs- und Lüftungssystemen für Gebäude unterschiedlicher Dämmstandards sowie einzelner Anlagenkomponenten Messergebnisse realisierter Systemvarianten veröffentlicht. Die Reduzierung des Primärenergieeinsatzes lässt sich über eine verstärkte Integration regenerativer Energieträger wie der thermischen Solarenergienutzung oder Wärmepumpen erreichen. Die Wärmerückgewinnung aus der Abluft stellt einen wesentlichen Bestandteil zur Erreichung reduzierter Bedarfskennwerte von angepassten Wärmeversorgungssystemen dar. Die Effizienz dieses Systembausteins ist abhängig vom Nutzerverhalten. Unangepasste Fensterlüftung kann bei mechanischen Lüftungsanlagen insgesamt zu einem höheren Wärmebedarf führen und damit den energetischen Nutzen dieser Komponente in das Gegenteil umkehren.

Zur Entwicklung von Systemkonzepten für Kompaktheizzentralen konnte neben Ergebnissen aus groß angelegten Praxistests sowie wissenschaftlichen Untersuchungen zusätzlich auf Ergebnisse eigener Projektarbeit zurückgegriffen werden. In einem Praxistest (DBU Az 12684) wurden 2 Solvis-Max als solarunterstützte Gas-Brennwert-Heizzentralen messtechnisch begleitet und deren Nutzungsgrade im realen Betrieb ermittelt. Die direkte konstruktive Integration eines Gas-Brennwert-Heizkessels in einem effizienten Schichtenlade-Pufferspeicher stellt eine ideale Verbindung der Nutzung der thermischen Solarenergie als regenerativer Energieträger mit nutzungsgradoptimierter Feuerungstechnik dar. Durch ganzjährige Unterschreitung der Taupunkttemperatur ergaben sich für das in einem Schichtenladespeicher zusammengefasste Wärmeerzeugungssystem Jahres-Nutzungsgrade von über 100 % bei gleichzeitiger Reduzierung der Brennerstarts und Verlängerung der Brennerlaufzeiten.

Zur Verwendung der Heizzentralen in Niedrigstenergiegebäuden mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von nur noch 30 kWh/(m<sup>2</sup>·a) müssen neben einer effizienten Bereitstellung von Wärme zur Heizung und Warmwasserbereitung zusätzlich Komponenten zur Wärmerückgewinnung aus der Abluft in das System integriert werden.

Zur Ermittlung der Effizienz von Lüftungssystemen mit Wärmerückgewinnung werden daher im Rahmen des Projektes zusätzlich Laborversuche durchgeführt. Neben einem Rekuperator und einem hygroskopisch beschichteten Regenerator wird für die Varianten der Wärmerückgewinnung aus einer Abluftanlage eine Luft/Wasser-Wärmepumpe messtechnisch untersucht. Die Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten werden entsprechend standardisierter Prüfbedingungen vermessen. Zusätzlich zu den deutschen Prüfbedingungen werden in Anlehnung an internationale Prüfnormen Langzeitversuche mit Außentemperaturen im Frostbereich von  $-10^{\circ}\text{C}$  durchgeführt. Während der Regenerator aufgrund des Feuchteaustausches keine Einschränkungen der Funktionalität aufweist, führt eine Vereisung der Abluftseite beim Rekuperator zum Abbruch des Versuchs. Die zur Aufrechterhaltung der Funktionsfähigkeit erforderliche Zuluftvorwärmung wird innerhalb der Modellbildung berücksichtigt. Der Rekuperator erreicht im Versuch eine Rückwärm-/Rückfeuchtezahl von 0,9/0,1, der Regenerator Werte von 0,75/0,6. Hinsichtlich der Enthalpierückgewinnungsgrade wird für beide Geräte ein Wert von etwa 0,7 ermittelt.

Für den Betrieb der direkten Speichereinkopplung der Luft/Wasser-Wärmepumpe wird ein hinsichtlich der benötigten Schichtausbildung im Speicher und der erreichten Arbeitszahlen max. zulässiger Volumenstrom im Speicherladekreis bestimmt. Bzgl. der erreichten Leistungszahlen kann für die untersuchte Luft/Wasser-Wärmepumpe die Notwendigkeit einer weiteren Optimierung des Betriebes bzw. der Systemeinbindung abgeleitet werden.

Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens verschieden konfigurierter Wärmeversorgungssysteme erfolgt die Abbildung des Gesamtsystems in dem dynamischen Simulationsprogramm TRNSYS. Modelle von Systemkomponenten werden auf der Basis der vorhandenen Messdaten validiert. Die Lüftungsgeräte werden als Kennlinienmodelle abgebildet. Die Lastseite wird durch ein Reihenendhaus in zwei Dämmstandardvarianten im Modell berücksichtigt. Die Referenzwerte der Varianten entsprechen bei einem Wärmerückgewinnungsgrad der Lüftung von 80 % und idealer Heizung einem Jahresheizwärmebedarf von 30 bzw. 60 kWh/(m<sup>2</sup>·a).

Von Seiten der aktiven Systemtechnik wird jede Anlagenvariante mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher als „Wärmemanagement-Zentrale“ ausgestattet. Als Wärmeerzeuger werden der in den Praxistests vermessene speicherintegrierte Gas-Brennwert-Heizkessel und eine Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdsonde integriert. Die Solarunterstützung zur Heizung und Warmwasserbereitung wird über eine Kollektorfläche von 6 bis 15 m<sup>2</sup> Flachkollektoren bei jeweiliger Anpassung der Speichergröße berücksichtigt. Hinsichtlich der Lüftung werden die Varianten Fensterlüftung, Abluftanlage, Abluftanlage mit WRG über die Luft/Wasser-Wärmepumpe, der Regenerator sowie der Rekuperator in die Modellbildung übernommen. Die Luftvorheizung wird über ein el. Heizregister und einen Erdreichwärmeübertrager dargestellt. In Kombination mit einer Heizkörper- und einer Fußbodenheizung sowie der Warmwasserbereitung über einen Plattenwärmeübertrager werden Variantenuntersu-

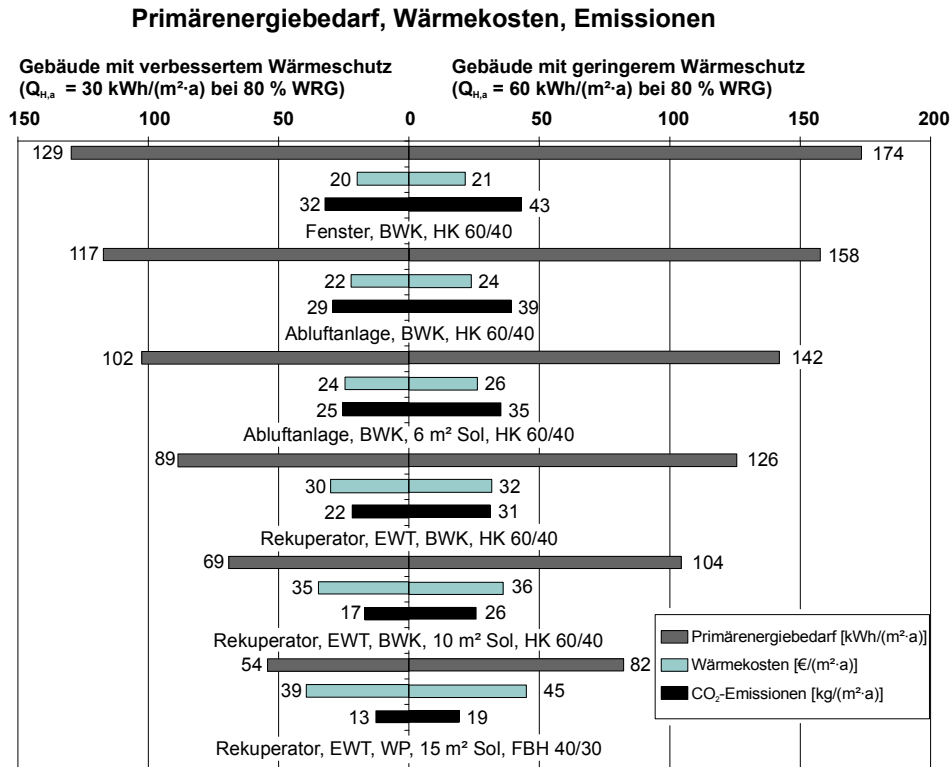
chungen durchgeführt. Die Bewertung erfolgt hinsichtlich des Primärenergiebedarfs, der äquivalenten CO<sub>2</sub>-Emissionen, der Behaglichkeit sowie der Wärmekosten auf Basis einer Vollkostenrechnung.

Im Systemvergleich erweisen sich die Sole/Wasser-Wärmepumpen im kombinierten Betrieb zur Heizwärmebereitstellung und Warmwasserbereitung als effiziente Wärmeerzeugungssysteme. Je nach Ausführung der nachgeschalteten Heizanlage erreichen die Geräte unter Berücksichtigung eines etwa 10 % betragenden Anteils für Regelung und Stromversorgung der Solepumpe Jahres-Arbeitszahlen zwischen 3,3 und 3,4. Die Integration der Luft/Wasser-Wärmepumpe wirkt sich negativ auf den Betrieb der Sole/Wasser-Wärmepumpe aus. Die Jahres-Arbeitszahl wird auf einen Wert von etwa 3,2 reduziert. In Kombination mit einer Fensterlüftung ohne Solaranlage werden Aufwandszahlen unter 1 erreicht. Bei allen Varianten ist bei Verwendung der Fensterlüftung gegenüber einer Abluft- oder einer Zu- und Abluftanlage ein erhöhter Primärenergiebedarf zu decken.

Im Fall des kombinierten Einsatzes von thermischer Solarenergie und einer Sole/Wasser-Wärmepumpe ergibt sich durch Übernahme des für die Wärmepumpe weniger effizienten Betriebes zur Warmwasserbereitung durch die Solaranlage ein Anstieg der Jahres-Arbeitszahl auf Werte von etwa 3,5 (mit zusätzlicher Luft/Wasser-Wärmepumpe auf 3,25 bis 3,3). Mit einer 6 m<sup>2</sup> Solaranlage mit Flachkollektor in Verbindung mit einem 455 l Speicher und einem solarem Deckungsanteil von 25,4 % ergibt sich für das Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz im Vergleich zum monovalenten Betrieb der Wärmepumpe eine Primärenergieeinsparung von etwa 13 %. Die Wärmekosten werden hierbei um 8,6 % erhöht. Beim Gebäude mit reduziertem Wärmeschutz ergeben sich bei einem etwas geringeren solaren Deckungsanteil bzgl. der Primärenergieeinsparung vergleichbare Relationen.

Der speicherintegrierte Gas-Brennwert-Heizkessel erreicht bei den gewählten Auslegungstemperaturen und Lüftungsanlagen auf den Heizwert bezogene Jahres-Nutzungsgrade von über 100 %. Bei Anlagen ohne Solarenergienutzung ergibt sich im Vergleich zur Wärmepumpenanlage bei Verwendung des Gas-Brennwert-Heizkessels in einem Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz und Abluftanlage eine Kostenreduktion von etwa 15 %. Dem steht eine Primärenergiebedarfserhöhung von rd. 26 % gegenüber. Im Vergleich zu Anlagenvarianten mit Abluftanlage führt die Verwendung einer Abluftanlage mit Luft/Wasser-Wärmepumpe bei vergleichbaren Werten des Jahres-Heizwärmebedarfs zu einer Erhöhung des Primärenergiebedarfs und der Aufwandszahl. Beim Betrieb des Systems als solare Kombianlage mit einem 6 m<sup>2</sup> Flachkollektor ergibt sich für ein Gebäude mit verbessertem Dämmstandard, Heizkörperheizung (60/40°C) und Abluftanlage eine Primärenergiebedarfsreduktion von 12,5 % bei einer Kostenerhöhung von 11 %. Der solare Deckungsanteil beträgt hierbei etwa 18,3 %. Bei Kombination mit einer Luft/Luft-Wärmerückgewinnung mit Erdreichwärmeübertrager und einer 15 m<sup>2</sup> Flachkollektoranlage ergibt sich für das Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz ein Deckungsanteil von knapp 39 %. Bei einem Gebäude mit geringerem Wärmeschutz ein Wert von 29 %.

Die für einige charakteristische Systemvarianten in Verbindung mit den unterschiedlichen Wärmedämmstandards erzielbaren Primärenergieeinsparungen und Emissionsreduktionen sind mit den resultierenden Wärmekosten im Bild 1 einander gegenüber gestellt.



**Bild 1** Gegenüberstellung der Primärenergieeinsparungen, Emissionen und Wärmekosten charakteristischer Systeme für die in der Simulation betrachteten Dämmstandardvarianten

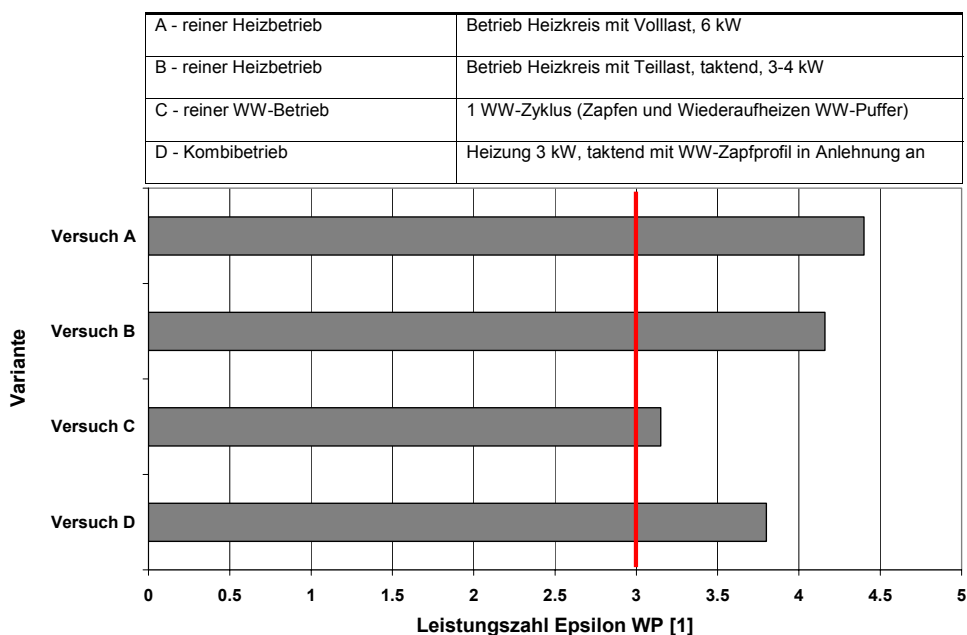
Als Ergebnis aus der Simulationsstudie werden mit der Zielrichtung hoher Energieeinsparung in Gebäuden mit verbessertem Wärmeschutz aufgrund des hohen anteiligen Lüftungswärmeverlustes Zu- und Abluftanlagen mit hocheffizienter Wärmerückgewinnung zu Standardkomponenten der Wärmeversorgung. Anlagenkomponenten zur thermischen Solarenergienutzung stellen als bewährte Technologie ebenfalls einen wichtigen Systembaustein zukünftiger Wärmeversorgungssysteme dar. In Kombination mit energetisch optimierter Brennwert- oder Wärmepumpentechnik sowie nachgeschalteten Niedertemperaturheizsystemen lassen sich niedrige Aufwandszahlen für die Wärmeversorgung erreichen. Ein effizienter Wärmespeicher stellt das zentrale Bindeglied im System dar und bietet die Voraussetzung der parallelen Nutzung verschiedener Energieträger bei Vergleichmäßigung des Betriebsverhaltens der Anlagenteile. Über eine genau abgestimmte Anlagenkonfiguration lässt sich mit am Markt verfügbarer Technik eine Primärenergieeinsparung im Bereich von 50 bis 60 % erzielen.

Auf der Basis der über die Simulationsergebnisse nachgewiesenen hohen energetischen Effizienz von Wärmepumpen zur Nachheizung wird im Rahmen der Entwicklung von Vorseriengeräten eine

Sole/Wasser-Wärmepumpe in Kombination mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher untersucht. Die Variante einer kondensatorseitig in den Speicherkörper integrierten und mit dem Arbeitsmittel R 134 a betriebenen Luft/Wasser-Wärmepumpe wird ebenfalls betrachtet. In den Messungen ergibt sich über diese konstruktiv geänderte Einbindung keine deutliche Steigerung der Effizienz, so dass dieser Ansatz innerhalb des Projektes nicht weiter verfolgt wird. Hier soll später auf die Ergebnisse des noch laufen Projektes zur Entwicklung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe geringerer Leistung (BDU Az 20 866) aufgebaut werden.

Die Sole/Wasser-Wärmepumpe wird in einer Variante als teilweise speicherintegriertes und in einem anderen konstruktiven Ansatz als komplett speicherintegriertes System realisiert und in Laborversuchen unter praxisnahen Bedingungen getestet. In der teilintegrierten Version wird eine Enthitzerschleife in den oberen Speicherbereich eingebracht, um die auf hohem Temperaturniveau verfügbare Wärme direkt zur Warmwasserbereitung nutzen zu können. Der Kondensator ist als Platten-Wärmeübertrager außerhalb des Speicherkörpers angeordnet und entsprechend einem externen Heizkessel hydraulisch in das System eingebunden.

In einem weiteren Schritt in Richtung Systemintegration werden sowohl die Enthitzerschleife der mit dem Arbeitsmittel R 410 a betriebenen Wärmepumpe als auch der als Rippenrohr-Wärmeübertrager ausgeführte Kondensator in den oberen Speicherbereich integriert. Die in den Labortestes ermittelten Leistungszahlen lassen auf eine hohe Effizienz dieses Konzept in der Praxis schließen.



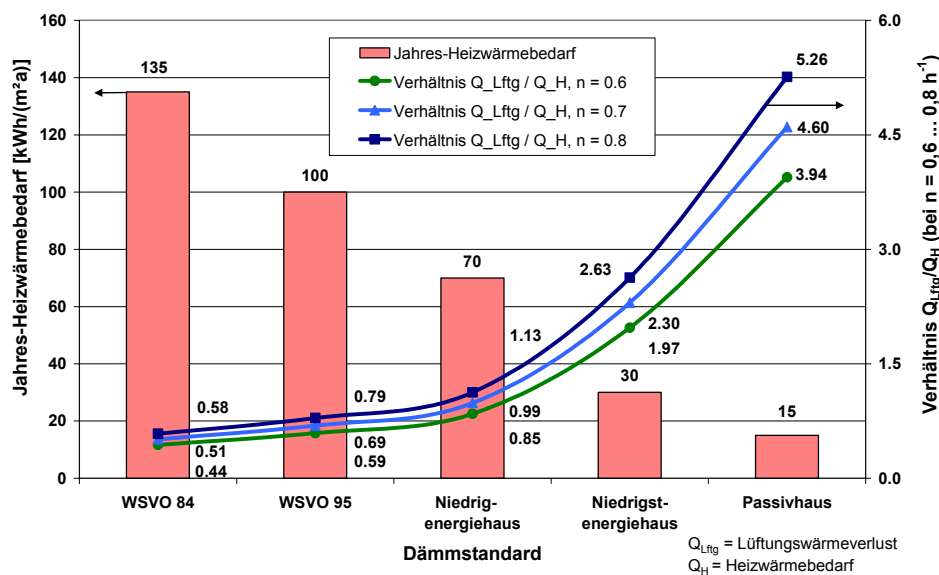
**Bild 111** Zusammenfassung der in den Solvis-Laborversuchen für die Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator ermittelten





praktischen Betrieb zu einem niedrigen Primärenergieverbrauch und damit reduzierten CO<sub>2</sub>-Emissionen führen.

Die Anlagentechnik muss hierbei neben der Wärme für die Raumheizung ebenfalls den Bedarf für die Warmwasserbereitung abdecken. Zusätzlich ist als direkte Schnittstelle zwischen Gebäude und Anlage im Fall von Gebäuden mit reduzierten Bedarfskennwerten ebenfalls der Bereich der Lüftungstechnik mit abzudecken. Aufgrund des mit sinkendem Transmissionswärmeverlust anteilig steigenden Lüftungswärmebedarfs (siehe dazu Bild 3) ist neben der Reduzierung des Luftwechsels ebenfalls die Wärmerückgewinnung aus der Abluft erforderlich.



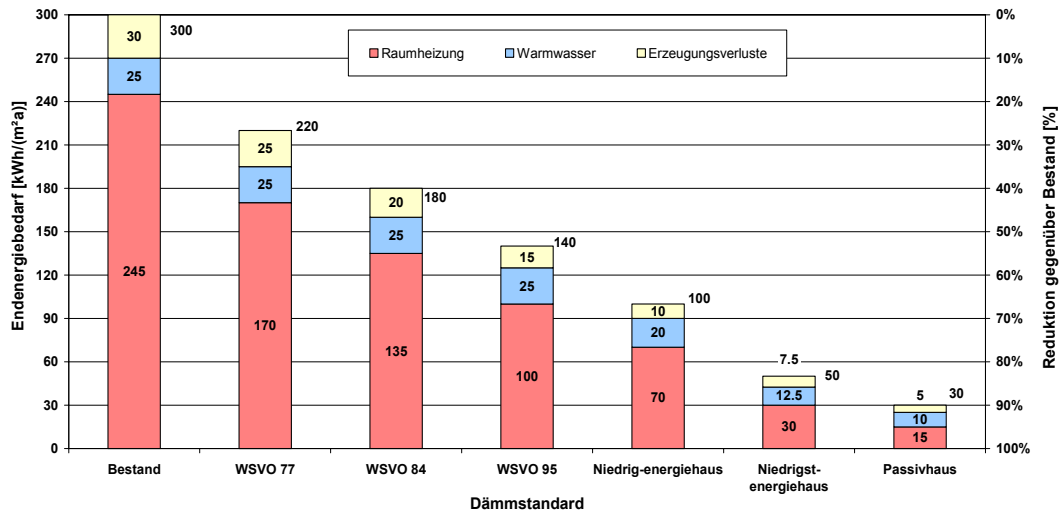
**Bild 3** Verhältnis Lüftungswärmeverlust / Heizwärmebedarf von Gebäuden für verschiedene Dämmstandards mit einem Lüftungswärmebedarf  $Q_{Lftg} = 55 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ ; Luftwechsel  $n = 0,6 - 0,8 \text{ h}^{-1}$  [Küh]

Während ein Wärmebedarf von ca. 70 kWh/(m²·a) noch mit einer konventionellen Fensterlüftung bei angepassten Lüftungsverhalten der Nutzer zu erreichen ist, ist für den Standard eines „Niedrigstenergiehauses“ (siehe Bild 3 und Bild 4) eine Lüftungsanlage mit hocheffizienter Wärmerückgewinnung erforderlich. Neben einer von der Warmwasserbereitung unabhängig zu betreibenden Luft/Luft-Wärmerückgewinnung sind hierbei auch Luft/Wasser-Wärmerückgewinnungssysteme denkbar, die über eine mögliche Speichereinkopplung mit der Wärmeversorgungsanlage gekoppelt sind. Hierdurch ergeben sich direkte Einflüsse auf den Speicherbetrieb und alle weiteren angeschlossenen Anlagenkomponenten.

Während in konventionellen Gebäuden (Baujahr vor 1984) noch eine Heizlast von z.T. über 100 W/m² zu decken ist, bewegt sich der entsprechende Wert für „Niedrigstenergiehäuser“ bei einem Wert von



etwa 20 bis 25 W/m<sup>2</sup>. Bei Passivhäusern, deren Wärmebedarf lediglich über nacherwärmte Luft aus der Wärmerückgewinnung im Rahmen eines hygienisch notwendigen Luftwechsels von etwa n = 0,4 bis 0,6 h<sup>-1</sup> zu decken ist, beträgt der flächenbezogene Bedarfswert für Heizwärme nur noch etwa 10 W/m<sup>2</sup>.



**Bild 4** Entwicklung des Wärmebedarfs von Gebäuden in Abhängigkeit von Baualterklasse bzw. Dämmstandard

Die gegenüber konventionellen Neubauten drastisch reduzierten Verbrauchskennwerte ergeben für den Einsatz von regenerativen Energien (z.B. Solarenergie, Erdwärme) zur Deckung des Wärmebedarfs völlig neue Randbedingungen. Geeignete und am Markt in steigender Zahl verfügbare und eingesetzte Anlagenkomponenten sind zum einen die thermische Solarenergienutzung sowie die Wärmepumpentechnik.

Thermische Solarsysteme als Kleinanlagen zur Warmwasserbereitung bzw. Kombianlagen zur Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung sowie Großanlagen mit Kurz- oder Langzeit-Wärmespeicher haben sich in der baulichen Praxis bereits als alltagstaugliche und zukunftsfähige Wärmeversorgungssysteme bewährt (vgl. [Peuser et al.]). Während Kleinanlagen zur Warmwasserbereitung etwa 40 bis 60 % des Wärmebedarfs zur Trinkwasserversorgung decken können, ist der Beitrag solarer Kombianlagen an der Energiebedarfsdeckung für die Raumwärme neben der Systemauslegung auch vom Dämmstandard des Gebäudes abhängig. In Niedrigenergie-Gebäuden sind etwa 20 bis 25 % solarer Deckungsanteil erreichbar, in Passivhäusern bei jeweils gleicher Kollektorfläche etwa 50 bis 60 %.

Neuere Entwicklungen im Bereich Wärmepumpen mit einer energieeffizienten Nutzung der Umweltwärme (Erdwärme, Grundwasser und Luft) haben mit Zuwachsraten am Markt von 30 % zwischen den Jahren 2000 und 2001 gleichfalls zu einer erhöhten Akzeptanz dieser Technologie geführt. Etwa

60 % der installierten Systeme nutzen hierbei über Kollektoren oder Sonden das Erdreich als Wärmequelle (vgl. [BWP]). Die Jahres-Arbeitszahlen der Geräte liegen in Abhängigkeit des nachgeschalteten Wärmeversorgungssystems bei effizienten Sole/Wasser-Wärmepumpen über 4.0 und bei Wasser/Wasser-Wärmepumpen über 4.5 (vgl. [WPZ]). Die genannten Werte gelten für die Wärmebereitstellung auf niedrigem Temperaturniveau mit einer Vorlauftemperaturniveau von 35°C z.B. für den Betrieb einer Fußbodenheizung. Im Fall der Warmwasserbereitung mit einem erforderlichen Temperaturniveau von in der Regel über 50°C sind die Leistungszahlen dagegen deutlich geringer.

Die Wärmespeicherung stellt in Wärmeversorgungssystemen mit Deckungsanteilen durch regenerative Energieträger einen wesentlichen Baustein effizienter Systemtechnik dar. Neben der Funktion der Verfügbarkeit der aus dem wechselnden Angebot regenerativer Energien (z.B. der Solarstrahlung) gewonnenen Wärme zeigen Wärmespeicher in Heizanlagen auch bei ausschließlichem Einsatz konventioneller Technik (vgl. auch [Bach 1996]) positive Einflüsse auf die Systemeffizienz. Die Nutzung der Wärmekapazität des Speichermediums ermöglicht eine Leistungsreduzierung des Wärmerezeugers und damit dessen Auslegung auf den reduzierten Heizleistungsbedarf bei Beibehaltung des Warmwasserkomforts. Die Verlängerung der Brennerlaufzeiten führt insgesamt zu einer Verbesserung der Brennstoffausnutzung und Verringerung von Emissionen. Damit kommt dem Speicher in zukünftigen Wärmeversorgungssystemen als „Wärmemanagement-Zentrale“ eine erhöhte Bedeutung zu.

Erste Kompaktgeräte für „Niedrigstenergiegebäude“ mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von etwa 30 kWh/(m<sup>2</sup>·a) und einer daraus resultierenden Wärmeleistung von ca. 5 kW stehen derzeit am Markt zur Verfügung, weisen jedoch hinsichtlich der Anlageneffizienz noch Optimierungspotential auf.

Im Rahmen dieses Vorhabens sollen auf der Basis von Systemoptimierung durch Simulationsrechnungen des Gesamtsystems Gebäude- und Anlagentechnik Prototypen kompakter Heiz-, Lüftungs- und Warmwasserbereitungs-Systeme für Niedrigstenergie-Wohngebäude mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von  $Q_{H,a} \leq 30 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$  entwickelt und erprobt werden.

Ziel des Projektes ist die Entwicklung und Erprobung sowie die Optimierung von Kompaktsystemen zur Raumheizung, Wohnungslüftung und Warmwasserversorgung von Niedrigstenergie-Gebäuden ( $Q_{H,a} \leq 30 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ ). Die Systeme sollen als eine integrale Funktionseinheit die Forderungen an Raumheizwärme- und Warmwasserversorgung sowie die Wohnraumlüftung in energetisch und wirtschaftlich optimaler Weise erfüllen. Durch einen wirtschaftlichen und emissionsarmen Betrieb sollen sie den Standard zukunftsweisender Gebäudetechnik darstellen.

### 3 Stand der Technik, Stand des Wissens

Neben theoretischen Untersuchungen zu Konfiguration, energetischer Effizienz und dem Betriebsverhalten von Wärmeversorgungs- und Lüftungssystemen für Niedrigenergiehäuser wurden verschiedene Anlagensysteme in breit angelegten Praxisversuchen in realisierten Wohnsiedlungen erprobt und getestet. In detaillierten Analysen wurde der Einfluss einzelner Anlagenkomponenten auf das Betriebsverhalten des Systems sowohl über den Einsatz von Simulationswerkzeugen als auch in Praxisuntersuchungen getestet. Für die Durchführung dieses Projektes kann weiterhin auf Erfahrungen aus dem ebenfalls von der DBU geförderten Projektes „Messtechnische Begleitung und Auswertung des Feldversuchs der „Optimierten Wärmezentrale (OWZ)“ (Az 12684) zurückgegriffen werden, in dessen Rahmen mit einem hocheffizienten Schichtenlade-Solarspeicher mit integrierten Gas-Brennwert-Heizkessel und thermischer Solaranlage wesentliche Erfahrungen und Kenndaten zur erfolgreichen Durchführung dieses Projektes gesammelt wurden.

#### 3.1 Theoretische Untersuchung von Anlagensystemen

In einer aus dem Jahre 1994 stammenden Untersuchung von [Hausladen, Springl] wurden 19 verschiedene Anlagensysteme zur Beheizung und Belüftung eines Standard-Niedrigenergie-Gebäudes hinsichtlich Energie- und Primärenergiebedarf, CO<sub>2</sub>-Emissionen sowie der Gesamtjahreskosten einander gegenüber gestellt. Als Referenzgebäude wurde ein Reihenmittelhaus in massiver Bauweise mit einer Wohnfläche von 134 m<sup>2</sup> herangezogen. Der Heizleistungsbedarf beträgt 33 W/m<sup>2</sup>, der resultierende Jahres-Heizwärmebedarf 65 kWh/(m<sup>2</sup>·a). Innerhalb der Untersuchung wurde der Primärenergiebedarf über ein statisches Berechnungsverfahren (Jahres-Heizwärmebedarf, Anlagenverlustanteile und Primärenergieumwandlungsfaktoren) ermittelt, die aus dem Brennstoffeinsatz resultierenden Emissionen berechnet und die Gesamtjahreskosten der Systeme auf Basis einer Vollkostenrechnung bestimmt.

Elektro-Heizsysteme weisen aufgrund des reduzierten anlagentechnischen Aufwands geringe Gesamtjahreskosten auf, erreichen jedoch im Vergleich zu Systemen mit Gas- oder Öl-Heizkessel höhere Primärenergiebedarfskennwerte von etwa 260 kWh/(m<sup>2</sup>·a) und ebenfalls resultierende höhere CO<sub>2</sub>-Emissionen von etwa 57 kg/(m<sup>2</sup>·a). Zentralheizungssysteme mit mechanischer Be- und Entlüftung mit WRG weisen dagegen einen im Vergleich sehr geringen Primärenergiebedarf (102 kWh/(m<sup>2</sup>·a)) und sehr geringe CO<sub>2</sub>-Emissionen (18,8 kg/(m<sup>2</sup>·a)) auf.

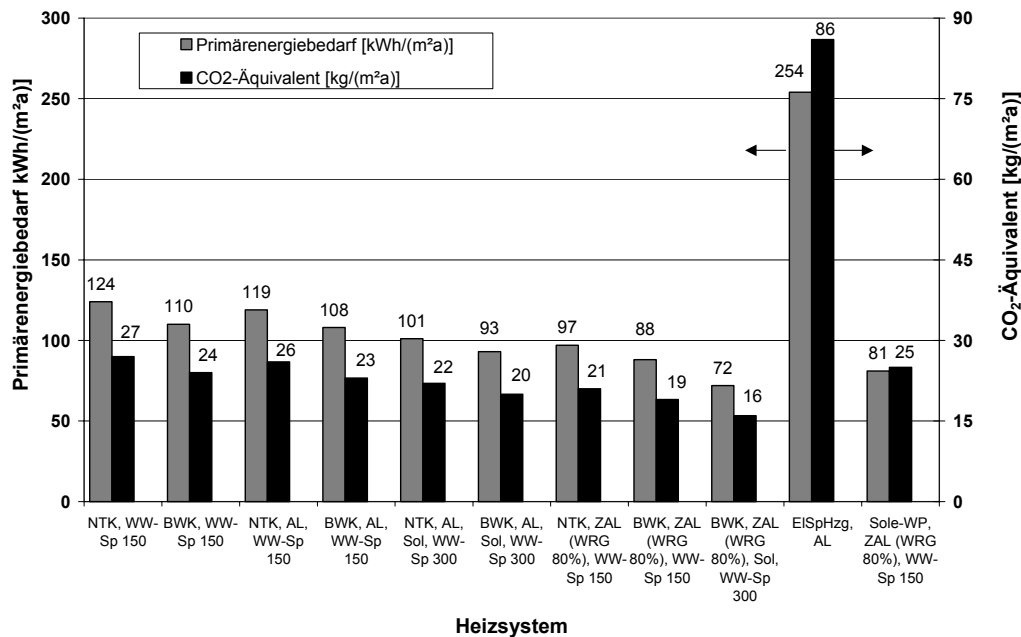
In einer Untersuchung zu gekoppelten Heizungs- und Lüftungssystemen von [Richter et al. 1997] wurde der Einfluss verschiedener Parameter wie Systemtemperatur, Lüftungsverhalten, Heizunterbrechung sowie Warmwasserbereitung auf das thermische Raumklima und den Anlagenbetrieb betrachtet. Gebäude und Anlagentechnik wurden hierzu mittels des Simulationswerkzeuges [TRNSYS]

abgebildet. Grundsätzlich zeigte sich bei nur geringen Unterschieden im Energieverbrauch für hohe und niedrige Systemtemperaturen (untersuchter Bereich 85/70°C bis 50/40°C) und gleicher Gebäudecharakteristik ein reduzierter Einfluss von Störgrößen auf die Raumtemperatur bei geringerem Systemtemperaturniveau. Aufgrund des insgesamt höheren thermischen Komforts sollten Heizanlagen in Niedrigenergiehäusern damit mit niedrigen Systemtemperaturen betrieben werden (vgl. [Richter et al. 1997, S. 163 ff.]). Ein Werkzeug zur gekoppelten energetischen Berechnung von Raumluftströmung, Raumumschließungskonstruktion und raumluftechnischer Anlage wurde von [Richter, Fischer] vorgestellt.

Weiterhin wurden in einer Untersuchung des Passivhaus Institutes, Darmstadt (vgl. [PHI 1998a]) verschiedene Systeme zur Heizung, Lüftung und Warmwasserbereitung in einem Niedrigenergiehaus hinsichtlich des Primärenergiebedarfs, der CO<sub>2</sub>-Emissionen sowie der Wirtschaftlichkeit gegenüber gestellt. Als Referenzgebäude für den Vergleich der verschiedenen Systemlösungen diente ein Einfamilienhaus mit einem über Messungen ermittelten Jahres-Heizwärmeverbrauch von rd. 70 kWh/(m<sup>2</sup>·a) (Wohnfläche: 149 m<sup>2</sup>, Energiebezugsfläche: 210 m<sup>2</sup>, beheiztes Brutto-Volumen: 656 m<sup>3</sup>, A/V<sub>e</sub> = 0,76 m<sup>-1</sup>, Personenzahl: 4).

Die Variantenuntersuchungen zu verschiedenen Wärmeversorgungs- und Lüftungssystemen wurden mit einem validierten Simulationsmodell durchgeführt. Basisheizsysteme in dieser Untersuchung waren Warmwasserheizungen mit Gas-Niedertemperatur- und Gas-Brennwert-Heizkessel, Öl-Heizkessel (vgl. [PHI 1998b]) sowie Sole- und Luft-Wärmepumpen als Wärmeerzeuger. Zusätzlich zu den Zentralheizsystemen wurden auch Elektrospeicherheizungen untersucht. Diese Basissysteme wurden mit verschiedenen Lüftungssystemen, z.B. Fensterlüftung, mechanische Abluftsysteme, mechanische Zu- und Abluftsysteme mit Wärmerückgewinnung (Wärmepumpe) kombiniert.

Zur Ermittlung der Energiebedarfswerte wurden der Heizwärmebedarf nach EN 832, der Warmwasserbedarf, Hilfsenergien sowie interne und solare Wärmegewinne berücksichtigt. Der Gesamt-Primärenergiebedarf (Brennstoff und Hilfsenergien) sowie die resultierenden Gesamt-CO<sub>2</sub>-Emissionen der Systeme wurden berechnet. Eine Auswahl der untersuchten Systeme mit den jeweils ermittelten CO<sub>2</sub>-Emissionen sowie Primärenergie-Bedarfskennwerten ist in Bild 5 dargestellt.



NEH mit  $A_N = 149 \text{ m}^2$ ,  $Q_H = 70 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{-a})$ ,  $Q_{WW} = 18 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{-a})$ , Massivbauweise

**Bild 5** Primärenergiebedarf und CO<sub>2</sub>-Äquivalent von Heizsystemen zur Raumheizung und Warmwasser-Bereitung im Niedrigenergiehaus / nach [PHI 1998a]

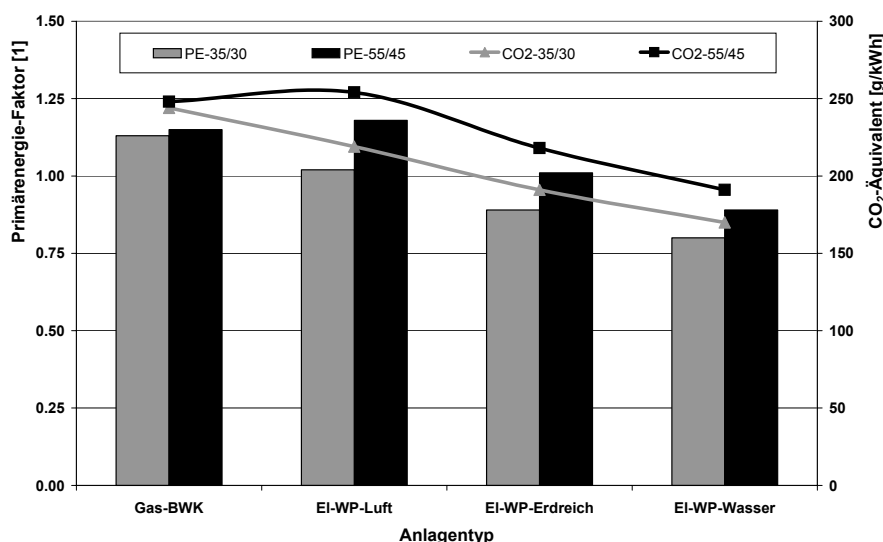
Tendenziell stellen Gas-Brennwert-Heizkessel in Kombination mit einer Zu- und Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung und einer thermischen Solaranlage zur Erreichung geringer Primärenergiebedarfs-Kennwerte geeignete Systemlösungen dar. Elektro-Wärmepumpensysteme wurden in dieser Untersuchung als Sole/Wasser-Systeme mit untersucht. Die ermittelten Bedarfskennwerte entsprechen etwa denen der Systemvarianten mit Gas-Brennwert-Heizkessel.

In einer Untersuchung von [Schulz et al.] wurden für zwei Reihenhaus- und Einfamilienhausvarianten sowie ein Mehrfamilienhaus Untersuchungen hinsichtlich der Entwicklung des Kosten-Nutzen-Verhältnisses für unterschiedliche Energiesparmaßnahmen durchgeführt. Verglichen wurden verschiedene Ausführungsvarianten der Anlagentechnik in Gebäuden mit einem Dämmstandard entsprechend der Wärmeschutzverordnung 1995 ([WSVO 1995]) sowie in Gebäuden mit verbessertem Wärmeschutz. Für diese Gebäude wurde eine Unterschreitung der Anforderungen der [WSVO 1995] um 25 % und um etwa 30 bis 35 % (NEH-Standard) angesetzt. Für den Bereich der Wärmezeugung wurden Wärmepumpen (Wärmequellen Wasser, Erdreich, Luft, Absorber) und Heizkessel (Öl und Gas) in Kombination mit freien Heizflächen als Plattenheizkörper und Fußbodenheizung (bei den WP-Varianten) betrachtet. Weiterhin wurden unterschiedliche Lüftungssysteme (Fensterlüftung, Abluftanlage ohne WRG, Abluftanlage mit WRG über L/W-WP, Zu- und Abluftanlage mit WRG über Wärmeübertrager (WÜT), Zu- und Abluftanlage mit WRG über L/L-WP, Zu- und Abluftanlage mit

WRG über WÜT und L/L-WP, Zu- und Abluftanlage mit WRG über WÜT und L/L/W-WP, Zu- und Abluftanlage mit WRG über WÜT und L/L-WP und dezentrale el. Heizregister sowie Zu- und Abluftanlage mit WRG über WÜT und L/L/W-WP und dezentrale el. Heizregister) berücksichtigt. In einem Gesamtvergleich konnte als Empfehlung für eine Primärenergieeinsparung und Emissionsreduktion für den Bereich Einfamilienhaus / Reihenhaus die Kombination Gas-Brennwert-Heizkessel, Verbesserung der Wärmedämmung sowie die Integration einer Zu- und Abluftanlage mit WRG über L/L-WÜT als ergänzende Maßnahme herausgearbeitet werden. Der Einsatz einer elektrischen Wärmepumpen-Heizung in Verbindung mit einer Erdsonde bzw. Grundwasser bei größeren Objekten als Wärmequelle wurde gegenüber der Variante Öl-Heizkessel bei Einhaltung entsprechend hoher Jahres-Arbeitszahlen als geeignete Alternativlösung empfohlen.

Zur Ermittlung der durch den Einsatz von Wärmepumpen im Wohngebäudebereich erschließbaren Einsparpotentiale von Primärenergiebedarf und Treibhausgasemissionen führten [Heidelck, Laue] eine vergleichende Studie durch. Die Kenndaten der Wärmepumpenanlagen wurden auf der Basis von Messwerten gewonnen. Die entsprechenden Daten für die im Vergleich berücksichtigten Gas-Brennwertgeräte wurden dagegen der Literatur entnommen. Im Vergleich zu den Gas-Brennwert-Heizkessel-Varianten konnte für den Einsatz von Sole/Wasser-Wärmepumpen eine Primärenergieeinsparung von 21 % und eine Emissionsreduktion von 22 % bei Nutzung von Strom der öffentlichen Versorgung und einer Auslegung von 35°C/30°C (Primärenergie-Faktor 3,07; CO<sub>2</sub>-Äquivalent 661,9 kg/MWh) nachgewiesen werden (siehe Bild 6).

Als Jahres-Arbeitszahlen für die Sole/Wasser-Wärmepumpen wurde hierbei bei einer Auslegung von 35°C/30°C ein Wert von 3,8 und bei 55°C/45°C ein Wert von 3,3 angenommen.



**Bild 6** *Primärenergiefaktor (PE) und CO<sub>2</sub>-Äquivalent von Heizanlagen mit Gas-Brennwert-Heizkessel und Wärmepumpen im Vergleich (öffentliche Stromversorgung) / Daten nach [Heidelck, Laue]*

In einer Arbeit von [Richter et al. 2002] wurde der Einfluss des Nutzerverhaltens auf den Energieverbrauch von Niedrigenergie- und Passivhäusern betrachtet. Die Untersuchungen wurden schwerpunktmäßig an einem Einfamilienhaus mit verschiedenen Dämmstandards durchgeführt. Ausgehend von einem Bestandsgebäude mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von  $Q_{H,a} = 157,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$  und Fensterlüftung,  $n = 0,8 \text{ h}^{-1}$  wurden die Wärmeschutzstandards WSVO 1995 ( $Q_{H,a} = 93,0 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ , Fensterlüftung,  $n = 0,7 \text{ h}^{-1}$ ), Niedrigenergiehaus (NEH - EnEV  $Q_{H,a} = 65,2 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ , mech. Abluftanlage,  $n = 0,55 \text{ h}^{-1}$ ), Top-Niedrigenergiehaus ( $Q_{H,a} = 45,6 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ , mech. Abluftanlage,  $n = 0,55 \text{ h}^{-1}$ ) und die Variante Passivhaus ( $Q_{H,a} = 11,7 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ , mech. Zu- und Abluftanlage mit WRG,  $n = 0,45 \text{ h}^{-1}$ ) betrachtet.

In der Untersuchung wurde ein deutlicher Einfluss auf den Primärenergie-Bedarfswert über die Auswahl und richtige Einstellung von Heizungs-Umwälzpumpen und Gebläsen der Lüftungsanlage ermittelt. Für die volumenstrombezogene Leistungsaufnahme der Ventilatoren in den Lüftungsanlagen wurde ein Wert von etwa  $0,25 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$  als Standard empfohlen. Die jeweils gewählten Laufzeiten der Ventilatoren hatten einen deutlichen Einfluss auf den Gesamt-Primärenergiebedarf der Anlagen.

Allgemein ergab sich eine Reduzierung der Auswirkungen der Nutzereingriffe auf den Energieverbrauch von Wohngebäuden durch Verbesserung des Wärmeschutzes. Für einen steigenden Warmwasserbedarf sowie ein erhöhtes Lüftungsverhalten wurde jedoch eine deutliche Steigerung des Primärenergiebedarfs ermittelt.

### **3.2 Realisierte Anlagensysteme in Niedrigenergie-Gebäuden**

Im Land Hessen wurde der Bau von 29 im Niedrigenergie-Standard ausgeführten Wohngebäuden gefördert. Die zwischen 1989 und 1993 erbauten Gebäude wurden über 2 bis 3 Jahre messtechnisch begleitet, baukonstruktive Daten zu Außenbauteilen, Lüftungsanlagen und Heizsystemen wurden aufgenommen. Der Verlauf der Klimadaten, Heizenergie- und Wasserverbräuche sowie der Innenlufttemperaturen wurde aufgezeichnet und in [IWU 1997] dokumentiert.

17 Gebäude wurden mit mech. Abluftanlagen ohne WRG, 12 Gebäude wurden mit Zu- und Abluftanlagen mit WRG ausgestattet. In 2 Fällen wurden Zusatzkomponenten wie z.B. Fortluft-Wärmepumpen installiert. Die bei Einsatz der Lüftungsanlagen festgestellten Mängel lagen in der unzureichenden Lüftung von Gebäudeteilen, in dem für einzelne Räume teilweise keine Zuluftleistung nachweisbar war.

Weitere Kritikpunkte waren hohe Strömungsgeräusche, die mangelhafte Wirkung integrierter Dunst-abzugshauben, die fehlende Wartung der Lüftungsanlage durch die Bewohner sowie der aus dem Betrieb der Lüftungsanlage resultierende Stromverbrauch. Als Konsequenz wurden einzuhaltende Grenzwerte für die el. Leistungsaufnahme der Ventilatoren in Zu- und Abluftanlagen mit WRG von 0,5 Wh/m<sup>3</sup> (Zielwert 0,25 Wh/m<sup>3</sup>) und für Abluftanlagen von 0,25 Wh/m<sup>3</sup> (Zielwert 0,13 Wh/m<sup>3</sup>) gefordert. Insgesamt wurde mit der Integration von Zu- und Abluftanlagen mit WRG zwar eine Reduzierung des Heizwärmeverbrauchs nachgewiesen, die jedoch im Vergleich zum Betrieb von einfachen mech. Abluftanlagen eher gering ausfiel. Der Mittelwert des Jahres-Heizwärmeverbrauchs betrug für Abluftanlagen etwa 80 kWh/(m<sup>2</sup>·a) im Vergleich zu Zu- und Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung mit einem Wert von rd. 66 kWh/(m<sup>2</sup>·a).

In einem weiteren Praxisversuch wurden in einer Wohnsiedlung 28 baugleiche Niedrigenergie-Reihenhäuser mit unterschiedlicher Lüftungstechnik, individuellem Nutzerverhalten und entsprechend unterschiedlichem Energieverbrauch messtechnisch begleitet (vgl. [Hausladen, Wimmer, Kaiser]). Die in Holzständerbauweise ausgeführten Gebäude wurden bei jeweils identischer Gebäudegeometrie, Dämmung, Orientierung und Standort mit unterschiedlicher Heizungs- und Lüftungstechnik ausgestattet. Innerhalb des Projektes sollten die Einflüsse von Anlagenkonzept, Regelungsstrategie, Bediener-schnittstelle sowie insbesondere des Nutzerverhaltens auf den Energieverbrauch ermittelt werden. Ergänzend zu der Aufnahme der Messdaten wurde eine Bewohnerbefragung durchgeführt. In Abhän-gigkeit der Lüftungsvarianten wurden für die Gebäude nach den Berechnungsgrundlagen der [WSVO 1995] unterschiedliche Bedarfskennwerte ermittelt (Fensterlüftung:  $Q_{H,a} = 42,8$  kWh/(m<sup>2</sup>·a), Abluftan-lage:  $Q_{H,a} = 40,2$  kWh/(m<sup>2</sup>·a), Zu- und Abluftanlage mit WRG:  $Q_{H,a} = 32,5$  kWh/(m<sup>2</sup>·a), Luftheizung mit WRG:  $Q_{H,a} = 32,5$  kWh/(m<sup>2</sup>·a)). Die Luftwechselzahlen bei den Anlagen mit dezentraler Entlüftung und zentraler Entlüftung mit WRG lagen bei  $n = 0,64$  h<sup>-1</sup>, die Luftwechselzahlen bei den zentralen Be- und Entlüftungsanlagen mit WRG lagen bei  $n = 0,53$  bis  $0,64$  h<sup>-1</sup>. Die Heizsysteme in den Gebäuden ohne Luftheizung wurden als Pumpen-Warmwasserheizung mit Plattenheizkörpern zur Wärmeabgabe aus-geführt, die Heizwärmebereitstellung erfolgte über wandhängende Gas-Heizkessel (10,8 bis 18 kW Nennwärmeleistung).

Messtechnisch erfasst wurden Klimadaten, Behaglichkeitsparameter, Öffnungszeiten der Außenfens-ter sowie Strom- und Gasverbräuche. Zur Berechnung energetischer Vergleichsgrößen unter ideali-sierten Bedingungen sowie zur Quantifizierung einzelner innerhalb der Messungen aufgetretener Ef-fekte wurden zusätzlich Simulationsrechnungen mit [TRNSYS] durchgeführt.

Hinsichtlich des mittleren Primärenergieverbrauchs der Systemvarianten im Vergleich wurde für die Anlagen mit dezentraler Entlüftung ein Wert von 108 kWh/(m<sup>2</sup>·a), für die Luftheizungen mit Wärme-rückgewinnung 107 kWh/(m<sup>2</sup>·a), für die zentralen Be- und Entlüftungsanlagen mit Wärmerückgewin-nung 102 kWh/(m<sup>2</sup>·a) und für die Gebäude mit Fensterlüftung ein Durchschnittswert von 100,5 kWh/(m<sup>2</sup>·a) ermittelt (vgl. [Hausladen, Wimmer, Kaiser, S. 33]).

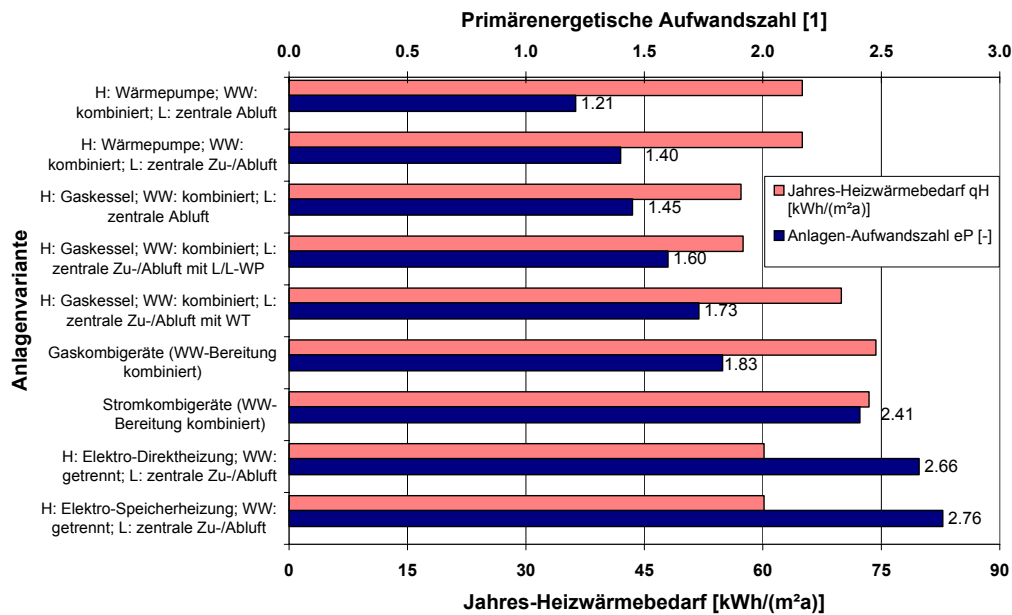


Die Verhältnisse der in [TZWL 2003] dargestellten Marktsituation spiegeln sich auch innerhalb der Auswertung des umfangreich angelegten „SynergieHaus“-Projektes wieder, in dessen Rahmen zwischen 1997 und 1999 insgesamt 413 Wohneinheiten in 339 Gebäuden messtechnisch begleitet wurden (vgl. [Kaiser, Maas, Oppermann, S. 5]). Etwa 90 % der Gebäude wurden dabei als Ein- und Zweifamilienhäuser ausgeführt, etwa 7 % als Reihenhäuser. 80 % der Gebäude wiesen ein  $A/V_e$ -Verhältnis von 0,6 bis  $0,9 \text{ m}^{-1}$  auf. Auflage der Förderung waren die Unterschreitung des in der [WSVO 1995] definierten Grenzwertes des Jahres-Heizwärmebedarfs um mindestens 30 %, die Einhaltung von Anforderungen an die Luftdichtheit ( $n_{50} \leq 2,5 \text{ h}^{-1}$  bei Abluftanlagen und  $n_{50} \leq 1,5 \text{ h}^{-1}$  bei Zu- und Abluftanlagen mit WRG) sowie die Integration einer mechanischen Lüftungsanlage.

Über 50 % der Anlagen wurden hierbei mit einem zentralen Abluftsystem ausgeführt, wobei 31,5 % als reine Abluftanlagen betrieben wurden und 68,5 % zusätzlich mit einer Wärmepumpe zur Wärmerückgewinnung ausgerüstet wurden. 40,2 % der Geräte wurden als Zu- und Abluftsysteme ausgeführt. Die Anteile für Luft/Luft-Wärmepumpen lagen dabei bei 14,4 %, die für Luft/Luft-Wärmepumpen mit Wärmeübertrager bei 30,1 % und die der Geräte mit Luft/Luft-Wärmeübertragern bei 55,5 %. Dezentrale Geräte wurden innerhalb des Projektes nur in geringem Maß eingesetzt (8,1 % insgesamt).

Rund 30 % der installierten Wärmeerzeugungsanlagen wurden als Gasheizsysteme (teilweise mit Solarunterstützung) ausgeführt. Nach der Gruppe der Kombigeräte Strom und Gas stellen monovalente Luft/Wasser- oder Sole/Wasser-Wärmepumpen die am dritthäufigsten eingesetzte Wärmeerzeugungsvariante dar (Anteil etwa 15 %). Als mittlere Arbeitszahlen monovalenter Heizungswärmepumpen wurden bei Nutzung der Wärmequelle Luft ein Wert von 2,7, für Erdreich ein Wert von 3,8 und für Grundwasser die höchste Arbeitszahl von 5,0 ermittelt.

Die mittels verschiedenen Anlagenkombinationen erreichten primärenergetischen Aufwandszahlen  $e_p$  sind in Bild 7 zusammengestellt.



**Bild 7** Jahres-Heizwärmebedarf und primärenergetische Anlagenaufwandszahl verschiedener Anlagenkombinationen / nach [Kaiser, Maas, Oppermann, S. 77]

Die mittleren Ventilatorlaufzeiten wurden über den Zeitraum vom 01.09.1998 bis 31.05.1999 (entsprechend 6.552 h) zu etwa 5.000 h ermittelt, wobei zentrale Abluftanlagen etwa 4.900 h und Zu- und Abluftanlagen ohne WRG leicht höhere Laufzeiten von etwa 5.100 h erreichten. Der Nutzereinfluss führte zu deutlichen Schwankungen der Betriebsstunden. Für zentrale Zu- und Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung wurden Jahresnutzungsdauern von 150 bis 8700 h/a festgestellt. Während einfache Abluftanlagen ohne WRG aufgrund der kurzen Kanallängen und fehlenden Einbauten nur geringe Druckverluste und damit geringere Leistungsaufnahmen erreichten, führte der Einsatz zentraler Zu- und Abluftanlagen mit integriertem Wärmeübertrager zu den höchsten Leistungsaufnahmen innerhalb des Vergleichs.

### 3.3 Auswirkungen unterschiedlicher Anlagenkomponenten auf das Systemverhalten

#### 3.3.1 Vergleich verschiedener Heizwärmeversorgungssysteme

Der kombinierte Einsatz von Elektro-Wärmepumpen und Solaranlagen zur Wärmeversorgung von Wohngebäuden wurde von [Schrapf] untersucht. Hierzu wurden verschiedenen Anlagenvarianten mit Wärmepumpe als Wärmeerzeuger (monovalente sowie solarunterstützte Anlagen mit unterschiedlicher Speichereinkopplung) in einem Simulationsmodell abgebildet und Parameterstudien zu Auslegung und Optimierung durchgeführt. Die berücksichtigten Wärmequellen für den als Warmwasser-

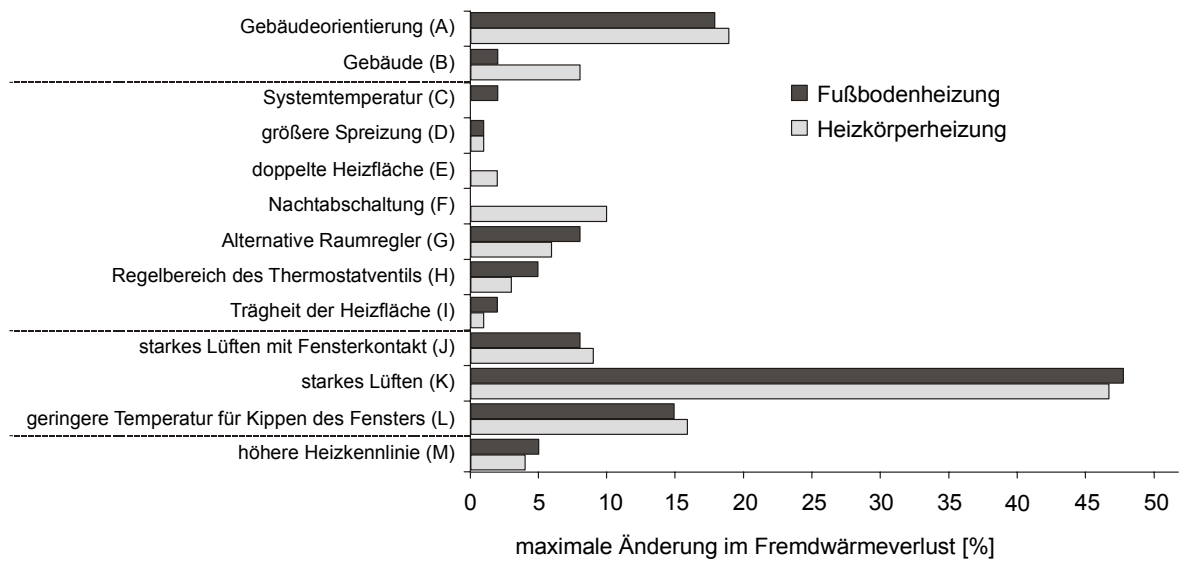
und Heizungs-Wärmepumpe nachgebildeten Wärmeerzeuger waren Luft, Wasser und Erdreich. Als Referenzsystem wurde eine Anlagenvariante mit Gas-Brennwert-Heizkessel herangezogen. Die Anlagentechnik wurde in einem Einfamilienhaus in den Dämmstandards Wärmeschutzverordnung 1995, sanierter Altbau, NEH  $Q_{H,a} = 70 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ ), NEH-WRG ( $Q_{H,a} = 41 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ ) und Passivhaus integriert. Die Bewertung der Systeme erfolgte über deren energetische Effizienz.

Als Ergebnis wurde ein energetischer Vorteil des Systems mit paralleler Speichereinbindung der Wärmepumpe gegenüber der speicherlosen sowie der seriellen Verschaltung ermittelt. Für die Entwicklung des optimalen Speichervolumens wurde eine Verringerung in Abhängigkeit eines steigenden Verhältnisses von Warmwasser- zu Gesamtwärmebedarf ermittelt. Die angegebenen optimalen Speichervolumina betragen für das NEH etwa 600 l, für das NEH-WRG etwa 450 l und für das Passivhaus rd. 400 l. Die Ausführung des Speichers sollte aufgrund der verbesserten energetischen Effizienz als Schichtenladespeicher erfolgen. Für die getrennte Ausführung von Heizungs- und Warmwasser-Wärmepumpe wurden im Vergleich zu Kombiwärmepumpen bei sinkendem Heizwärmebedarf und reduzierten Auslegungstemperaturen günstigere Jahres-Arbeitszahlen ermittelt.

Bei Einsatz der Solaranlage zur Heizungsunterstützung mit einer Wärmepumpe als Nachheizsystem wurde eine Abhängigkeit der Anlageneffizienz vom Dämmstandard ermittelt. Aufgrund der gegebenen direkten Konkurrenz von Wärmepumpe und Solaranlage in der Übergangszeit sollte eine Heizungsunterstützung mit dieser Anlagenkombination erst bei hochwärmegeprägten Gebäuden durchgeführt werden. Für hohe Auslegungstemperaturen der Warmwasserseite auf 60°C sollte die Solaranlage ausschließlich zur Warmwasserbereitung ausgelegt werden (vgl. [Schraps, S. 98 ff.]).

Eine sehr detaillierte Untersuchung des Einflusses gebäude- und anlagentechnischer sowie nutzerbedingter Parameter auf das Betriebsverhalten von Heizkörper- und Fußbodenheizungen wurde von [Post] durchgeführt. Die Simulationsstudie wurde mit dem Simulationswerkzeug [TRNSYS] für einen Wohnraum in einem Mehrfamilienhaus mit hohem Dämmstandard in massiver und leichter Bauweise mit 30 % Fensterflächenanteil durchgeführt. Die Bewertung der verschiedenen Varianten erfolgte über die Ermittlung des Verhältnisses von Heizenergie- zu Heizwärmebedarf als Aufwandszahl sowie dem „Fremdwärmeverlust“. In der Gegenüberstellung von berechnetem Heizenergiebedarf und theoretisch möglichem Bedarf mit vollständiger Fremdwärmenutzung wurde der Einfluss der Anlagentechnik sowie der thermischen Gebäudeeigenschaften auf die Nutzung von Wärmegewinnen bewertet.

Von der Konfiguration der Heizanlage unabhängige Maßnahmen wie eine Änderung der Gebäudeorientierung oder der Nutzereinflüsse wie das Lüftungsverhalten ergaben eine deutliche Beeinträchtigung des Heizwärmebedarfs sowie des Fremdwärmeverlustes. Der Einfluss unterschiedlicher Maßnahmen auf den Fremdwärmeverlust ist in [Post] wie folgt dargestellt zusammengefasst (siehe Bild 8).



**Bild 8** Einfluss unterschiedlicher Varianten auf die Veränderung des Fremdwärmeverlustes einer Heizkörper- und Fußbodenheizung / [Post]

Aufgrund des ermittelten starken Einflusses des Nutzerverhaltens durch Fensterlüftung wird in der Arbeit auf die Notwendigkeit eines integralen Ansatzes zur Optimierung des Heizwärmebedarfs hingewiesen. Hierbei sollten Maßnahmen zur Optimierung des Betriebes der Heizanlage und zur Verbesserung der Lüftung (bewusstes Fensterlüften, Einsatz von Fensterkontakten oder die Integration von Lüftungsanlagen) zusammengeführt werden.

### 3.3.2. Untersuchung des Betriebsverhaltens von Lüftungssystemen

Der Einfluss von verschiedenen Lüftungssystemen auf den Jahres-Heizwärmebedarf eines Niedrigenergiehauses wurde von [Oppermann] über Simulationsstudien analysiert. Das als Einfamilienhaus mit einer Nutzfläche von 180 m<sup>2</sup> und einem resultierenden Jahres-Heizwärmebedarf von 62,4 kWh/(m<sup>2</sup>-a) bei Fensterlüftung modellierte Gebäude wurde hierzu mit verschiedenen Lüftungssystemen ausgestattet. Verglichen wurden hierbei die Systeme Fensterlüftung, Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung, Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung, Zu- und Abluftanlage mit Wärmeübertrager, Zu- und Abluftanlage mit Wärmeübertrager und Luft/Luft-Wärmepumpe. Als variable Randbedingungen betrachtet wurden die Luftdichtheit innerhalb des Gebäudes, die Stellung der Innentüren, die Intensität der Fensterlüftung, die Luftdichtheit der Gebäudehülle, das Raumtemperaturniveau, das Verhalten bei abgesenktem Heizbetrieb sowie im Fall von Zu- und Abluftanlagen unterschiedliche Zu- und Abluftvolumenströme.

Mit dem gekoppelten TRNSYS – COMIS 3.1 – Modell wurde das gebäude- und anlagentechnische Verhalten sowie die Durchströmung des Gebäudes untersucht. Das Nutzerverhalten bei Fensterlüf-

tung wurde in Abhängigkeit der Außenluftenthalpie berücksichtigt. Unterschiedliche Lüftungsstrategien wie Mittel-, Viel-, Weniglüftung sowie Tag- und Nachtlüftung wurden berücksichtigt. Als mittlere Luftwechselraten bei maximaler Fensterlüftung wurde für offene Innentüren ein Wert von  $0,88 \text{ h}^{-1}$  und für geschlossene Innentüren ein Wert von  $0,44 \text{ h}^{-1}$  bestimmt.

Die Regelstrategie einer Nachtabenkung / Nachtabstaltung zeigte außer bei Anlagen mit Luft/Luft-Wärmepumpe kaum Einfluss auf den mittleren Luftwechsel innerhalb des Gebäudes. Das berechnete Einsparpotential des Heizwärmebedarfs bei den betrachteten unterschiedlichen Lüftungssystemen und jeweils gleichem Lüftungsverhalten der Nutzer wurde für den Fall eines abgesenkten Betriebes zu 6 bis 11 % ermittelt. Die Stellung der Innentüren zeigte hier nur einen relativ geringen Einfluss. Ein deutlicher Einfluss auf den Heizwärmebedarf ergab sich bei Betrieb von Zu- und Abluftanlagen mit unterschiedlichem Volumenströmen. Je nach Fensterlüftungsverhalten änderte sich die mittlere Luftwechselrate um 15 bis 49 %, der resultierende Heizwärmebedarf um 19 bis 42 %.

Eine Betrachtung der Effizienz von Lüftungsgeräten der Ausführungsvarianten Rekuperator, Luft/Luft-Wärmepumpe, sowie als Kombination aus Rekuperator und nachgeschalteter Luft/Luft-Wärmepumpe wurde von [Bruckmann] durchgeführt. Auf der Basis von Messergebnissen wurden theoretische Untersuchungen zur Systemeffizienz mittels Außenluft-Datensätzen eines Test-Referenz-Jahres (TRY) durchgeführt. Die Betrachtung beschränkte sich auf charakteristische Betriebszustände der Lüftungsgeräte. Das Gebäude und andere Anlagentechnik wurde nicht berücksichtigt. Bei einer Erweiterung der Betriebsdauer auf ganzjährigen Betrieb konnte sowohl beim Rekuperator wie auch bei der Gerätekombination Rekuperator und Wärmepumpe eine Erhöhung des Primärenergiebedarfs zwischen 7 und 14 % (DC- und AC-Ventilatoren Rekuperator) sowie 21 und 24 % (DC- und AC-Ventilatoren Rekuperator/L/L-WP) ermittelt werden. Bei einem Wechsel von AC auf DC-Ventilatoren innerhalb der Lüftungsgeräte wurde eine Primärenergieeinsparung von etwa 20 % berechnet. Für die Steigerung des Luftvolumenstromes wurde bei Rekuperatoren ein erhöhter Primärenergiebedarf ermittelt, während sich bei der Kombination Rekuperator mit L/L-Wärmepumpe eine erhöhte Primärenergieeinsparung ergab.

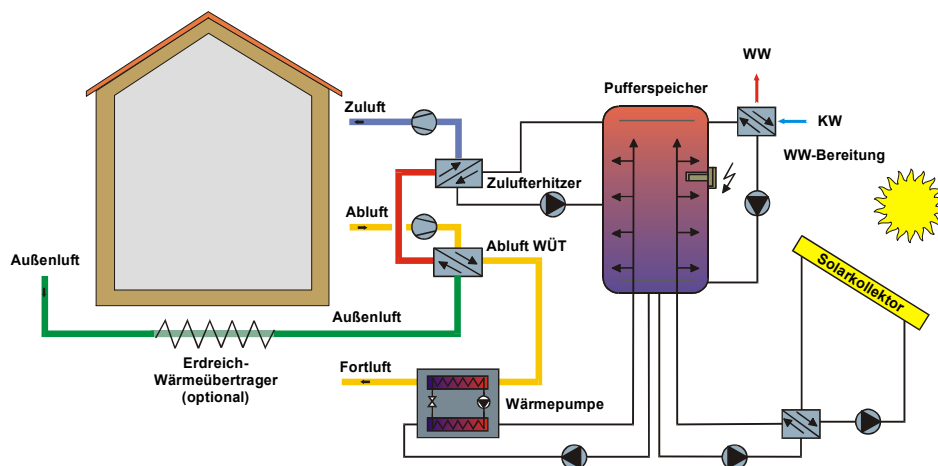
Für Rekuperatoren sowie Wärmepumpen wird innerhalb der Arbeit auf die Einfriergefahr im Winterbetrieb mit einer möglichen Beschädigung des Wärmeübertragers hingewiesen. Aufgrund der Verschlechterung der Primärenergiekennzahl der Geräte durch Einsatz einer el. Luftvorheizung wurde innerhalb des Systemvergleichs die Variante „Abschaltung Zuluftvolumenstrom“ zur Enteisung der Abluftseite betrachtet. Hierdurch ergab sich eine Erhöhung des Primärenergiebedarfs von 1 bis 4 %.

[Banck 1997] untersuchte das Optimierungspotential von Zu- und Abluftgeräten mit Kreuzstromplatten-Wärmeübertrager mit und ohne nachgeschalteter Wärmepumpe sowie einem Abluftsystem mit Wärmepumpe und dezentraler Luftnachführung unter Einsatz eines Optimierungswerkzeugs. Auf der Basis von messtechnischen Untersuchungen wurden Modelle der Systeme entwickelt, deren Sensiti-

vität auf die Veränderung verschiedener Parameter in Simulationsrechnungen bestimmt wurde. Hinsichtlich der Einfriergefahr im Winter wurde ebenfalls auf die Notwendigkeit einer Abtau-vorrichtung hingewiesen. Bei einer Feuchtelast von 3 g/kg wurde die Zeit anfallenden Kondensats innerhalb des Rekuperators zu 1.900 h/a bestimmt (vgl. [Banck 1997, S. 90 ff.]). Für die Luft/Wasser-Wärmepumpe wurde eine Steigerung der Effizienz bei steigenden Volumenströmen und sinkenden Vorlauftemperaturen ermittelt. Innerhalb der mit dem Ziel der Minimierung des Primärenergieeinsatzes durchgeführten Optimierungsrechnung wurde durch verbesserte Abstimmung der Komponenten untereinander eine Steigerung des Primärenergieeinsparpotentials von 30 bis über 50 % ermittelt.

### 3.3.3. Systembetrachtung für Niedrigenergie-Gebäude nach Passivhaus-Standard

Passivhäuser weisen einen Jahres-Heizwärmebedarf von max. 15 kWh/(m<sup>2</sup>·a) (siehe Bild 1) und einen verbleibenden Heizleistungsbedarf für Raumheizung von etwa 10 W/m<sup>2</sup> auf. Im Gegensatz zu Niedrigenergie-Gebäuden mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von rd. 30 kWh/(m<sup>2</sup>·a) kann die erforderliche Heizleistung in diesen Gebäuden über den hygienisch notwendigen Luftwechsel bei einer Aufheizung des Zuluftvolumenstroms auf etwa 40 bis 50°C zugeführt werden. Wesentliche Bestandteile von Passivhaus-Wärmeversorgungssystemen sind hocheffiziente Wärmerückgewinnungsanlagen z. T. mit Kleinst-Wärmepumpen, Zuluftvorwärmung / -nachheizung, Warmwasser- bzw. Pufferspeicher mit optionaler Einbindung thermischer Solarenergienutzung, Nachheizung über Elektroheizpatrone, Gasbrenner kleiner Leistung oder Wärmepumpe. Ein entsprechendes System ist in Bild 9 dargestellt.



**Bild 9** Wärmeversorgungszentrale für Passivhäuser / [Kühl, Fisch]

Eine konventionelle Warmwasser-Heizung kann damit entfallen. Neben einem erforderlichen angepassten Nutzerverhalten ist bei diesem Dämmstandard zur Einhaltung der geforderten Kennwerte eine sorgfältige Planung und Ausführung (z.B. Ausrichtung/Zonierung des Gebäudes, Vermeidung

von Wärmebrücken, Luftdichtheit) zwingend erforderlich. Die Anlagentechnik für Passivhäuser wurde in mehreren vergleichenden Untersuchungen dargestellt, hinsichtlich des Betriebsverhaltens und der Effizienz untersucht und bewertet (vgl. [Hirsch, Paul], [PHI 1998a], [PHI 1998b]). Praxisergebnisse haben die Funktionalität der Systeme bestätigt (vgl. [PHI 2001]).

Die reduzierte Heizlast in Kombination mit dem Wegfall der Warmwasserheizung hat zur Entwicklung neuer Heizwärmeversorgungsanlagen und Systemkonfigurationen geführt, die u.a. in [PHI 1997b], [Bühning], [Aerex], [Chawla] und [Stärz] hinsichtlich Konfiguration, Auslegung und Funktionalität dargestellt sind.

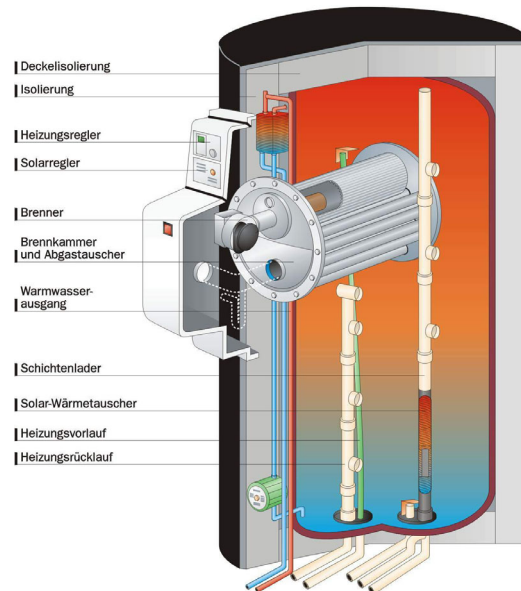
In der vergleichenden Untersuchung von [Richter et al. 2002] (siehe Abschnitt 2.1) wird festgestellt, dass Passivhäuser in der Regel keine Aufheizreserve aufweisen. Über die Kopplung von Heizung und Lüftung erfolgt damit eine gleichmäßige Aufheizung der Räume innerhalb des Gebäudes, die zu einer Vergleichmäßigung des Raumklimas führt. Dies steht z. B. einer gewünschten Absenkung der Raumtemperatur im Schlafzimmer entgegen. Für das betrachtete Passivhaus wird empfohlen, positive Nutzereingriffe zuzulassen und dies durch eine größere Leistungsreserve sowie dezentrale Eingriffsmöglichkeiten zu ermöglichen. Aufgrund der in der Regel nicht vorhandenen Heizleistungsreserven ist zur Gewährleistung der Funktionalität des Systems eine besondere Anpassung des Nutzerverhaltens erforderlich.

[Oschatz, S. 41 ff.] stellt die Durchsetzung des Passivhauses als zukünftigen Standard im Wohngebäudebereich in Frage und begründet dies über das dem Prinzip des Passivhaus-Wärme- bzw. Energiehaushalts gegenläufigem Nutzerverhalten hinsichtlich Fensterlüftung und Haushaltsstromverbrauch. Die Entwicklung des „Drei-Liter“-Gebäudes im Übergangsbereich zwischen Niedrigenergie- und Passivhaus wird als „interessante Lösung“ bewertet. Die nachfolgend in experimentellen und theoretischen Untersuchungen dargestellten Wärmeversorgungsanlagen stellen geeignete Konzeptlösungen zur Heizung und Lüftung von Gebäuden diesen Dämmstandards dar.

### **3.4 Direkte verwertbare Ergebnisse aus eigener Projektarbeit**

Im Rahmen eines ebenfalls von der DBU, Osnabrück geförderten Projektes zur „Messtechnischen Begleitung und Auswertung des Feldversuchs der „Optimierten Wärmezentrale (OWZ)“ (Az 12684) wurde die Neuentwicklung einer solar unterstützten Gas-Brennwert-Heizzentrale in zwei Anlagen im realen Betrieb messtechnisch begleitet. In der im Bild 10 dargestellten Heizzentrale ist ein Gas-Brennwert-Heizkessel in einen Schichtenlade-Pufferspeicher direkt integriert. Neben den Vorteilen der Einsparung von Installationsfläche sowie der reduzierten Wärmeverluste durch die konstruktive Integration von Wärmeerzeugung und -speicherung mit der entsprechenden Kosteneinsparung fungiert der Speicher als „Wärmemanagementzentrale“ für das Gebäude (vgl. [Krause], [Jäger, Krause]). Die Wärme aus der Solaranlage sowie aus dem Brennwert-Heizkessel wird für die weitere Nutzung

zur Gebäudeheizung und Warmwasserbereitung in dem hocheffizienten Schichtenlade-Pufferspeicher eingetragen. Der Speicher fungiert als zentrale Schnittstelle zwischen Wärmeerzeugung und Wärmeversorgung.



**Bild 10** Aufbau der „Optimierten Wärmezentrale“ (3D-Schnittdarstellung) / [Solvis]

Beide messtechnisch begleitete Versuchsanlagen werden in Wohngebäuden im Niedrigenergiehaus-Standard in der Nähe von Braunschweig installiert. Die Versuchsanlage 1 wird im Rahmen der Sanierung der Heizanlage in einem dreistöckigen Vierfamilien-Wohngebäude mit Hebammenpraxis und Bürobetrieb (386 m<sup>2</sup> Wohnfläche, 10 Personen, 10 m<sup>2</sup> Kollektorfläche, SolvisMax SX 754, 750 l Speichervolumen, Norm-Heizlast des Gebäudes 15 kW) installiert. Die Versuchsanlage 2 wird zur Beheizung eines freistehenden Einfamilienhauses (130 m<sup>2</sup> Wohnfläche, 3 Personen, 7,5 m<sup>2</sup> Kollektorfläche, SolvisMax SX 404, 400 l Speichervolumen, Norm-Heizlast des Gebäudes 7 kW) eingesetzt (siehe Bild 11 und Bild 12).





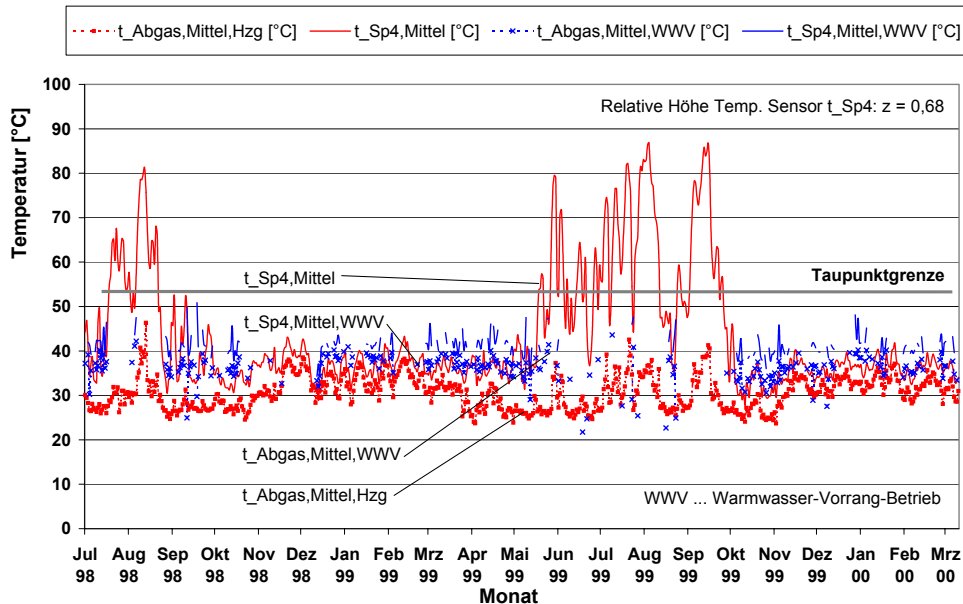
**Bild 11** NE-Gebäude in Evessen, Standort  
Versuchsanlage 1

**Bild 12** NE-Gebäude in Wittmar,  
Standort Versuchsanlage 2

Anlage 1 verfügt über zwei seriell verschaltete und nach Süden ausgerichtete Flachkollektoren, während die Ausrichtung des Flachkollektors in Anlage 2 nach Osten für die Solarenergienutzung eher ungünstig ist.

Für die Warmwasserbereitung wurde eine auslegungsgemäße Funktion der Warmwasservorrang-Schaltung der Regelung festgestellt. Selbst bei den Spitzenwerten der Warmwasserzapfung in Anlage 1 von bis zu 900 l/h konnte über die Dauer des Zapfvorgangs eine nahezu konstante Warmwassertemperatur festgestellt werden. Der Warmwasserkomfort wird damit durch Nutzung des Warmwasserpuffers im oberen Speicherbereich trotz der im Vergleich zur maximalen Brennerleistung nahezu verdoppelten Leistungsabgabe eingehalten.

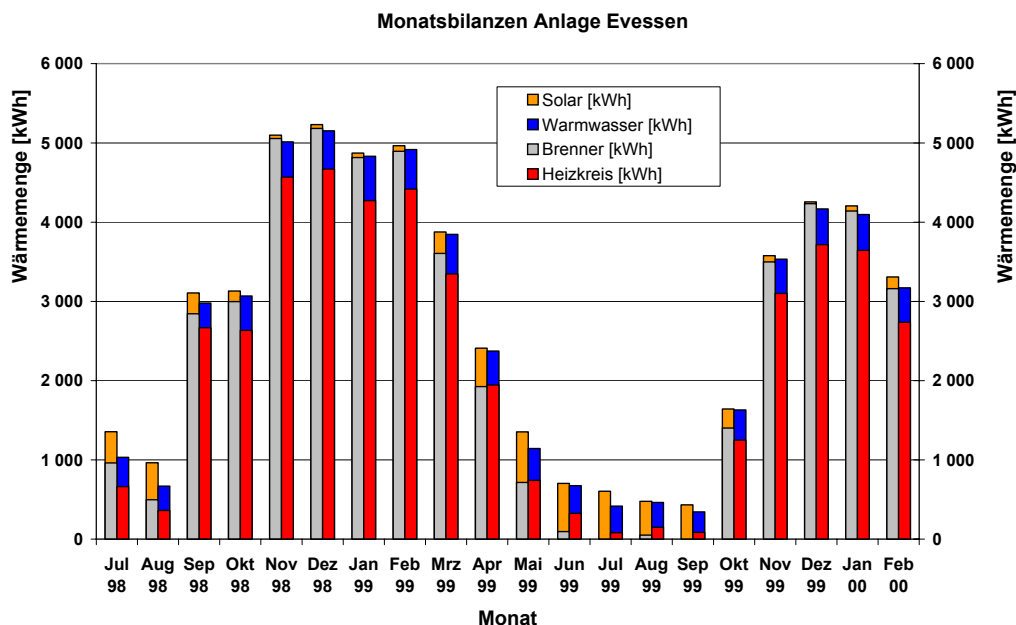
Als Spitzenwerte der abgegebenen Wärmeleistung in den Niedrigenergiehäusern wurden für beide Anlagen ca. 20 kW bei einer mittleren Heizlast von etwa 5 bis 6 kW festgestellt. Die Abgastemperaturen liegen in beiden Anlagen ganzjährig unterhalb der Taupunkttemperatur des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfes (siehe Bild 13), so dass selbst bei Betrieb in der Spitzenlast von einer durchgehenden Brennwertnutzung ausgegangen werden kann. Die erreichten Nutzungsgrade bei Brennerbetrieb liegen daher durchgehend bei über 100 %.



**Bild 13** Verlauf der Abgas- und der Speichertemperaturen auf Brennerhöhe über den Monitoring-Zeitraum in Anlage 1 / [Kühl et al. 2001]

Hinsichtlich der Wärmebilanz erreichen beide Anlagen nahezu solare Volldeckung in den Sommermonaten des Monitoring-Zeitraums. Die mit 10 m<sup>2</sup> in der Versuchsanlage 1 eher knapp dimensionierte Kollektorfläche führt aufgrund geringer Stillstandszeiten zu einem vergleichsweise hohen Kollektornutzungsgrad bei einem Jahres-Kollektorertrag in den Monaten März 1999 bis Februar 2000 von knapp 410 kWh/(m<sup>2</sup>·a).

Trotz vergleichbarer Globalstrahlungswerte ergibt sich im Vergleichszeitraum aufgrund höherer Stillstandsverluste und der etwas ungünstigeren Ostausrichtung für die Kollektoranlage der Versuchsanlage 2 ein um etwa 20 % reduzierter Nutzungsgrad bei einem Kollektorertrag von rund 328 kWh/(m<sup>2</sup>·a). Die Nutzungsgrade der Anlagenkomponenten Heizkessel und Solarkollektor werden aufgrund der fehlenden Möglichkeit der Differenzierbarkeit der Verluste gemeinsam erfasst. Eine monatliche Wärmebilanz für die Anlage 1 über den Monitoring-Zeitraum ist in Bild 14 dargestellt.



**Bild 14** Monatliche Wärmebilanzen für Anlage 1 über den Monitoring-Zeitraum / [Kühl et al. 2001]

Der leichte Rückgang des kombinierten Nutzungsgrades im Sommer wird durch einen erhöhten solaren Deckungsanteil ausgeglichen, so dass sich als Folge kein erhöhter Verbrauch fossiler Brennstoffe mit entsprechenden Emissionen ergibt. Im Vergleich zu konventionellen Heizkesseln mit Brennerlaufzeiten zwischen 6 und 15 Minuten und entsprechend hohen Zündzahlen von 20.000 bis 30.000 Brennerstarts pro Jahr erreichen die im Praxisbetrieb messtechnisch begleiteten Anlagen mittlere Brennerlaufzeiten von etwa 24 Minuten. Entsprechend stellen sich reduzierte mittlere jährliche Zündzahlen von etwa 4.600 ein. Hierdurch können die Start und Stop-Emissionen der Feuerung, die ein Vielfaches der Emissionen im stationären Betrieb betragen, im Vergleich zu konventionellen Feuerungsanlagen erheblich reduziert werden.

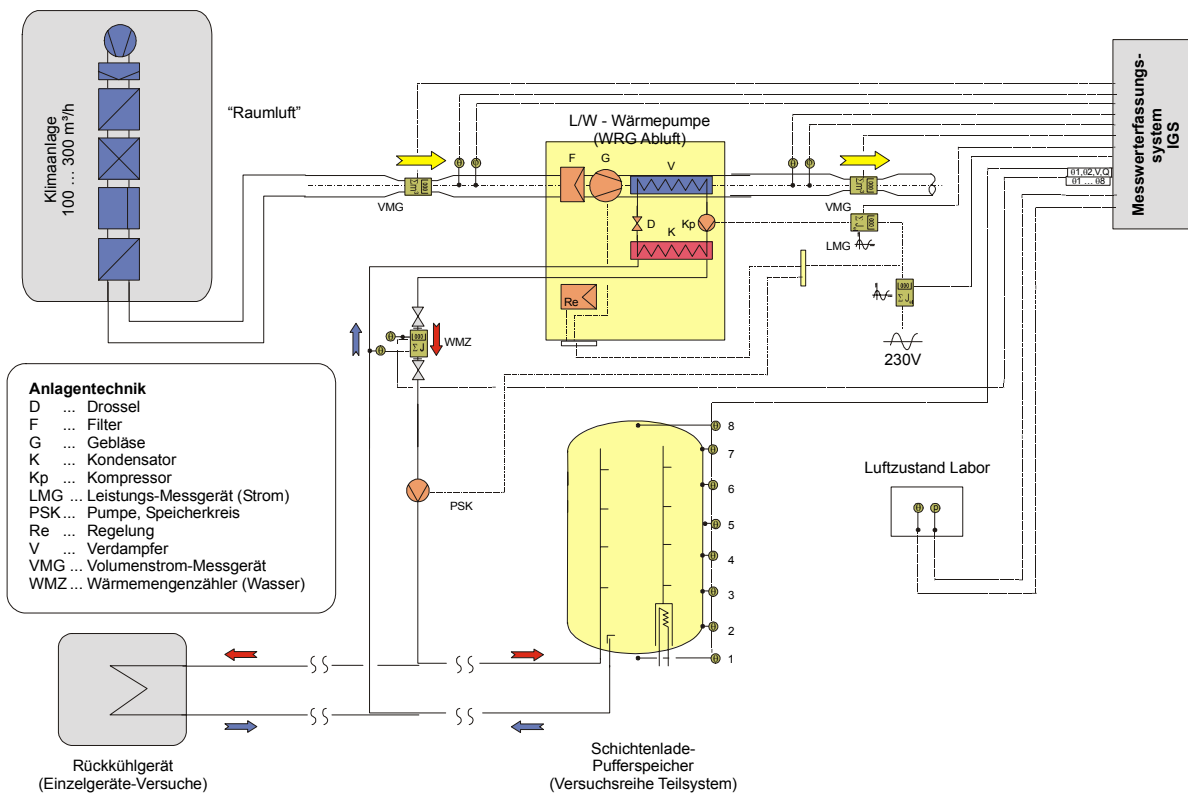
Aufgrund der sehr guten Erfahrungen aus der Begleitung des praktischen Betriebes der Anlagen wurde das System als Referenzanlage bzw. als Grundbaustein für die im Rahmen dieses Projektes zu entwickelnden Geräte herangezogen. Die Messdaten wurden weiterhin für die Modellvalidierung in der Systemsimulation herangezogen.

## **4 Experimentelle Untersuchungen von Lüftungssystemen**

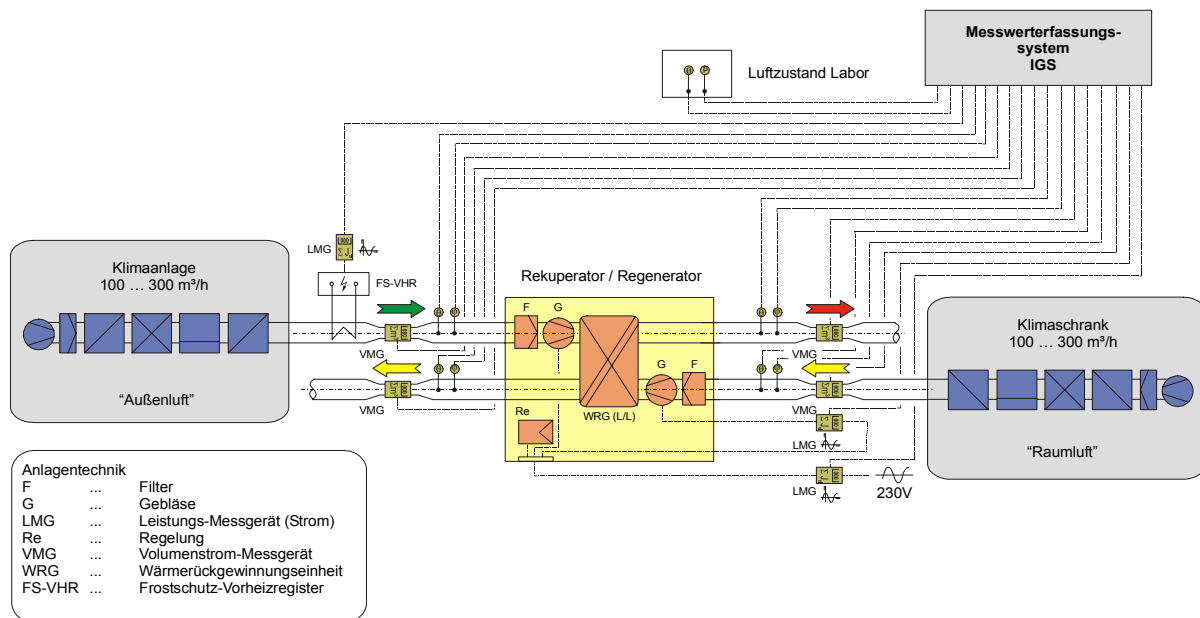
Wesentliche Bausteine eines Wärmeversorgungssystems für hochwärmegeämmte Gebäude sind Anlagen zur Wärmerückgewinnung aus der Abluft, die als Luft/Wasser-Wärmepumpe in Kombination mit einer Abluftanlage sowie als Zu- und Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung eingesetzt werden können. Zur Bestimmung der Effizienz dieser Anlagenteile sowie der Entwicklung geeigneter Konzeptlösungen werden im Rahmen des Projektes Laboruntersuchungen mit drei unterschiedlichen, am Markt angebotenen Gerätevarianten durchgeführt. Neben einer Luft/Wasser-Wärmepumpe (L/W-WP) werden hierbei zwei Varianten von Luft/Luft-Wärmerückgewinnungsgeräten als Rekuperator und Regenerator hinsichtlich der Betriebscharakteristik und der erzielbaren Wärmerückgewinnungsgrade untersucht. Der Einsatz von Regeneratoren ist im europäischen Raum vor allem in Skandinavien verbreitet. Sie stellen mit der Feuchterückgewinnung durch die abwechselnde Durchströmung der Speichermasse von Außen- und Abluft vor allem im Hinblick höherer erreichbarer Raumluftfeuchten im Winter eine interessante Alternative zu den Rekuperatoren mit getrennter Führung der Luftvolumenströme dar.

### **4.1 Aufbau des Versuchsstandes**

Die Vermessung der Lüftungsgeräte wird an einem im Labor des Institutes für Gebäude- und Solartechnik der TU Braunschweig aufgebauten Prüfstand durchgeführt. Der Versuchsaufbau mit der Nachbildung der Abluftseite für die Versuche an der Luft/Wasser-Wärmepumpe sowie der Zu- und Abluftseite für die Versuche an den Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten ist den Darstellungen in Bild 15 und Bild 16 zu entnehmen.



**Bild 15** Messaufbau der Luft/Wasser-Wärmepumpen (Einzelgeräteversuche und WP-Speicher-Versuche)



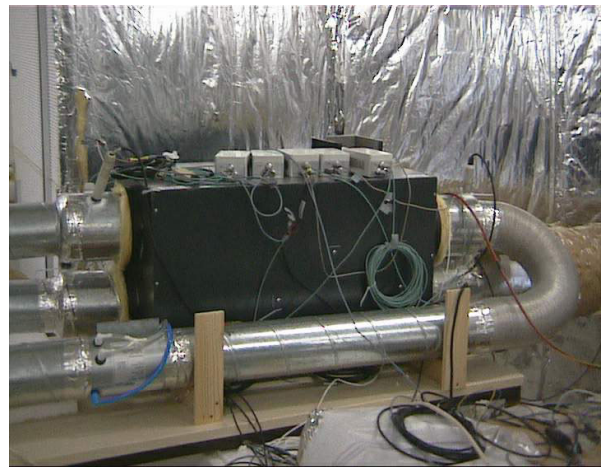
**Bild 16** Messaufbau der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungsgeräte

Mit den aufgenommenen Messwerten ist die energetische Bilanzierung der Geräte möglich. Für die Abluft- und die Fortluftseite werden jeweils die Parameter Temperatur, Volumenstrom und Feuchte gemessen. Für die Versuche mit der Luft/Wasser-Wärmepumpe werden für die Wasserseite der Volumenstrom und die Temperaturen im Vor- und Rücklauf aufgezeichnet. Zur Bestimmung des Stromverbrauchs wird die Leistungsaufnahme des Kompressors einzeln und die Leistungsaufnahme des gesamten Gerätes mit Ventilator, Pumpe, Regelung und Kompressor gemessen. Zusätzlich werden die klimatischen Bedingungen im Labor während der Versuchsdurchführung erfasst.

Die Klimaanlage (siehe Bild 17) dient bei der Vermessung der Luft/Wasser-Wärmepumpen zur Abbildung der Abluftseite, während sie bei der messtechnischen Erfassung der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungsgeräte (siehe Bild 18) zur Abbildung des Außenklimas im Bereich von  $-10^{\circ}\text{C}$  bis  $+26^{\circ}\text{C}$  eingesetzt wird.



**Bild 17** Aufbau des Prüfstandes im Labor - Frontansicht Klimaanlage



**Bild 18** Anschluss der Messfühler an den Regenerator (Prüfstand)

Die aufgezeichneten Messwerte werden innerhalb der Datenaufbereitung auf ein einheitliches Zeitintervall von 40 s kalibriert. Die messreihenweise vorliegenden Daten werden somit im Hinblick auf das Zeitintervall exakt aufeinander abgestimmt. Mit diesen Daten wurde die Auswertung der Versuchsreihen vorgenommen.

## 4.2 Prüfverfahren

Die Durchführung und Auswertung der Laborversuche erfolgt in Anlehnung an das Prüfreglement des Testzentrums für Wohnungs- und Lüftungsanlagen in Dortmund (siehe [TZWL 2000]). Dies entspricht auch dem vom DIBt geforderten Verfahren für die Geräteprüfung in Deutschland. Das Prüfprogramm wird angewendet für zentrale Wohnungslüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung, mit einem maximalen Luftvolumenstrom von  $350 \text{ m}^3/\text{h}$ . Das Verfahren bezieht sich auf Abluft/Zuluft-Systeme (Luft/Luft),

wobei auch Abluftsysteme (Luft/Wasser) jeweils mit und ohne Wärmepumpe erfasst werden. Entsprechende nationale und internationale Normen und Richtlinien wie z.B. die [DIN EN 255] und [DIN EN 308] werden hierbei berücksichtigt. Zur Erhöhung der Praxisrelevanz der Messergebnisse insbesondere für den Einsatz der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten bei niedrigen Außentemperaturen wurden zusätzliche Versuchsreihen in Anlehnung an internationale Prüfnormen und Testreglements ([CSA] und [NBI]) durchgeführt.

**4.2.1. Luft/Wasser-Wärmepumpe**

Die Parameter für die Messungen zur Aufnahme der Gerätekennwerte bei charakteristischen Betriebspunkten werden entsprechend [TZWL 2000] gewählt. Zusätzlich werden weitere, im Hinblick auf den Betrieb mit einem angekoppelten Schichtenladespeicher relevante Parameter der Wasserseite eingestellt (geringer Volumenstrom, hohe Rücklauftemperaturen zur Wärmepumpe). Die verschiedenen eingestellten Parameter für die Messpunkte der Luftseite sind in Tabelle 1 zusammengefasst:

	<b>MP 1</b>	<b>MP 2</b>	<b>MP 3</b>	<b>MP 4</b>	<b>MP 5</b>
Raumlufttemp. [°C]	19	21	21	21	26
Raumluftfeuchte [%]	50	36	46	56	50
Außenlufttemp. [°C]	4	-3	4	10	26
Außenluftfeuchte [%]	80	80	80	80	80
Bemerkungen	NSTH/PH	TZWL MP 1	TZWL MP 2	TZWL MP 3	Sommer

**Tabelle 1** *Eingestellte Parameter der Messpunkte (MP) Luftseite für Einzelversuche der Luft/Wasser-Wärmepumpen*

Die weiteren eingestellten Messparameter sind in Tabelle 2 zusammengestellt:

<b>Messparameter</b>	<b>Messbereich</b>
Volumenstrom Luftseite	180 und 250 m³/h
Volumenstrom Wasserseite	50, 100 und 350 l/h
Temperatur Wasserseite bei Verdampfeintritt	15, 20, 25, 30 und 45 °C

**Tabelle 2** *Messbereich der eingestellten Volumenströme auf der Luft- und Wasserseite sowie der eingestellten Temperaturen auf der Wasserseite für Einzelversuche der Luft/Wasser-Wärmepumpen*

Die in den Kurzzeitversuchen für die charakteristischen Betriebspunkte ermittelten Gerätekenwerte beziehen sich jeweils auf eine Messdauer von 45 Minuten.

Zur Bestimmung des Betriebsverhaltens der Wärmepumpe bei Integration in ein Wärmeversorgungssystem wird die Wärmepumpe hydraulisch an einen Schichtenlade-Pufferspeicher angekoppelt. Die Beladung des Speichers erfolgt über ein Schichtenladerohr in einer absoluten Höhe von 1.200 mm (relative Höhe 0,795). Innerhalb der Laboruntersuchung des Teilsystems Wärmepumpe/Schichtenladespeicher erfolgt die speicherseitige Temperaturerfassung über acht über die Speicherhöhe aufgebrauchte Temperaturfühler.

Die Versuche werden bei einer Starttemperatur im Speicher von etwa 25°C durchgeführt. Die luftseitigen Parameter entsprechen denen des Messpunktes 3 in Tabelle 1 bei einem eingestellten Volumenstrom von 195 m<sup>3</sup>/h. Wasserseitig werden drei verschiedene Volumenströme im Speicherladekreis eingestellt (50, 100 und 350 l/h). Die Versuche werden bis zum Abschalten der Wärmepumpe durch die geräteinterne Regelung entsprechend einer oberen Speichertemperatur von ca. 65°C durchgeführt.

In einer ersten Versuchsreihe wird neben der Aufzeichnung der Messdaten das Schichtverhalten des Speichers bei den drei eingestellten wasserseitigen Volumenströmen ermittelt. Die Wärmedämmung des Speichers wird hierzu aus Mineralwolle ausgeführt. Über einen ungedämmten Ausschnitt des Speichers (siehe Bild 19) erfolgte die Aufzeichnung der Speicherschichtung mit einer Infrarot (IR) - Kamera.





**Bild 19** Speicher mit ungedämmtem Ausschnitt zur IR-Messung



**Bild 20** Speicher mit werksseitiger Wärmedämmung

In dem entsprechenden Versuch mit werksseitiger Originaldämmung siehe (Bild 20) wird die Beladezeit und der Temperaturverlauf im Speicher sowie die übertragenen Wärmeströme bei der Speicherbeladung bestimmt. Die Angaben zur Versuchsauswertung beziehen sich auf die Variante mit werksseitiger Dämmung.

#### **4.2.2. Luft/Luft-Wärmerückgewinnungsgeräte**

Die zur Bestimmung der Leistungscharakteristik der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten im Rahmen der Labortests eingestellten Parameter entsprachen ebenfalls dem Prüfreglement des Testzentrums für Wohnungs- und Lüftungsanlagen in Dortmund (vgl. [TZWL 2000]). Zusätzlich werden Messreihen zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit des Gerätes im Sommer (Kühlbetrieb) und ein Langzeit-Tieftemperaturtest bei Außentemperaturen von  $-10^{\circ}\text{C}$  durchgeführt. Die Bestimmung der Leistungscharakteristik der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten bei tiefen Außentemperaturen

erfolgt in Anlehnung an die [DIN EN 308] bzw. den in [CSA] und [NBI] definierten erweiterten Anforderungen. Hierbei soll die Betriebscharakteristik des Gerätes in Kälteperioden mit den erforderlichen Abtauphasen und die resultierende Zuluftfeuchte untersucht werden. Die verschiedenen eingestellten Parameter für die Messpunkte der Luftseite sind in Tabelle 3 zusammengefasst:

	<b>MP 1</b>	<b>MP 2</b>	<b>MP 3</b>	<b>MP 4</b>	<b>MP 5</b>
Raumlufttemp. [°C]	21	21	21	26	21
Raumluftfeuchte [%]	36	46	56	50	46
Außenlufttemp. [°C]	-3	4	10	33	-10
Außenluftfeuchte [%]	70	80	80	50	< 100
Bemerkungen	TZWL MP 1	TZWL MP 2	TZWL MP 3	Sommer / [CSA], [NBI]	Winter / [CSA], [NBI]

**Tabelle 3** *Eingestellte Parameter der Messpunkte (MP) Luftseite für Einzelversuche der Luft / Luft - Wärmerückgewinnungsgeräte*

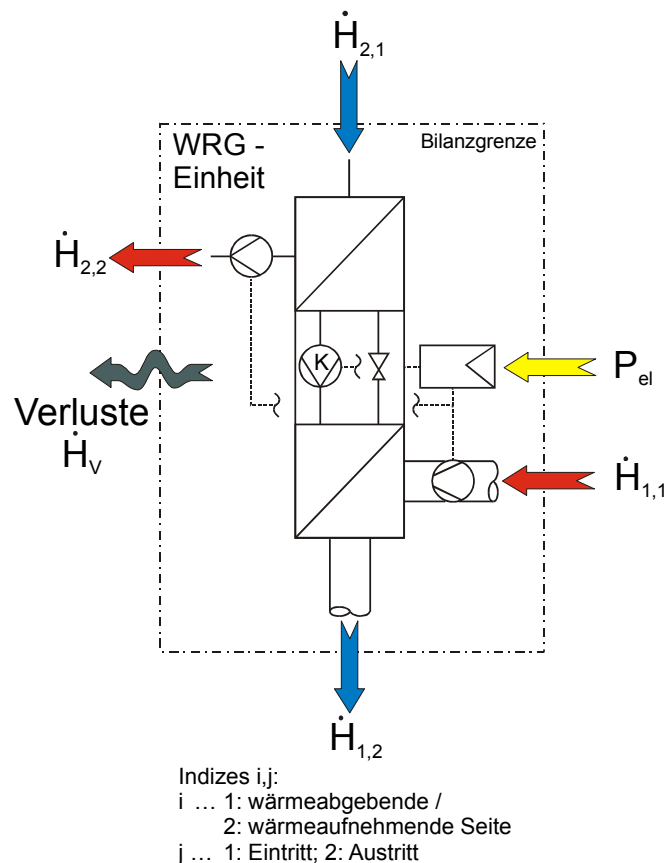
Zur Einregelung der Betriebsparameter des Regenerators werden entsprechend den Herstellerangaben vergleichbare Zu- und Abluftvolumenströme (Gebäudeseite) eingestellt. Die für die Durchführung der Messungen am Gerät eingestellten drei Stufen des Luftvolumenstroms betragen bei den Messpunkten (MP) 1 bis 4 110 m<sup>3</sup>/h, 175 m<sup>3</sup>/h und 230 m<sup>3</sup>/h bei einer Messdauer von jeweils etwa 60 Minuten. Die Volumenströme auf der Außenluft- und der Fortluftseite liegen konstruktionsbedingt höher. Da diese Volumenströme für den Luftwechsel im Gebäude nicht relevant sind, werden sie bei der energetischen Bilanzierung des Gerätes nicht weiter berücksichtigt.

Im Rahmen der Testreihe für den Messpunkt 4 (Sommerfall) soll für den hygroskopisch beschichteten Regenerator die Fähigkeit der Kühlung der warmen Außenluft vor Eintritt in den Raum und für den Rekuperator die Funktionalität des Sommer-Bypasses untersucht werden. Die Versuchsdauer beträgt ebenfalls 60 Minuten, die eingestellten Volumenströme für die Zu- und Abluftseite entsprachen denen bei den Messpunkten 1 bis 3.

Die für den Langzeit-Tieftemperaturversuch vorgesehene Laufzeit von 72 h kann nach [CSA] bzw. [NBI] Prüfbedingungen bei Erreichen stationärer Zustände oder Einstellung des Betriebes aufgrund des Einfrierens des Gerätes verkürzt werden. Die Daten sollen gem. Prüfbedingungen bei dem Test alle 2 Minuten aufgezeichnet werden. Die Berechnung der Kenndaten des Gerätes soll für die letzten 12 h des Versuches erfolgen. Im Laborversuch werden die Luftvolumenströme für die Zu- und Abluftseite für die Langzeit-Tieftemperaturversuche auf etwa 170 m<sup>3</sup>/h eingestellt. Das Zeitintervall zur Aufzeichnung der Messwerte beträgt auch für diese Versuche 40 s.

#### 4.2.3. Thermodynamische Versuchsauswertung

Die Ermittlung der energetischen Effizienz der Geräte erfolgt entsprechend den Festlegungen für das Thermodynamische Prüfverfahren des [TZWL 2000] über die Bilanzierung der im Versuchszeitraum entlang der Bilanzgrenze messtechnisch erfassten Wärmeströme. Die Bilanzgrenze der thermodynamischen Versuchsauswertung ist mit den für die wärmeab- und wärmeaufnehmende Seite der Luft/Wasser-Wärmepumpe zu erfassenden Enthalpieströme in Bild 21 dargestellt.

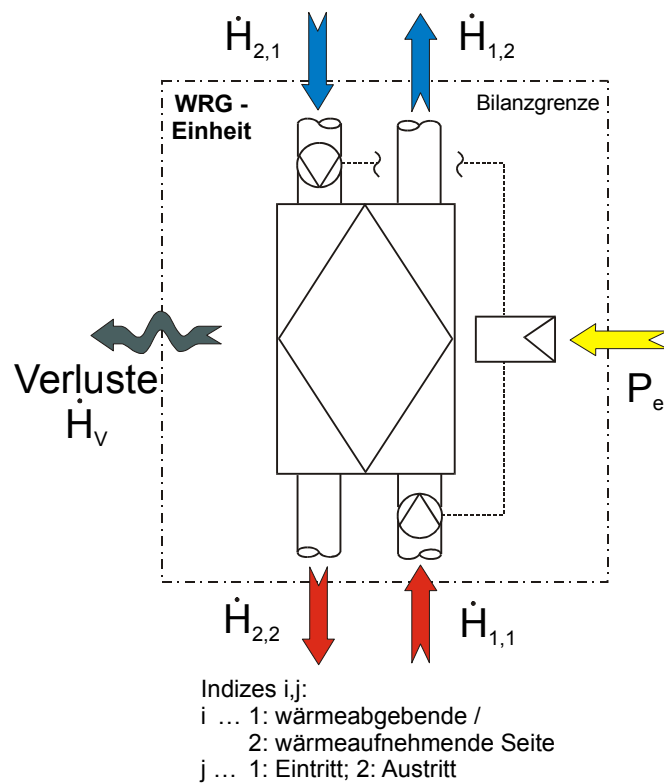


**Bild 21** Bilanzgrenze der thermodynamischen Versuchsauswertung der Luft/Wasser-Wärmepumpen

Eine entsprechende Darstellung der Bilanzgrenze der thermodynamischen Versuchsauswertung für die Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten ist Bild 22 zu entnehmen. Die Bezeichnungen der einzelnen Messstellen der Parameter der wärmeabgebenden und -aufnehmenden Seite erfolgt in Anlehnung an [VDI 2071] (siehe Tabelle 4):

Bezeichnung Messstelle	Bezeichnung Medienstrom
(1,1)	Abluft vor WRG
(1,2)	Fortluft nach WRG
(2,1)	Außenluft vor WRG / Vorlauf Wasserseite
(2,2)	Zuluft nach WRG / Rücklauf Wasserseite

**Tabelle 4** Bezeichnung von Messstelle und Medienstrom der Wärmerückgewinnungseinheiten



**Bild 22** Bilanzgrenze der thermodynamischen Versuchsauswertung der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten

Die für die Berechnung der einzelnen Enthalpieströme auf der Luft- und der Wasserseite eingesetzten Stoffdaten sind dem [VDI-WA] entnommen und entsprechen den für die thermodynamische Prüfung seitens des [TZWL 2000] angesetzten Werten.

#### 4.2.4. Thermodynamische Kenngrößen Luft/Wasser-WRG-System

Entsprechend der für Wärmepumpen üblichen (vgl. z.B. [Baehr]) und in [DIN EN 255] definierten Prüfbedingungen erfolgt die Beschreibung der energetischen Effizienz des Wärmepumpenbetriebes über die Leistungszahl als Verhältnis des abgegebenen Nutzwärmestroms und der el. Leistungsaufnahme des Kompressors der Wärmepumpe (siehe Gl. 1):

$$Gl. 1 \quad \varepsilon_{WP} = \frac{\dot{H}_{W(2)}}{P_{el,Kompressor}} = \frac{\dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (\theta_{W(2,2)} - \theta_{W(2,1)})}{P_{el,Kompressor}}$$

Der Kennwert der elektrischen Aufwandszahl ist hinsichtlich der Erfassung der elektrischen Leistungsaufnahme um die Leistungsaufnahme des Ventilators, der Umwälzpumpe zur Speicherbeladung und des Regelgerätes erweitert (siehe Gl. 2):

$$Gl. 2 \quad \varepsilon_{WP, System} = \frac{\dot{H}_{W(2)}}{P_{el,gesamt}} = \frac{\dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (\theta_{W(2,2)} - \theta_{W(2,1)})}{P_{el,Kompressor} + P_{el,Regelung} + P_{el,Ventilator} + P_{el,Pumpe}}$$

Zur primärenergetischen Bewertung der Aufwandszahl der Wärmepumpe ist die el. Leistungsaufnahme mit dem entsprechenden Primärenergiefaktor  $f_P$  zu multiplizieren (siehe Gl. 3):

$$Gl. 3 \quad \varepsilon_{WP,P, System} = \frac{\dot{H}_{W(2)}}{P_{el,gesamt} \cdot f_P} = \frac{\dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (\theta_{W(2,2)} - \theta_{W(2,1)})}{(P_{el,Kompressor} + P_{el,Regelung} + P_{el,Ventilator} + P_{el,Pumpe}) \cdot f_P}$$

In den nachfolgenden Berechnungen wird jeweils für elektrischen Strom gemäß [DIN V 4701-10] ein Primärenergiefaktor von 3 eingesetzt.

Bei Betrachtung der Effizienz des Wärmepumpenbetriebes über ein Zeitintervall im Sinne einer Nutzungsgradermittlung sind die jeweiligen Kenngrößen über den Betrachtungszeitraum zu integrieren. Ergebnis sind die Arbeitszahl der Wärmepumpe (siehe Gl. 4)

$$Gl. 4 \quad \eta_{WP} = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_{Ende}} \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (\theta_{W(2,2)} - \theta_{W(2,1)}) d\tau}{\int_{\tau_1}^{\tau_{Ende}} P_{el,Kompressor} d\tau} = \frac{\Delta H_{W(2)}}{W_{el,Kompressor}}$$

sowie die Arbeitszahl des Systems, in der die el. Leistungsaufnahme des Kompressors sowie auch der erforderlichen Hilfsaggregate berücksichtigt wird (siehe Gl. 5):

$$\text{Gl. 5} \quad \eta_{\text{WP, System}} = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (\theta_{W(2,2)} - \theta_{W(2,1)}) \, d\tau}{\int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} (P_{\text{el, Kompressor}} + P_{\text{el, Regelung}} + P_{\text{el, Ventilator}} + P_{\text{el, Pumpe}}) \, d\tau} = \frac{\Delta H_{W(2)}}{W_{\text{el, gesamt}}}$$

Für die primärenergetisch bewertete Arbeitszahl des Systems ergibt sich analog die Beziehung (siehe Gl. 6):

$$\text{Gl. 6} \quad \eta_{\text{WP,P, System}} = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (\theta_{W(2,2)} - \theta_{W(2,1)}) \, d\tau}{f_P \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} (P_{\text{el, Kompressor}} + P_{\text{el, Regelung}} + P_{\text{el, Ventilator}} + P_{\text{el, Pumpe}}) \, d\tau} = \frac{\Delta H_{W(2)}}{f_P \cdot W_{\text{el, gesamt}}}$$

#### 4.2.5. Thermodynamische Kenngrößen Luft/Luft-WRG-System

Zur Ermittlung der Effizienz der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten sind in nationalen und internationalen Prüfnormen und -richtlinien sowie entsprechender Literatur (vgl. z.B. [VDI 2071], [DIN EN 308], [TZWL 2000], [NBI], [CSA], [Bruckmann], [Banck 1995]) mehrere Berechnungsverfahren genannt. Vereinfachte Ansätze zur Beschreibung der Effizienz des Wärmerückgewinnungsprozesses sind zum einen für den Wärmeaustausch die Bewertung über die Ermittlung der Rückwärmzahl  $\Phi_{\text{WRG}}$  (Erfassung der sensiblen Wärme, siehe Gl. 7)

$$\text{Gl. 7} \quad \Phi_{\text{WRG}(1)} = \xi \cdot \frac{\theta_{(1,1)} - \theta_{(1,2)}}{\theta_{(1,1)} - \theta_{(2,1)}}; \quad \Phi_{\text{WRG}(2)} = \xi \cdot \frac{\theta_{(2,2)} - \theta_{(2,1)}}{\theta_{(1,1)} - \theta_{(2,1)}}$$

sowie zum anderen für den Stoffaustausch die Bewertung über die Ermittlung der Rückfeuchtezahl  $\Phi_{\text{FRG}}$  (Erfassung des absoluten Wassergehaltes, siehe Gl. 8).

$$\text{Gl. 8} \quad \Phi_{\text{FRG}(1)} = \xi \cdot \frac{X_{(1,1)} - X_{(1,2)}}{X_{(1,1)} - X_{(2,1)}}; \quad \Phi_{\text{FRG}(2)} = \xi \cdot \frac{X_{(2,2)} - X_{(2,1)}}{X_{(1,1)} - X_{(2,1)}}$$

Eine Anpassung der Rückwärm- bzw. Rückfeuchtezahl (Änderungsgrade) erfolgt über Berücksichtigung des Massenstromverhältnisses  $\xi_M$  aus geringstem gemessenen Massenstrom trockener Luft auf Zuluft- (2,2) oder Fortluftseite (1,2) sowie dem Massenstrom der Zuluft (siehe Gl. 9)

$$Gl. 9 \quad \xi = \frac{\dot{m}_{L(2,2)}}{\dot{m}_{L,\min(2,2/1,2)}}$$

Während die Berechnungsvorschriften in [NBI] sowie [CSA] das Massenstromverhältnis in den Berechnungsvorschriften berücksichtigen, wird in der [VDI 2071] sowie der [DIN EN 308] von einem Massenstromverhältnis von 1 ausgegangen.

Über die Bewertung der ausgetauschten Wärmemengen entsprechend einer Energie- bzw. Enthalpiebilanz des Gerätes werden sowohl die sensiblen als auch die latenten Wärmeströme erfasst und eine geschlossene Aussage zur energetischen Effizienz einer WRG-Einheit ermöglicht.

Bei Zusammenführung des Ansatzes für die Rückwärmzahl  $\Phi_{WRG}$  gem. Gl. 7 sowie der Rückfeuchtezahl  $\Phi_{FRG}$  gem. Gl. 8 ergibt sich der Enthalpierückgewinnungsgrad aus dem entsprechenden Verhältnis der spezifischen Enthalpien der an der Wärmeübertragung beteiligten Stoffströme gem. Gl. 10 zu

$$Gl. 10 \quad \Phi_{HRG(1)} = \xi \cdot \frac{h_{1+x(1,1)} - h_{1+x(1,2)}}{h_{1+x(1,1)} - h_{1+x(2,1)}}; \quad \Phi_{HRG(2)} = \xi \cdot \frac{h_{1+x(2,2)} - h_{1+x(2,1)}}{h_{1+x(1,1)} - h_{1+x(2,1)}}$$

Entsprechend der Bestimmung der Leistungszahl der Wärmepumpe wird nachfolgend auch für die Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten das Verhältnis aus gewonnenem Nutzwärmestrom aus der WRG und Stromverbrauch des WRG-Systems ermittelt. Aufgrund der Bewertung der effektiv gewonnenen Nutzwärme im Vergleich zum Hilfsenergiebedarf erfolgt der Bezug auf die Enthalpiedifferenz von Zuluft- und Außenluftvolumenstrom mit dem im Zuluftkanal gemessenen Massenstrom nach WRG.

Die Bestimmungsgleichung der elektrischen Aufwandszahl lautet damit:

$$Gl. 11 \quad \varepsilon_{el,LLWRG} = \frac{\dot{H}_2}{P_{el,System}} = \frac{(h_{1+x(2,2)} - h_{1+x(2,1)}) \cdot \dot{m}_{L(2,2)}}{P_{el,Regelung} + P_{el,Ventilator} + P_{el,Zusatzeinrichtungen}}$$

Innerhalb der Bestimmung der elektrischen Leistungsaufnahme des Systems sind neben dem Stromverbrauch der Standardkomponenten ggf. weitere, zum bestimmungsgemäßen Betrieb des Systems erforderliche Zusatzeinrichtungen (z.B. Vorheizregister) zu berücksichtigen.

Bei Bezug auf den entsprechenden Primärenergieeinsatz ist der Wert der elektrischen Leistungsaufnahme mit dem jeweiligen Primärenergiefaktor  $f_P$  zu multiplizieren (siehe Gl. 12).

$$Gl. 12 \quad \varepsilon_{el,P,LLWRG} = \frac{\dot{H}_2}{P_{el,System} \cdot f_P} = \frac{(h_{1+x(2,2)} - h_{1+x(2,1)}) \cdot \dot{m}_{L(2,2)}}{(P_{el,Regelung} + P_{el,Ventilator} + P_{el,Zusatzeinrichtungen}) \cdot f_P}$$

Bei Ermittlung der Arbeitszahl bzw. des Nutzungsgrades des Luft/Luft-Wärmerückgewinnungssystems sind entsprechend den Betrachtungen für die Luft/Wasser-Wärmepumpe die übertragenen Enthalpieströme sowie die el. Leistungsaufnahme über das betrachtete Zeitintervall zu integrieren (siehe Gl. 13 und Gl. 14).

$$\text{Gl. 13} \quad \eta_{\text{el,LLWRG}} = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} (h_{1+x(2,2)} - h_{1+x(2,1)}) \cdot \dot{m}_{L(2,2)} d\tau}{\int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} (P_{\text{el,Regelung}} + P_{\text{el,Ventilator}} + P_{\text{el,Zusatzeinrichtungen}}) d\tau} = \frac{\Delta H_2}{W_{\text{el,System}}}$$

$$\text{Gl. 14} \quad \eta_{\text{el,P,LLWRG}} = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} (h_{1+x(2,2)} - h_{1+x(2,1)}) \cdot \dot{m}_{L(2,2)} d\tau}{f_P \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_{\text{Ende}}} (P_{\text{el,Regelung}} + P_{\text{el,Ventilator}} + P_{\text{el,Zusatzeinrichtungen}}) d\tau} = \frac{\Delta H_2}{W_{\text{el,System}} \cdot f_P}$$

Die Bewertung der Ergebnisse aus den Einzelversuchen der Lüftungskomponenten erfolgt auf der Basis der dargestellten Berechnungsgrundsätze.

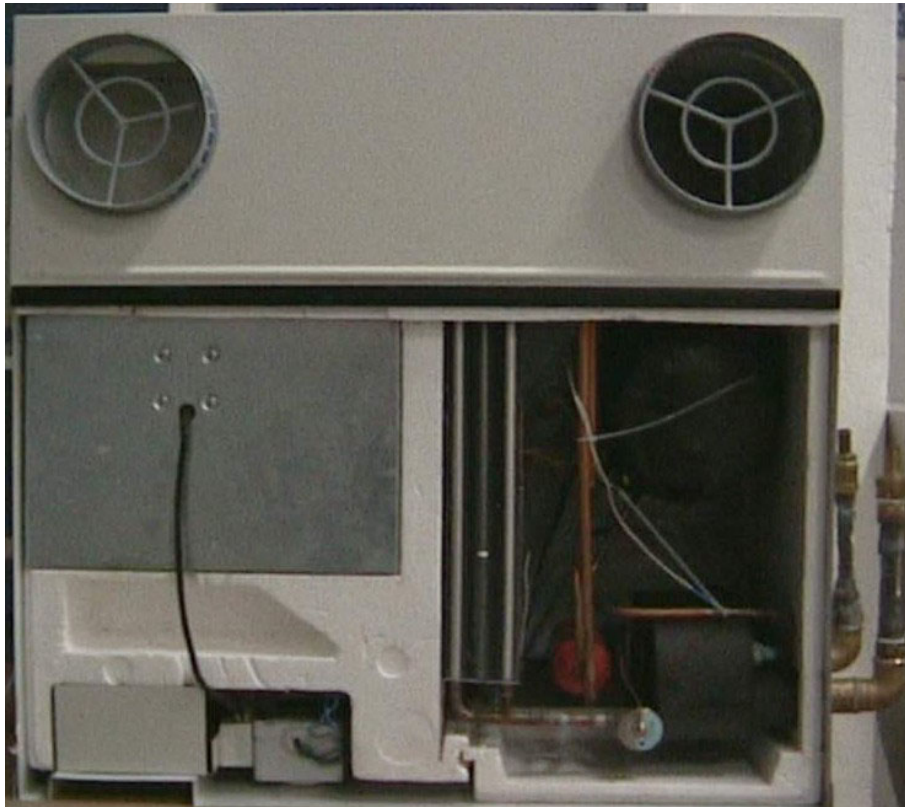
### 4.3 Ergebnisse aus den Laborversuchen der Lüftungskomponenten

Nachfolgend sind die in den Einzelversuchen unter Prüfstandsbedingungen gemessenen Betriebsparameter der Lüftungskomponenten mit den sich daraus ergebenden Wärmerückgewinnungsgraden und Effizienz-Kennwerten zusammengefasst.

#### 4.3.1 Luft/Wasser-Wärmepumpe

Die in Bild 23 dargestellte Luft/Wasser-Wärmepumpe [Ochsner] stellt mit integriertem Kompressor, Verdampfer, Kondensator und Steuerung sowie Ventilator eine Kompakteinheit zur Wärmerückgewinnung aus der Abluft dar.



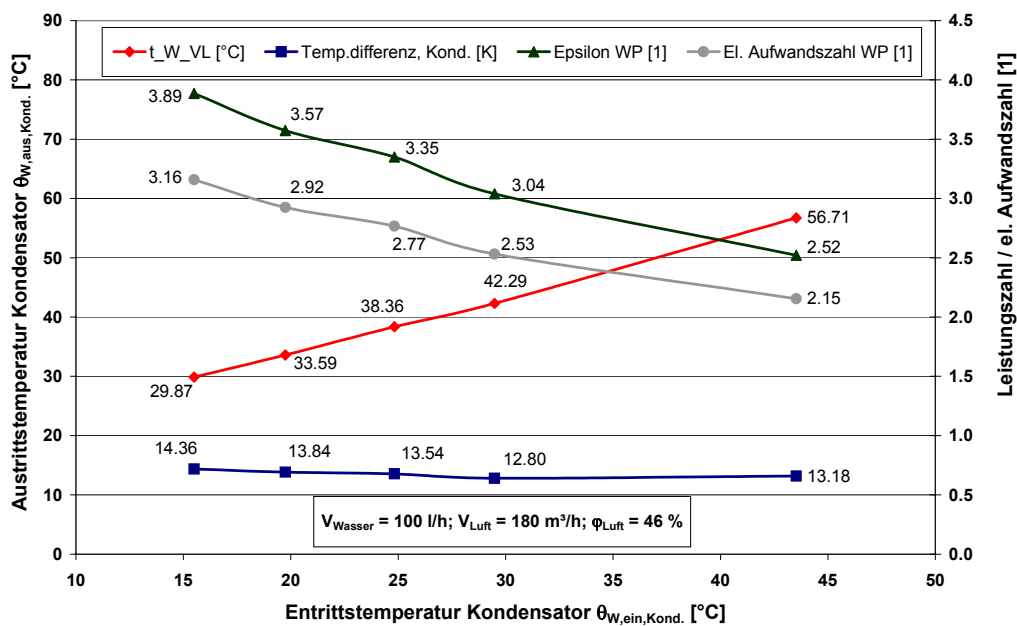


**Bild 23** Aufbau der Luft/Wasser-Wärmepumpe zum Anschluss an einen Heizkreis

Das Gerät ist zur Wärmerückgewinnung in Kombination mit Anlagen zur kontrollierten Wohnungslüftung mit Zuluftführung über Außenluftdurchlässe geeignet. Das auf der Sekundärseite im Durchfluss erwärmte Wasser kann über eine bauseitige Umwälzpumpe z.B. in einen Pufferspeicher eingetragen werden. Das Gerät ist nicht trinkwassergeeignet, so dass kein direkter Anschluss an einen Warmwasserspeicher erfolgen kann, bzw. keine direkte Warmwasserbereitung durchführbar ist. Die technischen Daten des Gerätes sind in [Ochsner] zusammengestellt.

Innerhalb der Versuchsreihen wurden an den Geräten die in der Tabelle 1 zusammengefassten Parameter eingestellt. Luftseitig wurden für die Volumenströme am Gerät Werte von etwa 200 und 290 m<sup>3</sup>/h eingestellt.

Die im Laborversuch nachgewiesene Abhängigkeit der Leistungszahl und der el. Aufwandszahl der Wärmepumpe bei zunehmender Erhöhung der Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe (15 ... 45°C) ist in Bild 24 (Volumenstrom Wasserseite 100 l/h) dargestellt.

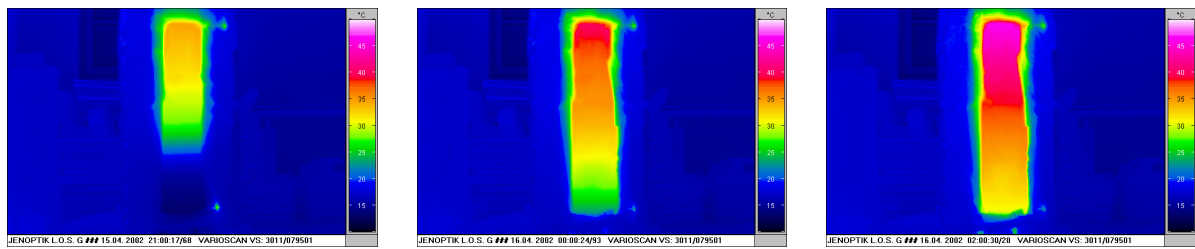


**Bild 24** Abhängigkeit der Leistungszahl und der el. Aufwandszahl der Wärmepumpe bei zunehmender Erhöhung der Rücklaufstemperatur zur Wärmepumpe (15 ... 45°C) bei  $\theta_{Luft} = 21^\circ\text{C}$ ,  $V_{Wasser} = 100 \text{ l/h}$  und  $\varphi_{Luft} = 46 \%$

In den für die Wasserseite betrachteten Volumenstrombereichen von 50, 100 und 350 l/h tritt ein merklicher Rückgang der Leistungsdaten bei Erhöhung der Temperaturen auf der Wasserseite auf. Weiterhin ist bei geringeren Volumenströmen auf der Wasserseite ("Low-Flow Heat Pump") bei insgesamt deutlich erhöhten Temperaturerhöhungen ein erwartungsgemäßer Rückgang der Leistungszahl zu beobachten. Der Rückgang der Leistungszahl begründet sich hierbei jeweils in einer deutlichen Erhöhung der el. Leistungsaufnahme des Kompressors bei erhöhten Temperaturen und verschlechtertem Wärmeübergang auf der Wasserseite.

Insgesamt ist damit für den gekoppelten Betrieb der Wärmepumpe mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher ein Kompromiss zwischen möglichst geringem Volumenstrom zur Erreichung einer definierten Temperaturschichtung im Speicher bei gleichzeitig akzeptablen Leistungsdaten für den Wärmepumpenbetrieb anzustreben. Die Abhängigkeit der Ausbildung eines geschichteten Temperaturprofils im Speicher von der Fließgeschwindigkeit im Speicherladekreis wurde im Laborversuch untersucht und ist für 50 l/h und 350 l/h im Bild 25 dargestellt.

Während sich bei einem Volumenstrom von 50 l/h innerhalb des 475 l Pufferspeichers ausgehend von einer Temperatur von 25°C zu Versuchsbeginn eine deutliche Temperaturschichtung ergibt, führt ein Volumenstrom von 350 l/h zu einer Vergleichmäßigung des Temperaturniveaus im Speicher. Die hydraulischen Verhältnisse im Speicher lassen bei hohen Volumenströmen keine Ausbildung eines Temperaturprofils mehr zu.



Beladung eines Schichtenspeichers ( $V = 475$  l) mit 50 l/h, Zeitschritte 2 bis 3 h

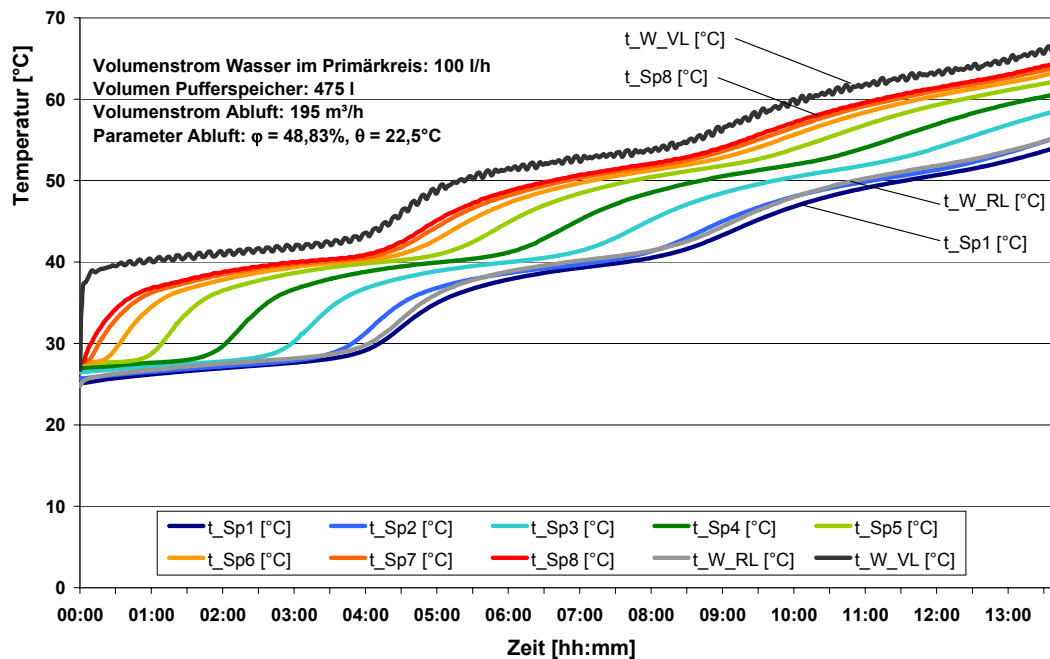


Beladung eines Schichtenspeichers ( $V = 475$  l) mit 350 l/h, Zeitschritte 2 bis 3 h

**Bild 25** Beladung eines Schichtenspeichers mit verschiedenen Volumenströmen (50 und 350 l/h) im Speicherladekreis

Während bei 50 l/h Wasservolumenstrom im Speicherladekreis bereits nach etwa 1,5 h Beladung über die Luft/Wasser-Wärmepumpe eine Temperatur von etwa 40°C im oberen Speicherbereich verfügbar ist, wird dieser Wert bei einem Volumenstrom von 350 l/h erst nach etwa 4 h erreicht. Die Temperaturspreizung im Speicherladekreis liegt bei einem Volumenstrom von 50 l/h etwa bei 20 bis 25 K, während sich bei 350 l/h eine Spreizung von etwa 3 bis 4 K einstellt.

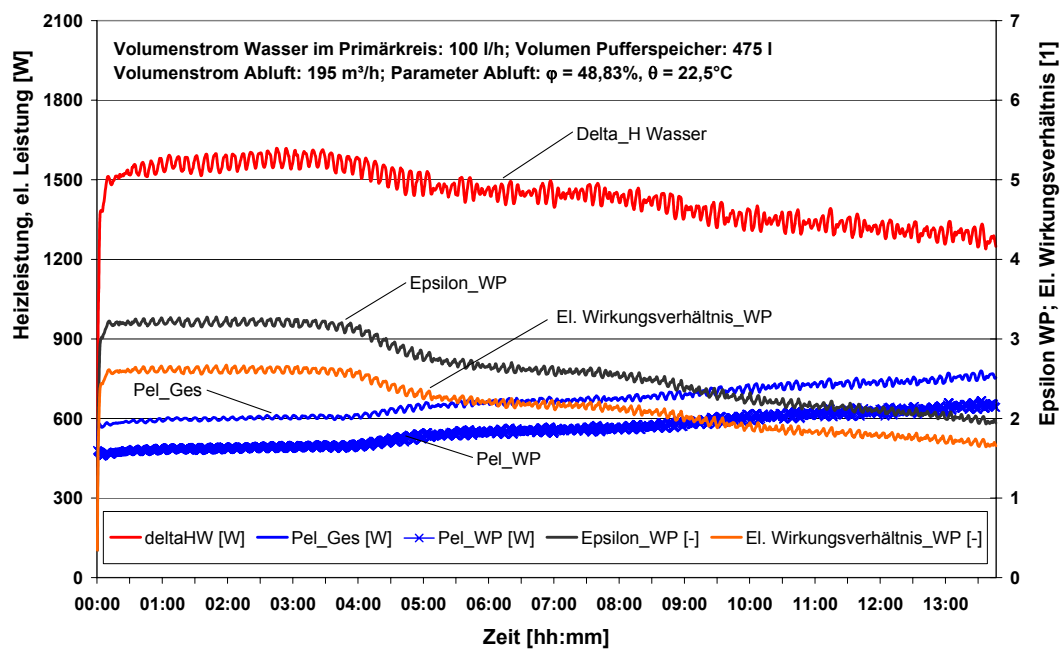
Bei einem Volumenstrom von etwa 100 l/h wird ein guter Kompromiss zwischen Erreichen einer geordneten Speicherschichtung und der Entwicklung der Leistungszahl bei der Speicherbeladung erreicht. Nach etwa 3 h Versuchsdauer steht im oberen Speicherbereich Wasser auf einem Temperaturniveau von etwa 40°C zur Verfügung (siehe Bild 26).



**Bild 26** Temperaturverlauf im Systemversuch WP/Speicher bei 100 l/h Volumenstrom im Speicherladekreis

Ein zur Warmwasserbereitung erforderliches Temperaturniveau im oberen Speicherbereich von 52°C steht bei einem wasserseitigen Volumenstrom von 100 l/h nach einer Versuchsdauer von knapp 8 Stunden Wärmepumpenlaufzeit zur Verfügung. Nach dieser Laufzeit beträgt die Temperaturdifferenz entlang der Speicherhöhe rund 11,5 K. Die Sicherheitsabschaltung der Wärmepumpe erfolgt nach etwa 14 Stunden. Nach dieser Laufzeit beträgt die Temperaturdifferenz entlang der Speicherhöhe nur noch 10 K. Bei gleicher Endtemperatur kann für diesen Versuch im Vergleich zur Einstellung eines Wasservolumenstroms von 50 l/h im Speicherladekreis eine verbesserte Ausnutzung der Wärmekapazität des Speichers festgestellt werden. Die Temperaturdifferenz im Speicherladekreis verringert sich von ca. 13 K auf rund 12,5 K bei Erreichen von 52°C im oberen Speicherbereich bzw. auf 11 K bei Sicherheitsabschaltung der Wärmepumpe (entspr. 64°C im oberen Speicherbereich).

Aufgrund der verbesserten Wärmeabgabe vom Kondensator an den Speicherladekreis zu Beginn der Speicherbeladung werden höhere Leistungszahlen erreicht, die bei Erhöhung des Temperaturniveaus rückläufig sind. Bei einem Volumenstrom von 100 l/h im Speicherladekreis ergibt zu Versuchsbeginn ein Leistungszahl-Niveau von über 3 (siehe Bild 27). Bei reduziertem Volumenstrom im Speicherladekreis von 50 l/h ergeben sich im Vergleich durchgängig geringere Leistungszahlen.

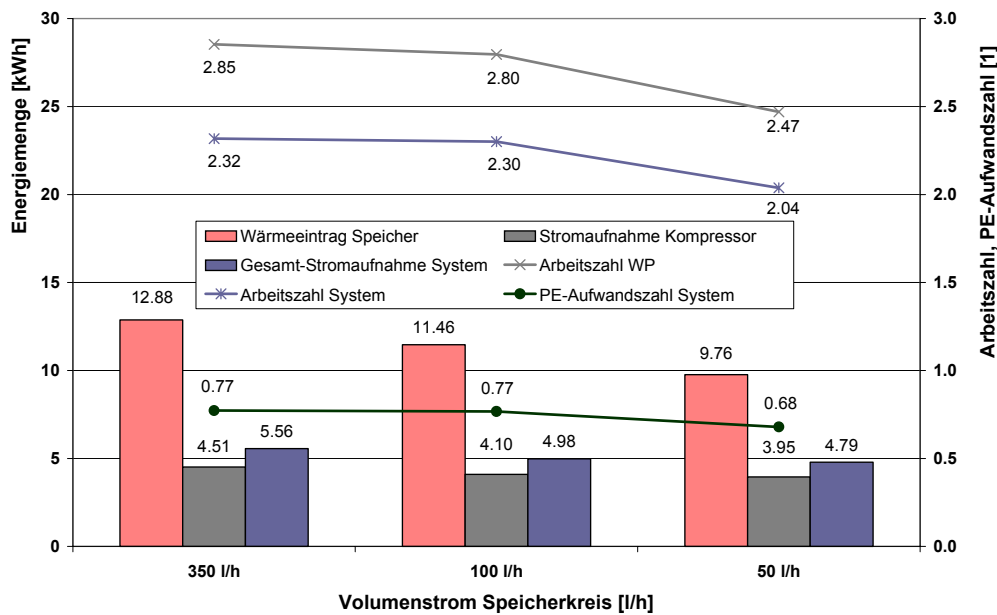


**Bild 27** Verlauf Heizleistung / el. Leistungsaufnahme sowie Leistungszahl und el. Wirkungsverhältnis im Systemversuch WP/Speicher bei 100 l/h Volumenstrom im Speicherkreis

Die an den Speicher abgegebene Wärmeleistung bei einem Volumenstrom von 100 l/h reduziert sich ausgehend von rd. 1550 W zu Versuchsbeginn auf etwa 1450 W bei Erreichen von 52°C im oberen Speicherbereich bzw. auf 1250 W bei Sicherheitsabschaltung der Wärmepumpe. Die Endwerte der erreichten Leistungszahlen liegen bei 2,6 (bei 52°C im oberen Speicherbereich) bzw. bei 1,94 (bei Sicherheitsabschaltung der Wärmepumpe).

Die entsprechenden Maximalwerte des über den Kondensator der Wärmepumpe übertragenen Wärmestroms liegen bei 50 l/h etwa bei 1400 W und bei 350 l/h ebenfalls etwa bei 1550 W. Die maximal übertragenen Wärmeströme reduzieren sich bis zum Ende des Versuchs durch Sicherheitsabschaltung der Wärmepumpe jeweils um ca. 25 %. Die Leistungszahlen der Wärmepumpe liegen bei 50 l/h Wasservolumenstrom zwischen 2,7 und 1,9 und bei 350 l/h zwischen 3,6 und 1,9.

Bei einer Erhöhung der Volumenströme im Speicherladekreis ergibt sich gegenüber einem eingestellten Volumenstrom von 50 l/h eine deutliche Verbesserung der Ausnutzung der Speicherkapazität (siehe Bild 28). Hinsichtlich der erzielbaren Arbeitszahlen der Wärmepumpe ergibt sich der günstigste Wert bei maximalem Volumenstrom. Während die Differenz der Arbeitszahlen bei den Volumenströmen 350 und 100 l/h eher gering ist, fällt der Wert für einen wasserseitigen Volumenstrom von 50 l/h relativ deutlich ab. Diese Tendenz setzt sich bei den systembezogenen Arbeitszahlen fort, wobei sich hier weiterhin eine Vergleichmäßigung der Werte bei den wasserseitigen Volumenströmen von 350 und 100 l/h ergibt.



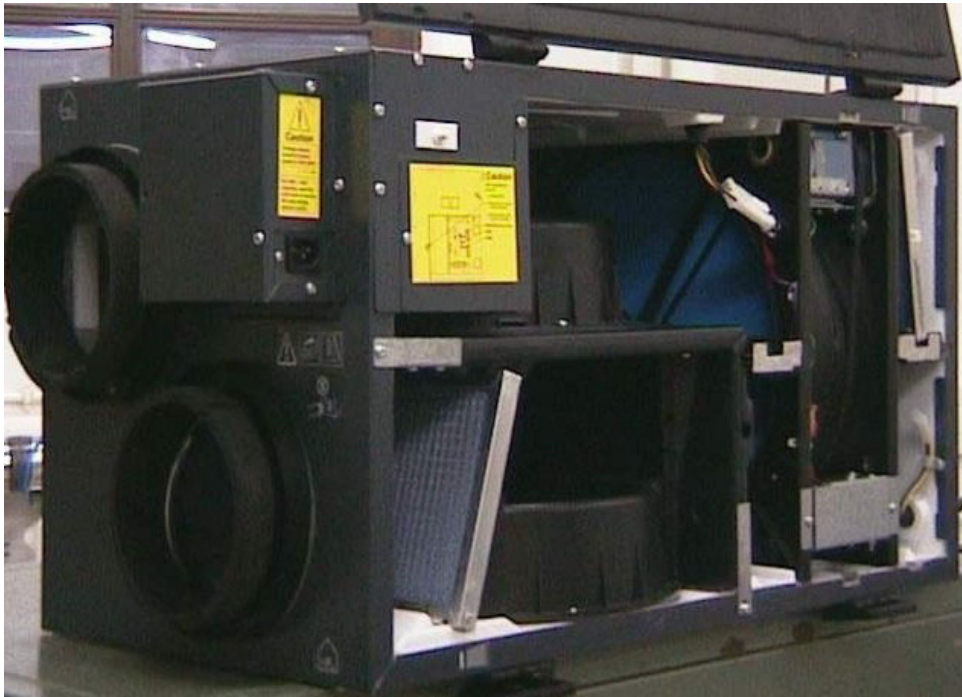
**Bild 28** Übertragene Energiemengen und Arbeitszahlen sowie Primärenergieaufwandszahlen der Systemversuche WP/Speicher bei 50, 100 und 350 l/h Volumenstrom im Speicherkreis

Hinsichtlich der erreichten Primärenergie-Aufwandszahlen sind die beiden Varianten 350 und 100 l/h für die praktische Anwendung als gleichwertig zu betrachten, was aufgrund des verbesserten Schichtverhaltens bei geringerem Volumenstrom zu Vorteilen für den Betrieb mit 100 l/h im Speicherladekreis führt. Die Speicherbeladung über die konventionelle Luft/Wasser-Wärmepumpe führt jedoch in weiten Teilen der Betriebszeit zu Arbeitszahlen unter 3, so daß diese Systemvariante aus energetischer Sicht noch keine effiziente Lösung darstellt.

#### 4.3.2. Luft/Luft-Regenerativ-WRG-System

Das im Laborversuch untersuchte Luft/Luft-Regenerativ-WRG-System ist ein Kompaktgerät mit Regelungseinheit. Es verfügt über eine mittels Keilriemen angetriebene rotierende Speichermasse (nach Art des Ljungström-Systems), Gebläse (Wechselstrom-Motoren), Filter für die Abluft- und Zuluftseite, einer Bypassklappe für Umluftbetrieb sowie die Anschlussstutzen für die Lüftungskanäle. Über die hygroskopisch beschichtete Wärmeübertragerfläche („enthalpy-wheel“) findet sowohl ein Wärme- als auch ein Stoffaustausch statt. Der Aufbau des Gerätes ist in Bild 29 dargestellt.



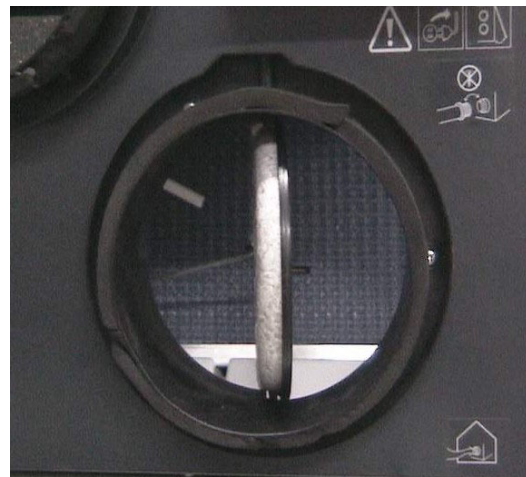


**Bild 29** Aufbau des Luft/Luft-Regenerativ-Wärmerückgewinnungs-Systems

Der in einem Metallgehäuse befindliche, aus Kunststoff gefertigte Rotationswärmeübertrager (siehe Detailansicht in Bild 30) wird je zur Hälfte axial im Gegenstrom von (warmer) Fortluft und (kalter) Außenluft durchströmt. Die Höhe der Durchströmungskanäle ergibt sich aus der Form des zu Wellen geformten Bandes und beträgt etwa 2 mm.



**Bild 30** Detailansicht des Rotationswärmeübertrager-Bauteils



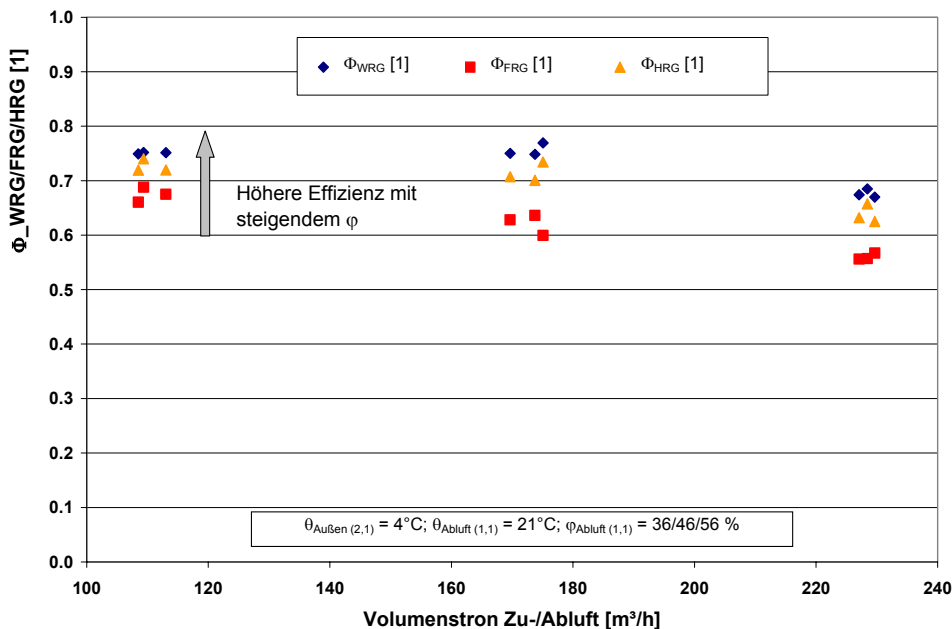
**Bild 31** Bypassklappe für Funktion „Umluftbetrieb“

Die technischen Daten des Gerätes können [Venmar] entnommen werden.

Die mit Wechselstrom betriebenen Ventilatoren für die Zu- und Abluftseite fördern unterschiedliche Volumenströme und bilden konstruktiv eine Baueinheit. Durch eine auf die sich einstellenden Druckverhältnisse angepasste Anordnung der Ventilatoren ist die Ausbildung eines Leckagevolumenstroms von der Abluft- zur Zuluftseite konstruktiv verhindert. Die Abdichtung von Zuluft- und Abluftseite erfolgt über Kunststoffdichtungen entlang des Rahmens sowie des Wärmeübertragers.

Über eine Anpassung der Regelung in Form einer Intervallschaltung wird eine Frostschutz-Funktion für das Gerät realisiert. Durch das periodische Schließen einer am Außenluftstutzen befindlichen Klappe (siehe Bild 31) wird ein Umluftbetrieb realisiert. Hierdurch soll auch in Kombination mit der Feuchteübertragung eine Vereisung des Wärmeübertragers verhindert werden. Die Funktion wird über einen Abtautempersensor im Außenluftstutzen aktiviert. Die Dauer des Defrost-Betriebes bzw. der Intervalle zwischen den Betriebszuständen „Umluft“ ist abhängig von der Außentemperatur. Bei der Außentemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  stellt sich ein Umluftbetrieb etwa alle 60 Minuten für eine Dauer von ca. 6 Minuten ein (siehe auch [Venmar]).

Innerhalb der Versuchsreihen wurden die Werte der Außen- und Abluftseite wie in Tabelle 3 zusammengefasst eingestellt. Im Bild 32 ist beispielhaft der Verlauf der Rückwärm- und Rückfeuchtezahlen innerhalb des betrachteten Volumenstrombereichs von 110 bis 230  $\text{m}^3/\text{h}$  bei  $4^{\circ}\text{C}$  und 80 % relativer Feuchte auf der Außenluftseite sowie  $21^{\circ}\text{C}$  auf der Abluftseite und einem Bereich der rel. Feuchte von 36 bis 56 % dargestellt.

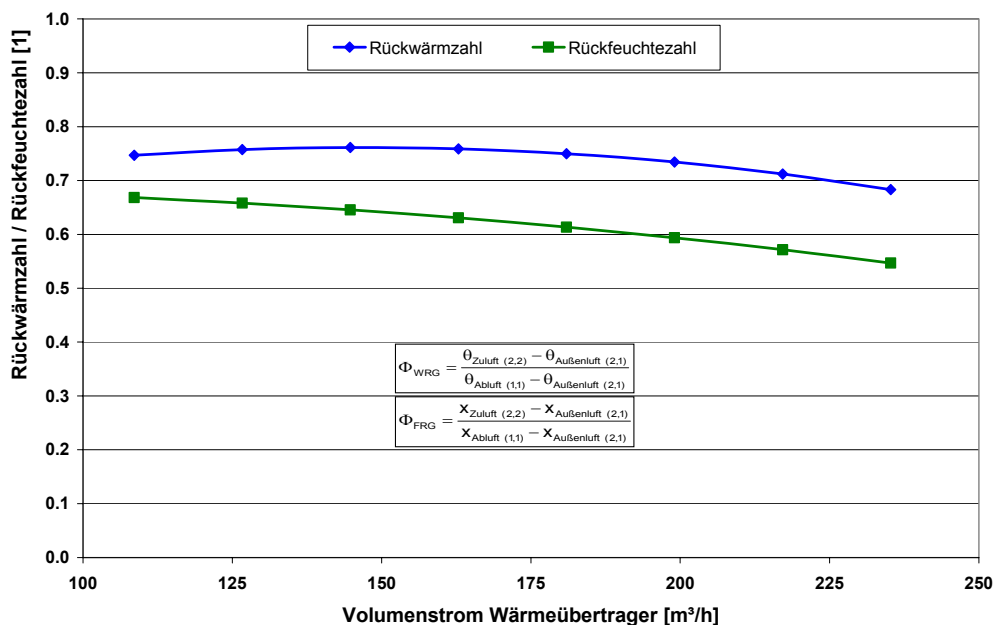


**Bild 32** Verlauf der Rückgewinnungsgrade des Regenerativ-WRG-Systems ( $\theta_{\text{Außenluft (2,1)}} = 4^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft (2,1)}} = 80\%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft (2,2/1,1)}} = 110/175/230 \text{ m}^3/\text{h}$ ) im Kurzzeit-Laborversuch



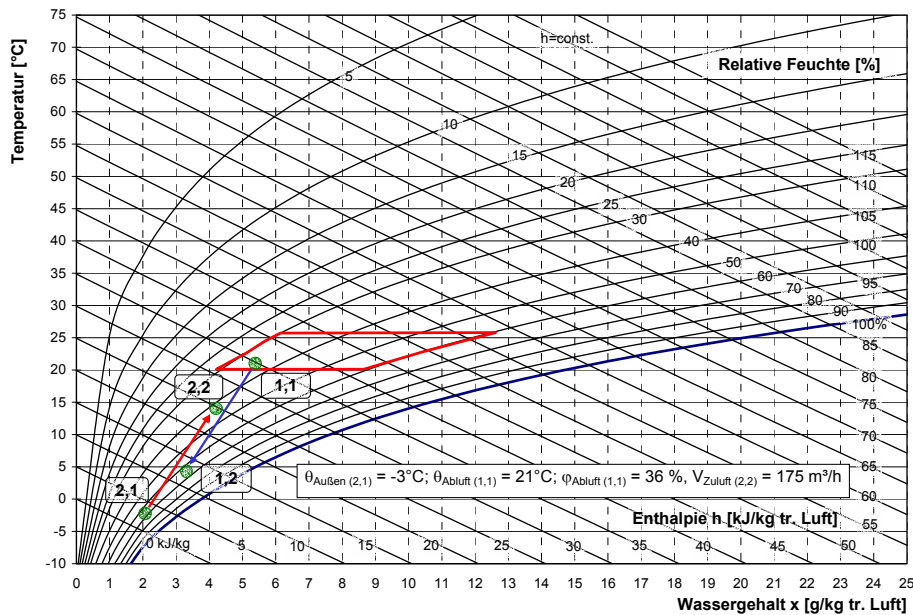
Bei einer insgesamt leicht höheren Effizienz des Gerätes bei höheren Abluftfeuchten ist ein Optimum der Rückwärmzahl im mittleren Volumenstrombereich zu erkennen. Die Rückfeuchtezahl nimmt mit steigendem Volumenstrom stetig ab. Aufgrund der Berücksichtigung sensibler und latenter Wärme bleibt der Enthalpierückgewinnungsgrad im unteren und mittleren Volumenstrombereich etwa konstant. Die Rückgewinnungsgrade nehmen bei höheren Volumenströmen wegen der reduzierten Wärme- und Stoffübertragung insgesamt leicht ab. Aufgrund der relativ konzentrierten Lage der aus den Messwerten berechneten Werte für die Rückgewinnungsgrade und der damit untergeordneten Abhängigkeit der Kennzahlen von der eingestellten rel. Feuchte ist eine Beschreibung der Betriebscharakteristik über den Volumenstrom gegeben.

Die sich aus den Einzelversuchen ergebenden Kennlinienverläufe für die Rückwärm- und die Rückfeuchtezahl des Gerätes sind in Bild 32 zusammengefasst.



**Bild 33** Resultierender Verlauf der Rückwärm- und Rückfeuchtezahl für das Regenerativ-WRG-System

Die Parameter der über die WRG-Systeme zugeführten Luft haben über Temperatur und Feuchte sowie über die Strömungsgeschwindigkeit der Luft im Raum wesentlichen Einfluss auf die thermische Behaglichkeit. Die Zulufttemperatur bei -3°C Außentemperatur beträgt je nach eingestelltem Volumenstrom und rel. Feuchte der Abluft zwischen 13 und 15°C. Die relative Feuchte der Zuluft nach Erwärmung im Raum auf 20°C erreicht ohne weitere Feuchtezufuhr etwa Werte zwischen 30 und 42 % (siehe auch Bild 34).



**Bild 34** Lage der Betriebspunkte des Regenerativ-WRG-Systems im  $h_{1+x,x}$  Diagramm (Versuchsparameter:  $\theta_{\text{Außenluft (2,1)}} = -3^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{\text{Abluft (1,1)}} = 21^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft (2,1)}} = 70\%$ ,  $\varphi_{\text{Abluft (1,1)}} = 36\%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft (2,2/1,1)}} = 175 \text{ m}^3/\text{h}$ ) im Kurzzeit-Laborversuch

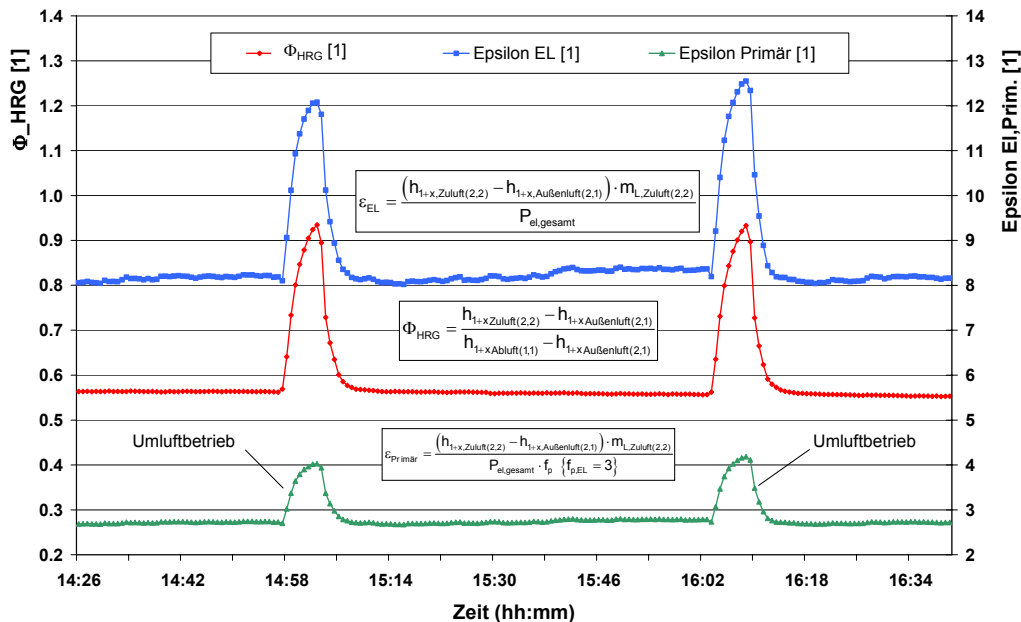
Bei etwa  $10^\circ\text{C}$  liegt die Zulufttemperatur in Abhängigkeit von den eingestellten Werten für Volumenstrom und rel. Feuchte etwa zwischen  $17,5$  und  $18,5^\circ\text{C}$ . Die relative Feuchte der innerhalb des Gebäudes auf  $20^\circ\text{C}$  erwärmten Luft würde in diesem Fall ebenfalls ohne weitere Feuchtezufuhr etwa zwischen  $40$  bis  $54\%$  betragen. Damit ist im Bereich der für die Außenluft eingestellten Parameter stets eine Nacherwärmung der Luft im Gebäude erforderlich. Der Feuchtegehalt der Zuluft entspricht dagegen bereits den Anforderungen einer hinsichtlich des thermisch behaglichen Raumklimas einzuhaltenen relativen Feuchte von  $30$  bis  $70\%$  (vgl. [DIN 1946-2], [Fanger]).

Im Langzeit-Tieftemperaturversuch ergeben sich konstante Betriebsbedingungen, so dass die Messungen nach einer Dauer von  $24 \text{ h}$  abgebrochen werden können. Über die eingestellten Regelparameter wird bei einer Außentemperatur von  $-10^\circ\text{C}$  jeweils die Umluft-Bypassklappe geschlossen und das Gerät ca. fünf Minuten im Umluftbetrieb gefahren, so dass sich die Speichermasse entsprechend erwärmen kann und eine Vereisung vermieden wird (siehe Bild 35). Die Zulufttemperatur liegt bei den für den Langzeitversuch eingestellten Parametern bei etwa  $9^\circ\text{C}$ , die auf das Temperaturverhältnis bezogene Rückwärmzahl etwa bei  $60\%$ . Unter den gegebenen Bedingungen wird eine Feuchteübertragung von etwa  $3 \text{ g/kg}$  auf die Zuluftseite erreicht.

Im Gebäude werden damit bei einer ohne Nachbefeuchtung erfolgenden Erwärmung der zugeführten Luft auf  $20^\circ\text{C}$  für die relative Feuchte Werte von etwa  $27$  bis  $29\%$  erreicht. Dies entspricht nahezu den Anforderungen an ein thermisch behagliches Raumklima. Die Absenkung der Werte der absolu-

ten Feuchte auf der Abluftseite trägt mit der Reduzierung der Taupunkttemperatur weiterhin zur Vermeidung der Vereisung des Gerätes ohne weitere anlagentechnische Maßnahmen bei.

Die unter den Testbedingungen erreichten Enthalpierückgewinnungsgrade liegen bei etwa 55 % (siehe Bild 35).



**Bild 35** Verlauf des Enthalpierückgewinnungsgrades und des Wirkungsverhältnisses im Langzeit-Tieftemperaturversuch des Regenerativ-WRG-Systems (Versuchsparameter:  $\theta_{\text{Außenluft}(2,1)} = -10^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{\text{Abluft}(1,1)} = 21^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft}(2,1)} < 100\%$ ,  $\varphi_{\text{Abluft}(1,1)} = 46\%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft}(2,2/1,1)} = 175 \text{ m}^3/\text{h}$ )

Aufgrund des Antriebs der Ventilatoren über Wechselstrommotoren mit dem daraus resultierenden geringeren Werten für die elektrische Aufwandszahl von etwa 8,2 ergeben sich bei primärenergetischen Bewertung des Stromverbrauchs Aufwandszahlen von unter drei (etwa 2,7 bis 2,8).

Nach einer Versuchsdauer von 24 h ergibt sich für das Regenerativ-WRG-System unter den Testbedingungen ein Nutzwärmegewinn auf der Zuluftseite. Die Enthalpiedifferenz zwischen Zuluft und Außenluft beträgt 38,57 kWh. Bei einem Gesamt-Stromverbrauch des Systems (Ventilatoren und Regelung) von etwa 4,56 kWh ergibt sich eine Arbeitszahl von 8,46 (primärenergetisch bewertet entsprechend 2,82). Das Regenerativ-WRG-System kann bei tiefen Außentemperaturen von  $-10^\circ\text{C}$  ohne Zuschaltung weiterer Anlagentechnik (z.B. Vorheizregister, Erdreichwärmeübertrager etc.) auslegungsgemäß betrieben werden.

#### **4.3.3. Luft/Luft-Rekuperativ-WRG-System**

Die Anwendungsform der rekuperativen Wärmerückgewinnung in Lüftungsanlagen mit der konstruktiven Trennung des Ab- und Zuluftstroms stellt im Ein- und Zweifamilienhausbereich in Deutschland gegenüber dem Regenerator die weitaus verbreitetere Variante dar. Das auf dem Prüfstand vermessene rekuperative Wärmerückgewinnungs-System ist ebenfalls als Kompakteinheit aufgebaut. Regelung, Filter (Abluft- und Zuluftseite), Gebläse (Gleichstrom-Motoren), Wärmeübertrager (mit Sommer-Bypass), Anschlussstutzen für die Lüftungskanäle (je zwei für Zuluft- und Abluftseite) sowie eine Frostschutzheizung sind integriert (siehe Bild 36).



**Bild 36** Aufbau des Luft/Luft-Rekuperativ-Wärmerückgewinnungs-Systems

Der in Bild 37 im Detail dargestellte Wärmeübertrager wird im Gegenstromprinzip von Abluft aus dem Gebäude und Außenluft durchströmt. Der konstruktive Aufbau führt mit einer Vielzahl im Gegenstrom durchströmter Kammern mit einer großen Wärmeübertragerfläche zu einer hohen Effizienz des Gerätes. Durch die konstruktive Trennung der Abluft- und der Zuluftseite kommt dem Feuchteaustausch zwischen den Stoffströmen im Betrieb nur eine untergeordnete Bedeutung zu.

Die Abdichtung der Zuluft- gegenüber der Abluftseite erfolgt über die getrennten Strömungskanäle innerhalb des Wärmeübertragers sowie durch umlaufende Dichtungen auf der Außenseite.



**Bild 37** *Detailansicht des Rekuperativ-Wärmeübertragers*

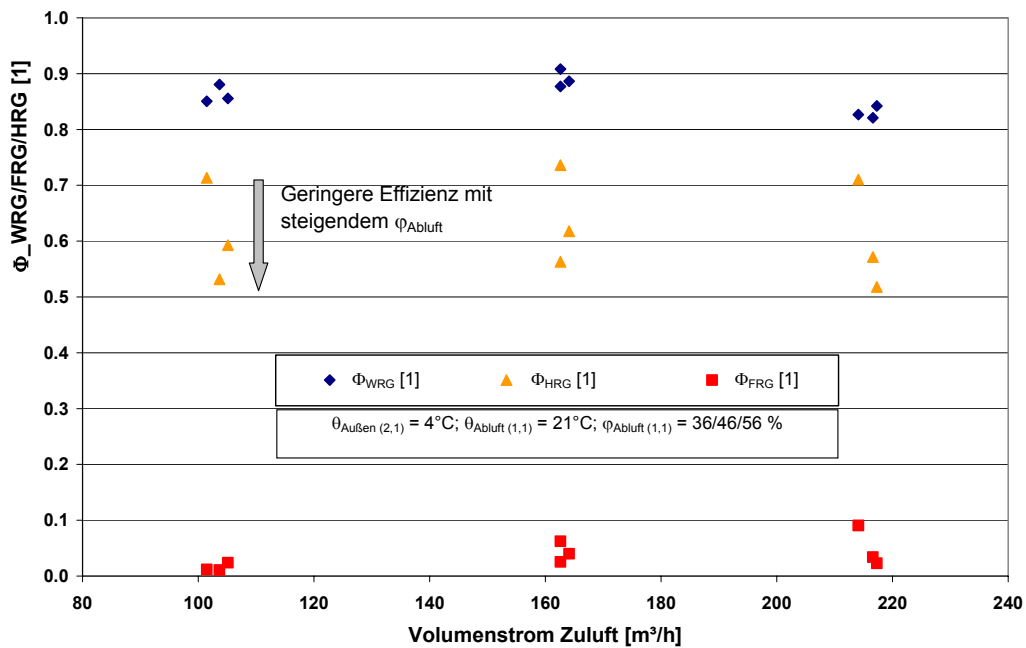


**Bild 38** *Elektrisches Vorheizregister zur Außenluft-Vorwärmung (Fresh AC)*

Die wesentlichen technischen Daten des Rekuperators sind in [Maico] zusammengefasst.

Zur Realisierung der Frostschutzsicherung beim Langzeitversuch mit geringen Außentemperaturen wurde ein zusätzlicher Elektro-Lufterhitzer in den Außenluftkanal in Strömungsrichtung vor das WRG-System angeordnet (siehe Bild 38). Heizregister und Temperaturfühler sind innerhalb der Geräteeinheit angeordnet. Die el. Leistungsaufnahme des Gerätes bzw. die Heizleistung beträgt 1,5 kW bei 230 V / 50 Hz.

Exemplarisch für die entsprechend den Parameter-Einstellungen in Tabelle 3 durchgeführten Kurzzeitversuche sind für das Rekuperativ-WRG-System die gemessenen Rückwärm- und Rückfeuchtezahlen bei 4°C und 80 % relativer Feuchte auf der Außenluftseite in Bild 39 zusammengefasst.

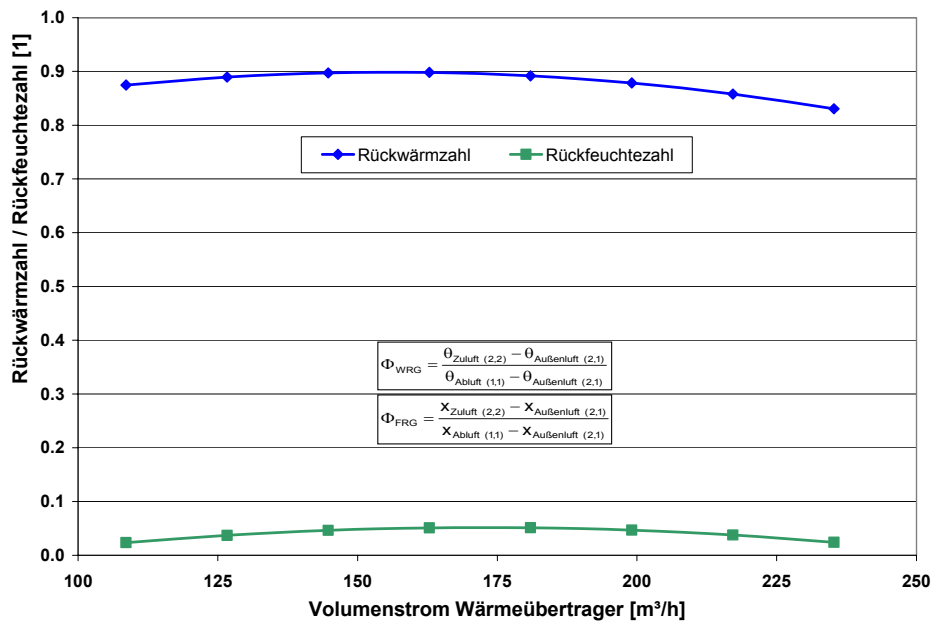


**Bild 39** Verlauf der Rückgewinnungsgrade des Rekuperativ-WRG-Systems ( $\theta_{\text{Außenluft (2,1)}} = 4^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft (2,1)}} = 80\%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft (2,2/1,1)}} = 100/170/220\text{ m}^3/\text{h}$ ) im Kurzzeit-Laborversuch

Bei der eingestellten Ablufttemperatur von  $21^\circ\text{C}$  sowie einem Bereich der rel. Feuchte von 36 bis 56 % auf der Abluftseite ergibt sich bei relativ konstanten Rückwärmzahlen von etwa 90 % eine Abhängigkeit des Enthalpierückgewinnungsgrades von der Abluftfeuchte. Der für den Wärmeübertrager verwendete Werkstoff Polystyren ermöglicht neben dem Wärme- auch einen geringen Stoffaustausch zwischen Zu- und Abluftseite. Die resultierende Rückfeuchtezahl ist gegenüber derjenigen des Regenerativ-WRG-Systems zwar deutlich reduziert, jedoch messtechnisch nachweisbar. Die Werte für die Rückwärm- und Rückfeuchtezahlen zeigen innerhalb der bei den Messungen eingestellten Volumenströme nur eine geringe Abhängigkeit von den Änderungen des Feuchtegehalts des Abluftvolumenstroms.

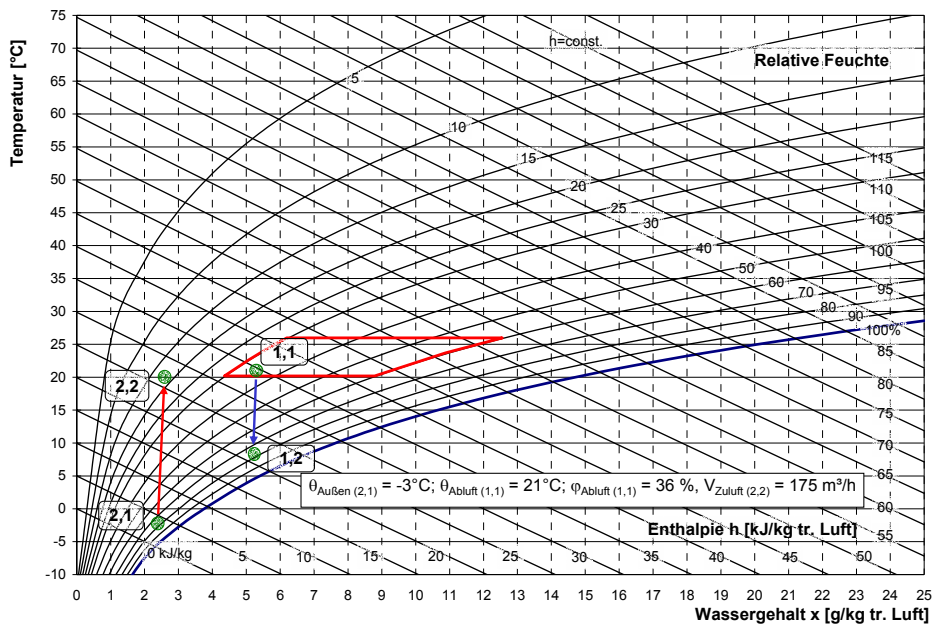
Die aus den durchgeführten Einzelversuchen resultierenden Rückwärm- und Rückfeuchtezahlen des Gerätes sind in Bild 40 zusammengefasst.





**Bild 40** Resultierender Verlauf der Rückwärm- und Rückfeuchtezahl für das Rekuperativ-WRG-System

Der im Vergleich zum Regenerativ-WRG-System deutlich verringerte Stoffaustausch induziert insbesondere bei geringeren Außentemperaturen eine deutlich reduzierte Raumlufffeuchte innerhalb des Gebäudes. Im Bild 41 ist beispielhaft die Lage der im Kurzzeitversuch gemessenen Luftzustände für eine eingestellte Temperatur der Außenluft von  $-3^{\circ}\text{C}$  dargestellt. Die Temperatur der Zuluft erreicht nahezu das Niveau des Behaglichkeitsfeldes. Hinsichtlich der relativen Feuchte der Zu- und damit auch der Raumluff im Gebäude ergeben sich aufgrund des nur in geringem Umfang erfolgenden Stoffaustausches insbesondere bei geringen Außentemperaturen Probleme hinsichtlich der thermischen Behaglichkeit.



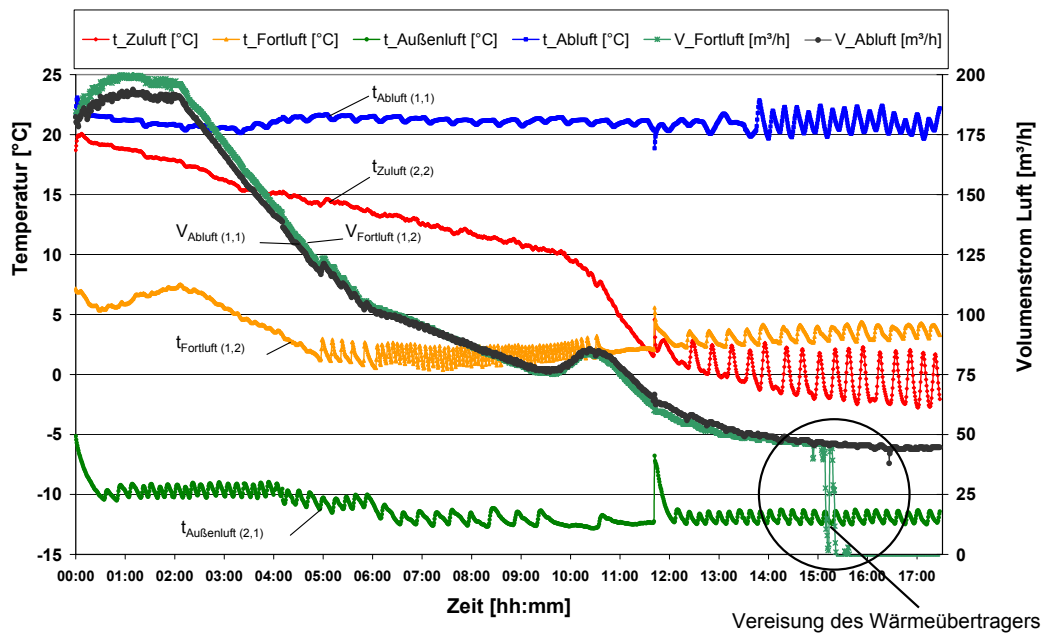
**Bild 41** Lage der Betriebspunkte des Rekuperativ-WRG-Systems im  $h_{1+x,x}$  Diagramm (Versuchsparameter:  $\theta_{\text{Außenluft (2,1)}} = -3^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{\text{Abluft (1,1)}} = 21^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft (2,1)}} = 70\%$ ,  $\varphi_{\text{Abluft (1,1)}} = 36\%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft (2,2/1,1)}} = 175 \text{ m}^3/\text{h}$ ) im Kurzzeit-Laborversuch

Über die bei niedrigen Temperaturen relativ trockene Außenluft gelangt nicht ausreichend Feuchtigkeit in das Gebäude, um thermisch behagliche Raumzustände von etwa  $20^\circ\text{C}$  bei einer relativen Feuchte von ca. 30 % zu erreichen.

Im Langzeit-Tiefemperaturversuch bei einer Außenlufttemperatur von  $-10^\circ\text{C}$  ergibt sich aufgrund der reduzierten Feuchte der Außenluft eine erhöhte Trockenheit der Zuluft. Bei etwa  $1\text{g/kg}$  absolutem Feuchtegehalt ergibt sich bei Erwärmung der Zuluft auf  $20^\circ\text{C}$  Raumtemperatur ohne weitere Feuchtezufuhr eine relative Feuchte von etwa 7 %. Der reduzierte Feuchteaustausch im Rekuperator und der damit weiterhin hohe Feuchtegehalt der Abluft führt entlang des Prozesses der Wärmeübertragung bei einer relativen Feuchte der Abluft von 46 % bereits oberhalb von  $5^\circ\text{C}$  zur Unterschreitung des Taupunktes und damit zur Kondensatbildung. Bei Temperaturen der Außenluft von  $-10^\circ\text{C}$  bei Eintritt in das Gerät ergibt sich damit eine Vereisung des Wärmeübertragers (vgl. auch [Paul] und [Allgaier]).

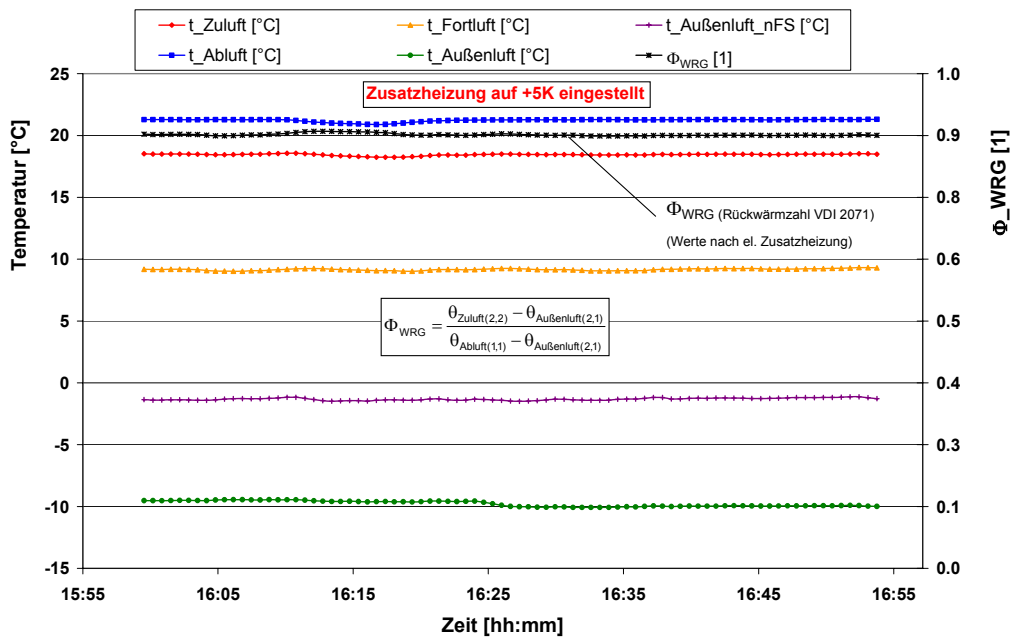
Bild 42 zeigt die Verläufe der Temperaturen der Abluft- und Fortluftseite bei einem Versuch mit geringer Außentemperatur ohne Vorheizeinrichtung auf der Außenluftseite.





**Bild 42** Verlauf der Temperaturen und Volumenströme der Ab- und Fortluftseite bis zur Vereisung des Wärmeübertragers im Langzeit-Tieftemperaturversuch des Rekuperativ-WRG-Systems (Versuchsparameter:  $\theta_{\text{Außenluft (2,1)}} = -10^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{\text{Abluft (1,1)}} = 21^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft (2,1)}} < 100\%$ ,  $\varphi_{\text{Abluft (1,1)}} = 46\%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft (2,2/1,1)}} = 175\text{ m}^3/\text{h}$ )

Nach einer Laufzeit von ca. 15 h kommt es innerhalb des Versuchs aufgrund der Vereisung des Wärmeübertragers zum Zusammenbruch des Fortluftvolumenstroms. Aufgrund der Vereisung des Strömungskanals ergeben sich höhere Strömungsgeschwindigkeiten und ungünstigere Bedingungen für die Wärmeübertragung, was zu einem Rückgang der Effizienz des Gerätes führt. Die Zulufttemperatur wird über die Versuchsdauer stetig reduziert. Für den Betrieb eines Rekuperators bei tiefen Außentemperaturen ist damit zur Erhaltung der Betriebsfähigkeit ein zeitweiliger Umluftbetrieb zur Wiederaufheizung oder die Integration einer Vorheizeinrichtung erforderlich. Im Bild 42 ist der Verlauf der Temperaturen bei einem Tieftemperaturversuch mit dem Rekuperator bei Vorschaltung einer Frostschutzheizung dargestellt.

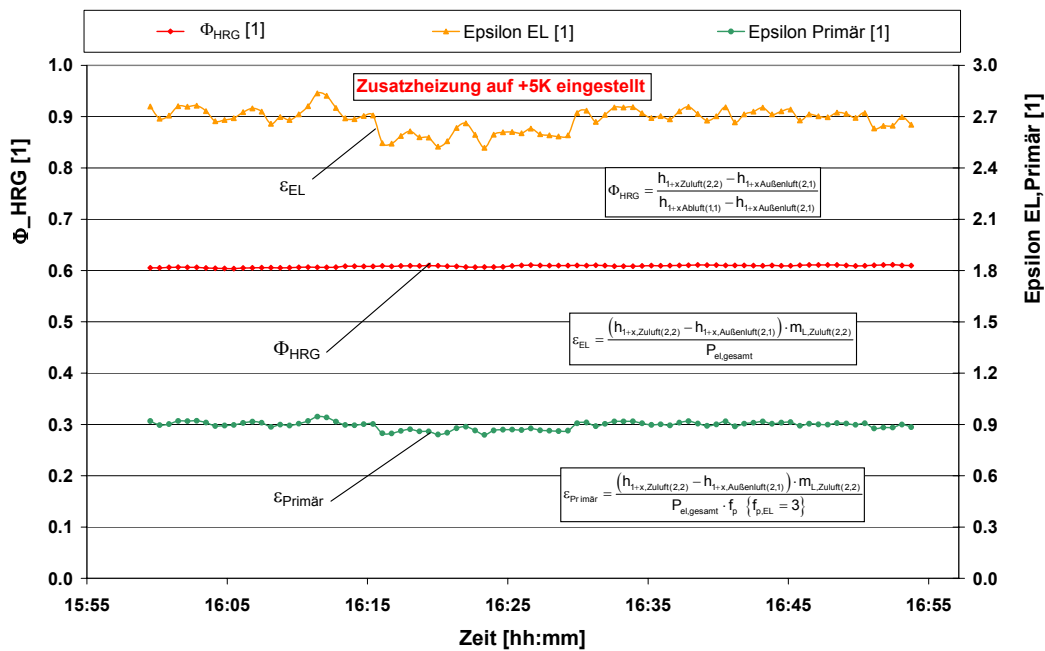


**Bild 43** Verlauf der Temperaturen im Langzeit-Tieftemperaturversuch des Rekuperativ-WRG-Systems mit Frostschutzheizung (Versuchsparameter:  $\theta_{\text{Außenluft}}(2,1) = -10^{\circ}\text{C}$ ,  $\theta_{\text{Abluft}}(1,1) = 21^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft}}(2,1) < 100\%$ ,  $\varphi_{\text{Abluft}}(1,1) = 46\%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft}}(2,2/1,1) = 175 \text{ m}^3/\text{h}$ )

Es ergeben sich stationäre Betriebsbedingungen, so dass der Versuch nach einer kurzen Laufzeit abgebrochen werden kann. Die Temperaturen auf der Außenluftseite liegen nach der Vorheizung durch das el. Heizregister bei etwa  $0^{\circ}\text{C}$ , so dass keine Vereisung des Wärmeübertragers erfolgt. Der Enthalpierückgewinnungsgrad stellt sich bei etwa 60 % ein (siehe Bild 44). Aufgrund der zusätzlichen el. Leistungsaufnahme durch das Vorheizregister ergibt sich eine Reduktion des el. Wirkungsverhältnisses als Quotient aus rückgewonnener Wärme und Hilfsenergieeinsatz bzw. Stromaufwand auf einen Wert von etwa 2,7. Bei einer primärenergetischen Bewertung des Wirkungsverhältnisses ergibt sich entsprechend ein Wert von etwa 0,9.

Über die gesamte Versuchsdauer von 24h kann durch das Gerät unter den eingestellten Versuchsbedingungen etwa 37,7 kWh Wärme aus der Abluft zurückgewonnen und auf die Zuluft übertragen werden. Während die DC-Ventilatoren eine el. Leistungsaufnahme von etwa 1,9 kWh aufweisen, ergibt sich durch den Betrieb des Vorheizregisters eine gesamte el. Leistungsaufnahme von 12,05 kWh.

Dies führt bei den sich einstellenden konstanten Bedingungen auf eine el. Arbeitszahl über die Versuchslaufzeit von 2,68. Bei primärenergetischer Bewertung ergibt sich für die Versuchsdauer von 24 h eine Arbeitszahl von 0,89.



**Bild 44** Verlauf des Enthalpierückgewinnungsgrades und der Wirkungsverhältnisse im Langzeit-Tieftemperaturversuch des Rekuperativ-WRG-Systems mit Frostschutzheizung (Versuchsparameter:  $\theta_{\text{Außenluft } (2,1)} = -10^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{\text{Abluft } (1,1)} = 21^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{Außenluft } (2,1)} < 100 \%$ ,  $\varphi_{\text{Abluft } (1,1)} = 46 \%$ ,  $V_{\text{Zu-/Abluft } (2,2/1,1)} = 175 \text{ m}^3/\text{h}$ )

Für die weiteren Untersuchungen ist damit für die Gewährleistung eines bestimmungsgemäßen Betriebes eines Rekuperators bei geringen Außentemperaturen im Frostbereich die Vorheizung der Außenluft vor Eintritt in den Wärmeübertrager auf einen Wert von etwa  $0^\circ\text{C}$  zu berücksichtigen. Geeignete Maßnahmen stellen sowohl ein Vorheizregister als auch ein Erdreichwärmeübertrager dar.

Die geringe relative Feuchte der Zuluft bei reduzierten Außentemperaturen führt zu thermisch unbefriedigenden Raumlufzuständen, die es im Vergleich zu anderen Varianten zu bewerten gilt.

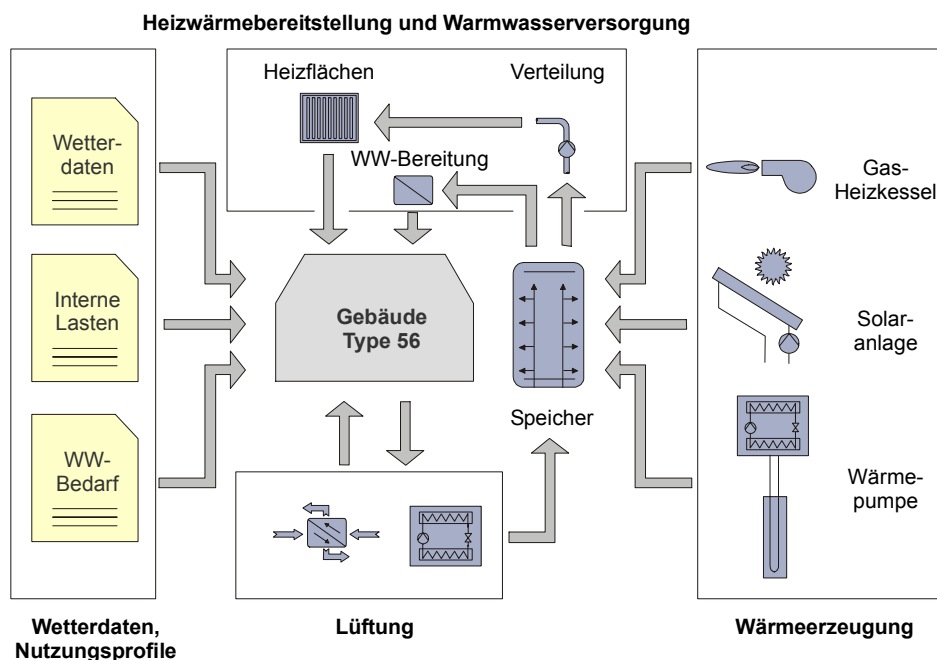
## 5 Theoretische Untersuchungen – Systemsimulation

Zur Abbildung von Gebäude und Anlagentechnik und zur Entwicklung von geeigneten Systemkonfigurationen sowie Regelungsstrategien zur Herstellung eines thermisch behaglichen Raumklimas unter minimiertem Brennstoffeinsatz ist die Abbildung des Gesamtsystems in einem dynamischen Simulationsprogramm erforderlich. Die Validierung der Modelle wird auf der Basis der aus der messtechnischen Begleitung des kompakten Wärmeversorgungssystems sowie der Laborversuche der WRG-Systeme gewonnenen Messdaten durchgeführt. Hierdurch ist die Erzielung praxisrelevanter und realitätsnaher Ergebnisse gegeben.

### 5.1 Simulationswerkzeug TRNSYS

Die Simulationsrechnungen zu den verschiedenen Systemvarianten werden mit dem Simulationswerkzeug [TRNSYS] (A Transient System Simulation Program) ausgeführt.

Zur dynamischen Simulation des thermischen Systemverhaltens erfolgt die Abbildung von Klima, Gebäude, Nutzer und Anlagentechnik in einem numerischen Modell. Aus dem Nutzerverhalten resultierende Lastgänge wie der Warmwasser-Bedarf und die internen Wärmegewinne werden wie die Wetterdaten über Datenleser in die Simulation integriert. Das Gebäude sowie die einzelnen Anlagenkomponenten der Wärmeerzeugung, -speicherung, -verteilung und -abgabe sowie die Lüftungssysteme werden über detaillierte Modelle abgebildet (siehe Bild 45).



**Bild 45**      Modularer Aufbau in der dynamischen Gebäude- und Anlagensimulation

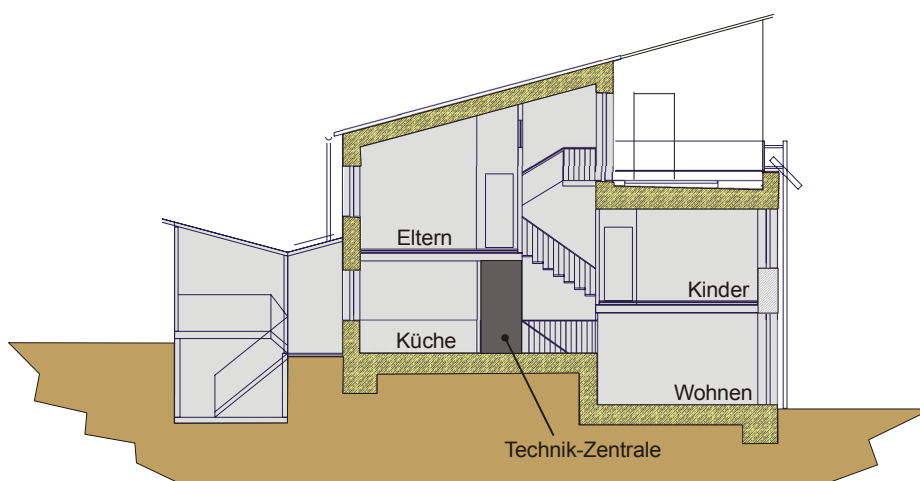




**Bild 46** Südwest-Ansicht einer Reihenhauszeile (PH-Standard) in der Siedlung „Am Eselsberg“, Ulm

Die messtechnische Begleitung der Reihenhäuser in den ersten zwei Betriebsjahren erfolgte durch das Steinbeis-Transferzentrum Energie-, Gebäude- und Solartechnik, Stuttgart (siehe auch [Straub], [STZ-EGS]).

Die Gebäude sind als „Split-Level-Gebäude“ ohne Kellergeschoss organisiert (siehe Bild 47). Der tiefergelegene Wohnbereich mit den darüber angeordneten Kinderzimmern öffnet sich nach Süden, während Küche, WC, Bad und das Elternschlafzimmer nach Norden orientiert sind. Auf diese Weise liegen die installationsintensiven Räume dicht beieinander, und erlauben kurze Verbindungen zum integrierten Technikraum im Erdgeschoss. Die Erschließung erfolgt von der Nordseite aus.



**Bild 47** Schnitt durch das Reihenhaus (Variante Passivhaus, Entwurfszeichnungen) / [Christophers]

Kernzone des Hauses ist die zentrale Vertikalerschließung mit den verbindenden Treppen und dem zweigeschossigen Luftraum (siehe Bild 47). Jedes Treppenpodest erschließt je zwei Räume, so dass der Gesamtflächenbedarf für die Erschließung gering bleibt. Den Abschluss bildet der nach Süden verglaste Austritt auf die Dachterrasse.

Die für das Gebäude innerhalb der Entwicklung des Simulationsmodells getroffenen Annahmen und Festlegungen können wie folgt zusammengefasst werden (siehe Tabelle 5):

Standort / Klima:	Ulm / TRY 08
Nutzfläche:	122,3 m <sup>2</sup>
Luftvolumen, beheizt:	383,4 m <sup>3</sup>
Anzahl der Bewohner:	4 Personen (2 Erw., 2 Kinder)
Nutz-Wärmebedarf WW:	2.724 kWh/a (entspr. 46 l/d, Pers. $\vartheta_{\text{WW}} = 45^{\circ}\text{C}$ )

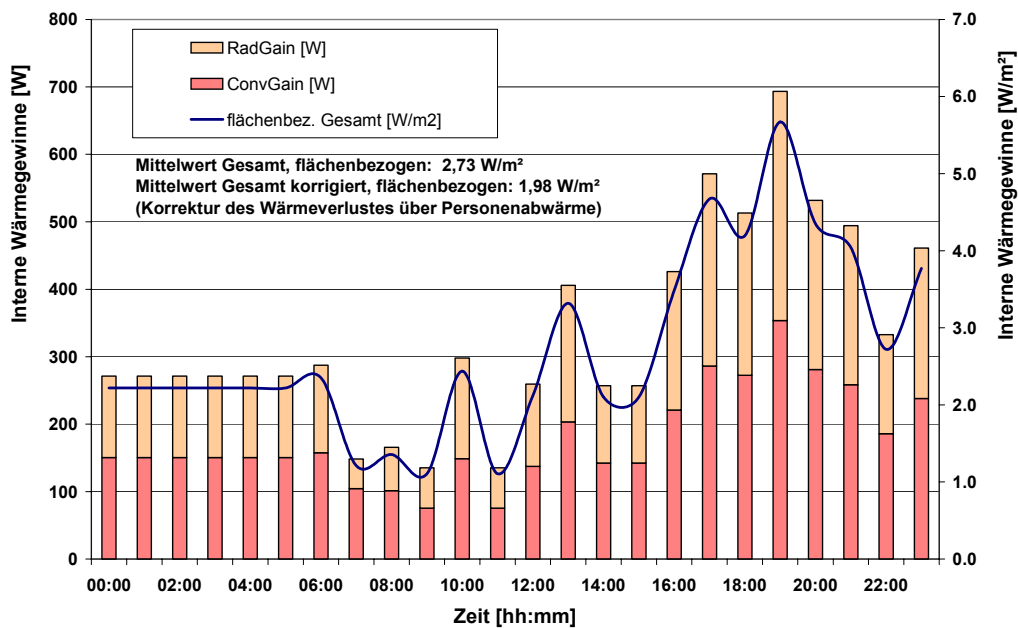
**Tabelle 5** Grundsätzliche Annahmen und Festlegungen für das Gebäude in der Simulation

Die sich aufgrund der Nutzer- bzw. Bewohneranzahl ergebenden Wärme- und Feuchtegewinne werden nachfolgend bestimmt.

### 5.2.2. Abschätzung interner Wärme- und Feuchtegewinne

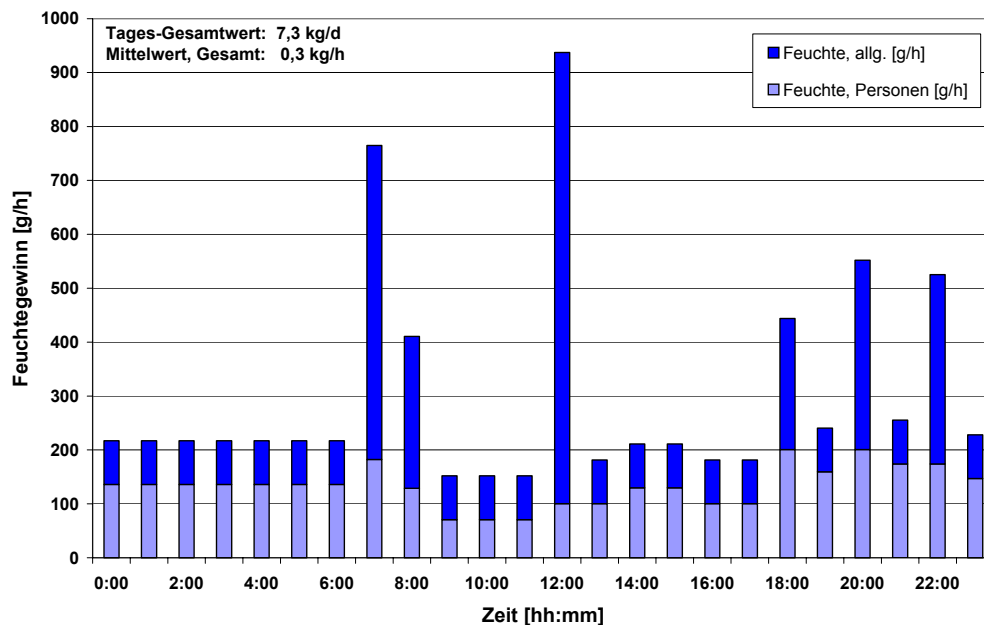
Zur Abbildung der personen- und geräte- bzw. nutzungsabhängigen internen Wärme- und Feuchtegewinne wird auf Angaben in der Literatur zurückgegriffen (Wärmeeinträge in Anlehnung [DIN EN ISO 7730], [DIN 1946-2], [DIN V 4108-6], [DIN EN 832], [Fanger], [Rouvel], [Feist 1994], [PHI 1997a] und [PHI 1999]; Feuchteinträge über Personen, Pflanzen etc. in Anlehnung an [Hartmann, Reichel, Richter], [Meyringer], [Otto] und [Hauser]).

Zur detaillierten Untersuchung des Wärmehaushaltes eines Gebäudes im Rahmen einer dynamischen Gebäude- und Anlagensimulation sind die verschiedenen Wärmequellen einzeln zu berücksichtigen und in einem Tagesprofil zusammenzufassen.



**Bild 48** Tagesprofil der internen Wärmegewinne für das Referenzgebäude (4-Personen-Haushalt)

Die internen Wärmegewinne betragen nach Abzug der latenten Wärmegewinne über die im Raum befindlichen Personen, die dem Gebäude durch die erforderliche Verdampfungswärme wieder entzogen werden, rd. 2 W/m<sup>2</sup> (2,73 W/m<sup>2</sup> (Brutto), 1,98 W/m<sup>2</sup> (Netto), siehe Bild 48).





**Bild 49** *Tagesprofil der internen Feuchtegewinne für das Referenzgebäude (4-Personen-Haushalt)*

Dieser Wärmegewinn ist deutlich geringer als der in der [DIN V 4108-6] mit rd. 5 W/m<sup>2</sup> pauschal angesetzte Wert, stimmt aber hinsichtlich der Größenordnung recht gut mit den Ansätzen von Feist sowie dem Passivhaus-Projektierungs-Paket und den für Niedrigenergiehäusern in der Praxis ermittelten Werten überein. Im „SynergieHaus“-Projekt wurde der tatsächlich auftretende Anteil interner Wärmegewinne im Mittel zu 19,2 kWh/(m<sup>2</sup>-a) entsprechend einer Leistung von 3,3 W/m<sup>2</sup> bestimmt (vgl. [Kaiser, Maas, Oppermann]). Die Feuchtegewinne wurden für das Referenzgebäude zu 7,3 kg/d berechnet und befinden sich damit im Mittel der in der Literatur für eine Wohngebäudenutzung mit der entsprechenden Bewohnerzahl angegebenen Werte (siehe Bild 49).

Die Bewertung der thermischen Behaglichkeit erfolgt über die Berechnung des PPD- bzw. PMV-Indexes, in denen die wesentlichen Behaglichkeitskriterien Raumlufttemperatur, mittlere Strahlungstemperatur der Raumumschließungsflächen, Luftgeschwindigkeit und Luftfeuchte (vgl. ([Fanger], Fanger in [Rietschel, Esdorn], [DIN EN ISO 7730]) erfasst werden.

### **5.2.3. Dämmstandardvarianten**

Zum Vergleich des Betriebsverhaltens der Anlagentechnik und der resultierenden Energiebedarfswerte bei verschiedenen Lastverhältnissen werden zwei hinsichtlich des Transmissionswärmeschutzes unterschiedliche Gebäude betrachtet. Über die Kombination mit drei verschiedenen Lüftungsvarianten (Zu- und Abluftanlage mit WRG, zentrale Abluftanlage (AL) mit und ohne WRG sowie Fensterlüftung (Fe)) werden insgesamt 6 unterschiedliche Lastfälle berücksichtigt. Die Bauteilaufbauten werden für Gebäude mit einem flächenbezogenen Jahres-Heizwärmebedarf von  $Q_{H,a} = 30$  und 60 kWh/(m<sup>2</sup>a) bei idealer Heizung und Einsatz einer Lüftungsanlage mit einem Wärmerückgewinnungsgrad von 80 % bestimmt.

Bei der Ermittlung der Bedarfskennwerte dieser Basisvarianten mit idealen anlagentechnischen Verhältnissen ohne Umwandlungs- und Übergabeverluste wurden die genannten internen Wärme- und Feuchtegewinne berücksichtigt.

Die U-Werte der entsprechenden Bauteilaufbauten der beiden Gebäudevarianten sind in Tabelle 6 zusammengestellt.

Bauteil/Dämmstandard	U-Wert [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	
	Variante QHaWRG30	Variante QHaWRG60
Sohle/Sohlversprung	0,207 / 0,208	0,300 / 0,302
Außenwand Luft/Erde	0,145 / 0,146	0,295 / 0,298
Außenwand Holz	0,129	0,165
Haustrennwand	0,601	0,601
Dach	0,147	0,180
Dachterasse	0,082	0,142
Fenster	0,900	1,400
Außentür	1,100	1,300

**Tabelle 6** U-Werte der Bauteile in den verschiedenen Dämmstandardvarianten

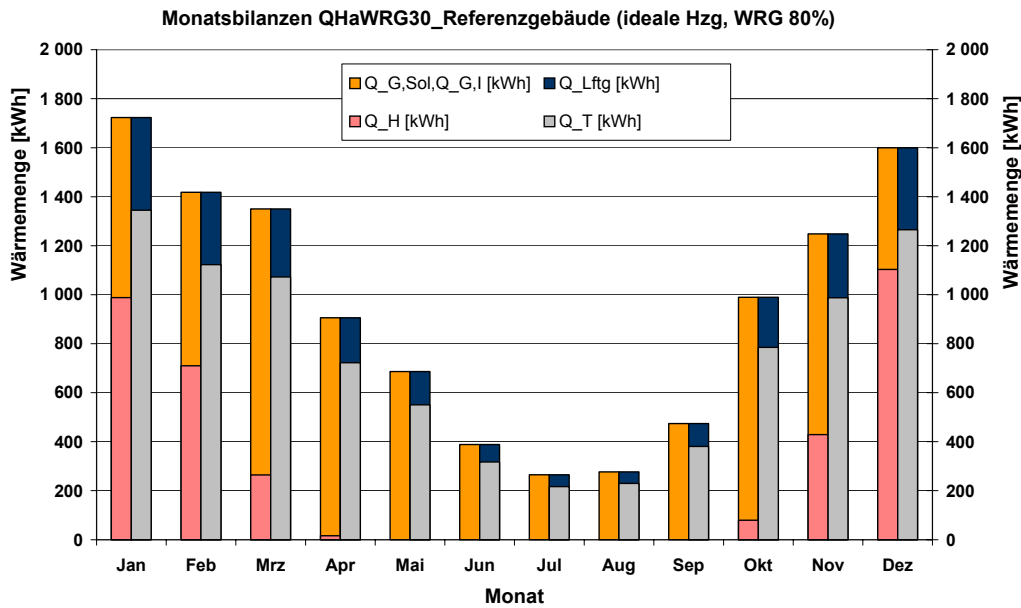
Die Luftwechselzahlen bzw. die Infiltration von Außenluft in das Gebäude wurden bei den Varianten mit 80 % Wärmerückgewinnung mit  $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$  und  $n_{\text{Infiltration}} = 0,05 \text{ h}^{-1}$  berücksichtigt. Die Luftwechselzahlen für die Variante QHaAL30 (Bauteilaufbau entsprechend QHaWRG30 und zentraler Abluftanlage statt 80 % Wärmerückgewinnung) wurden zu  $n = 0,55 \text{ h}^{-1}$  und  $n_{\text{Infiltration}} = 0,05 \text{ h}^{-1}$ , die Luftwechselzahlen für die Variante mit Fensterlüftung wurden zu  $n = 0,70 \text{ h}^{-1}$  und  $n_{\text{Infiltration}} = 0,10 \text{ h}^{-1}$  festgelegt. Die sich durch den Betrieb der Anlagentechnik ergebenden Luftwechselzahlen wurden entsprechend den Ansätzen in der [EnEV] bzw. der [DIN V 4701-10] gewählt. Bei den Luftwechselzahlen für die Infiltration wurden relativ dicht ausgeführte Gebäude bzw. für die Variante mit Fensterlüftung eine etwas weniger dicht ausgeführte Umfassungsfläche angenommen (vgl. hierzu [PHI 1999]).

Die sich aus der dynamischen Simulation der Dämmstandard-/Lüftungsvarianten mit [TRNSYS] für den Lüftungs- ( $Q_{\text{Lftg}}$ ) und Transmissionswärmebedarf ( $Q_{\text{T}}$ ) sowie die internen und solaren Wärmegevinne ergebenden Werte für die Jahres-Wärmebilanz sind in der nachfolgenden Tabelle 7 mit der resultierenden Heizlast zusammengefasst.

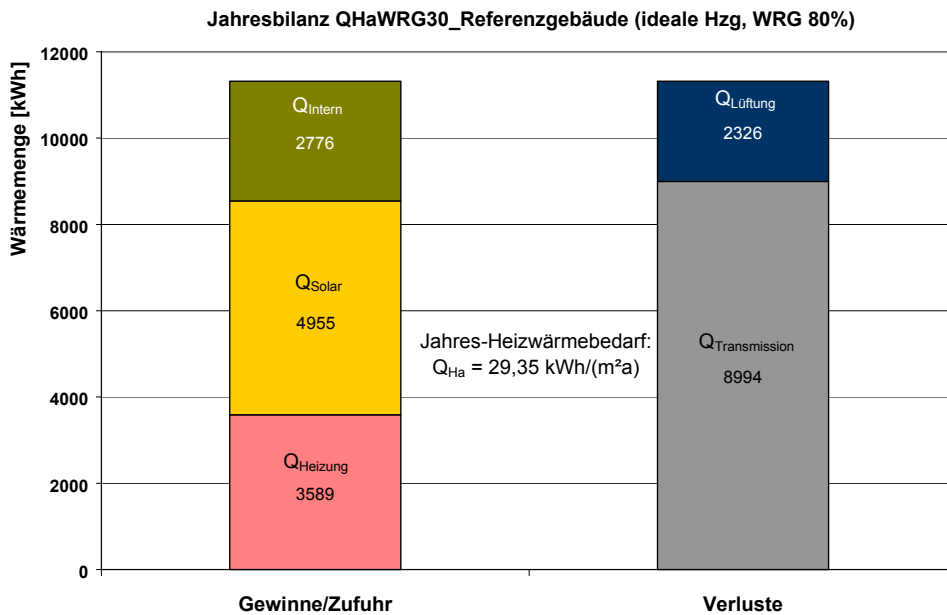
	<b>QHaWRG30</b>	<b>QHaAL30</b>	<b>QHaFe30</b>	<b>QHaWRG60</b>	<b>QHaZAL60</b>	<b>QHaFe60</b>
	<b>[kWh]</b>	<b>[kWh]</b>	<b>[kWh]</b>	<b>[kWh]</b>	<b>[kWh]</b>	<b>[kWh]</b>
$Q_{\text{Transmission}}$	8994	8994	8994	14100	14100	14100
$Q_{\text{Lüftung}}$	2326	8236	10976	2340	8241	11002
$Q_{\text{Intern}}$	2790	2790	2790	2790	2790	2790
$Q_{\text{Solar}}$	4955	6219	6610	6234	6930	7210
$Q_{\text{Heizung, abs.}}$	3589	8221	10580	7406	12260	15091
$Q_{\text{H,a}}$ [kWh/(m <sup>2</sup> ·a)]	<b>29,35</b>	<b>67,22</b>	<b>86,51</b>	<b>60,56</b>	<b>100,25</b>	<b>123,39</b>
$\dot{Q}$ [W]	<b>3279</b>	<b>5177</b>	<b>5839</b>	<b>5044</b>	<b>6942</b>	<b>7605</b>
$\dot{q}$ [W/m <sup>2</sup> ]	<b>26,8</b>	<b>42,3</b>	<b>47,7</b>	<b>41,2</b>	<b>56,8</b>	<b>62,2</b>

**Tabelle 7** Übersicht der sich aus der Simulation für die unterschiedlichen Dämmstandards ergebenden Anteile der Jahres-Wärmebilanz, dem flächenbez. Jahres-Heizwärmebedarf, sowie dem Wärmeleistungsbedarf im Auslegungsfall entspr. der [DIN 4701]

Exemplarisch ist für die Variante mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von 30 kWh/(m<sup>2</sup>·a) und einer Lüftungsanlage mit 80 % WRG der Verlauf der Gewinne und Verluste sowie der über das Heizsystem zuzuführenden Wärmemenge in Monatsbilanzen in Bild 50 (Darstellung der jeweils anrechenbaren Anteile) sowie in einer Jahresbilanz in Bild 51 dargestellt.



**Bild 50** Monats-Wärmebilanz (Bedarf und Deckung) Variante QHaWRG30 mit idealer Heizung und einer Lüftung mit 80 % Wärmerückgewinnung ( $n = 0,6 h^{-1}$ ,  $n_{Infiltration} = 0,05 h^{-1}$ )



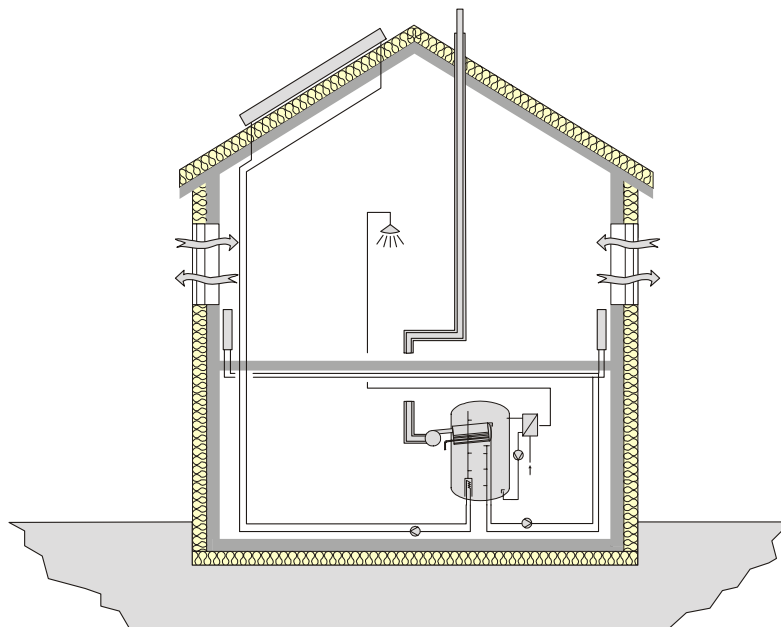
**Bild 51** Jahres-Wärmebilanz (Bedarf und Deckung) Variante QHaWRG30 mit idealer Heizung und einer Lüftung mit 80 % Wärmerückgewinnung ( $n = 0,6 h^{-1}$ ,  $n_{Infiltration} = 0,05 h^{-1}$ )

Die in den folgenden Untersuchungen über die Anlagentechnik im Modell bereitgestellte Heizleistung entspricht bei der Betriebsweise ohne Nachtabenkung der jeweils für die Varianten ermittelten Heiz-

last. Im Fall einer berücksichtigten Nachtabsenkung (entsprechend einer Soll-Raumtemperatur von 15°C) wird eine Leistungsreserve zur Schnellaufheizung vorgesehen.

#### 5.2.4. Systemvarianten

Das Betriebsverhalten der innerhalb der nachfolgenden Systemsimulation berücksichtigten Anlagenvarianten wird in den vorgestellten Lastprofilen untersucht. Für den Bereich der Wärmeerzeugung wird in allen Varianten ein Schichtenlade-Pufferspeicher als Wärmemanagement-Zentrale eingesetzt. Die Effizienz dieses Systembausteins wurde in den Labor- und Feldversuchen sowie im Rahmen von Simulationsstudien nachgewiesen (vgl. [Jähmig, Krause]). Die systemintegrierte Warmwasserbereitung im Durchflussprinzip über einen speichergekoppelten Plattenwärmeübertrager wird ebenfalls in allen Systemvarianten berücksichtigt (siehe Bild 52 bis Bild 54).

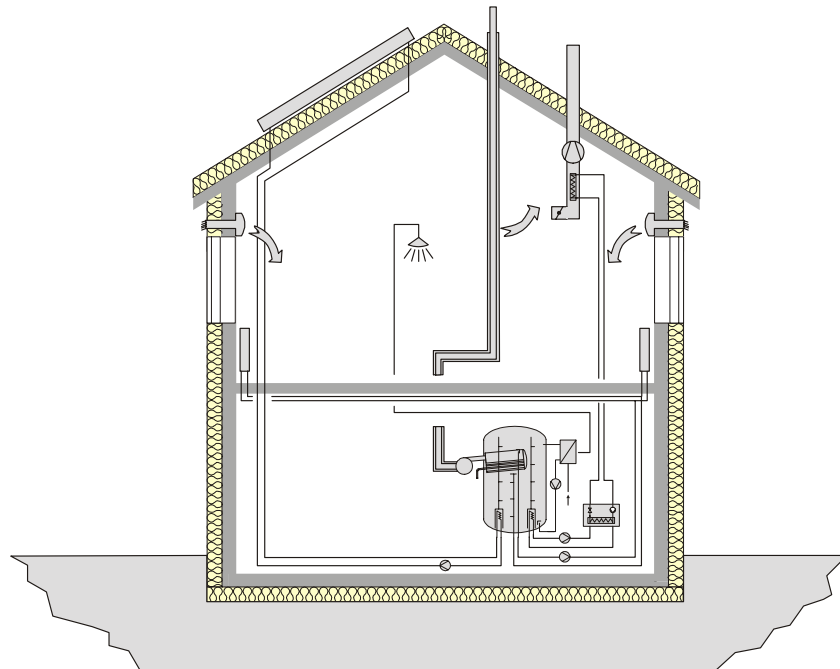


**Bild 52** Anlagentechnische Systemvariante mit solarunterstützter Gas-Brennwert-Heizzentrale, freien Heizflächen, Fensterlüftung, WW-Bereitung über Plattenwärmeübertrager

Als Wärmeerzeuger wird neben dem innerhalb der Feldtests erprobten speicherintegrierten Gas-Brennwert-Heizkessel auch die Variante einer erdgekoppelten Sole/Wasser-Wärmepumpe betrachtet (siehe Bild 54). Die Wärmequelle Erdreich wird über eine Erdsonde von 150 m Tiefe erschlossen. Das Arbeitsmittel der in der Simulation eingesetzten Wärmepumpe ist R 407 C. Die erdgekoppelte Wärmepumpe stellt hinsichtlich ihrer Effizienz eine Alternative zum Gas-Brennwert-Heizkessel dar und soll daher innerhalb dieser Untersuchung berücksichtigt werden. Die Effizienz der Wärmepumpe liegt im oberen Drittel der aktuell im [WPZ] vermessenen Wärmepumpen und entspricht daher dem aktuellen Stand der Technik.

Die Nenn-Wärmeleistung der Wärmeerzeuger wird beim Gas-Brennwert-Heizkessel im Standardfall mit 15 kW berücksichtigt und in Parameterstudien auf 12, 10 und 8 kW abgestuft. Die Sole/Wasser-Wärmepumpe wird mit einer Wärmeleistung von 12 und 8 kW berücksichtigt. Die Parameter der Erdsonde (Durchmesser U-Rohr, Sondenbohrung und Sole-Massenstrom) wurden der jeweiligen Wärmepumpe angepasst und mit dem Programm „EWSDruck“ (vgl. [Huber, Wetter, Kaufmann]) geprüft.

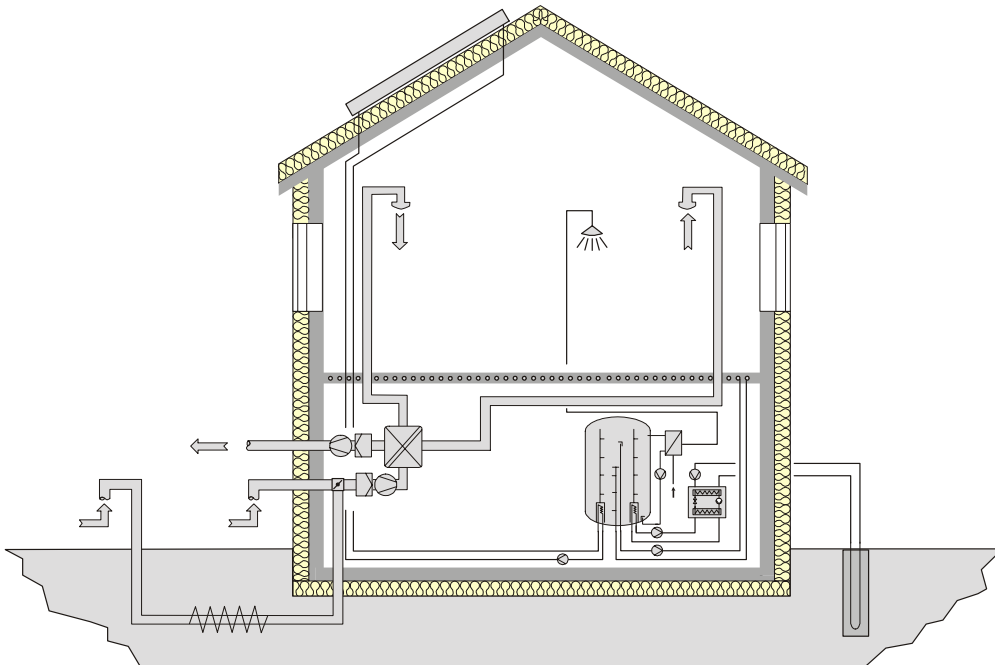
Die thermische Solarenergienutzung wird standardmäßig über Flachkollektoren berücksichtigt (siehe Abschnitt **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**), die über einen internen Wärmeübertrager in den Speicher eingekoppelt sind. Die Anlage wird als Low-Flow-System mit einem auf die Kollektorfläche bezogenen Volumenstrom von 12 kg/(m<sup>2</sup>·h) und in Südausrichtung mit 45° Neigungswinkel betrieben. Mit Variation der Kollektorfläche (6, 8, 10, 12, 15 m<sup>2</sup>) wird auch das entsprechend der Anlage im Praxistest (siehe Abschnitt **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) verfügbare Speichervolumen (455, 555, 655, 755, 955 l) angepasst.



**Bild 53** *Anlagentechnische Systemvariante mit solarunterstützter Gas-Brennwert-Heizzentrale, freien Heizflächen, Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über Luft/Wasser-Wärmepumpe, WW-Bereitung über Plattenwärmeübertrager*

Die Wärmeabgabesysteme werden als die in der baulichen Praxis am häufigsten eingesetzten Systeme berücksichtigt. In der Simulation kommen sowohl freie Heizflächen als Plattenheizkörper (siehe Bild 52 und Bild 53) sowie integrierte Heizflächen als Fußbodenheizung (siehe Bild 54) zur Anwendung. Neben dem Standardfall Plattenheizkörper werden in einer Parameterstudie zusätzlich Stahl- und Gussradiatoren mit höherem Wasserinhalt und Materialgewicht und damit vergrößerter Wärme-

kapazität berücksichtigt. Die Vorlauftemperaturen der freien Heizflächen werden von 70 bis 50°C variiert, die Spreizung als Differenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur in einem Bereich zwischen 10 und 30 K betrachtet. Die Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung wird zwischen 40 und 50°C variiert. Als Spreizung wird ein Bereich zwischen 10 und 5 K betrachtet.



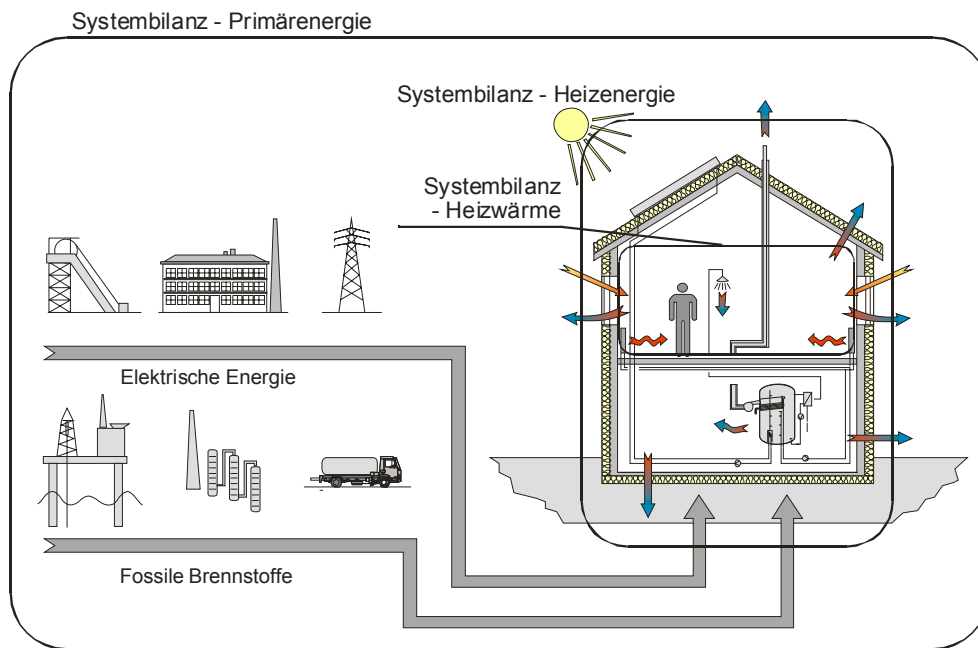
**Bild 54** Anlagentechnische Systemvariante mit solarunterstützter Sole/Wasser-Wärmepumpen-Heizzentrale, integrierten Heizflächen, Zu- und Abluftsystem mit Wärmerückgewinnung und Zuluftvorwärmung über Erdreichwärmeübertrager, WW-Bereitung über Plattenwärmeübertrager

Als Lüftungsvarianten werden Fensterlüftung, mechanische Lüftung über eine zentrale Abluftanlage ohne und mit Wärmerückgewinnung über eine Luft/Wasser-Wärmepumpe sowie eine mechanische Lüftung über eine Zu- und Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung berücksichtigt. Als Wärmerückgewinnungseinheiten werden die in den Laborversuchen untersuchten Varianten Luft/Wasser-Wärmepumpe, Rekuperator und Regenerator im Modell abgebildet.

Als Standard-Luftwechsel wird für die Abluftsysteme ein Wert von  $n = 0,55 \text{ h}^{-1}$  und für die Zu- und Abluftsysteme mit Wärmerückgewinnung ein Wert von  $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$  berücksichtigt. In der Zeit von 22.00 bis 06.00 Uhr wird ein auf  $n = 0,3 \text{ h}^{-1}$  reduzierter Luftwechsel angesetzt, so dass der Luftwechsel im Mittel für die Zu- und Abluftanlagen  $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$  und für die Abluftanlage  $n = 0,47 \text{ h}^{-1}$  beträgt. Zur Ermittlung der energetischen Effizienz der Lüftungsanlagen wird von idealem Nutzerverhalten während der Laufzeit der Lüftungsanlage (im Standardfall etwa 6500 h/a bei Regelung über die Außentemperatur)







**Bild 55** Bilanzgrenzen von Systemen zur Heizwärmeversorgung von Gebäuden

Der Jahres-Heizwärmebedarf ergibt sich aus Summe der Transmissions- ( $Q_T$ ) und Lüftungswärmeverluste ( $Q_{Lftg}$ ) abzüglich der nutzbaren solaren ( $Q_{G,Sol}$ ) und internen Gewinne ( $Q_{G,i}$ ) (z.B. Abwärme von Personen und Elektrogeräten) (siehe Gl. 16).

$$Gl. 16 \quad Q_{H,a} = Q_{T,a} + Q_{Lftg,a} - \eta \cdot (Q_{G,Sol,a} + Q_{G,i,a})$$

Der Nutzwärmebedarf zur Warmwasserbereitung ergibt sich aus dem jährlichen Warmwasserbedarf sowie der Differenz aus Warm- und Kaltwassertemperatur wie in Gl. 17 dargestellt:

$$Gl. 17 \quad Q_{WW,a} = V_{WW,a} \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (\theta_{WW} - \theta_{KW})$$

Der in der [EnEV] pauschal berücksichtigte Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung für Wohngebäude von 12,5 kWh/(m<sup>2</sup>·a) wird innerhalb dieser Untersuchung mit dem aus einem realistischen Zapfprofil resultierenden Nutzwärmebedarf Warmwasser von 22,3 kWh/(m<sup>2</sup>·a) deutlich überschritten.

Entsprechend des zum Nachweis der Bedarfskennwerte gem. [EnEV] definierten Verfahrens wird bei Ermittlung des Primärenergiebedarfs ebenfalls der Anteil der Hilfsenergie aus el. Leistungsaufnahme für Pumpen, Ventilatoren, Brenner, Vorheizeinrichtungen etc. erfasst. Über Primärenergiefaktoren  $f_p$  wird die Prozesskette der Gewinnung, Umwandlung und Verteilung zur Endenergiebereitstellung berücksichtigt. Gemäß [DIN EN 4701-10] werden die Primärenergiefaktoren für Gas als 1,1 und für Strom als 3,0 angesetzt (siehe auch Tabelle 8).

Der Gesamt-Primärenergiebedarf zur Heizwärme- und Warmwasserversorgung sowie zur Lüftung der Gebäude wird aus den Simulationsergebnissen zu den einzelnen Anlagenvarianten wie in Gl. 18 dargestellt ermittelt:

$$\text{Gl. 18} \quad Q_P = \left( Q_{\text{Hzfl,ab}} + \sum Q_{\text{H,V}} + Q_{\text{H,g}} + Q_{\text{WW}} + \sum Q_{\text{WW,V}} + Q_{\text{WW,g}} \right) \cdot f_{\text{P,Q}} + \left( P_{\text{HE,H}} + P_{\text{HE,WW}} + P_{\text{HE,Lftg}} \right) \cdot f_{\text{P,HE}}$$

Für die Heizwärmeversorgung wird der Wärmebedarf entsprechend der Energiebedarfsentwicklung über die Prozesskette der Wärmebereitstellung beginnend ab der von der Heizfläche abgegebenen Wärme ermittelt. Wärmeverluste (V) ab Wärmeerzeuger bis zur Abgabe an den Heizflächen sowie die Erzeugungsverluste bei der Wärmebereitstellung selbst (g) werden berücksichtigt. Dies gilt auch für die Warmwasserversorgung. Die Art der Lüftung beeinflusst den resultierenden Wärmebedarf des Gebäudes und damit auch die Wärmeabgabe der Heizflächen. Eine separate Berücksichtigung der Lüftungsanlage erfolgt bei der Hilfsenergiebedarfsermittlung ( $P_{\text{HE}}$ ). Hierbei werden alle benötigten Hilfsenergien (Regelung, Pumpen, Gebläse, ...) zur Heizung, Warmwasserbereitung und Lüftung erfasst.

In der Ermittlung des Gesamt-Wärmebedarfs zur Heizung und Warmwasserbereitung werden Verlustanteile der Speicherung (s), Verteilung (d) und Übergabe (ce) berücksichtigt (siehe Gl. 19).

$$\text{Gl. 19} \quad \sum Q_V = Q_s + Q_d + Q_{\text{ce}}$$

Aufgrund der gewählten Standardkonfiguration mit zentralem Speicher müssen die Speicherverluste für Heizwärme- und Warmwasserbereitstellung anteilig aufgeteilt werden. Die Berechnung des flächenbezogenen Primärenergiebedarfswertes erfolgt entsprechend Gl. 20 mit Bezug auf die Nutzfläche des Gebäudes  $A_N$ . Die Aufwandszahl kann aus dem über die Simulationsergebnisse ermittelten Primärenergiebedarfswert bestimmt werden.

$$\text{Gl. 20} \quad q_{\text{P,a}} = \frac{Q_{\text{P,a}}}{A_N} = \frac{(Q_{\text{H,a}} + Q_{\text{WW,a}}) \cdot e_P}{A_N}$$

### 5.3.2. Systembewertung

In der von [Diederichs, Getto, Streck] entwickelten Bewertungsmethode für ökonomisches und ökologisches Bauen sowie gesundes Wohnen wird ein einheitlicher Kriterienkatalog für die Vor- und Entwurfsplanung von Wohnungsneubauten mit Schwerpunkt Mehrfamilienhäuser aufgestellt. Innerhalb des Verfahrens werden für Heizungs- und Lüftungssysteme Primärenergiebedarf und Emissionen berücksichtigt. Die wirtschaftliche Bewertung erfolgt anhand eines in Abhängigkeit der flächenbezogenen Investitionskosten vorgegebenen Punktrasters. Die Behaglichkeit innerhalb des Gebäudes wird nicht berücksichtigt.

Die Aufstellung einer allgemeinen Bewertungsmethode für Heiz- und Warmwasserbereitungssysteme erfolgte durch [Eisenmann]. In dieser Arbeit werden im Zielkriterienbaum für die Systembewertung Komfortkriterien sowie ökonomische und öko-logische Kriterien zusammengefasst. Die einzelnen Kriterienzweige werden in Einzelanforderungen aufgeschlüsselt, so dass ein komplexes Werkzeug zur Bewertung unterschiedlichster Systeme zur Verfügung steht. Neben eindeutig bewertbaren Kriterien wie Kosten und Emissionen werden im Bereich Komfort auch variable Faktoren wie Aussehen und Zusatznutzen erfasst.

Innerhalb der Bewertung der nachfolgend untersuchten Systemvarianten werden die von [Eisenmann] aufgestellten wesentlichen Beurteilungskriterien Komfort sowie die ökologische und ökonomische Systemrelevanz übernommen. Im Sinne einer Vereinfachung des Bewertungsverfahrens und der leichteren Handhabbarkeit in der praktischen Anwendung wird die Bewertungsmatrix auf die wesentlichen Kriterien

- Wirtschaftlichkeit (Vollkostenrechnung)
- Primärenergiebedarf
- CO<sub>2</sub> - Emissionen
- Thermische Behaglichkeit im Gebäude

reduziert.

Die wirtschaftliche Bewertung der verschiedenen Systemvarianten muss von bestimmten jeweiligen Investitions-, Brennstoff- und Wartungskosten sowie Zinssätzen ausgehen, die regional unterschiedlich sind und deren Entwicklung nicht vorhersehbar ist. Konjunkturelle Abhängigkeiten und die technologische Entwicklung beeinflussen die wirtschaftliche Situation ebenfalls, so dass über die große Zahl unterschiedlicher Einflussfaktoren keine exakte Aussage der Entwicklung über einen Betrachtungszeitraum von z.B. 20 Jahren möglich ist.

Die Ermittlung der Wirtschaftlichkeit der Systeme erfolgt entsprechend [VDI 2067] über eine dynamische Amortisationsrechnung. Bei der Kostenermittlung werden Investitions-, Energie- sowie Wartungs- und Unterhaltskosten berücksichtigt. In der Wirtschaftlichkeitsrechnung wird ein Zinssatz von 6 % angesetzt, die Nutzungsdauern der Anlagenkomponenten werden wie auch die Wartungskosten entsprechend [VDI 2067] berücksichtigt. Die Gesamtkosten zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit ergeben sich damit entsprechend Gl. 21 aus:

**Gl. 21**       $K_{\text{ges,a}} = K_{\text{Kapital,a}} + K_{\text{Energie,a}} + K_{\text{Wartung,a}}$

Die für die einzelnen Komponenten berücksichtigten Investitionskosten sind im Anhang zusammengestellt. Die Energiekosten werden wie folgt berücksichtigt:

<b>Gas:</b>	Arbeitspreis:	0,033 €/kWh
	Grundpreis:	156 €/a
<b>El. Strom:</b>	Hilfsenergie	0,14 €/kWh
	Strom WP:	0,08 €/kWh
	Grundpreis WP:	75 €/a

Der Primärenergiebedarf wird entsprechend der Darstellung in Abschnitt 5.3.1 unter Berücksichtigung der aus der Simulation für den Brennstoff- bzw. Hilfsenergiebedarf ermittelten Werte bestimmt. Die Berechnung der äquivalenten endenergiebezogenen CO<sub>2</sub>-Emissionen (in der Folge als CO<sub>2</sub>-Emissionen bezeichnet) erfolgt auf der Basis der in [GEMIS] genannten Werte (siehe Tabelle 8).

	f <sub>p</sub> [1]	f <sub>CO<sub>2</sub></sub> [kg/kWh]
El. Strom	3,0	0,689
Gas	1,1	0,305

**Tabelle 8** Primärenergiefaktoren ([DIN EN 4701-10]) und CO<sub>2</sub>-Äquivalent-Emissionen ([GEMIS]) für el. Strom und Erdgas (Bezug Endenergie)

Bezugsgrößen bei der Ermittlung der Emissionswerte sind jeweils die aus den Simulationsrechnungen bestimmten Bedarfswerte für Endenergie (Gas) und Hilfsenergie (Strom) (siehe Gl. 22).

**Gl. 22** 
$$E_{CO_2} = Q_{End} \cdot f_{CO_2,Q} + P_{HE} \cdot f_{CO_2,HE}$$

Zur Bewertung der Effizienz der Wärmepumpen und Solaranlagen innerhalb der verschiedenen Systemkonfigurationen erfolgt zusätzlich die Ermittlung der Jahres-Arbeitszahlen der Wärmepumpen (Gl. 23) und der solaren Deckungsanteile f<sub>Sol</sub> (siehe Gl. 24).

**Gl. 23** 
$$\eta_{WP, System} = \frac{\text{abgegebene Wärmemenge}}{\text{zugeführte el. Arbeit incl. Hilfsenergie}} = \frac{Q_{WP, Heiz}}{W_{el, ges}}$$

Der solare Deckungsanteil wird als Verhältnis von gewonnener Nutzwärme aus der Solaranlage zu Gesamt-Heizenergiebedarf bestimmt (Gl. 24).

**Gl. 24** 
$$f_{Sol} = \frac{Q_{Sol}}{Q_{ges}} = \frac{Q_{Sol}}{Q_{Heiz} + Q_{WW} + Q_{Verlust}} = \frac{Q_{Sol}}{Q_{Sol} + Q_{NH}}$$

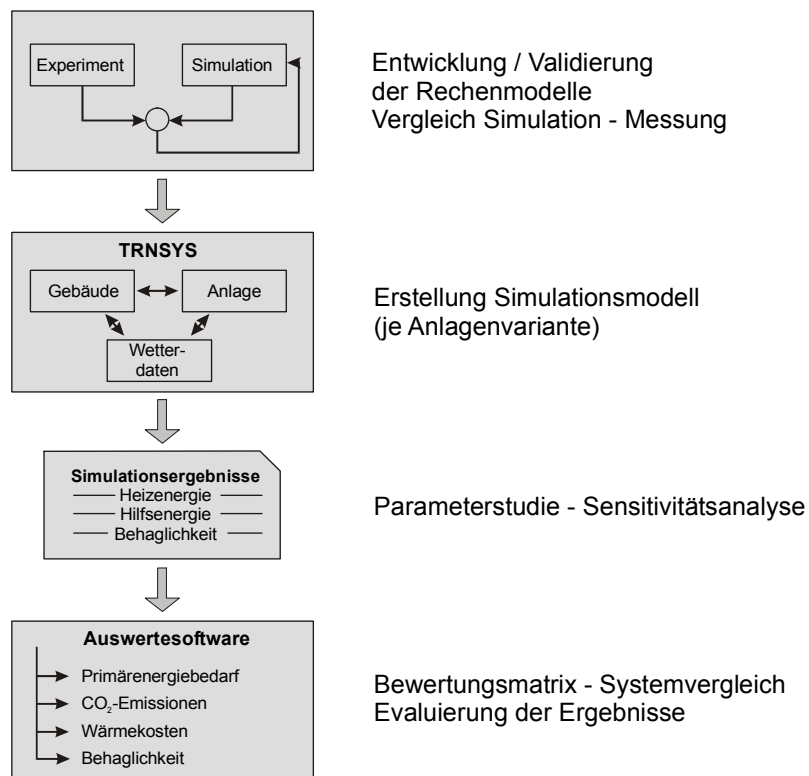
Die Bewertung der Systeme nach Einstellung der Behaglichkeitsparameter innerhalb des Gebäudes erfolgt über die Ermittlung des PPD-Indexes (siehe Gl. 25). Hierdurch kann eine quantitative Voraussage bzgl. der Anzahl der innerhalb einer Personengruppe mit dem Raumklima Unzufriedenen getroffen werden.

**Gl. 25** 
$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-\left(0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2\right)}$$

Der in Abhängigkeit des PMV-Wertes zu bestimmende PPD-Index wird im Rahmen der Simulationsrechnung aus den raumklimatischen Parametern innerhalb des Gebäudes und den berücksichtigten Profilen bzw. Randbedingungen ermittelt. Für die Bekleidung der Personen und deren Aktivitätsgrad wurde ein Zeitprofil von 06.00 bis 22.00 Uhr (1,0 clo und 1,2 met) und von 22.00 bis 06.00 Uhr (2,5 clo und 0,8 met) berücksichtigt. Der PMV-Index stellt eine Aussage über den Durchschnittswert der Klimabeurteilung einer großen Gruppe von Personen unter gleichen klimatischen Bedingungen dar und ist eine Funktion des Energieumsatzes der Person(en), der abgegebenen mechanischen Leistung, des Wasserdampfdruckes, verschiedener bekleidungsabhängigen Parametern sowie der Luftgeschwindigkeit und -temperatur (siehe [DIN EN ISO 7730]). Die Ermittlung des Behaglichkeitsindex zur Systembewertung erfolgt innerhalb dieser Untersuchung unter Berücksichtigung des PPD-Mittelwertes und dessen Varianz innerhalb der Heizperiode (01.10. bis 31.03) (siehe Gl. 26).

**Gl. 26** 
$$f_{B,HP} = 100 - PPD_{HP,mittel} - \frac{PPD_{HP,max} - PPD_{HP,min}}{2}$$

Die nachfolgende Bewertung der Systeme erfolgt unter Berücksichtigung der genannten Kenngrößen. Die Primärenergiefaktoren, die Basisdaten für die Wirtschaftlichkeitsberechnung sowie die Faktoren zur Berechnung der CO<sub>2</sub>-Emissionen sind in einer entwickelten Auswertesoftware hinterlegt. Der Ablauf der Ermittlung der Bewertungsgrößen über die Modellbildung bis zur Ausgabe über die Auswertesoftware ist in Bild 56 dargestellt.



**Bild 56** Ablauf der Ermittlung der Bewertungsgrößen für die Anlagenvarianten

Vor der Betrachtung der Gesamtsysteme werden zur Einschätzung der sich über das Betriebsverhalten einzelner Anlagenkomponenten oder Funktionsbereiche ergebenden Einflussfaktoren Voruntersuchungen durchgeführt. Aufgrund der Ergebnisse aus den detailliert durchgeführten Arbeiten von [Post], [Bauer], [Schrapf] etc. ist eine sich über alle Funktionsbereiche erstreckende Detailuntersuchung nicht erforderlich. Die Bezeichnung der Dämmstandardvarianten erfolgt nachfolgend für das Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz (Jahres-Heizwärmebedarf 30 kWh/(m<sup>2</sup>·a) bei 80 % WRG und idealer Heizung) als „Gebäude 30“ bzw. „Variante 30“ und für das Gebäude mit geringerem Wärmeschutz (Jahres-Heizwärmebedarf 60 kWh/(m<sup>2</sup>·a) bei 80 % WRG und idealer Heizung) als „Gebäude 60“ bzw. „Variante 60“ (siehe Übersicht der U-Werte in Abschnitt 5.2.3 und im Anhang). Die Bezeichnung der Anlagenvarianten erfolgt über die Nennung des Lüftungs-, Wärmeerzeugungs- und Wärmeverteilungssystems.

#### 5.4 Simulationsergebnisse Lüftungssysteme

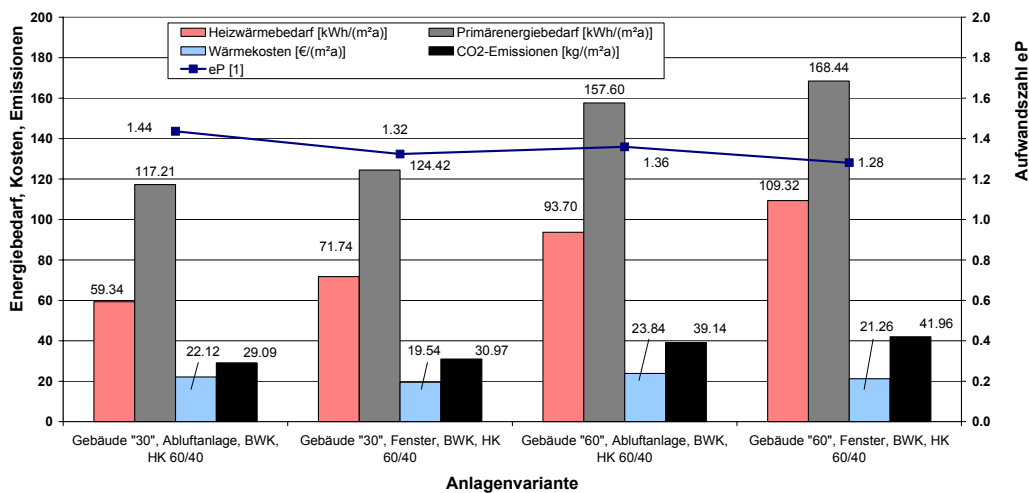
Die Wahl des Lüftungssystems beeinflusst aufgrund des steigenden Anteils der Lüftungswärmeverluste in hochwärmegedämmten Gebäuden entscheidend den resultierenden Primärenergiebedarf zur Wärmeversorgung. Über die Beeinflussung des Zulufttemperaturniveaus ist zusätzlich eine Rückwirkung auf die thermische Behaglichkeit im Gebäude gegeben.

### 5.4.1. Vergleichende Untersuchung unterschiedlicher Lüftungssysteme

Die Fensterlüftung stellt die einfachste Art der Gebäudelüftung dar. Die Gewährleistung des aus bauphysikalischer und hygienischer Hinsicht erforderlichen Luftwechsels setzt die Einhaltung einer Lüftungsdisziplin der Nutzer voraus. Während zu geringe Luftwechsel zu einer Unterversorgung mit Frischluft sowie Bauwerksschäden führen können, stellen z. T. deutlich erhöhte Wärmeverluste die Folge übermäßiger Lüftung dar.

Mit Einbau einer Abluftanlage wird kontrolliert Luft über Außenluftdurchlässe nachgeführt und zentral abgeführt. Die el. Leistungsaufnahme des Ventilators führt im Vergleich zur Fensterlüftung zu einem höheren Primärenergiebedarf, der jedoch über eine Reduzierung der Lüftungsverluste mit der resultierenden Verringerung des Heizwärmebedarfs mehr als ausgeglichen wird (siehe Bild 57).

Die im Bild 57 aus der Simulation ermittelten Verhältnisse decken sich mit Ergebnissen aus der wissenschaftlichen Begleitung realisierter Projekte. Im Rahmen der weiteren Systemsimulation kann somit hinsichtlich des Vergleichs einer Abluftanlage mit einer Fensterlüftung von praxisrelevanten Aussagen ausgegangen werden.

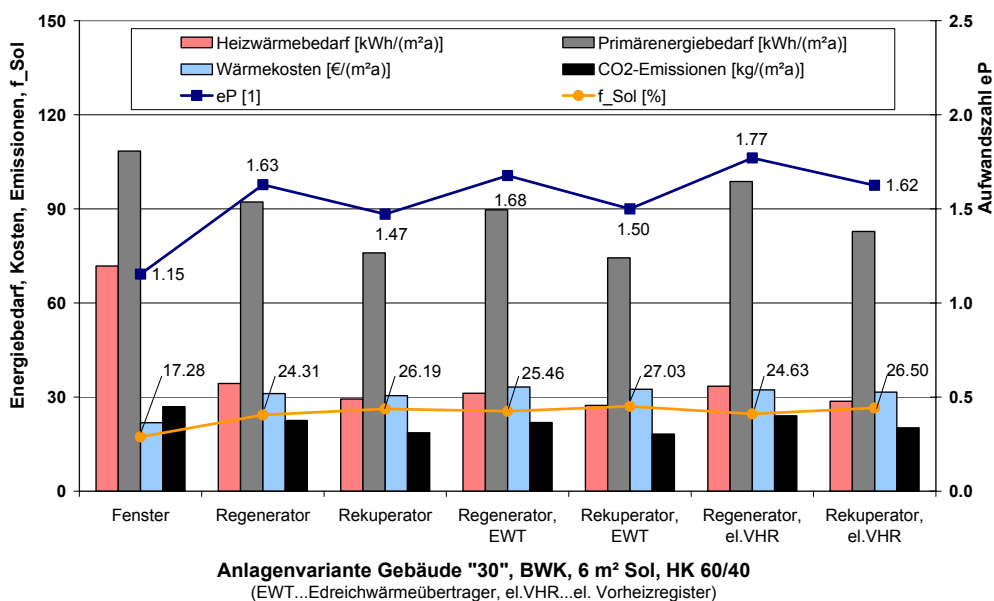


**Bild 57** Vergleich Abluftanlage und Fensterlüftung bei den Dämmstandardvarianten 30 und 60

Mit Integration einer Zu- und Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung wird über die Absenkung des Heizwärmebedarfs im Vergleich zur Fensterlüftung eine deutliche Reduzierung des Primärenergiebedarfs erreicht (siehe Bild 58 und Bild 59).

Die für den Regenerator und Rekuperator in den Laborversuchen ermittelten Betriebscharakteristiken führen in der Jahressimulation zu entsprechenden Werten des Jahres-Heizwärme- und Strombedarfs.

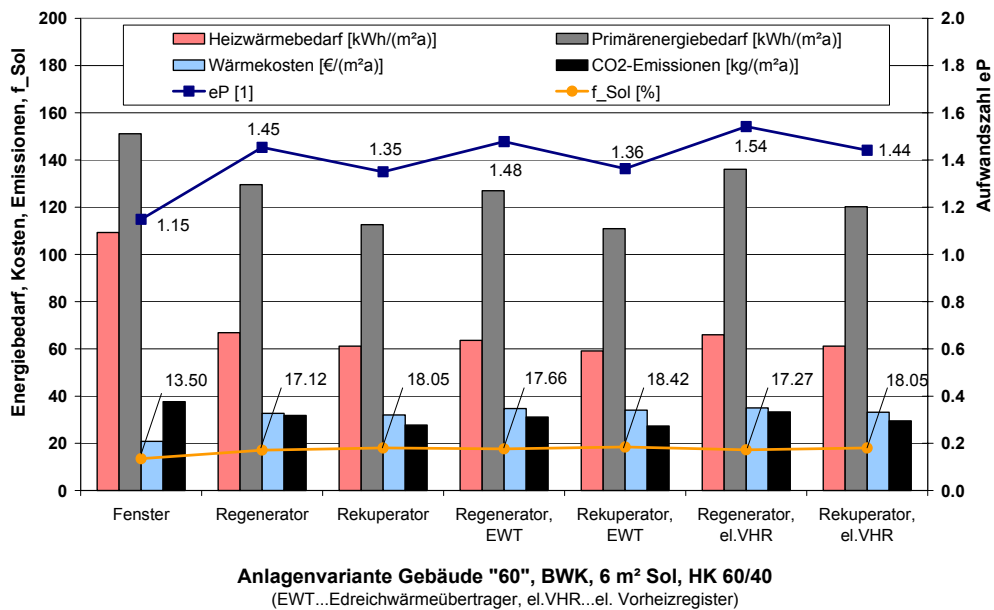
Die erhöhte el. Leistungsaufnahme der Ventilatoren beim Regenerator führt mit der geringeren Rückwärmzahl im Vergleich zum Rekuperator zu einer Erhöhung des Primärenergiebedarfs. Beim Regenerator besteht aufgrund des Feuchteausstausches zwischen Zu- und Abluftseite bei niedrigem Außentemperaturniveau keine Einfriergefahr. Eine Zuluftvorwärmung ist damit nicht erforderlich. Zur Gewährleistung eines frostsicheren Betriebes des Rekuperators ist jedoch die anlagentechnische Integration einer Vorwärmung erforderlich. Der Einsatz eines Erdreichwärmeübertragers führt aufgrund der geringen zusätzlichen Druckverluste nur zu einer relativ geringen Erhöhung der el. Leistungsaufnahme der Ventilatoren (max. 10 %) in den Wärmerückgewinnungseinheiten. Die Vorschaltung eines Erdreichwärmeübertragers wirkt sich sowohl beim Rekuperator als auch beim Regenerator reduzierend auf die Entwicklung des resultierenden Primärenergiebedarf aus (siehe auch Bild 59).



**Bild 58** Entwicklung der Energiebedarfswerte, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen, Aufwandszahlen und solaren Deckungsanteile bei Systemen mit Zu- und Abluftanlagen mit WRG im Gebäude Variante 30

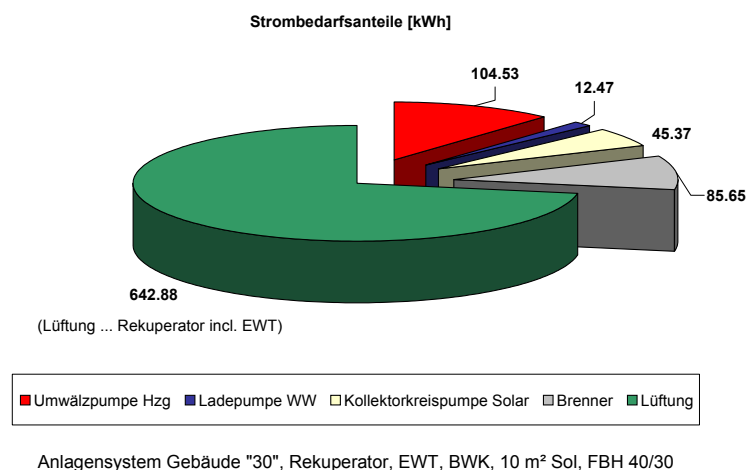
Die prozentual auf den Gesamt-Primärenergiebedarf bezogenen Einsparpotentiale sind beim Gebäude mit geringerem Wärmeschutz im Vergleich zum gehobenen Dämmstandard trotz höherer Absolutbeträge geringer. Mit der Reduzierung des Wärmebedarfsniveaus ergibt sich bei Einsatz von Rekuperatoren, insbesondere in Kombination mit Erdreichwärmeübertragern, aufgrund der Reduzierung des Heizwärmebedarfs eine Erhöhung des solaren Deckungsanteils.





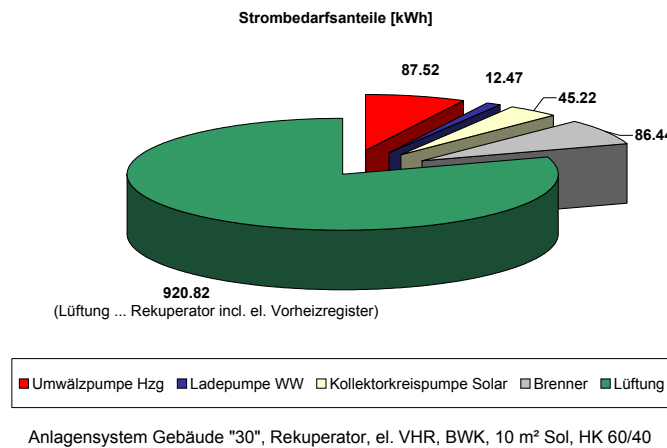
**Bild 59** Entwicklung der Energiebedarfswerte, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen, Aufwandszahlen und solaren Deckungsanteile bei Systemen mit Zu- und Abluftanlagen mit WRG im Gebäude Variante 60

Eine Zusammenstellung der Strombedarfswerte für ein Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz bei Integration eines Rekuperators ist in Bild 60 enthalten. Ausgehend von einem Strombedarf der Lüftung ohne Vorheizung von 612 kWh ergibt sich über den Erdreichwärmeübertrager eine Erhöhung des el. Leistungsbedarfs für die Lüftung um 5 %.



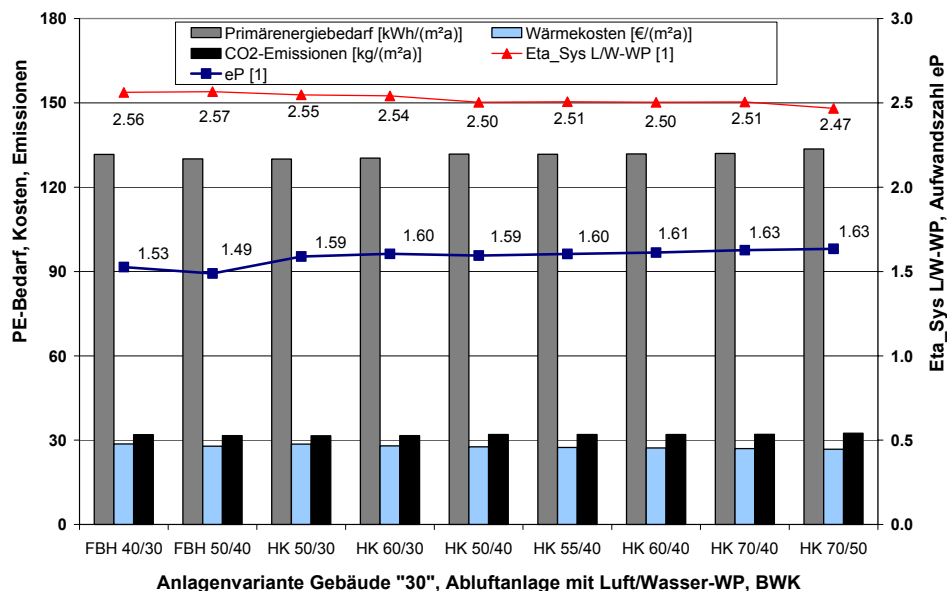
**Bild 60** Aufteilung des Strombedarfs bei einem Anlagensystem mit Rekuperator und Erdreichwärmeübertrager zur Zuluftvorwärmung in einem Gebäude „30“ mit Fußbodenheizung

Die Integration eines el. Vorheizregisters führt zu einer Erhöhung der el. Leistungsaufnahme für die Lüftung um 50 %.



**Bild 61** Aufteilung des Strombedarfs bei einem Anlagensystem mit Rekuperator und el. Heizregister zur Zuluftvorwärmung in einem Gebäude „30“ mit Heizkörperheizung

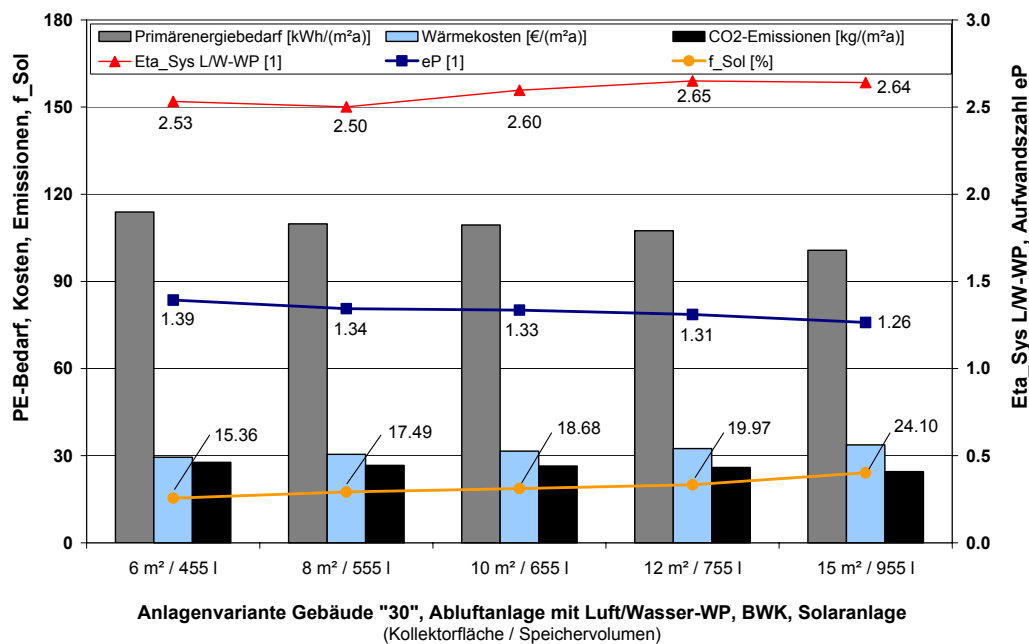
Bei Realisierung einer Wärmerückgewinnung über eine speichergekoppelte Abluft-Wärmepumpe (L/W-WP) ergibt sich über das Temperaturniveau im Speicher eine Abhängigkeit der Jahres-Arbeitszahl der Wärmepumpe von der Auslegung der Heizanlage (siehe Bild 62).



**Bild 62** Entwicklung des Primärenergiebedarfs, der Wärmekosten, der CO<sub>2</sub>-Emissionen, der Aufwandszahl sowie der Arbeitszahl der Abluft-Wärmepumpe bei unterschiedlicher Auslegung des Heizsystems im Gebäude Variante 30

Bei Einsatz einer Fußbodenheizung mit entsprechend niedrigem resultierenden Temperaturniveau im Speicher ergeben sich günstige Bedingungen für den Betrieb der Wärmepumpe. Die Jahres-Arbeitszahlen von unter 3 deuten ein Optimierungspotential bzgl. der Entwicklung der el. Leistungsaufnahme des Kompressors der Wärmepumpe an.

Mit einer Vergrößerung des Speichervolumens bei Integration einer Solaranlage zur Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung ergibt sich eine gleichzeitige Erhöhung der Arbeitszahl der Wärmepumpe (siehe Bild 63). Eine negative Beeinflussung des Betriebsverhaltens der Wärmepumpe mit kombinierter Solarenergienutzung in einem gemeinsamen Schichtenladespeicher kann damit nicht festgestellt werden.



**Bild 63** Entwicklung des Primärenergiebedarfs, der Wärmekosten, der CO<sub>2</sub>-Emissionen, der Aufwandszahl sowie der Arbeitszahl der Abluft-Wärmepumpe bei Variation der Kollektorfläche und Speichervolumen der nachgeschalteten Solaranlage im Gebäude Variante 30

Hinsichtlich der sich im Vergleich zu anderen Lüftungsvarianten ergebenden Wärmekosten ist der Einsatz einer Luft/Wasser-Wärmepumpe im Hinblick auf die erreichbaren Arbeitszahlen und damit des erreichbaren Primärenergieeinsparpotentials gemäß der vorliegenden Systemvarianten kritisch zu bewerten.

#### **5.4.2. Variation der Ventilatorlaufzeiten**

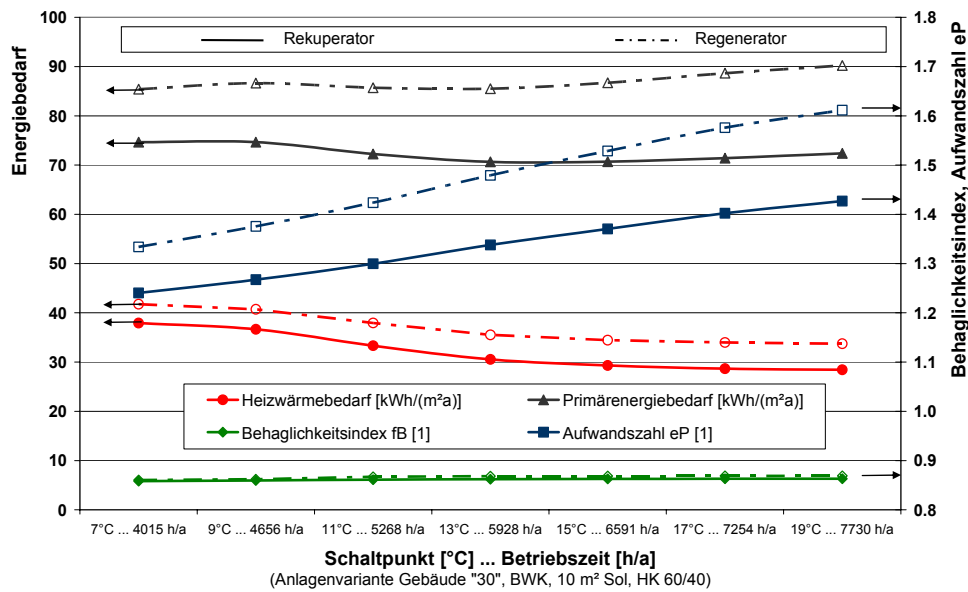
Zur Untersuchung des Einflusses der Ventilatorlaufzeiten auf den Energiebedarf, die CO<sub>2</sub>-Emissionen sowie die Wirtschaftlichkeit des Gesamtsystems wird die Ein- bzw. Ausschalttemperatur der Lüftungsanlage nachfolgend zwischen 7 und 19°C variiert. Die sich ergebenden Betriebszeiten sind in Tabelle 9 zusammengestellt.

Die Betrachtung erfolgt für beide Dämmstandardvarianten jeweils mit Rekuperator und Regenerator, wobei in beiden Fällen keine Vorheizung berücksichtigt wird. Als Heizsystem wird eine Anlage mit Plattenheizkörpern in der Auslegung 60/40°C berücksichtigt. Beide Anlagen sind mit einer 10 m<sup>2</sup> Solaranlage versehen. Der Gas-Brennwert-Heizkessel ist in einem 650 l-Speicher integriert.

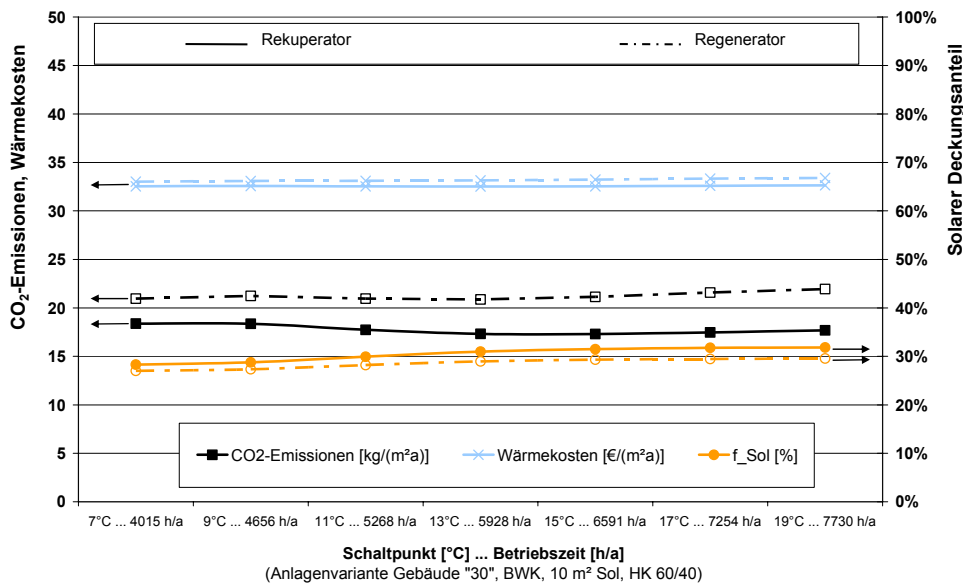
<b>Ein-/Ausschalttemperatur [°C]</b>	<b>Betriebszeit [h/a]</b>
7	4.015
9	4.656
11	5.268
13	5.928
15	6.591
17	7.254
19	7.730

**Tabelle 9** Betriebszeit der Lüftungsanlage bei Variation der Ein- bzw. Ausschalttemperatur (Wetterdaten TRY 08)

Die Entwicklung der Energiebedarfswerte, der Aufwandszahl, des Behaglichkeitsindex, der Emissionen, der Wärmekosten sowie des solaren Deckungsanteils ist für ein Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz (Variante 30) in Bild 64 und Bild 65 zusammengefasst.



**Bild 64** Entwicklung von Heizwärme- und Primärenergiebedarf, Aufwandszahl und Behaglichkeitsindex bei Variation der Einschaltpunkte bzw. der Betriebszeit der Zu- und Abluftanlage mit WRG bei einem Gebäude Variante 30



**Bild 65** Entwicklung von CO<sub>2</sub>-Emissionen, Wärmekosten und solarem Deckungsanteil bei Variation der Einschaltpunkte bzw. der Betriebszeit der Zu- und Abluftanlage mit WRG bei einem Gebäude Variante 30

Die erhöhte el. Leistungsaufnahme des Regenerators führt zu einem Optimum des Abschaltpunktes bei niedrigeren Außentemperaturen. Im Vergleich zum Rekuperator ist bei den Leistungsdaten der in

den Labortests vermessenen Geräte im Hinblick einer maximalen Primärenergieeinsparung der Abschaltzeitpunkt für den Regenerator bei einer Außentemperatur von etwa 13°C zu wählen. Der Rekuperator kann bei Betrieb bis etwa 15°C Außentemperatur zur Primärenergieeinsparung beitragen. Bei Einsatz der Geräte in Gebäuden mit geringerem Wärmeschutz (Variante 60) ergeben sich vergleichbare Ergebnisse.

In den nachfolgenden Systemsimulationen werden die aus den vorhergehenden Untersuchungen hinsichtlich der Auslegungstemperatur der Heizanlage, der Nachtabenkung sowie für die Ventilatorlaufzeiten ermittelten Ergebnisse berücksichtigt.

## **5.5 Simulationsergebnisse Wärmeerzeugungssysteme**

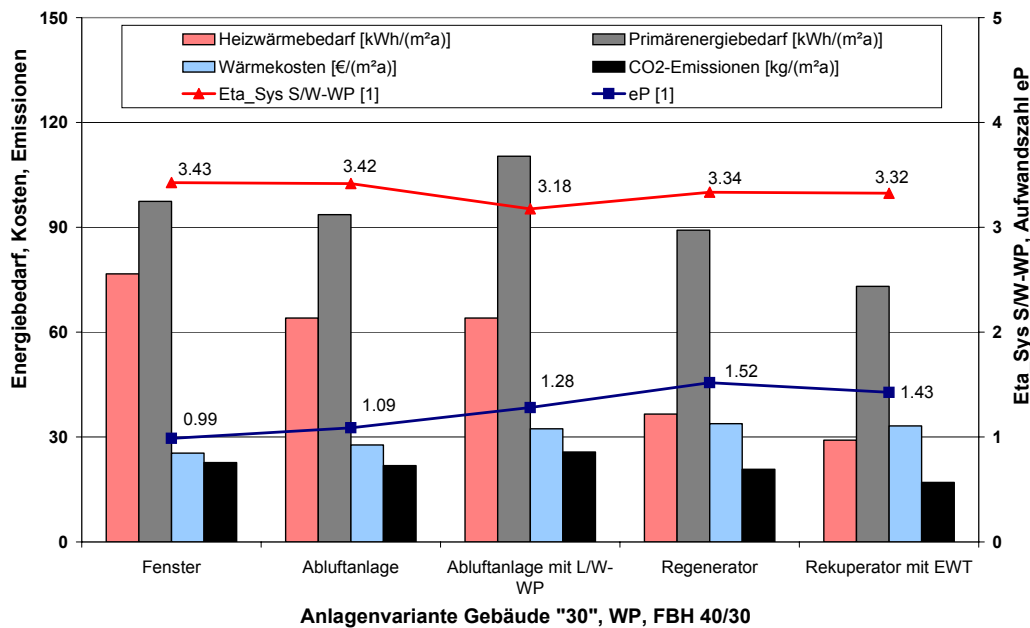
Die Vielzahl der innerhalb der Untersuchung betrachteten Komponenten ermöglicht ein großes Spektrum von Systemvarianten. Die nachfolgende Betrachtung erfolgt für eine Auswahl praxistauglicher Konfigurationen.

### **5.5.1. Wärmeerzeugung ohne Solarunterstützung**

In den nachfolgend hinsichtlich ihrer Auswirkung auf den Primärenergiebedarf, die CO<sub>2</sub>-Emissionen und Wärmekosten sowie die Behaglichkeit im Gebäude untersuchten Systemvarianten erfolgt der Betrieb ohne Solarunterstützung. Als Wärmeerzeuger werden eine Sole/Wasser-Wärmepumpe sowie ein speicherintegrierter Gas-Brennwert-Heizkessel betrachtet. Ein 455 l Schichtenlade-Pufferspeicher bildet jeweils die Wärmemanagement-Zentrale des Systems. Beide Wärmeerzeugervarianten werden im Folgenden mit unterschiedlichen Lüftungs- und Wärmeabgabesystemen kombiniert und bewertet.

Beim Einsatz einer Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einer Heizleistung von 8 kW in einem Gebäude mit verbessertem Dämmstandard (Variante 30) ergeben sich in Kombination mit einer auf  $\theta_{VL}/\theta_{RL}$  40/30°C ausgelegten Fußbodenheizung unabhängig vom Lüftungssystem Jahres-Arbeitszahlen (entsprechend Gl. 23) von über 3 (siehe Bild 66).

Bei Kombination des Systems mit den Lüftungsvarianten Fensterlüftung bzw. einer Abluftanlage ergibt sich jeweils eine Arbeitszahl von etwa 3,4. Der Einsatz einer Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung über eine speichergekoppelte Luft/Wasser-Wärmepumpe führt bei im Vergleich zur Abluftanlage gleichem Heizwärmebedarf zu einer Reduzierung der Arbeitszahl auf einen Wert von rd. 3,2. Dies ist durch eine Erhöhung des Temperaturniveaus im Speicher und den dadurch negativ beeinflussten Betriebsbedingungen für den Kondensator der Sole/Wasser-Wärmepumpe begründet.

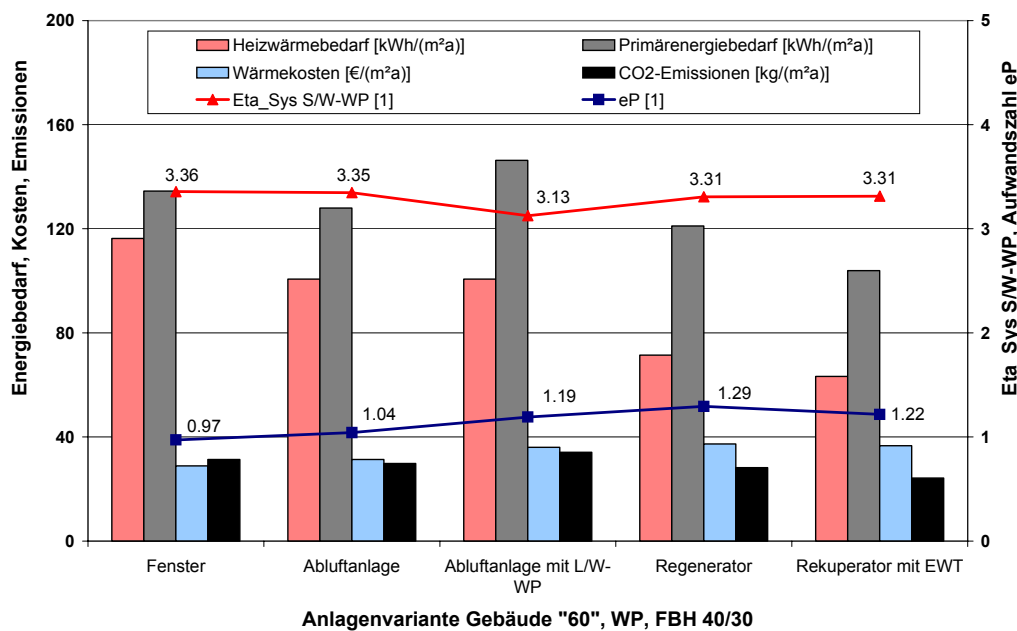


**Bild 66** Energiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Gebäude Variante 30

Der Einsatz der Abluft-Wärmepumpe bedingt eine Erhöhung des Primärenergiebedarfs und damit eine Erhöhung der Aufwandszahl um 17 %. Die Systemkombinationen mit Zu- und Abluftanlage führen zu einem Rückgang des Heizwärmebedarfs und damit über einen vermehrten Teillastbetrieb zu einer Verringerung der Arbeitszahl. Die Investitionen für die Zu- und Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung führen im Vergleich zur Fensterlüftung zu einer deutlichen Erhöhung der Wärmekosten.

In Gebäuden mit geringerem Wärmeschutz (Variante 60) ergibt sich eine vergleichbare Abhängigkeit der Jahres-Arbeitszahl der Sole/Wasser-Wärmepumpe mit 12 kW Wärmeleistung und dem zusätzlichen Einsatz einer Abluft-Wärmepumpe. Bei einer Reduzierung der Jahres-Arbeitszahl um 6,6 % ergibt sich über die Erhöhung des Primärenergiebedarfs von 14 % eine gleichzeitige Erhöhung der Aufwandszahl auf einen Wert von 1,19 (siehe Bild 67).

Über die Reduzierung des Strombedarfs bei Realisierung einer Fensterlüftung ergibt sich eine Aufwandszahl von unter 1. Der sich über den Einsatz eines Zu- und Abluftsystems mit Wärmerückgewinnung ergebende erhöhte Strombedarf führt bei Reduzierung des Jahres-Heizwärmebedarfs zu einer Erhöhung der Aufwandszahl. Die äquivalenten CO<sub>2</sub>-Emissionen werden jedoch gegenüber der Fenstervariante mit dem System Rekuperator und Erdreichwärmeübertrager aufgrund des verringerten Heizwärmebedarfs um 23 % reduziert.



**Bild 67** Energiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Gebäude Variante 60

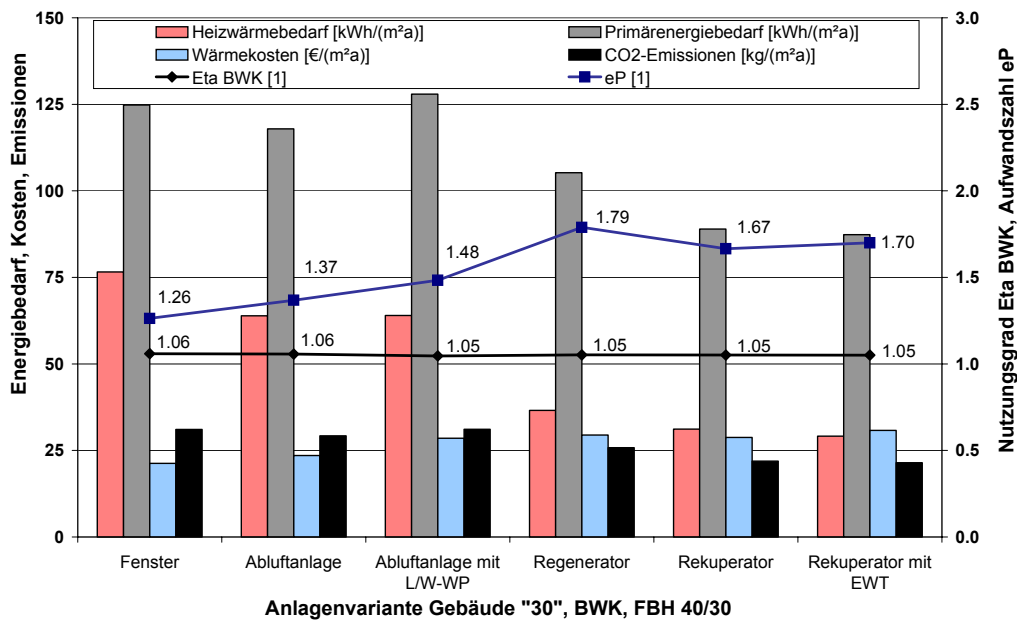
Generell wird der bei [Schraps] angegebene Zusammenhang der Verbesserung der Effizienz des Wärmepumpenbetriebes in Gebäuden reduzierten Wärmebedarfs bestätigt. Die Arbeitszahl der Wärmepumpe nimmt bei Verbesserung des Dämmstandards bei sonst gleichen anlagentechnischen Bedingungen zu (siehe Bild 66 und Bild 67).

Bei Einsatz eines speicherintegrierten Gas-Brennwert-Heizkessels zur Wärmeversorgung der Gebäudevarianten wird statt der Jahres-Arbeitszahl der Wärmepumpe der Nutzungsgrad der Wärmeerzeugung durch den Gas-Brennwert-Heizkessel dargestellt (siehe Bild 68).

Aufgrund des sich bei gleichen Bedarfswerten für Heizung und Warmwasserbereitung über den Brennstoff Gas ergebenden höheren Primärenergiebedarfs führt die Wärmeerzeugung über den Gas-Brennwert-Heizkessel im Vergleich zur Sole/Wasser-Wärmepumpe zu höheren Aufwandszahlen. Hinsichtlich des Einflusses des Betriebes der Abluft-Wärmepumpe auf die Entwicklung der Aufwandszahl ergeben sich bei beiden Wärmeerzeugervarianten vergleichbare Zusammenhänge.

Der für das Gas-Brennwert-Heizsystem aus den Praxisversuchen ermittelte hohe Nutzungsgrad ergibt sich unabhängig von der gewählten Lüftungsvariante auch in der Simulation. Der Einfluss durch den zusätzlichen Wärmeeintrag aus der Abluft-Wärmepumpe schlägt sich ebenfalls in einem leicht reduzierten Nutzungsgrad des Wärmeerzeugers nieder. Der Wärmepreis des Systems mit Gas-Brennwert-Heizkessel ist aufgrund der höheren Kosten bei der Wärmepumpenheizung für die Wärmeerzeugungsanlage Erdsonde und Wärmepumpe im Durchschnitt etwa um 10 bis 15 % geringer.

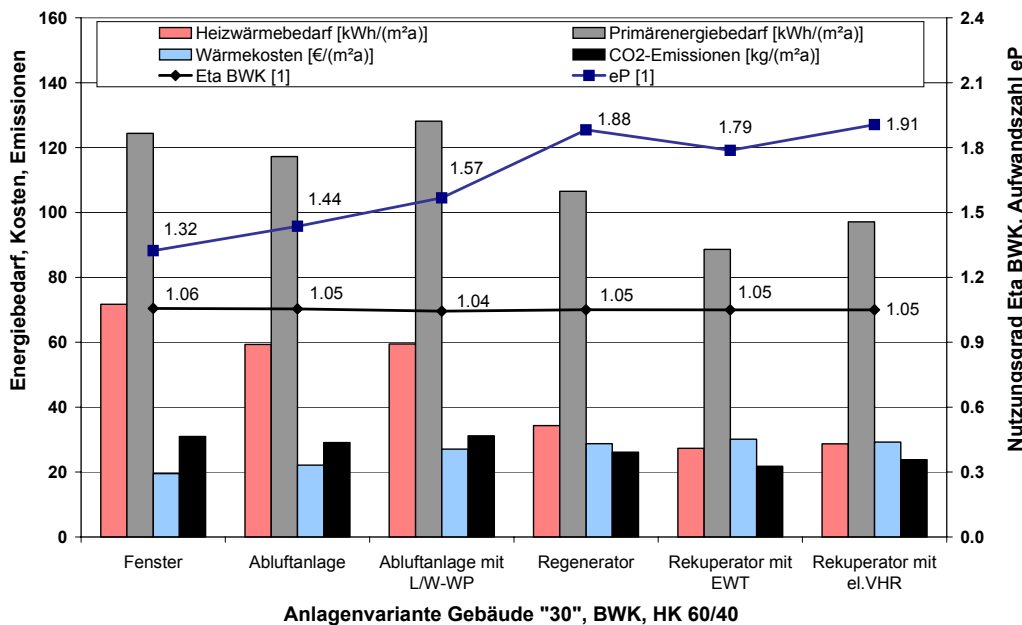




**Bild 68** Energiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen und Nutzungsgrad von Gas-Brennwert-Heizsystemen (15 kW, 450 l Speicher, ohne Solarunterstützung) und Fußbodenheizung im Gebäude Variante 30

Die aus einem Wechsel des in Bild 68 berücksichtigten Wärmeabgabesystems Fußbodenheizung auf Plattenheizkörper resultierenden veränderten Verhältnisse sind in Bild 69 dargestellt.

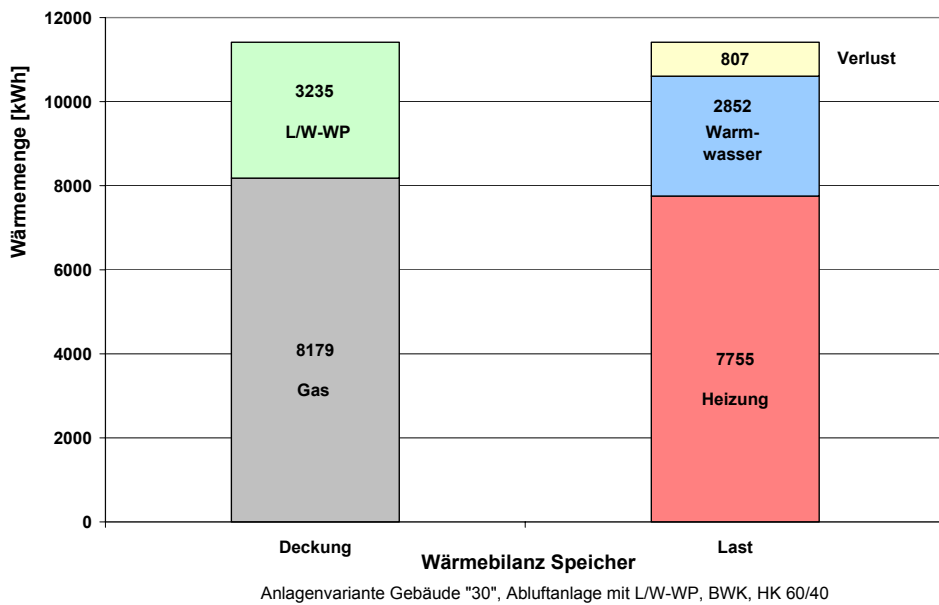
Insgesamt ergibt sich durch den Wechsel des Heizwärmeabgabesystems bei vergleichbaren Primärenergiebedarfs- und Emissionswerten eine Reduzierung der Wärmekosten gegenüber der Fußbodenheizungsvariante um etwa 5 bis 6 %. Diese Verringerung resultiert bei vergleichbarem Jahres-Heizwärmebedarf im Wesentlichen aus den höheren Investitionskosten für die Fußbodenheizung.



**Bild 69** Energiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen und Nutzungsgrad von Gas-Brennwert-Heizsystemen (15 kW, 450 l Speicher, ohne Solarunterstützung) und Plattenheizkörpern für Gebäude Variante 30

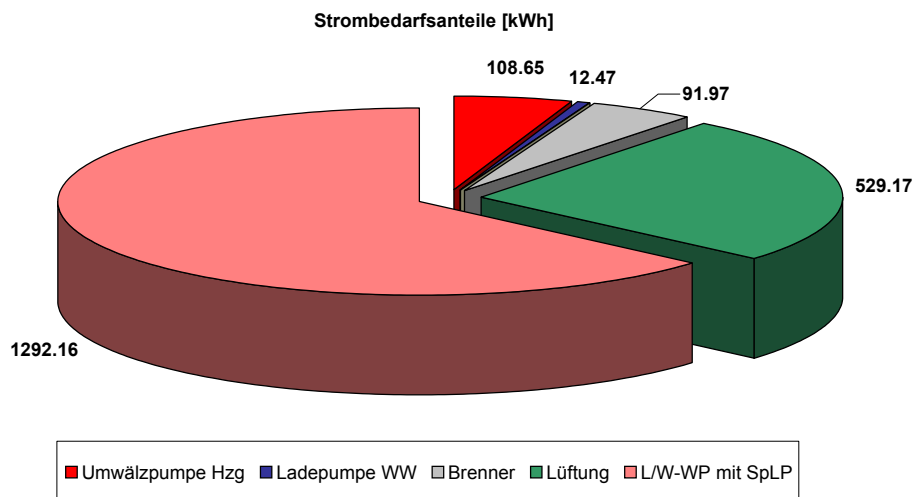
Der Einsatz einer speichergekoppelten Luft/Wasser-Wärmepumpe zur Wärmerückgewinnung in Kombination mit einer Abluftanlage schlägt sich wie bereits beim System mit der Wärmeerzeugungsvariante Sole/Wasser-Wärmepumpe in einer deutlichen Erhöhung des Primärenergiebedarfs nieder (siehe Bild 69).

Beispielhaft sind der anteilige Strombedarf sowie die Speicherbilanz für ein System mit Abluft-Wärmepumpe, Gas-Brennwert-Heizkessel und Plattenheizkörpern in Bild 70 und Bild 71 dargestellt.



**Bild 70** Wärmebilanz Speicher Systemvariante Abluftanlage mit Luft/Wasser-Wärmepumpe, Gas-Brennwert-Heizkessel, Heizkörperheizung 60/40°C in Gebäude Variante 30

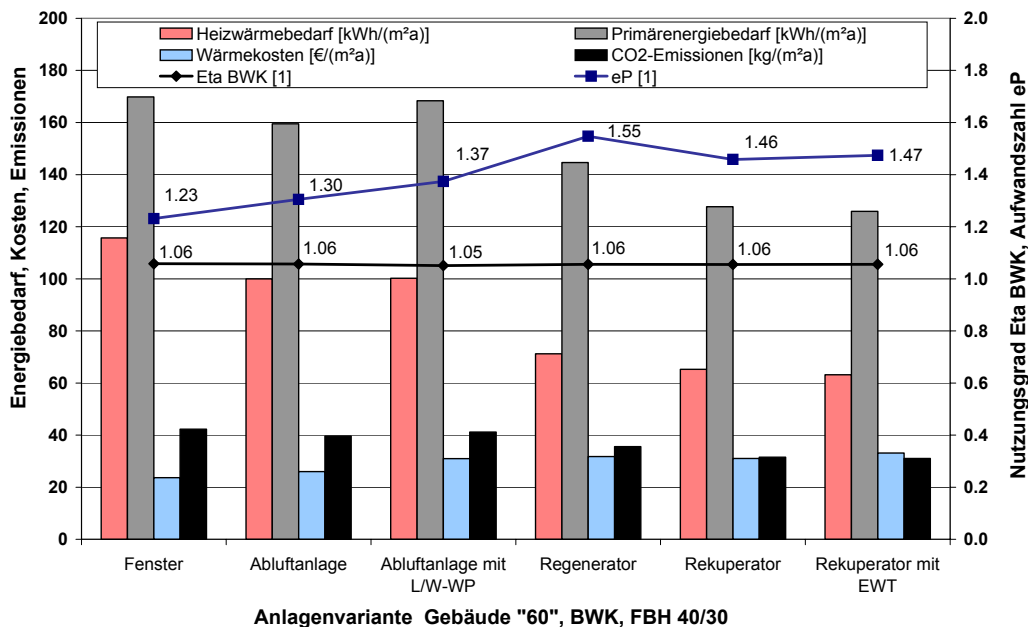
In dem Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz beträgt der Deckungsanteil am Gesamtwärmebedarf durch die Abluft-Wärmepumpe 28,3 %.



**Bild 71** Stromverbrauch Systemvariante Abluftanlage mit Luft/Wasser-Wärmepumpe, Gas-Brennwert-Heizkessel, Heizkörperheizung 60/40°C in Gebäude Variante 30

Bei einem Strombedarf incl. der Speicherladepumpe von etwa 1300 kWh ergibt sich eine Jahres-Arbeitszahl von etwa 2,5.

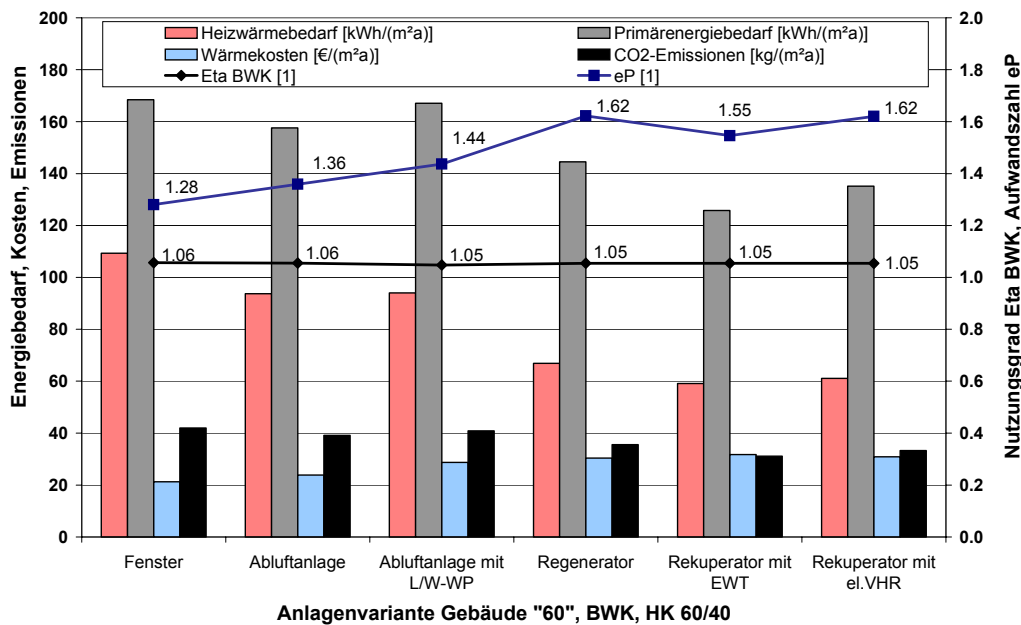
Die sich in Gebäuden mit geringerem Transmissionswärmeschutz (Variante 60) und einer Fußbodenheizung ergebenden Kennwerte sind in Bild 72 zusammengestellt.



**Bild 72** Energiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen und Nutzungsgrad von Gas-Brennwert-Heizsystemen (15 kW, 450 l Speicher, ohne Solarunterstützung) und Fußbodenheizung für Gebäude Variante 60

Auch für das Gebäude mit geringerem Wärmeschutz ergeben sich durch die Integration eines Rekuperators in das Anlagensystem geringere Heizwärme- und Primärenergiebedarfswerte, die durch Vorschaltung eines Erdreichwärmeübertragers nochmals reduziert werden.

Sowohl für die Wärmeabgabevervariante Heizkörperheizung (Auslegung 60/40°C, siehe Bild 73) als auch für die Fußbodenheizung ergeben sich in Kombination mit einer Fensterlüftung die geringsten Aufwandszahlen. Der resultierende Primärenergiebedarf zur Beheizung übersteigt jedoch trotz des auf den Betrieb von Umwälzpumpen und des Heizkessels reduzierten Strombedarfs aufgrund des erhöhten Brennstoffbedarfs den Primärenergiebedarf der Vergleichsvarianten mit Lüftungsanlage. Hinsichtlich der Gültigkeit der für die Varianten „Fensterlüftung“ getroffenen Aussagen sind die aus der Begleitung der ausgeführten Projekte ermittelten Einschränkungen zu beachten. Die Bedarfs- und Emissionswerte stehen in Abhängigkeit des Nutzerverhaltens, das in weiten Bereichen variieren kann.



**Bild 73** Energiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen und Nutzungsgrad von Gas-Brennwert-Heizsystemen (15 kW, 450 l Speicher, ohne Solarunterstützung) und Plattenheizkörpern für Gebäude Variante 60

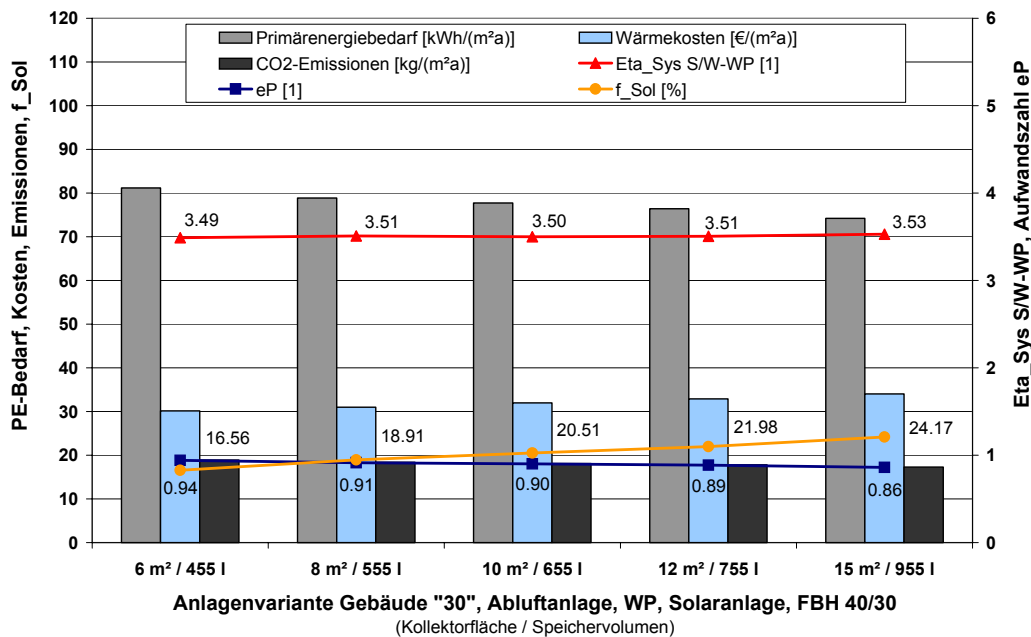
Die innerhalb der Zusammenstellung berücksichtigte Variation der Luftvorwärmung für den Betrieb des Rekuperators wirkt sich in allen betrachteten Anlagenvarianten aus. Der taktende Betrieb des el. Vorheizregisters (VHR) mit einer el. Leistungsaufnahme von 2 kW führt im Vergleich zum kontinuierlichen Betrieb des Erdreichwärmeübertragers zu einem vergleichsweise höheren Heizwärmebedarf. Die el. Leistungsaufnahme des Heizregisters bedingt eine Erhöhung des Primärenergiebedarfs und der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Der reduzierte Investitionsaufwand im Vergleich zum Erdreichwärmeübertrager führt dagegen zu einer leichten Reduzierung der Wärmekosten.

Bei Erhöhung des Transmissionswärmeschutzes des Gebäudes von der Variante 60 auf Variante 30 ergeben sich abhängig von der Lüftungsvariante Primärenergieeinsparungen von 30 bis 50 %. Eine weitere erhebliche Einsparung des Brennstoffeinsatzes zur Wärmeversorgung ergibt sich durch die Integration der thermischen Solarenergienutzung zur Wärmebereitstellung, die im Folgenden untersucht wird.

### 5.5.2. Systemeffizienz solarunterstützter Systeme

Wie bereits bei der Systemuntersuchung von Anlagen ohne Solarunterstützung erfolgt zunächst die Betrachtung von Anlagen mit einer Sole/Wasser-Wärmepumpe als Wärmeerzeuger in Gebäuden mit den unterschiedlichen Dämmstandardvarianten. Anschließend werden Systeme mit speicherintegriertem Gas-Brennwert-Heizkessel untersucht.

Bei Systemintegration der thermischen Solarenergienutzung zur Reduktion des Primärenergiebedarfs ergibt sich durch die Einkopplung der Solarwärme in den Speicher eine potentielle Beeinflussung der Betriebsbedingungen für die anderen speichergekoppelten Wärmeerzeuger. In Bild 74 sind der resultierende Primärenergiebedarf, die Wärmekosten und die CO<sub>2</sub>-Emissionen zusammen mit der Anlagenaufwandszahl sowie dem solaren Deckungsanteil für Anlagen mit Sole/Wasser-Wärmepumpe, Fußbodenheizung und Abluftanlage zum Betrieb in Gebäuden mit verbessertem Wärmeschutz zusammengestellt.

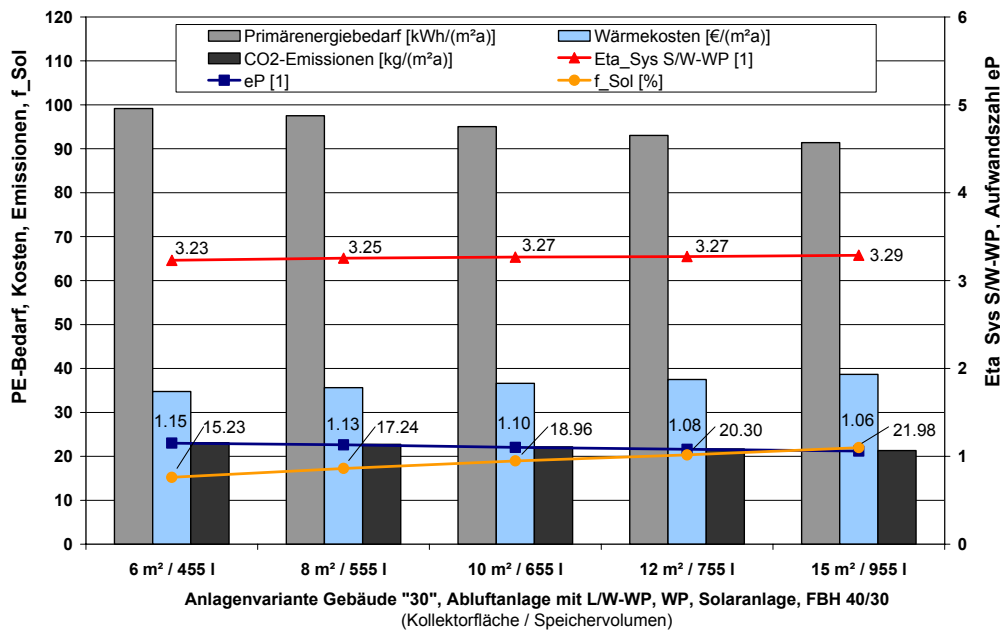


**Bild 74** Primärenergiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Gebäude Variante 30 mit Abluftanlage

Ausgehend von Jahres-Arbeitszahlen der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Lüftungsvariante von unter 3,5 (für das System mit Abluftanlage ohne Solarunterstützung 3,42, siehe Bild 66) ergibt sich aus der Simulation eine Erhöhung der Jahres-Arbeitszahlen beim Wärmepumpensystem mit Solarunterstützung. Mit zunehmender Kollektorfläche und Speichergröße wird die Arbeitszahl aufgrund des im Sommer reduzierten Teillastbetriebes zur Warmwasserbereitung größer. Die wegen des höheren Temperaturniveaus bei der Warmwasserbereitung weniger effizienten Phasen der Wärmebereitstellung im Sommer werden durch die Solaranlage übernommen. Die anteilige Deckung des Wärmebedarfs über die Solaranlage steigert sich ausgehend von 17 % bei einer Kollektorfläche von 6 m<sup>2</sup> und einem 455 l Speicher auf 24 % bei einer Kollektorfläche von 15 m<sup>2</sup> und einem Speichervolumen von 955 l.

Die Wärmekosten steigen hierbei mit zunehmender Kollektorfläche und Speichervolumen ausgehend von etwa 28 €/m<sup>2</sup> (455 l Speicher ohne Kollektorfläche, siehe Bild 66) um 22,5 % auf 34 €/m<sup>2</sup>.

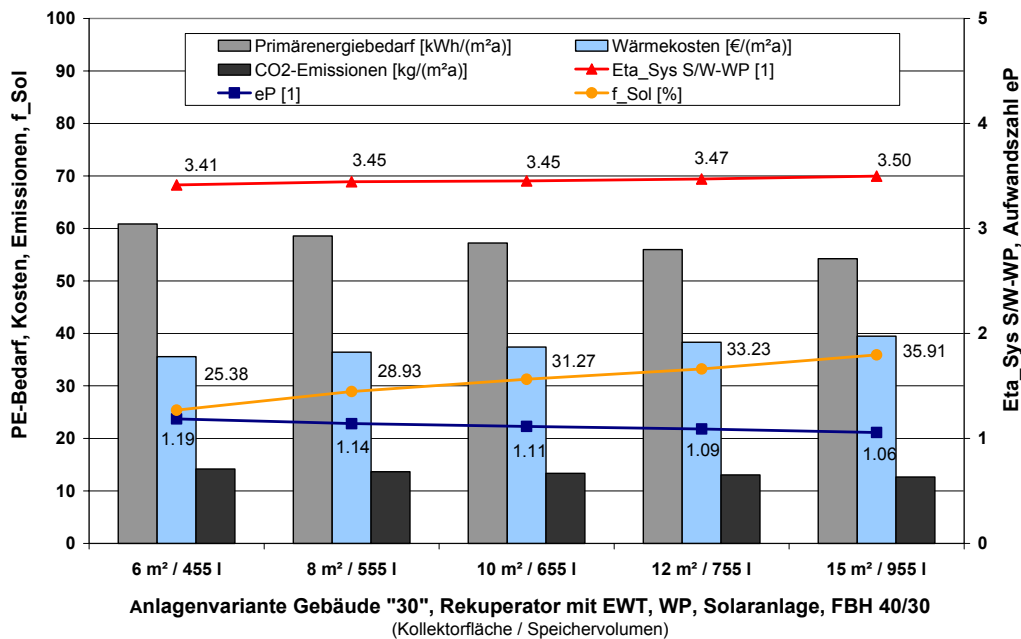
Das Kostenniveau liegt bei der in Bild 75 dargestellten Variante mit Abluftanlage und Wärmerückgewinnung durch die Luft/Wasser-Wärmepumpe im Vergleich zur Anlagenvariante mit Abluftanlage (siehe Bild 74) aufgrund der entsprechenden Investitions- und Betriebskosten deutlich höher.



**Bild 75** Primärenergiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Gebäude Variante 30 mit Abluftanlage und WRG über Luft/Wasser-WP

Aufgrund der gegenseitigen Beeinträchtigung des Betriebstemperaturniveaus über die gesamte Heizperiode durch die Wärmeeinträge der Sole/Wasser- und der Luft/Wasser-Wärmepumpe in den Speicher ergeben sich deutlich reduzierte Jahres-Arbeitszahlen. Auch der Rückgang des solaren Deckungsanteils ist auf die Integration der Abluft-Wärmepumpe mit dem erhöhten Temperaturniveau im Speicher zurückzuführen. Knapp 22 % des Wärmebedarfs können noch durch die 15 m<sup>2</sup> Kollektoranlage bei sonst gleichen Bedingungen im Vergleich zu Bild 74 gedeckt werden. Die negative Beeinflussung der Betriebsbedingungen führt gleichzeitig zu einem Anstieg des primärenergetisch zur Wärmebereitstellung zu leistenden Aufwands. Die Aufwandszahlen steigen im Vergleich zum System mit Abluftanlage auf Werte von über 1.

Eine deutliche Erhöhung des solaren Deckungsanteils auf Werte zwischen 25 und 36 % ergibt sich durch eine Reduzierung des Wärmebedarfs und der daraus resultierenden Verkürzung der Heizperiode durch Integration einer Luft/Luft-Wärmerückgewinnung (siehe Bild 76).



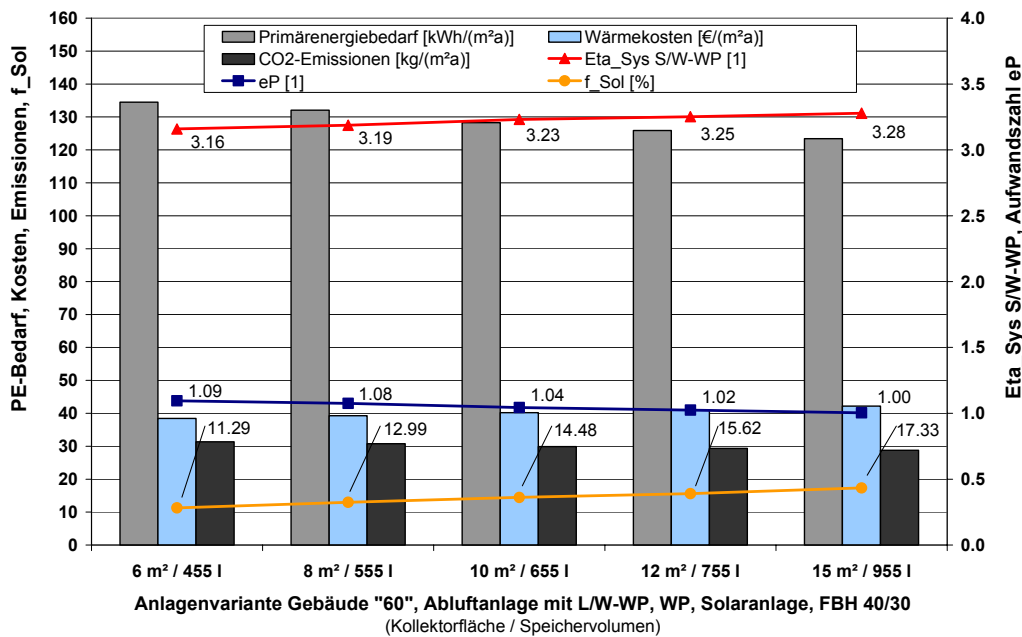
**Bild 76** Primärenergiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Gebäude Variante 30 mit Rekuperator und Erdreichwärmeübertrager

Bei Wechsel des Lüftungssystems auf einen Rekuperator mit Luftvorwärmung über einen Erdreichwärmeübertrager ergeben sich im Vergleich zur Abluftanlage aufgrund der höheren Investitions- und Betriebskosten der Zu- und Abluftanlage jedoch höhere Wärmepreise.

Bei Reduzierung des Transmissionswärmeschutzes des Gebäudes und der damit verbundenen Erhöhung der zu deckenden Heizlast ergeben sich für die Systemkonfiguration einer Sole/Wasser-Wärmepumpe mit 12 kW Heizleistung und Fußbodenheizung mit Abluftanlage und Wärmerückgewinnung über die Luft/Wasser-Wärmepumpe die in Bild 77 dargestellten Zusammenhänge.

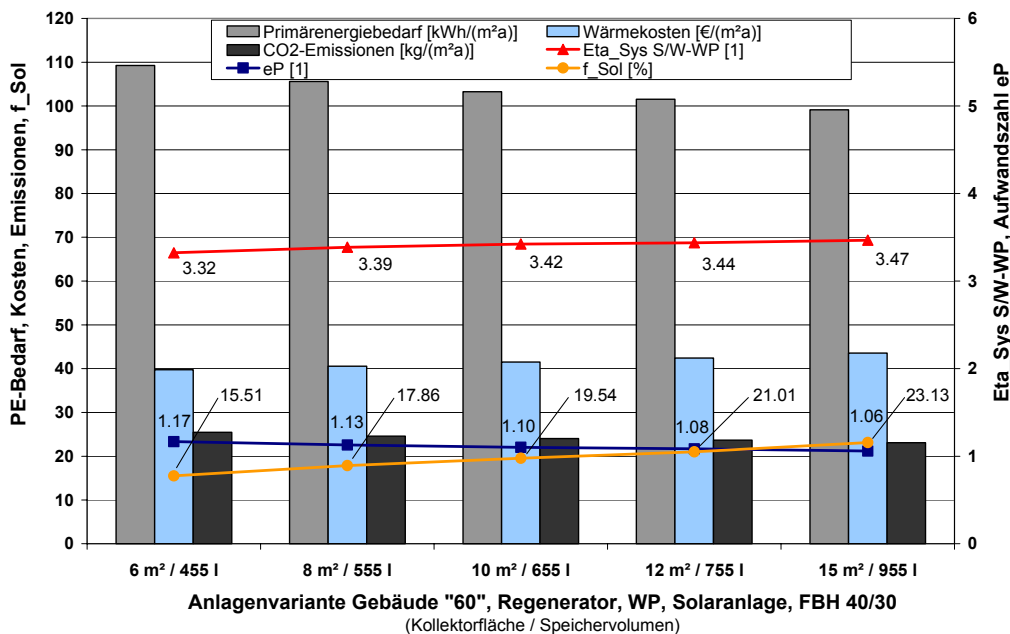
Der solare Deckungsanteil nimmt aufgrund der Verlängerung der Heizperiode sowie der Erhöhung der Heizlast ab und beläuft sich je nach Anlagenkombination auf Werte zwischen 11 und 17 %. Die Arbeitszahl der Sole/Wasser-Wärmepumpe liegt bei allen Kollektor-Speicher Kombinationen über einem Wert von 3,15.





**Bild 77** Primärenergiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Gebäude Variante 60 mit Abluftanlage und WRG über Luft/Wasser-WP

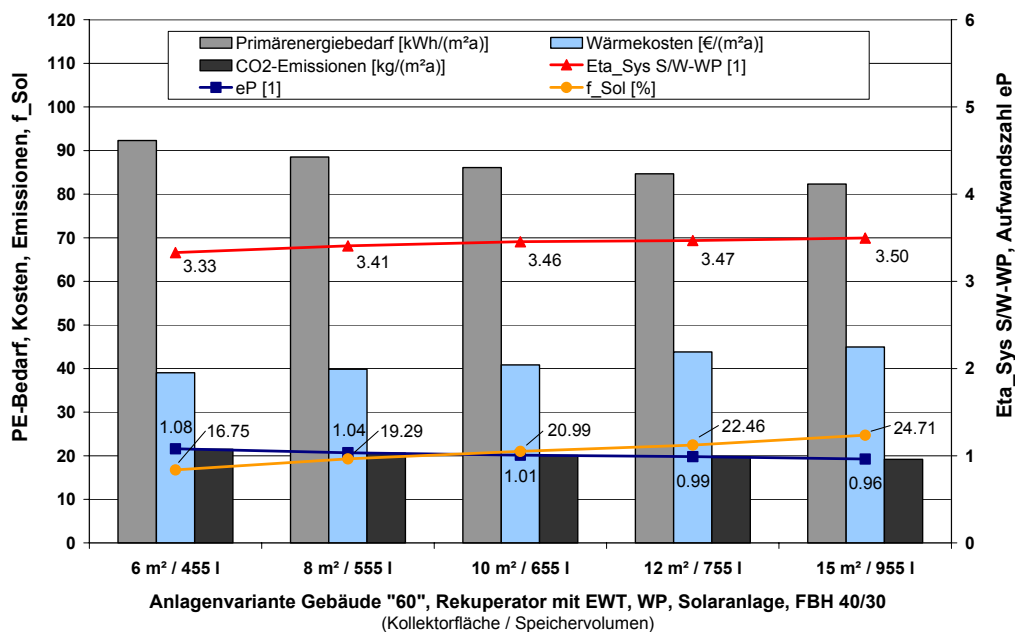
Eine Darstellung zu den erreichbaren Kennwerten bei Ersatz der Abluft-Wärmepumpe durch einen Regenerator zeigt Bild 78.



**Bild 78** Primärenergiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Gebäude Variante 60 mit Regenerator

Der Wegfall der zusätzlichen Wärmeeinträge in den Speicher mit der verbundenen Reduzierung des Betriebstemperaturniveaus führt zu einer Anhebung der Arbeitszahl um etwa 6 %. Durch die relativ hohe el. Leistungsaufnahme der Gebläse des Regenerators bewegt sich die Aufwandszahl bei allen Kollektor-Speicher Kombinationen auf Werten oberhalb von 1.

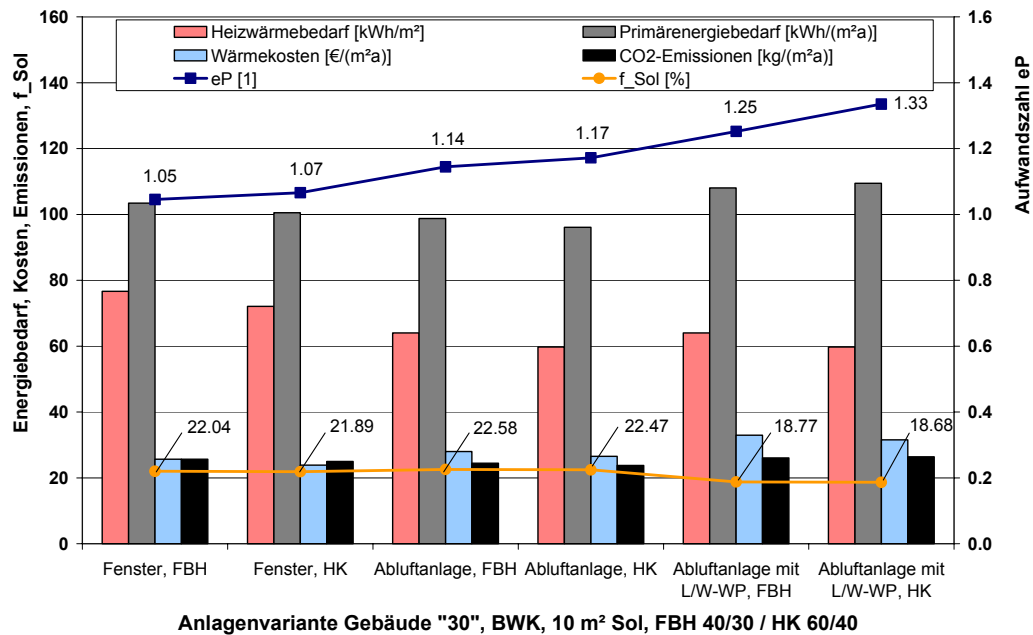
Mit der Integration eines Rekuperators mit Luftvorwärmung durch einen Erdreichwärmeübertrager (siehe Bild 79) ergeben sich höhere Arbeitszahlen. Dies ist durch die reduzierte el. Leistungsaufnahme und die Verringerung des Heizwärmebedarfs durch den höheren Wärmerückgewinnungsgrad begründet. Bei der Kombination 12 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und 755 l Speichervolumen unterschreitet die Aufwandszahl den Wert von 1.



**Bild 79** Primärenergiebedarf, Wärmekosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen von Wärmepumpenheizsystemen für Variante 60 mit Rekuperator und Erdreichwärmeübertrager

Im Vergleich zum Einsatz des Systems in einem Gebäude mit verbessertem Wärmeschutz (vgl. Bild 76) ergeben sich geringfügig niedrigere oder bei großen Speichern gleiche Arbeitszahlen bei reduzierten solaren Deckungsanteilen. Insgesamt erweist sich die Integration einer Sole/Wasser-Wärmepumpe aufgrund der sich in der Systemsimulation ermittelten Aufwands- und Arbeitszahlen als geeignete Wärmeerzeugervariante, deren Effizienz bei jeweils gleicher Konfiguration des Heizsystems durch die Organisation der Lüftung beeinflusst wird. Bei der gegebenen energetischen Effizienz sind beim Vergleich mit Alternativlösungen die aus der Anlagentechnik resultierenden Kosten zu berücksichtigen.

Eine Beeinflussung des Betriebsverhaltens durch die Wahl des Lüftungssystems und dem daraus resultierenden Heizwärmebedarf ist auch bei Einsatz von Systemen mit speicherintegriertem Gas-Brennwert-Heizkessel gegeben. In Bild 80 ist bei gleicher Konfiguration der Solaranlage (jeweils 10 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und 655 l Speichervolumen) die Entwicklung des Heizwärme- und Primärenergiebedarfs, der Aufwandszahl, des solaren Deckungsanteils sowie der Kosten und der CO<sub>2</sub>-Emissionen bei Variation des Heizwärmeabgabe- und Lüftungssystems dargestellt.

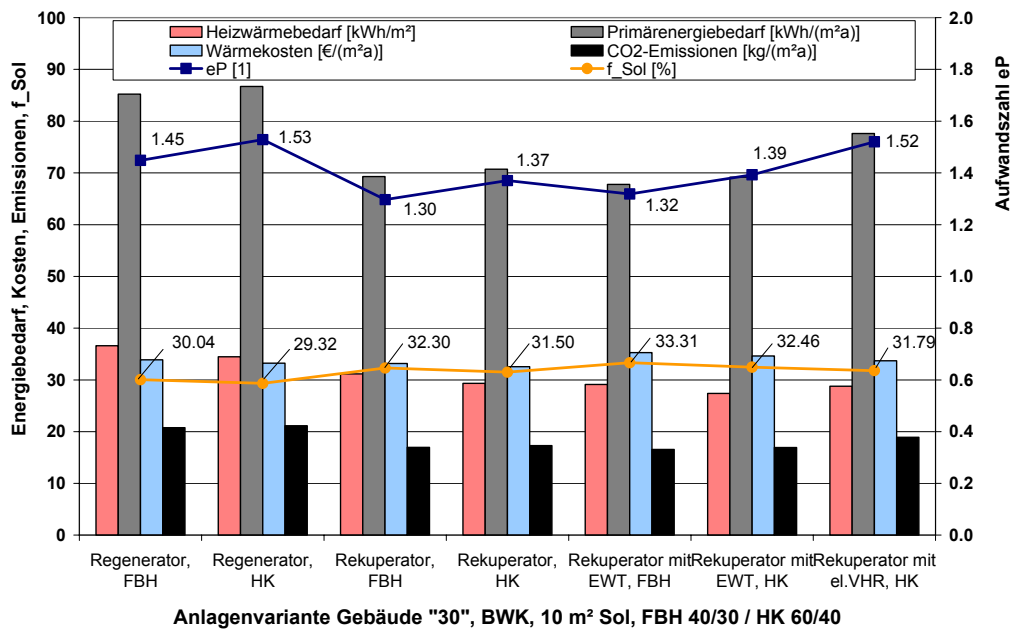


**Bild 80** Heizwärmebedarf, Primärenergiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen, Anlagenaufwandszahl und solarer Deckungsanteil von Anlagenvarianten im Gebäude Variante 30

Mit niedrigerem Temperaturniveau des Heizsystems bei der Fußbodenheizung nimmt der solare Deckungsanteil im Vergleich zur Heizkörperheizung leicht zu. Der bei Einsatz einer Fußbodenheizung leicht erhöhte Heizwärmebedarf führt in Kombination mit einem höheren Strombedarf der Heizkreispumpe zu einem höheren Primärenergiebedarf im Vergleich zur Heizkörperheizung. Gleichzeitig ergibt sich durch die höheren Investitionskosten insgesamt ein gegenüber Heizkörperheizungen höherer Wärmepreis.

Der tendenziell höhere Primärenergiebedarf aufgrund der Integration der Luft/Wasser-Wärmepumpe führt innerhalb des Vergleichs der verschiedenen Lüftungsvarianten mit jeweils gleicher Heizanlage zu dem höchsten Wert für die Aufwandszahl.

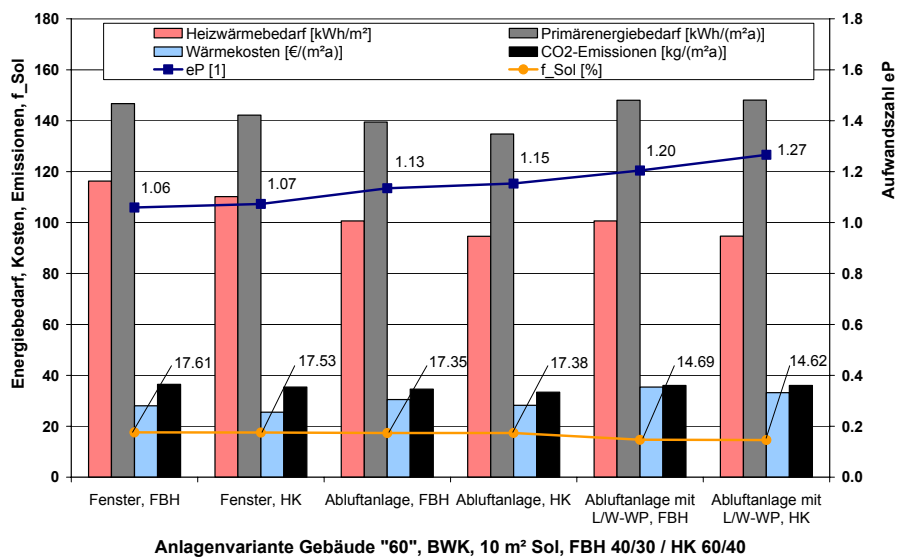
Die verschiedenen Kombinationen der Zu- und Abluftanlagen mit Wärmerückgewinnung bei Einsatz einer 10 m<sup>2</sup> Solaranlage mit 655 l Speicher ist in Bild 81 dargestellt.



**Bild 81** Heizwärmebedarf, Primärenergiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen, Anlagenaufwandszahl und solarer Deckungsanteil von Anlagenvarianten im Gebäude Variante 30

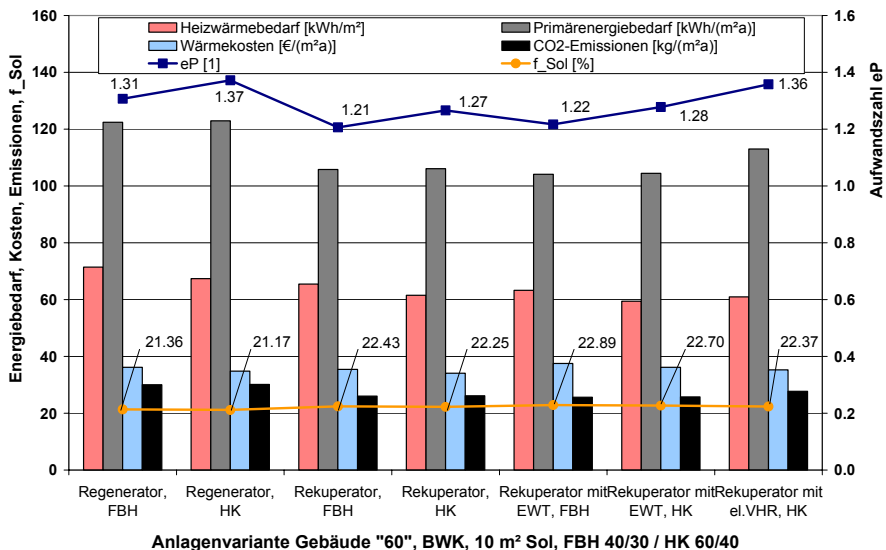
Der höhere Wert für die el. Leistungsaufnahme der Ventilatoren führt beim Regenerator zu einem Anstieg des Primärenergiebedarfs. Der sich aufgrund des Unterschiedes bei der Rückwärmzahl ergebende höhere Wärmebedarf für Systeme mit diesen Lüftungsgeräten bedingt weiterhin einen geringeren solaren Deckungsanteil im Vergleich zu Systemen mit Rekuperatoren. Durch Wahl der Vorheiz-einrichtung ergeben sich deutliche Unterschiede beim Primärenergiebedarf und bei der Aufwandszahl. Die Integration eines Erdreichwärmeübertragers führt zwar zu höheren Wärmekosten, trägt jedoch zu einer Reduzierung des Primärenergiebedarfs bei. Hierdurch zeigen sich hinsichtlich der energetischen Effizienz Vorteile gegenüber dem el. Vorheizregister.

Entsprechende Zusammenstellungen für die sich ergebenden Vergleichswerte bei Einsatz der Anlagen in Gebäuden mit geringerem Wärmeschutz sind in Bild 82 und in Bild 83 enthalten.



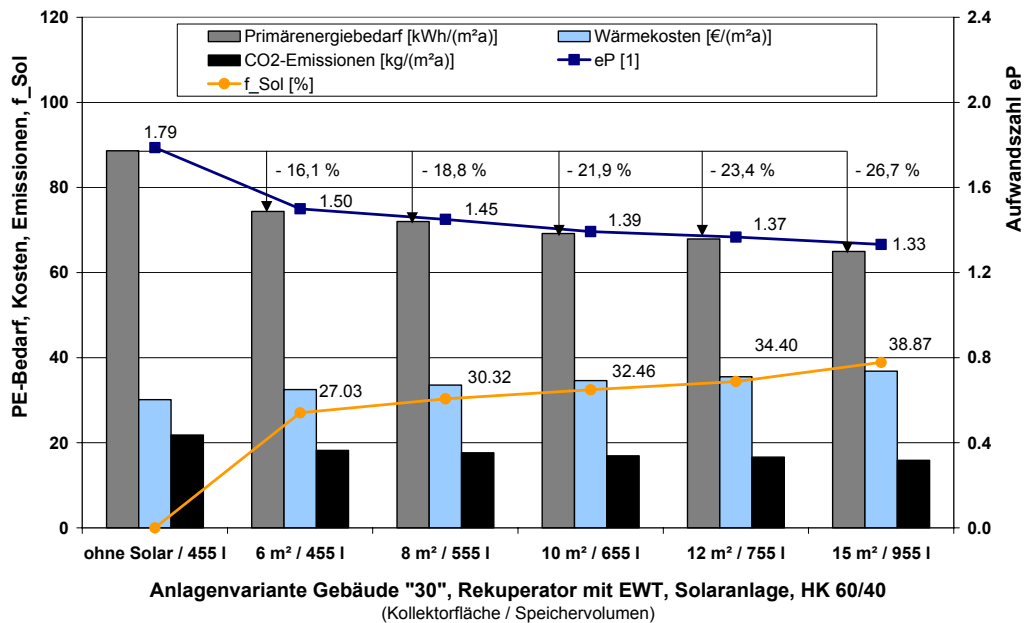
**Bild 82** Heizwärmebedarf, Primärenergiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen, Anlagenaufwandszahl und solarer Deckungsanteil von Anlagenvarianten im Gebäude Variante 60

Bei vergleichbaren Relationen der Unterschiede zwischen den Varianten ergeben sich aufgrund des erhöhten Wärmebedarfs deutliche Unterschiede im solaren Deckungsanteil. Bei einer Reduzierung des Deckungsanteils insgesamt im Bereich von relativ 50 % ergeben sich für die Variante mit Abluftwärmepumpe innerhalb des Vergleichs Werte von unter 15 %. Die höchsten Kosten fallen hier mit den maximalen Aufwandszahlen zusammen.



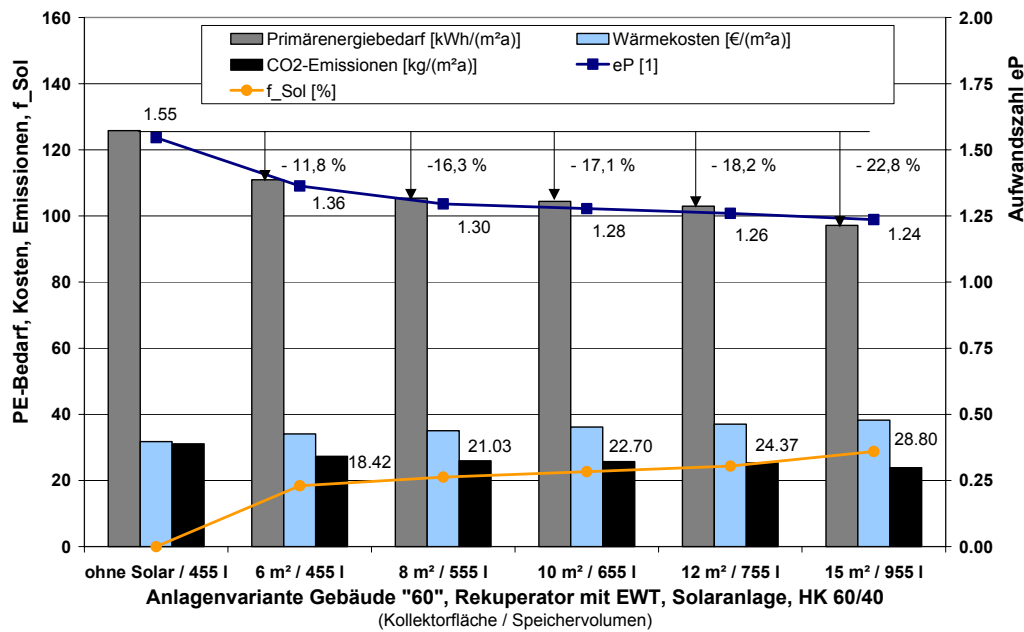
**Bild 83** Heizwärmebedarf, Primärenergiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen, Anlagenaufwandszahl und solarer Deckungsanteil von Anlagenvarianten im Gebäude Variante 60

Ein relativ konstanter Verlauf des solaren Deckungsanteils über alle Varianten ergibt sich für die Systeme mit Zu- und Abluftanlagen mit WRG in Bild 83. Nachfolgend ist beispielhaft die Entwicklung des solaren Deckungsanteils und der Aufwandszahl bei einer schrittweisen Vergrößerung der Kollektorfläche mit gleichzeitiger Anpassung des Speichervolumens dargestellt. Die entsprechenden Werte für ein Gebäude mit geringer Heizlast in der Variante „hochwärmedämmtes Gebäude“ und Zu- und Abluftanlage mit WRG sind in Bild 84 und die entsprechenden Werte für ein Gebäude mit erhöhter Heizlast sind in Bild 85 zusammengefasst.



**Bild 84** Entwicklung von Primärenergiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emission sowie solaren Deckungsanteil und Aufwandszahl bei Variation von Kollektorfläche 6 bis 15 m<sup>2</sup> und Speichervolumen 455 bis 955 l Anlagenvariante Gas-Brennwert-Heizkessel, Rekuperator, Heizkörperheizung

Bei den Varianten mit geringer Heizlast sind relativ hohe Deckungsanteile von bis zu 40 % erreichbar. Der Primärenergiebedarf kann hier um bis zu 27 % reduziert werden. Aufgrund des erhöhten Wärmebedarfs ergeben sich für den anderen Lastfall geringere Einsparungspotentiale in Bezug auf den höheren Wärmebedarf.



**Bild 85** Entwicklung von Primärenergiebedarf, Wärmekosten, CO<sub>2</sub>-Emission sowie solaren Deckungsanteil und Aufwandszahl bei Variation von Kollektorfläche 6 bis 15 m<sup>2</sup> und Speichervolumen 455 bis 955 l Anlagenvariante Gas-Brennwert-Heizkessel, Rekuperator, Heizkörperheizung

Einem Primärenergie-Reduktionspotential von rd. 23 % steht ein solarer Deckungsanteil etwa 29 % gegenüber.

Im Hinblick auf die erzielten Ergebnisse zeigt sich insgesamt für den Bereich Wärmeerzeuger eine hohe Effizienz beim Betrieb von Sole/Wasser-Wärmepumpen sowie speicherintegrierten Gas-Brennwert-Heizkesseln mit sehr hohem Nutzungsgrad im ganzjährigen Betrieb. Die Integration von Zu- und Abluftanlagen führt weiterhin zu deutlich geringeren Heizwärme- und Primärenergiebedarfs-werten sowie reduzierten Emissionswerten. Der Einsatz von Fußbodenheizungen führt in der Regel zu einer Erhöhung der Bedarfskennwerte.

Bei der Systemkonfiguration ist damit also stets auf eine dem Lastfall angemessene Anlagentechnik zu achten, deren Regelparameter an die Gegebenheiten von Gebäude und Lastprofil anzupassen sind.

## 6 Konzeptentwicklung – Entwicklung von Prototypen

Nach Abschluss der Laboruntersuchung der Lüftungsgeräte sowie der Systemsimulation werden in anschließenden Labortests ein Vorseriengerät einer Luft/Wasser-Wärmepumpe und zwei Varianten einer speichergekoppelten Sole/Wasser-Wärmepumpe untersucht.

Konstruktiver Ansatz bei den Geräten ist jeweils die ganz oder teilweise Integration der Wärmeabgabeseite der Wärmepumpe in den Speicher. Über die Anordnung einer „Enthitzerschleife“ in den oberen Speicherbereich soll das hohe Temperaturniveau des aus dem Verdichter der Wärmepumpe austretenden Arbeitsmittels zunächst im oberen Speicherbereich für die Bereitstellung von Wärme für die Warmwasserbereitung genutzt werden. Das Prinzip des „SolvisMax“ mit dem im oberen Speicherbereich direkt integrierten Gas-Brennwert-Heizkessel soll damit auf die Wärmeerzeugung über eine Wärmepumpe übertragen werden. Das Leistungsniveau der im Folgenden beschriebenen Sole/Wasser-Wärmepumpe entspricht mit ca. 6 kW etwa dem Leistungsbedarf zur Heizwärmebereitstellung in einem Niedrigst- oder energetisch optimiertem Niedrigenergiehaus. Die Luft/Wasser-Wärmepumpe weist dagegen aufgrund der vorgesehenen Nutzung von Abluft aus dem Gebäude als Wärmequelle eine Wärmeleistung von rund 1,5 kW auf.

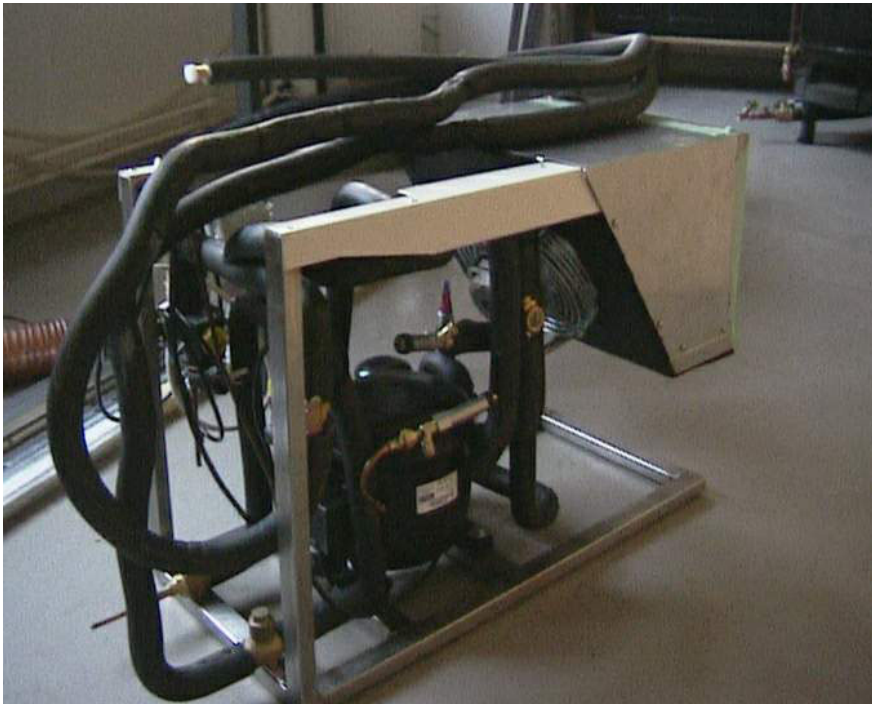
Die Luft/Wasser-Wärmepumpe wurde als eine Ausführung mit modifiziertem Verdampfer und einer speicherintegrierten „Enthitzerschleife“ getestet.

### 6.1 Laboruntersuchung Vorseriengerät Luft/Wasser-Wärmepumpe

Als Alternative für die Luft/Luft-Wärmerückgewinnung wird im Rahmen der Entwicklung der Vorseriengeräte eine speichergekoppelte Luft/Wasser-Wärmepumpe entwickelt, deren Kondensatoreinheit direkt in den Speicherkörper integriert wird. Die Wärmepumpe soll das Potential der in der Abluft enthaltenen Wärme nutzen und kann zusammen mit einer Abluftanlage in Gebäuden eingesetzt werden. Die Wärmeleistung der Wärmepumpe beträgt etwa 1,5 kW. Das Arbeitsmittel der Wärmepumpe ist R 134 a.

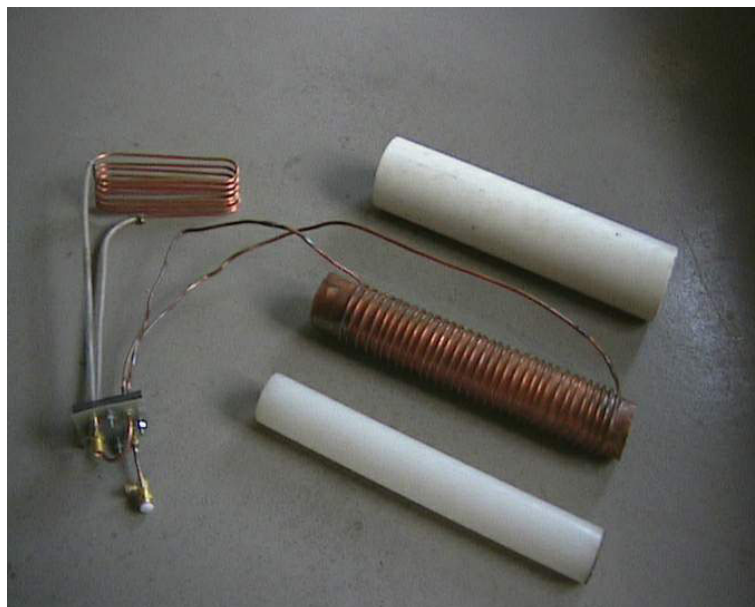
Kompressor, Ventilator und das Register des Verdampfers sind in einer Baueinheit integriert (siehe Bild 86).





**Bild 86** Baueinheit Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Kompressor, Ventilator und Verdampfer

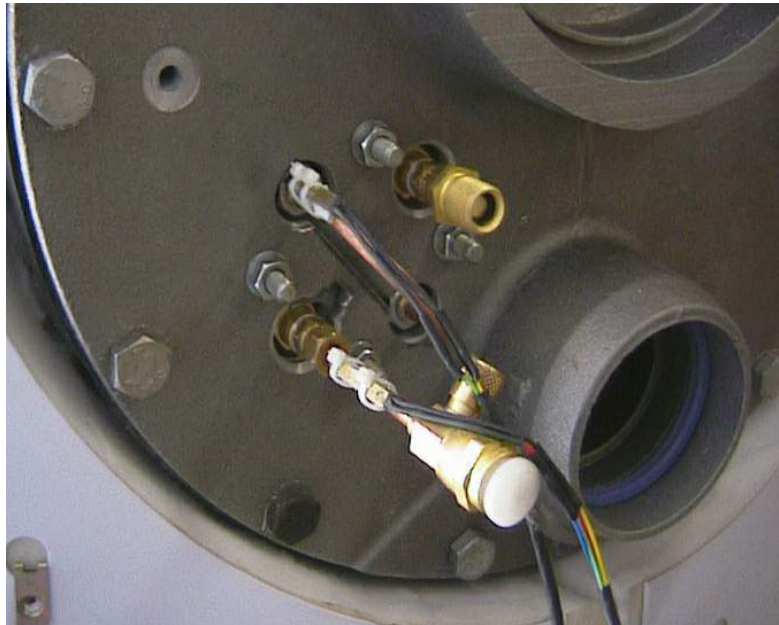
Die gemeinsam mit der Baueinheit zu verwendende Baugruppe Enthitzer/Kondensator ist in Bild 87 dargestellt.



**Bild 87** Baugruppe des speicherintegrierten Enthitzers/Kondensators

Enthitzer und Kondensator sind aus Kupferrohr gefertigt und werden über einen Flansch in den Schichtenlade-Pufferspeicher eingebracht. Die Rohrwendel des Kondensators ist zur Erhöhung der

wärmeübertragenden Fläche auf einem Kupferrohr aufgebracht (siehe Bild 87). Der Kondensator ist in einem Winkel innerhalb des Speicherkörpers angeordnet. Zur Unterstützung der sich ausbildenden Konvektionsströmung werden weiterhin ein inneres und ein äußeres Führungsrohr vorgesehen. Innerhalb der einzelnen Versuchsreihen wird der Winkel der Kondensatoranordnung verändert und der Kondensator mit und ohne inneres und äußeres Konvektionsrohr betrieben.



**Bild 88** *Einbringung von Enthitzer und Kondensator des Luft/Wasser-Wärmepumpe in den Speicher über einen Flansch*

Auf der Verdampferseite werden ein Rippenrohr-Register sowie ein Spiralrohr mit aufgelötetem Kupferrohr getestet (siehe Bild 89).



**Bild 89**     *Verdampfer als Spiralrohr mit aufgelötetem Kupferrohr*

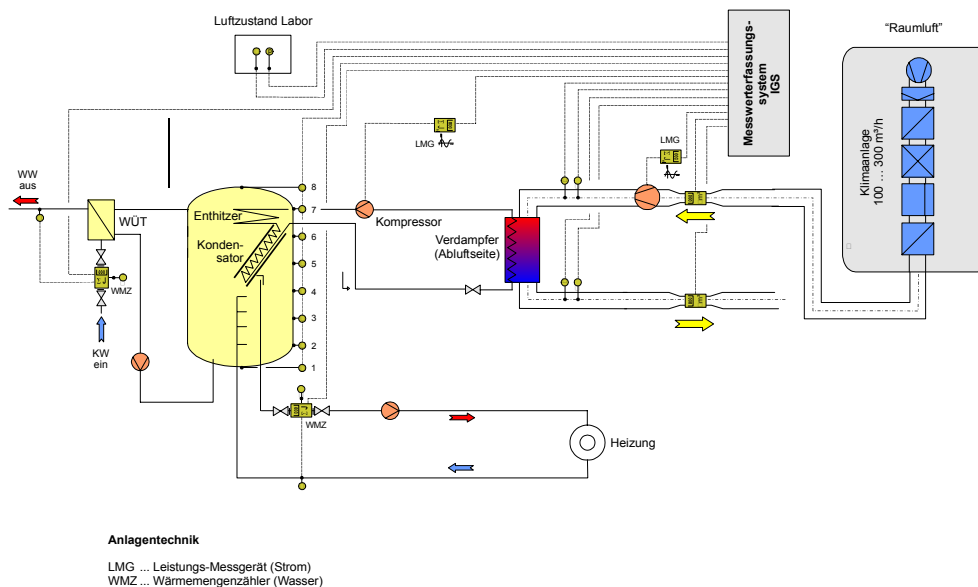
Der Versuchsaufbau der Wärmepumpe mit Rippenrohr-Register ist in Bild 90 dargestellt.



**Bild 90**     *Versuchsaufbau der Luft/Wasser-Wärmepumpe – Laborversuch IGS*

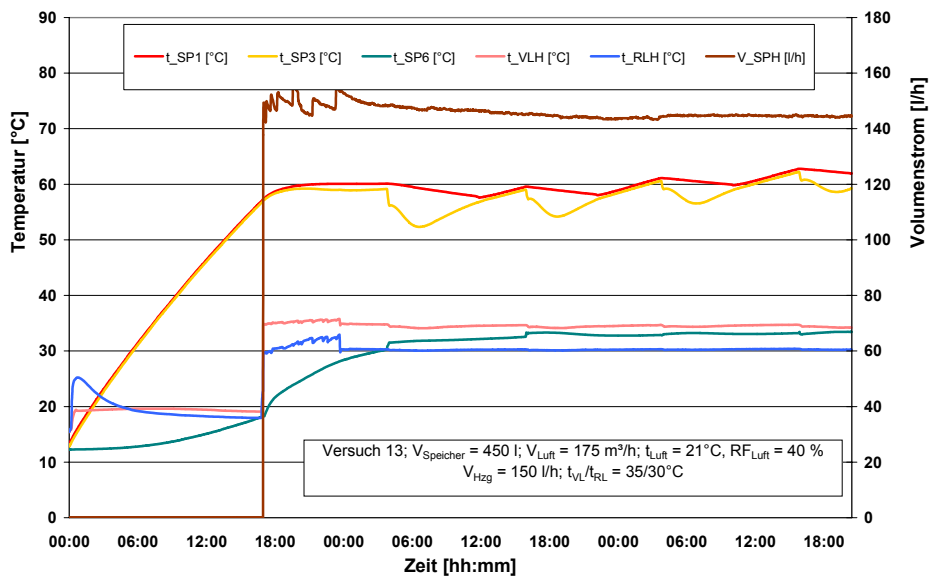
Der schematischen Darstellung des Messaufbaus kann sowohl die Art und Anordnung der Messtechnik als auch die hydraulische Verschaltung der Wärmepumpe mit der Integration der Baugruppe

Enthitzer/Kondensator entnommen werden (siehe Bild 91). Das Speichervolumen betrug in allen Versuchen 450 l.



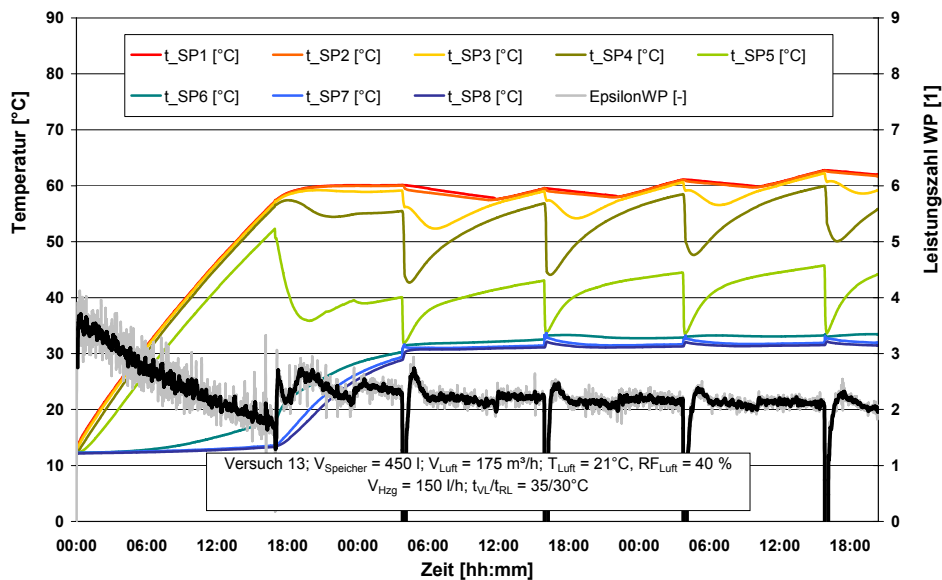
**Bild 91** Hydraulikschema und Messaufbau der Luft/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch IGS

Die Abluftparameter für die Verdampfung des Arbeitsmittels werden in allen Versuchen zu 21°C und 46% relativer Luftfeuchte eingestellt. Der eingestellte Volumenstrom beträgt jeweils 175 m³/h. Lastseitig wird bei der Warmwasser-Zapfung ein Volumenstrom von etwa 150 l/h über eine Dauer von jeweils etwa 10 Minuten bei einer Warmwasser-Temperatur von 45°C entnommen. Die abgegebene Heizleistung wird zu 1,2 kW eingestellt. In Bild 92 sind beispielhaft die sich ergebenden Temperaturwerte im Speicher sowie im Heizkreis bei Verwendung des Konvektionsrohres für den Kondensator und den Spiralrohr-Verdampfer für die Luftseite dargestellt.



**Bild 92** Verlauf von Speichertemperaturen und Temperaturen sowie Volumenstrom im Heizkreis der Luft/Wasser-Wärmepumpe (verbesserter Spiralrohr-Verdampfer und Kondensator mit Konvektionsrohr) - Laborversuch IGS

In Bild 93 ist neben den Temperaturwerten im Speicher auch der Verlauf der Leistungszahlen der Wärmepumpe aufgetragen.



**Bild 93** Verlauf von Speichertemperaturen und Leistungszahl der Luft/Wasser-Wärmepumpe (verbesserter Spiralrohr-Verdampfer und Kondensator mit Konvektionsrohr) - Laborversuch IGS



Die Leistungszahl erreicht in keiner untersuchten Variante der Wärmepumpe bei einem Temperaturniveau im Speicher von 40°C Werte von über 3. Über eine Integration der Kondensatorseite in den Speicher kann damit für die getestete Luft/Wasser-Wärmepumpe mit dem Arbeitsmittel R 134 a keine Verbesserung gegenüber einer komplett externen Variante nachgewiesen werden.

## 6.2 Laboruntersuchung Vorseriengerät speichergekoppelte Sole/Wasser-Wärmepumpe – Variante externer Kondensator

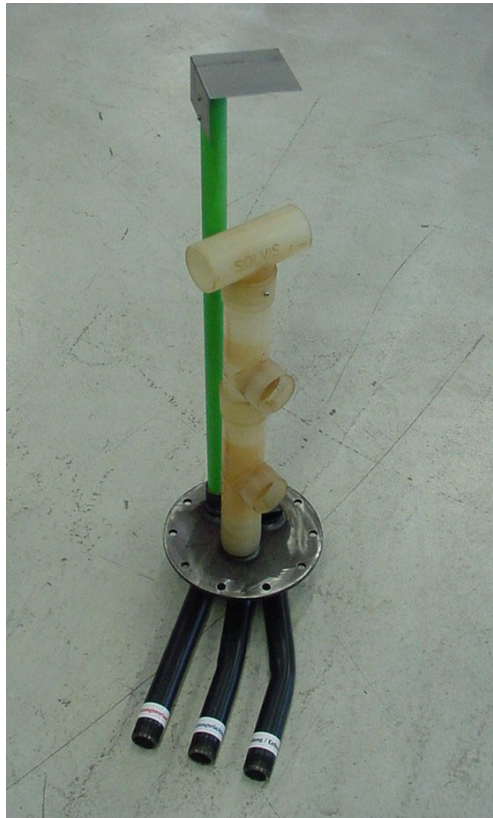
In einer ersten Variante wird die Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einer speicherintegrierten „Enthitzerschleife“ und einem extern außerhalb des Speicherkörpers angeordneten Kondensator in Labortests untersucht. Die speicherintegrierte Enthitzerschleife wird als gewendeltetes Kupferrohr ausgeführt und über einen Flansch in den Speicherkörper eingebracht (siehe Bild 94).



**Bild 94** Enthitzerschleife zur Speicherintegration für die Sole/Wasser-Wärmepumpe Variante externer Kondensator

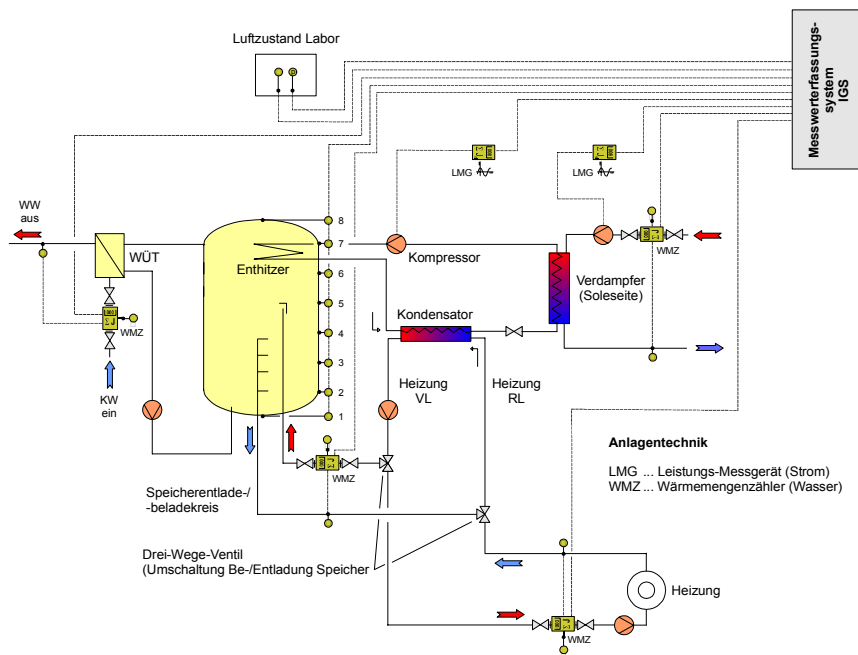
Nach Erwärmung des oberen Warmwasser-Pufferbereichs des Speichers wird bei dieser Variante das Arbeitsmittel über eine Rohrleitung von der Enthitzerschleife zu einem externen Platten-Wärmeübertrager geführt, der auf der Sekundärseite von Heizwasser durchströmt wird. Nach Wärmeabgabe wird das Arbeitsmittel über die Drossel dem Verdampfer zugeführt. Der Verdampfer ist bei dieser Anlagenvariante ebenfalls als Platten-Wärmeübertrager ausgeführt und wird auf der Seite der Wärmequelle von einer Sole durchströmt.

Auf der Wärmeabgabeseite ist neben der direkten Durchströmung des Heizkreises bei Umschaltung eines in der Rohrleitung nach dem Kondensator angeordneten Drei-Wege-Ventils auch eine Beladung des Speichers über eine Schichtenladeeinrichtung möglich (siehe Bild 95).



**Bild 95** *Schichtenladerrohr zur Entnahme von Heizwasser/Beladung des Speichers über den externen Kondensator*

Die hydraulische Verschaltung der Speicherseite für den Fall des externen Kondensators entspricht damit einer vielfach in der baulichen Praxis und in Betrieb befindlichen Anordnung eines externen Wärmeerzeugers (Heizkessels) in Kombination mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher. In der Darstellung des Messaufbaus (siehe Bild 96) für die mit dieser Variante durchgeführten Versuchsreihen ist die Verschaltung entsprechend dargestellt.



**Bild 96**    *Hydraulikschema und Messaufbau der Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und externem Kondensator – Laborversuch IGS*

Der Versuchsaufbau im Labor des IGS mit den entlang der Speicherhöhe angeordneten Temperaturfühlern sowie der vor dem Speicherflansch angeordneten Wärmepumpeneinheit mit Verdichter, Kondensator und Verdampfer ist in Bild 97 dargestellt.





**Bild 97** Messaufbau der Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und externem Kondensator – Laborversuch IGS

Die technischen Daten der für diesen Versuch verwendeten Wärmepumpe sind in Tabelle 10 zusammengestellt. Als Wärmespeicher wurde ein Solvis Schichtenlade-Pufferspeicher Stratos Integral mit Brennerflansch, Typ 404 mit einem Netto-Speichervolumen von 450 l verwendet.

Typ	Prototyp Speicherintegrierte Wärmepumpe
Kältemittel	R 410 A
Füllgewicht	1,5 kg
Zulässiger Überdruck	4,3 Mpa
Verdampfermaterial	1.4401/Cu
Verflüssigermaterial	1.4401/Cu
Wärmeleistung bei W10/W35 <sup>1)</sup> / bei B10/W35 <sup>2)</sup>	7,2 kW / 5,8 kW
Kälteleistung bei W10/W35 <sup>1)</sup> / bei B10/W35 <sup>2)</sup>	6,0 kW / 4,5 kW
Leistungsaufnahme bei W10/W35 <sup>1)</sup> / bei B10/W35 <sup>2)</sup>	1,33 kW / 1,34 kW
Leistungszahl bei W10/W35 <sup>1)</sup> / bei B10/W35 <sup>2)</sup>	5,4 / 4,3
Spannung/Frequenz Verdichter	3/PE400/50 V/Hz
Anlaufstrom	23 A
Elektr. Leistungsaufnahme Verdichter + Wärme-Quellen-Pumpe <sup>3)</sup> min/max.	2,0/2,9
Leistungsaufnahme Wärme-Quellen-Pumpe max.	0,7

**Tabelle 10** Technische Daten des Prototyps Speicherintegrierte Sole/Wasser-Wärmepumpe

Die Wärmepumpe kann sowohl als Wasser/Wasser- als auch als Sole/Wasser-Wärmepumpe eingesetzt werden. Innerhalb der Versuchsreihen wird die Seite der Wärmequelle als erdgekoppelte Sonde mit einer Soletemperatur von etwa 4°C nachgebildet. Damit wird die in der Praxis am häufigsten verwendete Variante der Wärmequelle in den Versuchsreihen nachgebildet. Die Vorlauf-/ Rücklauftemperatur des Heizkreises wird in den Versuchsreihen der Wärmeerzeugung über eine Wärmepumpe angemessen zu  $\theta_{VL} / \theta_{RL} = 35/28^\circ\text{C}$  eingestellt. Die in den Versuchsreihen eingestellten Werte sind in der Zusammenfassung zusammengefasst.

Heizung	Temperatur	$\theta_{VL} / \theta_{RL} = 35/28^{\circ}\text{C}$
	Volumenstrom	225 / 325 / 425 l/h
Warmwasser	Temperatur WW	50°C
	Volumenstrom	300 l/h
	Zapfdauer	10 Minuten
Wärmequelle (Sole)	Temperatur	$\theta_{VL} / \theta_{RL} = 4,5/-1,0^{\circ}\text{C}$
	Volumenstrom	700 l/h

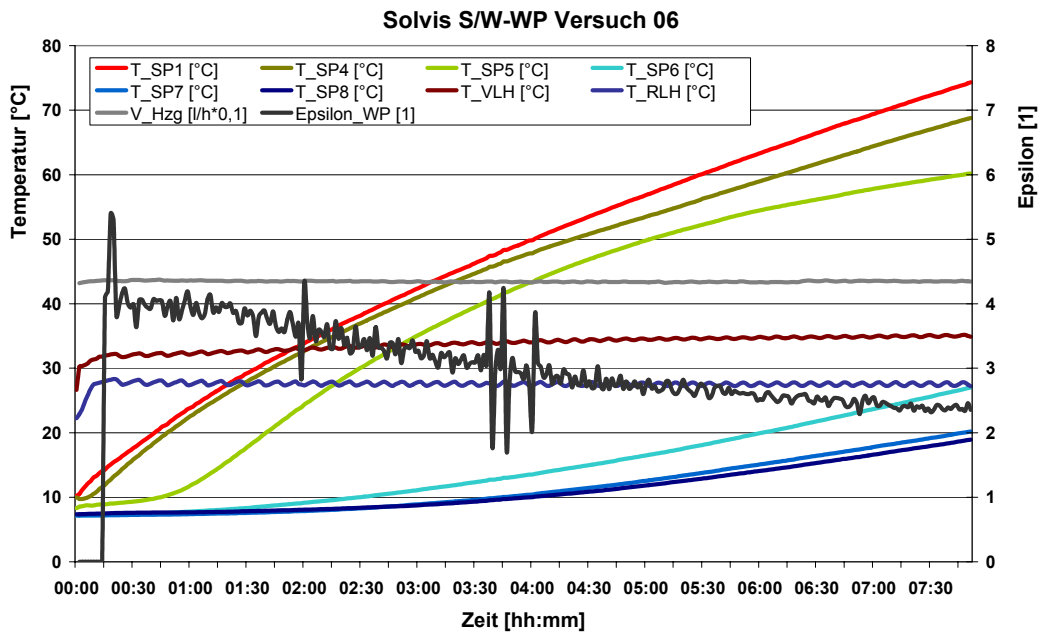
**Tabelle 11** Versuchparameter in den Laborversuchen der Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicher-integrierter Enthitzerschleife und externem Kondensator

In mehreren durchgeführten Versuchsreihen werden die Betriebszeiten der Lastseite (Heizung und Warmwasserabnahme aus dem Speicher) variiert, um sowohl die Beladung des Speichers ohne Lastabnahme als auch den parallelen Betrieb Speicherbeladung und Heizbetrieb zu untersuchen.

Aus den aufgenommenen Messdaten der Versuchsläufe wird die über die Enthitzerschleife in den Speicher eingetragene Wärme indirekt über eine Wärmebilanz bestimmt. Hierbei wird die im Speicher vorhandene, über den Nachweis der Temperaturerhöhung eingetragene Wärme sowie die über die Verbindungsleitung Wärmepumpe/Speicher zugeführte Wärme berücksichtigt (siehe Gl. 27)..

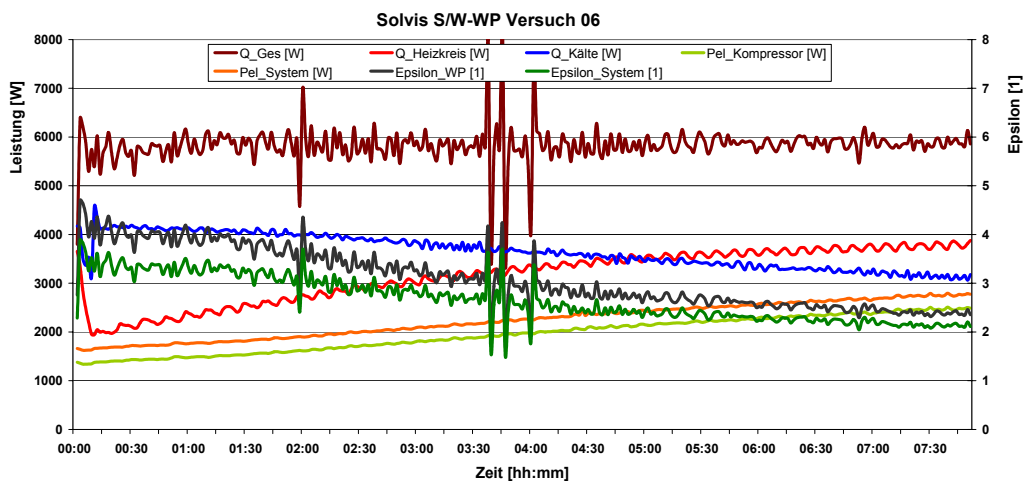
**Gl. 27** 
$$Q_{\text{Enthitzer}} = Q_{\text{Speicherung}} - Q_{\text{WP-Speicher}}$$

Der Verlauf der Werte der Speichertemperaturen entlang der Speicherhöhe sowie der Temperaturen im Heizkreis bei einem Versuch mit parallelem Betrieb Speicherbeladung und Wärmeabnahme im Heizkreis ist in Bild 98 dargestellt. Die Leistungszahl der Wärmepumpe (ohne Berücksichtigung der Solekreispumpe) liegt bei Temperaturen im oberen Speicherbereich von bis etwa 50°C oberhalb eines Wertes von drei.



**Bild 98** Parallel operation storage loading / load reduction heating circuit and hot water preparation – Verlauf der Speicher- und Heizkreistemperaturen

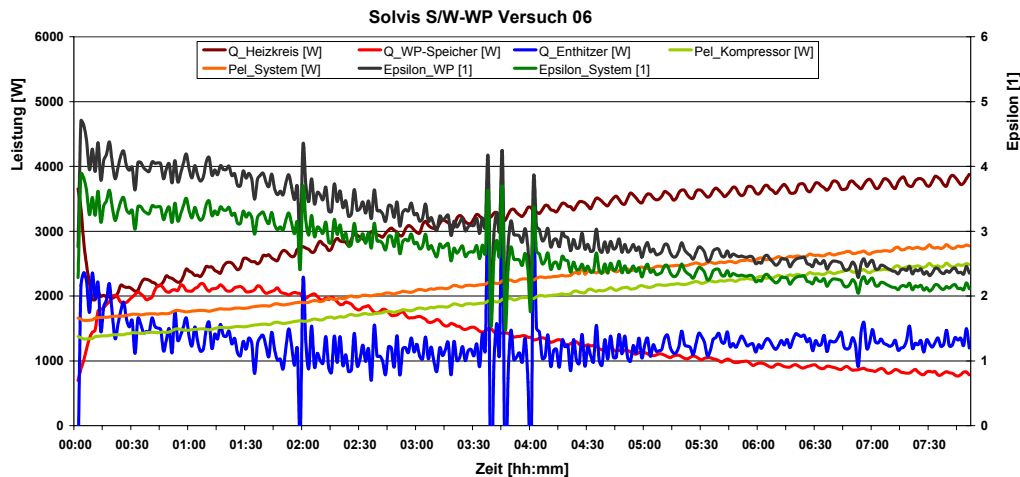
Aufgrund der im Vergleich zur Heizlast mit ca. 3 kW Leistungsabnahme höheren verfügbaren Wärmeleistung der Wärmepumpe von etwa 6 kW (siehe Bild 99) findet ein Wärmeeintrag in den Speicher statt.



**Bild 99** Parallel operation storage loading / load reduction of heating circuit and hot water preparation – Verlauf der Wärmeleistungen

Nach etwa 4 Stunden Versuchslaufzeit wird eine zusätzliche Zapfung von Warmwasser durchgeführt. Aufgrund der resultierenden Temperatursenkung im oberen Speicherbereich und der damit vergrößer-

ten Temperaturdifferenz zwischen Enthitzerschleife und umgebenden Speicherwasser kommt es zu einer kurzfristigen Erhöhung der über die speicherintegrierte Rohrwendel abgegebenen Wärmeleistung (siehe Bild 100).



**Bild 100** Paralleler Betrieb Speicherbeladung / Lastabnahme Heizkreis und Warmwasserbereitung – Verlauf der Wärmeleistungen mit Enthitzerschleife

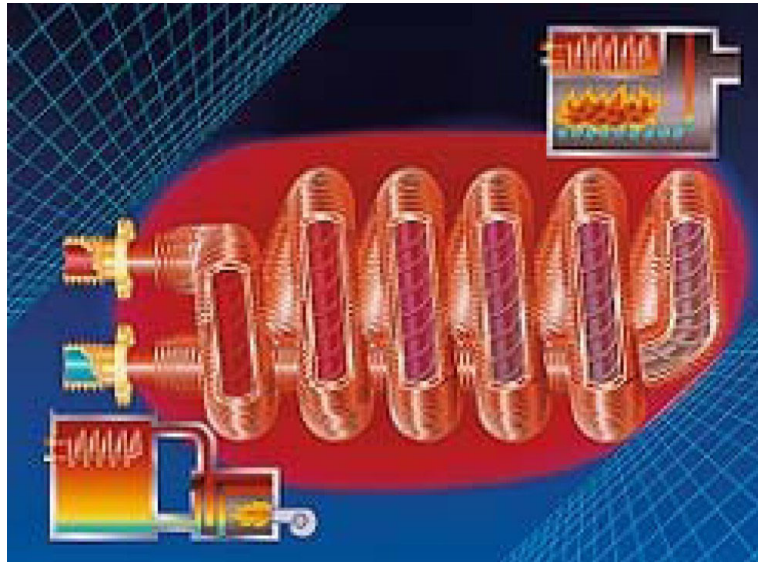
Die in den Versuchen nachgewiesene, mit der Enthitzerschleife eingetragene Wärmeleistung liegt je nach Temperaturniveau im Speicher etwa im Bereich von 1 bis 2 kW. Über den konstruktiven Ansatz der speicherintegrierten Enthitzerschleife kann damit die zur Warmwasserbereitung erforderliche Heizleistung direkt in den Speicher eingebracht werden. Damit wird eine Teilintegration der Wärmepumpe in den Speicher erreicht, die das Prinzip des Schichtenladespeichers mit direkter Eintragung von Wärme auf hohem Temperaturniveau in den oberen Speicherbereich wirkungsvoll unterstützt.

### 6.3 Laboruntersuchung Vorseriengerät speichergekoppelte Sole/Wasser-Wärmepumpe – Variante speicherintegrierter Kondensator

In einer zweiten Variante wird die vollständige Integration der Wärmeabgabe durch die Wärmepumpe in den Speicher realisiert. Hierzu werden zwei Rippenrohr-Wärmeübertrager als der Enthitzerschleife nachgeschaltete Kondensatoreinheit für das Arbeitsmittel ebenfalls in den oberen Speicherbereich integriert. Ein Schnittbild des Rippenrohr-Wärmeübertragers ist in Bild 101 dargestellt, die Darstellung der Anordnung des Wärmeübertragers in den Speicher ist im Schema des Messaufbaus enthalten (siehe Bild 102).

Die Wärmeleistung des Rippenrohr-Wärmeübertragers beträgt 5,2 kW, der Außendurchmesser des Rippenrohres 22 mm bei einem Gesamt-Durchmesser der Rohrwendel von 170 mm. Bei einem Gewicht von 8,4 kg ergibt sich eine wärmeübertragende Oberfläche des Rippenrohres von 2,37 m<sup>2</sup>. Die

angegebene Wärmeleistung gilt nach Herstellerangaben für das Arbeitsmittel R 22 und ein Speichervolumen von 300 l. Die Kondensationstemperatur beträgt hierbei 45°C bei einer Speichertemperatur von 35°C zu Beginn und 40°C nach Ende des Wärmeeintrags.



**Bild 101** Schnittbild SBW-Rippenrohr-Wärmeübertrager / [Schmölle]

Die in diesen Versuchsreihen verwendete Wärmepumpe entspricht dem Gerät aus den Laborversuchen des IGS. Die technischen Daten können Tabelle 10 entnommen werden.

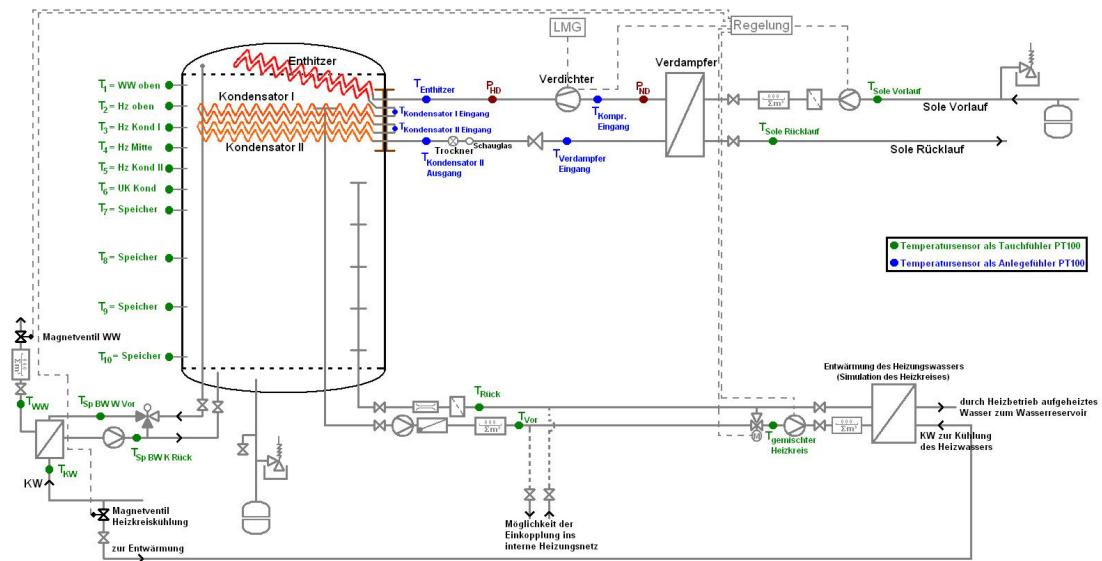
Zur Bestimmung des Betriebsverhaltens und der Effizienz dieser Anlagenvariante bei unterschiedlichen Lastsituationen werden in einem Laborversuch bei Solvis vier unterschiedliche Parametersätze im Bereich der Wärmeabnahme eingestellt und die resultierenden Leistungszahlen über Wärmebilanzen bestimmt (siehe Tabelle 12).

Bezeichnung	Lastfall
A - reiner Heizbetrieb	Betrieb Heizkreis mit Vollast, 6 kW
B - reiner Heizbetrieb	Betrieb Heizkreis mit Teillast, taktend, 3-4 kW
C - reiner WW-Betrieb	1 WW-Zyklus (Zapfen und Wiederaufheizen WW-Puffer)
D - Kombibetrieb	Heizung 3 kW, taktend mit WW-Zapfprofil in Anlehnung an

**Tabelle 12** Eingestellte Betriebsparameter in den Solvis-Laborversuchen

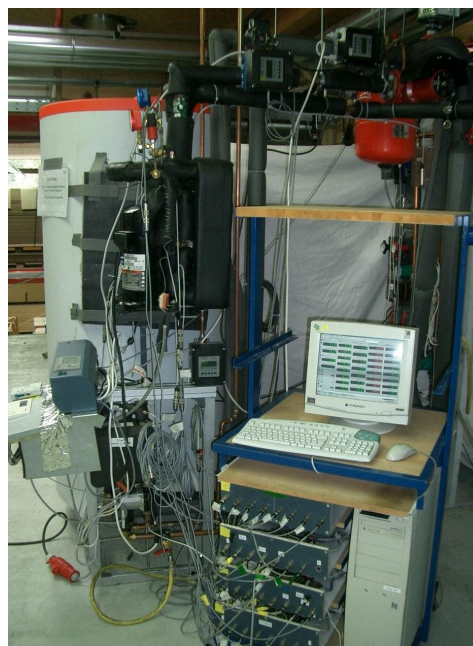
Die Einbindung des Heizkreises über ein Schichten- und Entladerohr sowie der Warmwasserbereitung in den Speicher entspricht derjenigen aus den Laborversuchen im IGS (siehe Bild 102).





**Bild 102** Hydraulikschema und Messaufbau der Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch Solvis

Die Anordnung der Speicher/Wärmepumpeneinheit im Labor der Firma Solvis zeigt Bild 103.



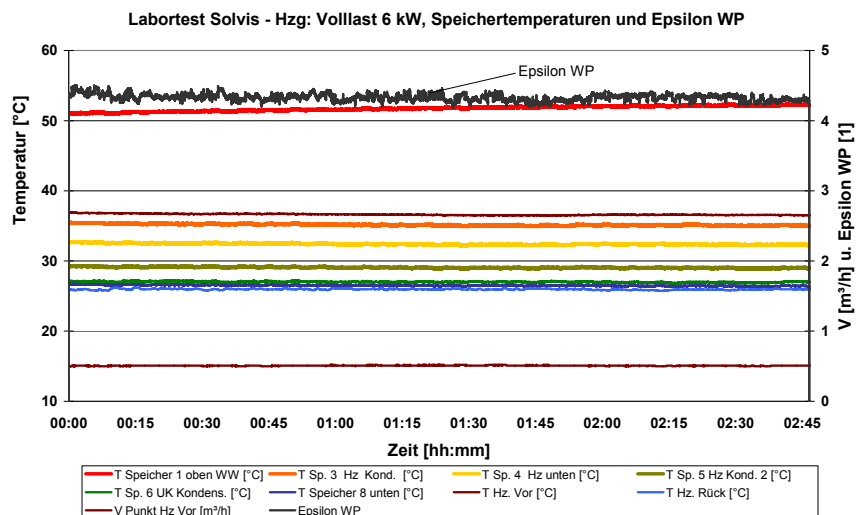
**Bild 103** Messaufbau der Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch Solvis

Der Heizkreis mit Mischer sowie der Warmwasser-Wärmeübertrager ist in Bild 104 dargestellt.



**Bild 104** Messaufbau der Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator, Heizkreis und Warmwasserbereitung – Laborversuch Solvis

Ein Auszug aus den Ergebnissen des Versuchslaufs A – reiner Heizbetrieb mit einer Wärmelast im Heizkreis bei Volllast von 6 kW zeigt stabile Werte im Speicher und im Heizkreis. Es findet nahezu keine Speicherbeladung statt, da die Heizleistung der Wärmepumpe den eingestellten Bedarf im Heizkreis decken muss (siehe Bild 105).

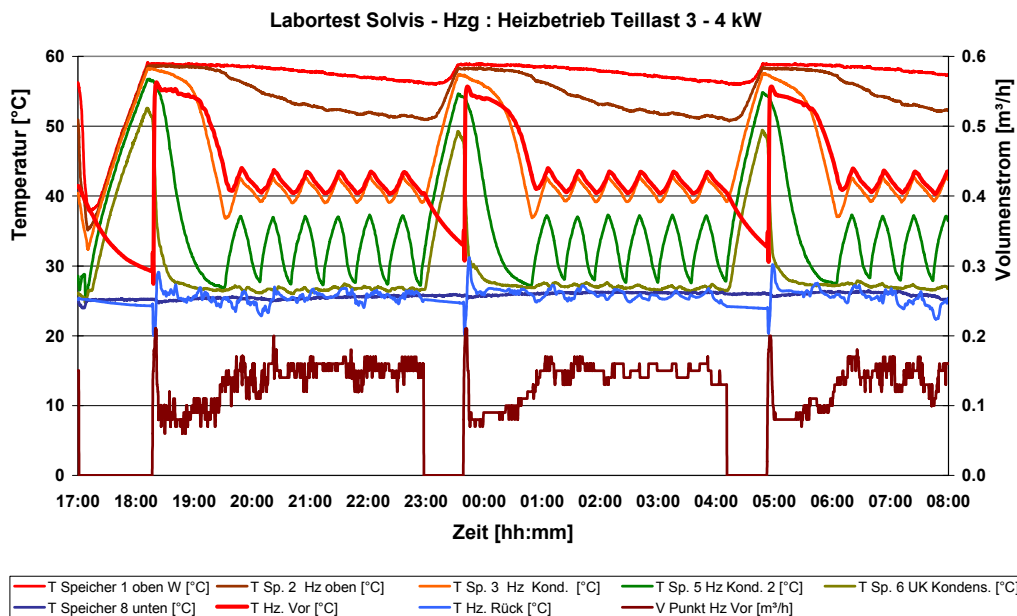


**Bild 105** Ergebnis Versuchslauf A – reiner Heizbetrieb mit Volllast 6 kW - Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch Solvis



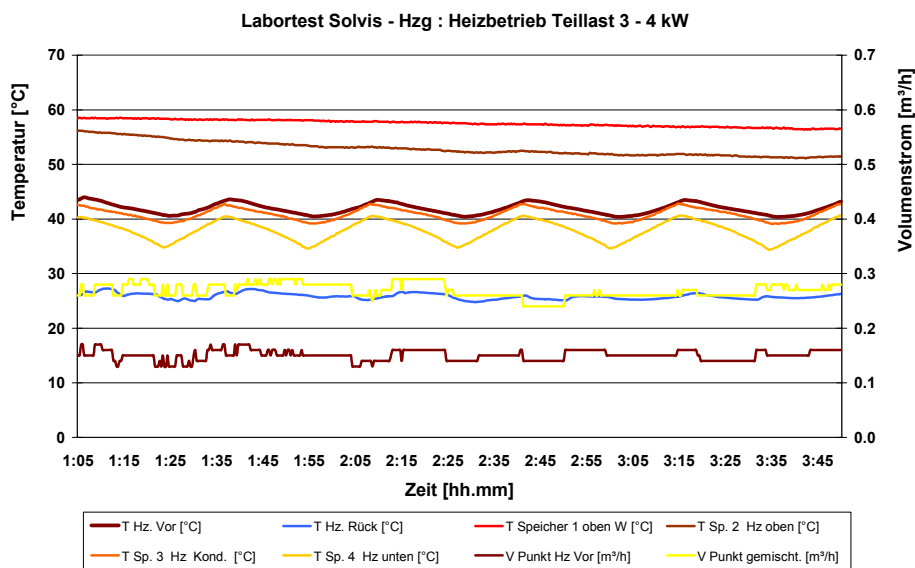
Die Leistungszahl der Wärmepumpe ergibt sich über die Versuchslaufzeit im Mittel zu etwa 4,4. Dies ergibt sich u.a. aus der auch in den weiteren Versuchen eingestellten Temperatur im Heizkreis von 36/26°C. Wie auch bei den Laborversuchen im IGS wurde bei den eingestellten Werten von einer Fußbodenheizung ausgegangen.

Bei einem taktenden Heizbetrieb mit reduzierter Leistungsanforderung aus dem Heizkreis von 3 bis 4 kW kommt es zu einem taktenden Betrieb der Wärmepumpe. Nach Absinken des Temperaturniveaus im Speicher ist eine Nachheizung über die Wärmepumpe erforderlich, die zu einem Anstieg des Temperaturniveaus im Speicher im Bereich der Kondensatoreinheit führt (siehe Bild 106).



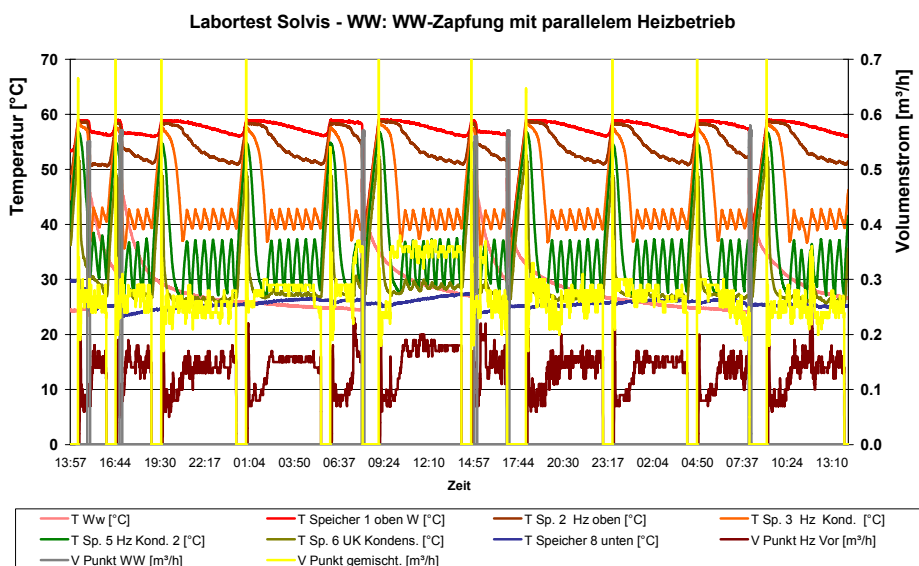
**Bild 106** Ergebnis Versuchslauf B – reiner Heizbetrieb mit Teillast 3 bis 4 kW - Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch Solvis

Ein hochaufgelöstes Zeitintervall der in 20 s Zeitschritten aufgenommenen Messwerte dieses Versuchslaufs ist in Bild 107 dargestellt. Die im Mittel resultierende Leistungszahl der Wärmepumpe beträgt für den Teillastbetrieb etwa 4,16.



**Bild 107** Ergebnis Versuchslauf B – reiner Heizbetrieb mit Teillast 3 bis 4 kW Zeitintervall ca. 3 h - Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch Solvis

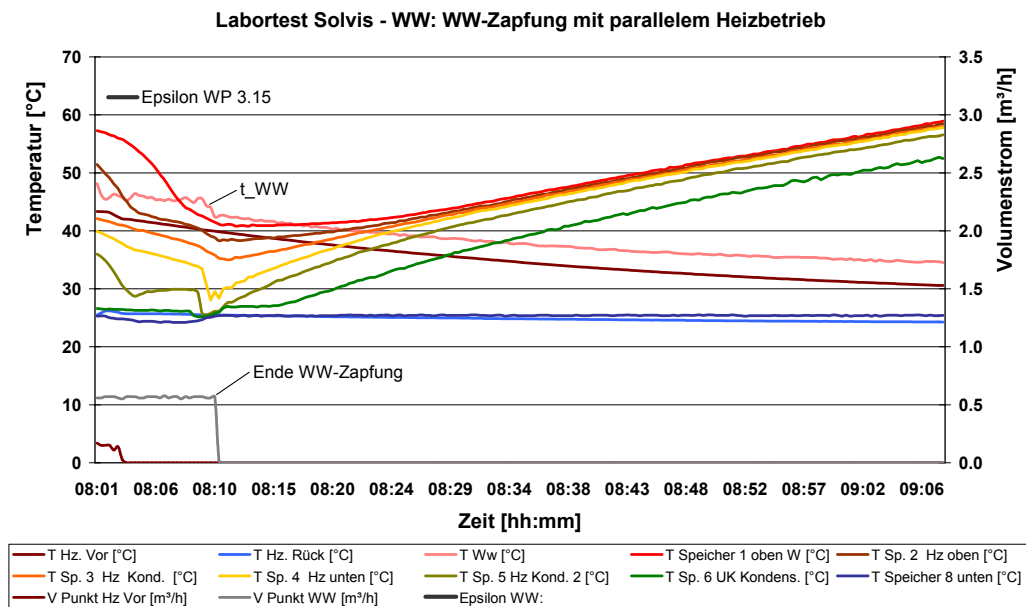
Im Versuchslauf C wird die Warmwasserbereitung im Warmwasser-Vorrang-Betrieb untersucht. Bei einsetzender Warmwasser-Zapfung wird dabei der Betrieb des Heizkreises eingestellt (siehe Bild 108).



**Bild 108** Ergebnis Versuchslauf C – WW-Betrieb im Warmwasser-Vorrang - Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch Solvis

Die aus der Warmwasserzapfung mit 45°C resultierende Abkühlung des oberen Pufferbereichs im Speicher führt zu einer Aufheizung des Speichers über die Wärmepumpe.

Die sich aus der Warmwasserzapfung ergebende Abkühlung des Speichers ist im Detail im Bild 109 dargestellt. Binnen kurzer Zeit ist die Wärmepumpe mit einer Wärmeleistung von 6 kW in der Lage, den oberen Speicherbereich auf das eingestellte Solltemperaturniveau zu erwärmen.

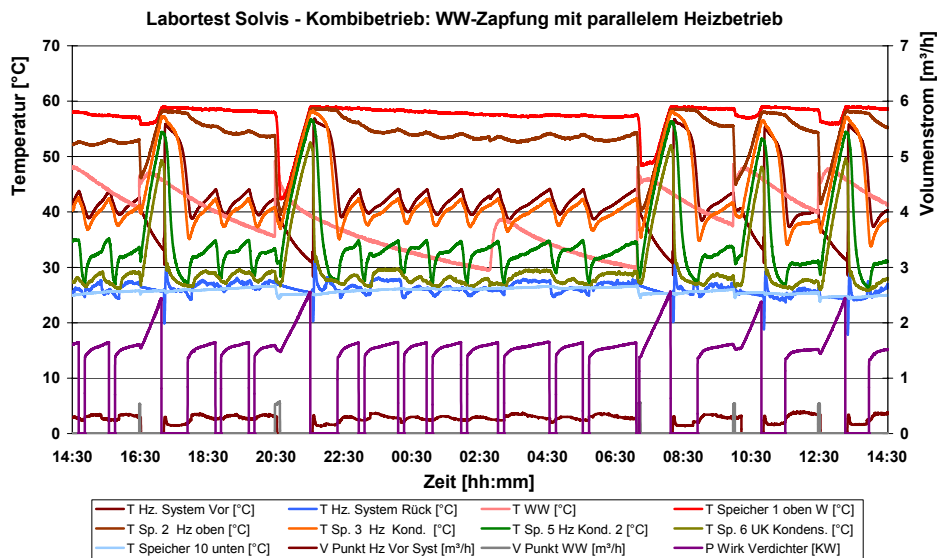


**Bild 109** Ergebnis Versuchslauf C – WW-Betrieb im Warmwasser-Vorrang kW Zeitintervall ca. 1 h  
 - Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator  
 – Laborversuch Solvis

Die Leistungszahl im Fall der ausschließlichen Warmwasserbereitung liegt bei etwa 3,15 (siehe Bild 109).

In der vierten Versuchsreihe wird ein Kombibetrieb untersucht, d.h. ein Heizbetrieb mit gleichzeitiger Warmwasserbereitung. Das Zapfprofil für diesen Versuch wird in Anlehnung an das „European Tapping Profile“ gewählt, das derzeit in einer Kommission zu TREN D1 M/324 entwickelt wird und einem standardisierten Zapfprofil der Bereich Haushalte entspricht.

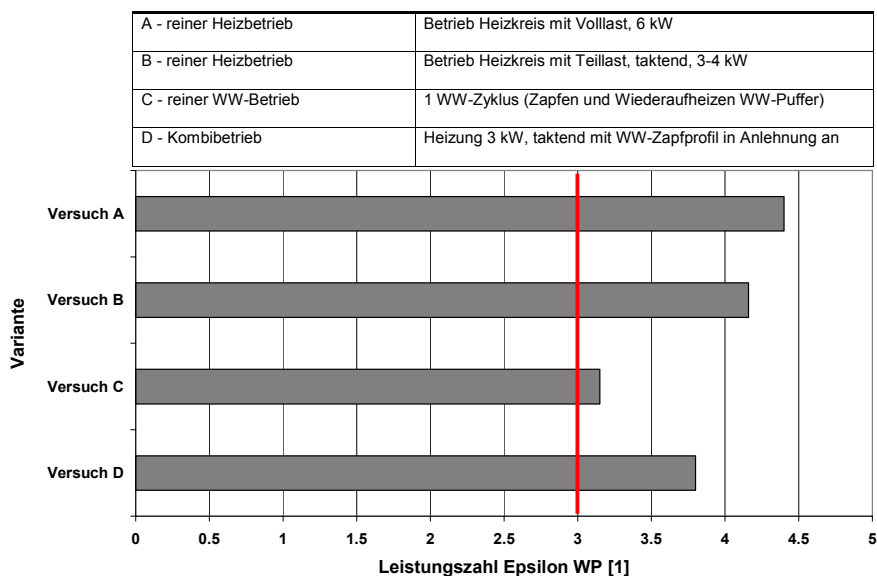
Nach Durchführung der Warmwasser-Zapfung ist aufgrund der Absenkung des Temperaturniveaus im oberen Speicherbereich eine Aufheizung durch die Wärmepumpe erforderlich. Die seitens des Verdichters aufgenommene elektrische Leistung steigt mit der Temperaturerhöhung im oberen Speicherbereich und dem damit verschlechterten Wärmeübergang vom Kondensator an das umgebende Speicherwasser an (siehe Bild 110).



**Bild 110** Ergebnis Versuchslauf D – Kombibetrieb - Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator – Laborversuch Solvis

Die über das Zeitintervall des kombinierten Betriebes mit einer Heizleistung von 3 kW und paralleler Warmwasserbereitung resultierende Leistungszahl beträgt 3,8. Da die Bedingungen in diesem Versuch etwa denen des zu erwartenden praktischen Betriebes in Wohngebäuden mit verbessertem Wärmeschutz entsprechen, ist die ermittelte Leistungszahl als praxisrelevantes Ergebnis zu bewerten.

Die innerhalb der Versuchsreihen ermittelten Leistungszahlen sind im Bild 111 zusammengefasst.



**Bild 111** Zusammenfassung der in den Solvis-Laborversuchen für die Sole/Wasser-Wärmepumpe mit speicherintegrierter Enthitzerschleife und Kondensator ermittelten Leistungszahlen

Die Laborversuche des Vorseriengerätes einer speicherintegrierten Sole/Wasser-Wärmepumpe lassen damit einen effizienten Betrieb in der Praxis erwarten. Über die Kombination mit einer thermischen Solarenergienutzung und der damit verbundenen weiteren Reduzierung des ineffizienteren Betriebes zur ausschließlichen Warmwasserbereitung im Sommer wird diese energetische Effizienz noch verbessert.

Nach Abschluss dieses Projektes damit ein Vorseriengerät zur Verfügung, das mit seiner kompakten Bauform und den erreichten Leistungszahlen zur Vorbereitung einer Serienfertigung als Prototyp im praktischen Betrieb zu erproben ist.

## **7 Weitere Vorgehensweise**

Aufgrund der in den Laboruntersuchungen zu den Lüftungsgeräten erzielten positiven Ergebnisse der Luft/Luft-Wärmerückgewinnungseinheiten erscheint eine die Ausstattung des Kompaktgerätes mit einem Rekuperator als energetisch sinnvolle Systemlösung. Um die Anforderungen an einen möglichst effizienten Betrieb zu erfüllen, sollten die Gebläse als DC-Ventilatoren ausgeführt werden. Die am Markt verfügbaren Geräte erreichen über hocheffiziente Gleichstrom-Wärmeübertrager hohe Rückwärmzahlen im Bereich von über 90%. Aufgrund der entsprechenden Abkühlung der Abluft ergibt sich daraus eine Einfriergefahr des Wärmeübertragers im Winter. Diese kann durch entsprechende Vorwärmung der Luft über ein el. Heizregister oder einen Erdreichwärmeübertrager vermieden werden. Erdreichwärmeübertrager als Luftkanal oder als Sole/Luft-Heizregister haben sich in der Systemsimulation als energetisch sinnvolle Lösung ergeben.

Aufgrund der negativen Beeinflussung des Systemnutzungsgrades über speichergekoppelte Luft/Wasser-Wärmepumpen erscheint dieser Lösungsansatz für eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft als nicht geeignet. Die in den Labortests untersuchten externen und speicherintegrierten Luft/Wasser-Wärmepumpen mit dem Arbeitsmittel R 134 a erreichen bei den praxisrelevanten Speichertemperaturen keine ausreichenden Leitungszahlen bzw. Nutzungsgrade. Im Rahmen dieses Projektes wird daher für ein Kompaktsystem keine entsprechende Lösung vorgeschlagen. In einem laufenden, ebenfalls von der DBU geförderten Forschungsvorhaben "Entwicklung und Untersuchung eines neuartigen primärenergieoptimierten Wärmeversorgungssystems für Niedrigstenergie-Wohngebäude" (Az 20 866) erfolgt die Entwicklung von Luft/Wasser-Wärmepumpen im kleinen Leistungsbereich mit dem Arbeitsmittel CO<sub>2</sub>. Nach Abschluss dieses Projektes ist eine erneute Überprüfung der Integration von Luft/Wasser-Wärmepumpen in ein Kompaktsystem vorgesehen.

Der Schichtenlade-Pufferspeicher hat sich sowohl in dem vorausgegangenen Projekt Az 12 684 als auch in der baulichen Praxis mit dem speicherintegrierten Gas-Brennwert-Heizkessel und der Kombination mit einer thermischen Solaranlage als energetisch effiziente Lösung erwiesen. Der Wärmespeicher kann sinnvoll als Wärmezentrale eines Heizsystems eingesetzt werden, der von mehreren Wärmeerzeugern gespeist wird.

Die Ergebnisse der Simulationsuntersuchung sowie der Labortests der Vorseriengeräte zeigen das vorhandene Potential der Sole/Wasser-Wärmepumpe als zusätzlicher Wärmeerzeuger neben einer thermischen Solaranlage in einem energetisch und hinsichtlich der Emissionsentwicklung optimierten Wärmeversorgungssystem. Die direkte Integration einer Enthitzerschleife sowie des Kondensators in den Speicher führt zu einer hohen Kompaktheit des Systems. Als direktes Ergebnis dieses Projektes sind damit praxistaugliche, energetisch effiziente und hinsichtlich der Konstruktion innovative Vorseriengeräte entwickelt worden, die in einem Folgeprojekt im realen Betrieb getestet werden müssen.

## 8 Literaturverzeichnis

- [Aerex] Aerex Haustechnik Systeme GmbH, D - 37534 Eisdorf  
Firmeninformation
- [Allgaier] Allgaier, M.  
Wirkungsgarde ohne Grenzen – Wärmerückgewinnungsgeräte für die kontrollierte Wohnungslüftung  
Heizungsjournal Dezember 1999, Heizung-Journal Verlags-GmbH, Winnenden, Seiten 26 - 33
- [Bach 1996] Bach, H.  
Die Entwicklung des Heizkessels zum Erzeugungssystem für Heizwärme  
Gesundheits – Ingenieur – Haustechnik – Bauphysik – Umwelttechnik 117 (1996), Heft 6, S. 299 - 303
- [Bach, Kondermann, Madjidi] Bach, H.; Kondermann, T.; Madjidi, M.  
Systemsimulation in der Praxis – Erfahrungen und Perspektiven  
Forschungsbericht FIA – Forschungs-Informations-Austausch  
Universität Stuttgart, Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (IKE),  
Abteilung Heizung, Lüftung und Klimatechnik, Stuttgart, 1995
- [Baehr] Baehr, H.D.  
Thermodynamik  
Springer Verlag, 1992, 8. Auflage, ISBN 3-540-54672-3
- [Banck 1995] Banck, Udo-Peter  
Erarbeitung praktikabler, systemorientierter Leistungskennzahlen zur Überwachung der technischen Anforderungen an mechanische Wohnungslüftungsanlagen und ihres Stromverbrauchs  
Abschlußbericht Forschungsauftrag Bundesministerium für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau (FKZ BI5-800194-16], November 1995
- [Banck 1997] Banck, Udo-Peter  
Strukturelles Vorgehen bei der Optimierung rationeller Energietechniken am Beispiel der Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung  
Dissertation Universität Dortmund, 1997
- [Bauer] Bauer, M.  
Methode zur Berechnung und Bewertung des Energieaufwandes für die Nutzenübergabe bei Warmwasserheizungsanlagen  
Dissertation Universität Stuttgart, 1999
- [Breer et al.] Breer, Dieter; Dorer, Viktor, Hopkirk, Nicole; Koschenz, Markus; Lehmann, Beat; Weber, Andreas  
Integrales Planen mit Gebäudesimulationsprogrammen  
EMPA Dübendorf, Abteilung Haustechnik, Energierechengruppe (erg), CH-8600 Dübendorf, 2. Auflage, 1998

- [Bruckmann] Bruckmann, Oliver  
Messtechnische Untersuchung zur Bewertung von Wohnungslüftungsgeräten mit Wärmerückgewinnung  
Dissertation Universität Essen, 2002, Fortschrittsberichte VDI, Reihe 19, Nr. 136, VDI-Verlag Düsseldorf, 2002
- [Bühning] Bühning, A.  
Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Lüftungs-Kompaktgeräten mit integrierter Kompressionswärmepumpe  
Dissertation TU Hamburg-Harburg, 2001  
Fraunhofer IRB-Verlag, 2001, ISBN 3-8167-6031-7
- [BWP] Bundesverband Wärmepumpe  
Elisabethstr. 34, D-80 796 München, www.waermepumpe-bwp.de
- [Chawla] Chawla, J. M.  
Monovalentes Heizsystem für Passivhäuser beliebiger Wohnfläche pro Person  
4. Passivhaus-Tagung, 10. – 11.03.2000, Kassel, Tagungsband, S. 651 - 656
- [Christophers] Christophers + Partner  
Entwurfsunterlagen „Passivhäuser für Ulm – Pilotprojekt Wanne - Selbertstraße, Ulm  
Christophers + Partner, Alexanderstr. 17, D-70184 Stuttgart, 1999
- [CSA] CSA International  
Standard Laboratory Methods of Test for Rating the Performance of Heat/Energy – Recovery Ventilators – C 439 - 00  
CSA International, 178 Rexdale Boulevard, Toronto Ontario, Canada, M9W 1R3, December 2000, ISBN 1-55324-259-9
- [Diederichs, Getto, Streck] Diederichs, C.J.; Getto, P.; Streck, S.  
Entwicklung eines einheitlichen Bewertungssystems für ökonomisches und ökologisches Bauen und gesundes Wohnen  
Bauforschung für die Praxis, Band 57, Fraunhofer IRB Verlag, ISBN 3-8167-4256-4, 2003
- [DIN EN 255] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
DIN EN 255 Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Heizen,  
Teil 1: Benennungen, Definitionen und Bezeichnungen  
Teil 2: Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten für die Raumheizung  
Teil 3: Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwasser  
Teil 4: Anforderungen an Geräte für die Raumheizung und zum Erwärmen von Brauchwasser  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 07/97
- [DIN EN 308] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
DIN EN 308 Wärmaustauscher Prüfverfahren zur Bestimmung der Leistungskriterien von Luft/Luft- und Luft/Wasser-Wärmerückgewinnungsanlagen  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 06/97



- [DIN EN 832] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
DIN EN 832 Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Berechnung des Heizenergiebedarfs; Wohngebäude  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 06/03
- [DIN 1946-2] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
Raumluftechnik Teil 2 - Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Wien, Zürich, 01/94
- [DIN V 4108-6] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
DIN V 4108-6 Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 06/03
- [DIN 4701] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden  
Teil 1: Grundlagen der Berechnung, März 1983  
Teil 2: Tabellen, Bilder, Algorithmen, März 1983  
Teil 3: Auslegung von Raumheizeinrichtungen, August 1989  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Wien, Zürich
- [DIN V 4701-10] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
DIN V 4701-10 Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen - Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 08/03
- [DIN EN ISO 7730] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.  
DIN EN ISO 7730 Gemäßigtes Umgebungsklima - Ermittlung des PMV und des PPD und Beschreibung der Bedingungen für thermische Behaglichkeit (ISO 7730:1994); Deutsche Fassung EN ISO 7730:1995  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 09/95
- [Eisenmann] Eisenmann, G.  
Entwicklung einer allgemeinen Bewertungsmethode für Heiz- und Trinkwassererwärmungssysteme am Beispiel einer Wohnung in einem Mehrfamilienhaus  
Dissertation Universität Stuttgart 1997
- [EnEV] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen  
Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung-EnEV) vom 16. November 2001
- [Fanger] **Fanger, P.O.**  
**Thermal Comfort – Analysis and Applications in Environmental Engineering**  
**Dissertation Technical University of Denmark, Kopenhagen, Danish Technical Press 1970**
- [Feist 1994] Feist, W.  
Innere Gewinne werden überschätzt  
Sonnenenergie und Wärmetechnik 1/94, S. 19 - 23
-

- [Fisch 1999] Fisch, M. N.  
Ganzheitliche Energiekonzepte für Wohnsiedlungen  
Tagungsbeitrag Fachtagung Innovative NE-Wohnbauprojekte in Stuttgart,  
Stuttgart 14.04.99, IGS, TU Braunschweig, 1999
- [Fresh AC] Fresh Gesellschaft für Lüftungseinrichtungen mbH, D - 37534 Eisdorf  
Technische Unterlagen AirCond 290, Stand 05/2001
- [GEMIS] Öko-Institut Darmstadt / Freiburg / Berlin im Auftrage des Hessischen Ministe-  
riums für Umwelt, Energie, Jugend, Familie u. Gesundheit  
Gesamt-Emissions-Modell integrierter Systeme (GEMIS) Version 3.0  
Darmstadt / Freiburg / Berlin 1997
- [Hartmann, Reichel,  
Richter] Hartmann, T.; Reichel, D.; Richter, W.  
Feuchteabgaben in Wohnungen – alles gesagt?  
Gesundheits - Ingenieur - Haustechnik - Bauphysik - Umwelttechnik 122  
(2001), Heft 4, S. 189 – 195
- [Hauser] Hauser, G.  
Wärme- und Feuchteschutz  
Informationsdienst Holz, Wohngesundheit im Holzbau, S. 14-17, ISSN-Nr.:  
0466-2114, Deutsche Gesellschaft für Holzforschung e.V. München (Hrsg.),  
1998
- [Hausladen, Springl] Hausladen, G., Springl, P.  
Heizung und Lüftung im Niedrigenergiehaus  
Fraunhofer Informationszentrum Raum und Bau, IRB Verlag Stuttgart, 1994,  
ISBN 3-8167-4200-9
- [Hausladen, Wim-  
mer, Kaiser] Hausladen, G.; Wimmer, A.; Kaiser, J.  
Technikakzeptanz im Niedrigenergiehaus – Feldmessungen in Niedrigener-  
giehäusern in Leipzig-Knauthain  
Abschlussbericht Forschungsvorhaben DBU AZ 08499, Universität Kassel,  
Fachgebiet Technische Gebäudeausrüstung, Oktober 2002
- [Hirsch, Paul] Hirsch, C.; Paul, E.  
Ökonomischer Vergleich verschiedener Systeme zur Wärmebereitstellung in  
Passivhäusern  
4. Passivhaus-Tagung, 10. – 11.03.2000, Kassel, Tagungsband, S. 663 - 670
- [Huber, Wetter,  
Kaufmann] Huber, A.; Wetter, M.; Kaufmann, F.  
Dimensionierungshilfe für Umwälzpumpen in geschlossenen Erdwärmeson-  
den - Programm EWSDRUCK, Version 1.0, Ausgabe Dezember 1999  
Forschungsprogramm UAW „Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit  
Wärmepumpe“, Bundesamt für Energie, Schweiz
- [Heidelck, Laue] Heidelck, R.; Laue, H.J.  
Untersuchung von Praxisdaten zum Primärenergiebedarf und den Treibhaus-  
gasemissionen von modernen Wärmepumpen  
Informationszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik – IZW e.V., Endbericht  
im Auftrage des Fachinformationszentrums Karlsruhe, 1999

- [IWU 1997] Institut für Wohnen und Umwelt - IWU  
Endbericht zum Förderprogramm „30 Niedrigenergiehäuser in Hessen“  
Qualifikations-Programm Rationelle Stromnutzung und Niedrigenergiebauweise in Hessen  
Institut Wohnen und Umwelt GmbH, Annastraße 15, 64285 Darmstadt,  
[www.iwu.de](http://www.iwu.de)
- [Jähnig, Krause] Jähnig, D.; Krause, T.  
Solar-Heizkessel sind auch ohne Solaranlage die besten Heizkessel - Vergleich der Jahresnutzungsgrade von solaroptimierten und herkömmlichen Heizungskesseln  
Solvis GmbH & Co KG, Braunschweig, 04 / 2002
- [Jäger, Krause] Jäger, H.; Krause, T.  
Solarspeicher im Test – Heizungs- und WW-Pufferspeicher Solvis „Stratos Integral“  
Sbz – Sanitär-, Heizungs-, Klima- und Klempnertechnik, Heft 7, 1997, Gentner Verlag Stuttgart
- [Jahn et al] Blümel, K.; Hollan, E.; Kähler, M.; Peter, R.; Jahn, A.  
Entwicklung von Testreferenzjahren (TRY) für Klimaregionen der Bundesrepublik Deutschland  
BMFT-Forschungsbericht T 86-051, Juli 1986
- [Kaiser, Maas, Oppermann] Kaiser, J.; Maas, A.; Oppermann, J.  
Energetische Analyse und Bewertung von Synergiehäusern - Abschlußbericht  
Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, Dezember 1999, ISBN 3-8167-4725-6
- [Krause] Krause, T.  
Solares Heizen – Vom Solar-Pufferspeicher zur solaren Heizzentrale  
Sbz – Sanitär-, Heizungs-, Klima- und Klempnertechnik, Hefte 17 u. 18, 1998, Gentner Verlag Stuttgart
- [Kühl et al. 2001] Kühl, L.; Schröter, A.; Krause, T.; Wendker, K.  
Meßtechnische Begleitung und Auswertung des Feldversuchs der „Optimierten Wärmezentrale (OWZ)“, Abschlußbericht DBU Az 12684, April 2001
- [Kühl, Fisch] Kühl, L.; Fisch, M. N.  
Solarunterstützte Heizung und Lüftung in Niedrigstenergie-Gebäuden  
Beitrag VDI-Tagung Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung, 13-14. 03.01, Bochum
- [Maico] Maico GmbH, D - 78056 Villingen-Schwenningen, [www.maico.de](http://www.maico.de)  
Maico Aeronorm Wärmerückgewinnungssystem WS 250 – Einbauanleitung, Bedienungs- und Wartungsanleitung, Ausgabe 05/02
- [Marko, Braun] Marko, A.; Braun, P. (Hrsg.)  
Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden  
Springer Verlag, Berlin, 1997, ISBN 3-540-60369-7
- [Meyer et al.] Meyer, F.; Mundorff, C.; N.N.  
EXPO-Projekt – Die Ulmer Passivhaussiedlung „Im Sonnenfeld“  
EnergieEffizientes Bauen, EnergieEffizientes Bauen Verlags GmbH, Heft 2/2000, S. 48 - 57



- [PHI 1999] Passivhaus Institut Darmstadt  
Passivhaus Projektierungs Paket '99 – Anforderungen an qualitätsgeprüfte Passivhäuser  
Passivhaus Institut Darmstadt, W. Feist (Hrsg.), 2. Auflage, Darmstadt 1999
- [PHI 2001] Passivhaus Institut Darmstadt  
Cepheus – Wissenschaftliche Begleitung und Auswertung - Endbericht  
Passivhaus Institut Darmstadt, W. Feist (Hrsg.), Europäische Kommission Themie, Projekt-Nummer: BU/0127/97, 2001
- [Post] Post, H.  
Einflüsse auf den Energiebedarf von Raumheizeinrichtungen in Niedrigenergie-wohngebäuden  
Dissertation Universität Gesamthochschule Kassel, 1999
- [Richter et al. 1997] Richter, W.; Felsmann, C.; Kremonke, A.; Perschk, A.; Kaiser, J.; Neubert, D.; Reichel, D.  
Entwicklung eines optimalen, gekoppelten, Heizungs- und Lüftungssystems für Niedrigenergiehäuser  
Teil 1 – Zur Auslegung und zum Betriebsverhalten von Heizungs- und Lüftungsanlagen im Niedrigenergiehaus  
Technische Universität Dresden, Institut für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung, Forschungsbericht BMFT Fkz. 0329016F, April 1997
- [Richter et al. 2002] Richter, W.; Ender, T.; Hartmann, T.; Kremonke, A.; Oschatz, B.; Seifert, J.  
Einfluss des Nutzerverhaltens auf den Energieverbrauch in Niedrigenergie- und Passivhäusern  
Technische Universität Dresden, Institut für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung, Forschungsbericht Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung Az. Z6-5.4.00 – 19 / II 13 – 80010019  
Fraunhofer IRB Verlag, ISBN 3-8167-4883-X, Juni 2002
- [Richter, Fischer] Richter, W.; Fischer, V.  
Entwicklung eines optimalen, gekoppelten, Heizungs- und Lüftungssystems für Niedrigenergiehäuser  
Teil 2 – Gekoppelte energetische Berechnung von Raumluftrömung, Raumschließungskonstruktion und heizungstechnischer Anlage  
Technische Universität Dresden, Institut für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung, Forschungsbericht BMFT Fkz. 0329016F, April 1997
- [Rietschel, Esdorn] Rietschel, H.; Esdorn, H. (Hrsg.)  
Raumklimattechnik – Band 1 Grundlagen  
Springer Verlag Berlin, Heidelberg, 16. Auflage, 1994, ISBN 3-540-54466-6
- [Rouvel] Rouvel, L.  
Wärmegewinne in Wohnungen aufgrund innerer Wärmequellen  
Gesundheits - Ingenieur - Haustechnik - Bauphysik - Umwelttechnik 105 (1994), Heft 3, S. 140 – 142
- [Schmöle] Schmöle GmbH, Westicker Straße 84, D – 58 730 Fröndenberg, Firmeninformation

- [Schraps] Schraps, S.  
Kombinierter Einsatz von Elektrowärmepumpe und Solarkollektor in Wohngebäuden  
Dissertation Universität Hannover 2001  
Fortschrittsberichte VDI, Reihe 6, Nr. 452, VDI Verlag Düsseldorf, 2001, ISBN 3-18-345206-5
- [Schulz et al.] Schulz, W.; Gregorzewski, A.; Münch, D.; Rochard, U.; Traube, K.; Werner, J.  
Energieeinsparung im Wohnungsbau – Kosten-Nutzen-Verhältnisse bei Investitionen in elektrische Wärmepumpenheizungen und in Wärmerückgewinnungsanlagen sowie Vergleich dieser Systeme mit Wärmeschutzmaßnahmen und thermischen Solaranlagen  
Endbericht, Bremer Energie-Institut, Fahrenheitsstraße 8, D-28359 Bremen, September 1998
- [Solvis] Solvis GmbH & Co KG, D - 38112 Braunschweig  
Wärme von der Sonne – Solaranlagen, Speicher, Kollektoren, Brennwerttechnik  
Firmeninformation 1998
- [Stärz] Stärz, N.  
Wärmeversorgung von Passivhäusern  
4. Passivhaus-Tagung, 10. – 11.03.2000, Kassel, Tagungsband, S. 633 - 642
- [Straub] Straub, D.  
Messtechnische Untersuchung und Kosten-/Nutzenanalyse einer Passivhaussiedlung  
Diplomarbeit Fachhochschule Stuttgart, Hochschule für Technik, Fachbereich Bauphysik, Juni 2000
- [STZ-EGS] Steinbeis-Transferzentrum Energie-, Gebäude- und Solartechnik,  
Heißbrühlstraße 15, D-70565 Stuttgart  
Abschlussbericht "Passivhaus-Siedlung Ulm-Wanne" 01.08.1999 - 01.04.2002  
Gefördert durch die Stiftung Energieforschung Baden-Württemberg, Förderkennzeichen 12999
- [TRNSYS] Klein, S.; Beckmann, B.; Duffie, J.  
TRNSYS – A Transient System Simulation Program  
Program Manual, Version 14.2, Solar Energy Laboratory, Madison, University of Wisconsin, USA, February 1996
- [TZWL 2000] Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte e.V.  
Prüfreglement für die Prüfung von zentralen Wohnungslüftungsgeräten  
Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte e.V., Prüfstelle,  
www.TZWL.de, 2000
- [TZWL 2003] Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte e.V.  
TZWL – Notarumfrage Wohnungslüftung 2003  
Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte e.V., Prüfstelle,  
www.TZWL.de, Projekt-Nr. 97.07.001, 13.08.2003
- [VDI 2067] Verein Deutscher Ingenieure  
VDI 2067 Blatt 1 - Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen – Grundlagen und Kostenberechnung  
Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüs-

