

Joachim WILSDORF<sup>1</sup>,

## ERFAHRUNGEN MIT DEM NIEDRIGENERGIEHAUS ZITTAU

### 1. Einleitung

Das Niedrigenergiehaus Zittau wurde als Lehr- und Forschungsgebäude im Dezember 1995 in Betrieb genommen; seitdem dient es sowohl der studentischen Ausbildung und der Bearbeitung zahlreicher Forschungs- und Entwicklungsarbeiten als auch dem Wissens- und Technologietransfer. In bisher 3 Niedrigenergiehauskolloquien [ 1, 2, 3 ] wurden Ergebnisse bekannt gemacht. In dieser Literatur ist auch das Gebäude ausführlich beschrieben, weshalb in diesem Beitrag auf eine Wiederholung verzichtet wird.

Als Entwicklungsstufen des Jahres-Heizenergiebedarfs kann man formulieren:

- |     |  |
|-----|--|
| I   | Altbau früher<br>200 bis 400 kWh/m <sup>2</sup> a  |
| II  | Neubau gemäß Wärmeschutzverordnung 1984<br>150 bis 200 kWh/m <sup>2</sup> a  |
| III | Neubau gemäß Wärmeschutzverordnung 1995<br>54 bis 100 kWh/m <sup>2</sup> a   |
| IV  | Niedrigenergiehaus heute (NEH)<br>45 bis 75 kWh/m <sup>2</sup> a   |
| V   | Niedrigenergiehaus künftig (Ultrahaus)<br>20 bis 40 kWh/m <sup>2</sup> a   |
| VI  | Passivhaus<br>< 15 kWh/m <sup>2</sup> a  |
| VII | Null-Heizenergiehaus, Null-Energiehaus, energieautarkes Haus<br>Ohne Zuführung von Heizenergie im Jahresdurchschnitt |

Das „Niedrigenergiehaus heute“ ist möglicher Stand der Technik; unsere Entwicklung zielte von vornherein auf das Ultrahaus. Das „Passivhaus“ ist gegenwärtig Gegenstand vieler Entwicklungsarbeiten und Modellvorhaben. Die Kategorie VII ist mehrfach als technisch realisierbar nachgewiesen worden, liegt aber noch außerhalb der Wirtschaftlichkeitsgrenzen.

Will man ein hochwertiges Niedrigenergiehaus bauen und betreiben, sollten mindestens folgende Voraussetzungen erfüllt sein:

- ein Bauherr, der mit aller Konsequenz ein solches Gebäude will;
- ein Planer, der die ganzheitliche Betrachtung beherrscht und dazu Erfahrung, Willen und die richtigen Partner mitbringt;
- Baufirmen mit Fachkenntnis und Qualitätsdisziplin bis ins Detail;

---

<sup>1</sup> Prof. dr.sc.techn., Hochschule Zittau/Görlitz, FB Bauwesen, LG Gastechnik

- kontinuierliche Bauüberwachung;
- ein Nutzer, der sich mit den Objektzielen identifiziert (im günstigsten Fall - und dann würde sich der Kreis schließen - der Bauherr selbst).

Diese 5 Punkte sind zugleich die ersten Erfahrungen; sie decken sich übrigens mit denen vieler anderer Niedrigenergiehaus-Pioniere.

## 2. Zum Heizenergiebedarf

Zunächst sind in der Entwurfsphase Vorausberechnungen zum Jahres-Heizenergiebedarf für unterschiedliche Gestaltungsvarianten notwendig, um optimieren zu können. Dafür gilt als allgemeine Erkenntnis:

- Für Normbedingungen (in Deutschland meist die langjährigen Mittelwerte des TRY Würzburg für die Außenbedingungen sowie die Normwerte der Raumtemperaturen und des Luftwechsels für die Innenbedingungen eingesetzt) vorausberechnete Energiebedarfswerte sind zur vergleichenden Bewertung der Gebäudequalität notwendig und geeignet.
- Diese Rechenwerte können aber nicht als Garantiewerte für den tatsächlichen Energieverbrauch unter realen Standort- und Betriebsbedingungen gelten; hier lassen sie sich nur als analytische Grundlage für die Ursachenergründung bei signifikanten Abweichungen einsetzen.
- Jede Software lieferte trotz ihres Bezugs zum geltenden technischen Regelwerk andere Ergebnisse; bei handelsüblicher Software können die internen Rechenvorschriften zumeist nicht nachvollzogen und deshalb auch die Ursachen nicht ergründet werden.
- Keine Software berücksichtigte den Einfluss unterschiedlicher Heizungssysteme und deren Art der Wärmeabgabe an den Raum; so wird auch beispielsweise die Beeinträchtigung der Einspeicherung passiver solarer Gewinne durch eine Fußbodenheizung nicht deutlich.
- Die üblichen Pauschalwerte für interne Gewinne und die Wahl der Bezugsbasis für die beheizte Wohnfläche beeinflussen das Rechenergebnis mitunter stärker als technische Maßnahmen.

Konkret führten die Vorausberechnungen unter Verwendung des TRY Würzburg zu Erwartungswerten für den Jahres-Heizwärmebedarf von ca. 30 kWh/m<sup>2</sup>a, was auch der Zielstellung entsprach.

Bild 1 zeigt zunächst, dass dieser Zielwert erst ab der dritten Heizperiode erreicht wird. Dies bestätigt mit konkreten Zahlenwerten die allgemeine Erkenntnis, dass im ersten und auch noch im zweiten Betriebsjahr vor allem wegen der Austrocknungsvorgänge ein erhöhter Heizwärmeverbrauch auftritt und dies eine „normale“ Erscheinung ist. Es zeigt weiterhin, dass der Heizwärmeverbrauch im Haus B wie vorausberechnet und bautechnisch bedingt höher lag als im Haus A, der reale Unterschied jedoch größer ist als der zuvor kalkulierte; die Ursachen liegen vor allem in den dort nutzerseitig gefahrenen höheren Innenraumtemperaturen und größeren Luftwechselzahlen.

Zur weiteren analytischen Durchdringung dieser Vergleichsprobleme wurden Durchrechnungen mit den Würzburg-Daten und den realen Zittauer Betriebswerten vorgenommen und diese den gemessenen Verbräuchen gegenübergestellt. Bild 2 als Beispiel für die Heizperiode 1996/97 zeigt als festzuhaltende Erkenntnisse:

- Die mit den realen Zittauer Betriebswerten berechneten Kennwerte für den Jahres-Heizwärmebedarf entsprechen in ihrer Abweichung zu den „Würzburg-Daten“ den Differenzen in den Haupteinflussgrößen. Bei den im Heizperiodendurchschnitt

niedrigeren Außentemperaturen und geringerer Globalstrahlung in Zittau ist folglich der so berechnete Jahres-Heizwärmebedarf höher (39,0 gegenüber 31,8 kWh/m<sup>2</sup>a).

- Die Messdaten für den Heizwärmeverbrauch folgen in der Tendenz dem berechneten Heizwärmebedarf, liegen aber trotz der o.g. Verbrauchserhöhung in den ersten Betriebsjahren absolut deutlich niedriger. In der Heizperiodensumme stellt sich der Verbrauch bei 28,0 kWh/m<sup>2</sup>a ein und trifft damit die Zielvorstellungen.
- In den Sommermonaten Juni – August gelang es wie in den Vorausberechnungen auch real, ohne Heizenergieeinsatz auszukommen, wenn auch an einigen Tagen mit Komforteinbußen (Raumtemperaturen < 20°C). In den Grenzmonaten September und Mai liegt der Verbrauch höher als der mit Monatsdurchschnittswerten errechnete Bedarf. Das liegt daran, dass an Tagen mit erheblich niedrigeren Temperaturen gegenüber dem Durchschnitt ein höherer Verbrauch auftritt, der an den Tagen mit erheblich höheren Temperaturen nicht wie bei der Durchschnittsberechnung für die Temperaturen wieder ausgeglichen wird, weil es ja keinen Negativverbrauch an Heizenergie gibt. Deshalb liegt auch die Heizschwelle in der Realität etwas höher als bei den Vorausberechnungen.

Bild 3 enthält eine Verlust/Gewinn-Analyse des gleichen Zeitraums für diese beiden Berechnungsvarianten und eine zusätzliche Zwischenversion, in der die Realwerte für Außentemperatur und Globalstrahlung und die normierten Innenraumbedingungen eingesetzt wurden (mit „TRY“ Zittau bezeichnet). Das Bild erlaubt folgende weitere Schlussfolgerungen:

- Im Vergleich der beiden TRY-Versionen sind wegen der niedrigeren Zittauer Außentemperaturen höhere Transmissions- und Lüftungswärmeverluste und wegen der geringeren Globalstrahlung auch geringere Solargewinne zu verzeichnen; dies ist die Ursache für den deutlich höheren Heizwärmebedarf.
- Bezieht man in die Zittauer „TRY“-Werte die realen Betriebsdaten im Gebäude mit ein, so ergibt sich rechnerisch, dass die größeren Verluste infolge höherer Innentemperaturen und die etwas niedrigeren internen Gewinne ausgeglichen werden durch den geringeren Luftwechsel, wie er sich aus dem Betrieb der Lüftungsanlage ergab; deshalb liegt letztlich der berechnete Jahres-Heizwärmebedarf in etwa gleicher Höhe.
- Der gemessene Jahres-Heizwärmeverbrauch (letzte Einzelsäule „HWB“) war deutlich geringer als der vorausberechnete Bedarf. Ursachen dafür können sein:
  - die energetische Qualität der Umfassungsflächen (Fenster, Außenwände) ist besser als in die Rechnung eingesetzt;
  - die Luftwechselzahlen sind in der Jahressumme niedriger als die aus Stichmessungen stammenden Rechenwerte;
  - die Rückwärmezahl der Wärmeübertrager in der Belüftungsanlage ist besser als die verwendeten 60 %;
  - der Heizwärmeverbrauch ist definiert als die Wärmeabgabe der Heizflächen an die beheizten Räume; dies konnte nicht gemessen, sondern nur aus dem Gasverbrauch der Heizkessel mit einem angenommenem Jahres-Nutzungsgrad berechnet werden. Die dafür angenommenen 80 % sind - da Heizkessel und Rohrleitungen in der beheizten Zone liegen und deren Verluste daher eigentlich Wärmegewinne sind - offensichtlich zu niedrig angesetzt;
  - übrige Mess- und Bilanzierungsfehler bzw. -ungenauigkeiten.

Der tatsächliche Anteil der unterschiedlich großen passiven und aktiven Solargewinne kann mit den verfügbaren Nachweismethoden nicht eindeutig belegt werden. Auch deshalb muss eine Gewinn/Verlust-Analyse der tatsächlichen Bilanzgrößen immer

unscharf bleiben; dies unterstreicht auch noch einmal die Schwierigkeit der Übertragung von Vorausberechnungen als Garantiewert für den späteren Betrieb, ohne dass die Notwendigkeit solcher Analyse damit eingeschränkt werden soll. Vielmehr sind diese um so notwendiger, je höher die Anforderungen an das Gesamtgebäude mit immer niedrigerem Heizenergiebedarf werden.

### 3. Zur kontrollierten Wohnungslüftung

Häuser mit Anlagen zur kontrollierten Wohnungslüftung sollten möglichst luftdicht gebaut werden, um Wärmeverlust durch unkontrollierte Luftströme, die auch die Wärmedämmung partiell außer Kraft setzen können, zu vermeiden; gerade bei Gebäuden mit hohem Wärme-schutzstandard nimmt die Bedeutung der Lüftungswärmeverluste zu. Ferner sind solche unkontrollierbaren Luftströme auch aus bauphysikalischer Sicht problematisch, da sich an kälteren Bauteilschichten Kondensate mit den bekannten Konsequenzen bilden können.

Deshalb wurden auch im Niedrigenergiehaus Zittau Messungen der Luftdichtheit mit der üblichen Blower-door-Technik durchgeführt; Tabelle 1 zeigt zusammenfassende Werte für Messungen im April 1996 - also kurz nach der Inbetriebnahme des Gebäudes - und im Juni 2000 - als Wiederholungsmessung nach reichlich 4 Jahren weiterer Betriebszeit -.

Als Schwachstellen erwiesen sich Stellen im Dachbereich, die während der Bauausführung unzureichend, z.T. sogar liederlich realisiert worden waren (womit allgemeine Erfahrungen wieder einmal bestätigt wurden). Deshalb wurde zunächst ohne den Dachraum gemessen; nach damaliger Orientierung konnte der so erfasste Bereich als „sehr dicht“ eingestuft werden.

	22.04.1996	19.06.2000	19.06.2000
	Unterdruck- Messung	Unterdruck- Messung	Unter- und Über- druckmessung
Ohne Dachraum	1,9	1,9	2,5
Mit Dachraum	2,9	2,4	3,1

Tabelle 1: Dichtheitsmessungen mit der Blower-Door

-  $n_{50}$ - Werte -

Mit Einbeziehung des Dachraums ergab sich der unbefriedigende  $n_{50}$ -Wert von  $2,9 \text{ h}^{-1}$ , der Veranlassung war, danach nochmals von den ausführenden Unternehmen Nachbesserungen zu verlangen.

Die im Juni 2000 vorgenommenen Wiederholungsmessungen zeigten zum einen, dass diese Nachbesserungen einen Teilerfolg mit der Absenkung auf den Wert  $n_{50} = 2,4 \text{ h}^{-1}$  gebracht hatte, und zum anderen, dass im Bereich ohne Dachraum die Luftdichtheit über 4 Jahre hinweg unverändert geblieben ist, ein positiver Befund, der nicht unbedingt zu erwarten war.

Im November 1996 wurde als Vornorm die DIN V 4108-7 veröffentlicht, die die Luftdichtheit von Bauteilen und Anschlüssen regeln soll. Diese legt fest, dass bei Gebäuden mit raumluftechnischen Anlagen der  $n_{50}$ -Wert den Betrag von  $1 \text{ h}^{-1}$  nicht überschreiten soll. Danach würde das Kriterium hinreichender Luftdichtheit beim Niedrigenergiehaus Zittau nicht eingehalten. Wenn man bedenkt, dass bei der Baurealisierung auf dieses Problem besonders geachtet wurde und außerdem während der Messung alle Lüftungsöffnungen dicht verklebt und nicht nur mit Klappen (die ohnehin wie bei den meisten derzeit verwendeten Anlagen nicht vorhanden waren)

verschlossen wurden, kann man auf die künftigen Schwierigkeiten schließen, diese Forderung einzuhalten.

Zudem stellt die o.g. DIN V 4198-7 auf die Durchführung der Messung nach ISO 9972:1996-8 ab; diese schreibt eine Kombination von Unterdruck- und Überdruckmessung vor. Die Überdruckmessung brachte einen erheblich höheren  $n_{50}$ -Wert als die Unterdruckmessung (was wir übrigens bei nahezu allen durchgeführten Messungen auch an anderen Objekten festgestellt haben). Bewertungsgröße wären dann also sogar die Mittelwerte aus beiden Messungen von 2,5 bzw. 3,1  $h^{-1}$ , was die Ansprüche an die Gewährleistung der Luftdichtheit nochmals verschärft und die Einhaltung der Bedingungen für Passivhäuser zum harten Problem macht.

Als allgemeine Erfahrungen mit den Lüftungsanlagen kann man festhalten:

- Es gibt in der Breite Nachholbedarf hinsichtlich
  - Planung und Planungshilfsmittel; dies betrifft sowohl die Planungsbüros selbst als auch die realisierenden Betriebe, sofern ihnen die Detailplanung bei kleineren Objekten übertragen wird (wie bei der Heizungs- und Sanitärtechnik schon allgemein üblich) sowie das Engagement für Lüftungstechnische Anlagen und ihren Einsatz;
  - der technischen Perfektion der Geräte und des Zubehörs; hier sei nur auf einige Details wie platzsparende Ausführung, Regelung, Bypass-Schaltungen, Luftführungselemente hingewiesen;
  - der Realisierung der Anlagen und deren Einregulierung; letztere wird - wenn überhaupt - nur einmal vor der Übergabe mit z.T. unzulänglichen Mitteln vorgenommen;
  - der Überwachung im Dauerbetrieb.
- Der verfügbaren Messtechnik für Einregulierung, Überwachung und Regelungsaufgaben mangelt es an Genauigkeit und Bedienerfreundlichkeit.
- Wartung wird dem Nutzer überlassen oder unterbleibt (Stichworte Luftfilter, allgem. Zustand, Luftwechselzahlen); kontraproduktiv sind wohl auch die auftretenden Kosten bei Wartungsverträgen und Luftfilterwechsel, auch wenn letzterer vom Nutzer selbst durchgeführt wird.
- Eine raumbezogene Lüftungsregelung, wie sie bei der konventionellen Heizung vorgeschrieben und selbstverständlich ist, scheint noch in weiter Ferne.

Eine Darstellung von Zustandsänderungen der Luft während des Durchströmens des Belüftungssystems im  $h_x$ -Diagramm vermag weitere Zusammenhänge aufzudecken. Dies ist in Bild 4 für ein Messbeispiel geschehen.

Zunächst ist zu vermerken, dass - betrachtet man einen geschlossenen Gebäudebereich - die Außenlufttemperatur  $t_{21}$  am Eintritt in das Wärmerückgewinnungsgerät nicht gleich der Außentemperatur  $t_0$  außerhalb des Gebäude ist, d.h., dass schon auf dem Weg der Luft von der Ansaugöffnung in der Wohnung bis zum Gerät eine Enthalpiedifferenz  $h_{21} - h_0$  auftritt, die aus zuzuführender Heizwärme zu decken ist. Bei geschickter Planung kann diese Größe durch Anordnung des Zentralgerätes z. B. an der Außenwand minimiert werden. Dann folgt eine Enthalpieerhöhung  $h_{21k} - h_{21}$  aus der Umwandlung der Leistungsaufnahme des Zuluftventilators in Wärme. Die Enthalpiedifferenz  $h_{22} - h_{21k}$  korrespondiert mit der rückgewonnenen Wärme im Wärmeübertrager, entspricht also dem eigentlichen Verfahrensziel.

Die Enthalpieänderung von Punkt 22 nach Punkt 11 wird außerhalb des Belüftungssystems im freien Raum vollzogen und deshalb mit  $\Delta h_{\text{Raum}}$  bezeichnet.  $\Delta h_{\text{Raum}}$  resultiert im allgemeinen aus einer Temperaturzu- und einer Feuchtigkeitsaufnahme und muss ebenfalls aus der zuzuführenden Heizwärme gedeckt werden. Die Enthalpiedifferenz  $h_{11} - h_{12k}$  entspricht wieder der Wärmerückgewinnung.

$t_{11}$  lag unter der mittleren Raumtemperatur, was auf Falschlufteintritte schließen lässt. Dies wird bewiesen dadurch, dass für die Fortluft- und Zuluftmengenströme  $m_{11} > m_{22}$  galt. Für diesen Falschluffanteil muss sogar die Enthalpiedifferenz  $h_{11} - h_0$  zugeführt werden, wenn dieser aus der Außenumgebung zuströmt.  $h_{12} - h_{12k}$  ergibt sich aus der Leistungsaufnahme des Abluftventilators, die in diesem Schaltungsfall genutzt mit der Fortluft in die Atmosphäre angeführt wird.

Der Lüftungsverlust wird in diesem Fall aus drei Quellen gedeckt; eine quantitative Bilanzierung ergibt für die gegebenen Außen- und Raumlufttemperaturen folgende Anteile:

rückgewonnene Wärme	36 %
Wärme aus Ventilatorarbeit	8 %
<u>zusätzlich zugeführte Heizwärme</u>	<u>56 %</u>
Summe Lüftungswärmeverlust	100 %

Obwohl die Rückwärmzahl des Kerngerätes um 90 % liegt, wird hier über das Lüftungssystem nur ein reichliches Drittel des Lüftungswärmebedarfs aus der Wärmerückgewinnung gedeckt. Selbst wenn man die messtechnischen Ungenauigkeiten bedenkt, die bei Lüftungstechnischen Untersuchungen - wie Insider wissen - immer auftreten, wird deutlich, dass die Wärmerückgewinnung bei Lüftungstechnischen Anlagen im realen Betriebsfall nach bisherigen Methoden falsch, und zwar zu hoch, eingeschätzt wird.

Für die energetische Bewertung von Lüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnung gibt es zwangsläufige Zusammenhänge zwischen Ertrag, Aufwand und Wirkungsgrad. Ausführliche Untersuchungen dazu sind in [ 4 ] beschrieben; hier sollen nur einige Aspekte heraus gehoben werden.

Die VDI-Richtlinie 2071 „Wärmerückgewinnung in raumluftechnischen Anlagen“ vom Dezember 1997 benennt u.a. als Kenngröße die Rückwärmzahl  $\Phi$  in unmittelbarem Bezug nur zu dem Wärmeübertrager. Bezieht man in Fortführung dieser Basisdefinition Zu- und Abluftventilator, die ja bei den üblicherweise angebotenen Kompaktgeräten integriert sind, mit ein, ergibt sich die Situation in Bild 5. Danach lassen sich zunächst zwei Rückwärmzahlen definieren: eine abluftbezogene Rückwärmzahl  $\Phi_1$  und eine zuluftbezogene Rückwärmzahl  $\Phi_2$ . Beide Größen nutzen nur die jeweiligen Temperaturdifferenzen, weshalb mitunter auch der hässliche Begriff „Temperaturwirkungsgrad“ verwendet wird; gleichen Betrag können beide nur annehmen, wenn auch Zuluft- und Abluftmenge gleich sind.

In der gezeigten Schaltung, die auch der Situation in Bild 4 entspricht, erhöht der Zuluftventilator die Außenlufttemperatur vor dem Wärmeübertrager und verringert damit die mögliche Wärmerückgewinnung, während der Ventilator auf der Abluftseite nur die Fortlufttemperatur und damit die Wärmeverluste steigert. Diese Schaltung wäre als betriebstechnisch erzwungen anzusehen, ist aber thermodynamisch schlecht. Die Temperaturgrößen  $t_{12k}$  und  $t_{21k}$  ergäben die Rückwärmzahlen für den eigentlichen Wärmeübertrager nach VDI 2071; sie könnten unter der Annahme, dass die elektrische Leistungsaufnahme des Ventilators in Wärme umgewandelt und diese dem Luftstrom zugeführt wird, annähernd rechnerisch bestimmt werden. Das technische Regelwerk und Verkaufsprospekte lassen die exakte Handhabung dieses Problems leider bisher weitgehend vermissen.

Die Rückwärmzahl  $\Phi$  ist ohne Zweifel eine Gerätekenngroße, allerdings ist sie nicht unabhängig von Einflussfaktoren. Schon mathematisch ergeben sich aus der Formel Probleme, extrem dann, wenn - was als Betriebsfall leicht vorstellbar ist - die Temperaturdifferenz  $(t_{12} - t_{21}) \rightarrow 0$  und damit  $\Phi \rightarrow \infty$  wird. Wegen des großen Messfehlereinflusses bei geringen Temperaturdifferenzen bildet sich in einem größeren Bereich ein indifferentes Wertefeld aus, in dem diese Kenngröße praktisch überhaupt

nicht benutzt werden kann. Beispielhaft zeigt dies Bild 6. Das indifferente Wertefeld beginnt dort, wo sich mit steigender Außentemperatur die Bezugstemperaturen nähern, und erreicht sein Extrem im Schnittpunkt der Ausgleichsgeraden bei etwa 23°C.

Eine mindestens genauso wichtige Bewertungsgröße ist das Verhältnis zwischen rückgewonnener Wärme und zugeführter Hilfsenergie, zumeist als Ertragsverhältnis oder auch Leistungsfaktor, hier mit dem Symbol  $Re$  bezeichnet. Die Wärmeschutzverordnung '95 lässt einen Abminderungsfaktor für den Lüftungswärmeverlust nur zu, wenn „je Einheit aufgewendeter elektrischer Arbeit mindestens 5 Einheiten nutzbare Wärme abgegeben“ werden. Bild 7 zeigt für das gleiche Beispiel diese Kenngröße wieder in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Die Tendenz ist eindeutig: in dem bereits interpretierten Punkt um 23°C wird das Ertragsverhältnis Null, mit weiter ansteigender Außentemperatur negativ (das bedeutet temporäre „Kühlung“), das von der Wärmeschutzverordnung geforderte Mindest-Ertragsverhältnis von 5 würde - verlängert man die Regressionsgeraden nach links - bei einer Außentemperatur von ca. 0°C erreicht. Lösungen liegen hier vor allem in einer verringerten Leistungsaufnahme der Ventilatoren, eine weitere Konsequenz führt zur Beschränkung der Laufzeiten der Lüftungsanlage bei energetisch uneffektiven Systemverhältnissen, was allerdings wieder andere Folgen nach sich zieht.

Da die soeben behandelten Kenngrößen von der Außentemperatur beeinflusst werden, diese aber zeitbezogen schwankt, muss es auch eine Zeitabhängigkeit der Kenngrößen geben. Dies ist für die herausgegriffene Messperiode in Bild 8 zusammenfassend und zeitgleich zugeordnet dargestellt. Folgendes ist zu erkennen:

- Die Außentemperatur durchläuft eine für Tag-/Nacht-Schwankungen typische Sägezahn-kurve, die sich abgeschwächt in den Basistemperaturen am Gerät widerspiegelt. Insbesondere in der zweiten Hälfte der Messperiode übersteigt die Außentemperatur die weitgehend der Raumtemperatur entsprechende Ablufttemperatur. Trotz nächtlicher Abkühlung steigt das Temperaturniveau allmählich an; da es keine Bypass-Schaltung gibt, findet auch keine effektive Nachtkühlung unter Umgehung des Wärmeübertragers, die eine Aufwärmung der Außenluft vermeiden würde, statt.
- Die Rückwärmzahlen  $\Phi_1$  und  $\Phi_2$  verlaufen weitgehend unabhängig von der Außentemperatur auf gleichbleibendem, aber unterschiedlichem Niveau; letzteres ist, wie bereits begründet, bedingt durch die verschieden großen Massenströme von Zu- und Abluft. Diese Konstanzphasen werden unterbrochen, wenn die im Nenner dieser Kenngröße stehenden Temperaturdifferenzen gegen Null gehen und sich das ebenfalls bereits beschriebene indifferente Wertefeld bemerkbar macht. Zeitlich ist dies am Mittag der Fall; die Zweckmäßigkeit einer Zwangslüftung in diesem Zeitraum wird aus den verschiedensten Gründen fraglich.
- Eine deutliche Abhängigkeit vom Zeitverlauf und dies korrespondierend mit der Außentemperatur zeigt das Ertragsverhältnis; logischerweise ist es am günstigsten bei den höchsten Temperaturdifferenzen. Rechnet man mit Tages- oder (wie bei Bilanzverfahren) Monatsmittelwerten, wird diese Zeitabhängigkeit eingebettet. Ob dabei das rechnerische Endergebnis gegenüber der Realität sogar verfälscht wird, müsste näher untersucht werden.
- Weitgehend verborgen bleibt der Umstand, dass die Belüftungsanlage im Zeitraum von 22 – 6 Uhr mit einer Nachtschaltung bei verringertem Luftwechsel betrieben wurde; nur bei näherem Hinsehen erkennt man im oberen Teildiagramm eine bei 22:00 einsetzende Abflachung im Temperaturverlauf, die am besten an den ersten beiden Messtagen deutlich wird. Bei Rückwärmzahl und Ertragsverhältnis als Verhältniszahlen dagegen wird diese Fahrweisenänderung kaum offensichtlich. Energetisch bedeutsam ist aber, dass verringerter Luftwechsel trotz gleicher

Rückwärmzahl und gleichem Ertragsverhältnis eine geringere absolute Wärmerückgewinnung bedeutet, was bei den größeren Temperaturdifferenzen nachts in der Heizperiode besonders zu Buche schlägt. Auch hier dürfte wohl die Rechnung mit Monatsmittelwerten zu abweichenden Resultaten führen.

Deutlich wird insgesamt wohl damit, dass die Bestimmung mittlerer Werte problematisch und die Bewertung fragwürdig sein kann. Anlagenanbieter helfen sich mitunter, indem sie ihre Kenngrößenangaben auf bestimmte Außentemperaturen beziehen. Ein teilweise weißes Feld mit Klärungsbedarf ist dieses Gebiet allemal.

#### 4. Zum Einsatz transparenter Wärmedämmung für eine hybride Speicherheizung

Eine transparente Wärmedämmung (TWD) leitet den größten Teil des auf die Außenwand auftreffenden Sonnenlichts nach innen weiter, wo es an einer Absorberfläche in Wärme umgewandelt wird. TWD besteht aus Materialien, welche einerseits solare Strahlung zu einem hohen Prozentsatz durchlassen (charakterisiert durch den diffusen g-Wert), andererseits aber eine gute Dämmwirkung (charakterisiert durch den k-Wert) besitzen. Im Falle eines einfachen Solarwandsystems, bei dem eine TWD-Schicht mit einer Massivwand kombiniert wird, zeigt die Wärmestromrichtung, wenn die Temperatur an der Absorberfläche höher als die Innenraumtemperatur ist, von außen nach innen; über eine Temperaturerhöhung der Innenoberfläche dieser Außenwand wird Wärme an das Gebäudeinnere abgegeben und ein Beitrag zur Heizbedarfsdeckung geleistet. Reicht die Solarstrahlung für eine solche Wärmestromrichtung nicht aus, so wird doch zumindest dem Wärmeverlust durch die Außenwand entgegengewirkt. Die erreichbaren Energiegewinne werden bezogen auf die TWD-Fläche mit 50 bis 150 kWh/m<sup>2</sup>a angegeben.

Dieser in der Heizperiode erwünschte Effekt kann sich im Sommer oder auch schon in Übergangszeiten durch Überhitzung nachteilig auf das Raumklima auswirken. Dann muss entweder die TWD technisch aufwendig und kostenintensiv verschattet oder die Überschusswärme weggeführt werden. Ein weiterer wesentlicher Nachteil besteht darin, dass nur weitgehend südlich orientierte Räume einbezogen werden können.

Weitergehende Überlegungen führten zu thermisch abgekoppelten Systemen, bei denen auf unterschiedliche Weise die an der Absorberschicht anfallende Wärme in das Gebäude geleitet und so auch der nördliche Bereich versorgt werden kann. Im Falle des Niedrigenergiehauses Zittau wurde zwischen Absorberschicht und Massivwand ein spezielles Kollektorsystem eingebaut und die dort aufgenommene Wärme mit einem flüssigen Trägermedium in die Decke zwischen Erd- und Obergeschoss transportiert; diese ist mit einem Plastrohrsystem ausgestattet, fungiert als Speichermasse und zugleich - je nach Temperaturlage - als Deckenheizung. Bild 9 zeigt den prinzipiellen Aufbau des TWD-Fassadenkollektors, Bild 10 die Einordnung in den Heizungsaufbau.

An strahlungsreichen Tagen wurden, abhängig primär von der Strahlungsintensität, aber weitgehend unabhängig von der Außentemperatur, Absorberschichttemperaturen bis zu 70°C erreicht und damit deutliche Wärmestromströme nach innen bewirkt. An Tagen ohne nennenswerte Globalstrahlung dagegen passt sich die Absorberschichttemperatur dem Verlauf der Außentemperatur an; sie bleibt dabei unter dem Vergleichswert für die Temperatur zwischen Massivwand und opaker Wärmedämmung im umgebenden Wandbereich, was zu vergleichsweise höheren Wärmeverlusten führt.

Dieser Tatbestand wird durch Bild 11 verdeutlicht; dort sind für einen Dezembermonat die Wärmeströme aufgezeichnet, die jeweils in der Schicht zwischen opaker Dämmung bzw. TWD und Wand an der Südseite mittels Wärmeflusscheiben gemessen wurden. Mit zu berücksichtigen, quantitativ aber nicht angebar, ist dabei,

dass in diesen Wärmeflüssen auch „Speicherwärme“ in den Wandschichten erfasst wird, die durch die Wärmeflusssscheiben gemessenen Wärmeströme also mit Sicherheit höher sind als die bilanzierten Wärmegewinne bzw. -verluste zwischen Innenraum und äußerer Umgebung. Bei der opak gedämmten Wand ist ein nahezu durchgängiger negativer Wärmefluss - also ein Wärmeverluststrom - zu verzeichnen, der zwar deutlich sichtbar, aber dennoch nur in geringem Maße durch die Solareinstrahlung (Wärmeverlustreduzierung bis hin zu geringen Gewinnen) und die Außentemperatur (größere Wärmeverluste bei geringen Außentemperaturen) beeinflusst wird. Extrem dagegen wird dieser Einfluss in der transparent gedämmten Wand; es ist eine Aufgabe der Anlagenoptimierung, zwischen den Wärmegewinnen in Einstrahlungsphasen und Wärmeverlusten in Auskühlphasen über das gesamte Jahr hinweg die günstigste Lösung zu finden.

Wärmegewinne lassen sich nur realisieren, wenn die erzielbare Vorlauftemperatur im Kollektor höher ist als die geforderte Nutztemperatur im Gebäude, speziell in der Speicherdecke; im anderen Fall würde sogar Wärme aus dem Gebäude über den Kollektor an die Umgebung abgeführt, also ein zusätzlicher Wärmeverlust produziert. Notwendig ist also eine temperaturgeführte geregelte Fahrweise. Bild 12 demonstriert das Verhalten der wesentlichen Parameter des TWD-Kollektors über einen so geführten Zeitraum von 14 Tagen im Februar 1998. Die Außenlufttemperaturen lagen zwischen 12 und 0°C und kennzeichnen einen für Februar relativ milden Abschnitt. An 9 Tagen war relativ hohe Solareinstrahlung zu verzeichnen. Es zeigt sich:

- Nur bei hinreichend intensiver und ausreichend langer Solareinstrahlung lassen sich technisch sinnvolle Energieerträge verwirklichen; dies war an 6 Tagen dieser Periode der Fall mit einem Gesamtwärmeeintrag in den Kollektorkreislauf von 46,64 kWh.
- Trotz hoher Absorberschichttemperaturen von 65 bis über 70°C überschreiten die Vorlauftemperaturen kaum 35 bis 38°C, die zwar zu der Beladegrenze der Speicherdecke passen, aber insgesamt ungewünscht niedrige Systemtemperaturen darstellen.
- Die Nachtauskühlung reduziert den energetischen Effekt beträchtlich.

Der TWD-Kollektor in dieser ersten Experimentalausführung brachte nach Energiemengen und Temperaturen noch keine befriedigenden Ertragsergebnisse, besitzt jedoch noch erhebliches Entwicklungspotenzial. Dieses besteht vor allem in einer optimierten Ausführung der TWD-Schicht hinsichtlich Dämmschichtstärke und Transparenz und der Verbesserung der Wärmeübertragung von der Absorberschicht auf das Kollektorsystem. Es werden deshalb Weiterentwicklungen vorgenommen, die gegenwärtig in Arbeit sind.

Die Speicherdecke erwies sich als gute Möglichkeit, Niedertemperaturwärme kostengünstig und verlustarm zu speichern und vergleichmässigend in das Gebäude abzugeben. Die künftige Einkopplung eines inzwischen integrierten Latentwärmespeichers mit einer geeigneten Schalttemperatur dürfte sich ebenfalls günstig auswirken.

## 5. Zur optimalen Betriebsführung

Zur optimalen Betriebsführung bei Niedrigenergiehäusern mit solartechnischen Anlagen sind umfangreiche Untersuchungen durchgeführt worden. Sie können hier aber nur mit einigen kurzen, zusammenfassenden Aspekten hinsichtlich ihrer Ergebnisse wiedergegeben werden.

- Eine erhebliche Bedeutung bei der energieoptimalen Fahrweise hat die Kenntnis des zu erwartenden Energieverbrauchs. Dieser hängt ab von

- den baulichen Gegebenheiten (statischer Charakter), definiert durch die Gebäudedaten;
- den Umweltbedingungen (stochastischer Charakter), definiert durch ihre laufende messtechnische Erfassung und durch Voraussagen, betreffend vor allem die Außentemperatur, die solaren Einträge, evt. Wind und Windrichtung;
- dem Nutzerprofil (dynamischer Charakter), definiert durch den Gebäudenutzungsplan und weitere spezielle Anforderungen.

Ist der Energieverbrauch für eine hinreichende Zeitspanne  $t + \Delta t$  abschätzbar, kann die Regelung die Heizungsanlagen entsprechend vorausschauend steuern und den Energieverbrauch minimieren. Dies wird um so bedeutender, je träger die Heizungssysteme sind. Der Einfluss kurzfristiger Änderungen der Außentemperatur kann bei stark gedämmten Häusern relativ vernachlässigt werden, von wesentlich größerer Bedeutung ist der Einfluss der Solarstrahlung. Das Nutzerverhalten kann dominierenden Einfluss haben.

- Notwendig ist die Charakteristik der aktiven Komponenten und ihrer sinnvollen Betriebsweise sowie die Definition einzuhaltender Komfortbereiche, die an den jeweiligen Gebäude- und Nutzertyp anzupassen sind.
- Bewährt hat sich die koordinierte Fahrweise aller Komponenten über einen zentralen Wärmeverteilungsmanager, der je nach den Zeitkonstanten der Heizung und den äußeren Bedingungen die Energieverteilung optimiert. Eine PC-Lösung dafür sieht auch von der energetischen Bilanz her vorteilhaft aus.
- Es empfiehlt sich statt einzelner Verdrahtungen ein leistungsfähiges Bussystem, das gute Voraussetzungen für eine einfache Ansteuerung aller Komponenten vom zentralen Steuerungs-PC aus bietet.
- Das an der Hochschule entwickelte WAR-Verfahren (Wissensbasiertes analytisches Regelverfahren) verbindet Praktikabilität und Leistungsfähigkeit der meistgenutzten PID-Regler mit denen von Fuzzy-Control und eignet sich daher insbesondere zur Automatisierung komplexer Prozesse mit nichtlinearem Verhalten.

Sind die genannten Voraussetzungen erfüllt, kann eine einfache Anpassung der Regelung an jeden Haustyp erfolgen.

#### **Literaturverzeichnis**

- [1] Wilsdorf, J. (Hrsgb.): Wiss. Kolloquium „Niedrigenergiehaus Zittau“, 4./5. Dezember 1995; Wiss. Berichte der Hochschule Zittau/Görlitz, Heft 44 (1996)
- [2] Wilsdorf, J. (Hrsgb.): 2. Niedrigenergiehaus-Kolloquium, Zittau, 23./24. Oktober 1997, Wiss. Berichte der Hochschule Zittau/Görlitz, Heft 52 (1997)
- [3] Wilsdorf, J. (Hrsgb.): 3. Niedrigenergiehaus-Kolloquium, Zittau, 7./8. Juni 1999;
- [4] Wiss. Berichte der Hochschule Zittau/Görlitz, Heft 58 (1999)
- [5] Wilsdorf, J.: Zur energetischen Bewertung der kontrollierten Wohnungslüftung
- [6] Systemuntersuchungen unter Betriebsbedingungen –
- [7] Bauphysik 22(2000)3, im Druck

### **WYNIKI BADAŃ PRZEPROWADZONYCH NA NISKOENERGETYCZNYM BUDYNKU W ZITTAU**

#### **Streszczenie**

W artykule przedstawiono problematykę związaną z budownictwem niskoenergetycznym, wykorzystując rezultaty badań prowadzonych od szeregu lat na budynku doświadczalnym w Zittau. Sformułowano zespół warunków niezbędnych dla optymalnego funkcjonowania budynków niskoenergetycznych wyposażonych w elementy energetyki słonecznej.

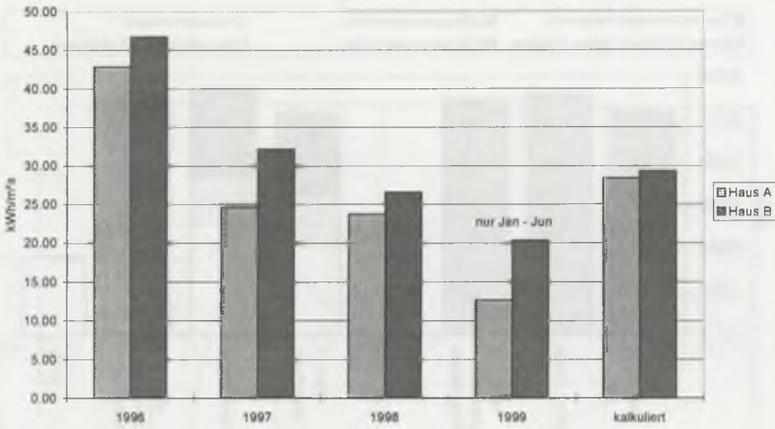


Bild 1: Entwicklung des Jahres-Heizwärmebedarfs 1996 – 1999

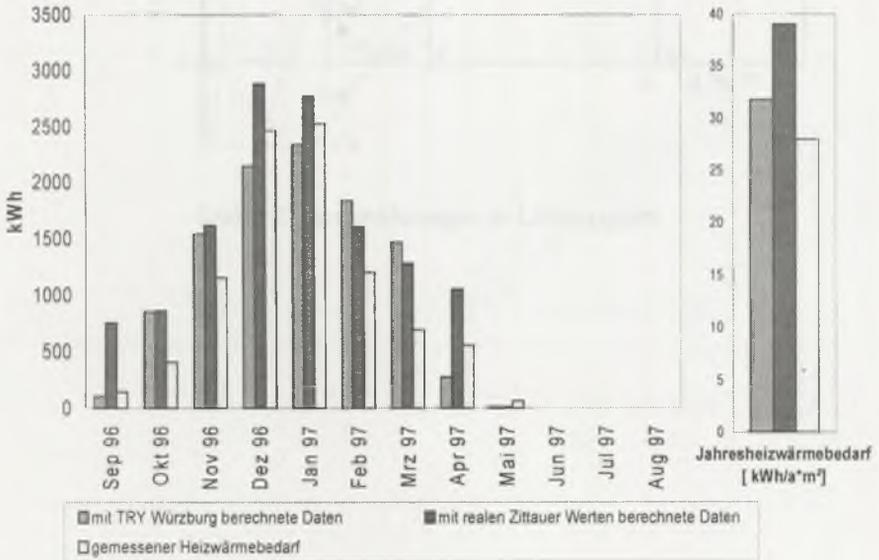


Bild 2: Gegenüberstellung Heizwärmebedarf Haus A 1996/1997

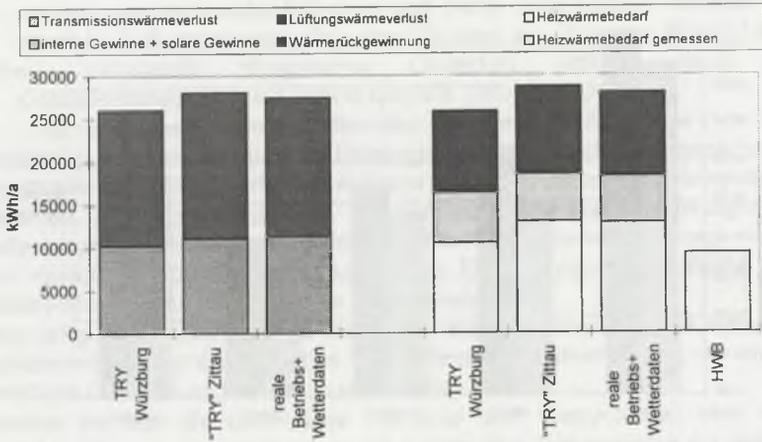


Bild 3: Gegenüberstellung der Verlust/Gewinnbilanzen für Haus A 1996/1997

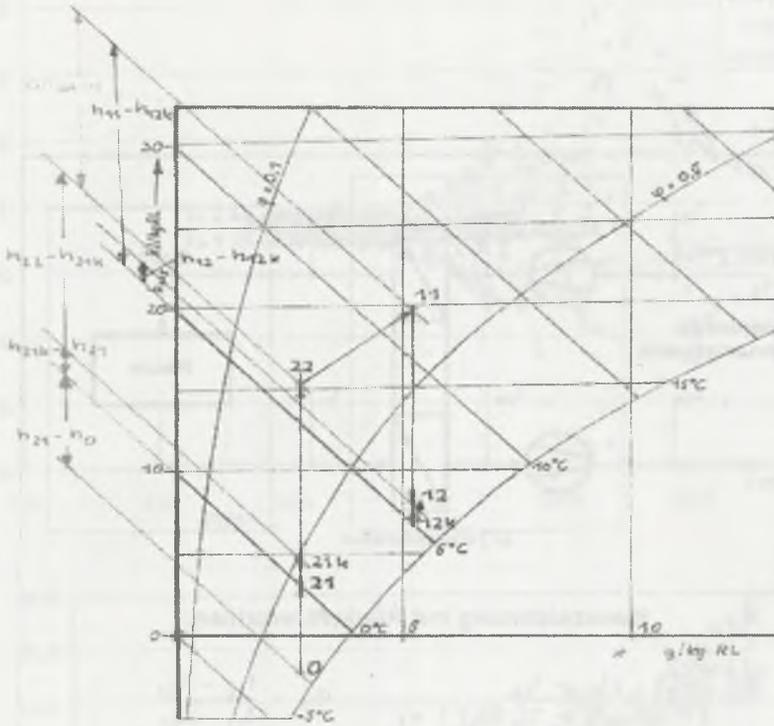


Bild 4: Zustandsänderungen im Lüftungsgerät

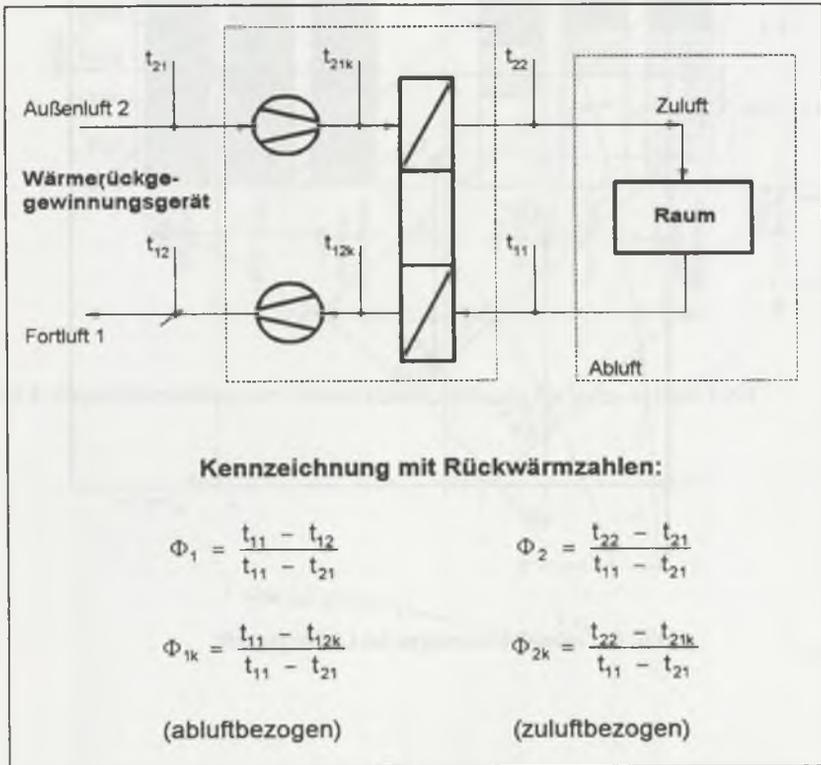
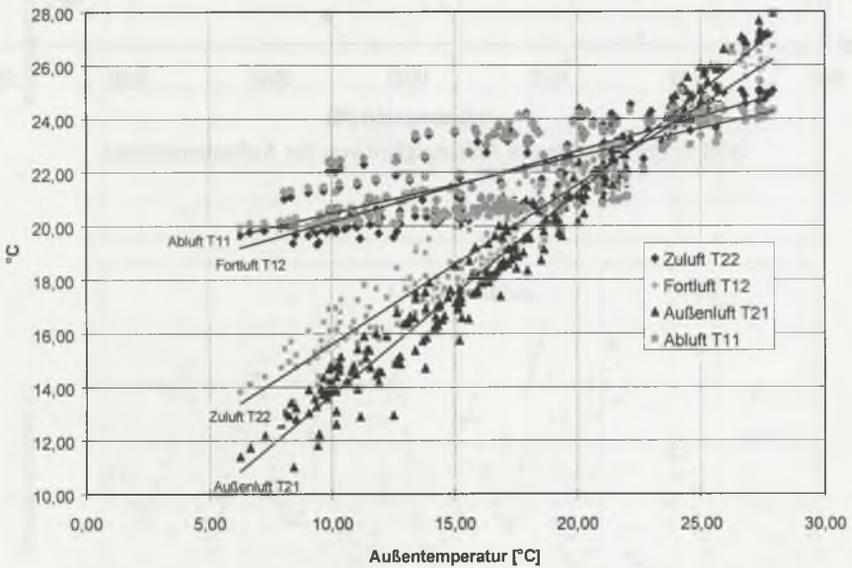
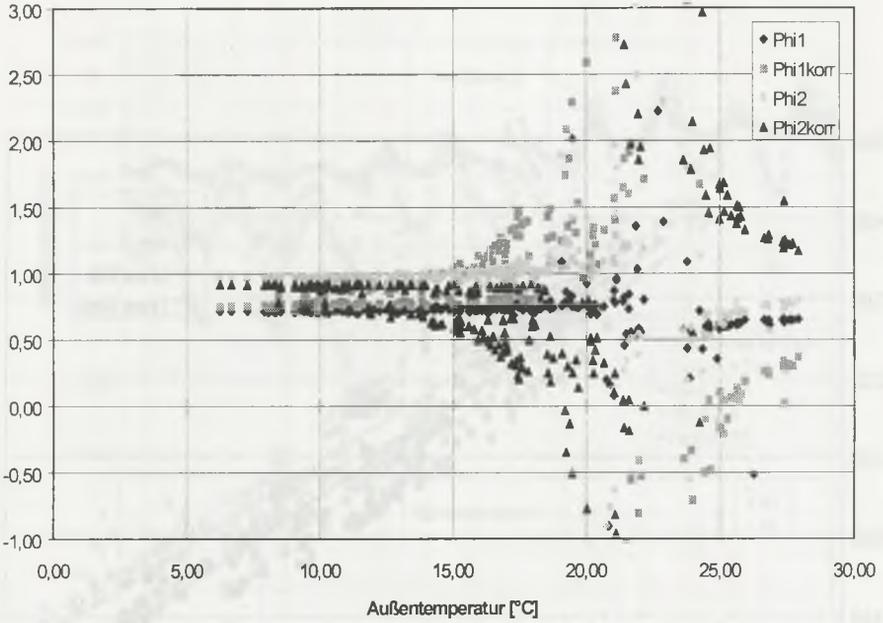


Bild 5: Charakterisierung von Lüftungsgeräten



- a) Rückwärmzahlen  
b) Bezugstemperaturen

Bild 6: Einfluss der Außentemperatur auf Kenngrößen von Lüftungsanlagen

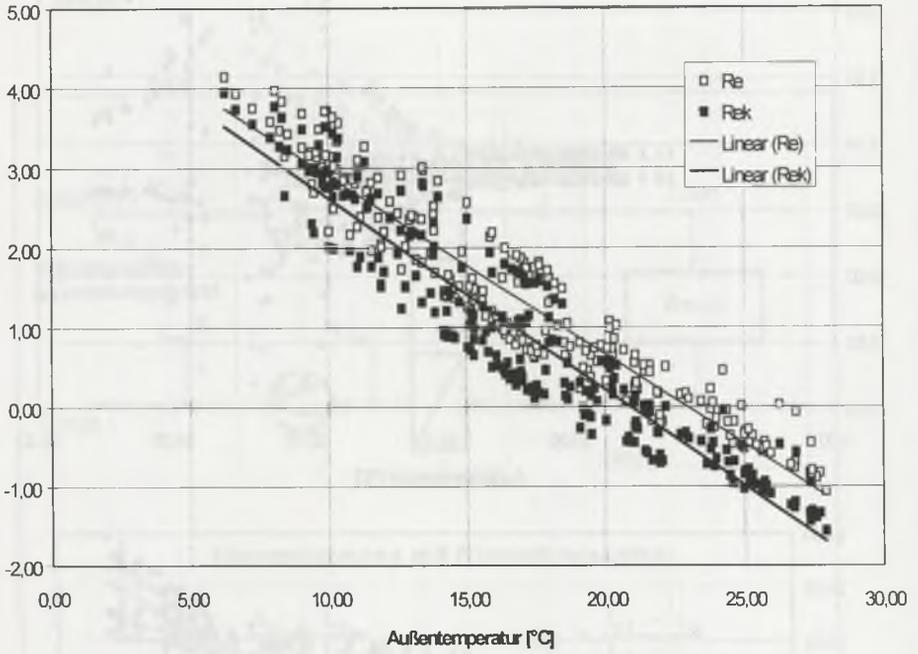


Bild 7: Ertragszahlen in Abhängigkeit von der Außentemperatur

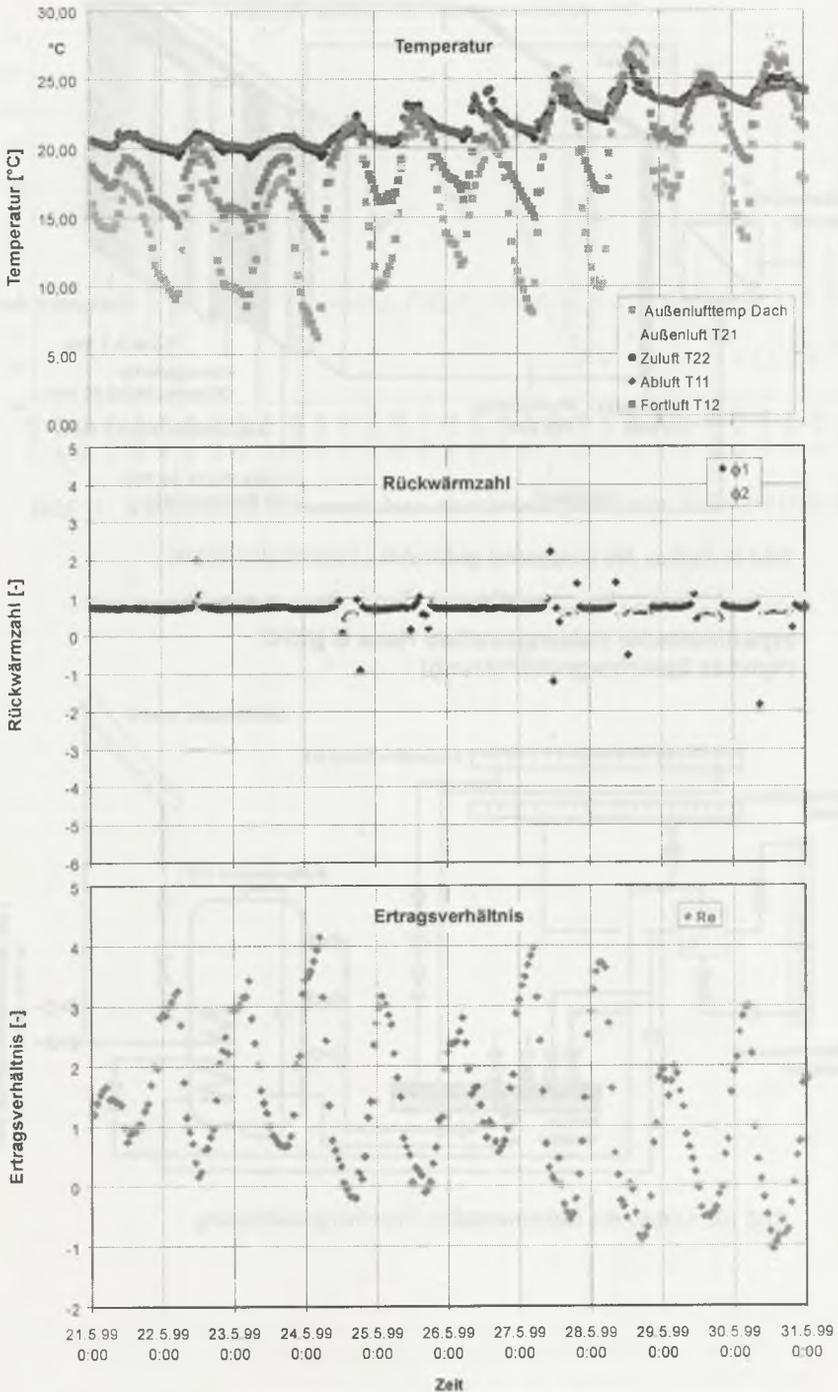


Bild 8: Tagesgangabhängigkeit von Kenngrößen für Lüftungsanlagen

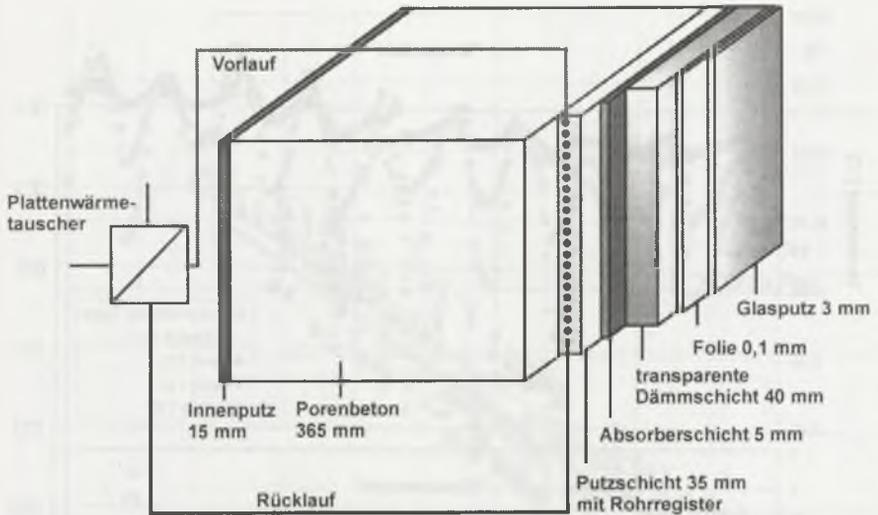


Bild 9: Aufbau des transparent gedämmten Fassadenkollektors

### experimenteller Heizungsaufbau Haus B NEHZ (Hybride Speichergrundheizung)

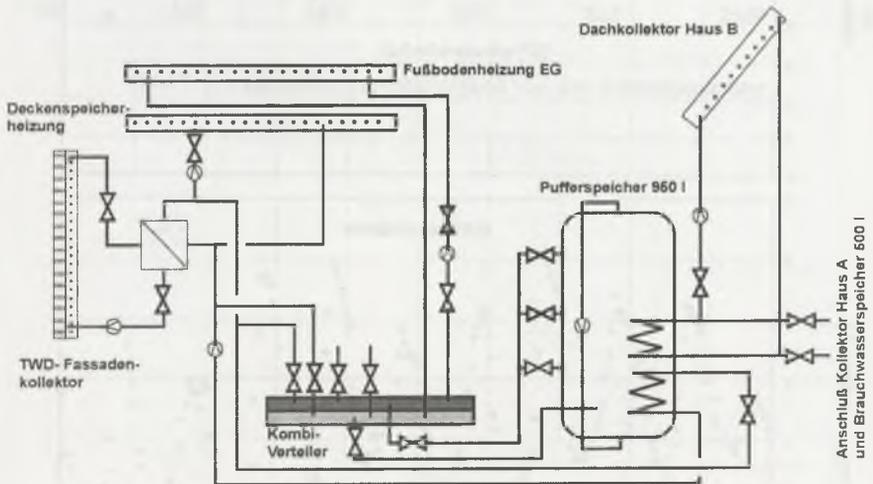


Bild 10: Aufbau der experimentellen Speichergrundheizung

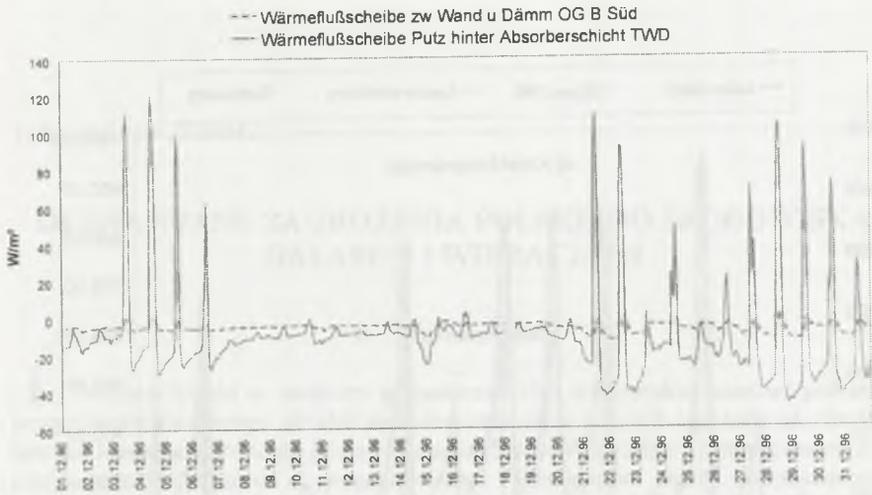


Bild 11: Wärmeströme in der opak bzw. transparent gedämmten Südwand Haus B

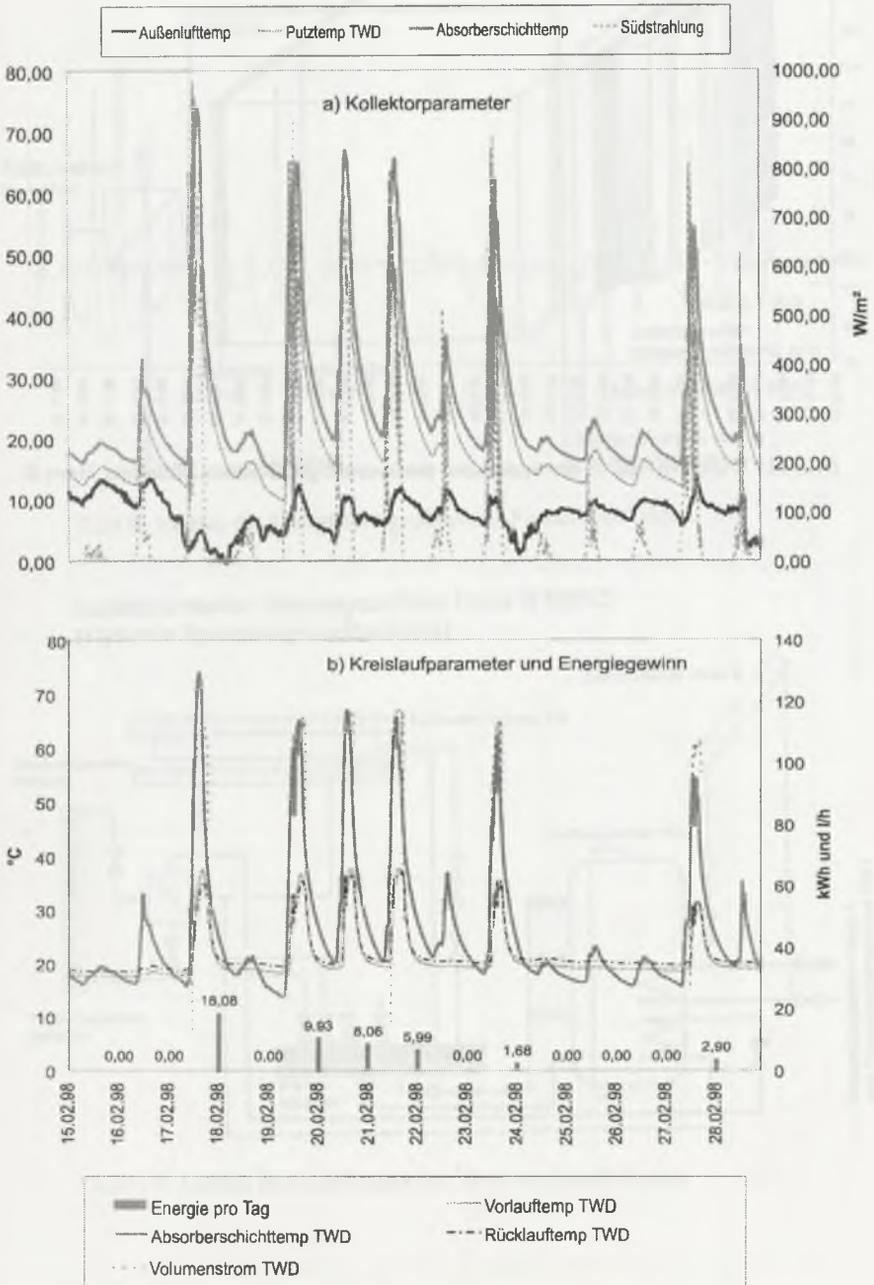


Bild 12: Betriebsverhalten und Energiegewinne des TWD-Kollektors