



**PASSIV
HAUS
INSTITUT**

Dr. Wolfgang Feist

Dynamisches Verhalten und Wärmeübergabeverluste von Flächenheizungen

***Forschungsprojekt im Auftrag des Hessischen
Ministeriums für Wirtschaft, Verkehr und
Landesentwicklung***

Endbericht

Februar 2005

PASSIVHAUS INSTITUT

Rheinstr. 44/46

D-64283 Darmstadt

Tel: 06151 8 26 99-0

Fax: 06151 8 26 99-11

Autor: Jürgen Schnieders

Inhalt

| | | |
|----------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1 | Motivation und Übersicht | 3 |
| 2 | Nutzermodell..... | 5 |
| 2.1 | Ergebnisse der Literaturrecherche..... | 5 |
| 2.2 | Auswertung der Messergebnisse aus dem CEPHEUS-Projekt Kassel- Marbachshöhe | 9 |
| 2.2.1 | Wie ändern die Nutzer den Sollwert? | 11 |
| 2.2.2 | Komforttemperatur-Bandbreite | 11 |
| 2.3 | Nutzermodelle in dieser Studie | 12 |
| 3 | Flächenheizungen im Simulationsmodell | 15 |
| 3.1 | Modellraum | 15 |
| 3.2 | Modellbildung für das Heizsystem | 17 |
| 3.2.1 | Heizkörper | 17 |
| 3.2.2 | Flächenheizung | 18 |
| 3.2.3 | Luftheizung | 20 |
| 3.2.4 | Thermostatventil | 20 |
| 3.2.5 | PI-Regler..... | 21 |
| 3.3 | Auslegung..... | 22 |
| 4 | Flächenheizung, Heizkörperheizung und Luftheizung im Vergleich | 23 |
| 4.1 | Sprungantwort..... | 23 |
| 4.1.1 | Stationärer Heizfall | 23 |
| 4.1.2 | Sprungantwort | 25 |
| 4.2 | Die „Selbstregelung“ | 26 |
| 4.3 | Einfluss der Trägheit..... | 30 |
| 4.3.1 | Auswirkungen auf den Heizwärmebedarf | 30 |
| 4.3.2 | Auswirkungen auf die Raumtemperatur..... | 31 |
| 4.3.3 | Typische Temperaturverläufe | 32 |
| 4.4 | Regelung und Nutzereinfluss..... | 34 |
| 4.5 | Flächenheizung im Außenbauteil..... | 38 |
| 4.6 | Andere Vorlauftemperaturen..... | 39 |
| 4.7 | Stärkere Schwankungen der freien Wärme | 39 |
| 4.8 | Toleranzbereich 4 K..... | 41 |
| 5 | Diskussion und Fazit..... | 44 |
| 6 | Literatur..... | 47 |

1 Motivation und Übersicht

Bereits in wissenschaftlich begleiteten Niedrigenergiehaus-Projekten war vermutet werden, dass bei Gebäuden mit Flächenheizungen tendenziell höhere Heizenergieverbräuche auftreten als in Gebäuden mit konventionellen Heizkörperheizungen. Die Messergebnisse des CEPHEUS-Projekts haben diese Vermutung bekräftigt: In einigen Gebäuden wurden, z.T. zusätzlich zur Zuluftnachheizung, Flächenheizungen installiert. Diese Gebäude verbrauchten im Durchschnitt deutlich mehr Heizwärme als projiziert, ihr Verbrauch lag um 50% über dem Durchschnitt der CEPHEUS-Gebäude ohne Flächenheizung.

Auf der Grundlage derartiger Messergebnisse können aber noch keine validen Aussagen über eventuelle Mehrverbräuche bei Flächenheizungen hergeleitet werden, denn hierzu sind die sonstigen Gebäudeparameter und die Qualitäten von Planung und Bauausführung zu unterschiedlich. Eine Klärung der Wirkmechanismen und der Bedeutung verschiedener Einflussgrößen ist nur anhand einer dynamischen Gebäudesimulation unter ansonsten identischen Randbedingungen möglich.

In DIN 4701-10 wird verschiedenen Typen von Reglern ein unterschiedlich hoher „Wärmebedarf für die Übergabe der Wärme im Raum“ zugeschrieben. Die Untersuchungen, aus denen die Existenz von bedeutenden Übergabeverlusten gefolgert wird, basieren letztlich entscheidend auf der Vorstellung, dass der Gebäudenutzer sein Heizsystem so einstellt, dass niemals Unterschreitungen der Solltemperatur, wohl aber ständig Übertemperaturen auftreten. Der unter dieser Voraussetzung ermittelte Heizwärmebedarf wird in Beziehung gesetzt mit demjenigen, der sich bei idealer Regelung auf die Solltemperatur ergibt; die Differenz wird als „Übergabeverlust“ bezeichnet.

Die Grenzen dieses Konzepts wurden für Luft- und Heizkörperheizung bereits im Protokollband zur vom hessischen Wirtschaftsministerium geförderten 28. Sitzung des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser [AK 28] untersucht. Für die genannten Systeme wurde im AK 28 festgestellt, dass sowohl die Simulationsergebnisse als auch die verfügbaren Messungen mit *vernachlässigbaren* Übergabeverlusten verträglich sind.

Entsprechende Untersuchungen für Flächenheizungen konnten in diesem Zusammenhang jedoch nicht integriert werden, weil hierzu weitere Modellkomponenten eingebunden werden müssen. Neben der Wärmezufuhr ans Innere von Bauteilen ist für die Betrachtung von sehr trägen Systemen ein Nutzermodell erforderlich: Unter welchen Bedingungen und in welcher Weise verändert der Nutzer die Einstellung seines Heizsystems und/oder öffnet die Fenster?

Die Aufgabenstellung der vorliegenden Studie besteht dementsprechend darin, Modelle für die Flächenheizung und das Nutzerverhalten zu entwickeln und sie auf die Untersuchung der Dynamik von Flächenheizungen anzuwenden. Die Studie gliedert sich daher in zwei große Teile:

- eine Dokumentation des benutzten Simulationsmodells, zu dem auch die Literaturrecherche und Voruntersuchungen zum Nutzermodell gehören, in den Abschnitten 2 und 3,
- eine Untersuchung der Charakteristika von Flächenheizungen (Sprungantwort, Selbstregelung) sowie Jahressimulationen mit verschiedenen Heizsystemen in Abschnitt 4. Dort werden die Ergebnisse auch auf ihre Sensitivität bezüglich bestimmter Annahmen überprüft.

Die Berechnungen in dieser Studie werden für drei verschiedene Baustandards (Altbau, Neubau nach EnEV-Standard, Passivhaus) durchgeführt, um etwaige Unterschiede im Verhalten der Flächenheizung herausarbeiten zu können.

Es wird sich zeigen, dass auch für Flächenheizungen keine relevanten „Übergabeverluste“ nachweisbar sind. Allerdings führen Flächenheizungen in konventionellen Gebäuden aufgrund ihrer Trägheit zu erheblich größeren Temperaturschwankungen als flinkere Heizsysteme.

2 Nutzermodell

Um den Energieverbrauch eines Raumes mit einem bestimmten Heizsystem vorherzusagen zu können, benötigt man auch Informationen über die Art und Weise, in der das Heizsystem bedient wird. Die Frage, in welcher Weise der Nutzer die Einrichtungen zur Regelung der Raumtemperatur einstellen bzw. verstellen wird, wurde daher zunächst anhand einer Literaturrecherche untersucht. Dabei ging es schwerpunktmäßig darum, herauszufinden, wie häufig ein einzelner Nutzer in seiner Wohnung die Einstellung des Heizungsthermostaten verändert.

Allein auf Grundlage der verfügbaren Literatur ließ sich kein für diese Studie verwertbares Nutzermodell erstellen. Daher wurden zusätzlich Messergebnisse aus einem Mehrfamilien-Passivhaus näher ausgewertet.

Da die vorliegende Studie sich mit dem Vergleich verschiedener Heizsysteme und insbesondere ihrer unterschiedlichen Dynamik beschäftigt, ist der Heizperioden-Mittelwert der gewünschten Temperatur von geringerem Interesse – er wird durch die Kleidung, Aktivität usw. wesentlich bestimmt und kann für die Zwecke der vorliegenden Studie weitgehend beliebig gewählt werden. Auch mögliche Änderungen der gewünschten Temperatur aufgrund von Akklimatisationsprozessen oder unterschiedlichen mittleren Außentemperaturen sind in diesem Zusammenhang irrelevant – derartige Änderungen finden auf so langen Zeitskalen statt, dass sie hier vernachlässigt werden können. In der vorliegenden Untersuchung sind wir daher ohne Beschränkung der Allgemeinheit grundsätzlich davon ausgegangen, dass der Nutzung eine Solltemperatur von 20 °C zu Grunde liegt.

2.1 Ergebnisse der Literaturrecherche

In den grundlegenden Arbeiten zum thermischen Komfort (insbesondere [Fanger 1970]) wurden mehrere tausend Personen in einer Klimakammer verschiedenen Temperaturen ausgesetzt; die Probanden wurden zu ihrem Temperaturempfinden auf einer Skala von -3 (kalt) über 0 (neutral) bis +3 (zu warm) befragt. Um die von den Probanden bevorzugte Temperatur besser feststellen zu können, wurde in weiteren Experimenten die Temperatur vom Experimentator den Wünschen der Probanden entsprechend angepasst ([Olesen 1971, Fanger 1974]). Das wichtigste Ergebnis dieser Versuche war die bekannte Fangersche Bilanzgleichung zum thermischen Komfort, wie sie in ISO 7730 beschrieben ist. Über das vorhergesagte mittlere Votum (Predicted Mean Vote, PMV) lässt sich damit die durchschnittliche Beurteilung des thermischen Komforts auf der oben genannten Skala durch eine größere Anzahl von Personen prognostizieren. Die wichtigsten Einflussgrößen sind dabei Luft- und Strahlungstemperatur, Bekleidung und Aktivität.

Die Versuche in der Klimakammer zeigten, dass dieselbe Temperatur von verschiedenen Personen sehr unterschiedlich beurteilt werden kann. Daher ist auch bei $PMV = 0$ ein Anteil von 5% der Personen unzufrieden (nach Fangers Definition: Votum -3, -2, +2 oder +3). Dieser Prozentsatz der Unzufriedenen (Predicted Percentage Dissatisfied, PPD) wächst mit größer werdender Abweichung von $PMV = 0$ immer stärker an. Die Tatsache, dass es sich bei PMV und PPD um Mittelwerte des Temperaturempfindens einer größeren Gesamtheit handelt, hat eine wichtige Konsequenz: Zur Beantwortung der Frage, ab welcher Temperaturdifferenz *eine bestimmte* Person aktiv werden und den Thermostat verstellen wird, sind diese Maße nicht unmittelbar geeignet.

Hinweise auf den Toleranzbereich einzelner Personen lassen sich jedoch aus den auf PMV und PPD aufbauenden ASHRAE Komfortklassen ([ASHRAE 55-2003]) ableiten: In der höchsten Komfortklasse, Comfort Class A, ist eine Änderung des PPD von 5 auf 6% zulässig, entsprechend einem ΔPMV von 0,22. Bei einer Komforttemperatur von 22 °C (Strahlungs- und Lufttemperatur identisch, Kleidung 1 clo, Aktivität 1,2 met, Luftgeschwindigkeit 0,1 m/s, 40% relative Feuchte) entspricht das einer Änderung der operativen Temperatur von $\pm 1,0$ K. Bei niedrigeren Temperaturdifferenzen kann man offenbar davon ausgehen, dass keine Komfortdefizite auftreten.

Prinzipiell können beim Versuchsaufbau nach Fanger die tatsächlichen oder vermeintlichen Erwartungen des Experimentators das Ergebnis beeinflussen. Die Situation, in der der Proband den Experimentator um eine Änderung der Temperatur bitten muss, unterscheidet sich grundlegend von derjenigen einer Person, die die Temperatur eigenständig wählen kann. [Grivel 1991] beschreibt einen Versuch, in dem 48 junge Erwachsene in einer Klimakammer die Möglichkeit hatten, die von ihnen bevorzugte Temperatur selbst einzustellen. Das Ergebnis weicht nicht gravierend von der nach Fangers Modell ermittelten neutralen Temperatur ab; die Solltemperatur kann also auch bei Einstellung durch den Nutzer nach ISO 7730 berechnet werden.

Zunächst scheint es, dass der Versuchsaufbau von Grivel auch sonst der hier untersuchten Fragestellung entspricht: Man müsste aus den dort gewonnenen Daten ableiten können, bis zu welcher Abweichung von seiner gewünschten Temperatur der Bewohner einer Wohnung den Regler anders einstellen wird. Bei näherer Betrachtung zeigte sich jedoch, dass das nicht der Fall ist. Die Dauer des Experiments betrug nämlich lediglich drei Stunden. Nach einer Akklimatisierungsphase von einer Stunde bei vorgegebener Temperatur erprobten die Versuchspersonen zunächst die Wirkung verschiedener Einstellungen. Die Häufigkeit, mit der die Probanden den Temperaturregler betätigten, nahm während der folgenden zwei Stunden zwar kontinuierlich ab, am Ende des Experiments veränderten aber noch immer innerhalb eines Zeitraums von 10 Minuten ca. 30% der Probanden die

Temperatureinstellung. Man kann vermuten, dass die Probanden sich auch nach dieser relativ kurzen Zeit noch nicht an das System gewöhnt hatten, anders als Bewohner von Wohnungen, die seit Jahren mit den Eigenheiten ihres Heizsystems vertraut sind.

Ein weiterer grundlegender Unterschied der Untersuchung von Grivel zum realen, alltäglichen Nutzerverhalten besteht darin, dass die Hauptaufgabe der (bezahlten) Probanden während des Experiments darin bestand, die von ihnen gewünschte Solltemperatur einzustellen. In praktisch relevanten Situationen werden die Nutzer jedoch eine andere Hauptaktivität verfolgen und sich dementsprechend seltener mit der Raumtemperatur beschäftigen.

[McIntyre 1982] weist darauf hin, dass die von Versuchspersonen gewünschte Temperatur sich durchaus signifikant von der neutralen Temperatur ($PMV = 0$) unterscheiden kann. Auch Untersuchungen aus dem australischen NEEHA-Projekt zeigen, dass die gewünschte Temperatur nicht in allen Fällen der neutralen Temperatur entspricht [Williamson 1997]: Personen, die keine Veränderung der momentanen Temperatur wünschten, beurteilten ebendiese Temperatur nur zu ca. 75% als „neutral“. Die übrigen Personen bevorzugten eher „etwas warme“ als „etwas kalte“ Temperaturen, noch weiter von „neutral“ abweichende Wünsche wurden nur noch selten geäußert. Für die gegebene Fragestellung ist bei der Interpretation dieses Ergebnisses zu beachten, dass es sich lediglich um eine Aussage über die von den Befragten gewünschten Temperaturen handelt, nicht aber darüber, ob Abweichungen von dieser Temperatur in verschiedenen Richtungen unterschiedlich schnell als unangenehm empfunden werden.

Bereits seit Mitte der 70er-Jahre werden neben den „statischen“ Modellen des thermischen Komforts, für die in erster Linie Fanger und die Forderung nach $PMV = 0$ stehen, sogenannte „adaptive“ Modelle entwickelt ([Williamson 1997], [de Dear 1997]), die auch in die kommenden Fassungen des ASHRAE Standard 55 einfließen sollen. Diese basieren auf z.T. umfassenden Nutzerbefragungen unter Alltagsbedingungen anstelle von Klimakammerexperimenten. Im Wesentlichen läuft der adaptive Ansatz darauf hinaus, die bevorzugte Temperatur als Funktion der Außentemperatur zu ermitteln.

Verschiedene Autoren weisen auch darauf hin, dass die Temperaturen, die die Nutzer als zufriedenstellend beurteilen, sich in klimatisierten und nicht-klimatisierten Gebäuden erheblich unterscheiden können. Nach [Fanger 2002] sind dafür in erster Linie die unterschiedlichen Erwartungen der Nutzer an das jeweilige Gebäude verantwortlich. Ob eine Raumtemperatur akzeptiert wird, scheint auch davon abzuhängen, was die Nutzer als „normal“, d.h. als kulturell akzeptabel, empfinden.

Auch eine gewisse Gewöhnung an unterschiedliche Temperaturniveaus ist möglich. Diese spielt sich jedoch auf Zeitskalen von mehreren Wochen, Monaten oder sogar Jahren ab: Laut [Parsons 2002] konnten nach vier Tagen Akklimatisationszeit keine signifikanten Unterschiede in der bevorzugten Temperatur festgestellt werden. Nach [Fanger 1977] hängt die neutrale Temperatur nicht von Alter, Wohnort, Geschlecht oder Rasse ab. Vermutlich lässt sich daher durch Akklimatisation zwar der Toleranzbereich verändern, in dem Personen keine gravierende Belastung empfinden bzw. sich nicht beschweren, nicht aber die neutrale Temperatur, bei der keine Anstrengung des Körpers erforderlich ist, um die Körpertemperatur aufrechtzuerhalten. Insgesamt sind die adaptiven Ansätze nicht unumstritten, die Anwendungsbereiche werden tendenziell immer mehr eingeschränkt [Hensen 2001].

Die Literaturrecherche führte schließlich auf zwei Untersuchungen, die sich mit der Bedienung von Raumkühlgeräten unter realen Randbedingungen beschäftigen. In [Kempton 1992] wurden acht Wohnungen eines Wohnblocks in mäßig warmem Klima (New Jersey) untersucht, in denen Kühlgeräte vorhanden waren. Die Betriebskosten der Kühlgeräte wurden nicht wohnungsweise abgerechnet, so dass die Bedienung der Geräte sich nicht nach ökonomischen Kriterien richtete. Die Autoren dokumentieren eine große Bandbreite des Nutzerverhaltens, welches durch eine Vielzahl von Kriterien bestimmt wird: Tageszeit, Vorstellungen von der Funktion der Kühlgeräte, allgemeine Strategien für den Umgang mit technischen Geräten, Glauben und Vorzüge in Bezug auf die Gesundheit, thermischer Komfort und alternative Kühlmöglichkeiten. Nur in einem der acht untersuchten Apartments wurde der vorhandene Thermostat tatsächlich verwendet, die übrigen Nutzer verfolgten eine Ein-/Aus-Strategie, bei der der Thermostat wechselweise auf die höchste bzw. kleinste Stufe gestellt wurde. In den meisten Fällen war der typische zeitliche Abstand zwischen den Schaltvorgängen größer als eine Stunde. Der Studie zufolge wurde mit der Ein-/Aus-Strategie *weniger* Energie verbraucht als mit dem thermostatisch geregelten Kühlgerät, weil die Kühlung insgesamt seltener benutzt wurde.

In [Lutzenhiser 1992] werden 279 Haushalte in einem kalifornischen Studentenwohnheim untersucht. Auch diese Studie bestätigt, dass die Thermostatfunktionen der Klimageräte nur teilweise genutzt werden: 58% der Befragten steuerten ihre Klimaanlage manuell, nur 29% verließen sich vollständig auf die thermostatische Regelung. Interessanterweise war keine Korrelation mit dem Studienfach festzustellen; Studenten technischer Fächer benutzten den Thermostaten genauso häufig als Schalter wie Jura- oder Medizinstudenten. Wie Kempton stellte auch Lutzenhiser fest, dass bei manueller Bedienung der Geräte weniger Energie (in diesem Fall ca. 20%) verbraucht wurde als bei Nutzung des Thermostaten.

[Williamson 1997] berichtet von Untersuchungen aus Australien, denen zufolge die Nutzer auf zu warme bzw. zu kalte Bedingungen keineswegs nur durch Betätigen der Klimaanlage reagieren. Auf die Frage, wie sie auf Kälte reagieren, nennen die

Befragten zwar an erster Stelle Heizen, aber auch Anpassung der Kleidung und der Verschattung, Schließen von Fenstern und, mit geringerer Häufigkeit, Teilbeheizung und Nutzung anderer Räume. Auf Wärme wird der Befragung zufolge in erster Linie durch das gezielte Öffnen und Schließen von Fenstern je nach Außentemperatur, das Schließen von Jalousien und durch leichtere Kleidung reagiert, erst dann folgt die Benutzung von Kühlgeräten und Ventilatoren. Umgekehrt wird die Einstellung der Heizung bzw. Kühlung, so Williamson, in mindestens 25% der Fälle nicht aufgrund eines Mangels an thermischem Komfort, sondern aufgrund anderer Ereignisse verändert, beispielsweise weil Besucher erwartet werden, Haushaltsmitglieder nach Hause kommen oder Kleidung getrocknet werden soll. Williamson nennt eine Anzahl möglicher Nutzer-Strategien, die für eine Simulation verwendet werden könnten, wobei er die Breite des Komfortbereichs, an dessen Grenzen eine Nutzeraktion stattfindet, bei Werten des PMV von $\pm 0,22$ bis $\pm 0,5$ ansiedelt.

Die Literaturrecherche zeigte, dass es keine einheitliche Strategie gibt, nach der die Nutzer ihre Raumheizeinrichtungen bedienen. Offenbar existieren im Umgang mit dem Heizsystem ebenso große Unterschiede zwischen verschiedenen Personen wie bei den bevorzugten Raumtemperaturen.

2.2 Auswertung der Messergebnisse aus dem CEPHEUS-Projekt Kassel-Marbachshöhe

Im Passiv-Mehrfamilienhaus in Kassel-Marbachshöhe (vgl. z.B. [Pfluger 2001]) sind Solltemperatureinsteller im Flur angebracht, die von den Nutzern eingestellt werden können. Die Temperatureinsteller besitzen keine Temperaturskala, sondern zeigen lediglich Merkmale zwischen „warm“ und „kalt“. Im Rahmen des CEPHEUS-Projekts wurden in 23 Wohnungen die Raumtemperaturen und die Sollwerte kontinuierlich erfasst, sie standen am PHI als Stundenmittelwerte zur Verfügung. Diese Ergebnisse wurden unter der vorliegenden Fragestellung neu ausgewertet.

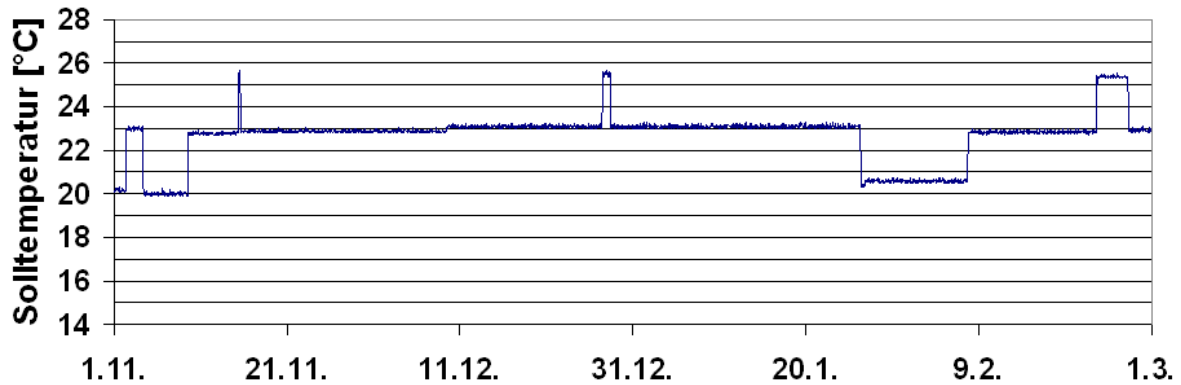
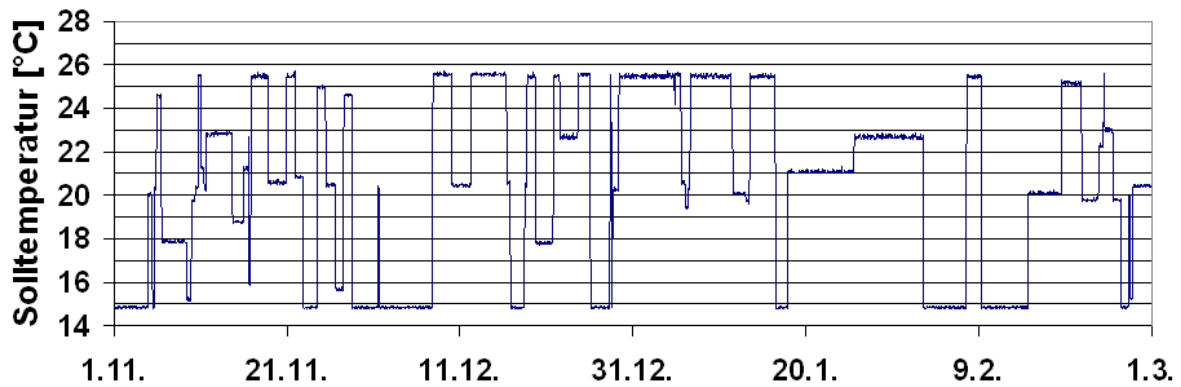
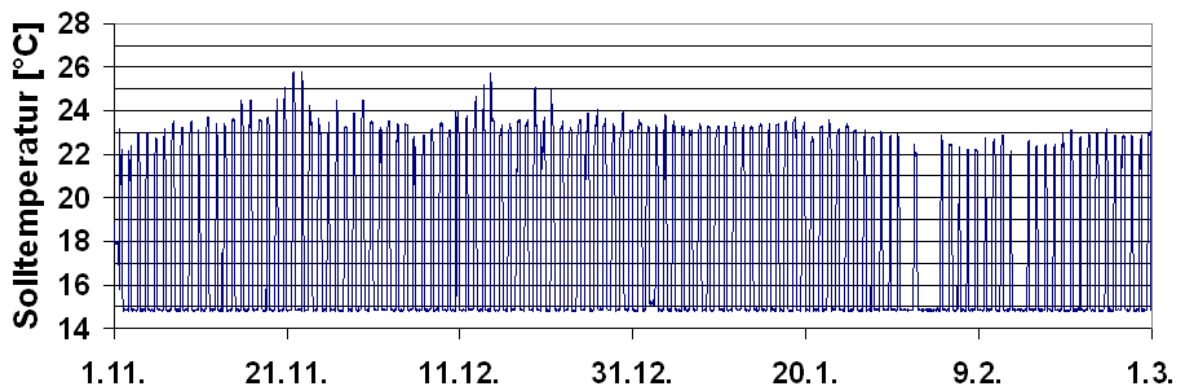
Bsp. 1: Nutzung der Thermostatfunktion**Bsp. 2: gelegentliche Änderung des Sollwerts****Bsp. 3: regelmäßiger Wechsel Ein - Aus**

Abbildung 1: Solltemperatureinstellungen im Kernwinter in drei verschiedenen Wohnungen im Passivhaus Kassel-Marbachshöhe

2.2.1 Wie ändern die Nutzer den Sollwert?

Einige typische Verläufe der Solltemperatureinstellungen im Zeitraum vom 1.11.2001 bis 1.3.2002 zeigt Abbildung 1. In den Wohnungen sind die verschiedensten Verhaltensweisen zu beobachten: In einigen Fällen wird der Regler zu Beginn der Heizperiode einmal eingestellt, die Einstellung wird dann nur noch sporadisch verändert (Bsp. 1). Im entgegengesetzten Extrem (Bsp. 3) wird der Versuch einer Nachtabsenkung unternommen, indem der Regler abends auf Minimum und morgens wieder auf den Sollwert eingestellt wird (eine messbare Auswirkung dieser Strategie auf die tatsächlichen Temperaturen ist aufgrund der hohen Trägheit des Passivhauses übrigens nicht erkennbar). Als typisch kann eine gelegentliche Veränderung des Sollwerts angesehen werden, wie sie in Bsp. 2 dargestellt ist.

2.2.2 Komforttemperatur-Bandbreite

Kann man für die einzelnen Wohnungen jeweils ein Temperaturband angeben, das die Nutzer durch Verstellen des Sollwerts einzuhalten versuchen? Eine Untersuchung exemplarischer Temperatur- und Sollwertverläufe zeigte, dass weitere Faktoren ebenfalls eine Rolle spielen, dass sie im Einzelfall sogar überwiegen können: Anwesenheit, Gewohnheiten oder Änderungen in der Außentemperatur können ebenfalls eine Verstellung des Sollwerts bewirken. Dass die Angabe einer einheitlichen Temperaturbandbreite nicht die ganze Wahrheit ist, sieht man schon daran, dass in einigen Wohnungen der Sollwert das ganze Jahr über nicht verstellt wird, in anderen dagegen – wie erwähnt – mehrmals täglich.

In einigen der untersuchten Wohneinheiten erscheint jedoch aufgrund des Zeitverlaufs der Solltemperatur die Vermutung gerechtfertigt, dass Verstellungen des Sollwerts zu einem großen Anteil auf Unter- bzw. Überschreitungen des aktuellen Komfortbandes der Nutzer zurückzuführen sind. In Abbildung 2 sind die Mittelwerte der Temperaturen im Wohnzimmer beim Ein- bzw. Ausschalten der Heizung (bestimmt als Durchgänge der Solltemperatur durch ihren Mittelwert) dargestellt.

Um aus dieser Grafik einen Anhaltspunkt für eine mögliche Solltemperaturbandbreite zu gewinnen, muss man berücksichtigen, dass auch in den Fällen von Abbildung 2 nicht alle Sollwertänderungen auf ein Verlassen des akzeptierten Temperaturbandes zurückzuführen sind. Da die Temperaturen, bei denen ein Verstellen aus anderen Gründen stattfindet, sich für den Ein- und Ausschaltvorgang nicht systematisch unterscheiden, führt dies tendenziell zu einem zu kleinen Mittelwert der Temperaturbandbreite in Abbildung 2. Die tatsächliche, akzeptierte Bandbreite dürfte den hier dargestellten Ergebnissen zufolge bei mindestens 1 K liegen.

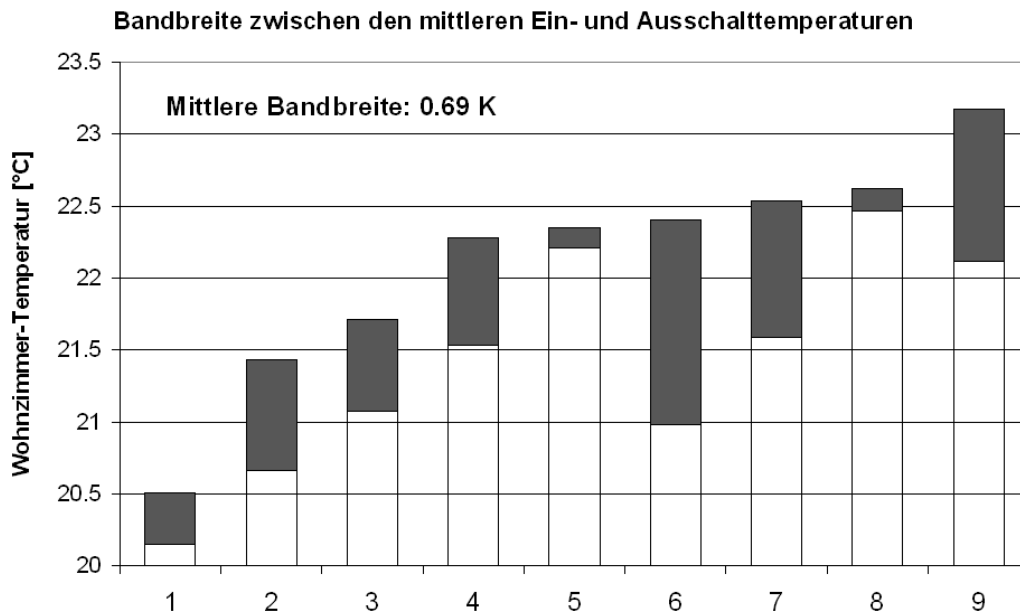


Abbildung 2: Differenz zwischen den durchschnittlichen Ein- und Ausschalttemperaturen in denjenigen Wohnungen, in denen Grund zur Vermutung besteht, dass sich Ein- und Ausschalten im Wesentlichen nach der Temperatur richtete.

2.3 Nutzermodelle in dieser Studie

Die Literaturrecherche und die Messdatenauswertungen aus Kassel haben gezeigt, dass die Verhaltensmuster der Nutzer uneinheitlich sind. In derselben Wohnung können verschiedene Nutzer ihre Heizungsanlage völlig unterschiedlich bedienen. Daher wurden mehrere Modelle für das Nutzerverhalten erstellt, die im Folgenden parallel als Sensitivitätstests für die Heiz- und Regeltechnik eingesetzt werden.

Grundsätzlich verhalten sich die Nutzer in den Modellen (zumindest subjektiv) erfolgreich. Die gewünschten Temperaturen werden, gegebenenfalls erst nach einiger Zeit, tatsächlich erreicht. Eine gewisse Anpassung ans vorhandene Heizsystem, Erfahrungen z. B. mit der notwendigen Einstellung des Thermostaten für eine bestimmte Raumtemperatur oder mit der Zeit, die ein träges Heizsystem zur Aufheizung der Räume benötigt, dürfen vorausgesetzt werden.

Zunächst wird eine von den Nutzern gewünschte Temperatur festgelegt. Für die Frage, wie die Dynamik verschiedener Heizsysteme den Wärmebedarf beeinflusst, ist die genaue Lage dieses Temperaturniveaus unerheblich. Gewählt wurde eine gewünschte Temperatur von 20 °C. Dass die gewünschten und die neutralen Temperaturen möglicherweise nicht übereinstimmen, wird im Folgenden nicht berücksichtigt: Man kann in jedem Fall davon ausgehen, dass es eine gewünschte Temperatur gibt; ob diese unter Umständen „etwas warm“ oder „etwas kalt“ ist, interessiert in diesem Zusammenhang nicht. Aus dem gleichen Grund werden adaptive Modelle für die gewünschte Temperatur nicht berücksichtigt. Etwaige

Änderungen der gewünschten Temperatur spielen sich außerdem mindestens auf Zeitskalen von Wochen, wenn nicht von Monaten oder Jahren ab. Für die in dieser Untersuchung interessierende Dynamik der Heizsysteme sind sie keinesfalls relevant. Schließlich spielen auch etwaige Unterschiede in der Empfindlichkeit gegenüber Über- und Untertemperaturen keine Rolle: Die Modelle sind so strukturiert, dass ein solcher Unterschied lediglich die Lage der gewünschten Temperatur verschieben würde, nicht aber den Wert, bei dem der Nutzer aktiv wird.

Die Nutzer verändern die Solltemperatur des Heizsystems im Modell grundsätzlich nur aufgrund thermischer Anforderungen. Sonstige Ereignisse (Besucher werden erwartet o.ä.) werden nicht berücksichtigt. Generell gibt es für Änderungen der Solltemperatur eine Totzeit: Nach Änderungen der Reglereinstellung wartet der Nutzer zunächst eine gewisse Zeit ab, ob seine Änderung den gewünschten Erfolg hatte.

Welche Abweichung von der gewünschten Temperatur wird toleriert? Hierzu gibt es Anhaltspunkte:

- Das ggf. erforderliche An- bzw. Ausziehen eines Pullovers kann als anschaulich begründbare Grenze für eine Thermostat-Anpassung herangezogen werden. Man kann annehmen, dass eine Nutzeraktivität bei Temperaturänderungen ausgelöst wird, die sich durch eine entsprechende Änderung der Bekleidung ausgleichen ließen. Beträgt die (operative) Komforttemperatur 22 °C ohne Pullover (1.0 clo), so ergibt sich mit Pullover (1.28 clo) eine Komforttemperatur von $20,25\text{ °C}$. ΔPMV beträgt in diesem Fall 0,33.
- In [Williamson 1997] wird eine „Thermostat-like climate modified strategy“ vorgeschlagen: Der Nutzer beginnt zu heizen bzw. zu kühlen, wenn das PMV um $\pm 0,5$ von seiner gewünschten Temperatur abweicht.
- Den Messergebnissen aus Kassel zu Folge beträgt die Bandbreite, innerhalb derer die Nutzer ihre Raumtemperatur zu halten versuchen, mindestens 1 K.

Die Abweichung von der gewünschten Temperatur, bei der eine Aktion des Nutzers stattfindet, dürfte demnach zwischen 0,5 und 2,5 K liegen. Im Folgenden wird die untere Grenze dieses Bereichs verwendet; in Abschnitt 4.8 wird sich zeigen, dass die gewählte Breite des Toleranzbereichs die Ergebnisse nicht bedeutend beeinflusst.

Ein Öffnen des Fensters zum Ablüften höherer Temperaturen erfolgt graduell ab 24 °C , bei 27 °C ist das Fenster vollständig geöffnet, dann herrscht ein Außenluftwechsel von $1,5\text{ h}^{-1}$. Die Temperaturdifferenz von 4 K gegenüber der gewünschten Temperatur von 20 °C entspricht einem ΔPMV von 0,74. Letzterer Wert liegt noch unter der Bewertung „etwas warm“ auf der Behaglichkeitsskala. Eine Grenztemperatur von 25 °C entspräche den Grenzwerten aus DIN 4108-2. Die Grenztemperatur

für die Sommerlüftung ist also eher niedrig gewählt. Während der Heizperiode wird sie in den Simulationsrechnungen trotzdem nur in Ausnahmefällen erreicht.

Die folgenden vier Nutzermodelle wurden in der vorliegenden Studie verwendet:

- (1) **Modell „An/Aus“:** Wenn die Temperatur sich um mehr als ΔT_{max} von der gewünschten Temperatur $T_{neutral}$ entfernt, wird die Heizung ein- bzw. ausgeschaltet. Zwischenstellungen des Thermostaten werden nicht genutzt. Zwischen zwei Änderungen der Thermostatstellung liegt mindestens die Zeit t_{tot} . In der Zeit zwischen t_{Abend} und t_{Morgen} wird die Solltemperatur nicht verstellt. Gewählte Parameter:
 $\Delta T_{max} = 0,5 \text{ K}$, $T_{neutral} = 20 \text{ °C}$, $t_{tot} = 2 \text{ h}$, $t_{Abend} = 23 \text{ Uhr}$, $t_{Morgen} = 6 \text{ Uhr}$.
- (2) **Modell „An/Aus mit Nachtabsenkung“:** Wie An/Aus, zusätzlich wird zwischen den Zeitpunkten t_{Abend} und t_{Morgen} die Solltemperatur heruntergeregelt.
- (3) **Modell „Thermostat“:** Wie An/Aus, jedoch wird statt Ein- bzw. Ausschalten der Heizung die Solltemperatur T_{soll} des Thermostaten um die Differenz zwischen der momentanen Temperatur T_{ist} und $T_{neutral}$ verstellt. Es wird also versucht, den Bedienungsaufwand durch Nutzung des Thermostaten zu minimieren, zu große Abweichungen von der gewünschten Temperatur werden jedoch nicht akzeptiert.
- (4) **Modell „Thermostat mit Nachtabsenkung“:** Wie Thermostat, zusätzlich wird zwischen den Zeitpunkten t_{Abend} und t_{Morgen} die Solltemperatur auf 15 °C heruntergeregelt. Am Morgen wird die Einstellung vom Vorabend wiederhergestellt.

3 Flächenheizungen im Simulationsmodell

Die nachfolgend beschriebenen Berechnungen erfolgen mit dem dynamischen Gebäudesimulationsprogramm DYNBIL (vgl. [Feist 1994]). Das Programm zeichnet sich insbesondere durch eine saubere Trennung von Luft- und Strahlungsknoten aus und konnte im Vergleich mit Messungen in bewohnten Gebäuden validiert werden.

Um die wesentlichen Zusammenhänge deutlich herausarbeiten zu können, wurde für die Untersuchungen im Rahmen dieser Studie ein einzelner Raum betrachtet. Im Wesentlichen handelt es sich dabei um den in [Schnieders 2004] dokumentierten Modellraum, dessen Geometrie bereits dort von [Bauer 1999] übernommen worden war. Aus Gründen der Untersuchungs-Systematik wurden jedoch einige Änderungen vorgenommen. Der Raum und das Heizsystem sind in [Schnieders 2004] detailliert beschrieben. Um die Berechnungen für den Leser leichter nachvollziehbar zu machen, wird diese Beschreibung hier in überarbeiteter Form wiederholt, Teile der Dokumentation sind aus [Schnieders 2004] zitiert.

3.1 Modellraum

In den folgenden Simulationsrechnungen wird ein Raum mit drei Außenwänden nach Osten, Süden und Norden betrachtet. Die übrige Wand sowie Boden und Decke des Modellraums verhalten sich, wenn nicht ausdrücklich anders erwähnt, adiabatisch. Auf diese Weise können die Effekte der Wärmeübergabe separat betrachtet werden, ohne Beeinflussung durch Wechselwirkungen mit anderen Zonen.

Die Hauptabmessungen des Modellraums sind in Abbildung 3 dargestellt. Die Breite des Heizkörpers (B_H), die Aufbauten der Außenbauteile sowie die Auslegung des Heizsystems werden je nach Berechnungsfall variiert. Dabei wurden drei Varianten des Wärmeschutzstandards untersucht: Altbau, EnEV und Passivhaus. Es handelt sich jeweils um Massivbauten. Die wichtigsten Parameter der jeweiligen Simulationsmodelle für den Modellraum sind in Tabelle 1 aufgeführt.

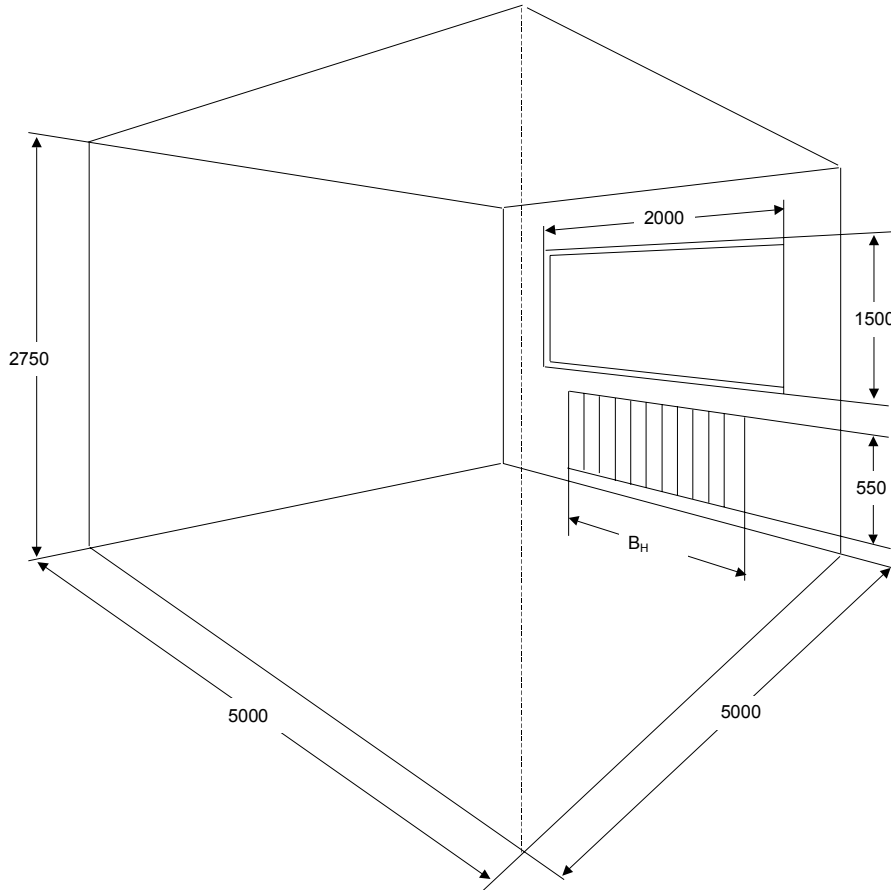


Abbildung 3: Abmessungen des Modellraums

| Parameter | Altbau | EnEV | Passivhaus |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------------|
| U-Wert Außenwand | 1,11 W/m ² K | 0,31 W/m ² K | 0,11 W/m ² K |
| U-Wert Boden (falls nicht adiabatisch) | 1,33 W/m ² K | 0,35 W/m ² K | 0,124 W/m ² K |
| U-Wert Fenster (eingebaut) | 2,84 W/m ² K | 1,71 W/m ² K | 0,79 W/m ² K |
| Lüftung Luftwechsel | Fenster 0,6 h ⁻¹ | Abluftanlage 0,6 h ⁻¹ | WRG 80 % 0,6 h ⁻¹ |
| n ₅₀ Infiltrationsluftwechsel | 6 h ⁻¹ 0,42 h ⁻¹ | 1,5 h ⁻¹ 0,0068 h ⁻¹ | 0,3 h ⁻¹ 0,021 h ⁻¹ |
| Heizwärmebedarf bei idealer Luftheizung (Referenzfall, Bezugsfläche 25 m ²) | 258 kWh/(m ² a) | 86,8 kWh/(m ² a) | 13,8 kWh/(m ² a) |

Tabelle 1: Parameter des Gebäudemodells für verschiedene Wärmeschutzstandards

Die Bezugstemperatur für die Beurteilung des thermischen Komforts und ggf. für Nutzeraktionen ist stets die mittlere operative Temperatur im Raum, berechnet als Mittelwert von Luft- und Strahlungstemperatur im Aufenthaltsbereich. Nach [Schneider 2002] unterscheiden sich die Werte an verschiedenen Orten im Raum für gut gedämmte Gebäude nur sehr wenig. Im Altbau gilt dies streng genommen nicht, in

jedem Falle wird der Nutzer jedoch in Ermangelung anderer Möglichkeiten die Einstellung seines Heizsystems nach einer mittleren empfundenen Temperatur im Raum wählen müssen.

Durch die Nutzung wird im Raum Wärme frei. Standardmäßig werden in dieser Studie zeitlich konstante, rein konvektive interne Gewinne von $2,1 \text{ W/m}^2$ angesetzt. In Varianten wird eine abendliche Nutzung angenommen, die zu schwankenden internen Gewinnen führt: Bis auf einen kleinen Standbyverbrauch konzentrieren sich die im Durchschnitt gleich großen Wärmegewinne auf den Zeitraum von 17 bis 22 Uhr, sie betragen in dieser Zeit 240 W oder $9,6 \text{ W/m}^2$.

3.2 Modellbildung für das Heizsystem

Das Heizsystem besteht im Wesentlichen aus einer Umwälzpumpe, einem Heizkessel, einer Regelungseinrichtung (Thermostatventil oder PI-Regler) und einem Heizkörper bzw. Flächenheizsystem. Der Heizkessel liefert eine zeitlich konstante Temperatur, die für die Heizkörperheizung 70 °C beträgt, für die Flächenheizung vom Gebäudestandard abhängt. Die Pumpe ist als Konstantdruckpumpe mit 20 kPa Druckdifferenz modelliert.

3.2.1 Heizkörper

Die Wärmeleistung \dot{q} von Heizkörpern wird gewöhnlich aus der Vor- und Rücklauf-temperatur T_v und T_r , der Raumtemperatur T_{RL} , der Nennleistung \dot{q}_N und dem Heizkörperexponenten n berechnet. Dabei gilt

$$\dot{q} = \dot{q}_N \left(\frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{in,N}} \right)^n$$

mit der logarithmischen Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{in} = \frac{T_v - T_r}{\ln \left(\frac{T_v - T_{RL}}{T_r - T_{RL}} \right)}.$$

Nennleistung und Nennmassenstrom ergeben sich aus Prüfstandsmessungen bei vorgegebener Vor- und Rücklauf-temperatur, der Exponent aus Messungen beim Nennmassenstrom mit unterschiedlichen logarithmischen Temperaturdifferenzen. Den angegebenen Formeln liegt die Modellvorstellung eines exponentiellen Abfalls der Heizkörpertemperatur über die Länge zu Grunde, wobei die Wärmeleistung durch die Differenz ΔT_{in} zwischen der mittleren Heizkörpertemperatur und der Raumtemperatur bestimmt wird.

Das beschriebene Heizkörpermodell berücksichtigt weder die Aufteilung der Wärmeabgabe auf Konvektion und Strahlung noch die Tatsache, dass der Heizkörper sich aufgrund seiner Wärmekapazität nur verzögert an neue Randbedingungen (Massenstrom, Temperaturen) anpasst. Das Modell wurde daher so erweitert, dass sowohl die Aufteilung auf konvektive und radiative Wärmeabgabe als auch die Dynamik des Heizkörpers abgebildet werden.

Für die folgenden Simulationsrechnungen wurde ein üblicher Flachheizkörper vom Typ 2.0 (zwei Platten, keine Konvektorbleche, relativ hoher Strahlungsanteil von 23% unter Nennbedingungen) verwendet. Der Heizkörper besitzt pro Meter Länge eine Nennleistung (75 °C Vorlauf, 65 °C Rücklauf) von 909 W. Die Gesamtwärmekapazität pro Meter Länge beträgt 10,8 kJ/K, der Exponent n 1,38.

3.2.2 Flächenheizung

Die raumbegrenzenden Bauteile (Wände, Decken, Böden) werden in DYNBIL als eindimensionale Widerstands-Kapazitäten-Modelle abgebildet. Die Flächenheizung, d.h. die Wärmezufuhr im Innern oder an der Oberfläche der Wand, wurde in dieses Modell integriert.

Einen typischen Aufbau einer Fußbodenheizung zeigt Abbildung 4. Es handelt sich um ein sogenanntes Nasssystem, die am weitesten verbreitete Konstruktion. Die Heizrohre sind dabei in den Estrich eingebettet, sie können auf der Trittschalldämmung aufliegen oder in 10 bis 20 mm Abstand von der Estrich-Unterkante angeordnet sein.

Da die Heizrohre einen gewissen Abstand voneinander aufweisen, ist der Wärmedurchlasswiderstand vom Heizrohr zur Oberfläche höher als bei einer vollflächigen Wärmezufuhr ins Bauteilinnere. Mit mehrdimensionalen Wärmestromprogrammen lässt sich ein Dreieck aus Wärmedurchlasswiderständen bestimmen, das die stationären Verhältnisse exakt wiedergibt. Mit Hilfe einer Stern-Dreiecks-Transformation kann daraus ein äquivalenter Widerstandstern bestimmt werden, wobei sich je nach Abstand der Rohre ein mehr oder weniger großer Wärmeübergangswiderstand zwischen der Wärmequelle und der Schicht, in die die Wärme eingebracht wird, ergibt.

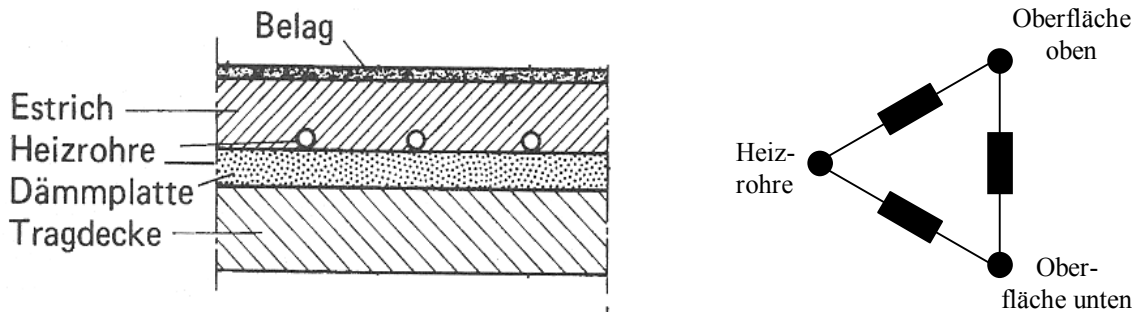


Abbildung 4: Typische Fußbodenheizung (aus [Recknagel 2002]) und Ersatzschaltbild

Die Konstruktion der in den Simulationsrechnungen verwendeten Fußbodenheizung und die Temperaturverteilung im stationären Fall zeigt Abbildung 5. Die Rohrüberdeckung des Zementestrichs beträgt 45 mm, der gesamte Estrich ist 62 mm stark (in den Fällen ohne Fußbodenheizung ist der Estrich nur 45 mm stark, die Auswirkungen sind von vernachlässigbarer Größe). Darunter befindet sich eine Trittschalldämmung (WLG 040) von 30 mm Dicke. Der Bodenbelag besteht in den Berechnungen aus 10 mm Eichenholz mit einem Wärmeleitwiderstand von $0,05 \text{ m}^2\text{K/W}$. Das entspricht einem (relativ dünnen) Teppich von ca. 4 mm Dicke, das Holz besitzt jedoch eine höhere Wärmekapazität als ein Teppichboden. Die Heizrohre bestehen aus PE-X und haben die Dimension $17 \times 2 \text{ mm}$, der Rohrabstand beträgt 150 mm. Die Stahlbetondecke ist 160 mm stark.

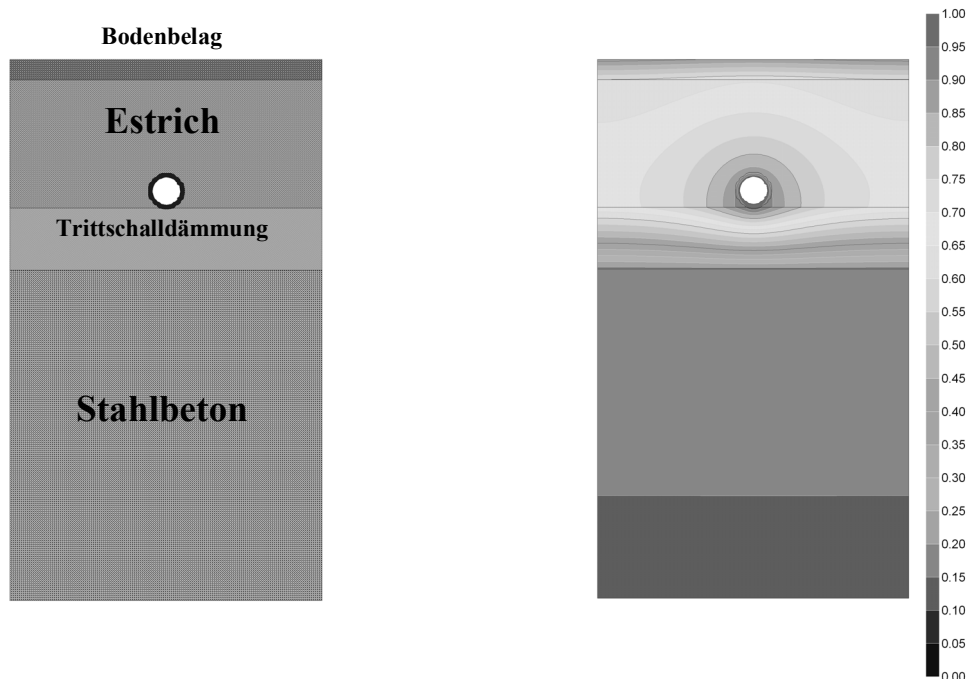


Abbildung 5: Materialien und Isothermenverlauf in einer Fußbodenheizung. Temperaturskala dimensionslos.

Für die Fußbodenheizung wird zunächst angenommen, dass über und unter dem betrachteten Modellraum ein in jeder Hinsicht identischer Raum angrenzt. Das hat zur Folge, dass Wärme, die in den Fußboden eingebracht wird, stets vollständig dem

Raum zugute kommt, wenn auch ggf. mit einer gewissen zeitlichen Verzögerung. Eine Fußbodenheizung ist in diesem Fall stets gleichzeitig in gewissem Umfang eine Deckenheizung und umgekehrt. Diese Festlegung ist sinnvoll für den Vergleich zur Luft- und Heizkörperheizung, um den Einfluss der Trägheit des Heizsystems herausarbeiten zu können, „Selbstregeleffekte“ zu untersuchen usw. Es ist jedoch zu beachten, dass es sich bei dieser Konfiguration um eine Idealisierung handelt, die für die Flächenheizung unrealistisch günstige Ergebnisse liefert: Ist beispielsweise eine Fußbodenheizung vorhanden, so steht in der Praxis die von der Zwischendecke nach unten abgegebene Wärme dem darunter liegenden Raum als unkontrollierte Wärmeabgabe zur Verfügung – dieser benötigt jedoch möglicherweise gerade gar keine Wärme.

In einer zweiten Serie von Simulationen wird daher die beheizte Fläche jeweils als Außenbauteil angenommen. Der nach außen gelangende Anteil der an den Fußboden zugeführten Wärme ist nun verloren. Dies ist eine für die Flächenheizung eher pessimistische Annahme. Je nach Konfiguration eines Gebäudes werden die tatsächlichen Zusatzverluste der Flächenheizung zwischen den beiden Extremen liegen.

3.2.3 Luftheizung

Als Referenzsystem diene für alle drei Baustandards eine ideale Luftheizung, die dem Luftknoten des Raumes exakt und trägheitslos die für eine gegebene operative Temperatur benötigte Wärmemenge zuführt.

3.2.4 Thermostatventil

Aus regelungstechnischer Sicht stellen Thermostatventile Proportionalregler mit einer bleibenden Regelabweichung dar. Es handelt sich jedoch aus verschiedenen Gründen nicht um einen idealen P-Regler: Zunächst bleibt der Druckabfall am Ventil in der Regel beim Öffnen des Ventils nicht konstant, der Massenstrom wächst daher unterproportional mit der Ventilöffnung. Auch das eigentliche Regelverhalten des Thermostatventils ist komplexer als beim reinen P-Regler, neben dem Proportionalbereich gibt es zahlreiche weitere Einflussgrößen.

Die Eigenschaften von Thermostatventilen können nach DIN EN 215 getestet werden, die Hersteller geben entsprechende Kennwerte in ihren Produktunterlagen an. Für die nachfolgend durchgeführten Simulationsrechnungen wurden typische Werte für gängige Thermostatventile verwendet:

- Die Temperatur des Temperaturfühlers wird zu 64 % von der Lufttemperatur bestimmt. Der Rest setzt sich zusammen aus einem Anteil von 12,5 % Heizkörper-Oberflächentemperatur und 87,5 % mittlerer Strahlungstemperatur im Raum.

- Der *Wassertemperatureinfluss*, d.h. die Erhöhung der Fühlertemperatur, die bei um 30 K erhöhter Wassertemperatur entsteht, beträgt 0,4 K. Für die Flächenheizung wird von einem Fernfühler ausgegangen. Im Gegensatz zur Heizkörperheizung, bei der das Ventil direkt am Heizkörper befestigt ist, reduziert sich hier die Rückwirkung der Heizregister-Temperatur auf den Temperaturfühler. Basierend auf Herstellerangaben für Fernfühler wurde der Wassertemperatureinfluss auf 0,3 K verringert.
- Der *Differenzdruckeinfluss*, d.h. die Erhöhung der Fühlertemperatur, die den gleichen Einfluss hat wie ein um 50 kPa erhöhter Druckabfall, beträgt 0,3 K.
- Die *Schließzeit*, d.h. die Zeit, die die Fühlertemperatur benötigt, um sich nach einer sprunghaften Änderung der Raumtemperatur ihrem neuen Wert zur Hälfte zu nähern, beträgt 23 Minuten.
- Die Hysterese beträgt 0,2 K.

3.2.5 PI-Regler

Neben den gängigen Thermostatventilen sind am Markt auch elektronische Regler verfügbar. Dabei handelt es sich gewöhnlich um Proportional-Integral-(PI-)Regler. Diese verhalten sich zunächst ähnlich wie ein P-Regler, integrieren aber Abweichungen vom Sollwert auf und verschieben bei bleibenden Abweichungen die Regler-Kennlinie so, dass wieder exakt der Sollwert eingehalten wird. Die bleibende Regelabweichung des P-Reglers ist somit beim PI-Regler nicht mehr vorhanden.

Wie bereits in [Schnieders 2004] festgestellt wurde, besitzen PI-Regler eine hohe Regelgüte. Aus diesem Grund wurde der Vergleich der dynamischen Eigenschaften von Heizkörper- und Flächenheizung in den Abschnitten 4.1 bis 4.3 mit PI-Reglern durchgeführt. Die Regler reagieren dabei unmittelbar auf die zu regelnde operative Temperatur, Regelfehler durch unterschiedliche Anteile von Luft- und Strahlungstemperatur treten nicht auf.

Der Auslegungsproportionalbereich ist der gleiche wie bei den Thermostatventilen (s.u.). Für die Heizkörperheizung wurde der Quotient aus Abtast- und Nachstellzeit in Anlehnung an [Bauer 1999] auf 0,4 eingestellt. Die Fußbodenheizung in Verbindung mit dem PI-Regler zeigte bei dieser Einstellung eine Neigung zu Schwingungen. Dies konnte durch eine Neueinstellung nach dem gebräuchlichen Ziegler-Nichols-Verfahren behoben werden. Die höhere Nachstellzeit (180 min statt 25 min für die Heizkörperheizung) erhöht jedoch die Trägheit des Gesamtsystems, da bleibende Abweichungen vom Sollwert erst später auskorrigiert werden.

3.3 Auslegung

Für die Auslegung von Fußbodenheizungen existieren die Normen DIN 4725 und EN 1264. Die Auslegung kann rechnerisch erfolgen, das Verfahren unterscheidet sich grundlegend von der Auslegung von Heizkörpern, für die je nach Bauart die Normwärmeleistungen bei einer gegebenen Paarung von Vor- und Rücklaufemperatur aus Prüfstandsmessungen bzw. darauf basierenden Normen bekannt sind. Da der Vergleich verschiedener Auslegungsverfahren sowohl für das Heizsystem als auch die Heizlast nicht Gegenstand der vorliegenden Studie ist, wurde die Auslegung anhand von unmittelbar mit der dynamischen Gebäudesimulation ermittelten Eigenschaften von Heizsystem und Gebäude durchgeführt. Etwaige Unterschiede der Auslegungsverfahren würden sonst zu falschen Schlüssen bezüglich prinzipieller Unterschiede der Heizsysteme führen.

Für jeden Baustandard wurde daher eine Auslegungsaußentemperatur ermittelt, bei der die ideale Luftheizung mit der zuvor aus der Jahressimulation ermittelten Heizlast gerade die operative Temperatur von 20 °C erreicht. Unter diesen Randbedingungen wurden die Parameter des Heizsystems so eingestellt, dass

- (1) das Verhältnis von Vorlauf- und Rücklaufüberemperatur

$$\frac{T_V - T_i}{T_R - T_i}$$

wie bei der Auslegung 90/70 bzw. 70/55 gerade 1,4 beträgt ($T_i = 20 \text{ °C}$),

- (2) das Heizsystem gerade die operative Temperatur im Raum aufrechterhalten kann,
 (3) die Ventilautorität 50 % beträgt,
 (4) die Öffnungsweite des Ventils einer Fühlertemperatur von 1 K unter dem Öffnungspunkt entspricht.

Der gesamte Proportionalbereich hat in allen untersuchten Fällen eine Breite von 4 K. Tabelle 2 zeigt die wichtigsten Kennwerte der Heizsysteme.

| Parameter | Altbau | EnEV | Passivhaus |
|--------------------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| Heizlast laut Simulation | 90,8 W/m ² | 39,1 W/m ² | 9,9 W/m ² |
| Nennleistung Flachheizkörper (75/65) | 3094 W | 1313 W | 334,1 W |
| Vorlaufemperatur der Flächenheizung | 42,8 °C | 30,4 °C | 22,8 °C |

Tabelle 2: Parameter des Heizsystems für verschiedene Wärmeschutzstandards

4 Flächenheizung, Heizkörperheizung und Luftheizung im Vergleich

In diesem Abschnitt werden die spezifischen Besonderheiten der Flächenheizung im Vergleich zur Luft- und Heizkörperheizung untersucht und illustriert. Dazu werden zunächst die Reaktionen des Heizsystems auf einfach strukturierte Anregungen dargestellt.

4.1 Sprungantwort

Die Charakteristika von Heizkörper- und Flächenheizung lassen sich gut vergleichen, wenn man einen Raum unter stationären Randbedingungen auf eine bestimmte Temperatur beheizt und dann eine der Randbedingungen sprunghaft ändert. Abbildung 6 zeigt, wie sich Heizleistung, Luft- und Strahlungstemperatur im Beispielraum bei plötzlicher Änderung der internen Gewinne verhalten. Für die Berechnungen wurde ein möglichst guter Regler (PI-Regler mit ans System angepassten Parametern) verwendet, um die regelungstechnischen Einflüsse zu minimieren. Wir betrachten zunächst den stationären Fall (linker Rand der Grafiken), die dargestellten Zeitverläufe werden in Abschnitt 4.1.2 diskutiert.

4.1.1 Stationärer Heizfall

Am linken Rand der Grafiken in Abbildung 6 erkennt man die charakteristische Aufteilung der Heizleistung auf die Luft bzw. die Oberflächen für die beiden Heizsysteme.

Die Heizkörperheizung besitzt im Beispiel einen Strahlungsanteil von 23%, gibt also Wärme im Wesentlichen konvektiv ab. Dementsprechend ist bei Heizkörperheizung die Lufttemperatur stets höher als die Strahlungstemperatur. Je größer die erforderliche Heizleistung ist, um so größer wird die Differenz von Luft- und Strahlungstemperatur: Im Altbau beträgt sie 2,5 K, im Passivhaus nur noch 0,7 K.

Mit Fußbodenheizung liegt umgekehrt die Strahlungstemperatur gewöhnlich über der Lufttemperatur. Eine Ausnahme stellt der Fall des Passivhauses nach der sprunghaften Erhöhung der internen Gewinne dar: Dort werden ca. 200 W Wärmeleistung konvektiv durch die internen Gewinne abgegeben, die Fußbodenheizung trägt lediglich noch 100 W bei. Deshalb liegt hier die Lufttemperatur wieder über der Strahlungstemperatur.

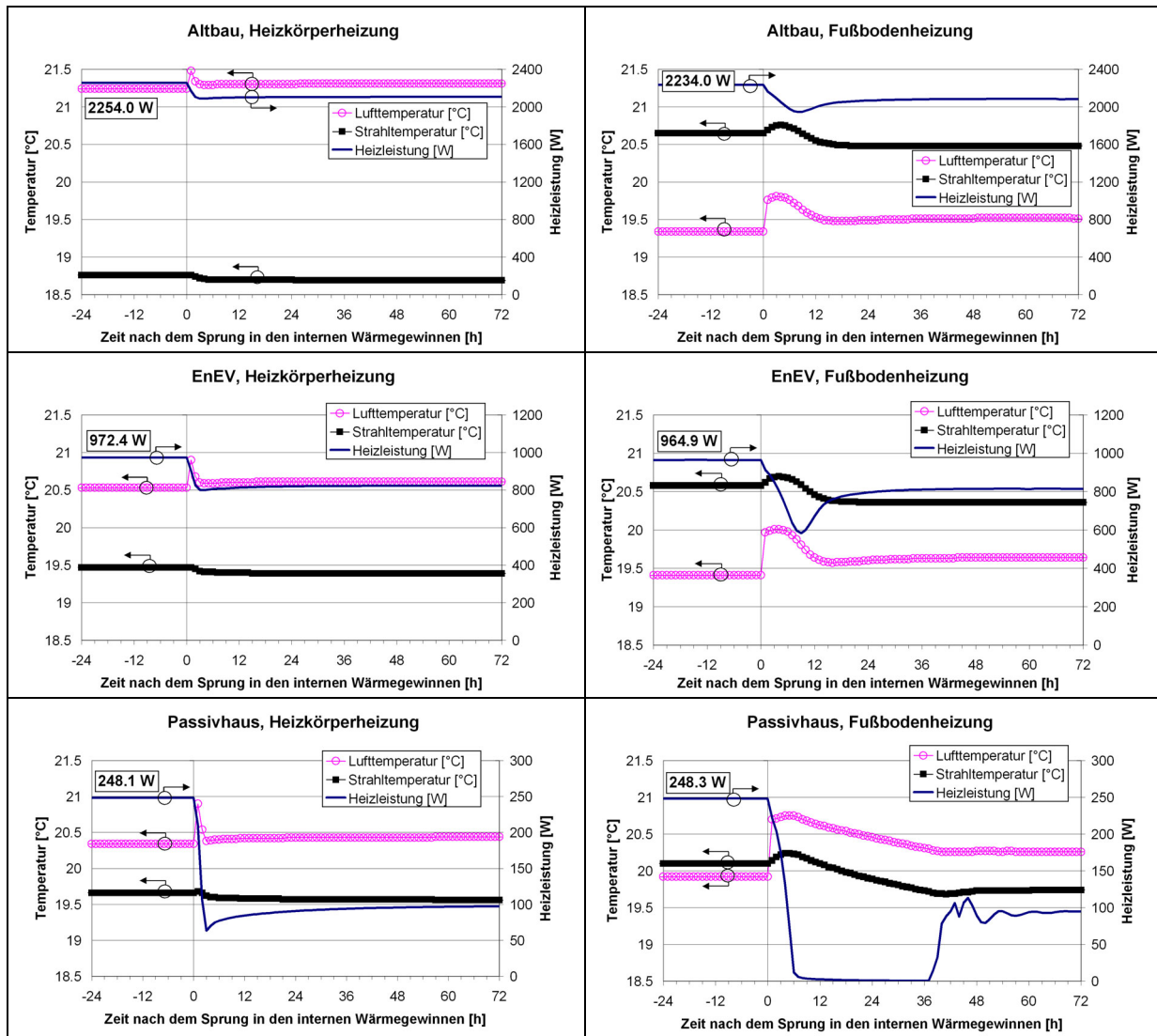


Abbildung 6: Sprungantworten für Heizkörperheizung mit Flachheizkörper bzw. Fußbodenheizung als Nasssystem bei drei verschiedenen Baustandards (Stundenmittelwerte). Dargestellt ist jeweils die Reaktion auf eine Erhöhung der konvektiven internen Gewinne um 150 W (6 W/m^2), die Regelung erfolgt mit PI-Reglern. Unter „Heizleistung“ ist die Wärmeleistung zu verstehen, die vom Heizkörper an den Raum bzw. von den Heizrohren an den Estrich abgegeben wird. Durch kapazitive Effekte kann dieser Wert auch bei geschlossenem Ventil von Null verschieden sein.

Schon im stationären Fall unterscheiden sich die Heizleistungen, die für dieselbe operative Temperatur mit den verschiedenen Heizsystemen eingebracht werden müssen. Im Altbau- und EnEV-Fall benötigt der Raum mit Fußbodenheizung ca. 1 % weniger Heizleistung als mit Heizkörperheizung, bei reiner Luftheizung liegt die Heizlast nochmals etwa um den gleichen Betrag über derjenigen mit Heizkörperheizung. Im Passivhaus liegen die Unterschiede zwischen den Heizsystemen dagegen nur noch in der Größenordnung von 1‰.

Der Effekt ist nicht von praktisch relevanter Größe, er soll nachfolgend nur kurz plausibel gemacht werden: Innenoberflächen mit erhöhter Temperatur vergrößern

unmittelbar die Strahlungs- und damit die operative Temperatur. Sie erhöhen die Oberflächentemperaturen der Außenbauteile und der Raumluft jedoch nur indirekt, sodass bei gleicher operativer Temperatur die Gesamtwärmeverluste geringer werden. Beim sehr guten Wärmeschutz der Passivhauses wirken die Kopplungen zwischen den Raumoberflächen untereinander und mit der Raumluft nahezu als thermischer Kurzschluss. Alle Oberflächen und die Raumluft haben nahezu unabhängig vom Heizsystem fast die gleiche Temperatur, die Art der Wärmezufuhr spielt keine Rolle mehr.

4.1.2 Sprungantwort

Wie gut sich die träge Flächenheizung im Vergleich zur relativ flinken Heizkörperheizung mit Flachheizkörpern regeln lässt, zeigt die in Abbildung 6 dargestellte Reaktion auf eine sprunghafte Änderung der Randbedingungen. Diese Sprungantwort besteht aus zwei Phasen:

- (1) Reduzierung des Massenstroms: Die Temperaturanhebung durch die höheren internen Gewinne ist nicht groß genug, um das Thermostatventil bereits durch den P-Anteil des Reglers (Auslegungsproportionalbereich 1 K) vollständig zum Schließen zu bringen, wie es von der Regelung her ideal wäre. Erst durch den I-Anteil erfolgt allmählich eine Reduktion des Massenstroms im jeweils erforderlichen Umfang. Aufgrund der unterschiedlichen Nachstellzeiten der Regler für Heizkörper- und Fußbodenheizung ist die Dauer dieser Phase weitgehend unabhängig vom Baustandard; mit Heizkörperheizung beträgt sie ca. 2 Stunden, mit Fußbodenheizung ca. 8 Stunden.
- (2) Anpassung der Raumtemperatur: Der Heizkörper mit seiner geringen Wärmekapazität führt dem Raum nach Reduzierung des Massenstroms keine großen Wärmemengen mehr zu. Mit Heizkörper hat sich daher bei allen Baustandards ca. 2 Stunden nach Veränderung der Randbedingungen wieder die gewünschte operative Temperatur eingestellt. Der beheizte Estrich enthält dagegen Wärmemengen, die noch längere Zeit zu erhöhten Temperaturen führen: Die Wärmekapazität von Estrich und Bodenbelag beträgt im Beispiel 1,1 kWh/K. Im Passivhausfall muss sich der Estrich aufgrund der geänderten Randbedingungen um ca. 1 K abkühlen, damit sich wieder stationäre Verhältnisse bei der gewünschten Raumtemperatur einstellen. Allein mit der durch diese Abkühlung frei werdenden Energie lässt sich der Raum noch etwa 11 h lang beheizen. Hinzu kommt die im Beton der Zwischendecke gespeicherte Wärme (höhere Wärmekapazität, aber geringere erforderliche Abkühlung), so dass insgesamt erst nach 36 h wieder die gewünschte operative Temperatur erreicht wird. Bei den anderen Baustandards sind die gespeicherten Wärmemengen in Relation zu den Wärmeverlusten geringer, die Solltemperatur wird hier bereits nach ca. 12 h wieder annähernd erreicht.

Als Zwischenergebnis lässt sich festhalten, dass die Reaktion der Heizkörperheizung auf die Änderung in der Leistungsanforderung im Beispiel nach 2 bis 4 Stunden abgeschlossen ist, während dieser Prozess bei der Fußbodenheizung 12 bis 36 Stunden dauert. Beim Heizkörper ist die Länge dieser Zeitspanne im Wesentlichen reglerbedingt, während sich bei der Fußbodenheizung zusätzlich die Trägheit des Heizsystems selbst bemerkbar macht.

4.2 Die „Selbstregelung“

Im Zusammenhang mit Flächenheizungen wird häufig der Begriff der „Selbstregelung“ verwendet und etwa folgendermaßen erläutert: Die Oberflächentemperatur von Fußbodenheizungen soll im Heizlastfall höchstens 29 °C betragen, gewöhnlich liegt sie noch niedriger und damit relativ nahe an der Raumtemperatur. Wird nun die Raumtemperatur durch äußere Einflüsse angehoben, sinkt die Temperaturdifferenz zwischen der beheizten Oberfläche und den übrigen Raumbooberflächen bzw. der Raumluft, so dass weniger Wärme abgegeben wird – die Heizung regelt sich selbst ohne zusätzlichen Regler. Umgekehrt wächst die Wärmeleistung der Fußbodenheizung, wenn die Raumtemperatur sinkt.

Verschiedene Autoren (z. B. [Radtko 2005], [Wirth 2003]) weisen darauf hin, dass in dieser Argumentation zumindest der Bezug auf die Oberflächentemperatur unzulässig ist. Reduziert sich nämlich die Wärmeabgabe des Estrichs an den Raum, heizen die Heizrohre, deren Temperatur ja über der des Estrichs liegt, den Estrich weiter auf, so dass die Heizleistung nicht im oben angedeuteten Maße sinken kann.

Wie die Selbstregelung tatsächlich wirkt, wurde mit dem Simulationsmodell untersucht. Verwendet wurde dabei zunächst der gleiche Sprung in den internen Gewinnen wie in Abschnitt 4.1, jedoch mit dem Unterschied, dass Vorlauftemperatur und Massenstrom sich nicht an die veränderten Randbedingungen anpassen; der Ausgleich der aufgeprägten Störung wird also vollständig der „Selbstregelung“ überlassen. Die Entwicklung von Heizleistungen und Temperaturen während einer Woche nach Eintreten der Störung zeigt Abbildung 7.

Ein Vergleich der stationären Zustände vor und nach Eintritt der Störung deutet darauf hin, dass der Selbstregeleffekt tatsächlich wirksam wird: Mit Fußbodenheizung sinkt die Heizleistung stets deutlich stärker als mit Heizkörperheizung, die Raumtemperatur erhöht sich weniger. Am ausgeprägtesten ist dieser Unterschied im Passivhaus, wo die Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung nur 22,8 °C beträgt. Die Leistung der Fußbodenheizung reduziert sich um nahezu 90% der zusätzlichen internen Wärmegewinne. Bei Heizkörperheizung ist die Reduktion nicht einmal halb so groß, was zu entsprechend hohen Temperaturen im Raum führt.

Auf den ersten Blick scheint es, als würde die Selbstregelung im Altbau besonders gut funktionieren. Obwohl die Vorlauftemperaturen höher liegen als bei den besseren Baustandards, erfolgt die Temperaturzunahme langsamer und endet bei niedrigeren Temperaturen, und zwar für Heizkörper- und Fußbodenheizung nahezu gleichermaßen. Das lässt sich leicht erklären: Geringe Temperaturerhöhungen reichen bereits aus, um die Wärmeverluste in der Größenordnung der zusätzlichen 150 W Wärmeleistung zu erhöhen; eine geringe Reduzierung der Differenz zwischen Heizkörper- und Raumtemperatur reduziert die Heizleistung zwar ebenfalls nur um wenige Prozent, aufgrund des hohen Absolutwerts der Heizleistung reicht das aber bereits aus, die zusätzlichen Wärmegewinne zu kompensieren.

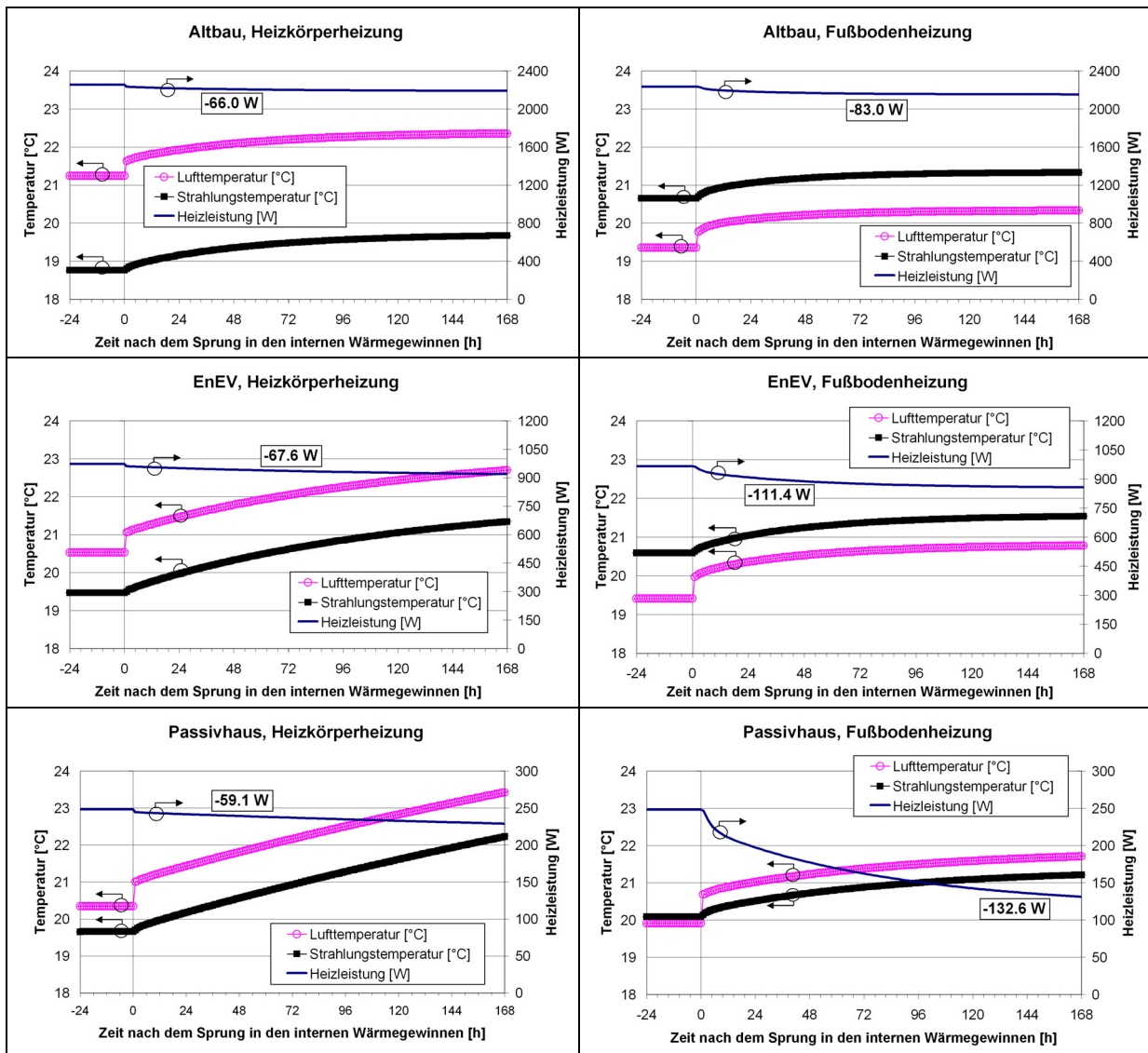


Abbildung 7: Wie Abbildung 6, jedoch für eine ungeregelte Heizung. Zu jedem Diagramm ist angegeben, um wieviel sich die Temperaturen und Heizleistungen insgesamt ändern.

Vom hier eingenommenen, quasistationären Blickwinkel aus ist die Selbstregelung also tatsächlich wirksam, und zwar wird die Heizleistung um so besser an die neuen Randbedingungen angepasst, je kleiner die Vorlauftemperatur des Heizsystems ist.

Auffallend bei Betrachtung von Abbildung 7 ist aber, wie lang die Zeiträume sind, in denen die Raumtemperaturen sich an die neuen Randbedingungen anpassen. Es stellt sich daher die Frage, ob die oben durchgeführte Vorher-Nachher-Betrachtung für praktisch auftretende Vorgänge relevant ist. Daher wurden zwei weitere Störungen näher untersucht: Im ersten Fall wird die Erhöhung der internen (konvektiven) Wärmegewinne nach 2 Stunden wieder zurückgenommen, im zweiten Fall wirkt einmalig die Solarstrahlung eines sonnigen Frühlingstages unter ansonsten stationären Randbedingungen auf den Raum.

Wie man in Abbildung 8 sieht, sind die erreichten Spitzentemperaturen für den Fall der Fußbodenheizung stets geringfügig höher als für die Heizkörperheizung, und zwar sowohl für kurzzeitige als auch für mehrere Stunden andauernde Störungen. Offenbar ist die Selbstregelung in praktisch relevanten Zeiträumen nicht ausreichend wirksam.

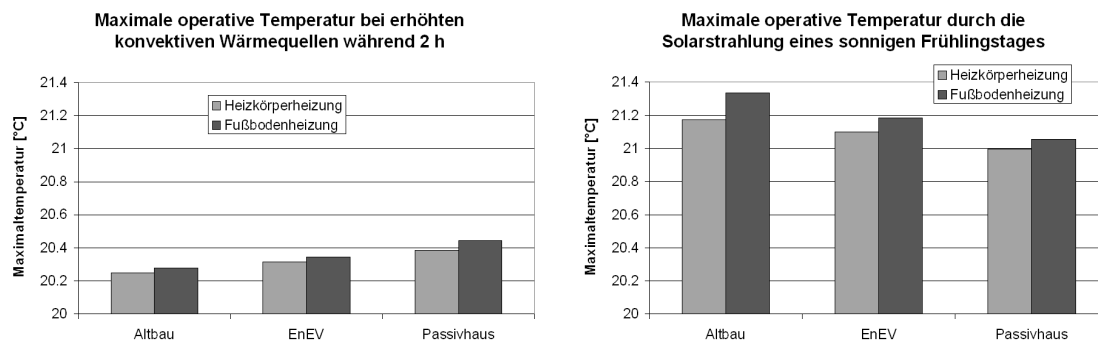


Abbildung 8: Maximal erreichte operative Temperaturen aufgrund zweier unterschiedlicher Störungen unter ansonsten konstanten Randbedingungen für ungeregelte Heizung

Die größte Abweichung zwischen den Spitzentemperaturen von Heizkörper- und Fußbodenheizung zeigt der Altbau für die Störung durch Solarstrahlung. Für diesen Fall sind in Abbildung 9 oben die Abweichungen der Luft- und Strahlungstemperatur von den jeweiligen ungestörten Anfangs- und Endwerten dargestellt. Die Temperaturüberhöhung der Oberflächen, d. h. der Strahlungstemperatur, ist bis nach Erreichen der Spitzentemperatur gegen 15:00 Uhr in beiden Fällen etwa gleich groß. Die größer werdende Lufttemperatur führt in diesem Zeitraum bei der Heizkörperheizung unmittelbar zu einer Reduzierung der Heizleistung, was wiederum in erster Linie den Anstieg der Lufttemperatur begrenzt. Bei der Fußbodenheizung folgt dagegen die Lufttemperatur weitgehend der Strahlungstemperatur.

Im stationären Fall war die Selbstregelung der Fußbodenheizung derjenigen der Heizkörperheizung klar überlegen. Dieser Effekt greift jedoch im instationären Fall erst nach Erreichen der Spitzentemperatur: Ab dem späten Nachmittag ist eine Reduzierung der Strahlungsüber Temperatur bei Fußbodenheizung gegenüber der Heizkörperheizung zu erkennen, so dass schließlich auch die operative Temperatur der Fußbodenheizung unter diejenige der Heizkörperheizung sinkt.

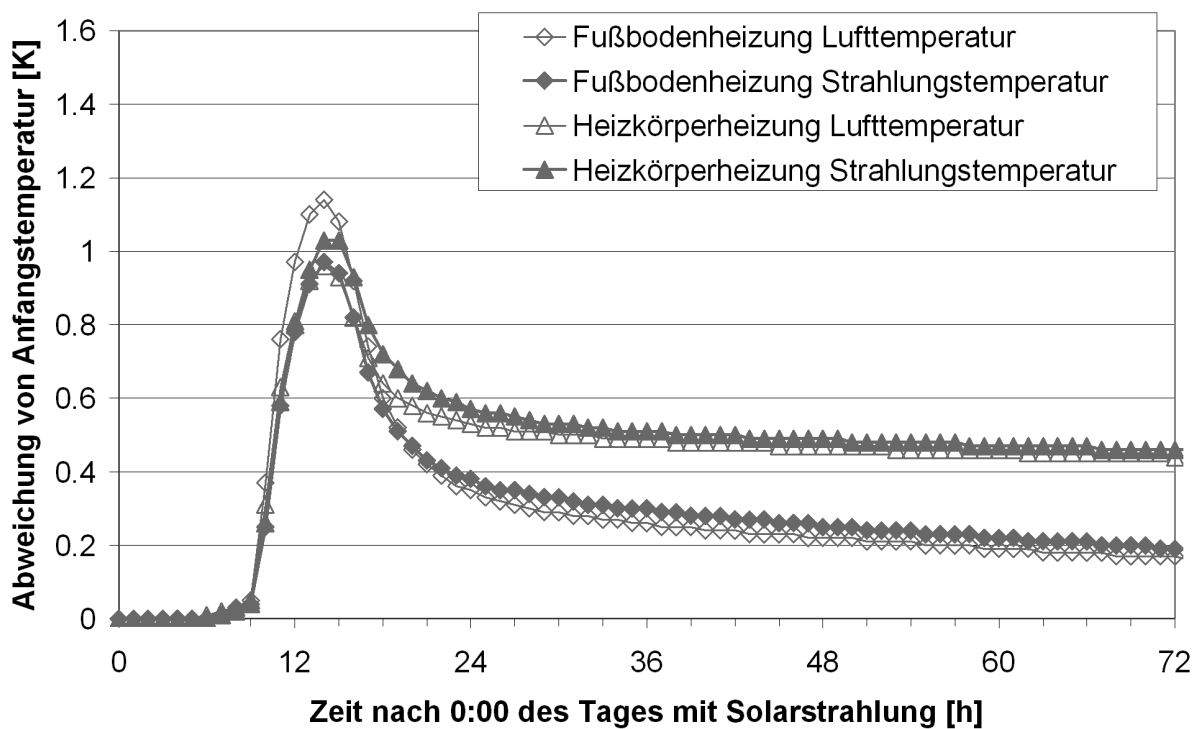
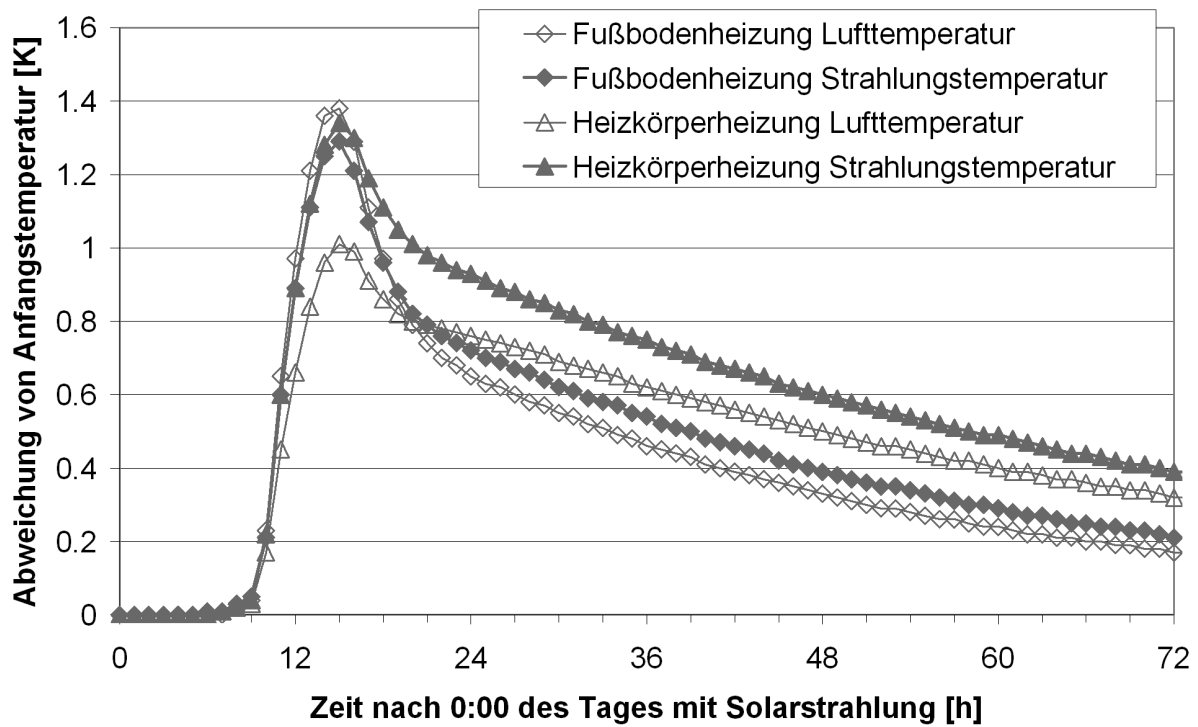


Abbildung 9: Temperaturabweichungen von der ursprünglichen Temperatur aufgrund von eintägiger Solarstrahlung. Oben Altbau, unten Passivhaus

Die Selbstregelung greift folglich erst nach Zeiträumen von mehreren Stunden. Auf für den Ausgleich von kurzfristig auftretenden Störungen praktisch bedeutsamen Zeitskalen wirkt sie sich dagegen nicht aus. Über längere Zeiträume kann sie sich dagegen bemerkbar machen. Besonders deutlich wird das in Abbildung 9 unten. Bei sehr niedrigen Heizlasten und entsprechend geringen Vorlauftemperaturen wird

eventuell der völlige Verzicht auf eine Regelung der Raumtemperatur möglich, eine Steuerung der Vorlauftemperatur würde dann ausreichen.

Im Zusammenhang mit der Selbstregelung soll hier noch ein weiterer Punkt angesprochen werden: Als spezifisches Problem der Fußbodenheizung wird hin und wieder genannt, dass Solarstrahlung, die durch die Fenster eintritt, vorwiegend auf den Estrich auftrifft, dessen Temperatur bei Fußbodenheizung höher ist als bei Heizkörperheizung, so dass weniger Wärme dort eingespeichert werden könne. Um überhaupt einen Wärmestrom in die Fußbodenkonstruktion hinein zu erzielen, müsse zunächst die Oberflächentemperatur höher als die Temperatur der Heizrohre werden [Wirth 2003]. Diese Argumentation ist nicht stichhaltig: Die Solarstrahlung kann die Temperatur des Fußbodens auf jedem praktisch bedeutsamen Temperaturniveau weiter erhöhen, die eingestrahlte Energie kann also in jedem Fall im Fußboden gespeichert werden. Die zugehörige Temperaturerhöhung ist unabhängig vom Ausgangswert und erhöht damit die operative Temperatur im Raum in allen Fällen, bei Luft-, Heizkörper- und Fußbodenheizung, etwa im gleichen Maße. Spezifische Probleme der Flächenheizung können primär dann entstehen, wenn die Oberflächentemperatur im Altbau bei hoher Heizleistung bereits nahe am Komfortlimit liegt. Durch weitere Aufheizung entstehen dann möglicherweise Komfortdefizite.

4.3 Einfluss der Trägheit

4.3.1 Auswirkungen auf den Heizwärmebedarf

Aufgrund der in Abbildung 6 dargestellten Sprungantworten könnte man annehmen, dass Fußbodenheizungen mit ihrer höheren Trägheit häufiger zu Übertemperaturen im Raum führen und daher auch der Heizwärmebedarf deutlich höher liegt, und zwar um so mehr, je besser das Gebäude gedämmt ist. Durchgeführte Jahressimulationen mit allen Heizsystemen (Heizkörper- und Fußbodenheizung jeweils mit angepasstem PI-Regler, zusätzlich zum Vergleich ideale Luftheizung) bestätigten diese Vermutung jedoch *nicht*.

In Abbildung 10 sieht man, dass der Heizwärmebedarf sich bei allen Heizsystemen nur geringfügig unterscheidet: Die Abweichungen vom Referenzfall überschreiten nur in einem Fall 1 kWh/(m²a), sie bleiben stets unter 3%. Sogar der Einfluss, den die Verteilung der Wärmezufuhr auf Konvektion und Strahlung hat, ist in manchen Fällen bedeutender als die Auswirkungen der Trägheit der Heizsysteme.

Als generelle Tendenz bleibt festzustellen, dass der Heizwärmebedarf sich minimal erhöht, wenn

- die Heizkörperheizung durch eine Fußbodenheizung ersetzt wird
- die internen Wärmegewinne ungleichmäßiger verteilt sind.

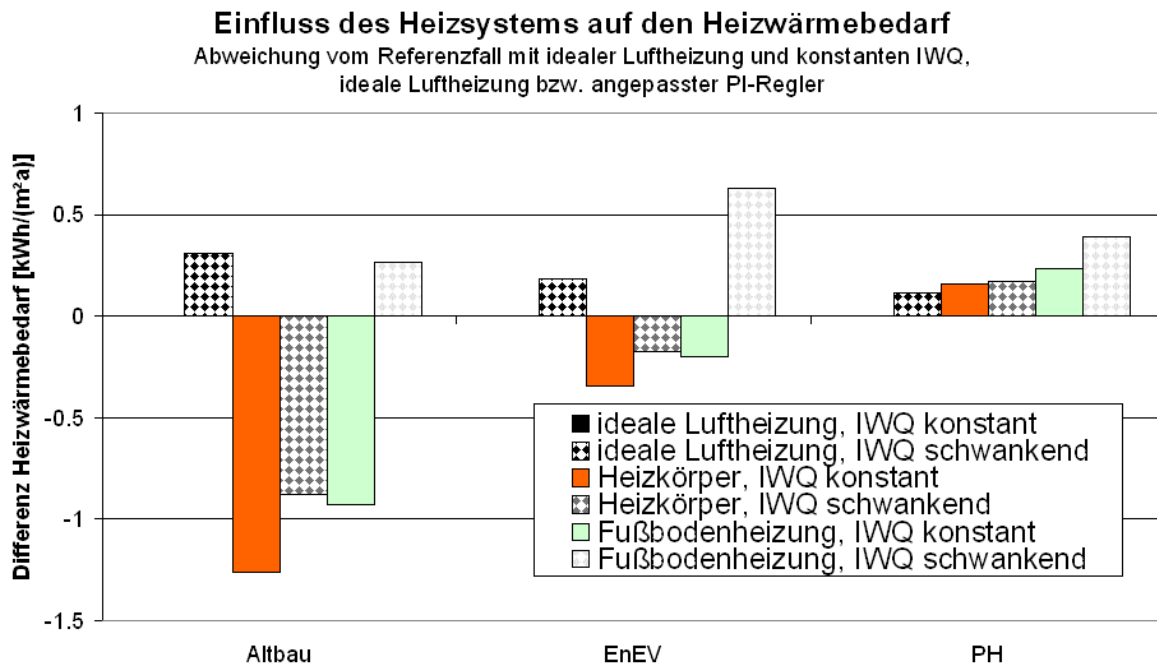


Abbildung 10: Mehr- bzw. Minderbedarf verschiedener Varianten im Vergleich mit dem Referenzfall (ideale Luftheizung und konstante interne Wärmegewinne). IWQ: Interne Wärmequellen. In den Fällen „IWQ schwankend“ treten die internen Gewinne fast ausschließlich abends von 17 bis 22 Uhr auf.

4.3.2 Auswirkungen auf die Raumtemperatur

Ein erhöhter Heizwärmebedarf muss zwangsläufig mit höheren mittleren Raumtemperaturen während der Heizperiode einhergehen. Da kein großer Mehrverbrauch feststellbar ist, wird unter den hier angenommenen Bedingungen offenbar auch die mittlere Raumtemperatur durch das Heizsystem nur wenig beeinflusst. Die Trägheit des Heizsystems hat jedoch sehr wohl einen Einfluss auf die Güte der Regelung und damit die auftretenden Maximal- und Minimaltemperaturen. Abbildung 11 zeigt die Intervalle, in denen sich die operative Temperatur während des Winters größtenteils bewegt. Ähnlich wie beim Heizwärmebedarf lässt sich festhalten, dass die Schwankungsbreite wächst, wenn

- die Trägheit des Heizsystems sich vergrößert
- die internen Wärmegewinne ungleichmäßiger verteilt sind.

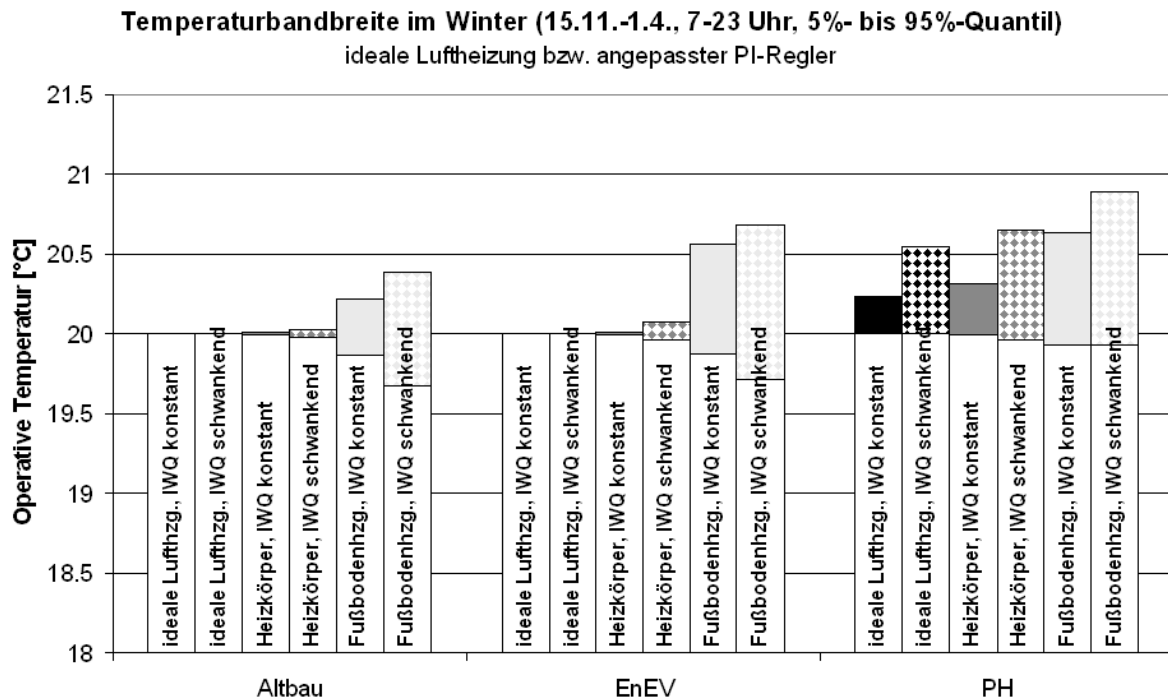


Abbildung 11: Bandbreite der operativen Temperatur im Winter. Je 5% der berechneten operativen Temperaturen in der Zeit vom 15.11. bis 1.4., tagsüber zwischen 7 und 23 Uhr, liegen oberhalb und unterhalb des dargestellten Bereichs. In der gesamten dargestellten Periode wird für alle drei Baustandards täglich geheizt; während der abendlichen Nutzung bzw. bei hoher Sonneneinstrahlung wird die Heizung jedoch manchmal für einige Stunden nicht benötigt.

4.3.3 Typische Temperaturverläufe

In Abbildung 12 sind typische Temperaturverläufe im Winter für die verschiedenen Baustandards dargestellt, jeweils mit PI-Regler und schwankenden internen Wärmequellen. Mit Heizkörperheizung gelingt es im Heizfall ausgezeichnet, die gewünschte Temperatur einzuhalten. Im Passivhaus reicht die freie Wärme auch im Januar manchmal aus, das Gebäude schon ohne Heizung warm zu halten; dann steigt die Temperatur auch etwas über den Sollwert.

Auffallend ist, dass die Heizleistungen und Temperaturen in den schlechter gedämmten Gebäuden wesentlich von der Außentemperatur bestimmt werden, während im Passivhaus vorwiegend das Geschehen im Innern des Gebäudes für die Temperaturschwankungen relevant ist.

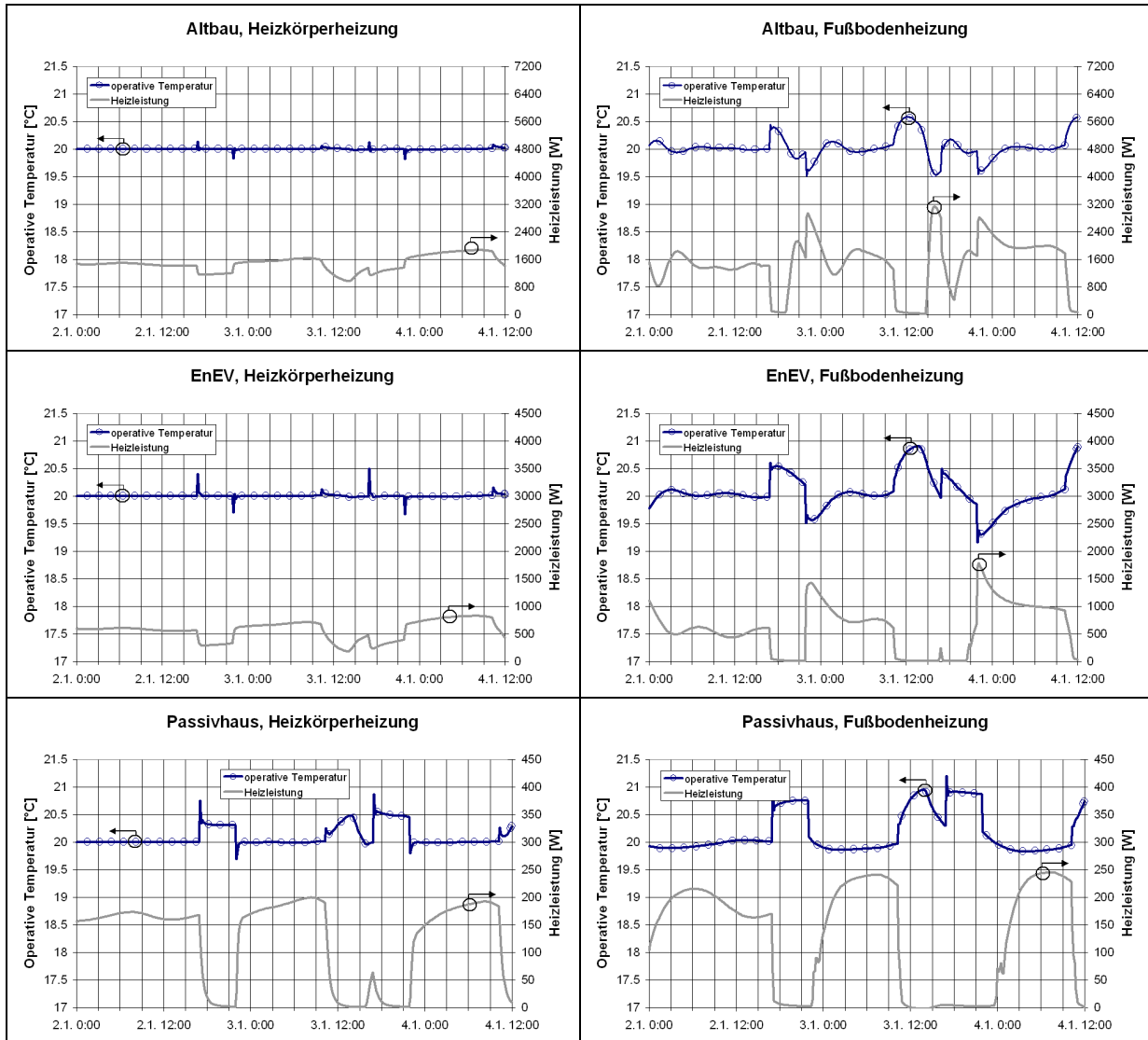


Abbildung 12: Raumtemperatur und Heizleistung während eines Zeitraums von zweieinhalb Tagen Anfang Januar. Die internen Gewinne sind auf den Zeitraum von 17 bis 22 Uhr konzentriert. Während der 2.1. ein trüber Tag ist, scheint am 3. und 4.1. die Sonne von einem wolkenlosen Himmel. Die Achsen für die Heizleistung sind bei den verschiedenen Baustandards unterschiedlich skaliert.

Um die Auswirkungen eines trägeren Heizsystems zu beurteilen, muss man zwei Fälle grundsätzlich unterscheiden: Plötzlich erhöhte und plötzlich verringerte momentane Heizlast des Raumes. Wenn sich die Heizlast innerhalb kurzer Zeit erhöht, sinkt die Raumtemperatur um so weiter unter den Sollwert, je träger das Heizsystem ist und je schlechter das Gebäude gedämmt ist (gut zu beobachten jeweils kurz nach 22 Uhr). Verringert sich die Heizlast rasch, treten höhere Abweichungen von der Solltemperatur ebenfalls bei trägerem Heizsystem, nun aber bei besser gedämmtem Gebäude (aus dem die Überschusswärme langsamer verloren geht) auf. Aus diesem Grund gibt es im Passivhaus Abweichungen von der Solltemperatur vorwiegend nach oben, bei den übrigen Baustandards dagegen in beide Richtungen.

Warum wächst dann der Heizwärmebedarf beim Passivhaus nicht stärker an als bei den übrigen Baustandards, sondern schwächer? Im Passivhaus ist, bei gleicher thermischer Masse, weniger Heizleistung installiert, d.h. die Übertemperatur des Estrichs gegenüber dem übrigen Raum ist geringer. Dadurch wird weniger Energie im Heizsystem gespeichert. Entsprechend ist die *zusätzliche* Temperaturerhöhung, die auf das trägere Heizsystem zurückzuführen ist, im Passivhaus geringer.

Fazit: Für die Fälle mit dem sehr guten PI-Regler, aber typischen Heizsystemen ergibt sich, dass die höhere Trägheit

- den Heizwärmebedarf nicht bedeutend beeinflusst, aber
- die auftretenden Abweichungen von der Solltemperatur insbesondere bei schlechteren Dämmstandards deutlich größer werden, und zwar in beide Richtungen – jedoch nicht so groß, dass ein Eingreifen des Nutzers wahrscheinlich ist.

4.4 Regelung und Nutzereinfluss

Die Energieeinsparverordnung fordert in § 12 für die meisten neu eingebauten Heizsysteme eine Einzelraumregelung: „Wer heizungstechnische Anlagen mit Wasser als Wärmeträger in Gebäude einbaut oder einbauen lässt, muss diese mit selbsttätig wirkenden Einrichtungen zur raumweisen Regelung der Raumtemperatur ausstatten.“ In den meisten Fällen werden als Regler Thermostatventile zum Einsatz kommen. Um die mäßige Regelgüte dieser Regler auszugleichen, ist hin und wieder ein Eingriff durch den Nutzer erforderlich. Will man realitätsnahe Simulationsergebnisse erzielen, muss das Verhalten des Nutzers unbedingt berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wird in diesem Abschnitt untersucht, wie sich Heizkörper- und Fußbodenheizung mit Regelung durch Thermostatventile bei Bedienung durch die in Abschnitt 2.3 beschriebenen Nutzer verhalten.

Für drei Gebäudetypen, vier Nutzertypen, zwei Profile der internen Wärmegewinne und die beiden Heizsysteme Heizkörperheizung und Flächenheizung wurde jeweils eine Jahressimulation durchgeführt. Der dabei ermittelte Heizwärmebedarf ist in Abbildung 13 dargestellt.

Zunächst fällt auf, dass kaum Unterschiede zwischen den verschiedenen Nutzermodellen auftreten und auch die ideale Luftheizung Heizwärmebedarfswerte von vergleichbarer Größe liefert. Der Bedarf mit realem Heizsystem liegt teils über, teils unter dem Referenzwert der idealen Luftheizung, je nach Nutzerverhalten. Die Abweichung bleibt für die Fälle ohne Nachtabsenkung stets unter 4 %.

Generell ist festzustellen, dass das „An/Aus“-Nutzerverhalten tendenziell etwas höhere Heizwärmebedarfswerte zur Folge hat als das Nutzerverhalten vom Typ „Thermostat“. Die Unterschiede liegen im Bereich von 2 bis 3 %.

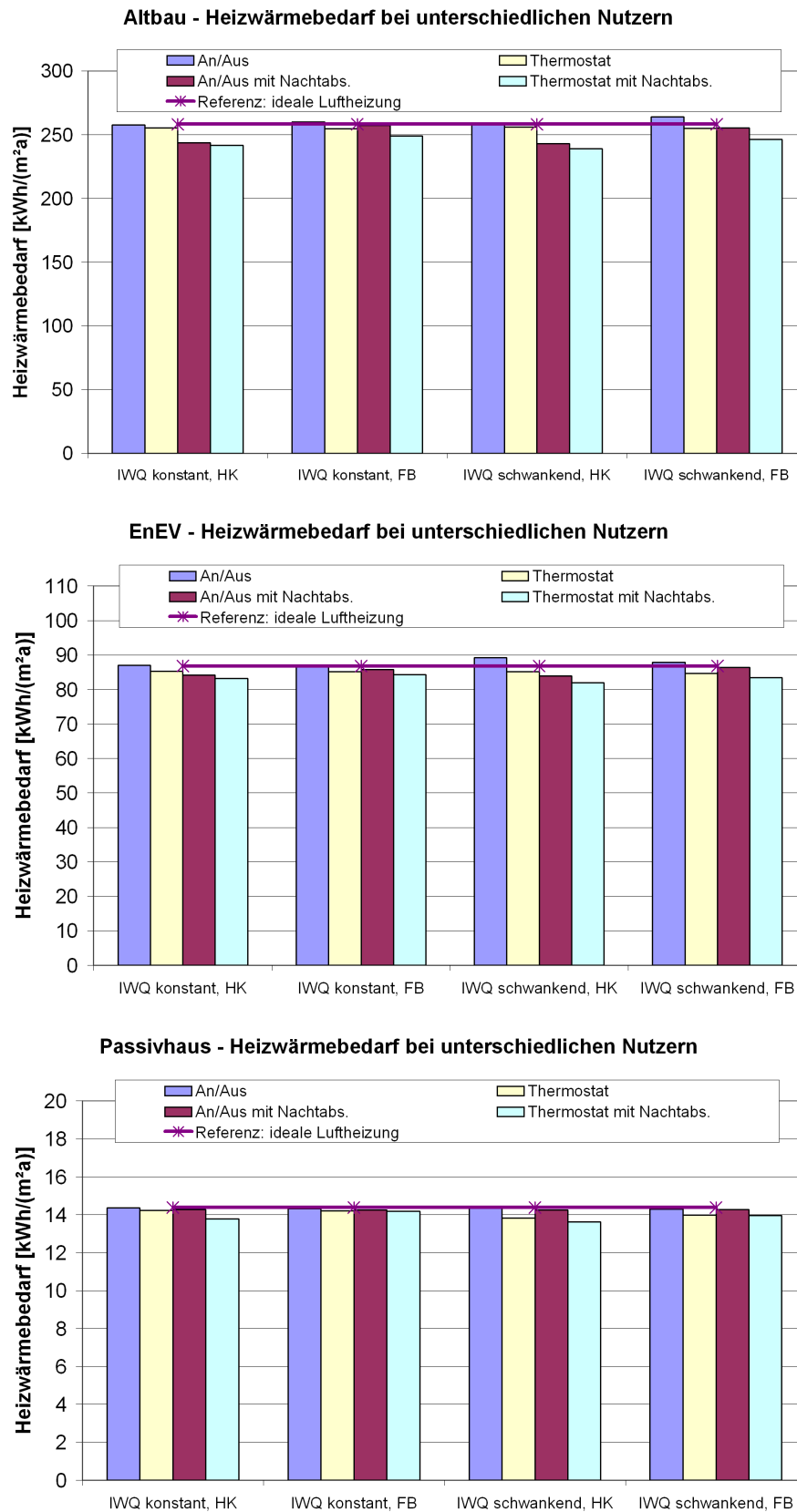


Abbildung 13: Heizwärmebedarf für verschiedene Baustandards, Nutzer und Heizsysteme, jeweils mit einem handelsüblichen Thermostatventil mit bleibender Regelabweichung. Man beachte die unterschiedlichen Skalierungen der Ordinatenachsen. HK: Heizkörperheizung, FB: Fußbodenheizung.

Wie zu erwarten war, reduziert die Nachtabenkung den Heizwärmebedarf in allen Fällen. Die Einsparungen sind größer bei schlechterem Dämmstandard (weil das Gebäude nachts innerhalb weniger Stunden abkühlen kann), bei Heizkörperheizung (weil der warme Estrich noch länger Wärme nachliefert als der Heizkörper) und bei thermostatischer Regelung (bei An-Aus-Regelung ist zu Beginn der Nacht ohnehin häufig die Heizung ausgeschaltet, weil der Raum ausreichend warm ist). Mehr als 7 % Einsparung wurden in keinem Fall ermittelt, im Passivhaus liegen die Einsparungen um 1 % und sind daher vernachlässigbar.

Auch im Vergleich zwischen Heizkörper- und Fußbodenheizung ergibt sich ein uneinheitliches Bild. Die Fußbodenheizung benötigt je nach Fall zwischen 5,5 % mehr und 1,5 % weniger als die Heizkörperheizung. Prinzipbedingte Nachteile oder Vorzüge lassen sich nicht nachweisen.

Insgesamt ist festzuhalten, dass systematische Übergabeverluste, die man Unterschieden zwischen Luft-, Heizkörper- oder Flächenheizung zuschreiben kann und deren Größe nicht durch Effekte wie beispielsweise die zeitliche Verteilung der internen Wärmegewinne verdeckt wird, in den durchgeführten Berechnungen überraschenderweise nicht auftreten.

Die Nutzer können durch sinnvollen Einsatz der Thermostatventile anstelle einer An/Aus-Bedienung Einsparungen von einigen Prozent erzielen. Dies ist auch deshalb zu empfehlen, weil sich je nach Umgang mit dem Heizsystem unterschiedlich große Komforteinschränkungen ergeben. Die Bandbreite, in der sich die Raumtemperatur bewegt, ist bei thermostatischer Regelung nämlich erheblich geringer (Abbildung 14). Im Passivhaus gilt das nicht mehr: Hier sind die Temperaturen ohnehin wesentlich ausgeglichener, Über- wie Untertemperaturen treten in geringerem Maße auf, auch eine An/Aus-Regelung verschlechtert den Komfort praktisch nicht.

Wesentliche Vorzüge oder Nachteile der Flächenheizung lassen sich aus dem in Abbildung 14 dargestellten Ergebnis nicht ableiten. Die Temperaturbandbreite ist etwa genauso groß wie bei der Heizkörperheizung, im Einzelfall auftretende Unterschiede sind vernachlässigbar gegenüber dem Nutzungseinfluss.

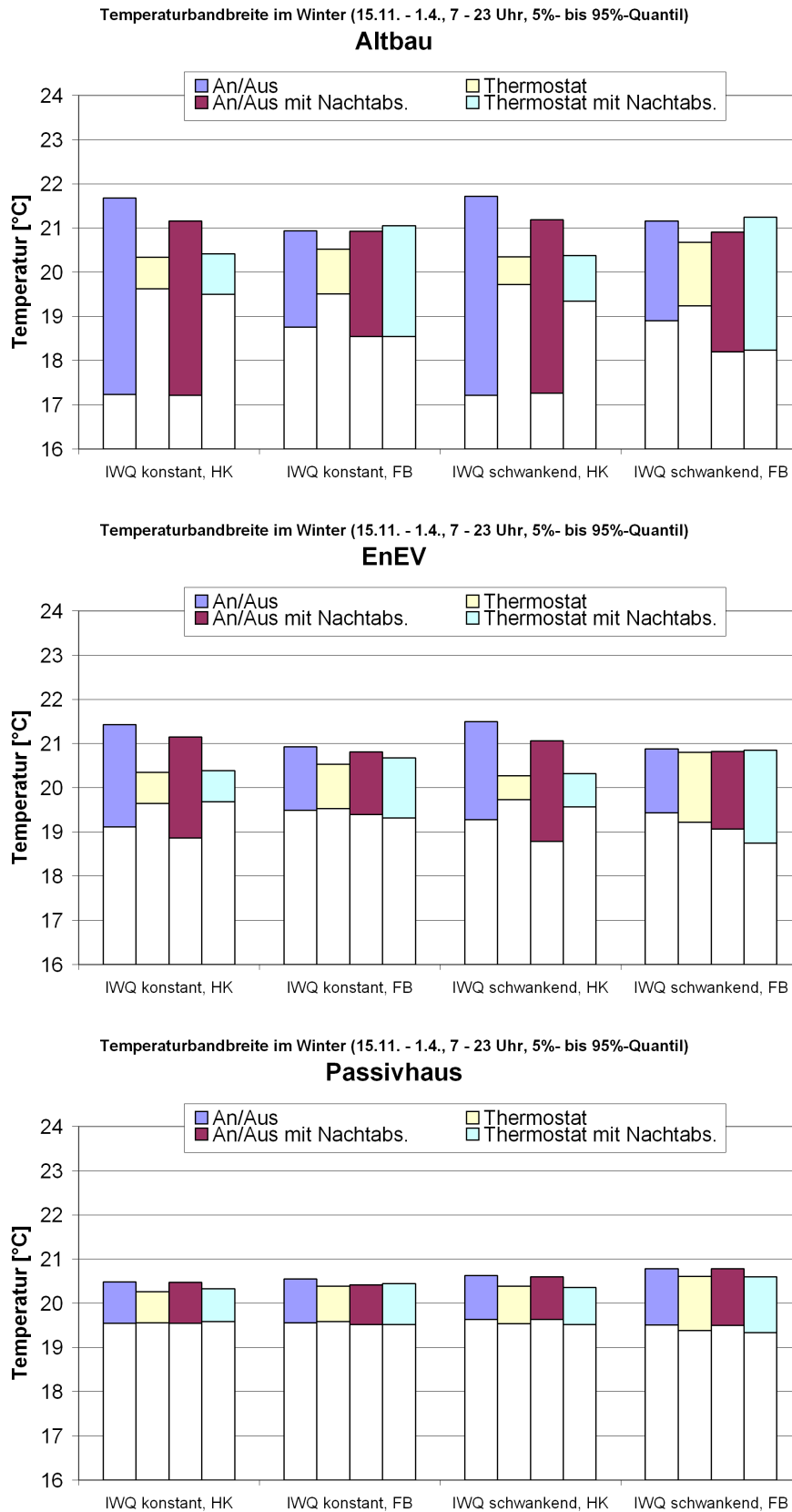


Abbildung 14: Bandbreite der operativen Temperatur im Winter für die verschiedenen Baustandards und Nutzermodelle. Je 5% der berechneten operativen Temperaturen in der Zeit vom 15.11. bis 1.4., tagsüber zwischen 7 und 23 Uhr, liegen außerhalb der dargestellten Bereiche.

4.5 Flächenheizung im Außenbauteil

Um den Einfluss der höheren Trägheit und der anderen Wärmeabgabecharakteristik isolieren zu können, waren die bislang untersuchten Fußbodenheizungen in Innenbauteilen installiert. Es entstehen somit keine Wärmeströme direkt von den Heizrohren nach außen. Diese Konfiguration ist idealisiert: In der Praxis werden Flächenheizungen oft in Außenbauteilen eingebaut, Fußbodenheizungen beispielsweise im untersten Geschoss, Wandheizungen gezielt in Außenwänden, um bei schlechtem Dämmstandard die Behaglichkeit zu verbessern. Wie sich eine solche Installation auswirkt, wird in diesem Abschnitt für die drei Baustandards untersucht.

Um den Effekt des Einbaus ins Außenbauteil in der Simulation möglichst gut zu isolieren, sollte so weit wie möglich die Konfiguration des bisher untersuchten Modellraums verwendet werden. Der Modellraum wurde daher in folgender Weise modifiziert: Die Ost- und Westwand grenzen nun nicht mehr an Außenluft, sondern sind adiabat. Stattdessen wird der beheizte Fußboden mit einer unterseitigen Dämmung versehen und grenzt nun an Außenluft. Die Dämmstärke wird so eingestellt, dass der Raum bei idealer Luftheizung mit weniger als 1‰ Abweichung denselben Heizwärmebedarf besitzt wie der bisher verwendete Modellraum (in der Variante mit dem 62 mm starken Estrich der Fußbodenheizung). In Abbildung 15 sind die resultierenden Heizwärmebedarfswerte denen des Referenzfalls gegenübergestellt.

| Parameter | Altbau | EnEV | Passivhaus |
|------------------------------------------------------------------|--------|-------|------------|
| Gesamte Dämmstoffstärke (Trittschalldämmung + Außendämmung) [mm] | 16 | 93 | 273 |
| U-Wert gesamt [W/(m ² K)] | 1.33 | 0.345 | 0.124 |

Tabelle 3: Dämmstoffstärken und Wärmedurchgangskoeffizienten der beheizten Außenbauteile

Im Vergleich zu einer Beheizung des Raumes mit Heizkörper oder Luftheizung erhöhen die im Außenbauteil verlegten Heizrohre die Temperatur im Innern des Bauteils und damit die Transmissionswärmeverluste über die Außenoberfläche des Gebäudes. Im praktisch ungedämmten Altbau-Fall, in dem zusätzlich hohe Vorlauftemperaturen für die Flächenheizung benötigt werden, ergeben sich große relative Zuwächse von fast 50%. Wenn sich der Dämmstandard verbessert, werden die Mehrverbräuche rasch kleiner; im Passivhaus beträgt die Differenz noch 0,5 kWh/(m²a), dort kann also auch eine Flächenheizung in der Außenwand ohne großen Mehrverbrauch realisiert werden.

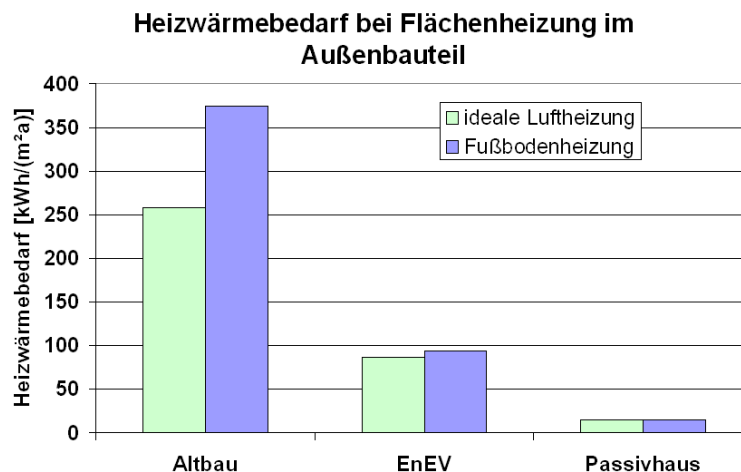


Abbildung 15: Heizwärmebedarf bei idealer Luftheizung und bei Fußbodenheizung im Außenbauteil.

4.6 Andere Vorlauftemperaturen

In den bislang untersuchten Fällen waren die Vorlauftemperaturen der Flächenheizung jeweils an die Heizlast angepasst. Das ist für einen Vergleich der verschiedenen Baustandards und Heizsysteme unter vergleichbaren Randbedingungen wichtig, um artifizielle Unterschiede zu verhindern. Insbesondere im Passivhaus (Vorlauftemperatur 22,8 °C) führt dies jedoch dazu, dass mit dem Heizsystem höhere Raumtemperaturen gar nicht erreicht werden können. Je nach Nutzer kann die gewünschte Temperatur jedoch auch bei z.B. 24 °C liegen. Auch dürfte eine Einstellung der Vorlauftemperatur mit der erforderlichen Genauigkeit in der Baupraxis schwierig zu erreichen sein, denn zu niedrige Vorlauftemperaturen wird man auf jeden Fall vermeiden, um Beschwerden vorzubeugen.

Um die Simulationsergebnisse in dieser Richtung abzusichern, wurde eine Sensitivitätsstudie für den EnEV- und Passivhaus-Fall durchgeführt, in der die Fußbodenheizung mit derselben Vorlauftemperatur von 42,8 °C betrieben wird wie im Altbau-Fall. Für das Passivhaus ergibt sich damit eine groteske Überdimensionierung des Heizsystems um 800%. Weder mit PI-Regler noch mit Thermostatventil (Nutzertyp „Thermostat“) veränderte dies den Heizwärmebedarf um mehr als 3,5%.

4.7 Stärkere Schwankungen der freien Wärme

Die solaren und internen Wärmegewinne des Modellraums entsprechen denen eines typischen Wohngebäudes mit moderaten Fensterflächen. Um zu überprüfen, ob möglicherweise mit größeren Fensterflächen oder erhöhten internen Gewinnen deutlichere Unterschiede zwischen den Heizsystemen auftreten als bisher ermittelt, wird in diesem Abschnitt die Sensitivität gegenüber diesen Einflüssen untersucht.

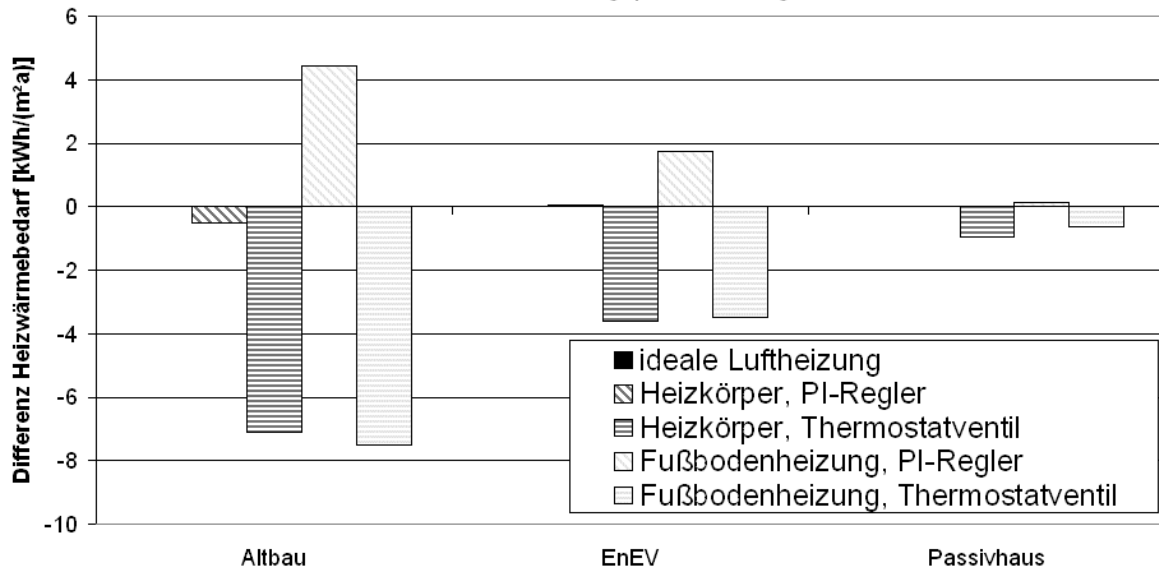
Das Fenster reicht nun mit 5 m Breite über die ganze Fassade, ist 2 m hoch und nicht geteilt, es besitzt trotzdem keine temporären Verschattungseinrichtungen. Zusätzlich wurden die internen Wärmegewinne verdoppelt, sie sind wie oben auf einige Stunden am Abend konzentriert.

Der Heizwärmebedarf wird auch in dieser Variante nicht bedeutend davon beeinflusst, ob Heizkörper- oder Fußbodenheizung eingesetzt werden. Abweichungen von den Ergebnissen bei idealer Luftheizung treten sowohl nach oben als auch nach unten auf. Im Passivhaus muss aufgrund der höheren freien Wärmemengen nur noch vereinzelt geheizt werden, der Heizwärmebedarf beträgt im Referenzfall noch 5,8 kWh/(m²a).

Das Intervall, in dem sich die operative Temperatur in der Regel bewegt, ist für die Fußbodenheizung in allen Fällen größer. Da das Passivhaus unter den gegebenen Randbedingungen bereits nahezu ein Nullheizenergiehaus darstellt – bei derart großen solaren Gewinnen würde man normalerweise an anderer Stelle weniger dämmen – ergibt sich hier auch im Winter eine Temperaturspanne wie in anderen Häusern im Sommer. Die Werte sind daher nicht mit denen der anderen Bau-standards vergleichbar.

Einfluss des Heizsystems auf den Heizwärmebedarf

Abweichung vom Referenzfall mit idealer Luftheizung
Thermostatventil bzw. angepasster PI-Regler



Temperaturbandbreite im Winter (15.11.-1.4., 7-23 Uhr, 5%- bis 95%-Quantil)

Thermostatventil bzw. angepasster PI-Regler

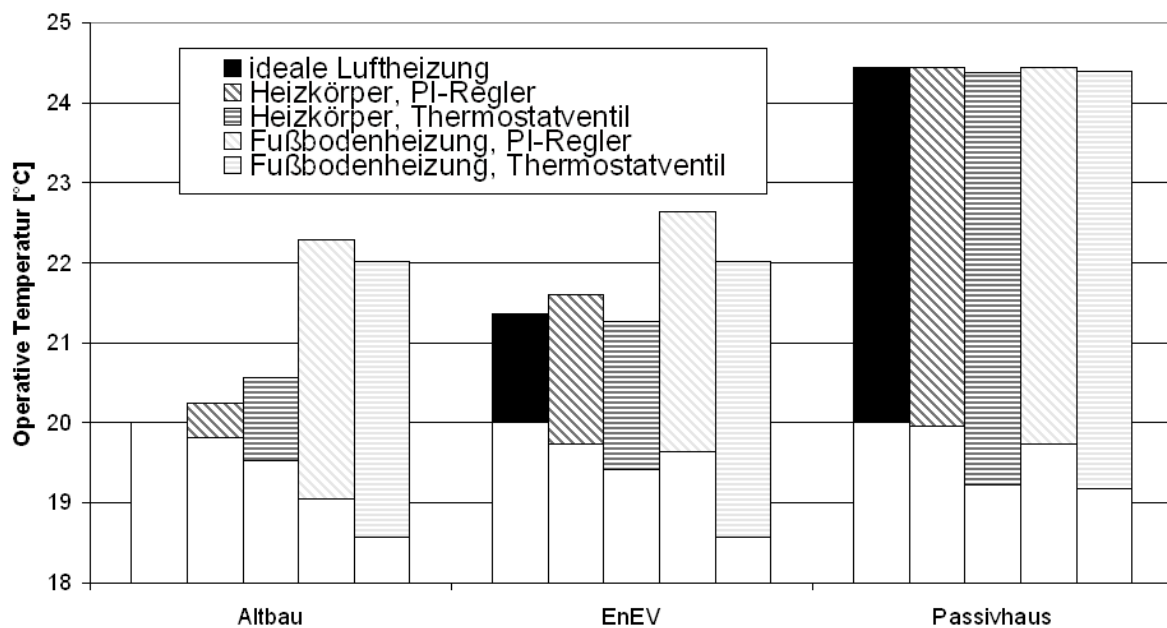


Abbildung 16: Auswirkungen des Heizsystems und der Regelung für größere und stärker schwankende Wärmegewinne: Verdoppelte interne Lasten, konzentriert auf drei Stunden abends, 2 m hohes Fenster über die gesamte Breite der Südfassade. Bei den Varianten mit Thermostatventil wird der Nutzertyp „Thermostat“ vorausgesetzt.

4.8 Toleranzbereich 4 K

Die Größe des Toleranzbereichs, innerhalb dessen der Nutzer noch keine Veranlassung sieht, die Solltemperatureinstellung zu verändern, ist in den obigen Fällen mit 1 K relativ eng gewählt. Den Überlegungen in Abschnitt 2.3 zufolge wäre auch ein Bereich von 2 bis 3 K noch plausibel. Um auszuschließen, dass bei anders gewählten Toleranzbereichen wesentlich andere Ergebnisse entstehen, wurden einige Simulationen mit einem Toleranzbereich von 4 K durchgeführt: Erst bei mindestens 2 K Abstand von der neutralen Temperatur handelt der Nutzer.

Bei dieser Konfiguration gibt es relativ große quasi-zufällige Einflüsse auf den errechneten Heizwärmebedarf (Abbildung 17). Aufgrund des großen Toleranzbereichs ändern die Nutzer die Solltemperatur teilweise während des gesamten Jahres nur wenige Male. In welcher Stellung sich der Thermostat befindet und wie hoch die Raumtemperatur genau ist, hängt daher zu einem großen Anteil davon ab, wie die Anfangsbedingungen gewählt wurden. Eine Änderung der mittleren Raumtemperatur um 1 K, wie sie in diesem Fall leicht durch die quasi-zufällige Einstellung der Solltemperatur entstehen kann, ändert den Heizwärmebedarf

- im Altbau-Fall um ca. 23 kWh/(m²a),
- im EnEV-Fall um ca. 8 kWh/(m²a),
- im Passivhaus-Fall um ca. 2 kWh/(m²a).

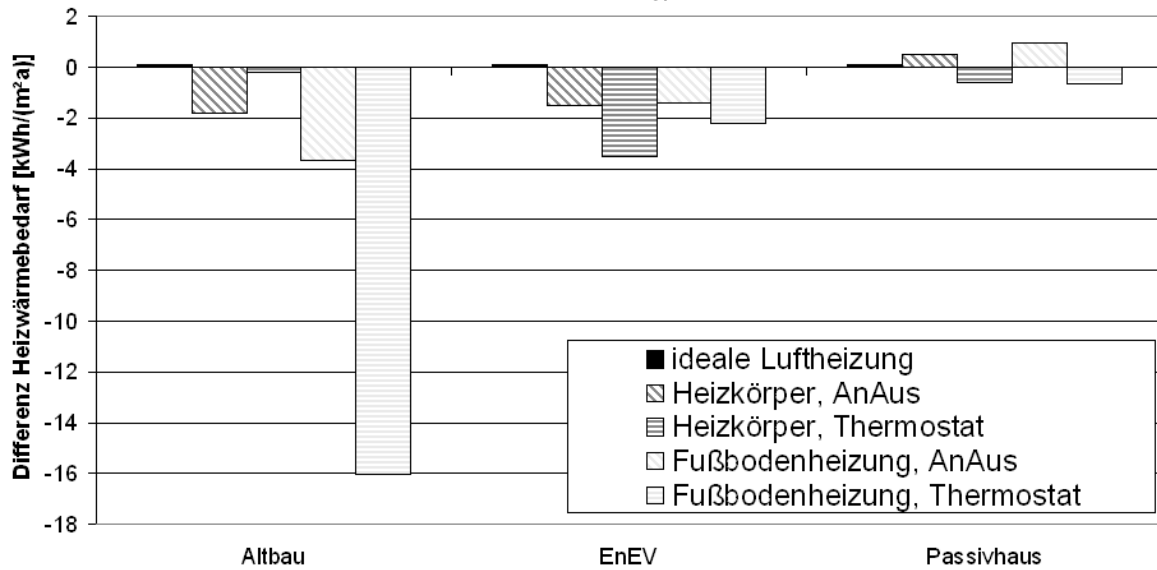
Die Abweichungen des Heizwärmebedarfs vom Referenzfall mit idealer Luftheizung sind stets erheblich kleiner als diese Werte, und zwar unsystematisch teils positiv, teils negativ. Ein systemspezifischer Nachteil des einen oder anderen Systems bezüglich des Heizwärmebedarfs ist also auch in diesem Fall nicht zu erkennen.

Aufgrund des größeren Toleranzbereichs ist auch die Bandbreite der Raumtemperaturen entsprechend größer. Die durch den Toleranzbereich vorgegebene Temperaturspanne wird jeweils nur in weniger als 5% des Kernwinters nach oben bzw. unten verlassen. Mit der „An/Aus“-Nutzung wird stets der gesamte Toleranzbereich ausgenutzt, mit „Thermostat“-Nutzung sind die Temperaturschwankungen meist kleiner. Auch hier gibt es quasi-zufällige Effekte, wenn zu bestimmten Zeitpunkten die Solltemperatur geändert wird; die Darstellung der Ergebnisse in Abbildung 17 sollte daher nicht überinterpretiert werden.

Bedeutung des Toleranzbereichs für den Heizwärmebedarf

Abweichung vom Referenzfall mit idealer Luftheizung

Thermostatventil, konstante IWQ, zwei Nutzertypen mit Toleranzbereich +/- 2 K



Bedeutung des Toleranzbereichs für die Temperaturbandbreite im Winter

(15.11.-1.4., 7-23 Uhr, 5%- bis 95%-Quantil)

Thermostatventil, konstante IWQ, zwei Nutzertypen mit Toleranzbereich +/- 2 K

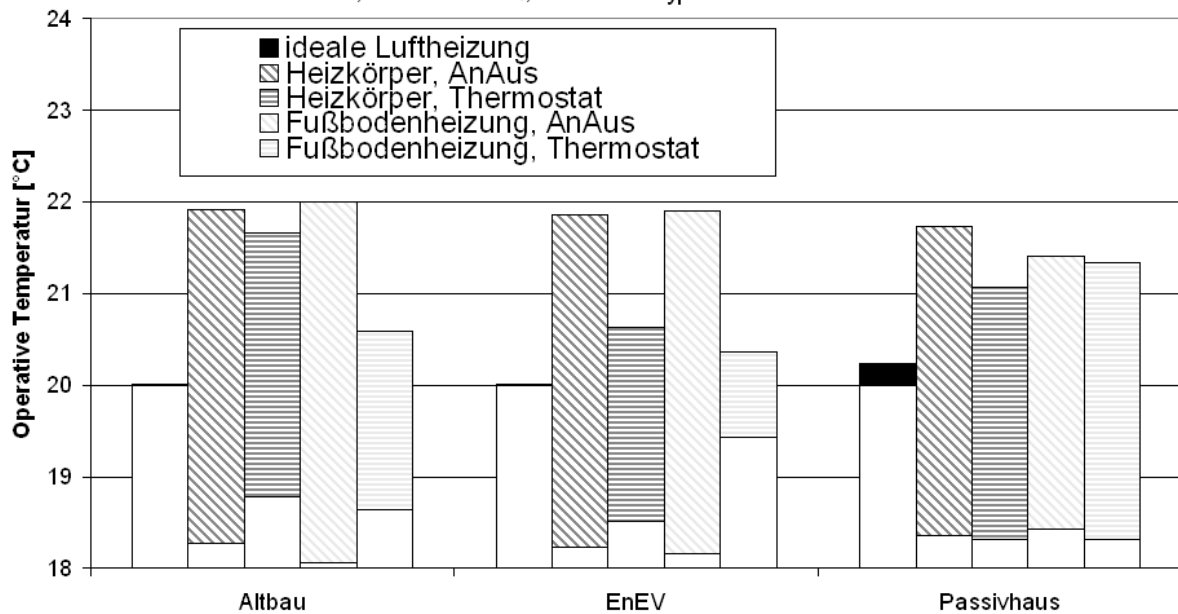


Abbildung 17: Einfluss des Heizsystems und der Regelung bei größerem Toleranzbereich. Die hier dargestellten Werte dürfen nicht überinterpretiert werden, da sich bei hohem Toleranzbereich quasi-zufällige Solltemperatureinstellungen ergeben können (vgl. Text).

5 Diskussion und Fazit

Wie die durchgeführten Simulationsrechnungen zeigen, herrschen in der Öffentlichkeit ungenaue Vorstellungen über die besonderen Eigenschaften der Flächenheizung vor. Ein Beispiel dafür stellt die **Selbstregelung** von Heizungen mit niedrigen Vorlauftemperaturen dar: Diesen Effekt gibt es bei stationärer Betrachtung tatsächlich. Bei dynamischer Rechnung stellt sich heraus, dass der Selbstregeleffekt von Fußbodenheizungen erst nach mehreren Stunden greift – zu diesem Zeitpunkt hat die Regelung flinkerer Heizsysteme die Heizleistung längst angepasst. Nur bei größeren Temperatursprüngen und sehr niedrigen Heizleistungen mit entsprechend niedrigen Oberflächentemperaturen ist ein gewisser Ausgleich für die Nachteile der höheren Trägheit von Flächenheizsystemen möglich.

Das Argument, die Flächenheizung spare Energie aufgrund **reduzierter Lufttemperaturen**, ist ebenfalls nicht stichhaltig: Wird anstelle der Luft eine Oberfläche beheizt, ist die Lufttemperatur zwar tatsächlich niedriger. Sie kann aber aufgrund des konvektiven Wärmeübergangs zwischen Innenoberflächen und Luft nicht beliebig weit absinken; vielmehr ist die Lufttemperatur durch die übrigen Randbedingungen eindeutig bestimmt. Je nach Verteilung der Wärmeverluste auf Transmission und Lüftung kann der Heizwärmebedarf im stationären Fall durch Flächenheizung tatsächlich sinken, spürbar ist dies allerdings nur bei Sondernutzungen mit sehr hohen Luftwechseln: In den betrachteten Beispielen lag die Größenordnung dieses Effekts bei höchstens 1% des Jahresheizwärmebedarfs, das ist für die Praxis völlig unbedeutend.

Umgekehrt wird insbesondere der Fußbodenheizung oft angelastet, sie sei **für Gebäude mit hoher solarer Deckungsrate ungeeignet**, weil der im Heizfall erwärmte Estrich zusätzliche Wärme aufgrund von Solarstrahlung nur aufnehmen könne, wenn der Raum sich wesentlich erwärme, da sich zunächst das Temperaturprofil im Estrich umkehren müsse. Tatsächlich wird der Estrich unabhängig von seiner Temperatur durch die Solarstrahlung stets in gleichem Maße erwärmt, die durch Solarstrahlung zunächst ausgelöste Erhöhung der operativen Temperatur ist weitgehend unabhängig von der Temperaturverteilung im Raum. Bedeutend kann jedoch in der Tat die höhere Trägheit der Flächenheizung werden.

Nennenswerte Übergabeverluste, also ein erhöhter Heizwärmebedarf bei bestimmten Heizsystemen oder Regelungseinrichtungen, konnten entgegen unserer eigenen Eingangsvermutung in keinem der hier untersuchten Fällen festgestellt werden. Dieses Ergebnis steht im Gegensatz zu den in DIN 4701-10 festgeschriebenen Rechenverfahren und den der Norm zu Grunde liegenden Studien. Entscheidend für die unterschiedliche Bewertung sind die jeweils verwendeten Nutzermodelle: Wenn, wie in der vorliegenden Untersuchung, eine Nutzerreaktion bei

Abweichungen von der gewünschten Temperatur nach oben *und* nach unten angenommen wird, treten keine nennenswerten Übergabeverluste auf. Wird dagegen im Widerspruch zu allen anerkannten Komfortmodellen angenommen, dass die Nutzer lediglich bei Untertemperaturen (und seien sie noch so gering) die Solltemperatur des Thermostaten erhöhen, ergeben sich um so größere Übergabeverluste, je schlechter die Regelgüte des Heizsystems ist.

Bezüglich der **Regelgüte** konnten in der Tat Unterschiede zwischen der Flächenheizung und flinkeren Heizsystemen festgestellt werden. Die Nutzer von Flächenheizungen müssen sich im Durchschnitt auf größere Abweichungen von der gewünschten Temperatur einstellen, als sie bei Heizkörper- oder Luftheizungen auftreten. Inwieweit dieser Unterschied als bedeutend einzuschätzen ist, hängt vom Einzelfall ab. Im Passivhaus ist der Unterschied in allen Fällen unbedeutend.

Die vorliegenden Simulationsergebnisse ergeben keine Hinweise auf einen **möglichen Mehrverbrauch von Gebäuden mit Flächenheizung**. Sollte dieser in realisierten Gebäuden tatsächlich aufgetreten sein – systematische Feldstudien mit einem direkten Vergleich einer statistisch aussagefähigen Anzahl von Wohnungen sind dem Autor nicht bekannt – könnten die folgenden Gründe eine Rolle spielen:

- Eine raumweise Regelung von Flächenheizungen war in Altbauten früher wenig verbreitet. Noch in der EnEV, § 12, heißt es: „Fußbodenheizungen in Gebäuden, die vor dem Inkrafttreten dieser Verordnung errichtet worden sind, dürfen (...) mit Einrichtungen zur raumweisen Anpassung der Wärmeleistung an die Heizlast ausgestattet werden.“ Wenn diese Anpassung nicht korrekt geschieht, muss befürchtet werden, dass die Nutzer die Heizleistung nach dem Raum mit dem größten momentanen Wärmebedarf einstellen werden und in den übrigen Räumen die Temperatur über Fensterlüftung regulieren. Ist das Gebäude extrem schlecht gedämmt, ist dies noch kein großes Problem: Interne und solare Gewinne beeinflussen die benötigte Heizleistung kaum, die nach Heizlast angepasste Fußbodenheizung liefert ungefähr die korrekte Wärmemenge. Im solaren Niedrigenergiehaus dürfte der Effekt dagegen besonders stark zum Tragen kommen, denn die freie Wärme hat nun zeitweise einen bedeutenden Anteil an der benötigten Heizleistung; bei noch besserer Wärmedämmung, insbesondere im Passivhaus, dominieren dann die Querwärmeströme zwischen den Räumen, so dass Zeit und Ort der Wärmeeinbringung an Bedeutung verlieren und das Gesamtsystem sehr gutmütig selbst auf schwerwiegende Fehlbedienung reagiert.
- Mehrverbräuche in Gebäuden mit geringem Wärmebedarf kann es geben, wenn die Flächenheizung im Detail falsch ausgeführt ist. Wenn Verteiler, Sammler und Anbindeleitungen nicht ausreichend gedämmt sind, kann es durch den hohen Anteil unregelmäßiger Wärmeabgabe zeitweise zu Übertemperaturen kommen. Da

die Höhe des Fußbodenaufbaus in der Regel begrenzt ist, führt der Wunsch nach einer besseren Dämmung der Verteilleitungen häufig zu baupraktischen Schwierigkeiten. Dieses Problem haben Heizkörperheizungen mit ihren höheren Vorlauftemperaturen jedoch in gleicher Weise.

- Bei Flächenheizung kommt es verstärkt zur Wärmeübertragung zwischen angrenzenden Wohnungen: Wird der Fußboden eines Raumes beheizt, so wird ein Teil der Heizleistung an den darunter liegenden Raum abgegeben, wodurch dort unerwünschte Übertemperaturen entstehen können.

Aufgrund der durchgeführten Berechnungen muss – entgegen der in der Einleitung formulierten Vermutungen – eher angenommen werden, dass etwa bestehende Mehrverbräuche in Gebäuden mit Flächenheizung durch grobe Planungs- oder Ausführungsfehler entstehen, die letztlich zu einer Zwangsüberheizung führen, auf die die Nutzer nur noch durch Regulierung der Temperatur über die Fenster reagieren können. Anfällig für derartige ungewollte Effekte sind insbesondere sehr komplizierte Haustechnikanlagen oder Mehrfachsysteme, bei denen der Wärmebedarf gleichzeitig auf verschiedenen Wegen gedeckt werden soll. Sachgemäße Planung vorausgesetzt, ergibt die vorliegende Studie keine Anhaltspunkte für einen stark erhöhten Heizwärmebedarf bzw. für erhöhte Übergabeverluste im Zusammenhang mit Flächenheizungen.

6 Literatur

- [AK 28] Feist, Wolfgang (Hrsg.): **Wärmeübergabe- und Verteilverluste im Passivhaus**. Arbeitskreis Kostengünstige Passivhäuser, Protokollband Nr. 28. Passivhaus Institut Darmstadt, September 2004.
- [ASHRAE 55-2003] ASHRAE: **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**; THIRD PUBLIC REVIEW, MAY 2003.
- [Bauer 1999] Bauer, Michael: **Methode zur Berechnung und Bewertung des Energieaufwandes für die Nutzenübergabe bei Warmwasserheizanlagen**. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (IKE), Lehrstuhl für Heiz- und Raumluftechnik (LHR), Stuttgart 1999
- [de Dear 1997] de Dear, Richard, Gail Brager, Donna Cooper: **Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference**. Final Report, März 1997. ASHRAE RP-884.
http://atmos.es.mq.edu.au/~rdedear/RP884_Final_Report.PDF
am 20.11.2004.
- [DIN 4725] DIN 4725 : 2001-03, **Warmwasser-Fußbodenheizungen – Systeme und Komponenten – Teil 200: Bestimmungen der Wärmeleistung (Rohrüberdeckung > 0,065 m)**. Beuth-Verlag, Berlin 2001.
- [EN 1264] DIN EN 1264, Teil 1 bis 4: **Fußboden-Heizungs-Systeme und Komponenten**. Beuth-Verlag, Berlin 1997-2001
- [Fanger 1970] Fanger, P.O.: **Thermal Comfort. Analysis and Applications in Environmental Engineering**. McGraw-Hill, 1970
- [Fanger 1974] Fanger, P.O., J. Höjbjerg, J.O.B. Thomsen: **Thermal comfort conditions in the morning and in the evening**. International Journal of Biometeorology, 18(1974), S. 16-22.
- [Fanger 1977] Fanger, Per Ole: **Thermal comfort in indoor environments**. In: B.W. Mangum, J.E. Hills (Hrsg.): Thermal Analysis – Human Comfort. Indoor Environments, Nat. Bur. Stand. (U.S.) Spec. Pub. 491, Washington 1977.

-
- [Fanger 2002] Fanger, Per Ole, Jørn Toftum: **Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates.** In: Energy and Buildings, 34 (2002), Issue 6, S. 533-536.
- [Feist 1994] Feist, Wolfgang: **Thermische Gebäudesimulation: kritische Prüfung unterschiedlicher Modellansätze.** 1. Aufl., Heidelberg, C. F. Müller 1994
- [Grivel 1991] Grivel, F., V. Candas: **Ambient temperatures preferred by young European males and females at rest.** In: Ergonomics 34(1991), No. 3, S. 365-378.
- [Hensen 2001] Hensen, J.L.M. und L. Centnerova: **Energy simulation of traditional vs. adaptive thermal comfort for two moderate climate regions.** In: F. L. Nicol (Hrsg.): Proc. Int. Conf. "Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century", Windsor, Oxford Brookes University, S. 78-91.
- [Kempton 1992] Kempton, Willett, Daniel Feuermann, Arthur E. McGarity: **"I always turn it on super": user decisions about when and how to operate room air conditioners.** In: Energy and Buildings, 18 (1992), S. 177-191.
- [Lutzenhiser 1992] Lutzenhiser, Loren: **A question of control: alternative patterns of room air-conditioner use.** Energy and Buildings, 18 (1992), S. 193-200.
- [McIntyre 1982] McIntyre, Donald A.: **Chamber Studies – Reductio ad Absurdum?** In: Energy and Buildings, 5 (1982), S. 89-96.
- [Olesen 1971] Olesen, S., P.O. Fanger: **Can man be adapted to prefer a lower ambient temperature?** In: H. Salmark (Hrsg.): Proceedings of the Fifth International Congress for Heating, Ventilation and Air Conditioning (Polyteknisk Forlag, Copenhagen), Band I, S. 27-40.
- [Parsons 2002] Parsons, K. C.: **The effects of gender, acclimation state, the opportunity to adjust clothing and physical disability on requirements for thermal comfort.** In: Energy and Buildings, 34 (2002), Issue 6, S. 593-599.

-
- [Pfluger 2001] Pfluger, Rainer und Wolfgang Feist: **Meßtechnische Untersuchung und Auswertung; Kostengünstiger Passivhaus-Geschoßwohnungsbau in Kassel Marbachshöhe.** CEPHEUS-Projektinformation Nr. 15, Fachinformation PHI-2001/2, Darmstadt, Passivhaus Institut, Juni 2001
- [Radtke 2005] Radtke, Udo: **Das ABC der Flächenheizung und Flächenkühlung.** Heizungs-Journal Verlag, Winnenden 2005.
- [Recknagel 2003] Schramek, Ernst-Rudolf (Hrsg.): **Recknagel Sprenger Schramek, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik.** Oldenbourg Industrieverlag, München 2003
- [Schnieders 2004] Schnieders, Jürgen: **Simulationen zur Effizienz der Wärmeübergabe.** In: Arbeitskreis Kostengünstige Passivhäuser Protokollband Nr. 28; Wärmeübergabe- und Verteilverluste im Passivhaus; Passivhaus Institut Darmstadt, September 2004.
- [Schnieders 2002] Schnieders, Jürgen, Werner Betschart und Wolfgang Feist: **Raumluftströmungen im Passivhaus: Messung und Simulation.** In: HLH Heizung Lüftung/Klima Haustechnik, Bd. 53, Nr. 3, März 2002
- [Williamson 1997] Williamson, T. J., P. Riordan. 1997. **Thermostat Strategies For Discretionary Heating And Cooling Of Dwellings In Temperate Climates.** Proceedings of Building Simulation '97, Volume 1: 1-8.
- [Wirth 2003] Wirth, Stefan: **Eignet sich die Fußbodenheizung als Raumheizeinrichtung für Gebäude mit niedrigem Heizwärmebedarf?** In: Bauphysik 25 (2003), Heft 6. Ernst & Sohn, Berlin 2003.