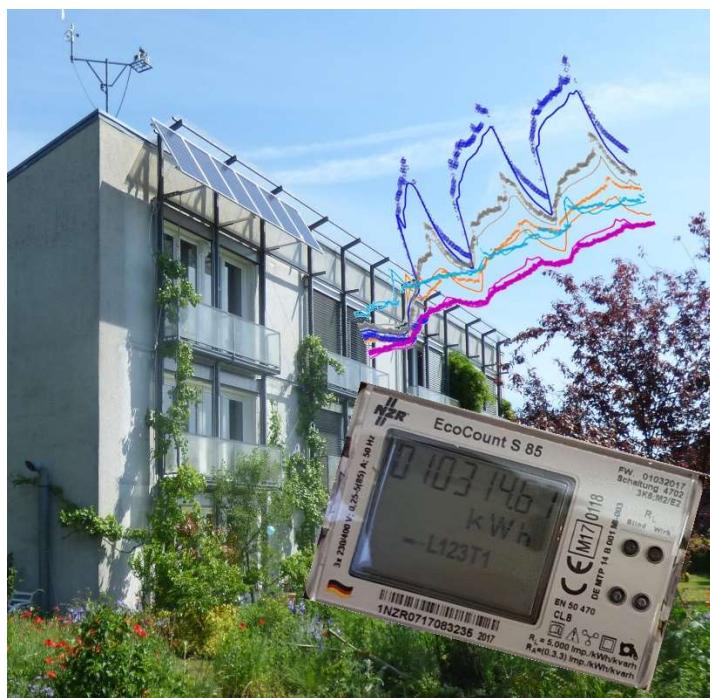


Annex 71

Projektendbericht Teil I

Validierung der Algorithmen für die thermische Gebäudesimulation an Hand von Feld-Messergebnissen



Mit Förderung durch Ptj. Förderkennzeichen: 03ET1509

Autoren:
Wolfgang Feist
Jürgen Schnieders
Wolfgang Hasper
Sven Huneke

Passivhaus Institut
Rheinstraße 44/46, 64283 Darmstadt, www.passiv.de
März 2023

Validierung der Algorithmen für die thermische Gebäudesimulation an Hand von Feld-Messergebnissen

Autoren: Dr. Wolfgang Feist Dr. Jürgen Schnieders Wolfgang Hasper Sven Huneke	Dieser Bericht entstand mit Fördermitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi).
Unter Mitarbeit von: Mirko Feist	Titel des Forschungsvorhabens EnOB: InSituNachweis – Entwicklung einer Methode zur Bestimmung der Energieeffizienz von Gebäuden auf Basis von optimierten in situ Messungen. Teilvorhaben: Nutzer – Technik – Hülle: Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten von Gebäuden mit Beteiligung am IEA-EBC-Annex 71 Kurztitel: InSituNachweis Förderkennzeichen: 03ET1509B
Herausgeber: PASSIVHAUS INSTITUT Dr. Wolfgang Feist Rheinstraße 44/46 D-64283 Darmstadt Tel: 06151-82699-0 E-Mail: mail@passiv.de www.passiv.de	Weitere Informationen: Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren Darmstadt, März 2023 Gefördert durch:  <p>Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz</p> <p>aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages</p>
	<p>Wir danken dem Fördermittelgeber für die Ermöglichung dieser Untersuchung. Besonderer Dank gilt den Bewohnern der Reihenhausanlage „Passivhaus Darmstadt Kranichstein“, die die Messaufnahme unterstützt haben.</p> <p>Alle Abbildungen und Grafiken dieses Berichtes sind Eigentum des Passivhaus Instituts. Davon abweichend sind jeweils die Quellen angegeben.</p>

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	9
2	Das Simulationsprogramm DYNBIL.....	13
2.1	Raummodell und langwelliger Strahlungsaustausch	16
2.2	Wärmeleitung und Wärmespeicherung	18
2.3	Kurzwellige Strahlung	21
2.4	Wärmeübergang an den Außenoberflächen.....	22
2.5	Wärmeübergang an den Innenoberflächen.....	22
2.6	Lüftung und Infiltration.....	23
2.7	Heizung	24
3	Das analysierte Gebäude	25
4	Die thermische Gebäudehülle.....	26
4.1	Charakterisierung der verwendeten Bauteile.....	30
4.2	Wärmeübergänge an Oberflächen	33
4.3	Kurzwellige Solarstrahlung und langwellige Strahlung	33
4.4	Lüftungskonzept.....	34
4.5	Fenster und Verschattungen.....	36
5	Mess-Hardware, Kalibrierung und ausgewählte Messergebnisse	38
5.1	Eingesetzte Messtechnik	38
5.2	Abgeleitete Größen: Solare Einstrahlung auf Bauteilflächen	40
5.3	Raumtemperaturmesswerte; Vergleich Messsysteme.....	43
6	Methodik des Messung-/Simulationsvergleichs.....	45
7	Die Randbedingungen der Simulation	50
7.1	Temperaturen in angrenzenden Zonen	50
7.2	Interne Wärmequellen.....	54
7.3	Raumtemperaturen	101
8	Vergleich: Messung und Simulation im Basisfall	104
8.1	Diskussion des Vergleichs	105
8.2	Bauteiltemperaturen.....	115
9	Sensitivitätsanalysen zur Wahl verschiedener Parameter.....	121
9.1	Variante: Extreme Anfangsbedingung.....	121

9.2	Variante: Extreme Heizleistung	124
9.3	Experiment: 1000 Watt-Exkursion	126
9.4	Experiment: 70 Watt-Verlagerung	127
9.5	Experiment: 32 Watt mehr interne Wärmequellen dauerhaft verteilt.....	128
9.6	Experiment: Messabweichung plus 0.3 K bei Nachbartemperaturen.....	130
10	Parameterstudien zur Genauigkeit der Gebäudemodelldaten.....	131
10.1	Experiment zur Wärmeleitfähigkeit Dämmstoff Außenwände	131
10.2	Experiment zur Kryptonfüllung der Verglasungen	132
10.3	Experiment zu Messgenauigkeit der Apertur	134
10.4	Experiment zur wirksamen Wärmekapazität	136
10.5	Bedeutung der Möbel: Reduktion auf 75% der Möbel-Flächen.....	137
10.6	Nur 75% des Luftaustausches zwischen den Zonen	139
10.7	Erhöhte unkontrollierte Infiltration.....	140
10.7.1	Erhöhte mechanische Lüftung.....	144
11	Varianten zu methodischen Fragen	146
11.1	1-Stern-Modell	146
11.2	Einfluss des inneren konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten	148
11.3	Modellvariante ohne Temperatur-Abhängigkeit des inneren Luftaustausches	150
11.4	Modellvariante ohne langwelligen Strahlungsaustausch mit der Atmosphäre.....	156
11.5	Der Einfluss der Solarstrahlungsabsorption a_e auf opaken Außenoberflächen ...	163
11.6	Ein Einfachstmodell: Keine Strahlungsbilanz an Außenoberflächen gerechnet ...	165
11.7	Modellvarianten zum äußeren konvektiven Wärmeübergang	167
11.8	Modellvariante: Absorption der eingestrahlten Solarstrahlung auf Innenflächen..	170
11.9	Modellvariante zum Einspeiseknoten der inneren Wärmequellen	174
11.10	Modellvariante mit konstantem g-Wert der Verglasungen	176
11.11	Modellvariante mit 100% Verfügbarkeit aller elektrischen Energieströme	180
11.12	Modellvariante Wärmezufuhr des Splitgerätes ausschließlich in die Raumluft ...	181
12	Wirksamkeit von Energieeffizienzmaßnahmen	184
12.1	Das Simulationsmodell „Idealheizung“	184
12.2	Wirksamkeit der Wärmedämmung (Außenwand NEH-Niveau)	186
12.3	Wirksamkeit der Wärmedämmung (Dach).....	187
12.4	Wirksamkeit der Wärmedämmung (Kellerdecke)	188

12.5	Wirksamkeit des wärmegedämmten Rahmens	189
12.6	Wirksamkeit der Dreischeiben-Verglasung (Verbesserung!)	189
12.7	Zweischeiben-Wärmeschutzverglasung	190
12.8	Wärmebrücken	191
12.9	Luftdichtheit reduziert.....	192
12.10	Wirksamkeit der Wärmerückgewinnung	192
12.11	NEH-Fall ohne Nachtabsenkung	195
12.12	Heizung über raumweise geregelte Konvektoren.....	195
12.13	Heizung über raumweise Radiatoren; hydraulisches Wärmeverteilsystem.....	205
12.14	Stromverbrauch der unterschiedlichen Systemlösungen.....	207
13	Untersuchungen zum Nutzerverhalten.....	209
13.1	Veränderung der Solltemperaturen im Winter	209
13.2	Erhöhte Fenster- und Haustüröffnungen im Winter	219
13.3	Nachts dauergekipptes Fenster im Schlafzimmer im Passivhaus.....	220
13.4	Fehlbedienung der Außenjalousien.....	225
13.5	Interne Wärmequellen auf Vor-Pandemie-Niveau	227
13.6	Variante ohne Wärmeströme zum Nachbarhaus (Trennwand adiabat)	230
13.7	Nutzerverhalten im Niedrigenergiehaus – unterschiedliche Solltemperaturen	234
14	Messwerte des Endenergieverbrauchs	240
15	Zusammenfassung und Diskussion	244
15.1	Messung und Simulation.....	244
15.2	Kernaussagen auf Basis des validierten Simulationsmodells	247
16	Quellenverzeichnis	254
17	Abbildungsverzeichnis	258
18	Tabellenverzeichnis	274

1 Einleitung

Die numerische Berechnung des prognostizierten thermischen Verhaltens von Gebäuden ist ein wichtiges Instrument für die Entwicklung und Planung von Bauten.

Die Brauchbarkeit eines solchen Instrumentes setzt eine ausreichende Zuverlässigkeit der mit der Simulation gewonnenen Ergebnisse voraus. Um diese zu erreichen, bedient sich die Wissenschaft des Kenntnisstandes bei den für den Anwendungsfall (Heizen und Klimatisieren von Gebäuden) vorliegenden Prozessen.

Da es sich bei der Kernfunktion um die Übertragung von Wärme (aus verschiedenen Quellen) in einem komplex aufgebauten Raumbereich (innerhalb einer physikalisch sinnvoll gewählten Hülle¹) handelt, können die Gesetzmäßigkeiten der als in der Physik gesichert geltenden Wärmetransportvorgänge verwendet werden (Wärmeleitung, Wärmestrahlung, und Wärmetransport durch Konvektion). Weil es sich hier grundsätzlich um nichtrelativistische Systeme handelt und quantenphysikalische Eigenschaften nur im thermodynamischen Limit eingehen, bietet die klassische Thermodynamik der Wärmetransportvorgänge das theoretische Gerüst. Im Grundsatz sind die hier eingesetzten Gleichungen bereits seit 150 Jahren systematisch bekannt [Maxwell 1872] und seither in jedem Validierungsexperiment bestätigt. Die Validierungen einzelner Modellbestandteile (z.B. der Wärmeleitung in Festkörpern) können dabei auch an anderen Systemen, wie z.B. einer im Labor kontrolliert erwärmten Materialprobe erfolgen. Das ist der Hintergrund, vor dem das Vertrauen in die physikalischen Modellbestandteile der in der Bauphysik verwendeten Gleichungen hoch ist; in [Feist 1994c] wurde davon ausgiebig Gebrauch gemacht, um den Gültigkeitsbereich der Verwendung von beispielsweise der Fourierschen Differentialgleichung, der Strahlungsgesetze und der Ähnlichkeitstheorie bei konvektiven Wärmeübergängen in der Bauphysik abzuklären. Dort wurde auch bereits diskutiert, welche Näherungen zur Vereinfachung der hohen Komplexität des Gesamtsystems zulässig erscheinen. Dies erlaubte dort eine präzise Charakterisierung der für eine valide Simulation des thermischen Verhaltens relevanten Modellbestandteile. Auf diesen aufbauend, wurden die Modellcharakteristika des Simulationsmodells ‚DYNBIL‘ (vgl. Kapitel 2 dieses Berichtes) bestimmt. Bereits in [Feist 1994c] wurde jedoch auch die Notwendigkeit erkannt, die beschriebene Methodik letztlich nochmals in real messtechnisch begleiteten Gebäuden zu überprüfen.

Notwendig ist Letzteres vor allem, weil entscheidende Teile der zeitvariablen Randbedingungen, unter denen das Modell läuft, durch die das Gebäude nutzenden

¹ Eingebürgert hat sich hier überwiegend die das Gebäude an der äußeren Oberfläche umschließende Hülle.

Personen gesetzt werden. Die Annahmen für solche nutzergesteuerten Bedingungen unterliegen naturgemäß großen Streuungen, sowohl bzgl. unterschiedlicher Zeitpunkte beim Einelnutzenden als auch (ganz besonders) zwischen unterschiedlichen Personen. Eine Chance, das Modellverhalten mit der Realität zu vergleichen, besteht in einer solchen Situation nur dann, wenn die durch die nutzenden Personen gesetzten Bedingungen hinreichend genau quantitativ bekannt sind. Das ist bei den außerordentlich vielen Einflusspfaden des komplexen Verhaltens beim ‚Wohnen‘ eine extreme Herausforderung. Validierungen der Simulationsmodelle an tatsächlich gemessenen realen wohnähnlich genutzten Gebäuden sind daher selten [AkkP 5]. Sie bieten zugleich eine Chance, den durchschnittlich vorliegenden in der Breite eingeführten Verhaltensparametern auf die Spur zu kommen (z.B. den tatsächlich gewählten Innenraum-Solltemperaturen und deren Zuordnung zur Luft- bzw. operativen Temperaturen).

Mit dem gebauten Pilotprojekt „Passivhaus Darmstadt Kranichstein“ liegt eine gute Basis für eine detaillierte Validierung der Simulationsmethoden vor:

- Die baulichen Parameter der Gebäudehülle und der Innenbauteile sowie der technischen Systeme sind hier mit hoher Genauigkeit bekannt (Abmessungen, Bauteilaufbauten, Materialeigenschaften). Auch 2- und 3-dimensionale Anschlusspunkte sind geometrisch genau bestimmt.
- Die baulichen Parameter sind hier während des Bauprozesses kontinuierlich qualitätsgesichert worden. Es kann somit mit hoher Wahrscheinlichkeit davon ausgegangen werden, dass die Bauteile des Objektes den Vorgaben aus der Planung entsprechen. Evtl. vorhandene Abweichungen von Maßen können durch Verwendung der am Objekt vorgefundenen Abmessungen im Modell mit hoher Genauigkeit reduziert werden. Damit ist es für dieses Projekt möglich, ein geometrisches Modell zu verwenden, das sehr nahe bei den konkreten Abmessungen liegt.
- Besonders einflussreiche thermische Bestimmungsstücke für ein solches Modell sind am Objekt gerade nochmals durch Probenahmen und Labormessung kontrolliert worden (z.B. die Wärmeleitfähigkeit des Dämmstoffes im Wärmedämmverbundsystem oder der Wärmedurchgangswiderstand des Verglasungspakets). Andere sind durch qualitätssichernde Messkampagnen um Objekt selbst (Thermographie, Luftpichtigkeitstests) überprüft ([Feist et al., 2016], [Feist 2020]). Damit liegen die Stoffkennwerte und die Eigenschaften von Verglasung, Fensterrahmen, Lüftungsanlage u.a. in einem eng begrenzten Band fest. Dies erlaubt es, sonst von Unsicherheiten dieser Werte herkommende Störungen sehr weitgehend zu vermeiden. Die betreffenden geometrischen und Stoffwerte wurden auch im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen fest gehalten – der Einfluss von Änderungen

dieser Werte aber in einem eigenen Kapitel 9 geklärt; dort zeigt sich, dass die Genauigkeiten, in denen diese Werte hier vorliegen, für eine zuverlässige Validierung der Modellstruktur ausreicht.

- Das Gebäude wurde zur Bestimmung der Randbedingungen für die Modellrechnung und für die Gewinnung von Vergleichsdaten für die Überprüfung der numerisch bestimmten Ergebnisse mit einer umfassenden Messdatenerfassung ausgerüstet (vgl. Kapitel 5). Dabei konnte in Teilen auch wieder auf Sensoren des ursprünglichen Messbegleitprojektes zugegriffen werden². Die über die gesamte Messkette ermöglichte Genauigkeit dieser Messungen wird im betreffenden Kapitel ebenfalls quantifiziert.
- Die Bewohner der Wohneinheit waren mit der Durchführung des Messprojektes und der anonymisierten Verwendung der Messdaten nicht nur einverstanden, sondern auch bereit, während der Anwesenheit im Objekt Protokolle über ihren Aufenthaltsraum zu schreiben. Hier liegt allerdings auch eine der größten verbleibenden möglichen Abweichungen, da diese Protokolle an manchen Tagen zeitlich ungenau sind und manchmal auch über längere Zeiträume ‚vergessen‘ und dann nachträglich rekonstruiert wurden. Das wird übrigens in den Mess-/Sim-Vergleichen sichtbar und in einigen Fällen im Bericht dokumentiert.

Diese Besonderheiten erlauben es, in diesem Objekt zwei vollständige Winterzeiträume (Oktober-April) Messdaten mit den numerischen Ergebnissen der Modellrechnung zu vergleichen. Dies ist die Kernuntersuchung dieses Forschungsprojektes, die Ergebnisse sind in Kapitel 8 dokumentiert. Die entscheidenden Ergebnisse in diesem Kapitel sind:

- Die Messgenauigkeit sowohl für die Randbedingungen der Modellrechnung als auch für die Vergleichsgrößen (Punkte des Temperaturfeldes) reicht aus, um kritische Modellbestandteile zu prüfen.
- Werden die messtechnisch nicht unabhängig bestimmbaren Parameter (wie beispielsweise die Koeffizienten der temperaturabhängigen konvektiven Wärmeübergangswiderstände) gemäß der eingeführten Bestwahl³ bestimmt, so liegen die Rechenwerte der Vergleichstemperaturen in einem engen Band um die im Objekt gemessenen Werte, und zwar zu 96% während der Heizzeit innerhalb der Messgenauigkeit (0.3 K). Das gilt auch für die an

² Z.B. die in den Außenwandaufbau der Westwand integrierten Pt-100-Temperaturfühler.

³ Nach den Empfehlungen aus [Feist 1994c]

Bauteilinnenoberflächen gemessenen Temperaturen, nicht jedoch an allen Außenoberflächen.

Das für diese Untersuchung verwendete thermische Modell kann damit als experimentell validiert engesehen werden. Um allerdings abzustecken, wie detailliert dazu einzelne Modellparameter bestimmt werden müssen, werden in Kapitel 10 der Einfluss abweichender Datenansätze und in Kapitel 9 die Variation von Modellstrukturteilen diskutiert. Damit können in diesen Kapiteln Aussagen getroffen werden, welche Modellbestandteile mit welchem Detaillierungsgrad für eine zuverlässige Simulation des thermischen Gebäudeverhaltens unverzichtbar sind.

Auf der Basis eines validierten Simulationsmodells lassen sich nun eine Reihe praktischer Fragestellungen zuverlässig behandeln:

- In Kapitel 12 sind dies zunächst die baulichen und gebäudetechnischen Einflüsse auf den Heizenergiebedarf. Behandelt werden dabei sowohl die Einflüsse von Hüllflächen (z.B. dem Wärmeschutz des Daches aber auch der Farbe der Außenoberflächen) als auch die des Wärmerückgewinnungssystems und des verwendeten Heizsystems.
- In Kapitel 13 die Einflüsse der Nutzenden in der Wohnung: Das betrifft sowohl Höhe und Zeitphasen der Thermostatsetzungen als auch das Öffnen und Schließen von Türen und/oder Fenstern.

Der erste Teil kann direkt zu Empfehlungen bzgl. einer zeitgemäß gewählten thermischen Qualität von Baukörper und technischer Ausrüstung führen.

Der letzte Punkt dient der Klärung des Einfusspfades der Nutzereinwirkung. In welchem Ausmaß unterschiedliche Nutzende die Bandbreite von z.B. verschiedenen Thermostatsetzungen auch ausschöpfen, ist nicht Gegenstand dieser Studie. Ergebnisse dazu können aber auf der Basis der erhobenen Messdaten aus den begleiteten Feldmessprojekten mit sehr vielen unterschiedlichen Nutzern gezogen werden (vgl. [Feist 2000], [Ebel 2001], [Pfluger 2001], [Peper 2002], [Reiß/Erhorn 2003], [Peper 2004], [Johnston 2020]).

Der hier vorgelegte Bericht schließt damit eine Lücke zwischen dem theoretischen Gerüst numerischer Simulationen in der Bauphysik und der empirischen Messung im Feld. Die grundlegenden Methoden der bauphysikalischen Algorithmen wurden hierbei bestätigt. Zugleich wurde deutlich, woher der sich in ziemlich hohen Streuungen der Messergebnisse in der Praxis äußernde Nutzungseinfluss letztlich resultiert. Beides verschafft zusätzliche Sicherheit bei der Beurteilung von baulich/technischen Maßnahmen und bei der Empfehlung von sachgerechtem Nutzungsverhalten.

2 Das Simulationsprogramm DYNBIL

DYNBIL ist ein thermisches dynamisches Gebäudesimulationsprogramm. Die folgende Charakterisierung dient dazu, die wichtigsten Eigenschaften genauer zu beschreiben, damit die nachfolgend dargestellten Ergebnisse besser eingeordnet werden können. Sie basiert u.a. auf [Feist 1997]⁴.

Die Basisversion von Dynbil wurde 1981 von Wolfgang Feist unter Mitarbeit von Johannes Werner, Claus Kahlert und Wolfgang Fleig erstellt ([Feist 1981]). DYNBIL 1.0 war bereits als dynamisches Mehrzonen-Netzwerkmodell für die Erstellung von Energiebilanzen angelegt und diente u.a. zur Untersuchung von solaren Niedrigenergiehaus-Konzepten. Die in DYNBIL 1.0 schon angelegte Struktur von zwei trägeheitslosen Knoten im Raum wurde genutzt, DYNBIL 2.0 zu einem echten 2-Stern-Modell auszubauen, in welchem der Strahlungsaustausch im Raum von den konvektiven Wärmeübergängen zur Raumluft getrennt ist.

Das Programm wurde seither kontinuierlich weiter entwickelt. Die verwendeten Algorithmen wurden in der Dissertation von Wolfgang Feist („Thermische Gebäudesimulation“, publiziert in [Feist 1994]) anhand von Parameterstudien und Vergleichen mit anderen Programmen ausgebaut und theoretisch weiter fundiert. Ab 1990 wurde das Programm mit großem Erfolg bei der Planung und später auch zur Messdatenauswertung des ersten Passivhauses in Darmstadt-Kranichstein eingesetzt. Ab 1997 wurde eine grafische Benutzeroberfläche bereitgestellt, seit 2007 können auch die Einflüsse von Feuchtetransport und –speicherung im Gebäude und ihre Wechselwirkung mit den thermischen Prozessen abgebildet werden.

DYNBIL konnte anhand von mehreren realisierten und messtechnisch begleiteten Passivhäusern validiert werden, insbesondere in [Feist 1997a] mit dem sorgfältig präparierten und vermessenen Passivhaus Darmstadt-Kranichstein. Hier konnten u.a. Temperaturverläufe in den Außenbauteilen und auf den Scheibenoberflächen in die Analyse mit einbezogen werden, die internen Wärmegewinne wurden durch mehrwöchige, detaillierte Protokollierung des Nutzerverhaltens ungewöhnlich genau erfasst. Erfolgreiche Mess-Sim-Vergleiche sind z.B. auch in [Kaufmann 2001] für ein weiteres, unabhängig realisiertes und messtechnisch begleitetes Reihenhaus und in [Schnieders 2002] für ein Nichtwohngebäude dokumentiert. Validierungen des hygrischen Teils der Berechnungen durch einen Vergleich mit spezialisierten Programmen zur hygrothermischen Untersuchung von einzelnen Bauteilaufbauten erfolgten 2012. Gemeinsam mit dem thermischen Modell wurden diese Algorithmen

⁴ Einige Abschnitte und Formulierungen sind wörtlich aus dieser Quelle zitiert, der besseren Lesbarkeit wegen sind sie nicht explizit als Zitat kenntlich gemacht.

im Rahmen von zwei Co-Heating-Tests an realen Gebäuden weiter abgesichert ([Ottinger 2016]).

Die wesentlichen Charakteristika von Dynbil werden in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Übersicht über die wichtigsten Eigenschaften von DYNBIL

Modelltyp	dynamisches Mehrzonen-2-Stern-Netzwerkmodell; bei Flächenheizung 3-Stern-Modell
Gebäudemodell	Zonenmodelle untereinander gekoppelt durch Leitwerte (z.B. für Lüftung) und dynamische Wandmodelle
Raummodell	2-Stern-Modell: Raumluft- und Strahlungsknoten werden separat behandelt, bei Flächenheizung kommt ein Heizflächenknoten hinzu
langwelliger Strahlungsaustausch im Raum	Strahlungsaustausch erfolgt zwischen den raumseitigen Innenoberflächen und dem idealisierten Strahlungsknoten. Gewichte sind die Bauteilinnenoberflächen, multipliziert mit ihrer Emissivität. Temperaturabhängigkeit nach dem T^4 -Gesetz. Der konvektive Wärmeübergang ist davon streng abgetrennt.
Konvektive Wärmeübergänge im Raum	empirische Formeln mit von der Temperaturdifferenz abhängigen Wärmeübergangskoeffizienten, berechnet individuell für jede Oberfläche, vertikal, horizontal oben und unten verschieden.
Thermisches Fenstermodell	Jede Scheibe einer Mehrfachverglasung besitzt einen eigenen Temperaturknoten (im Standardmodell ohne Kapazität). Die Wärmeübertragung zwischen den Scheiben durch langwellige Strahlung und Konvektion wird temperaturabhängig berechnet. Im Raummodell wird durch eine Stern-Dreiecks-Transformation die Scheibenoberfläche eliminiert.
Fenstermodell für kurzwellige Strahlung	Unter Aufsummation der Mehrfachreflexionen werden bestimmt: <ol style="list-style-type: none"> Transmission der Solarstrahlung, Solarabsorption in jeder Scheibe und resultierende Wärmeströme an der Innenoberfläche. Direkt- und Diffusstrahlung werden separat berechnet, die strahlungsphysikalischen Eigenschaften der Verglasung abhängig vom Einfallswinkel werden jeweils berücksichtigt.

Kurzwellige Strahlung im Raum	Verteilung der einfallenden Strahlung auf die Raumoberflächen mittels einmalig berechneter Verteilfaktoren
Wandmodell	eindimensionale dynamische Wärmeleitung; Diskretisierung mit π -Gliedern. Berechnung der Wandtemperaturen mit Vorwärtsdifferenzen-Verfahren, dadurch ist die Energieerhaltung unter allen Umständen gewährleistet. Feuchttetransportprozesse werden analog abgebildet, separate Diffusion und Sorptionsleitung, nichtlineare Sorptionstothermen der Materialien; Berücksichtigung der Sorptionswärmee. Abbildung von Latentwärmespeichern in Bauteilen möglich
Lüftungsmodell	zeit- und temperaturabhängig parametrisierbarer Leitwert vom Raumluknoten nach außen oder zu anderen Raumluknoten, auch als gerichtete Durchströmung
Lüftungs-Wärmerückgewinnung	Wärmeübertrager mit Wärme- und ggf. Feuchterückgewinnung, Berücksichtigung von Kondensation im Wärmeübertrager
konvektiver Wärmeübergang an Wandaußenoberflächen	empirische Formeln $h = a_0 + a_1 v^n$ (v Windgeschwindigkeit)
langwelliger Strahlungsaustausch an Wandaußenoberflächen	langwellige Strahlungsbilanz im Austausch mit dem Himmel, der Umgebung und verschattenden Objekten mit festen Einstrahlzahlen
kurzwellige Strahlungsabsorption an Wandaußenoberflächen	konstanter Absorptionskoeffizient an der Außenoberfläche, individuell für jedes Bauteil vorgebbar
Verschattung	Berücksichtigung von rechteckigen, verschattenden Elementen seitlich und oberhalb der Fenster sowie Horizontverschattung für Direkt- und Diffusstrahlung; analog für opake Außenbauteile
Klimadaten	Einlesen stündlich oder höher aufgelöster Daten von Außentemperatur, Erdreichtemperatur, atmosphärischer Gegenstrahlung, Windgeschwindigkeit, Außenluftfeuchte, diffuser und direkter Solarstrahlung; auch andere Zeitauflösungen möglich. Ermittlung von z.B. Erdreichtemperaturen durch mehrdimensionale Wärmeleitungsmodelle möglich

interne Wärmequellen	explizit durch den Nutzer vorgebbar, Einspeisung in den Raumluft- oder Strahlungsknoten oder in eine Oberfläche; auch ein Einlesen aus einer Datei mit gespeicherten Zeitreihen ist möglich ⁵
Heizsysteme	<p>alternativ:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) ideale Luftheizung b) Radiatorheizung c) Heizflächenheizung d) Zuluftheizung <p>jeweils mit abhängig vom Gebäudezustand parametrisierbaren Sollwertvorgaben für die Raumlufttemperatur. Simulation von Warmwasserleitungsnetzen, Thermostatventilen, der Wärmeabgabe von Heizkörpern und Betonkerntemperierung möglich, Regelung nach Raumluft- oder operativen Temperaturen</p>
Lösung Raum- und Gebäudemodell	<p>Sukzessive Iteration:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Ermittlung der temperaturabhängigen Leitwerte und Aufstellung der Kopplungsgleichungen zwischen den Raumluft- und den Strahlungsknoten aller Räume (z.B. Lüftungswärmeströme) b) Ermittlung der Temperaturen durch Invertierung des linearen Gleichungssystems für das Gesamtgebäude

2.1 Raummodell und langwelliger Strahlungsaustausch

Im Prinzip ist die Temperatur im Gebäude nicht nur zeitlich variabel, sondern auch an verschiedenen Orten verschieden. Eine gängige Vereinfachung, die auch in DYNBIL verwendet wird, besteht darin, das Gebäude in mehrere thermische Zonen aufzuteilen, in denen die Lufttemperatur jeweils als homogen angenommen wird. Diese Zonen stehen im thermischen Kontakt mit den umgebenden – und den in ihrem Innern befindlichen – Bauteilen.

⁵ Diese Möglichkeit wurde hier für den Vergleich mit dem realen Gebäude eingesetzt.

Wie die Wärmetransportvorgänge innerhalb einer Zone modelliert werden, beschreibt das Raummodell. Einen wichtigen Aspekt stellt darin der langwellige Strahlungsaustausch dar.

In manchen Programmen wird letzterer im Raum durch ein Netzwerk modelliert, bei dem jede Innenoberfläche mit jeder anderen über einen temperaturabhängigen Austauschleitwert gekoppelt ist; darin können unendlich viele Mehrfachreflexionen gleich enthalten sein.

Zwischen den Oberflächen im Raum liegt jedoch eine sehr starke Kopplung vor – fast ein thermischer Kurzschluss. Auf die genaue Größe der Leitwerte sowie die präzise Ermittlung der zahlreichen Leitwerte kommt es daher für das Gesamtergebnis kaum an.

DYNBIL vereinfacht das komplexe Maschennetzwerk des langwelligen Strahlungsaustausches wesentlich, indem es ein erheblich einfacheres „Sternmodell“ verwendet. Der Strahlungsaustausch zwischen zwei Oberflächen im Raum erfolgt nach diesem Modell nicht mehr direkt, sondern nach Zwischenabsorption an einem den ganzen Raum ausfüllenden Körper ohne thermische Masse, mit unendlicher Wärmeleitfähigkeit und ideal schwarzen Oberflächen. Dies ist der sogenannte Strahlungsknoten. Immer noch sauber davon getrennt ist aber der konvektive Wärmeübergang zwischen der Raumluft (repräsentiert durch einen einzelnen Raumluftknoten) und den Bauteiloberflächen – diese Wärmeübergänge bilden einen zweiten Stern in der Ersatzschaltung. Das resultierende Modell kann daher als 2-Stern-Modell bezeichnet werden.

Eine solche Modellvereinfachung reduziert den Aufwand bei der Modellerstellung erheblich. Unter anderem wird die exakte Geometrie des Raumes nicht mehr benötigt. Im Raummodell gibt es statt der n Temperaturknoten der Bauteilinnenoberflächen neben der Raumluft nur noch einen weiteren, nämlich den Strahlungsknoten. Das Netzwerk reduziert sich dadurch von in der Regel $\frac{1}{2}n(n-1)$ Strahlungsaustauschleitwerten auf n Leitwerte. Abbildung 1 zeigt ein solches Raummodell.

Werden darin als weitere Vereinfachung Strahlungsknoten und Raumluftknoten identifiziert bzw. durch einen Kurzschluss miteinander verbunden, so entsteht ein sog. 1-Stern-Modell, bei welchem nicht mehr zwischen Konvektions- und Strahlungswärmeaustausch unterschieden wird. Durch die Identifikation zweier Knoten mit stark unterschiedlichen Zeitkonstanten ändert sich die Modelldynamik aber signifikant. Dies wirkt sich sowohl auf die simulierten Oberflächentemperaturverläufe als auch auf den berechneten Jahresheizwärmebedarf aus. In [Feist 1997] werden Abweichungen von um 1 K für die Oberflächentemperaturen und bis über 10% im Jahresheizwärmebedarf angegeben. Tendenziell wird der Fehler des 1-Stern-Modells geringer, wenn das thermische Geschehen wenig Dynamik aufweist und der Wärmeschutz gut ist, die Raumlufttemperatur und alle Oberflächentemperaturen also ohnehin nahe beieinander liegen (vgl. die Untersuchungen in Abschnitt 11.1).

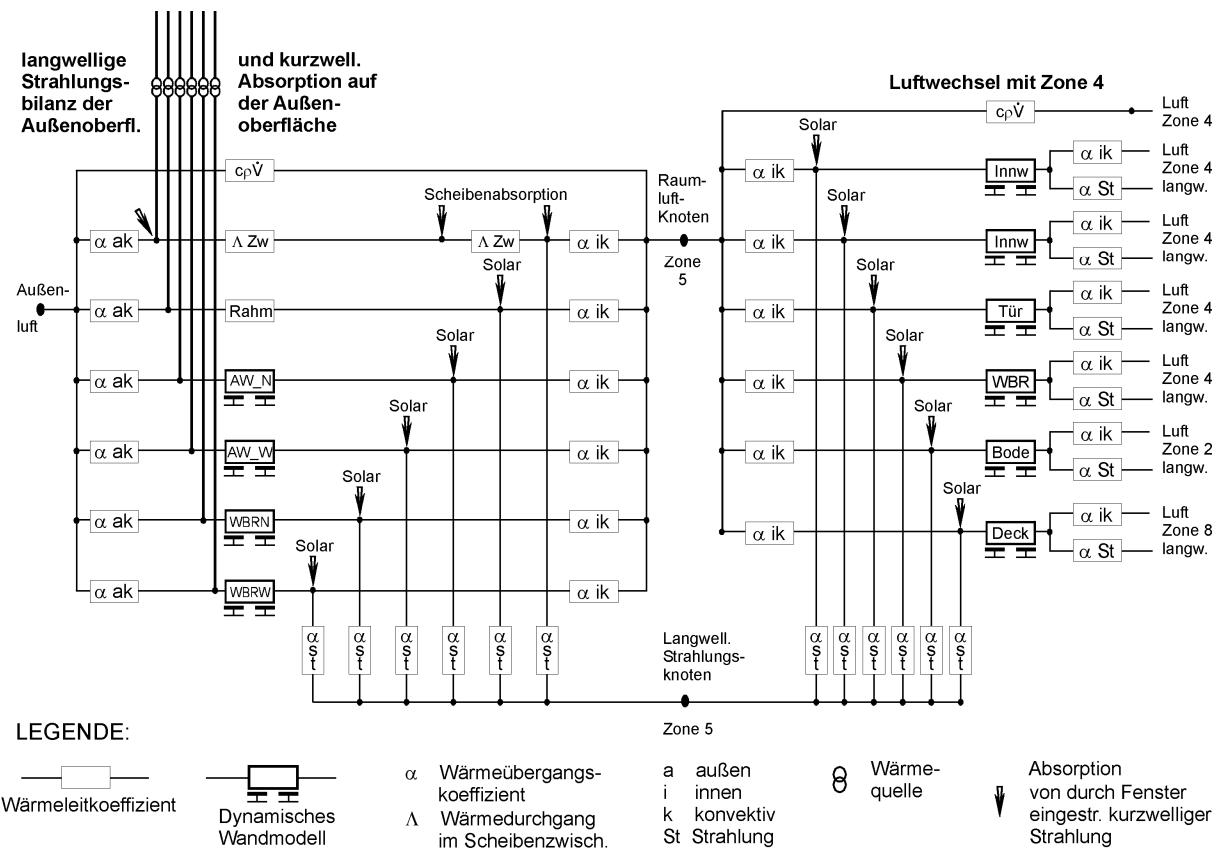


Abbildung 1: Beispiel für die Modellierung einer Zone in DYNBIL

2.2 Wärmeleitung und Wärmespeicherung

Das zeitliche Verhalten des Temperaturfeldes $T(x, y, z, t)$ in einem Gebiet, in welchem der Wärmetransport durch Wärmeleitung gegeben ist, wird durch die Fouriersche Differentialgleichung $\rho c \partial T / \partial t - \dot{q} = \text{div}(\lambda \text{ grad } T) 1$ beschrieben. Dies ist eine zunächst dreidimensionale Gleichung. In Simulationsprogrammen wird dagegen meist eine eindimensionale Ersatzdarstellung verwendet. Das ist mit hoher Genauigkeit möglich, sowohl inhomogene Konstruktionen (Sparrendächer, Holzständerwände) als auch Bauteilanschlüsse können so elegant modelliert werden. DYNBIL kann zwar auch dreidimensionale Wärmeleitungsprozesse unmittelbar an die Simulation angekoppelt abbilden, hiervon wird aber aufgrund des hohen Rechenzeitaufwands nur in Ausnahmefällen (vgl. [Schnieders 2012]) Gebrauch gemacht. Das DYNBIL-Standardverfahren, um mehrdimensionale Wärmeströme zu modellieren, sieht ein Ersatzmodell vor, das aus zwei eindimensionalen Bauteilen besteht, dem Regelbauteil und einer Wärmebrückenersatzkonstruktion. Die Flächen und U-Werte dieser Bauteile werden so eingestellt, dass

- die Oberflächentemperatur auf der Wärmebrückenersatzkonstruktion nicht unter die minimale Oberflächentemperatur des betreffenden Bauteilan schlusses sinkt
- die Summe der Innenoberflächen sowie die Summe der thermischen Leitwerte im Ersatzmodell korrekt ist und
- die raumseitigen Wärmekapazitäten übereinstimmen

In diesem Fall sind die Ergebnisse für die Raumtemperaturen fast identisch. Bei einer vergleichenden Parameterstudie mit zwei extremen Varianten, der „kontrast maximalen Ersatzdarstellung“ (bei welcher eine Teilfläche ungestört bleibt und auf der zweiten stationär die minimale Oberflächentemperatur angenommen wird) und der „maximal verschmierten Ersatzdarstellung“ (bei welcher nur ein Ersatzbauteil mit dann effektivem U-Wert verwendet wird) ergaben sich Abweichungen im Gesamtjahres heizwärmeverbrauch unter 0,5%.

Nach erfolgter Reduktion auf eine Dimension verbleibt die Lösung des eindimensionalen Fourierproblems mit Anfangs- und Randbedingungen. Im linearen Fall kann diese nach Spektralzerlegung exakt durch einen Wellenansatz erfolgen, wobei die Koeffizienten mittels Matrixverfahren gewonnen werden. Die Randbedingungen sind im praktischen Fall jedoch nichtlinear (temperaturabhängige Wärmeübergangskoeffizienten) und die Art der Randbedingungen ändert sich darüberhinaus sprunghaft in Abhängigkeit von der Temperatur (Thermostatfunktion).

Mit Hilfe von Beukenmodellen (RC-Ersatzschaltbildern) lässt sich die räumliche Diskretisierung wie in Abbildung 2 dargestellt veranschaulichen.

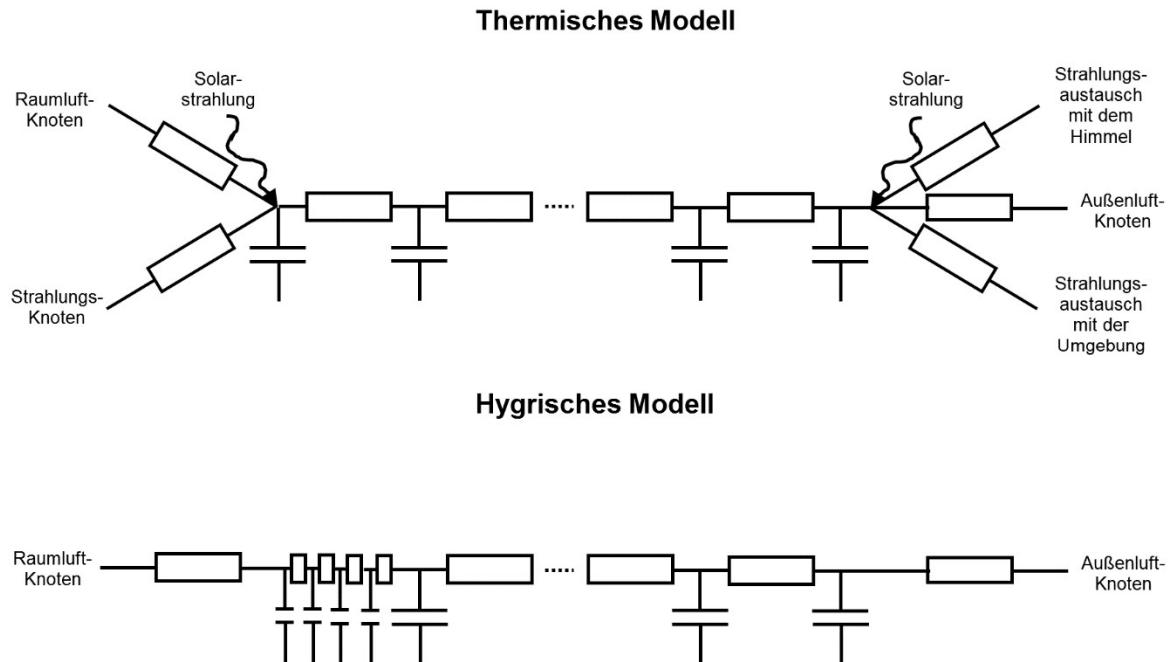


Abbildung 2: Beispiel für das thermische und hygrische Modell eines Außenbauteils. Innenbauteile sind analog aufgebaut, die Randbedingungen auf der rechten Seite entsprechen jedoch denen auf der linken, inneren.

DYNBIL diskretisiert den eindimensionalen Bauteilaufbau in eine manuell einstellbare Anzahl von Widerständen und Wärmekapazitäten. Dabei werden sogenannte π -Glieder verwendet, d.h. an der Oberfläche des Bauteils befindet sich jeweils eine Wärmekapazität. Der zeitlich variable Wärmeübergangskoeffizient ist damit nicht unmittelbar Teil des Wandmodells, die Eigenschaften des Bauteils bleiben im Modell zeitlich invariant (sofern nicht z.B. Latentwärmespeicher involviert sind).

Die numerische Lösung des entstehenden Gleichungssystems erfolgt in Dynbil durch ein einfaches Vorwärtsdifferenzenverfahren. Dieses bietet Vorteile wie hohe Transparenz und die jederzeit gegebene Erfüllung des Energieerhaltungssatzes. Die geringe Rechenzeit je Zeitschritt erlaubt es problemlos, auf die sich abhängig vom Simulationsverlauf ändernden Randbedingungen zu reagieren. Bei anderen gängigen Verfahren (Transferfunktionen, Crank-Nicholson, implizite Verfahren im Allgemeinen) ist das nicht immer der Fall. Nachteilig ist, dass das Verfahren nur bei hinreichend kleinen Zeitschrittweiten stabil ist. In Dynbil werden die Wandmodelle anhand der gewünschten Zeitschrittweite passend erstellt.

Die Trennung der Wärmeleitung und –speicherung in kapazitätsbehafteten, tragen Bauteilen wie Wänden und Decken von weit flinkeren Vorgängen wie etwa der Erwärmung der Raumluft beschleunigt die gesamte Simulation erheblich, da die zu invertierenden Matrizen verhältnismäßig klein bleiben.

2.3 Kurzwellige Strahlung

Transmissions- und Absorptionsgrad von Verglasungen hängen vom Einfallswinkel der Strahlung ab. Im DYNBIL-Fenstermodell werden für jede Scheibe einer Verglasung die Absorption der Strahlung (Summe von Absorption an der Außen- und Innenoberfläche und in der Scheibe) sowie die Transmission der Verglasung in Abhängigkeit vom Einfallswinkel der direkten Strahlung (direkt-gesamt) bestimmt. Für die diffuse Strahlung werden Absorption und Transmission separat ermittelt. In Abschnitt 11.10 dieser Studie wird dokumentiert, dass diese Winkelabhängigkeit für ein valides Simulationsergebnis berücksichtigt werden sollte.

Das Verglasungsmodell berücksichtigt außerdem die je nach Füllgas und Breite des Scheibenzwischenraums unterschiedliche Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergänge in den Scheibenzwischenräumen. Der U-Wert und damit auch der g-Wert der Verglasung ändern sich daher kontinuierlich.

Neben einer exakten Behandlung der Direktverschattung durch konvexe Zerlegung werden vereinfachte Schattenelemente durch zu Fensterkanten parallele Halbebenen beschrieben. Die Verschattung der diffusen Strahlung kann unter Annahme einer isotropen Strahlungsverteilung durch die Winkelkoeffizienten der Schattenwerfer (von der Empfängerfläche aus gesehen) behandelt werden.

Das Strahlungsmodell geht dabei nicht von isotroper Diffusstrahlung aus, sondern teilt zunächst die Diffusstrahlung anhand des verbreiteten Perezmodells in einen isotropen und einen zirkumsolaren Anteil auf. Die außerdem auftretende Horizontaufhellung ist in den meisten praktischen Fällen nicht von Belang, weil sich in unmittelbarer Nähe des Horizonts gewöhnlich Vegetation, Gebäude oder zumindest Bodenerhebungen befinden.

Die Verteilung der in den Raum transmittierten Strahlung auf die raumseitigen Oberflächen erfolgt nach festen Verteilfaktoren, unabhängig vom Sonnenstand. Rückreflexion wird dabei berücksichtigt. Tatsächlich ist der genaue Ort der Absorption im Raum für den resultierenden Heizwärmeverbrauch nicht bedeutend ([Feist 1994]). Dies ist auf die im vorhergehenden Abschnitt beschriebene starke Verkopplung der Innenoberflächen durch die langwellige Strahlung zurückzuführen. Das Thema wird in Abschnitt 11.8 dieser Publikation hinsichtlich der Dynamik noch näher diskutiert.

Kurzwellige Strahlung wird unter Berücksichtigung der jeweiligen Verschattungssituation auch auf den Außenoberflächen absorbiert. Jeder Außenoberfläche wird in DYNBIL ein individueller Absorptionsgrad für die Solarstrahlung zugeordnet. Die resultierende Wärmeleistung wird auf der Außenoberfläche ins Wandmodell eingespeist. Eine Parametervariation in Abschnitt 11.5 illustriert den Einfluss des Absorptionsgrades auf den Heizwärmeverbrauch unter Heranziehung der Messdaten.

2.4 Wärmeübergang an den Außenoberflächen

Der konvektive Wärmeübergang an den Außenoberflächen kann nach verschiedenen empirischen Korrelationsformeln modelliert werden. Dabei können neben der Temperaturdifferenz zwischen Außenoberfläche und Außenluft auch die Windgeschwindigkeit und –richtung eine Rolle spielen. Als Standardkorrelation verwendet DYNBIL den Zusammenhang $\alpha_{a,kon} = 5,6 \frac{w}{m^2 K} + 3,75 \frac{w}{m^2 K} v_w^{0,8}$ mit der Windgeschwindigkeit v_w in m/s. Die genaue Größe dieses Wertes ist, wie Abschnitt 11.7 zeigen wird, von relativ geringer Bedeutung für das Simulationsergebnis für den Innenraum⁶.

Der langwellige Strahlungsaustausch an einer Außenoberfläche wird durch

$$\dot{Q}_{LW} = A \varepsilon_{ob} (\Phi_{Himm,ob} \Phi_{Himm} + \Phi_{Umg,ob} \Phi_{Umg} + \Phi_{Nach,ob} \Phi_{Nach} - \sigma T_{ob}^4)$$

beschrieben, wo ε_{ob} das Emissionsverhältnis der Außenoberfläche für langwellige Strahlung, Φ_{Himm} die atmosphärische Gegenstrahlung, Φ_{Umg} dieselbe der Umgebungsfläche sowie Φ_{Nach} jene von Nachbarhäusern oder allgemeiner von umgebenden Objekten sind. Die Reflexion der langwirigen Strahlung im Außenbereich ist in der Regel so gering, dass sie vernachlässigt werden kann.

Die aus der Abstrahlung resultierende Unterkühlung von Außenoberflächen unter die Temperatur der Außenluft konnte regelmäßig messtechnisch nachgewiesen werden. Dass der Strahlungswärmeaustausch mit dem Himmel im Simulationsmodell zwingend berücksichtigt werden muss, wird in Abschnitt 11.4 noch im Einzelnen demonstriert, dort wird auch auf die erforderliche Genauigkeit eingegangen.

2.5 Wärmeübergang an den Innenoberflächen

Auch für den konvektiven Wärmeübergang an den Innenoberflächen stehen verschiedene Korrelationen zur Verfügung. Hier spielt die Orientierung im Raum eine wichtige Rolle.

Als Standardkorrelation verwendet DYNBIL für vertikale Oberflächen den Zusammenhang

$$\alpha_{i,kon} = \max \left(0; \frac{|T_{ob} - T_{Umg}|^{0,355}}{0,3381 + 0,0006(T_{ob} + T_{Umg})} \right)$$

⁶ Natürlich nicht, wenn die genauen Temperaturverläufe an den äußeren Oberflächen gefragt sind.

mit der Temperatur T in Kelvin. Welcher Wert mit den Messungen im Objekt am besten verträglich ist, wird in Abschnitt 11.2 näher analysiert.

Bei horizontalen Oberflächen wird der strukturell ähnliche Ausdruck

$$\alpha_{i,kon} = \frac{|T_{ob} - T_{Umg}|^{0,3333}}{0,0909 + ,0006(T_{ob} + T_{Umg})}$$

verwendet, falls der Wärmestrom von unten nach oben fließt, andernfalls ein fester Wert von 0,58 W/(m²K).

2.6 Lüftung und Infiltration

Als Lüftung werden hier Luftströmungen bezeichnet, die gezielt von außen ins Gebäude eingebracht werden. Lüftung kann sowohl über die Fenster als auch durch eine mechanische Lüftungsanlage, ggf. mit Wärmerückgewinnung, erfolgen. Unbeabsichtigte auftretende Luftströmungen durch Fugen, Risse und Öffnungen in der Gebäudehülle stellen die Infiltration dar. Die thermischen Auswirkungen sind vom Prinzip her in beiden Fällen dieselben.

Im Gebäude kann die Luft zwischen den Zonen ausgetauscht werden. In der Regel wird durch die Luftströmungen auch Wärme zwischen den Zonen transportiert.

In DYNBIL werden alle Luftströme durch eine Lüftungsmatrix repräsentiert, die Leitwerte zwischen je zwei thermischen Zonen enthält. Die Luftmassenströme werden als Norm-Kubikmeter pro Stunde eingegeben und intern in eine Kapazitätsrate zwischen den Luftknoten der Zonen umgerechnet. Im Gegensatz zu Transmissionsleitwerten ist diese Kapazitätsrate im Allgemeinen gerichtet, denn ein Luftvolumenstrom von Zone A nach Zone B beeinflusst die Temperatur in Zone B, nicht aber in Zone A. Die resultierende Leitwertmatrix ist daher im Allgemeinen nicht mehr symmetrisch.

Luftmassenströme können als fixe Werte eingegeben werden, sie können in DYBNIL aber auch von der Zeit oder den Bedingungen im Gebäude abhängig gemacht werden. Letzteres ist z.B. der Fall, wenn die Nachtlüftung zur sommerlichen Entwärmung nur oberhalb einer bestimmten Raumtemperatur aktiviert wird. Auch im Innern des Gebäudes hängt der Luftaustausch zwischen zwei angrenzenden Zonen durch eine offene Tür von der Temperaturdifferenz der Zonen ab.

Lüftungswärmerückgewinnung (WRG) kann in DYNBIL auf verschiedene Arten modelliert werden. Ist die Temperatur der Luft nach der WRG bekannt, beispielsweise durch Messung, so wird eine Hilfszone mit ebendiesem Temperaturverlauf definiert,

von der aus die Luftmassenströme ins Gebäude ausgehen. Alternativ ist es auch möglich, die Zulufttemperatur bei gegebenem Wirkungsgrad der WRG aus den Abluft- und Außenlufttemperaturen zu berechnen.

Schließlich besteht die Möglichkeit, falls die Luftfeuchte mit berechnet wird, über ein spezielles WRG-Modul die thermischen Folgen von Kondensat in einem Platten-Wärmeübertrager zu berücksichtigen.

2.7 Heizung

Das Gebäudemodell besteht im Kern aus sämtlichen Luft- und Strahlungsknoten aller Zonen. Diese sind über die thermischen Leitwerte miteinander verknüpft. Das zugehörige Gleichungssystem gibt den Wärmestrom zwischen zwei Knoten als lineare Funktion der Temperaturdifferenz an: Der Vektor der Temperaturen wird mit der Leitwertmatrix multipliziert, das Ergebnis ist ein Vektor von Wärmeströmen in jede Zone. Geht man zunächst davon aus, dass sämtliche Temperaturen sich frei einstellen, so wird es durch Invertieren der Leitwertmatrix möglich, aus den internen und solaren Wärmequellen sowie den Wärmeströmen von den tragheitsbehafteten Bauteilen an die Raumknoten simultan sämtliche Temperaturen der Luft- und Strahlungsknoten im Modell zu berechnen.

Sinkt eine Temperatur unter den Sollwert, so muss geheizt werden. Das Standard-Heizsystem in DYNBIL ist die sog. Idealheizung für die Luftknoten. Diese legt die Lufttemperatur in der zu beheizenden Zone auf den Sollwert fest. Die zugehörige Knotentemperatur verwandelt sich damit von einer Variablen in eine fixe Randbedingung. Als Ergebnis des Rechengangs erhält man nun nicht mehr die Raumlufptemperatur der Zone, sondern die Heizleistung, die erforderlich ist, um den Sollwert der Raumlufptemperatur zu erreichen. Die Idealheizung liefert somit exakt und mit relativ geringem Rechenaufwand die notwendige Heizleistung für eine gegebene Solltemperatur.

Neben der Idealheizung mit Bezug auf die Lufttemperatur gibt es weitere Optionen zur Beheizung. Beispielsweise kann der Strahlungsanteil der Idealheizung spezifiziert werden. Alternativ ist es möglich, eine gemessene Heizleistung als Zeitreihe an die Raumluft oder an eine Oberfläche im Raum abzugeben. Auch eine Beheizung der Zuluft mit Verteilung der eingebrachten Heizleistung auf die Zulufträume ist möglich.

3 Das analysierte Gebäude

Das Passivhaus Darmstadt Kranichstein liegt in einem Baugebiet für experimentelles Bauen. Es ist ein 1991 fertiggestelltes reihenhausanaloges Gebäude mit vier Wohneinheiten; alle vier Einheiten sind im Passivhaus-Standard errichtet und als solche zertifiziert. Es handelt sich um den Prototypen dieses Baustandards – und es liegt bereits eine Reihe von systematischen Publikationen zu diesem Objekt vor. In [PHTag 1996] wird Planung und Bau beschrieben, in [Feist/Werner 1994] sind die ersten Messergebnisse dokumentiert, in [Feist 1997b] das Verhalten des Gebäudes in einem besonders kalten Winter, [Feist 2020] dokumentiert das Langzeitverhalten des Gebäudes und seiner Komponenten.

Dieses Objekt eignet sich besonders gut für die hier vorgesehenen Untersuchungen, und zwar aus den folgenden Gründen

- Alle Bauteile sowie alle Anschlussdetails sind bereits gründlich dokumentiert, so dass ein realitätsnahes Simulationsmodell erstellt werden kann [PHTag 1996].
- Alle Bauteile sind vor kurzem einer Nachuntersuchung bzgl. ihrer bauphysikalischen und gebäudetechnischen Qualität unterzogen worden, bei der es möglich war, die entscheidenden wärmetechnischen Kennwerte im gegenwärtigen Betriebszustand zu überprüfen [Feist et al. 2016], [Feist 2020]. Wo immer solche (meist Labor, zum Teil aber auch *in situ* gemessenen) Werte vorlagen, wurden diese bei den Modellparametern auch verwendet.
- Das Gebäude hat einen ausgezeichneten Wärmeschutz, der auch mehrfach auf seine Wirksamkeit hin überprüft wurde. Dadurch lassen sich Fehler und Abweichungen zwischen dem Objekt und dem Simulationsmodell stark reduzieren (weil der bauliche Zustand bekannt ist und weil evtl. relative Fehler sich wg. der ohnehin geringen Wärmeströme weniger dramatisch auswirken).
- Im Gebäude gibt es bereits eine Vielzahl von Messfühlern und speziellen Messeinrichtungen, die eine dauerhafte Aufzeichnung von Daten erlauben.
- Die Bewohner der Einheit, für welche der Vergleich von Messung und Simulation durchgeführt wird, haben dem zugestimmt und sind zudem bereit, auch die Anwesenheit von Personen (soweit zumutbar) zu dokumentieren.
- Es gibt im Gebäude inzwischen drei voneinander unabhängig einsetzbare Heizsysteme. Für zwei von diesen (Heizkörperheizung über einen zentralen Gaskessel sowie Wärmepumpenheizung durch eine Luft/Luft-Wärmepumpe) liegen bereits erfolgreiche Betriebserfahrungen vor. Eine dritte Heizvariante

wurde eigens für dieses Messprojekt geplant und gebaut (elektrische Einzel-Konvektoren, raumweise, mit individueller Regelung nach operativen Temperaturen).

4 Die thermische Gebäudehülle

Als Modellgebäude dieses Forschungsprojektes dient das weltweit erste realisierte Passivhaus. Es handelt sich um ein dreigeschossiges durchgängig bewohntes Reihenendhaus. Auch die Nachbarhäuser haben den gleichen Dämmstandard und sind durchgehend bewohnt. Anhand der Schnittzeichnung (Abbildung 3) wird die thermische Hülle offenbar: das gesamte Kellergeschoss liegt ebenso wie ein nördlich angrenzender Glasvorbauprofil außerhalb dieser thermischen Gebäudehülle.

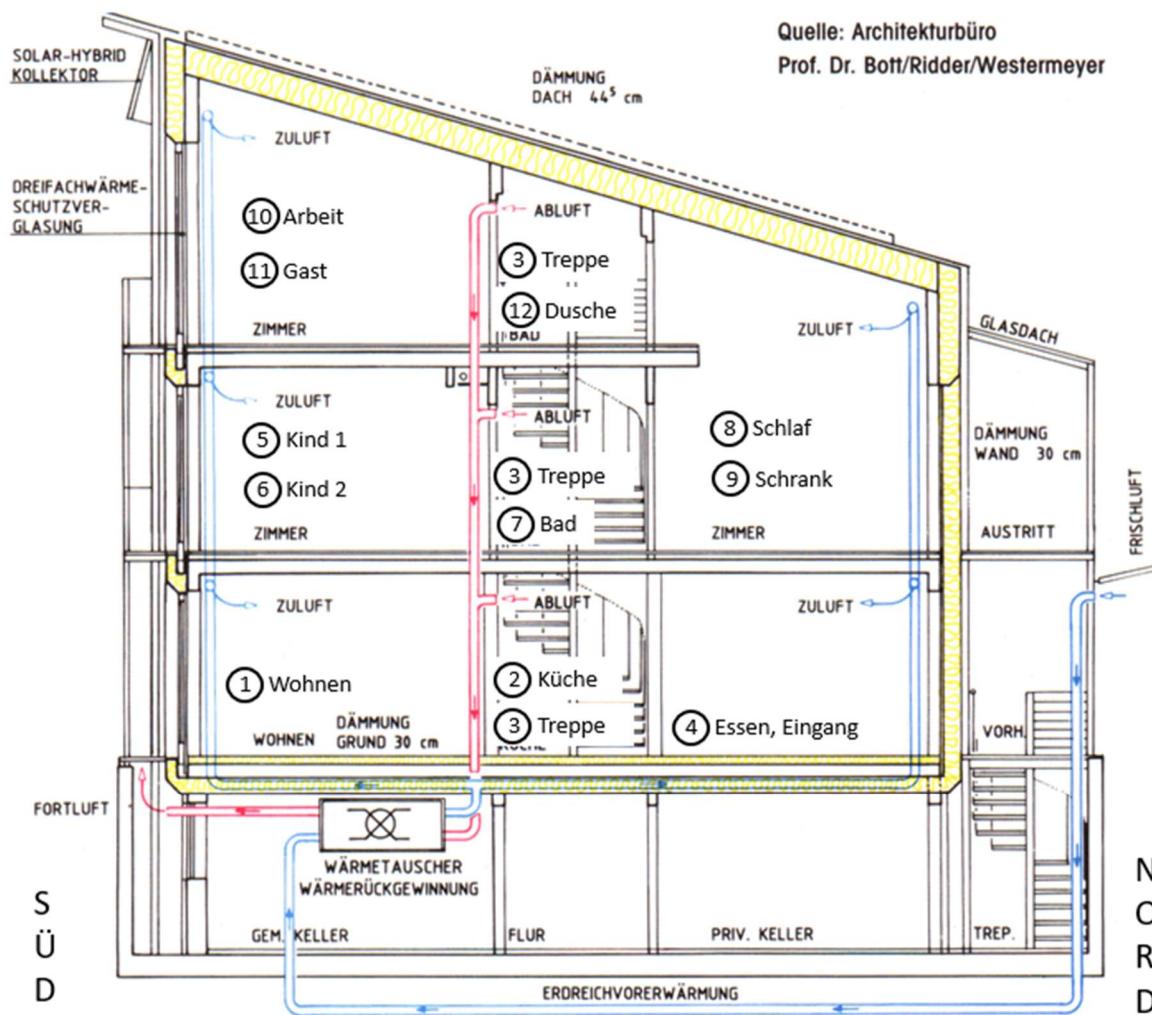


Abbildung 3: Nord-Süd-Schnitt des Modellgebäudes mit den Modellzonen 1-12

Im Obergeschoss schließen sich an die Treppe zum Süden hin zwei Kinderzimmer und nach Norden ein Schlafzimmer und ein Schrankzimmer an. Im Zentrum befindet

sich das Bad als Abluftraum. Im Dachgeschoss sind über die Treppe zwei nach Süden ausgerichtete Räume zugänglich, die als Arbeits- und Gästezimmer genutzt werden. Baugleich zum Obergeschoß befindet sich an der zentralen Westseite ein Duschbad. Die Nordseite ist als Luftraum zur Erhöhung der Obergeschoß-Zimmer konzipiert, die sich somit über zwei Geschosse erstrecken. Das Gebäudemodell zur dynamischen Gebäudesimulation besteht somit insgesamt aus elf Modellzonen (siehe Abbildung 4).

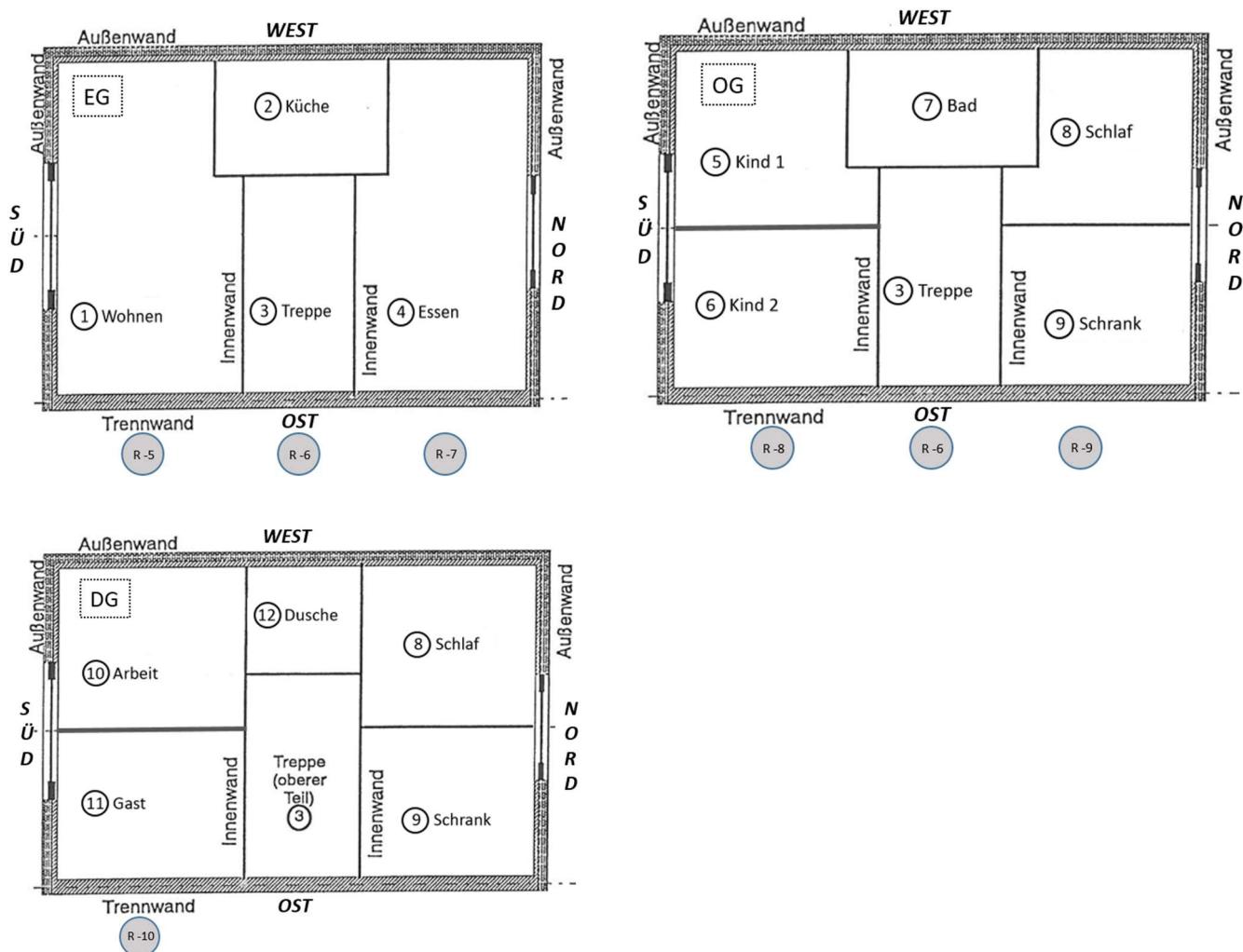


Abbildung 4: Grundrisse von Erdgeschoß (EG), Obergeschoß (OG) und Dachgeschoß (DG) des Modellgebäudes mit den Modellzonen 1-12. Die Modellzonen R-5 bis R-10 symbolisieren die angrenzenden Reservoirzonen der benachbarten Räume

Als Reihenendhaus ist das Gebäude zu drei Seiten von der Außenluft umgeben, lediglich nach Osten schließt sich ein Reihenmittelhaus als unmittelbares Nachbargebäude an, das den gleichen Dämmstandard aufweist. Abbildung 4 zeigt die Lage der sieben Reservoirzonen (R-5 bis R-10) des Nachbargebäudes, die sich über die drei Etagen EG, OG und DG erstrecken. Die Temperaturen in diesen Reservoirzonen wurden gemessen und gehen als Randbedingungen in die Dynamische Gebäudesimulation ein (siehe auch Abschnitt 7.1).

Das Modellgebäude ist vollständig unterkellert. Das Kellergeschoss liegt außerhalb der thermischen Hülle und ist über eine Kellertreppe vom Glasvorbau auf der Nordseite aus zugänglich. Die Unterscheidung erfolgt hier in einen privat genutzten Nordkellerraum (R-4) und einen Gemeinschaftskeller (R-3) in südlicher Ausrichtung. Beide Räume werden modelltechnisch als separate Reservoirzonen abgebildet. Aufgrund der gut gedämmten Kellerdecke und optimierter Wärmebrücken ist der thermische Einfluss auf die angrenzenden Räume im EG sehr gering. Im Südkeller ist u.a. das Zentralgerät der Wohnungslüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung untergebracht; dieses Gerät wird ausschließlich für die hier betrachtete Wohneinheit genutzt – die drei weiteren Reihenhauseinheiten heben jeweils eigene Geräte. Zuluft-, Erdluft-, Abluft- und Fortluftführungen sind als zusätzliche Reservoirzonen (R-11 bis R-14) im Modell eingepflegt und liefern über ihre gemessenen Temperaturen weitere Randbedingungen der Simulation. Als weiteres Reservoir spielt die Außenlufttemperatur (R-0) eine maßgebliche Rolle. Zusätzlich erfolgt die Modellkopplung der Außenluft an das Erdreich (Reservoirzone R-1).

Tabelle 2: Modellzonen des DYNBIL-Modells

Zone	Raum	Zonenbezeichnung	Etage	Orientierung	Zu- und Abluftraum
1	Wohnzimmer	Wohnen	EG	Süd	Zuluft
2	Küche	Küche	EG	West	Abluft
3	Treppe	Treppe	EG / OG /DG	Ost	Überströmzone
4	Esszimmer	Essen	EG	Nord	Zuluft
5	Kinderzimmer 1	Kind I	OG	Süd-West	Zuluft
6	Kinderzimmer 2	Kind II	OG	Süd-Ost	Zuluft
7	Bad	Bad	OG	West	Abluft
8	Schlafzimmer	Schlaf	OG	Nord-West	Zuluft
9	Schränzkammer	Schrank	OG	Nord-Ost	Zuluft
10	Arbeitszimmer	Arbeit	DG	Süd-West	Zuluft
11	Gästezimmer	Gast	DG	Süd-Ost	Zuluft
12	Dusche	Dusche	DG	West	Abluft

Tabelle 3: Reservoirzonen des DYNBIL-Modells

Reservoir	Reservoir-Name	Etage
R -0	Außenluft	Umgebung
R -1	Erdreich	
R -2	Heizkessel	Keller
R -3	Keller Sued	Keller
R -4	Keller Nord	Keller
R -5	Nachbar EG Süd	EG
R -6	Nachbar Mitte	EG / OG /DG
R -7	Nachbar EG Nord	EG
R -8	Nachbar OG Süd	OG
R -9	Nachbar OG Nord	OG
R -10	Nachbar DG	DG
R -11	Zuluft	Lüftungs- anlage
R -12	Erlduft	
R -13	Fortluft	
R -14	Abluft	

4.1 Charakterisierung der verwendeten Bauteile

Das thermische Gebäudeverhalten wird maßgeblich von den verwendeten Bauteilen und deren thermischen Eigenschaften bestimmt. Die wärmetechnischen Daten der Bauteile werden in Tabelle 4 detailliert beschrieben. Sie wurden u.a. während der Feldstudie „25 Jahre Passivhaus Darmstadt Kranichstein“ erhoben, in der alle Bauteile Analysen und Qualitätstests nach 25jähriger Beanspruchung unterzogen wurden [Feist 2020]. Aktualisierungen wurden auch während der aktuellen Studie vorgenommen. Jedes Bauteil wird innerhalb des DYNBIL-Modells durch eine sogenannte RC-Kette aus Wärmedurchgangswiderständen R und einer Wärmekapazitäten C charakterisiert. Eine feine Auflösung der Bauteile ermöglicht nochmals eine Unterteilung in einzelne dünne Bauteilschichten. Tabelle 4 führt diese Konstruktionsdetails für die fein aufgelösten Bauteile inklusive der einzelnen Schichtdichten und Rohdichten der Materialen auf. Zusätzlich wird die Gesamtkapazität der Bauteile [$\text{Wh}/(\text{m}^2\text{K})$] und der entsprechende U-Wert [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$] angegeben. Abbildung 5 gibt eine Orientierung für die Variation dieser U-Werte der Wand- und Dachaufbauten im Modellgebäude. Auffällig niedrig und bezeichnend für das Modellgebäude sind die äußerst geringen U-Werte der Dach- und Außenwandkonstruktionen aufgrund der sehr guten Wärmedämmeigenschaften. Die Trennwand zum Nachbargebäude besitzt einen vergleichsweise hohen U-Wert, der sich durch die Berücksichtigung angrenzender Wandregale an Teileflächen spürbar verkleinert (von um 1,7 auf um 0,8 $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$).

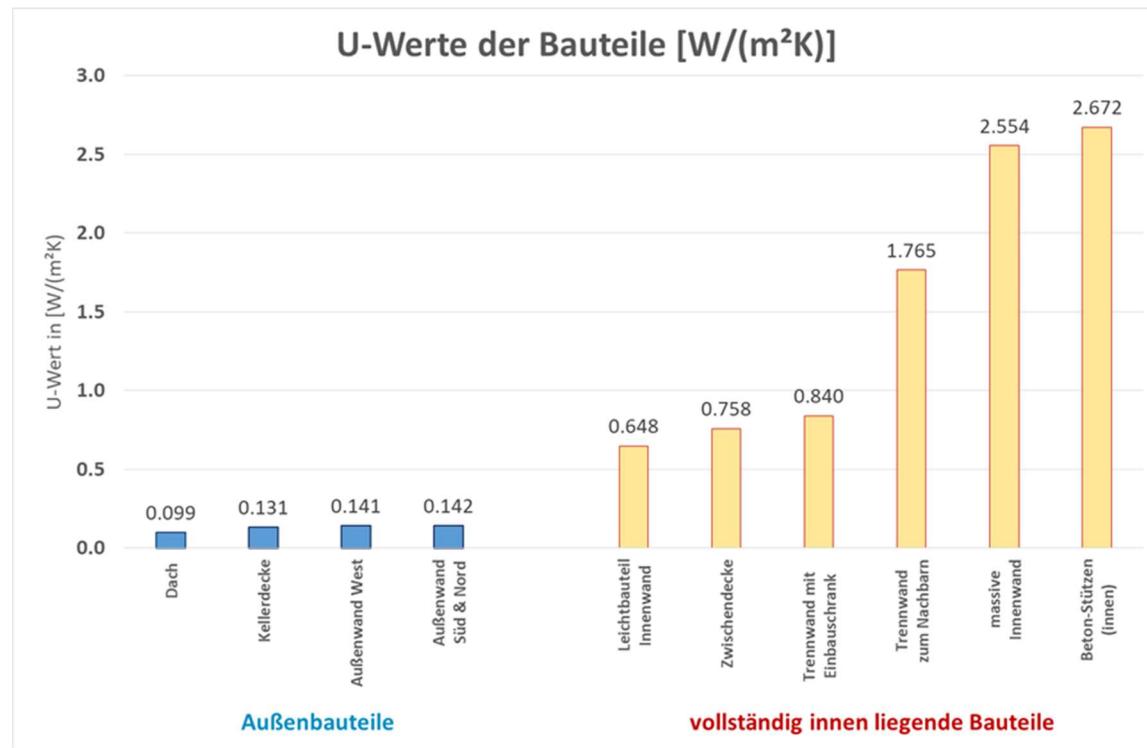


Abbildung 5: U-Werte [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$] der Decken- und Wandkonstruktionen im Modellgebäude.

Tabelle 4: Bauteile des Modellgebäudes und deren Konstruktion

Bauteilbezeichnung	STEG45	Stegträger, Dach			Bauteilbezeichnung	KELLD25	Kellerdecke		
Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]	Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]
Außenübergang		0,040		16,000	Übergang unten		0,17		
außen	0,015				Putz	0,010		1800	5,625
Hum/Holz	0,040	0,040	1000	20,010	Styropor	0,125	3,138	15	0,900
Holz	0,050	0,333	600	1,157	Styr/Beton	0,125	3,125	15	24,625
Mineralwolle 1	0,111	2,387	50	1,157	BTBeton Mitte	0,080	0,038	2500	48,800
Mineralwolle 2	0,111	2,387	50	1,157	Beton/Tritt	0,080	0,038	2500	24,544
Mineralwolle 3	0,111	2,387	50	1,157	Trittschalldämmung	0,040	0,727	20	13,488
Mineralwolle 4	0,111	1,529	50	1,157	Estrich	0,048	0,046	2000	13,344
Gipskarton	0,013	0,883	625	4,063	Parkettboden	0,022	0,169	800	11,739
Innenübergang		0,100			Übergang oben		0,170		

Bauteilbezeichnung	KS24&275	Außenwand West			Bauteilbezeichnung	KS17&275	Außenwand Nord+Süd		
Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]	Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]
Außenübergang		0,040			Außenübergang	0,040			
Außenputz	0,010		1530	5,599	Innenputz	0,010		1530	5,599
Styropor I	0,128	3,107	20	1,650	Styropor I	0,118	2,864	20	1,650
Styropor II	0,147	3,568	20	14,865	Styropor II	0,157	3,811	20	11,063
Kalksandstein I	0,060	0,055	1800	28,080	Kalksandstein I	0,044	0,040	1800	20,475
Kalksandstein II	0,060	0,055	1800	28,080	Kalksandstein II	0,044	0,040	1800	20,475
Kalksandstein III	0,060	0,055	1800	28,080	Kalksandstein III	0,044	0,040	1800	20,475
Gips	0,064	0,066	1400	15,405	Gips	0,048	0,051	1400	11,603
Innenoberfl.	0,011	0,033	1400	4,095	Innenoberfl.	0,011	0,033	1400	4,095
Innenübergang		0,130			Innenübergang		0,130		

Bauteilbezeichnung	INHOLZ	Innenwand - Leichtbau			Bauteilbezeichnung	GESCHD	Geschossdecke		
Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]	Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]
Übergang links		0,130			Übergang unten		0,100		
Gipskarton	0,002		625	2,416	DuennPutz			1800	35,900
Mineralwolle partiell	0,003	1,283	20	2,416	Beton unten	0,067	0,044	2500	30,500
Übergang rechts		0,130			BTBeton Mitte	0,067	0,032	2500	30,500

Bauteilbezeichnung	TRSCHR	Trennwand mit innenseitig vorgebautem Einbauschrank zum Nachbarn			Bauteilbezeichnung	TRKRAN	Trennwand zum Nachbarn		
Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]	Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]
Übergang links		0,130			Übergang links		0,130		
Gips	0,015		1400	5,460	Gips	0,015		1400	5,460
Kalksandstein I	0,060	0,071	1800	28,080	Kalksandstein I	0,060	0,071	1800	28,080
Kalksandstein II	0,060	0,055	1800	28,080	Kalksandstein II	0,060	0,055	1800	28,080
Kalksandstein III	0,060	0,055	1800	28,080	Kalksandstein III	0,060	0,055	1800	28,080
Kalksandstein IV	0,060	0,055	1800	28,080	Kalksandstein IV	0,060	0,055	1800	28,080
Gips	0,015	0,071	1400	25,399	Gips	0,015	0,071	1400	5,460
Schrank I	0,008	0,319	600	39,877	Übergang rechts		0,130		
Schrank II	0,220	0,319	600	19,939					
Innenübergang		0,130							

Bauteilbezeichnung	INW	Innenwand - massiv			Bauteilbezeichnung	BETON24	Beton-Stützen		
Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]	Materialbezeichnung	d [m]	R [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]	p [kg/m^3]	C [$\text{Wh}/\text{m}^2\text{K}$]
Übergang links		0,130			Übergang links		0,130		
Innen	0,016		2000	8,125	Beton I	0,048	0,023	2500	29,280
Kalksandstein I	0,031	0,033	2000	16,250	Beton II	0,048	0,023	2500	29,280
Kalksandstein II	0,031	0,033	2000	16,250	Beton III	0,048	0,023	2500	29,280
Kalksandstein III	0,031	0,033	2000	16,250	Beton IV	0,048	0,023	2500	29,280
Kalksandstein IV	0,016	0,033	2000	8,125	Übergang rechts		0,130		
Übergang rechts		0,130							

Für das Passivhaus wurde die Methode des wärmebrückenfreien Konstruierens entwickelt: die hier noch vorliegenden Wärmebrücken erhöhen den spezifischen Wärmeverlust gegenüber einem reinen Flächenmodell unter Verwendung von Außenflächen nicht bedeutend. Da das thermische Modell jedoch zur korrekten Abbildung des Strahlungsaustauschs mit den Innenoberflächen arbeitet, ergeben sich aus geometrischen Gründen vom Regelfall abweichende Wärmeströme – diese unvermeidbaren Wärmebrückeneffekte werden mit dem hier verwendeten Modell über eindimensionale Ersatzdarstellungen explizit berücksichtigt, um sämtliche Wärmeverluste realitätsnah zu erfassen (vgl. [Feist 1994c]). Tabelle 5 zeigt zwei Modell-Aufbauten als Wärmebrückenersatzbauteildarstellung der Modellzonen zur Außenluft und zum Keller.

Tabelle 5: Wärmebrückenersatzbauteile und deren wärmetechnische Eigenschaften

Bauteilbezeichnung	KS24&5	Kalksandstein Wärmebrückenersatzteil			Bauteilbezeichnung	KELLD2	Kellerdecke Wärmebrückenersatzteil		
Materialbezeichnung	d [m]	R [m²K/W]	p [kg/m³]	C [Wh/m²K]	Materialbezeichnung	d [m]	R [m²K/W]	p [kg/m³]	C [Wh/m²K]
Außenübergang		0,040			Übergang unten		0,170		
Putz	0,015		1800	8,363	Putz	0,010		1800	10,000
Styropor Mauer	0,050	1,250	35	15,863	Styropor	0,250	0,448	15	38,400
Mauer I	0,060	0,063	2000	31,200	Stahlbeton	0,160	0,038	2500	38,400
Mauer II	0,060	0,063	2000	31,200	Trittschalldämmung	0,030	0,038	20	38,400
Mauer III	0,060	0,063	2000	31,200	Estrich	0,048	0,750	2000	28,800
Im Putz	0,064	0,068	1400	16,965	Parkettboden	0,022	0,204	800	13,200
Innenoberfläche	0,011	0,014	1400	4,095	Übergang oben		0,170		
Innenübergang		0,130							

Zur modelltechnischen Berücksichtigung des Mobiliars innerhalb des Modellgebäudes wird das Bauteilelement „Holzmöbel“ konstruiert, über das exemplarisch unterschiedlich große Möbelstücke abgebildet werden. Da Bücherregale einen signifikanten Raum im Modellgebäude einnehmen, wird auch ein Bauteilelement „Buch“ in die Simulation integriert. Tabelle 6 gibt beide Aufbauten detailliert wieder.

Tabelle 6: Modell-Bauteile Möbel und Bücher

Bauteilbezeichnung	Buch	Buchregal			Bauteilbezeichnung	HOLZMOB	Holzmöbel		
Materialbezeichnung	d [m]	R [m²K/W]	p [kg/m³]	C [Wh/m²K]	Materialbezeichnung	d [m]	R [m²K/W]	p [kg/m³]	C [Wh/m²K]
Übergang links		0,130			Übergang links		0,130		
Papier			770	6,350	Holz I			600	3,148
Papier		0,347	770	2,000	Holz II		0,138	600	3,148
Papier		0,347	770	2,000	Übergang rechts		0,130		
Papier		0,347	770	6,350					
Übergang rechts		0,130							

4.2 Wärmeübergänge an Oberflächen

Die Wärmeübergänge aller Bauteilloberflächen werden im DYNBIL-Modell getrennt nach einem konvektiven und einem radiativen Anteil berechnet. Beide Prozesse sind dabei temperaturabhängig und berücksichtigen die Temperaturdifferenz zwischen der Oberflächen- und der Umgebungstemperatur.

Innere konvektive Wärmeübergänge α werden dabei über folgenden Ansatz bestimmt:

$$\alpha = \max \left(\frac{(T_{Ob} - T_{Umg})^{Exponent}}{N_{Konst} + N_{linear} * (T_{mittel})} ; \text{Festwert} \right)$$

Die Orientierungen der Flächen (vertikal, horizontal für Decken und alternativ für Böden) bestimmen den Wert der Parameter Exponent, Nkonst, Nlinear und Festwert.

Der konvektive Wärmeübergang an Außenoberflächen ist abhängig von der Windgeschwindigkeit und wird über folgenden empirischen Ansatz approximiert:

$$\alpha = v^{Exponent} / Nkonst$$

mit v = Windgeschwindigkeit in [m/s], Exponent = 0,8 und Nkonst = 5,6.

4.3 Kurzwellige Solarstrahlung und langwellige Strahlung

Die Verteilung der transmittierten kurzweligen Strahlung im Raum erfolgt anhand fester Verteilfaktoren und unter der vereinfachten Annahme einer ausschließlich diffusen Strahlungsausbreitung. Die Verteilfaktoren werden als zeitinvariant unabhängig vom aktuellen Sonnenstand (keine Richtungsverteilung der gerichteten oder reflektierten Strahlung) angesehen. Abbildung 6 zeigt die Verteilfaktoren im Modellgebäude für jede Modellzone. Der dominierende Anteil (etwa 56%) entfällt dabei auf die jeweilige Bodenfläche. Ca. vier Prozent der Strahlung wird nicht absorbiert und steht somit nicht als Wärmegewinn zur Verfügung und wird durch die Fenster zurückreflektiert.

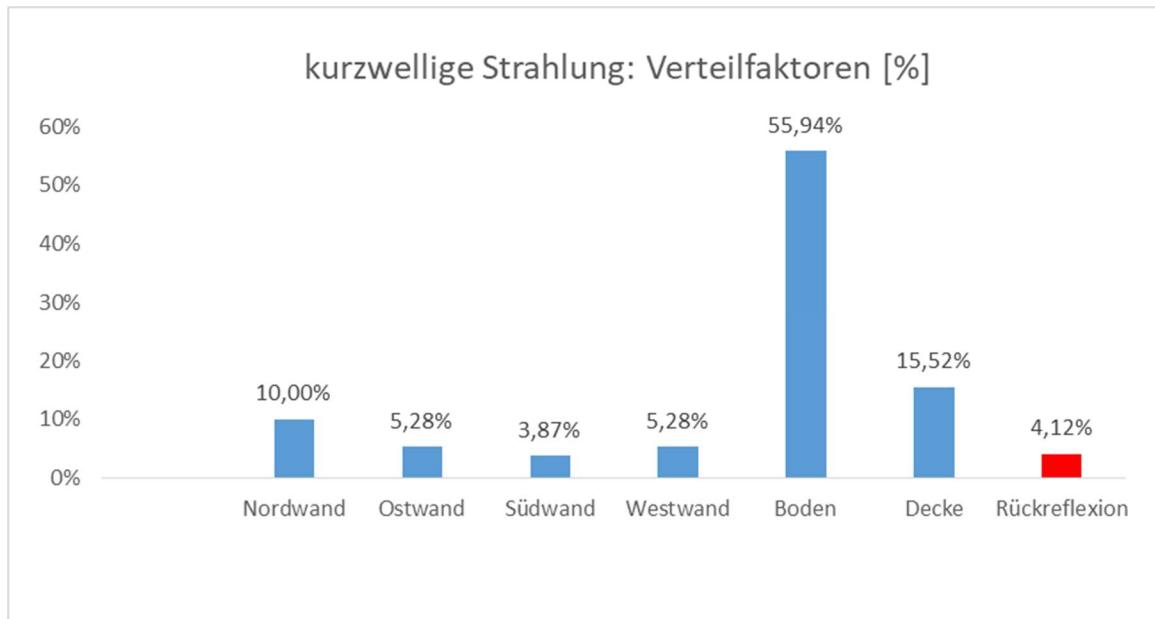


Abbildung 6: Verteilfaktoren [%] der kurzweligen Strahlung in jeder Modellzone. Ca. 4% werden durch die Fenster wieder zurückreflektiert und stehen im Raum nicht zur Verfügung.

Für den Absorptionsgrad für kurzwellige Solarstrahlung an den Außenwänden des Gebäudes wird der Standard-Literaturwert $a_{AW} = 0.4$ angesetzt. Für die Dachflächen beträgt dieser $a_{Dach} = 0.7$.

Als Emissionsgrad für die langwellige Wärmestrahlung an Oberflächen (außer den Verglasungen, die individuelle Werte ausweisen) wird der Wert $\varepsilon = 0.93$ angesetzt. Beide Ansätze werden im Kapitel 11 (Seite 146) noch eingehend in ihren Auswirkungen diskutiert.

4.4 Lüftungskonzept

Die Frischluftzufuhr im Modellprojekt wird über eine Lüftungsanlage mit hocheffizienter Wärmerückgewinnung garantiert. Balancierte Luftströme sorgen für einen ausgewogenen Abgleich zwischen Ab- und Zuluft-Massenstrom – die Balance wurde vor den jeweiligen Winterbetriebszuständen jeweils nochmals überprüft; da die Volumenströme permanent mit einem Staukreuz gemessen werden, ist auch der Zeitverlauf dokumentiert. Zulufträume sind Wohn- und Esszimmer im EG und die Wohn-, Arbeits- und Schlafräume im OG und DG. Abluft wird direkt aus den Sanitärräumen (EG-WC, Bad im OG und Dusche im DG) und der Küche zum Wärmerückgewinnungsgerät zurückgeführt. Dieses befindet sich im südlich gelegenen Keller außerhalb der thermischen Hülle. Das Kanalnetz ist aus metallischen Wickelfalzrohren zusammengesteckt. Abbildung 1 zeigt eine schematische Übersicht der Lüftung. Erkennbar sind die Außenluftansaugung am Glasvorbau auf der Nordseite und die anschließende Weiterleitung durch einen Kanalabschnitt im Erdreich, worüber

eine Vorerwärmung der Außenluft zur Vermeidung von Frostgefahren im Wärmeübertrager realisiert ist. Da die Zu- und Ablufttemperatur an der Eintrittsstelle der betreffenden Lüftungsrohre in die Wohneinheit gemessen wird, kann das Betriebsverhalten des Lüftungssystems von dem des Gebäudes entkoppelt betrachtet werden. Das Treppenhaus als Überströmzone wird über die Zulufräume mit Frischluft versorgt. Generell befinden sich in den Türblättern Überströmöffnungen. In den Messperioden dieser Studie sind die Innentüren allerdings dauerhaft geöffnet und sorgen so für einen hohen permanenten Luftaustausch zwischen den Zonen; das wird im Modell als eine freie Mischlüftung von 300 m³/h über die Innentüröffnung zwischen den zugehörigen Räumen behandelt.

Tabelle 7: Lüftungsmatrix

	von	Zuluft	Außen	WZ	KÜ	TRE	ESS	Kind_1	Kind_2	Bad	SZ	Schrank			DUS
nach		R11	R0	Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10	Z11	Z12
Zuluft	R11														
Außen	R0														
WZ	Z1														
KÜ	Z2														
TRE	Z3														
ESS	Z4														
Kind_1	Z5														
Kind_2	Z6														
Bad	Z7														
SZ	Z8														
Schrank	Z9														
AZ	Z10														
GZ	Z11														
DUS	Z12														

Sie sind Teil des modellierten Lüftungsmodells für das Gebäude, welches über eine Lüftungsmatrix (Tabelle 7) abgebildet wird. Neben den Modellzonen Z1 bis Z12 finden dabei auch die Reservoir-Zonen R-0 (Außenluft) und R-11 (Zuluft der Lüftungsanlage) Berücksichtigung. Für den Basisfall wird für die mechanische Lüftung ein Zuluftvolumenstrom von 100 m³/h verwendet (das entspricht dem Mittelwert der nur wenig streuenden Messergebnisse). Das Esszimmer ist über die Haustüröffnungen mit der Außenluft bei angenommenen 33 Öffnungen pro Tag verbunden. Gleichzeitig wird für einige Zonen über In- und Exfiltrationsleckagen ein Infiltrationswert von 2% des gemessenen n_{50} -Wertes von $n_{50} = 0,21 \text{ h}^{-1}$ angesetzt.

4.5 Fenster und Verschattungen

Zur Schaffung hoher passiv solarer Gewinne verfügt das Gebäude über insgesamt zehn hochwertige Fenster mit einer Dreischeiben-Wärmeschutzverglasung (3-fach-WSK). Der Großteil (6 Fenster = 73% der Gesamtfensterfläche) ist gen Süden ausgerichtet. Aufgrund einer dauerhaften Verschattungssituation (Kinderzimmer-1-Süd) und einem Fensteraustausch (Arbeitszimmer) wird im Simulationsmodell zwischen drei verschiedenen Verglasungsmodellen unterschieden (s. Tabelle 8). Für die Standard-Fenster ergibt sich laut messtechnischen Untersuchungen ein U_g -Wert von 0,811 W/(m²K). Aufgrund von erhöhter Verschmutzung wird der g-Wert mit 0,4694 angesetzt. Der Krypton-Füllgrad beträgt 86,2% bei Scheibenzwischenräumen von 8 mm Dicke und einer Low-e-Beschichtung mit einem Emissionsgrad von ca. $\varepsilon \approx 0,1$. Das neue Fenster im Arbeitszimmer hat einen deutlich höheren U-Wert (0,9965 W/(m²K)) bei einem gleichzeitig geringeren Krypton-Füllgrad und einen höheren g-Wert (0,5470). Das Fenster im Kinderzimmer-1-Süd zeichnet sich durch eine permanent geschlossene Jalousie aus, was im Modell durch einen geringen g-Wert abgebildet wird. Die Modelle verwenden Einzeldaten für Emissionsgrade jeder Oberfläche und berechnen die jeweiligen thermischen Modelle abhängig von den herrschenden Temperaturen in jedem Zeitschritt neu: die angegebenen U- und g-Werte ergeben sich aus diesen Modell für die Norm-Randbedingungen.

Tabelle 8: Verglasungseigenschaften im Gebäudemodell

	Bezeichnung	g-Wert [-] berechnet	U-Wert [W/m ² K] berechnet	Krypton-Füllgrad [%]	Scheibenzwischenräume [mm]
3-Scheiben-Wärmeschutz-Verglasung	3-FACH-WSK	0,4694	0,8116	86,6	8 / 8
3-Scheiben-Wärmeschutz-Verglasung Neu	3-FACH-WSK NEU	0,5470	0,9965	60,0	8 / 8
3-Scheiben-Wärmeschutz-Verglasung Jalousie	3-FACH-WSK Jalousie	0,0562	0,8110	86,6	8 / 8

Die Fensterausmaße (Glas- und Rahmenflächen) und dazugehörigen Verschattungsparameter wie Laibungen und Überstände wurden vor Ort vermessen (Messgenauigkeit ca. ± 5 mm) und sind in Tabelle 9 angegeben. Erhöhten Einfluss haben dabei die beiden Solarpanel-Überstände im Dachgeschoss auf der Südseite (Gast- und Arbeitszimmer). Über dem Haustür-Eingangsbereich (EG, Esszimmer im Norden) befindet sich der Glasvorbau mit einer hohen Verschattungswirkung. Der aufgeführte Reflexionsgrad bestimmt dabei den Reflexionsanteil der diffusen Strahlung für die Verschattungselemente. Horizontentfernungen und –höhen wurden ebenfalls messtechnisch erfasst und beschreiben die Strahlungs-beeinflussenden Objekte in der Umgebung des Modellgebäudes.

Tabelle 9: Fenstermaße und –eigenschaften im Gebäudemodell bei einer Messgenauigkeit von ca. ± 5 mm.

Zone				Aufbaubezeichnung	Glas-Fläche [m ²]	Verschattung [%]	Abstand links [m]	Abstand rechts [m]
1	Wohnen	EG	Süd	3-FACH-WSK	2,8763	35	0,280	0,280
		EG	Süd	3-FACH-WSK	2,8763	35	0,280	0,280
4	Essen	EG	Nord	3-FACH-WSK	2,7456	50	0,150	0,150
5	Kind-1	OG	Süd	3-FACH-WSK Jalousie	2,8763	50	0,280	0,280
6	Kind-1	OG	Süd	3-FACH-WSK	2,8763	8	0,280	0,280
8	Schlaf	OG	West	3-FACH-WSK	1,2288	0	0,280	0,280
		OG	Nord	3-FACH-WSK	1,5149	50	0,150	0,150
9	Schrank	OG	Nord	3-FACH-WSK	1,5149	50	0,150	0,150
10	Arbeit	DG	Süd	3-FACH-WSK NEU	3,6062	0	0,280	0,280
11	Gast	DG	Süd	3-FACH-WSK	3,6062	0	0,280	0,280

Zone	Tiefe links [m]	Tiefe rechts [m]	Abstand Überhang [m]	Tiefe Überhang [m]	Abstand Terrasse [m]	Tiefe Terrasse [m]	Entfernung Horizont [m]	Höhe Horizont [m]	Reflexion
1	0,520	0,520	0,620	0,890	0,18	4,3	42,5	10,8	0,4
	0,520	0,520	0,620	0,890	0,18	4,3	42,5	10,8	0,4
4	0,235	0,235	0,620	2,000	0,18	0,1	100,0	15,0	0,6
5	0,520	0,520	0,620	0,890	2,98	4,3	42,5	8,0	0,6
6	0,520	0,520	0,620	0,890	2,98	4,3	42,5	8,0	0,6
8	0,520	0,520	0,150	0,520	2,98	0,5	60,0	8,0	0,6
	0,235	0,235	1,000	0,300	2,98	0,1	100,0	8,0	0,6
9	0,235	0,235	1,000	0,300	2,98	0,1	100,0	8,0	0,6
10	0,520	0,520	0,429	1,820	5,78	4,3	42,5	5,2	0,6
11	0,520	0,520	0,429	1,820	5,78	4,3	42,5	5,2	0,6

Im DYNBIL-Fenstermodell (thermisches Modell) erfolgt die Berechnung des Wärmedurchgangs in den Scheibenzwischenräumen durch langwellige Strahlung und Konvektion in Abhängigkeit von den Oberflächentemperaturen. So bewirken hohe Strahlungsabsorptionen und hohe Scheibentemperaturen (wie in der Realität) einen höheren Wärmedurchgang. Im zweiten Teil des Fenstermodells wird der kurzwellige Strahlungsdurchgang ermittelt: unter Mehrfachreflexionen werden Transmission und Scheibenabsorption abhängig vom Einfallswinkel bestimmt.

5 Mess-Hardware, Kalibrierung und ausgewählte Messergebnisse

5.1 Eingesetzte Messtechnik

Die eingesetzte Mess- und Regelungstechnik hatte praktischen und wissenschaftlichen Anforderungen zu genügen. Im wissenschaftlichen Sinne galt es, eine hinreichend geringe Messunsicherheit zu realisieren. Die praktische Handhabung wiederum musste eine effiziente und zuverlässige Datenerfassung sicherstellen. Es wurde daher auf ein in früheren Projekten bewährtes System basierend auf M-Bus nach EN 13757 als Rückgrat der Datenerfassung zurückgegriffen, das nach Bedarf um zusätzliche Datenerfassungs-Systeme ergänzt wurde. Die Datenerfassung erfolgte in 10 Minuten-Intervallen über eine Software des PHI auf einem Einplatinen-Computer mit Linux Betriebssystem. Von dort wurden die Daten über eine DSL-Anbindung fortlaufend in eine zentrale Datenbank übergeben.

In die zentrale Datenbank wurden auch sämtliche mit eigenständigen Datenloggern erhobenen Daten eingespeist und standen so in einheitlicher Formatierung und Interpolation auf einheitliche Bezugszeitpunkte zur Auswertung zur Verfügung.

Tabelle 10: Übersicht der Messtechnikkomponenten für meteorologische Parameter

Bezeichnung	Produkt	Spezifikation	Signal/Bemerkung
Außenlufttemperatur & -feuchte	EE060	± 2.5 % r.F., ± 0.3 K	Analog auf ADC, mit Strahlungsschutz und Aspirator
Globalstrahlung	Kipp&Zonen SMP10A #184234	310 bis 2800 nm, kalibriert 04/2018	Analog auf ADC
Globalstrahlung Kardinalrichtungen vertikal	NES, SOZ-03, # 2245, # 2246, # 2247, # 2248	0...1200 W/m ²	Temperaturkompensiert, Analog auf ADC
Langwelliger Strahlungsaustausch	Kipp&Zonen SGR4A, #180034	4.5 bis 42 µm, kalibriert 04/2018	Analog auf ADC
Luftdruck, Meereshöhe	Thies Clima, Anaeroid Dosesatz	± 0.5 hPa	Datenquelle HLNUG

Tabelle 11: Übersicht der gebäudeintern eingesetzten Messtechnikkomponenten

Bezeichnung	Produkt	Spezifikation	Signal
Referenz Lufttemperatur & Luftfeuchte	AMR, FPAD 36-3	± 1.0 % r.F., ± 0.1 K	Digital, Logger
Lufttemperatur & Luftfeuchte Lüftungssystem	THI, Cma11 Mod. PHI Sensirion SHT85	± 1.8 % r.F., ± 0.1 K	Digital, M-Bus
Lufttemperatur & Luftfeuchte Raumluft	THI, Cma11 / Sensirion SHT30	± 2% r.F., ± 0.2 K, nachkalibriert	Digital, M-Bus
Lufttemperatur & Luftfeuchte Raumluft Nachbar	Relay, RelAir ICS / Sensirion SHT30	± 2% r.F., ± 0.3 K, nachkalibriert	Digital, wM-Bus
Raumlufttemperatur-Schichtung	PHI, NiCr/Ni Thermoelement-Kette	± 0.2 K absolut ± 0.1 K Differenzen untereinander	Digital, Logger
Lufttemperatur & Luftfeuchte Raumluft & CO ₂ Raumluft	E+E, Humlog20 TCO	± 2% r.F., ± 0.3 K, nachkalibriert, ± (50 ppm +3 % vMw)	Digital, Logger
Weitere Stützpunkte Raumtemperatur	Netatmo	± 0.3 K nachkalibriert Digital, Logger	Digital, Logger
Oberflächentemperatur Verglasung	PHI, NiCr/Ni Thermoelement-	± 0.3 K absolut	Digital, Logger
Temperatur Wandaufbau Außenwand	PHI, Pt100	± 0.3 K absolut	Analog, ADC, M-Bus
Wärmestrom Außenwand	Phymeas-Wärmestrom-Messplatte	5% des Messwertes bei 1 mV zu 1.8 W/m ²	Analog-Spannung, gemessen über ADC-Logger
Temperatur Warm-/Kaltwasser	PHI, Pt100	± 0.3 K	Analog, ADC, M-Bus
Temperatur Spülkästen WC	ONSET, HOBO Pendant® MX	< ± 0.5 K, nachkalibriert	Logger
Schalttemperatur Widerstandsheizung	PHI, Globethermometer	± 0.2 K	Radiometrisch mit 2 kΩ 0.01% Referenz, 15 bit, Logger

	$\varnothing 70 \text{ mm}$, Pt1000 1/3 DIN B		
Elektrische Energie	NZR, EC S85	Klasse B +/- 2%	5000 Imp/kWh, Digital, M-Bus
Elektrische Energie	Permundo Smartplug PSC234	+/- 5%	Digital, EnOcean, Logger
Einschaltzeiten Beleuchtung	PHI	Ein/aus-Signal	Digital, Logger
Einschaltzeiten Widerstandsheizung	PHI	Ein/aus-Signal	WiFi, Logger
Kochgasmenge	Balgen-Gaszähler	-	200 Imp/m³, Digital, M-Bus
Wasser-Volumina	Wasseruhren, versch. Hersteller	$\pm 10\% \dots 4\% \text{ je nach Durchfluss}$	Pulsausgang, Digital, M-Bus

Die Anwesenheit von Personen wurde raumgenau und mit Minuten-Auflösung durch manuelle Protokollierung erfasst und anschließend digitalisiert.

5.2 Abgeleitete Größen: Solare Einstrahlung auf Bauteilflächen

Die am Gebäude erhobenen Wetterdaten wurden um Luftdruck-Messwerte aus dem Messnetz des Hessischen Landesamtes für Naturschutz, Umwelt und Geologie [HLNUG] ergänzt. Damit wurde eine verbesserte Abschätzung der Luftmasse zur Auswertung der kurzweligen Strahlung mit Hilfe eines Himmelsmodells nach [Perez/Ineichen 1990] ermöglicht. Dieses lässt eine Aufteilung der gemessenen Globalstrahlung auf die Horizontale in direkte Strahlung und verschiedene Diffus-Komponenten zu, welche als Eingangswerte für die dynamische Gebäudesimulation mit DYNBIL verwendet werden.

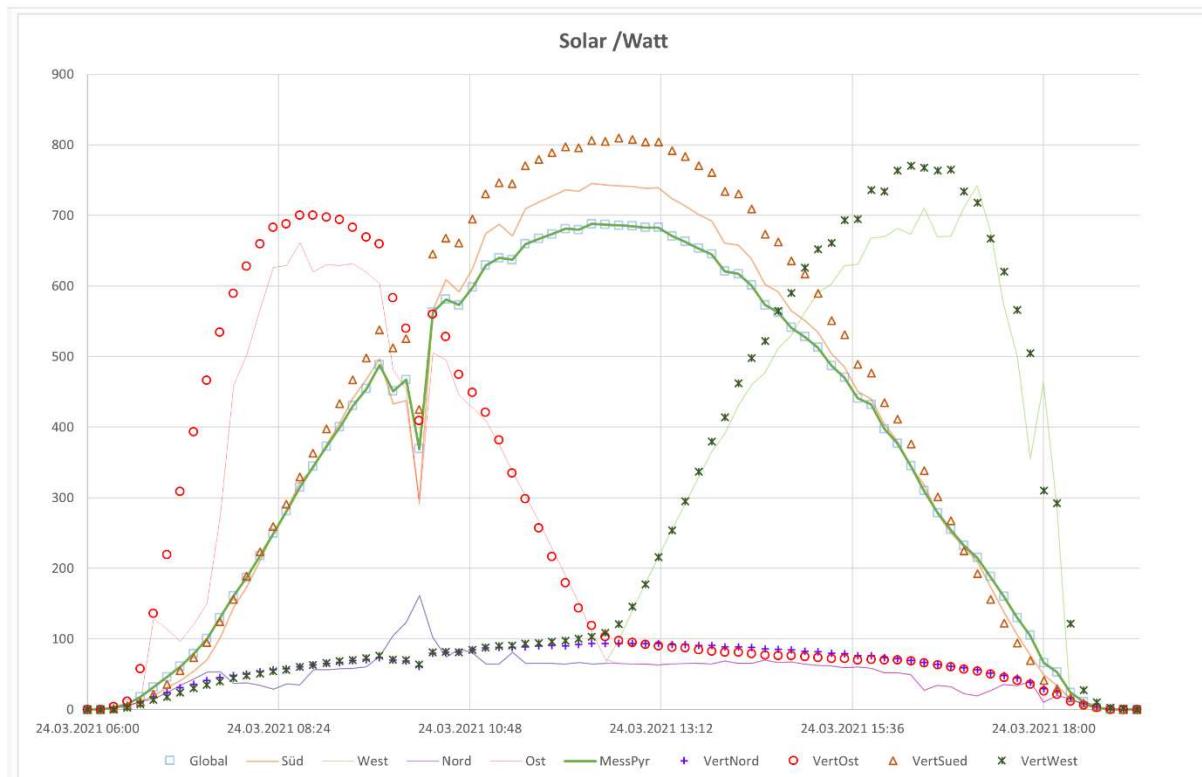


Abbildung 7: Strahlungsintensität auf vertikale Flächen in Kardinalrichtungen und die Horizontale, Vergleich von Mess- und Rechenwerten.

Eingesetzt wurde eine freie, quelloffene Implementierung des Himmelsmodells in Python der Sandia National Laboratories, [pv_lib].

Ein Vergleich der Rechenwerte für die Einstrahlung auf die vertikalen Flächen in Kardinalrichtungen, gewonnen auf Basis der Strahlungs-Komponenten aus dem Himmelsmodell, mit den am Objekt gewonnenen Messwerten zeigte im Rahmen der Messgenauigkeit und der nicht homogenen spektralen Empfindlichkeit der eingesetzten besonders kalibrierten und temperaturkompensierten PV-Zellen eine gute Übereinstimmung und sicherte das Vorgehen empirisch ab.

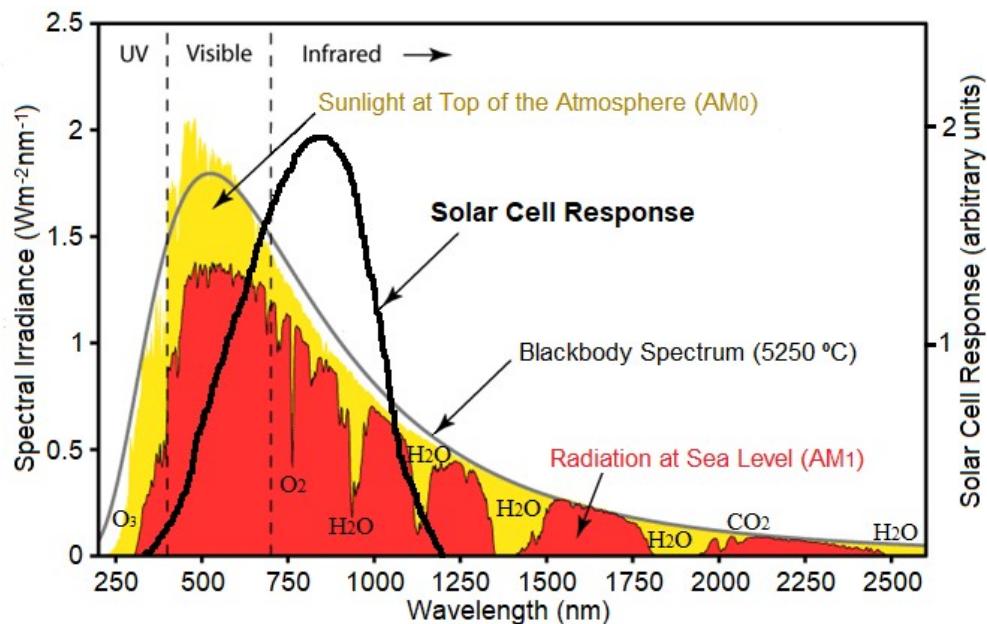


Abbildung 8: Spektrale Empfindlichkeit typischer Si PV-Zellen gegenüber dem Spektrum des Sonnenlichts (Abb.: [Figueiredo 2019]).

Die Atmosphärische Gegenstrahlung wurde über die Taupunkt-Temperatur der Luft abgeschätzt und mit den Messwerten des Pyrgeometers verglichen. Verwendet wurden für das Objekt Kranichstein die Messwerte, der Vergleich bestätigte jedoch ein weiteres Mal die ausreichend gute Übereinstimmung der Abschätzung. Insoweit solche Messwerte nicht zur Verfügung stehen, kann dies eine wertvolle Absicherung des Vorgehens werden. Über das Stefan-Boltzmann Gesetz kann die Gegenstrahlung auch als mittlere Himmelstemperatur angegeben werden, was für einen einfachen graphischen Plausibilitätstest hilfreich ist (vergl. Abbildung).

Als letzte nicht direkt gemessene Randbedingung wurde eine Abschätzung der ungestörten Bodentemperatur in 2 m Tiefe vorgenommen. Die Bodentemperatur folgt hier, gedämpft und phasenverschoben, der Anregung durch den Gang der gemessenen Lufttemperatur.

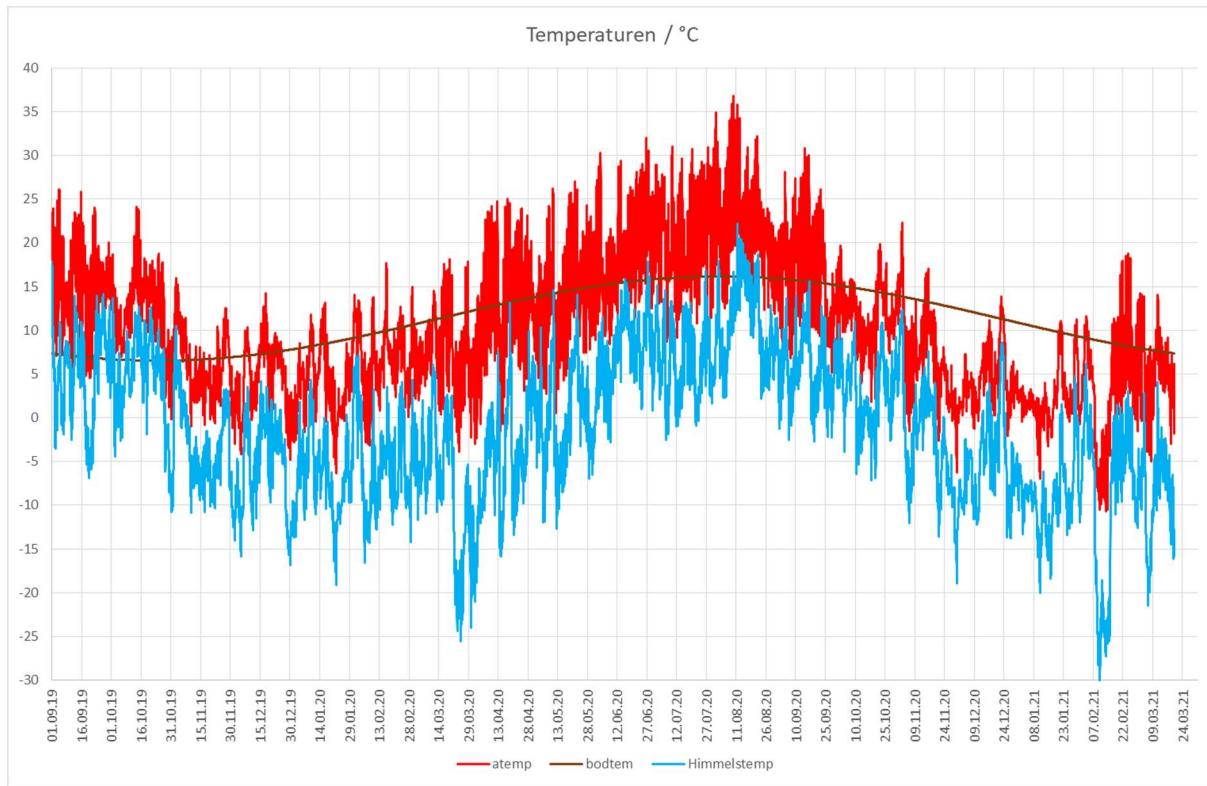


Abbildung 9: Auf Basis der Außenlufttemperatur berechneter Gang der ungestörten Bodentemperatur in 2 m Tiefe sowie die über den Taupunkt der Außenluft abgeschätzte Himmelstemperatur.

5.3 Raumtemperaturmesswerte; Vergleich Messsysteme

Als Grundlage dieser Studie werden (sofern nicht anders gekennzeichnet) die Messdaten aus dem m-Bus-Messsystem verwendet. Aus einem vorausgehenden Forschungsprojekt [Feist 2022] gab es in den ersten Monaten dieser Untersuchung eine weitere, unabhängige Messung von Raumtemperaturen in einigen Räumen mit meist nahezu gleichen Messorten (± 20 cm in alle Richtungen) mit „Humlog“-Sensoren. Diese waren vor den Aufzeichnungen im Oktober 2016 kalibriert worden.

Die Kalibrierungen lassen eine Messgenauigkeit von um ± 0.25 K jeder der beiden Messsysteme erwarten.

Abbildung 10 zeigt für vier beispielhafte Räume den Vergleich zwischen den Messungen mit den Humlog-Sensoren (Linien; auch erkennbar durch die geringere Temperatur-Auflösung der Messwerte) und den m-Bus-Temperatursensoren (Symbole). Die m-Bus-Sensoren reagieren offenbar etwas flinker auf Temperaturänderungen. Im Raum DG-SW (Arbeit) gibt es außerdem eine regelmäßige zusätzliche Temperaturerhöhung bei den Humlog-Messwerten am späten Abend. Dies deutet auf eine lokale einige zehntel Grad wärmere Luftströmung hin, die der etwas

näher zur Türöffnung montierte Sensor (unterschiedlich zum m-Bus-Sensor) mitbekommt. Insgesamt liegen die gemessenen Raumtemperaturen beider Messsysteme in jeweils gleichen Räumen allerdings durchgehend innerhalb eines Bandes mit ± 0.25 K.

Dieser Vergleich zeigt, wie mit sorgfältig kalibrierten und platzierten Sensoren Raumtemperaturen im Bereich der hier gewünschten Genauigkeit (± 0.25 K) gemessen werden können. Er macht zugleich deutlich, dass wesentlich höhere Messgenauigkeiten wegen (durchaus auftretender) lokaler Luftströmungen und unterschiedlicher Bedingungen bzgl. der langwelligen Strahlung nur schwer zu realisieren sind. In Abschnitt 7.3 (Seite 101) gehen wir auf die Messung der Raumtemperaturen noch näher ein.

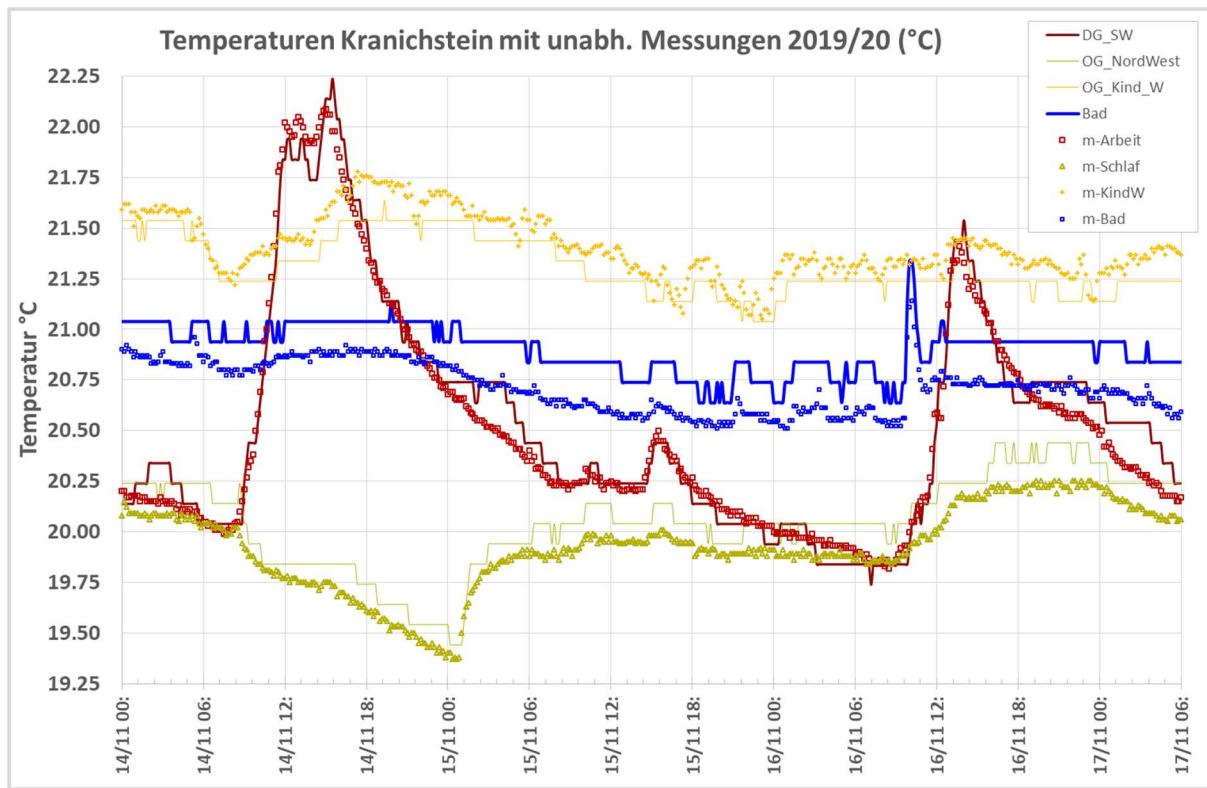


Abbildung 10: Temperaturen Kranichstein; Vergleich unterschiedlicher Sensoren in den Räumen (DG-SW: Humlog-Sensor Arbeitszimmer; m-Arbeit: m-Bus-Sensor Arbeitszimmer; OG-NordWest: Humlog-Sensor Schlafzimmer; m-Schlaf: m-Bus-Sensor Schlafzimmer; OG-KindW: Humlog-Sensor Kinderzimmer West; m-KindW: m-Bus-Sensor Kinderzimmer West; Bad: Humlog-Sensor Bad (OG); m-Bad: m-Bus-Sensor Bad)

6 Methodik des Messung-/Simulationsvergleichs

„Gebäude sind nutzergesteuerte technische Systeme“ [Lundgren 1989]

Die bedeutendste praktische Anwendung der thermischen Gebäude-Simulation ist prognostisch: Wir wollen bereits vor der Errichtung eines Gebäudes wissen, wie sich dieses in der Nutzung thermisch und energetisch verhalten wird. Nun wird dieses Verhalten jedoch außer (1) vom Gebäude (inkl. seines technischen Systems, z.B. der Heizung) auch noch von zwei weiteren Einflüssen stark bestimmt

(2) vom Verhalten der Nutzer in diesem Gebäude

(3) von äußereren Einflüssen, wie z.B. dem Wetter, aber auch der Vegetation der Umgebung und z.B. parkenden Fahrzeugen.

Wir werden in diesem Beitrag herausarbeiten, welche jeweiligen Einflussgewichte diese drei wesentlichen Einflussgruppen haben und in welchem Rahmen und mit welcher Genauigkeit die gewünschten Prognosen gemacht werden können.

Letztlicher Maßstab für die Güte solcher Simulationen ist das Ausmaß, mit dem prognostizierte Eigenschaften tatsächlich im konkreten Gebäude mit den Simulationsergebnissen übereinstimmen. Dies zu prüfen, dazu bedarf es gemessener Ergebnisse in realen Gebäuden unter realen Nutzungsbedingungen.

Es gibt methodisch unterschiedliche Ansätze, die Validität der Simulationsmodelle zu prüfen:

- Mittels validierter physikalischer Prozessgleichungen, u.a. aus der Thermodynamik und der Gleichungen für den Wärme- und Stofftransport in Festkörpern und Fluiden. Die Validierungen der betreffenden Gleichungen kann hier an anderer Stelle (z.B. im Labor) und an ganz anderen Systemen erfolgen. Wir nennen dies die „labor-physikalische Validierung“. Viele der für das Gebäudemodell verwendeten Algorithmen beruhen auf solchen über Jahrzehnte validierten physikalischen Gleichungen und weisen daher eine hohe Zuverlässigkeit auf. In [Feist 1994c] wurde diese Methode bereits für die grundlegende Validierung der in der Simulation verwendeten Algorithmen eingesetzt. Die Erwartung, dass auf diesem Weg eine gute Prognose des Gebäudeverhaltens möglich ist, war hoch. Die Planung des hier in der Folge analysierten Bauprojektes erfolgte unter Anwendung der Simulationsmethoden, die ebenda beschrieben und labor-physikalisch validiert wurden. Diesen Weg gehen wir in dieser Publikation ausdrücklich nicht, es gibt dazu eine Fülle von Literatur und umfassende, in den sorgfältig durchgeföhrten Arbeiten sehr genaue Bestätigungen der Validität der grundlegenden physikalischen Gleichungen [Pfluger 2014][Ochs 2022].

- b. Mittels gemessener Zeitreihen von charakteristischen thermischen Größen in gebauten und genutzten Gebäuden, die mit den Ergebnissen der zugehörigen Simulation (die in diesem Fall eine numerische Berechnung unter den gegebenen Randbedingungen sein wird) verglichen werden: Der Feldversuch unter konkreten Praxisbedingungen. Dafür bedarf es einer Vielzahl sorgfältig gemessener thermischer Größen im betreffenden Objekt, welche für die Validierung in zwei Gruppen aufgeteilt werden: Eine erste, welche als Randbedingungen der Simulation verwendet werden (das sind z.B. meist die Daten der Wetteraufzeichnung wie Außentemperatur und Solarstrahlung aber auch Größen, die charakteristisch für das Verhalten der Nutzer sind). Sowie einer zweiten, die die Reaktion des Gebäudes auf die gegebenen Randbedingungen kennzeichnen. Das können z.B. die Temperaturen sein, die sich tatsächlich in den Räumen und den Bauteilen des Gebäudes einstellen. Dieser Weg ist es, den wir mit den Untersuchungen in diesem Forschungsprojekt gehen – er erlaubt es, die Validität der Simulationsmodelle in praktisch auftretenden Situationen im Feldversuch zu prüfen; natürlich nur für die jeweils bei den konkreten Nutzungen vorliegenden Randbedingungen. Weil wir hier aber über 2 Jahre Messdaten auswerten und zwei extrem unterschiedliche Betriebsweisen der Heizung im Feld aufzeichnen, umfasst der gemessene Datensatz eine sehr große Zahl praktisch auftretender Bedingungen und erlaubt daher einen weitgehenden Erkenntnisgewinn.
- c. Mittels statistischer Auswertungen in einer großen Vielzahl weitgehend baugleicher, aber von unterschiedlichen Nutzern bewohnter Gebäude, bei denen sich die Streuung des Nutzerverhaltens weitgehend herausmittelt: Die Methode der Verbrauchsstatistik. Diese Methode wurde in zahlreichen gut dokumentierten Siedlungsprojekten angewendet ([Lundström 1986], [Lundgren 1989], [TID 1988], [Feist 1997b], [Pfluger 2001], [Ebel 2001], [Peper 2001], [Peper 2002], [Reiß/Erhorn 2003], [Peper 2004]. In [Johnston 2020] gibt es eine zusammenfassende Studie in der Übersicht solcher Feldversuche zur Verbrauchsstatistik. Diese weisen der Natur menschlichen Verhaltens folgend in der Regel hohe Streuungen auf, die jedoch im Mittel über sehr viele Einzelobjekte annähernd zu einer Normalverteilung mit einem statistisch eingrenzbaren Mittelwert führen. Untersuchungen in dieser Methodik sind in der Lage, sowohl das Ausmaß der Nutzerstreuung als auch ein plausibles „typisches mittleres Nutzerverhalten“ zu bestimmen. Auch diese Methodik wenden wir in dieser Publikation ausdrücklich nicht an. Allerdings greifen wir in einem Kapitel über „Einflüsse von veränderten Nutzungsbedingungen“ die aus den Studien zur Verbrauchsstatistik gewonnenen Leitplanken für unterschiedlich extreme Nutzungsbedingungen auf.

Unsere Methode hier ist somit der *Feldversuch unter konkreten Praxisbedingungen*. Das dabei verwendete Gebäude ist für eine solche Untersuchung sehr gut geeignet:

- Es liegen sorgfältig dokumentierte Detailpläne aller relevanten Bauteile inkl. Wärmebrücken und Anschlussdetails und der technischen Systeme vor.
- Die Materialeigenschaften der relevanten Bauteile sind im Objekt gerade 5 Jahre vor Beginn der Messungen einem Feld- und Labortest unterzogen worden, bei denen z.B. die Wärmeleitfähigkeit einiger Dämmstoffe und die aktuellen *U*-Werte der Verglasungen gemessen wurden [Feist 2020].
- Das Objekt ist bereits mit einer Messdatenerfassung ausgestattet, welche zeitlich aufgelöste und genaue Aufzeichnungen relevanter Kenngrößen und Randbedingungen erlaubt.
- Die Nutzer des Gebäudes haben eingewilligt, auch nutzungsspezifische Größen über den Zeitraum des Projektes aufzuzeichnen und insbesondere Personenaufenthaltszeiten räumlich aufgelöst zu protokollieren. Selbstverständlich werden diese Daten in dieser Publikation anonymisiert.

Die *baulich-technischen Eigenschaften* des Gebäudes werden in „thermische Gebäudehülle“ (Kapitel 4) beschrieben und dort wird auch dargestellt, wie diese bei der Erstellung des Gebäudemodells einfließen. Weitere physikalische Eigenschaften des Systems lassen sich weniger gut mit hoher Genauigkeit messtechnisch erfassen bzw. nur unter sehr hohem Aufwand (z.B. die konvektiven Wärmeübergänge an Außenoberflächen in Abhängigkeit von Windrichtung und Windgeschwindigkeit). Für diese Parameter müssen Ansätze aus der Literatur verwendet werden; welchen Einfluss eine veränderte Wahl solcher Parameter auf die Ergebnisse hat, wird in einem gesonderten Kapitel (→ 9) untersucht. Wo immer es keine starken Hinweise auf eine Sondersituation gibt, haben wir für solche Parameter die aus der internationalen Fachliteratur bekannten durchschnittlichen Werte für den Basisfall der Simulation angenommen. Abweichungen werden jeweils dokumentiert und begründet. Ähnliches gilt für nicht durch Labormessungen bestätigte Materialeigenschaften: Z.B. wurden weder die Wärmeleitfähigkeit des Betons in den Geschossdecken noch die thermischen und solaren Absorptionsgrade von Wandbeschichtungen nachgemessen, sondern für den Basisfall zunächst fachgebietsübliche Ansätze gemacht; der Einfluss von Veränderungen bei solchen Größen wird ebenfalls in Kapitel (→ 9) innerhalb der vorliegenden Grenzen überprüft.

Alle, auch die genauer im Labor gemessenen Bauteileigenschaften, sind immer nur innerhalb von Messgenauigkeitsgrenzen bekannt. Das gilt selbst für Größen wie die Flächen der transparenten Fensterverglasungen. Im vorliegenden Fall wurde dazu eigens ein systematisches Aufmaß der real im Objekt 2019 vorgefundene

Abmessungen durchgeführt – welche durchaus quantifizierbare Abweichungen zu den Plangrößen aufweisen. Für das Gebäudemodell wurden die Werte des tatsächlichen Aufmaßes verwendet. Abweichungen, die sich durch fehlende Übereinstimmung von Abmessungen in den Plänen vom tatsächlich gebauten Objekt ergeben, werden ebenfalls in einer Parameterstudie untersucht; im Einzelfall kann es dabei nach unseren Ergebnissen durchaus zu signifikanten Abweichungen kommen; für die Verbrauchsstatistik über viele Objekte mitteln sich auch solche Abweichungen letztlich heraus, sofern es keine systematischen Unterschiede gibt (z.B. systematisch aus steuerrechtlichen Gründen abweichend plandokumentierte Flächen bzw. systematisch angesetzte niedrigere Rahmenanteile bei Fenstern u.v.a.m.). Für unsere Untersuchung versuchen wir, den Einfluss solcher Abweichungen möglichst gering zu halten, indem, wo immer bekannt, die am Objekt gemessenen Größen verwendet werden.

Die Messwerte werden aus den Aufzeichnungen der Datenerfassung (vgl. Kapitel → „Messsystem“) entnommen. In der Regel sind dies Messwerte in einem 10-Minuten-Raster; für die meisten Größen liegen die Messwerte geschlossen über einen Zeitraum von zwei Jahren vor. Alle Sensoren wurden im Labor oder im Feld kalibriert. Die verbleibenden Messabweichungen sind von diesen Kalibrierungen her bekannt.

Für die Validierung werden die Messwerte in die beiden Gruppen „Randbedingungen der Simulation“ und „Größen zur Validierung der Simulation“ aufgeteilt. Dies kann in unterschiedlicher Weise erfolgen. Zwei mögliche Gruppierungen werden hier eingesetzt

1. Verwende die gemessenen Leistungsgrößen (p für power) als Randbedingungen („in“) und die sich daraus ergebenden Temperaturentwicklungen in den Räumen und ausgewählten Bauteilen zum Vergleich mit der Simulation (T für ‚temperature‘) („out“). Wir nennen dies „power-in / temperature-out“ oder kurz „p-in/T-out“-Methode.
2. Verwende die Temperaturgrößen als Randbedingungen und die sich daraus ergebenden Heiz- oder Kühlleistungen als Ausgabe- und Vergleichsgrößen („T-in/p-out“-Methode). Dabei werden aber immer noch die Leistungen der inneren Wärmequellen als Eingabegrößen verwendet. Diese Methode ist näher an der „Prognose-Aufgabe“, für welche die Simulation letztlich überwiegend verwendet wird – jene allerdings natürlich ebenfalls mit prognostizierten Temperaturen (bzw. deren Sollwerten). Auch die für die Solltemperatur benötigten Ansätze bringen wieder zusätzliche potentielle Abweichungen, die in einem weiteren Kapitel diskutiert werden.

Überwiegend haben wir innerhalb dieses Projektes die erste Methode p-in/T-out eingesetzt: Sie hat den Vorteil, dass sie dynamisch stabiler ist als die umgekehrte Aufteilung; regelmäßig sind die Leistungen proportional zu Zeitableitungen der

Temperaturrentwicklung (approximiert durch $\Delta T/\Delta t$; T Temperatur, t Zeit). Naturgemäß sind Differenzen von Messgrößen mit den höchsten Messabweichungen ausgestattet (Fehlerfortpflanzung); daher ist die „T-in/p-out“-Methode mit einer signifikant vergrößerten Streuung versehen, da sie die Messabweichungen verstärkt. Ganz besonders ausgeprägt kann dies sein, wenn unterschiedliche Thermostat-Sollwert-Setzungen in thermisch stark gekoppelten Räumen vorliegen: Auch bei kleinen Messabweichungen der IST-Wert-Aufnehmer können sich dann hohe Wärmeströme über die Kopplung der Räume einstellen, die die Leistungsabgabe der Heizfläche im Raum mit der höheren Temperatur additiv erhöhen und im anderen Raum zugleich um den annähernd gleichen Betrag verringern. Diese Effekte können einen Vergleich nach der Methode 2 stark erschweren.

Für die Prognose-Aufgabe stellt sich zusätzlich die Frage, welche Sollwerte für die Raumtemperaturen verwendet werden sollen. Diese Frage ist nur aus statistischen Erhebungen mit einer größeren Zahl unterschiedlicher Nutzer aufzuklären; auch hierzu gibt es einige Literatur; diese Frage ist nicht zentraler Gegenstand der hier vorliegenden Untersuchung. Allerdings werden dazu hier auch wiederum Parameterstudien durchgeführt, um den möglichen Einfluss dieser Einstellungen zu bestimmen.

Auf dem beschriebenen Weg waren wir in der Lage, die Einflüsse aus verschiedenen Bereichen klar zu trennen und ihre jeweilige Bedeutung zu ermitteln. Ein weiteres Kernergebnis der Analyse sind Aussagen zur Validität von verwendeten Simulationsmodellen. Daraus kann der Einfluss evtl. methodischer Mängel bestimmt werden – und dann bei künftigen Simulationen klein gehalten werden.

7 Die Randbedingungen der Simulation

7.1 Temperaturen in angrenzenden Zonen

Das Reihenendhaus hat wärmeübertragende Flächen nicht nur zur Außenluft:

- Ein Reihenmittelhaus gleicher Bauweise schließt im Osten an (genannt „Nachbarhaus“). Hier gibt es eine massive Trennwand (24 cm Kalksandstein, beidseits verputzt), die einen vergleichsweise hohen U-Wert aufweist ($1.77 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ vgl. Gebäudemodell). Andererseits sind die Temperaturdifferenzen zum Nachbarhaus nicht besonders hoch und streuen auch wenig: Die Temperaturen dort wurden an 3 Orten gemessen und daraus eine Temperaturverteilung im Nachbargebäude in den jeweils angrenzenden Räumen bestimmt. Diese Temperaturen gehen als Randbedingungen 1. Art in die Simulation ein (als Zeitreihe vorgegebener Temperaturen): Sie werden als Reservoir-Temperaturen der Reservoir-Zonen R-5 bis R-10 bezeichnet.
- Das Gebäude ist vollständig unterkellert. Wir unterscheiden zwei Kellerzonen: Reservoir R-3 (Keller Süd) und Reservoir R-4 (Keller Nord). Der Südkeller ist ein sich über die Länge des Gesamtgebäudes erstreckender, offener Bereich mit Waschküche, Trockenräumen und Lagerräumen. Hier befinden sich auch die vier Lüftungs-Wärmerückgewinnungsanlagen. Der Nordkeller ist als Privatkeller abgetrennt und geschlossen; er weist einen deutlich abweichenden Temperaturverlauf auf. Im Nordkeller befindet sich auch der Hauptteil der Messdatenerfassung. Die Temperaturverläufe in den Kellern werden ebenfalls als Randbedingung in der Simulation verwendet – die Kopplung an den Keller ist ziemlich schwach, weil die Kellerdecke sehr gut gedämmt ist (U -Wert Kellerdecke $0.131 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) und sorgfältig auf die Vermeidung von Wärmebrücken geachtet wurde (thermische Trennung des aufsteigenden Mauerwerks).
- Die Temperaturen der vier Luftvolumenströme der Wohnungslüftungsanlage wurden ebenfalls aufgezeichnet – dies erlaubt einerseits eine genaue Analyse der Effizienz des Gerätes und andererseits die Verwendung der gemessenen Zuluft-Temperatur und -Feuchte für den Enthalpiestrom der mechanischen Lüftung (Reservoirzone R-11). Die Außenluft wird vor dem Lüftungsgerät durch einen Erdwärmeübertrager vorkonditioniert und nimmt dabei in etwa die gerade bestehenden Erdreich-Temperaturen an.

Abbildung 11 zeigt den Verlauf der gemessenen Reservoir-Temperaturen. Die Temperaturen R-5 bis R-10 im Nachbarhaus wurden erst ab 28.11.2019 gemessen. Für den zeitlichen Vorlauf der Simulation wurden sie um Mittelwerte des entsprechenden Zeitraums im Folgejahr ergänzt. Der ergänzte Zeitabschnitt liegt vor den für die Validierung benutzten Zeiträumen – der Vorlauf wird aber benötigt, um für den Beginn des Vergleichszeitraums nach Einschwingen der Bauteiltemperaturen möglichst gut zutreffende Anfangsbedingungen zu erhalten. Da die Temperaturen im Nachbarhaus sich in diesem Zeitraum nur wenig von denen im Messgebäude unterscheiden (weder im Jahr 2019 noch im Folgejahr), ist der Fehlereinfluss durch diese Ergänzung nicht hoch. Mit z.B. der Annahme einer adiabaten Randbedingung zum Nachbarn würde sich allerdings eine höhere Abweichung ergeben.

Die Temperaturen im Nachbarhaus liegen in den relevanten Winter-Zeiträumen in einem Bereich zwischen 19°C und 22°C. Im Winter sind sie in der Regel geringfügig (etwa 1 K) niedriger als im Messobjekt. Da die Wohnungstrennwand einen vergleichsweise geringen Wärmedurchgangswiderstand aufweist (ungedämmte 24 cm massive Kalksandsteinwand) ergeben sich hier nicht vernachlässigbare Wärmeströme zum Nachbarhaus (in einem Bereich von rund 100 Watt). Im Vergleich zu den Wärmeverlusten nach außen sind diese jedoch nicht dominant (etwa eine Größenordnung geringer). Für die Güte der Vergleichsrechnungen ist es daher wichtig, diese Wärmeströme möglichst korrekt mit zu simulieren; die potentielle Messabweichung wird hier, wie bei den anderen gemessenen Temperaturen, in der gesamten Messkette bei 0.3 K gesehen.

Erkennbar ist sowohl bei den Kellertemperaturen als auch beim Nachbarhaus jeweils ein klarer Sommer/Winter-Temperaturgang. Interessanterweise sinken die Temperaturen in den Kellern regulär im Winter nicht unter 12 °C ab; das liegt an der starken thermischen Kopplung dieser Räume an das Erdreich unter dem Haus.

Auffällig sind einige bedeutende Temperatur-Einbrüche im „Keller-Nord“, z.B. am 20.1.2020. Offenbar war an diesem Tag die Kellertür zum kalten Nord-Glasvorbau über eine ganze Nacht nicht geschlossen worden. Es dauert danach einige Tage, bis sich die Temperaturen im unbeheizten Kellerraum wieder im regulären Bereich stabilisiert haben. Effekte dieser Art sind in genutzten Gebäuden grundsätzlich nicht vollständig zu vermeiden. Da die Temperaturen auch in dieser Situation nicht unter 7 °C abgesunken sind und die Dämmung zum beheizten Gebäude sehr gut ist, ergeben sich dadurch jedoch weder ein Problem für die Nutzung des Gebäudes, noch für die Systeme und Lagergüter im Keller. Selbstverständlich auch nicht für die Simulation, denn diese Anomalie geht in den Verlauf der Randbedingung durch Verwendung der Reservoir-Temperatur R-4 korrekt mit ein. Lüftungsereignisse sind auch in den anderen Reservoir-Zonen jeweils als kurze Spitzen bzw. Einbrüche leicht erkennbar.

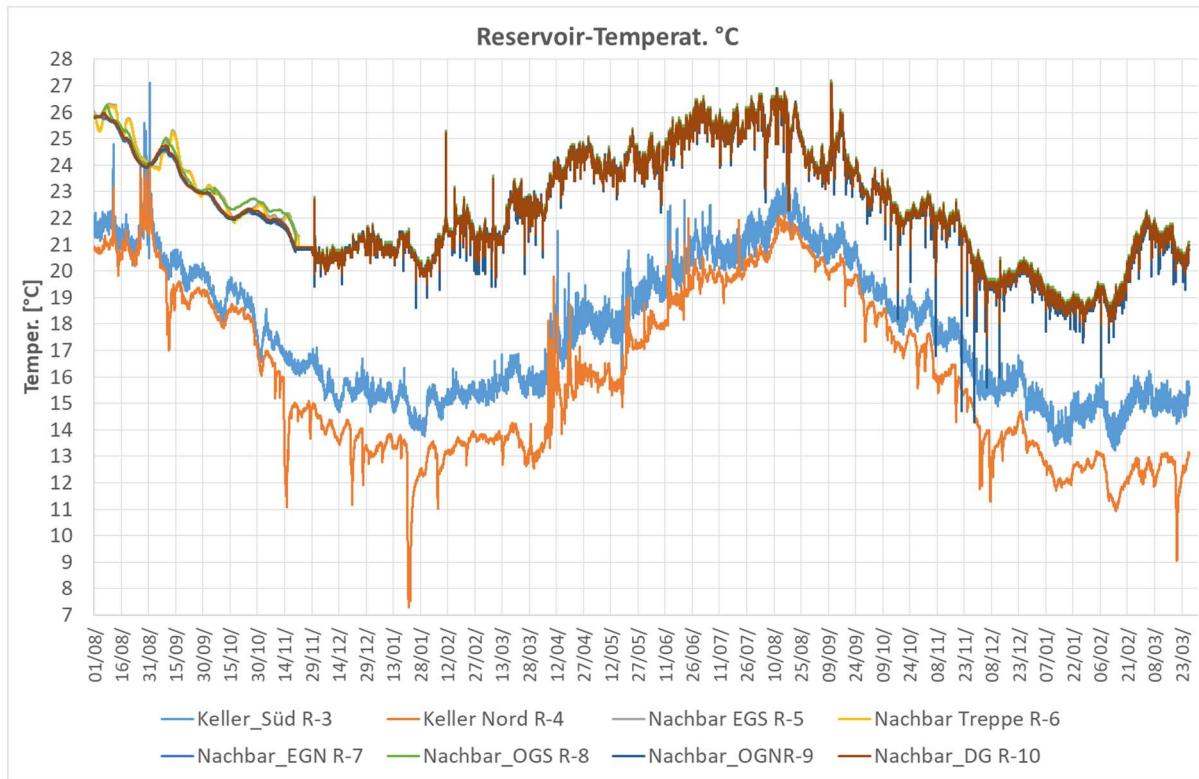


Abbildung 11 Gemessene Reservoir-Temperaturen als Randbedingungen der Simulation. Die Temperaturen der angrenzender Reservoire wurden erst ab 28.11.2019 gemessen und für den Vorlauf der Simulation um Mittelwerte des entsprechenden Zeitraums im Folgejahr ergänzt.

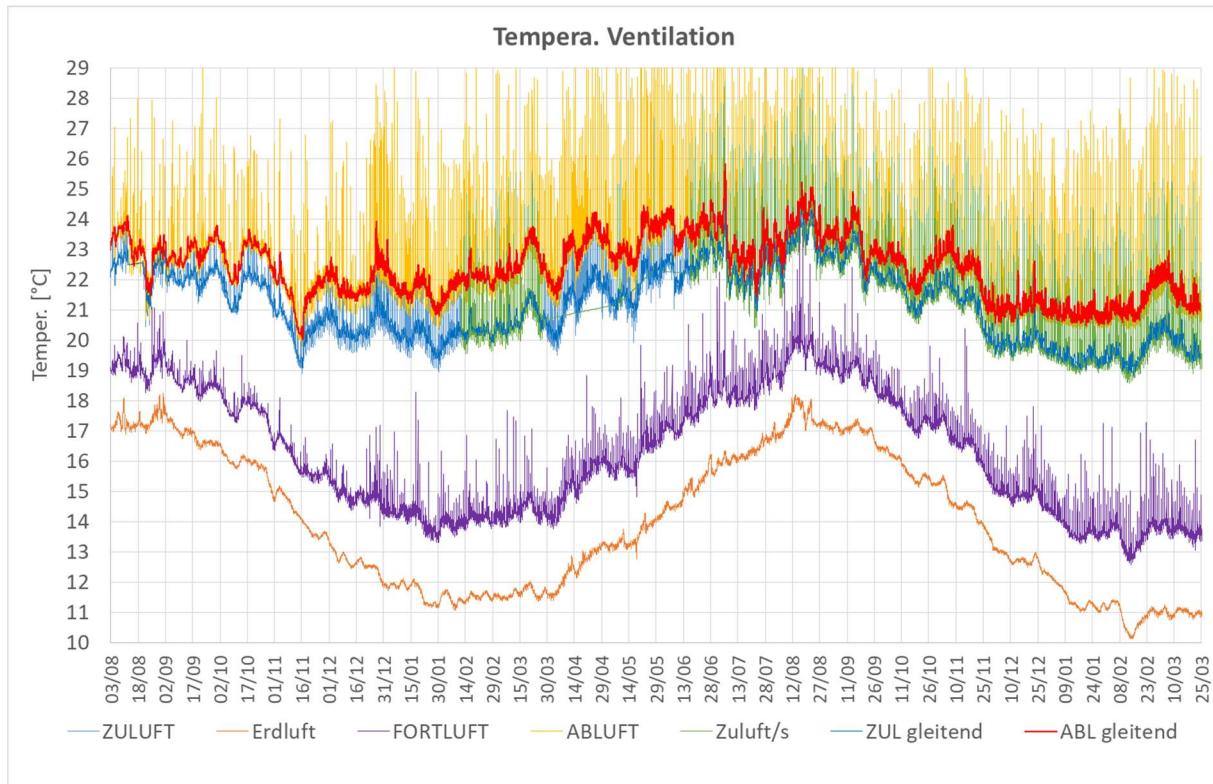


Abbildung 12 Gemessene Temperaturen in der Wohnungslüftungsanlage. Hiervon geht nur die Zuluft-Temperatur als Randbedingung für die den Zuluftzonen zugeführte Luft in die Simulationen ein.

Das Zentralgerät der Wohnungslüftungsanlage steht im Keller. Von dort tritt die Zuluft in die Räume mit Einlassöffnungen mit der zentral gemessenen Zuluft-Temperatur ein. Über die Oberfläche des Zuluftröhres findet natürlich zuvor ein Wärmeaustausch mit dem Raum statt: Verläuft das Rohr in demselben Raum wie der Einlass, so ist das von der Bilanz identisch mit einem Einlass bei der zentral gemessenen Zulufttemperatur. Nur kurze Strecken von Rohrleitungen verlaufen durch andere als die durch das Rohr versorgten Räume – die dadurch mögliche Fehlallokation von Wärmeströmen ist zudem auch dadurch gering, dass die Raum- und Lufttemperaturen sich nur wenig unterscheiden. Der Verlauf dieser Temperatur geht als Randbedingung (Temperaturreservoir R-11) in die Simulation ein. In Abbildung 12 ist die Zuluft-Temperatur über den Verlauf des Messzeitraums dokumentiert (gelbe Kurve). Wegen der Temperaturspitzen durch zeitweise warme Herdabluft aus der Küche ist dieser Verlauf nicht gut lesbar – daher ist dazu auch in rot das zeitlich gleitende Mittel der Zuluft-Temperatur dargestellt; diese bewegt sich zwischen 19 und 26 °C. Abbildung 13 zeigt einen Ausschnitt in höherer zeitlicher Auflösung. Die Zuluft-Temperatur liegt dabei um ca. 15% der Abluft-Frischluft-Temperaturdifferenz unterhalb der Ablufttemperatur (woraus sich ein Wärmebereitstellungsgrad des Gerätes von etwa 85% bestimmt). Hier sind jetzt die Spitzen bei der Abluft durch Kochvorgänge und die zugehörigen TemperaturErhöhungen auch bei der Zuluft klar erkennbar.

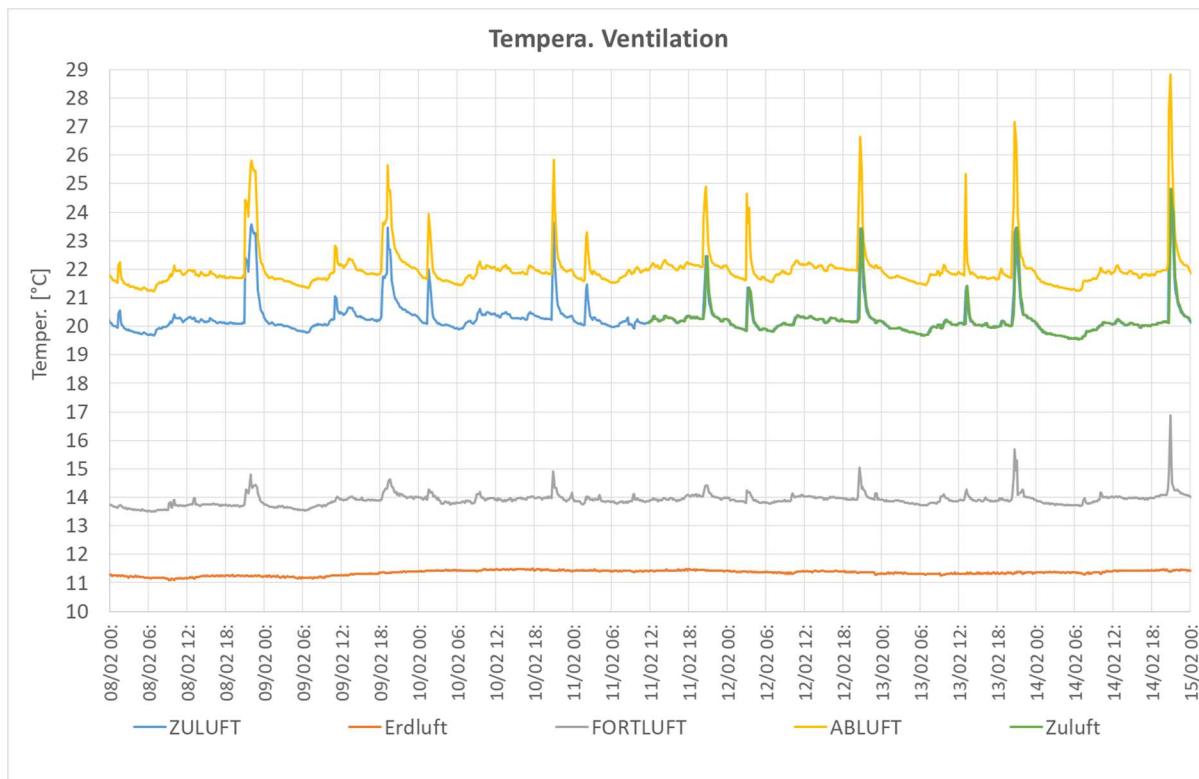


Abbildung 13 Temperaturen in der Wohnungslüftungsanlage (wie Abbildung 12, jedoch in höherer zeitlicher Auflösung). Gut erkennbar sind jetzt die Spitzen durch die warme Abluft aus der Küche bei Kochereignissen – und deren Auswirkung auf die Zuluft (durch die Wärmerückgewinnung) und noch verbleibende Verluste (Spitzen in der Fortlufttemperatur).

7.2 Interne Wärmequellen

„Interne Wärmequellen“ ist der eingeführte Begriff für die Systeme der Wärmeabgabe innerhalb der thermischen Hülle, die aktiv zugeführt werden – ausgeschlossen jedoch die („passiv“) solaren Quellen und die intentionelle Heizung. Präzisieren wir den Begriff, so handelt es sich letztlich um Energieströme, die aktiv über die thermische Hülle transportiert werden – wieder ohne die passiv solaren Gewinne, die intentionelle Heizung und natürlich ohne passive thermische Transportvorgänge (wie die Wärmeleitung durch Außenbauteile). Wärmeströme von internen Wärmequellen können durchaus auch ein negatives Vorzeichen tragen (wie das z.B. bei gezapftem Kaltwasser der Fall ist). Es steht außer Frage, dass die Höhe der internen Wärmequellen einen hohen Einfluss auf die Energiebilanz und das Temperaturverhalten hat; in einer ersten Näherung wird z.B. eine zusätzliche Leistung eines Elektrogerätes (z.B. Staubsauger) im Kernwinter fast vollständig in einer Reduktion der betreffenden Heizleistung wirksam; durch Wärmeübertragungs- und Speichereffekte kann sich der Einfluss über einen längeren Zeitraum verteilen – auch dann ist aber immer noch von einer weitgehenden Wirksamkeit auszugehen. Daher ist es wichtig, alle bedeutenden Wärmeströme dieser Art zu kennen und für die Randbedingungen zu erfassen, wenn es um einen Vergleich von gemessenen und simulierten Temperaturverläufen geht.

Über die folgenden „Leitungen“ können Enthalpieströme in das Innere der thermischen Hülle transportiert werden:

- (1) Stromleitungen. (→ Erfassung des elektrischen Energiehaushalts)
- (2) Gasleitung. (→ Erfassung des Kochgasverbrauchs)
- (3) Wasserführende Leitungen – Kaltwasser, Regenwasser, Warmwasser sowie Abwasser. (→ Energieströme der wasserführenden Leitungen). Im Betrachtungszeitraum des Vergleichs war die Hezwasserzirkulation in diesem Gebäudeteil nicht im Betrieb, es wurde aus jeweils separaten Quellen geheizt.
- (4) Luftführende Leitungen: Der sensible Teil der Lüftung wird, da es sich hier um ein stark von den Außenwetterbedingungen abhängiges System handelt, innerhalb der Simulation separat behandelt und nicht unter die inneren Wärmequellen gerechnet. Die Latentwärmearanteile (Wasserdampfbilanz) wird den jeweiligen Quellen von Wasserverdunstung und Kapillaraufnahme zugeordnet (z.B. Trocknung von Handtüchern oder Wasserdampf aus Kochvorgängen). Diese Bilanz muss einbezogen werden, da sich hier innerhalb der Genauigkeit unserer Analyse durchaus relevante Enthalpieströme dieser internen Quelle ergeben.

- (5) Nahrungsmittelströme - die allerdings in unserem Projekt an der Stelle ihrer metabolischen Umsetzung bilanziert werden, sprich als Wärmeleistungen von Personen, die sich innerhalb der thermischen Hülle aufhalten (→ Erfassung der Wärme von Personen).

Alle hier genannten internen Wärmeströme können durchaus jeweils Leistungen von einigen 100 Watt annehmen. Sie liegen damit bei diesem Objekt in der gleichen Größenordnung wie die aktiv zugeführte Heizwärme. Messabweichungen in diesen Größen wirken sich daher besonders empfindlich auf die Ergebnisse der Analyse aus, weshalb einige Mühe in eine möglichst zutreffende Bestimmung der internen Wärmequellen investiert wurde. Da wir den Metabolismus der Personen nicht detailliert individuell gemessen haben und die Wärmeströme im Abwasser nur schwer zu bestimmen sind, verbleiben bei den internen Wärmequellen nennenswerte Fehlermargen in dieser Analyse; diese sind gegenüber bisher publizierten Daten aber stark reduziert, wodurch der Erkenntnisgewinn dieser Untersuchung erst möglich wird.

Im Folgenden werden die Leistungen der jeweiligen Quellen und ihre Bestimmung beschrieben. Alle Quellen werden schließlich in einer Summe für jeden Raum (jede Zone) des Gebäudes zusammengefasst. Diese Netto-Summenleistung an interner Wärmeabgabe wird in der Quell-Datei (Bezeichnung: QuellKran.QUE) in 10-Minuten-Schritten dokumentiert. In den diskutierten Simulationsmodellen werden die jeweiligen internen Leistungen dann an den jeweils dort beschriebenen Quellknoten des Modells eingespeist – für das Basismodell ist das ein Bauteilknoten an einer Mobiliaroberfläche, wodurch die Leistung teilweise als konvektive Wärmeabgabe an die Luft, teilweise als Wärmestrahlung an alle Oberflächen in dieser Zone abgegeben sind. Welchen Einfluss die Modellierung des Knotens für die interne Wärmeabgabe auf die Ergebnisse hat, wird in einer Parameterstudie noch gesondert untersucht.

Erfassung des elektrischen Energiehaushalts

7.2.1 Zentrale Zähler

Sechs zentrale Drehstromzähler mit Impulsausgängen liefern Daten für die Wirkleistung, die im Gebäude sowie von einzelnen Systemen im Gebäude aufgenommen wird (Tabelle 12).

Tabelle 12 Zentrale Wirkleistungszähler für ausgewählte elektrische Verbraucher im Objekt

	Impulswertigkeit Wh/Impuls	Kommentar
Gesamtzähler	2	Gesamte Wirkleistung in der thermischen Hülle
Gefriertruhe	2	NICHT in der thermischen Hülle
Kühlschrank	2	Standort Küche
Spülmaschine	2	Standort Küche
Computer	2	drei PC, 2 Standorte (OGSW und DGSW)
Lüftung	2	bereits in der Lüftungs-Enthalpiebilanz enthalten

Diese Zähler haben über den gesamten Messzeitraum regelmäßig Daten geliefert. Mit deren Hilfe ist es möglich, bedeutende Teile des Stromverbrauchs bestimmten Verbrauchern zuzuordnen und damit auch räumlich zu verorten. Zwei dieser Zähler messen in Versorgungsleitungen, die zu Verbrauchern nicht innerhalb der thermischen Hülle führen (Gefriertruhe und Lüftung). Erstere wird hier nicht weiter ausgewertet, letztere geht in den Enthalpiestrom des zugeführten Zuluft-Massenstroms ein und wird somit bereits dort gezählt – deren Einfluss wird im Kapitel zur Lüftung gesondert betrachtet. Die in „Kühlschrank“ und „Computer“ eingesetzte elektrische Energie wird am jeweiligen Einsatzort vollständig in Wärme umgewandelt und geht dementsprechend zu 100% als interne Wärmequelle in der zugeordneten Zone ein. Nicht detailliert geklärt werden konnte in diesem Messprojekt, welcher Anteil der der Spülmaschine zugeführten elektrischen Energie in der Küche freigesetzt wird – das erzeugte Heißwasser für die Spülgänge wird nach Vollendung jeweils vollständig aus der Maschine abgepumpt und läuft über die Abwasserleitung ab. Allerdings erwärmt die Maschine während der Laufzeit und beim Trocknungsgang die Küche. In Ermangelung einer (schwierigen) Bilanzmessung, die in einem Laborkalorimeter durchgeführt werden müsste, und in Anbetracht der relativ kleinen hier in Frage stehenden Energiemengen haben wir die Raumwirksamkeit der Stromaufnahme der Spülmaschine mit 30($\pm 25\%$) abgeschätzt; die Messabweichung allein hierdurch liegt in einem Bereich von unter 7 W und geht damit in den Messabweichungen der Zählergenauigkeit insgesamt unter.

7.2.2 Lichtstatusmelder

Um die Verteilung des Lichtstromverbrauchs zu dokumentieren, wurden an allen Beleuchtungskörpern Statusmelder installiert; diese zeichnen in 10-Minuten-

Intervallen den Betriebszustand („Ein“-Anteil als Anteil des Betrachtungszeitintervalls) auf. Zu Beginn der jeweiligen Heizperioden wurden die elektrischen Wirk-Aufnahmleistungen der angeschlossenen Leuchten für jedes der 15 Protokolle mit einem Wirkleistungsmessgerät (Conrad VC870) bestimmt.

Tabelle 13 zeigt ein typisches Logger-Protokoll sowie in der zweiten Zeile die gemessenen individuellen durchschnittlichen Betriebsleistungen der zugehörigen Leuchtmittel. Die Leistungsmessung ergab, dass diese Leistungen nicht konstant sind: Die Leistungsaufnahme LED-Leuchtmittel sinkt in den ersten Minuten eines jeweiligen Betriebsintervalls um etwa 8% ab. Da die Lampen meist längere zusammenhängende Laufzeiten haben, wurde als Leistung der Mittelwert von 20 Minuten Betriebszeit gewählt. Die Leistungen verändern sich auch ein wenig bei Schwankungen der Netzspannung – eine genauere Leistungsangabe wäre durch eine dauerhafte Leistungsmessung möglich, die allerdings sehr aufwändig wäre. Der resultierende Fehler von max. ca. 3% der Lichtleistung ist allerdings auch so gering, dass sich dafür ein höherer Aufwand nicht lohnt.

Abbildung 14 zeigt den Verlauf der für Licht eingesetzten elektrischen Leistung (Summe innerhalb der thermischen Hülle) sowie das zugehörige zentrierte gleitende 24-h-Mittel. Es gab zwei Ausfälle beim Logger, die jeweils wochenperiodisch aus vorausgehenden Messaufzeichnungen ergänzt wurden. Der dadurch entstehende zusätzliche Fehler ist gering (im Bereich 5 W), jedenfalls deutlich geringer als bei einem Ansatz von „Null“ im betreffenden Zeitraum; betroffen ist auch nur die Aufteilung der Leistung zwischen den Zonen, da die gesamte elektrische Leistung vom zentralen Zähler lückenlos aufgezeichnet wurde – durch den Ausfall der Lichtlogger-Messungen erhöht sich im Zeitraum des Ausfalls die Höhe der „räumlich nicht zugeordneten Leistung“, die Gesamtleistung ändert sich aber nicht. Abbildung 15 zeigt einen zeitlich höher aufgelösten Ausschnitt: hier sind die diskreten Leistungsstufe (Lampe ist „An“ oder „Aus“) gut erkennbar. Es kommen aber auch Bruchteile der Leistung vor, wenn eine Lampe innerhalb des 10-Minuten-Intervalls nur zeitweise in Betrieb war. Gut erkennbar ist der Anstieg über Weihnachten 2019; dies hat drei Gründe: Zum einen ist das die Zeitperiode mit dem niedrigsten Tageslicht; zum zweiten steigen über die Festtage die Aktivitäten im Haus an und zum dritten hatte die Familie in diesem Zeitraum Besuch.

Die mittlere elektrische Gesamtleistung für Licht beträgt im Kernwinter (Dezember und Januar) 23.2 Watt; im Sommer reduziert sich das auf unter 13 Watt (Juli/August). Im Jahresdurchschnitt waren es 18.8 Watt entsprechend 0.12 W/m² (Wohnfläche) und 6.26 Watt/Person. Der Stromverbrauch hierfür betrug 164 kWh entsprechend 1.05 kWh/(m²a). Der damit erreichte Beleuchtungskomfort wird von den Bewohnern als gut eingestuft. Durch bewussteres Nutzerverhalten (konsequenteres Ausschalten von Licht in nicht genutzten Räumen) ließe sich der Verbrauch sicher reduzieren, allerdings spielt die Beleuchtung in Bezug auf den Stromverbrauch in diesem Gebäude keine

besonders große Rolle (weniger als 5%, vgl. die Analyse beim Gesamtstromverbrauch).

Tabelle 13 Gemessene Leistungen der Leuchtmittel und deren Betriebszeiten (Ausschnitt aus der Logger-Aufzeichnung)

Name der Zone	Wohnen	Wohnen	Kueche	Essen	Essen	Kind_II	Kind_I	Bad	Schrank	Schlaf	Gast	Arbeit	Dusche	Treppe	Schlaf	
Leistung des zug. Leuchtmittels [W]	15.7	12.5	12.5	9.8	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.6	12.5	12.5	10.6	13.4	15.2	
Laufzeit-Messungen Licht aus Logger																
Name der Zone	Wohnen	Wohnen	Kueche	Essen	Essen	Kind_II	Kind_I	Bad	Schrank	Schlaf	Gast	Arbeit	Dusche	Treppe	Schlaf	
ist in Zone	1	1	2	4	4	6	5	7	9	8	11	10	12	3	9	
Zeit	Zeitintervall /[s]	EGSE	EGSW	EGKU	EGNE	EGNW	OGSE	OGSW	OGBA	OGNE	OGNW	DGSE	DGSW	DGDU	TREP	SCHL
30/09/19 23:50	600.098	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 00:00	600.103	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 00:10	600.087	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 00:20	599.898	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 00:30	600.095	0	0	0	0	0	0	1	0.51	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 00:40	600.098	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 00:50	599.894	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 01:00	600.094	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 01:10	600.093	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 01:20	599.893	0	0	0.11	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 01:30	600.098	0	0	0.69	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 01:40	600.095	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 01:50	600.1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 02:00	599.894	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
01/10/19 02:10	600.09	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0

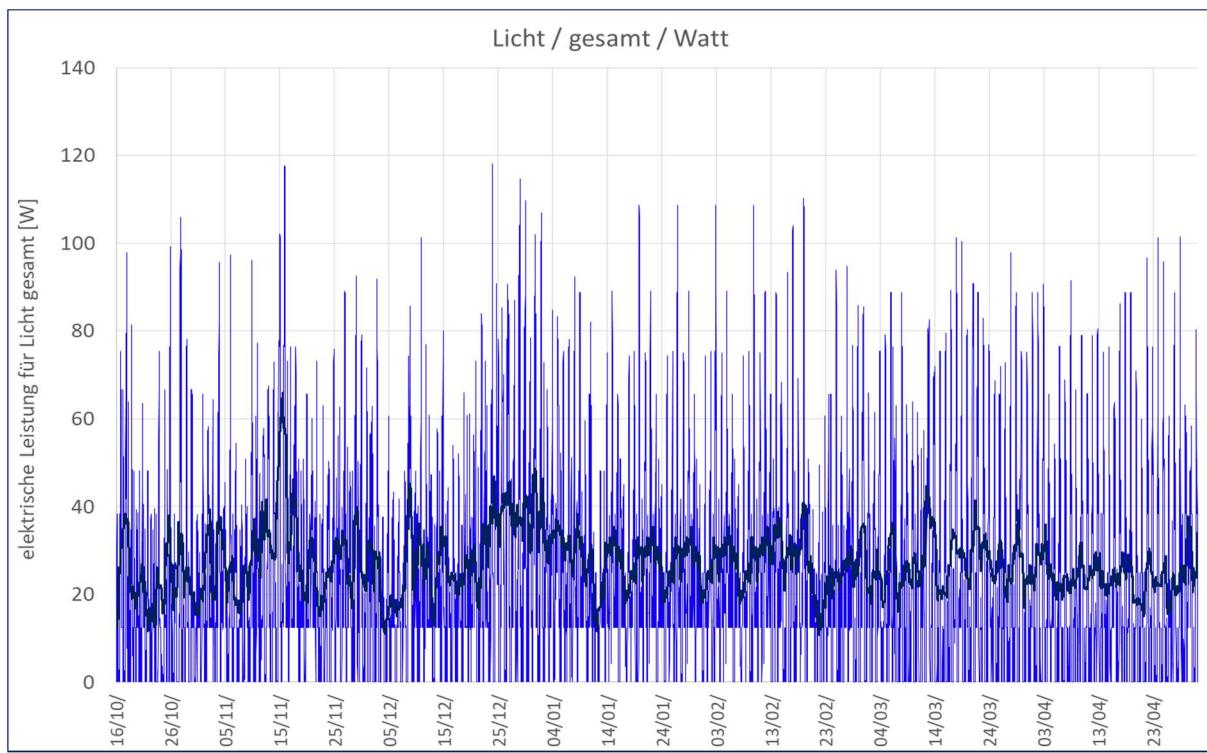


Abbildung 14 Leistungsverlauf der für Licht eingesetzten Elektrizität, blaue Linie in der gesamten beheizten Zone (10 Minuten-Intervall-Auflösung) sowie zentriertes gleitendes 24-h-Mittel für die erste Heizperiode (dunkelblau). Ein Loggerausfall (17.1. bis 7.2.) musste wochenperiodisch aus vorausgehenden Daten ergänzt werden (an der Wiederholungssequenz erkennbar).

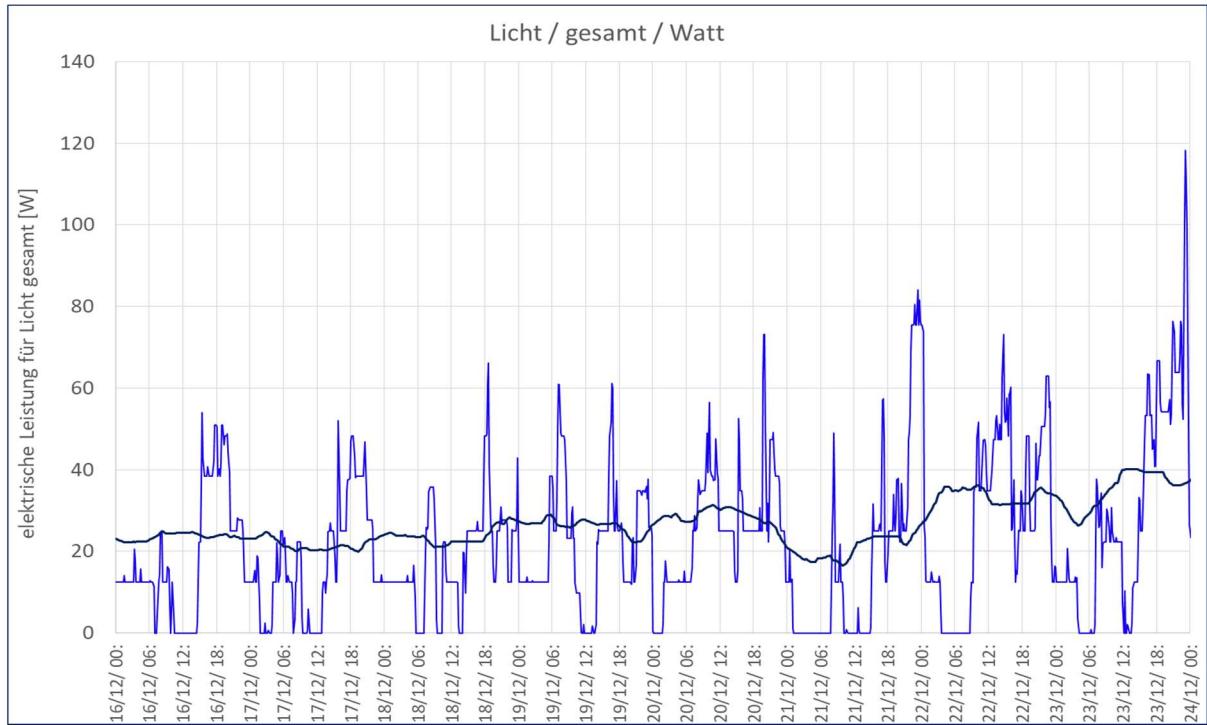


Abbildung 15 Zeitlich aufgelöster Ausschnitt aus dem vorausgehenden Diagramm: Leistungsverlauf des Lichtstromverbrauchs, blaue Linie aus 10 Minuten-Logger-Aufzeichnungen sowie zentriertes gleitendes 24-h-Mittel (fett, dunkelblau). Der „Stufenverlauf“ entspricht hier den realen diskreten Leistungsstufen des Lampenbetriebs und ist nicht messtechnisch bedingt.

7.2.3 Aufzeichnungen mit ausgewählten Steckdosenzählern

Um einen größeren Anteil der elektrischen Energieströme im Gebäude örtlich besser zu bestimmen, wurden zusätzliche Steckdosen-Wirkleistungssensoren eingesetzt. Diese übermitteln funkbasiert Wirkleistungen jeweils bei einer Veränderung um $\geq 1 \text{ W}$ in 3 sec. und das Arbeitsintegral in regelmäßigen Intervallen von 10 Minuten. Für die Messperiode 2019/20 waren solche Steckdosen-Leistungserfassungssensoren an den in Tabelle 14 dokumentierten Geräten eingesetzt.

Tabelle 14 Funk-Steckdosenwirkleistungssensoren, Einsatzort und Einsatz für die Heizperiode 2019/20

Sensornummer	Einsatz 2019/20
EnO_Ute_019500CE	OG SE Kleinverbraucher
EnO_Ute_01972ABB	OGSW Computer und zugehörige Geräte
EnO_Ute_01971DCB	Kleinverbrauch EG NE (Essen) (Handy-u.a. Ladung)
EnO_Ute_01972065	DG SW Computer & Zubehör (Drucker etc.)
EnO_Ute_0193AB67	Küche Wasserkocher
EnO_Ute_01972015	DGSE Gast Kleinverbraucher
EnO_Ute_01950288	EGN Mini-Splitgerät
EnO_Ute_01972AC0	EGN Heizdraht & Messtechnik für das Mini-Splitgerät

Die Steckdosenleistungsmessung „DG SW Computer“ ist redundant, die betreffenden Daten werden auch bereits durch den separaten Unterzähler erfasst. Die Ergebnisse erlaubten eine Überprüfung der Messung, die Werte lagen jeweils innerhalb eines Bandes von $\pm 10 \text{ Watt}$, wobei der zentrale Drehstromzähler im Durchschnitt eine etwa 3 W höhere Leistung aufweist; diese Werte haben wir bei der Diskussion der Zählermesswerte bereits eingeführt – diese werden für den Quelldatensatz verwendet.

Die Steckdosenleistungsmessung „OGSW Computer und Zubehör“ misst an einem weiteren, neu eingerichteten Computer-Arbeitsplatz. Diese Leistung wird vollständig im Raum „Kind I“ in innere Wärme umgesetzt.

Die Steckdosenleistungsmessung „EGN Heizdraht & Messtechnik für das Mini-Splitgerät“ misst die Leistung der Regel- und Messeinrichtungen am Wärmepumpen-Splitgerät, u.a. die Stütz-Ventilatoren und die Datenaufzeichnung der Messnetze. Diese Leistung wird vollständig im Raum „Essen“ in innere Wärme umgesetzt und im Modell auch dort eingespeist.

Die Steckdosenleistungsmessung „EG Minisplitgerät“ misst die elektrische Leistungsaufnahme nur des Wärmepumpen-Splitgerätes. Die Energiebilanz dieses Gerätes wird im Kapitel „Messkanal für die Wärmepumpe“ (→ Seite 67) detailliert diskutiert; das Gerät ist komplett in einen gedämmten Messkanal eingebaut – Wärme wird hier somit nur auf zwei Wegen an den Raum abgegeben: einmal über den umgewälzten Luftvolumenstrom und zum andern, in weit geringerem Ausmaß, über einen Transmissions-Wärmestrom durch die gedämmte Hülle des Kanals.

Tabelle 15 Funk-Steckdosenwirkleistungssensoren, Einsatzort und Einsatz für die Heizperiode 2020/21

Sensornummer	
EnO_UTE_019500CE	EGS Weihnachtsbaum
EnO_UTE_0193A7C9	OGSW Computer
EnO_UTE_01971DCB	OGNW Elektro-Konvektor
EnO_UTE_01972065	DGNW kein Verbrauch
EnO_UTE_0193AB67	EG Küche Wasserkocher
EnO_UTE_0195047C	DGSW Heizer
EnO_UTE_01950288	OGNE Elektro-Konvektor
EnO_UTE_01972AC0	DGSE Elektro-Konvektor

Abbildung 16 zeigt den Verlauf der gemessenen elektrischen Wirkleistungsmessung der Steckdosen-Funksensoren. Die (rot dargestellten) Leistungsspitzen des Heißwasserkochers in der Küche gehen dabei vereinzelt auf bis zu 2000 Watt (in der Grafik abgeschnitten). Dieser Heißwasserkocher ist aber immer nur kurz für die Zubereitung von Heiß-Getränken in Betrieb, so dass sich dessen Gesamtleistungsaufnahme im Durchschnitt über den Messzeitraum zu 17.2 Watt oder einem Jahresstromverbrauch von 151 kWh ergibt. Das Wasser wird dabei aus Kaltwasser-Zapfungen zum Kochen gebracht – es wird weit überwiegend für Kaffee und Tee-Zubereitung verwendet, vereinzelt aber auch für das Abbrühen von Nahrungsmitteln und die Reinigung von Besteck (insbesondere in Pandemie-Zeiten war dieser Anteil über den normalen Bedarf hinaus etwas erhöht). Bei 3 Personen in diesem Haushalt errechnet sich ein Kochend-Trinkwasserverbrauch von im Durchschnitt 1.4 Liter/Person/Tag. Die Zubereitung in einem Kochendwasser-Elektrotopf ist dabei besonders energieeffizient, da der Topf wenig Wärmekapazität hat, im Betrieb automatisch geschlossen ist (nur geringe Dampfverluste) und die Regelung das Gerät beim Erreichen des Kochtemperaturniveaus automatisch abschaltet. Die Energie kann (außer im Kernwinter) überwiegend aus erneuerbaren Quellen kommen und der gesamte

Stromverbrauch für diese Anwendung liegt noch unter dem für den Lichtstrom (anteilig 3.7% des Jahresgesamtstromverbrauchs {ohne Heizung} in diesem Haushalt).

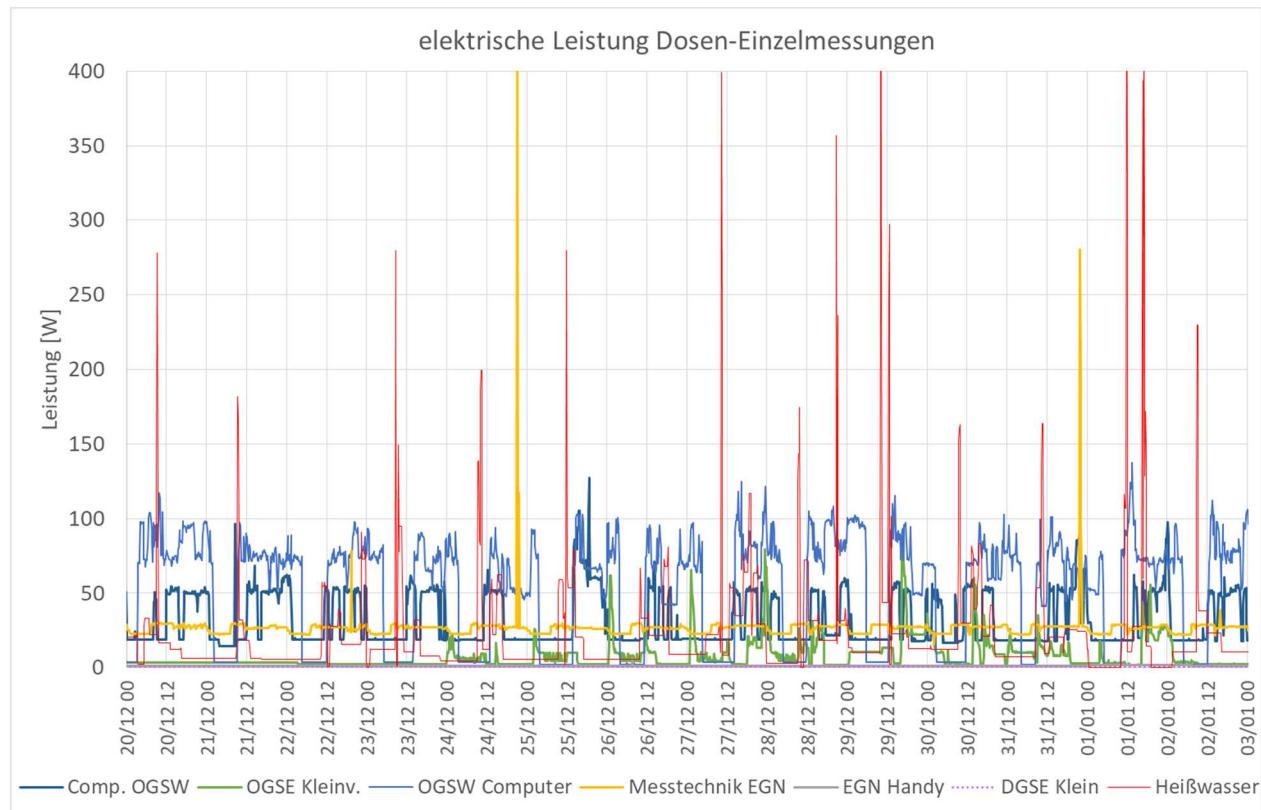


Abbildung 16 Beispiel für den Zeitverlauf der Wirkleistung, wie sie mit den zusätzlichen Funk-Steckdosensensoren gemessen wurden.

7.2.4 Nettostromverbrauch

Im gleitenden 24-h-Mittel entfallen die extremen Leistungsspitzen verschiedener elektrischer Verbraucher (meist Teilsysteme mit Heizfunktion, z.B. der Wärmepumpe, der Spülmaschine und des Kochendwasserbereiters; aber auch Spitzen z.B. durch den Gebrauch des Staubsaugers). Diese momentanen Spitzenlasten sind, wenn sie die Anschlussleistung des Hausnetzes nicht überschreiten (davon sind diese jeweils weit entfernt), weder für die elektrische Last (statistisches Herausmittel zwischen Haushalten), noch für den Jahresteckeronergiebedarf entscheidend.

Dass, wie in Abbildung 18 erkennbar⁷, die Summenwerte der Einzelmessungen zu manchen Zeitpunkten über die integrale Messung des Zentralzählers hinausgehen, ist eine Folge der unterschiedlichen Integrations-Zeitintervalle der verschiedenen Messsysteme.

⁷ Die Kurven für „hotwater“ und „total“ fallen in der Abbildung zusammen.

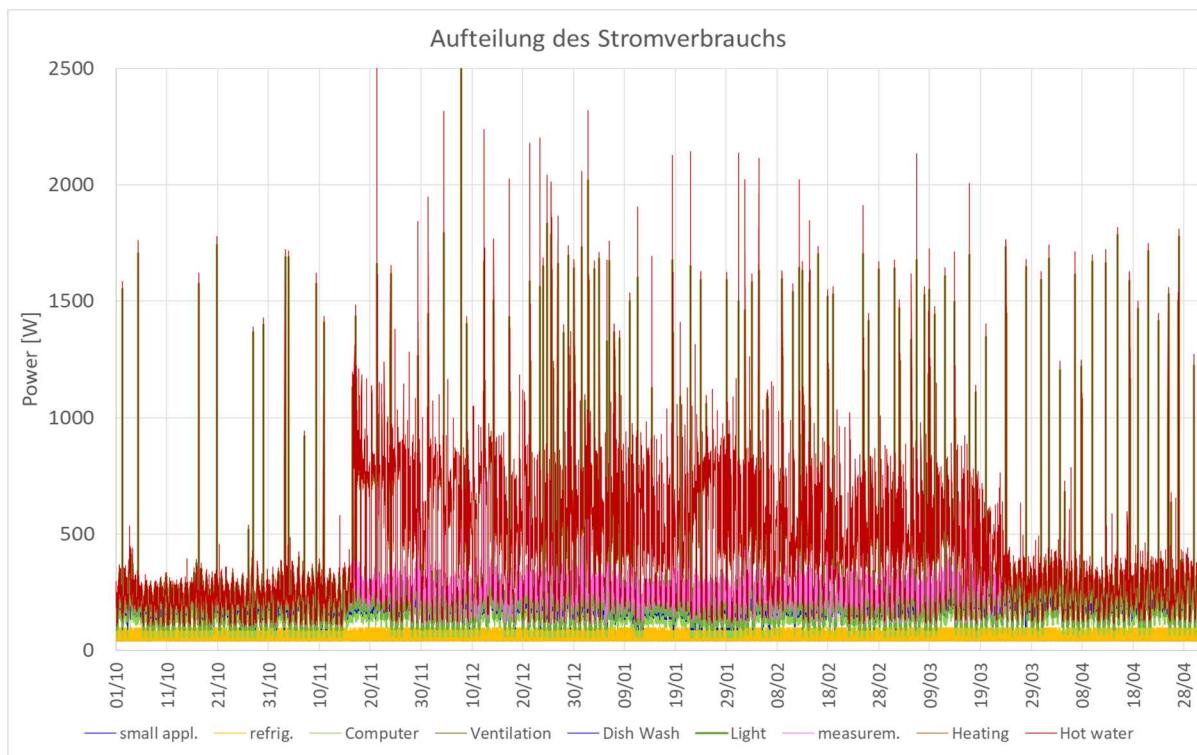


Abbildung 17 Gestapelte Wirkleistungen (jeweils 10 Min-Mittel) aller innerhalb der thermischen Hülle liegenden Stromverbraucher, erste Heizperiode 2019/20 (Wärmepumpenheizung). Die Heizzeit ist gut erkennbar. Trotz sehr gutem Dämmstandard, effizienter Lüftung und Heizung ist auch im Passivhaus der Energiebedarf für die Heizung in der Heizzeit bei weitem dominant.

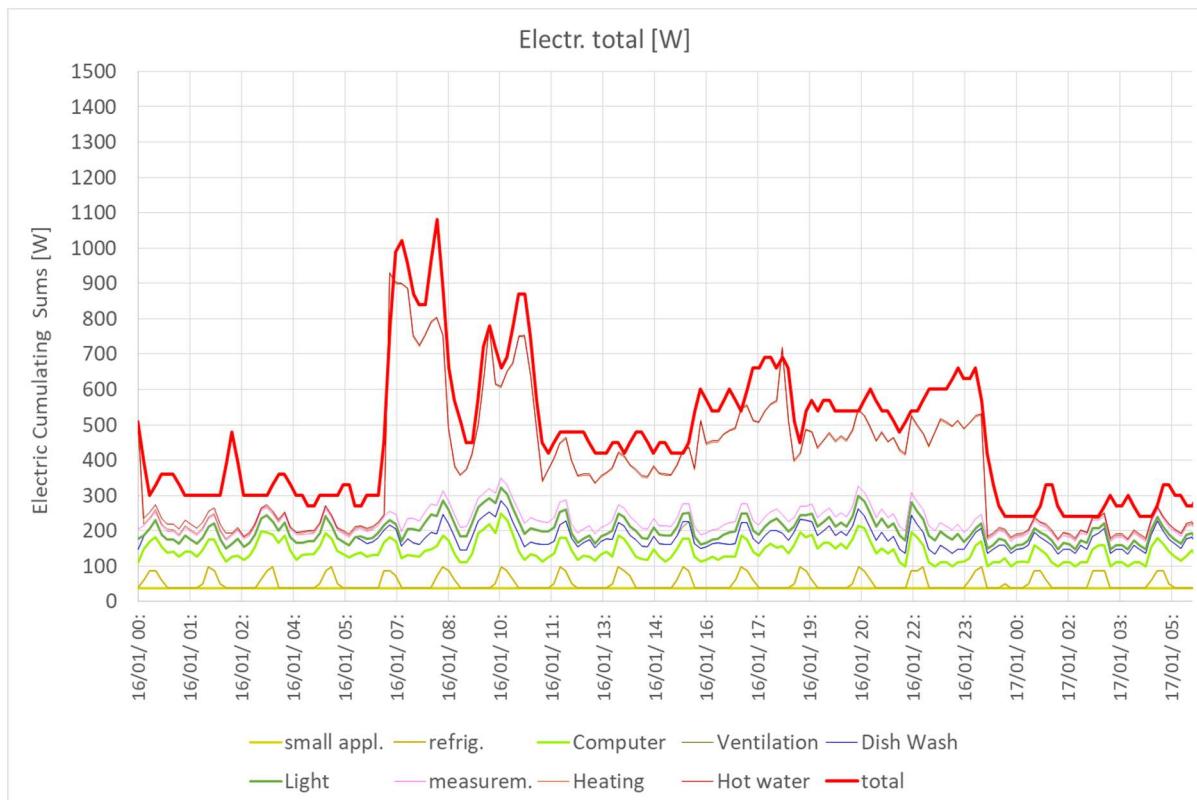


Abbildung 18 Zeitlich aufgelöste kumulierte Wirkleistungen der Stromverbraucher, am 16.1. der ersten Heizperiode. Die höchsten Leistungsspitzen kommen vom Wärmepumpen-Splitgerät.

Wir untersuchen im vorliegenden Bericht später, inwieweit solche Spitzen beim thermischen Verhalten des Gebäudes oder in einzelnen Zonen sichtbar werden. Abbildung 19 zeigt den Verlauf der 24-h-Mittelwerte, aufgeteilt in Verbrauchswerte der Einzelanwendungen, deren Gewichte hier erkennbar werden. Der bei weitem höchste Einzelverbrauch ist der Betriebsstrom der Heizungs-Split-Wärmepumpe (rot), im Dezember und Januar ungefähr die Hälfte des gesamten Stromverbrauchs. Im Jahresmittel beträgt der Verbrauch für die Wärmepumpe allerdings nur 21%; die insbesondere durch das Homeoffice über lange Zeiträume betriebenen Computer liegen mit 22% in der gleichen Größenordnung. Es folgen sodann mit jeweils 9% der Dauerbetrieb der Wohnungslüftung (343 kWh/a) sowie aller „Kleinlasten“, zu denen auch dezentrale Messsensoren z.B. für die Aufzeichnung von Komfort-Parametern gehören – sowie Systeme wie Haustelefon, WLAN-Server und LAN-Switches; hier sind sicher weitere Effizienzsteigerungen möglich, wenn die Industrie verstärkt auf den Klimaschutz solcher Geräte achtet. Es folgen mit 6% die spezielle Messtechnik für den Messkanal, mit 5% das elektrische Licht sowie mit 4% das Kochendwassergerät und je 3% Kühlschrank und Spülmaschine.

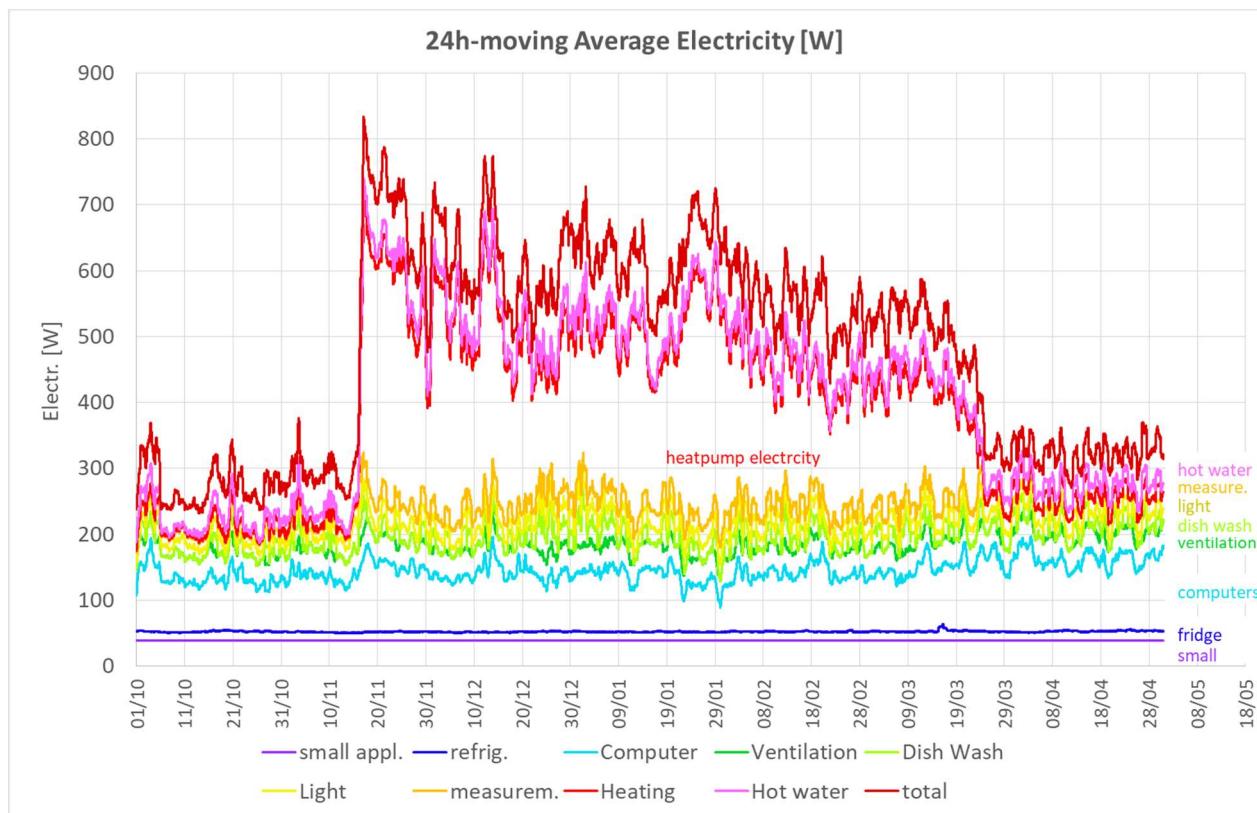


Abbildung 19 Aufbauend kumulierte Wirkleistungen (zentrierte gleitende 24-h-Mittel) der Stromverbräuche, erste Heizperiode 2019/20 (Wärmepumpenheizung).

7.2.5 Wärmefreisetzung aus elektrischen Systemen und deren Nutzbarkeit

Auch unter Experten ist die Vorstellung verbreitet, dass die dem Gebäude in Form von elektrischer Wirkleistung zugeführte Energie im Inneren vollständig in Wärme umgesetzt und so als interne Wärmequelle wirksam wird. Leider sind die Verhältnisse komplizierter: Teile der dem Inneren zugeführten Energie verlassen das Gebäude auf anderen Übertragungswegen ziemlich direkt und so, dass sie wärmotechnisch nicht wirksam werden. Wir behandeln das im Folgenden anhand der für das Objekt vorliegenden Daten.

Wir beginnen aber mit den elektrischen Energieumsetzungen, die tatsächlich als weitgehend (>99%) für interne Wärme wirksam werden, vgl. Tabelle 16.

Tabelle 16 Elektrische Systeme, deren Leistungsumsatz zu >99% im Gebäude als interne Wärme frei wird

Gerätetyp	Begründung
Elektronische Geräte wie PC, Notebook, Bildschirme, Drucker, Switches, Messdatenerfassung, Radios, Fernsehgeräte, ...	Keine oder nur zyklische chemische Prozesse, keine Medienströme, das Gerät verlässt die thermische Hülle nicht.
Netzteile von Ladegeräten von Systemen im Haus,	Die betreffenden chemischen Prozesse bei Akkumulatoren sind weitgehend reversibel und finden in beide Richtungen im Haus statt.
elektrische Zahnbürsten, Staubsauger, andere mechanische Geräte,	Auch erzeugte mechanische Arbeit wird vollständig in Wärme umgesetzt (z.B. Bohrloch und Bohreinsatz, beide Male bleibt die Wärme in der Hülle).
Elektrisches Licht im Haus	Auch bei guten LED-Lampen beträgt der photonische Wirkungsgrad weniger als 25% (Rest wird unmittelbar in Wärme umgesetzt); mindestens 96% des Lichts wird nach Mehrfachreflektion an den Innenoberflächen des Raumes absorbiert, vom Rest nochmals 50% in den Fensterscheiben. Das Kunstlicht, das möglicherweise durch Fenster den Raum verlässt, trägt weniger als 1% der zugeführten elektrischen Energie fort; wir sehen von einer Korrektur daher vollständig ab.
Direktelektrische Heizungen von im Raum stehenden Systemen	Z.B. Terrarium, Wasserbetten, Rheuma-Kissen, ... solche Systeme gibt es allerdings in diesem Objekt nicht
Lebensmittelkühlung mit Geräten, die vollständig und dauerhaft im Raum stehen. (z.B. Haushaltskülschrank, Gefriergerät)	Die erzeugte „Kühlenergie“ ist die Wiederentnahme der vom Raum nachströmenden Wärme; diese Bilanz ist somit exakt Null ... allerdings wird elektrische Betriebsenergie für den Kompressor des Kühlgerätes eingesetzt und diese wird vom Gerät im Raum als Wärme freigesetzt.

Anders verhält sich dies bei Systemen wie Spül- und Waschmaschinen, Warmwasserbereitung etc. Wir behandeln die dafür verwendeten Ansätze im Folgenden.

7.2.6 Wasch- und Spülmaschinen

Der weit überwiegende Teil der elektrischen Energie wird in die Erwärmung des Wasch- bzw. Spülwassers gesteckt. Während des Wasch/Spülvorgangs steht die Maschine über das Gehäuse einen gewissen Anteil davon in den Raum frei; nach dem Wasch/Spülgang wird das erhitzte Wasser allerdings abgepumpt und es verlässt über den Hausabfluss ziemlich schnell die thermische Hülle, ohne dabei nennenswert Energie im Raum frei zu setzen; im Wasch-/Spül -Gut sowie in der Maschine können noch erhöhte Temperaturen vorliegen, die dann an den Raum durch Wärmeabfluss übergehen. In diesem Projekt konnte keine kalorimetrische Bestimmung der genauen Anteile aller dieser Wärmeströme durchgeführt werden. Wir schätzen den raumwirksamen Anteil des Elektrizitätsverbrauchs von Wasch/Spülmaschinen vielmehr zu 30($\pm 20\%$) ab [Ebel 1997][Feist 1994a][PHPP]. Die maximale Wärmestromabweichung innerhalb dieser Fehlertgrenzen beträgt in der Küche im Langzeit-Durchschnitt 2 W.

7.2.7 Elektrischer Kochendwasserbereiter

Ein Teil der Energie wird in die Verdunstung von Wasser gesteckt. Ebenfalls nicht raumwirksam ist die Wärme mit Niveau über Raumtemperatur im Getränk, mit dem dieses konsumiert wird; diese Energie ist letztlich in der (geregelten) Wärmeabgabe der Personen bereits enthalten. Ebenfalls dem Raum nicht zugeführt ist Heißwasser, das (z.B. über die Küchenspüle) den Raum mit dem Abgusswasser verlässt, weil es z.B. für Desinfektionszwecke oder Spülung von Lebensmitteln (z.B. Kapern) verwendet wurde. Ein detailliertes Protokoll solcher Vorgänge wurde nicht geführt. Wir gehen für die dem Kochendwassergerät zugeführte elektrische Energie von einem Raumfreisetzungssanteil von 50($\pm 20\%$) aus. Die maximale Wärmestromabweichung innerhalb dieser Fehlertgrenzen liegt in der Küche im Langzeit-Durchschnitt bei 3.7 W.

7.2.8 Wohnungslüftungsanlage

Das zentrale Wärmerückgewinnungsgerät steht inkl. Ventilatoren im Südkeller (außerhalb der thermischen Hülle). Wir messen die Enthalpiezustände der vom System über die Zu/Abluft-Leitungen durch die Wärmedämmung der Kellerdecke dem beheizten Gebäude zugeführten (bzw. entnommen) Luftmassenströme. In diesen Enthalpiebilanzen ist evtl. vom Gerät gelieferte Ohm'sche bzw. durch Reibung erzeugte Wärme bereits enthalten, insbesondere umfasst dies die dem Gerät

zugeführte elektrische Energie. Dieser Stromverbrauch wird daher nicht nochmals für interne Wärmequellen angesetzt (expliziter Wirksamkeitsfaktor 0).

7.2.9 Messkanal für die Wärmeabgabe der Luft/Luft-Wärmepumpe

Am 29.8.2016 wurde im Passivhaus Darmstadt Kranichstein im Zuge eines Forschungsprojektes eine Luft-Luft-Wärmepumpe (engl.: split air conditioner) in der Westwand dieser Wohneinheit installiert (vgl. Abbildung 20). Das Gerät besteht aus einer Außeneinheit (Verdampfer im Heizfall sowie Kompressor) und einer Inneneinheit (lüfterunterstützter Konvektor, Kondensator im Heizfall, engl.: „Fancoil“) und weist laut Hersteller eine maximale Heizleistung von 3.2 kW sowie eine maximale Kühlleistung von 2.5 kW auf. Die Inneneinheit wurde in 2.25 m Höhe im nördlichen Raum im Erdgeschoss (Esszimmer) der Wohnung eingebaut (Abbildung 21). Diese Geräte sind inzwischen mit kleinen Leistungen und geringen Geräuschpegeln verfügbar; die Frage der Einsatzfähigkeit einer solchen Lösung war der Gegenstand eines wissenschaftlichen Begleitprozesses.

Während die Messung des Stromverbrauchs leicht möglich ist (verwendet wurde das am PHI entwickelte drahtlose Messsystem [Permudo 2017]), ist die Bestimmung der tatsächlichen Wärme- bzw. Kälteabgabe der Fancoil im praktischen Betrieb anspruchsvoll (vgl. [Williamson 2015]).

Für eine dauerhafte Begleitmessung wurde ein Messkanal entwickelt und gebaut [Feist 2022, dessen Grundelemente hier zusammenfassend dargestellt werden. Es handelt sich um einen „Wärmezähler“ für Luft (vgl. Abbildung 22), die Luft durchströmt den Kanal von oben nach unten:

1. Temperaturmessung im Rückluftstrom (Messnetz 1; „indoor air“)
2. Strahlungsschutzblende (Blende 0)
3. Im wärmegedämmten Kanal eingebaute Fancoil (Kanalabschnitt 2)
4. Einströmbereich (Kanalabschnitt 3)
5. Messblende zur Volumenstrombestimmung (Blende 1, Grenze von Kanalabschnitt 3 zu 4)
6. Temperaturmessung im Zuluftstrom (Messnetz 2; „Fancoil“)
7. Strahlungsschutzblende (Blende 2)

8. Drahtheizregister (zur kalorimetrischen Kalibrierung der Volumenstrommessung)
9. Strahlungsschutzblende (Blende 3)
10. Temperaturmessung im Zuluftstrom nach dem Drahtheizregister (Messnetz 3; „Heater“)
11. Umlenk- und Strahlungsschutzblende (Blende 4)
12. Stützventilatoren (blasen in den Raum)



Abbildung 20 Luft/Luft Wärmepumpe mit 3.2 kW max. Heizleistung bei der Montage im Passivhaus Darmstadt Kranichstein; links oben: Außeneinheit; links unten: Hochgedämmte Kältemittelleitungen; rechts: Inneneinheit.

Der Wärmekapazitätsstrom wird im Kanal bestimmt aus dem Produkt des mittels der Messblende 1 gemessenen Druckverlusts Δp_2 und dem per Potenzformel

$$\dot{V} = c_{ms} (\Delta p_2)^n$$

aus der Ähnlichkeitstheorie berechneten Volumenstrom mit der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität der Partialgase in der Luft c_{ms} (trockene Luft sowie

Wasserdampf). Die fühlbare Wärmeabgabe der Fancoil ergibt sich aus dem Produkt dieses Wärmekapazitätsstroms mit der gemessenen Temperaturdifferenz zwischen den Thermoelement-Messnetzen $\Delta \vartheta_{coil}$.

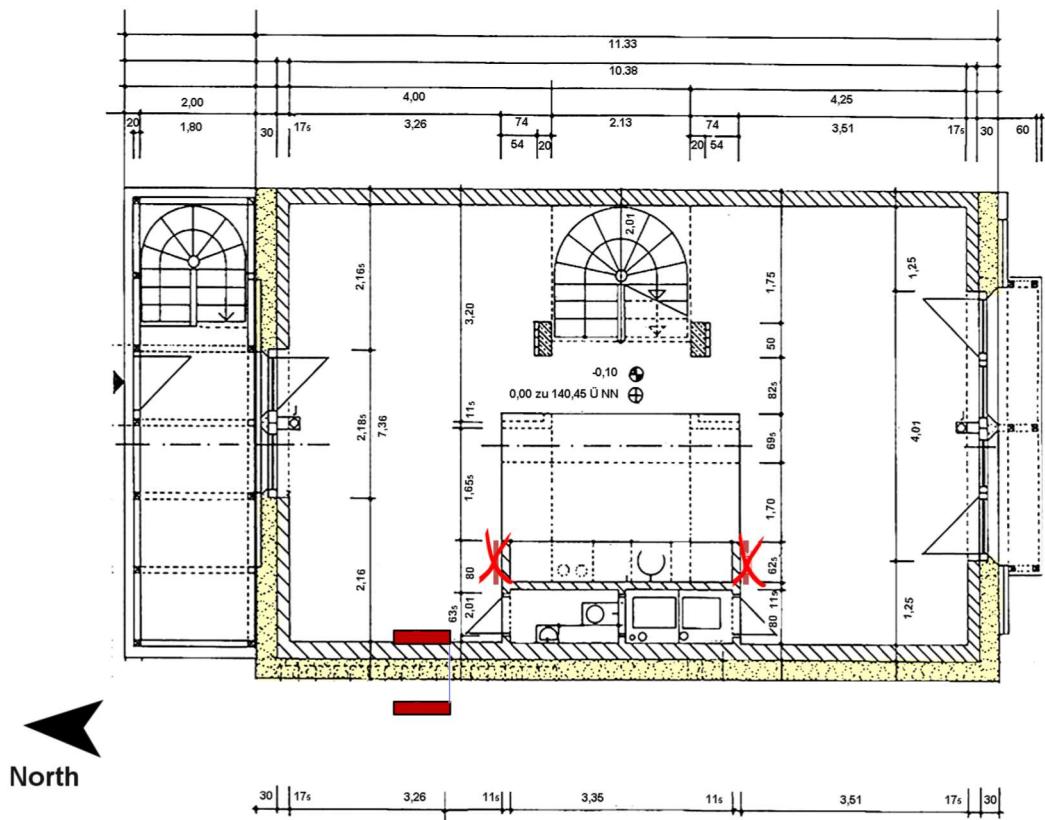


Abbildung 21 Grundriss des Erdgeschosses des Passivhauses Darmstadt Kranichstein mit der Lage der über 26 Jahre verwendeten Heizkörper (durchgestrichen) sowie der Position der 2016 neu montierten Luft-Luft-Wärmepumpe.

Die Kalibrierung des Systems (insbesondere der Volumenstrommessung mittels der Lochblende (Blende 1)) wird in [Feist 2018] beschrieben.

Abbildung 23 (aus [Feist 2018]) zeigt das Messprotokoll einer Kalibriermessung zur Massenstrombestimmung mittels eines Drahtheizregisters. Die sich ergebenden Wertepaare sind inklusive Messunsicherheit (Fehlerkreuz) in Abbildung 24 dargestellt; die maximale Messabweichung des Volumenstroms ergab sich aus den Messgenauigkeiten der Einzelmessungen und der Fehlerfortpflanzung zu 3.8% des Messwertes.

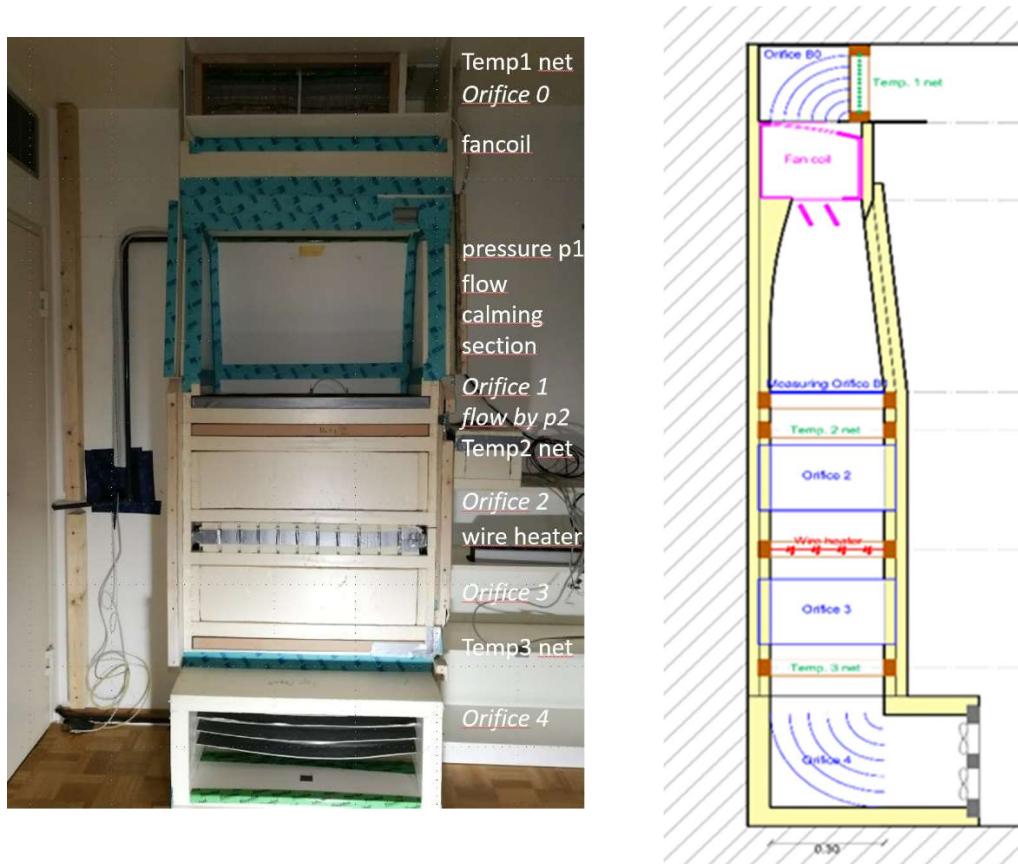


Abbildung 22 Messkanal vor dem Schließen der Frontplatten und Vertikalschnitt (senkrecht zur Ansicht im Foto; rechts)

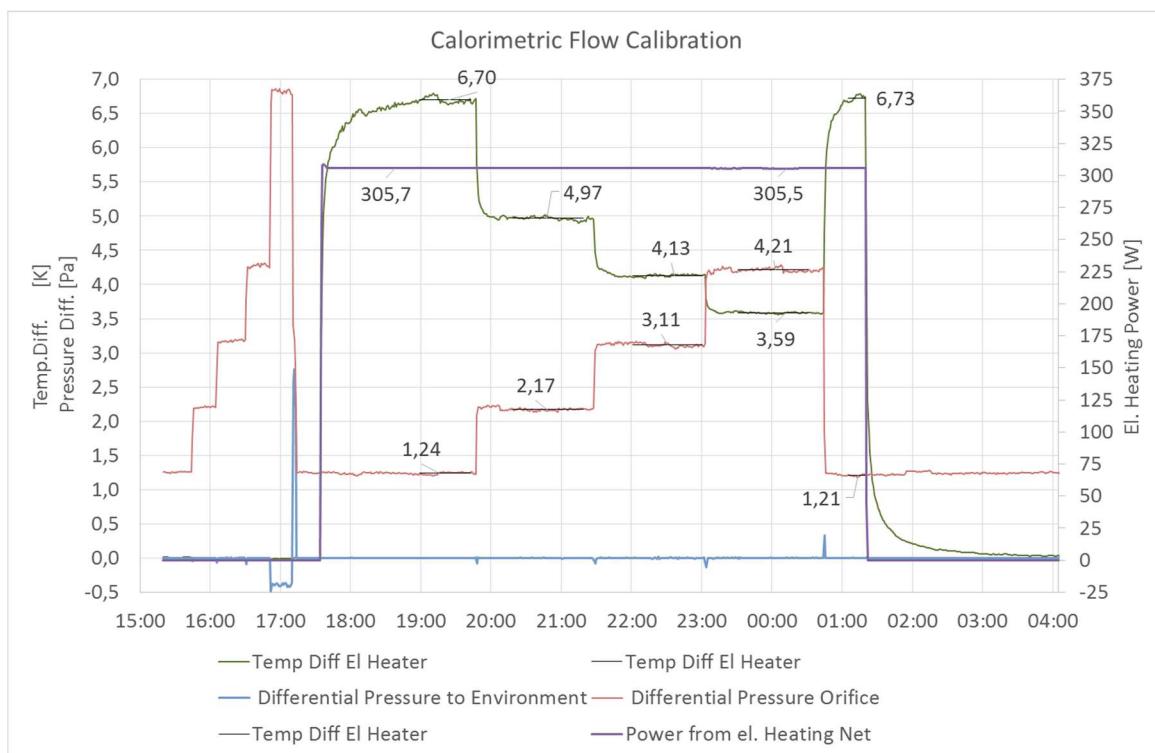


Abbildung 23 Kalibrierung der Luftmassenstrombestimmung mittels kalorimetrischer Messung

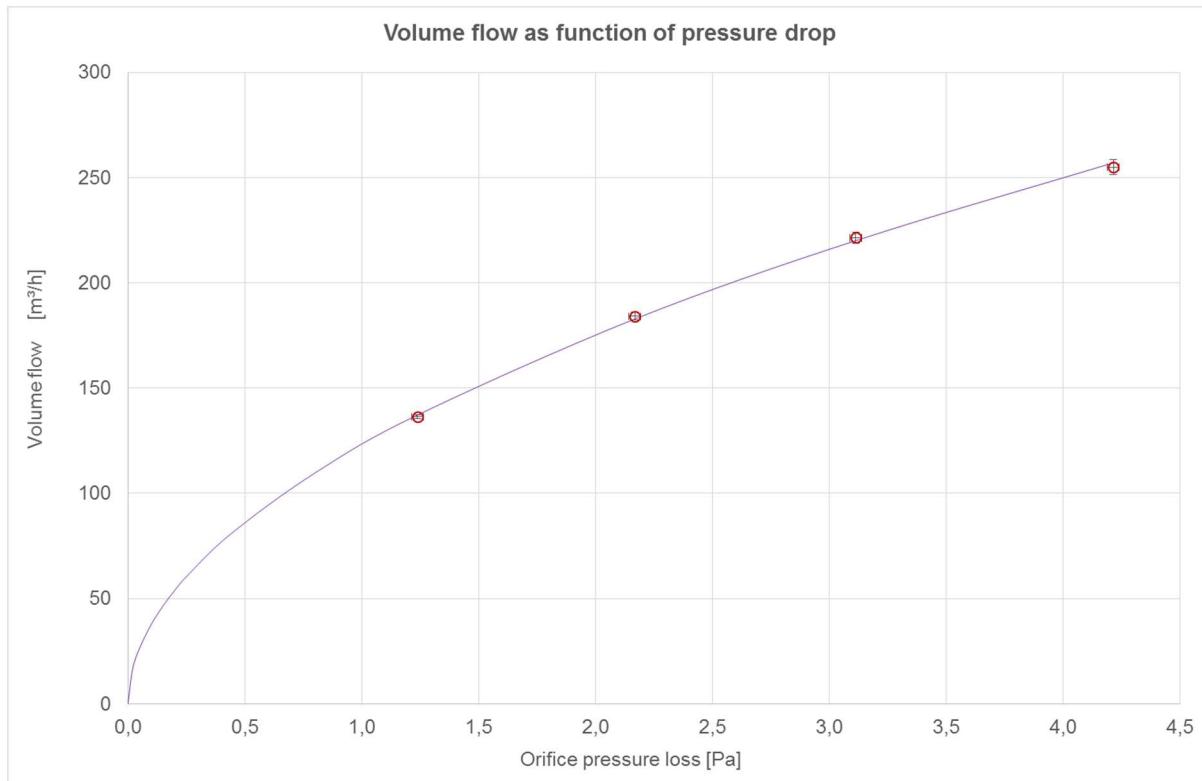


Abbildung 24 Kalibrierkurve für die Messlochblende (Blende 2) zur Volumenstrommessung mittels der kalorimetrischen Kalibrierung gemäß Abbildung 23

In [Feist 2018] wird eine Analyse aller weiteren Messabweichungen durchgeführt, die auf einer Messgenauigkeit der Temperaturdifferenz durch die Thermoelementnetze von weniger als 2.1% des Messwertes führt.

Im dieser Arbeit ergibt sich nach den Regeln der Fehlerfortpflanzung eine Gesamtgenauigkeit der Enthalpiemessung inkl. Transmissionsanteilen von 4.6%.

Der Messkanal wurde regelmäßig nachkalibriert, ohne dass sich entscheidende Änderungen in den Parametern ergaben. Der mittels des Kanals aus den Protokollen des Mess- und Regelprozessors (minutenweise Aufzeichnung) bestimmte Enthalpiestrom wird für die Betriebs-Heizperiode 2019/20 in einen Heizknoten in Zone 4 (Esszimmer, EG Nord) eingespeist. Dieser Wärmestrom enthält bereits die Nettobilanz einschließlich des Betriebsstroms dieses Gerätes.

Abbildung 25 zeigt den Zeitverlauf des 2019/20 gemessenen Heizwärmeeintrags in den Heizknoten in Zone 4 (Esszimmer) des Gebäudes sowie des Stromverbrauchs des Gerätes. Abbildung 26 zeigt beispielhaft einen Ausschnitt dieser Leistungen in 10-Minuten-Intervallen.

Aus den Messungen ergibt sich hier ein interessantes Zwischenergebnis: Die Split-Luft/Luft-Wärmepumpe hat in der Heizperiode 2019/20 insgesamt 1642.2 kWh Heizwärme ($\pm 4,6\%$) erzeugt. Dazu wurden 747 kWh Strom eingesetzt ($\pm 2\%$). Die

Jahresarbeitszahl für die Heizwärmeerzeugung aus dem Splitgerät liegt damit bei etwa 2.2 (kWh/kWh ±5%). Dieser Wert ist nicht überwältigend gut und jedenfalls deutlich schlechter als die üblicherweise von den Herstellern dieser Geräte beworbenen Werte. Dass dies normalerweise kaum auffällt, liegt daran, dass es schwierig ist, die von solchen Geräten unter praktischen Betriebsbedingungen gelieferte Wärme zu messen.

Auch eine Ursache für die vergleichsweise geringe Arbeitszahl ist offensichtlich: Das Gerät wurde aus Gründen des Schallschutzes regelmäßig mit der niedrigsten Stufe der Innenraum-Umluft betrieben; mit geringem Luftmassenstrom ist aber die Temperaturerhöhung im Kondensator der Wärmepumpe höher als für einen energetisch optimierten Betrieb; letzterer wird von den Herstellern bei der Werbung angegeben. Auch das Regelregime der Wärmepumpe ließe sich weiter verbessern – und für den Heizbetrieb wäre eine veränderte Kältemittelführung im Außengerät möglich (Kompressor-Abwärme mitnehmen). Luft/Luft-Wärmepumpen haben nach unserer Einschätzung noch ein bedeutendes Verbesserungspotential.

Eine Übersicht zu den Ergebnissen des Wärmepumpenbetriebs in der Heizperiode 2019/20 gibt Abbildung 27: Nur von November bis März war das Splitgerät in Betrieb. Die gemessene Heizwärmebereitstellung betrug in der Summe in diesem Zeitraum 10.53 kWh/(m²a); weitere Heizquellen gab es in dieser Zeitperiode nicht – die Summe der inneren Wärmequellen war im Zeitraum je m² Wohnfläche geringer als im Durchschnitt in Deutschland. Der Heizwärmeverbrauch für dieses Reihenendhaus nach PHPP-berechnetem Zertifikat beträgt 11.5 kWh/(m²a); dieser Bedarf ist zu einer Innenraum-Solltemperatur von 20 °C bestimmt. Die mittlere Temperatur im Kernwinter im Objekt lag bei 21.6 °C. Allerdings lag die mittlere winterliche Außentemperatur in diesem Zeitraum um etwa 3 K über dem langjährigen Mittel.

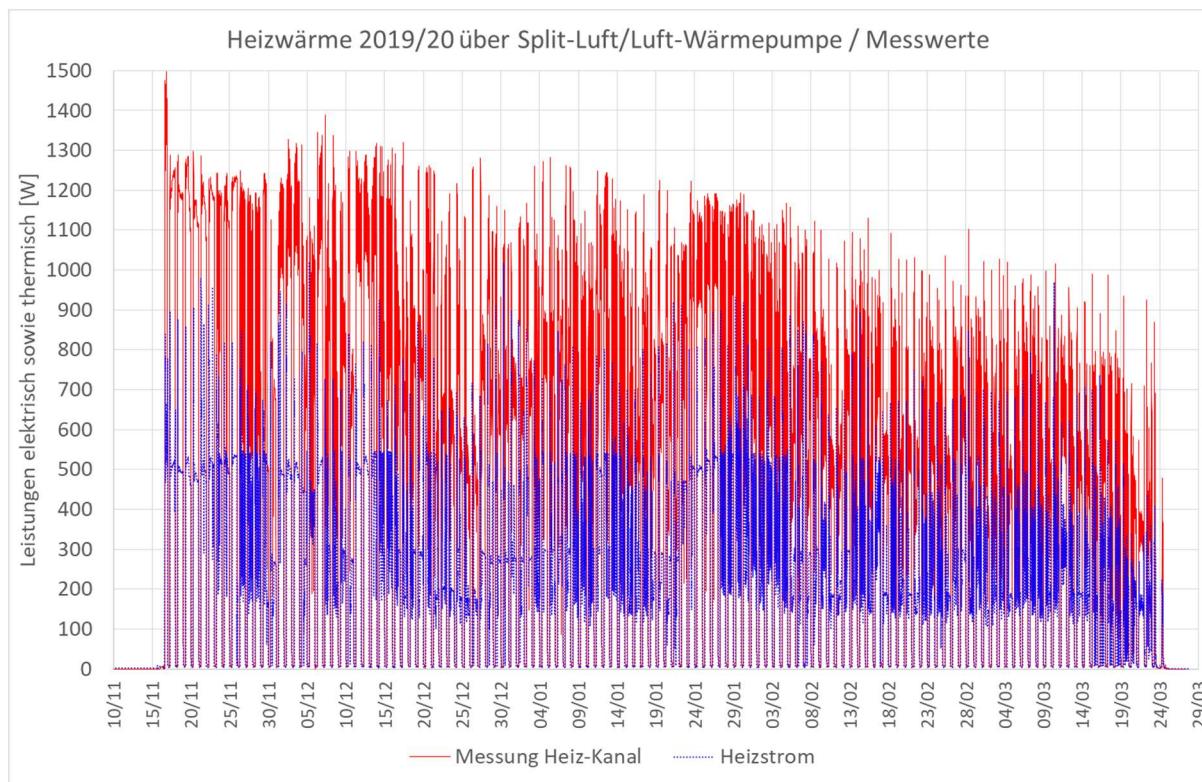


Abbildung 25 Mit dem Messkanal gemessene erzeugte Heizwärme aus dem Splitgerät sowie die Stromaufnahme des Gerätes.

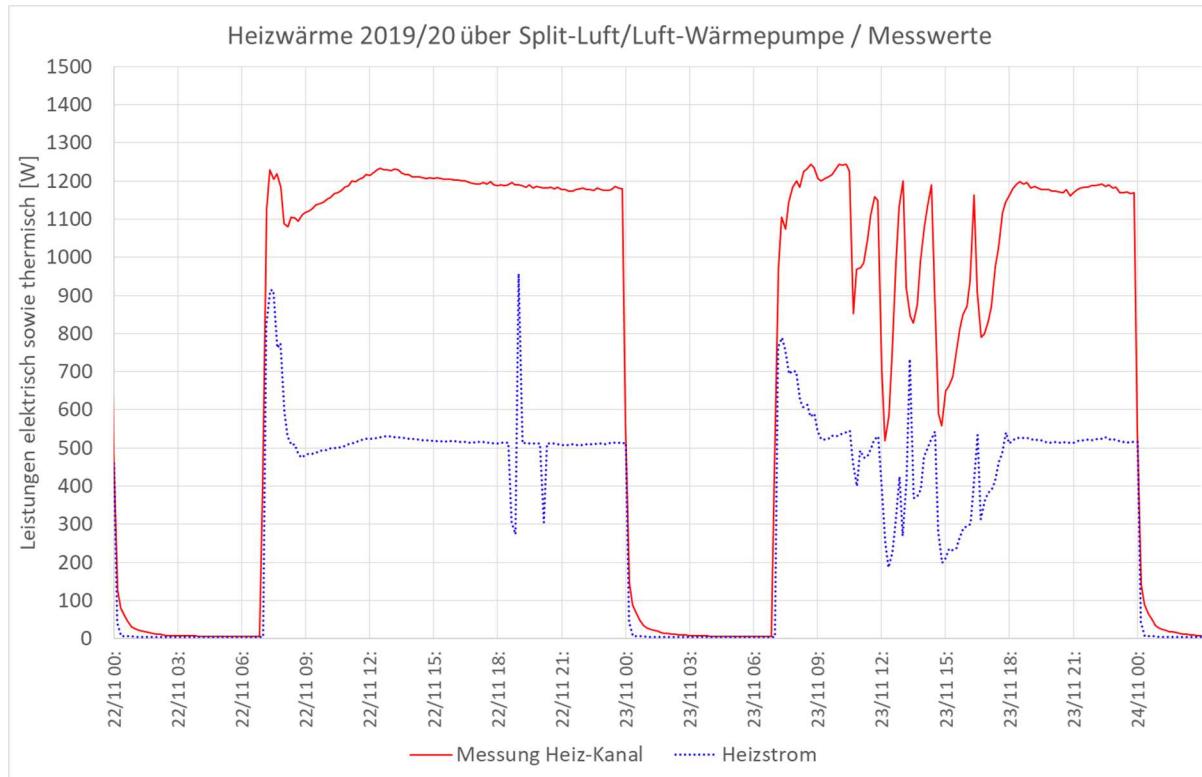


Abbildung 26 Zeitlich hochauflöster Ausschnitt: Wärmeleistung des Splitgerätes, freigesetzt in Zone 4 (EG Nord).

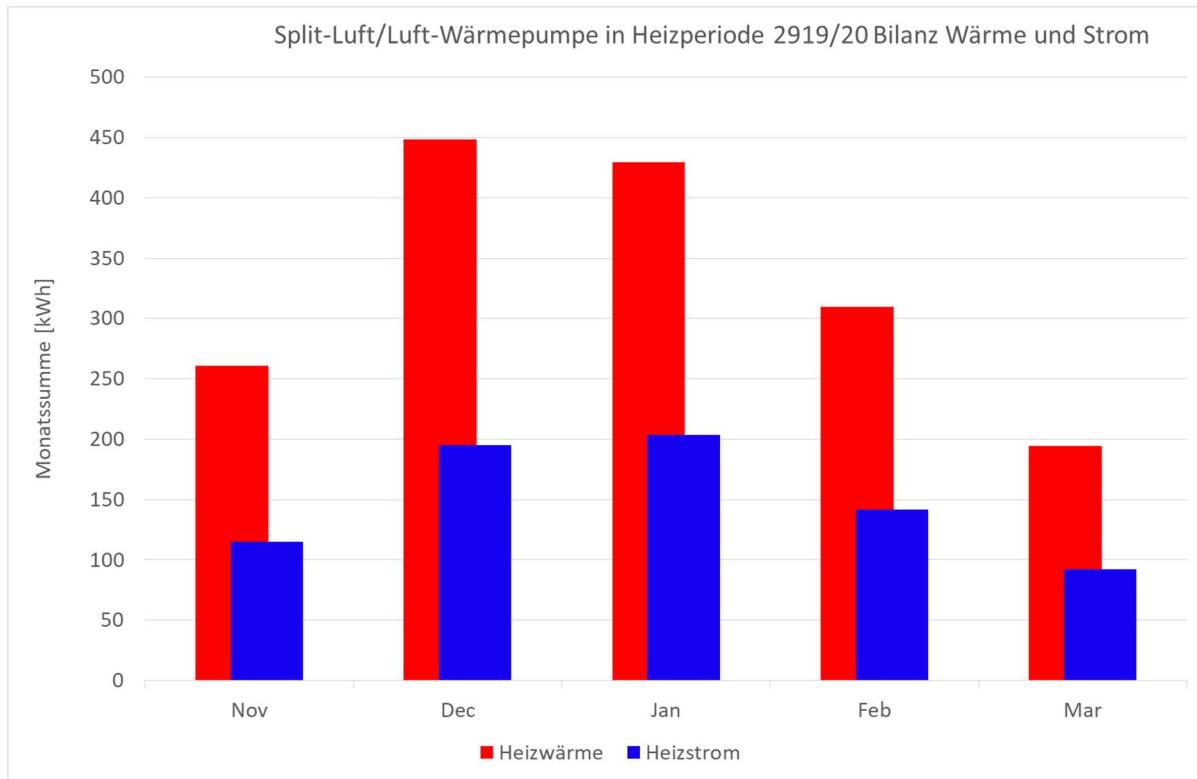


Abbildung 27 Monatssummen der von der Luft/Luft-Wärmepumpe erzeugten Heizwärme (Messwert) und der zum Betrieb des Splitgerätes insgesamt eingesetzten elektrischen Energie (rechts, blau). In der Summe wurden vom Messkanal 1642,2 kWh Heizwärme registriert.

7.2.10 Örtlich nicht genau bestimmmbare elektrische Energieströme und deren Verteilung

In den vorausgehenden Abschnitten wurden die separat gemessenen elektrischen Einzelverbraucher und ihre räumlich Lage im Gebäude identifiziert. Deren raumwirksame Leistungen werden jeweils der Summe der internen Wärmeleistungen der betroffenen Zone zugefügt.

Aufgrund der Integration der Zählerimpulse über diskrete Intervalle kann es zu Fällen kommen, in denen ein Unterzähler einen Impuls (bewirkt durch kurzzeitigen Gerätebetrieb) bereits gezählt hat, während der zentrale Zähler („total“ in Abbildung 18) dieses Energiepaket erst im Folgeintervall meldet. Das ist einer der Gründe, weshalb es an wenigen Zeitpunkten auch Messwert-Tupel gibt, bei denen die Summe der Unterzähler eine höhere Leistung als der Gesamtzähler ergibt. In der Regel ist allerdings die Gesamtleistung höher als diese Summe – Abweichungen sowohl nach oben als auch nach unten kann es auch wg. der begrenzten Messgenauigkeit der Unterzähler sowie durch kurze Leistungsänderungen bei solchen Verbrauchern geben, für die nur die Betriebszeiten aufgezeichnet wurden und eine ansonsten im Betrieb (annährend) konstante Leistung angenommen wird (das gilt z.B. für den DNS-Server). Überwiegend erfassen wir mit den Unterzählern sowie den Betriebszeiten-

Aufzeichnungen den Stromverbrauch zu 90.1% bis 91.8% (Monatsmittelwerte). Es gibt aber einzelne Intervalle, in denen der Gesamtverbrauch um 25% höher ist als die Einzelwertsumme, im anderen Extrem kann er bis zu 5% geringer sein.

Für eine möglichst realitätsnahe Energiebilanz der elektrischen Energie ist der gesamte Energiestrom in die thermische Hülle maßgeblich. Für einen evtl. vorhandenen Leistungs-Differenzwert P_{eldiff} zwischen dem Gesamtzähler und den örtlich identifizierten Verbrauchern gehen wir daher davon aus, dass diese nicht im Detail erfasste Energie tatsächlich vollständig in dem betreffenden Intervall innerhalb der thermischen Hülle umgesetzt wird. Sie wird daher der internen Wärmequellleistung zugeschlagen, wofür die konstanten Verteilungsfaktoren aus Tabelle 17 verwendet wurden. Diese Aufteilung folgt der Einschätzung der häufigsten erwarteten zusätzlichen, nicht lokalisierten Leistungsabnahmen; hier stehen insbesondere Aktivitäten im Esszimmer im Mittelpunkt: Es werden dort regelmäßig mobile PC's betrieben, elektronische Geräte aufgeladen, das elektrische Stövchen für Fondue - und es ist auch die Zone mit dem häufigsten Betrieb des Staubsaugers und Standort des größten Einzelverbrauchers (Splitgerät). Im Grundsatz wäre es möglich, über Abfragen von typischen Differenzleistungswerten und einen Korrelationsabgleich mit dem Betrieb anderer Geräte sowie Personen-Anwesenheitsangaben eine evtl. noch bessere örtliche Zuordnung der Differenzleistungswerte P_{eldiff} zu kreieren. Da es sich dabei aber im Schnitt nur um insgesamt 9% der elektrischen Leistung handelt und diese in der Gesamtheit auch bei der hier gewählten festen Verteilung innerhalb der thermischen Hülle umgesetzt wird, erwarten wir von einem solchen Algorithmus keine entscheidend besseren Approximationen – evtl. jedoch schwieriger zu interpretierende artifizielle Spitzenwerte in einzelnen Zonen; verwendet wurde daher die hier dokumentierte feste Aufteilung. Die Raumwirksamkeit wurde für diese Restleistungen zu 100% angesetzt.

Tabelle 17 Verteilfaktoren für die nicht örtlich zugeordnete Leistungsdifferenz zwischen dem zentralen Zähler und den detailliert aufgezeichneten Verbrauchern

Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4	Zone 5	Zone 6	Zone 7	Zone 8	Zone 9	Zone 10	Zone 11	Zone 12
Wohnen	Kueche	Treppe	Essen	Kind-I	Kind II	Bad	Schlaf	Schrank	Arbeit	Gast	Dusche
5%	3%	0%	66%	0%	4%	0%	5%	1%	5%	1%	0%

Eine Messabweichung kann prinzipiell in der Verteilung der Leistung auf die verschiedenen Zonen auftreten. Die gesamte Summe der in der thermischen Hülle anfallenden Wärme könnte um einen Prozentsatz nicht raumwirksamer Leistungen geringer sein (maximal 16% bzw. 8 W).

7.2.11 Gasherd

Gekocht wird mit einem in der Küche unter der Küchenabzugshaube betriebenen Gasherd. Die Erdgaszufuhr wird über einen Balgengaszähler mit Impulsausgang (Elster BK4G4 mit DVGW-Reg.Nr. GK 86e05“t“) erfasst ($0.01 \text{ m}^3/\text{Impuls}$). Der Brennwert des verwendeten Erdgases beträgt nach Auskunft des Gasversorgers 11.31 kWh/m^3 unter Normbedingungen.

Abbildung 28 zeigt beispielhaft für einen Tag die aus dem Gas bei vollständiger Verbrennung im Herd gewinnbare Leistung (blau) sowie die Enthalpie im Abluftmassenstrom. Erwärmte und feuchtere Abluft folgt den Kochgasentnahmen. Im Durchschnitt sind hier etwa 33% der Verbrennungsenthalpie bereits in der Abluft „auffindbar“. Die Raumwirksamkeit dieses Anteils wird durch die Erwärmung der Zuluft durch den Luft/Luft-Wärmeübertrager abgebildet; diese Leistung darf daher nicht doppelt gezählt werden. Wir gehen für das Simulationsmodell davon aus, dass weitere 40% ($\pm 15\%$) der Verbrennungsenthalpie durch fühlbare Abwärme über Töpfe etc. (konvektiv und durch Wärmestrahlung) direkt in der Küche raumwirksam wird. Für die Verbleibenden 27% nehmen wir an, dass sie durch Abgießen in das Abwasser, den warmen Konsum durch Personen und Exfiltration feuchter Luft nicht raumwirksam werden. Den Fehler bei der Enthalpiebilanz des Kochherdes schätzen wir auf 15% der Verbrennungsenthalpie bzw. im Durchschnitt über die Heizzeit $\pm 5.7 \text{ W}$ ein; dies beinhaltet den Messfehler des Gaszählers (kleiner als $\pm 1\%$ nach Datenblatt).



Abbildung 22 Balgen-Gas-Unterzähler mit Impulsausgang für die Kochgasmessung

In Abbildung 28 sind zwei weitere kleinere Enthalpie-Anstiegsspitzen jeweils nach 9:30 erkennbar, die nicht mit einem Gasverbrauch korreliert sind. Diese stammen von Aktivitäten in den Bädern.

Über den Messzeitraum ist die Darstellung von Momentanwerten wegen der kurzzeitigen Spitzen des Gasverbrauchs nicht aussagekräftig. Für Abbildung 29 wurde daher das gleitende 96-h-Mittel der Verbrennungsleistung und der in der Abluft registrierten abgeföhrten Enthalpie dokumentiert. Hier ist erkennbar, dass der abluftwirksame Anteil etwa ein Drittel beträgt. Außerdem zeigt diese Grafik gut die Auswirkung der Corona-Pandemie: Die Bewohner halten sich ab März 2020 überwiegend zuhause auf; insbesondere wird nun regelmäßig abends gemeinsam gekocht und gegessen, was zu einem spürbaren Anstieg des Kochgasverbrauchs führt: Im Oktober/November 2019 durchschnittlich nur um 18 Watt, im März um 50 W.

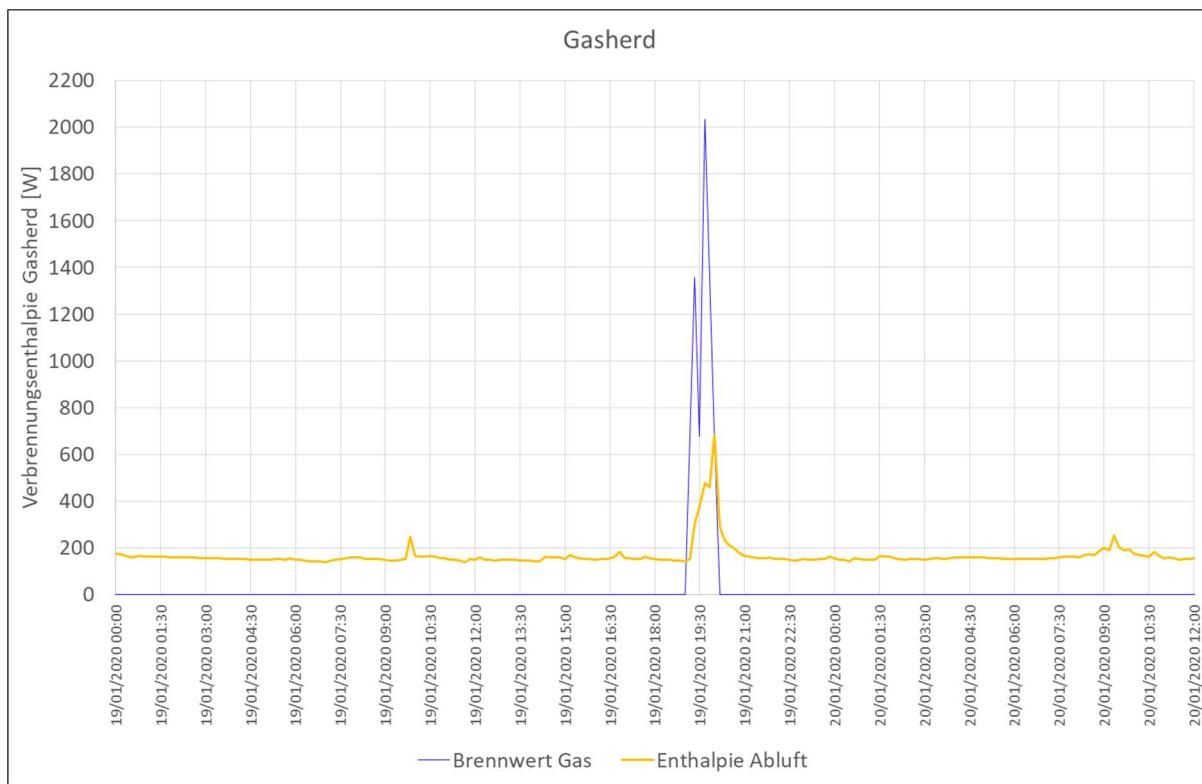


Abbildung 28 Leistung des zugeführten Erdgases (blau) und in der Abluft (davon der Teil, der über die Küchenabzugshaube abgesaugt wird, etwa 33%) registrierte Enthalpiedifferenz (auch ohne Kochbetrieb ist der Wasserdampfpartialdruck in der Küchenabluft höher als in der Zuluft).

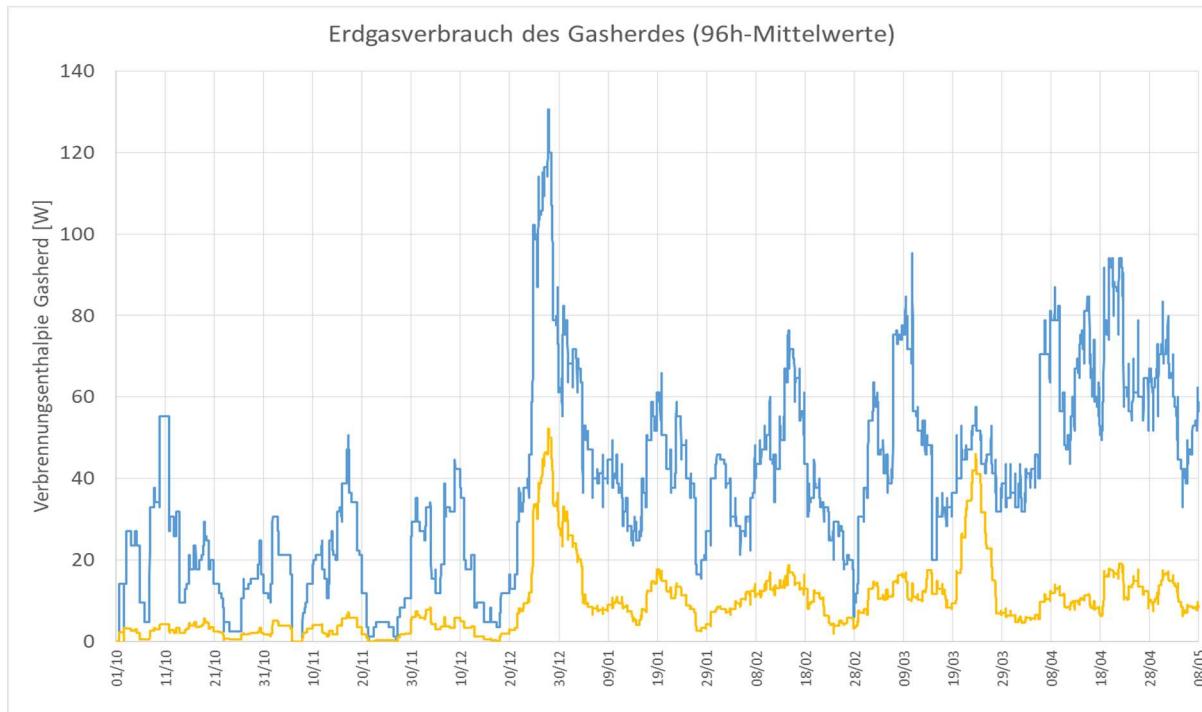


Abbildung 29 Gleitende Mittelwerte (96h) der Herd-Leistung (blau) und der in der Abluft über die Küchenabzugshaube registrierten Enthalpiedifferenz (orange). Bis auf weitere 27% wird vom Rest angenommen, dass die Leistung über Strahlung und Konvektion der Küche zugeführt wird.

7.2.12 Enthalpiebilanz wasserführender Leitungen

Die Temperaturen und die Volumenströme von kaltem Leitungswasser werden jeweils an der Stelle des Eintritts der betreffenden Leitung in die thermische Hülle gemessen: das gilt sowohl für das kalte Trinkwasser (θ_{kalt} , V_{kalt}) als auch für Regenwasser (θ_{reg} , V_{reg}). Die Volumenströme und die Temperatur des warmen Trinkwassers (θ_{WW} , V_{WW}) werden in den Verteilerkästen der Wasserversorgung vor den Zapfstellen in der Wohnung gemessen. Die Ergebnisse dieser Messungen sind für einen mehrtägigen Zeitabschnitt in Abbildung 30 dokumentiert. Relevante Zapfmengen für kaltes und warmes Trinkwasser gibt es vor allem morgens und abends, während die Toilettenspülung (Regenwasser) über den ganzen Tag verteilt stattfindet.

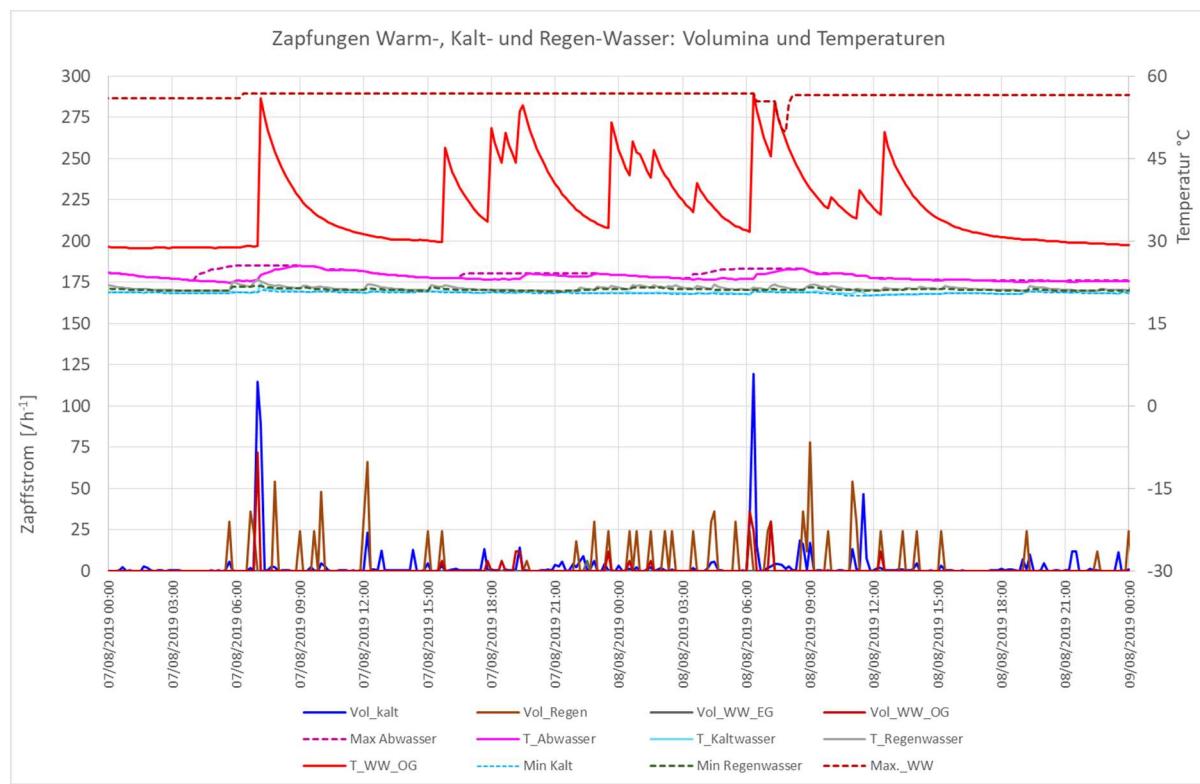


Abbildung 30 Zapftemperaturen und Wasser-Zapfmengen (l h^{-1}) für Kalt-, Regen- und Trinkwarmwasser. Die Eintrittstemperaturen in die thermische Hülle werden durch die jeweiligen Einhüllenden (gestrichelt) gegeben.

Die schnellsten Temperaturveränderungen folgen zeitlich direkt auf die Zapfungen – der Wärmeübergang zwischen dem Wasser und dem Rohr ist sehr hoch, es werden also mit relativ geringer Zeitkonstante die Temperaturen des Zapfwassers angezeigt, zumindest, wenn die Zapfmengen genügend hoch sind. Im Anschluss an die meist zeitlich kurzen Zapfvorgänge fallen die Temperaturen exponentiell auf eine Gleichgewichtstemperatur mit dem Aufstellraum ab; diese liegt im Warmwasserfall wegen eines durch die Rohre bestehenden thermischen Kontakts der Zapfleitung zur Zirkulation über der Raumlufttemperatur.

Für die energetischen Auswirkungen unterscheiden wir zwei Mechanismen:

- Die Wärmeabgabe der in die Zirkulation eingebundenen WW-Versorgungs- und Zirkulationsleitungen.
- Die Auskühlung der (Zapf-)Stichleitungen und die Raumwirksamkeit gezapfter Wassermengen.

Wir behandeln zunächst den zweiten Vorgang. Eine genaue Bestimmung wäre hier durch einen Wärmezähler in der jeweiligen Zapfleitung (Referenztemperatur dann die Raumtemperatur) sowie durch einen weiteren Wärmezähler in der durch die Gebäudehülle nach außen tretenden Abwasserleitung möglich. Letzteres ist mit hoher Genauigkeit nur sehr schwer realisierbar, zumal die Abwassermengen sehr stark schwanken und manchmal stark verschmutzt sind. Wir müssen uns hier mit Näherungslösungen begnügen. Wir sind dazu so vorgegangen, wie es im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

Aufgezeichnet wurden die Zapfzeitpunkte und Zapfmengen; die „wahre Zapftemperatur“ wäre die Temperatur an der Eintrittsstelle des Massenstroms in die thermische Hülle mit dem Massenstromgewicht der gezapften Massen. Nun liegt die Warmwasser-Zirkulationstemperatur ziemlich konstant bei ca. 60°C, jahreszeitliche Schwankungen sind möglich. Zwischen den Zapfungen nehmen die Temperaturen an den Anlegefühlern ab; wir können die „wahre Zapftemperatur“ als Maximum der gemessenen Temperatur am Anlegefühler über einen Zeitraum -1 Min bis +360 Min um die betreffende Zapfung approximieren. Diese „Maximaltemperatur des Warmwassers“ $\theta_{WW,extr}$ ist als Kurve (Bezeichnung Max_WW) in Abbildung 30 ebenfalls dargestellt (gestrichelt). Wir gehen im Folgenden davon aus, dass das gezapfte Wasser am Eintrittspunkt jeweils diese Temperatur zum Zeitpunkt einer Zapfung hat (auch wenn am Hahn zunächst niedrigere Temperaturen vorliegen). Dies definiert die durch das Warmwasser in die thermische Hülle eingeführte Enthalpie. Letztendlich verlässt das Wasser (evtl. über einige Umwege) das Gebäude wieder, weit überwiegend durch die Abflussleitung (bis auf eine mögliche Verdunstung, in dem Fall nimmt der Wasserdampfgehalt der Abluft zu). Die durch die Abwasserleitung abgeföhrte Enthalpie ist der Abwassermassenstrom multipliziert mit der mittleren Abwassertemperatur minus der Raumtemperatur. Der Abwassermassenstrom weicht nur wenig von der Summe der zugeführten Wassermengen ab. Eine mittlere Abwassertemperatur ist nur schwer zu bestimmen. Immerhin haben wir einen Anlegefühler an der Abwasserleitung am Austrittspunkt, dessen Aufzeichnungen ebenfalls in Abbildung 30 mit dargestellt sind (pinke Kurve). Diese Temperatur liegt nahezu immer deutlich über der Raumtemperatur („Wasserablaufverluste“), auch in den Zeiten, zu denen nur Toilettenspülungen dokumentiert sind. Auch das (zum Eintrittszeitpunkt kalte) Toiletten-Spülwasser hat im Spülkasten ausreichend Zeit, sich auf nahe Raumtemperatur zu erwärmen. Größere Zapfmengen an warmem Abwasser

(z.B. beim Duschen oder noch extremer nach einem Wannenbad) können dagegen durchaus teilweise beim Ablassen nicht detektiert werden und im Durchschnitt noch höhere Abflusstemperaturen aufweisen, als der Anlegefühler registriert. Wir gehen von einer Ausnutzbarkeit η_{xW} bei Kalt/Regenwasser von 100%, für die WW-Zapfungen in den Bädern von nur 50% und in der Küche von 33% (schnellerer und anteilig höherer Abfluss über die Küchenspüle mit kurzer Verweildauer in der thermischen Hülle) aus; die letztlich (initial) im Raum freigesetzte Energie wird so für das Zapfwasser

$$E_{i,x,W,\text{eff}} = \eta_{xW} \cdot c_{p,W} \cdot \rho_W \cdot V_{xW} \cdot (\theta_{xW,\text{extr}} - \theta_{ab,\text{extr}})$$

Dabei ist $c_{p,W}$ die spezifische Wärmekapazität von Wasser (1.16 Wh/kg/K) und ρ_W die Dichte des Wassers (1000 kg/m³); auf eine temperaturabhängige Auswertung von Dichte und Wärmekapazität haben wir angesichts der ansonsten weit höheren Messabweichungen verzichtet. Der Index x steht für x = W (Warmwasser), k (Kaltwasser), R (Regenwasser).

Nun wird diese Energie nicht zeitgleich zu den jeweiligen Zapfmengen freigesetzt – sondern sie „arbeitet sich“ durch die Rohrwandungen, Dämmung und evtl. Vormauern etc. erst allmählich in den Raum vor. Wir berücksichtigen dies durch ein Einspeisemodell der Zapfenergie – ein thermisches Wärmedurchgangs-Wärmekapazitätsglied (RC-Glied), das auf den Knoten der Wärmeeinkopplung in den Raum folgt. Abbildung 31 zeigt den zeitlichen Verlauf dieser Freisetzung aus Wasserzapfungen in einem Beispielzeitraum.

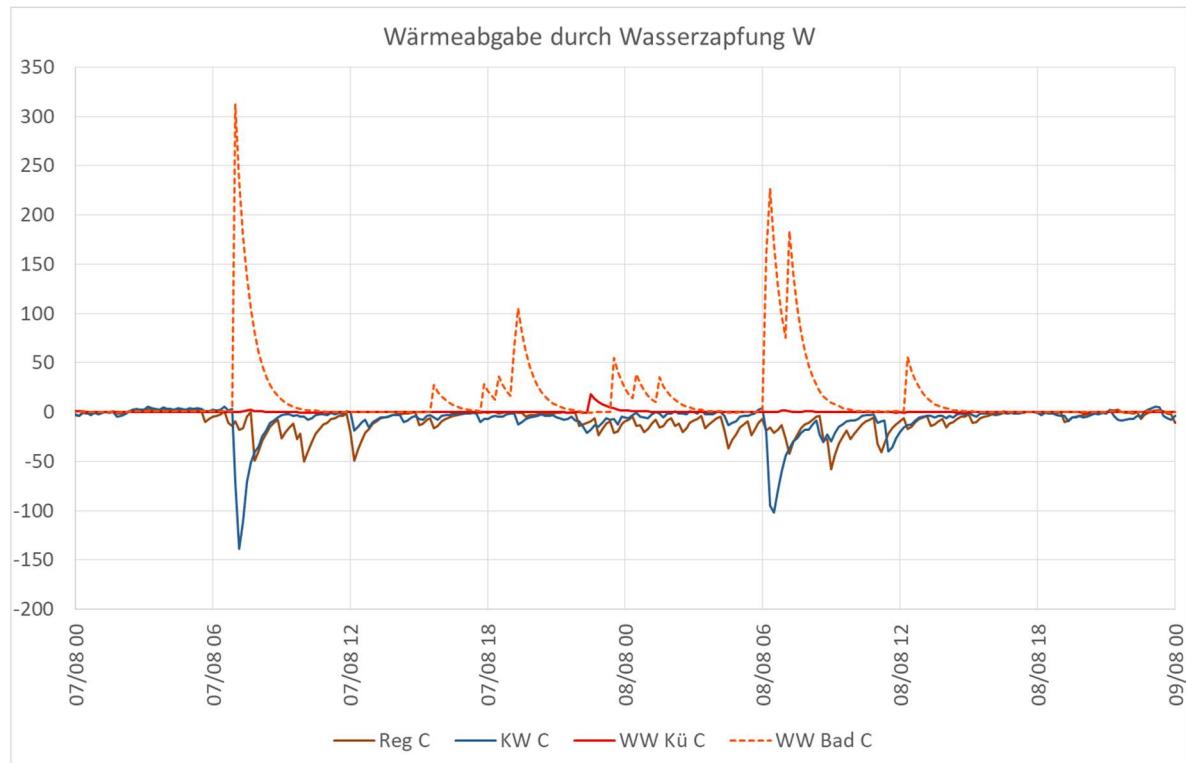


Abbildung 31 Wärmefreisetzung in der thermischen Hülle infolge von Zapfungen an Warm-, Kalt- und Regenwasser in Watt.

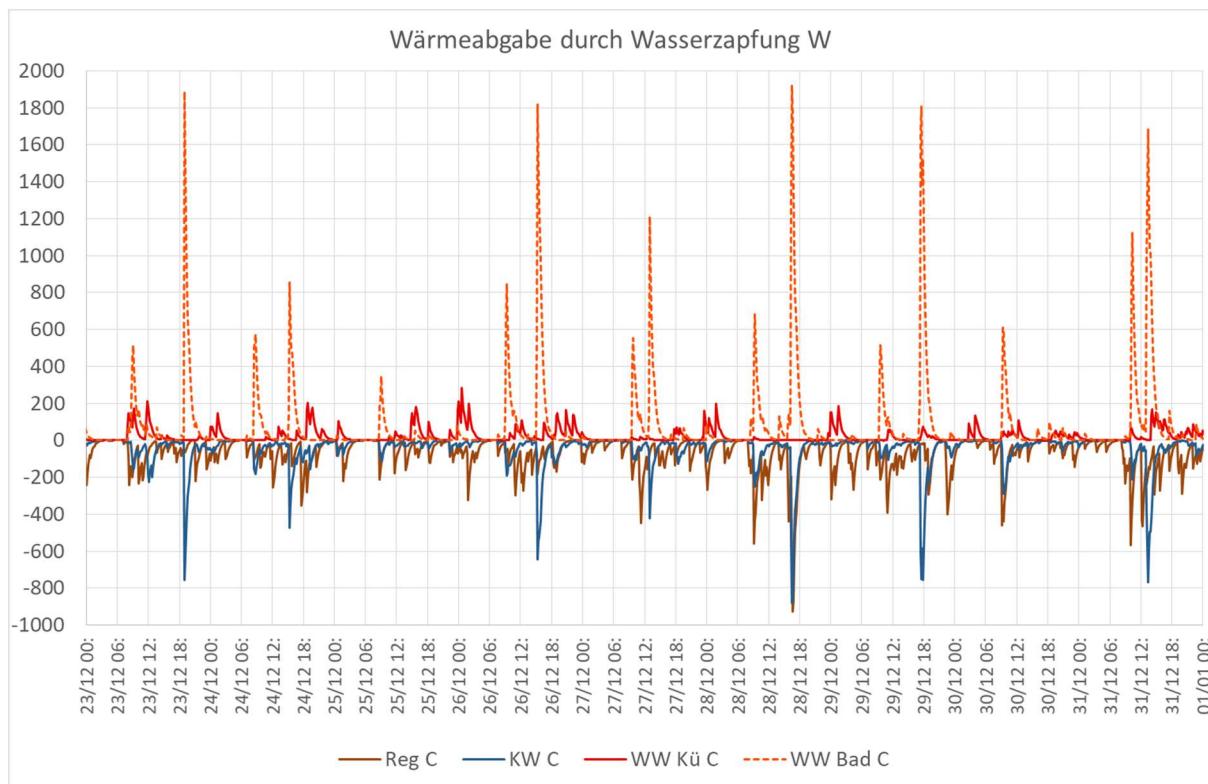


Abbildung 32 Wärmefreisetzung in Bädern und Küche durch Warm-, Kalt- und Regenwasser-Zapfung in Watt (Ende Dezember 2019).

Es folgt eine Analyse zu den Größenordnungen des Beitrags: Im Dezember 2019 lag z.B. der mittlere Wärmegewinn durch Warmwasserzapfungen in der Küche bei um 7 W, in den Bädern um 30 W. Durch gezapftes Kaltwasser wurden insgesamt etwa 17 W, und durch die Toilettenspülung mit Regenwasser im Schnitt 31 W an Wärme entzogen. Die Netto-Bilanz der Wasserzapfungen im Haus ist mit -11 W daher leicht negativ. Ein solches Ergebnis kommt für die beteiligten Wissenschaftler nicht unerwartet; es gab schon zuvor Untersuchungen, die zeigten, dass die Trinkwassernutzung geringfügige und in der Bilanz eher negative Beiträge zu internen Wärmequellen erbringt [Feist 1994a].

Die Einschätzung der möglichen Abweichungen zeigt, dass diese im zeitlichen Durchschnitt bei ± 8.5 W bei der Warmwasserzapfung, ± 9 W für die Summe aus Regen- und Kaltwassereinfluss liegen.

7.2.13 Wärmeabgabe der Warmwasser-Versorgungs- und Zirkulationsleitungen



Abbildung 33 Die Wärmedämmung der warmwasserführenden Leitungen im Deckenkanal / Passivhaus Darmstadt Kranichstein mit einer Dämmdicke von (25 + 100) mm
(Baustellenfoto von W. Feist 1991)

Wärmeabgaben der nur bei einer Zapfung durchströmten wasserführenden Stichleitungen sind bereits in den Zapfenthalpiebilanzen enthalten, die im letzten Abschnitt behandelt wurden. Das gilt nicht für die Wärmeabgabe von Warmwasser-Zirkulationsleitungen und der in die Zirkulation eingebundenen Versorgungsleitung.

Das Passivhaus Darmstadt Kranichstein weist eine zentrale thermisch solare Warmwasserbereitung für alle vier Wohnungen mit einem zentralen Trinkwarmwasserspeicher auf. Wegen der Legionellen-Verordnung muss die Temperatur in diesem System dauerhaft auf über 60°C gehalten werden: Die zugehörigen wasserführenden

Leitungen verlaufen in Ost-West-Richtung in einer geraden Strecke quer durch das gesamte Gebäude; sie liegen vollständig innerhalb der thermischen Hülle in einem Kanal unter der Decke zwischen dem ersten Obergeschoss und dem Dachgeschoss. Sowohl die Versorgungsleitung als auch die Zirkulationsleitung sind sehr gut wärmegedämmt und auch innerhalb des Deckenkanals noch einmal gemeinsam gedämmmt, so dass die zugehörigen Wärmeverluste gering gehalten werden; das erhöht die Effizienz der Warmwasserversorgung, den möglichen solaren Deckungsanteil und es reduziert den Beitrag zu einer sommerlichen Erwärmung.

7.2.14 Wärmeschutz der Leitungen

Tabelle 18 zeigt die Ermittlung der Wärmeverlustkoeffizienten der gedämmten warmwasserführenden Leitungen im Passivhaus Darmstadt Kranichstein. Verwendet wurde der vorprogrammierte Algorithmus im [PHPP], welcher DIN EN ISO 12241 (Wärmedämmung an haus- und betriebstechnischen Anlagen) folgt. Die Dämmdicke von 125 mm erscheint hier zunächst hoch – tatsächlich sind diese Leitungen aber sowohl regulär mit einer Mineralwolle-Dämmung von 25 mm (größer als 1 x DN) sowie zusätzlich mit einer Mineralwolle-Dämmematte der Dicke 100 mm um den gesamten Leitungsstrang gedämmt, bevor der Kanal schließlich mit Gipskartonplatten verkleidet wurde; das Baustellenfoto zeigt die Ausführung im Messprojekt. Aufgrund des logarithmischen Einflusses der Dämmdicke bei Wärmeverlustkoeffizienten mit Zylindergeometrie ist eine mögliche Messabweichung bei diesem sehr kleinen ψ -Wert sowohl bzgl. der Abmessungen als auch der Wärmeleitfähigkeit klein. Die Ausführung ist außerdem sehr weitgehend wärmebrückenfrei, wir verwenden zur Sicherheit für die

Berücksichtigung möglicher Stoßstellen (die allerdings immer sauber Dämmung gegen Dämmung gestoßen wurden) einen gerundeten Wert von 0.1 W/(mK).

Tabelle 18 Wärmeverlustkoeffizienten ψ in [W/(mK)] und Längen der WW-Leitungen

Kranichstein	WW-Leitung Nennweite	20	mm
	Dämmdicke:	125	mm
	Verspiegelt?		
X	Ja		
	Nein		
	Wärmeleitfähigkeitsgruppe	0.04	W/(mK)
	$\Delta\theta$	38	K
	Rohrdurchmesser innen	0.02000	m
	Rohrdurchmesser außen	0.02225	m
	Außendurchmesser Leitung	0.27225	m
	α -Oberfläche	2.43	W/(m ² K)
	Ψ -Wert	0.096	W/(mK)
	Oberflächentemperatur-Differenz	1.739	K
	Ψ -Wert gerundet auf	0.100	W/(mK)

	Wohnen	Küche	Treppe	EG-N	OG-SW	OG SE	Bad	OG-NW	OG-NO	DG-SW	DG-SO	DG-Dusche
WW-Verteilung Länge einfach s_{ww} / [m]	0	0	0	0	1.175	3.380	4.465	0	0	0	0	0
Anteil Wärme in diesen Raum	0%	0%	20% von OG-SW&SE	0%	62%	77%	97%	0%	0%	3% von OGS W	3% von OGS E	0%
Wärmeleistung P_{ww} / [W]	0	0	6.7	0	5.5	19.6	32.5	0	0	1.2	0.8	1.3

Die einfache Länge der Leitungen im jeweiligen Raum geht ebenfalls aus der Tabelle hervor. Die Wärmeabgabe jedes dieser Leitungsstücke bestimmt sich mit der jeweiligen Länge ($s_{ww} \times 2$), dem dokumentierten ψ -Wert und der Temperaturdifferenz der Zirkulation θ_{zirk} zur Raumluft θ zu

$$P_{WW_Leitung} = 2 \cdot s_{WW} \cdot \psi \cdot (\theta_{zirk} - \theta_i)$$

Diese Leistung teilt sich durch die Kanaloberflächenanteile und dreidimensionalen Wärmeströme aus dem Kanal in die Zonen des Gebäudes nach dem Schlüssel in der zweiten Zeile der Tabelle auf. Mit einer mittleren Zirkulationstemperatur von 59°C und einer mittleren Raumtemperatur von 21.5°C ergibt sich eine annähernd konstante Leistung für die innere Wärmequelle der Warmwasser-Zirkulation entsprechend der 3. Zeile. In der Summe sind dies 67.5 W für das gesamte Haus bzw. etwa 590 kWh für die Kompensation von Zirkulationsverlusten über das gesamte Jahr.

Das sind sehr hohe Verluste, die nur zu einem Teil heizwärmemindernd wirksam werden. In weniger effizient geplanten Gebäuden sind solche Zirkulationsverluste regelmäßig noch deutlich höher, weil meist längere Leitungsführungen und fast immer weit weniger gut gedämmte Leitungen verlegt werden. Es wird an dieser Stelle bereits sichtbar, weshalb die Entwicklung und ein Marktangebot für effizienter arbeitende Warmwasser-Systeme von hoher Bedeutung sind (vgl. [AkkP 49]).

7.2.15 Enthalpiebilanz bzgl. Verdunstung innerhalb der thermischen Hülle

Ein weiterer – oft unberücksichtigter – Energiestrom resultiert aus innerhalb der thermischen Hülle verdampfendem Wasser. Dafür muss im Innenraum Verdampfungsenthalpie aufgebracht werden. Im Winter liegen die relativen Feuchten i.a. unter dem Sättigungsgleichgewicht der kapillaren Wasseraufnahme von Mobiliar und Innenbauteilen und die Temperaturen an allen Oberflächen (außer im Kühlschrank) oberhalb der Taupunkttemperatur. Das bedeutet, dass im inneren verdunstendes Wasser zu annährend 100% mit den die Gebäude verlassenden Luftströmen (Abluft und Exfiltration) mitgenommen werden und damit einen – bisher nicht berücksichtigten – Wärmeverlust darstellen.

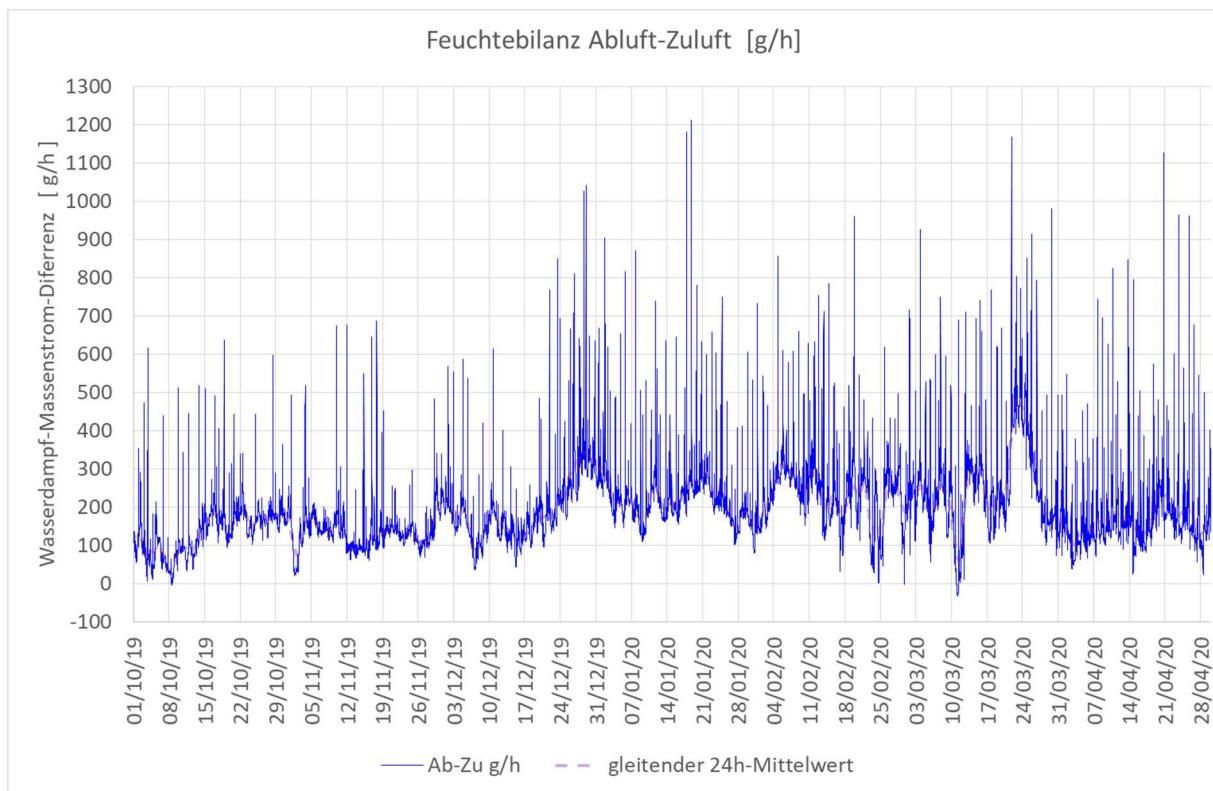


Abbildung 34 Wasserdampf-Massenstrombilanz Abluft- minus Zuluft der Wohnungslüftung im Passivhaus Kranichstein

Im Sommer dagegen kann es sogar vereinzelt vorkommen, dass die absolute Feuchtigkeit der Außenluft so hoch ist, dass es zu einem Netto-Transport von Wasser über die Zuluft in die thermische Hülle kommt. Dies führt dann zu einer Erhöhung des kapillaren Wassergehalts in den Möbeln und Bauteilen („Kapillarkondensation“), wodurch Kondensationswärme freigesetzt wird.

Die Gesamtbilanz des Feuchtehaushalts ist im Winter in unserem Messprojekt gut dokumentiert, da in Ab- und Zuluft der Lüftungsanlage die Temperaturen und die relative Feuchtigkeit gemessen werden. Der Luftvolumenstrom der mechanischen Lüftung macht mehr als 95% des gesamten Luftaustausches aus. Damit kann die Gesamt-Enthalpiebilanz (trocken {sensibel} und inkl. Wasserdampf {latent}) bestimmt werden. Die so bestimmte Wasserdampf-Massenstrombilanz ist in Abbildung 34 für die erste Heizperiode dargestellt. Wie bei anderen Größen gibt es auch hier starke kurzzeitliche Schwankungen (z.B. Koch- und Duschvorgänge), wodurch die Übersicht erschwert wird. Daher ist auch das 24h-Mittel der Feuchtebilanz mit eingetragen: Hier sind nun klare Tendenzen erkennbar. Ab Oktober steigt die Netto-Feuchteabfuhr über die Lüftung auf Werte um 130 g/h, im Kernwinter (Dez-Feb) liegt sie sogar bei um 220 g/h um dann zum Sommer hin auf unter 20g/h abzufallen (die Sommersituation ist aufwendiger in der Behandlung, weil dabei auch große Luftmassenströme über geöffnete Fenster ausgetauscht werden, bei denen weder die Mengen noch die Luftzustände besonders genau messtechnisch bestimmt sind).

Ein Teil der hier bilanzierten Enthalpie kommt aus bekannten Quellen – und die Verdunstungsenthalpie der zugehörigen Mechanismen wird vielfach bereits an diesen Quellen bilanziert (z.B. Feuchteabgabe der Personen). Daher muss an dieser Stelle darauf geachtet werden, dass entsprechende Beiträge nicht doppelt gezählt werden. Die folgenden Abschnitte identifizieren bekannte und bereits berücksichtigte Wasserdampfquellen mit dem Ziel, diese aus der Massenbilanz der Luftmassenströme heraus zu rechnen.

7.2.16 Quellen von Wasserdampf

Die Feuchteabgabe von Personen ist Teil des Metabolismus; Da wir die Personenaktivität und deren Aufenthalt für die sensible Wärme (→Personen-Wärme, Abschnitt 7.2.18) ohnehin bestimmen, können zusätzlich auch die latenten Leistungen und damit das verdunstete Wasser gleich mitbestimmt werden. In Abbildung 35 ist die von Personen durch Hautdiffusion und Atmung freigesetzte Wasserdampfmenge (grüne Kurve) angegeben. Das macht bereits einen beträchtlichen Teil der Feuchtequellen der Zu/Abluft-Bilanz aus.

Beim Betreiben des Herdes mit Kochgas wird ebenfalls Feuchte frei ($\text{CH}_4 + 2 \text{ O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{ H}_2\text{O}$) sowie ein Teil Wasserdampf aus Kochprozessen – dieser Beitrag ist in Abbildung 35 rot dargestellt. Dies erklärt den überwiegenden Teil der Spitzen der Abluftenthalpie (die anderen erklären sich durch verdunstendes Wasser beim Duschen).

Diese identifizierten Wasserdampfemissionen ziehen wir vom Feuchteüberhang in der Abluft ab – es verbleibt Wasserdampf aus Trocknungs- bzw. Kondensationsprozessen (feuchtes Geschirr und feuchte Handtücher etc.) sowie durch Kapillardesorption und -Adsorption aus Bauteilen, Mobiliar und Zimmerpflanzen. Diese letzte Gruppe von Feuchtequellen setzt Wasserdampf durch Phasenübergang frei, wobei die Verdunstungsenthalpie dem sensiblen Wärmeinhalt der Quelle und der Raumluft entnommen wird; dieser letzte Beitrag muss in der thermischen Bilanz berücksichtigt werden, solange wir kein vollständiges thermisch/hygrisches Modell rechnen. Das Vorzeichen kann hier negativ (Netto-Verdunstung) oder positiv sein (Netto-Kondensation bzw. Adsorption).

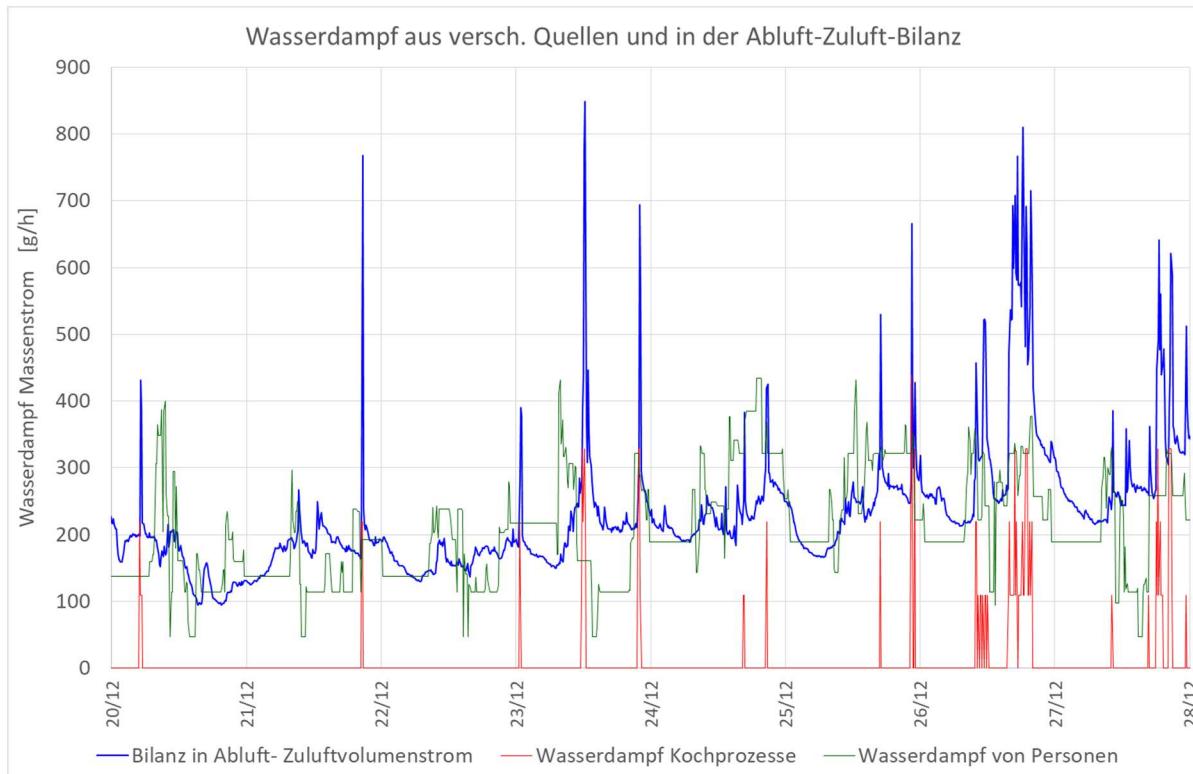


Abbildung 35 Wasserdampfquellen und Wasserdampfbilanz im Passivhaus Kranichstein. Die Feuchteabgabe von Personen (grün) erklärt bereits den überwiegenden Teil der Lüftungsfeuchtebilanz; rot dargestellt ist der Wasserdampf aus Kochprozessen.

In Abbildung 36 ist die Kondensationsenthalpie für die verbleibenden Restmengen dargestellt; diese ist im Winter überwiegend negativ (Netto-Verdunstung), es gibt aber auch Kapillar-Adsorption, die ab dem Frühjahr dann überwiegt. Die zeitlich gleitend über 40 Tage gemittelte Leistung aus diesen Prozessen ist punktiert im Diagramm mit aufgeführt: Um den 20. Januar kulminiert die Verdunstung bei einem Wert als innere Wärmesenke von um 50 W, ab Anfang April überwiegen Kapillarkondensationsprozesse. Die betreffenden Leistungen sind relativ klein; die mögliche Messabweichung ist leider ziemlich hoch, da die Messung aus der Bilanz der Luftströme letztlich proportional zur Differenz jeweils fehlerbehafteter relativer Feuchte-Messungen in den Luftströmen ist und auch die latente Personenwärmeargabre nur aus dem Standardmetabolismus abgeschätzt werden konnte. Die Messabweichung wird hier auf ± 20 W eingestuft.

Zusätzlich kann es einen Einfluss von In- und Exfiltration von Luft sowie den Feuchteaustausch durch Fenster- und Türöffnungen geben. Da die betreffenden Luftvolumenströme aber im Betrachtungszeitraum weniger als 5% der Luftmengen aus der mechanischen Lüftung ausmachen, ist der zugehörige Fehler an dieser Stelle gering (in ± 20 W inbegriffen).

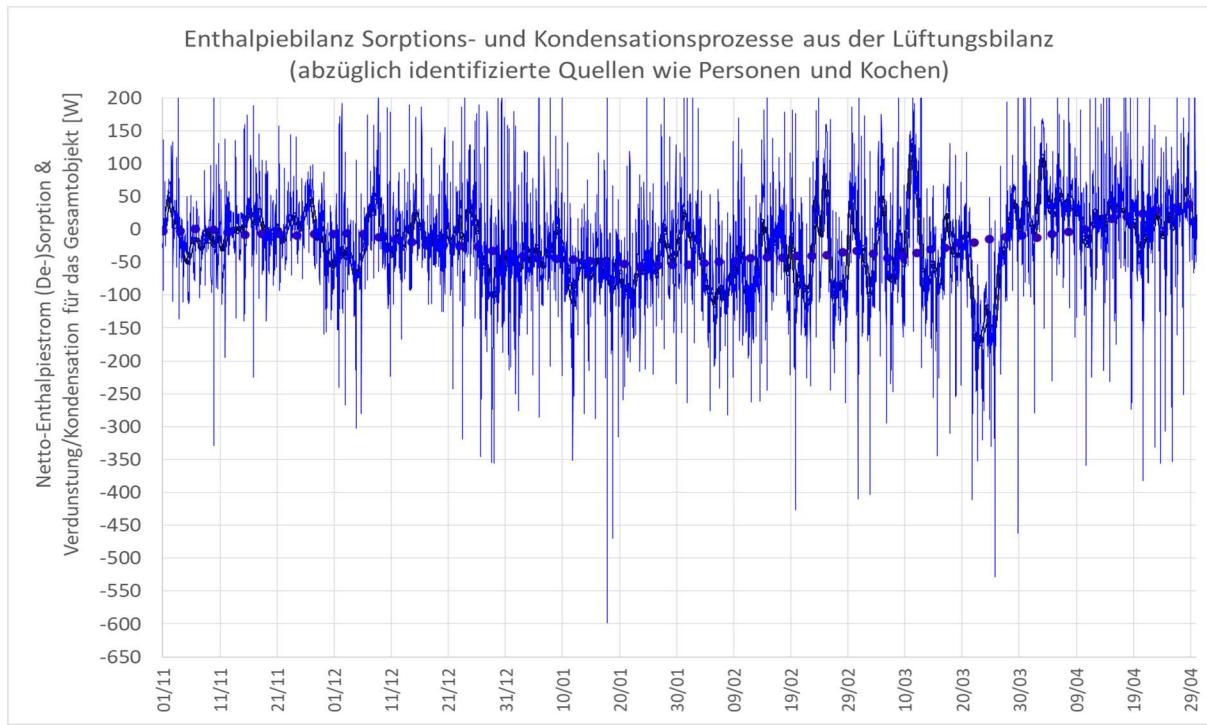


Abbildung 36 Verdampfungs-/Kondensations-Enthalpie zur Feuchte-Restmenge der Luftfeuchtebilanz (Abluft minus Zuluft reduziert um Personenfeuchte, Kochprozesse und Freisetzung aus Duschereignissen; Zeitraum 1.11.2019 bis 29.4.2020).

7.2.17 Erfassung der Wärmeabgabe von Personen

Seit 1. November 2019 führen die Bewohner Anwesenheitsprotokolle (Abbildung 37); die wesentlichen Aufenthaltszeiten und Orte sind damit bekannt; Zeitabschnitte unter etwa 5 Min sind dabei oft nur ungenau protokolliert, allerdings bleibt der Fehler in der Bilanz dadurch gering.

9.12.2019



Datum	Zeit	UTC Zeitstempel	Pers1	Pers2	Pers3
02/11/2019	13:35	02/11/2019 12:35	e	a	m
02/11/2019	14:00	02/11/2019 13:00	a	a	m
02/11/2019	15:00	02/11/2019 14:00	a	0	m
02/11/2019	16:45	02/11/2019 15:45	w	0	m
02/11/2019	16:50	02/11/2019 15:50	w	0	b
02/11/2019	17:27	02/11/2019 16:27	w	e	b
02/11/2019	17:55	02/11/2019 16:55	0	e	0
02/11/2019	19:30	02/11/2019 18:30	0	0	0

Abbildung 37 Anwesenheitsprotokoll (anonymisiert) und die Übertragung auf ein digitales Format; 0 steht für „außerhalb des Gebäudes“, Kleinbuchstaben kodieren für bestimmte Zonen. Die Protokolle werden in der aktuellen Ortszeit notiert, um Fehler zu vermeiden (hier: MEWZ); die Zeiten dann aber einheitlich auf UTC umgerechnet

7.2.18 Metabolismus der anwesenden Personen in Abhängigkeit von der Aufenthaltszone

Für jede hier anwesende Person kann ein Metabolismus (Energieumsetzung aus Nahrung durch Stoffwechsel) gemäß den in [ISO 7730] gegebenen Formeln bestimmt werden. Eingangsgrößen sind dabei die Aktivität der Personen und ihre Größe sowie Masse. Letztere wurden mit 1.62 m und 75 kg angesetzt, wodurch sich nach der Dubois-Formel eine Körperoberfläche von 1.8 m² ergibt und nach dem Formelsatz der ISO 7730 ein Metabolismus von 104.64 W für Standard-Aktivität (1 met⁸ entsprechend einer entspannt sitzenden Person). Eine dabei aktiv geleistet mechanische Arbeit (z.B. Treppensteigen) wird für eine Person, die sich im Gebäude aufhält, letztlich wieder vollständig durch Reibung in Wärme umgesetzt – so dass es für den Metabolismus nur zwei Ausgangskanäle in der Kopplung zum thermischen Gebäudemodell gibt:

- (1) Über die Körperoberfläche und die Atmung freigesetzte sensible (fühlbare) Wärme P_{sens}
- (2) Über die Körperoberfläche und die Atmung freigesetzte latente Wärme P_{lat} (als verdampftes Wasser)

Das Formelwerk nach [ISO 7730] erlaubt die differenzierte Berechnung beider Größen. Bei üblicher Bekleidung (im Winter in diesem Objekt im Bereich⁹) von 1 clo ergeben sich für Standardaktivität

$$P_{sens} = 73.03 \text{ W/Pers}$$

$$P_{lat} = 31.62 \text{ W/Pers}$$

Nun liegen je nach Aktivität im Gebäude durchaus jeweils unterschiedliche körperliche Anstrengungszustände vor. Ganz genau sind diese nicht bekannt, vor allem nicht im Zeitverlauf. Jedoch kann aus dem Aufenthaltsort grob auf eine bestimmte Aktivität geschlossen werden. Dies haben wir für die Zonen des Gebäudes für alle Personen gleichermaßen wie folgt eingeschätzt:

⁸ 1 met ist eine Einheit, die Ole Fanger für sein Behaglichkeitsmodell eingeführt hatte („Metabolismus“). Sie ist gerade als der mittlere oberflächenspezifische Leistungsumsatz einer entspannt sitzenden durchschnittlichen Person, heute an die SI-Einheiten angeschlossen durch 1 met := 58 W/m².

⁹ 1 clo = 1 cloth ist die von Fanger eingeführte Einheit für den Wärmedurchgangswiderstand der Kleidung. Heute ist diese Einheit durch 1 clo := 0.1548202126 m²K/W an die SI-Einheiten angeschlossen. Wegen ihrer anschaulichen Anwendung wird das „clo“ in der Behaglichkeits-Kalkulation aber immer noch eingesetzt.

Tabelle 19 Typische Aktivitätsgrade von Personen in den Zonen des Gebäudes

Zone	Ort	Klarname	Kürzel	Aktivität	met	Faktor für sensible Wärmeabgabe	typische Leistung sensibel [W]
Zone 1	EGS	Wohnen	w	Gehen/Klavier	1.60	1.446	105.5
Zone 2	KUE	Küche	k	Stehen	2.00	1.743	127.2
Zone 3	TREP	Treppe	t	Gehen	2.00	1.743	127.2
Zone 4	EGN	Essen	e	Gehen/Sitzen	1.40	1.297	94.7
Zone 5	OGS	Kind1	m	Sitzen/Schlafen	0.90	0.865	63.2
Zone 6	OGSE	Kind2	r	Schlafen/Sitzen	0.80	0.731	53.3
Zone 7	OG_Bad	Bad	b	Stehen	2.00	1.743	127.2
Zone 8	OGNW	Schlafen	s	Schlafen	0.73	0.637	46.5
Zone 9	OGNE	Schrank	c	Stehen	1.60	1.446	105.5
Zone 10	DGSW	Arbeit	a	Sitzen/Büroarbeit	1.25	1.186	86.6
Zone 11	DGSE	Gast	g	Sitzen/Stehen	1.40	1.297	94.7
Zone 12	DG_Dusch	Dusche	d	Stehen	2.00	1.743	127.2

Die zugehörigen latenten Wärme (verdampftes Wasser) gehen in das thermische Modell zunächst nicht ein; es handelt sich um Wasserdampf, der in guter Näherung zu annähernd 100% durch die Wohnungslüftung mit der Abluft abgeführt wird – eine Kondensation findet unter den hier im Gebäude herrschenden Bedingungen normalerweise nicht statt; allerdings kann der Feuchtehaushalt im thermisch-hygrischen Modell mitberechnet werden; dann ergeben sich gewisse Beiträge aus der Kapillarkondensation und –Evaporation. Wir bestimmen diesen Einfluss über die Feuchtebilanz in den gemessenen Abluft- und Zuluftströmen (→ Kapitel Enthalpiebilanz). Abbildung 38 zeigt die Aufteilung des Metabolismus in sensible Wärme und latente Wärme im Projekt zu den zugehörigen Aktivitäten.

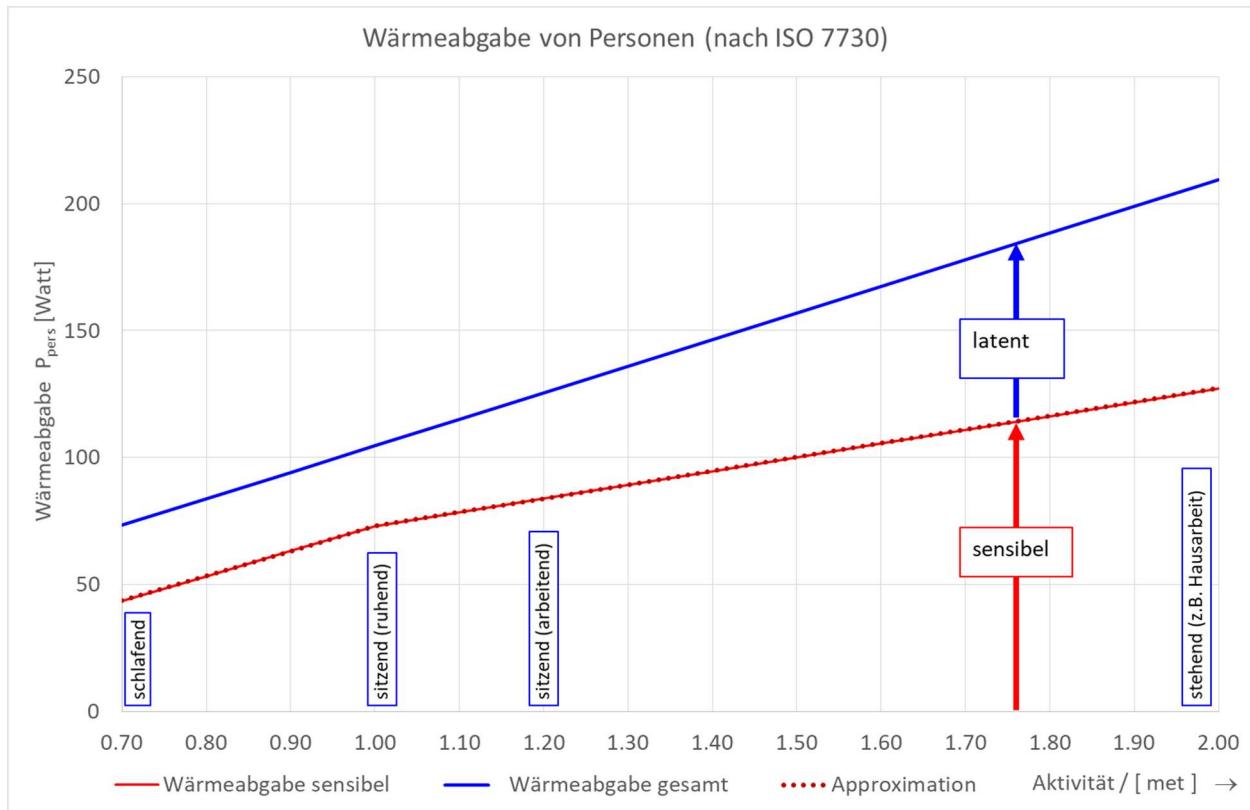


Abbildung 38 Verlauf der fühlbaren und der latenten Personen-Wärmeleistung

Aus dem Anwesenheitsprotokoll und den so zugeordneten Aktivitäten wird die sensible Wärmeabgabe von Personen für jede der 12 Zonen berechnet. Diese Leistungen werden dann jeweils in eine Modelloberfläche des thermischen Simulationsprogramms in 10 Minuten Schritten eingespeist.

Die so im Gebäude freigesetzte gesamte sensible Wärmeabgabe der Personen wird in Abbildung 39 illustriert. Es ist gut erkennbar, dass diese internen Wärmequellen im Tages- und Wochenverlauf erheblich schwanken (feine blaue Linien). Etwas transparenter wird der Sachverhalt, wenn gleitende 24-h-Mittel dargestellt werden (in der gleichen Abb. enthalten); nun tritt der Wochenverlauf klar hervor sowie einzelne Zeiträume, in denen nicht alle Personen anwesend waren (z.B. Mitte November 2019). Zudem ist der Besuch einer weiteren Person über den Weihnachts-/Neujahrs-Zeitraum erkennbar. Weiterhin ist ab März 2020 die mittlere Personenleistung auffällig erhöht gegenüber dem „Normalbetrieb“ (vgl. Ende November 2019): Dies ist bedingt durch die Einführung von Home-Office infolge der Corona-Pandemie; im November betrug die Anwesenheitsquote ziemlich genau 75% mit einem durchschnittlichen Metabolismus von 0.93 met; für ein Wohngebäude ist dies vermutlich immer noch relativ hoch, zwei der drei regulären Bewohner arbeiten oft von zuhause aus; insbesondere waren die Messsysteme im Objekt zu warten und zu kalibrieren. Im April 2020 schließlich haben sich die Personen gemäß der Corona-Regelungen in Hessen überwiegend im Gebäude aufgehalten, bis auf kurze Spaziergänge im Außenbereich. So ergibt sich für diesen Zeitraum eine energie-effektive Anwesenheitsquote (mittlere

Leistung bezogen auf Standard-Metabolismus der Nennpersonen-Belegung) von 99.3%. Die tatsächliche Anwesenheitsquote liegt dann bei ca. 97%, mit einem im Durchschnitt bei 1.03 met liegendem Metabolismus.

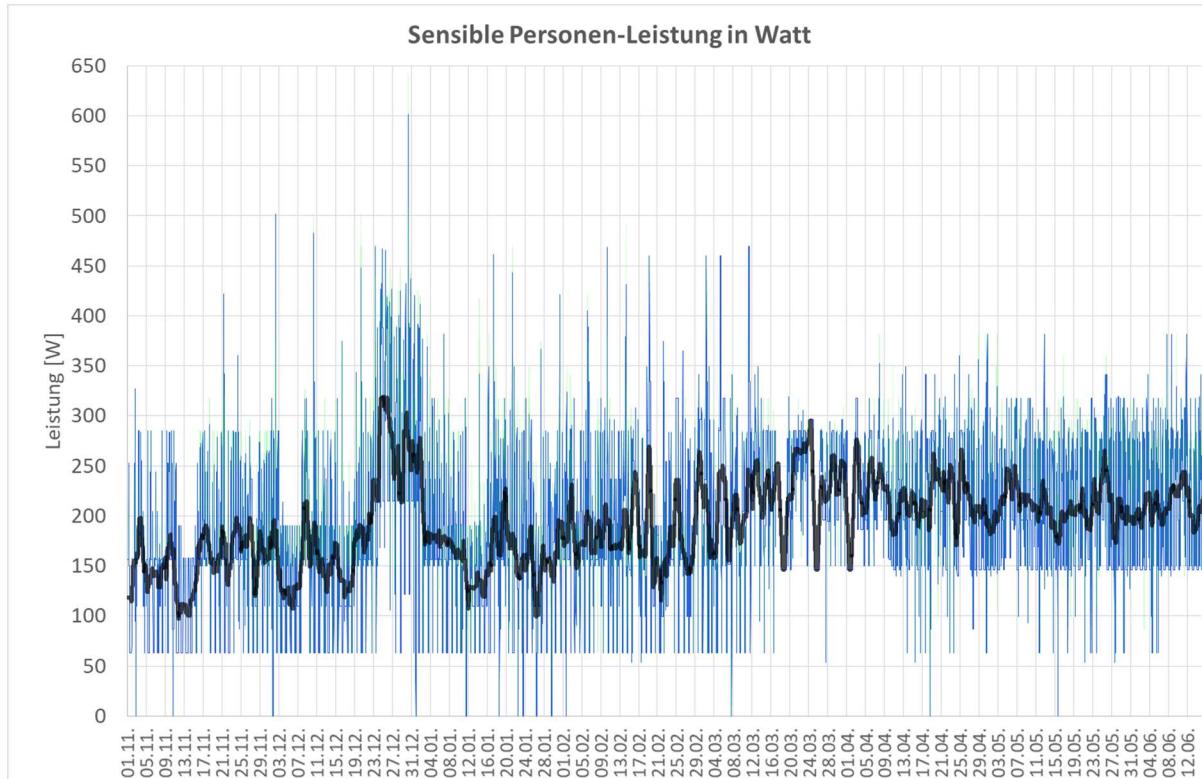


Abbildung 39 Verlauf der fühlbaren Personen-Wärmeleistung in der Summe über alle Zonen für den Zeitraum von Nov. 2019 bis Ende Mai 2020 (umfasst die erste Heizperiode). Vor dem 1. November liegen keine Anwesenheitsprotokolle vor; Nov. bis Mitte Dez: annähernd typische Anwesenheitsphasen; April und Mai: hohe Anwesenheitsquote durch Homeoffice und die Corona-Pandemie bedingt.

Die Summen der Personenleistungen ändern sich geringfügig, wenn Personen innerhalb des Gebäudes den Ort wechseln – dies zeigt sich in entsprechenden Sprüngen im Diagramm, in Abbildung 40 in höherer zeitlicher Auflösung besser erkennbar. Auf eine verstetigte Darstellung wurde an dieser Stelle verzichtet; im thermischen Modell ergibt sich ein Ausschleifen der Werte ohnehin zwangslässig. Starke Änderungen ergeben sich, wenn Personen die thermische Hülle verlassen oder betreten.

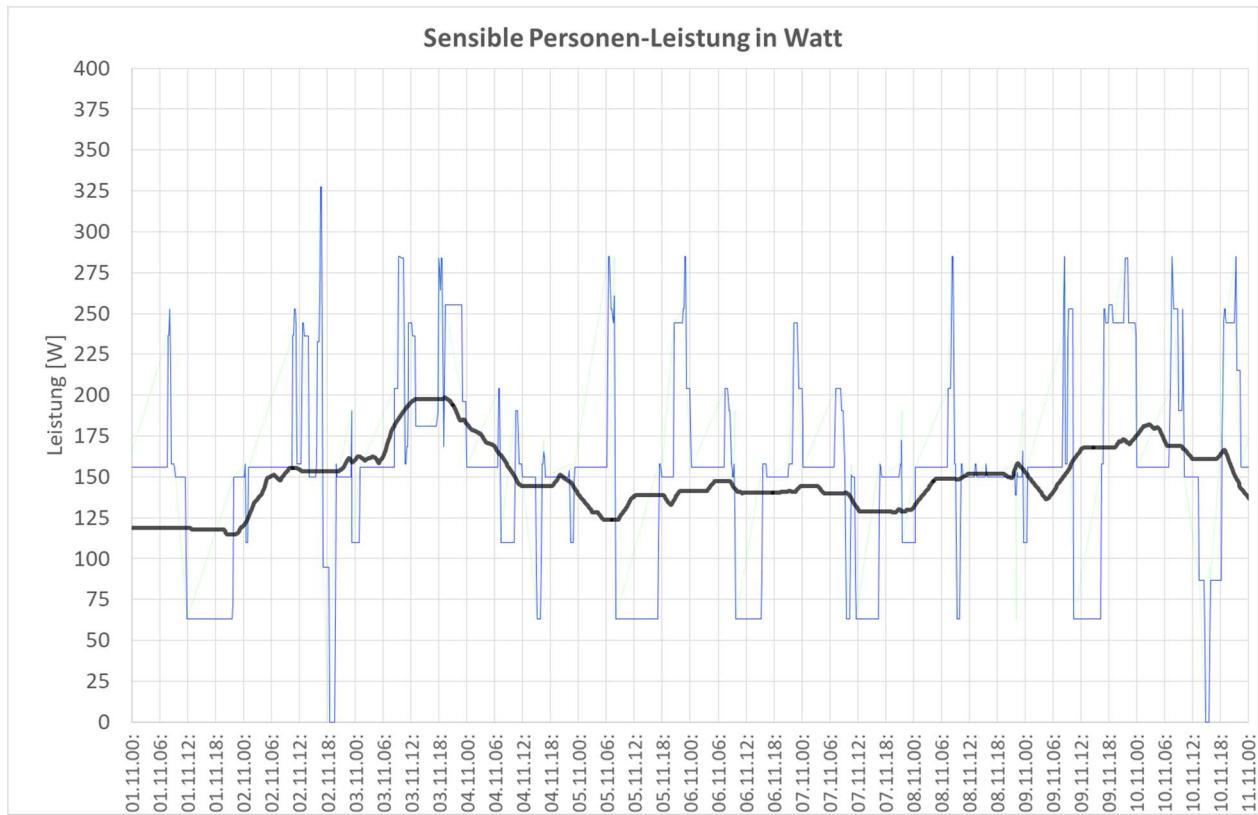


Abbildung 40 Ausschnitt aus dem letzten Diagramm mit zeitlich hoch aufgelöstem Verlauf der fühlbaren Personen-Wärmeleistung (Summe alle Zonen) für einen Zeitraum Anfang November 2019.
Dicke Linie: gleitendes 24h-Mittel.

7.2.19 Summe der internen Wärmequellen

Alle in diesem Kapitel behandelten internen Wärmequelledaten liegen als durchschnittliche Leistungen in Watt [W] über 10-Minuten-Intervalle aufgeteilt auf die 12 Zonen des Gebäudes vor. Sie sind in einer Datei mit UTC-Zeitstempel verfügbar. Abbildung 41 zeigt den Verlauf dieser Leistung über den Zeitraum der ersten Vergleichsperiode 2019/20: In diesem Zeitraum wurde das Gebäude mit der Split-Luft/Luft-Wärmepumpe beheizt. Die Wärmezufuhr durch dieses Gerät ist ebenfalls (rot) dargestellt. Der Natur der Anwendungen entsprechend schwanken die Leistungen oft sehr stark (z.B. Gasherd-Betrieb oder Kochendwassergerät). Trends lassen sich daher besser in den gleitenden 24-h-Mittelwerten erkennen, die ebenfalls im Diagramm dargestellt sind. Dort sind dann weiterhin z.B. Abwesenheitsperioden und Besucher (Weihnachten/Neujahr) klar erkennbar. Die internen Wärmequellen steigen erwartungsgemäß zum Winter hin an (Oktober-Durchschnitt 427 W; Dezember 516 W); das ist durch längere Aufenthaltszeiten im Gebäude und dementsprechend auch längere Betriebszeiten nicht nur für die Beleuchtung zu erklären. Einen weiteren, untypischen Anstieg gibt es ab März 2020; bedingt durch die Kontaktbeschränkungen der Covid19-Pandemie haben die Bewohner auch dieses Hauses ihren Arbeitsplatz in

„Homeoffice“ verlegt; daher sind die Anwesenheitszeiten deutlich erhöht und auch der Stromverbrauch durch Computer nimmt erkennbar zu, das gleiche gilt für den Verbrauch an Kochgas: Es wurde regelmäßig und mehr gekocht als in vorausgehenden Jahren. Der Heizzeit-Mittelwert der internen Wärmequellen lag bei 3.26 W/m². Übersichtlicher sind die Größenordnungen aus Abbildung 43 erkennbar. Hier zeigt sich die winterliche Dominanz der Heizwärme (oben, rot), gefolgt vom elektrischen Energieverbrauch (grün) und der Wärmeabgabe der Personen (Orange). Die Wasserdampfbilanz (blau) führt während der Heizzeit zu einer erkennbaren internen Wärmesenke.

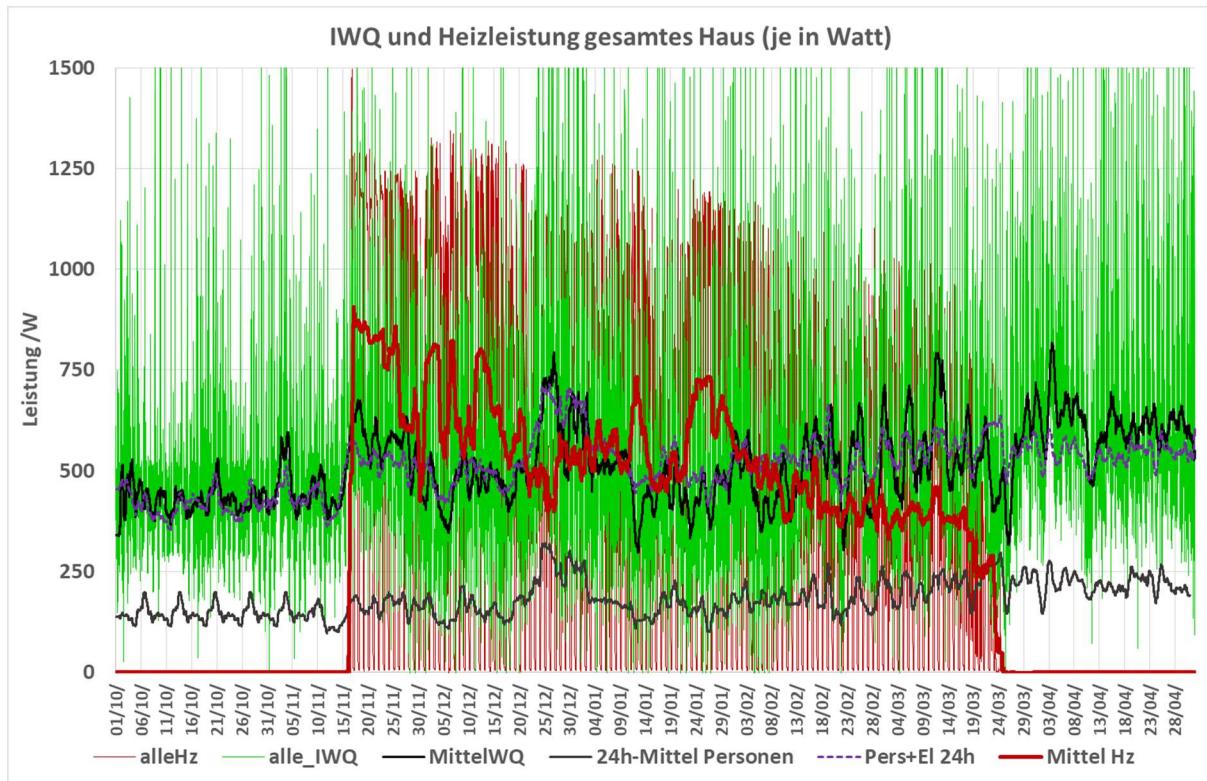


Abbildung 41 Verlauf der internen Wärmequellen (Leistung, Summe über alle Zonen innerhalb der thermischen Hülle) für den Zeitraum Oktober 2019 bis April 2020 (Luft/Luft-Wärmepumpen-Heizung). Dargestellt sind auch der Verlauf der 24h-Mittelwerte der Leistungen und (rot) die zugeführte Heizwärme sowie deren gleitendes 24-Stundenmittel.

Für die Heizperiode 2020/21 wurde ein Experiment zur gezielt geregelten Heizwärmezufuhr individuell in jedem Raum über elektrische Konvektoren durchgeführt; die Wärmepumpe wurde in dieser Heizperiode nicht in Betrieb genommen. Abbildung 42 zeigt den Zeitverlauf der Summe der internen Wärmequellen (grün) sowie die Summe aller elektrisch zugeführten Heizwärme aus den Konvektoren (rot) von Oktober 2020 bis inkl. April 2021; außerhalb dieses Zeitraums wurden keine Heizwärmequellen im Haus betrieben.

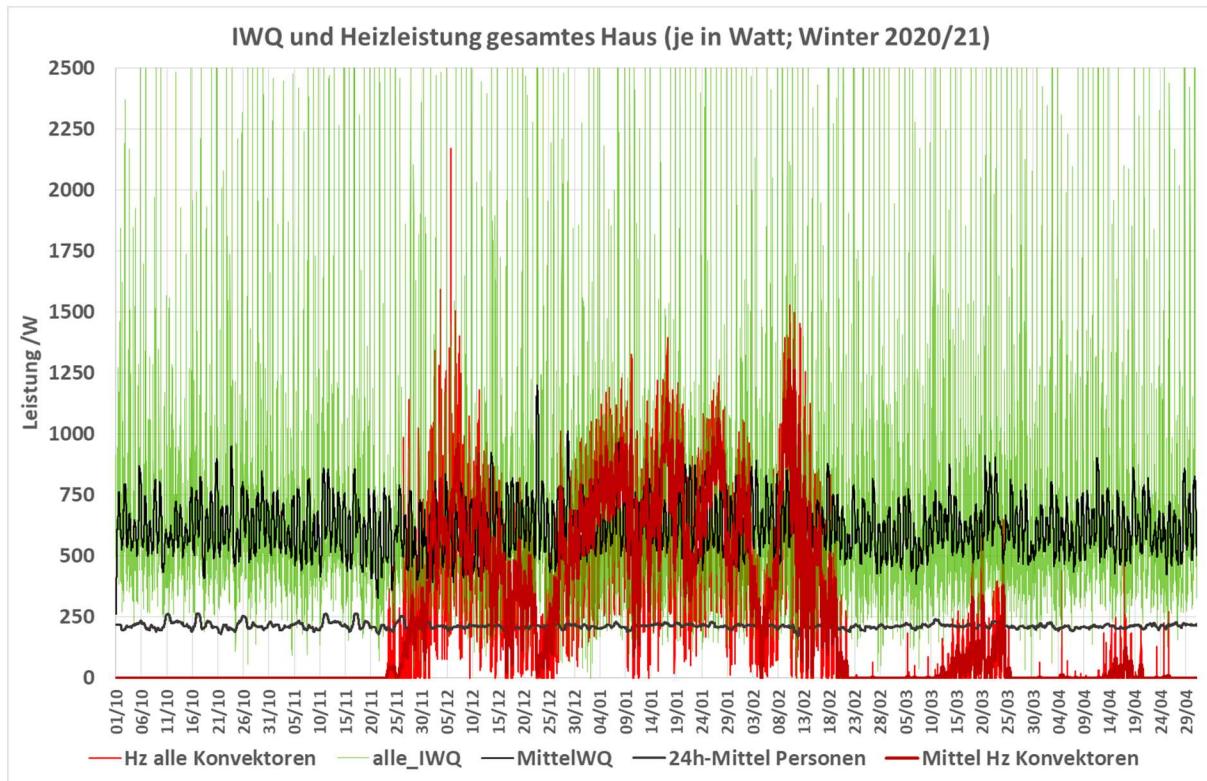


Abbildung 42 Verlauf der internen Wärmequellen (Leistung, Summe über alle Zonen innerhalb der thermischen Hülle) für den Zeitraum Oktober 2020 bis April 2021 (Elektro-Konvektor-Heizung). Dargestellt sind auch der Verlauf der 24h-Mittelwerte der Leistungen und (rot) die zugeführte Heizwärme sowie deren gleitendes 24-Stundenmittel.

In Abbildung 44 sind die zugehörigen Monatsmittelwerte des Leistungsumsatzes im Gebäude für die Heizperiode 2020/21 (Elektrokonvektoren) dokumentiert. Bedingt durch Homeoffice, längere Anwesenheitszeiten aller Bewohner im Gebäude (2. Corona-Jahr in Deutschland) und die damit zusammenhängende ausgiebigere Nutzung des Gasherdes ist die mittlere interne Wärmequellenleistung in diesem Winter auf 668 Watt bzw. 4.28 W/m^2 angewachsen. Die mittlere Personen-Wärme-Abgabe (untere graue Kurve) ist z.B. erkennbar gleichmäßiger und auf höherem Niveau als im Vorjahr. Da die Heizwärme nun direktelektrisch erzeugt wird, muss sie jeweils insgesamt aus elektrischer Energie aufgebracht werden – es gibt keinen Umweltwärmebeitrag, daher liegen die elektrischen Leistungen in dieser Heizperiode auch regelmäßig höher als die zum Betrieb der Wärmepumpe im Vorjahr. Insgesamt lag die den Elektrokonvektoren zugeführte elektrische Energie in der Heizperiode 2020/21 bei 1148 kWh bzw. $7.36 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$. Das ist zugleich die den Räumen geregelt zugeführte Heizwärme (also der Heizwärmeverbrauch). Der Vergleich mit Abbildung 44 macht die Unterschiede zwischen den beiden Heizperioden transparent: Personen-, Elektro- und Kochgasleistungen sind jeweils angestiegen. Die Heizzeit war zudem deutlich kürzer als im Vorjahr, jetzt gab es nennenswerten Heizbetrieb nur in den Monaten Dezember, Januar und Februar. Beide Einflüsse spielen eine Rolle bei dem geringen Heizwärmeverbrauch für 2020/21.

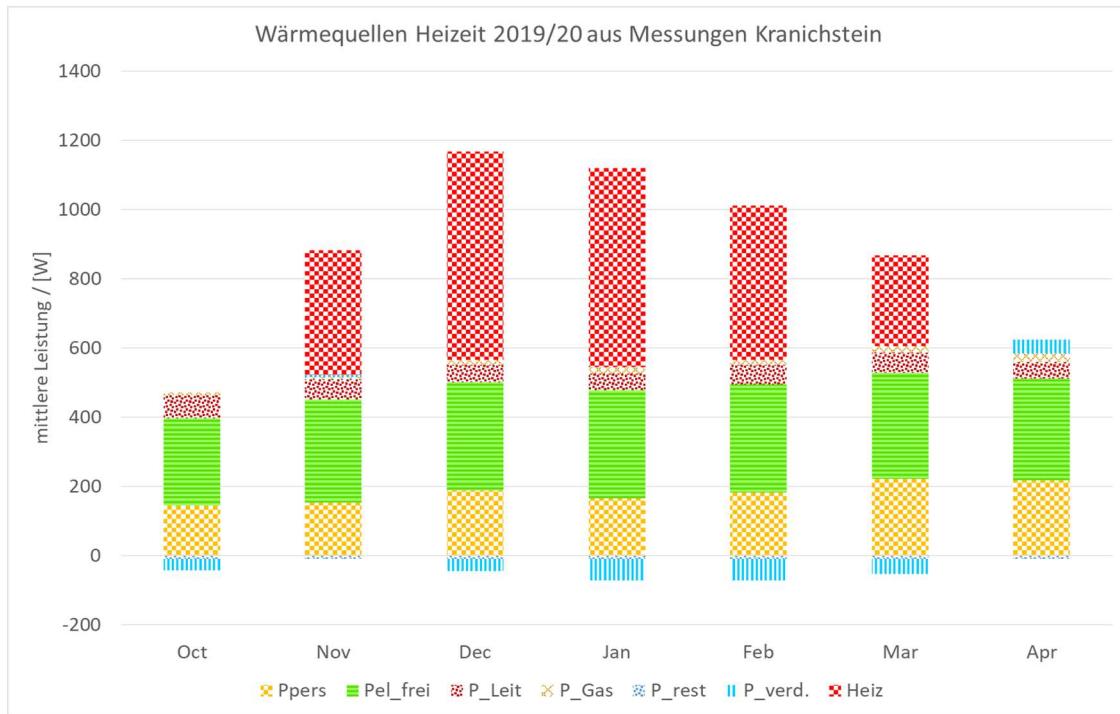


Abbildung 43 Monatsmittelwerte der internen Wärmequellen und der Heizwärmezufuhr (additive Säulen; P_{pers}: fühlbare Personenwärme; Pel_free: (freie) wirksame interne Wärme aus Elektroenergie; P_Leit: Wärmeabgabe Zirkulation; P_Gas: wirksame Wärme vom Gas-Kochherd; P_rest: statistische Differenzen; P_verd.: Netto-Verdunstung aus Blumen, Handtüchern, Bauteilen; Heiz: gemessene zugeführte Heizwärme vom Messkanal des Splitgerätes; 2019/20)

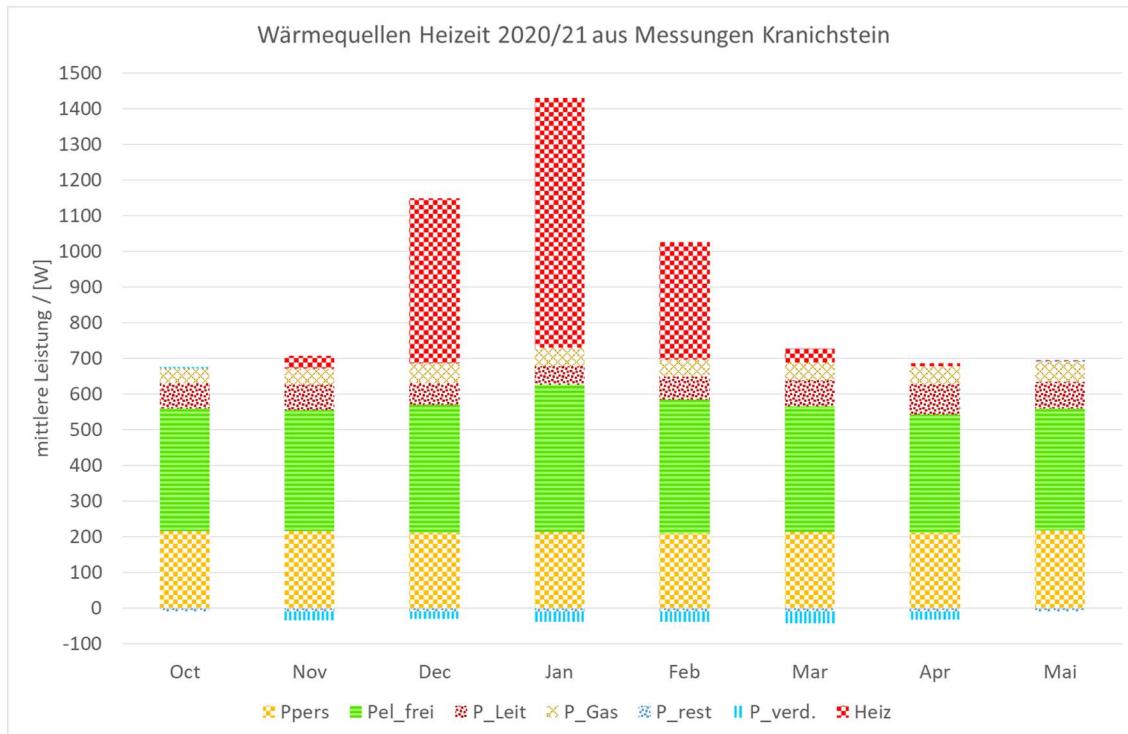


Abbildung 44 Interne Wärmequellen und Elektro-Heizwärme in der Heiz. 2020/21 (elektrische Konvektoren) (P_{pers}: fühlbare Personenwärme; Pel_free: wirksame interne Wärme aus Elektroenergie; P_Leit: Wärmeabgabe Zirkulation; P_Gas: wirksame Wärme Gas-Kochherd; P_rest: statistische Differenzen; P_verd.: Netto-Verdunstung aus Blumen, Handtüchern, Bauteilen; Heiz: gemessene Heizwärmeabgabe der Konvektoren {= deren Stromverbrauch})

Abbildung 45 zeigt beispielhaft einen zeitlich hochauflösten Ausschnitt des Leistungsverlaufs (weiterhin die Summe über die gesamte thermische Hülle). Hier werden Aktivitätsspitzen jeweils morgens und abends erkennbar, deutlich die Nachtabschaltung der Wärmepumpe, aber auch die über Nacht geringeren internen Wärmefreisetzung.

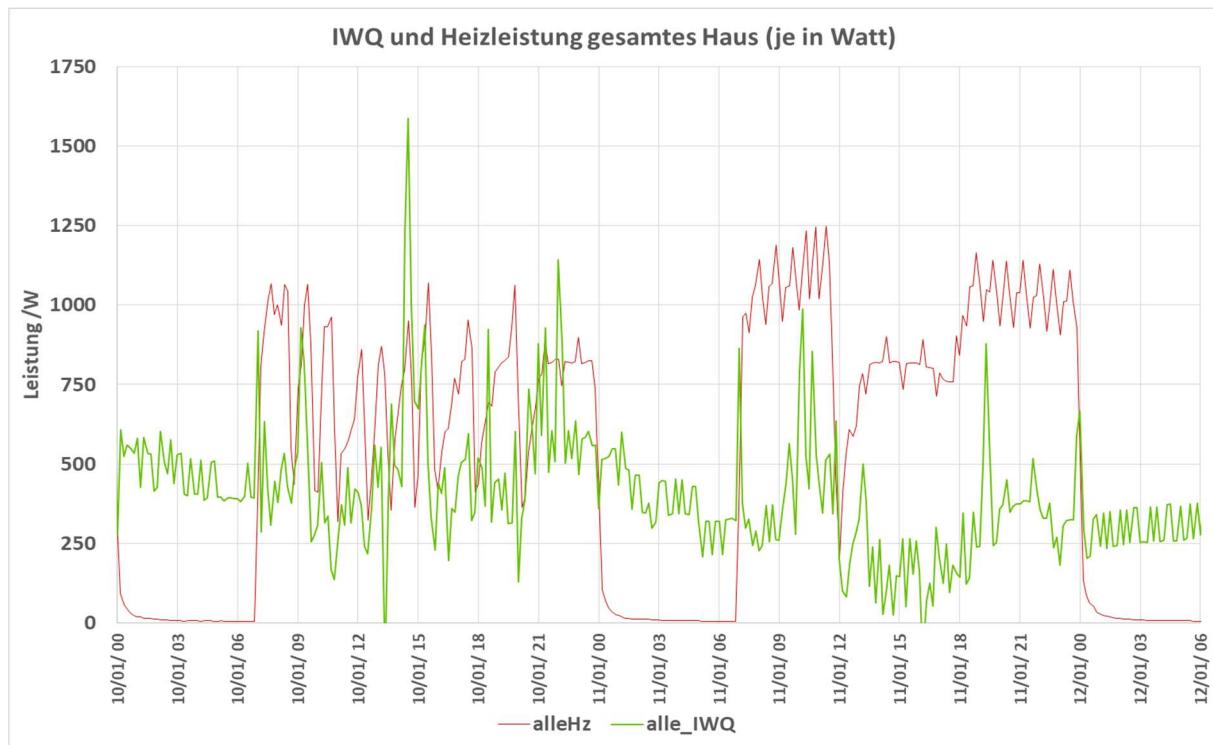


Abbildung 45 Zeitaufgelöste Leistungen für die Summe aller internen Wärmequellen (grün) sowie die Heizwärme beispielhaft für den 10. und den 11. Januar 2020.

7.2.20 Betrachtung der Messabweichungen bei den internen Wärmequellen

Die durch die Messgenauigkeit, Zeitintervallgrenzen und nicht gemessenen, sondern nach Normansätzen gerechneten Beiträgen bestehenden möglichen Wertabweichungen werden hier zusammengeführt und diskutiert. (Diese werden im Folgenden verkürzt „Messfehler“ genannt, obwohl die normgerechte und zutreffendere Bezeichnung Messabweichung wäre. Vollständige mathematische Abhandlungen befassen sich z.B. mit der Bestimmung der „Fehlerfortpflanzung“, und es wird eine Weile dauern, bis dieser Oberbegriff ersetzt sein wird; möglicherweise passiert das auch nie, denn es gibt potentiell auch andere Abweichungen, die nicht auf Messgenauigkeit zurückzuführen sind – z.B. numerische Fehler, Theoriedefizite oder fundamentale Quantenfluktuation.)

Tabelle 20 stellt zu den zuvor behandelten Wärmequellbeiträgen die Fehlermargen zusammen. Dabei unterscheiden wir zwei Kategorien: Den durchschnittlichen Fehler im Mittel über längere Zeiträume (1 Woche) und den „Kurzzeitfehler“, der z.B. eine Leistungszuordnung in eine andere Zone über einen Zeitraum von weniger als 30 Min darstellt – dieser Fehler wird innerhalb einer Stunde in der Summe über alle Zonen und im Zeitintegral im Mittel (bis auf einen Rest in der Größenordnung des durchschnittlichen Fehlers) ausgeglichen.

Beide Kategorien führen zu potentiellen Abweichungen bei den berechneten Temperaturverläufen. Die erste Kategorie in guter Näherung zu einer Parallelverschiebung der Temperaturfunktionen, die über Zeiträume von einigen Wochen anhalten kann; die Auswirkung eines solchen Fehlers wird später noch durch Sensitivitätstests untersucht (vgl. → Kapitel 9.5). Die zweite Kategorie führt zu einer Temperaturauswirkung die einer „Impulsantwort“ nahe kommt. Wegen der thermischen Trägheit der Bauteile, des Gebäudes und auch der Messgeräte ist die Auswirkung solcher Abweichungen überraschend gering, kann aber in einzelnen Fällen durchaus sichtbar werden; auch dies betrachten wir später in einer Sensitivitätsanalyse genauer (vgl. → Kapitel 9.3).

Nach Tabelle 20 kommt der größte Fehlerbeitrag (± 17.3 W) von der Bestimmung der Heizwärmebereitstellung aus dem Umluft-Wärmetauscher (Kondensator) der Split-Wärmepumpe. Das, obwohl mit dem Messkanal und dessen Kalibrierung hier großer Aufwand bzgl. Messgenauigkeit getrieben wird. Es folgen in gleicher Größenordnung Fehler durch die Einschätzung der Raumwirksamkeit von Wasserzapfungen sowie die Verdunstungsbilanz (je ± 12 W). Es folgen mögliche Fehlzuordnungen von verteilter elektrischer Energie und die Messabweichung des zentralen Elektrozählers (Strom in die thermische Hülle; ± 10 bzw. 8 W). Auch die Personenleistungen sind in einem Bereich von ± 9 W genau bestimmt. Gasherd und Zirkulationsleitungen tragen wenig zum Fehler bei.

Wir gehen nun davon aus, dass die genannten Fehler voneinander unabhängig sind (das dürfte bei der unterschiedlichen Natur der Ursachen für die Abweichungen ziemlich gut zutreffen). Dann ergibt sich der potentielle Gesamtfehler als Wurzel aus der Summe der Fehlerquadrate. Für die Langzeitwirkung ergeben sich so etwa ± 32 W, als maximale 30 Min-Verschiebung ein Wert von um ± 1000 W. Letzterer Wert erscheint zunächst hoch; reflektieren wir mögliche Sprünge von Impulsaufzeichnungen über die Zeitintervallgrenzen und potentielle Kurzzeitschübe durch z.B. den Betrieb eines nicht verorteten Staubsaugers, so wird schnell klar, dass solche Kurzzeitabweichungen in bewohnten Gebäuden von Zeit zu Zeit vorkommen. Wie wir in der Sensitivitäts-Analyse sehen werden, ist die Auswirkung solcher Kurzzeitabweichungen überraschend gering (solange die zeitintegralen Werte über einige Stunden um das Ereignis sich ausgleichen), sind aber natürlich sichtbar. Bei einem effektiven marginalen Wärmeverlustbeiwert von ca. 92 W/K für das hier betrachtete Gebäude entsprechen die etwa 32 W Leistungsabweichung etwa einer Temperaturänderung von 0.35 K.

Die Über-alles-Messabweichung bei der Temperaturmessung (Kalibrierabweichung 0.15 K, Messort 0.2 K und Strahlungseinfluss 0.15 K) liegt mit um ± 0.3 K in der gleichen Größenordnung. Insofern „passen“ die Messabweichungen unserer unterschiedlichen Systeme bei diesem Experiment zusammen.

Tabelle 20 Fehlerbetrachtungen zu den Wärmequelldaten

	Anmerkung	mittlere Abweichung [W]	Kurzzeitfehler (½ h) [W]
Personen interne Wärme			
Mittlerer Fehler Anwesenheit	3% Abwesenheit; 50% genau	2.8	73.0
Fehler in der Metabolismusrate	5% mittl. Metabolism./ 50% max	9.4	36.5
Elektroenergie			
Mittl. Fehler Zentralzähler ther. Hülle	2% nach Manual	10.0	50.0
Fehler bei Nicht-Nutzbarkeit elektr. Wärme	20% der mittl. Differenz	8.0	50.0
Heizwärme			
Messabweichung Messkanal-Kalibrierung	4.6% nach [Feist 2018]	17.3	0.0
Gasherd			
Fehler Gasverbr. / Nutzbarkeit	Balgengasz. / Abluftmessung	8.0	400.0
Wasserzapfungen			
Fehl. raumwirksame Zapfung WW	20% Leistung Mittel bzw. 30 Min	12.0	800.0
raumwirksame Zapfung KW& RW	15% Leistung Mittel bzw. 30 Min	9.8	187.5
Zirkulations-Leitungen			
Messfehler Zirk.-Leitungen	5% des Verlustes	3.4	3.4
Verdunstungsbilanz			
Fehler der Bilanz			
Verdampfungsenthalpie	Genauigkeit Feuchtemessung	12.0	250.0
Annahme: Unabhängigkeit der Fehlergrößen, Quadratfehlerfortpflanzung			
statistische Summe der analysierten Messabweichungen [W]		31.9	953.6
prozentual (Mittel: vom Mittelwert; Kurzzeit: vom Maximalwert der Leistungen)		3.6%	23.8%
<i>Umgerechnet auf Temp.-Abweichung / Temp.-Abw.[K]</i>	<i>Dauerleistung gem. Bilanz, Spitzenleist. gemäß Impulsantwort in [K]</i>	0.35	0.33
Potentielle Auswirkung ¹⁰ auf einen rechnerischen Heizwärmebedarf [kWh/(m²a)]		0.64	

¹⁰ Das sind ca. 6% des Jahresheizwärmebedarfs im Messobjekt. Dass diese reale Abweichung so groß erscheint liegt aber vor allem daran, dass der Heizwärmebedarf des Gebäudes so gering ist. Gesamtabweichungen in einem Bereich von unter 1 kWh/(m²a) müssen generell als sehr gering eingestuft werden.

7.3 Raumtemperaturen

Raumtemperaturen werden mit kalibrierten Sensoren in einer Höhe von 1.73 m über dem Fußboden durch einen Lufttemperatursensor oberhalb der jeweiligen Lichtschalter neben den Innentüren in allen Zonen des Objektes gemessen. Die Sensoren sind jeweils am Installationsort gegenüber Psychrometer (± 0.1 K) kalibriert; sie weisen aufgrund der Sensorgehäuse allerdings eine anteilige Kopplung an die Innenoberfläche der Innenwand auf – messen somit eine gewisse Mischung aus dieser Oberflächentemperatur und der Raumlufstemperatur an dieser Stelle des Raumes. Da in einigen Bereichen mit extrem dünnen Thermoelementdrähten auch Raumlufstemperaturen an verschiedenen Stellen des Raumes aufgezeichnet wurden, können wir die Streuung von Temperaturen innerhalb einzelner Räume analysieren (vgl. dazu auch Abschnitt 8.1, speziell Abbildung 55). Hier genügt es vorerst, dass wir eine über alle Einflüsse summierte Messgenauigkeit für die Raumlufstemperaturen durch die Raumtemperaturfühler auf etwa ± 0.3 K erreichen.

Abbildung 46 zeigt die gemessenen Raumtemperaturen im Zeitverlauf des Projektes von 1.10.2019 bis Ende März 2021. Innerhalb dieses Zeitraums gab es bei diesen Messungen keinen Datenausfall. Der Zeitraum umfasst zwei Heizperioden, bei denen mit zwei sehr unterschiedlichen Systemen geheizt wurde:

- In der Heizperiode 2019/20 ausschließlich über die Fancoil (Lüftungskonvektor) der Inneneinheit einer einzelnen Split-Luft-Luft-Wärmepumpe, welche an der westlichen Außenwand des Raums EG Nord (Zone 4, „Esszimmer“) installiert wurde. Die Wärmeabgabe dieses Systems wurde mit einem dafür eigens gebauten Messkanal (als Wärmezähler für Luftvolumenstrom) gemessen [Feist 2018]. Die so erzeugte Wärme wird über freie Konvektion (rein passiv) im offenen Grundriss des Erdgeschosses und über das offene Treppenhaus in alle drei Geschosse verteilt. Dass dies bei dem sehr guten Wärmeschutz dieses Objektes tatsächlich funktioniert, wurde bereits im vorausgehenden Forschungsprojekt gezeigt [Feist 2022]. Die umfassende Messung der Jahre 2019-2021 erlaubt es nun, diese Betriebsweise des Gebäudes auch mittels der thermischen Gebäudesimulation zu analysieren.
- In der Heizperiode 2020/21 über kleine direktelektrische Konvektoren, die mittels einer flinken Regelung nach eingestellter operativer Solltemperatur geschaltet werden. Die Leistungen dieser Konvektoren sind einzeln kalibriert, die Betriebszeiten wurden durch funkbasierte Statusmelder sekundengenau protokolliert.

Schon die Messwerte der Raumtemperaturmessungen lassen die Unterschiede zwischen den beiden Heizmethoden deutlich erkennen. Bei Heizung aus nur einer Quelle im Erdgeschoss liegen die Temperaturen im einzigen aktiv beheizten Raum

zwischen 21 (Nachtabschaltung) und 24 °C (Anlaufspitze an sehr kalten Tagen). Das Temperaturspektrum im Winter 2019/20 über alle Räume erstreckte sich von 20 bis 25°C. In Räumen und zu Zeiten, bei denen sich Personen dort aufhielten, wurde immer eine gute Behaglichkeitsstufe erreicht. Genauer analysieren wir einzelne Tage und Randbedingungen im Ergebnisteil dieser Publikation.

Dagegen ist das Temperaturspektrum im Winter 2020/21 stark um den Sollwert von 21°C konzentriert (20.5 bis 21.6 °C). Nur bei direkter solarer Einstrahlung in den Südräumen im Winter steigen die Temperaturen kurzzeitig auf um 24°C an. Auch hier werden genauere Analysen im Ergebnisteil des Berichtes dokumentiert.

Abbildung 47 zeigt einen Ausschnitt in höherer Zeitauflösung für den Wärmepumpenbetrieb Anfang Dezember 2019. Die Temperatur im beheizten Raum EG-Nord (Z4, zwischen 22 und 24 °C) und im am weitesten entfernten Raum (Dachgeschoß Arbeitszimmer, Zone 10, zwischen 20.8 und 21.3 °C an trüben Tagen) begrenzen das Temperaturfeld. Am 4. Dezember 2019, einem strahlungsreichen Tag, steigt die Temperatur durch die passiv solaren Gewinne in den Südräumen, so auch im Dachgeschoß, ebenfalls auf über 24°C an.

Die gemessenen Raumtemperaturen verwenden wir in der Folge als Vergleichswerte für die Validierung der Simulation (vgl. Kapitel zu Methodik: „P-in/T-out Methode“). Im Ergebnisteil werden die unterschiedlichen dynamischen Effekte der Temperaturentwicklung dann im Vergleich zur Simulation diskutiert und erhellt. In Parametersstudien wird schließlich untersucht, welche Voraussetzungen erfüllt sein müssen, damit eine solche Beheizung aus einem Raum möglich ist (z.B. in konventionellen schlecht wärmegedämmten Gebäuden funktioniert eine solche Heizstrategie nicht).

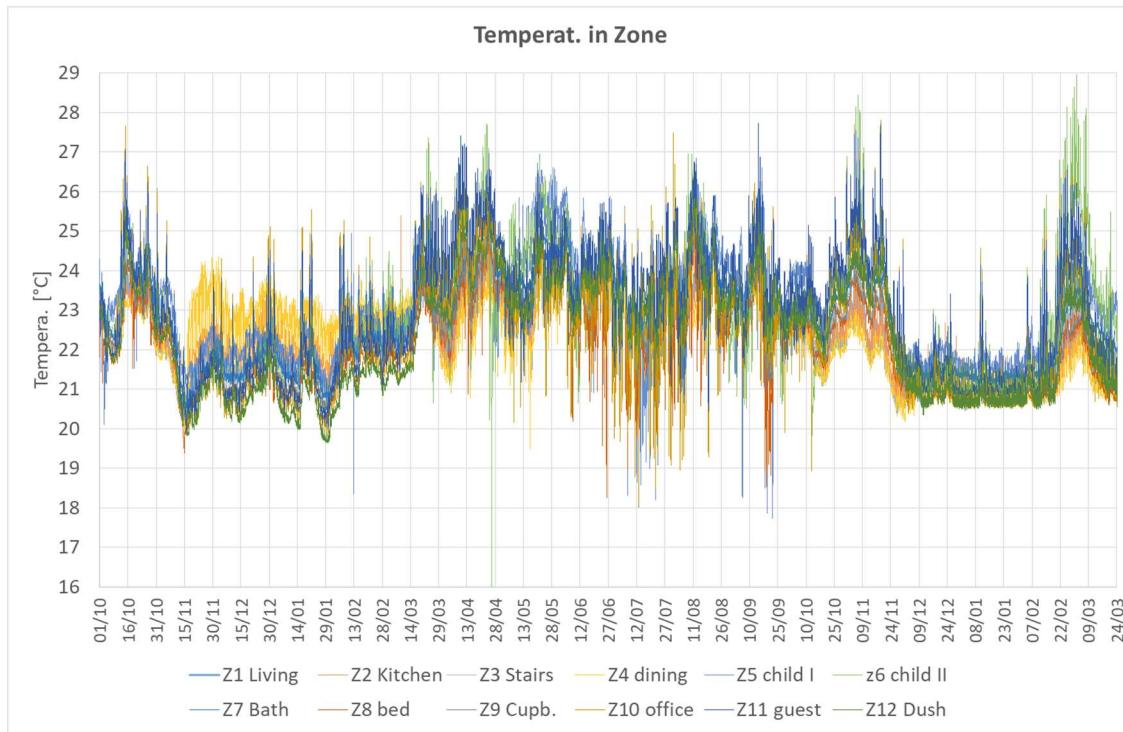


Abbildung 46 Gemessene Temperaturen in den Räumen des Objektes über den Messzeitraum 2019 bis 2021. Der Zeitraum enthält zwei Heizperioden; 2019/20 mit einer Beheizung über einen einzelnen Gebläsekonvektor des Klimagerätes in Zone 4 (Esszimmer im EG) mit Nachtausschaltung und 2020/21 mit individuellen einzeln geregelten elektrischen Heizkonvektoren in jedem Aufenthaltsraum ohne Nachtabensenkung. Die verringerte Temperatspreizung in der 2. Heizperiode (raumweise geregelte Konvektoren) ist gut erkennbar.

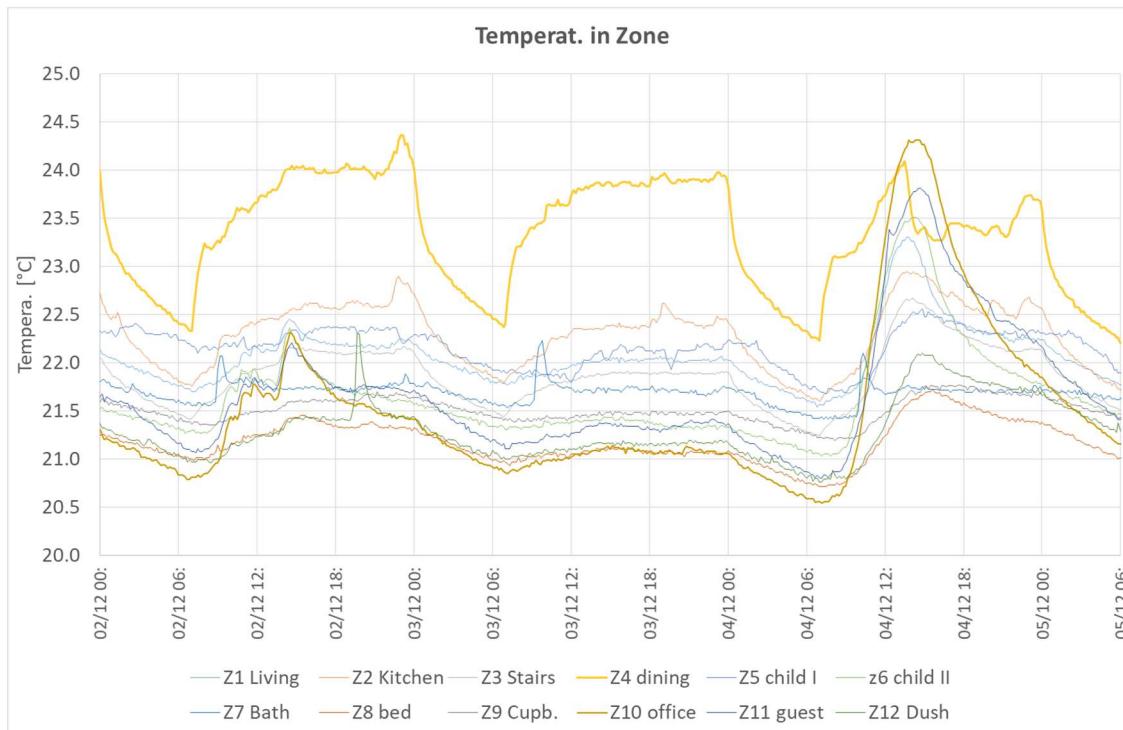


Abbildung 47 Ausschnitt aus Abbildung 46 mit hoher Zeitauslösung: Gemessene Raumtemperaturen Anfang Dezember 2019 mit der Luft/Luft-Wärmepumpenheizung. Dargestellt sind alle 12 Zonen des Gebäudes. Die auffällige oberste gelbe Kurve ist die Temperatur der Zone 4 (dining = Esszimmer), in welcher tagsüber die gesamte Heizwärmezufuhr über den Gebläsekonvektor des Split-Gerätes erfolgt.

8 Vergleich: Messung und Simulation im Basisfall

Mit den Randbedingungen, welche in den letzten Kapiteln beschrieben wurden (Wetter, Nachbarn, interne Wärmequellen, Wärmezufuhr) und dem Basismodell von DYNBIL (Kran12BAS.dyn) wird eine thermische Simulation („Basisfall“) für die Heizperiode durchgeführt. Ausgabegrößen dieser Simulation sind Temperaturentwicklungen, und zwar

- Raumlufttemperaturen für alle Zonen
- Strahlungstemperaturen für alle Zonen
- Jeweils ausgewählte weitere Temperaturknoten im Modell, z.B. Fensteroberflächen oder Temperatur in einem Knoten in einer Außenwand

Wir dokumentieren und diskutieren hier zunächst die Ergebnisse des Simulationslaufs im Basisfall (ohne jede Veränderung von Modelldaten oder von Daten der Randbedingungen). Wie sich Ergebnisse ändern, wenn z.B. Randbedingungen oder Modellansätze verändert werden, wird in späteren Kapiteln behandelt.

Bei der Vielzahl der gemessenen und numerisch berechneten Temperaturen kann die Darstellung schnell unübersichtlich werden. Wir greifen daher einige typische Diagramme heraus, solche, die einen raschen Eindruck zum Verhältnis zwischen den berechneten und den gemessenen Werten erlauben. Wir haben dazu verwendet:

- Das Esszimmer (EG Nord, Zone 4), weil dort die Wärmezufuhr 2019 für das gesamte Haus aus dem Lüftungskonvektor der Split-Wärmepumpe erfolgt (Farocode: blau; Symbol: Rhombus)
- Die Küche (EG Mitte, Zone 2) als ein weiterer passiv gekoppelt Raum im EG (Farocode: grau; Symbol: Dreieck)
- Das Arbeitszimmer (DG Südwest) als einer der Hauptaufenthaltsräume mit großen Südfenstern (Farocode: rot; Symbol Kreis)
- Das Bad (OG Mitte) als fensterlosem Raum mit speziellen Wärme- und Feuchtefreisetzungen (Farocode: blaugrün; Symbol: kleines Quadrat)

Grundsätzlich stellen wir Messergebnisse durch Symbole im Diagramm dar; sie sind an diskreten Zeitpunkten gemessen – Zwischenwerte stehen nur durch Interpolation zur Verfügung. Für Zone 4 und Zone 10 haben wir auch die Fehlerbalken der Messung ($\pm 0.3\text{K}$) dargestellt – auch die Messwerte für Bad und Küche spielen sich in derselben Messabweichungs-Bandbreite ab; wir haben für diese beiden Zonen auf die explizite Darstellung verzichtet, um das Diagramm nicht zu überladen. Auch die Linien für die

Simulation weisen eine Abweichungsstreuobreite auf, die in einer ähnlichen Größenordnung liegt. Die faktische Korrespondenz der Simulationswerte zu den Messdaten ist in der Regel deutlich besser als es diese Fehlerabschätzungen vermuten lassen – nicht immer weisen die Daten die Abweichung auf, die auf Basis der Kalibrierung maximal zu erwarten wäre. Zudem liegen oft nur leicht „verschobene“ Verläufe vor, die durch Zentrierung über einem Mittelwert leicht in bessere Übereinstimmung gebracht werden könnten – wovon wir aber bewusst absehen, abgesehen von ausgewählten speziellen Untersuchungen; dies wird dann jeweils ausdrücklich benannt. Eine gewisse Parallelverschiebung wäre z.B. zu erwarten, wenn ein Fühler eine gewisse Dauerabweichung (sog. Offset) aufweist oder die IWQ über einen längeren Zeitraum methodisch falsch ermittelt wurden (z.B. regelmäßig größerer Personen-Energieumsatz).

Abbildung 48 zeigt den Vergleich zwischen Messung und Simulation beginnend am 2.12.2019 um 0:00 bis inkl. 6.12.2019 6:00. Dieser Zeitraum enthält drei typische mitteleuropäische Wintertage mit wenig Solarstrahlung und einen strahlungsreichen Tag (4.12.). Dadurch wird das volle Spektrum der in den Messzeiträumen vorliegenden Situationen sichtbar.

8.1 Diskussion des Vergleichs

Der Verlauf für die Raumlufttemperatur in Zone 4 (Esszimmer, Aufstellort der einzigen Raumwärmquelle, Gebläsekonvektor an der Westwand) zeigt typische Anheizvorgänge jeweils startend um 6:00 und steil abfallend ab 23:00. Dies ist die Betriebszeit der Split-Luft/Luft-Wärmepumpe. Im beheizten Raum steigen die Luft-Temperaturen bis zum Einsetzen der Regelung auf ca. 24°C an; am sonnenreichen Tag (4.12.) kann das Gerät durch passiv solare Gewinne bereits gegen Mittag zurückregeln. Am 5.12. schwingt das Splitgerät um den Betriebspunkt der niedrigsten Stufe. Dadurch sind Schwankungen der Temperatur im Zehntel-Grad-Bereich bedingt. Insgesamt ist die Übereinstimmung zwischen der Simulation (Linie) und der Messung (Rhombus) in diesem Zeitabschnitt ausgezeichnet. Das gilt sowohl für das Niveau (0. Ordnung) als auch für den Tagesgang (1. Ordnung) und die zugehörigen Abklingvorgänge nach der Nachtabschaltung und die kurzzeitigen Schwankungen durch Takte des Gerätes. Es gibt andere Zeiträume (später diskutiert), in denen die Übereinstimmung nicht so perfekt ist.

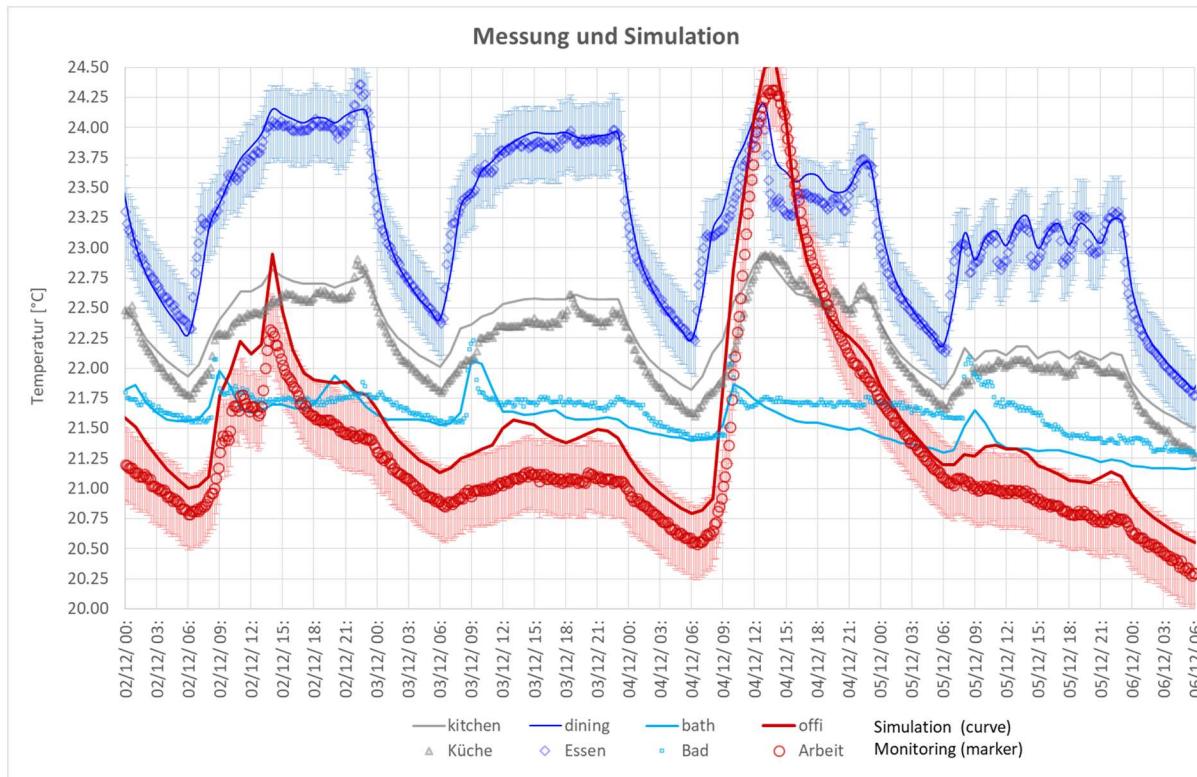


Abbildung 48 Basisfall: Berechnete Temperaturen (Linien) im Vergleich zu gemessenen Werten (Symbole) in vier charakteristischen Zonen des Gebäudes; 2. bis 6. Dezember 2019 (Wärmepumpenheizung)

Die roten Kurven für das Arbeitszimmer liegen in diesem Intervall dauerhaft um etwa 0.3 K verschoben (Simulation über der Messung), die Simulationskurve folgt den Messungen jedoch qualitativ sehr schön. In diesem Südraum unter dem Dach mit großen Fenstern ist der Einfluss passiver solarer Gewinne besonders hoch. Das ist sowohl am 2.12. mit einer kurzen Solarspitze gegen 15:00 als auch am klaren Tag (4.12.) in Messung und Simulation gleichermaßen erkennbar. Am klaren Tag steigt die Temperatur im Arbeitszimmer von 20.6°C am Ende der Nachabschaltung auf 24.3 °C zwischen 12:20 und 14:30 an. Die Jalousien im Homeoffice wurden bewusst nicht geschlossen, um diese Vorgänge genauer studieren zu können; in diesem Raum wurde im Zeitraum der Solarspitze am Computer gearbeitet – eine direkte Blendung wurde durch einen internen Blendschutz vermieden. Die erreichten Temperaturen werden von den Nutzern gerade im Winter als angenehme Abwechslung empfunden. Auch an trüben Tagen reicht der interne Luftaustausch aus, um das Arbeitszimmer vor der Nachabschaltung im Komfortbereich zu halten. Die Simulationslinie zeigt eine geringfügig stärker ausgeprägte Dynamik; dies kann an Ansätzen für die Personenwärme, aber auch an der genauen Platzierung und der thermischen Trägheit der Messfühler liegen.

Der Temperaturgang in der Küche folgt dem des Esszimmers – bedingt durch intensiven Luftaustausch zwischen diesen Räumen. Die Simulation liegt hier meist

etwa um ein Zehntel Kelvin über den Messwerten, die Amplituden der dynamischen Vorgänge werden gut getroffen.

Für das Bad (blaugrün) sind die Abweichungen am auffälligsten. Trocknungsvorgänge und Duschspitzen sind in ihren Leistungen sowohl bei den Messungen als auch in der Simulation erkennbar. Sie erscheinen in der Messung ausgeprägter. Auch hier liegt die Übereinstimmung aber weiterhin innerhalb der Fehlermargen.

In Abbildung 49 sind dieselben Räume, nun allerdings in der zweiten Messperiode im Winter 2020/21 dokumentiert. In diesem Zeitraum werden die Räume einzeln mit je einem elektrischen Konvektor mit individuellem Raumthermostat beheizt – die Wirkung ist an Hand der jetzt sehr engen Temperaturänder zwischen 20.5 und 21.5 °C erkennbar (sowohl bei der Messung als auch in der Simulation). Aus diesen ragen nur einzelne Werte nach oben heraus; das passiert z.B. dann, wenn bedeutende passiv solare Erträge durch die Südfenster verfügbar sind (so am 16., 17. und 19.12.2020 im Arbeitszimmer) oder bei hohen internen Wärmequellen (so am Abend des 22.12. durch Kochaktivitäten in der Küche). Die Übereinstimmung zwischen der Simulation und den Messergebnissen ist auch bei dieser systematisch veränderten Betriebsweise gut, wenngleich wegen der Zeitkonstanz der Messwerte nun Abweichungen der Simulation mehr auffallen. So ist weiterhin die Dynamik der Simulationsrechnung etwas ausgeprägter. Insbesondere fallen Temperaturspitzen bei der Simulation im Bad auf, die sich, außer bei der vom 15.12., bei den Messungen nicht finden: Die Verortung der Wasserzapfmengen z.B. beim Duschen ist allein auf Basis der Messdaten bzgl. des Bades im OG oder der Dusche im DG nicht möglich, daher können solche Abweichungen auftreten. Die Duschspitze am 15.12.2020 zeigt, dass im Falle der richtigen Vorortung die entsprechende kurzzeitige Erwärmung in der Simulation getroffen wird.

In der betreffenden Zeitperiode gab es in Küche und Bad keine aktive Heizwärmezufuhr: Diese beiden Räume liegen in Messung und Simulation über den gesamten dargestellten Zeitraum über dem Sollwert (der theoretisch bei 21°C liegt). Sowohl im Esszimmer (blau) als auch im Arbeitszimmer (rot) steigen die Temperaturen tagsüber (vor allem bei Solareintrag) zeitweise ebenfalls über den Sollwert an; dies wird im Esszimmer in der Simulation weniger gut getroffen, z.B. Unterschreitungen am 16.12., die aber nur in dieser hier vorliegenden hohen Auflösung auffallen. Für diese speziellen Abweichungen (um bis -0.7 Kelvin) gibt es allerdings eine plausible Erklärung: Sie treten bei passiv solaren Leistungsspitzen im Dezember/Januar auf; wegen der dann tiefstehenden Sonne gelangt an sonnigen Tagen ein Teil der Einstrahlung durch die Südfenster über den offenen Grundriss bis tief in den Nordbereich des Erdgeschosses (Esszimmer!) und führt dort zu einer ausgeprägteren Erwärmung – im verwendeten Modell wird ein direkter Transfer kurzwelliger Strahlung zwischen Räumen im Inneren des Gebäudes nicht abgebildet (Dynbil könnte das im Prinzip, allerdings wäre der zugehörige Aufwand in der Regel nicht angemessen, wie die ja immer noch geringen Differenzen zeigen).

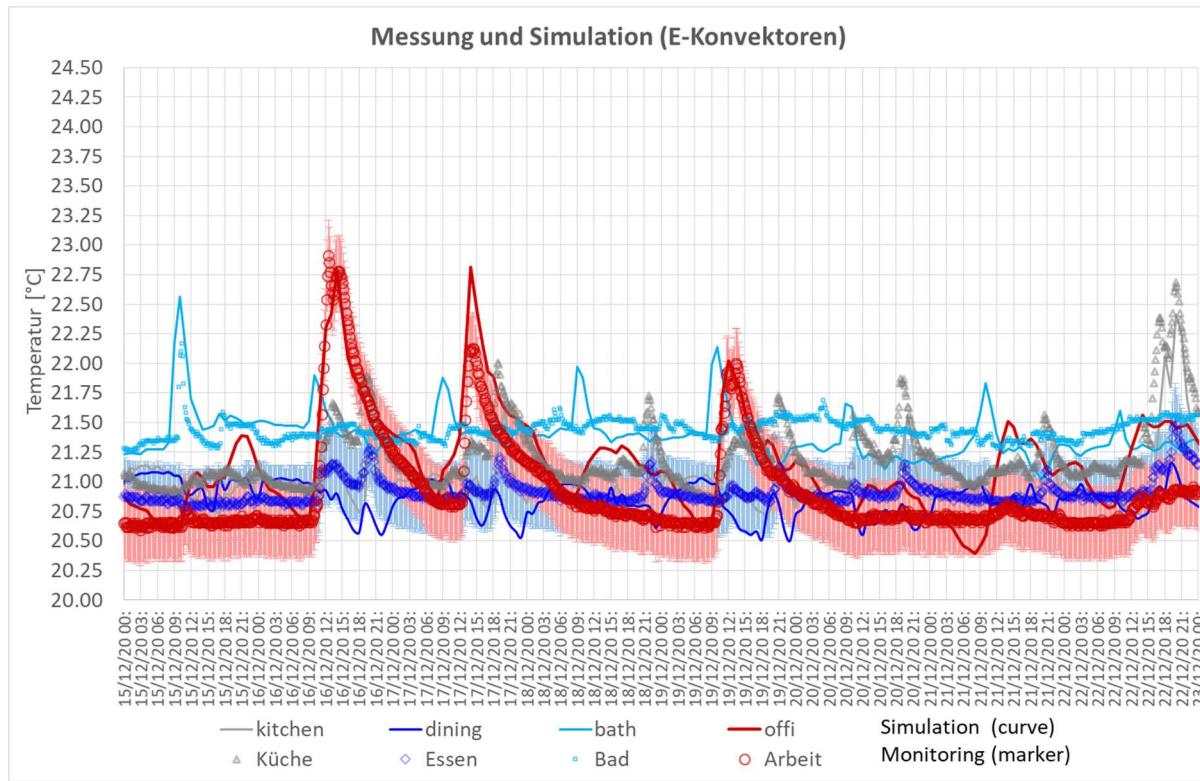


Abbildung 49 Basisfall bei E-Konvektoren: Berechnete Temperaturen (Linien) im Vergleich zu gemessenen Werten (Symbole) in vier charakteristischen Zonen des Gebäudes; 14. bis 20. Dezember 2020 (Einzelraum-Konvektoren)

Ebenfalls sehr gut erkennbar sind die geringfügig unterschiedlichen Temperaturniveaus der thermostatischen Regelung in den beiden geregelten Räumen: Während im Esszimmer die Raumtemperatur auf 20.81 °C abgefangen wird, ist dies für das Arbeitszimmer bei 20.69 °C der Fall – das sind die Messwerte mit dem jeweiligen Raumtemperaturfühler (die, wie unter 7.3 dokumentiert, jeweils eigene Messabweichungen aufweisen können). Die E-Konvektoren regeln nach eigenen Sensoren (Trockenkugeln), die an anderen Orten im Raum etwas andere Temperaturen messen und ebenfalls eigene Messabweichungen aufweisen. Die immer noch geringen gemessenen Differenzen zwischen den abgefangenen Temperaturniveaus im Gebäude illustrieren das insgesamt gute Niveau der Messgenauigkeit der unterschiedlichen Sensoren. Zugleich deutet dies auf eine seit langem bekannte weitere potentielle Quelle für Differenzen zwischen simulierten Heizleistungsverlaufswerten und gemessenen Werten auf: Sind alle Thermostate „theoretisch“ auf den gleichen Sollwert (hier: 21 °C) eingestellt und arbeiten diese „perfekt“ („Idealheizung“, vgl. Kapitel 12.1, Seite 184), so sind die Raumtemperaturen z.B. zwischen benachbarten Räumen theoretisch identisch – das bedeutet, dass es keinen Wärmestrom zwischen den Räumen gibt, auch wenn diese, wie in unserem Fall, durch geöffnete Türen verbunden sind. Wegen der Messabweichungen der Regler werden jedoch die tatsächlich eingeregelten Raumtemperaturen (z.B. um 0.2 Kelvin) abweichen. Das führt dann allerdings zu einem Wärmestrom (durch eine geöffnete Tür

von z.B. 20 Watt); dieser erhöht die Heizleistung im höher eingeregelten Raum und reduziert sie im kühleren. Daher ist bei Vergleichen von Messwerten von individuellen Heizflächen-Wärmeleistungen mit entsprechenden Simulationsergebnissen mit nennenswerten Abweichungen zu rechnen. Unseren Vergleich betrifft dies allerdings nicht, weil gemäß der beschriebenen Systematik hier die gemessenen Heizleistungen als Randbedingungen in die Simulation eingehen und die daraus resultierende Temperaturentwicklung zwischen Messwerten und Simulation verglichen werden.

Abbildung 50 zeigt neben dem Esszimmer drei andere Räume (Kinderzimmer im OG West, grün, x-Symbol), Schrankzimmer (OG Nord-Ost, Zone 9, violett, Sternsymbol) und das Gästezimmer (DG Südost, Zone 11, schwarz, kleine Kreise). Für das Kinderzimmer zeigt sich hier eine deutlichere Verschiebung der Simulation nach oben (bis zu 0.5 K) und die Dynamik ist hier bei der Messung stärker ausgeprägt. Es kann sein, dass in diesem Raum zeitweise die Tür zum Flur geschlossen oder nur wenig geöffnet war; diese Stellungen wurden nicht protokolliert. Im Schrankzimmer dagegen ist die Dynamik bei der Simulation etwas ausgeprägter, die Abweichungen sind im Mittel aber deutlich geringer. Eine sehr schöne Übereinstimmung zeigt das Gästezimmer (DG Südost). Dieser Raum mit großen Südfenstern ist meist nicht mit Personen belegt (so auch fast immer im dargestellten Zeitraum).

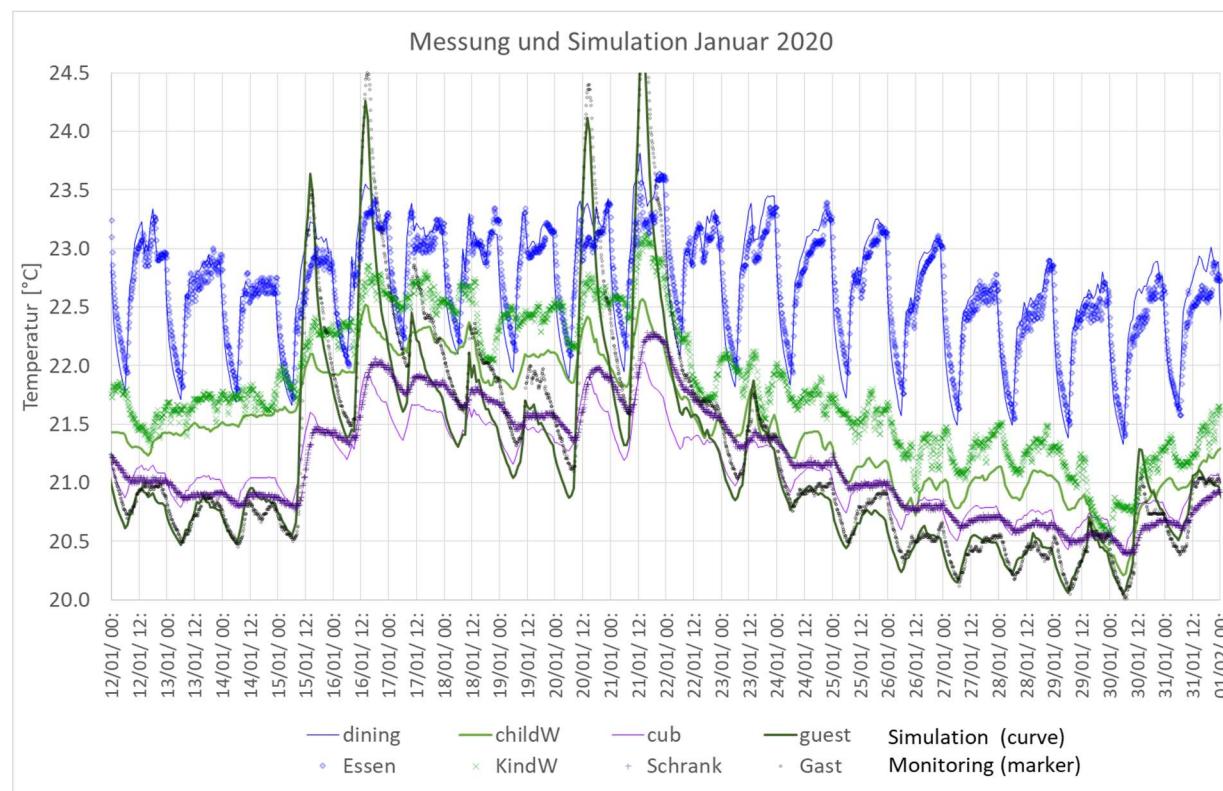


Abbildung 50 Zeitverlauf im Januar 2020 (Wärmepumpenheizung, Basisfall) der gemessenen und simulierten Temperaturen in Ess-(blau), Kinder-(grün), Schrank-(violett) und Gästezimmer (schwarz).

In Abbildung 51 sind dieselben Räume, nun allerdings für den Experimentalzeitraum mit den E-Konvektoren dargestellt. Wieder zeigen sich das gute Abfangen der Temperaturen bei den jeweiligen Sollwerten in den Einzelräumen und die dadurch verringerte Spreizung des Temperaturfeldes. Im Kinderzimmer (grün, KindW) liegt wegen hoher innerer Wärmequellen die Temperatur dauerhaft über dem Sollwert. Vom 14.1. bis 16.1. ist dort die Übereinstimmung mit der Simulation sehr gut; es gibt aber Zeiträume, in denen in diesem Raum auffällig höhere Abweichungen auftreten – das kann sowohl an Änderungen der Türstellung als auch an nicht immer korrekt protokollierten Anwesenheitszeiten liegen. Im Gästezimmer (schwarz) ist die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation dagegen ausgezeichnet. Zu Anfang des dargestellten Zeitraums nimmt dort die Raumtemperatur durch die passiv solaren Einträge deutlich über den Sollwert zu (allerdings immer noch in einen als behaglich klassifizierbaren Bereich von um 24°C). Erst ab dem 16.1., mit ausbleibenden Solargewinnen, geht auch hier der E-Konvektor in Betrieb und fängt die Temperaturen im Gästezimmer auf um 20.87°C ab. Die Simulation gibt das ebenfalls korrekt wieder.

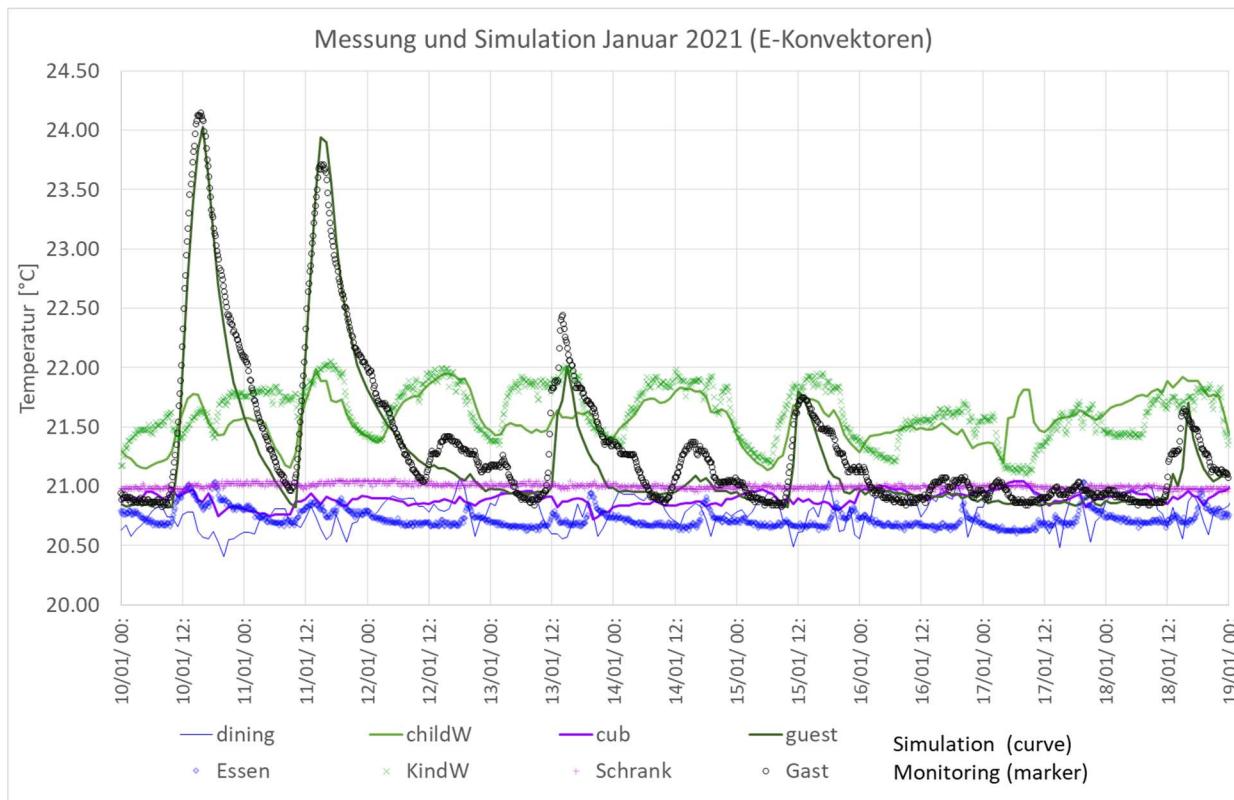


Abbildung 51 Zeitverlauf im Januar 2021 (E-Konvektoren-Heizung) der gemessenen und simulierten Temperaturen in Ess-(blau), Kinder-(grün), Schrank-(violett) und Gästezimmer (schwarz). Gegenüber einem vergleichbaren Zeitraum im Vorjahr (letzte Abbildung) ergibt sich eine dramatische Veränderung der Dynamik, die allerdings von Messung und Simulation gleichermaßen widergespiegelt wird.

Einen besonders interessanten Zeitraum zeigt Abbildung 52: Nach monatelangem Nicht-Heizen und ganz allmählich abfallende Temperaturen in allen Räumen setzt am 16.11.2019 für diese Messperiode die aktive Heizung ein (Wärmepumpe). Es ist erkennbar, wie dadurch das Esszimmer (EG Nord) von einem der „kühlsten Räume“ (um 20°C am 15.11.) zum tageszeitlich beheizten wärmsten Raum in der Wohnung wird. Wohnzimmer und Küche (beide im EG) werden relativ schnell mitgezogen und liegen auch bereits am ersten Tag in der Winter-Komfortzone. Beim Schlafzimmer (OG Nord-West) und Bad (Tür zu, OG-Mitte) dauert das Einschwingen etwas länger. Die Simulation ist auch hier für alle Räume (fast durchgehend) in ausgezeichneter Übereinstimmung mit den Messungen (kleiner 0.3 K Differenz). Auffällig ist aber ein Abfall der Messwerte am 14.11. ab 6:00 der, gefolgt von einem steilen Anstieg, bis ca. 24:00 anhält. Es ist möglich, dass in diesem Zeitraum die Tür zur betroffenen Zone 8 geschlossen war und dann geöffnet wurde. Die Simulation rechnet über die gesamte Heizzeit mit einer geöffneten Tür.

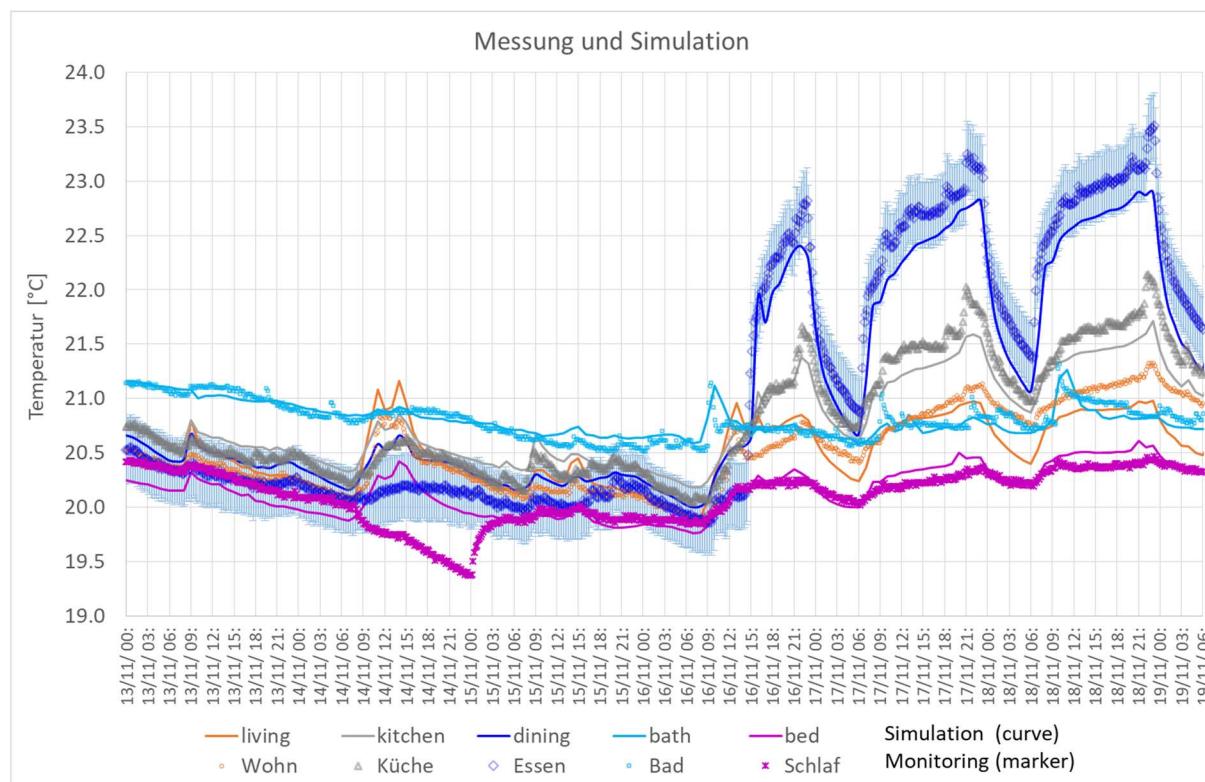


Abbildung 52 Anheizvorgang am 16. November im Vergleich von Messung (Symbole) und Simulation (Linien)

Abbildung 53 zeigt den Mess/Sim-Vergleich über die gesamte erste Heizperiode für die Mittelwerte aller Raumtemperaturen sowohl für die Messung (Symbole, braun) als auch für die Simulation (Linie, schwarz). Erst bei genauem Hinsehen wird eine Abweichung erkennbar – insbesondere ganz am Anfang (2.10.2019) als auch wieder am Ende der Heizzeit (ab 23.4.2020). Das hier verwendete Modell geht nämlich von

geschlossenen Fenstern aus, was auch für die überwiegende Zeit in der Heizzeit zutrifft. Nicht jedoch ab Mitte April 2020 – hier herrschen außen bereits sommerliche Temperaturen und die Bewohner öffnen Fenster. Das wurde zwar protokolliert, jedoch im Rahmen dieser Auswertung nicht in Modellparameter umgesetzt (es ist ohnehin zu erwarten, dass ein Luftaustausch durch vollständig geöffnete Außenfenster nur begrenzt gut modellierbar ist, da lokale Luftgeschwindigkeiten an Gebäudekanten und kurzzeitige Windstöße kein präzises Modell ermöglichen; freie Konvektion über CFD-Modelle ist nach wie vor ein nur unzureichend validiertes Gebiet).

Innerhalb des Gültigkeitsbereichs des Modells folgt die Simulation den Messwerten allerdings sowohl über die längeren Zeiträume als auch bei Kurzzeitspitzen (strahlungsreiche Tage) sehr gut. Insbesondere die Temperaturabnahme zwischen dem 7.11. (Kälteeinbruch) und dem 16.11. (Beginn des Heizbetriebs) ist gut erkennbar und stimmt zwischen Messung und Simulation überein. Es dauert unter diesen Bedingungen ca. sechs Tage, bis das Objekt von im Schnitt 22 °C auf knapp über 20 °C ausgekühlt ist. Die Heizung wurde erst ein paar Tage später aktiviert, weil die Vorbereitungen zur Kalibrierung noch im Gang waren; für den Vergleich mit der Simulation ist das allerdings ein Gewinn, weil hierdurch eine besondere Dynamik sichtbar wird.

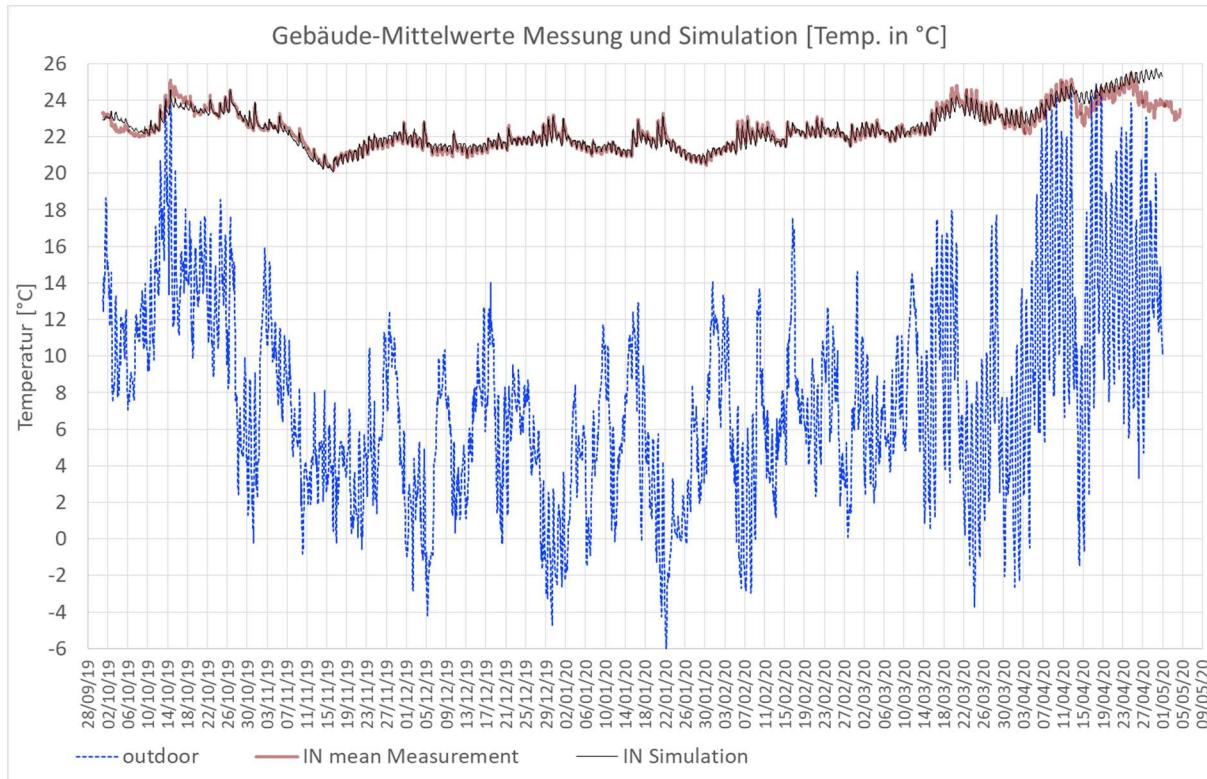


Abbildung 53 Mittelwerte (mean) von Messung und Simulation (alle Raumtemperaturen in der Wohnung gemittelt) über den Gesamtzeitraum der ersten Heizzeit (Wärmepumpenheizung) zusammen mit den Außentemperaturen.

Abbildung 54 zeigt den Gesamtverlauf der mittleren Raumtemperaturen für die zweite Heizzeit, in welcher die Heizwärmezufuhr ausschließlich über individuell raumthermostatisch geregelte Elektrokonvektoren erfolgte: Die Ist-Wert-Fühler der Thermostate sind dabei mit kalibrierten Pt-100-Fühlern bestückte Trockenkugel-Thermometer. Der Sollwert der Raumtemperaturen ist auf 21 °C eingestellt. Dementsprechend liegen in den Kernzeiten der Heizzeit die (wie zuvor mit den m-Bus-Raumtemperaturfühlern) gemessenen Raumtemperaturen überzeugend zeitlich konstant bei 21.0 °C (+0.11, -0.05), bis auf gut erkennbare einzelne Tage, in welchen durch hohe passiv solare Einträge die Mitteltemperaturen auch bis auf 22 °C ansteigen können. Wieder liegen die Ergebnisse der Simulation (schwarze Kurve) und die gemessenen Werte innerhalb eines sehr engen Fehlerbandes (unter 0.2 K). Davon weichen ab, wie schon im Vorjahr, Zeitperioden außerhalb der Heizzeit mit hohen Solareinträgen (hier: vor dem 14.11.2020), da hier bei der Simulation die durchgeführten Fensteröffnungen nicht abgebildet werden. Eine etwas höhere Abweichung ist im Zeitraum vom 1.12.2020 bis zum 9.12. erkennbar: Da liegen die Temperaturen der Simulation zeitweise bis zu 0.3 K über den Messwerten. In diesem Zeitraum gab es Stabilitätsprobleme der Relais-Schaltungen der Elektrokonvektoren beim Ersteinsatz in dieser Wohnung, so dass eine verringerte Messgenauigkeit des Heizstromeinsatzes vorliegt. Allerdings ist auch diese Abweichung immer noch geringfügig und nur bei genauerer Betrachtung erkennbar.

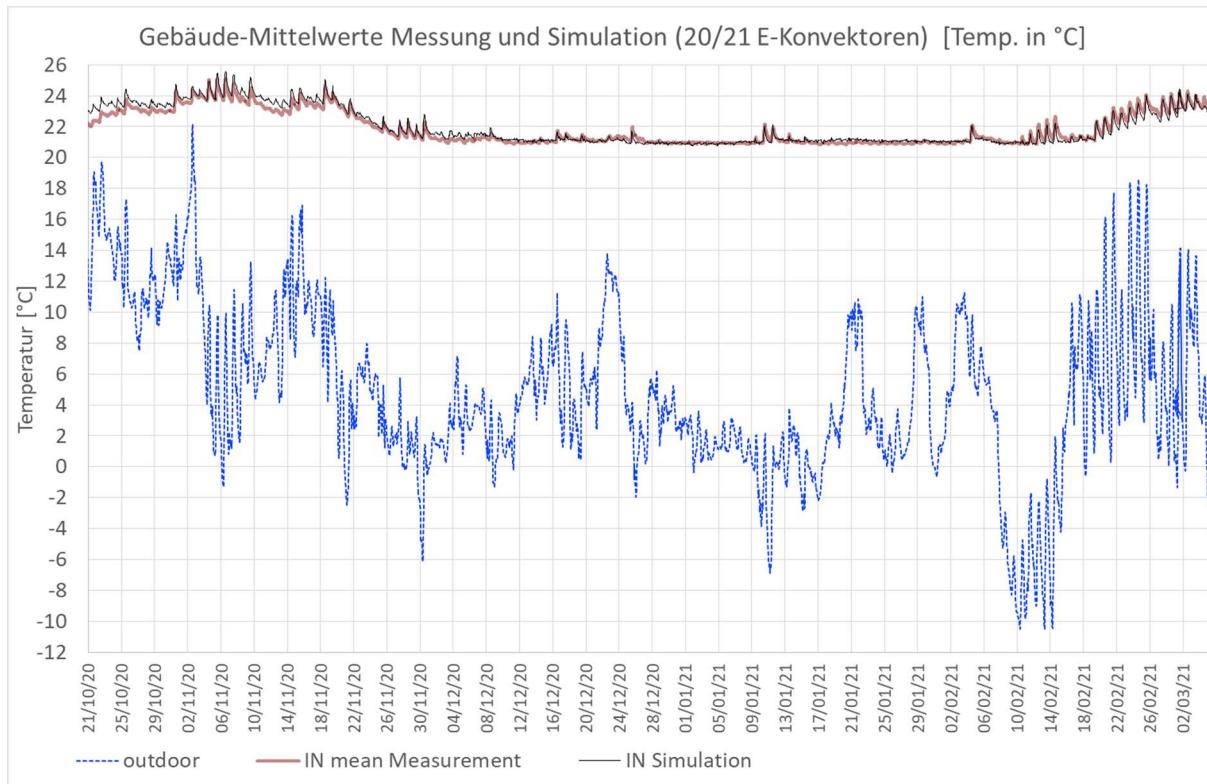


Abbildung 54 Mittelwerte (mean) von Messung und Simulation (alle Raumtemperaturen in der Wohnung gemittelt) über den Gesamtzeitraum der zweiten Heizzeit (Heizung durch Raumthermostat-geregelte Elektrokonvektoren) zusammen mit den Außentemperaturen. Hier wird die gute Zeitkonstanz der verwendeten Regelung sichtbar.

In die entgegengesetzte Richtung hoher zeitlicher und temperaturseitiger Auflösung geht Abbildung 55, in der jetzt für den 2. Dezember 2019 die Ergebnisse der Simulation in 10-Min-Abständen dargestellt werden (Doppellinien). Für das Gästezimmer (Zone 11, DG SE) sind zum Vergleich zwei Messkurven dokumentiert, nämlich der Standardraumfühler (hellrote Kreise) und der Schichtungssensor in 25 cm Höhe in Außenwandnähe. Letzterer liegt nicht nur ca. 0.5 K niedriger sondern weist auch eine deutlichere Dynamik in der Reaktion auf schwankende Solarstrahlung auf. Diese korreliert besser mit den Ergebnissen für die Lufttemperatur aus der Simulation – alle Werte liegen durchaus in einem Feld der jeweiligen Messgenauigkeiten. Die Dynamik bei der Simulation (Reaktion auf Einstrahlung) scheint flinker als die Werte der Messung; das kann an der Zeitkonstante der Messfühler und an einer gewissen Einkopplung eines Strahlungstemperaturanteils liegen; die rechnerische Strahlungs-temperatur (Bezeichnung „Sim rad 11“) ist ebenfalls mit dargestellt (gestrichelt). Diese scheint zwischen den höchsten und den niedrigsten Werten der Temperaturverläufe dieser Zone 11 zu vermitteln.

Das Diagramm zeigt auch, mit welchen Unsicherheiten in Bezug auf die Position der Temperaturmessung im Raum zu rechnen ist. Die Situation hier ist gegenüber weit schlechter gedämmten älteren Gebäuden noch entschärft – dort können im Raum Temperaturunterschiede von über 5°C zum gleichen Zeitpunkt auftreten. Für einen Vergleich von Messung und Simulation wären das schlechte Randbedingungen. Das Passivhaus eignet sich dagegen gut für die Evaluation der Simulationsmethoden. Die Messwerte in Abbildung 55 zeigen tatsächlich die hier zu erwartenden Extreme, da eine Messung 10 cm vor der Außenwand und in 25 cm Höhe nicht mehr unter die Normgrenzen für eine Raumtemperaturmessung fällt. Temperaturen mehr mittig im Raum in Höhen von ca. 70 cm bis 1.8 m zeigen in der Regel geringere Abweichungen – solange keine Solarstrahlung auf einen Fühler fällt.

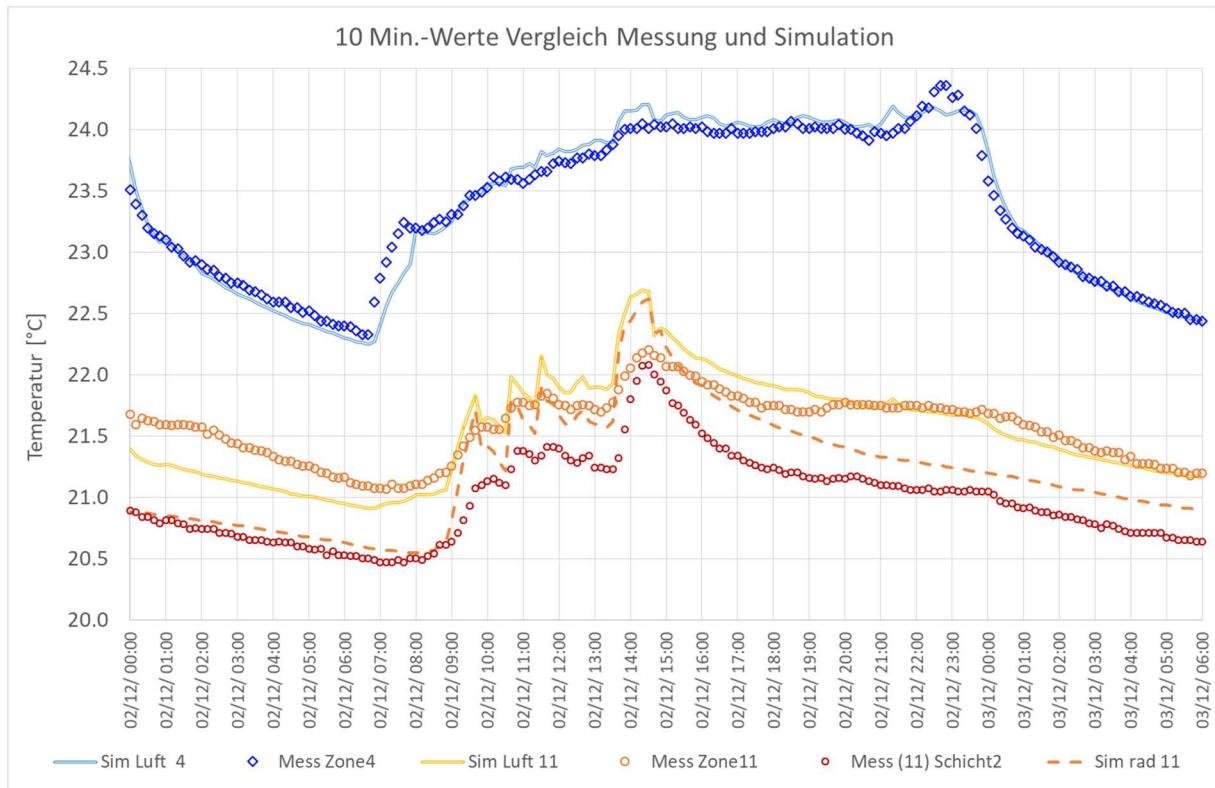


Abbildung 55 10-Minuten aufgelöste Simulationswerte im Vergleich zu Messwerten in EG Nord (blau) und dem Gästezimmer (Rottöne). Dort sind zwei unterschiedliche Messstellen dokumentiert: der Standardraumfühler (große Kreise) und der Luftsichtungssensor in 25 cm Höhe 10 cm vor der Süd-Außenwand (dunkelrote kleine Kreise; Diskussion im Text).

8.2 Bauteiltemperaturen

Wir gehen nun in Bezug auf die räumliche Auflösung noch einen Schritt weiter und wollen den Verlauf von Bauteiltemperaturen zwischen Messung und Simulation vergleichen. Dafür sind speziell kalibrierte und dafür geeignete Sensoren in den Bauteilen und an deren Oberflächen installiert worden.

Abbildung 56 und Abbildung 57 zeigen Temperaturverläufe im Bauteilquerschnitt der westorientierten Außenwand (angrenzend an Zone 10 „Arbeit“). Wie gewohnt sind gemessene Temperaturen in Kurven mit Symbolen dargestellt, die Ergebnisse der Simulation in gestrichelten Kurven ohne Symbole; zusammengehörige Kurven sind in gleichen Farben gehalten.

Temperatursensoren befinden sich:

- Knapp unter der Innenoberfläche des Innenputzes (rotes Kreissymbol)
- In der Mitte der gemauerten Wand (oranges Dreieck)

- Zwischen der Dämmung und dem Mauerwerk (goldenes Stern-Symbol)
- In der Dämmschicht (grünes Quadrat)
- Sowie knapp unter der Außenoberfläche im Außenputz (blaue Raute)
- In der Außenluft (hellblau)

Wie bereits an anderer Stelle auf der Basis früherer Messungen ausgeführt [Passipedia 2019], geben schon allein die Messdaten Aufschluss zur Funktionsweise der gedämmten Außenwand:

Im gesamten dargestellten Zeitraum liegt die Außenlufttemperatur deutlich unter der im Raum: Die gemessenen Außentemperaturen schwanken zwischen -5 und +4 °C.

Die Temperaturen im Raum und im Massivteil der Wand liegen zwischen 20 und 24°C. Trotz der beachtlichen Temperaturdifferenz von um 22 Grad zwischen innen und außen kühlt die Mauersteinwand nicht aus, sondern verbleibt ungefähr auf gleichem Temperaturniveau. Drei Kurven, die in der Grafik ziemlich nahe beieinander liegen, sind die der inneren Putzschicht (InPutz), in der Mitte der gemauerten Wand (KS/2) und auf der Außenseite der gemauerten Wand (KS/Styr zwischen Wärmedämmung und Wand): Dass diese Temperaturen sehr eng nebeneinander liegen, zeigt, dass von der äußeren Mauerwerksoberfläche nur wenig Wärme abfließt: sonst müsste die äußere Oberfläche deutlich kälter sein als die Mitte des Steins oder seine Innenoberfläche. Das Verhältnis der Temperaturdifferenzen ($\theta_{KS/Styr} - \theta_{Auputz}$) über der Dämmschicht zu der über den Mauersteinen ist unter stationären Bedingungen gleich dem Verhältnis der Wärmedurchlasswiderstände von Dämmung und Mauerwerk. Schon diese einfache Analyse zeigt die Wirkung der hier verwendeten Wärmedämmung.

Wir verfügen hier mit der Simulation allerdings über ein sehr viel stärkeres Instrument zum Vergleich zwischen Theorie und Praxis: die jeweiligen Kurven ohne Symbole geben die numerischen Berechnungen wieder. Dabei wurden mehrere Stützpunkte in der Wand gerechnet, nicht nur die mit vorhandenen Temperatursensoren. So wird z.B. gut sichtbar, wie die Wärmestrompakete des durch Solarabsorption erwärmten Außenputzes (Maximum am 29.1. gegen 13 Uhr) amplitudengedämpft durch die Dämmschicht nach innen laufen. An der Mauerwerksoberfläche ist von diesem Einfluss kaum noch etwas wahrzunehmen. Gemessene Werte und Simulationsergebnisse stimmen gut überein – das ist umso bemerkenswerter, als es sich hier um einen ausgeschnittenen Teilbereich des Gesamtgebäude-Simulationsmodells handelt: es wurden also nicht die gemessenen Oberflächentemperaturen als Randbedingungen für ein separates Wandmodell verwendet (was zu noch weit besseren Übereinstimmung führen würde, weil die weit größeren Ungenauigkeiten in den Modellen der Wärmeübergänge und der Luftströmungen liegen).

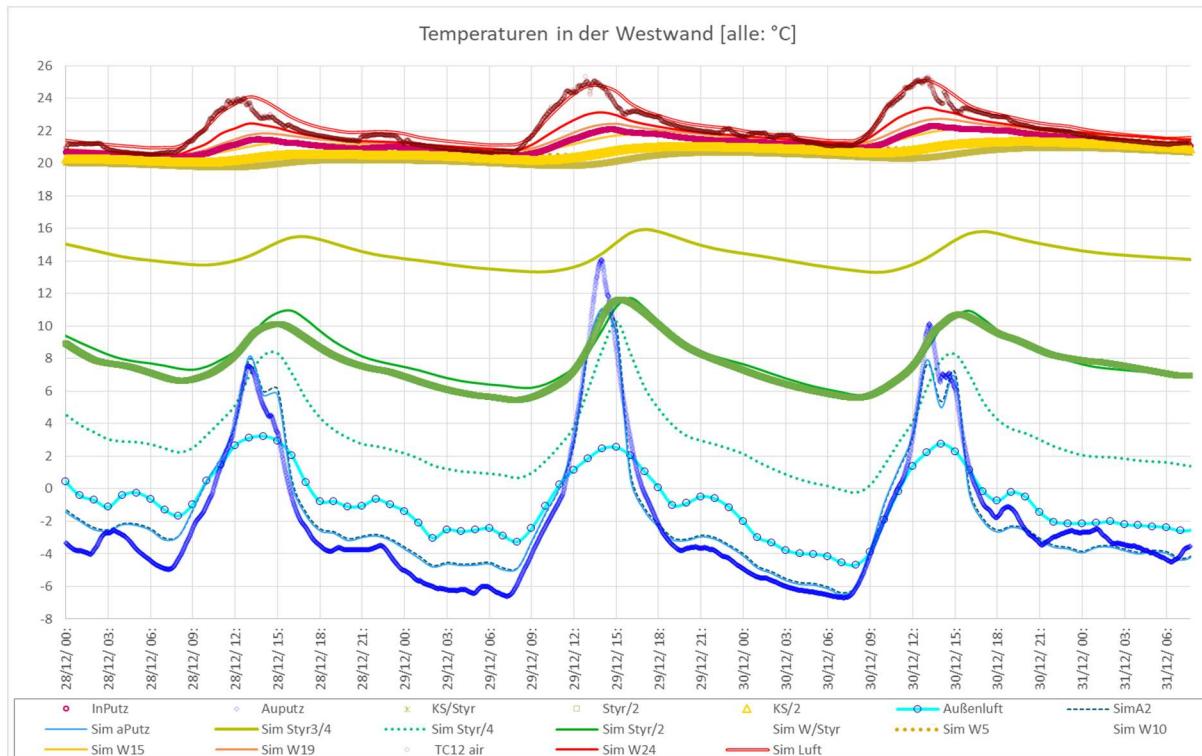


Abbildung 56 Außenwandquerschnitt im Winter: Messung und Dynbil-Simulation (Basisfall) im Vergleich. Dieser Vergleich ist mit dem Gesamt-DYNBIL-Modell durchgeführt; d.h., auch bei den Oberflächentemperaturen außen und innen handelt es sich um Simulationsergebnisse aus dem komplexen Gesamtmodell. Für die Außenluft (hellblau) gibt es natürlich nur einen Messwert.

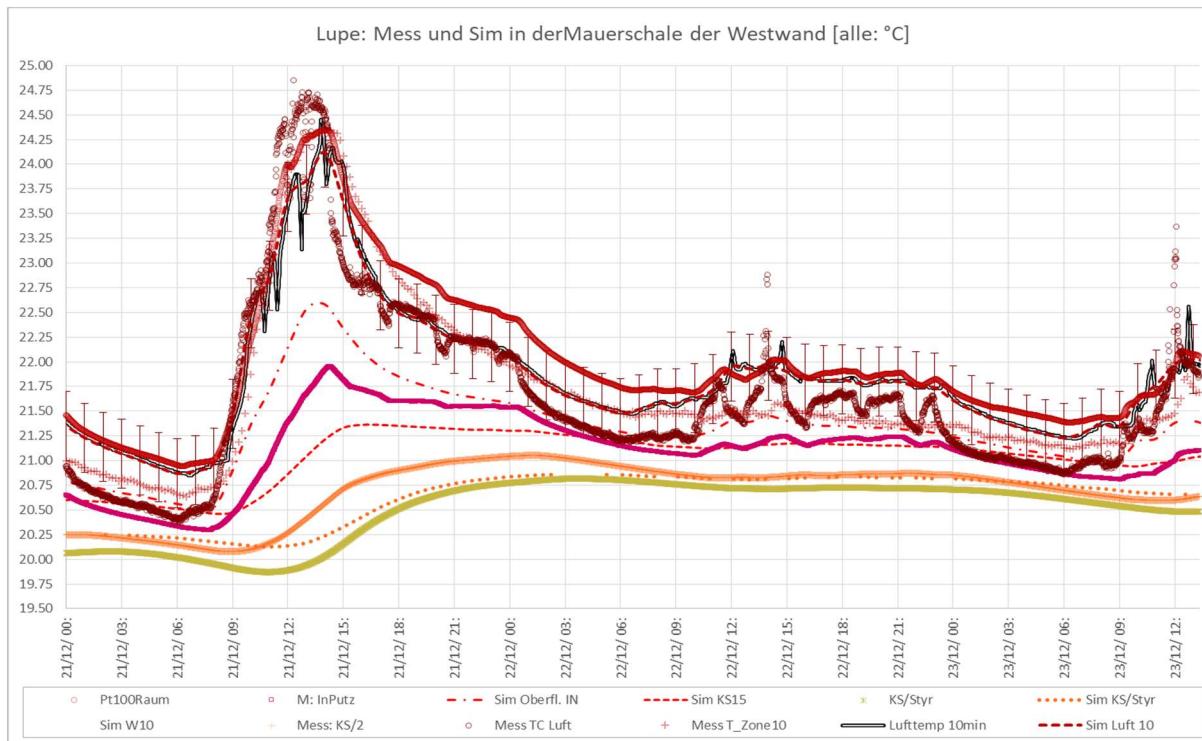


Abbildung 57 Ausschnitt der Mauerschale in derselben Wand wie im letzten Diagramm. Zusätzlich sind die Verläufe mehrerer Sensoren zur Temperatur im Raum sowie die 10-Min-Werte der zugehörigen Simulation dargestellt.

Abbildung 58 und Abbildung 59 zeigen Temperaturverläufe am Fenster der (südausgerichteten) Festverglasung in Zone 10 „Arbeit“. Hier sind gemessene Temperaturen mit durchgezogenen Kurven dargestellt, die Ergebnisse der Simulation in gestrichelten Kurven, wieder sind zusammengehörige Kurven in gleichen Farben gehalten.

Temperatursensoren befinden sich:

- Als Thermoelement (0,1 mm) strahlungsabgeschirmt in der Raumluft (TC12, schwarz)
- Als aufgeklebtes Thermoelement (0,1 mm) in der Mitte der Verglasung direkt auf die Scheibe aufgeklebt (TC15 CoGlas)
- Als aufgeklebtes Thermoelement (0,1 mm) in der Kante der Verglasung zum Rahmen (direkt auf die Scheibe aufgeklebt (TC16 EoGlas))

Die Simulation umfasst auch die mittlere und die äußere Scheibe des Verglasungsaufbaus - hier gibt es jedoch keine Messwerte.

Im Rahmen der hier möglichen Genauigkeit stimmen für den Verglasungsaufbau die Werte der dynamischen Simulation und die Thermoelement-Messwerte ziemlich gut überein. Einflüsse, die das Ergebnis beeinträchtigen, sind Ungenauigkeiten bei der Solarstrahlungs-Erfassung und –Umrechnung auf vertikale Flächen, Verschmutzung der Verglasung sowie der nicht genau bekannte Füllgrad mit Krypton in den Scheibenzwischenräumen.

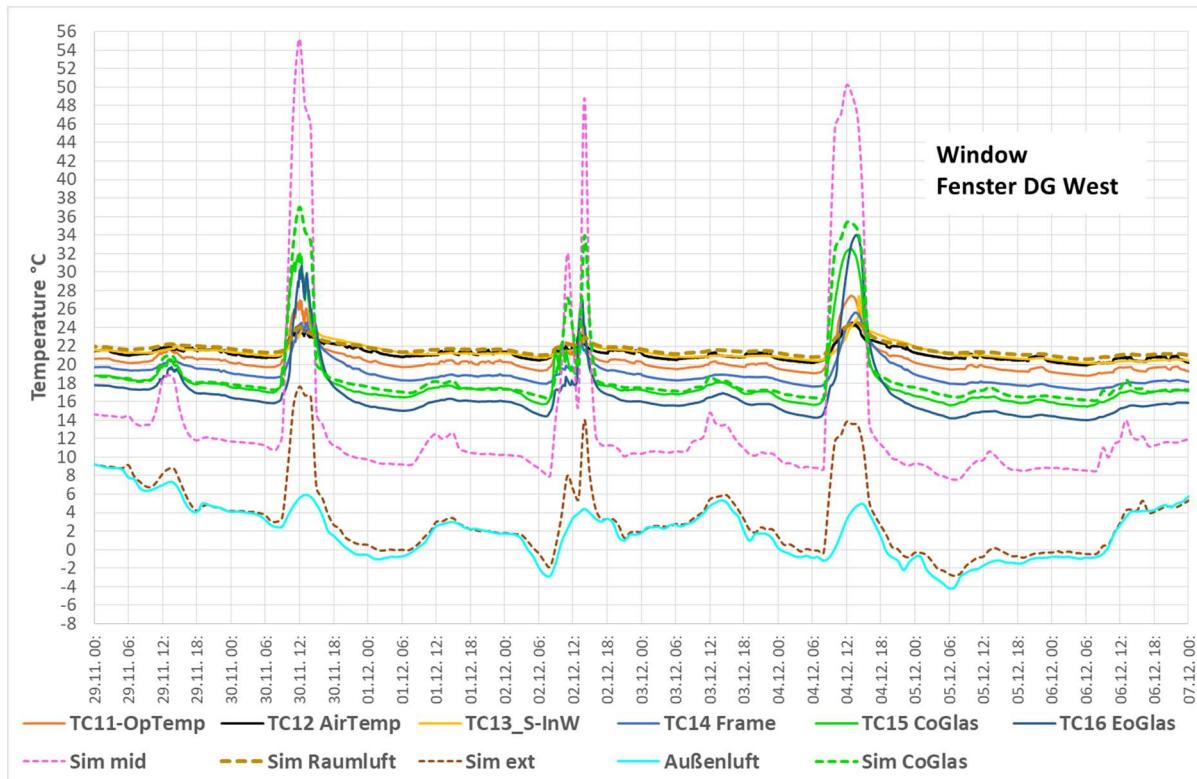


Abbildung 58 Gemessene Temperaturen am und in der Nähe des Fensters (Thermoelemente TC) im Vergleich zur Simulation von Luft- und Oberflächentemperatur (CoGlas = „center of glass“ mittig auf der Scheibe; EoGlas = „edge of glass“ gemessen am Scheibenrand).

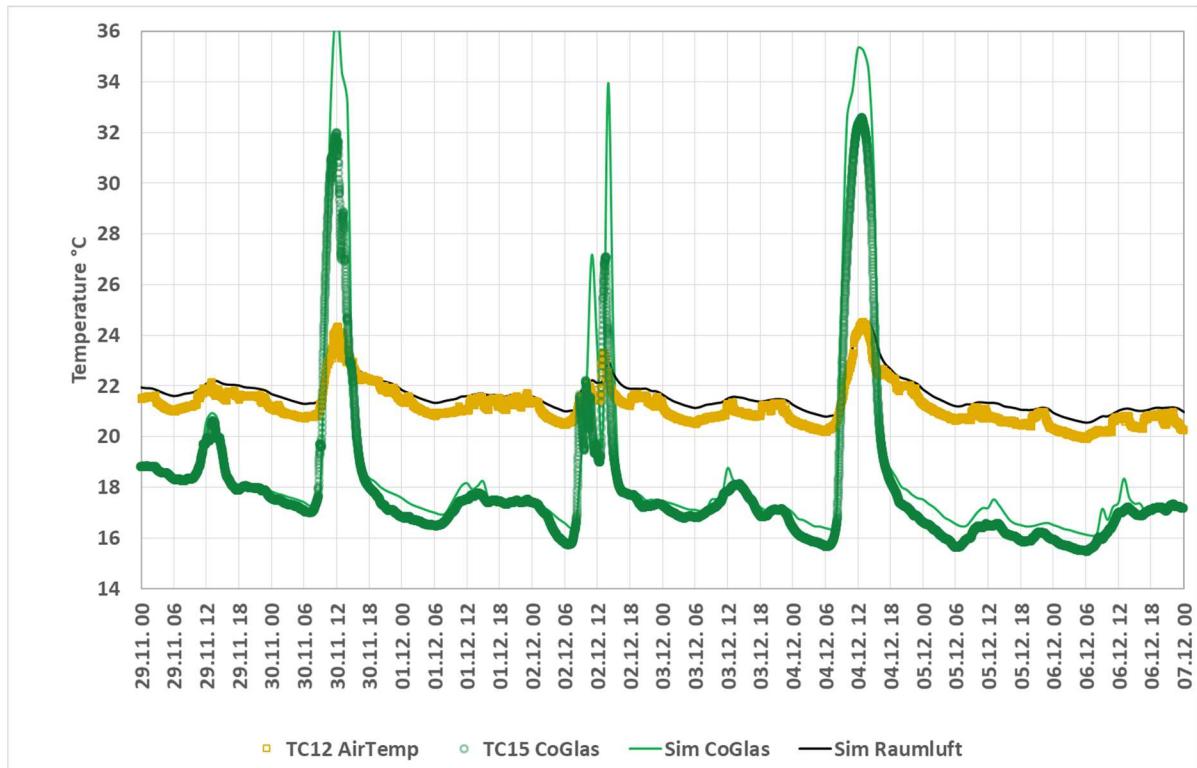


Abbildung 59 Detailausschnitt: Innenoberflächentemperatur der Verglasung (TC15 CoGlas „center of glass“) und zugehöriger Wert der Simulation (Sim CoGlas) sowie Lufttemperatur (TC12 Airtemp), Raumtemperaturfühler (TC12 AirTemp) und zugehöriger Simulationswert (Sim Raumluft). Festverglasung, südorientiert in Zone 10 (29. Nov. – 6. Dez. 2019).

Schließlich zeigt Abbildung 60 die mit zwei unterschiedlichen Sensorotypen gemessene Temperaturschichtung im Raum DG-Ost (Gast, Zone 11):

- Durchgezogene Kurven kennzeichnen *hier* Messwerte von 0,1 mm Thermo-Element-Fühlern in der jeweils angegebenen Höhe (in Zentimetern).
- Kurven mit Symbolen die Messung mit m-Bus-verbundenen SHT-Temperaturfühlern in jeweils etwa vergleichbaren Höhen.
- Doppelt gezeichnete Kurven sind *hier* Ergebnisse der Simulation: rot für den Raumluftknoten und violett für die Strahlungstemperatur (mittig im Raum).

Das Diagramm zeigt, dass auch in einem Raum im Passivhaus Messergebnisse an unterschiedlichen Stellen im Aufenthaltsbereich um $\pm 0.25\text{K}$ streuen können. Die Streuung liegt aber vollständig innerhalb der Komfortgrenzen. Insbesondere an strahlungsreichen Tagen können die Lufttemperaturen in Höhen oberhalb des Aufenthaltsbereichs noch stärker nach oben abweichen (TC Messungen). Zudem wird klar, dass die üblicherweise in der Heiz- und Klimatechnik eingesetzten Sensoren (Halbleiterfühler in perforierten Gehäusen für den Luftdurchtritt) eine nennenswerte Kopplung auch mit den Strahlungsvorgängen im Raum haben. Das führt in unserem Beispiel zu Abweichungen von bis zu 2 K bei der Schichtungsmessung. Die hier verwendeten dünnen Thermoelemente (0.1 mm) sind dagegen zuverlässig zur Messung der Lufttemperatur geeignet. Die Ergebnisse der Simulation liegen einem Band von maximal $\pm 0.4\text{ K}$ gegenüber im Aufenthaltsbereich platzierten Sensoren, der Dynbil-Strahlungstemperatur-Knoten weicht davon nur wenig ab.

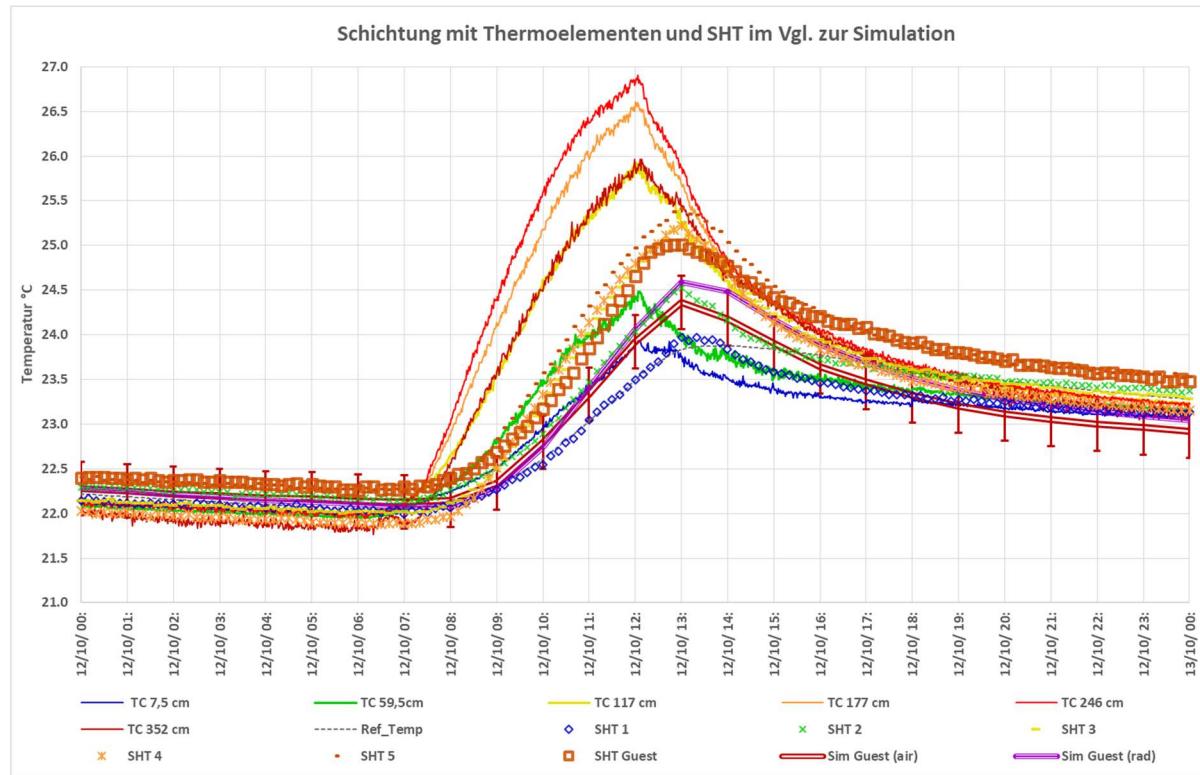


Abbildung 60 Messstellen zur Temperaturschichtung (Zone 11). Die Thermoelemente (TC) messen die Lufttemperaturen in den angegebenen Höhen. Beachte: Höhen über 1.8 m liegen nicht mehr im Aufenthaltsbereich. Die SHT-Sensoren, ebenfalls in unterschiedlichen Höhen, haben eine stärkere Kopplung an die Wärmestrahlung und zeigen einen gedämpften Verlauf.

9 Sensitivitätsanalysen zur Wahl verschiedener Parameter

9.1 Variante: Extreme Anfangsbedingung

Die Zeitentwicklung der Temperaturen wird im Simulationsmodell durch ein System von zeitabhängigen Differentialgleichungen beschrieben. Lösungen dieser Gleichungen hängen bekanntermaßen von den Anfangsbedingungen ab: Diese umfassen in unserem Fall alle Temperaturen im Modell, insbesondere auch tief in den Bauteilschichten von Wänden, Decken und Möbeln. Für das Aufsetzen der Simulation sind wir selbstverständlich weit davon entfernt, alle diese Temperaturen genau zu kennen (es ist eine kontinuierliche Temperaturverteilung). Das ist einerseits ein grundsätzliches Problem solcher Simulationen, welches bei Ungeübten sehr häufig zu zumindest „seltsamen“ Ergebnissen führt. Andererseits ist die Lösung für das Problem im vorliegenden Fall relativ einfach: Weil die dominante Gleichung hier in guter Näherung die Fourier'sche Wärmeleitungsgleichung ist (parabolisch, erste Ordnung in der Zeit mit negativem Zeitgradient), „vergisst“ die Lösung mit der Zeit abweichende Anfangsbedingungen und die Lösung nähert sich unabhängig von den Anfangsbedingungen an den gleichen Verlauf nach ausreichender Zeit an (von den Anwendern in der Bauphysik oft nicht ganz korrekt „Einschwingen“ der Simulation genannt). Die Voraussetzungen dafür sind: 1) Die Randbedingungen müssen natürlich stimmen. 2) Die Anfangsbedingungen sollten nicht „absurd“ falsch sein (z.B. „0“ gleich absoluter Nullpunkt). 3) der Vorlauf muss mehrere Zeitkonstanten¹¹ umfassen, bevor ein vernünftiger Vergleich mit Messwerten möglich wird, damit die evtl. schlecht geratenen Randbedingungen hinreichend „vergessen“ werden.

Es reicht auch nicht aus, eine Anfangsbelegung mit einer „gut getroffenen“ mittleren Temperatur zu wählen – das verkürzt den Anpassungsvorgang etwas, die Temperaturen in den tieferen Schichten der Bauteile sind jedoch regelmäßig unterschiedlich. Eine Vorlaufzeit von gut einem Monat (bei Simulation gut gedämmter Gebäude) ist erfahrungsgemäß stets empfehlenswert.

Abbildung 61 zeigt die Auswirkung einer Belegung mit einer um 8 K niedrigeren Anfangstemperatur (15°C in allen Knoten des Modells). Es dauert hier 43 Tage (!) bis diese Anfangsdifferenz auf ein Zehntel, nämlich 0.8 K gesunken ist. Diese sehr langen

¹¹ Im Sinne von „Zeitkonstante des ganzen Gebäudes“; es können evtl. auch dann noch Teile von Bauteilen vorhanden sein, die sehr lange Zeit für die Einstellung eines mittleren Gleichgewichtes benötigen, z.B. bei Flächen, die an das Erdreich grenzen. Solche Flächen kommen im hier diskutierten Objekt nicht vor.

Abklingzeiten sind vielen Nutzern von dynamischen Simulationsprogrammen nicht bewusst; sie können zu bedeutenden Fehlinterpretationen führen.

Dieses Experiment ist durchaus auch von praktischer Bedeutung: Oft werden in gemäßigten Klimazonen Gebäude über den Herbst fertiggestellt und dann im Winter bezogen – nachdem sie unbeheizt und lange Zeit mit offenen Fenstern und Türen auch in den inneren Bauteilmassen ausgekühlt sind. Diese Wärmekapazitäten wieder aufzuheizen kann eine Menge zusätzlicher Heizwärme verbrauchen. Dies ist eine der Ursachen für die häufig in der Literatur berichteten Abweichungen des Heizenergieverbrauchs von den Berechnungen (vor allem im ersten Betriebsjahr). Aus diesen und einigen weiteren Gründen ist das erste Betriebsjahr denkbar schlecht geeignet für einen Vergleich zwischen Verbrauch und rechnerischem Bedarf. Für unser Messobjekt stellt sich dieses Problem nicht, weil das Gebäude bereits seit 28 Jahren in Nutzung ist – und, wenn überhaupt mit einer von Sollwerten abweichenden Anfangsbedingung, mit vom Herbst her höheren Bauteiltemperaturen in den Winter geht.

Wie Abbildung 62 zeigt, ist in dieser Variante die veränderte Anfangsbedingung (vom 30. September) am 2. Dezember noch bemerkbar, die simulierte Temperatur im Esszimmer liegt auch dann immer noch um 0.1 K niedriger im Vergleich zum Basisfall, der hier mit doppelten Kurvenformaten dargestellt ist. Eine Auswertung des Mess/Sim-Vergleichs wäre unter diesen Bedingungen aber durchaus noch möglich. Die Werte für die Küche (grau) und das Arbeitszimmer (rot) scheinen sogar „besser“ zu passen als im Basisfall. Im innenliegenden Bad beträgt die Temperatur-Differenz jedoch sogar noch um 0.16 K.

Diese Variante zeigt, dass bei der Interpretation von Werten aus der Simulation Vorsicht geboten ist – die Rand- und Anfangsbedingungen müssen mit Bedacht gewählt und dokumentiert werden. Bzgl. der Anfangsbedingungen gilt dies allerdings auch für gemessene Daten. Wird ein Bauteil beispielsweise vor dem Einsetzen in eine Klimakammer vorerwärm oder gekühlt, so muss lang genug gewartet werden, bis sich ein thermisches Fließgleichgewicht eingestellt hat, bevor eine zuverlässige Messung gemacht werden kann.

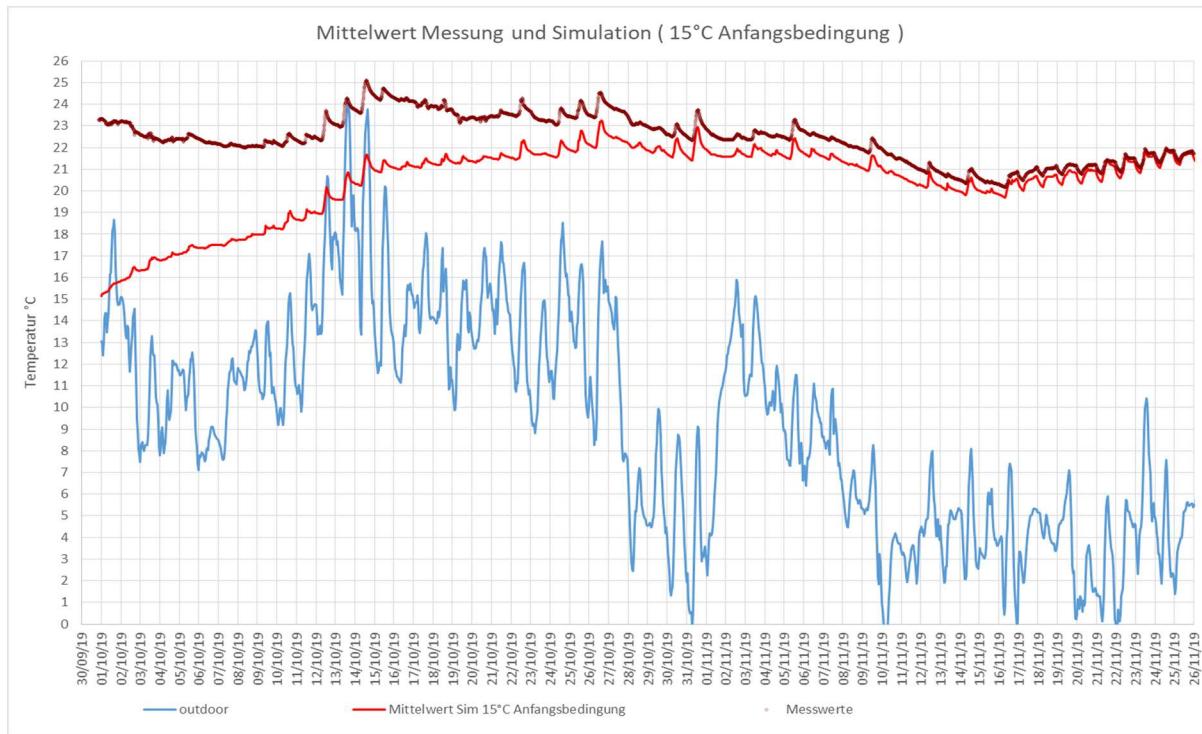


Abbildung 61 Experiment zur Anfangsbedingung: Die Simulation wurde hier mit 15°C Bauteiltemperaturen am 20.9.2019 überall im Inneren der thermischen Hülle belegt. Das Gebäude hat eine sehr lange Zeitkonstante; der Anfangsfehler bleibt noch bis Mitte November in deutlichen Abweichungen sichtbar. Achtung: Die Heizungsregelung ist hier bewusst abgeschaltet, es wird die gleiche Heizwärme (beginnend erst ab 16.11.) zugeführt wie im Basisfall.

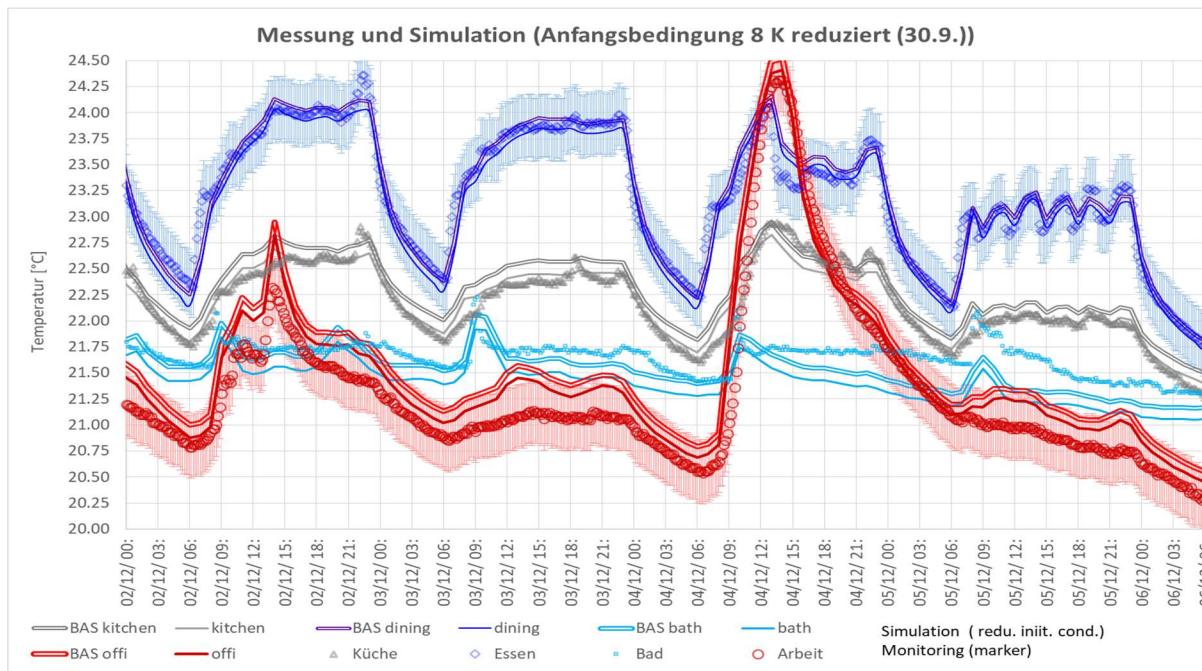


Abbildung 62 Auch am 2. Dezember ist der reduzierte Anfangswert noch nicht vollständig "vergessen", wie dieser Vergleich zeigt (doppelte Linien: Sim. Basisfall liegt immer noch um ca. 0.1 K höher als die Variante mit reduzierten Anfangstemperaturen; einfache Linien: reduzierte Temperaturen 15°C bei der Anfangsbedingung am 20.9. wie in der vorausgehenden Abbildung).

9.2 Variante: Extreme Heizleistung

Der größte potentielle Beitrag an Abweichung kommt von der Messunsicherheit der zugeführten Heizleistung. Um diese Auswirkung zu diskutieren, wurde ein Simulationslauf mit zum Basisfall identischen Anfangs- und Randbedingungen und identischem Modell durchgeführt, bei dem aber die zugeführte Heizleistung im Heizknoten der Zone 4 zu jedem Zeitpunkt um 4.6% erhöht wurde. Dieser Wert war bereits als Fehlergrenze für die Messung der Heizleistung im Messkanal des Splitgerätes identifiziert worden.

Um den Vergleich zu erleichtern, haben wir die Ergebnisse für den Basisfall (Abbildung 63) und für die Variante mit erhöhter Heizleistung (Abbildung 64) auf einer Seite unmittelbar gegenübergestellt. Dazu wurde der Zeitraum 1. Bis 4. Dezember 2019 mit den Ergebnissen in hoher Zeitauflösung gewählt.

Im Basisfall der Simulation liegt die Abweichung der Mittelwerte der Temperatur bei 0.07 K, in der Variante mit Heizleistung an der Obergrenze des Fehlerintervalls beträgt diese mittlere Abweichung 0.138 K; wie zu erwarten, nehmen die Temperaturen durch die höhere Wärmezufuhr zu. Der auf die Temperaturentwicklung fortgepflanzte Fehler der Leistungsmessung ist um 0.068 K deutlich geringer als das Konfidenzintervall der Temperaturmessungen.

Die Wurzel aus der mittleren quadratischen Abweichung RMSD (engl. „root mean square deviation“) zwischen den Verläufen von Messung $\theta_M(t)$ und Simulation $\theta_S(t)$ ist ein gut geeignetes und breit eingeführtes Maß für deren Objektivierung. Diese ist wie folgt definiert

$$RMSD(\theta_S, \theta_M) = \left(\frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} |\theta_S(t) - \theta_M(t)|^2 dt \right)^{1/2}$$

Das Betrachtungsintervall wird fallweise gewählt; in der Regel ist die so definierte mittlere quadratische Abweichung von der Intervallwahl nicht sehr stark abhängig. In der Mathematik ist dieses Maß als L₂-Norm bekannt. Für den Vergleich von Funktionsverläufen in Physik und Technik hat dieses Maß eine Reihe von Vorteilen (u.a., dass es sich hervorragend für die Optimierung von Parametern eignet). RMSD gibt auch i.a. eine gute Repräsentation für die Einschätzung der Güte der Simulation wieder und für den integralen Wert einer möglicherweise vorhandenen Komfort-Abweichung.

Für einen typischen Tag innerhalb der Heizzeit beträgt die mittlere quadratische Abweichung des Simulations-Temperaturverlaufs im Basisfall $\theta_{S,B}(t)$ von dem der Messung 0.25 K (vgl. Abbildung 63), wovon die schon bekannte durchschnittliche Verschiebung („Verzerrung“, engl. „Bias“) von 0.074 K einen Erklärungsbeitrag von etwa 8% erbringt.

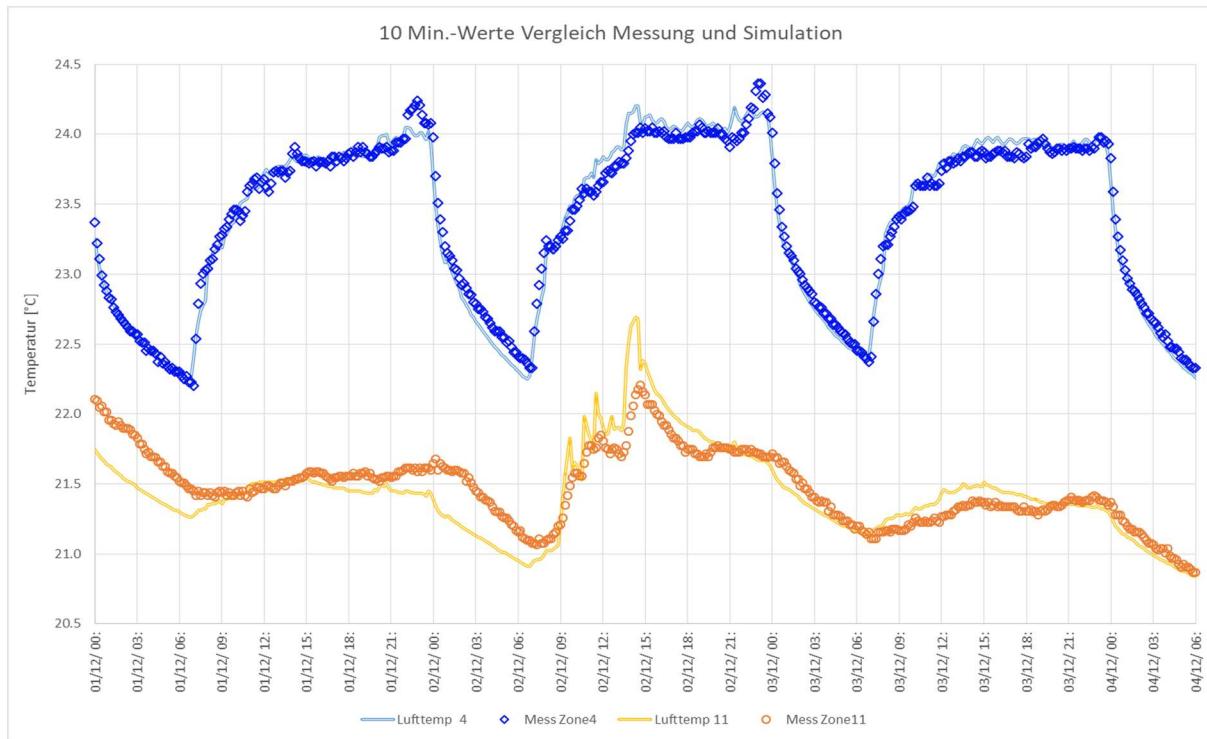


Abbildung 63 Basisfall mit hoher zeitlicher Auflösung für Anfang Dezember 2019. Dargestellt sind hier nur EG Nord (Zone 4) und DG Südost (Zone 11, „Gast“), jeweils im Vergleich zwischen der Messung (Symbole) und der Simulation (Linien).

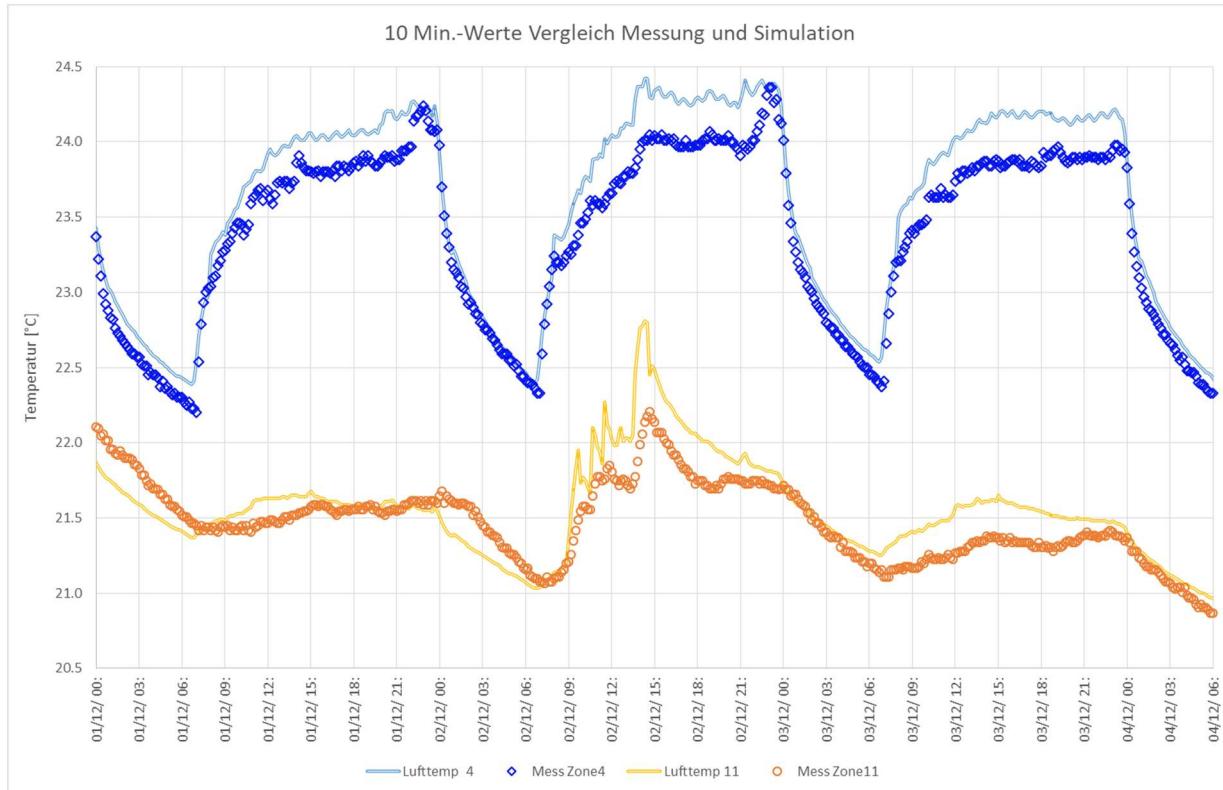


Abbildung 64 Variante mit 4.6% erhöhter Heizleistung an jedem Zeitpunkt (Diskussion im Text).

Für die Variante mit erhöhter Heizleistung steigt die mittlere quadratische Abweichung des Temperaturverlaufs $\theta_{S,V}(t)$ auf 0.3 K, wovon die nun erhöhte Verzerrung 17.5% der quadratischen Abweichung ausmacht.

Die Ergebnisse der Simulation mit im Rahmen der Fehleranalyse erhöhten Heizleistungen führen hiernach immer noch zu einem für einen Vergleich von Messung und Simulation akzeptablen Ergebnis innerhalb der Messgenauigkeit der Temperaturmessungen. Die Voraussetzung dafür, grundlegende methodische Fragen des Verhältnisses von Simulationsmodellen und konkretem Verhalten in der Realität zu beantworten, ist daher in diesem Projekt gegeben. Der Basisfall liefert aber sowohl die geringere Verzerrung als auch die geringere Varianz.

9.3 Experiment: 1000 Watt-Exkursion

Wir testen die Reaktion des Gebäudemodells auf eine 1000 Watt Exkursion der im Raum freigesetzten Leistung am 1.12.2019 in Zone 10 (Arbeit) von 12:00 bis 12:30 UTC, gefolgt von -1000 Watt von 12:30 bis 13.00. Abbildung 65 zeigt die Antwort auf eine solche Störung im betroffenen Raum sowie im EG Nord. Der Ausschlag in der Abweichung liegt bei +0.37 K, die innerhalb des Folgeintervalls bis 13:00 nahezu vollständig wieder zurückgeht. Es bleibt zunächst eine sehr kleine Abweichung (nach unten: Weil Wärmeübergänge durch höhere Temperatur-Differenzen nichtlinear erhöht sind), die aber nach 3 h praktisch „vergessen“ wird. Im Mittel sinkt die Temperatur an diesem Tag um $2.4 \cdot 10^{-5}$ K ab. In diesem Fall ist es sinnvoll, die mittlere quadratische Abweichung zwischen den beiden Simulationsvarianten zu bestimmen, da diese allein diesen Einfluss abbildet und von keinen weiteren zufälligen Einflüssen abhängt: RMSD zwischen dem Basisfall und der 1000-W-Exkursion im Arbeitszimmer über den 1. Dezember 2019 bestimmt sich zu 0.047 K. Die mittlere quadratische Abweichung klassifiziert diesen Fehler damit in einen Bereich, der zwar deutlich erkennbar ist, aber hinter andere Einflüsse (wie die Messgenauigkeit der Temperatur- und Leistungsmessungen) zurückfällt. Die Auswirkung auf andere Zonen ist ebenfalls extrem gering.

Messabweichungen dieser Größenordnung bei internen Quellen können tatsächlich vorkommen, wenn Impulsausgänge unserer Sensoren kumulierte Leistungswerte nicht exakt zeitsynchronisiert ausgeben oder Anwesenheitszeiten zeitlich ungenau eingetragen sind. Diese Simulation zeigt, dass sich dies in erkennbaren Abweichungen niederschlägt, diese aber räumlich und zeitlich begrenzt sind. Dass „ab und zu“ die Simulation von der Messung abweicht ist vor einem solchen Hintergrund zu erwarten. Diese ließe sich nur durch ein artificielles „Bewohnerprogramm“ eliminieren. In diesem Projekt war es aber genau das Ziel, ein real bewohntes Gebäude zu betrachten.

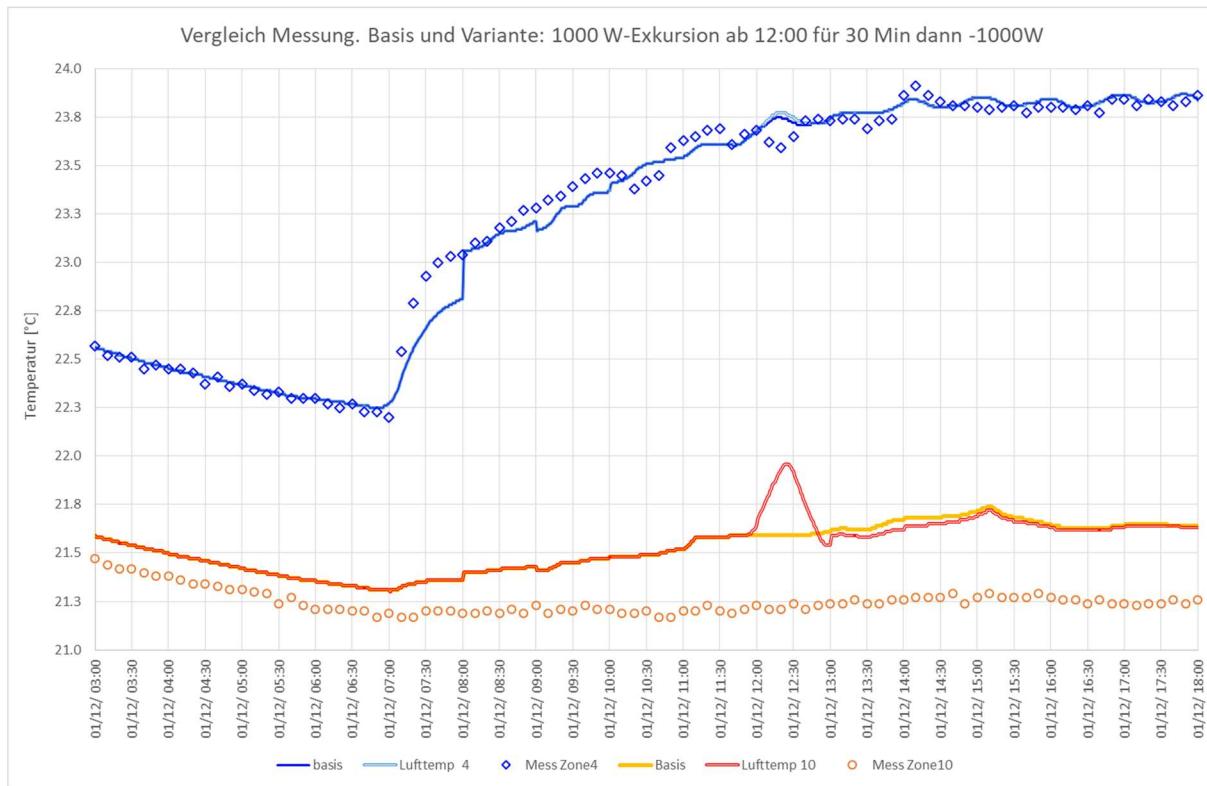


Abbildung 65 Pulsantwort auf eine 1000 W-Exkursion 12:00 in Zone 10; nach $\frac{1}{2}$ h dann -1000W. Kaum Auswirkungen auf andere Zone; der Spitzentemperaturwert liegt um 0,33 K über dem Wert der Basis-Simulation. Nach 3 Stunden ist die Störung weitgehend „vergessen“.

9.4 Experiment: 70 Watt-Verlagerung

Wir testen die Reaktion des Gebäudemodells auf die Verlegung von 70 Watt von Zone 10 (Arbeit) in Zone 11 (Gast) von 6:00 bis 20:00 UTC am 1.12.2019; quasi zieht hier eine Person vom Arbeitszimmer ins Gästezimmer um. Abbildung 66 zeigt die Temperaturverlaufs-Antwort auf eine solche Änderung in den beiden betroffenen Räumen. Nach ein paar Stunden liegt die Verschiebung bei ziemlich genau 0.2 K. Die mittlere quadratische Abweichung im Arbeitszimmer über den 1. Dezember 2019 beträgt für diese Leistungsverlegung 0.125 K.

Die Auswirkungen auf andere Zonen sind auch in diesem Fall gering. Innerhalb weniger als zwei Tages ist praktisch keine Auswirkung mehr zu sehen. Für Zeiträume von 2 bis 3 h sind solche Abweichungen in den Anwesenheitsprotokollen von Zeit zu Zeit vorgekommen. Die „Genauigkeit“ der Anwesenheitsprotokolle übersetzt sich somit in eine potentielle Temperaturabweichung in den Zonen von etwa ± 0.2 K. Wichtig ist es hier auch, zu realisieren, dass sich eine solche Änderung auf die mittlere Temperatur des gesamten Gebäudes praktisch nicht auswirkt (Änderungen im Bereich weniger 10^{-4} K).

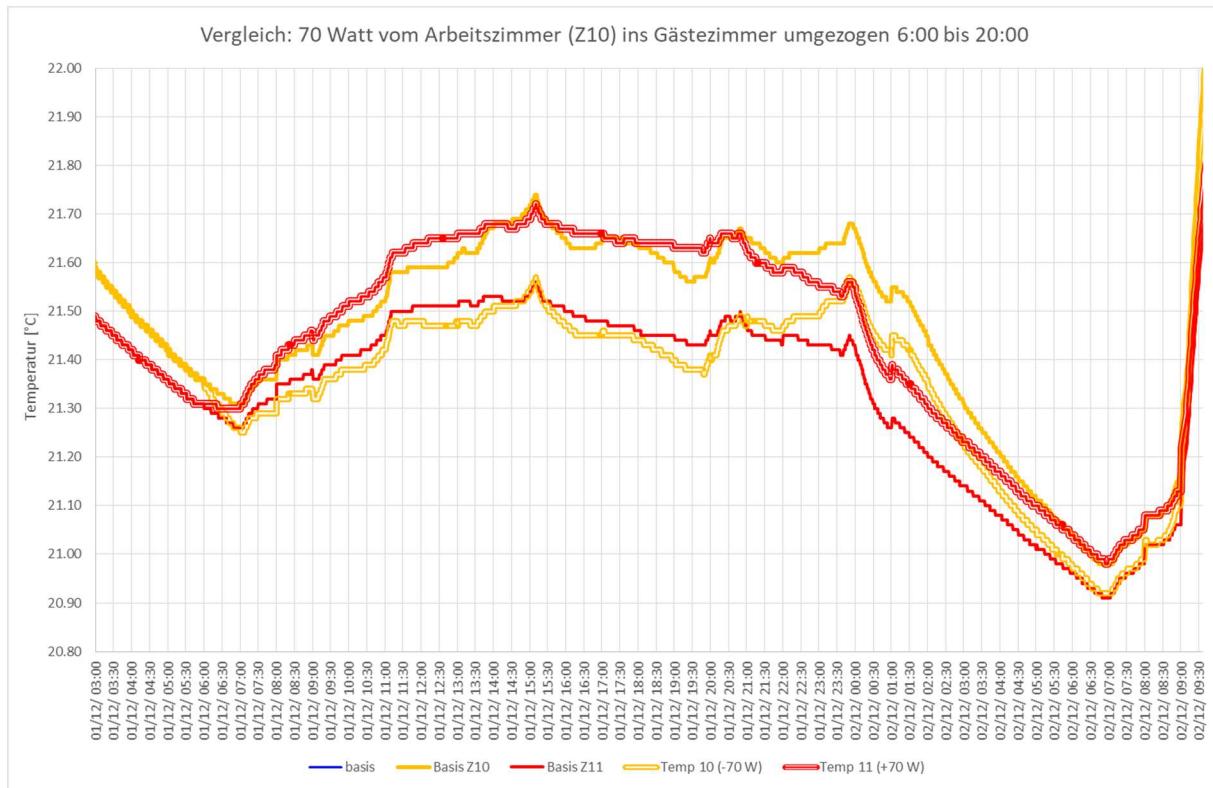


Abbildung 66 Umzug einer Person (70 W sensible Leistung) von 6:00 bis 20:00 von Zone 10 nach Zone 11. Die Temperaturländerungen verschieben sich im betroffenen Zeitraum um 0.2 K (die Heizwärmezufuhr wurde nicht geändert; die Heizungsregelung würde aber hier bei einem Sollwert von 21°C keine Änderung bewirken, weil die Temperaturen ohnehin darüber liegen).

9.5 Experiment: 32 Watt mehr interne Wärmequellen dauerhaft gleichmäßig verteilt

Wir testen die Reaktion des Gebäudemodells auf eine Erhöhung der Summe aller internen Wärmequellen um 32 Watt über den gesamten Zeitraum. Abbildung 67 zeigt die Temperaturverlaufs-Antwort auf eine solche Erhöhung im Vergleich zum Simulations-Basisfall. Die Abweichung liegt bei +0.2 K (so ziemlich überall im Gebäude und über den gesamten Zeitraum).

Abbildung 68 zeigt den Standard-Vergleich der ausgewählten Zonen vom 2.12. bis 6.12.2019 zu den Messwerten – auch hier zeigt sich die Parallelverschiebung der Simulationsergebnisse. Beachtet werden muss, dass hier bewusst mit dem gleichen Verlauf der zugeführten Heizwärme gerechnet wurde (keine Regelung der Heizwärmezufuhr in der Simulation). Wie eine Regelung auf eine solche Zunahme der freien Wärme reagieren würde untersuchen wir in einem gesonderten Kapitel. Hier geht es um den Einfluss potentieller Messabweichungen (in diesem Fall bei den internen Wärmequellen) auf den Vergleich mit der Simulation. Die gewählten 32 W entsprechen dabei in etwa dem in der Fehleranalyse erhaltenen mittleren Fehlerband der internen Wärmequellen.

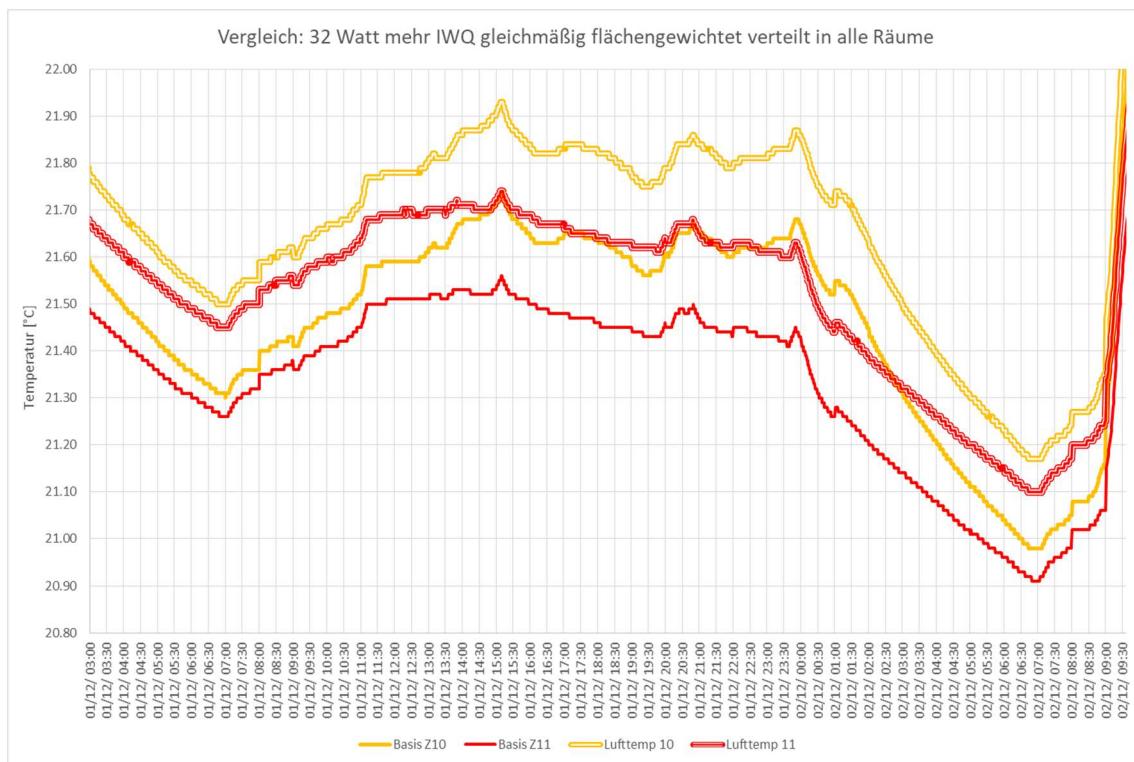


Abbildung 67 Erhöhung der internen Wärmequellen (IWQ) um dauerhaft 32 W, verteilt grundflächengewichtet auf alle Zonen; dadurch steigen die Temperaturen in allen Innenräumen ziemlich gleichmäßig um 0.2 K an (Doppellinien mit Bez. „Lufttemp“); die Verlaufsformen bleiben weitgehend unverändert. (Beachte: Die Heizleistung wird in diesem Experiment NICHT geändert, die Heizung also nicht geregelt sondern in gleicher Höhe zugeführt wie im Basisfall).

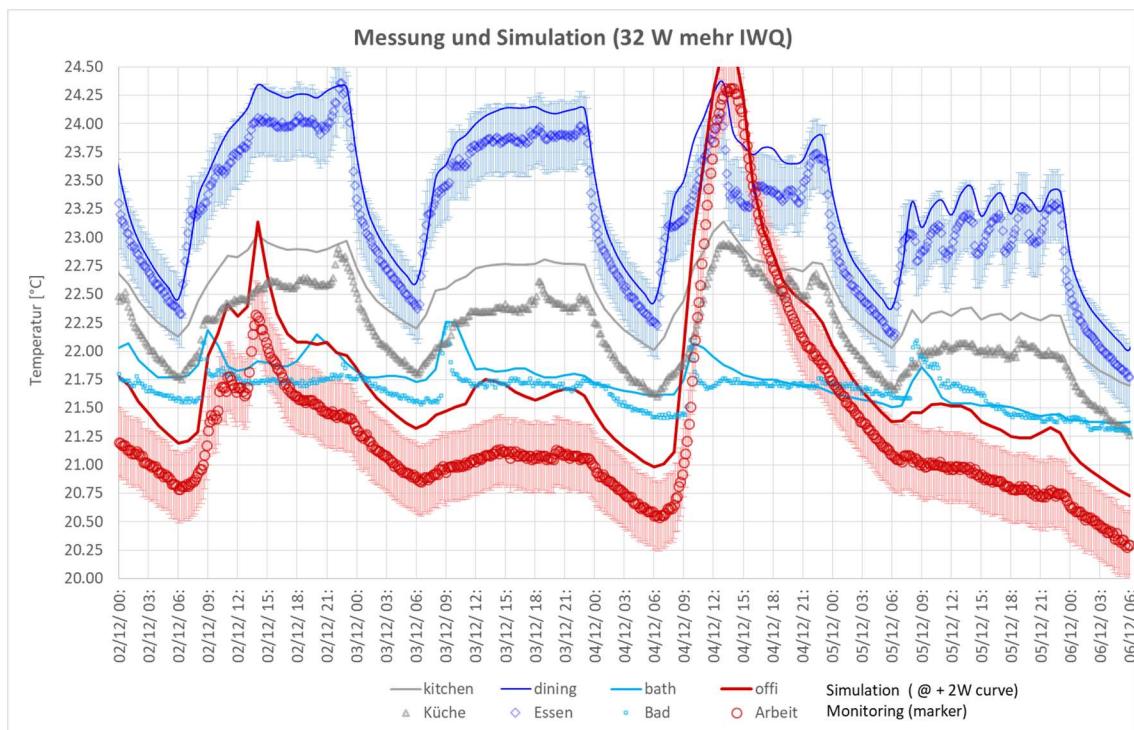


Abbildung 68 Simulation mit dauerhaft 32 W höheren internen Wärmequellen, Vergleich mit den Messwerten. Es ergibt sich eine „Parallelverschiebung“ um einen Betrag von etwa 0.2 K in allen Zonen zu allen Zeiten. Die Dynamik bleibt (nahezu) unverändert.

Fazit: Die Verwendung der Obergrenze des Messintervalls der internen Wärmequellen hat sichtbare Auswirkungen auf das Ergebnis – es führt auf generell um ca. 0.2 K höhere Temperaturen, die jetzt auch häufig außerhalb des Fehlerbandes der Temperaturmessung liegen. Die Verlaufsform (Dynamik) ist allerdings weitgehend unverändert, so dass auch mit einem solchen abweichenden Datensatz die meisten Analysen dieses Berichtes noch durchführbar wären; allerdings würden darunter die visuelle Erkennbarkeit der Kongruenz in den Kurvenverläufen spürbar leiden.

9.6 Experiment: Messabweichung plus 0.3 K bei Nachbartemperaturen

Für diesen Test wurden alle Temperaturen im Nachbarhaus in der Reservoir-Datei um 0.3 K zu jedem Zeitpunkt erhöht.

Abbildung 69 zeigt, wie das auf die Simulationsergebnisse wirkt. Beachtet werden muss für die Interpretation, dass die Simulation bewusst für diesen Fall nicht „nachregelt“, d.h., es wird mit der exakt gleichen (aus den Messungen übernommenen) Heizwärmefuhr gerechnet. Der Anstieg der Raumtemperaturen im Objekt beträgt dann zwischen 0.09 und 0.16 K und es handelt sich im Wesentlichen um eine Parallelverschiebung der Kurven, die Dynamik bleibt in allen Zonen weitgehend unbeeinflusst; auch bei einer Abweichung in dieser Größenordnung wären die Messergebnisse somit noch interpretierbar. Die erreichte Genauigkeit der Temperaturmessungen im Nachbarhaus ist für die Zielsetzungen in diesem Projekt ausreichend.

Auch diesen Experiment hat eine praktische Bedeutung: Unterschiedliche Sollwert-Vorgaben in benachbarten Gebäuden kommen natürlich vor und sei es nur wegen Unterschieden in der Kalibrierung der Raumthermostate. Diese Unterschiede treiben Wärmeströme über die Trennflächen zwischen den Gebäuden an (z.B. die Trennwände): Das jeweils ‚kältere Nachbarhaus‘ erhält auf diesem Weg eine gewisse Wärmefuhr vom Nachbarhaus – dadurch werden ohnehin vorkommende verhaltensbedingte Verbrauchsunterschiede zusätzlich verstärkt. In unserem Untersuchungsfall ist die Auswirkungen sogar untypisch hoch: Die Trennwände zum Reihenhausnachbarn sind nämlich einschalig ungedämmte Kalksandsteinwände mit einem hohen Wärmedurchgangskoeffizienten.

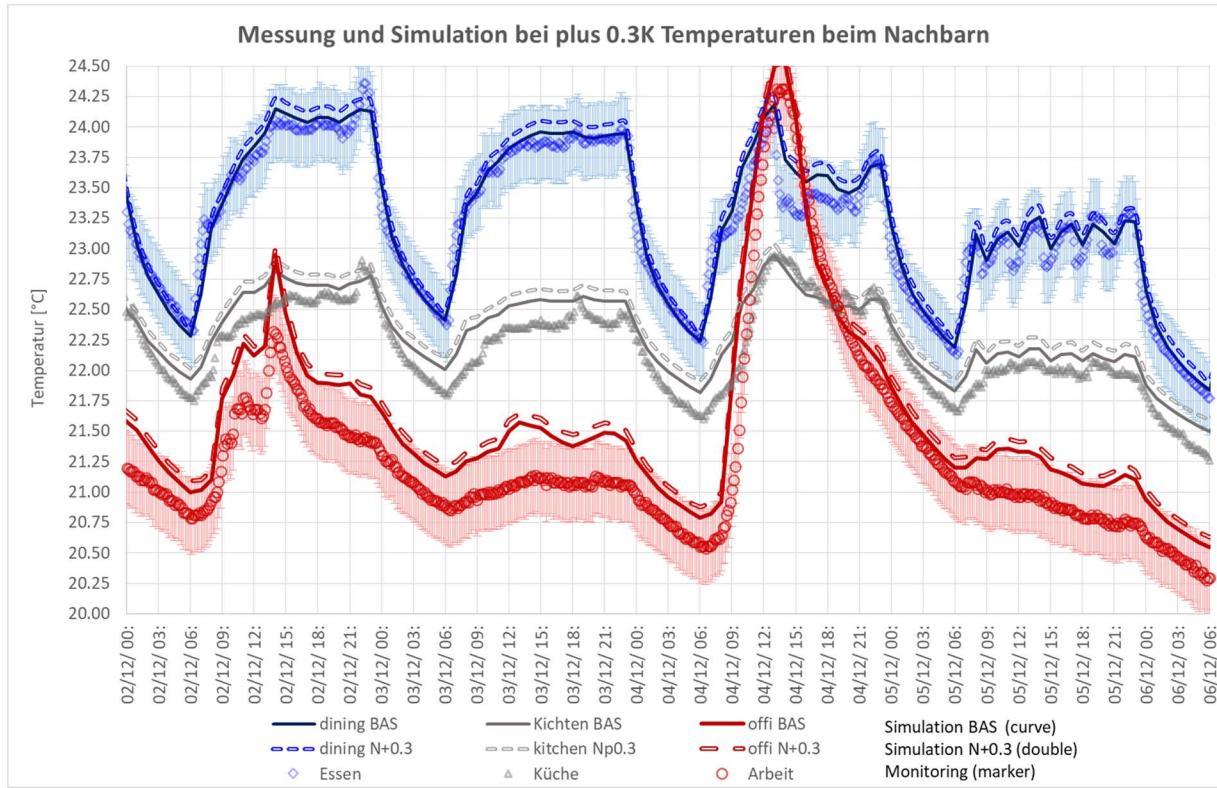


Abbildung 69 Hier wurde eine Messabweichung von 0.3 K bei den Temperaturen im Nachbarhaus aufgestockt. Die Temperaturen erhöhen sich dadurch im Objekt um 0.09 bis 0.16 K.

10 Parameterstudien zur Genauigkeit der Gebäudemodelldaten

10.1.1 Experiment zur Wärmeleitfähigkeit Dämmstoff Außenwände

Das Ergebnis der Messung der Wärmeleitfähigkeit der EPS-Außendämmung in [Feist 2020] war

$$\lambda_M = 0.0412 (12) \text{ W/(mK)}$$

Für den Basis-Gebäudedatensatz haben wir diesen Wert verwendet. In einer nun behandelten Variante setzen wir nun in allen Außenwänden des Objektes die Wärmeleitfähigkeit des Dämmstoffes auf den höchsten Wert im 1- σ -Konfidenzintervall der Messung, also 0.0424 W/(mK).

Abbildung 70 zeigt den Einfluss auf die Simulationsergebnisse: die Temperaturen im Objekt sinken um weniger als 0.04 K und die Dynamik ändert sich nicht erkennbar. Die Genauigkeit der Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit hat damit keinen bedeutenden Einfluss auf die hier durchgeführten Untersuchungen.

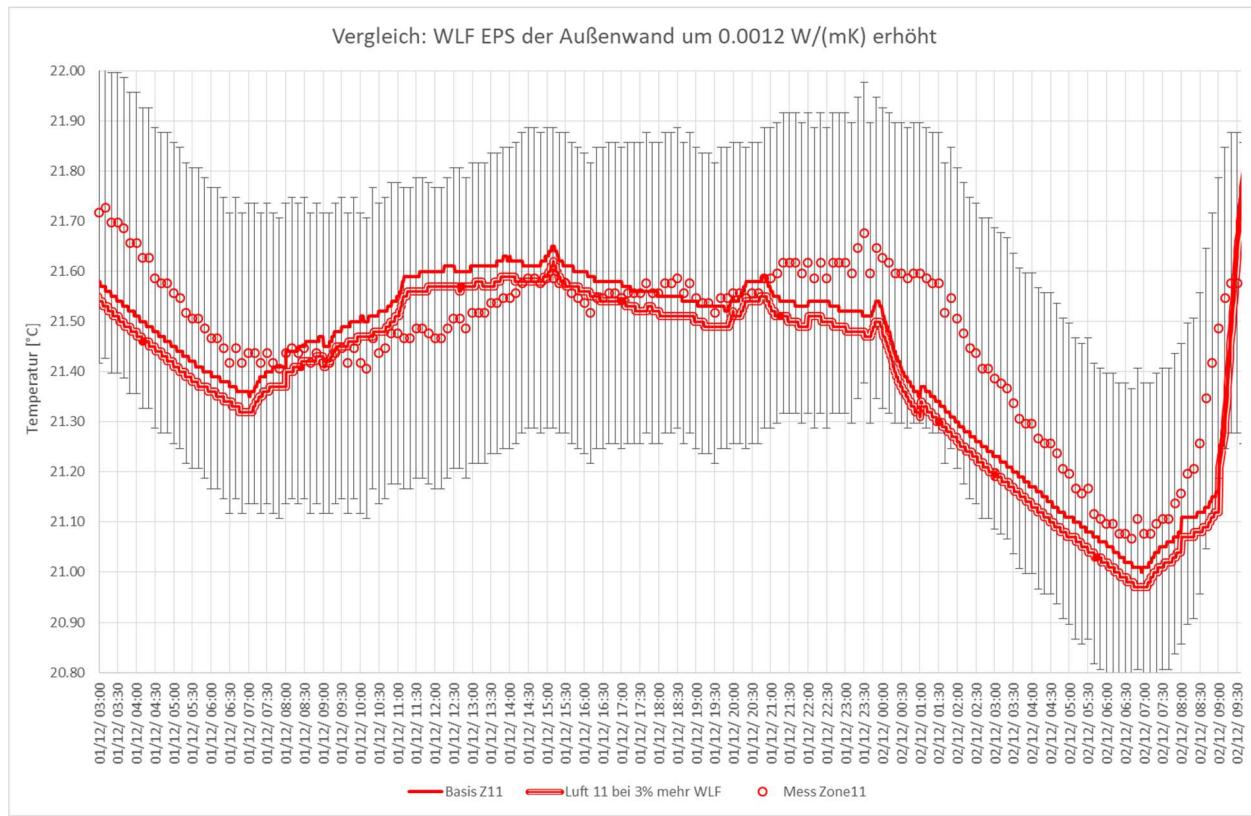


Abbildung 70 Einfluss der Änderung der Wärmeleitfähigkeit der EPS-Außenwanddämmung (Erhöhung auf 0.0424 W/(mK), den Maximalwert innerhalb der Messgenauigkeit der Laborprobe). Beachte die sehr hohe Temperaturuauflösung hier; die Fehlerauswirkung ist extrem gering.

10.1.2 Experiment zur Kryptonfüllung der Verglasungen

Das Ergebnis der Messung der Verglasungs-U-Werte in [Feist 2020] war

$$U_g = 0.812(50) \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Dieser Wert wird mit dem Verglasungsmodell bei einem Krypton-Füllgrad von 86.2% erreicht (Restgas ist trockene Luft). Dieser Wert liegt dem Basisfall der Simulation zugrunde.

Die Obergrenze der mit den Wärmestrommessungen kompatiblen Verglasungs-U-Werte wird im Modell erreicht, wenn der Kr-Füllgrad auf 79.6% reduziert wird. Mit diesem Ansatz wurde die Variante „MinKr“ (Minimalwert Krypton) erstellt und gerechnet.

Abbildung 71 zeigt die Ergebnisse mit der verschlechterten Verglasung für die Temperaturen in den Zonen (jeweils doppelt ausgeführte Linien) im Vergleich zum Basisfall und zu den Messwerten. Der qualitative Verlauf ändert sich nicht auffällig, die

Temperaturen in den Zonen sinken vielmehr im Kernwinter um etwa $0.22(\pm 1)$ K; die Ergebnisse mit den höheren Kr-Verlusten stimmen für eine Reihe von Zonen mit den Messwerten recht gut überein.

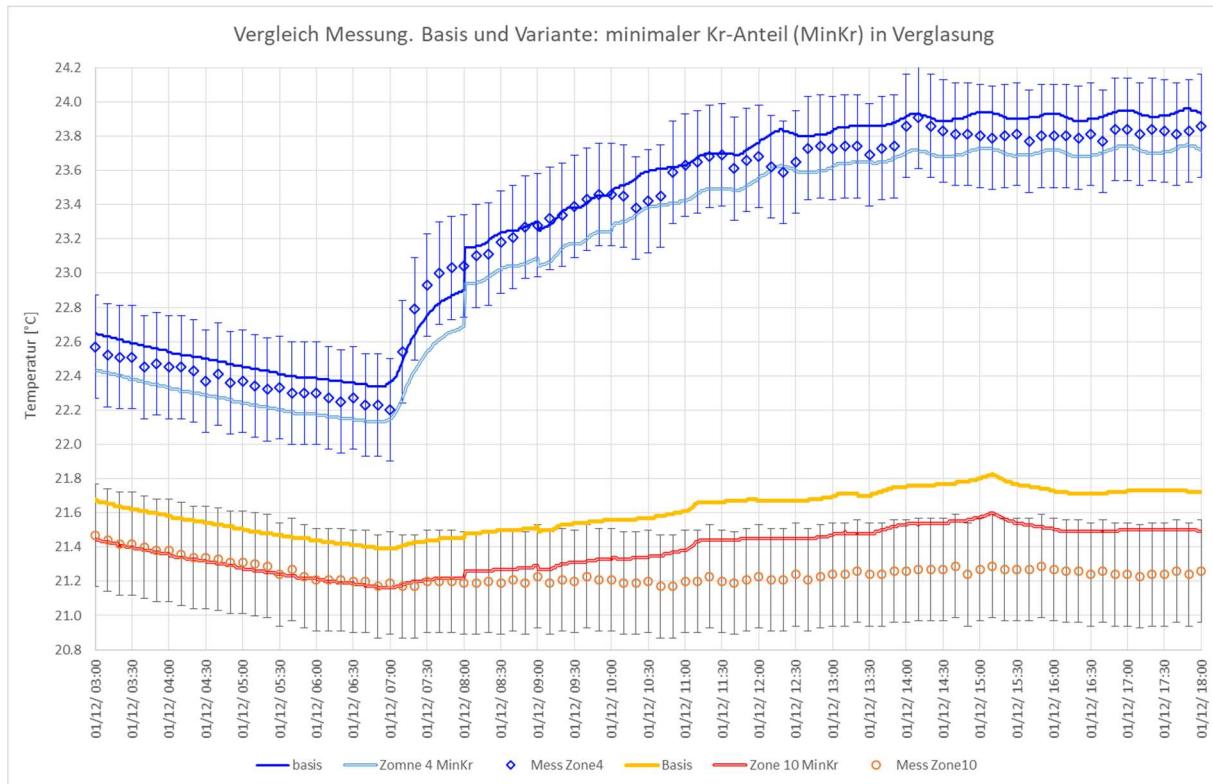


Abbildung 71 Mess/Sim-Vergleich mit Verglasungsmodell, das an der Obergrenze des gemessenen U-Wertes U_g der Messkampagne 2015/16 liegt. Die mittlere Abweichung von den Messwerten ist mit der schlechter angesetzten Verglasung etwas besser als im Basisfall (Differenz der Temperaturen gegenüber der Basisvariante bei ca. 0.22 K; außer der Parallelverschiebung keine auffälligen Veränderungen in der Dynamik).

Abbildung 72 zeigt als Detail den Vergleich der Temperaturen unmittelbar am Fenster. Die Temperatur an der Verglasungsoberfläche liegt bei dem niedrigeren Füllgrad „KrMin“ um etwa 0.4 K unter denen für den Basisfall; auch hier ändert sich darüber hinaus am qualitativen Verlauf nicht viel, auch hier passen die Ergebnisse mit nur 79% Kr-Füllgrad relativ gut zu den gemessenen Werten.

Ein Hinweis ist hier notwendig: Beide dokumentierten Simulationen liegen jeweils innerhalb des zu erwartenden Fehlerbandes bedingt durch die Messgenauigkeiten. Aus dem Ergebnis dieses Abschnitts zum „passenden“ niedrigeren Füllgrad ist daher der Schluss nicht zulässig, dass ein solcher niedrigerer Füllgrad tatsächlich vorliegt. Die Ursachen für die Messabweichungen können auch andere sein (höhere Glasrandeffekte, Alterung der Beschichtung, Messabweichung bei der Bestimmung des Emissionsgrades der Beschichtungen etc.). Diese Betrachtung dient der Dokumentation, welches Ausmaß die Unsicherheit in Bezug auf eine Größe wie

„Füllgrad“ auf das Ergebnis des Mess/Sim-Vergleichs hat. Die beiden entscheidenden Ergebnisse sind:

- Es ergibt sich allein eine Parallelverschiebung der Ergebnisse im Bereich von 0.2 K, was innerhalb der übrigen Messabweichungsgrenzen liegt.
- Die Dynamik der Temperaturverläufe ändert sich nicht erkennbar. Auch mit den geänderten Werten für das Füllgas wäre ein methodischer Vergleich genauso möglich wie mit dem Basisfall der Simulation.

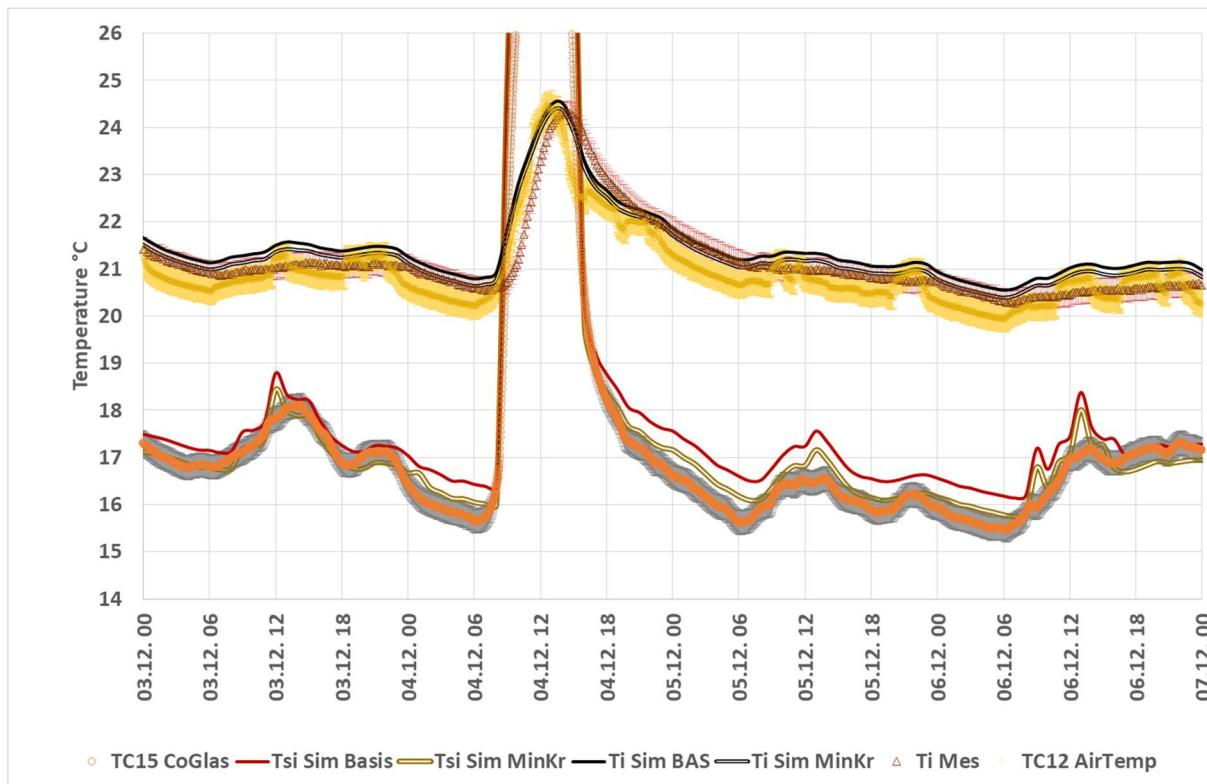


Abbildung 72 Temperaturen am Fenster mit einer bei niedrigerem Kr-Füllgrad angesetzten Verglasung im Vergleich zum Basisfall und zu den Messergebnissen. Die Verglasungs-Oberflächentemperatur liegt damit etwa 0.4 K niedriger („TC15 CoGlas“: Messung mit kalibriertem Thermoelement, in der Mitte der Glasfläche).

10.2 Experiment zu Messgenauigkeit der Apertur

Wie bei der Dokumentation des Datensatzes beschrieben, ist die Messung der Breite und Höhe der transparenten Fensterteile (von Glasfugenanschluss zu Glasfugenanschluss) nur begrenzt genau. ± 5 mm bei der Höhe und bei der Breite der Apertur sind im Rahmen der möglichen Messabweichungen; die Silikonverfugungen sind nicht überall streng gerade und das Material ist teiltransparent, äußere und innere Verfugung liegen nicht unbedingt an derselben Stelle; all dies ist in der Fehlerangabe

± 5 mm enthalten. Allein diese begrenzte Messgenauigkeit führt auf einen möglichen Fehler in der Solarapertur der Südfenster von etwa 1%.

Für die hier durchgeführte Sensitivitätsanalyse wurden nun alle südorientierten Verglasungen um genau 1% gegenüber dem Basisfall vergrößert.

Abbildung 73 zeigt das Simulationsergebnis für diese Variante im Vergleich zum Basisfall. Entgegen der Erwartung sinken die simulierten Temperaturen im Objekt mit der vergrößerten Süd-Fensterfläche leicht ab (um etwa 0.09 K im Kernwinter; die zugeführte Heizwärme wurde bewusst nicht verändert); dies wird selbst am klaren 5. Februar 2020 um die Mittagszeit nur gerade eben durch den höheren solaren Eintrag ausgeglichen – ansonsten überwiegt im Winter der Effekt durch die höheren Transmissionswärmeverluste der um 1% größeren Verglasungen. Der Effekt liegt aber immer noch innerhalb der Messabweichungen, die durch die Temperaturfühler gegeben sind. Hier gibt es zwar eine leichte Veränderung auch in der Dynamik (die Amplitude der täglichen Schwankung der Temperaturen in den Räumen nimmt um ca. 1% zu), diese ist aber so gering, dass auch der hier diskutierte Extremfall des Fehlers bei der Apertur für die Aufgabenstellungen des Mess/Sim-Vergleichs immer noch akzeptabel ist. Ein detailliertes Aufintegrieren der Aperturen mit hochgenauen Messungen in einem feinaufgelösten Raster erübrigत sich daher.

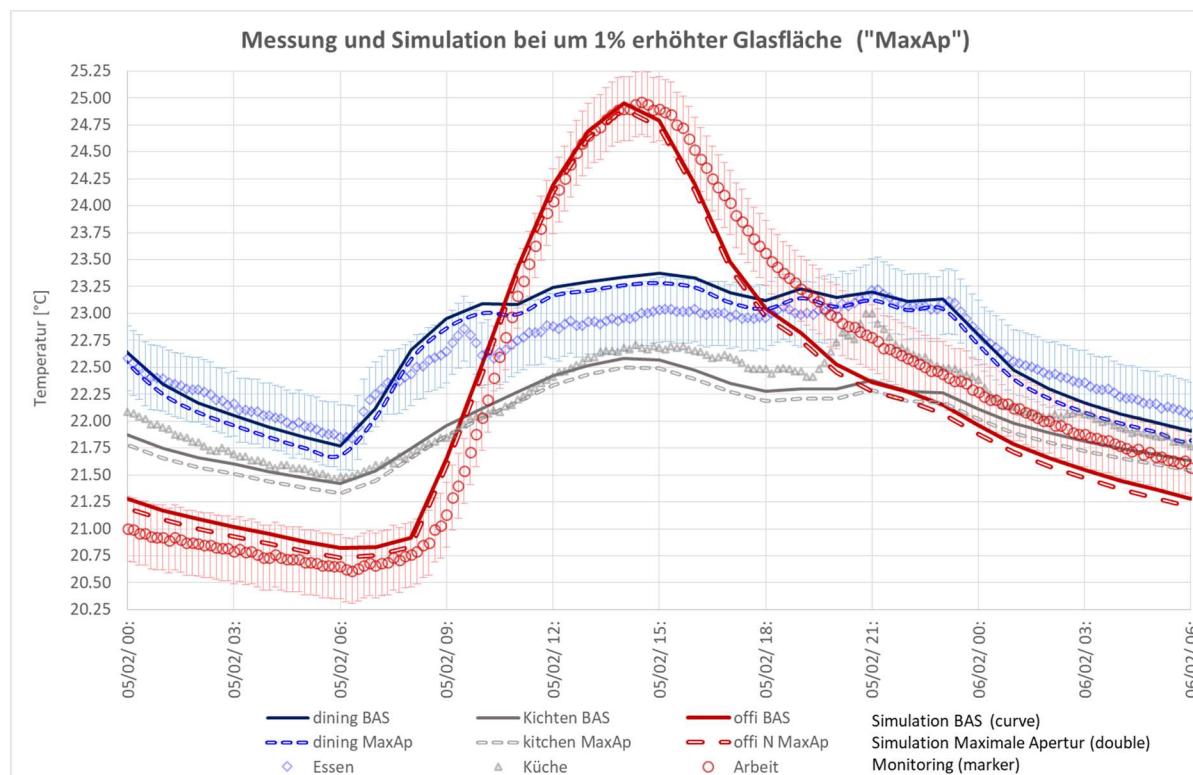


Abbildung 73 Auswirkung der maximalen Messabweichung bei den Maßen der Südverglasungen; diese wurden hier für den Fall "MaxAP" alle jeweils um 1% vergrößert. Der Effekt der größeren Wärmeverluste überwiegt im Winter in diesem Fall den Effekt der leicht erhöhten solaren Gewinne, insgesamt aber liegt die Auswirkung mit um 0.09 K niedrigeren Temperaturen innerhalb des Bandes der Messgenauigkeiten der Temperaturmessungen.

10.3 Experiment zur wirksamen Wärmekapazität

Die Rohdichten der eingesetzten Baustoffe konnten nicht im Betriebszustand gemessen werden: Vielmehr wurden die herkömmlich am Bau verwendeten Tabellenwerte eingesetzt, für Ortbeton z.B. 2500 kg/m³. Die tatsächliche Dichte aber auch die spezifische Wärmekapazität könnte von diesen Tabellenwerten abweichen. Empfindlicher als auf eine erhöhte Dichte wird das Modell auf niedrigere Wärmekapazitäten reagieren, weil das Gebäude im Basisfall schon eine hohe Wärmekapazität aufweist und erfahrungsgemäß dann weitere Speichermassen nur wenig am Temperaturverhalten ändern. Wir setzen für diese Sensitivitätsanalyse für alle Beton- und Kalksandsteinbauteile überall im Objekt eine um 5% verringerte Rohdichte an. Die Auswirkung auf die Simulation zeigt Abbildung 74. I.a. ergeben sich an strahlungsreichen Tagen geringfügig höhere, dagegen in trüben Zeiträumen um weniger als 0.1 K niedrigere Temperaturen, die teils etwas besser, teils etwas schlechter zu den Messdaten korrelieren.

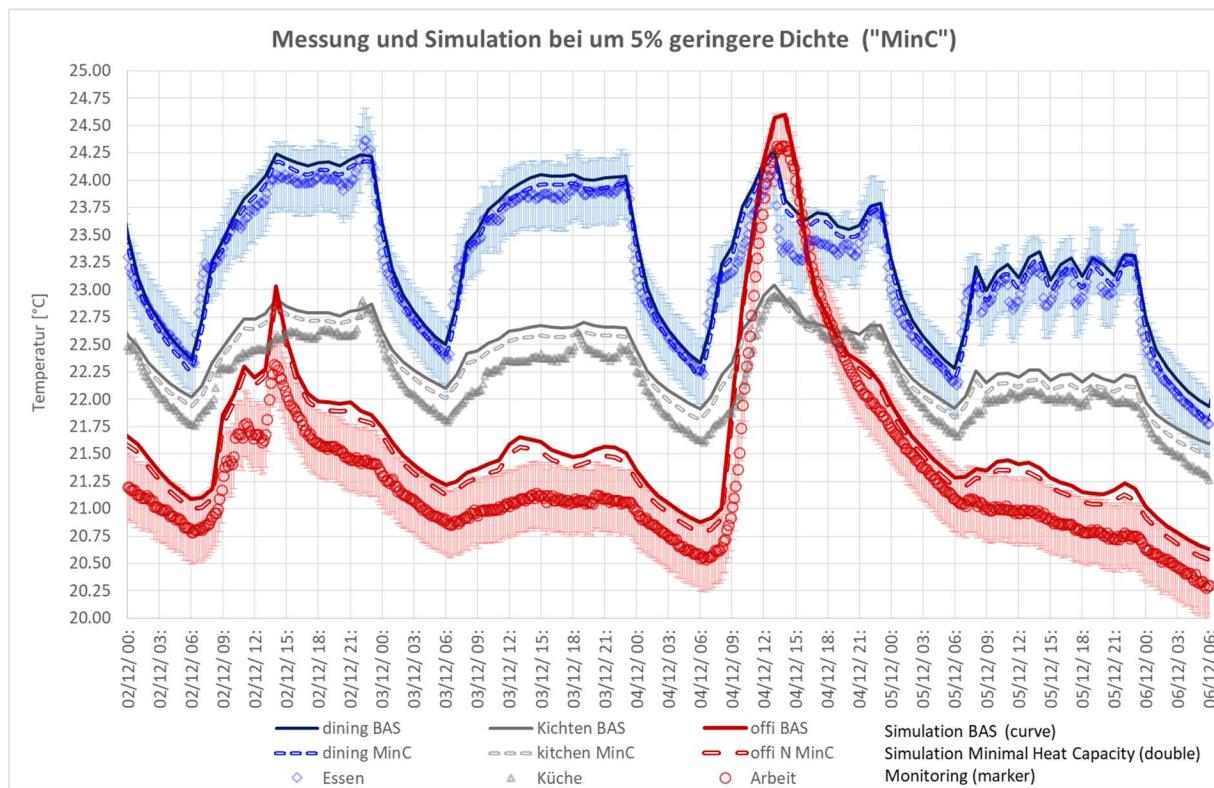


Abbildung 74 Minimale Wärmekapazität (im Rahmen der Messgenauigkeit): 5% geringere Rohdichten bei Beton und KS.

Besonders empfindlich könnte die Simulation auf unterschiedliche Wärmekapazitäten bei einem Regime-Wechsel des Heizsystems reagieren, weshalb in Abbildung 75 der Beginn der Heizzeit mit dem veränderten Modell wiedergegeben ist. Hier zeigt sich,

dass das Modell mit der traditionell angesetzten Rohdichte (Basisvariante) geringfügig besser mit den Messwerten übereinstimmt. Auch hier liegen die Streuungen aber weiterhin überwiegend innerhalb der durch die Messgenauigkeit der Temperaturen gegebenen Grenzen. Das Nachwiegen von Aufbauten ist in einem solchen normal bewohnten Gebäude praktisch ausgeschlossen – eine Entnahme von Bauteil-Proben (Kernbohrung) würde durch Schmierung und Erwärmung zudem zu irreversiblen Veränderungen z.B. des Wassergehaltes führen; eine Ungenauigkeit in der Rohdichte der Materialien somit weiter fortbestehen. Die hier gefundenen Abweichungen in einem Bereich von betragsmäßig unter 0.1 K rechtfertigen einen solchen Aufwand nicht. Dieses Ergebnis zeigt aber auch, dass bedeutend höhere Genauigkeiten bei Mess/Sim-Vergleichen in bewohnten Objekten beim gegenwärtigen Stand der Messtechnik kaum erwarten werden können.

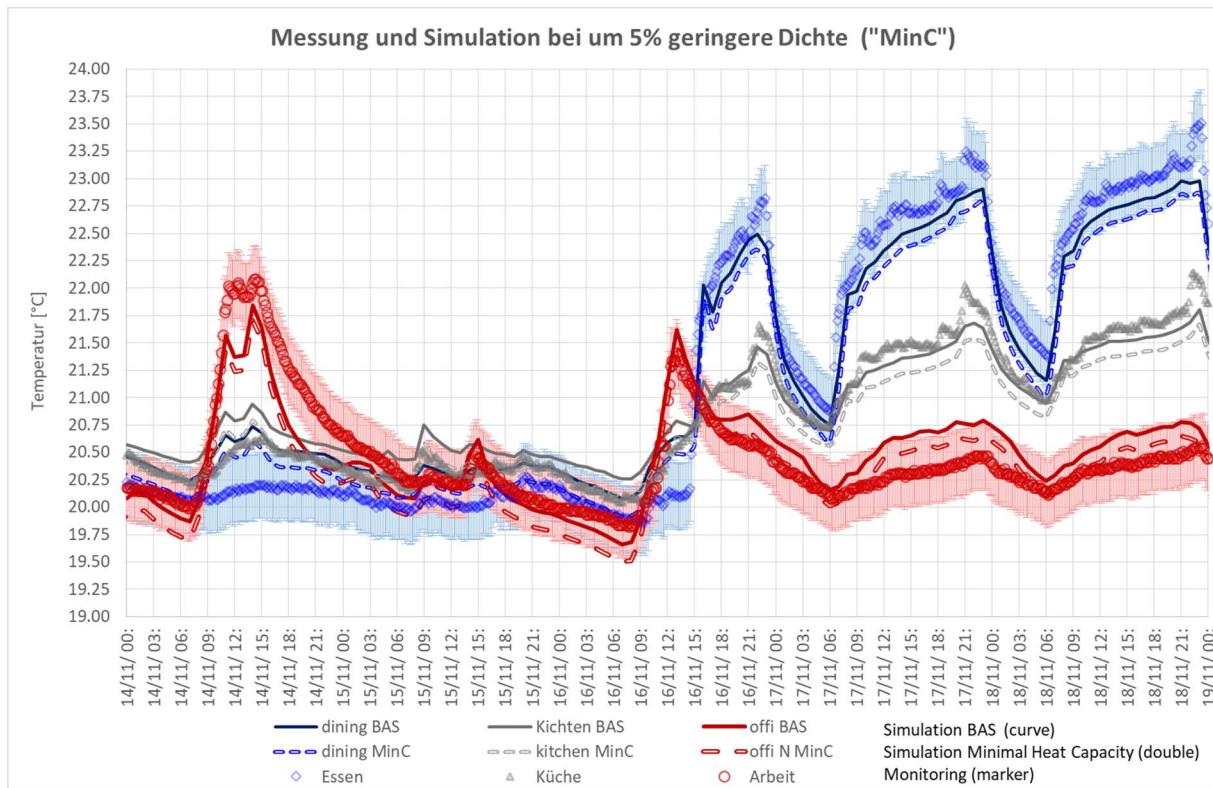


Abbildung 75 Minimale Wärmekapazität (5% geringerer Rohdichten bei Beton und KS) im Zeitraum des Beginns der Heizsaison 2019. Auch diese Simulationsvariante liegt noch weitgehend innerhalb des Fehlerbandes; die Basisvariante stimmt aber (meistens) etwas besser mit den Messdaten überein.

10.4 Bedeutung der Möbel: Reduktion auf 75% der Möbel-Flächen

Die Größe der Möbelausstattung wurde nicht zentimetergenau bestimmt, außerdem wurden alle Möbel letztlich wie Holzbretter simuliert, auch wenn es sich teilweise um Bürostühle u.a. handelt. Eine Fehlerschätzung von $\pm 25\%$ der aktiven Oberfläche trifft die hier erreichte Genauigkeit recht gut; den Fall mit erhöhter Möbelausstattung schätzen wir als weniger einflussreich ein als eine potentielle Verringerung. Daher

wurde zur Sensitivitätsanalyse eine Simulation mit nur 75% der Möbelflächen durchgeführt (gleichermaßen in allen Zonen). Das Ergebnis zeigt Abbildung 76: Die Kurvenverläufe der Variante sind von denen des Basisfalls kaum unterscheidbar – die maximale Abweichung liegt bei unter 0.04 K und damit weit unter den Messgenauigkeitsgrenzen der Vergleichsgrößen.

Das Ergebnis wirft die Frage auf, ob eine Berücksichtigung der Möbel überhaupt erforderlich ist. Dazu ist in Abbildung 77 ein Vergleich zu einem Simulationslauf ganz ohne Möbel wiedergegeben. In diesem Fall nehmen die Amplituden des täglichen Temperaturgangs um fast 0.3 K gegenüber dem Basisfall zu – und stimmen mit den Messwerten weniger gut überein. Die Ausstattung mit Möbeln hat somit tatsächlich einen signifikanten und messbaren Effekt auf die Temperaturdynamik, wenngleich dieser bei einem Massivbau (wie in diesem Fall) nicht sehr stark ist. Möbel bringen einerseits zusätzliche Wärmekapazität in das Gebäude, andererseits erhöhen die zusätzlichen Oberflächen die thermische Kopplung zwischen allen Oberflächen im Raum. Mehr Möbel sollten daher die Amplituden von Temperaturgängen dämpfen – genau das sehen wir in den hier durchgeführten Vergleichen. Der relative Einfluss dieser Effekte wird größer, wenn ein Objekt baulich weniger Trägheit besitzt; in einem Leichtbau ist daher ein stärkerer Einfluss der Möblierung zu erwarten.

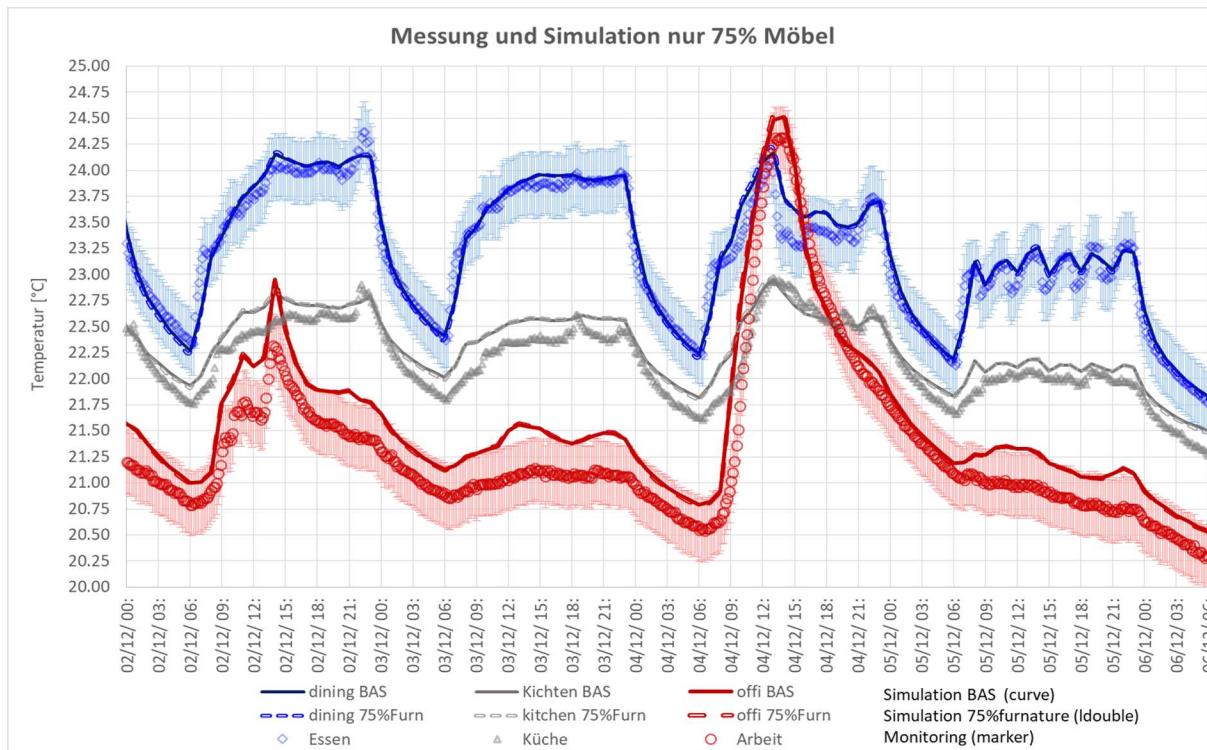


Abbildung 76 Simulationsvariante mit nur 75% der Möbelflächen („75%Furn“) gegenüber dem Basisfall. Unterschiede sind kaum erkennbar (Differenzen kleiner 0.04 K deutlich unterhalb der Messgenauigkeitsgrenze).

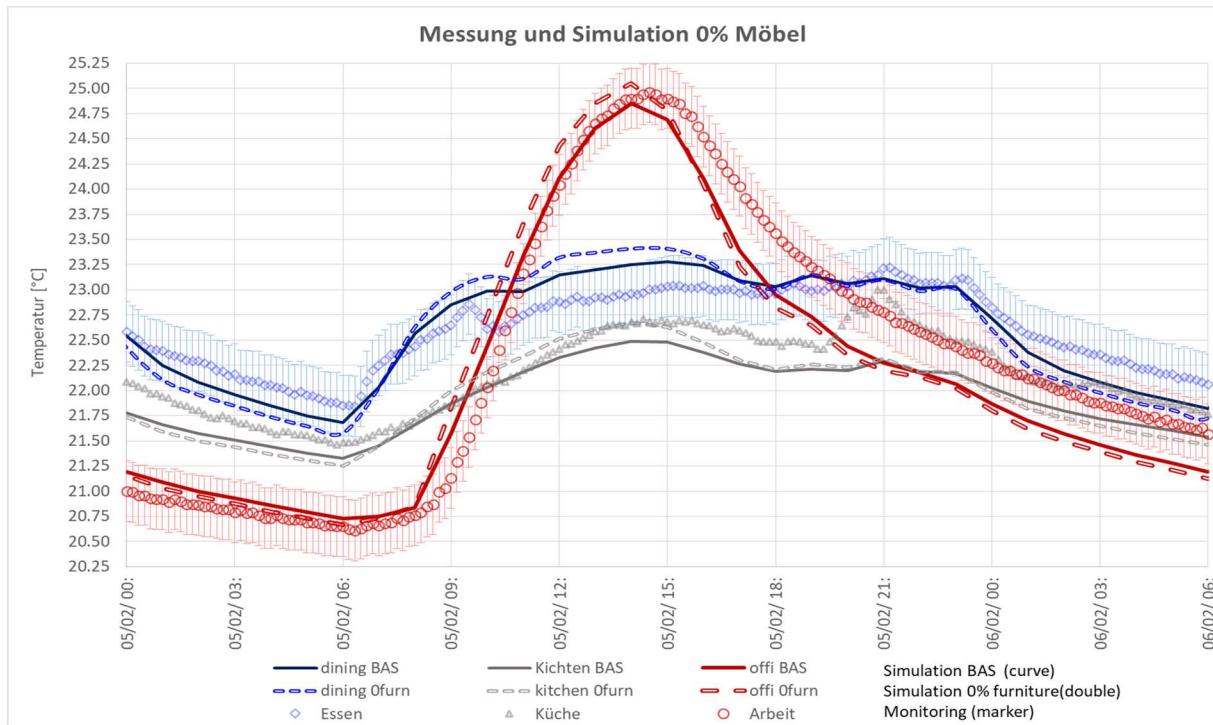


Abbildung 77 Simulationsvariante ganz ohne Möbel (gestrichelt, Bezeichnung „0furn“): die Temperaturabweichungen liegen jetzt um rund ± 0.16 K um das Basismodell, wobei die Amplitude des Tagesgangs um fast 0.3 K zunimmt. Auch bei diesem Objekt tragen die Möbel signifikant zur Dämpfung der Temperaturländerungen bei.

10.5 Nur 75% des Luftaustausches zwischen den Zonen

Für diese Variante „75%Mix“ wurde der angesetzte Luftmassenstrom der freien Mischlüftung *innerhalb des Gebäudes* um 25% reduziert. Das entspricht nun einem Ansatz von nur noch 225 m³/h Luftaustausch bei einer Innentür bei 1 K Temperaturdifferenz zwischen den angrenzenden Räumen; das entspricht einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 0.1 m/s in der Türebene. Noch viel geringer wird der Luftaustausch bei dieser Temperaturdifferenz selten sein, da in bewohnten Gebäuden allein schon die turbulente Strömungsbewegung im Raum Geschwindigkeiten im Bereich von 0.02 bis 0.07 m/s aufweist [Schnieders 2003].

Abbildung 78 zeigt, dass dadurch insbesondere die Temperaturen in den Räumen mit Wärmezufuhr ansteigen (hier nur das Esszimmer (Zone 4) und dort bis zu 0.42 K), während in den anderen Räumen die Temperaturen (leicht, typischerweise 0.06 K) fallen. Während letzteres kaum auffällig wäre, liegt die höhere Temperatur in der Zone mit der einzigen Wärmezufuhr dauerhaft und signifikant außerhalb des Bandes der im Projekt verfügbaren Messgenauigkeit. Für den 1.-4. Dezember 2019 beträgt die mittlere quadratische Abweichung RMSD zwischen der „75%Mix“-Variante und dem Basisfall der Simulation für das Esszimmer bei 0.31 K und für das Arbeitszimmer (Zone 10) bei 0.094 K. Der Standard-Ansatz (300 m³/h für eine offenstehende Innentür bei

1 K Temperaturunterschied) trifft die Temperaturentwicklung aus der Messung in den weit überwiegenden Fällen besser. Daraus lässt sich folgern, dass die gewählten Standardansätze für den freien Luftaustausch von 300 m³/h für eine offen stehende Tür durch die Messung des Wärmeaustausches in einem Intervall von maximal ±25% bestätigt werden.

Für die Mittelwerte der Temperaturen über alle Zonen ist der Einfluss vernachlässigbar. Hier beträgt die mittlere quadratische Abweichung RMSD zwischen der „75%Mix“-Variante und dem Basisfall der Simulation für den Mittelwert aller Raumtemperaturen bei nur 0.02 K.

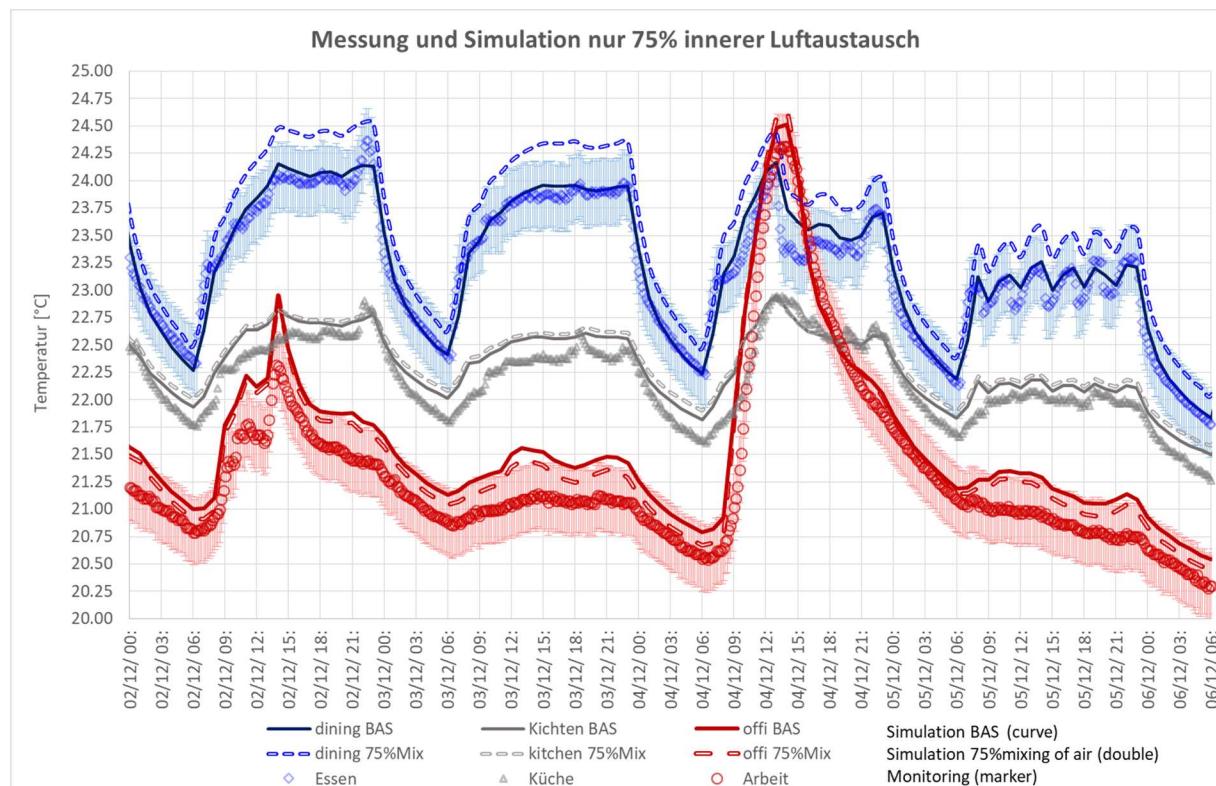


Abbildung 78 Einfluss einer um 25% reduzierten freien Luftströmung zwischen den Zonen: Auffällige Unterschiede zeigen sich nur für den (einzigsten) Heizraum (WG Nord, Zone 4, Esszimmer); hier steigen zur Betriebszeit die Temperaturen um bis zu 0.42 Kelvin.

10.6 Erhöhte unkontrollierte Infiltration

Die Luftdichtheit des Gebäudes wurde sorgfältig vermessen: Der n₅₀-Wert ist daher im Rahmen dieser Studie recht genau bestimmt ($n_{50} = 0.21(5)\text{h}^{-1}$; vgl. [Feist 2020]). Weniger gut bekannt ist die Verteilung und quantitative Einzelbestimmung der Leckageverteilung – sowie die Differenzdrücke über unterschiedliche Außenbauteile. Einzelleckagen mit ihren Strömungskennwerten für ein ganzes Gebäude quantitativ zu bestimmen wäre weit mühsamer als diese Leckagen tatsächlich in der Hülle auszubessern. Der Ansatz beim Passivhaus Kranichstein war daher, durch eine

besonders gute Detailplanung die Leckagen sehr gering zu halten, so dass evtl. Abweichungen bei der Bestimmung ihrer Lage und Strömungskennwerte für das Ergebnis des thermischen Gebäudeverhaltens keine große Rolle mehr spielen. Ein solcher Ansatz wäre auch aus rein wissenschaftlicher Sicht vertretbar, um Fragestellungen klarer separieren zu können – dies ist für das spezielle Thema Luftdichtheit, wie es sich insbesondere bei diesem Projekt herausstellte, leichter machbar als es zum Zeitpunkt dieses Bauprojektes allgemein für möglich gehalten wurde.

Die entscheidenden Gründe für eine luftdichte Bauweise sind allerdings andere [Peper 2000]:

- Undichtheiten in der Hülle sind die häufigsten Ursachen für feuchtebedingte Bauschäden. Nicht nur das potentielle Eindringen von Schlagregen und Schnee, sondern insbesondere der Wasserdampftransport mit einer Exfiltrations-Luftströmung ist hier bedeutend.
- Undichtheiten können zu unangenehmem unkontrollierten Luftzug führen.
- Die Wärmeverluste nehmen durch In- und Exfiltration direkt zu.
- Darüber hinaus kann die Wärmedämmwirkung der Bauteile direkt (durchströmte Dämmung) oder indirekt (durchnässte Konstruktion) nachlassen.
- Die hygienische Funktion der Wohnungslüftung kann u.U. durch zufällige Einflüsse von Wind und Auftrieb beeinträchtigt werden.

Aus diesen Gründen wurde bei Planung und Bau des Demonstrationsprojektes sorgfältig auf eine sehr gute Luftdichtheit geachtet – diese wird, nebst ihrer Kontrolle, ausführlich in [Feist 2020] dokumentiert.

An den eben getroffenen Aussagen hat sich bis heute nichts geändert – bei jedem Neubau und jeder Sanierung ist das Erreichen einer sehr guten Luftdichtheit dringend zu empfehlen. Zwischenzeitlich ist dies auch weder von der Planung her noch in der Baupraxis besonders aufwendig oder teuer; inzwischen gibt es am Baumarkt eine Vielzahl geeigneter Produkte und sogar mehrere zertifizierte Luftdichtheitslösungen.

Da es sich um eine windschwache Gegend im Binnenland handelt, haben wir für die Infiltration in der Basisvariante „BAS“ mit konstant 2% des gemessenen n_{50} -Wertes gerechnet. Die Strömung erfolgt auch immer über die gleichen Infiltrationsleckagen (im unteren Bereich des Hauses) zu den wiederum unveränderten Exfiltrationsleckagen im oberen Bereich des Hauses. Das ist eine sehr einfache und pauschale Näherung – wir wollen hier zunächst die Größenordnung des Einflusses eines solchen Ansatzes prüfen um zu ermitteln, ob es sich lohnt, über genauere Ansätze nachzudenken.

Für die Simulationsvariante „2inf“ haben wir den Ansatz für alle Infiltrationsluftströme verdoppelt, so dass sich eine In- und zugehörige Ex-Filtration von konstant 4% des n_{50} -Wertes ergibt. Diese ist der höchste in der betreffenden Situation vertretbare Wert, wenn wir im Rahmen der Ansätze von [EN 832] bleiben. Die Verteilung der Leckagen und die Strömungspfade wurden dabei verhältnisgleich gehalten. Abbildung 79 zeigt die Temperaturverläufe im Vergleich zu den Messungen und zum Basisfall der Simulation. Die mittlere quadratische Abweichung zur Messung nimmt für diesen Fall von 0.247 K (Basisfall) auf 0.231 K ab. Vor allem ist das darauf zurückzuführen, dass die Mitteltemperatur (zeitlich und räumlich vom 1. Bis 4. Dez. 2019) über das gesamte Haus jetzt statt 0.073 K nur noch 0.002 K nach oben von den Messergebnissen abweicht. Zugleich zeigt sich, dass die Veränderung durch den erhöhten Ansatz mit durchschnittlich um 0.07 K dauerhaft innerhalb des Messgenauigkeitsintervalls der Zonentemperaturmessung liegt.

Ob 2% oder 4% von einem n_{50} Wert, der für das Objekt bei 0.21 h^{-1} liegt, sind in jedem Fall sehr geringe Infiltrationsraten; der Sensitivitätstest zeigt, dass deren modellhafte Umsetzung keinen bedeutenden Einfluss auf das Ergebnis des Mess/Sim-Vergleiches hat. Ein völliges Vernachlässigen der Infiltration ist allerdings auch in diesem Fall nicht zulässig.

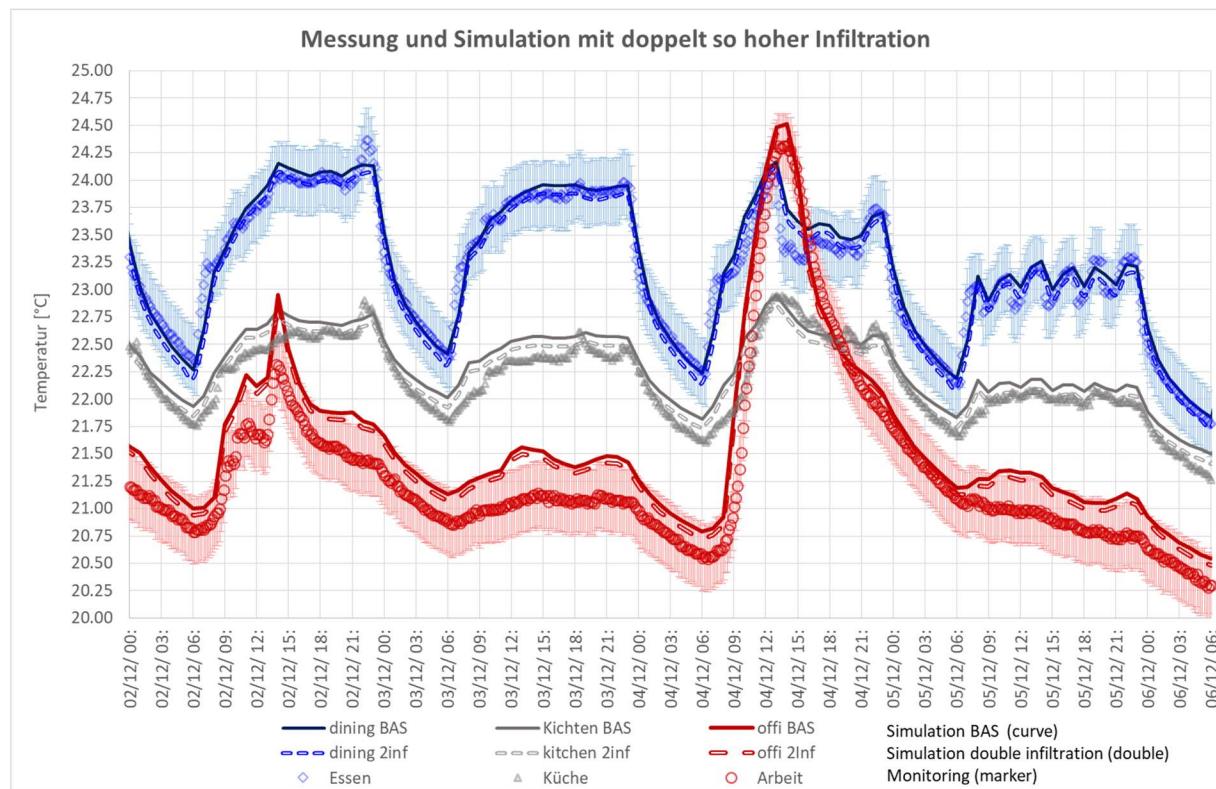


Abbildung 79 Variante mit verdoppeltem Infiltrationswärmeverlust (jetzt 4% von n_{50})

Angesichts dieser Ergebnisse könnte die Frage auftreten, inwieweit dann die Sorgfalt bzgl. der Reduktion von Leckagen überhaupt gerechtfertigt ist. Für den Passivhaus-Standard wird generell ein n_{50} -Wert von 0.6 h^{-1} als Obergrenze gefordert. Welche Auswirkungen es hat, wenn das Gebäude ein solches Dichtheitsniveau nicht erfüllt, ist Gegenstand einer weiteren Variante, genannten „4inf“ bei der wir den Infiltrationsluftwechsel jetzt gegenüber dem Basisfall vervierfachen (derart hohe Leckagen werden nur in einem Haus mit deutlich weniger dichter Hülle auftreten). Abbildung 80 zeigt die resultierenden Temperaturverläufe um Vergleich zum Basisfall und zu den Messungen. Jetzt sinken die Temperaturen in den meisten Zonen spürbar ab. Besonders deutlich werden die Unterschiede an den Tagen um den Beginn der Heizzeit (16. November), die in Abbildung 81 wiedergegeben sind. Die Temperaturen liegen jetzt deutlich unterhalb des Konfidenzintervalls unserer Temperaturnessung. Interessanterweise resultieren niedrigere Temperaturen nicht nur im Erdgeschoss, auf das sich der überwiegende Teil der Infiltration konzentriert; sondern sogar in den Exfiltrationsräumen.

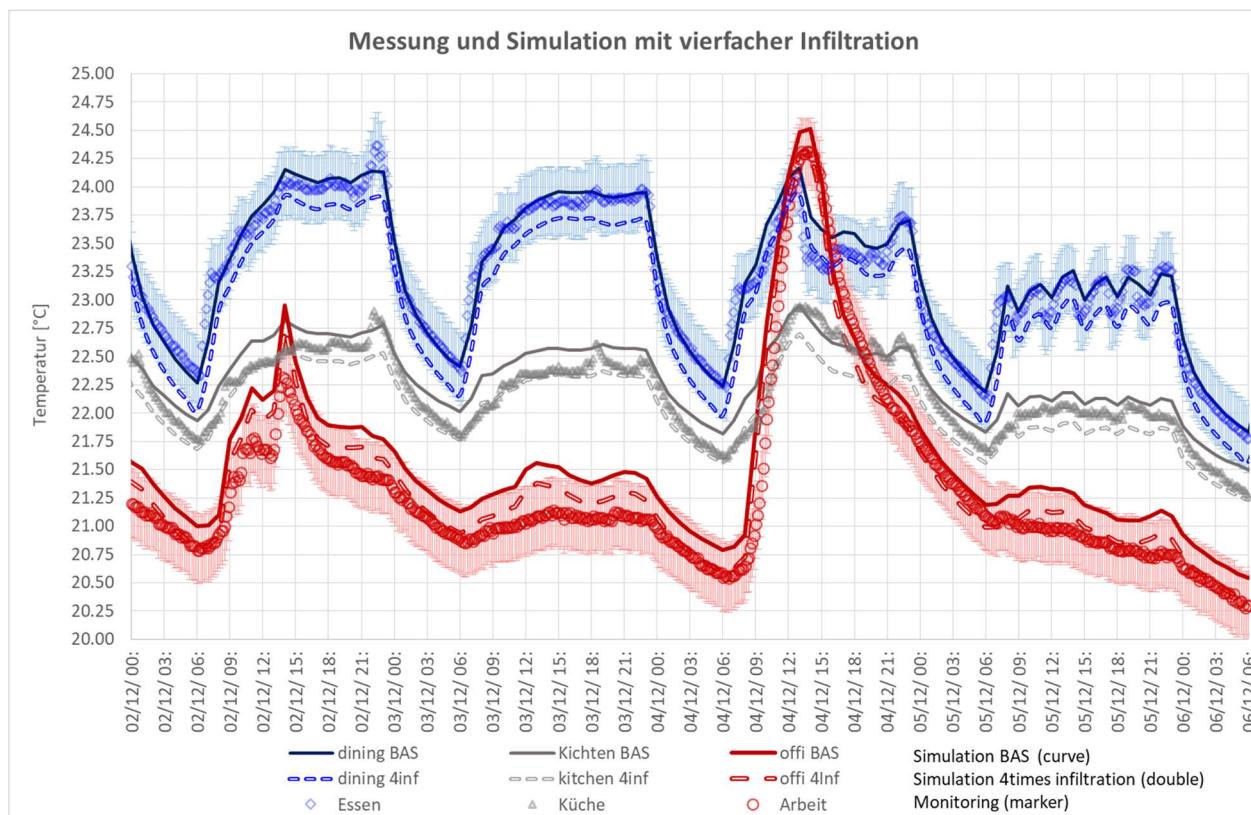


Abbildung 80 Variante mit vierfachem Infiltrationswärmeverlust

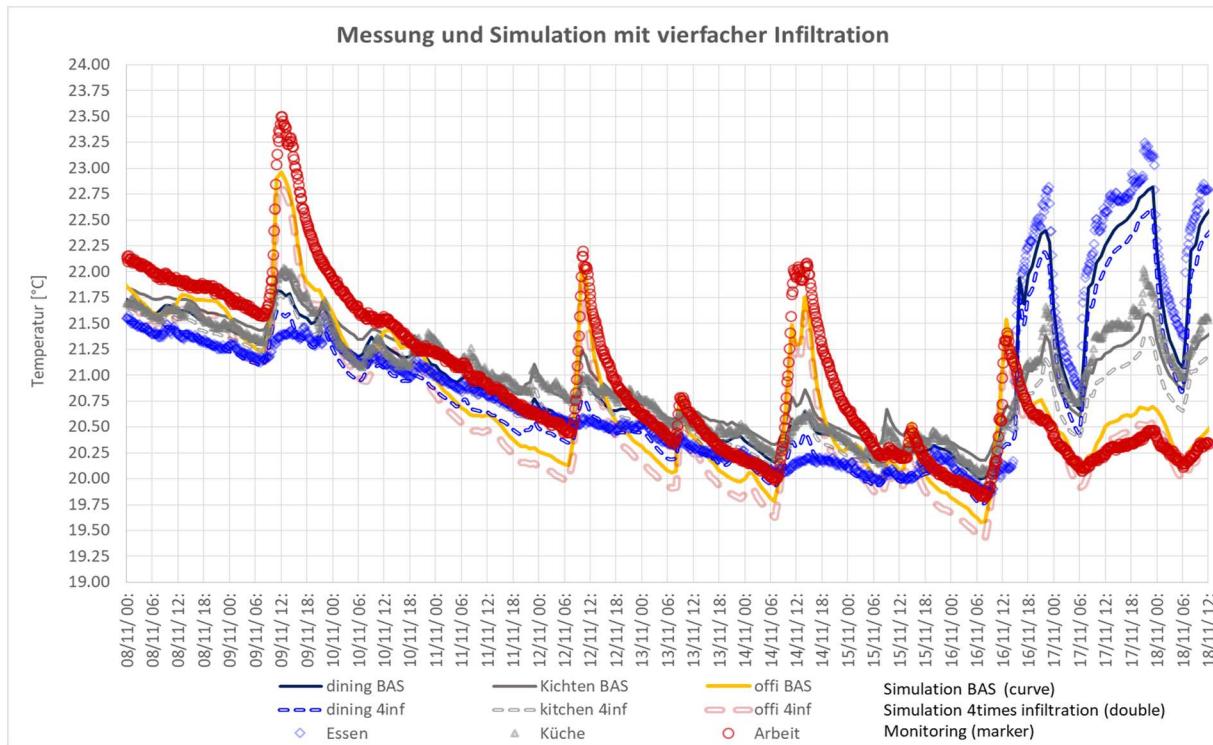


Abbildung 81 Variante mit vierfachem Infiltrationswärmeverlust für den Zeitraum zum Beginn der Heizzeit. Hier lässt die Simulation jetzt die Temperaturen weit unter die Vertrauensintervalle der gemessenen Werte absinken (bis zu 0.5 K). Interessanterweise ist nicht nur das Erdgeschoss betroffen – auch in den Obergeschossen sinken die Temperaturen wahrnehmbar.

10.6.1 Erhöhte mechanische Lüftung

Die Messung des Zuluftvolumenstroms erfolgt mittels eines Staukreuzes mit einer Genauigkeit von 10%. Unser Standardansatz für den Basisfall sind $V_{Zuluft} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$. In Abbildung 82 ist dokumentiert, wie sich das Simulationsergebnis ändert, wenn ein 15% höherer Zuluftvolumenstrom angenommen wird: im Mittel sinken die Temperaturen im Kernwinter dadurch um 0.04 K. Der geringe Einfluss ist darauf zurückzuführen, dass die zugeführte Zuluft über den Gegenstrom-Wärmeübertrager auf nahe Raumtemperatur erwärmt wird.

Eine mögliche Messabweichung bei den Volumenströmen der mechanischen Lüftung hat nach diesem Ergebnis keinen bedeutenden Einfluss auf die Validität des Vergleichs von Simulation und Messung.

Für die Baupraxis zeigt dieses Ergebnis: Wenn eine Zu-/Abluftanlage mit hoher Energieeffizienz (hohem Wärmebereitstellungsgrad) verwendet wird, ist der Einfluss veränderter Luftvolumenströme auf die thermische Bilanz im Gebäude gering. Es können daher bei Bedarf auch deutlich höhere Luftvolumenströme verwendet werden – z.B. im Fall von Infektionsschutzmaßnahmen oder anderen besonderen Raumluftbelastungen. Dies beeinträchtigt dann weder den Komfort noch den

Energieverbrauch in bedeutender Höhe. Allerdings muss dann im Winter die Feuchtebilanz beobachtet werden – höhere Volumenströme führen bei kalter und daher absolut trockener Zuluft zu geringeren relativen Raumluftfeuchten. Gegebenenfalls muss bei sehr hohen Frischluftvolumenströmen die Raumluft zusätzlich befeuchtet werden.

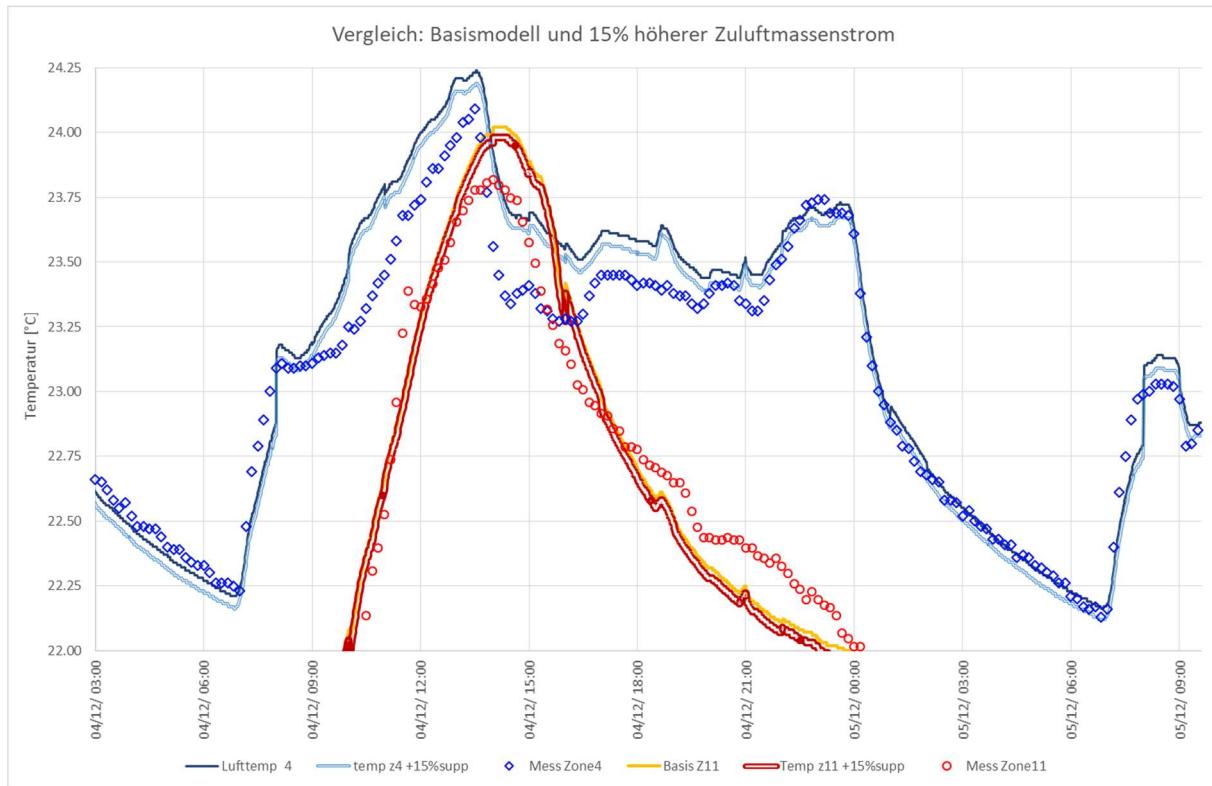


Abbildung 82 Temperaturrentwicklung bei einem um 15% erhöhten Zuluftmassenstrom der mechanischen Lüftung. Die mittleren Temperaturdifferenzen zum Basismodell betragen weniger als 0.04 K.

11 Varianten zu methodischen Fragen

11.1 1-Stern-Modell

Eine weitverbreitete Modellvereinfachung bei thermischen Gebäudemodellen ist es, den konvektiven h_{konv} und den radiativen Wärmeübergang h_{rad} an den raumseitigen Oberflächen zusammenzulegen ($h_{ges} = h_{konv} + h_{rad}$) und auf einen einzigen Raumknoten zu verbinden – daher der Name „1-Stern“-Modell. Es ist klar, dass es sich bei diesem Knoten nicht um eine Repräsentation der Raumluft handeln kann, denn diese ist nur über die konvektiven Wärmeübergänge mit den Oberflächen verknüpft – dieser konvektive Wärmetransport macht bei in Europa üblichen Wintersituation und mit heute eingeführten Bauteilen etwa 20 und 33% des Energietransfers im Raum aus. Der Strahlungswärmeübergang dagegen ist ein Wärmeaustausch zwischen den verschiedenen Oberflächen im Raum (z.B. einer Tischplatte und der Außenwand-Innenoberfläche). Dieser Teil des Wärmeübergangs dominiert im Raum; da er über die Oberflächen auch mit den Bauteilen und damit dem einzigen bedeutenden Teil der dem Raum zugeordneten Wärmekapazität ist, bestimmt dieser Vorgang sehr weitgehend die Dynamik des thermischen Raummodells.

Bereits in vorausgehenden Publikationen wurde gezeigt, dass vor diesem Hintergrund ein valides Modell zur Berechnung von thermischen Zuständen im Raum von der 1-Stern-Näherung nicht zu erwarten ist [Davis 1983][Feist 1994c][Feist 1997a].

Das Dynbil-Standard-Modell unterscheidet zwischen dem Strahlungswärme-Austausch zwischen den Oberflächen und dem konvektiven Wärmeübergang an den Oberflächen. Beide Mechanismen werden auch jeweils mit ihrer charakteristischen Temperaturabhängigkeit behandelt.

Um zu prüfen, wie sich die Reduktion auf ein 1-Stern-Modell auf den Vergleich mit den Messergebnissen auswirkt, haben wir mit der Variante „1-Stern“ ein numerisches Modell erzeugt, dass mit ansonsten identischen Daten mit demselben Rechenprogramm ein solches Modell emuliert; das erfolgt in Dynbil einfach dadurch, dass die Strahlungsknoten über extrem hohe Wärmeleitwerte mit den Luftknoten des Raummodells „kurzgeschlossen“ werden. Um keine zusätzlichen Effekte in den Vergleich einfließen zu lassen, wurde die Temperaturabhängigkeit sowohl der Konvektiven als auch der radiativen Wärmeübergänge dabei ebenso wenig geändert wie alle übrigen Modellparameter.

Die sich ergebenden Unterschiede zeigen sich am deutlichsten bei instationären Vorgängen – wie z.B. den Anheizfall; wir haben daher den Zeitraum vom 15.11. bis 17.11.2019 gewählt: Abbildung 83 zeigt die Temperaturverläufe in den Zonen 3 (Küche), 4 (Essen) und 11 (Gast). Im Esszimmer befindet sich in diesem Zeitraum die einzige Heizwärmequelle im Objekt – diese ist stark sowohl mit dem Raumluftknoten

(Konvektor) als auch mit dem Strahlungsaustausch (überströmte Oberflächen) verbunden. Für diese Zone ergibt sich nur eine unbedeutende Veränderung zwischen dem Basismodell (durchgezogene Linien) und dem 1-Stern-Modell (gestrichelte Doppellinie). Deutlich werden die Abweichungen in den nahezu ausschließlich über warme Luftströme mitbeheizten Räumen. So wird erkennbar, dass in der Küche und im Gästezimmer nach dem 1-Stern-Modell noch über Tage nach dem Anheizen die Lufttemperaturen spürbar hinter den Messungen und den Ergebnissen des Basismodells zurückbleiben. Vor dem Heizbetrieb hatten die Temperaturen unter zeitlich relativ konstanten Randbedingungen jeweils lange genug Zeit, sich auf ein vergleichbares Niveau einzustellen. Alle Kurven (auch die Messwerte aus den übrigen Zonen) liegen hier relativ nahe beieinander, so dass auch die Unterschiede zwischen den Modellen weniger auffallen.

Quantifiziert mit der mittleren quadratischen Abweichung RMSD ergeben sich für den Temperaturverlauf vom 16.11. 15:00 bis 17.11. 21:00 für Zone 11 bei der Basis-Simulation RMSD = 0.22 K; für das 1-Stern-Modell jedoch für den gleichen Zeitraum RMSD = 0.40 K.

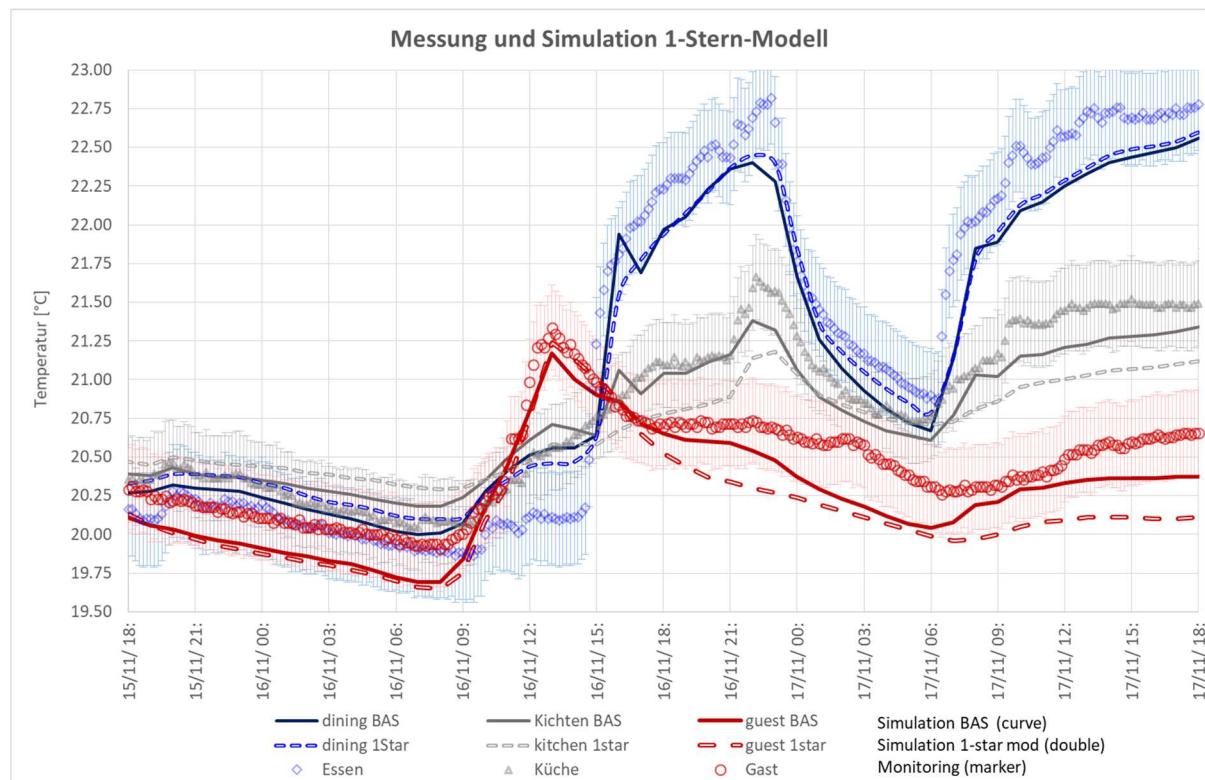


Abbildung 83 Vergleich mit dem 1-Stern-Modell: Zeitraum des Anheizens; hier führt die stärkere Kopplung zwischen den Bauteilen und der Raumluft in den indirekt beheizten Räumen zu einer spürbar langsameren Erwärmung.

Zur weiteren Analyse betrachten wir die mittleren Temperaturen im Objekt über einen Zeitraum von 12 Tagen um den Beginn des Heizbetriebs (vgl. Abbildung 84 für 12. bis

23. November 2019). Vor dem Beginn des Heizbetriebs liegen die Simulation mit dem 1-Stern-Modell und das Basismodell recht nahe beieinander und beide innerhalb des 0.25 K-Messgenauigkeitsbandes der Temperaturmessungen. Am 16.11. und in den Tagen danach bleibt die Luftherwärmung im Haus bei Verwendung des 1-Stern-Modells (doppelt gezogene schwarze Linie) am Rand der Genauigkeitsgrenze spürbar unter dem Basismodell und den Messwerten. Es bedarf gut 5 Tage, bis die Simulation nach dem 1-Stern-Modell wieder besser mit den Messwerten korreliert.

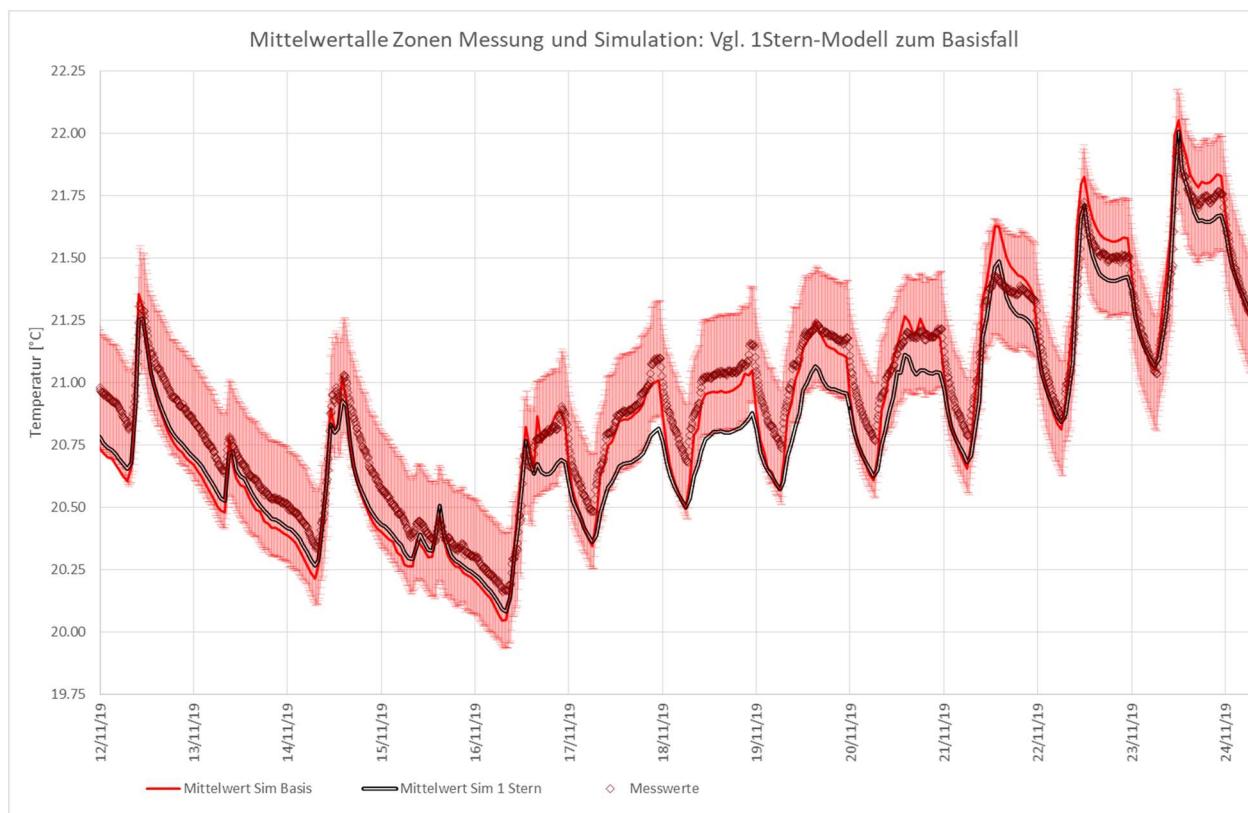


Abbildung 84 Mittelwerte der Temperaturen aller Zonen, Zeitraum um den Beginn des Anheizens: Das 1-Stern-Modell im Vergleich zum Basisfall der Simulation und zu den Messwerten; ab dem 16.11. fallen die Ergebnisse des 1-Stern-Modells zunächst signifikant zurück.

11.2 Einfluss des inneren konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten

In [Feist 1994c] wurde ein Vergleich unterschiedlicher in der Literatur dokumentierter Ansätze für den inneren konvektiven Wärmeübergang $h_{i,konv}$ durchgeführt. Dort wurde mit Gleichung [5-2] ein Vorschlag für einen temperaturabhängigen Standardansatz für vertikale Flächen gemacht:

$$h_{i,kon} = (0.3381 + 0.0012 \cdot T_m)^{-1} (\Delta T / K)^{0.32 + 0.014 \cdot h/m} [W/(m^2K)],$$

dabei sind T_m die mittlere Temperatur und ΔT die Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Raumlufttemperatur und der mittleren Oberflächentemperatur der jeweiligen Fläche. Zugleich wurde dort erkannt, dass die Streuung zwischen den Extremen in den Literaturangaben hier noch zu einem relativen Fehler in den Ergebnissen für den Jahresheizwärmeverbrauch von über 2% führen kann. Dementsprechend wurde dort vorgeschlagen: „Um für künftige Arbeiten eine höhere Sicherheit bei der Wahl der Simulationsparameter zu gewährleisten, ist eine neuere experimentelle und ggf. numerische Kontrolle der Angaben zu $h_{i,kon}$ in Räumen zu fordern.“

Wir wollen hier versuchen, dieser Zielsetzung nachzukommen und zu prüfen, ob die Messungen im Projekt dazu etwas hergeben. Dafür haben wir eine Simulationsvariante mit einem überall an allen inneren Oberflächen zum Raum um einen Faktor 1.3 erhöhten inneren konvektiven Wärmeübergang ($130\% h_{i,konv}$) gerechnet. Dies ist gemäß [Feist 1994c] die oberste Grenze der nach der Literatur möglichen Quantifizierung.

Abbildung 85 zeigt das Ergebnis im Vergleich mit dem Basisfall und den Messwerten bei 10-Min-Auflösung. Die Unterschiede in den Varianten sind generell eher gering (im Bereich von mittleren quadratischen Abweichungen zur Basissimulation von $RMSD = 0.06 \text{ K}$). Bis auf den beheizten Raum (Zone 4) nehmen im ganzen Haus die mittleren quadratischen Abweichungen zu den Messergebnissen aber ab (von 0.25 auf 0.237 K). Es ergibt sich somit mit dem höheren inneren Wärmeübergang eine geringfügig bessere Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Eine Überprüfung mit einer nur 115% Steigerung von $h_{i,konv}$ verbessert die Ergebnisse auch für Zone 4 und ist für die übrigen Zonen in etwa gleich gut ($RMSD = 0.238 \text{ K}$).

Die Analyse dieses Mess/Sim-Vergleichs beantwortet die Frage nach der Höhe von $h_{i,konv}$ in der Tendenz hin zu eher höheren Ansätzen als den im Basisfall gewählten. Mit diesem Ergebnis ist unser Vorschlag für die thermische Gebäudesimulation anstelle von [5-2] in [Feist 1994c] für den konvektiven inneren Wärmeübergang an vertikalen raumhohen Flächen anzusetzen:

$$h_{i,kon} = (0.3 + 0.001 T_m)^{-1} (\Delta T/K)^{0.32 + 0.014 h/m} [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$$

dieser Wert ist dann etwa 15% höher als in der ursprünglichen Formel. Die Fehlermarge durch diese Auswahl kann damit auf ungefähr noch um ca. 0.5% der Wärmeströme in gewöhnlichen Gebäuden reduziert werden.

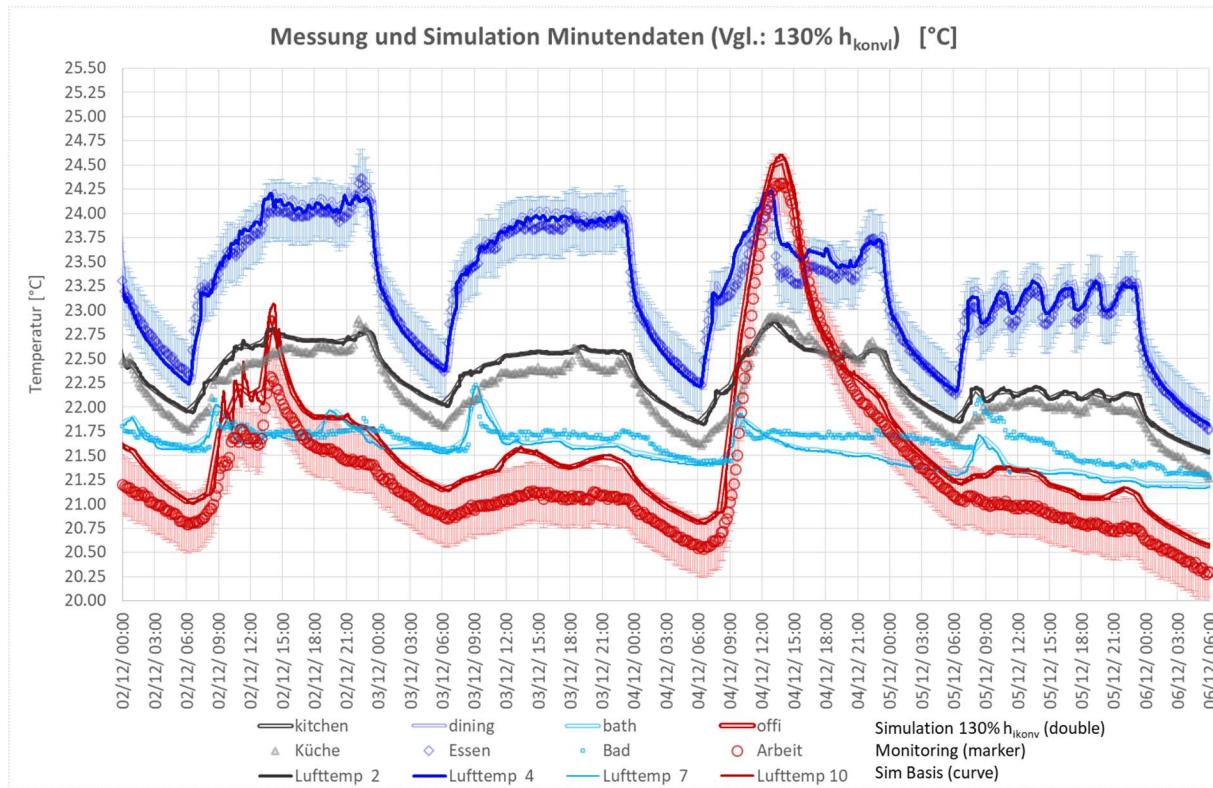


Abbildung 85 Modellvariante bei welcher alle temperaturabhängigen inneren Wärmeübergänge um einen Faktor 1.3 erhöht werden (Obergrenze in der Literatur erreicht).

11.3 Modellvariante ohne Temperatur-Abhängigkeit des inneren vertikalen Luftaustausches

Zwischen den Räumen in den beiden Obergeschossen und dem beheizten Erdgeschoss (EG) befindet sich eine offene Treppenhausöffnung, die auftriebsbedingt von erwärmer Luft aus dem EG durchströmt wird. Im Basismodell wird für die Strömung durch diese Öffnung der in [Peppes et al 1997] validierte Algorithmus für den temperaturabhängigen Luftaustausch in einem Treppenhaus verwendet und zwar mit genau den in jener Publikation angegebenen Parametern: Nach der Formel (P1) ebenda gilt

$$V = A \cdot C \cdot (\Delta T \cdot g \cdot H / T)^{1/2}$$

Wobei V der Volumenstrom, A der Querschnitt der Öffnung, C der Strömungskoeffizient, ΔT die mittlere Temperaturdifferenz zwischen den Zonen, T die mittlere absolute Temperatur der Zonen und H die Dicke der Trennung zwischen den Zonen sind. Durch Korrelationsanalyse wurde in [Peppes et al 1997] bestimmt (Formel (P2))

$$C = 0.147 (\Delta T / T)^{-0.2}$$

woraus sich mit (P1)

$$V = 0.147 A (gH)^{1/2} (\Delta T / T)^{0.3}$$

ergibt. Für die Situation im Objekt in Darmstadt Kranichstein ist $A = 2.15 \text{ m} \cdot 2.038 \text{ m}$. Und die Höhe H des wesentlichen Temperaturgefälles (in etwa die Gesamtdicke der Geschossdecke) beträgt 0.28 m. Daraus ergibt sich für den Volumenstrom, umgerechnet in m^3/h für positive Temperaturdifferenzen größer als 0.001 K

$$V = 876.9 \text{ m}^3/\text{h} (\Delta T / T)^{0.3} \quad \text{für } \Delta T > 0.001 \text{ K.} \quad (\text{VVT})$$

Lokale Temperaturdifferenzen in einem Bereich von 0.001 K sind in der Praxis in einem bewohnten Gebäude unvermeidbar. Setzen wir diesen Wert in die Formel VVT ein, so ergibt sich ein minimaler Luftvolumenstrom von rund $20 \text{ m}^3/(\text{m}^2\text{h})$. Das entspricht mittleren lokalen Luftgeschwindigkeiten von 0.011 m/s, einen Wert, wie er als Untergrenze für turbulente Raumluftströmung in Wohngebäuden typisch ist:

$$V = 87.5 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{für } \Delta T < 0.001 \text{ K.} \quad (\text{VVm})$$

Dieser Wert wird auch für $\Delta T < 0$ verwendet. Das entspricht für die „stabile Luftschichtung“ einem Wärmeübertragungskoeffizienten durch immer noch vorhandene turbulente Strömung von $6.6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und ist konsistent mit der in [Peper 2005] durchgeführten Analyse für die Wärmeverluste in einem Treppenhaus.

Um die Relevanz dieser Modellgröße zu bestimmen, haben wir zunächst untersucht, welche Verläufe sich ergeben, wenn statt der temperaturabhängigen Luftaustauschformel (VVT/VVm) ein temperaturunabhängiger Ansatz realisiert wird. Wir verwenden dafür die Volumenströme, die sich für eine mittlere Temperaturdifferenz ΔT zwischen Erdgeschoss und Obergeschossen im Winter von 1/2, 1 und 2 K ergeben.

Konstanter Luftaustausch mit Wert zu 1 K Temperaturdifferenz: Abbildung 86 zeigt den Vergleich zur Messung und zur Basisvariante, hier für den Zeitraum Anfang Dezember 2019 und Abbildung 87 für Mitte November. Quantitativ ergeben sich für die mittleren quadratischen Abweichungen RMSD:

in Zone 4 ein RMSD 0.18 K (Basisfall 0.12);
in Zone 10 ein RMSD 0.39 K (Basisfall 0.39);

Bewertung: Die Auswirkung dieser Modelländerung wird vor allem im beheizten Raum sichtbar (Zone 4), während die oberen Geschosse kaum wahrnehmbar betroffen sind. Das ist gut verständlich: Die gesamte Leistung auch für die oberen Zonen, die

insgesamt ein weit größeres Volumen ausmachen, muss in Zone 4 bereitgestellt werden. Bei einer Änderung der thermischen Kopplung wird die Temperaturdifferenz zum Erdgeschoss geändert und zwar im EG um das Volumenverhältnis mehr. Die Ergebnisse auch dieser vereinfachten Variante liegen durchaus noch im Messabweichungsbereich der Temperaturmessung (für die Wahl des festen $\Delta T = 1 \text{ K}$). Das Problem besteht natürlich darin, eine adäquate Annahme für ΔT überhaupt zu finden. Das könnte z.B. in zwei Schritten erfolgen, indem zunächst mit einer Annahme (z.B. 1 K) gerechnet wird und dann beim Ergebnis der Simulation überprüft wird, ob diese mit der ursprünglichen Annahme kompatibel ist. Erschwert wird eine solche Einschätzung aber noch dadurch, dass ΔT natürlich nicht konstant ist und sich so die Frage stellt, welcher Zeitraum für die Wahl verwendet werden soll. Um zu ergründen, welchen Einfluss auf das Ergebnis eine andere Wahl von ΔT hat, haben wir die beiden anderen Parametersetzungen ebenfalls berechnet.

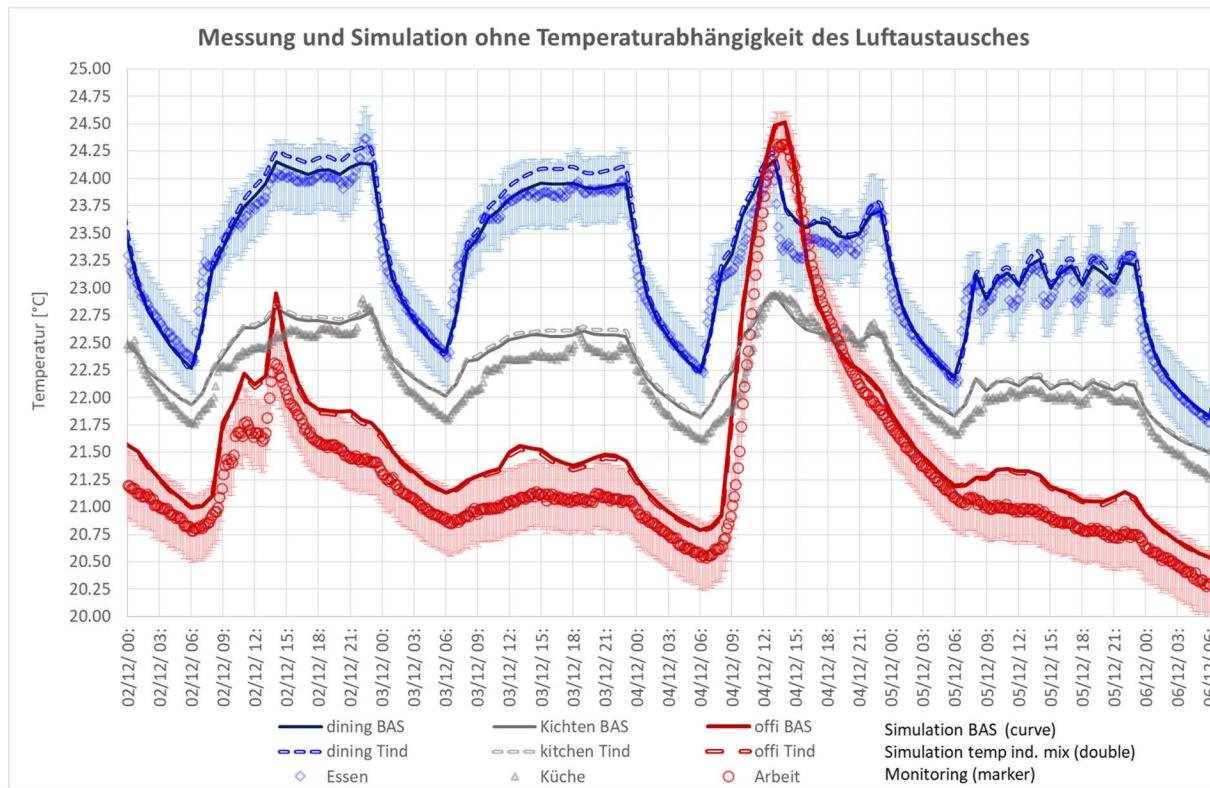


Abbildung 86 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen vertikalen Luftaustausches (hier: Festwert entspr. Temp.-Diff. Von 1 K)

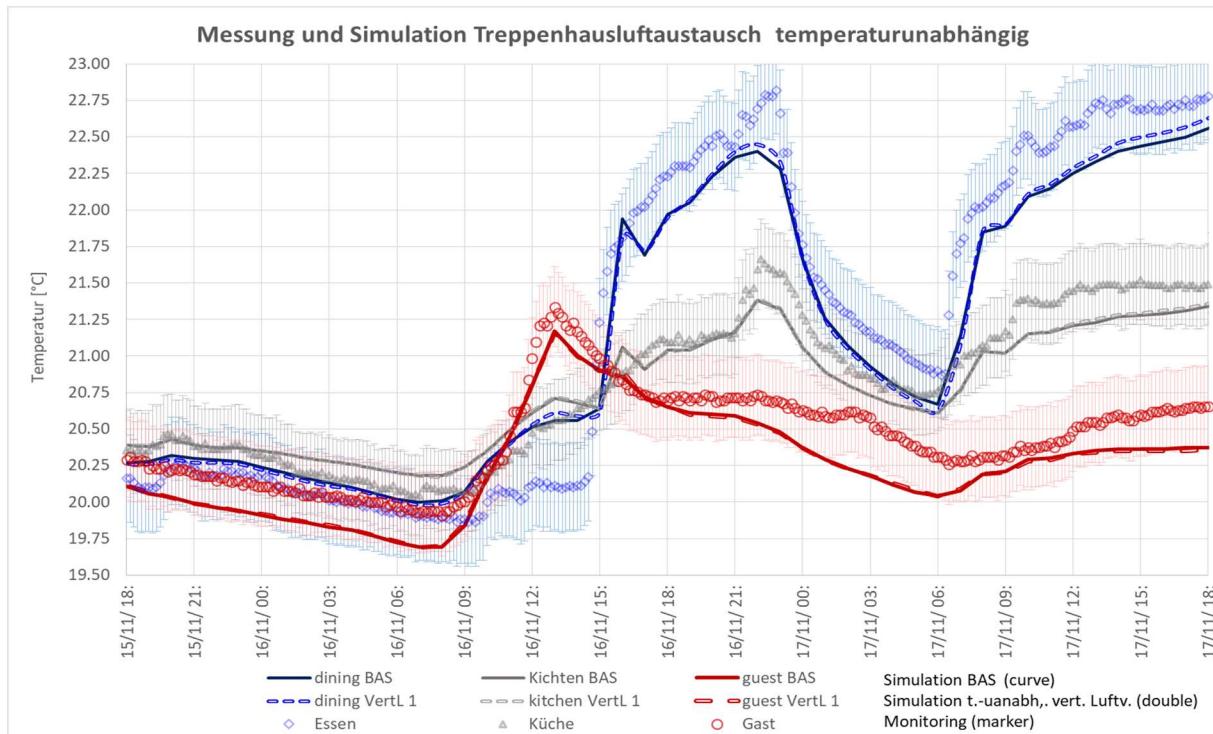


Abbildung 87 Variante mit vernachlässiger Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier: fest zu 1 K Temperaturdifferenz für den Zeitraum des Beginns der Heizperiode 2019)

Konstanter Luftaustausch mit dem Wert zu 0.5 K Temperaturdifferenz: Das Ergebnis dafür zeigen Abbildung 88 und Abbildung 89 für diese Variante, die sicher den geringsten noch vertretbaren Ansatz für den Luftaustausch darstellt. Hier ergeben sich dann für die mittleren quadratischen Abweichungen RMSD:

in Zone 4 ein RMSD 0.31 K (Basisfall 0.12);
in Zone 10 ein RMSD 0.23 K (Basisfall 0.22);

Sowie die Abweichung zwischen den Simulationen für das Gästezimmer: 0.038 K.

Bewertung: Die Auswirkung dieser Modelländerung wird damit im beheizten Raum deutlich sichtbar, aber immer noch sind die oberen Geschosse kaum wahrnehmbar betroffen. Die jetzt sichtbare signifikante Abweichung für das EG lässt uns einen noch stärker reduzierten Konvektionsansatz aber für die Praxis ausschließen.

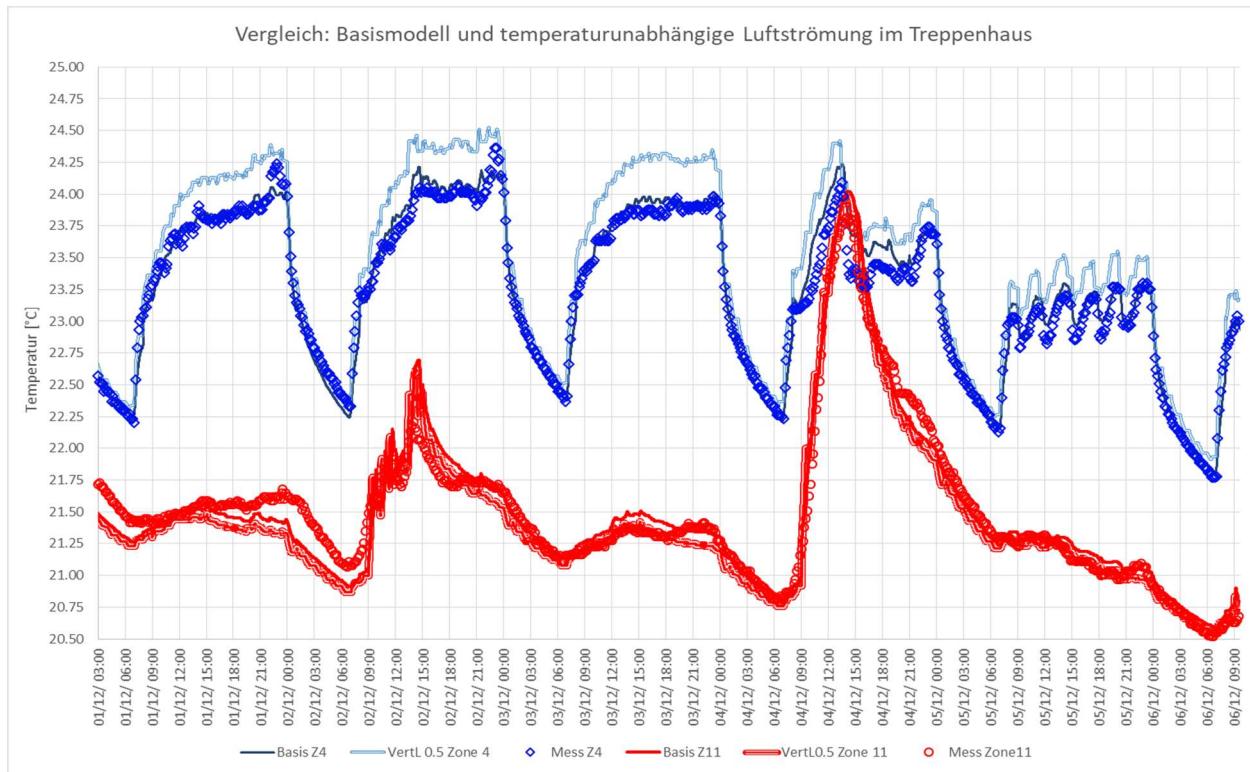


Abbildung 88 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier: fest zu 1 K Temperaturdifferenz)

Konstanter Luftaustausch mit dem Wert zu 2 K Temperaturdifferenz: Das Ergebnis dafür zeigt Abbildung 90. Für dies Variante, die sicher den höchsten denkbaren Ansatz für den Luftaustausch darstellt, ergeben sich für die mittleren quadratischen Abweichungen RMSD:

in Zone 4 ein RMSD 0.13 K (Basisfall 0.12);
 in Zone 10 ein RMSD 0.42 K (Basisfall 0.22);

sowie die Abweichung zwischen den Simulationen für das Esszimmer 0.09 K und für das Gästezimmer: 0.058 K. Für den noch deutlich darüber liegende Luftaustauschwert ist die simulierte Temperaturentwicklung im beheizten Raum unrealistisch niedrig, sie liegt für den hier behandelten Fall oft am unteren Rand des Messgenauigkeitsbands der Messungen.

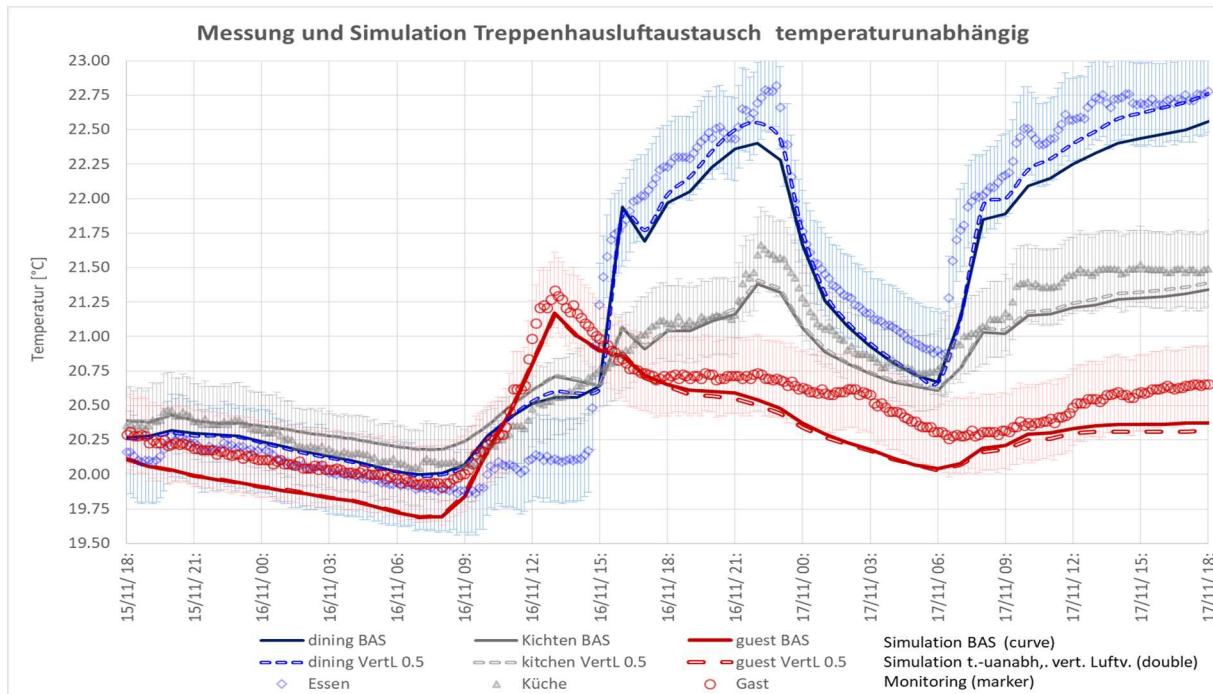


Abbildung 89 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier Untergrenze: fest zu 0.5 K Temperaturdifferenz)

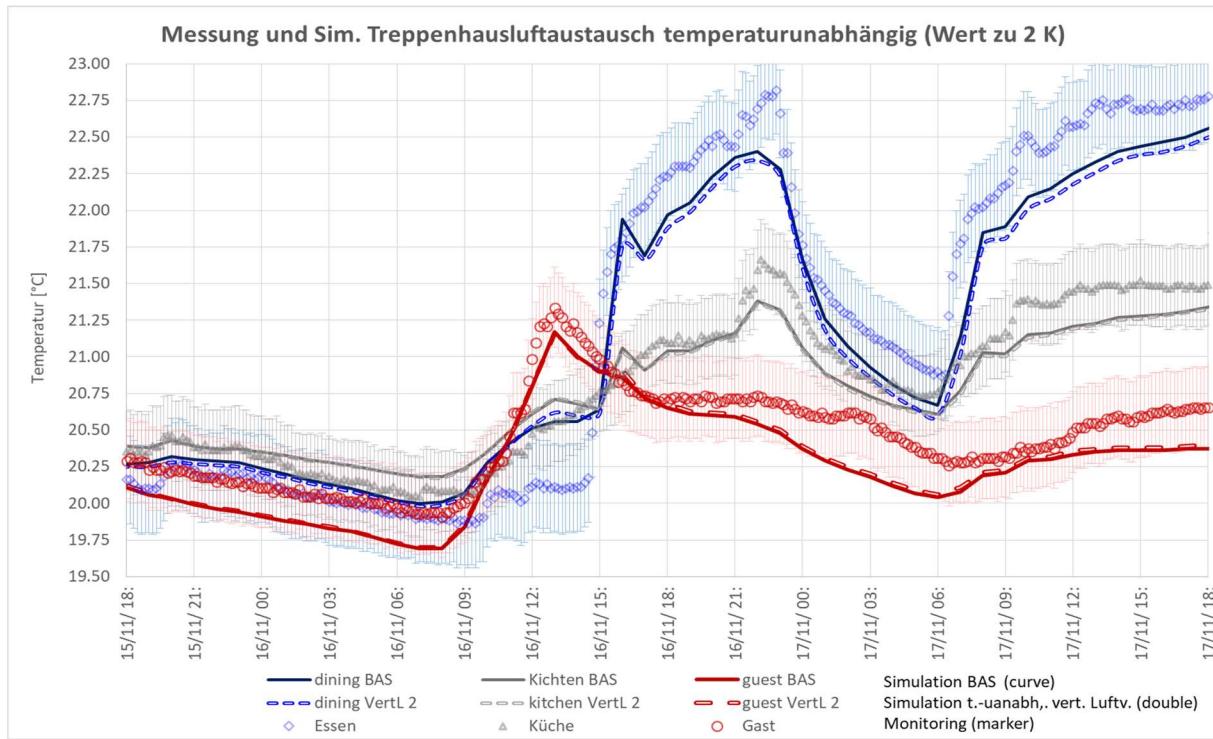


Abbildung 90 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier Obergrenze: fest zu 2 K Temperaturdifferenz)

Fazit zum Luftaustauschmodell der Mischlüftung: Überraschenderweise erweist sich für das hier vorliegende Gebäudemodell der Ansatz einer Temperaturabhängigkeit des vertikalen Luftaustausches im Treppenhaus als nicht entscheidend für die Güte der Simulation: Das Problem ist nur, den „richtigen“ Ansatz für einen solchen mittleren

Luftaustausch zu finden. Für den Winterbetrieb dieses Gebäudes führen aber Ansätze zwischen 0.5 K und 2 K mittlere Temperaturdifferenz zwischen den Geschossen jeweils noch zu akzeptablen Ergebnissen. Über 2 K würde nun für ein (gleichwie geartetes) Projekt nicht erstrebenswert sein. Soll auf der „sicheren Seite“ gerechnet werden, dann ist ein Ansatz von minimal 0.5 K geeignet für eine erste Abschätzung. Für eine Berechnung mit einem wahrscheinlichen Wert erwies sich hier die Wahl von 1 K als zielführend. Besser ist es jedoch, einen von der Temperaturdifferenz abhängigen Ansatz zu verwenden – insbesondere, wenn es auch inverse Temperaturdifferenzen geben kann, wie es hier z.B. im Sommer der Fall ist.

Das Ergebnis dürfte typisch für Passivhäuser sein – in deutlich schlechter gedämmten Gebäuden werden die Temperaturdifferenzen und damit auch der Luftaustausch jeweils deutlich höher; allerdings ist dann davon auszugehen, dass das hier beschriebene Heizkonzept mit einer Beheizung über Luftkonvektion allein aus einem einzigen aktiv beheizten Raum nicht mehr funktionieren kann, da entweder im Heizraum (zu hohe Temperaturen) oder in den andern Räumen (zu niedrige Temperaturen) die Komfortbedingungen nicht mehr eingehalten werden können. In einem Passivhaus kann dies funktionieren, wie die Ergebnisse der Basisfall-Simulation und die Messergebnisse aus dem Gebäude zeigen.

11.4 Modellvariante ohne den langwelligen Strahlungsaustausch der Außenoberflächen mit der Atmosphäre

Bereits in [Jensen 1993] war erkannt worden, dass für die korrekte Berechnung der Transmissionswärmeverluste von Außenbauteilen zur Außenluft eine Berücksichtigung der Wärmestrahlung unerlässlich ist: Die äußeren Bauteilloberflächen strahlen Wärmestrahlung ab – und empfangen im Gegenzug Strahlung aus der Umgebung, insbesondere aus der Atmosphäre (in der Bauphysik gern genannt „langwellige Strahlungsbilanz“ im Gegensatz zur „kurzweligen“ Strahlung, die z.B. von der Sonne tagsüber direkt oder indirekt eintrifft. Auch diese muss natürlich beachtet werden). Dieser Teil des äußeren Wärmeübergangs transportiert sogar den bedeutenderen Teil der Wärmeströme, wie z.B. schon aus Abbildung 56 erkennbar, in der die Außenoberflächentemperaturen über die meiste Zeit unter der Außenlufttemperatur liegen (Ausnahme nur bei direkter Solareinstrahlung). Das ist auf den Strahlungswärmeverlust Richtung Atmosphäre und Weltall zurückzuführen, durch den diese Oberflächen unter die Lufttemperaturen abkühlen.

Abbildung 91 zeigt das Ergebnis einer Simulation mit „abgeschaltetem“ langwelligen Strahlungsaustausch aller Außenoberflächen, in dem die Emissionsgrade an diesen Flächen konsequent „Null“ gesetzt werden ($\varepsilon_{LW,e} = 0$; im Basisfall der Simulation beträgt dieser Wert 0.93 {was nach unserer Analyse mit einer Genauigkeit von ± 0.05 I - 156

zutrifft}). Die mittlere quadratische Abweichung für Zone 10 (Dachgeschoss Südwest) im Mittel vom 2.12. bis inkl. 6.12.2019 beträgt bei der Variante RMSD = 0.777 K und liegt damit weit außerhalb des Toleranzbandes möglicher Messungenauigkeiten. Selbst in Räumen ohne große Außenoberflächen (z.B. Küche) verbleibt immer eine Abweichung nach oben um ca. 0.6 K. Die Abweichungen sind hier so groß, dass sie sogar für die Mittelwerte aller Zonentemperaturen aus dem Messgenauigkeitsintervall herausfallen (vgl. Abbildung 91).

Die Ursache für den derart dramatischen Einfluss werden mit Abbildung 93 deutlich: Hier haben wir den Temperaturverlauf in einem der Außenwandquerschnitte mit diesem Modell dokumentiert – zu vergleichen sind diese Kurven mit denen in Abbildung 56: die Temperaturen in der innenliegenden verputzen Mauerschale liegen jetzt – so wie die Raumtemperaturen – um ca. 0.8 K über den Messwerten. Weiter außen in der Konstruktion sind die Abweichungen aber deutlich höher: Im Außenputz sind sie um 3 K und mehr höher als die Messwerte. Da der Wärmeentzug durch Abstrahlung in den Himmel jetzt nicht mehr berechnet wird, kann sich die Außenoberfläche nur noch über die Außenluft konvektiv abkühlen: Was bedeutet, dass die Putzoberflächentemperaturen jetzt immer über den Außenlufttemperaturen liegen; da der konvektive Wärmeübergangswiderstand eher gering ist, liegt die simulierte Oberflächentemperatur in der strahlungsfreien Zeit ganz knapp über der Außenlufttemperatur (bei der Messung und im Basismodell der Simulation jedoch deutlich unter dieser). Unter Sonneneinstrahlung wird der Unterschied noch größer, und der Verlauf auch qualitativ verändert. Die hier beschriebenen Einflüsse lassen sich übrigens nicht, wie manchmal angeregt, durch eine Erhöhung des konvektiven Wärmeübergangs kompensieren: Dann kommen die Putzoberflächentemperaturen nur noch näher an die Außenlufttemperatur heran. Möglich wäre natürlich die Einführung einer sog. Strahlungslufttemperatur; diese ist genau so definiert, dass sich damit die gleichen Energiebilanzen an der Oberfläche ergeben wie mit dem korrekten Strahlungsmodell – die Berechnung solcher Temperaturen muss dann aber individuell für jeden Wandaufbau und jede Himmelsrichtung erfolgen und kommt daher einer Bestimmung der Strahlungsbilanz gleich.

Als Fazit halten wir hier fest: Es bestätigt sich, dass die langwellige Wärmeabstrahlung der Außenoberflächen in einem validen Simulationsmodell berücksichtigt werden muss – die Abweichungen zwischen Messung und Modellrechnung erweisen sich in unserem Messzyklus sonst mit über 0.5 K für die Raumtemperaturen und mehr als 3 K für die Temperatur der Außenwand-Außenputzoberfläche deutlich signifikant außerhalb des Vertrauensintervalls der Messergebnisse.

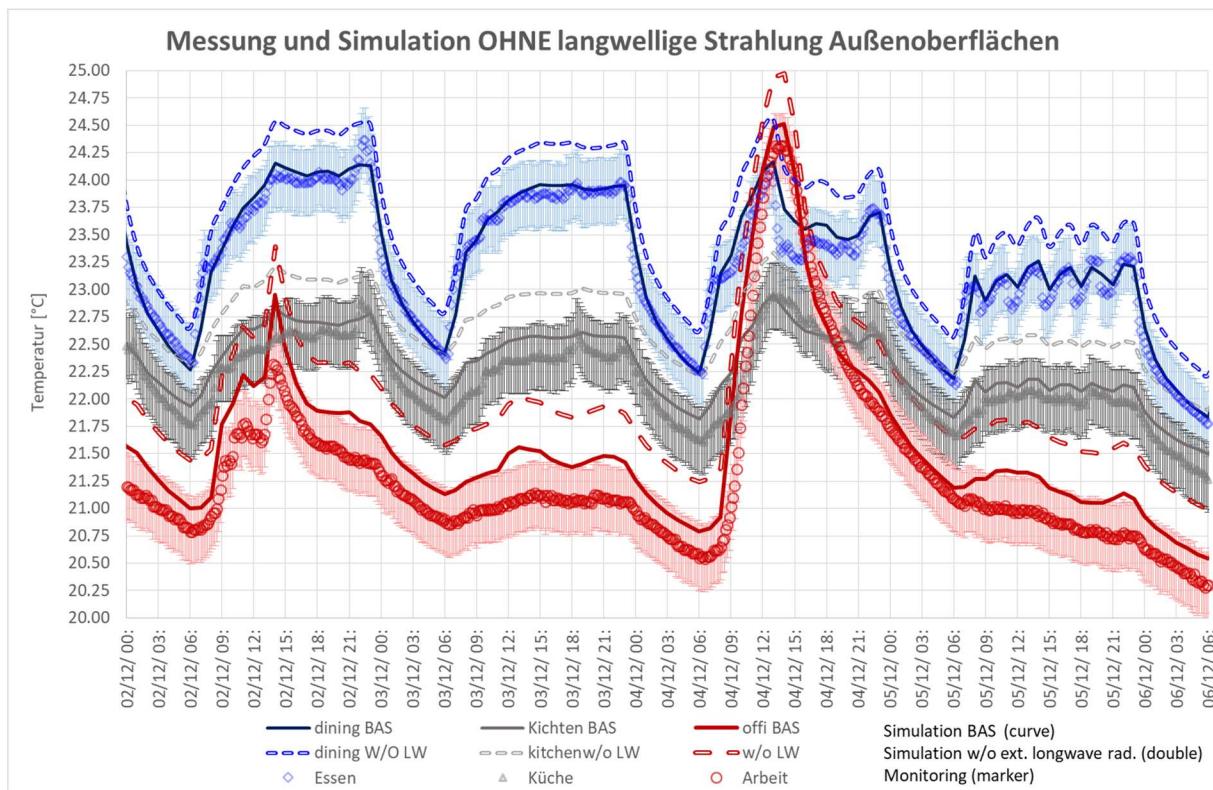


Abbildung 91 Modellvariante OHNE langwelligen Strahlungsaustausch der Außenoberflächen ($\varepsilon_{LW,e} = 0$). Die Wärmeverluste werden mit einem solchen Modellansatz massiv unterschätzt; daher liegen jetzt alle simulierten Raumtemperaturen weit außerhalb der Messgenauigkeitsintervalle der Messungen.

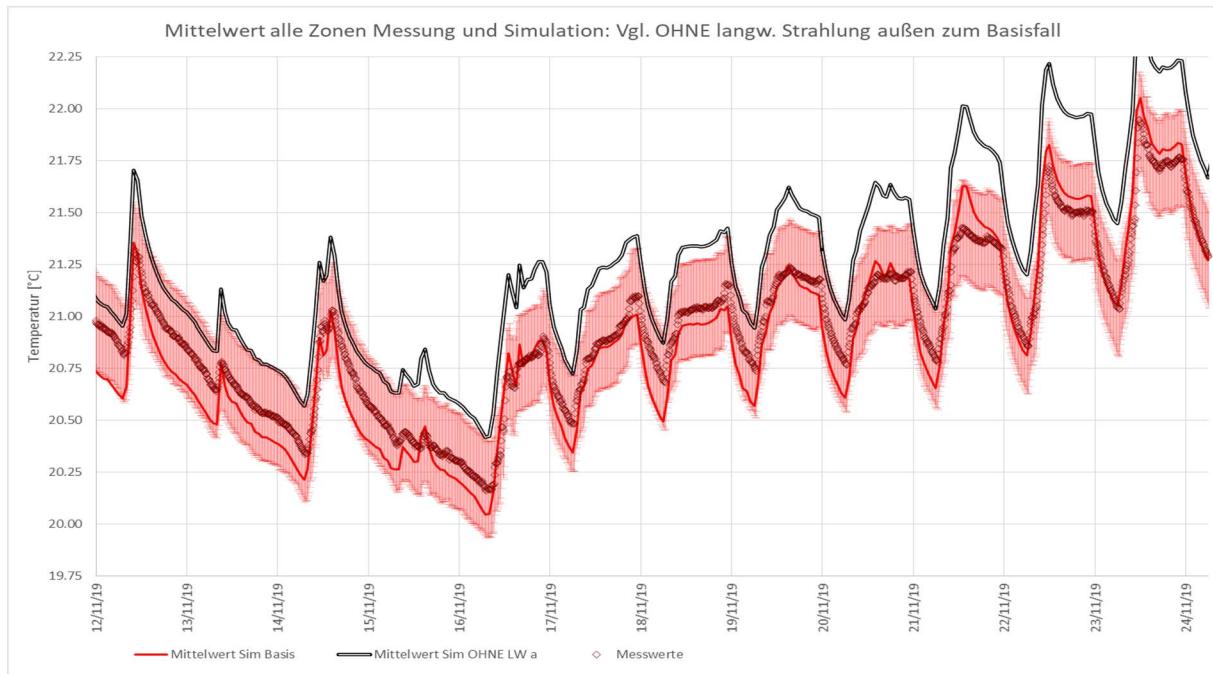


Abbildung 92 Mittelwerte aller Zonentemperaturen um den Zeitpunkt des Anheizens für die Messwerte (Symbole) sowie den Basisfall der Simulation (durchgezogene rote Linie) und die Modellvariante ohne langwellige Abstrahlung von allen opaken Außenoberflächen. (OHNE LW a = ohne langwelligen Strahlungsaustausch außen, schwarze Doppellinie).

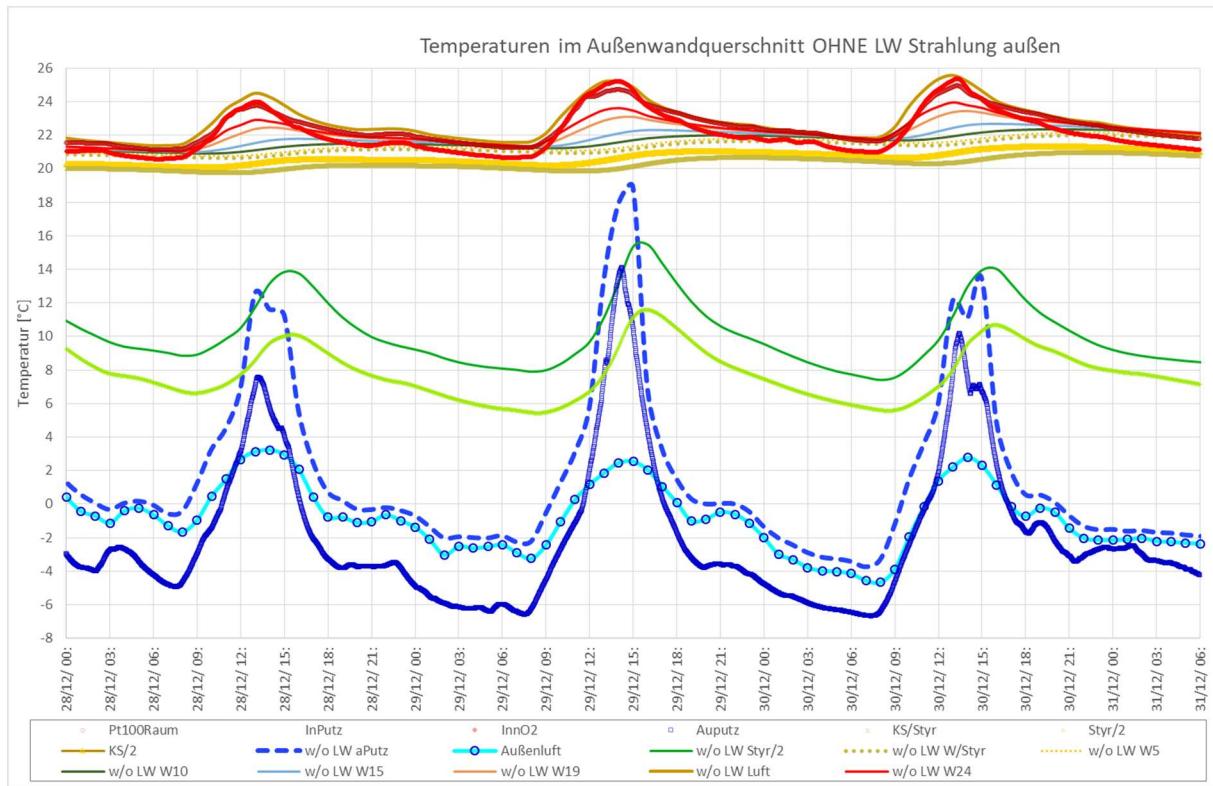


Abbildung 93 Simulation OHNE den langwelligen Strahlungsaustausch an Außenoberflächen im Vergleich zu den Messergebnissen in der Westwand ($\varepsilon_{LW,e} = 0$; „w/o LW“ bedeutet „ohne langwellige Strahlungsbilanz auf Außenoberflächen“). Hier wird die Ursache für den großen Einfluss erkennbar (Erklärungen im Text)

Um zu überprüfen, welchen Einfluss der nur ungenau bekannte langwellige Emissionsgrad der Außenoberflächen auf das Ergebnis hat, haben wir mit der Modellvariante „ $\varepsilon = 0.98$ “ noch die Obergrenze für den langwälligen Emissions-Koeffizienten geprüft. Den Vergleich zur Basisvariante und zu den Messungen zeigt Abbildung 94: Überraschenderweise ist hier nur bei sehr genauer Betrachtung überhaupt ein Unterschied zu erkennen. Für Zone 10 (Dachgeschoss West), für die dieser Einfluss am größten ist, beträgt die mittlere quadratische Abweichung zum Basisfall (2. bis 6.12.2019) nur 0.005 K. Die Ursache dafür liegt darin, dass der Wärmestrahlungstransport an diesen Oberflächen die dominante Größe ist – die Ankopplung an den Himmel ist schon mit z.B. $\varepsilon = 0.8$ sehr stark. Noch größere ε ändern daran offensichtlich nicht mehr viel („Kurzschluss bleibt Kurzschluss – auf die genaue Leitfähigkeit des kurzschießenden Materials kommt es dabei nur wenig an“).

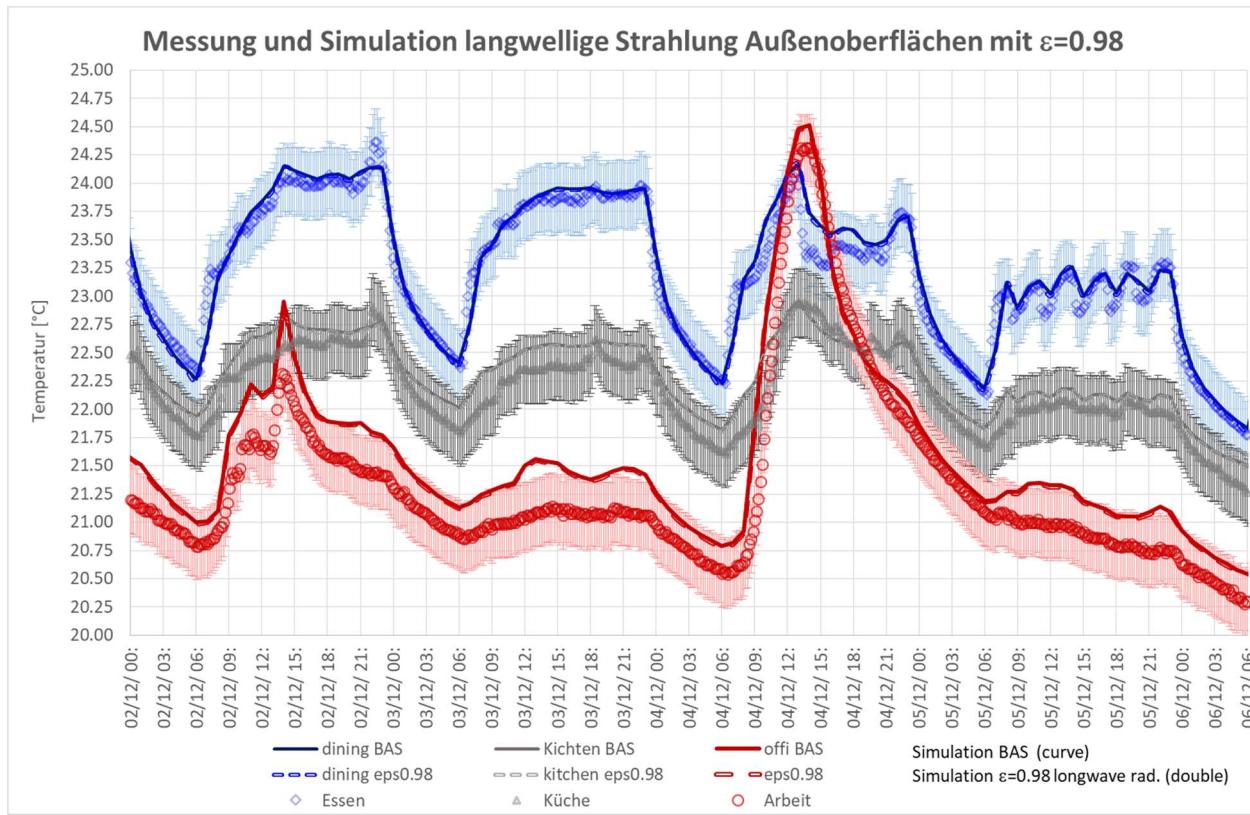


Abbildung 94 Modellvariante mit einem langwelligen Emissionsgrad der Außenoberflächen von $\varepsilon = 0.98$; dem maximal denkbaren Wert. Abweichungen vom Basisfall sind nicht erkennbar.

Um die Zusammenhänge zu analysieren, ist in Abbildung 95 der Temperaturverlauf im Querschnitt der Westwand dokumentiert. Auch hier ist der Einfluss kaum zu erkennen, im unteren Teil der Abb. haben wir daher die zeitliche und die Temperaturauflösung sehr stark erhöht: Jetzt wird sichtbar, dass für „ $\varepsilon = 0.98$ “ die äußere Oberflächentemperatur um etwa 0.1 K gegenüber dem Basisfall der Simulation abfällt. In dieser hochaufgelösten Darstellung wird auch sichtbar, dass die Abweichung zwischen Simulation und Messung für diese Oberflächentemperatur in allen Modellvariantenfällen bei ± 0.5 K liegt, zu manchen Zeiten sogar über 1 K: Diese beeinflusst das Simulationsergebnis für den Innenbereich des Hauses kaum. Die Ursachen für diese Abweichungen können mannigfach sein, es handelt sich dabei jedoch jeweils um Einflussfaktoren, die nur mit sehr hohem Aufwand genauer bestimmbar wären:

- Die Messgenauigkeit der atmosphärischen Gegenstrahlung erreicht nicht entfernt die Genauigkeit der Temperaturmessfühler.
- Eine bestehende Inhomogenität der langwelligen Gegenstrahlung über die Raumwinkel des Himmels verteilt; der „Westhimmel“ kann eine deutlich andere mittlere Temperatur aufweisen als der gesamte Himmel (z.B. bei teilweiser Bewölkung).

- Lokale Unterschiede im Absorptionsgrad und des langwelligen Emissionsgrades des Außenputzes z.B. durch den Grad der Verschmutzung.
- Lokale Unterschiede in der Windgeschwindigkeit.
- Nicht im Detail bekannte Strahlungseigenschaften der Umgebung des Hauses. Diese ändern sich auch jahreszeitlich durchaus in nennenswertem Ausmaß; Tauwasser und Reifbildung tragen zu diesem Einfluss weiter bei, im Extremfall kann sogar Schnee in der Umgebung liegen – dies alles wurde hier im Umgebungsmodell nicht modelliert.
- Lokal unterschiedliche Verschattungseinflüsse (z.B. durch die vor der Fassade stehende Bäume und Büsche).

Diese unvollständigen Informationen in Betracht gezogen, sind die Ergebnisse der Simulation auch für die Temperatur der Außenoberfläche immer noch zufriedenstellend. Entscheidend ist hier aber, dass diese noch bestehenden Abweichungen zwar für den Temperaturverlauf im Außenputz messbare Abweichungen ergeben, sich jedoch nur unbedeutend auf die Ergebnisse für die Temperaturen im Gebäude auswirken. Diese Untersuchung zu den Emissionskoeffizienten ist ein konkretes Beispiel dafür, dass die Auswirkungen der noch bestehenden Abweichungen auf die Raumtemperaturen sehr gering sind.

Fazit zur Bestimmung von ε_e : im Rahmen praktisch realistischer Werte ($\varepsilon=0.93\pm0.05$) hat die genaue Größe des langwelligen Emissionskoeffizienten keinen nennenswerten Einfluss auf die Simulationsergebnisse, solange nicht der Temperaturverlauf auf den Außenoberflächen selbst gefragt ist (z.B. für eine Beurteilung des Außenklimas vor der Fassade; in einem solchen Fall müssen allerdings auch eine ganz Reihe anderer Parameter der Umgebung genauer bestimmt werden) – oder besondere Beschichtungen mit extremen Emissionskoeffizienten vorliegen (z.B. eine Low-emissivity „le“-Beschichtung). Für die thermische Gebäudesimulation müssen daher die langwelligen Emissionsgrade der Außenoberflächen bei der Modellbildung nicht am Objekt gemessen werden, die Verwendung von bauüblichen Tabellenwerten reicht aus.

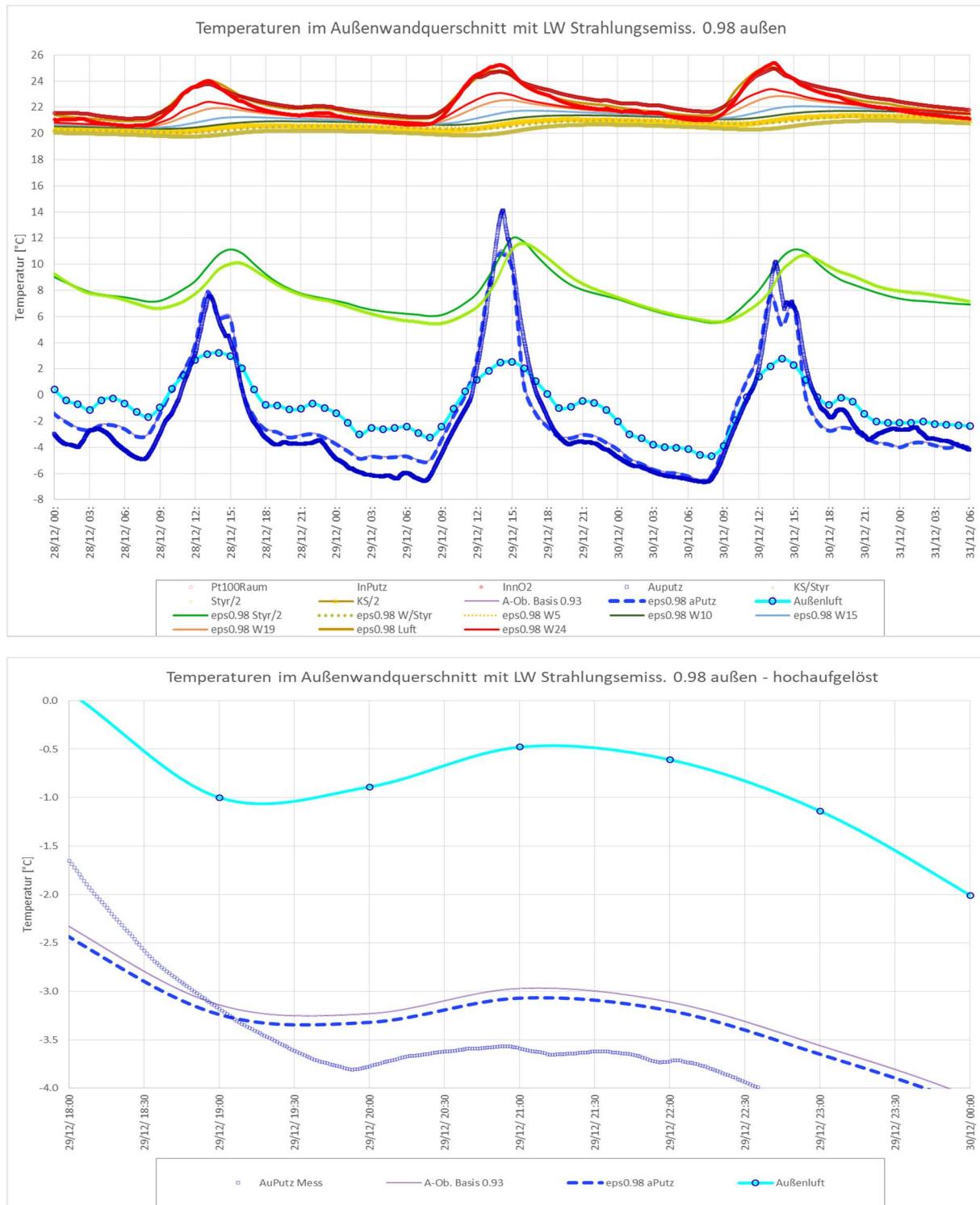


Abbildung 95 Temperaturverlauf im Wandquerschnitt für die Modellvariante mit maximal denkbarem $\varepsilon_e = 0.98$ und eine hochaufgelöste Darstellung der Verhältnisse an der Außenoberfläche (unten); deren Temperatur sinkt gegenüber dem Basisfall hier um ca. 0.1 K.

11.5 Der Einfluss der Solarstrahlungsabsorption a_e auf opaken Außenoberflächen

Die Absorption von solarer Strahlungsenergie wird hier, wie in der Bauphysik üblich, als kurzwellige Strahlungsabsorption a_e bezeichnet (umfassend alle elektromagnetische Strahlung mit kürzeren Wellenlängen als dem nahen Infrarot (3 µm) inkl. sichtbarem Licht und UV). Einfallende Solarstrahlung erwärmt die äußeren Oberflächen und reduziert so den Transmissionswärmeverlust. Im Sommer, bei höherer Intensität und länger anhaltender Sonnenscheindauer, kann diese einen bedeutenden Teil der Wärmelast ausmachen. Um den Einfluss auf den Vergleich mit der Simulation für den hier behandelten Winterfall zu untersuchen, haben wir eine Modellvariante „abs045“ mit einem von 40% auf 45% Absorptionsgrad (für die Außenwände) sowie von 70% auf 75% (für das Dach) berechnet.

Abbildung 96 zeigt die Ergebnisse im Vergleich zum Basismodell und zu den Messungen; selbst an strahlungsreichen Wintertagen (hier der 5.12.2019) sind die resultierenden Abweichungen zwar gerade noch erkennbar, sie erweisen sich jedoch als gering. Natürlich ist dies bei diesem Gebäude durch die sehr gute Wärmedämmung der Außenbauteile bedingt; die mittlere quadratische Abweichung bei einer Absorption auf den Außenoberflächen a_e an der Obergrenze mit $a_e = 0.45$ zum Basisfall der Simulation für die Zeitperiode vom 2. bis 6. Dezember 2019 für Zone 10 (Arbeitszimmer) beträgt RSMD=0.006 K. Selbst für eine strahlungsreiche Periode im Februar (2.-5.2.2020) steigt diese Abweichung nur auf RMSD=0.023 K, liegt also auch dann immer noch sicher innerhalb der Fehlergrenzen der Temperaturmessgenauigkeit. Im Sommer steigt die Bedeutung der Absorption auf Außenoberflächen natürlich auf Grund der höheren Intensitäten und längeren Sonnenscheindauern spürbar an.

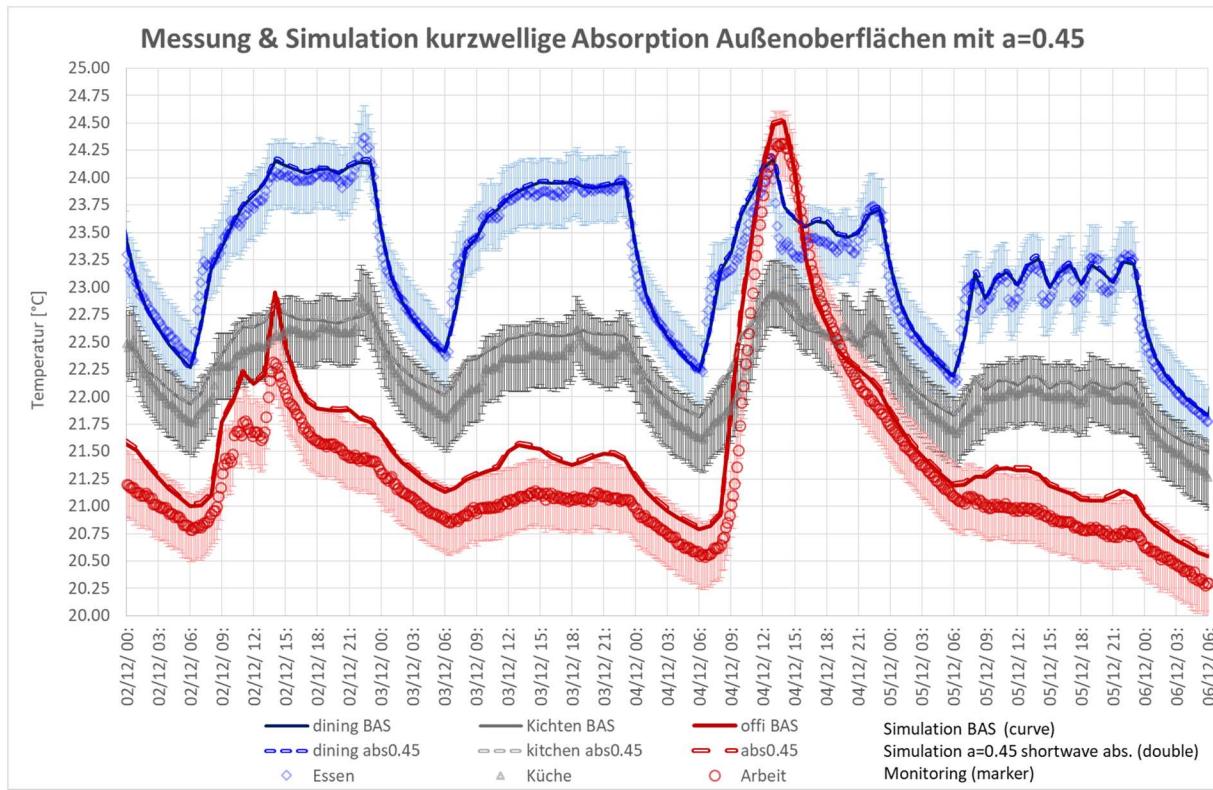


Abbildung 96 Modellvariante mit geändertem kurzwelligem Absorptionsgrad a_e auf 0.45% (maximal denkbarer Wert für dieses Objekt) von im Basisfall 40%. Die Abweichungen vom Basisfall sind extrem gering (RMSD zwischen Variante und Basisfall < 0.01 K).

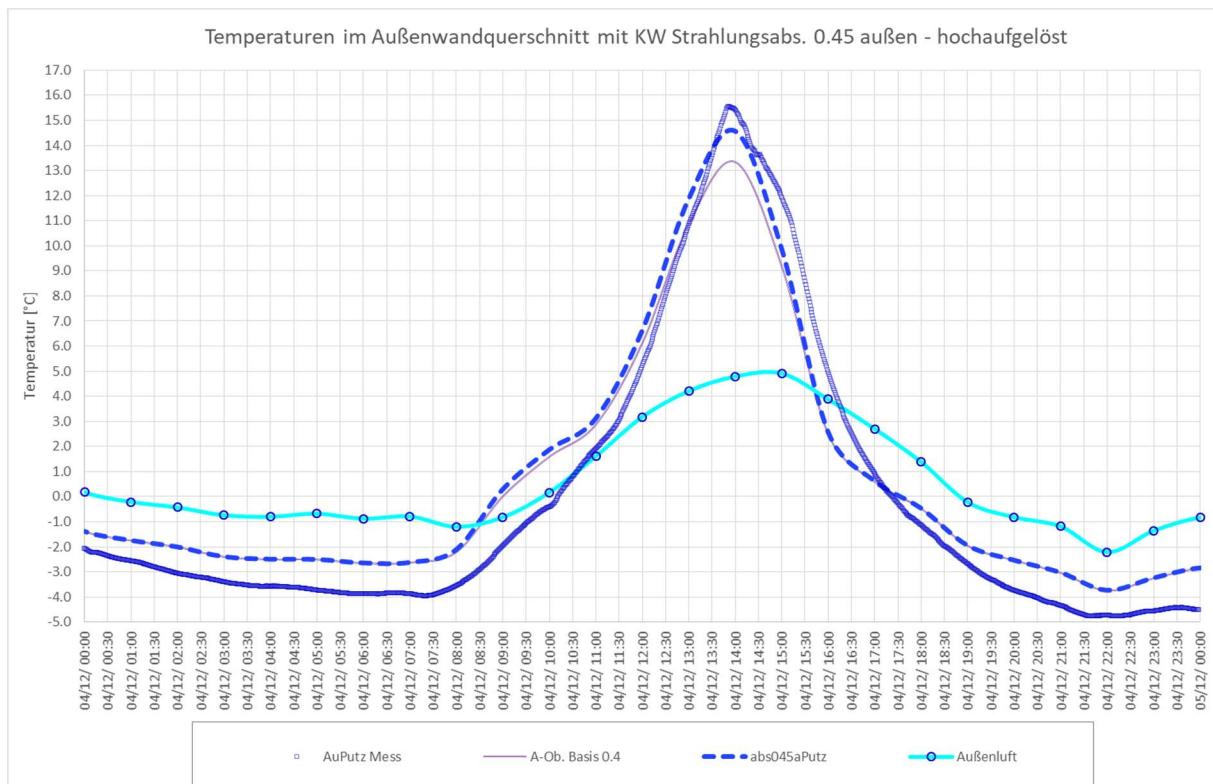


Abbildung 97 Temperaturverlauf an der Außenoberfläche der Westwand im Vergleich von Messung (blaue dicke Kurve mit Quadratssymbol), Basisvariante der Simulation mit $a_e = 40\%$ (feine Linie) und der Variante mit erhöhter Absorption $a_e = 45\%$ (gestrichelte Linie).

Auch hier ist die Temperaturerhöhung nur unmittelbar in Zeiten höherer direkter Solarstrahlung auffällig, beträgt dann allerdings durchaus auch im Winter mehr als 1 K. Da dies nur maximal 3 h am Tag betrifft, wird der an sich schon kleine Effekt im Mittel im Innenraum kaum wirksam – Hauptursache dafür ist aber, dass die absorbierte Energie an der Außenoberfläche vor allem wieder nach außen abgegeben wird und nur zu einem sehr kleinen Teil über die gedämmte Fassade nach innen fließt. Die im Diagramm erkennbare größere in etwa konstante Abweichung von Messung und Simulation an dieser Oberfläche kann viele unterschiedliche Ursachen haben wie begrenzte Genauigkeit des eingeputzten Sensors, örtlich spezielle Lage des Sensors sowie Einflüsse der Anisotropie der atmosphärischen Gegenstrahlung. In unserem Fall „passt“ der Ansatz des höheren Absorptionsgrades der Variante sogar besser zu den Messwerten als es für das Basismodell der Fall ist. Es kann auch durchaus sein, dass der Absorptionskoeffizient der nach 30 Jahren auch sichtbar „vergrauten“ Außenputzoberfläche inzwischen höher ist als in den Jahren nach der Errichtung. Für Fragestellungen, welche genauere Werte für die Temperaturen im Außenraum zu bestimmen wünschen, ist es daher angemessen, den Absorptionsgrad messtechnisch zu bestimmen – auch dies ist jedoch, insbesondere wegen der eigentlich nicht vernachlässigbaren Winkelabhängigkeit, in der Genauigkeit begrenzt. Auf Fragestellungen für den Energieverbrauch und den thermischen Komfort im Gebäude ist der Einfluss jedoch nur gering – insbesondere bei einer gut gedämmten Wand.

11.6 Ein Einfachstmodell: Keine Strahlungsbilanz an Außenoberflächen gerechnet

Eine weit verbreitetet „Idee“ ist, angesichts der relativ geringen Einflüsse genauer Werte für die langwellige Emissivität sowie den kurzweligen Absorptionsgrad einfach diese beiden Größen auf „Null“ zu setzen und davon auszugehen, dass sich die beiden Fehler durch diese Vereinfachung annähernd gegenseitig aufheben.

Diese These zu prüfen, haben wir die Variante „OHNE_LW_KW“ gerechnet. Abbildung 98 zeigt das Ergebnis dieser Variante. Es ergeben sich im Winter mittlere quadratische Abweichungen von der Basisvariante z.B. für das Arbeitszimmer in Höhe von 0.067 K. Die Abweichungen gehen hier ausschließlich nach oben – die langwellige Abstrahlung (Zusatzwärmeverlust) hat im Winter offenbar eine höhere Bedeutung als die kurzwellige Zustrahlung auf die Außenoberflächen. Allerdings fällt dieser Modelfall nun aus dem Fehlerband der Temperaturmessungen in den Dachgeschossen heraus.

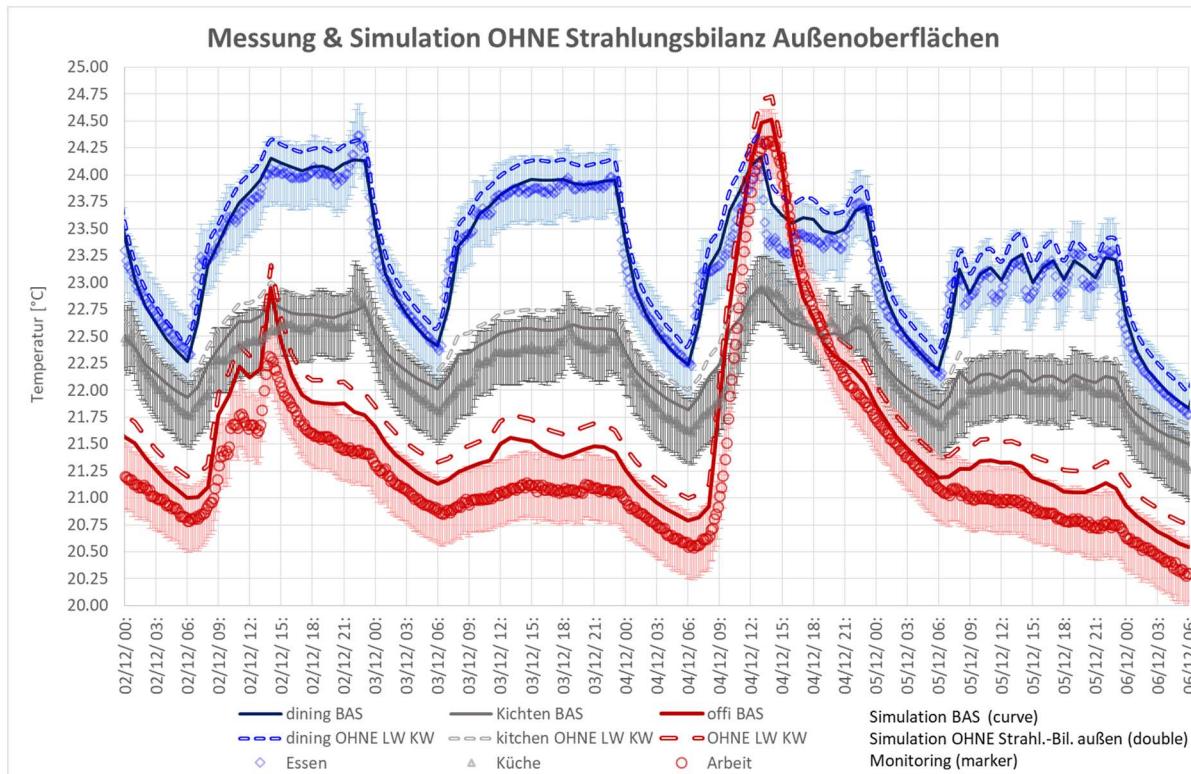


Abbildung 98 Strahlungsbilanz an den opaken Außenoberflächen nicht mitgerechnet: langwelliger Emissionsgrad 0 und kurzwelliger Absorptionsgrad ebenfalls 0.

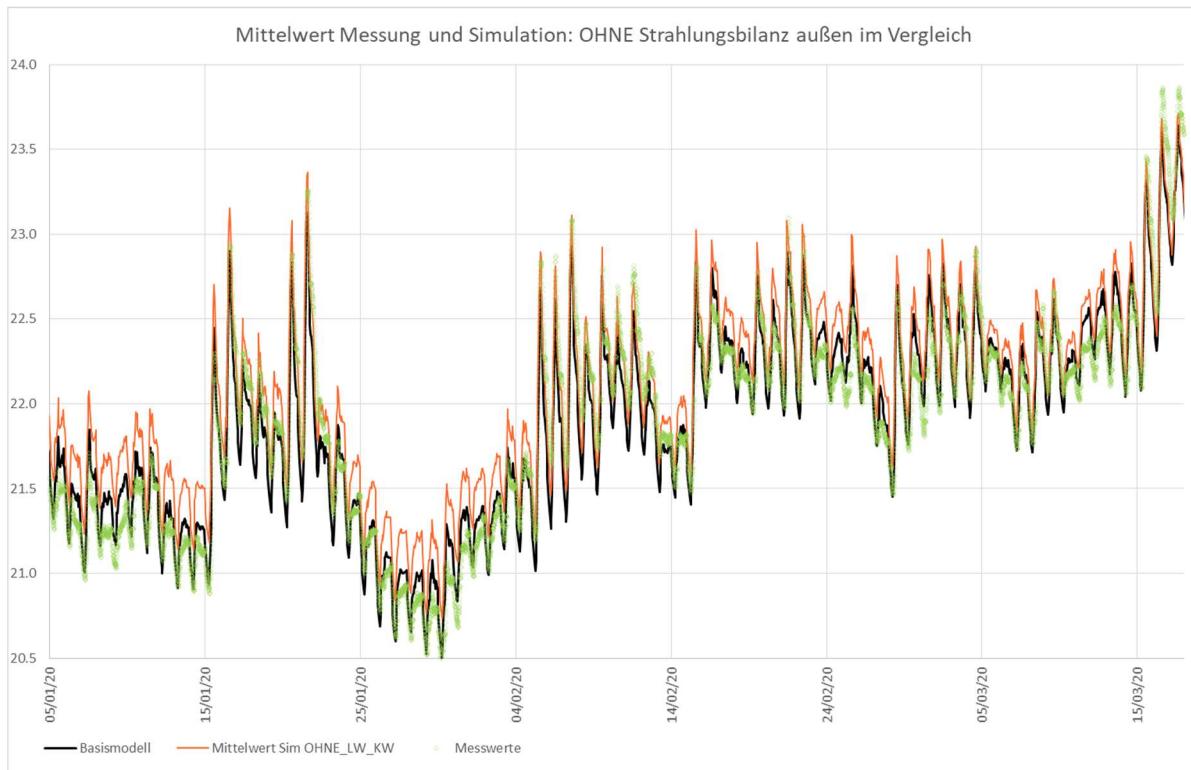


Abbildung 99 Strahlungsbilanz an den opaken Außenoberflächen nicht mitgerechnet: Vergleich der mittleren Temperaturen im Gebäude mit dem Basisfall der Simulation (schwarze Linie) und den Messwerten (grüne Rauten). Hier wird erkennbar, dass eine solche Vereinfachung jahreszeitlich unterschiedlich zu Abweichungen führt – im Winter kann diese bis zu +0,25 K ausmachen; die Basisvariante stimmt erkennbar besser mit den Messwerten überein.

Abbildung 99 illustriert, dass der Einfluss einer solchen Vereinfachung jahreszeitlich unterschiedlich ausfällt: Im Winter werden die Innentemperaturen um bis zu 0.25 K zu hoch bestimmt, in unserem Fall „passt“ es einigermaßen mit den Messwerten in den Übergangsjahreszeiten während im Sommer die Temperaturen im Gebäude zu niedrig ausfallen. Das entspricht den Erwartungen an eine solche Vereinfachung, die somit für valide Simulationen weder für den Winter- noch für den Sommerfall empfohlen werden kann. Freilich ist es richtig, dass der hier verbleibende Fehler deutlich geringer ist als bei einer Vernachlässigung nur der langwelligen Strahlung an Außenoberflächen.

11.7 Modellvarianten zum äußeren konvektiven Wärmeübergang

In Kapitel 9 von [Feist 1994] wird der konvektive Wärmeübergang $h_{e,konv}$ an Außenoberflächen im Modellvergleich behandelt. Es stellte sich schon dort heraus, dass die funktionale Abhängigkeit hier sehr unsicher ist (und das gilt bis heute, vor allem, weil lokale Windturbulenzen nicht mit vertretbarem Aufwand gemessen werden können, aber auch, weil die Korrelationsformeln aus der Literatur stark voneinander abweichen.)

Wir führen hier eine Parametervariante mit verdoppeltem $h_{e,konv}$ ein:

$$h_{e,konv,max} = 2 \cdot (3.75 \cdot v^{0.8} + 5.6) \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

wo v der Betrag der Windgeschwindigkeit (Zahlenwert) in [m/s] ist. Diese Abhängigkeit liegt sicher an der Obergrenze der im Durchschnitt zu erwartenden erzwungenen konvektiven Wärmeübergänge. Die Verwendung einer Summe mit einem konstanten Anteil folgt dem überwiegenden Teil der Literatur und stellt sicher, dass dieser Wärmeübergang nicht Null wird – als Antrieb gibt es nämlich auch immer die Temperaturdifferenz und die damit verbundene freie Konvektion.

Abbildung 100 vergleicht die Ergebnisse mit dem Basisfall der Simulation und den Messergebnissen. Es zeigt sich, dass die simulierten Raumtemperaturen im Winter unter einer solchen Änderung um annähernd konstant 0.04 K steigen. Die Ergebnisse sowohl im Basisfall als auch in dieser Variante liegen allerdings jeweils innerhalb der Fehlergrenzen der Messungen – so dass in dieser Studie zwischen den unterschiedlichen Ansätzen nicht entschieden werden kann.

Allerdings können wir auch noch die Ergebnisse der Messungen an der Außenputzoberfläche mit den Simulationen vergleichen. Wir haben dies in Abbildung 101 getan und dazu auch noch eine Variante mit halbiertem konvektivem äußerem Wärmeübergang eingeführt:

$$h_{e,konv,min} = 0.5 \cdot (3.75 \cdot v^{0.8} + 5.6) \text{ W/(m}^2\text{K)} .$$

Alle drei Simulationsansätze werden mit den Messwerten verglichen. Dabei stellt sich heraus, dass der *niedrigere* Ansatz für $h_{e,konv}$ die gemessenen Verläufe deutlich besser trifft: Sowohl während Zeiten ohne Sonneneinstrahlung (Messabweichung nur 0.5 K nach oben im Vergleich zu 1.9 K) als auch in der Strahlungsspitze (4.12. 14:00; dort nur 1.2 K nach oben gegenüber 5.2 K nach unten für die verdoppelte Konvektion). Die Ergebnisse für die erhöhte Konvektion liegen hier definitiv außerhalb der Messgenauigkeitsgrenze der Temperaturmessung auch des eingeputzten Fühlers. Wir können uns somit hier mit der Detailmessung an der Außenoberfläche für einen Ansatz mit geringeren konvektiven äußeren Wärmeübergängen entscheiden - auch geringer als im Basisfall, ein guter Wert würde bei einem Faktor von ca. 2/3 liegen, also

$$h_{e,konv,min} = (2.5 \cdot v^{0.8} + 3.73) \text{ W/(m}^2\text{K)} .$$

Ein solcher Wert liegt nahe an den Angaben aus [Duffie 1980]. Allerdings sollten wir mit einer Verallgemeinerung dieser Aussage auf andere Objekte vorsichtig sein, da der Standort in Kranichstein eine relativ geringe Windstärke aufweist und damit ein Test für höhere Windgeschwindigkeiten genau genommen nicht vorliegt. Wie bei anderen Detailvorgängen an der Außenoberfläche ist der Einfluss auf die Temperaturen und Wärmeströme im Innern des Gebäudes ohnehin gering, wie Abbildung 100 selbst für eine Verdopplung des Wärmeübergangs gezeigt hat. Auch hier hilft aber die Verringerung des konvektiven äußeren Wärmeübergangs zu einer besseren Übereinstimmung von Messung und Simulation. Das zeigt insbesondere Abbildung 102 für die Mittelwerte aller Zonentemperaturen Mitte Januar 2020. Zwar liegen hier alle Simulations-Varianten innerhalb des Bandes der Messgenauigkeit, die mittlere quadratische Abweichung für die Variante mit halbiertem $h_{e,konv}$ ist jedoch für diesen Zeitraum um 20% geringer (0.12 K).

Wir erkennen hier noch einmal das „Paradox des erhöhten konvektiven Wärmeübergangs an Außenoberflächen“: Die Wärmeverluste reduzieren (!) sich dadurch, wenn auch nur geringfügig. Das ist nur auf den ersten Blick kontraintuitiv – sobald erkannt wird, dass die Wärmeverluste stark dominiert werden von der Abstrahlung gegen den meist deutlich kälteren Himmel, wird klar, dass „mehr Wind“ die Außenoberfläche mit der wärmeren Außenluft erwärmt (zumindest in der Regel ist das so; außer in Zeiten mit hoher Solareinstrahlung und in Wetterlagen mit sehr kalten Luftströmen).

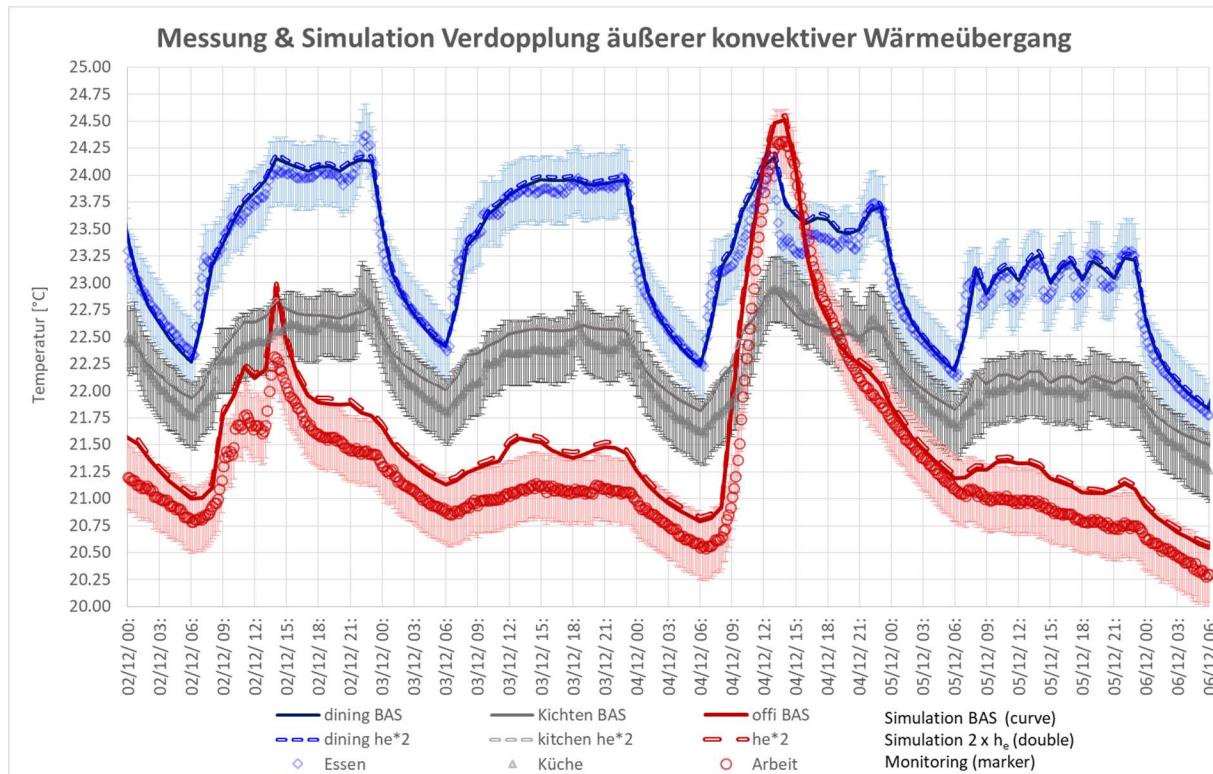


Abbildung 100 Variante bei aufs Doppelte erhöhtem windabhängigem äußerem konvektivem Wärmeübergang. Beachte, dass bis auf Zeiten mit Solarstrahlung die Temperaturen gegen den Basisfall ansteigen, d.h., die Wärmeverluste verringern sich (Erklärung im Text).

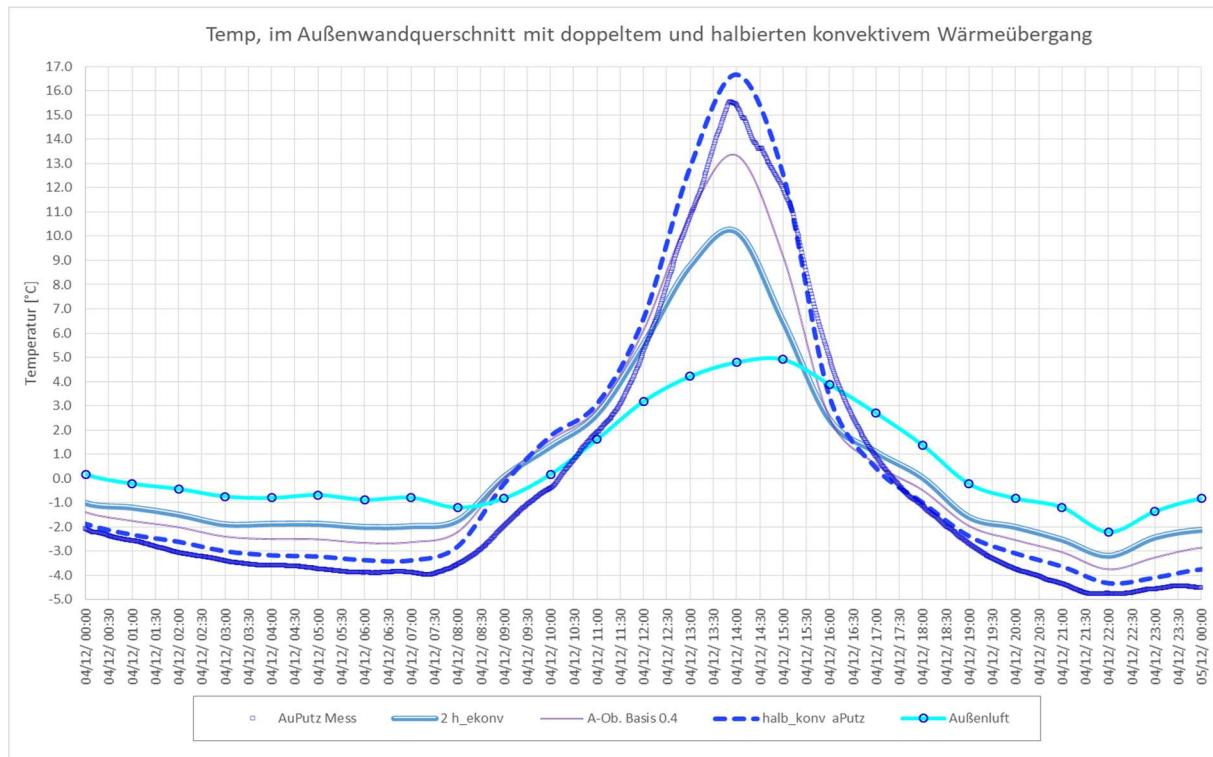


Abbildung 101 Temperaturen der Außenoberfläche der Westwand mit halbem, gleichem und doppeltem konvektiven Wärmeübergang sowie die Messwerte (Quadratsymbole). Der niedriger angesetzte konvektive Wärmeübergang (gestrichelt) trifft die Messung definitiv besser.

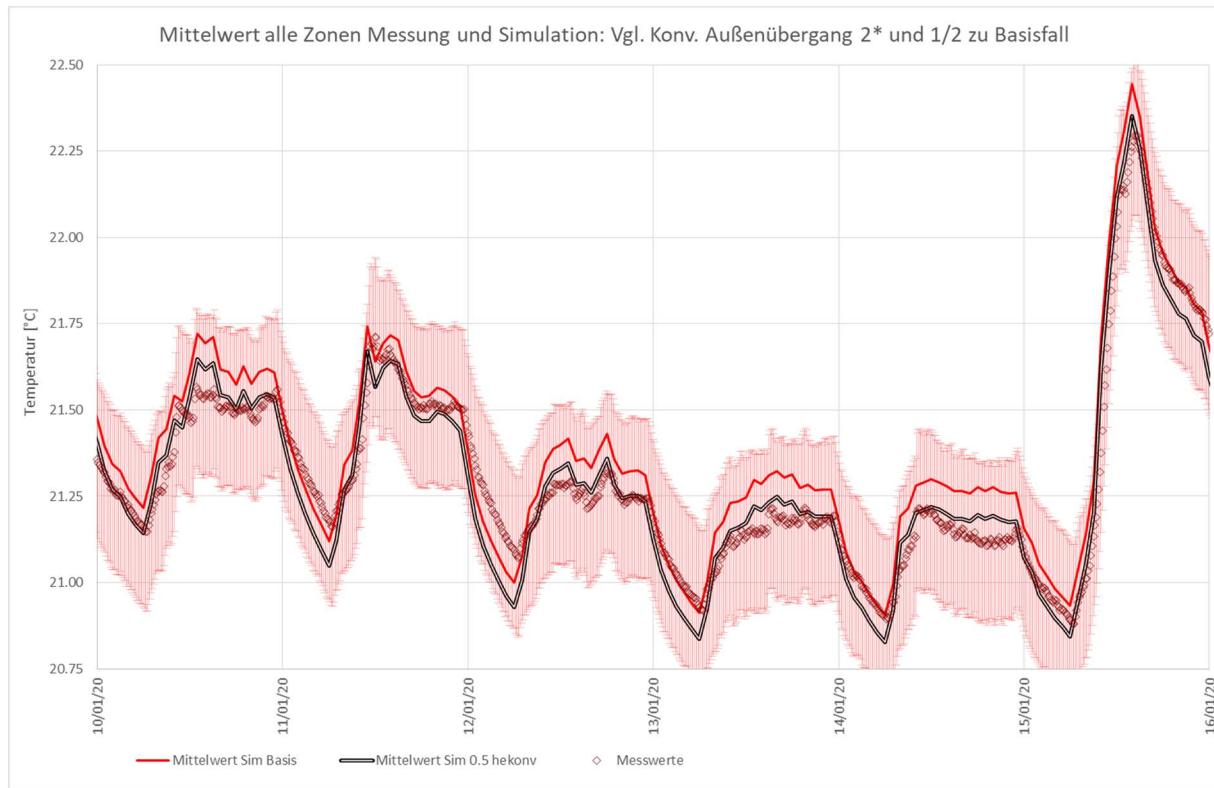


Abbildung 102 Mittelwerte aller Zonentemperaturen Mitte Januar für die Messwerte (Rauten) sowie der Basisfall der Simulation (durchgezogene rote Linie) und die Modellvariante mit halbiertem konvektivem Wärmeübergang bei allen opaken Außenoberflächen. („Sim 0.5 hekonv“ = „Simulation mit 0.5-fachem windabhängigem konvektivem Wärmeübergang außen gegenüber Basisfall“).

11.8 Modellvariante zur Absorption der durch Fenster eingestrahlten Solarstrahlung auf Innenoberflächen

Das DYNBIL-Basismodell verteilt die in den Raum durch Fenster eintretende kurzwellige Solarstrahlung nach festen Verteilfaktoren auf die am Strahlungsaustausch im Raum beteiligten Flächen. Die verwendeten Verteilfaktoren entsprechend denen für das diffuse Himmelslicht; sie wurden über den Ansatz von diffuser Reflexion aller Innenoberflächen innerhalb einer Zone bestimmt; der jeweils größte Teil der Strahlung trifft dabei die Fußbodenoberfläche (55.94%), ein kleiner Teil wird aber auch durch das Fenster wieder in den Außenraum zurückreflektiert (4.11% z.B. für einen Südraum im Obergeschoss). Dies ist eine vergleichsweise grobe Näherung, insbesondere für Tage mit solarer Direktstrahlung – an solchen Tagen „wandert“ die von der Sonne beleuchtete Fläche durch den Raum und erwärmt so eine jeweils deutlich kleinere, aber auch mit der Zeit immer wieder andere Fläche.

Wir versuchen, analog zur Untersuchung in Kapitel 7.3 in [Feist 1994c], die Auswirkung anderer Ansätze für die Absorption der kurzweligen Strahlung im Innenraum zu testen. Dazu wurde im Modell „SOLAR in Extrafläche“ eine separate Innenfläche mit einer

flächenbezogenen Wärmekapazität von 8.32 Wh/(m²K) (vergleichsweise gering) mit jeweils 4.50 m² in jedem Raum mit Fenstern verwendet. Das entspricht in etwa der Größe einer sonnenbeschienenen Fläche im Kernwinter; diese Fläche steht im konvektiven und langwelligem Wärmeaustausch im Raum – sie entspricht damit dem Extremfall einer leichten Absorptionsfläche, dadurch etwas verschärft, dass sie dauerhaft die gesamte kurzwellige Strahlung zu 95.89% absorbiert (die Rückreflexion wurde exakt beibehalten, um triviale Energiebilanz-Effekte zu vermeiden).

Abbildung 103 zeigt die Temperaturverläufe im Vergleich zum Basisfall der Simulation und zu den Messwerten. Es ist erkennbar, dass es in Zeiten ohne direkte solare Einstrahlung nur ganz minimale Änderungen zum Basisfall gibt (< 0.05 K). In den Südräumen steigen allerdings mit diesem Modell in Zeiten von transmittierter Direktradiation die Temperaturen über einige Stunden um bis zu 3 K mehr an – ein Effekt, der in der Messung nicht gesehen wird (aber bei unserer Messgenauigkeit leicht erkennbar wäre). Die mittlere quadratische Abweichung für den Zeitraum steigt z.B. im Gästezimmer von 0.22 auf 0.53 K – klar außerhalb des Konfidenzintervalls der Raumtemperaturmessung. Abbildung 104 zeigt den Verlauf der Temperaturmittelwerte für das gesamte Gebäude im Januar inkl. eines Tages mit hoher Direktstrahlung. Die Abweichung ist hier immer noch erkennbar, fällt aber nur für den Zeitraum der unmittelbar hohen Einstrahlung aus dem Fehlerband heraus (weniger als 3% der Zeitperiode).

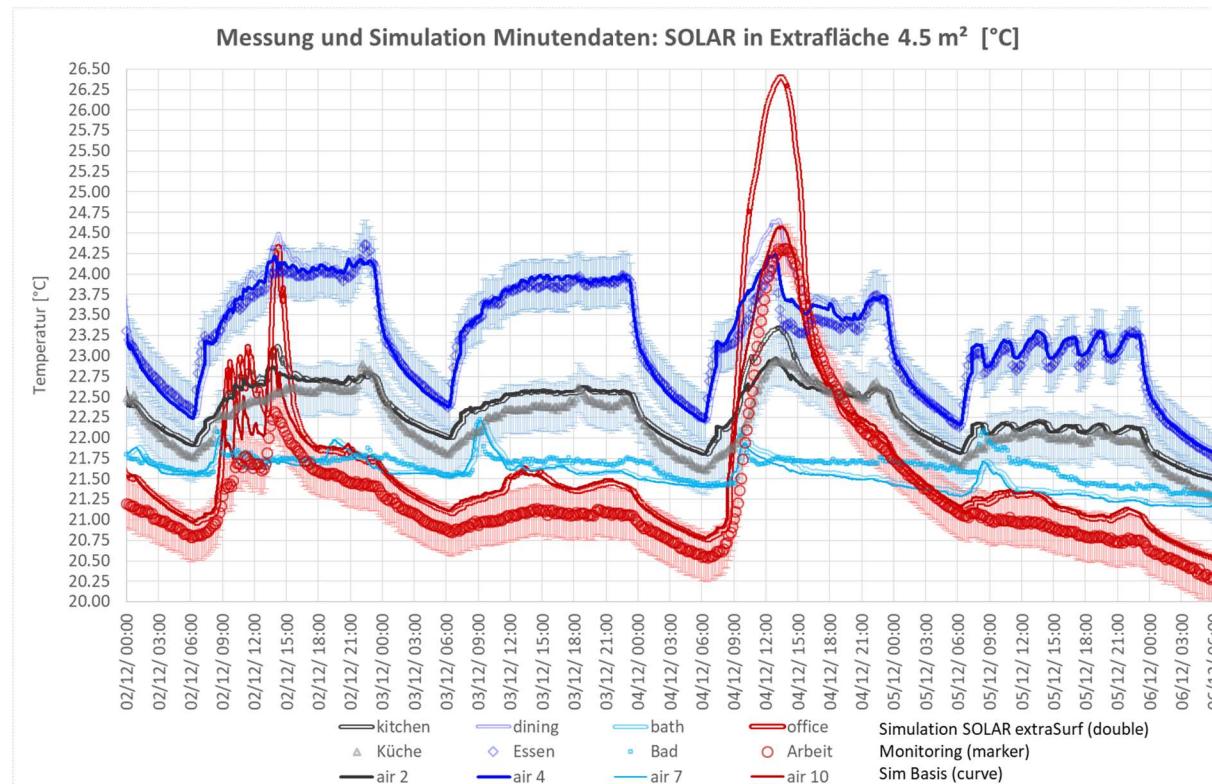


Abbildung 103 Modellvariante mit Absorption der raumverfügbaren kurzweligen Strahlung auf einer 4.5 m² separaten Fläche (statt der Standard-Verteilfaktoren) mit geringer Wärmekapazität.

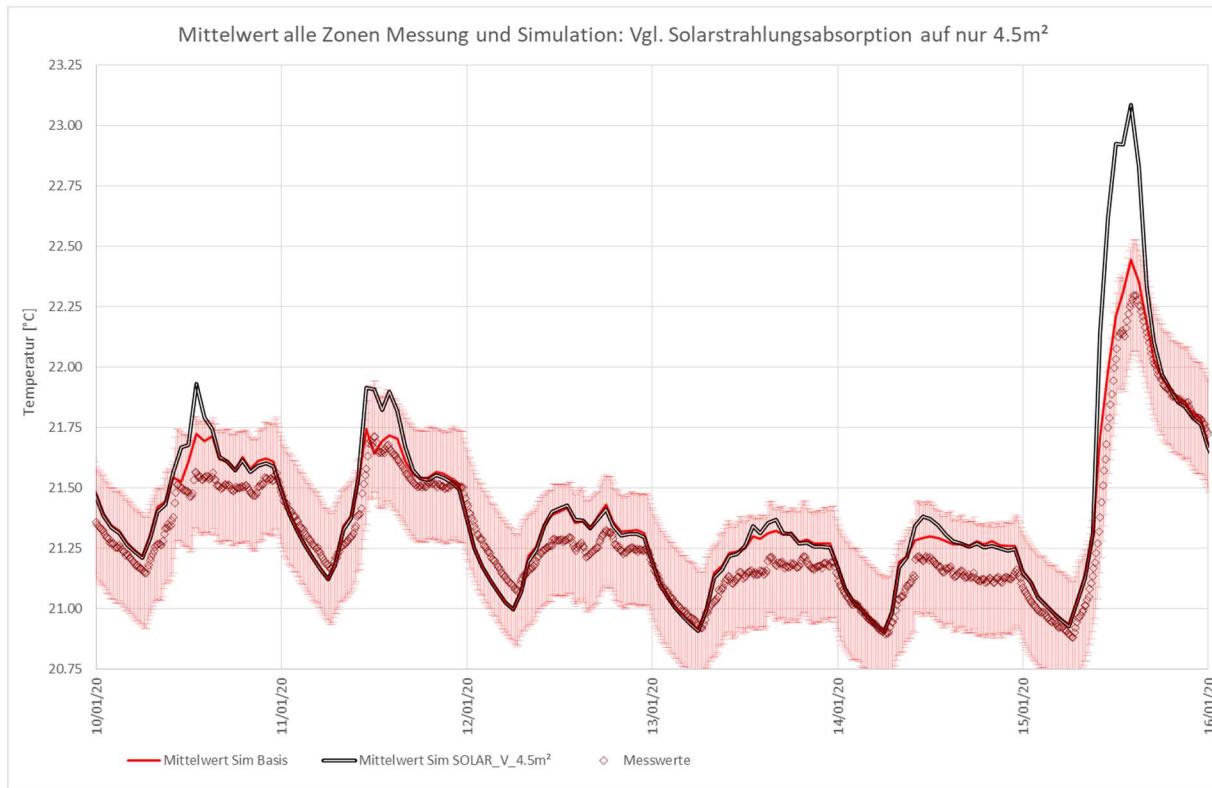


Abbildung 104 Modellvariante mit Absorption der raumverfügbaren kurzweligen Strahlung auf einer 4.5 m² Separatfläche geringer Wärmekapazität (statt der Standard-Verteilfaktoren). Für den Temperaturmittelwert über das Gesamtgebäude ergeben sich weniger deutliche Abweichungen, die sich auch nur in den Zeiträumen hoher direkter Solarstrahlung (hier: 3 h von 144 h) zeigen.

Um diesen Einfluss übergreifend zu erfassen, haben wir einen weiteren Fall mit dem anderen Extrem – nämlich 27 m² Absorptionsfläche mit einer flächenspezifischer Wärmekapazität von 24.96 Wh/(m²K) gerechnet. Abbildung 105 zeigt das Ergebnis für hochauflöste Zeitschrittweite. Mit der größeren Fläche und der zusätzlich Wärmekapazität wird der Temperaturverlauf jetzt deutlich gedämpft – die Ergebnisse passen sogar etwas besser zu den Messwerten als im Basisfall: Die mittlere quadratische Abweichung für das Gästezimmer sinkt z.B. von RMSD=0.22 K im Basisfall auf 0.14 K. Auch erkennbar (z.B. beim Nachtabfall in der Küche) ist, dass die nun insgesamt höhere Wärmekapazität im Gebäude auch für andere Vorgänge zu einem Glätten der Verläufe (in der Küche die internen Wärmequellen, z.B. der Gasherd sowie die Nachtabschaltung) führt. Hier verschlechtert sich die Übereinstimmung mit der Messung gegenüber dem Basisfall, bei dem die Gesamtkapazitäten relativ gut getroffen werden. Es scheint also sinnvoller, die kurzwellige Strahlung nicht auf (in der Realität nicht vorhandene) zusätzlichen Flächen absorbieren zu lassen, sondern, wie es der Realität entspricht, weit verteilt auf opaken Oberflächen im Raum. Was sich vor dem hier behandelten Hintergrund verbietet, ist die Absorption der kurzweligen Strahlung „direkt im Raumluftknoten“ der jeweiligen Zone.

Auch der langfristige Verlauf der mittleren Temperatur im gesamten Haus ist für die große Absorptionsfläche mit höherer Massendichte besser (vgl. Abbildung 106) – der

Effekt der dadurch insgesamt höheren Trägheit wegen der zusätzlichen Wärmekapazität bleibt, passt allerdings sogar geringfügig besser zu den Messwerten. Beide, Basisvariante und „27 m² Solarabsorptionsfläche“ liegen jedoch über den gesamten Zeitraum innerhalb des Messgenauigkeitsbandes für das gesamte Haus.

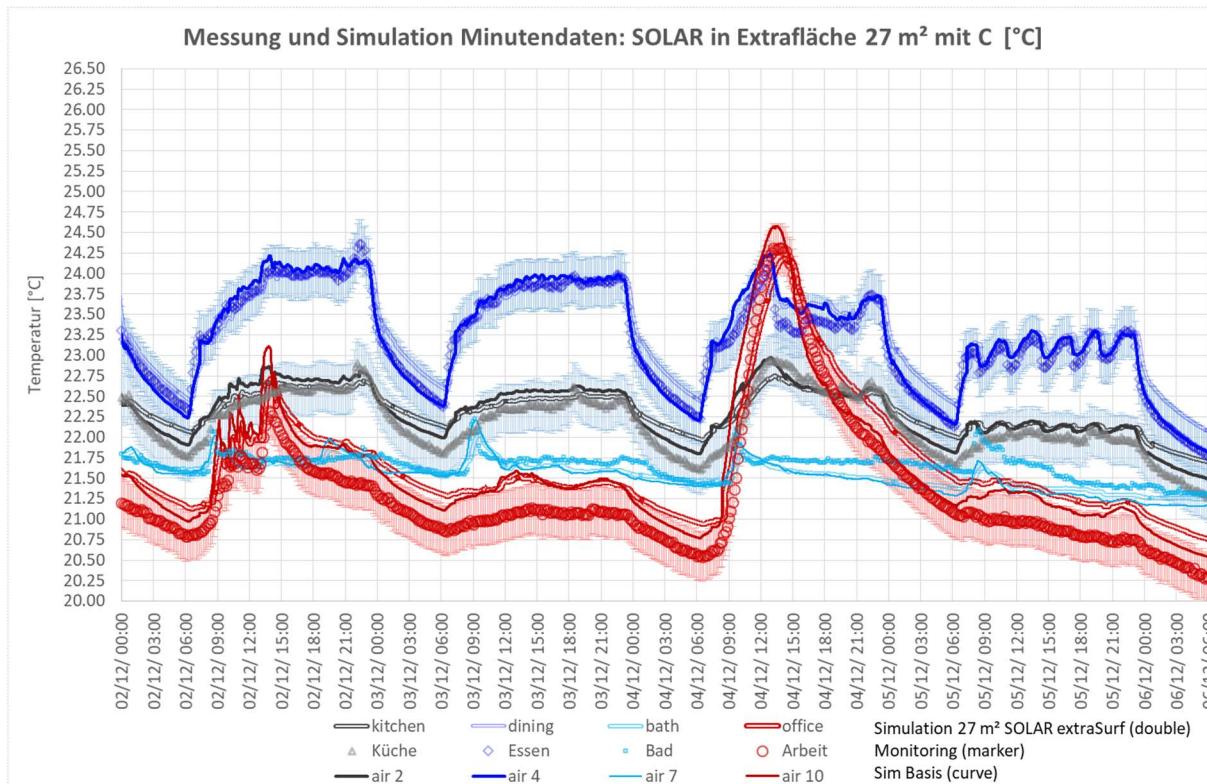


Abbildung 105 Variante mit Solarstrahlungsabsorption auf einer zusätzlichen 27 m² Fläche mit 25 Wh/(m²K) spezifischer Wärmekapazität.

Fazit zur rauminternen Verteilung der kurzweligen Strahlung: Die Basisvariante mit einer den diffusen Verteilfaktoren folgenden Absorption der durch das Fenster eintretenden Strahlung gibt auch in einstrahlungsstarken Zeiten die Messergebnisse ziemlich gut wieder, obwohl es sich dabei um ein stark vereinfachtes Modell handelt. Extreme Modelle, bei denen die Strahlung insgesamt auf einer kleinstmöglichen Fläche mit wenig Wärmekapazität absorbiert wird, zeigen sehr hohe Abweichungen zwischen Simulation und Messung (bis zu 3 K zu hohe Temperaturen und 0.5 K höhere mittlere quadratische Abweichung). Die Empfehlung ist daher, es bei der Verwendung der Verteilfaktoren für diffuse kurzwellige Strahlung zu belassen – dies wird auch unterschiedlichen Bauweisen mit unterschiedlichen Flächenmassendichten am besten gerecht.

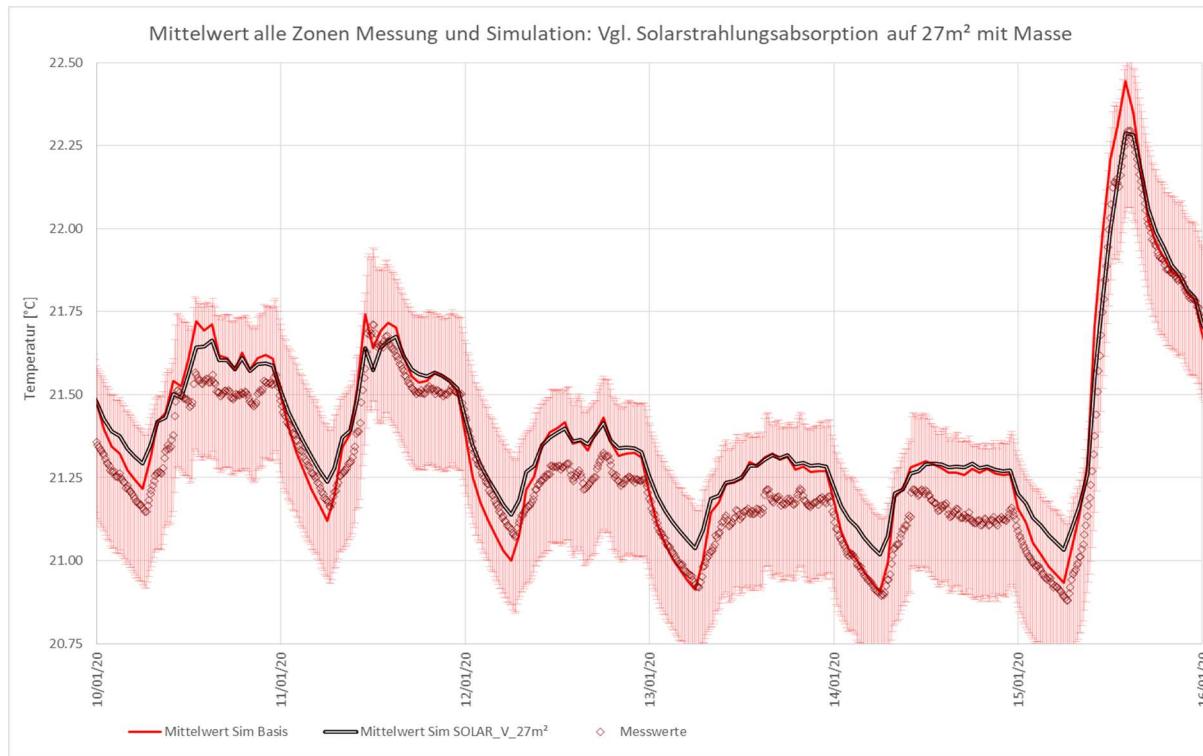


Abbildung 106 Gebäudemitteltemperatur für die Variante mit Solarstrahlungsabsorption auf einer zusätzlichen 27 m² Fläche mit 25 Wh/(m²K) spezifischer Wärmekapazität.

11.9 Modellvariante zum Einspeiseknoten der inneren Wärmequellen

Viele Simulationsmodelle und einige Simulations-Software gehen davon aus, dass die internen Wärmequellen (IWQ) direkt in die Raumluft der betreffenden Zone eingespeist werden; dass dies nicht der Realität entspricht, wissen wir schon von vorausgehenden Untersuchungen [Feist 1994c][Feist 1997a]. Wir wollen die Auswirkungen aber mit den hier vorliegenden Daten noch einmal überprüfen

Dazu haben wir die Modellvariante "IWQ_L" erstellt: Hier werden *alle* internen Wärmequellen (statt in den Estrich des jeweiligen Bodens im Basisfall) jetzt vollständig in die Luftknoten der betroffenen Zonen des Modells eingespeist. Abbildung 107 zeigt die resultierenden Temperaturverläufe für die Zeitperiode vom 2.12. bis zum 6.12.2019; diese ist hier typisch auch für andere Zeiten. Sofort fällt auf, dass sich jetzt ausgeprägte Kurzzeitspitzen bei besonders hohen IWQ-Leistungen ergeben: z.B. beim Duschen im Bad (gegen 9 Uhr am 3.12.), Kochen in der Küche (gegen 19:00 am 3.12.), welche bei der Messung nicht erkennbar sind. Die zeitlich gemittelten Temperaturen ändern sich nicht stark, werden aber auch leicht nach oben verschoben. Die mittlere quadratische Abweichung zu den Messwerten steigt z.B. in der Küche von 0.17 K auf 0.38 K und die Simulationsergebnisse fallen in Küche, Bad und Arbeitszimmer nun häufig aus dem Band der Messgenauigkeitsgrenzen heraus.

Fazit zur Simulation bzgl. der Einspeisung von internen Wärmequellen: Die überwiegenden Anteile der internen Wärmequellen werden offensichtlich von Oberflächen aus in den Raum abgegeben. Diese sind dann sowohl an den Wärmestrahlungsaustausch als auch an die Raumluft über jeweilige Wärmeübergangskoeffizienten angekoppelt. Die bei unseren Simulationen übliche Einspeisung der Wärmequellen in die größte der Estrichflächen des Modells schneidet im Vergleich mit der Messung erheblich besser ab als ein Einspeisen in den Luftknoten. Die Einspeisung vollständig in den Luftknoten liefert Simulationsergebnisse, die so auffällig von den Messergebnissen abweichen, dass ein solches vereinfachtes Modell für einen Vergleich von Messung und Simulation und die Analyse des Einflusses anderer Parameter nicht mehr taugt. Diese Modellvariante zeigt, dass bei der Aufstellung von thermischen Simulationsmodellen für Gebäude relativ leicht, insbesondere von Ungeübten, Parameter so gewählt werden können, dass die Ergebnisse nicht valide sind. Eine letzte Bemerkung dazu: Dass die mittleren Temperaturen in den Zonen sich selbst in einer solchen Variante mit Luftknoten-Einspeisung der Wärmequellen nicht besonders stark verschieben (im gesamten Gebäude im Mittel im Januar um +0.25 K), deutet darauf hin, dass sich mit einer solchen Annahme die durch Simulation erhaltenen Werte für über längere Zeiträume integrierte Perioden, wie den Monats- oder Jahresheizwärmeverbrauch, weniger dramatisch ändern wie die zeitabhängigen Temperaturen, die wir hier betrachtet haben (vgl. Abbildung 108).

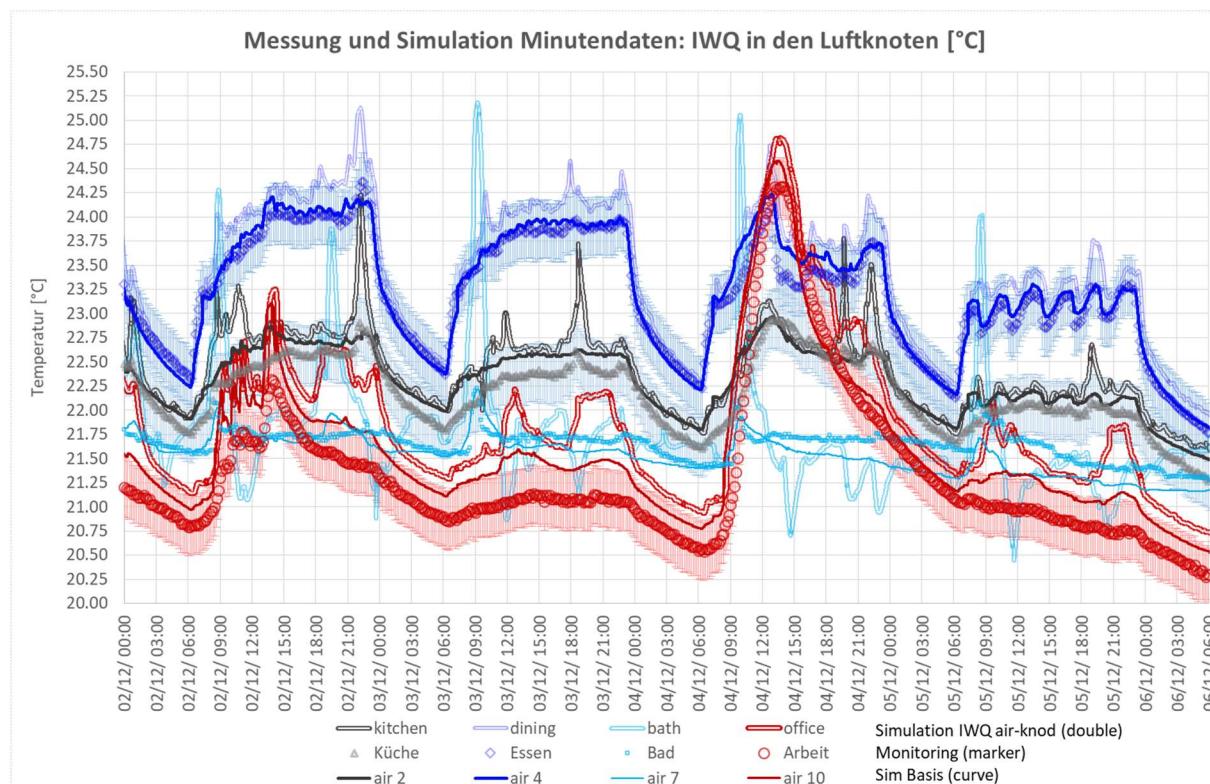


Abbildung 107 Modellvariante "IWQ_L": Hier werden alle internen Wärmequellen ausschließlich in die Luftknoten der Zone eingespeist. Sofort auffällig ist, dass sich jetzt ausgeprägte Kurzzeit spitzen z.B. beim Duschen und Kochen ergeben, welche so bei der Messung nicht auftreten. (Im Basismodell werden die internen Wärmequellen in den jeweiligen Estrich eingespeist).

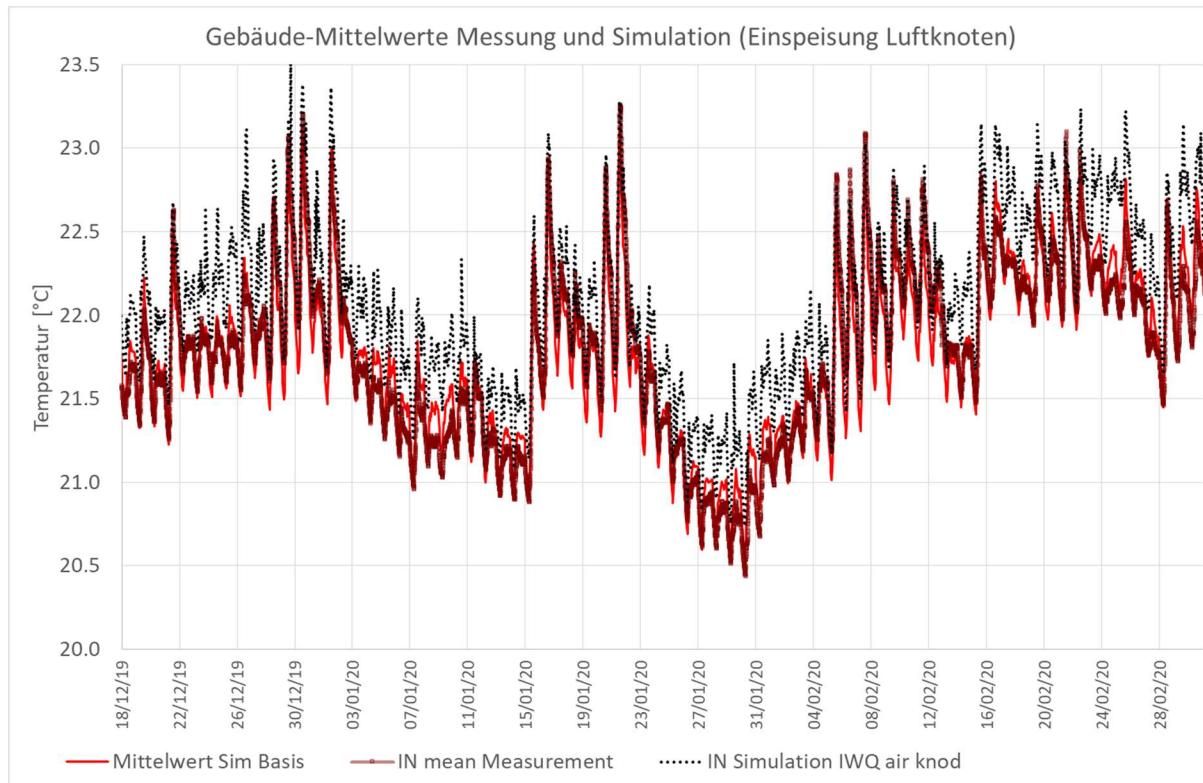


Abbildung 108 Mittelung aller Zonentemperaturen im Haus für die Modellvariante "IWQ_L", mit Einspeisung aller internen Wärmequellen ausschließlich in die Luftknoten der Zone. Die mittlere Abweichung nach oben beträgt im Heizfall (Winter) etwa ein Viertel Kelvin. In der Nacht liegen die Temperaturen auch manchmal unter denen des Basisfalls; tagsüber sind die Abweichungen im Bereich von oft über einem halben Grad sehr deutlich erkennbar.

11.10 Modellvariante mit konstantem (Einfallsinkel-unabhängigem) g-Wert der Verglasungen

Viele Simulationsmodelle und einige Simulations-Software gehen davon aus, dass der Eintrag der kurzweligen Strahlung (Solarstrahlung) durch die Verglasungen mit einem vom Einfallsinkel und den Temperaturen unabhängigen g-Wert g_{eff} erfolgt. Dabei wird auch ein detailliertes Modell für den Strahlendurchgang durch die Verglasungen fallen gelassen: Es wird keine Strahlung mehr in den Scheiben bzw. Beschichtungen absorbiert (wie im Dynbil-Modell), sondern diese Beträge werden als indirekter Energieeintrag dem Gesamtenergie-Durchlass-Koeffizient oder g-Wert zugeschlagen (englisch: SGHC solar heat gain coefficient). Dieses stark vereinfachte Modell können wir in Dynbil emulieren, indem alle Absorptionskoeffizienten in der Verglasung auf null gesetzt werden und der entsprechende Energieeintrag auf einen indirekten Transmissionsanteil umgerechnet und g_{eff} zugeschlagen wird. Es ist unbestritten, dass es sich bei dem Wert für g_{eff} nicht um den g-Wert bei senkrechtem Einfall auf die Glasmitte g_{\perp} handeln kann, denn dieser ist i.a. der höchste auftretende Wert bei

besten Transmissionsbedingungen. D. h. es wird ein Korrekturfaktor für nichtsenkrechten Einfall f_{\perp} verwendet, so dass

$$g_{\text{eff}} = f_{\perp} g_{\perp} \quad (\text{nichtsenkrechter Einfall})$$

Wir benutzen diesen Ansatz auch im PHPP und verwenden dort (auf der sicheren Seite gedacht) einen $f_{\perp}=85\%$.

So setzen wir f_{\perp} für einen ersten Durchlauf auch bei dieser Modellvariante an. Das Problem i.a. mit solchen Näherungen ist, dass sie genau genommen nicht nur von den Verglasungen, sondern auch von deren Orientierung und sogar von den Raumtemperaturen abhängen. Um genauere Werte für f_{\perp} zu finden, muss eine Simulation mit dem korrekten Strahlungsmodell durchgeführt werden – wodurch natürlich die Motivation für die Vereinfachung scheinbar entfällt. Da diese Simulation aber in brauchbarer Näherung mit einem einfachen Testmodell durchgeführt werden kann und nicht für jedes Gebäude wiederholt werden muss, bleibt für vereinfachte Programme ein Vorteil erhalten – genau so war der Wert $f_{\perp} = 0.85$ für das PHPP ursprünglich ermittelt worden (auf der sicheren Seite bleibend).

Abbildung 109 zeigt die Auswirkungen im zeitlich hochauflösten Vergleich zur Basisvariante und zu den Messungen. Für den 4.12.2019 im Arbeitszimmer ist eine signifikante Abweichung nach unten (über 0.75 K) erkennbar. Auch die mittleren Raumtemperaturen im gesamten Haus nehmen in der Heizperiode um ca. 0.3 K ab (vgl. Abbildung 110); beides deutet darauf hin, dass der Netto-Energietransfer der Solarstrahlung durch diese Wahl zu stark unterschätzt wird (die Annahme $f_{\perp}=85\%$ ist für diese Gebäude im Winter mit überwiegend Südverglasungen recht weit auf der sicheren Seite). Freilich wird der Solareintrag mit diesem Ansatz im Sommer immer noch überschätzt; hier erkennt man die Problematik eines solchen Ansatzes mit konstantem g-Wert. Ein denkbarer „Ausweg“ kann sein, zumindest zwei verschiedene Werte für g_{eff} , nämlich unterschiedlich für Sommer und Winter, zu verwenden.

Mit der konstant-g-Variante ($f_{\perp} = 85\%$) steigt die mittlere quadratische Abweichung im Gästezimmer auf 0.37 K von 0.22 K im Basisfall für den Zeitraum vom 1. bis 5. Dezember 2019. Für die Mitteltemperatur im gesamten Gebäude über die ganze Heizzeit wird $\text{RMSD} = 0.31 \text{ K}$ statt 0.20 K.

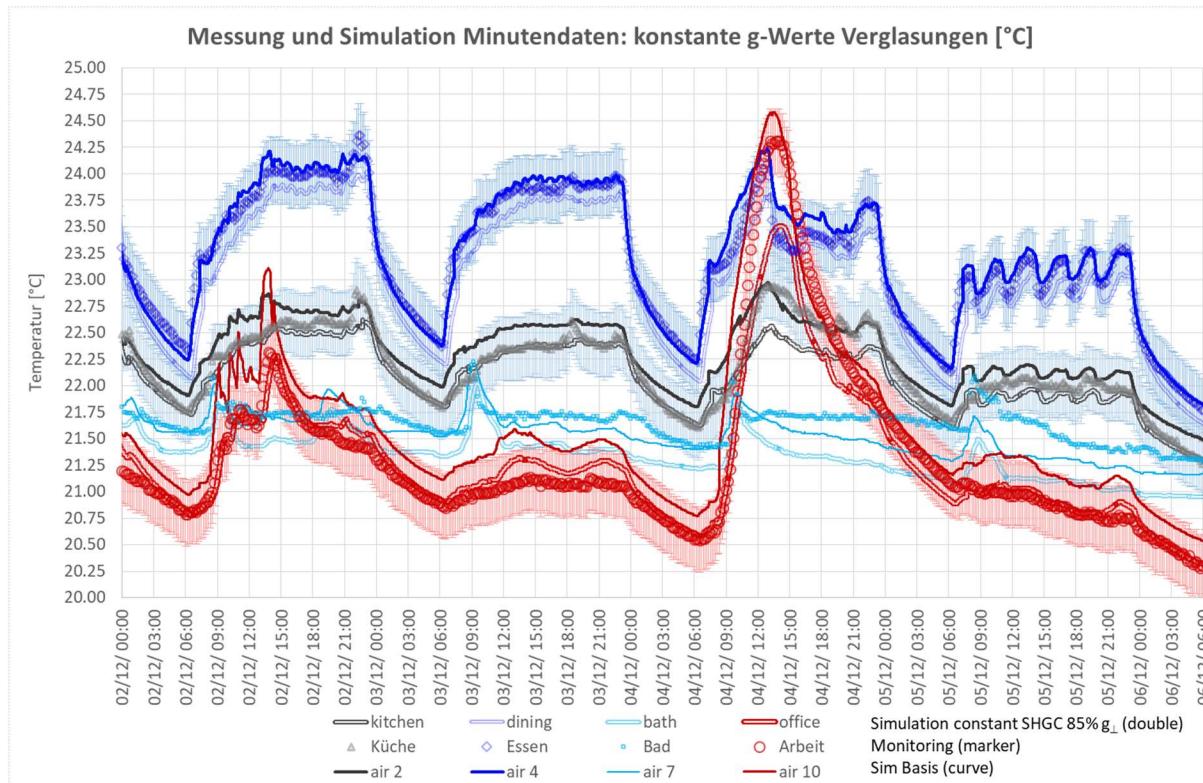
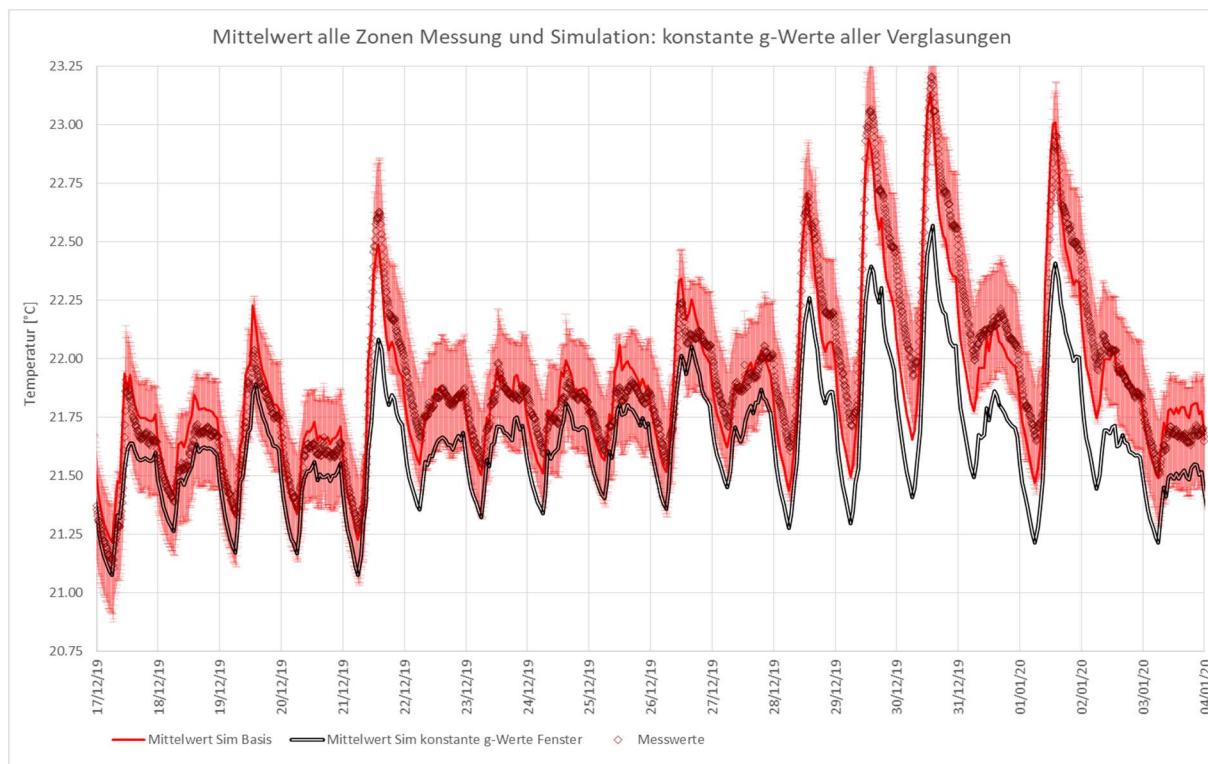
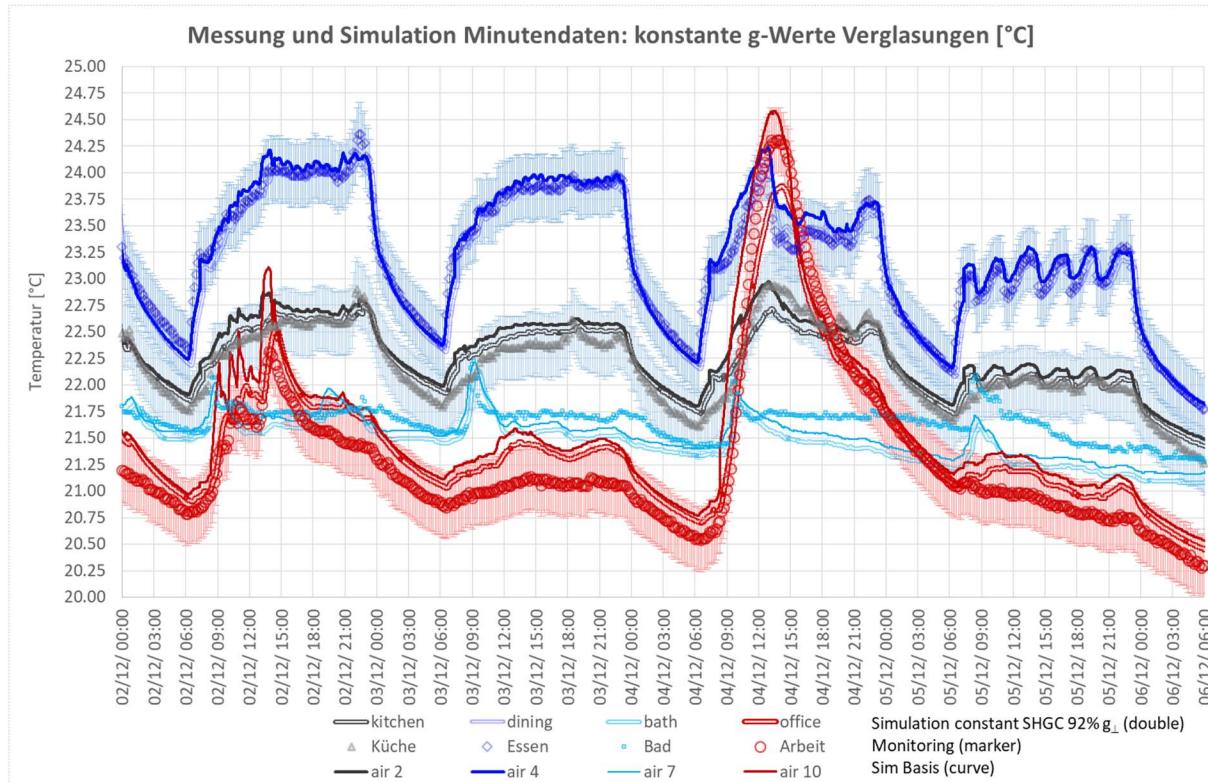


Abbildung 109 Simulationsmodell mit konstanten g_{eff} -Werten ($g_{\text{eff}} = 85\% \cdot g_{\perp}$) aller Verglasungen im Vergleich zur Basisvariante und zu den Messwerten (Absorption in den Scheiben nicht mehr gerechnet, alles g zugeschlagen).

Durch diese Ergebnisse angeregt haben wir noch den Fall einer 92% Abminderung $g_{\text{eff}} = 92\% \cdot g_{\perp}$ vom senkrechten Einfall ausgehend gerechnet; die Temperaturverläufe gehen aus Abbildung 111 hervor: hier beträgt die mittlere quadratische Abweichung zum Basisfall für das Gesamtgebäude über die gesamte Heizzeit nur 0.13 K. Auch hier liegt das Maximum der Temperaturen am 13.12. in Zone 10 mit einer Abweichung von 0.4 K vom Messwert noch signifikant zu niedrig. Konstante g -Werte können die zeitlich veränderlichen Parameter des Gebäudes eben nicht zu allen Zeiten valide abbilden. Insbesondere ist es ratsam, zumindest zwischen Winter- und Sommerrandbedingungen zu unterscheiden. In der Einfallswinkel- und Temperatur-abhängigen Form der Berechnung des Strahlendurchgangs im Basisfall erfolgt das automatisch.

Fazit für den Strahlendurchgang durch die Verglasungen: Nur die Temperatur- und Einfallswinkel-abhängige Bestimmung der transmittierten und absorbierten kurzweligen Strahlung kann den wechselnden Bedingungen im Gebäude letztlich gerecht werden. Allein für den Winterfall für 3-Scheiben-Südverglasung ist ein Abminderungsfaktor von 0.92 auf den g_{\perp} -Wert für einen konstanten g_{eff} -Wert eine für den hier durchgeföhrten Vergleich gerade noch zulässige Näherung. Wird auch der Sommerfall mitgerechnet, so müssten für die Verglasungen zumindest zwei Werte, nämlich $g_{\text{eff},\text{Winter}}$ und $g_{\text{eff},\text{Sommer}}$ eingeföhrt werden. Für die Simulation ist dann die Einfallswinkel- und Temperatur-abhängige Berechnung im Grunde die einfachere Methode.

Abbildung 110 Mittlere Gebäudetemperaturen - Modell mit konstanten g -Werten ($g_{eff} = 85\% g_{\perp}$).Abbildung 111 Simulationsmodell mit konstanten g -Werten (maximaler Ansatz $g_{eff} = 92\% g_{\perp}$) Mit dieser höheren Wahl ergeben sich für diesen Zeitraum nur noch geringe Differenzen zum Basis-Simulationsmodell.

11.11 Modellvariante mit 100% Verfügbarkeit aller elektrischen Energieströme und der Kochgasenergie

Für die Spülmaschine war eine Verfügbarkeit der Abwärme für den Raum von 30%, für den Strom zur Lüftungsanlage 0% (denn die abgegebene Wärme wird schon bei der Bilanz der Anlage korrekt angesetzt und erwärmt den Zuluftstrom) und für den Gasherd 73%. Oft wird irrtümlich angenommen, dass die Energieströme vollständig im Inneren des jeweiligen Raums wirksam werden; wir haben bei der Diskussion der inneren Wärmequellen gesehen, warum das nicht der Fall ist (z.B. Abgabe latenter Wärmen und Abfluss in die Abwasserleitung). Der 100%-Ansatz ist ein methodischer Fehler, den wir hier genauer studieren werden.

Wir haben dazu eine Variante gerechnet, die eine 100%-Verfügbarkeit der innerhalb der thermischen Hülle zugeführten Energie annimmt.

Die Erhöhung der inneren Wärmeleistung beträgt z.B. für den Monat Dezember 2019 im Mittel 83 Watt. Besonders auffällig ist diese zusätzliche Leistung jedoch auch dadurch, dass sie vollständig in der Küche freigesetzt wird. Dementsprechend steigt die mittlere quadratische Abweichung für die Raumtemperatur in der Küche im Zeitraum 16.11. bis 17.11.2019 um 1.21 K an (vgl. auch Abbildung 112). Diese Ergebnisse liegen weit außerhalb des Toleranzbandes der Messgenauigkeit der Küchentemperatur. Wir finden durch diese Sensitivitätsanalyse bestätigt, dass der Spül- und Waschmaschinenstrom keinesfalls vollständig für den Raum thermisch verfügbar wird; das gleiche gilt für die Lüftungsanlage (dort aber, weil der zusätzliche Wärmeeintrag durch den Betriebsstrom eine Doppelzählung wäre).

Aber auch in anderen Zonen steigen die Temperaturen lange Zeiten über das Band der Messgenauigkeiten hinaus: z.B. im Arbeitszimmer (Zone 10 um mehr als 0.6 K) und im Esszimmer (Zone 4 um mehr als 0.4 K) liegen die Simulationswerte fast ständig oberhalb des Messgenauigkeitsbandes.

Dieses Ergebnis zeigt, dass es für eine Energiebilanz in Gebäuden unverzichtbar ist, die Raumverfügbarkeit von als interne Wärmequelle betrachtetem Stromverbrauch zu berücksichtigen. Diese Raumverfügbarkeiten sind natürlich im Einzelfall nicht genau bekannt, sie können z.B. bei einer Spülmaschine sogar je nach Spülprogramm variieren. Wir haben auch hier nur die jeweils wahrscheinlichsten Werte eingesetzt (bei einer Waschmaschine wären das ca. 30%); der „Fehlerbalken“ wäre hier bei $30 \pm 15\%$. Dieser Ansatz ist jedoch in jedem Fall sehr viel realistischer als die Annahme einer 100%-Verfügbarkeit, die regelmäßig gemacht wird.

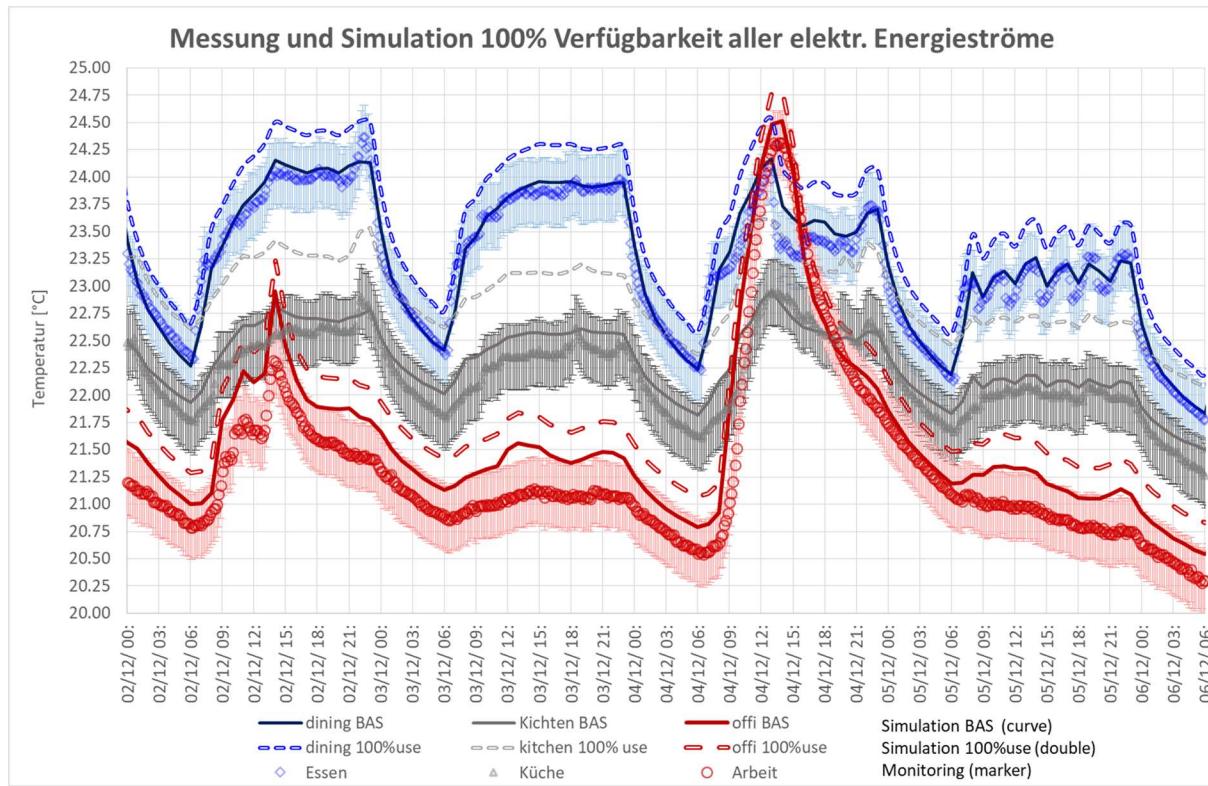


Abbildung 112 Variante mit einer 100%igen Verfügbarkeit der durch Stromeinsatz in der thermischen Hülle ins Gebäude gebrachten Energie – ebenso 100% des Brennwertes des Kochgaseinsatzes. Die Ergebnisse (insb. für die Küche) liegen dann weit außerhalb des durch die Messgenauigkeit gegebenen Abweichungsbandes.

11.12 Modellvariante mit Wärmezufuhr des Splitgerätes ausschließlich in die Raumluft von Zone 4

Im Winter 2019/20 wurde das Gebäude vollständig und ausschließlich mit einem Splitgerät beheizt (Raumluft-Klimaanlage mit Kondensator/Verdampfer vor der Westfassade). Der Warmluftstrom aus dem Gerät wurde in einem Kanal gefasst, so dass die Enthalpieabgabe gemessen werden konnte (→7.2.9). Der Kanal ist wärmegefämmmt, gibt aber dennoch einen Teil der Wärme über seine Oberfläche ab; der austretende Luftstrom strömt auf Grund der Geometrie des Kanals zunächst über der Oberfläche des Esszimmer-Fußbodens entlang, der im Bereich der Luftfahne dabei spürbar erwärmt wird – ein Teil der Wärme wird so erst indirekt über Strahlung dem Raum zugeführt. Im Basismodell des Simulationsansatzes werden wir dem dadurch gerecht, dass wir die gemessene Enthalpieabgabe aus dem Splitgerät in den Oberflächenknoten einer 5.2 m² großen Teilfläche des Fußbodens in Zone 4 einspeisen.

Der Extremfall der Wärmezufuhr liegt vor, wenn die Enthalpie aus dem Gerät allein konvektiv der Raumluft zugeführt wird – das entspricht einer Einspeisung im Modell allein in den Raumluftknoten. Diese Variante haben wir mit der Bezeichnung „split air node“ (bzw. Splitgerät Luftknoten) gerechnet. Die Ergebnisse sind in 10 Min-Zeitauflösung in Abbildung 113 dargestellt; auf den ersten Blick ändern sich die

Temperaturverläufe zwischen den Simulationsvarianten eher wenig, insbesondere in den oberen Geschossen (kleiner 0.14 K Differenzen). Genauer betrachtet sind in der rein konvektiven Variante schnelle Temperaturschwankungen, extrem z.B. am 2.12. um 7:00, erkennbar, die es in dieser Form bei den Messergebnissen nicht gibt. Die Ursache für solche Schwankungen liegt in der sehr geringeren thermischen Trägheit dieser Systemvariante. Besonders auffällig wird dies in Zeiten der Nachabschaltung: Da nun keine Nachwärme mehr aus dem Estrich nachströmt, fallen die Temperaturen im Esszimmer um ca. 0.25 K weiter ab als im Basisfall; sie liegen dann sogar außerhalb des Messgenauigkeitsbandes der Temperaturmessung. Beim Anheizen morgens steigen die Temperaturen dagegen dann unmittelbar mit einem Sprung um 1.51 K an (3.12.), im Gegensatz zu den etwa 0.8 K bei der Simulation des Basisfalls und den damit weitgehend übereinstimmenden Messungen. Die mittlere quadratische Abweichung zwischen Messung und Simulation beträgt für Zone 4 im Basisfall 0.12 K (1. bis 5. Dezember), in der Luftheiz-Variante dagegen bei 0.22 K.

Abbildung 114 zeigt einen noch längeren Zeitraum (12.12.2019 bis 4.1.2020) für die mittleren Gebäudetemperaturen. Hier fallen besonders die deutlich höheren Temperaturabfälle in der Nacht ins Auge – sowie die höheren Anheizspitzen. Die Basisvariante spiegelt die gemessenen Temperaturverläufe besser wider.

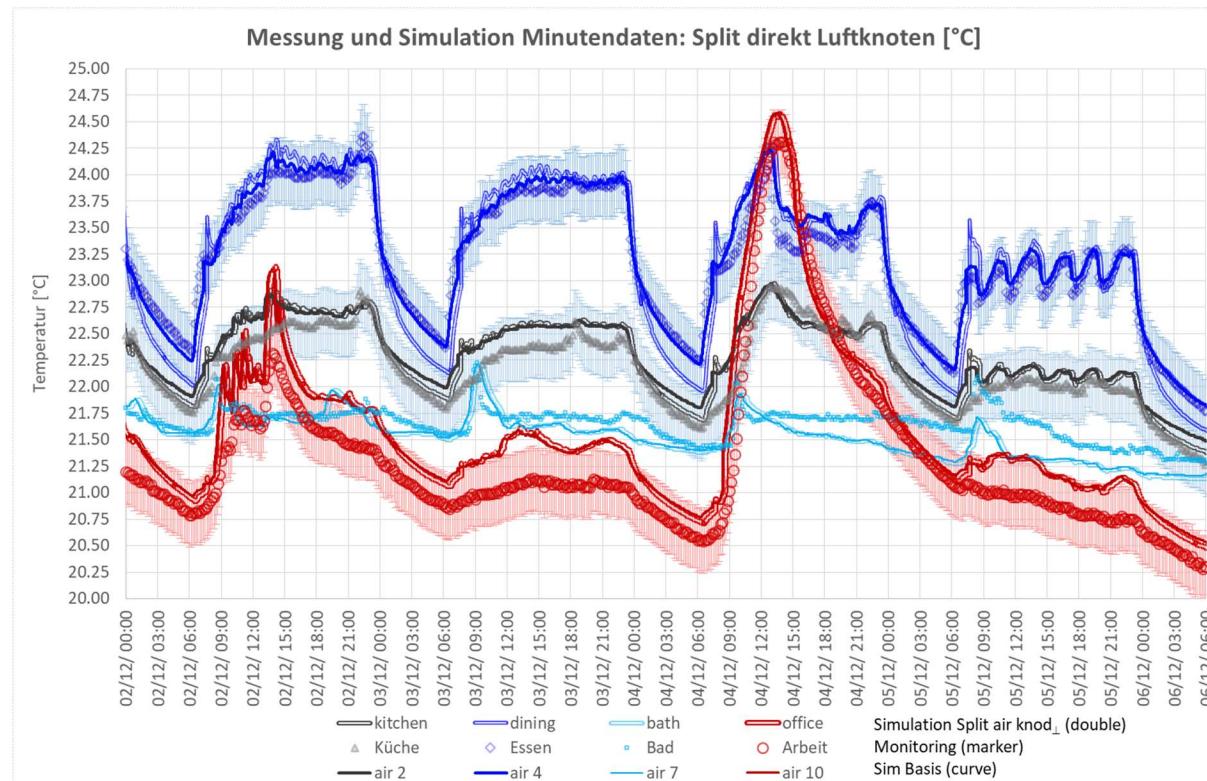


Abbildung 113 Variante mit vollständiger Einspeisung der Wärmeleistung des Splitgerätes allein in den Luftknoten der Zone 4 (Esszimmer) im Vergleich zum Basisfall und zu den Messwerten (10-Minuten-Werte).

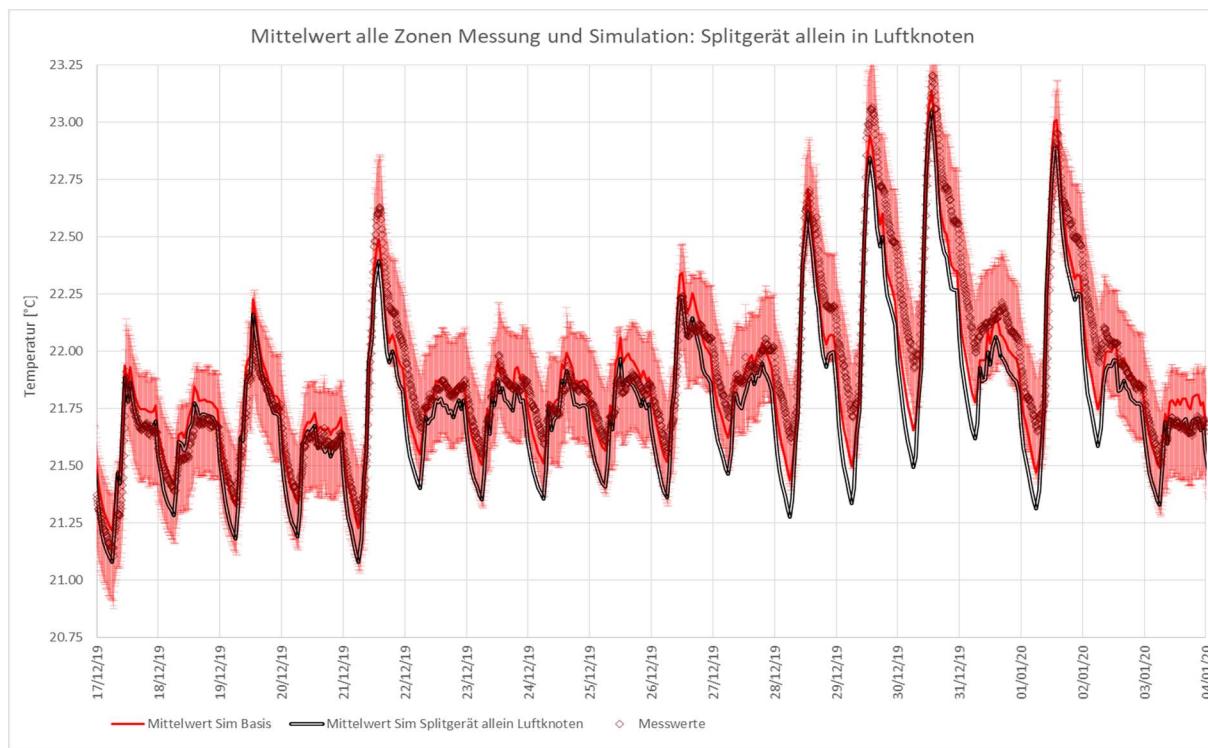


Abbildung 114 Wärmeeinspeisung des Splitgerätes ausschließlich in den Luftknoten von Zone 4: Mittlere Temperaturen im Gebäude über den Zeitraum 12.12.2019 bis 4.1.2020.

12 Wirksamkeit von Energieeffizienzmaßnahmen

12.1 Das Simulationsmodell „Idealheizung“

In diesem Kapitel werden wir das validierte Gebäudemodell mit substantiell veränderten Komponenten einsetzen, um deren jeweilige Auswirkung auf das thermische Verhalten und den Energieverbrauch zu bestimmen. Das ist ein gegenüber dem Vergleich von Messung und Simulation umgekehrter Ansatz: Nach den Vergleichsergebnissen können wir davon ausgehen, dass das vorliegende Modell die Dynamik des Gebäudes in hoher Genauigkeit widerspiegelt. Daran ändert sich auf Grund der Breite der im Modell gegengeprüften Komponentenmodelle auch dann nichts, wenn einzelne Parameter um den Basisfall herum verändert werden – deren Wirkung kann jetzt jedoch mit der Simulation sehr zuverlässig beurteilt werden.

Um eine praxisgerechte Bewertung zu ermöglichen, ändern wir an dieser Stelle aber das Regelregime für die Simulation: Es wird, aufbauend auf die hier beschriebene Basis-Modellvariante, nicht mehr die gemessene Heizwärme in den Splitgeräteknoten eingespeist – vielmehr wird eine ideale Temperaturregelung in jedem Aufenthaltsraum angesetzt. Dabei wird in allen Zonen (bis auf Küche und Treppenhaus, bei denen es weiter keine Heizwärmequellen gibt) die Solltemperatur am Tag für die Innenluft auf 21.75 °C gesetzt; diese Anforderung besteht von 6:00 bis 24:00, in den 6 Stunden nach Mitternacht findet keine Heizwärmezufuhr statt (Nachabschaltung). Die Wärme wird jeweils ausschließlich der Luft zugeführt.

Abbildung 115 zeigt den Temperaturverlauf der Idealheizung-Variante am Anfang der Heizperiode (jeweils doppelt gezogene Linien). Zum Vergleich sind auch die Messwerte im bewohnten Gebäude nochmal mit eingetragen – diese stimmen nun natürlich nicht mehr mit den Ergebnissen der idealisierten Simulation überein. Insbesondere ist deutlich erkennbar, dass im Betrieb 2019/20 die Heizung im Grunde erst etwa eine Woche nach „Beginn der Heizzeit“ für dieses Objekt, gemessen an einem Sollwert von 21.75°C, eingeschaltet wurde. Das hatte faktisch für die Aufenthaltsqualität in bewohnten Räumen keine weitreichenden Konsequenzen (die Temperaturen lagen immer noch über 20 °C), zeigt sich aber im Temperaturverlauf deutlich. Einzig die „Solarspitzen“ sind nach wie vor zu den betreffenden Zeitpunkten deutlich. Nach Heizbeginn dagegen ist im einzigen vom Splitgerät aktiv beheizten Raum (Essen) die gemessene Temperatur dann tagsüber ein gutes Grad höher als der „ideale“ Sollwert bei 21.75 °C. Das Diagramm zeigt im unteren Bereich auch die nach der Idealheizung (zugehörig: rechte Achse) erforderliche gesamte Heizleistung im Gebäude: Diese lag (bis auf wenige Stunden) unter 1,56 kW (auf 156 m²), trotz der wegen der Nachabsenkung vorliegenden Anheizspitzen.

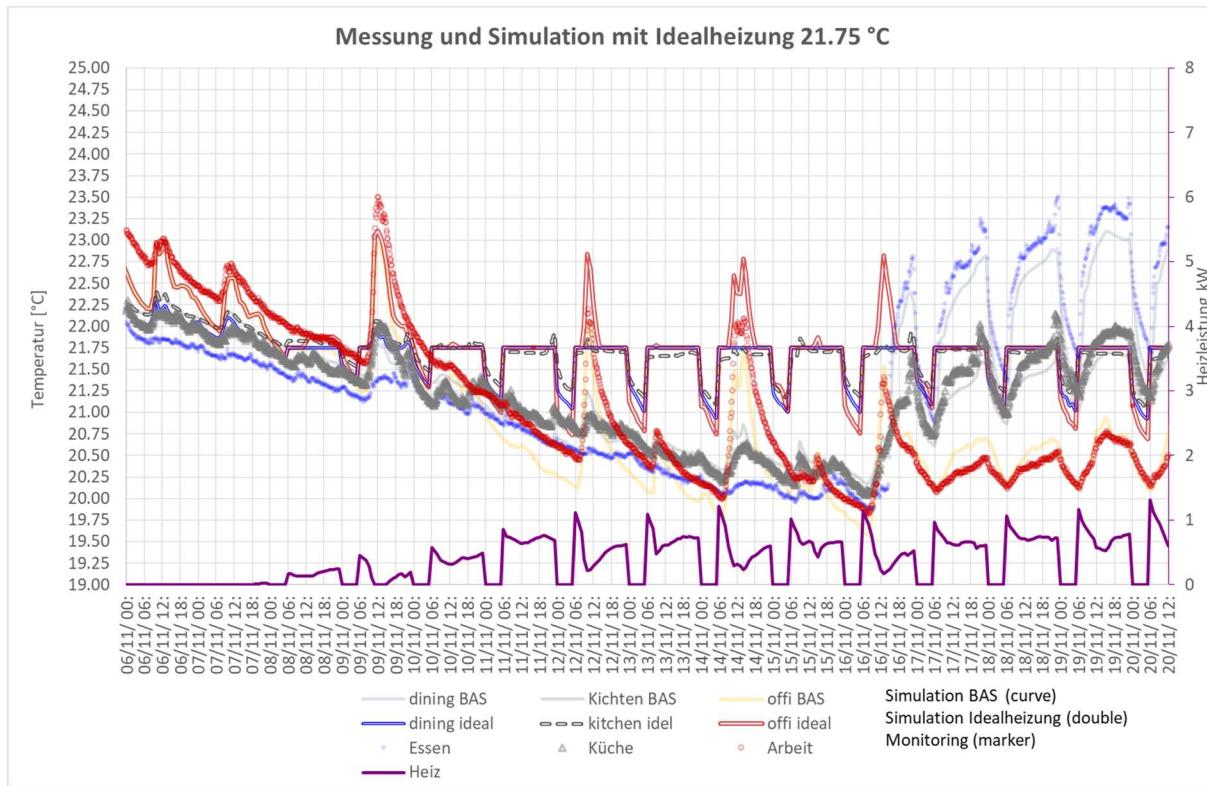


Abbildung 115 Vergleich von Idealheizung (doppelte Linien bei den Temperaturen) und Heizzustand zum Anfang der Heizzeit 2019/20. Violett, unten: Heiznutzwärmeleistung der Idealheizung (Summe).

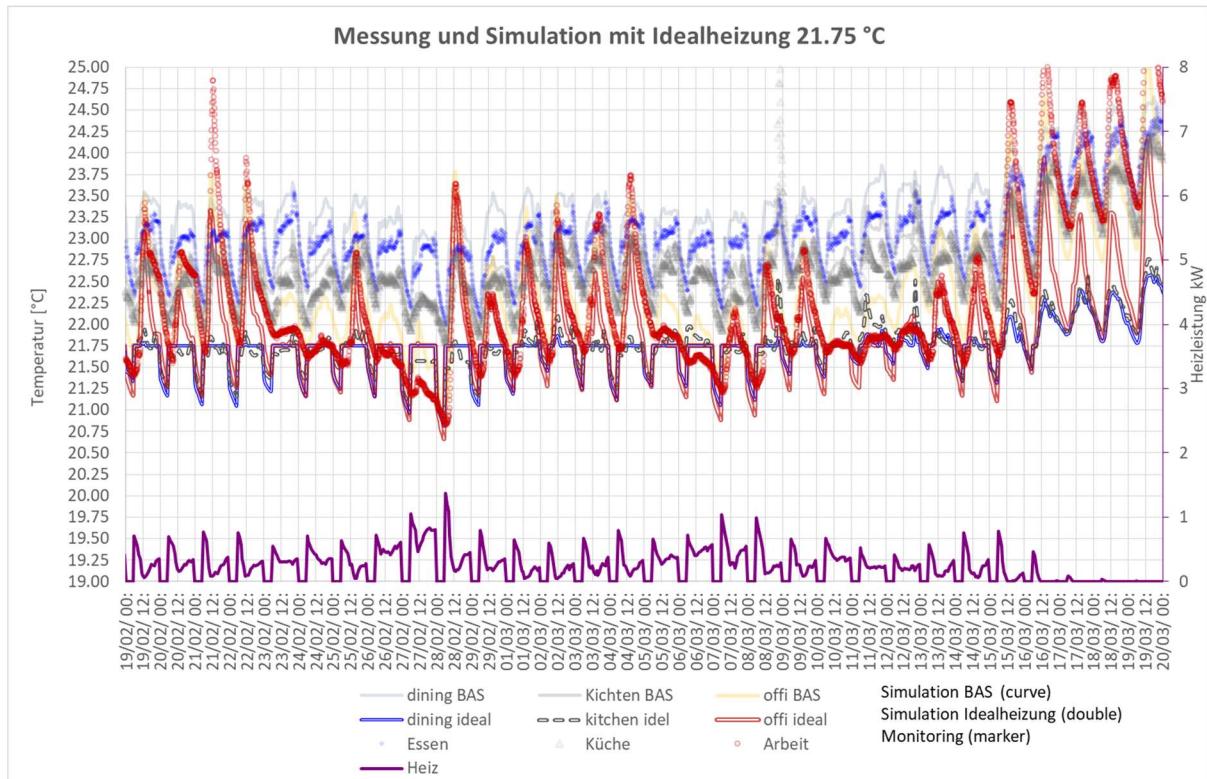


Abbildung 116 Vergleich von Idealheizung (doppelte Linien bei den Temperaturen) und Heizzustand in den beiden letzten Monaten des Messjahres 2019/20. Violett, unten: Heiznutzwärmeleistung der Idealheizung (Summe, rechte Vertikalachse).

Der gesamte Heizwärmebedarf in dieser Heizperiode betrug mit der Idealheizung 1318 kWh/a oder 8.49 kWh/(m²a). Gegenüber der Heizwärmebereitstellung von 10.52 kWh/(m²a) durch das Splitgerät sind dies etwa 20% weniger; dies ist sowohl dem insgesamt etwas geringeren Temperaturniveau geschuldet, als auch der im Erdgeschoss mit dem Splitgerät spürbar höheren Temperaturen, mit denen die Mitbeheizung der oberen Geschosse erreicht wurde. Dies kann bereits als ein Hinweis auf den Einfluss von Regelkonzepten gewertet werden; darauf gehen wir später näher ein.

Abbildung 116 zeigt Temperaturverlauf und Heizleistung im Basisfall der Idealheizung nun für zwei Monate zum Ende der Heizperiode. Nach dem Abschalten der Heizung gleichen sich die Temperaturen immer mehr an die des ebenfalls nicht mehr beheizten Gebäudes an.

In den folgenden Abschnitten werden für das Gebäude mit Idealheizung (also den hier beschrieben Fall) Schritt für Schritt in der Simulation bauliche und technische Veränderungen vorgenommen und deren Auswirkungen auf der Basis der validierten Simulation analysiert.

12.2 Wirksamkeit der Wärmedämmung (Außenwand NEH-Niveau)

Falldefinition: Auf allen Außenwänden-Regelflächen wurde die vorhandene Wärmedämmung (27.5 cm) auf das Niedrigenergiehaus-Niveau von nur noch 12 cm Dämmstärke reduziert. Das setzt den U-Wert der Außenwände von um 0.14 W/(m²K) im bestehenden Gebäude auf um 0.30 W/(m²K) in dieser Variante herauf.

Der Heizwärmebedarf steigt dadurch um 66% gegenüber dem Basisfall auf 14.02 kWh/(m²a) und die Heizleistungen steigen im Maximum auf 16.6 W/m²; die Heizzeit beginnt 10 Tage früher und endet 18 Tage später. Auch ist erkennbar, dass die Nachtabschaltung der Heizung nun deutlichere Absenkungen zur Folge hat. Auch die Leistungsspitzen beim morgendlichen Wiederanheizen sind erkennbar erhöht. Interessanterweise würde diese Variante heute aber trotzdem immer noch als „Passivhaus“ durchgehen, weil die übrigen Bauteile des Objektes so gut dimensioniert sind, dass diese durchaus deutlich schlechter als die empfohlene Außenwanddämmung in diesem Fall sogar immer noch „tolerierbar“ wäre.

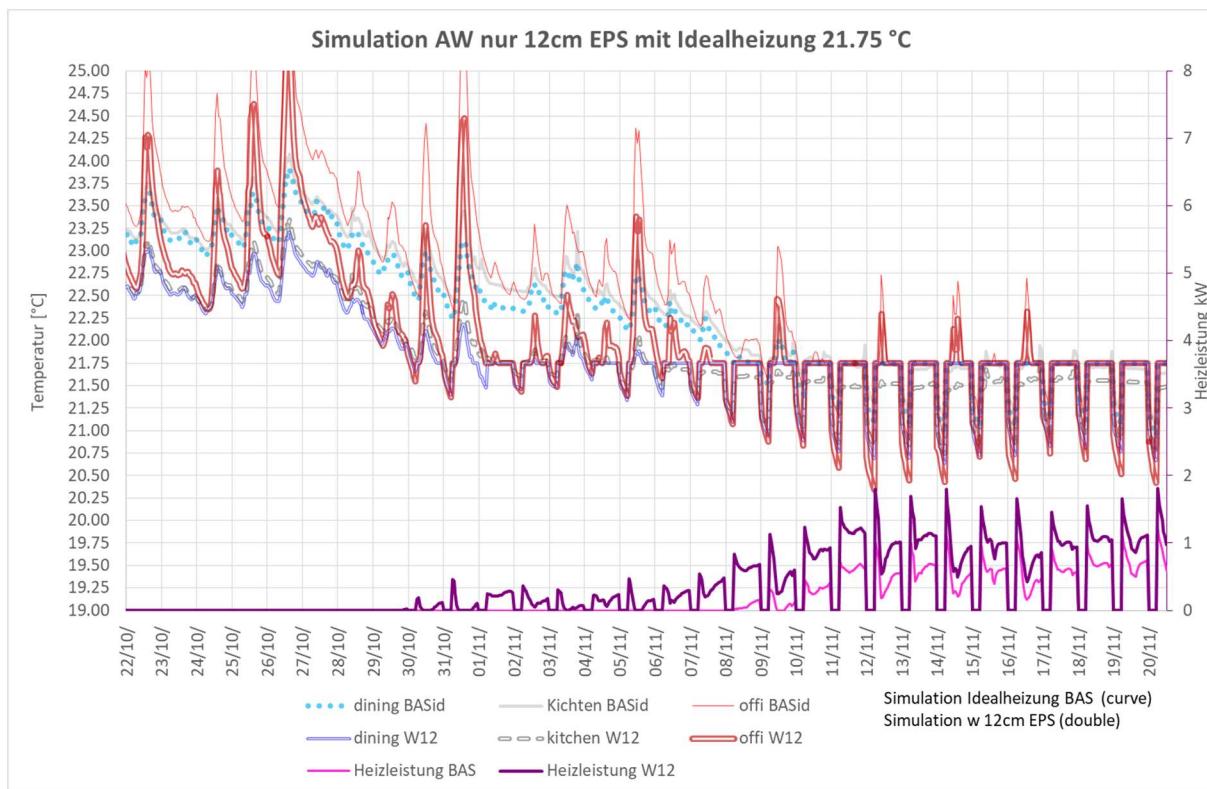


Abbildung 117 Variante mit auf 12 cm (U-Wert 0,295 W/(m²K)) reduzierter Dämmung der Außenwand. Die Heizzeit wird spürbar verlängert und die Heizleistungen erhöht (Maximum jetzt bei 16.6 W/m²; „W12“ steht für Außenwand-Dämmdicke von nur noch 12 cm $\lambda = 0,0412 \text{ W/(mK)}$)

12.3 Wirksamkeit der Wärmedämmung (Dach)

Die Dachwärmedämmung wird zusätzlich ebenfalls reduziert auf nur noch 21 cm Dämmstärke (U-Wert jetzt 0.199 W/(m²K)). Der Heizwärmebedarf steigt dann insgesamt um 94.4% gegenüber dem Basisfall auf 16.43 kWh/(m²a) und ist gegenüber dem Basisfall fast verdoppelt.

Abbildung 118 zeigt die Temperatur- und Lastverläufe in diesem Fall. In der Gesamtauswirkung von verschlechterter Wand- und Dachdämmung gehen jetzt Vorteile des Passivhaus-Standards verloren. Heizleistungen um 3 kW liegen jetzt durchaus einige Male im Winter vor – eine einfache Wärmeverteilung über interne Luftströme dürfte so nicht mehr in ausreichendem Maße möglich sein. Das ist übrigens der Grund, weshalb die hier diskutierten Änderungen unter dem Regime einer raumweisen Idealheizung betrachtet werden, da bei den schlechter gedämmten Varianten sonst mit dem Basisfall vergleichbare Komfortbedingungen nicht mehr vorliegen würden.

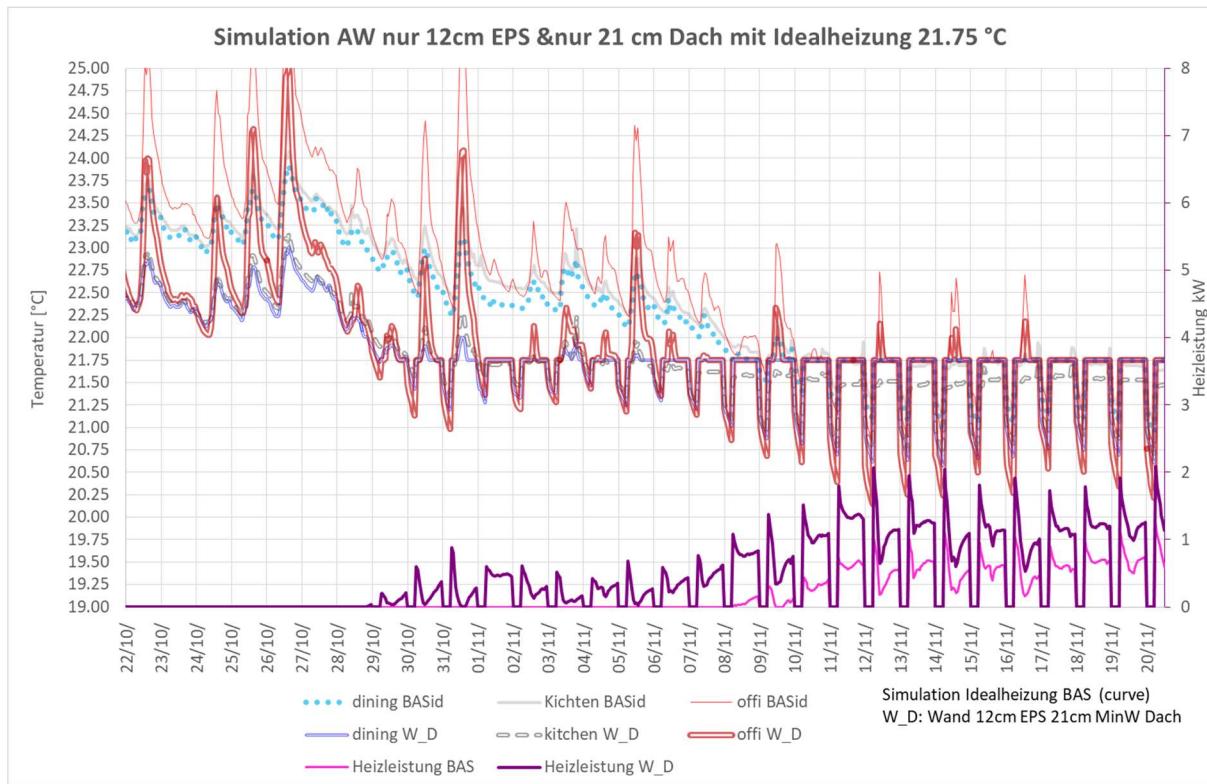


Abbildung 118 Nun ist auch die Dachdämmung zusätzlich reduziert auf nur noch 21 cm (Außenwand bleibt reduziert auf 12 cm). Der Heizwärmebedarf steigt auf insg. 16.43 kWh/(m²a) und ist gegenüber dem Basisfall fast verdoppelt.

12.4 Wirksamkeit der Wärmedämmung (Kellerdecke)

Mit dieser Variante wird jetzt zusätzlich auch noch die Kellerdeckendämmung reduziert: von 25 cm im Basisfall auf nur noch 6 cm (entsprechend einem U-Wert der Kellerdecke von 0.372 W/(m²K)).

Abbildung 119 zeigt die neuen Temperaturverläufe. Insbesondere das Temperaturniveau im Erdgeschoss, erkennbar an den Werten für die nicht aktiv beheizte Küche, sinkt erkennbar weiter ab. Der Heizwärmebedarf nimmt weiter zu, hier nun auf 205% bzw. 17.34 kWh/(m²a).

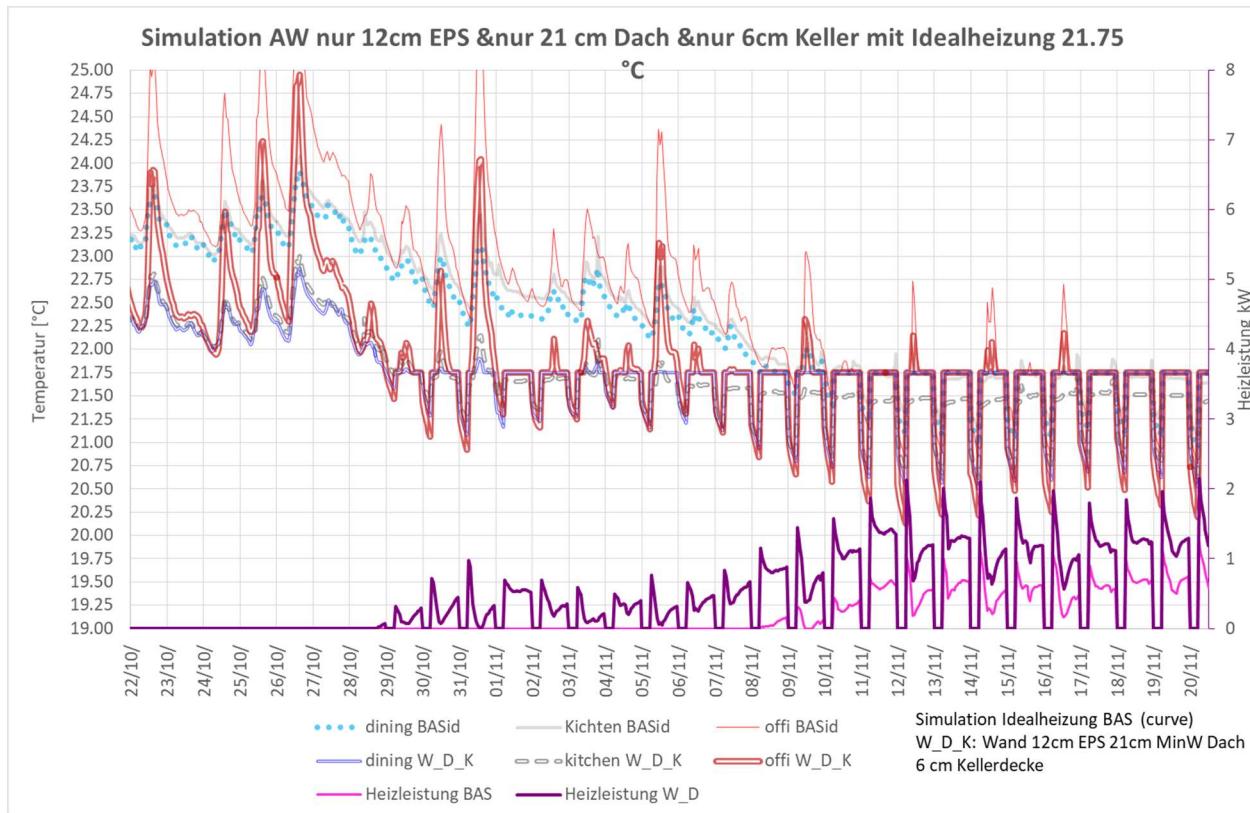


Abbildung 119 Zusätzlich ist in diesem Fall die Dämmung der Kellerdecke auf 6 cm reduziert: Dies führt zu weiterer Zunahme des HWB, nun auf 205% bzw. 17.34 kWh/(m²a).

12.5 Wirksamkeit des wärmegedämmten Rahmens

In einer Variante entfernen wir die Wärmedämmung des Rahmens und erhalten einen traditionellen Holzrahmen (angelehnt an das in der Holzfensterbranche übliche Format IV68); der U-Wert dieses Rahmens liegt bei um 1.25 W/(m²K), es verbleiben allerdings auch die Wärmebrücken durch den Einbau und den Randverbund – diese haben wir für den hier gerechneten Fall nicht verändert. Wir stellen die zeitabhängigen Verläufe hierfür nicht dar, da sie keinen zusätzlichen Erkenntnisgewinn bringen. Der Heizwärmbedarf steigt nun insgesamt auf 20.57 kWh/(m²a) oder fast 244% des Wertes vom Basisfall der Idealheizung.

12.6 Wirksamkeit der Dreischeiben-Verglasung (Verbesserung!)

Für diese Variante ersetzen wir alle Verglasungen durch eine neue Dreischeiben-Wärmeschutzverglasung „3WSA“ mit 2 x 15 mm Scheibenabstand und Argonfüllung sowie Beschichtungen mit einer modernen niedrigemittierenden Schicht mit $\varepsilon = 0.06$. Alle anderen Bauteile sind nun wieder wie im Basisfall gewählt (d.h. jeweils volle Dämmstärken bei Außenwand, Dach und Kellerdecke).

Der U-Wert der Verglasung beträgt dann $U_{glas} = 0.58 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und der g-Wert 0.556; beide Werte sind jeweils besser als bei der im Basisfall verwendeten Verglasung.

Als Ergebnis der Simulation erhalten wir $Q_{HWB} = 969.74 \text{ kWh/a}$ entsprechend $6.22 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$; das sind nur 73.6% des Heizwärmebedarfs im Basisfall mit Idealheizung. Abbildung 120 zeigt die Verläufe der Temperaturen und der Heizleistungen für das Ende der Heizperiode. Dieses Ergebnis zeigt sehr gut, wie technologische Fortschritte der letzten Jahrzehnte die Umsetzung von Passivhäusern inzwischen erleichtert haben.

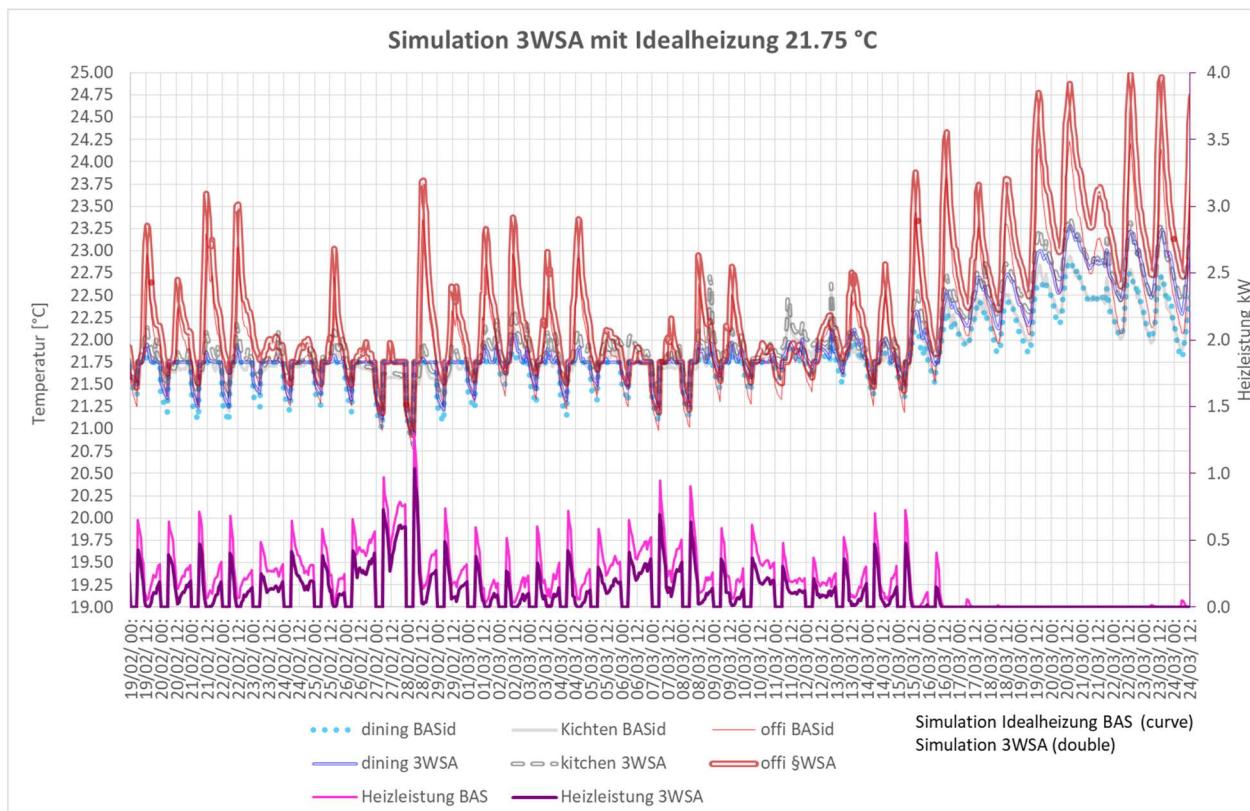


Abbildung 120 Simulation mit Idealheizung bei Verwendung eines modernen (2020) Dreischeiben-Wärmeschutzglases (U -Wert $0.58 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$; g-Wert bei 0,556. Die erforderlichen Heizleistungen reduzieren sich signifikant.

12.7 Zweischeiben-Wärmeschutzverglasung

Wir setzen nun die schrittweise Reduktion des Wärmeschutzes aufbauend auf die Abschnitte 2 bis 5 dadurch fort, dass nun auch für alle Fenster nur noch Zweischeiben-Wärmeschutzverglasungen verwendet werden; in diesem Fall steigt der Heizwärmebedarf auf $21.4 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ an (249% des Wertes im Basisfall).

12.8 Wärmebrücken

Im gebauten Objekt wurde sorgfältig auf die Vermeidung von Wärmebrücken geachtet. Im Fall dieses Abschnittes wird darauf nun auch noch darauf verzichtet: Die Wärmebrücken-Auswirkungen verdoppeln sich in etwa bei einer konventioneller Planung und Bauweise (es sind jetzt $H_{Wba} = 13 \text{ W/K}$ für die Wärmebrücken zur Außenluft sowie $H_{WBe} = 3.6 \text{ W/K}$ für die Wärmebrücken zum Keller). Die anderen reduzierten Dämmstärken aus den Abschnitten 2 bis 5 (Außenwand, Dach, Kellerdecke, Fensterrahmen, 2-Scheiben-Wärmeschutz-Verglasung) werden beibehalten. Diese Verschlechterung erhöht den Heizwärmeverbrauch um weitere $2.26 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ (etwa 10%). Abbildung 121 zeigt die zugehörigen Zeitverläufe am Anfang der Heizzeit. Damit sind jetzt alle Dämmmaßnahmen an Bauteilen der Gebäudehülle in diesem Reihenhaus auf ein heute (2022) übliches Neubauniveau reduziert.

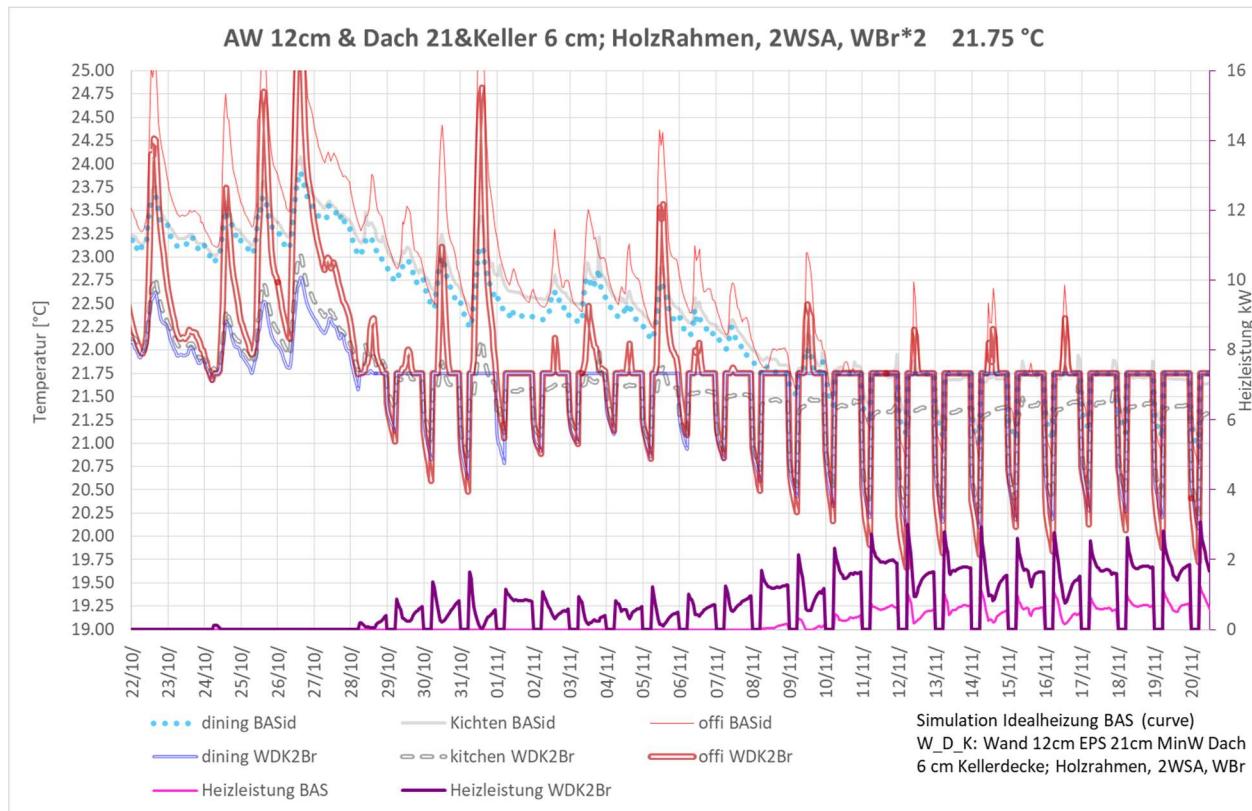


Abbildung 121 Alle Dämmmaßnahmen auf konventionelles Niveau reduziert: Jetzt auch gewöhnliche Wärmebrücken (insb. thermische Trennsteine zum Keller nicht eingesetzt); Wand: 12 cm; Dach: 21 cm; Kellerdecke: 6 cm; ungedämmter Rahmen, 2-fach-Wärmeschutzverglasung und $H_{Wba} = 13 \text{ W/K}$ sowie $H_{WBe} = 3.6 \text{ W/K}$.

12.9 Luftdichtheit reduziert

Im gebauten Objekt wurde sorgfältig auf eine luftdichte Hülle geachtet. Im hier behandelten Fall setzen wir zusätzlich einen vierfach höheren Wert für die Leckage an: n_{50} wird vervierfacht, entsprechend steigt der Infiltrationswärmeverlust. Der Heizwärmebedarf steigt dadurch insgesamt auf 24.78 kWh/(m²a) an (293% des Basisfalls der Idealheizung).

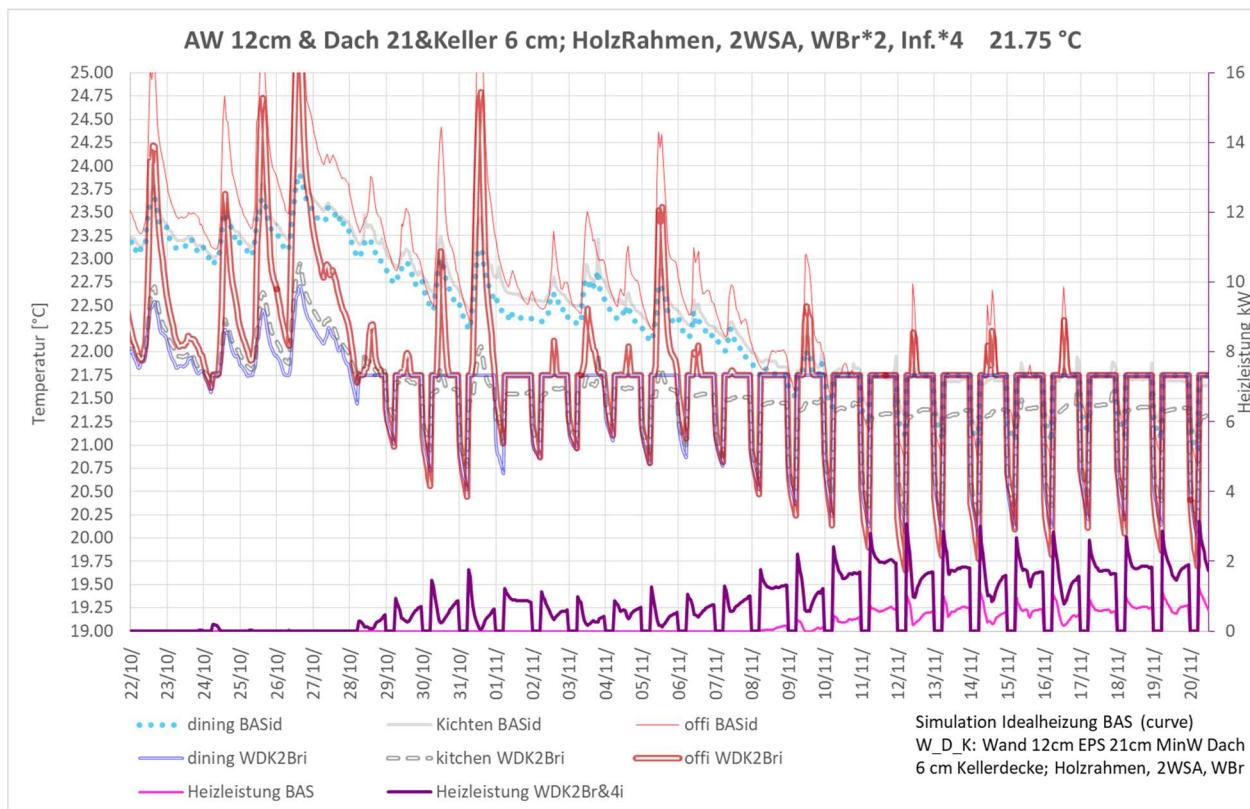


Abbildung 122 4-fache Infiltration und weiterhin alle Dämmmaßnahmen auf konventionelles Niveau reduziert: ungedämmter Rahmen, 2fach-Wärmeschutzverglasung.

12.10 Wirksamkeit der Wärmerückgewinnung

a) Im Vergleich zum Basisfall der Messungen 2019/20

Bei diesem Fall ohne Wärmerückgewinnung wird der Basisvolumenstrom von 100 m³/h als nicht erwärmte Außenluft den Zulufträumen zugeführt (Wärmebereitstellungsgrad = 0). Dies vergleichen wir sowohl zum Basisfall der Simulation als auch mit den Messwerten.

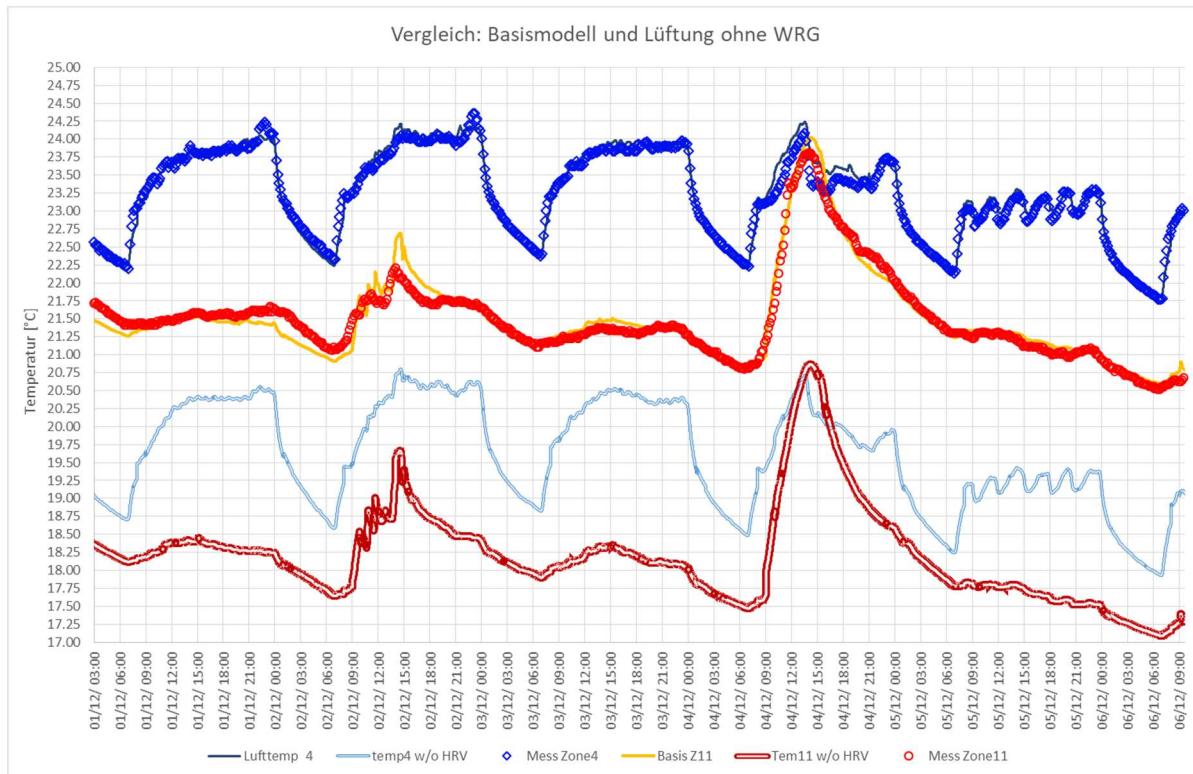


Abbildung 123 Lüftung ohne Wärmerückgewinnung („w/o HRV“ gerechnet mit der aktuell gemessenen Heizwärmezufuhr aus 2019/20, ohne Nachregelung des Heizsystems).

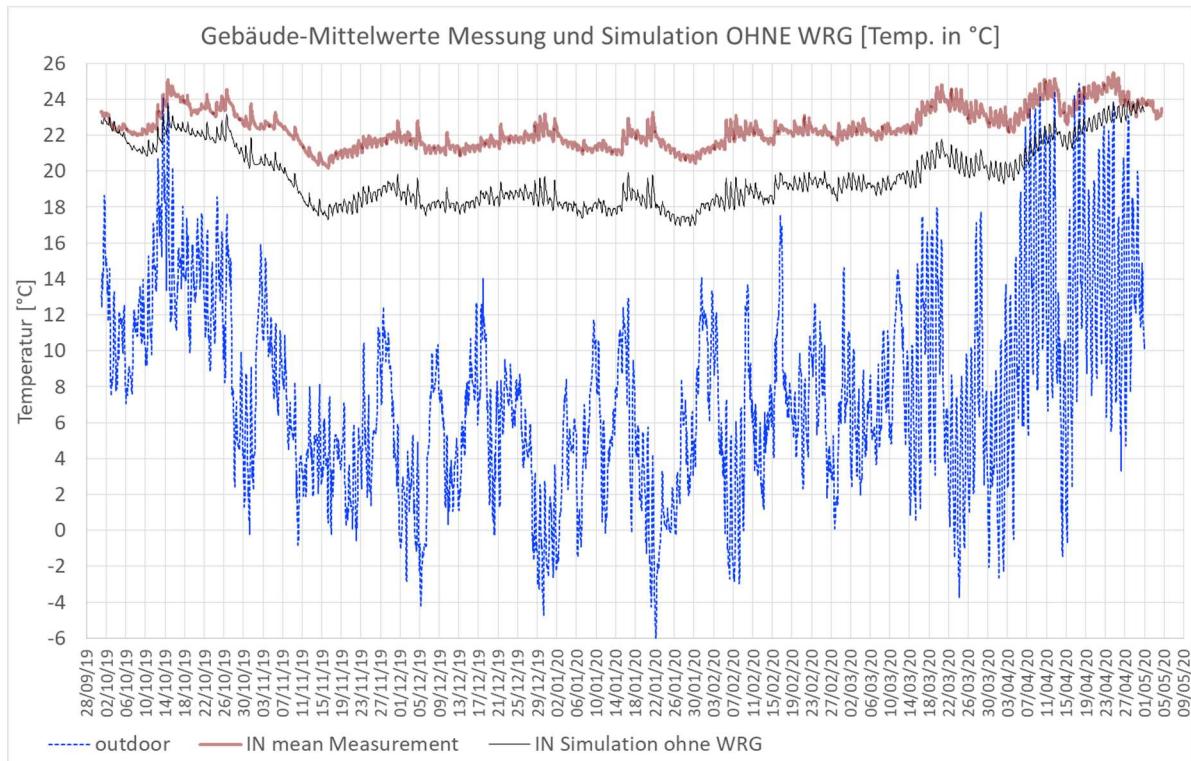


Abbildung 124 Mitteltemperaturen im Haus, wenn keine Wärmerückgewinnung betrieben wird (Zuluft mit Außenlufttemperatur). Die quantitative Heizwärmezufuhr wurde für diesen Lauf nicht verändert. Die Temperaturen fallen dann im Oktober um ca. 3 K unter die Werte des Basisfalls und verbleiben dort während des gesamten Winters; erst Anfang Mai stellen sich wieder komfortable Temperaturen ein.

Interessanterweise ist die Dynamik des Temperaturverlaufs (Abbildung 123) gegenüber dem Basisfall im Kernwinter kaum verändert – die Temperaturen kommen nur etwa 3 K niedriger zu liegen. Das gilt für einen langen Zeitraum von November bis Ende April (vgl. Abbildung 124); von April bis September ist das Gebäude auch ohne Wärmerückgewinnung immer noch ohne Heizung betreibbar.

Die Temperaturen fallen schon im Oktober um ca. 3 K unter die Werte des Basisfalls des Mess-Simulations-Vergleichs und verbleiben dort während des gesamten Winters; erst Anfang Mai stellen sich wieder komfortable Temperaturen ein. Der Fall zeigt, dass die Wärmerückgewinnung für die Funktion des Passivhauses eine ziemlich bedeutende Rolle spielt.

b) Für den Fall der Idealheizung

Interessant für eine systematische Betrachtung ist natürlich der Fall, dass die Heizung auf Komforttemperaturen nachgeregelt wird. Um welchen Betrag steigt dann der Heizwärmebedarf?

Wir setzen hier die Kette der Verschlechterungen gegenüber dem Basisfall fort, d.h. auch die Reduzierung der Wärmedämmung an den bisher behandelten Bauteilen wird weiterhin übernommen. Der Heizwärmebedarf steigt nun, ohne WRG, auf 35.69 kWh/(m²a) an und die maximal auftretende Heizleistung beträgt nun 5.4 kW.

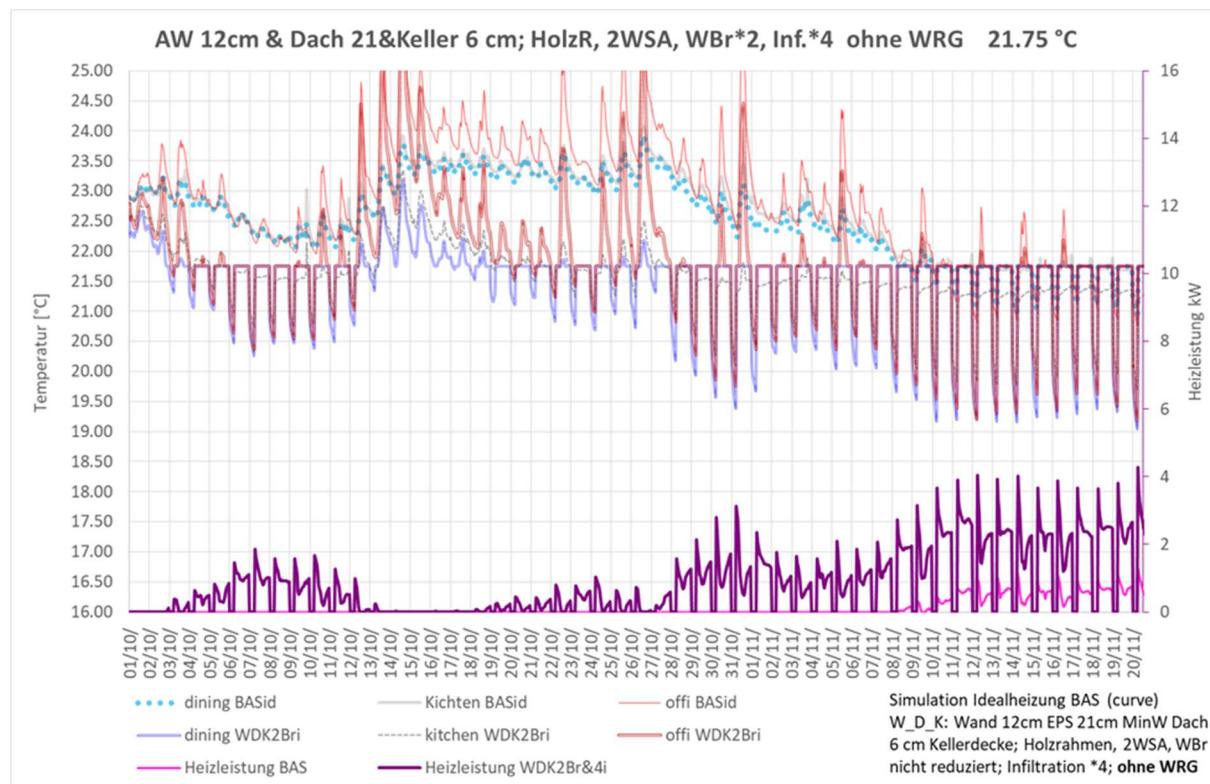


Abbildung 125 Idealheizung; hier: Ohne Wärmerückgewinnung; auch alle Wärmeschutzmaßnahmen sind hier wie in den letzten Abschnitten beschrieben weiter reduziert.

12.11 NEH-Fall ohne Nachtabsenkung

Der Heizwärmebedarf steigt ohne WRG und ohne Nachtabsenkung auf 37.55 kWh/(m²a) (5.2% mehr als mit Nachtabsenkung). Diesen Fall werden wir als Niedrigenergiehaus-Basisfall (NEH_BAS) verwenden.

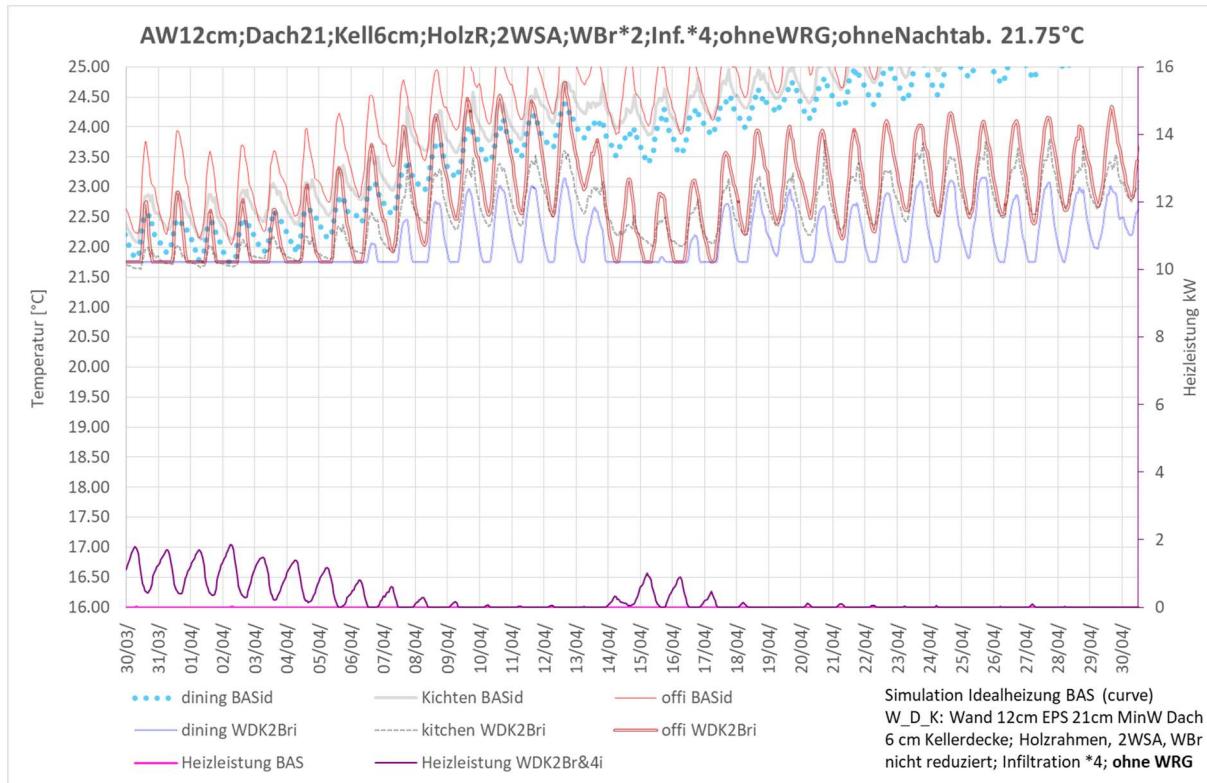


Abbildung 126 Ohne Nachtabsenkung dauerhaft 21.75 °C.

12.12 Heizung über raumweise geregelte Konvektoren – Vergleich zur Luft-Luft-Wärmepumpe

Für die folgenden Untersuchungen setzen wie alle baulichen Parameter des Gebäude-Modells wieder auf die Basiswerte zurück, ebenso die Wärmerückgewinnung: Wir arbeiten im Folgenden mit dem Gebäudemodell „wie gebaut“. Mit diesem Modell werden nun einige Alternativen der Heizwärmezufuhr untersucht.

Wir beginnen mit der einzeln raumthermostatisch geregelten Konvektor-Heizung. Dieses System wurde im zweiten Messjahr im realen Betrieb getestet. Wir haben in Kapitel 8.1 bereits gesehen, dass für das Jahr 2020/21 auch dieses System beim Mess-/Simulationsvergleich im Rahmen der Messgenauigkeit mit den Rechenwerten gut übereinstimmt.

Um die geänderte Heizstrategie bzgl. der Energieeffizienz z.B. mit der Heizung mit dem Splitgerät vergleichen zu können, müssen sich allerdings die Verbrauchswerte auf gleiche klimatische Randbedingungen beziehen. Dazu gehen wir wie folgt vor:

- (A) Zunächst testen wir ein vollständiges Simulations-Modell „Gebäude mit E-Konvektor-Heizung“ inkl. der gesamten Heizungsregelung gegen die Messergebnisse aus dem Messjahr 2020/21.
- (B) Mit dem Modell „Gebäude mit E-Konvektor-Heizung“ berechnen wir im zweiten Schritt den Heizwärmebedarf dieser Systemvariante für exakt die Randbedingungen des Vorjahres 2019/20: Die Wärmepumpe wird dazu außer Betrieb genommen und die raumweisen E-Konvektoren stattdessen mit den bewährten Sollwerten der Regelung zur alleinigen Beheizung eingesetzt, jedoch mit den Klimadaten des Jahres 2019/20, den inneren Wärmequellen aus 2019/20 und den Sollwerten (21.75°C mit Nachtabschaltung). Auf diesem Weg lässt sich der Wärmebedarf der E-Konvektorheizung für das Jahr 2019/20 bestimmen und dieser mit dem

(A) *E-Konvektorheizung inklusive Regelmodell für 2020/21*

Dynbil erlaubt die Modellierung einer nach Raumtemperatur geregelten idealen raumweisen Konvektorheizung. Dazu wurden die Konvektormodelle für Zone 1 und die Zonen 4 bis 12 aus dem Mess-/Simulationsvergleich 2020/21, die Randbedingungen dieses Messjahres und eine ideale Regelung nach Raumlfttemperatur mit einem gleichen Sollwert von 21°C für alle diese Räume gewählt. Da dieser Sollwert nicht exakt identisch ist zu den (u.a. aufgrund der Messgenauigkeit der Raumtemperaturfühler) tatsächlich leicht unterschiedlichen Sollwerten der tatsächlich eingesetzten Konvektoren verändert dies das Ergebnis der Simulation: Weder die zugeführte Wärme (wie im Basisfall der Simulation) noch die Raumtemperaturen (bei einer Simulation mit vorgegebenem internen Temperaturverlauf) stimmen mit den Messwerten überein. Vielmehr erzeugt dieser Simulationslauf ein eigenes Temperaturprofil. Abbildung 127 zeigt die Simulationsergebnisse für die Raumtemperaturen eines solchen Simulationslaufes im Vergleich zu den Messwerten des Winters 2020/21 mit den realen E-Konvektoren. Für Räume ohne Wärmeabgabesystem (hier z.B. die Küche) ändert sich auch in diesem Modell kaum etwas. Das gleiche gilt für Zeitphasen mit hohen freien Wärmen (z.B. passive Solarenergie am 25.12. im Arbeitszimmer). In den übrigen Zeiten liegen alle Raumtemperaturen nun einfach konstant auf dem Sollwert von 21°C (eben wie es eine ideal geregelte Konvektorheizung erreichen sollte). Diese untere Temperatur zeigt Differenzen von bis zu 0.4 K zu den tatsächlichen Werten, mit denen die Temperaturen von den real installierten Konvektoren abgefangen werden (z.B. 20.67°C für das Arbeitszimmer, erkennbar im Diagramm ab 27.12.2020).

Bemerkung: Das hier aufgestellte Modell inkl. eigener Temperaturregelung eignet sich nicht gut für einen Vergleich der Güte der Simulation – da die hier dominanten Abweichungen vor allem von zufällig bzw. ungenau eingestellten einzelnen Sollwerten kommen. Der Vergleich mit der Simulation zeigt hier vor allem die Qualität der verwendeten Regler in der Betriebspraxis auf; das allerdings auch nur dann, wenn es sich um ein zuvor wie in Kapitel 8 (Seite 104) beschriebenes validiertes Simulationsmodell handelt.

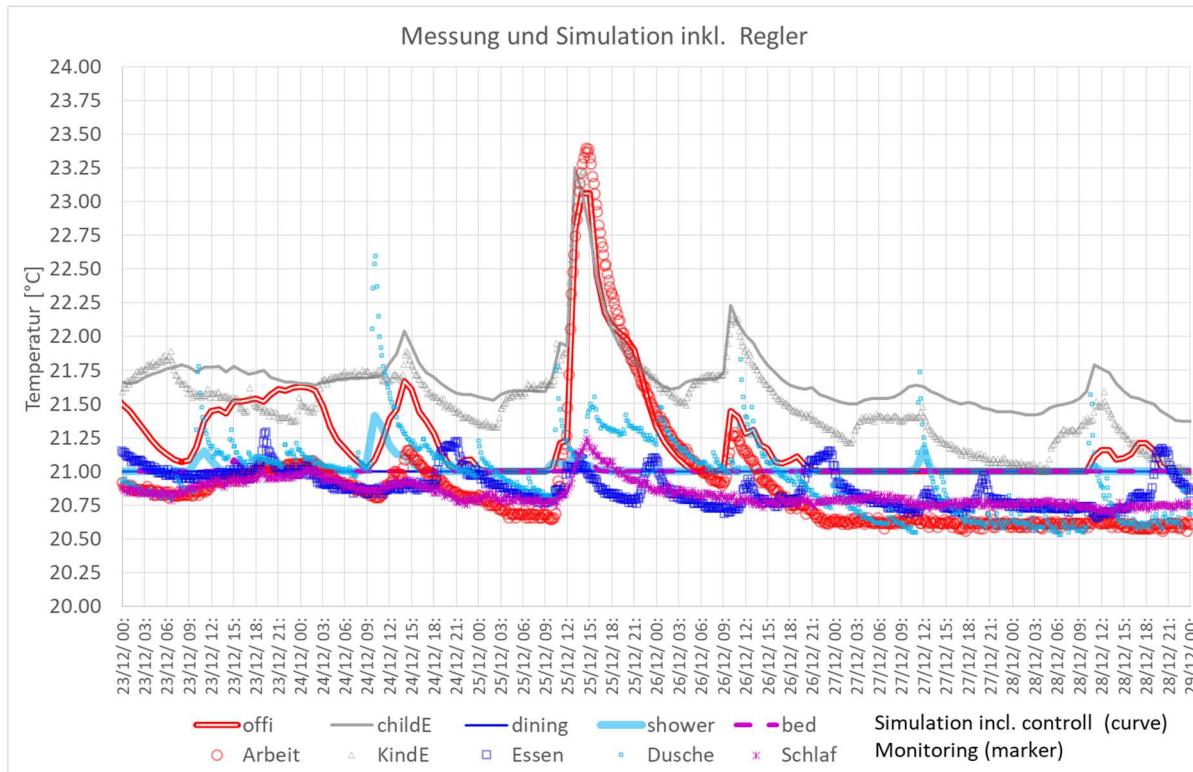


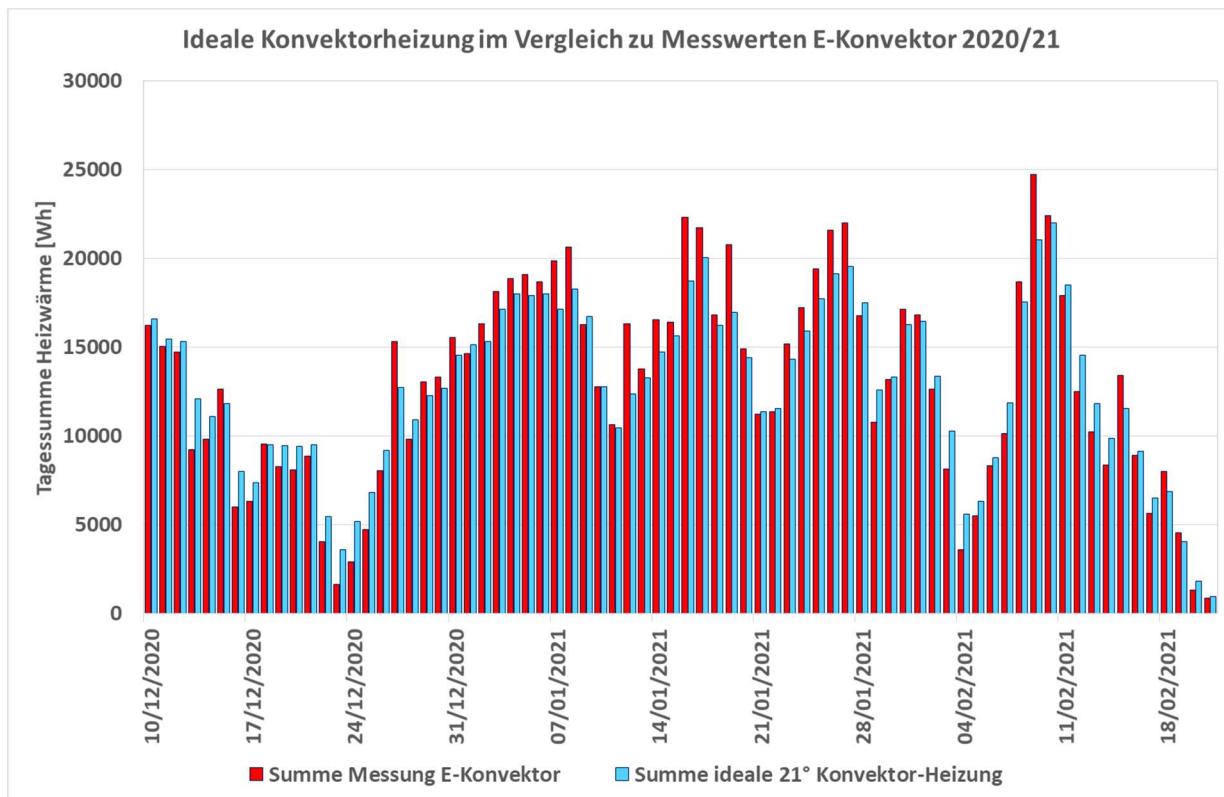
Abbildung 127 Ideal-Konvektormodell für den Winter 2020/21 mit festen Sollwerten von 21°C in allen beheizten Räumen im Vergleich zu den Messergebnissen der E-Konvektor-Heizung 2020/21 (Symbole).

Das so erstellte Modell errechnet für jeden Zeitschritt die jeweils zugehörige Heizleistung für jeden Einzelkonvektor, um genau die vorgegebene Solltemperatur zu erreichen. Die so ermittelten Heizleistungen weichen allerdings ebenfalls, zeitweise sogar gar nicht unerheblich, von den gemessenen Heizleistungen der real eingesetzten E-Konvektoren ab; eben weil z.B. die Sollwertvorgaben nicht identisch sind, die Fühler z.B. durch Rückwirkung vom Konvektor andere Temperaturen liefern usw..

Abbildung 128 vergleicht die Tagessummen des Heizwärmeverbrauchs aller Konvektoren im Gebäude nach den Messergebnissen des Winters 2020/21 (rote Säulen) mit denen des Ideal-Konvektor-Modells. Abweichungen sind hier deutlich erkennbar und verwundern nach der vorausgehenden Analyse auch nicht, der

generelle Verlauf ist allerdings durchaus immer noch passend (97.4% Korrelationskoeffizient).

Die durch Einstellungsprobleme beeinträchtigten Anfangsphasen und Zeiten nach dem 23. Februar 2021 ausklammernd, bestimmt das Ideal-Konvektormodell den Jahresheizwärmebedarf (vom 10.12.2020 bis 23.02.2021) zu 946.2 kWh, gemessen wurden an den E-Konvektoren für diesen Zeitraum 956.9 kWh. Der Wirkungsgrad der Wärmeübergabe der real verwendeten Konvektoren mit der dabei eingesetzten Regelung würde damit 98,9% betragen.



Der Heizwärmebedarf des idealen Konvektormodells für den gesamten Winter 2019/20 ergibt sich aus der Summe der Tagessummen zu 1152.8 kWh für diese Heizperiode (idealer Konvektor zum Tages-Sollwert 21.0 °C in allen Aufenthaltsräumen bis auf Küche und Treppenhaus).

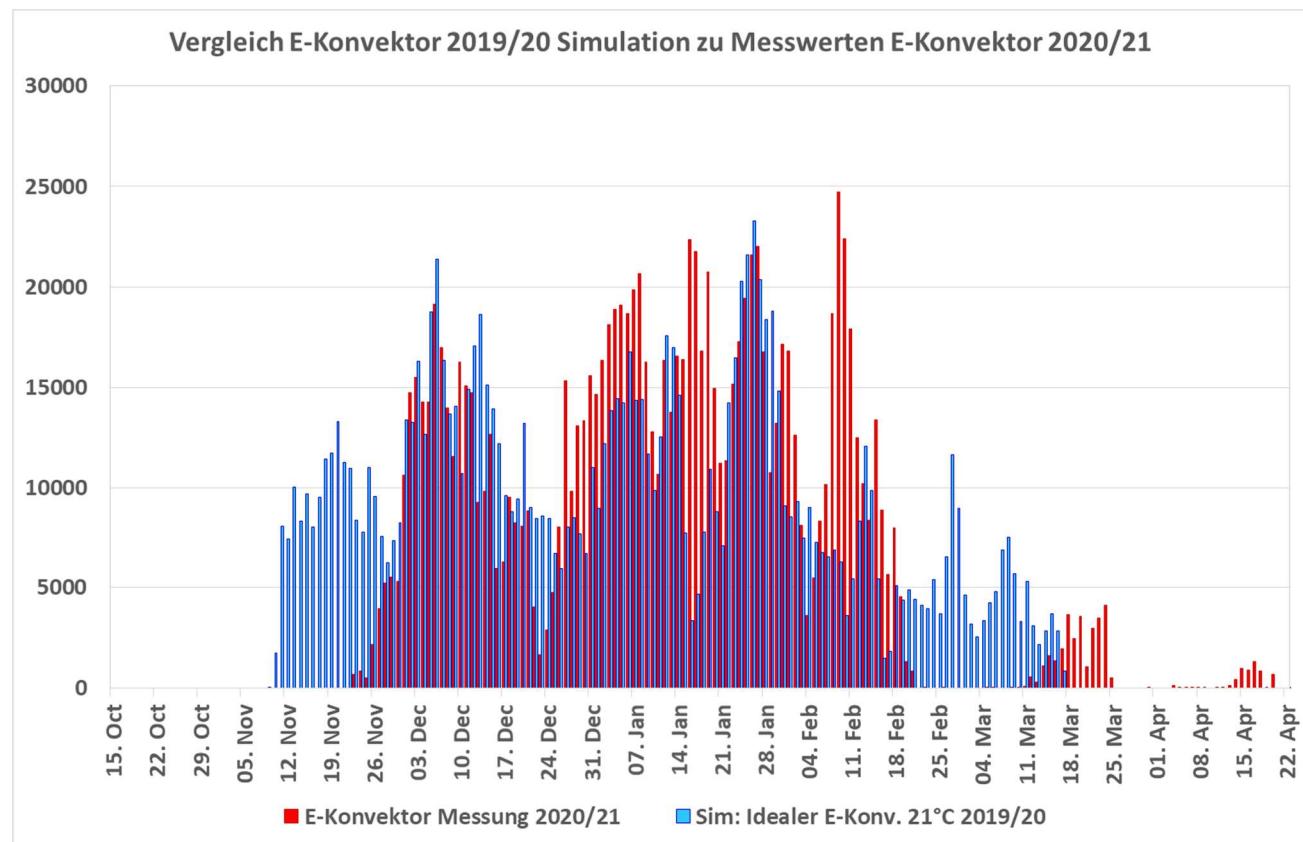


Abbildung 129 Der tägliche Heizwärmebedarf (blau) im Winter 2019/20 für das ideale Konvektormodell (Sollwert 21°C) im Vergleich zum gemessenen Heizwärmeverbrauch an den Tagen des Winters 2020/21 (in rot). Diese Darstellung macht zugleich transparent, warum ein Vergleich der Effizienz von Heizsystemen im Feldversuch im zwar gleichen Gebäude, aber in verschiedenen Heizperioden direkt nicht zu einem brauchbaren Ergebnis führen kann: Die Unterschiede der Wetterbedingungen decken hier alle Unterschiede der Systemvarianten zu.

(B2) Ideale E-Konvektorheizung inkl. Regelmodell (21.75°C) Winter 2019/20

Für diesen Simulationslauf wird jetzt auch noch der Sollwert der Heizung auf 21.75°C angehoben, um ein zur Wärmepumpenheizung vergleichbares Komfortmodell bereit zu stellen. Den zugehörigen Temperaturverlauf (Mittelwerte im Haus) zeigt Abbildung 130; eine vollständige Übereinstimmung von Simulation und Messung ist dabei selbstverständlich nicht zu erwarten, denn das Simulationsmodell rechnet jetzt mit geregelten Raumtemperaturen. Im Heizzeitmittel ergeben sich aber in etwa gleiche Temperaturen. Wie bereits im Kapitel zur Idealheizung beschrieben, liegt der ‚ideale Heizwärmebedarf‘ dieser Regelvariante bei 1318 kWh/a oder 8.49 kWh/(m²a).

Gegenüber der gemessenen Heizwärmebereitstellung von 10.52 kWh/(m²a) durch das Splitgerät sind dies etwa 19.3% weniger. Dieser höhere Heizwärmeverbrauch ist auf zwei Ursachen zurückzuführen:

- (1) Einer nicht optimal konzipierten Regelung der Wärmezufuhr durch das Splitgerät; dieses misst die IST-Temperaturwerte im Gerät, wodurch eine (zu) hohe Rückwirkung lokaler Heizbedingungen auf den Regelkreis resultiert.
- (2) Einer (notwendig) erhöhten Temperatur im Aufstellraum EG-Nord (Esszimmer), weil von dort aus über das Treppenhaus die gesamte Wohnung beheizt werden soll. Dadurch entstehen im Erdgeschoss höhere Wärmeverluste durch die dort abgrenzenden Außenbauteile.

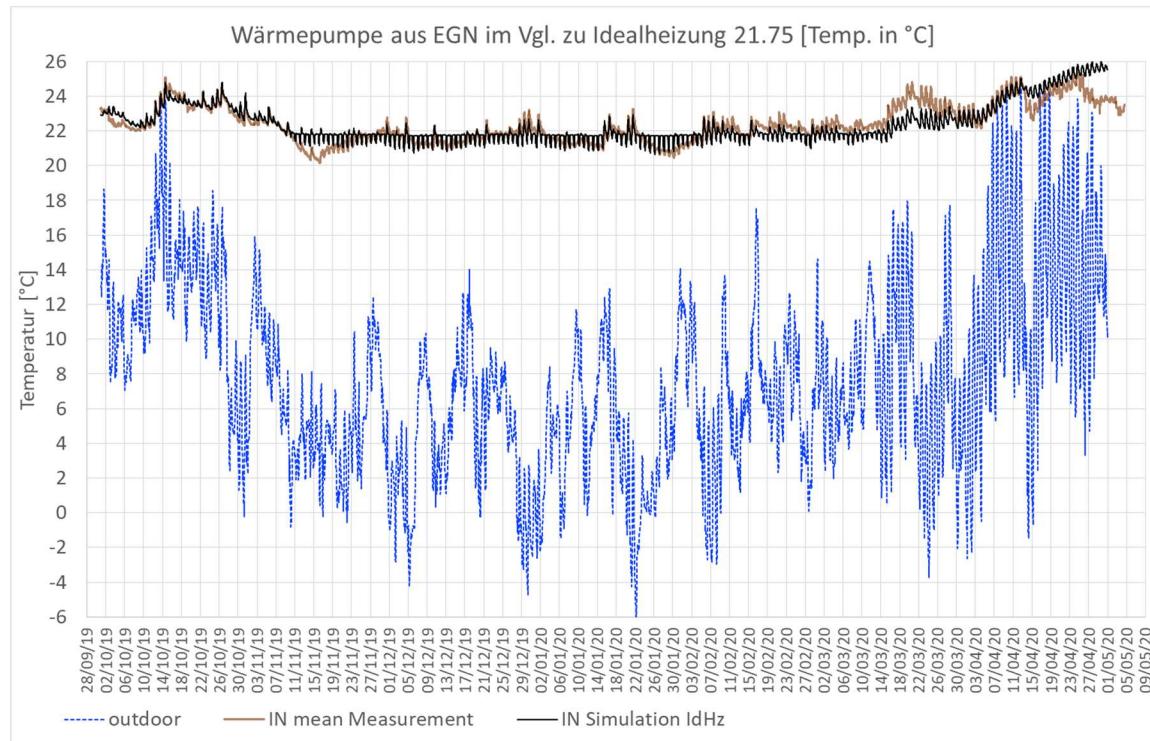


Abbildung 130 Die auf 21.75 °C Tagessollwert eingestellte ideale Konvektorheizung (raumweise geregelt, schwarz) im Vergleich zur gemessenen Temperaturentwicklung bei Heizung mit der Splitwärmepumpe (Basisfall 2019/20; braun). Im Mittel ist der Komfort vergleichbar

Abbildung 131 zeigt die Tageswerte des Heizwärmeeintrags im Vergleich: Links, orange, die gemessenen Werte für das Splitgerät, ganz rechts, blau, die simulierten Werte für eine auf 21.75°C (tagsüber) eingestellte Idealheizung. Die Unterschiede sind überraschend hoch – wobei auf den ersten Blick „erstaunt“, dass die Idealheizung zeitweise sogar höhere Leistungen bereitstellt als das Splitgerät. Das erklärt sich aber

einfach: An den besonders kalten Tagen ist der Heizwärmebedarf für 21.75°C in den weiter von EG-Nord entfernten Räumen höher als die durch die Konvektion im Haus transportierte Wärme. Die bisher vereinbarte Regelung der Wärmepumpe merkt dies nicht und es wird daher weniger Wärme bereitgestellt. In diesen Phasen hat die raumweise geregelte Beheizung daher einen höheren Verbrauch ... das Gebäude hat so eine insgesamt höhere Temperatur, entsprechend sind dann an Folgetagen die Leistungen auch wieder deutlich geringer.

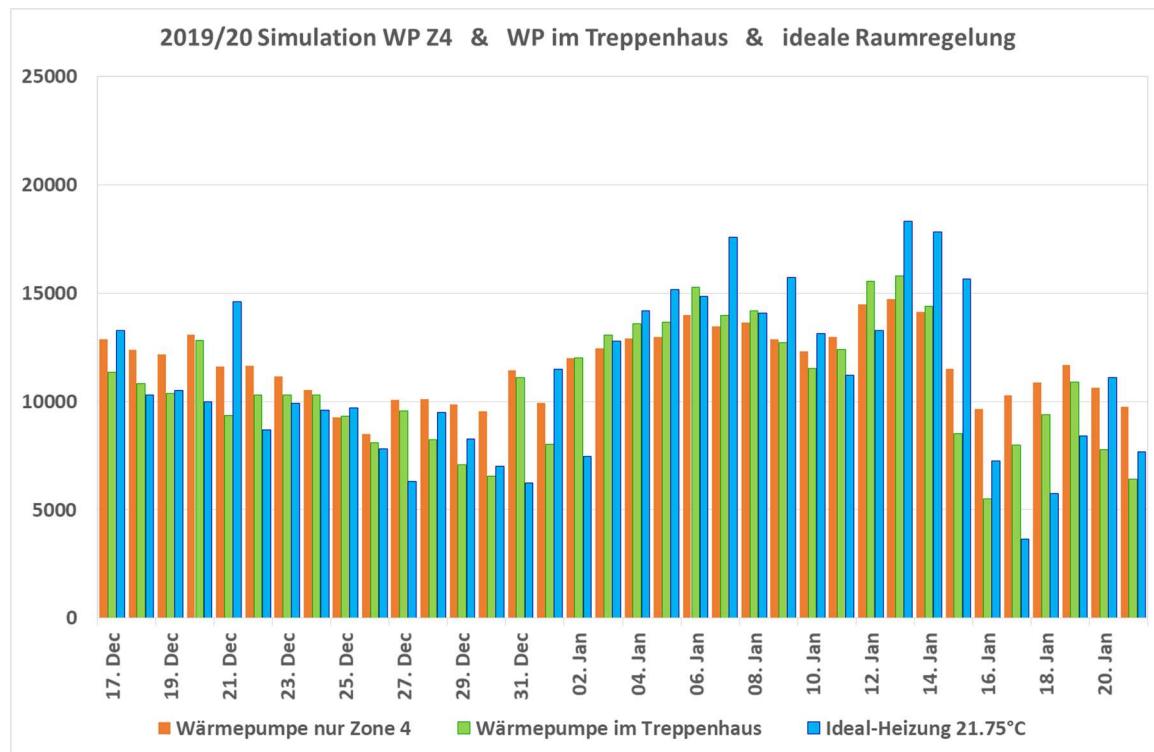


Abbildung 131 Wärmebedarf für die auf 21.75 °C Tagessollwert eingestellte ideale Konvektorheizung (raumweise geregelt, blau) im Vergleich zum gemessenen Wärmeeintrag bei Heizung mit der Splitwärmepumpe (Basisfall 2019/20; orange) und einer Wärmepumpenheizung, die den Gebläsekonvektor im Treppenhaus aufgestellt hat (Grün).

(B2) Wärmepumpenheizung im Treppenhaus inkl. Regelmodell (22°C Sollwert) Winter 2019/20

Eine Möglichkeit, die erforderliche Temperaturüberhöhung im Aufstellraum des Gebläsekonvektors der Wärmepumpe zu reduzieren, ist eine geschicktere Wahl der Montage: Wir haben daher noch eine Variante zur Wärmepumpenbeheizung aus dem zentralen Treppenhaus gerechnet: Der Sollwert dort beträgt dann noch 22 °C; außerdem lässt sich so die Rückwirkung des Heizbetriebs auf die IST-Wertmessung vermeiden. Abbildung 132 zeigt Simulationsergebnisse für die mittleren Tagestemperaturen in diesem Fall: Das Temperaturfeld ist deutlich besser eingegrenzt (nun zwischen 21°C und 22 °C). Bereits Abbildung 131 führt die Tagessummendes Heizwärmebedarfs (Simulation) für diese Variante auf, dargestellt durch die mittleren Säulen (grün).

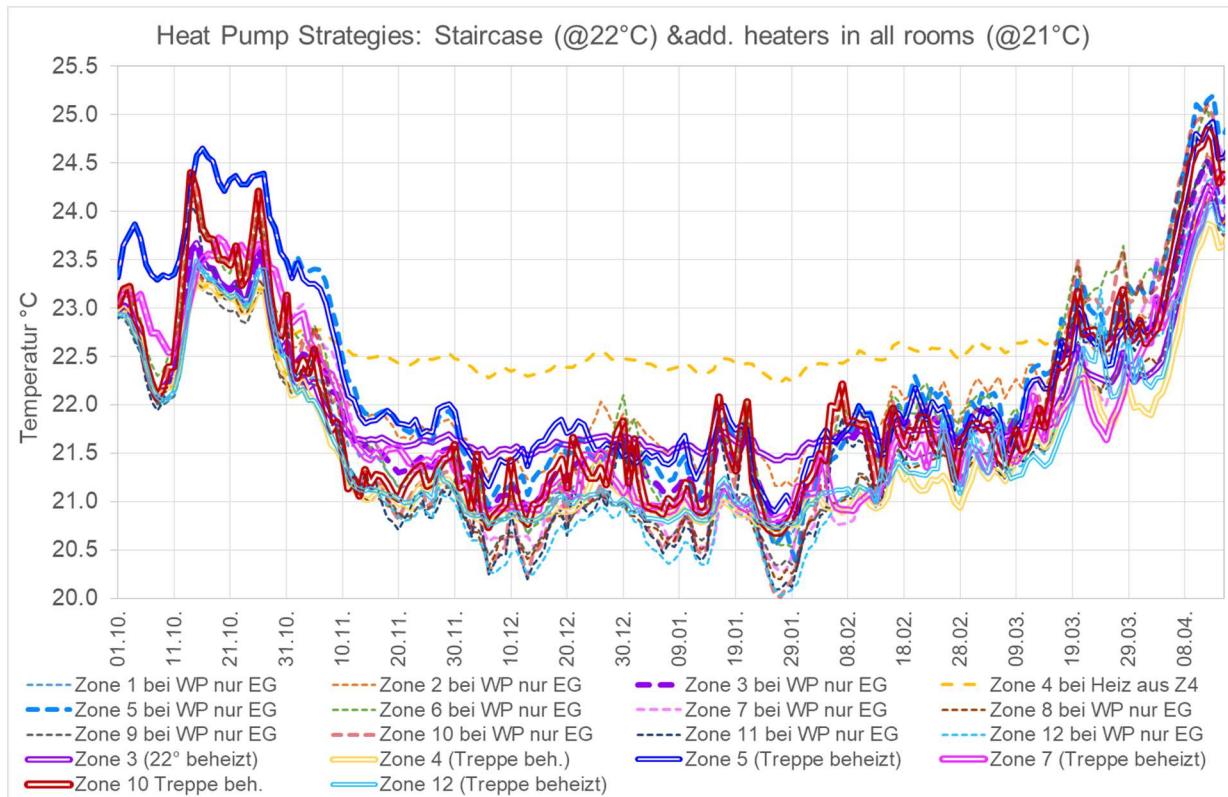


Abbildung 132 Eine verbesserte Wärmepumpen-Strategie (doppelte Linien, tagesmittlere Temperaturen) mit Gebläseventilator im Treppenhaus (Sollwert 22°C) sowie additiv elektrischen Einzelheizquellen (z.B. IR-Lampen) in allen Räumen (Sollwerte: 21 °C); verglichen mit: Wärmepumpen-Wärmequelle nur im Esszimmer (wie gebaut), Messwerte, gestrichelte Kurven. Das Temperaturfeld mit der Wärmeabgabe im Treppenhaus ist deutlich gleichmäßiger.

In Tabelle 21 sind die monatlichen Verbrauchswerte der hier diskutierten Varianten zur Beheizung zusammengestellt. Es ist erkennbar, dass der Wärmeübergabeverlust der Beheizung allein aus dem Esszimmer des Erdgeschosses rund 20% des Wärmebedarfs beträgt – die Variante mit besserer Regelung und Wärmezufuhr im Erdgeschoss des Treppenhauses vermeidet diese Verluste bis auf rund 1%.

Vergleichen wir die Stromverbrauchswerte, so ist die getestete Wärmepumpenlösung trotz der hohen Übergabeverluste und des etwas enttäuschenden COP immer noch um gut 40% stromsparender als es das Heizen mit ideal arbeitenden elektrischen Konvektoren ist (getestet und gemessen im Betriebsjahr 2020/21 und hier mit Hilfe der Simulation auf die Randbedingungen des Jahres 2019/20 zurückgerechnet). Mit einer verbesserten Regelstrategie der Wärmepumpe und der Aufstellung des Gebläsekonvektors im Treppenhaus (statt im Esszimmer) würde der Stromverbrauch nur 42% des bei direkt elektrischer Erwärmung anfallenden Verbrauchs betragen. Das sind dann nur noch 3.6 kWh/(m²a) für die Heizung der gesamten Wohnung und noch einmal rund 28% weniger als heute.

Auch die COP-Werte der bisher bei Raumklima-Geräten eingesetzten Wärmepumpen lassen zu wünschen übrig – hier sind offensichtlich bedeutende Verbesserungen möglich, z.B. allein durch eine Umkehr der Ausblasrichtung im Heizungsfall und die bessere Einbindung der Kompressorwärmeabgabe in die Nutzwärme. Das diese für den Heizfall suboptimal gelöst ist, liegt vor allem daran, dass die betreffenden Geräte ursprünglich für den Kühlfall entwickelt und optimiert wurden – und die gewählten Lösungen genau diesen Fall optimieren, für den Heizbetrieb aber grundsätzlich ungünstig sind.

Nehmen wir optimistisch eine erreichbare Jahresarbeitszahl (seasonal performance factor) von 3.33 an, so ergibt sich mit einem solchen verbesserten Splitgerät nur noch ein Strombedarf von rund 400 kWh/a oder 2.7 kWh/(m²a). Ähnliche Ergebnisse lassen sich im Objekt mit einer zentralen Luft-Wasserwärmepumpe, die auf das bereits bestehende hydraulische Verteilnetz für die Verteilung zugreift, erzielen.

Die Kombination von sehr gutem Wärmeschutz und Wärmepumpen ist somit gut geeignet, nachhaltige Heizwärme-Versorgungslösungen zu ermöglichen. Auch die bereits realisierte Variante mit dem noch nicht optimierten Raumklima-Splitgerät bietet bereits eine akzeptable Lösung.

Tabelle 21 Vergleich der notwendigen Wärmeabgabe der Wärmepumpenlösungen zu der einer raumweise ideal geregelten E-Konvektor-Heizung (rot) sowie zugehörige Stromverbrauchswerte.

Heizwärme monatlich			
	gemessen Wärmepumpe	Simulation Wärmepumpe	Simulation Ideal-Heizung E- Konvektoren
Monat	Esszimmer kWh	Treppenhaus kWh	
10	0.0	0.0	0.0
11	191.2	218.6	206.3
12	484.1	377.0	390.4
1	465.4	413.4	428.1
2	353.5	215.3	201.5
3	173.4	100.7	91.8
4	0.0	0.5	0.0
Jahr 2019/20	1667.7	1325.5	1318.1
η -Übergabe kWh/(m²a)	79%	99%	100%
	10.7	8.5	8.4
Stromverbrauch für Heizung monatlich			
	gemessen Wärmepumpe	Simulation Wärmepumpe	Simulation Ideal-Heizung E- Konvektoren
Monat	Esszimmer kWh	Treppenhaus kWh	
10	0	0.0	0.0
11	116.8	91.1	206.3
12	206.8	164.3	390.4
1	202.9	180.4	428.1
2	155.9	85.6	201.5
3	85.1	32.5	91.8
4	0	0.0	0.0
Jahr 2019/20	767.5	553.9	1318.1
relativ zu E- Konv.	58%	42%	100%
Strom kWh/(m²a)	4.9	3.6	8.4

12.13 Heizung über raumweise geregelte Radiatoren aus einem hydraulischen Wärmeverteilsystem

Das 1990 errichtete Gebäude weist in allen Räumen (bis auf Küche und Treppenhaus) thermostatisch regelbare Radiatoren auf. Diese wurden im Untersuchungszeitraum dieses Projektes nicht betrieben, waren allerdings die Standardwärmeübergabe von 1991 bis 2016. Die hydraulische Versorgung für diese Radiatoren kommt aus der zentralen Wärmeerzeugungsanlage, die mit einem Gas-Brennwertkessel für alle vier Wohneinheiten betrieben wird. Der Kessel mit 18 kW Nennleistung ist seit 1991 in Betrieb und wird in den nächsten Jahren durch eine Wärmepumpe ersetzt werden. Für die HeizwärmeverSORGUNG ist dafür nach den Ergebnissen dieser Untersuchung ein maximale Heizleistung von 8 kW ausreichend.

Die verwendeten Heizkörper sind vom Typ 11, Höhe 900 mm, Breite 500 mm für die Zonen 5,6 und 8 bis 12 sowie vom Typ 22 für die Zonen 1 und 4 (jeweils B x H 500 mm x 900 mm) sowie das Bad (Zone 7, dort 600 mm x 500 mm). Diese Heizkörper weisen für 55/45°C-Betrieb Nennwärmabgabekapazitäten von 366 W (Typ 11) sowie 602 W (Typ 22 im Erdgeschoss) und 448 W (Bad) auf. Die Nennheizleistung aller Heizkörper im Objekt addiert sich auf 4200 W; das ist mehr als das doppelte der tatsächlich auftretenden maximalen Heizlast, so dass dieses Verteilsystem bei niedrigerer Vorlauftemperatur betrieben werden kann (eine Lastberechnung liefert 41/35 für Vorlauf-/Rücklauftemperatur des Systems im Auslegungsfall).

Simulationsläufe wurden für den Betrieb mit diesen vorhandenen Radiatoren und mit einer erheblich vergrößerten Flächenheizung (3 fache Wärmeabgabefläche) durchgeführt. Daber ergeben sich Strahlungsanteile der Wärmeabgabe von rund 20% und etwa 50%.

Abbildung 133 dokumentiert die sich ergebenden Werte für die monatlichen Heizwärmeverdampfungsleistungswerte einer solchen Heizstrategie inkl. der Wärmeübergabeverlust – dies nehmen mit höheren Strahlungsanteilen leicht zu, da auch die Innenoberflächen der Außenbauteile bei höheren Strahlungsanteilen wärmer werden und sich die Verluste daher erhöhen (um 3% bei den verwendeten Radiatoren und um 6.6% bei 50% Strahlungsanteil). Weil zugleich die operative Temperatur leicht ansteigt, wird es möglich, die Sollwerte zurück zu nehmen, wodurch der Mehrbedarf nahezu vollständig wieder kompensiert wird.

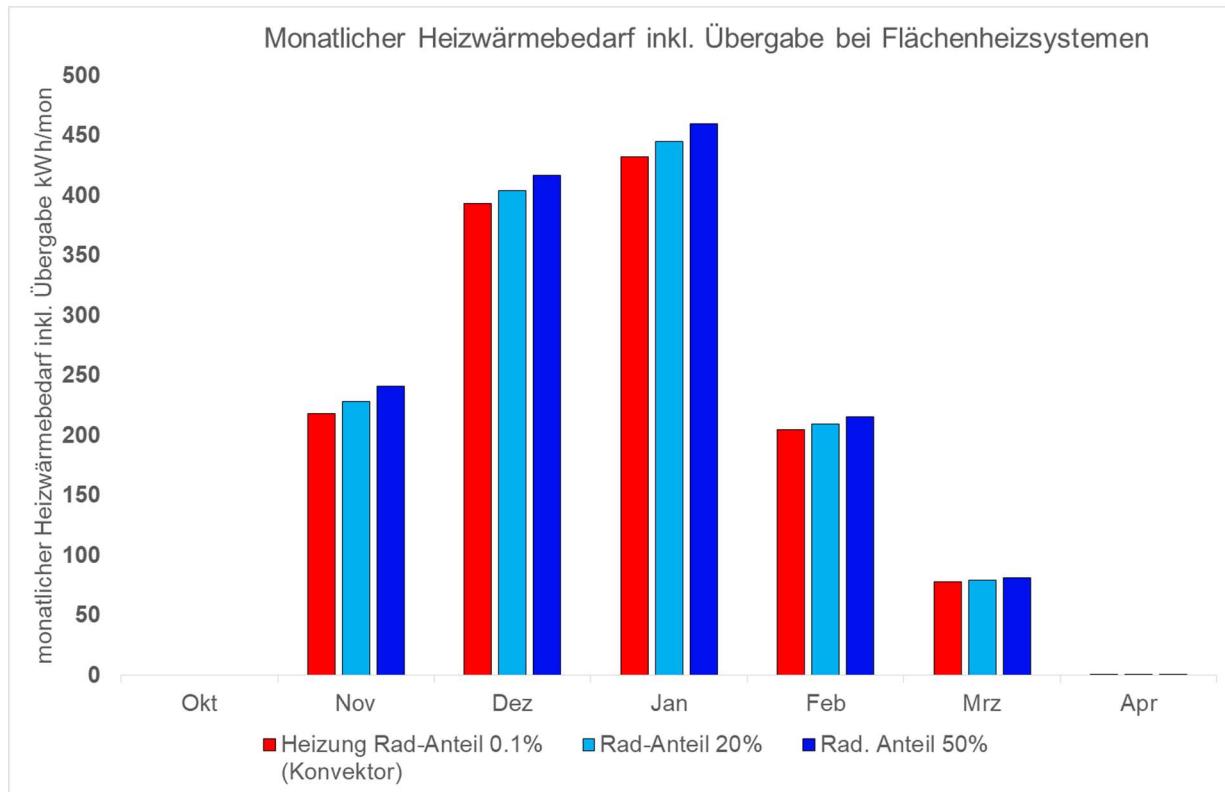


Abbildung 133 Monatliche Heizwärmebedarfswerte (für die Periode 2019/20) inkl. Wärmeübergabeeffekten bei Heizflächen mit quasi nicht vorhandenem (Konvektor) sowie 20% und 50% Strahlungsanteil der Wärmeübergabe.

Eine zentrale hydraulisch betriebene Wärmepumpe kann bei den vorhandenen Heizkörpern als Luft-Wasser-Wärmepumpe eine Jahresarbeitszahl (SPF) von rund 2.7 erreichen, damit wäre der Strombedarf für die Heizung einer Wohneinheit rund 425 kWh/a (oder 2.7 kWh/(m²a)). Mit einer Wasser/Wasser- oder Erdreich/Wasser-Wärmepumpe sind sogar Jahresarbeitszahlen um 4 erreichbar, der Heizstrombedarf reduziert sich damit auf ca. 354 kWh oder 2.3 kWh/(m²a) und damit weniger als die Hälfte des mit dem Splitgerät gemessenen Verbrauchs.

Bzgl. der Energieeffizienz erweisen sich die zentral-hydraulischen Wärmepumpensysteme damit als überlegen.

12.14 Stromverbrauch der unterschiedlichen Systemlösungen im hier untersuchten Objekt sowie einer EnerPHit-Sanierung

In Abbildung 134 werden die gesamten Endenergiebedarfswerte (Strom) für 4 Varianten der Systemlösung im Gebäude (wie gebaut) gegenübergestellt. Dazu kommt eine weitere Variante, bei der das Gebäude ein saniertes Altbau nach EnerPHit-Systematik (Heizwärmebedarf dann $35 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$) ist:

- I. Wie im Basisfall behandelt mit einer Split-Wärmepumpe im Erdgeschoss für die Heizung und direkt elektrischer Warmwasserbereitung.
- II. Verbesserte Effizienz bei den elektrischen Hausgeräten gemäß heute verfügbarer Technik (insbesondere Kühlschrank und Küchengeräte, Induktionsherd statt Gasherd) bei etwas erhöhtem Kühlbedarf (2032), Heizung und Warmwasserbereitung wie bei I.
- III. Zusätzlich Umstellung auf Warmwasserbereitung mit einer zentralen Warmwasser-Wärmepumpe mit einer Jahresarbeitszahl von 2.
- IV. Wie III, jedoch das Splitgerät für die Heizwärmeerzeugung neu im Treppenhaus aufgestellt entsprechend einer Jahresarbeitszahl Heizung von 2.35.
- V. Verwendung der vorhandenen hydraulischen Heizwärmeverteilung für eine zentrale Luft-Wasser-Wärmepumpe (wie in Abschnitt 12.13 behandelt, SPF für Heizung 3.33), welche auch die Warmwasserbereitung mit dem vorhandenen Trinkwasserspeicher übernimmt (JAZ 2.2).
- VI. Das gleiche System wie im Fall V, allerdings mit einem Gebäude, das einer EnerPHit-Sanierung eines Bestandsgebäudes mit dann $35 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ Heizwärmebedarf entspricht.

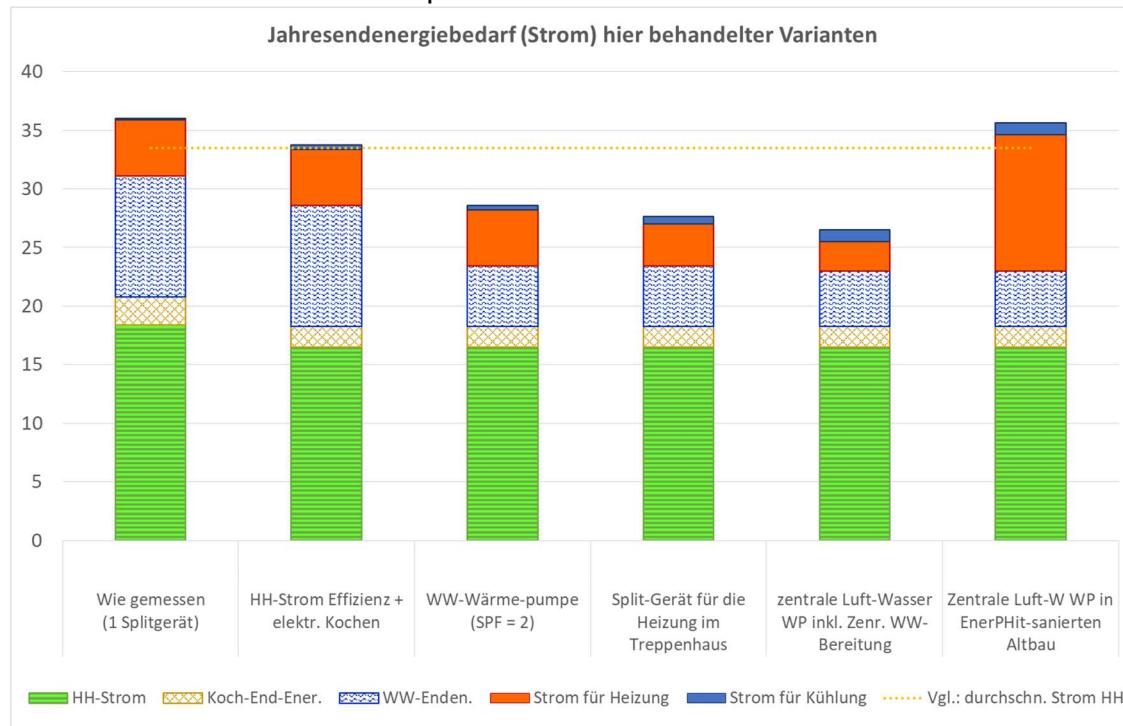


Abbildung 134 Endenergiebedarf von fünf Systemvarianten im Passivhaus sowie eine EnerPHit-Sanierungs-Variante im Vergleich zum durchschnittlichen heutigen Stromverbrauch im Sektor Haushalte (orange gestrichelt).

Zum Vergleich ist im Diagramm auch der heutige (2019) durchschnittliche Strombezug der Haushalte in Deutschland dargestellt (orange-gestrichelt, 33.5 kWh/(m²a) gemäß [E-Daten]). In etwa diese Gesamtstromerzeugung ist im Übrigen auch durch Nutzung von 60% der Dachfläche des betreffenden Gebäudes mit PV-Paneele möglich¹². Die Zusammenstellung zeigt:

- Es gibt für den Neubau und für den Bestand unterschiedliche Systemlösungen, die sich alle eine vollständige Umrüstung auf Strom als alleinigem Endenergieträger für alle Haushalte eignen, sofern mindestens ein baulicher Wärmeschutzstandard gemäß einer EnerPHit-Sanierung erreicht wird (ein Drittel EnerPHit(i) mit nur Innendämmung, 2/3 EnerPHit mit außenliegendem Wärmeschutz).
- Alle dargestellten Lösungen liegen im Gesamtstromverbrauch unter (III bis V) oder nur geringfügig über dem durchschnittlichen Stromverbrauch der Haushalte im Jahr 2019. Im Durchschnitt würde sich so eine vollständige Umstellung auf elektrische Versorgung bei etwa gleichbleibendem Strombedarf¹³ der Haushalte erreichen lassen.
- Der für die Versorgung dieser Varianten benötigte Strom lässt sich bei einem zügigen Ausbau der erneuerbaren Stromversorgung innerhalb der Umstellperiode (ca. 15 bis 20 Jahre) vollständig aus erneuerbaren Energiequellen gewinnen, wozu etwa eine Verdopplung der heutigen Kapazitäten für Wind- und PV-Stromerzeugung erforderlich ist.

¹² Allerdings nicht zeitsynchron zum Energiebedarf des Gebäudes, weshalb es eine Einbindung sowohl des Endenergiebezugs des Gebäudes (im Winter im wesentlichen aus Windenergie) als auch der erneuerbaren Erzeugung (vor allem Überschüsse im Sommer, die für andere Nutzer und für die Erzeugung von erneuerbar gewonnenem Wasserstoff zur Verfügung stehen) bedarf.

¹³ Bedenke: Ohne die bauliche Modernisierung würde sich der Strombedarf der Objekte mehr als verdoppeln; das bringt die Netze und das Potential für erneuerbare Stromerzeugung an die jeweiligen Grenzen.

13 Untersuchungen zum Nutzerverhalten

13.1 Veränderung der Solltemperaturen im Winter

13.1.1 Fall ohne Nachtabsenkung

Nutzer könnten auch im Passivhaus eine durchgehende Beheizung (hier zunächst auf Standard-Sollwert 21.75 °C) für alle Räume wünschen. Diese Situation haben wir mit dem Fall „OhneNA“ untersucht, wobei alle übrigen Randbedingungen und Gebäudedaten wie im Basisfall für die Idealheizung belassen wurden.

13.1.2 Unterschiedliche Solltemperaturen

Die Solltemperaturen, hier nun ohne Nachtabsenkung, wurden im Spektrum der überhaupt denkbaren Werte von 18°C (im Notfall durchaus gesund „überstehbar“) bis 24°C (extreme Nutzeranforderung, kommt aber in messtechnisch begleiteten Projekten vor).

Wir beginnen mit dem Extremfall einer Anforderung von nur 18°C. Abbildung 135 zeigt die Temperaturentwicklung in typischen Räumen und den Verlauf der Heizleistung für den Januar (Monat mit dem höchsten Bedarf). Die 18°C werden offensichtlich nur selten erreicht, meist liegen die Temperaturen darüber. Ein Bedarf an Heizung besteht maximal an 7 zusammenhängenden Tagen und das Maximum der benötigten Heizleistung beträgt für diese Betriebsweise 2.34 W/m² (maximal 365 Watt für das ganze Haus). Die nur noch erforderlichen 52 kWh (für das ganze Haus im ganzen Jahr) - das „ginge“ zur Not auch für Deutschland z.B. mit einem sehr kleinen Teil der Rapsölrente oder mit ein paar Kerzen, die auch leicht bevorratet werden können für den Notfall.

Die mittlere Temperatur im kältesten Monat (Januar in diesem Fall) beträgt im Mittel im ganzen Haus dann 18.53 °C. Im Dezember ist es noch um die 19 °C warm, im Februar bereits wieder 19.28 °C. Dieser Fall illustriert die Passivhaus-Temperatur-Versicherung für das Gebäude – auch in Fällen mit extremen Problemen der Energieversorgung, die hoffentlich nie eintreten werden, können hier noch erträgliche Lebensbedingungen aufrecht erhalten werden. Werden die meisten Gebäude auf einen solchen Standard verbessert, dann wird mit einem so niedrigen Energiebedarf auch die Wahrscheinlichkeit solcher Fälle viel geringer, weil die Infrastruktur einfacher und weniger störanfällig bleiben kann.

Ganz ohne Heizung würden die Temperaturen über wenige Tage des Winters (bei diesem Wetterdatensatz vom 27.1 bis 30.1.) auf knapp über 17°C absinken. Unter solch extremen Bedingungen können die Nutzer jedoch z.B. die Nutzung auf einen Teil des Gebäudes konzentrieren und so durch die dann dort höheren internen Wärmequellen sogar wieder etwas komfortablere Bedingungen erreichen.

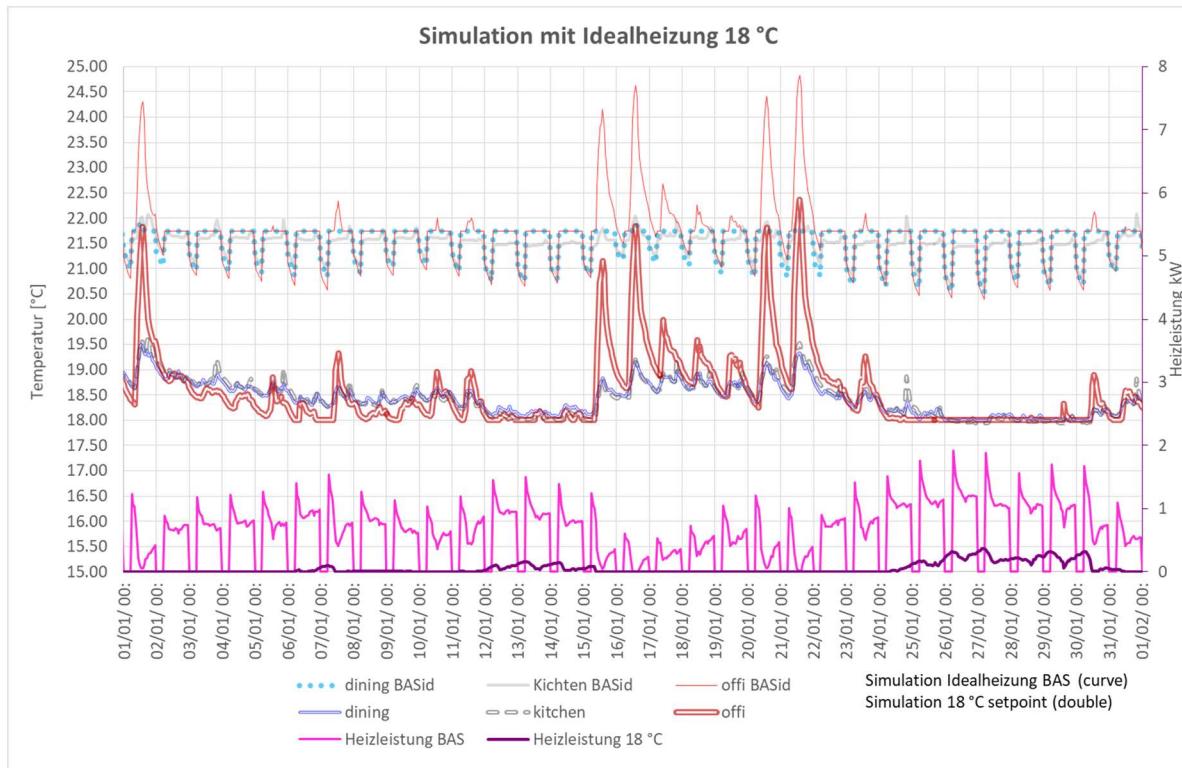


Abbildung 135 Simulation mit 18°C konstantem Sollwert (ohne Nachtabsenkung). Es muss mit diesem Sollwert nur noch wenig geheizt werden (insgesamt nur 52 kWh oder 0.333 kWh/(m²a) – das kann als „Fast-Null“ angesehen werden).

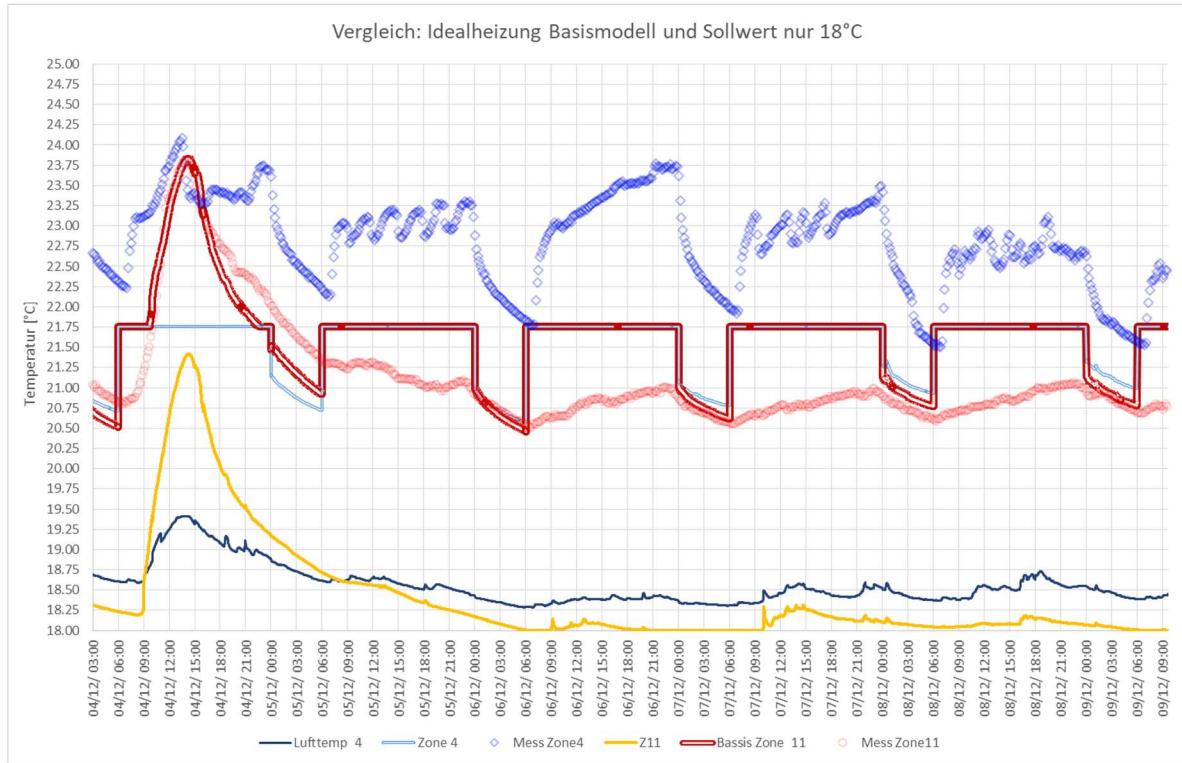


Abbildung 136 Mit Zeitauflösung 10 Min: Fall mit Sollwert der Raumtemperaturen nur 18°C. Auch hier ist erkennbar, dass es nur vereinzelt Tage gibt, an denen dafür etwas Heizwärme zugeführt werden muss.

Abbildung 136 zeigt die Verläufe um Anfang Dezember 2019 in 10-Minuten-Auflösung – im Vergleich mit dem 21.75 °C Basisfall; auch die Messwerte aus dem bewohnten Haus (natürlich mit einer ganz anderen Betriebsweise) sind noch einmal eingeblendet. Bei nur noch 18°C Sollwert liegen die Temperaturen natürlich deutlich niedriger. Bei einem guten Solarangebot (z.B. am 4.12.) steigen die Temperaturen tagsüber in einzelnen Räumen immer noch auf über 21°C an; an trüben Tagen (z.B. 7.12.) ist der Temperaturanstieg mit +0.25 K natürlich weniger bedeutend. Erkennbar ist, dass in Zone 4 (Esszimmer) in dieser Periode gar nicht geheizt wird und die Temperaturen trotzdem auch an trüben Tagen über 18.5°C liegen.

13.1.3 Entgegengesetzter Extremfall: 24 °C Solltemperatur-Anforderung

Der Heizwärmebedarf steigt unter solchen Anforderungen gegenüber dem Basisfall um ziemlich genau 100%, nämlich auf 2655 kWh/a oder 17 kWh/(m²a). Das sind immer noch mit den hier diskutierten einfachen Heizsystemen leicht darstellbare Werte. Zumal die maximale Heizlast bei nur 1744 Watt liegt (11.2 W/m²). Diese Leistung könnte z.B. problemlos für einen Heizlüfter aus dem Netz entnommen werden, selbst wenn das „alle so machen“. Ein von uns vorgeschlagene und zweckmäßige Lösung ist das allerdings nicht – mit einer Wärmepumpe lässt sich der Wert mindestens halbieren, wenn nicht sogar um einen Faktor vier weiter senken. D.h., selbst eine solche extreme Temperaturanforderung wäre ökonomisch und sogar ökologisch im Passivhaus noch zulässig – obwohl dies ganz sicher keine Empfehlung für ein vernünftiges Nutzerverhalten ist. Mit ein wenig an die Wintersituation angepasster Kleidung kann im Passivhaus bei um 21.5 °C regelmäßig ein behagliches Innenklima dargestellt werden und der Energiebedarf bleibt dann auf dem Niveau des Basisfalls.

Es wurden weitere Varianten mit Tag- und Nachtsollwert-Temperaturen von 19°C, 20°C, 21°C, 23°C und 24°C gerechnet, von den wir nur den oberen Extremfall (24 °C) hier mit Detailverläufen diskutieren wollen. Abbildung 137 stellt Januar-Temperaturverläufe für diesen Fall dar. Hier muss jetzt im Januar durchgehend geheizt werden. Auch in den Bereichen ohne Heizwärmezufuhr (Küche z.B.) bleiben dabei die Temperaturen dauerhaft über 23.75 °C. Der Verlauf der Heizleistung bleibt (vielleicht überraschend) auch bei einer solch extremen Anforderung immer noch moderat, im Maximum werden 11.2 W/m². Der Jahresheizwärmebedarf unter diesen Bedingungen ist mit 17 kWh/(m²a) immer noch ein geringer Wert im Vergleich zu üblichen Werten in Standard-Neubauten nach GEG oder im Gebäudebestand (dort über 130 kWh/(m²a)). Allerdings führt ein solches Nutzerverhalten zu einer Steigerung des Bedarfs um ziemlich genau 100% (sprich: einer Verdopplung des Bedarfs). Dies muss immer vor dem Hintergrund des extrem kleinen Verbrauchs im Basisfall (8.5 kWh/(m²a)) gesehen werden. Diese sehr niedrigen Werte ermöglichen es, auch aus ökologischer Sicht

solche extremen Nutzungen noch akzeptieren zu können. Selbstverständlich sollte das aber nicht das Verhaltens-Leitbild für alle werden.

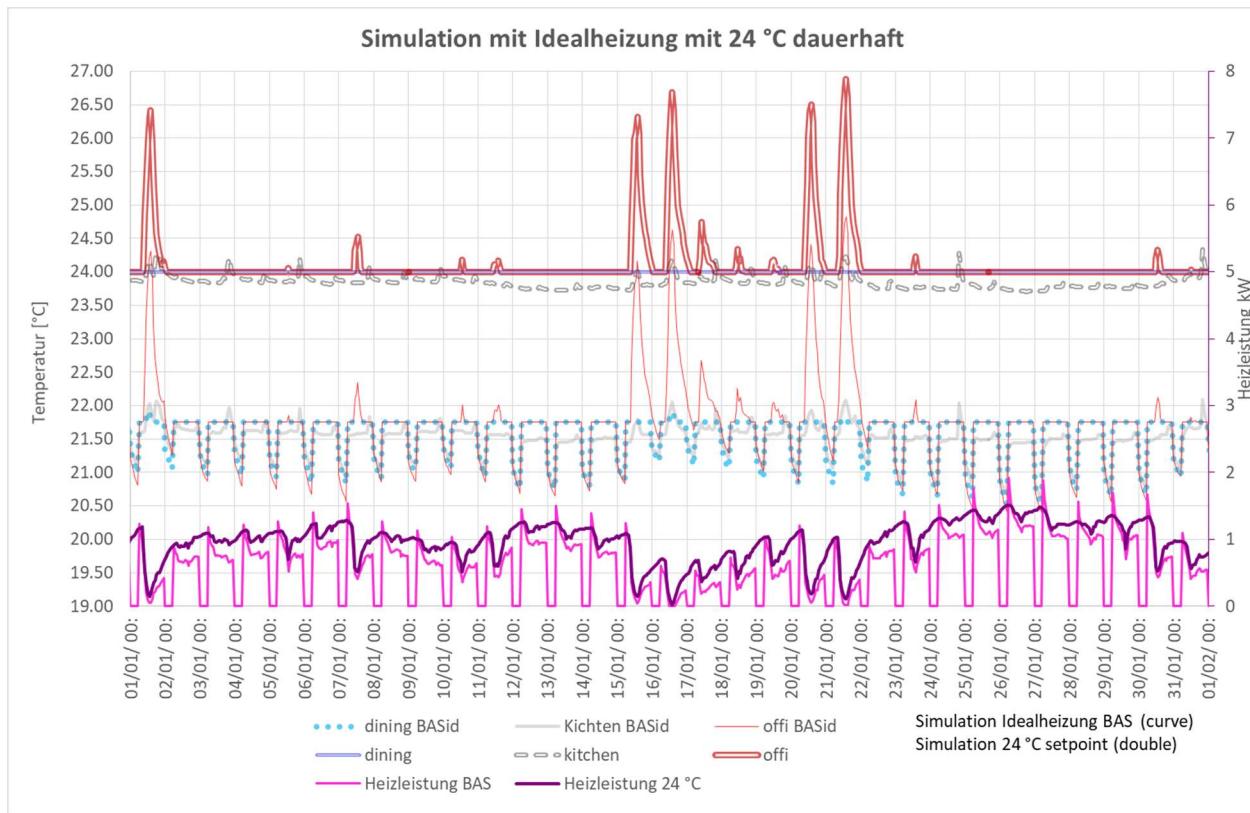


Abbildung 137 Extremanforderung: 24°C Sollwert im Winter in allen beheizten Räumen (ohne Nachtabenkung).

Abbildung 138 zeigt für den 24°C Sollwert charakteristische Temperaturverläufe mit 10 Minuten-Auflösung. Es ist erkennbar, dass für diesen Sollwert im Winter fast immer aktiv geheizt werden muss. Die Temperatur verläuft dann „Strich“ bei 24°C, außer an Tagen mit direkter Solareinstrahlung. An solchen Tagen steigen die Temperaturen in den Südräumen dann im Winter um weitere 1.94 K an; diese Temperaturzunahme ist kaum verschieden zu der im Basisfall der Idealheizung (2.06 K). Die Leistung der Solarstrahlung an solchen Tagen ist zeitweise so hoch, dass sie den Heizbedarf im betreffenden Raum deutlich überschreitet; dass führt sodann zu einer gewissen (noch im Komfortbereich liegenden) Übertemperatur und zum Aufladen der Wärmekapazitäten in diesem Raum.

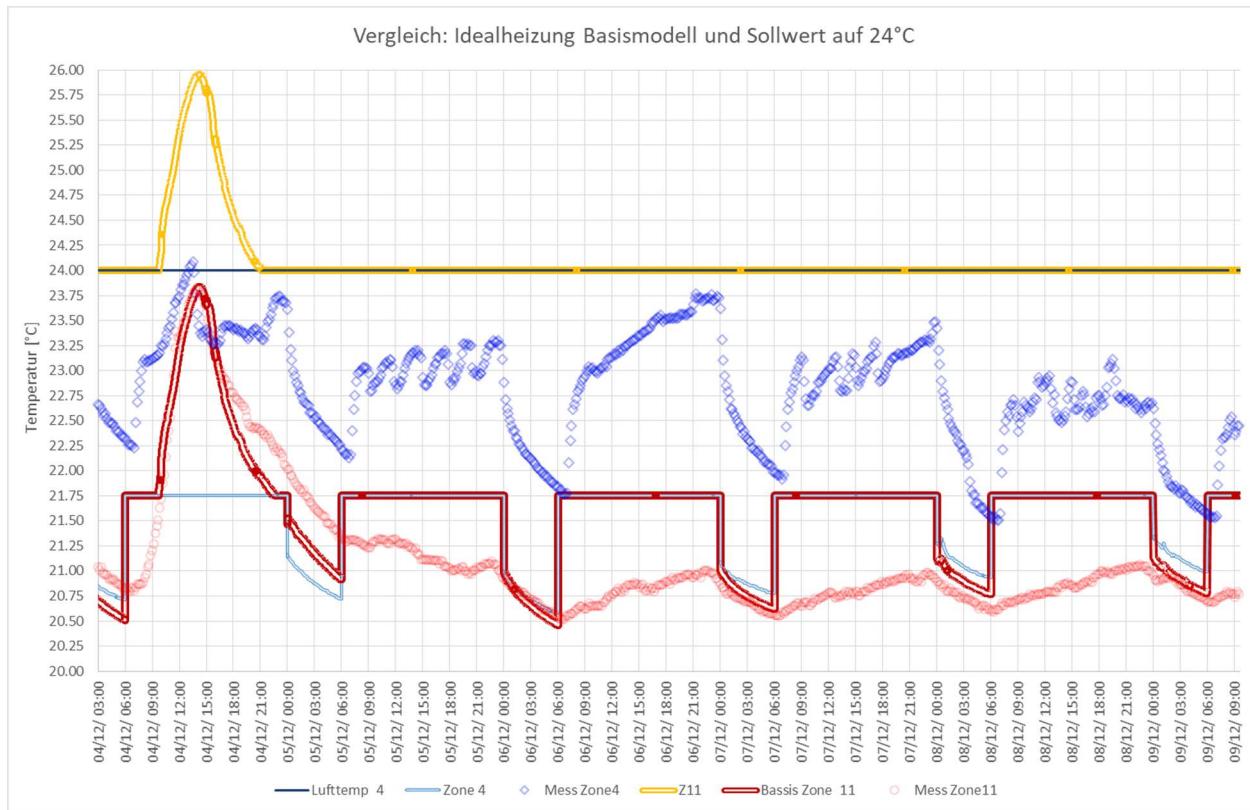


Abbildung 138 Mit Zeitauflösung 10 Min: Fall mit Sollwert der Raumtemperaturen 24°C. Hier muss im Januar dauerhaft geheizt werden, die maximale Heizleistung bleibt aber immer noch kleiner als 11.2 W/m² oder 1,74 kW für das ganze Haus.

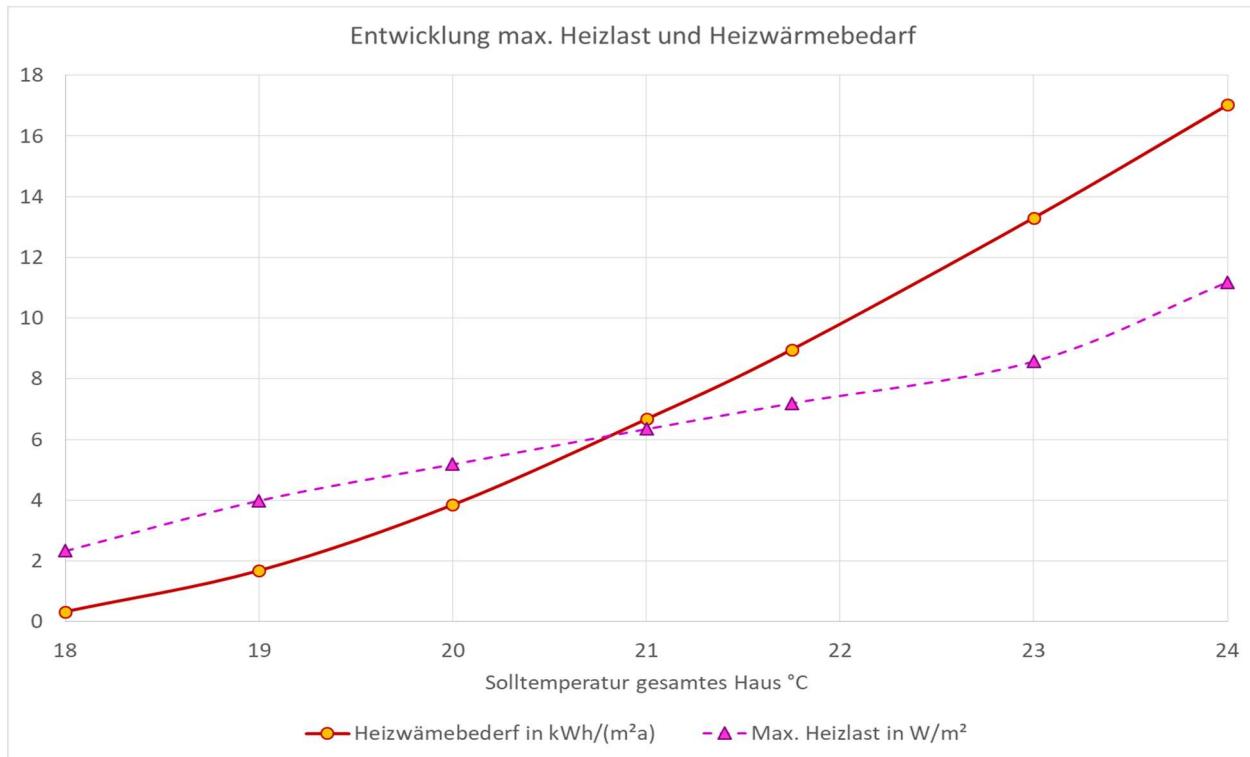


Abbildung 139 Abhängigkeit des Heizwärmebedarfs (durchgezogene Linie) und der maximalen Heizlast (gestrichelt) von der vom Nutzer geforderten Solltemperatur (Passivhaus-Standard).

Wir können nun die Abhängigkeit der thermischen Kennwerte von der gewählten Solltemperatur im baulichen Fall Passivhaus (wie hier gebaut) diskutieren. Abbildung 139 zeigt die mit dem validierten Simulationsmodell ermittelten Werte für den Jahresheizwärmeverbrauch und für die maximale Heizlast bei Solltemperaturen zwischen konstant 18°C und 24°C im Vergleich: Wir erkennen hier einen von „nahe Null“ erst allmählich und dann steil ansteigenden Verlauf bei der Heizwärme. Bei den niedrigen Solltemperaturen (bis 20°C) handelt es sich tatsächlich um das jeweilige „Auffüllen“ von zunächst seltenen, später immer häufiger auftretenden Phasen mit niedrigen Außentemperaturen und geringen Solargewinnen, die durch geringe zusätzliche Heizleistungen überbrückt werden müssen. Diese Extremsituationen wären auch mit sehr gut gedämmten Gebäuden nur mit immer stärker zunehmendem Aufwand vollständig zu vermeiden, spielen aber ökologisch und ökonomisch keine bedeutende Rolle – da der Gesamtbedarf bei wenigen 100 kWh im Jahr liegt und dieser jederzeit durch natürliche Ressourcen (im Bereich von weniger als 10 l Öl-Äquivalent) nachhaltig gedeckt werden kann. Es lohnt sich somit tatsächlich nicht, vom Passivhaus ausgehend noch weitere Einsparungen zum echten „Nullheizenergiehaus“ anzustreben. Einfacher ist es dann, für den äußersten Notfall ein paar Kerzen vorrätig zu halten.

Ab Sollwerten von 20 °C steigt der Heizwärmeverbrauch im Passivhaus um durchschnittlich 3.2 kWh/(m²a · K) mit jedem Grad höherer Solltemperatur, was etwa 20%/K des Verbrauchs im Basisfall sind. Höhere Innentemperaturen haben daher einen sehr großen Einfluss auf das relative Ergebnis. Allerdings bleiben die absoluten Verbrauchswerte auch bei den höchsten realistisch denkbaren Sollwertanforderungen immer noch sehr gering (das Maximum hier bei 17 kWh/(m²a) mit einer 24 °C Anforderung, was immer noch nur ein Achtel des Verbrauchs durchschnittlicher Gebäude gleicher Größe im Bestand darstellt).

Temperaturunterschiede in den Wohnungen erklären damit einen bedeutenden Teil der beobachteten Streuung durch das Nutzerverhalten; dies war auch empirisch durch die Messungen in Passivhaussiedlung bereits erkannt worden (vgl. [Johnston 2020]). Dies wird durch den Wärmeaustausch über Trennwände zu Nachbarn noch verstärkt.

Dies legt eine weitere, bisher wenig diskutierte Perspektive offen: Gebäude mit hoher thermischer Energieeffizienz erlauben relativ zu ihrem an sich schon sehr geringen Verbrauch in ernsten Krisensituationen eine zusätzliche durch die Nutzer steuerbare Einsparung in nennenswerter Höhe (über 50%), ohne dass dadurch ein nicht mehr erträglicher Diskomfort eintreten muss. Die dann erreichten Bedarfswerte sind so gering, dass sie auch in Krisenzeiten für alle problemlos aus natürlichen Ressourcen bereitgestellt werden könnten. Das bringt eine hohe zusätzliche individuelle und gesellschaftliche Sicherheit gegenüber solchen Situationen; abgesehen davon, dass der ohnehin geringe Bedarf solcher Gebäude die Wahrscheinlichkeit für solche Krisen bedeutend reduziert.

Die andere Seite der Abhängigkeit des Bedarfs von den Sollwerten ist die Verbrauchssteigerung bei höheren Innentemperaturen. Prozentual am Ausgangsverbrauch des Gebäudes sind diese mit um 20%/K in Passivhäusern höher als in konventionellen Niedrigenergiehäusern (vgl. Kapitel 13.7.1), wo diese nur etwa 11.5%/K beträgt. Die prozentuale Angabe verleitet aber hier zu einem Fehlschluss: Die tatsächliche Verbrauchssteigerung beträgt nämlich im Fall des Passivhausstandards bei nur etwa 3.2 kWh/(m²a·K) je Grad, im NEH-Fall dagegen um 4.9 kWh/(m²a·K). Die Auswirkungen höherer Solltemperaturen sind somit bei schlechter gedämmten Gebäude absolut höher als im Passivhaus-Fall – mit entsprechenden Konsequenzen für den Gesamtbedarf an Energieträgern in einer Region und auch die daraus resultierenden ökologischen Belastungen. Dies wird insbesondere dadurch deutlich, dass der resultierende höchste Verbrauch bei hoher Solltemperatur (nämlich um 17 kWh/(m²a) bei konstant 24°C) immer noch so gering ist, dass er ökologisch verträglich und ökonomisch tragfähig bleibt.

Ebenfalls in Abbildung 139 ist auch die Entwicklung der maximalen Heizleistung in Abhängigkeit von der Solltemperatur dargestellt. Beim Passivhaus beträgt diese, abgesehen von den extremen Rändern, ungefähr 1.2 W/m²/K mehr je zusätzlich gefordertem Grad der Solltemperatur. Absolut gesehen sind das für die 156 m² Wohnfläche weniger als 200 W insgesamt für das gesamte Gebäude mehr, wenn eine um 1 K höhere Solltemperatur erreicht werden soll – das ist erkennbar eine sehr geringe Leistung (äquivalent der Wärmeabgabe von zwei Personen oder dem Entzünden von 6 Kerzen). Damit wird klar, dass eine solche höhere Solltemperaturanforderung von der technischen Ausstattung des Gebäudes keine extremen Anforderungen bedeutet. Es zeigt aber auch auf, dass 10 W/m² Heizleistung für ein Passivhaus verfügbar sein sollte, auch wenn der rechnerische Leistungsbedarf geringer ist; denn höhere Anforderungen können durchaus im Zuge der Nutzungsdauer von Gebäuden einmal vorkommen: Insgesamt ca. 1600 W verfügbare maximale Leistung ist aber selbst bei den kleinsten Mini-Split-Geräten bzw. selbst mit einem Standard-Heizlüfter bzw. einer elektrischen Kochplatte oder sogar einem Fön immer leicht darstellbar. Vermeidet der Planer Fehler in der Dimensionierung mit dem PHPP, so dürften Leistungsdefizite in Passivhäusern kein Problem darstellen.

13.1.4 Räumlich differenzierte Sollwerte

Hier betrachten wir ein von den Nutzern räumlich differenziertes Heizprogramm: Es werden 21.75° tagsüber in den Aufenthaltsräumen als Sollwert vorgegeben, in denen sich dann tatsächlich Personen aufhalten; das wird von 7:00 – 22:00 angenommen. Nachts geht die Heizung ganz aus. In den Bädern wird während der Nutzung jedoch auf 23° (7:00 – 11:00) hochgeheizt, ansonsten ist die Heizung hier auch aus.

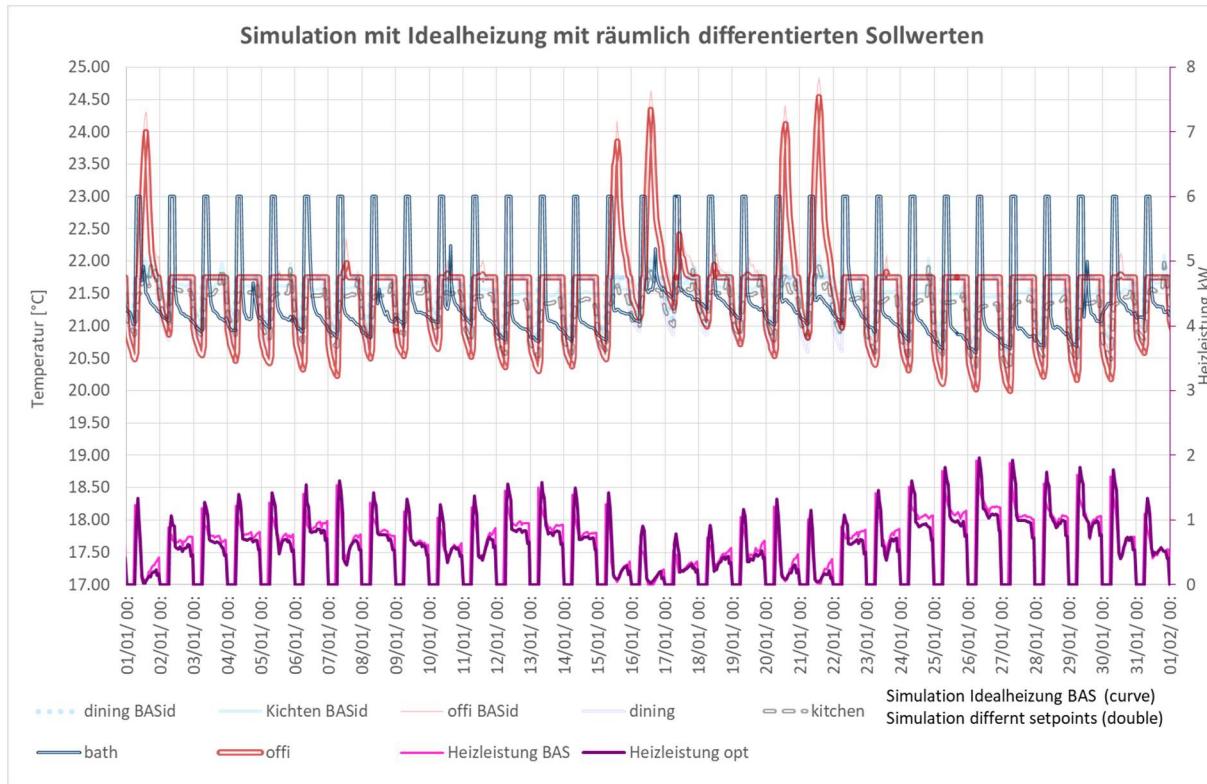


Abbildung 140 Betrieb mit einem zeit- und raumabhängigen Heizprogramm (bei zum Basisfall in Aufenthaltsräumen gleichem Komfort), das den Nutzern in diesem Gebäude zu Zeiten des Aufenthalts gleiche Bedingungen bietet. Einige Räume (wie das Gästezimmer) werden hier nur selten beheizt, andere, wie das Bad, regelmäßig auf 23°C , jedoch nur zu Zeiten der Nutzung.

Abbildung 140 zeigt die Temperatur- und Leistungsverläufe für einen solchen Betriebsfall: Sehr schön sind z.B. die Temperaturspitzen in den Bädern zu erkennen; und auch, dass die Temperaturen dort nach dem Abschalten der Konvektoren-Lufterwärmern ziemlich schnell wieder auf um 21°C zurückgehen. Insbesondere in Abbildung 141 ist zu erkennen, dass auch dauerhaft unbeheizte Räume (z.B. das Gästezimmer im Dachgeschoss) trotzdem „passiv“ mitbeheizt werden und die Temperaturen dort kaum unter 20°C fallen. Dennoch ergibt sich mit dieser Betriebsweise eine Einsparung von 10.8% gegenüber dem Basisfall der Idealheizung: Verbraucht werden noch 1182 kWh/a oder $7.58 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$.

Die maximal erforderliche Heizleistung ist in diesem Fall mit 12.58 W/m^2 oder 1963 W gegenüber dem Basisfall sogar ein wenig erhöht, was vor allem an den Wiederanheiz-Spitzen in den Bädern liegt.

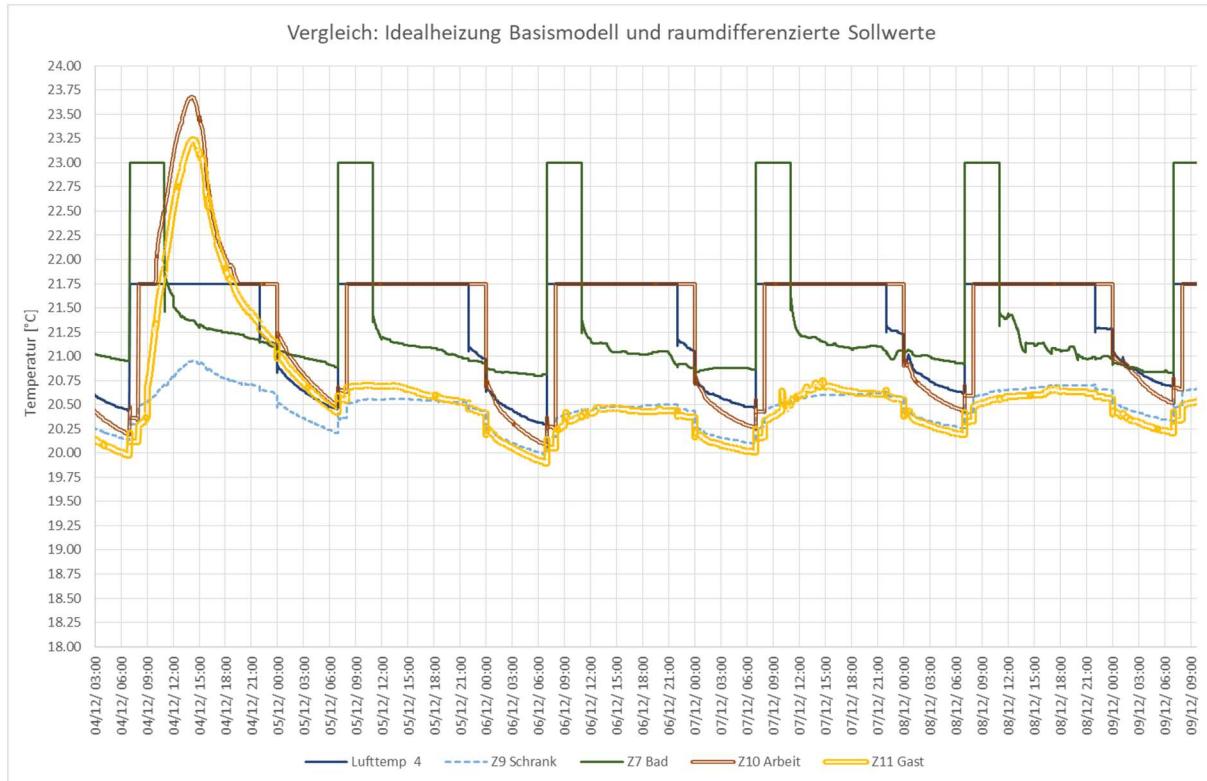


Abbildung 141 Zeitaufgelöste Temperaturverläufe zur Variante „räumlich differenziertes Heizprogramm“. Zu erkennen ist, dass auch dauerhaft unbeheizte Räume (z.B. Das Gästezimmer im Dachgeschoss) trotzdem „passiv“ mitbeheizt werden und die Temperaturen dort kaum unter 20° C fallen. Die Einsparung beträgt 10.8% gegenüber dem Basisfall der Idealheizung.

13.1.5 Ein optimiertes Suffizienzprogramm mit differenzierten, abgesenkten Sollwerten

Dieser Abschnitt behandelt ein Einsparungs-optimiertes Heizprogramm, in dem die räumliche Differenzierung aus dem letzten Abschnitt übernommen wird, nun aber nur noch 21° tagsüber in Aufenthaltsräumen von 7:00 – 22:00, im Bad 23° nur von 7:00 – 11:00 gefordert wird – ansonsten ist die Heizung immer aus.

Die maximale Heizleistung liegt auch damit immer noch mit 11.8 W/m^2 oder 1847 W über der Heizlast des Basisfalls der Idealheizung. Der Jahresheizwärmbedarf ist allerdings mit 908 kWh/a oder $5.82 \text{ kWh/(m}^2\text{a)}$ nochmals reduziert.

Ein bedeutender Teil der hier sichtbaren Einsparung (zwei Drittel davon) kommt hier daher, dass die Solltemperaturen jetzt 21° C sind und nicht mehr 21.75° C ; geregelt wird außerdem in diesem Fall auf die Raumlufttemperatur, so dass sich Effekte durch

die ebenfalls absinkenden Strahlungstemperaturen verstärken. Erkennbar ist aber schon, dass die gewünschten Solltemperaturen einen bedeutenden Einfluss auf den Verbrauch haben – auch im Passivhaus.

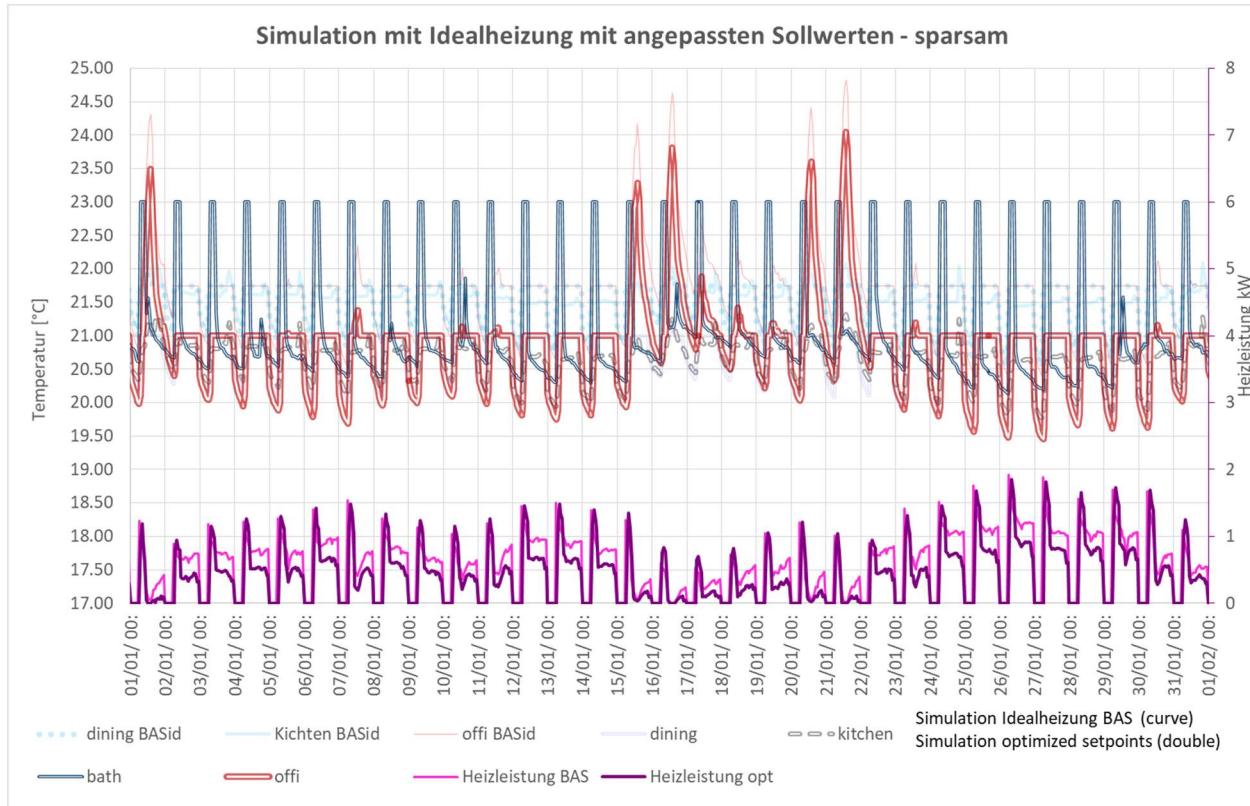


Abbildung 142 Idee zu einem „Minimalverbrauchs-“ Heizprogramm, das den Nutzern in diesem Gebäude zu Zeiten des Aufenthalts im jeweiligen Raum noch gute Bedingungen (21°C) bietet, zugleich aber maximal energiesparend ist. Dazu werden die beheizten Aufenthaltsräume jetzt nur noch auf 21°C beheizt (Absenkung von 21.75°). Die gleichen Räume (wie im zuletzt behandelten Fall, u.a. das Gästezimmer) werden hier nur selten beheizt, andere, wie das Bad, immer noch regelmäßig auf 23°C , jedoch nur zu Zeiten der Nutzung.

Abbildung 142 zeigt Temperatur- und Leistungsverläufe für dieses „Suffizienz“-Programm im Vergleich zum Basisfall mit Idealheizung. Die Reduktion beträgt in dieser Kombination von Absenkung und räumlich sowie zeitlicher Differenzierung jetzt immerhin 31% - ohne dass dafür unzumutbare Opfer von den Nutzern verlangt werden müssen. Das Kleidungsniveau für einen 21°C Sollwert bestimmt sich zu „Unterwäsche (halb), langes Flanell Hemd, Weste, warme Hose, Kniestrümpfe, Schuhe, - sitzend auf gepolstertem Stuhl“ (Eigene Berechnungen gemäß [ISO 7730]).

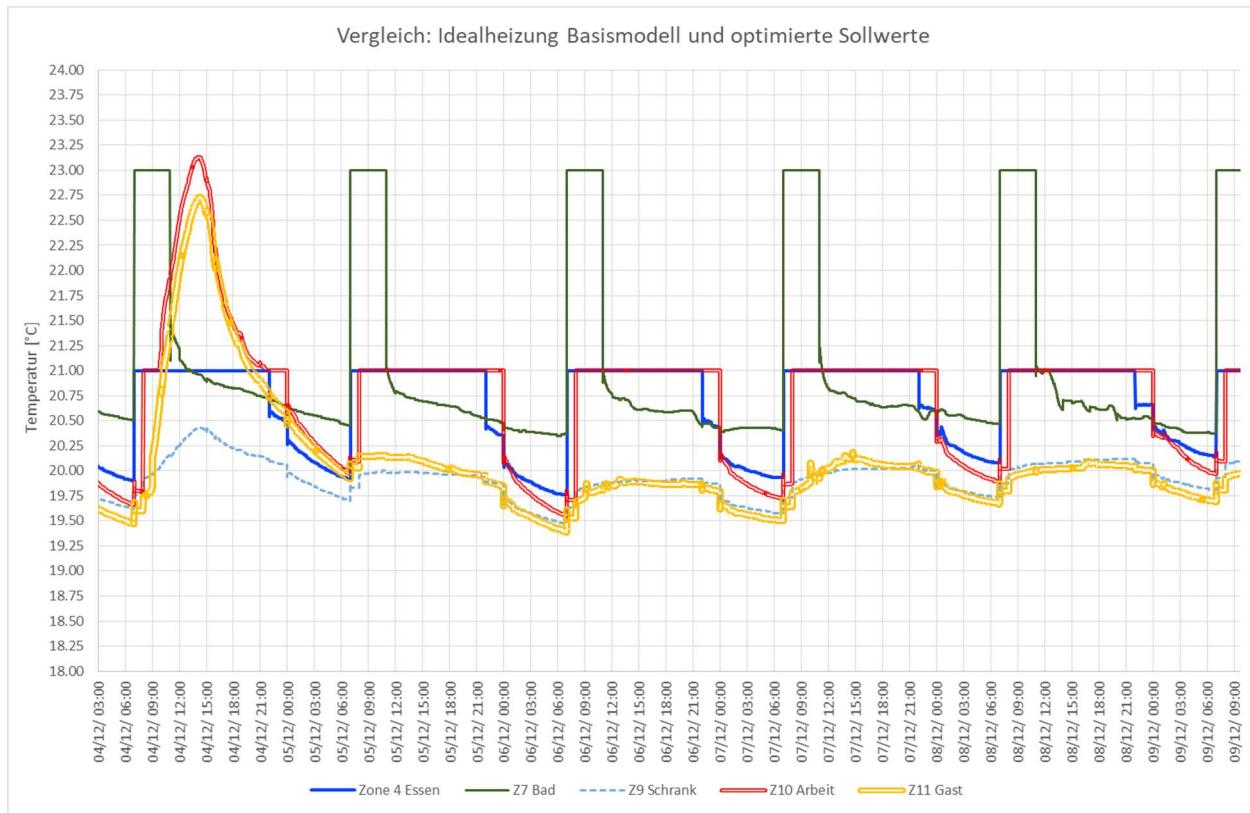


Abbildung 143 Zeitaufgelöste Temperaturverläufe zur Variante „einspar-optimiertes Heizprogramm“. Zu erkennen ist, dass auch dauerhaft unbeheizte Räume (z.B. das Gästezimmer im Dachgeschoss) immer noch „passiv“ mitbeheizt werden und die Temperaturen dort auch nicht unter 19.4 °C fallen. Dennoch ergibt sich mit dieser Betriebsweise eine Einsparung von gut 31% gegenüber dem Basisfall der Idealheizung, die zu zwei Dritteln auf die reduzierten Solltemperaturen (21° statt 21.75°) auch im Aufenthaltsraum zurückzuführen sind.

13.2 Erhöhte Fenster- und Haustüröffnungen im Winter

Im nachfolgend diskutierten Fall („5 Haustür“) haben wir im Simulationsmodell die Frequenz der Haustür-Öffnungen verfünfacht (2.75 m^3 Außenluftaustausch je Türöffnung). Mit 155 Öffnungen pro Tag würde dann jeder Nutzer des Hauses in jeder der 24 h des Tages die Haustür mehr als zweimal öffnen. Dies kann für den Winter als Obergrenze für ein Wohngebäude angesehen werden. Dass im vermessenen bewohnten Haus diese Frequenz bei um 33 Öffnungen pro Tag (d.h. 11 je Bewohner, dies sind weniger als eine Öffnung innerhalb einer Stunde am hellen Tag) ist den Protokollen zu entnehmen; eine höhere Frequenz wäre auch mit den Messergebnissen nicht kompatibel. Dennoch kann es sein, dass andere Nutzer hier ein gänzlich anderes Profil haben und dass dann die Haustür erheblich häufiger auch im Kernwinter genutzt wird.

Die maximale Heizleistung steigt dadurch um 7.7% auf 13.2 W/m²; der Jahresheizwärmebedarf steigt um 14.4% auf 9.7 kWh/(m²a) an. Schon eine bemerkbare Erhöhung und ein guter Ansatzpunkt für Energieeinsparung durch die

Nutzer. Auch dies ist aber kein Prinzip-brechendes Verhalten: Sowohl funktioniert die Heizung nach wie vor einwandfrei bei besten Komfortwerten, als auch bleibt der gesamte Heizwärmeverbrauch sehr klein gegenüber konventionellen Gebäuden und Standard-Niedrigenergiehäusern und in jedem Fall unter einer ökonomischen oder ökologischen Schwelle. Wenn also einzelne nutzende Familien hohe Haustür-Frequenzen haben, so ist das für den Passivhaus-Standard kein ernsthaftes Problem – wird aber bei hinreichend genauen Messungen sichtbar.

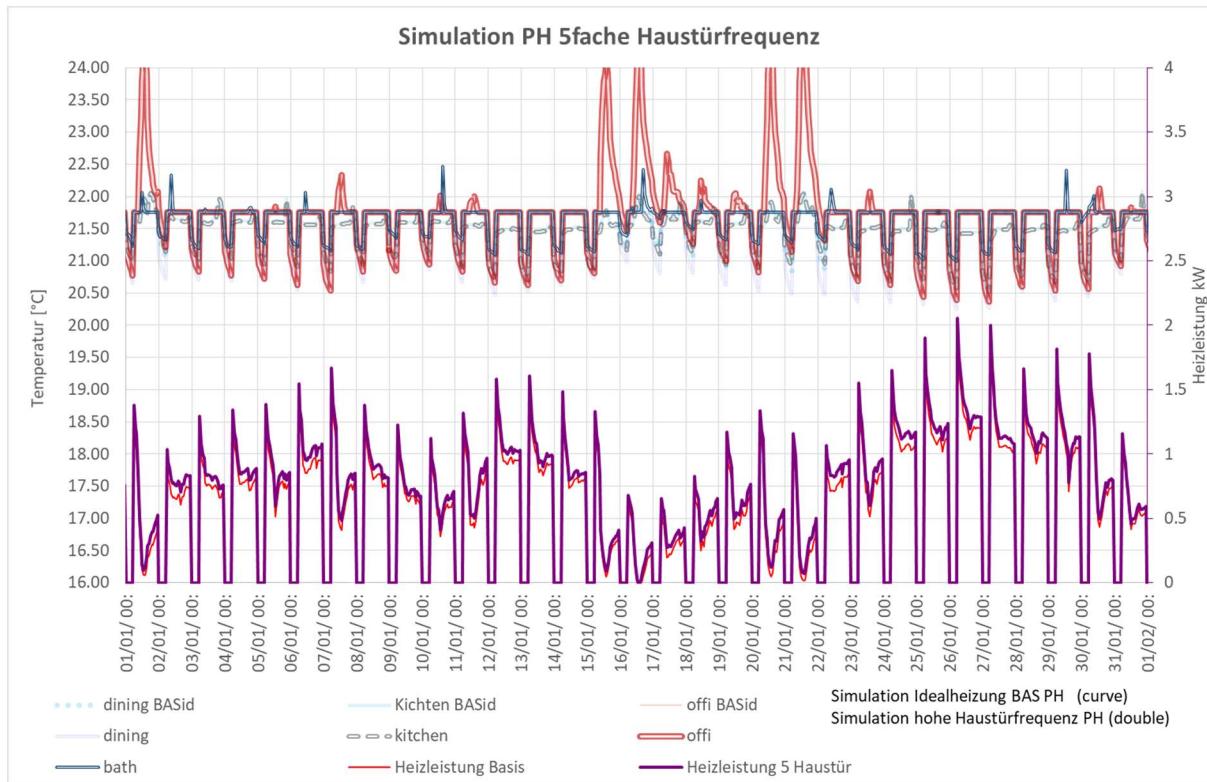


Abbildung 144 Passivhaus mit um einen Faktor 5 erhöhter Haustürfrequenz

13.3 Nachts dauergekipptes Fenster im Schlafzimmer im Passivhaus

„Bei offenem Fenster schlafen“ stellt einen Wunsch mancher Nutzer dar: Da das Schlafzimmer in einem Passivhaus jedoch dauerhaft mit Frischluft versorgt wird (mit Wärmerückgewinnung), ist ein solches Verhalten eigentlich nicht sinnvoll. Dennoch rechnen wir das in diesem Fall einmal durch: Den Basisluftaustausch über ein gekipptes Fenster setzen wir bei $V_{Kipp}=30 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer Temperatur-Differenz von 10 K zur Außenluft oder bei 0.5 m/s Windgeschwindigkeit an; für andere Temperaturen und Windgeschwindigkeiten wird eine Abhängigkeit gemäß

$$V(t) = V_{Kipp} \cdot \text{if}((t < 7) \text{ or } (t > 23); 1/31.6 \cdot \text{abs}(T_e - T_8)^{1.5} + \text{abs}(v_{wind} / 0.5); 0)$$

angesetzt, wo t die Stunde am Tag, T_e die Außentemperatur, T_8 die Lufttemperatur in Zone 8 und v_{wind} die Windgeschwindigkeit sind.

Der so im Schlafzimmer auftretende zusätzliche Luftaustausch schwankt sehr stark; bei kaltem oder windigem Wetter steigt er an, bei milden Temperaturen und Windstille ist er aber eher gering. Das sind übrigens wesentliche Gründe, weshalb wir diese Art der Lüftung nicht empfehlen: Sie garantiert einerseits keinen ausreichenden Luftaustausch und sie bewirkt andererseits gerade an sehr kalten Tagen im Winter einen sehr hohen Wärmeverlust sowie, durch die dann viel zu hohen Luftmengen, zu trockene Luft im Schlafzimmer.

Abbildung 145 zeigt diese Effekte sehr deutlich am Ausmaß des nächtlichen Temperaturabfalls (grün gepunktete Linien) in Zone 8. An kalten Tagen gehen diese bis auf unter 17°C zurück, in windstillen Nächten (z.B. 15. auf 16.1.2020) ist der Effekt des gekippten Fensters aber wenig sichtbar.

Der Heizwärmeverbrauch steigt natürlich durch dieses Nutzerverhalten wegen der zusätzlichen Wärmeverluste um 544 kWh (bzw. 3.5 kWh/(m²a)) an, das sind 41% mehr als im Basisfall des idealbeheizten Passivhauses. Die maximal erforderliche Heizleistung steigt noch mehr, nämlich um 103% auf fast 25 W/m² (oder 3.89 kW). Eine Beheizung allein aus einem Splitgerät im Erdgeschoss wird unter solchen Umständen nicht mehr funktionieren; hier müssen separate Heizflächen im Schlafzimmer installiert werden.

Gefragt werden kann, ob denn das Schlafzimmer dann trotzdem tagsüber beheizt werden muss? In einem Haus dieser Größe wird das Schlafzimmer oft nur zum Schlafen genutzt. Dann würde sich der zusätzliche Energiebedarf wieder reduzieren, und die Funktion des Gebäudes bleibt in den übrigen Räumen wäre weiterhin sichergestellt, solange die Schlafzimmertür geschlossen bleibt.

Trotz all dieser Effekte ist auch dieser extreme Betriebsfall immer noch kein Prinzipienbruch für das Passivhaus. Komfort bleibt weiterhin darstellbar und der Jahresheizwärmeverbrauch bleibt mit unter 12 kWh/(m²a) weiterhin um mehr als einen Faktor 10 geringer als in durchschnittlichen Wohnbauten in Deutschland. Wenngleich wir diese Betriebsart nicht empfehlen, kann das Passivhaus selbst mit einer solchen Nutzung immer noch klarkommen.

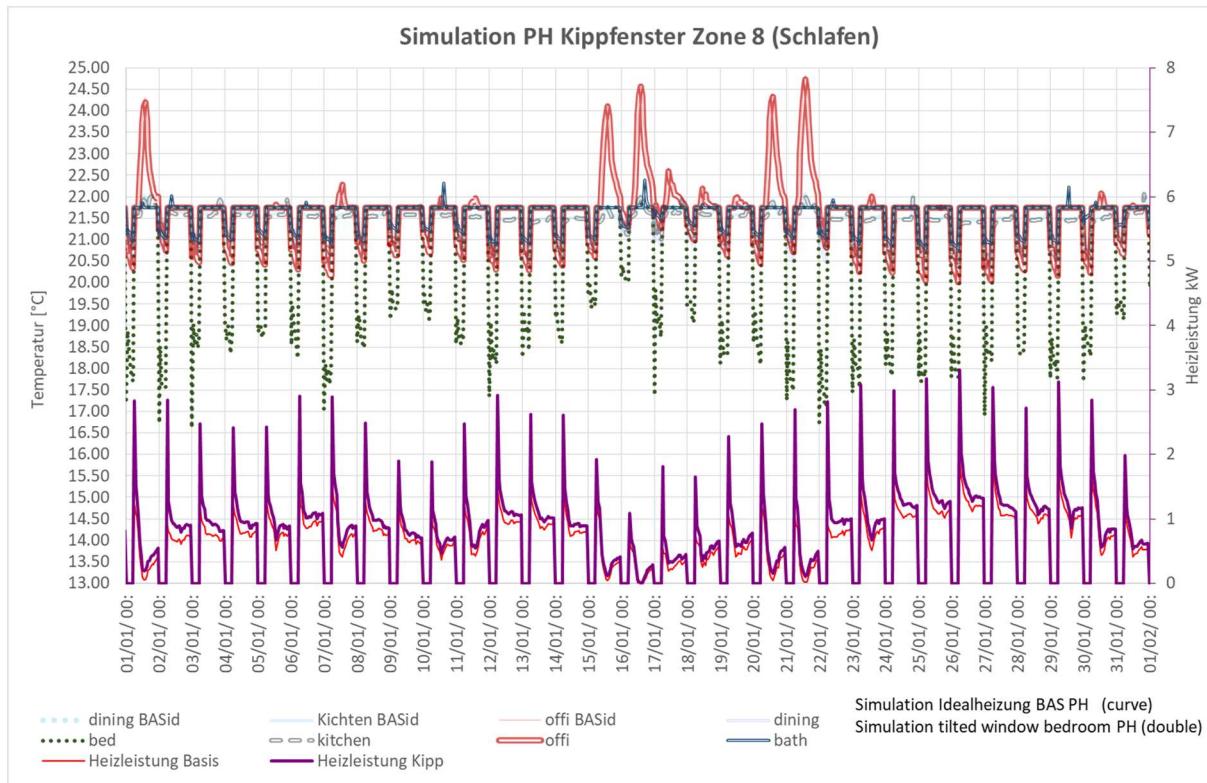


Abbildung 145 Täglich von 23:00 bis 7:00 gekipptes Schlafzimmerfenster (Zone 8). Der spürbare Temperaturabfall im Schlafzimmer in der Zeit der Nachtabsenkung ist leicht erkennbar (grüne gestrichelte Kurve).

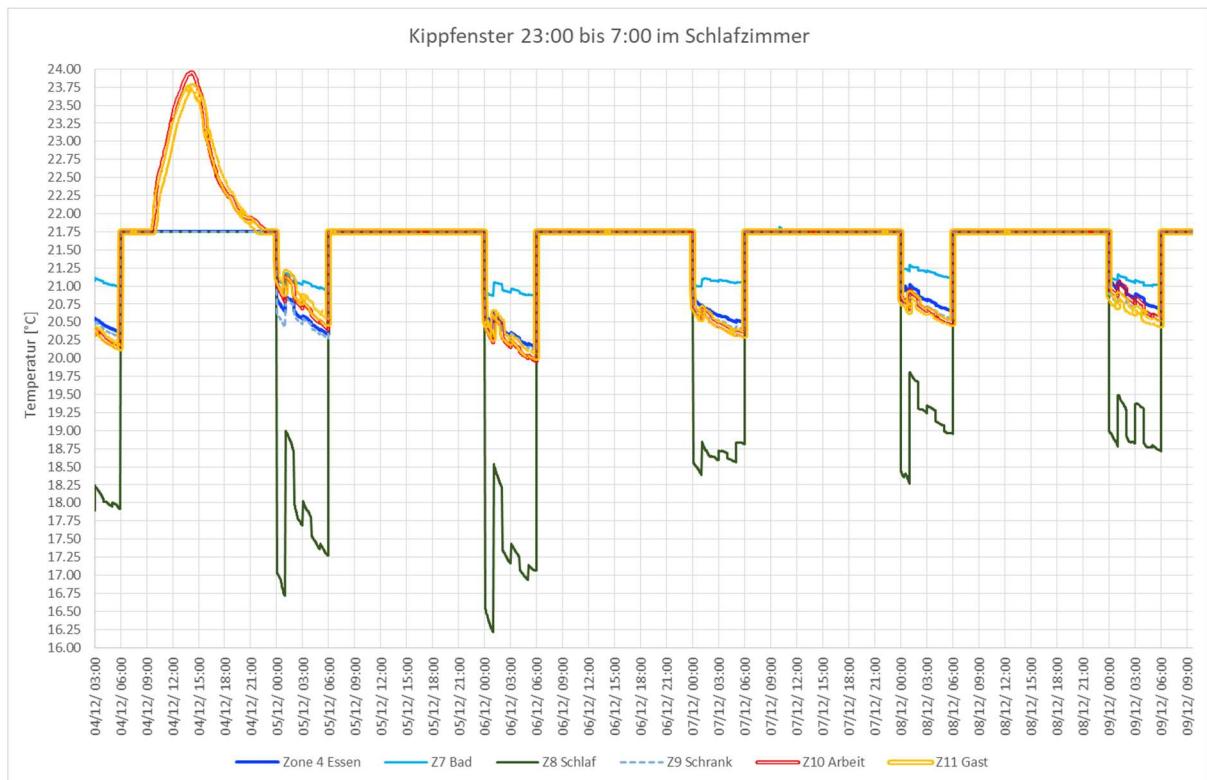


Abbildung 146 10-Minutenwerte der Simulationsergebnisse für den Fall "Kippfenster im Schlafzimmer".

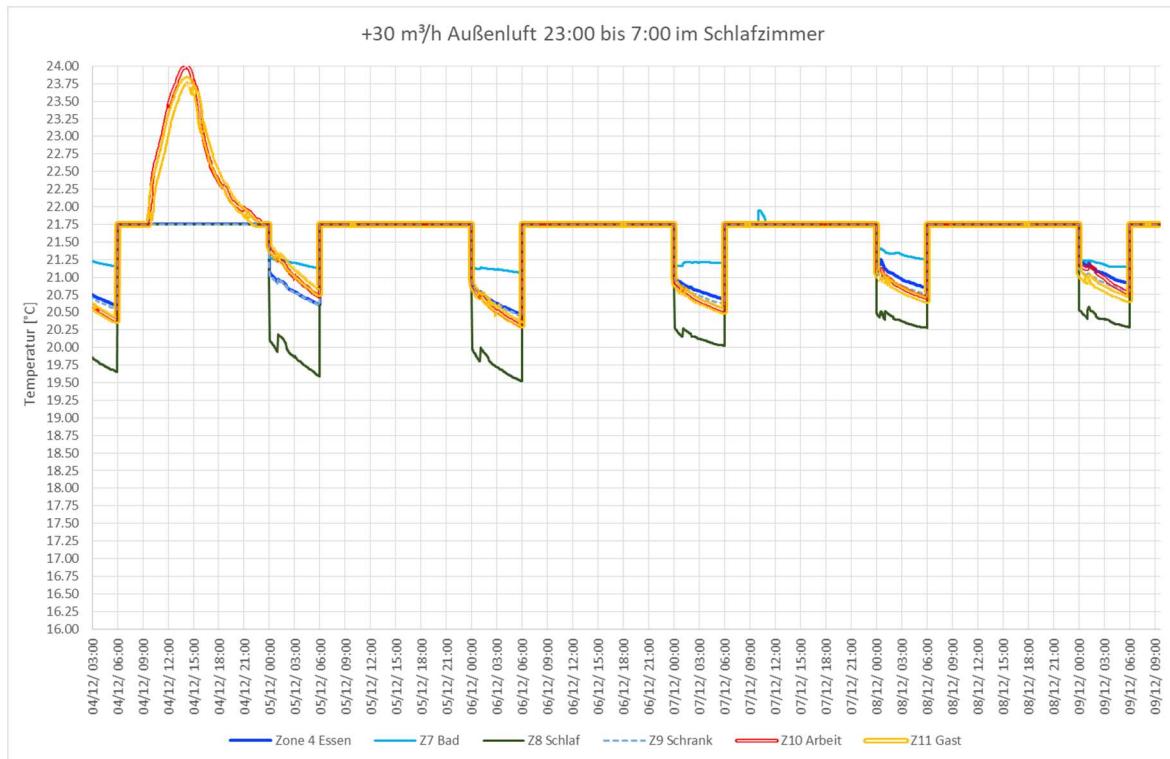


Abbildung 147 Zum Vergleich mit dem Kippfenster: konstante +30 m³/h Außenluft im Schlafzimmer von 23:00 bis 7:00 (ohne Wärmerückgewinnung!)

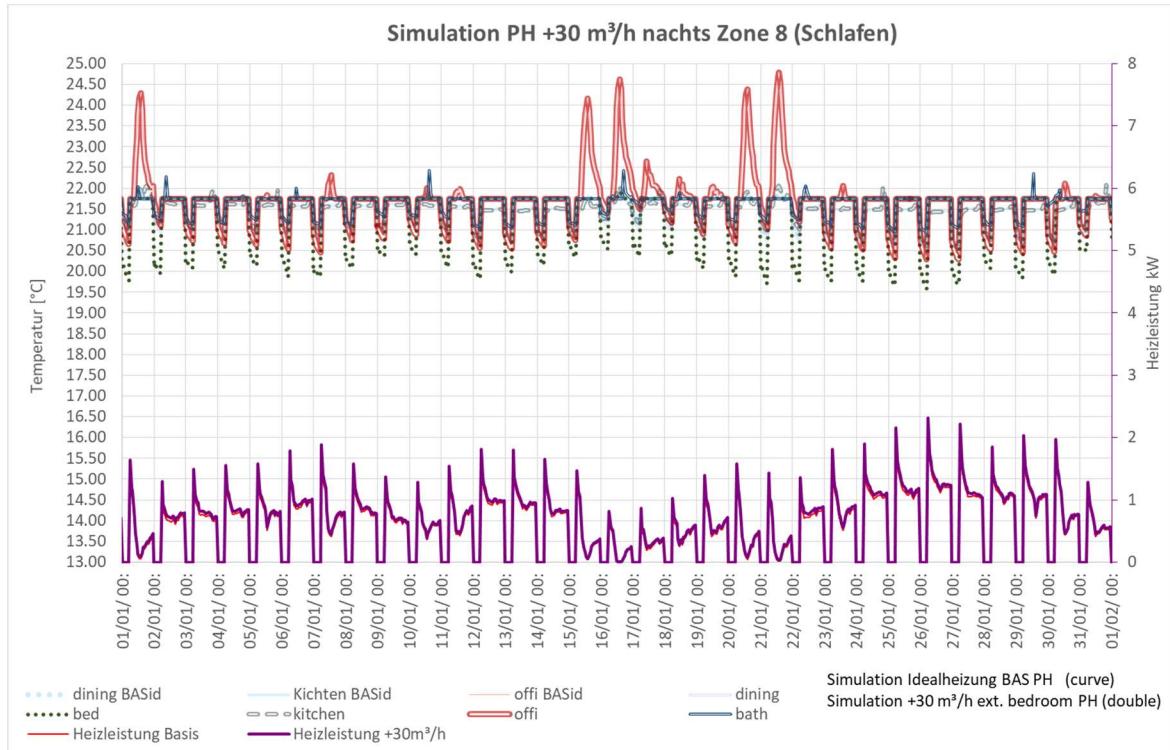


Abbildung 148 Täglich von 23:00 bis 7:00 konstant +30 m³/h Außenluft in Zone 8. Der Temperaturabfall im Schlafzimmer in der Zeit der Nachtabsenkung ist auch hier gut erkennbar (grüne gestrichelte Kurve), aber weit weniger bedeutend als im Fall des gekippten Fensters (vgl. Abbildung 145). Diese Variante führt zu einem gesicherten zusätzlichen Luftwechsel (freilich ohne Wärmerückgewinnung) – was im Falle des gekippten Fensters nicht der Fall ist.

Abbildung 147 zeigt, wie sich die Temperaturen bei einer konstanten zusätzlichen Außenluftmenge von 30 m³/h (ebenfalls von 23:00 bis 7:00) im Schlafzimmer entwickeln. Der Heizwärmeverbrauch steigt hier um knapp 11% auf 9.4 kWh/(m²a), die maximale Heizlast um immerhin 20% auf 14.8 W/m². Die Auswirkungen sind im Winter wesentlich weniger dramatisch als mit einem gekippten Fenster – daher die Empfehlung, zusätzliche Frischluft besser mit einem konstanten mechanischen Luftstrom (z.B. eine Abluftanlage) als mit dauer geöffneten Fenstern zu erreichen. Der „energieäquivalente Luftaustausch“ mit dem gekippten Fenster erweist sich in der Größenordnung von zusätzlichen 113 m³/h – obwohl in windstillen Zeiten mit milden Außentemperaturen der Hygiene-äquivalente Luftaustausch weniger als 30 m³/h betragen kann. Gekippte Fenster garantieren somit keine gesunde Frischluft, führen aber zu stark steigenden Wärmeverlusten. Weit besser ist es natürlich, wenn ein zusätzlich gewünschter Luftwechsel statt direkt mit kalter Außenluft als zusätzlicher Frischluftstrom über die Wärmerückgewinnung zugeführt wird. Wird dies für das gleiche Zeitschema im Schlafzimmer (8 h während der Nacht) gemacht, so ergibt sich ein nur um 0.8% erhöhter Jahresheizwärmeverbrauch (völlig unbedeutend) und eine um 1.5% (sprich: 40 W, ebenfalls unbedeutend) erhöhte maximale Heizleistung (vgl. Abbildung 149). Ein sehr klares Ergebnis: evtl. gewünschte oder benötigte zusätzliche Frischluftmengen werden mit erheblich besserem Komfort und geringeren Verlusten durch einen höheren Luftstrom der balancierten Lüftungsanlage erreicht. Die vorhandene Wärmerückgewinnungsanlage würde sogar eine noch höhere Luftpumpherhöhung ermöglichen – auch deren Auswirkungen auf die Heizleistungen wären sehr gering. Durch die Wärmerückgewinnung gewinnen wir somit eine erheblich höhere Flexibilität bzgl. der Außenluftraten in bewohnten Gebäuden. Dieser Spielraum würde durch zusätzliche Feuchterückgewinnung noch weiter erhöht, weil dann auch das Potential für zu geringe Raumluftfeuchten bei höherem Außenluftwechsel im Winter reduziert wird.

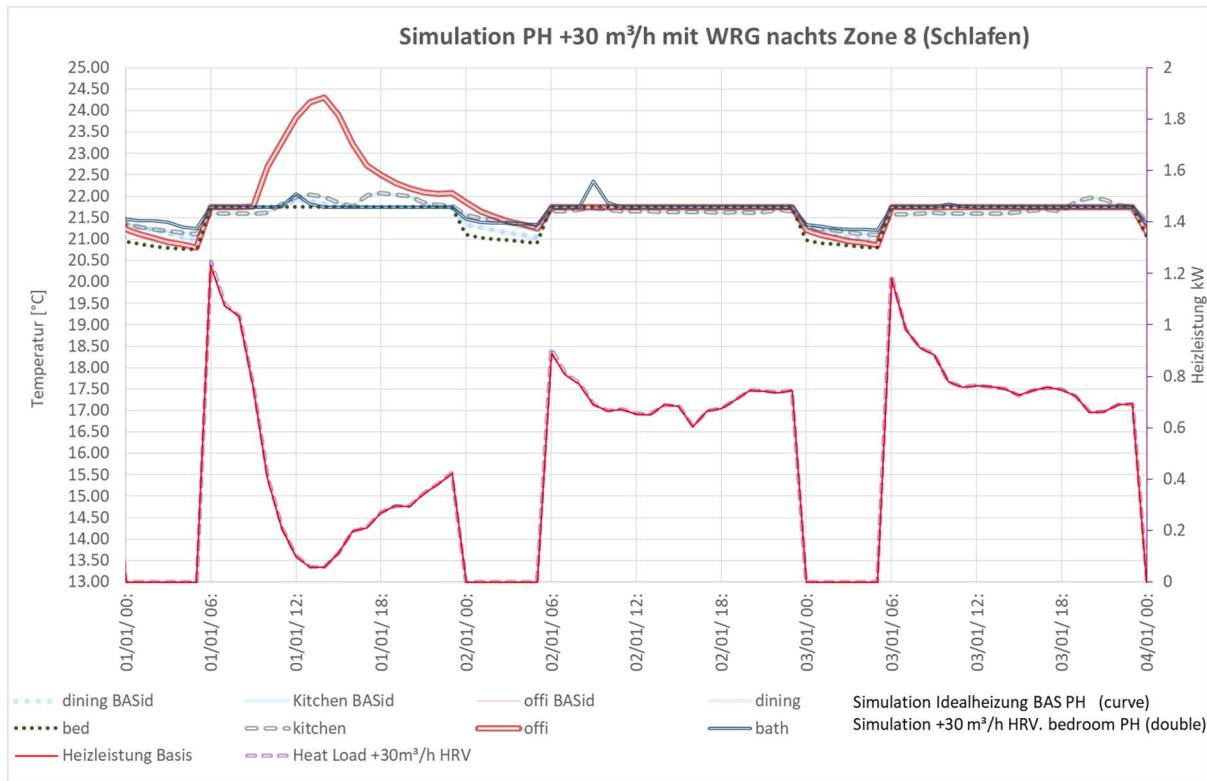


Abbildung 149 Heizleistungsentwicklung und Temperaturen, wenn die zusätzlichen 30 m³/h Frischluft im Schlafzimmer nicht mit kalter Außenluft, sondern mit einer Erhöhung der Luftmassenströme der vorhandenen Wärmerückgewinnungsanlage erreicht werden: Die höhere Heizleistung ist kaum erkennbar, eine gewisse Temperaturabsenkung in der Zeit der Nachtabsenkung schon (aber immer noch um weniger als 1 K).

13.4 Fehlbedienung der Außenjalousien

Abbildung 150 zeigt das Ergebnis, wenn die Nutzer die Außenjalousien vor den Südfenstern alle auch während der Heizperiode geschlossen halten – sie z.B. als Sichtschutz oder Blendschutz einsetzen, wofür die außenliegend Jalousie selbstverständlich im Winter nicht geeignet ist. Dies führt zu einem signifikanten Mehrbedarf an Heizenergie (+76%, das sind +1010 kWh oder +6.5 kWh/(m²a)). Die maximale Heizlast steigt nicht in gleichem Anteil, sondern nur um 14%. Diese bedeutet, dass auch bei einem solchen Nutzerverhalten jedes installierte Heizsystem im Passivhaus weiter problemlos ein komfortables Innenklima garantieren kann, dass aber zugleich der Heizenergieverbrauch um 76% zunimmt.

In den Temperaturverlaufskurven ist erkennbar, dass die erhöhten Temperaturen an Tagen mit direkter solarer Einstrahlung nun nicht mehr auftreten; entsprechend weniger werden die Wärmekapazitäten im Gebäude von den Solargewinnen aufgeladen – dies alles führt zu einem Mehrbedarf an Heizwärme. Dies ist übrigens die Nutzungsvariante, die nach der mit einer Erhöhung der Solltemperatur auf 24°C die höchste Verbrauchssteigerung bewirkt; ein wichtiger Grundsatz für die sinnvolle

Nutzung einer Wohnung im Passivhaus kann daher in dem Leitbild „Sperr im Winter die Sonne nicht aus“ gesehen werden. In dem Fall, dass Blendung ein Problem für eine Nutzung darstellt, empfehlen wir die Nutzung eines innenliegenden Blendschutzes – wofür es viele verfügbare kostengünstige Lösungen gibt (z.B. eine innenliegende Jalousie; diese kosten ca. 20 € pro bodentiefem Fenster, ihre Anschaffung sollte somit kein ökonomisches Problem darstellen). Auch ein innenliegender Blendschutz reduziert natürlich den g-Wert der Fenster – allerdings bei einer Dreischeiben-Wärmeschutzverglasung nur wenig, selbst wenn ein nennenswerter Teil der Einstrahlung von der Innenjalousie zurückreflektiert wird; dieser Strahlungsanteil geht nämlich ein zweites Mal durch die drei Scheiben der Verglasung und wird dort, vor allem in den Beschichtungen, zu einem bedeutenden Teil absorbiert, was zu einem indirekten Energieeintrag in den Raum führt.

Ein weiterer Tipp zum Nutzerverhalten, wenn es nur die außenliegende Jalousie gibt: Diese sollte dann zumindest an den Tagen im Winter, an dem es keine direkte Solarstrahlung gibt, welche blenden könnte, geöffnet bleiben. Diesen Fall haben wir ebenfalls durchgerechnet, er führt „nur“ noch zu einer Erhöhung des Jahresheizwärmebedarfs um 59% (jetzt 13.5 kWh/(m²a)). Besser ist für den Blendschutz im Winter immer ein innenliegendes System, die hier beschriebene Betriebsweise reduziert den negativen Effekt des vollkommenen Aussperrens der Sonne ein wenig.

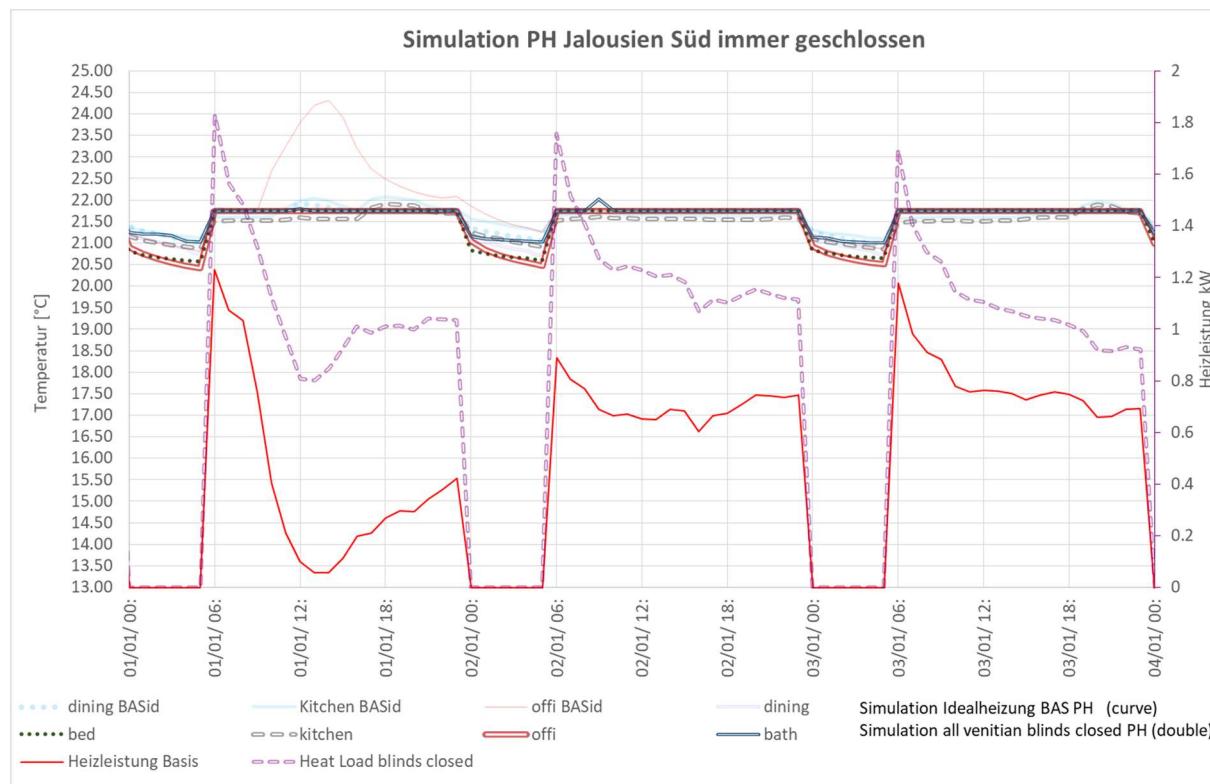


Abbildung 150 Alle Jalousien von Südfenstern auch im Winter dauerhaft geschlossen – es gibt dann keine nennenswerten Temperaturerhöhungen durch solare Einstrahlung mehr (vgl. z.B. die gestrichelte blassrote Line für das Arbeitszimmer ohne Jalousie mit Temperaturen, die in der Spitz am 1.1. mehr als 24°C im Basisfall erreichen).

13.5 Interne Wärmequellen auf Vor-Pandemie-Niveau

Wie im Kapitel zur Zusammenstellung des Verlaufs der internen Wärmequellen beschrieben fiel die Messzeit im Objekt ab Februar 2020 mit dem Verlauf der Covid19-Pandemie zusammen. Dadurch ergab sich ein sichtbar verändertes Nutzerverhalten: Die Bewohner des Gebäudes waren mehr zuhause, haben gemeinsam täglich gekocht und im Homeoffice gearbeitet. Das hat die internen Wärmequellen ab Februar 2020 spürbar erhöht. Wir wollen in dieser Parameterstudie erkunden, wie das die Entwicklung des Energiebedarfs verändert hat.

Wir haben dazu einen „alternativen“ Datensatz für die internen Wärmequellen erzeugt, bei dem

- Für Februar 2020 die Daten für gleiche Wochentage aus dem November 2019
- Für März und April 2020 die Daten für gleiche Wochentage aus dem Oktober 2020

für die internen Wärmequellen aus Personen, Stromverbrauch und Kochgas verwendet werden.

Abbildung 151 zeigt die mittleren Leistungen in den jeweiligen Monatsdurchschnitten für alle internen Wärmequellen. Dieser Verlauf hat die „Corona-Asymmetrie“ des gemessenen Datensatzes verloren. Der Heizzeit-Mittelwert der internen Wärmequellen liegt nun auch nur noch bei 3.10 statt 3.26 W/m², eine Reduktion der freien Wärme um etwa 5.2%. In der Heizzeit summiert sich diese Minderleistung der internen Wärmequellen auf insgesamt 0.5 kWh/(m²a).

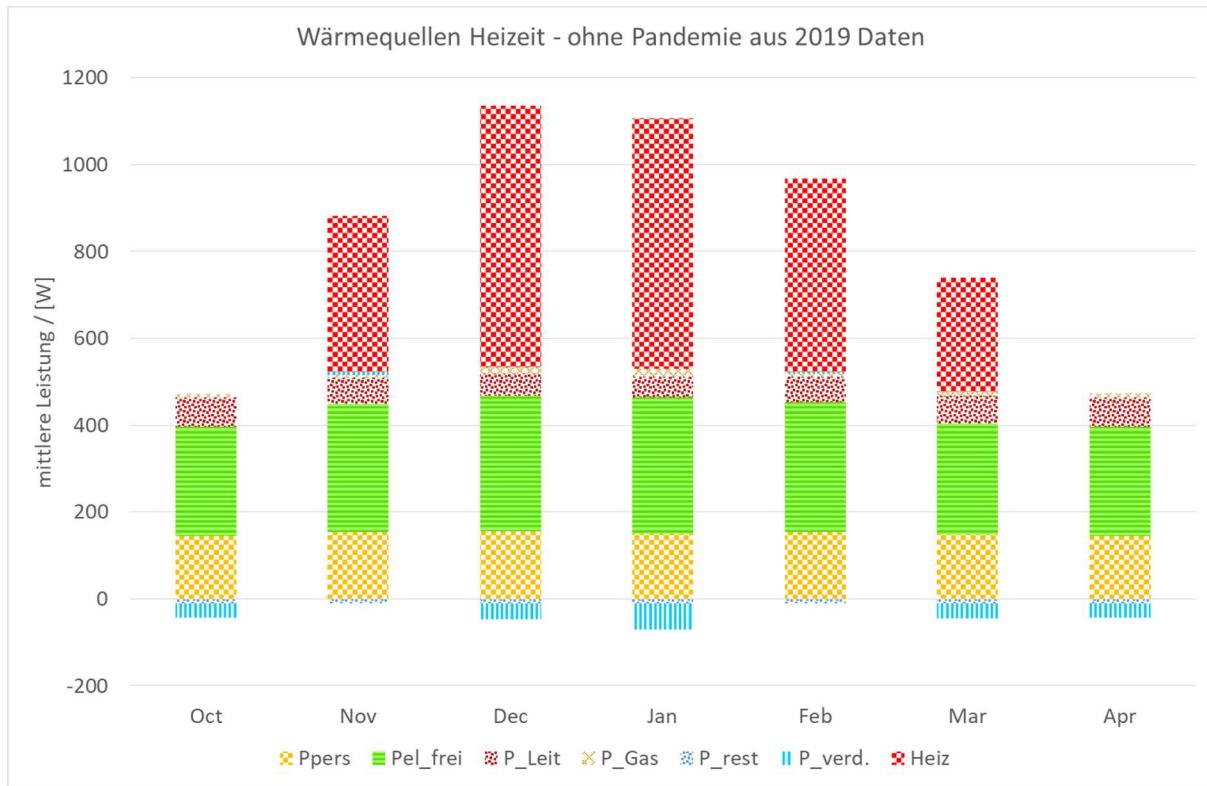


Abbildung 151 Übersicht zu den internen Wärmequellen im Fall „Ohne Pandemie“: Daten der Nutzung aus den letzten Monaten 2019 für Februar bis April 2020 verwendet.

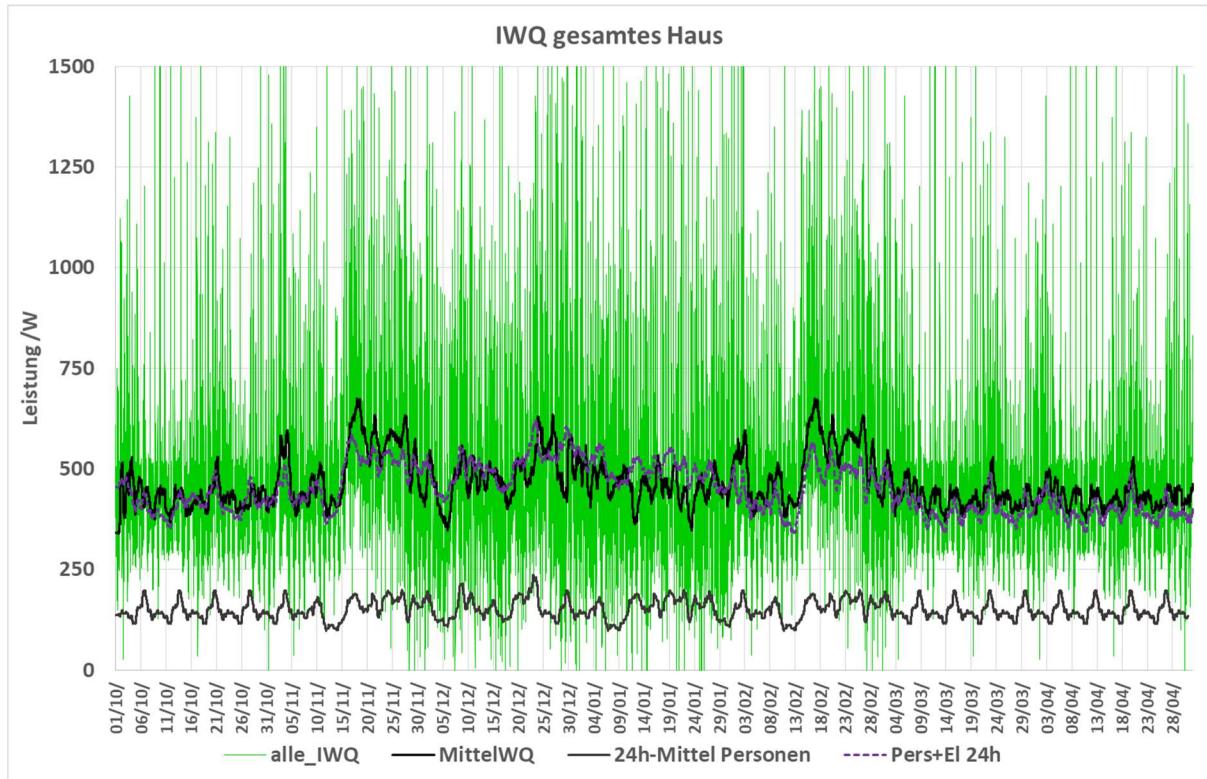


Abbildung 152 Zeitverlauf der internen Wärmequellen in der Variante „Vor-Corona-Verlauf“.

Unter diesen geänderten Randbedingungen steigt der Jahresheizwärmebedarf um 4.1% auf 1380.2 kWh/a gegenüber dem Idealheizung-Basisfall. Interessanterweise steigt die maximal erforderliche Heizleistung trotz der insgesamt verringerten internen Wärmequellen nicht: Das liegt an der zeitlichen Verteilung der Quellen. „ohne Pandemie-Bedingungen“ gibt es weit weniger Homeoffice: D.h., Personen sind während des hellen Tages öfter nicht in der Wohnung; die Belegung in der Nacht ändert sich aber kaum: Und dies bestimmt die Heizlastspitzen, die regelmäßig in der Zeit nach Aufhebung der Nachtabeschaltung auftreten.

Stellen wir den Mehrverbrauch an Heizwärme ins Verhältnis zum Mindereintrag an internen Wärmequellen in der Heizzeit, so ergibt sich für diese Veränderung ein marginaler Ausnutzungsgrad für die interne Wärme von 70%.

Der Einfluss der Veränderung „vor der Pandemie“ und „während der Pandemie“ ist für die hier vermessene Wohnung daher trotz der nicht geringen Nutzungsänderung überraschend niedrig. Das verstärkt sich noch ein wenig dadurch, dass ein niedrigerer Heizwärmeverbrauch (bedingt durch mehr interne Quellen bei höherer Anwesenheit) zu einem bedeutenden Teil kompensiert wird durch den entsprechend höheren Verbrauch an Strom und Kochgas für die Haushaltsanwendungen (ohne die Heizung). Der Gesamtenergieverbrauch im Haushalt ändert sich nach den hier gemachten Erfahrungen nur wenig. Auf der anderen Seite fällt natürlich durch das Homeoffice der Energiebedarf in den sonst genutzten Büroräumen – da diese aber überwiegend trotzdem beheizt werden (und eben nur von weniger Personen benutzt) würde sich das letztendlich nur dann verbrauchsreduzierend auswirken, wenn die nicht benötigten Büroräume tatsächlich auch quasi „abgeschaltet“ würden. Sonst verbleibt der strukturelle Energieverbrauch in etwa auf der vorausgehenden Höhe; und das ist es wohl auch, was statistisch bei den Nutzern in Deutschland beobachtet wurde.

Hinzu kommt, dass solche Verhaltensänderungen wie die hier beschriebenen gegebenenfalls nach dem Ereignis auch schnell wieder rückgängig gemacht werden. Mit dem Sparverhalten nach den Energiekrisen war es genauso.

Wirkliche Energieeinsparungen sind also viel mehr von substantiell verbesserten Systemen mit gleicher oder sogar besserer Dienstleistung für den Nutzer zu erzielen: Einer verbesserten Wärmedämmung, besseren Fenstern, einer Wärmerückgewinnung, Wärmeerzeugern mit höheren Wirkungsgraden.

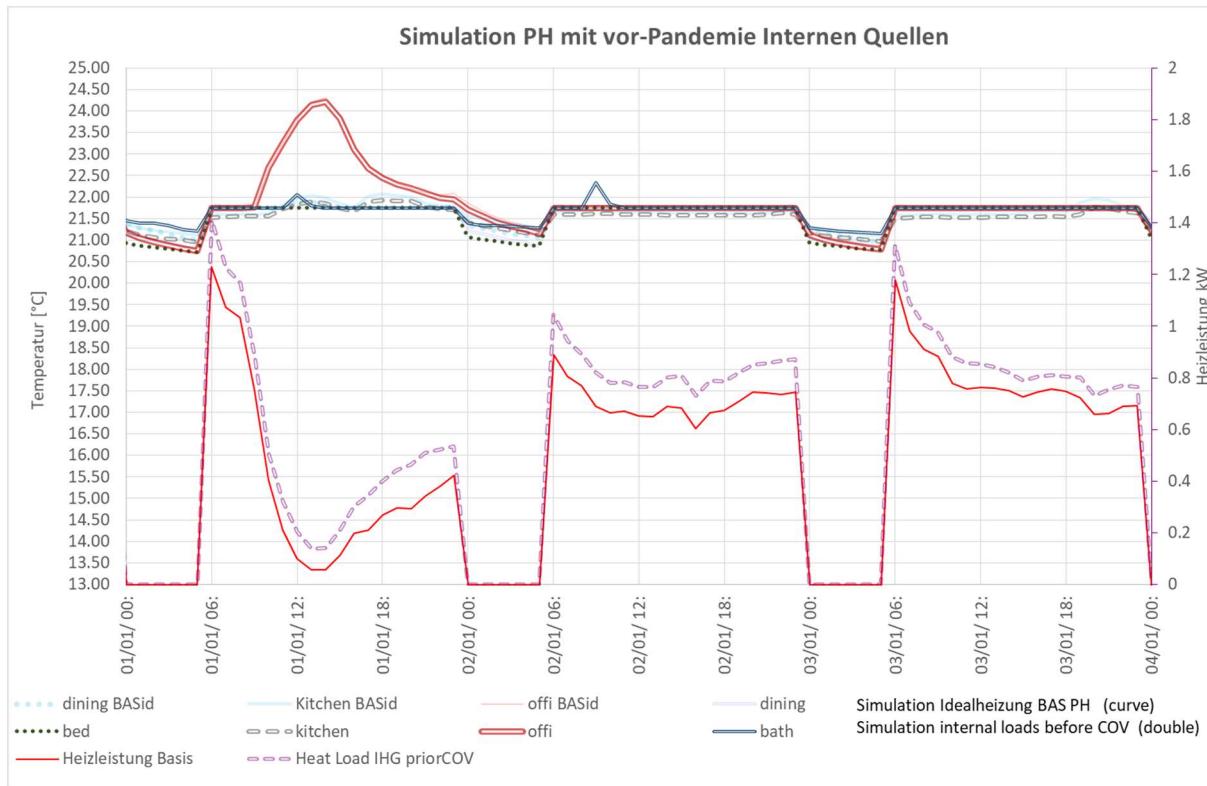


Abbildung 153 Zeitverlauf von Temperaturen und Heizleistung mit reduzierter Anwesenheit („vor-Covid 19“) im Vergleich zum Basisdatensatz der internen Wärmequellen (Idealheizung).

13.6 Variante ohne Wärmeströme zum Nachbarhaus (Trennwand adiabat)

Im Basisfall rechnen wird die Wärmeströme zum Nachbarhaus mit Modellen der tatsächlichen Aufbauten der Trennwände (24 cm beidseits verputzte Kalksandsteinwand) und der Wärmebrücken zum Nachbarhaus (durchgehende Stahlbeton-Geschossdecken) sowie mit den tatsächlich gemessenen Temperaturen ebenda. Im Mittel sind die Temperaturen im Nachbarhaus geringer – die Trennwandbauteile haben eine recht geringe Dämmwirkung, so dass auf diesem Weg ein durchaus nennenswerter Anteil an den Wärmeverlusten für das betrachtete Haus entsteht. In der vollständigen Energiebilanz (inkl. des Nachbarhauses) werden diese Zusatzverluste natürlich wieder weitgehend kompensiert, weil dort eben, entsprechend dieses Wärmeaustausches, weniger geheizt werden muss.

Wir wollen hier quantifizieren, wie groß der Anteil der Wärmeverluste durch den Wärmestrom zum Nachbarhaus tatsächlich unter den hier bestehenden Bedingungen ist. Dazu bauen wir in der Mitte der Bauteile, die Zonen im Nachbarhaus mit dem Testgebäude verbinden, virtuell eine „ideale Dämmschicht“ ein; konkret vorstellbar z.B. als Vakuum-Isolations-Lage. Dies führt zu einem U-Wert von nur noch 10^{-5} W/(m²K), somit zu einem unter allen Umständen vernachlässigbar geringen Wärmestrom

zwischen den Häusern. Im thermodynamischen Sprachgebrauch wird diese Situation als „adiabate“ Randbedingung zum Nachbarhaus bezeichnet: Sie entspricht einem Nettowärmestrom von Null. Diese Randbedingung wäre auch dadurch erreichbar, dass die Temperaturrandbedingung vom Nachbarhaus immer identisch zu der im Gebäude selbst angesetzt wird. Eine noch weitere Vereinfachung bestünde darin, die Kopplung an den Nachbarn komplett zu vernachlässigen (z.B. die Trennwandbauteile im Modell „wegzulassen“; wegen der raumgekoppelten Wärmekapazität der Trennwände wäre dies allerdings nicht genau die gleiche Variante).

Abbildung 154 zeigt den Vergleich der Simulationsläufe im Basisfall mit dieser Variante für den Monat Januar. Der Jahresheizwärmeverbrauch reduziert sich um 0.44 kWh/(m²a) auf 8.06 kWh/(m²a). Das sind 5.2% weniger als im Basisfall der Idealheizung. Trotz der praktisch fehlenden Wärmedämmung zum Nachbarhaus ist das ein recht geringer Wert – auch ökonomisch praktisch bedeutungslos. Investitionskosten zur Verringerung des Wärmeaustausches über die Trennwerte erweisen sich vor diesem Hintergrund als nicht rentabel (potentielle Einsparung für das Testhaus maximal ca. 7 €/a; der fast gleiche Betrag würde auf der Nachbarsseite mehr aufgebraucht werden müssen: ein ökologischer Nutzen besteht damit gar nicht). Die maximale Heizlast wird nur um 2.3% reduziert auf 12.03 W/m²; auch dies ist für die technische Ausstattung praktisch irrelevant.

Für den Vergleich von Messung und Simulation ist die korrekte Modellierung der Wärmeströme durch die Trennwände allerdings schon bedeutend: Wie Abbildung 155 zeigt, ergeben sich in mehreren Zonen deutlich erkennbare Abweichungen im Temperaturverlauf und, insbesondere in Zeiträumen mit relativ kleinem Heizwärmeverbrauch auch klar erkennbare Unterschiede im Verlauf der Heizleistung.

Die adiabate Situation zum Nachbarn hat natürlich Auswirkungen auf die Ergebnisse von verhaltensbedingten Änderungen; daher haben wir mit der adiabaten Randbedingung die Abhängigkeit des Jahresheizwärmeverbrauchs von einer konstanten Solltemperatur erneut geprüft: Abbildung 156 zeigt die Ergebnisse. Es resultiert eine Steigerung um 2.5 kWh/(m²a)/K je Kelvin Temperatursollwertsteigerung im Fall adiabater Bedingungen zum Nachbarhaus; mit konstanter Temperatur-Randbedingung zum Nachbarn waren es 3.2 kWh/(m²a)/K gewesen. Die Abhängigkeit erweist sich oberhalb von etwa 20°C als nahezu linear. Bei geringeren Sollwerten stellt sich wegen der immer kürzer werdenden Heizzeit eine gewisse Nichtlinearität ein.

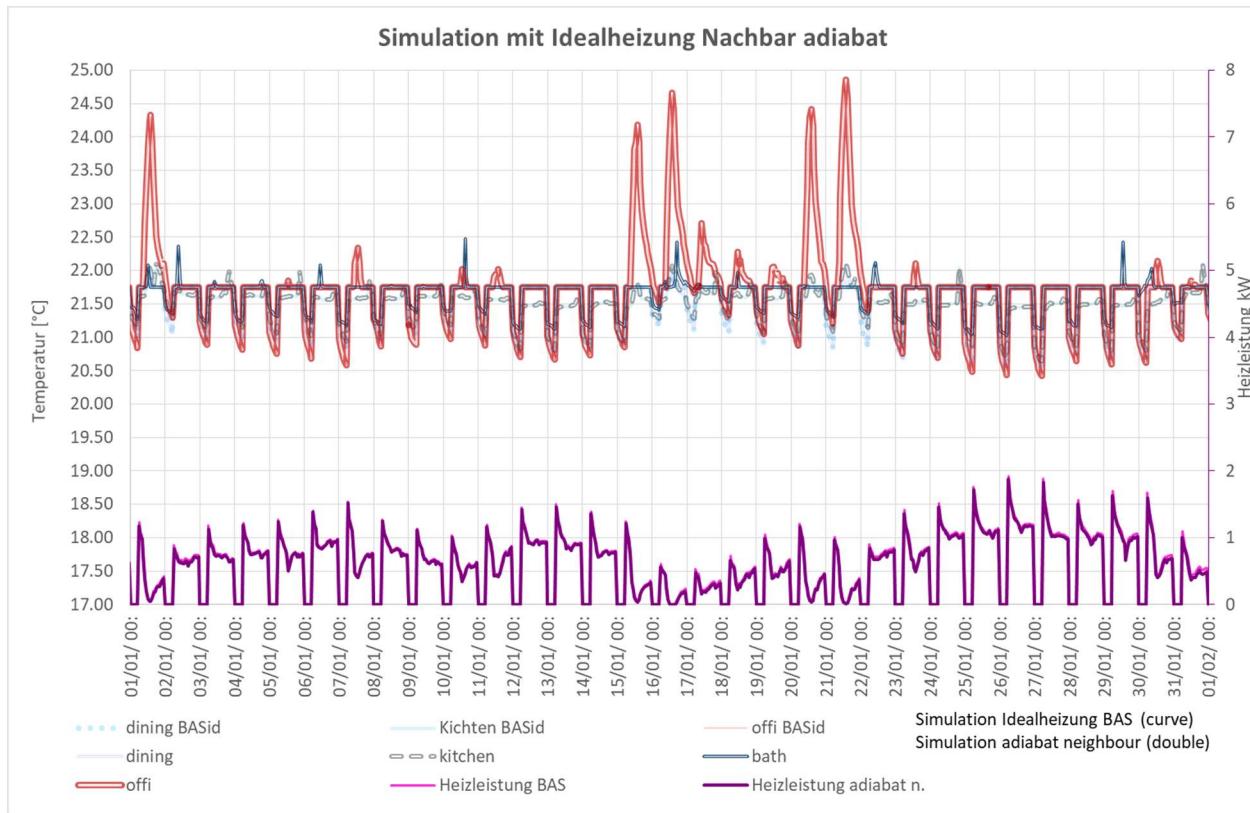


Abbildung 154 Trennwände zum Nachbarhaus adiabat (kein Wärmestrom)

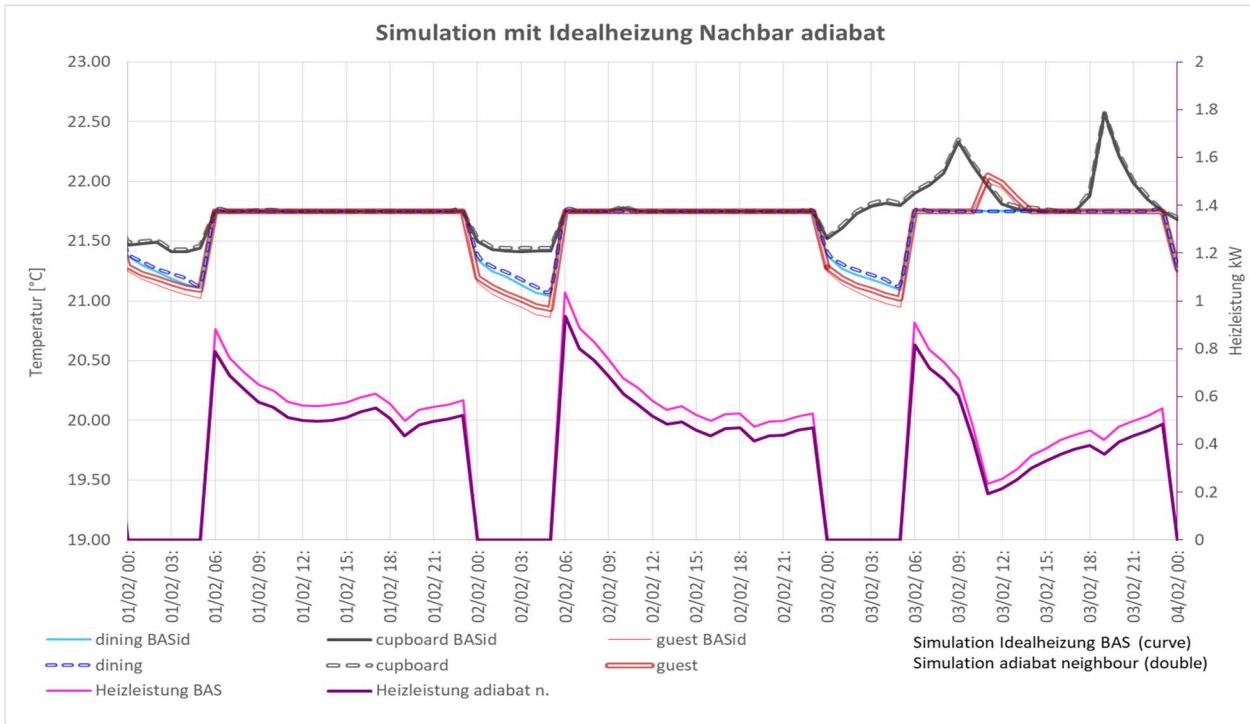


Abbildung 155 Vergleich von Basisfall und der Variante mit einer Abkopplung der Wärmeströme zum Nachbarhaus (“adiabate Trennwände zum Nachbarhaus”).

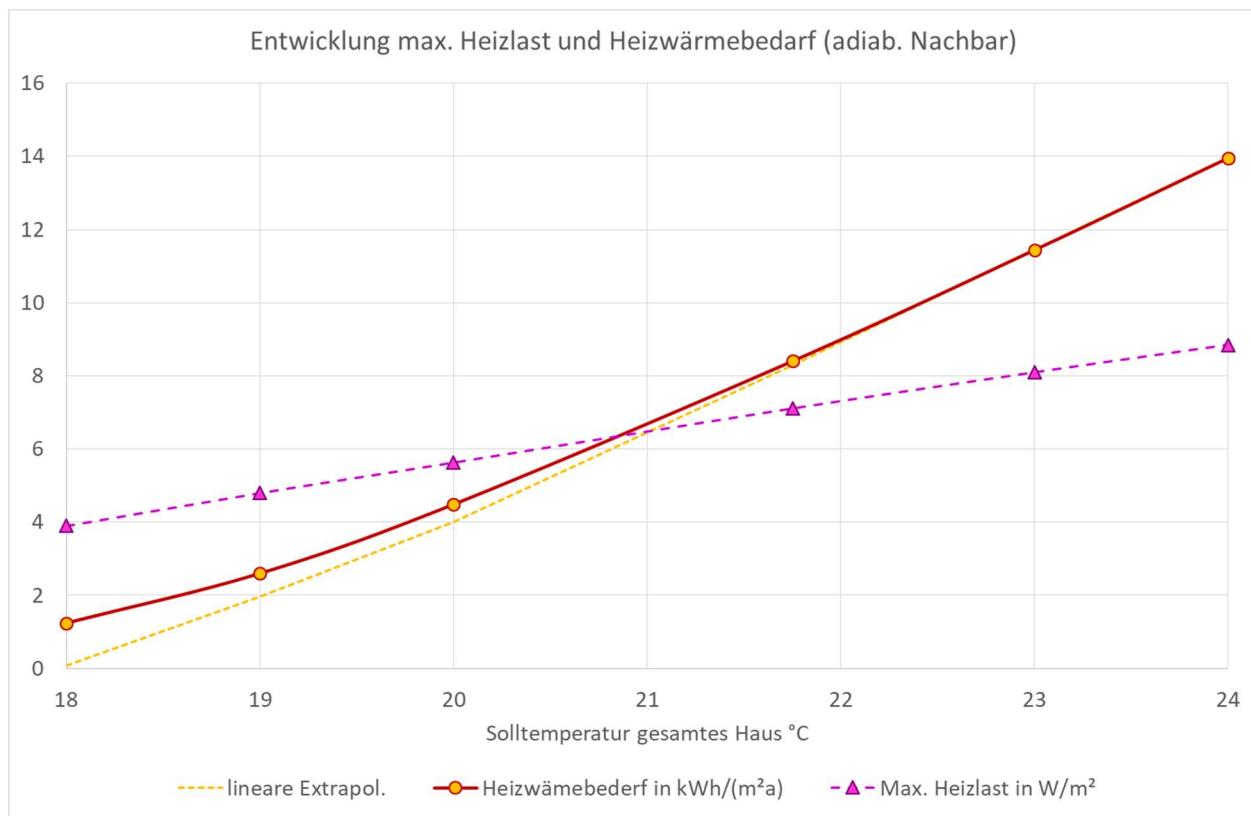


Abbildung 156 Abhängigkeit des Heizwärmebedarfs und der maximalen Heizlast von der Solltemperatur im Fall, dass es keine Wärmeverluste zum Nachbarhaus gibt (Nachbar adiabat).

Schlussfolgerung: Das Bauen in gereihten Häusern (beginnend mit dem Doppelhaus) bewirkt eine Verstärkung der Temperaturabhängigkeit des Verbrauchs für das einzelne Haus; d.h., auch die Streuung der Verbrauchswerte wird höher ausfallen als in einem Einzelhaus. Insgesamt bleibt der Verbrauch aber dennoch unter dem des Einzelhauses, da die Verluste zu Nachbarn immer geringer ausfallen als die zum Außenraum – in der Gesamtheit des Systems ist noch bedeutender, dass die „Verluste zum Nachbarn“ in physikalischer und ökologischer Hinsicht gar keine Verluste sind, denn (fast) um den jeweiligen Betrag muss im Nachbarhaus weniger geheizt werden. Das Verständnis dieser Zusammenhänge ist wichtig für die korrekte Interpretation von Verbrauchsstreuungen bei Erhebungen in Siedlungen mit aneinander grenzenden Wohnungen [Pfluger 2001].

13.7 Nutzerverhalten im Niedrigenergiehaus – unterschiedliche Solltemperaturen

13.7.1 Parameterstudie zu unterschiedlichen Sollwerten im Niedrigenergiehaus (konstante Temperatur)

Wir beginnen auch hier mit einem äußerst kleinen Sollwert von nur 16°C konstant in den beheizten Zonen für den baulichen Zustand im Basisfall Niedrigenergiehaus (abgekürzt NEH). Abbildung 157 zeigt die resultierenden Temperatur- und Leistungsverläufe für den Monat Januar. Hier muss, trotz der niedrigen Sollwerte, bis auf wenige Stunden mit hoher Solareinstrahlung, praktisch ständig geheizt werden. Der resultierende Heizwärmebedarf beträgt immer noch 1628.5 kWh/a bzw. 10.4 kWh/(m²a) – und das ist deutlich mehr als im voll beheizten Basisfall (21.75 °C) mit Passivhausqualität. Die maximale Heizlast für das NEH beträgt im Absenkfall 10.8 W/m².

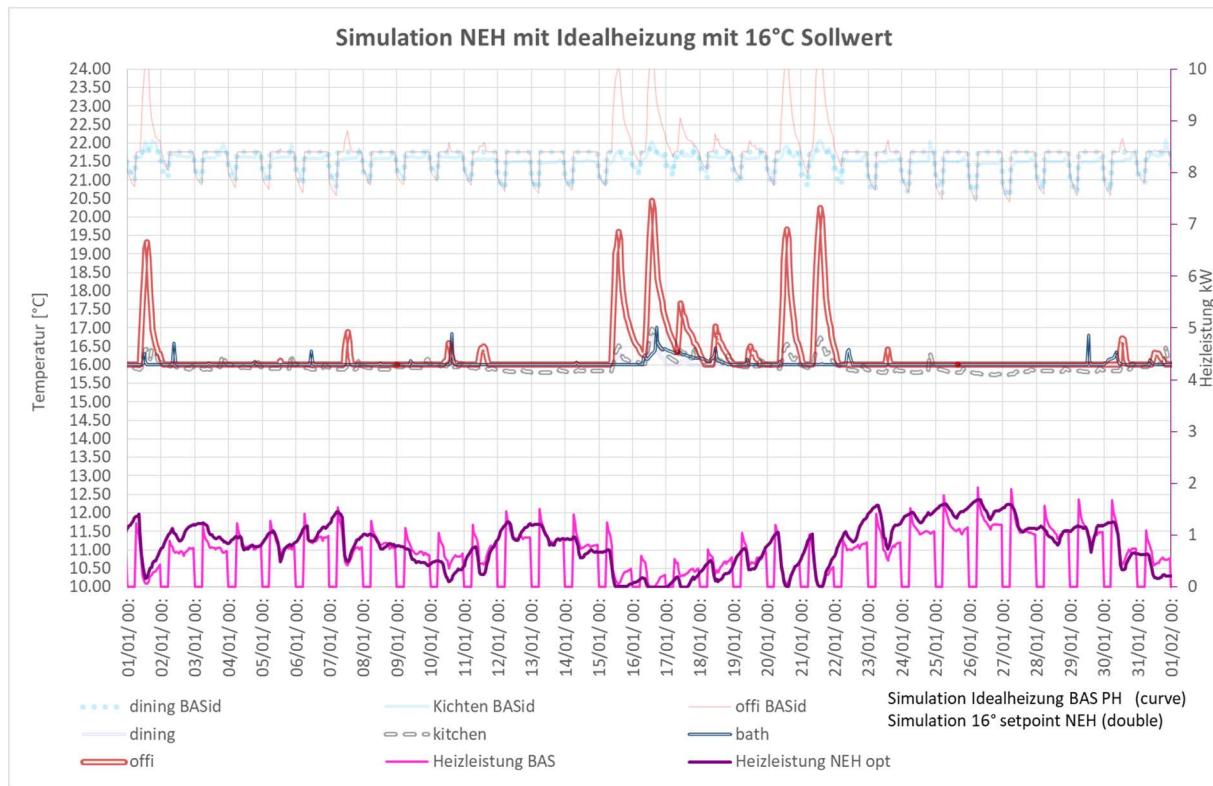


Abbildung 157 NEH bei nur 16°C Sollwerttemperatur. Der Verbrauch ist aber auch dann immer noch um 23% höher als im Basisfall des Passivhauses (bei 21.75°C), obwohl hier von komfortablen Wohntemperaturen nicht mehr die Rede sein kann.

Abbildung 158 zeigt die Ergebnisse für einen Sollwert von nun 18°C im NEH: Der Heizwärmebedarf beträgt dann 3013 kWh/a bzw. 19.3 kWh/(m²a); der Verbrauch ist nun schon mehr als doppelt so hoch als in einem Passivhaus – trotz der grenzwertig niedrigen Temperaturen (die in Notfällen eben noch tolerierbar wären). 3000 kWh entsprechen dem Heizwert von etwa 300 Liter Heizöl. Dies als Vorrat zu halten, würde einen gewissen Aufwand bedeuten. Die 18°C-Variante im Passivhaus hatte nur ca. 5

Liter Heizöl-Äquivalent für das ganze Haus zum Überwintern gebraucht – was durchaus als (z.B. pflanzlicher Rapsöl-) Vorrat oder ein paar Kerzen sogar für mehrere Jahre darstellbar wäre. Im Niedrigenergiehaus ist die Abhängigkeit von einer funktionierenden Infrastruktur somit bedeutend höher. Die maximale Heizlast liegt bei 18 °C im NEH mit 2154 W immer noch im Bereich der Leistung eines konventionellen Heizlüfters; ein solcher zusätzlicher Leistungsbezug über das Stromnetz im Fall eines Heizungsausfalls ist natürlich immer noch problemlos möglich, solange das nicht alle Verbraucher eines Netzbereiches zur gleichen Zeit betrifft.

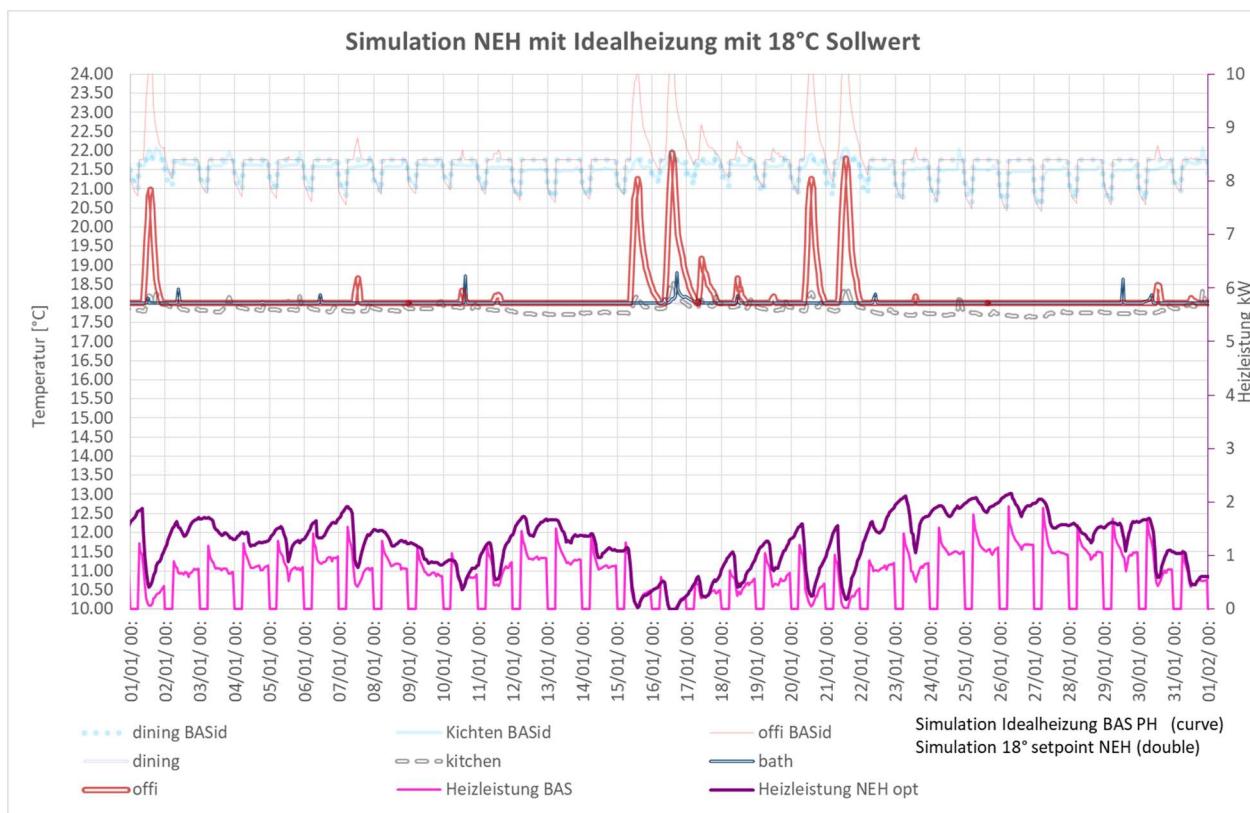


Abbildung 158 Das NEH bei 18°C Sollwert im Januar des Betrachtungszeitraums. Der Verbrauch ist auch bei diesen Temperaturen immer noch mehr als doppelt so hoch im Vergleich zum voll beheizten Passivhaus.

Bei 20°C Sollwert im NEH steigt der Jahresheizwärmebedarf bereits auf 4543 kWh/a (29.1 kWh/(m²a) wohnflächenbezogen; vgl. Abbildung 159); das ist fast dreimal so hoch wie in einem Passivhaus bei komfortablen 21.75°C. Die maximale Heizlast beträgt nun 2617 W.

Im Niedrigenergiehaus ergibt sich eine Abhängigkeit des Jahresheizwärmebedarfs von der eingestellten Solltemperatur wie in Abbildung 160 dargestellt. Diese Abhängigkeit ist nahezu linear und beträgt um 4.9 kWh/(m²a·K) oder ca. 17% pro Grad reduzierter Innentemperatur. Der Einfluss des Nutzers ist im Niedrigenergiehaus in Bezug auf den absoluten Verbrauch bedeutender, relativ zum Standard-Heizbetrieb ist die prozentuale Einsparmöglichkeit aber geringer als beim Passivhaus.

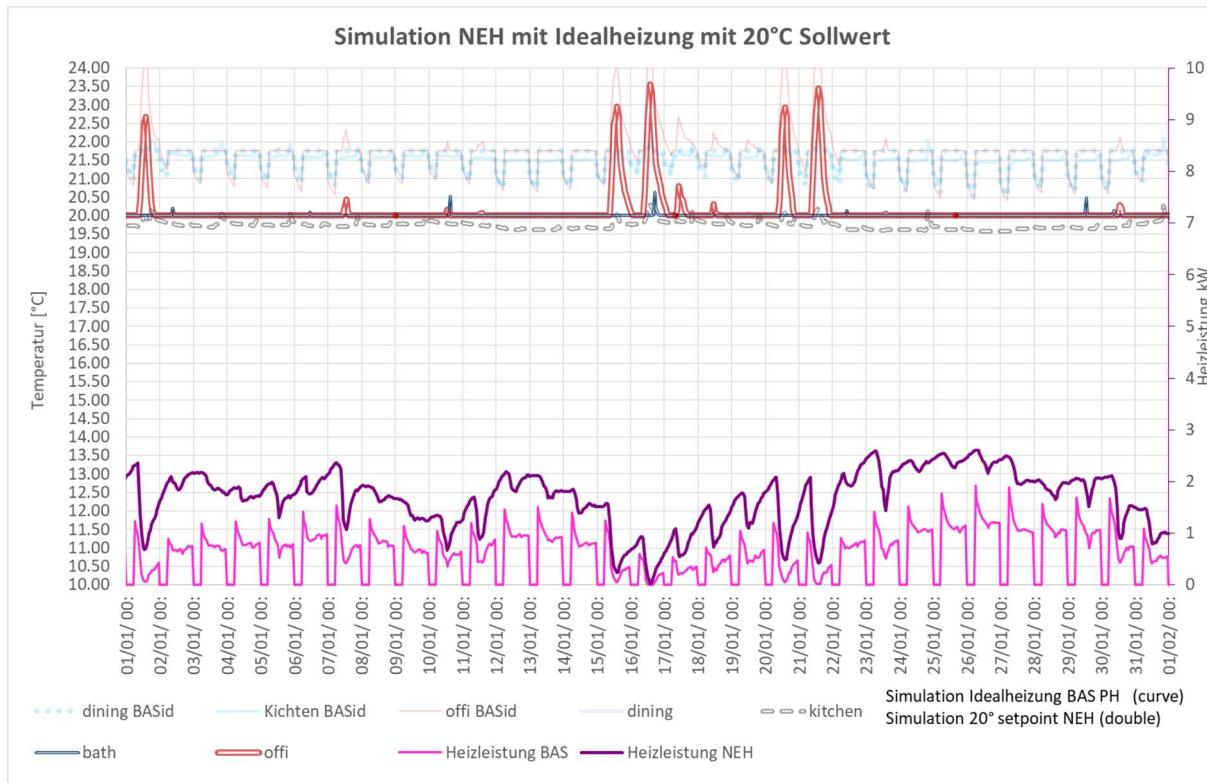


Abbildung 159 NEH bei 20°C Sollwert. Hier muss im Januar durchgehend geheizt werden.

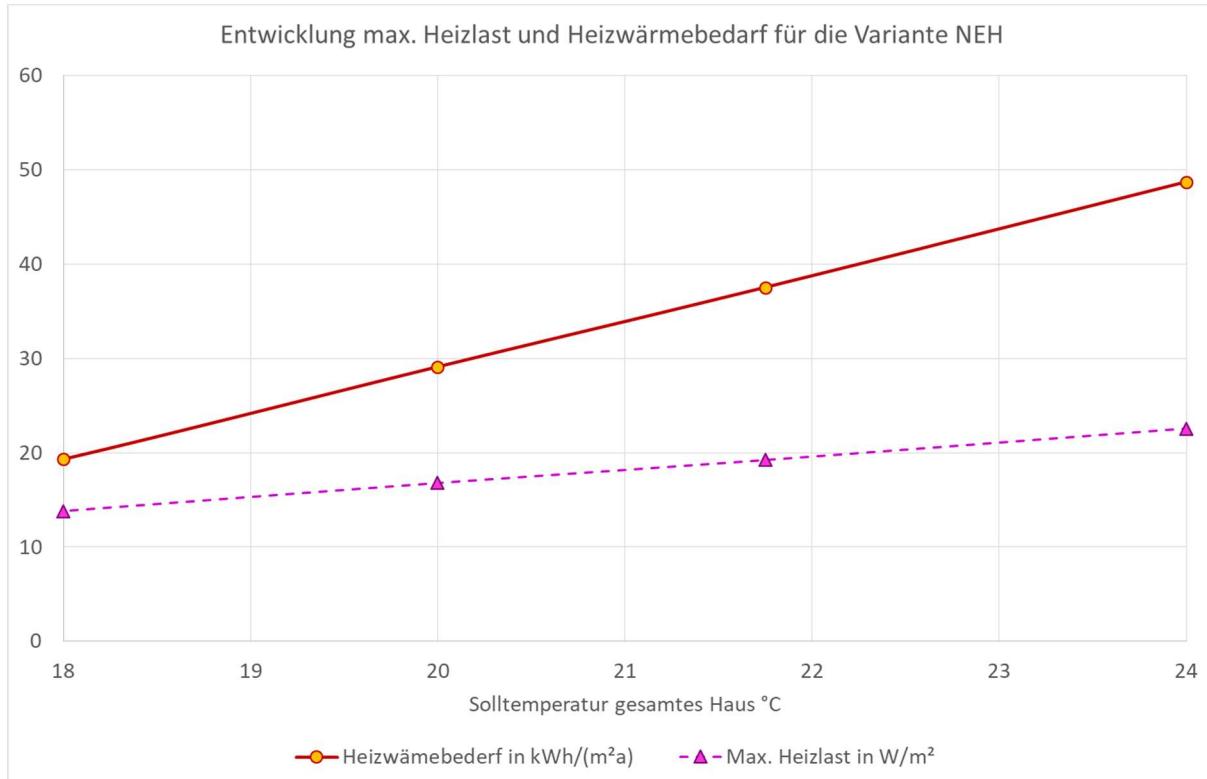


Abbildung 160 Abhängigkeit von Jahresheizwärmebedarf (rot, Kreise) und maximaler Heizlast (violett, Dreiecke) von der geforderten konstanten Solltemperatur im Niedrigenergiehaus-Fall.

13.7.2 Einspar-optimal angepasstes Heizungsprofil zonenweise geregelt im Niedrigenergiehaus

Wir beheizen in diesem Fall das NEH mit einem für die Energieeinsparung optimierten Zeitprogramm für jede Zone. Dies stellt ein möglichst sparsames Nutzerverhalten, aber mit noch mit gutem Komfort (vgl. Tabelle 22) dar. Mit diesem Beheizungsprogramm ergeben sich die in Abbildung 161 dokumentierten Zeitverläufe der Zonen-Temperaturen und gesamten Heizleistungen in der Summe aller Zonen im Januar.

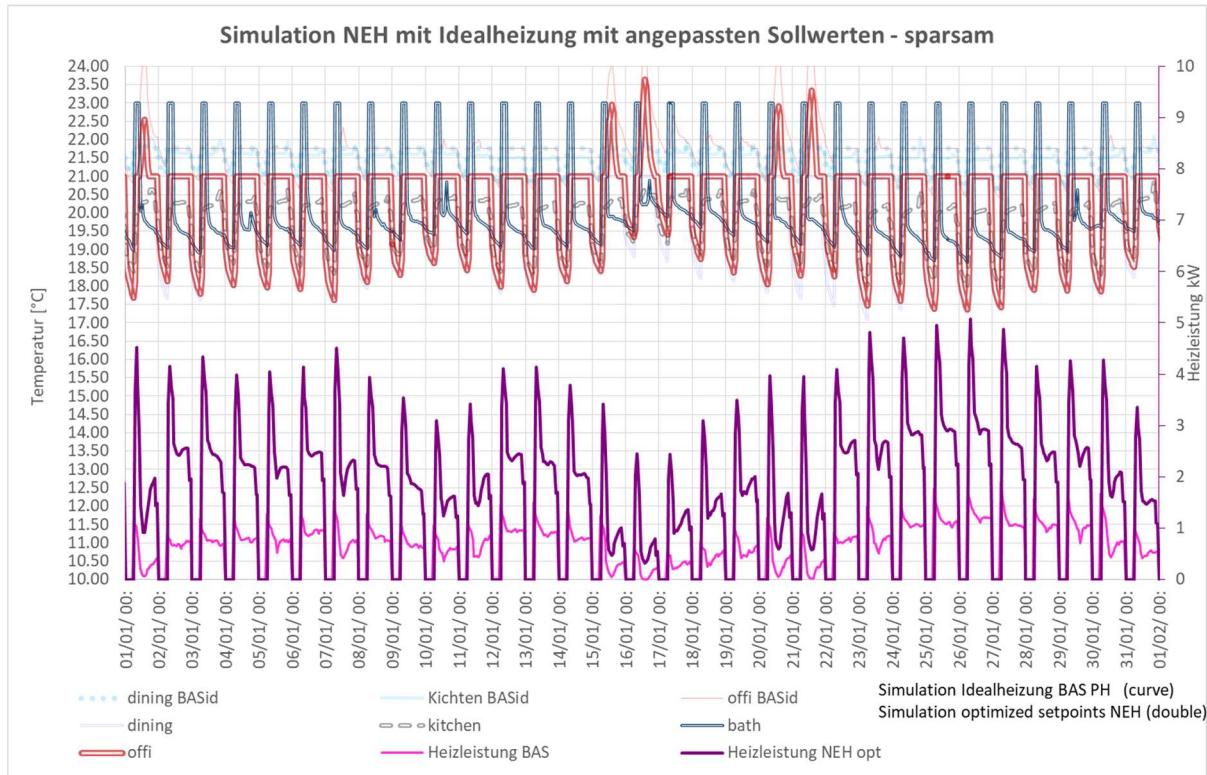


Abbildung 161 Ein zeitlich und zonenweise differenziertes und optimiertes Heizprogramm im Niedrigenergiehaus (gleiches Programm wie für den OptT-Fall im Passivhaus).

Die maximal auftretende Heizlast ist hier 5081 W (bzw. 32.6 W/m²). Leistungen dieser Größenordnung treten hier oft auf. Diese Leistung über lange Zeiträume z.B. beim Lauf von drei Heizlüftern aus dem Stromnetz zu entnehmen, setzt die Nutzer der Gefahr aus, dass bei gleichzeitigem Betrieb weiterer leistungsstarker Lasten im Haus (Heißwasserbereiter, Staubsauger, Herdplatten) die Leitungen bis an ihre Grenzen belastet werden und die Last an die Leistungsgrenze der Sicherungen herankommen. Definitiv wäre es nicht zulässig, wenn im Krisenfall viele Nutzer diese Art der Notbeheizung wählen wollten – ein Netzausfall würde wahrscheinlich. Zum Vergleich: Die maximale Heizleistung in einem identisch geregelt Passivhaus hatten wir zu 908 Watt bestimmt; ein Wert, der auch zusätzlich zu normalen Haushaltslasten nicht zu irgendwelchen

Problemen führen würde, auch „wenn das alle machen würden“¹⁴. Der Jahresheizwärmebedarf des NEH mit diesem Heizprogramm beträgt noch 4510 kWh/a oder 28.9 kWh/(m²a). Das ist ein deutlich geringerer Wert als im Durchschnitt heutiger Wohngebäude (gemäß [E-Daten] 128 kWh/(m²a)). Wird die Heizleistung mit einer Wärmepumpe erbracht (diese müsste dann um 6 kW Heizleistung erbringen können), so lässt sich der Strombedarf noch um die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe senken (also einen Faktor 2.5 bis 5).

Die Einsparung an Heizwärme beträgt gegenüber dem bei 21.75°C durchbeheizten Basisfall für das Niedrigenergiehaus durchaus 23% oder absolut 1247 kWh/a. Das spart pro Jahr, je nach Bereitstellungssystem, zwischen 125 €/a und 375 €/a ein. Im vergleichbaren Fall im Passivhaus hatte die Einsparung sogar 32% des Basisfallverbrauchs betragen. Das sind absolut nur 418 kWh/a, entsprechend Kosteneinsparungen von 42 €/a bis 126 €/a. Jährliche Kosteneinsparungen dieser Größenordnung würden die Anschaffung von z.B. elektronisch mit Zeitprogramm gesteuerten Thermostatventilen immer noch rentabel erscheinen lassen.

Tabelle 22 Optimierte Heizprogramm mit Solltemperaturen zonenweise und Zeitpunkten der Heizanforderungsänderungen

Einspar-optimiertes Heizprogramm				
Zone	Solltemperatur Tag °C	Solltemperatur Nacht °C	Ende des Tages Stunde ... Uhr	Anfang des Tages Stunde ... Uhr
1 Wohnen	21	-99	24	8
2 Küche	-99	-99	24	6
3 Treppe	-99	-99	24	6
4 Essen	21	-99	22	7
5 OG SW	21	-99	24	7
6 OG SO	21	-99	24	7
7 OG Bad	23	-99	11	7
8 OG NW	19	-99	24	7
9 OG NO	-99	-99	24	6
10 DGSW	21	-99	24	8
11 DGSO	-99	-99	24	7

¹⁴ Da diese Gebäude künftig eher mit Wärmepumpen beheizt sein werden, ist ein zeitgleiches Auftreten der Heizlüfter-Nutzung in allen Haushalten sehr unwahrscheinlich; die Lasten sind dann jedoch nur etwa ein Drittel so hoch und mit hoher Wahrscheinlichkeit tolerabel.

Die folgende Abbildung zeigt die Temperatur-Verlaufskurven in typischen Zonen dieses Simulationslaufes. Jene in nicht beheizten Zonen fallen nun durchaus auf Werte unter 17.5°C ab, auch die Nachtabschaltung wirkt sich spürbarer aus als im entsprechenden Fall für das Passivhaus. Hier ist auffällig, dass die Temperaturen jetzt bei Eintritt der Nachtabschaltung sehr schnell um ca. 2 K absinken – das ist direkt fühlbar, weshalb solche Absenkungen immer nur außerhalb der Zeiten mit Personenaufenthalt zu empfehlen sind. Beim Passivhaus gehen die Temperaturen nach dem Abschalten jeweils nur um ca. 1 K zurück, das ist zwar auch immer noch wahrnehmbar, beeinflusst die Komfortbedingung aber nur wenig.

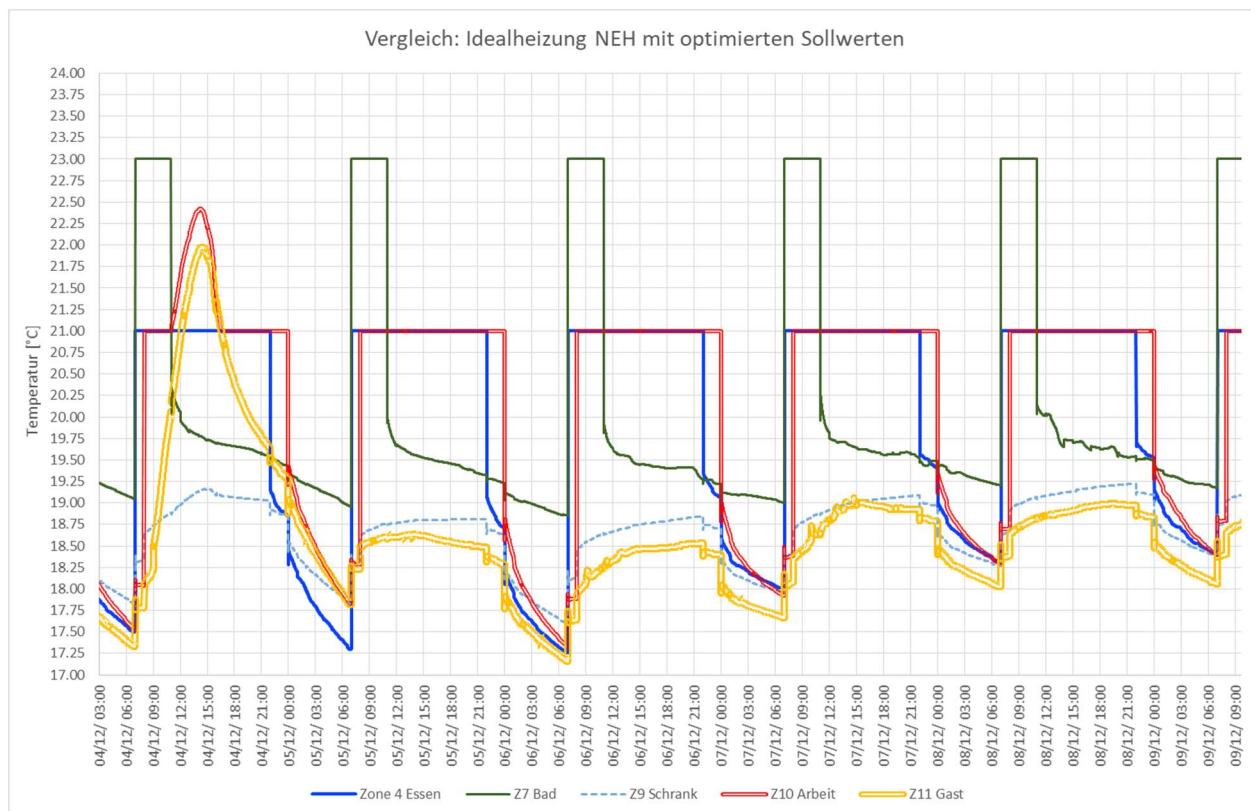


Abbildung 162 Temperaturverläufe, die im Niedrigenergiehaus aus einem Sollwert-Zeitprogramm gemäß Tabelle 22 resultieren. Die Nachtabschaltungen wirken sich deutlicher aus – und die nichtbeheizten Zonen sind jetzt oft „merklich kühl“ (bis herunter auf 17°C); vgl. den Passivhaus-Fall in Abbildung 143, bei dem Temperaturen kaum bedeutend abfallen.

14 Messwerte des Endenergieverbrauchs

Tabelle 23 und

Abbildung 163 dokumentieren die gemessenen Endenergieverbrauchswerte für das dieser Untersuchung zugrundeliegende Reihenendhaus: Endenergie ist dabei nach Definition die aktiv erworbene, in die Bilanzhülle zugeführte Energie¹⁵. Die Zufuhr elektrischer Energie in das Haus wird dabei von einem kalibrierten Zähler („thermische Hülle“) gemessen. Die Endenergie Kochgas ist die am Balgen-Zwischenzähler aufgenommene Gasmenge. Für das Warmwasser wird die Wärmeübergabe aus der Warmwasserversorgungsleitung (gezapfte Enthalpie) inkl. der Wärmeabgabe der Leitungen innerhalb der thermischen Hülle bilanziert (entsprechend einer Wärmezählermessung in der Warmwasservorlaufleitung mit dem in der Vorlaufleitung geförderten Volumenstrom¹⁶). Werten wir alle zugeführte Endenergie als elektrische Energie¹⁷, so ergibt sich in der Summe ein Gesamt-Endenergiebedarf inkl. Heizung, Kühlung, Warmwasser und dem gesamten Haushaltsstrom von rund

36 kWh/(m²a) [Endenergie im Messprojekt].

Wir können diesen Gesamtverbrauch mit dem Durchschnittsverbrauch in der deutschen Energiestatistik [E-Daten] vergleichen, dort ist für 2019 mit der Gesamtwohnfläche von 3755 Mio m² dokumentiert

178 kWh/(m²a) [Endenergie im deutschen Durchschnitt].

¹⁵ Der genutzte Strom enthält dabei auch den seitens des Stromversorgers als „Eigennutzung“ gewerteten direkten Strombezug der auf dem Dach montierten PV-Anlage, um die Verbrauchsstatistik transparent zu halten. Die PV-Stromerzeugung wird also für diese Dokumentation wie ‚vollständig in das Netz eingespeist‘ behandelt. Vgl. dazu auch die folgende Abbildung.

¹⁶ Die WW-Bereitung ist dann hier so dargestellt, als ob die erforderliche Wärme direkt mit einem Wirkungsgrad von 100% aus einem Endenergieträger erzeugt würde – z.B. einem elektrisch betriebenen Durchlauferhitzer. Faktisch wird das Warmwasser im konkreten Fall allerdings nach wie vor aus einem zentralen 1 m³ großen Trinkwarmwasserspeicher (mit thermischer Solaranlage und Erdgas-Nachheizung) bezogen. Der Gasverbrauch hierfür ist etwas geringer als die hier dokumentierte Gesamtwärmemenge. Einen Vergleich unterschiedlicher Optionen für die Warmwasserbereitung führen wir im Zuge dieses Projektes nicht durch, vgl. dazu jedoch [AkkP 49].

¹⁷ Das stimmt bis auf die Gasversorgung der Gasherde und die Trinkwarmwasser-Enthalpie. Beide Energieströme sind jedoch 1:1 durch elektrische Systeme ersetzbar, die dann einen Wirkungsgrad von annähernd 1 aufweisen. Elektrische Induktionsherde weisen einen wesentlich höheren Wirkungsgrad auf als der im Objekt genutzte Gasherd. Auch für die Warmwasserbereitung ist eine deutlich höhere Jahresarbeitszahl erzielbar (mit einer zentralen Warmwasser-Wärmepumpe z.B. rund 2), dementsprechend kann der Stromverbrauch sogar noch weiter gesenkt werden.

Der Betrieb dieses Hauses verbraucht also insgesamt rund 80% weniger Endenergie als der derzeitige Durchschnitt der Haushalte, wieder inklusive aller in das Gebäude gelieferten Energie und ohne Abzug des am Gebäude selbst gewonnenen PV-Stroms.

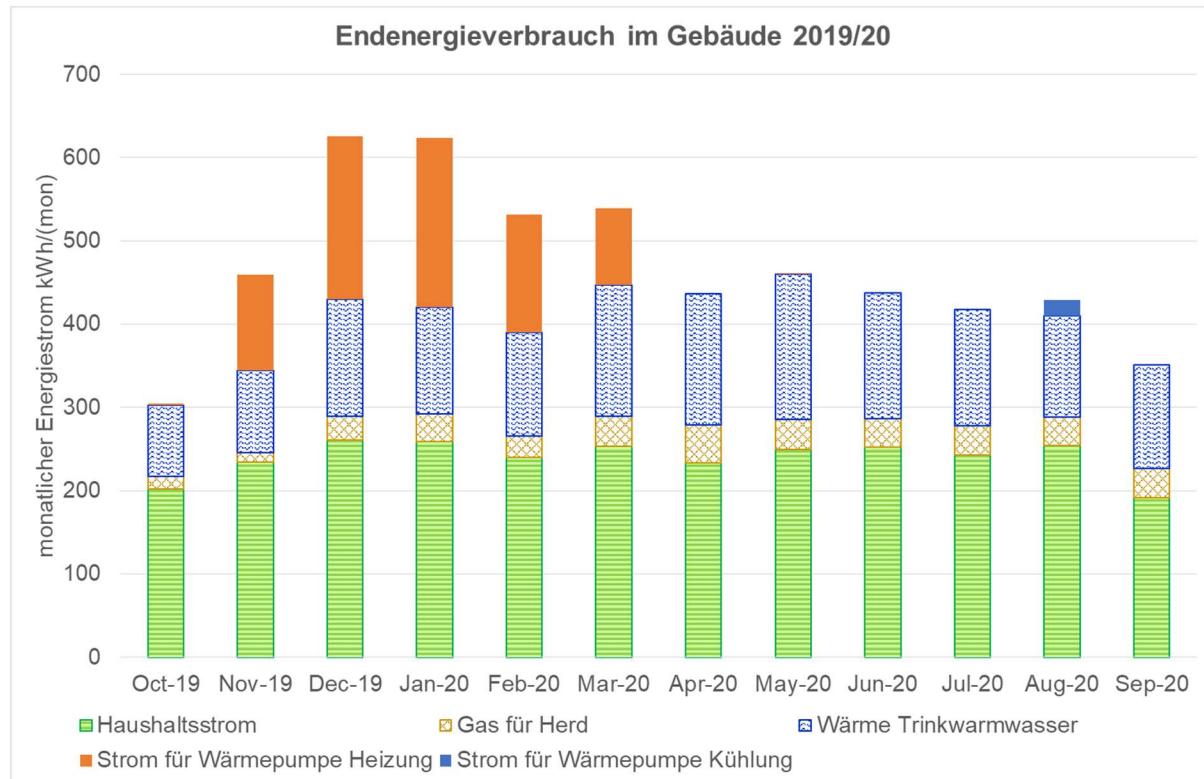


Abbildung 163 Gemessener gesamter Endenergieverbrauch im bilanzierten Reienendhaus vom 1. Oktober 2019 bis zum 30. September 2020.

Der PV-Strom-Ertrag aus der Dachanlage im Projekt belief sich im gleichen Betrachtungszeitraum auf 20 kWh/(m²a). Darüber hinaus ist dem Haus ein von den Bewohnern gehaltener Anteil von rund 4,4 kW (Nennleistung) einer großen Windkraftanlage zugeordnet, mit welcher weitere 22 kWh/(m²a) erneuerbarer Anteil der Stromversorgung dieses Objektes erzeugt werden. Zusammen ist die so erneuerbar erzeugte Endenergie mit 42 kWh/(m²a) höher als der gemessene gesamte Endenergieverbrauch. Allerdings erfolgt die Stromerzeugung auch in der Summe von PV und Windkraft nicht zeitgleich mit dem Bedarfsprofil des Hauses – das ist typisch für die Situation in Mitteleuropa. Die Monatswerte beider Verläufe sind in Abbildung 164 dargestellt. Dort ist erkennbar, dass zwischen Februar und Oktober der Endenergiebedarf problemlos aus der erneuerbaren Erzeugung gedeckt werden kann. Allerdings gibt es eine Winterlücke von in der Summe 480 kWh/a (oder rund 3 kWh/(m²a)), für deren Erzeugung jahreszeitlich gespeicherte Regelennergie (für Spitzenlastkraftwerke) verfügbar gemacht werden muss. Dies erfolgt derzeit noch mit fossilen Energieträgern, müsste in der Zukunft aber aus erneuerbar erzeugten E-Fuels oder Bio-Fuels kommen – das ist ein angemessener und effizienter Anwendungsfall für E-Fuels. In der hier noch benötigten Gesamtmenge (rund 180 kWh/Person)

summiert sich das landesweit auf unter 15 TWh/a; diese Energiemenge entspricht rund 6% des heute bestehenden Erdgas-Jahresspeichervolumens in Deutschland und wäre sogar allein aus biogenen Gasen leicht verfügbar zu machen. Ein derart geringer Bedarf wäre aber sogar dauerhaft weiterhin aus einer weiter bestehenden Erdgas-Versorgung vertretbar¹⁸, solange entsprechende E-Fuel-Synthese-Anlagen noch nicht in ausreichendem Maß zur Verfügung stehen.

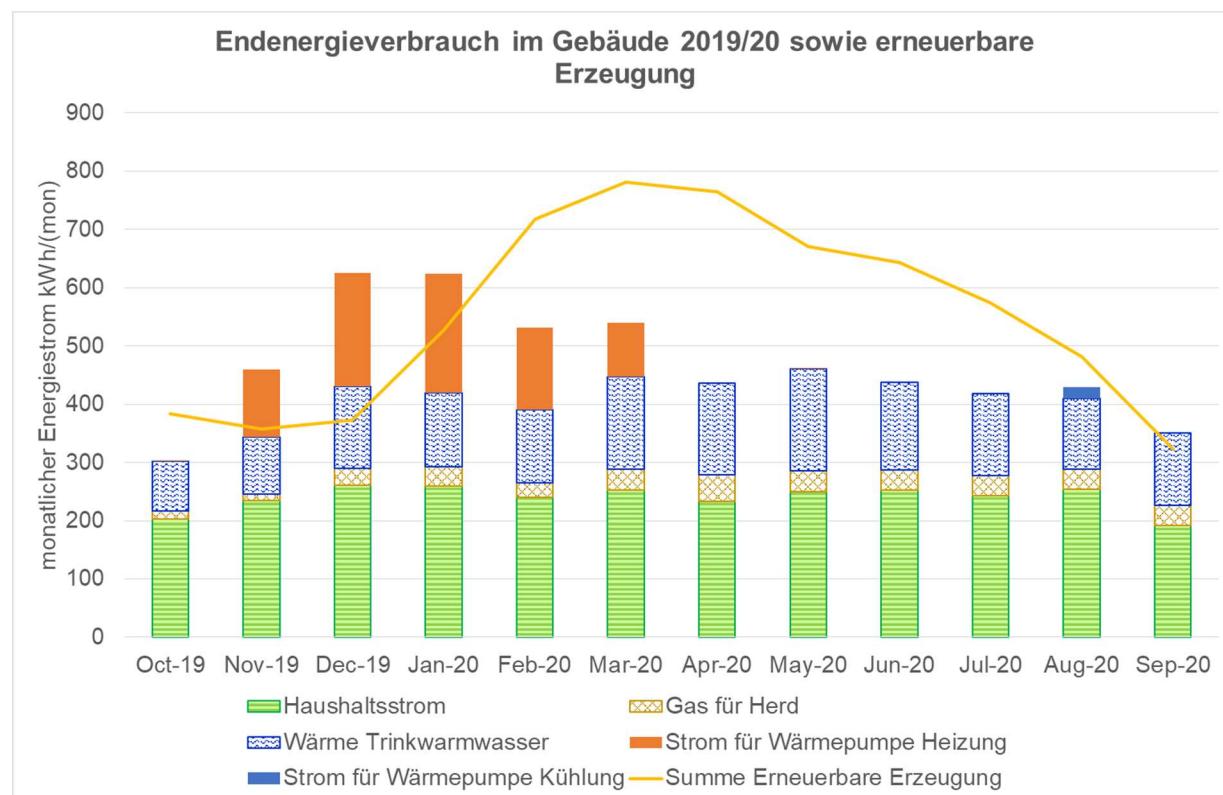


Abbildung 164 Gemessener gesamter Endenergieverbrauch im bilanzierten Reihenendhaus vom 1. Oktober 2019 bis zum 30. September 2020 und Summe der erneuerbaren Energieerzeugung, aus vom Haushalt realisierten erneuerbaren Energieerzeugern (gelb: PV-Anlage und 4,4 kW-Anteil an einer großen Windkraftanlage – entsprechend der Beteiligung der nutzenden Familie)

¹⁸ Weil die Energiemenge unter 2% des derzeitigen deutschen Erdgasbezugs beträgt. Derart geringe Mengen können noch viele Jahrzehnte ohne Ressourcenprobleme und ohne unzulässig hohe Klimagasbelastung akzeptiert werden, bis entsprechende erneuerbare Kapazitäten geschaffen sind. Deren Aufbau wiederum innerhalb eines Zeitraums von ca. 50 Jahren ebenfalls problemlos möglich sein sollte.

Tabelle 23: Gemessener Endenergieverbrauch in der untersuchten Wohneinheit nach Energieträgern und hauptsächlichen Anwendungen, monatlich (Okt. 2019 bis Sept. 2020)

	Haushalts-Strom	Strom Wärme-pumpe	Strom Kühlung	Gasherd Erdgas	Energie für Warm-wasser	Summe Energie-Zufuhr
Monat	kWh/mon	kWh/mon	kWh/mon	kWh/mon	kWh/mon	kWh/mon
Okt-19	202	2	0	14	86	304
Nov-19	234	115	0	11	99	459
Dez-19	261	195	0	29	141	625
Jan-20	259	203	0	32	128	623
Feb-20	240	142	0	25	124	532
Mar-20	253	92	0	36	158	539
Apr-20	233	0	0	46	158	436
Mai-20	250	0	0	36	175	460
Jun-20	252	0	0	35	151	438
Jul-20	243	0	0	35	140	418
Aug-20	254	0	19	35	121	429
Sep-20	191	0	0	36	124	351
Okt 2019-Sep-2020	2873	749	19	370	1605	5616
kWh/(m²a)	18.42	4.80	0.12	2.37	10.29	36.00

15 Zusammenfassung und Diskussion

15.1 Messung und Simulation

Im Kernteil dieses Berichtes wird der Vergleich der Simulation des thermischen Verhaltens eines regulär bewohnten Gebäudes mit Messergebnissen einer zweijährigen Monitoring-Periode dokumentiert.

Zeitverläufe der Temperaturen der bei gleichen Randbedingungen laufenden Simulation stimmen dabei mit den Messaufzeichnungen im Rahmen der Messgenauigkeit (0.3 K) in der weit überwiegenden Zeit (96%) überein. Abweichungen in Zeitintervallen, in denen Randbedingungen nicht ausreichend genug bekannt (oder fehlerhaft) sind, lassen sich in einem real bewohnten Gebäude nicht vermeiden.

Der Aufwand, die erforderlichen genauen Messwerte für eine vollständige Charakterisierung der Randbedingungen zu erhalten, ist allerdings beträchtlich. In Kapitel 7 wird im Detail beschrieben, welche Sensoren und Aufzeichnungsmethoden verwendet wurden, um die Verteilung des Stromverbrauchs, des Aufenthalts der Personen, der Warmwasser-Zapfungen, der Temperaturen im Nachbarhaus und der Wetterbedingungen zu erfassen. In Kapitel 9 wird darüber hinaus durch Sensitivitätstests untersucht, welchen Einfluss Messabweichungen bei den unterschiedlichen Randbedingungen auf das Ergebnis haben:

Ohne aktuell am Ort des Monitoring gemessene Wetterbedingungen ist ein valider Vergleich ebenso wenig möglich wie ohne aufgezeichnete Zeitreihen der zugeführten inneren Wärmequell-Leistungen. Bei letzteren liegt die hier erreichte Messgenauigkeit im Tagesmittel bei rund 30 W (entsprechend 0,2 W/m²). Auch die Temperaturen in evtl. vorhandenen Nachbarräumen müssen in ihrer Zeitabhängigkeit bekannt sein.

Ebenso entscheidend ist eine detaillierte Bauaufnahme des im Feldversuch vermessenen Gebäudes. Abmessungen insbesondere der Fenster müssen am Objekt gemessen (auf etwa 0.5 cm genau) sein, die Bauteilaufbauten und die Wärmeleitfähigkeiten der Materialien müssen bekannt sein und Wärmebrückensituationen berücksichtigt werden. Die Sensitivität der Ergebnisse auf diese Gebäudedaten wurde in einem eigenen Kapitel 10 untersucht:

Ohne am Objekt gemessene Abmessungen, zutreffende Werte für die Wärmeleitfähigkeiten der Materialien und Einbeziehung objektspezifisch quantifizierter Modelle für die Wärmebrücken ist ein valider Vergleich nicht zu erwarten. Die hier ohne Aufnahme am konkreten Objekt vorliegenden Messabweichungen übersteigen die potentiellen numerischen und systematischen Fehler bei der Modellbildung bei weitem.

Stimmen die gemessenen Randbedingungen und die Modelldaten für das thermische Modell im Rahmen der erreichten Messgenauigkeit, muss das Simulationsprogramm immer noch die relevanten Prozesse korrekt abbilden. Der hier vorliegende Bericht zeigt, dass die dabei zu berücksichtigenden physikalischen Prozesse und Zusammenhänge verstanden sind. Die eingeführten instationären Berechnungsmethoden aus der Bauphysik treffen die vorgefundenen Zeitentwicklungen sehr gut, Während der Heizperiode beträgt die mittlere quadratische Abweichung zwischen Messung und Simulation unter 0.2 K (vgl. Abbildung 165).

Die entscheidenden Sensitivitätstests für Modellbestandteile werden in Kapitel 10 durchgeführt:

Es muss eine Mindestqualität für die Modellbildung vorausgesetzt werden: Z.B. müssen die Strahlungsbilanzen auch an opaken Außenoberflächen instationär mitgerechnet werden (wobei hier die Genauigkeiten, z.B. für den solaren Absorptionsgrad, weniger ausschlaggebend sind, allerdings ist die Einbeziehung der langwelligen atmosphärischen Gegenstrahlung unverzichtbar). Im Innenraum müssen Wärmetransport durch Wärmestrahlung und durch Konvektion getrennt und in den Wärmeübergangskoeffizienten zeitabhängig behandelt werden, für transparente Bauteile ist eine Abbildung der einfallswinkelabhängigen Transmission von kurzwelliger (passiv solarer) Einstrahlung unverzichtbar.

Im Feldexperiment konnten die genannten Bedingungen erfüllt werden, so dass der Vergleich der Messdaten mit den Ergebnissen des Basis-Simulationslaufes in den überwiegenden Zeiträumen möglich wurde. Abbildung 166 zeigt beispielhaft Messwerte der Raumlufttemperaturen im Vergleich zu den Simulationswerten. Aus der größeren Abweichung am 14. Dezember im Raum „Schlafen“ (violett) werden auch die Grenzen der Vergleichsmöglichkeiten in einem solchen bewohnten Projekt erkennbar: Hier war offenbar zwischen 9:00 und 24:00 die Tür zum Treppenhaus geschlossen worden, während in der Simulation dauerhaft mit geöffneten Innentüren gerechnet wurde; die Abweichungen liegen dann in einem Bereich von 0.5 K.

Der Vergleich bestätigt in den Zeiträumen mit gut dokumentierten Randbedingungen, dass die verwendeten Algorithmen der thermischen Bauphysik die Realität mit zufriedenstellender Genauigkeit widerspiegeln.

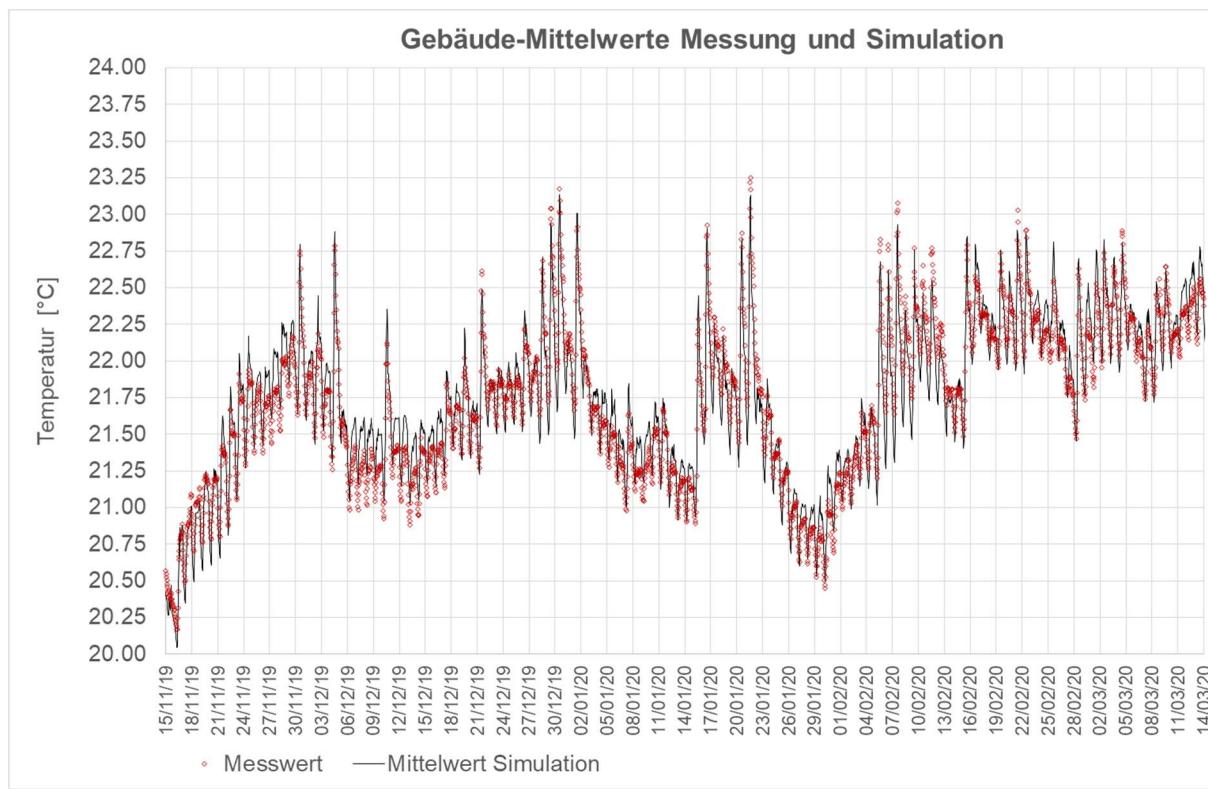


Abbildung 165 Mittelwert aller Raumtemperaturen über den Gesamtzeitraum der ersten Heizzeit im Vergleich zwischen Messung (Symbole, dunkelrot) und Simulation (schwarz). Während der Heizperiode beträgt die mittlere quadratische Abweichung unter 0.22 K.

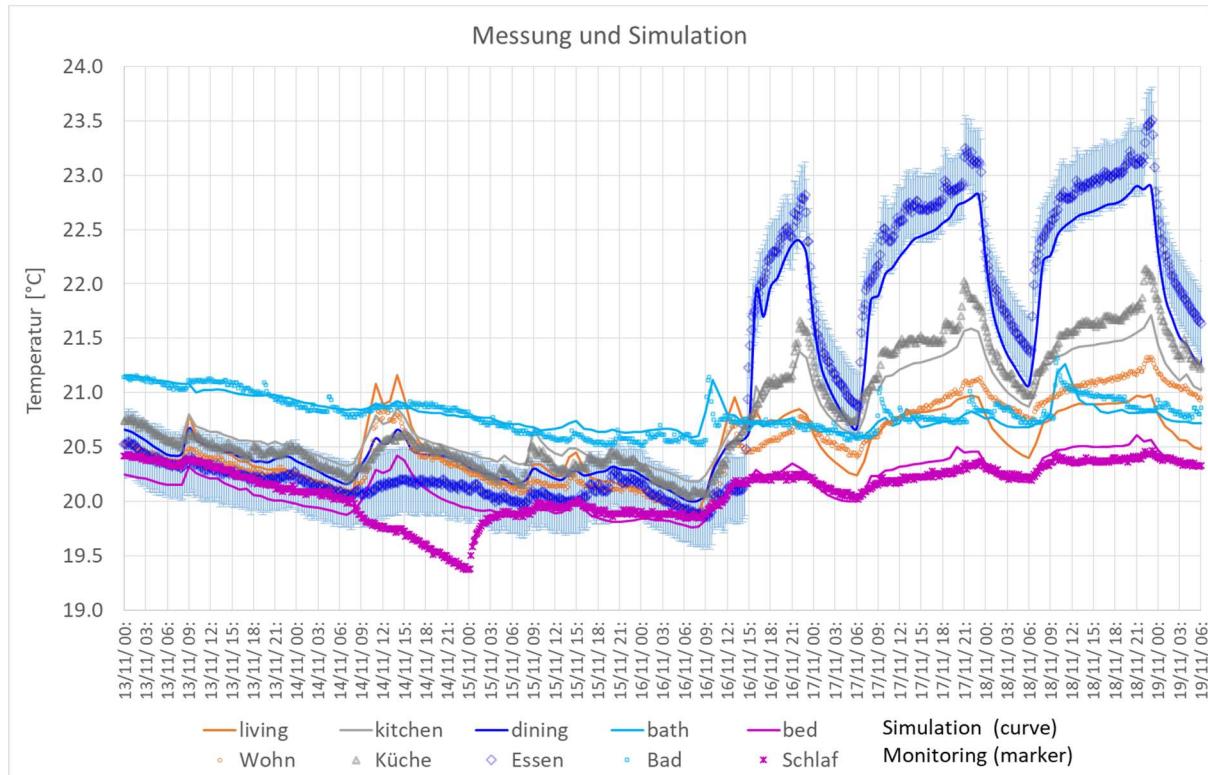


Abbildung 166 Anheizvorgang am 16. November 2019 im Vergleich von Messung (Symbole) und Simulation (Linien). Die zeitweise sehr dynamischen Temperaturverläufe werden in der Simulation gut wiedergegeben, nur in Ausnahmefällen wächst die Differenz über 0.3 K.

15.2 Kernaussagen auf Basis des validierten Simulationsmodells

Mit dem Ergebnis dieser Studie liegt damit ein validiertes Simulationsmodell für das betrachtete Gebäude vor. Dieses ist in der Umgebung der hier gegebenen Kennwerte für die Simulation des Verhaltens auch bei veränderten Parametern geeignet.

Das Modell kann nun für die Analyse des Einflusses unterschiedlicher Parameter eingesetzt werden.

Einflüsse von Gebäude und Technik

Diese sind in Kapitel 12 in Bezug auf die Wirksamkeit verschiedener Maßnahmen an Gebäudehülle und Technik untersucht worden. Es stellt sich heraus, dass auch mit dem heute gesetzlich erreichten Neubaustandard die weitere Verbesserung des Wärmeschutzes der opaken Außenhülle den größten Einfluss auf den verbleibenden Energiebedarf hat. Dass die so erzielbaren Einsparungen tatsächlich realisiert werden, zeigen die Messwerte aus dem Objekt selbst (das mit dem höchsten der hier diskutierten Dämmstandards gebaut wurde). Ebenfalls von hoher Bedeutung sind die erreichte Luftdichtheit, die Wärmerückgewinnung bei der Lüftung und die Qualität der Fenster.

Tabelle 24 Empfehlenswerte Wärmeschutzniveaus bei Neubau und Modernisierung
 (Nach den Ergebnissen der hier durchgeföhrten Parameterstudien)

	Höchst-U-Wert noch akzeptabel W/(m ² K)	Empfehlung im Jahr 2023 W/(m ² K)
Außenwände	0.160	0.120
Dachkonstruktionen, oberste Geschossdecken	0.120	0.090
Decken und Wände zu Erdreich oder unbeheizten Kellern	0.250	0.180
Verglasungen	0.850	0.650
Fensterrahmen	0.850	0.650
<i>zug. Dämmdicke in mm bei WLG 032</i>	Dämmdicke/mm	Dämmdicke/mm
Außenwände	203	270
Dachkonstruktionen, oberste Geschossdecken	270	358
Decken und Wände zu Erdreich oder unbeheizten Kellern	131	181

Die objektspezifische Berücksichtigung von Wärmebrücken hat sich als unverzichtbar für eine fachgerechte Abbildung der Gebäudeenergiebilanz erwiesen, denn diese können die Wärmeverluste erheblich steigern. Dies spiegelt sich für die Praxis in der

Empfehlung wider, Wärmebrücken bei der Planung von Neubauten und Sanierungen zu vermeiden. Dass dies (mit wenigen Ausnahmen) bei allen üblichen und vorgefundenen Konstruktionen praktisch ausführbar und sinnvoll ist, wurde durch ausgeführte Projekte und die vorliegenden Bausystem-Zertifizierungen nachgewiesen: außenmaßbezogene Wärmebrückenzuschläge mit ΔU_{WB} -Werte unter 0 sind in jeder Konstruktionsweise verfügbar und in jeder Hinsicht sinnvoll (insbesondere ökonomisch; vgl. [AkkP 16], [AKKP 35], [PHI Bausysteme 2022]).

Gebäudehüllflächen müssen allein aus Gründen der Bauschadensvermeidung luftdicht sein. Eine gute Luftdichtheit ist mit dem heute verfügbaren Know-how, Hilfsmitteln und geeigneten Produkten und ohne großen Aufwand bei Neubau und Sanierungen von Außenbauteilen erreichbar. Im hier untersuchten Gebäude wurde mit klassischen Methoden (durchgehender Innenputz bei den Außenwänden, sorgfältig angeschlossene Luftdichtungsbahn im Dach) eine ausgezeichnete Luftdichtheit erreicht. Diese wurde im Objekt mehrfach nachgemessen, zuletzt nach 25 Jahren Nutzungszeit des Gebäudes mit einem Ergebnis von $n_{50} = 0.21 \text{ h}^{-1}$ (vgl. [Feist 2020]). Die hier vorgelegte Untersuchung zeigt, dass Werte bis $n_{50} = 0.85 \text{ h}^{-1}$ noch akzeptable Ergebnisse erlauben. Die Empfehlung für den Neubau ist allerdings, Werte unter $n_{50} = 0.3 \text{ h}^{-1}$ anzustreben [PHI-1999/06].

Für eine hygienisch ausreichende Luftqualität ist ein gesicherter Luftaustausch unverzichtbar [AkkP 4]. Im untersuchten Gebäude leistet dies eine wohnungszentrale Lüftungsanlage mit hocheffizienter Wärmerückgewinnung. Diese ist im Untersuchungsprojekt seit über 32 Jahren im Betrieb und hat keine Erneuerung oder Reparatur benötigt [Feist 2020]. Die Anlage spart gemäß der durchgeföhrten Simulationen in einem typischen Jahr etwa 11 kWh/(m²a) Nutz-Heizwärme gegenüber einer Anlage ohne Wärmerückgewinnung ein (vgl. Kapitel 12.10). Der erforderliche Stromeinsatz für Lüftungsregelung und Ventilatoren wurde im hier dokumentierten Messprojekt zu 343 kWh/a gemessen, das sind 2.2 kWh/(m²a); mindestens die Hälfte davon würde eine reine Abluftanlage (Mindestausstattung zur Vermeidung von Feuchtespitzen in den Feuchträumen) auch verbrauchen. Das ganzjährige Wärmebereitstellungsverhältnis der hier verwendeten Lüftung liegt somit bei mindestens 5 bzw., ohne den Ohnehin-Verbrauch einer Referenz-Abluftlösung, bei über 10. Arbeitszahlen dieser Größenordnung sind mit keinem verfügbaren Heizsystem zu erreichen, so dass sich die Wärmerückgewinnung als ein besonders empfehlenswertes Mittel zur Energieeinsparung erweist. Bei der Auswahl entsprechender Lösungen sind Qualitätsanforderungen zu beachten, die sich im genutzten Pilotprojekt und den Folgeprojekten bewährt haben (Hygiene bzgl. insbesondere Filter, Schallschutz, Luftdichtheit vgl. [PHI Lüftungsgeräte 2018]).

Für die Bereitstellung der immer noch benötigten Heizwärme gibt es eine große Vielzahl möglicher Lösungen. Drei extrem unterschiedliche Verfahren wurden im Zuge dieses Projektes in der Praxis ausgetestet und sorgfältig messtechnisch begleitet. Für I - 248

die mit der Simulation verglichenen Zeitperioden ergibt sich auch dafür eine gute Übereinstimmung von Messung und Berechnung im Bereich der Messgenauigkeit der Temperaturfühler. Der Einsatz raumweise einzeln geregelter elektrisch versorger Konvektoren erweist sich dabei als nahezu gleichwertig mit einem theoretisch ideal geregelten Gebäudemodell (Wärmeübergabeverluste unter 1% in diesem Fall). Wie der Betrieb der Luft/Luft-Wärmepumpe im Messwinter 2019/20 zeigt, ist bei einem solchen Gebäude auch eine Beheizung allein mit einem im Erdgeschoss betriebenen Raumklimagerät möglich (vgl. auch [Feist 2022]). Weil dazu tagsüber die Temperaturen im Aufstellraum im Kernwinter Werte um 24 °C erreichen, ist der Wärmeverlust im Erdgeschoss bei dieser Betriebsweise erhöht – es ergibt sich aus dem Vergleich der Simulationen ein Wärmeübergabeverlust für diese Lösung von fast 20%. Das bedeutet bei dem vorliegenden guten Wärmeschutz eine zusätzlich bereit zu stellende Wärmemenge von etwa 2 kWh/(m²a) und einen zusätzlichen Wärmepumpenbetriebsstrom von unter 1 kWh/(m²a)). Wegen der Arbeitszahlen der Wärmepumpe liegt der Stromverbrauch für die Splitgeräte-Variante dann allerdings trotz der höheren Wärmebereitstellung bei nur 4.9 kWh/(m²a) oder 58% des Verbrauchs, der sich mit den nahezu ideal geregelten elektrischen Konvektoren bei vergleichbarem Komfort einstellt.

Auch der weitere Betrieb des ursprünglich verwendeten und hydraulischen Heizsystems mit Heizkörpern erweist sich als praktikabel, sofern hier elektronisch geregelte Raumthermostate für jedes Heizkörper eingesetzt werden. Allerdings ist der Betrieb dieses Systems mit einem zentralen Erdgas-Kessel, wie er 1991 installiert wurde, aus heutiger Sicht nicht zukunftsfähig. Mit Erdgas betriebene Heizungen führen künftig in allen betrachteten Fällen zu höheren CO₂-Emissionen als mit Strom betriebene Anlagen; allerdings ist eine Beheizung mit Ohm'scher Wärme für das zentrale System nicht optimal und letztlich auch nicht kostengünstig. Vielmehr wird der Gaskessel durch eine zentrale elektrische Wärmepumpe ersetzt werden müssen. Das ist für dieses Gebäude auch in naher Zukunft vorgesehen. Die Wärmepumpe kann bei den vorliegenden niedrigen Vorlauftemperaturen Jahresarbeitszahlen von mindestens 3 (im Falle von Luft als Wärmequelle) bzw. sogar über 4 (mit Wärmequelle Erdreich oder Grundwasser) erreichen. Bei einer solchen Lösung resultieren dann spezifische Strombedarfswerte für die Heizung je Wohneinheit von unter 416 kWh/a oder 2.7 kWh/(m²a), die gegenüber der dezentralen Wärmepumpenlösung noch einmal fast halbiert sind. Da hier von einer entsprechenden zentralen Wärmepumpenanlage 4 baugleiche Wohneinheiten versorgt werden (über die vorhandene Wärmeverteilung) würde sich das Setzen einer Erdbohrung für eine solche Anlage bei heutigem Strompreis durchaus amortisieren (bei 8 kW Auslegungs-Heizleistung).

Der Einfluss der Nutzer

In der Literatur gibt es umfangreiche Erhebungen zum Einfluss der Nutzer auf den Energieverbrauch ([Lundgren 1989], [Lundström 1986], [Johnston 2014]). Empirische Studien finden regelmäßig sehr hohe Streuungen des Verbrauchs in ansonsten weitgehend gleich gebauten und technisch ausgestatteten Gebäuden: Oft wird daraus geschlossen, dass es auf die Qualität von Gebäudehülle und Haustechnik weniger ankomme, weil die Verhaltensunterschiede die Einflüsse der technischen Qualität überdecken. In [Passipedia Nutz] haben wir durch eine umfangreiche empirische Erhebung belegt, dass Letzteres nicht zutrifft: Zwar ist die Varianz zwischen den einzelnen unterschiedlichen Nutzern groß (die Standardabweichung liegt typischerweise bei einem Wert von 30% des Mittelwertes), im Mittel über eine ausreichend große Anzahl von zufällig ausgewählten Nutzern stellen sich jedoch regelmäßig die für einen Gebäudestandard bei Standardrandbedingungen zu erwartenden mittleren Verbrauchswerte ein¹⁹. Ausgestattet mit diesem Hintergrund lassen sich ausreichend große empirische Feldmessungen systematisch statistisch auswerten.

Unsere Studie hier befasst sich ergänzend mit den Mechanismen des Nutzereinflusses, gemäß der Aussage in der Dissertation von Lundgren: „Gebäude sind nutzergesteuerte Energiesysteme“. Unsere Arbeit erlaubt eine genauere Analyse der Pfade dieses Einflusses: diese werden sehr konkret greifbar. Aus welchen Gründen unterschiedliche Nutzer Einfluss-Parameter verschieden wählen, wird hier nicht untersucht – diese Fragestellung ist ein Feld für die psychologische Forschung. Wohl können wir einen plausiblen Bereich für die Intervalle der möglichen Unterschiede angeben. Die Verteilung der von Nutzern individuell gewählten Raum-Soll-Temperaturen z.B. geht bereits aus der Untersuchung [Fanger 1970] hervor.

Heizverhalten: Temperatursollwerte

Es überrascht wenig, dass unterschiedliche Thermostatsetzungen zu unterschiedlichen Verbrauchswerten bei der Heizung führen. Wie groß dieser Einfluss tatsächlich ist, hängt aber auch von anderen Randbedingungen ab. In 13.1 hatten wir den Fall einen Passivhauses (wie gebaut) mit konstanter Nutzung beim Nachbarn untersucht und waren auf 38% Verbrauchsänderung pro Kelvin Temperaturdifferenz gekommen; wird dagegen angenommen, dass die Temperaturen im Nachbarhaus jeweils dem gleichen Regelregime folgen, reduziert sich der Einfluss auf 31%/K – für das hier

¹⁹ Das ist für eine solche Stichprobe unterschiedlicher Nutzungen nicht anders als bei einer Stichprobe zur Geschwindigkeitsverteilung einzelner Gasmoleküle in einem Gas. Während die Einzelwerte in beiden stark streuen, ergeben sich jeweils bereits ab ca. 20 zufällig gewählten Proben immer stabilere Mittelwerte, die nur noch von den Makrovariablen abhängen (dies sind bei den Gebäuden die technische Ausstattung und das Klima und beim Gas die Dichte und die Temperatur). Dass dies so ist, ist eine Folge des Gesetzes der großen Zahlen der Wahrscheinlichkeitstheorie: Die Mittelwerte in größer werdenden Stichproben stellen sich in ähnlicher Höhe ein, die Standardabweichung der Mittelwerte reduziert sich aber mit Wurzel N bei größeren Stichproben.

begleitete Passivhaus mit sehr gutem Wärmschutz ist der Nutzereinfluss bzgl. der Temperatursollwerte besonders hoch; das hat seine Ursache in den im Vergleich zu den Wärmeverlustströmen relativ hohen freien Wärmequellen, die bei einer weiteren Reduktion der Verluste einen immer höheren Anteil der Wärmenachlieferung übernehmen. Die Untersuchung zeigt sogar, dass in einem solchen Gebäude bei Temperatursollwerten unter 18 °C praktisch gar keine Heizenergie mehr benötigt wird. Für einen schlechteren baulichen Standard (Niedrigenergiehaus, vgl. 13.7.1) reduziert sich der Verbrauch je Grad verringriger Solltemperatur noch um 17%/K. Ein Heizwärmeverbrauch von Null lässt sich nun mit noch akzeptablen Raumtemperaturen nicht mehr erreichen.

Eine Bemerkung zur Bewertung des Nutzereinflusses auf die Raum-Solltemperaturen: Zwar ist der prozentuale Einfluss gerade beim energieeffizienten Gebäude groß, die zugehörigen absoluten Verbrauchsänderungen sind aber eigentlich unbedeutend. Für das Passivhaus waren es um 3 kWh/(m²a) je Kelvin. Es fällt daher leicht, in einem so effizient gebauten Objekt auch eine großzügigere Nutzeranforderung zu tolerieren. Im Niedrigenergiehaus sind es bereits rund 5 kWh/(m²a) je Kelvin und bei typischen Bestandsgebäuden (Referenzverbrauch 123 kWh/(m²a)) über 10 kWh/(m²a). Während der relative Einfluss der Nutzer mit besser werdenden Standards zunimmt, geht die Relevanz der erzielten absoluten Verbrauchsänderung wegen der dann ohnehin sehr geringen Verbrauchswerte stark zurück: In einem gut gedämmten Gebäude können sich die Nutzer sowohl ökonomisch als auch aus ökologischer Sicht einen besseren Komfort problemlos leisten. Diese Aussage ist aber nur vor dem Hintergrund zulässig, dass der bestehende Bedarf in einem solchen gut gedämmten Gebäude ohnehin vernachlässigbar gering ist.

Lüftungsverhalten: zusätzliche Fenster- oder Türöffnungen

In Abschnitt 13.2 haben wir die Auswirkung einer erheblich erhöhten Öffnungs frequenz der Haustür (jeder Nutzer zweimal je Stunde (!)) untersucht und zu 14.4% Anstieg im Heizwärmeverbrauch bzw. 1.22 kWh/(m²a) bestimmt; dieser Einfluss ist überraschend gering. Bedeutender ist ein die gesamte Nacht gekipptes Fenster in einem Schlafzimmer: Wird dieses tagsüber trotzdem auf den Sollwert (21.75°C) beheizt, so nimmt der Wärmeverbrauch um 41% bzw. 3.5 kWh/(m²a) zu. Das ist zwar auch dann immer noch ein geringer Verbrauch im Vergleich mit mäßig gedämmten Gebäuden – dennoch kann ein solches Betriebsverhalten nicht empfohlen werden, zumal es auch weit zu trockene Raumluftzustände im betroffenen Raum zur Folge hat. Für den Fall, dass das betroffene Zimmer tagsüber nicht beheizt wird, ergibt sich immer noch ein zusätzlicher Verbrauch von 40% oder 3.4 kWh/(m²a), da ein Raum mit offenstehender Tür vom Rest des Gebäudes weitgehend mitbeheizt wird.

Während der Einfluss solcher zusätzlicher Tür- und Fensteröffnungen relativ zum bestehenden niedrigen Verbrauch „hoch“ erscheint, liegen die dann vorliegenden

absoluten Verbrauchswerte durchaus immer noch in einem tolerierbaren Bereich. In den Feldstudien an bewohnten Gebäuden kommen solche Fälle mit extensiven Fensteröffnungen durchaus vereinzelt vor; sie sind aber weit weniger häufig, als vielfach angenommen wird (etwa 1 Fall je 15 bis 30 Wohnungen, vgl. [Pfluger 2001]). In der Verbrauchsstatistik sind diese Fälle dann am oberen Ende der Verteilung zu erkennen, für den Verbrauchsmittelwert sind solche einzelnen Fälle aber kaum von Bedeutung. Das würde sich nur dann ändern, wenn das betreffende Verhalten von einer größeren Zahl von Nutzern angenommen würde.

Bedienung der Verschattung: Dauergeschlossene Jalousie

In Abschnitt 13.4 wird die Auswirkung einer dauer geschlossenen Jalousie vor allen Südfenstern diskutiert; damit werden die sonst bestehenden winterlichen passiv solaren Gewinne ausgesperrt und das führt zu einem Anstieg im Heizwärmebedarf von 76% (!) bzw. $6.5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$. Dieses Geschlossenlassen von Verschattungs einrichtungen auch im Kernwinter kommt häufiger vor als gedacht. Meist handelt es sich einfach um ein Vergessen – aber auch die Nutzung der Außenjalousien als Blendschutz ist z.B. beim Arbeiten am Computer eine durchaus vielfach übliche Vorgehensweise, die, wie das Ergebnis zeigt, der Grund intention der Fenster widerspricht. Abhilfe können hier einfache Maßnahmen mit Einsatz eines innenliegenden Blendschutzes schaffen.

Unterschiede bei internen Wärmequellen

Wir haben den typischen marginalen Ausnutzungsgrad für zusätzliche interne Wärmequellen in Abschnitt 13.5 zu rund 70% bestimmt. Unterschiedliche Belegungs dichten von Wohnungen, spezielle Ausstattungen mit hohem Stromverbrauch (z.B. beheizte Aquarien o.ä.) wirken sich dementsprechend auf den Heizwärmeverbrauch aus.

Fazit

Die Messausstattung des Pilotprojektes Passivhaus Darmstadt Kranichstein erlaubte eine unabhängige Validierung der numerischen Berechnungsmodelle für das thermische Verhalten von Gebäuden. Die Genauigkeit der Temperaturverläufe liegt dabei jeweils im Rahmen der Messgenauigkeiten der Feldmessungen²⁰. Die im vorliegenden Bericht durch geführte Validierung zeigt, dass das Rechenmodell das thermische Verhalten des Gebäudes auf Zeitskalen zwischen 10 Minuten und der ganzen Heizperiode die Temperaturverläufe im Rahmen der verfügbaren Messgenauigkeit reproduziert.

²⁰ Sowohl der Leistungsbestimmung der eingesetzten Energieströme als auch der Temperaturmessungen in den Zonen bzw. Bauteilen der Zonen.

Die Simulation des thermischen Verhaltens von Wohngebäuden auf Basis der hier dokumentierten physikalischen Modelle kann daher für ein weites Spektrum unterschiedlicher Anwendungen als validiert gelten.

Erst dieses Ergebnis bildet die Grundlage dafür, mittels Parameterstudien belastbare Aussagen über die Relevanz verschiedener Einflussgrößen zu gewinnen. Die hierzu durchgeführten Untersuchungen zeigen, worauf es bei der Planung hocheffizienter Gebäude ankommt.

Die Ergebnisse der Parameterstudien zeigen, dass sich der Endenergiebedarf typischer Haushalte in Deutschland vollständig aus einer vollelektrischen Ausstattung auf Basis eines nur wenig modifizierten bestehenden Stromnetzes versorgen lässt, sofern diese Gebäude *mindestens auf den Standard von EnerPHit-Sanierungen* modernisiert sind. Der dafür dann erforderliche elektrische Energiebedarf kann vollständig aus erneuerbaren Quellen (Wind- und PV-Strom) erzeugt werden; dazu reicht unter diesen Bedingungen der heute (2023) geplante Ausbau der erneuerbaren Erzeugung in Deutschland aus. Ohne die baulichen Verbesserungen würde sich der Haushaltsstrombedarf in der Gesamtsumme allerdings etwa verdoppeln.

Nutzungsbedingte Einflüsse können diese Ergebnisse nicht gefährden, da sie im Durchschnitt innerhalb der Schwankungsbreite der z.B. wetterbedingten Fluktuationen liegen. Der Klimawandel hat auf die hier ermittelten Ergebnisse nur wenig Einfluss, sofern er sich in einem Intervall unterhalb von ca. +1.8 °C bis zum Jahrhundertwechsel abspielt²¹. Der im Extremfall auftretende zusätzliche sommerliche Kühlbedarf für derart modernisierte Objekte liegt bei durchschnittlich unter 4 kWh/(m²a) entsprechend einem zusätzlichen elektrischen Energiebedarf²² von rund 1 kWh/(m²a).

²¹ Dazu gibt es auch keine Alternative, weil uns eine größere Veränderung vor eine Vielzahl weit schwerwiegenderer Probleme stellen würde, von denen mangelnder Sommerkomfort in den Gebäuden vergleichsweise harmlos wäre. Die hier dargestellte Anpassung der Gebäudeeigenschaften erfüllt die Prämissen: Sie erbringt den von den Gebäuden geforderten Beitrag zum Klimaschutz und leistet zugleich die Anpassung an die jetzt bereits unvermeidbar auftretenden Veränderungen des Klimas.

²² Dieser Strombedarf für Kühlung fällt zudem mit verfügbaren PV-Überschüssen im Sommer zusammen und ist daher unproblematisch (auch schon wegen der sehr geringen Höhe von 1 kWh/(m²a)).

16 Quellenverzeichnis

- [AkkP 4] Passivhaus Institut: Lüftung im Passivhaus, Protokollband Nr.4 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser, 1. Auflage, PHI; Darmstadt 1997
- [AkkP 5] Passivhaus Institut: Energiebilanz und Temperaturverhalten, Protokollband Nr.5 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser, 1. Auflage, PHI; Darmstadt 1997
- [AkkP 7] Passivhaus Institut: Stromsparen im Passivhaus; Protokollband Nr. 7 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser Phase II; 1. Auflage; PHI; Darmstadt 1997.
- [AkkP-16] Passivhaus Institut: Wärmebrückenfreies Konstruieren; Protokollband Nr. 16 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser Phase II; PHI; Darmstadt 1999.
- [AkkP-17] Passivhaus Institut: Dimensionierung von Lüftungsanlagen in Passivhäusern; Protokollband Nr. 17 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser Phase II; PHI; Darmstadt 1999.
- [AkkP 35] Passivhaus Institut: Wärmebrücken und Tragwerksplanung - die Grenzen des wärmebrückenfreien Konstruierens; Protokollband Nr. 35 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser; PHI; Darmstadt 2007.
- [AkkP 49] Passivhaus Institut: Energieeffiziente Warmwassersysteme; Protokollband Nr. 49 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser Phase II; 1. Auflage; PHI; Darmstadt 2015.
- [Ebel/Feist 1997] Ebel, W. und Feist, W.: Ergebnisse zum Stromverbrauch im Passivhaus Darmstadt Kranichstein in „Stromsparen im Passivhaus“; Protokollband Nr. 7 zum Arbeitskreis Kostengünstige Passivhäuser; PHI; Darmstadt, 1997.
- [Davis 1983] Davies, M.G.: Optimal designs for star circuits for radiant exchange in a room, Building and Environment, 18, 135-150, 1983
- [Ebel 1997] Ebel, W.: Interne Wärmequellen - Erfahrungen aus dem Passivhaus; in [AkkP 5], S. 69
- [Ebel 2001] Ebel, W.: Passivhaussiedlung Wiesbaden: Wenig Heizenergie und zufriedene Bewohner; EB, Energieeffizientes Bauen, 2/2001, S. 23-29
- [E-Daten] Energiedaten. Datensätze zur Energiebilanz in Deutschland, AGEB, BMW 2021, vgl. <https://www.bmwk.de/Redaktion/DE/Artikel/Energie/energiedaten-gesamtausgabe.html>
- [EN 832] EN832: Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Berechnung des Heizenergiebedarfs - Wohngebäude. Ausgabe: 06.2003
- [Fanger 1970] Fanger, P Ole. Thermal Comfort: Analysis and applications in environmental engineering. McGraw-Hill. Syracuse University 1970
- [Feist 1993] Feist, W.: Passivhäuser in Mitteleuropa; Dissertation, Universität Kassel, 1993
- [Feist 1994a] Feist, W.: Innere Gewinne werden überschätzt; Sonnenenergie und Wärmetechnik, 1/1994
- [Feist 1994c] Feist, W.: Thermische Gebäudesimulation – Kritische Prüfung unterschiedlicher Modellansätze; Verlag C.F. Müller; Heidelberg 1994.
- [Feist 1997a] Feist, W.; Loga, T.: Vergleich von Messung und Simulation in „Energiebilanz und Temperaturverhalten“; in [AkkP 5] PHI; Darmstadt, Januar 1997.
- [Feist 1997b] Feist, W.: Der Härtetest: Passivhäuser im strengen Winter 1996/97; GRE-Inform, 12/1997.
- [Feist 1997c] Feist, W.: Passivhaus Darmstadt Kranichstein - Planung, Bau, Ergebnisse, Fachinformation PHI 1997/4, 1. Auflage

[Feist 2018] Feist, W.: Der Zuluft-Messkanal, Universität Innsbruck, interne technische Unterlage, 2018

[Feist 2000] Feist, W.: Erfahrungen objektiv: Messergebnisse aus bewohnten Passivhäusern; in: Tagungsband zur 4. Passivhaus Tagung. Passivhaus Dienstleistung GmbH, 1. Auflage, Darmstadt 2000

[Feist 2020] Feist, W.: Durability of building fabric components and ventilation systems in passive houses; Energy Efficiency 13(3), 2020

[Feist 2022] Feist, W.: Passivhaus Darmstadt Kranichstein – Experiment zum Heizen und Kühlen aus einer räumlich konzentrierten Quelle, Universität Innsbruck, 2022

[Feist/Werner 1994] Feist, W. und Werner, J.: "Gesamtenergieloswert < 32 kWh/(m²a)"; Bundesbaublatt 2/1994

[Feist et al., 2016] Feist, W., W. Ebel, S. Peper, W. Hasper, R. Pfluger, M. Kirchmair: 25 Jahre Passivhaus Darmstadt Kranichstein. Forschungsprojekt mit Förderung durch das Land Hessen. Endbericht. Passivhaus Institut, Darmstadt 2016

[Figueiredo 2019] Figueiredo Ramos, C. A. & Alcaso, Aderito & Cardoso, A.J.M.. (2019). Photovoltaic-thermal (PVT) technology: Review and case study. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 354. 012048. 10.1088/1755-1315/354/1/012048.

[HLNUG] Hessisches Landesamtes für Naturschutz, Umwelt und Geologie HLNUG, Messdatenportal, <https://www.hlnug.de/messwerte/datenportal>

[ISO 7730] Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2005); Deutsche Fassung EN ISO 7730:2005 Berichtigungen zu DIN EN ISO 7730:2006-05; Ausgabe 2007-06

[Jensen 1993] Jensen SO (ed): Validation of Buildings Energy Simulation Programs, Part I and II; Research Report PASSYS Subgroup Model Validation Development, CEC, Brussels, EUR 15115 EN, 1993

[Johnston 2014] D. Johnston, D. Farmer, M. Brooke-Peat & D. Miles-Shenton (2014): "Bridging the domestic building fabric performance gap", Building Research & Information, DOI: 10.1080/09613218.2014.979093;

[Johnston 2020] Johnston, D. et al: Are the energy savings of the passive house standard reliable? Energy Efficiency; March 2020; <https://doi.org/10.1007/s12053-020-09855-7>

[Lovins, Weizsäcker 1995] Lovins, A., Weizsäcker, E., Lovins, L.: Faktor Vier; Doppelter Wohlstand - halbierter Naturverbrauch; München 1995

[Lundgren 1989] Lundgren, Th.: Bostäder som brukarstyrd energisystem; Byggforskningradet; Stockholm R7: 1989.

[Lundström 1986] Lundström, E.: Occupant Influence on energy consumption in single-family dwellings; Swedish Council for Building Research D5:1986.

[MacGregor 1919] MacGregor, E.: Trans. ASME; J. of Heat Transfer; Series C; 91 (1919) S. 291/403.

[Maxwell 1872] J. C. Maxwell: Theory of Heat; Longmans, Green, and Company, 1872

[Ochs 2022] Ochs, Fabian et al: Compact Decentral Façade-Integrated Air-to-Air Heat Pumps for Serial Renovation of Multi-Apartment Buildings; June 2022 Energies 15(13):4679 DOI: 10.3390/en15134679

[Passipedia 2019] Feist, W. et al: Temperatormessungen an einer sehr gut wärmegedämmten Wand, Internet-Publikation eigener Messergebnisse, Passipedia, Darmstadt 2019, zuletzt abgerufen unter

https://passipedia.de/planung/waermeschutz/waermeschutz_funktioniert/waermedaemmung_funktioniert - beleg_1_messungen_an_einer_sehr_gut_waermegedaemten_wand

[Passipedia Nutz] Feist, W. et al.: Nutzung und Erfahrungen: Messergebnisse zum Energieverbrauch..
https://passipedia.de/betrieb/nutzung_efahrungen/messergebnisse/messergebnisse_zum_energieverbrauch

[Peper 2000] Peper, S.: Luftdichtheit bei Passivhäusern - Erfahrungen aus über 200 realisierten Objekten; Tagungsband der 4. Passivhaus-Tagung, Passivhaus Dienstleistung GmbH, Kassel und Darmstadt, 2000

[Peper 2001] Peper, S.; Feist, W.: Messtechnische Untersuchung und Auswertung - Klimaneutrale Passivhaussiedlung Hannover-Kronsberg; 1. Auflage, Proklima, Hannover 2001

[Peper 2002] Peper, S.; Feist, W.: Klimaneutrale Passivhaussiedlung Hannover-Kronsberg Analyse im dritten Betriebsjahr; 1. Auflage, Proklima, Hannover 2002

[Peper 2004] Peper, S.; Pfluger, R.; Feist, W.: Ein nordorientiertes Passivhaus; 1. Auflage, PHI, Darmstadt 2004, download unter https://passiv.de/downloads/05_passivhaus_nordorientiert.pdf

[Peper 2005] Peper, S.; Schniders, J. und Feist, W.: Mehrgeschoss-Passivhaus Hamburg Pinnsberg; Endbericht, Darmstadt/Hamburg 2005, download unter
https://passiv.de/downloads/05_mehrfamilienhaus_hamburg.pdf

[Peppes et al 1997] A.A.Peppes , M. Santamouris and D.N.Asimakopoulos: MEASUREMENT AND CFD MODELING OF AIRFLOW THROUGH STAIRWELLS, BIBINF UK, Air Infiltration and Ventilation Centre, proceedings of "Ventilation and Cooling", 18th Annual Conference, Athens, Greece, 1997, Volume 2, pp 513-522

[Perez / Ineichen 1990] Perez, R., Ineichen, P., Seals, R., Michalsky, J. and Stewart, R. (1990) Modeling Daylight Availability and Irradiance Components from Direct and Global Irradiance. Solar Energy, 44, 271-289

[Permudo 2017] Permudo Smart Plug; Document PSC234_DS_EN_JAN17.pdf. Web:
https://www.permundo.com/app/download/12336219431/PSC234_DS_EN_JAN17.pdf?t=1510586033

[Pfluger 2001] Pfluger, R.: Messtechnische Untersuchung und Auswertung; Kostengünstiger Passivhaus-Geschoßwohnungsbau in Kassel Marbachshöhe; Fachinformation PHI-2001/2; Passivhaus Institut; Darmstadt 2001.

[Pfluger 2014] Pfluger, R.: Einsatz des Passivhaus-Konzepts zur bauphysikalischen und gebäudetechnischen Effizienzsteigerung bei Neubau und Sanierung; Habil.-Schrift., Universität Innsbruck, 2014

[PHPP] Passivhaus Institut: Passivhaus Projektierungspaket, Darmstadt, 10. Auflage 2021

[PHI-1999/06] Luftdichte Projektierung von Passivhäusern; Fachinformation PHI-1999/6; Passivhaus Institut; Darmstadt 1999.

[PHI Lüftungsgeräte 2018] Anforderungen – Zertifizierung von Lüftungsanlagen, Passivhaus Institut, Darmstadt, 2028, im Internet verfügbar unter
https://passiv.de/downloads/03_pruefverfahren_1_kleine_geraete_de.pdf

[PHI Bausysteme 2022] Anforderungen und Prüfverfahren zur energetischen und schalltechnischen Beurteilung von Passivhaus-Lüftungsgeräten, Passivhaus Institut, Darmstadt, 2018, im Internet verfügbar unter https://passiv.de/downloads/03_zertifizierungskriterien_bausysteme.pdf

[PHTag 1996] Tagungsband der 1. Passivhaustagung, 1. Auflage, Passivhaus Institut, Darmstadt 1996

[pv_lib] Holmgren, W., C. Hansen and M. Mikofski (2018). “pvlib Python: A python package for modeling solar energy systems.” Journal of Open Source Software 3(29): 884.

[Reiß/Erhorn 2003] Reiß, J.; Erhorn, H.: Messtechnische Validierung des Energiekonzeptes einer großtechnisch umgesetzten Passivhausentwicklung in Stuttgart-Feuerbach, IBP-Bericht WB 117/2003, Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Stuttgart 2003.

[Schnieders 2003] Schnieders, J.: Wirkung von Position und Art der Lüftungsöffnungen auf den Schadstoffabtransport; in: Protokollband 23 des Arbeitskreis kostengünstige Passivhäuser, Darmstadt, Passivhaus Institut 2003

[TID 1988] Technological Institute Denmark: Low Energy Houses Skive 84; Final Report. DK-Taastrup; 1988

[Wärmeleit Pass] Temperaturmessungen an einer sehr gut wärmegedämmten Wand; Internet-Publikation

https://passipedia.de/planung/waermeschutz/waermeschutz_funktioniert/waermedaemmung_funktiert - beleg_1_messungen_an_einer_sehr_gut_waermegedaemten_wand

[Williamson 2015] Williamson, J. and Aldrich, R.: Field Performance of Inverter-Driven Heat Pumps in Cold Climates, in: U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and renewable energy, 2015, electronic publication available under <http://www.osti.gov/bridge>

17 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Beispiel für die Modellierung einer Zone in DYNBIL	18
Abbildung 2: Beispiel für das thermische und hygrische Modell eines Außenbauteils. Innenbauteile sind analog aufgebaut, die Randbedingungen auf der rechten Seite entsprechen jedoch denen auf der linken, inneren	20
Abbildung 3: Nord-Süd-Schnitt des Modellgebäudes mit den Modellzonen 1-12	26
Abbildung 4: Grundrisse von Erdgeschoss (EG), Obergeschoss (OG) und Dachgeschoss (DG) des Modellgebäudes mit den Modellzonen 1-12. Die Modellzonen R-5 bis R-10 symbolisieren die angrenzenden Reservoirzonen der benachbarten Räume	27
Abbildung 5: U-Werte [W/(m ² K)] der Decken- und Wandkonstruktionen im Modellgebäude	30
Abbildung 6: Verteilfaktoren [%] der kurzweligen Strahlung in jeder Modellzone. Ca. 4% werden durch die Fenster wieder zurückreflektiert	34
Abbildung 7: Strahlungsintensität auf vertikale Flächen in Kardinalrichtungen und die Horizontale, Vergleich von Mess- und Rechenwerten	41
Abbildung 8: Spektrale Empfindlichkeit typischer Si PV-Zellen gegenüber dem Spektrum des Sonnenlichts (Abb.: [Figueiredo 2019]).	42
Abbildung 9: Auf Basis der Außenlufttemperatur berechneter Gang der ungestörten Bodentemperatur in 2 m Tiefe sowie die über den Taupunkt der Außenluft abgeschätzte Himmelstemperatur	43
Abbildung 10: Temperaturen Kranichstein; Vergleich unterschiedlicher Sensoren in den Räumen (DG-SW: Humlog-Sensor Arbeitszimmer; m-Arbeit: m-Bus-Sensor Arbeitszimmer; OG-NordWest: Humlog-Sensor Schlafzimmer; m-Schlaf: m-Bus-Sensor Schlafzimmer; OG-KindW: Humlog-Sensor Kinderzimmer West; m-KindW: m-Bus-Sensor Kinderzimmer West; Bad: Humlog-Sensor Bad (OG); m-Bad: m-Bus Sensor Bad).....	44
Abbildung 11 Gemessene Reservoir-Temperaturen als Randbedingungen der Simulation. Die Temperaturen der angrenzender Reservoirs wurden erst ab 28.11.2019 gemessen und für den Vorlauf der Simulation um Mittelwerte des entsprechenden Zeitraums im Folgejahr ergänzt.	52
Abbildung 12 Gemessene Temperaturen in der Wohnungslüftungsanlage. Hier von geht nur die Zuluft-Temperatur als Randbedingung für die den Zuluftzonen zugeführte Luft in die Simulationen ein.....	52

Abbildung 13 Temperaturen in der Wohnungslüftungsanlage (wie Abbildung 12, jedoch in höherer zeitlicher Auflösung). Gut erkennbar sind jetzt die Spitzen durch die warme Abluft aus der Küche bei Kochereignissen – und deren Auswirkung auf die Zuluft (durch die Wärmerückgewinnung) und noch verbleibende Verluste (Spitzen in der Fortlufttemperatur).....	53
Abbildung 14 Leistungsverlauf der für Licht eingesetzten Elektrizität, blaue Linie in der gesamten beheizten Zone (10 Minuten-Intervall-Auflösung) sowie zentriertes gleitendes 24-h-Mittel für die erste Heizperiode (dunkelblau). Ein Loggerausfall (17.1. bis 7.2.) musste wochenperiodisch aus vorausgehenden Daten ergänzt werden (an der Wiederholungssequenz erkennbar).....	59
Abbildung 15 Zeitlich aufgelöster Ausschnitt aus dem vorausgehenden Diagramm: Leistungsverlauf des Lichtstromverbrauchs, blaue Linie aus 10 Minuten-Logger-Aufzeichnungen sowie zentriertes gleitendes 24-h-Mittel (fett, dunkelblau). Der „Stufenverlauf“ entspricht hier den realen diskreten Leistungsstufen des Lampenbetriebs und ist nicht messtechnisch bedingt.	59
Abbildung 16 Beispiel für den Zeitverlauf der Wirkleistung, wie sie mit den zusätzlichen Funk-Steckdosensensoren gemessen wurden.....	62
Abbildung 17 Gestapelte Wirkleistungen (jeweils 10 Min-Mittel) aller innerhalb der thermischen Hülle liegenden Stromverbraucher, erste Heizperiode 2019/20 (Wärmepumpenheizung). Die Heizzeit ist gut erkennbar. Trotz sehr gutem Dämmstandard, effizienter Lüftung und Heizung ist auch im Passivhaus der Energiebedarf für die Heizung in der Heizzeit bei weitem dominant.....	63
Abbildung 18 Zeitlich aufgelöste kumulierte Wirkleistungen der Stromverbraucher, am 16.1. der ersten Heizperiode. Die höchsten Leistungsspitzen kommen vom Wärmepumpen-Splitgerät.....	63
Abbildung 19 Aufbauend kumulierte Wirkleistungen (zentrierte gleitende 24-h-Mittel) der Stromverbräuche, erste Heizperiode 2019/20 (Wärmepumpenheizung).....	64
Abbildung 20 Luft/Luft Wärmepumpe mit 3.2 kW max. Heizleistung bei der Montage im Passivhaus Darmstadt Kranichstein; links oben: Außeneinheit; links unten: Hochgedämmte Kältemittelleitungen; rechts: Inneneinheit.....	68
Abbildung 21 Grundriss des Erdgeschosses des Passivhauses Darmstadt Kranichstein mit der Lage der über 26 Jahre verwendeten Heizkörper (durchgestrichen) sowie der Position der 2016 neu montierten Luft-Luft-Wärmepumpe.....	69
Abbildung 22 Messkanal vor dem Schließen der Frontplatten und Vertikalschnitt (senkrecht zur Ansicht im Foto; rechts)	70
Abbildung 23 Kalibrierung der Luftmassenstrombestimmung mittels kalorimetrischer Messung.....	70

Abbildung 24 Kalibrierkurve für die Messlochblende (Blende 2) zur Volumenstrommessung mittels der kalorimetrischen Kalibrierung gemäß Abbildung 23	71
Abbildung 25 Mit dem Messkanal gemessene erzeugte Heizwärme aus dem Splitgerät sowie die Stromaufnahme des Gerätes.....	73
Abbildung 26 Zeitlich hochauflöster Ausschnitt: Wärmeleistung des Splitgerätes, freigesetzt in Zone 4 (EG Nord).....	73
Abbildung 27 Monatssummen der von der Luft/Luft-Wärmepumpe erzeugten Heizwärme (Messwert) und der zum Betrieb des Splitgerätes insgesamt eingesetzten elektrischen Energie (rechts, blau). In der Summe wurden vom Messkanal 1642,2 kWh Heizwärme registriert.....	74
Abbildung 28 Leistung des zugeführten Erdgases (blau) und in der Abluft (davon der Teil, der über die Küchenabzugshaube abgesaugt wird, etwa 33%) registrierte Enthal piedifferenz (auch ohne Kochbetrieb ist der Wasserdampfpartialdruck in der Küchenabluft höher als in der Zuluft).	77
Abbildung 29 Gleitende Mittelwerte (96h) der Herd-Leistung (blau) und der in der Abluft über die Küchenabzugshaube registrierten Enthal piedifferenz (orange). Bis auf weitere 27% wird vom Rest angenommen, dass die Leistung über Strahlung und Konvektion der Küche zugeführt wird.	77
Abbildung 30 Zapftemperaturen und Wasser-Zapfmengen ($\ell \text{ h}^{-1}$) für Kalt-, Regen- und Trinkwarmwasser. Die Eintrittstemperaturen in die thermische Hülle werden durch die jeweiligen Einhüllenden (gestrichelt) gegeben.....	78
Abbildung 31 Wärmefreisetzung in der thermischen Hülle infolge von Zapfungen an Warm-, Kalt- und Regenwasser in Watt.	80
Abbildung 32 Wärmefreisetzung in Bädern und Küche durch Warm-, Kalt- und Regenwasser-Zapfung in Watt (Ende Dezember 2019).	81
Abbildung 33 Die Wärmedämmung der warmwasserführenden Leitungen im Deckenkanal / Passivhaus Darmstadt Kranichstein mit einer Dämmdicke von (25 + 100) mm (Baustellenfoto von W. Feist 1991).....	82
Abbildung 34 Wasserdampf-Massenstrombilanz Abluft- minus Zuluft der Wohnungslüftung im Passivhaus Kranichstein	85
Abbildung 35 Wasserdampfquellen und Wasserdampfbilanz im Passivhaus Kranichstein. Die Feuchteabgabe von Personen (grün) erklärt bereits den überwiegenden Teil der Lüftungsfeuchtebilanz; rot dargestellt ist der Wasserdampf aus Kochprozessen.	87

Abbildung 36 Verdampfungs-/Kondensations-Enthalpie zur Feuchte-Restmenge der Luftfeuchtebilanz (Abluft minus Zuluft reduziert um Personenfeuchte, Kochprozesse und Freisetzung aus Duschereignissen; Zeitraum 1.11.2019 bis 29.4.2020)	88
Abbildung 37 Anwesenheitsprotokoll (anonymisiert) und die Übertragung auf ein digitales Format; 0 steht für „außerhalb des Gebäudes“, Kleinbuchstaben kodieren für bestimmte Zonen. Die Protokolle werden in der aktuellen Ortszeit notiert, um Fehler zu vermeiden (hier: MEWZ); die Zeiten dann aber einheitlich auf UTC umgerechnet.....	88
Abbildung 38 Verlauf der fühlbaren und der latenten Personen-Wärmeleistung	91
Abbildung 39 Verlauf der fühlbaren Personen-Wärmeleistung in der Summe über alle Zonen für den Zeitraum von Nov. 2019 bis Ende Mai 2020 (umfasst die erste Heizperiode). Vor dem 1. November liegen keine Anwesenheitsprotokolle vor; Nov. bis Mitte Dez: annähernd typische Anwesenheitsphasen; April und Mai: hohe Anwesenheitsquote durch Homeoffice und die Corona-Pandemie bedingt	92
Abbildung 40 Ausschnitt aus dem letzten Diagramm mit zeitlich hoch aufgelöstem Verlauf der fühlbaren Personen-Wärmeleistung (Summe alle Zonen) für einen Zeitraum Anfang November 2019. Dicke Linie: gleitendes 24h-Mittel.	93
Abbildung 41 Verlauf der internen Wärmequellen (Leistung, Summe über alle Zonen innerhalb der thermischen Hülle) für den Zeitraum Oktober 2019 bis April 2020 (Luft/Luft-Wärmepumpen-Heizung). Dargestellt sind auch der Verlauf der 24h-Mittelwerte der Leistungen und (rot) die zugeführte Heizwärme sowie deren gleitendes 24-Stundenmittel.	94
Abbildung 42 Verlauf der internen Wärmequellen (Leistung, Summe über alle Zonen innerhalb der thermischen Hülle) für den Zeitraum Oktober 2020 bis April 2021 (Elektro-Konvektor-Heizung). Dargestellt sind auch der Verlauf der 24h-Mittelwerte der Leistungen und (rot) die zugeführte Heizwärme sowie deren gleitendes 24-Stundenmittel.....	95
Abbildung 43 Monatsmittelwerte der internen Wärmequellen und der Heizwärmezufuhr (additive Säulen; P_{pers} : fühlbare Personenwärme; P_{el_frei} : (freie) wirksame interne Wärme aus Elektroenergie; P_{Leit} : Wärmeabgabe Zirkulation; P_{Gas} : wirksame Wärme vom Gas-Kochherd; P_{rest} : statistische Differenzen; P_{verd} : Netto-Verdunstung aus Blumen, Handtüchern, Bauteilen; Heiz: gemessene zugeführte Heizwärme vom Messkanal des Splitgerätes; 2019/20)	96
Abbildung 44 Interne Wärmequellen und Elektro-Heizwärme in der Heiz. 2020/21 (elektrische Konvektoren) (P_{pers} : fühlbare Personenwärme; P_{el_frei} : wirksame interne Wärme aus Elektroenergie; P_{Leit} : Wärmeabgabe Zirkulation; P_{Gas} : wirksame Wärme Gas-Kochherd; P_{rest} : statistische Differenzen; P_{verd} : Netto-Verdunstung aus Blumen, Handtüchern, Bauteilen; Heiz: gemessene Heizwärmeabgabe der Konvektoren {= deren Stromverbrauch})	96
Abbildung 45 Zeitaufgelöste Leistungen für die Summe aller internen Wärmequellen (grün) sowie die Heizwärme beispielhaft für den 10. und den 11. Januar 2020.	97

Abbildung 46 Gemessene Temperaturen in den Räumen des Objektes über den Messzeitraum 2019 bis 2021. Der Zeitraum enthält zwei Heizperioden; 2019/20 mit einer Beheizung über einen einzelnen Gebläsekonvektor des Klimagerätes in Zone 4 (Esszimmer im EG) mit Nachtausschaltung und 2020/21 mit individuellen einzeln geregelten elektrischen Heizkonvektoren in jedem Aufenthaltsraum ohne Nachtabsenkung. Die verringerte Temperaturspreizung in der 2. Heizperiode (raumweise geregelte Konvektoren) ist gut erkennbar.	103
Abbildung 47 Ausschnitt aus Abbildung 46 mit hoher Zeitauflösung: Gemessene Raumtemperaturen Anfang Dezember 2019 mit der Luft/Luft-Wärmepumpenheizung. Dargestellt sind alle 12 Zonen des Gebäudes. Die auffällige oberste gelbe Kurve ist die Temperatur der Zone 4 (dining = Esszimmer), in welcher tagsüber die gesamte Heizwärmezufuhr über den Gebläsekonvektor des Split-Gerätes erfolgt.	103
Abbildung 48 Basisfall: Berechnete Temperaturen (Linien) im Vergleich zu gemessenen Werten (Symbole) in vier charakteristischen Zonen des Gebäudes; 2. bis 6. Dezember 2019 (Wärmepumpenheizung)	106
Abbildung 49 Basisfall bei E-Konvektoren: Berechnete Temperaturen (Linien) im Vergleich zu gemessenen Werten (Symbole) in vier charakteristischen Zonen des Gebäudes; 14. bis 20. Dezember 2020 (Einzelraum-Konvektoren).	108
Abbildung 50 Zeitverlauf im Januar 2020 (Wärmepumpenheizung, Basisfall) der gemessenen und simulierten Temperaturen in Ess-(blau), Kinder-(grün), Schrank-(violett) und Gästezimmer (schwarz).	109
Abbildung 51 Zeitverlauf im Januar 2021 (E-Konvektor-Heizung) der gemessenen und simulierten Temperaturen in Ess-(blau), Kinder-(grün), Schrank-(violett) und Gästezimmer (schwarz). Gegenüber einem vergleichbaren Zeitraum im Vorjahr (letzte Abbildung) ergibt sich eine dramatische Veränderung der Dynamik, die allerdings von Messung und Simulation gleichermaßen widergespiegelt wird.	110
Abbildung 52 Anheizvorgang am 16. November im Vergleich von Messung (Symbole) und Simulation (Linien).....	111
Abbildung 53 Mittelwerte (mean) von Messung und Simulation (alle Raumtemperaturen in der Wohnung gemittelt) über den Gesamtzeitraum der ersten Heizzeit (Wärmepumpenheizung) zusammen mit den Außentemperaturen.....	112
Abbildung 54 Mittelwerte (mean) von Messung und Simulation (alle Raumtemperaturen in der Wohnung gemittelt) über den Gesamtzeitraum der zweiten Heizzeit (Heizung durch Raumthermostat-geregelte Elektrokonvektoren) zusammen mit den Außentemperaturen. Hier wird die gute Zeitkonstanz der verwendeten Regelung sichtbar.....	113
Abbildung 55 10-Minuten aufgelöste Simulationswerte im Vergleich zu Messwerten in EG Nord (blau) und dem Gästezimmer (Rottöne). Dort sind zwei unterschiedliche Messstellen dokumentiert: der Standardraumfühler (große Kreise) und der Luftschichtungssensor in 25 cm Höhe 10 cm vor der Süd-Außenwand (dunkelrote kleine Kreise; Diskussion im Text).....	115

Abbildung 56 Außenwandquerschnitt im Winter: Messung und Dynbil-Simulation (Basisfall) im Vergleich. Dieser Vergleich ist mit dem Gesamt-DYNBIL-Modell durchgeführt; d.h., auch bei den Oberflächentemperaturen außen und innen handelt es sich um Simulationsergebnisse aus dem komplexen Gesamtmodell. Für die Außenluft (hellblau) gibt es natürlich nur einen Messwert.	117
Abbildung 57 Ausschnitt der Mauerschale in derselben Wand wie im letzten Diagramm. Zusätzlich sind die Verläufe mehrerer Sensoren zur Temperatur im Raum sowie die 10-Min-Werte der zugehörigen Simulation dargestellt.	117
Abbildung 58 Gemessene Temperaturen am und in der Nähe des Fensters (Thermoelemente TC) im Vergleich zur Simulation von Luft- und Oberflächentemperatur (CoGlas = „center of glass“ mittig auf der Scheibe; EoGlas = „edge of glass“ gemessen am Scheibenrand).	119
Abbildung 59 Detailausschnitt: Innenoberflächentemperatur der Verglasung (TC15 CoGlas „center of glass“) und zugehöriger Wert der Simulation (Sim CoGlas) sowie Lufttemperatur (TC12 Airtemp), Raumtemperaturfühler (TC12 AirTemp) und zugehöriger Simulationswert (Sim Raumluf). Festverglasung, südorientiert in Zone 10 (29. Nov. – 6. Dez. 2019).....	119
Abbildung 60 Messstellen zur Temperaturschichtung (Zone 11). Die Thermoelemente (TC) messen die Lufttemperaturen in den angegebenen Höhen. Beachte: Höhen über 1.8 m liegen nicht mehr im Aufenthaltsbereich. Die SHT-Sensoren, ebenfalls in unterschiedlichen Höhen, haben eine stärkere Kopplung an die Wärmestrahlung und zeigen einen gedämpften Verlauf.	120
Abbildung 61 Experiment zur Anfangsbedingung: Die Simulation wurde hier mit 15°C Bauteiltemperaturen am 20.9.2019 überall im Inneren der thermischen Hülle belegt. Das Gebäude hat eine sehr lange Zeitkonstante; der Anfangsfehler bleibt noch bis Mitte November in deutlichen Abweichungen sichtbar. Achtung: Die Heizungsregelung ist hier bewusst abgeschaltet, es wird die gleiche Heizwärme (beginnend erst ab 16.11.) zugeführt wie im Basisfall.	123
Abbildung 62 Auch am 2. Dezember ist der reduzierte Anfangswert noch nicht vollständig „vergessen“, wie dieser Vergleich zeigt (doppelte Linien: Sim. Basisfall liegt immer noch um ca. 0.1 K höher als die Variante mit reduzierten Anfangstemperaturen; einfache Linien: reduzierte Temperaturen 15°C bei der Anfangsbedingung am 20.9. wie in der vorausgehenden Abbildung).....	123
Abbildung 63 Basisfall mit hoher zeitlicher Auflösung für Anfang Dezember 2019. Dargestellt sind hier nur EG Nord (Zone 4) und DG Südost (Zone 11, „Gast“), jeweils im Vergleich zwischen der Messung (Symbole) und der Simulation (Linien).	125
Abbildung 64 Variante mit 4.6% erhöhter Heizleistung an jedem Zeitpunkt (Diskussion im Text).	125
Abbildung 65 Pulsantwort auf eine 1000 W-Exkursion 12:00 in Zone 10; nach ½ h dann -1000W. Kaum Auswirkungen auf andere Zone; der Spitzen-Temperaturwert	

liegt um 0,33 K über dem Wert der Basis-Simulation. Nach 3 Stunden ist die Störung weitgehend „vergessen“.....	127
Abbildung 66 Umzug einer Person (70 W sensible Leistung) von 6:00 bis 20:00 von Zone 10 nach Zone 11. Die Temperaturgänge verschieben sich im betroffenen Zeitraum um 0.2 K (die Heizwärmezufuhr wurde nicht geändert; die Heizungsregelung würde aber hier bei einem Sollwert von 21°C keine Änderung bewirken, weil die Temperaturen ohnehin darüber liegen).....	128
Abbildung 67 Erhöhung der internen Wärmequellen (IWQ) um dauerhaft 32 W, verteilt grundflächengewichtet auf alle Zonen; dadurch steigen die Temperaturen in allen Innenräumen ziemlich gleichmäßig um 0.2 K an (Doppellinien mit Bez. „Lufttemp“); die Verlaufsformen bleiben weitgehend unverändert. (Beachte: Die Heizleistung wird in diesem Experiment NICHT geändert, die Heizung also nicht geregelt sondern in gleicher Höhe zugeführt wie im Basisfall).....	129
Abbildung 68 Simulation mit dauerhaft 32 W höheren internen Wärmequellen, Vergleich mit den Messwerten. Es ergibt sich eine „Parallelverschiebung“ um einen Betrag von etwa 0.2 K in allen Zonen zu allen Zeiten. Die Dynamik bleibt (nahezu) unverändert.....	129
Abbildung 69 Hier wurde eine Messabweichung von 0.3 K bei den Temperaturen im Nachbarhaus aufgestockt. Die Temperaturen erhöhen sich dadurch im Objekt um 0.09 bis 0.16 K.....	131
Abbildung 70 Einfluss der Änderung der Wärmeleitfähigkeit der EPS-Außenwanddämmung (Erhöhung auf 0.0424 W/(mK), den Maximalwert innerhalb der Messgenauigkeit der Laborprobe). Beachte die sehr hohe Temperaturauflösung hier; die Fehlerauswirkung ist extrem gering.....	132
Abbildung 71 Mess/Sim-Vergleich mit Verglasungsmodell, das an der Obergrenze des gemessenen U-Wertes U_g der Messkampagne 2015/16 liegt. Die mittlere Abweichung von den Messwerten ist mit der schlechter angesetzten Verglasung etwas besser als im Basisfall (Differenz der Temperaturen gegenüber der Basisvariante bei ca. 0.22 K; außer der Parallelverschiebung keine auffälligen Veränderungen in der Dynamik).....	133
Abbildung 72 Temperaturen am Fenster mit einer bei niedrigerem Kr-Füllgrad angesetzten Verglasung im Vergleich zum Basisfall und zu den Messergebnissen. Die Verglasungs-Oberflächentemperatur liegt damit etwa 0.4 K niedriger („TC15 CoGlas“: Messung mit kalibriertem Thermoelement, in der Mitte der Glasfläche)..	134
Abbildung 73 Auswirkung der maximalen Messabweichung bei den Maßen der Südverglasungen; diese wurden hier für den Fall “MaxAP” alle jeweils um 1% vergrößert. Der Effekt der größeren Wärmeverluste überwiegt im Winter in diesem Fall den Effekt der leicht erhöhten solaren Gewinne, insgesamt aber liegt die Auswirkung mit um 0.09 K niedrigeren Temperaturen innerhalb des Bandes der Messgenauigkeiten der Temperaturmessungen.....	135

Abbildung 74 Minimale Wärmekapazität (im Rahmen der Messgenauigkeit): 5% geringere Rohdichten bei Beton und KS.....	136
Abbildung 75 Minimale Wärmekapazität (5% geringerer Rohdichten bei Beton und KS) im Zeitraum des Beginns der Heizsaison 2019. Auch diese Simulationsvariante liegt noch weitgehend innerhalb des Fehlerbandes; die Basisvariante stimmt aber (meistens) etwas besser mit den Messdaten überein.....	137
Abbildung 76 Simulationsvariante mit nur 75% der Möbelflächen („75%Furn“) gegenüber dem Basisfall. Unterschiede sind kaum erkennbar (Differenzen kleiner 0.04 K deutlich unterhalb der Messgenauigkeitsgrenze).	138
Abbildung 77 Simulationsvariante ganz ohne Möbel (gestrichelt, Bezeichnung „0furn“): die Temperaturabweichungen liegen jetzt um rund ± 0.16 K um das Basismodell, wobei die Amplitude des Tagesgangs um fast 0.3 K zunimmt. Auch bei diesem Objekt tragen die Möbel signifikant zur Dämpfung der Temperaturländerungen bei.	139
Abbildung 78 Einfluss einer um 25% reduzierten freien Luftströmung zwischen den Zonen: Auffällige Unterschiede zeigen sich nur für den (einzigsten) Heizraum (WG Nord, Zone 4, Esszimmer); hier steigen zur Betriebszeit die Temperaturen um bis zu 0.42 Kelvin.....	140
Abbildung 79 Variante mit verdoppeltem Infiltrationswärmeverlust (jetzt 4% von n_{50})	142
Abbildung 80 Variante mit vierfachem Infiltrationswärmeverlust.....	143
Abbildung 81 Variante mit vierfachem Infiltrationswärmeverlust für den Zeitraum zum Beginn der Heizzeit. Hier lässt die Simulation jetzt die Temperaturen weit unter die Vertrauensintervalle der gemessenen Werte absinken (bis zu 0.5 K). Interessanterweise ist nicht nur das Erdgeschoss betroffen – auch in den Obergeschossen sinken die Temperaturen wahrnehmbar.	144
Abbildung 82 Temperaturrentwicklung bei einem um 15% erhöhten Zuluftmassenstrom der mechanischen Lüftung. Die mittleren Temperaturdifferenzen zum Basismodell betragen weniger als 0.04 K.....	145
Abbildung 83 Vergleich mit dem 1-Stern-Modell: Zeitraum des Anheizens; hier führt die stärkere Kopplung zwischen den Bauteilen und der Raumluft in den indirekt beheizten Räumen zu einer spürbar langsameren Erwärmung.....	147
Abbildung 84 Mittelwerte der Temperaturen aller Zonen, Zeitraum um den Beginn des Anheizens: Das 1-Stern-Modell im Vergleich zum Basisfall der Simulation und zu den Messwerten; ab dem 16.11. fallen die Ergebnisse des 1-Stern-Modells zunächst signifikant zurück.	148
Abbildung 85 Modellvariante bei welcher alle temperaturabhängigen inneren Wärmeübergänge um einen Faktor 1.3 erhöht werden (Obergrenze in der Literatur erreicht).	150

Abbildung 86 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen vertikalen Luftaustausches (hier: Festwert entspr. Temp.-Diff. Von 1 K)	152
Abbildung 87 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier: fest zu 1 K Temperaturdifferenz für den Zeitraum des Beginns der Heizperiode 2019)	153
Abbildung 88 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier: fest zu 1 K Temperaturdifferenz)	154
Abbildung 89 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier Untergrenze: fest zu 0.5 K Temperaturdifferenz)	155
Abbildung 90 Variante mit vernachlässigter Temperaturabhängigkeit des interzonalen Luftaustausches (hier Obergrenze: fest zu 2 K Temperaturdifferenz)	155
Abbildung 91 Modellvariante OHNE langwelligen Strahlungsaustausch der Außenoberflächen ($\epsilon_{LW,e} = 0$). Die Wärmeverluste werden mit einem solchen Modellansatz massiv unterschätzt; daher liegen jetzt alle simulierten Raumtemperaturen weit außerhalb der Messgenauigkeitsintervalle der Messungen.	158
Abbildung 92 Mittelwerte aller Zonentemperaturen um den Zeitpunkt des Anheizens für die Messwerte (Symbole) sowie den Basisfall der Simulation (durchgezogene rote Linie) und die Modellvariante ohne langwellige Abstrahlung von allen opaken Außenoberflächen. (OHNE LW a = ohne langwelligen Strahlungsaustausch außen, schwarze Doppellinie).	158
Abbildung 93 Simulation OHNE den langwelligen Strahlungsaustausch an Außenoberflächen im Vergleich zu den Messergebnissen in der Westwand ($\epsilon_{LW,e} = 0$; „w/o LW“ bedeutet „ohne langwellige Strahlungsbilanz auf Außenoberflächen“). Hier wird die Ursache für den großen Einfluss erkennbar (Erklärungen im Text) ...	159
Abbildung 94 Modellvariante mit einem langwelligen Emissionsgrad der Außenoberflächen von $\epsilon = 0.98$; dem maximal denkbaren Wert. Abweichungen vom Basisfall sind nicht erkennbar.	160
Abbildung 95 Temperaturverlauf im Wandquerschnitt für die Modellvariante mit maximal denkbarem $\epsilon_e = 0.98$ und eine hochaufgelöste Darstellung der Verhältnisse an der Außenoberfläche (unten); deren Temperatur sinkt gegenüber dem Basisfall hier um ca. 0.1 K.	162
Abbildung 96 Modellvariante mit geändertem kurzwelligem Absorptionsgrad a_e auf 0.45% (maximal denkbarer Wert für dieses Objekt) von im Basisfall 40%. Die Abweichungen vom Basisfall sind extrem gering (RMSD zwischen Variante und Basisfall < 0.01 K)....	164
Abbildung 97 Temperaturverlauf an der Außenoberfläche der Westwand im Vergleich von Messung (blaue dicke Kurve mit Quadratsymbol), Basisvariante der Simulation	

mit $a_e = 40\%$ (feine Linie) und der Variante mit erhöhter Absorption $a_e = 45\%$ (gestrichelte Linie).	164
Abbildung 98 Strahlungsbilanz an den opaken Außenoberflächen nicht mitgerechnet: langwelliger Emissionsgrad 0 und kurzwelliger Absorptionsgrad ebenfalls 0.	166
Abbildung 99 Strahlungsbilanz an den opaken Außenoberflächen nicht mitgerechnet: Vergleich der mittleren Temperaturen im Gebäude mit dem Basisfall der Simulation (schwarze Linie) und den Messwerten (grüne Rauten). Hier wird erkennbar, dass eine solche Vereinfachung jahreszeitlich unterschiedlich zu Abweichungen führt – im Winter kann diese bis zu +0,25 K ausmachen; die Basisvariante stimmt erkennbar besser mit den Messwerten überein.	166
Abbildung 100 Variante bei aufs Doppelte erhöhtem windabhängigem äußerem konvektivem Wärmeübergang. Beachte, dass bis auf Zeiten mit Solarstrahlung die Temperaturen gegen den Basisfall ansteigen, d.h., die Wärmeverluste verringern sich (Erklärung im Text)....	169
Abbildung 101 Temperaturen der Außenoberfläche der Westwand mit halbem, gleichem und doppeltem konvektiven Wärmeübergang sowie die Messwerte (Quadratsymbole). Der niedriger angesetzte konvektive Wärmeübergang (gestrichelt) trifft die Messung definitiv besser.	169
Abbildung 102 Mittelwerte aller Zonentemperaturen Mitte Januar für die Messwerte (Rauten) sowie der Basisfall der Simulation (durchgezogene rote Linie) und die Modellvariante mit halbiertem konvektivem Wärmeübergang bei allen opaken Außenoberflächen. („Sim 0.5 hekonv“ = „Simulation mit 0.5-fachem windabhängigem konvektivem Wärmeübergang außen gegenüber Basisfall“).	170
Abbildung 103 Modellvariante mit Absorption der raumverfügbaren kurzwelligen Strahlung auf einer 4.5 m ² separaten Fläche (statt der Standard-Verteilfaktoren) mit geringer Wärmekapazität....	171
Abbildung 104 Modellvariante mit Absorption der raumverfügbaren kurzwelligen Strahlung auf einer 4.5 m ² Separatfläche geringer Wärmekapazität (statt der Standard-Verteilfaktoren). Für den Temperaturmittelwert über das Gesamtgebäude ergeben sich weniger deutliche Abweichungen, die sich auch nur in den Zeiträumen hoher direkter Solarstrahlung (hier: 3 h von 144 h) zeigen....	172
Abbildung 105 Variante mit Solarstrahlungsabsorption auf einer zusätzlichen 27 m ² Fläche mit 25 Wh/(m ² K) spezifischer Wärmekapazität.	173
Abbildung 106 Gebäudemitteltemperatur für die Variante mit Solarstrahlungsabsorption auf einer zusätzlichen 27 m ² Fläche mit 25 Wh/(m ² K) spezifischer Wärmekapazität....	174

Abbildung 107 Modellvariante "IWQ_L": Hier werden alle internen Wärmequellen ausschließlich in die Luftknoten der Zone eingespeist. Sofort auffällig ist, dass sich jetzt ausgeprägte Kurzzeitspitzen z.B. beim Duschen und Kochen ergeben, welche so bei der Messung nicht auftreten. (Im Basismodell werden die internen Wärmequellen in den jeweiligen Estrich eingespeist).....	175
Abbildung 108 Mittelung aller Zonentemperaturen im Haus für die Modellvariante "IWQ_L", mit Einspeisung aller internen Wärmequellen ausschließlich in die Luftknoten der Zone. Die mittlere Abweichung nach oben beträgt im Heizfall (Winter) etwa ein Viertel Kelvin. In der Nacht liegen die Temperaturen auch manchmal unter denen des Basisfalls; tagsüber sind die Abweichungen im Bereich von oft über einem halben Grad sehr deutlich erkennbar.	176
Abbildung 109 Simulationsmodell mit konstanten g-Werten ($g_{eff} = 85\% g_{\perp}$) aller Verglasungen im Vergleich zur Basisvariante und zu den Messwerten (Absorption in den Scheiben nicht mehr gerechnet, alles g zugeschlagen).....	178
Abbildung 110 Mittlere Gebäudetemperaturen - Modell mit konstanten g-Werten ($g_{eff} = 85\% g_{\perp}$).	179
Abbildung 111 Simulationsmodell mit konstanten g-Werten (maximaler Ansatz $g_{eff} = 92\% g_{\perp}$) Mit dieser höheren Wahl ergeben sich für diesen Zeitraum nur noch geringe Differenzen zum Basis-Simulationsmodell.....	179
Abbildung 112 Variante mit einer 100%igen Verfügbarkeit der durch Stromeinsatz in der thermischen Hülle ins Gebäude gebrachten Energie – ebenso 100% des Brennwertes des Kochgaseinsatzes. Die Ergebnisse (insb. für die Küche) liegen dann weit außerhalb des durch die Messgenauigkeit gegebenen Abweichungsbandes.	181
Abbildung 113 Variante mit vollständiger Einspeisung der Wärmeleistung des Splitgerätes allein in den Luftknoten der Zone 4 (Esszimmer) im Vergleich zum Basisfall und zu den Messwerten (10-Minuten-Werte).	182
Abbildung 114 Wärmeeinspeisung des Splitgerätes ausschließlich in den Luftknoten von Zone 4: Mittlere Temperaturen im Gebäude über den Zeitraum 12.12.2019 bis 4.1.2020.....	183
Abbildung 115 Vergleich von Idealheizung (doppelte Linien bei den Temperaturen) und Heizzustand zum Anfang der Heizzeit 2019/20. Violett, unten: Heiznutzwärmeleistung der Idealheizung (Summe).	185
Abbildung 116 Vergleich von Idealheizung (doppelte Linien bei den Temperaturen) und Heizzustand in den beiden letzten Monaten des Messjahres 2019/20. Violett, unten: Heiznutzwärmeleistung der Idealheizung (Summe, rechte Vertikalachse). .	185
Abbildung 117 Variante mit auf 12 cm (U-Wert 0,295 W/(m ² K)) reduzierter Dämmung der Außenwand. Die Heizzeit wird spürbar verlängert und die Heizleistungen erhöht	

(Maximum jetzt bei 16.6 W/m ² ; „W12“ steht für Außenwand-Dämmdicke von nur noch 12 cm $\lambda = 0,0412 \text{ W/(mK)}$)	187
Abbildung 118 Nun ist auch die Dachdämmung zusätzlich reduziert auf nur noch 21 cm (Außenwand bleibt reduziert auf 12 cm). Der Heizwärmebedarf steigt auf insg. 16.43 kWh/(m ² a) und ist gegenüber dem Basisfall fast verdoppelt.....	188
Abbildung 119 Zusätzlich ist in diesem Fall die Dämmung der Kellerdecke auf 6 cm reduziert: Dies führt zu weiterer Zunahme des HWB, nun auf 205% bzw. 17.34 kWh/(m ² a).....	189
Abbildung 120 Simulation mit Idealheizung bei Verwendung eines modernen (2020) Dreischeiben-Wärmeschutzglases (U-Wert 0.58 W/(m ² K); g-Wert bei 0,556. Die erforderlichen Heizleistungen reduzieren sich signifikant.....	190
Abbildung 121 Alle Dämmmaßnahmen auf konventionelles Niveau reduziert: Jetzt auch gewöhnliche Wärmebrücken (insb. thermische Trennsteine zum Keller nicht eingesetzt); Wand: 12 cm; Dach: 21 cm; Kellerdecke: 6 cm; ungedämmter Rahmen, 2-fach-Wärmeschutzverglasung und $H_{WBa} = 13 \text{ W/K}$ sowie $H_{WBe} = 3.6 \text{ W/K}$	191
Abbildung 122 4-fache Infiltration und weiterhin alle Dämmmaßnahmen auf konventionelles Niveau reduziert: ungedämmter Rahmen, 2fach-Wärmeschutzverglasung.....	192
Abbildung 123 Lüftung ohne Wärmerückgewinnung („w/o HRV“ gerechnet mit der aktuell gemessenen Heizwärmezufuhr aus 2019/20, ohne Nachregelung des Heizsystems).....	193
Abbildung 124 Mitteltemperaturen im Haus, wenn keine Wärmerückgewinnung betrieben wird (Zuluft mit Außenlufttemperatur). Die quantitative Heizwärmezufuhr wurde für diesen Lauf nicht verändert. Die Temperaturen fallen dann im Oktober um ca. 3 K unter die Werte des Basisfalls und verbleiben dort während des gesamten Winters; erst Anfang Mai stellen sich wieder komfortable Temperaturen ein.	193
Abbildung 125 Idealheizung; hier: Ohne Wärmerückgewinnung; auch alle Wärmeschutzmaßnahmen sind hier wie in den letzten Abschnitten beschrieben weiter reduziert.....	194
Abbildung 126 Ohne Nachtabsenkung dauerhaft 21.75 °C.....	195
Abbildung 127 Ideal-Konvektormodell für den Winter 2020/21 mit festen Sollwerten von 21°C in allen beheizten Räumen im Vergleich zu den Messergebnissen der E-Konvektor-Heizung 2020/21 (Symbole).....	197
Abbildung 128 Tagessummen der Heizwärmezufuhr für die real gemessenen E-Konvektoren (rot) sowie für das Idealkonvektor-Simulationsmodell mit idealen Sollwerten bei 21 °C für alle beheizte Räume.	198

Abbildung 129 Der tägliche Heizwärmebedarf (blau) im Winter 2019/20 für das ideale Konvektormodell (Sollwert 21°C) im Vergleich zum gemessenen Heizwärmeverbrauch an den Tagen des Winters 2020/21 (in rot). Diese Darstellung macht zugleich transparent, warum ein Vergleich der Effizienz von Heizsystemen im Feldversuch im zwar gleichen Gebäude, aber in verschiedenen Heizperioden direkt nicht zu einem brauchbaren Ergebnis führen kann: Die Unterschiede der Wetterbedingungen decken hier alle Unterschiede der Systemvarianten zu..... 199

Abbildung 130 Die auf 21.75 °C Tagessollwert eingestellte ideale Konvektorheizung (raumweise geregelt, schwarz) im Vergleich zur gemessenen Temperaturentwicklung bei Heizung mit der Splitwärmepumpe (Basisfall 2019/20; braun). Im Mittel ist der Komfort vergleichbar 200

Abbildung 131 Wärmebedarf für die auf 21.75 °C Tagessollwert eingestellte ideale Konvektorheizung (raumweise geregelt, blau) im Vergleich zum gemessenen Wärmeeintrag bei Heizung mit der Splitwärmepumpe (Basisfall 2019/20; orange) und einer Wärmepumpenheizung, die den Gebläsekonvektor im Treppenhaus aufgestellt hat (Grün) 201

Abbildung 132 Eine verbesserte Wärmepumpen-Strategie (doppelte Linien, tagesmittlere Temperaturen) mit Gebläseventilator im Treppenhaus (Sollwert 22°C) sowie additiv elektrischen Einzelheizquellen (z.B. IR-Lampen) in allen Räumen (Sollwerte: 21 °C); verglichen mit: Wärmepumpen-Wärmequelle nur im Esszimmer (wie gebaut), Messwerte, gestrichelte Kurven. Das Temperaturfeld mit der Wärmeabgabe im Treppenhaus ist deutlich gleichmäßiger 202

Abbildung 133 Monatliche Heizwärmebedarfswerte (für die Periode 2019/20) inkl. Wärmeübergabeeffekten bei Heizflächen mit quasi nicht vorhandenem (Konvektor) sowie 20% und 50% Strahlungsanteil der Wärmeübergabe..... 206

Abbildung 134 Endenergiebedarf von fünf Systemvarianten im Passivhaus sowie eine EnerPHit-Sanierungs-Variante im Vergleich zum durchschnittlichen heutigen Stromverbrauch im Sektor Haushalte (orange gestrichelt). 207

Abbildung 135 Simulation mit 18°C konstantem Sollwert (ohne Nachabsenkung). Es muss mit diesem Sollwert nur noch wenig geheizt werden (insgesamt nur 52 kWh oder 0.333 kWh/(m²a) – das kann als „Fast-Null“ angesehen werden). 210

Abbildung 136 Mit Zeitauflösung 10 Min: Fall mit Sollwert der Raumtemperaturen nur 18°C. Auch hier ist erkennbar, dass es nur vereinzelt Tage gibt, an denen dafür etwas Heizwärme zugeführt werden muss. 210

Abbildung 137 Extremanforderung: 24°C Sollwert im Winter in allen beheizten Räumen (ohne Nachabsenkung). 212

Abbildung 138 Mit Zeitauflösung 10 Min: Fall mit Sollwert der Raumtemperaturen 24°C. Hier muss im Januar dauerhaft geheizt werden, die maximale Heizleistung bleibt aber immer noch kleiner als 11.2 W/m² oder 1,74 kW für das ganze Haus. . 213

Abbildung 139 Abhängigkeit des Heizwärmebedarfs (durchgezogene Linie) und der maximalen Heizlast (gestrichelt) von der vom Nutzer geforderten Solltemperatur (Passivhaus-Standard)	213
Abbildung 140 Betrieb mit einem zeit- und raumabhängigen Heizprogramm (bei zum Basisfall in Aufenthaltsräumen gleichem Komfort), das den Nutzern in diesem Gebäude zu Zeiten des Aufenthalts gleiche Bedingungen bietet. Einige Räume (wie das Gästezimmer) werden hier nur selten beheizt, andere, wie das Bad, regelmäßig auf 23°C, jedoch nur zu Zeiten der Nutzung.....	216
Abbildung 141 Zeitaufgelöste Temperaturverläufe zur Variante „räumlich differenziertes Heizprogramm“. Zu erkennen ist, dass auch dauerhaft unbeheizte Räume (z.B. Das Gästezimmer im Dachgeschoss) trotzdem „passiv“ mitbeheizt werden und die Temperaturen dort kaum unter 20 °C fallen. Die Einsparung beträgt 10.8% gegenüber dem Basisfall der Idealheizung.....	217
Abbildung 142 Idee zu einem „Minimalverbrauchs-“ Heizprogramm, das den Nutzern in diesem Gebäude zu Zeiten des Aufenthalts im jeweiligen Raum noch gute Bedingungen (21°C) bietet, zugleich aber maximal energiesparend ist. Dazu werden die beheizten Aufenthaltsräume jetzt nur noch auf 21°C beheizt (Absenkung von 21.75°). Die gleichen Räume (wie im zuletzt behandelten Fall, u.a. das Gästezimmer) werden hier nur selten beheizt, andere, wie das Bad, immer noch regelmäßig auf 23°C, jedoch nur zu Zeiten der Nutzung.....	218
Abbildung 143 Zeitaufgelöste Temperaturverläufe zur Variante „einspar-optimiertes Heizprogramm“. Zu erkennen ist, dass auch dauerhaft unbeheizte Räume (z.B. das Gästezimmer im Dachgeschoss) immer noch „passiv“ mitbeheizt werden und die Temperaturen dort auch nicht unter 19.4 °C fallen. Dennoch ergibt sich mit dieser Betriebsweise eine Einsparung von gut 31% gegenüber dem Basisfall der Idealheizung, die zu zwei Dritteln auf die reduzierten Solltemperaturen (21° statt 21.75°) auch im Aufenthaltsraum zurückzuführen sind.	219
Abbildung 144 Passivhaus mit um einen Faktor 5 erhöhter Haustürfrequenz	220
Abbildung 145 Täglich von 23:00 bis 7:00 gekipptes Schlafzimmerfenster (Zone 8).Der spürbare Temperaturabfall im Schlafzimmer in der Zeit der Nachtabsenkung ist leicht erkennbar (grüne gestrichelte Kurve).	222
Abbildung 146 10-Minutenwerte der Simulationsergebnisse für den Fall “Kippfenster im Schlafzimmer”.....	222
Abbildung 147 Zum Vergleich mit dem Kippfenster: konstant +30 m³/h Außenluft im Schlafzimmer von 23:00 bis 7:00 (ohne Wärmerückgewinnung!).....	223
Abbildung 148 Täglich von 23:00 bis 7:00 konstant +30 m³/h Außenluft in Zone 8. Der Temperaturabfall im Schlafzimmer in der Zeit der Nachtabsenkung ist auch hier gut erkennbar (grüne gestrichelte Kurve), aber weit weniger bedeutend als im Fall des gekippten Fensters (vgl. Abbildung 145). Diese Variante führt zu einem gesicherten zusätzlichen Luftwechsel (freilich ohne Wärmerückgewinnung) – was im Falle des gekippten Fensters nicht der Fall ist.....	223

Abbildung 149 Heizleistungsentwicklung und Temperaturen, wenn die zusätzlichen 30 m ³ /h Frischluft im Schlafzimmer nicht mit kalter Außenluft, sondern mit einer Erhöhung der Luftmassenströme der vorhandenen Wärmerückgewinnungsanlage erreicht werden: Die höhere Heizleistung ist kaum erkennbar, eine gewisse Temperaturabsenkung in der Zeit der Nachtabsenkung schon (aber immer noch um weniger als 1 K).....	225
Abbildung 150 Alle Jalousien von Südfenstern auch im Winter dauerhaft geschlossen – es gibt dann keine nennenswerten Temperaturerhöhungen durch solare Einstrahlung mehr (vgl. z.B. die gestrichelte blassrote Line für das Arbeitszimmer ohne Jalousie mit Temperaturen, die in der Spalte am 1.1. mehr als 24°C im Basisfall erreichen)	226
Abbildung 151 Übersicht zu den internen Wärmequellen im Fall „Ohne Pandemie“: Daten der Nutzung aus den letzten Monaten 2019 für Februar bis April 2020 verwendet	228
Abbildung 152 Zeitverlauf der internen Wärmequellen in der Variante “Vor-Corona-Verlauf”.....	228
Abbildung 153 Zeitverlauf von Temperaturen und Heizleistung mit reduzierter Anwesenheit („vor-Covid 19“) im Vergleich zum Basisdatensatz der internen Wärmequellen (Idealheizung).....	230
Abbildung 154 Trennwände zum Nachbarhaus adiabat (kein Wärmestrom).....	232
Abbildung 155 Vergleich von Basisfall und der Variante mit einer Abkopplung der Wärmeströme zum Nachbarhaus (“adiabate Trennwände zum Nachbarhaus“)....	232
Abbildung 156 Abhängigkeit des Heizwärmeverbrauchs und der maximalen Heizlast von der Solltemperatur im Fall, dass es keine Wärmeverluste zum Nachbarhaus gibt (Nachbar adiabat).....	233
Abbildung 157 NEH bei nur 16°C Sollwerttemperatur. Der Verbrauch ist aber auch dann immer noch um 23% höher als im Basisfall des Passivhauses (bei 21.75°C), obwohl hier von komfortablen Wohntemperaturen nicht mehr die Rede sein kann.	234
Abbildung 158 Das NEH bei 18°C Sollwert im Januar des Betrachtungszeitraums. Der Verbrauch ist auch bei diesen Temperaturen immer noch mehr als doppelt so hoch im Vergleich zum voll beheizten Passivhaus.	235
Abbildung 159 NEH bei 20°C Sollwert. Hier muss im Januar durchgehend geheizt werden.....	236
Abbildung 160 Abhängigkeit von Jahresheizwärmeverbrauch (rot, Kreise) und maximaler Heizlast (violett, Dreiecke) von der geforderten konstanten Solltemperatur im Niedrigenergiehaus-Fall.....	236

Abbildung 161 Ein zeitlich und zonenweise differenziertes und optimiertes Heizprogramm im Niedrigenergiehaus (gleiches Programm wie für den OptT-Fall im Passivhaus).....	237
Abbildung 162 Temperaturverläufe, die im Niedrigenergiehaus aus einem Sollwert-Zeitprogramm gemäß Tabelle 22 resultieren. Die Nachtabschaltungen wirken sich deutlicher aus – und die nichtbeheizten Zonen sind jetzt oft „merklich kühl“ (bis herunter auf 17°C); vgl. den Passivhaus-Fall in Abbildung 143, bei dem Temperaturen kaum bedeutend abfallen.....	239
Abbildung 163 Gemessener gesamter Endenergieverbrauch im bilanzierten Reihenendhaus vom 1. Oktober 2019 bis zum 30. September 2020.	241
Abbildung 164 Gemessener gesamter Endenergieverbrauch im bilanzierten Reihenendhaus vom 1. Oktober 2019 bis zum 30. September 2020 und Summe der erneuerbaren Energieerzeugung, aus vom Haushalt realisierten erneuerbaren Energieerzeugern (gelb: PV-Anlage und 4,4 kW-Anteil an einer großen Windkraftanlage – entsprechend der Beteiligung der nutzenden Familie).....	242
Abbildung 165 Mittelwert aller Raumtemperaturen über den Gesamtzeitraum der ersten Heizzeit im Vergleich zwischen Messung (Symbole, dunkelrot) und Simulation (schwarz). Während der Heizperiode beträgt die mittlere quadratische Abweichung unter 0.22 K.....	246
Abbildung 166 Anheizvorgang am 16. November 2019 im Vergleich von Messung (Symbole) und Simulation (Linien). Die zeitweise sehr dynamischen Temperaturverläufe werden in der Simulation gut wiedergegeben, nur in Ausnahmefällen wächst die Differenz über 0.3 K.	246

18 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht über die wichtigsten Eigenschaften von DYNBIL	14
Tabelle 2: Modellzonen des DYNBIL-Modells.....	28
Tabelle 3: Reservoirzonen des DYNBIL-Modells.....	29
Tabelle 4: Bauteile des Modellgebäudes und deren Konstruktion	31
Tabelle 5: Wärmebrückenersatzbauteile und deren wärmetechnische Eigenschaften	32
Tabelle 6: Modell-Bauteile Möbel und Bücher	32
Tabelle 7: Lüftungsmatrix	35
Tabelle 8: Verglasungseigenschaften im Gebäudemodell.....	36
Tabelle 9: Fenstermaße und –eigenschaften im Gebäudemodell bei einer Messgenauigkeit von ca. ± 5 mm.	37
Tabelle 10: Übersicht der Messtechnikkomponenten für meteorologische Parameter	38
Tabelle 11: Übersicht der gebäudeintern eingesetzten Messtechnikkomponenten ..	39
Tabelle 12 Zentrale Wirkleistungszähler für ausgewählte elektrische Verbraucher im Objekt	56
Tabelle 13 Gemessene Leistungen der Leuchtmittel und deren Betriebszeiten (Ausschnitt aus der Logger-Aufzeichnung).....	58
Tabelle 14 Funk-Steckdosenwirkleistungssensoren, Einsatzort und Einsatz für die Heizperiode 2019/20.....	60
Tabelle 15 Funk-Steckdosenwirkleistungssensoren, Einsatzort und Einsatz für die Heizperiode 2020/21.....	61
Tabelle 16 Elektrische Systeme, deren Leistungsumsatz zu >99% im Gebäude als interne Wärme frei wird.....	65
Tabelle 17 Verteilfaktoren für die nicht örtlich zugeordnete Leistungsdifferenz zwischen dem zentralen Zähler und den detailliert aufgezeichneten Verbrauchern	75
Tabelle 18 Wärmeverlustkoeffizienten ψ in [W/(mK)] und Längen der WW-Leitungen	83
Tabelle 19 Typische Aktivitätsgrade von Personen in den Zonen des Gebäudes ...	90
Tabelle 20 Fehlerbetrachtungen zu den Wärmequelldaten	100
Tabelle 21 Vergleich der notwendigen Wärmeabgabe der Wärmepumpenlösungen zu der einer raumweise ideal geregelten E-Konvektor-Heizung (rot) sowie zugehörige Stromverbrauchswerte.	204

Tabelle 22 Optimiertes Heizprogramm mit Solltemperaturen zonenweise und Zeitpunkten der Heizanforderungsänderungen	238
Tabelle 23: Gemessener Endenergieverbrauch in der untersuchten Wohneinheit nach Energieträgern und hauptsächlichen Anwendungen, monatlich (Okt. 2019 bis Sept. 2020).....	243
Tabelle 24 Empfehlenswerte Wärmeschutzniveaus bei Neubau und Modernisierung (Nach den Ergebnissen der hier durchgeföhrten Parameterstudien)....	247