

BBSR-
Online-Publikation
22/2022

Präsenzäquivalente Raumbeheizung

von

Lukas Schmitt
Dr.-Ing. Michael Schaub
Dr.-Ing. Stefan Brandt
Prof. Dr.-Ing. Martin Kriegel

Präsenzäquivalente Raumbeheizung

Operative Temperatur als Mess- und Regelungsgröße für elektrische
Direktheizungssysteme

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wohnen, Stadtentwicklung
und Bauwesen

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

ZUKUNFT BAU
FORSCHUNGSFÖRDERUNG

Dieses Projekt wurde gefördert vom Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR) im Auftrag des Bundesministeriums für Wohnen, Stadtentwicklung und Bauwesen (BMWSB) aus Mitteln des Innovationsprogramms Zukunft Bau.

Aktenzeichen: 10.08.18.7-18.14

Projektlaufzeit: 12.2018 bis 07.2021

IMPRESSUM

Herausgeber

Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR)
im Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung (BBR)
Deichmanns Aue 31–37
53179 Bonn

Fachbetreuer

Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung
Referat WB 3 „Forschung im Bauwesen“
Andreas Windisch
andreas.windisch@bbr.bund.de

Autorinnen und Autoren

Technische Universität Berlin
Institut für Energietechnik
Hermann-Rietschel-Institut

Lukas Schmitt, M. Sc.
Dr.-Ing. Michael Schaub
Dr.-Ing. Stefan Brandt
Prof. Dr.-Ing. Martin Kriegel

Redaktion

Lukas Schmitt

Stand

September 2021

Gestaltung

Lukas Schmitt

Bildnachweis

Titelbild: Michael Schaub
Lukas Schmitt: Seite 118 unten. Michael Schaub: Alle weiteren Fotografien.

Vervielfältigung

Alle Rechte vorbehalten

Der Herausgeber übernimmt keine Gewähr für die Richtigkeit, die Genauigkeit und Vollständigkeit der Angaben sowie für die Beachtung privater Rechte Dritter. Die geäußerten Ansichten und Meinungen müssen nicht mit denen des Herausgebers übereinstimmen.

Zitierweise

Schmitt, Lukas; Schaub, Michael; Brandt, Stefan; Kriegel, Martin: Präsenzüquivalente Raumbeheizung: Operative Temperatur als Mess- und Regelungsgröße für elektrische Direktheizungssysteme. BBSR-Online-Publikation 22/2022, Bonn, September 2022.

ISSN 1868-0097

Bonn 2022

Kurzfassung

Konventionelle Wärmeübergabesysteme weisen aufgrund einer trägheitsbedingten Überversorgung Jahresnutzungsgrade von nur 70 bis 80 % auf. Niedrig-kapazitive, elektrische Direktheizungssysteme zeigen hingegen Potenziale für eine erhebliche Verbesserung des Nutzungsgrads der Wärmeübergabe. Ziel des Forschungsprojekts ist die Ausschöpfung dieser Potenziale und die Entwicklung einer energieeffizienten, bedarfsgerechten Wärmeversorgung.

Die energetischen Potenziale niedrig-kapazitiver, elektrischer Direktheizungen werden im Rahmen des Forschungsprojekts simulativ und experimentell untersucht. Dazu wurde ein Prüfstand an Decken- und Wandflächen mit von der Bauteilmasse entkoppelten PTC-Heizgeweben ausgestattet. Zusätzlich kommen Heizfenster zum Einsatz, die mit einer nur wenige Nanometer dicken, transparenten Metalloxid-Beschichtung versehen sind.

Gegenstand der Forschung ist die Entwicklung und Erprobung einer einfachen und kostengünstigen Mess-, Steuer- und Regelungsmethode, die die lokal empfundene (operative) Temperatur im Raum anstelle der Lufttemperatur als Führungsgröße nutzt. Initial wurden dazu die energetischen Potenziale der Systeme innerhalb von stationären und dynamischen Messreihen in Abhängigkeit verschiedener Heizsystem-Konfigurationen und Randbedingungen experimentell untersucht. Die Heizsystemkonfigurationen unterscheiden sich dabei im Sichtverhältnis zum Messpunkt, der Heizfläche, der Orientierung und der zur Verfügung stehenden Heizleistung. Als Referenzsysteme dienen die konventionellen Wärmeübergabeformen Fußbodenheizung und Heizkörper. Im Rahmen thermisch-energetischer Simulationen wurde ebenfalls ein digitaler Zwilling des Gesamtsystems erstellt. Dieser dient ebenfalls der Entwicklung einer vereinfachten Berechnungsmethodik zur Bestimmung der operativen Temperatur. Dabei konnte die geometrisch komplexe Bestimmung der Sichtfaktoren auf praktisch handhabbare Eingangsparameter reduziert werden.

Anschließend wurde für alle Heizsystem-Konfigurationen eine reaktionsschnelle Regelung entwickelt, die eine Absenkung der operativen Temperatur auch in kurzfristigen Nichtnutzungsphasen ermöglicht. Dabei wird die operative Temperatur in Abhängigkeit der dynamischen Randbedingungen derart abgesenkt, sodass der Sollwert zu Beginn einer Nutzungsphase innerhalb einer vordefinierten Zeit wieder erreicht wird. Somit kann der Nutzungsgrad der Wärmeübergabe im Vergleich zum Durchheizbetrieb erhöht und eine im Vergleich Nutzen-äquivalente Beheizung ermöglicht werden. Die Ermittlung des von den dynamischen Randbedingungen abhängigen Absenkniveaus in Nichtnutzungsphasen erfolgt dabei zu jedem Zeitpunkt mittels einer multivariaten Regressionsfunktion. Eine präzise Regelung erfordert dazu ein Messsystem, das die Messgröße adäquat schnell erfassen kann. Im Rahmen des Projekts wurde hierzu ein Infrarotsensor entwickelt, der eine reaktionsschnelle Messung der mittleren Strahlungstemperatur ermöglicht.

In Abhängigkeit variierender Randbedingungen wurden anschließend die energetischen Potenziale der Mess-, Steuer- und Regelungsmethode in einer simulativen Studie ermittelt. Die thermophysiologische Wahrnehmung der Heizsystem-Konfigurationen wurde abschließend innerhalb einer Probandenstudie für verschiede-

ne stationäre Messpunkte im Raum geprüft. Zusätzlich wurde die tatsächliche dynamische Behaglichkeit während unterschiedlich schnellen Aufheizvorgängen analysiert. Auf Basis der vorangegangenen Untersuchungen wurden Dimensionierungsregeln zur optimalen Auslegung der elektrischen Direktheizungssysteme in Abhängigkeit variabler Randbedingungen ausgearbeitet. Zusätzlich wurde ein Heizflächen-Dimensionierungstool entwickelt mit dem eine Regelungsfunktion zur Sollwertvariation in Abhängigkeit aller relevanten Raum- und Heizsystem-spezifischen Parameter erstellt werden kann.

Im Rahmen des Projekts konnte eine neue kostengünstige Mess-, Steuer- und Regelungsmethode unter Verwendung der operativen Temperatur als Führungsgröße entwickelt werden. In der Folge wurde das vorgegebene Ziel der Verbesserung des Nutzungsgrads der Wärmeübergabe erreicht. Für Räume mit langen Nichtnutzungs- und kurzen Nutzungsphasen, z.B. wenig genutzte Büros oder Besprechungsräume, konnte der Nutzungsgrad der Wärmeübergabe durch eine Sollwertvariation um bis zu 45 % im Vergleich zu einem Durchheiz-Betrieb verbessert werden. Im Vergleich zum Durchheiz-Betrieb der Fußbodenheizung lag die Verbesserung des Nutzungsgrads durch Einsatz der direktelektrischen Flächenheizsysteme bei bis zu 56 %.

Abstract

Conventional heat transfer systems show annual utilization ratios of only 70 to 80 % due to an inertia-related oversupply. Low-capacity, direct electric heating systems, on the other hand, show potential for a significant improvement in the utilization ratio of heat transfer. The objective of the research project is to exploit this potential and to develop an energy-efficient, demand-driven heat supply system.

The energetic potentials of low-capacity, direct electric heating systems are investigated simulatively and experimentally. For this purpose, a test room was equipped with PTC heating fabrics on ceiling and wall surfaces. The fabrics are thermally decoupled from the rear structure mass. In addition, heating windows are used. These windows differ from conventional windows in that they have a transparent, heatable metal oxide layer that is only a few nanometers thick.

The objective of this research project is developing and testing a simple and cost-effective measurement and control method that uses the locally perceived (operative) temperature in the room instead of the air temperature as a reference variable. Initially, the energetic potentials of the systems were investigated experimentally within stationary and transient measurement series varying heating system configurations and boundary conditions. The heating system configurations differ in the view factor to the measuring point, the heating area, the orientation and the available heating power. A floor heating system and a radiator system serve as reference systems. In addition, a digital twin of the overall system was created for developing a control method and running annual thermal-energetic simulations. This model also serves for developing a simplified calculation method for determining the operative temperature. Thereby, the geometrically complex determination of view factors can be reduced to practically manageable input parameters.

Subsequently, a responsive control system was developed for all heating system configurations, which allows the operative temperature to be lowered even during short-term absence periods. The operating temperature is lowered depending on the dynamic boundary conditions, always ensuring that the presence setpoint temperature can be reached again within a predefined (non-significant) time. Thus, the efficiency of heat transfer can be increased in comparison to a constant setpoint temperature operation while guaranteeing the equivalent thermal comfort. The determination of the setback temperature level in absence phases can be calculated for every dynamic boundary condition via multivariate, linear regression. Such precise control strategies require a measuring system that can record the controlled variable in adequate time. For this purpose, an infrared sensor was developed, which enables a fast-track measurement of the mean radiant temperature.

Depending on varying boundary conditions, the energy saving potential of the measurement and control method was determined in a simulative study. The thermophysiological perception of the heating system configurations was tested in a subject study for different stationary measuring points in the room. In addition, the actual dynamic thermal comfort during heating processes of different speeds was tested.

Based on the previous investigations, rules for the optimal design of the direct electric heating systems were elaborated depending on variable boundary conditions. In addition, a heating surface design tool for creating a control function for setpoint temperature variation considering specific room and heating system parameters was developed.

We were able to develop a new cost-effective measurement and control method using the operative temperature as the reference variable. As a result, the specified objective of improving the utilization ratio of heat transfer was achieved. By varying the setpoint temperature in rooms with long absence and short presence periods, e.g. little-used offices or meeting rooms, the utilization ratio of the heat transfer could be improved by up to 45 % compared to a constant setpoint temperature operation. Compared with a constant setpoint temperature operation of the floor heating system, heating fabric systems showed an 56 % improvement in the utilization ratio.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Nomenklatur	X
Tabellenverzeichnis	XIV
Abbildungsverzeichnis	XVII
1 Einleitung	1
1.1 Betrachtungsgegenstand und Ziele	2
1.2 Aufbau der Arbeit	3
2 Theoretische Grundlagen	4
2.1 Wärmeübergang	4
2.2 Operative Temperatur	7
3 Systembeschreibung	8
3.1 Heizgewebe	8
3.2 Heizfenster	9
3.3 Experimenteller Aufbau	10
3.3.1 Prüfraum	10
3.3.2 Bilanzieller Energiebedarf	13
3.3.3 Wärmeübergabe-Systeme	13
3.3.4 Mess-, Steuer- und Regelungstechnik	15
3.3.5 Messunsicherheit und Fehlerfortpflanzung	19
3.3.6 Konventionelle Wärmebereitstellung	19
4 Simulationsmodell	20
4.1 Wärmeübergabesysteme	20
4.1.1 Heizgewebe	20
4.1.2 Heizfenster	23
4.1.3 Sonstige Wärmeübergabesysteme	24
4.2 Raummodell	25
4.2.1 Strahlungsaustausch	26
4.2.2 Temperatur-Sensorik	28
5 Stationäres Betriebsverhalten	30

5.1	Experimentelle Betrachtung	30
5.1.1	Heizleistungsbedarfe	32
5.1.2	Raumtemperaturen	38
5.1.3	Vertikale Temperatur-Gradienten	38
5.1.4	Heizflächentemperaturen	41
5.1.5	Strahlungsasymmetrie	44
5.2	Simulative Betrachtung	45
5.2.1	Stationäre Modellvalidierung	45
5.2.2	Verteilung der operativen Temperatur	48
5.2.3	Messpunktvergleich	52
5.3	Stationäre Wirkungsgrade von Flächenheizsystemen	53
5.3.1	Heizfenster	54
5.3.2	Heizgewebe	55
5.3.3	Fußbodenheizung	56
5.4	Vereinfachte Bestimmung der lokalen operativen Temperatur	58
5.4.1	Approximation durch statistische Versuchsplanung	58
5.4.2	Validierung mittels Mess- und Simulationsdaten	60
6	Messung der operativen Temperatur	61
6.1	Sensor-Entwicklungsvarianten	62
6.2	Infrarot-Strahlungssensoren	63
6.2.1	Sensor-Konstruktion	64
6.2.2	Sensor-Erprobung	67
6.3	Modellbasierte Korrektur von Lufttemperatur-Sensoren	70
7	Dynamisches Betriebsverhalten	75
7.1	Versuchsreihen mit dynamischen Randbedingungen	75
7.2	Dynamische Modellvalidierung	83
7.3	Aufheizverhalten niedrig-kapazitiver Heizflächen	86
8	Regelungsmethodik	89
8.1	Reglerentwurf	89
8.1.1	Regelkreis	89
8.1.2	Reglerauswahl	90
8.1.3	Bewertung der Regelgüte	92
8.2	Optimierung des Nutzungsgrads	94
8.2.1	Räumliche Optimierung	94
8.2.2	Temporale Optimierung	99
9	Energetische Bewertung	105
9.1	Randbedingungen und Referenzszenario	106
9.2	Ergebnisse	108
9.2.1	Variation der Außenbedingungen	109
9.2.2	Variation der Nutzungsart	111
9.2.3	Variation der maximalen Wiederaufheizzeit	113
9.2.4	Variation der Bauschwere	115
9.2.5	Zwischenfazit	115

10 Thermophysiologische Bewertung	117
10.1 Studiendesign	117
10.2 Ergebnisse	119
10.2.1 Globale thermische Behaglichkeit	120
10.2.2 Strahlungsasymmetrie	124
11 Fazit	127
11.1 Zusammenfassung	127
11.2 Wissenstransfer	129
11.3 Ausblick	131
Literatur	132
A Heizflächenanordnung	136
B Sonnenschutz	140
B.1 Wärmeabgabe ohne Sonnenschutz	141
B.2 Wärmeabgabe mit Sonnenschutz	142
C Sichtfaktoren in einer Kugel	147
D Heizflächendimensionierung	149
E Probandenstudie	150
E.1 Weitere Ergebnisse	150
E.1.1 Thermische Behaglichkeit	150
E.1.2 Strahlungsasymmetrie	151
E.2 Fragebogen	153
F Ergebnistransfer	155
F.1 Bisherige Veröffentlichungen	155
F.2 Geplante Veröffentlichungen	155
F.3 Sonstiger Ergebnistransfer	155

Nomenklatur

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
a	Gewichtungsfaktor	—
A	Fläche	m^2
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
C	Wärmekapazität	J K^{-1}
d	Durchmesser	m
d	Distanz	m
e	Aufwandszahl	—
f	Faktor	—
g	Erdbeschleunigung	m s^{-2}
Gr	Grashof-Zahl	—
h	Höhe	m
I	Stromstärke	A
I	Intensität	W m^{-2}
I_{cl}	Bekleidungsisolation	clo
L	Charakteristische Länge	m
M	Aktivitätsgrad	met
n	Luftwechsel	h^{-1}
Nu	Nusselt-Zahl	—
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
Pr	Prandtl-Zahl	—
\dot{q}	Wärmestromdichte	W m^{-2}
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
r	Radius	m
R	elektrischer Widerstand	Ω
R	Wärmedurchgangswiderstand	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$
Ra	Rayleigh-Zahl	—
t	Zeit	s

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Bedeutung	Einheit
T	Temperatur	K
U	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
U	Spannung	V
U	Umfang	m

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Absorptionsgrad	—
α	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
α	Temperaturkoeffizient 1. Ordnung	K^{-1}
β	Regressionskoeffizient	—
β	Wärmeausdehnungskoeffizient	K^{-1}
ϵ	Emissionsgrad	—
η	Wirkungsgrad	—
$\bar{\eta}$	Nutzungsgrad	—
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
ν	kinematische Viskosität	Pa s
$\bar{\nu}$	Geschwindigkeit	m s^{-1}
ρ	Reflexionsgrad	—
ρ	Dichte	kg m^{-3}
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$
φ	Winkel	°
Φ	Sichtfaktor	—

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
2S	Zweischeibenverglasung
3S	Dreischeibenverglasung
a	Außen
Ab	Absenkung
aus	ausgehend
b	Baukonstruktion
b	Boden
Bel	Beleuchtung
d	Decke

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
DE	Direktelektrisch
DH	Durchheiz-Betrieb
DoE	Statistische Versuchsplanung (<i>Design of Experiments</i>)
ein	einfallend
e	Erzeuger
el	elektrisch
F	Faktor
FBH	Fußbodenheizung
Glas	Verglasung der Heizfenster
h	Heizfläche
HG	Heizgewebe
HF	Heizfenster
HK	Heizkörper
Hüll	Hüllfläche
hyd	hydraulisch
i	innen
Int	Intern
IR	Infrarot
ISE	Integrierter quadratischer Fehler (<i>Integrated squared error</i>)
k	Konvektion
l	Leitung
l	Luft
m	Messung
MW	Mittelwert
MP	Messpunkt
NNP	Nichtnutzungsphase
NP	Nutzungsphase
OF	Oberfläche
op	operativ
P	Primärenergie
PMV	Vorausgesagtes mittleres Votum (<i>Predicted Mean Vote</i>)
PD	Prozentsatz an Unzufriedenen (<i>Percentage Dissatisfied</i>)
PW	Pumpenwarmwasser-Heizsystem
r	radiativ
ref	Referenz
Reg	Regelung
s	Strahlung
S	Solar
se	in Richtung der Außenoberfläche
si	in Richtung der Innenoberfläche
sim	Simulation

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
soll	Sollwert
SV	Sollwertvariation
th	thermisch
TGA	Technische Gebäudeausrüstung
u	unbeheizt
V	Verlust
VP	Versuchsposition
w	Wand
wirk	wirksam
WÜ	Wärmeübergabe

Tabellenverzeichnis

Tabelle		Seite
3.1	Bilanzieller Wärmebedarf des Prüfraums bei einer Lufttemperatur von 20 °C . . .	13
3.2	Messtechnische Gesamt-Unsicherheiten der relevanten Betrachtungsgrößen nach Kalibrierung im jeweiligen Messbereich	19
5.1	Szenarien der Wärmeübergabesysteme (vgl. Bezeichnungen Anhang A)	31
5.2	Kumulierte Sichtfaktoren der Messpunkte VP in einer Höhe von 110 cm zur beheizten Oberfläche sowie Anteil der Heizfläche an der gesamten Raumbooberfläche	32
5.3	Erforderliche Heizleistung im stationären Fall ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, $T_{\text{a}} = -10\text{ °C}$) . .	33
5.4	Erforderliche Heizleistung im stationären Fall bei variierenden Außenlufttemperaturen ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, VP2)	35
5.5	Erforderliche Heizleistung im stationären Fall ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, $T_{\text{a}} = -10\text{ °C}$). Vergleich der Heizleistung für eine Zweifachverglasung (2S) mit einer Prognose für eine Dreifachverglasung (3S)	37
5.6	Erforderliche Heizleistung im stationären Fall bei variierenden Außenlufttemperaturen ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, VP2). Vergleich der Heizleistung für eine Zweifachverglasung (2S) mit einer Prognose für eine Dreifachverglasung (3S)	38
5.7	Vergleich von operativer und Lufttemperatur im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10 °C)	39
5.8	Vergleich von operativer und Lufttemperatur im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen)	39
5.9	Vertikaler Gradient der Lufttemperatur im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10 °C)	40
5.10	Vertikaler Gradient der Lufttemperatur im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen)	40
5.11	Vertikaler Gradient der operativen Temperatur im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10 °C)	41
5.12	Vertikaler Gradient der operativen Temperatur im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen)	42
5.13	Oberflächentemperaturen der Heizflächen im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10 °C)	42
5.14	Oberflächentemperaturen der Heizflächen im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen)	43
5.15	Strahlungsasymmetrie im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10 °C)	44

5.16	Strahlungsasymmetrie im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen) . .	44
5.17	Modellgüte zur Bestimmung der mittleren Strahlungstemperatur an VP2 in einer Höhe von 110 cm bei Außenlufttemperaturen von -20°C , -10°C und 0°C über alle vordefinierten Szenarien	46
5.18	Modellgüte zur Bestimmung der mittleren Strahlungstemperatur an den vordefinierten Messpunkten bei einer Außenlufttemperatur von -10°C über alle vordefinierten Szenarien	46
5.19	Mittlere Abweichung des Temperaturfeldes (operativ) vom Sollwert (20°C)	52
5.20	Übersicht der Faktoren und Einstellwerte	59
6.1	Überblick und Bewertung der Sensorvarianten	62
6.2	Übersicht der vom Sensor erfassten Flächenanteile bei verschiedenen Positionen bzw. Neigungen	66
6.3	Vergleich zwischen Globe-Thermometer (VP2, 110 cm) und Infrarot-Strahlungssensoren im stationären Fall	70
6.4	Vergleich zwischen Wand-Temperatursensor (T_W) und Luft- (T_l) bzw. Globe-Thermometer (T_{op}) im stationären Fall	71
7.1	Aufheiz-Charakteristik der Übergabesysteme bei verschiedenen Nutzungszyklen . .	78
7.2	Einteilung von Räumen nach wirksamer Speicherkapazität nach VDI 2078 (2015) .	87
8.1	Randbedingungen	96
8.2	Raum- und Heizsystem-spezifische Parameter zur Modellbildung	101
9.1	Nutzungsszenarien	107
9.2	Referenzszenario	108
9.3	Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode und der Heizsystem-Konfiguration im Referenzszenario	109
9.4	Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode und der Heizungssystem-Konfiguration für die Standorte Flensburg, Berlin und Köln	110
9.5	Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode und der Heizungssystem-Konfiguration bei einem Luftwechsel von $0,5\text{ h}^{-1}$, 1 h^{-1} und $1,5\text{ h}^{-1}$	111
9.6	Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode bei einer Raumauslastung von 20 % (Nr. 1), 50 % (Nr. 2) und 90 % (Nr. 3)	112
9.7	Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode für die Nutzungsarten Büro (Nr. 4), Hotelzimmer (Nr. 5) und Wohnen (Nr. 6 und Nr. 7) bei einer Raumauslastung von 100 % während der Nutzungszeiten.	113
9.8	Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode bei einer Maximaldauer bis zur Sollwerterreichung in Nutzungsphasen von 2 min, 5 min, 10 min und 20 min	114
9.9	Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode bei thermischen Kapazitäten der Baukonstruktion von $20\text{ Wh m}^{-2}\text{ K}^{-1}$, $30\text{ Wh m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ und $130\text{ Wh m}^{-2}\text{ K}^{-1}$	115
B.1	Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10^{\circ}\text{C}$ bzw. $T_i = 20^{\circ}\text{C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung	143
B.1	Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10^{\circ}\text{C}$ bzw. $T_i = 20^{\circ}\text{C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung	144

B.1	Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10\text{ °C}$ bzw. $T_i = 20\text{ °C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung	145
B.1	Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10\text{ °C}$ bzw. $T_i = 20\text{ °C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung	146

Abbildungsverzeichnis

Abbildung	Seite
2.1 Wärmeübergangskoeffizienten für Strahlung α_r und Konvektion α_k an der vertikalen Platte in Abhängigkeit der Plattenübertemperatur ΔT ($T_{\text{ref}} = 20^\circ\text{C}$)	6
2.2 Wärmeübergangskoeffizienten für Strahlung α_r und Konvektion α_k an der horizontalen Platte in Abhängigkeit der Plattenübertemperatur ΔT und der Richtung des Wärmestroms ($T_{\text{ref}} = 20^\circ\text{C}$)	6
3.1 Polung des Heizgewebes (unkaschiert)	9
3.2 Rückseitige Kaschierung aus Baumwolle und Kontaktierung des Heizgewebes	9
3.3 Heizfenster-Aufbau (vestaxx GmbH)	10
3.4 Versuchsaufbau mit Blick zum Eingangsbereich	11
3.5 Versuchsaufbau mit Blick auf die Außenfassade	11
3.6 Luftkonditionierung mit Kältemaschine und Heizlüfter in der Klimakammer	11
3.7 Strömungs-Gleichrichter und Fensterbereich in der Klimakammer	11
3.8 Entwicklung des Temperaturunterschieds zwischen opaken Außenbauteilen und Fenstern	12
3.9 Prüfraum: Abmessungen und Heizflächenanordnung	14
3.10 Thermografieaufnahme der Heizkörper	15
3.11 Thermografieaufnahme der Fußbodenheizung	15
3.12 Traversensystem an Raumdecke	15
3.13 Leit-PC mit Labornetzgeräten	15
3.14 Behaglichkeits-Sensorik	16
3.15 Oberflächen-Temperatursensorik (Thermoelement Typ K, NiCr-Ni)	16
3.16 Thermografie-Aufnahme der Heizgewebe	17
3.17 Thermografie-Aufnahme der Heizfenster	17
3.18 Linearisierung der Heizfenster-Leistungsanpassung (hier Heizfenster rechts)	18
4.1 Schaltbild des Heizgewebe-Modells	21
4.2 Temperaturabhängiger, elektrischer Widerstand von Heizgewebe 6B	21
4.3 Aufheizvorgang von Heizgewebe 6B bei $T_r = 18^\circ\text{C}$, $T_l = 17^\circ\text{C}$ und $T_i = 22,5^\circ\text{C}$ (Hallentemperatur)	22
4.4 Schaltbild des Heizfenster-Modells	23
4.5 Aufheizvorgang des rechten Heizfensters bei $T_r = 16,5^\circ\text{C}$, $T_l = 16,5^\circ\text{C}$ und $T_a = -18,5^\circ\text{C}$ (Klimakammer)	24

4.6	Modell der Beleuchtung	25
4.7	Raummodell	26
4.8	Berechnung des Sichtfaktors von A_1 zu A_2 . \vec{n}_1 und \vec{n}_2 : normierte Normalvektoren von A_1 und A_2 , \vec{r}_{ij} : Richtungsvektor vom Flächenschwerpunkt von ΔA_1 zum Flächenschwerpunkt von ΔA_2	27
4.9	Visualisierung der Messpunkt- und Oberflächentemperaturen in <i>OpenGL</i>	28
5.1	Anordnung der Versuchspositionen 1 – 6 im Prüfraum (Draufsicht; Maßangaben in m)	31
5.2	Vergleich der stationären Heizleistung (Mittelwert aller VPs) und der Standardabweichung infolge der lokalen Variationen gemäß Tabelle 5.3	33
5.3	Äußerer Wärmeübergang und -transfer der Heizfensterszenarien HF1 und HF2 für verschiedene Außenlufttemperaturen	35
5.4	Übertemperatur der Heizflächen in Abhängigkeit des beheizten Flächenanteils	43
5.5	Validierung des Raummodells bei Außentemperaturen T_a von -20°C , -10°C und 0°C für alle Szenarien: Vergleich der dem Raum zugeführten Leistung P durch das entsprechende Heizsystem im stationären Zustand in der Messung (m) und in der Simulation (sim)	47
5.6	Verteilung der operativen Temperatur im Raum in Abhängigkeit des Heizsystems bei Herstellung einer operativen Temperatur von 20°C an VP2 (1,1 m)	49
5.7	Verteilung der operativen Temperatur in den Szenarien HK2, FBH, HF2, HG20, HGD2, HGW6 und HGW4s. Schnitt A-A zeigt einen horizontalen Schnitt auf einer Höhe von 1,1 m. Schnitt B-B zeigt einen vertikalen Schnitt bei einer Breite von 1,97 m (Mitte des Raumes)	51
5.8	Verteilung der operativen Temperatur im Szenario HGW4s bei Herstellung einer stationären operativen Temperatur von 20°C an VP5 (1,1 m)	52
5.9	Verteilung der operativen Temperatur im Szenario HGW6 bei Herstellung einer stationären operativen Temperatur von 20°C an VP7 (2,9 m)	53
5.10	Wirkungsgrad eines Heizfensters (Zweischeibenverglasung, $U = 1,1 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Außentemperatur T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C	54
5.11	Wirkungsgrad eines Heizfensters (Dreischeibenverglasung, $U = 0,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Außentemperatur T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C	55
5.12	Wirkungsgrad eines Wand-Heizgewebes in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Temperatur im angrenzenden Raum (oder Außenbereich) T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C ; Thermischer Widerstand der rückliegenden Dämmschicht: $0,04 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$; U-Wert der rückliegenden Wand: $0,45 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	56
5.13	Vergleich des Wirkungsgrads von Decken-, Wand- und Boden-Heizgeweben (verputzt und unverputzt) in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h (links: 1 bis 10 W m^{-2} , rechts: 10 bis 600 W m^{-2}) bei einer Temperatur im angrenzenden Raum (oder Außenbereich) T_a von -20°C für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C ; Widerstand der aufliegenden Putzschicht: $0,05 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$; Thermischer Widerstand der rückliegenden Dämmschicht: $0,04 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$; U-Wert der rückliegenden Wand: $0,45 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$	57

5.14	Wirkungsgrad einer Fußbodenheizung in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Temperatur im angrenzenden Raum (oder Außenbereich) T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21 °C	57
5.15	Links: Häufigkeitsverteilung und Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Prognosefehler des Approximationsmodells, Rechts: Kumulierte Wahrscheinlichkeit des absoluten Prognosefehlers des Approximationsmodells	60
6.1	Aufbau Strahlungssensor nach Bernhard (2014)	63
6.2	Ausmaße des Sensors (Adafruit Industries, LLC)	63
6.3	Sensor zur Bestimmung der mittleren Strahlungstemperatur	64
6.4	Erfassung der Raumumschließungsflächen durch Sensor-Blickwinkel (Raummitte; Neigung 0°)	65
6.5	Erfassung der Raumumschließungsflächen durch Sensor-Blickwinkel (Raummitte; Neigung 25°)	66
6.6	Erfassung der Raumumschließungsflächen durch Sensor-Blickwinkel (Randposition; Neigung 25°)	67
6.7	Reaktionsschnelligkeit verschiedener Sensoren (hier 4 h Zyklus, Szenario HGW6)	68
6.8	Einzelwerte Infrarot-Sensoren (hier 4 h Zyklus, Szenario HGW6)	69
6.9	Montage-Position des Wandsensors	71
6.10	Detailansicht des Wandsensors	71
6.11	Messwert-Abweichung des Wandsensors bei verschiedenen Szenarien und Temperaturniveaus	72
6.12	Reaktionsschnelligkeit verschiedener Sensoren (Szenario HGW4s)	73
7.1	Reaktionsschnelligkeit verschiedener Wärmeübergabesysteme im Vergleich	77
7.2	Vergleich der Lufttemperatur (VP2 – 1,1 m) und des Messwerts des IR-Sensors (Nutzungszyklus 1 h)	79
7.3	Nutzungsgrade der Übergabesysteme bei unterschiedlichen Nutzungszyklen	80
7.4	Wärmebedarf der Übergabesysteme bei unterschiedlichen Nutzungszyklen (inkl. Prognose für Dreifachverglasung)	81
7.5	Dynamische Validierung Szenario HGW6	83
7.6	Dynamische Validierung Szenario HF2	84
7.7	Dynamische Validierung Szenario FBH	85
7.8	Dynamische Validierung Szenario HK2	85
7.9	Aufheizverhalten (Raumseitige-Oberflächentemperatur) von wandmontierten Heizgeweben (HG) in Abhängigkeit der aufliegenden Putzschichtdicke und Heizfenstern (HF, Zweischeiben-Verglasung) in Abhängigkeit der Außentemperatur; Zugeführte Leistung: 300 W; Heizfläche: 1 m ²	86
7.10	Aufheizvorgang (operative Temperatur) eines Raumes in den Szenarien HG20 und HGW6 in Abhängigkeit der Bauschwere	88
8.1	Signalrauschen bei Messung der Lufttemperatur (Thermoelement), Strahlungstemperatur (IR-Sensor) und operativen Temperatur (Globe-Thermometer) in einem stationären Zustand bei konstanter Leistungszufuhr in K	91
8.2	Regelkreis	91
8.3	Teststrecke zur Bewertung der Regelgüte am Beispiel von HGW6	92
8.4	Bewertung der Regelgüte aller in Tabelle 5.1 definierten Heizsystem-Konfigurationen	93

8.5	Schnitt durch einen kugelförmigen Raum.	95
8.6	Luft- (T_l), Umschließungsflächen- (T_u) und Heizflächentemperatur (T_h) sowie Wärmeleistungsbedarf zur Aufrechterhaltung der operativen Temperatur an der Position in Raummitte ($\Phi(x_h) = x_h$) und an einer von der Raummitte abweichenden Position ($\Phi(x_h) = x_h^{0.7}$) in Abhängigkeit des Heizflächenanteils der innenliegenden Oberfläche $x_h \in [0, 05; 0, 85]$ und einer Sichtfaktor-maximierenden Verteilfunktion der Heizfläche. 97	
8.7	Gleichmäßige Verteilung der Heizleistung auf alle verfügbaren Heizflächen (links) und optimierte Verteilung der Heizleistung auf alle verfügbaren Heizflächen (rechts) in HGW6	98
8.8	Raummodell für eine Regelung mit Nutzungsgrad-optimierter Sollwertvariation . .	100
8.9	Algorithmus zur Optimierung der Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen . . .	101
8.10	Sollwertvariation der operativen Temperatur in Abhängigkeit von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen für zwei aufeinanderfolgende Typtage unter Einsatz von HGW6 und einer maximalen Aufheizzeit von 5 min	103
8.11	Sollwertvariation der operativen Temperatur in Abhängigkeit von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen für zwei aufeinanderfolgende Typtage in Abhängigkeit des Heizgewebe-Systems (Szenario) und einer maximalen Aufheizzeit von 5 min	104
8.12	Sollwertvariation der operativen Temperatur in Abhängigkeit von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen für zwei aufeinanderfolgende Typtage in Abhängigkeit des Heizfenster-Systems (Szenario) und einer maximalen Aufheizzeit von 5 min	104
9.1	TRY-Datensatz (Deutscher Wetterdienst, 2017): Trendlinie (Vordergrund) und Jahresverlauf (Hintergrund) der Außentemperatur, Windgeschwindigkeit und Strahlungsintensität in Berlin, Köln und München	107
10.1	Schematischer Versuchsaufbau der Probandenstudie mit den Sitzpositionen 1 bis 5	118
10.2	Versuchsaufbau der Probandenstudie	118
10.3	PMV in Abhängigkeit der Luft-, Strahlungs- und operativen Temperatur bei $\phi=50\%$, $M=1,2$ met, $W=0$ met, $\nu=0,1$ ms ⁻¹	119
10.4	Versuchsablauf mit den Bewertungszeitpunkten B1-B12 sowie Verlauf von operativer (T_{op}), mittlerer Strahlungs- (T_r) und Lufttemperatur (T_l) im Szenario HF2	120
10.5	Bewertungen der Raumtemperatur mittels PMV-Skala an den Versuchspunkten 2 bis 5 im stationären Zustand	120
10.6	Bewertungen der Raumtemperatur mittels PMV-Skala an Versuchspunkt 5 im instationären Zustand nach Aufprägung einer Störgröße (Fensteröffnung) und Verlauf der operativen Temperatur (T_{op}), mittleren Strahlungstemperatur (T_r) und Lufttemperatur (T_l)	122
10.7	Akzeptanz der Raumtemperatur (ART) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes	123
10.8	Akzeptanz der Raumtemperatur (ART) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5	124
10.9	Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie (USA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes . . .	125
10.10	Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie (USA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5	125

11.1	Minimierung der Wärmeverluste durch Sollwertvariation in Nichtnutzungsphasen auf Gebäudeebene (vgl. Abbildung 8.2)	130
A.1	Heizflächenanordnung 3D-Ansicht	136
A.2	Ansicht Nord	137
A.3	Ansicht West	137
A.4	Ansicht Süd	138
A.5	Draufsicht	138
A.6	Ansicht Ost	139
B.1	Versuchsaufbau zur Betrachtung von innenliegendem Sonnenschutz (links: Plissee, rechts: Gardinenschal)	140
B.2	Thermografie-Aufnahmen mit und ohne Sonnenschutz (links: Plissee, rechts: Gardinenschal)	141
C.1	Berechnung des Sichtfaktors zwischen zwei infinitesimal kleinen Oberflächen dA_1 und dA_2 in einer Kugel mit dem Radius r_k	147
D.1	GUI für eine Nutzungsgrad-optimierte Auslegung von reaktionsschnellen Flächenheizsystemen	149
E.1	Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas (URK) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes	150
E.2	Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas (URK) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5	151
E.3	Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer Strahlungsasymmetrie (SA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes	152
E.4	Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer Strahlungsasymmetrie (SA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5	152
E.5	Fragenbogen zur Probandenstudie aus Kapitel 10 (Teil 1)	153
E.6	Fragenbogen zur Probandenstudie aus Kapitel 10 (Teil 2)	154

Einleitung

Aktuelle Wärmeübergabesysteme weisen aufgrund einer trägheitsbedingten Überversorgung Jahresnutzungsgrade von nur 70 bis 80 % auf (vgl. Ast, 1989 und Knorr, 2010) und stellen somit im Vergleich zu den technisch sehr ausgereiften Wärmeerzeugern eine wesentliche energetische Schwachstelle von Heizsystemen dar. Ein Ad-hoc-Heizsystem, das die operative Raumtemperatur als Führungsgröße nutzt, ermöglicht hingegen eine tatsächlich bedarfsgerechte (präsenz-äquivalente) Wärmeversorgung, sodass eine signifikante Reduzierung des Spannungsfeldes zwischen Energieeffizienz und thermischer Behaglichkeit erreicht wird.

Die physiologisch als angenehm empfundene Strahlungswärme bewirkt aufgrund der tieferen erforderlichen Lufttemperaturen insbesondere während der Heizperiode höhere relative Luftfeuchten und reduziert somit das Austrocknen von Schleimhäuten sowie Staub- und Milbenkotaufwirbelungen. Vor dem Hintergrund eines bereits heute nahezu gleichwertigen Primärenergieaufwands direktelektrischer Flächenheizungen im Vergleich zu konventionellen Systemen (Anlagenaufwandszahlen um 1,6), den immer geringeren absoluten Wärmebedarfen von Niedrigstenergiegebäuden und sanierten Gebäuden, die bereits mit elektrischen Heizungen (sog. Nachtspeicheröfen) ausgestattet waren, erscheinen die Aufwendungen für die Errichtung und den Betrieb von Pumpenwarmwasser-Heizungen zunehmend unverhältnismäßig. Die direktelektrischen Flächenheizsysteme weisen demgegenüber eine Systemvereinfachung und Kostenreduktion auf, die durch den Wegfall technischer Komponenten und Installationsflächen auch neue architektonische Optionen eröffnet.

Die grundsätzliche Funktionalität und eine mögliche Steigerung der Nutzungsgrade von Wärmeübergabesystemen auf der Basis dynamisch betriebener, direktelektrischer Flächenheizsysteme bestätigen bereits bisherige Untersuchungen (vgl. Wriske, 2005). Aktuelle Betrachtungen zielen darüber hinaus auf einen empirischen Beleg der energetischen und ökonomischen Konkurrenzfähigkeit direktelektrischer Flächenheizungen gegenüber konventionellen Systemen ab (vgl. Heider u. a., 2020). Untersuchungen zu einer tatsächlich präsenzüquivalenten Raumbeheizung durch eine thermische Entkopplung der Heizflächen von den Bauteilmassen sowie zur Entwicklung eines anwendungsfähigen Mess- und Regelsystems auf Basis der operativen Raumtemperatur und zu einer möglichen Beeinflussung des physiologischen Wohlbefindens durch sehr schnelle Aufheiz- und Abkühlvorgänge sind nach aktuellem Forschungsstand nicht gegeben. Zuletzt wäre ein Mess- und Regelsystem auf Basis der operativen Temperatur auf andere Heizsysteme übertragbar.

1.1 Betrachtungsgegenstand und Ziele

Kommen Strahlungsheizsysteme zum Einsatz, ist die tatsächlich lokal empfundene (operative) Temperatur abhängig von spezifischen geometrischen Kenngrößen (sog. Sichtfaktoren) und der Leistung der jeweiligen Heizfläche. Die Berechnung der Sichtfaktoren weist im dreidimensionalen Raum eine hohe Komplexität auf. Vorgenanntes macht es derzeit unmöglich einen repräsentativen Ort zur Messung der operativen Temperatur unabhängig von der Raumgeometrie zu ermitteln und diese als Führungsgröße zur Regelung zu verwenden. Somit soll zunächst die tatsächliche operative Temperatur an jeder Stelle innerhalb eines Raumes für typische geometrische und technische Randbedingungen einer Strahlungsheizung mit variablen Flächenanteilen bestimmt werden. Die Untersuchungen finden sowohl experimentell als auch mittels thermischen Simulationen statt.

Es ist davon auszugehen, dass sich auf dieser Grundlage für die tatsächlich relevante Bandbreite der Einflussparameter sowohl die Berechnungskomplexität der Sichtfaktoren, als auch die Messung einer repräsentativen Strahlungstemperatur auf praktisch handhabbare Methoden reduzieren lässt. Die angestrebte Regelungsmethodik soll schließlich eine individuelle Leistungsanpassung für die verfügbaren Heizflächen in Abhängigkeit der Geometrie, der Reaktionsschnelligkeit des Heizsystems und des jeweiligen Raumes realisieren. Das Ad-hoc-Ansprechverhalten wird durch eine für die Dauer des Aufheizvorgangs wirksame Entkopplung der Heizflächen gegenüber den thermischen Kapazitäten des Raumes zum Einen durch wandmontierte Heizgewebe und zum Anderen durch Heizfenster gewährleistet. Beide Wärmeübergabesysteme weisen eine gegenüber den konventionellen Systemen (Fußbodenheizung und Heizkörper) niedrigere thermische Kapazität auf.

Ziel des Forschungsvorhabens ist die Entwicklung und Erprobung einer einfachen und kostengünstigen Mess-, Steuer- und Regelungsmethode, die die lokal empfundene (operative) Temperatur im Raum anstelle der Lufttemperatur als Führungsgröße nutzt. Dabei soll die Temperatur sehr schnell anpasst werden, sodass sich im idealen Betriebszustand analog zum Ein- und Ausschalten der Beleuchtung ein behagliches Raumklima einstellt. Dies soll mit Hilfe von reaktionsschnellen, elektrisch beheizten Flächen erfolgen. Dabei werden die Wände und die Decke des Versuchsraums mit einem thermisch von der Bauteilmasse entkoppelten PTC-Heizgewebe ausgestattet. Zusätzlich werden am Markt vorhandene Heizfenster zum Einsatz kommen, die mit einer nur wenige Nanometer dicken, transparenten Metalloxid-Beschichtung versehen sind. Dabei wird der Tatsache Rechnung getragen, dass jedes oben beschriebene System baulichen Beschränkungen in Bezug auf den Ort der Wärmeeinbringung unterliegt. Heizfenster können nur an der Fassade und Heizgewebe nur an freien Raumflächen montiert werden. Jedes System soll für sich gesehen das genannte Ziel erreichen.

Die unmittelbare Anpassung der individuellen Raumboberflächen-Temperaturen eröffnet aufgrund einer bei gleicher Behaglichkeit geringeren Lufttemperatur und der Vermeidung einer Überversorgung energetische Einsparpotentiale. Dafür soll für beide Systeme ein Vergleich zu konventionellen Warmwasser-Heizungen angestellt werden. Im Rahmen von thermisch-energetischen Simulationen sollen außerdem der Einfluss verschiedener Randbedingungen und Systemparameter analysiert und damit die Übertragbarkeit gewährleistet werden. Ferner wird für die tatsächliche Anwendung von derart reaktionsschnellen Heizsystemen noch die vom Menschen tatsächlich wahrgenommene operative Temperatur unter sich schnell und stark ändernden physikalischen Randbedingungen untersucht und in der Entwicklung berücksichtigt.

1.2 Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 erläutert zu Beginn die theoretischen Grundlagen des Wärmeübergangs, die zum Verständnis der Wärmeübertragung der betrachteten Flächenheizsysteme relevant sind. Die operative Temperatur als zentrale Kenngröße des Projekts wird definiert und deren Berechnung aufgezeigt. Die im Projekt eingesetzten Heizsysteme sowie den experimentellen Aufbau zeigt Kapitel 3. Neben der prinzipiellen Funktionsweise der eingesetzten Systeme werden ebenfalls die Messunsicherheit und Fehlerfortpflanzung durch die einzelnen Messsysteme beleuchtet. In Kapitel 4 wird ein dynamisches Simulationsmodell vorgestellt, mit dem die operative Temperatur an jeder Punkt im Raum und in Abhängigkeit variierender Randbedingungen bestimmt werden kann. Grundlage des Modells ist dabei ein geometrisch identischer Zwilling des experimentellen Aufbaus aus Kapitel 3.

Kapitel 5 zeigt die durchgeführten Messreihen zum stationären Betriebsverhalten der betrachteten Heizsysteme. Dabei wurden Randbedingungen variiert und der Messpunkt der operativen Temperatur innerhalb des Raums verändert. Neben des erforderlichen Wärmebedarfs für festgelegte Test-Szenarien wird ebenfalls die Thermik im Prüfraum untersucht. Die durchgeführten Messreihen dienen anschließend als Grundlage zur Validierung des Simulationsmodells aus Kapitel 4 im stationären Zustand. Das Modell bietet zusätzlich die Möglichkeit die Temperaturverteilung im Prüfraum in Abhängigkeit der einzelnen Test-Szenarien zu bestimmen. Mit dieser Grundlage wird abschließend auf Basis eines „DoE“-Ansatzes (Design-of-Experiments) eine Formel zur vereinfachten Bestimmung der operativen Temperatur im stationären Zustand hergeleitet. Dabei kann die geometrische Komplexität der Sichtfaktorberechnung auf praktisch handhabbare Messgrößen reduziert werden.

Ein Messsystem zur reaktionsschnellen Bestimmung der dynamischen operativen Temperatur wird in Kapitel 6 entwickelt. Dabei werden mehrere Entwicklungsvarianten verglichen und deren Vor- und Nachteile in Bezug auf deren Einsatzzweck analysiert. Der abschließend entwickelte Infrarot-Strahlungssensor dient als Messsystem für die mittlere Strahlungstemperatur in Kapitel 7.

Neben eines Vergleichs des stationären Betriebsverhaltens in Kapitel 5 wird in Kapitel 7 das dynamische Betriebsverhalten unter Einsatz des neu entwickelten Messsystems analysiert. Gegenstand der Betrachtung ist der Nutzungsgrad der Wärmeübergabe, der als Ergebnis dieses Projekts durch die entwickelte Regelungsmethodik in Kapitel 8 optimiert werden soll. Zusätzlich dienen die Messreihen der dynamischen Validierung des Simulationsmodells aus Kapitel 4. Abschließend wird das Aufheizverhalten der reaktionsschnellen Heizsysteme in Abhängigkeit kritischer Randbedingungen analysiert.

In Kapitel 8 wird schließlich eine Nutzungsgrad-optimierte Regelung entwickelt, die einen maximal energieeffizienten Einsatz der direktelektrischen Heizsysteme ermöglichen soll. Gegenstand der Entwicklung ist dabei eine temporale sowie eine räumliche Optimierung des Heizungsbetriebs. Das entwickelte Regelungskonzept wird anschließend in Kapitel 9 energetisch bewertet und die erarbeiteten Effizienzvorteile mit konventionellen Wärmeübergabesystemen in Relation gesetzt. Zusätzlich wird in Kapitel 10 eine thermophysiologische Bewertung der betrachteten Systeme mittels einer Probandenstudie durchgeführt.

Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die zum Verständnis der in den folgenden Kapiteln vorgestellten Methoden notwendigen theoretischen Grundlagen vermittelt. Dies beinhaltet die Definition der Begriffe, operative Temperatur und mittlere Strahlungstemperatur sowie deren Berechnungsmöglichkeiten. Ebenfalls wird der Wärmeübergang an der vertikalen und horizontalen Platte erläutert.

2.1 Wärmeübergang

Der Wärmeübergang an den Raumboberflächen wird mithilfe von Wärmeübergangskoeffizienten α berechnet. Diese Wärmeübergangskoeffizienten werden separat für den Wärmeaustausch durch Strahlung und durch Konvektion bestimmt. Die Modellierung von Flächenheizungssystemen erfordert eine genaue Abschätzung dieser Koeffizienten, um Unterschiede zwischen Heizflächengeometrien, -orientierungen und -Übertemperaturen abbilden zu können.

Für den Nettostrahlungsaustausch zwischen zwei strahlungsundurchlässigen Oberflächen gilt Gleichung (2.1).

$$\dot{Q}_{1\rightleftharpoons 2} = \Phi_{1\rightarrow 2} \cdot \dot{Q}_{1,\text{aus}} - \Phi_{2\rightarrow 1} \cdot \dot{Q}_{2,\text{aus}} \quad (2.1)$$

$\Phi_{1\rightarrow 2}$ beschreibt den Sichtfaktor von Oberfläche 1 zu Oberfläche 2. Analoges gilt für $\Phi_{2\rightarrow 1}$. $\dot{Q}_{1,\text{aus}}$ und $\dot{Q}_{2,\text{aus}}$ beschreiben die Strahlungswärmeströme, die von den Oberflächen 1 und 2 ausgehen. Die Strahlungswärmeströme können gemäß Gleichung (2.2) in einen Emissions- und einen Reflexionswärmestrom fragmentiert werden.

$$\dot{Q}_{i,\text{aus}} = \underbrace{A_i \epsilon_i \sigma T_i^4}_{\dot{Q}_{\text{Emission}}} + \underbrace{\rho_i \dot{Q}_{i,\text{ein}}}_{\dot{Q}_{\text{Reflexion}}} \quad (2.2)$$

Dabei beschreiben ϵ_i den Emissionsgrad und ρ_i den Reflexionsgrad einer Oberfläche. σ definiert die Stefan-Boltzmann-Konstante. $\dot{Q}_{i,\text{ein}}$ beschreibt den auf die Oberfläche i einfallenden Strahlungswärmestrom.

Der Sichtfaktor zwischen zwei Oberflächen wird nach Gleichung (2.3) berechnet. r beschreibt die Distanz zwischen zwei infinitesimal kleinen Oberflächensegmenten dA_1 und dA_2 . φ_1 und φ_2 beschreiben den Winkel zwischen der jeweiligen Flächennormalen und einer Geraden, die beide Flächenmittelpunkte verbindet.

$$\Phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{A_1 \pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dA_2 dA_1 \quad (2.3)$$

Für zwei unendlich ausgedehnte, schwarz strahlende Oberflächen kann der radiative Wärmeübergangskoeffizient α_r vereinfachend durch Gleichung (2.4) beschrieben werden.

$$\alpha_r = \frac{\sigma}{|T_{\text{OF}} - T_{\text{ref}}|} (T_{\text{OF}}^4 - T_{\text{ref}}^4) \quad (2.4)$$

T_{OF} und T_{ref} beschreiben die Temperaturen der unendlich ausgedehnten, schwarz strahlenden Betrachtungs-Oberfläche und Referenz-Oberfläche. Die Abbildungen 2.1 und 2.2 zeigen den radiativen Wärmeübergangskoeffizienten nach Gleichung (2.4) für eine Referenz-Temperatur von 20 °C.

Zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_k existieren empirische Näherungsgleichungen unter verschiedenen Randbedingungen (vgl. Khalifa, 2001 und Glück, 2008). Der Wärmeübergang an einer Flächenheizung kann in der Modellbildung dabei approximativ als Wärmeübergang an einer beheizten, planaren Oberfläche mit einer homogenen Temperatur dargestellt werden. Liegen geringe Luftgeschwindigkeiten vor, wird der konvektive Wärmeübergang durch freie Konvektion dominiert. Die Modellierung des Wärmeübergangs durch freie Konvektion an der vertikalen Platte erfolgt gemäß Gleichung (2.5). Die dimensionslose Nusselt-Zahl Nu wird dabei nach Churchill u. a. (1975) bestimmt. Für laminare Strömungen ($0 \leq Ra < 10^9$) gilt Gleichung (2.6). Für turbulente Strömungen ($Ra \geq 10^9$) gilt Gleichung (2.7). Ra beschreibt dabei die dimensionslose Rayleigh-Zahl und wird nach Gleichung (2.8) in Abhängigkeit der Grashof-Zahl Gr_h und der Prandtl-Zahl Pr bestimmt. Außerdem beschreiben β_1 den Wärmeausdehnungskoeffizient, ν die kinematische Viskosität und h die Länge des Strömungswegs der Raumluft.

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{h} \quad (2.5)$$

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \quad (2.6)$$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (2.7)$$

$$Ra_h = Gr_h \cdot Pr = \frac{g \beta_1 (T_{\text{OF}} - T_1) h^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (2.8)$$

Den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Platten-Übertemperatur für einen Strömungsweg h von 1 m zeigt dabei Abbildung 2.1. Zusätzlich werden der radiative Wärmeübergangskoeffizient sowie der Anteil der Strahlungswärmeabgabe dargestellt.

Näherungsgleichungen für die Modellierung des Wärmeübergangs durch freie Konvektion an der horizontalen Platte liefern Alamdari u. a. (1983). Für einen nach oben gerichteten

2.1. Wärmeübergang

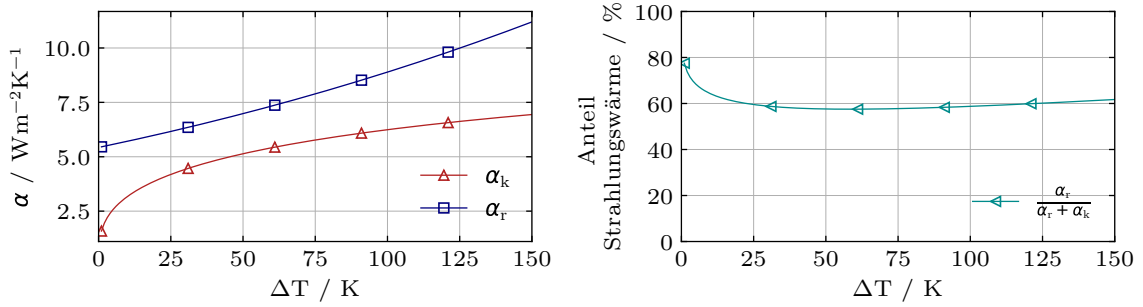


Abbildung 2.1: Wärmeübergangskoeffizienten für Strahlung α_r und Konvektion α_k an der vertikalen Platte in Abhängigkeit der Plattenübertemperatur ΔT ($T_{\text{ref}} = 20^\circ \text{C}$)

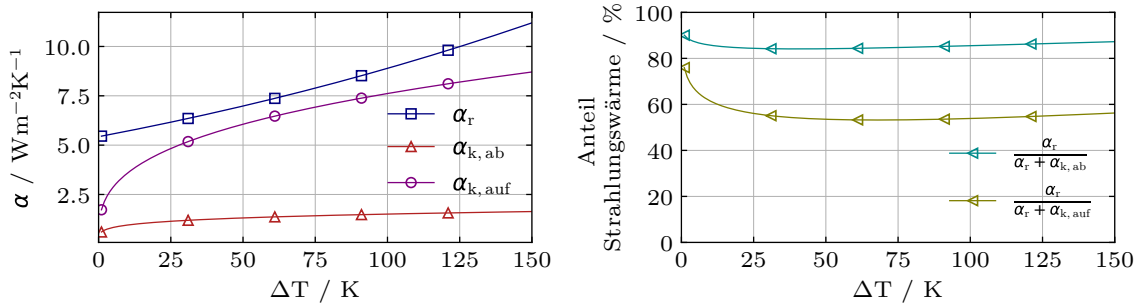


Abbildung 2.2: Wärmeübergangskoeffizienten für Strahlung α_r und Konvektion α_k an der horizontalen Platte in Abhängigkeit der Plattenübertemperatur ΔT und der Richtung des Wärmestroms ($T_{\text{ref}} = 20^\circ \text{C}$)

Wärmestrom gilt Gleichung (2.9), für nach unten gerichtete Wärmeströme Gleichung (2.10). Dabei beschreibt d_{hyd} den hydraulischen Durchmesser nach Gleichung (2.11). U definiert den Umfang der Fläche A .

$$\alpha_k = \left\{ \left[1.4 \left(\frac{\Delta T}{d_h} \right)^{0.25} \right]^6 + \left[1.63 (\Delta T)^{\frac{1}{3}} \right]^6 \right\}^{\frac{1}{6}} \quad (2.9)$$

$$\alpha_k = 0.6 \left(\frac{\Delta T}{d_{\text{hyd}}^2} \right)^{0.2} \quad (2.10)$$

$$d_{\text{hyd}} = 4 \cdot \frac{A}{U} \quad (2.11)$$

Den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an einer quadratischen horizontalen Platte mit einer Fläche von 1 m^2 in Abhängigkeit der Platten-Übertemperatur für einen nach oben oder unten gerichteten Wärmestrom zeigt dabei Abbildung 2.2. Zusätzlich werden wieder der radiative Wärmeübergangskoeffizient sowie der Anteil der Strahlungswärmeabgabe dargestellt.

2.2 Operative Temperatur

Nach DIN EN ISO 7726 (2002) ist die operative Temperatur definiert als die einheitliche Temperatur einer Umhüllung, in der eine Person die gleiche Wärmemenge durch Strahlung und Konvektion austauschen würde wie in der bestehenden nicht einheitlichen Umhüllung. Zur Messung kommen gemäß des aktuellen Stands der Technik (vgl. DIN EN ISO 7726, 2002) zumeist sogenannte „Globe-Thermometer“ (mattschwarze Kugeln mit einem Durchmesser von ca. 15 cm) zum Einsatz. Diese erfahren bei den in Aufenthaltsräumen typischen Randbedingungen in etwa den selben Einfluss durch die umgebende Lufttemperatur und die mittlere Strahlungstemperatur wie der Körper eines bekleideten Menschen. Es gilt Gleichung (2.12).

$$T_{\text{MP,op}} = \frac{\alpha_k}{\alpha_k + \alpha_r} T_{\text{MP,l}} + \frac{\alpha_r}{\alpha_k + \alpha_r} T_{\text{MP,r}} \quad (2.12)$$

Dabei beschreiben $T_{\text{MP,op}}$ die operative Temperatur, $T_{\text{MP,l}}$ die Lufttemperatur und $T_{\text{MP,r}}$ die mittlere Strahlungstemperatur an einem Messpunkt. Die Gewichtung erfolgt über die Wärmeübergangskoeffizienten durch Strahlung α_r und Konvektion α_k . Die mittlere Strahlungstemperatur wird nach Fanger u. a. (1985) mit Gleichung (2.13) berechnet.

$$T_{\text{MP,r}}^4 = \frac{1}{\sigma} \sum_{i=1}^m \dot{Q}_i \Phi_{\text{MP},i} \quad (2.13)$$

Dazu werden die Strahlungswärmeströme \dot{Q}_i aller Oberflächen mit Sichtkontakt zum Messpunkt über den Sichtfaktor $\Phi_{\text{MP},i}$ der Oberfläche zum Messpunkt gewichtet. Die Strahlungswärmeströme setzen sich gemäß Gleichung (2.2) aus einem Emissionswärmestrom \dot{Q}_ϵ und Reflexionswärmestrom \dot{Q}_ρ zusammen. Ein Wärmestrom durch atmosphärische Emission, sowie eine Abschwächung des Emissions- und Reflexionswärmestroms durch atmosphärische Absorption und Streuung werden vernachlässigt. Nach Minkina u. a., 2009 ist dies im langwelligen Strahlungsband (8 bis 14 μm) zulässig, wenn die maximale Messdistanz 10 m nicht überschreitet. Die maximale Distanz zwischen möglichen Messpunkten und Oberflächen stellt im Prüfraum die Raumdiagonale mit ca. 7,64 m dar.

Treten überwiegend sehr hohe Emissionsgrade auf, kann eine Modellierung aller Oberflächen als Schwarzstrahler ebenfalls zu akzeptablen Ergebnissen führen. Gleichung (2.13) kann in diesem Fall durch Gleichung (2.14) vereinfacht werden.

$$T_{\text{MP,r}}^4 = \sum_{i=1}^m T_i^4 \Phi_{\text{MP},i} \quad (2.14)$$

Der Sichtfaktor jeder Oberfläche zum Messpunkt wird nach Gleichung (2.15) berechnet. Hier beschreiben φ und r den Messwinkel und die Distanz zu einem infinitesimal kleinen Oberflächensegment dA_i .

$$\Phi_{\text{MP},i} = \frac{1}{4\pi} \int_{A_i} \frac{\cos \varphi}{r^2} dA_i \quad (2.15)$$

Systembeschreibung

Die angestrebte Verbesserung der Reaktionsschnelligkeit von Wärmeübergabesystemen wurde mithilfe von zwei voneinander unabhängigen direktelektrischen Heizsystemen erprobt. Zum einen wurden textilartige Heizgewebe an den Rauminnenoberflächen (Abschnitt 3.1) und zum anderen transparente Widerstandsheizungen im Scheibenzwischenraum der Fenster (Abschnitt 3.1) verwendet. In beiden Fällen erfolgte die Wärmeübertragung in den Raum primär durch Wärmestrahlung. Die experimentelle Erprobung der Systeme erfolgte in einem Labor-Prüfraum, wie in Abschnitt 3.3 dargestellt.

3.1 Heizgewebe

Die verwendeten Heizgewebe bestehen aus einem Polymer-Garn, das molekular so verändert wurde, dass es eine elektrische Leitfähigkeit aufweist. Diese Entwicklung erfolgte bereits im Vorfeld durch das Thüringische Institut für Kunststoff- und Textilforschung e.V. und die Dr. Langhein GmbH (Patent: Langhein, 2014). Das leitfähige Kunststoffgarn weist ein PTC-Verhalten auf. Dessen elektrischer Wirkwiderstand steigt also mit zunehmender Temperatur, wodurch sich letztlich eine teilweise eigenständige Leistungsbegrenzung der Heizflächen einstellt (Abschnitt 3.3.3). Das Garn wurde schließlich durch die Karl Jahn GmbH zu einer textilartigen Maschenstruktur gewirkt und für dieses Forschungsprojekt zur Verfügung gestellt. Das Heizgewebe kann mit Kleinspannung (≤ 60 VDC) und Temperaturen von bis zu 90°C betrieben werden. Für den Anwendungsfall der Raumbeheizung ist eine Montage unterhalb der Tapete, im Putz oder unterhalb von Fliesen oder Ähnlichem möglich. Aufgrund der vermaschten Struktur ist auch ein nachträgliches Durchbohren ohne nennenswerten Funktionsverlust möglich. Die flächenspezifische Leistung bzw. die Temperatur des Heizgewebes kann somit anhand des Garnabstandes im Gewirk sowie mithilfe des Spannungsniveaus angepasst werden. Die Abbildungen 3.1 und 3.2 zeigen den Aufbau des Heizgewebes, wobei es sich bei den schwarzen, horizontal verlaufenden Fäden um das leitfähige Polymer handelt. Die vertikal verlaufenden Fäden dienen der Strukturierung (weiß) bzw. Kontaktierung (silbern).

Neben der Beheizung regulärer Aufenthaltsräume kommt das Heizgewebe u. a. auch zur lokalen Beheizung (z. B. mobile Trennwände, Akustikelemente und Sitzkissen) sowie zur Beheizung von temporär genutzten Räumen (z. B. Caravan, Kirchen und Wohn-Container) und für sonstige technische Zwecke (z. B. Kondensat-Vermeidung und Saatbeet-Konditionierung von Nutzpflanzen) zur Verwendung.

Die Wärmeabgabe in den Raum erfolgt bei einer Ausführung als Wandheizung gemäß Abbildung 2.1 zu ca. 60 bis 80 % durch Wärmestrahlung und zu ca. 20 bis 40 % durch Kon-

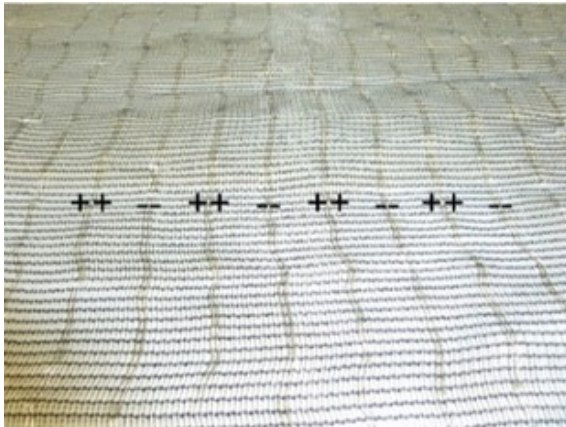


Abbildung 3.1: Polung des Heizgewebes (unkaschiert)

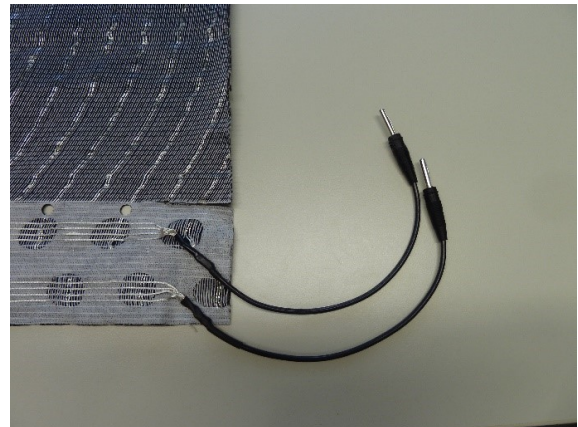


Abbildung 3.2: Rückseitige Kaschierung aus Baumwolle und Kontaktierung des Heizgewebes

vektion in Abhängigkeit der Bauteilgeometrie und -übertemperatur. Bei einer Ausführung als Deckenheizung erhöht sich der Strahlungsanteil gemäß Abbildung 2.2 zu 85 bis 90 % in Abhängigkeit der Bauteilgeometrie und -übertemperatur. Die konvektive Wärmeübertragung reduziert sich zu 10 bis 15 %.

3.2 Heizfenster

Die verwendeten Heizfenster weisen im Scheibenzwischenraum, auf der Oberfläche der raumseitigen Glasscheibe eine ca. 200 nm dicke, aufgedampfte Zinkoxid-Schicht auf, wie in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Zinkoxid-Schicht ist aufgrund ihrer geringen Dicke im Wellenlängenbereich des sichtbaren Lichts nahezu vollständig transparent. Sie wird durch das Anlegen einer Wechselspannung (230 V) nach dem Prinzip eines Ohm'schen Widerstands erwärmt.

Die Wärmeabgabe in den Raum erfolgt dabei gemäß Abbildung 2.1 zu ca. 60 bis 80 % durch Wärmestrahlung und zu ca. 20 bis 40 % durch Konvektion in Abhängigkeit der Fenstergeometrie und -übertemperatur. Der Wärmetransport nach außen wird begrenzt durch Edelgas-Füllungen der Scheibenzwischenräume (geringere Transmission) und Beschichtungen mit hohem Reflexionsanteil im infraroten Wellenlängenbereich auf den außenliegenden Glasscheiben.

Der elektrische Wirkwiderstand der Zinkoxid-Schicht und somit die maximale flächenspezifische Leistung variieren in Abhängigkeit der Fenstergeometrie (siehe Kapitel 3.3.3). Im Dauerbetrieb wird die tatsächliche Leistungsaufnahme jedoch durch die Oberflächentemperatur der raumseitigen Scheibe hinsichtlich einer noch behaglichen Strahlungsasymmetrie im Aufenthaltsraum begrenzt.

Die im Rahmen dieses Forschungsprojekts verwendeten Heizfenster wurden von der vestaxx GmbH zur Verfügung gestellt.

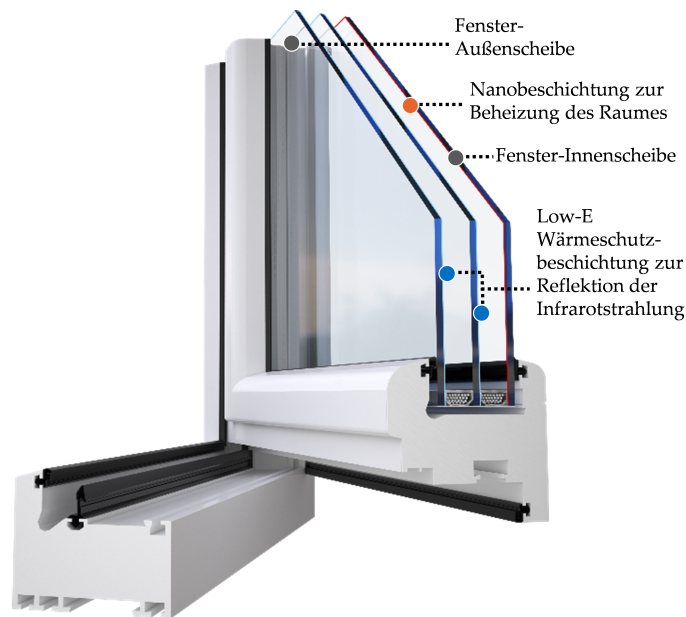


Abbildung 3.3: Heizfenster-Aufbau (vestaxx GmbH)

3.3 Experimenteller Aufbau

Zur realen Erprobung der Reaktionsschnelligkeit, Energieeffizienz und Behaglichkeit der direkt-elektrischen Strahlungsheizsysteme und des Führungsgrößenwechsels von der Lufttemperatur zur operativen Temperatur wurde der nachfolgend beschriebene Versuchsaufbau verwendet.

3.3.1 Prüfraum

Die experimentellen Betrachtungen wurden in einem ca. 22,9 m² großen Prüfraum durchgeführt, der sich in einer vollklimatisierten Versuchshalle des Hermann-Rietschel-Instituts der TU Berlin befand. Die Versuchshalle wurde für die Dauer der experimentellen Versuchsreihen auf 20 °C ± 1 K und 50 % r.F. ± 5 % r.F. konditioniert. Für die Dauer der Probandenstudie wurde eine Temperatur von 22,5 °C eingestellt. Der Prüfraum weist eine lichte Raumhöhe von ca. 3,03 m und somit ein Luftvolumen von ca. 69,2 m³ auf. An den Kopfseiten befinden sich der Raumeingang (Glas-Doppeltür) bzw. eine Außenfassade mit zwei Fenstern, wie in Abbildung 3.4 und 3.5 dargestellt.

Die Konstruktion des Prüfraumes erfolgte in Holzständer-Bauweise mit Zwischensparrendämmung. Die Raumumschließungsflächen, die unmittelbar an die Versuchshalle angrenzten, weisen einen mittleren U-Wert von ca. 0,49 W m⁻² K⁻¹ auf.

Die Außenfassade mit den beiden Fenstern grenzt an eine Klimakammer (siehe Abbildung 3.6), in der Außenklima-Situationen zwischen -20 °C und 20 °C emuliert werden konnten. Zur Vermeidung einer Beeinflussung des konvektiven Wärmeübergangs an der Außenseite der Außenfassade durch die Strömung der Luftkonditionierung in der Klimakammer befindet sich in deren Nahbereich ein Strömungsgleichrichter (Abbildung 3.7).

Die Außenfassade wurde ebenfalls in Holzständerbauweise mit einer Zwischensparrendämmung aus Mineralwolle und einer zusätzlichen, außenliegenden Styropor-Dämmschicht ausge-

3.3. Experimenteller Aufbau



Abbildung 3.4: Versuchsaufbau mit Blick zum Eingangsbereich



Abbildung 3.5: Versuchsaufbau mit Blick auf die Außenfassade



Abbildung 3.6: Luftkonditionierung mit Kältemaschine und Heizlüfter in der Klimakammer



Abbildung 3.7: Strömungs-Gleichrichter und Fensterbereich in der Klimakammer

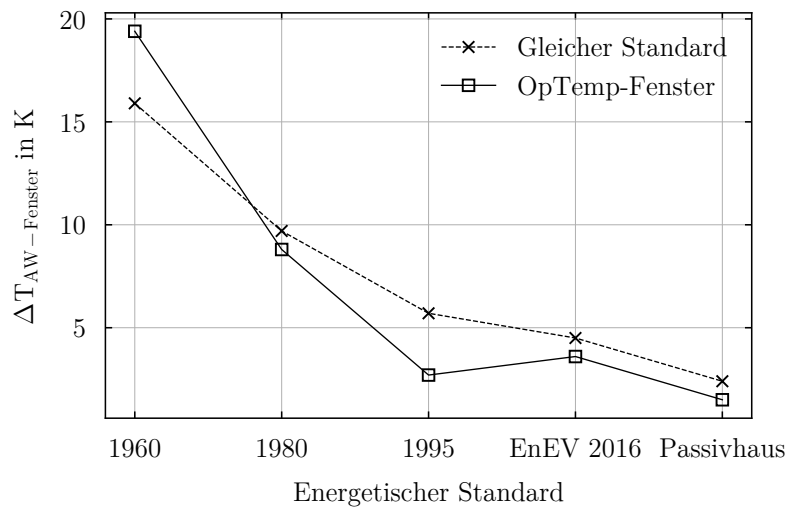


Abbildung 3.8: Entwicklung des Temperaturunterschieds zwischen opaken Außenbauteilen und Fenstern

führt. Die Dämmstärke wurde dabei so gewählt, das im opaken Bereich ein mittlerer U-Wert von ca. $0,28 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ resultierte. Die Fenster wurden in Zweischeibenverglasung ausgeführt und wiesen einen Gesamt-U-Wert von $1,3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ bei einem U-Wert der Verglasung von $1,1 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ auf. Diese Kombination (flächengemittelter U-Wert hier ca. $0,56 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) entspricht dem energetischen Standard des Referenzgebäudes der EnEV (2016). Auf eine weiter verbesserte energetische Qualität der Außenfassade (z.B. Passivhaus-Standard und Dreischeibenverglasung) wurde bewusst verzichtet, um durch eine Reduktion der Außenlufttemperatur unterhalb eines Referenzwerts von hier -10°C auch das Äquivalent für einen schlechteren energetischen Standard (Gebäudebestand) experimentell betrachten zu können. So entsprechen beispielsweise die auftretenden Transmissions-Wärmeverluste bei der minimal möglichen Außenlufttemperatur innerhalb der Klimakammer von -20°C in etwa den Transmissions-Wärmeverlusten, die sich für einen energetischen Standard aus dem Zeitraum der WärmeschutzV 1995 (flächengemittelter U-Wert hier ca. $0,72 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) bei einer Außenlufttemperatur von -10°C einstellen würden. Für noch ältere Baualtersklassen bzw. schlechtere energetische Standards läge eine signifikante Verschiebung des Temperaturunterschieds zwischen dem opaken Bereich der Außenfassade und den Fenstern vor, wie in Abbildung 3.8 dargestellt. Eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse der beschriebenen Methode einer Außentemperatur-Absenkung zur Emulation von geringeren energetischen Standards wäre somit für ältere Baualtersklassen eingeschränkt. Darüber hinaus erscheint dann der Einsatz direkt-elektrischer Heizsysteme aufgrund des hohen zu erwartenden absoluten Energiebedarfs im Betrieb im Vergleich zu den möglichen Einsparungen im Bereich der „grauen Energie“ (Herstellungsprozess) aus energetischer Sicht als nicht sinnvoll.

Die Belüftung des Prüfraums erfolgte mechanisch nach dem Mischlüftungsprinzip. Dazu kam ein Drall-Durchlass (Typ *TROX RFD-R-D-N / 125*) im zentralen Deckenbereich (vgl. Abbildung 3.9) zur Verwendung. Es wurde ein konstanter Luftwechsel von ca. $0,5 \text{ h}^{-1}$ (gemessen mittels Messblende $34,5 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$) eingestellt, wobei die Zuluft-Entnahme aus der Klimakammer erfolgte. Die Abluft aus dem Prüfraum wurde in die umgebende Versuchshalle abgeführt.

Tabelle 3.1: Bilanzieller Wärmebedarf des Prüfraums bei einer Lufttemperatur von 20 °C

Außentemperatur in °C	-20	-14	-10	0
Zulufttemperatur in °C	-7,96	-14	-1,16	4,96
Transmission in W	283	241	213	142
Lüftung in W	326	397	247	176
Beleuchtung in W	216	0	216	216
Summe in W	394	638	244	101

3.3.2 Bilanzieller Energiebedarf

Der rechnerische Wärmebedarf des Prüfraumes im stationären Fall ist für eine Lufttemperatur von 20 °C bei verschiedenen Außenlufttemperaturen in Tabelle 3.1 dargestellt.

Für den Standort Berlin (Auslegungs-Außentemperatur: -14 °C) resultiert dabei in Anlehnung an die Methodik der DIN EN 12831-1 (2017) eine „Norm-Heizlast“ von ca. 638 W bzw. rund 28 W m^{-2} . Der tatsächliche Wärmebedarf lag jedoch deutlich darunter, da zum einen interne Wärmegewinne durch die Beleuchtung (6 Leuchtstofflampen mit EVG) auftraten und zum anderen eine Erwärmung der Außenluft bis zur Einbringung in den Prüfraum stattfand. Dies ist auf einen ca. 6 m langen (gedämmten) Luftleitungsabschnitt zurückzuführen, der die Außenluft durch die Versuchshalle (20 °C) in den Prüfraum leitete. Die resultierenden Zulufttemperaturen (stationäre Messwerte) sind ebenfalls in Tabelle 3.1 dargestellt.

3.3.3 Wärmeübergabe-Systeme

Innerhalb des Prüfraumes wurden insgesamt vier verschiedene Wärmeübergabesysteme betrachtet. Neben dem Heizgewebe (vgl. Kapitel 3.1) und den Heizfenstern (vgl. Kapitel 3.2) kamen als konventionelle Vergleichssysteme auf Pumpenwarmwasser-Basis zwei Plattenheizkörper sowie eine Fußbodenheizung zur Verwendung. Beide Heizfenster weisen jeweils eine nahezu quadratische Form (beheizte Glasfläche $0,98\text{ m} \times 1,1\text{ m}$) und eine maximale elektrische Leistungsaufnahme von rund 650 W bzw. 600 W m^{-2} auf. Ferner wurde das linke Flügelement der Eingangstür (vgl. Abbildung 3.9) ebenfalls mit der beheizbaren Verglasung ($0,83\text{ m} \times 1,79\text{ m}$) ausgestattet. Die maximale elektrische Leistungsaufnahme betrug dabei ca. 350 W bzw. 235 W m^{-2} . Der Wirkwiderstand der beheizten Glasflächen zeigte dabei keine nennenswerte Temperaturabhängigkeit auf. Die aufgedampfte Zinkoxid-Schicht kann also mit guter Genauigkeit als Ohm'scher Widerstand betrachtet werden.

Die Innenwände wurden mit insgesamt 20 Heizfeldern ausgestattet. Dazu wurde das Heizgewebe auf einer ca. 4 mm dicken Styropor-Dämmschicht befestigt. Die Befestigung erfolgte dabei mittels Klettverschluss (die Heizgewebe wurden im Herstellungsverfahren auf eine dünne Baumwollschicht aufgeklebt). Um die maximal realisierbaren Reaktionsgeschwindigkeiten des Systems zu erproben, wurden die Heizgewebe ohne Kaschierung (d.h. direkt sichtbar) verbaut, wie in den Abbildungen 3.4 und 3.5 dargestellt. Der Einfluss von verschiedenen realen Einbausituationen (unterhalb der Tapete, im Putz o. Ä.) wurde im Rahmen von thermisch-energetischen Simulationen betrachtet (Kapitel 7.3). Die Kontaktierung der Heizgewebe erfolgte hier durch eine prototypische Eigenkonstruktion mittels Schnellverschluss-Klemmen, um einen variablen Wirkwiderstand realisieren zu können. Im realen Anwendungsfall erfolgt die Kontaktierung hingegen in flachem Aufbau (vgl. Abbildung 3.2).

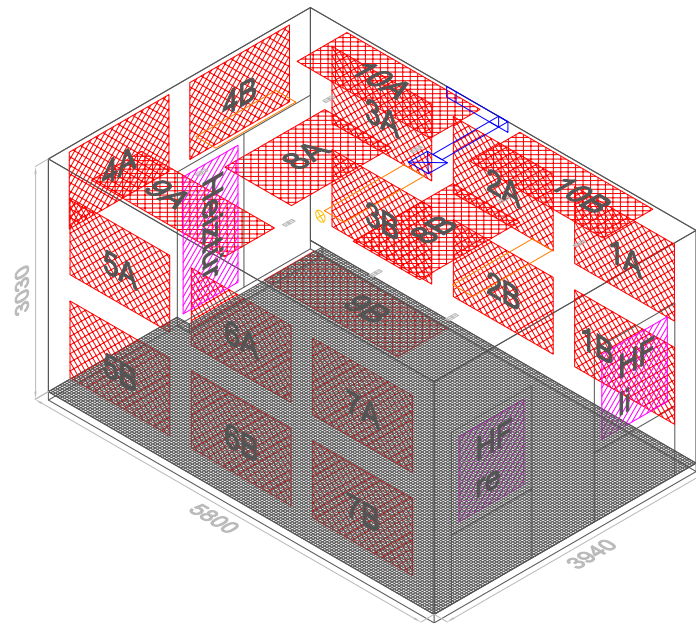


Abbildung 3.9: Prüfraum: Abmessungen und Heizflächenanordnung

Die Heizgewebe wiesen jeweils eine Größe von ca. 1,5 m² auf (16 Stück zu je rund 1 m x 1,5 m an Wänden und Decke sowie 4 Stück zu je ca. 2 m x 0,75 m an der Decke). Die Anordnung und Benennungssystematik der Heizflächen sind in Abbildung 3.9 dargestellt. Kapitel A zeigt bemaßte Ansichten der Wände sowie der Decke mit der jeweiligen Positionierung der einzelnen Heizflächen.

Während der Versuchsreihen wurden jeweils zwei Heizfelder („A“ und „B“) von einem Labornetzgerät versorgt (vgl. Kapitel 3.3.4) und konnten somit alternativ oder parallel betrieben werden. Die allseitige Anordnung der Heizflächen diente in Kombination mit einer variablen Aktivierung oder Deaktivierung einzelner Heizflächen insbesondere einer Analyse des Einflusses variabler Sichtverhältnisse zwischen Aufenthaltsort und Heizfläche auf die lokale operative Temperatur. Bei einer maximalen Stromstärke von 10 A und der maximal zulässigen Spannung im Niederspannungsbereich von 60 VDC beträgt die Maximalleistung der Heizgewebe sowohl im Einzel- als auch im Parallel-Betrieb ca. 195 W m^{-2} . In Summe betrug die Maximalleistung der im Prüfraum installierten Heizgewebe mit einer Gesamtfläche von 30 m^2 folglich rund 5850 W.

Die als konventionelles Vergleichssystem verbauten Heizkörper wiesen (bei 55/45/20 °C) eine Auslegungsleistung von jeweils ca. 556 W bzw. insgesamt etwa 1112 W auf. Die Baugröße der Heizkörper vom Typ 21 K (Cosmo Kompaktheizkörper) betrug in der Höhe jeweils 600 mm und in der Länge jeweils 800 mm. Der Anschluss erfolgte einseitig, wie in Abbildung 3.5 erkennbar.

Die Fußbodenheizung wurde in Form von zwei, jeweils ca. 85 m langen PE-HD-Rohrmäandern ausgeführt, die in gedämmten Noppenplatten befestigt wurden. Diese wurden in einer Höhe von ca. 60 mm mit konventionellem Heizestrich überdeckt (Gesamt-Estrichdicke ca. 75 mm). Der Verlege-Abstand der PE-HD-Rohre betrug ca. 120 mm. Als Fußbodenbelag kam Ripsteppich (Strukturvlies Rollware, vgl. auch Abbildung 3.5) zur Verwendung. Für eine maximal zulässige Oberflächentemperatur von 29 °C lag somit eine Auslegungsleistung der Fußbodenheizung von ca. 49 W m⁻² bzw. 1127 W vor.

3.3. Experimenteller Aufbau

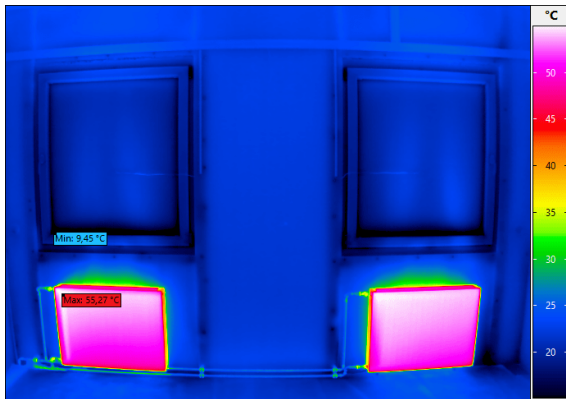


Abbildung 3.10: Thermografieaufnahme der Heizkörper

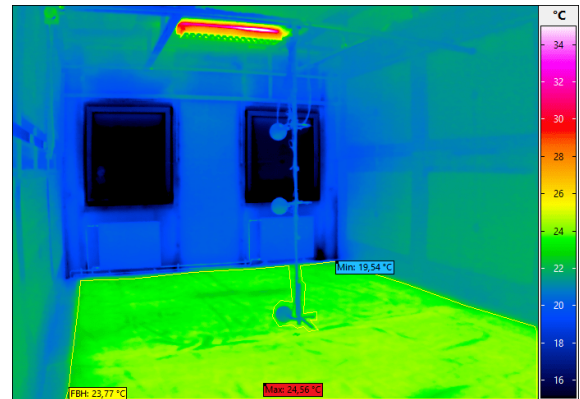


Abbildung 3.11: Thermografieaufnahme der Fußbodenheizung



Abbildung 3.12: Traversensystem an Raumdecke



Abbildung 3.13: Leit-PC mit Labornetzgeräten

Die Abbildungen 3.10 und 3.11 zeigen Thermografie-Aufnahmen des Prüfraumes im Aufheizvorgang mittels der Heizkörper (links) bzw. im stationären Zustand bei Beheizung durch die Fußbodenheizung (rechts), jeweils bei einer Außenlufttemperatur von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.3.4 Mess-, Steuer- und Regelungstechnik

Zur Bewertung des thermisch-energetischen Verhaltens des experimentellen Aufbaus wurden die Temperaturen sämtlicher Heizgewebe- und Heizfensteroberflächen (innen und außen), diverser nicht beheizter Raumbooberflächen, der Zu- und Abluft sowie diverse weitere Umgebungstemperaturen messtechnisch erfasst. Außerdem wurden die operativen Temperaturen, Lufttemperaturen und die Luftfeuchten im Prüfraum jeweils in einer Höhe von 10 cm, 110 cm und 170 cm erfasst (siehe auch „Messbaum“ in Abbildung 3.4). Diese vertikal verteilten Messstellen konnten in horizontaler Richtung mithilfe einer motorisch angetriebenen Traverse nahezu beliebig im Raum positioniert werden, wie in Abbildung 3.12 dargestellt.

Die Messwertaufnahme erfolgte mit Hilfe eines Multimeter-Datenloggers (Typ *Agilent 34970A*) mit drei Multiplexer-Modulen (Typ *Keysight 34901A*). Dabei wurden Messwerte in einem Intervall von 10 s gespeichert; Regelungseingriffe erfolgten hingegen mit einer zeitlichen

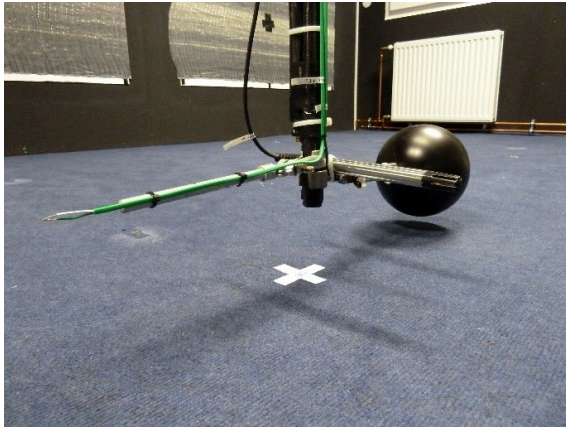


Abbildung 3.14: Behaglichkeits-Sensorik

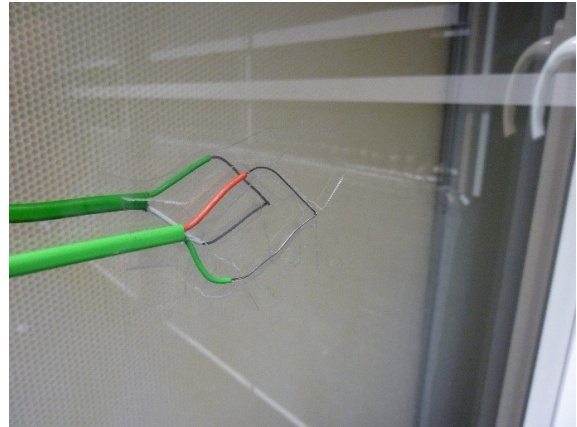


Abbildung 3.15: Oberflächen-Temperatursensorik (Thermoelement Typ K, NiCr-Ni)

Auflösung von 0,1 s. Sämtliche mess-, steuerungs- und regelungstechnischen Aufgaben wurden von einem zentralen Leit-PC aus durchgeführt (siehe Abbildung 3.13). Die softwaremäßige Realisierung erfolgte in der Entwicklungsumgebung *LabVIEW*, wodurch auch eine individuelle Konfiguration und Implementierung des entwickelten Sensors (Kapitel 6) zur Messung der operativen Temperatur sowie der zugehörigen Regelungsmethodik möglich war.

Parallel zur Entwicklung des neuartigen Sensors zur Messung der operativen Raumtemperatur wurde diese auch auf Basis der etablierten „Globe“-Methodik erfasst, bei der mattschwarze Kugeln mit einem Durchmesser von 15 cm zum Einsatz kamen, wie in Abbildung 3.14 zu sehen. Für diesen Durchmesser stellt sich mit den in Aufenthaltsräumen typischen Randbedingungen in etwa dasselbe Verhältnis von konvektivem und radiativem Wärmeübergang ein, wie am (bekleideten) menschlichen Körper (vgl. z. B. DIN EN ISO 7726, 2002). Der resultierende Messwert kann in erster Näherung als die vom Menschen empfundene (operative) Temperatur betrachtet werden (siehe auch Kapitel 5).

Als Temperatursensoren wurden weitestgehend Thermoelemente (Typ K, NiCr-Ni) verwendet, die zuvor für sechs Temperaturstufen zwischen 5 °C und 55 °C kalibriert wurden. Im Bereich der Lufttemperatursensoren wurde aufgrund der geringen Eigenoberfläche der Sensoren im Verhältnis zu den Raumumschließungsflächen und dessen geringem Absorptionsgrad (metallische Oberfläche) auf eine separate Strahlungsabschirmung verzichtet. Auf diese Weise konnte auch eine thermische Teilkopplung der Lufttemperatursensoren vom Messmedium vermieden und somit eine möglichst hohe Reaktionsschnelligkeit gewahrt werden. Oberflächen-Temperatursensoren wurden ebenfalls mit Hilfe von Thermoelementen realisiert. Dabei wurde jedoch eine großzügige Entfernung der Isolierung vorgenommen, um eine möglichst große Kontaktfläche zwischen Sensor und Messoberfläche herzustellen, wie für das Beispiel der Heizfenster in Abbildung 3.15 dargestellt. Die Eignung dieses Sensoren-Typs zur messtechnischen Erfassung eines repräsentativen Oberflächen-Temperaturwerts der verschiedenen Heizflächen wurde mit Hilfe von Thermografie-Aufnahmen für verschiedene Temperaturniveaus (Sollwerte 25 °C, 35 °C und 45 °C) überprüft. Wie in den Abbildungen 3.16 und 3.17 beispielhaft zu sehen ist, diente dies zugleich auch einer Beurteilung der Homogenität der Oberflächentemperaturen sämtlicher Heizflächen.

Die sichtbaren lokalen Unterschiede (Temperaturminimum an der Unterkante aufgrund von

3.3. Experimenteller Aufbau

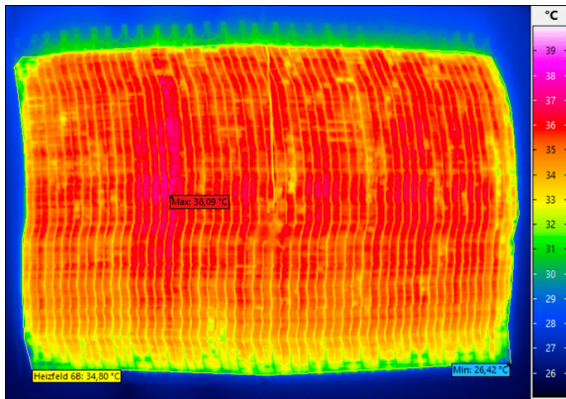


Abbildung 3.16: Thermografie-Aufnahme der Heizgewebe

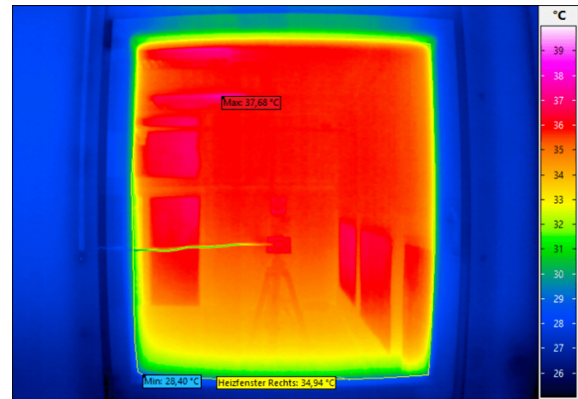


Abbildung 3.17: Thermografie-Aufnahme der Heizfenster

Anströmung mit kaltem Umgebungsfluid) entsprachen der zu erwartenden Temperaturverteilung bei freier Konvektion an der vertikalen Platte. Die Temperatursensoren auf den Heizflächen wurden dementsprechend dort positioniert, wo gemäß semiempirischer Korrelationsgleichungen (vgl. z.B. Churchill u. a., 1975) ein Temperaturwert zu erwarten ist, der der geometrischen Mitteltemperatur entspricht. Für die vertikalen Heizgewebe war dies bei einer Höhe von ca. 40 cm oberhalb der Unterkante, bei den Heizfenstern ca. 42 cm oberhalb der Unterkante und bei der Heiztür ca. 130 cm oberhalb der Unterkante der Fall. Für die Thermografieaufnahmen wurden mit Hilfe von Referenzflächen Emissionsgrade von 0,95 für die Heizgewebe bzw. von 0,90 für die Heizfenster ermittelt. Im dargestellten Betrachtungsfall lag an den Temperatursensoren der Heizflächen jeweils ein Messwert von 35 °C vor, was gut mit dem jeweiligen geometrischen Mittelwert der Thermografie (34,8 °C bzw. 34,9 °C) übereinstimmte. Im Mittel aller Heizflächen lag die Abweichung des jeweiligen Sensormesswerts zum geometrischen Temperaturmittel gemäß Thermografie bei ca. 0,1 K. Die zugehörigen Standardabweichungen betrugen für eine Oberflächentemperatur von 25 °C ca. 0,2 K, für 35 °C waren es ca. 0,8 K und für 45 °C rund 1,2 K. Die mittlere Oberflächentemperatur der direkt-elektrischen Heizflächen konnte folglich mit guter Genauigkeit jeweils anhand eines repräsentativen Temperatursensors ermittelt werden.

Zur Messung der relativen Luftfeuchte kamen kapazitive Sensoren mit einem 0 bis 10 V Spannungsausgang (Typ *HYTEMOD-ANA KFS 140*) zur Verwendung. Diese wurden in zwei Stufen (33 %rF und 76 %rF) mit Hilfe von Salzlösungen definierter Konzentration in geschlossenen Behältern kalibriert.

Die elektrische Leistungszufuhr erfolgt für die Heizfenster (240 VAC) mit Hilfe von drei elektronischen Potenziometern (Typ *Kemo M028N* und *Kemo M150*), die jeweils durch ein 3 bis 12 V Steuersignalgeber (Typ *TinkerForge Analog Out Bricklet 3.0*) angesteuert wurden. Die Leistungszufuhr der beiden Heizfenster und der Heiztür konnte somit separat voneinander stufenlos angepasst werden. Die Leistungsmessung der Heizfenster und der Heiztür erfolgte durch einen Wirkleistungs-Messumformer (Typ *IME TEMA fP TM8P03*) und drei Stromwandler (Typ *ICS Schneider TAQ2*). Dabei war jeder der drei Verbraucher (Heizfenster Links, Heizfenster Rechts, Heiztür) an einen eigenen Außenleiter angeschlossen.

Da die Kombination aus Leistungsanpassung mittels Potenziometer und dem Ohm'schen Wirkwiderstand der beheizten Glasfläche das Verhalten einer PT₂-Strecke aufwies (quadratischer Anstieg mit Wendepunkt und asymptotischer Sättigung), wurde für eine verbesserte

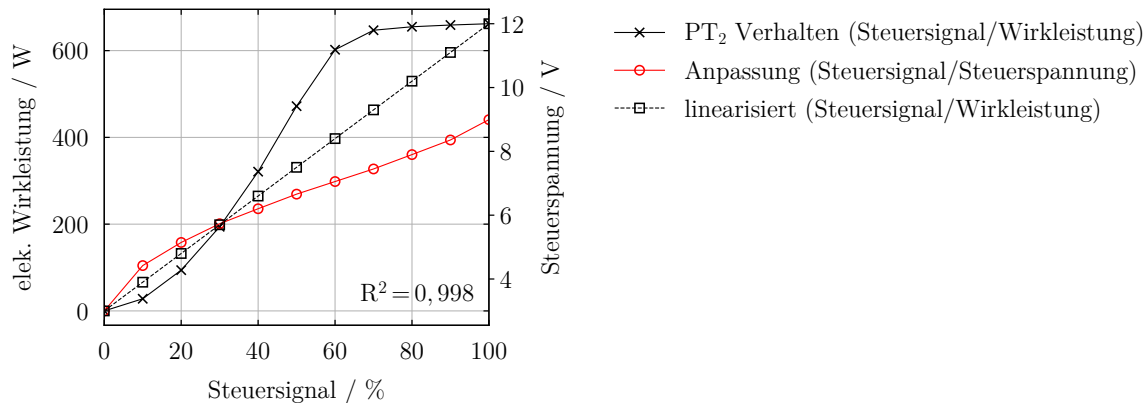


Abbildung 3.18: Linearisierung der Heizfenster-Leistungsanpassung (hier Heizfenster rechts)

Regelgüte und eine höhere Robustheit der Regelung eine Linearisierung zwischen Stellsignal und Ausgangsleistung durchgeführt, wie beispielhaft in Abbildung 3.18 dargestellt.

Die Heizgewebe wurden durch Labornetzgeräte (Typ *Manson HCS 3404*) versorgt, die gleichzeitig auch zur messtechnischen Erfassung der zugeführten Leistung dienen. Deren Ausgangsspannung konnte stufenlos zwischen 0 bis 60 VDC bei einer Stromstärke von 0 bis 10 A angepasst werden. Die Ausgangsleistung konnte somit zwischen 0 bis 600 W variiert werden, wobei jeweils zwei Heizgewebe alternativ oder parallel von einem Netzgerät versorgt wurden. Gemäß der Ohm'schen Gesetze trat hierbei (abgesehen vom ebenfalls in Kapitel 3.3.3 diskutierten PTC-Verhalten der Heizgewebe) ein quadratischer Zusammenhang zwischen Stellsignal und Wirkleistung auf, der ebenfalls linearisiert wurde.

Der Spannungsabfall zwischen den Labornetzgeräten und den Heizgewebe-Feldern sowie zwischen dem Wirkleistungs-Messumformer und den Heizfenstern wurde ebenfalls für verschiedene Betriebszustände messtechnisch erfasst und mit Hilfe von Kalibrierfunktionen berücksichtigt. Der mittlere Spannungsabfall betrug dabei für die Heizgewebe ca. 2,5 % im alternativen Betrieb bzw. rund 3,7 % im parallelen Betrieb. Für die Heizfenster stellte sich ein mittlerer Spannungsverlust von ca. 5,5 % ein. In beiden Fällen erfolgte der elektrische Anschluss durch Kupfer-Leitungen mit einem Querschnitt von 2,5 mm². Innerhalb des Prüfraumes sowie in sämtlichen sonstigen Bereichen des Prüfstandes erfolgte eine konsequente räumliche Trennung der Messleitungen von den Versorgungsleitungen (in separaten Kabelkanälen, vgl. z.B. Abbildung 3.5), um das Risiko einer Messwert-Beeinflussung möglichst gering zu halten.

Für die konventionellen Pumpenwarmwasser-Heizsysteme erfolgte die Messung der zugeführten thermischen Leistung mit Hilfe einer magnetisch-induktiven Durchflussmessung (Typ *ifm SM7100*) und zwei Pt100-Tauchhülsen-Sensoren im Vor- und Rücklauf.

Die thermische Konditionierung der Außenluft innerhalb der Klimakammer (vgl. Abbildung 3.6) erfolgte mit Hilfe eines Direktverdampfers. Der zugehörige Verdichter (Typ *Dorin UA K 250 CS*) konnte jedoch nur mit einer Zweipunkt-Regelung betrieben werden. Die minimalen Verdichterlauf- und standzeiten führten aufgrund der geringen thermischen Kapazität der Klimakammer zu entsprechend großen Schwankungen der Außenlufttemperatur. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wurde die eigentliche Temperaturregelung in der Klimakammer mit Hilfe eines elektrischen Heizlüfters vorgenommen. Die verbleibende Schwankung der Außenlufttemperatur konnte somit bei einem arithmetischen Mittelwert von -10°C auf ca. $\pm 1,7\text{ K}$

Tabelle 3.2: Messtechnische Gesamt-Unsicherheiten der relevanten Betrachtungsgrößen nach Kalibrierung im jeweiligen Messbereich

Betrachtungsgröße	Gesamtunsicherheit		
Thermoelemente	5 °C \pm 0,28 K	20 °C \pm 0,18 K	55 °C \pm 0,44 K
rel. Luftfeuchte	33 % \pm 1,2 %	76 % \pm 2,5 %	
elek. Leistung Heizgewebe	18 W \pm 0,3 W	113 W \pm 1,0 W	600 W \pm 3,4 W
elek. Leistung Heizfenster	50 W \pm 6 W	200 W \pm 9 W	1.000 W \pm 25 W
therm. Leistung konv. Systeme	\pm 10,7 %		

reduziert werden. Bei 0 °C betrug die verbleibende Temperaturschwankung ebenfalls rund \pm 1,7 K; bei –20 °C waren es ca. \pm 1,2 K.

3.3.5 Messunsicherheit und Fehlerfortpflanzung

Für die Bestimmung der Messunsicherheit wurden die Herstellerangaben der o. g. Sensoren und Messwertaufnehmer sowie der verwendeten Kalibrier-Normale herangezogen. Tabelle 3.2 zeigt eine Übersicht die resultierten Gesamtunsicherheiten der relevanten Betrachtungsgrößen.

Dabei wurde für voneinander unabhängige Größen (z. B. Sensor und Messwertaufnehmer) gemäß dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz verfahren (quadratische Addition). Bei der Kombination von Einzelmesswerten zur Bestimmung von abgeleiteten Messgrößen (z.B. thermische Leistung anhand eines Durchflusswertes und der Differenz zweier Temperaturwerte) wurden bei Addition oder Subtraktion der Messwerte die absoluten Unsicherheiten addiert und bei Multiplikation oder Division die relativen Unsicherheiten. Wie aus Tabelle 3.2 deutlich hervorgeht, lag insbesondere für die Messung der elektrischen Leistungen eine ausgeprägte Abhängigkeit der Gesamtunsicherheit vom jeweiligen Messbereich vor. Für die Bestimmung der thermischen Leistung der konventionellen Heizsysteme lag hingegen nur für die Messung der Vor- und Rücklauftemperaturen eine nennenswerte Abhängigkeit der Messunsicherheit vom Messbereich vor. Da die Unsicherheit der Durchflussmessung hier jedoch stark dominierte, war die Variation der Gesamtunsicherheit der thermischen Leistungsmessung innerhalb des im dargestellten Versuchsaufbau relevanten Messbereichs vernachlässigbar.

3.3.6 Konventionelle Wärmebereitstellung

Für die konventionellen Heizsysteme (Fußbodenheizung bzw. Heizkörper) erfolgte die Wärmebereitstellung mit Hilfe eines elektronischen Durchlauferhitzers (Typ *Stiebel Eltron DHE 18 SL*) und einer konventionellen Massenstrom-Regelung (Drosselschaltung) mittels Thermostatventil (Typ *Heimeier V-exact II*) und elektro-motorischem Stellantrieb (Typ *Sauter AXM117S F402*). Der Aufbau der Wärmebereitstellung und der zugehörigen Bauteile (Ausdehnungsgefäß und Sicherheitsarmaturen) erfolgte unmittelbar neben dem Prüfraum.

Dabei lag eine Rohrleitungslänge (einfacher Weg) von ca. 10 m zwischen Durchlauferhitzer und den Heizkörpern bzw. von ca. 5 m zwischen Durchlauferhitzer und der Fußbodenheizung vor, wobei die Vor- und Rücklauftemperaturen erst unmittelbar vor dem Eintritt in den Prüfraum gemessen wurden. Der Transport des Heizungswarmwassers erfolgte mit Hilfe einer konventionellen Umwälzpumpe (Typ *Wilo Stratos 25/1-10*) innerhalb eines geschlossenen Kreislaufts, der ausschließlich der Versorgung des Prüfraums diente.

Simulationsmodell

Neben der experimentellen Betrachtung wurde ebenfalls ein dynamisches, thermisch-energetisches Simulationsmodell des Prüfstands entwickelt. Mithilfe des Modells sollen das stationäre und dynamische Betriebsverhalten der betrachteten Systeme additional zu den experimentellen Versuchsreihen analysiert werden. Zusätzlich bildet das Simulationsmodell die Grundlage zur Entwicklung einer geeigneten Regelungsmethodik (vgl. Kapitel 8) für die verwendeten direkt-elektrischen Systeme sowie die energetische Bewertung der Systeme innerhalb der gesamten Heizperiode (vgl. Kapitel 9). Abschnitt 4.1 zeigt die Modellierung der betrachteten Wärmeübergabesysteme. Abschnitt 4.2 beschreibt die Modell-Struktur des betrachteten Raumes und zeigt die Modellierung der Sensorik zur Bestimmung der operativen Temperatur.

Alle dynamischen Simulationen wurden in der Modellierungssprache *Modelica* umgesetzt. Stationäre Berechnungen des Strahlungsaustauschs erfolgten in der Programmiersprache *Python*.

4.1 Wärmeübergabesysteme

Das Betriebsverhalten der elektrischen Direktheizungssysteme sowie der konventionellen Vergleichssysteme wird gemäß Kapitel 3 modelliert. Die folgenden Abschnitte zeigen den Modelllaufbau der einzelnen Systeme.

4.1.1 Heizgewebe

Der schematische Modellaufbau des Heizgewebes kann Abbildung 4.1 entnommen werden. Die Kapazität C_h des Heizgewebes wird durch die Wärmeleitwiderstände R_a und R_i mit der anliegenden Wand und dem Innenraum verbunden. R_i geht im Fall des experimentellen Versuchsaufbaus in Abschnitt 3.3 gegen 0. Der Widerstand wird signifikant, wenn eine aufliegende raumseitige Putzschicht betrachtet werden soll. Der wandseitige Leit-Widerstand R_a wird insbesondere durch die Ausführung der Styropor-Schicht zwischen Wand und Heizgewebe beeinflusst und wurde für jedes Heizgewebe experimentell ermittelt (vgl. Abbildung 4.3).

Das Heizgewebe weist einen positiven Temperaturkoeffizienten (PTC) auf. Durch das Zuführen von elektrischer Energie steigen die Temperatur des Gewebes und der elektrische Widerstand. Die Modellierung des PTC-Widerstands erfolgt nach Gleichung (4.1).

$$\frac{dR}{dT} = \alpha R \Leftrightarrow \int_{R_0=R(T_0)}^{R(T)} \frac{dR}{R} = \int_{T_0}^T \alpha \cdot dT \Leftrightarrow R(T) = R_0 \cdot e^{\alpha(T-T_0)} \quad (4.1)$$

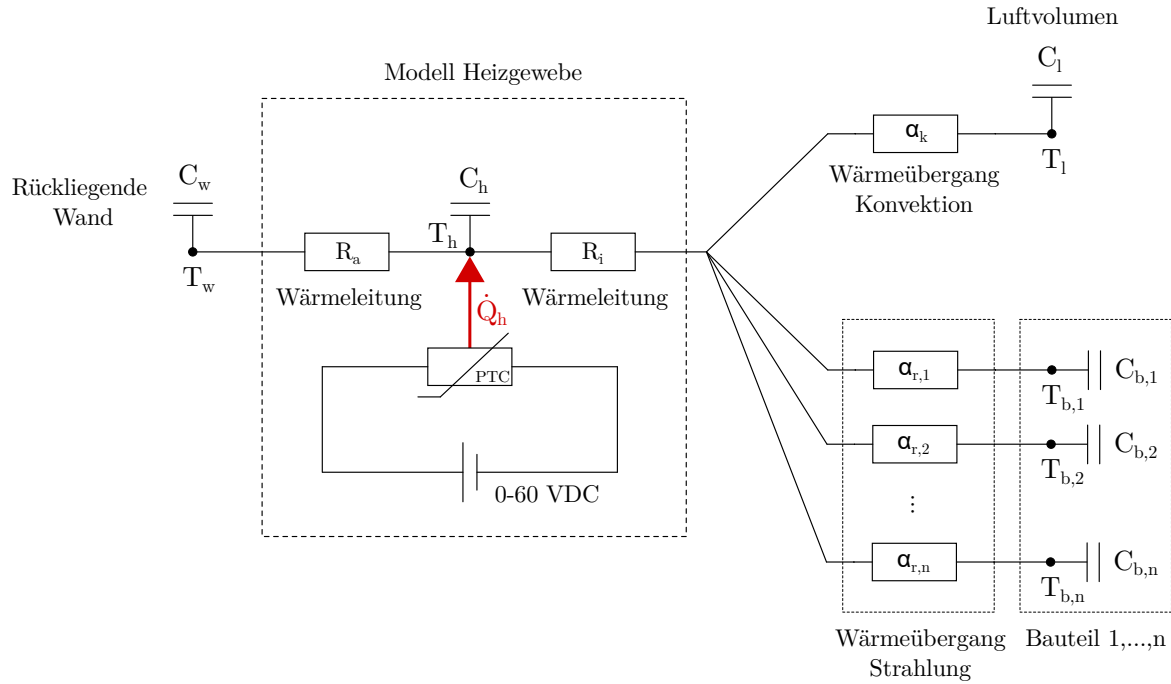


Abbildung 4.1: Schaltbild des Heizgewebe-Modells

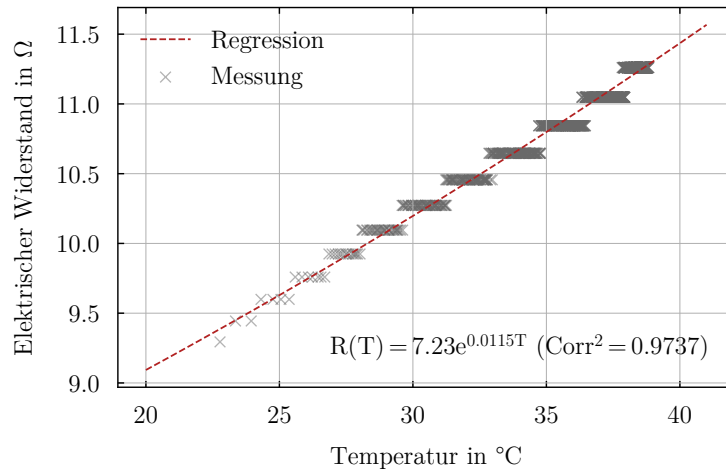


Abbildung 4.2: Temperaturabhängigen, elektrischen Widerstand von Heizgewebe 6B

Dabei beschreiben $R(T)$ den temperaturabhängigen, elektrischen Widerstand und R_0 den Nennwiderstand bei Nenntemperatur T_0 . α beschreibt den Temperaturkoeffizienten 1. Ordnung (Materialkonstante). Für alle Heizgewebe wurde ein Aufheizvorgang durchgeführt, um eine Funktion für $R(T)$ durch exponentielle Regression zu ermitteln. Die Nenntemperatur T_0 wurde zu 0°C gewählt. Das Ergebnis der Regression sowie die gemessenen Temperatur-abhängigen, elektrischen Widerstände können exemplarisch für Heizgewebe 6B Abbildung 4.2 entnommen werden. Für jedes Heizgewebe konnte eine Regressionsfunktion mit einer Regressionsgüte $\geq 0,95$ ermittelt werden.

4.1. Wärmeübergabesysteme

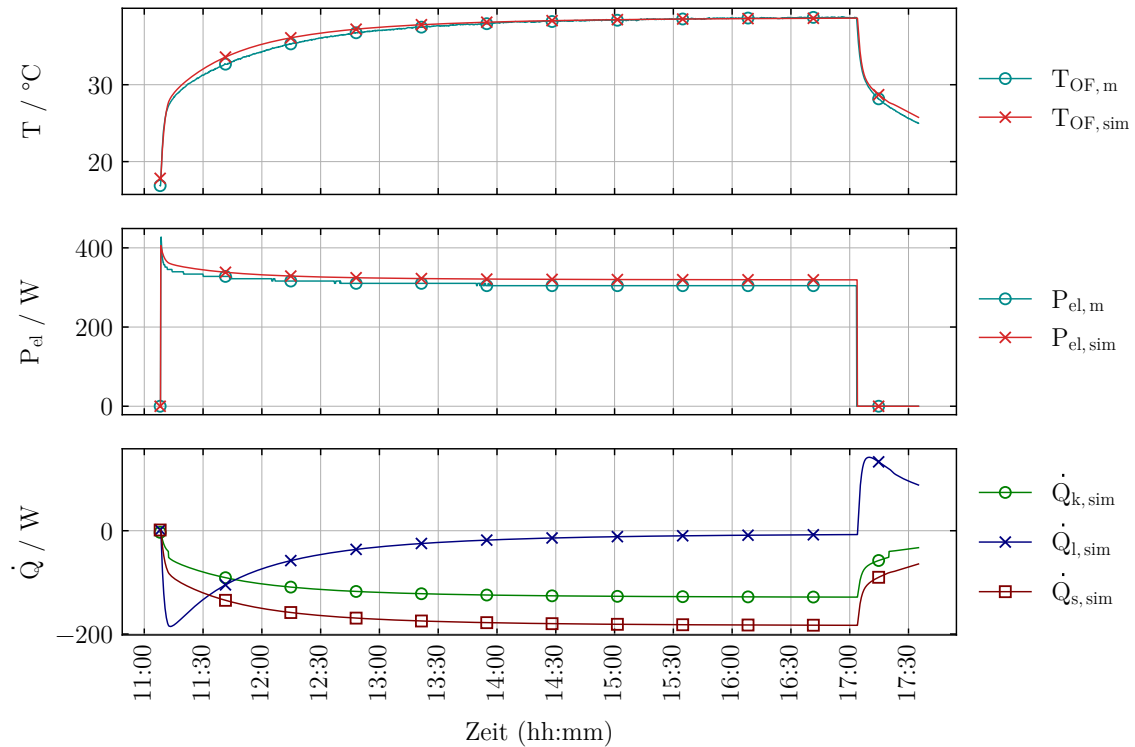


Abbildung 4.3: Aufheizvorgang von Heizgewebe 6B bei $T_r = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_l = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $T_i = 22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Hallentemperatur)

Der konvektive Wärmeübergang zum Innenraum wird durch empirische Näherungsgleichungen nach Churchill u. a. (1975) und Alamdari u. a. (1983) gemäß Abschnitt 2.1 modelliert. Der radiative Wärmeübergang wird durch Implementierung des Sichtfaktor-basierten, Surface-to-Surface-Radiation-Modells realisiert (siehe Abschnitt 4.2.1). Das dynamische Betriebsverhalten konnte durch Sprungversuche der einzelnen Heizgewebe validiert werden. Abbildung 4.3 zeigt diesen Sprungversuch für Heizgewebe 6B.

Zu beobachten ist ein schneller Temperaturanstieg von $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ innerhalb von 10 min. Anschließend ist ein Knick im Temperaturverlauf festzustellen. Der weitere Temperaturanstieg findet mit reduzierter Geschwindigkeit statt bis eine maximale Oberflächentemperatur von $38,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreicht wird. Der Knick in der Temperaturkurve kann durch die thermischen Kapazitäten des Heizgewebes und der rückliegenden Wand erläutert werden. Bis zur Erreichung des Knickpunktes wird die Geschwindigkeit des Aufheizvorgangs durch die niedrigere Kapazität des Heizgewebes dominiert. Ab Erreichung einer kritischen Temperaturdifferenz zum Raum und zur rückliegenden Wand wird die Geschwindigkeit des Aufheizvorgangs maßgeblich durch die thermische Kapazität der rückliegenden Wand, des Luftvolumens sowie der übrigen Baukonstruktion beeinflusst. Ein gegenläufiger Effekt lässt sich im Abkühlvorgang feststellen. Infolgedessen ist ein größerer Einfluss der Bauschwere auf das Aufheizverhalten der Heizgewebe zu erwarten, wenn keine Dämmung zwischen Heizgewebe und Wand angebracht wird. Der Einfluss der Bauschwere auf das Aufheizverhalten der Heizgewebe wird gesondert in Kapitel 7.3 untersucht.

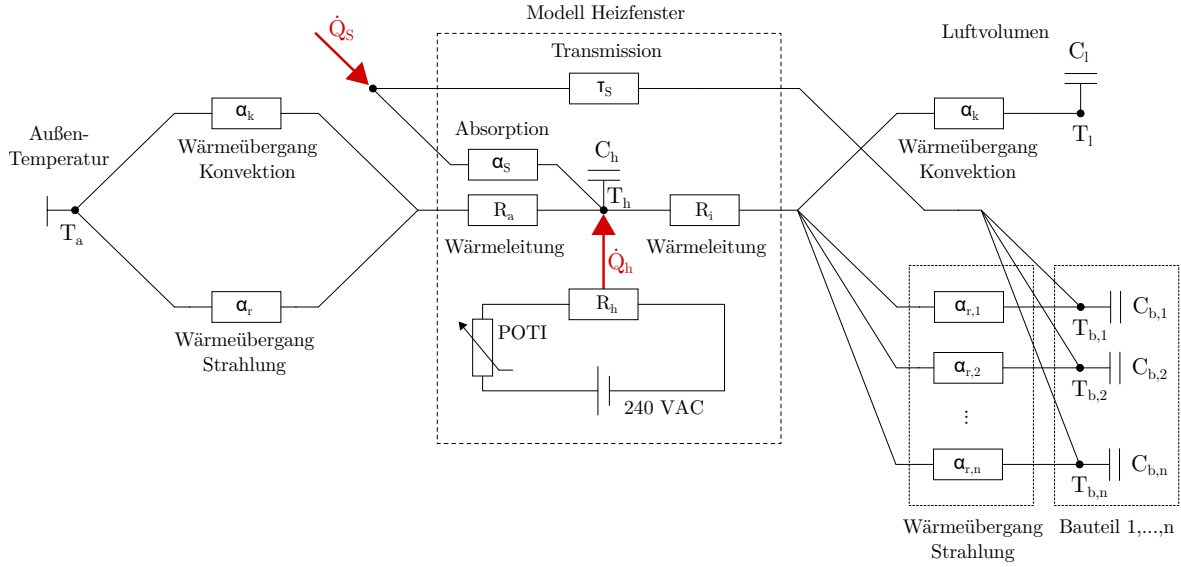


Abbildung 4.4: Schaltbild des Heizfenster-Modells

Die Leistungsaufnahme zeigt eine Spitze zu Beginn des Aufheizvorgangs. Aufgrund der exponentiellen Funktion des elektrischen Widerstands zeigt die Kurve der zugeführten Leistung den charakteristischen Verlauf gemäß Gleichung (4.1). Die stärkere Krümmung der gemessenen gegenüber der simulierten, zugeführten Leistung zu Beginn lässt auf einen zu geringen Temperaturkoeffizienten 1. Ordnung α durch die Regression schließen. Aufgrund großer Unterschiede in den Funktionen des temperaturabhängigen, elektrischen Widerstands innerhalb der verwendeten Heizgewebe ist der Fehler jedoch vernachlässigbar.

4.1.2 Heizfenster

Der schematische Modellaufbau des Heizfensters kann Abbildung 4.4 entnommen werden. Die Widerstände R_a und R_i wurden bei verschiedenen Außentemperaturen experimentell bestimmt. Die wirksame Speicherkapazität C_h stellt die innenliegende Glasscheibe dar, auf der die Heizschicht aufgesputtert ist. Die Speicherkapazität kann mit ca. $5,8 \text{ kJ K}^{-1}$ quantifiziert werden.

Trifft solare Strahlung auf das Heizfenster, wird diese wie bei einem gewöhnlichen Fenster reflektiert, absorbiert oder transmittiert. Der transmittierte Anteil der solaren Strahlung wird dabei diffus, gemäß des Surface-to-Surface-Radiation-Modells, Sichtfaktor-basiert auf die innenliegenden Raumboberflächen verteilt.

Der konvektive Wärmeübergang zum Innenraum wird analog zum Heizgewebe durch empirische Näherungsgleichungen nach Churchill u. a. (1975) gemäß Abschnitt 2.1 modelliert. Der konvektive Wärmeübergang in den Außenbereich wird in Abhängigkeit der Randbedingungen modelliert. Liegt freie Konvektion vor (Prüfstand-Bedingungen) wird der konvektive Wärmeübergang auch hier nach Churchill u. a. (1975) modelliert. Liegt erzwungene Konvektion vor (Realbedingungen) wird der konvektive Wärmeübergang gemäß DIN EN ISO 6946 (2018) nach Gleichung (4.2) modelliert. ν beschreibt dabei die Windgeschwindigkeit in m s^{-1} . Der radiative

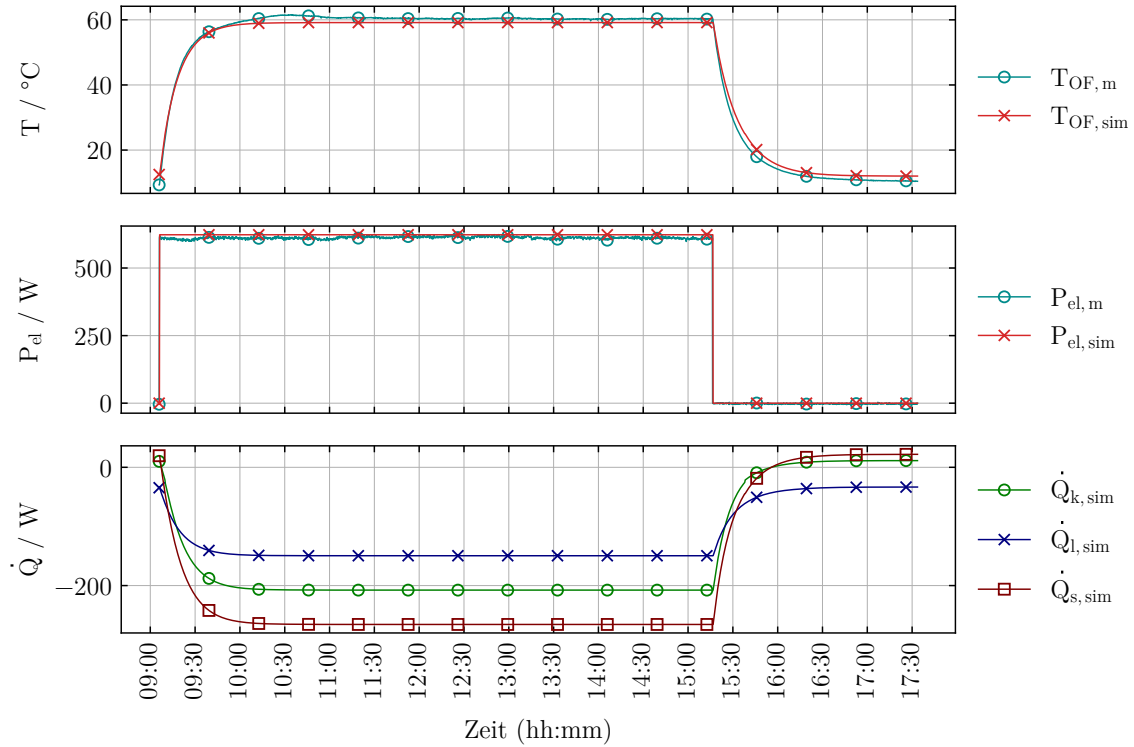


Abbildung 4.5: Aufheizvorgang des rechten Heizfensters bei $T_r = 16,5^{\circ}\text{C}$, $T_l = 16,5^{\circ}\text{C}$ und $T_a = -18,5^{\circ}\text{C}$ (Klimakammer)

Wärmeübergang nach innen wird ebenfalls durch Implementierung des Sichtfaktor-basierten, Surface-to-Surface-Radiation-Modells realisiert (siehe Abschnitt 4.2.1).

$$\alpha_k = 4 + 4\nu \quad (4.2)$$

Abbildung 4.5 zeigt den Aufheizvorgang des Heizfensters. Die Simulation bildet den Temperaturverlauf und die zugeführte Leistung sehr gut ab. Aufgrund der höheren Leistung und der kleineren Fläche zeigt das Heizfenster eine höhere maximale Oberflächentemperatur (hier ca. 60°C) als das Heizgewebe. Ebenfalls unterscheiden sich die Anheizphasen von Heizfenster und Heizgeweben im Temperaturanstieg. Die Heizgewebe zeigen ein schnelleres Aufheizverhalten, da durch die thermische (Teil-)Entkopplung von der rückliegenden Wand und höhere angrenzende Temperaturen geringere Leitungsverluste vorliegen als bei den Heizfenstern. Zusätzlich weisen die Heizgewebe eine geringere Eigenkapazität auf. Der Unterschied zeigt sich besonders deutlich in der Darstellung der Wärmeleitungsverluste. Analoges kann im Abkühlvorgang beobachtet werden (vgl. auch Kapitel 7.1).

4.1.3 Sonstige Wärmeübergabesysteme

Die Modelle der konventionellen Wärmeübergabesysteme (Heizkörper und Fußbodenheizung) wurden den bestehenden Modelica-Modellbibliotheken *ModelicaBuildings* (Wetter u. a., 2013) und *AixLib* (Mueller u. a., 2016) entnommen. Dabei wurde der Heizkörper nach DIN EN 442-2

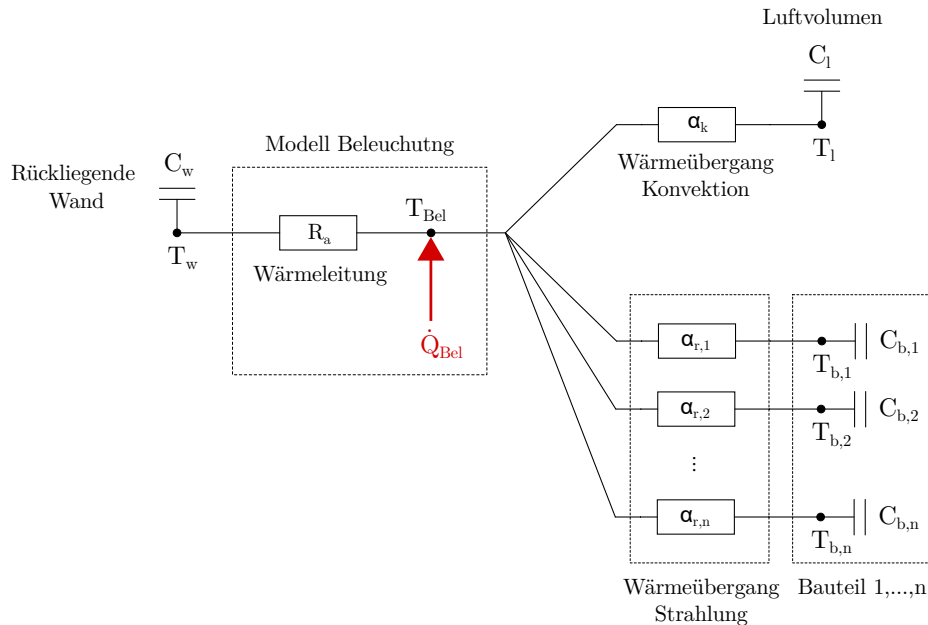


Abbildung 4.6: Modell der Beleuchtung

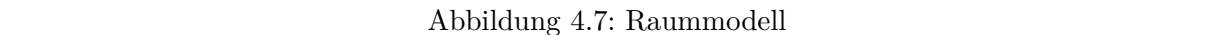
(2015) modelliert. Beide Modelle wurden um einen Sichtfaktor-basierten Strahlungsaustausch gemäß Abschnitt 4.2.1 ergänzt.

Die Beleuchtung entspricht physikalisch ebenfalls einer elektrischen Direktheizung. Im Rahmen der Versuchsreihen in Kapitel 5 konnte ein signifikanter Einfluss der Beleuchtung auf das Messergebnis der operativen Temperatur in Abhängigkeit der Messdistanz festgestellt werden. Somit liegt auch hier eine Sichtfaktor-basierte Modellierung nahe. Der Modellaufbau kann Abbildung 4.6 entnommen werden.

Die Beleuchtung wurde kapazitätsfrei modelliert. Es bestehen ein Wärmeleitwiderstand zur rückliegenden Wand, sowie Wärmeübergangswiderstände durch Konvektion zur Raumluft und Strahlung zu den übrigen Bauteilen im Sichtfeld.

4.2 Raummodell

Alle Simulationsstudien werden in einem Raummodell (Abbildung 4.7) durchgeführt, welches mit verschiedenen Randbedingungen belastet werden kann. Hierzu gehören Außentemperaturen $T_{a,1}, \dots, T_{a,n}$, solare Strahlungsgewinne sowie Wärmeübergangskoeffizienten, die sowohl freie Konvektion als auch erzwungene Konvektion abbilden können. Das Raummodell enthält separate Modelle für alle Bauteile $C_{b,1}, \dots, C_{b,n}$. Die Bauteile repräsentieren Wandaufbauten, Fenster oder Wandaufbauten mit integrierten Wärmeübergabesystemen oder integrierter Beleuchtung. Zusätzlich enthalten sind ein Modell für das Luftvolumen C_l sowie Modelle für den radiativen und konvektiven Wärmeübergang α_r und α_k innerhalb des Raumes. Interne Wärmelasten durch Personen oder eingeschaltete Geräte werden durch einen konvektiven und radiativen Wärmestrom (ausgehend vom Mittelpunkt des Raumes) berücksichtigt. Dabei werden die Wärmequellen masselos modelliert und deren thermische Kapazität vernachlässigt. Die



In allen Wand-, Fußboden-, Decken-, Fenster- und Turaufbauten wird der konvektive Wärmeübergang durch empirische Korrelationsgleichungen in Abhängigkeit der Geometrie nach Churchill u. a. (1975) (vertikale Platte) und Alamdari u. a. (1983) (horizontale Platte) modelliert. Der radiative Wärmeaustausch wird gemäß Abschnitt 4.2.1 berechnet.

Der Strahlungsaustausch wird mittels des Surface-to-Surface-Radiation-Modells (vgl. Modest, 2013) berechnet. Die Raumluft wird für den Strahlungsaustausch folgend nicht berücksichtigt. Es wird ein Transmissionsgrad von 1 angenommen. Gemäß Minkina u. a. (2009) ist diese Annahme zulässig, wenn die Distanz zweier sich im Strahlungsaustausch befindenden Oberflächen 10 m nicht überschreitet. Die von jeder Oberfläche $k \in [1, \dots, N]$ ausgehende Wärmestromdichte kann folglich durch Gleichung (4.3) ausgedrückt werden.

Unter Berücksichtigung der Reziprozitätsbeziehung in Gleichung (4.4) kann der auf die Oberfläche k einfallende Wärmestrom durch Gleichung (4.5) ausgedrückt werden.

26

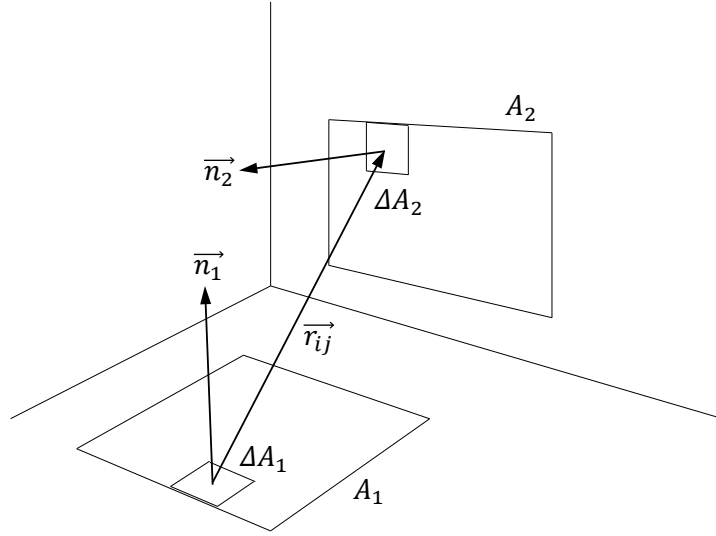


Abbildung 4.8: Berechnung des Sichtfaktors von A_1 zu A_2 . \vec{n}_1 und \vec{n}_2 : normierte Normalvektoren von A_1 und A_2 , \vec{r}_{ij} : Richtungsvektor vom Flächenschwerpunkt von ΔA_1 zum Flächenschwerpunkt von ΔA_2

$$\dot{q}_{\text{ein},k} = \sum_{j=1}^N \Phi_{k \rightarrow j} \dot{q}_{\text{aus},j} \quad (4.5)$$

Die Strahlungsbilanz an jeder Oberfläche k kann folgend durch Gleichung (4.6) bestimmt werden.

$$\dot{q}_k = \dot{q}_{\text{aus},k} - \dot{q}_{\text{ein},k} = \dot{q}_{\text{aus},k} - \sum_{j=1}^N \Phi_{k \rightarrow j} \dot{q}_{\text{aus},j} = \frac{\epsilon_k}{1 - \epsilon_k} (\sigma T_k^4 - \dot{q}_{\text{aus},k}) \quad (4.6)$$

Das Gleichungssystem zur Berechnung der Wärmestrahlung im Prüfstand wurde in der Programmiersprache *Python* umgesetzt. Dazu wird initial für jede Oberfläche-Oberfläche-Kombination ein Sichtfaktor berechnet. Gleichung (2.3) wird dazu numerisch gelöst und durch Gleichung (4.7) approximiert.

$$\Phi_{1 \rightarrow 2} \approx \frac{-1}{\pi A_1} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m \frac{(\vec{r}_{ij} \cdot \vec{n}_1)(\vec{r}_{ji} \cdot \vec{n}_2)}{\|\vec{r}_{ij}\|^4} \Delta A_2 \Delta A_1 \quad (4.7)$$

Das Integral wird mit einer Riemann-Approximation angenähert. Für große m strebt die approximative Lösung gegen die Lösung des Integrals. Die Kosinus werden algebraisch berechnet (siehe Abbildung 4.8). Dabei beschreibt \vec{r} einen Richtungsvektor und \vec{n} einen normierten Normalvektor.

Alle Sichtfaktoren werden in einer Matrix abgespeichert, um den Berechnungsaufwand für geometrisch identische Szenarien zu reduzieren. Die Genauigkeit der approximativen Berechnung

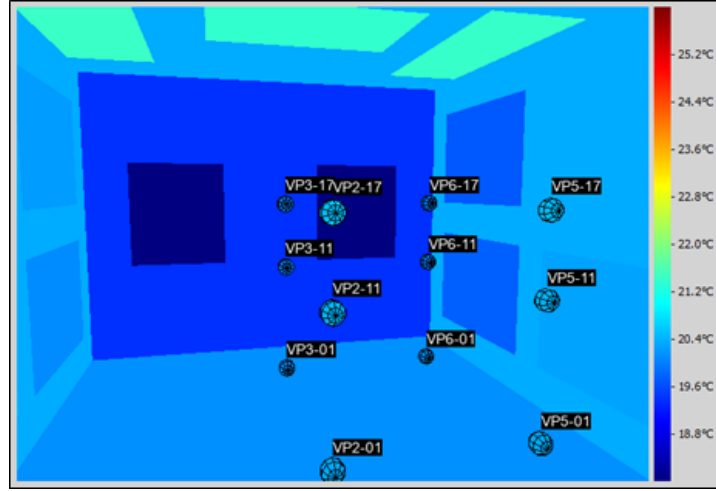


Abbildung 4.9: Visualisierung der Messpunkt- und Oberflächentemperaturen in *OpenGL*

wird durch die Maschenweite m gesteuert. Der Approximationsfehler aller Oberfläche-Oberfläche-Kombinationen beträgt im Mittel $0,27 (\pm 0,3) \%$ und im Maximum $0,79 \%$. Die Stichprobe umfasst 262 Berechnungen aus allen Versuchsszenarien.

Alle Oberflächen wurden als Lambert-Strahler modelliert. Untersuchungen in allen Wärmeübergabe-Szenarien zeigten dabei keinen signifikanten Einfluss der Reflexionswärmeströme auf die mittlere Strahlungstemperatur. Dieses Ergebnis kann auf das Vorliegen von überwiegend hohen Emissionsgraden (größer als 0,95) zurückgeführt werden. Die Fenster weisen im relevanten Wellenlängenbereich bei einem Flächenanteil an der Gesamtoberfläche von ca. 5,5 % den kleinsten, vorliegenden Emissionsgrad von 0,9 auf. In den dynamischen Betrachtungen der folgenden Kapitel wurden alle Oberflächen folgend schwarz strahlend modelliert, um den Berechnungsaufwand zu reduzieren.

4.2.2 Temperatur-Sensorik

Die Berechnung der operativen Temperatur erfolgt in einem Modelica-Modell. Darin werden gemäß Gleichung (2.12) Raumluft- und Strahlungstemperatur separat bestimmt und anschließend gewichtet. Eine genaue Berechnung der Lufttemperatur an jedem Punkt im Raum erfordert hier eine dynamische Strömungssimulation, die sich aufgrund der notwendigen, hohen zeitlichen Auflösung für große Simulationszeiträume (z. B. ein Jahr) ungeeignet zeigt. Die Berechnung der Lufttemperatur erfolgte somit in einer Energiebilanz für das gesamte Raumluftvolumen. Für den gesamten Innenraum wird eine homogene Lufttemperatur bestimmt.

Aufgrund des hohen Anteils an Strahlungswärme, der durch die direktelektrischen Heizsysteme bereitgestellt wird, ist eine lokale Auflösung der mittleren Strahlungstemperatur erforderlich. Die Berechnung erfolgt dabei für jeden gewählten Messpunkt nach Gleichung (2.14). Analog zu Abschnitt 4.2.1 muss auch hier ein Integral numerisch gelöst werden, um den Sichtfaktor eines Messpunkts zu einer Oberfläche zu bestimmen. Gleichung (2.15) wird somit ebenfalls durch eine Riemann-Approximation mit Gleichung (4.8) angenähert.

$$\Phi_{\text{MP},i} \approx \frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^m \frac{(\vec{r}_i \cdot \vec{n})}{\|\vec{r}_i\|^3} \Delta A_i \quad (4.8)$$

Alle Sichtfaktoren werden auch hier initial berechnet, um den Berechnungsaufwand für dynamische Simulationen zu reduzieren. Bei einer Maschenweite von 5 cm beträgt der Approximationsfehler für die Berechnung aller Oberfläche-Messpunkt-Kombinationen im Mittel 0,003 (\pm 0,001) %. Der maximale Fehler kann mit 0,006 % beziffert werden. Der Auswertung liegen 252 Berechnungen über alle Versuchsszenarien vor. Alle Messpunkte werden als masselose Punkte modelliert, die nicht am Strahlungsaustausch teilnehmen.

Für eine optische Prüfung des Simulationsergebnisses wurde eine grafische Umgebung in *OpenGL* entwickelt in der der stationäre und dynamische Simulationsergebnisse dargestellt werden können. Einen Ausschnitt zeigt Abbildung 4.9.

Stationäres Betriebsverhalten

Mit Hilfe des in Kapitel 3.3 beschriebenen experimentellen Aufbaus wurden zunächst die im stationären Fall erforderlichen Heizleistungen und Temperaturkenngrößen der verschiedenen Wärmeübergabesysteme (vgl. Kapitel 3.3.3) für unterschiedliche geometrische Anordnungen bzw. Sichtverhältnisse ermittelt. Die Ergebnisse dieser Versuchsreihen sind in Abschnitt 5.1 dargestellt. In Abschnitt 5.2 wurden mithilfe des dreidimensionalen Modells aus Kapitel 4, dass die Bestimmung der Luft-, Strahlungs- und operativen Temperatur an jedem Punkt des Raumes für beliebige Randbedingungen erlaubt, weiterführende Analysen im stationären Betrieb durchgeführt. Abschnitt 5.3 beleuchtet die Wirkungsgrade direktelektrischer Flächenheizsysteme im stationären Zustand. In Abschnitt 5.4 wird abschließend eine Methodik zur vereinfachten (analytischen) Berechnung der lokalen operativen Temperatur vorgestellt.

5.1 Experimentelle Betrachtung

Zur Ermittlung des stationären Betriebsverhaltens der verschiedenen Wärmeübergabesysteme innerhalb des Prüfraumes wurden zunächst verschiedene Referenz-Szenarien definiert. Die Referenz-Szenarien bilden eine möglichst große Variabilität hinsichtlich der denkbaren geometrischen Sichtverhältnisse zwischen Aufenthaltsort und Heizfläche(n), der verfügbaren Leistung sowie der Bauteilorientierung ab. Die betrachteten Variationen der verwendeten Wärmeübergabesysteme sind in Tabelle 5.1 dargestellt.

Das Kürzel „HK“ beschreibt den ausschließlichen Betrieb von Heizkörpern, „HF“ den ausschließlichen Betrieb von Heizfenstern, „HG“ den ausschließlichen Betrieb von Heizgeweben. Sind weiterhin ausschließlich Deckenheizflächen aktiv wird HG durch die Bezeichnung „HGD“ ersetzt, sind ausschließlich Wandheizflächen aktiv wird HG durch die Bezeichnung „HGW“ ersetzt. Die Zahl gibt die Anzahl aktiver Heizflächen an. Da zwei Wandheizgewebe-Szenarien mit jeweils 4 aktiven Heizflächen betrachtet werden wird hier noch einmal zwischen einem symmetrischen „s“ und einem asymmetrischen „a“ Szenario entlang der Raumachse unterschieden.

Für die 12 dargestellten Szenarien wurden ferner sechs verschiedene Versuchspositionen (VP) im Prüfraum betrachtet, wie in Abbildung 5.1 dargestellt. Den kumulierten Sichtfaktor jedes Messpunktes zur Heizfläche in Abhängigkeit des Szenarios (vgl. Tabelle 5.1) zeigt Tabelle 5.2. VP1 repräsentierte einen Aufenthaltsort im Eingangsbereich, VP2 befand sich in Raummitte, VP3 lag mittig zwischen bzw. vor den beiden Heizfenstern, VP4 in einer innenliegenden Raumecke, VP5 nahe einer Innenwand und VP6 befand sich unmittelbar vor dem rechten Heizfenster. Die Messungen erfolgten in drei Raumhöhen (10 cm, 110 cm und 170 cm, vgl. Kapitel 3.3.4), sodass insgesamt 216 geometrische Konfigurationen erfasst wurden. Als Führungsgröße

5.1. Experimentelle Betrachtung

Tabelle 5.1: Szenarien der Wärmübergabesysteme (vgl. Bezeichnungen Anhang A)

Nr.	Szenario	Aktive Heizflächen	Beheizte Fläche in %
1	HK2	Heizkörper 1, Heizkörper 2	0,9
2	FBH	Fußbodenheizung	19
3	HF1	HF rechts	1
4	HF2	HF rechts, HF links	2,1
5	HF3	HF rechts, HF links, Heiztür	3,5
6	HG20	1A, 1B, 2A, 2B, 3A, 3B, 4A, 4B, 5A, 5B, 6A, 6B, 7A, 7B, 8A, 8B, 9A, 9B, 10A, 10B	28,6
7	HGD2	8A, 8B	2,9
8	HGD6	8A, 8B, 9A, 9B, 10A, 10B	8,6
9	HGW2	4A, 4B	2,9
10	HGW6	1B, 2B, 3B, 5B, 6B, 7B	8,6
11	HGW4a	1A, 1B, 5A, 5B	5,7
12	HGW4s	2A, 2B, 6A, 6B	5,7

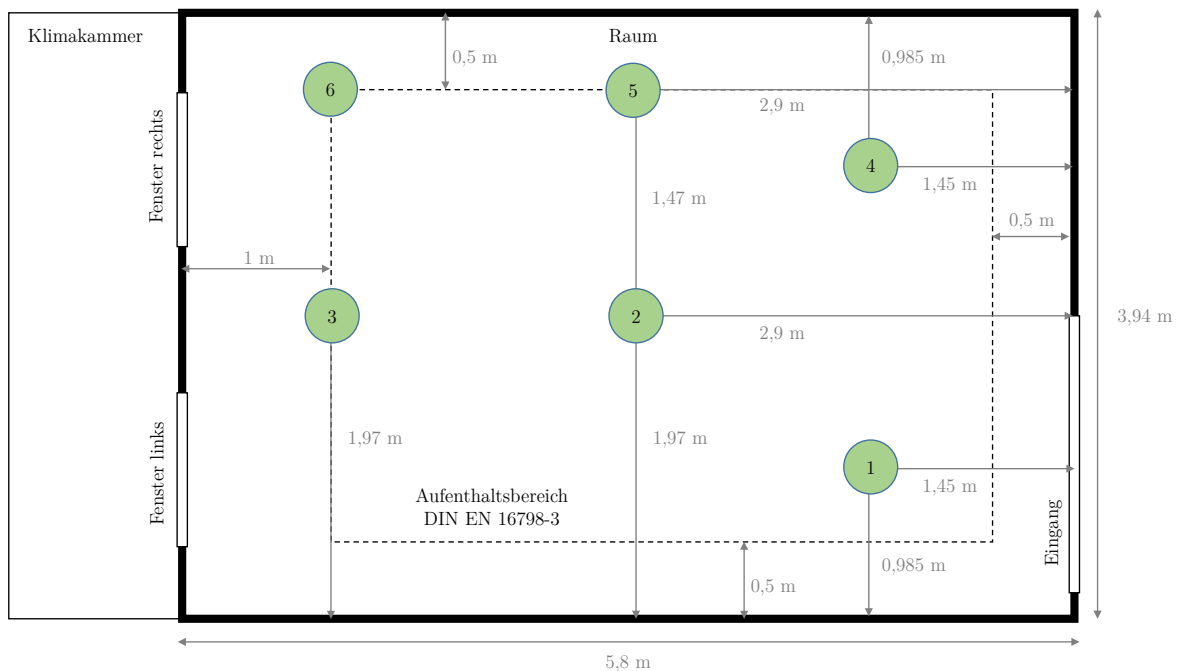


Abbildung 5.1: Anordnung der Versuchspositionen 1 – 6 im Prüfraum (Draufsicht; Maßangaben in m)

Tabelle 5.2: Kumulierte Sichtfaktoren der Messpunkte VP in einer Höhe von 110 cm zur beheizten Oberfläche sowie Anteil der Heizfläche an der gesamten Raumbofläche

Szenario	Kumulierter Sichtfaktor zu den Heizflächen						Heizfläche
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6	
HK2	0,004	0,009	0,023	0,004	0,007	0,024	0,9%
FBH	0,259	0,304	0,262	0,258	0,238	0,206	19,0%
HF1	0,003	0,008	0,022	0,004	0,009	0,048	1,0%
HF2	0,007	0,015	0,046	0,007	0,013	0,052	2,1%
HF3	0,046	0,028	0,051	0,025	0,021	0,056	3,5%
HG20	0,303	0,287	0,219	0,305	0,385	0,335	28,6%
HGD2	0,027	0,043	0,027	0,028	0,027	0,018	2,9%
HGD6	0,068	0,086	0,062	0,069	0,073	0,055	8,6%
HGW2	0,03	0,018	0,009	0,03	0,015	0,008	2,9%
HGW6	0,13	0,104	0,084	0,131	0,226	0,211	8,6%
HGW4a	0,029	0,044	0,053	0,118	0,031	0,02	5,7%
HGW4s	0,058	0,094	0,042	0,058	0,236	0,029	5,7%

diente bei allen stationären Varianten die operative Temperatur (Globe-Thermometer) auf einer Höhe von 110 cm über dem Boden. Diese wurde auf einen Sollwert von 20 °C geregelt.

Zunächst fanden die Betrachtungen einheitlich bei einer Referenz-Außenlufttemperatur von −10 °C statt. In einem weiteren Schritt wurden außerdem Außenlufttemperaturen von −20 °C und 0 °C betrachtet (vgl. auch Tabelle 3.1). Aufgrund der resultierenden Varianten-Vielfalt und des zeitlichen Aufwandes von ca. 6 bis 12 h pro Messung (thermische Trägheit bis zum vollständigen Erreichen stationärer Verhältnisse) war dabei jedoch eine Begrenzung der Referenz-Szenarien auf ein noch vertretbares Maß erforderlich. Daher fand die Betrachtung der Außentemperaturen von −20 °C und 0 °C lediglich für die Versuchsposition 2 („Raummitte“) statt. Dementsprechend wurden für abweichende Außenlufttemperaturen insgesamt 72 Szenarien betrachtet.

5.1.1 Heizleistungsbedarfe

Tabelle 4.2 zeigt eine Übersicht der im stationären Fall erforderlichen Heizleistungen der verschiedenen Wärmeübergabesysteme und Raumpositionen bei einer Außenlufttemperatur von −10 °C. Insgesamt variierte die Heizleistung bei einem Mittelwert von 335 W zwischen 204 W im Minimum und 471 W im Maximum. Wie deutlich zu erkennen ist, hing die erforderliche Wärmezufuhr erwartungsgemäß insbesondere von der Entfernung des jeweiligen Messpunktes zur Außenwand und zu den beheizten Oberflächen ab. So wiesen VP3 und VP6, welche sich unmittelbar vor der Außenwand befanden (vgl. Abbildung 5.1), insgesamt die höchsten Leistungsbedarfe auf. Ausnahmen bildeten die Szenarien, bei denen sehr nahegelegene Flächen beheizt wurden (HK2, HF1, HG20 und HGW6). Bei den weiter innen im Raum befindlichen Versuchspositionen (VP1, VP2, VP4 und VP5) wiesen wiederum insbesondere diejenigen Szenarien eine besonders geringe Leistungsaufnahme auf, die ein besonders günstiges Sichtverhältnis zu den jeweils aktivierten Heizflächen hatten (vgl. Tabelle 5.2).

Ein zusammenfassender Vergleich der gemessenen Heizleistungen im stationären Fall ist in Abbildung 5.2 aufgezeigt. Die dargestellten Werte repräsentieren dabei die arithmetischen Mittelwerte aller sechs Versuchspositionen (vgl. Abbildung 5.1) für die jeweiligen Wärmeübergabe-

5.1. Experimentelle Betrachtung

Tabelle 5.3: Erforderliche Heizleistung im stationären Fall ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, $T_a = -10\text{ °C}$)

Szenario	Heizleistung / W					
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6
HK2	268	285	290	287	289	292
FBH	334	356	379	335	344	376
HF1	365	383	405	376	347	288
HF2	398	437	366	427	410	399
HF3	324	387	381	372	382	418
HG20	246	283	378	249	250	298
HGD2	313	299	369	338	344	395
HGD6	311	372	409	328	354	439
HGW2	282	295	346	279	303	412
HGW6	243	204	351	244	267	313
HGW4a	308	355	354	233	347	379
HGW4s	278	306	375	259	243	471
Min:		204	MW:	335	Max:	471
MW-Std:		277	Std:	58	MW+Std:	393

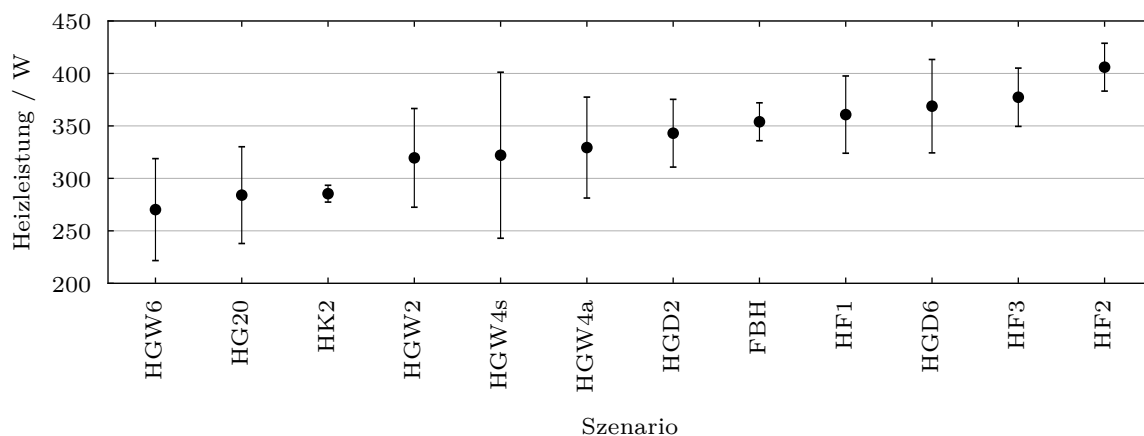


Abbildung 5.2: Vergleich der stationären Heizleistung (Mittelwert aller VPs) und der Standardabweichung infolge der lokalen Variationen gemäß Tabelle 5.3

Szenarien gemäß Tabelle 5.3 sowie deren Standardabweichungen als Indikator für den Einfluss variierender Positionen im Raum.

Die geringsten mittleren Heizleistungen traten mit rund 270 W für das Szenario HGW6 auf. In den Szenarien HG20 und HK2 wurden ähnlich geringe Werte gemessen. Insbesondere bei den Messreihen mit Heizkörpern fiel die Variation des Leistungsbedarfs in Abhängigkeit der Versuchsposition im Raum erwartungsgemäß nur sehr gering aus (Standardabweichung ca. 8 W), da die konvektive Wärmeabgabe eine starke Durchmischung der Raumluft und somit ein homogenes Temperaturfeld im Raum bewirkte.

Bei den Strahlungsheizsystemen wiesen die Szenarien mit beheizten Außenfenstern insgesamt erwartungsgemäß einen etwas höheren Leistungsbedarf auf (im Mittel 383 W), als die innenliegenden Heizgewebe (im Mittel 320 W).

Ein direkter Vergleich zwischen Decken- und Fußbodenheizung zeigte für eine Beheizung der gesamten Decke (HGD6) im stationären Fall mit rund 369 W einen geringfügig höheren Leistungsbedarf, als die Fußbodenheizung (FBH – Leistungsmittelwert ca. 354 W). Das Szenario HF3 lag mit 361 W in derselben Größenordnung.

Die höchste Leistungsaufnahme lag bezogen auf die Mittelwerte aller Versuchspositionen mit rund 406 W für das Szenario HF2 vor. Auch bei Betrachtung der einzelnen Versuchspositionen (vgl. Abbildung 5.1 bzw. 5.3) war die stationäre Leistungsaufnahme bei nur einem beheizten Außenfenster (Szenario HF1) im Vergleich zu einem Betrieb beider Heizfenster aufgrund der dann verringerten Verluste nach außen und des effektiveren Strahlungswärmetransports nach innen (proportional zu T^4) im Mittel aller Versuchspositionen rund 11 % geringer. Ein zusätzlicher Betrieb der Heiztür reduzierte die mittlere Leistungsaufnahme um ca. 7 % ggü. dem Szenario HF2, da deren Wärmeverluste an die isotherm beheizte Versuchshalle im Vergleich zu den außenliegenden Heizfenstern geringer ausfielen.

Die Heizgewebe wiesen bei Wandanbringung einen im Mittel der Versuchspositionen ca. 13 % geringeren Leistungsbedarf im Vergleich zur Deckenanbringung auf. Für das energetisch günstigste Wandheizungs-Szenario (HGW6) lag sogar ein um rund 27 % geringerer mittlerer Leistungsbedarf im Vergleich zum ungünstigsten Deckenheizungs-Szenario (HGD6) vor. Für die umlaufende Wandbeheizung im unteren Bereich (HGW6) trat mit 204 W bei einer Messung der operativen Temperatur in Raummitte (VP2) auch der insgesamt geringste Einzelwert hinsichtlich des Leistungsbedarfs auf. Auffällig ist ferner, dass die zehn Konfigurationen mit den geringsten Einzel-Leistungsbedarfen allesamt auf Varianten mit dem Heizgewebe als Wärmeübergabesystem entfielen. Für geometrisch besonders ungünstige Konfigurationen (d.h. geringer Sichtfaktor zwischen Heizfeldern und Aufenthaltsort), wie z.B. einer Anordnung der Heizgewebe in Raummitte (Szenarien HGD2, HGD6 sowie HGW4s) und einer Versuchsposition in unmittelbarer Außenwandnähe (VP3 und VP6) traten hingegen besonders hohe Leistungsbedarfe (im Maximum 471 W) auf.

Tabelle 5.4 zeigt die gemessenen Leistungsbedarfe der verschiedenen Wärmeübergabe-Szenarien im stationären Fall für variierende Außenlufttemperaturen bzw. energetische Standards (vgl. Kapitel 3.3.1). Darin wird ersichtlich, dass für die bereits diskutierten Einflussparameter (insb. Abstand der Versuchsposition zu den Heizflächen sowie zur Außenwand) weitestgehend identische Auswirkungen auftraten, wie im Falle einer Außenlufttemperatur von -10 °C . Nennenswerte Variationen waren jedoch bei den Heizfenstern festzustellen. So traten sowohl bei 0 °C , als auch bei -20 °C Außenlufttemperatur für den Betrieb von nur einem Heizfenster höhere Leistungsbedarfe auf als im Fall von zwei aktivierten Heizfenstern; dies war bei -10 °C umgekehrt. Als naheliegendste Erklärung dafür ist die Temperaturabhängigkeit des konvektiven und radiativen Wärmeübergangs an der Fensteraußenseite aufzuführen. So lag für das Szenario HF2 bei einer Außenlufttemperatur von ca. $-0,2\text{ °C}$ eine mittlere Oberflächentemperatur an der Außenseite von ca. $3,7\text{ °C}$ und somit eine rechnerisch vollständig laminare Auftriebsströmung vor. Bei einem Außenklima von etwa $-10,1\text{ °C}$ vergrößerte sich die maßgebliche Temperaturdifferenz hingegen bereits auf ca. 9,8 K, wodurch für das obere Drittel der beiden Heizfenster bereits von einer transienten Strömungsform auszugehen war. Aus einer auf semiempirischen Näherungsgleichungen nach Churchill u. a. (1975) beruhenden Abschätzung geht für diesen Anstieg der Temperaturdifferenz an der Fensteraußenseite eine Steigerung des konvektiven Wärmeübergangs von ca. $1,9\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ auf rund $3,4\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ hervor. Für den radiativen Wärmeübergangskoeffizienten stellte sich hingegen mit sinkender Außenlufttemperatur eine Reduzierung ein, da hierfür das absolute Temperaturniveau von Relevanz ist. So lag für das

5.1. Experimentelle Betrachtung

Tabelle 5.4: Erforderliche Heizleistung im stationären Fall bei variierenden Außenlufttemperaturen ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, VP2)

Szenario	Heizleistung / W		
	$T_a = 0\text{ °C}$	$T_a = -10\text{ °C}$	$T_a = -20\text{ °C}$
HK2	106	285	514
FBH	143	356	585
HF1	146	383	623
HF2	132	437	582
HF3	128	387	593
HG20	124	283	484
HGD2	107	299	474
HGD6	102	372	512
HGW2	110	295	498
HGW6	123	204	464
HGW4a	118	355	498
HGW4s	119	306	477

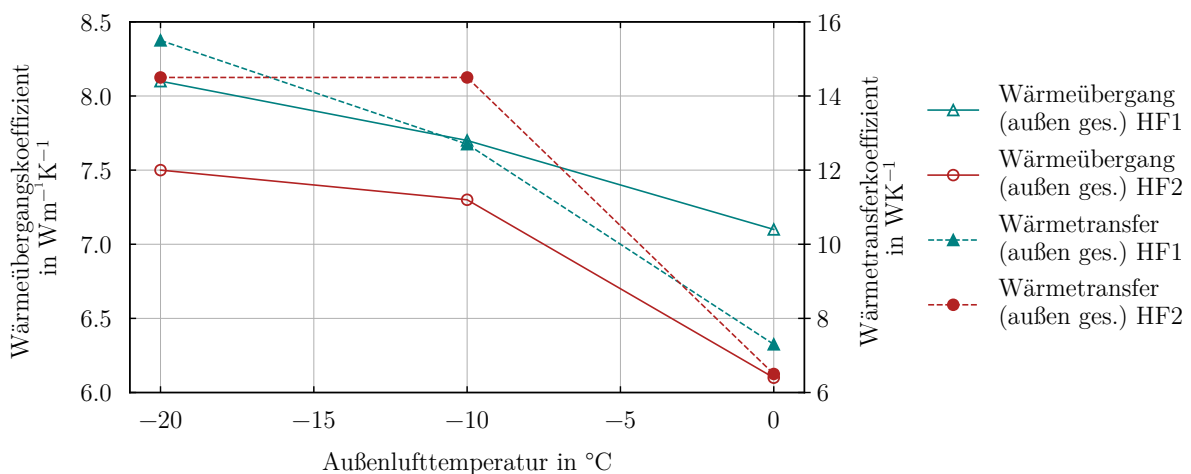


Abbildung 5.3: Äußerer Wärmeübergang und -transfer der Heizfensterszenarien HF1 und HF2 für verschiedene Außenlufttemperaturen

Szenario HF2 beispielsweise eine rechnerische Reduktion des radiativen Wärmeübergangs von ca. $4,2\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ bei $-0,2\text{ °C}$ Außentemperatur auf etwa $3,6\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$ bei $-20,1\text{ °C}$ vor. Die insgesamt (rechnerisch) vorgelegene Variation des Wärmeübergangs an den Außenoberflächen der Heizfenster ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

Wie darin zu erkennen ist, verläuft der Anstieg des Gesamt-Wärmeübergangs an der Fensteraußenseite bei sinkender Außenlufttemperatur für das Szenario HF2 zwischen 0 °C und -10 °C deutlich steiler als es für das Szenario HF1 der Fall ist, da in diesem Bereich die Variation des konvektiven Wärmeübergangs dominiert. Im Bereich zwischen -10 °C und -20 °C ist hingegen die Steigung des Gesamt-Wärmeübergangs am einzelnen Heizfenster geringfügig stärker ausgeprägt als für das Szenario mit beiden Heizfenstern, da dort die Veränderung des radiativen Wärmeübergangs dominiert. Dieser Effekt wird durch die unterschiedlich großen Wärmeübertragungsflächen der beiden Szenarien (ein bzw. zwei Heizfenster) nochmals verstärkt,

wie der Verlauf des Gesamt-Wärmetransferkoeffizienten in Abbildung 5.3 zeigt. Darin spiegeln sich auch die höheren Wärmeverluste des Szenarios HF2 im Bereich um -10°C bzw. die größeren Wärmeverluste des Szenarios HF1 um 0°C und -20°C wider.

Die bisher diskutierten Leistungswerte der Heizfenster beziehen sich, wie bereits in Kapitel 3.3.1 beschrieben, auf eine Zweifachverglasung mit einem U-Wert der Verglasung von $1,1 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, um durch eine Adaption der Außenlufttemperatur auch abweichende (insb. ältere) energetische Standards emulieren zu können. Da die Installation dieses Wärmeübergabesystems jedoch i.d.R. ohnehin mit einem Austausch der Fenster (mindestens jedoch der Verglasung) verbunden ist, erscheint es für eine Minimierung der Wärmeverluste nach außen sinnvoll, bei realen Installationen stets eine Dreifachverglasung zu verwenden. Für eine umfängliche energetische Bewertung dieses Wärmeübergabesystems erfolgte daher anhand der gemessenen Betriebsparameter der Zweifachverglasung auch eine rechnerische Bestimmung des zu erwartenden Leistungsbedarfs im Falle einer Dreifachverglasung mit einem U-Wert der Verglasung von $0,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, wie nachfolgend beschrieben. Zunächst wurde dazu der Wärmeleitwiderstand der Verglasung anhand des normativen Gesamt-Wärmedurchgangskoeffizienten (vgl. DIN EN ISO 6946, 2018) gemäß Gleichung (5.1) bestimmt.

$$R_T = \frac{1}{U_{\text{Glas}}} - R_{\text{si}} - R_{\text{se}} \quad (5.1)$$

Für die Zweifachverglasung resultierte ein R_T -Wert von ca. $0,74 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$, für die Dreifachverglasung lag dieser bei rund $1,83 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$. Da die Wärmezufuhr der Heizfenster durch die Aufprägung eines Wärmestroms auf der Oberfläche der raumseitigen Scheibe im Scheibenzwischenraum erfolgt (vgl. Kapitel 3.2), resultiert die Wärmeleitung innerhalb der Verglasung in zwei Richtungen (zum Raum sowie nach außen). Der Gesamt-Wärmeleitwiderstand gemäß Gleichung (5.1) wurde daher entsprechend Gleichung (5.2) und Gleichung (5.3) in die beiden Anteile $R_{T,\text{si}}$ und $R_{T,\text{se}}$ aufgeteilt.

$$R_{T,\text{si}} = R_T - \frac{T_h - T_a}{\dot{q}_{\text{se}}} \quad (5.2)$$

$$R_{T,\text{se}} = R_T - \frac{T_h - T_i}{\dot{q}_{\text{si}}} \quad (5.3)$$

Die Wärmestromdichten nach innen bzw. außen wurden dabei anhand der zu erwartenden Wärmeübergangskoeffizienten auf Basis von etablierten Berechnungsmethoden (konvektiv vgl. Churchill u. a., 1975, radiativ nach dem Prinzip der grauen Strahler) bestimmt. Die Temperatur der Zinkoxidschicht T_h konnte gemäß Gleichung (5.4) oder Gleichung (5.5) bestimmt werden.

$$T_h = T_{\text{OF},i} + R_{T,\text{si}} \cdot \dot{q}_{\text{si}} \quad (5.4)$$

$$T_h = T_{\text{OF},a} + R_{T,\text{se}} \cdot \dot{q}_{\text{se}} \quad (5.5)$$

Aufgrund der gegenseitigen Abhängigkeiten der relevanten Temperaturen, Wärmeströme und Wärmeübergänge war dabei ein iteratives Vorgehen erforderlich. Diese Vorgehensweise

Tabelle 5.5: Erforderliche Heizleistung im stationären Fall ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, $T_a = -10\text{ °C}$). Vergleich der Heizleistung für eine Zweifachverglasung (2S) mit einer Prognose für eine Dreifachverglasung (3S)

Szenario	Heizleistung / W					
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6
HF1-2S	365	383	405	376	347	288
HF1-3S	315	341	355	328	299	241
HF2-2S	398	437	366	427	410	399
HF2-3S	322	352	286	352	328	321
HF3-2S	324	387	381	372	382	418
HF3-3S	244	303	298	297	303	334

wurde zunächst anhand der messtechnisch erfassten Szenarien HF1, HF2 und HF3 mit Zweifachverglasung erprobt. Im Mittel aller Versuchspositionen lag der relative Fehler zwischen dem prognostizierten und dem gemessenen Leistungsbedarf dabei in einer Größenordnung von rund 1,1 %, also unterhalb der Messunsicherheit. Die Temperatur der Zinkoxidschicht wurde für das Szenario HF1 bei einer Außenlufttemperatur von -10 °C im Mittel aller Versuchspositionen mit rund 70 °C berechnet. Für das Szenario HF2 waren dies ca. $45,5\text{ °C}$ und für das Szenario HF3 ca. $38,5\text{ °C}$ in den Außenfenstern bzw. rund 27 °C in der Heiztür.

Eine Übersicht der berechneten Leistungsbedarfe der Heizfenster mit Dreifachverglasung im Vergleich zu den gemessenen Leistungsbedarfe der Heizfenster mit Zweifachverglasung zeigt Tabelle 5.5.

Für die verschiedenen Szenarien bzw. Versuchspositionen wurde dabei davon ausgegangen, dass die raumseitig für eine operative Temperatur von 20 °C erforderliche Oberflächentemperatur der Heizfenster unabhängig von der Verglasungsart konstant bleibt. Aus den Prognosewerten geht hervor, dass für eine Dreifachverglasung ein deutlich geringerer Leistungsbedarf der Heizfenster zu erwarten ist. Im Mittel aller Versuchspositionen reduzierte sich dieser für das Szenario HF1 um rund 13 % auf ca. 313 W. Für die Szenarien HF2 und HF3 sogar um rund 20 % bzw. 21 % auf ca. 327 W bzw. 296 W.

Tabelle 5.6 zeigt ferner die berechneten Leistungsbedarfe der dreifachverglasten Heizfenster für verschiedene Außenlufttemperaturen im Vergleich zu den Messwerten der zweifachverglasten Heizfenster.

Auch hier ist eine deutliche Reduzierung des Leistungsbedarfs der Heizfenster durch die geringeren Wärmeverluste der Dreifachverglasung erkennbar. So fielen die relativen Reduzierungen der berechneten Leistungsbedarfe bei Außenlufttemperaturen von 0 °C und -20 °C sehr ähnlich im Vergleich zu den o. g. Werten bei -10 °C aus. Auffällig ist ferner, dass die Szenarien HG20 und HGW6, wie bereits diskutiert, bei sehr tiefen Außentemperaturen die geringsten Leistungsbedarfe aufwiesen, bei einer Außenlufttemperatur von 0 °C jedoch (mit Ausnahme der Fußbodenheizung) die höchsten Leistungsbedarfe zeigten. Dies deutet darauf hin, dass eine Kompensation geringer Wärmeverluste mit kleinen Heizflächen effizient gelingt, bei steigenden Wärmebedarfen jedoch größere Heizflächenanteile einen Effizienzvorteil aufweisen. Neben den bereits diskutierten Sichtverhältnissen zwischen Heizoberfläche und Aufenthaltsort besteht eine mögliche Erklärung dafür in einem bei niedrigen Gesamtwärmeverlusten des Raumes zunehmenden Anteil der zusätzlichen Wärmeverluste einer jeden Heizfläche in die angrenzenden

Tabelle 5.6: Erforderliche Heizleistung im stationären Fall bei variierenden Außenlufttemperaturen ($T_{\text{op},110\text{cm}} = 20\text{ °C}$, VP2). Vergleich der Heizleistung für eine Zweifachverglasung (2S) mit einer Prognose für eine Dreifachverglasung (3S)

Szenario	Heizleistung / W		
	$T_a = 0\text{ °C}$	$T_a = -10\text{ °C}$	$T_a = -20\text{ °C}$
HF1-2S	146	383	623
HF1-3S	118	341	559
HF2-2S	132	437	582
HF2-3S	109	352	470
HF3-2S	128	387	593
HF3-3S	102	303	480

Bauteile (Wärmeleitung). Die sonstigen Zusammenhänge sind weitgehend analog zu den bereits im Kontext von Tabelle 5.5 diskutierten.

Eine Betrachtung der Energiebedarfe im instationären Fall (insb. Einfluss der Reaktionsgeschwindigkeit bei kurzfristiger Raumnutzung) erfolgt in Kapitel 6.

5.1.2 Raumtemperaturen

Tabelle 5.7 und Tabelle 5.8 zeigen die gemessenen Unterschiede zwischen der Lufttemperatur und der operativen Temperatur für die Szenarien gemäß Tabelle 5.1. Erwartungsgemäß lagen für die Szenarien mit besonders geringen Leistungsbedarfen auch besonders große Unterschiede zwischen Luft- und operativer Temperatur vor. Dies ist letztlich auf eine reduzierte Erwärmung der geförderten Zuluft-Menge bei Verwendung der operativen Temperatur als Führungsgröße und auf eine Verringerung des konvektiven Wärmestroms von der Innenraumluft an die Außenwand bei geringeren Lufttemperaturen zurückzuführen. Eine Ausnahme bildet das Szenario HK2, da hier aufgrund des konvektiven Wärmeübergabepinzips eine ausgeprägte Homogenisierung der Raumtemperaturen vorlag.

Im arithmetischen Mittel lag die Lufttemperatur bei einem Außenklima von -10 °C ca. $0,67\text{ K}$ unterhalb der operativen Temperatur. Besonders geringe Unterschiede traten für die Versuchspositionen unmittelbar vor einem unbeheiztem Außenfenster (VP6) auf. Hier war der Sichtfaktor zur kalten Glasoberfläche besonders groß, sodass ein Ausgleich durch eine höhere Lufttemperatur erforderlich war, um den Sollwert der operativen Temperatur zu erreichen. Dementsprechend traten besonders hohe Unterschiede zwischen Luft- und operativer Temperatur für weit im Rauminnen gelegene Versuchspositionen (VP1 und VP4) sowie im Falle der beheizten Fenster auf. Für diese Fälle lag ein verringerter Einfluss der kühlen Außenwandoberfläche bzw. ein großer Einfluss der (nahegelegenen) Heizflächen vor.

5.1.3 Vertikale Temperatur-Gradienten

Tabelle 5.9 und Tabelle 5.10 zeigen die im stationären Fall für die verschiedenen Wärmeübergabe-Szenarien und Versuchspositionen ermittelten vertikalen Gradienten der Lufttemperatur.

Dabei zeigte sich insbesondere eine Beeinflussung durch die Versuchsposition im Raum und weniger durch die jeweils aktivierten Heizflächen. So wiesen insbesondere VP1 und VP4, die

5.1. Experimentelle Betrachtung

Tabelle 5.7: Vergleich von operativer und Lufttemperatur im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10 °C)

Szenario	$T_{\text{op}} - T_1 / \text{K}$					
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6
HK2	0,26	0,36	0,21	0,51	0,35	0,17
FBH	0,65	0,59	0,57	0,73	0,44	0,19
HF1	0,66	0,52	1,00	0,73	0,65	0,98
HF2	0,67	0,49	0,91	0,72	0,57	0,69
HF3	0,72	0,55	0,69	0,72	0,52	0,60
HG20	0,86	0,69	0,75	0,89	0,68	0,38
HGD2	0,82	0,85	0,85	0,95	0,65	0,24
HGD6	0,81	0,66	0,53	0,89	0,63	0,30
HGW2	0,83	0,74	0,52	0,80	0,50	0,18
HGW6	0,93	0,78	0,46	0,94	0,82	0,54
HGW4a	0,71	0,53	0,62	0,96	0,57	0,25
HGW4s	0,90	0,56	0,37	0,94	0,86	0,17
Min:		0,17	MW:	0,67	Max:	1,00
MW-Std:		0,47	Std:	0,20	MW+Std:	0,88

Tabelle 5.8: Vergleich von operativer und Lufttemperatur im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen)

Szenario	$T_{\text{op}} - T_1 / \text{K}$		
	$T_a = 0\text{ °C}$	$T_a = -10\text{ °C}$	$T_a = -20\text{ °C}$
HK2	0,33	0,36	0,35
FBH	0,47	0,59	0,70
HF1	0,52	0,52	0,94
HF2	0,51	0,49	0,86
HF3	0,49	0,55	0,85
HG20	0,57	0,69	1,04
HGD2	0,56	0,85	1,21
HGD6	0,54	0,66	1,10
HGW2	0,50	0,74	0,80
HGW6	0,57	0,78	1,06
HGW4a	0,56	0,53	0,91
HGW4s	0,56	0,56	1,08

5.1. Experimentelle Betrachtung

Tabelle 5.9: Vertikaler Gradient der Lufttemperatur im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10 °C)

Szenario	$\nabla T_1 / \text{K m}^{-1}$					
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6
HK2	0,23	0,29	0,17	0,08	0,17	0,15
FBH	-0,06	0,22	0,15	-0,11	0,08	0,18
HF1	0,04	0,28	0,16	-0,09	0,08	0,09
HF2	0,13	0,33	0,31	-0,02	0,14	0,11
HF3	0,06	0,30	0,22	-0,04	0,17	0,14
HG20	0,03	0,24	0,18	-0,09	0,18	0,25
HGD2	0,02	0,19	0,16	-0,09	0,13	0,19
HGD6	0,03	0,23	0,13	-0,08	0,13	0,19
HGW2	-0,01	0,17	0,16	-0,07	0,17	0,27
HGW6	0,03	0,22	0,24	-0,07	0,19	0,22
HGW4a	0,07	0,27	0,24	-0,03	0,20	0,26
HGW4s	0,02	0,30	0,18	-0,07	0,25	0,30
Min:		-0,09	MW:	0,13	Max:	0,33
MW-Std:		0,01	Std:	0,12	MW+Std:	0,25

Tabelle 5.10: Vertikaler Gradient der Lufttemperatur im stationären Fall (variiierende Außenlufttemperaturen)

Szenario	$\nabla T_1 / \text{K m}^{-1}$		
	$T_a = 0\text{ °C}$	$T_a = -10\text{ °C}$	$T_a = -20\text{ °C}$
HK2	0,26	0,29	0,30
FBH	0,15	0,22	0,30
HF1	0,12	0,28	0,23
HF2	0,18	0,33	0,27
HF3	0,20	0,30	0,26
HG20	0,13	0,24	0,27
HGD2	0,13	0,19	0,25
HGD6	0,12	0,23	0,21
HGW2	0,13	0,17	0,15
HGW6	0,15	0,22	0,36
HGW4a	0,13	0,27	0,25
HGW4s	0,09	0,30	0,25

Tabelle 5.11: Vertikaler Gradient der operativen Temperatur im stationären Fall (Außenlufttemperatur -10°C)

Szenario	$\nabla T_{\text{op}} / \text{K m}^{-1}$					
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6
HK2	0,26	0,26	0,11	0,16	0,13	-0,16
FBH	0,06	0,22	0,06	-0,06	-0,09	-0,22
HF1	0,16	0,23	0,49	0,08	0,14	0,61
HF2	0,24	0,14	0,60	0,11	0,15	0,41
HF3	0,22	0,20	0,53	0,12	0,16	0,38
HG20	0,20	0,27	0,31	0,12	0,15	0,14
HGD2	0,19	0,38	0,29	0,08	0,10	0,05
HGD6	0,20	0,30	0,23	0,10	0,13	0,07
HGW2	0,20	0,28	0,25	0,17	0,12	0,16
HGW6	0,20	0,29	0,25	0,13	0,15	0,10
HGW4a	0,19	0,15	0,31	0,17	0,22	0,16
HGW4s	0,23	0,26	0,26	0,15	0,32	0,17
Min:		0,05	MW:	0,22	Max:	0,61
MW-Std:		0,10	Std:	0,12	MW+Std:	0,34

sich im Rauminnen befanden, eher geringe bis kaum vorhandene vertikale Lufttemperatur-Gradienten auf. Die größten mittleren Gradienten traten hingegen in Raummitte (VP2 und VP5) und unmittelbar vor der Außenwand (VP3 und VP6) auf. Eine mögliche Erklärung hierfür ist der Kaltluftabfall an der Außenwand, der mit zunehmender Raumtiefe an Wirkung verlor. Dies liegt darüber hinaus als Erklärung für die vergleichsweise hohen Lufttemperatur-Gradienten nahe, die die Szenarien mit aktivierten Heizfenstern oder Heizflächen in der Nähe der Außenwand aufwiesen, da diese dem Kaltluftabfall teilweise entgegenwirkten. Für variierende Außentemperaturen zeigten sich in Raummitte (VP2) nur geringe Veränderungen des vertikalen Lufttemperatur-Gradienten.

Für die in Tabelle 5.11 und Tabelle 5.12 dargestellten vertikalen Gradienten der operativen Temperatur zeigte sich grundsätzlich ein sehr ähnliches Bild. Besonders hohe Gradienten traten hier insbesondere bei aktivierten Heizfenstern für die Messpunkte in unmittelbarer Fensternähe (VP3 und VP6) auf, da der untere Messpunkt (10 cm) dabei einen sehr geringen und die oberen Messpunkte (110 cm und 170 cm) einen sehr großen Sichtfaktor zu den beheizten Fensteroberflächen aufwiesen. Im Vergleich der verschiedenen Außenlufttemperaturen zeigten sich die größten vertikalen Gradienten der operativen Temperatur in Raummitte (VP2) bei einer Beheizung der unmittelbar darüber befindlichen Raumdecke (HGD2), da für die oberste Messposition (170 cm) dann ein sehr hoher Strahlungs-Einfluss vorlag.

5.1.4 Heizflächentemperaturen

In Tabelle 5.13 und Tabelle 5.14 sind die Oberflächentemperaturen der verschiedenen Heizflächen für die jeweiligen Szenarien dargestellt. Hohe Werte zeigten sich erwartungsgemäß bei geringen Heizflächenanteilen (z.B. Szenarien HF1, HF2, HGW2 und HGD2). Die geringsten Oberflächentemperaturen lagen hingegen für die Szenarien HG20 und FBH vor.

Insgesamt zeigte sich ein überproportionaler Zusammenhang zwischen der erforderlichen Übertemperatur der Heizflächen und dem beheizten Anteil der Raumumschließungsflächen, wie

5.1. Experimentelle Betrachtung

Tabelle 5.12: Vertikaler Gradient der operativen Temperatur im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen)

Szenario	$\nabla T_{\text{op}} / \text{K m}^{-1}$		
	$T_a = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_a = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_a = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
HK2	0,24	0,26	0,32
FBH	0,18	0,22	0,26
HF1	0,22	0,23	0,24
HF2	0,24	0,14	0,24
HF3	0,24	0,20	0,20
HG20	0,23	0,27	0,28
HGD2	0,26	0,38	0,46
HGD6	0,22	0,30	0,35
HGW2	0,22	0,28	0,20
HGW6	0,23	0,29	0,36
HGW4a	0,24	0,15	0,26
HGW4s	0,24	0,26	0,29

Tabelle 5.13: Oberflächentemperaturen der Heizflächen im stationären Fall (Außenlufttemperatur $-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

Szenario	$T_{\text{h,OF}} / \text{ }^{\circ}\text{C}$					
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6
HK2	29,3	29,6	30,0	28,4	29,3	30,0
FBH	22,1	22,2	22,9	22,1	22,3	22,9
HF1	46,7	48,7	49,6	47,6	45,4	40,9
HF2	34,5	35,7	32,9	35,8	34,7	34,4
HF3	27,3	29,0	28,9	29,0	29,0	30,0
HG20	21,5	21,8	22,6	21,7	21,9	22,6
HGD2	36,4	35,7	38,0	37,5	38,5	40,8
HGD6	26,2	26,5	28,2	26,4	27,4	29,4
HGW2	31,8	31,9	35,1	31,7	32,8	37,4
HGW6	23,5	23,1	25,5	23,7	24,0	24,9
HGW4a	26,1	27,4	28,0	24,9	27,6	28,4
HGW4s	25,3	25,8	27,8	25,2	24,9	29,7
Min:	21,5		MW:	30,8	Max:	49,6
MW-Std:	23,7		Std:	7,2	MW+Std:	38,0

Tabelle 5.14: Oberflächentemperaturen der Heizflächen im stationären Fall (variierte Außenlufttemperaturen)

Szenario	$T_{h,OF} / ^\circ\text{C}$		
	$T_a = 0 ^\circ\text{C}$	$T_a = -10 ^\circ\text{C}$	$T_a = -20 ^\circ\text{C}$
HK2	24,4	29,6	34,5
FBH	21,2	22,2	23,4
HF1	31,3	48,7	62,8
HF2	24,0	35,7	39,6
HF3	22,6	29,0	33,4
HG20	21,0	21,8	22,8
HGD2	26,3	35,7	44,3
HGD6	23,0	26,5	30,1
HGW2	25,2	31,9	39,8
HGW6	22,0	23,1	26,5
HGW4a	23,0	27,4	30,4
HGW4s	22,7	25,8	28,9

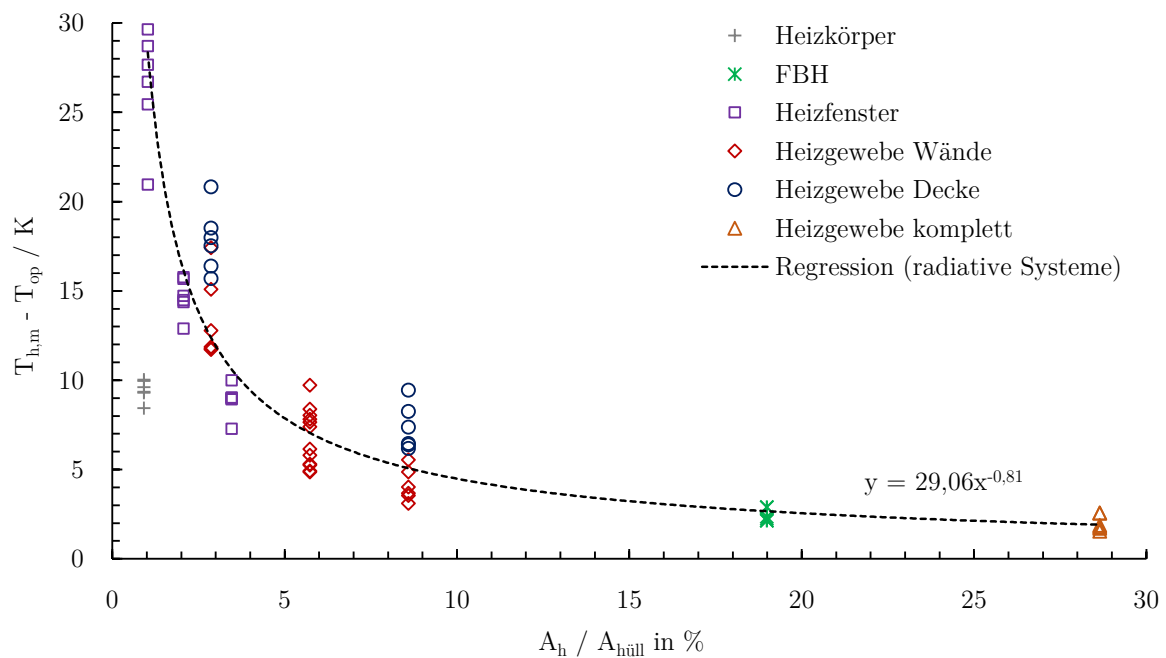


Abbildung 5.4: Übertemperatur der Heizflächen in Abhängigkeit des beheizten Flächenanteils

Tabelle 5.15: Strahlungsasymmetrie im stationären Fall (Außenlufttemperatur $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Szenario	$\Delta T_r / \text{K}$					
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6
HK2	9,1	9,2	9,8	7,9	8,9	9,9
FBH	1,5	1,7	2,3	1,4	1,9	2,7
HF1	26,1	28,1	28,6	26,9	24,9	20,1
HF2	13,8	15,2	12,0	15,0	14,1	13,7
HF3	6,6	8,5	8,2	8,2	8,5	9,4
HG20	0,7	1,1	1,8	0,8	1,2	2,2
HGD2	15,6	14,8	17,1	16,6	17,9	20,6
HGD6	5,4	5,8	7,7	5,5	6,7	9,1
HGW2	10,9	11,1	14,6	10,9	12,3	17,2
HGW6	2,6	2,3	5,1	2,7	3,2	4,3
HGW4a	5,4	6,9	7,4	4,0	7,1	8,1
HGW4s	4,4	5,2	7,4	4,3	4,0	9,5
Min:		0,7	MW:	10,2	Max:	28,6
MW-Std:		3,0	Std:	7,2	MW+Std:	17,3

Tabelle 5.16: Strahlungsasymmetrie im stationären Fall (variierende Außenlufttemperaturen)

Szenario	$\Delta T_r / \text{K}$		
	$T_a = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_a = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_a = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$
HK2	4,0	9,2	14,1
FBH	0,7	1,7	2,6
HF1	10,9	28,1	41,9
HF2	3,5	15,2	18,8
HF3	2,1	8,5	12,6
HG20	0,4	1,1	1,8
HGD2	5,8	14,8	23,1
HGD6	2,4	5,8	9,0
HGW2	4,7	11,1	19,0
HGW6	1,5	2,3	5,5
HGW4a	2,5	6,9	9,5
HGW4s	2,1	5,2	7,8

in Abbildung 5.4 dargestellt. Für die primär radiativ wirkenden Systeme nahm die erforderliche Übertemperatur zur operativen Temperatur dabei mit steigendem Flächenanteil in etwa mit einer 4/5-Potenz ab. Dieser Zusammenhang veränderte sich für abweichende Außentemperaturen bzw. emulierte energetische Standards im Grundsatz nicht (geringfügige Tendenz zu kleineren Potenzen bei geringerem Wärmebedarf).

5.1.5 Strahlungsasymmetrie

Die gemessene Differenz zwischen der mittleren Oberflächentemperatur aller Raumumschließungsflächen und der mittleren Oberflächentemperatur der jeweils beheizten Flächen, die sog. Strahlungsasymmetrie, ist für die verschiedenen Szenarien in Tabelle 5.15 und Tabelle 5.16 aufgeführt.

Zur Einhaltung der Behaglichkeitskategorie A (weniger als 5 % Unzufriedene zu erwarten) ist

in der DIN EN ISO 7730 (2006) für warme Wände ein Maximalwert der Strahlungsasymmetrie von 23 K aufgeführt; für warme Decken sind maximal 5 K genannt. Wie deutlich zu erkennen ist, wurden diese Grenzwerte sowohl von allen Szenarien mit nur einem aktivierten Heizfenster (HF1) als auch von allen Varianten mit beheizter Decke (HGD2 und HGD6) teilweise deutlich überschritten. Für den Fall eines beheizten Fensters (HF1) sowie einer Beheizung aller Heizge- webe an der Decke (HGD6) lag noch die Bewertungskategorie C (bis zu 10 % Unzufriedene) vor. Eine ausschließliche Beheizung der mittleren Deckenfelder (HGD2) war gemäß der o. g. Richtlinie hingegen als unbehaglich einzuordnen. Eine Erhöhung der Außenlufttemperatur auf 0 °C führte zu einer deutlichen Verbesserung. Dabei lag nur noch das Szenario HGD2 außerhalb der Behaglichkeitskategorie A. Die Kategorisierung für –20 °C fiel identisch zur Basisvariante ($T_a \approx -10$ °C) aus. Zu beachten ist hinsichtlich einer Bewertung der Strahlungsasymmetrie jedoch, dass sich die in der Richtlinie genannten Maximalwerte auf eine Beheizung der gesamten Wand- bzw. Deckenfläche beziehen (vgl. Literaturangaben in DIN EN ISO 7730 (2006): McNall u. a. (1970), Fanger u. a. (1985) sowie Fobelets (1987)). Der im hier betrachteten Fall beheizte Teilbereich wies hingegen einen deutlich geringeren Sichtfaktor zu den jeweiligen Messpunkten bzw. Aufenthaltsorten auf, weshalb von abweichenden Behaglichkeitsgrenzen der Strahlungs- asymmetrie auszugehen ist. Eine entsprechende Neubewertung dieses Aspekts erfolgte daher im Rahmen Probanden-Befragungen (siehe Kapitel 10).

5.2 Simulative Betrachtung

Neben einer experimentellen Betrachtung wird das stationäre Betriebsverhalten ebenfalls simulativ untersucht. Dazu wird das Modell anhand der Messdaten aus Kapitel 5.1 validiert und es folgt eine Analyse des Temperaturfeldes im Raum bei verschiedenen Randbedingungen und Sensorpositionen zur Regelung der operativen Raumtemperatur.

5.2.1 Stationäre Modellvalidierung

Die Validierung des Modells erfolgt mit den Messdaten der experimentellen Betrachtung (Kapitel 5.1). Dabei wird zunächst das Python-Modell zur Berechnung der mittleren Strahlungstempe- ratur validiert, um Fehlerfortpflanzungen zu minimieren. Die mittlere Strahlungstemperatur wird dazu gemäß DIN EN ISO 7726 (2002) auf Basis der lokal gemessenen Globe-Thermometer- Temperatur und Lufttemperatur bestimmt. Die Modellgüte für die Berechnung der mittleren Strahlungstemperatur an VP2 (110 cm) in allen Versuchsszenarien bei Außenlufttemperaturen von –20 °C, –10 °C und 0 °C zeigt Tabelle 5.17.

Die mittlere Strahlungstemperatur wird in einer Höhe von 10 cm tendenziell überschätzt und in einer Höhe von 170 cm tendenziell unterschätzt. In einer Höhe von 110 cm zeigt der mittlere Modellfehler keine systematische Ausprägung.

In einer Höhe von 170 cm treten die größten Überschätzungen bei den Deckenheizsystemen bei einer Außentemperatur von –20 °C auf. Daraus kann geschlossen werden, dass der Sichtfaktor dieser Heizflächen im Modell überschätzt wird. Die größten Unterschätzungen treten bei einer Außentemperatur von 0 °C auf. Hohe Abweichungen von bis –0,5 K zeigen sich in Szenarien, die einen verhältnismäßig kleinen kumulierten Sichtfaktor zu den beheizten Flächen aufzeigen. Die Modellunsicherheit wird hier durch einen erhöhten Einfluss der Leuchtstoffröhre in der Mitte der Prüfraumdecke begründet, deren Temperatur nur abgeschätzt werden kann. In einer Höhe von 10 cm wird die mittlere Strahlungstemperatur generell eher überschätzt. Die größten

Tabelle 5.17: Modellgüte zur Bestimmung der mittleren Strahlungstemperatur an VP2 in einer Höhe von 110 cm bei Außenlufttemperaturen von -20°C , -10°C und 0°C über alle vordefinierten Szenarien

Modellfehler / K	Messhöhe		
	10 cm	110 cm	170 cm
Mittelwert	0,189	0,017	-0,111
Standardabweichung	0,205	0,176	0,303
Minimum	-0,2	-0,3	-0,5
Maximum	0,7	0,4	0,9
Stichprobenumfang	36	36	36

Tabelle 5.18: Modellgüte zur Bestimmung der mittleren Strahlungstemperatur an den vordefinierten Messpunkten bei einer Außenlufttemperatur von -10°C über alle vordefinierten Szenarien

Modellfehler / K	Messhöhe		
	10 cm	110 cm	170 cm
Mittelwert	0,129	0,140	-0,172
Standardabweichung	0,315	0,259	0,369
Minimum	-0,3	-0,4	-1
Maximum	1	0,9	0,8
Stichprobenumfang	72	72	72

Messabweichungen treten bei Einsatz der Fußbodenheizung auf. Die Überschätzung kann auf die fehlende Diskretisierung der Fußbodentemperatur sowie die Positionierung der Messstelle unter dem Teppichboden zurückgeführt werden. Da nur eine Messstelle zur Bestimmung der Fußboden-Oberflächentemperatur in einer Entfernung von ca. 1,5 m vom Messpunkt installiert wurde können keine genaueren Ergebnisse nach einer Diskretisierung des Fußbodens validiert werden. Da eine Fußboden-nahe Messstelle zur Bestimmung der operativen Temperatur in späteren Betrachtungen nicht infrage kommt, wird hier aufgrund ausreichender Genauigkeit auf eine komplexere Modellierung verzichtet.

Neben einer Betrachtung bei verschiedenen Außentemperaturen wurde das Berechnungsmodell ebenfalls an den verschiedenen Versuchspositionen (VP1 bis VP6) im Raum validiert. Die Modellgüte für die Berechnung der mittleren Strahlungstemperatur an den vordefinierten Versuchspunkten in allen Versuchsszenarien bei einer Außenlufttemperatur -10°C zeigt Tabelle 5.18.

Im Vergleich zu den Modellfehlern an VP 2 über variierende Außenlufttemperaturen zeigt der durchschnittliche Modellfehler eine breitere Verteilung über die verschiedenen Messpunkte. Die Steigerung des mittleren Modellfehlers kann dabei maßgeblich auf die Messpunkte in der Nähe der Außenfassade (3 und 6) sowie an der gegenüberliegenden Wand (1 und 4) zurückgeführt werden. So zeigt das Modell eine Überschätzung der mittleren Strahlungstemperaturen an der Außenfassade in einer Höhe von 10 cm und eine Unterschätzung der mittleren Strahlungstemperaturen an der gegenüberliegenden Wandseite in einer Höhe von 170 cm.

Aufgrund der Messunsicherheit der einzelnen Messinstrumente sowie der unbekannten Luftgeschwindigkeiten werden keine genaueren Ergebnisse durch eine komplexere Modellierung

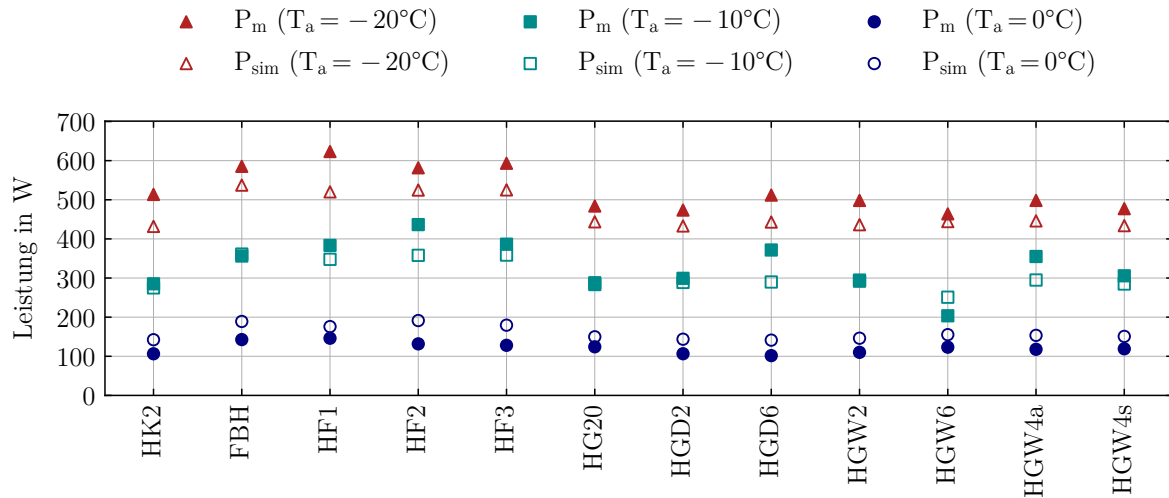


Abbildung 5.5: Validierung des Raummodells bei Außentemperaturen T_a von -20°C , -10°C und 0°C für alle Szenarien: Vergleich der dem Raum zugeführten Leistung P durch das entsprechende Heizsystem im stationären Zustand in der Messung (m) und in der Simulation (sim)

erwartet, weswegen die Gültigkeit des Modells angenommen wird. Die niedrigste Modellunsicherheit in der Bestimmung der mittleren Strahlungstemperatur zeigt dabei VP2 (110 cm). Der Messpunkt dient somit im Weiteren zur Validierung des Raummodells, um eine Fehlerfortpflanzung zu minimieren.

Folgend wird die thermische Leistung der Heizsysteme in den jeweiligen Szenarien (vgl. Tabelle 5.1) zur Herstellung einer stationären, operativen Temperatur an VP2 (110 cm) unter den Randbedingungen der experimentellen Betrachtung bestimmt und mit den Messwerten verglichen. Abbildung 5.5 vergleicht dabei Modell- und Messwerte der dem Raum zugeführten thermischen Leistungen bei Außentemperaturen von -20°C , -10°C und 0°C .

Auffallend ist zunächst eine systematische Unterschätzung der Messwerte bei -20°C und eine Überschätzung der Messwerte bei 0°C . Diese Modellabweichung kann durch eine ungenaue Messung der Hallentemperatur erklärt werden. Die Messstelle der Hallentemperatur liegt aus konstruktiven Gründen im Einflussbereich der Abwärme der Kältemaschine und wird somit in Abhängigkeit der hergestellten Außentemperatur mehr oder weniger beeinflusst. Zusätzlich schwankt die Hallentemperatur in einem Bereich $\pm 1\text{ K}$ durch Wärmeeinträge anderer Prüfstände.

Die Messdaten zeigen bei Außentemperaturen von -10°C und -20°C eine größere Streuung als die Simulationsdaten. Auch hier können die Modellabweichungen durch die Schwankung der Hallentemperatur erklärt werden. Die Versuche wurden aufgrund der Trägheit des Prüfstands über mehrere Wochen durchgeführt. Beeinflussungen der Wärmebilanz des Prüfstands konnten ebenfalls durch Gewinne und Verluste zu angrenzenden (teilweise in Betrieb stehenden) Prüfständen der Versuchshalle erfolgen.

Eine letzte maßgebliche Unsicherheit in den Experimenten bildet die Prüfstands-Beleuchtung, deren Wärmeabgabe nicht gemessen wurde. Im Modell wurden die Leuchtstoffröhren somit auf Grundlage von Leistungsdaten des Herstellers modelliert und deren Einfluss abgeschätzt.

Aufgrund einer Gesamtleistung von 216 W und einer vorwiegenden Wärmeabgabe durch Strahlung ist der Einfluss insbesondere bei Außentemperaturen von 0 und -10°C signifikant, da der Anteil an der zugeführten Wärme durch die Beleuchtung zwischen ca. 30 % und 60 % liegt.

Sowohl in der Messung als auch in der Simulation zeigen die Heizfenstersysteme und das Fußbodenheizungssystem einen im Vergleich zu den Heizgeweben und Heizkörpern erhöhten Energiebedarf. Bei Verwendung der Heizfenstersysteme kann dieser durch die erhöhte Scheibentemperatur und damit erhöhte Konvektions- und Strahlungsverluste nach außen erklärt werden. Im Fall der Fußbodenheizung entsteht der erhöhte Energiebedarf aufgrund der horizontalen Ausrichtung des Bauteils, die einen erhöhten, nach oben gerichteten Konvektionswärmestrom verursacht sowie durch zusätzliche Wärmeverluste in den Nachbarraum durch eine höhere Temperierung des Bauteils. Je tiefer die Außentemperatur, desto signifikanter treten diese Effekte in den Vordergrund. Dabei lassen sich sowohl in der Simulation als auch in der Messung Unterschiede innerhalb der Heizfenster-Szenarien (HF) als auch innerhalb der Heizgewebe-Szenarien (HG) feststellen. Aufgrund der oben genannten Unsicherheiten kann in den Versuchen kein signifikanter Unterschied festgestellt werden. Die Unterschiede in der Simulation lassen sich dabei mathematisch durch die Sichtverhältnisse und den Oberflächentemperaturen der Heizflächen erklären. Unter gleichen Randbedingungen liegen jedoch auch hier keine signifikanten Unterschiede vor.

Der größte Ausreißer ist das Szenario HGW6 bei einer Außentemperatur von -10°C . Hier zeigt sich ein wesentlich niedrigerer Energiebedarf als in den anderen Szenarien, der sowohl in der Messung als auch im Modell festgestellt wird. Als ausschlaggebend kann hier die Lufttemperatur der Halle festgestellt werden, die in diesem Versuch mit $21,5^{\circ}\text{C}$ ca. 1,5 K über der durchschnittlichen Temperatur lag und somit zu zusätzlichen Wärmegewinnen des Prüfraums führte.

5.2.2 Verteilung der operativen Temperatur

Die Verteilung der operativen Temperatur im Raum ist abhängig von der Wahl des Messpunkts sowie der gewählten Heizfeldkonfiguration. Faktoren, die die Verteilung maßgeblich beeinflussen, werden im Folgenden aufgezeigt. Dabei wird eine Außentemperatur von -10°C , ein Luftwechsel von $0,5\text{ h}^{-1}$ angesetzt und die Beleuchtung ausgeschaltet, um möglichst signifikante Unterschiede darzustellen. Abbildung 5.6 zeigt folgend die Verteilung der operativen Temperatur im Raum in Abhängigkeit des Heizsystems. Dabei wurde der Messpunkt VP 2 (1,1 m) zur Regelung einer operativen Temperatur von 20°C verwendet. Alle Messwerte wurden einem äquidistanten, dreidimensionalen Raster entnommen, das den Aufenthaltsbereich im Raum nach den Standardwerten aus DIN EN 16798-3 (2017) darstellt. Bei einer Maschenweite des Rasters von 0,5 m werden somit 216 Messpunkte berücksichtigt.

Der Sollwert wurde in allen Szenarien exklusive HF1 erreicht. In den übrigen Szenarien liegt eine insgesamt geringe Streuung der operativen Temperatur zwischen $19,6$ und $20,6^{\circ}\text{C}$ vor. Dabei verschiebt sich diese Streuung hin zu höheren Temperaturen, wenn bei gleich großer Heizfläche ein schlechteres Sichtverhältnis vorliegt (vgl. HGW4s und HGW4a sowie HGD2 und HGW2). Die kleinsten Streuungen lassen sich in den Szenarien HK2, FBH, HG20 und HGW6 beobachten. Die genannten Heizfenster-Szenarien sind dabei durch eine große Heizfläche und einen verhältnismäßig großen Sichtfaktor des Messpunkts zu den Heizflächen geprägt. Im Heizkörper-Szenario wird die Homogenität der operativen Temperatur durch die vergleichsweise hohe konvektive Wärmeübergabe realisiert. Hieraus resultieren eine stärkere

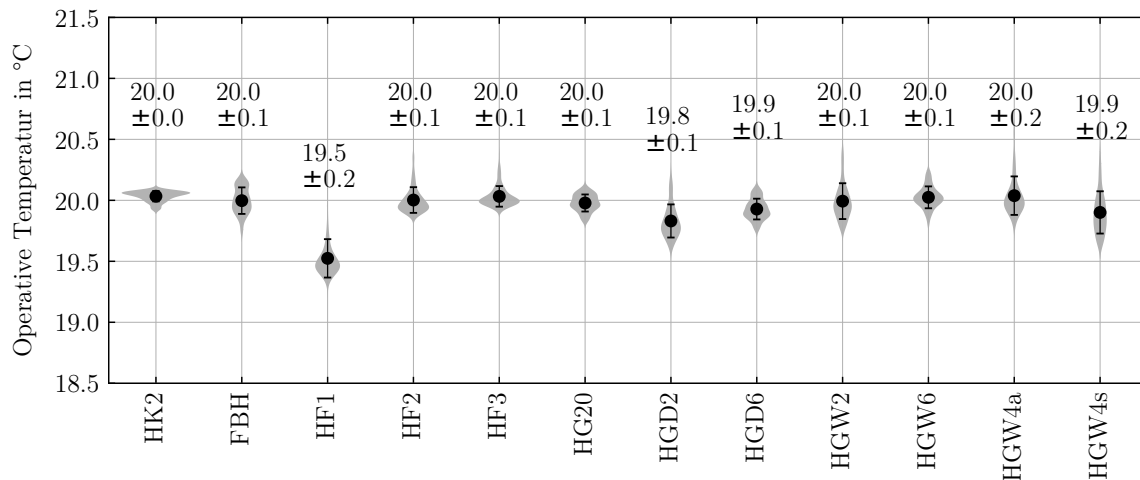


Abbildung 5.6: Verteilung der operativen Temperatur im Raum in Abhängigkeit des Heizsystems bei Herstellung einer operativen Temperatur von 20 °C an VP2 (1,1 m)

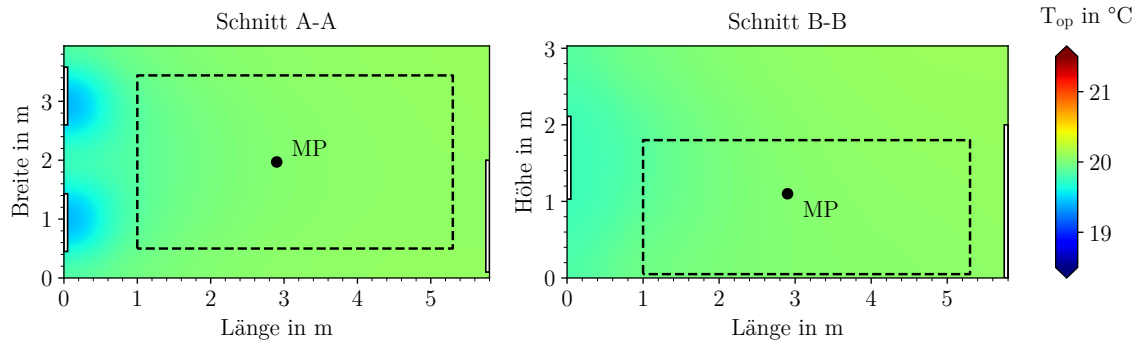
Durchmischung der Raumluft sowie niedrigere Heizoberflächentemperaturen. Exemplarisch werden die Temperaturverteilungen der Szenarien FBH, HF2, HG20, HGD2, HGW6 und HGW4s in Abbildung 5.7 gezeigt.

Schnitt A-A zeigt einen horizontalen Schnitt auf einer Höhe von 1,1 m. Schnitt B-B zeigt einen vertikalen Schnitt bei einer Breite von 1,97 m (Mitte des Raumes). Ebenfalls dargestellt wird der Messpunkt (MP), der zur Regelung der operativen Temperatur verwendet wurde. Der schwarz umrandete Bereich stellt den Aufenthaltsbereich im Raum nach den Standardwerten aus DIN EN 16798-3 (2017) dar.

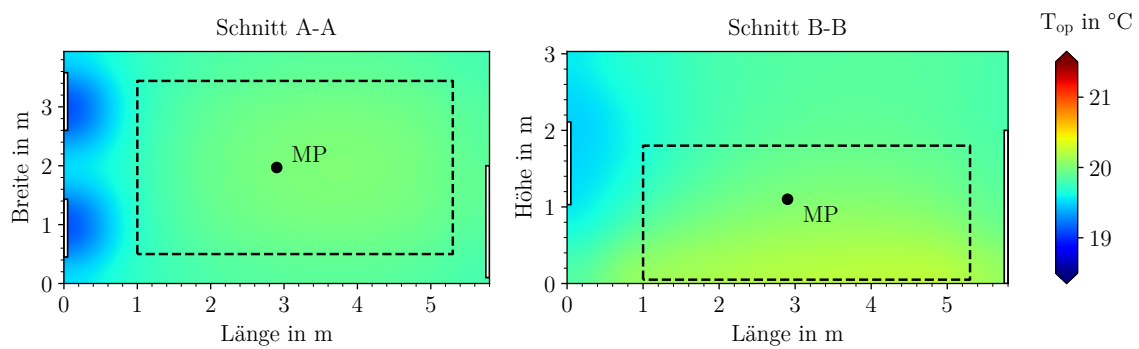
Auffällig ist eine sehr homogene Temperaturverteilung im gesamten Raum bei Verwendung aller Heizgewebe (HG20) sowie im Heizkörper-Szenario (HK2). Eine ähnlich homogene Verteilung lässt sich für die Fußbodenheizung beobachten. Die Fensterheizung erzeugt außerhalb des Aufenthaltsbereichs hohe operative Temperaturen ($> 22\text{ °C}$), die durch die höheren Fensteroberflächentemperaturen begründet sind. Ähnliche Effekte lassen sich im Szenario HGW6 beobachten. Aufgrund der größeren beheizten Fläche sind die Oberflächentemperaturen der Heizflächen niedriger und der Bereich extremer Temperaturen befindet sich auch hier außerhalb des Aufenthaltsbereichs. Wird die beheizte Fläche verkleinert (vgl. HGW4s) vergrößert sich der Bereich hoher, operativer Temperaturen, sodass sich die Streuung der operativen Temperaturen im Aufenthaltsbereich vergrößert. Aufgrund der größeren Distanz zur Außenwand kann hier ebenfalls ein Gradient in Längsrichtung des Raumes festgestellt werden. Im Szenario HGD2 werden ebenfalls hohe operative Temperaturen ($> 22\text{ °C}$) erzeugt. Aufgrund einer Deckenhöhe von 3,03 m und der damit größeren Distanz zum Aufenthaltsbereich werden im Aufenthaltsbereich keine Temperaturen $> 20,5\text{ °C}$ erzeugt.

Zur Erreichung einer möglichst homogenen operativen Temperatur sollte somit eine große beheizte Fläche vorliegen oder hohe Oberflächentemperaturen in den Bereichen des Raumes erzeugt werden, die nicht dem Aufenthaltsbereich zuzuordnen sind.

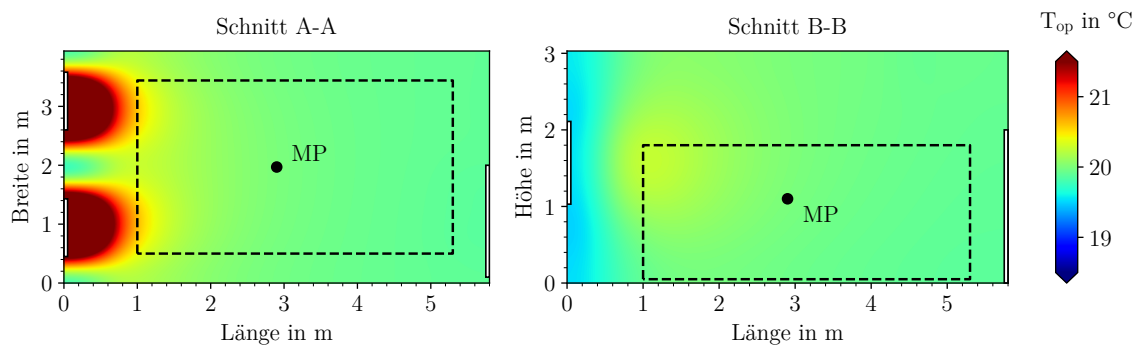
5.2. Simulative Betrachtung



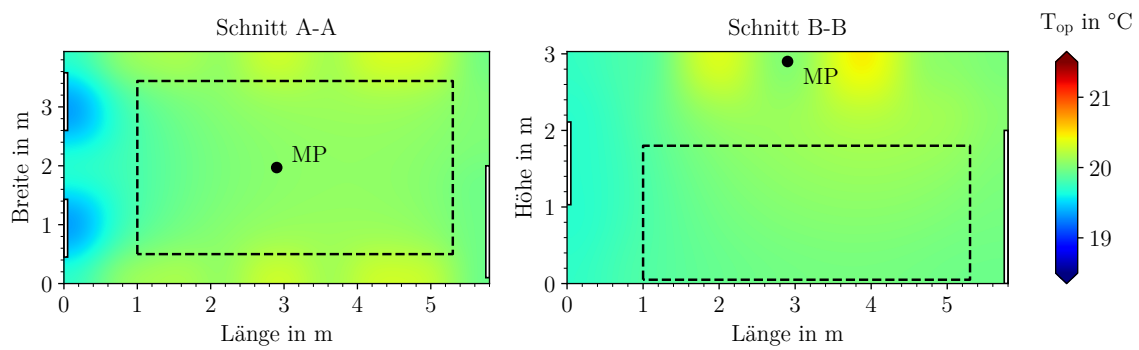
(a) Szenario HK2



(b) Szenario FBH

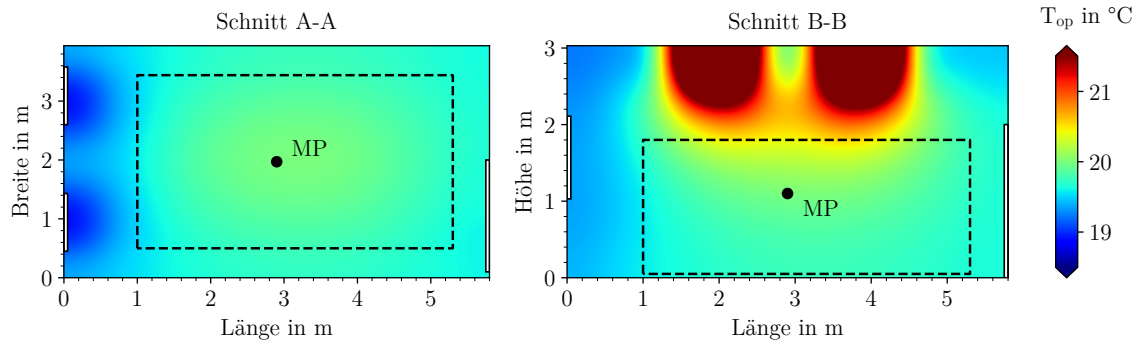


(c) Szenario HF2

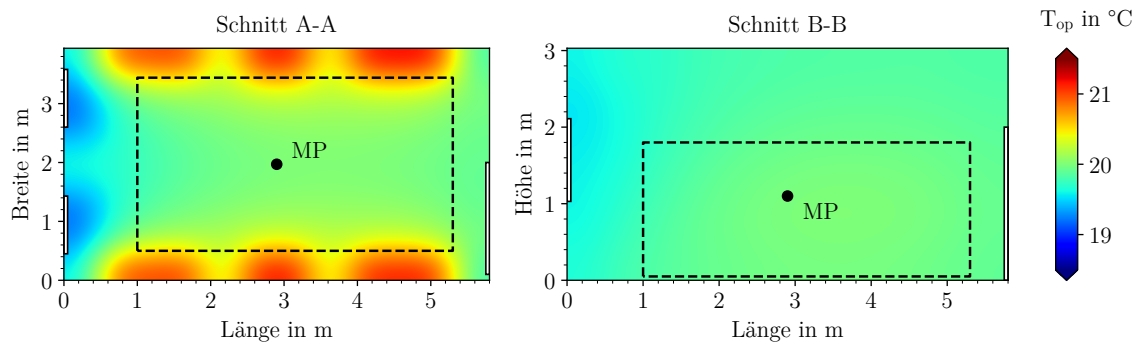


(d) Szenario HG20

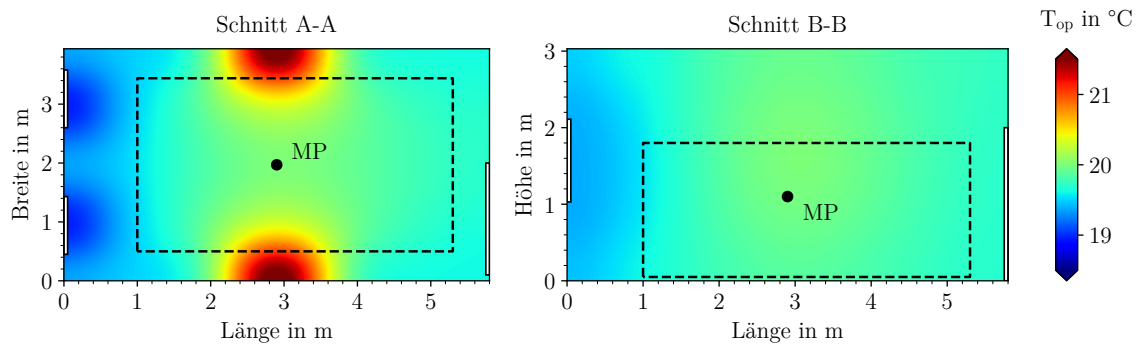
5.2. Simulative Betrachtung



(e) Szenario HGD2



(f) Szenario HGW6



(g) Szenario HGW4s

Abbildung 5.7: Verteilung der operativen Temperatur in den Szenarien HK2, FBH, HF2, HG20, HGD2, HGW6 und HGW4s. Schnitt A-A zeigt einen horizontalen Schnitt auf einer Höhe von 1,1 m. Schnitt B-B zeigt einen vertikalen Schnitt bei einer Breite von 1,97 m (Mitte des Raumes)

Tabelle 5.19: Mittlere Abweichung des Temperaturfeldes (operativ) vom Sollwert (20 °C)

Szenario	Temperaturdifferenz / K						
	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5	VP6	VP7
FBH	0,01	0	0,22	0,02	0,07	0,26	0,13
HF2	0,08	0	-0,24	0,07	0,02	-0,35	0,02
HF3	-0,03	0,03	-0,1	0,06	0,07	-0,19	0,06
HG20	-0,07	-0,02	0,19	-0,08	-0,11	0,08	0,03
HGD2	0	-0,17	0,2	-0,02	0,01	0,27	-0,09
HGD6	-0,04	-0,07	0,2	-0,05	-0,05	0,17	0,14
HGW2	-0,14	-0,01	0,26	-0,14	0	0,22	-0,06
HGW6	-0,09	0,02	0,24	-0,1	-0,35	-0,15	0,18
HGW4a	0,08	0,04	0,15	-0,35	0,11	0,3	0,06
HGW4s	0,04	-0,1	0,32	0,04	-0,71	0,37	-0,06
MW:	-0,02	-0,03	0,14	-0,05	-0,09	0,1	0,04
STD:	0,07	0,07	0,17	0,13	0,25	0,24	0,09
Min:	-0,14	-0,17	-0,24	-0,35	-0,71	-0,35	-0,09
Max:	0,08	0,04	0,32	0,07	0,11	0,37	0,18

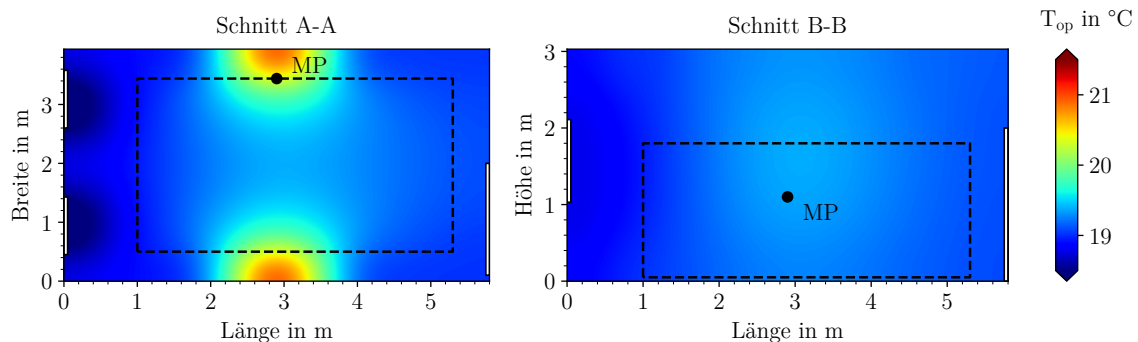


Abbildung 5.8: Verteilung der operativen Temperatur im Szenario HGW4s bei Herstellung einer stationären operativen Temperatur von 20 °C an VP5 (1,1 m)

5.2.3 Messpunktvergleich

Neben verschiedenen Varianten der Heizsysteme wird im Folgenden ebenfalls der Einfluss des Messpunktes auf die Verteilung der operativen Temperatur im Raum untersucht. Tabelle 5.19 zeigt folgend die mittlere Abweichung des operativen Temperaturfeldes vom Sollwert 20 °C. Neben den bereits bekannten Messpunkten VP1 bis VP6 (vgl. Kapitel 5.1) wird ein zusätzlicher Messpunkt VP7 eingeführt der sich mit einem Abstand von 0,15 m mittig unter Decke befindet.

Auffallend sind zunächst die Messpunkte VP3 und VP6 an denen die im Mittel höchste Überschreitung der operativen Temperatur vorliegt. Durch die direkte Nähe zur Außenwand sind eine größere Heizleistung und damit höhere Oberflächentemperaturen der Heizflächen erforderlich, um den Sollwert zu erreichen. Größere negative Abweichungen zeigen nur VP4, VP5 und VP6 in einzelnen Szenarien. Diese Abweichungen treten genau dann auf, wenn der Messpunkt nah an einer Heizfläche liegt (vgl. Abbildung 5.8).

Aufgrund der geringsten mittleren Abweichungen eignen sich die Messpunkte in Raummitte

5.3. Stationäre Wirkungsgrade von Flächenheizsystemen

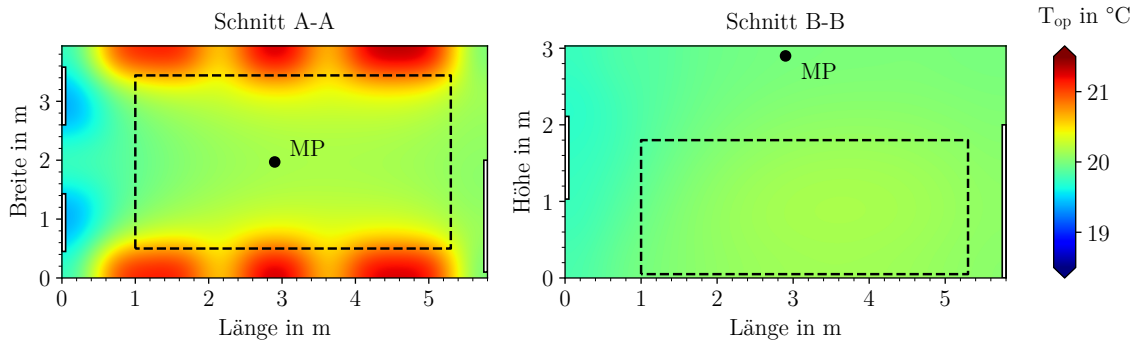


Abbildung 5.9: Verteilung der operativen Temperatur im Szenario HGW6 bei Herstellung einer stationären operativen Temperatur von 20 °C an VP7 (2,9 m)

(VP1, VP2 und VP7) am besten zur Regelung einer möglichst homogenen operativen Temperatur im gesamten Raum. Soll der Sollwert nur an einem Punkt des Raumes erreicht werden, eignen sich die Messpunkte für das jeweilige Szenario mit den höchsten negativen Abweichungen, da dem Raum hier die geringste Leistung zugeführt werden muss (vgl. Kapitel 5.1.1).

Aufgrund der zentralen Lage inmitten des Raumes scheiden VP1 und VP2 in der praktischen Anwendung aus. Somit bildet die Position von VP7 die Ausgangsbasis der Sensorentwicklung in Kapitel 6. Zu beobachten ist hier eine Überschreitung der mittleren operativen Temperatur in den Szenarien FBH, HGD6 und HGW6 aufgrund eines verhältnismäßig geringen Sichtfaktors.

Im praktischen Anwendungsfall wird eine Korrektur des Messwerts mit einem Offset als ausreichend angesehen, um unnötige Übertemperaturen im Aufenthaltsbereich zu vermeiden. Für große Produkte aus Sichtfaktor und vierfach potenziertes, absolutes Oberflächentemperatur der Heizflächen (vgl. Szenarien HGD2, HGW4a und HGW4s) muss der Messwert analog mit einem Offset reduziert werden, um eine Unterversorgung des Raumes zu vermeiden. In größeren Räumen mit ähnlichem A/V-Verhältnis (Oberfläche-Volumen-Verhältnis) wird eine Verstärkung der Effekte erwartet, da hier größere Distanzen zum Messpunkt auftreten und somit größere, beheizte Oberflächen oder höhere Oberflächentemperaturen notwendig werden. Die mittlere Strahlungstemperatur erhöht sich entsprechend mit vierter Potenz und erzeugt am Rand des Aufenthaltsbereichs höhere operative Temperaturen nahe der Heizflächen. Gleichzeitig steigt die Inhomogenität des operativen Temperaturfeldes.

5.3 Stationäre Wirkungsgrade von Flächenheizsystemen

Im Folgenden werden die Wirkungsgrade der Wärmeübertragung von Flächenheizsystemen im stationären Zustand genauer beleuchtet. Der Wirkungsgrad wird dabei durch Gleichung (5.6) definiert.

$$\eta = \frac{\dot{q}_h}{\dot{q}_h + \dot{q}_{h,a-u,a}} \quad (5.6)$$

\dot{q}_h beschreibt den Wärmestrom, den die Heizfläche in den Raum einbringen muss, um eine operative Temperatur von 21 °C zu halten. $\dot{q}_{h,a-u,a}$ beschreibt den zusätzlichen Wärmestrom,

5.3. Stationäre Wirkungsgrade von Flächenheizsystemen

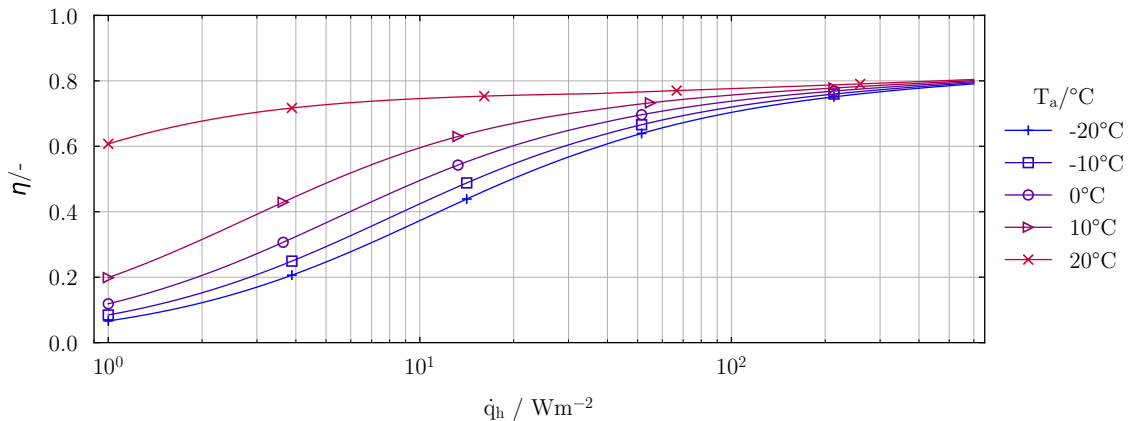


Abbildung 5.10: Wirkungsgrad eines Heizfensters (Zweischeibenverglasung, $U = 1,1 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Außentemperatur T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C

der sich aufgrund der erhöhten Temperatur der beheizten Fläche (h) gegenüber der unbeheizten Fläche (u) ausgehend von der Heizschicht nach außen (a) ergibt. In den folgenden Abschnitten wird eine getrennte Betrachtung für Heizfenster (Abschnitt 5.3.1), Wand-, Decken- und Boden-montierte Heizgewebe (Abschnitt 5.3.2) sowie Fußbodenheizungen (Abschnitt 5.3.3) durchgeführt.

5.3.1 Heizfenster

Der Wirkungsgrad eines Heizfensters bestimmt sich im Wesentlichen durch dessen substanziellen Aufbau, die Geometrie des Fensters sowie die vorliegende Innenraum- und Außentemperatur. Die Abhängigkeit dieser Parameter zeigt Abbildung 5.10 für ein Heizfenster mit einer Zweischeibenverglasung und einem U-Wert von $1,1 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Die Teilwiderstände nach innen und außen, ausgehend von der beheizten Schicht im Scheibenzwischenraum, wurden experimentell bestimmt (vgl. Abschnitt 5.1.1).

Im Volllastfall werden Wirkungsgrade bis zu 80 % erreicht. Im Teillastfall reduziert sich der Wirkungsgrad monoton und exponentiell. In Abhängigkeit der Außentemperatur treten bei sehr kleinen Wärmebedarfen des Raumes Wirkungsgrade unter 30 % auf. Auffällig ist ebenfalls ein zusätzlicher Anstieg der Wirkungsgrade ab einer Heizlast von ca. 40 W m^{-2} . Die laminare Auftriebsströmung wird hier zu einer turbulenten Strömung und erhöht den raumseitigen, konvektiven Wärmeübergang. Der Wechsel des Strömungsregimes hängt neben der zugeführten, flächenspezifischen Leistung auch von der Bauteilgeometrie ab.

Eine Vergrößerung der Fensterfläche resultiert aufgrund der erhöhten Wärmeübergabe in einer niedrigeren Oberflächentemperatur bei gleicher zugeführter absoluter Leistung. Der Effekt auf den Wirkungsgrad ist somit identisch zu einer Reduktion der Wärmeverluste des Raumes. Der Einfluss des größeren Strömungswegs aufgrund einer größeren Fensterhöhe ist bei Vorliegen einer natürlichen Konvektion marginal.

Eine Ausführung des Heizfensters in einer Dreischeibenverglasung entspricht einer Erhöhung des Teilwiderstands ausgehend von der Heizschicht nach außen. Den Einfluss dieser Reduktion

5.3. Stationäre Wirkungsgrade von Flächenheizsystemen

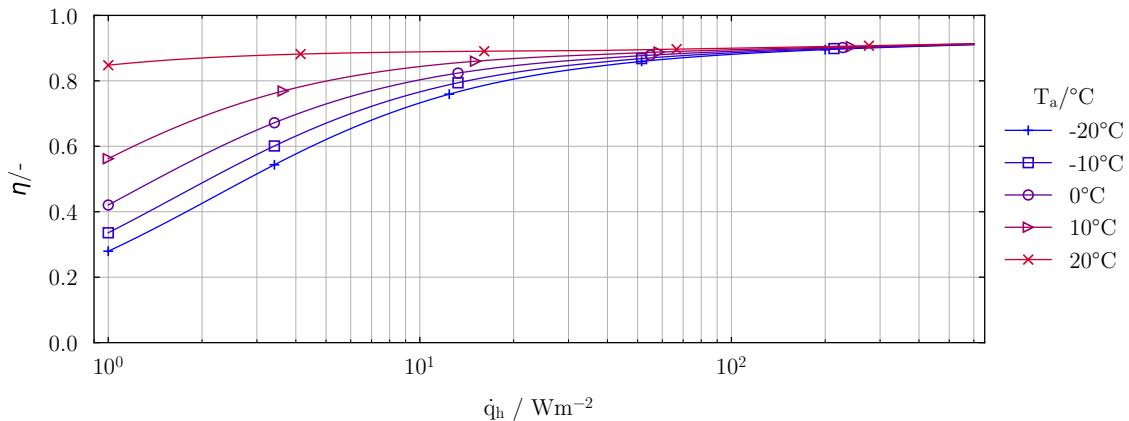


Abbildung 5.11: Wirkungsgrad eines Heizfensters (Dreischeibenverglasung, $U = 0,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Außentemperatur T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C

des U-Werts auf $0,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ zeigt Abbildung 5.11. Im Falle der Dreischeibenverglasung werden Wirkungsgrade bis zu 92 % erreicht. Mit sinkenden Wärmeverlusten des Raumes sinkt der Wirkungsgrad unterproportional im Vergleich zur Zweischeibenverglasung.

Wird ein innenliegender Sonnen- oder Sichtschutz verwendet, beeinflusst dies ebenfalls den Wirkungsgrad des Heizfensters. In Abhängigkeit der gewählten Variante verändern sich die konvektive und radiative Wärmeabgabe in den Raum anteilig. Eine Aufstellung zum Effekt einzelner Sonnen- und Sichtschutzvarianten auf den Wirkungsgrad des Heizfenster zeigt Anhang B.

Aus den Kennlinien für den Wirkungsgrad resultiert eine nur bedingte Eignung der Heizfenster als additionaler Wärmeerzeuger, um eine Spitzenlast auszugleichen. In diesem Szenario müssen niedrige Wärmeanforderungen bei zugleich niedrigen Außentemperaturen bedient werden. Dieses Szenario zeigt die vergleichsweise niedrigsten Wirkungsgrade.

5.3.2 Heizgewebe

Der Wirkungsgrad des Heizgewebes bestimmt sich im Wesentlichen durch die rückseitige Dämmung zum angrenzenden Raum oder Außenbereich. Die Abhängigkeit dieser Parameter zeigt wiederum Abbildung 5.12 für ein Wand-montiertes Heizgewebe. Der U-Wert der rückliegenden Wand beträgt $0,45 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Zwischen Heizgewebe und Wand befindet sich eine zusätzliche Dämmschicht mit einem Gesamtwiderstand von $0,04 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$.

Ist die zugeführte, flächenspezifische Leistung größer als 50 W m^{-2} , ist der Wirkungsgrad nahezu unabhängig von der Temperatur im angrenzenden Raum oder Außenbereich. Bei einer zugeführten, flächenspezifischen Leistung von 600 W m^{-2} wird ein maximaler Wirkungsgrad von 98 % erreicht. Bei einer Leistung von ca. 80 W m^{-2} kann ein Wechsel des Strömungsregimes in der Grenzschicht von einer laminaren Strömung zu hin zu einer turbulenten Strömung festgestellt werden. Äquivalent zum Heizfenster erhöht sich der konvektive Wärmeübergangskoeffizient, sodass mehr Wärme in den Innenraum übertragen werden kann. Eine signifikante Reduktion

5.3. Stationäre Wirkungsgrade von Flächenheizsystemen

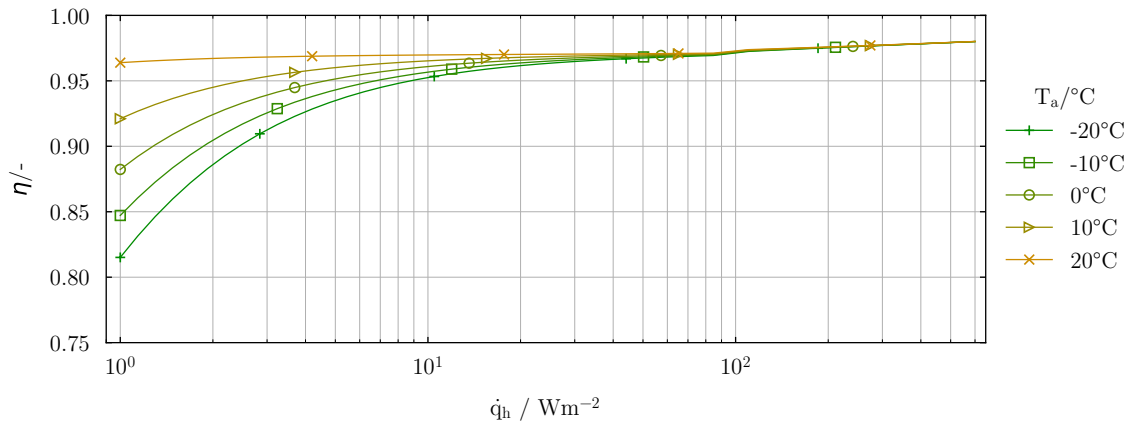


Abbildung 5.12: Wirkungsgrad eines Wand-Heizgewebes in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Temperatur im angrenzenden Raum (oder Außenbereich) T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C ; Thermischer Widerstand der rückliegenden Dämmschicht: $0,04 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$; U-Wert der rückliegenden Wand: $0,45 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

des Wirkungsgrads ($\leq 0,95$) kann nur bei niedrigen Außentemperaturen und einer zugeführten, flächenspezifischen Leistung kleiner als 10 W m^{-2} festgestellt werden.

Äquivalent zum Heizfenster verhält sich ebenfalls eine Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche. Je niedriger die zugeführte, flächenspezifische Leistung, desto niedriger der Wirkungsgrad des Heizgewebe. Der Effekt fällt geringer aus, da ein günstigeres Verhältnis aus den Wärmewiderständen nach innen und außen vorliegt.

Abbildung 5.13 vergleicht folgend den Wirkungsgrad von Wand-, Decken- und Bodenmontierten Heizgeweben. Die Außentemperatur wurde zu -20°C festgesetzt um möglichst signifikante Unterschiede darzustellen. Zusätzlich wird der Einfluss einer aufliegenden Putzschicht mit einer Dicke von 15 mm (Thermischer Gesamtwiderstand: $0,05 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$) auf den Wirkungsgrad des Heizgewebes aufgezeigt.

Eine Putzschicht mit einer Dicke von 15 mm über dem Heizgewebe reduziert den Wirkungsgrad im stationären Zustand um ca. 1% (unabhängig von der Bauteil-Orientierung). Liegt die abzugebende Wärmeleistung über 10 W ist der Wirkungsgrad des Heizgewebes nahezu unabhängig von der Orientierung des Heizgewebes. Im Maximum (bei einer Wärmeleistung von 1 W) liegt ein Unterschied von 7% zwischen Boden- und Deckenmontierten Heizgeweben vor.

5.3.3 Fußbodenheizung

Der Wirkungsgrad der Fußbodenheizung bestimmt sich (ähnlich dem Heizfenster) im Wesentlichen durch dessen substanziellen Aufbau sowie die vorliegende Innenraum- und Außentemperatur. Abbildung 5.14 zeigt den Wirkungsgrad in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Temperatur im angrenzenden Raum (oder Außenbereich) T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C . Der gewählte konstruktive Aufbau des Fußbodens entspricht dabei dem des Prüfraums aus Abschnitt 3.3.1. Liegt ein abweichender konstruktiver Aufbau des Fußbodens vor verändern sich auch die spezifischen Wirkungsgrade.

5.3. Stationäre Wirkungsgrade von Flächenheizsystemen

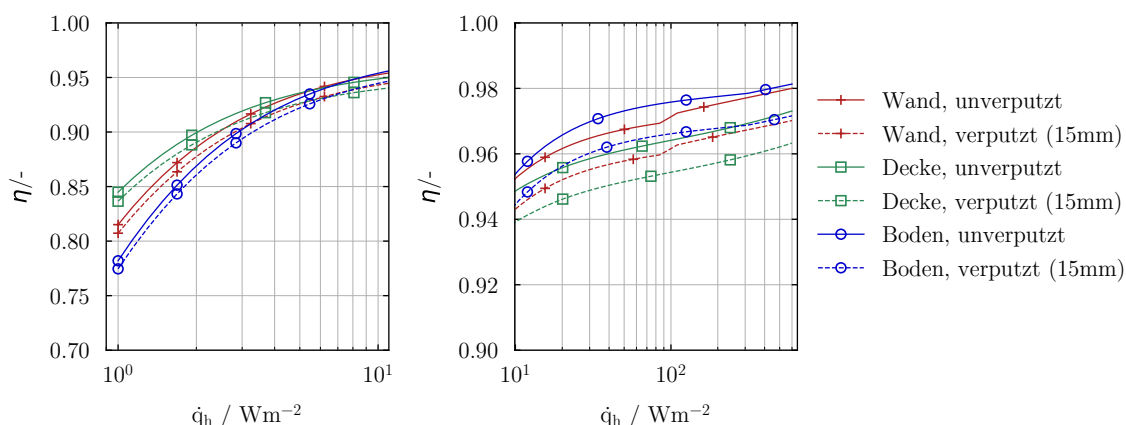


Abbildung 5.13: Vergleich des Wirkungsgrads von Decken-, Wand- und Boden-Heizgeweben (verputzt und unverputzt) in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h (links: 1 bis 10 W m^{-2} , rechts: 10 bis 600 W m^{-2}) bei einer Temperatur im angrenzenden Raum (oder Außenbereich) T_a von -20°C für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C ; Widerstand der aufliegenden Putzschicht: $0,05 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$; Thermischer Widerstand der rückliegenden Dämmschicht: $0,04 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$; U-Wert der rückliegenden Wand: $0,45 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

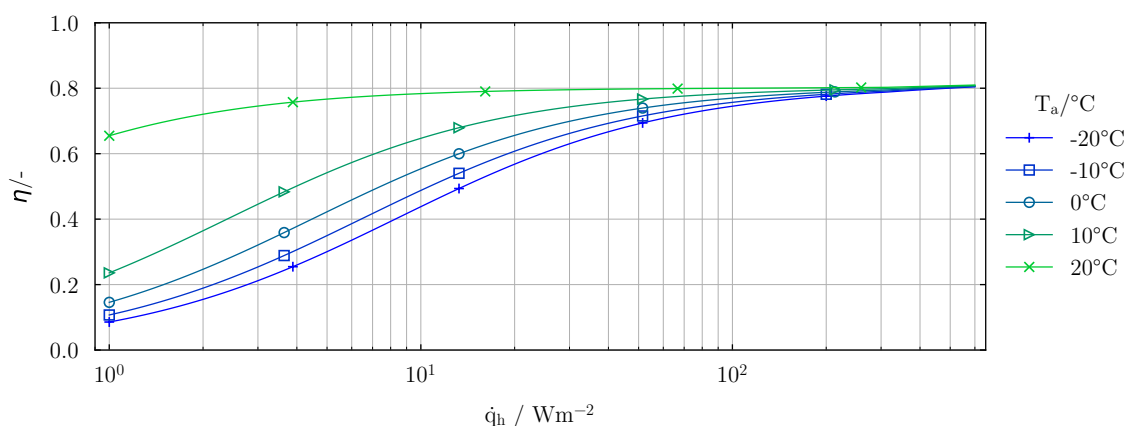


Abbildung 5.14: Wirkungsgrad einer Fußbodenheizung in Abhängigkeit der zugeführten, flächenspezifischen Leistung \dot{q}_h und der Temperatur im angrenzenden Raum (oder Außenbereich) T_a für die Aufrechterhaltung einer operativen Temperatur von 21°C

5.4. Vereinfachte Bestimmung der lokalen operativen Temperatur

Aufgrund der horizontalen Orientierung findet im Vergleich zum Heizfenster und Wand-Heizgewebe kein Wechsel des Strömungsregimes statt. Liegt eine angrenzende Temperatur von 20°C an, bleibt der Wirkungsgrad bis zu einer flächenspezifischen Leistung von 10 W m^{-2} nahezu unverändert bei ca. 80 %. Liegt eine Temperatur von -20°C an, reduziert sich der Wirkungsgrad bei einer flächenspezifischen Leistung von 10 W m^{-2} zu 45 %.

Im Vergleich zum Heizgewebe und Heizfenster weisen Fußbodenheizungen aus Gründen der thermischen Behaglichkeit geringere flächenspezifische Leistungen auf, sodass der Bereich niedriger Wirkungsgrade bereits bei größeren Wärmeverlusten des Raumes relevant wird. Äquivalent zum Heizgewebe an Innenwänden ist auch hier die Systemgrenze der Betrachtung relevant. Grenzt die Fußbodenheizung nicht an den Außenbereich sondern an einen ebenfalls zu beheizenden Raum, können die Wärmeverluste als Wärmegewinne des angrenzenden Raumes bilanziert werden. Der Wirkungsgrad wird zu 1.

5.4 Vereinfachte Bestimmung der lokalen operativen Temperatur

Gemäß den Gleichungen (2.13), (2.14) und (2.15), unterliegt die exakte Ermittlung der lokalen Strahlungstemperatur und somit auch der operativen Temperatur an einem bestimmten Ort innerhalb eines Aufenthaltsraumes zahlreichen, insbesondere geometrischen, Einflussparametern. Um die Dimensionierung von Strahlungs-Heizsystemen jedoch auf eine praktisch handhabbare Vorgehensweise zu reduzieren, wurde im Rahmen dieses Forschungsprojekts eine Methode zur vereinfachten Bestimmung der lokalen operativen Temperatur entwickelt und erprobt.

5.4.1 Approximation durch statistische Versuchsplanung

Das validierte 3D-Modell des Prüfraumes erlaubte es für beliebige Variationen aus Oberflächentemperaturen und Heizfeldern, die lokalen Strahlungs- und operativen Temperaturen an nahezu jedem Ort innerhalb des Raumes zu bestimmen. Um die stärksten Einflussparameter auf die lokalen Temperaturen zu identifizieren und gleichzeitig die Anzahl der auszuwertenden Varianten auf ein vertretbares Maß zu begrenzen, wurde eine Näherungsgleichung für die lokale operative Temperatur mithilfe der statistischen Versuchsplanung abgeleitet. Dabei werden zunächst mögliche Einflussparameter (sog. Faktoren) auf die Zielgröße anhand des bereits vorhandenen (physikalischen) Wissens ausgewählt. Im Weiteren wurden für jeden Faktor Minimal- und Maximalwerte sowie ggf. Mittelwerte eines sinnvollen Variationsbereichs festgelegt. Für den hier verwendeten sog. vollfaktoriellen Versuchsplan wurde die Zielgröße anschließend für sämtliche Kombinationsmöglichkeiten aus Minimal- und Maximalwerten der Faktoren und einen sog. Centerpoint bestimmt (vgl. z.B. Kleppmann, 2020). Der Centerpoint gab dabei insb. Aufschluss über die Linearität bzw. Nichtlinearität der Faktor-Einflüsse auf die Zielgröße. Anhand der Variation der Zielgröße für die verschiedenen Einstellwerte der Faktoren konnten schließlich die wesentlichen Einflussgrößen und Wechselwirkungen ermittelt werden. Zuletzt erfolgte eine Approximation der Versuchsergebnisse durch (abschnittsweise) lineare Modellansätze. Die wesentlichen Vorteile gegenüber einer Herangehensweise, bei der ein Faktor nach dem anderen variiert wird, lagen in einer massiven Reduktion der zu betrachtenden Varianten, einer integrierten Bewertung von Wechselwirkungen und der einfachen Anwendbarkeit standardisierter mathematischer Näherungsmethoden.

5.4. Vereinfachte Bestimmung der lokalen operativen Temperatur

Tabelle 5.20: Übersicht der Faktoren und Einstellwerte

Bez.	Kombination	Gleichung	Einstellwert (-)	Einstellwert (+)	Centerpoint
A	F1 · F2	$(T_h - T_l) \frac{A_h}{A}$	15 · 0,01	5 · 0,3	0,825
B	F3 · F4 · F5	$U_{a,m}(T_l - T_a) \frac{A_a}{A}$	0,2 · 10 · 0,1	1,1 · 35 · 0,3	5,875
C	$\frac{F6}{F7}$	$\frac{d_{MP-h,m}}{d_{MP-a,m}}$	$\frac{1,99}{4,48} (\cong VP4)$	$\frac{5,07}{1,08} (\cong VP3)$	2,61
D	F8	T_l	19	21	20

Anhand der bereits dargestellten messtechnischen und simulativen Erkenntnisse wurden als mögliche Einflussgrößen auf die zu bestimmende operative Raumtemperatur

- F1: die mittlere Übertemperatur der aktiven Heizflächen,
- F2: der Anteil der aktiven Heizflächen an den innenliegenden Raumbooberflächen,
- F3: der mittlere U-Wert der Außenfassade,
- F4: die Temperaturdifferenz zwischen Raumluft und Außenluft,
- F5: der Anteil der Außenfassade an den innenliegenden Raumbooberflächen,
- F6: der mittlere Abstand der aktiven Heizflächen zur Betrachtungsposition,
- F7: der mittlere Abstand der Außenfassade zur Betrachtungsposition und
- F8: die Lufttemperatur

vorausgewählt. Aus physikalischer Sicht erschien es darüber hinaus sinnvoll, die genannten Faktoren wie in Tabelle 5.20 gezeigt, zusammenzufassen.

So wurden in den Faktoren A und B jeweils die Über- bzw. Untertemperaturen der relevanten Flächen mit den zugehörigen Flächenanteilen multipliziert. Im Falle der Außenfassade stehen der Wärmedurchgangskoeffizient und die Außenlufttemperatur dabei repräsentativ für die raumseitige Oberflächentemperatur. In Faktor C wurden darüber hinaus die mittleren Abstände von der betrachteten Position im Raum zu den beheizten Flächen bzw. zur Außenfassade ins Verhältnis gesetzt, was im physikalischen Sinne einer vereinfachten Berücksichtigung der geometrischen Sichtfaktoren entspricht.

Die aufgeführten Einstellwerte repräsentieren dabei den Gültigkeitsbereich der Approximation (Gleichung 5.7) und ergaben sich aus der jeweils als sinnvoll angenommenen Bandbreite der einzelnen Einflussgrößen F1 bis F8.

Für die vier dargestellten Faktoren mit jeweils zwei Einstellwerten resultierten $2^4 = 16$ Versuche. Zusammen mit dem Centerpoint, bei dem alle Faktoren auf einen Mittelwert eingestellt wurden, ergaben sich folglich insgesamt 17 Versuche als Approximationsgrundlage. Die Zielgröße (die lokale operative Temperatur) wurde dabei mit Hilfe des validierten 3D-Modells (vgl. Kapitel 4) simulativ ermittelt.

In der anschließenden Analyse der durchgeführten Versuche wurde die Relevanz aller vier Faktoren aus Tabelle 5.20 bestätigt. Hinsichtlich der Wechselwirkungen der Faktoren A bis D zeigte sich nur für die Kombinationen A · C und B · C eine statistische Relevanz. Dies erscheint auch physikalisch nachvollziehbar, da die Oberflächentemperaturen und Flächenanteile (Faktoren A und B) in Kombination mit den jeweiligen Abständen (Faktor C) letztlich die übertragene Wärmestrahlungsleistung repräsentieren. Die beste Regression der Versuchsergebnisse zeigte

5.4. Vereinfachte Bestimmung der lokalen operativen Temperatur

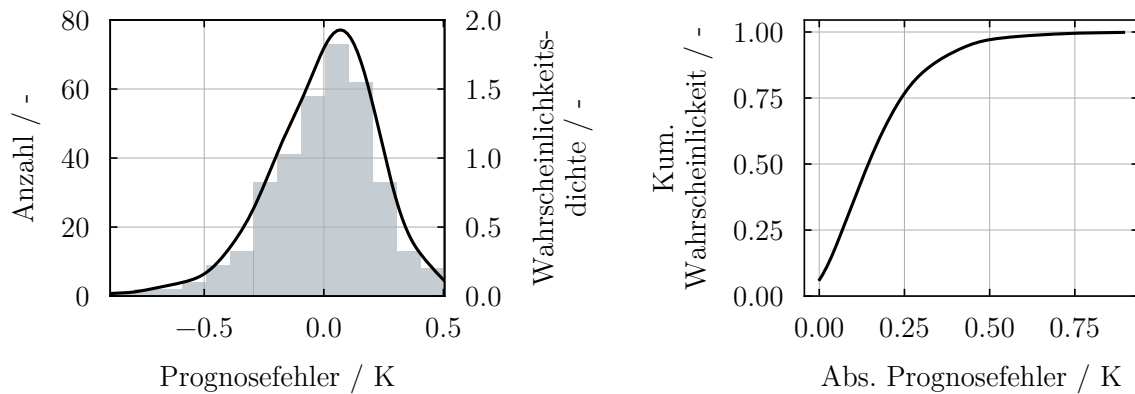


Abbildung 5.15: Links: Häufigkeitsverteilung und Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Prognosefehler des Approximationsmodells, Rechts: Kumulierte Wahrscheinlichkeit des absoluten Prognosefehlers des Approximationsmodells

sich für einen quadratischen Modellansatz, der sämtliche Faktoren sowie die genannten Wechselwirkungen berücksichtigt. Ein stark vereinfachter Modellansatz auf abschnittsweise linearer Basis und ohne die Berücksichtigung der Wechselwirkungen zeigte jedoch ebenfalls eine sehr gute Regressionsgüte. Bei einer Erprobung der Prognosegüte der Modellierungsansätze anhand der bis dahin durchgeführten Simulationen und Messungen erwies sich der abschnittsweise lineare Ansatz ohne Wechselwirkungen jedoch als wesentlich robuster, weshalb dieser insgesamt als besser geeignet erschien. In Gleichung (5.7) ist die fertige Approximation zur vereinfachten Prognose der lokalen operativen Temperatur innerhalb von Aufenthaltsräumen ausgedrückt.

$$T_{\text{MP,op}} = 0,455 \cdot (T_h - T_l) \frac{A_h}{A} - 0,08 \cdot U_{\text{a,m}}(T_l - T_a) \frac{A_a}{A} - 0,251 \cdot \frac{d_{\text{MP-h,m}}}{d_{\text{MP-a,m}}} + T_l + 0,95 \quad (5.7)$$

5.4.2 Validierung mittels Mess- und Simulationsdaten

Die Prognosegüte für Näherungsgleichung (5.7) wurde für sämtliche Betrachtungsvarianten aus Kapitel 5.1 (176 Messfälle) sowie für sämtliche Validierungsvarianten aus Kapitel 5.2 (176 Simulationen) erprobt. Abbildung 5.15 zeigt die dabei aufgetretenen Prognosefehler als Histogramm.

Die Standardabweichung der Prognose vom tatsächlichen Wert resultierte dabei mit einem Wert von ca. 0,22 K. Die mittlere Abweichung (arithmetisch) lag bei 0 K, der Median bei 0,03 K. Der Approximationsansatz zeigte also bei einer insgesamt sehr guten Prognosegüte eine geringfügige Tendenz für zu hohe lokale operative Temperaturen. Die größten Prognosefehler traten dabei für die Versuchspositionen 3 und 6 auf, also in unmittelbarer Nähe der Außenfassade (vgl. Abbildung 5.3). Die lokale operative Temperatur wurde an diesen Stellen durch das Approximationsmodell um bis zu 0,9 K überschätzt. Für unterschiedliche Raumhöhen (hier betrachtet 110 cm und 170 cm) zeigte sich hingegen kein signifikanter Unterschied hinsichtlich der Prognosegüte.

Messung der operativen Temperatur

Zur Messung der operativen Raumtemperatur kommen gemäß dem aktuellen Stand der Technik (vgl. z.B. DIN EN ISO 7726, 2002) zumeist sog. „Globe“-Thermometer, also mattschwarze Kugeln mit einem Durchmesser von ca. 15 cm, zur Verwendung. Diese werden, wie bereits in Kapitel 2.3.4 beschrieben, bei den in Aufenthaltsräumen typischen Randbedingungen in etwa in selbem Maße durch die umgebende Lufttemperatur und die mittlere Strahlungstemperatur der Raumumschließungsflächen beeinflusst, wie es am bekleideten menschlichen Körper der Fall ist. Der jeweilige Einfluss von Luft- und mittlerer Strahlungstemperatur wird dabei durch die konvektiven bzw. radiativen Wärmeübergangskoeffizienten ausgedrückt. In der Berechnung der operativen Temperatur gemäß Gleichung 2.12 wird dies mithilfe des Parameters $a = \frac{\alpha_k}{\alpha_k + \alpha_r}$ berücksichtigt, der den Anteil des konvektiven Wärmeübergangs am insgesamt vorhandenen Wärmeübergang wiedergibt (vgl. z.B. Rietschel, 1994).

Für eine Luftgeschwindigkeit von ca. $0,2 \text{ m s}^{-1}$ (Wahrnehmungsgrenze), einen Energieumsatz des Menschen von 1 met (sitzende Tätigkeit; 70 W m^{-2}) und einen Bekleidungsgrad von 1 clo (typische Bürokleidung im Winter; $0,155 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$) entspricht die operative Temperatur in erster Näherung dem arithmetischen Mittelwert aus Lufttemperatur und der mittleren Oberflächentemperatur der Raumumschließungsflächen ($a \approx 0,5$). Abweichungen von diesem etwa gleich großen Einfluss der Lufttemperatur und mittleren Strahlungstemperatur resultieren hingegen insb. für abweichende Luftgeschwindigkeiten. In nahezu ruhender Luft mit einer Geschwindigkeit von ca. $0,1 \text{ m s}^{-1}$ (z.B. bei reiner Strahlungsheizung) wird der Einfluss der mittleren Strahlungstemperatur etwas größer ($a \approx 0,4$). Bei vergleichsweise hohen Luftgeschwindigkeiten von rund $0,5 \text{ m s}^{-1}$ (z.B. im Einflussbereich von Luftdurchlässen) dominiert dementsprechend die Lufttemperatur ($a \approx 0,6$). In beiden Fällen verschiebt sich jedoch der Einfluss des konvektiven und radiativen Wärmeübergangs am Globe-Thermometer in etwa in selbem Maße, wie es am bekleideten Menschen der Fall ist. Die (rechnerische) Abweichung zwischen dem Messwert des Globe-Thermometers und der operativen Temperatur liegt daher für die genannten Beispiele in einer Größenordnung von nur ca. $0,04 \text{ K}$, also deutlich unterhalb der Messunsicherheit (vgl. Tabelle 3.2). Eine Verwendung von Globe-Thermometern lässt daher für die hier betrachteten Randbedingungen prinzipiell eine hinreichend genaue Bestimmung der vom Menschen empfundenen Temperatur erwarten.

Für die angestrebte Umstellung der Regelung von Raumheizsystemen auf die operative Temperatur als Führungsgröße erschienen Globe-Thermometer dennoch problematisch. Zum einen weist die Eigenmasse der 15 cm großen Kugeln eine nicht zu vernachlässigende thermische Trägheit auf. Für korrekte Messungen ist daher zunächst die Herstellung eines thermischen Gleichgewichts erforderlich. Die Zeitkonstanten der Globe-Thermometer liegen jedoch typischer

Weise bei ca. 10 bis 30 Minuten (vgl. z.B. Schmeiser, 1991) und somit deutlich über der angestrebten Reaktionszeit der Strahlungsheizsysteme. Weiterhin bestand eine Kernanforderung des zu entwickelnden Sensors zur Messung der operativen Temperatur in der praktischen Anwendbarkeit in Aufenthaltsräumen, um einen breitenwirksamen Wechsel der Führungsgröße hin zur operativen Temperatur ermöglichen zu können. Eine Verwendung derart großer Sensoren schied dementsprechend auch aus ästhetischen Gründen aus.

6.1 Sensor-Entwicklungsvarianten

Aufgrund der dargestellten eingeschränkten Eignung konventioneller Globe-Temperatur Sensoren wurde ein alternativer Sensor zur Messung der operativen Temperatur bei reaktionsschnellen Strahlungsheizsystemen entwickelt. Dazu fand unter anderem im Rahmen einer Diskussionsrunde während einer Veranstaltung des Mittelgebers („BBSR-Projektetage“ am 04. und 05.06.2019 in Bonn) eine Ideensammlung bzgl. grundsätzlich denkbaren Messprinzipien statt. Tabelle 6.1 zeigt eine Übersicht vorausgewählter Sensorvarianten sowie eine Bewertung hinsichtlich der relevanten Zielparameter, wobei „+“ einer Bewertung im positiven Sinne entspricht. Dabei wurde der Aspekt „Kosten“ doppelt und der Aspekt (Entwicklungs-)„Komplexität“ mit dem Faktor 0,5 gewichtet, um den Prioritäten der angestrebten Breitenetablierung gerecht zu werden.

Wie anhand der Bewertungs-Matrix ersichtlich wird, schieden Kleinst-Thermografie-Sensoren sowie bereits marktverfügbare (auf eine Anwendung in Räumen spezialisierte) Strahlungstemperatur-Sensoren aufgrund der jeweils eher hohen Kosten aus. Kleinst-Globe-Thermometer erschienen in Analogie zu den Pendants mit 15 cm Durchmesser aufgrund einer mangelnden Reaktionsschnelligkeit sowie einer nur mäßigen Universalität und Robustheit bei variablen

Tabelle 6.1: Überblick und Bewertung der Sensorvarianten

Variante	Komplexität (0,5)	Universalität (1)	Robustheit (1)	Schnelligkeit (1)	Kosten (2)	Summe
Infrarot-Sensor (Fresnellinse)	-	+	+	0	0	1,5
Infrarot-Sensoren (mehrere Richtungen)	+	+	+	++	+	6,5
Kleinst-Thermografie (motorisch rotierend)	-	++	-	+	-	-0,5
Kleinst-Thermografie (mehrere Richtungen)	0	+	+	++	--	0
Korrektur Luft-Sensor (modellbasiert)	0	-	0	-	++	2,0
Kleinst-Globe- Thermometer	+	0	0	--	+	0,5
Wärmeabgabe beheizte Halbkugel	--	+	-	-	0	-2,0
marktverfügbare Strahlungs- temperatur-Sensor(en)	++	+	+	0	-	1,0

Raum- und Heizflächen-Geometrien ungeeignet.

Ein Sensor, der auf der kontrollierten Strahlungs-Wärmeabgabe einer beheizten Halbkugel beruht, lies hingegen zwar eine gute Universalität, jedoch insbesondere eine hohe Entwicklungskomplexität und Störanfälligkeit erwarten. Das umgekehrte physikalische Prinzip eines Infrarot-Sensors in Kombination mit einer Fresnel(sammel)-Linse erschien grundsätzlich anwendungsgerecht. Problematisch war dabei jedoch insbesondere die Beschaffung einer Fresnellinse aus einem Material mit hoher Durchlässigkeit im infraroten Strahlungsspektrum (andernfalls wäre dieser Ansatz weitestgehend identisch zum Prinzip des Kleinst-Globe).

Als Alternative bot sich die Verwendung mehrerer Infrarot-Sensoren mit Ausrichtung in verschiedene Raumrichtungen an. Aufgrund der verhältnismäßig geringen Sensorpreise durch standardisierte Massenfertigung erschienen auch die dabei zu erwartenden Gesamtkosten eher gering. Insgesamt erreichte diese Variante darüber hinaus die mit deutlichem Abstand höchste Gesamtbewertung. Die nächsthöchste Gesamtbewertung resultierte für eine rein modellbasierte Korrektur von ggf. bereits vorhandenen Lufttemperatur-Sensoren (i.d.R. wandmontiert). Diese Vorgehensweise überzeugte insbesondere aufgrund der sehr geringen zu erwartenden Kosten. Dementsprechend wurden diese beiden Entwicklungspfade im weiteren Projektverlauf verfolgt und erprobt.

6.2 Infrarot-Strahlungssensoren

Im Bereich der Infrarot-Strahlungssensoren sind nach aktuellem Stand der Technik insbesondere solche Sensortypen verbreitet, die auf dem Prinzip sog. „Thermopiles“ beruhen. Dabei wird eine Reihenschaltung von Kleinst-Thermoelementen verwendet, um die Oberflächentemperatur eines Absorbers zu erfassen (vgl. z.B. Bernhard, 2014). Der Absorber befindet sich in einem Vakuum, um Wärmeeinträge aufgrund von Konvektion und Transmission so gering wie möglich zu halten. In den evakuierten Raum kann durch den Einsatz eines Filtermaterials nur Strahlung im Bereich von 5,5 bis 14 μm (Infrarot) eindringen, wodurch bspw. eine Verfälschung des Messwertes durch die Beleuchtung vermieden wird. Zumeist befindet sich zudem eine Vergleichsstelle auf der Basis eines Dünnschicht-Widerstandsthermometers innerhalb des Sensors. Die Abbildungen 6.1 und 6.2 zeigen den prinzipiellen Aufbau sowie die tatsächlichen Ausmaße in einem standardisierten TO-5 Gehäuse.

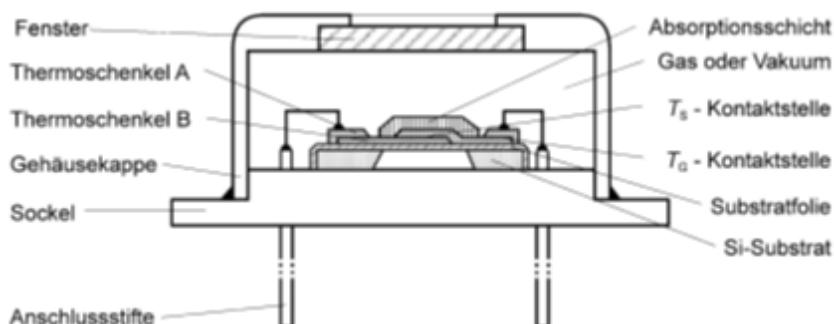


Abbildung 6.1: Aufbau Strahlungssensor nach Bernhard (2014)



Abbildung 6.2: Ausmaße des Sensors (Adafruit Industries, LLC)

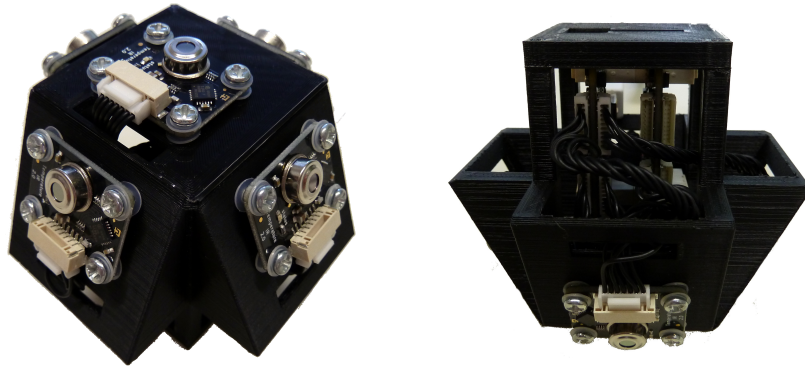


Abbildung 6.3: Sensor zur Bestimmung der mittleren Strahlungstemperatur

Derartige Sensoren werden mit sehr ähnlichen technischen Eigenschaften von verschiedenen Herstellern angeboten. Für große Stückzahlen liegt der Endkundenpreis in einer Größenordnung von ca. 8 € pro Stück. Die Signalausgabe erfolgt für marktübliche Sensoren zumeist über einen standardisiertes Busprotokoll (I²C).

6.2.1 Sensor-Konstruktion

Um den programmiertechnischen Aufwand des hier entwickelten Prototyps auf ein vertretbares Maß zu begrenzen, wurde auf eine „Plug-and-Play“-Lösung (Typ *TinkerForge Temperature IR Bricklet 2.0*) zurückgegriffen, bei der die Sensoren bereits auf einer Platine vormontiert waren. Diese Sensor-Platinen konnten im Baukastenprinzip verbunden werden, sodass ein direktes Auslesen per USB möglich war. Die fertige Gesamtkonstruktion des entwickelten Sensors zeigt Abbildung 6.3. Der dargestellte Prototyp wies Außenabmessungen von ca. 8 cm x 8 cm x 7 cm auf, wobei das Gehäuse mittels 3D-Druck hergestellt wurde. Dabei waren jedoch etwa 80 bis 90 % des Gesamtvolumens auf die „Plug-and-Play“-Elektroniklösung zurückzuführen. Die eigentlichen Infrarot-Sensoren (metallische Zylinder, vgl. auch Abbildung 6.2) wiesen lediglich einen Durchmesser sowie eine Höhe von jeweils ca. 9 mm auf. Eine spätere, massentaugliche Variante kann somit nochmals deutlich kleiner ausfallen, da die erforderliche Elektronik zum Auslesen des Sensor-Signals (I²C-Bus) sowie die Weiterverarbeitung zu einem Messwert der operativen Raumtemperatur dann direkt im Netzgerät zur Heizflächenversorgung oder bei konventionellen Heizsystemen im Gehäuse des Ventil-Stellantriebs eingebettet werden kann. Somit wäre z.B. eine Unterbringung der Infrarot-Strahlungssensoren in einem konventionellen Rauchwarnmelder denkbar.

Auf den hier verwendeten Platinen wurden IR-Sensoren vom Typ *Melexis MLX90614ESF-BAA* verbaut. Deren Messunsicherheit beträgt laut Herstellerangaben ca. $\pm 0,5$ K für Oberflächentemperaturen zwischen 0 °C und 60 °C bei Umgebungstemperaturen zwischen 0 °C und 50 °C. Wie in Abbildung 6.3 zu sehen ist, wurden insgesamt fünf Infrarot-Sensoren im Prototyp verbaut, um möglichst sämtliche Raumbooberflächen zu erfassen. Gemäß der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung beläuft sich der Gesamtfehler für einen arithmetischen Mittelwert aller fünf Sensoren somit auf ca. $\pm 1,12$ K.

Vorgesehen wurde eine Befestigung des Sensors an der Raumdecke, da für diese zumeist von den besten Sichtverhältnissen zu den übrigen Raumbooberflächen und den geringsten Ver-

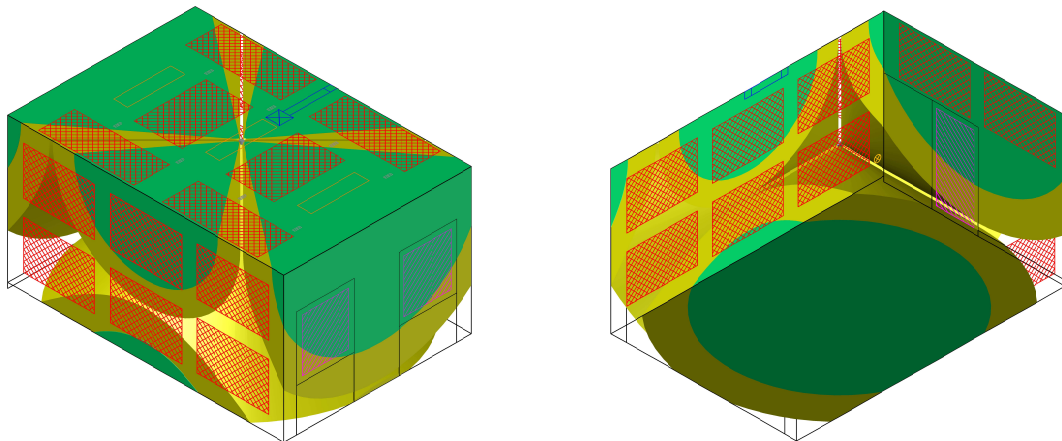


Abbildung 6.4: Erfassung der Raumumschließungsflächen durch Sensor-Blickwinkel (Raummitte; Neigung 0°)

schattungseinflüssen durch Möbel o.Ä. auszugehen ist. Die weitere geometrische Ausgestaltung des Sensor-Prototyps zielte auf eine möglichst große Flexibilität hinsichtlich der Positionierung in horizontaler Richtung ab. Abbildung 6.4 zeigt dazu zunächst die für den Prüfraum resultierenden Sichertverhältnisse der Sensoren für den Fall einer Positionierung in Raummitte und bei einer Neigung von 0° gegenüber der Horizontalen (wobei ein Sensor stets eine Neigung von 90° aufwies, also vertikal nach unten blickte).

Das Sichtfeld der einzelnen Sensoren breitet sich kegelförmig aus, wobei die größte Empfindlichkeit in der Kegelachse vorliegt. Bis zu einem Blickwinkel von ca. 75° reduziert sich die Empfindlichkeit auf etwa 75 % (grün dargestellter Bereich in Abbildung 6.4). Bei einem Blickwinkel von 90° beträgt die Empfindlichkeit noch ca. 50 % (gelb dargestellter Bereich). Die Wahrnehmungsgrenze der Sensoren liegt schließlich bei Blickwinkeln von etwa 125°. Wie aus Abbildung 6.4 deutlich hervor geht, wurde der Deckenbereich bei dieser Sensoranordnung besonders gut erfasst, im Bereich der unteren Wandoberflächen entstanden jedoch größere nicht oder nur schwach erfasste Bereiche. Insgesamt wurden bei dieser Konfiguration nur etwa 53 % aller Raumboberflächen mit einer Sensorempfindlichkeit von min. 75 % (grüne Bereiche) erfasst. Mit einer Empfindlichkeit von min. 50 % (gelbe und grüne Bereiche) wurden rund 79 % der Raumboberflächen erfasst. Eine Unterscheidung nach Bauteilen ist darüber hinaus in Tabelle 6.2 dargestellt.

Für übliche Raumhöhen (2 bis 3 m) zeigte sich im Rahmen einer Parametervariation für die vier horizontal ausgerichteten Sensoren bei einer Neigung von ca. 25° die insgesamt beste Erfassung aller Raumboberflächen. Die dafür resultierenden Sensorblickwinkel sind in Abbildung 6.5 dargestellt.

Wie aus Tabelle 6.2 ebenfalls hervor geht, erhöhte sich der Anteil der insgesamt mit einer Sensor-Empfindlichkeit von min. 50 % erfassten Raumboberflächen dabei auf knapp 91 %. Während die Wände und der Fußboden nun nahezu vollständig erfasst wurden, verblieben die größten schwach erfassten Bereiche mit rund 25 % der Deckenfläche. Ebenfalls betrachtet wurde eine Verschiebung des Sensors aus der Raummitte in Richtung des Randbereichs, wie in Abbildung 6.6 dargestellt. Dabei zeigte sich, dass eine Beeinflussung des tatsächlich erfassten Anteils der Raumumschließungsflächen durch eine moderate Variation der Sensorposition eher

Tabelle 6.2: Übersicht der vom Sensor erfassten Flächenanteile bei verschiedenen Positionen bzw. Neigungen

Position	Neigung	Fläche	Anteil der mit min. 50 %	Anteil der mit min. 50 %	Anteil der mit min. 75 %
			Empfindlichkeit erfassten Bauteilfläche in %	Empfindlichkeit erfassten Raumoberflächen in %	Empfindlichkeit erfassten Raumoberflächen in %
Mitte	0°	Boden	90,7	79,3	53,4
		Wände	70,2		
		Decke	91,2		
Mitte	25°	Boden	97,4	90,8	76,3
		Wände	94,5		
		Decke	74,4		
Rand	25°	Boden	97,3	90,7	77,8
		Wände	94,8		
		Decke	73,6		

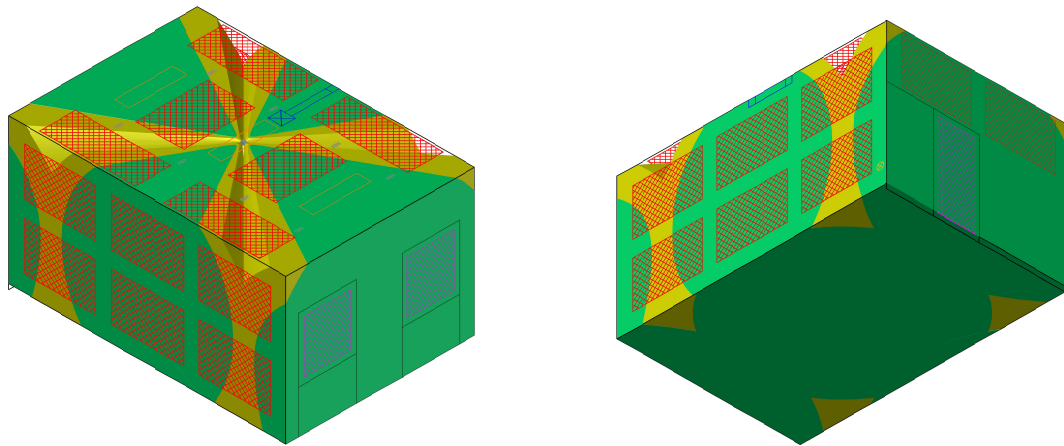


Abbildung 6.5: Erfassung der Raumumschließungsflächen durch Sensor-Blickwinkel (Raummitte; Neigung 25°)

gering ausfüllt. So wurden dabei zwar einige, nur mit geringer Sensor-Empfindlichkeit erfasste Bereiche vergrößert, die Gegenüberliegenden wurden jedoch nahezu im selben Maße verringert. Der insgesamt erfasste Raumoberflächen-Anteil blieb daher nahezu konstant, wie ebenfalls aus Tabelle 6.2 hervorgeht.

Ein sehr ähnlicher Effekt resultierte für die in den Sensoren parametrisierten Emissionsgrade der Raumoberflächen. Würde beispielsweise ein mittlerer Emissionsgrad der Raumoberflächen von 90 % angenommen, wäre für die Ermittlung des Messwerts von einem Infrarot-Sensor eine Berücksichtigung der Reflexionstemperatur der übrigen Raumoberflächen mit einem Anteil von 10 % (bei opaken Bauteilen) erforderlich. Diese Bauteiloberflächen wurden bei der beschriebenen Sensorkonstruktion jedoch ohnehin (weitestgehend) von den übrigen Infrarot-Sensoren erfasst. In der Folge hoben sich die Messfehler durch eine Vernachlässigung des Reflexionsgrades der Bauteile bei einer (arithmetischen) Mittelung der einzelnen Sensor-Messwerte zu einem Gesamtwert nahezu auf. Für die hier durchgeführte Sensor-Erprobung wurden daher vereinfachend Emissionsgrade von 1,0 verwendet.

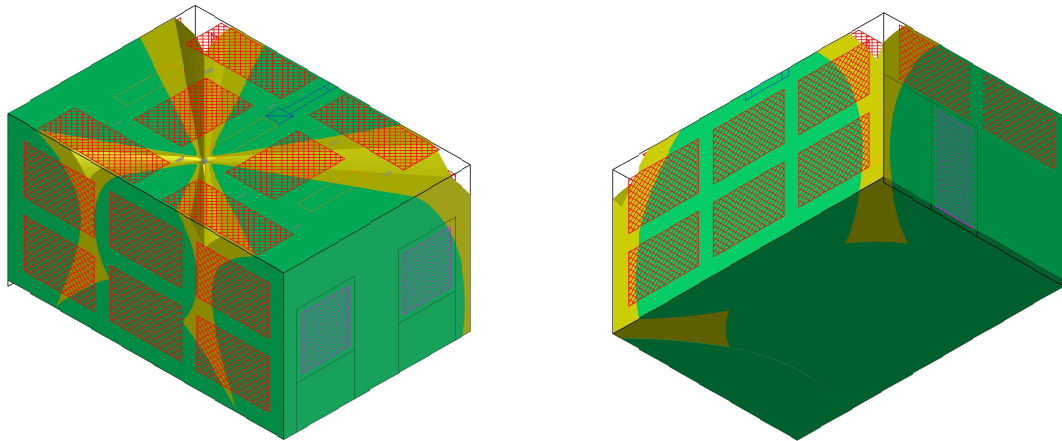


Abbildung 6.6: Erfassung der Raumumschließungsflächen durch Sensor-Blickwinkel (Randposition; Neigung 25°)

6.2.2 Sensor-Erprobung

Wie in Kapitel 6.1 bereits diskutiert, war für den zu entwickelnden Sensor insbesondere eine hohe Reaktionsschnelligkeit von zentraler Relevanz, um der angestrebten Schnelligkeit des Gesamtsystems gerecht zu werden. Daher erfolgte die Erprobung des Sensors neben einem stationären Vergleich mit den Messwerten der konventionellen Sensoren auch für Aufheiz- und Abkühlphasen des Prüfraumes. In Abbildung 6.7 sind dazu die Messwerte der verschiedenen Temperatursensoren für eine zyklische Beheizung bzw. Auskühlung des Raumes mit den Heizfeldern des Szenarios HGW6 dargestellt. Dabei erfolgte die Regelung der Leistungszufuhr der Heizfelder mit Hilfe eines reaktionsschnellen PI-Reglers (Verstärkungsfaktor 10; Integrationszeit 15 s), wobei der arithmetische Mittelwert aller fünf Infrarot-Sensoren (Positionierung in Raummitte, Neigung 25°) als Führungsgröße diente. Der Sollwert wurde fortlaufend für jeweils vier Stunden zwischen 16 °C und 20 °C variiert.

Zwischen Stunde 15 und 16 ist zunächst der annähernd stationäre Zustand am Ende einer vierstündigen Heizphase zu sehen. Zu diesem Zeitpunkt lag eine Lufttemperatur von etwa 19,4 °C und eine operative Temperatur von ca. 20,1 °C vor, wobei beide Werte an VP2 („Raummitte“) auf einer Höhe von 110 cm gemessen wurden. Der Messwert eines konventionellen Wandsensors (siehe Kapitel 6.3) betrug ca. 21 °C. Unmittelbar nach der Sollwertabsenkung (16:00) ist ein deutlich schnellerer Abfall des (mittleren) Messwerts der fünf Infrarot-Sensoren zu erkennen als für die übrigen Sensoren. Dies ist auf das erwartungsgemäß rasche Absinken der Oberflächentemperatur der Heizfelder nach einer Abschaltung der Stromzufuhr aufgrund der Styropor-Dämmschicht zwischen Heizgewebe und Wand (vgl. Kapitel 3.3.3) zurückzuführen. Daran anschließend wiesen alle Temperatursensoren den charakteristischen exponentiellen Verlauf einer freien Auskühlung auf. Etwa ab Stunde 17 zeigte der Mittelwert der fünf Infrarot-Sensoren einen annähernd deckungsgleichen Verlauf zum Messwert der operativen Temperatur des Globe-Thermometers. Dies deutet auf eine Dominanz der thermischen Trägheit des Raumes ggü. der Trägheit der verschiedenen Sensoren in diesem Zeitraum hin.

Zu Beginn von Stunde 20 erfolgte im Anschluss an die vierstündige Raumauskühlung eine plötzliche Sollwerterhöhung von 16 °C auf 20 °C. Es ist zu erkennen, dass die (insgesamt) zugeführte elektrische Leistung durch den o.g. PI-Regler daraufhin instantan von 0 W auf ca.

6.2. Infrarot-Strahlungssensoren

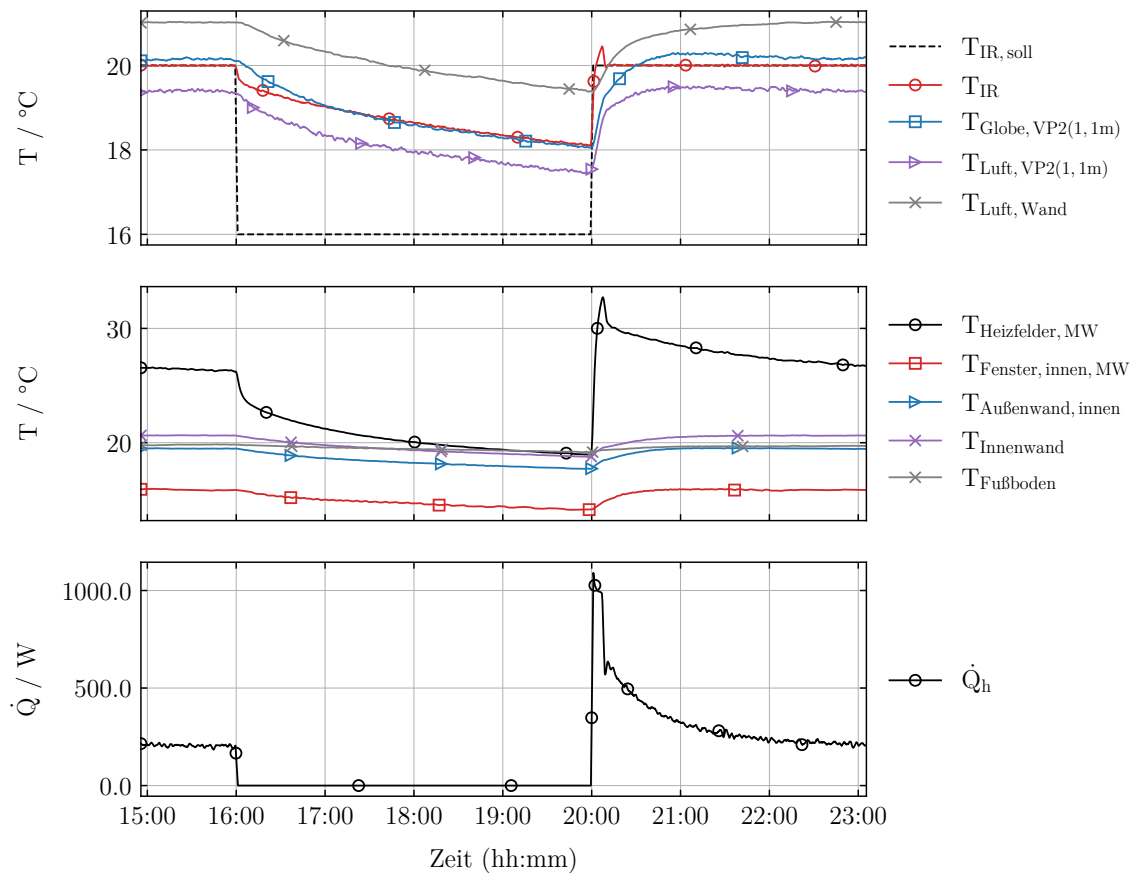


Abbildung 6.7: Reaktionsschnelligkeit verschiedener Sensoren (hier 4 h Zyklus, Szenario HGW6)

1117W erhöht wurde. Unmittelbar vor Beginn dieser Wiederaufheizung lag die Lufttemperatur an VP2 auf einer Höhe von 1,1 m cm bei ca. $17,5^\circ\text{C}$. Die operative Temperatur (Globe-Thermometer) an gleicher Position betrug ebenso wie die mittlere Temperatur der fünf Infrarot-Sensoren etwa $18,1^\circ\text{C}$. Der Wandsensor wies einen Temperaturwert von rund $19,4^\circ\text{C}$ auf. Abbildung 6.7 zeigt weiterhin, dass die mittlere Oberflächentemperatur der in diesem Szenario (HGW6) beheizten Heizfelder innerhalb von etwa 7 Minuten um gut 13 K anstieg (davon erfolgten etwa 10 K binnen der ersten 3 Minuten). Ebenfalls ist zu beobachten, dass der mittlere Temperaturmesswert der fünf Infrarot-Sensoren bereits nach etwa 2 Minuten und 40 Sekunden erstmalig den Sollwert von 20°C erreichte. Das anschließende „Überschwingen“ betrug im Maximum ca. 0,5 K und erstreckte sich über einen Zeitraum von etwa 4,5 Minuten.

Die konventionellen Temperatursensoren zeigten im Vergleich zu den Infrarot-Sensoren eine deutlich geringere Reaktionsschnelligkeit. So erreichte beispielsweise das Globe-Thermometer erst etwa 27 Minuten nach Beginn der Wiederaufheizung einen Messwert von 20°C . Die rechnerische Zeitkonstante des Gesamtsystems lag für die verschiedenen Sensoren im dargestellten Beispiel bei etwa 40 Sekunden für die Infrarotsensoren, 6 Minuten und 40 Sekunden für den Lufttemperaturfühler, 10 Minuten und 40 Sekunden für das Globe-Thermometer und etwa 18 Minuten und 30 Sekunden für den Wandsensor.

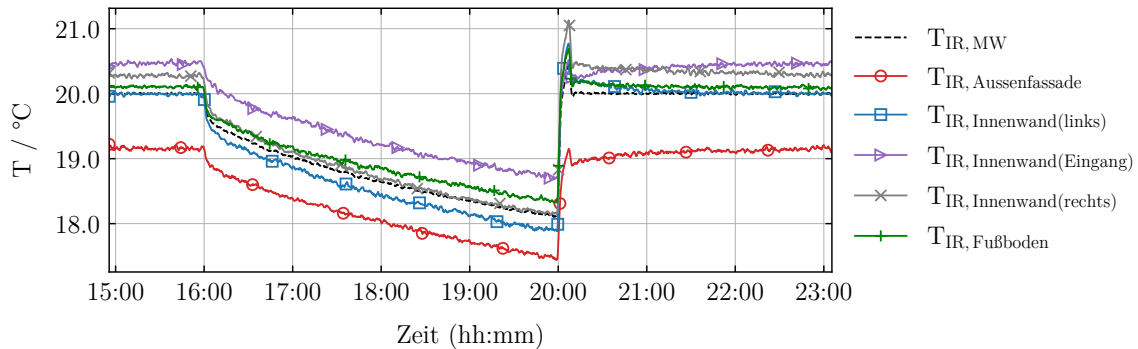


Abbildung 6.8: Einzelwerte Infrarot-Sensoren (hier 4 h Zyklus, Szenario HGW6)

Abbildung 6.8 zeigt die zeitlichen Verläufe der Temperatur-Messwerte der einzelnen Infrarot-Sensoren für die beschriebene zyklische Sollwertänderung. Erwartungsgemäß zeigte sich insbesondere für den in Richtung der Außenwand orientierten Infrarot-Sensor ein deutlich geringerer Messwert. Bei einer Außenlufttemperatur von etwa -10 °C lag dieser im stationären Fall ca. $0,8\text{ K}$ unterhalb des Mittelwerts aller fünf Sensoren. Dies steht in guter Übereinstimmung mit den Differenzen der in Abbildung 6.7 dargestellten Messwerten der Oberflächen-Temperatur Sensoren (vgl. Kapitel 3.3.4). Die übrigen Infrarot-Sensoren wiesen im stationären Fall nur geringfügige Abweichungen voneinander auf (im Maximum ca. $0,4\text{ K}$). Insbesondere während des Auskühlvorgangs wies jedoch der Infrarot-Sensor mit Orientierung in Richtung des Eingangsbereichs einen erhöhten Einzelmesswert auf (ca. $0,6\text{ K}$ oberhalb des Mittelwerts aller fünf Sensoren). Eine mögliche Erklärung dafür ist der für diese Innenwand im Vergleich zu den übrigen Innenbauteilen große Oberflächenanteil ohne raumseitige Dämmschicht durch Heizgewebe oder Teppichbelag (vgl. Abbildung 3.4). In der Folge wurde bei diesem Bauteil im Auskühlfall vergleichsweise viel Wärme aus der Bauteilkapazität entladen, was zu vergleichsweise hohen Oberflächentemperaturen führte.

Im stationären Fall zeigten sich für den arithmetischen Mittelwert der fünf Infrarotsensoren in sämtlichen Betrachtungs-Szenarien nur geringe Abweichungen zum Messwert des Globe-Thermometers auf einer Höhe von 110 cm an VP2, wie in Tabelle 6.3 zu sehen.

In den dargestellten Vergleichsfällen wurde die operative Temperatur (Globe-Thermometer) bei einer Außenlufttemperatur von -10 °C auf 20 °C geregelt. Im Mittel aller Szenarien betrug die betragsmäßige Abweichung des arithmetischen Mittelwerts der fünf Infrarot-Sensoren zur operativen Temperatur gemäß Globe-Thermometer rund $0,16\text{ K}$. Die maximale Überschätzung der operativen Temperatur durch den arithmetischen Mittelwert der Infrarot-Sensoren lag mit $0,57\text{ K}$ für das Szenario HGD2 vor. Zurückzuführen ist dies insbesondere auf die geometrischen Randbedingungen des Szenarios, in dem die (ausschließlich) beheizten Flächen für zwei Infrarot-Sensoren nahezu vollständig im Sichtbereich mit der größten Empfindlichkeit lagen (vgl. Abbildung 5.4). Die maximale Unterschätzung der operativen Temperatur durch den arithmetischen Mittelwert der Infrarot-Sensoren lag hingegen mit ca. $-0,26\text{ K}$ für das Szenario HK2 vor. Dies wird insbesondere auf die bei diesem Szenario vorgelegene konvektive Form der Wärmeübergabe zurückgeführt. Wie bereits in Tabelle 4.6 zu erkennen war, lag für dieses Szenario bei VP2 die geringste Abweichung zwischen Lufttemperatur und operativer Temperatur vor. Es waren also geringere Strahlungstemperaturen der Rauminnenoberflächen

6.3. Modellbasierte Korrektur von Lufttemperatur-Sensoren

Tabelle 6.3: Vergleich zwischen Globe-Thermometer (VP2, 110 cm) und Infrarot-Strahlungssensoren im stationären Fall

Szenario	$T_{\text{op,VP2}(1,1\text{m})} - T_{\text{IR,MW}}$
HK2	-0,26
FBH	-0,04
HF1	0,13
HF2	0,14
HF3	-0,11
HG20	-0,05
HGD2	0,57
HGD6	0,17
HGW2	0
HGW6	-0,16
HGW4a	0,14
HGW4s	0,13

erforderlich, um den Sollwert der operativen Temperatur zu erreichen. Der nur indirekte Einfluss der vergleichsweise hohen Lufttemperatur auf die Infrarot-Strahlungssensoren begründet folglich die in diesem Szenario aufgetretene Unterschätzung der operativen Temperatur.

Für die übrigen Szenarien waren die festgestellten Abweichungen zwischen dem arithmetischen Mittelwert der Infrarot-Sensoren und der operativen Temperatur gemäß Globe-Thermometer so gering, dass eine systematische Korrektur (z.B. durch eine Variation der Gewichtung der Einzelsensoren) als nicht sinnvoll erschien.

Als mögliche Erklärung für die geringen Abweichungen ist zum einen die Dominanz der Strahlungstemperaturen auf den Messwert des Globe-Thermometers bei reinen Strahlungsheizungen zu nennen. Für weiterführende Betrachtungen erscheint daher eine ausführliche Überprüfung der Eignung der Infrarot-Sensoren zur Bestimmung der operativen Temperatur bei verschiedenen Luftheizsystemen sinnvoll. Zum anderen fällt auf, dass die Mittelwerte der Infrarot-Sensoren in den Szenarien HF1, HF2, HGD2, HGD6, HGW4a und HGW4s auch im stationären Fall unterhalb der operativen Temperaturen gemäß Globe-Thermometer lagen. Vor dem Hintergrund, dass sich die Lufttemperaturen in allen Szenarien ebenfalls unterhalb der operativen Temperaturen befanden (vgl. Tabelle 5.7), sind mittlere Strahlungstemperaturen unterhalb der operativen Temperaturen jedoch physikalisch nicht plausibel (vgl. Gleichung 2.12).

Da die Lufttemperatur-Sensoren und die Sensoren innerhalb der Globe-Thermometer im verwendeten Versuchsaufbau kalibriert wurden (vgl. Kapitel 3.3.4), liegt hier ein geringfügiger systematischer Messfehler vor. Da sich die Infrarot-Sensoren jedoch sehr gut zur Bestimmung der operativen Temperatur bei reaktionsschnellen Strahlungsheizsystemen erwiesen haben, erscheint eine Behebung dieser Problematik durch die zusätzliche Messung der Lufttemperatur und die einmalige Bestimmung eines („Offset“) sinnvoll.

6.3 Modellbasierte Korrektur von Lufttemperatur-Sensoren

Als zweiter Entwicklungspfad für einen Sensor zur Messung der operativen Temperatur wurde in Kapitel 6.1 eine modellbasierte Korrektur von konventionellen Lufttemperatursensoren ausgewählt. Diese sind in Aufenthaltsräumen, abgesehen von der direkten Integration in

6.3. Modellbasierte Korrektur von Lufttemperatur-Sensoren

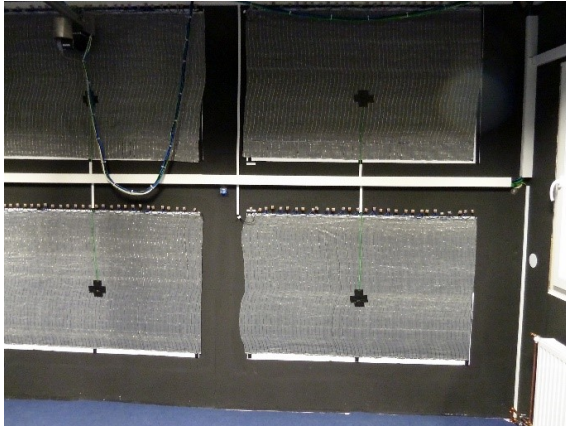


Abbildung 6.9: Montage-Position des Wand-sensors



Abbildung 6.10: Detailansicht des Wandsensors

Tabelle 6.4: Vergleich zwischen Wand-Tempersensor (T_W) und Luft- (T_l) bzw. Globe-Thermometer (T_{op}) im stationären Fall

Szenario	$T_W - T_{op,VP2(1,1m)} / K$	$T_W - T_{l,VP2(1,1m)} / K$
HK2	1,23	1,52
FBH	1,13	1,64
HF1	1,08	1,74
HF2	1,36	1,90
HF3	1,14	1,65
HG20	0,77	1,58
HGD2	1,96	1,81
HGD6	0,92	1,70
HGW2	0,82	1,53
HGW6	0,86	1,59
HGW4a	1,15	1,71
HGW4s	0,97	1,73

Thermostatventil-Köpfen, insbesondere in Form einer Wandmontage verbreitet. Im betrachteten Prüfraum wurde ein digitaler Sensor (Typ *TinkerForge Temperature Bricklet 2.0*) auf Basis eines CMOS-Siliziumchips (Typ *SENSIRION STS3x*) verwendet, dessen Messgenauigkeit vom Hersteller mit $\pm 0,2K$ angegeben wird. Der Sensor wurde in einem Kunststoffgehäuse mit Ein- und Ausströmöffnungen an einer innenliegenden Raumwand auf einer Höhe von ca. 1,5 m über dem Boden montiert, wie in den Abbildungen 6.9 und 6.10 dargestellt.

Tabelle 6.4 zeigt einen Vergleich der stationären Messwerte des Wandsensors zur Messung der operativen Temperatur mittels Globe-Thermometer und der Lufttemperatur an VP2 („Raummitte“) auf einer Höhe von 1,1 m.

Bei der Erfassung der dargestellten Messwerte wurde der Prüfraum bei einer Außenlufttemperatur von $-10^\circ C$ für die jeweiligen Szenarien auf eine operative Temperatur von $20^\circ C$ (Globe-Thermometer) geregelt. Im arithmetischen Mittel lag der Messwert des Wandsensors dabei rund 1 K oberhalb der operativen Temperatur und ca. 1,7 K über der Lufttemperatur. Die stärkste Überschätzung der Temperaturen in Raummitte durch den Wandsensor trat dabei mit rund 1,4 K oberhalb der operativen Temperatur und ca. 1,9 K über der Lufttemperatur für

6.3. Modellbasierte Korrektur von Lufttemperatur-Sensoren

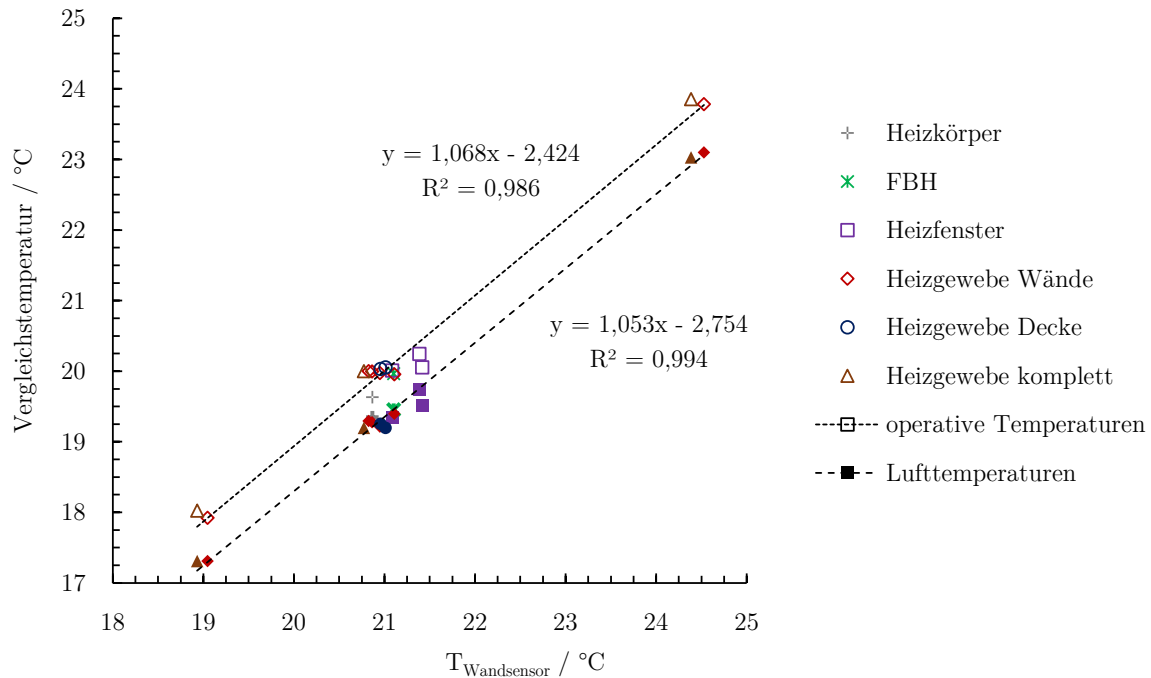


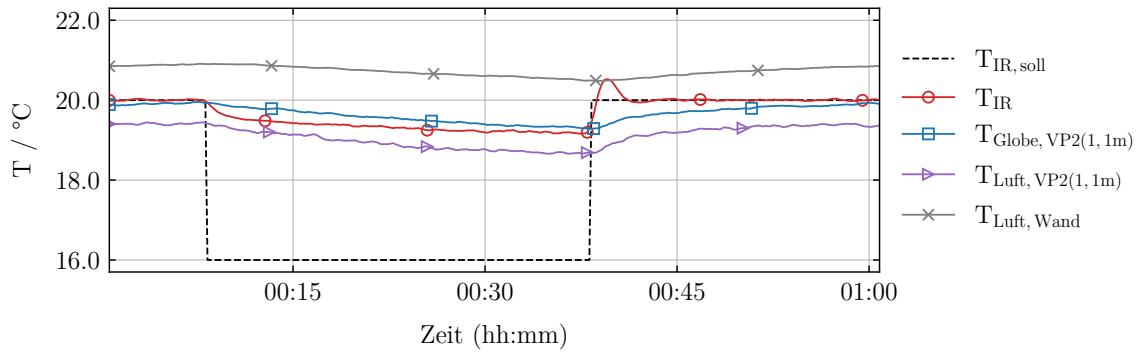
Abbildung 6.11: Messwert-Abweichung des Wandsensors bei verschiedenen Szenarien und Temperaturniveaus

das Szenario HF2 auf. Das gute Sichtverhältnis zwischen dem Montageort des Wandsensors und dem linken Heizfenster sowie die verhältnismäßig hohen Oberflächentemperaturen der Heizfenster in diesem Szenario (vgl. Tabelle 5.13) deuten auf eine signifikante Beeinflussung des Wandsensors durch Wärmestrahlung hin. Die geringsten Abweichungen des Wandsensors von den Temperaturen in Raummitte zeigten sich für die Szenarien HG20, HGW2 und HGW6 mit ca. 1,5 K bis 1,6 K in Bezug auf die operative Temperatur und etwa 0,8 K bis 0,9 K bezogen auf die Lufttemperatur. Für diese Szenarien lagen entweder sehr geringe Oberflächentemperaturen oder ungünstige Sichtverhältnisse zum Wandsensor vor, was ebenfalls auf eine Beeinflussung des Wandsensors durch Wärmestrahlung hindeutet.

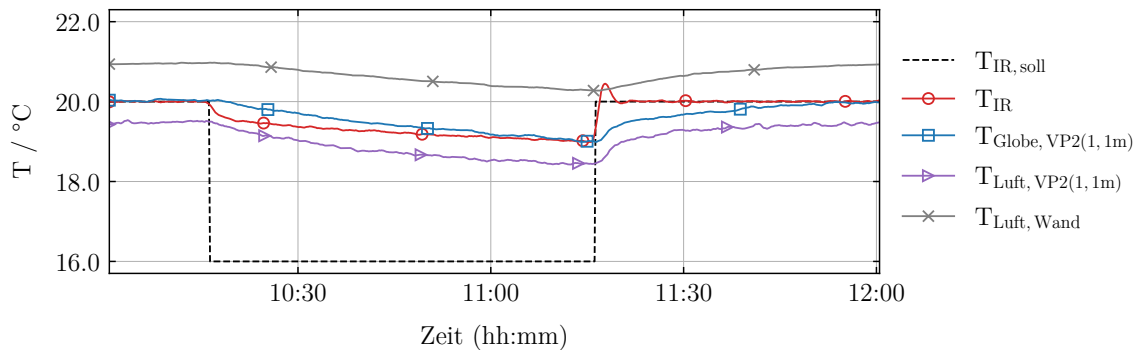
Die geringste Abweichung des Wandsensors zur Lufttemperatur an VP2 lag dabei für das Szenario HK2 vor, da bei diesem Szenario aufgrund der hauptsächlich konvektiven Wärmeübergabe die am stärksten ausgeprägte Homogenisierung der Lufttemperatur im Prüfraum vorlag. Insgesamt zeigte sich jedoch eine ausgeprägte Tendenz des Wandsensors für durchgängig zu hohe Messwerte bei vergleichsweise geringem Einfluss durch die geometrische Anordnung und Art der Wärmeübergabe. Abbildung 6.11 zeigt dazu die gemessenen Abweichungen zwischen dem Wandsensor und der operativen sowie Lufttemperatur in Raummitte für die verschiedenen Wärmeübergabeszenarien. Für die Szenarien HG20 und HGW4a wurde die Abweichung des Wandsensors außerdem exemplarisch bei zwei abweichenden Sollwerten der operativen Temperatur (18 °C und 24 °C) betrachtet.

Die Differenz zwischen den stationären Messwerten des Wandsensors und den Temperaturen an VP2 zeigte sich dabei mit guter Näherung als unabhängig vom Temperaturniveau. Eine rechnerische Korrektur der Messwerte von Temperatursensoren in Wandmontage zur Bestim-

6.3. Modellbasierte Korrektur von Lufttemperatur-Sensoren



(a) Nutzungszyklus 0,5 h



(b) Nutzungszyklus 1 h

Abbildung 6.12: Reaktionsschnelligkeit verschiedener Sensoren (Szenario HGW4s)

mung einer repräsentativen operativen Temperatur in Aufenthaltsräumen erscheint daher im stationären Fall gut durch eine Justierung (Feststellung eines „Offset“) anhand einer einmaligen Vergleichsmessung realisierbar. Dies steht in sehr guter Übereinstimmung mit detaillierten Betrachtungen zur Positionierung von Temperatursensoren in Aufenthaltsräumen (vgl. z.B. Franzke, 2019).

Zur Regelung von reaktionsschnellen Heizsystemen erscheint eine Verwendung von Wandsensoren mit rechnerischer Messwertkorrektur jedoch aufgrund der geringen Reaktionsschnelligkeit ungeeignet, wie in Abbildung 6.12 zu erkennen ist. Dargestellt sind in Analogie zu Abbildung 6.7 die zeitlichen Verläufe verschiedener Sensor-Messwerte für eine Außenlufttemperatur von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei einer zyklischen Sollwert-Variation, wobei als Führungsgröße wiederum der Mittelwert der Infrarot-Sensoren diene (vgl. Kapitel 6.2).

Am Beispiel von Szenario HGW6 wurden nun Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen von jeweils 0,5 h (Abbildung 6.12a) und 1 h (Abbildung 6.12b) betrachtet. In Übereinstimmung mit Abbildung 6.7 ist klar zu erkennen, dass sich der Messwert des Wandsensors bei allen betrachteten Nutzungs- und Nichtnutzungszeiträumen nur unzureichend schnell an die Temperaturänderungen im Prüfraum anpasste. Wie bereits in Kapitel 6.2.2 diskutiert, drückt sich dies auch in den Zeitkonstanten des Gesamtsystems aus Wärmeübergabe und Sensor aus. Diese betrugen für den Wandsensor ca. 18,5 min in Szenario HGW6 und rund 35 min und 10 s in

6.3. Modellbasierte Korrektur von Lufttemperatur-Sensoren

Szenario HGW4s. Für den Infrarot-Sensor betrugen die Zeitkonstanten des Gesamtsystems hingegen nur ca. 40 s in Szenario HGW6 und etwa 2 min und 40 s in Szenario HGW4s.

Bezüglich der messtechnischen Erfassung der operativen Raumtemperatur kann daher die Schlussfolgerung gezogen werden, dass für (reaktionsschnelle) Flächenheizsysteme die Anwendung von Sensoren zu bevorzugen ist, die auf dem Prinzip der (verzögerungsfreien) Strahlungs-Wärmeübertragung beruhen.

Dynamisches Betriebsverhalten

Neben den bereits in den Kapiteln 5 und 6 diskutierten Einflüssen der geometrischen Verhältnisse und der Führungsgröße beim Einsatz von Strahlungsheizungen steht in diesem Kapitel das dynamische Betriebsverhalten im Fokus. Von besonderem Interesse sind dabei die Reaktions-schnelligkeit und die Energieeffizienz bei variierender Raumnutzung. Dies wird in Abschnitt 7.1 anhand von experimentellen Ergebnissen diskutiert. Darauf aufbauend wird in Abschnitt 7.2 das thermisch-energetische Simulationsmodell für den dynamischen Anwendungsfall validiert. Abschließend wird in Abschnitt 7.3 das Aufheizverhalten der betrachteten niedrig-kapazitiven, direktelektrischen Heizsysteme unter verschiedenen Randbedingungen vom Raum entkoppelt betrachtet.

7.1 Versuchsreihen mit dynamischen Randbedingungen

Konventionelle Wärmeübergabeformen, wie z. B. Heizkörper oder Fußbodenheizungen, weisen sowohl eine verhältnismäßig geringe Reaktionsschnelligkeit als auch energetische Nachteile aufgrund der erforderlichen Beladung und zumeist ungenutzten Entladung der thermischen Eigenkapazitäten auf. Im Rahmen von experimentellen Betrachtungen wurden daher das dynamische Betriebsverhalten und die dabei auftretenden energetischen Nutzungsgrade der Heizgewebe und Heizfenster im Vergleich zu konventionellen Systemen analysiert.

Konkrete Nutzungsprofile von Aufenthaltsräumen im Sinne einer variierenden Personenpräsenz im Verlaufe eines Tages in verschiedenen Raumnutzungsarten (z. B. Wohnen, Büro, Besprechung usw.) wurden aufgrund der Vielzahl der relevanten Varianten im Rahmen der thermisch-energetischen Simulationen in Kapitel 9 betrachtet. Gegenstand der experimentellen Betrachtungen zum dynamischen Betriebsverhalten waren daher zyklische Sollwertvariationen, die typische Zeiträume von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen repräsentieren. So wurden in Analogie zum Konzept der Pulsweitenmodulation in der Elektrotechnik aufeinanderfolgende Zeitintervalle mit und ohne Beheizung betrachtet. Im vorliegenden Fall wurden Intervalldauern von 0,5 h, 1 h, 2 h und 4 h betrachtet. Der in Kapitel 3.3 beschriebene Prüfraum wurde also abwechselnd für die Dauer von jeweils z. B. einer Stunde beheizt und nicht beheizt. Während der Zeiträume mit Beheizung wurde ein Sollwert der operativen Temperatur von 20 °C vorgegeben, wobei der mittlere Messwert der Infrarot-Sensoren (vgl. Kapitel 6.2) als Führungsgröße diente. Für alle Wärmeübergabesysteme kamen dabei konventionelle PI-Regler zur Verwendung. Deren Parameter wurden auf Basis von Sprungantworten mit etablierten Einstellregeln nach Ziegler u. a., 1942 ermittelt. Für die Heizgewebe und Heizfenster würden je nach Betrachtungsszenario (vgl. Tabelle 5.1) unterschiedliche Sprungantworten und somit variierende Regelparameter

resultieren. Für die hier durchgeführten Betrachtungen wurden daher zur Regelung der reaktionsschnellen Strahlungsheizsysteme Mittelwerte der Regelparameter verwendet (vgl. Kapitel 8.1.2).

Abbildung 7.1a zeigt zunächst beispielhaft die gemessenen Temperaturverläufe der verschiedenen Wärmeübergabesysteme bei einer Beheizungs- und Nichtbeheizungsdauer von jeweils 30 min. Erwartungsgemäß zeigte sich für die Heizsysteme mit hoher thermischer Eigenkapazität dabei keine (Fußbodenheizung) oder nur eine sehr geringe Temperaturabsenkung (ca. 0,3 K bei den Heizkörpern). Die im stationären Fall energetisch günstigste Heizgewebeanordnung (Szenario HGW6, vgl. Kapitel 5.1.1) zeigte hingegen genau wie das Szenario HF2 binnen 30 Minuten bereits eine Auskühlung von ca. 0,8 K. Bei einer reduzierten Heizgewebefläche (z. B. Szenario HGW4s) gelang aufgrund der noch geringeren thermischen Kapazität der Wärmeübergabe sogar eine Auskühlung von etwa 1,1 K.

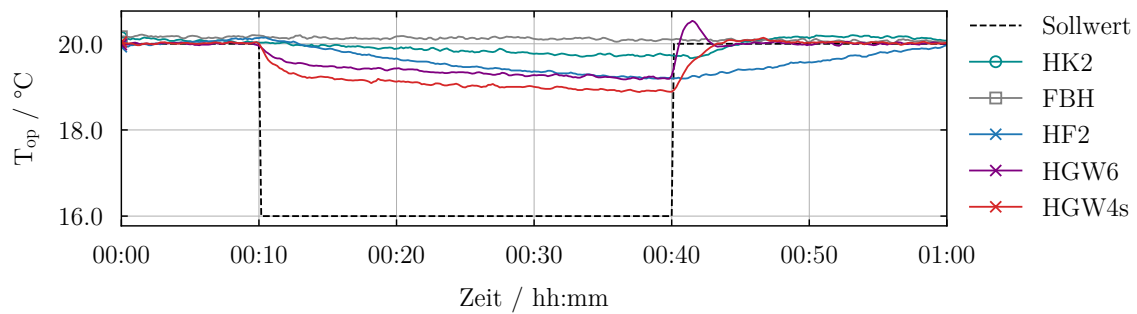
Die Abbildungen 7.1b bis 7.1d zeigen die äquivalenten Verläufe für Nutzungs- bzw. Nichtnutzungszyklen von einer, zwei und vier Stunden. In allen Fällen zeigte sich für die Heizgewebe und Heizfenster eine deutlich schnellere Auskühlung als es bei den konventionellen Systemen der Fall war. Für das Szenario HGW4s gelang binnen 4 Stunden sogar eine Auskühlung um rund 2 K.

Auffällig ist, dass sich die Auskühlung der Heizgewebe in zwei unterschiedlichen Phasen vollzieht. So war etwa in den ersten drei Minuten nach Abschaltung der Beheizung eine rasanter Temperaturabfall zu beobachten (vgl. insb. Abbildung 7.1a), der wohl primär auf die dann ausgebliebene Leistungszufuhr zurückzuführen ist. Das anschließende Auskühlverhalten wies hingegen einen eher exponentiellen Verlauf auf, was auf eine thermische Entladung der dahinter liegenden Bauteilmassen hindeutet.

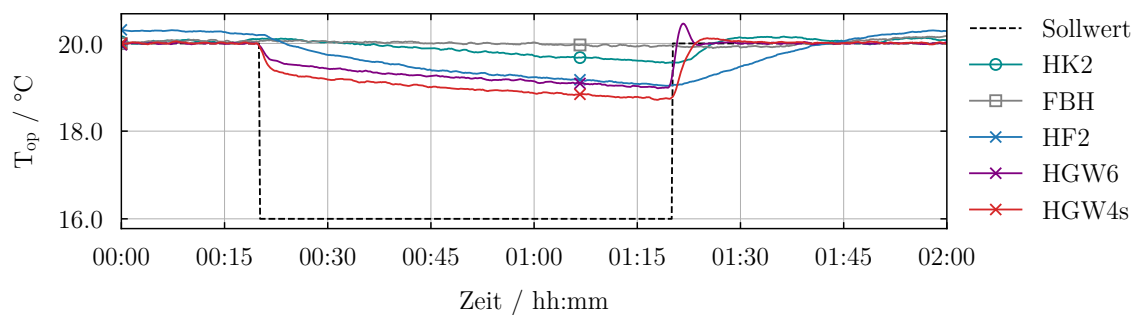
Die Phase eines sofortigen Temperaturabfalls zeigte sich bei den Heizfenstern aufgrund der nicht mehr vernachlässigbaren thermischen Masse der Verglasung nicht. Die Auskühlung erfolgte bei den Heizfenstern jedoch ebenfalls deutlich schneller als es z. B. bei den Heizkörpern der Fall war. So wiesen die beheizten Scheiben der Heizfenster im dargestellten Versuchsaufbau eine thermische Gesamtkapazität von ca. 16 kJ K^{-1} auf. Bei den Heizkörpern waren dies hingegen bereits rund 60 kJ K^{-1} (zzgl. Verteilungen und Wärmeerzeugung). Die Fußbodenheizung wies überdies eine thermische Gesamtkapazität von etwa 3.494 kJ/K auf.

Aus den Abbildungen 7.1a bis 7.1d wird außerdem das Aufheizverhalten der verschiedenen Wärmeübergabesysteme ersichtlich. Auffällig war zunächst insbesondere die nahezu instantane Erhöhung der operativen Temperatur (mittlerer Messwert der Infrarot-Sensoren) im Szenario HGW6. So konnte selbst nach einer zweistündigen Nichtnutzungsphase mit Auskühlung um ca. 1,3 K in weniger als einer Minute der Sollwert erreicht werden. Die zugeführte elektrische Leistung betrug dabei im Maximum ca. 1170 W, was in etwa dem 1,84-fachen der „Normheizlast“ des Prüfraumes (vgl. Tabelle 3.1) entsprach. Im Szenario HGW4s betrug die Wiederaufheizzeit bei gleicher Auskühlung ca. 3 Minuten (vgl. Abbildung 7.1b). Die dabei aufgebrachte Maximalleistung entsprach mit ca. 944 W in etwa der 1,48-fachen „Normheizlast“. Im Szenario HF2 konnte hingegen erst bei längeren Auskühl dauern (Abbildung 7.1c und Abbildung 7.1d) eine ähnliche Aufheizzeit erreicht werden, wie im Falle der Heizkörper. Bei kürzeren Nichtnutzungsphasen konnten die Heizkörper (auch aufgrund der geringen Auskühlung) also schneller wieder den Sollwert erreichen als die Heizfenster. Tabelle 7.1 zeigt eine zusammenfassende Übersicht der charakteristischen Wiederaufheizparameter aller betrachteten Wärmeübergabe-Szenarien. In den Szenarien HF1 und HGW2 reichte die jeweilige Heizleistung jedoch nicht aus, um den

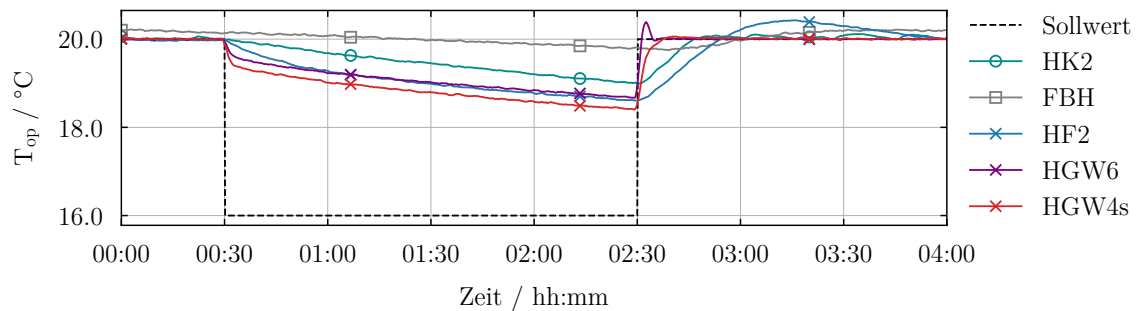
7.1. Versuchsreihen mit dynamischen Randbedingungen



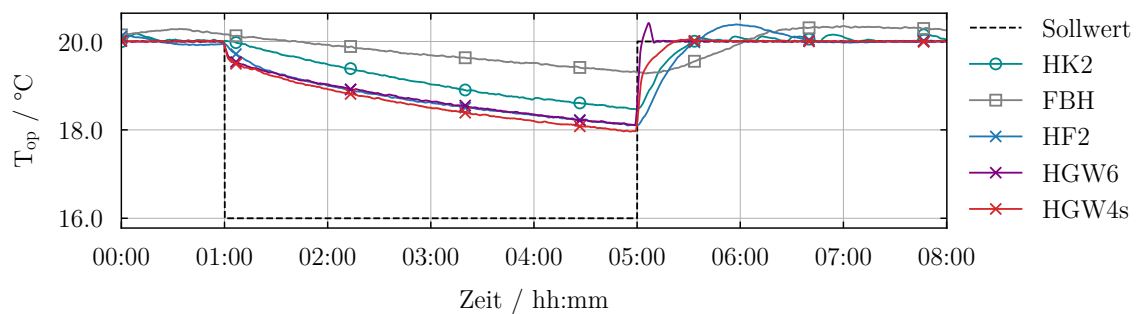
(a) Nutzungszyklus 0,5 h



(b) Nutzungszyklus 1 h



(c) Nutzungszyklus 2 h



(d) Nutzungszyklus 4 h

Abbildung 7.1: Reaktionsschnelligkeit verschiedener Wärmeübergabesysteme im Vergleich

7.1. Versuchsreihen mit dynamischen Randbedingungen

Tabelle 7.1: Aufheiz-Charakteristik der Übergabesysteme bei verschiedenen Nutzungszyklen

Szenario	Auskühlung in K				mittlere Aufheizrate ($T_{\text{op,IR-Sensoren}}$) in K/min				P_{max} (Vielfaches d. „Normheizlast“)			
	0,5 h	1 h	2 h	4 h	0,5 h	1 h	2 h	4 h	0,5 h	1 h	2 h	4 h
HK2	0,3	0,4	1,0	1,5	0,07	0,08	0,07	0,05	1,74 (Auslegungswert)			
FBH	0,0	0,0	0,2	0,7	-	-	0,02	0,01	1,77 (Auslegungswert)			
HF2	0,8	1,0	1,4	1,9	0,05	0,06	0,06	0,06	1,37	1,49	1,95	1,98
HF3	0,6	1,0	1,4	1,9	0,07	0,06	0,08	0,09	1,38	1,70	2,27	2,58
HG20	0,9	1,0	1,4	1,9	1,28	1,52	1,08	1,61	2,86	3,04	3,09	4,45
HGD2	1,1	1,3	1,5	1,8	0,05	0,04	0,02	0,02	0,82	0,84	0,87	0,89
HGD6	0,8	1,0	1,3	1,8	0,32	0,33	0,39	0,18	1,53	1,85	2,23	2,24
HGW6	0,8	1,0	1,3	1,9	2,30	2,02	1,57	0,70	1,73	1,78	1,84	1,89
HGW4a	0,8	1,0	1,3	1,8	0,21	0,23	0,11	0,06	1,41	1,57	1,60	1,63
HGW4s	1,1	1,3	1,6	2,0	0,39	0,40	0,25	0,11	1,28	1,48	1,50	1,53

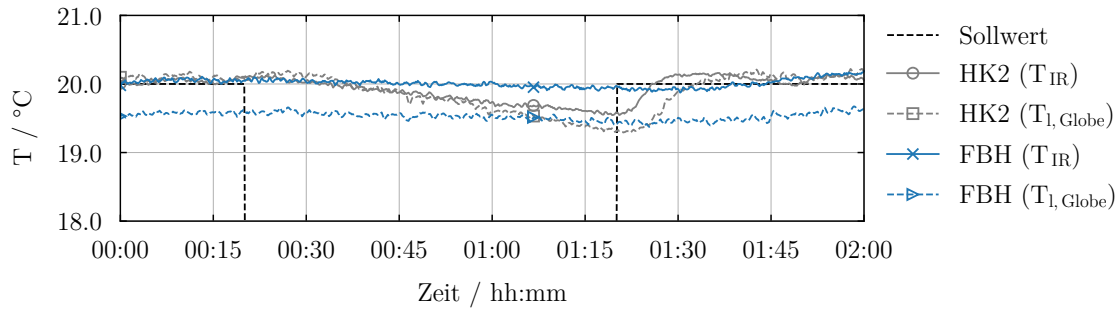
Sollwert innerhalb der Dauer der Nutzungsphase wieder zu erreichen. Diese beiden Szenarien werden daher nachfolgend nicht aufgeführt.

In Abbildung 7.2a und Abbildung 7.2b sind darüber hinaus die jeweiligen Temperaturmesswerte der Infrarot-Sensoren im Vergleich zum Verlauf der gemessenen Lufttemperatur in Raummitte (VP2, 1,1 m) dargestellt. Wie bereits bei der beispielhaften Erprobung der verschiedenen Sensortypen in den Kapiteln 6.2.2 und 6.3 beschrieben, zeigte sich auch für die hier betrachteten Szenarien stets eine deutlich geringere Reaktionsschnelligkeit der Lufttemperatur im Vergleich zum Messwert der Infrarot-Sensoren.

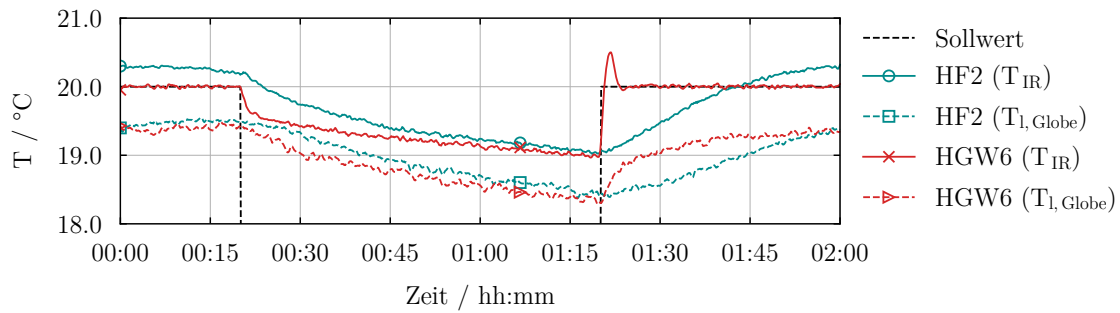
Die Trägheit der Lufttemperatur-Messwerte begründet sich dabei neben der verzögerten Temperaturanpassung des Sensors selbst insbesondere auch durch die zunächst notwendige Erwärmung der Raumluft. Während die Wärmestrahlung, die von den Infrarot-Sensoren erfasst wurde, bei einer Erhöhung der Oberflächentemperaturen der Heizfelder unmittelbar wirkte, erfolgte die Erwärmung der Raumluft erst zeitverzögert durch die konvektiven Wärmeübertragungs-Prozesse von den Heizflächen an die Raumluft. Im Gegensatz zu den konventionellen Heizsystemen stellte die Raumluft daher bei den reaktionsschnellen Strahlungsheizsystemen tatsächlich die trägere Komponente dar.

Während der Beladung von thermischen Eigenkapazitäten der Wärmeübergabesysteme also primär eine Beeinflussung der Dauer der Raumaufheizung zuzuschreiben ist, muss deren Entladung innerhalb von Nichtnutzungsphasen unmittelbar als Energieverlust betrachtet werden. So war neben der Zeitdauer bis zum Erreichen des Sollwerts nach einer Auskühlphase insbesondere auch die Energieeffizienz der verschiedenen Wärmeübergabesysteme im dynamischen Betriebsverhalten von Interesse. Dazu wurde zunächst ein Nutzungsgrad gemäß Gleichung (7.1) definiert.

7.1. Versuchsreihen mit dynamischen Randbedingungen



(a) Konventionelle Systeme



(b) Direktelektrische Systeme

Abbildung 7.2: Vergleich der Lufttemperatur (VP2 – 1,1 m) und des Messwerts des IR-Sensors (Nutzungszyklus 1 h)

$$\bar{\eta}_{W\dot{U}} = \frac{\dot{Q}_{\text{stationär}} \cdot t_{\text{NP}}}{Q_{\text{instationär}}} \quad (7.1)$$

Dabei wurde die im stationären Fall erforderliche Heizleistung des jeweiligen Wärmeübergabesystems (vgl. Kapitel 5.1.1) für die Dauer der Nutzung als Effizienzmaximum definiert und ins Verhältnis zur tatsächlich im instationären Fall zugeführten Wärmemenge gesetzt. Einen Nutzungsgrad von 100 % würde folglich nur ein System ohne jegliche thermische Kapazitäten erreichen, für das sich beim Aufprägen der stationären Leistung sofort der Sollwert einstellt und von dem keinerlei Wärme in Nichtnutzungsphasen abgegeben wird. Systeme, die die Solltemperatur in Nichtnutzungsphasen nicht absenken, weisen in einem derartigen Versuchsablauf gemäß der gegebenen Definition einen Nutzungsgrad von 50 % auf. Abbildung 7.3 zeigt die jeweils gemessenen Nutzungsgrade der verschiedenen Wärmeübergabesysteme für die betrachteten Nutzungs- bzw. Nichtnutzungsdauern von 0,5 h, 1 h, 2 h und 4 h in aufsteigender Reihenfolge.

Auffällig sind zunächst die insgesamt sehr geringen Nutzungsgrade der konventionellen Systeme. So variierte der Nutzungsgrad der Heizkörper zwischen rund 37 % und ca. 49 %, der der Fußbodenheizung zwischen rund 47 % und etwa 56 %. Wie für alle betrachteten Szenarien zeigte sich dabei eine Tendenz zu besseren Nutzungsgraden bei längeren Nutzungs- bzw. Nichtnutzungsdauern. Dies erscheint unmittelbar plausibel, da die während der Auskühlphasen ungenutzt abgegebene Wärmemenge dann einen geringeren Anteil an der Gesamtwärmemenge

7.1. Versuchsreihen mit dynamischen Randbedingungen

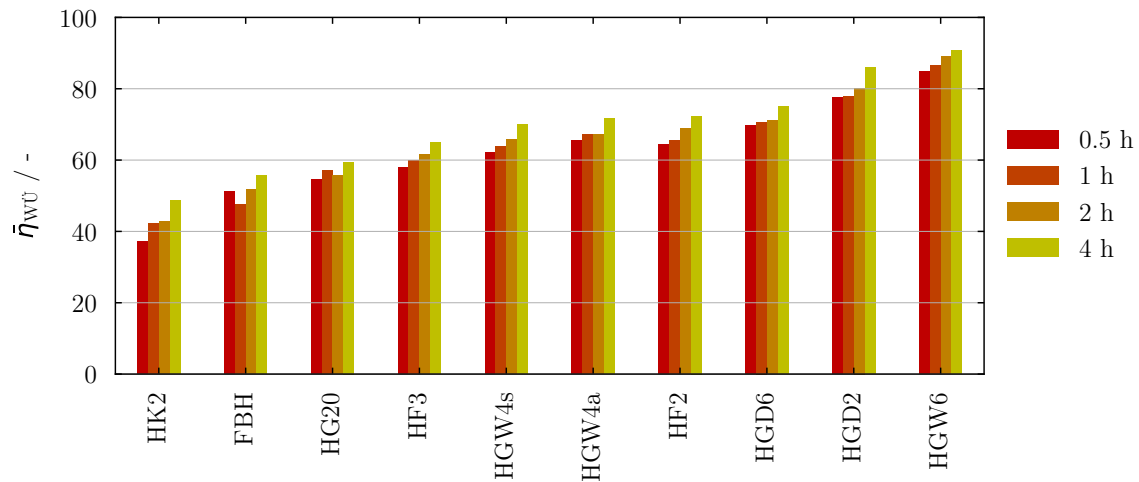


Abbildung 7.3: Nutzungsgrade der Übergabesysteme bei unterschiedlichen Nutzungszyklen

aufwies. Eine Ausnahme stellt das Szenario FBH bei Nutzungszyklen von 0,5 h dar. Hier war der Nutzungsgrad mit rund 51 % höher als bei den einstündigen Nutzungszyklen (ca. 47,5 %). Eine mögliche Erklärung hierfür ist die vernachlässigbare Auskühlung der Fußbodenheizung in kurzen Nichtnutzungsphasen (vgl. auch Abbildung 7.1a) aufgrund der insgesamt geringen Übertemperatur und einer dadurch im Verhältnis zur gespeicherten Wärmemenge niedrigeren Wärmeübertragungsintensität. Dies wäre darüber hinaus auch eine mögliche Erklärung für die trotz erheblich größerer Trägheit insgesamt höheren Nutzungsgrade der Fußbodenheizung (im Mittel aller Nutzungsdauern rund 51,5 %) im Vergleich zu den Heizkörpern (mittlerer Nutzungsgrad etwa 42,5 %).

Zu berücksichtigen ist jedoch, dass der Nutzungsgrad gemäß Gleichung (7.1) lediglich die Effizienz des dynamischen Betriebsverhaltens eines jeweiligen Wärmeübergabesystems im Vergleich zu dessen stationären Referenzniveau bewertet. Die in Kapitel 5.1.1 diskutierten Effizienzunterschiede der verschiedenen Wärmeübergabesysteme im stationären Fall werden darin also nicht ausgedrückt. So wies beispielsweise das Szenario FBH trotz eines höheren Nutzungsgrades im Vergleich zum Szenario HK2 aufgrund des höheren stationären Leistungsbedarfs (vgl. Tabelle 5.3) in den Betrachtungen zum dynamischen Betriebsverhalten keinen eindeutigen Effizienzvorteil auf. Wie in Abbildung 7.4 ersichtlich wird, lag die insgesamt aufgewendete Wärmemenge für den Betrieb der Fußbodenheizung nur bei einer Intervalldauer von 0,5 h signifikant (ca. 14 %) unterhalb der zugeführten Wärmemenge der Heizkörper. Bei einer Intervalldauer von 4 h fiel die aufgewendete Wärmemenge der Fußbodenheizung hingegen rund 7 % höher aus als die der Heizkörper. In der kürzesten Nichtnutzungsphase (0,5 h) dominierte folglich der höhere Nutzungsgrad der Fußbodenheizung, während in der längsten Nichtnutzungsphase (4 h) der stationäre Effizienzvorteil der Heizkörper maßgeblich war.

Für den Heizkörper kann abschließend festgehalten werden, dass ein Absenkbetrieb in kurzfristigen Nichtnutzungsphasen keine Effizienzvorteile gegenüber einem Durchheiz-Betrieb ermöglicht. Wird die Temperatur nicht abgesenkt, liegt ein Nutzungsgrad von 50 % vor. Dieser Wert konnte in keinem Szenario übertroffen werden. Auch die Fußbodenheizung weist lediglich Nutzungsgrade im Bereich von 47 bis 56 % auf. Den maximalen Nutzungsgrad zeigt die Fußbo-

7.1. Versuchsreihen mit dynamischen Randbedingungen

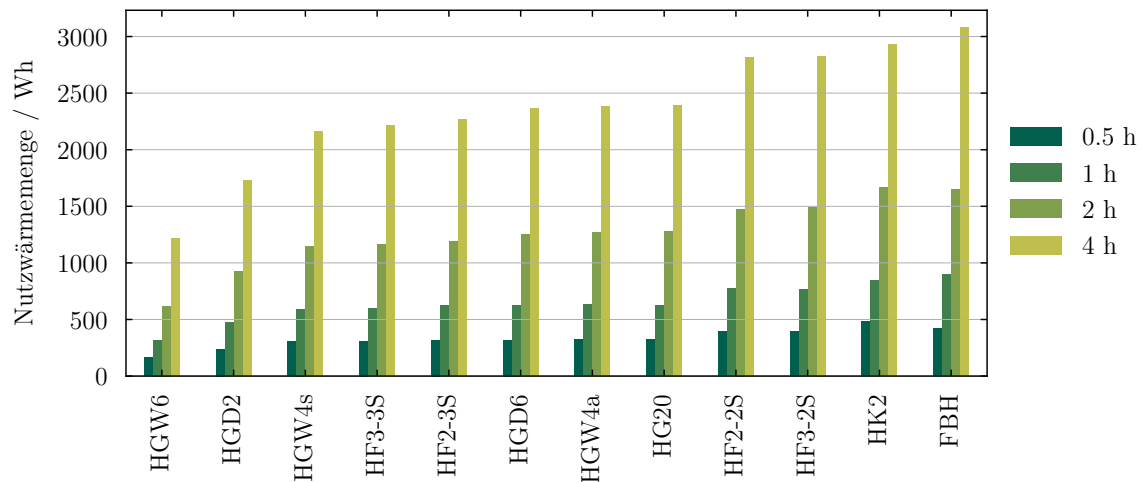


Abbildung 7.4: Wärmebedarf der Übergabesysteme bei unterschiedlichen Nutzungszyklen (inkl. Prognose für Dreifachverglasung)

denheizung bei einer Sollwertvariation von 4 h. Der Sollwert wird in der Nutzungsphase bei maximaler Leistungszufuhr jedoch erst nach 1 h erreicht. Somit zeigt sich ein Absenkbetrieb auch für eine Fußbodenheizung als ungeeignet.

Bei den Heizgeweben zeigte sich das Szenario HGW6 sowohl im stationären Fall (vgl. Abbildung 5.2) als auch hinsichtlich des Nutzungsgrades als diejenige Variante mit der insgesamt höchsten Effizienz. So belief sich der mittlere Nutzungsgrad hier auf rund 87,5 %. Bei den kurzen Nutzungszyklen (0,5 h und 1 h) lag der Nutzungsgrad dieses Szenarios damit in etwa doppelt so hoch, wie derjenige der Heizkörper. Ferner fiel die insgesamt aufgewendete Wärmemenge dieses Szenarios im Mittel der vier Betrachtungsintervalle rund 63 % geringer aus als der Wert der Heizkörper und lag etwa 62 % unter der zugeführten Wärmemenge der Fußbodenheizung. Obwohl das Szenario HGW6 mit einer Gesamtheizfläche von ca. 9 m² nur knapp ein Drittel der Heizfläche des Szenarios HG20 (ca. 30 m²) aufwies, waren dessen Wiederaufheizzeiten im direkten Vergleich nur bei sehr langen Intervallauern höher (siehe auch Tabelle 7.1). Auch der mittlere Nutzungsgrad des Szenarios HG20 fiel mit rund 56,5 % erheblich niedriger aus und dessen aufgewendete Wärmemenge lag deutlich (im Mittel der vier Betrachtungsintervalle um den Faktor 2) über den Werten des Szenarios HGW6. Dies wird auf die insgesamt größere Wärmekapazität der angrenzenden Bauteile zurückgeführt, die im Szenario HG20 im Vergleich zum Szenario HGW6 erwärmt werden musste.

Den höchsten Einzelwert aller gemessenen Nutzungsgrade wies mit rund 91 % das Szenario HGW6 bei einer Intervalldauer von 4 h auf. Einen ähnlich hohen Nutzungsgrad von 86 % zeigt das Szenario HGD2 (ebenfalls bei einer Intervalldauer von 4 h). In diesem Szenario lag jedoch für sämtliche betrachtete Intervallauern aufgrund der geringen verfügbaren Heizleistung (im Mittel ca. 85 % der „Normheizlast“) eine ungenügende Aufheizgeschwindigkeit vor. So wurde nach einer vierstündigen Auskühlung erst nach ca. 1 Stunde und 49 Minuten erstmals der Sollwert erreicht. Im Vergleich dazu lag die Wiederaufheizdauer im Szenario HGW6 bei annähernd gleicher Auskühlung bei nur etwa 2 Minuten und 40 Sekunden.

Ebenfalls sehr hohe Nutzungsgrade traten mit einem Mittelwert von ca. 68 % für das

Szenario HF2 auf. Das zweite Szenario mit Heizfenstern HF3 erreichte bei einer geringfügig verbesserten Aufheizgeschwindigkeit einen mittleren Nutzungsgrad von rund 61 %. Trotz der hohen Nutzungsgrade fiel die insgesamt aufgewendete Wärmemenge der Szenarien HF2 und HF3 vergleichsweise hoch aus (vgl. Abbildung 7.4). Dies ist jedoch insbesondere auf die verwendete Zweifachverglasung zurückzuführen (vgl. Kapitel 3.3.1). Daher wurde erneut mit Hilfe einer Korrekturrechnung eine Prognose für die zu erwartenden Wärmebedarfe bei Verwendung einer Dreifachverglasung (HF2-3S und HF3-3S) erstellt. Dabei wurde die aufgewendete Wärmemenge der Heizfenster-Szenarien vereinfachend in gleichem Maße reduziert, wie es anhand der in Kapitel 5.1.1 beschriebenen Methodik für den stationären Leistungsbedarf erfolgte. Wie in Abbildung 7.4 zu erkennen, bewegen sich die Wärmemengen der Heizfenster-Szenarien dann in derselben Größenordnung, wie die der Heizgewebe-Szenarien. Die Nutzungsgrade blieben bei der beschriebenen Korrekturrechnung unverändert.

Für die Szenarien HGW4a und HGW4s, die denselben Heizflächenanteil aufwiesen, sich aber an unterschiedlichen Positionen der Prüfraumwände befanden, unterschieden sich die gemessenen Nutzungsgrade nur geringfügig. So resultierte für das Szenario HGW4a im Mittel der vier Intervall dauern ein Nutzungsgrad von rund 68 % und für das Szenario HGW4s ein Nutzungsgrad von knapp 65,5 %. Die insgesamt zugeführte Wärmemenge lag im Szenario HGW4a jedoch, wie aus Abbildung 7.4 ersichtlich wird, im Mittel etwa 10 % höher. Wie sich bereits in Kapitel 5.1.1 zeigte, sind Effizienzunterschiede dieser beiden Szenarien primär auf die geometrischen Verhältnisse zwischen Heizfeldern und Aufenthalts- bzw. Messposition zurückzuführen. So lagen im Szenario HGW4a insgesamt ungünstigere Sichtverhältnisse zu den Infrarot-Sensoren an der Decke in Raummitte vor bzw. befanden sich die Heizfelder des Szenarios HGW4a eher in den Bereichen mit geringerer Messempfindlichkeit der Infrarot-Sensoren (vgl. Abbildung 6.5).

Ein direkter Vergleich von Fußboden- und Deckenheizung (Szenarien FBH und HGD6) zeigte einen deutlichen Effizienzvorteil für das reaktionsschnelle Heizgewebe an der Decke. Wie in Abbildung 7.3 erkennbar, lag der mittlere Nutzungsgrad für das Szenario HGD6 bei rund 71,5 % und somit etwa 20 % über dem Wert des Szenarios FBH. Die zugeführte Nutzwärmemenge war im Szenario HGD6 sogar zwischen 23 % und 30 % (im Mittel der vier Intervall dauern rund 25 %) geringer.

Zusammenfassend konnte anhand der experimentellen Betrachtungen zum dynamischen Betriebsverhalten aufgezeigt werden, dass sowohl die absolute thermische Kapazität der verschiedenen Wärmeübergabesysteme als auch das Verhältnis von Wärmeübertragungsleistung und thermischer Kapazität, also die Zeitkonstante des Wärmeübergabesystems, eine entscheidende Rolle spielen.

So zeigten erwartungsgemäß insbesondere die Strahlungsheizsysteme mit vergleichsweise geringer thermischer Gesamtkapazität ein besonders schnelles Aufheizverhalten. Ferner war erwartungsgemäß eine Tendenz zu schnelleren Aufheizzeiten bei insgesamt mehr aktiver Heizfläche (Überdimensionierung) festzustellen. Bei Zeitkonstanten der Wärmeübergabesysteme, die deutlich unterhalb der Dauer der Nutzungs- bzw. Nichtnutzungsphasen lagen, zeigten sich jedoch große Heizflächen aufgrund der damit verbundenen größeren Entladungsverluste in den Nichtnutzungsphasen als energetisch nachteilig gegenüber kleineren Heizflächen. Hier liegt also eine Optimierung zwischen Reaktionsschnelligkeit und Energieeffizienz nahe.

Lag die thermische Zeitkonstante des Wärmeübergabesystems hingegen in der gleichen Größenordnung wie die Dauer der Nutzungs- bzw. Nichtnutzungsphasen, wie es z. B. für die Heizkörper der Fall war, wurde bei den zyklischen Sollwertvariationen besonders viel Wärme

während der Nichtnutzungsphasen abgegeben, was insgesamt zu geringen Nutzungsgraden führte. Dies lässt die Schlussfolgerung zu, dass Wärmeübergabesysteme in Räumen mit täglich mehrfachem Wechsel von Nutzung und Nichtnutzung für einen hohen Nutzungsgrad Zeitkonstanten aufweisen sollten, die deutlich unterhalb der Dauer der Nichtnutzungsphasen liegen. Vermieden werden sollten hingegen Zeitkonstanten der Wärmeübergabe, die in derselben Größenordnung liegen, wie die Dauer der Nichtnutzungsphasen.

7.2 Dynamische Modellvalidierung

Das dynamische Verhalten des Simulationsmodells aus Kapitel 4 wird nachfolgend durch einen Abgleich der Simulationsergebnisse mit den dynamischen Messreihen (Abschnitt 7.1) validiert. Dabei werden die Verläufe der mittleren Strahlungstemperatur und der Lufttemperatur sowie die zugeführte Leistung betrachtet. Gewählt wurden die Szenarien mit Intervallauern von 4h, da hier die signifikantesten Temperaturänderungen auftreten. Abbildung 7.5 zeigt den Vergleich der Mess- und Simulationsdaten bei zyklischer Variation des Sollwertes im Szenario HGW6.

Das Systemverhalten in der Simulation und in der Messung stehen in guter Übereinstimmung. Das reaktionsschnelle Aufheiz- bzw. Abkühlverhalten wird in der Simulation widergegeben. Bei gleicher Reglereinstellung wird in der Simulation und in der Messreihe zu jeder Zeit eine annähernd gleiche Leistung zur Herstellung des vorgegebenen Temperaturprofils benötigt. Zu beobachten ist ein in der Simulation weniger ausgeprägter Abfall der mittleren Strahlungstemperatur in der Nichtnutzungsphase. Ebenfalls kann eine in der Simulation konstant niedrigere Lufttemperatur in der Nutzungsphase festgestellt werden. Das Regelverhalten und die Zeit bis zur Sollwerterreichung sind in Simulation und Experiment nahezu identisch.

Das abweichende Verhalten in der Simulation kann durch den idealen Sensor im Modell begründet werden. Der Modell-Sensor gewichtet alle Oberflächentemperaturen im Raum nach ihrem Sichtfaktor zum Messpunkt gemäß Gleichung 2.14. Der Sensor weist dabei in alle Raumrichtungen die gleiche Sensitivität auf. Der in Kapitel 6.2 entwickelte Sensor folgt diesem Verhalten nicht. In Schnittbereichen mehrerer Sensoren werden Temperaturen mehrfach ein-

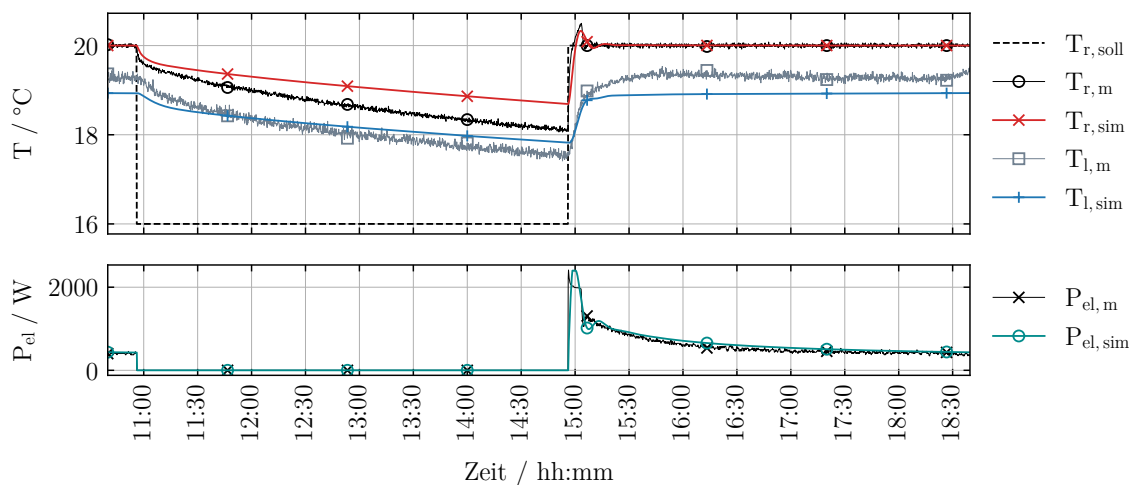


Abbildung 7.5: Dynamische Validierung Szenario HGW6

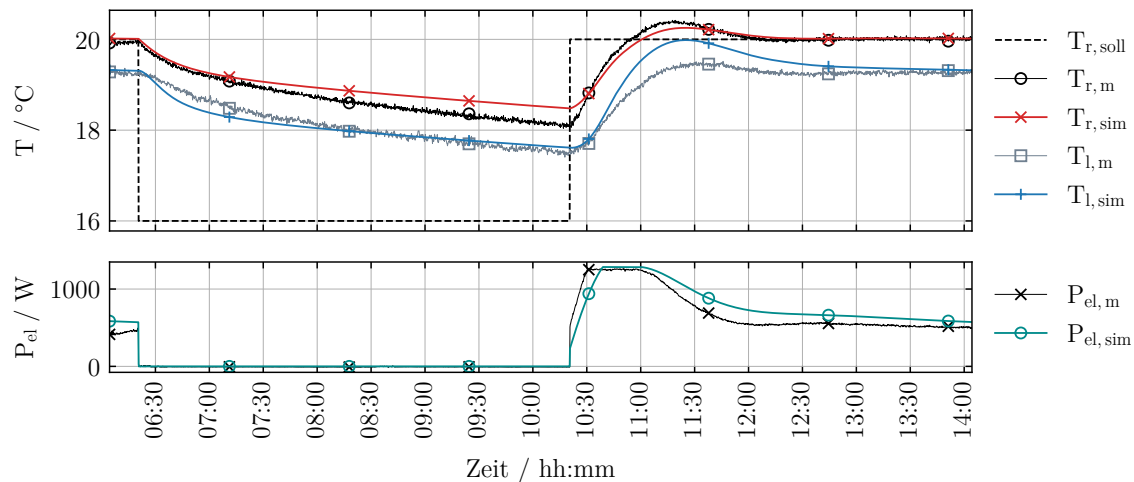


Abbildung 7.6: Dynamische Validierung Szenario HF2

bezogen. Ebenfalls zeigen die fünf Einzelsensoren eine messwinkelabhängige Sensitivität auf. Entsprechend wird davon ausgegangen, dass der Einfluss der Heizflächen auf die mittlere Strahlungstemperatur im Prüfstand höher ist als im Modell. Ebenfalls kann eine nicht exakte Abschätzung der Bauteilkapazitäten einen Grund für die Abweichung der Modell-Temperaturen darstellen.

Abbildung 7.6 zeigt den Vergleich der Mess- und Simulationsdaten bei zyklischer Variation des Sollwertes im Szenario HF2. Auch hier werden die relevanten Prozesse im Aufheiz- und Abkühlvorgang adäquat widergegeben. Die Heizfenster zeigen auch in der Simulation eine verzögerte Temperaturerhöhung bzw. -reduktion gegenüber dem Heizgewebe. Instantan nach Beginn eines Aufheiz- oder Abkühlvorgangs ist in der Simulation ein größerer Ausschlag der Lufttemperatur als in der Messung zu verzeichnen. Dabei tritt eine maximale Differenz von 0,6 K auf. Es liegt nahe, dass der konvektive Wärmeübergang bei hohen Übertemperaturen der Heizfläche überschätzt wird. Der Wärmebedarf des Raums wird in der Simulation leicht überschätzt.

Abbildung 7.7 zeigt den Vergleich der Mess- und Simulationsdaten bei zyklischer Variation des Sollwertes im Szenario FBH. Die Trägheit der Fußbodenheizung wird auch in der Simulation gut widergegeben. Der Verlauf der mittleren Strahlungstemperatur zeigt im Maximum eine Differenz von 0,3 K. Die Temperatur der Raumluft wird unterschätzt. Im Maximum beträgt die Differenz 0,4 K. Grund für die Differenz ist die niedrigere zu Beginn der Aufheizphase zugeführte thermische Leistung, die sich aus einer simplifizierten Modellierung der Fußbodenheizung ergibt. Der Wärmebedarf des Raums wird in der Simulation dennoch leicht unterschätzt.

Die dynamische Modellvalidierung des Heizkörper-Systems (HK2) kann Abbildung 7.8 entnommen werden. Sowohl die Messung als auch die Simulation zeigen den gleichen charakteristischen Verlauf. In der Nichtnutzungsphase sinkt die Lufttemperatur weiter ab als die mittlere Strahlungstemperatur. Die maximale Differenz beträgt dabei 0,8 K. Während des Aufheizvorgangs existiert ein Schnittpunkt beider Temperaturverläufe der durch die im Verhältnis höhere konvektive Wärmeabgabe zu begründen ist. Die zugeführte Leistung in der Simulation liegt um 3,4 % unter der zugeführten Leistung in der Simulation.

7.2. Dynamische Modellvalidierung

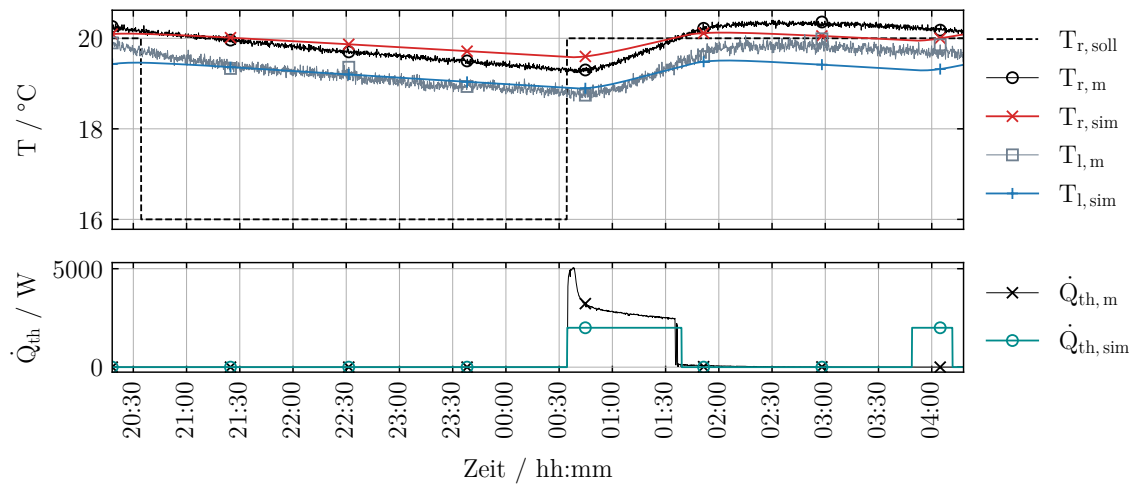


Abbildung 7.7: Dynamische Validierung Szenario FBH

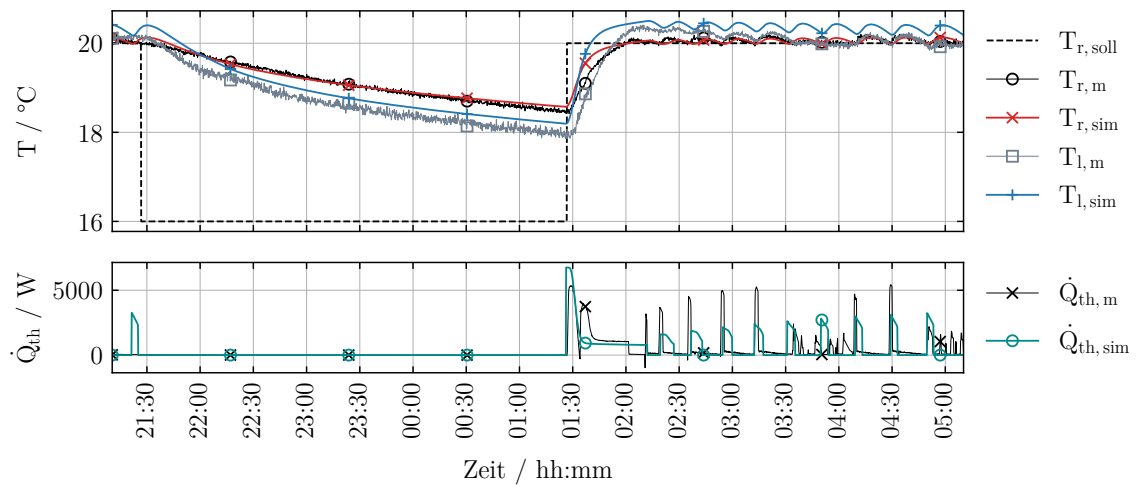


Abbildung 7.8: Dynamische Validierung Szenario HK2

7.3. Aufheizverhalten niedrig-kapazitiver Heizflächen

Der Aufheizvorgang erfolgt in der Simulation schneller als im realen Prüfstand. Grund hierfür ist eine nicht ausreichend genaue Modellierung des Prüfstand-Aufbaus. Fehlerquellen bilden die Modellierung des Luftvolumens durch einen einzigen Knoten, sowie die Modellierung des Wärmeübergangs zwischen Außenwand und Heizkörper. Beide Erweiterungen des Modells erfordern eine Strömungssimulation.

In Abbildung 7.3 wurde die Eignung des Heizkörpers für kurzfristige Temperaturabsenkungen bereits widerlegt, sodass der Heizkörper in den folgenden Betrachtungen nur im Durchheizbetrieb betrachtet wird. In diesem Szenario ist der Einfluss der Aufheizgeschwindigkeit auf den Energiebedarf verhältnismäßig klein, sodass auf eine erweiterte Modellierung des Heizkörpers verzichtet und das Modell als validiert angenommen wird.

7.3 Aufheizverhalten niedrig-kapazitiver Heizflächen

Abbildung 7.9 vergleicht das Aufheizverhalten von Heizfenstern und Heizgeweben bei einer Innen-Temperatur von 21 °C. Dabei wird der Aufheizvorgang eines Heizfensters bei verschiedenen Außentemperaturen abgebildet. Zusätzlich ist der Aufheizvorgang eines Heizgewebes bei einer Temperatur des angrenzenden Raumes von 20 °C unverputzt sowie mit aufliegenden Putzschichten mit den Dicken 5 mm und 15 mm aufgetragen. Die Putzschicht wurde mit einer spezifischen Wärmekapazität von $1090 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}$, einer Dichte von 1000 kg m^{-3} und einer Wärmeleitfähigkeit von $0,35 \text{ W m}^{-1} \text{ K}$ modelliert. Die Größe der wärmeübertragenden Fläche ist in beiden Fällen $1 \times 1 \text{ m}^2$. Bei beiden Systemen wird zum Zeitpunkt 0 min die zugeführte elektrische Leistung von 0 W auf 300 W sprunghaft erhöht.

Zu beobachten ist eine starke Verzögerung des Aufheizvorgangs des Heizgewebes in Abhängigkeit der aufliegenden Putzschichtdicke. Nach 50 min unterscheidet sich die Innenoberflächentemperatur des verputzten Systems (15 mm) und des unverputzten Systems um ca. 7 K. Die Aufheizgeschwindigkeit des Heizfensters wird weniger stark durch die Außen-

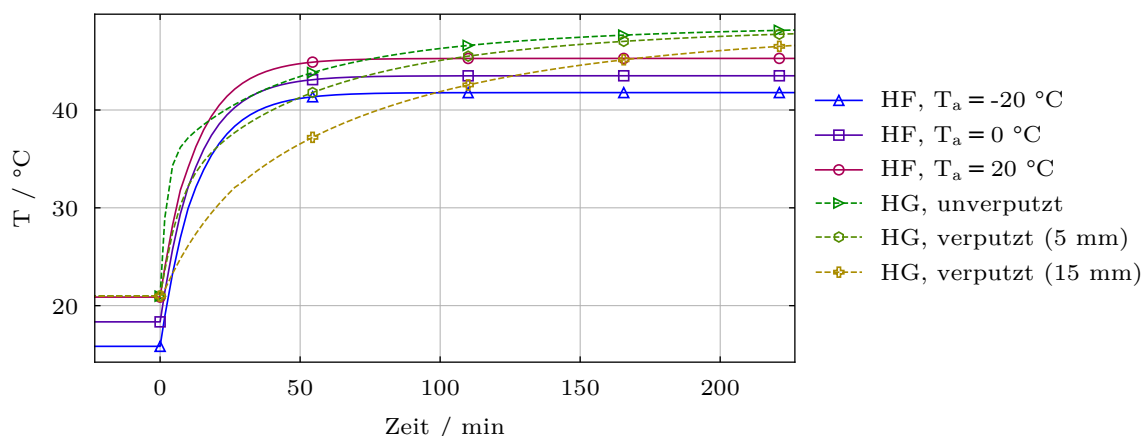


Abbildung 7.9: Aufheizverhalten (Raumseitige-Oberflächentemperatur) von wandmontierten Heizgeweben (HG) in Abhängigkeit der aufliegenden Putzschichtdicke und Heizfenstern (HF, Zweischeiben-Verglasung) in Abhängigkeit der Außentemperatur; Zugeführte Leistung: 300 W; Heizfläche: 1 m^2

7.3. Aufheizverhalten niedrig-kapazitiver Heizflächen

Tabelle 7.2: Einteilung von Räumen nach wirksamer Speicherkapazität nach VDI 2078 (2015)

Klasse für $C_{\text{wirk,Hüll}}$	$C_{\text{wirk,Hüll}}$ in $\text{Wh m}^{-2} \text{K}^{-1}$
XL	5
L	15
M	30
S	60
XS	130

temperatur beeinflusst. Bei einer Außentemperatur von -20°C reduziert sich die maximale Innen-Oberflächentemperatur im Vergleich zu einer Außentemperatur von 20°C um ca. 4 K.

Der Vergleich des Heizfensters bei einer Außentemperatur von 20°C mit dem unverputzten Heizgewebe zeigt zwei Schnittpunkte in den Temperaturverläufen. Die Temperatur des Heizgewebes steigt schneller an, da das beheizte Gewebe eine geringe thermische Kapazität aufweist als die beheizte (beschichtete) Floatglas-Scheibe. Wird eine kritische Temperatur erreicht, wird die Dauer des Aufheizvorgangs des Heizgewebes nicht mehr durch die Eigenkapazität, sondern durch die thermische Kapazität der rückliegenden Wand bestimmt (vgl. Abbildung 4.1). Aufgrund des geringeren thermischen Widerstands nach innen und des größeren thermischen Widerstands nach außen erreicht das Heizgewebe-System im stationären Zustand immer höhere, raumseitige Oberflächentemperaturen als das Heizfenster-System.

Abbildung 7.10 zeigt folgend den Einfluss der Bauschwere auf das Aufheizverhalten der Heizsysteme und des Messraumes. Der konstruktive Aufbau des Prüfstands weist eine auf die Hüllfläche bezogene, wirksame, thermische Speicherkapazität von ca. $30 \text{ Wh m}^{-2} \text{K}^{-1}$ auf. Gemäß VDI 2078 (2015) ist die Bauschwere des Prüfstands der Klasse M zuzuordnen (vgl. Tabelle 7.2).

Es wird eine sprungartige Erhöhung der operativen Temperatur in Raummitte ausgehend von einem stationären Zustand bei 16°C betrachtet. Zum Zeitpunkt 0 min wird die gesamte verfügbare Heizleistung sprungartig eingesetzt. Dazu werden die Szenarien HG20 und HGW6 bei einer wirksamen, thermischen Speicherkapazität von 5, 15, 30, 60 und $130 \text{ Wh m}^{-2} \text{K}^{-1}$ betrachtet.

Beide Szenarien zeigen innerhalb von 10 min nach der Änderung des Stellsignals einen von der Baukonstruktion entkoppeltes Aufheizverhalten. Die Änderung der operativen Temperatur kann auf die reine Erwärmung der Heizflächen zurückgeführt werden. Diese verursachen durch konvektive Wärmeeinträge eine Erhöhung der Raumlufttemperatur und durch die höhere Oberflächentemperatur eine höhere mittlere Strahlungstemperatur. 10 min nach der Änderung des Stellsignals zeigen sich unterschiedliche Ausprägungen der Temperaturkurven in Abhängigkeit der Bauschwere. Die fortsetzende Erhöhung der operativen Temperatur begründet sich nun durch die Erwärmung der unbeheizten Baukonstruktion durch Strahlungs- und Konvektionsgewinne. Dabei steigt die operative Temperatur in beiden Szenarien am stärksten an, wenn die wirksame Speicherkapazität des Raumes am geringsten ist. Es kann ein großer Unterschied zwischen den Klassen XL, L und M nach Tabelle 7.2 festgestellt werden. Mit größer werdender Speicherkapazität wird der Aufheizvorgang immer weniger stark entschleunigt.

Soll ein Temperaturanstieg in einem Raum ad-hoc (also innerhalb weniger Minuten) erfolgen, verhält sich der Aufheizvorgang nahezu unabhängig von der wirksamen Speicherkapazität des

7.3. Aufheizverhalten niedrig-kapazitiver Heizflächen

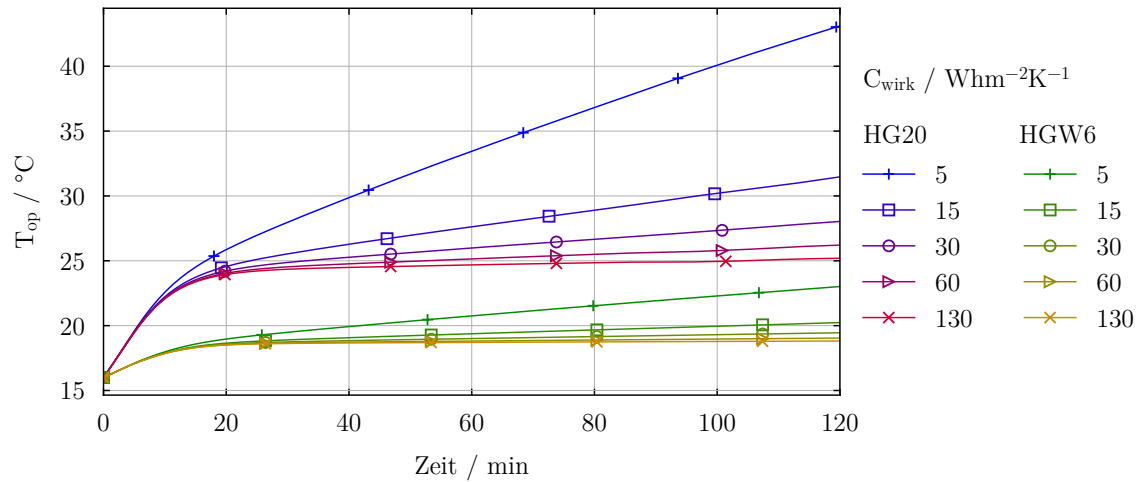


Abbildung 7.10: Aufheizvorgang (operative Temperatur) eines Raumes in den Szenarien HG20 und HGW6 in Abhängigkeit der Bauschwere

Raumes. Die Bauschwere muss in der Dimensionierung folglich nur berücksichtigt werden, wenn eine Aufheizzeit größer als 10 min angestrebt wird. Die genannte Regel gilt für direktelektrische Heizsysteme die eine Kapazität von $0,7 \text{ Whm}^{-2} \text{ K}$ aufweisen. Liegt die wirksame Speicherkapazität der Heizfläche unter diesem Wert, wird der Einfluss der Bauschwere früher signifikant. Konträres gilt für größere Speicherkapazitäten der Heizfläche.

Regelungsmethodik

Die dynamische, experimentelle Betrachtung in Kapitel 7.1 zeigt energetische Einsparpotenziale, die durch eine Temperaturabsenkung niedrig-kapazitiver Heizsysteme auch in kurzfristigen Nichtnutzungsphasen erreicht werden können. Im Folgenden wird somit eine bedarfsorientierte Regelungsmethodik für niedrigkapazitive, direktelektrische Heizsysteme vorgestellt. Die Regelgröße ist die operative Temperatur. Das Ziel ist die Optimierung des Nutzungsgrads der Wärmeübergabe. Dazu wird in Abschnitt 8.1 ein Regler für die direktelektrischen Heizsysteme entworfen. Abschnitt 8.2 erläutert folgend die Vorgehensweise zur Optimierung des Nutzungsgrads.

8.1 Reglerentwurf

8.1.1 Regelkreis

Per Projektdefinition wird die operative Temperatur als Regelgröße genutzt. Dabei sind gemäß Kapitel 2.2 Luft- und mittlere Strahlungstemperatur derart zu gewichten, sodass der gleiche totale Wärmeübergang auftritt wie in einer mit der operativen Temperatur homogen temperierten Umhüllung. Werden mittlere Strahlungs- und Lufttemperatur separat gemessen (vgl. Kapitel 6) erfordert die Gewichtung genaue Kenntnisse über die Strömungsgeschwindigkeit am Messpunkt. In der praktischen Anwendung ist diese genaue Kenntnis nicht notwendig, da die operative Sollwert-Temperatur frei adaptiert werden kann. Um eine Überheizung des Raumes durch reaktionsschnelle Strahlungsheizsysteme zu verhindern ist lediglich von zentraler Relevanz, dass neben der Lufttemperatur auch die mittlere Strahlungstemperatur in die Regelung eingebunden wird. Im Folgenden wird somit eine mittlere Gewichtung zur Bestimmung der operativen Temperatur $T_{MP,op}$ gemäß Gleichung (8.1) gewählt.

$$T_{MP,op} = 0,5 \cdot T_{MP,l} + 0,5 \cdot T_{MP,r} \quad (8.1)$$

Wird die mittlere Strahlungstemperatur in der Regelgröße berücksichtigt, ist gemäß Kapitel 5.2.3 der Messpunkt für die erzeugte Temperaturverteilung im Raum entscheidend. Soll im gesamten Raum eine möglichst homogene operative Temperatur erzeugt werden, ist gemäß Tabelle 5.19 die Position in Raummitte (VP2) am besten geeignet. Soll eine gewünschte operative Temperatur nur an einem bestimmten Punkt hergestellt werden, ist der Messpunkt geeignet, der dieser Position am nächsten kommt. Für beide Regelungsziele ergeben sich unterschiedliche Potenziale einer energieeffizienten Regelung der operativen Temperatur. Als Regelungsziel

wurde in diesem Projekt eine behagliche, operative Temperatur an jedem Ort des Raumes gefordert. Entsprechend wird für alle folgenden Betrachtungen der Messpunkt in Raummitte gemäß Kapitel 6 gewählt. Zusätzlich zeigt Abschnitt 8.2.1 einen Exkurs zur Potenzialanalyse lokaler Beheizungskonzepte auf Basis der operativen Temperatur.

Die Stellgröße des Reglers unterscheidet sich je nach eingesetztem Heizsystem. Heizgewebe und Heizfenster wandeln elektrische Energie vollständig in Wärme um. Die Heizleistung \dot{Q}_h entspricht der elektrischen Leistung P_{el} und kann gemäß Gleichung (8.2) in Abhängigkeit der elektrischen Spannung U , der Stromstärke I und des elektrischen Widerstands $R(T)$ angegeben werden.

$$\dot{Q}_h = P_{el} = UI = I^2 R(T) = \frac{U^2}{R(T)} \quad (8.2)$$

Die Heizfenster fungieren als nahezu temperaturunabhängige ohm'sche Widerstände und werden mit Wechselstrom versorgt. Die Leistung der Heizfenster wird dabei mit einer Phasen-Anschnittsteuerung eingestellt. Als Eingangssignal des Potentiometers dient eine Steuerspannung (Intervall: 3 bis 12 V), die entsprechend als Stellgröße genutzt wird.

Die Heizgewebe weisen einen temperaturabhängigen Widerstand auf (PTC-Verhalten) und werden mit Gleichstrom versorgt. Ein stabiler Betrieb erfordert hier gemäß Gleichung (8.2) eine konstante Spannung. Wird die Spannung nicht konstant gehalten, liegt ein labiles Gleichgewicht vor. Ein geringer Temperaturanstieg führt zu einem Anstieg des elektrischen Widerstands und somit zu einer Erhöhung der elektrischen Leistung. In der Folge steigt die Temperatur weiter an.

Folglich wird die elektrische Spannung als Stellgröße für die Regelung der Heizgewebe eingesetzt. Beide Stellgrößen werden linearisiert (vgl. Abbildung 3.18) und mit einem Stellsignal von 0 bis 100 % abgebildet. Die Stellgröße der konventionellen Pumpenwarmwassersysteme stellt die Steuerspannung der Umwälzpumpe dar. Hiermit kann bei konstanter Vorlauftemperatur der Massendurchfluss geregelt werden.

Die Störgrößen des Systems bilden alle auf den Raum einwirkenden thermischen Leistungen. Dazu gehören:

- Sonneneinstrahlung I_S
- Interne Wärmegewinne \dot{Q}_{Int}
- Lüftungs- und Transmissionsverluste $\dot{Q}(n, T_i, T_a)$

8.1.2 Reglerauswahl

In Abhängigkeit der verwendeten Heizsysteme weist die Regelstrecke ein unterschiedliches Systemverhalten auf. Während die Regelstrecke im reinen Heizgewebetrieb durch ein $PT_1 T_t$ -Verhalten charakterisiert werden kann, lässt sich bei einem reinen Betrieb der Heizfenster ein PT_2 -Verhalten feststellen. Der Unterschied beruht auf der leicht höheren thermischen Kapazität der Heizfenster gegenüber der Heizgewebe. Die Totzeit der $PT_1 T_t$ -Regelstrecke resultiert, wenn die Abtastrate des IR-Sensors zu niedrig gewählt wird. Bei einer Abtastrate unterhalb einer Sekunde kann somit ein PT_1 -Verhalten der Regelstrecke festgestellt werden.

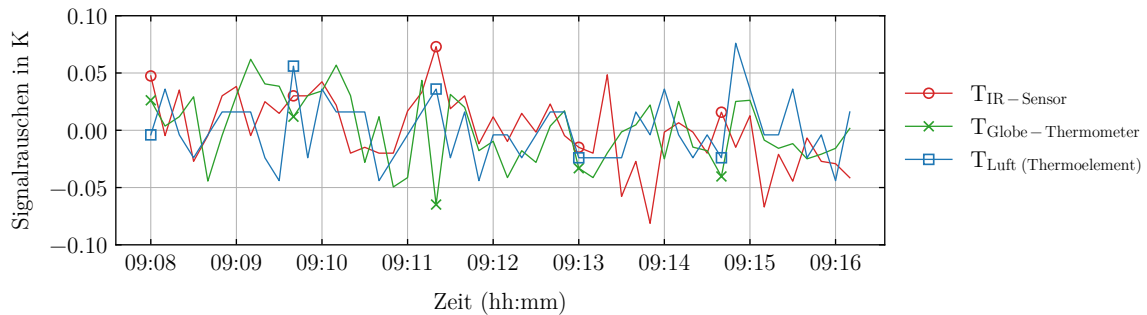


Abbildung 8.1: Signalrauschen bei Messung der Lufttemperatur (Thermoelement), Strahlungstemperatur (IR-Sensor) und operativen Temperatur (Globe-Thermometer) in einem stationären Zustand bei konstanter Leistungszufuhr in K

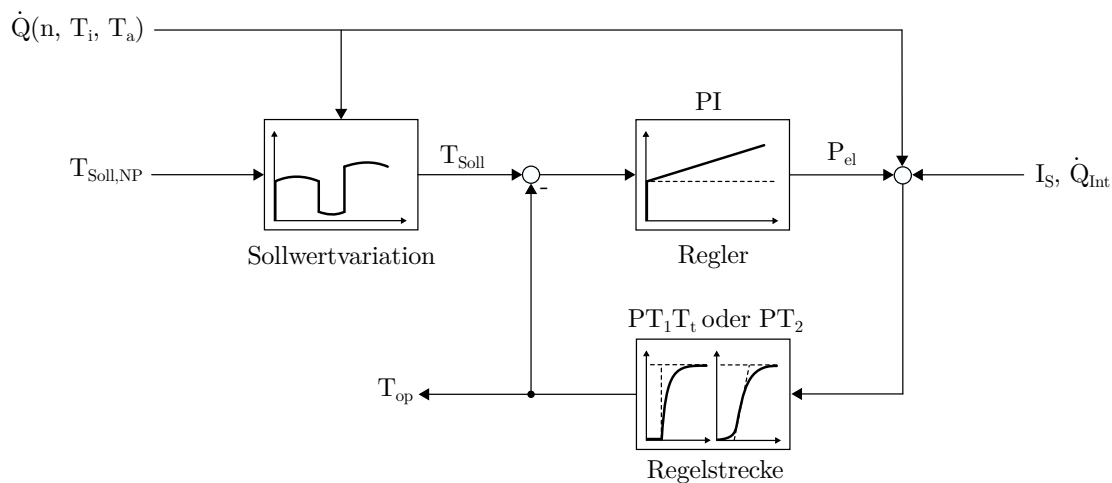


Abbildung 8.2: Regelkreis

Im Heizfensterbetrieb fällt der Dämpfungsgrad der Regelstrecke groß aus. Somit können beide Regelstrecken in der Theorie durch einen P-Regler mit hoher Regelverstärkung ausreichend genau geregelt werden. Aufgrund des Signalrauschens des IR-Sensors (vgl. Abbildung 8.1) und einer hardware-bedingten, minimal möglichen Abtastrate aller Messwerte von 4 s wird ein PI-Regler gewählt. Auf einen D-Anteil wird gemäß Lunze (2014) verzichtet, da dieser das Signalrauschen zusätzlich verstärken würde. Den Regelkreis zeigt Abbildung 8.2. Die darin enthaltene Sollwertvariation wird in Abschnitt 8.2.2 erläutert.

Der PI-Regler wurde nach Ziegler u. a. (1942) parametrisiert. Sowohl für die Heizfenster als auch für die Heizgewebe wurde der Verstärkungsfaktor 10 gewählt. Die Integrationszeit wurde bei den Heizgeweben zu 15 s und bei den Heizfenstern zu 150 s gewählt. Die konventionellen Wärmeübergabesysteme werden mit einer Zweipunktregelung geregelt. Als Ober- und Untergrenze der Hysterese dient dabei ein Schlauch von 0,05 K um den Sollwert.

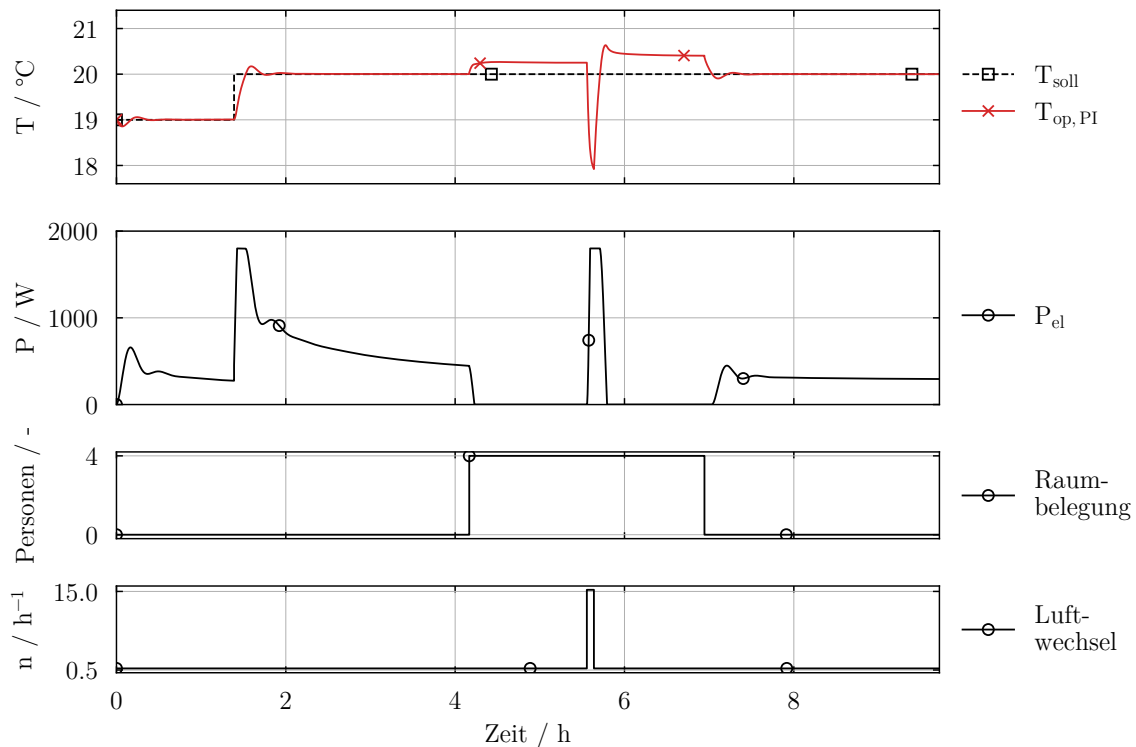


Abbildung 8.3: Teststrecke zur Bewertung der Regelgüte am Beispiel von HGW6

8.1.3 Bewertung der Regelgüte

Die Bewertung der Regelgüte des in Kapitel 8.1.2 gewählten Reglers erfolgt auf Basis des ISE (Integrierter quadratischer Fehler) und der Zeit bis der Sollwert nach einem Temperatursprung zum ersten mal erreicht wird. Hierzu wurde die Teststrecke in Abbildung 8.3 definiert. Die Außentemperatur beträgt konstant $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, die Temperatur der angrenzenden Räume $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Die Teststrecke bildet einen für die Regler-Einstellung relevanten Temperatursprung sowie übliche, instantan auftretende Störgrößen ab. Somit kann das Führungsgrößen- und das Störgrößenverhalten der Regler-Einstellungen bewertet werden. Nach 1,4 h findet eine Erhöhung des Sollwerts der operativen Temperatur von $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ statt. Nach weiteren 2,8 h betreten 4 Personen den Raum. nach 5,5 Stunden wird eine 5-minütige Fensterlüftung durchgeführt, sodass sich der Luftwechsel von $0,5\text{ h}^{-1}$ auf 15 h^{-1} erhöht. Nach 7 Stunden verlassen die 4 Personen wieder den Raum.

Abbildung 8.4 zeigt den Verlauf der operativen Temperatur aller in Tabelle 5.1 definierten, Heizsystem-Konfigurationen. Dieser wird für alle direktelektrischen Heizsysteme unter Einsatz des in Kapitel 8.1.2 parametrisierten PI-Reglers auf der realen Teststrecke hergestellt. Als Vergleich dient ein P-Regler (Regelverstärkung: 10000), der die idealisierte Regelstrecke (ohne Messrauschen) regelt. Ebenfalls dargestellt wird die Regelgüte des Zweipunktreglers in den Vergleichsszenarien (HK2 und FBH).

Es ist ein zu Kapitel 7.1 äquivalentes Führungsgrößenverhalten zu beobachten. In den Heizgewebe-Szenarien HG20, HGW6 und HGD6 wird der Sollwert nach dem initialen Tem-

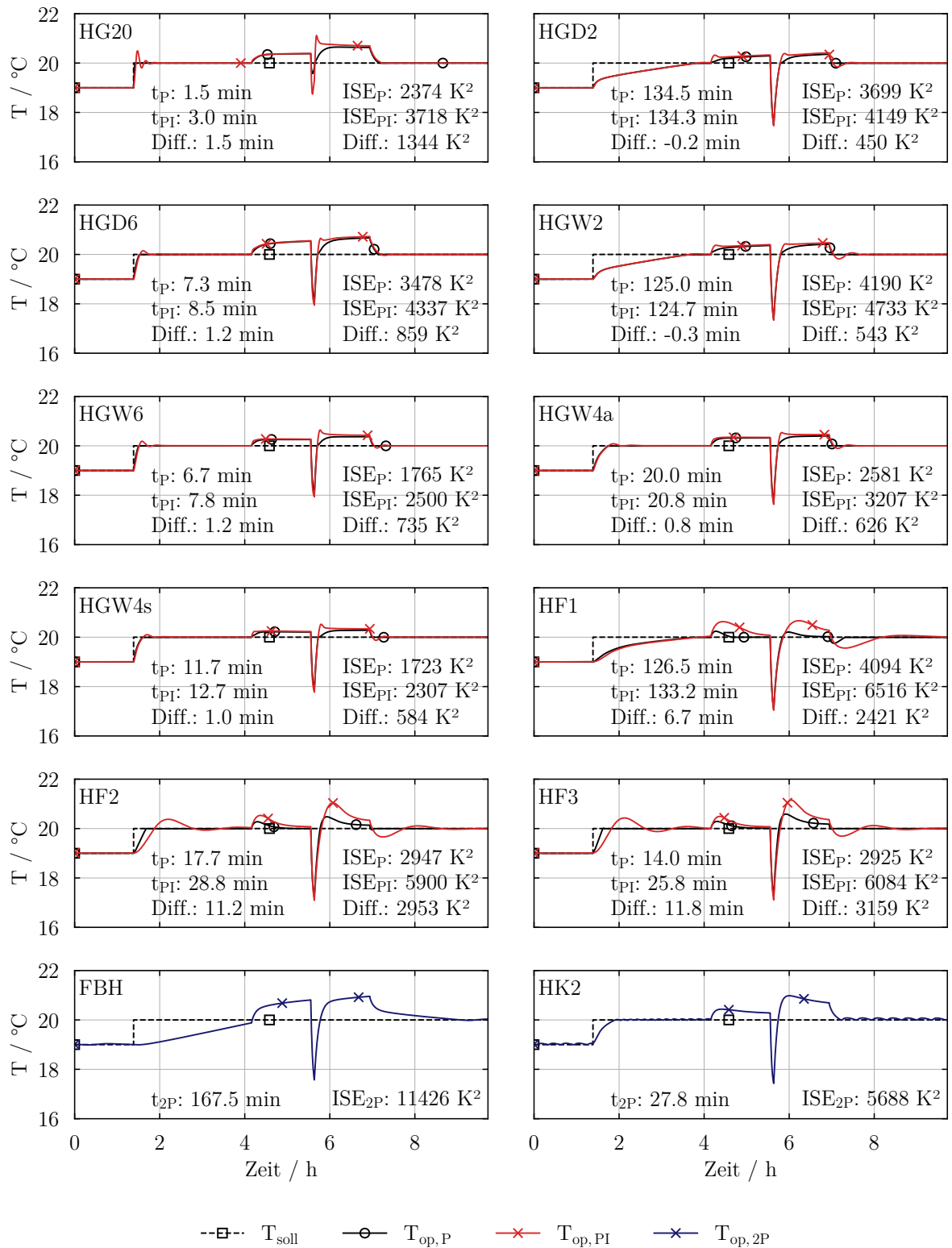


Abbildung 8.4: Bewertung der Regelgüte aller in Tabelle 5.1 definierten Heizsystem-Konfigurationen

peratursprung innerhalb von 10 min erreicht. In den übrigen Heizgewebe-Szenarien wird der Sollwert später erreicht. Die Anschlagzeit unter Verwendung des PI-Reglers unterscheidet sich in allen Heizgeweben-Szenarien um maximal 1,5 min von der Anschlagzeit des P-Reglers unter idealisierten Bedingungen. In Abhängigkeit der verfügbaren Leistung entstehen maximale Überschwingweiten von 0,5 K. Störgrößen können in allen Heizgewebe-Szenarien ausgeglichen werden. Der ISE unter Verwendung des PI-Reglers im Vergleich zum P-Regler ist im Szenario HG20 am größten und im Szenario HGD2 am kleinsten. Grund hierfür ist ein größeres Überschwingen in der Störgrößenausregelung, dass sich durch eine höhere verfügbare Leistung ergibt. In der Anheizphase wird mehr Wärme in die anschließenden Bauteile (Wände und Decke) übertragen. In der Folge wird nach der Sollwerterreichung und Reduzierung der zugeführten Leistung im Vergleich mehr Wärme aufgrund der größeren thermisch wirksamen Speicherkapazität abgegeben. Eine Verbesserung der Reglerparametrierung hin zu niedrigeren Überschwingweiten ginge jedoch zulasten einer längeren Wiederaufheizzeit.

Aufgrund der größeren Integrationszeit der Heizfenster im Vergleich zum Heizgewebe zeigt die Regelung mittels PI-Regler hier längere Anschlag- und Einschwingzeiten. Im Vergleich zum P-Regler erhöht sich die Anschlagzeit in den Szenarien HF2 und HF3 um den Faktor 1,6 und 1,8. Auch auf der idealisierten Regelstrecke sind jedoch nur minimale Anschlagzeiten von 14 min (HF3) realisierbar. In den betrachteten Szenarien wäre somit auch bei weiterer Optimierung der Reglerparametrierung keine Ad-hoc-Anpassung der operativen Temperatur innerhalb weniger Minuten möglich. Im Vergleich zu den Heizgeweben können die Heizfenster kurzfristig auftretende Wärmegewinne besser verarbeiten, da keine Wärmeleitung in anliegende Wände oder Decken stattfindet und somit eine stärkere Entkopplung der Wärmeübergabesysteme von der Baukonstruktion vorliegt. Alle Überschwingweiten liegen in der Größenordnung des konventionellen Thermostatventils (vgl. Wang u. a., 2013).

Die per Zweipunkt-Regelung geregelte Fußbodenheizung zeigt den höchsten ISE. Dieser begründet sich durch die im Vergleich längste Aufheizzeit von ca. 2,6 h. Der ISE des Heizkörper-Szenarios liegt in der Größenordnung der PI-geregelten Heizfenster-Szenarien HF2 und HF3. Fußbodenheizung und Heizkörper können die kurzfristigen Wärmegewinne aufgrund der höheren thermischen Eigenkapazität schlechter kompensieren.

8.2 Optimierung des Nutzungsgrads

8.2.1 Räumliche Optimierung

Die Herstellung einer gewünschten operativen Temperatur an einem definierten Messpunkt soll unter minimalem Energieeinsatz erfolgen. Ausschlaggebend ist hierbei die Dimensionierung und die Beschaltung der Heizfläche. Betrachtet wird dazu der in Abbildung 8.5 im Schnitt (zweidimensional) dargestellte generische, kugelförmige Raum. Die innenliegende Oberfläche unterteilt sich in Heizflächen (h) und übrige, unbeheizte Umschließungsflächen (u). Der Anteil der Heizflächen an der gesamten Raumbooberfläche wird mit x_h quantifiziert. Die außenliegende Oberfläche unterteilt sich in Oberflächen, die an beheizte Räume angrenzen (i) sowie Oberflächen, die an die Außenluft angrenzen (a). Der Anteil, der an die Außenluft angrenzenden Oberfläche wird mit x_a quantifiziert. Die Wärmedurchgangskoeffizienten der innen und außen angrenzenden Oberflächen werden mit U_i und U_a beschrieben. r kennzeichnet den Radius der Kugel.

Gleichungssystem (8.3) berechnet für eine definierte operative Temperatur T_{op} an einen definierten Messpunkt in der Kugel folgend die sich einstellenden Temperaturen des Luftvolumens T_l ,

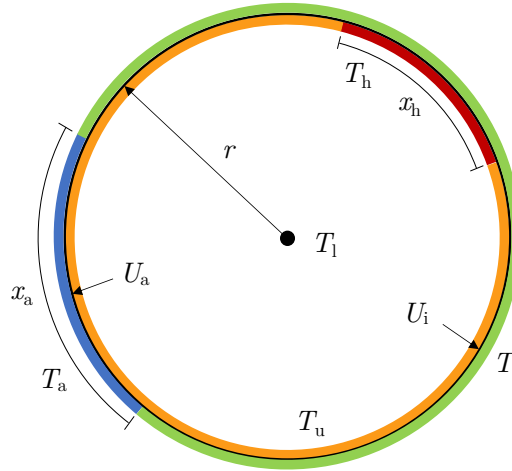


Abbildung 8.5: Schnitt durch einen kugelförmigen Raum.

der Umschließungsfläche T_u und der Heizfläche T_h sowie die erforderliche Wärmeleistung \dot{Q}_h der Heizfläche in einem stationären Zustand, um die definierte operative Temperatur einzustellen.¹

$$T_{op} = \frac{T_l}{2} + \frac{\sqrt[4]{\Phi(x_h)T_h^4 + (1 - \Phi(x_h))T_u^4}}{2} \quad (8.3a)$$

$$\dot{Q}_h = \left[U_i(T_h - T_i) + \alpha_k(T_h, T_l)(T_h - T_l) + (1 - x_h)\epsilon\sigma(T_h^4 - T_u^4) \right] x_h 4\pi r^2 \quad (8.3b)$$

$$\dot{Q}_h = \left[x_h(T_h - T_i)U_i + (1 - x_h - x_a)(T_u - T_i)U_i + x_a(T_u - T_a)U_a \right] 4\pi r^2 + (T_l - T_a)nc_{p,l}\rho_l \frac{4}{3}\pi r^3 \quad (8.3c)$$

$$(T_l - T_a)nc_{p,l}\rho_l \frac{4}{3}\pi r^3 = \left[\alpha_k(T_h, T_l)x_h(T_h - T_l) + \alpha_k(T_u, T_l)(1 - x_h)(T_u - T_l) \right] 4\pi r^2 \quad (8.3d)$$

Der konvektive Wärmeübergang an den innenliegenden Oberflächen wird nach Glück (2008) vereinfacht durch $\alpha_k(\Delta T) = 1.6|\Delta T|^{0.3}$ berechnet. n , $c_{p,l}$ und ρ_l beschreiben den Luftwechsel des Volumens, die Wärmekapazität der Luft sowie die Dichte der Luft. $\Phi(x_h)$ ist eine Funktion, die den Sichtfaktor in Abhängigkeit von x_h bestimmt. Für den Messpunkt im Mittelpunkt der Kugel gilt $\Phi(x_h) = x_h$ unabhängig von der Verteilung der Heizfläche auf der innenliegenden Oberfläche. Für abweichende Raumgeometrien oder Messpositionen ist $\Phi(x_h)$ eine monoton wachsende Funktion deren Verlauf von der Verteilung der Heizfläche abhängt. Unter der Voraussetzung einer Sichtfaktor-maximierenden Verteilfunktion der Heizfläche gilt für einen konvexen Raum: Je weiter der Messpunkt in den Randbereich verschoben wird, desto geringer wird der zusätzliche Beitrag der Heizfläche zum Sichtfaktor. Ebenfalls gilt: Je weiter sich die beheizte Fläche in die Eckbereiche eines quaderförmigen Raumes ausdehnt, desto geringer wird ihr zusätzlicher Beitrag zum Sichtfaktor.

¹Berechnung des Sichtfaktors zwischen zwei Oberflächen einer Kugel gemäß Anhang C

Tabelle 8.1: Randbedingungen

Parameter	Wert	Einheit
U_i	0,5	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
U_a	1	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
T_i	293,15	K
T_a	263,15	K
T_{op}	293,15	K
α_k	$f(\Delta T)$	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
ϵ	0,95	-
n	0,5	-
x_a	0,15	-
r	2,557	m

In den folgenden Betrachtungen werden die Randbedingungen nach Tabelle 8.1 festgesetzt. Die gewählten Werte orientieren sich an den äquivalenten Werten des Prüfstands aus Kapitel 3.3. Der mittlere U-Wert der Außenwand wurde erhöht, um signifikantere Randbedingungen zu erzeugen. Die Wahl des Radius entspricht einem Raumvolumen von 70 m^3 .

Abbildung 8.6 zeigt die Luft-, Umschließungsflächen- und Heizflächenentemperatur sowie die erforderliche Wärmeleistung zur Aufrechterhaltung der operativen Temperatur an der Position in Raummitte und an einer von der Raummitte abweichenden Position in Abhängigkeit des Heizflächenanteils $x_h \in [0,05; 0,85]$ an der innenliegenden Oberfläche. Für die Position in Raummitte wird die Funktion des Sichtfaktors zu $\Phi(x_h) = x_h$ bestimmt. Für eine von der Raummitte abweichende Position wird die Funktion des Sichtfaktors exemplarisch zu $\Phi(x_h) = x_h^{0.7}$ bestimmt.

In beiden Fällen existiert ein kritischer Heizflächenanteil $x_{h,\text{krit}}$, für den die erforderliche Wärmeleistung maximal ist. Wird die beheizte Fläche ausgehend von $x_{h,\text{krit}}$ reduziert oder erhöht, sinkt die erforderliche Wärmeleistung. Ausschlaggebend für die Ausprägung von $x_{h,\text{krit}}$ ist die Zusammensetzung aus konvektiver und radiativer Wärmeübergabe gemäß Abbildung 2.1. $x_{h,\text{krit}}$ verschiebt sich hin zu einem höheren Heizflächenanteil, wenn $\Phi(x_h)$ schneller als x_h wächst. Eine energieeffiziente Betriebsweise des Wärmeübergabesystems erfordert einen Heizflächenanteil größer oder kleiner als $x_{h,\text{krit}}$.

Unter Beachtung wirtschaftlicher Gesichtspunkte stellt die Reduzierung der Heizfläche die sinnvollere Alternative dar. Unter der Prämisse einer sichtfaktormaximierenden Verteilung der Heizfläche, sollte die flächenspezifische Leistung der Heizfläche gewählt werden, die an der ungünstigsten Raumposition noch keine unangenehme, asymmetrische Strahlungstemperatur verursacht. Deren Berechnung ermöglicht das Dimensionierungs-Tool in Anhang D. Aufschluss zur Wahrscheinlichkeit einer als unangenehm wahrgenommenen Strahlungsasymmetrie geben dabei die Tabellen 5.15 und 5.16 in Kombination mit Kapitel 5.1.5 sowie DIN EN ISO 7730 (2006).

Besitzen alle Heizflächen die gleiche Orientierung und weisen den gleichen Wärmedurchgang in das rückliegende Bauteil auf, kann der Nutzungsgrad der Wärmeübergabe optimiert werden, wenn in Abhängigkeit des Messpunkts der Heizfläche die maximal mögliche Leistung zugeführt wird, die das günstigste Verhältnis aus Sichtfaktor und Heizfläche (im Folgenden Φ/x_h -Verhältnis genannt) aufweist. Übersteigt die erforderliche Heizlast die Maximalleistung dieser Heizfläche, ist die Heizfläche mit dem nächstgünstigeren Φ/x_h -Verhältnis zu belasten. Wird Heizfläche an

8.2. Optimierung des Nutzungsgrads

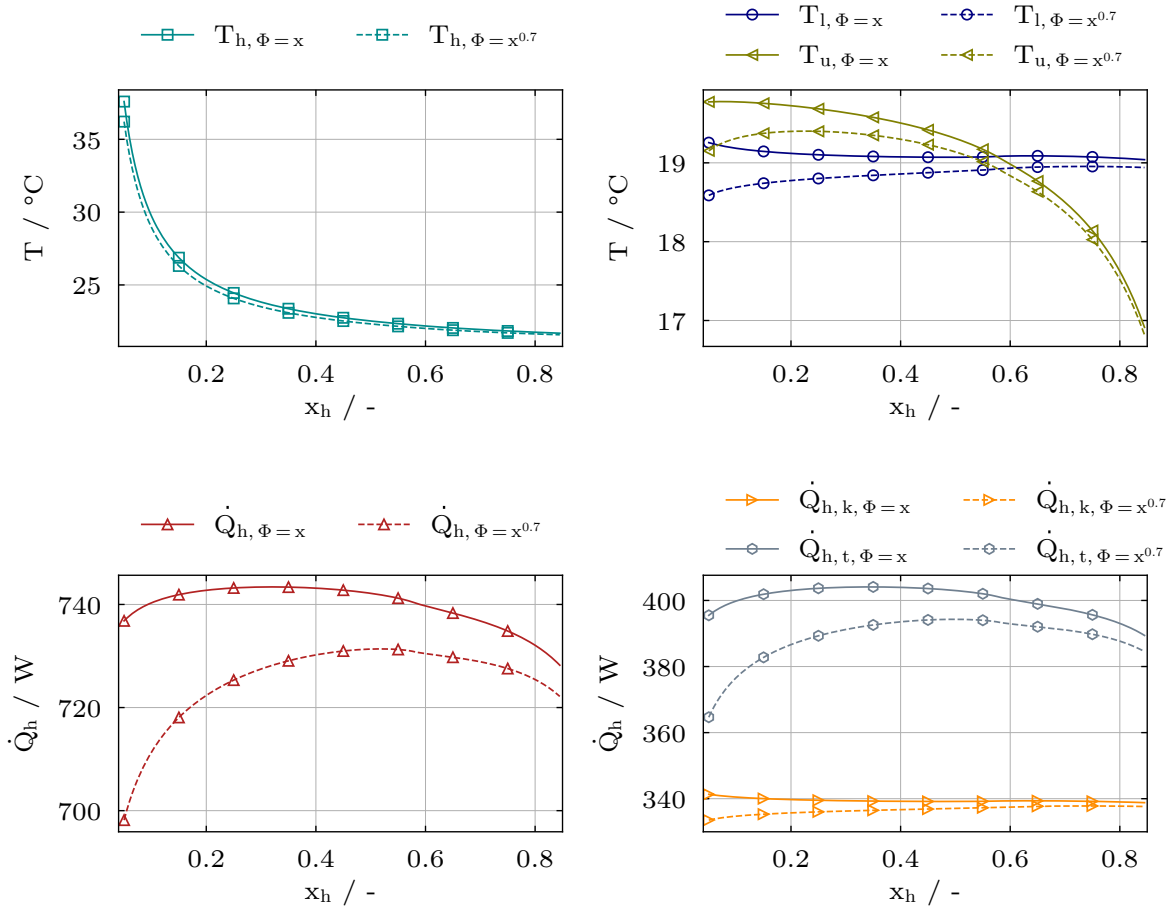


Abbildung 8.6: Luft- (T_l), Umschließungsflächen- (T_u) und Heizflächentemperatur (T_h) sowie Wärmeleistungsbedarf zur Aufrechterhaltung der operativen Temperatur an der Position in Raummitte ($\Phi(x_h) = x_h$) und an einer von der Raummitte abweichenden Position ($\Phi(x_h) = x_h^{0.7}$) in Abhängigkeit des Heizflächenanteils der innenliegenden Oberfläche $x_h \in [0,05;0,85]$ und einer Sichtfaktor-maximierenden Verteilfunktion der Heizfläche.

Innen- und Außenwänden oder an Decke und Wänden angebracht, müssen in die Bildung einer Rangordnung weitere Parameter einbezogen werden.

Eine Gegenüberstellung der erforderlichen (Gesamt-)Heizleistung und der im Raum hergestellten Temperaturverteilungen zeigt Abbildung 8.7 für einen Temperatursprung von 20 °C auf 22 °C im Szenario HGW6. Zum Zeitpunkt des Temperatursprungs wird in beiden Regelungsvarianten die maximale Leistung abgerufen, d.h. alle Heizflächen werden gleich belastet. Ist die definierte Soll-Temperatur erreicht, wird bei einer räumlichen Nutzungsgrad-optimierten Regelung die Leistung der Heizflächen reduziert, die den geringsten Einfluss auf den Messpunkt aufweisen. In der Folge ändert sich in beiden Szenarien die Temperaturverteilung im Raum. Durch die Nutzungsgrad-optimierte Regelung kann die operative Temperatur im ungenutzten Teil des Raumes und die Lufttemperatur im gesamten Raum reduziert werden (Zeitpunkt t_2). Im stationären Zustand ergibt sich in diesem Szenario eine Energieeinsparung von 12 %. Liegt ein Messpunkt näher an einer Heizfläche, kann die Temperatur weiter abgesenkt werden und die Energieeinsparung steigt.

8.2. Optimierung des Nutzungsgrads

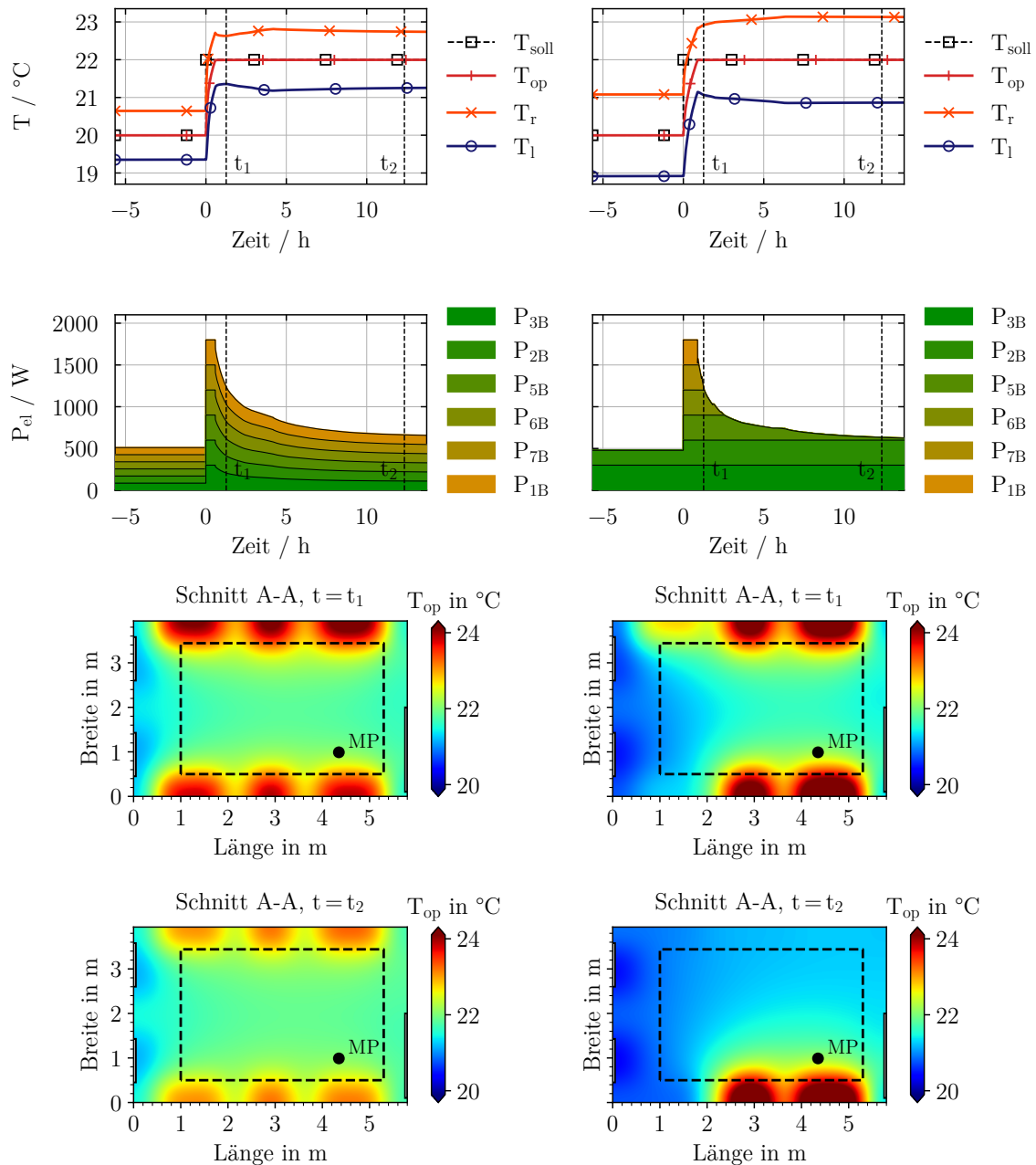


Abbildung 8.7: Gleichmäßige Verteilung der Heizleistung auf alle verfügbaren Heizflächen (links) und optimierte Verteilung der Heizleistung auf alle verfügbaren Heizflächen (rechts) in HGW6

Wird eine Verteilung der Leistung auf die verfügbaren Heizflächen gemäß des oben genannten Prinzips vorgenommen, muss in der Regelung die Heizflächentemperatur berücksichtigt werden, wenn Strahlungsasymmetrien verhindert werden sollen. Vereinfacht kann ebenfalls eine maximale spezifische Leistung für jede Heizfläche in Abhängigkeit der herzustellenden Temperaturverhältnisse im Raum definiert werden.

Die Nutzungsgrad-optimierte Aufteilung der Heizleistung zeigt energetische Vorteile im stationären Zustand. Aufgrund des niedrigeren Temperaturniveaus im gesamten Raum werden jedoch Aufheizvorgänge entschleunigt. So wird der Sollwert im Szenario mit gleichmäßiger Belastung aller Heizflächen nach ca. 30 min und im Szenario mit Nutzungsgrad-optimierter Belastung nach ca. 50 min erreicht. Aufheizvorgänge sind im Vergleich stärker an die Anhebung der Lufttemperatur gekoppelt, da die Heizflächen mit günstigem Sichtverhältnis, die eine schnelle Anhebung der mittleren Strahlungstemperatur bewirken können, zum Zeitpunkt des Temperatursprungs weniger Leistungsreserven aufweisen.

Soll die Nutzungsgrad-optimierte Regelung für einen bestimmten Messpunkt in die Praxis umgesetzt werden, ist eine horizontale Verschiebung des Sensors aus Kapitel 6.2 hin zum gewählten Messpunkt vorzunehmen (vgl. auch Abbildung 6.6). Soll eine Regelung auf frei wählbare Messpunkte im Raum ohne Verschieben des Sensors erfolgen können, ist eine Erweiterung des Sensors um bildgebende Einzelsensoren vorzunehmen. Durch eine geometrische Kalibrierung kann so die mittlere Strahlungstemperatur für verschiedene Punkte im Raum messtechnisch erfasst werden.

8.2.2 Temporale Optimierung

Kapitel 7.1 zeigt die energetischen Einsparpotenziale, die durch eine Temperaturabsenkung niedrig-kapazitiver Heizsysteme auch in kurzfristigen Nichtnutzungsphasen erzielt werden können. Dabei werden in Abhängigkeit des Heizsystems (Szenarios) Nutzungsgrade der Wärmeübergabe bis zu 91 % erreicht. Für die praktische Anwendung sind derart erreichbare Nutzungsgrade dennoch nur relevant, wenn die Energieeinsparung nicht konträr zum Regelungsziel steht. Erreichen die zu vergleichenden Heizsysteme die in der Nutzungsphase definierte Soll-Temperatur zu verschiedenen Zeitpunkten, zeigt ein Vergleich des Aufwands verschiedener Systeme nur Unterschiede auf Basis unterschiedlichen Nutzens auf. Ziel der temporalen Optimierung des Nutzungsgrads ist somit ein Regelungskonzept, das eine system-spezifische Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen in Abhängigkeit der Randbedingungen ermittelt, um eine Erreichung der definierten Soll-Temperatur in Nutzungsphasen innerhalb einer definierten Zeit t_{\max} zu garantieren. Für jeden Systemaufbau wird folgend eine Gleichung zur Sollwertvariation gemäß Gleichung (8.4) bestimmt.

$$T_{\text{soll}} = \begin{cases} T_{\text{soll,NP}}, & \text{in Nutzungsphasen} \\ T_{\text{soll,NNP}} = f(T_{\text{soll,NP}}, n, T_i, T_a, t_{\max}), & \text{in Nichtnutzungsphasen} \end{cases} \quad (8.4)$$

Grundlage dazu ist das simplifizierte Raummodell in Abbildung 8.8.² Dem dargestellten, abstrakten Raummodell werden Raum- und Heizsystem-spezifische Parameter gemäß Tabelle 8.2 übergeben.

²Erweiterung des Raummodells aus Abbildung 8.5 um eine quaderförmige Kubatur und zusätzliche Parameter zur Charakterisierung des instationären thermischen Verhaltens des Raumes und der Heizfläche

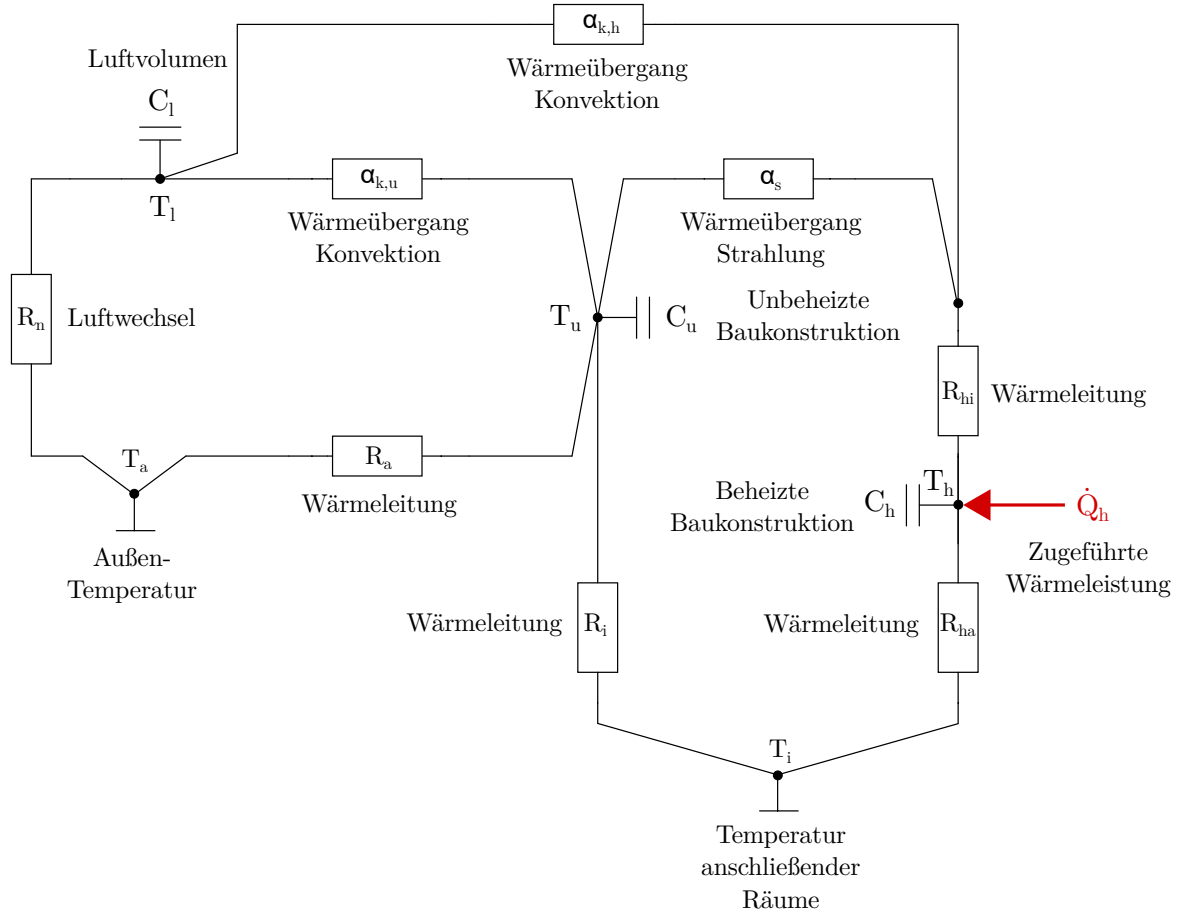


Abbildung 8.8: Raummodell für eine Regelung mit Nutzungsgrad-optimierter Sollwertvariation

Die Sichtfaktoren zur Berechnung des Strahlungsaustauschs werden approximativ (gemäß der Flächenanteile an der Hüllfläche) für einen kugelförmigen Raum berechnet.³ Der konvektive Wärmeübergang der beheizten Fläche wird abweichend zum Simulationsmodell aus Kapitel 4 gemäß Glück (2008) in Abhängigkeit der Flächenanteile und -orientierung nach Gleichung (8.5) berechnet, um die Berechnungskomplexität gegenüber dem Simulationsmodell aus Kapitel 4 zu reduzieren. Dabei gilt $x_{h,w} + x_{h,d} + x_{h,b} = 1$. Analoges gilt für die entsprechenden Flächenanteile der unbeheizten Fläche.

$$\alpha_k(\Delta T) = x_{h,w} \cdot 1,6 |\Delta T|^{0,3} + x_{h,d} \cdot 0,54 |\Delta T|^{0,31} + x_{h,b} \cdot 2 |\Delta T|^{0,31} \quad (8.5)$$

Für jede dynamische Randbedingung des Raumes existiert eine optimale Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen. Eine Absenkttemperatur ist dabei optimal, wenn die operative Temperatur im Raum im ungünstigsten Fall exakt innerhalb von t_{\max} wieder hergestellt werden kann. Den ungünstigsten Fall stellt dabei der stationäre, thermische Zustand des Raumes im Absenkbetrieb dar. Hier ist die maximale Energie erforderlich, um die operative Temperatur wieder auf das definierte Soll-Niveau für die Nutzungszeit anzuheben. Abbildung 8.9 zeigt

³Berechnung des Sichtfaktors zwischen zwei Oberflächen einer Kugel gemäß Anhang C

8.2. Optimierung des Nutzungsgrads

Tabelle 8.2: Raum- und Heizsystem-spezifische Parameter zur Modellbildung

Parameter	Symbol	Einheit
Raum		
Außentemperatur	T_a	$^{\circ}\text{C}$
Temperatur angrenzender Räume	T_i	$^{\circ}\text{C}$
Mittlerer U-Wert der Außenfassade	$U_a = R_a^{-1}$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
Mittlerer U-Wert der Innenwände	$U_i = R_i^{-1}$	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
Luftwechsel	n	h^{-1}
Anteil der Außenfassade an der Hüllfläche des Raumes	x_a	%
Raumlänge	l	m
Raumbreite	b	m
Raumhöhe	h	m
Anteil der Bodenfläche an der Hüllfläche des Raumes	x_b	%
Flächenspezifische Kapazität der Baukonstruktion	c_u	$\text{W h m}^{-2} \text{K}^{-1}$
Flächenheizsystem		
Flächenspezifische Kapazität der Heizfläche	c_h	$\text{W h m}^{-2} \text{K}^{-1}$
Spezifische Leistung der Heizfläche	\dot{q}_h	W m^{-2}
Anteil der Heizfläche an der Hüllfläche des Raumes	x_h	%
- davon Wandheizung	$x_{h,w}$	%
- davon Deckenheizung	$x_{h,d}$	%
- davon Fußbodenheizung	$x_{h,b}$	%
Sichtfaktor vom Messpunkt zur Heizfläche	Φ	—
Leitwiderstand: Heizschicht bis zur innenliegenden Oberfläche	R_{hi}	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$
Leitwiderstand: Heizschicht bis zur außenliegenden Oberfläche	R_{ha}	$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$
Solltemperatur in Nutzungsphasen	$T_{\text{soll, NP}}$	$^{\circ}\text{C}$
Maximale Aufheizzeit in Nutzungsphasen	t_{max}	min

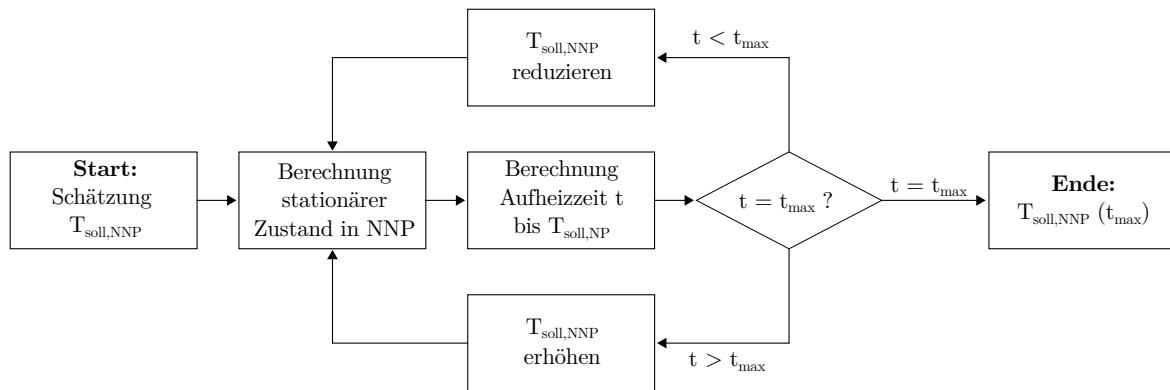


Abbildung 8.9: Algorithmus zur Optimierung der Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen

folgend den iterativen Algorithmus mit dem $T_{\text{soll, NNP}}$ für jede Randbedingung nach Tabelle 8.2 bestimmt werden kann. t beschreibt dabei die tatsächliche Aufheizzeit.

Der angegebene Algorithmus und das in Abbildung 8.8 parametrisierte Modell wurden in der Programmiersprache Python umgesetzt und können direkt in die Regelungssoftware eingebunden werden. Zusätzlich wurde ein Dimensionierungs-Tool (Anhang D) entwickelt, um die Heizfläche in Abhängigkeit der vorliegenden Randbedingungen optimal auszulegen. Aufgrund der hohen, erforderlichen Rechenleistung für eine Optimierung in jedem Zeitschritt kann hiermit alternativ

auch eine multivariate, lineare Regressionsfunktion als Sollwert-Funktion gemäß Gleichung (8.6) in Abhängigkeit der dynamischen Randbedingungen für jeden Raum ermittelt werden. Für Außentemperaturen und Temperaturen angrenzender Räume von -20 bis 20 °C lag die Regressionsgüte aller ermittelten Funktionen über 0,9 (Korrelationskoeffizient).

$$T_{\text{soll,NNP,t}_{\text{max}}} = \min \begin{cases} \beta_0 + \beta_1 n(T_{\text{soll,NP}} - T_a) + \beta_2(T_{\text{soll,NP}} - T_i) \\ T_{\text{soll,NP}} \end{cases} \quad (8.6)$$

Für jedes in Tabelle 5.1 definierte Szenario wurde eine Sollwertfunktion gemäß der Gleichungen (8.4) und (8.6) bestimmt. Die konstruktionsspezifischen Parameter des Prüfraumes gemäß Tabelle 8.2 können Kapitel 3 entnommen werden. Den kumulierten Sichtfaktor aller definierten Szenarien zu den definierten Messpunkten in einer Höhe von 110 cm nach Abbildung 5.1 zeigt Tabelle 5.2. Die Sichtfaktoren wurden mit einem Python-Algorithmus nach Gleichung (4.8) bestimmt.

Abbildung 8.10 zeigt einen Regelungsversuch mit der implementierten Sollwertvariation in Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen im Szenario HGW6. Dabei wurde eine maximale Aufheizzeit von 5 min festgelegt. Die Außentemperatur schwankt tageszyklisch zwischen 0 und 10 °C. Die Temperatur der angrenzenden Räume variiert zwischen 18 und 22 °C. Während der Nichtnutzungsphase kann die operative Temperatur bis zu 1 K abgesenkt werden. Die Variation der Außentemperatur und der Temperatur der angrenzenden Räume verändern den Sollwert der Nichtnutzungsphase nur marginal. Der Sollwert der Nutzungsphase wird exakt 5 min nach Beginn der Nutzungsphase erreicht.

Abbildung 8.11 zeigt den Verlauf der operativen Temperatur für zwei aufeinander folgende Typtage unter Durchführung einer Sollwertvariation in Abhängigkeit von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen und des Heizsystems gemäß Tabelle 5.1. Die dynamischen Randbedingungen entsprechen Abbildung 8.10. Die Absenkttemperatur der Nichtnutzungsphase variiert in Abhängigkeit der zur Verfügung stehenden Heizleistung. So kann die operative Temperatur im Szenario HG20 um bis zu 3,1 K reduziert werden. Im Szenario HGW2 kann die operative Temperatur im Maximum um 0,3 K gesenkt werden. Neben der verfügbaren Heizleistung zeigt ebenfalls der Sichtfaktor einen Einfluss auf die Wiederaufheizzeit. So kann im Szenario HGW4s die operative Temperatur in Nichtnutzungsphasen bei gleicher verfügbarer Heizleistung um 0,2 K mehr gesenkt werden. Einen ähnlichen Effekt zeigen die Vergleiche HGW6 und HGD6 sowie HGD2 und HGW2. In letzterem kann der Sollwert nicht zu jedem Zeitpunkt gehalten werden. Ein analoger Effekt zeigt sich bei einer Verlängerung der maximal tolerierten Aufheizzeit.

In allen Szenarien exkl. HG20 wird der Sollwert nach spätestens 5 min erreicht. HG20 erreicht den Sollwert eine Minute zu spät. Die Verzögerung kann auf die im Verhältnis geringste Regressionsgüte der Sollwert-Funktion von 0,9 (Korrelationskoeffizient) zurückgeführt werden. Somit wurde der Sollwert in der Nichtnutzungsphase zu weit abgesenkt.

Abbildung 8.12 zeigt die identischen Typtage unter Einsatz der Heizfenster-Systeme. Die Temperaturabsenkung fällt bei gleicher verfügbarer Leistung geringer aus als in den Heizgewebe-Szenarien. Gründe hierfür sind die höhere thermische Kapazität, der höhere Leitwiderstand zur Innen-Oberfläche, der geringere Leitwiderstand zur Außen-Oberfläche und die niedrigere angrenzende Temperatur der Heizfenster. Im Vergleich sind geringere Unterschiede zu erwarten, wenn das Heizgewebe verputzt wird (vgl. Abbildung 7.9). Somit würde der Aufheizvorgang der Heizgewebe entschleunigt.

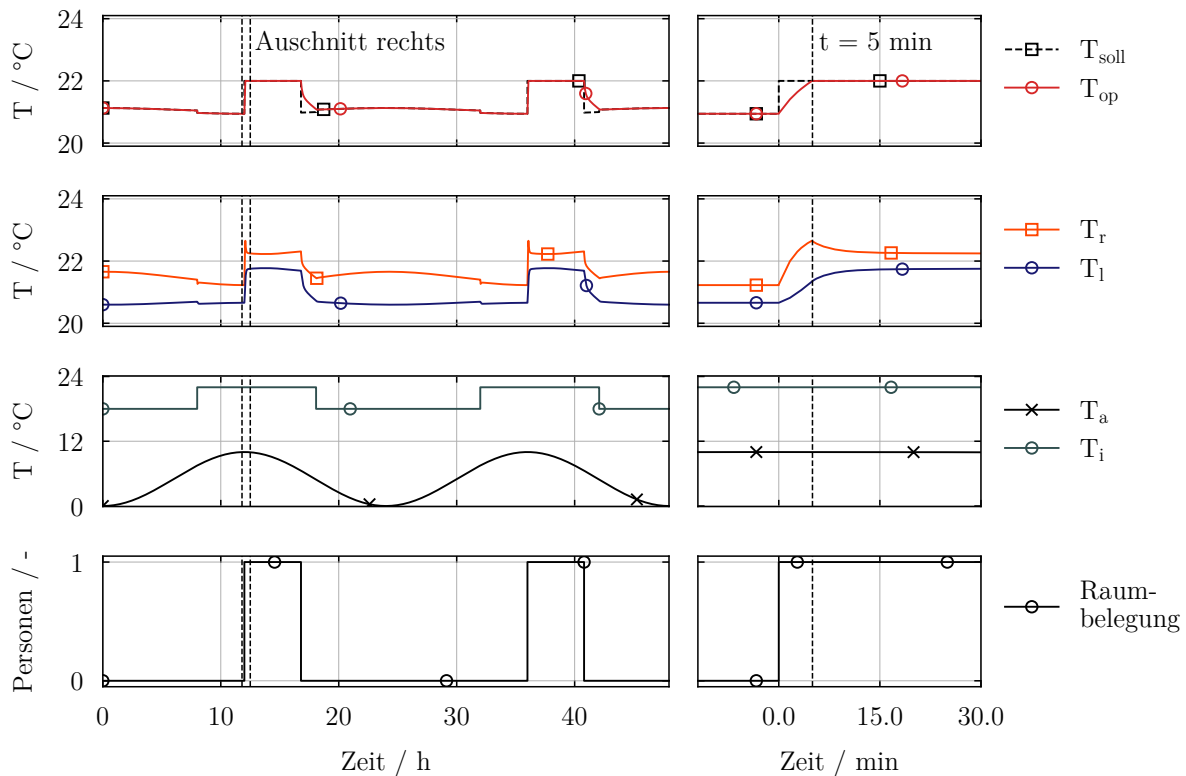


Abbildung 8.10: Sollwertvariation der operativen Temperatur in Abhängigkeit von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen für zwei aufeinanderfolgende Typtage unter Einsatz von HGW6 und einer maximalen Aufheizzeit von 5 min

In allen Heizfenster-Szenarien wird der Sollwert vor der definierten, maximalen Aufheizzeit von 5 min erreicht. Die Abweichung kann auf nicht optimal abgeschätzte Eingangsparameter in der Modellparametrierung zurückgeführt werden. Werden Parameter, wie die thermische Kapazität nicht optimal abgeschätzt, sinkt die Modellgüte zur Vorhersage der optimalen Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen. Sind die prognostizierten Absenkttemperaturen nah am Sollwert der Nutzungsphase, verursacht das im Optimierer definierte Toleranzband zusätzlich stärkere Abweichungen der Aufheizzeit von der maximal tolerierten Aufheizzeit.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Temperatur stärker abgesenkt werden kann, wenn größere Leistungsreserven vorliegen oder die Heizfläche aufgrund der geometrischen Anordnung ein besseres Sichtverhältnis zum Messpunkt aufweist. Für alle verwendeten direkt-elektrischen Systeme konnte eine Sollwert-Funktion gefunden werden, die eine Absenkung der operativen Temperatur in Nichtnutzungsphasen und eine Wiederaufheizung des Raumes in einer vorgegebene Zeit ermöglicht. Energetische Einsparungen, die sich aus dem entwickelten Regelungskonzept ergeben, zeigt Kapitel 9.

8.2. Optimierung des Nutzungsgrads

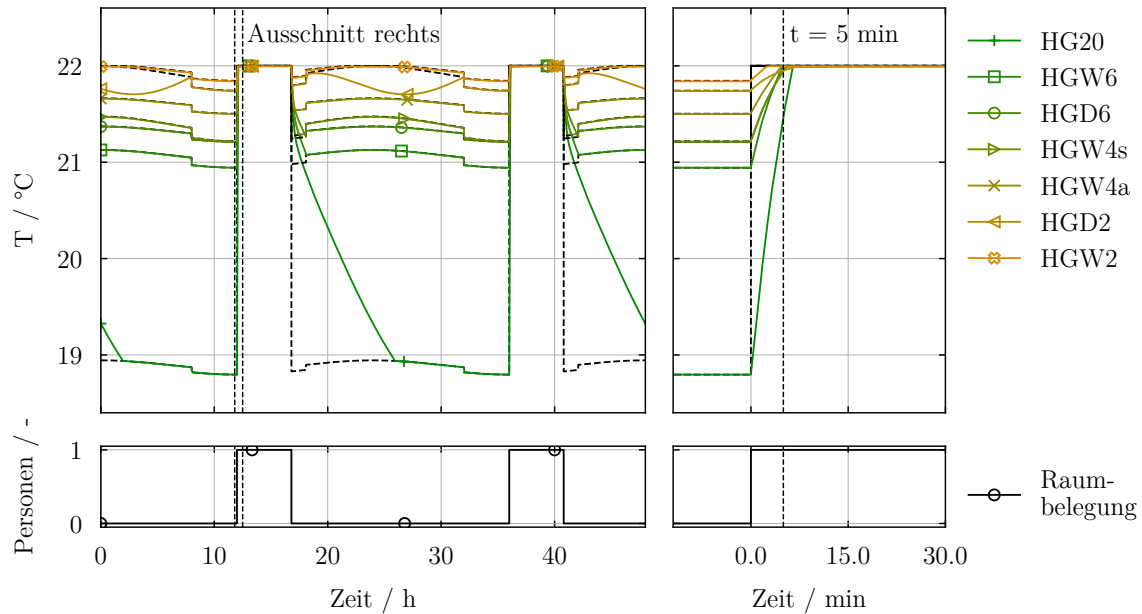


Abbildung 8.11: Sollwertvariation der operativen Temperatur in Abhängigkeit von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen für zwei aufeinanderfolgende Typtage in Abhängigkeit des Heizgewebesystems (Szenario) und einer maximalen Aufheizzeit von 5 min

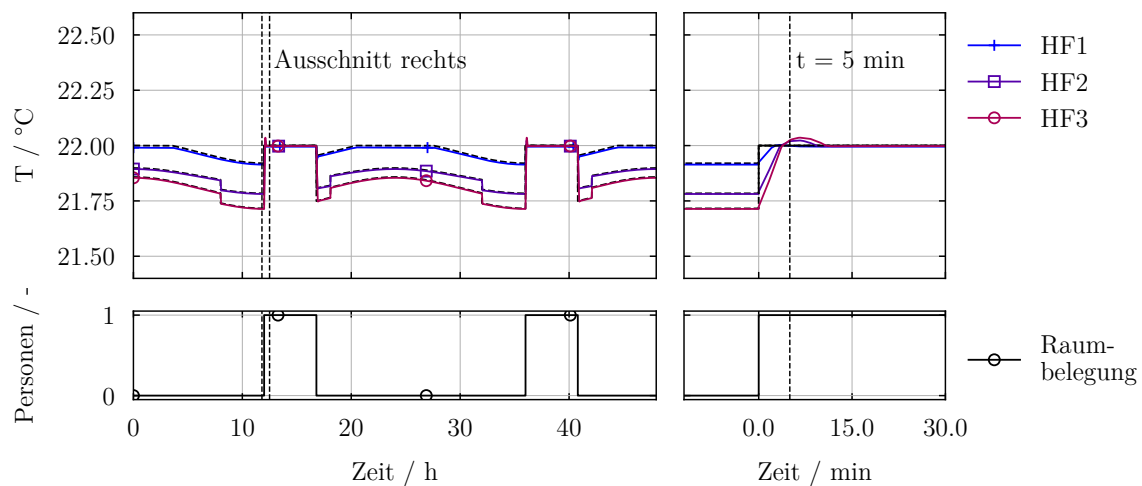


Abbildung 8.12: Sollwertvariation der operativen Temperatur in Abhängigkeit von Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen für zwei aufeinanderfolgende Typtage in Abhängigkeit des Heizfenstersystems (Szenario) und einer maximalen Aufheizzeit von 5 min

Energetische Bewertung

Bei der Bereitstellung von Nutzwärme in einem Gebäude entsteht ein über den Bedarf hinausgehender Aufwand. Bei konventionellen Pumpenwarmwasser-Heizsystemen wird dieser Aufwand in vier Hauptbereichen untergliedert gemäß DIN 4701-10 (2003) quantifiziert. Unterschieden werden die Aufwandszahl der Wärmeerzeugung e_1 , -speicherung e_2 , -verteilung e_3 und -übergabe e_4 . Das Produkt der einzelnen Aufwandszahlen kann gemäß Gleichung (9.1) als Erzeuger-Aufwandszahl e_e zusammengefasst werden. Kommen verschiedene Endenergieformen im Betrieb der Heizungssysteme zum Einsatz, erfolgt ein Vergleich über die Anlagen-Aufwandszahl unter Einbeziehung des Primärenergiefaktors f_p gemäß Gleichung (9.1).

$$e_p = \underbrace{e_1 \cdot e_2 \cdot e_3 \cdot e_4}_{e_e} \cdot f_p \quad (9.1)$$

Im Fall der direktelektrischen Heizgewebe und Heizfenster können die Aufwandszahlen der Wärmeerzeugung, -speicherung und -verteilung jeweils zu 1 gesetzt werden. Beide Systeme wandeln elektrischen Strom am Ort der Nutzenübergabe vollständig in Wärme um, sodass in den vorgenannten Bereichen keine über den Bedarf hinaus gehende Wärme benötigt wird. Alle folgenden Vergleiche beziehen sich somit auf Gegenüberstellungen von Aufwandszahlen der Wärmeübergabe. In Bezug auf Kapitel 7 beschreibt die Aufwandszahl der Wärmeübergabe den Kehrwert des Nutzungsgrads der Wärmeübergabe.

$e_{4,\text{Reg}}$ (Gleichung 9.2) beschreibt folgend den Minderaufwand (Einsparung), der sich durch eine Sollwertvariation in Nichtnutzungsphasen (SV) im Vergleich zum Durchheiz-Betrieb (DH) ergibt. $e_{4,\text{FBH}}$ (Gleichung 9.3) beschreibt den Minderaufwand (Einsparung), der sich für die direktelektrischen Heizsysteme (DE) durch eine Sollwertvariation in Nichtnutzungsphasen (SV) im Vergleich zum Durchheiz-Betrieb (DH) der Fußbodenheizung (FBH) ergibt. Analoges gilt für $e_{4,\text{HK2}}$ (Gleichung 9.4). Q_h beschreibt den Energiebedarf, der sich durch Multiplikation des Jahresnutzwärmebedarfs mit der Aufwandszahl der Wärmeübergabe ergibt.

$$e_{4,\text{Reg}} = \frac{Q_{h,\text{DH}} - Q_{h,\text{SV}}}{Q_{h,\text{DH}}} \quad (9.2)$$

$$e_{4,\text{FBH}} = \frac{Q_{h,\text{FBH}} - Q_{h,\text{DE}}}{Q_{h,\text{FBH}}} \quad (9.3)$$

$$e_{4,\text{HK2}} = \frac{Q_{h,\text{HK2}} - Q_{h,\text{DE}}}{Q_{h,\text{HK2}}} \quad (9.4)$$

Ein Vergleich zwischen Pumpenwarmwasser-Heizsystemen und direktelektrischer Flächenheizung kann auf Basis von Gleichung (9.5) erfolgen. Das direktelektrische Flächenheizsystem ist energieeffizienter als ein Pumpenwarmwasser-Heizsystem mit Fußbodenheizung oder Heizkörpern, wenn $v > 1$ zutrifft.

$$v = \frac{e_{1,PW} \cdot e_{2,PW} \cdot e_{3,PW} \cdot f_{P,PW}}{(1 - e_{4,PW}) \cdot f_{P,DE}} \quad \text{mit} \quad e_{4,PW} = \begin{cases} e_{4,FBH}, & \text{für FBH-Systeme} \\ e_{4,HK2}, & \text{für HK-Systeme} \end{cases} \quad (9.5)$$

Eine zeitplanmäßige Nachtabenkung wird in keinem Szenario berücksichtigt, da ebenfalls Nutzungsarten mit Nutzungszeiten während der Nachtstunden betrachtet werden. Gemäß Kapitel 7.1 begünstigt eine Nachtabenkung den Nutzungsgrad der direktelektrischen Heizsysteme stärker als den Nutzungsgrad der konventionellen Vergleichssysteme. Sinkt jedoch das Verhältnis aus Nichtnutzungsphasen am Tag zu Nichtnutzungsphasen in der Nacht ist im Falle der zeitplanmäßigen Nachtabenkung von geringeren Energieeinsparungen der direktelektrischen Heizsysteme durch die in Kapitel 8 entwickelte Regelungsmethodik und damit von einem geringeren Wert für $e_{4,Reg}$ auszugehen.

9.1 Randbedingungen und Referenzszenario

In den energetischen Betrachtungen werden Wetterbedingungen in Flensburg (Kaltes Szenario), Berlin (Mittleres Szenario) und Köln (Warmes Szenario) berücksichtigt. Abbildung 9.1 zeigt dazu Jahreskennlinien zur Außentemperatur, Windgeschwindigkeit und Strahlungsintensität am jeweiligen Standort. Zwecks Unterscheidung wurde für jeden Verlauf eine Trendlinie mittels Savitzky-Golay-Filter erzeugt. Alle Wetterdaten entstammen dem Testreferenzjahr-Datensatz des Deutschen Wetterdienstes (Deutscher Wetterdienst, 2017). Zusätzlich wird der Effekt der Außenbedingungen auf die Energieeffizienz der betrachteten Systeme bei Vorliegen eines Luftwechsels von $0,5 \text{ h}^{-1}$, 1 h^{-1} und $1,5 \text{ h}^{-1}$ untersucht.

Der Effekt der Bauschwere auf das Aufheizverhalten der niedrig-kapazitiven Heizflächen wurde in Kapitel 7.3 gezeigt. Der in dieser Ausarbeitung vorgestellte experimentelle Prüfstands Aufbau weist eine wirksame Speicherkapazität von ca. $30 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ auf und ist somit gemäß Tabelle 7.2 der Klasse M zuzuordnen. Im Rahmen der energetischen Bewertung werden zusätzlich die Varianten $20 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ und $130 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ untersucht.

Energetische Einsparpotenziale werden durch die in Kapitel 8.2.2 entwickelte Regelungsmethode insbesondere durch intermittierende Nutzungsarten des Raumes erwartet. Tabelle 9.1 zeigt dazu die in dieser Ausarbeitung berücksichtigten Nutzungsarten, die im Rahmen der energetischen Bewertung verglichen werden sollen.

Bewertet werden dabei die Nutzungsarten Büro, Hotelzimmer und Wohnen bei einer Auslastung (Anwesenheit) von 100 % innerhalb der Nutzungszeit. Die Nutzungsart Wohnen wird dabei nochmal in in zwei Einzelbetrachtungen mit unterschiedlicher Nutzungszeit untergliedert. Zusätzlich wird die Effizienz einer präsenzbasierten Beheizung in der Nutzungsart Büro in Abhängigkeit der Raumauslastung (20 %, 50 %, 90 % und 100 %) betrachtet. Die stündlichen Auslastungsprofile wurden dabei probabilistisch erstellt. Für das Nutzungsprofil jeder Raumauslastung kann somit innerhalb der Nutzungszeit jedes Tages eine zufällige Abfolge von

9.1. Randbedingungen und Referenzszenario

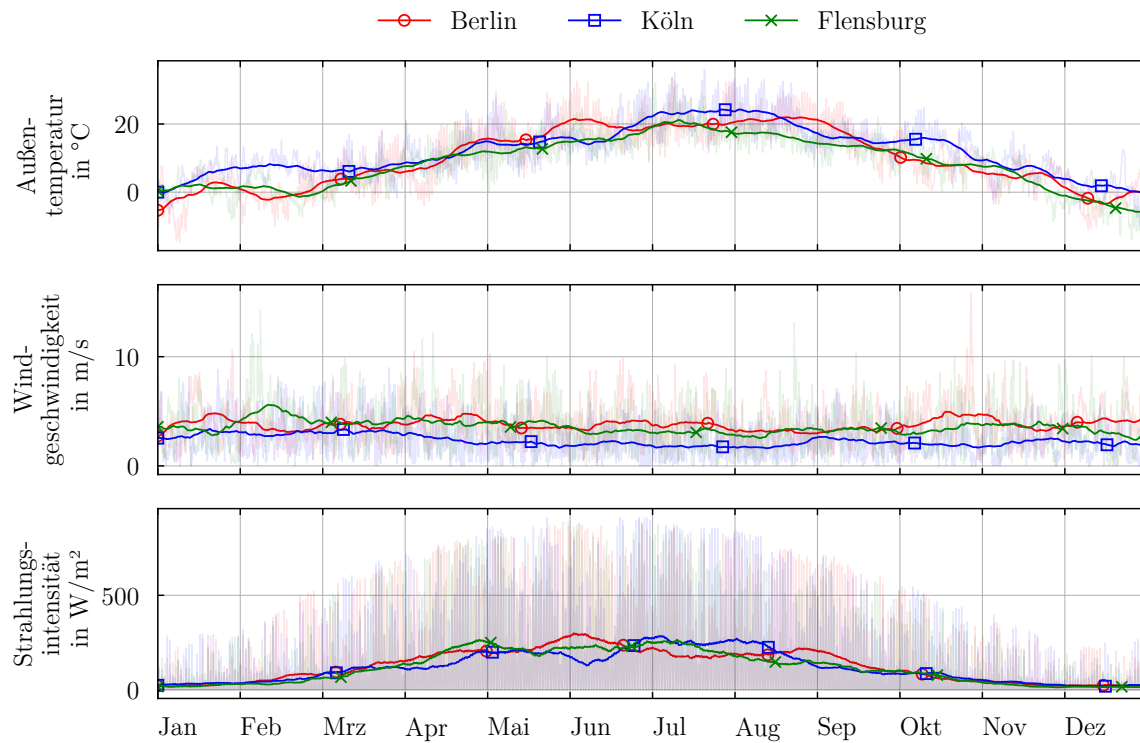


Abbildung 9.1: TRY-Datensatz (Deutscher Wetterdienst, 2017): Trendlinie (Vordergrund) und Jahresverlauf (Hintergrund) der Außentemperatur, Windgeschwindigkeit und Strahlungsintensität in Berlin, Köln und München

Tabelle 9.1: Nutzungsszenarien

Nr.	Nutzungsart	Nutzungszeit	Auslastung in %
1	Einzelbüro, Besprechung	07:00 - 18:00 Uhr	20
2	Einzelbüro, Besprechung	07:00 - 18:00 Uhr	50
3	Einzelbüro, Besprechung	07:00 - 18:00 Uhr	90
4	Einzelbüro, Besprechung	07:00 - 18:00 Uhr	100
5	Hotelzimmer	21:00 - 08:00 Uhr	100
6	Wohnen	05:00 - 23:00 Uhr	100
7	Wohnen	05:00 - 08:00 Uhr 18:00 - 23:00 Uhr	100

Tabelle 9.2: Referenzszenario

Parameter	Referenzrandbedingung
Nutzungsart	Nr. 2
Standort	Berlin
Luftwechsel	$0,5 \text{ h}^{-1}$
Maximale Wiederaufheizzeit	5 min
Wirksame Speicherkapazität	$30 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Operative Solltemperatur	22°C

Nutzungs- und Nichtnutzungszeiten generiert werden. Betriebszeiten der Heizungsanlage und Nutzungszeiten in den Nutzungsarten Büro und Hotel entstammen der DIN 18599-10 (2018).

Eine nach Gleichung (8.6) ermittelte Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen zeigt eine Abhängigkeit von der maximal zulässigen Aufheizzeit. Für eine maximale zulässige Aufheizzeit von 5 min zeigen die Abbildungen 8.11 und 8.12 mögliche Absenkttemperaturen in Abhängigkeit der Heizsystem-Konfiguration. Aus der Temperaturabsenkung in Nichtnutzungsphasen ergeben sich Energieeinsparungen. Diese Einsparungen sollen nun für maximale Aufheizzeiten von 2 min, 5 min, 10 min und 20 min ermittelt werden.

Tabelle 9.2 zeigt das Referenzszenario. Wenn nicht explizit anders beschrieben gelten für alle folgenden Betrachtungen die hier genannten Referenz-Randbedingungen. Alle Betrachtungen werden ohne Wärmegewinne durch Beleuchtung durchgeführt, da der Einfluss in allen Szenarien identisch ist. Die Baukonstruktion und Geometrie des bewerteten Raumes entspricht der des experimentellen Aufbaus aus Kapitel 3.3. In Nutzungsphasen betritt immer nur eine Person den Raum, um den Einfluss zusätzlicher interner Wärmegewinne minimal zu halten und maximal signifikante Unterschiede bezüglich der betrachteten Heizsysteme offenzulegen. In allen Ergebnisdarstellungen werden absolute Energiebedarfe zur Herstellung einer operativen Temperatur von 22°C gegenübergestellt.

9.2 Ergebnisse

In jedem Vergleichsfall werden folgend alle in Tabelle 5.1 definierten Heizsystemkonfigurationen betrachtet. Innerhalb jedes Vergleichsfalls werden die Einsparungen durch einen Absenkbetrieb gemäß Kapitel 8.2.2 gegenüber einem Durchheiz-Betrieb berechnet. Zusätzlich findet ein Vergleich aller direktelektrischen Heizsysteme im Absenkbetrieb mit der Fußbodenheizung und der Heizkörper im Durchheiz-Betrieb statt. Tabelle 9.3 zeigt die Ergebnisse des Referenzszenarios.

Den geringsten Energiebedarf zeigt Szenario HG20 mit Sollwertvariation. Die Einsparungen des Betriebs mit Sollwertvariation gegenüber dem Betrieb ohne Sollwertvariation belaufen sich auf 33 %. Gegenüber einem Durchheizbetrieb mit Fußbodenheizung kann eine Energieeinsparung von 46 % erzielt werden. Aufgrund der verfügbaren Leistung von 6 kW kann eine niedrige Absenkttemperatur auch in kurzfristigen Nichtnutzungsphasen ermöglicht werden. Der Wiederaufheizfaktor gegenüber der Norm-Heizlast kann mit 8,8 beziffert werden.

Die geringsten Einsparungen aller Heizgewebe-Szenarien zeigen die Szenarien HGW2 und HGD2. Aufgrund des sehr niedrigen Wiederaufheizfaktors kann die Temperatur in Nichtnutzungsphasen nur marginal abgesenkt werden. HGW4s zeigt im Betrieb mit und ohne Sollwertvariation eine höhere Energieeffizienz als HGW4a. Bei gleicher verfügbarer Leistung

Tabelle 9.3: Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode und der Heizsystem-Konfiguration im Referenzszenario

Szenario	Berlin			
	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]
HG20	877	33	46	35
HGD2	1252	3	23	7
HGD6	1160	12	28	14
HGW2	1282	2	21	5
HGW6	1083	16	33	20
HGW4a	1215	7	25	10
HGW4s	1107	13	31	18
HF1	1559	0	4	-16
HF2	1568	1	3	-17
HF3	1553	2	4	-15
FBH	1616	-	-	-
HK2	1346	-	-	-

weist HGW4s einen höheren Sichtfaktor zum Messpunkt in Raummitte auf. Somit sind im stationären Betrieb geringere Oberflächentemperaturen notwendig als im Szenario HGW4a. Transmissions- und Lüftungsverluste sind folglich geringer, da weniger Wärme mit dem Raum ausgetauscht wird. Aufgrund der niedrigeren Oberflächentemperaturen zeigt HGW4s ebenfalls eine größere Leistungsreserve, sodass die operative Temperatur in Nichtnutzungsphasen tiefer abgesenkt werden kann.

In den Heizfensterszenarien HF2 und HF3 ergeben sich vergleichsweise geringe Energieeinsparungen (1 % und 2 %) durch Sollwertvariation. Aufgrund der höheren Eigenkapazität kann innerhalb von 5 min keine signifikante Temperaturabsenkung in Nichtnutzungsphasen ermöglicht werden. Im Szenario HF1 ist keine Energieeinsparung durch Sollwertvariation möglich. Kongruent zur experimentellen Betrachtung in Kapitel 5.1.1 zeigt das Szenario HF2 den höchsten Energiebedarf im Durchheiz-Betrieb. Im Vergleich zur Fußbodenheizung können Einsparungen zwischen 3 % und 4 % erreicht werden.

Im Vergleich zum Heizkörper-Szenario (HK2) zeigen alle Heizgewebe-Szenarien eine geringere Energieeinsparung als zur Fußbodenheizung. Dies kann auf den geringeren Energiebedarf im Szenario HK2 im stationären Zustand zurückgeführt werden (vgl. Kapitel 5.1.1). Trotz Sollwertvariation zeigen die Heizfenster einen im Vergleich zum Heizkörper um 15 bis 17 % erhöhten Energiebedarf. Der Mehraufwand kann durch die zusätzlichen Verluste des Heizfensters aufgrund der erhöhten Oberflächentemperatur der Scheibe zurückgeführt werden.

9.2.1 Variation der Außenbedingungen

In der folgenden Betrachtung wird der Einfluss der Außenbedingungen auf die Energieeffizienz der betrachteten Systeme analysiert. Abbildung 9.4 zeigt dazu Energiebedarfe des Prüfraums für die Standorte Flensburg, Berlin und Köln. Der Standort Flensburg zeigt durchweg höhere Energiebedarfe als der Standort Berlin. Der Standort Köln zeigt einen im Vergleich zu Berlin reduzierten Energiebedarf. Im Szenario HF1 konnte der Sollwert für die Wetterbedingungen in Flensburg nicht zu jedem Zeitpunkt erreicht werden.

Die Energieeinsparung, die sich durch die Sollwertvariation ergibt, liegt für die Standorte

Tabelle 9.4: Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode und der Heizungssystem-Konfiguration für die Standorte Flensburg, Berlin und Köln

Szenario	Flensburg				Berlin				Köln			
	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]
HG20	974	32	45	34	877	33	46	35	658	36	49	38
HGD2	1366	4	23	8	1252	3	23	7	960	5	25	10
HGD6	1258	13	29	15	1160	12	28	14	868	16	32	19
HGW2	1403	3	21	5	1282	2	21	5	994	4	22	7
HGW6	1174	17	34	21	1083	16	33	20	794	21	38	26
HGW4a	1322	8	25	11	1215	7	25	10	917	10	28	14
HGW4s	1201	14	32	19	1107	13	31	18	818	17	36	23
HF1	1716	0	3	-16	1559	0	4	-16	1222	0	5	-14
HF2	1718	2	3	-16	1568	1	3	-17	1212	2	5	-13
HF3	1700	2	4	-15	1553	2	4	-15	1196	3	7	-12
FBH	1768	-	-	-	1616	-	-	-	1282	-	-	-
HK2	1482	-	-	-	1346	-	-	-	1069	-	-	-

Berlin und Flensburg Szenario-übergreifend in der gleichen Größenordnung. Größere Unterschiede sind zwischen den Standorten Berlin und Köln festzustellen. So zeigt sich eine im Vergleich zusätzliche Energieeinsparung durch Sollwertvariation zwischen 0 % und 5 % für den Standort Köln. Die geringsten zusätzlichen Einsparungen zeigen die Heizfensterszenarien. Auch bei höheren Außentemperaturen und größeren, solaren Strahlungsgewinnen kann hier keine signifikant größere Temperaturabsenkung in Nichtnutzungsphasen erfolgen. Im Szenario HGW6 kann die größte Erhöhung der Energieeinsparung im Vergleich zum Standort Berlin festgestellt werden. Grund hierfür ist ein vergleichsweise hoher Sichtfaktor zum Messpunkt sowie ein vergleichsweise große Leistungsreserve. Der selbige Effekt wirkt sich weniger begünstigend auf das Szenario HG20 aus. An milden Tagen in der Heizperiode fällt die operative Temperatur in Nichtnutzungsphasen bereits für den Standort Berlin nicht mehr unter das Absenkniveau. Somit muss in Nichtnutzungsphasen in Summe weniger Heizenergie zugeführt werden, um in Nutzungsphasen innerhalb von 5 min eine operative Temperatur von 22 °C herzustellen.

Für den Standort Köln können durch Sollwertvariation bis zu 49 % Heizenergie durch Einsatz der direktelektrischen Heizgewebe im Vergleich zur Fußbodenheizung eingespart werden. Für den Standort Flensburg liegt das Maximum bei 45 %. Im Vergleich zum Heizkörper können 34 bis 38 % Heizenergie eingespart werden. An allen Standorten sind die Heizgewebe in der Wärmeübergabe effizienter als der Heizkörper. Die Heizfenster zeigen einen Mehraufwand gegenüber dem Heizkörper-Szenario. Liegen günstigere Außenbedingungen vor, reduziert sich dieser Mehraufwand im Vergleich der Standorte Flensburg und Köln um bis zu 3 %. Diese Beobachtung ist kongruent mit Kapitel 5.3.1 und zeigt die höhere Effizienz der Heizfenster bei höheren Außentemperaturen und geringeren Windgeschwindigkeiten.

In einer zweiten Betrachtung zur Bewertung der Heizsysteme in Abhängigkeit der Außenbedingungen wird der Luftwechsel variiert. Tabelle 9.5 zeigt dazu Energiebedarfe des Prüfraums bei einem Luftwechsel von $0,5 \text{ h}^{-1}$, 1 h^{-1} und $1,5 \text{ h}^{-1}$. Somit kann ein Einfluss erhöhter Lüftungswärmeverluste bei gleich bleibenden Transmissionsverlusten in Abhängigkeit der Heizsysteme bewertet werden. Dabei konnte der Sollwert mit der Fußbodenheizung und den Heizkörpern nur im Referenzszenario zu jedem Zeitpunkt erreicht werden. Selbiges gilt für die Szenarien HGD2, HGW2 und HF1.

Tabelle 9.5: Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode und der Heizungssystem-Konfiguration bei einem Luftwechsel von $0,5\text{ h}^{-1}$, 1 h^{-1} und $1,5\text{ h}^{-1}$

Szenario	$0,5\text{ h}^{-1}$				1 h^{-1}				$1,5\text{ h}^{-1}$			
	Q_h [kWh]	$e_{4,\text{Reg}}$ [%]	$e_{4,\text{FBH}}$ [%]	$e_{4,\text{HK2}}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,\text{Reg}}$ [%]	$e_{4,\text{FBH}}$ [%]	$e_{4,\text{HK2}}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,\text{Reg}}$ [%]	$e_{4,\text{FBH}}$ [%]	$e_{4,\text{HK2}}$ [%]
HG20	877	33	46	35	1807	28	-	-	2799	24	-	-
HGD2	1252	3	23	7	-	-	-	-	-	-	-	-
HGD6	1160	12	28	14	2332	7	-	-	3507	4	-	-
HGW2	1282	2	21	5	-	-	-	-	-	-	-	-
HGW6	1083	16	33	20	2253	9	-	-	3461	5	-	-
HGW4a	1215	7	25	10	2450	2	-	-	-	-	-	-
HGW4s	1107	13	31	18	2284	6	-	-	-	-	-	-
HF1	1559	0	4	-16	-	-	-	-	-	-	-	-
HF2	1568	1	3	-17	3026	0	-	-	-	-	-	-
HF3	1553	2	4	-15	3012	0	-	-	-	-	-	-
FBH	1616	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
HK2	1346	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Bereits bei einem Luftwechsel von 1 h^{-1} kann eine Sollwertvariation keine Energieeinsparungen mehr durch Nutzung eines Heizfenstersystems ermöglichen. Die Systeme zeigen eine zu geringe Leistungsreserve. Mit den Systemen HG20, HGW6 und HGD6 kann der Sollwert auch bei einem Luftwechsel von $1,5\text{ h}^{-1}$ zu jedem Zeitpunkt hergestellt werden. Mit steigendem Luftwechsel zeigen sich dabei geringere Energieeinsparungen durch Sollwertvariation, die durch eine geringere zur Verfügung stehende Leistungsreserve erklärt werden können. In den Szenarien HGW6 und HGD6 zeigt sich zudem eine kleiner werdende Differenz der Einsparungen zwischen beiden Systemen mit steigendem Luftwechsel. Je geringer die Leistungsreserve, desto geringer der Effekt des größeren Sichtfaktors auf die Energieeinsparung durch Sollwertvariation.

Ein genauer Vergleich von Decken- und Wandheizung in Abhängigkeit der Außenbedingungen würde zwei Systeme mit gleichem Sichtfaktor verlangen. Gemäß Kapitel 2.1 wären dabei Vorteile des Deckenheizsystems gegenüber dem Wandheizsystem mit größer werdendem Luftwechsel zu erwarten. Grund hierfür ist die geringere konvektive Wärmeabgabe bei gleicher Übertemperatur.

Die Variation der Außenbedingungen und des Luftwechsels kann äquivalent zu einer Veränderung des energetischen Gebäudestandards betrachtet werden. Auf eine zusätzliche Simulationsstudie wurde verzichtet, da kein zusätzlicher Erkenntnisgewinn generiert werden kann.

9.2.2 Variation der Nutzungsart

Folgend wird der Einfluss der Raumauslastung auf die Energieeffizienz in der Wärmeübergabe der betrachteten Systeme untersucht. Tabelle 9.6 zeigt dazu Energiebedarfe des Prüfraums bei einer Raumauslastung von 20 % (Nr. 1), 50 % (Nr. 2) und 90 % (Nr. 3). In Abhängigkeit der Raumauslastung unterscheidet sich dabei der Nutzwärmebedarf in jedem Szenario. Liegt eine höhere Raumauslastung vor, werden größere interne Wärmegewinne verzeichnet.

Es zeigt sich eine klare Steigerung der Energieeffizienz mit sinkender Raumauslastung in den Szenarien HG20, HGD6, HGW6, HGW4s und HGW4a. Im Szenario HG20 gelangen dabei die größten Energieeinsparungen mit kleiner werdender Raumauslastung. Im Vergleich zum Durchheizbetrieb der Fußbodenheizung können bei einer Raumauslastung von 20 % bis zu 56 %

Tabelle 9.6: Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode bei einer Raumauslastung von 20 % (Nr. 1), 50 % (Nr. 2) und 90 % (Nr. 3)

Szenario	20 % (Nr. 1)				50 % (Nr. 2)				90 % (Nr. 3)			
	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]
HG20	752	45	56	47	877	33	46	35	898	26	40	28
HGD2	1317	3	22	7	1252	3	23	7	1169	3	22	7
HGD6	1203	14	29	15	1160	12	28	14	1102	10	27	12
HGW2	1350	2	21	5	1282	2	21	5	1196	2	20	4
HGW6	1112	18	34	22	1083	16	33	20	1036	14	31	17
HGW4a	1272	8	25	10	1215	7	25	10	1143	6	24	9
HGW4s	1148	14	32	19	1107	13	31	18	1051	11	30	16
HF1	1646	0	3	-16	1559	0	4	-16	1449	0	4	-16
HF2	1654	1	3	-16	1568	1	3	-17	1461	1	3	-17
HF3	1636	2	4	-15	1553	2	4	-15	1448	2	4	-16
FBH	1698	-	-	-	1616	-	-	-	1503	-	-	-
HK2	1421	-	-	-	1346	-	-	-	1252	-	-	-

Heizenergie eingespart werden. Im Vergleich zum Heizkörper kann 47 % Heizenergie eingespart werden. Für alle Heizfenstersysteme und Heizgewebesysteme mit geringer Leistungsreserve sind auch bei variierender Raumauslastung keine großen Unterschiede zum Durchheiz-Betrieb festzustellen. Die Gründe hierfür entsprechen den Ausführungen aus Abschnitt 9.2.1.

Je niedriger die Raumauslastung, desto wahrscheinlicher sind längere Nichtnutzungsphasen. Liegen lange Nichtnutzungsphasen vor, zeigen sich solche Heizsysteme energieeffizienter, die zu Beginn einer Nutzungsphase größere Temperatursprünge ermöglichen können. In der Folge kann die operative Temperatur in Nichtnutzungsphasen weiter abgesenkt und Transmissions- sowie Lüftungsverluste weiter verringert werden.

Tabelle 9.7 zeigt den Einfluss der Nutzungsart auf die Energieeffizienz in der Wärmeübergabe. Verglichen werden die Nutzungsarten „Büro“, „Hotelzimmer“ und „Wohnen“. Dabei unterscheiden sich die Nutzungszeiten sowie das Verhältnis aus Nutzungs- und Nichtnutzungszeit. Die insgesamt höchsten absoluten Energiebedarfe zeigt die Nutzungsart „Wohnen (Nr. 7)“. Hier liegt das im Vergleich geringste Verhältnis aus Nutzungs- und Nichtnutzungsphasen vor.

In allen Szenarien ergeben sich energetische Einsparungen im Vergleich zur Fußbodenheizung. Die höchsten Einsparungen können dabei mit der Nutzungsart „Büro“ erzielt werden. Im Szenario HG20 kann die erforderliche Wärmemenge um 38 % reduziert werden. Im Vergleich zu den Nutzungsarten „Hotelzimmer“ und „Wohnen“ kann die operative Temperatur im Innenraum zu Zeiten niedriger Außentemperaturen häufiger abgesenkt werden. Im Vergleich zur Nutzungsart „Hotelzimmer“ können solare Strahlungsgewinne effektiver genutzt werden. Die gleichen Effekte zeigen sich ebenfalls im Vergleich der direktelektrischen Heizsysteme mit dem Heizkörper. Aufgrund des im Vergleich zur Fußbodenheizung geringeren Heizenergiebedarfs kann die erforderliche Wärmemenge im Maximum um 26 % (Szenario HG20) reduziert werden.

In der Nutzungsart „Wohnen (Nr. 6 und Nr. 7)“ führt eine zusätzliche Absenkung der operativen Temperatur zwischen 08:00 Uhr und 18:00 Uhr in den Szenarien HG20 und HGW6 zu einer Verdopplung der Einsparungen durch die Sollwertvariation. Je höher die verfügbare Leistung und das Sichtverhältnis zur Raummitte desto größer die Einsparungen gegenüber dem Durchheiz-Betrieb.

Tabelle 9.7: Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode für die Nutzungsarten Büro (Nr. 4), Hotelzimmer (Nr. 5) und Wohnen (Nr. 6 und Nr. 7) bei einer Raumauslastung von 100 % während der Nutzungszeiten.

Szenario	Büro (Nr. 4)				Hotelzimmer (Nr. 5)			
	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]
HG20	902	23	38	26	1019	12	28	15
HGD2	1132	2	22	7	1128	1	21	6
HGD6	1073	10	26	12	1104	5	22	8
HGW2	1156	2	20	5	1149	1	19	4
HGW6	1013	12	30	17	1060	7	25	12
HGW4a	1109	5	24	9	1122	3	21	6
HGW4s	1025	10	29	16	1057	6	26	12
HF1	1399	0	4	-14	1391	0	2	-16
HF2	1411	1	3	-15	1405	1	1	-17
HF3	1399	1	4	-14	1396	1	2	-17
FBH	1453	-	-	-	1419	-	-	-
HK2	1223	-	-	-	1198	-	-	-

Szenario	Wohnen (Nr. 6)				Wohnen (Nr. 7)			
	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]
HG20	954	8	26	12	1040	16	32	19
HGD2	1016	1	21	7	1193	2	21	7
HGD6	1004	5	22	8	1145	8	25	11
HGW2	1035	1	19	5	1218	1	20	5
HGW6	965	6	25	11	1086	11	29	15
HGW4a	1014	3	21	7	1175	5	23	8
HGW4s	959	5	25	12	1091	9	28	15
HF1	1245	0	3	-15	1478	0	3	-15
HF2	1261	0	2	-16	1490	1	2	-16
HF3	1253	1	2	-15	1478	1	3	-15
FBH	1285	-	-	-	1520	-	-	-
HK2	1088	-	-	-	1281	-	-	-

9.2.3 Variation der maximalen Wiederaufheizzeit

Tabelle 9.8 zeigt die Energieeinsparungen die sich in Abhängigkeit des verwendeten Heizsystems und einer maximalen Aufheizzeit in Nutzungsphasen von 2 min, 5 min, 10 min und 20 min ergeben.

Absolute Energiebedarfe unterscheiden sich hierbei in Abhängigkeit der Regelungsmethode aufgrund der niedrigeren (möglichen) Absenkttemperaturen in Nichtnutzungsphasen. Dabei liegt in allen Variationsstufen ein unterschiedliches Nutzenniveau vor, sodass zusätzliche Einsparungen durch eine längere Wiederaufheizzeit nach Nichtnutzungsphasen äquivalent zu Kapitel 7.2 kritisch betrachtet werden müssen. Bei einer Wiederaufheizzeit von 2 min liegt der Anteil der Aufheizzeit an der Nutzungsphase bei maximal 4,2 %. Bei einer Wiederaufheizzeit von 20 min liegt dieser Anteil bei bis zu 33 %.

Im Szenario HG20 zeigt sich eine maximale Energieeinsparung durch Sollwertvariation i.H.v. 34 %. Im Vergleich zur Fußbodenheizung kann im Maximum (Aufheizzeit von 10 min und 20 min) eine Energieeinsparung von 47 % erzielt werden. Wird die Wiederaufheizzeit von

Tabelle 9.8: Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode bei einer Maximaldauer bis zur Sollwerterreichung in Nutzungsphasen von 2 min, 5 min, 10 min und 20 min

Szenario	2 min				5 min			
	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]
HG20	1089	17	33	19	877	33	46	35
HGD2	1263	2	22	6	1252	3	23	7
HGD6	1272	4	21	6	1160	12	28	14
HGW2	1292	1	20	4	1282	2	21	5
HGW6	1210	6	25	10	1083	16	33	20
HGW4a	1265	3	22	6	1215	7	25	10
HGW4s	1228	3	24	9	1107	13	31	18
HF1	1556	0	4	-16	1559	0	4	-16
HF2	1588	0	2	-18	1568	1	3	-17
HF3	1579	0	2	-17	1553	2	4	-15
FBH	1616	-	-	-	1616	-	-	-
HK2	1346	-	-	-	1346	-	-	-

Szenario	10 min				20 min			
	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,Reg}$ [%]	$e_{4,FBH}$ [%]	$e_{4,HK2}$ [%]
HG20	861	34	47	36	861	34	47	36
HGD2	1224	5	24	9	1212	6	25	10
HGD6	1070	19	34	20	1017	23	37	24
HGW2	1268	3	22	6	1257	4	22	7
HGW6	957	26	41	29	907	30	44	33
HGW4a	1121	14	31	17	1076	18	33	20
HGW4s	1022	19	37	24	975	23	40	28
HF1	1550	1	4	-15	1529	2	5	-14
HF2	1508	5	7	-12	1403	12	13	-4
HF3	1449	8	10	-8	1314	17	19	2
FBH	1616	-	-	-	1616	-	-	-
HK2	1346	-	-	-	1346	-	-	-

10 min auf 20 min erhöht, kann keine zusätzliche Energie eingespart werden. Somit sind bereits bei einer maximalen Aufheizzeit von 10 min derart niedrige Absenkttemperaturen möglich, sodass keine Energie in Nichtnutzungsphasen eingebracht werden muss. In Abhängigkeit der Randbedingungen existiert also eine Obergrenze ab der zusätzliche Heizfläche keinen zusätzlichen Nutzen erbringt. Der Grenzwert kann durch Kenntnis der maximalen Nichtnutzungsdauer in Abhängigkeit der dynamischen Randbedingungen für jedes Szenario bestimmt werden.

In allen anderen Szenarien wird der oben beschriebene Grenzwert nicht erreicht. Mit einer Steigerung der maximalen Aufheizzeit geht eine Steigerung der Energieeinsparung durch Sollwertvariation einher. Besonders auffällig ist eine große Steigerung der Energieeffizienz durch Sollwertvariation bei den Heizfenstern ab einer maximalen Aufheizzeit von 10 min. Aufgrund der größeren thermisch wirksamen Speicherkapazität, kann eine signifikante Absenkung der operativen Temperatur in Nichtnutzungsphasen erst bei längeren Aufheizzeiten erfolgen (vgl. dazu auch Abbildung 7.9). Ein ähnlicher Effekt ist bei Berücksichtigung einer auf dem Heizgebebe aufgetragenen Putzschicht zu erwarten. Bei einer maximalen Aufheizzeit von 20 min zeigt

Tabelle 9.9: Energiebedarf und Einsparung in Abhängigkeit der Regelungsmethode bei thermischen Kapazitäten der Baukonstruktion von $20 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, $30 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ und $130 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

Szenario	$20 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$				$30 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$				$130 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$			
	Q_h [kWh]	$e_{4,\text{Reg}}$ [%]	$e_{4,\text{FBH}}$ [%]	$e_{4,\text{HK2}}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,\text{Reg}}$ [%]	$e_{4,\text{FBH}}$ [%]	$e_{4,\text{HK2}}$ [%]	Q_h [kWh]	$e_{4,\text{Reg}}$ [%]	$e_{4,\text{FBH}}$ [%]	$e_{4,\text{HK2}}$ [%]
HG20	791	42	54	44	775	42	54	44	746	43	54	45
HGD2	1285	3	25	9	1261	3	24	9	1238	3	24	9
HGD6	1185	13	31	16	1161	13	30	16	1139	13	30	16
HGW2	1315	2	24	7	1291	2	23	7	1268	2	22	7
HGW6	1120	17	35	21	1095	17	34	21	1071	18	34	21
HGW4a	1270	8	26	10	1242	8	26	10	1218	8	25	10
HGW4s	1149	13	33	19	1125	13	33	19	1102	14	32	19
HF1	1625	0	6	-15	1593	0	5	-15	1563	0	4	-15
HF2	1635	1	5	-16	1600	1	4	-16	1567	1	4	-16
HF3	1618	2	6	-14	1584	2	5	-14	1551	2	5	-14
FBH	1721	-	-	-	1669	-	-	-	1628	-	-	-
HK2	1415	-	-	-	1385	-	-	-	1356	-	-	-

sich das Szenario HF3 energieeffizienter als das Szenario HK2.

9.2.4 Variation der Bauschwere

Tabelle 9.9 zeigt den Einfluss der thermischen Kapazität der Baukonstruktion auf die Energieeffizienz in der Wärmeübergabe. Dabei werden Bauschweren von $20 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, $30 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ und $130 \text{ W h m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ betrachtet. Abweichend zu Abschnitt 9.1 entspricht der modulare Aufbau der Wand- und Deckenkonstruktionen nicht denen des experimentellen Aufbaus aus Kapitel 3.3. Stattdessen werden alle Wand- und Deckenkonstruktionen durch ein abweichendes dreischichtiges Modell ersetzt. Im Zuge der vergleichenden Simulationen wird die thermische Kapazität aller mittleren Schichten angepasst, sodass die thermische Kapazität des gesamten Raumes dem angegebenen Wert entspricht. Da sich die thermischen Kapazitäten der einzelnen Bauteile im experimentellen Aufbau unterscheiden kann durch die Homogenisierung ein veränderter Energiebedarf gegenüber dem Referenzszenario bei gleicher Gesamtkapazität festgestellt werden.

Es zeigt sich ein von der Bauschwere abhängiger Energiebedarf in allen Szenarien. Dabei ist der Effekt der Regelung auf die Energieeinsparung nahezu unabhängig von der Bauschwere. Diese Beobachtung ist kongruent zu Abschnitt 7.3. Insgesamt zeigt sich ein erhöhter Energiebedarf mit sinkender thermischer Kapazität der Baukonstruktion. Dieser Effekt kann auf den geringeren Ausnutzungsgrad der solaren Wärmeeinträge zurückgeführt werden.

Die dargestellten Ergebnisse sind in Abhängigkeit der gewählten maximalen Wiederaufheizzeit einzuordnen. Wird eine Aufheizzeit größer als 10 min gewählt ist ebenfalls ein Effekt der Bauschwere auf die Energieeinsparungen infolge der Sollwertvariation zu erwarten. Hier kann die Temperatur in Nichtnutzungsphasen bei geringerer thermischer Kapazität der Baukonstruktion tiefer abgesenkt werden.

9.2.5 Zwischenfazit

Innerhalb der betrachteten Fallstudien konnten maximale Energieeinsparungen von 56 % durch einen Betrieb der direktelektrischen Heizgewebe mit Sollwertvariation gegenüber ei-

nem Durchheiz-Betrieb der Fußbodenheizung festgestellt werden. Wird keine Sollwertvariation betrieben liegt die Einsparung bei maximal 23 %. In Abhängigkeit der Randbedingungen konnte ein Grenzwert festgestellt werden, ab dem eine weitere Vergrößerung der Heizfläche zu keinem Nutzengewinn mehr führt.

Für die Heizfenster konnte innerhalb einer maximal tolerierten Wiederaufheizzeit von 5 min keine signifikante Energieeinsparung durch Absenkung der operativen Temperatur in Nichtnutzungsphasen ermöglicht werden. Wird die maximal zulässige Aufheizzeit verlängert, kann auch hier durch Sollwertvariation Energie eingespart werden. Bei einer Aufheizzeit von 20 min kann eine maximale Einsparung gegenüber einem Durchheizbetrieb der Fußbodenheizung mit 19 % quantifiziert werden. Im Vergleich zum Heizkörpersystem ist eine maximale Energieeinsparung i.H.v. 2 % möglich. Wird zusätzlich eine zeitplanmäßige Absenkung der operativen Temperatur außerhalb der Nutzungszeit berücksichtigt sind größere Einsparungen der Heizfenster im Vergleich zur Fußbodenheizung zu erwarten.

Sowohl die Außenbedingungen als auch die Nutzungsart zeigen einen Einfluss auf die Energieeinsparungen, die sich durch die Sollwertvariation ergeben. So eignet sich die betrachtete reaktionsschnelle Beheizung besonders für Räume mit vergleichsweise geringer Nutzungszeit. Ebenfalls zeigen sich Effizienzvorteile, wenn ein größerer Wiederaufheizfaktor vorliegt. Bei gleicher verfügbarer Leistung zeigt ein Heizsystem mit günstigerem Sichtverhältnis zum Messpunkt zusätzliche Effizienzvorteile auf.

Abschließend bleibt zu bemerken, dass ein einzelner Raum die Bilanzgrenze der energetischen Betrachtung darstellt. Existiert ein weiterer beheizter Raum unterhalb der Fußbodenheizung relativieren sich deren Wärmeverluste im Durchheizbetrieb im Vergleich zu den direktelektrischen Heizsystemen.

Thermophysiological Bewertung

Das neu entwickelte Mess- und Regelungssystem mit der operativen Temperatur als Führungsgröße wird im Rahmen einer Probandenstudie experimentell erprobt und bewertet. Es sollen Erkenntnisse über die tatsächlich wahrgenommene operative Temperatur unter sich schnell und stark variierenden physikalischen Randbedingungen sowie die Wahrnehmung einer asymmetrischen Strahlungstemperatur in Abhängigkeit des Orts der Wärmeeinbringung und des Wärmeübergabesystems gewonnen werden.

10.1 Studiendesign

Die Probandenstudie wurde in einem Factorial-Design durchgeführt. Variiert wurden das Heizungssystem sowie die Sitzposition des Probanden im Versuchsraum. Die Modellierung der Sitzpositionen erfolgte dabei in einem Within-Subject-Design. Zur Bewertung verschiedener Heizungssysteme wurde aufgrund der thermischen Trägheit des Versuchsraums ein Between-Subject-Design gewählt, sodass jeder Proband ein Heizungssystem in einem stationären und instationären Zustand bewerten kann. Die Bewertungspositionen 1 bis 5 und der Versuchsaufbau können dabei den Abbildungen 10.1 und 10.2 entnommen werden.

Es werden 6 Heizsystem-Konfigurationen an 4 (VP 2 bis 5) Versuchspunkten stationär verglichen. Zusätzlich wird an VP 5 ein Aufheizvorgang durchgeführt und innerhalb der 6 Heizsysteme verglichen. Versuchspunkt 1 dient zur Akklimatisierung vor dem Beginn der Studie. Auf Basis vergleichbarer Probandenstudien in Parsons (2002) und Schweiker u. a. (2012) wurde zur Bewertung jedes Heizsystems eine Stichprobengröße von 15 Probanden gewählt.

Jeder Proband besetzt zu Beginn Versuchspunkt 1 für eine 30 minütige Akklimatisierung. Anschließend besetzt der Proband randomisiert die Versuchspunkte 2 – 5, um „Priming“-Effekte aufgrund einer thermischen Vorkonditionierung statistisch zu berücksichtigen. Jeder Versuchspunkt wird nach 20 Minuten in einem stationären Zustand bewertet. Anschließend wird ein Fenster für eine Dauer von 2,5 Minuten geöffnet, sodass sich im Versuchsraum eine operative Temperatur von ca. 16 °C eingestellt. 2,5 Minuten nach der Fensterschließung bewertet der Proband in einem Zyklus von 5 Minuten den dynamischen thermischen Komfort während des Aufheizvorgangs. Den Fragebogen für jeden Bewertungszeitpunkt zeigt Anhang E.2.

Die operative Temperatur wird in allen Szenarien derart eingestellt, sodass sich ein berechneter PMV von 0 für den Versuchspunkt in Raummitte ergibt. Die Bekleidungssituation wird für alle Probanden vorgegeben, um eine maximale Vergleichbarkeit innerhalb des Probandenpools

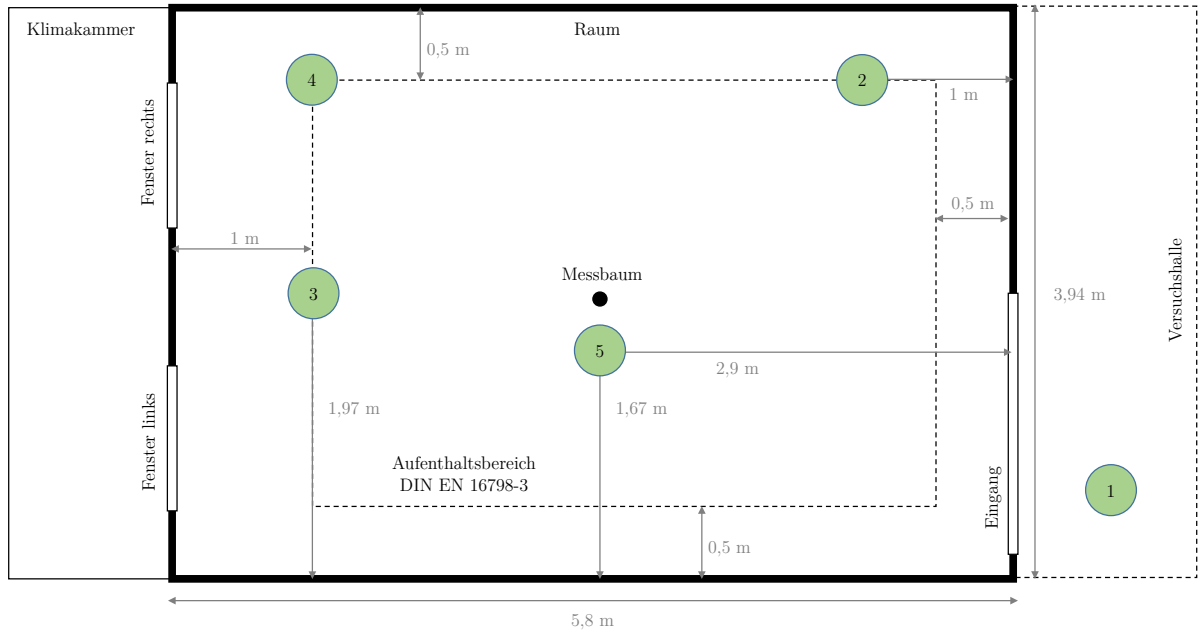


Abbildung 10.1: Schematischer Versuchsaufbau der Probandenstudie mit den Sitzpositionen 1 bis 5



Abbildung 10.2: Versuchsaufbau der Probandenstudie

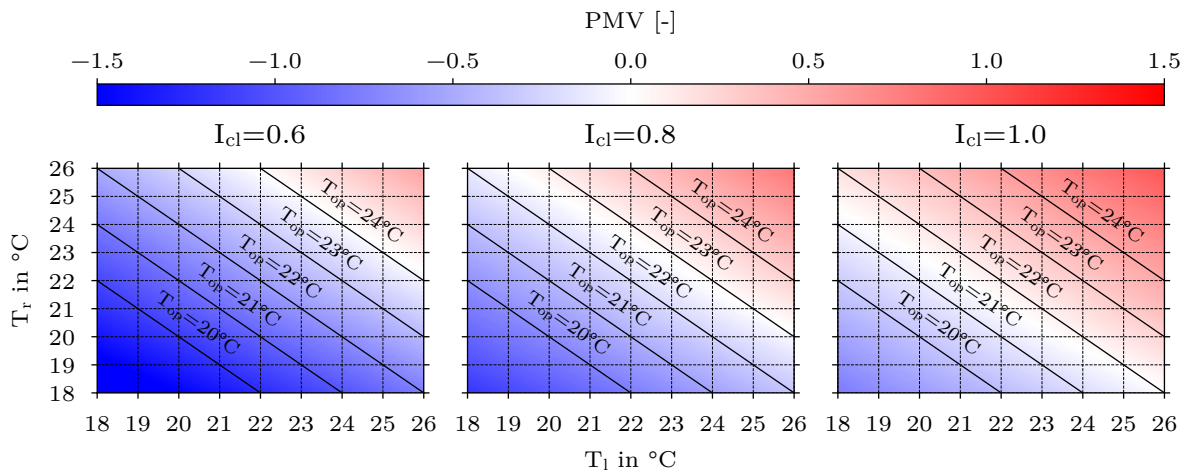


Abbildung 10.3: PMV in Abhängigkeit der Luft-, Strahlungs- und operativen Temperatur bei $\phi=50\%$, $M=1,2\text{ met}$, $W=0\text{ met}$, $\nu=0,1\text{ ms}^{-1}$

zu ermöglichen. Abbildung 10.3 zeigt dazu den PMV in Abhängigkeit der operativen Temperatur und Bekleidungsisolations.

Der Erwartungswert der gewählten Bekleidungsisolations I_{cl} gemäß DIN EN ISO 7730 (2006) liegt bei 0,8 clo. In allen Szenarien wird folglich eine operative Temperatur von $22,5\text{ °C}$ eingeregelt. Dabei wird der in Kapitel 6.2 entwickelte Sensor zur Messung der mittleren Strahlungstemperatur in Raummitte verwendet. Da unterschiedliche Heizflächen-Konfigurationen erprobt werden, wird der Lufttemperatursensor in der Mitte des Raumes positioniert, um eine lokale Beeinflussung des Messergebnisses über alle Szenarien minimal zu halten.

Gemäß Kapitel 6.2 und 7.1 erfasst der IR-Sensor den gesamten Raum, zeigt aber variierende Sensitivitäten in Abhängigkeit des Messwinkels. Demnach ist eine Kalibrierung des neu entwickelten Messsystems durch eine Vergleichsmessung mit dem Globe-Thermometer erforderlich. Für die einzustellende Temperatur wird eine Korrektur-Funktion bestimmt. Für alle in der Probandenstudie eingesetzten Konfigurationen an Wärmeübergabesystemen ist dabei ein Offset ausreichend, wenn die operative Temperatur innerhalb eines Bereichs von $T_{soll} \pm 5\text{ K}$ geregelt wird.

Der Sensorvergleich zeigt eine nahezu unabhängige Abweichung des Messwerts des Globe-Thermometers gegenüber des OpTemp-Sensors in Abhängigkeit des Sollwertes. Unterschiede lassen sich jedoch bei Betrachtung verschiedener Heizfeldkonfigurationen erkennen. Konfigurationen, in denen Wandheizfelder eingesetzt werden, zeigen dabei die höchste Abweichung ($+0,4\text{ K}$). Dieser Effekt kann auf das Sichtfeld des Sensors zurückgeführt werden.

10.2 Ergebnisse

In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der Probandenstudie zur globalen thermischen Behaglichkeit (10.2.1) und Strahlungsasymmetrie (10.2.2) getrennt dargestellt. Die einzelnen Bewertungspunkte sind in Abbildung 10.4 dargestellt. Verglichen werden jeweils die Bewertungen B1-B4 an den Versuchspunkten 2-5 im stationären Zustand des Systems und die Bewertungen B5-B12 während eines Aufheizvorgangs an VP5.

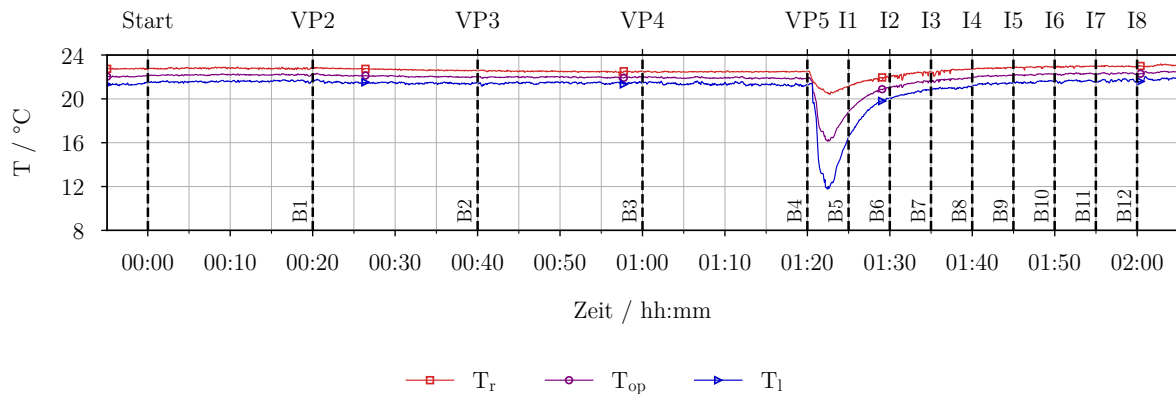


Abbildung 10.4: Versuchsablauf mit den Bewertungszeitpunkten B1-B12 sowie Verlauf von operativer (T_{op}), mittlerer Strahlungs- (T_r) und Lufttemperatur (T_l) im Szenario HF2

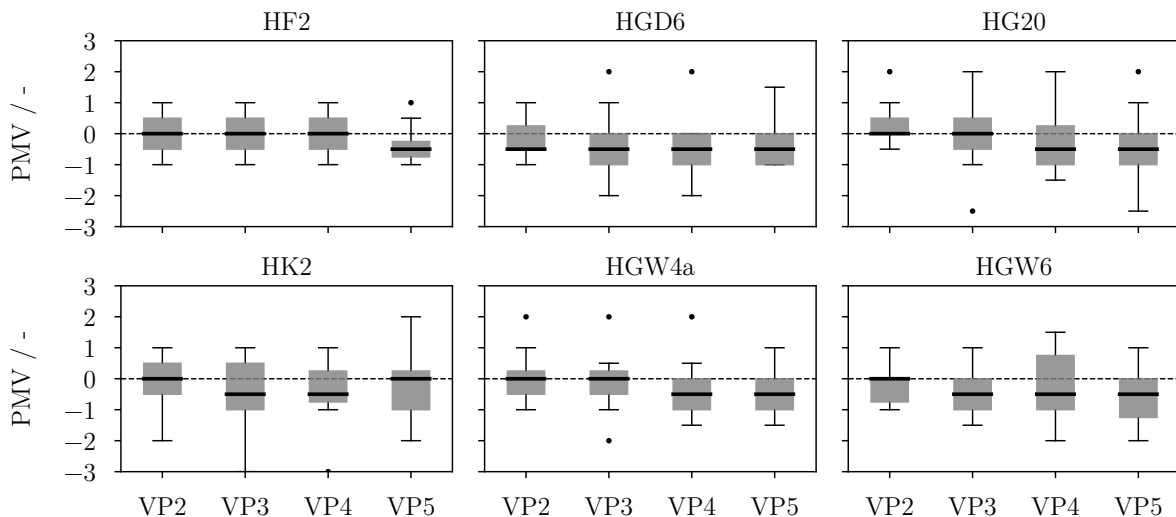


Abbildung 10.5: Bewertungen der Raumtemperatur mittels PMV-Skala an den Versuchspunkten 2 bis 5 im stationären Zustand

10.2.1 Globale thermische Behaglichkeit

Die Bewertungen der Probanden zum Empfinden der aktuellen Raumtemperatur erfolgten gemäß DIN EN ISO 7730 (2006) auf Basis der PMV-Skala. Die Ausprägungen der abhängigen Variable (PMV) an den einzelnen Bewertungspunkten entsprechen einer Intervallskala. Die Verteilung der abhängigen Variable wurde für jeden Bewertungspunkt mit dem Shapiro-Wilk-Test geprüft. Dabei konnte eine Normalverteilung der abhängigen Variable nicht für alle Stichproben mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit unter 5 % nachgewiesen werden. Folglich werden nicht-parametrische Verfahren eingesetzt, um signifikante Unterschiede innerhalb der Bewertungspunkte festzustellen. Alle im Within-Subject-Design modellierten Vergleichsgruppen werden mit dem Wilcoxon-Vorzeichen-Rang-Test auf Gleichheit des Mittelwerts der Verteilungen geprüft. Für alle im Between-Subject-Design modellierten Vergleichsgruppen wird der Mann-Whitney-U-Test angewendet. Es wird ein Signifikanzniveau von 5 % gewählt.

Die stationären Bewertungen zum thermischen Empfinden an den einzelnen Versuchspunkten in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration können Abbildung 10.5 entnommen werden. Innerhalb des Szenarios HF2 unterscheiden sich die Bewertungen zu den Versuchspunkten 3 und 5 ($p = .026$) sowie 4 und 5 ($p = .046$) signifikant. Die Versuchspunkte 3 und 4 weisen dabei ein günstigeres Sichtverhältnis zur Sitzposition auf. Versuchspunkt 5 befindet sich im Einflussbereich des Drallauslasses an der Decke, der den Raum mit kalter Frischluft versorgt. Alle Bewertungen befinden sich in einem Schlauch zwischen -1 und 1. Somit kann auf die Wahrnehmung einer homogenen Temperaturverteilung geschlossen werden.

Im Szenario HG20 liegen signifikante Unterschiede zwischen den Bewertungen an den Versuchspositionen 2 und 4 ($p = .026$), 2 und 5 ($p = .011$) sowie 3 und 5 ($p = .026$) vor. Das kältere Votum kann auch hier durch den Einfluss des Drallauslasses an der Decke begründet werden. Aufgrund der großen Heizfläche und damit niedrigen Heizflächentemperatur minimieren sich die freie Konvektion und die Luftdurchmischung innerhalb des Raumes, sodass die zugeführte, kalte Frischluft einen größeren Einfluss auf die Sitzposition zeigt. VP2 und VP4 unterscheiden sich durch ihre Nähe zur Außenfassade. Die Übertemperatur der Heizfläche gegenüber der unbeheizten Fläche kann die Untertemperatur der Außenfassade gegenüber der unbeheizten Fläche nicht kompensieren, sodass diese Sitzposition kälter wahrgenommen wird.

Innerhalb des Szenarios HGW4a kann ein Unterschied zwischen den Versuchspositionen 2 und 4 festgestellt werden ($p = .008$). VP4 liegt dabei im direkten Einflussbereich der Außenfassade, VP2 im direkten Einflussbereich der Heizfläche. Der Median des PMV reduziert sich um 0,5. Alle Bewertungen im Szenario HGW4a liegen zwischen -1,5 und 2. Innerhalb der Szenarien HGD6, HK2 und HGW6 können keine signifikanten Unterschiede in der Bewertung der Raumtemperatur festgestellt werden.

Signifikante Unterschiede der Bewertungen an den einzelnen Versuchspunkten in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration können nur an VP2 festgestellt werden. Unter Einsatz des Heizsystems HG20 ($p = .022$) und HGW6 ($p = .025$) wird die Temperatur signifikant höher wahrgenommen als mit Heizsystem HGD6. Diese Beobachtung kann auf den erhöhten Einfluss der Strahlungstemperatur durch die Kombinationen aus Sichtfaktor und Oberflächentemperatur der Heizfläche zurückgeführt werden.

Die instationären Bewertungen zum thermischen Empfinden während eines Aufheizvorgangs an VP5 in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration können Abbildung 10.6 entnommen werden. In allen Szenarien kann ein signifikanter Unterschied zwischen I1 und allen anderen instationären Bewertungspunkten I2-I8 festgestellt werden ($p \leq .019$). Die Bewertungen der Raumtemperatur liegen dabei in allen Szenarien zwischen „eher kühl“ und „kalt“. In den Szenarien HF2, HG20 und HK2 kann ab dem zweiten Bewertungszeitpunkt (I2, 7,5 min nach Fensterschließung) keine weitere Änderung in der Wahrnehmung der Raumtemperatur beobachtet werden. Die Verteilung aller Bewertungen lässt ab diesen Zeitpunkt auf eine im Mittel „neutral“ wahrgenommene Raumtemperatur schließen.

Im Szenario HGD6 können signifikante Unterschiede in der Temperaturwahrnehmung zwischen den Zeitpunkten I1 und I2 ($p = .001$), I2 und I3 ($p = .014$) sowie I3 und I5 ($p = .023$) beobachtet werden. Die Neutraltemperatur wird im Mittel zum Zeitpunkt I4 (17,5 min nach Fensterschließung) erreicht. Die Neutraltemperatur wird 10 min später erreicht als in den Szenarien HF2, HG20 und HK2. Auch die Wandheizgewebe-Systeme HGW4a und HGW6 weisen eine im Vergleich zu den Szenarien HF2, HG20 und HK2 eine Verzögerung bis zur signifikanten Erreichung der Neutraltemperatur auf. In beiden Szenarien wird die Neutraltemperatur im

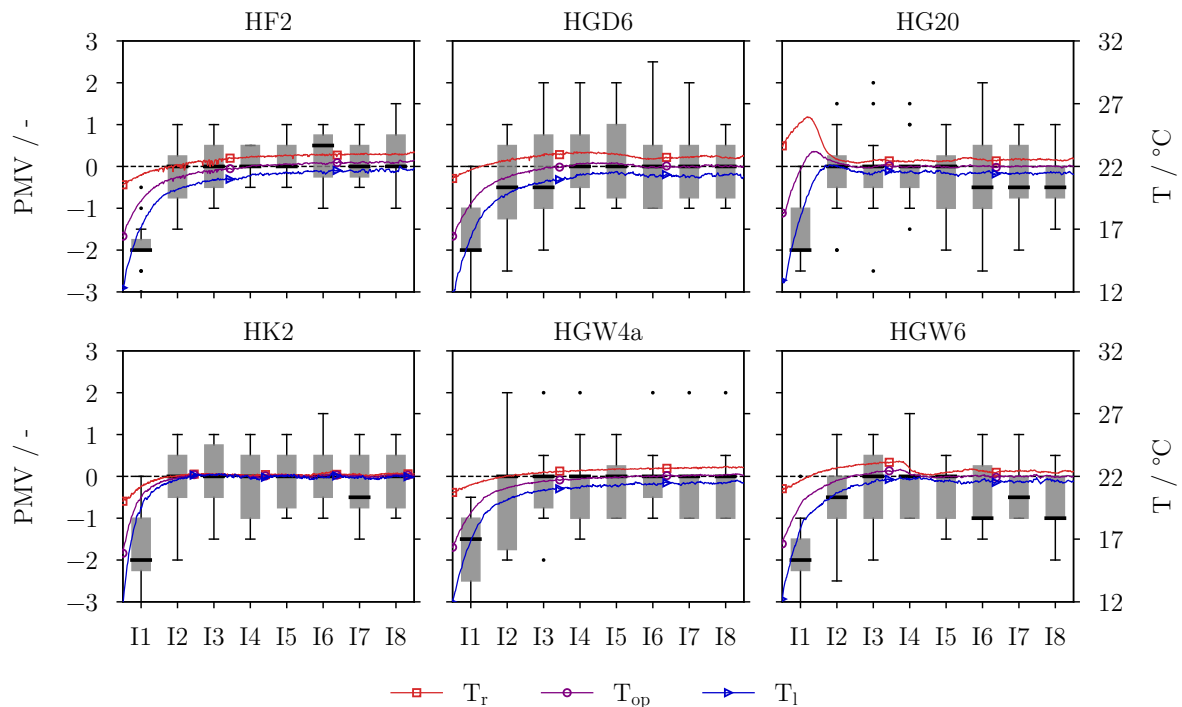


Abbildung 10.6: Bewertungen der Raumtemperatur mittels PMV-Skala an Versuchspunkt 5 im instationären Zustand nach Aufprägung einer Störgröße (Fensteröffnung) und Verlauf der operativen Temperatur (T_{op}), mittleren Strahlungstemperatur (T_r) und Lufttemperatur (T_l)

Mittel erst zum Zeitpunkt I3 erreicht. Der Effekt kann auf die im Vergleich geringere konvektive Wärmeabgabe des Deckenheizsystems (aufgrund der Bauteilorientierung) und der Wandheizsysteme (aufgrund geringerer Übertemperaturen) zurückgeführt werden. Daraus ergibt sich im Fall der Deckenheizung eine verzögerte Anpassung der Lufttemperatur sowie eine geringere Luftbewegung. Im Fall der Wandheizsysteme wird ebenfalls die Luftbewegung reduziert. Im Vergleich zu den Systemen HF2 und HK2 bildet sich keine Raumwalze aus, sodass ein größerer Einfluss der kalten Zuluft durch den Drallausslass festgestellt werden kann.

Im Vergleich der einzelnen Versuchspunkte I1-I8 kann kein Unterschied an I1 festgestellt. Hier liegen die im Vergleich größten Unterschiede der gemessenen operativen Temperaturen in Abhängigkeit der Heizsysteme vor. Während der Sollwert im Szenario HG20 bereits erreicht ist weisen die übrigen Szenarien operative Temperaturen zwischen 19,5 °C und 21 °C auf. Daraus folgt, dass eine Anpassung der operativen Temperatur innerhalb von 2,5 min keinen signifikanten Unterschied zu einer Anpassung der operativen Temperatur innerhalb von 7,5 min aufweist. Es sollten weiterführende Studien durchgeführt werden, um die minimal mögliche Akklimatisierungszeit in Abhängigkeit der Vorkonditionierung und somit die notwendige Aufheizgeschwindigkeit zu bestimmen.

Zum Zeitpunkt I8 weist das Szenario HF2 das im Mittel höchste mittlere Votum auf. Aufgrund des größeren I-Anteils im PI-Regler liegt ein langsames Regelverhalten als in der übrigen Szenarien vor. Die operative Temperatur ist zu diesem Zeitpunkt 0,3 K höher als in den übrigen Szenarien.

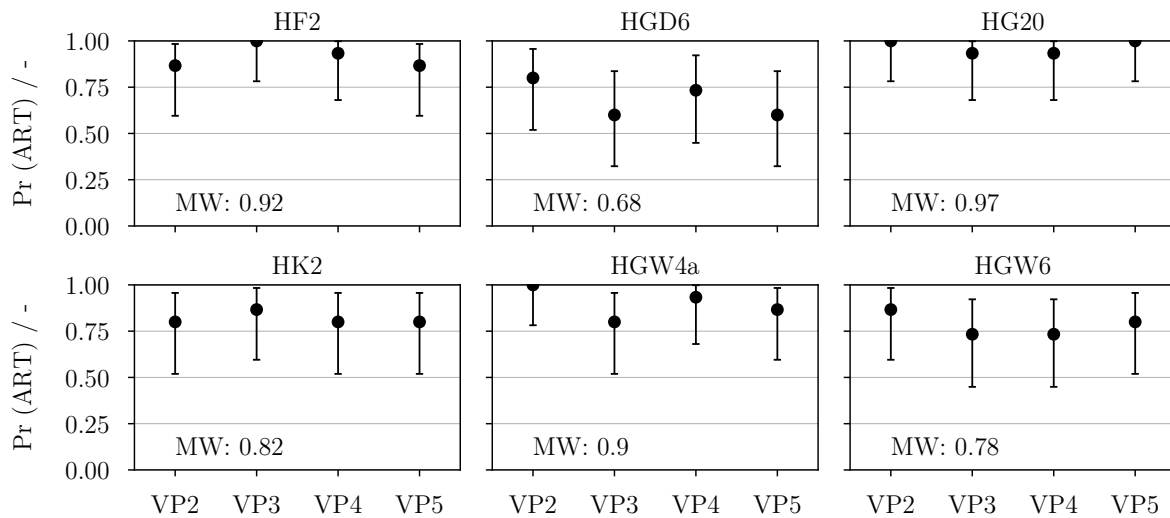


Abbildung 10.7: Akzeptanz der Raumtemperatur (ART) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes

Abbildung 10.7 zeigt die Wahrscheinlichkeit der Akzeptanz der Raumtemperatur (ART) im stationären Zustand. Unter Berücksichtigung der vorliegenden Unsicherheit aufgrund des Stichprobenumfangs wird ein Unterschied der Eintrittswahrscheinlichkeiten im Within-Subject-Design mit dem McNemar-Test und im Between-Subject-Design mit dem Fisher-Test geprüft. Der Unsicherheitsbereich wird grafisch durch ein Clopper-Pearson-Intervall (95 %) dargestellt.

Innerhalb der Versuchspunkte und Heizsystemkonfigurationen sind keine signifikanten Unterschiede mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit unter 5 % zu beobachten. Es zeigt sich jedoch eine Tendenz in der System-Akzeptanz innerhalb der einzelnen Heizsystemkonfigurationen. Das Szenario HG20 zeigt mit einer Wahrscheinlichkeit von 0,97 die höchste Akzeptanz. Das Szenario HGD6 zeigt die im Verhältnis geringste Wahrscheinlichkeit der Akzeptanz der Raumtemperatur (0,68). Der Versuchspunkt in Raummitte stellt im Szenario HGD6 den Messpunkt mit der insgesamt geringsten Akzeptanz dar (0,61). Dieser Effekt wird auf die verringerte Wahrnehmung der Strahlungswärme durch ein Deckenheizsystem im Vergleich zu einem Wandheizsystem zurückgeführt. Aufgrund der Proportionen eines Menschen im Vergleich zu einer punktförmigen Messtelle, ist der Sichtfaktor einer realen Person zu einer vertikal angebrachten Heizfläche bei gleicher Distanz größer.

Abbildung 10.8 zeigt die Wahrscheinlichkeit der Akzeptanz der Raumtemperatur (ART) während des Aufheizvorgangs. In allen Szenarien ist ein Sprung hin zu einer höheren Akzeptanz zwischen I1 und I2 zu beobachten. Anschließend verharrt die Akzeptanz der Raumtemperatur in den Szenarien HF2 und HGW4a auf einem konstanten Niveau. Dabei liegt die Wahrscheinlichkeit der Akzeptanz der Raumtemperatur im Szenario HF2 bei nahezu 1 und im Szenario HGW4a nahezu konstant bei 0,73.

In den Szenarien HGD6 und HGW6 ist eine Reaktion der Probanden auf das Überschwingen der Raumtemperatur zu erkennen. Die Probanden registrieren den Temperaturabfall infolge des Einschwingprozesses. Die Akzeptanz der Raumtemperatur sinkt infolge des Abfalls der Strahlungstemperatur im Szenario HGW6 von 0,92 auf 0,62.

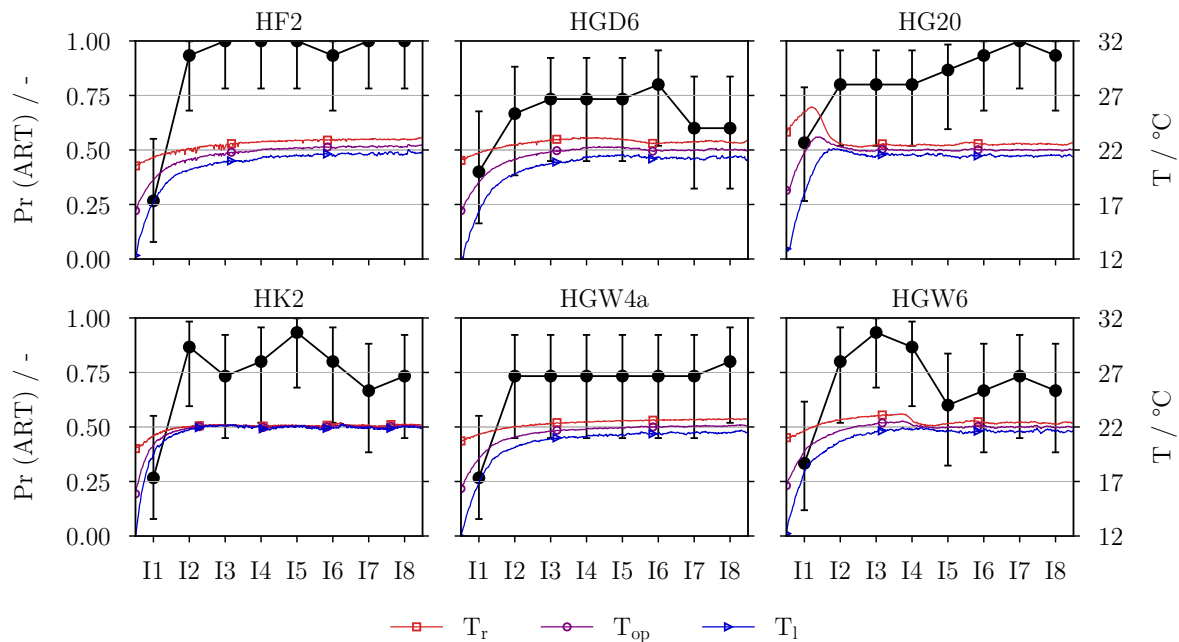


Abbildung 10.8: Akzeptanz der Raumtemperatur (ART) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5

Im Szenario HK2 kann ein oszillierender Verlauf der Akzeptanz der Raumtemperatur festgestellt werden. Die Ausbildung dieses Profils kann auf die Zweipunktregelung des Heizsystems zurückgeführt werden. Die Schwankungen stellen jedoch lediglich Tendenzen dar. Zwischen den einzelnen Bewertungspunkten können keine signifikanten Unterschiede (Signifikanzniveau 5 %) festgestellt werden.

Das Szenario HG20 zeigt einen bis zum Bewertungspunkt I8 monoton steigende Akzeptanz der Raumtemperatur. Nach Erreichen des Sollwerts bildet sich über die folgenden 30 min eine steigende Differenz zwischen mittlerer Strahlungstemperatur und Lufttemperatur aus, die durch die Probanden mit größerer Zustimmung bewertet wird.

10.2.2 Strahlungsasymmetrie

Folgend wird die Wahrscheinlichkeit für die Wahrnehmung einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie (USA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes im stationären (Abbildung 10.9) und instationären (Abbildung 10.10) Zustand mittels McNemar-Test und Fisher-Test auf signifikante Unterschiede geprüft. Die Wahrscheinlichkeit einer wahrgenommenen Strahlungsasymmetrie (SA) innerhalb der definierten Versuchspunkte sowie während des Aufheizvorgangs an VP5 kann den Anhängen E.3 und E.4 entnommen werden.

Im Szenario HF2 kann die größte Wahrscheinlichkeit für eine unangenehme Strahlungsasymmetrie (0,45) an VP3 beobachtet werden. Der Versuchspunkt liegt zwischen beiden Heizfenstern. Die Wahrnehmung der erhöhten Asymmetrie kann auf den simultanen Einfluss der kalten Außenwand und der höher temperierten Fenster zurückgeführt werden (vgl. Tabelle 5.15).

In den Szenarien HK2 und HGD6 kann die höchste Wahrscheinlichkeit für unangenehme

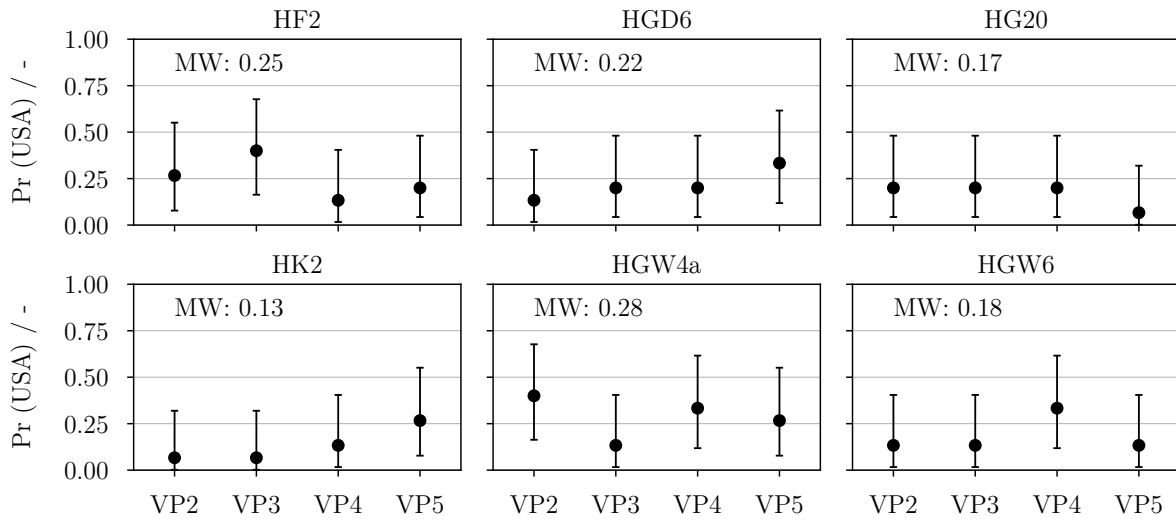


Abbildung 10.9: Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie (USA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes

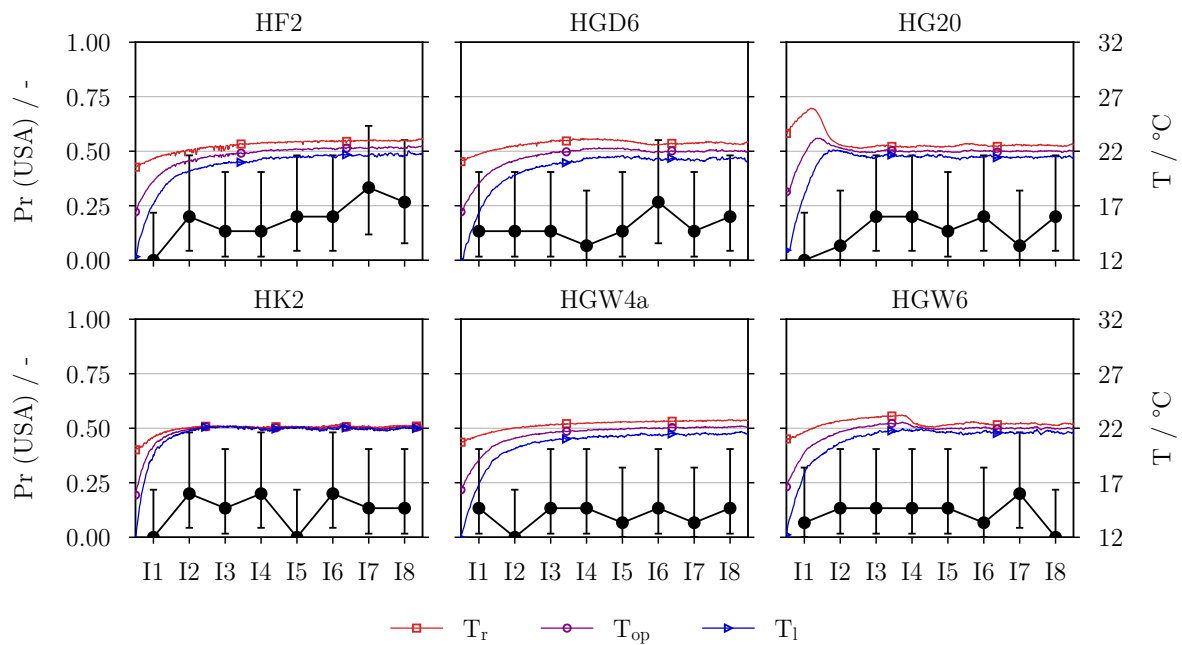


Abbildung 10.10: Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie (USA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5

Strahlungsasymmetrie an VP5 festgestellt werden. Hier besteht das größte Sichtverhältnis zur Heizfläche an der Decke (vgl. Tabelle 5.2).

Im Szenario HGW4a zeigt sich ein erhöhtes Risiko einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie an VP2 und an VP4. Die Asymmetrie an VP2 ist durch die direkte Nähe der hochtemperierten Heizfläche zu erklären. An VP4 resultiert die Asymmetrie durch die Nähe zur Außenwand und einen geringen kumulierten Sichtfaktor zur Heizfläche. Mit steigendem Sichtfaktor zur Heizfläche (VP3) und ähnlichem Sichtverhältnis zur Außenwand reduziert sich das Risiko einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie. Im Szenario HGW6 ist das höchste Risiko an VP4 zu verorten. Auch hier befindet sich die Versuchsposition in direkter Nähe zur Heizfläche und zur kalten Außenwand.

Das Szenario HG20 zeigt an allen wandnahen Versuchspunkten ein ähnlich hohes Risiko einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie (0,23). In Raummitte (VP2) reduziert sich dieses Risiko. HG20 zeigt ebenfalls das insgesamt geringste Risiko einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie in Raummitte. Das höchste Risiko ist hier im Szenario HGD6 zu verorten.

Im Mittel tritt im Szenario HK2 das geringste Risiko einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie auf. Das höchste Risiko zeigt das Szenario HGW4a. Es kann grundsätzlich festgehalten werden, dass mit höher temperierten Heizflächen auch ein höheres Risiko einer Strahlungsasymmetrie einhergeht. Dennoch können keine signifikanten Unterschiede in der Wahrnehmung einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie festgestellt werden. Im Maximum tritt eine Übertemperatur der Heizfläche von 15 K gegenüber der operativen Temperatur auf (Szenario HF2).

Im instationären Zustand kann kein signifikanter Unterschied in der Wahrnehmung einer unangenehmen Strahlungsasymmetrie (USA) beobachtet werden. In allen Szenarien schwankt das Risiko zwischen 0 und 0,25.

Fazit

11.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der Ausarbeitung wurde ein neues Messsystem entwickelt, dass eine reaktions-schnelle Regelung der operativen Temperatur ermöglicht. Durch direkte und verzögerungsfreie Messung der mittleren Strahlungstemperatur können schnelle Temperatursprünge mit nur geringen Überschwingweiten von maximal 0,5 K realisiert und Störgrößen reaktionsschnell ausgeregelt werden. Neben einer genaueren Erfassung des thermischen Komforts in Innenräumen ermöglicht die neu entwickelte Regelung für niedrig-kapazitive, direktelektrische Flächenheizungen Energieeinsparungen in Nichtnutzungsphasen durch eine temporale, präsenzüquivalente Raumbeheizung.

Dabei kann für jeden Raum, beliebig angeordnete Heizflächen und variable Randbedingungen eine spezifische Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen ermittelt werden, die eine Wiederaufheizung des Raumes innerhalb einer definierten Zeit t_{\max} ermöglicht. Ist t_{\max} kleiner als die Akklimatisierungszeit des Menschen können Lüftungs- und Transmissionsverluste auch in kurzfristigen Nichtnutzungsphasen reduziert werden ohne den thermischen Komfort signifikant zu beeinträchtigen.

Für Räume mit langen Nichtnutzungs- und kurzen Nutzungsphasen, z. B. wenig genutzte Büros oder Besprechungsräume, konnte der Nutzungsgrad der Wärmeübergabe durch eine Sollwertvariation um bis zu 45 % im Vergleich zu einem Durchheiz-Betrieb verbessert werden. Im Vergleich zum Durchheiz-Betrieb der Fußbodenheizung lag die Verbesserung des Nutzungsgrads durch Einsatz der direktelektrischen Flächenheizsysteme bei bis zu 56 %. Maximale Energieeinsparungen sind dabei möglich, wenn ein großer Wiederaufheizfaktor, d. h. eine hohe verfügbare Leistung im Verhältnis zur Norm-Heizlast, vorliegt.

Neben des Wiederaufheizfaktors ist für eine temporale als auch lokale Optimierung des Nutzungsgrads der Wärmeübergabe der Sichtfaktor zur Heizfläche entscheidend. Liegt ein günstigeres Sichtverhältnis vor, sind bei ansonsten gleich bleibenden Randbedingungen geringere Absenkttemperaturen in Nichtnutzungsphasen und damit ein energieeffizienterer Betrieb des Heizsystems möglich. Im Rahmen der Ausarbeitung konnte gezeigt werden, dass für jeden Raum in Abhängigkeit der statischen und dynamischen Randbedingungen ein Grenzwert für eine Nutzen-optimierte Dimensionierung der Heizfläche existiert. Wird dieser Grenzwert überschritten, bewirkt eine Erhöhung der flächenspezifischen Leistung, eine Erhöhung des Sichtfaktors oder eine Vergrößerung der Heizfläche keine zusätzliche Steigerung des Nutzungsgrads der Wärmeübergabe.

Die Heizgewebe ermöglichen aufgrund der geringeren thermischen Kapazität sowie der thermischen Entkopplung zum anliegenden Wandaufbau niedrigere Absenkttemperaturen bei maximal tolerierten Wiederaufheizzeiten von 2 min, 5 min und 10 min als die Heizfenster. Bei einer Wiederaufheizzeit von 20 min sind mit dem Heizfenster bei gleichem Sichtfaktor und gleicher Leistung ähnliche Einsparungen durch die entwickelte Regelung möglich. Werden Wiederaufheizfaktor oder Sichtfaktor im reinen Heizfenster-Betrieb erhöht sind auch bei geringeren maximalen Wiederaufheizzeiten signifikant gesteigerte Nutzungsgrade der Wärmeübergabe durch Sollwertvariation erreichbar.

Folgende Regeln können für eine Nutzungsgrad-optimierte Dimensionierung der Heizfläche unter Einsatz einer Regelung mit Sollwertvariation festgehalten werden:

- Je höher das Verhältnis aus Sichtfaktor und Heizflächenanteil an der Umschließungsfläche (Φ/x_h -Verhältnis), je niedriger der Energiebedarf zur isothermen Beheizung eines Messpunktes.
- Mit einem höheren Wiederaufheizfaktor steigt der Nutzungsgrad der Wärmeübergabe. In Abhängigkeit des Baustandards und der dynamischen Randbedingungen existiert ein Grenzwert, ab dessen Erreichung zusätzliche Heizleistung nicht mehr zu einer signifikanten Erhöhung des Nutzungsgrads führt. Entscheidend für diesen Grenzwert ist die zulässige Absenkttemperatur in Nichtnutzungsphasen sowie die Häufigkeit, mit der das mögliche Absenkniveau ohne Beheizung des Raumes unterschritten würde.
- Wird die Heizfläche innenseitig mit einem zusätzlichen thermischen Widerstand überdeckt (z. B. eine Putzschicht) sinkt die Aufheizgeschwindigkeit des Raumes. Aufgrund der geringeren, möglichen Temperaturabsenkung bei unveränderter maximal tolerierter Wiederaufheizzeit sinkt auch der Nutzungsgrad der Wärmeübergabe.
- Soll ein Temperaturanstieg zum Beginn der Nutzungsphase „ad-hoc“ erfolgen, hat die Bauschwere in Kombination mit den geprüften Systemen keinen Einfluss auf den Heizsystem-spezifischen Nutzungsgrad der Wärmeübergabe. Ist die maximal tolerierte Aufheizzeit größer als die thermische Zeitkonstante des Wärmeübergabesystems ist, wirkt sich eine leichtere Baukonstruktion positiv auf den Nutzungsgrad der Wärmeübergabe aus.
- Aufgrund der erhöhten konvektiven Wärmeübergabe zeigen reaktionsschnelle Wandheizsysteme unter Einsatz einer Sollwertvariation höhere Nutzungsgrade als Deckenheizsysteme bei ansonsten gleicher Dimensionierung.
- Bei Sichtfaktor-optimierter Beschaltung der Heizflächen weisen bei Aufheizvorgängen nur die Heizflächen mit vergleichsweise ungünstigerem Sichtverhältnis eine Leistungsreserve auf. Die Aufheizgeschwindigkeit ist bei ansonsten gleich bleibenden Bedingungen reduziert. Zur Optimierung des Nutzungsgrads der Wärmeübergabe muss ein Trade-Off zwischen der Energieeinsparung durch lokale Beheizung und temporale Sollwertvariation erfolgen. Ausschlaggebend sind die jeweiligen Einsparpotenziale, die sich durch die konkrete Nutzungsart des zu beheizenden Raumes ergeben.

Zur Auslegung der direktelektrischen Flächenheizsysteme auf Basis der zu erwartenden operativen Temperatur an einem bestimmten Messpunkt wurde zusätzlich eine Regressionsgleichung

chung ermittelt. Die geometrisch komplexe Berechnung der mittleren Strahlungstemperatur kann hiermit vereinfacht und deren Ermittlung auf praktisch handhabbare Messgrößen reduziert werden.

Die Probandenstudie zeigt einen überwiegend geringen (nicht signifikanten) Einfluss der Heizsystemkonfiguration auf die thermische Behaglichkeit im stationären Zustand. Lediglich in direkter Nähe zur Außenwand oder den Heizflächen konnten in Abhängigkeit der Konfiguration Unterschiede in der Temperaturwahrnehmung festgestellt werden. In allen Szenarien und an allen Versuchspunkten liegt der Median des PMV zwischen -0,5 und 0. Im Szenario HF2 (Heizfenster-Betrieb) lag dabei die höchste, wahrgenommene Homogenität der Temperaturverteilung vor. Die höchste Akzeptanz der Raumtemperatur zeigt das Szenario HG20 (alle Wand- und Deckenheizgewebe). Die niedrigste Akzeptanz zeigt das Szenario HGD6 (Deckenheizgewebe).

Schnelle Regelparameter können sich ungünstig auf die Akzeptanz der Raumtemperatur auswirken, wenn sie kurzfristig große Änderungen der mittleren Strahlungstemperatur verursachen (2 K innerhalb von 5 min). Langsamere Regelparameter zeigen bei gleicher Überschwingweite eine höhere Akzeptanz der Raumtemperatur. Während des Aufheizvorgangs konnte in keinem Szenario eine erhöhte Wahrscheinlichkeit für eine unangenehme Strahlungsasymmetrie festgestellt werden. Es wird somit davon ausgegangen, dass hohe Oberflächentemperaturen während eines Aufheizvorgangs keinen signifikanten Einfluss auf den thermischen Komfort zeigen.

11.2 Wissenstransfer

Die Umsetzung des in dieser Ausarbeitung entwickelten Mess- und Regelungssystems in einem praktisch anwendungsfähigen System ist gegeben. Der Strahlungstemperatursensor kann als Stand-Alone-Lösung eingebaut oder in die bestehende Gebäudetechnik integriert werden. Dabei erscheint insbesondere die Kombination eines solchen Messsystems mit einem Rauchmelder sinnvoll, da beide Systeme an der gleichen Position im Raum montiert werden.

Die modellbasierte Sollwertvariation konnte für einen spezifischen Raum nahezu ohne Qualitätsverlust in einer einfachen, linearen Regressionsfunktion umgesetzt werden. Die rechenintensive Optimierung der Absenkttemperatur für jede dynamische Randbedingung konnte somit ausgelagert und die tatsächlich erforderliche Rechenleistung des Regelungssystems stark reduziert werden.

Die PI-Regelung der Heizgewebe ist derart schnell, sodass keine Anwesenheitsprognose für eine effiziente, präsensäquivalente Beheizung erforderlich ist. Somit stellt das System eine starke organisatorische Vereinfachung gegenüber Systemen mit geplantem Absenkbetrieb dar. Eine Umschaltung zwischen Nutzung- und Nichtnutzungsphasen kann an das Umlegen des Lichtschalters oder einen Bewegungssensor gekoppelt werden.

Das in dieser Ausarbeitung entwickelte Dimensionierungs-Tool kann in der praktischen Anwendung zur Bestimmung der optimalen (energieeffizientesten) Heizflächen-Konfiguration für einen beliebigen quaderförmigen Raum in Abhängigkeit der vorliegenden Randbedingungen genutzt werden. Eine Erweiterung für nicht quaderförmige Räume ist möglich.

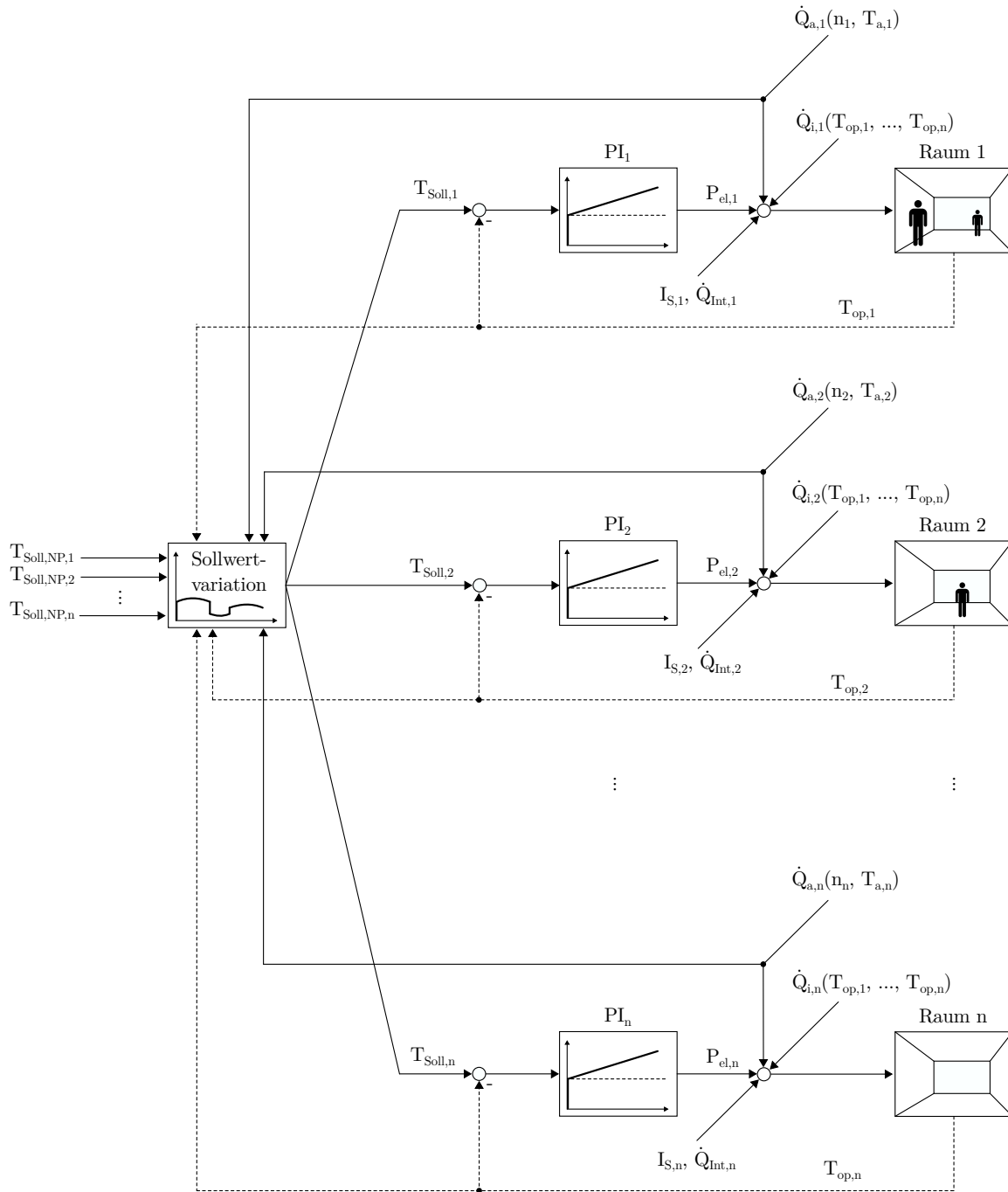


Abbildung 11.1: Minimierung der Wärmeverluste durch Sollwertvariation in Nichtnutzungsphasen auf Gebäudeebene (vgl. Abbildung 8.2)

11.3 Ausblick

Die Bilanzgrenze des neu entwickelten Mess-, Steuer- und Regelungssystems für elektrische Direktheizungssysteme stellte in dieser Arbeit der einzelne Raum dar. Da die maximal mögliche Absenkttemperatur auch von der Temperierung der angrenzenden Räume abhängt liegt eine Betrachtung der Einsparpotenziale durch Sollwertvariation auf Gebäudeebene nahe. Gemäß Abbildung 11.1 kann dabei für jeden Raum eines Gebäudes eine Funktion zur Sollwertvariation ermittelt werden, sodass der Heizenergiebedarf des gesamten Gebäudes minimiert wird.

Die Realisierung eines lokalen, präsenzüquivalenten Beheizungskonzepts erfordert eine Erweiterung des in dieser Arbeit entwickelten Sensors um bildgebende Einzelsensoren. Nach einer geometrischen Kalibrierung kann der Sensor zur Personenerkennung genutzt, und zu einer echtzeitfähigen Berechnung der operativen Temperatur an jedem Punkt des Raumes genutzt werden. Ein solches Messsystem zeigt höhere Investitionskosten, kann jedoch Kosteneinsparungen im Betrieb ermöglichen, wenn nur bestimmte Positionen im Raum beheizt werden sollen. Eine mögliche Anwendung entsteht z. B. in Großraumbüros, in denen nicht immer jeder Arbeitsplatz besetzt ist.

Abschließend wird die Untersuchung einer Kombination direktelektrischer Flächenheizungen mit konventionellen Pumpenwarmwasser-Heizsystemen als sehr relevant eingestuft. Besonders in der Sanierung von Altbauten stellt dieser Betrieb eine neue Alternative dar. Dabei kann ein Basistemperaturniveau (Absenkniveau) mit den bestehenden, konventionellen Wärmeübergabesystemen bereitgestellt und nur die Spitzenlast präsenzüquivalent mit den direktelektrischen Flächenheizungen hergestellt werden. Dies vereint die energieeffizienten Betriebsmodi beider Systeme und ermöglicht „grünere“ Versorgungskonzepte für Gebäude mit hohem Energiebedarf ohne eine kostenintensivere Vollsanierung.

Literatur

- Alamdari, F. und G. P. Hammond (1983). „Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms“. In: *Building Services Engineering Research and Technology* 4.3, S. 106–112. DOI: [10.1177/014362448300400304](https://doi.org/10.1177/014362448300400304) (siehe S. 5, 22, 26).
- Ast, Helmut (1989). „Energetische Beurteilung von Warmwasserheizanlagen durch rechnerische Betriebssimulation“. Diss. Universität Stuttgart (siehe S. 1).
- Bernhard, Frank, Hrsg. (2014). *Handbuch der Technischen Temperaturmessung*. Springer Berlin Heidelberg. DOI: [10.1007/978-3-642-24506-0](https://doi.org/10.1007/978-3-642-24506-0) (siehe S. XIX, 63).
- Churchill, Stuart W. und Humbert H.S. Chu (Nov. 1975). „Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18.11, S. 1323–1329. DOI: [10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4) (siehe S. 5, 17, 22, 23, 26, 34, 36).
- Deutscher Wetterdienst (2017). *Ortsgenaue Testreferenzjahre (TRY) von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse*. Techn. Ber. (siehe S. 106, 107).
- DIN 18599-10 (Sep. 2018). *Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten* (siehe S. 108).
- DIN 4701-10 (Aug. 2003). *Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung* (siehe S. 105).
- DIN EN 12831-1 (Sep. 2017). *Energetische Bewertung von Gebäuden – Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast – Teil 1: Raumheizlast* (siehe S. 13).
- DIN EN 16798-3 (Nov. 2017). *Energetische Bewertung von Gebäuden – Lüftung von Gebäuden – Teil 3: Lüftung von Nichtwohngebäuden – Leistungsanforderungen an Lüftungs- und Klimaanlage und Raumkühlsysteme* (siehe S. 48, 49).
- DIN EN 442-2 (März 2015). *Radiatoren und Konvektoren – Teil 2: Prüfverfahren und Leistungsangabe* (siehe S. 24).
- DIN EN ISO 6946 (März 2018). *Bauteile – Wärmedurchlasswiderstand und Wärmedurchgangskoeffizient – Berechnungsverfahren: Deutsche Fassung*. Berlin (siehe S. 23, 36).

- DIN EN ISO 7726 (Apr. 2002). *Umgebungsklima: Instrumente zur Messung physikalischer Größen*. Berlin (siehe S. 7, 16, 45, 61).
- DIN EN ISO 7730 (Mai 2006). *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*. Berlin (siehe S. 45, 96, 119, 120, 140).
- EnEV (2016). *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV)* (siehe S. 12).
- Fanger, P.O., B.M. Ipsen, G. Langkilde, B.W. Olesen, N.K. Christensen und S. Tanabe (Aug. 1985). „Comfort limits for asymmetric thermal radiation“. In: *Energy and Buildings* 8.3, S. 225–236. DOI: [10.1016/0378-7788\(85\)90006-4](https://doi.org/10.1016/0378-7788(85)90006-4) (siehe S. 7, 45).
- Fobelets, L.G. Berglund; A. P. R. (1987). „Subjective human response to low-level air currents and asymmetric radiation“. In: *ASHRAE Transactions*, S. 497–523 (siehe S. 45).
- Franzke, Ralf Gritzki; Claudia Kandzia; Markus Rösler; Donald Stubbe; Clemens Felsmann; Uwe (2019). *Einfluss der Sensorpositionierung im Raum auf den Energiebedarf heiz- und raumluftechnischer Anlagen - Projektstufe II*. Techn. Ber. TU Dresden und ILK Dresden (siehe S. 73).
- Glück, Bernd (2008). *Innovative Wärmeübertragung und Wärmespeicherung - Heizen und Kühlen mit Niedrigexergie (LowEx)*. Techn. Ber. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH) (siehe S. 5, 95, 100).
- Heider, J., N. Conrad, T. Stark, A. Abdulganiev, P. Kosack und A. Wagner (Feb. 2020). *Potenzial von Infrarot-Heizsystemen für hocheffiziente Wohngebäude*. ISBN: 978-3-7388-0525-3 (siehe S. 1).
- Khalifa, Abdul-Jabbar N (März 2001). „Natural convective heat transfer coefficient – a review“. In: *Energy Conversion and Management* 42.4, S. 491–504. DOI: [10.1016/s0196-8904\(00\)00042-x](https://doi.org/10.1016/s0196-8904(00)00042-x) (siehe S. 5).
- Kleppmann, Wilhelm (2020). *Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG. ISBN: 978-3-446-46146-8 (siehe S. 58).
- Knorr, Martin (2010). „Zur funktionellen, energetischen und wärmephysiologischen Bewertung der intermittierenden Betriebsweise von Heizungsanlagen“. Diss. TU Dresden (siehe S. 1).
- Langhein, Siegfried (Apr. 2014). *Heizgewebe*. Espacenet. DE102014005041A1 (siehe S. 8).
- Lunze, Jan (2014). *Regelungstechnik 1*. Springer Berlin Heidelberg. DOI: [10.1007/978-3-642-53909-1](https://doi.org/10.1007/978-3-642-53909-1) (siehe S. 91).
- McNall, PE und RE Biddison (1970). „Thermal and comfort sensations of sedentary persons exposed to asymmetric radiant fields“. In: *ASHRAE Transactions* 76.1, S. 123–136 (siehe S. 45).

- Minkina, Waldemar und Sebastian Dudzik (2009). *Infrared thermography: Errors and uncertainties*. Chichester, West Sussex, U.K und Hoboken, NJ. ISBN: 978-0-470-74718-6. DOI: [10.1002/9780470682234](https://doi.org/10.1002/9780470682234) (siehe S. 7, 26).
- Modest, Michael F. (1. Apr. 2013). *Radiative Heat Transfer*. Elsevier LTD, Oxford. ISBN: 0123869447 (siehe S. 26).
- Mueller, D., Lauster M., Constantin A., M. Fuchs und Remmen P. (Sep. 2016). „AixLib - An Open-Source Modelica Library within the IEA-EBC Annex 60 Framework“. In: *BauSIM 2016*, S. 3–9 (siehe S. 24).
- Parsons, K.C. (Juli 2002). „The effects of gender, acclimation state, the opportunity to adjust clothing and physical disability on requirements for thermal comfort“. In: *Energy and Buildings* 34.6, S. 593–599. DOI: [10.1016/s0378-7788\(02\)00009-9](https://doi.org/10.1016/s0378-7788(02)00009-9) (siehe S. 117).
- Rietschel Hermann; Esdorn, Horst (1994). *Raumklimatechnik - Band 1: Grundlagen*. 16. Auflage. Korr. Esdorn, Horst. ISBN: 978-3-540-54466-1 (siehe S. 61).
- Schaub, Michael, Lukas Schmitt und Martin Kriegel (2020). „Vergleich des Nutzungsgrads von reaktionsschnellen, direktelektrischen Wärmeübergabeformen mit konventionellen Raumheizsystemen“. In: *HLH* 4, S. 22–25. ISSN: 1436-5103 (siehe S. 155).
- Schmeiser, B. (1991). „Messtechnik zur Bestimmung von Raumklimagrößen“. In: *Klima, Kälte, Heizung* 19.6, S. 246–252 (siehe S. 62).
- Schmitt, Lukas, Michael Schaub und Martin Kriegel (2021). „Sensorik zur Regelung von reaktionsschnellen Wärmeübergabesystemen“. In: *TGA-Kongress 2020/2021* (siehe S. 155).
- Schweiker, Marcel, Sabine Brasche, Wolfgang Bischof, Maren Hawighorst, Karsten Voss und Andreas Wagner (März 2012). „Development and validation of a methodology to challenge the adaptive comfort model“. In: *Building and Environment* 49, S. 336–347. DOI: [10.1016/j.buildenv.2011.08.002](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.08.002) (siehe S. 117).
- VDI 2078 (2015). *Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation)*. Berlin (siehe S. XV, 87).
- Wang, Jin, Yun-Ze Li und Jun Wang (Juli 2013). „Transient performance investigation of a self-driven adaptive thermostatic valve for single-phase space thermal control Loop“. In: *2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. IEEE. DOI: [10.1109/aim.2013.6584123](https://doi.org/10.1109/aim.2013.6584123) (siehe S. 94).
- Wetter, Michael, Wangda Zuo, Thierry S. Nouidui und Xiufeng Pang (März 2013). „Modelica Buildings library“. In: *Journal of Building Performance Simulation* 7.4, S. 253–270. DOI: [10.1080/19401493.2013.765506](https://doi.org/10.1080/19401493.2013.765506) (siehe S. 24).
- Wriske, Jochen (2005). „Bedarfsorientierte Raumwärmeversorgung durch dynamische Elektroflächenheizsysteme“. Diss. Rheinisch-Westfälische Technischen Hochschule Aachen (siehe S. 1).
- Ziegler, John G, Nathaniel B Nichols u. a. (1942). „Optimum settings for automatic controllers“. In: *trans. ASME* 64.11 (siehe S. 75, 91).

Anhang

— A —

Heizflächenanordnung

Die Abbildungen A.2 bis A.6 zeigen die genaue geometrische Anordnung der direkt-elektrischen Heizflächen innerhalb des Prüfraumes.

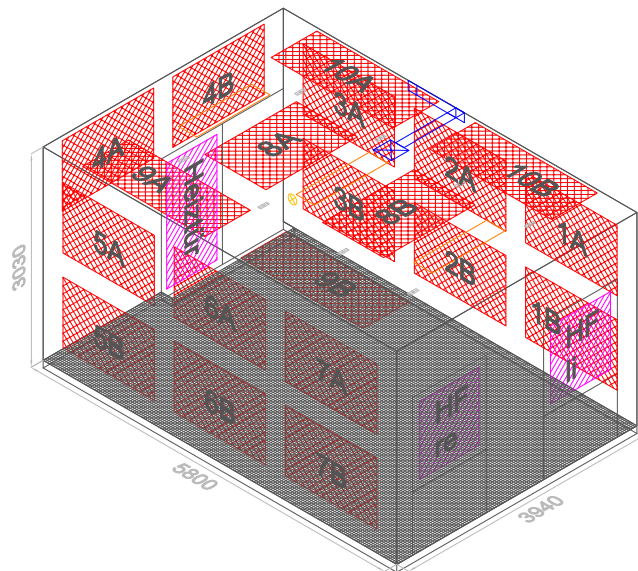


Abbildung A.1: Heizflächenanordnung 3D-Ansicht



Abbildung A.2: Ansicht Nord

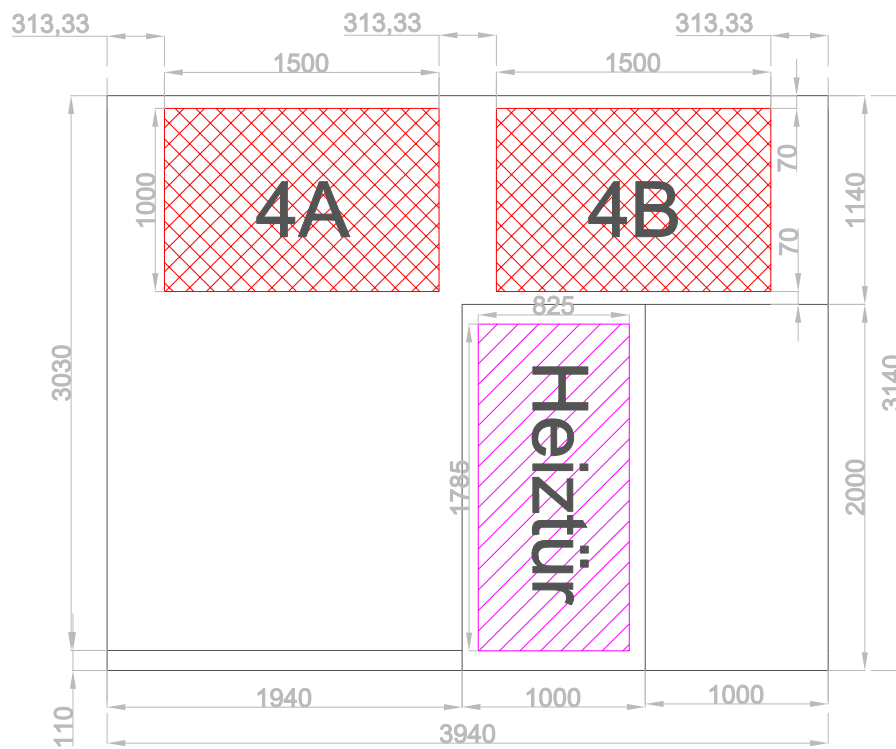


Abbildung A.3: Ansicht West



Abbildung A.4: Ansicht Süd

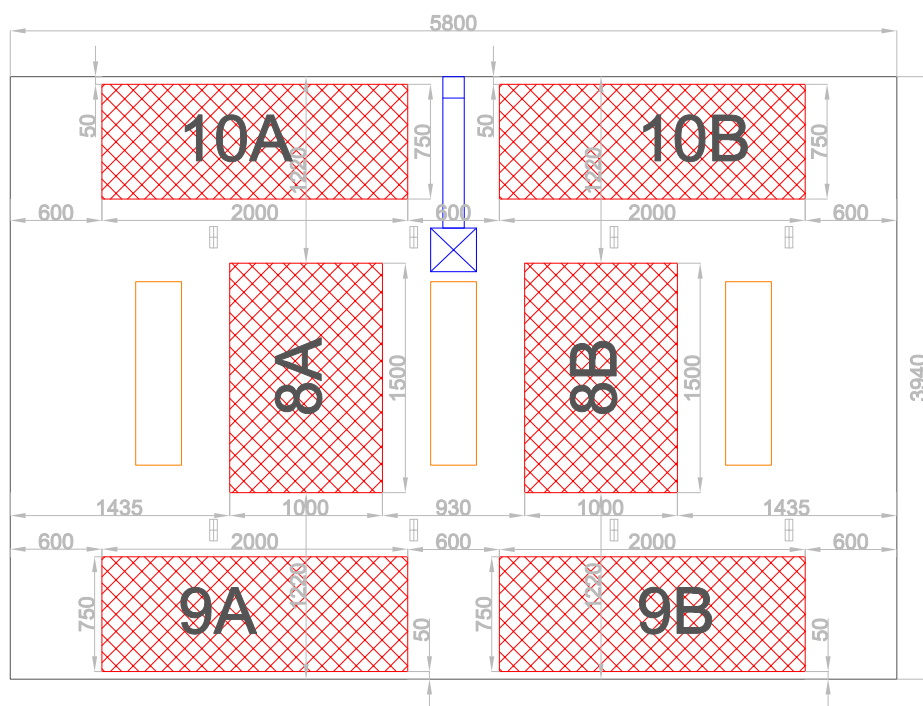


Abbildung A.5: Draufsicht

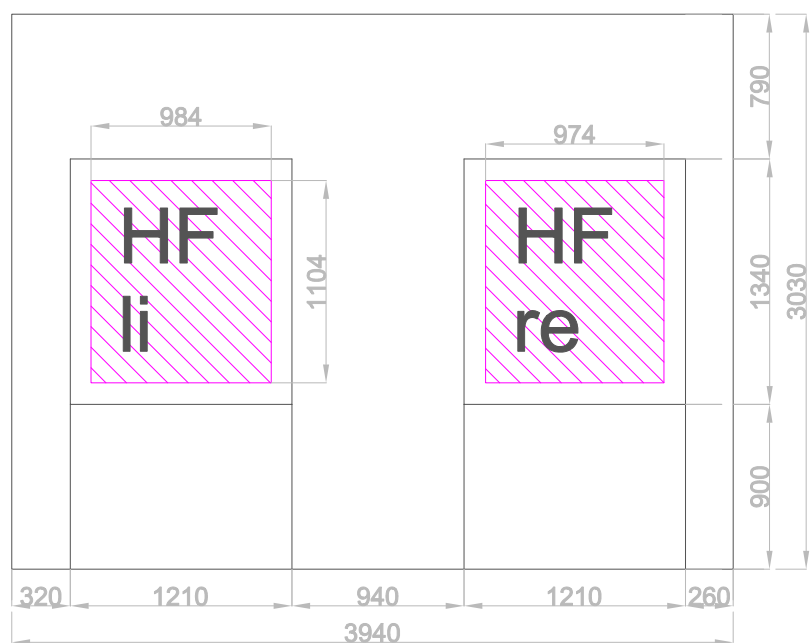


Abbildung A.6: Ansicht Ost

— B —

Sonnenschutz

Neben den bereits in den Kapiteln 5.3.1 und 7.1 diskutierten energetischen Effekten bei einer Verwendung der Außenfenster als Heizflächen, treten für derartige Heizsysteme auch neuartige Nutzer-Interaktionen auf. So liegt u.a. bei der Nutzung von innenliegenden Sonnenschutz-Systemen eine Beeinflussung der Wärmeabgabe von den Heizfenster in den Innenraum vor. Diese wurde beispielhaft experimentell betrachtet, wie nachfolgend beschrieben.

Zur Bestimmung der Wärmeabgabe der Heizfenster bei verschiedenen innenliegenden Sonnenschutz-Varianten wurde jeweils ein Heizfenster mit Sonnenschutz und gleichzeitig ein Heizfenster ohne Sonnenschutz betrachtet, wie in Abbildung B.1 beispielhaft für ein Plissee (Typ *COSIFLOR Malta PX*) und einen Gardinenschal (Typ *IKEA Merete 1909*) dargestellt.

Bei einer Außenlufttemperatur von -10 °C wurde ausgehend vom unbeheizten Zustand zunächst das Aufheizverhalten bei maximaler Leistungszufuhr (ca. 600 W m^{-2} , vgl. Kapitel 3.3.3) betrachtet. Daran anschließend wurde die Oberflächentemperatur des Heizfensters ohne Sonnenschutz auf einen konstanten Wert von ca. 42 °C geregelt (entsprechend dem Maximalwert der Strahlungsasymmetrie in Kategorie A gemäß DIN EN ISO 7730 (2006)). Dem Fenster mit Sonnenschutz wurde dabei dieselbe elektrische Leistung zugeführt. Gemessen wurde schließlich die elektrische Leistungsaufnahme beider Heizfenster (vgl. Kapitel 3.3.4) sowie die außen- und raumseitige Oberflächentemperatur der (verdeckten) Glasfläche im stationären Zustand. Die Temperaturmessung der verdeckten und unverdeckten Innenoberfläche erfolgte mittels



Abbildung B.1: Versuchsaufbau zur Betrachtung von innenliegendem Sonnenschutz (links: Plissee, rechts: Gardinenschal)

B.1. Wärmeabgabe ohne Sonnenschutz

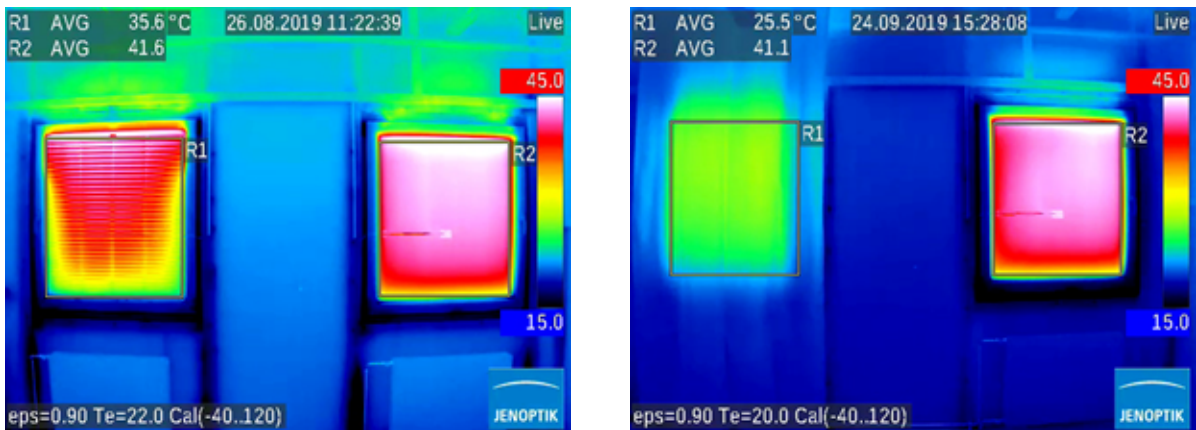


Abbildung B.2: Thermografie-Aufnahmen mit und ohne Sonnenschutz (links: Plissee, rechts: Gardinenschal)

Thermografie (Kamera Typ *Infratec VarioCAM HDx head 675 S*, Messgenauigkeit laut Hersteller ± 2 K), wie beispielhaft in Abbildung B.2 für o.g. Plissee bzw. Gardinenschal dargestellt. Anhand der Oberflächentemperaturen beider Heizfenster in der Klimakammer (Messung mittels repräsentativ positionierter Thermoelemente, vgl. Kapitel 3.3.4) wurden die dortigen radiativen und konvektiven Wärmeübergänge und somit die Wärmeströme nach außen berechnet. Für das Heizfenster ohne Sonnenschutz wurde dieselbe Vorgehensweise zur Ermittlung des Wärmestroms in Richtung des Raumes angewendet. Die verbliebene Differenz zur insgesamt an beiden Heizfenstern zugeführten elektrischen Leistung wurde schließlich als Wärmestrom des Heizfensters mit Sonnenschutz in Richtung des Raumes angenommen, wie in Gleichung (B.1) dargestellt.

$$\dot{q}_{\text{si,HF,links}} = \dot{q}_{\text{el}} - \dot{q}_{\text{si,HF,rechts}} - \dot{q}_{\text{se,HF,links}} - \dot{q}_{\text{se,HF,rechts}} \quad (\text{B.1})$$

Diese Vorgehensweise stand somit in grundsätzlicher Übereinstimmung zu der bereits beschriebenen Methodik für eine Abschätzung der thermischen Verluste einer Dreifachverglasung anhand der Messdaten der Zweifachverglasung (mittlerer Fehler ca. 1,1 %, vgl. Kapitel 5.1.1).

B.1 Wärmeabgabe ohne Sonnenschutz

Bei einer Außenlufttemperatur von -10°C wurden ohne innenliegenden Sonnenschutz im Mittel aller Versuchsreihen bilanziell rund 58 % des Wärmestroms in Richtung des Raumes durch Strahlung übertragen. Der konvektive Anteil der Wärmeabgabe der Heizfenster in den Prüfraum berechnete sich dementsprechend mit ca. 42 %. Bei höheren Außenlufttemperaturen zeigte sich aufgrund der geringeren Innenoberflächentemperatur und der damit einhergehenden überproportionalen Reduktion des konvektiven Wärmeübergangs (vgl. auch Kapitel 5.1.1) eine geringe Tendenz zu höheren Strahlungswärmeanteilen (ca. 61 % bei 0°C). Bei Außenlufttemperaturen von -20°C reduzierte sich der bilanzielle Strahlungswärmeanteile entsprechend auf ca. 56 %. Bei der Heiztür lag aufgrund der geringeren Übertemperaturen ebenfalls ein Strahlungswärmeanteil von rund 61 % ohne Sonnenschutz vor.

Insgesamt wurden zur Beurteilung des Einflusses von innenliegendem Sonnenschutz an den Heizfenstern und der Heiztür sechs verschiedene Plissees, drei Gardinenschals, zwei Schiebegar-

dinen, eine Aluminium-Jalousie und ein Stoff-Rollo betrachtet. Eine Übersicht der Ergebnisse sowie Detailaufnahmen der Materialien und Montagepositionen sind in Tabelle B.1 zusammengestellt. Im Unterschied zu Kapitel 5.1.1 wurde die Heiztür hier jedoch als separate Heizfläche (ohne gleichzeitigen Betrieb der Heizfenster) betrachtet. Dabei lag der Wirkungsgrad der an die Versuchshalle angrenzenden Heiztür (ohne Sonnenschutz) gemäß Gleichung (5.6) mit Zweischeibenverglasung bei rund 89 % und mit Dreischeibenverglasung bei ca. 93 %.

B.2 Wärmeabgabe mit Sonnenschutz

Bei der Verwendung von Plissees an den Heizfenstern zeigte sich eine Wirkungsgrad-Reduktion um 4 % bis 12 %. Ferner reduzierte sich der Anteil der Wärmeabgabe aufgrund von Strahlung im Rauminnen im Mittel auf etwa 42 % an den Heizfenstern bzw. rund 52 % an der Heiztür. Ungünstige energetische Auswirkungen zeigten sich insbesondere bei Plissees aus Stoff im Vergleich zu solchen aus Kunststoff. Am schlechtesten schnitt ein doppelagiges Plissee (Typ *Classic 02*, vgl. Tabelle B.1) ab. Als mögliche Erklärung dafür liegen die (thermischen) Transmissionseigenschaften der jeweiligen Plissees nahe. So dämmten diejenigen Plissees mit einer besonders geringen Wärmeleitfähigkeit bzw. hohen Schichtdicke den Wärmetransport von der Glasoberfläche in den Raum besonders wirksam, was eine unmittelbare Verringerung des Heizfenster-Wirkungsgrades zur Folge hatte (vgl. Gleichung 5.6). Die Dämmwirkung der Plissees führte ferner zu einer reduzierten Aufheizgeschwindigkeit der raumseitig wirksamen Heizfläche. So lag für die Heizfenster ohne Sonnenschutz eine Aufheizgeschwindigkeit der Innenoberfläche von im Mittel ca. $3,5 \text{ K min}^{-1}$ vor, mit Plissees reduzierte sich diese im Mittel auf rund $1,9 \text{ K min}^{-1}$. Die jeweiligen Transmissions- und Reflexionseigenschaften im Bereich des sichtbaren Lichtes spielten hingegen eine eher untergeordnete Rolle für die tatsächliche Wärmeabgabe in den Raum.

Die betrachteten Schiebegardinen zeigten bei einem Installationsabstand zum Heizfenster von etwa 25 cm eine nur noch vernachlässigbare Beeinflussung der Wärmeabgabe in den Raum (bilanziell reduzierte sich der Wirkungsgrad um knapp 1 %). Eine deutliche Veränderung zeigte sich hierbei jedoch hinsichtlich der Art der Wärmeabgabe. So lag mit Schiebegardinen am Heizfenster im Mittel ein Strahlungswärmeanteil von nur noch ca. 15 % (statt etwa 58 %) vor.

In gleicher Intensität reduzierte sich der Strahlungswärmeanteil auch bei der Verwendung von Gardinenschals. Je nach flächenspezifischer Dichte des Stoffes variierte der Strahlungswärmeanteil dabei zwischen ca. 13 % und 17 % (vgl. Tabelle B.1). Hinsichtlich des Heizfenster-Wirkungsgrades zeigte sich mit Gardinenschals sogar eine geringfügige Verbesserung von im Mittel rund 2 %. Ein möglicher Erklärungsansatz hierfür ist, dass die Gardinenschals ebenfalls in recht großem Abstand zu den Heizfenstern angebracht waren (ca. 10 cm bis 15 cm). Die Wärmeabgabe der beheizten Glasscheibe in Richtung des Raumes erfolgte daher zunächst konvektiv an die Raumluft sowie radiativ an den Gardinenschal. Der Gardinenschal stellte in der Folge eine vergrößerte Wärmeübertragungsfläche dar, von der wiederum radiativ und konvektiv Wärme an den Raum abgegeben wurde. Dabei spielt vor allem für die konvektive Wärmeabgabe eine möglichst große Ausdehnung in vertikaler Richtung eine zentrale Rolle zur Ausbildung der Auftriebsströmung.


Auch für eine Aluminium-Jalousie (siehe Tabelle B.1) war eine drastische Reduktion des radiativen Anteils der Wärmeübergabe (auf ca. 10 %) festzustellen. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Messunsicherheit des verwendeten Thermografie-Systems bei sehr geringen

Emissionsgraden, wie er für metallische Oberflächen vorliegt, deutlich ansteigt. Es ist daher tendenziell eher von einem geringfügig höheren Strahlungswärmeanteil der Aluminium-Jalousien auszugehen. Obwohl sich die Aluminium-Jalousie unmittelbar vor der beheizten Glasoberfläche befand (Abstand ca. 2 cm), wies der Gesamtwirkungsgrad des Heizfensters indessen keine nennenswerte Veränderung auf. Dies deutet ebenfalls auf die o.g. Relevanz der Wärmeleitfähigkeit des Sonnenschutzes hin. So ist davon auszugehen, dass die Aluminium-Jalousie aufgrund ihrer hohen thermischen Leitfähigkeit keine nennenswerte Dämmung des Wärmestroms in Richtung des Raumes bewirkte.

An der Heiztür wurde darüber hinaus ein Stoff-Rollo mit einem Montageabstand von ca. 6 cm erprobt. Hier trat, ähnlich wie bei den Plissees, jedoch eine geringe Dämmung der Wärmeabgabe in den Raum auf, weshalb sich der Wirkungsgrad der Heiztür ebenfalls um rund 3 % reduzierte. Der Strahlungswärmeanteil verringerte sich dabei von 61 % ohne Sonnenschutz auf ca. 33 % mit Stoff-Rollo.

Zusammenfassend sind bei der Verwendung eines innenliegenden Sonnenschutzes, der sehr nahe an den Heizfenstern montiert ist ($\ll 10$ cm), also eher solche Materialien zu bevorzugen, die eine möglichst geringe thermische Dämmwirkung aufweisen (Kunststoffe und Metalle oder sehr dünne Stoffe). Für Systeme mit einem größeren Montageabstand zur beheizten Scheibe (> 10 cm) ist hingegen nur mit einer geringfügigen Beeinflussung des Heizfenster-Wirkungsgrades zu rechnen. Dabei wird der radiative Anteil der Wärmeabgabe jedoch drastisch reduziert, was die in den Kapiteln 5 und 7 diskutierten Vorteile einer Strahlungsheizung zumindest für die Dauer der Verwendung des Sonnenschutzes zu Nichte macht. Ferner ist bei der Verwendung von innenliegendem Sonnenschutz an den Heizfenstern aufgrund der Beeinflussung des Wärmetransports in den Raum stets von einer reduzierten Aufheizgeschwindigkeit auszugehen. Die durchgeführte Betrachtung bei einer Außenlufttemperatur von ca. -10°C und ohne solare Einstrahlung stellte folglich ein Worst-Case-Szenario dar. Im Jahresmittel wird der Einfluss von innenliegenden Sonnenschutzsystemen auf die Effizienz der Heizfenster daher eher geringer ausfallen.

Tabelle B.1: Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10^\circ\text{C}$ bzw. $T_i = 20^\circ\text{C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung

Abbildung	Bezeichnung	$\frac{\alpha_r}{\alpha_r + \alpha_k}$	$\frac{\alpha_k}{\alpha_r + \alpha_k}$	η
	Heizfenster ohne Sonnenschutz	58 %	42 %	78 % für 2S 90 % für 3S

Fortsetzung auf der nächsten Seite

B.2. Wärmeabgabe mit Sonnenschutz

Tabelle B.1: Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10^\circ\text{C}$ bzw. $T_i = 20^\circ\text{C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung

Abbildung	Bezeichnung	$\frac{\alpha_r}{\alpha_r + \alpha_k}$	$\frac{\alpha_k}{\alpha_r + \alpha_k}$	η
	Plissee <i>Malta 1501</i> an Heizfenster Lichttransmission ca. 59 % Lichtreflektion ca. 38 %	44 %	56 %	72 % für 2S 84 % für 3S
	Plissee <i>Classic 02</i> an Heizfenster Lichttransmission ca. 34 % Lichtreflektion ca. 54 %	37 %	63 %	66 % für 2S 78 % für 3S
	Plissee <i>Malta PX</i> an Heizfenster Lichttransmission ca. 32 % Lichtreflektion ca. 64 %	42 %	58 %	74 % für 2S 86 % für 3S
	Plissee <i>Samos V 6101</i> an Heizfenster keine Lichttransmission Lichtreflektion ca. 85 %	44 %	56 %	73 % für 2S 85 % für 3S
	Schiebegardienne <i>Ingjerd 1902</i> an Heizfenster 100 % Polyester ca. 56 g m^{-2}	16 %	84 %	77 % für 2S 89 % für 3S

Fortsetzung auf der nächsten Seite

B.2. Wärmeabgabe mit Sonnenschutz





Tabelle B.1: Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10^\circ\text{C}$ bzw. $T_i = 20^\circ\text{C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung

Abbildung	Bezeichnung	$\frac{\alpha_r}{\alpha_r + \alpha_k}$	$\frac{\alpha_k}{\alpha_r + \alpha_k}$	η
	Schiebegardienne <i>Anno Tupplur 1851</i> an Heizfenster 100 % Polyester ca. 166 g m^{-2}	15 %	85 %	77 % für 2S 89 % für 3S
	Gardinenschal <i>Vivan 1915</i> an Heizfenster 70 % Polyester, 30 % Baumwolle ca. 161 g m^{-2}	17 %	83 %	79 % für 2S 91 % für 3S
	Gardinenschal <i>Annalouisa 1910</i> an Heizfenster 100 % Baumwolle ca. 389 g m^{-2}	14 %	86 %	80 % für 2S 92 % für 3S
	Gardinenschal <i>Merete 190</i> an Heizfenster 100 % Baumwolle ca. 633 g m^{-2}	13 %	87 %	80 % für 2S 92 % für 3S
	Aluminium-Jalousie an Heizfenster	10 %	90 %	78 % für 2S 90 % für 3S

Fortsetzung auf der nächsten Seite

B.2. Wärmeabgabe mit Sonnenschutz

Tabelle B.1: Einfluss von innenliegendem Sonnenschutz auf die Effizienz der Heizfenster bei $T_a = -10\text{ °C}$ bzw. $T_i = 20\text{ °C}$ für eine Zwei- und Dreischeibenverglasung

Abbildung	Bezeichnung	$\frac{\alpha_r}{\alpha_r + \alpha_k}$	$\frac{\alpha_k}{\alpha_r + \alpha_k}$	η
	Heiztür ohne Sonnenschutz	61 %	39 %	89 % für 2S 93 % für 3S
	Plissee <i>Malta 1201</i> an Heiztür Lichttransmission ca. 53 % Lichtreflektion ca. 46 %	52 %	48 %	79 % für 2S 83 % für 3S
	Plissee <i>Malta 1214</i> an Heiztür Lichttransmission ca. 6 % Lichtreflektion ca. 8 %	53 %	47 %	79 % für 2S 83 % für 3S
	Rollo <i>Enje 19395</i> an Heiztür 87 % Polyester, 13 % Nylon	33 %	67 %	86 % für 2S 90 % für 3S

Sichtfaktoren in einer Kugel

Den Sichtfaktor zwischen zwei Oberflächen berechnet Gleichung (C.1). Dabei beschreibt r die Länge der Verbindungsstrecke zwischen dA_1 und dA_2 . φ_1 und φ_2 beschreiben die Winkel zwischen der Verbindungsstrecke der Flächenelemente und der Verbindung zum Mittelpunkt der Kugel (Abbildung C.1).

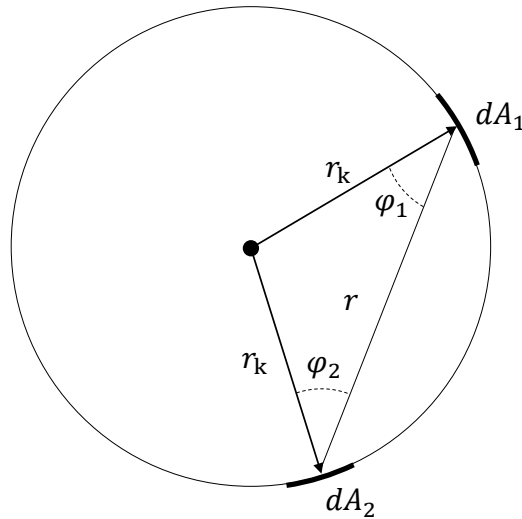


Abbildung C.1: Berechnung des Sichtfaktors zwischen zwei infinitesimal kleinen Oberflächen dA_1 und dA_2 in einer Kugel mit dem Radius r_k

$$\Phi_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{A_1 \pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dA_2 dA_1 \quad (\text{C.1})$$

Aufgrund der Symmetrie gilt für alle Kombinationen zweier infinitesimal kleiner Oberflächen dA_1 und dA_2 in einer Kugel:

$$\varphi = \varphi_1 = \varphi_2 \quad (\text{C.2})$$

Bezüglich des Kugelradius r_k gilt:

$$r = 2r_k \cos \varphi$$

Durch Einsetzen von (C.2) und (C.3) in (C.1) folgt:

$$\begin{aligned}
\Phi_{1 \rightarrow 2} &= \frac{1}{A_1 \pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dA_2 dA_1 = \frac{1}{A_1 \pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{(\cos \varphi)^2}{(2r_k \cos \varphi)^2} dA_2 dA_1 \\
&= \frac{1}{A_1 \pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{1}{4r_k^2} dA_2 dA_1 = \frac{A_2}{4\pi r_k^2}
\end{aligned} \tag{C.4}$$

— D —

Heizflächendimensionierung

Für eine präzisere Auslegung der Heizflächen in Abhängigkeit der zu erwarteten Energieeinsparung wurde das Heizflächen-Dimensionierungstool in Abbildung D.1 entwickelt. Alle Parameter, die das dynamische Betriebsverhalten des zu beheizenden Raumes beeinflussen (vgl. Tabelle 8.2) können ausgewertet werden, um eine optimale Sollwertfunktion nach Gleichung (8.4) zu bestimmen. Die Veröffentlichung des Heizflächen-Dimensionierungstools erfolgt zu einem späteren Zeitpunkt.

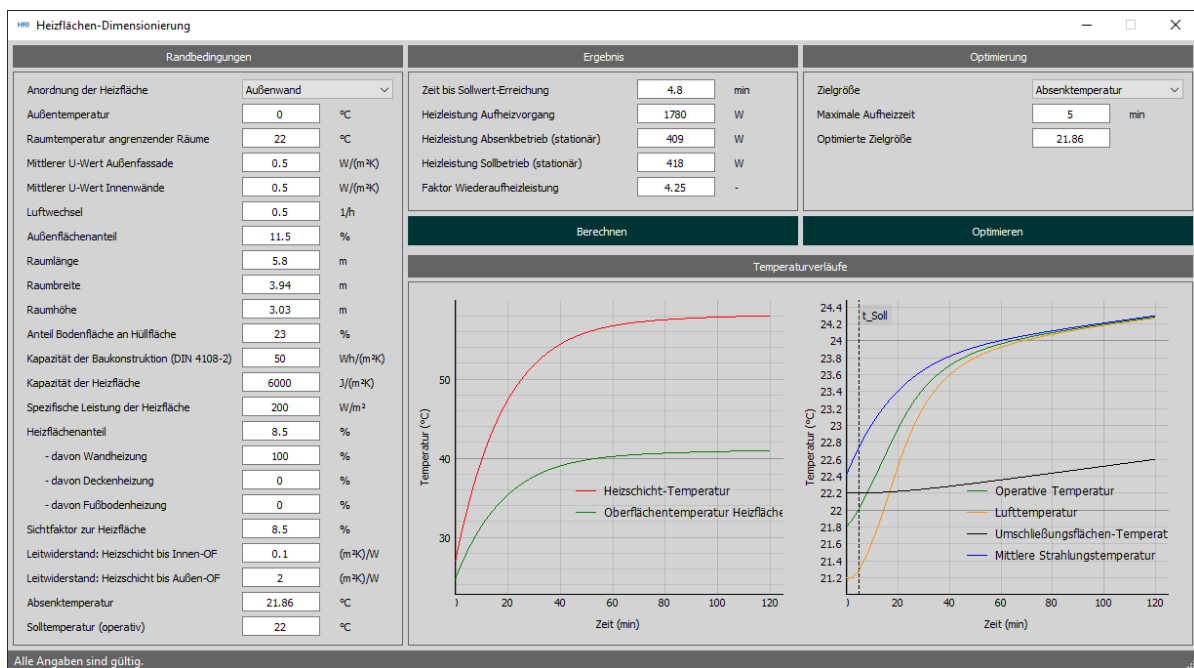


Abbildung D.1: GUI für eine Nutzungsgrad-optimierte Auslegung von reaktionsschnellen Flächenheizsystemen

Probandenstudie

E.1 Weitere Ergebnisse

E.1.1 Thermische Behaglichkeit

Die Bewertungen zur allgemeinen thermischen Behaglichkeit zeigen die Abbildungen E.1 und E.2. Auf Grundlage der erhobenen Daten wurde die Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas (URK) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes im stationären Zustand sowie die Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5 bestimmt. Unter Berücksichtigung der vorliegenden Unsicherheit aufgrund des Stichprobenumfangs wird ein Unterschied der Eintrittswahrscheinlichkeiten im Within-Subject-Design mit dem McNemar-Test und im Between-Subject-Design mit dem Fisher-Test geprüft. Der Unsicherheitsbereich wird grafisch durch ein Clopper-Pearson-Intervall (95 %) dargestellt.

Im stationären Zustand konnten keine signifikanten Unterschiede innerhalb der Heizsysteme und Versuchspunkte für die Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas beobachtet werden. Die im Mittel geringste Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas konnte in

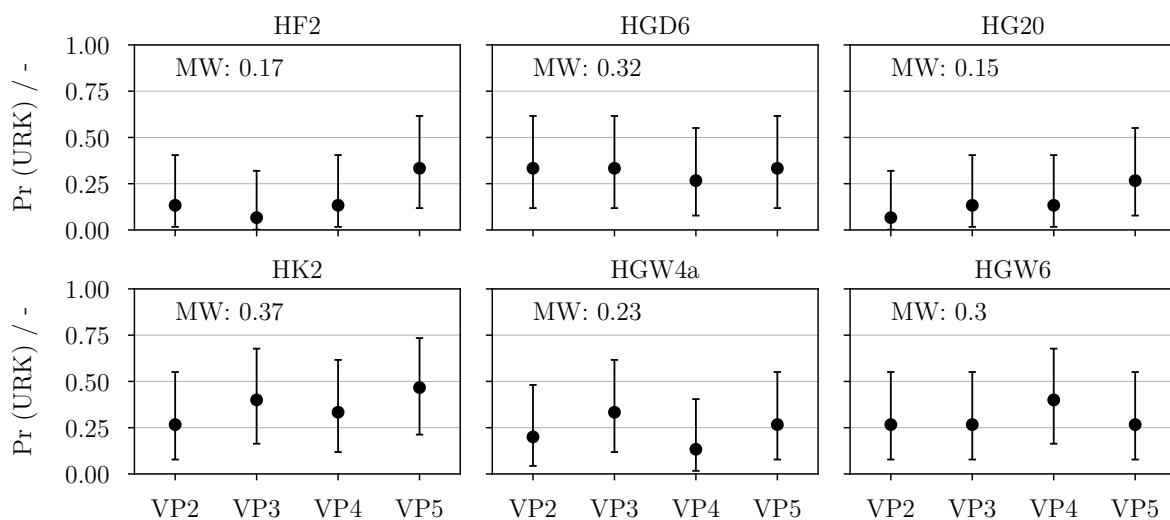


Abbildung E.1: Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas (URK) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes

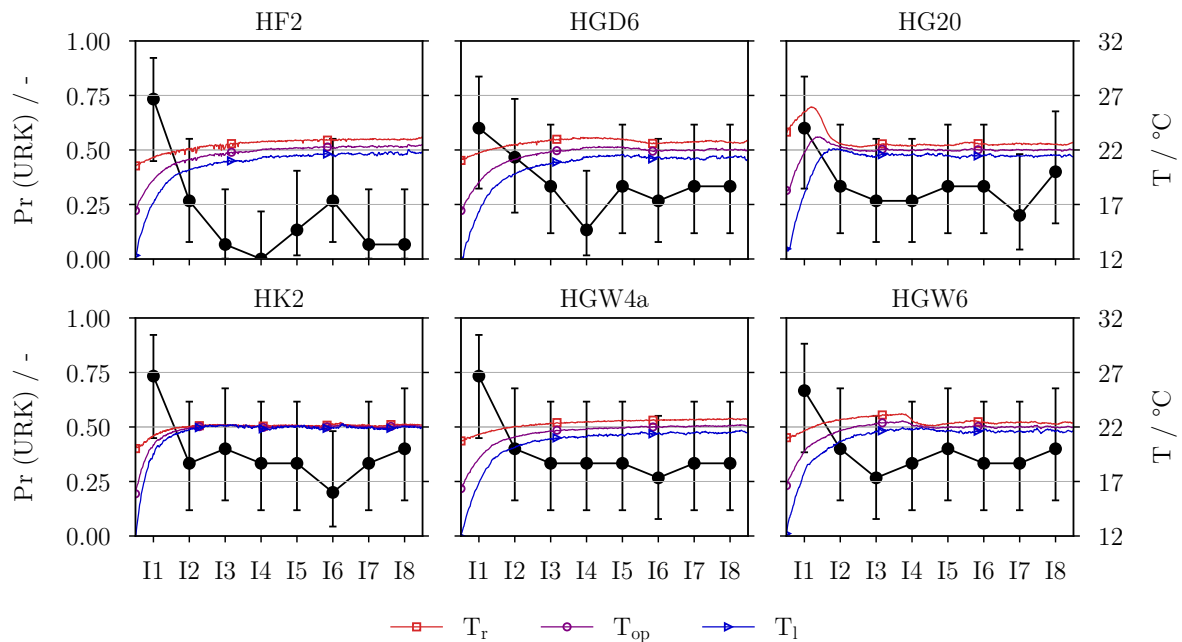


Abbildung E.2: Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas (URK) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5

der Probandenbefragung im Szenario HG20 festgestellt werden. Die höchste Wahrscheinlichkeit zeigt das Szenario HK2.

Auch im Aufheizvorgang konnten keine signifikanten Unterschiede für die Wahrscheinlichkeit eines unbehaglichen Raumklimas in Abhängigkeit des Heizsystems festgestellt werden. Zum Zeitpunkt I1 liegt die durchschnittliche Wahrscheinlichkeit zwischen 0,62 und 0,74, zum Zeitpunkt I8 zwischen 0,1 und 0,4.

E.1.2 Strahlungsasymmetrie

Die Wahrscheinlichkeit einer wahrgenommenen Strahlungsasymmetrie (SA) innerhalb der definierten Versuchspunkte sowie während des Aufheizvorgangs an VP5 kann den Abbildungen E.3 und E.4 entnommen werden.

Die Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer Strahlungsasymmetrie in Abhängigkeit des stationären Versuchspunktes unterscheidet sich nur in den Szenarien HGD6 und HG20 signifikant. Dabei kann im Szenario HGD6 an VP3 eine signifikant erhöhte Wahrscheinlichkeit gegenüber VP2 festgestellt werden ($p = .031$). Im Szenario HG20 ist die Wahrscheinlichkeit an VP5 signifikant höher gegenüber VP2 ($p = .016$).

Während des Aufheizvorgangs kann nur zum Zeitpunkt I1 ein signifikanter Unterschied in der Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer Strahlungsasymmetrie festgestellt werden. Dabei zeigt das Szenario HGD6 ein signifikant höheres Risiko als die Szenarien HGW6, HGW4a und HK2.

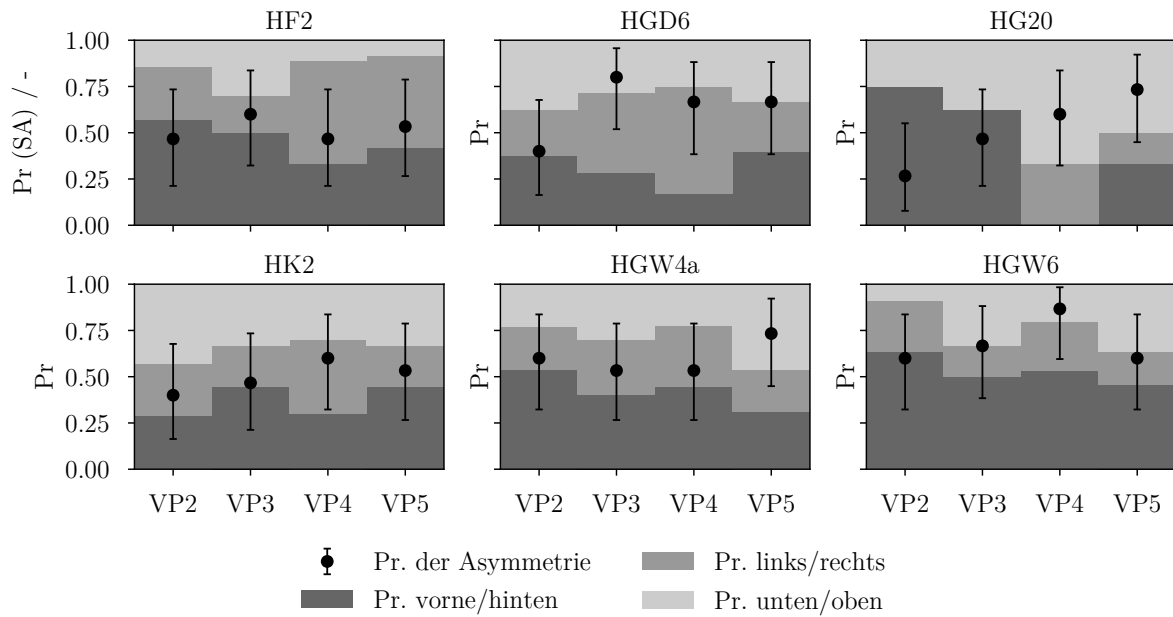


Abbildung E.3: Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer Strahlungsasymmetrie (SA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration und des Versuchspunktes

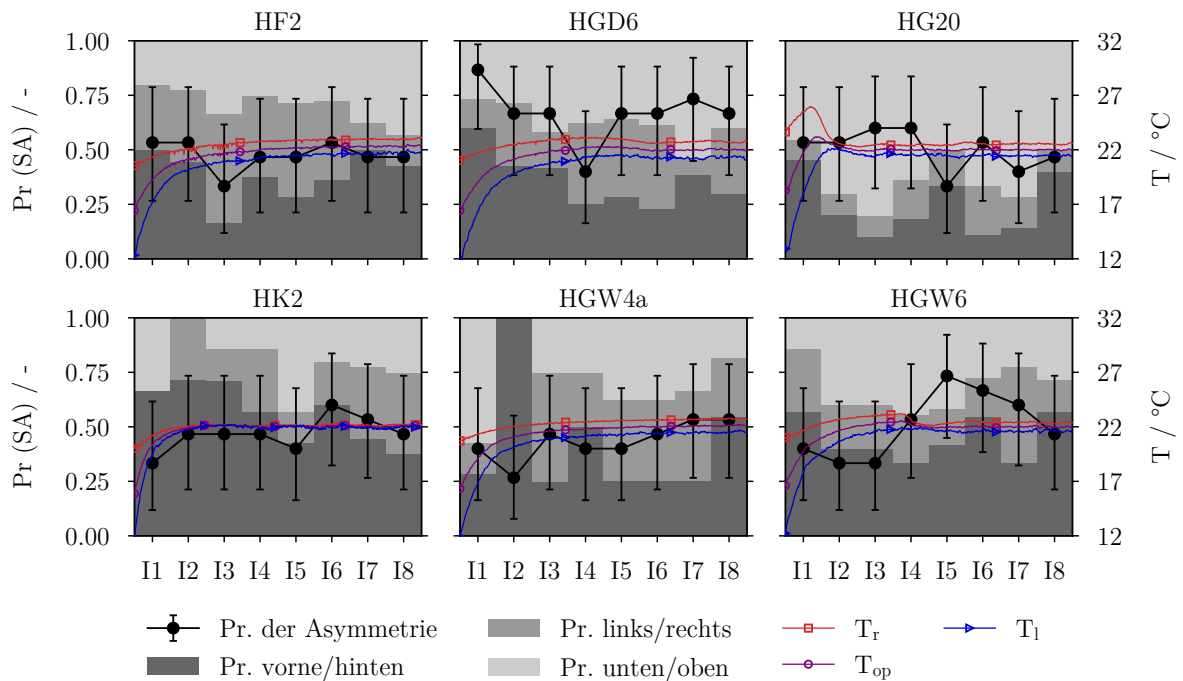


Abbildung E.4: Wahrscheinlichkeit der Wahrnehmung einer Strahlungsasymmetrie (SA) in Abhängigkeit der Heizsystemkonfiguration während des Aufheizvorgangs an VP5

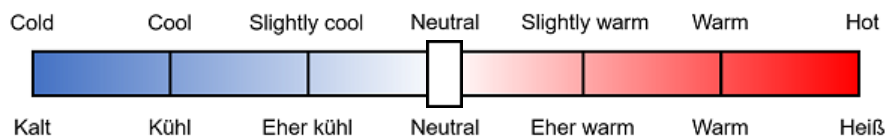
E.2 Fragebogen

5.3.2021

Druckansicht paper (optemp) 05.03.2021, 14:50

1. Wie bewerten Sie die momentane Raumtemperatur?

Bitte positionieren Sie den Schieberegler entsprechend.



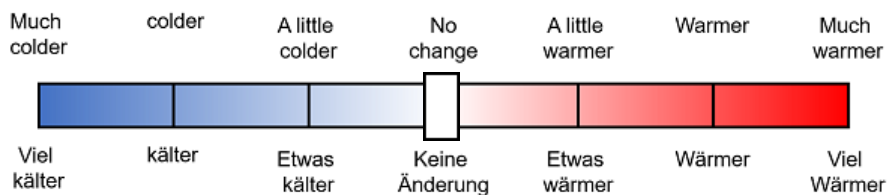
2. Wie empfinden Sie die momentane Raumtemperatur?

Bitte nur eine Antwortmöglichkeit auswählen.

- ☐ Annehmbar
- ☐ Eher annehmbar
- ☐ Eher nicht annehmbar
- ☐ Nicht annehmbar

3. Welche Änderung der Raumtemperatur wünschen Sie sich?

Bitte positionieren Sie den Schieberegler entsprechend.



4. Empfinden Sie eine Temperaturasymmetrie, z.B. „vorne“ wärmer als „hinten“?

Eine Mehrfachauswahl ist möglich.

- ☐ nein
- ☐ ja, unten/oben
- ☐ ja, links/rechts
- ☐ ja, vorne/hinten

Abbildung E.5: Fragenbogen zur Probandenstudie aus Kapitel 10 (Teil 1)

5.3.2021

Druckansicht paper (optemp) 05.03.2021, 14:50

5. Falls Sie eine Temperaturasymmetrie wahrnehmen, wie bewerten Sie diese?

Bitte nur eine Antwortmöglichkeit auswählen.

☐ Sehr angenehm

☐ Angenehm

☐ Eher angenehm

☐ Neutral

☐ Eher unangenehm

☐ Unangenehm

☐ Sehr unangenehm

☐ keine Temperaturasymmetrie wahrgenommen

6. Wie fühlen Sie sich in der aktuellen thermischen Umgebung?

Bitte nur eine Antwortmöglichkeit auswählen.

☐ Sehr behaglich

☐ behaglich

☐ Eher behaglich

☐ Eher unbehaglich

☐ Unbehaglich

☐ Sehr unbehaglich

7. Haben Sie zusätzlichen Bemerkungen zum aktuellen thermischen Zustand?

Geben Sie uns gerne Hinweise, wenn Ihnen etwas besonders gefällt oder missfällt.

Abbildung E.6: Fragebogen zur Probandenstudie aus Kapitel 10 (Teil 2)

Ergebnistransfer

F.1 Bisherige Veröffentlichungen

Während der Projektlaufzeit wurden folgende Fach- und Kongressbeiträge publiziert:

1. Michael Schaub u. a. (2020). „Vergleich des Nutzungsgrads von reaktionsschnellen, direkt-elektrischen Wärmeübergabeformen mit konventionellen Raumheizsystemen“. In: *HLH* 4, S. 22–25. ISSN: 1436-5103
2. Lukas Schmitt u. a. (2021). „Sensorik zur Regelung von reaktionsschnellen Wärmeübergabesystemen“. In: *TGA-Kongress 2020/2021*

F.2 Geplante Veröffentlichungen

Zum Projektabschluss ist eine Veröffentlichung zu den wesentlichen Projektergebnissen geplant. Dabei sollen der neu entwickelte Sensor, die Regelungsmethodik sowie die energetischen Potenziale der niedrig-kapazitiven, elektrischen Direktheizungssysteme vorgestellt werden. Außerdem ist eine Veröffentlichung des Heizflächen-Dimensionierungs-Tools für eine Nutzungsgrad-optimierte Auslegung der Heizfläche geplant.

F.3 Sonstiger Ergebnistransfer

Projektzwischenstände wurden auf den 12. und 15. BBSR-Projekttagen (06.04.2019 – 06.06.2019 und 29.06.2020 – 01.07.2020) präsentiert. Zusätzlich fanden diverse Besichtigungen und Demonstrationen des Prüfstandes für potenzielle Technologie-Abnehmer der Projektpartner sowie für Studierendengruppen statt. Außerdem wurden die wesentlichen Projekt-Ergebnisse für potenzielle Kunden der Projektpartner aufbereitet. Ein Transfer in die Lehrveranstaltungen des Master-Studiengangs Gebäude-Energie-Systeme der TU Berlin ist ebenfalls geplant.