

F 2998

Martin Kriegel, Michael Klemke, Bahar Saeb Gilani

**Entwicklung einer Regelung für
Flächenheizsysteme zur Minderung
der Pumpenergie, zur bedarfs-
gerechteren Beheizung und zur
einfacheren Systemintegration
verschiedener Heizflächen**

F 2998

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlussberichtes einer vom Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung -BMVBS- im Rahmen der Forschungsinitiative »Zukunft Bau« geförderten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2016

ISBN 978-3-8167-9759-3

Vervielfältigung, auch auszugsweise,
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

Fraunhofer IRB Verlag

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69

70504 Stuttgart

Nobelstraße 12

70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00

Telefax 07 11 9 70 - 25 08

E-Mail irb@irb.fraunhofer.de

www.baufachinformation.de

www.irb.fraunhofer.de/tauforschung

Entwicklung einer Regelung für Flächenheizsysteme zur Minderung der Pumpenergie, zur bedarfsgerechteren Beheizung und zur einfacheren Systemintegration verschiedener Heizflächen

Abschlussbericht

Der Forschungsbericht wurde mit Mitteln der Forschungsinitiative Zukunft Bau des Bundesinstitutes für Bau-, Stadt- und Raumforschung gefördert.

(Aktenzeichen: II 3-F20-12-1-084 / SWD-10.08.18.7-13.25)

Die Verantwortung für den Inhalt des Berichtes liegt bei den Autoren.

Kurztitel:	Instationärer Betrieb von Flächenheizsystemen
Gesamtkosten:	172.176,95 €
Anteil Bundeszuschuss:	110.439,41 €
Forschungsinstitution:	Technische Universität Berlin Institut für Energietechnik Fachgebiet Gebäude-Energie-Systeme Hermann-Rietschel-Institut
Projektlaufzeit:	16.07.2013 bis 31.12.2015 (29,5 Monate)
Projektleitung:	Prof. Dr.-Ing. Martin Kriegel
Bearbeitung:	Michael Klemke, M.Sc. Bahar Saeb Gilani, M.Sc.

Kurzfassung

In Anbetracht steigenden Hilfsenergiebedarfes zur Wärmeverteilung in Gebäuden wurde am Hermann-Rietschel-Institut der Technischen Universität Berlin das Projekt mit dem Kurztitel „Instationärer Betrieb von Flächenheizsystemen“ initiiert.

Mit steigender Vorlauftemperatur des Heizsystems und zunehmender Temperaturspreizung über die Flächenheizung kann der Heizwassermassenstrom und damit die Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe reduziert werden. Das Projekt beruhte auf der Idee, einem Raum Wärme nicht kontinuierlich sondern intermittierend zuzuführen. Dazu sollten geeignete Vorlauftemperaturen und Massenströme identifiziert und der Einfluss konstruktiver Randbedingungen untersucht werden. Ferner sollten allgemeine Auslegungsempfehlungen aus den Projektergebnissen abgeleitet werden.

Am thermischen Prüfstand des Institutes wurde ein dünnschichtiges auf Kapillarrohrmatten basierendes und ein konventionelles auf Heizspiralen basierendes System aufgebaut und untersucht. Zur Gewährleistung realistischer Randbedingungen wurden im Prüfraum innere Wärmequellen installiert und mittels einer an den Prüfraum angrenzenden Klimakammer Transmissions- und Lüftungswärmeverluste erzeugt.

Beide Systeme wurden in der objektorientierten Programmiersprache Modelica modelliert und in einer dynamischen, thermischen Simualtion untersucht. Die Modelle wurden mit experimentellen Daten validiert und für die Variation konstruktiver Parameter genutzt.

Eine Reduktion des spezifischen Energiebedarfes ist bei beiden untersuchten Systemen erreichbar. Bei Erhöhung der Vorlauftemperatur von 35 auf 50 °C und einer Senkung des Massenstrom um den Faktor 0,7 ist eine Reduktion des spezifischen Energiebedarfes von knapp 88 % beim dünnschichtigen und von ca. 86 % beim konventionellen System erreichbar.

Die Reaktionszeit des dünnschichtigen Systems ist erwartungsgemäß kürzer. Bei einer Erhöhung der Vorlauftemperatur von 35 auf 55 °C kann die Aufheizzeit des Prüfraumes von 18 auf 22 °C beim dünnschichtigen System um den Faktor 4,6 und beim konventionellen System um den Faktor 2,6 reduziert werden.

Die zeitweise Überschreitung der nach DIN EN 1264 maximal zulässigen Oberflächentemperatur von 29 °C beim instationären Betrieb des dünnschichtigen Systems führte nach ersten Probandenversuchen zur Erkenntnis, dass die veränderliche Fußbodentemperatur subjektiv nicht wahrgenommen wird und keine negativen Auswirkungen auf das thermische Empfinden auftreten.

Eine Erhöhung der Vorlauftemperaturen in bestehenden und zu errichtenden Flächenheizungen ist grundsätzlich empfehlenswert, um den Energiebedarf der Zirkulationspumpe zu reduzieren. Besonders empfohlen wird die Anwendung der instationären Regelung zum Ersatz von Vorlauftemperaturregelungen, die auf einer Rücklaufbeimischung basieren.

Vorwort und Danksagung

Die Förderung des Projektes mit der Förderkennziffer SWD-10.08.18.7-13.25 im Rahmen der Initiative „Zukunft Bau“ erfolgt durch das Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung. Für die fachliche Unterstützung in der gemeinsamen Arbeitsgruppe danken wir der BEKA Heiz- und Kühlmatten GmbH, Herrn Prof. Dr. Nytsch-Geusen der Universität der Künste Berlin sowie Herrn Prof. Dr. Michael Schmidt der Universität Stuttgart.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	vii
Abkürzungen und Indizes	ix
Häufig verwendete Symbole	x
Abbildungsverzeichnis.....	xii
Tabellenverzeichnis	xxii
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Gliederung des Berichtes, Arbeitspakete und Projektverlauf.....	2
2 Experimentelle Untersuchung (AP2)	4
2.1 Methodik der experimentellen Untersuchung	4
2.2 Aufbau des Prüfstandes	5
2.2.1 Regelung der Wärmezufuhr.....	9
2.2.2 Dünnschichtiges Flächenheizsystem	10
2.2.3 Konventionelles Flächenheizsystem	14
2.2.4 Verwendete Messtechnik, Unsicherheit der Mess- und der Berechnungsgrößen	16
2.3 Stationäre Wärmezufuhr	21
2.3.1 Bestimmung der Heizflächenexponenten und Wärmedurchgangskoeffizienten anhand der flächenspezifischen Heizleistung	22
2.3.2 Bestimmung der Transmissionswärmeverluste.....	25
2.3.3 Messung der Aufheizzeit	25
2.4 Instationäre Wärmezufuhr.....	27
2.4.1 Strömungsgeschwindigkeiten in den Kapillaren und den Heizspiralen	28
2.4.2 Maximale und mittlere Fußbodentemperaturen	29
2.4.3 Verhältnis der Wärmeleistungen	34
2.4.4 Abschätzung der Länge eines Wärmezufuhrintervalles bei stationären äußeren Bedingungen.....	38
2.4.5 Reduktion des elektrischen Energiebedarfes	41
2.5 Probandenversuche	49
2.6 Kritische Betrachtung der experimentellen Ergebnisse	52
3 Dynamische thermische Simulation (AP1)	56
3.1 Modellaufbau.....	56

3.1.1	Raummodell.....	56
3.1.2	Erweiterung des Raummodells zur Berücksichtigung instationärer äußerer Randbedingungen	59
3.1.3	Fußbodenheizungsmodell.....	60
3.1.4	Modell des dünn-schichtigen Flächenheizsystems	64
3.1.5	Modell des konventionellen Flächenheizsystems.....	67
3.1.6	Modell des Warmwasserkreises.....	69
3.1.7	Regelung der instationären Wärmezufuhr	70
3.1.8	Nutzung des Simulationsmodells für weitere Untersuchungen ..	70
3.2	Simulationsergebnisse	71
3.2.1	Validierung des Modells des dünn-schichtigen Flächenheizsystems (KRM-System)	71
3.2.2	Validierung des Modells des konventionellen Flächenheizsystems (HS-System)	74
3.2.3	Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme mittels Druckverlustberechnung und mittels experimentell ermittelter Daten.....	76
3.2.4	Entkopplung des Modells von experimentell gemessenen Betriebsparametern	77
3.2.5	Variation konstruktiver Parameter.....	78
3.2.6	Simulationen unter instationären Außenbedingungen	82
4	Verallgemeinerung der Ergebnisse (AP4)	84
4.1	Anforderungen an die Regelbarkeit und Positionierung der Flächenheizung.....	84
4.2	Eignung der Flächenheizung für instationären Betrieb.....	85
5	Zusammenfassung.....	89
A.	Veröffentlichungen.....	92
B.	Zeichnungen und Pläne	93
C.	Probandenversuche – Beurteilungsbogen.....	96
D.	Anlagen- und messtechnische Ausrüstung	97
E.	Experimentelle Untersuchung: Tabellen und Diagramme	101
	Quellenverzeichnis	153

Abkürzungen und Indizes

Abkürzung, Index	Bedeutung, Erläuterung
AbL	Abluft
AuL	Außenluft
BA	Betriebsart der Wärmezufuhr (Stationär oder instationär)
Bo	Boden
Exp	Experiment; gemessene Werte betreffend
FHS	Flächenheizsystem
Heiz	Heizbetrieb, Heizleistung
HS	Heizspirale, bezeichnet hier konventionelles Heizsystem
i	Laufindex oder innen
instat	instationär
intern	interne Wärmequellen
KK	Klimakammer
KRM	Kapillarrohrmatte, bezeichnet hier dünnschichtiges Heizsystem
L	Lüftung(-swärmeverlust)
m	gemittelt, im Mittel, Mittelwert
Mb	Messbaum, zur Erfassung der Lufttemperatur in vier Höhen über dem Fußboden
norm	normiert
op	operativ (bezieht sich die operative Raumtemperatur)
PR	Prüfraum
residual	Residuum der Wärmebilanz um den Prüfraum
RL	Rücklauf
Sim	Simulation; vorhergesagte Werte betreffend
spez	spezifisch
stat	stationär
T	Transmission(-swärmeverluste)
UT	Untertemperatur
ÜT	Übertemperatur
VL	Vorlauf
W	Wasser, hier: Heizkreiswasser
ZP	Zirkulationspumpe
ZuL	Zuluft

Häufig verwendete Symbole

Symbol	Bedeutung, Erläuterung	Einheit
A	Fläche	m^2
B	Charakteristische Breite	m
c_p	Spezifische Wärmekapazität	$\frac{kWh}{kg \cdot K}$
C	Wärmekapazitätsstrom	$\frac{kW}{K}$
d, D	Durchmesser	m
d_a	Außendurchmesser	m
d_{ges}	Gesamtdurchmesser	m
D_h	Charakteristischer Durchmesser	m
e_{spez}	Spezifischer Energiebedarf	$\frac{Wh}{kWh}$
E_{el}	Elektrischer Energiebedarf	Wh
F_f	Formfaktor	–
F_F	Abminderungsfaktor	–
g_{eff}	Effektiver Gesamtenergiedurchlassgrad	–
h_r	Abstrahlungskoeffizient	–
H	Charakteristische Höhe	m
\dot{H}	Enthalpiestrom	kW
l_{HK}	Länge einer Heizspirale bzw. eines Heizkreises	m
I_S	Mittlere solare Einstrahlungsleistung	$\frac{W}{m^2}$
k_c	Mittlerer konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
K_H	Wärmedurchgangskoeffizient einer Fußbodenheizung	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
L	Charakteristische Länge	m
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{kg}{h}$
n	Anzahl oder Heizflächenexponent	–
Nu	Nußelt- Zahl	–
Re	Reynoldszahl	–
R_{se}	äußerer Wärmeübergangswiderstand	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
R_λ	Wärmeleitwiderstand	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$

Symbol	Bedeutung, Erläuterung	Einheit
s	Wandstärke einer Kapillaren oder eines Heizrohres	mm
p	Druck	bar
P_{el}	Elektrische Leistung	W
Pr	Prandtl- Zahl	–
\dot{q}	Wärmestromdichte	$\frac{kW}{m^2}$
\dot{Q}	Wärmestrom	kW
\dot{Q}_{Fic}		kW
\dot{Q}_S	Wärmeeinträge durch solare Einstrahlung	kW
$\dot{Q}_{S,opak}$	Wärmeeinträge durch solare Einstrahlung auf opake Flächen	kW
$\dot{Q}_{S,tr}$	Wärmeeinträge durch solare Einstrahlung durch transparente Flächen	kW
t	Zeit	h
T_{pr}	Flächenstrahlungstemperatur	K
\bar{T}_{pr}	Mittlere Flächenstrahlungstemperatur	K
ΔT_{er}	Mittlere Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft und der scheinbaren Temperatur des Himmels	K
ΔT_m	Mittlere (logarithmische) Temperaturdifferenz	K
U	Wärmedurchgangskoeffizient	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
U	Innere Energie	kWh
v	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
\dot{V}	Volumenstrom	$\frac{m^3}{h}$
α	Absorptionskoeffizient	–
ζ	Druckverlustbeiwert	–
η	Wirkungsgrad	–
ϑ	Temperatur	°C
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{W}{m \cdot K}$
ν	Kinematische Viskosität	$\frac{m^2}{s}$
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
σ	Standardabweichung	–

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Aufnahme des Prüfraumes mit zwei Büroarbeitsplätzen, Blickrichtung Ost (a) und Blickrichtung Süd (b).....	6
Abbildung 2:	Aufnahmen der Klimakammer (a) mit an der Decke installiertem Verdampfer und Strömungsgleichrichter aus Kunststoffplatten mit wabenförmigen Öffnungen sowie der Kompressionskältemaschine unterhalb des Versuchsstandes (b)	6
Abbildung 3:	Hydraulischer Schaltplan des Prüfaufbaus	8
Abbildung 4:	(a) Aufnahme des Schaltschranks mit Leistungsmessumformer (oben links), Siemens Logo! Regelung (oben rechts), Stromwandlern (links), Leistungsschutz und Sicherungsautomaten (Mitte); (b) Aufnahme der Temperaturvergleichsstelle der Thermoelemente.....	8
Abbildung 5:	(a) Aufnahme des Hydraulikrahmens mit Durchlauferhitzer (Mitte oben), Massenstrommessumformer (Mitte) und Membranausdehnungsgefäß (links); (b) Detailaufnahme des Hydraulikrahmens mit Massenstrommessumformer und Zirkulationspumpe	9
Abbildung 6:	Aufnahme des Heizkreissammlers (links) bzw. -verteilers (rechts) mit Taco-Settern für den hydraulischen Abgleich der Heizkreise untereinander sowie flexiblen Edelstahlschläuchen zur Anbindung des Hydraulikrahmens	9
Abbildung 7:	Darstellung des Steuersignalverlaufes der Zweipunktregelung in Abhängigkeit der Führungsgröße operative Raumtemperatur.....	10
Abbildung 8:	Daten der Kapillarrohrmatten des Typs P.VS20 der Firma Beka, Auszug aus dem Produktkatalog, Quelle: [5]	11
Abbildung 9:	Querschnitt durch das dünn-schichtige Flächenheizsystem	11
Abbildung 10:	Ausgelegte Kapillarrohrmatten im Prüfraum (a) und an den Kapillaren befestigte Thermoelemente jeweils vor dem Aufbringen der Estrichschicht (b)	12
Abbildung 11:	Positionen der Thermoelemente auf den Kapillaren in den Teilheizkreisen I und II.....	13
Abbildung 12:	Positionen der Sensoren zur Erfassung der Oberflächen-, der Luft- und der operativen Temperaturen während der ersten Messphase am dünn-schichtigen Heizsystem	13
Abbildung 13:	(a) Detailaufnahme der Noppenplatte mit integrierter Dämmung des Typs Cosmo zur Fixierung der Heizspiralen, Quelle: [13]; (b) Aufnahme der Noppenplatten mit installierten Heizspiralen vor dem Aufbringen des Heizestrichs	15
Abbildung 14:	(a) Am Heizrohr befestigtes Thermoelement vor dem Aufbringen der Estrichschicht; (b) Am Teppich mittels Heißkleber befestigtes Thermoelement	15
Abbildung 15:	Querschnitt durch das konventionelle Flächenheizsystem	16
Abbildung 16:	Positionen der Sensoren zur Erfassung der Oberflächentemperaturen während der zweiten Messphase am	

	konventionellen Heizsystem (die Position aller anderen Sensoren blieb unverändert)	16
Abbildung 17:	Verlauf der operativen Raumtemperatur während der Aufheizung des Prüfraumes bei Heizkreisvorlauftemperaturen von 35, 45 und 55 °C und einem Heizwassermassenstrom von 330 kg/h (KRM) bzw. 270 kg/h (HS)	27
Abbildung 18:	KRM-I-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen	32
Abbildung 19:	KRM-I-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur des Fußbodens an der Position des Sensors Bo07 sowie der Lufttemperaturen (Mb)	32
Abbildung 20:	KRM-I-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur des Fußbodens an der Position des Sensors Bo07 sowie der Lufttemperaturen (Mb)	33
Abbildung 21:	KRM-I-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen	33
Abbildung 22:	Mittlere Temperaturdifferenz aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim dünn-schichtigen System	36
Abbildung 23:	Mittlere Temperaturdifferenz aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim konventionellen System	36
Abbildung 24:	KRM-40-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe	40
Abbildung 25:	KRM-55-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe	40
Abbildung 26:	Prinzipieller Zusammenhang zwischen normierter Leistungsaufnahme und normiertem Massenstrom (S – Kontinuierlicher Betrieb mit stationärer Wärmezufuhr, A bis D - Intermittierender Betrieb mit instationärer Wärmezufuhr)	42
Abbildung 27:	Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim dünn-schichtigen System	47
Abbildung 28:	Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über den Massenstrom bei verschiedenen Vorlauftemperaturen beim dünn-schichtigen System	47
Abbildung 29:	Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim konventionellen System	48
Abbildung 30:	Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über den Massenstrom bei verschiedenen Vorlauftemperaturen beim konventionellen System	48
Abbildung 31:	Ergebnisse der Probandenbefragung	50
Abbildung 32:	Verlauf der operativen Raumtemperatur, der mittleren Fußbodentemperatur und der mittleren Lufttemperatur während des stationären und des instationären Heizbetriebes im Rahmen	

	der Probandenversuche (2. Gruppe, 20.08.2015, 12:38 – 16:15 Uhr).....	51
Abbildung 33:	Oberflächentemperatur (ohne Teppich) bei Betrieb des dünn-schichtigen Flächenheizsystems bei einer Vorlauf-temperatur von 35 °C und einem Massenstrom von 330 kg/h ca. 5 Minuten (links) bzw. ca. 15 Minuten (rechts) nach Beginn der Wärmezufuhr	53
Abbildung 34:	Oberflächentemperatur (ohne Teppich) bei Betrieb des dünn-schichtigen Flächenheizsystems bei einer Vorlauf-temperatur von 35 °C und einem Massenstrom von 330 kg/h ca. 15 Minuten nach Beginn der Wärmezufuhr, links: nördlicher Abschnitt des Prüfraumes, rechts: südlicher Abschnitt des Prüfraumes	53
Abbildung 35:	Oberflächentemperatur (ohne Teppich) bei Betrieb des konventionellen Flächenheizsystems bei einer Vorlauf-temperatur von 35 °C und einem Massenstrom von 270 kg/h ca. 40 Minuten (links) bzw. ca. 120 Minuten nach Beginn der Wärmezufuhr	53
Abbildung 36:	Grafisches Raummodell in der Simulationsumgebung Dymola.....	58
Abbildung 37:	Dreieck-RC-Netzwerk und Stern-RC-Netzwerk	60
Abbildung 38:	Aus 10 Segmenten bestehendes Fußbodenelement	61
Abbildung 39:	Modell einer Flächenheizung aus der Modelica <i>Buildings</i> Bibliothek	62
Abbildung 40:	Das modifizierte Modell für das dünn-schichtige Flächenheizsystem	65
Abbildung 41:	Schematische Darstellung des Fußbodenheizungsmodells (Slab).....	65
Abbildung 42:	Das Fußbodenheizungsmodell in Modelica	67
Abbildung 43:	Schematische Darstellung des konventionellen Flächenheizsystems mit Segmentierung und Unterteilung in Abschnitte.....	68
Abbildung 44:	Modell des Warmwasserkreises.....	69
Abbildung 45:	Eingabeformular zur Parametrierung der Zirkulationspumpe bei Nutzung des dünn-schichtigen Flächenheizsystems.....	69
Abbildung 46:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 325 kg/h und einer Vorlauf-temperatur von 45 °C.....	72
Abbildung 47:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 325 kg/h und einer Vorlauf-temperatur von 50 °C.....	72
Abbildung 48:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 230 kg/h und einer Vorlauf-temperatur von 45 °C.....	73
Abbildung 49:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 230 kg/h und einer Vorlauf-temperatur von 50 °C.....	73

Abbildung 50:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 270 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 45 °C.....	74
Abbildung 51:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 270 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C.....	75
Abbildung 52:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 190 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 45 °C.....	75
Abbildung 53:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 190 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C.....	76
Abbildung 54:	Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur sowie der Masseströme im Experiment (Exp) und in der Simulation (Sim) beim dünn-schichtigen System bei einem Massestrom von 330 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C	77
Abbildung 55:	Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur sowie der Masseströme im Experiment (Exp) und in der Simulation (Sim) beim konventionellen System bei einem Massestrom von 270 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C	78
Abbildung 56:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim dünn-schichtigen System bei Kapillarrohrabständen von 15; 20 und 30 mm.....	79
Abbildung 57:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim dünn-schichtigen System bei äußeren Kapillarrohrdurchmessern von 2,9; 3,5 und 5,5 mm	79
Abbildung 58:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim dünn-schichtigen System bei Estrichdicken von 20; 30 und 40 mm.....	80
Abbildung 59:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim konventionellen System bei äußeren Heizrohrdurchmessern 14, 17 und 20 mm...	80
Abbildung 60:	Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim konventionellen System bei Estrichdicken von 65, 75 und 85 mm	81
Abbildung 61:	Verläufe der berechneten operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur beim dünn-schichtigen System bei den drei untersuchten Regelstrategien 2P-a, 2P-b und 3P.....	83
Abbildung 62:	Taktung der Wärmezufuhr an mehrere Räume bzw. Zonen A, B und C mit unterschiedlichem Wärmebedarf bei konstanten	

	Außenbedingungen, links: Gleiche Wärmeleistung, rechts: Gleiche Dauer der Wärmezufuhr	87
Abbildung 63:	Anordnung des Büromobiliars im Prüfraum.....	93
Abbildung 64:	Anschlussschema zur Messung der Stromaufnahme und der Versorgungsspannung der Zirkulationspumpe (Auszug), Quelle: [31]	93
Abbildung 65:	Stromlaufplan der Siemens Logo!-Steuerung inkl. aller Zusatzmodule.....	94
Abbildung 66:	Stromlaufplan des Versuchsaufbaus (ohne Regelung).....	95
Abbildung 67:	Beurteilungsbogen des thermischen Empfindens während der Probandenversuche, in Anlehnung an [22]	96
Abbildung 68:	Datenblatt der Zirkulationspumpe vom Typ WILO Stratos 25/1-10, Quelle: [52]	97
Abbildung 69:	Datenblatt des Leistungsmessumformers des Typs tema fP (Auszug), Quelle: [31].....	99
Abbildung 70:	Datenblatt des Stromwandlers des Typs TAQ2 (Auszug), Quelle: [30]	99
Abbildung 71:	Datenblatt des Leistungsmessumformers vom Typ TME-520-15 mit UMC-G17 (Auszug), Quelle: [8]	100
Abbildung 72:	Datenblatt des internen Digitalmultimeter des Agilent Mainframes zur Messdatenerfassung und -wandlung (Auszug), Quelle: [33]	100
Abbildung 73:	KRM-40-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	103
Abbildung 74:	KRM-40-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	103
Abbildung 75:	KRM-40-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz	104
Abbildung 76:	KRM-40-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	104
Abbildung 77:	KRM-45-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	105
Abbildung 78:	KRM-45-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	105
Abbildung 79:	KRM-45-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz	106
Abbildung 80:	KRM-45-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	106
Abbildung 81:	KRM-50-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	107
Abbildung 82:	KRM-50-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	107

Abbildung 83:	KRM-50-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	108
Abbildung 84:	KRM-50-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	108
Abbildung 85:	KRM-55-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	109
Abbildung 86:	KRM-55-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	109
Abbildung 87:	KRM-55-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	110
Abbildung 88:	KRM-55-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	110
Abbildung 89:	KRM-40-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	111
Abbildung 90:	KRM-40-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	111
Abbildung 91:	KRM-40-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	112
Abbildung 92:	KRM-40-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	112
Abbildung 93:	KRM-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	113
Abbildung 94:	KRM-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	113
Abbildung 95:	KRM-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	114
Abbildung 96:	KRM-45-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	114
Abbildung 97:	KRM-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	115
Abbildung 98:	KRM-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	115
Abbildung 99:	KRM-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	116
Abbildung 100:	KRM-50-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	116
Abbildung 101:	KRM-40-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	117

Abbildung 102:	KRM-40-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	117
Abbildung 103:	KRM-40-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz	118
Abbildung 104:	KRM-40-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	118
Abbildung 105:	KRM-45-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	119
Abbildung 106:	KRM-45-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	119
Abbildung 107:	KRM-45-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz	120
Abbildung 108:	KRM-45-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	120
Abbildung 109:	KRM-50-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	121
Abbildung 110:	KRM-50-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	121
Abbildung 111:	KRM-50-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz	122
Abbildung 112:	KRM-50-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	122
Abbildung 113:	KRM-55-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	123
Abbildung 114:	KRM-55-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	123
Abbildung 115:	KRM-55-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz	124
Abbildung 116:	KRM-55-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	124
Abbildung 117:	KRM-55-280-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	125
Abbildung 118:	KRM-55-280-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	125
Abbildung 119:	KRM-55-280-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz	126
Abbildung 120:	KRM-55-280-2: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	126

Abbildung 121:	KRM-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	127
Abbildung 122:	KRM-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	127
Abbildung 123:	KRM-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	128
Abbildung 124:	KRM-40-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	128
Abbildung 125:	KRM-45-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	129
Abbildung 126:	KRM-45-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	129
Abbildung 127:	KRM-45-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	130
Abbildung 128:	KRM-45-325-2: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	130
Abbildung 129:	KRM-50-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	131
Abbildung 130:	KRM-50-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	131
Abbildung 131:	KRM-50-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	132
Abbildung 132:	KRM-50-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	132
Abbildung 133:	KRM-50-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	133
Abbildung 134:	KRM-50-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	133
Abbildung 135:	KRM-50-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	134
Abbildung 136:	KRM-50-325-2: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	134
Abbildung 137:	KRM-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	135
Abbildung 138:	KRM-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	135

Abbildung 139:	KRM-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauf-temperatur sowie der Temperaturdifferenz	136
Abbildung 140:	KRM-55-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	136
Abbildung 141:	HS-45-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	137
Abbildung 142:	HS-45-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	137
Abbildung 143:	HS-45-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauf-temperatur sowie der Temperaturdifferenz	138
Abbildung 144:	HS-45-190-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	138
Abbildung 145:	HS-50-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	139
Abbildung 146:	HS-50-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	139
Abbildung 147:	HS-50-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauf-temperatur sowie der Temperaturdifferenz	140
Abbildung 148:	HS-50-190-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	140
Abbildung 149:	HS-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	141
Abbildung 150:	HS-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	141
Abbildung 151:	HS-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauf-temperatur sowie der Temperaturdifferenz	142
Abbildung 152:	HS-45-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	142
Abbildung 153:	HS-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	143
Abbildung 154:	HS-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)	143
Abbildung 155:	HS-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauf-temperatur sowie der Temperaturdifferenz	144
Abbildung 156:	HS-50-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	144
Abbildung 157:	HS-40-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb) → Regelung instabil	145

Abbildung 158:	HS-40-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb) → Regelung instabil.....	145
Abbildung 159:	HS-40-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz → Regelung instabil	146
Abbildung 160:	HS-40-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe → Regelung instabil	146
Abbildung 161:	HS-45-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	147
Abbildung 162:	HS-45-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	147
Abbildung 163:	HS-45-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	148
Abbildung 164:	HS-45-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	148
Abbildung 165:	HS-50-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	149
Abbildung 166:	HS-50-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	149
Abbildung 167:	HS-50-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	150
Abbildung 168:	HS-50-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	150
Abbildung 169:	HS-55-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb).....	151
Abbildung 170:	HS-55-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb).....	151
Abbildung 171:	HS-55-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz.....	152
Abbildung 172:	HS-55-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe.....	152

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Elektrische Wirkleistungsaufnahme der im Prüfraum aufgestellten Komponenten.....	6
Tabelle 2:	Daten und Stoffeigenschaften des dünn-schichtigen Heizsystems nach Hersteller- und Literaturangaben.....	12
Tabelle 3:	Daten und Stoffeigenschaften des konventionellen Heizsystems .	15
Tabelle 4:	Übersicht der relativen Unsicherheiten der Berechnungsgrößen bezogen auf den Berechnungswert unter Nennung der jeweiligen Eingangsgrößen	21
Tabelle 5:	Maximale Oberflächentemperaturen nach [39] und resultierende maximale Heizleistungen bei einer Innenraumtemperatur von 21 °C	23
Tabelle 6:	Experimentell bestimmte Werte für KH und n des dünn-schichtigen Heizsystems	24
Tabelle 7:	Experimentell bestimmte Werte für KH und n des konventionellen Heizsystems	24
Tabelle 8:	Aufheizzeiten zur Anhebung der operativen Raumtemperatur von 18 auf 22 °C, zeitbezogene Temperaturänderung sowie maximale Oberflächentemperatur bei Vorlauf-temperaturen von 35, 45 und 55 °C beider Flächenheizsysteme bei einem Massenstrom von 330 kg/h (KRM) bzw. 270 kg/h (HS).....	26
Tabelle 9:	Dünn-schichtiges Heizsystem: Maximale und mittlere Fußbodentemperatur an Position Bo07, Standardabweichung der Übertemperatur sowie mittlere Fußbodentemperatur über alle Positionen	31
Tabelle 10:	Konventionelles Heizsystem: Maximale und mittlere Fußbodentemperatur an Position Bo04, Standardabweichung der Übertemperatur sowie mittlere Fußbodentemperatur über alle Positionen	31
Tabelle 11:	Dünn-schichtiges Heizsystem: Mittlere Temperaturdifferenz, mittlere Heizleistung während Wärmezufuhr sowie Leistungs- und Zeitintervallquotient	37
Tabelle 12:	Konventionelles Heizsystem: Mittlere Temperaturdifferenz, mittlere Heizleistung während Wärmezufuhr sowie Leistungs- und Zeitintervallquotient	37
Tabelle 13:	Dünn-schichtiges Heizsystem: Übertragene Heizenergie, kumulierter und spezifischer Energiebedarf sowie mittlere elektrische Leistungsaufnahme	46
Tabelle 14:	Konventionelles Heizsystem: Übertragene Heizenergie, kumulierter und spezifischer Energiebedarf sowie mittlere elektrische Leistungsaufnahme	46
Tabelle 15:	Berechnung des Strahlungsaustauschs im Modell	57
Tabelle 16:	Modellkomponenten zur Berechnung der Massen- und Wärmeströme des gesamten Fußbodens bestehend aus k Kapillarrohren.....	66

Tabelle 17:	Standardabweichung der linearen Regressionsfunktion der Temperatursensoren nach der Referenzkalibrierung unter Angabe der Referenztemperatur.....	98
Tabelle 18:	Übersicht der Ausgangsparametrierung des Leistungsmessumformers.....	98
Tabelle 19:	Dünnschichtiges Heizsystem (KRM): Mittlere operative Raumtemperatur sowie kombinierte und nach Unter- oder Übertemperatur unterschiedene Standardabweichungen	101
Tabelle 20:	Konventionelles Heizsystem (HS): Mittlere operative Raumtemperatur sowie kombinierte und nach Unter- oder Übertemperatur unterschiedene Standardabweichungen	101
Tabelle 21:	Dünnschichtiges Heizsystem (KRM): Mittlere Vorlauftemperatur, mittlerer Massenstrom während Wärmezufuhr, thermische Randbedingungen und Standardabweichungen	102
Tabelle 22:	Konventionelles Heizsystem (HS): Mittlere Vorlauftemperatur, mittlerer Massenstrom während Wärmezufuhr, thermische Randbedingungen und Standardabweichungen	102

1 Einleitung

1.1 Motivation

Angesichts steigender Energiekosten nimmt die Notwendigkeit effizienter anlagentechnischer Versorgungskonzepte stetig zu. Dazu zählen die Wärmeverteilung innerhalb von Gebäuden und die Regelung der Wärmezufuhr in einzelnen Räume.

Vorausgegangene Untersuchungen haben sich ausführlich mit der konstruktiven Gestaltung von Flächenheizsystemen beschäftigt. So wurden bereits von Bohle et al. [7] die entscheidenden Einflussgrößen identifiziert:

- die Bauteilmassen mit ihren jeweiligen spezifischen Wärmekapazitäten
- der Abstand der Heizrohre
- die Wärmeleitung in der die Heizrohre bedeckenden Estrichschicht sowie
- die Wärmeleitung im Fußbodenbelag

Bohle et al. untersuchten dabei ausschließlich konventionelle Heizsysteme. Der instationäre Betrieb des Heizsystems beschränkte sich auf eine oder wenige Absenkungen der Innenraumtemperatur innerhalb von 24 Stunden.

Der Einfluss des Aufbaus einer Fußbodenheizung auf deren thermisches Verhalten wurde von Hauser et al. [25] beschrieben. Die Untersuchung machte deutlich, dass eine verbesserte Regelbarkeit der Fußbodenheizung mit höheren Oberflächentemperaturen einhergeht. Unterschiedliche Betriebsarten der Fußbodenheizungen waren nicht Gegenstand der Untersuchung.

Glück [21] bezieht in seine umfangreichen Studien dünn-schichtige Flächenheizsysteme auf Basis von Kapillarrohrmatten ein. Es wird eine Vielzahl unterschiedlicher Systeme unter instationären äußeren Bedingungen vorgestellt. Die Beschreibung des dynamischen Verhaltens beschränkt sich auf die Berechnung der Aufheizzeit bis zum Erreichen des stationären Betriebspunktes und der Abkühlzeit nach Beendigung des Heizbetriebes. Die instationäre Betriebsweise bei unterschiedlichen Vorlauf-temperaturen und Massenströmen des Heizkreiswassers wird nicht untersucht.

Systemtechnische Ansätze hinsichtlich der Wahl geeigneter Thermostatregler liefert Ahn [1]. Er stellt den mathematischen Hintergrund der Wärmeleitung innerhalb einer Fußbodenheizung dar und baut darauf ein Simulationsmodell auf. Basierend auf Simulationen und experimentellen Untersuchungen wird auf die unterschiedliche Regelcharakteristik von Zweipunkt- und Proportionalreglern eingegangen. Auch Ahn beschränkt seine Betrachtung auf stationäre Betriebsbedingungen.

Ein Vergleich verschiedener Heizsysteme hinsichtlich der Reaktion auf die Änderung innerer Wärmequellen oder Sollwertänderungen wurde von Schnieders [43] beschrieben. Dabei wurden die Heizsysteme stetig geregelt. Instationäre Regelkonzepte wurden nicht untersucht.

Es wird deutlich, dass umfassende Kenntnisse bzgl. des instationären Betriebes von Flächenheizungen bislang nicht vorliegen.

Im Rahmen der Forschungsinitiative „Zukunft Bau“ wurde daher am Hermann-Rietschel-Institut (HRI) der TU Berlin das Projekt „Entwicklung einer Regelung für Flächenheizsysteme zur Minderung der Pumpenenergie, zur bedarfsgerechteren

Beheizung und zur einfacheren Systemintegration verschiedener Heizflächen“ bearbeitet.

Primäres Ziel war die Reduktion des elektrischen Hilfsenergiebedarfes der Zirkulationspumpe zur Wärmebereitstellung. Werden die Vorlauftemperatur eines Heizkreises und in der Folge die Temperaturspreizung über die wärmeübertragende Fläche erhöht, so ist bei instationärem – also getaktetem Betrieb der Zirkulationspumpe – im Mittel über die Zeit ein geringerer Heizwassermassenstrom erforderlich.

Gleichzeitig kann infolge höherer Vorlauftemperaturen die Aufheizzeit eines Raumes nach einem Absenkbetrieb reduziert werden.

Es sollten im Projekt die für den instationären Betrieb von Flächenheizsystemen geeigneten Vorlauftemperaturen und Heizwassermassenströmen ermittelt und konstruktive Einflüsse auf die Dynamik des Heizsystems untersucht werden.

Interessant ist die Anwendung vor allem für die Anbindung von Flächenheizsystemen an bestehende Wärmeerzeuger (z.B. bei der Sanierung im Altbau) oder in Kombination mit konventionellen Heizkörpern (z.B. Radiatoren und Konvektoren) – also überall dort, wo das Heizsystem eine Vorlauftemperatur von mehr als 35 °C bereitstellt oder bereitstellen muss.

1.2 Gliederung des Berichtes, Arbeitspakete und Projektverlauf

Der vorliegende Abschlussbericht gliedert sich in Anlehnung an die Arbeitspakete 1 bis 4 des Projektantrages in folgende Kapitel.

Im ersten Kapitel werden die Projektidee und die Motivation dargelegt.

Zum besseren Verständnis der Validierungsszenarien des Simulationsmodells wird zuerst die experimentelle Untersuchung erläutert, bevor auf die dynamische, thermische Simulation eingegangen wird.

Die Beschreibung des Prüfstandaufbaus zur experimentellen Untersuchung (AP2) erfolgt im zweiten Kapitel. Dort werden die gewählte Versuchsmethodik vorgestellt und die aufgezeichneten Messdaten während der stationären Vergleichsmessungen und der instationären Messungen ausgewertet. Die Ergebnisse der Probandenversuche werden in Kapitel 2.5 beschrieben. Kapitel zwei schließt mit einer kritischen Betrachtung der Versuchsmethodik und der experimentellen Ergebnisse.

Im dritten Kapitel wird die dynamische, thermische Simulation des Prüfraumes vorgestellt (AP1). Die Validierung des Modells erfolgt im Rahmen dieses Kapitels.

Innerhalb des vierten Kapitels werden allgemeine Auslegungsempfehlungen zur konstruktiven Gestaltung und Wahl der Prozess- und Regelungsparameter einer Flächenheizung bei bekanntem Wärmebedarf eines Raumes bzw. Gebäudes beschrieben (AP4).

Der Bericht schließt mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse und einem Fazit.

Das ursprünglich vorgesehene Arbeitspaket 3 (Feldstudie) wurde im Rahmen des ersten Arbeitsgruppentreffens im Januar 2014 gestrichen. Es wurde davon ausgegangen, dass bei Messungen an Anlagen im Feld kein zusätzlicher Erkenntnisgewinn

bei vertretbarem Aufwand zu erwarten wäre. Die nicht kontrollierbaren äußeren Einflüsse im Rahmen einer Feldstudie hätten die Vergleichbarkeit der Ergebnisse gefährdet und stellten den Nutzen einer solchen Untersuchung infrage.

Als Ersatz für das entfallene Arbeitspaket wurden die experimentellen Untersuchungen auf ein weiteres Flächenheizsystem erweitert und die Parametervariation innerhalb der Simulation ergänzt.

Beim zweiten Arbeitsgruppentreffen im Juni 2015 wurden der Prüfstand besichtigt und erste Ergebnisse der experimentellen Untersuchung vorgestellt. Im Rahmen des Treffens wurde die finale Entscheidung getroffen, den Prüfstand nach Beendigung der Messungen am dünn-schichtigen Heizsystem umzubauen und ein konventionelles, auf Heizspiralen basierendes Heizsystem zu untersuchen.

Die vollständigen Projektdaten inklusive des in Modelica programmierten Simulationsmodells und aller Messdaten liegen dem Projektbericht auf einer DVD bei.

2 Experimentelle Untersuchung (AP2)

Die experimentelle Untersuchung diente der Validierung des Simulationsmodells. Im Folgenden werden die Methodik und die technische Umsetzung vorgestellt. Anschließend werden die Messergebnisse ausgewertet und diskutiert.

2.1 Methodik der experimentellen Untersuchung

Die experimentelle Untersuchung umfasste Messungen bei stationären Außenbedingungen, konstanten Wärmeverlusten und konstanten inneren Wärmequellen.

Es wurden ein dünn-schichtiges und ein konventionelles Fußbodenheizungssystem jeweils unter stationärer und instationärer Betriebsweise untersucht. Als Betriebsweise wird hierbei die Art der Wärmezufuhr bezeichnet. Während der stationären Betriebsweise wird dem Prüfraum kontinuierlich Wärme zugeführt, während der instationären Betriebsweise hingegen diskontinuierlich.

Die stationären Messungen waren einerseits notwendig, um eine gleiche Basis für die zu vergleichenden Betriebsweisen zu erhalten. Andererseits waren sie erforderlich, um den Transmissionswärmeverlustkoeffizienten des Prüfraumes zu bestimmen, der für die Lösung der Wärmebilanz notwendig ist. Die allgemeine Wärmebilanz um den Prüfraum lautet entsprechend Gleichung (2.1):

$$0 = \dot{Q}_{\text{Heiz}} + \dot{Q}_{\text{intern}} + \dot{Q}_{\text{L}} + \dot{Q}_{\text{T}} \quad (2.1)$$

Dabei bezeichnen \dot{Q}_{Heiz} die dem Raum zugeführte Heizleistung, \dot{Q}_{intern} die inneren Wärmegewinne durch Personen und Geräte, \dot{Q}_{L} die Lüftungswärmeverluste durch Infiltration und Lüftung sowie \dot{Q}_{T} die Transmissionswärmeverluste zwischen Prüfraum und Klimakammer.

Die Wärmeverluste durch die Unterkonstruktion der Flächenheizsysteme werden vorerst vernachlässigt. Diese Annahme wurde getroffen, da der Wärmedurchgangswiderstand der Unterkonstruktion um einen Faktor 10 (KRM) bzw. um einen Faktor 12 (HS) über dem Wärmedurchgangswiderstand des Heizestrichs liegt (vgl. dazu Beschreibung des Aufbaus der Flächenheizsysteme in Kapitel 2.2.2 und 2.2.3).

Variiert wurden im Rahmen der experimentellen Untersuchung zwei Parameter:

- die Vorlauftemperatur des Heizkreiswassers zwischen 35 und 55 °C in Schritten von 5 K und
- der Massestrom des Heizkreiswassers zwischen ca. 130 und 330 kg/h.

Der Massestrom des Heizkreiswassers wurde mittels der Frequenzregelung der Zirkulationspumpe geregelt. Es erfolgte keine Rücklaufbeimischung und keine Drosselung. Der Druckverlust der beiden Heizsysteme war daher nur abhängig vom jeweils geförderten Massenstrom.

Als energetische Bewertungsgröße wird der Quotient aus dem Raum zugeführter Wärmemenge und benötigter elektrischer Energie der Zirkulationspumpe zur Förderung des Heizkreiswassers herangezogen.

Eine Übersicht über alle Messungen ist in Tabelle 11 für das dünn-schichtige Heizsystem und in Tabelle 12 für das konventionelle Heizsystem enthalten.

Temperaturgrenzwerte Für die hier durchgeführten Untersuchungen gilt entsprechend der normativen Forderung eine Grenztemperatur von 29 °C für die gesamte Bodenfläche [40]. Es werden die jeweils maximale Fußbodentemperatur und die mittlere Fußbodentemperatur in die Bewertung der Messergebnisse einbezogen.

Ferner soll die Lufttemperatur nach DIN 1946-2 (mittlerweile durch DIN EN 13779 ersetzt [35]) in 10 cm Höhe über dem Fußboden eine Temperatur von 21 °C nicht unterschreiten [41].

Die operative Raumtemperatur, die in ca. 1,3 m Höhe über dem Fußboden gemessen wird, dient als Eingangsgröße der Regelung. Ihr Sollwert wird mit $22 (\pm 0,15)$ °C festgelegt, sodass die Lufttemperatur von 21 °C in 10 cm Höhe über dem Fußboden nicht unterschritten wird. Das thermische Raumklima entspricht hinsichtlich der Temperatur während des Heizbetriebes der Klasse I nach DIN EN 15251 [14].

Die operative Temperatur ist nach DIN EN ISO 7730 „*die gleichmäßige Temperatur eines imaginären schwarzen Raumes, in dem eine Person die gleiche Wärmemenge durch Strahlung und Konvektion austauschen würde wie in der bestehenden nicht gleichmäßigen Umgebung*“ [17]. Der Sollwert der operativen Raumtemperatur wurde nach Kriterien der Behaglichkeit, wie in der genannten Norm beschrieben ist, für ein PMV (*Predicted Mean Vote*, engl. für: Vorausgesagtes Mittleres Votum) von 0 festgelegt. Nach Tabelle A.5 der DIN EN ISO 7730 ist für eine Person mit sitzender Tätigkeit im Einzelbüro der Wert (22 ± 1) °C einzuhalten.

2.2 Aufbau des Prüfstandes

Die experimentelle Untersuchung erfolgt am Fassadenprüfstand des HRI, der aus einem Prüfraum und einer an die gesamte östliche Fassade des Prüfraums angrenzenden, Klimakammer besteht. Der Prüfaufbau befindet sich im westlichen Abschnitt der Versuchshalle, die unabhängig von den äußeren Witterungsbedingungen klimatisiert werden kann. Die Temperatur in der Versuchshalle wird so eingestellt, dass sie von der Temperatur im Prüfraum um maximal 1 K abweicht. Der Wärmeverlust durch Transmission kann daher in guter Näherung ausschließlich auf den Wärmestrom zwischen Prüfraum und Klimakammer zurückgeführt werden.

Eine Aufnahme der Klimakammer und der Kompressionskältemaschine mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von maximal 1,85 kW findet sich in Abbildung 2. Infolge der Umwälzung der Luft in der Klimakammer mittels des Verdampferventilators bildet sich ein turbulenter Luftwirbel. Innerhalb der Klimakammer sind daher in etwa 300 mm Entfernung von der Außenfassade des Prüfraumes Kunststoffplatten mit wabenförmigen Öffnungen installiert. Diese dienen der Gleichrichtung der Luftströmung vor der Fassade.

Innerhalb des Prüfraumes sind zwei Büroarbeitsplätze aufgebaut (vgl. Abbildung 1). Sie umfassen jeweils einen Monitor, einen Desktop-PC sowie einen Heizdummy. Der Prüfraum wird mittels Leuchtstoffröhren beleuchtet. Die elektrische Leistungsaufnahme jeder Komponente ist in Tabelle 1 aufgeführt. Bezogen auf die Bruttofläche des Prüfraumes von ca. 23 m² ergibt sich ein flächenspezifischer Wärmegewinn von knapp 24 Watt pro Quadratmeter.

2.2 Aufbau des Prüfstandes

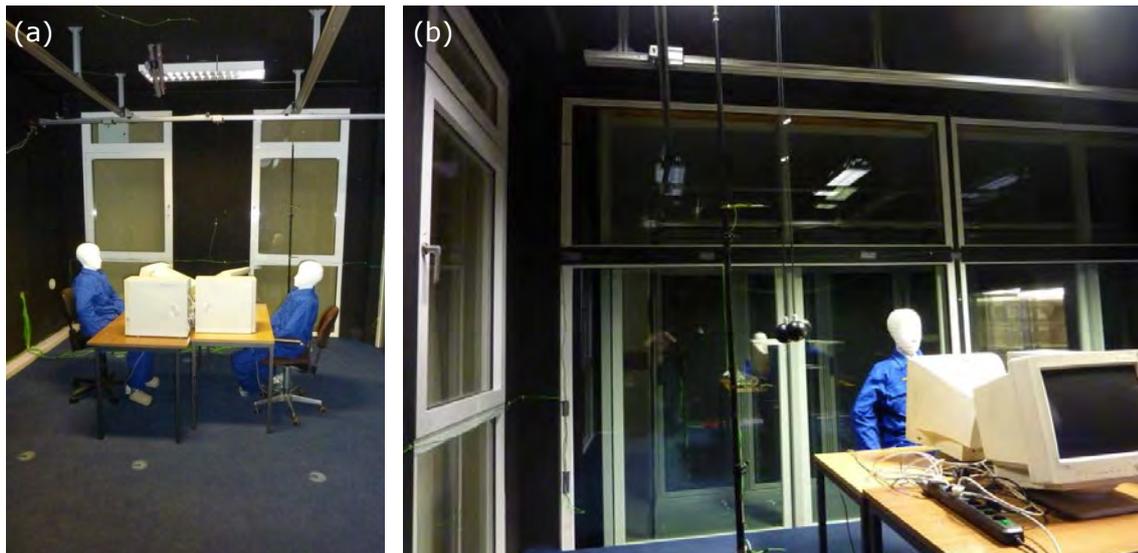


Abbildung 1: Aufnahme des Prüfraumes mit zwei Büroarbeitsplätzen, Blickrichtung Ost (a) und Blickrichtung Süd (b)



Abbildung 2: Aufnahmen der Klimakammer (a) mit an der Decke installiertem Verdampfer und Strömungsgleichrichter aus Kunststoffplatten mit wabenförmigen Öffnungen sowie der Kompressionskältemaschine unterhalb des Versuchsstandes (b)

Tabelle 1: Elektrische Wirkleistungsaufnahme der im Prüfraum aufgestellten Komponenten

Komponenten	Elektrische Wirkleistungsaufnahme (summiert) (W)
2 Desktop-PCs	160
2 Bildschirme	80
2 Heizdummies	200
Beleuchtung	120
Summe	560

Dem Prüfraum wird konditionierte Luft aus der auf ca. (-9 ± 1) °C gekühlten Klimakammer zugeführt. Die Zuluft wird durch ein außerhalb der Klimakammer und außerhalb des Prüfstandes liegendes gedämmtes Rohr geleitet. Die Zulufttemperatur liegt infolge eines Wärmeeintrages durch den ungedämmten Ventilator und nicht vollständig gedämmter Rohreinbauten (Irisblende, Festwertvolumenstromregler) während aller Messungen bei etwa $-3 (\pm 1)$ °C.

Die Abluft strömt durch ein außerhalb des Prüfstandes installiertes, ungedämmtes Rohr zurück in die Klimakammer. Der Luftwechsel erfolgt mittels eines Rohrventilators, der einen Luftvolumenstrom von ca. (84 ± 5) m³/h fördert. Bezogen auf das Prüfraumvolumen von ca. 69,5 m³ wird ein Luftwechsel von etwa $1,2 \text{ h}^{-1}$ und damit die Klasse IDA2 nach DIN EN 13779 [35] erreicht. Es findet kein mechanischer Luftaustausch zwischen Prüfraum und Versuchshalle statt. Der Einfluss des Infiltrationsluftwechsels zwischen Prüfraum und Versuchshalle wird in der Untersuchung vernachlässigt.

Am Fassadenprüfstand werden keine solaren Wärmeeinträge simuliert.

Als Wärmequelle zur Beheizung des Prüfraumes dient ein elektronisch geregelter Durchlauferhitzer, der das Heizkreiswasser auf Vorlauftemperaturen von bis zu 55 °C erwärmen kann und an einem mobilen Hydraulikrahmen befestigt ist. Der hydraulische Schaltplan des Prüfaufbaus ist in Abbildung 3 zu finden.

Am Hydraulikrahmen sind außerdem eine frequenzgeregelter Zirkulationspumpe mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 190 W, ein Membranausdehnungsgefäß, ein Coriolis-Massestrommessumformer sowie Armaturen zur Befüllung und Entlüftung der Anlage installiert (vgl. Abbildung 5).

Der Hydraulikrahmen ist mittels zweier flexibler Edelstahlschläuche mit dem Heizkreissammler zw. -verteiler am Prüfstand verbunden (vgl. Abbildung 6).

Die Spannungsversorgung erfolgt über einen außen am Hydraulikrahmen montierten Schaltschrank (vgl. Abbildung 4). Von dort werden die Messsignale des Leistungsmessumformers zur Ermittlung der Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe sowie des Massestrommessumformers an die zentrale Messdatenerfassung weitergeleitet. Die zentrale Messdatenerfassung erfolgt mittels zweier Agilent Mainframes mit jeweils drei Multiplexerkarten, die die analogen in digitale Daten wandeln und an einen Messrechner zur weiteren Verarbeitung übertragen.

2.2 Aufbau des Prüfstandes

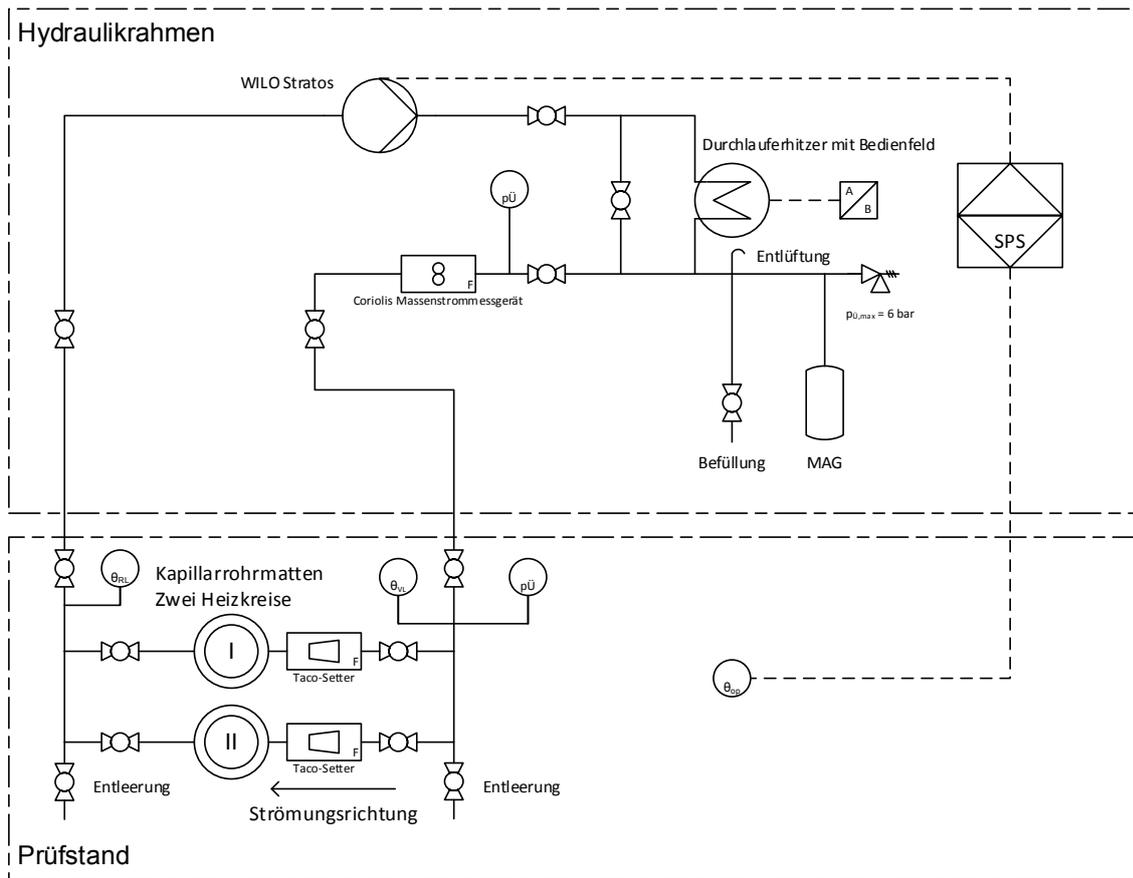


Abbildung 3: Hydraulischer Schaltplan des Prüfaufbaus

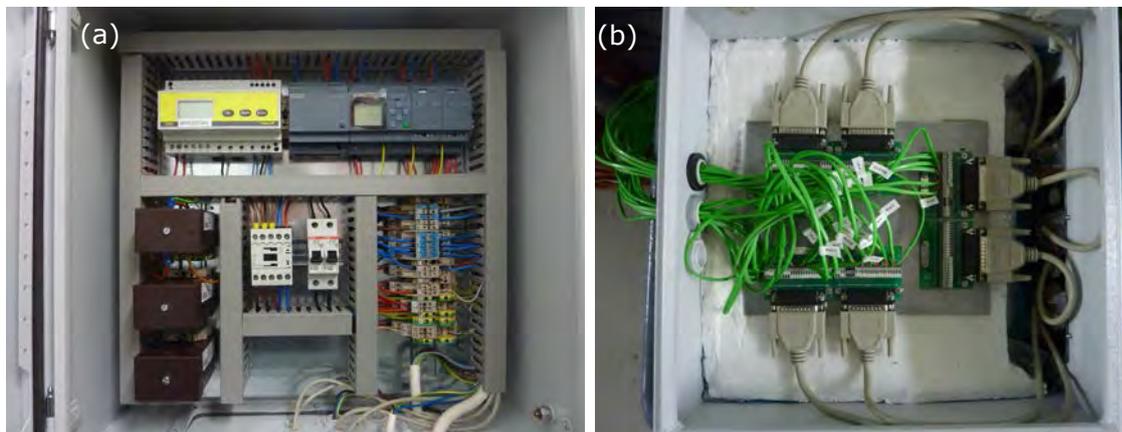


Abbildung 4: (a) Aufnahme des Schaltschranks mit Leistungsmessumformer (oben links), Siemens Logo! Regelung (oben rechts), Stromwandlern (links), Leistungsschutz und Sicherungsautomaten (Mitte); (b) Aufnahme der Temperaturvergleichsstelle der Thermoelemente

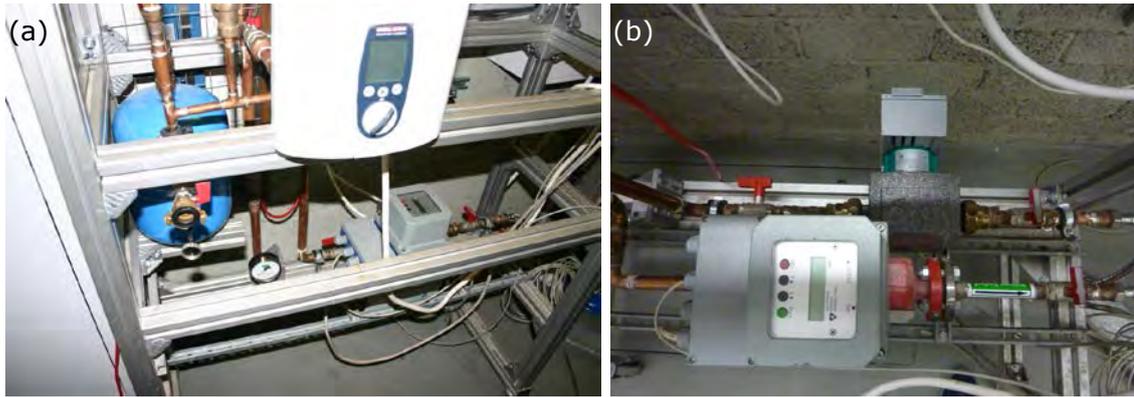


Abbildung 5: (a) Aufnahme des Hydraulikrahmens mit Durchlauferhitzer (Mitte oben), Massenstrommessumformer (Mitte) und Membranausdehnungsgefäß (links); (b) Detailaufnahme des Hydraulikrahmens mit Massenstrommessumformer und Zirkulationspumpe

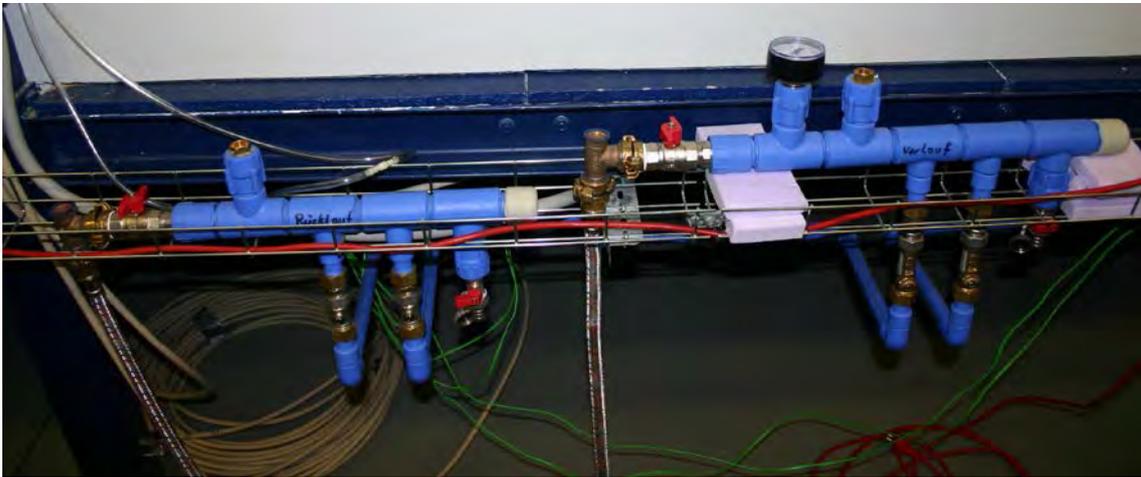


Abbildung 6: Aufnahme des Heizkreissammlers (links) bzw. -verteilers (rechts) mit Taco-Settern für den hydraulischen Abgleich der Heizkreise untereinander sowie flexiblen Edelstahlschläuchen zur Anbindung des Hydraulikrahmens

2.2.1 Regelung der Wärmezufuhr

Die Regelung der Wärmezufuhr erfolgt mittels eines Siemens Logo! Moduls. Als Führungsgröße wird die operative Raumtemperatur genutzt. Stellgröße ist die Steuerspannung zur Vorgabe einer Drehzahl der Zirkulationspumpe. Die Steuerspannung wird manuell eingestellt. Bei der Regelung handelt es sich um eine Zweipunktregelung, d.h. die Pumpe wird aktiviert, wenn der Temperatursollwert abzüglich einer Hysterese von 0,1 K unterschritten wird. Die Pumpe wird deaktiviert, wenn der Messwert dem Temperatursollwert entspricht. Aus dieser Einstellung ergibt sich eine effektive Schwankung der operativen Raumtemperatur von $(22 \pm 0,15 \text{ °C})$. Die Hysteresen (im Programm obere und untere Schaltgrenzen genannt), müssen manuell geringfügig (maximal um 0,1 K) an die jeweilige Vorlauftemperatur und den Massenstrom angepasst werden, um bei jedem Betriebspunkt die gleiche effektive Schwankung der operativen Raumtemperatur zu erreichen und übermäßiges Unter- oder Überschwingen zu vermeiden.

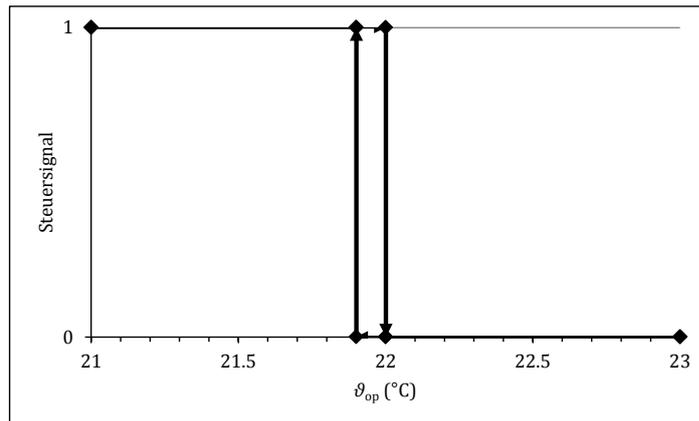


Abbildung 7: Darstellung des Steuersignalverlaufes der Zweipunktregelung in Abhängigkeit der Führungsgröße operative Raumtemperatur

2.2.2 Dünnschichtiges Flächenheizsystem

Während der ersten Messphase wurde ein dünnschichtiges Flächenheizsystem untersucht. Dieses wurde im Juni 2014 im Prüfraum installiert. Die Verlegung von Matten mit parallelen Kapillaren ist auf Basis der Erfahrung des Herstellers gewählt worden. Damit sei eine sehr gleichmäßige Temperatur entlang der Oberfläche während des Heizbetriebes zu erreichen.

Das Heizkreiswasser strömt durch zwei parallel geschaltete Kapillarrohmmatten (Kreis I und Kreis II), deren einzelne Kapillaren ebenfalls parallel geschaltet sind. Vor- und Rücklauf wechseln sich bei der gewählten Anschlusskonfiguration ab.

Der Abstand der Kapillarrohre beträgt 20 mm, ihr äußerer Durchmesser 4,5 mm (vgl. Abbildung 8). Insgesamt stehen zur Wärmeübertragung 144 Kapillarrohre mit einer Länge von jeweils ca. 7,6 m ($2 \cdot L$) und einer Gesamtaußenfläche von knapp 15,5 m² zur Verfügung.

Die Vor- und die Rücklauftemperatur werden am Eintritt des primären Verteilers bzw. am Austritt des primären Sammlers gemessen. Das sekundäre Verteiler- und das sekundäre Sammlerrohr jeder Matte verlaufen im Estrich eingegossen parallel zur nördlichen Fassade des Prüfstandes (vgl. Abbildung 11, Verteiler rot und Sammler blau gekennzeichnet). Mittels dieser hydraulischen Schaltung soll entlang der Fußbodenoberfläche während des Betriebes eine nahezu homogene Temperatur erreicht werden.

Die Kapillarrohmmatten sind im Nasslegeverfahren in die Estrichdeckschicht eingegossen. Die Dicke der Estrichdeckschicht beträgt 20 mm, die Überdeckung etwa 15 mm. Der Wärmeleitwiderstand des Estrichs liegt nach Literaturangaben bei ca. 0,014 m²·K/W (vgl. Tabelle 2). Unterhalb des Estrichs wurde eine 0,2 mm dicke Dichtfolie aus Polyethylen auf die Unterkonstruktion aufgelegt.

Die in Tabelle 2 mit dem Index „Startwert“ bezeichneten Stoffdaten werden als Startwerte für die Parameteroptimierung in der Simulation (vgl. Kapitel 3.1.3) genutzt.

Entlang jeweils einer Kapillaren in der ersten und zweiten Matte sind Thermoelemente befestigt, um die Temperaturänderung des Heizmediums während der Durchströmung zu erfassen (vgl. Abbildung 10 rechts).

Die Sensoren werden entsprechend des Teilkreises, der Position im Vor- oder im Rücklauf, der jeweiligen Kapillarreihe in Ost-West-Richtung und des jeweiligen Segmentes in Nord-Süd-Richtung benannt. Es werden nur die mit Sensoren bestückten Kapillarreihen gezählt. So befindet sich beispielsweise der Sensor 1V35 im Teilkreis I im Vorlauf einer Kapillaren der dritten Reihe im fünften Segment.

Auf dem Estrich wurde Ripsteppich (Strukturvlies, Rollware) verlegt. An neun Positionen werden die Teppichoberflächentemperaturen gemessen (Sensoren mit der Bezeichnung Bo2 bis Bo10, vgl. Abbildung 12). Der Sensor Bo01 befindet sich zwischen Estrichoberfläche und der Unterseite der Rollware. Senkrecht unter ihm befindet sich befestigt an der Kapillarrohrmatte der Sensor 1V35, direkt über ihm auf der Oberseite der Rollware der Sensor Bo2. Die zuletzt genannten Sensoren dienen der experimentellen Prüfung der Wärmeleitkoeffizienten des Estrichs und des Teppichs.

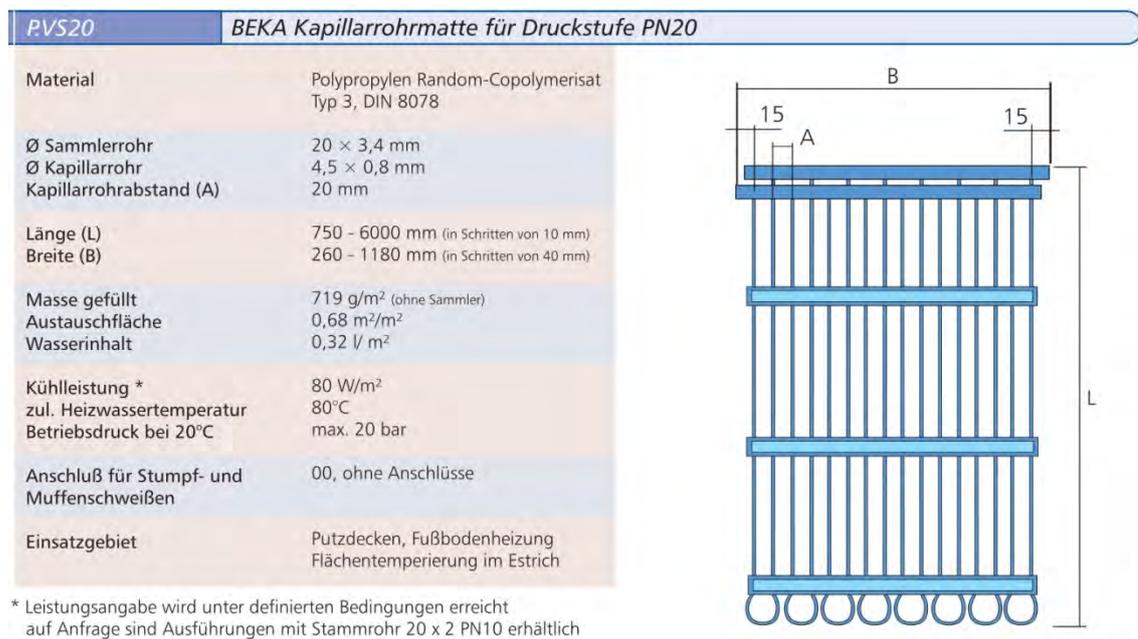


Abbildung 8: Daten der Kapillarrohrmatten des Typs P.VS20 der Firma Beka, Auszug aus dem Produktkatalog, Quelle: [5]

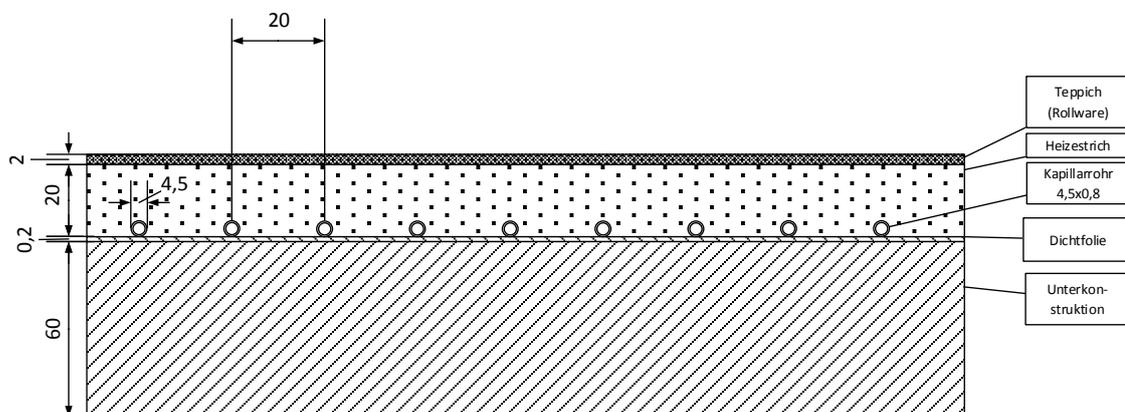


Abbildung 9: Querschnitt durch das dünn-schichtige Flächenheizsystem

2.2 Aufbau des Prüfstandes

Tabelle 2: Daten und Stoffeigenschaften des dünn-schichtigen Heizsystems nach Hersteller- und Literaturangaben

Komponente	Parameter	Einheit	Wert	Quelle
Dämmung (PE-Folie vernachlässigt)	Material	-	Holzspanplatten	
	d_{ges}	mm	60	
	λ	W/(m·K)	0,17	[44]
	ρ	kg/m ³	700	[44]
	R_λ	m ² ·K/W	0,353	
Kapillarrohrmatten	Material	-	PP Random Copolymerisat	
	d_a	mm	4,5	
	s	mm	0,8	
	λ	W/(m·K)	0,24	[9]
	ρ	kg/m ³	905	[9]
	B	m	2,8	
	H	m	3,8	
Heizestrich	d_{ges}	mm	20	
	$d_{Überdeckung}$	mm	15	
	$\lambda_{Startwert}$	W/(m·K)	1,4	[44]
	$\rho_{Startwert}$	kg/m ³	2000	[44]
	$R_{\lambda, Startwert}$	m ² ·K/W	0,011	
Teppich	Ausführung	-	Rips (Strukturvlies)	
	d	mm	2	
	λ	W/(m·K)	0,06	[44]
	ρ	kg/m ³	ca. 300	
	R_λ	m ² ·K/W	0,033	

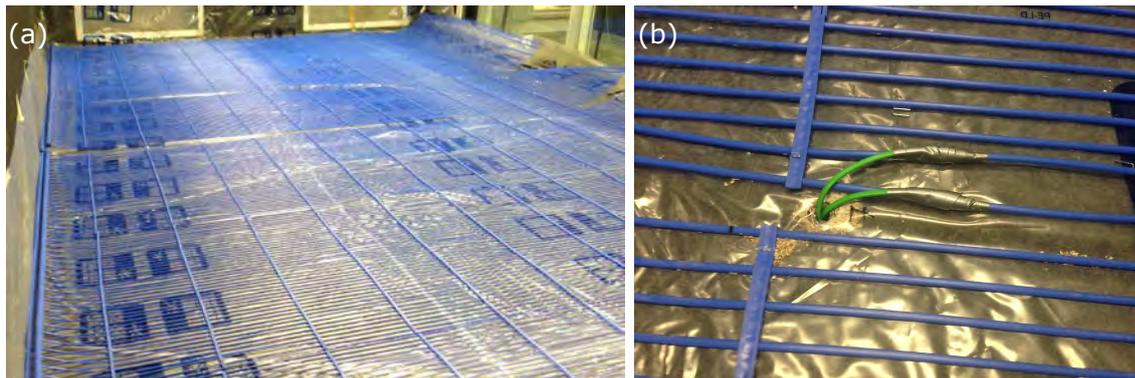


Abbildung 10: Ausgelegte Kapillarrohrmatten im Prüfraum (a) und an den Kapillaren befestigte Thermoelemente jeweils vor dem Aufbringen der Estrichschicht (b)

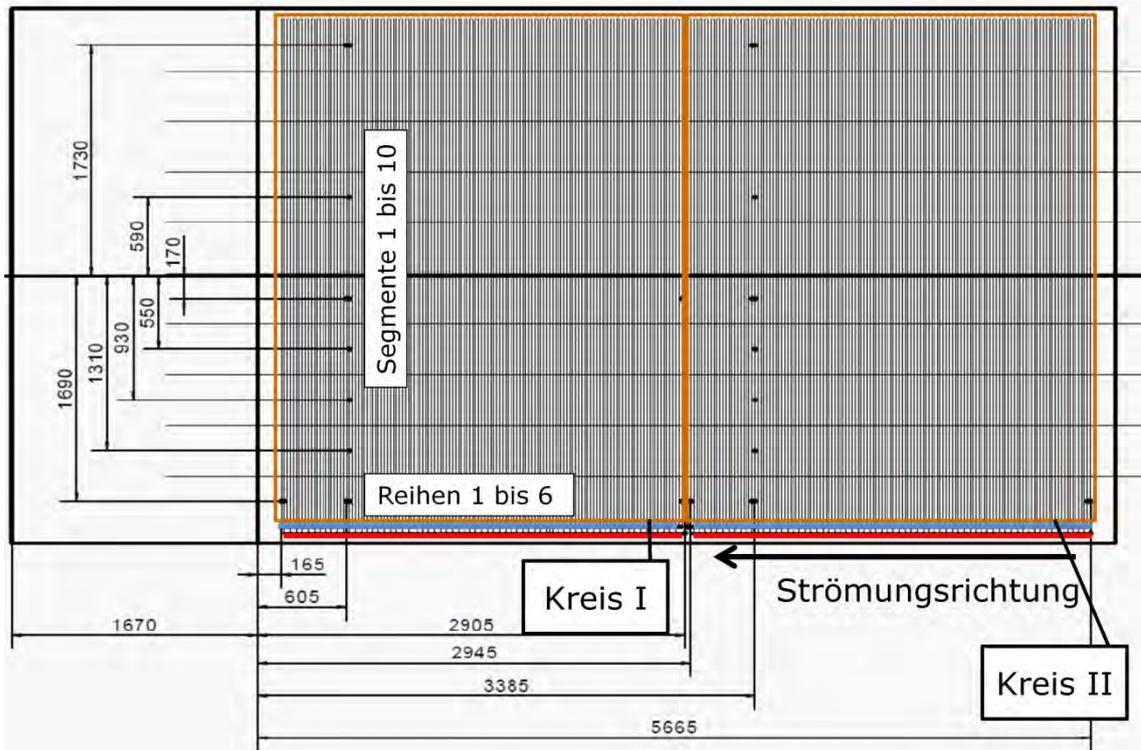


Abbildung 11: Positionen der Thermoelemente auf den Kapillaren in den Teilheizkreisen I und II

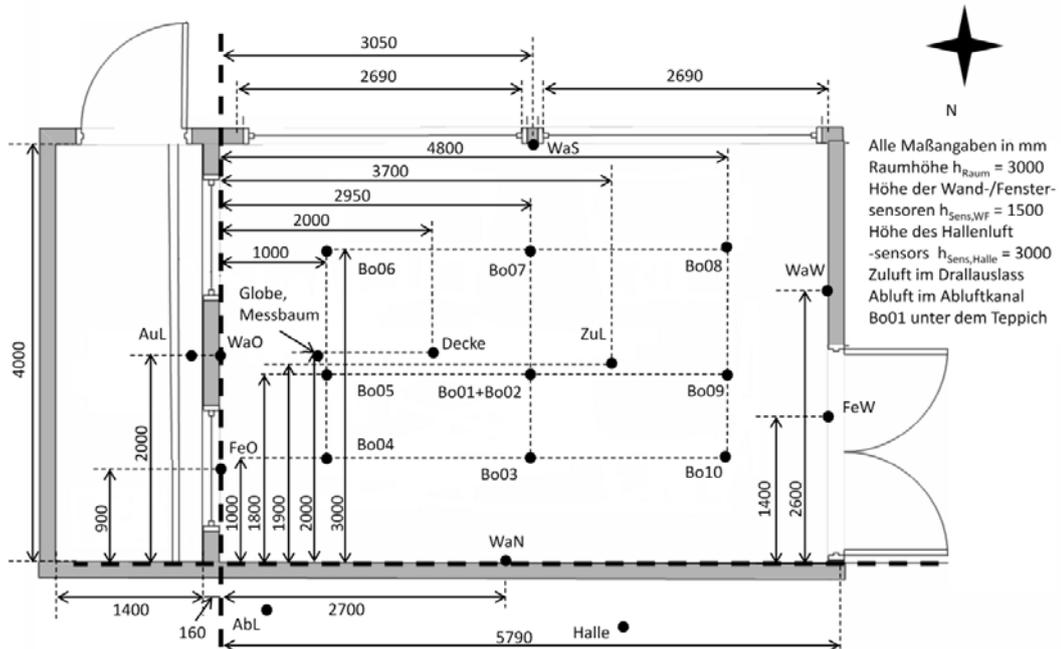


Abbildung 12: Positionen der Sensoren zur Erfassung der Oberflächen-, der Luft- und der operativen Temperaturen während der ersten Messphase am dünn-schichtigen Heizsystem

2.2.3 Konventionelles Flächenheizsystem

Für die zweite Messphase wurde im September 2015 ein konventionelles Flächenheizsystem im Prüfraum installiert. Um nach Projektabschluss weitere Messungen am dünn-schichtigen Flächenheizsystem durchführen zu können, wurde das bestehende System nicht demontiert. Es diente während der zweiten Messphase dem konventionellen Heizsystem als Trägerstruktur.

Auf den Estrich des dünn-schichtigen Systems wurden Noppenplatten mit integrierter Dämmung verlegt (vgl. Abbildung 13 (a)), in die zwei parallel geschaltete Heizspiralen mit jeweils fünf Vollschleifen verlegt wurden (vgl. Abbildung 13 (b)). Die Dicke der Noppenplatten ohne Dämmung wird in der weiteren Betrachtung vernachlässigt. Die Vor- und Rücklaufleitungen der Heizspiralen wurden durch zusätzliche Bohrungen im Boden des Prüfstandes an den bestehenden Verteiler bzw. Sammler angeschlossen. Die Rohrlänge jeder Heizspirale beträgt ca. 85 m (zwischen Anschluss am Verteiler und am Sammler). Die Länge jeder Heizspirale im Heizestrich beträgt ca. 83 m. Die empfohlene maximale Rohrlänge von 120 m zur Begrenzung des Druckverlustes infolge Rohrreibung nach Angaben von Radtke [37] wurde nicht überschritten. Der äußere Durchmesser der Heizrohre beträgt 14 mm. Damit stehen für die Wärmeübertragung ca. 7,3 m² zur Verfügung. Der Wärmeleitwiderstand des Estrichs liegt bei ca. 0,054 m²·K/W (vgl. Tabelle 3). Analog zum dünn-schichtigen Heizsystem werden die Stoffeigenschaften des Estrichs als Startwerte dem Simulationsmodell übergeben (vgl. Kapitel 3.1.3).

Nach der Montage der Heizspiralen wurde jeweils ein Thermoelement in der Mitte der Heizspiralen befestigt (Bo03 und Bo07, vgl. Abbildung 14 und Abbildung 16). Zum Einsatz kamen aus Kostengründen die bereits beim dünn-schichtigen System verwendeten Sensoren zur Erfassung der Fußbodenoberflächentemperatur.

Daraufhin wurde der Heizestrich aufgebracht. Die mittlere Gesamtdicke des Heizestrichs beträgt ca. 75 mm bei einer mittleren Überdeckung von ca. 60 mm. Auf den Heizestrich wurde der bereits bei den Messungen am dünn-schichtigen System genutzte Teppich ausgelegt. Oberhalb der in der Mitte der Heizspiralen befestigten Sensoren wurden jeweils zwei Sensoren platziert (einer unterhalb des Teppichs (Bo05 und Bo10) direkt auf dem Heizestrich und einer auf dem Teppich (Bo06 und Bo09)), um die Temperaturdifferenz zwischen Teppichunter- und Teppichoberseite erfassen zu können. Zusätzlich wurden die verbliebenen vier Thermoelemente (Bo01, Bo02, Bo04 und Bo08) auf der Oberseite des Teppichs befestigt, um die Temperatur entlang der Oberfläche des Fußbodens erfassen und eine mittlere Fußbodentemperatur bestimmen zu können. Die Positionen aller anderen Sensoren blieben unverändert.

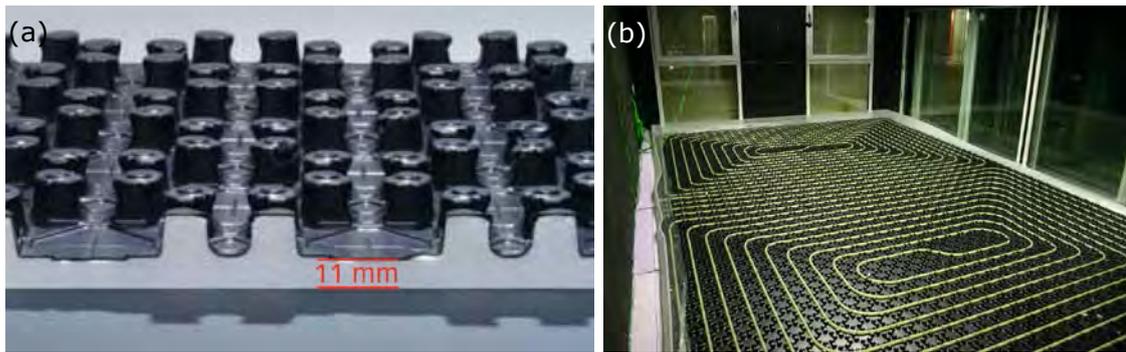


Abbildung 13: (a) Detailaufnahme der Noppenplatte mit integrierter Dämmung des Typs Cosmo zur Fixierung der Heizspiralen, Quelle: [13]; (b) Aufnahme der Noppenplatten mit installierten Heizspiralen vor dem Aufbringen des Heizestrichs

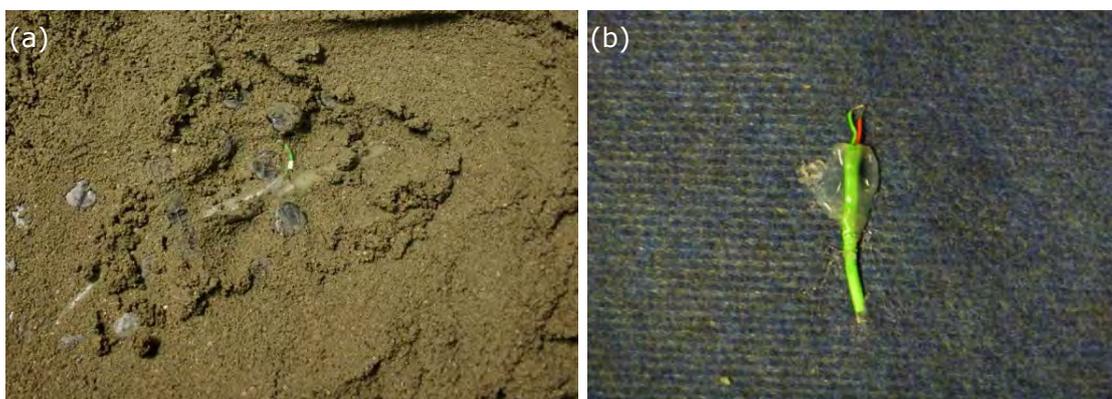


Abbildung 14: (a) Am Heizrohr befestigtes Thermoelement vor dem Aufbringen der Estrichschicht; (b) Am Teppich mittels Heißkleber befestigtes Thermoelement

Tabelle 3: Daten und Stoffeigenschaften des konventionellen Heizsystems

Komponente	Parameter	Einheit	Wert	Quelle
Dämmung	Material	-	Polystyrol-Hartschaum	
	d_{ges}	mm	12	
	λ	W/(m·K)	0,04	[44]
	ρ	kg/m ³	40	[44]
Heizrohr	R_λ	m ² ·K/W	0,3	
	Material	-	PE-HD	
	d_a	mm	14	
	s	mm	2	
	λ	W/(m·K)	0,41	[46]
	ρ	kg/m ³	940	[46]
	l_{HK1}	m	85	
Heizestrich	l_{HK2}	m	85	
	d_{ges}	mm	75	
	$d_{überdeckung}$	mm	60	
	$\lambda_{Startwert}$	W/(m·K)	1,4	[44]
	$\rho_{Startwert}$	kg/m ³	2000	[44]
	$R_\lambda, Startwert$	m ² ·K/W	0,054	

2.2 Aufbau des Prüfstandes

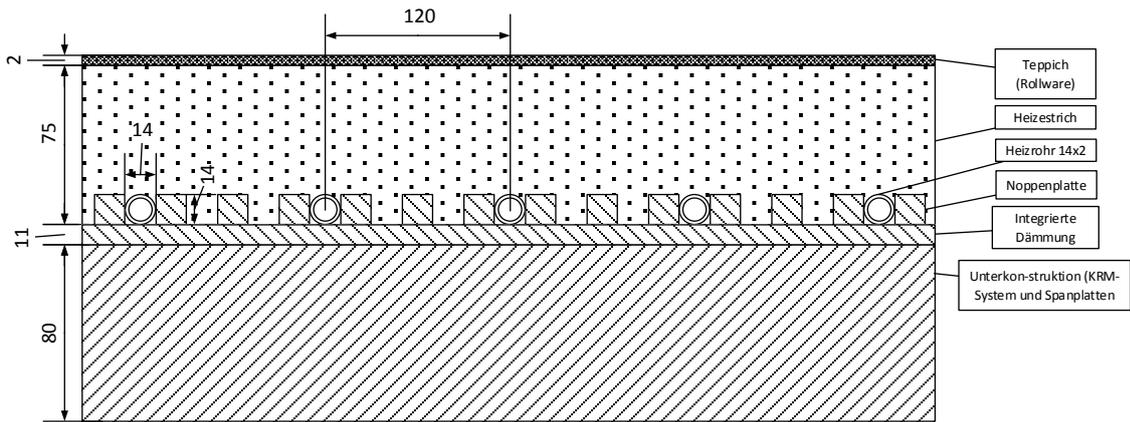


Abbildung 15: Querschnitt durch das konventionelle Flächenheizsystem

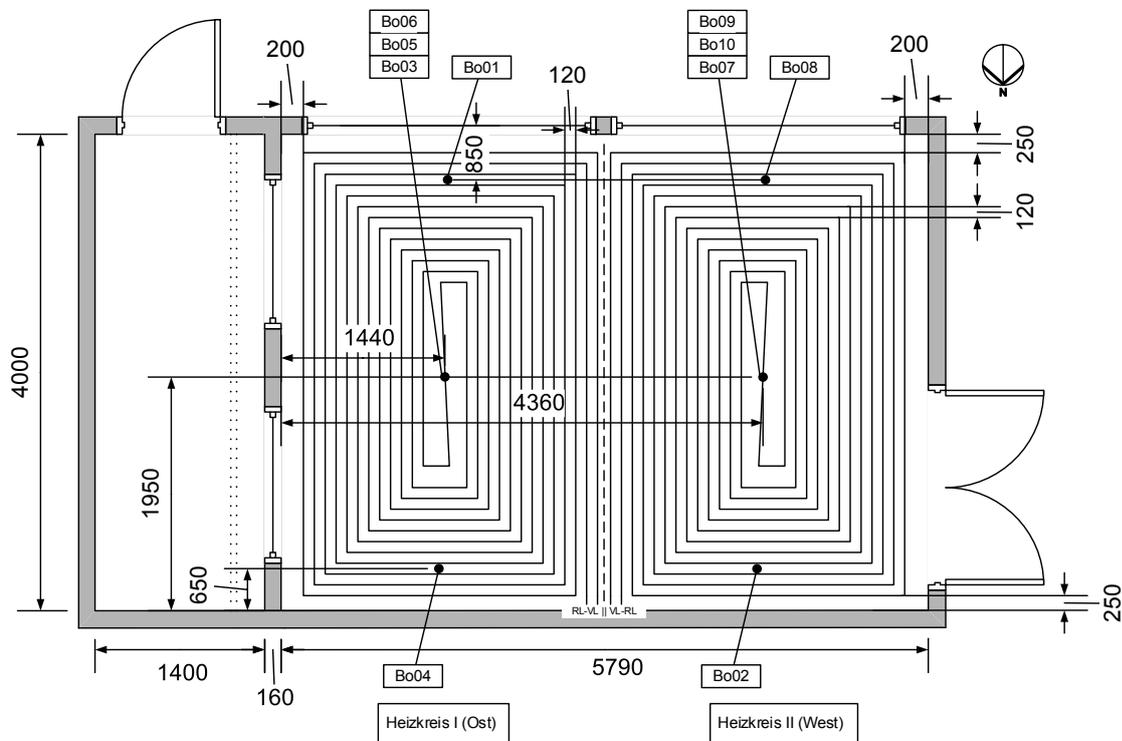


Abbildung 16: Positionen der Sensoren zur Erfassung der Oberflächentemperaturen während der zweiten Messphase am konventionellen Heizsystem (die Position aller anderen Sensoren blieb unverändert)

2.2.4 Verwendete Messtechnik, Unsicherheit der Mess- und der Berechnungsgrößen

Nachfolgend werden die verwendeten messtechnischen Apparaturen vorgestellt und die Unsicherheit der Mess- und der Berechnungsgrößen ermittelt. Für die Fehlerfortpflanzung wird die Methode des maximalen Fehlers angewandt, da jeder Messpunkt infolge von unvermeidlichen Schwankungen im System und der instationären Betriebsweise nur einmal erfasst wird.

Temperatursensoren Zur Messung der Temperatur kamen Thermoelemente des Typs K sowie Widerstandsthermometer der Typen Pt100 und Pt500 unterschiedlicher Lieferanten und Hersteller zum Einsatz. Alle Sensoren wurden vor Beginn der Messungen mithilfe eines thermischen Kalibrierbades gegen ein Quecksilberfadenthermometer referenzkalibriert. Je nach Einsatzbereich der Sensoren wurden Vergleichsmessungen bei unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt.

Die Standardabweichung der linearen Regressionsfunktionen der Temperatursensoren ist in Tabelle 17 im Anhang zu finden. Die größte Standardabweichung in Höhe von 0,073 K wurde für den Temperatursensor zur Messung der Rücklaufemperatur ermittelt.

Zur Bestimmung der operativen Raumtemperatur wurden zwei Globethermometer mit einem Kugeldurchmesser von 70 mm eingesetzt. Die Thermometer entsprechen damit den Anforderungen nach DIN EN ISO 7726 [45], die einen Kugeldurchmesser von 40 bis 100 mm vorgibt sowie den weiterführenden Hinweisen von Glück [19]. Die Thermometer wurden zwischen der Außenwand zur Klimakammer und den beiden Büroarbeitsplätzen in Kopfhöhe der sitzenden Heizdummies aufgehängt, sodass sowohl der Strahlungseinfluss der Außenwand als auch derjenige der Röhrenmonitore und Computer berücksichtigt wurde.

Es wurden die Bauteiltemperaturen jeder Wand- und jeder Fensterfläche jeweils mittig mittels Thermoelementen erfasst. Gleiches gilt für die Temperatur in der Klimakammer, in der Zuluftleitung sowie in der Abluftleitung (letztere Temperaturen werden jeweils nah am Prüfraum gemessen).

Die Vor- und die Rücklaufemperatur des Heizkreiswassers werden mittels Pt100-Sensoren direkt am Sammler bzw. Verteiler gemessen. Der Wärmeverlust des Heizkreiswassers innerhalb der Vorlaufleitung vom Verteiler bis zum Eintritt in den Fußboden wird vernachlässigt.

Leistungsmessumformer Zur Messung der Wirkleistungsaufnahme der Zirkulationspumpe kommt ein Leistungsumformer des Typs tema fP in Verbindung mit einem Stromwandler des Typs TAQ2 zum Einsatz. Der elektrische Anschluss erfolgt entsprechend des Schaltplanes in Abbildung 66 und des Anschlussschemas in Abbildung 64. Die Stromaufnahme wird indirekt mittels eines Stromwandlers gemessen. Der Umformer gibt ein Spannungssignal (0...10 V) aus.

Die Unsicherheit der Messung der Wirkleistungsaufnahme ergibt sich aus der Summe der relativen Genauigkeiten entsprechend Klasse 0,5 nach DIN EN 60688 [15] des Stromwandlers von 0,5 % (siehe Datenblatt in Abbildung 70) und des Signalausgangs des Messumformers von 0,5 % (siehe Datenblatt in Abbildung 69) zu 1 % bezogen auf den Messwert.

Massenstrommessumformer Zur Erfassung des Massenstromes des Heizkreiswassers kommt ein Coriolis-Massenstrommessgerät vom Typ Bopp und Reuther Heinrichs TME-520-15 mit Messumformer UMC-G70 zum Einsatz. Es ist im Vorlauf des Heizkreises hinter dem Durchlauferhitzer installiert.

Das Messgerät wurde während der Vorbereitungsphase gravimetrisch kalibriert. Mittels stehendem Start-Stopp-Verfahren wurde der summierte Massedurchfluss am Gerät bestimmt und dieser mit der Gewichtsänderung eines Quell- bzw. eines

Auffangbehälters verglichen. Mittels einer Stoppuhr wurde die während eines Durchganges verstrichene Zeit gemessen. Das Gewicht der Behälter wurde mit einer Waage vom Typ Kern DE 60K1D erfasst. Die Waage wurde vor und nach den Versuchen mit einem Vergleichsgewicht von 50 kg überprüft. Als Medium kam unbehandeltes Leitungswasser zum Einsatz.

An drei Betriebspunkten wurde der Massendurchfluss ermittelt. Die Betriebspunkte wurden mithilfe der Drehzahlregelung der Pumpe eingestellt (oder durch Drosseln der Pumpe am Kugelhahn hinter der Pumpe).

Die relative Abweichung des Gerätemesswertes im Vergleich zum mit Waage und Stoppuhr ermittelten Messwert konnte nach insgesamt 15 gültigen Durchläufen und drei Prüfdurchläufen auf im Mittel $-0,21\%$ reduziert werden. Dazu wurde die Gerberkonstante zur internen Umrechnung des Rohmesswertes auf einen Massenstromwert von 98,76 auf 99,66 angepasst. Die relative Abweichung lag damit im Bereich des relativen Messfehlers nach Herstellerangaben.

Hinzu kommt die Unsicherheit der Signalausgabe. Es wird ein Nebenschlusswiderstand ($511\ \Omega$) genutzt, um anstatt einem Stromsignal ($4\text{...}20\text{ mA}$) ein Spannungssignal ($0\text{...}10\text{ V}$) erfassen zu können. Dies ist erforderlich, da die Strommesseingänge des Agilent Mainframe-Multiplexer-System infolge vergangener Überbelastung nicht funktionsfähig waren. Die Prüfung der Signalausgabe ergab eine Abweichung von $+0,21\%$.

Die Gesamtunsicherheit der Messgröße ergibt aus der Summe der relativen Abweichung der Messung und der relativen Abweichung der Signalausgabe. Die Abweichungen heben sich im Mittel auf.

Infolge Unsicherheiten hinsichtlich des Kalibrierverfahrens und der Signalausgangsprüfung wird für alle Folgerechnungen entsprechend der Herstellerangabe mit einer Unsicherheit der Messgröße von $\pm 0,2\%$ bezogen auf den Messwert gerechnet.

Wechselstrommessgerät Zur Messung der elektrischen Leistungsaufnahme der Heizdummies, der PC und Bildschirme sowie der Beleuchtung im Prüfraum wurde ein Wirkleistungsmessgerät verwendet. Dieses wird zwischen Spannungsquelle (Steckdose) und Verbraucher geschaltet und weist laut Herstellerangaben eine Genauigkeit von ca. $\pm 1\%$ auf [47].

Messdatenerfassung Die Messdatenerfassung erfolgt mithilfe zweier Agilent Mainframes des Typs 34970A mit jeweils drei Multiplexerkarten des Typs 34921A. Die Messdatenleitungen der Pt100-Widerstandsthermometer und der beiden Messumformer werden direkt auf die Karten aufgelegt. Die Messleitungen der Thermoelemente werden zu zwei Vergleichsstellen geführt. Diese sind notwendig, um eine Referenztemperatur (gemessen mit Pt500-Widerstandsthermometern) für die Messung der Thermospannung bereitzustellen. Die Vergleichsstellen befinden sich in separaten Schaltkästen und bestehen aus einer Aluminiumplatte und mehreren Anschlussklemmen (vgl. Abbildung 4 rechts). Von den Schaltkästen ausgehend werden die Messsignale über COM-Verbindungskabel zu den Multiplexerkarten geführt.

Die Unsicherheit der Messgrößen infolge der Signalwandlung der Agilent Multiplexer ist im Vergleich zu den Unsicherheiten der verwendeten Sensoren vernachlässigbar klein (unter $0,004\%$ bei Messung einer Spannung von 10 V im Messbereich von 0

bis 10 V, einbezogen wurde Unsicherheit hinsichtlich des Messwertes und des Messbereiches [33], siehe auch Abbildung 72) und wird daher nicht weiter berücksichtigt.

Unsicherheit der Berechnungsgrößen Die Bestimmung folgt begrifflich den Angaben der DIN 1319-1 [23] und methodisch den Ausführungen der DIN 1319-4 [24].

Die Unsicherheit der Berechnungsgrößen wird nach der linearen Fehlerfortpflanzung (auch als Maximalfehlerfortpflanzung bezeichnet) der Unsicherheiten der jeweils involvierten Eingangsgrößen bestimmt. Die Methode wird angewendet, wenn die Unsicherheit der Eingangsgrößen auf Abschätzungen oder Einzelmessungen beruht. Hierbei wird der Größtfehler ermittelt und der ungünstigste Fall angenommen, wenn alle Messungen mit dem betragsmäßig größtmöglichen Fehler behaftet sind [26]. Eine Fehlerkompensation ist bei Betrachtung der Beträge ausgeschlossen.

Allgemein gilt für die Unsicherheit der Berechnungsgröße Δy bei n eingehenden Eingangsgrößen y_i entsprechend Gleichung (2.2):

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial y}{\partial x_i} \right| \cdot \Delta x_i \quad (2.2)$$

Bei Addition oder Subtraktion der Eingangsgrößen x_i addieren sich deren absolute Fehler Δx_i und es gilt entsprechend Gleichung (2.3):

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \Delta x_i \quad (2.3)$$

Bei Multiplikation oder Division der Eingangsgrößen addieren sich deren relative Unsicherheiten $\Delta x_i/x_i$ und es gilt entsprechend Gleichung (2.4):

$$\frac{\Delta y}{y} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta x_i}{x_i} \quad (2.4)$$

Werden Temperaturmesswerte in die Fehlerfortpflanzung einbezogen, so ist ein Referenzpunkt zu definieren, da die Unsicherheit der Temperaturmessung in Form eines absoluten Wertes erfolgt (hier Angabe der Standardabweichung der linearen Regressionsfunktion nach der Kalibrierung). Es wird vereinfacht nur ein Referenzpunkt für alle Messungen definiert, indem die mittleren Temperaturen jeder Messung arithmetisch über alle gültigen Messreihen gemittelt werden.

Für die Messung der Temperatur des Heizkreismediums wird ein Referenzpunkt von 40 °C gewählt. Dieser entspricht in etwa dem Mittelwert der Temperatur des Heizmediums über alle erfolgten Messungen (Mittelwert über alle mittleren Vor- und Rücklauftemperaturen).

Für die Messung der Fußbodentemperatur wird ein Referenzpunkt von 27 °C gewählt, für die Messung der mittleren Lufttemperatur gilt ein Referenzpunkt von 22 °C.

Der Referenzpunkt der Messung der Außentemperatur (Temperatur in der Klimakammer) liegt bei -9 °C. Derjenige für die Messung der Zulufttemperatur liegt bei ca. -3 °C.

In die Unsicherheit der Berechnungsgröße \dot{Q}_{Heiz} gehen die Unsicherheiten der Vor- und Rücklaufemperaturmessung sowie der Massenstrommessung ein. Der Modellfehler bei der Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität des Heizkreiswassers nach IAPWS97 [29] wird vernachlässigt.

In die Unsicherheit der Berechnungsgröße der spezifischen Heizleistung wird die Unsicherheit hinsichtlich der tatsächlich an der Wärmeübertragung beteiligten Fläche einbezogen. Diese liegt bei schätzungsweise 5 % oder knapp über 1 m².

Die Unsicherheit der Berechnungsgröße Lüftungswärmeverluststrom \dot{Q}_L beinhaltet die Unsicherheit der Bestimmung des Luftvolumenstromes zwischen Prüfraum und Klimakammer in Höhe von ca. ± 5 % sowie die Unsicherheit der Messung der Temperatur der Zuluft ϑ_{ZuL} und der mittleren Lufttemperatur $\vartheta_{\text{Mb,m}}$.

Hinzu kommt die Unsicherheit hinsichtlich der methodisch korrekten Berücksichtigung der Zulufttemperatur als Eingangsgröße in die Bilanzierung. Die Zuluft strömt durch einen gedämmten Kanal innerhalb des Prüfraumes. Trotz der Dämmung entzieht sie dem Prüfraum Wärme.

Ferner ist ein systematischer Fehler in Höhe von ca. +3,5 % zu berücksichtigen infolge der Annahme einer mittleren Luftdichte von 1,204 kg/m³ im Rahmen der Auswertung (mittlere Dichte rechnerisch bei ca. 1,25 kg/m³). Die Lüftungswärmeverluste werden daher tendenziell eher unterschätzt.

Die Unsicherheit bei der Bestimmung der internen Wärmequellen geht allein auf die Unsicherheit bei der Messung der elektrischen Wirkleistungsaufnahme zurück.

Die residuale Wärmeleistung entspricht der Summe der in die Wärmebilanz eingehenden Wärmeströme \dot{Q}_{Heiz} , \dot{Q}_{intern} , \dot{Q}_L und \dot{Q}_T (wobei die beiden letztgenannten Wärmeströme per Definition mit negativen Vorzeichen eingehen). Die Unsicherheit der residualen Wärmeleistung ist daher abhängig von den absoluten Unsicherheiten genannten Wärmeströme, deren Werte sich je nach Betriebssituation unterscheiden. Eine relative Unsicherheit kann daher nur in funktionaler Abhängigkeit angegeben werden. Beispielhaft wird für den stationären Heizbetrieb unter den in Kapitel 2.2 genannten äußeren Randbedingungen die relative Unsicherheit berechnet. Sie beträgt ca. – 48...+ 80 %. Die hohe Unsicherheit ist auf den niedrigen Wert der Bezugsgröße $\sum \dot{Q}_i$ von im genannten Fall 55 W zurückzuführen.

Für die relative Unsicherheit des Transmissionswärmeverlustkoeffizienten H_T kann ebenfalls nur ein funktionaler Zusammenhang angegeben werden. Im stationären Heizbetrieb während der Bestimmung des Koeffizienten (keine Lüftungswärmeverluste, vgl. Kapitel 2.3.2) liegt die relative Unsicherheit bei ca. $\pm 1,9$ %.

Während der Bestimmung der Transmissionswärmeverluste im Rahmen einer separaten Messung war deren relative Unsicherheit nur abhängig von den Wärmeströmen \dot{Q}_{Heiz} und \dot{Q}_{intern} , während aller anderen Messungen ist die relative Unsicherheit in Abhängigkeit der Unsicherheiten des Transmissionswärmeverlustkoeffizienten und der in die Berechnung eingehenden Temperaturen $\vartheta_{\text{Mb,m}}$, ϑ_{AuL} zu ermitteln. Im regulären stationären Heizbetrieb liegt die relative Unsicherheit bei ca. ± 3 %.

Die relativen Unsicherheiten der Berechnungsgrößen sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Übersicht der relativen Unsicherheiten der Berechnungsgrößen bezogen auf den Berechnungswert unter Nennung der jeweiligen Eingangsgrößen

y	$\Delta y/y$	x_i
P_{el}	$\pm 1 \%$	$P_{el,Pumpe}$
ΔT_m	$\pm 0,34 \%$	$\vartheta_{VL}, \vartheta_{RL}$
\dot{Q}_{Heiz}	$\pm 0,58 \%$	$\dot{m}_W, \vartheta_{VL}, \vartheta_{RL}$
\dot{q}_{Heiz}	$\pm 5,6 \%$	\dot{Q}_{Heiz}, A_{Raum}
\dot{Q}_L	$- 7,4... + 9,9 \%$	$\dot{V}_L, \vartheta_{Mb,m}, \vartheta_{ZuL}$
H_T	$\frac{\sum \Delta \dot{Q}_i}{\sum \dot{Q}_i} + \frac{\sum \Delta \vartheta_i}{0,5 \cdot \sum \vartheta_i}$	$\dot{Q}_{Heiz}, \dot{Q}_{intern}, \vartheta_{Mb,m}, \vartheta_{AuL}$
\dot{Q}_T	$H_T + \frac{\sum \Delta \vartheta_i}{0,5 \cdot \sum \vartheta_i}$	$H_T, \vartheta_{Mb,m}, \vartheta_{AuL}$
\dot{Q}_{intern}	$\pm 1 \%$	$P_{el,intern}$
$\dot{Q}_{residual}$	$\frac{\sum \Delta \dot{Q}_i}{\sum \dot{Q}_i}$	$\dot{Q}_{Heiz}, \dot{Q}_T, \dot{Q}_L, \dot{Q}_{intern}$
e_{spez}	$\pm 1,6 \%$	P_{el}, \dot{Q}_{Heiz}
e_{norm}	$\pm 3,2 \%$	e_{spez}
$\vartheta_{Bo,m}$	$\pm 0,24 \%$ (KRM) $\pm 0,15$ (HS)	ϑ_{Bo01} bis ϑ_{Bo10} (KRM) $\vartheta_{Bo01}, \vartheta_{Bo02}, \vartheta_{Bo04}, \vartheta_{Bo06}, \vartheta_{Bo08}, \vartheta_{Bo09}$ (HS)
$\vartheta_{Mb,m}$	$\pm 0,62 \%$	$\vartheta_{Mb010}, \vartheta_{Mb060}, \vartheta_{Mb110}, \vartheta_{Mb170}$
ϑ_{op}	$\pm 0,04 \%$	ϑ_{op}

2.3 Stationäre Wärmezufuhr

Während stationärer äußerer Bedingungen und stationärer Wärmezufuhr wurden folgende Untersuchungen durchgeführt:

- Bestimmung der mindestens erforderlichen Wärmeleistung infolge der Wärmeverluste durch Transmission und Lüftung
- Bestimmung der Heizflächenexponenten und Wärmedurchgangskoeffizienten mittels der flächenspezifischen Wärmeleistung
- Bestimmung der Aufheizzeit des Prüfraumes
- Bestimmung der Transmissionswärmeverluste durch die Wand zwischen Prüfraum und Klimakammer

Beim dünn-schichtigen System ist bei einem Massenstrom von ca. 330 kg/h eine Vorlauftemperatur von 35 °C erforderlich, um den Wärmebedarf entsprechend der zuvor genannten äußeren Randbedingungen zu decken.

Beim konventionellen Heizsystem ist eine Vorlauftemperatur von etwa 37 °C notwendig, da der maximal erreichbare Massenstrom infolge höheren anlagenspezifischen Druckverlustes geringer ist.

2.3.1 Bestimmung der Heizflächenexponenten und Wärmedurchgangskoeffizienten anhand der flächenspezifischen Heizleistung

Die flächenspezifische Heizleistung einer Fußbodenheizung unter stationären Betriebsbedingungen kann nach DIN EN 1264 [38] nach zwei unterschiedlichen Ansätzen berechnet werden.

Beim ersten Ansatz wird die Leistung mithilfe der Differenz zwischen mittlerer Oberflächentemperatur und mittlerer Raumlufttemperatur entsprechend Gleichung (2.5) berechnet. Man spricht hierbei von der Basiskennlinie einer Fußbodenheizung nach DIN EN 1264-2 [39].

$$\dot{q}_{\text{Heiz,Basis}} = 8,92 \cdot (\vartheta_{\text{Bo,m}} - \vartheta_{\text{Mb,m}})^n \quad (2.5)$$

Der Wert des Exponenten n wird hierin üblicherweise zwischen 1,0 und 1,1 gewählt. Die mittels der vier Thermoelemente bestimmte mittlere Lufttemperatur $\vartheta_{\text{Mb,m}}$ entspricht der in der Norm genannten mittleren Innenraumtemperatur $\vartheta_{\text{i,m}}$. Die Temperaturen werden in der Einheit °C eingesetzt, um $\dot{q}_{\text{Heiz,Basis}}$ in W/m² zu erhalten.

Im Folgenden wird der für den ersten Ansatz benötigte Wert des Heizflächenexponenten mithilfe experimentell erfasster Daten ermittelt.

Wird Gleichung (2.5) nach n umgestellt, gilt entsprechend Gleichung (2.6):

$$n = \frac{\ln\left(\frac{\dot{q}_{\text{Heiz,Basis}}}{8,92}\right)}{\ln(\vartheta_{\text{Bo,m}} - \vartheta_{\text{Mb,m}})} \quad (2.6)$$

Die Heizleistung ist um etwaige Wärmeverlustströme zu reduzieren. Diese umfassen einerseits Wärmeverluste durch die Rohrleitung zwischen den Temperaturmessstellen im Vor- und Rücklauf am Verteiler bzw. Sammler und dem Ein- bzw. Austritt in bzw. aus dem Estrich. Andererseits umfassen sie Wärmeverluste der Flächenheizung nach unten an die Versuchshalle. Da die genannten Wärmeströme messtechnisch nicht erfasst werden, werden sie für beide Systeme pauschal zu 5 % abgeschätzt. Die Bezugsfläche ist die Grundfläche des Prüfraumes A_{PR} in Höhe von 23,2 m².

$$n = \frac{\ln\left(\frac{0,95 \cdot \dot{Q}_{\text{Heiz,Basis}}}{8,92 \cdot A_{\text{PR}}}\right)}{\ln(\vartheta_{\text{Bo,m}} - \vartheta_{\text{Mb,m}})} \quad (2.7)$$

Der Heizflächenexponent des dünn-schichtigen Systems berechnet sich im Mittel zu 1,02 (vgl. Tabelle 6). Der des konventionellen Systems im Mittel zu 1,13 (vgl. Tabelle 7). Der Exponent sollte bei gleichen Randbedingungen unabhängig vom Fußbodenaufbau sein. Infolge unsicherer Eingangsdaten ist dies hier nicht der Fall. Einerseits wurde die Fußbodentemperatur beim konventionellen System an nur sechs Positionen bestimmt (dünn-schichtiges System: neun Positionen) und kann daher tendenziell unterschätzt werden. Andererseits sind die Wärmeverluste des konventionellen Heizsystems geringer als die des dünn-schichtigen Systems. Beide Einflüsse führen insgesamt zu einer Überschätzung des Heizflächenexponenten des konventionellen Systems. Es wird daher für weitere Betrachtungen für beide Systeme mit einem Heizflächenexponenten nach Norm von 1,05 gerechnet.

Die aus physiologischen Gründen begrenzten Oberflächentemperaturen sind in Tabelle 5 gegeben. Je nach gewünschter Innenraumtemperatur ergibt sich eine maximale Heizleistung \dot{q}_{\max} für die jeweiligen Raumbereiche.

Die spezifische Heizleistung des dünn-schichtigen Systems liegt im stationären Fall etwa bei 50 bis 54 W/m² und damit im Bereich konstruktiv vergleichbarer Anlagen [21]. Beim konventionellen Heizsystem liegt die spezifische Heizleistung infolge geringfügig reduzierter Wärmeverluste im Bereich von 47 bis 51 W/m². Die Unterschiede liegen im Bereich der Unsicherheit der Berechnungsgrößen.

Tabelle 5: Maximale Oberflächentemperaturen nach [39] und resultierende maximale Heizleistungen bei einer Innenraumtemperatur von 21 °C

	Maximal zulässige Oberflächentemperatur $\vartheta_{\text{Bo,max,zulässig}}$	Maximale flächenspezifische Heizleistung $\dot{q}_{\text{Heiz,max}}$
Raumbereich	(°C)	(W/m ²)
Aufenthaltszone	29 °C	87,9
Randzone	35 °C	162,6
Bäder	33 °C	137,2

Da die mittlere Oberflächentemperatur in der Praxis häufig nur unter großen Aufwand zu ermitteln ist, wird ein zweiter Ansatz betrachtet, der messtechnisch leichter zugängliche Eingangsgrößen erfordert.

Beim zweiten Ansatz erfolgt die Berechnung der spezifischen Leistung nach DIN EN 1264-5 [40] mithilfe der logarithmisch gemittelten Differenz $\Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}}$ zwischen Vor- und Rücklauf-temperatur des Heizmediums und mittlerer Raumlufttemperatur (vgl. Gleichung (2.8)).

$$\Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}} = \frac{\vartheta_{\text{VL}} - \vartheta_{\text{RL}}}{\ln \frac{\vartheta_{\text{VL}} - \vartheta_{\text{Mb,m}}}{\vartheta_{\text{RL}} - \vartheta_{\text{Mb,m}}}} \quad (2.8)$$

Die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}}$ entspricht der in der Norm genannten Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\text{i,VL,RL}}$. Für die spezifische Leistung gilt entsprechend Gleichung (2.9):

$$\dot{q}_{\text{Heiz,KH}} = K_{\text{H}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}} \quad (2.9)$$

Beide Ansätze sind geeignet, um im Falle stationärer Wärmezufuhr die flächenspezifische Wärmeleistung zu berechnen. Beim zweiten Ansatz ist erkennbar, dass bei geringerem Wärmedurchgangskoeffizienten K_{H} eine höhere Temperaturdifferenz zwischen Heizmedium und Raumluft vorliegen muss, wenn die gleiche Wärmeleistung erzielt werden soll.

Für die Berechnung der flächenspezifischen Wärmeleistung während des instationären Betriebes der Wärmezufuhr eignet sich nur der erste Ansatz, da dieser das Heizmedium nicht berücksichtigt. Beim instationären Betrieb kühlt das Heizmedium während des Pumpenstillstands an der hier gewählten Position der Temperaturmessstelle stärker aus als innerhalb der Kapillaren im Estrich. Die residuale Heizleistung nach Beendigung eines Wärmezufuhrimpulses würde bei Anwendung des zweiten Ansatzes unterschätzt. Beim ersten Ansatz wird die nach Ende eines Wär-

2.3 Stationäre Wärmezufuhr

mezufuhrimpulses sinkende Oberflächentemperatur einbezogen. Damit ist die Bestimmung der Wärmeleistung auch während des Pumpenstillstandes möglich.

Nachfolgend sollen die K_H -Werte überprüft werden. Dazu sind die Heizleistung und die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Heizmedium und Raum zu bestimmen. Es gilt für K_H entsprechend Gleichung (2.10):

$$K_H = \frac{\dot{q}_{\text{Heiz}}}{\Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}}} \quad (2.10)$$

$$K_H = \frac{0,95 \cdot \dot{Q}_{\text{Heiz}}}{A_{\text{PR}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}}} \quad (2.11)$$

Auch hier wird die Heizleistung pauschal für beide Systeme um 5 % zur Berücksichtigung von Wärmeverlusten reduziert. Im Mittel über alle gültigen Messungen während des stationären Heizbetriebes des dünn-schichtigen Heizsystems ergibt sich ein Wert für K_H von etwa 4,05 (vgl. Tabelle 6). Für das konventionelle Heizsystem liegt der Wert im Mittel bei 3,32.

Wie zu erwarten war, liegt der experimentell ermittelte Wärmedurchgangskoeffizient K_H des konventionellen Systems deutlich unter dem des dünn-schichtigen. Es sind demnach beim konventionellen System höhere Vorlauftemperaturen erforderlich zur Bereitstellung gleicher Wärmeleistungen.

Tabelle 6: Experimentell bestimmte Werte für K_H und n des dünn-schichtigen Heizsystems

ϑ_{VL} (°C)	\dot{m}_{W} (kg/h)	\dot{Q}_{Heiz} (kW)	\dot{q}_{Heiz} (W/m ²)	$\Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}}$ (K)	K_H (W/(m ² ·K))	n (-)
40	152	1,27	52,0	14,53	3,58	1,00
35	328	1,23	50,4	12,06	4,18	1,02
35	329	1,33	54,5	12,37	4,40	1,04
Mittelwerte					4,05	1,02

Tabelle 7: Experimentell bestimmte Werte für K_H und n des konventionellen Heizsystems

ϑ_{VL} (°C)	\dot{m}_{W} (kg/h)	\dot{Q}_{Heiz} (kW)	\dot{q}_{Heiz} (W/m ²)	$\Delta\vartheta_{\text{Mb,m,VL,RL}}$ (K)	K_H (W/(m ² ·K))	n (-)
37	268	1,15	47,1	14,14	3,32	1,10
41	128	1,24	50,8	15,37	3,31	1,16
Mittelwerte					3,32	1,13

2.3.2 Bestimmung der Transmissionswärmeverluste

Zur Bestimmung des Koeffizienten der Transmissionswärmeverluste \dot{H}_T durch die Wand zwischen Prüfraum und Klimakammer wurde eine weitere stationäre Messung durchgeführt.

Während der Messung wurde der Rohrventilator deaktiviert und die Tellerventile geschlossen. Das Heizsystem wurde so eingestellt, dass bei aktiven inneren Wärmequellen die operative Raumtemperatur stabil bei ca. 23 °C lag. Die Temperatur in der Klimakammer wurde auf ca. -9 °C eingestellt. Die Summe der Leistungen der internen Wärmequellen und des Heizsystems betrug ca. 1104 W. Wird diese Wärmeleistung auf die Temperaturdifferenz ΔT_{PR-KK} zwischen Prüfraum und Klimakammer bezogen, wird der gesuchte Koeffizient erhalten. Er berechnet sich entsprechend Gleichung (2.12) zu 34,5 W/K \pm 1,9 %.

$$\begin{aligned}\dot{H}_T &= \frac{\dot{Q}_T}{\Delta T_{PR-KK}} = \frac{\dot{Q}_{Heiz} + \dot{Q}_{iWQ}}{\Delta T_{PR-KK}} & (2.12) \\ \dot{H}_T &= \frac{1104 \text{ W}}{32 \text{ K}} = 34,5 \frac{\text{W}}{\text{K}} \pm 1,9 \%\end{aligned}$$

Mittels der Kenntnis des Transmissionswärmeverlustkoeffizienten kann die vollständige Wärmebilanz um den Prüfraum berechnet werden. Infolge der Unsicherheiten der Mess- und Berechnungsgrößen (vgl. Kapitel 2.2.4) und der Vernachlässigung des Wärmestromes zwischen Prüfraum und Versuchshalle dient sie jedoch nur der qualitativen Datenprüfung (Berechnung der Transmissionswärmeverluste zur Bestimmung der residualen Heizleistung). Bezogen auf die Fläche der Außenwand von 12 m² ergibt sich ein mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient von knapp 2,88 W/(m²·K). Der hohe Wert ist im Wesentlichen auf die unzureichend genaue Methodik im Sinne der Vernachlässigung der Wärmeverluste des Heizsystems an die Versuchshalle sowie der Wärmeverluste des Prüfraumes an die Versuchshalle durch die anderen Hüllflächen zurückzuführen.

2.3.3 Messung der Aufheizzeit

Zur Messung der Wiederaufheizzeit (kurz: Aufheizzeit) des Prüfraumes nach einer Auskühlphase wurde bei aktiver Kältemaschine ein Fenster zur Klimakammer geöffnet und die Raumluft im Prüfraum heruntergekühlt auf ca. 15 °C (operative Raumtemperatur 16 bis 17 °C). Es wurde daraufhin ca. zwei Stunden gewartet, bis sich die Möbel ebenfalls ausreichend abkühlten. Danach wurde der Heizbetrieb gestartet. Während der Aufheizmessung blieben die inneren Wärmequellen und der Ventilator deaktiviert, um möglichst nur den Einfluss des Wärmeübergangs vom Fußboden auf die Raumluft zu erfassen. Die Temperatur in der Klimakammer wurde konstant bei -10 °C gehalten. Infolge der notwendigen langen Einschwingzeit vor Beginn einer Aufheizmessung wurden für die beiden untersuchten Systeme nur jeweils drei Messungen bei Vorlauftemperaturen von ca. 35, 45 und 55 °C bei einem Massenstrom von ca. 330 (KRM) bzw. 270 kg/h (HS) durchgeführt.

Zur Bewertung der Daten wird der Quotient aus Temperatur- und Zeitdifferenz betrachtet. Dabei wird diejenige Zeit betrachtet, die benötigt wurde, um die operative Raumtemperatur von 18 auf 22 °C anzuheben. Das Heizsystem befand sich zu Beginn der Zeitnahme während jeder Messung im quasi-stationären Heizbetrieb. Die

2.3 Stationäre Wärmezufuhr

Vorwärmung des Heizsystems war bei Erreichen der operativen Raumtemperatur von 18 °C bereits abgeschlossen. Der Heizestrich war zu diesem Zeitpunkt noch nicht vollständig erwärmt.

In Abbildung 17 sind die Verläufe der operativen Raumtemperatur während aller Messungen grafisch dargestellt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 8 zusammengefasst. Erwartungsgemäß werden längere Aufheizzeiten beim konventionellen System benötigt als beim dünn-schichtigen System. Bei gleicher Vorlauftemperatur liegt die Aufheizzeit beim konventionellen System um den Faktor 1,5 (bei $\vartheta_{VL} = 35$ °C) bis 2,8 (bei $\vartheta_{VL} = 55$ °C) über der Aufheizzeit beim dünn-schichtigen System.

Die Aufheizzeit kann beim KRM-System um den Faktor 4,6 reduziert werden bei Erhöhung der Vorlauftemperatur von 35 auf 55 °C. Beim HS-System kann die Aufheizzeit bei gleicher Erhöhung der Vorlauftemperatur nur um den Faktor 2,6 reduziert werden.

Die Ergebnisse korrespondieren mit den Erkenntnissen der instationären Messreihen. Die erhöhte Wärmeleistung während des Betriebes mit höheren Vorlauftemperaturen kann vom KRM-System erheblich schneller an den Prüfraum abgegeben werden. Dies ist einerseits auf das geringere zu erwärmende Masse zurückzuführen, andererseits auf die im Vergleich zur äußeren Oberfläche der Heizspiralen mehr als doppelt so große wärmeübertragende Fläche der Kapillarrohre, die zu einer besseren Auskühlung des Heizmediums führt.

Bei geringeren Vorlauftemperaturen ist der Unterschied zwischen den Rücklauftemperaturen deutlich geringer. Die Auskühlung des Heizmediums gleicht sich tendenziell an. Die Heizleistung des konventionellen Systems wird nun hauptsächlich durch dessen höheren Wärmedurchgangswiderstand limitiert. Dies wird deutlich an den während aller Messungen geringeren maximalen Oberflächentemperaturen.

Tabelle 8: Aufheizzeiten zur Anhebung der operativen Raumtemperatur von 18 auf 22 °C, zeitbezogene Temperaturänderung sowie maximale Oberflächentemperatur bei Vorlauftemperaturen von 35, 45 und 55 °C beider Flächenheizsysteme bei einem Massenstrom von 330 kg/h (KRM) bzw. 270 kg/h (HS)

FHS	$\vartheta_{VL,soll}$	Δt	$\frac{\Delta T}{\Delta t}$	$\vartheta_{VL,m}$	$\vartheta_{RL,m}$	ΔT_m	$\vartheta_{Bo,max}$
	(°C)	(h)	(K/h)	(°C)	(°C)	(K)	(°C)
KRM	35	2,85	1,4	35,4	31,2	4,1	28,4
KRM	45	1,10	3,6	44,5	35,6	8,9	31,6
KRM	55	0,63	6,4	53,9	36,1	17,8	34,8
HS	35	4,37	0,9	35,3	29,6	5,7	25,9
HS	45	2,41	1,7	44,0	34,5	9,7	27,6
HS	55	1,80	2,3	53,1	40,6	12,5	28,0

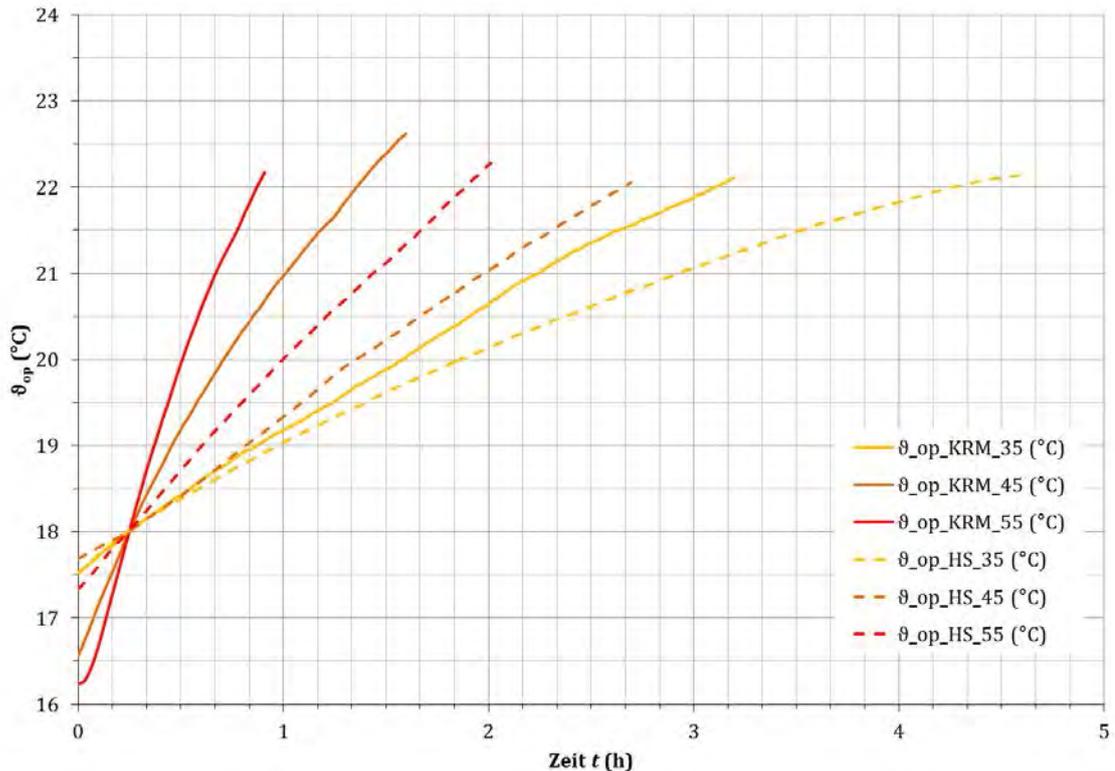


Abbildung 17: Verlauf der operativen Raumtemperatur während der Aufheizung des Prüfraumes bei Heizkreisvorlauftemperaturen von 35, 45 und 55 °C und einem Heizwassermassenstrom von 330 kg/h (KRM) bzw. 270 kg/h (HS)

2.4 Instationäre Wärmezufuhr

Im Rahmen der kontinuierlichen Messungen wurde die Vergleichsbasis für alle weiteren Untersuchungen geschaffen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden die Ergebnisse der stationären Vergleichsmessungen in den Tabellen dieses Abschnittes mit aufgeführt.

Die Ergebnisse beim instationären Betrieb der Flächenheizsysteme werden auf die energetischen und thermischen Kennwerte während der stationären Wärmezufuhr bezogen. In Tabelle 11 und Tabelle 12 sind Zusammenstellungen aller durchgeführter Messungen zu finden getrennt nach den beiden untersuchten Heizsystemen unter Angabe der Vorlauftemperatur und des Massenstromes sowie der Nummer des jeweiligen Versuchsdurchlaufs als Identifikationsmerkmal einer Messung.

Bei einem Massenstrom zwischen etwa 190 und 240 kg/h konnte die Vorlauftemperatur von 55 °C mittels des verwendeten Durchlauferhitzers nicht erreicht werden. Die Messungen bei diesen Parameterkombinationen fehlen daher in der Ergebnisdarstellung.

Zum Teil werden im Anhang Diagramme gezeigt, die bereits in diesem Kapitel zur Veranschaulichung gezeigt wurden. Die doppelte Darstellung ist der einfacheren Vergleichbarkeit der Verläufe der Temperaturen und Wärmeleistungen zwischen verschiedenen Betriebszuständen der Heizsysteme geschuldet.

2.4.1 Strömungsgeschwindigkeiten in den Kapillaren und den Heizspiralen

Die Strömungsgeschwindigkeit des Heizmediums in einer Kapillaren im KRM-System liegt beim maximal förderbaren Massenstrom von 330 kg/h nach Gleichung (2.13) bei etwa 0,096 m/s. Beim minimal geförderten Massenstrom von knapp 150 kg/h liegt die Strömungsgeschwindigkeit bei ca. 0,044 m/s.

$$v_W = \frac{\dot{V}_W}{A_{\text{Kapillare}}} = \frac{\dot{m}_W}{\rho_W \cdot n_{\text{Kapillare}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2} \quad (2.13)$$

$$v_W = \frac{330 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 144 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,0029 \text{ m})^2} = 0,096 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sie liegt damit im Bereich üblicher Strömungsgeschwindigkeiten von 0,05 bis 0,2 m/s in vergleichbaren Systemen [20] und entspricht den Annahmen von Glück [21]. Nach Angaben von Hoffmann et al. [28] ist davon auszugehen, dass der Wärmeübergang zwischen Fluid und Kapillarrohr im Experiment nicht signifikant behindert wird, wenn die Strömungsgeschwindigkeit auf einen Wert von ca. 0,04 verringert wird (infolge geringeren Massenstroms). Oberhalb einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,02 m/s steige der Wärmeübergang in einer Kapillaren nur noch geringfügig an.

Die Reynoldszahl wird entsprechend Gleichung (2.14) bestimmt und liegt bei den Kapillaren zwischen 130 und 290 und damit im laminaren Bereich.

$$Re_{\text{Kapillare}} = \frac{v_W \cdot d_{\text{Kapillare}}}{\nu_W} \quad (2.14)$$

$$Re_{\text{Kapillare}} = \frac{(0,044 \dots 0,096) \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0029 \text{ m}}{1,004 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} \approx 130 \dots 290$$

Es ist jedoch zu beachten, dass bei geringer Strömungsgeschwindigkeit eine gleichmäßige Durchströmung aller Kapillaren gefährdet ist. Je nach hydraulischer Verschaltung der Kapillarrohmatten und der Kapillaren innerhalb einer Matte ist der hydraulische Abgleich zu prüfen.

Bei den Heizspiralen liegt die Strömungsgeschwindigkeit bei einem Massenstrom von knapp 270 kg/h bei ca. 0,48 m/s und bei einem Massenstrom von 130 kg/h bei entsprechend 0,23 m/s (2 Heizspiralen, Innendurchmesser 10 mm). Die Strömungsgeschwindigkeit ist in allen Betriebspunkten deutlich höher, da sich die Strömung auf nur 2 Heizspiralen aufteilt.

Die Reynoldszahl der Strömung liegt bei Werten zwischen 2290 und 4781. Die Strömung in den Heizspiralen ist tendenziell eher als turbulent zu betrachten. Da die Reynoldszahlen im kritischen Bereich zwischen Auflösung einer laminaren und Bildung einer turbulenten Strömung liegen, besteht eine Unsicherheit hinsichtlich der Bewertung der Strömungsform.

2.4.2 Maximale und mittlere Fußbodentemperaturen

Zur Bewertung der Eignung des instationären Heizbetriebes zur Bereitstellung thermisch behaglicher Bedingungen wird die Fußbodentemperatur herangezogen.

Beim dünn-schichtigen KRM-System werden die maximalen Fußbodentemperaturen stets an der Position des Sensors Bo07 gemessen. Dies ist auf seine örtliche Nähe zum Vorlauf der zweiten Kapillarrohrmatte sowie ungleichmäßige Wärmedurchgangswiderstände des Teppichs infolge von Luftschichten zwischen Estrichoberfläche und Teppich zurückzuführen. An den Positionen Bo02 und Bo03 werden trotz deren Nähe zum Vorlauf der zweiten Matte stets geringere Temperaturen als an Position Bo07 erfasst. Hier ist der Wärmedurchgangswiderstand geringfügig höher, da das Sensorkabel unterhalb des Teppichs verlegt wurde und diesen daher leicht anhebt.

Wie den Angaben in Tabelle 9 zu entnehmen ist, wird die maximal zulässige Fußbodentemperatur $\vartheta_{\text{Bo,max,zulässig}}$ von 29 °C während des stationären Heizbetriebes in beiden untersuchten Betriebspunkten nicht überschritten.

Während des instationären Heizbetriebes hingegen wird die maximal zulässige Temperatur in allen Betriebspunkten an der Position des Sensors Bo07 überschritten (Ausnahme: Betrieb bei einer Vorlauftemperatur von 40 °C und einem Massenstrom von ca. 180 kg/h). Zur Bewertung der Temperaturüberschreitung wird die Standardabweichung der Überschreitung bezogen auf die Temperaturgrenze von 29 °C herangezogen. Sie berechnet sich entsprechend Gleichung (2.15):

$$\sigma_{\text{ÜT}}(\vartheta_{\text{Bo}}) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum (\vartheta_{\text{Bo}}(t) - \vartheta_{\text{Bo,max,zulässig}})^2} \quad (2.15)$$

Die Überschreitung der maximal zulässigen Temperatur ist erwartungsgemäß beim Betrieb mit der höchsten Heizleistung am größten. Die Standardabweichung der Übertemperatur bei einer Vorlauftemperatur von 55 °C und einem Massenstrom von ca. 330 kg/h liegt bei ca. 1,2 K. Soll die Übertemperatur reduziert werden bei gleicher Vorlauftemperatur, ist der Massenstrom zu reduzieren. Bei einem Massenstrom von ca. 180 kg/h liegt die Standardabweichung der Übertemperatur bei nur noch 0,17 K.

Insgesamt lässt sich feststellen, dass bei hohen Massenströmen die maximale Oberflächentemperatur nur geringfügig von der gewählten Vorlauftemperatur abhängt. Wird der Massenstrom reduziert, vergrößert sich der Einfluss der Vorlauftemperatur auf die maximale Oberflächentemperatur in geringem Maße. Dies ist auf die unterschiedliche Aufheiz- und Abkühlcharakteristik des Estrichs zurückzuführen. Während erstere von der zugeführten Wärmeleistung abhängig ist, verläuft letztere mit nahezu gleicher Geschwindigkeit unabhängig von der zuvor zugeführten Wärmeleistung.

Die Unterschiede in den gemessenen Oberflächentemperaturen bei verschiedenen Betriebspunkten sind gering. Die Signifikanz der Daten liegt nur knapp oberhalb ihrer Unsicherheit. Daher sind keine belastbaren Aussagen hinsichtlich vorteilhafter Parameterwahl möglich.

Die mittlere Fußbodentemperatur an der Position des Sensors Bo07 liegt maximal knapp 1,2 K über 29 °C.

Die über die jeweiligen gesamten Messzeiträume gemittelte durchschnittliche Fußbodentemperatur liegt bei allen Messungen unter 29 °C. Die Auswirkungen kurzzeitig höherer Fußbodentemperaturen werden in Probandenversuchen untersucht, siehe dazu Kapitel 2.5.

Exemplarisch ist der Verlauf der maximal gemessenen Oberflächentemperatur an der Position des Sensors Bo07 in Abbildung 19, der der mittleren Oberflächentemperatur in Abbildung 18 gegeben (bei einem Massenstrom von ca. 330 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 55 °C). Zum Vergleich und zur Verdeutlichung der Unterschiede in der Aufwärmcharakteristik sind die Verläufe beim Betrieb bei gleichem Massenstrom und einer Vorlauftemperatur von 40 °C in Abbildung 20 und Abbildung 21 gegeben.

Die Diagramme aller weiteren Messungen finden sich im Anhang E ab Seite 101.

Beim konventionellen Heizsystem wird die maximale Oberflächentemperatur stets an der Position des Sensors Bo04 gemessen. Wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, wurden die bereits beim dünn-schichtigen System genutzten Sensoren wiederverwendet und neu positioniert. Die Unterschiede der Temperatur entlang der Oberfläche sind beim konventionellen System – abgesehen vom Zentrum der Spirale – sehr gering.

Beim konventionellen Heizsystem wird die maximal zulässige Oberflächentemperatur während aller Messungen nicht überschritten (vgl.

Tabelle 10). Der um den Faktor 3 höhere Wärmeleitwiderstand und die vergleichsweise homogene Wärmeabgabe entlang der Fußbodenoberfläche führen zu reduzierten Temperaturspitzen und zu einer insgesamt geringeren mittleren Oberflächentemperatur.

Die mittleren Fußbodentemperaturen sind im Mittel um 2 K geringer als beim dünn-schichtigen System, was sich in geringeren flächenspezifischen Heizleistungen und längeren Wärmezufuhrimpulsen (siehe Kapitel 2.4.3) widerspiegelt.

Beim konventionellen System sind ebenfalls tendenziell höhere mittlere Temperaturen beim Betrieb mit geringeren Massenströmen festzustellen.

Tabelle 9: Dünnschichtiges Heizsystem: Maximale und mittlere Fußbodentemperatur an Position Bo07, Standardabweichung der Übertemperatur sowie mittlere Fußbodentemperatur über alle Positionen

FHS	BA	$\vartheta_{VL,soll}$ (°C)	$\dot{m}_{W,soll}$ (kg/h)	Nr. (-)	$\vartheta_{Bo07,max}$ (°C)	$\vartheta_{Bo07,m}$ (°C)	$\sigma_{\dot{U}T}(\vartheta_{Bo07})$ (K)	$\vartheta_{Bo,m}$ (°C)
KRM	S	35	325	1	28,06	27,93	0,00	26,54
KRM	S	35	325	2	28,51	28,36	0,00	26,82
KRM	S	40	150	1	28,65	28,42	0,00	27,07
KRM	I	40	180	1	28,92	28,09	0,00	26,77
KRM	I	45	180	1	29,85	28,56	0,44	27,23
KRM	I	50	180	1	29,37	28,19	0,14	27,07
KRM	I	55	180	1	29,38	27,99	0,17	27,03
KRM	I	40	230	1	29,45	28,45	0,23	27,01
KRM	I	45	230	1	30,06	28,47	0,58	27,11
KRM	I	50	230	1	31,23	29,24	1,23	27,79
KRM	I	40	280	1	30,16	29,05	0,62	27,43
KRM	I	45	280	1	31,00	29,24	1,09	27,66
KRM	I	50	280	1	31,52	29,38	1,35	27,84
KRM	I	50	280	2	29,63	28,01	0,30	26,79
KRM	I	55	280	1	30,69	28,65	0,81	27,42
KRM	I	40	325	1	30,01	28,75	0,51	27,32
KRM	I	45	325	1	29,49	28,29	0,22	26,99
KRM	I	45	325	2	29,78	28,46	0,37	27,01
KRM	I	50	325	1	30,42	28,85	0,75	27,49
KRM	I	50	325	2	30,29	28,57	0,67	27,18
KRM	I	55	325	1	31,26	29,07	1,21	27,74

Tabelle 10: Konventionelles Heizsystem: Maximale und mittlere Fußbodentemperatur an Position Bo04, Standardabweichung der Übertemperatur sowie mittlere Fußbodentemperatur über alle Positionen

FHS	BA	$\vartheta_{VL,soll}$ (°C)	$\dot{m}_{W,soll}$ (kg/h)	Nr. (-)	$\vartheta_{Bo04,max}$ (°C)	$\vartheta_{Bo04,m}$ (°C)	$\sigma_{\dot{U}T}(\vartheta_{Bo04})$ (K)	$\vartheta_{Bo,m}$ (°C)
HS	S	37	270	1	26,71	25,57	0,00	25,64
HS	S	41	130	1	26,88	25,80	0,00	25,77
HS	I	45	190	1	26,97	25,63	0,00	25,65
HS	I	50	190	1	27,40	25,92	0,00	25,84
HS	I	45	230	1	27,38	25,93	0,00	25,94
HS	I	50	230	1	26,58	26,13	0,00	25,73
HS	I	40	270	1	26,22	25,93	0,00	25,52
HS	I	45	270	1	26,40	25,97	0,00	25,54
HS	I	50	270	1	26,44	25,96	0,00	25,50
HS	I	55	270	1	26,56	25,84	0,00	25,43

2.4 Instationäre Wärmezufuhr

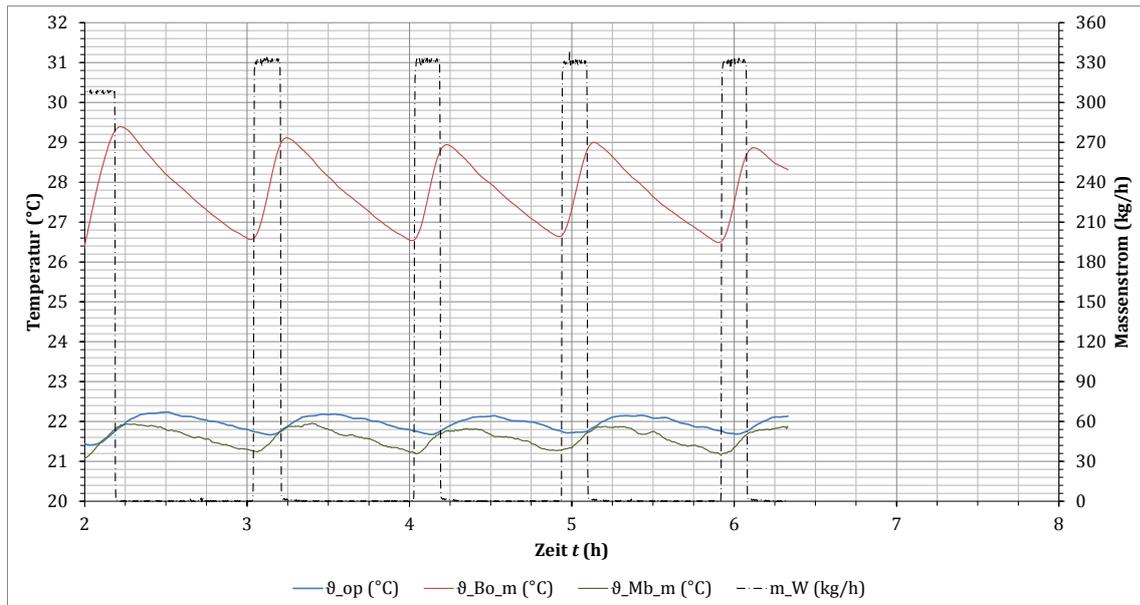


Abbildung 18: KRM-I-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen

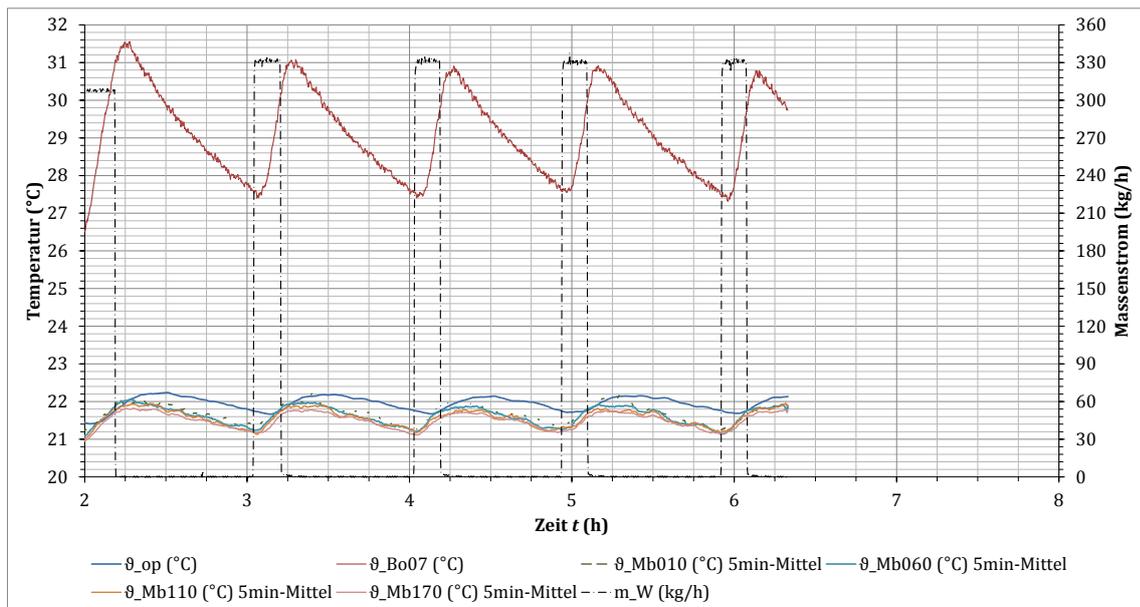


Abbildung 19: KRM-I-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur des Fußbodens an der Position des Sensors Bo07 sowie der Lufttemperaturen (Mb)

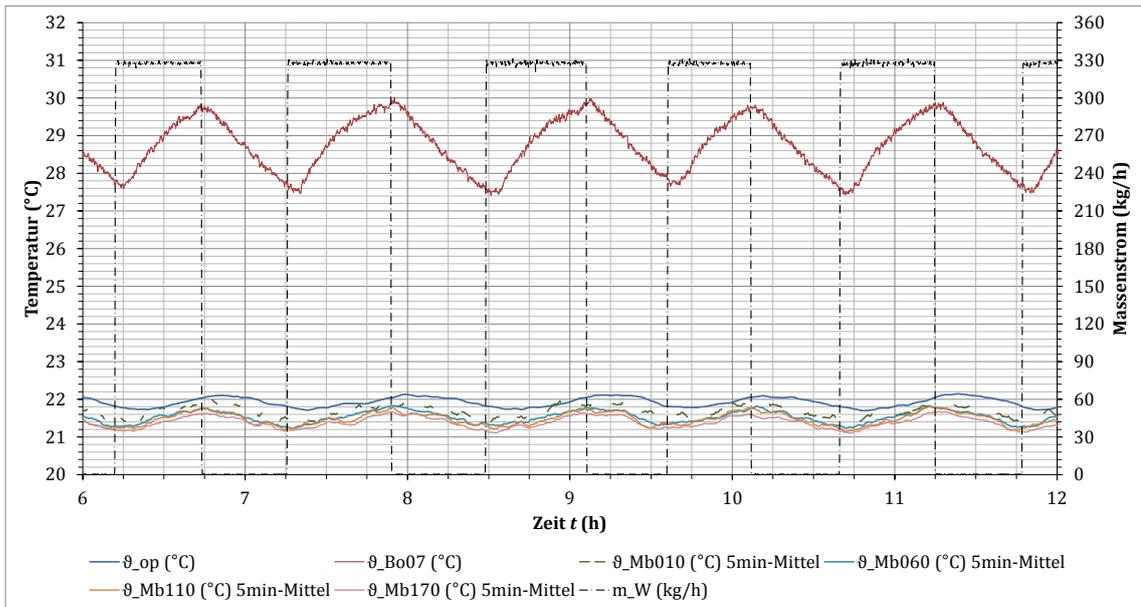


Abbildung 20: KRM-I-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur des Fußbodens an der Position des Sensors Bo07 sowie der Lufttemperaturen (Mb)

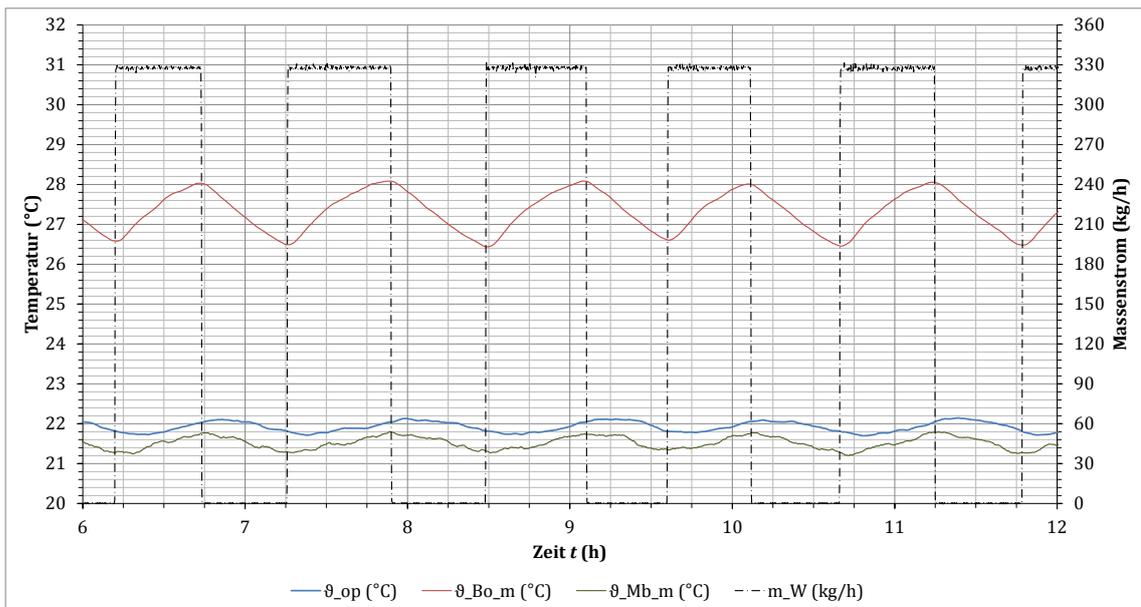


Abbildung 21: KRM-I-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen

2.4.3 Verhältnis der Wärmeleistungen

Wird die Vorlauftemperatur des Heizmediums erhöht, nimmt die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m über das Flächenheizsystem zu. Beim KRM-System kann die mittlere Temperaturdifferenz bei Erhöhung der Vorlauftemperatur von 35 auf 55 °C ca. um den Faktor 7 gesteigert werden. Beim HS-System immerhin noch um den Faktor 4,2 (vgl. Tabelle 11 und Tabelle 12 sowie Abbildung 22 und Abbildung 23).

Die Temperaturdifferenz ist bei gleicher Vorlauftemperatur nur geringfügig abhängig vom Heizwassermassenstrom des KRM-Systems. Beim HS-System besteht eine stärkere Korrelation zwischen den beiden Größen.

Bei geringerem Massenstrom ist einerseits die Verweilzeit des Mediums innerhalb der Kapillaren bzw. Heizrohren größer, andererseits nimmt infolge geringerer Strömungsturbulenz der Wärmeübergangskoeffizient vom Heizmedium auf die Rohrwandung ab.

Die absolute Änderung der Strömungsgeschwindigkeit des Heizmediums in den Kapillaren ist deutlich geringer als die in den Heizrohren. Die absolute Verweilzeit des Heizmediums in den Kapillaren ist stets lang genug, um das Heizmedium maximal auszukühlen (in Abhängigkeit der Wärmedurchgangswiderstände der Rohrwandung, des Estrichs und des Fußbodenbelages). Dies gilt nicht für das HS-System. Wird der Massenstrom erhöht auf den Maximalwert von 270 kg/h, reicht die Verweilzeit des Mediums nicht mehr für eine vollständige Auskühlung.

Bei zunehmender Temperaturdifferenz über die wärmeübertragende Fläche nimmt erwartungsgemäß auch die Heizleistung zu.

Beim KRM-System kann die mittlere Heizleistung während des Wärmezufuhrimpulses mit einer Vorlauftemperatur von 55 °C bezogen auf die mittlere Heizleistung im stationären Betrieb ca. um den Faktor 7 erhöht werden. Die Steigerung der mittleren Heizleistungen entspricht in etwa der Steigerung der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des jeweiligen Heizsystems.

Das Integral aus zugeführtem Heizwärmestrom über die Zeit (Wärmebedarf des Prüfraumes) muss bei gleichen Randbedingungen (vgl. Randbedingungen in Tabelle 21 und Tabelle 22) konstant sein - unabhängig von der Vorlauftemperatur und dem Massenstrom des Heizmediums. Ergo: Wird die Heizleistung verdoppelt, halbiert sich die notwendige Dauer der Wärmezufuhr.

Es besteht erwartungsgemäß eine Korrelation zwischen dem Quotienten aus mittlerer Heizleistung bei instationären und stationären Betrieb $\frac{\dot{Q}_{\text{Heiz,m}}}{\dot{Q}_{\text{Heiz,m,stat}}}$ und dem Quotienten $\frac{t_{\text{Mess}}}{t_{\text{WZI}}}$ aus der Dauer einer Messung bezogen auf die kumulierte Dauer der Wärmezufuhrimpulse. Die Dauer einer Messung bezeichnet hierbei die Zeitspanne, innerhalb derer jeweils n vollständige Zyklen aus Wärmezufuhrimpuls und Abkühlung bis zum Beginn des nächsten Wärmezufuhrimpulses erfolgen. Es wurden für die Auswertung mindestens drei vollständige Zyklen innerhalb einer gültigen Messung einbezogen (vgl. dazu auch die Angabe der Randbedingungen in Tabelle 21 und Tabelle 22 im Anhang). Beim stationären Betrieb der Heizsysteme sind die Quotienten $\frac{\dot{Q}_{\text{Heiz,m}}}{\dot{Q}_{\text{Heiz,m,stat}}}$ und $\frac{t_{\text{Mess}}}{t_{\text{WZI}}}$ stets gleich eins (Dauer der Messung entspricht Dau-

er der Wärmezufuhr). Die Abweichung Δ zwischen den beiden Quotienten wird in Tabelle 11 und Tabelle 12 in der letzten Spalte aufgeführt. Die Abweichung ist jeweils auf den Quotienten der Zeitintervalle bezogen.

Die Abweichungen Δ zwischen beiden Quotienten sind auf Unsicherheiten der Messgrößen sowie auf unscharfe Grenzen bei der Bestimmung der Zeitspannen zurückzuführen. Ferner konnten nicht exakt gleiche Randbedingungen (Temperatur der Klimakammer und der Versuchshalle) aufrechterhalten werden.

Anhand des theoretisch erwarteten und experimentell nachgewiesenen Zusammenhangs der beiden Quotienten kann eine Aussage über die zu erwartenden Laufzeit der Pumpe je nach Parametrierung des Heizsystems getroffen werden.

Unterschreitet der Quotient $\frac{t_{\text{Mess}}}{t_{\text{WZI}}}$ einen Wert von ca. 2, so kommt es unter den gewählten Randbedingungen und der geringen Hysterese der Raumtemperaturregelung zu häufigen Schaltvorgängen der Regelung. Dies ist vor allem beim konventionellen System zu beobachten.

Die instationäre Wärmeleistung sollte unter den gegebenen Bedingungen mindestens doppelt so groß sein wie die mindestens erforderliche stationäre Wärmeleistung.

Ändert sich der Wärmebedarf des Raumes infolge anderer Außentemperaturen oder innerer Wärmequellen, ändert sich zwar die absolute erforderliche Heizleistung, das genannte Verhältnis aus instationärer zu stationärer Heizleistung bleibt bestehen.

Wird eine größere Hysterese der Raumtemperaturregelung erlaubt, so ändert sich das Mindestverhältnis nicht. Eine größere Hysterese verringert bei der betrachteten Regelungsart lediglich die Takthäufigkeit.

2.4 Instationäre Wärmezufuhr

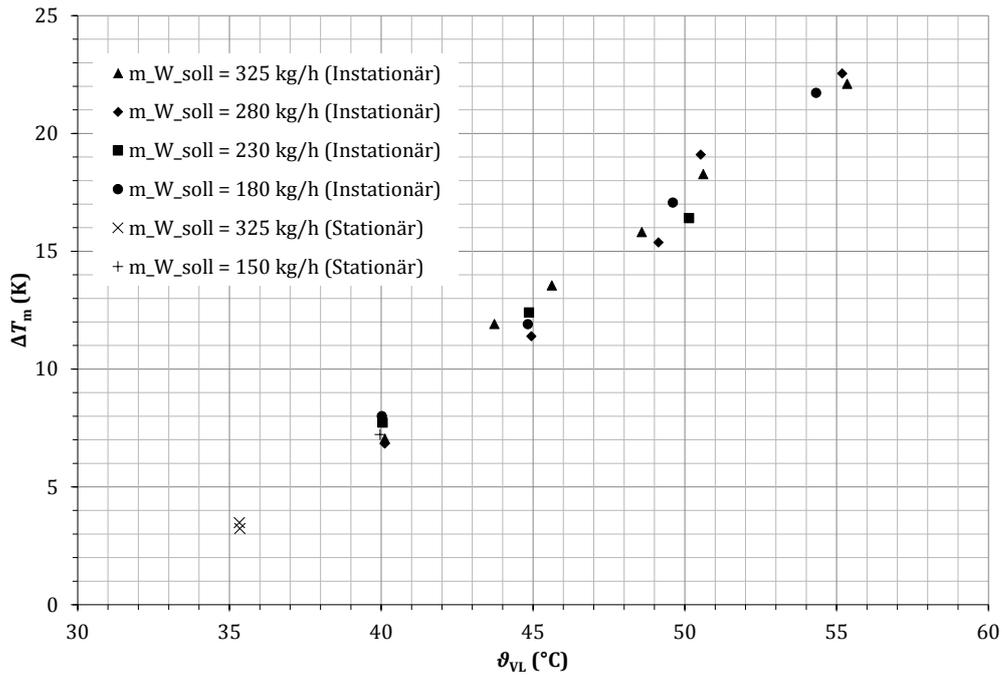


Abbildung 22: Mittlere Temperaturdifferenz aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim dünn-schichtigen System

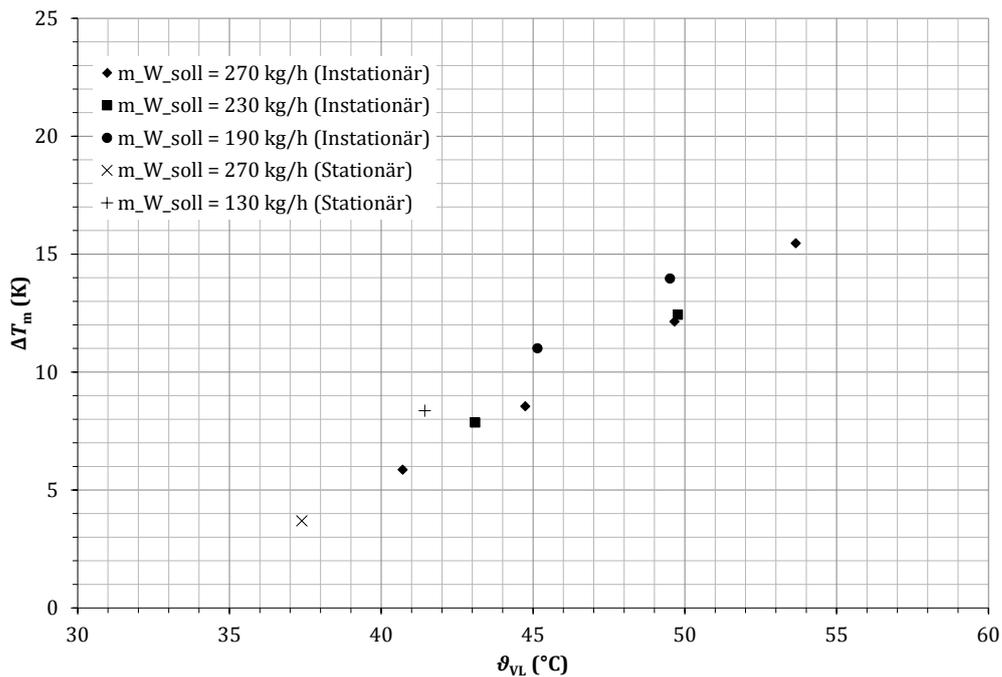


Abbildung 23: Mittlere Temperaturdifferenz aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim konventionellen System

Tabelle 11: Dünnschichtiges Heizsystem: Mittlere Temperaturdifferenz, mittlere Heizleistung während Wärmezufuhr sowie Leistungs- und Zeitintervallquotient

FHS	BA	$\vartheta_{VL,soll}$	$\dot{m}_{W,soll}$	Nr.	ΔT_m	$\dot{Q}_{Heiz,m}$	$\frac{\dot{Q}_{Heiz,m}}{\dot{Q}_{Heiz,m,stat}}$	$\frac{t_{Mess}}{t_{WZI}}$	Δ
		(°C)	(kg/h)	(-)	(K)	(kW)	(-)	(-)	(%)
KRM	S	35	325	1	3,5	1,33	1,08	1,00	-8,0
KRM	S	35	325	2	3,2	1,23	1,00	1,00	0,0
KRM	S	40	150	1	3,2	1,27	1,03	1,00	-3,2
KRM	I	40	180	1	7,2	1,68	1,37	1,37	0,2
KRM	I	45	180	1	8,0	2,52	2,05	1,93	-6,3
KRM	I	50	180	1	11,9	3,53	2,87	2,78	-3,2
KRM	I	55	180	1	17,1	4,53	3,68	3,51	-4,8
KRM	I	40	230	1	21,7	2,04	1,66	1,61	-3,0
KRM	I	45	230	1	7,7	3,27	2,66	2,57	-3,6
KRM	I	50	230	1	12,4	4,34	3,53	3,06	-15,1
KRM	I	40	280	1	16,4	2,24	1,82	1,48	-22,9
KRM	I	45	280	1	6,8	3,74	3,03	2,54	-19,4
KRM	I	50	280	1	11,4	5,03	4,08	3,45	-18,4
KRM	I	50	280	2	15,4	5,98	4,86	4,83	-0,6
KRM	I	55	280	1	19,1	7,34	5,96	5,65	-5,5
KRM	I	40	325	1	22,5	2,66	2,16	1,95	-11,0
KRM	I	45	325	1	7,0	4,46	3,62	3,71	2,4
KRM	I	45	325	2	11,9	4,98	4,04	4,02	-0,6
KRM	I	50	325	1	13,6	5,94	4,82	4,42	-9,1
KRM	I	50	325	2	15,8	6,71	5,45	5,18	-5,2
KRM	I	55	325	1	18,3	8,43	6,85	6,14	-11,5

Tabelle 12: Konventionelles Heizsystem: Mittlere Temperaturdifferenz, mittlere Heizleistung während Wärmezufuhr sowie Leistungs- und Zeitintervallquotient

FHS	BA	$\vartheta_{VL,soll}$	$\dot{m}_{W,soll}$	Nr.	ΔT_m	$\dot{Q}_{Heiz,m}$	$\frac{\dot{Q}_{Heiz,m}}{\dot{Q}_{Heiz,m,stat}}$	$\frac{t_{Mess}}{t_{WZI}}$	Δ
		(°C)	(kg/h)	(-)	(K)	(kW)	(-)	(-)	(%)
HS	S	37	270	1	3,7	1,15	1,0	1,0	0,0
HS	S	41	130	1	8,4	1,24	1,1	1,0	-8,0
HS	I	45	190	1	11,0	2,41	2,1	2,1	1,1
HS	I	50	190	1	14,0	3,04	2,6	2,5	-5,2
HS	I	45	230	1	7,9	2,07	1,8	1,7	-6,0
HS	I	50	230	1	12,4	3,35	2,9	2,7	-9,7
HS	I	40	270	1	5,9	1,79	1,6	1,5	-0,6
HS	I	45	270	1	8,5	2,64	2,3	2,2	-4,8
HS	I	50	270	1	12,1	3,75	3,3	3,1	-4,4
HS	I	55	270	1	15,5	4,79	4,2	4,5	6,7

2.4.4 Abschätzung der Länge eines Wärmezufuhrintervalles bei stationären äußeren Bedingungen

Zur Abschätzung der Pumpenlaufzeit in Abhängigkeit der verfügbaren instationären Wärmeleistung wird nachfolgend ein Kurzverfahren beschrieben.

Für die instationäre Wärmebilanz des Prüfraumes gilt entsprechend Gleichung (2.16):

$$0 = \dot{Q}_{\text{Heiz,instat}} + \dot{Q}_{\text{intern}} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_T + \frac{dU_{\text{Mobiliar}}}{dt} + \frac{dU_{\text{Bo}}}{dt} \quad (2.16)$$

Die Änderung der inneren Energie dU_{Mobiliar} des Mobiliars kann bei geringen Raumtemperaturschwankungen vernachlässigt werden.

Für die Änderung der inneren Energie dU_{Bo} des Fußbodens gilt entsprechend Gleichung (2.17):

$$\frac{dU_{\text{Bo}}}{dt} = m_{\text{Bo}} \cdot c_{p,\text{Bo}} \cdot \frac{d\vartheta_{\text{Bo,m}}}{dt} \quad (2.17)$$

Während der Wärmezufuhr wird zusätzliche Wärme in den Fußboden eingetragen, die für die Deckung der Wärmeverluste für eine Zeitspanne Δt_{aus} während des Pumpenstillstands ausreichen. Die wirksame Temperaturdifferenz ist hierbei die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Fußbodenoberfläche und Raumluft. Der Estrich gibt solange Wärme an den Raum ab, bis sich seine Oberflächentemperatur und die Raumtemperatur angeglichen haben. Für Δt_{aus} gilt entsprechend Gleichung (2.18):

$$\Delta t_{\text{aus}} = \frac{C_{\text{Bo}}}{(\dot{Q}_{\text{intern}} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_T)} = \frac{V_{\text{Bo}} \cdot \rho_{\text{Bo}} \cdot c_{p,\text{Bo}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{Bo,Mb,m}}}{(\dot{Q}_{\text{intern}} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_T)} \quad (2.18)$$

Näherungsweise kann die Änderung der inneren Energie des Fußbodens als residuärer Wärmestrom in der oben genannten Bilanz betrachtet werden. Während der Wärmezufuhr ist er positiv (Fußboden erwärmt sich) und während des Pumpenstillstandes ist er negativ (Fußboden kühlt ab). Es gilt nach Gleichung (2.19):

$$-\frac{dU_{\text{Bo}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{Heiz,instat}} + \dot{Q}_{\text{intern}} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_T = \dot{Q}_{\text{residual}} \quad (2.19)$$

Die auftretenden Phasenverschiebungen zwischen Beginn bzw. Ende der Wärmezufuhr und der Erwärmung bzw. der einsetzenden Abkühlung des Fußbodens werden vernachlässigt. Für die zusätzlich zugeführte Wärmemenge $Q_{\text{residual,zu}}$ gilt entsprechend Gleichung (2.20):

$$Q_{\text{residual,zu}} = (\dot{Q}_{\text{Heiz,instat}} + \dot{Q}_{\text{intern}} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_T) \cdot \Delta t_{\text{WZI}} \quad (2.20)$$

Für die während des Pumpenstillstands abgegebene Wärmemenge $Q_{\text{residual,ab}}$ gilt (2.21):

$$Q_{\text{residual,ab}} = (\dot{Q}_{\text{intern}} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_T) \cdot \Delta t_{\text{aus}} \quad (2.21)$$

Sind vereinfachend angenommen die einzelnen Wärmeströme während des Pumpenbetriebes bzw. -stillstands konstant, so sind die Wärmemengen $Q_{\text{residual,zu}}$ und $Q_{\text{residual,ab}}$ gleich groß. Werden die Gleichungen (2.20) und (2.21) gleichgesetzt und für Δt_{aus} Gleichung (2.18) eingesetzt, so folgt nach Umstellung nach Δt_{WZI} Gleichung (2.22):

$$\Delta t_{WZl} = \frac{V_{Bo} \cdot \rho_{Bo} \cdot c_{p,Bo} \cdot \Delta \vartheta_{Bo, Mb, m}}{(\dot{Q}_{Heiz, instat} + \dot{Q}_{intern} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_T)} \quad (2.22)$$

Die Wärmeströme \dot{Q}_L und \dot{Q}_T sind per Definition negativ einzusetzen.

Die hohe Unsicherheit der eingehenden Berechnungsgrößen erlaubt nur eine Abschätzung der Pumpenlaufzeit und der Dauer des Pumpenstillstandes. Ferner ist der Zusammenhang nur bei einer geringen Raumtemperaturschwankung von maximal ca. $\pm 0,5$ °C zulässig. Wird eine größere Temperaturschwankung erlaubt, kann nicht mehr mit der arithmetisch gemittelten Temperaturdifferenz zwischen Fußbodenoberfläche und Raumluft gerechnet werden und es müssen Speichereffekte des Mobiliars und der Hüllflächen sowie instationäre Wärmeverluste berücksichtigt werden.

Für das dünn-schichtige System weicht der Schätzwert (berechneter Wert nach (2.22)) vom Messwert im jeweiligen Betriebspunkt um maximal ca. ± 29 % ab (beim Betrieb mit einer Vorlauftemperatur von 45 °C und einem Massestrom von 325 kg/h). Die mittlere Abweichung über alle Schätzwerte liegt bei ca. $-3,2$ % mit einer Standardabweichung von ca. 0,06 h. Die Abweichungen liegen im Bereich der Unsicherheit der Berechnungsgröße Δt_{WZl} .

Beim konventionellen System treten höhere Abweichungen auf zwischen Schätzwert und Messwert mit im Mittel knapp 54 %. Die Standardabweichung liegt bei ca. 0,67 h. Dies ist im Wesentlichen auf zwei Ursachen zurückzuführen. Einerseits auf die Unsicherheiten hinsichtlich des wärmespeicherwirksamen Estrichvolumens und andererseits hinsichtlich der Wärmeverluste an die Unterkonstruktion. Ersteres wird tendenziell überschätzt und letztere werden tendenziell unterschätzt.

Für das konventionelle System ist die beschriebene Abschätzrechnung ungeeignet.

Bespielhaft sind in Abbildung 24 und Abbildung 25 die Verläufe der Wärmeströme bei einer Vorlauftemperatur von 40 bzw. 55 °C und einem Massenstrom von knapp 330 kg/h beim instationären Betrieb des KRM-Systems aufgetragen. Die Lüftungs- und die Transmissionswärmeverluste sowie die inneren Wärmegewinne sind konstant. Die zugeführte Heizleistung wird als diskret betrachtet (Sprünge in der Leistung über die Zeit). Die residuale Wärmeleistung berechnet sich entsprechend (2.19).

Die Verläufe der Wärmeströme bei allen anderen Vorlauftemperaturen und Massenströmen finden sich in Anhang E.

2.4 Instationäre Wärmezufuhr

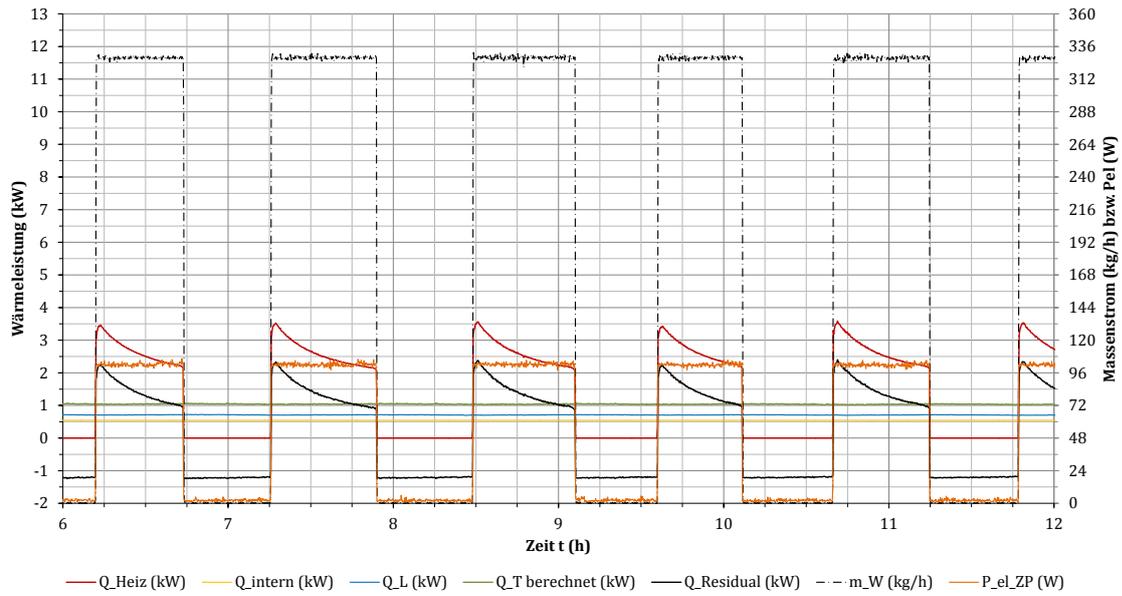


Abbildung 24: KRM-40-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

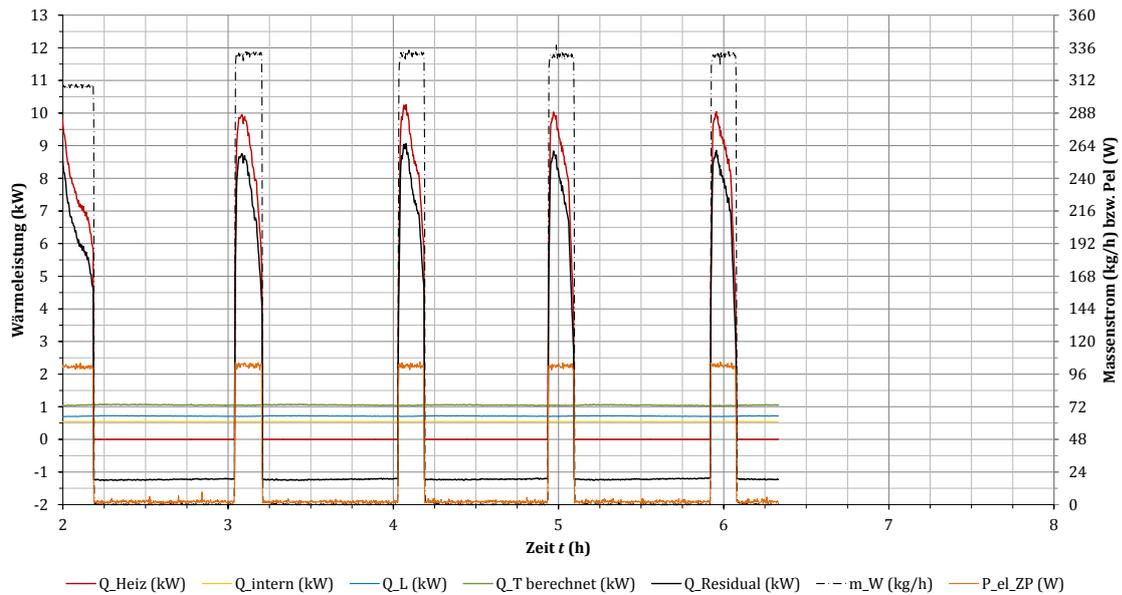


Abbildung 25: KRM-55-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

2.4.5 Reduktion des elektrischen Energiebedarfes

Der elektrische Leistungsbedarf zum Antrieb einer Zirkulationspumpe eines Heizsystems berechnet sich allgemein nach Gleichung (2.23) zu:

$$P_{el} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}_W}{\eta_{ges}} \quad (2.23)$$

Für den Druckverlust gilt allgemein unter der Annahme konstanter Querschnitte entsprechend Gleichung (2.24):

$$\Delta p = \frac{\rho_W \cdot v_W^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta_i \right) = \frac{\rho_W \cdot \dot{V}_W^2}{2 \cdot A_{Rohr}^2} \cdot \left(\lambda_{Rohr} \cdot \frac{l_{Rohr}}{d_{Rohr}} + \sum \zeta_i \right) \quad (2.24)$$

Wird Gleichung (2.24) in Gleichung (2.23) eingesetzt gilt entsprechend Gleichung (2.25):

$$P_{el} = \frac{\rho_W \cdot \left(\lambda_{Rohr} \cdot \frac{l_{Rohr}}{d_{Rohr}} + \sum \zeta_i \right)}{2 \cdot A_{Rohr}^2 \cdot \eta_{ges}} \cdot \dot{V}_W^3 \quad (2.25)$$

Unter der Annahme konstanter Dichte und eines konstanten Gesamtwirkungsgrades (gebildet aus dem Produkt aus elektrischem und hydraulischem Wirkungsgrad der Pumpe) und der Zusammenfassung der Rohr- und Einbautenwiderstände kann Gleichung (2.25) vereinfacht werden zu Gleichung (2.26):

$$P_{el} = k \cdot \dot{V}_W^3 = \frac{k}{\rho_W} \cdot \dot{m}_W^3 \quad (2.26)$$

Der Faktor k ist anlagenspezifisch. Wird der Volumenstrom der Anlage mittels einer Frequenzregelung innerhalb des besten Wirkungsgradbereiches der Pumpe geregelt, so ist k annähernd konstant und die Leistungsaufnahme der Pumpe nur vom Volumenstrom in dritter Potenz abhängig.

Der kubische Zusammenhang zwischen normierter Leistungsaufnahme und normiertem Massenstrom bzw. normiertem Volumenstrom ist in Abbildung 26 dargestellt. Für die normierte Leistungsaufnahme gilt nach (2.27):

$$P_{norm} = \frac{P(\dot{m}_{W,norm})}{P_{max}} \quad (2.27)$$

Für den normierten Massenstrom gilt entsprechend (2.28):

$$\dot{m}_{W,norm} = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_{W,max}(BP)} \quad (2.28)$$

Für den Massenstrom $\dot{m}_{W,max}(BP)$ wird der im jeweiligen Betriebspunkt (BP) maximal geförderte absolute Massenstrom eingesetzt.

Beim dünn-schichtigen System wird der maximale Massenstrom gewählt zu $\dot{m}_{W,max}(A) = 325 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$; $\dot{m}_{W,max}(B) = 280 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$; $\dot{m}_{W,max}(C) = 230 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$; $\dot{m}_{W,max}(D) = 180 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$.

Wird die Zirkulationspumpe stationär betrieben und z.B. stetig geregelt entsprechend des Wärmebedarfes eines Raumes oder einer Gebäudezone bei konstanter Vorlauftemperatur des Heizmediums, so folgt die Leistungsaufnahme der Kurve S. Bei halbem Massenstrom wird nur noch ein Achtel der Leistung benötigt.

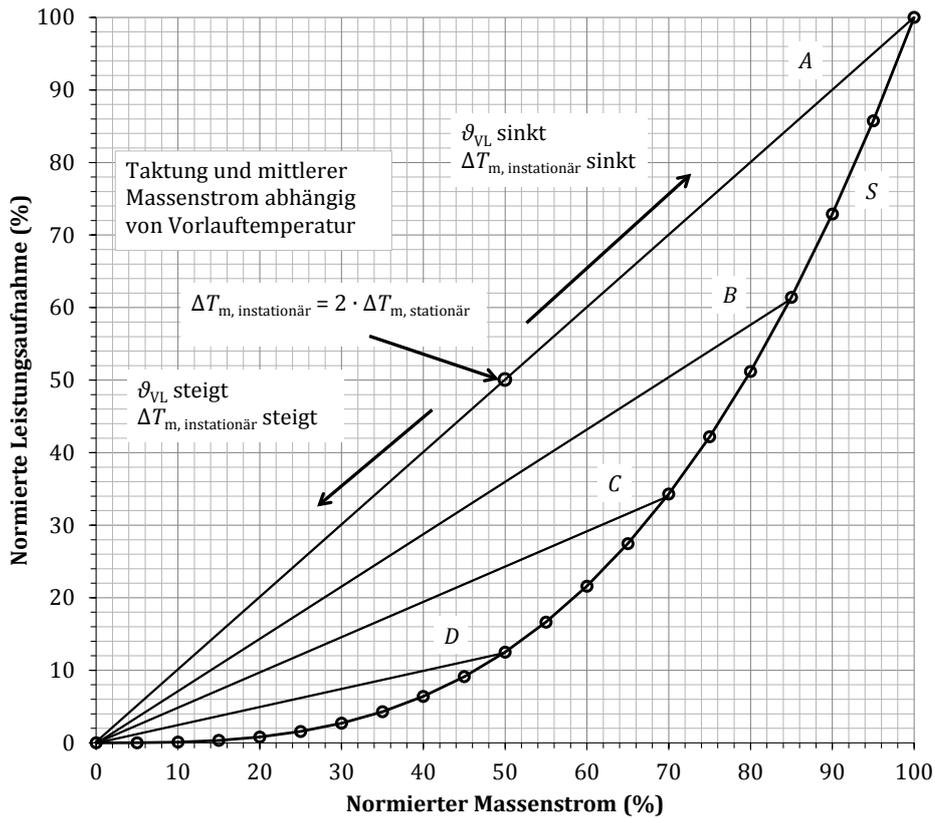


Abbildung 26: Prinzipieller Zusammenhang zwischen normierter Leistungsaufnahme und normiertem Massenstrom (S – Kontinuierlicher Betrieb mit stationärer Wärmezufuhr, A bis D - Intermittierender Betrieb mit instationärer Wärmezufuhr)

Wird die Pumpe hingegen getaktet betrieben, so folgt die mittlere Leistungsaufnahme den Geraden A bis D. Wird während der Wärmezufuhr der von der Zirkulationspumpe maximal mögliche Massenstrom gefördert, bewegt sich die Leistungsaufnahme entlang der Geraden A. Entspricht nun die Dauer der Wärmezufuhr der Dauer der Stillzeit der Pumpe, wie es im Falle doppelter Heizleistung während der Wärmezufuhr der Fall ist, so entspricht die mittlere Leistungsaufnahme genau der Hälfte der maximalen Leistungsaufnahme. Werden die Vorlauftemperatur des Heizmediums und damit die Temperaturdifferenz während des instationären Betriebes $\Delta T_{m,instationär}$ über die Heizfläche erhöht, so steigt die Heizleistung. Infolgedessen sinken die Dauer der notwendigen Wärmezufuhrimpulse und die mittlere Leistungsaufnahme.

In den realen Flächenheizsystemen ist der Wirkungsgrad der Zirkulationspumpe nicht konstant. Um die elektrische Leistungsaufnahme in der Simulation berechnen zu können, musste ein Parametersatz bestimmt werden. Dazu wurde für jedes Heizsystem an mehreren Betriebspunkten die elektrische Leistungsaufnahme ermittelt. Zusätzlich wurde aus Diagrammen des Herstellers (vgl. Abbildung 68 im Anhang) die bei der jeweiligen Drehzahl und dem jeweiligen geförderten Volumenstrom erreichte Druckerhöhung ermittelt. Aus der Kenntnis der hydraulischen und elektrischen Leistung konnte der Verlauf des Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Volumenstroms bzw. des normierten Volumenstromes errechnet werden. Die Ermittlung des Wirkungsgrades unterliegt einer Unsicherheit von schätzungsweise

10 % bezogen auf den Berechnungswert, da die Druckerhöhung grafisch ermittelt wurde und die zur Verfügung stehenden Diagramme im Betriebsbereich der Zirkulationspumpe schwer lesbar sind.

Zur Bewertung des Energiebedarfes der Zirkulationspumpe wird der Quotient aus benötigter elektrischer Energie und dem Flächenheizsystem zugeführter Heizwärmemenge betrachtet. Der Quotient wird als spezifischer Energiebedarf e_{spez} bezeichnet. Er beschreibt, wie viel elektrische Energie eingesetzt werden muss, um eine Wärmemenge über das Heizsystem an den Raum zu übertragen. Es gilt entsprechend Gleichung (2.29):

$$e_{\text{spez}} = \frac{E_{\text{el}}}{Q_{\text{Heiz}}} = \frac{P_{\text{el,m}} \cdot \Delta t}{\dot{Q}_{\text{th,m}} \cdot \Delta t} = \frac{\frac{k}{\rho_{\text{W}}} \cdot \dot{m}_{\text{W}}^3}{\dot{m}_{\text{W}} \cdot c_{\text{p,W}} \cdot \Delta T} = \frac{k}{\rho_{\text{W}}} \cdot \frac{\dot{m}_{\text{W}}^2}{c_{\text{p,W}} \cdot \Delta T} = K \cdot \frac{\dot{m}_{\text{W}}^2}{\Delta T} \quad (2.29)$$

In der Konstanten K werden die Konstante k aus (2.26) sowie die Dichte und die spezifische Wärmekapazität des Heizmediums zusammengefasst unter der Prämisse, dass sie sich nur unwesentlich über den Betriebsbereich der Anlage ändern.

Der spezifische Energiebedarf ist eine anlagenspezifische Größe und vom Druckverlust des Heizsystems sowie vom Verlauf des Wirkungsgrades der Zirkulationspumpe über deren Drehzahl abhängig. Unabhängig vom Bilanzierungszeitraum kann mit dem spezifischen Energiebedarf eine unmittelbare Aussage über das elektrische Einsparpotential eines Flächenheizsystems getroffen werden.

Ist der spezifische Energiebedarf in einem Betriebspunkt (A) bekannt, so kann der spezifische Energiebedarf in einem beliebigen Betriebspunkt (B) näherungsweise berechnet werden nach Gleichung (2.31) – unter der Annahme des Betriebes der Zirkulationspumpe bei konstantem Wirkungsgrad sowie konstanter Dichte und konstanter spezifischer Wärmekapazität des Heizmediums.

$$\frac{e_{\text{spez,A}}}{e_{\text{spez,B}}} = \frac{K \cdot \frac{\dot{m}_{\text{W,A}}^2}{\Delta T_{\text{A}}}}{K \cdot \frac{\dot{m}_{\text{W,B}}^2}{\Delta T_{\text{B}}}} \quad (2.30)$$

$$\Rightarrow e_{\text{spez,B}} = e_{\text{spez,A}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{\text{W,B}}}{\dot{m}_{\text{W,A}}} \right)^2 \cdot \frac{\Delta T_{\text{A}}}{\Delta T_{\text{B}}} \quad (2.31)$$

Das Verhältnis der Massenströme geht quadratisch in die Gleichung ein, das Verhältnis der Temperaturdifferenzen linear. So führt beispielsweise eine Halbierung des Massenstroms zu einer größeren Einsparung (-75 %) als eine Verdoppelung der Temperaturdifferenz (-50 %).

Der Bestimmung der elektrischen Energieeinsparung bei verschiedenen Betriebspunkten eines Systems ist mit dem spezifischen Energiebedarf möglich. Der Vergleich verschiedener Systeme (mit unterschiedlichen Druckverlusten im Auslegungsfall) ist mit dem spezifischen Energiebedarf nicht möglich.

Wird jedoch der spezifische Energiebedarf bei instationärem Heizbetrieb bezogen auf den spezifischen Energiebedarf bei stationärem Heizbetrieb (ohne Abschaltung der Pumpe) entsprechend Gleichung (2.32) und weichen die Vorlauftemperaturen zweier Heizsysteme in deren stationären Betriebspunkten nur geringfügig vonei-

inander ab, ist ein Vergleich der Einsparpotentiale verschiedener Anlagentypen möglich. Der Quotient aus spezifischem Energiebedarf bei instationärem und stationärem Betrieb wird als nomineller Energiebedarf e_{nom} bezeichnet.

$$e_{\text{nom}} = \frac{e_{\text{spez}}}{e_{\text{spez,stat}}} \quad (2.32)$$

Er ist in erster Näherung nur noch abhängig von den Eingangsgrößen Temperaturdifferenz (ggf. nur Vorlauftemperatur bei konstanter Rücklauftemperatur), Massenstrom und Wärmedurchgangswiderstand des Heizsystems. Anhand des normierten Energiebedarfes ist daher – bei gleicher Vorlauftemperatur und gleichem Massenstrom der betrachteten Anlagentypen – eine überschlägige Bewertung der Effizienz der Wärmeübertragung des Heizsystems möglich.

Einschränkung: Infolge der beim konventionellen System gemessenen ca. 14 % geringeren erforderlichen Heizleistung im stationären Betrieb (Referenzpunkt) ist ein unmittelbarer Vergleich zwischen den beiden Heizsystemen nicht möglich. Quantitative Aussagen lassen sich nur in Bezug auf den spezifischen Energiebedarf, nicht in Bezug auf den nominellen Energiebedarf treffen.

Beim dünn-schichtigen KRM-System kann der spezifische Energiebedarf im stationären Betrieb von knapp 80 Wh/kWh (Mittelwert aus den Messungen bei diesen Betriebsparametern) bei einer Vorlauftemperatur von 35 °C reduziert werden auf ca. 14 Wh/kWh (-82 %) bei einer Vorlauftemperatur von 40 °C (vgl. Zeile 1 und 3 in Tabelle 13). Der Massenstrom kann um einen Faktor von ca. 2 reduziert werden. Die absolute Leistungsaufnahme nimmt in etwa um den Faktor fünf ab. Die Reduktion der Leistungsaufnahme fällt geringer aus als nach Abbildung 26 zu erwarten wäre, da der Wirkungsgrad der Zirkulationspumpe mit abnehmender Drehzahl sinkt.

Beim instationären Betrieb des dünn-schichtigen Heizsystems ist eine Reduktion des spezifischen Energiebedarfes auf etwa 5,5 Wh/kWh erreichbar (bei einer Vorlauf-temperatur von 55 °C und einem Massenstrom von knapp 330 kg/h). Dies entspricht einer Reduktion um ca. 93 %.

Bei geringeren Vorlauf-temperaturen nimmt die erreichbare Einsparung ab, da die Temperaturdifferenz über das Flächenheizsystem reduziert wird und im Gegenzug die Dauer der Wärmezufuhrimpulse steigt.

Der Verlauf des spezifischen Energiebedarfes ist wie oben gezeigt umgekehrt proportional zur Temperaturdifferenz. Beim dünn-schichtigen System ist die Rücklauf-temperatur infolge der guten Auskühlung des Heizmediums beinahe konstant, weshalb der funktionelle Zusammenhang auch bei Auftragung des spezifischen Energiebedarfes über die Vorlauf-temperatur sichtbar wird (vgl. Abbildung 27).

Bei der Anhebung der Vorlauf-temperatur von 35 auf 40 °C ist die absolute Reduktion des spezifischen Energiebedarfes am größten. Bei jeder weiteren Anhebung der Vorlauf-temperaturen ist die absolute Einsparung entsprechend geringer. Im Bereich zwischen 40 und 50 °C Vorlauf-temperatur liegen die spezifischen Energiebedarfs-kennwerte bereits nah beieinander. Eine weitere Erhöhung der Vorlauf-temperatur hat keine signifikante Reduktion des spezifischen Energiebedarfes zur Folge.

Wird der spezifische Energiebedarf über den Massestrom aufgetragen wird der erwartete quadratische Zusammenhang deutlich (vgl. Abbildung 28).

Beim konventionellen Heizsystem fällt die mögliche Reduktion des spezifischen Energiebedarfes bei Betrachtung der untersuchten stationären Betriebsweisen ähnlich aus wie beim dünn-schichtigen System.

Im stationären Betrieb des konventionellen Heizsystems kann mittels der Anhebung der Vorlauf-temperatur von 37 °C auf knapp 41 °C und der resultierenden Absenkung des Massenstromes der spezifische Energiebedarf ca. um denselben Prozentsatz reduziert werden wie bei der Anhebung der Vorlauf-temperatur beim dünn-schichtigen System. Die absolute Leistungsaufnahme kann auch hier um einen Faktor 5 reduziert werden.

Im instationären Betrieb kann die absolute Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe um einen Faktor bis zu ca. 2,4 reduziert werden im Vergleich zum stationären Betrieb. Der spezifische Energiebedarf sinkt um bis zu 84 % von knapp 88 Wh/kWh auf 14 Wh/kWh (vgl. Zeile 1 und 4 in Tabelle 14).

Die Werte verdeutlichen, dass eine instationäre Betriebsweise bei beiden Systemen zu einer vergleichbaren relativen Reduktion des spezifischen Energiebedarfes führt.

Der wesentliche Unterschied hinsichtlich des Einflusses auf den Energiebedarf der Zirkulationspumpe liegt beim Druckverlust der jeweiligen Anlage. Er bestimmt, wie groß die absolute Einsparung elektrischer Energie ausfällt.

Zusammenfassung Sowohl im stationären als auch im instationären Betrieb kann durch die Erhöhung der Vorlauf-temperatur elektrische Energie eingespart werden. Bei einer Erhöhung der Vorlauf-temperatur von 35 auf ca. 40 °C fällt die Einsparung bei beiden Betriebsarten ähnlich aus. Erst ab einer Erhöhung von mehr als 5 K übersteigt das Einsparpotential der instationären Betriebsweise das der stationären Betriebsweise. Soll die zulässige Oberflächentemperatur von 29 °C nicht überschritten werden, so ist die stationäre Betriebsweise zu wählen. Ist eine kurzzeitige Überschreitung möglich, so ist die instationäre Betriebsweise empfehlenswert. Es ist zu beachten, dass bei der stationären Betriebsweise mit erhöhter Vorlauf-temperatur beim dünn-schichtigen System der Massenstrom durch die einzelnen Kapillarrohre sehr gering wird. Dies kann eine ungleichmäßige Durchströmung der Kapillaren zur Folge haben, die sich negativ auf die Homogenität der Oberflächentemperatur auswirkt. Beim konventionellen System tritt keine ungleichmäßige Durchströmung auf, weshalb hier der stationäre Betrieb mit erhöhter Vorlauf-temperatur als gleichwertig betrachtet werden kann hinsichtlich der erzielbaren Einsparung elektrischer Energie.

2.4 Instationäre Wärmezufuhr

Tabelle 13: Dünnschichtiges Heizsystem: Übertragene Heizenergie, kumulierter und spezifischer Energiebedarf sowie mittlere elektrische Leistungsaufnahme

FHS	BA	$\vartheta_{VL,soll}$ (°C)	$\dot{m}_{W,soll}$ (kg/h)	Nr.	Q_{Heiz} (kWh)	E_{el} (kWh)	$P_{el,m}$ (W)	e_{spez} (Wh/kWh)	e_{norm} (%)
KRM	S	35	325	1	1,33	0,10	101,8	76,6	95,7
KRM	S	35	325	2	2,47	0,21	102,9	83,5	104,3
KRM	S	40	150	1	2,54	0,04	18,1	14,2	17,8
KRM	I	40	180	1	9,66	0,15	25,7	15,3	19,1
KRM	I	45	180	1	10,81	0,11	26,1	10,4	13,0
KRM	I	50	180	1	13,68	0,10	25,1	7,1	8,9
KRM	I	55	180	1	12,91	0,07	25,0	5,5	6,9
KRM	I	40	230	1	12,69	0,26	41,8	20,5	25,6
KRM	I	45	230	1	7,35	0,09	41,7	12,7	15,9
KRM	I	50	230	1	8,16	0,08	41,6	9,6	12,0
KRM	I	40	280	1	6,44	0,20	69,8	31,1	38,9
KRM	I	45	280	1	9,49	0,18	69,6	18,6	23,3
KRM	I	50	280	1	10,94	0,15	69,9	13,9	17,4
KRM	I	50	280	2	5,12	0,06	66,2	11,1	13,8
KRM	I	55	280	1	5,85	0,05	68,3	9,3	11,6
KRM	I	40	325	1	16,56	0,63	101,8	38,3	47,8
KRM	I	45	325	1	3,31	0,07	100,0	22,4	28,0
KRM	I	45	325	2	5,27	0,10	97,4	19,6	24,4
KRM	I	50	325	1	9,42	0,16	100,0	16,8	21,0
KRM	I	50	325	2	6,49	0,09	97,3	14,5	18,1
KRM	I	55	325	1	5,36	0,06	101,4	12,0	15,0

Tabelle 14: Konventionelles Heizsystem: Übertragene Heizenergie, kumulierter und spezifischer Energiebedarf sowie mittlere elektrische Leistungsaufnahme

FHS	BA	$\vartheta_{VL,soll}$ (°C)	$\dot{m}_{W,soll}$ (kg/h)	Nr.	Q_{Heiz} (kWh)	E_{el} (kWh)	$P_{el,m}$ (W)	e_{spez} (Wh/kWh)	e_{norm} (%)
HS	S	37	270	1	1,15	0,10	100,8	87,9	100,0
HS	S	41	130	1	3,73	0,06	19,6	15,8	17,9
HS	I	45	190	1	8,53	0,15	43,7	18,1	20,6
HS	I	50	190	1	7,44	0,10	42,3	13,9	15,9
HS	I	45	230	1	10,66	0,35	66,9	32,4	36,8
HS	I	50	230	1	7,35	0,15	68,3	20,4	23,2
HS	I	40	270	1	9,26	0,51	97,7	54,6	62,1
HS	I	45	270	1	9,64	0,36	99,3	37,6	42,8
HS	I	50	270	1	9,00	0,24	98,1	26,2	29,8
HS	I	55	270	1	7,25	0,15	98,3	20,5	23,3

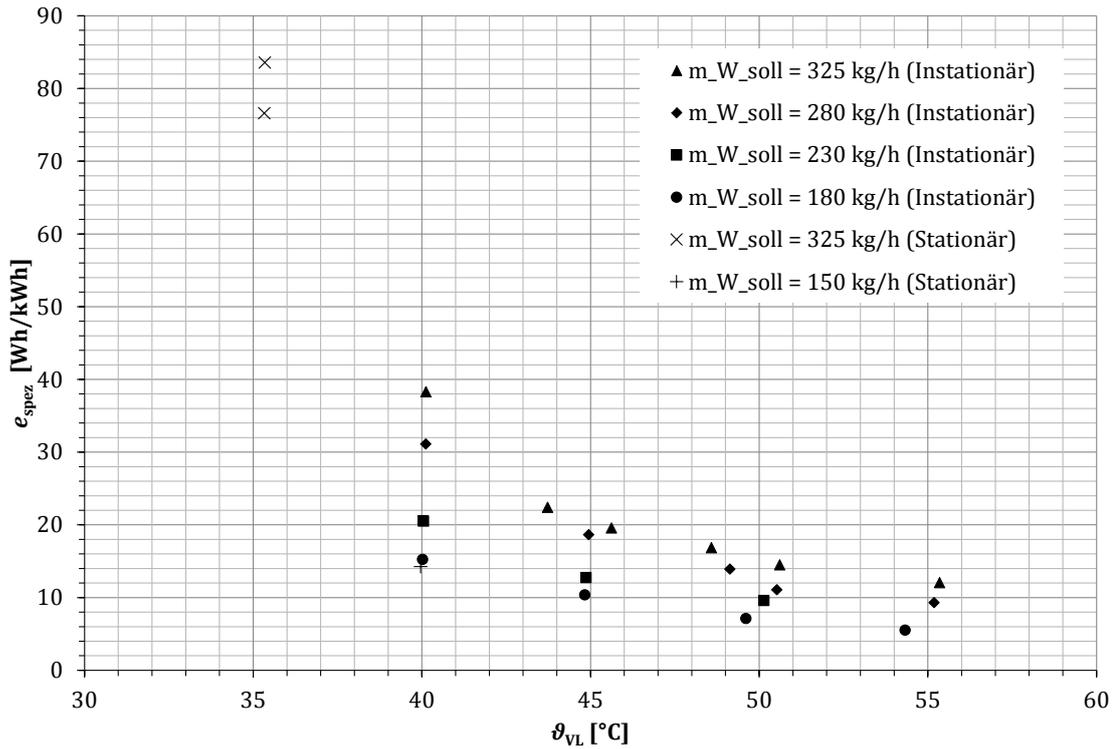


Abbildung 27: Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim dünn-schichtigen System

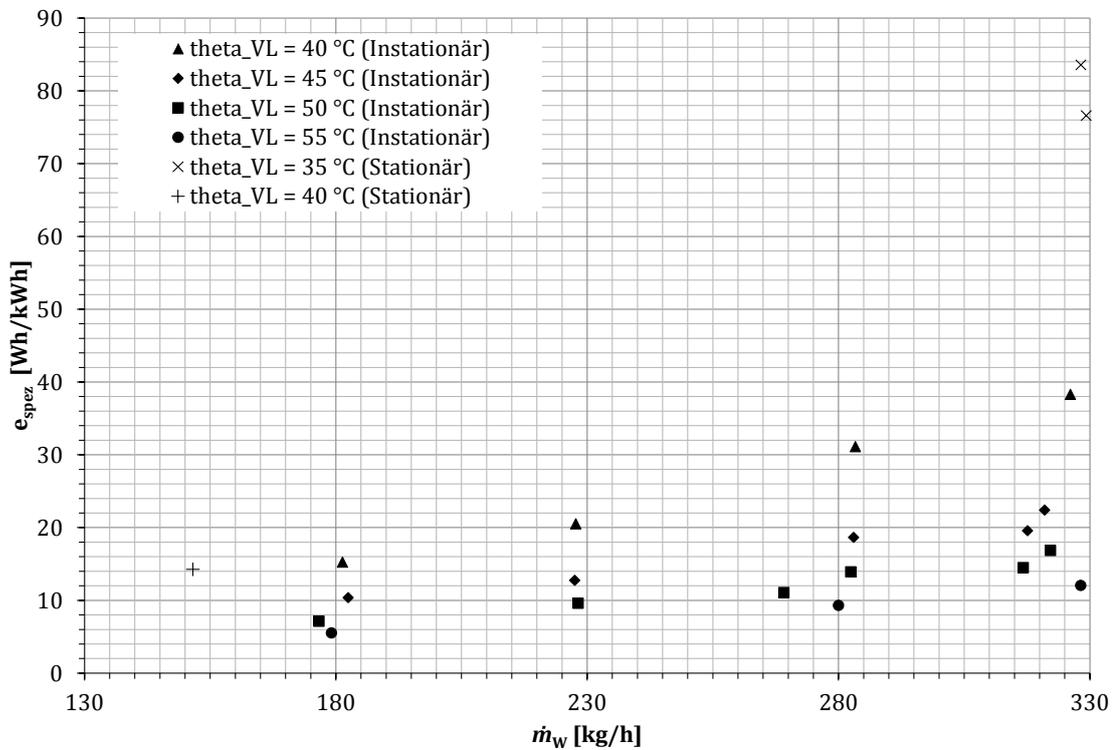


Abbildung 28: Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über den Massenstrom bei verschiedenen Vorlauftemperaturen beim dünn-schichtigen System

2.4 Instationäre Wärmezufuhr

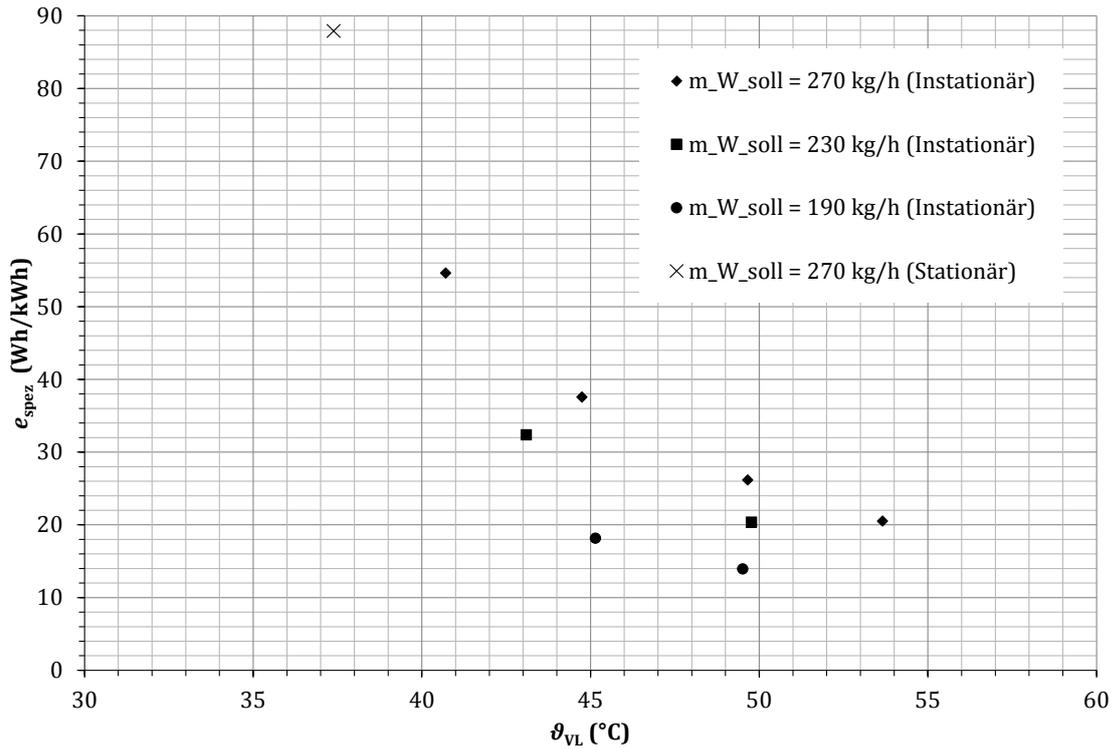


Abbildung 29: Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über die Vorlauftemperatur bei verschiedenen Massenströmen beim konventionellen System

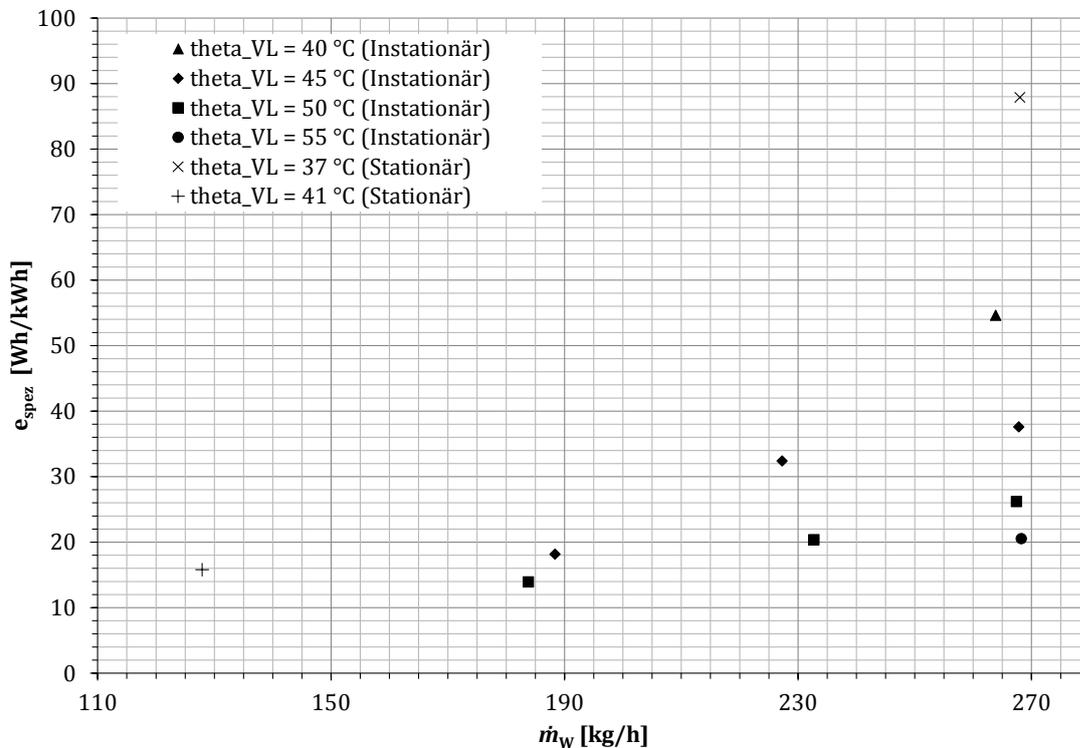


Abbildung 30: Spezifischer Energiebedarf aufgetragen über den Massenstrom bei verschiedenen Vorlauftemperaturen beim konventionellen System

2.5 Probandenversuche

Der Einfluss schwankender Fußbodentemperaturen auf das Nutzerempfinden wurde im Rahmen von Probandenversuchen untersucht. Fünf Probanden aufgeteilt auf zwei Gruppen hielten sich während der jeweils etwa einstündigen Messung im Prüfraum auf und gingen ihrer üblichen Arbeit nach (Text- und Lesearbeit).

Ein längerer Aufenthalt im Prüfraum war nicht möglich, da dem Raum keine Frischluft zugeführt werden konnte. Bei längerem Aufenthalt hätte es zu einer möglichen Beeinflussung der Testergebnisse durch eine zu hohe CO₂-Konzentration kommen können.

Der clo-Wert der Bekleidung aller Probanden wurde zu 0,6 geschätzt.

Die Probanden saßen während der Messung außerhalb des Einflussbereiches des Drallauslasses. Zusätzlich wurde der Zuluftvolumenstrom um ca. 50 % reduziert, sodass Zugserscheinungen durch kühle Luft aus der Klimakammer ausgeschlossen werden konnten.

Nach Abschluss einer Messung wurde eine etwa halbstündige Pause eingelegt, bevor die zweite Messung gestartet wurde. Während der Pause wurde der Prüfraum gelüftet.

Es wurden pro Gruppe jeweils ein Durchlauf während des stationären (Kennung der Messung: „S“) und ein Durchlauf während des instationären (Kennung der Messung: „I“) Heizbetriebes durchgeführt. Es erfolgten Messungen nur am dünnschichtigen System bei einer Vorlauftemperatur von 35 °C bzw. 50 °C und einem Massstrom von ca. 330 kg/h. Die operative Raumtemperatur wurde infolge der hohen Außentemperaturen an den Tagen der Messungen auf ca. 23 °C eingestellt.

Nach Abschluss jeder Messung wurde den Probanden ein Beurteilungsbogen ausgehändigt, anhand dessen das thermische Empfinden qualitativ erfasst werden konnte. Der Beurteilungsbogen wurde in Anlehnung an die Untersuchung von Gossauer [22] erstellt und ist im Anhang C enthalten. Die Ergebnisse der Befragung sind in Abbildung 31 zusammengefasst.

Es konnte festgestellt werden, dass die Nutzer die sich ändernde Fußbodentemperatur während des instationären Heizbetriebes kaum oder gar nicht wahrnehmen. Ein Proband empfand die Änderung der Fußbodentemperatur während des stationären Betriebes als leicht wahrnehmbar, was nach Prüfung der Messdaten auf rein subjektives Empfinden zurückzuführen ist (vgl. Abbildung 32).

Trotz objektiv höherer Fußbodentemperaturen während der Wärmezufuhr empfanden die Nutzer während des instationären Heizbetriebes insgesamt eher ein Gefühl der Kühle. Dies wird im Wesentlichen auf die Tatsache zurückgeführt, dass sich ein geringfügig größerer Temperaturgradient entlang der Vertikalen einstellt und damit am Kopf eine leicht geringere Temperatur wahrgenommen wird. Zwischen den Messungen wurden die Probanden für 30 Minuten aus dem Prüfraum geführt, sodass sie beim Eintritt in den Prüfraum die gleichen Anfangsbedingungen erfuhren wie zu Beginn der ersten Messung. Eine Auskühlung infolge eines länger andauernden Aufenthalts im Prüfraum kann daher ausgeschlossen werden.

2.5 Probandenversuche

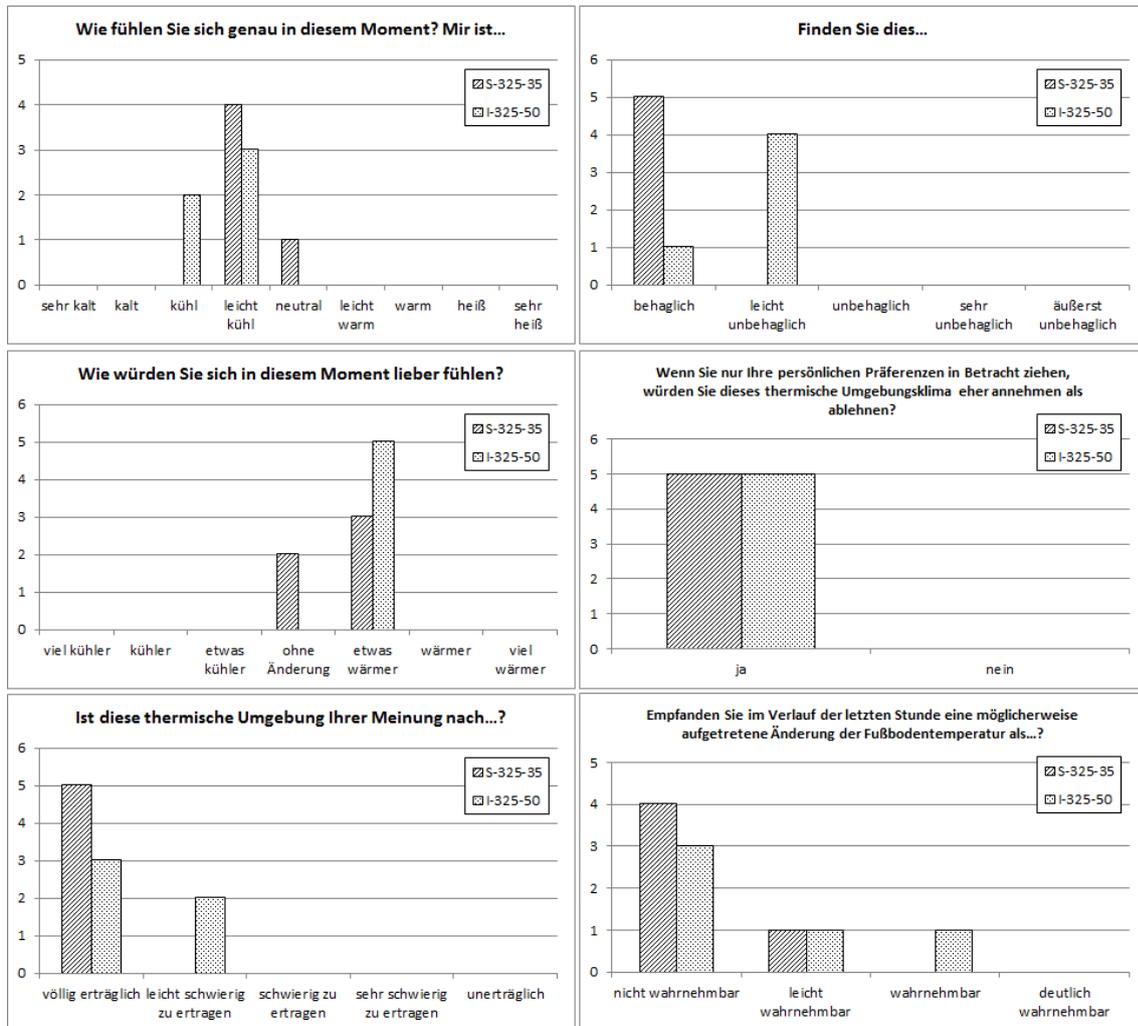


Abbildung 31: Ergebnisse der Probandenbefragung

Eine weitere Erklärung liefern die Verläufe der operativen Raumtemperatur und der mittleren Lufttemperatur. Während die operative Raumtemperatur während beider Messungen einen Wert von 23 °C nicht unterschreitet, sinkt die mittlere Lufttemperatur kurz vor Beginn des zweiten Wärmezufuhrimpulses der instationären Messung auf ca. 22,5 °C ab. Etwa eine Viertelstunde vor Ausfüllen der Beurteilungsbögen besteht kurzzeitig eine erhöhte Strahlungsasymmetrie, die durchaus zu einem unbehaglichen thermischen Empfinden beitragen kann.

Infolge des als leicht kühl empfundenen Raumklimas war die thermische Umgebung für 40 % der Probanden während des instationären Heizbetriebes leicht schwierig zu ertragen.

Alle Probanden würden das Raumklima jedoch eher annehmen als ablehnen.

Da insgesamt nur fünf Probanden an der Untersuchung teilnahmen, können keine statistisch gesicherten Aussagen hinsichtlich des thermischen Empfindens während des instationären Betriebes einer Flächenheizung getroffen werden. Tendenziell ist jedoch davon auszugehen, dass das thermische Empfinden nur geringfügig negativ beeinflusst wird und die Akzeptanz der Nutzer hinsichtlich eines instationären Betriebes bei einer Vorlauftemperatur von bis zu 50 °C gegeben ist.

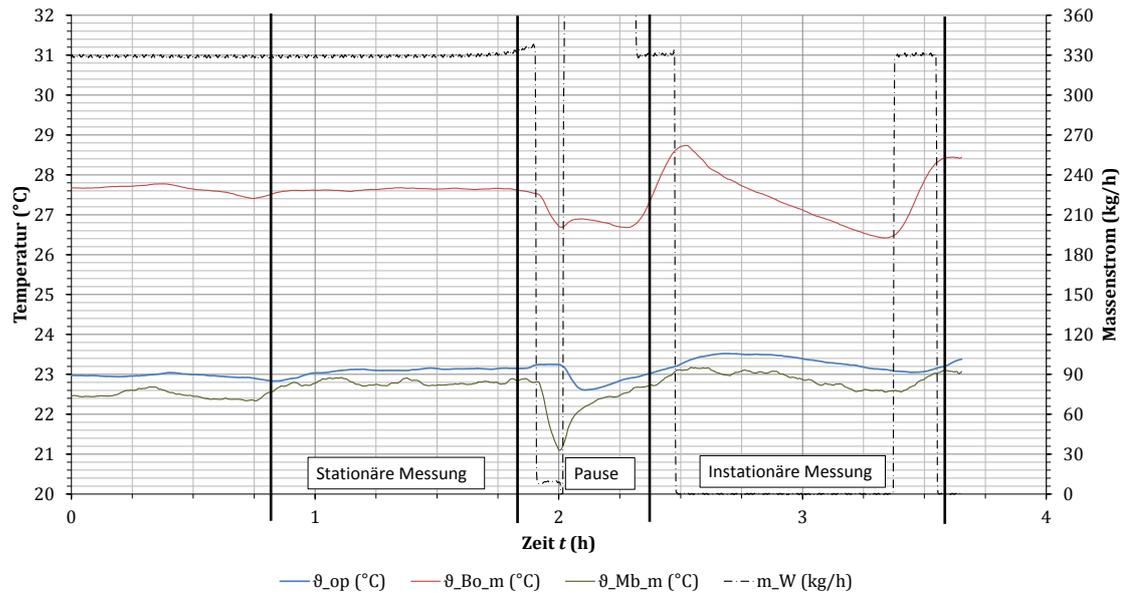


Abbildung 32: Verlauf der operativen Raumtemperatur, der mittleren Fußbodentemperatur und der mittleren Lufttemperatur während des stationären und des instationären Heizbetriebes im Rahmen der Probandenversuche (2. Gruppe, 20.08.2015, 12:38 – 16:15 Uhr)

2.6 Kritische Betrachtung der experimentellen Ergebnisse

Infolge der Verwendung von nicht aufbereitetem Leitungswasser und der Stillstandzeit von ca. 8 Monaten zwischen Installation und Beginn der Messungen am dünn-schichtigen Flächenheizsystem kam es zu Ablagerungen in den Kapillaren. Diese hatten eine ungleichmäßige Durchströmung der beiden Kapillarrohrmatten zur Folge. Mittels thermografischer Aufnahmen wurde die ungleichmäßige Temperatur entlang der Fußbodenoberfläche deutlich sichtbar (vgl. grüne bzw. dunkelgrüne Längsabschnitte in Abbildung 33 und Abbildung 34).

Mehrere Spülversuche mit erhöhtem Anlagendruck, erhöhtem Massenstrom und Umkehrung der Strömungsrichtung führten zu keiner Verbesserung.

Die Berechnung der mittleren Fußbodentemperatur beim Betrieb des dünn-schichtigen Flächenheizsystems unterliegt daher einer weiteren Unsicherheit. Es ist davon auszugehen, dass die berechnete mittlere Fußbodentemperatur infolge der Positionierung der Thermo-elemente auf dem Boden in der Nähe gut durchströmter Kapillarrohre tendenziell überschätzt wird.

Beim konventionellen Heizsystem ist die Temperatur entlang der Fußbodenoberfläche deutlicher gleichmäßiger (vgl. Abbildung 35). Eine Ausnahme stellt hierbei die Zone in der Mitte der Heizspiralen dar. Einerseits ist dort der Rohrabstand größer als der mittlere Rohrabstand entlang der restlichen Heizspirale. Andererseits fehlt die ausgleichende Wirkung benachbarter Vor- und Rücklaufleitungen. Im Zentrum der Heizspirale liegen ausschließlich Rücklaufleitungen – Leitungen, die eher kühles Heizkreiswasser führen – nebeneinander.

Dennoch besteht eine große Unsicherheit hinsichtlich der korrekten Ermittlung der mittleren Oberflächentemperatur. Die Anzahl der Sensoren ist für eine Verdichtung des Sensornetzes bei weiteren Untersuchungen zu erhöhen. Die Sensorkabel wurden unterhalb des Teppichs geführt, um die Stolpergefahr während mehrfacher Prüfstandbesichtigungen zu reduzieren. Die unterhalb des Teppichs geführten Sensorkabel führten jedoch zur Ausbildung weiterer Luftpolster zwischen Estrichoberfläche und Teppich. Für weitere Untersuchungen wird die Verlegung der Sensorkabel oberhalb des Teppichs empfohlen.

Um den Einfluss der ungleichmäßigen der Wärmeleitung durch den Fußbodenbelag ausschließen zu können, sollte kein Fußbodenbelag verwendet werden, der nicht vollständig gleichmäßig auf dem Estrich aufgebracht werden kann. Die Verwendung von Teppichen während experimenteller Untersuchungen im Prüfraummaßstab wird für weitere Untersuchungen nicht empfohlen.

Messung der operativen Raumtemperatur Weitere Unsicherheiten hinsichtlich der Messergebnisse bestehen im Hinblick auf die Messung der operativen Raumtemperatur. Die Globethermometer wurden während der Messung von der Wärmestrahlung der Heizdummies, der Röhrenmonitore sowie der PC beeinflusst. Es ist davon auszugehen, dass die Position der Globethermometer im hier betrachteten Szenario unter Verwendung innerer Wärmequellen geeignet gewählt wurde. Dennoch bestehen Unsicherheiten hinsichtlich der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere räumliche Konfigurationen. Werden die Globethermometer näher an der Außenwand gegenüberliegenden Innenwand platziert, reduziert sich der Einfluss der

kühlen Außenfassade. Um dieselbe operative Raumtemperatur zu messen, genügt daher eine geringere Lufttemperatur. Wird das Globethermometer näher an der Außenfassade installiert, müssen höhere Lufttemperaturen bereitgestellt werden um dieselbe operative Raumtemperatur zu messen. Die Wahl der Position des Globethermometers hat daher Einfluss auf den Wärmeverbrauch des Raumes (vgl. dazu auch Ausführung von Richter et al. [42] und von [32]).

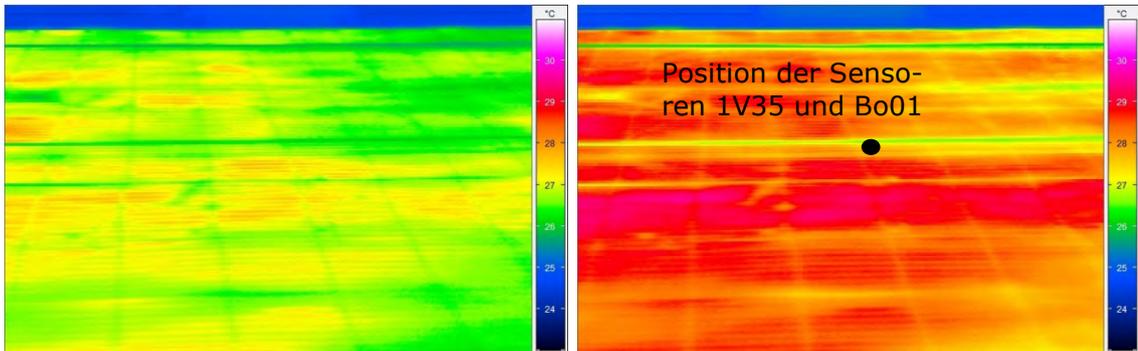


Abbildung 33: Oberflächentemperatur (ohne Teppich) bei Betrieb des dünn-schichtigen Flächenheizsystems bei einer Vorlauftemperatur von 35 °C und einem Massenstrom von 330 kg/h ca. 5 Minuten (links) bzw. ca. 15 Minuten (rechts) nach Beginn der Wärmezufuhr

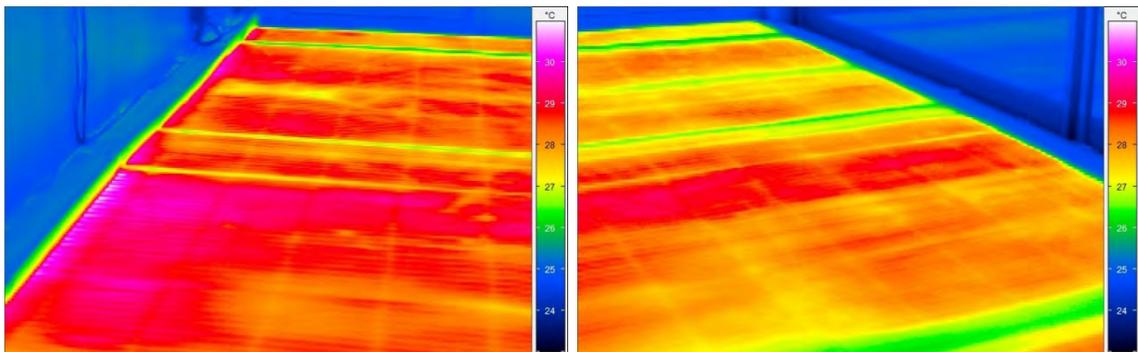


Abbildung 34: Oberflächentemperatur (ohne Teppich) bei Betrieb des dünn-schichtigen Flächenheizsystems bei einer Vorlauftemperatur von 35 °C und einem Massenstrom von 330 kg/h ca. 15 Minuten nach Beginn der Wärmezufuhr, links: nördlicher Abschnitt des Prüfraumes, rechts: südlicher Abschnitt des Prüfraumes

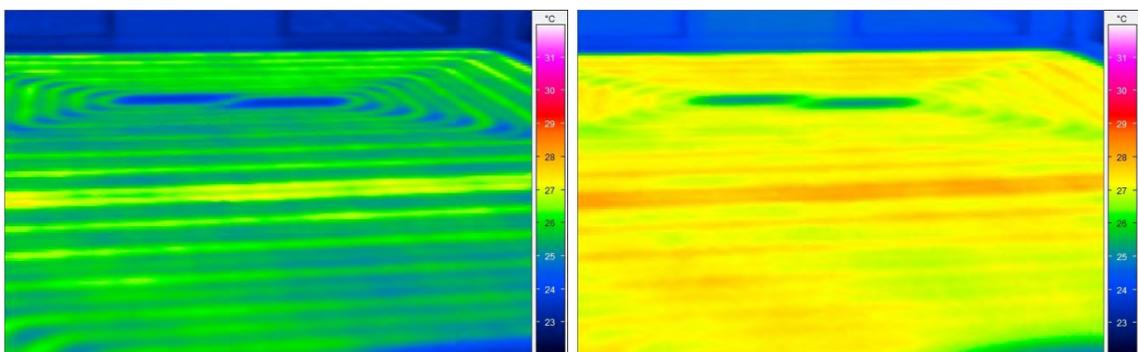


Abbildung 35: Oberflächentemperatur (ohne Teppich) bei Betrieb des konventionellen Flächenheizsystems bei einer Vorlauftemperatur von 35 °C und einem Massenstrom von 270 kg/h ca. 40 Minuten (links) bzw. ca. 120 Minuten nach Beginn der Wärmezufuhr

Regelung der Außentemperatur der Klimakammer Im Rahmen der experimentellen Untersuchung wurden Messungen nur bei stationären äußeren Randbedingungen durchgeführt. Dies ist auf die beschränkte Regelbarkeit der Temperatur in der Klimakammer zurückzuführen. Infolge der betriebsbedingten minimal zulässigen Schaltzeit des Kompressors von fünf Minuten konnte kein ausreichend genau wiederholbarer Temperaturverlauf erzeugt werden. Die Temperatur in der Klimakammer stieg nach Abschalten des Kompressors rasch an und sank nach dem Wiedereinschalten nur langsam auf den Sollwert ab. Selbst bei reduziertem Luftwechsel zwischen Klimakammer und Prüfraum konnte die Hysterese nicht auf ein akzeptablen Wert von 2 K reduziert werden.

Versuche, die Temperatur in der Klimakammer mittels manueller Öffnung der Tür zur Klimakammer zu regeln, führten zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis. Die Temperatur war nur grob regelbar und daher nicht wiederholbar genau einzustellen.

Da die Messergebnisse bereits zahlreichen Unsicherheiten unterlagen, wurde auf Messungen bei instationären äußeren Randbedingungen verzichtet. Instationäre Randbedingungen wurden mithilfe des Simulationsmodells untersucht.

Einfluss veränderlicher äußerer Randbedingungen Trotz regelmäßiger Abstimmung mit dem Gebäudebetriebsmanagement des HRI-Gebäudes und der anderen Nutzer der Versuchshalle war es während der Dauer aller Messungen nicht möglich, exakt gleiche thermische Bedingungen in der Versuchshalle herzustellen. Daher besteht eine Unsicherheit hinsichtlich der Vernachlässigung der Transmissionswärmeverluste bzw. -gewinne zwischen Prüfraum und Versuchshalle. Die Mittelwerte und Standardabweichungen der äußeren Eingangsgrößen sind in Tabelle 21 und Tabelle 22 im Anhang E zu finden.

Variation der Regelstrategie Da nur stationäre Außenbedingungen in der Klimakammer hergestellt werden konnten und instationäre innere Bedingungen (Luftwechselrate, innere Wärmequellen) nicht im Fokus der Untersuchung standen, wurde auf die Implementierung weiterer Regelstrategien verzichtet. Diese wurden ausschließlich in der Simulation implementiert und untersucht. Die Veröffentlichung weiterführender Untersuchungen ist im Rahmen der BauSIM 2016 in Dresden geplant (siehe dazu auch Liste der Veröffentlichungen in Anhang A).

Auslegung der Zirkulationspumpe Die im Experiment verwendete Zirkulationspumpe wurde weit außerhalb ihres optimalen Betriebsbereiches betrieben. Daher wurden verhältnismäßig hohe Leistungsaufnahmen gemessen. Diese Tatsache hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Ergebnisse in Bezug auf die ermittelten relativen Einsparpotentiale.

Wahl der Hysterese der Raumtemperaturregelung und Taktung der Zirkulationspumpe Es wurde eine geringe Hysterese von $\pm 0,15$ K um die operative Solltemperatur gewählt. Daher kam es beim HS-System beim Betrieb nahe dem stationären Betriebspunkt zu häufigen Schaltvorgängen der Zirkulationspumpe. Der Betrieb bei einer Vorlauftemperatur von 40 °C und einem Massenstrom von knapp 270 kg/h führte zu instabilen Regelverhalten. Die Pumpe wurde mehrfach pro Minute aktiviert und deaktiviert. Die Messergebnisse wurden im Bericht mit aufgeführt, um die Sensibilität der Regelung zu verdeutlichen.

Mit zunehmender Takthäufigkeit ist der Anlaufstrom der Pumpe zu berücksichtigen, der für eine Verringerung der Einsparung elektrischer Energie sorgen kann. Dies wurde in den Messungen nicht berücksichtigt und daher nicht quantitativ erfasst.

Unsicherheiten der Berechnungsgrößen Im Vorfeld der experimentellen Untersuchung wurden alle Temperatursensoren und der Massenstrommessumformer referenzkalibriert. Die Unsicherheit der Messgrößen konnte daher reduziert werden. Die Unsicherheiten der Berechnungsgrößen sind auf systematische Fehler und methodische Unsicherheiten zurückzuführen.

3 Dynamische thermische Simulation (AP1)

Die dynamische Simulation des Gebäudeverhaltens und der Anlagen spielt eine immer wichtigere Rolle bei der Planung und Dimensionierung der Heizungssysteme. Ziel der Modellierung ist es, eine mathematische Beschreibung für die physikalischen Prozesse bereitzustellen.

Für die dynamische thermische Simulation kam das gleichungsbasierte Simulationsprogramm Modelica zum Einsatz. Das Simulationsmodell wird aus mehreren mathematischen Modellen unter Verwendung der symbolischen Manipulationen zum Sortieren und Invertieren der Gleichungen und Ersetzen der Ableitungsoperatoren mit numerischen Diskretisierungssystemen aufgebaut [27]. Modelica-Modelle können Differentialgleichungen, algebraische Gleichungen und diskrete Gleichungen enthalten.

3.1 Modellaufbau

Um den instationären Betrieb eines Fußbodenheizungssystems zu simulieren und dessen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Raumes zu untersuchen, wurde ein Modell entwickelt, das aus folgenden Elementen besteht:

1. Raummodell,
2. Fußbodenmodell,
3. Heizkreis und
4. Regelungssystem.

Dafür wurden Komponenten aus der Modelica Standard Bibliothek und der „Buildings“ Bibliothek eingesetzt [34].

3.1.1 Raummodell

Das Raummodell umfasst das Modell für den Prüfstand ohne heizungstechnische Anlagen. Die Bestandteile des Modells, die die thermische Dynamik des Prüfstandes abbilden, bestehen aus Modellen für Wände, Decke, Raumluft sowie den Strahlungsaustausch der umschließenden Hüllflächen. Das Bodenmodell wurde separat erstellt und mittels der sogenannten Wärmeanschlüsse mit dem Raummodell verbunden.

Der simulierte Prüfstand besteht aus zwei Räumen - einem Prüfraum mit einer Grundfläche von ca. 23,2 m² und einer Klimakammer. Die Räume sind durch eine Fassade mit zwei jeweils zweigeteilten Fenstern voneinander getrennt. Mithilfe einer Kompressionskältemaschine kann in der Klimakammer eine Temperatur von bis zu ca. -20 °C eingestellt werden. Im Prüfraum werden interne Wärmequellen über Heizdummies sowie PC und Monitore und Beleuchtungselemente eingebracht.

Die Wände und die Decke sind aus Komponenten zur Berücksichtigung der Wärmeleitung und Wärmespeicherung sowie der Konvektion aufgebaut. Damit ist es möglich, für die umschließenden Flächen des Raumes die Wärmeleit- und Wärmespeicherfähigkeiten, die Wärmeübergangskoeffizienten sowie die Starttemperaturen zu definieren. Die Wände und Decke haben jeweils zwei Wärmeanschlüsse für die Verbindung mit der Innenseite des Prüfraumes. Der erste verbindet den konvektiven

Wärmestrom mit der Raumlufte und der zweite überträgt die Oberflächentemperatur an die Komponente zur Bilanzierung des Strahlungsaustauschs.

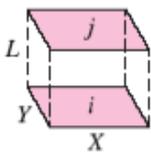
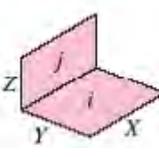
Im simulierten Raum mit Fußbodenheizung stehen sechs Flächen unterschiedlicher Temperatur miteinander im Strahlungsaustausch. Dem Strahlungsaustausch wird in diesem Projekte besondere Aufmerksamkeit gewidmet, da bei Flächenheizsystemen ein hoher Anteil der Wärmeübertragung durch Strahlung erfolgt (bis zu zwei Drittel nach Angaben in [44]).

In der Modellkomponente des Strahlungsaustauschs wird angenommen, dass die beteiligten Oberflächen schwarz sind und einen Emissivitätskoeffizienten $\varepsilon = 0,95$ aufweisen. Für parallele Flächen sowie senkrecht zueinander stehenden Rechtecke mit einer gemeinsamen Kante wird der Strahlungsaustausch nach den in Tabelle 15 gegebenen Gleichungen berechnet [10].

Die Raumlufte wird in diesem Modell als ein Wärmespeicher betrachtet. Die Wärmespeicherfähigkeit der Luft wird durch Multiplikation der spezifischen Wärmekapazität und der Masse der Luft berechnet.

Um die Speicherfähigkeit der im Raum aufgestellten Objekte (z.B. Schreibtische, Heizdummies, Computer etc.) zu berücksichtigen, wird für das Produkt aus spezifischer Wärmekapazität in Höhe von 1900 kJ/(kg·K) und der Masse der Einrichtungsgegenstände in Höhe von 350 kg pauschal ein Wert von 665 kJ/K angenommen.

Tabelle 15: Berechnung des Strahlungsaustauschs im Modell

Geometrie	Gleichungen
	$\bar{X} = X/L \text{ und } \bar{Y} = Y/L \quad (3.1)$
	$F_{i \rightarrow j} \quad (3.2)$ $= \frac{2}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1 + \bar{X}^2)(1 + \bar{Y}^2)}{1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right.$ $+ \bar{X}(1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{(1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}}}$ $+ \bar{Y}(1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{(1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}}}$ $\left. - \bar{X} \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \tan^{-1} \bar{Y} \right\}$
	$H = Z/X \text{ und } W = Y/X \quad (3.3)$
	$F_{i \rightarrow j} \quad (3.4)$ $= \frac{1}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} \right.$ $\left. - (H^2 - W^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 - W^2)^{\frac{1}{2}}} \right.$ $+ \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1 + W^2)(1 + H^2)}{1 + W^2 + H^2} \left[\frac{W^2(1 + W^2 + H^2)}{(1 + W^2)(W^2 + H^2)} \right]^{W^2} \right.$ $\left. \cdot \left[\frac{H^2(1 + H^2 + W^2)}{(1 + H^2)(H^2 + W^2)} \right]^{H^2} \right\}$

3.1 Modellaufbau

Abbildung 36 zeigt das vollständige Raummodell. Der Wärmestrom der Fußbodenheizung fließt durch den Anschluss *RL* zur Raumluft. Die Oberflächentemperatur des Bodens wird durch den Anschluss *Str* für die Berechnung des Strahlungsaustauschs bereitgestellt. Die Außenwand (im Modell Westwand) hat mit dem Anschluss *Aus* eine Verknüpfung zur Temperatur in der Klimakammer.

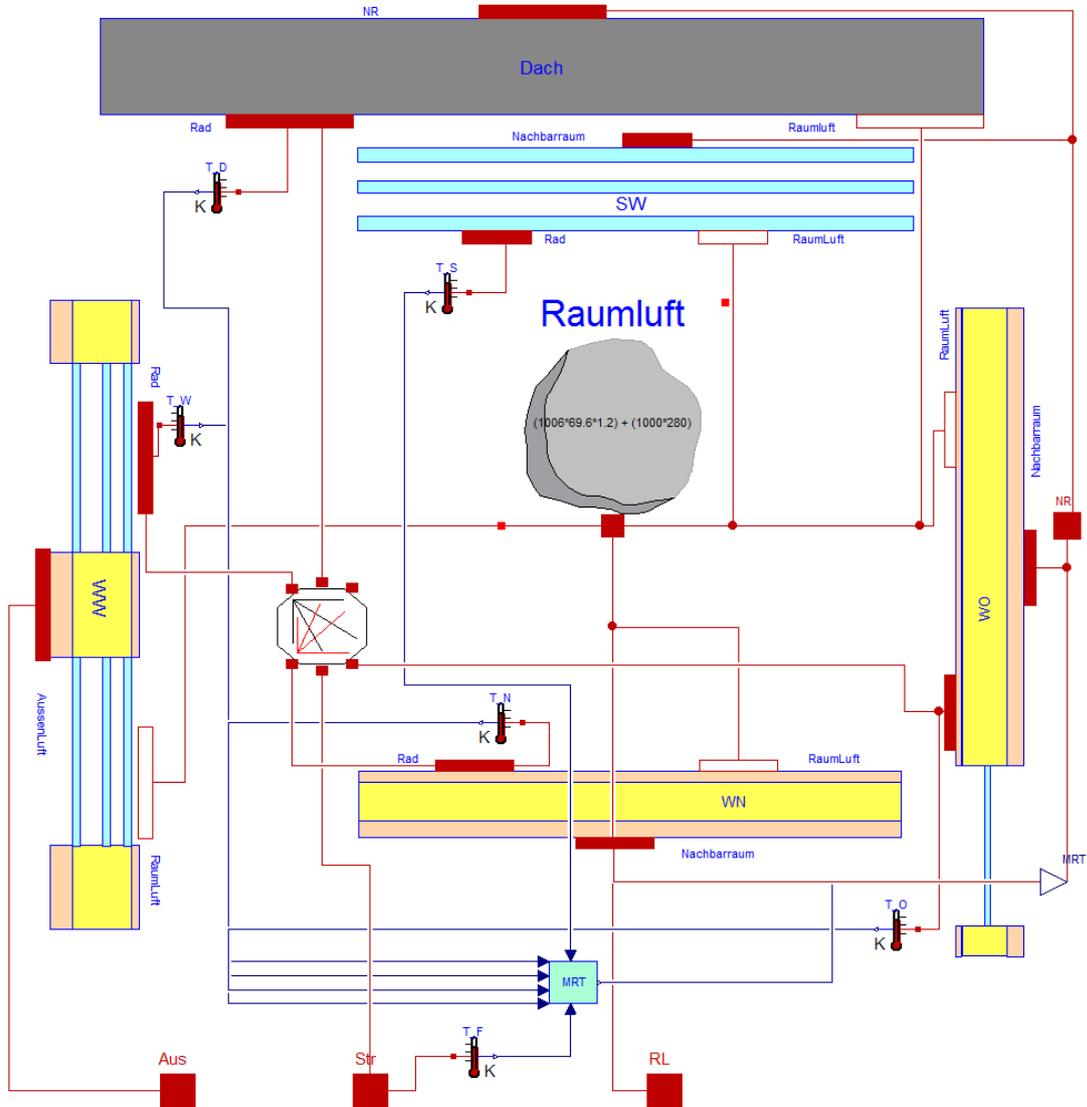


Abbildung 36: Grafisches Raummodell in der Simulationsumgebung Dymola

3.1.2 Erweiterung des Raummodells zur Berücksichtigung instationärer äußerer Randbedingungen

Für die solaren Wärmegewinne wurde in Analogie zur DIN V 18599-2 [16] die gewonnene Wärmemenge unabhängig von den räumlichen Indikatoren der Einstrahlung bzw. des Strahlungsaustauschs berechnet. Die solare Einstrahlung auf die Oberfläche der Außenwand wird entweder durch opake Bauteile absorbiert und über Wärmeleitung als Wärmequelle im Raum zugeführt oder durch transparente Bauteile direkt im Raum absorbiert. Auf die Leistungsfähigkeit der Fußbodenheizung hat diese vereinfachte Betrachtung keinen negativen Einfluss. Lokale Temperaturerhöhungen vermindern nicht die Leistungsabgabe der Flächenheizung [43].

Es gilt für die solare Einstrahlungsleistung entsprechend Gleichung (3.5):

$$\dot{Q}_S = \sum \dot{Q}_{S,tr} + \sum \dot{Q}_{S,opak} \quad (3.5)$$

Dabei bezeichnen:

\dot{Q}_S - die Wärmequellen aufgrund solarer Einstrahlung

$\dot{Q}_{S,tr}$ - die Summe der Wärmeeinträge durch solare Einstrahlung durch transparente Bauteile

$\dot{Q}_{S,opak}$ - die Summe der Wärmeeinträge durch solare Einstrahlung auf opake Flächen.

Für die solare Einstrahlungsleistung gilt entsprechend Gleichung (3.6):

$$\dot{Q}_{S,tr} = F_F A g_{eff} I_S \quad (3.6)$$

Hierin bezeichnen:

F_F - den Abminderungsfaktor für den Rahmenanteil, welcher dem Verhältnis der transparenten Fläche zur Gesamtfläche A des Bauteils entspricht; sofern keine genaueren Werte bekannt sind, wird $F_F=0,7$ gesetzt

A - die Fläche des Bauteils, anzusetzen sind die lichten Rohbaumaße

g_{eff} - den wirksamen Gesamtenergiedurchlassgrad

I_S - die mittlere solare Einstrahlung während des Monats nach DIN V 18599-10

Für die solare Einstrahlungsleistung durch opake Bauteile gilt entsprechend Gleichung (3.7):

$$\dot{Q}_{S,opak} = R_{se} U A (\alpha I_S - F_f h_r \Delta T_{er}) \quad (3.7)$$

Dabei bezeichnen:

R_{se} - den äußeren Wärmeübergangswiderstand

U - den Wärmedurchgangskoeffizient des Bauteils

A - die Gesamtfläche des Bauteils in einer Orientierung

α - den Absorptionskoeffizient des Bauteils für Solarstrahlung

F_f - den Formfaktor zwischen Bauteil und Himmel: $F_f= 0,5$ für senkrechte Bauteile größer 45° Neigung

h_r - den äußeren Abstrahlungskoeffizient

ΔT_{er} - die mittlere Differenz zwischen der Temperatur der Umgebungsluft und der scheinbaren Temperatur des Himmels; vereinfachend kann $\Delta\theta_{er}=10$ K angenommen werden

3.1.3 Fußbodenheizungsmodell

Da Modelica ein 1D-Simulationstool ist, wurden zur Erstellung des Fußbodenheizungsmodells zuerst die mathematischen Grundlagen zur Beschreibung des Mechanismus der dreidimensionalen Wärmeübertragung recherchiert.

Mittels des mathematischen Modells können die Verläufe der Temperaturen und der Wärmeströme bestimmt werden. Die meisten dieser Modelle sind mehrschichtig und basieren auf einer Analogie aus der Elektrotechnik.

Die Wärmeübertragung in thermisch aktiven Bauteilen umfasst Phänomene der Wärmeleitung zwischen mindestens drei unterschiedlichen Temperaturniveaus sowie Phänomene der Speicherung von Wärme im Inneren des aktiven Bauteils.

Numerische Methoden wie z.B. FEM oder FDM bieten dazu meistens genaue Lösungen, sind aber sehr zeitaufwendig und führen oft zu Stabilitätsproblemen, wenn sie mit anderen Komponenten in einer Simulationsumgebung verbunden sind. Es ist daher von großem Interesse, vereinfachte Modelle zu finden, die in ihrer Komplexität begrenzt aber noch ausreichend genau sind. Eine solche Art von Modell ist das RC-Netzwerk [48]. Im Allgemeinen kann die Wärmeleitung in einem thermisch aktiven Bauteil entweder als ein Dreieck-RC-Netzwerk oder als Stern-RC-Netzwerk beschrieben werden (vgl. dazu Abbildung 37).

In der vorliegenden Arbeit ist das Stern-RC-Netzwerk für die Modellierung der Fußbodenheizung gewählt worden, da in mehreren Studien nachgewiesen werden konnte, dass Stern-RC-Netzwerke gute Ergebnisse bei der Beschreibung des thermischen Verhaltens von thermisch aktiven Bauteilen liefern und dass die Ergebnisse mit denen einer FEM-Lösung vergleichbar sind [48–50].

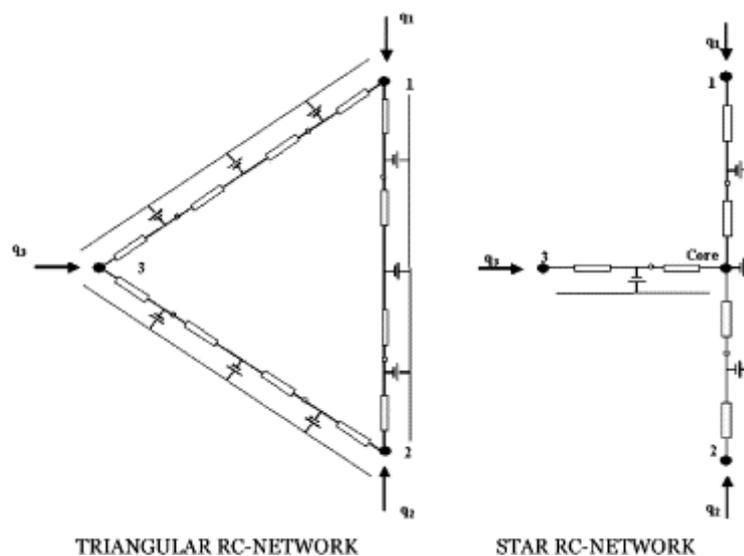


Abbildung 37: Dreieck-RC-Netzwerk und Stern-RC-Netzwerk

Um die Wärmeübertragung in den anderen beiden Richtungen zu untersuchen, wird der Fußboden in Abschnitte diskretisiert, die aus jeweils einer Vor- und einer Rücklaufleitung bestehen. Jeder Abschnitt wird dann in 10 Segmente entlang der Kapillaren geteilt, was einen Kompromiss aus Zuverlässigkeit und Rechenzeit zur Bestimmung des Temperaturabfalls entlang der Kapillaren darstellt [6] (vgl. dazu Abbildung 38).

Auf dieser mathematischen Grundlage wurden in Anlehnung an [51] Komponenten aus der Modelica *Buildings* Bibliothek (vgl. [34]) zur Erstellung des Fußbodenheizungsmodells verwendet.

Die *Buildings* Bibliothek basiert auf der *Modelica.Fluid* Bibliothek und enthält dynamische und stationäre Komponenten, die für die Analyse der schnellen Transienten beim Entwerfen der Regelalgorithmen sowie bei der Durchführung der Jahressimulationen anwendbar sind.

Diese Bibliothek enthält Modelle für luftbasierte HLK-Anlagen, Wasser-Heizungsanlagen und Regelungssysteme.

Die *Fluid Package* ist das größte Paket der Bibliothek und beinhaltet Komponentenmodelle für wasser- sowie luftbasierte Klimasysteme. Im *Fluid Package* existiert bereits ein Modell für die Wärmeabgabe von durchströmten Platten. Das Modellpaket *SingleCircuitSlab* beschreibt einen einzelnen Strömungskreislauf mit einem Heizrohr bzw. einem Kapillarrohr, das in der Bauteilkonstruktion verlegt ist. Das Modell basiert auf der Grundlage eines Netzwerks thermischer Widerstände. Abbildung 39 zeigt ein Beispiel des Modells mit dem Rohr im Estrich und den darunter liegenden Schichten.

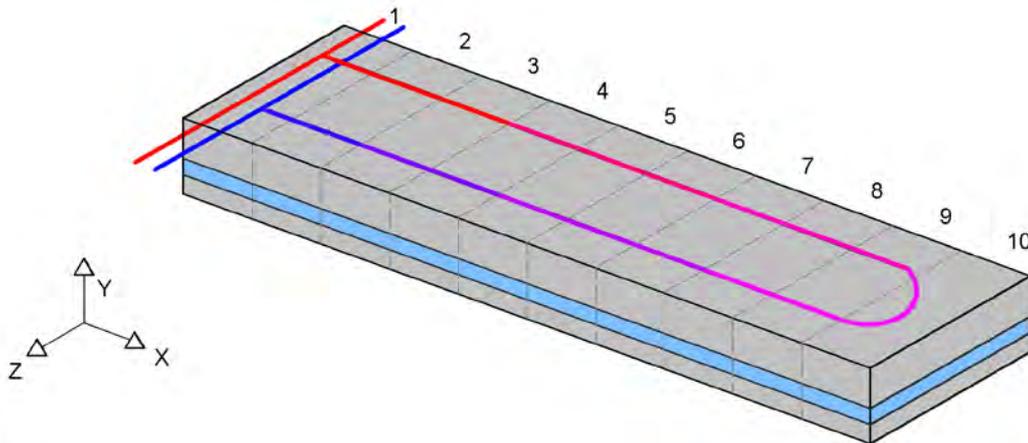


Abbildung 38: Aus 10 Segmenten bestehendes Fußbodenelement

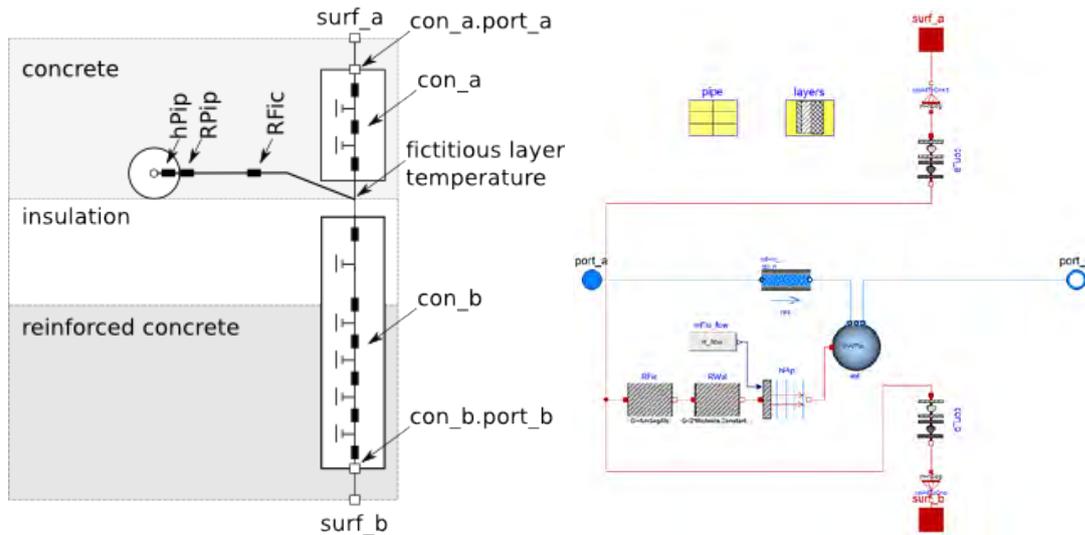


Abbildung 39: Modell einer Flächenheizung aus der Modelica Buildings Bibliothek

Die Bauteile *con_a* und *con_b* berechnen die transiente Wärmeleitung zwischen den oberhalb- bzw. den unterhalb liegenden Schichten und der Schicht, in der sich das Heizrohr bzw. die Kapillare befindet. Die Temperatur der Schicht, die das Heizrohr enthält, wird durch Verwendung eines fiktiven Widerstandes *RFic* (vgl. dazu Abbildung 39) für eine beliebige Anzahl der Segmente n_{Seg} wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{Fic} = G \frac{dT}{dt} \quad (3.8)$$

$$G = \frac{A}{R_x \cdot n_{Seg}} \quad (3.9)$$

R_x bezeichnet hierin den thermischen Widerstand der Schicht, die die Rohre enthält. Folgende Parameter sind für die Berechnung der R_x definiert:

Das Kriterium zur Auswahl der Formel zur Berechnung des Widerstands:

$$cri = \frac{a_{Rohr}}{D_{Rohr}} \quad (3.10)$$

a_{Rohr} - Rohrabstand

D_{Rohr} - Rohrdurchmesser

Für die Annäherung an die unendliche Summe zur Berechnung des Wärmeleitwiderstands gilt entsprechend (3.11):

$$infSum = - \sum_{s=1}^{100} \frac{(\alpha/\lambda a_{Rohr}) - 2\pi s}{(\alpha/\lambda a_{Rohr}) + 2\pi s} \exp\left(\frac{-4 \cdot \pi \cdot s \cdot d_{Dämmung}}{s}\right) \quad (3.11)$$

Hierin bezeichnet $d_{Dämmung}$ die Dicke der Dämmschicht. Für den Korrekturfaktor zur Berücksichtigung von Wand- oder Deckenheizungen oder Systemen mit Kapillarrohren gilt entsprechend (3.12):

$$fac = \begin{cases} cri/\pi & \text{wenn } cri \geq 5,8 \\ cri/3\pi & \text{wenn } cri < 5,8 \end{cases} \quad (3.12)$$

Es wird zwischen zwei Systemtypen unterschieden:

- a) Fußbodenheizung
- b) Wand- oder Deckenheizung oder Systeme mit Kapillarrohren

Wenn es sich um ein Fußbodenheizungssystem ohne Kapillarrohre handelt, wird der Wärmewiderstand für die Schicht, die die Heizrohre enthält, durch die Definition des Parameters $\alpha = \lambda_{\text{Dämmung}}/d_{\text{Dämmung}}$ berechnet:

$$R_x = \frac{a_{\text{Rohr}} \cdot \log(a_{\text{Rohr}}/\pi \cdot D_{\text{Rohr}}) + \text{infSum}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \quad (3.13)$$

Hierin bezeichnet λ die Wärmeleitfähigkeit der Schicht x .

Wenn $\alpha \geq 1.212$ ist, wird für die Berechnung des Wärmeleitwiderstandes (3.13) genutzt.

$$R_x = \frac{a_{\text{Rohr}}}{2\pi\lambda} \cdot \text{fac} \quad (3.14)$$

Der Wärmedurchgang durch das Heizrohr wurde mittels eines Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Flüssigkeitsvolumen und der inneren Oberfläche des Rohres (h_{pip}) sowie eines Widerstandes für die Rohrwand (R_{pip}) berechnet (vgl. dazu Abbildung 39). Das Widerstandsnetzwerk wird entlang der Rohrlänge in eine beliebigen Anzahl von Segmenten unterteilt.

Das Modell für die konvektive Wärmeübertragung in einem geraden Rohr mit kreisförmigem Querschnitt berechnet einen Wärmeübergangskoeffizient als eine Funktion des Massenstroms. Dafür wird unterschieden zwischen

- a) einer gleichmäßigen Wandtemperatur (UWT) oder einem gleichmäßigen Wärmeflusses (UHF),
- b) einer hydrodynamisch voll entwickelten (DFF) oder nicht entwickelten Strömung (UFF),
- c) unter Vernachlässigung oder Berücksichtigung des Druckverlustes.

Die maximale Reynolds-Zahl für die laminare Strömung ist in diesem Modell 2.200, überschreitet die Reynolds-Zahl den Wert von 10.000, dann entsteht eine turbulente Strömung.

Die Berechnung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten eines geraden Rohrs mit laminarer Durchströmung erfolgt für die folgenden vier Rahmenbedingungen anhand der entsprechenden Nusselt-Zahlen:

- 1) gleichmäßige Wandtemperatur (UWT) und hydrodynamisch voll entwickelte Strömung (DFF) ([18], S. Ga 2, Gleichung 6):

$$Nu_{\text{TD}} = \left[3,66^3 + 0,7^3 + \left\{ 1,615 \times \left(\frac{Re \times Pr \times D_h}{L} \right)^{1/3} - 0,7 \right\}^3 \right]^{1/3} \quad (3.15)$$

- 2) gleichmäßiger Wärmeflusses (UHF) und hydrodynamisch voll entwickelte Strömung (DFF) ([18], S. Ga 4, Gleichung 19):

$$Nu_{\text{QD}} = \left[4,364^3 + 0,6^3 + \left\{ 1,953 \times \left(\frac{Re \times Pr \times D_h}{L} \right)^{1/3} - 0,6 \right\}^3 \right]^{1/3} \quad (3.16)$$

- 3) gleichmäßige Wandtemperatur (UWT) und nicht entwickelter Strömung (UFF) ([18], S. Ga 2, Gleichung 12):

$$Nu_{TU} = \left[3,66^3 + 0,7^3 + \left\{ 1,615 \times \left(\frac{Re \times Pr \times D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} - 0,7 \right\}^3 + \left\{ \frac{2}{[1 + 22 \times Pr]^{1/6}} \times \left(\frac{Re \times Pr \times D_h}{L} \right)^{1/2} \right\}^3 \right]^{1/3} \quad (3.17)$$

- 4) gleichmäßige Wandtemperatur (UWT) und nicht entwickelter Strömung (UFF) ([18], S. Ga 5, Gleichung 25):

$$Nu_{QU} = \left[4,364^3 + 0,6^3 + \left\{ 1,953 \times \left(\frac{Re \times Pr \times D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} - 0,6 \right\}^3 + \left\{ 0,924 \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{Re \times Pr \times D_h}{L} \right)^{1/2} \right\}^3 \right]^{1/3} \quad (3.18)$$

Der entsprechende mittlere konvektive Wärmeübergangskoeffizient k_c wird in Bezug auf die gewählte Wärmeübertragungsrahmenbedingungen berechnet [4]:

$$k_c = \frac{Nu \times \lambda_{\text{Flussigkeit}}}{D_h} \quad (3.19)$$

3.1.4 Modell des dünn-schichtigen Flächenheizsystems

Das Modell des Fußbodenheizungssystems basiert auf den Daten der Kapillarrohrmatten Firma BEKA.

Um das Modell eines einzigen Rohres an die parallele Verlegeart anzupassen, wurde das Modell *SingleCircuitSlab* modifiziert. Das neue Modell besteht aus einem Vor- und einem Rücklaufrohr. Folglich sind jeweils separate Fluidvolumina und Wärmeübertragungskomponenten angeordnet. Abbildung 40 zeigt das modifizierte Modell. Die Konstruktionsschichten sind in der Komponente *layers* definiert. Die obersten und untersten Materialien werden mit den Komponenten *Surf_Up* bzw. *Surf_Down* verbunden. In der Definition der *layers* wird die Schnittstelle definiert, in der die Rohre verlegt sind. Die geometrischen und thermischen Parameter der Konstruktionsschichten sind in 2.2.2 aufgelistet.

In Abbildung 41 ist eine schematische Darstellung der Wärmeübertragung in der Bodenkonstruktion mit 10 Segmenten gegeben. Die roten Punkte stellen die *Surf_Up* und *Surf_Down* Anschlüsse an das Modell in Abbildung 40 dar.

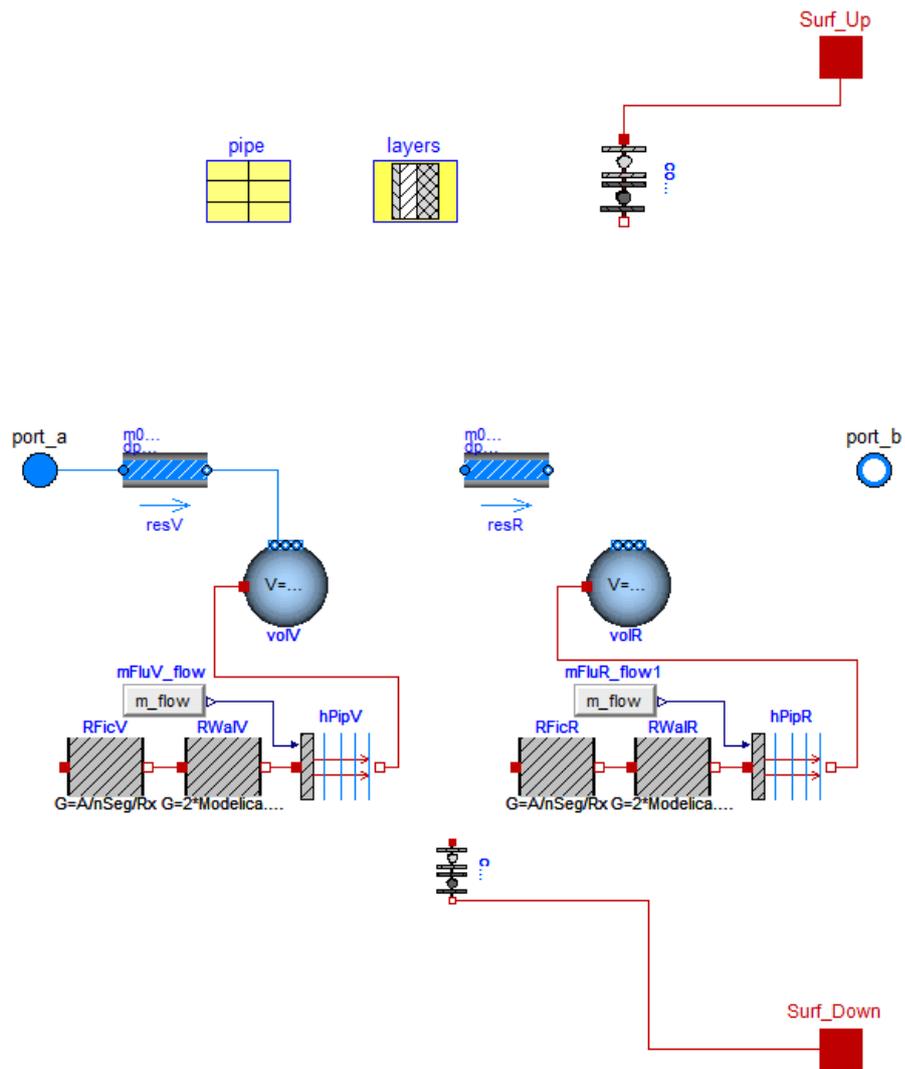


Abbildung 40: Das modifizierte Modell für das dünn-schichtige Flächenheizsystem

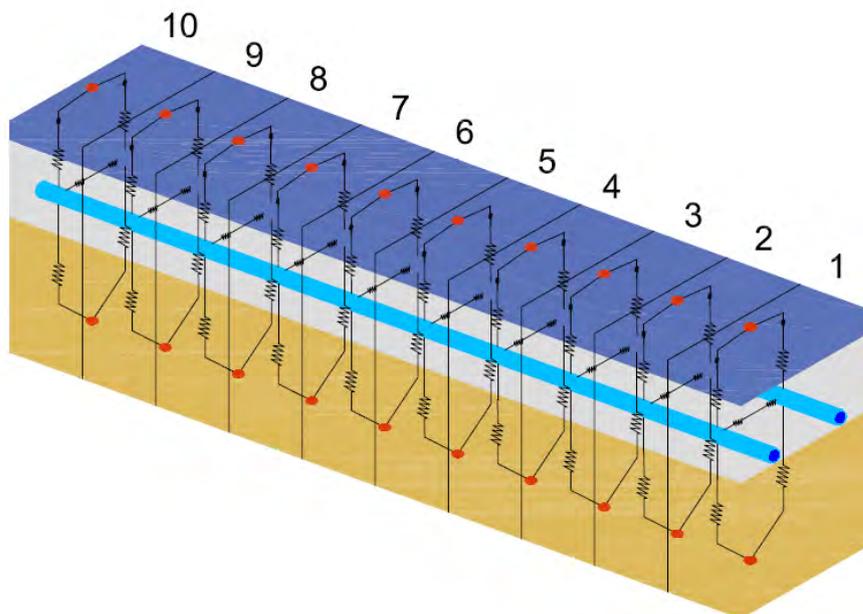


Abbildung 41: Schematische Darstellung des Fußbodenheizungsmodells (Slab)

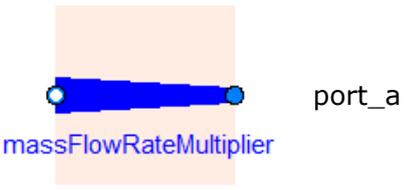
Die an der oberen Oberfläche liegenden Anschlüsse werden jeweils mit einer Konvektionskomponente gekoppelt, um die konvektive Wärmeübertragung zwischen der Luft- und Bodenoberfläche zu berechnen. Der Wärmeübergangskoeffizient für Flächenheizsysteme wird von verschiedenen Autoren mit unterschiedlichen Werten angegeben. Nach Angaben von Min et al. [36] liegt er im Bereich von 3,0 bis 4,1 W/(m²·K), nach Angaben von Awbi et al. [3] im Bereich von 2,9 bis 4,0 W/(m²·K). Cholewa et al. [11] argumentieren auf Basis einer experimentellen Studie, dass die Werte tendenziell überschätzt werden, da sie auf Basis der der Flächenheizung zugeführten Wärmeleistung und nicht auf Basis der von der Flächenheizung abgestrahlten Wärmeleistung berechnet bzw. abgeschätzt wurden. Cholewa et al. empfehlen eine Reduktion um ca. 24 %. Für die hier betrachteten Heizsysteme wird ein Wert von 2,4 W/(m²·K) für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten gewählt.

Das angewandte Modell aus der *Buildings* Bibliothek berechnet die konvektive Wärmeübertragung für die inneren, raumzugewandten Flächen. Als Startwert wurde ein Wert von 3,6 W/(m²·K) verwendet.

Um die Fußbodenoberflächentemperatur auf das Strahlungsaustauschmodell des Raumes zu übertragen, berechnet das Modell den durchschnittlichen Wert aller Segmentoberflächentemperaturen (jeweils die Temperatur des soliden Teils der Konvektionskomponente).

Da bei dieser Verlegungsart das Vor- und Rücklaufrohrmodell über die Fläche des Raumes identisch mehrfach wiederholt wird, werden im Modell die Strömungen und Wärmeübertragungen nur einmal simuliert. Das Modell des gesamten Bodens ist eine Zusammensetzung von mehreren Modellen der Vor- und Rücklaufrohre, die parallel angeordnet werden. Die in Tabelle 16 aufgeführten Modellkomponenten dienen der Berechnung der Massen- und Wärmeströme der gesamten Fußbodenheizung.

Tabelle 16: Modellkomponenten zur Berechnung der Massen- und Wärmeströme des gesamten Fußbodens bestehend aus k Kapillarrohren

	<p>Das Modell multipliziert den Massenstrom, sodass gilt:</p> $\text{port_b.m_flow} = -k \cdot \text{port_a.m_flow}$
	<p>Das Modell multipliziert den Wärmestrom, sodass gilt:</p> $\text{port_b.Q_flow} = -k \cdot \text{port_Q.m_flow}$

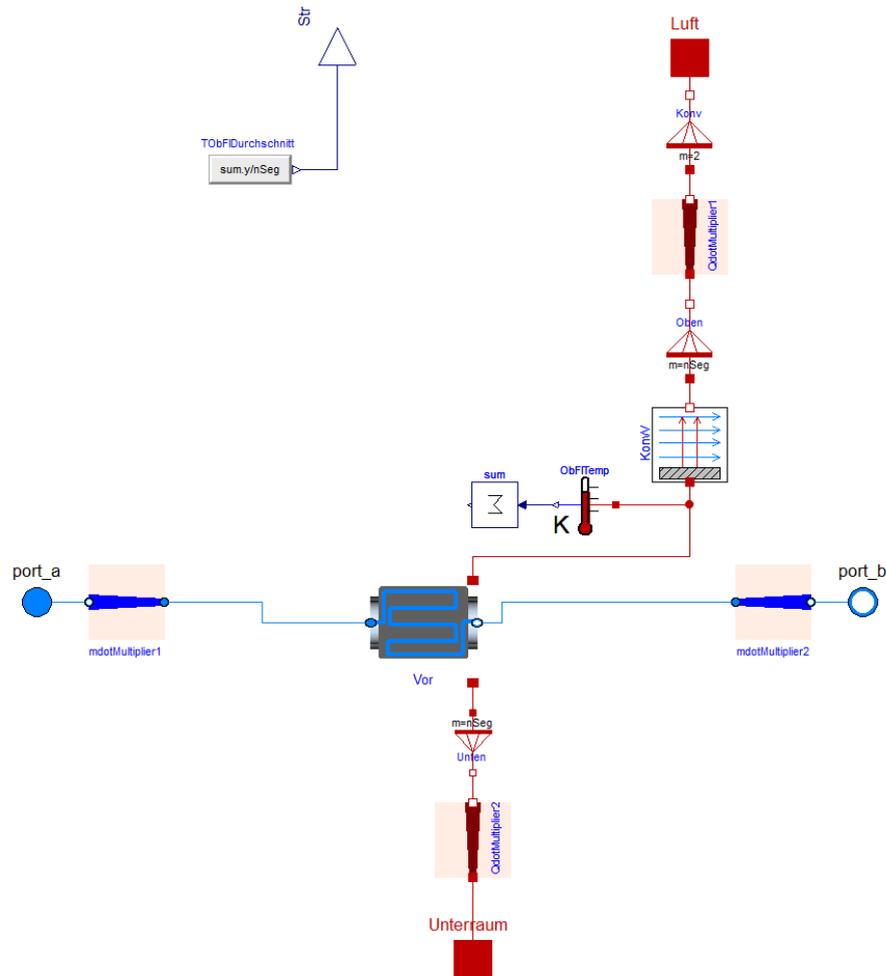


Abbildung 42: Das Fußbodenheizungsmodell in Modelica

3.1.5 Modell des konventionellen Flächenheizsystems

Das Modell des konventionellen Heizsystems ist prinzipiell dem des dünn-schichtigen Heizsystems ähnlich. Die verwendeten Komponenten der beiden Modelle sind gleich. Allerdings werden die Diskretisierung, die Rohreigenschaften und die Konstruktion des Bodens angepasst.

Die geometrischen und thermischen Parameter des konventionellen Flächenheizsystems wurden bereits in Kapitel 2.2.3 beschrieben. Das Modell ist eine Kombination von zwei parallel geschalteten Heizspiralen mit jeweils fünf Heizschleifen (Vorlauf bzw. Rücklauf). Jedes Vor- bzw. Rücklaufrohr wurde in diesem Modell in vier Segmenten unterteilt. Jedes Segment in seinem jeweiligen Kreis entspricht einer Seite des Rechtecks. Abbildung 43 zeigt die schematische Darstellung des Modells von dem spiralförmigen Flächenheizsystem. Die Segmente werden entsprechend ihrer Zugehörigkeit innerhalb der Heizspirale mit V (Vorlauf) oder mit R (Rücklauf) bezeichnet. Die erste Ziffer definiert die Nummer der Spiralschleife, die zweite (1 bis 4) entspricht der Nummer des jeweiligen Segmentes.

Die Bodenkonstruktion in diesem Modell wurde in fünf Abschnitte unterteilt. In diesem Zusammenhang liegen z.B. im ersten Segment des Bodens die nachfolgenden

3.1 Modellaufbau

Rohrabschnitte nebeneinander (Abbildung 43), sodass die Wärme von den nebeneinanderliegenden Segmenten auf das Bodensegment übertragen wird:

Beispielhafte Reihenfolge für den ersten Abschnitt:

V1,1 – R5,4 – V2,1 – R4,4 – V3,1 – R3,4 – V4,1 – R2,4 – V5,1 – R1,4

Die hydraulische Schaltung in diesem Modell ist so entworfen worden, dass der Druckverlust der gesamten Spiralschleifen anhand zweier *FixedResistanceDpM* Modellkomponenten aus der *Buildings* Bibliothek berechnet werden kann. Für die Berechnung der Wärmeübertragung hingegen sind $2 \cdot 5 \cdot 4 = 40$ Fluidvolumenmodelle vorgesehen. Das *FixedResistanceDpM* ist ein Modell für einen Widerstand mit einem festgesetzten Durchflusskoeffizienten. Der Massenstrom wird im Modell wie folgt berechnet:

$$\dot{m} = k \sqrt{\Delta p} \quad (3.20)$$

Wobei k das Verhältnis aus nominalem Massenstrom und nominalem Druckverlust bezeichnet und als konstant angenommen wird.

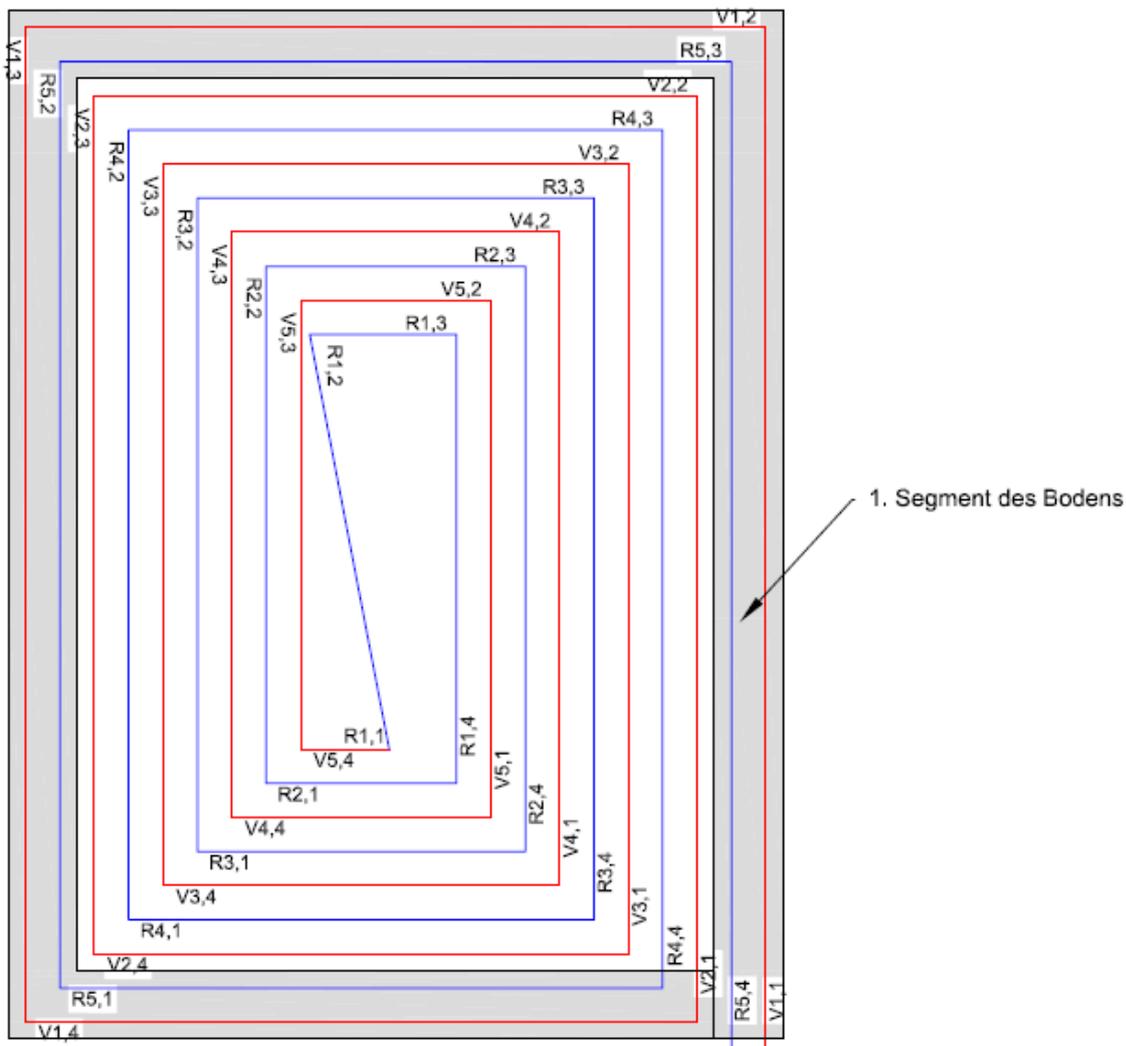


Abbildung 43: Schematische Darstellung des konventionellen Flächenheizsystems mit Segmentierung und Unterteilung in Abschnitte

3.1.6 Modell des Warmwasserkreises

Für das Modell mit der instationären Regelung besteht der Warmwasserkreis aus den üblichen hydraulischen Bestandteilen Zirkulationspumpe, Ausdehnungsgefäß und Kessel. Darüber hinaus verfügt in diesem Modell der Kessel über ein Temperaturregelungssystem, das die Aufheizung des Kesselwassers verhindert während der Zeit, in der die Pumpe ausgeschaltet ist (Abbildung 44).

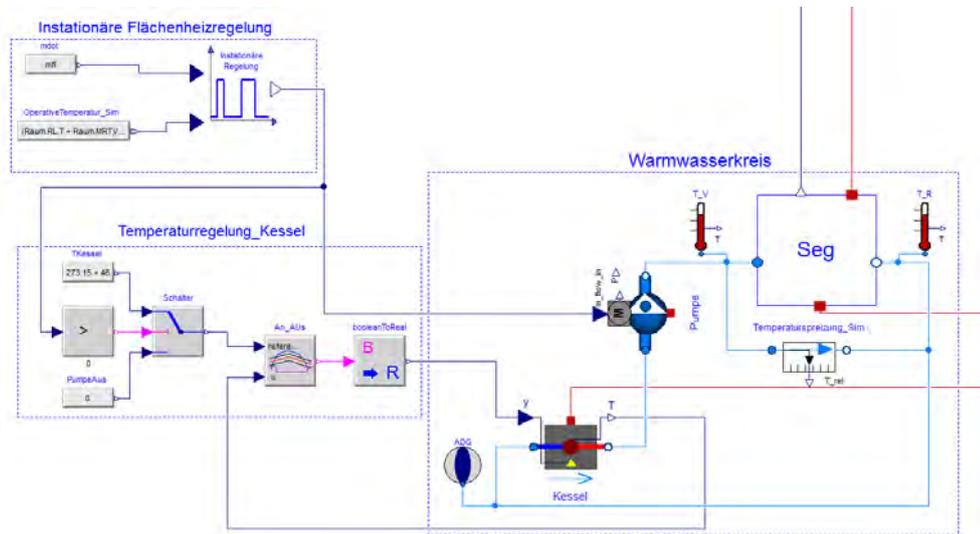


Abbildung 44: Modell des Warmwasserkreises

Die dem Modell übergebenen Parameter zur Berechnung der Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe stammen aus Messungen am realen Fassadenprüfstand. Die im Abschnitt *Parameters* in Abbildung 45 definierten Werte werden in tabellarischer Form dem Pumpenmodell übergeben.

Abbildung 45: Eingabeformular zur Parametrierung der Zirkulationspumpe bei Nutzung des dünn-schichtigen Flächenheizsystems

3.1.7 Regelung der instationären Wärmezufuhr

Die instationäre Regelung erfolgt in der Standardvariante des Modells mithilfe eines Zweipunktreglers (*On-Off-Controller*). Das Modell der instationären Regelung ist eine Feedback-Regelung. Die Regel- oder Eingangsgröße der Regelung ist die operative Raumtemperatur und das Stellglied ist ein Schalter, der auf die Abweichung der berechneten operativen Temperatur und ihres Sollwerts reagiert. Ausgangsgröße des Regelungsmodells ist dann entweder Null oder ein vordefinierter Wert für den Massenstrom. Dieser Wert wird vom Regler auf die Pumpe übertragen und bestimmt dadurch den Massenstrom des Warmwassers.

Der Istwert für die operative Temperatur wird als der Mittelwert der Lufttemperatur und der mittleren Strahlungstemperatur vom Raummodell ermittelt. Für die Berechnung der mittleren Flächenstrahlungstemperatur des Raumes wurde eine Modellkomponente erstellt, die diese nach DIN EN ISO 7726 [17] aus sechs Temperaturwerten der umschließenden Flächen berechnet, wie nachfolgend beschrieben.

Für sitzende Personen:

$$\bar{T}_r = \frac{1}{2 \cdot (0,18 + 0,22 + 0,30)} \cdot \left[\begin{array}{l} 0,18(T_{pr}[oben] + T_{pr}[unten]) + 0,22(T_{pr}[rechts] + T_{pr}[links]) \\ + 0,30(T_{pr}[vorne] + T_{pr}[hinten]) \end{array} \right] \quad (3.21)$$

Für stehende Personen:

$$\bar{T}_r = \frac{1}{2 \cdot (0,08 + 0,23 + 0,35)} \cdot \left[\begin{array}{l} 0,08 \cdot (T_{pr}[oben] + T_{pr}[unten]) + 0,23 \cdot (T_{pr}[rechts] + T_{pr}[links]) \\ + 0,35 \cdot (T_{pr}[vorne] + T_{pr}[hinten]) \end{array} \right] \quad (3.22)$$

Dabei bezeichnen:

\bar{T}_r - Mittlere Strahlungstemperatur

T_{pr} - Flächenstrahlungstemperatur

Ergänzend zur Zweipunktregelung wird eine erweiterte Zweipunktregelung sowie eine Dreipunktregelung im Simulationsmodell implementiert, um die maximale Fußbodentemperatur zu reduzieren. Bei der erweiterten Zweipunktregelung wird die Oberflächentemperatur des Fußbodens in den Grenzen zwischen 18 und 22 °C gehalten. Bei der Dreipunktregelung wird wie bei der einfachen Zweipunktregelung nur nach der operativen Raumtemperatur geregelt. Allerdings sind drei Betriebspunkte der Zirkulationspumpe möglich (deaktiviert, halber nomineller Massenstrom und ganzer nomineller Massenstrom). Ein Vergleich der genannten Regelungen mit einer PI-Regelung wird im Rahmen eines Fachartikels, der im Herbst 2016 erscheinen wird, vorgestellt.

3.1.8 Nutzung des Simulationsmodells für weitere Untersuchungen

Das Simulationsmodell ist auf der dem Bericht beiliegenden DVD enthalten. Es benötigt für die Ausführung die Simulationsumgebung Modelica sowie die Modelica *Buildings* Bibliothek.

3.2 Simulationsergebnisse

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Validierung des Simulationsmodells sowie eine Variation konstruktiver und regelungstechnischer Parameter erläutert.

3.2.1 Validierung des Modells des dünn-schichtigen Flächenheizsystems (KRM-System)

Um das Simulationsmodell mit den realen Messdaten vergleichen zu können, wurde das Modell zunächst vom implementierten, eigenen Regelungssystem entkoppelt und die Werte für den Massenstrom und die Vorlauf-temperatur mithilfe eines *CombiTimeTable*-Moduls aus der Messwertdatei importiert.

Außerdem wurden mithilfe dieser Tabelle die Werte der Außentemperatur, Zulufttemperatur sowie der Hallentemperatur an das Simulationsmodell übermittelt, um die äußeren Randbedingungen der Messung in der Simulation nachzubilden.

Die Parameter, die die thermischen Eigenschaften des Systems bestimmen, wurden zunächst aus der Literatur bzw. der Herstellerdaten übernommen.

Das Ziel bestand darin, die Ergebnisse des Simulationsmodells anhand der gemessenen Daten zu validieren. Auf diese Weise konnte das Verhalten des Flächenheizsystems bei variiertem Bodenkonstruktion unter instationärem Betrieb untersucht werden, ohne weitere zeit- und kostenintensive experimentelle Untersuchungen durchführen zu müssen.

Es gibt unterschiedliche Methoden zur Minimierung des Unterschiedes zwischen Simulations- und experimentellen Daten. Eine häufig genutzte Methode besteht darin, eine oder mehrere Parameter des Modells auszuwählen und solange zu variieren, bis eine zufriedenstellende Modellantwort erhalten wird. Dieses Verfahren der Parametereinstellung ohne Änderung der Modellstruktur wird als *gray-box identification* bezeichnet [2].

Die operative Temperatur und die Oberflächentemperatur des Bodens sind die ausgewählte Simulationsvariablen, anhand derer das dynamische Verhalten des Modells mit den empirischen Daten verglichen wird.

Abbildung 46 zeigt für einen Massenstrom von 325 kg/h und die Vorlauf-temperatur von ca. 45 °C die Simulationsergebnisse sowie die experimentell gemessenen Werte. Es ist zu erkennen, dass sich die Verläufe der simulierten und der gemessenen operativen Temperatur bzw. der mittleren Oberflächentemperatur sehr ähneln.

Um zu überprüfen, ob das Modell unter verschiedenen Betriebsbedingungen anwendbar ist, wurden Simulationen mit Eingangswerten aus weiteren experimentellen Messungen durchgeführt. Die Ergebnisse für weitere Massenströme und Vorlauf-temperaturen sind in Abbildung 47 bis Abbildung 49 enthalten.

Die mittlere Standardabweichung über alle Validierungsszenarien liegt beim dünn-schichtigen System bei ca. 0,26 K mit einem Schwankungsbereich der mittleren Abweichung von -0,38 bis 0,3 K (bezogen auf die operative Raumtemperatur) bzw. bei knapp 0,66 K mit einem Schwankungsbereich der mittleren Abweichung von -0,72 bis 0,5 K (bezogen auf mittlere Oberflächentemperatur).

3.2 Simulationsergebnisse

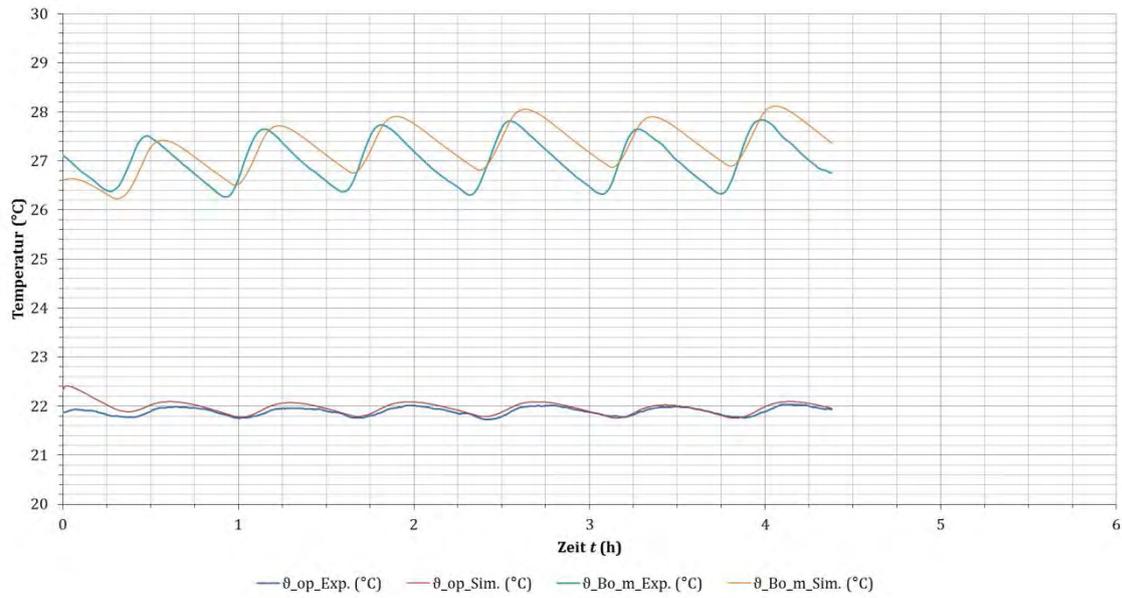


Abbildung 46: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 325 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 45 °C

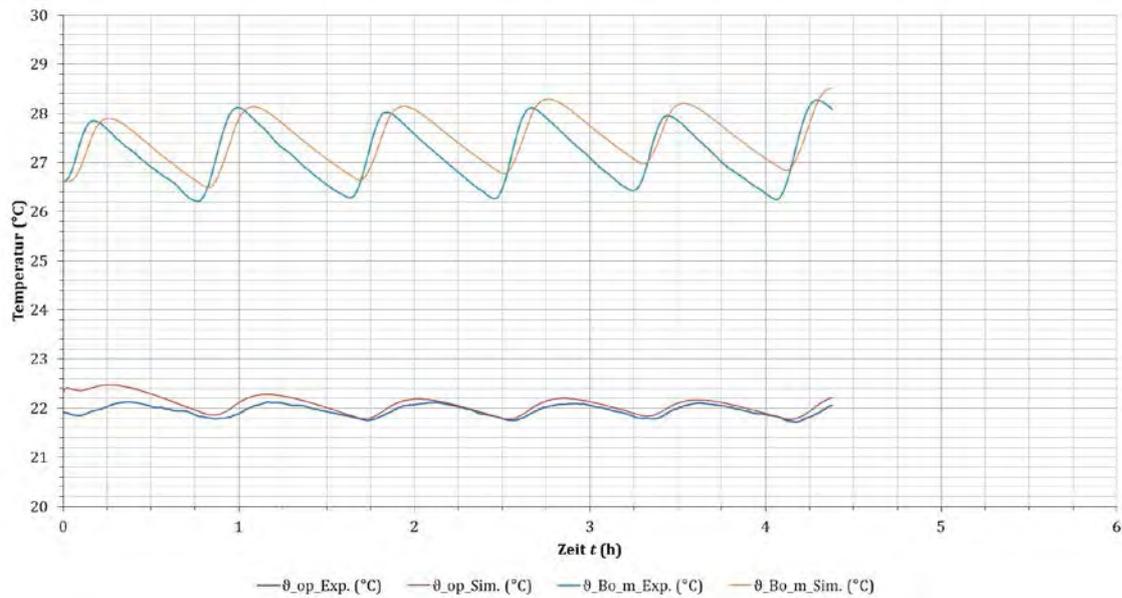


Abbildung 47: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 325 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C

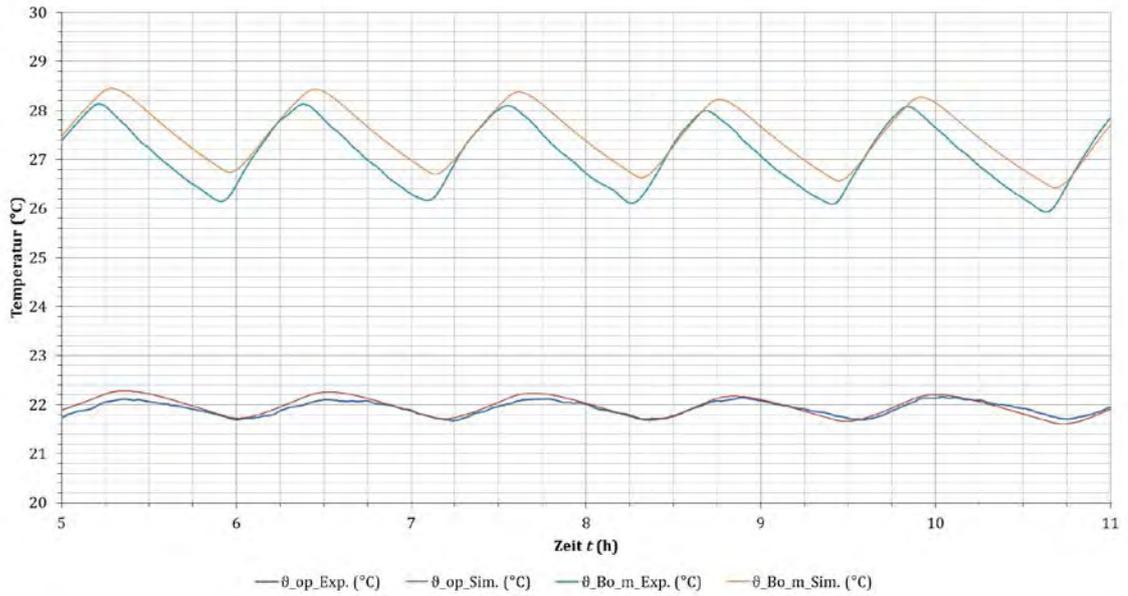


Abbildung 48: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 230 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 45 °C

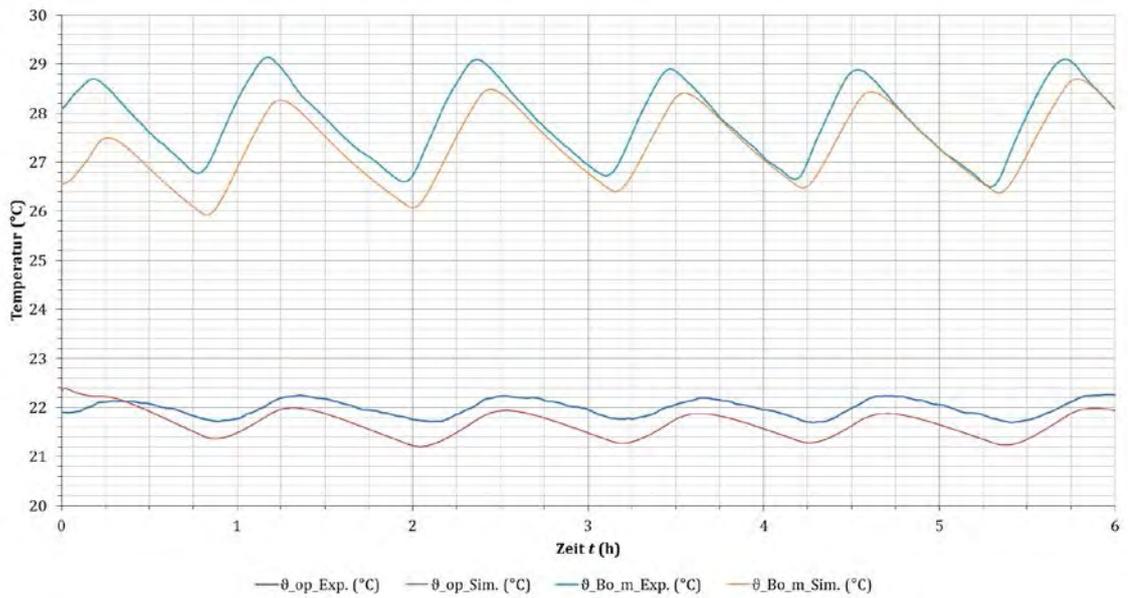


Abbildung 49: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim dünn-schichtigen System bei einem Massenstrom von 230 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C

3.2.2 Validierung des Modells des konventionellen Flächenheizsystems (HS-System)

Ähnlich wie beim dünn-schichtigen Flächenheizsystem wurden die Messwerte der Vorlauf-temperatur und des Massenstromes vom Modell eingelesen, um das allgemeine Verhalten des Simulationsmodells zu prüfen. In Abbildung 50 bis Abbildung 53 sind die Verläufe der gemessenen und der simulierten operativen Raumtemperatur bzw. der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens aufgetragen.

Es wird auch hier kein Sollwert für die operative Raumtemperatur vorgegeben. Das Simulationsmodell wird ausschließlich hinsichtlich seines Wärmeübertragungsverhaltens untersucht. Das Regelungsmodell wird in Kapitel 3.2.3 untersucht.

Die mittlere Standardabweichung zwischen simulierter und gemessener operativer Raumtemperatur beträgt beim konventionellen System ca. 0,81 K mit einer Schwankungsbreite der mittleren Abweichung von 0,56 bis 0,95 K.

Für die mittlere Oberflächentemperatur beträgt die mittlere Standardabweichung ca. 0,66 K bei einer Schwankungsbreite der mittleren Abweichung von 0,37 bis 0,97 K.

Die Abweichungen sind tendenziell größer als beim dünn-schichtigen System. Dies ist auf größere Unsicherheiten hinsichtlich der experimentellen Bestimmung der Fußbodentemperatur sowie auf Modellunsicherheiten zurückzuführen.

Die Fußbodentemperatur wurde in der experimentellen Untersuchung tendenziell unterschätzt. Damit das Simulationsmodell insgesamt plausible Ergebnisse liefert, wurde der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Fußboden und Raumluft reduziert.

Dies hat zur Folge, dass die operative Raumtemperatur sinkt.

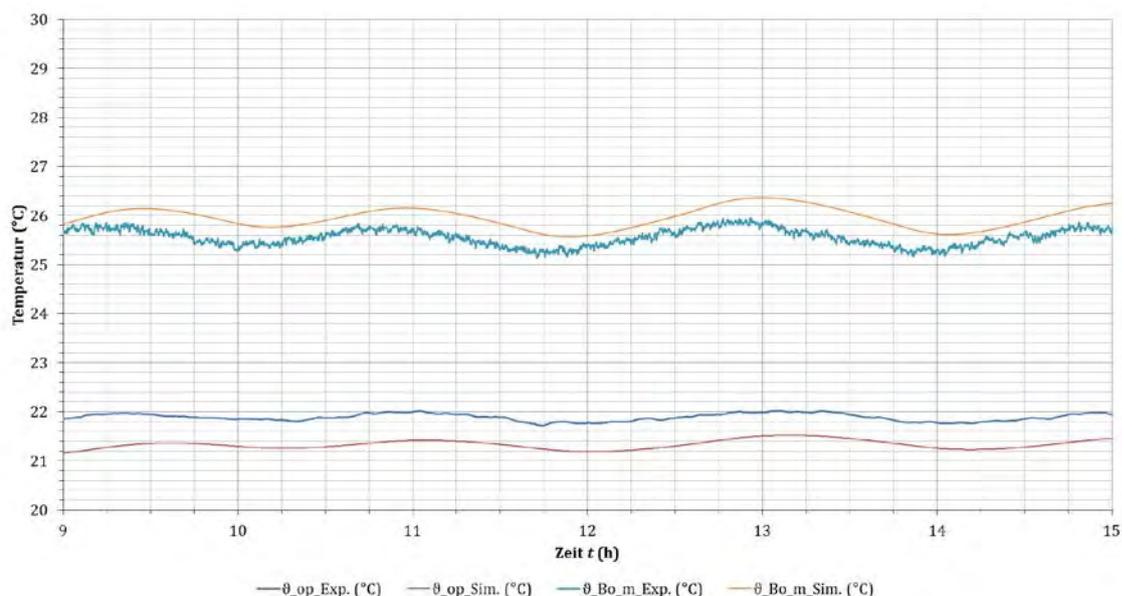


Abbildung 50: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 270 kg/h und einer Vorlauf-temperatur von 45 °C

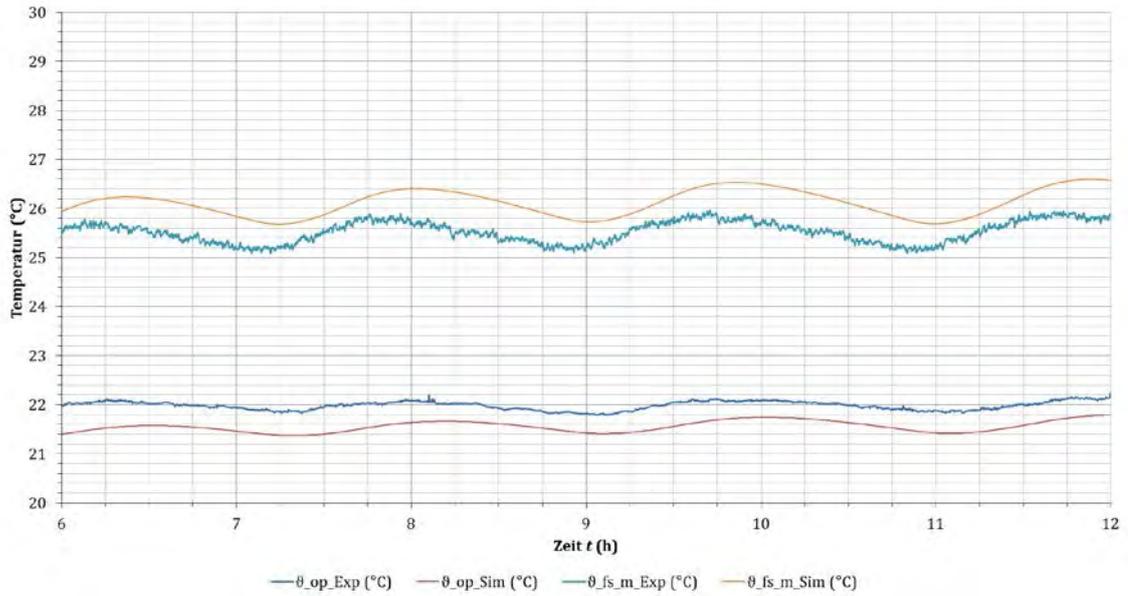


Abbildung 51: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 270 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C

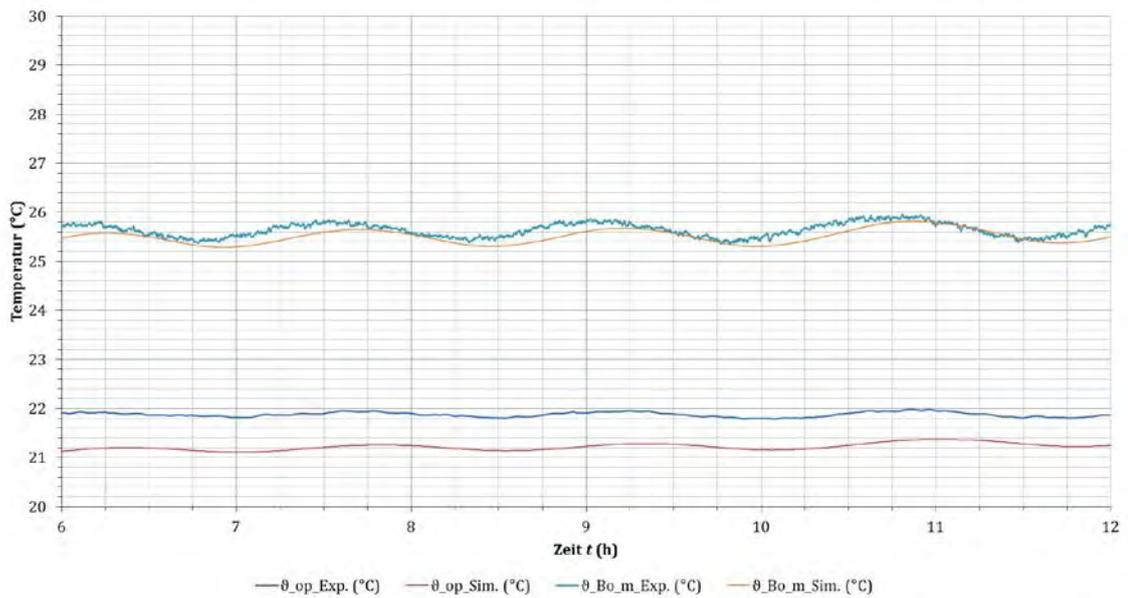


Abbildung 52: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 190 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 45 °C

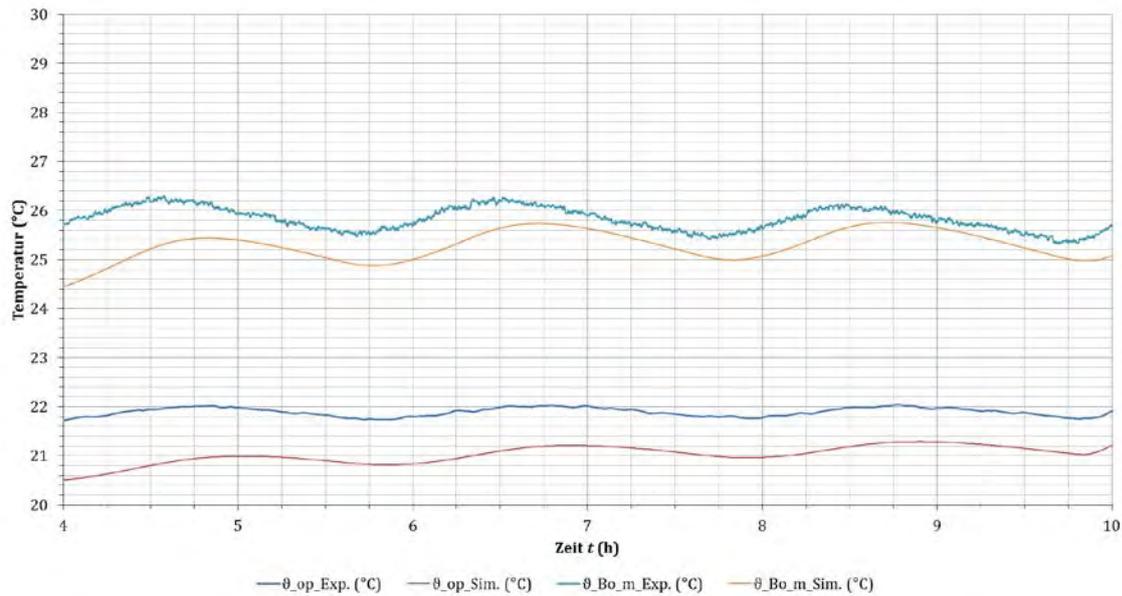


Abbildung 53: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) und gemessen (Exp) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 190 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C

3.2.3 Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme mittels Druckverlustberechnung und mittels experimentell ermittelter Daten

Zur Berechnung des elektrischen Energiebedarfes musste eine Anlagenkennlinie im Modell hinterlegt werden. Zur Berechnung des Druckverlustes der Gesamtanlage wurde eine Modellkomponente erstellt, die den Druckverlust für jede Anlagekomponente berechnet. Die Berechnung erfolgt dabei entsprechend Gleichung (2.24) in Kapitel 2.4.5.

Für die Rohre wurde angenommen, dass die Strömung bis zu einer Reynoldszahl von 2200 laminar ist. Die Rohrreibungszahl wurde entsprechend Gleichung (3.23) nach dem Gesetz von *Hagen-Poiseuille* bestimmt:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.23)$$

Bei turbulenter Strömung wurde entsprechend Gleichung (3.24) die vereinfachte Korrelation nach Blasius verwendet:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (3.24)$$

Den Druckfall durch Einzelwiderstände wie Bögen, Ventile und Armaturen wurde als Summe der Standardwerte aus der Literatur ausgedrückt.

Da im Experiment die Anlagenkennlinie beider Flächenheizsysteme ermittelt werden konnte (vgl. Parametersatz in Abbildung 45 für dünnsschichtiges System), wurde die Modellkomponente zur Druckverlustberechnung bei den Simulationsrechnungen der untersuchten Systeme nicht verwendet. Sie steht jedoch weiterhin für Untersuchungen von Systemen mit anderen Anlagenkennlinien zur Verfügung.

3.2.4 Entkopplung des Modells von experimentell gemessenen Betriebsparametern

Das Simulationsmodell wurde nach der Validierung vom Import der Vorlauftemperatur und des Massenstromes entkoppelt.

In Abbildung 54 sind die Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur sowie der Masseströme während des Experimentes und aus der Simulation stammend für den Betrieb des dünn-schichtigen Systems bei einem Massestrom von 325 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C aufgetragen. Die Simulationsergebnisse zeigen eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den Messdaten. Mithilfe des Modells ist eine Berechnung der Schalzhäufigkeit und der Betriebsdauer der Zirkulationspumpe möglich. Die Abweichung zwischen berechneter und gemessener Betriebsdauer der Pumpe bezogen auf die experimentell bestimmte Betriebsdauer liegt bei ca. -19,5 %.

Beim Modell des konventionellen Heizsystems kommt es infolge größerer Unsicherheiten hinsichtlich der Beschreibung des thermischen Verhaltens zu größeren Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Einschaltzeitpunkten der Zirkulationspumpe (vgl. Abbildung 55). Tendenziell wird die Pumpe eher aktiviert. Hinsichtlich der Betriebsdauer der Pumpe weichen die Ergebnisse der Simulation jedoch nur um -5,7 % von denen des Experimentes ab.

Der Energiebedarf der Pumpe kann bei Kenntnis der Anlagenkennlinie (oder unter Annahme einer Anlagenkennlinie) für beide Systeme mithilfe der vorgestellten Modelle bestimmt werden und die mögliche Energieeinsparung in Bezug auf den stationären Betriebsfall bei geringerer Vorlauftemperatur berechnet werden.

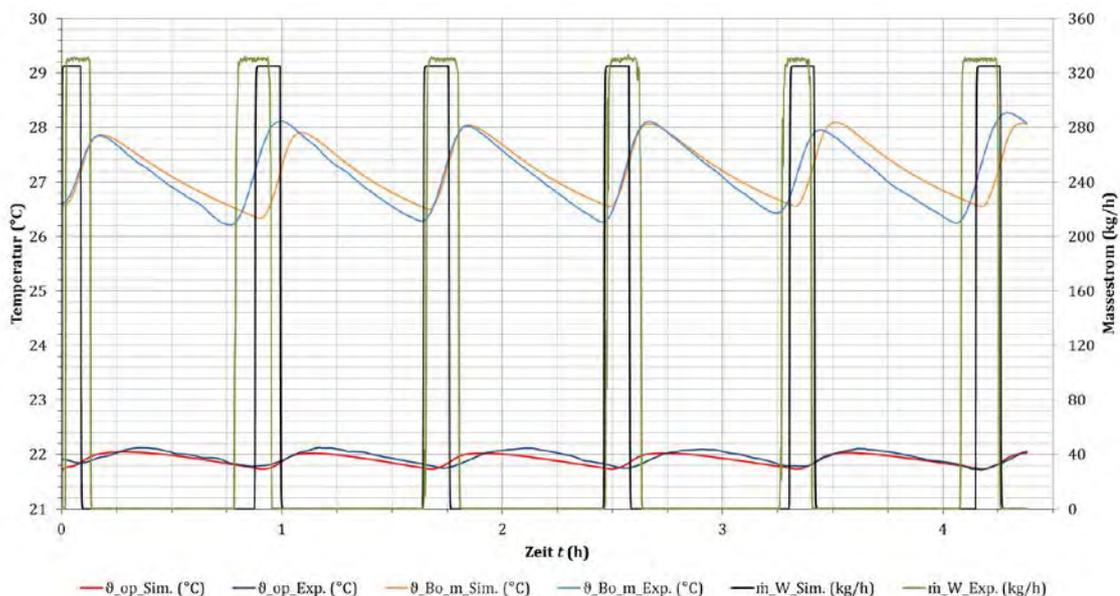


Abbildung 54: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur sowie der Masseströme im Experiment (Exp) und in der Simulation (Sim) beim dünn-schichtigen System bei einem Massestrom von 330 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C

3.2 Simulationsergebnisse

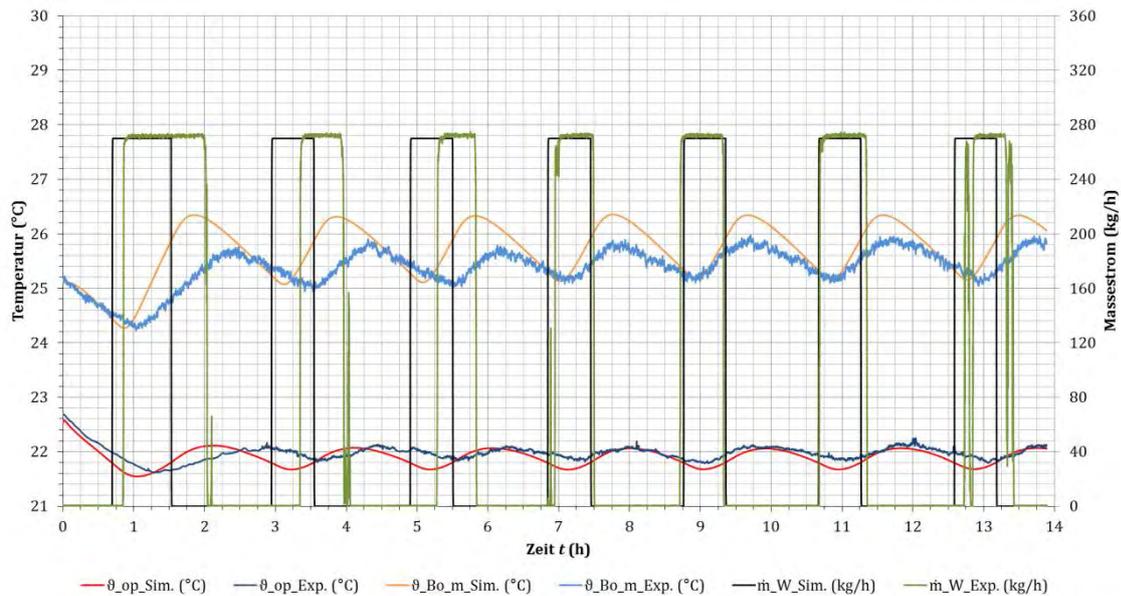


Abbildung 55: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Oberflächentemperatur sowie der Masseströme im Experiment (Exp) und in der Simulation (Sim) beim konventionellen System bei einem Massenstrom von 270 kg/h und einer Vorlauftemperatur von 50 °C

3.2.5 Variation konstruktiver Parameter

Um den Einfluss verschiedener konstruktiver Parameter auf das thermische Verhalten der Flächenheizsysteme zu untersuchen, wurde eine Parametervariation durchgeführt. Während aller Variationen wurden eine Vorlauftemperatur von 50 °C und ein Massenstrom von 330 kg/h (dünn-schichtiges System) bzw. 270 kg/h (konventionelles System) aufgeprägt. In Abbildung 56 bis Abbildung 60 sind die Verläufe der simulierten operativen Raumtemperatur und der mittleren Oberflächen aufgetragen.

Der Abstand und der äußere Durchmesser der Kapillarrohre haben einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Regelgüte des dünn-schichtigen Systems. Die maximale Oberflächentemperatur bleibt bei allen Varianten nahezu identisch (vgl. Abbildung 56 und Abbildung 57). Es ist also denkbar, bei höheren Vorlauftemperaturen des Heizsystems weitmaschigere Kapillarrohmatten einzusetzen, ohne dabei die Leistungsabgabe und die Regelbarkeit der Flächenheizung negativ zu beeinflussen.

Wird die Estrichschicht vergrößert, nimmt die Trägheit des Systems erheblich zu. Das Simulationsmodell ermittelt etwa dreimal längere Wärmezufuhrintervalle bei Verdoppelung der Estrichdeckschicht von 20 auf 40 mm.

Die maximalen Oberflächentemperaturen nehmen bei der Erhöhung der Estrichschicht geringfügig zu. Die während des längeren Wärmezufuhrimpulses gespeicherte Wärmemenge wird rasch an den Raum übertragen, sodass es nicht zu übermäßigem Überschwingen der Oberflächentemperaturen kommt. In allen Fällen kann die operative Raumtemperatur in engen Grenzen gehalten werden.

Beim konventionellen System zeigt sich ein ähnliches Bild. Der äußere Rohrdurchmesser hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Verläufe der operativen

Raumtemperatur bzw. der mittleren Oberflächentemperatur (vgl. Abbildung 59). Die Dicke der Estrichschicht hingegen kann die Regelbarkeit erheblich beeinflussen (vgl. Abbildung 60). Mit zunehmender Dicke wird das System erwartungsgemäß immer träger, sodass das System bei einer Estrichdicke von ca. 85 mm und instationärer Wärmezufuhr kaum noch auf Änderungen hinsichtlich Störgrößen und Sollwertänderungen in angemessener Zeit reagieren kann.

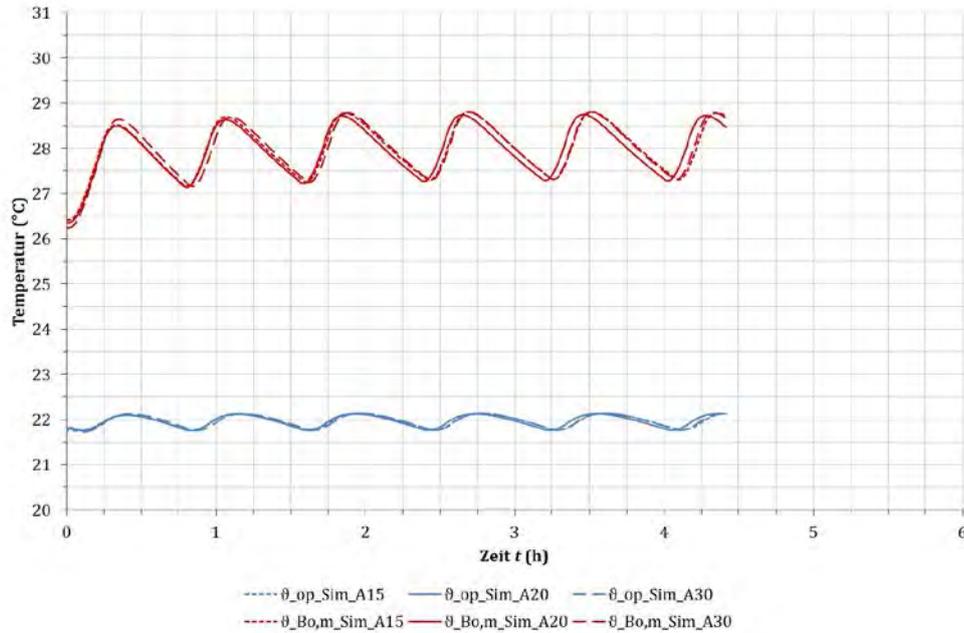


Abbildung 56: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim dünn-schichtigen System bei Kapillarrohrabständen von 15; 20 und 30 mm

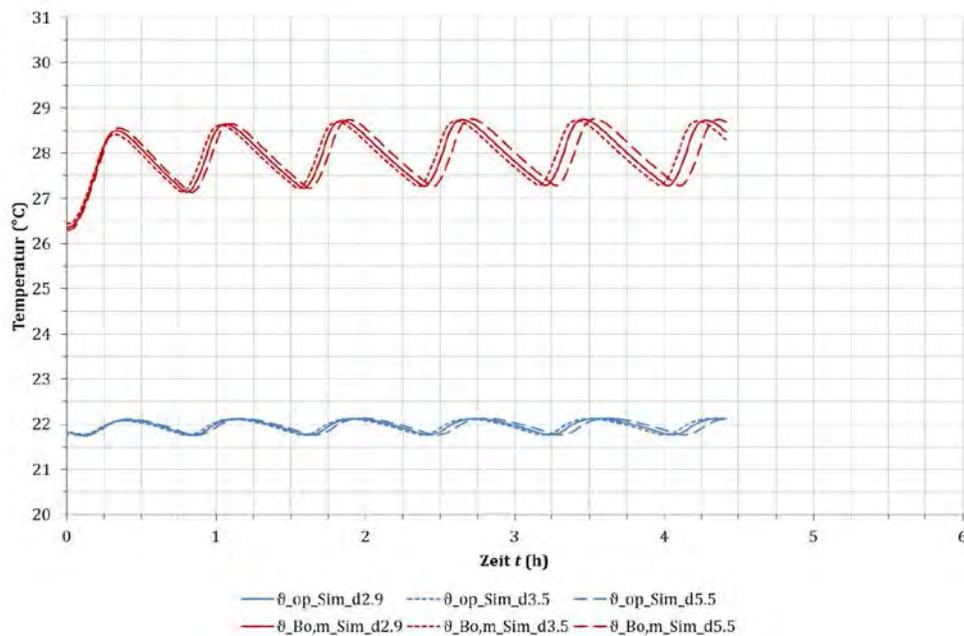


Abbildung 57: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim dünn-schichtigen System bei äußeren Kapillarrohrdurchmessern von 2,9; 3,5 und 5,5 mm

3.2 Simulationsergebnisse

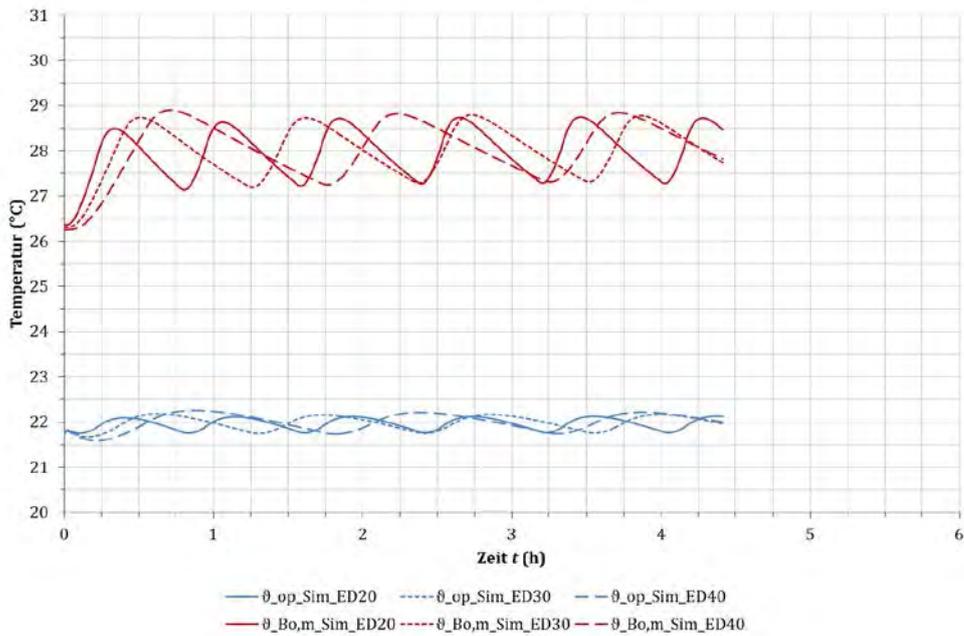


Abbildung 58: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim dünn-schichtigen System bei Estrichdicken von 20; 30 und 40 mm

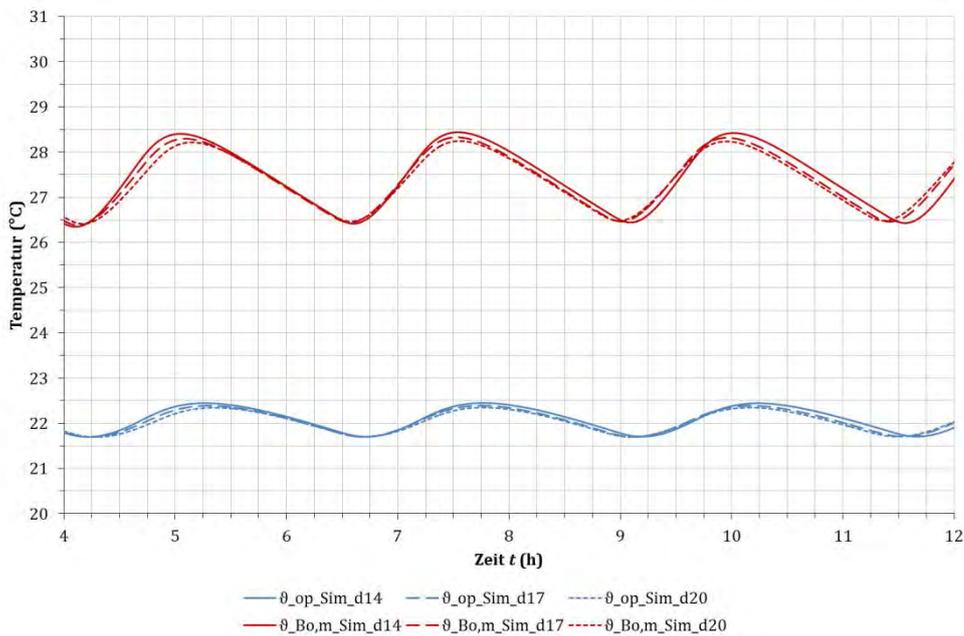


Abbildung 59: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim konventionellen System bei äußeren Heizrohrdurchmessern 14, 17 und 20 mm

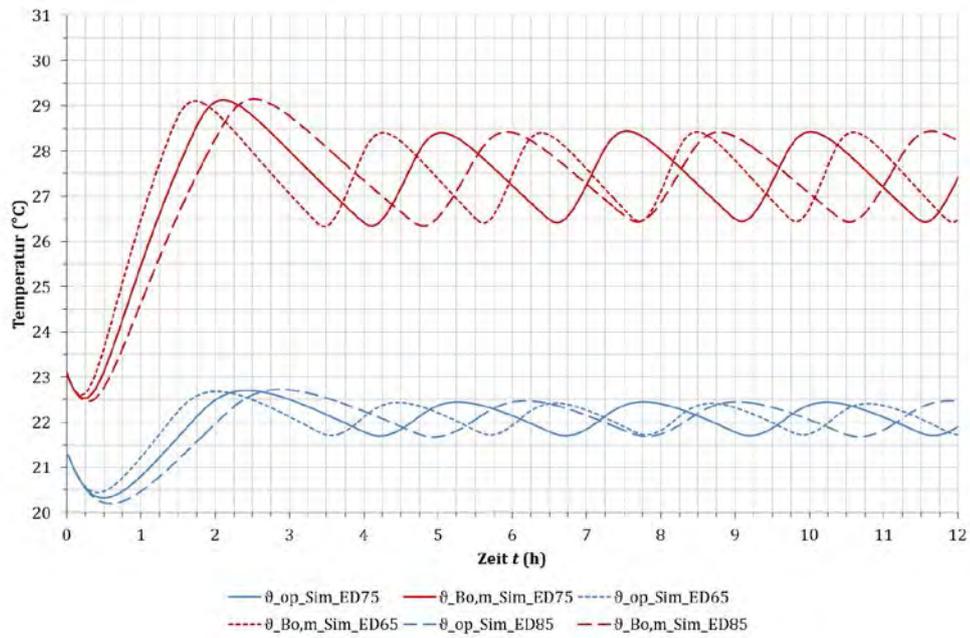


Abbildung 60: Verläufe der operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur berechnet (Sim) beim konventionellen System bei Estrichdicken von 65, 75 und 85 mm

3.2.6 Simulationen unter instationären Außenbedingungen

Um den Einfluss instationärer äußerer Randbedingungen in einem realen Raum zu untersuchen, wurde das Raummodell modifiziert, so dass die solaren Wärmegewinne sowie Außentemperaturschwankungen berücksichtigt werden. Es wurde für den Raum eine Nutzungszeit von 8:00 bis 20:00 Uhr definiert. Innerhalb dieses Zeitraumes gibt es keine inneren Wärmegewinne, keine Lüftungswärmeverluste und die Fußbodenheizung ist deaktiviert.

Das Modell verwendet Daten der Testreferenzjahre (TRY) [12] für die Region 4, die einen mittleren, typischen Witterungsverlauf für Berlin repräsentieren.

Es wurden drei Regelstrategien implementiert. Ziel der Untersuchung war es, festzustellen, ob die maximale Oberflächentemperatur des Fußbodens mit einfachen Erweiterungen der Regelstrategie auf den zulässigen Wert von 29 °C begrenzt werden kann. In der Standardvariante regelt ein Zweipunktregler die Wärmezufuhr (2P-a). In der erweiterten Standardvariante wird die Zweipunktregelung von einer Grenzwertregelung überlagert (2P-b). Diese hält die Fußbodentemperatur zwischen 18 und 29 °C und erlaubt auch eine Wärmezufuhr während der Nichtnutzungszeit.

Die dritte Regelstrategie entspricht einem Dreipunktregler (3P), der den Massenstrom während eines Wärmezufuhrimpulses auf die Hälfte des jeweiligen Nominalwertes reduziert, sobald die operative Raumtemperatur monoton steigend einen Wert von ca. 22 °C erreicht. Der Massenstrom wird zu Null gesetzt, wenn die operative Raumtemperatur einen Wert von 22,15 °C erreicht. Die 3P-Regelung wird im hier betrachteten Fall nicht von der Grenzwertregelung überlagert, da sie direkt mit der Regelung 2P-a-Regelung verglichen werden soll. Eine Überlagerung ist jedoch möglich (siehe unten).

Infolge der Trägheit der Regelung der operativen Raumtemperatur beim konventionellen Heizsystem wurde die Simulation unter instationären Außenbedingungen nur für das dünnsschichtige Heizsystem durchgeführt.

In Abbildung 61 sind die Verläufe der operativen Raumtemperatur sowie der mittleren Oberflächentemperatur aufgetragen für die kälteste im Datensatz enthaltene Woche (Januar). Es wird deutlich, dass während der Nichtnutzungszeit die Raumtemperatur bei der 2P-a und der 3P-Regelung erheblich absinkt. Dies ist auf die hohen Wärmeverluste durch die Außenfassade zurückzuführen. Zur Aufheizung wird eine vergleichsweise große Heizleistung benötigt. Dies führt zum Überschwingen der Fußbodentemperatur während des Beginns der Nutzungszeit.

Mittels der erweiterten Zweipunktregelung (Begrenzung der Oberflächentemperatur auf maximal 29 °C) und der Reduktion der Auskühlung während der Nichtnutzungszeit kann der elektrische Energiebedarf im Vergleich zum Standardfall um knapp 12 % reduziert werden. Die mittlere operative Raumtemperatur liegt allerdings unterhalb 22 °C während der Nutzungszeit. Die Fußbodentemperatur liegt gemäß der Regelungslogik während der Nutzungszeit bei maximal 29 °C.

Es wird deutlich, dass die Einhaltung der maximalen Oberflächentemperatur zu geringeren operativen Raumtemperaturen führt. Soll die operative Raumtemperatur 22 °C erreichen, so ist während des instationären Betriebes eine kurzzeitige Überschreitung der maximal zulässigen Oberflächentemperatur unumgänglich. Da die

Überschreitung jedoch nur während weniger Stunden im Winter auftritt, sind keine Einschränkungen hinsichtlich der Anwendbarkeit der Regelung zu erwarten. Während der geringen Außentemperaturen ist ferner eine Absenkung des Sollwertes der operativen Raumtemperatur denkbar.

Wird die 3P-Regelung betrachtet, ist eine Reduktion des elektrischen Energiebedarfes um ca. 15 % im betrachteten Zeitraum möglich. Die mittlere operative Raumtemperatur liegt nur unwesentlich unter der mittleren operativen Raumtemperatur bei Verwendung der Standardregelung. Die mittlere Oberflächentemperatur wird effektiv reduziert, überschreitet jedoch immer noch den Grenzwert von 29 °C während der Nutzungszeit. Eine Erweiterung der 3P-Regelung zur 3P-b-Regelung mit Überlagerung einer Grenzwertregelung ist denkbar und Teil weiterer Untersuchungen.

Die Erweiterung der vorgestellten Regelungen ist im Rahmen der Veröffentlichung der Projektergebnisse auf der BauSIM 2016 vorgesehen. Im Konferenzbeitrag werden die hier vorgestellten Regelungen mit heutzutage standardmäßig ausgeführten PI-Reglern verglichen.

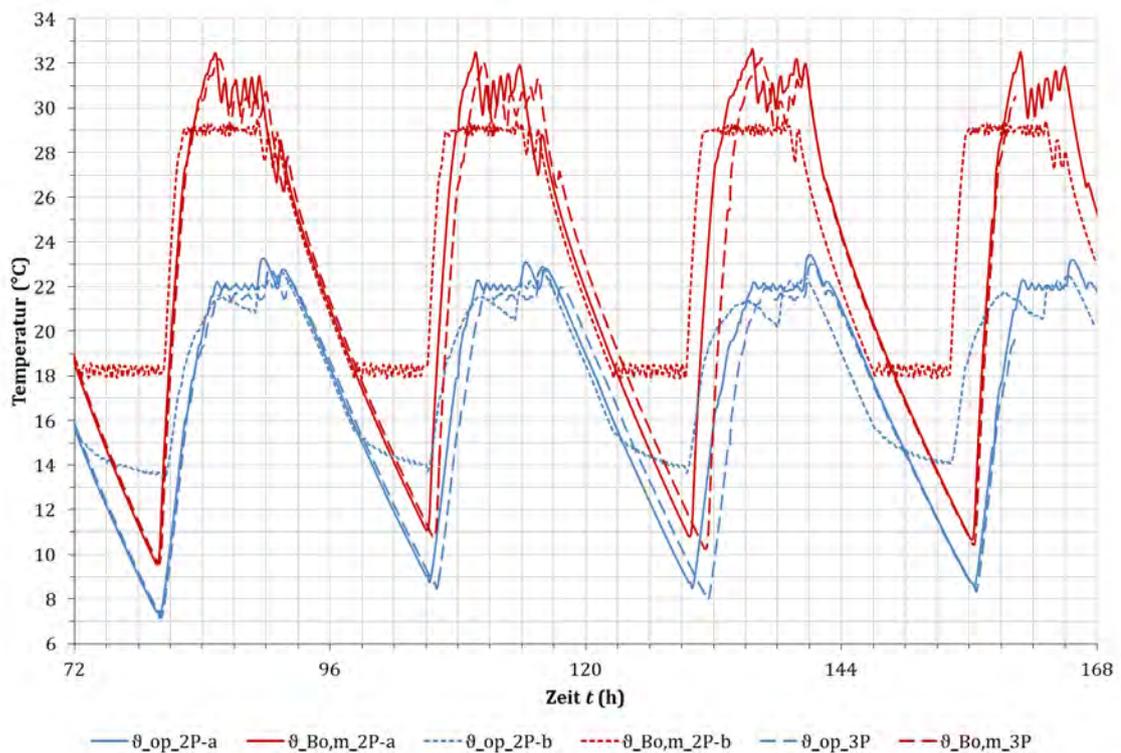


Abbildung 61: Verläufe der berechneten operativen Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur beim dünn-schichtigen System bei den drei untersuchten Regelstrategien 2P-a, 2P-b und 3P

4 Verallgemeinerung der Ergebnisse (AP4)

Nachfolgend werden allgemein gültige Aussagen für die Auslegung einer Fußbodenheizung und ihrer Regelung bei instationären Betriebsbedingungen erläutert, die aus den Erkenntnissen im Rahmen der zuvor beschriebenen Untersuchungen hervorgegangen sind.

Die im Arbeitsplan dem AP4 zugeordnete Aufgabenstellung der Modellbildung wurde sinngemäß dem AP1 zugeordnet (Kapitel 3 in diesem Bericht).

Grundsätzlich notwendig ist die Bestimmung der Heizlast des betrachteten Raumes oder der betrachteten Gebäudezone nach den einschlägigen normativen Regelwerken. Ist die Heizlast bekannt, kann der stationäre Betriebspunkt des Heizsystems ermittelt werden. Je nach Ausgangssituation des untersuchten Gebäudeenergiesystems sind vorhandene oder geschätzte Werte für die Vorlauftemperatur und den Massenstrom des Heizsystems zu nutzen bzw. zu ermitteln.

Eine Aussage über das Einsparpotential elektrischer Energie mittels der Implementierung einer instationären Regelstrategie kann in Bezug auf den stationären Auslegungsfall erfolgen (vgl. dazu Ausführung in Kapitel 2.4.5, speziell Gleichung (2.31)). Aufbauend auf den Kenntnissen des Anlagenbetriebes im stationären Betriebspunkt können Anlagen- und Parametervariationen durchgeführt werden.

Die Einsparung elektrischer Energie ist sowohl bei veränderten Massenströmen und Temperaturdifferenzen im stationären als auch im instationären Betrieb möglich. Ein wesentlicher Vorteil der instationären Betriebsweise in Verbindung mit dünn-schichtigen Heizsystemen liegt in der gleichmäßigen Durchströmung der Kapillaren und der homogenen Oberflächentemperatur. Soll der elektrische Energiebedarf beim stationären Betrieb im gleichen Maße reduziert werden wie es beim instationären Betrieb möglich ist, so ist eine gleichmäßige Durchströmung der Kapillaren nicht mehr gewährleistet.

4.1 Anforderungen an die Regelbarkeit und Positionierung der Flächenheizung

Im Rahmen der Planung einer Flächenheizung ist mit dem Nutzer des Gebäudes zu klären, welche Anforderungen er an die Regelbarkeit der Raumtemperatur stellt. Grundsätzlich eignen sich sowohl das konventionelle System mit Heizspiralen und das dünn-schichtige System mit Kapillarrohrmatten für einen instationären Betrieb bei Vorlauftemperaturen von mehr als 45 °C.

Je höher die Anforderungen an eine schnell regelbare Raumtemperatur sind desto geringer sollte die thermische Speicherkapazität des Flächenheizsystems sein. Besteht der Nutzer auf kurze Aufheizzeiten nach einem Absenkbetrieb, so kommt für ihn ein dünn-schichtiges Flächenheizsystem infrage. Mit einem konventionellen System ist erst bei einem Betrieb mit Vorlauftemperaturen von ca. 55 °C eine signifikante Reduktion der Reaktionszeiten beim Aufheizen zu erwarten. Soll die Raumtemperatur reduziert werden, so ermöglicht dies ein dünn-schichtiges System stets schneller als ein konventionelles.

Der hydraulische Abgleich mehrerer Heizkreise untereinander ist bei Verwendung eines dünn-schichtigen Heizsystems mit instationärer Wärmezufuhr besonders wichtig. Es konnte jedoch anhand der thermografischen Aufnahmen gezeigt werden, dass selbst bei vereinzelt verstopften Kapillaren noch eine homogene Oberflächentemperatur erreicht werden kann. Die Leistungsabgabe der Flächenheizung wird durch einzelne undurchströmte Kapillaren nicht negativ beeinflusst.

4.2 Eignung der Flächenheizung für instationären Betrieb

Wahl der Betriebsparameter einer Flächenheizung Je nach Ausgangssituation hinsichtlich des vorhandenen oder zu planenden Heizsystems sind unterschiedliche Empfehlungen zu berücksichtigen.

Generell ist für den instationären Heizbetrieb der Einbau eines Wärmespeichers hinter dem Wärmeerzeuger zu empfehlen. Selbst bei Wärmeerzeugern, die im intermittierenden Betrieb dank einer Schnellaufheizung zügig die erforderliche Wärme bereitstellen können (z.B. Niedertemperaturkessel), ohne dabei zu hohe Wärmeverluste zu generieren, stoßen bei der möglichen Schalthäufigkeit des instationären Heizbetriebs an ihre Grenzen [42]. Brennwertkessel und Wärmepumpen sind für einen Direktbetrieb eines instationär betriebenen Flächenheizsystems bei hohen Vorlauftemperaturen ungeeignet [42].

Bestehendes Heizsystem mit Flächenheizung Wird ein bestehendes Flächenheizsystem betrachtet, dessen Wärmeerzeuger höhere Vorlauftemperaturen bereitstellen kann, ohne dabei den Primärenergiebedarf zu erhöhen (wenn die Heizkreisvorlauftemperatur beispielsweise über eine Rücklaufbeimischung geregelt wird), so ist die Wahl einer höheren Vorlauftemperatur für die Flächenheizung in jedem Fall sinnvoll. Die maximal zulässigen Temperaturen nach Angaben des Herstellers der Fußbodenheizung sowie nach Angaben des Herstellers des Heizestrichs dürfen nicht überschritten werden. Kann die Vorlauftemperatur des bestehenden Heizsystems nicht direkt am Wärmeerzeuger reduziert werden, so ist sie über eine eventuell nachzurüstende Rücklaufbeimischung zu reduzieren. Der Ansatz ist im Einzelfall zu prüfen hinsichtlich der exergetischen Gesamtbilanz.

Wird ein System mit Kapillarrohrmatten betrachtet, so ist die Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit in den Kapillaren beim Absenken des Massenstromes zu berücksichtigen. Oberhalb einer Strömungsgeschwindigkeit von ca. 2 cm/s ist mit keinen Einschränkungen hinsichtlich der Wärmeübertragung vom Heizmedium an die Kapillaren und damit der thermischen Leistungsfähigkeit zu rechnen.

Eine Erhöhung der Vorlauftemperatur bei bestehenden Flächenheizsystemen kann zu einer unvollständigen Auskühlung des Heizmediums führen. Dies ist eher bei konventionellen Systemen zu erwarten, deren Wärmeübergangsfläche (Außenfläche der Heizrohre) tendenziell kleiner ist als die eines dünn-schichtigen Systems mit Kapillarrohrmatten. In der Folge kann sich bei höheren Vorlauftemperaturen auch die Rücklauftemperatur erhöhen. Die Folge sind steigende Wärmeverluste im Sammlerkreis und ein ineffizienterer Anlagenbetrieb. Für einen effizienten Anlagenbetrieb sollte die Auskühlung des Heizmediums durch eine Begrenzung der Vorlauftemperatur gewährleistet werden.

Ein bestehendes Flächenheizsystem, dessen Wärmeerzeuger keine höheren Vorlauf-temperaturen bereitstellen kann, ohne dabei den Primärenergiebedarf zu erhöhen, muss im Einzelfall hinsichtlich des gesamtexergetischen Wirkungsgrades geprüft werden. Für eine insgesamt verbesserte Bilanz muss die Einsparung von Primärenergie infolge geringeren elektrischen Energiebedarfes über der zusätzlich aufzubringenden Primärenergie des Wärmeerzeugers zur Bereitstellung höherer Vorlauf-temperaturen liegen.

Bestehendes Heizsystem ohne Flächenheizung Soll ein Flächenheizsystem beispielsweise im Rahmen einer Gebäudesanierung in ein bestehendes Heizsystem integriert werden, dessen Betriebsparameter nicht oder nur in geringem Maße veränderbar sind, so ist dies grundsätzlich möglich. Es müssen jedoch auch hier eventuelle Einschränkungen hinsichtlich der maximal zulässigen Vorlauf-temperaturen entsprechend der Angaben des Herstellers der Fußbodenheizung berücksichtigt werden.

Soll ein Flächenheizsystem in ein bestehendes Heizsystem integriert werden, dessen Komponenten im Rahmen von Instandhaltungsmaßnahmen ersetzt werden müssen, so empfiehlt es sich zu prüfen, ob eine neue Zirkulationspumpe eingesetzt werden kann. Beim instationären Betrieb einer Flächenheizung wird ein geringerer Massenstrom gefördert. Das hat zur Folge, dass sich der Betriebspunkt der Zirkulationspumpe unter Umständen aus dem Bereich des optimalen Wirkungsgrades heraus bewegt. Soll die Wärmezufuhr instationär erfolgen, so ist die eventuell neu zu installierende Pumpe auf den ermittelten Massenstrom des Flächenheizsystems auszulegen. Der Massenstrom wird je nach gewählter Regelungsart der Vorlauf-temperatur des Wärmeerzeugers bestimmt (außentemperaturgeführt oder außentemperaturunabhängig). Bei einer außentemperaturgeregelten Vorlauf-temperatur ist der Massenstrom häufig konstant. Die Auslegung kann auf einen Betriebspunkt hin erfolgen.

Bei einer außentemperaturunabhängigen – also konstanten – Vorlauf-temperatur des Wärmeerzeugers, wird die Heizleistung über den Massenstrom geregelt. Daher muss die Auslegung der Pumpe auf einen möglicherweise weiten Betriebsbereich erfolgen. Ist der Betriebsbereich zu weit, empfiehlt sich unter Umständen der Einsatz zweier parallel geschalteter Pumpen, die jeweils in ihrem Betriebsbereich bei optimalem Wirkungsgrad betrieben werden können.

Versorgung mehrerer Räume oder Gebäudezonen nacheinander Werden von einem Wärmeerzeuger mehrere Räume oder Zonen versorgt, so kann der Wärmeerzeuger quasi-stationär betrieben werden, d.h. es sind lange Schaltzyklen möglich. Die Regelung der Wärmezufuhr in einen Raum bzw. eine Zone erfolgt wie oben beschrieben über eine Vorlauf- oder eine Massenstromregelung. Der instationäre Betrieb der Flächenheizung kann sowohl in Kombination mit unregelmäßigen als auch in Kombination mit modulierenden Wärmeerzeugern erfolgen.

Die einzelnen Räume bzw. Gebäudezonen werden nacheinander mit Wärme auf demselben Temperaturniveau versorgt. Die hydraulische Umschaltung der Massenströme sollte dabei bevorzugt mit zügig schaltenden Umschaltventilen erfolgen.

Ist der Wärmebedarf dreier Räume A, B und C beispielsweise jeweils gleich groß, wird für jeweils gleiche Zeitdauer jedem Raum Wärme zugeführt. Unterscheiden

sich die Wärmebedarfe der Räume untereinander, so können grundsätzlich zwei Regelstrategien verfolgt werden.

Im ersten Fall wird die Wärmeleistung des Flächenheizsystems konstant gehalten und die Zeitdauer der Wärmezufuhr entsprechend angepasst (vgl. Abbildung 62 links). Der Massenstrom der Zirkulationspumpe muss hierbei nicht verändert werden. Die übergeordnete Regelung der Vorlauftemperatur des Heizsystems kann hierbei außentemperaturgeführt erfolgen.

Im zweiten Fall ist die Heizleistung des Flächenheizsystems variabel und die Zeitdauer der Wärmezufuhr an jeden Raum gleich (vgl. Abbildung 62 rechts). Für diesen Fall sind zwei Subsznarien denkbar. Entweder wird die Heizleistung bei konstanter Vorlauftemperatur über einen variablen Massenstrom geregelt oder die Vorlauftemperatur wird außentemperaturgeführt geregelt und der Massenstrom konstant gehalten. Möglich ist auch eine Kombination aus variabler Vorlauf- und Massenstromregelung, die allerdings regelungstechnisch aufwendig und daher eher unüblich ist.

Die größte Einsparung elektrischer Energie wird bei Wahl der höchstmöglichen Vorlauftemperatur erreicht. Oberhalb einer Vorlauftemperatur von 55 °C sind nur noch geringe Einsparungen zu erwarten. Ferner müssen die maximal zulässige Oberflächentemperatur der Flächenheizung sowie materialspezifische Grenzwerte berücksichtigt werden.

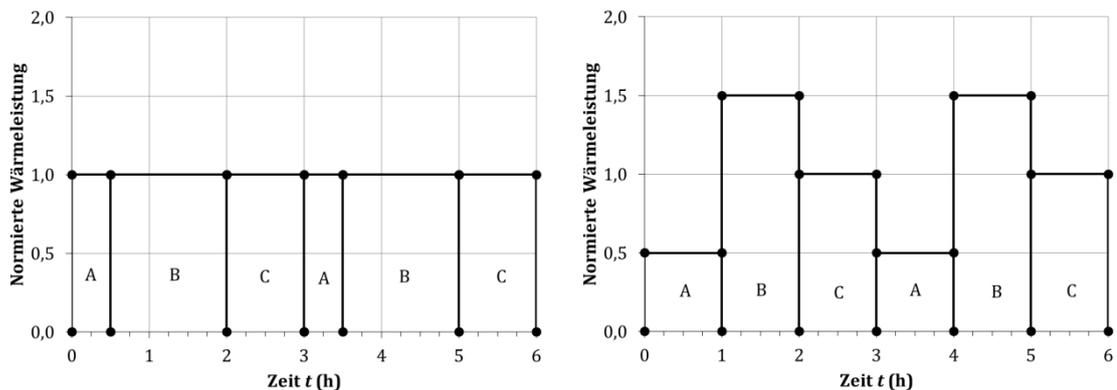


Abbildung 62: Taktung der Wärmezufuhr an mehrere Räume bzw. Zonen A, B und C mit unterschiedlichem Wärmebedarf bei konstanten Außenbedingungen, links: Gleiche Wärmeleistung, rechts: Gleiche Dauer der Wärmezufuhr

Stabilität der Regelung der Wärmezufuhr Für Heizsysteme ist ein instationärer Betrieb nahe der für den stationären Betrieb erforderlichen Betriebsparametern nicht sinnvoll. Ein stabiles Regelverhalten wird erreicht, wenn die während des instationären Betriebes einem Raum zugeführte Wärmeleistung mindestens doppelt so groß ist wie die während des stationären Betriebes zuzuführende Wärmeleistung. Das bedeutet, dass die Stillstandphase zwischen zwei Wärmezufuhrimpulsen an einen Raum mindestens so lang sein sollte wie ein Wärmezufuhrimpuls.

Wahl der Raumsolltemperatur und der Hysterese Beträgt die zulässige Hysterese um den Temperatursollwert nur wenige Zehntel Kelvin, so ist mit häufigen Taktvorgängen zu rechnen, die einen effizienten Anlagenbetrieb gefährden. Wird die Hysterese erweitert, so kann zwar die Takthäufigkeit reduziert werden, gleichzeitig nimmt jedoch das Überschwingen der Fußboden- und der Raumtemperatur zu.

Auswirkungen auf das thermische Empfinden der Nutzer Beim instationären Betrieb einer Flächenheizung werden die nach Norm DIN EN 1264 maximal zulässigen Oberflächentemperaturen beim Einsatz eines dünn-schichtigen Systems mit großer Wahrscheinlichkeit zeitweise überschritten. Beim Einsatz eines konventionellen Systems ist eine Überschreitung der maximal zulässigen Temperaturen eher unwahrscheinlich. Die mittlere Oberflächentemperatur liegt bei beiden Systemen unterhalb der maximal zulässigen Temperatur.

Erhebliche negative Auswirkungen auf das thermische Empfinden der Nutzer sind nach ersten Probandenversuchen nicht zu erwarten.

5 Zusammenfassung

Angesichts des steigenden Hilfsenergiebedarfs zur Wärmebereitstellung in Gebäuden werden alternative Regelungskonzepte notwendig. Die Leistungsfähigkeit und Regelbarkeit von Flächenheizsystemen wurden in der Vergangenheit in mehreren Studien und Projekten ausführlich untersucht. Es wurden wesentliche Einflussfaktoren identifiziert (Abstand der Heizrohre, Estrichdicke, Bodenbelag) und mathematische Beschreibungen der Wärmedurchgangssphänomene erarbeitet. Dabei stand der stationäre oder der stetig geregelte Betrieb der Wärmezufuhr im Fokus.

Im Rahmen des am Hermann-Rietschel-Institutes der Technischen Universität Berlin durchgeführten Projektes „Entwicklung einer Regelung für Flächenheizsysteme zur Minderung der Pumpenergie, zur bedarfsgerechteren Beheizung und zur einfacheren Systemintegration verschiedener Heizflächen“ wurde der instationäre Betrieb von Flächenheizungen untersucht.

Ziel war es, mittels der Erhöhung der Vorlauftemperatur des Heizsystems die Temperaturspreizung über die Flächenheizung zu erhöhen und im Mittel einen geringeren Massenstrom für die Wärmezufuhr zu benötigen. Die Zirkulationspumpe sollte dabei nicht stetig geregelt werden, sondern intermittierend betrieben werden. Die benötigte Heizwärme wird folglich impulsartig zugeführt. Gleichzeitig sollte beim Betrieb der Flächenheizung deren Reaktionszeit reduziert werden, um die Aufheizzeit eines Raumes nach einer Absenkphase zu verkürzen. Dazu wurden geeignete Vorlauftemperaturen und Massenströme identifiziert. Die Bandbreite reichte von 35 bis 55 °C und 130 bis 330 kg/h in äquidistanten Schritten.

Zwei am Markt verfügbare Flächenheizsysteme wurden am thermischen Fassadenprüfstand des Institutes errichtet. Der Prüfstand bestand aus einem Prüfraum und einer angrenzenden Klimakammer, die auf Temperaturen zwischen -20 und 20 °C eingestellt werden konnte. Die Flächenheizsysteme wurden im Prüfraum installiert, in dem innere Wärmequellen aufgebaut und Transmissions- sowie Lüftungswärmeverluste erzeugt werden konnten.

Beim ersten System handelte es sich um ein dünnschichtiges Flächenheizsystem mit einer Estrichdicke von ca. 20 mm, in dem im Naßlegeverfahren zwei parallel geschaltete Kapillarrohrmatten installiert wurden. Die einzelnen Kapillaren jeder Matte waren ebenfalls parallel geschaltet.

Beim zweiten System handelte es sich um ein konventionelles Flächenheizsystem mit einer Estrichdicke von ca. 75 mm, in dem zwei parallel geschaltete Heizspiralen naßverlegt wurden.

Die Systeme wurden im ersten Schritt bei stationärer Wärmezufuhr bei niedrigen Vorlauftemperaturen von ca. 35 °C betrieben, um eine gemeinsame Vergleichsbasis zu erhalten. Dabei konnten die Transmissionswärmeverluste durch die an die Klimakammer grenzende äußere Fassade sowie die thermischen Kennwerte der Estriche und des Teppichbodenbelages geprüft werden. Es konnte festgestellt werden, dass infolge der Einbausituation des Teppichs Literaturangaben zum Wärmeleitkoeffizienten um einen Faktor drei zu reduzieren sind. Dies war auf Lufteinschlüsse zwischen Estrich und Teppich zurückzuführen.

Die Zeit zur Erwärmung des Prüfraumes von 18 auf 22 °C konnte bei Erhöhung der Vorlauftemperatur von 35 °C auf 55 °C um den Faktor 2,6 (konventionelles System) bzw. 4,6 (dünnschichtiges System) reduziert werden.

Zur Bewertung der Einsparung elektrischer Energie während des instationären Betriebes der Flächenheizung wurde der spezifische Energiebedarf betrachtet. Er beschreibt, wieviel elektrische Energie für die Übertragung einer Kilowattstunde thermischer Energie eingesetzt werden muss. Der spezifische Energiebedarf kann für beliebige Betriebspunkte ausgehend vom stationären Betriebspunkt abgeschätzt werden. Er konnte bei einer Erhöhung der Vorlauftemperatur von 35 auf 55 °C und einer Reduktion des Massenstroms von 330 auf 180 kg/h (normierter Massenstrom bei 0,55) um bis zu $(93 \pm 1,5)$ % reduziert werden (dünnschichtiges System). Die maximale Reduktion um knapp $(84 \pm 1,4)$ % beim konventionellen System wurde bei Verringerung des Massenstromes von 270 auf 190 kg/h (normierter Massenstrom bei 0,7) erreicht. Bei gleicher Erhöhung der Vorlauftemperatur und gleicher Reduktion des normierten Massenstromes ist die erreichbare relative Reduktion des spezifischen Energiebedarfes systemunabhängig. Abweichungen der Berechnungsdaten sind auf Unsicherheiten der Eingangsgrößen und nicht identische thermische Umgebungsbedingungen zurückzuführen.

Zur Abschätzung der Laufzeit der Zirkulationspumpe wurde die Korrelation zwischen mittlerer Wärmeleistung während des instationären und des stationären Betriebes untersucht. Ein Wärmezufuhrintervall beschreibt die Zeit zwischen Beginn eines Wärmezufuhrimpulses zum nächsten. Bei konstanten äußeren Bedingungen entspricht das Verhältnis der Wärmeleistungen dem Verhältnis der Dauer der Pumpenlaufzeit und der Dauer eines Wärmezufuhrintervalls. Nachdem die instationäre Wärmeleistung (bzw. die Vorlauftemperatur und der Massenstrom) relativ zur stationären Wärmeleistung festgelegt wurde, kann die Einsparung elektrischer Energie näherungsweise abgeschätzt werden.

Während des instationären Betriebes der Wärmezufuhr mittels des dünnschichtigen Systems wurde die maximal zulässige Oberflächentemperatur von 29 °C bei allen Messungen zeitweise überschritten. Im Mittel liegt die Oberflächentemperatur jedoch unterhalb von 29 °C. Beim konventionellen System wurde die maximal zulässige Temperatur während keiner Messung überschritten. Dies ist auf den höheren Wärmedurchgangswiderstand der Estrichschicht zurückzuführen.

Im Rahmen von Probandenversuchen wurde der Einfluss zeitweise höherer Oberflächentemperaturen auf das Nutzerempfinden untersucht, da keine Erfahrungswerte hinsichtlich thermischer Behaglichkeit beim instationären Betrieb von Flächenheizungen vorlagen. Die Probanden konnten eine zeitweise Erhöhung der Oberflächentemperatur subjektiv nicht feststellen und würden insgesamt das wahrgenommene Klima eher annehmen als ablehnen.

Für weiterführende Untersuchungen wurden beide Systeme in einer dynamischen, thermischen Simulation in der Simulationsumgebung Dymola basierend auf der objektorientierten Programmiersprache Modelica abgebildet. Die experimentell ermittelten Daten dienten der Validierung der Simulationsmodelle unter verschiedenen Betriebsbedingungen.

Die mittlere Standardabweichung der vom Modell vorhergesagten operativen Raumtemperatur liegt beim dünn-schichtigen Flächenheizsystem bei ca. 0,26 K. Die mittlere Standardabweichung der vorhergesagten Oberflächentemperatur liegt bei knapp 0,66. Beim konventionellen Modell liegt die mittlere Standardabweichung der vorhergesagten operativen Raumtemperatur bei etwa 0,82 K, die der Oberflächentemperatur bei knapp 0,84 K. Mit den Simulationsmodellen ist eine Fortführung der Untersuchungen mit ausreichender Genauigkeit möglich.

Die Parametervariation mithilfe der Simulationsmodelle hat den starken Einfluss der Estrichdicke auf die Regelbarkeit beider Systeme verdeutlicht. Der äußere Rohrdurchmesser und der Rohrabstand haben nur einen sehr geringen Einfluss auf die Regelbarkeit.

Die maximale Oberflächentemperatur konnte durch Implementierung einer Dreipunktregelung reduziert werden. Die Dreipunktregelung senkte den Massenstrom auf die Hälfte des nominellen Wertes ab, sobald die operative Raumtemperatur monoton steigend einen Wert von 22 °C erreichte.

Für die Auslegung einer Flächenheizung ist stets die Bestimmung bzw. die Kenntnis des stationären Betriebspunktes erforderlich. Von diesem ausgehend kann die Regelung der Flächenheizung auf einen instationären Betrieb umgestellt werden. Die instationäre Wärmeleistung sollte um einen Faktor zwei über der stationären liegen, um einen stabilen Betrieb der Flächenheizung zu gewährleisten. Ist die Wärmeleistung des Wärmeerzeugers begrenzt, so ist die Wärmeverteilung von der Erzeugung mittels thermischer Speicher zu entkoppeln.

Bei bestehenden Heizsystemen mit Flächenheizung bedarf es im Allgemeinen nur der Prüfung der Herstellerangaben hinsichtlich des Betriebes bei höheren Vorlauftemperaturen. Bei bestehenden Heizsystemen ohne Flächenheizung ist eine Auslegung nach Norm durchzuführen, um die erforderliche Wärmeleistung im stationären Betrieb zu erhalten.

Aus exergetischer Sicht ist der Betrieb einer Flächenheizung bei höheren Vorlauftemperaturen nur dann sinnvoll, wenn durch die Erhöhung der Vorlauftemperatur der Primärenergiebedarf des Wärmeerzeugers nicht ansteigt. Wird die Vorlauftemperatur einer bestehenden Flächenheizung durch eine Rücklaufbeimischung geregelt, so ist der Ersatz der Regelung durch die instationäre Regelung und der Ersatz der herkömmlichen Zirkulationspumpe durch eine frequenzgeregelt zu empfehlen. Die vom Wärmeerzeuger bereitgestellte Wärme kann dann ohne Mischungsverluste bereitgestellt werden.

Werden mehrere Räume mit ähnlichen Wärmebedarfen gemeinsam versorgt, ist die serielle Versorgung der Räume sinnvoll. Nacheinander wird jedem Raum Wärme zugeführt – die Zirkulationspumpe kann kontinuierlich betrieben und hohe elektrische Anlaufströme können vermieden werden.

A. Veröffentlichungen

Entsprechend des Punktes 10.5 des Zuwendungsbescheides vom 11.07.2013 werden die Forschungsergebnisse der Fachwelt mittels Veröffentlichungen in Fachzeitschriften und auf Konferenzen vorgestellt.

Im Rahmen des Projektes wurden folgende Veröffentlichungen fertiggestellt bzw. sind in Vorbereitung oder eingereicht:

Saeb Gilani, B.: Instationäre Flächenheizsysteme. In: *Tagungsband*, Hermann-Rietschel-Colloquium 2014, DIV Deutscher Industrieverlag GmbH, S. 83-85

Saeb Gilani, B.; Kriegel M.: Einfluss unterschiedlicher Konstruktionen der Flächenheizsysteme auf das Regelverhalten des Systems beim instationären Betrieb. In: *BauSIM 2014*, 22.-24. September, 2014, RWTH Aachen University, Germany

Klemke, M.; Kriegel, M.: Einsparung elektrischer Antriebsenergie durch instationären Betrieb der Wärmezufuhr einer Flächenheizung - Ergebnisse experimenteller Untersuchungen. In: *GI - Gebäudetechnik und Innenraumklima (2015)*, Nr. 4, S. 218-228.

Klemke, M.; Saeb Gilani, B.; Kriegel, M.: Dynamic simulation and experimental validation of unsteady state operation of floor heating systems. In: *Conference Proceedings*, 12th REHVA World Congress CLIMA 2016, Aalborg, Denmark

Klemke, M.; Saeb Gilani, B.; Kriegel, M.: Influence of control strategy and layer composition on the performance of floor heating systems in unsteady state operation. In: *BauSIM2016*, 14.-16. September, 2016, Technical University Dresden, Germany

B. Zeichnungen und Pläne

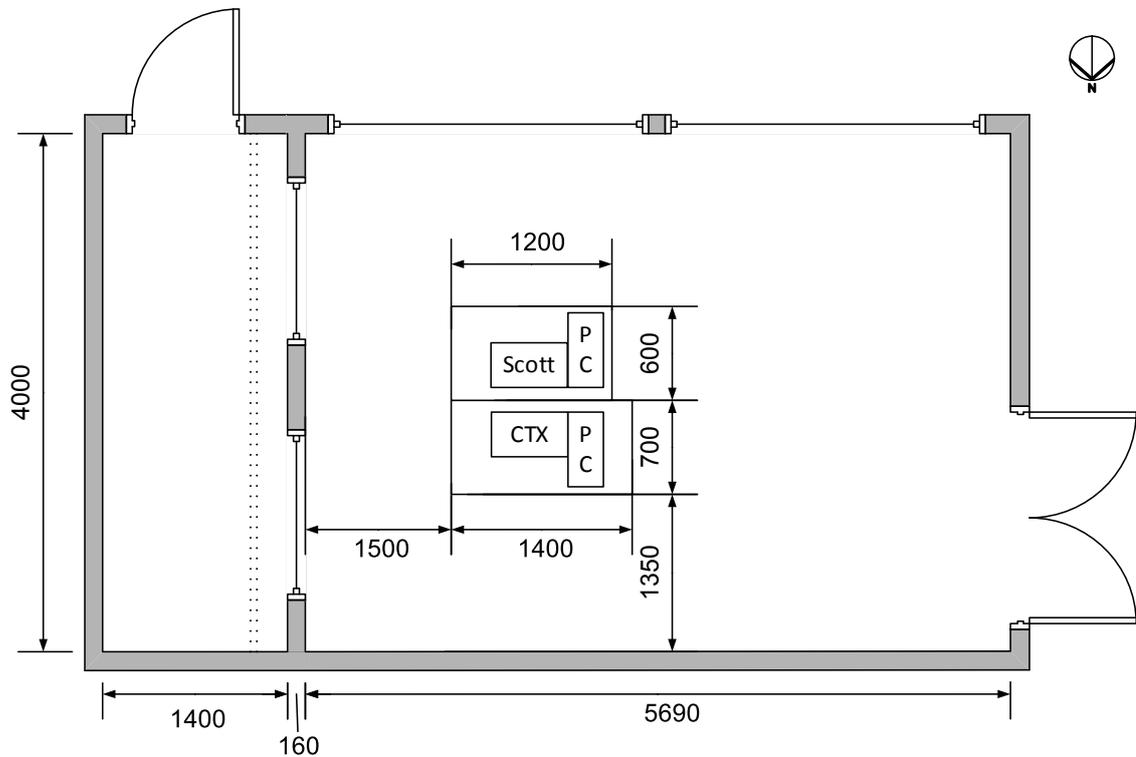


Abbildung 63: Anordnung des Büromobiliars im Prüfraum

S 250/97

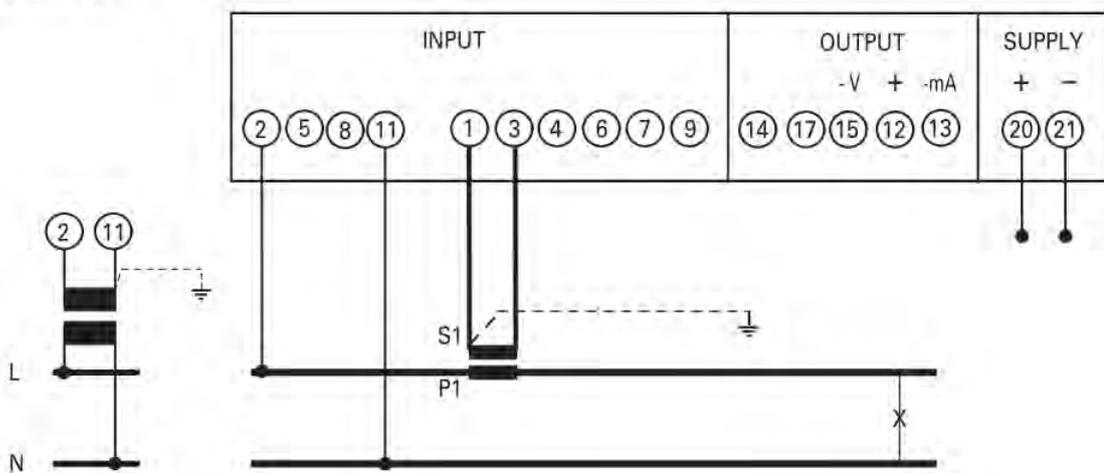


Abbildung 64: Anschlussschema zur Messung der Stromaufnahme und der Versorgungsspannung der Zirkulationspumpe (Auszug), Quelle: [31]

C. Probandenversuche – Beurteilungsbogen

Beurteilung des thermischen Empfindens

Sprechen Sie bitte nicht mit den anderen Probanden im Raum über Ihr persönliches thermisches Empfinden. Bewerten Sie bitte nur Ihr persönliches thermisches Empfinden. Versuchen Sie, Empfindungen hinsichtlich der Beleuchtung, der Belüftung und des Geräuschpegels innerhalb des Prüfraumes nicht Ihre Bewertung einfließen zu lassen. Bitte geben Sie auf jede Frage jeweils nur eine Antwort.

Für Auswertung (von Versuchsleiter auszufüllen)

Versuchs-ID	
Datum	

Bitte geben Sie Ihr Geschlecht an

weiblich männlich

Bitte geben Sie Ihr Alter an

- 1. Wie fühlen Sie sich genau in diesem Moment? Mir ist...**

sehr kalt	<input type="checkbox"/>	kalt	<input type="checkbox"/>	kühl	<input type="checkbox"/>	leicht kühl	<input type="checkbox"/>	neutral	<input type="checkbox"/>	leicht warm	<input type="checkbox"/>	warm	<input type="checkbox"/>	heiß	<input type="checkbox"/>	sehr heiß	<input type="checkbox"/>
-----------	--------------------------	------	--------------------------	------	--------------------------	-------------	--------------------------	---------	--------------------------	-------------	--------------------------	------	--------------------------	------	--------------------------	-----------	--------------------------
- 2. Finden Sie dies...**

behaftlich	<input type="checkbox"/>	leicht unbehaftlich	<input type="checkbox"/>	unbehaftlich	<input type="checkbox"/>	sehr unbehaftlich	<input type="checkbox"/>	äußerst unbehaftlich	<input type="checkbox"/>
------------	--------------------------	---------------------	--------------------------	--------------	--------------------------	-------------------	--------------------------	----------------------	--------------------------
- 3. Wie würden Sie sich in diesem Moment lieber fühlen?**

viel kühler	<input type="checkbox"/>	kühler	<input type="checkbox"/>	etwas kühler	<input type="checkbox"/>	ohne Änderung	<input type="checkbox"/>	etwas wärmer	<input type="checkbox"/>	wärmer	<input type="checkbox"/>	viel wärmer	<input type="checkbox"/>
-------------	--------------------------	--------	--------------------------	--------------	--------------------------	---------------	--------------------------	--------------	--------------------------	--------	--------------------------	-------------	--------------------------
- 4. Wenn Sie nur Ihre persönlichen Präferenzen in Betracht ziehen, würden Sie dieses thermische Umgebungsklima eher annehmen als ablehnen?**

ja	<input type="checkbox"/>	nein	<input type="checkbox"/>
----	--------------------------	------	--------------------------
- 5. Ist diese thermische Umgebung Ihrer Meinung nach...?**

völlig erträglich	<input type="checkbox"/>	leicht schwierig zu ertragen	<input type="checkbox"/>	schwierig zu ertragen	<input type="checkbox"/>	sehr schwierig zu ertragen	<input type="checkbox"/>	unerträglich	<input type="checkbox"/>
-------------------	--------------------------	------------------------------	--------------------------	-----------------------	--------------------------	----------------------------	--------------------------	--------------	--------------------------
- 6. Empfinden Sie im Verlauf der letzten Stunde eine möglicherweise aufgetretene Änderung der Fußbodentemperatur als...?**

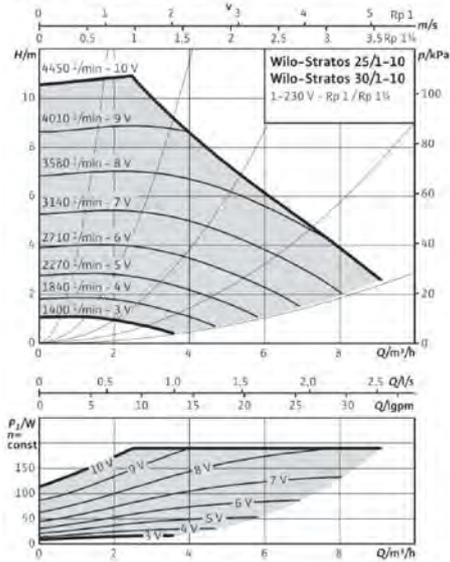
nicht wahrnehmbar	<input type="checkbox"/>	leicht wahrnehmbar	<input type="checkbox"/>	wahrnehmbar	<input type="checkbox"/>	deutlich wahrnehmbar	<input type="checkbox"/>
-------------------	--------------------------	--------------------	--------------------------	-------------	--------------------------	----------------------	--------------------------
- 7. Bemerkungen (persönliche Eindrücke, besondere Ereignisse im Zusammenhang mit Ihrem thermischen Empfinden etc.)**

Abbildung 67: Beurteilungsbogen des thermischen Empfindens während der Probandenversuche, in Anlehnung an [22]

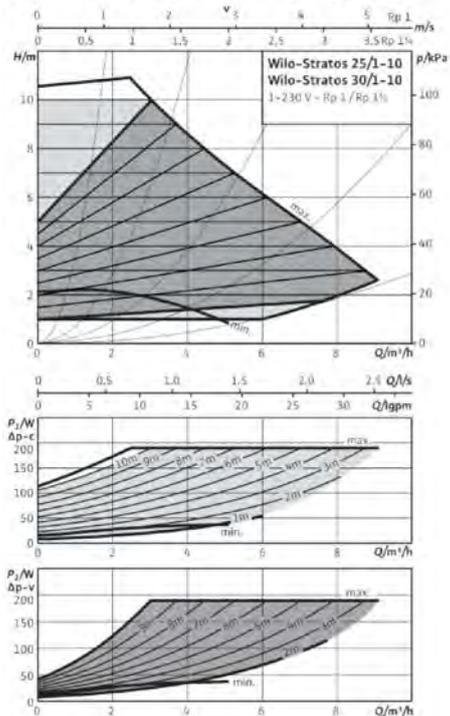
D. Anlagen- und messtechnische Ausrüstung

Datenblatt: Wilo-Stratos 25/1-10

Kennlinien n = constant



Kennlinien Δp-c (constant), Δp-v (variabel)



Zulässige Fördermedien (andere Medien auf Anfrage)

- Heizungswasser (gemäß VDI 2035)
- Wasser-Glykol-Gemische (max. 1:1; ab 20 % Beimischung sind die Förderdaten zu überprüfen)

Zulässiger Einsatzbereich

Temperaturbereich bei Einsatz in HLK-Anlagen bei max. Umgebungstemperatur +40 °C

-10...+110 °C

Maximal zulässiger Betriebsdruck P_{max} 10 bar

Rohranschlüsse

Rohrverschraubung Rp 1
Gewinde G 1 1/2
Baulänge l_p 180.0 mm

Motor/Elektronik

Elektromagnetische Verträglichkeit EN 61800-3
Störaussendung EN 61000-6-3
Störfestigkeit EN 61000-6-2
Drehzahlregelung Frequenzumrichter
Schutzart IP X4D
Isolationsklasse F
Netzanschluss 1-230 V, 50/60 Hz
Motornennleistung P_2 140.0 W
Drehzahl n 1400 - 4450 1/min
Leistungsaufnahme P_1 9 - 190 W
Stromaufnahme I 0,13 - 1,30 A
Motorschutz integriert
Kabelverschraubung PG 1x7/1x9/1x13,5

Werkstoffe

Pumpengehäuse Grauguss (EN-GJL-200)
Laufrad Kunststoff (PPE - 30% GF)
Pumpenwelle Edelstahl (X46Cr13)
Lager Kohle, metallimprägniert

Mindestzulaufhöhe am Saugstutzen zur Vermeidung von Kavitation bei Wasser-Fördertemperatur

Mindestzulaufhöhe bei 50 / 95 / 110 °C 3 / 10 / 16 m

Bestellinformationen

Fabrikat Wilo

Abbildung 68: Datenblatt der Zirkulationspumpe vom Typ WILO Stratos 25/1-10, Quelle: [52]

Tabelle 17: Standardabweichung der linearen Regressionsfunktion der Temperatursensoren nach der Referenzkalibrierung unter Angabe der Referenztemperatur

Sensor	σ (K)	ϑ_{ref} (°C)	Sensor	σ (K)	ϑ_{ref} (°C)
ϑ_{WaN}	0.023	22	ϑ_{1V35}	0.002	35
ϑ_{WaO}	0.051	22	ϑ_{2V51}	0.007	35
ϑ_{FeO}	0.021	22	ϑ_{2V52}	0.061	35
ϑ_{WaS}	0.031	22	ϑ_{2V53}	0.002	35
ϑ_{WaW}	0.020	22	ϑ_{2V54}	0.011	35
ϑ_{FeW}	0.033	22	ϑ_{2V55}	0.007	35
ϑ_{Decke}	0.019	22	ϑ_{2V57}	0.005	35
ϑ_{ZuL}	0.018	-3	ϑ_{2V510}	0.018	35
ϑ_{Bo01}	0.003	27	ϑ_{2V61}	0.013	35
ϑ_{Bo02}	0.008	27	ϑ_{1V11}	0.010	35
ϑ_{Bo03}	0.005	27	ϑ_{1V21}	0.013	35
ϑ_{Bo04}	0.004	27	ϑ_{1V22}	0.025	35
ϑ_{Bo05}	0.008	27	ϑ_{1V23}	0.012	35
ϑ_{Bo06}	0.009	27	ϑ_{1V24}	0.008	35
ϑ_{Bo07}	0.006	27	ϑ_{1V25}	0.010	35
ϑ_{Bo08}	0.011	27	ϑ_{1V27}	0.024	35
ϑ_{Bo09}	0.005	27	ϑ_{1V210}	0.033	35
ϑ_{Bo10}	0.004	27	ϑ_{1V31}	0.008	35
ϑ_{AuL}	0.039	-9	ϑ_{2V41}	0.025	35
ϑ_{AbL}	0.027	22	ϑ_{1R11}	0.002	35
ϑ_{Halle}	0.010	22	ϑ_{1R21}	0.002	35
ϑ_{Mb010}	0.012	22	ϑ_{1R25}	0.013	35
ϑ_{Mb060}	0.071	22	ϑ_{1R210}	0.002	35
ϑ_{Mb110}	0.036	22	ϑ_{1R31}	0.017	35
ϑ_{Mb170}	0.018	22	ϑ_{1R35}	0.009	35
$\vartheta_{\text{Hk_VL}}$	0.062	40	ϑ_{2R41}	0.000	35
$\vartheta_{\text{Hk_RL}}$	0.073	40	ϑ_{2R51}	0.008	35
$\vartheta_{\text{op_Logo}}$	0.011	22	ϑ_{2R55}	0.008	35
ϑ_{op}	0.008	22	ϑ_{2R510}	0.013	35
			ϑ_{2R61}	0.017	35

Tabelle 18: Übersicht der Ausgangsparametrierung des Leistungsmessumformers

Parameter	Einheit	Wert
Messgröße	-	Wirkleistung
Multiplikator	-	1000 (1k)
Ausgangsgröße	-	Spannung
Anfangswert	kW	0,000
Endwert	kW	0,200
Anfangswert	V	0,000
Endwert	V	10,00
Umrechnungsfaktor	W/V	20,00

EINGANG	
Wechselstromnetz, Drehstromnetz 3- und 4-Leiter, gleich und ungleich belastet	
Anschluss: direkt oder an Strom- und Spannungswandler (Übersetzung TA, TV progr.)	
Übersetzung TA und TV: progr., $KTA \times KTV \leq 200000$ (In 5A) - ≤ 900.000 (In 1A)	
Nennspannung Un: 400V (Phase - Phase)	
Nennstrom In: 5A oder 1A	
Frequenz fn: 50Hz	
Überlast kurzzeitig (EN 60688): $2Un/1s - 20In/1s$	
Eigenverbrauch (je Phase): Spannungspfad $\leq 0,5VA$ - Strompfad $0,5VA$	
ARBEITSBEREICH (EN 60688)	
Spannung: 80...500V	
Strom: 0...120% In	
Frequenz: 45...65Hz	
Leistungsfaktor: $\cos\varphi 0,5...1...0,5 - \sin\varphi 0,5...1...0,5$	
Oberwellengehalt: bis zur 16. Oberwelle	
MESSBEREICHSEINSTELLUNG	
Programmierung: über Fronttasten	
Messbereichsendwert: 50...150% Pn	
Minimales Δ Messbereich (Anfangswert - Endwert): 25% Pn wobei:	
Pn (Nennleistung) = $Un \times In \times \sqrt{3}$	
Un (Nennspannung) = 400V (Direktanschluss) - 100V (Wandleranschluss)	
In (Nennstrom) = 5A oder 1A	
LEISTUNGSMITTELWERT	
Messung und Anzeige: Leistungsmittelwert und maximaler Leistungsmittelwert	
Messgröße: Wirkleistung, Blindleistung oder Scheinleistung	
Integrationszeit: einstellbar 5/8/10/15/20/30/60 Minuten	
Berechnung: Mittelwert über die eingestellte Zeit	
Rücksetzung des maximalen Leistungsmittelwertes: manuell über Tasten	
ANZEIGE	
Display: LCD	
Anzeige (Messung): unterteilt auf mehreren Seiten, Umschaltung über Tasten	
Messgrößeneinheit: automatisch, abhängig von der Einstellung (TA-TV Übersetzung)	
PROGRAMMIERUNG	
Programmierung: über 3 Fronttasten	
Speicherung der Konfigurationsparameter: im nicht flüchtigen Speicher	
PROGRAMMIERBARE PARAMETER	
Netzart: Wechselstromnetz - Drehstromnetz (3 - 4 Leiter), gleich bel. - ungleich bel.	
Wandlerübersetzung: $KTA \times KTV \leq 200.000$ (In 5A) - ≤ 900.000 (In 1A)	
Analogausgang: Messgröße, Anfangs- und Endwert, Ausgangssignal (Strom oder Spannung)	
Leistungsmittelwert: Messgröße, Integrationszeit, Rücksetzung	
AUSGANG	
Verknüpfbare Messgrößen: gem. Tabelle	
Typ: uni- und bidirektional oder live zero	
Genauigkeit (EN 60688): Kl.0,5 (Leistung) - Kl.1 (Leistungsfaktor) - $\pm 0,2Hz$ (Frequenz)	
Restwelligkeit (EN 60688): $\leq 1\%$	
Einstellzeit (EN 60688): $\leq 300ms$	
Nennwerte (Strom): 0...5 - 5...0...5 - 0...10 - 10...0...10 - 0...20 - 20...0...20 - 4...20mA	
Bürdenspannung: 16,5V	
Bürde: $\leq 750\Omega$ (20mA) - $\leq 1,5k\Omega$ (10mA) - $\leq 3k\Omega$ (5mA)	
Nennwerte (Spannung): 0...10V - 10...0...10 - 1...5V	
Bürde: $\geq 5k\Omega$	

Abbildung 69: Datenblatt des Leistungsmessumformers des Typs tema fP (Auszug), Quelle: [31]

TECHNISCHE DATEN
Primär-Nennstrom I_{pn} : 5...60A
Nennfrequenz : 50Hz
Arbeitsfrequenz : 47...63Hz
Option : Nennfrequenz 400Hz (Bürde zu definieren)
Thermischer Bemessungs-Dauerstrom nach EN/IEC 60044-1
Thermischer Kurzschlussstrom I_{th} : $< 30In$
Dynamischer Grenzstrom I_{dyn} : $2,5I_{th}$
Sicherheitsfaktor (FS): ≤ 5
Sekundärnennstrom I_{sn} : 5-1A
Bürde: 1VA (Kl.0,2)...2VA (Kl.0,5s)
Genauigkeit : Kl.0,2 - Kl.0,5s
Max. Verlustleistung 1 : $\leq 1,5W$
<small>1 Zur thermischen Dimensionierung des Schaltschranks</small>
Bei offener Sekundärwicklung wird 1 Minute Arbeitszeit garantiert.
Stromwandler dürfen nicht mit offener Sekundärwicklung betrieben werden um potentielle Überspannungen und Überhitzungen zu vermeiden (EN 60044-1/A2). Um dieses Problem zu vermeiden, kann das Zubehör ATAP015 (NT710) verwendet werden. Es wird direkt an die Sekundärwicklung angeschlossen und überprüft automatisch die Klemmenspannung. Wenn diese den Grenzwert von 18V überschreitet, (z.B Drahtbruch) schließt das ATAP015 die Sekundärwicklung automatisch kurz. Sobald die normalen Betriebsbedingungen wieder hergestellt sind, öffnet es die Verbindung wieder automatisch. Es beeinflusst weder die Spezifikationen noch die Performance des Stromwandlers. Eine Hilfsspannung wird nicht benötigt (selbstversorgend)

Abbildung 70: Datenblatt des Stromwandlers des Typs TAQ2 (Auszug), Quelle: [30]

Meßfehler	≤ ± 0,2% vom Meßwert zuzügl. Nullpunktfehler
Reproduzierbarkeit	± 0,1% Meßwertaufnehmer inkl. Meßumformer

Abbildung 71: Datenblatt des Leistungsmessumformers vom Typ TME-520-15 mit UMC-G17 (Auszug),
Quelle: [8]

■ DC, Resistance, and Temperature Accuracy Specifications

± (% of reading + % of range)^[1]
Includes measurement error, switching error, and transducer conversion error

Function	Range ^[3]	Test Current or Burden Voltage	24 Hour ^[2] 23 °C ± 1 °C	90 Day 23 °C ± 5 °C	1 Year 23 °C ± 5 °C	Temperature Coefficient /°C 0 °C - 18 °C 28 °C - 55 °C
DC Voltage	100.0000 mV		0.0030 + 0.0035	0.0040 + 0.0040	0.0050 + 0.0040	0.0005 + 0.0005
	1.000000 V		0.0020 + 0.0006	0.0030 + 0.0007	0.0040 + 0.0007	0.0005 + 0.0001
	10.00000 V		0.0015 + 0.0004	0.0020 + 0.0005	0.0035 + 0.0005	0.0005 + 0.0001
	100.0000 V		0.0020 + 0.0006	0.0035 + 0.0006	0.0045 + 0.0006	0.0005 + 0.0001
	300.000 V		0.0020 + 0.0020	0.0035 + 0.0030	0.0045 + 0.0030	0.0005 + 0.0003
Resistance^[4]	100.0000 Ω	1 mA current source	0.0030 + 0.0035	0.008 + 0.004	0.010 + 0.004	0.0006 + 0.0005
	1.000000 kΩ	1 mA	0.0020 + 0.0006	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	0.0006 + 0.0001
	10.00000 kΩ	100 µA	0.0020 + 0.0005	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	0.0006 + 0.0001
	100.0000 kΩ	10 µA	0.0020 + 0.0005	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	0.0006 + 0.0001
	1.000000 MΩ	5 µA	0.002 + 0.001	0.008 + 0.001	0.010 + 0.001	0.0010 + 0.0002
	10.00000 MΩ	500 nA	0.015 + 0.001	0.020 + 0.001	0.040 + 0.001	0.0030 + 0.0004
	100.0000 MΩ	500nA 10 MΩ	0.300 + 0.010	0.800 + 0.010	0.800 + 0.010	0.1500 + 0.0002
DC Current 34901A Only	10.00000 mA	< 0.1 V burden	0.005 + 0.010	0.030 + 0.020	0.050 + 0.020	0.002 + 0.0020
	100.0000 mA	<0.6 V	0.010 + 0.004	0.030 + 0.005	0.050 + 0.005	0.002 + 0.0005
	1.000000 A	<2 V	0.050 + 0.006	0.080 + 0.010	0.100 + 0.010	0.005 + 0.0010
Temperature	Type	1-Year Best Range Accuracy ^[5]		Extended Range Accuracy ^[5]		Temperature Coefficient /°C
Thermocouple^[6]	B	1100°C to 1820°C	1.2°C	400°C to 1100°C	1.8°C	0.03°C
	E	-150°C to 1000°C	1.0°C	-200°C to -150°C	1.5°C	0.03°C
	J	-150°C to 1200°C	1.0°C	-210°C to -150°C	1.2°C	0.03°C
	K	-100°C to 1200°C	1.0°C	-200°C to -100°C	1.5°C	0.03°C
	N	-100°C to 1300°C	1.0°C	-200°C to -100°C	1.5°C	0.03°C
	R	300°C to 1760°C	1.2°C	-50°C to 300°C	1.8°C	0.03°C
	S	400°C to 1760°C	1.2°C	-50°C to 400°C	1.8°C	0.03°C
	T	-100°C to 400°C	1.0°C	-200°C to -100°C	1.5°C	0.03°C
RTD	R ₀ from 49Ω to 2.1 kΩ	-200°C to 600°C	0.06°C			0.003°C
Thermistor	2.2 k, 5 k, 10 k	-80°C to 150°C	0.08°C			0.002°C

Abbildung 72: Datenblatt des internen Digitalmultimeter des Agilent Mainframes zur Messdatenerfassung und -wandlung (Auszug), Quelle: [33]

E. Experimentelle Untersuchung: Tabellen und Diagramme

Tabelle 19: Dünnschichtiges Heizsystem (KRM): Mittlere operative Raumtemperatur sowie kombinierte und nach Unter- oder Übertemperatur unterschiedene Standardabweichungen

BA	$\vartheta_{VL,soll}$	$\dot{m}_{W,soll}$	Nr.	$\vartheta_{op,m}$	$\sigma(\vartheta_{op,m})$	$\sigma_{UT}(\vartheta_{op,m})$	$\sigma_{\dot{U}T}(\vartheta_{op,m})$
	(°C)	(kg/h)	(-)	(°C)	(K)	(K)	(K)
S	35	325	1	21,51	0,49	0,49	0,00
S	35	325	2	21,94	0,06	0,06	0,00
S	40	150	1	21,89	0,11	0,11	0,00
I	40	180	1	21,92	0,13	0,15	0,06
I	45	180	1	21,96	0,13	0,15	0,09
I	50	180	1	21,92	0,11	0,12	0,03
I	55	180	1	21,89	0,15	0,15	0,03
I	40	230	1	21,89	0,17	0,19	0,05
I	45	230	1	21,93	0,16	0,19	0,09
I	50	230	1	21,99	0,18	0,18	0,17
I	40	280	1	21,86	0,19	0,21	0,04
I	45	280	1	21,95	0,17	0,20	0,12
I	50	280	1	22,00	0,18	0,19	0,17
I	50	280	2	21,93	0,13	0,15	0,07
I	55	280	1	21,96	0,15	0,17	0,11
I	40	325	1	21,93	0,15	0,18	0,08
I	45	325	1	21,88	0,14	0,14	0,01
I	45	325	2	21,89	0,14	0,14	0,02
I	50	325	1	21,93	0,13	0,16	0,05
I	50	325	2	21,96	0,13	0,16	0,09
I	55	325	1	21,96	0,17	0,20	0,12

Tabelle 20: Konventionelles Heizsystem (HS): Mittlere operative Raumtemperatur sowie kombinierte und nach Unter- oder Übertemperatur unterschiedene Standardabweichungen

BA	$\vartheta_{VL,soll}$	$\dot{m}_{W,soll}$	Nr.	$\vartheta_{op,m}$	$\sigma(\vartheta_{op,m})$	$\sigma_{UT}(\vartheta_{op,m})$	$\sigma_{\dot{U}T}(\vartheta_{op,m})$
	(°C)	(kg/h)	(-)	(°C)	(K)	(K)	(K)
S	37	270	1	21,71	0,29	0,29	0,00
S	41	130	1	21,85	0,16	0,16	0,04
I	45	190	1	21,87	0,13	0,13	0,00
I	50	190	1	21,88	0,15	0,16	0,02
I	45	230	1	21,84	0,17	0,17	0,00
I	50	230	1	21,89	0,14	0,16	0,03
I	40	270	1	21,84	0,17	0,17	0,00
I	45	270	1	21,89	0,14	0,14	0,03
I	50	270	1	21,98	0,09	0,10	0,07
I	55	270	1	22,01	0,13	0,14	0,13

E Experimentelle Untersuchung: Tabellen und Diagramme

Tabelle 21: Dünnschichtiges Heizsystem (KRM): Mittlere Vorlauftemperatur, mittlerer Massenstrom während Wärmezufuhr, thermische Randbedingungen und Standardabweichungen

BA	$\vartheta_{VL,soll}$	$\dot{m}_{W,soll}$	Nr.	$\vartheta_{VL,m}$	$\vartheta_{RL,m}$	$\dot{m}_{W,m}$	$\vartheta_{Halle+ref,m}$	$\sigma(\vartheta_{Halle+ref,m})$	$\vartheta_{Aul,m}$	$\sigma(\vartheta_{Aul,m})$	$\vartheta_{Zul,m}$	$\sigma(\vartheta_{Zul,m})$
	(°C)	(kg/h)	(-)	(°C)	(°C)	(kg/h)	(°C)	(K)	(°C)	(K)	(°C)	(K)
S	35	325	1	35,33	31,85	329,3	21,32	0,04	-8,96	0,16	-3,34	0,07
S	35	325	2	35,35	32,12	328,2	22,37	0,03	-8,88	0,16	-3,01	0,06
S	40	150	1	39,96	32,74	151,6	21,61	0,04	-9,12	0,16	-3,18	0,07
I	40	180	1	40,02	32,02	181,3	22,75	0,03	-8,57	0,25	-2,71	0,11
I	45	180	1	44,83	32,93	182,5	21,83	0,05	-8,31	0,25	-2,91	0,15
I	50	180	1	49,61	32,54	176,7	22,64	0,02	-8,65	0,27	-2,75	0,11
I	55	180	1	54,32	32,60	179,2	22,61	0,03	-8,68	0,28	-2,73	0,14
I	40	230	1	40,05	32,33	227,7	21,78	0,19	-8,56	0,39	-2,85	0,18
I	45	230	1	44,87	32,46	227,5	22,20	0,16	-8,11	0,26	-2,35	0,11
I	50	230	1	50,14	33,73	228,2	20,94	0,04	-9,11	0,25	-3,62	0,15
I	40	280	1	40,12	33,29	283,4	20,78	0,05	-9,68	0,24	-3,79	0,21
I	45	280	1	44,95	33,55	283,0	20,91	0,07	-9,55	0,27	-3,67	0,26
I	50	280	1	49,13	33,76	282,5	20,88	0,07	-9,19	0,19	-3,55	0,12
I	50	280	2	50,53	31,43	269,1	22,92	0,03	-7,82	0,38	-1,89	0,32
I	55	280	1	55,19	32,65	280,0	22,59	0,08	-8,82	0,19	-2,92	0,16
I	40	325	1	40,12	33,08	326,1	21,38	0,16	-8,62	0,26	-3,36	0,17
I	45	325	1	43,73	31,82	321,0	21,53	0,04	-7,13	0,31	-1,90	0,18
I	45	325	2	45,62	32,07	317,6	22,76	0,05	-8,75	0,17	-2,67	0,10
I	50	325	1	48,58	32,78	322,2	21,50	0,05	-8,29	0,25	-3,14	0,19
I	50	325	2	50,61	32,34	316,8	22,82	0,03	-8,81	0,17	-2,93	0,07
I	55	325	1	55,35	33,25	328,2	21,69	0,05	-8,89	0,19	-3,52	0,08

Tabelle 22: Konventionelles Heizsystem (HS): Mittlere Vorlauftemperatur, mittlerer Massenstrom während Wärmezufuhr, thermische Randbedingungen und Standardabweichungen

BA	$\vartheta_{VL,soll}$	$\dot{m}_{W,soll}$	Nr.	$\vartheta_{VL,m}$	$\vartheta_{RL,m}$	$\dot{m}_{W,m}$	$\vartheta_{Halle+ref,m}$	$\sigma(\vartheta_{Halle+ref,m})$	$\vartheta_{Aul,m}$	$\sigma(\vartheta_{Aul,m})$	$\vartheta_{Zul,m}$	$\sigma(\vartheta_{Zul,m})$
	(°C)	(kg/h)	(-)	(°C)	(°C)	(kg/h)	(°C)	(K)	(°C)	(K)	(°C)	(K)
S	37	270	1	37,39	33,70	268,0	22,58	0,02	-9,00	0,16	-2,94	0,05
S	41	130	1	41,43	33,08	127,9	22,43	0,02	-7,88	0,15	-2,38	0,07
I	45	190	1	45,15	34,14	188,4	22,58	0,03	-8,24	0,23	-2,45	0,06
I	50	190	1	49,51	35,55	183,8	22,00	0,04	-7,94	0,25	-2,33	0,19
I	45	230	1	43,10	35,24	227,3	22,47	0,04	-9,28	0,21	-3,29	0,10
I	50	230	1	49,77	37,34	232,7	22,34	0,03	-9,63	0,16	-3,23	0,08
I	40	270	1	40,71	34,85	263,9	22,22	0,03	-9,69	0,15	-3,37	0,06
I	45	270	1	44,75	36,20	267,8	22,37	0,03	-9,53	0,17	-3,33	0,07
I	50	270	1	49,66	37,53	267,4	22,59	0,04	-9,02	0,18	-3,24	0,08
I	55	270	1	53,66	38,20	268,3	22,79	0,03	-8,37	0,28	-2,53	0,10

Dünnschichtiges Flächenheizsystem (KRM-System)

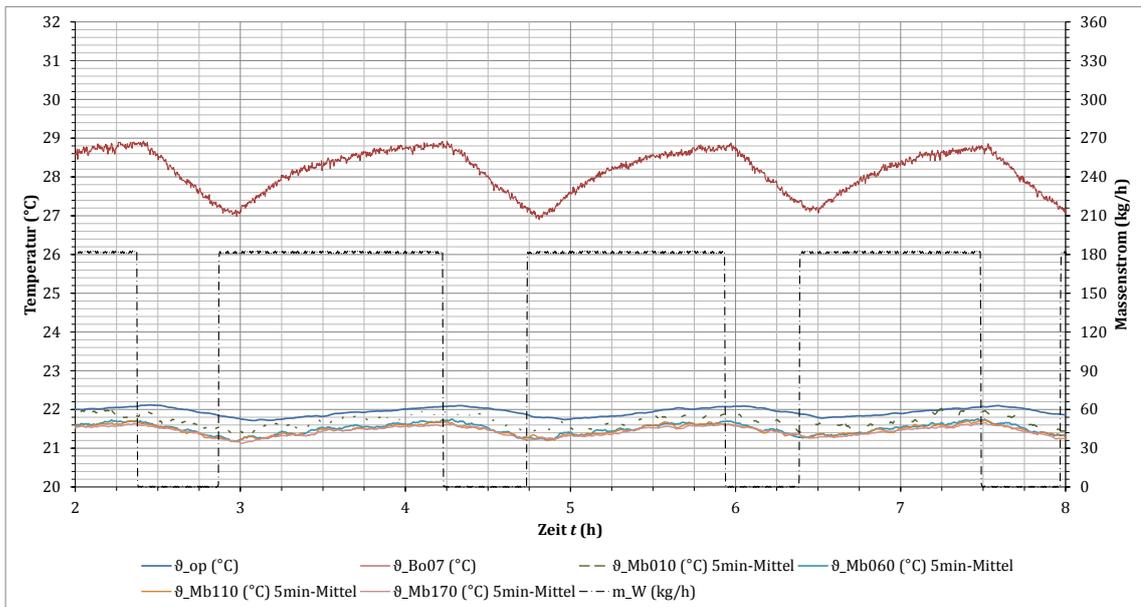


Abbildung 73: KRM-40-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

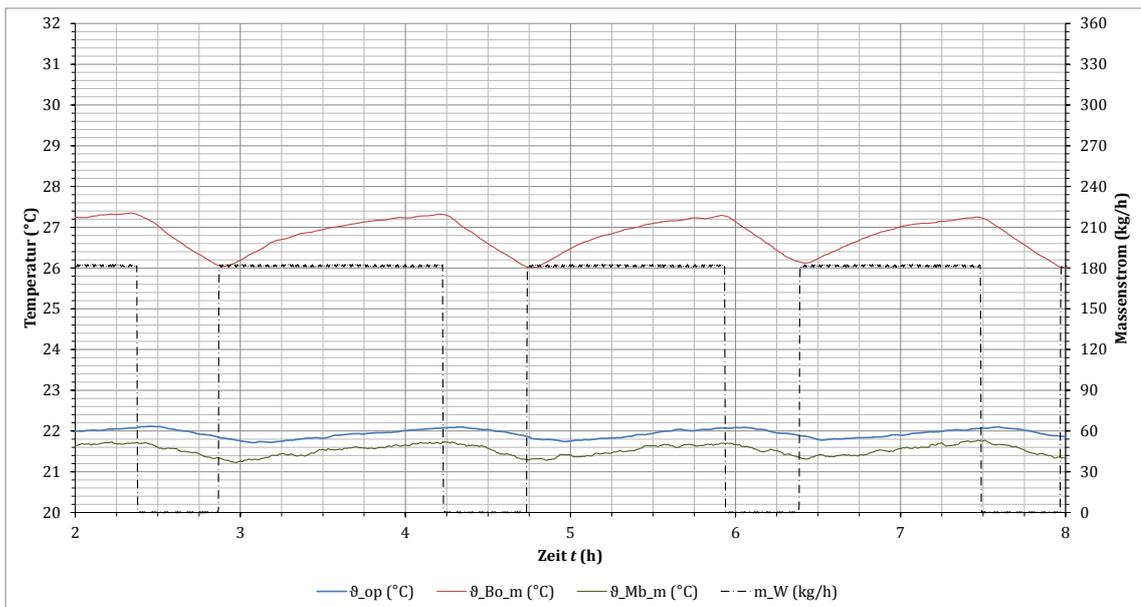


Abbildung 74: KRM-40-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

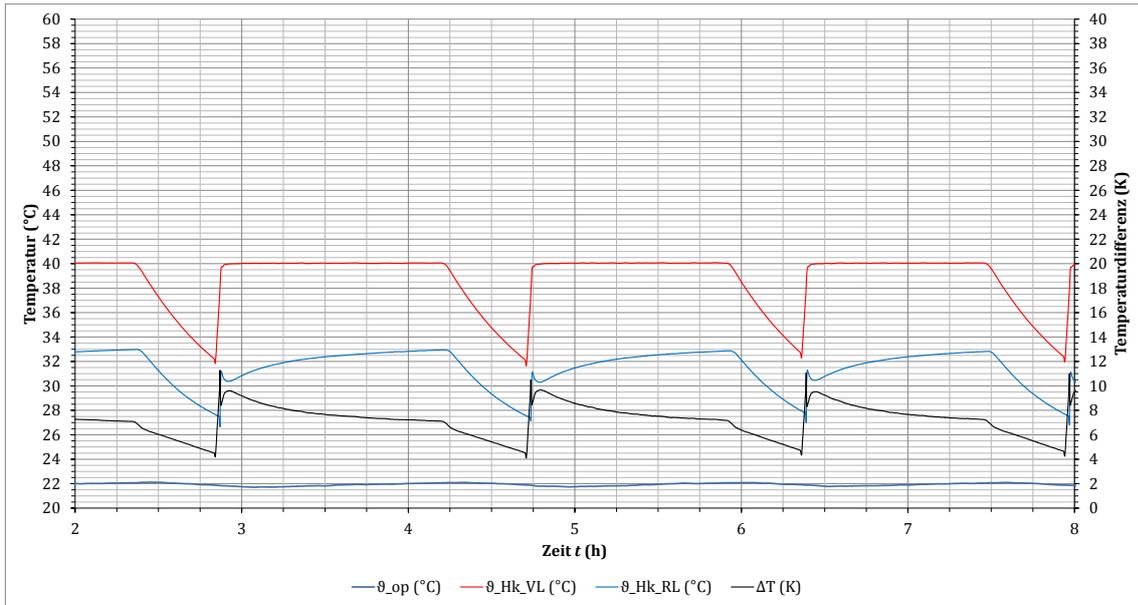


Abbildung 75: KRM-40-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

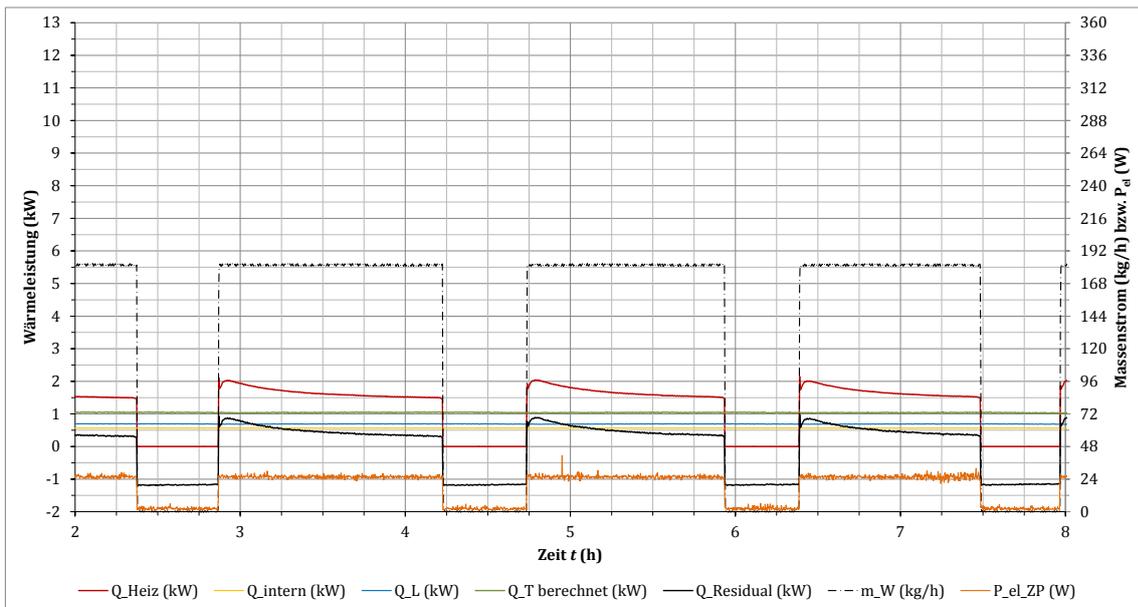


Abbildung 76: KRM-40-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

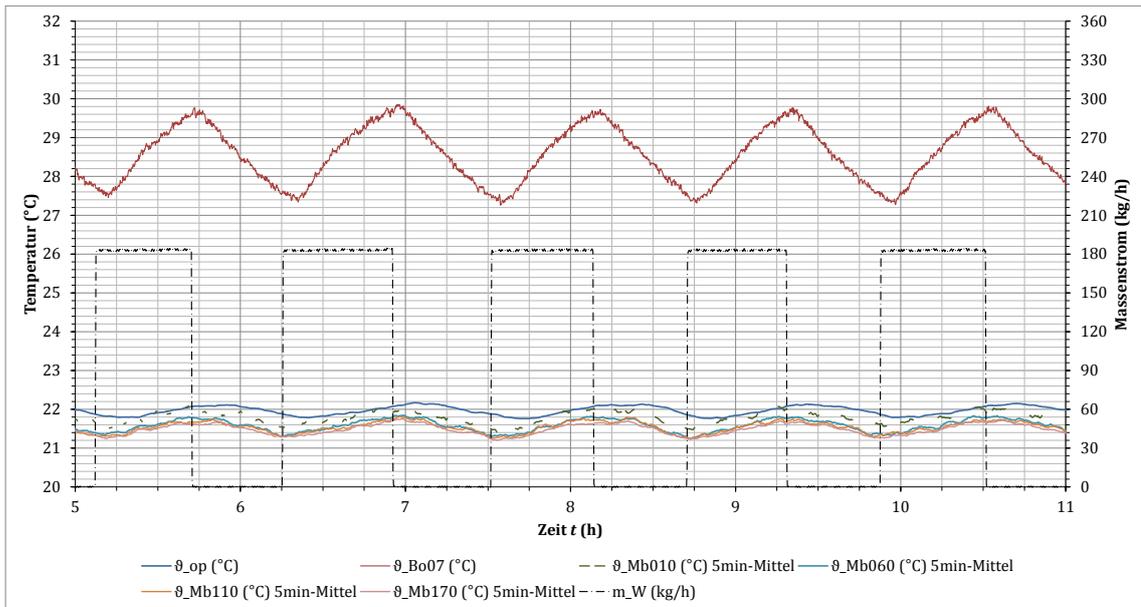


Abbildung 77: KRM-45-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

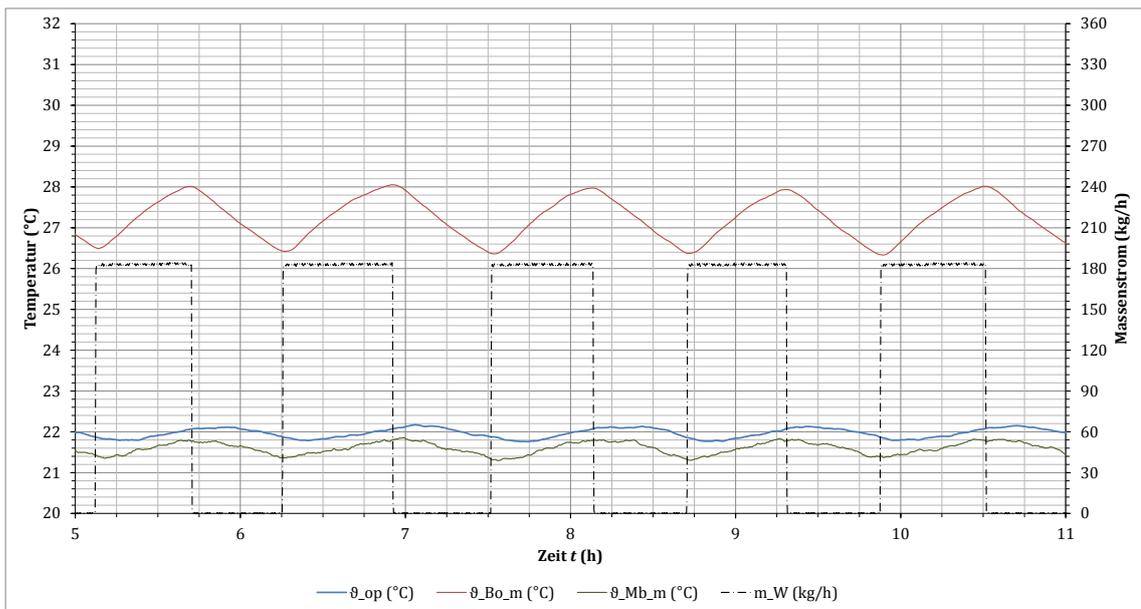


Abbildung 78: KRM-45-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

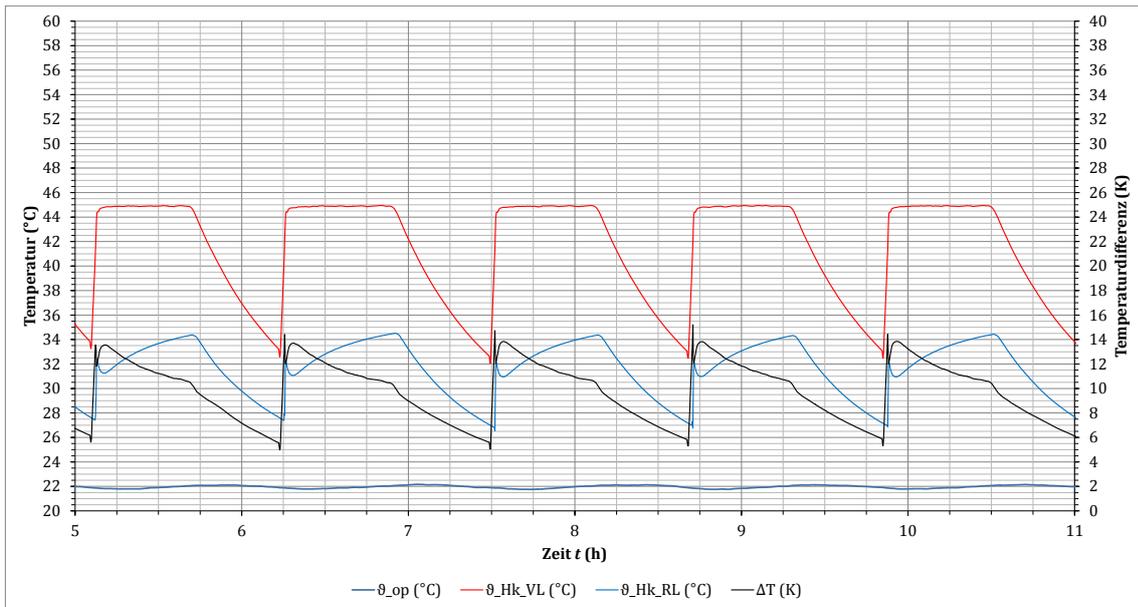


Abbildung 79: KRM-45-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

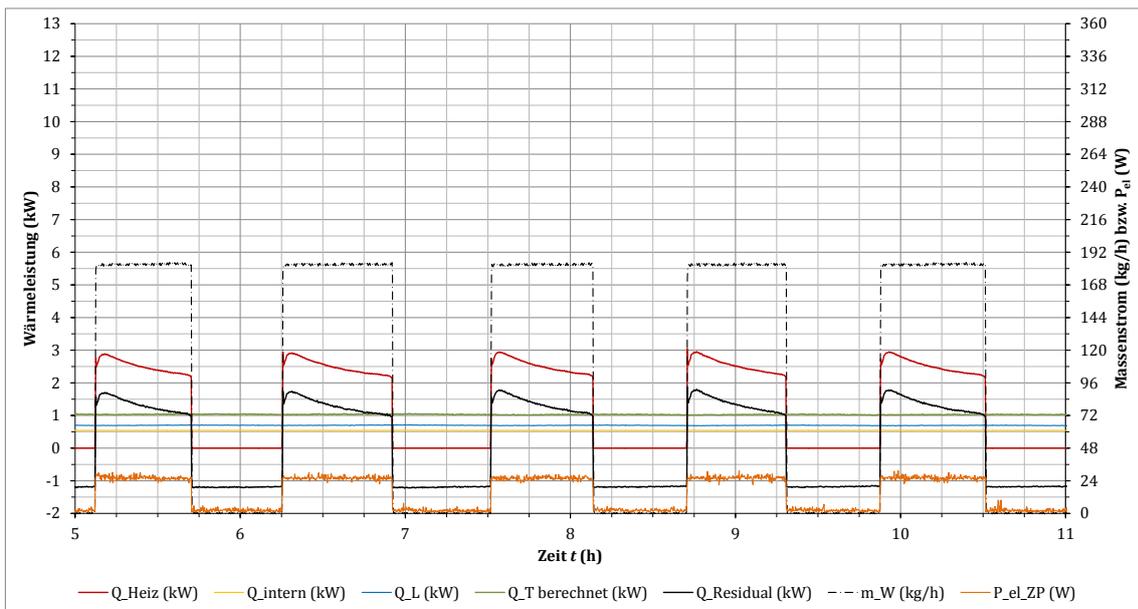


Abbildung 80: KRM-45-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

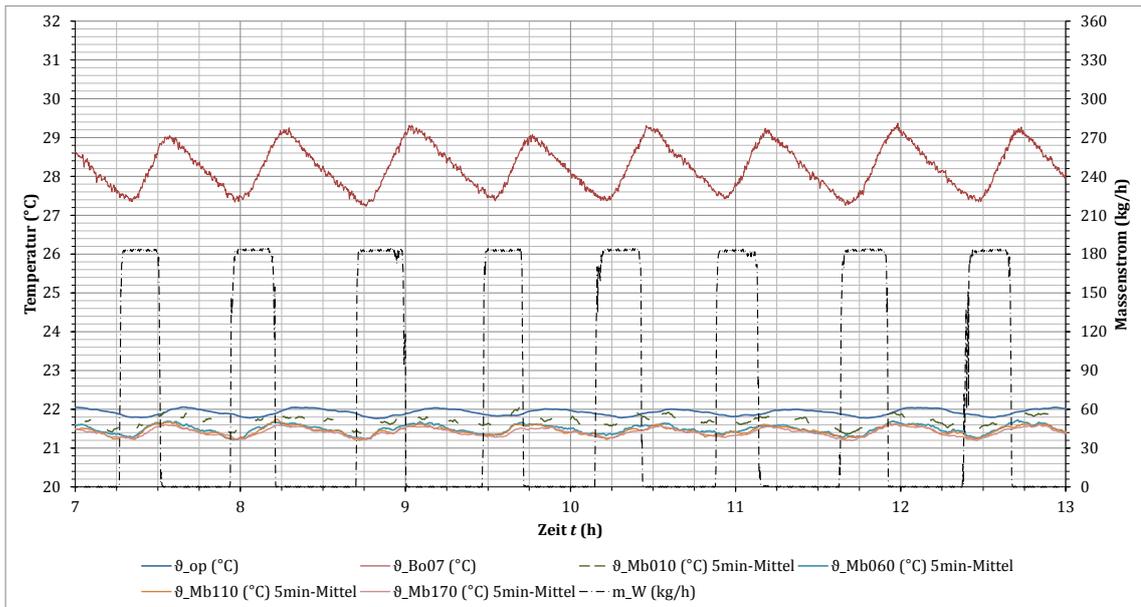


Abbildung 81: KRM-50-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

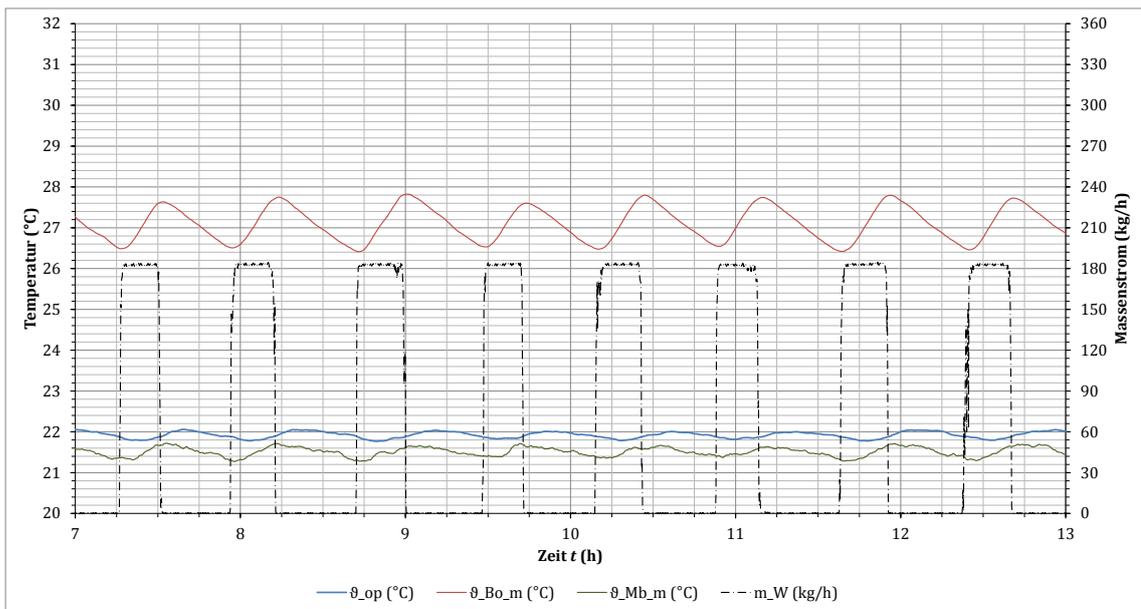


Abbildung 82: KRM-50-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

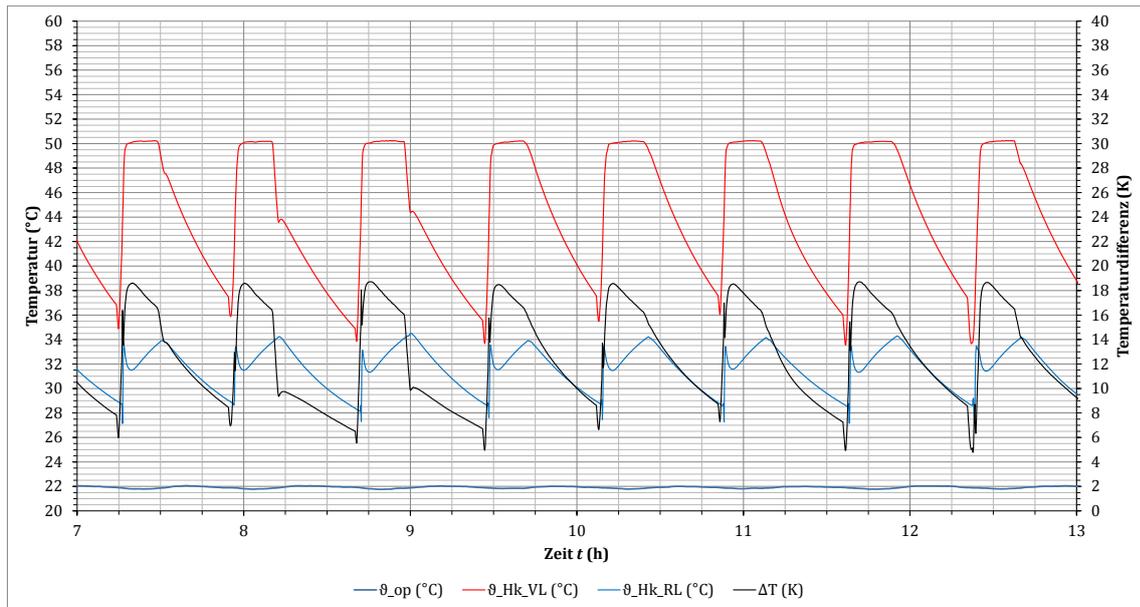


Abbildung 83: KRM-50-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

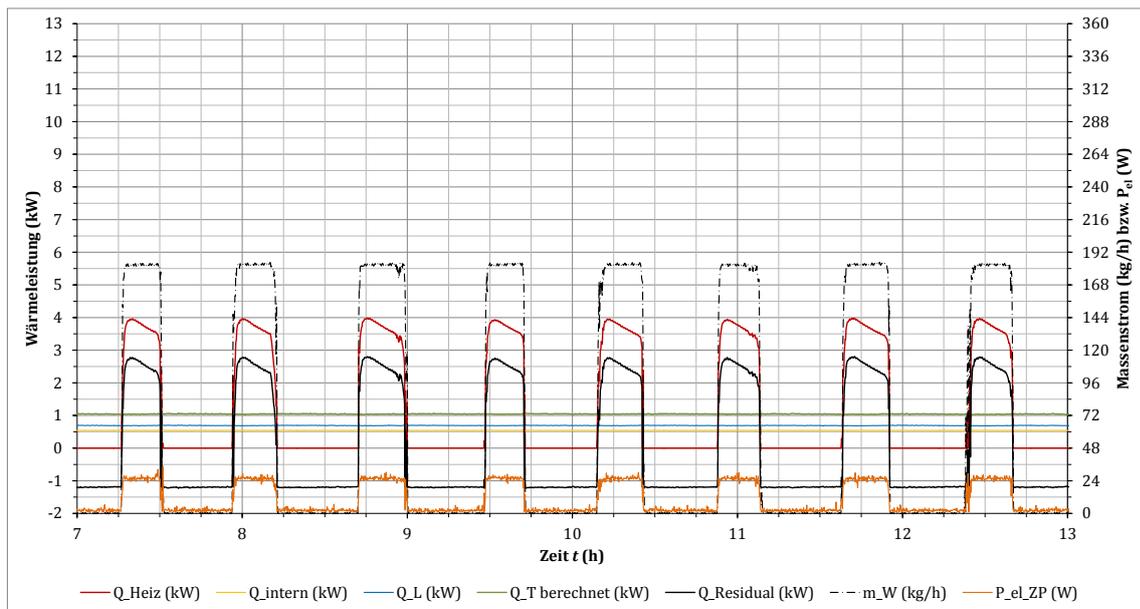


Abbildung 84: KRM-50-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

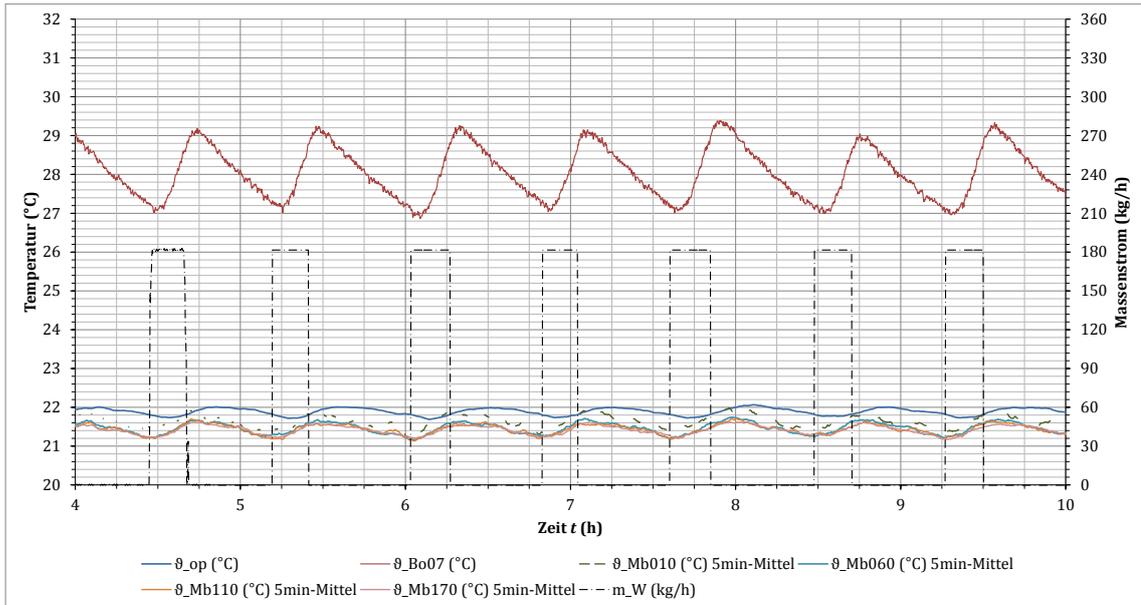


Abbildung 85: KRM-55-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

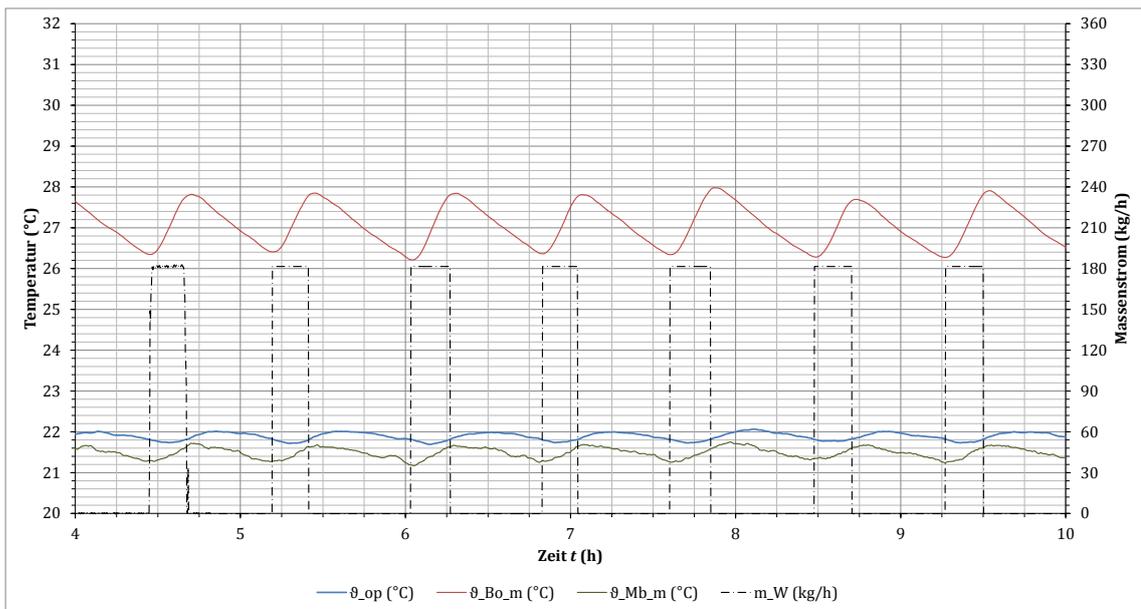


Abbildung 86: KRM-55-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

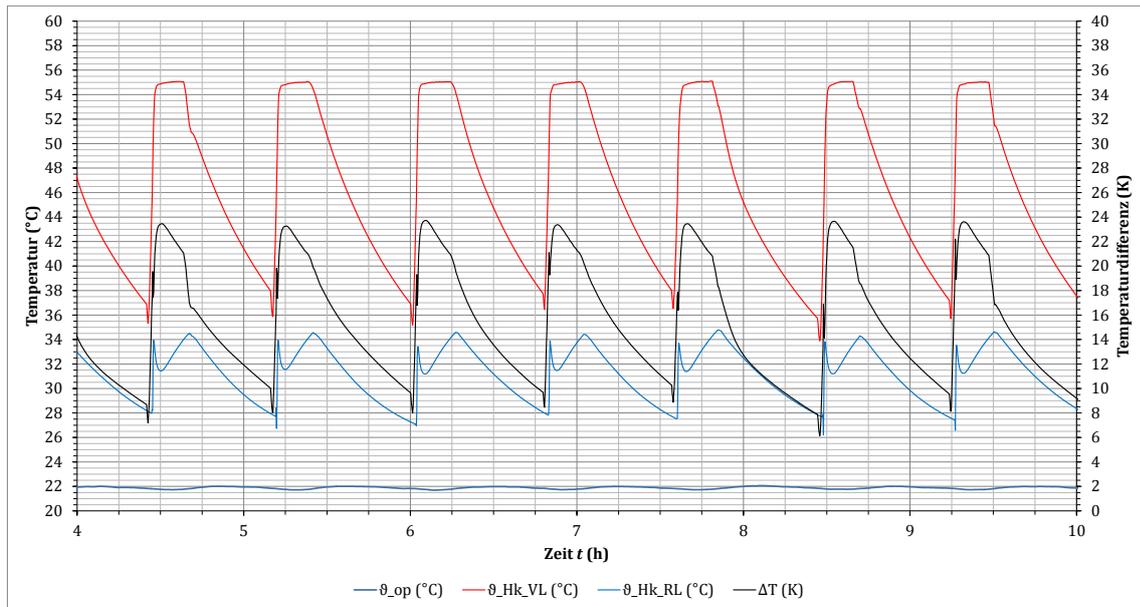


Abbildung 87: KRM-55-180-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

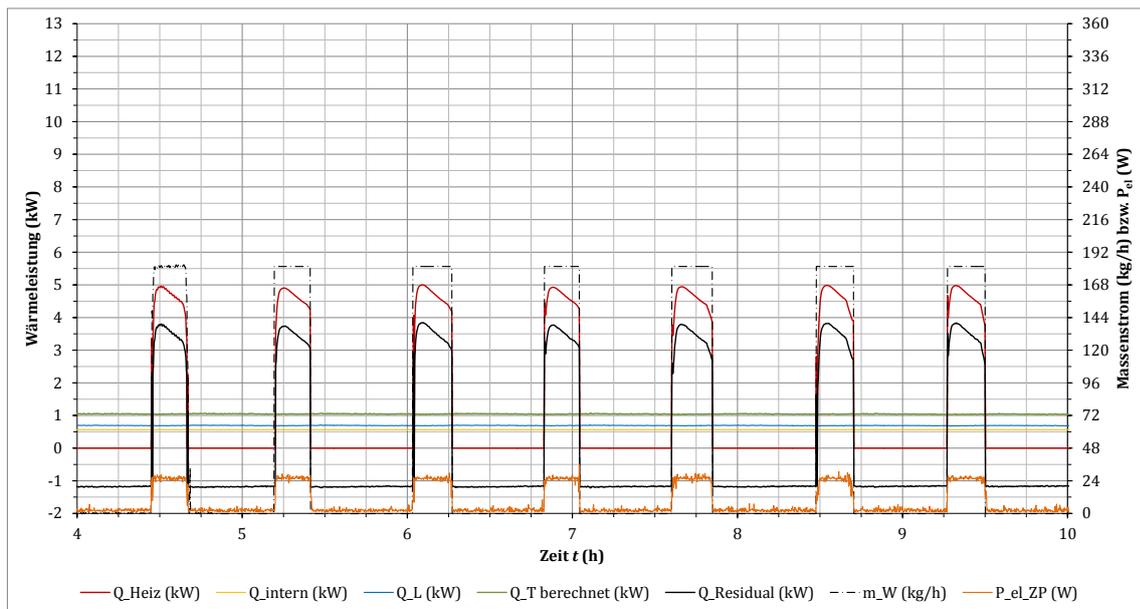


Abbildung 88: KRM-55-180-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

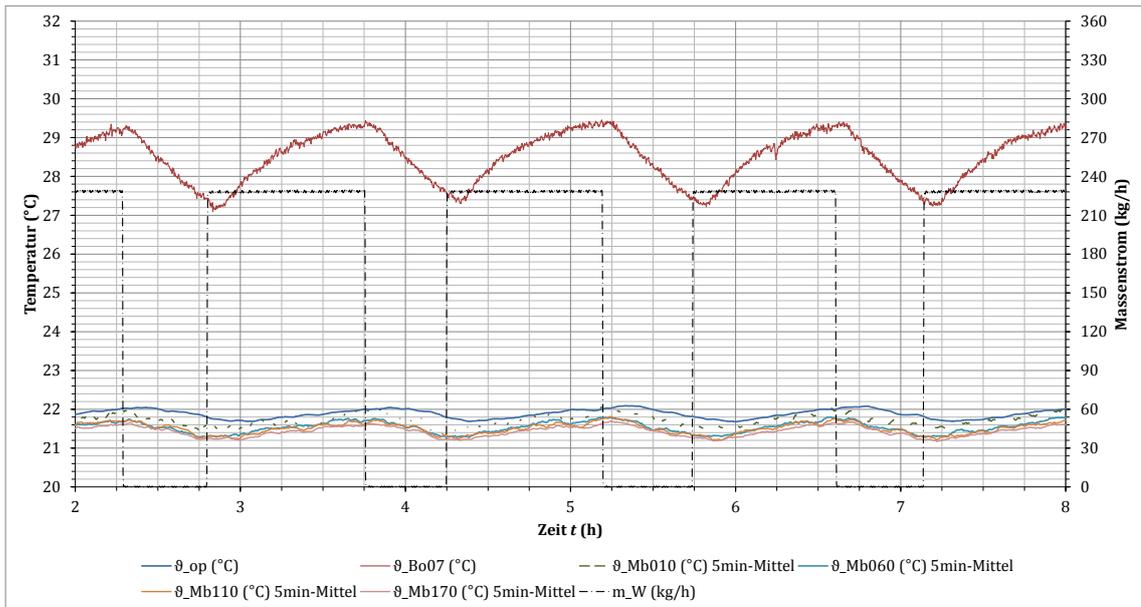


Abbildung 89: KRM-40-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

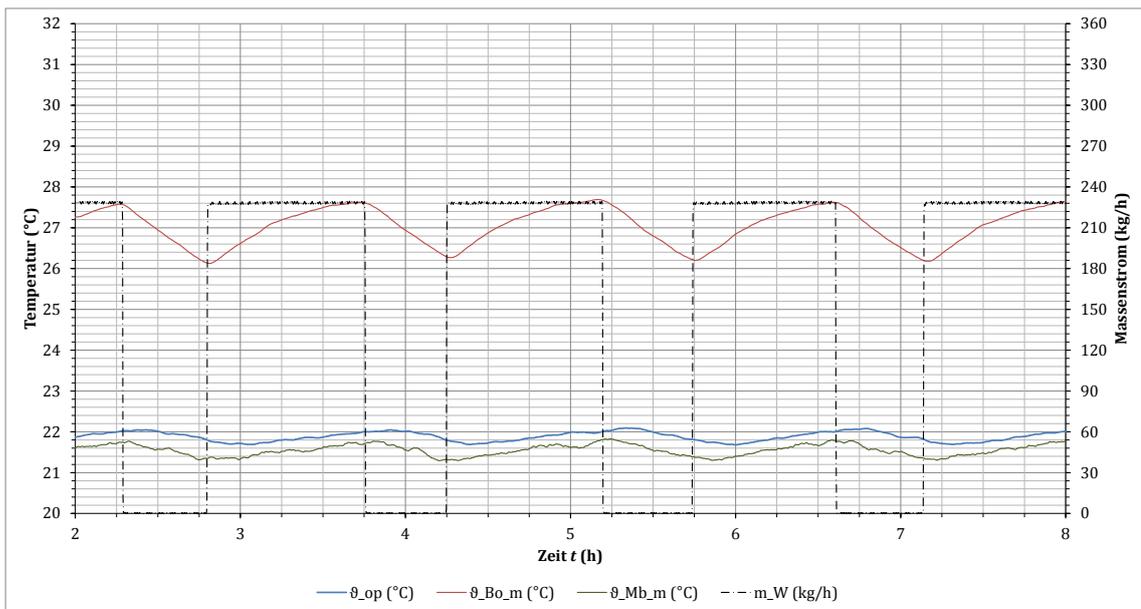


Abbildung 90: KRM-40-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

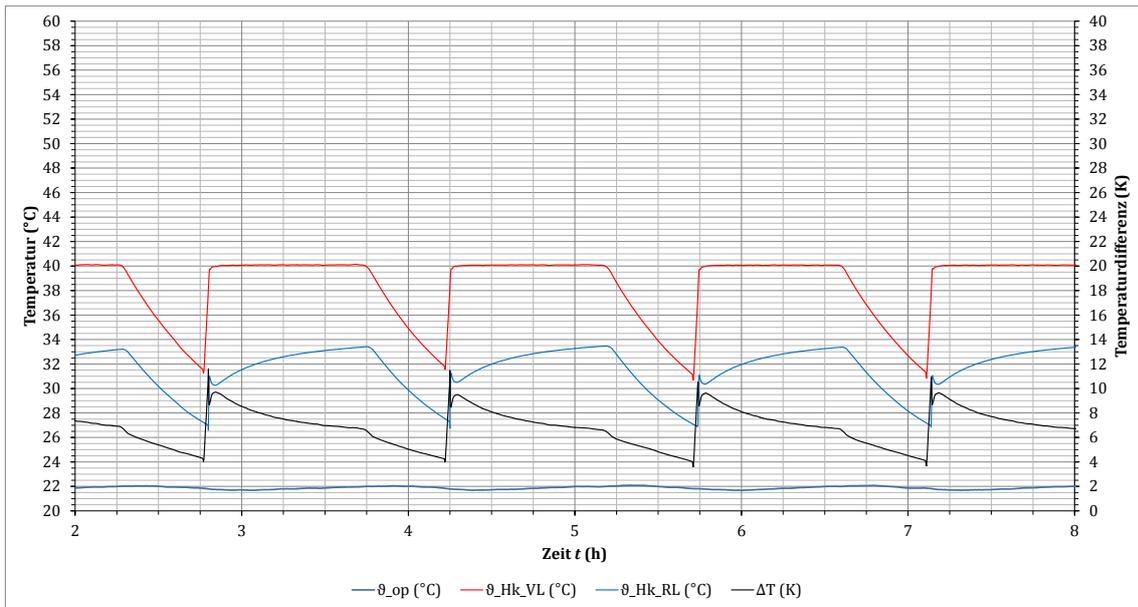


Abbildung 91: KRM-40-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

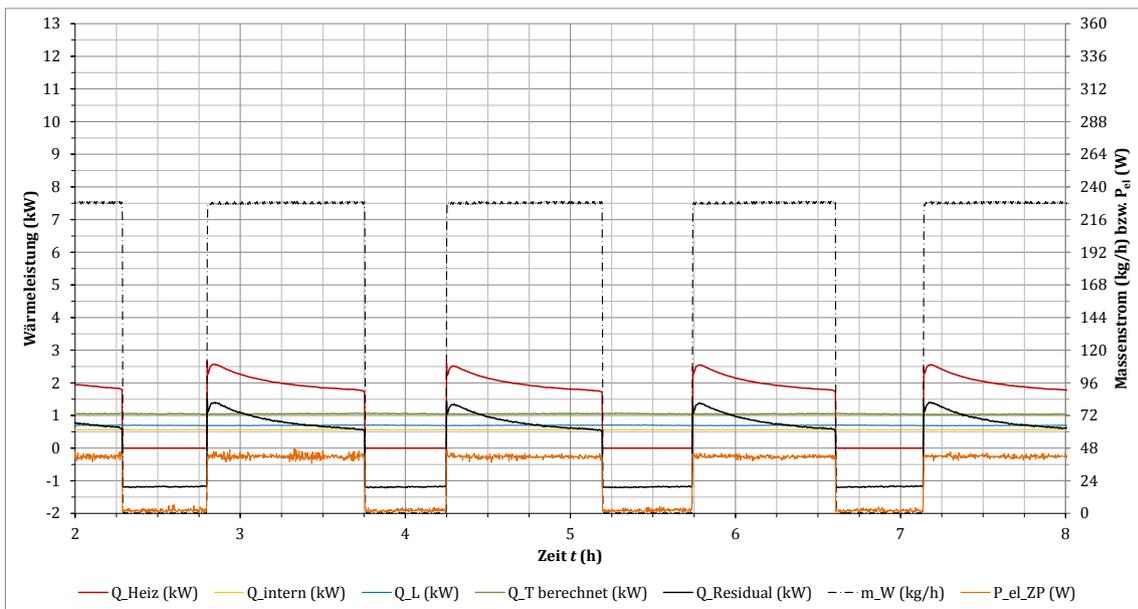


Abbildung 92: KRM-40-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

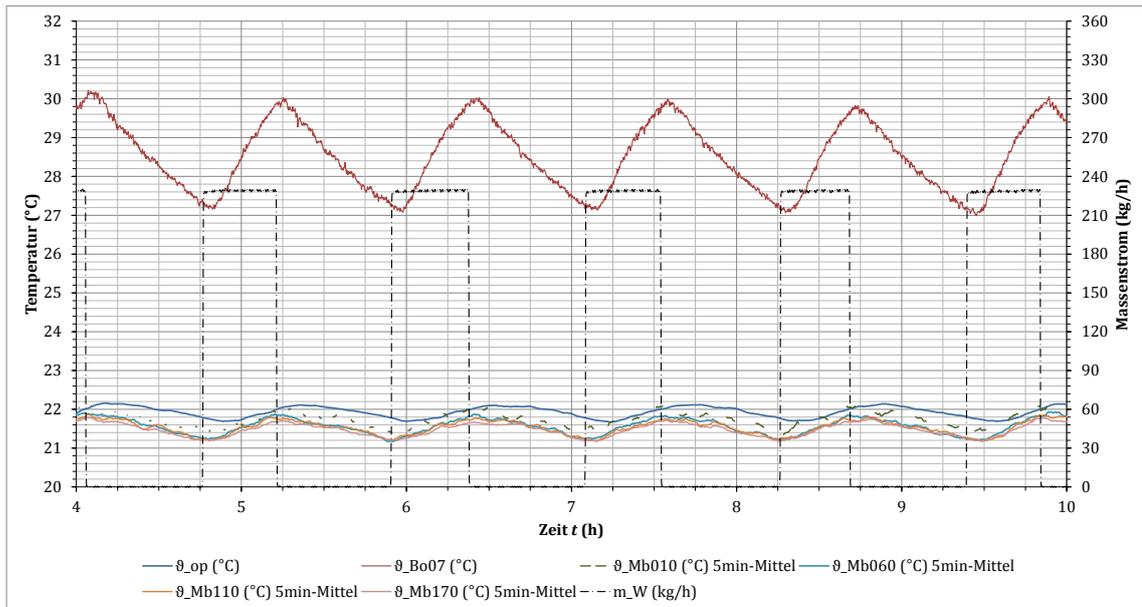


Abbildung 93: KRM-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

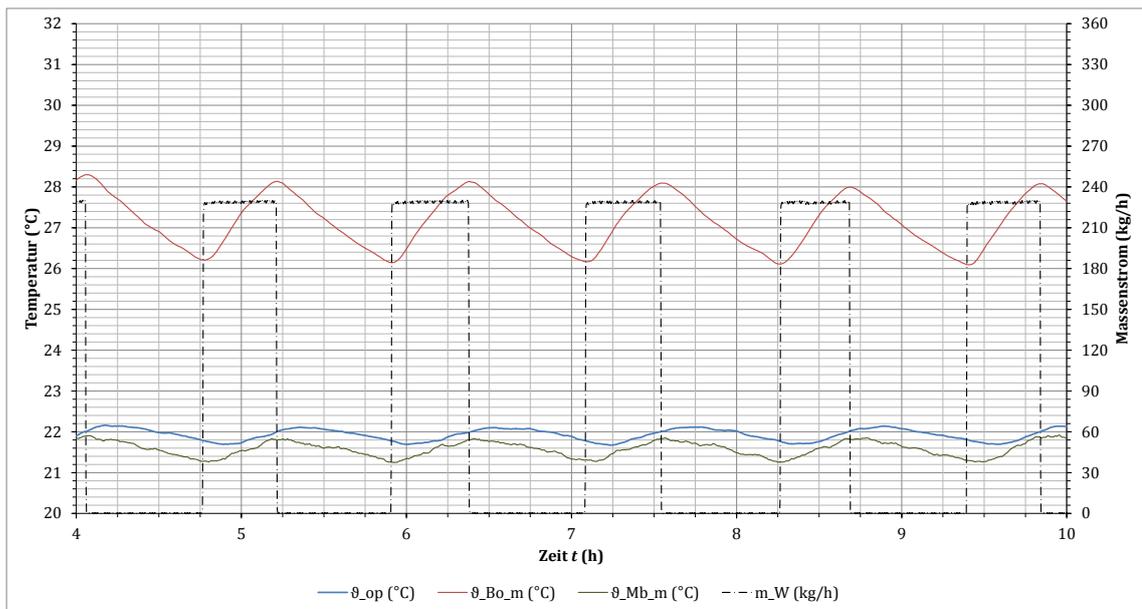


Abbildung 94: KRM-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

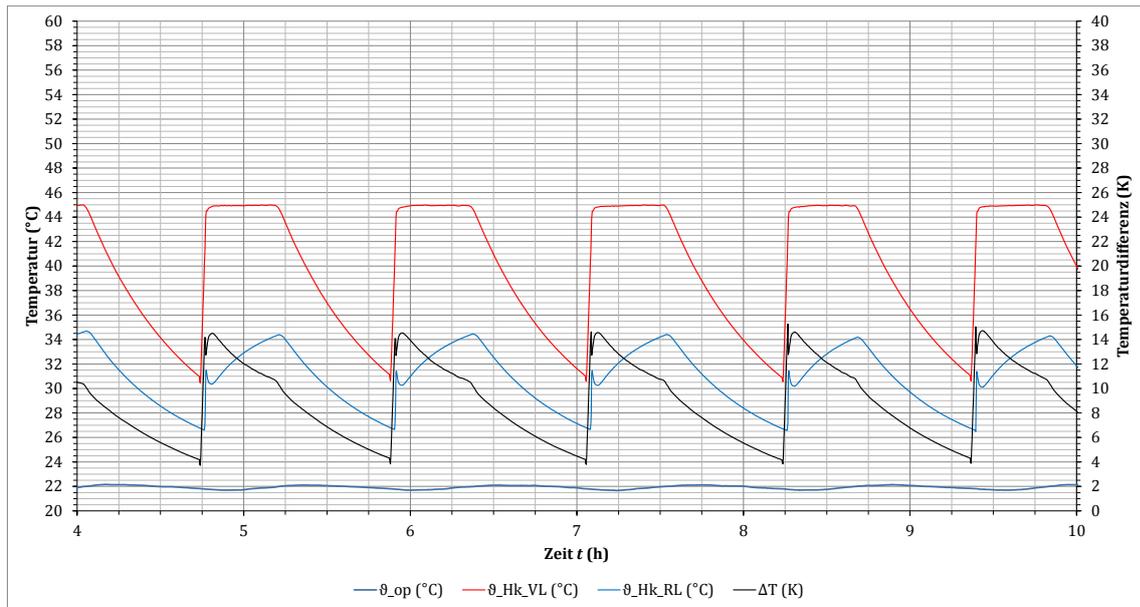


Abbildung 95: KRM-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

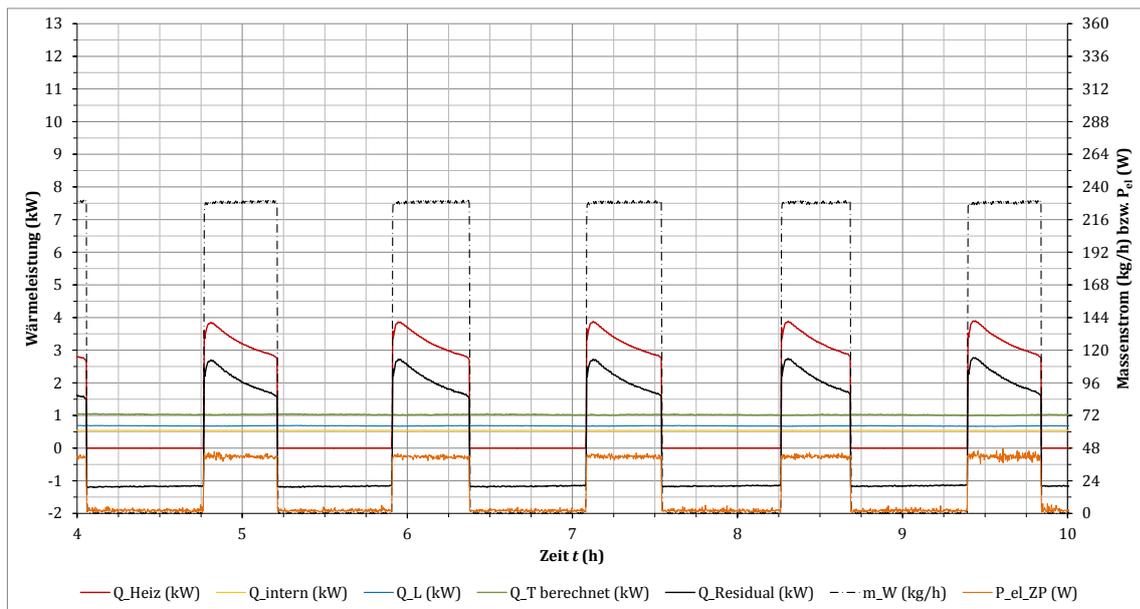


Abbildung 96: KRM-45-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

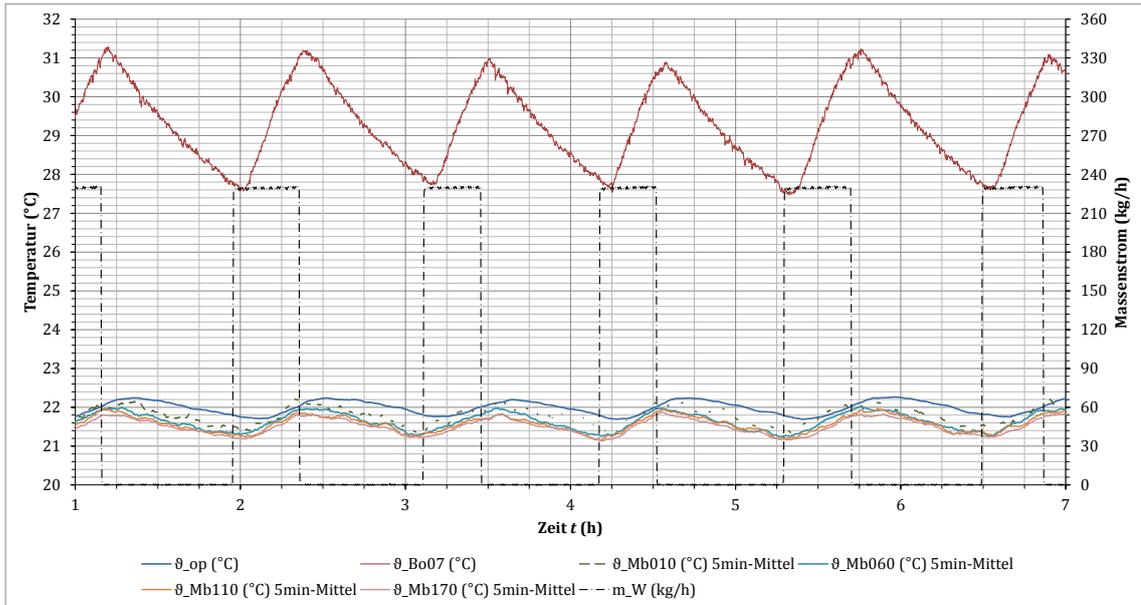


Abbildung 97: KRM-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

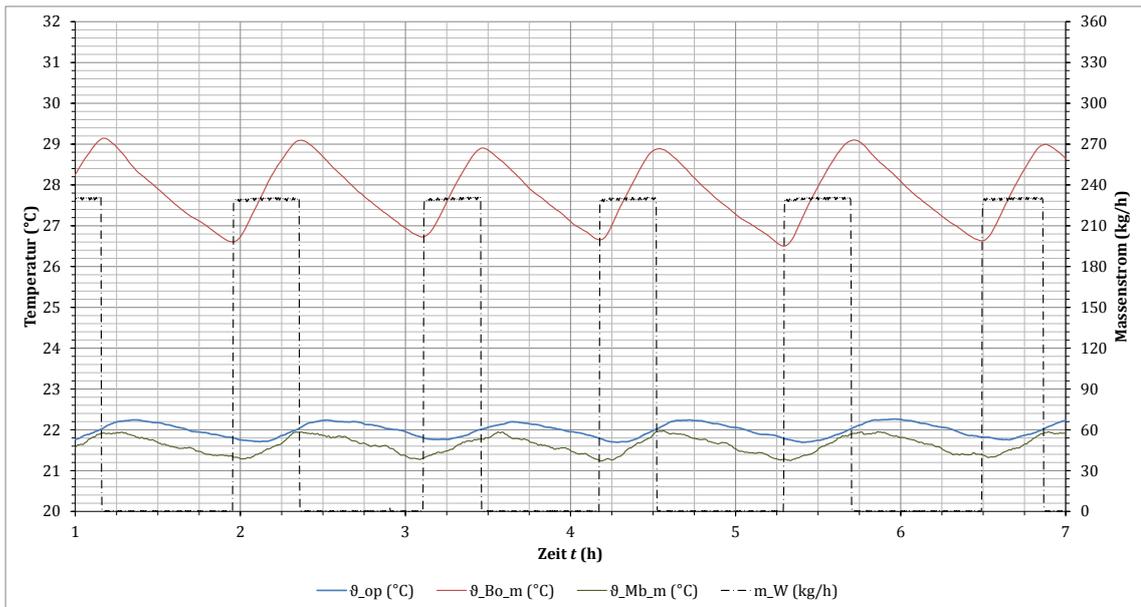


Abbildung 98: KRM-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

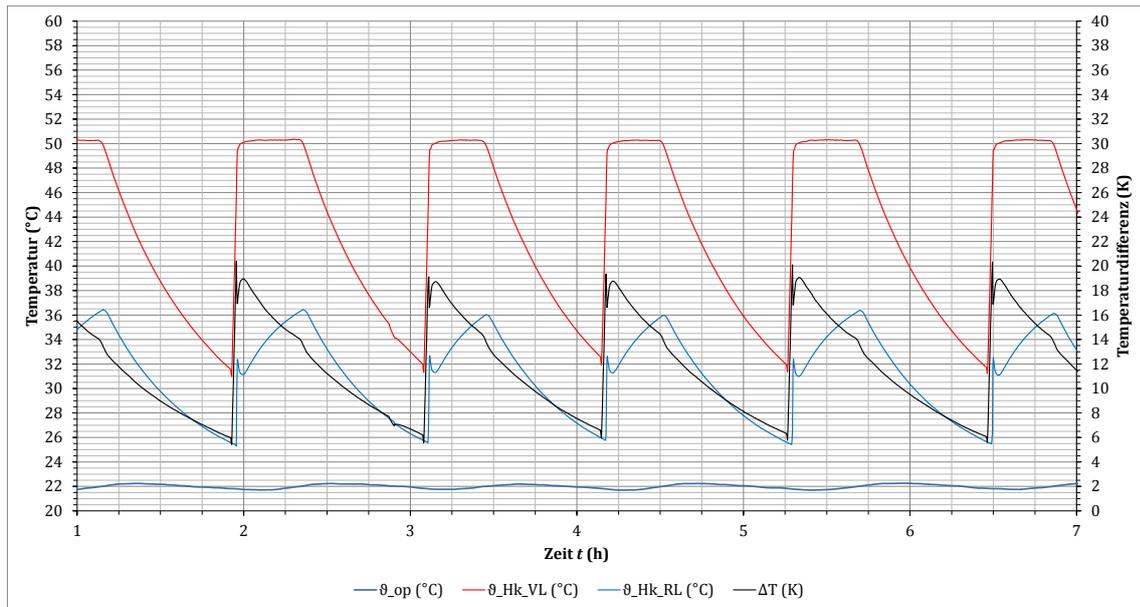


Abbildung 99: KRM-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

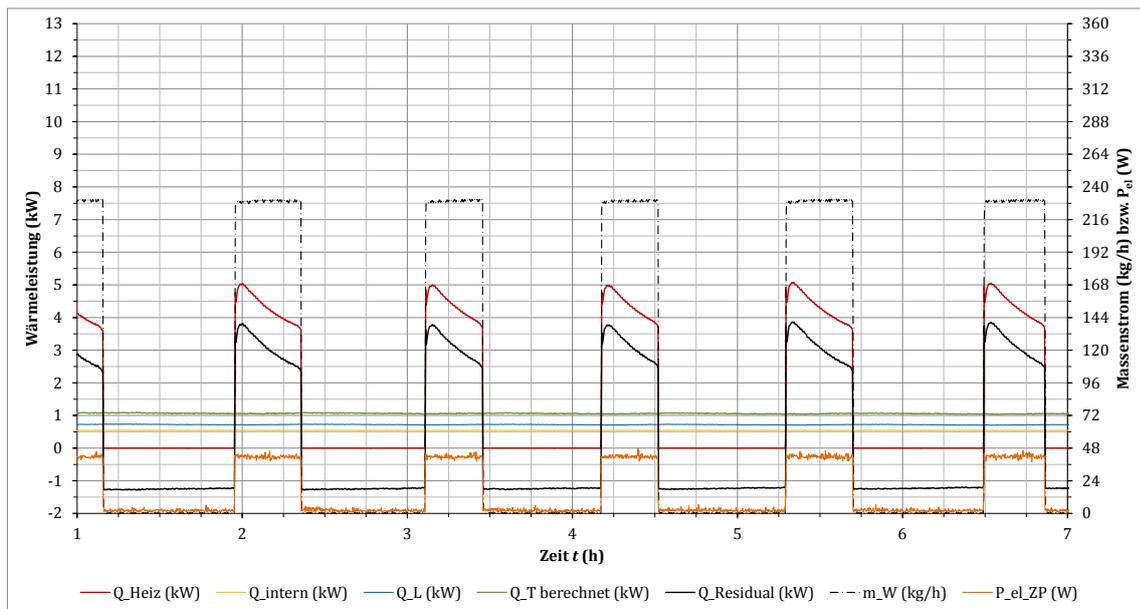


Abbildung 100: KRM-50-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

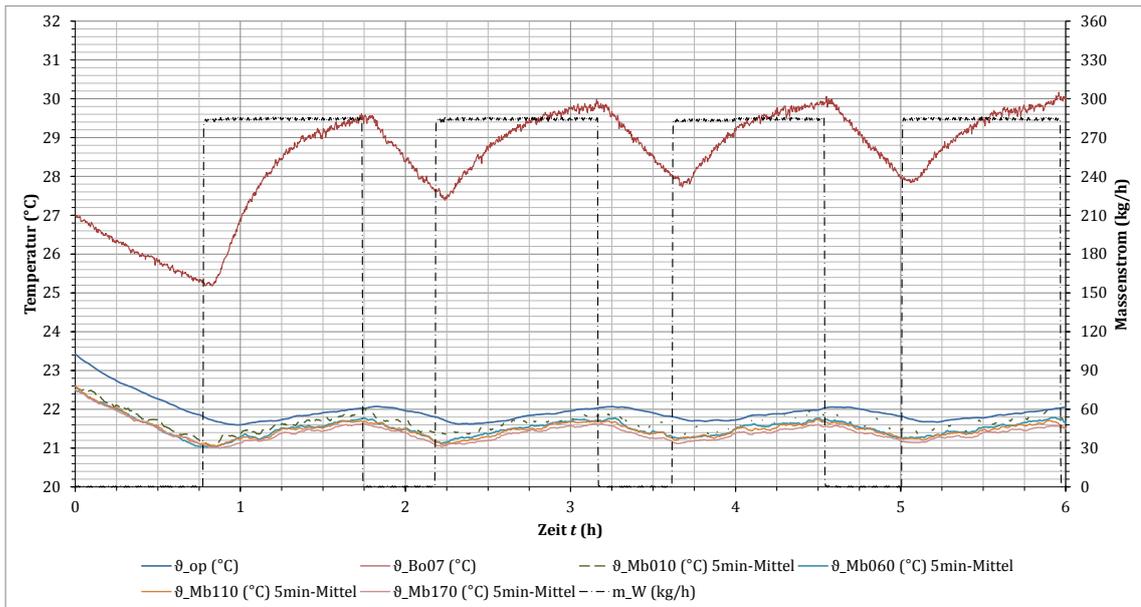


Abbildung 101: KRM-40-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

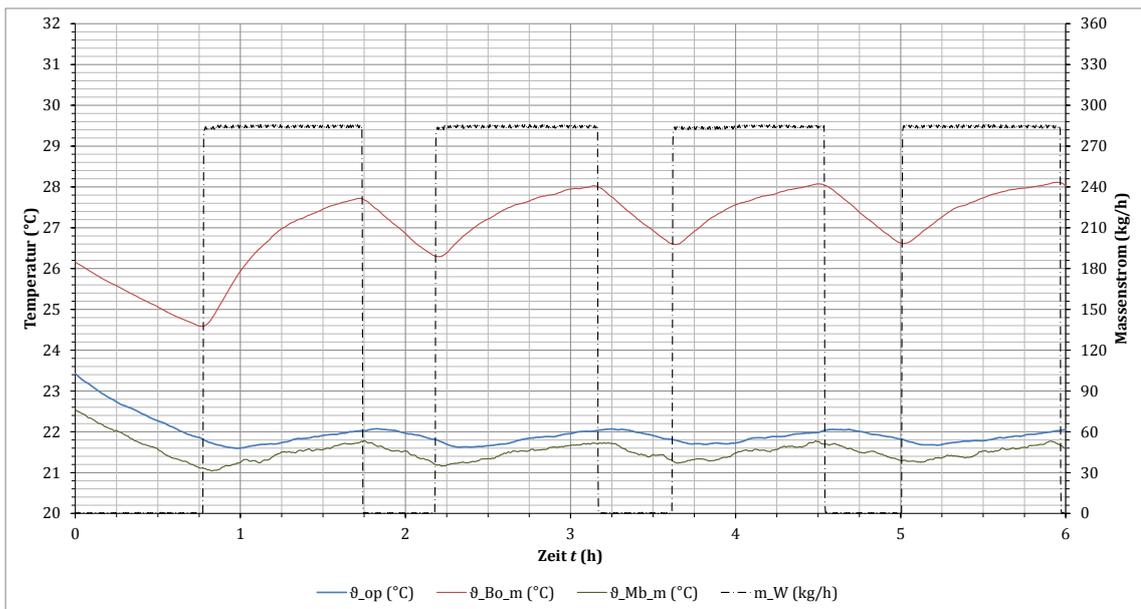


Abbildung 102: KRM-40-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

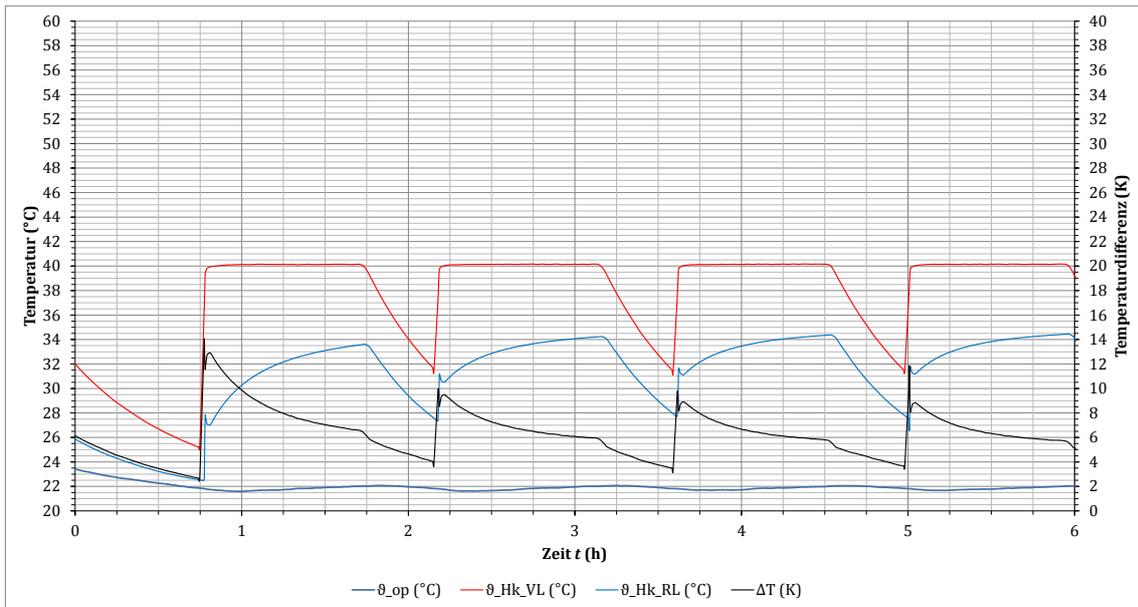


Abbildung 103: KRM-40-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

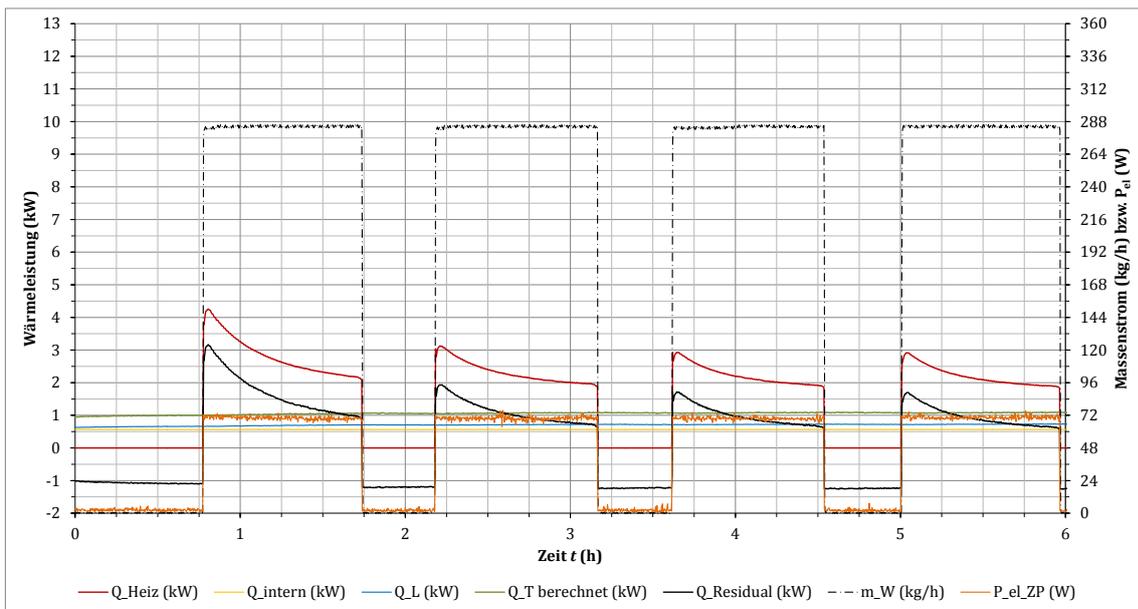


Abbildung 104: KRM-40-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

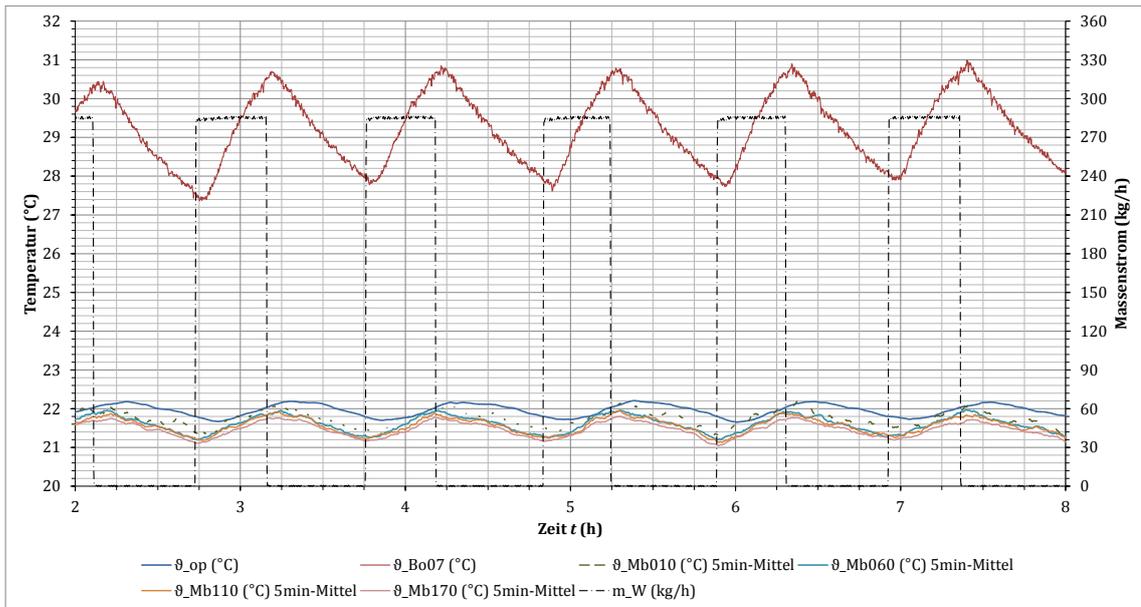


Abbildung 105: KRM-45-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

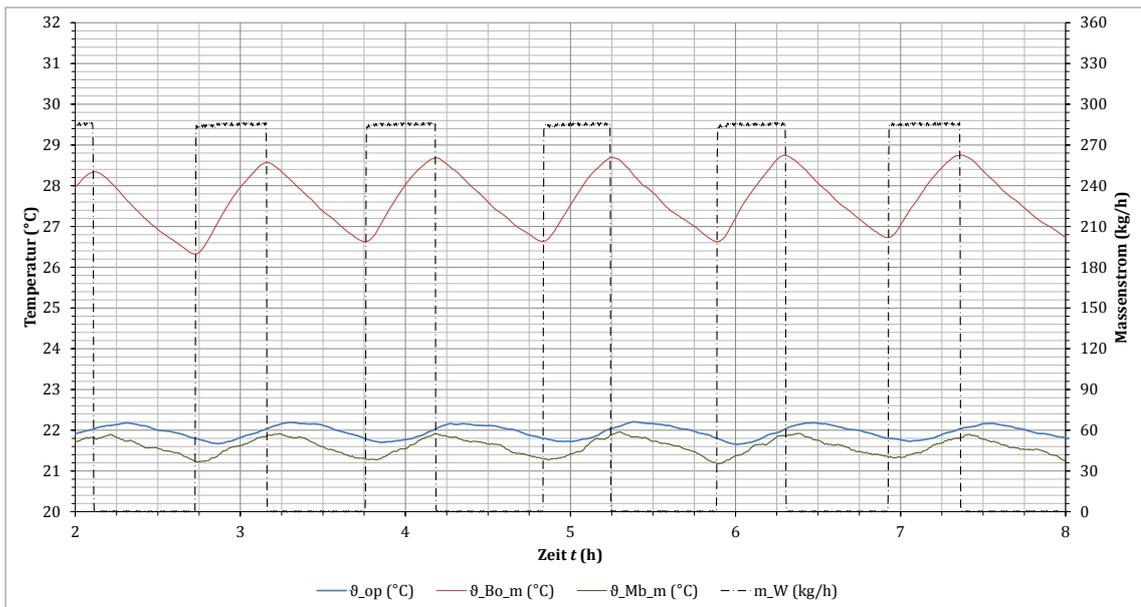


Abbildung 106: KRM-45-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

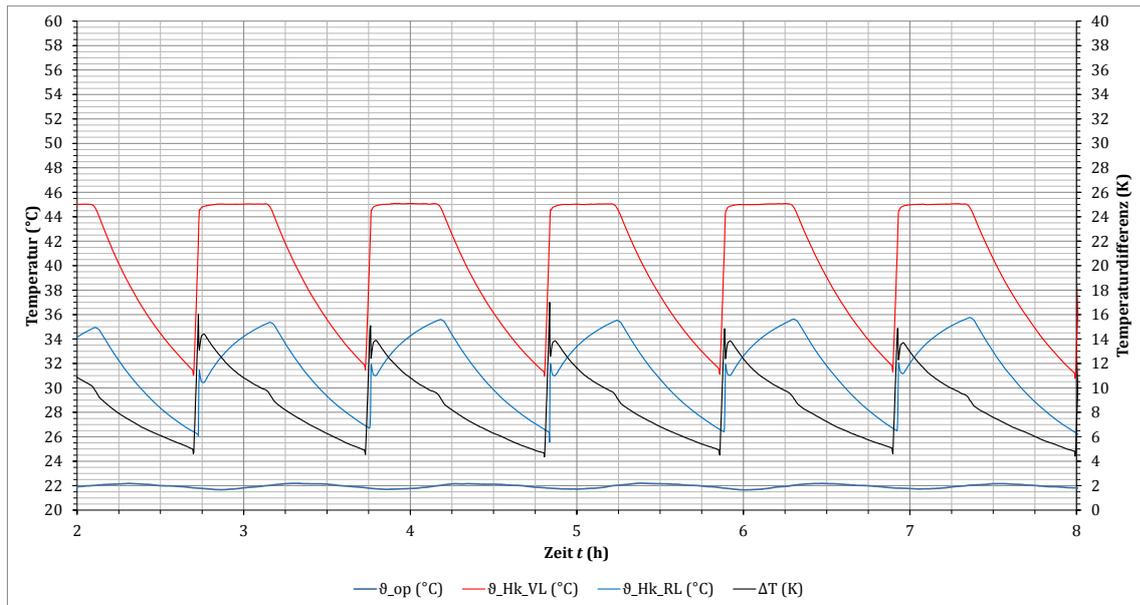


Abbildung 107: KRM-45-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

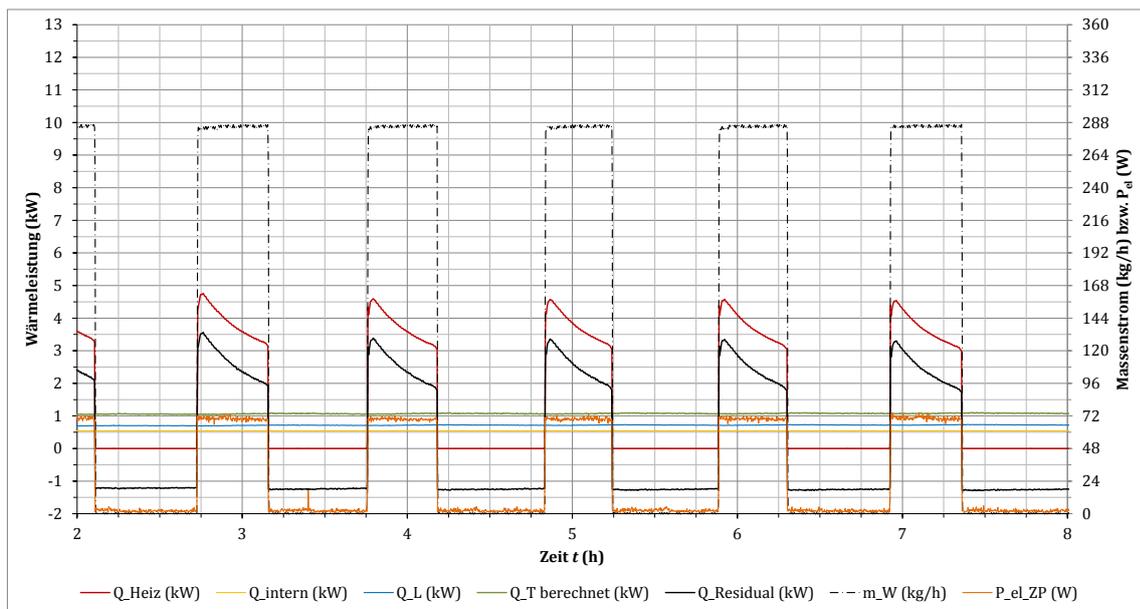


Abbildung 108: KRM-45-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

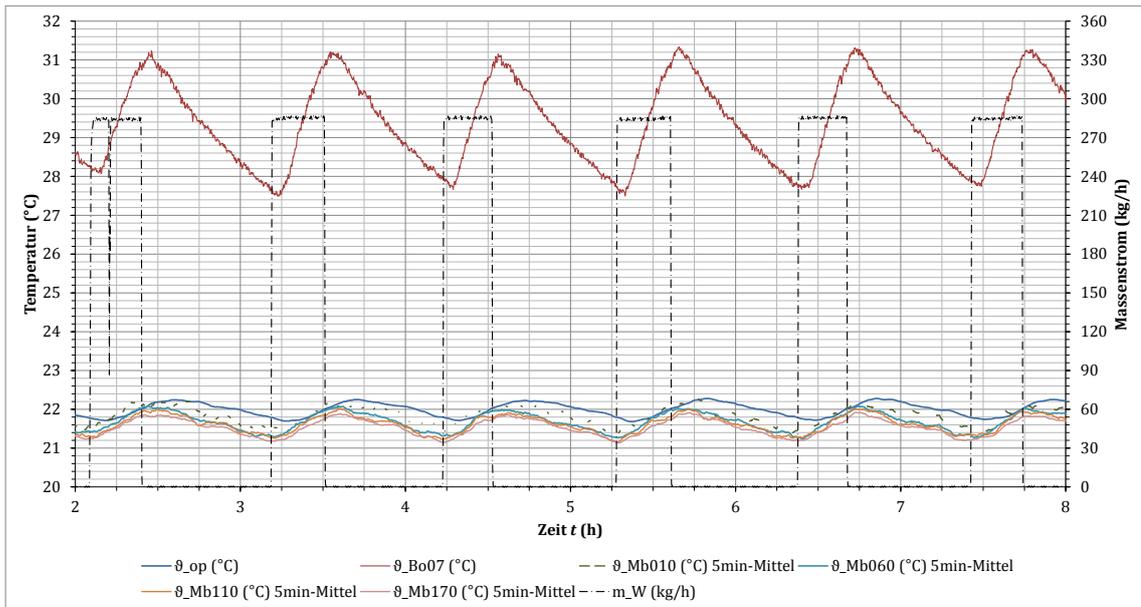


Abbildung 109: KRM-50-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

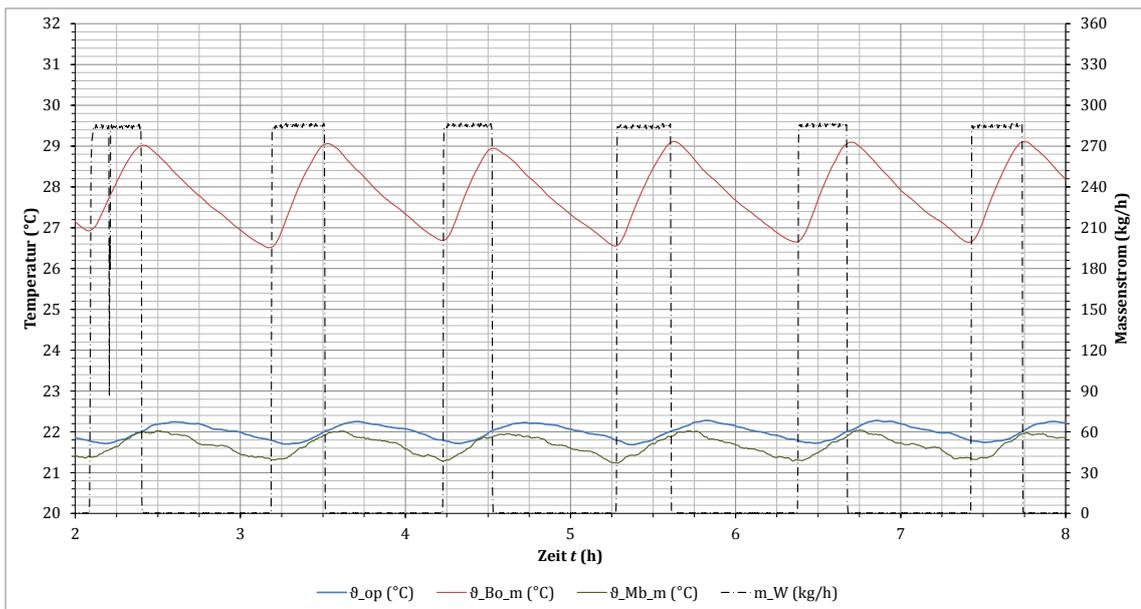


Abbildung 110: KRM-50-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

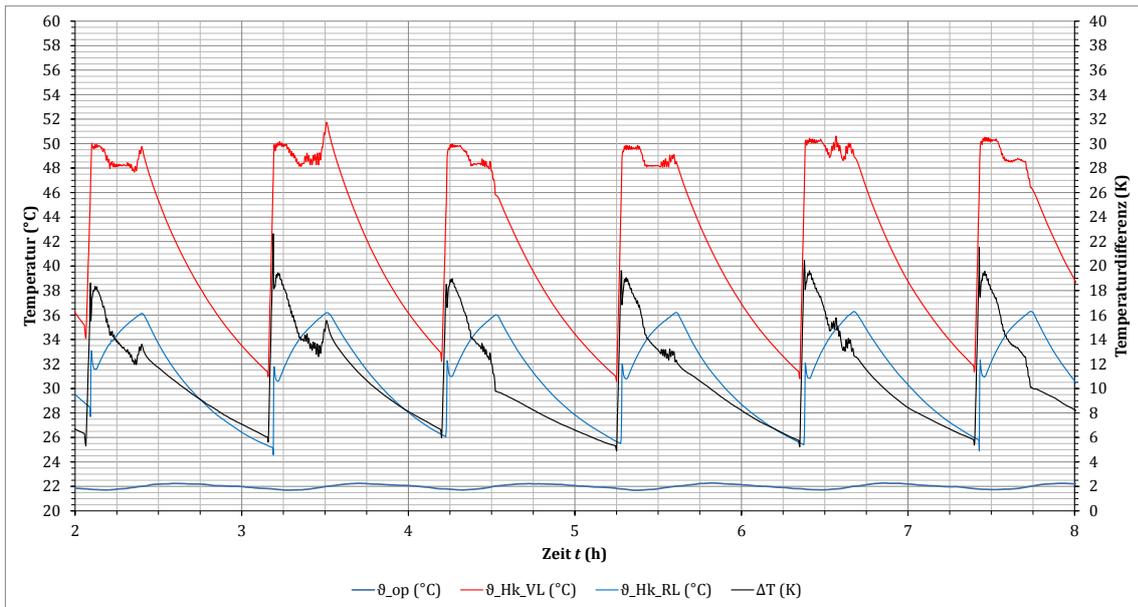


Abbildung 111: KRM-50-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

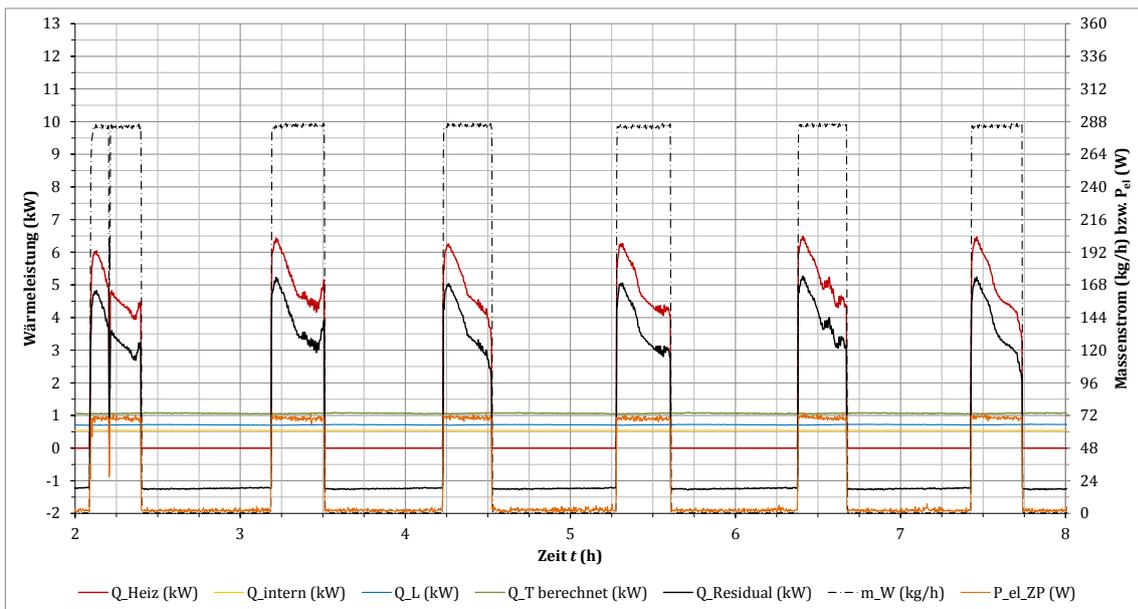


Abbildung 112: KRM-50-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

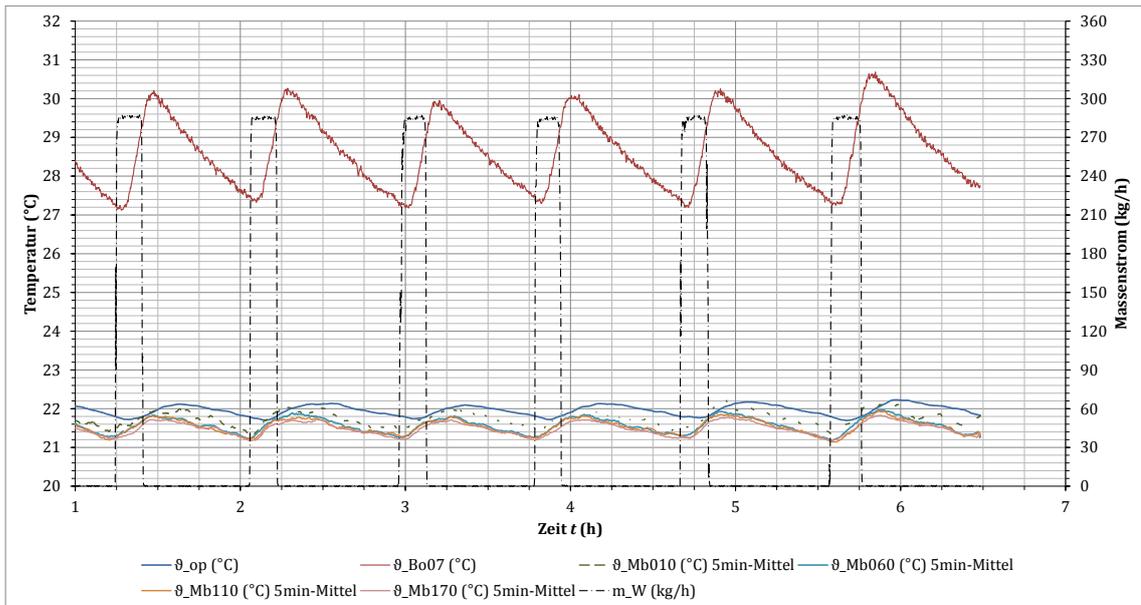


Abbildung 113: KRM-55-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

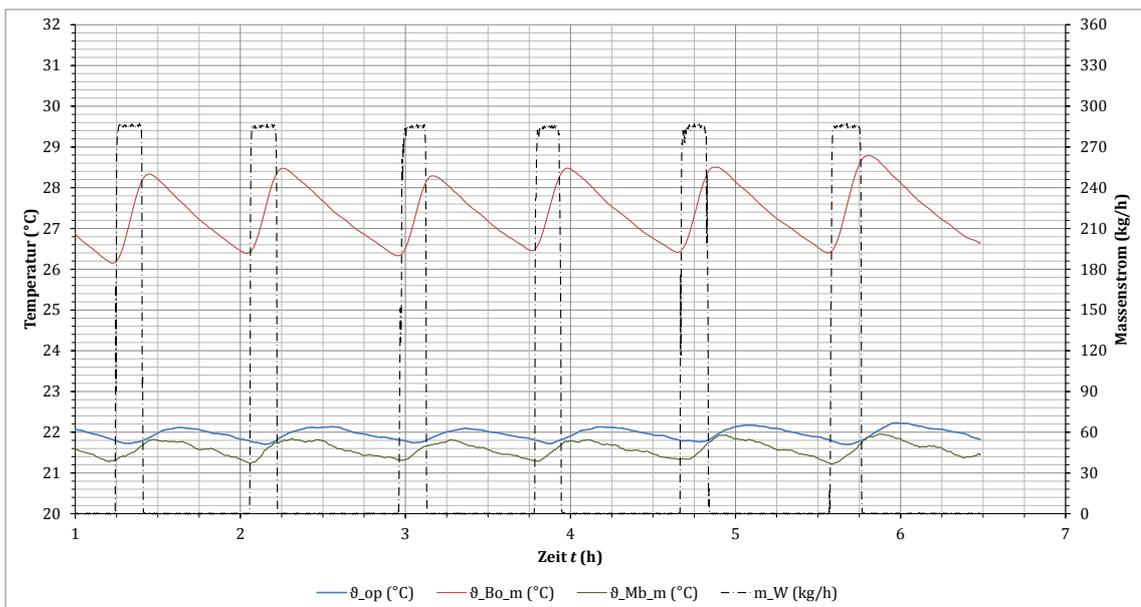


Abbildung 114: KRM-55-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

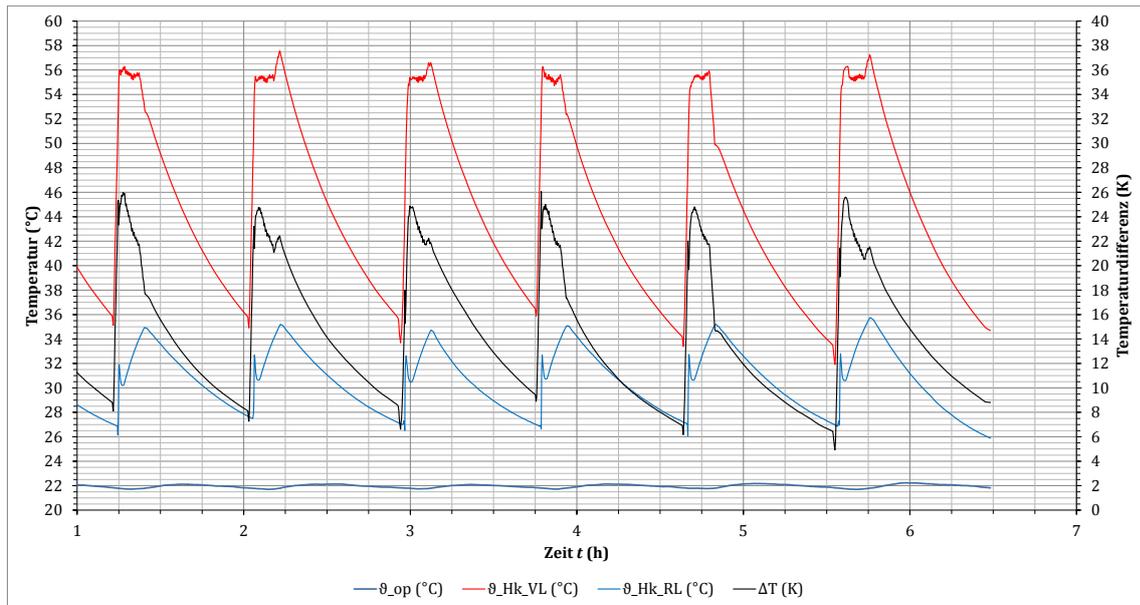


Abbildung 115: KRM-55-280-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

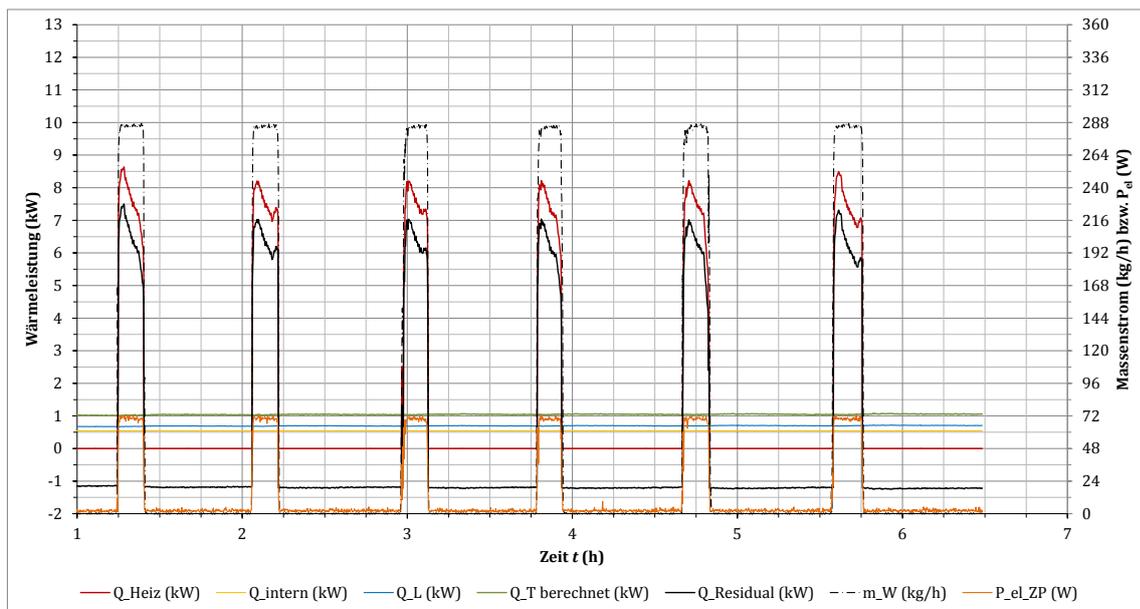


Abbildung 116: KRM-55-280-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

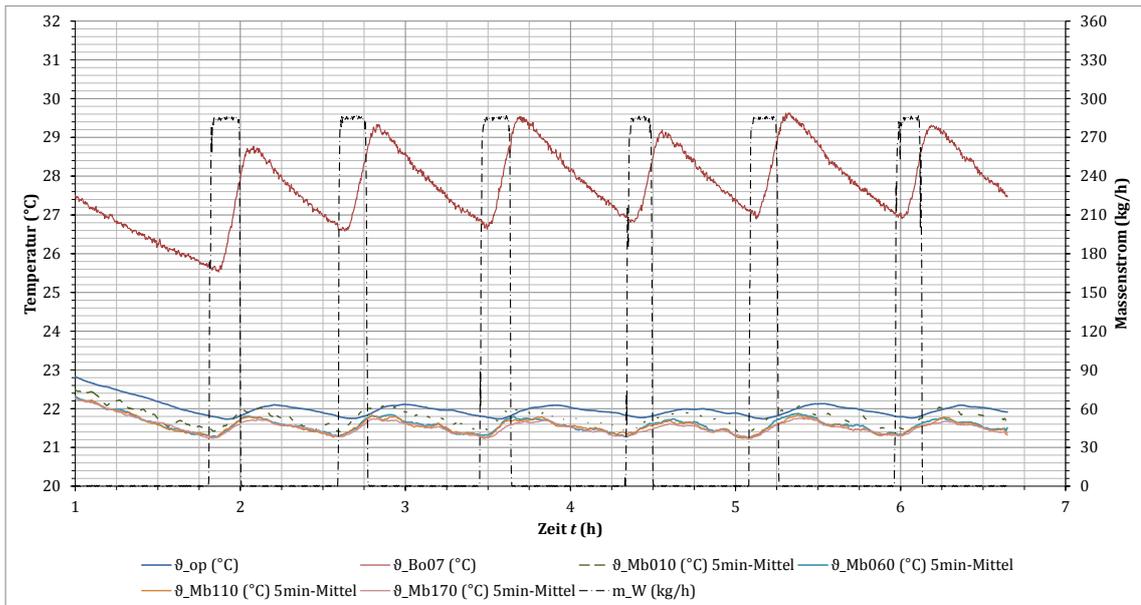


Abbildung 117: KRM-55-280-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

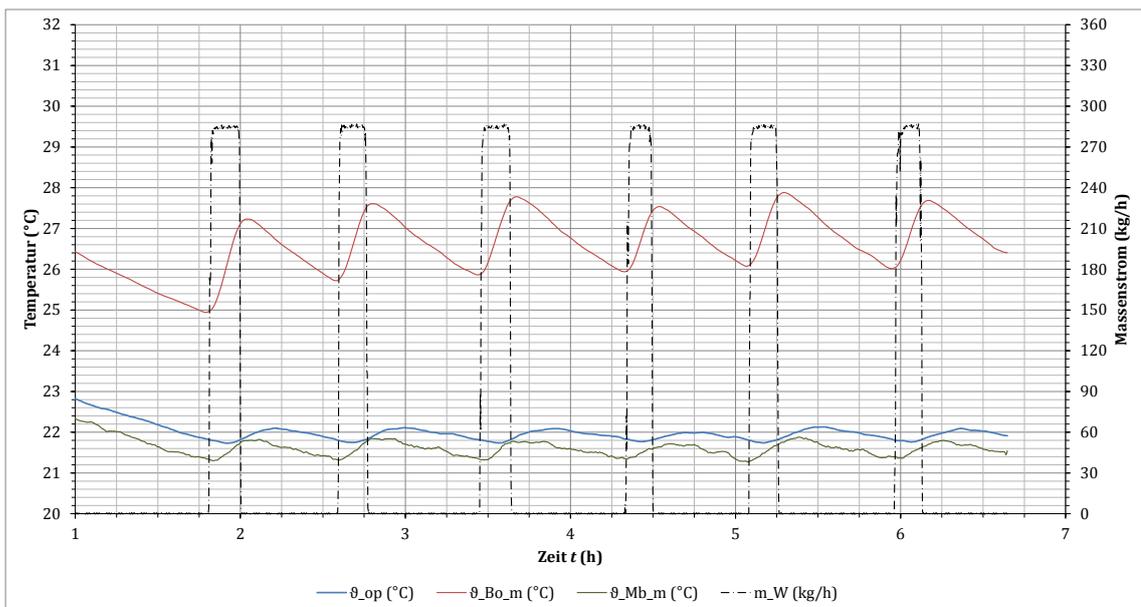


Abbildung 118: KRM-55-280-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

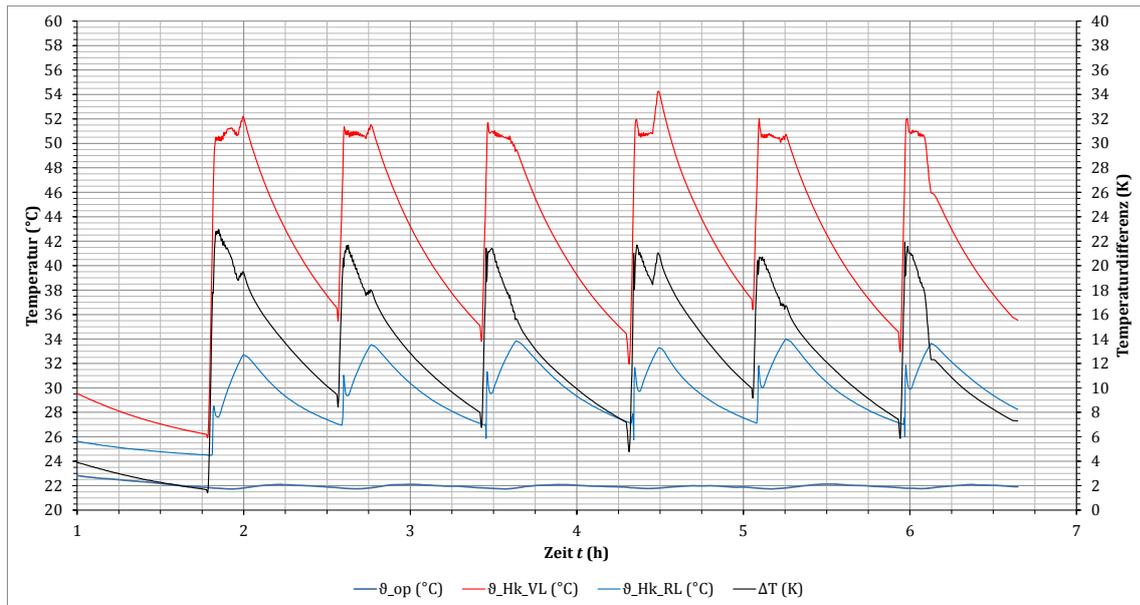


Abbildung 119: KRM-55-280-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

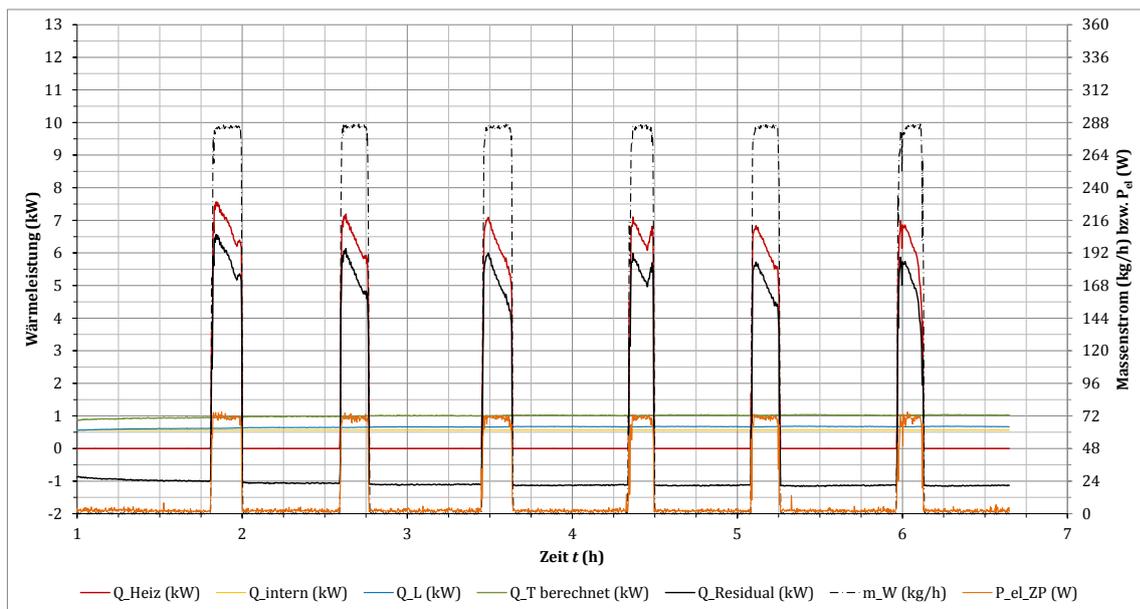


Abbildung 120: KRM-55-280-2: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

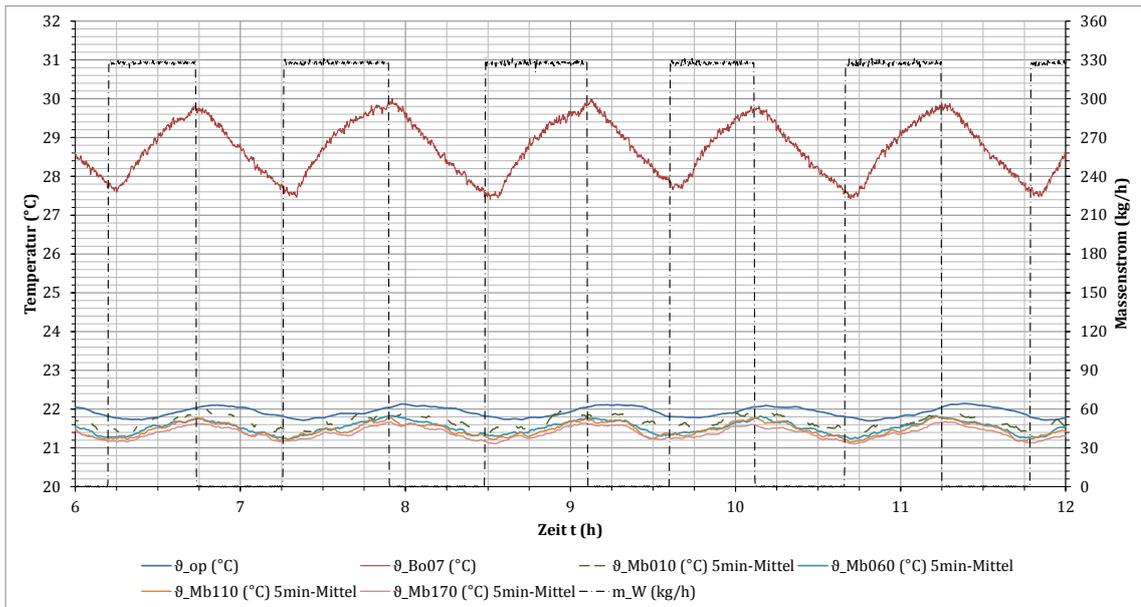


Abbildung 121: KRM-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

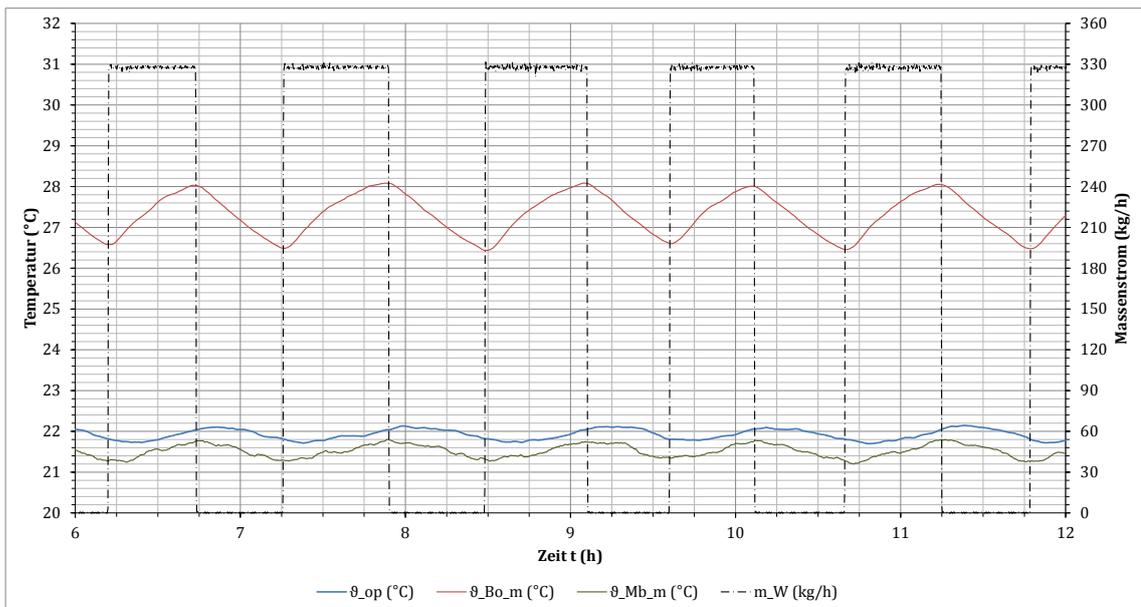


Abbildung 122: KRM-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

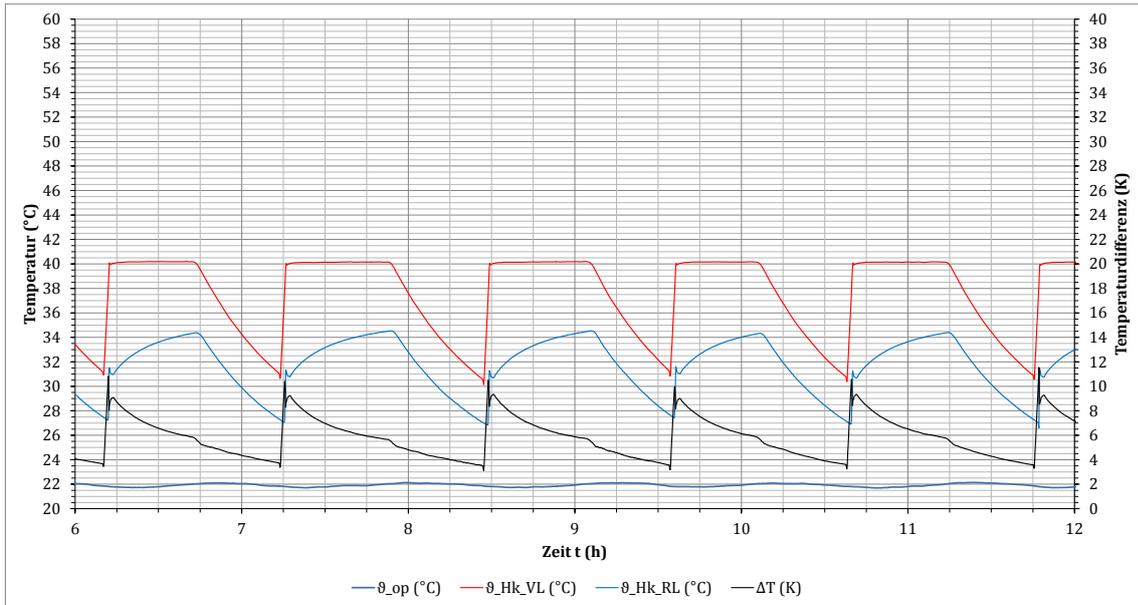


Abbildung 123: KRM-40-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

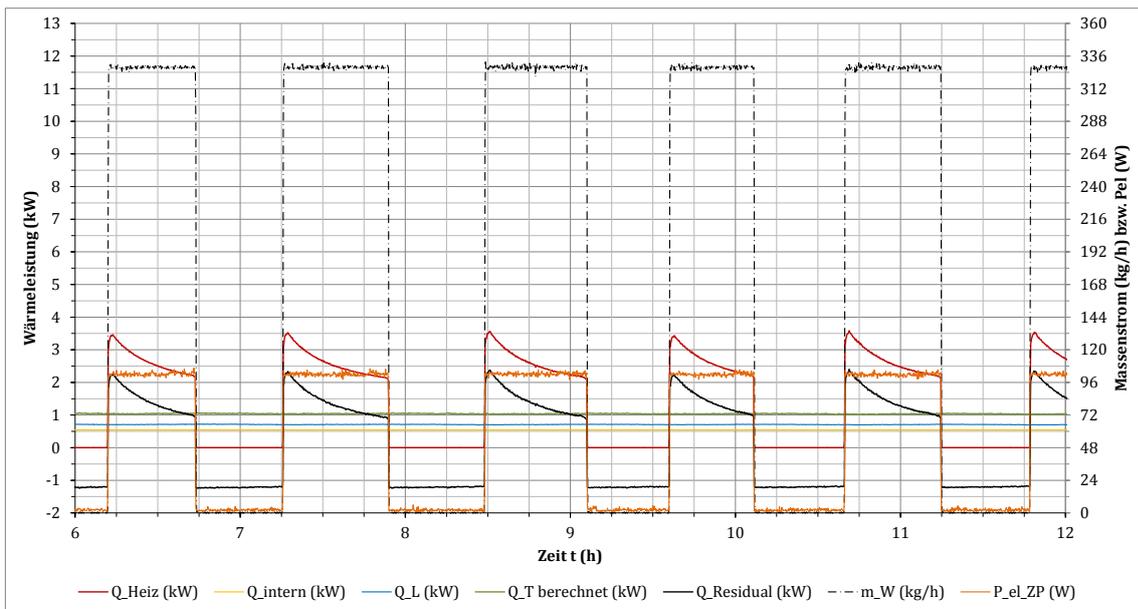


Abbildung 124: KRM-40-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

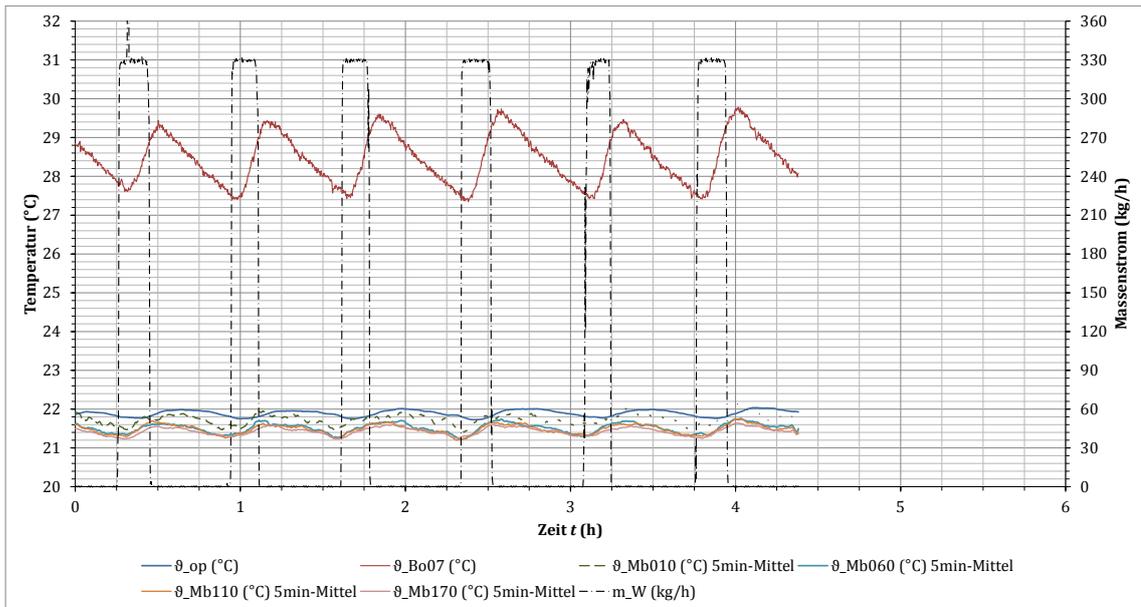


Abbildung 125: KRM-45-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

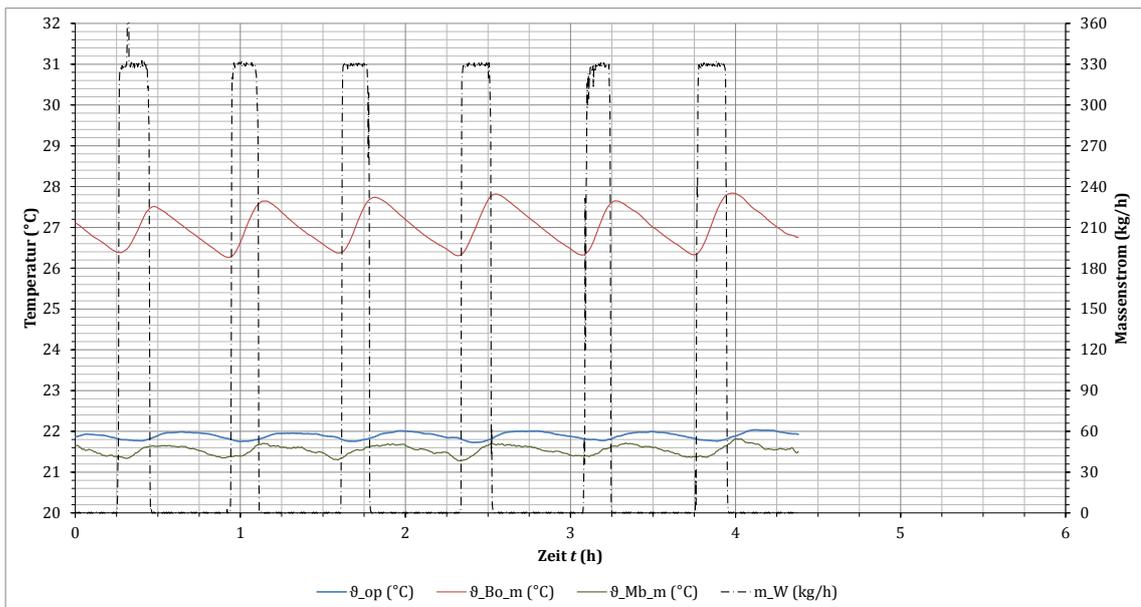


Abbildung 126: KRM-45-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

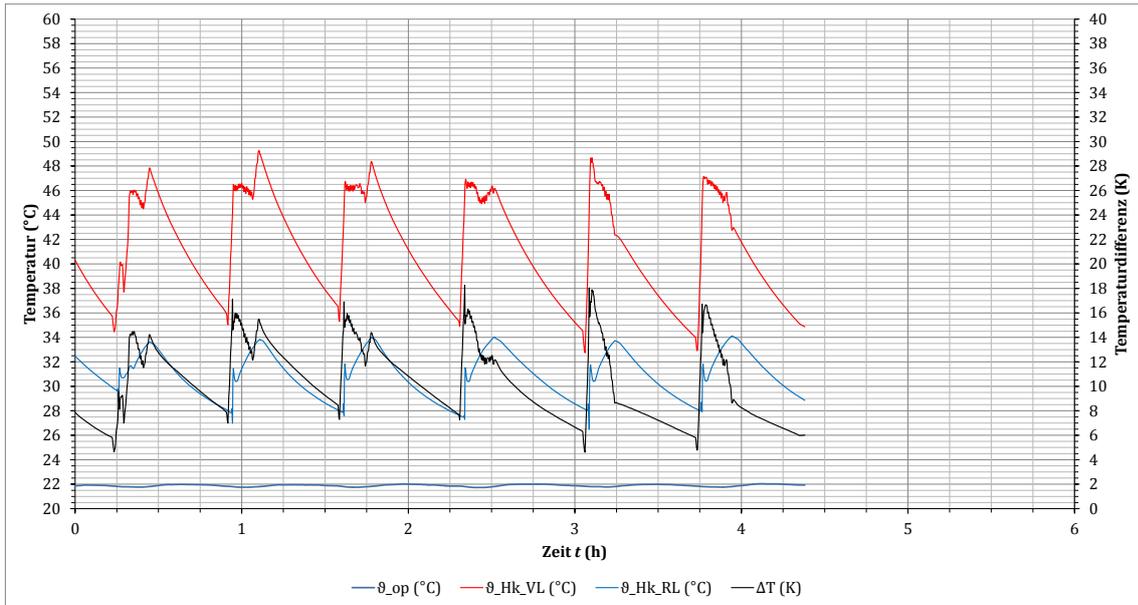


Abbildung 127: KRM-45-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

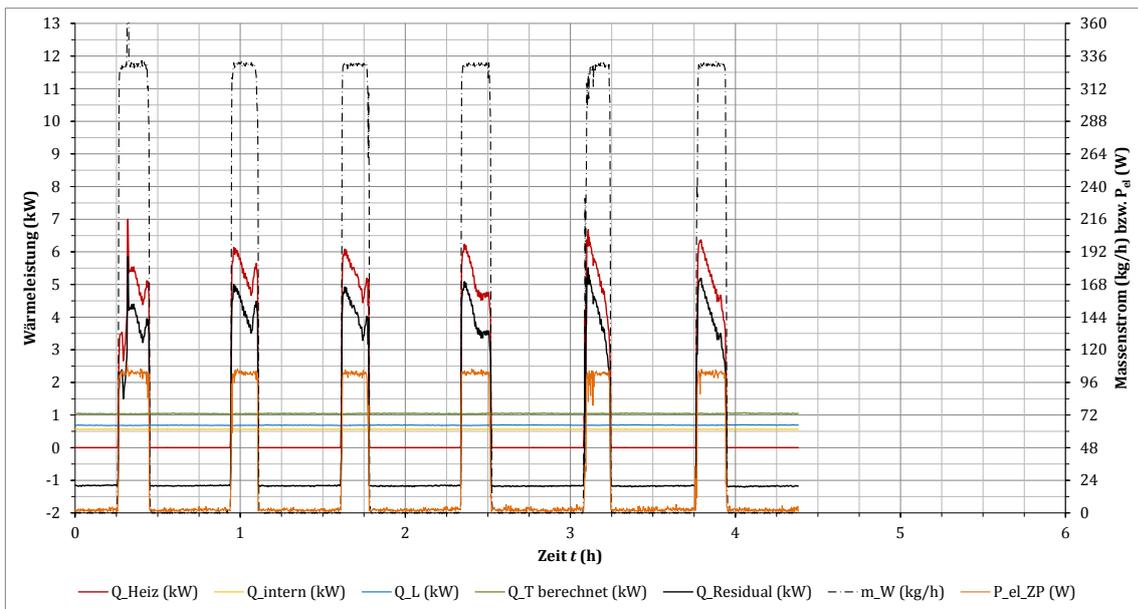


Abbildung 128: KRM-45-325-2: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

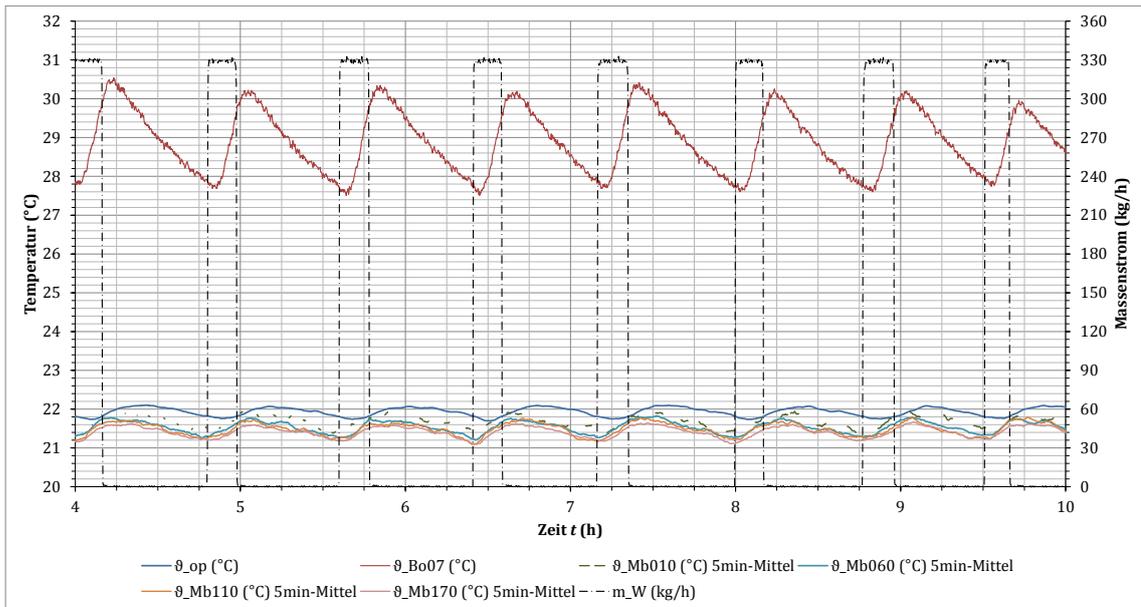


Abbildung 129: KRM-50-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

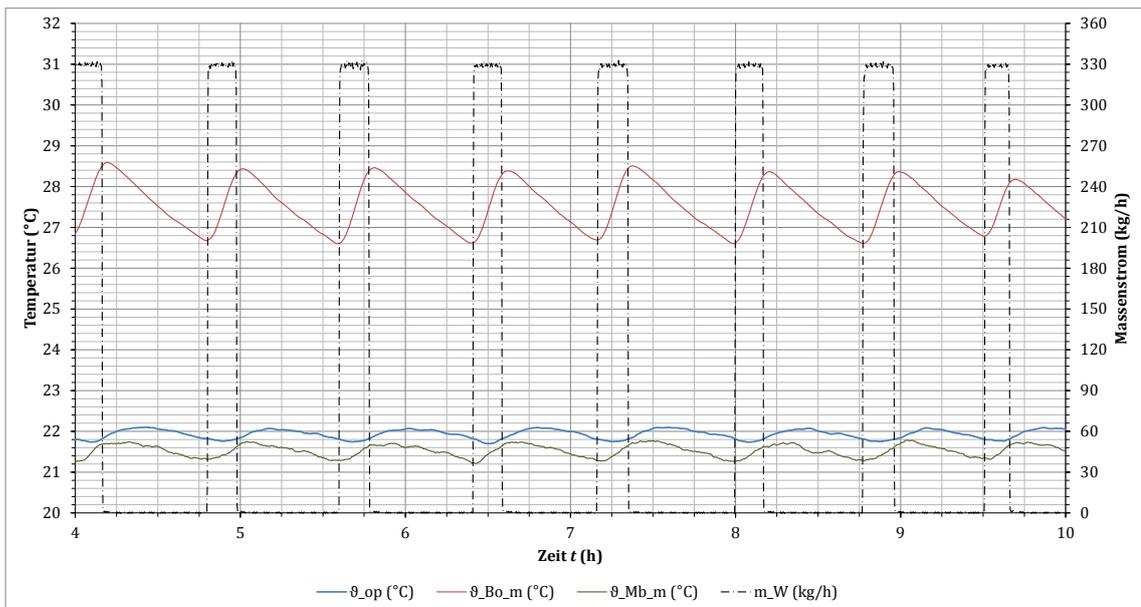


Abbildung 130: KRM-50-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

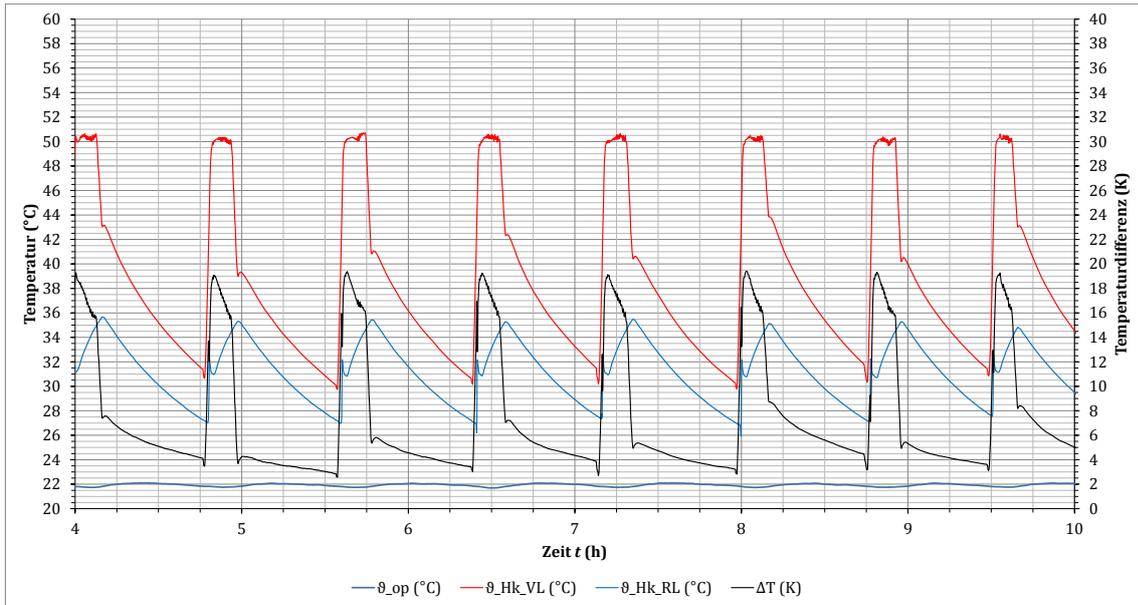


Abbildung 131: KRM-50-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

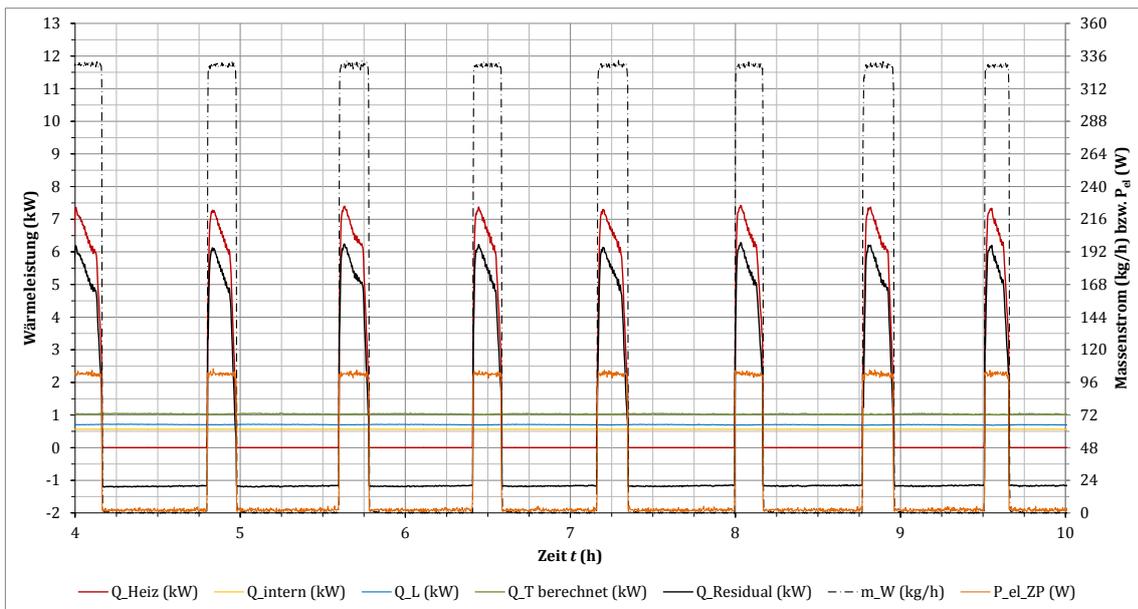


Abbildung 132: KRM-50-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

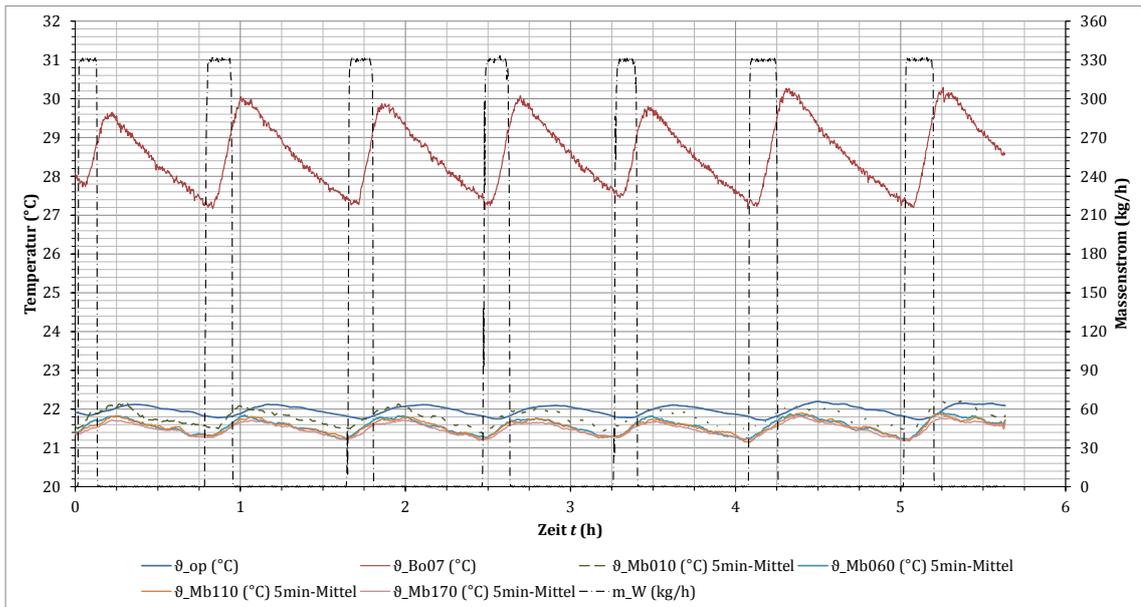


Abbildung 133: KRM-50-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächen-temperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

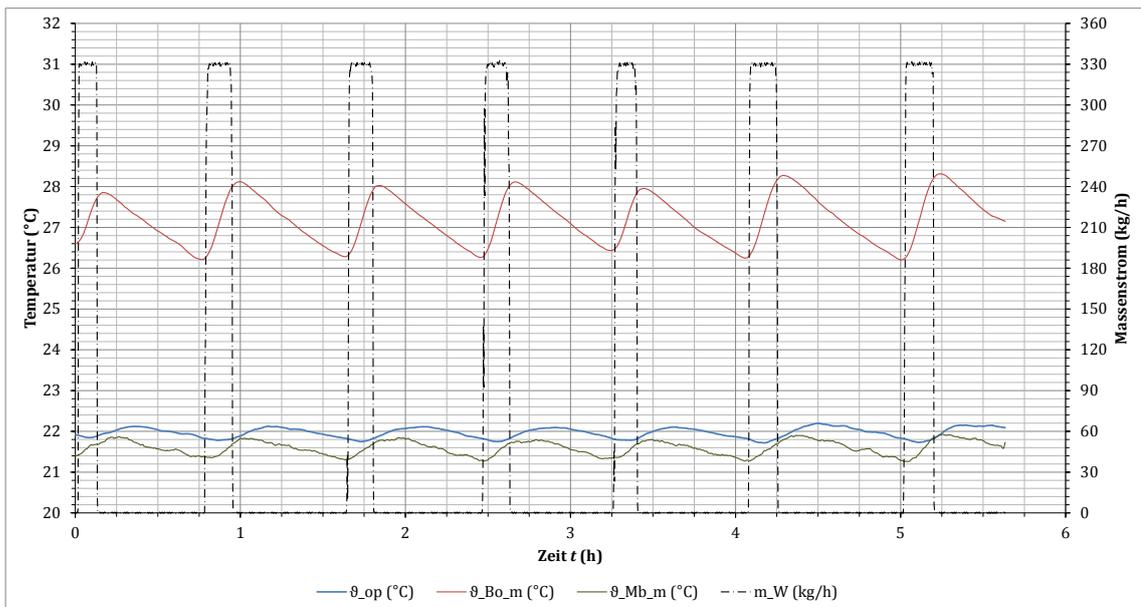


Abbildung 134: KRM-50-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächen-temperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

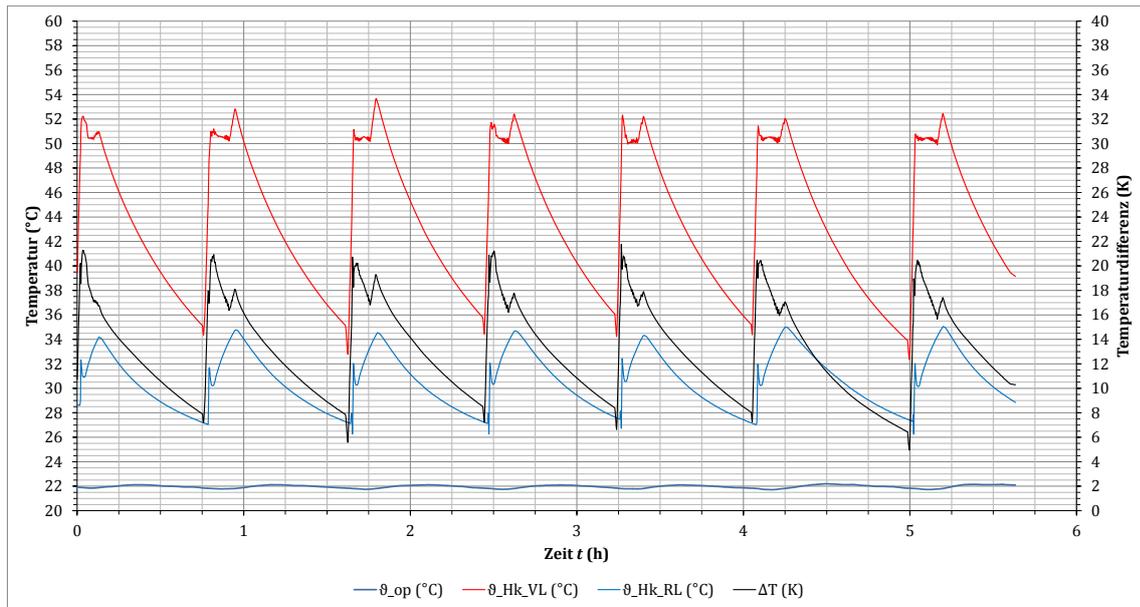


Abbildung 135: KRM-50-325-2: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

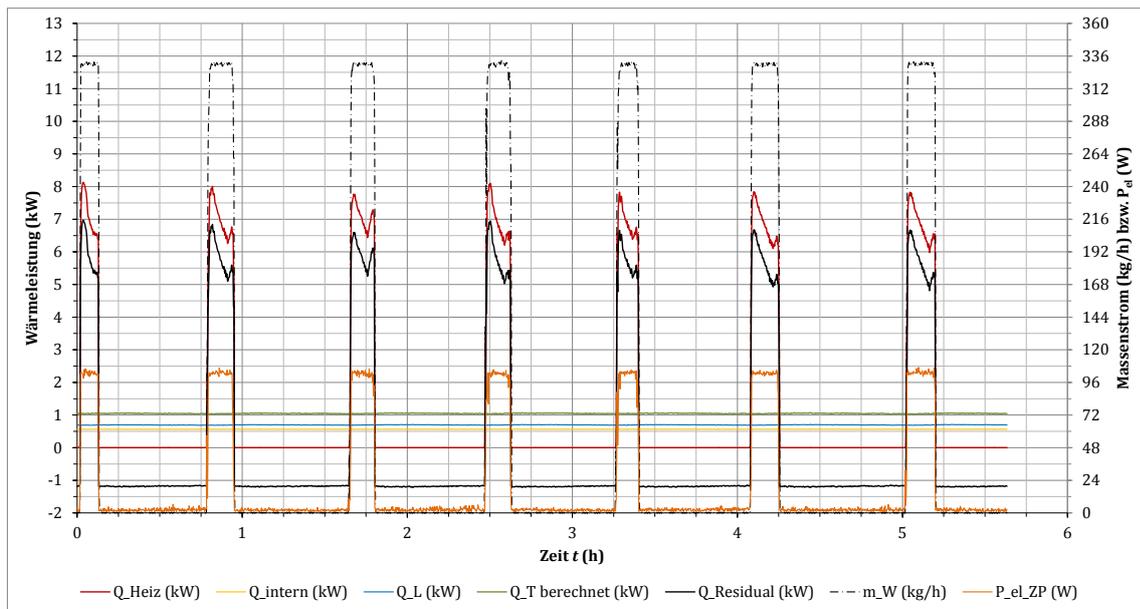


Abbildung 136: KRM-50-325-2: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

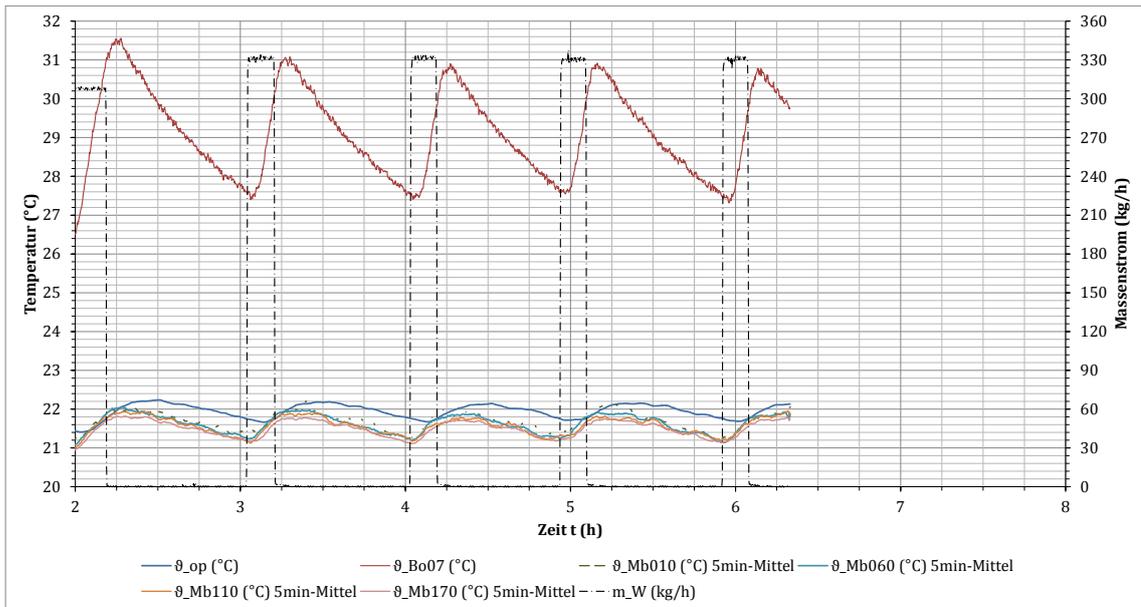


Abbildung 137: KRM-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

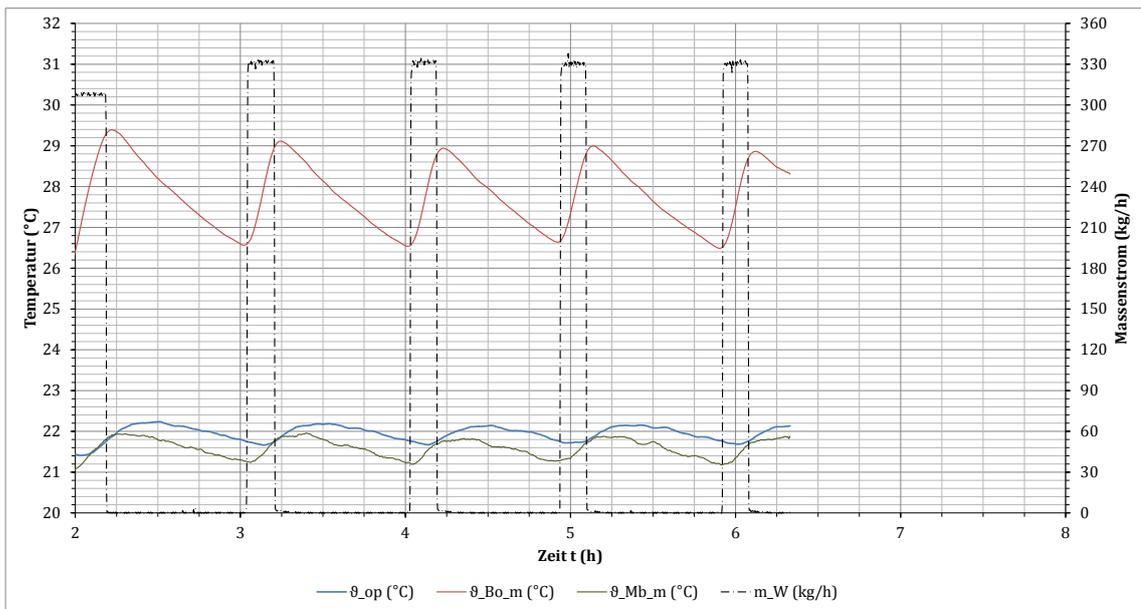


Abbildung 138: KRM-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

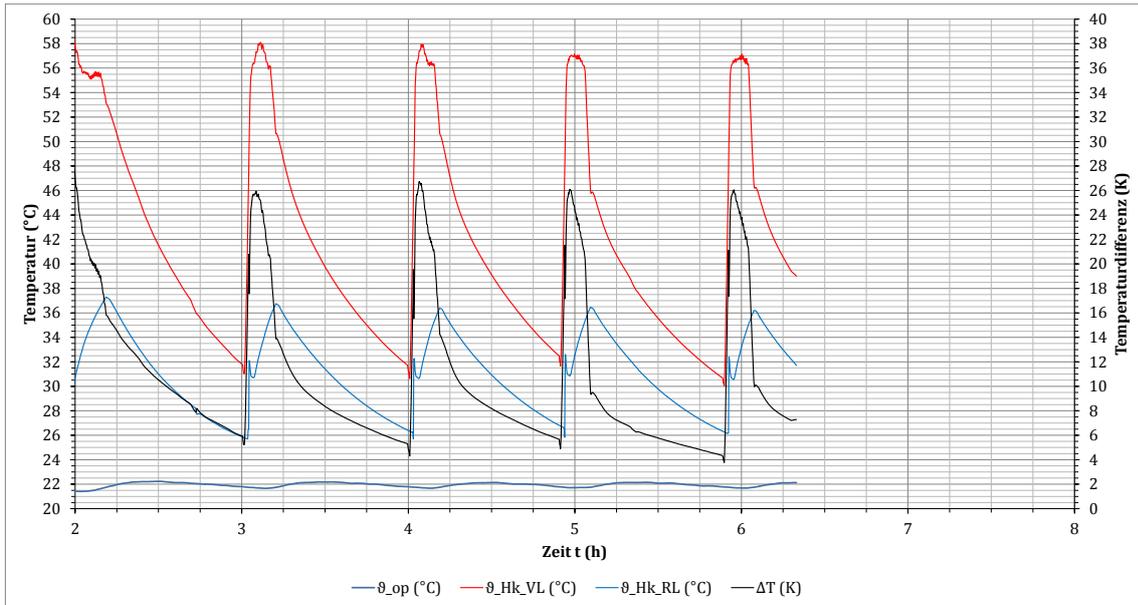


Abbildung 139: KRM-55-325-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

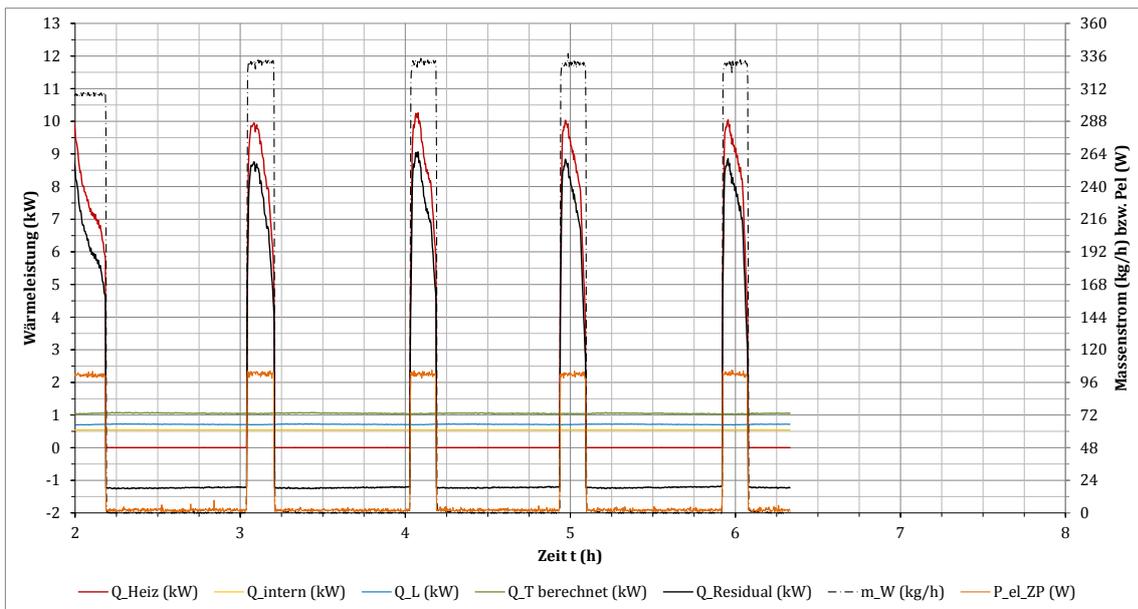


Abbildung 140: KRM-55-325-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

Konventionelles Flächenheizsystem (HS-System)

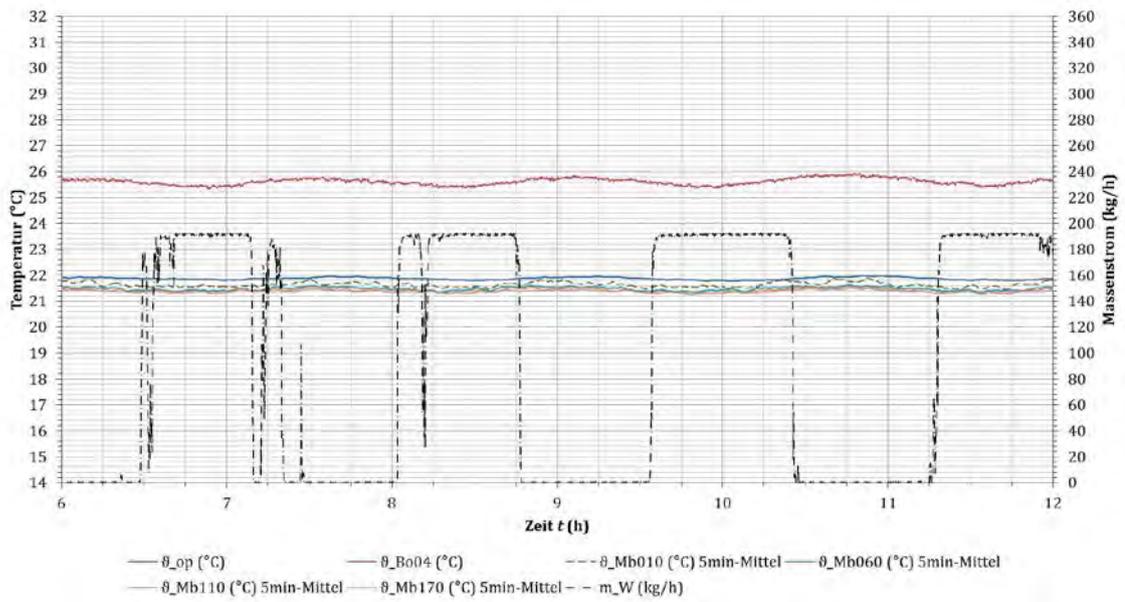


Abbildung 141: HS-45-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

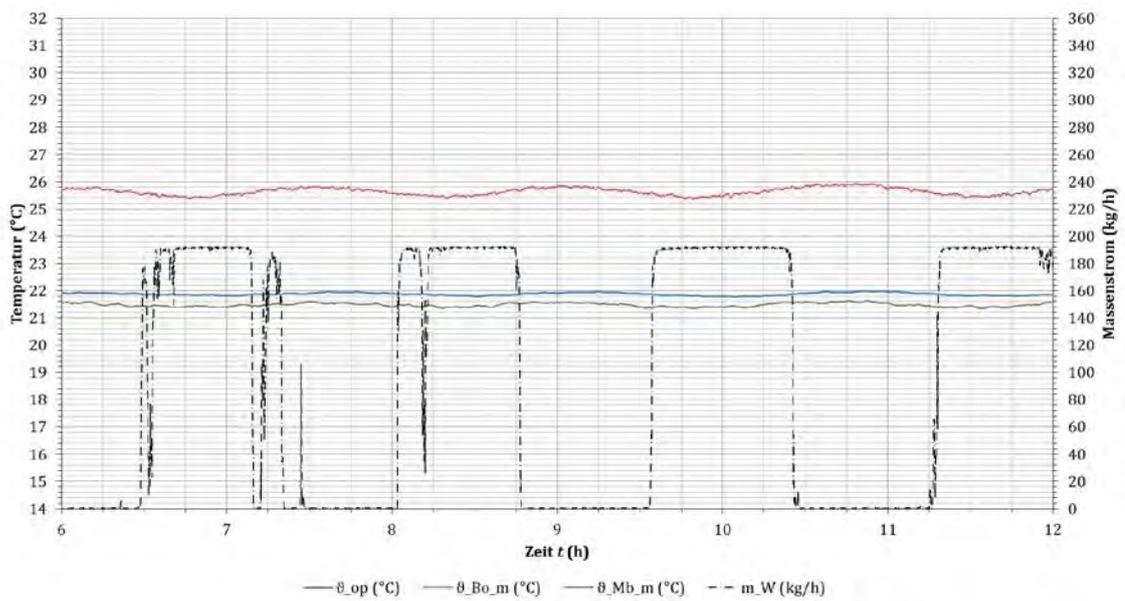


Abbildung 142: HS-45-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

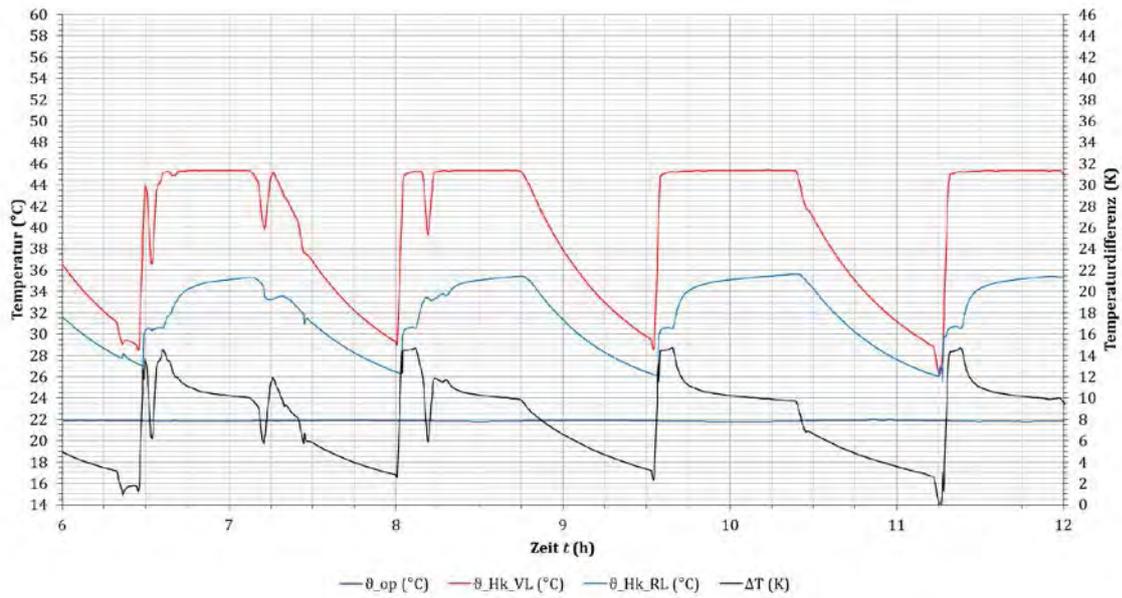


Abbildung 143: HS-45-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

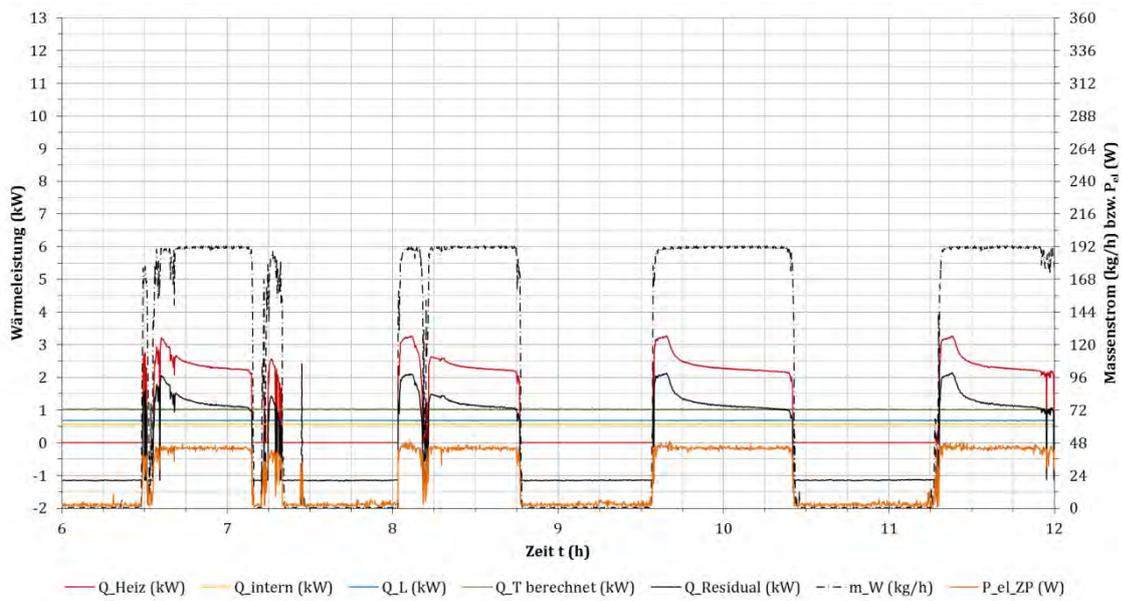


Abbildung 144: HS-45-190-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

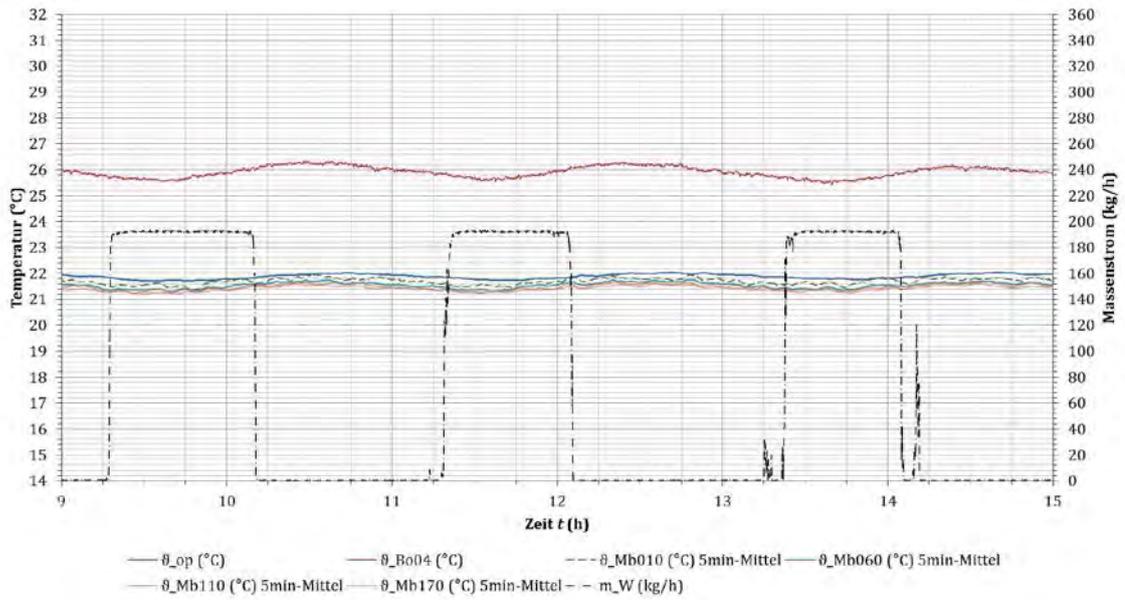


Abbildung 145: HS-50-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

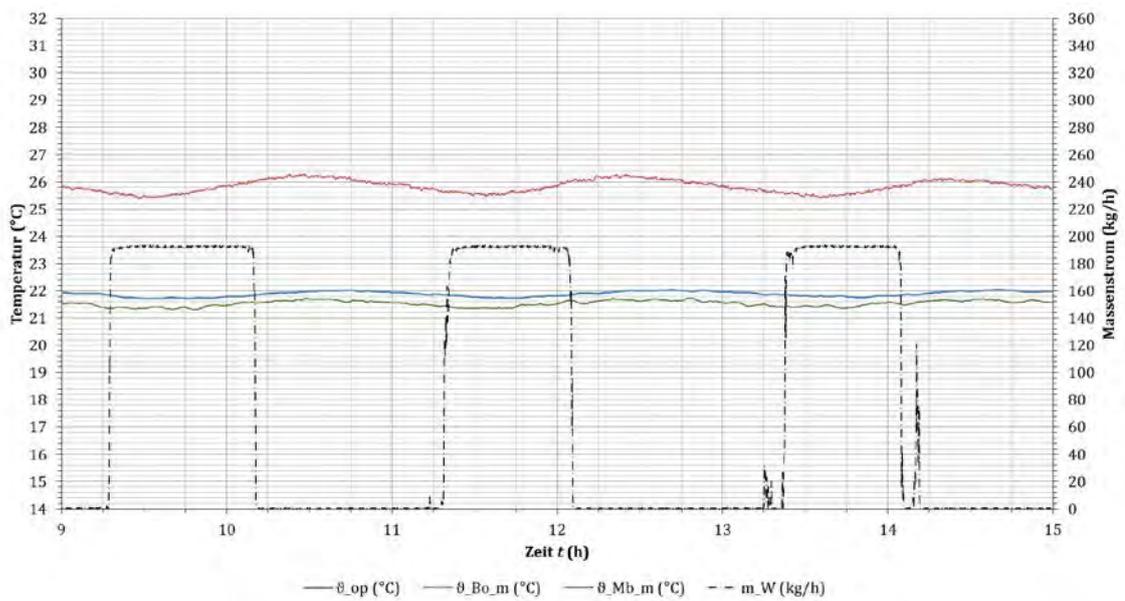


Abbildung 146: HS-50-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

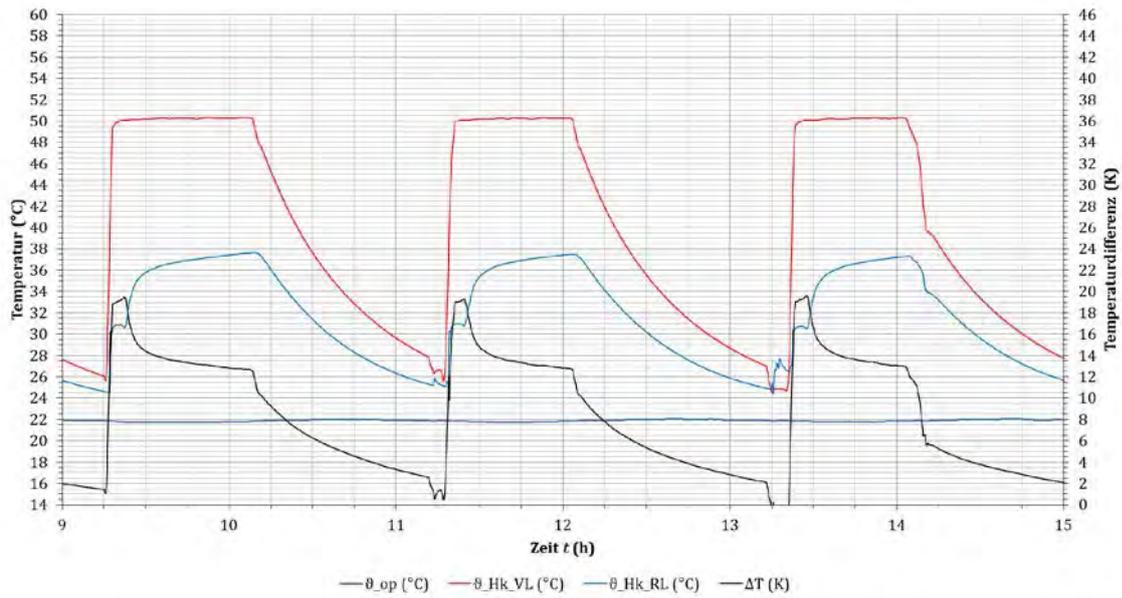


Abbildung 147: HS-50-190-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

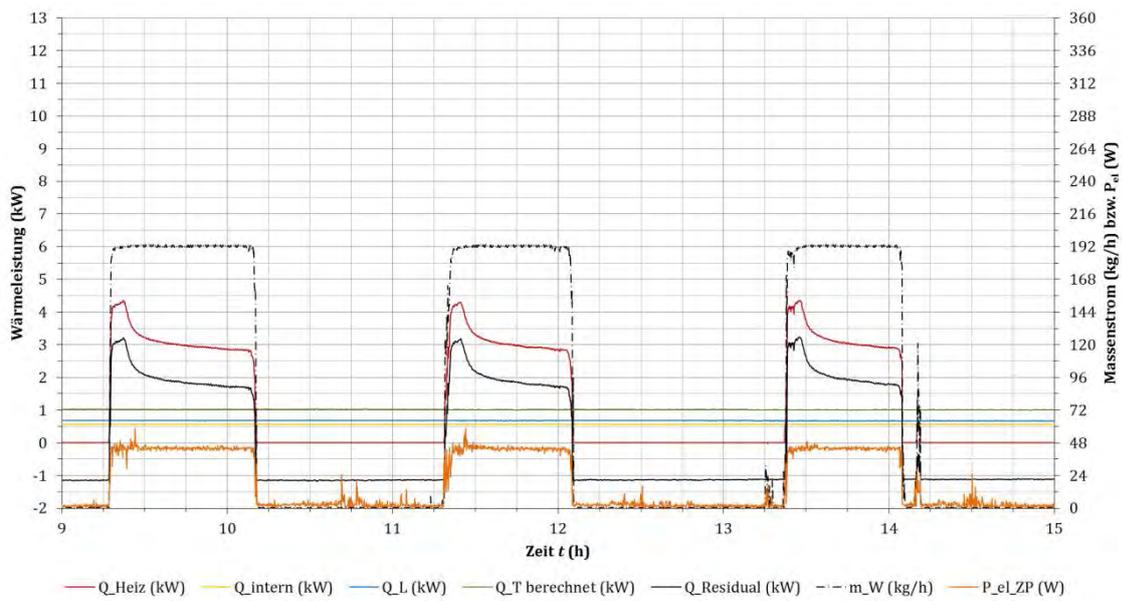


Abbildung 148: HS-50-190-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

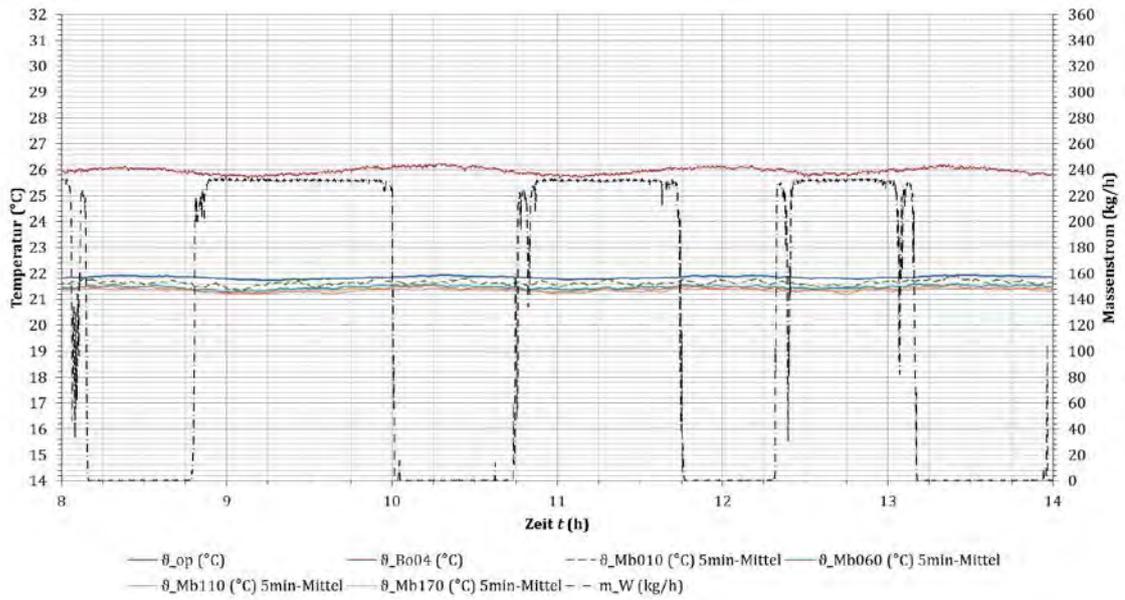


Abbildung 149: HS-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

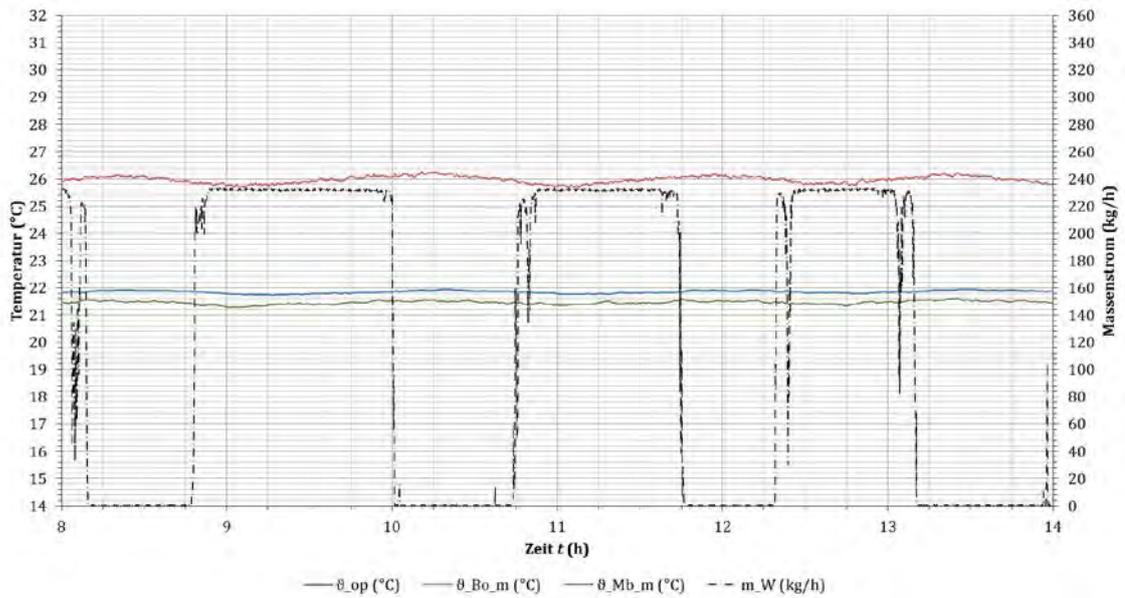


Abbildung 150: HS-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

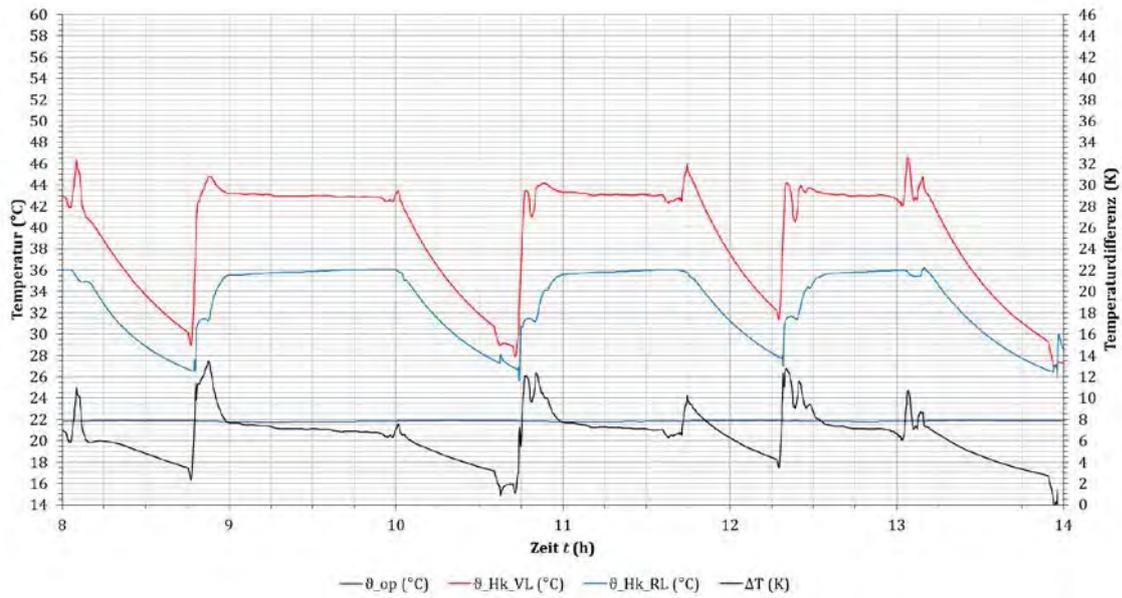


Abbildung 151: HS-45-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

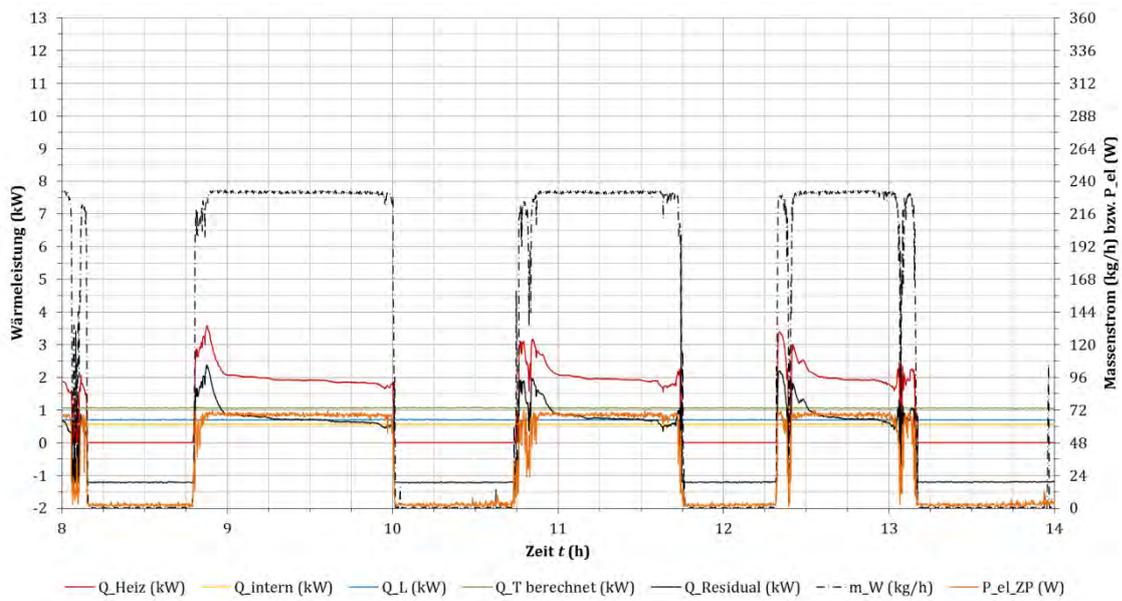


Abbildung 152: HS-45-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

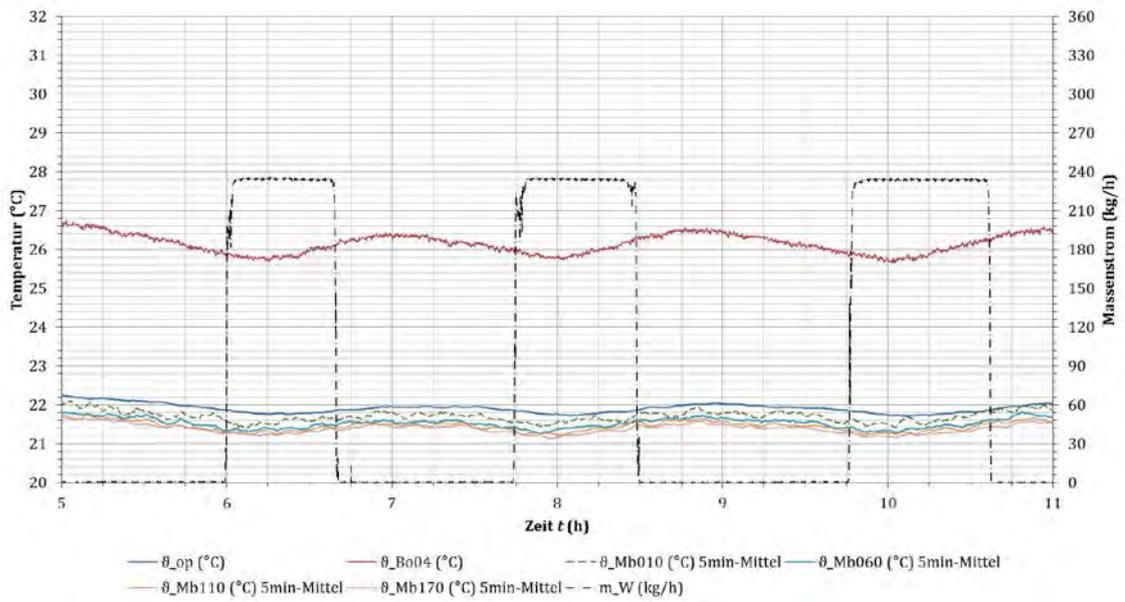


Abbildung 153: HS-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

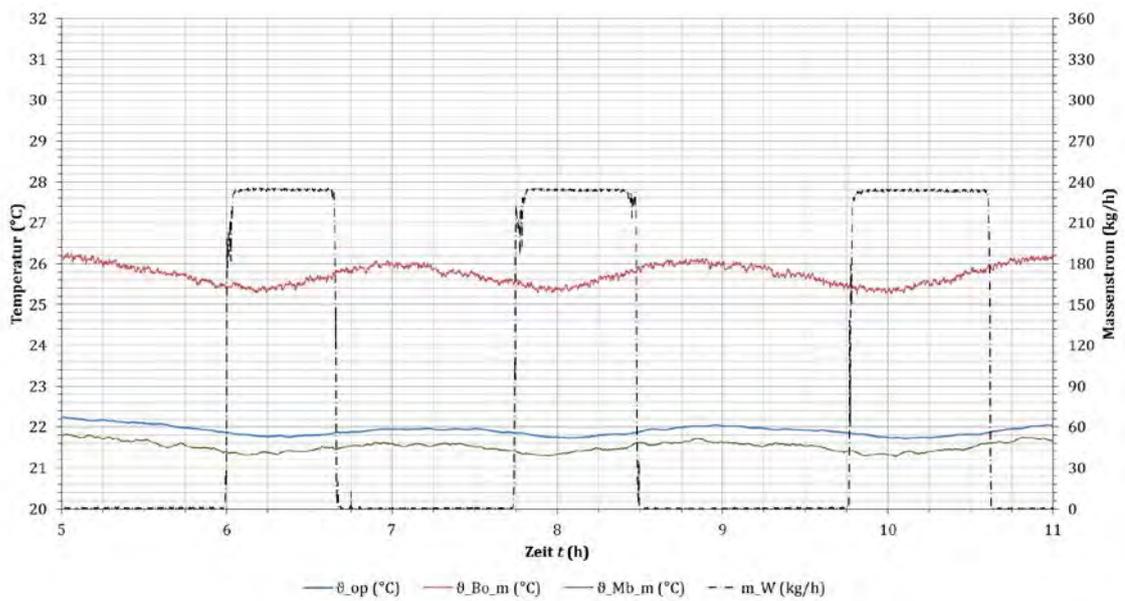


Abbildung 154: HS-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

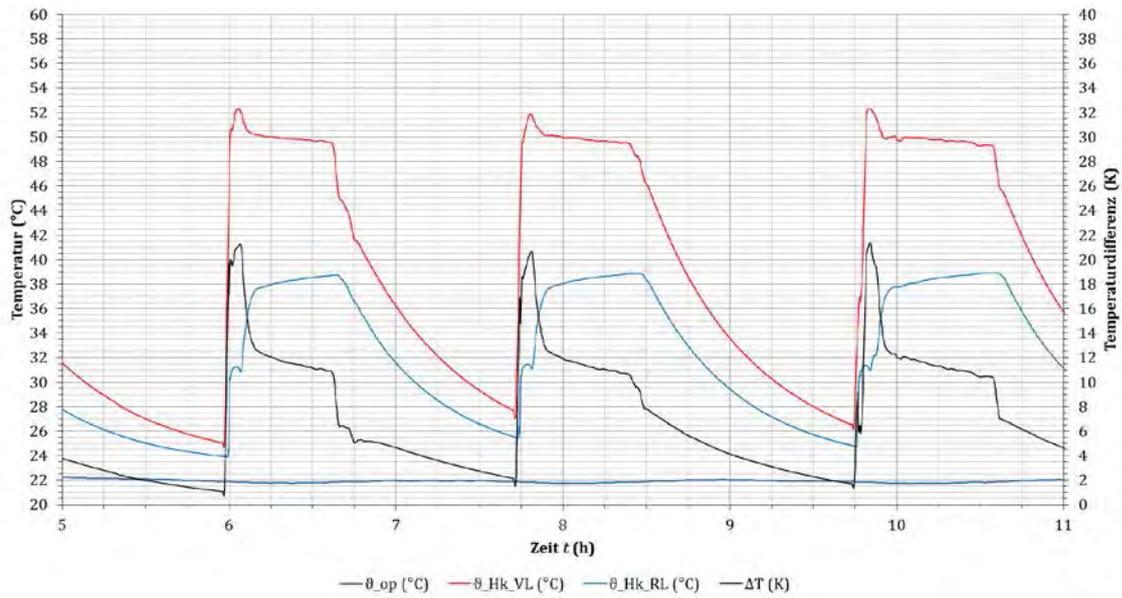


Abbildung 155: HS-50-230-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

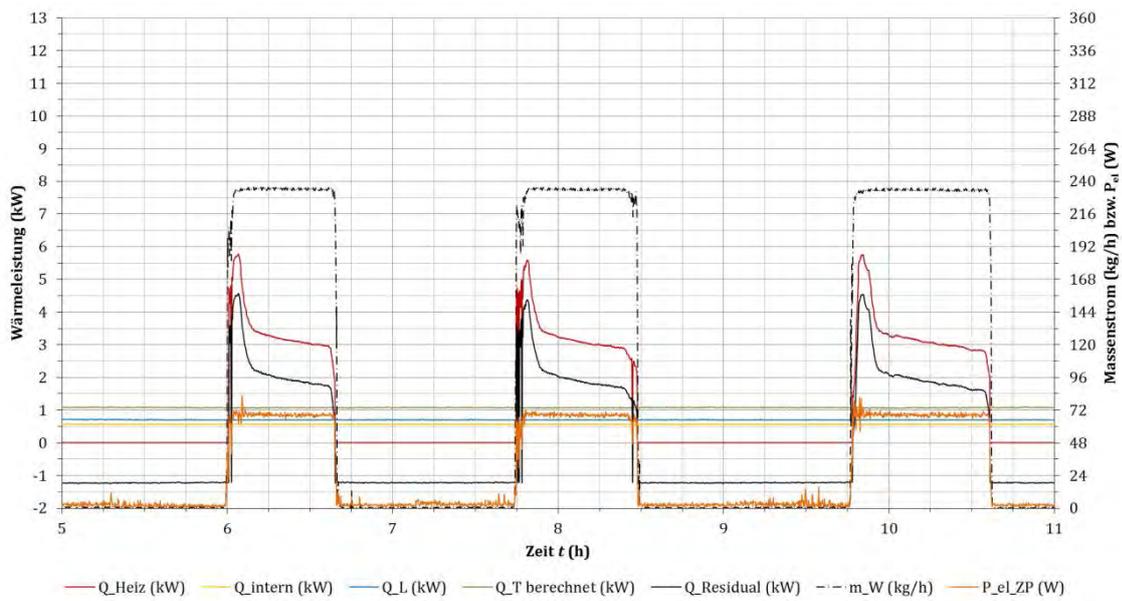


Abbildung 156: HS-50-230-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

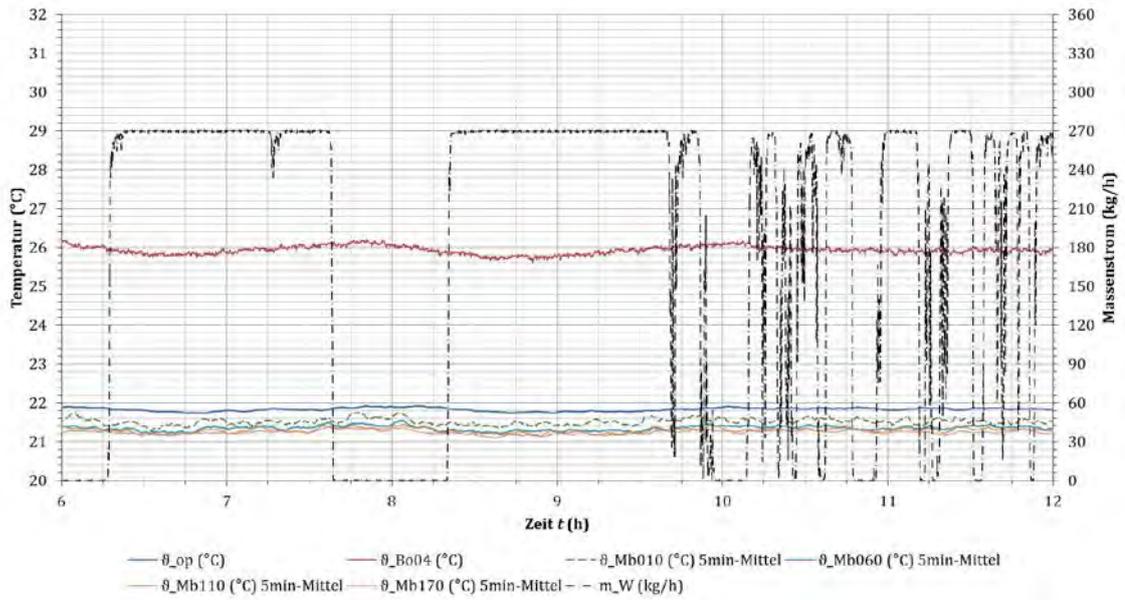


Abbildung 157: HS-40-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb) → Regelung instabil

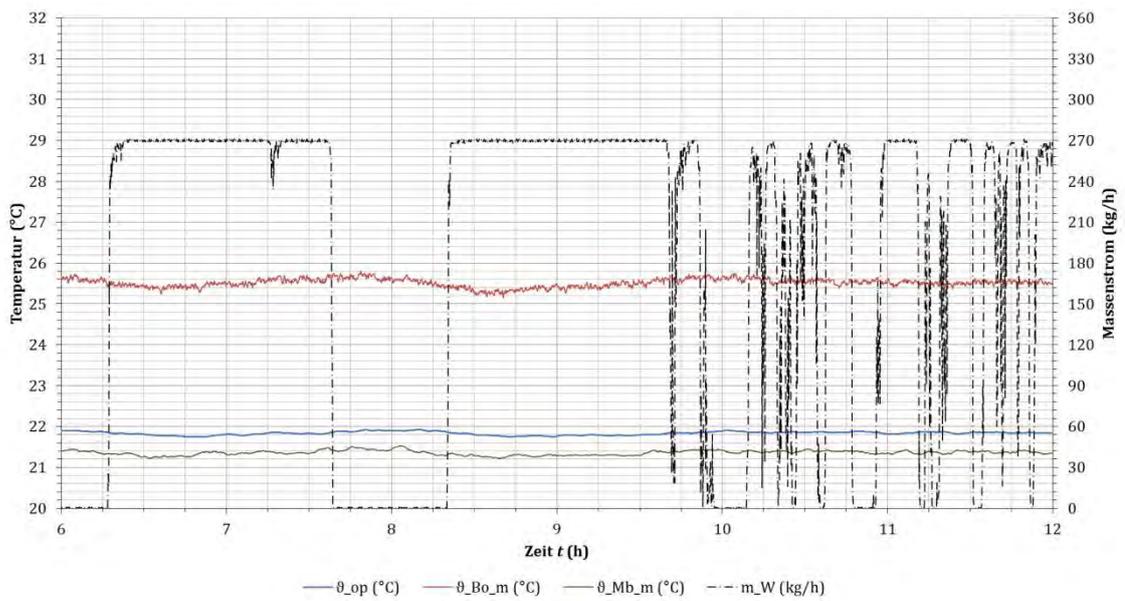


Abbildung 158: HS-40-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb) → Regelung instabil

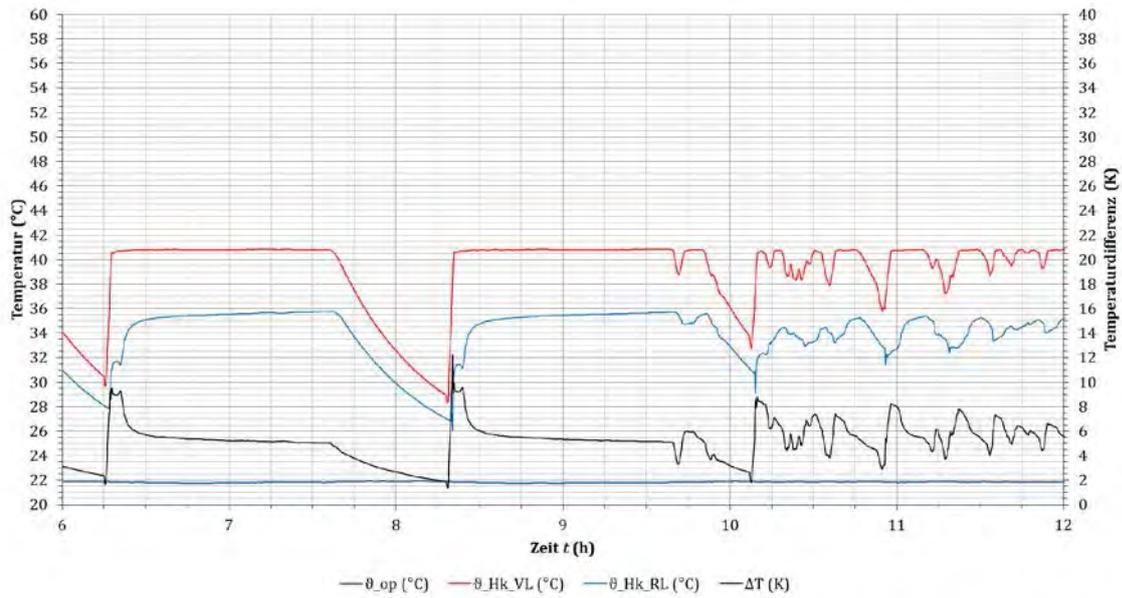


Abbildung 159: HS-40-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauf-temperatur sowie der Temperaturdifferenz → Regelung instabil

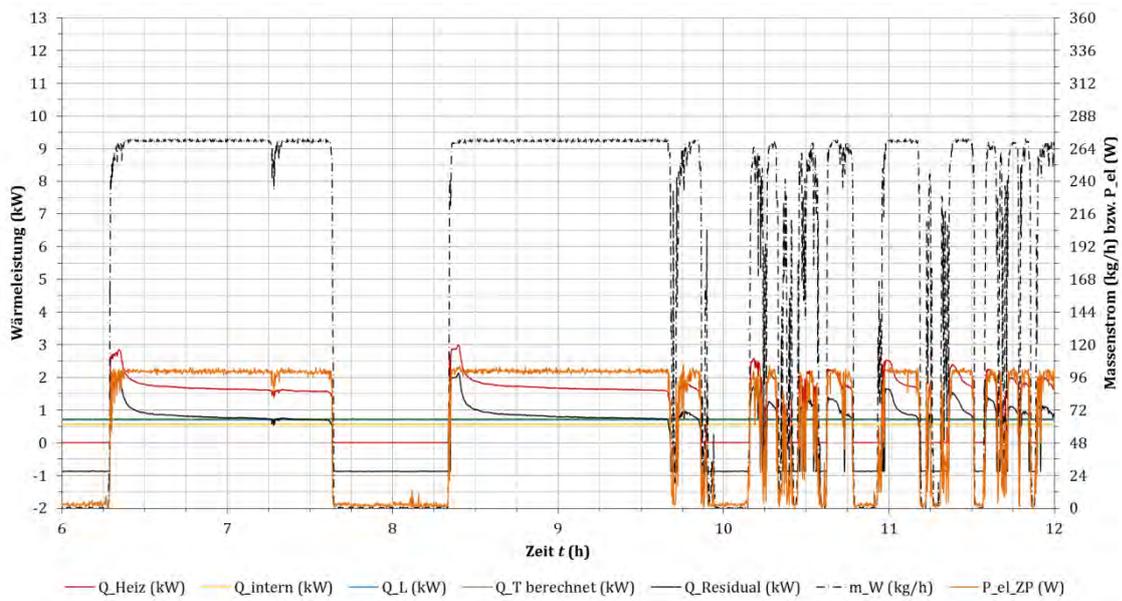


Abbildung 160: HS-40-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe → Regelung instabil

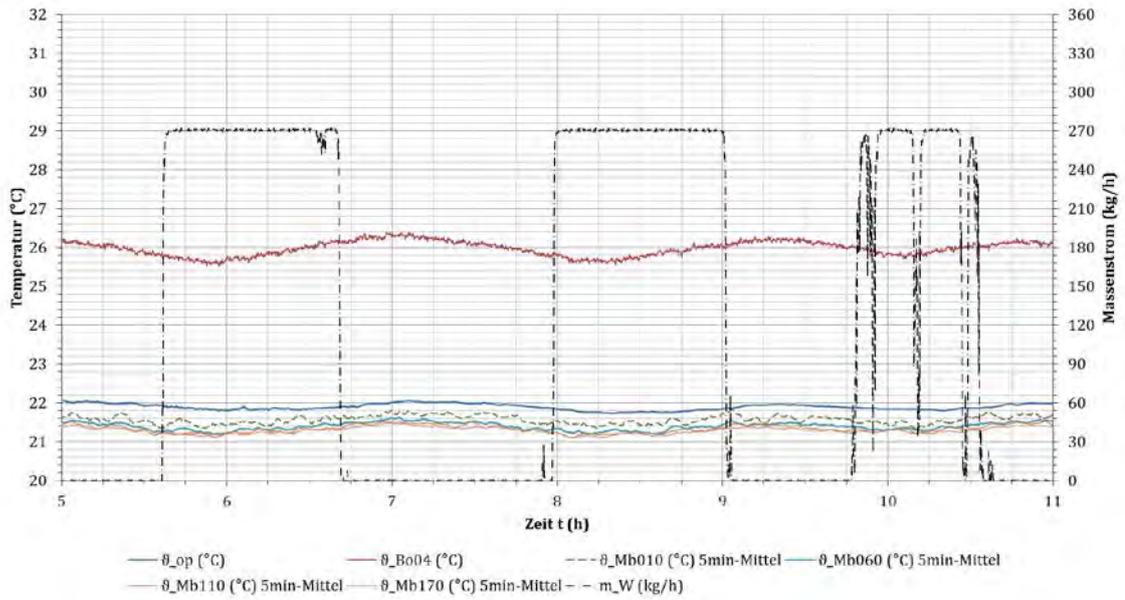


Abbildung 161: HS-45-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

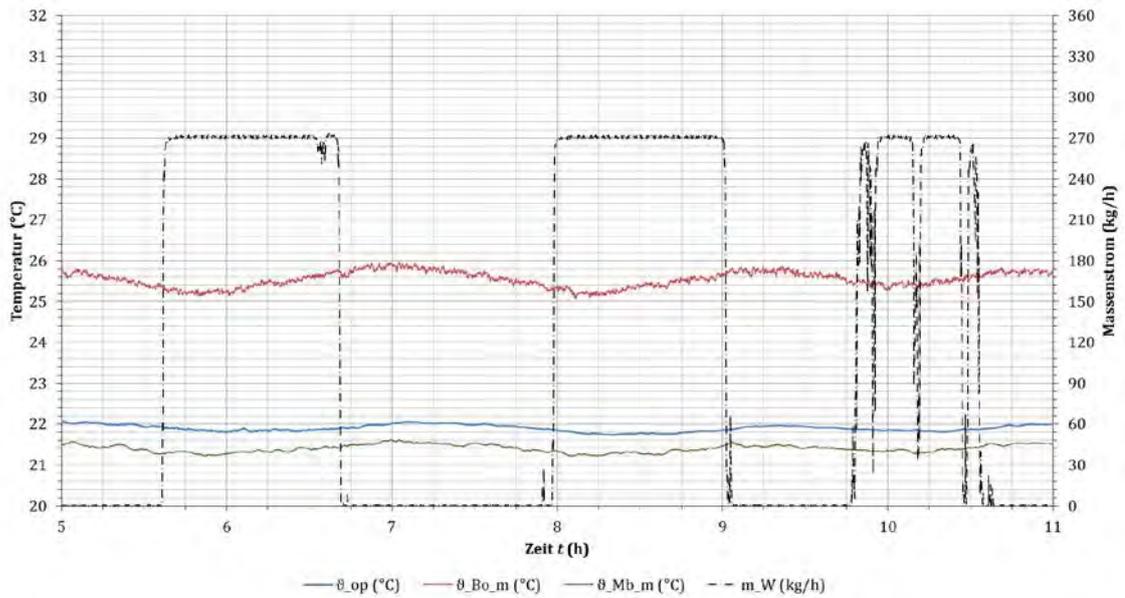


Abbildung 162: HS-45-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

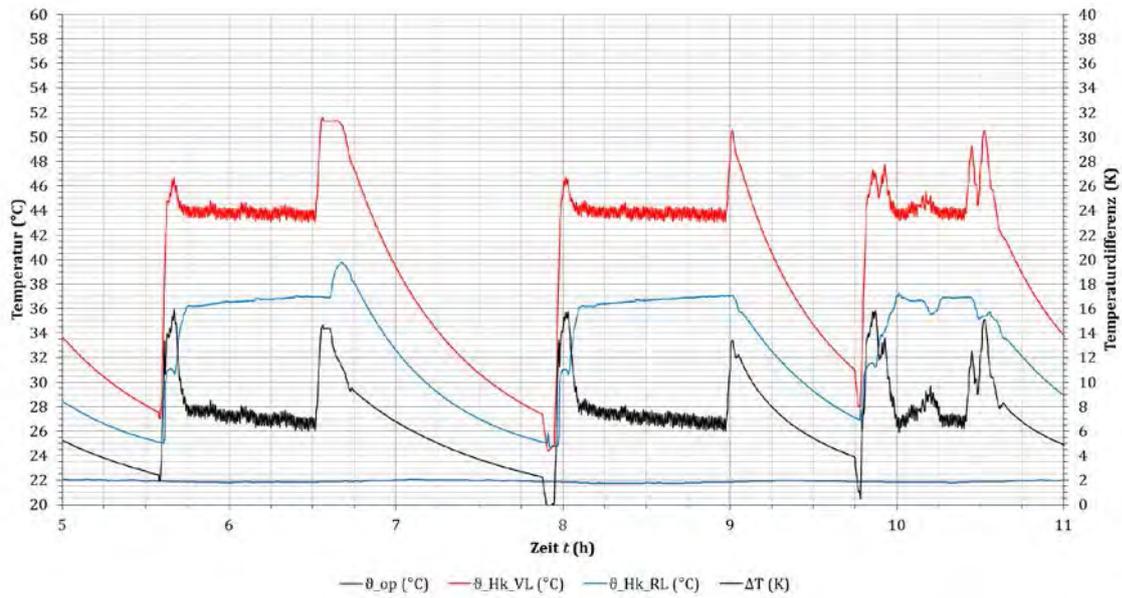


Abbildung 163: HS-45-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

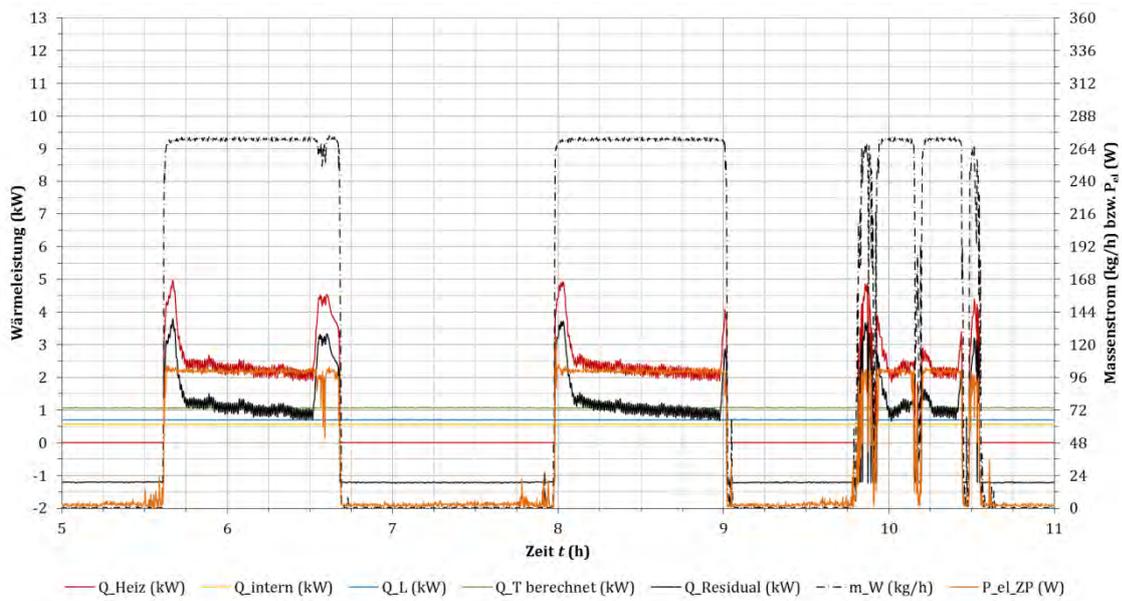


Abbildung 164: HS-45-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

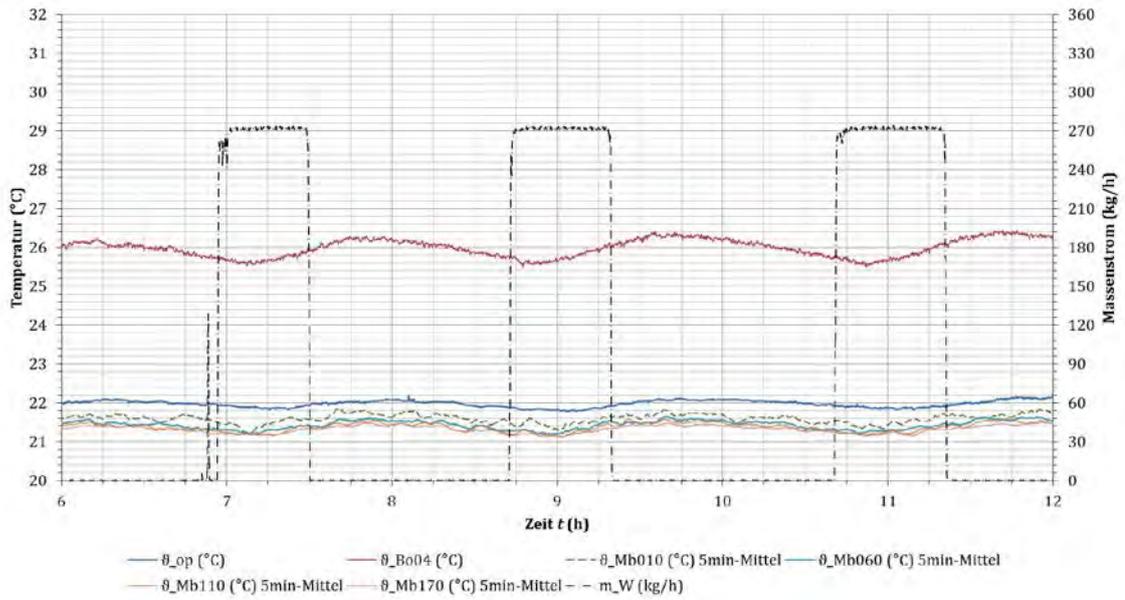


Abbildung 165: HS-50-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

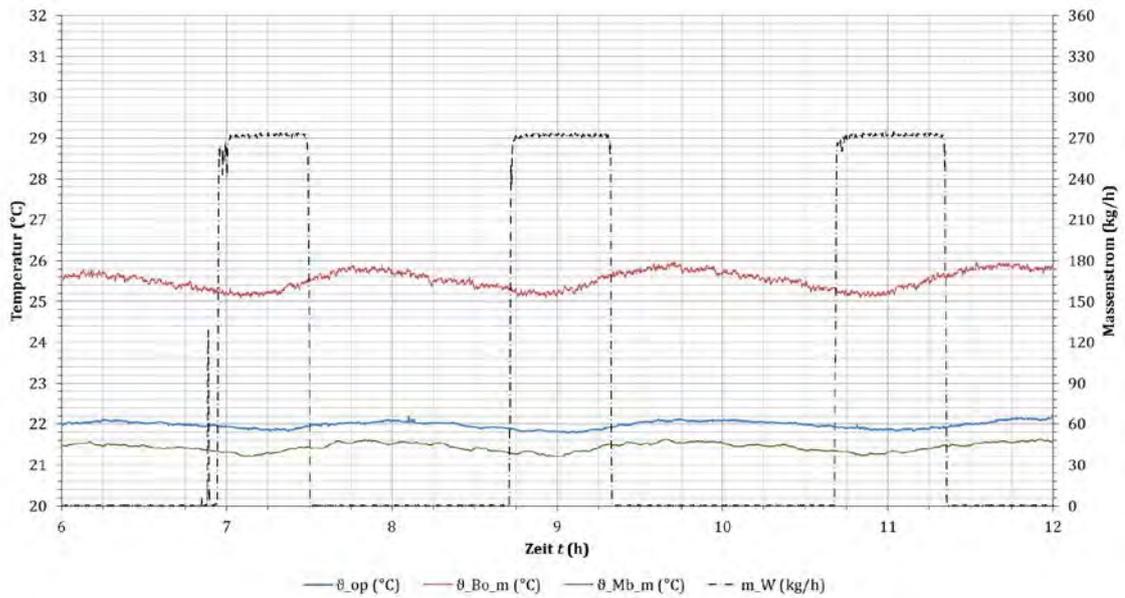


Abbildung 166: HS-50-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

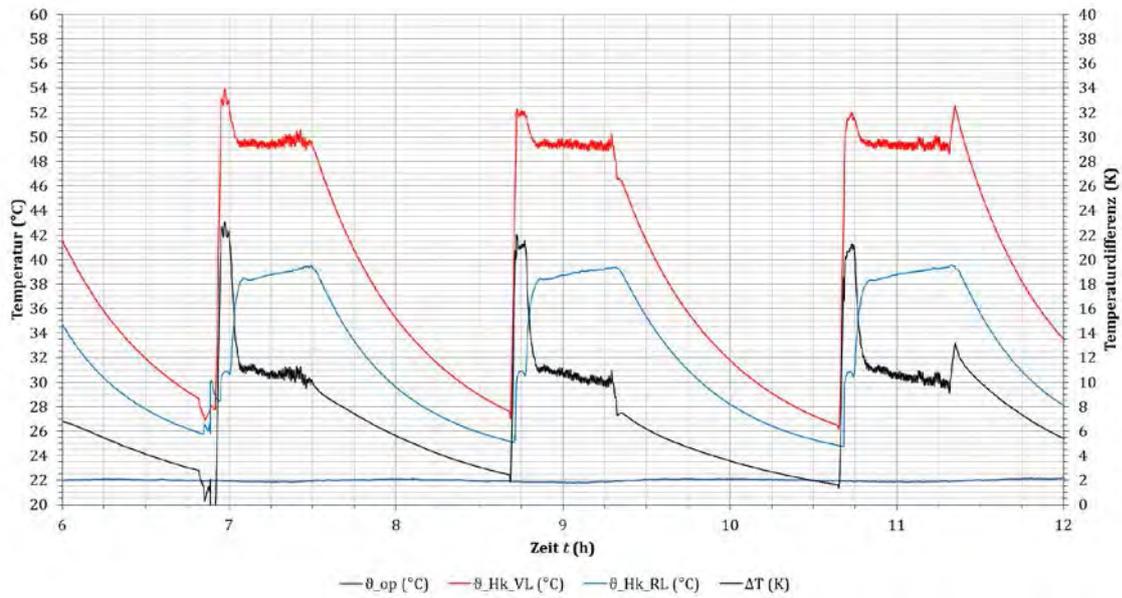


Abbildung 167: HS-50-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Temperaturdifferenz

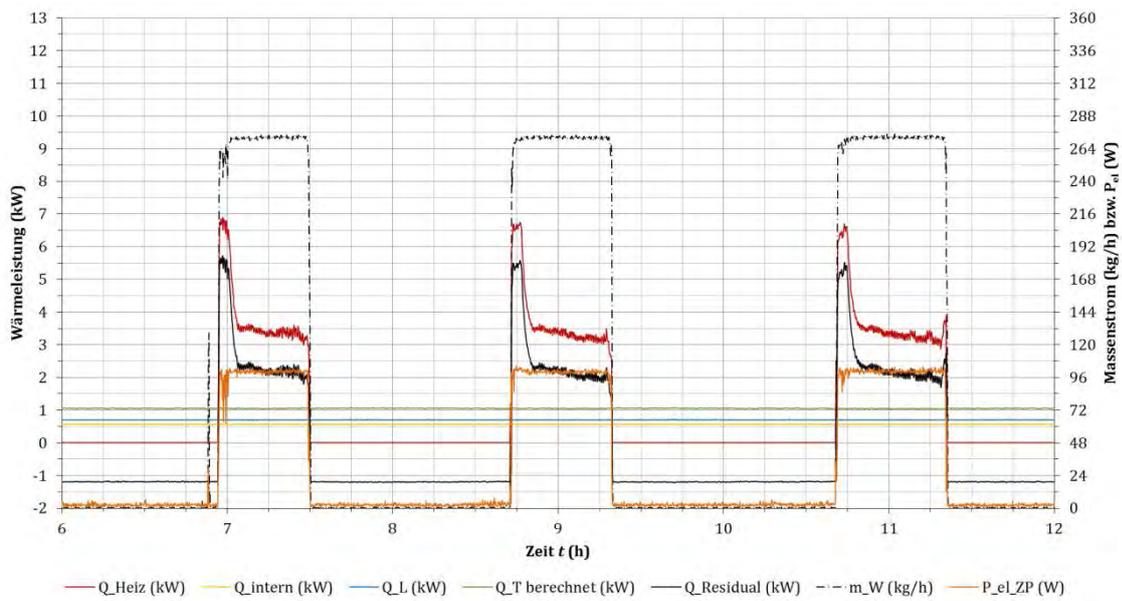


Abbildung 168: HS-50-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

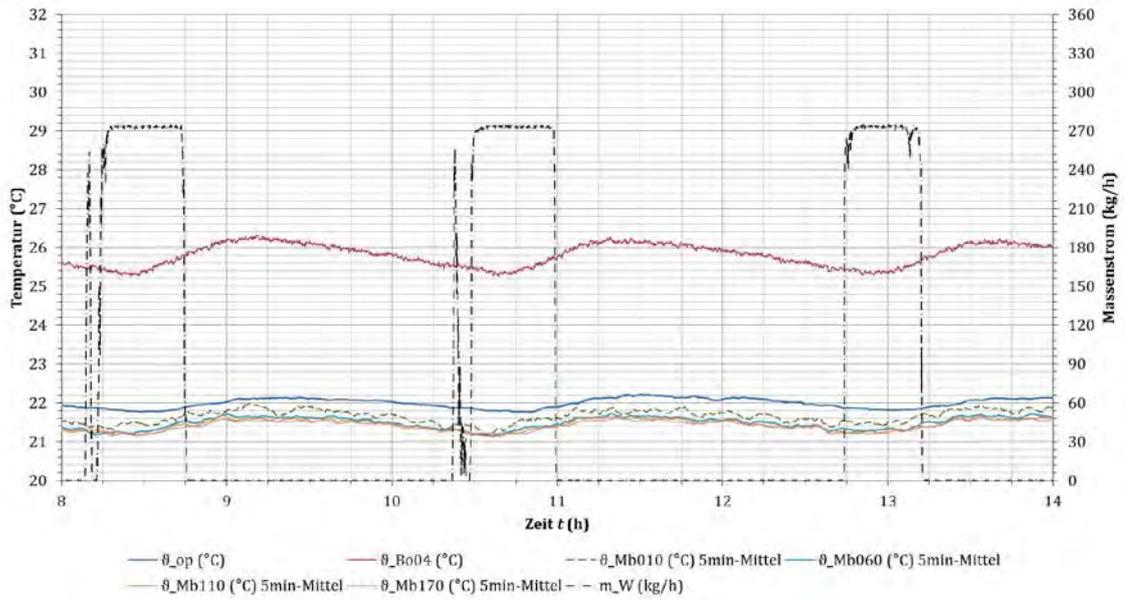


Abbildung 169: HS-55-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der maximalen Oberflächentemperatur des Fußbodens (Bo07) sowie der Lufttemperaturen (Mb)

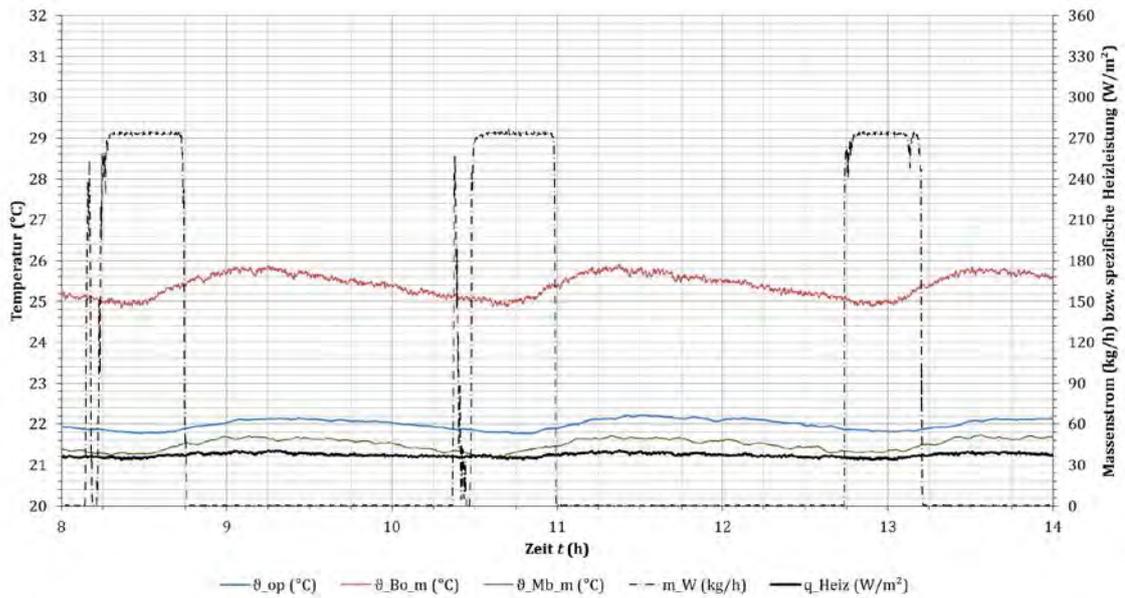


Abbildung 170: HS-55-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens sowie der mittleren Lufttemperaturen (Mb)

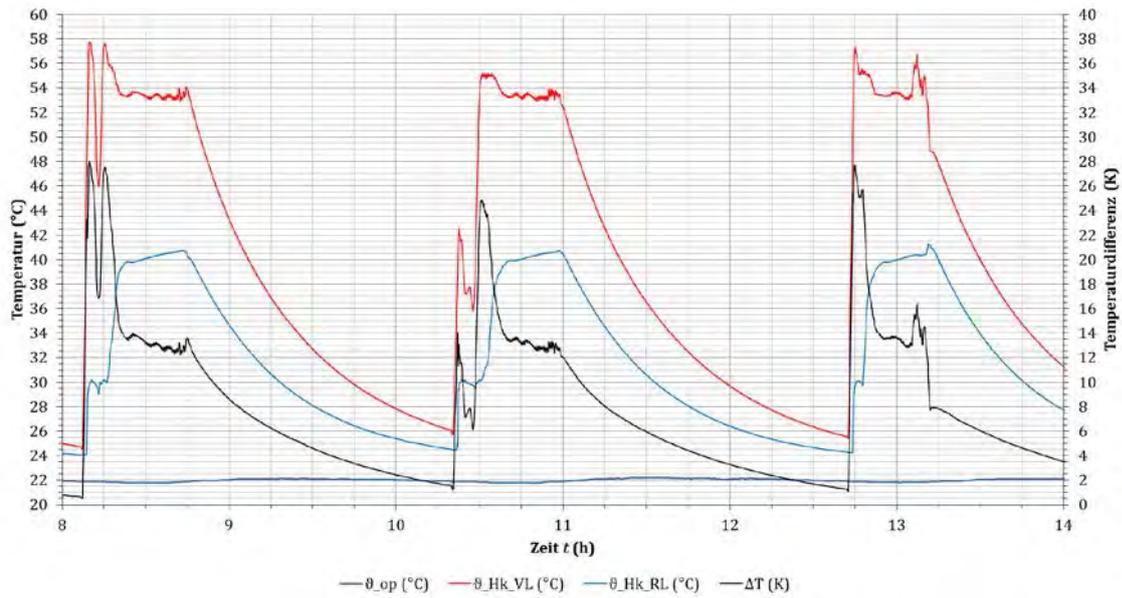


Abbildung 171: HS-55-270-1: Verläufe der operativen Raumtemperatur, der Vor- und Rücklauf- temperatur sowie der Temperaturdifferenz

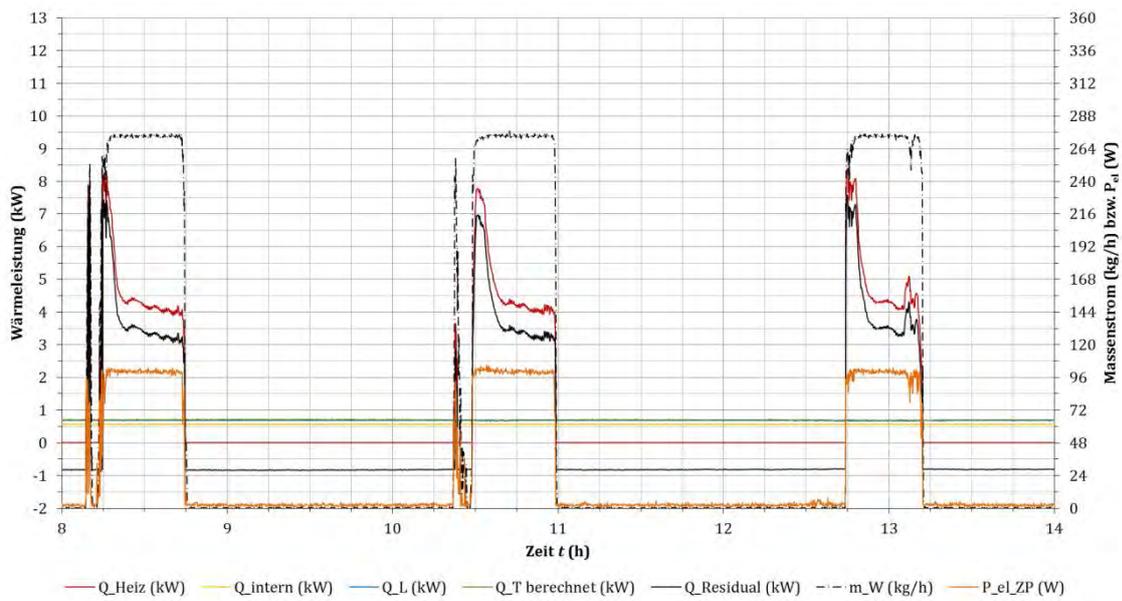


Abbildung 172: HS-55-270-1: Verläufe der Wärmeleistungen und der elektrischen Leistungsaufnahme der Zirkulationspumpe

Quellenverzeichnis

- [1] AHN, Byung-Cheon: Radiant Floor Heating System. In: DOS SANTOS BERNARDES, Marco Aurelio (Hrsg.): *Developments in Heat Transfer* : InTech, 2011
- [2] AKESSON, J. ; SLÄTTEKE, O.: *Modeling, Calibration and Control of a Paper Machine Dryer Section*. Wien, Österreich, 2006 (5th International Modelica Conference 2006). URL <http://www.control.lth.se/Publication/ake+sla06.html> – Überprüfungsdatum 2015-11-06
- [3] AWBI, H. B. ; HATTON, A.: *Natural convection from heated room surfaces*. In: *Energy and Buildings* 30 (1999), Nr. 3, S. 233–244
- [4] BEJAN, Adrian ; KRAUS, Allan D.: *Heat transfer handbook*. Hoboken, NJ : Wiley, 2003
- [5] BEKA HEIZ- UND KÜHLMATTEN GMBH: *Produktkatalog - Kapillarrohrmatten PN20*. Berlin, 2013. URL http://www.beka-klima.de/fileadmin/BeKa/pdf/deutsch/BEKA_P.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [6] BLERVAQUE, H. ; FILFLI, S. ; SCHUMANN, M. ; STABAT, P. ; MARCHIO, D.: *Impacts of control strategies on light and heavy radiant floors in low energy buildings by Modelica simulation*. Chambéry, France (Building Simulation, 2013). URL <http://www.aivc.org/resource/impacts-control-strategies-light-and-heavy-radiant-floors-low-energy-buildings-modelica> – Überprüfungsdatum 2015-11-06
- [7] BOHLE, J. ; KAST, W. ; KLAN, H.: *Systemstudien an instationär betriebenen Flächenheizungen/-kühlungen*. In: *HLH* 50 (1999), Nr. 3, S. 74–77
- [8] BOPP UND REUTHER HEINRICHS: *Montage- und Betriebsanweisung - Messumformer TME mit UMC*. Speyer, 1997
- [9] BOROUGE PTE LTD: *Datenblatt - Polypropylene Random Copolymer RA130E*. Singapur, 2011. URL <http://www.borealisgroup.com/Global/Polyolefins/10/02/80/10028072.PDF>
- [10] ÇENGEL, Yunus A. ; GHAJAR, Afshin J. ; KANOGLU, Mehmet: *Heat and mass transfer : Fundamentals and applications*. 4th ed. in SI units. New York : McGraw Hill Higher Education, 2011
- [11] CHOLEWA, Tomasz ; ROSIŃSKI, Marian ; SPIK, Zenon ; DUDZIŃSKA, Marzenna R. ; SIUTA-OLCHA, Alicja: *On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room*. In: *Energy and Buildings* 66 (2013), S. 599–606
- [12] CLIMATE & ENVIRONMENT CONSULTING ; DWD: *Aktualisierte und erweiterte Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere, extreme und zukünftige Witterungsverhältnisse*. Offenbach, 2011. URL http://www.bbsr.bund.de/EnEVPortal/DE/Regelungen/Testreferenzjahre/Testreferenzjahre/03_ergebnisse.html?nn=436654 – Überprüfungsdatum 2015-11-06

- [13] COSMO GMBH: *Datenblatt - Noppenplattensystem*. Hamburg, 2009. URL http://www.cosmo-info.de/fileadmin/user_upload/TIs/Noppenplattensystem.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [14] Norm DIN EN 15251. 2012-12. *Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden – Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik*
- [15] Norm DIN EN 60688. 2013-08. *Elektrische Messumformer zur Umwandlung von elektrischen Wechselstromgrößen und Gleichstromgrößen in analoge oder digitale Signale*
- [16] Vornorm DIN V 18599-2. 2011-12. *Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 2: Nutzenergiebedarf für Heizen und Kühlen von Gebäudezonen*
- [17] Norm DIN EN ISO 7730. 2006-05. *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*
- [18] GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN: *VDI-Wärmeatlas : Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. 9., überarb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 2002
- [19] GLÜCK, B.: *Ein Vorschlag zur verbesserten Darstellung und Messung der operativen Raumtemperatur*. In: *GI - Gesundheitsingenieur* 127 (2006), Nr. 2, S. 76–82
- [20] GLÜCK, B.: *Gemeinsamer Abschlussbericht der Forschungsprojekte „Entwicklung von Produkten mit Kunststoffkapillarrohrmatten zur umweltschonenden Raumheizung und -kühlung“ und „Umweltschonende Raumheizung und -kühlung durch multivalenten Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten“*. Berlin, Zwickau, 2003
- [21] GLÜCK, B.: *Thermische Bauteilaktivierung : Nutzen von Umweltenergie und Kapillarrohren*. 1. Auflage. Heidelberg : C.F. Müller, 1999
- [22] GOSSAUER, Elke: *Analyse von Zusammenhängen zwischen verschiedenen Komfortparametern am Arbeitsplatz*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Fakultät für Architektur. Dissertation. 2008. URL http://www.enob.info/fileadmin/media/Publikationen/EnOB/Nutzerzufriedenheit_in_Buerogebaeuden_-_Diss_Gosssauer.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-04
- [23] Norm DIN 1319-1. 1995-01. *Grundlagen der Messtechnik - Teil 1: Grundbegriffe*
- [24] Norm DIN 1319-4. 1999-02. *Grundlagen der Messtechnik - Teil 4: Auswertung von Messungen, Messunsicherheit*

- [25] HAUSER, G. ; WOLFSEHER, U.: *Einfluß des Fußbodenaufbaus auf das thermische Verhalten von Warmwasser-Fußbodenheizung*. In: *HLH 31* (1980), Nr. 11, S. 413–417
- [26] HEMPEL, T.: *Einführung in die Grundlagen der Fehlerrechnung : Skript zur Lehrveranstaltung*. Magdeburg, 2003. URL http://www.uni-magdeburg.de/exph/mathe_gl/fehlerrechnung.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [27] HENSEN, Jan (Hrsg.); LAMBERTS, Roberto (Hrsg.): *Building performance simulation for design and operation*. London, New York, NY : Spon Press, 2011
- [28] HOFFMANN, M. ; EPPERLEIN, G. ; KORNDÖRFER, S. ; THEIL, S.: *EnEff Wärme: Energieeffiziente Fernwärmeversorgung unter Nutzung der Wärme aus Grubenwässern und anderen natürlichen Wärmequellen*. Zwickau, 2014. URL http://www.eneff-stadt.info/fileadmin/media/Projektbilder/Waerme-_und_Kaeltenetze/Grubenwassernutzung_Zwickau/WAB-FKZ0327481A_klein.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [29] IAPWS: *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Luzern, Schweiz, 2007. URL <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [30] ICS SCHNEIDER MESSTECHNIK GMBH: *Datenblatt - Stromwandler TAQ2*. Bergfelde, 2013. URL <http://www.ics-schneider.eu/produkte/geraete-anlagenbau/strom-und-spannungswandler/wickelstromwandler/TAQ02/> – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [31] ICS SCHNEIDER MESSTECHNIK GMBH: *Datenblatt - Leistungsmessumformer tema fP*. Bergfelde, 2009. URL <http://www.ics-schneider.eu/produkte/geraete-anlagenbau/messumformer/leistung/TEMAFP/> – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [32] KANDZIA, Claudia ; GRITZKI, Ralf ; FELSMANN, Clemens ; STUBBE, Donald: *Auswirkungen der Sensorpositionen in einem Raum auf den Heiz- und Kühlenergiebedarf und die thermische Behaglichkeit*. In: *GI - Gebäudetechnik in Wissenschaft & Praxis* 136 (2015), Nr. 6, S. 368–381
- [33] KEYSIGHT TECHNOLOGIES, Inc.: *Nutzerhandbuch - 34970A Data Acquisition / Data Logger Switch Unit*. 4. Auflage. Santa Rosa, California, USA, 2014. URL <http://www.keysight.com> – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [34] LAWRENCE BERKELEY NATIONAL LABORATORY: *Modelica Library for Building Energy and Control Systems*. Berkeley, California, USA, 2015. URL <https://simulationresearch.lbl.gov/modelica> – Überprüfungsdatum 2015-11-06
- [35] Norm DIN EN 13779. 2007-09. *Lüftung von Nichtwohngebäuden - Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlage und Raumkühlsysteme*
- [36] MIN, T. C. ; SCHUTRUM, L. F. ; PARMEELE, G. V. ; VOURIS, J. D.: *Natural convection and radiation in a panel heated room*. In: *Heating, Piping and Air Conditioning* 28 (1956), Nr. 5, S. 153–160

- [37] RADTKE, U.: *Heizkreislängen bei Fußbodenheizungen*. In: *IKZ Haustechnik* (1996), Nr. 23, S. 60 ff.
- [38] Norm DIN EN 1264-1. 2011-09. *Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung - Teil 1: Definition und Symbole*
- [39] Norm DIN EN 1264-2. 2013-03. *Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung - Teil 2: Fußbodenheizung: Prüfverfahren für die Bestimmung der Wärmeleistung unter Benutzung von Berechnungsmethoden und experimentellen Methoden*
- [40] Norm DIN EN 1264-5. 2009-01. *Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung - Teil 5: Heiz- und Kühlflächen in Fußböden, Decken und Wänden - Bestimmung der Wärmeleistung und der Kühlleistung*
- [41] Norm DIN 1946-2. 1994-01. *Raumlufttechnik - Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)*
- [42] RICHTER, W. ; GUZEK, G. ; KNORR, M. ; SEIFERT, J. ; FELSMANN, C. ; HARTMANN, T. ; OSCHATZ, B.: *Heizen und Kühlen mit Niedrigexergie (LowEx) : Systemintegration, Regelung, Betriebsoptimierung, Energieeinsparung mittels informationsvernetzter Heiz- und Kühlsysteme für Neubau und Sanierung*. Dresden, Technische Universität Dresden, Institut für Thermodynamik und Technische Gebäudeausrüstung. Abschlussbericht. 2008
- [43] SCHNIEDERS, J.: *Dynamisches Verhalten und Wärmeübergabeverluste von Flächenheizungen - Forschungsprojekt im Auftrag des Hessischen Ministeriums für Wirtschaft, Verkehr und Landesentwicklung*. Darmstadt, 2005. URL http://www.passiv.de/downloads/05_waermeuebergabeverluste.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-06
- [44] SCHRAMEK, E.-R. (Hrsg.): *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. 75. Auflage. München : Oldenbourg Industrieverlag, 2011
- [45] Norm DIN EN ISO 7726. 2002-04. *Umgebungsclimate - Instrumente zur Messung physikalischer Größen*
- [46] VOGEL UND NOOT: *Technische Informationen - Floortec Flächenheizungssystem*. Lilienthal, 2015. URL http://www.vogelundnoot.com/static_files/it/media/downloads/Floortec_technische_informationen.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [47] VOLT CRAFT: *Nutzerhandbuch - Energiekostenmessgerät Energy Logger 4000*. Hirschau, 2012. URL http://www.produktinfo.conrad.com/datenblaetter/125000-149999/125444-an-01-ml-VOLT CRAFT_ENERGY_LOGGER_4000EKM_de_en_nl.pdf – Überprüfungsdatum 2015-11-05
- [48] WEBER, T. ; JÓHANNESON, G.: *An optimized RC-network for thermally activated building components*. In: *Building and Environment* 40 (2005), Nr. 1, S. 1–14
- [49] WEBER, T. ; JÓHANNESON, G. ; KOSCHENZ, M. ; LEHMANN, B. ; BAUMGARTNER ; T.: *Validation of a FEM-program (frequency-domain) and a simplified RC-model*

- (time-domain) for thermally activated building component systems (TABS) using measurement data.* In: *Energy and Buildings* 37 (2005), Nr. 7, S. 707–724
- [50] WEITZMANN, P. ; SVENDSEN, S.: *Comparison of Performance of Simulation Models for Floor Heating*. Kgs. Lyngby, Denmark, 2005
- [51] WETTER, M.: *Modelica Library for Building Heating, Ventilation and Air-Conditioning Systems*. Como, Italy, 2009 (7th International Modelica Conference 2009). URL <http://simulationresearch.lbl.gov/wetter/download/2009-modelicaBuildings.pdf> – Überprüfungsdatum 2015-11-06
- [52] WILO SE: *Datenblatt - Stratos 25/1-10*. Dortmund, 2012. URL <http://www.wilo.de> – Überprüfungsdatum 2015-11-05

Impressum

Herausgeber: Technische Universität Berlin,
Hermann-Rietschel-Institut für Gebäudeenergiesysteme,
Marchstr. 4, 10587 Berlin

Verantwortlich: Prof. Dr.-Ing. Martin Kriegel

Autoren: Michael Klemke, M.Sc.

Bahar Saeb Gilani, M.Sc.

Auflage: 1. (2015)

Der Forschungsbericht wurde mit Mitteln der Forschungsinitiative Zukunft Bau des Bundesinstitutes für Bau-, Stadt- und Raumforschung gefördert.

(Aktenzeichen: II 3-F20-12-1-084 / SWD-10.08.18.7-13.25)

Die Verantwortung für den Inhalt des Berichtes liegt bei den Autoren.