

# Thermische Bauteil- aktivierung. Entwicklung eines Rechenkerns

F. Friembichler  
T. Bednar  
S. Handler  
M. Gladt  
M. Neusser  
R. Hofer  
H. Schöberl

Berichte aus Energie- und Umweltforschung

## 11/2014

**Impressum:**

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber:  
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie  
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination:  
Abteilung für Energie- und Umwelttechnologien  
Leiter: DI Michael Paula

Liste sowie Downloadmöglichkeit aller Berichte dieser Reihe unter  
<http://www.nachhaltigwirtschaften.at>

# Thermische Bauteilaktivierung. Entwicklung eines Rechenkerns

DI Felix Friembichler  
ZEMENT +BETON Handels- und Werbe GmbH

Ao.Univ. Prof. DI Dr. Thomas Bednar, DIDI Simon Handler,  
DIDI Matthias Gladt, DI Maximilian Neusser  
Technische Universität Wien  
Institut für Hochbau und Technologie  
Forschungsbereich für Bauphysik und Schallschutz

DI Richard Hofer, DI Helmut Schöberl  
Schöberl & Pöll GmbH

Wien, Oktober 2013

Ein Projektbericht im Rahmen des Programms



im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie



## Vorwort

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm *Haus der Zukunft* des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie.

Die Intention des Programms ist, die technologischen Voraussetzungen für zukünftige Gebäude zu schaffen. Zukünftige Gebäude sollen höchste Energieeffizienz aufweisen und kostengünstig zu einem Mehr an Lebensqualität beitragen. Manche werden es schaffen, in Summe mehr Energie zu erzeugen als sie verbrauchen („Haus der Zukunft Plus“). Innovationen im Bereich der zukunftsorientierten Bauweise werden eingeleitet und ihre Markteinführung und -verbreitung forciert. Die Ergebnisse werden in Form von Pilot- oder Demonstrationsprojekten umgesetzt, um die Sichtbarkeit von neuen Technologien und Konzepten zu gewährleisten.

Das Programm *Haus der Zukunft Plus* verfolgt nicht nur den Anspruch, besonders innovative und richtungsweisende Projekte zu initiieren und zu finanzieren, sondern auch die Ergebnisse offensiv zu verbreiten. Daher werden sie in der Schriftenreihe publiziert und elektronisch über das Internet unter der Webadresse [www.HAUSderZukunft.at](http://www.HAUSderZukunft.at) Interessierten öffentlich zugänglich gemacht.

DI Michael Paula  
Leiter der Abt. Energie- und Umwelttechnologien  
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie

---



# Inhalt

1	Kurzfassung	4
2	Abstract	5
3	Inhalte und Zielsetzungen	6
4	Demo Projekte	8
4.1	ETECHCENTER – Bürogebäude	8
4.2	COP 5+ Tiefensondenfeld	24
4.3	Simulationsraum Salzburg	31
5	Modellbildung Umgebungsklima/Untergrund	41
5.1	Außentemperatur	41
5.2	Modellierung des Erdreichs	41
5.2.1	Erdreich im Bereich von Bauteilen	41
5.2.2	Erdreichmodell für Flächenkollektoren	41
5.2.3	Tiefenbohrfeld	46
5.3	Solare Einstrahlung	60
5.3.1	Grundlagen zur Sonnenstrahlung	61
5.3.2	Berechnung des Sonnenstands	63
5.3.3	solare Einstrahlung auf horizontale Flächen	68
5.3.4	Berechnung der Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen	71
6	Modellbildung Gebäudetechnik	106
6.1	Thermischer Solarkollektor (Flachkollektor)	106
6.2	Rohrmodell	116
6.3	Pumpen	123
6.4	Wärmetauscher	128
6.5	Thermischer Pufferspeicher	134
6.5.1	Ein-Kapazitäten-Modell	134
6.5.2	Multi-Kapazitäten-Modell	141
7	Modellbildung Bautechnik	151
7.1	Wärmeübergang an den Oberflächen von Bauteilen	151
7.1.1	Wärmeübergang an der Außenseite eines Bauteils	152
7.1.2	Wärmeübergang an der Innenseite eines Bauteils	153
7.2	Opake Bauteile	155

7.2.1	Randbedingungen für Bauteilmodelle	155
7.2.2	Modell für nicht-aktivierte Bauteile	158
7.2.3	Modell für aktivierte / nicht-aktivierte Bauteile	164
7.2.4	TABS-Modell	176
7.3	Transparente Bauteile	192
7.4	Lüftung	199
7.4.1	Infiltration	200
7.4.2	Hygienischer Luftwechsel	200
7.4.3	Fensterluftwechsel	201
7.5	Innere Lasten	205
7.6	Raumknotenmodell	205
8	Regelungstechnik	212
8.1	Zeitlich verzögerte Wärmeabgabe bzw. Taktung	212
8.2	Selbstregeleffekt	213
8.3	Abgrenzung von Heiz- und Kühlperiode	214
8.4	Regelstrategien	214
8.5	Abbildung der Regelstrategie im Rechenkern	215
9	Numerischer Lösungsalgorithmus	217
10	Web Services	218
10.1	Service zur Simulation eines Multizonen Modells	219
10.2	Service zur Berechnung der Verschattung von Außenwänden	221
10.3	Service zur Berechnung von Bauteilen	221
10.4	Service zur Berechnung des Klimas	226
11	AP 5 – Validierung - Ringrechnungsbeispiele	227
11.1	Validierung Raummodell	227
11.2	Ringrechnungsbeispiel 1-Zonen-Modell	228
11.3	Ringrechnungsbeispiel Mehrzonenmodell	233
12	Anwendung Bürogebäude ETECHCENTER	235
13	Zusammenfassung	239
14	Literaturverzeichnis	241

# 1 Kurzfassung

Dieses Forschungsprojekt beschäftigt sich mit der Entwicklung und Validierung von Modellen für dynamische Gebäude- und Anlagensimulationen. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf der Modellierung von Komponenten im Zusammenhang mit thermischer Bauteilaktivierung. Hocheffiziente Gebäude können allein mit thermischer Bauteilaktivierung (TBA) beheizt und gekühlt werden. Mit Hilfe der Speicherwirkung lassen sich Umweltenergien, die im Tagesverlauf im Vergleich zum anfallenden Bedarf vielfach antizyklisch zur Verfügung stehen, nutzen. Wegen des trägen Verhaltens der aktivierten Bauteile sind diese Systeme mit rein bilanzierenden Berechnungsverfahren nicht zufriedenstellend abbildbar.

Ziel dieses Forschungsvorhabens ist es mit Hilfe dynamischer Simulationswerkzeuge die Berechnungs- und Planungsgrundlagen für eine optimierte, breite Anwendung zu schaffen.

Die entwickelten Simulationsmodelle basieren auf der mathematischen Abbildung physikalischer Vorgänge. Nach der Umsetzung der Berechnungsmodelle in einer Entwicklungssoftware werden die Berechnungsergebnisse anhand von Messdaten validiert. Das Endprodukt ist ein Multi-Zonen-Modell, welches als Webservice über einen Server aufrufbar ist.

Die Entwicklungsarbeit im Rahmen dieses Forschungsprojekts hat ein umfangreiches Simulationswerkzeug zum Ergebnis, das die Berechnung des dynamischen Verhaltens von thermoaktiven Bauteilsystemen erlaubt. Mit der Veröffentlichung dieses Forschungsberichts steht dem Anwender ein vollständig dokumentiertes und validiertes Gebäude- und Anlagensimulationstool zur Verfügung, das über ein Webservice nutzbar ist.

Die innovative Umsetzung in Form eines Webservices ermöglicht zukünftig eine wesentlich raschere Entwicklung von graphischen Benutzeroberflächen von Unternehmen aus dem IT Bereich. Die aktuelle Entwicklung von unternehmensübergreifende Geschäftsprozessen unter Verwendung offener, herstellernerneutraler E-Business-Standards (Building Information Modelling) wird dadurch unterstützt.

## 2 Abstract

In this research project models for thermal simulation of buildings and HVAC-systems are developed and validated. Special focus is set on modelling components of thermally activated building systems (TABS). Highly efficient buildings can be heated and cooled exclusively by TABS. It is possible to utilize renewable energy sources by using the thermal capacity of the building structure. Due to the buffering effect of activated building parts it is not possible to calculate such systems with non-dynamic methods.

The aim of this Project is to provide designers a calculation and planning tool leading to an enhanced application of TABS in practice.

The development of the discussed simulation models is based on a mathematical description of physical processes. After their software implementation the models are validated by use of measurements. The final result is a multi-zone-model which is accessible by a Web service.

The conducted development work leads to a comprehensive simulation tool, which allows the calculation of the dynamic behaviour of thermally activated building systems. By the publication of this research report, designers have access to a fully documented and validated Web service tool for building and HVAC simulations.

### **3 Inhalte und Zielsetzungen**

Hocheffiziente Gebäude können allein mit thermischer Bauteilaktivierung (TBA) beheizt und gekühlt werden. Mit Hilfe der Speicherwirkung lassen sich Umweltenergien, die im Tagesverlauf im Vergleich zum anfallenden Bedarf vielfach antizyklisch zur Verfügung stehen, gut nutzen. In Dienstleistungsgebäuden wird TBA zur Konditionierung bereits vielfach eingesetzt, allerdings vielfach nicht in optimaler Abstimmung mit dem Gesamtgebäudekonzept.

Ziel dieses Forschungsvorhabens ist es, mit Hilfe hygrothermischer Simulationswerkzeuge die Berechnungs- und Planungsgrundlagen für eine optimierte, breite Anwendung zu schaffen.

Das Projekt ist ein Teil des mehrjährigen Gesamtprojekts der ZEMENT+BETON Handels- und Werbe GmbH. Der vorliegende Endbericht ist der in sich abgeschlossene Projektteil der Erstellung eines Rechenkerns zur Planung und Nachweisführung von hocheffizienten Gebäuden mit TBA.

## Methodische Vorgehensweise

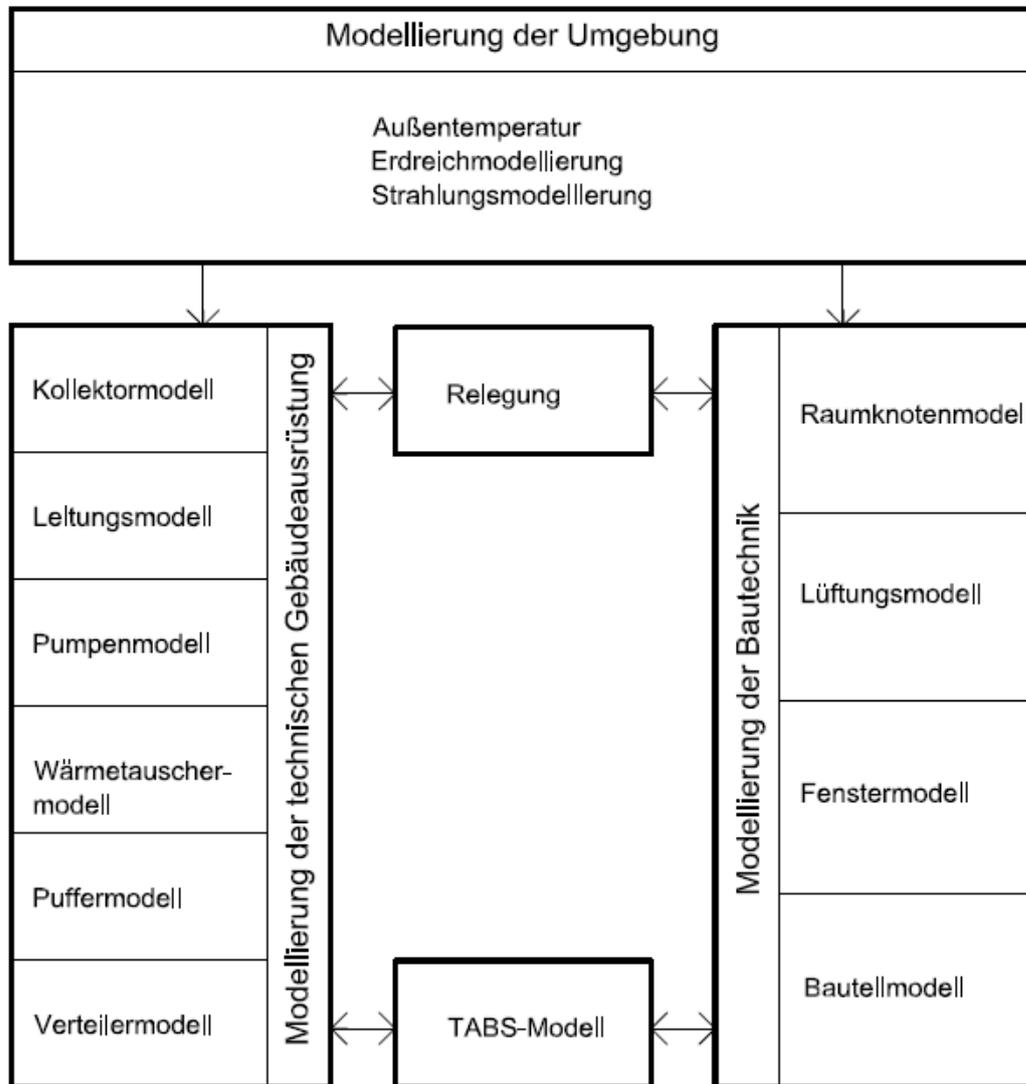


Abbildung 1: Zusammenhang der einzelnen Komponenten in einer Anlagen- und Gebäudesimulation

## 4 Demo Projekte

### 4.1 ETECHCENTER – Bürogebäude

#### Geografische Lage

Das Bürogebäude „ETECHCENTER“ ist in 4020 Linz, Hafenstraße 2a, situiert.

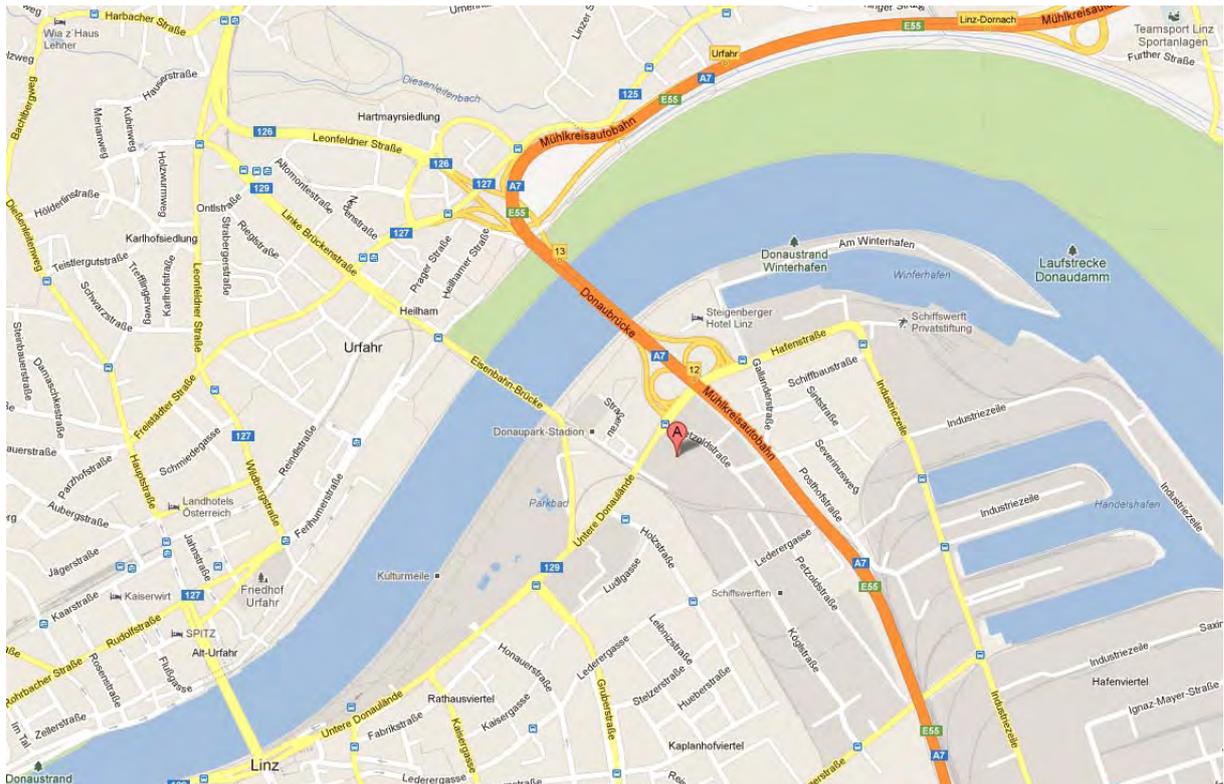


Abbildung 2: Geografische Lage „ETECHCENTER“ [MAP13]

Die genaue Position stellt sich wie folgt dar (Linz):

- Längengrad: 14° 17' Ost
- Breitengrad: 48° 18' Nord
- Seehöhe: 266 m

#### Gebäudebeschreibung

Das ETECHCENTER ist ein modernes Bürogebäude in Linz. Das Gebäude wurde nordöstlich des alten, denkmalgeschützten Schlachthofes, in 2. Reihe zur Hafenstraße und vierter Reihe zur Donau errichtet. Das Gebäude ist Nord-Süd ausgerichtet. Konstruktiv wird das Gebäude auf einer klaren Rasterstruktur mit aussteifenden Erschließungskernen aufgebaut. Das Gebäude wurde im März 2010 fertiggestellt. In einem Regelgeschoß (3. OG) gibt es 65

Büroarbeitsplätze, dies kann jedoch aufgrund der unterschiedlichen Belegung und Vermietung von Geschoß zu Geschoß unterschiedlich sein. [ETE13]



**Abbildung 3: Foto „ETEHCENTER“ (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

Das ETEHCENTER verfügt über eine Bruttogrundfläche von 12.711 m<sup>2</sup> (Nettogrundfläche 11.589 m<sup>2</sup>; Gänge, Stiegenhaus, Foyer 1.117 m<sup>2</sup>) und einer Mietfläche (NFL) von 10.472 m<sup>2</sup> (EG: 3.115 m<sup>2</sup>; OG1-OG5 7.357 m<sup>2</sup>). Das Gebäude gliedert sich wie folgt:

- UG1: Tiefgarage
- EG: Foyer, Veranstaltungs- und Seminarbereich, Lager, Werkstätte
- ZG: Archiv
- OG 1-4, DG: Bürogeschoße

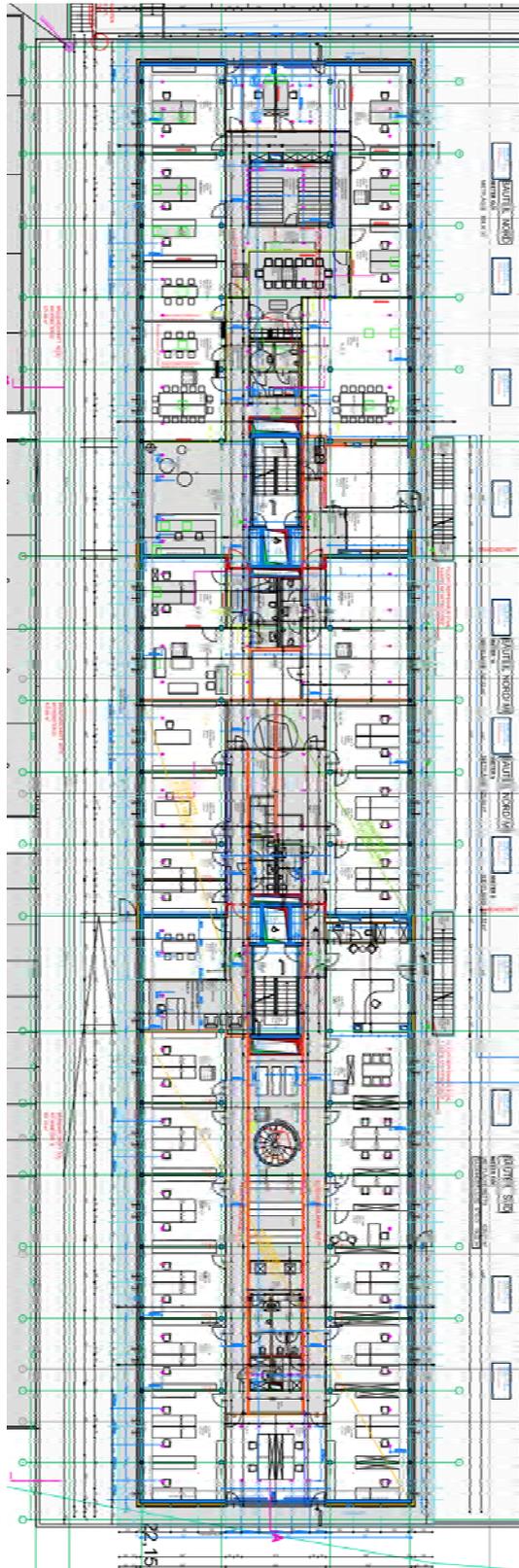
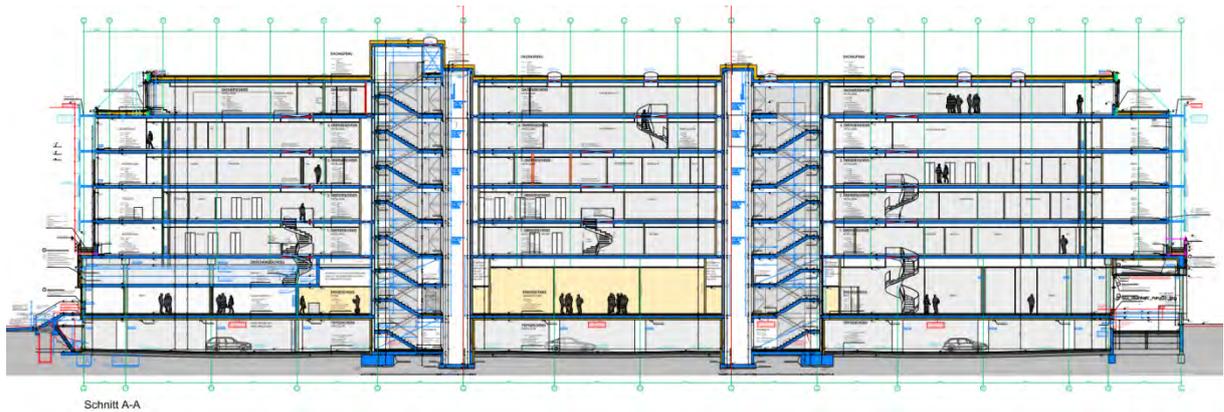
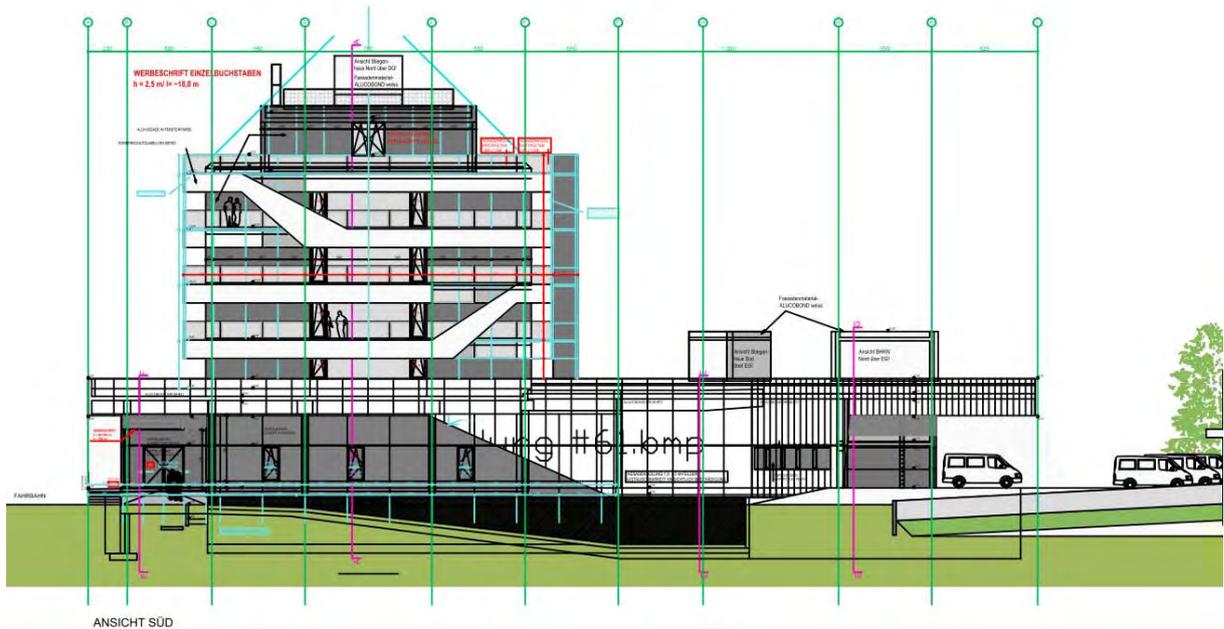


Abbildung 4: „ETEHCENTER“ Grundriss Regelgeschöß (3. OG) (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler  
Elektrotechnik GmbH & CoKG)



**Abbildung 5: „ETEHCENTER“ Längsschnitt (A-A) (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**



**Abbildung 6: „ETEHCENTER“ Ansicht Süd (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

### Gebäudehülle

Die Fassade wurde mit einer Aluminiumdeckschicht und 16 cm Dämmung ausgeführt. Die Decke zur Tiefgarage wurde mit 15 cm bzw. 25 cm gedämmt. Das begrünte Flachdach ist mit 30 cm gedämmt.

Die Gebäudehülle ist in folgender Tabelle definiert (Quelle: Energieausweis):

**Tabelle 1: Gebäudehülle laut Energieausweis ETECHCENTER (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

	U-Wert (W/m <sup>2</sup> K)	Fläche (m <sup>2</sup> )	g-Wert
Außenwand Stahlbeton, OG, EG, opak <sup>1</sup>	0,178	2.644	-
Außenwand Leichtbau, opak <sup>1</sup>	0,184	259	-
Fenster Süd, Typ 1 <sup>2</sup>	0,94	100	0,47
Fenster Süd, Typ 2 <sup>2</sup>	0,94	55	0,24
Fenster Nord, Typ 1 <sup>2</sup>	1,7	2	0,47
Fenster Nord, Typ 2 <sup>2</sup>	0,94	55	0,24
Fenster Nord, Typ 3 <sup>2</sup>	0,94	148	0,47
Fenster West ,Typ 1 <sup>2</sup>	0,94	539	0,47
Fenster West ,Typ 2 <sup>2</sup>	0,94	793	0,24
Fenster Ost, Typ 1 <sup>2</sup>	1,7	47	0,47
Fenster Ost, Typ 2 <sup>2</sup>	0,94	774	0,24
Fenster Ost, Typ 3 <sup>2</sup>	0,94	350	0,47
Fenster horizontal <sup>2</sup>	1,700	95	0,61
Decke gegen Tiefgarage	0,160	3.986	-
Außendecke über Tiefgarage Rampe	0,180	99	-
Flachdach begrünt	0,122	1.860	-
Flachdach über EG, begrünt	0,146	2.129	-
<sup>1</sup> Die Fenster wurden bereits abgezogen.			
<sup>2</sup> Fläche inkl. Rahmenanteil			

**Tabelle 2: Angaben zur Verschattung laut Energieausweis ETECHCENTER (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

Orientierung	Verschattungsfaktor (f <sub>s</sub> )	Abminderungsfaktor für Sonnenschutz (z-Wert) <sup>1</sup>	Aktivierung des Sonnenschutzes (a <sub>mS,c</sub> )
Ost	0,75	0,73 <sup>2</sup>	0,39
Süd	0,75	0,81 <sup>3</sup>	0,67
West	0,75	0,75 <sup>4</sup>	0,39
Nord	0,75	0,86 <sup>5</sup>	0,00
Horizontal	0,75	1,00	0,24

<sup>1</sup> flächengewichteter Mittelwert  
<sup>2</sup> davon 199 m<sup>2</sup> mit z=0,16 verschattet (Fenster Ost, Typ 3 lt. Tabelle 1)  
<sup>3</sup> davon 25 m<sup>2</sup> mit z=0,16 verschattet (Fenster Süd, Typ 1 lt. Tabelle 1)  
<sup>4</sup> davon 203 m<sup>2</sup> mit z=0,16 verschattet (Fenster West, Typ 1 lt. Tabelle 1)  
<sup>5</sup> davon 25 m<sup>2</sup> mit z=0,16 verschattet (Fenster Nord, Typ 3 lt. Tabelle 1)

Der Sonnenschutz wird automatisch abhängig von der einfallenden Strahlung und Raumtemperatur geregelt.

Für die Luftdichtheit der Gebäudehülle ist laut Energieausweis ein n50-Wert 1,5 1/h angegeben.

### Heizung / Kühlung

Für die folgenden Kapitel werden in den Abbildungen folgende Symbole verwendet:

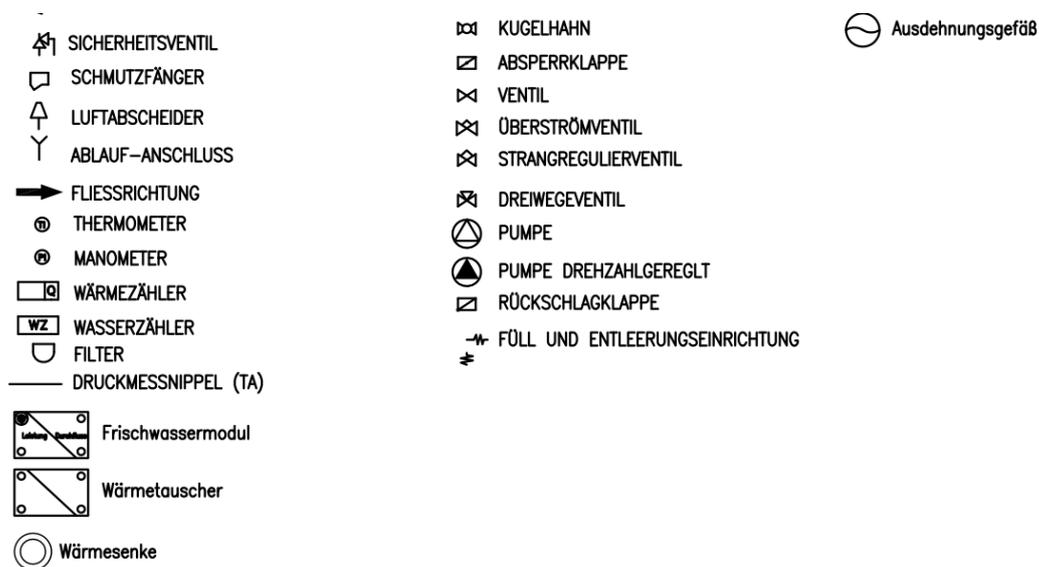


Abbildung 7: Symbole für Schemata (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)

Die Energiebereitstellung für die Heizung erfolgt durch:

- Fernwärme (Anschlusswert ca. 300 kW)
- Wärmepumpe 1 (max. 205 kW)
- Wärmepumpe 2 (max. 79 kW)

Die Abwärme der Serverräume wird genutzt, um den Industrieboden im Hallenbereich zu heizen (ca. 60 kW).

Die Energiebereitstellung für die Kälte erfolgt prinzipiell durch Grundwasser:

- Wärmepumpe/Kältemaschine 1 (max.171 kW)
- Wärmepumpe/Kältemaschine 2 (max. 60 kW)
- Brunnenwasseranlage ca. 500 kW

Zur Nutzung des Grundwassers für die Kühlung des Gebäudes wird aus einem Entnahmekbrunnen mittels Tauchpumpen das Grundwasser in die Brunnenstube im Kellergeschoß befördert. Mittels eines Plattenwärmetauschers erfolgt eine Systemtrennung zum Kaltwassernetz im Gebäude.

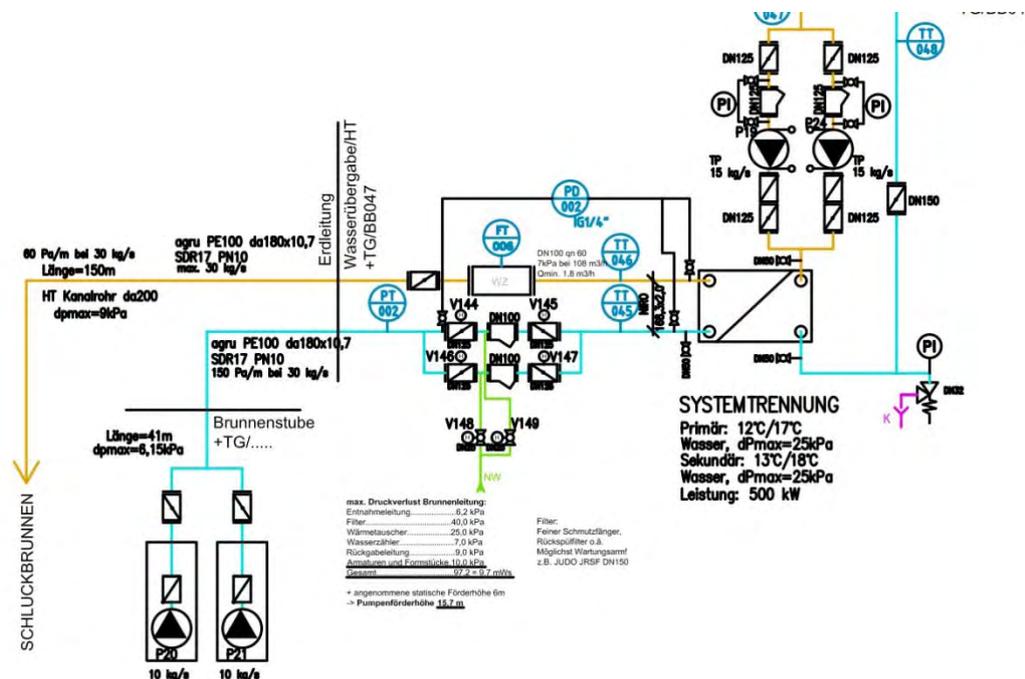


Abbildung 8: Auszug Schema, Brunnen (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)

Über drehzahlgeregelte Pumpen und Bodenleitungen in der Tiefgarage wird das Kaltwasser in den Schichtspeicher eingebunden. Das entnommene Grundwasser wird nach dem Umformer über einen Schluckbrunnen wieder dem Grundwasser zugeführt. Sämtliche Energiequellen werden in einen eigenen Schichtspeicher für Heizung und Kälte getrennt (Zortströmverteiler) mit verschiedenen Temperaturen eingespeist.

Die Verbraucher für Wärme und Kälte sind wie folgt:

- Wandelemente Parapetbereich OG1-DG: Heizleistung 100 kW, Kälteleistung 70 kW
- Heizlüfter Hallenbereich: Heizleistung 35 kW

- Industrieboden: Heizleistung 80 kW, Kälteleistung 60 kW
- Fußbodenheizung EG und 1.OG: Heizleistung 48 kW, Kälteleistung 32 kW
- Betonkernaktivierung OG1-DG: Heizleistung 134 kW, Kälteleistung 272 kW
- Lüftungsanlage: Heizleistung 241 kW, Kälteleistung 127 kW

Gangbereiche werden über die Räume mit konditioniert und besitzen keine eigene Wärme- oder Kälteabgabe.

Zusätzlich zu den kombinierten Anlagen gibt es nachstehende Kälteverbraucher:

- Kühldecken EG: Kälteleistung 30 kW
- Kälte (Gebläsekonvektoren) allgemein: teilweise nur Anschluss für Reserve, teilweise schon eingebaut (z.B. Dachgeschoß, Besprechungsräume) 120 kW

Das Regelkonzept für die Bauteilaktivierung, die Wandelemente die Gebläsekonvektoren wird im Folgenden beschrieben. Ein Standardraum kann bis zu drei unterschiedliche Systeme verfügen: Bauteilaktivierung Decke (Grundlast), Wandelemente (Spitzenlast), Gebläsekonvektor (Spitzenlast).

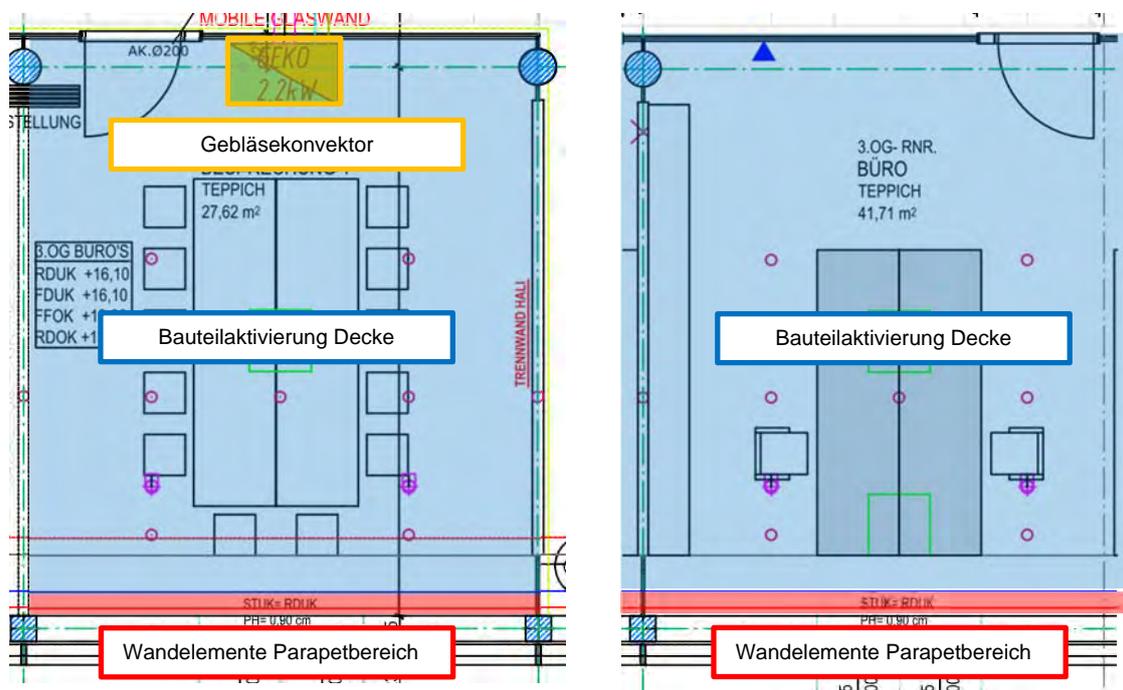


Abbildung 9: Darstellung der unterschiedlichen Abgabesystemen in Räumen, Bürobereich (Quelle: ETECH

Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)

Für jeden Raum gibt es vorgegebene Temperatur-Sollwerte für Heizung und Kühlung:

- Sollwert Heizen Sommer [°C] (voreingestellt: 20°C)
- Sollwert Kühlen Sommer [°C] (voreingestellt: 24°C)
- Sollwert Heizen Winter [°C] (voreingestellt: 22°C)
- Sollwert Kühlen Winter [°C] (voreingestellt: 26°C)

Bauteilaktivierung, Wandelement und Gebläsekonvektoren sind in ihrer Regelung miteinander verknüpft. Primär gibt die Betonkernaktivierung die Regelung für alle Systeme vor.

Für alle drei Elemente muss anhand von vier Einstellwerten bestimmt werden, mit welcher Sollwertabweichung welche Alarme (Sollwertunter- oder -überschreitung) ausgegeben werden. Die Alarme dienen zur Bestimmung der Betriebsart innerhalb eines Raumes und werden an die Strangregelungen zur Bestimmung der Betriebsart des gesamten Stranges herangezogen.

### **Grundlastregelung Decke**

- Sollwertabweichung innerhalb Grenzwerte (zu warm, zu kalt) -> Heizung, Kühlung über Decke
- Sollwertabweichung Decke und Wand unterschiedlich aber keine in einem definierten Extremfall -> Heizung, Kühlung nur über Wand und/oder Gebläsekonvektor
- Wird von einem anderen System im Raum erkannt, dass es zu kalt ist, wird die Decke auf Heizen gestellt, zusätzlich wird dieser Alarm an den jeweiligen Strang weiter geleitet.

### **Spitzlastregelung Wandelement**

- Die Wandregelungen müssen ihre berechneten Temperatur-Statistiken (=Alarme) an die Decke weitergeben, damit diese bestimmen kann, in welche Betriebsart sie geht.
- Detektiert die Wand einen Alarm (Raumtemperatur zu warm / zu kalt), und die Decke ist auf Betriebsart „Aus“, heizt bzw. kühlt die Wand.
- Detektiert die Wand „zu kalt“ oder „viel zu kalt“, die darüber liegende Decke ist aber in der Betriebsart „Kühlen“, muss die Wand trotzdem auf „Heizen“ schalten.
- Detektiert die Wand „zu warm“ oder „viel zu warm“, die darüber liegende Decke ist aber in der Betriebsart „Heizen“, bleibt die Wand deaktiviert (über die Alarm-Kombinationen wird die Betriebsart der Decke geändert). Ausnahme: Ist „komfortoptimiert“ eingestellt, geht die Wand trotzdem auf „Kühlen“.

Die Wand muss sofort bei Erreichen des Sollwerts ausschalten.

Die Systeme werden nach An- und Abwesenheit geregelt: Bei Abwesenheit wird die Raumsolltemperatur je Raum für alle Heizelemente herabgesetzt und für alle Kühlelemente (nicht aber Kühlen für Betonkern und Fußboden = Speichermasse) hinaufgesetzt. Die Sollwertverschiebung ist je nach Element unterschiedlich, für die Bauteilaktivierung ist sie geringer (System weniger reaktionsschnell), für Wandelemente ist sie höher (reaktionsschneller). Somit wird keine Regelung nach Zeitprogramm (Nacht- / Wochenendabsenkung) benötigt.

Die Serverkühlung für die EDV-Räume im 2.OG und 4.OG erfolgt aus dem Kaltwasserbereich der Kälteanlage, wobei die Serverpaneele direkt mit Kaltwasser beaufschlagt werden. Das Rückkühlwasser wird in die Industriebodenheizung gespeist. Die Leistungen für die Serverkühlung sind 40 und 60 kW.

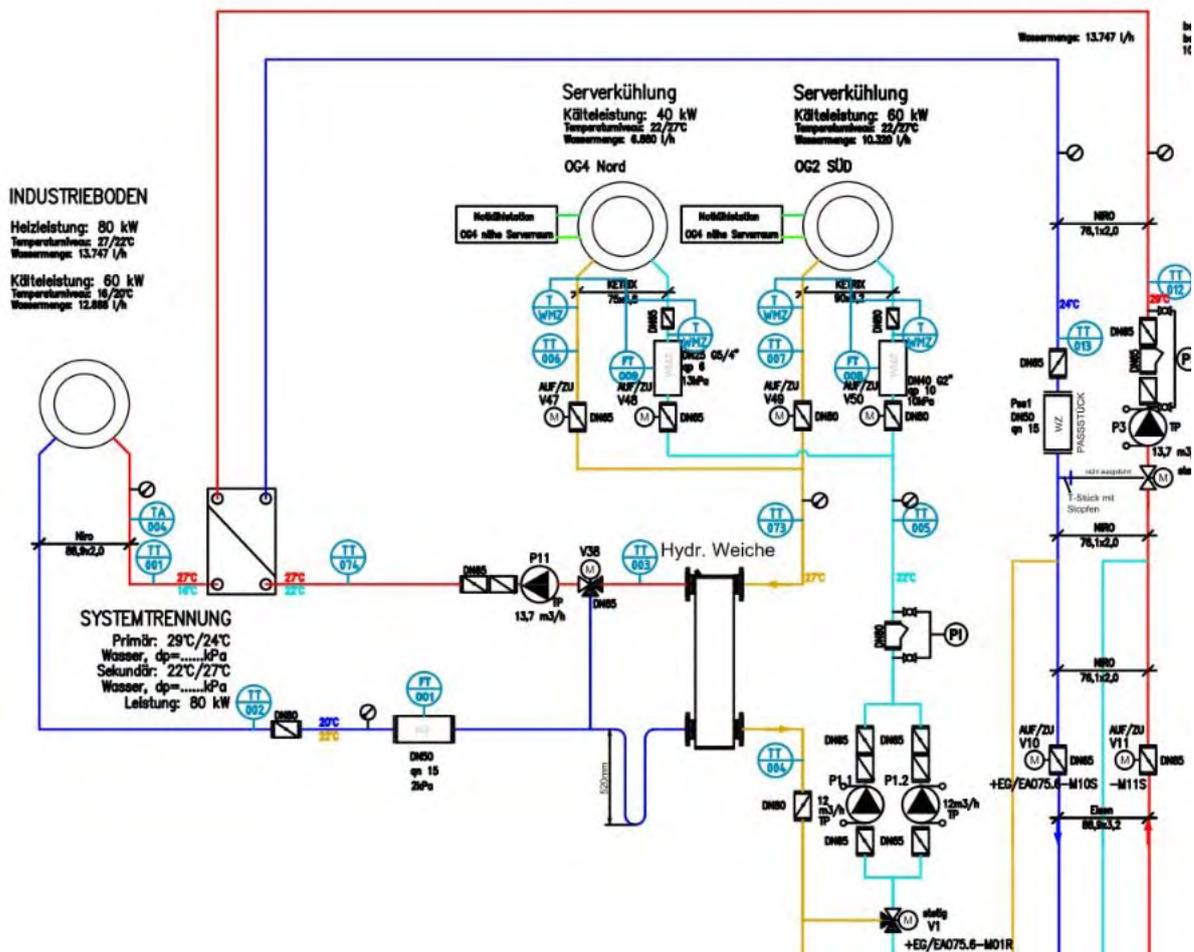


Abbildung 10: Auszug Schema, Serverkühlung (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)

## Warmwasser

Die Warmwasserbereitung erfolgt dezentral über drei Frischwassermodule (FWM) in Kombination mit drei Pufferspeicher für die Bürobereiche im nördlichen und südlichen Teil des Gebäudes und zusätzlich ein FWM für den Bereich des Flachbaues mit Garderoben/Monteur. Frischwassermodule bereiten Warmwasser mithilfe eines Wärmetauschers und des Pufferspeichers im Durchflussverfahren auf, wenn es benötigt wird.

In einigen Ausnahmefällen wurden in den Teeküchen Untertischspeicher angebracht. Alle technischen Angaben sind in den folgenden Abbildungen angegeben:

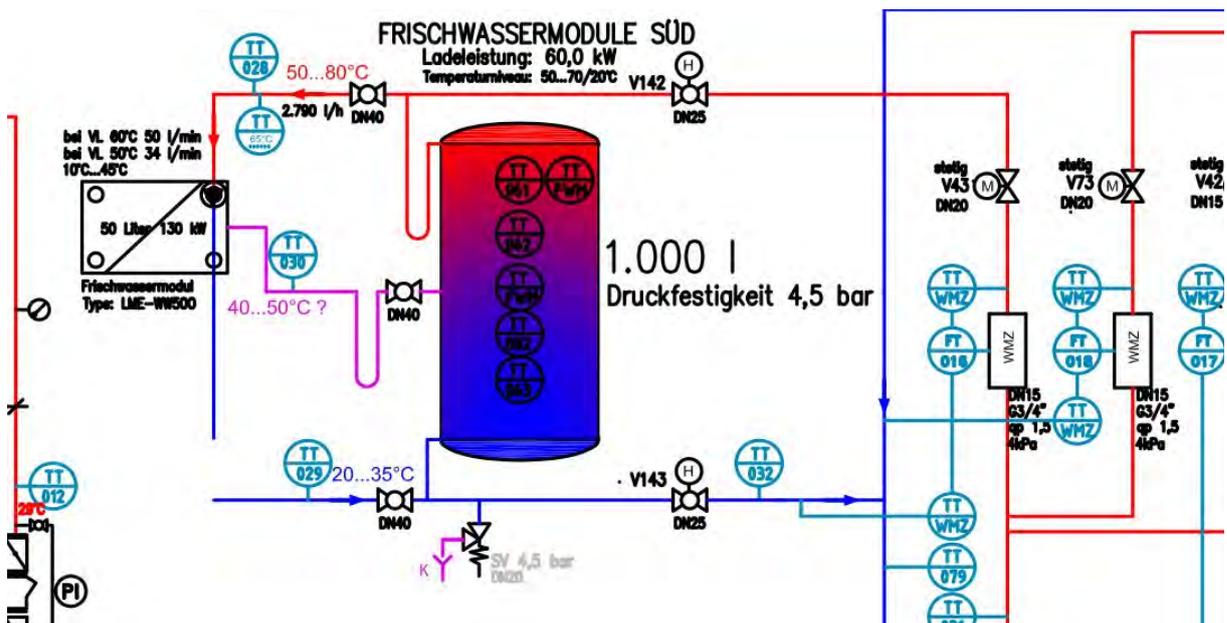


Abbildung 11: Auszug Schema, Frischwassermodul Süd (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)

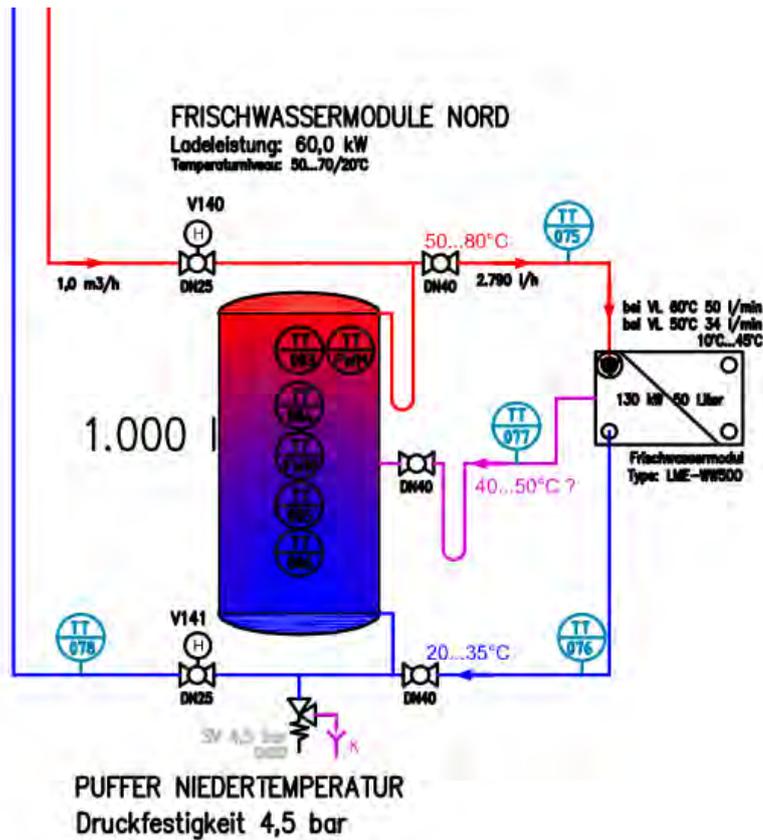


Abbildung 12: Auszug Schema, Frischwassermodul Nord (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)

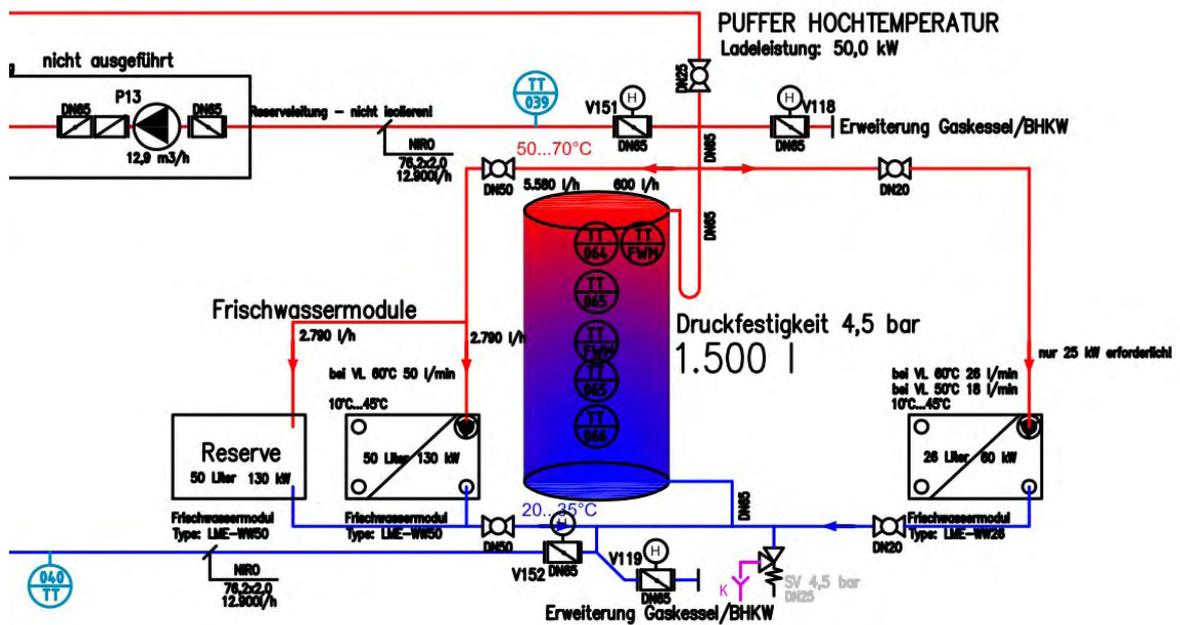
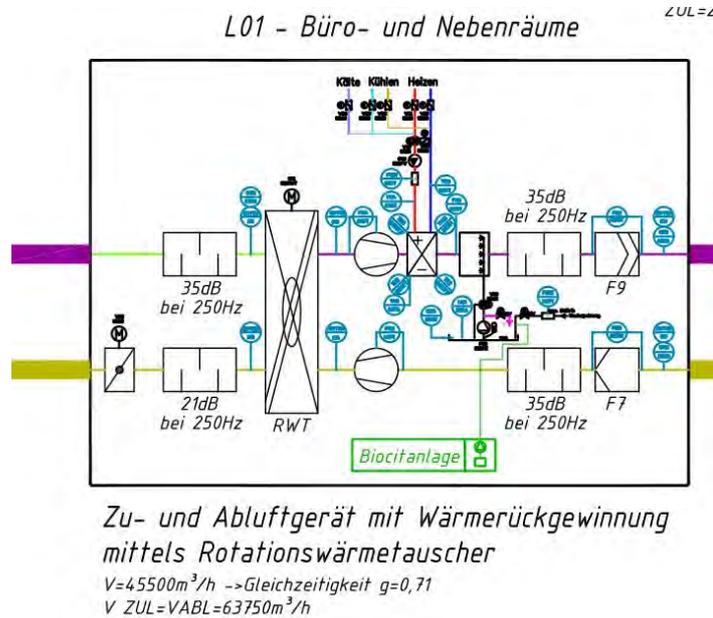


Abbildung 13: Auszug Schema, Frischwassermodul Zentral (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)

## Lüftungsanlage

Die Luftversorgung erfolgt mittels eines Zentralgeräts. Die Wärmerückgewinnung erfolgt mittels Rotationswärmetauscher.



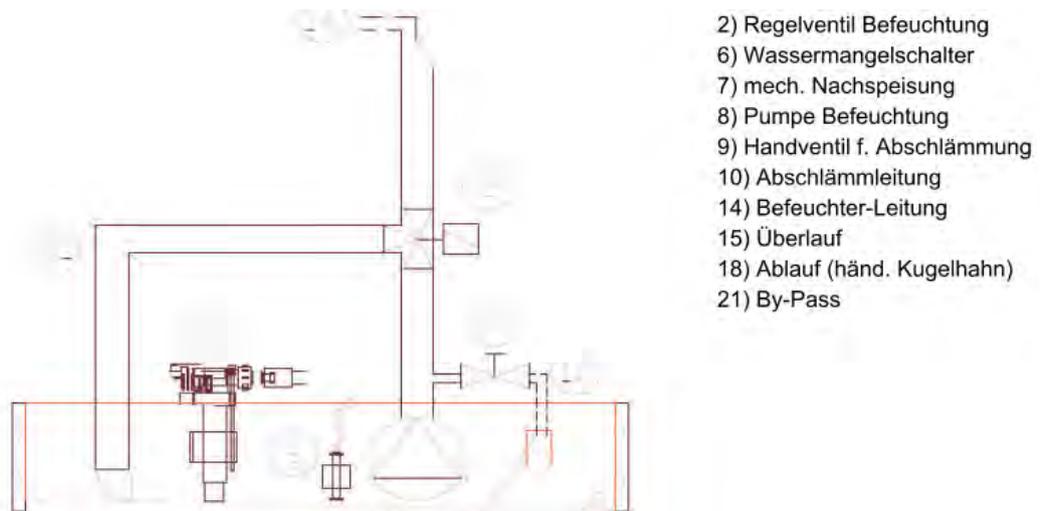
**Abbildung 14: Schema Lüftungsanlage Zentralgerät (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

**Tabelle 3: Technische Daten des zentralen Lüftungsgeräts ETECHCENTER (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

Betriebsvolumenstrom	45.500 m <sup>3</sup> /h
Auslegungsvolumenstrom (max. Luftmenge)	63.750 m <sup>3</sup> /h
Rückwärmezahl abluftseitig (gemessen) <sup>1</sup>	65,4 %
Rückwärmezahl zuluftseitig (gemessen) <sup>1</sup>	81,6 %
Leistungsaufnahme der Ventilatoren bei Betriebsvolumenstrom (total)	36,83 kW
maximale Leistungsaufnahme der Ventilatoren (total)	49,00 kW
<sup>1</sup> Unterschied zwischen abluftseitig und zuluftseitig, weil auch latente Wärme und nicht nur sensible wärme übertragen wird (Feuchterückgewinnung) und durch Leckageverluste	

Im Zentralgerät ist ein Heiz- / Kühlregister situiert, welches bei Bedarf die Luft entsprechend konditionieren kann. Die Leistung beträgt 137,8 kW (Erhitzerelement) bzw. 127,2 kW (Kühlerelement).

Der Oberflächenbefeuchter ist im Zentralgerät situiert. Die Regelung des Oberflächenbefeuchters ist nur im Winterbetrieb aktiv. Über einen einstellbaren Wert (z.B. gewünschte rel. Luftfeuchte der Zuluft) wird der Oberflächenbefeuchter aktiviert. Die eingestellte Wassermenge wird der Zuluft zugeführt.



**Abbildung 15: Schema Befeuchtung (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

Im Gerät ist auch eine Entfeuchtung vorgesehen. Ist die Anlage nicht in Sommerbetrieb oder die Entfeuchtung ist nicht freigegeben ist die Entfeuchtung deaktiviert. In der Entfeuchtungsregelung wird entschieden, ob entfeuchtet werden soll oder nicht. Wird der Sollwert der absoluten Feuchte überschritten, wird die Entfeuchtung aktiviert.

Die Regelung der Lüftungsanlage erfolgt nach bedarfsgesteuert nach Anwesenheit. Für jeden Raum kann eine Priorität (niedrig, mittel, hoch, maximal) angegeben werden. Je nach eingestellter Priorität wird die benötigte Luftmenge sichergestellt, indem die Sollwerte für die Volumenstromregler gegebenenfalls gedrosselt werden.

Je Mieterbereich werden ein Zuluft-Volumenstromregler und ein Abluft-Volumenstromregler eingesetzt. Für einzelne Büros oder Besprechungsräume gibt es je nach Mieter zusätzlich eine Luftklappe. Die Anwesenheitserkennung erfolgt je nach Mietbereich über Personenanzahlerfassung oder einfache Präsenzmelder. Über ein Zeitmodell wird eine tägliche Grundlüftung sichergestellt.

Die Zuluft wird in die Büros eingblasen, die Abluft im Gang und / oder im WC abgesaugt.

## Photovoltaik

Am ETECHCENTER sind Photovoltaikanlagen von 6 unterschiedlichen Herstellern angebracht:

**Tabelle 4: Übersicht der unterschiedlichen PV-Anlagen am ETECHCENTER (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

<b>Bezeichnung</b>	<b>Leistung</b>
PV Fassade, Hersteller 1	6,27 kWp
PV Dach, Hersteller 2	4,95 kWp
PV Dach, Hersteller 3	5,04 kWp
PV Dach, Hersteller 4	5,04 kWp
PV Dach, Hersteller 5	2,52 kWp
PV Dach, Hersteller 6	5,19 kWp



**Abbildung 16: PV Anlage Hersteller 2 und 5 (Quelle: ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG)**

## Beleuchtung

Die Beleuchtung im Büro wird nach Anwesenheit und Licht gesteuert. Die NutzerInnen können auch über Taster die Beleuchtung manuell einstellen.

Die Helligkeit wird für jede steuerbare Lichtgruppe einzeln geregelt. Ausgehend von drei Helligkeitssensoren am Dach des Gebäudes wird die eingebrachte natürliche Helligkeit für jede Lichtgruppe berechnet. Die Lichtgruppen müssen lediglich die fehlende Lichtleistung auf die eingestellte Soll-Helligkeit (im Standardfall 500 Lux) beisteuern (Dimmung).

Folgende Leuchten sind installiert:

- Büro – T26 Leuchtstofflampe mit EVG (60 % Anteil)

- Nebenräume – Kompakt-Leuchtstofflampe mit EVG (20 % Anteil)
- Werkstätten / Lager - T26 Leuchtstofflampe mit EVG (20 % Anteil)

Die Anschlussleistung beträgt 102.792 W bei einer Bruttogrundfläche von 12.711 m<sup>2</sup>, das sind ca. 8 W/m<sup>2</sup>BGF. In der Planung wurde ein LENI von 16,6 kWh/m<sup>2</sup>.a errechnet.

Alle Angaben in diesem Kapitel wurde von ETECH Schmid u. Pachler Elektrotechnik GmbH & CoKG zur Verfügung gestellt.

## 4.2 COP 5+ Tiefensondenfeld

### Allgemein

Im Zuge des Neubaus eines Forschungs- und Entwicklungsgebäudes der Fronius International GmbH in Thalheim bei Wels wurde das größte Erdwärmetiefensondenfeld Mitteleuropas errichtet (204 Sonden zu je 200m). Daraus ergibt sich eine Gesamtsondenlänge von 40.800 m.

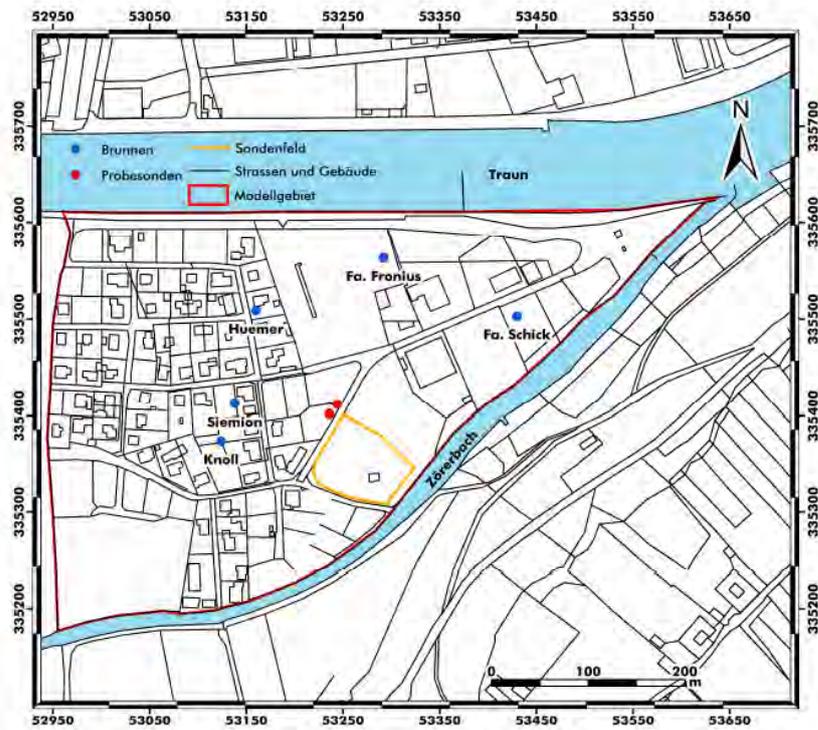


Abbildung 17: Lage des Sondenfelds (Quelle: GTN Ingenieure & Geologen)

Die Anordnung der Sonden ist der folgenden Abbildung zu entnehmen:

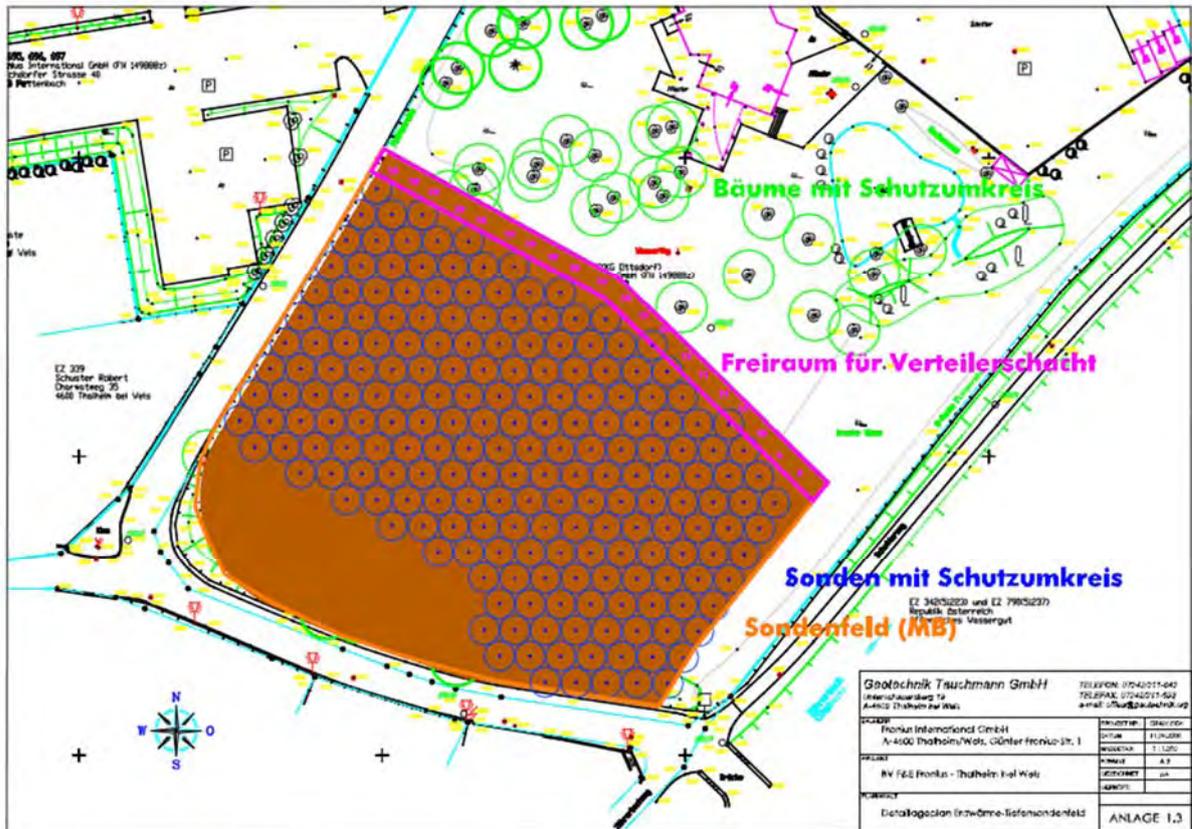


Abbildung 18: Lageplan des Tiefenbohrfeldes [COP11]

Dieses EWTS-Feld dient der saisonalen Wärmespeicherung für die wärmepumpengestützte Beheizung und Kühlung des Neubaus. Im Sommer wird die Abwärme aus Prozesskühlung und Gebäudeklimatisierung eingespeichert, die während der Heizperiode wieder entnommen wird.

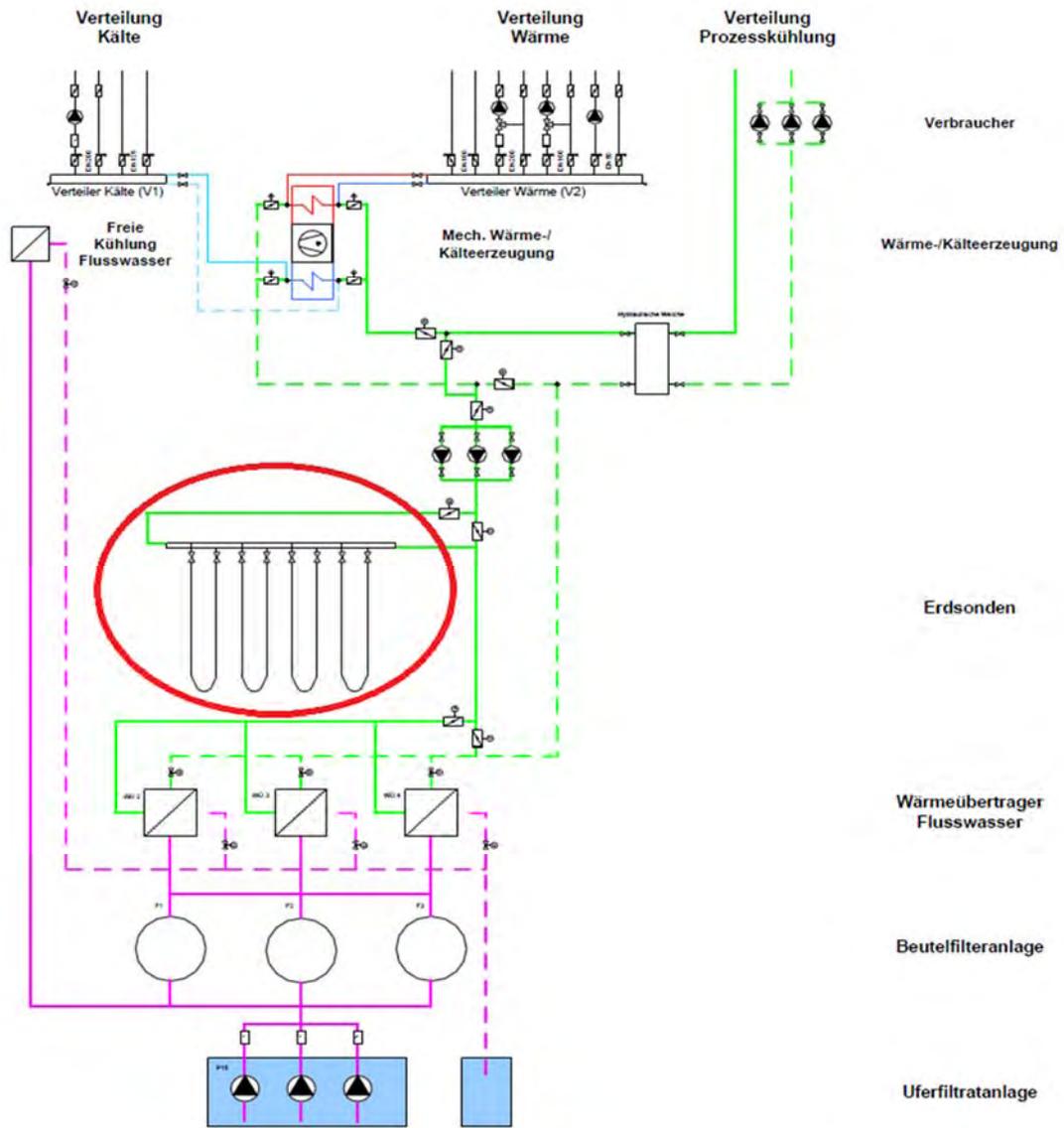


Abbildung 19: Schema der haustechnischen Anlage [COP11]

**Tabelle 5: Parameter des Sondenfelds (Quelle: GTN Ingenieure & Geologen)**

<b>Parameter</b>	<b>Wert</b>
Anzahl	160 – 204
Tiefe	200 m
Sondenmeter insgesamt	40.800 m (Auswahlvariante 204 Sonden)
Mittlerer Durchmesser der Bohrung	133,0 mm
Sondenrohr	HDPE Doppel-U; 3,7 x 40 mm
Verfüllmaterial	Stüwatherm, WLF 2,0 W/m/K
Mittlerer Sondenabstand	5 m
Wärmeträgerfluid	Wasser
Temperaturgrenzen in der Sonde	3 °C ... 30 °C
Effektiver thermischer Bohrlochwiderstand*	0,10 K/(W/m)
Wärmeleitfähigkeit Untergrund	2,4 W/m/K
Mittlere Untergrundtemperatur	12,5 °C
Wärmekapazität Untergrund	2,2 10 <sup>6</sup> J/m <sup>3</sup> /K

In folgender Tabelle sind die Jahregänge von Wärmeangebot und -bedarf unter Berücksichtigung der Heiz- und Kühlmöglichkeiten mit Traunwasser dargestellt. Im Falle maximaler Entlastung der Erdsondenheizung über die Traun ist jedes Jahr ein kleiner Wärmeüberschuss zu verzeichnen (883 MWh/a bis 806 MWh/a), d. h., die Quelltemperatur liegt oft über 10 °C. Im Falle ausschließlicher Nutzung der Erdsonden (ohne Traunheizung und neben direkter Abwärmenutzung) ist jedes Jahr eine Unterbilanzierung der Erdsonden zu verzeichnen (883 MWh/a bis 1027 MWh/a), d. h., die Quelltemperatur liegt i.d.R. unter 10 °C. Voraussetzung für die Verfügbarkeit dieser Wärmemenge ist dabei generell, dass die Leistung des EWS-Feldes ausreicht, um die anfallende Abwärme abzuführen, d. h. inklusive eines möglichst großen Teils der Kühlleistungsspitzen. [Quelle: GTN Ingenieure & Geologen]





**Abbildung 20: Mantelthermoelemente unterschiedlicher Länge [COP11]**

### Energiezentrale

Die Wärmebereitstellung erfolgt durch drei (baugleiche) Wärmepumpen. Je Wärmepumpe erfolgt die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme, der Vor- und Rücklauftemperaturen im Warmwasserkreis und der Vor- und Rücklauftemperaturen im Wärmequellenkreis. Zusätzlich werden mittels Wärmezähler die durch die Wärmepumpenanlage gelieferte Wärmemenge sowie die aus dem Sondenfeld entzogene Wärmeenergie gemessen.

Weitere Wärmemengenzähler sind eingebaut, um bei den zusätzlich für den Sommerbetrieb vorgesehenen Betriebsfällen (freie Kühlung über Sondenfeld, freie Kühlung über Flusswasser bzw. Uferfiltrat, Kühlung durch Kältemaschinenbetrieb mittels revers betriebener Wärmepumpe und Rückspeisung der Abwärme in das Sondenfeld) die jeweiligen Wärmemengen aus bzw. in die unterschiedlichen Quellen und Senken zu ermitteln.

Um die korrekten Gesamtenergiebilanzen bzw. die Gesamteffizienz der jeweiligen Betriebsmodi ermitteln zu können, werden die elektrische Leistungsaufnahme und der Energiebedarf der Umwälzpumpen in den verschiedenen Heiz-, Kühl- und Wärmequellenkreisläufen mittels Elektroenergiezähler gemessen.

### Raumzustände Klimadaten

Zur Überprüfung der Funktionalität des Gesamtsystems werden in den diversen versorgten Räumen (insbesondere im Bürobereich) die jeweiligen erreichten Raumlufttemperaturen gemessen. Weiters erfolgt eine Aufzeichnung von Außenklimadaten (Temperatur, Feuchte,

Strahlung). Zusätzlich zu den Raumdaten werden die Betriebsdaten der zugehörigen raumluftechnischen Anlagen aufgezeichnet.

Die Angaben in diesem Kapitel wurden aus dem Haus der Zukunft Plus Zwischenbericht „COP5+ - Optimierung eines Wärme-/Kühlsystems mit saisonaler Speicherung am Bsp. des größten Erdwärmefeldes Mitteleuropas“ [COP11] entnommen.

## 4.3 Simulationsraum Salzburg

### Allgemeine Beschreibung

Der Simulationsraum ist ein von der Geometrie her einfach gestalteter Baukörper. Die massiven Bauteile des Simulationsraums sind thermisch aktiviert und werden über eine Solaranlage gespeist. Der Raum verfügt über eine Messanlage zur Aufzeichnung der Temperaturen und Energieflüsse. Die Messanlage deckt auch die verbaute haustechnische Anlage ab.

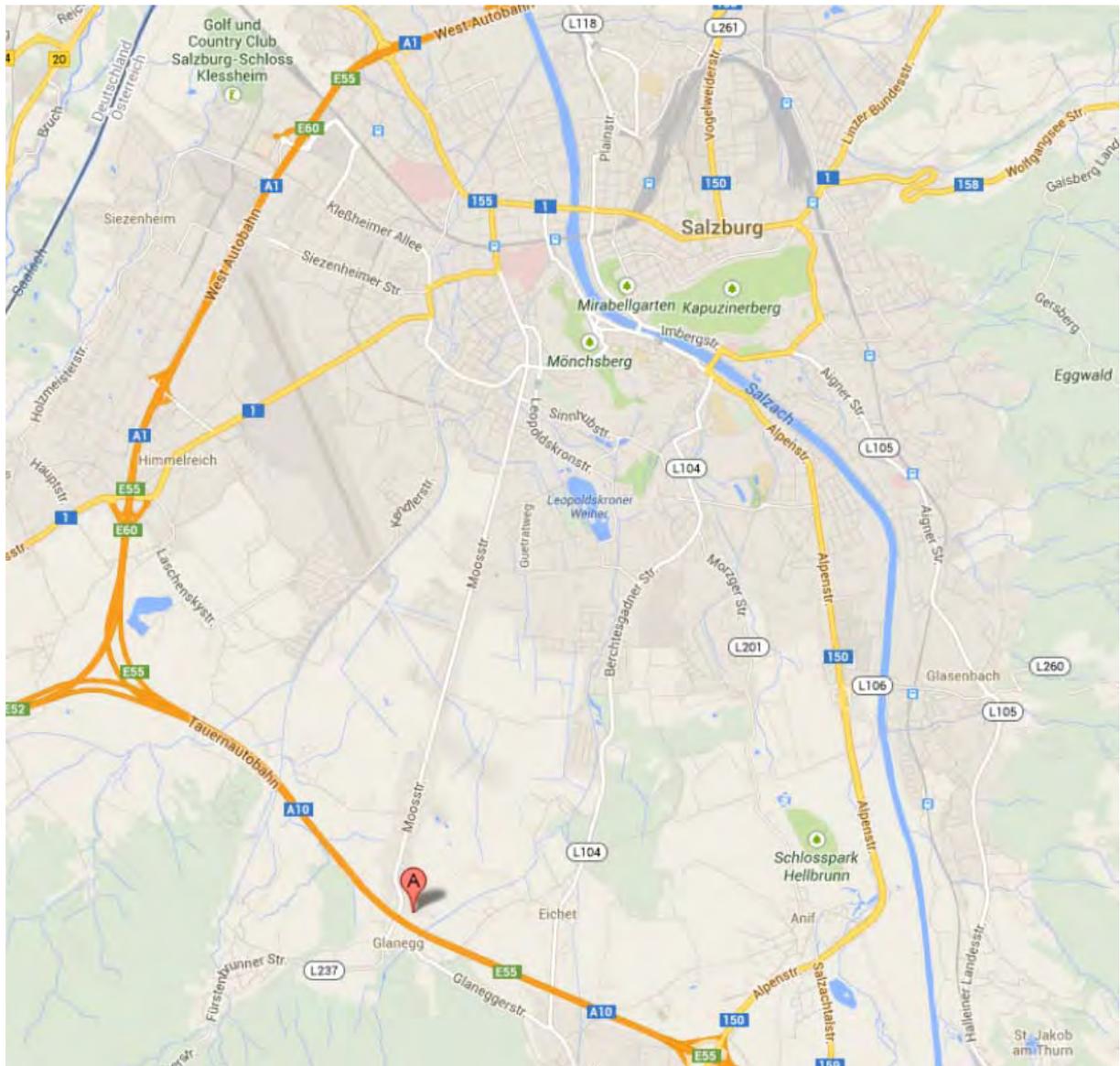
Abbildung 21 zeigt im Vordergrund den Simulationsraum. Im Hintergrund ist die Bauakademie Salzburg zu erkennen.



**Abbildung 21: Darstellung des Simulationsraums [BAU13]**

### Lage

Der Simulationsraum wurde auf dem Gelände der Bauakademie Salzburg errichtet. Diese befindet sich am Rande von Salzburg und liegt nahe dem Untersberg (siehe Abbildung 22). Der Untersberg befindet sich südlich des Simulationsraums und trägt mit seiner Höhe von ca. 1900 m zu dessen Verschattung im Winter massiv bei.



**Abbildung 22: Geografische Lage des Simulationsraumes (gekennzeichnet mit „A“) [MAP13b]**

### Geometrie

Die Geometrie des Simulationsraums ist in Abbildung 23 dargestellt. Der Raum hat eine Bruttogrundfläche von 23,4 m<sup>2</sup> und eine Raumhöhe von 2,55 m. Die Fenster des Raumes sind nach Norden (93 cm x 116 cm) bzw. nach Süden (311 cm x 116 cm) orientiert. In östlicher Richtung ist zusätzlich eine verglaste Türe (90 cm x 205 cm) verbaut.

Der Simulationsraum hat ein Flachdach dessen Attika zur Begrenzung der Wärmebrücke als Holzleichtbaukonstruktion ausgeführt ist. Ein Grundriss und ein Schnitt durch den Simulationsraum sind in Abbildung 23 dargestellt.



## Bauteilaufbauten

Die raumbegrenzenden Bauteile sind alle massiv mit Stahlbeton ausgeführt. Das verbaute WDVS setzt sich aus der massiven Stahlbeton-Tragstruktur und einer 20 cm starken EPS-Schicht zusammen. Die Bodenplatte ist geteilt ausgeführt. Unter der 35 cm starken aktivierten Stahlbetonplatte ist eine Hälfte mit 10 cm XPS und die andere Hälfte mit 20 cm XPS gedämmt. Die Fensterverglasung hat einen  $U_g$ -Wert von  $0,48 \text{ W/m}^2\text{K}$  und einen Gesamtenergiedurchlassgrad  $g$  von  $0,50$ . Der Holz-Alu-Rahmen hat eine Breite von ca.  $11 \text{ cm}$  und einen  $U_w$ -Wert von  $0,96 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Die Bauteilaufbauten sind in Abbildung 24 und Abbildung 25 ausgewiesen.

AD	Decke				Neubau
AD	O-U				
		d [m]	$\lambda$ [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]	
1	✓ Kies+Abdichtung	0,0600	0,700	0,086	
2	✓ XPS	0,3000	0,036	8,333	
3	✓ Stahlbeton	0,2000	2,400	0,083	
4	Spachtelung	0,0020	0,470	0,004	
Wärmeübergangswiderstände				0,140	
			<b>0,5620</b>	RT =	8,646
				U =	<b>0,116</b>

AW	Außenwand				Neubau
AW	A-I				
		d [m]	$\lambda$ [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]	
1	Spachtelung	0,0020	0,470	0,004	
2	✓ Stahlbeton (2400)	0,1800	2,400	0,075	
3	EPS - F	0,2000	0,040	5,000	
4	Dünnputz	0,0100	1,000	0,010	
Wärmeübergangswiderstände				0,170	
			<b>0,3920</b>	RT =	5,259
				U =	<b>0,190</b>

EBu	Bodenplatte1				Neubau
EBu	U-O				
		d [m]	$\lambda$ [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]	
1	✓ Sauberkeitsschicht (Beton)	0,0500	0,980	0,051	
2	XPS mit Bodenkontakt (34)	0,2000	0,036	5,263	
3	✓ Stahlbeton	0,3500	2,400	0,146	
Wärmeübergangswiderstände				0,170	
			<b>0,6000</b>	RT =	5,63
				U =	<b>0,178</b>

EBu	Bodenplatte2				Neubau
EBu	U-O				
		d [m]	$\lambda$ [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]	
1	✓ Sauberkeitsschicht (Beton)	0,1500	0,980	0,153	
2	XPS mit Bodenkontakt (34)	0,1000	0,036	2,632	
3	✓ Stahlbeton	0,3500	2,400	0,146	
Wärmeübergangswiderstände				0,170	
			<b>0,6000</b>	RT =	3,101
				U =	<b>0,322</b>

Abbildung 24: opake Bauteile (Simulationsraum)

AF		Fenster-N		Neubau			
AF		Länge	psi	g	Fläche	%	U
		m	W/m	-	m <sup>2</sup>		W/m <sup>2</sup> K
				0,500	0,71	61,60	0,48
					0,44	38,40	0,96
		3,42	0,051				
				vorh.	1,15		0,82

AF		Fenster-O		Neubau			
AF		Länge	psi	g	Fläche	%	U
		m	W/m	-	m <sup>2</sup>		W/m <sup>2</sup> K
				0,500	1,56	69,40	0,48
					0,69	30,60	0,96
		5,58	0,051				
				vorh.	2,25		0,75

AF		Fenster-S		Neubau			
AF		Länge	psi	g	Fläche	%	U
		m	W/m	-	m <sup>2</sup>		W/m <sup>2</sup> K
				0,500	2,92	75,60	0,48
					0,94	24,40	0,96
		7,78	0,051				
				vorh.	3,88		0,70

Abbildung 25: transparente Bauteile (Simulationsraum)

Wärme- und Energiebedarf des Simulationsraums nach OIB-Richtlinie 6 (2011)

Die Berechnung des Energieausweises ergibt einen HWB von 65 kWh/m<sup>2</sup>a. Der Endenergiebedarf liegt bei ca. 110 kWh/m<sup>2</sup>a (siehe Abbildung 26).

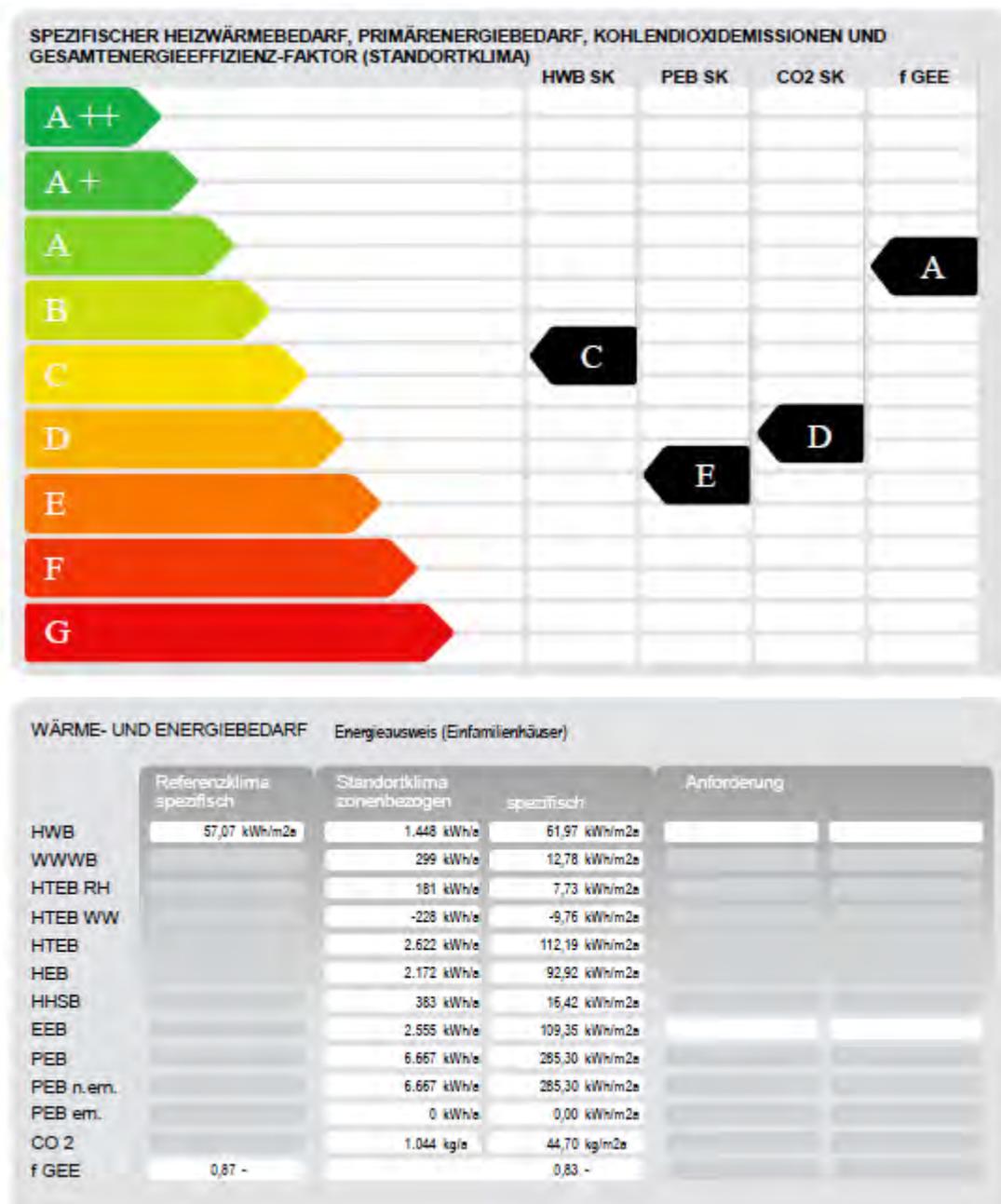


Abbildung 26: Wärme- & Energiebedarf des Simulationsraums lt. Energieausweis nach OIB-Richtlinie 6 (2011)

### Haustechnik

Die aktivierten Bauteile des Simulationsraums werden über eine Solaranlage mit einer Aperturfläche von ca. 20 m<sup>2</sup> mit Wärme versorgt. Es werden Flachkollektoren mit selektiver Beschichtung verwendet. Die Kollektordaten sind in Abbildung 27 ausgewiesen. Ausgeführt wurden zwei Kollektorreihen mit je 10,6 m<sup>2</sup> Bruttokollektorfläche welche in Serie geschaltet sind. Die Kollektorverschaltung ist in Abbildung 28 dargestellt. Der Anstellwinkel der Kollektoren beträgt 60° (ausgehend von der Horizontalen gemessen).

### Datenblatt ökoTech GS / ökoTech GS - Großflächenkollektor mit Sunstrip-Absorber

Kollektor-Typ	indach																			
	1x3	1x4	1x5	1x6	1x7	6,3	8,4	10,5	12,6	14,7	7,2	9,6	12,0	14,3	16,7	3x3	3x4	3x5	3x6	3x7
Konstruktionshöhe	13					13					13					13				
Breite	105					205					233					302				
Länge	310	411	513	615	717	310	411	513	615	717	310	411	513	615	717	310	411	513	615	717
Bruttofläche	3,3	4,3	5,4	6,5	7,5	6,3	8,4	10,5	12,6	14,7	7,2	9,6	12,0	14,3	16,7	9,4	12,4	15,5	18,6	21,7
Aperturfläche	2,8	3,8	4,7	5,6	6,6	5,7	7,7	9,6	11,5	13,4	6,6	8,8	11,0	13,1	15,3	8,6	11,5	14,3	17,2	20,1
Wärmeträgerinhalt	2,3	3,0	3,8	4,5	5,3	4,4	5,9	7,3	8,8	10,3	5,0	6,7	8,4	10,0	11,7	6,6	8,7	10,9	13,0	15,2
Kollektor-Typ	frei																			
Konstruktionshöhe	13					13					13					13				
Breite	105					205					233					302				
Länge	310	411	513	615	717	310	411	513	615	717	310	411	513	615	717	310	411	513	615	717
Bruttofläche	3,3	4,3	5,4	6,5	7,5	6,3	8,4	10,5	12,6	14,7	7,2	9,6	12,0	14,3	16,7	9,4	12,4	15,5	18,6	21,7
Aperturfläche	2,8	3,8	4,7	5,6	6,6	5,7	7,7	9,6	11,5	13,4	6,6	8,8	11,0	13,1	15,3	8,6	11,5	14,3	17,2	20,1
Wärmeträgerinhalt	2,3	3,0	3,8	4,5	5,3	4,4	5,9	7,3	8,8	10,3	5,0	6,7	8,4	10,0	11,7	6,6	8,7	10,9	13,0	15,2
Durchflußmenge	min. 10 l/m <sup>2</sup> h - max. 80 l/m <sup>2</sup> h																			
Wärmeträger-Medium	Wasser- Propylenglykol Gemisch, (Der Frostschutzmittel-Anteil ist nach lokaler Tiefsttemperatur abzustimmen)																			
Betriebsdruck	maximal zulässiger Druck im Kollektor: 6 bar (auf Anfrage auch Ausführung für max. 10 bar erhältlich .)																			
Konversionsfaktor *)	$\eta_{0,0} = 0,79$																			
Wärmeverlustkoeffizient *)	$a_1 = 3,979 \text{ W/m}^2\text{K}$ $a_2 = 0,014$ (bei $v = 3,0 \text{ m/s}$ )																			
Stillstandtemperatur *)	170,7 °C (bei 1000W Einstrahlung, 30°C Umgebungstemperatur)																			
Absorber	Sunstrip® - gesputterte Absorber mit selektiver Beschichtung Absorption $\alpha = 96\% \pm 2\%$ , Emission $\epsilon = 7\%$																			
Dämmung	Steinwolle 70 mm																			
Abdeckung	eisenarmes Solarsicherheitsglas 4mm (Lichtdurchlässigkeit > 90%)																			
Dichtsystem	Aluminiumprofile mit EPDM-Dichtungen																			
Rahmen	Holzwanne								Alu-Holzwanne											
Gewicht	ca. 24 kg / m <sup>2</sup>																			
Befestigung	auf Dachlatten befestigt								ökoTech - Aufständerung											
Anschluß	22 / 28 mm Kupferrohre																			
Verbindungstechnik	Weichlöten mit hochtemperaturbeständigem Solar-Weichlot (bis 250°C) oder solargeeignete Verschraubungen - Hartlöten ist nicht erlaubt.																			
max. Wärmedehnung	3 mm / m Absorberlänge. Die Verrohrung ist so auszuführen, dass freie Dehnung des Absorbers gewährleistet bleibt.																			
Feuchtigkeitsschutz	Holzrahmen vor Nässe zu schützen; ökoTech-Eindeckrahmen empfohlen								volleingespenget											
Montage	Bei der Montage sind die entsprechenden bzw. gesetzlich vorgeschriebenen Sicherheitsvorkehrungen für Monteure und Passanten zu treffen. Montage und Verspangelungsarbeiten sind von befugten Personen nach den technischen Regeln der Berufsgruppen durchzuführen. Kollektorneigung zwischen min. 20° und max. 90° siehe ökoTech Montageanweisung.																			
*) Prüfgutachten Nr.: 2.04.00667.1.0-1-LT bzw. Nr.: 2.04.00667.1.0-1-QT(1) nach ÖNORM EN 12975, (Leistungs- und Zuverlässigkeitstest) Österreichisches Forschungs- und Prüfzentrum Arsenal Research GmbH, 2009																				



Abbildung 27: Kollektordaten (Simulationsraum) [OEK13]



Das Kollektorfeld ist über einen externen Wärmetauscher mit einem 2000 Liter fassenden Pufferspeicher verbunden. Die Beladung des Speichers erfolgt über ein Dreiwegeventil in zwei verschiedenen Speicherhöhen. Neben der Raumheizung wird die Energie im Pufferspeicher auch für die Warmwasserversorgung der Bauakademie verwendet.

Es wurde ein Erdkollektor zur passiven Kühlung des Raumes verbaut. Dieser hat eine Fläche von 36 m<sup>2</sup> und ist für eine Entzugsleistung von 30 W/m<sup>2</sup> ausgelegt. Auch das Erdregister ist über einen Wärmetauscher mit den aktivierten Bauteilen verbunden.

Über ein Dreiwegeventil wird gesteuert, ob den Bauteilen Wasser aus dem Speicher oder dem Erdregister zugeführt wird. Die Aufteilung des Vorlaufs auf die einzelnen Bauteile erfolgt über einen druckbehafteten Verteiler. Die Einzelnen Heizkreise können über motorbetriebene Stellventile geschlossen oder geöffnet werden.

Der Raum verfügt über eine Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung. Der Zuluftvolumenstrom über die Lüftungsanlage wurde gemessen und beträgt ca. 100 m<sup>3</sup>/h. Dies entspricht bei laufender Lüftungsanlage einem Luftwechsel von ca. 2,3 1/h. Üblicherweise wird im Wohnbau eine Luftwechselzahl von 0,4 1/h angesetzt. Da die Luftwechselzahl mit 2,3 1/h wesentlich darüber liegt, ist dies bei den Auswertungen der Messungen zu berücksichtigen.

### Regelungstechnik

Es sind zwei Möglichkeiten zur Beladung der Bauteile vorgesehen. Dabei wird bewusst auf aufwendige Regelalgorithmen (wie sie z.B. bei prädiktiver Regelung benötigt werden) verzichtet.

Die Vorlauftemperatur wird generell nicht geregelt. D.h. jene Temperatur die im Speicher vorhanden ist, wird zur Beladung der Bauteile herangezogen. Für eine Begrenzung der Vorlauftemperatur ist durch eine Beimischschaltung mit Dreiwegeventil gesorgt. Diese begrenzt die Temperatur in den Bauteilen auf eine definierte Höchsttemperatur.

#### Zwei-Punkt-Regelung (Heizfall):

Fällt die operative Temperatur im Raum unter einen festgelegten Wert ab, startet die Beladung der Bauteile solange bis ein oberer Grenzwert der operativen Temperatur erreicht wird. Die Hysterese kann manuell festgelegt werden. Regelungstechnisch ist diese Art der Regelung als äußerst unkompliziert zu betrachten.

#### Regelung der Beladung in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur (Heizfall):

Um eine definierte Uhrzeit startet die Beladung der Bauteile falls die operative Temperatur im Raum unter der Solltemperatur liegt. Die Pumpe läuft dann bis die Temperaturdifferenz zwischen dem Eintritt in das Bauteil und dem Austritt aus dem Bauteil einen gewissen Wert

unterschreitet. Der nächste Beladevorgang beginnt am darauffolgenden Tag zu der definierten Uhrzeit.

## 5 Modellbildung Umgebungsklima/Untergrund

### 5.1 Außentemperatur

Bei einer Gebäudesimulation stellt der zeitabhängige Verlauf der Außenklimagrößen eine Eingangsgröße dar. Dieser wird üblicherweise über Klimadatensätze zur Verfügung gestellt. Dabei werden verschiedene Datensätze für dynamische Simulationen herangezogen. Drei häufig verwendete Klimadatensätze sind:

- IWEK Klimadatensatz (International Weather for Energy Calculations)
- TRY Klimadatensatz (Test Reference Year)
- HSKD (Halb-Synthetische-Klima-Daten)

### 5.2 Modellierung des Erdreichs

Hinsichtlich der Modellierung des Erdreichs wird in erdberührte Teile der Gebäudehülle, Flachkollektoren und Tiefenbohrfelder unterschieden.

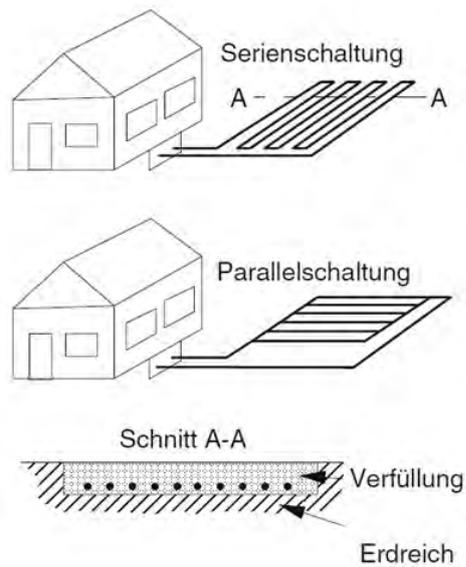
#### 5.2.1 Erdreich im Bereich von Bauteilen

Die Modellierung des Erdreichs im Bereich von Bauteilen (z.B. erdberührte Bodenplatte) ist in der ÖNORM EN ISO 13370 [ONO08] detailliert beschrieben. Das normierte Verfahren ist auch für Simulationen mit kleinen Zeitschrittweiten anwendbar. Dazu muss das reale Bauteil um eine virtuelle Schicht erweitert werden. Für diese Schicht werden die physikalischen Kennwerte des Erdreichs angesetzt. Das Verfahren führt zu einer zeitabhängigen Temperatur des Erdreichs welche als Randbedingung in der Simulation angesetzt wird.

#### 5.2.2 Erdreichmodell für Flächenkollektoren

Bei der oberflächennahen "Erdwärme"-Nutzung wird mittels Kollektoren die thermische Energie der oberflächennahen Erdschichten genutzt. Dabei wird dem Erdreich mittels Kollektoren thermische Energie entzogen oder zugeführt. Die oberflächennahe Erdwärme ist eine Folge der gespeicherten Solareinstrahlung. Vereinfachte Modelle rechnen mit einer fixen Bodentemperatur. Diese Temperatur stammt aus Erfahrungswerten. Es wird jedoch nicht der Entzug oder das Einbringen von Wärme in und aus dem Boden berücksichtigt. Somit ist die Berechnung mittels einer konstanten Bodentemperatur über das Jahr nicht ausreichend genau.

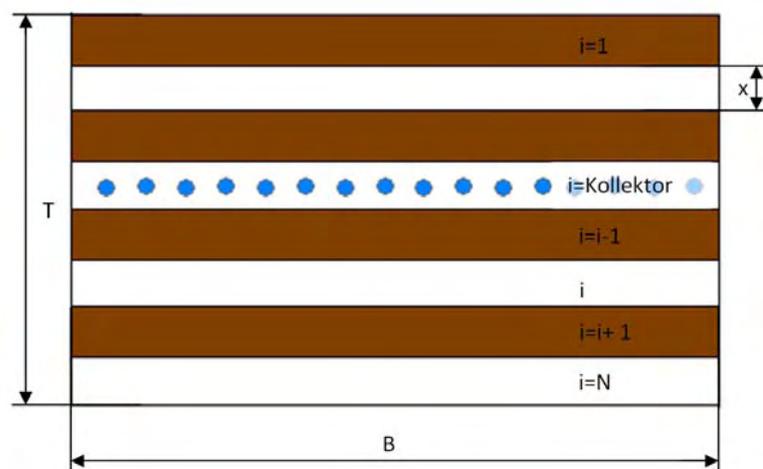
Das hier beschriebene thermische Modell eines Flächenkollektors wurde bereits in [BOI12] bzw. [ROS12] erarbeitet.



**Abbildung 29: Verlegeart horizontaler Wärmeüberträger [KAL06]**

Es gibt sehr ausführliche, 3 dimensionale Berechnungsmodelle, die den Entzug bzw. das Einbringen von thermischer Energie berücksichtigen [GLÜ09]. Dieses Modell wird vereinfacht und als eindimensionales Mehrschichtmodell mit den folgenden Formeln beschrieben, wobei folgende Annahmen gelten:

- Homogenes Erdreich mit konstanten Stoffwerten
- In Längsrichtung eines Kollektorrohres herrschen immer konstante Temperaturen innerhalb eines Simulationsschrittes
- Berücksichtigt wird nur der Niederschlag, das Grundwasser wird nicht berücksichtigt
- Die letzte Schicht ( $i=N$ ) hat eine konstante Temperatur



**Abbildung 30: Aufbau des Erdreichmodells**

Für die Berechnung wird folgende Beziehung eingeführt:

$$M = \frac{a \Delta t}{x^2} \quad (1)$$

Für die oberste Schicht ( $i=1$ ) ergibt sich folgende Temperatur

$$\vartheta_{i=1} \begin{cases} = M (\vartheta_{u, n-1} + \vartheta_{i, n-1}) + (1 - 2M) \vartheta_{i, n-1} & \text{wenn } \vartheta_{u, n-1} < 0 \\ = M (\vartheta_{u, n-1} + \vartheta_{i, n-1}) + (1 - 2M) \vartheta_{i, n-1} + \frac{F(\vartheta_{u, n-1} + \vartheta_{i, n-1}) V_{NS} c_{p_w}}{c_{p_B} \times L B} & \text{wenn } \vartheta_{u, n-1} > 0 \end{cases} \quad (2)$$

Für jede weitere Schicht gilt:

$$\vartheta_{i \neq 1} = M(\vartheta_{i-1, n-1} + \vartheta_{i+1, n-1}) + (1 - 2M)\vartheta_{i, n-1} \quad (3)$$

Für die Schicht, in der sich der Kollektor befindet, ergibt sich folgende Temperatur:

$$\vartheta_{i=\text{Kollektor}} = M(\vartheta_{i-1, n-1} + \vartheta_{i+1, n-1}) + (1 - 2M)\vartheta_{i, n-1} + \frac{\dot{Q} \Delta t}{L B \times \rho c_{p_B}} \quad (4)$$

M	-	Modul
a	m <sup>2</sup> /s	Temperaturleitfähigkeit des Bodens
$\Delta t$	S	Zeitschrittweite
x	m	Schichtdicke
$\vartheta_i$	°C	Temperatur in der i-ten Schicht
$\vartheta_u$	°C	Umgebungstemperatur
F	-	Durchlässigkeit des Bodens
VNS	m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>	flächenbezogene Niederschlagsmenge
$c_{p_w}$	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität des Wassers
$c_{p_B}$	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität des Bodens
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Bodens
L	m	Länge des simulierten Feldes
B	m	Breite des simulierten Feldes
$\dot{Q}$	kJ	Eingebracht bzw. Entzogener Energie

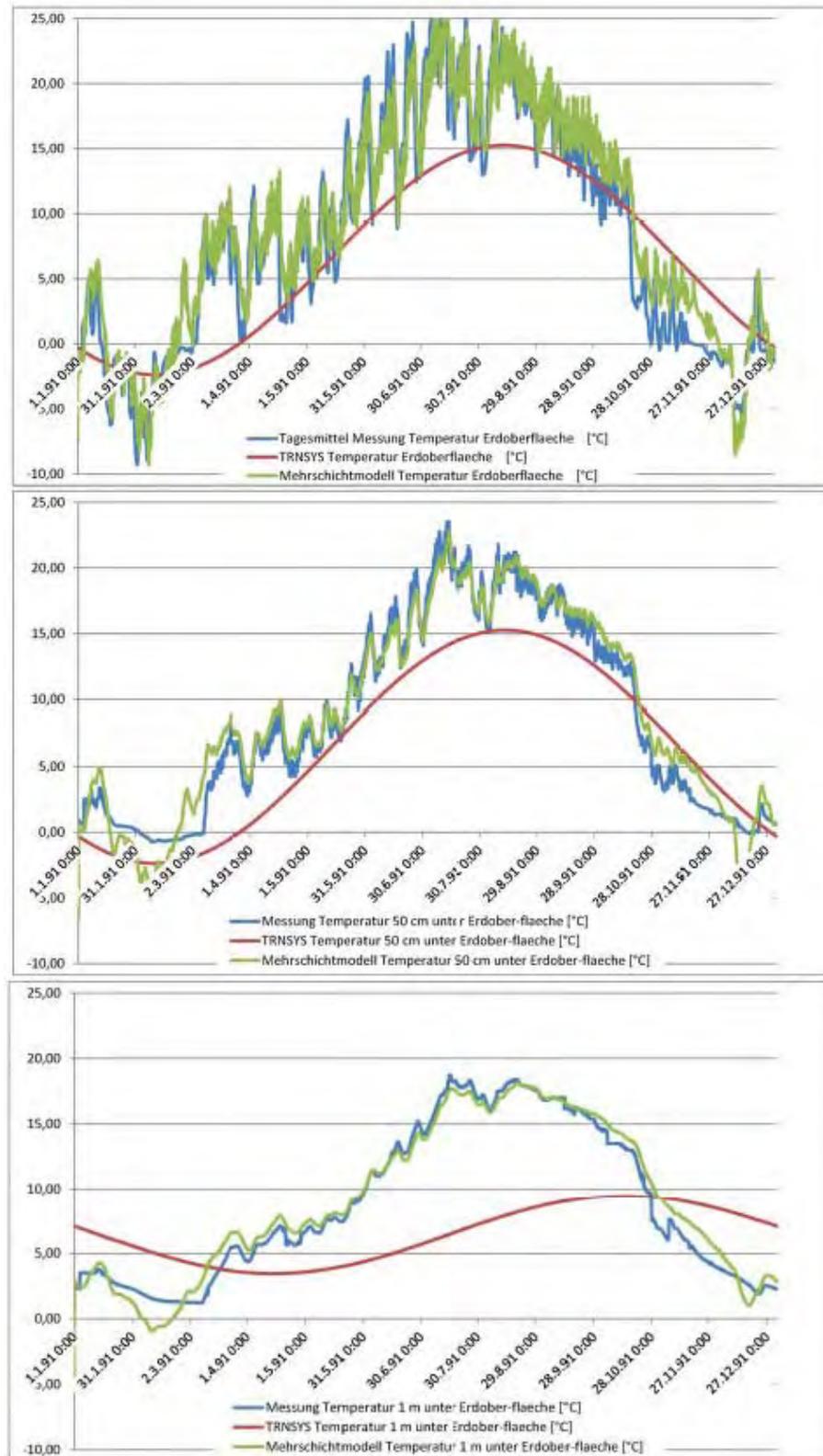
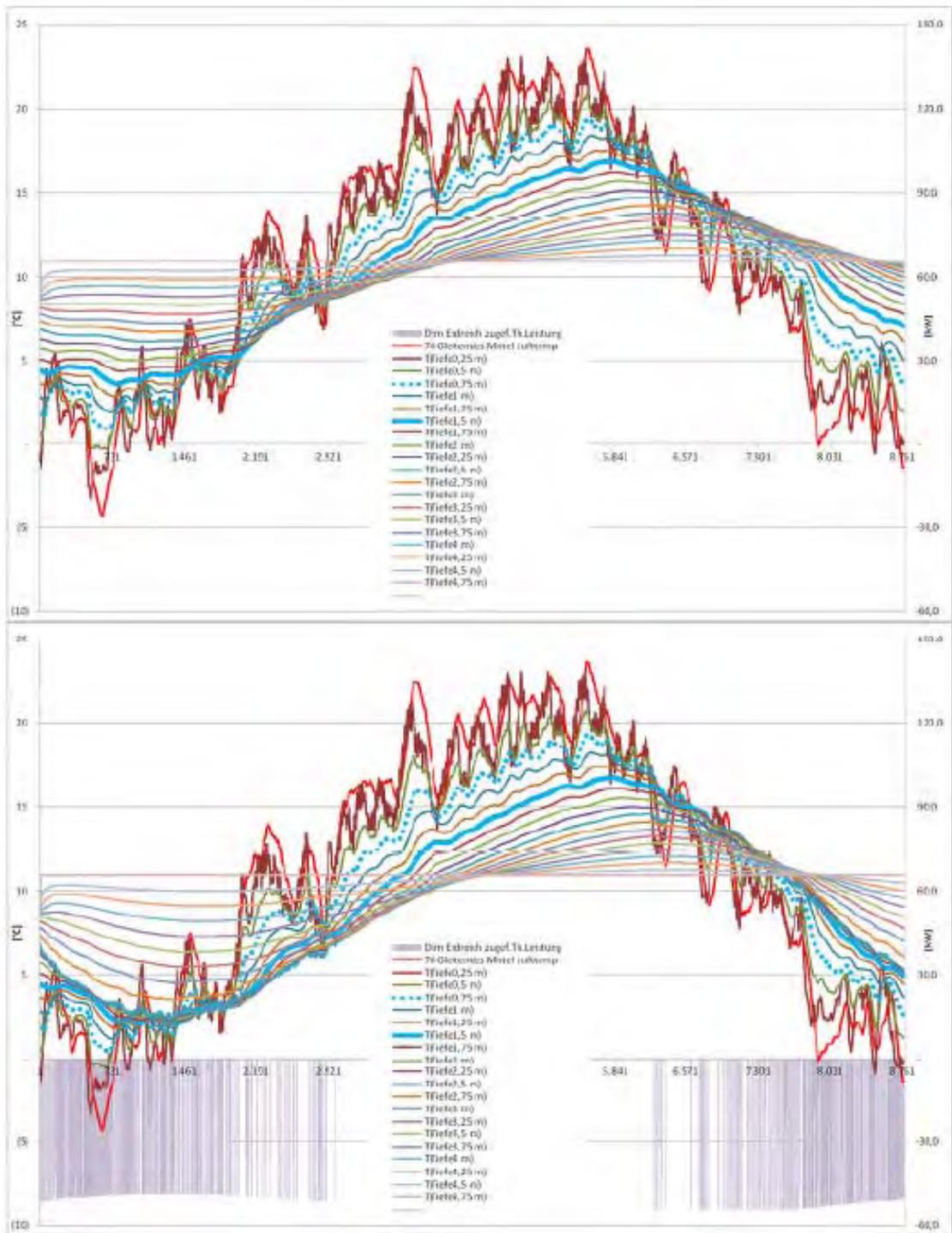


Abbildung 31: Für den Fall des ungestörten Erdreichs zeigt das Mehrschichtmodell (grüne Linie) eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten für den Fall der Erdoberfläche (oben), für einen halben (Mitte) und für einen Meter Tiefe (unten). Die rote Linie zeigt das Ergebnis aus einer einfachen TRNSYS-Simulation [BOI12]



**Abbildung 32: Temperaturverläufe des Erdreichs ohne (oben) und mit (unten) Berücksichtigung der entzogenen thermischen Leistung. Das Erdregister wurde hier in 2,5m Tiefe angenommen [BOI12]**

Abbildung 31 zeigt einen Vergleich zwischen den Ergebnissen einer Messung der Erdreichtemperatur und den Ergebnissen der Simulation mit dem oben beschriebenen Modell für einen Fall ohne entzogene Wärme. In Abbildung 32 sind die berechneten

Temperaturverläufe im Erdreich (in Abhängigkeit der Tiefe) mit und ohne Berücksichtigung einer Entzugsleistung dargestellt.

### 5.2.3 Tiefenbohrfeld

Ähnlich wie bei dem oben beschriebenen Flachkollektoren wird „Erdwärme“ für die thermische Konditionierung von Gebäuden genutzt. Im Gegensatz zu Flachkollektoren kann bei einem Tiefenbohrfeld von einer höheren Speicherkapazität eines größeren Erdkörpers ausgegangen werden. Durch die Speicherung des sommerlichen Überschusses an Wärmeenergie wird die Temperatur des Erdreichs im Umfeld der Sonden erhöht. Ist dieser Energiespeicher ausreichend dimensioniert funktioniert dieser als saisonaler Wärmespeicher und kann im Winter als Wärmequelle dienen.

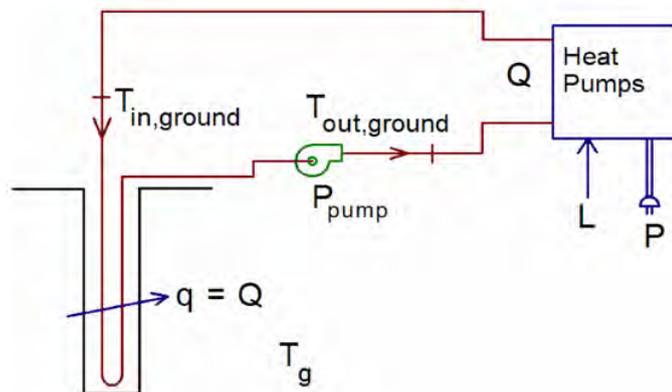


Abbildung 33 Schematische Darstellung eines Erdwärmetauscher in einem Tiefenbohrfeld [CLA10]

Die Literatur weist bereits einige Modelle für die Beschreibung des Wärmetransportmodells auf. Diese reichen von 3-dimensionalen FEM-Berechnungen bis zu 1-D analytischen Lösungen in [JAV10]. Für die Einbindung eines solchen Modells eines Tiefenbohrfelds in eine Gebäudesimulationsumgebung bieten sich naturgemäß eher einfacher, und somit Rechenzeit optimierte, Lösungen an. In weiteren soll eine Kombination [CLA10] aus einer analytischen Lösung des 1-dimensionalen radialen Wärmetransports, siehe Abbildung 34, im Bohrloch und die Lösung einer endlich langen Linienwärmequelle in einem homogenen Medium vorgestellt werden. Mit diesen sich die Stufenantwort des Tiefenbohrfelds, ein sprunghafter Anstieg der eingebrachten Leistung, berechnet wird. Der Verlauf der mittleren Extraktionstemperatur des Fluides in dem Bohrfeldes innerhalb der Gebäudesimulationsumgebung wird durch eine Aggregation der Sequenz der auftretenden Lasten und den zugehörigen Gewichtungsfaktoren, welche direkt aus der Stufenantwort berechnet werden, simuliert.

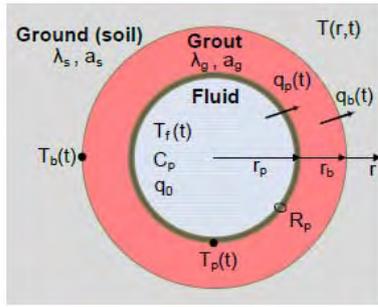
### 5.2.3.1 Simulation der Stufenantwort

#### Input, Output und Formelzeichen:

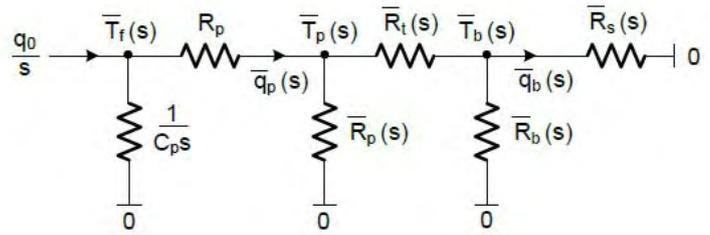
$a$	Thermische Diffusivität in $\text{m}^2/\text{s}$
$C$	Thermische Kapazität in $\text{J}/\text{mK}$
$D$	Tiefe ab der das Bohrloch thermisch wirksam ist in $\text{m}$
$H$	Thermisch wirksame Bohrlochtiefe in $\text{m}$
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit in $\text{W}/\text{mK}$
$q$	Wärmeeintrag pro lfm Bohrloch in $\text{W}/\text{m}$
$R$	Thermischer Widerstand in $\text{mK}/\text{W}$
$\bar{R}(s)$	Thermischer Widerstand in $\text{mK}/\text{W}$ (Laplace Domäne)
$r$	Radius in $\text{m}$
$\rho$	Dichte in $\text{kg}/\text{m}^3$
$s$	Laplace Transformationsvariable
$T$	Temperatur in $^{\circ}\text{C}$
$\bar{T}$	Mittlere Temperatur in $^{\circ}\text{C}$
$\bar{T}(s)$	Laplacetransformation von $T$ in $\text{K}$
$t$	Zeit in $\text{s}$
$z$	Vertikale Koordinate in $\text{m}$
$b$	Bohrloch
$f$	Fluid
$g$	Verfüllmaterial
$l_s$	Linienquelle
$p$	Rohr
$s$	Boden

#### Algorithmus:

Für die Lösungen in dem ersten Zeitintervall, in denen der Temperaturanstieg deutlich nichtlinear verläuft, wird die Rohrschleife in dem Bohrloch durch ein einziges Rohr mit einem äquivalenten Durchmesser ersetzt (Abbildung 34).



(a)



(b)

Abbildung 34: (a) Geometrie, Temperaturen, Wärmeströme und thermische Eigenschaften des Bohrlochs (b) Thermisches Netzwerk für den radialen Wärmetransport in der Laplace Domäne [CLA11]

Die Wärmetransportgleichung in Verfüllmaterial- und Erdreichumgebung lautet nun wie folgt:

$$\frac{1}{a(r)} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r}, \quad a(r) = \begin{cases} a_g, & r_p < r < r_b \\ a_s, & r > r_b \end{cases} \quad (5)$$

Diese Differenzialgleichung kann mit Hilfe der Laplace-Transformation analytisch gelöst werden. Die Temperatur zum Zeitpunkt  $\tau$  ergibt sich wie folgt:

$$T_f(\tau) = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} \frac{1 - e^{-u^2 \cdot \frac{\tau}{\tau_0}}}{u} \cdot L(u) \cdot du \quad (6)$$

mit

$$L(u) = \text{Im} \frac{-q_{inj}}{C_p \cdot \frac{-u^2}{\tau_0} + \frac{1}{R_p + \frac{1}{\frac{1}{K_p(u)} + \frac{1}{\frac{1}{R_t + \frac{1}{\frac{1}{K_b(u)} + K_s(u)}}}}}} \quad (7)$$

und

$$\frac{1}{K_s(u)} = \frac{1}{R_s(u)} = \frac{2\pi\lambda_s \cdot p_s u \cdot [J_1(p_s u) - i \cdot Y_1(p_s u)]}{J_0(p_s u) - i \cdot Y_0(p_s u)} \quad (8)$$

$$\frac{1}{K_t(u)} = \frac{1}{R_t(u)} = \frac{4\pi\lambda_g}{J_0(p_p u) \cdot Y_0(p_b u) - Y_0(p_p u) \cdot J_0(p_b u)} \quad (9)$$

$$\overline{K_p}(u) = \frac{1}{R_p(u)} = \frac{0.5\pi p_p u \cdot [J_1(p_p u)Y_0(p_b u) - Y_1(p_p u)J_0(p_b u)] - 1}{R_i(u)} \quad (10)$$

$$\overline{K_b}(u) = \frac{1}{R_b(u)} = \frac{0.5\pi p_b u \cdot [J_1(p_b u)Y_0(p_p u) - Y_1(p_b u)J_0(p_p u)] - 1}{R_i(u)} \quad (11)$$

$$p_p = \frac{r_p}{\sqrt{a_g \cdot \tau_0}}, \quad p_b = \frac{r_b}{\sqrt{a_g \cdot \tau_0}}, \quad p_s = \frac{r_s}{\sqrt{a_s \cdot \tau_0}} \quad (12)$$

Da die Lösung dieser Differenzialgleichung Rechenzeit intensiv ist, wird für die Langzeitberechnung der Stufenantwort, ab einem frei wählbaren „Breakingpoint“ die Differentialgleichung durch die Näherung einer endlich langen Linienquelle ersetzt.

$$T_N(t) = \frac{q_0}{4\pi\lambda} \cdot \int_{1/\sqrt{4at}}^{\infty} ds \cdot I_e(s) \cdot \frac{I_{ls}(Hs, Ds)}{Hs^2} \quad (13)$$

mit

$$I_e(s) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N e^{-r_{i,j}^2 \cdot s^2} \quad (14)$$

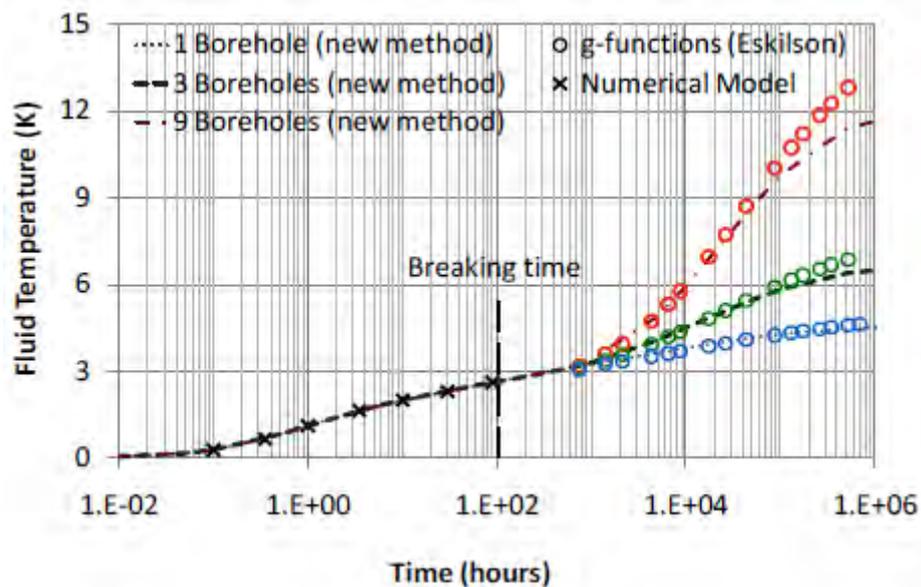


Abbildung 35 Vergleich unterschiedlicher Modelle zur Simulation der Stufenantwort eines Tiefenbohrfeldes

[CLA11]

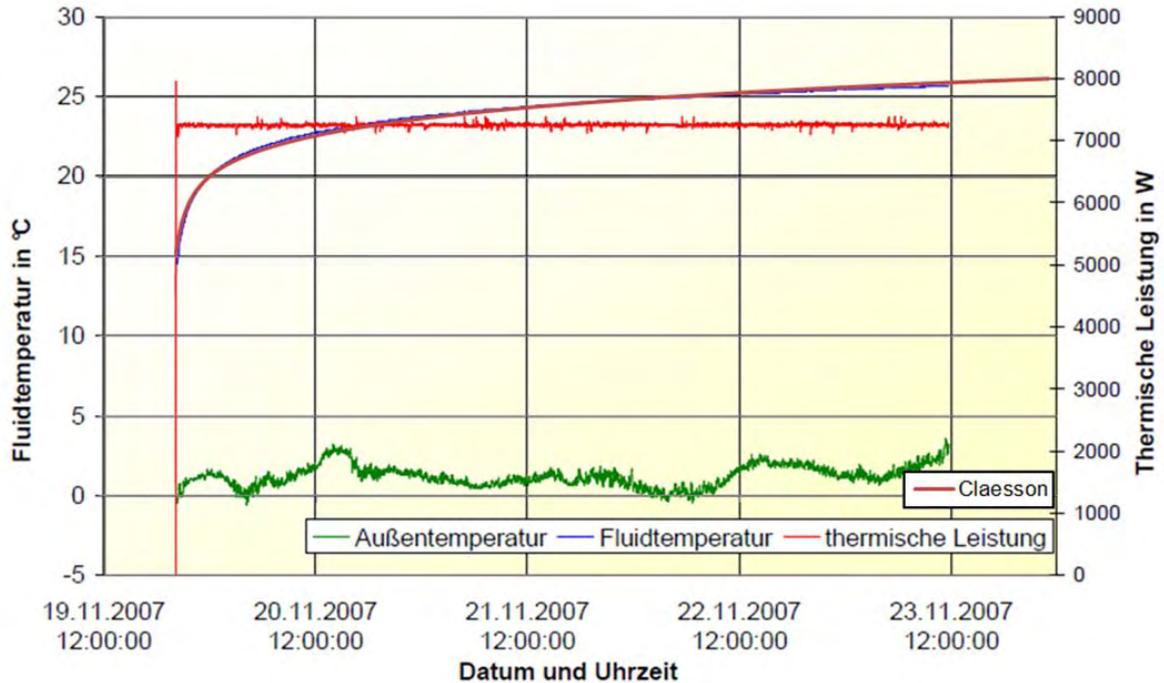


Abbildung 36 Validierung des Modells zur Simulation der Stufenantwort eines Tiefenbohrfeldes

### 5.2.3.2 Last Aggregation

Input, Output und Formelzeichen:

$h$	Zeitschritt in s
$p$	Zellennummer auf dem Level $q$
$P_q$	Zellenanzahl auf dem Level $q$
$Q_{in}(t)$	Wärmeeintrag in W
$Q_n$	Wärmeeintrag während Zeitschritt $n$ in W
$Q_{step}$	Amplitude des Wärmeeintrags während der Stufenantwort in W
$Q_v^{(n)}$	Wärmeeintragspuls $v$ während dem Zeitschritt $n$
$\overline{Q}_{q,p}^{(n)}$	Wärmeeintrag für aggregierte Zelle in W
$q$	Level der Aggregation
$R_{ss}$	Thermischer Widerstand zwischen Fluid und Bodenoberfläche
$r_q$	Anzahl der ursprünglichen Zellen in Level $q$
$T_f$	Fluidtemperatur in °C
$T_{step}(t)$	Stufenantwort Temperatur in °C
$\kappa_v$	Gewichtungsfaktor
$\overline{\kappa}_{q,p}$	Gewichtungsfaktor für aggregierte Zelle $q,p$
$v$	Rückwärts laufende Zahl der Lasten von dem aktuellen Zeitschritt an
$v_{q,p}$	Letzter $v$ -Wert in Zelle $q,p$

### Algorithmus:

Für eine mehrjährige Simulation des Tiefenbohrfeldes wird die lange Sequenz der auftretenden Lasten, eingespeister oder entzogener Wärmeenergie, über den Simulationszeitraum mithilfe der aus der Stufenfunktion berechneten Gewichtungsfaktoren zu in den Zeitschritten konstanten Last summiert, mit dieser sich die mittlere Fluidtemperatur nach dem letzten Zeitschritt berechnen lässt.

$$T_f(nh) = R_{ss} \cdot \sum_{v=1}^n Q_v^{(n)} \cdot \kappa_v \quad (15)$$

mit

$$R_{ss} = \frac{T_{step}}{Q_{step}} \quad (16)$$

$$\kappa_v = \frac{T_{step}(vh) - T_{step}(vh-h)}{T_{step}(\infty)} \quad (17)$$

Dieses Rechenverfahren setzt voraus, dass sämtliche seit dem letzten Zeitschritt aufgebrauchte Lasten Berücksichtigung finden und somit berechnet werden müssen. Das bedeutet nach zehn Jahren Simulationsdauer und einem Zeitschritt von einer Stunde 87600 Glieder innerhalb der Summe. Auch wenn  $\kappa_v$  schnell mit größeren  $v$  sehr klein wird, müssen diese Gewichte mit den zugehörigen Lasten berücksichtigt werden, da diese in Summe einen großen Einfluss besitzen.

Es bietet sich somit an, die vorhandenen Lasten zu weniger, dafür größeren Lasten zusammenzufassen. Das erfolgt je nach Wahl der maximalen Lastenanzahl  $q_{\max}$  wie folgt:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{1,0}^{(n)} &= Q_{in}(nh), \quad q = 2, \dots, q_{\max} : \bar{Q}_{q,0}^{(n)} = \bar{Q}_{q-1,P_q}^{(n-1)} \\ q = 1, \dots, q_{\max}, \quad p = 1, \dots, p_{\max} : \bar{Q}_{q,p}^{(n)} &= \bar{Q}_{q,p}^{(n-1)} + \frac{1}{r_q} \cdot [\bar{Q}_{q,p-1}^{(n-1)} - \bar{Q}_{q,p}^{(n-1)}] \end{aligned} \quad (18)$$

Die zugehörigen Gewichtungen berechnen sich wie folgt:

$$\bar{\kappa}_{q,p} = \sum_{r=0}^{r_q} \kappa_v = \frac{T_{step}(v_{q,p}h) - T_{step}(v_{q,p-1}h)}{T_{step}(\infty)} \quad (19)$$

mit

$$r_q = 2^{q-1}, \quad q = 1, \dots, q_{\max}; \quad v_{\max} = \sum_{q=1}^{q_{\max}} P_q \cdot r_q \geq n_{\max}; \quad N_{lumped\ cells} = \sum_{q=1}^{q_{\max}} P_q \quad (20)$$

$$v_{q+1,0} = v_{q,0} + r_q \cdot P_q, \quad q = 1, \dots, q_{\max} - 1, \quad v_{1,0} = 0 \quad (21)$$

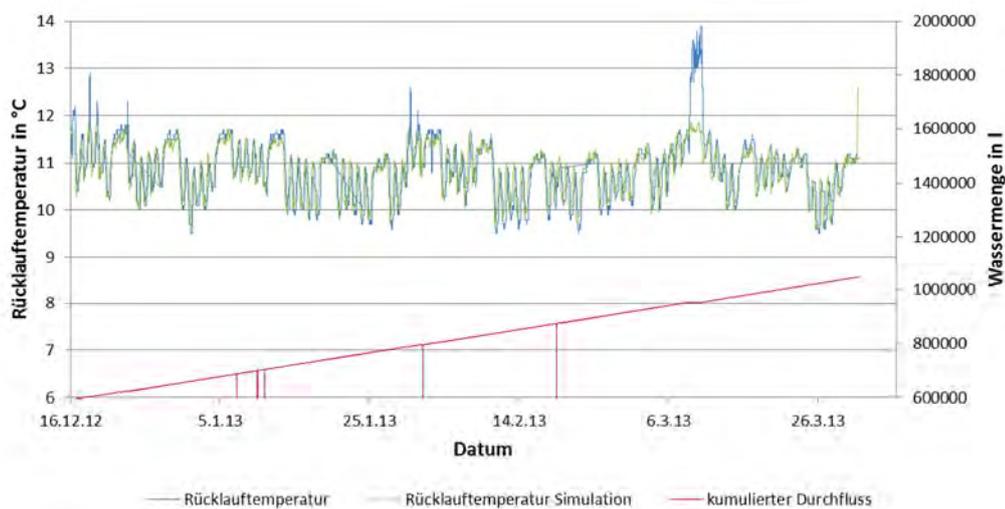
$$v_{q,p} = v_{q,0} + r_q \cdot p, \quad q = 1, \dots, q_{\max} - 1, \quad p = 1, \dots, P_q \quad (22)$$

Die mittlere Extraktionstemperatur des Fluides in dem Tiefenbohrfeld ergibt sich nun nach Gleichung 13 mit Gleichung 16-20 zu:

$$T_f(nh) = R_{ss} \cdot \sum_{q=1}^{q_{\max}} \sum_{p=1}^{P_q} Q_{q,p}^{(n)} \cdot K_{q,p} \quad (23)$$

## Vergleich von Modell- und Messergebnissen

Als Basis für die Validierung des Erdsondenmodells wurden Messdaten aus dem in Abschnitt 0 beschriebenen Projekt „COP 5+“ herangezogen. Abbildung 37 zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen Rücklauftemperatur über einen Zeitraum von etwa 3 Monaten. Über den gesamten dargestellten Messzeitraum ist eine gute Überstimmung von gemessener und simulierter Rücklauftemperatur aus dem Erdsondenfeld feststellbar. Eine Ausnahme bildet die Abweichung Mitte März 2013. Zu diesem Zeitpunkt wurde aus Revisionsgründen das Erdsondenfeld nicht durchflossen, erkennbar am roten Graphen der die kumulierte Wassermenge darstellt. Die gemessene Wassertemperatur im Rücklauf passte sich somit langsam der Umgebungstemperatur des Wärmemengenzählers an.



**Abbildung 37: Vergleich von Modell- und Messergebnissen (Zeitraum: 26.12.12 bis 26.3.2013)**

Abbildung 38 zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen Rücklauftemperatur über den gesamten bis jetzt gemessenen Zeitraum von ca. 1 ½ Jahren. Im Vergleich zu Abbildung 37 ist eine größere absolute Abweichung von Simulation und Messung zu beobachten. Aufgrund von größeren Lücken in den Messdaten, die auf Ausfälle und Revisionsarbeiten der Messanlage zurückzuführen sind, ist eine Validierung auf diese große Zeitspanne nicht mehr möglich. Allerdings abschnittsweise und relativ betrachtet zeigen das simulierte und das gemessene Speichersystem vergleichbare Reaktionen auf die angesetzten Entzugs- bzw. Einspeiseleistungen.

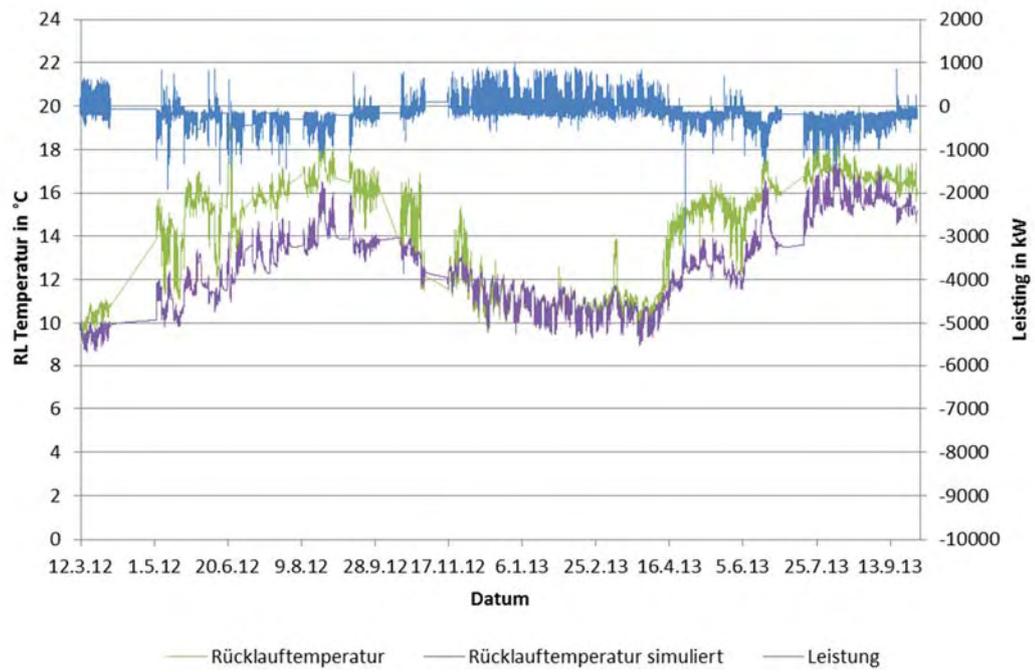


Abbildung 38: Vergleich von Modell- und Messergebnissen (Zeitraum: 12.3.12 bis 1.10.2013)

## Umsetzung des Rechenmodells in Matlab

```
clear all
global t0 qinj lambda_p lambda_g lambda_s C_p a_g a_s r_p r_b p_p p_b p_s
Rp T_0 H B D r N I_e

%% INPUT
%
t0=1; %willkürliche Zeitkonstante
qinj=1; %Entnahme- bzw. Einspeiseleistung in W/m
lambda_p=0.4; %Wärmeleitfähigkeit - Rohr in W/(m*K)
lambda_g=2.0; %Wärmeleitfähigkeit - Verfüllmaterial in
W/(m*K) (2)
lambda_s=2.0; %Wärmeleitfähigkeit - Boden in W/(m*K)
c_s=1000000; %Wärmespeicherzahl - Boden in J/(m^3*K)
c_g=1000000; %Wärmespeicherzahl - Verfüllmaterial in
J/(m^3*K)
a_g=lambda_g/c_g; %thermische Diffusivität - Verfüllmaterial
m^2/s
a_s=lambda_s/c_s; %thermische Diffusivität - Boden m^2/s
d=0.0037; %Rohrdicke in m
r_p=0.08; %Rohrdurchmesser in m
r_b=0.133; %Bohrlochdurchmesser in m
c_p=4180*1000; %Wärmespeicherzahl in J/(m^3*K)
C_p=2*c_p*(r_p-d)^2*pi; %Wärmespeicherzahl Wasser pro lfm Rohr
T_0=0; %ungestörte Bodentemperatur in C°
Re=9626; %Reynoldszahl der Wasserströmung
t_max=3784320000; %Berechnungsende in s
t_schritt=900; %Schrittweite Modell Claesson in s
t_schritt2=86400*4; %Schrittweite Modell Linienquelle in s
t_break=345600; %Zeitpunkt des Modellwechsels in s
H=200; %Bohrlochtiefe in m
D=0; %Tiefe bis zu thermisch aktivem Bohrloch in m
B=5; %Abstand der Bohrlöcher untereinander in m
i_max=20; %Anzahl der Bohrlöcher in x-Richtung
j_max=10; %Anzahl der Bohrlöcher in y-Richtung
N=i_max*j_max; %Anzahl der Bohrlöcher

save qinj.mat qinj H N
%% Abstände und I_e
%
N=i_max*j_max;

Feld(1:j_max,1:i_max)=0;
for j=1:j_max
    Feld(j,1:i_max)=(1+(j-1)*i_max):(i_max+(j-1)*i_max);
end
spy(Feld);figure(gcf);

r(1:N,1:N)=0;
for w=1:N
    [i,j]=find(Feld==w);
    for n=1:N
        [l,k]=find(Feld==n);
        if i==l && j==k
            r(n,w)=-r_b;
        else
            r(n,w)=-(B*sqrt((i-1)^2+(j-k)^2))^2;
        end
    end
end
```

```

end

syms s
A1(1:N,1:N)=s;
for w=1:N
    for n=1:N
        A1(w,n)=exp(r(w,n)*s^2);
    end
end

A2=sum(A1);
A=(1/(N))*sum(A2,2);
I_e=matlabFunction(A);
clear s
%% Thermal Response
%
p_p=r_p/sqrt(a_g*t0);
p_b=r_b/sqrt(a_g*t0);
p_s=r_b/sqrt(a_s*t0);

Nu=0.02*Re^0.8+0.7^0.43;
alpha_p=Nu*0.6/(2*(r_p-d));
Rp=d/lambda_p+1/alpha_p;

Tf(1+t_break/t_schritt+(t_max-t_break)/t_schritt2,2)=0;

for t=0:t_schritt:t_break
    if t==0
        Tf(1,2)=T_f(t);
        Tf(1,1)=0;
    else
        Tf(1+t/t_schritt,2)=T_f(t);
        Tf(1+t/t_schritt,1)=t/3600;
        Time=t/3600;
        fort=round(100*t/(t_max/100))/100;
        figure(10);
        % plot(Tf(1:1+t/t_schritt,1),Tf(1:1+t/t_schritt,2))
        % title(['Zeit: ',num2str(Time),'h Rechenfortschritt: ',num2str(fort),'%']);
    end
end

for t=t_break+t_schritt2:t_schritt2:t_max
    Tf(1+t_break/t_schritt+(t-t_break)/t_schritt2,2)=(T_f(t_break)-T_ls(t_break))+T_ls(t);
    Tf(1+t_break/t_schritt+(t-t_break)/t_schritt2,1)=t/3600;
    fort=round(100*t/(t_max/100))/100;
    Time=t/3600;
    figure(10);
    % plot(Tf(1:1+t_break/t_schritt+(t-t_break)/t_schritt2,1),Tf(1:1+t_break/t_schritt+(t-t_break)/t_schritt2,2))
    % title(['Zeit: ',num2str(Time),'h Rechenfortschritt: ',num2str(fort),'%']);
end
%% Ausgabe
%
subplot(2,1,1);
plot(Tf(:,1),Tf(:,2))

```

```

subplot(2,1,2);
semilogx(Tf(:,1),Tf(:,2))
save Tf.txt Tf '-ascii'
save qinj.txt qinj H N

clear all

Load_aggration

function f=f(x,A,B,C)

f=A*sin(pi/12*(x-B))*sin(pi/4380*(x-B))*(((168-
C)/168)+1/(pi*1)*(cos((C*pi*1)/84)-1)*((pi*1)/84*sin(x-
B))+1/(pi*2)*(cos((C*pi*2)/84)-1)*((pi*2)/84*sin(x-
B))+1/(pi*3)*(cos((C*pi*3)/84)-1)*((pi*3)/84*sin(x-B)));

function f=I_ls(h,d)

f=2.*ierf(h)+2.*ierf(h+2.*d)-ierf(2.*h+2.*d)-ierf(2.*d);

function f=ierf(X)

f=X.*erf(X)-1./sqrt(pi).*(1-exp(-X.^2));

function f=K_b(u)
global p_p p_b
f=(0.5.*pi.*p_b.*u.*(besselj(1,p_b.*u).*bessely(0,p_p.*u)-
bessely(1,p_b.*u).*besselj(0,p_p.*u))-1)./(1./K_t(u));

function f=K_p(u)
global p_p p_b
f=(0.5.*pi.*p_p.*u.*(besselj(1,p_p.*u).*bessely(0,p_b.*u)-
bessely(1,p_p.*u).*besselj(0,p_b.*u))-1)./(1./K_t(u));

function f=K_s(u)
global lambda_s p_s
f=(2.*pi.*lambda_s.*p_s.*u.*(besselj(1,p_s.*u)-
li.*bessely(1,p_s.*u)))./(besselj(0,p_s.*u)-li*bessely(0,p_s.*u));

function f=K_t(u)
global lambda_g p_p p_b
f=(4.*lambda_g)./(besselj(0,p_p.*u).*bessely(0,p_b.*u)-
bessely(0,p_p.*u).*besselj(0,p_b.*u));

function f=L(u)
global qinj C_p t0 Rp
f=imag(-qinj./((C_p.*-
u.^2./t0)+1./((Rp+1./((K_p(u)+1./((1./K_t(u))+1./((K_b(u)+K_s(u))))))));

```

```

clear all

load Tf.txt
load Qin.txt
load qinj.mat qinj H N
%% Input
%
P_q=5;           %Anzahl der addierten Zellen auf Level q
q_max=16;        %Anzahl der Ebenen
n_max=13928;     %Ende der Simulation in h

h=1;             %FESTE! Schrittweite
%% Wärmeinjektionsrate für n Jahre
% Input in W
% for n=8760:n_max
%     Qin(n,1)=Qin(n-8759);
% end

%% Load Aggregation
%
R_ss=Tf(end,2)./(qinj*H*N);

teta(1:q_max,1:P_q)=0;
Q(1:q_max,1:P_q,3)=0;
teta_q_0(1:q_max,1)=0;
T_step(1:q_max,1:P_q)=0;
T_step_q_0(1:q_max,1)=0;
kappa(1:q_max,1:P_q)=0;
T_sim(1:n_max,2)=0;

    teta_q_0(1,1)=0;
    for q=1:q_max
        teta_q_0(q+1,1)=teta_q_0(q,1)+r_q(q)*P_q;
        for p=1:P_q
            if p==1
                teta(q,p)=teta_q_0(q,1)+r_q(q)*p;
                T_step1=interp1(Tf(:,1),Tf(:,2),teta(q,1)*h);
                T_step2=interp1(Tf(:,1),Tf(:,2),teta_q_0(q,1)*h);
            else
                teta(q,p)=teta_q_0(q,1)+r_q(q)*p;
                T_step1=interp1(Tf(:,1),Tf(:,2),teta(q,p)*h);
                T_step2=interp1(Tf(:,1),Tf(:,2),teta(q,p-1)*h);
            end
            kappa(q,p)=(T_step1-T_step2)/(Tf(end,2));
        end
    end
    teta_q_0(q_max+1,:)=[];

    if max(teta)<n_max
        disp('q_max zu klein gewählt! Abbrechen?')
    end

Q(1,1,1)=Qin(1);
T=0;
T_sim(1,3)=1;
T_sim(2,3)=R_ss*kappa(1,1)*(Qin(1));
T_sim(1,1)=1;
T_sim(2,1)=2;

```

```

T_sim(1,2)=Qin(1);
T_sim(2,2)=Qin(2);

for n=3:n_max
    for q=1:q_max
        teta_q_0(q+1,1)=teta_q_0(q,1)+r_q(q)*P_q;
        for p=1:P_q
            if q==1 && p==1
                Q(q,p,3)=Q(q,p,2)+1/r_q(q)*(Qin(n-1)-Q(q,p,2));
            elseif p==1
                Q(q,1,3)=Q(q,1,2)+1/r_q(q)*(Q(q-1,P_q,1)-Q(q,1,2));
            else
                Q(q,p,3)=Q(q,p,2)+1/r_q(q)*(Q(q,p-1,2)-Q(q,p,2));
            end
            T=T+Q(q,p,3)*kappa(q,p);
            Q(q,p,1)=Q(q,p,2);
            Q(q,p,2)=Q(q,p,3);
        end
    end
    T_sim(n,3)=T*R_ss;
    T_sim(n,2)=Qin(n);
    T_sim(n,1)=n;
    T=0;
    %
    figure(10);
    %
    plot(T_sim(1:n,1),T_sim(1:n,3))
    %
    grid on
    %
    title(['Zeit: ',num2str(T_sim(n,1)),'h Rechenfortschritt:
',num2str(round(100*T_sim(n,1)/(n_max/100))/100),'%']);
    end
Q=0;
%% Output
%
plot(T_sim(1:n,1),T_sim(1:n,3))
save T_sim.txt T_sim '-ascii'

function f=r_q(q)
f=2^(q-1);
end

function f=T_f(t)
global t0 T_0
f=T_0+2/pi*quadgk(@(u)((1-exp(-u.^2.*(t./t0)))./u.*L(u)),0,Inf);

function f=T_ls(t)

global qinj lambda_s a_s H D I_e

f=qinj/(4*pi*lambda_s)*quadgk(@(s)I_e(s).*I_ls(H.*s,D.*s)./(H.*s.^2),1/sqrt
(4*a_s*t),Inf);

```

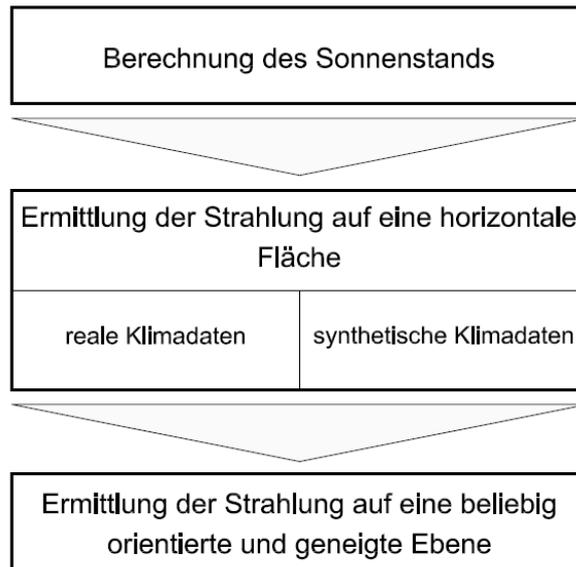
### 5.3 Solare Einstrahlung

Die solaren Wärmegewinne eines Gebäudes haben wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisse von dynamischen Raum- und Gebäudesimulationen. Beim Auftreffen der Einstrahlung auf opake Bauteiloberflächen wird ein Teil der Strahlung reflektiert. Der andere Teil der auftreffenden Strahlung wird absorbiert. Die Absorption der solaren Strahlungsintensität führt zu einer Erwärmung der Oberflächen. Dies beeinflusst den Wärmetransport durch das betrachtete Bauteil. Auch bei transparenten Bauteilen führt die Absorption der solaren Einstrahlung zu einer Erwärmung der einzelnen Oberflächen der Verglasung. Ein Teil der auftreffenden Strahlung gelangt jedoch über die transparenten Flächen in das Gebäude und führt zu einer Erwärmung der innenliegenden Oberflächen und somit zu einer Erhöhung der Strahlungstemperatur im Raum. Die Konvektion an den Innenoberflächen führt in weiterer Folge zu einer Erwärmung der Lufttemperatur im Raum.

Im Bereich der Anlagensimulation bzw. der gekoppelten Simulation von Gebäude und Anlage spielt die kurzwellige Einstrahlung auf geneigte Oberflächen im Bereich von Sonnenkollektoren eine entscheidende Rolle. Ob die solare Einstrahlung zu einer Temperaturerhöhung eines Fluids oder zur Erzeugung von elektrischem Strom führt, ist für die Ermittlung der Strahlung auf die Kollektoroberfläche nicht relevant.

In diesem Kapitel werden verschiedene Modelle zur Berechnung der solaren Einstrahlung auf die Oberflächen eines Gebäudes bzw. eines Teils einer gebäudetechnischen Anlage untersucht. Dazu wird einleitend auf Grundlagen der solaren Einstrahlung eingegangen. Anschließend werden verschiedene Modelle zur Berechnung des Sonnenstands bzw. der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen untersucht und verglichen.

Um die Strahlungsintensität auf beliebig orientierten und geneigten Oberflächen berechnen zu können, muss der Stand der Sonne bekannt sein. Dieser lässt sich in Abhängigkeit des Standorts und der Seehöhe ermitteln. Der Umrechnung der Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen liegen Strahlungsdaten auf die horizontale Fläche zugrunde. Diese können entweder aus einem Klimadatensatz stammen oder aus statistischen Daten generiert werden. Abbildung 39 zeigt die erforderlichen Berechnungsschritte zur Ermittlung der Strahlungsintensität auf eine Oberfläche im Zuge einer Gebäudesimulation.



**Abbildung 39: Berechnungsschritte bei der Ermittlung der Strahlungsintensität im Zuge einer Gebäude- und Anlagensimulation**

### 5.3.1 Grundlagen zur Sonnenstrahlung

Die Sonnenenergie entsteht durch einen Kernfusionsprozess in der Sonne. An ihrer Oberfläche hat die Sonne eine Leistung von ca. 60 MW/m<sup>2</sup>. Die Leistung an der Grenze der Erdatmosphäre ist Schwankungen zufolge der Exzentrizität der Erdumlaufbahn unterworfen. Laut Gassel [GAS97] beträgt die Leistung aufgrund der großen Entfernung im Mittel nur noch 1356 W/m<sup>2</sup>. In [DUF13] sind verschiedene Angaben zur Höhe der mittleren Solarkonstante aus Literaturquellen basierend auf Messungen zusammengetragen. Diese reichen von 1353 W/m<sup>2</sup> bis zu 1374 W/m<sup>2</sup>. Sowohl [DUF13] als auch [EIC12] berücksichtigen in ihren Berechnungen eine Solarkonstante von 1367 W/m<sup>2</sup>.

Die Variation der Solarkonstante im jährlichen Verlauf kann nach [DUF13] mit folgender Gleichung näherungsweise berechnet werden:

$$S = S_0 \cdot \left( 1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot J}{365}\right) \right) \quad (24)$$

$S$	W/m <sup>2</sup>	extraterrestrische Strahlungsintensität in Abhängigkeit des Tages im Jahr
$S_0$	W/m <sup>2</sup>	mittlere Solarkonstante
$J$	-	Tag im Jahr

Der Verlauf der extraterrestrischen Strahlungsintensität über ein Jahr nach [DUF13] ist in Abbildung 40 dargestellt.

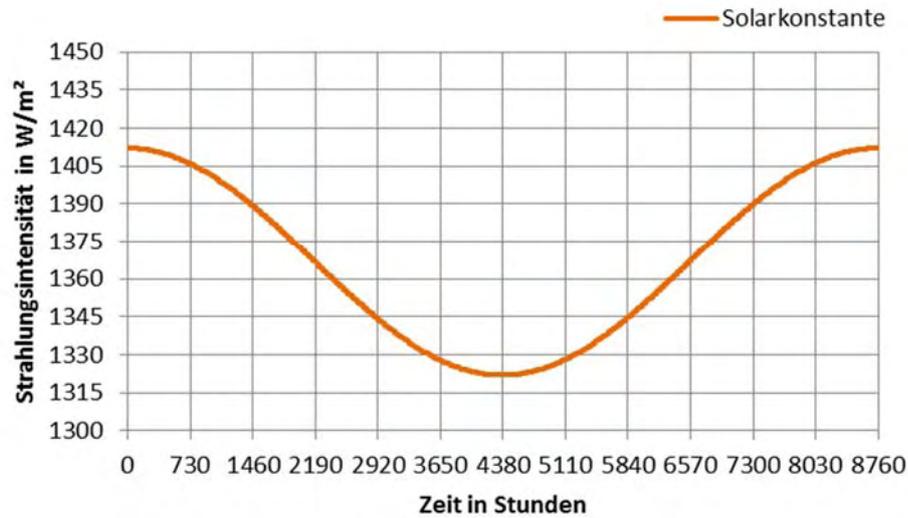


Abbildung 40: Variation der Solarkonstante im Jahresverlauf (berechnet nach [DUF13])

Die extraterrestrische Strahlungsintensität ergibt sich durch Integration der spektralen Einstrahlung über den gesamten Wellenlängenbereich. Ein Anteil von ca. 93 W/m<sup>2</sup> bzw. ca. 6,4% der gesamten Strahlungsintensität (1367 W/m<sup>2</sup>) stammt dabei aus dem ultravioletten Spektralbereich und ca. 660 W/m<sup>2</sup> bzw. ca. 48% der gesamten Strahlungsintensität liegen im sichtbaren Wellenlängenbereich. Der verbleibende Teil der gesamten Strahlungsintensität von 1367 W/m<sup>2</sup> liegt im Infraroten Spektralbereich und beträgt somit ca. 45,6% der gesamten Strahlungsintensität. [EIC12]

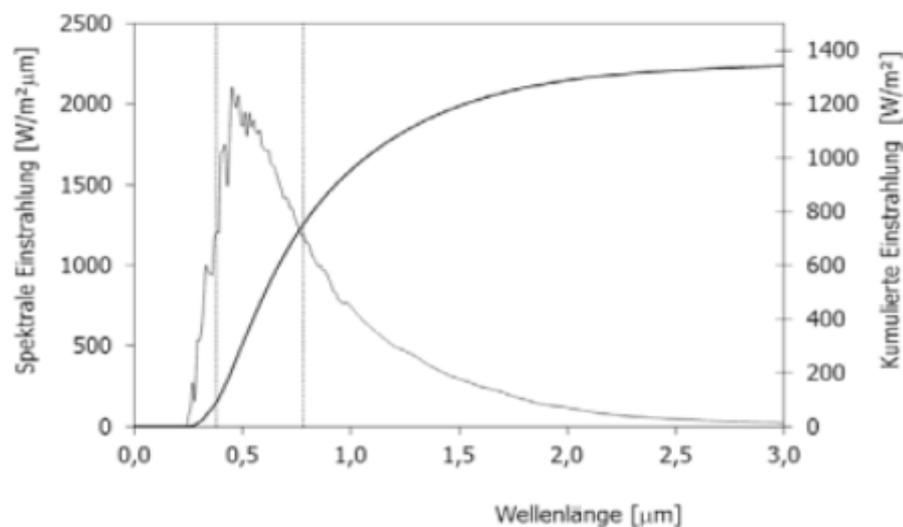


Abbildung 41: Spektrale Strahlungsintensität und kumulierte Leistung der extraterrestrischen Einstrahlung (Quelle: [EIC12])

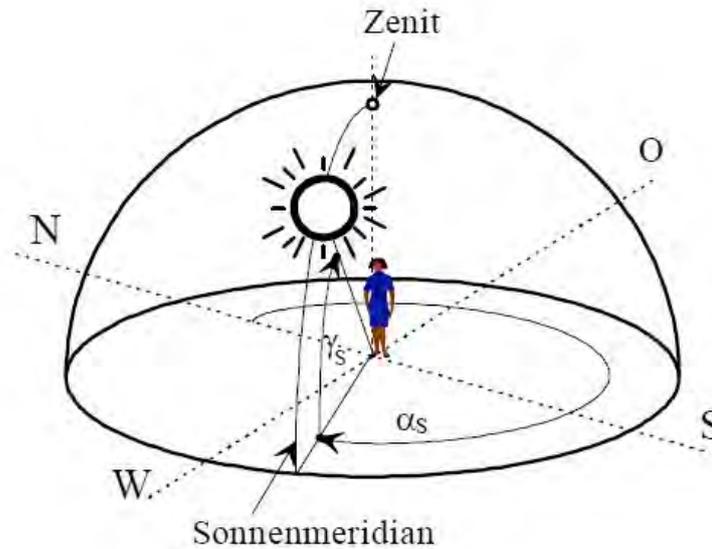
Bei ihrem Durchgang durch die Erdatmosphäre wird die extraterrestrische Strahlung der Sonne abgeschwächt. Dabei kommt es einerseits zu Absorption und Reflexion der einfallenden Strahlung, andererseits wird die Strahlung an Luftmolekülen gestreut und teilweise in diffuse Strahlung umgesetzt. Während die Ozonschicht beinahe die gesamte Strahlung im Wellenlängenbereich unter  $0,29\ \mu\text{m}$  absorbiert, sind  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$  Moleküle für die beinahe vollständige Absorption der Strahlung im Wellenlängenbereich über  $2,5\ \mu\text{m}$  verantwortlich. [EIC12]

Die Streuung der Sonnenstrahlung mit Wellenlängen von mehr als  $0,1\ \mu\text{m}$  an Luftmolekülen wird als Rayleigh-Streuung bezeichnet. Sie zeichnet sich durch eine gleichmäßige Streuung der Strahlung entlang der Strahlungsrichtung aus. Seitlich ist die Streuung der Sonnenstrahlen jedoch geringer. Diese Art der Streuung ist im Bereich der blauen Farbe des Spektrums am stärksten ausgeprägt, wodurch der Himmel bei trockener Luft und reiner Atmosphäre blau erscheint. Die Mie-Streuung beschreibt die Streuung der Sonnenstrahlung an Aerosolteilchen, Staub, Dunst und Wolkentröpfchen. Der Himmel erscheint aufgrund der Mie-Streuung weiß bis grau. [RIE94]

### **5.3.2 Berechnung des Sonnenstands**

Die in den Klimadatensätzen angegebenen Strahlungswerte beziehen sich immer auf eine horizontale Fläche. Wird für die Lösung einer bestimmten Aufgabe die Strahlungsintensität auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche benötigt, kann diese aus den Strahlungsangaben für eine horizontale Fläche berechnet werden. Um die Berechnung der Strahlungsintensität auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche durchführen zu können, muss der Stand der Sonne ausgehend vom jeweiligen Gebäudestandort für den Berechnungszeitraum bekannt sein. Die Berechnung des Sonnenstands ist somit die Grundlage für alle weiteren Berechnungen zur Ermittlung der anzusetzenden Strahlungsintensität auf Oberflächen einer Gebäudehülle.

In der Literatur stehen mehrere Modelle zur Berechnung des Sonnenstands zur Verfügung. Der Sonnenstand wird dabei meist durch den Sonnenazimut und den Sonnenhöhenwinkel beschrieben. Der Azimut beschreibt den Winkel der Sonne auf einer horizontalen Ebene ausgehend von der nördlichen Himmelsrichtung. Die Sonnenhöhe  $\gamma_s$  ist der Winkel der Sonne bezogen auf eine horizontale Ebene, ausgehend vom Horizont. In Abbildung 42 wird diese Definition verdeutlicht. Über die Sonnenhöhe und den Sonnenazimut kann der Standort der Sonne in Bezug auf die betrachtete Fläche (z.B. Außenwand) für jeden Zeitpunkt eines Jahres beschrieben werden. [QUA96]



**Abbildung 42: Definition des Sonnenstands über die Sonnenhöhe und den Sonnenazimut (Quelle: [QUA96])**

Der Sonnenstand kann analytisch mithilfe einschlägiger Literatur berechnet werden. U.a. sind in [RIE94] und [VDI12] Modelle für die Berechnung des Sonnenstands angegeben. Da es sich um eine reine Auflösung der geometrischen Zusammenhänge handelt, führen die Modelle beider Literaturquellen zu einem ähnlichen Ergebnis. Die Kenntnis des Sonnenstands ist die Grundlage, um Strahlungsdaten für horizontale Flächen auf Strahlungsdaten für beliebig orientierte und geneigte Flächen durchzuführen zu können.

Im Folgenden ist die Berechnung des Sonnenstands hergeleitet. Es werden die Berechnungsmodelle in [RIE94] und [VDI12] untersucht. Die beiden Modelle unterscheiden sich ausschließlich bei der Berechnung der Zeitgleichung und der Sonnendeklination.

Die Sonnenstandsberechnung beruht im Wesentlichen auf der Kenntnis der Bewegung der Erde auf ihrer Kreisbahn um die Sonne. Die Erde bewegt sich auf der sog. Ekliptikebene und ist dabei um ca. 23,45° zur Normalen auf diese Ebene geneigt. [EIC12]

In einem ersten Berechnungsschritt wird die wahre Ortszeit berechnet. Dabei wird die Exzentrizität bzw. die schiefe Ekliptik der Sonnenumlaufbahn berücksichtigt.

$$WOZ = MOZ + Zgl / 60 \quad (25)$$

<i>WOZ</i>	-	wahre Ortszeit
<i>MOZ</i>	-	mittlere Ortszeit
<i>Zgl</i>	min	Zeitgleichung

$\lambda$  ° Längengrad

Die mittlere Ortszeit wird dabei für Orte in Mitteleuropa nach folgender Gleichung berechnet:

$$MOZ = OZ - \frac{4 \text{ min}/\circ \cdot (15^\circ - \lambda)}{60 \text{ min}/h} \quad (26)$$

$OZ$  - Ortszeit (entspricht den mitteleuropäischen Zeit MEZ)

Die Zeitgleichung wird in [RIE94] wie folgt berechnet:

$$Zgl = 7,68 \cdot \sin(J' - 2,8^\circ) - 9,9 \cdot \sin(2 \cdot J' + 19,7^\circ) \quad (27)$$

mit

$$J' = \frac{J \cdot 360}{365,25} \quad (28)$$

$J'$  ° Tageswinkel

$J$  - Tag

In [VDI12] erfolgt die Berechnung der Zeitgleichung abweichend von den Ausführungen in [RIE94] nach folgender Gleichung:

$$\begin{aligned} Zgl = & 0,0066 + 7,3525 \cdot \cos(J' + 85,9) + \\ & + 9,9359 \cdot \cos(2 \cdot J' + 108,9) + \\ & + 0,3387 \cdot \cos(3 \cdot J' + 105,2) \end{aligned} \quad (29)$$

mit

$$J' = \frac{J \cdot 360}{365} \quad (30)$$

Die Sonnendeklination beschreibt die Lage der Erde in der Ekliptikebene relativ zur Sonne und wird laut [RIE94] nach folgender Gleichung berechnet:

$$\delta = \sin^{-1} \left[ 0,3978 \cdot \sin(J' - 80,2 + 1,92 \cdot \sin(J' - 2,8)) \right] \quad (31)$$

bzw. laut [VDI12] nach folgender Gleichung:

$$\begin{aligned}
\delta &= 0,3948 - 23,2559 \cdot \cos\left(\frac{J}{365} \cdot 360 + 9,1\right) - \\
&- 0,3915 \cdot \cos\left(2 \cdot \frac{J}{365} \cdot 360 + 5,4\right) - \\
&- 0,1764 \cdot \cos\left(3 \cdot \frac{J}{365} \cdot 360 + 26,0\right)
\end{aligned} \tag{32}$$

Der Stundenwinkel beschreibt den Winkel zwischen dem lokalen Längengrad und dem Längengrad über dem die Sonne am Zenit steht. [EIC12]

Er ist allein von der Drehung der Erde abhängig und wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$\omega = 15^\circ / h \cdot WOZ - 180^\circ \tag{33}$$

$\omega$                     °                    Stundenwinkel

Bei Kenntnis des Breitengrads, der Sonnendeklination und des Stundenwinkels kann die Sonnenhöhe nach folgender Gleichung ermittelt werden:

$$\gamma_s = \arcsin(\cos \omega \cdot \cos \varphi \cdot \cos \delta + \sin \varphi \cdot \sin \delta) \tag{34}$$

$\gamma_s$                     °                    Sonnenhöhe

$\varphi$                     °                    Breitengrad

Der Sonnenazimut wird nach folgenden Gleichungen ermittelt:

$$\alpha_s = 180 + \cos^{-1}\left(\frac{\sin \varphi \cdot \sin \gamma_s - \sin \delta}{\cos \varphi \cdot \cos \gamma_s}\right) \quad \text{für } WOZ > 12 \tag{35}$$

bzw.

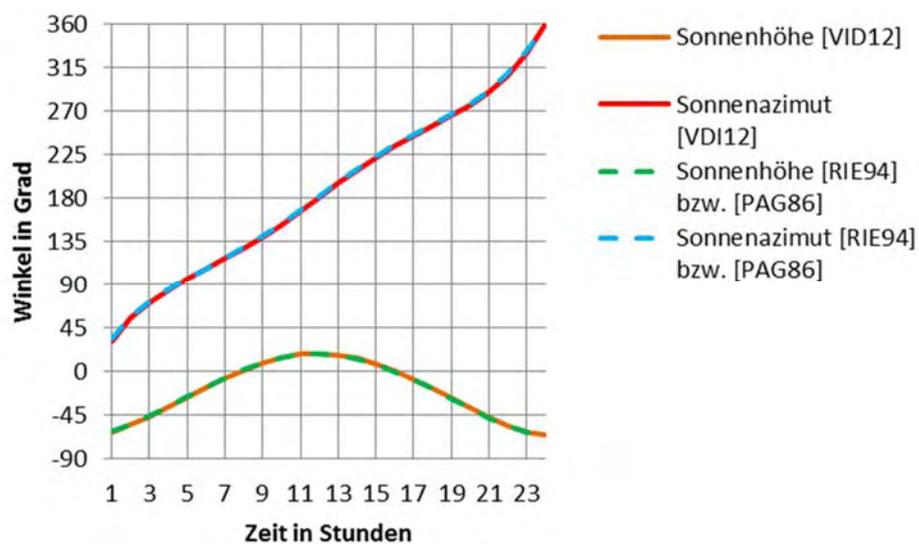
$$\alpha_s = 180 - \cos^{-1}\left(\frac{\sin \varphi \cdot \sin \gamma_s - \sin \delta}{\cos \varphi \cdot \cos \gamma_s}\right) \quad \text{für } WOZ \leq 12 \tag{36}$$

$\alpha_s$                     °                    Sonnenazimut

Wie bereits erwähnt unterscheiden sich die beiden vorgestellten Modelle nur durch die unterschiedliche Berechnung der Zeitgleichung und der Sonnendeklination. Die Differenz der

Sonnenhöhe und der Sonnendeklination zwischen den beiden Modellen erweisen sich als minimal. Abbildung 43 und Abbildung 44 zeigen beispielhafte Vergleiche der beiden Modelle für den 1. Jänner bzw. den 30. Juni (Standort: Wien Schwechat). In den Grafiken ist kein Unterschied zwischen den beiden Modellen zu erkennen.

In Abbildung 43 ist zu erkennen, dass die maximale Sonnenhöhe am ersten Jänner knapp unter 20° beträgt. Die Sonnenhöhe ist an diesem Tag zwischen 7 & 8 Uhr erstmals höher als Null und um ca. 16 Uhr wird sie wieder kleiner als Null – d.h. nur in diesem Zeitraum ist die Sonne zu sehen. Am 30. Juni liegt die maximale Sonnenhöhe bei ca. 65° und die Sonne geht zwischen 5 & 6 Uhr auf und zwischen 20 & 21 Uhr wieder unter (siehe Abbildung 44). Die Bandbreite der Sonnenhöhe im Jahresverlauf ist in Abbildung 45 dargestellt.



**Abbildung 43: Beispielhafter Vergleich der Sonnenhöhe und des Sonnenazimuts berechnet nach [RIE94] und nach [VDI12] für den 1. Jänner (Standort: Wien Schwechat)**

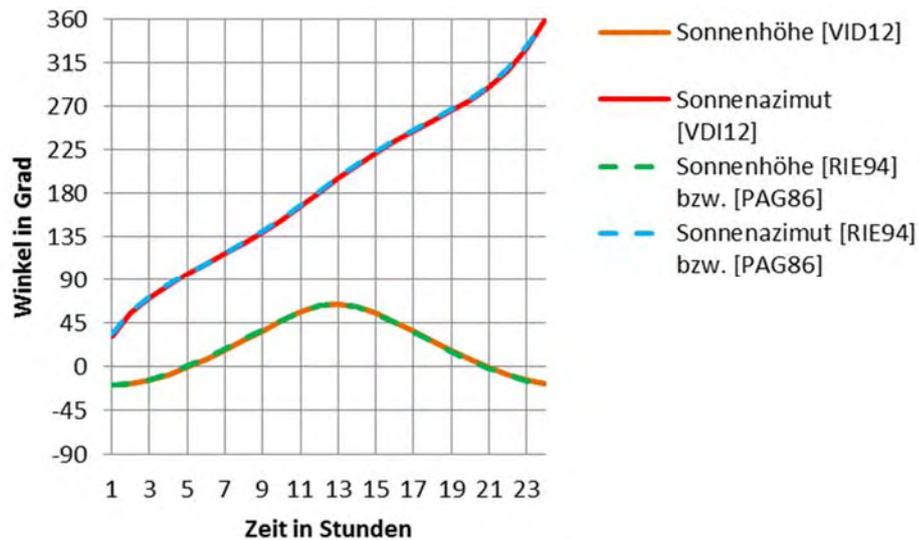


Abbildung 44: Beispielhafter Vergleich der Sonnenhöhe und des Sonnenazimuts berechnet nach [RIE94] und nach [VDI12] für den 30. Juni (Standort: Wien Schwechat)

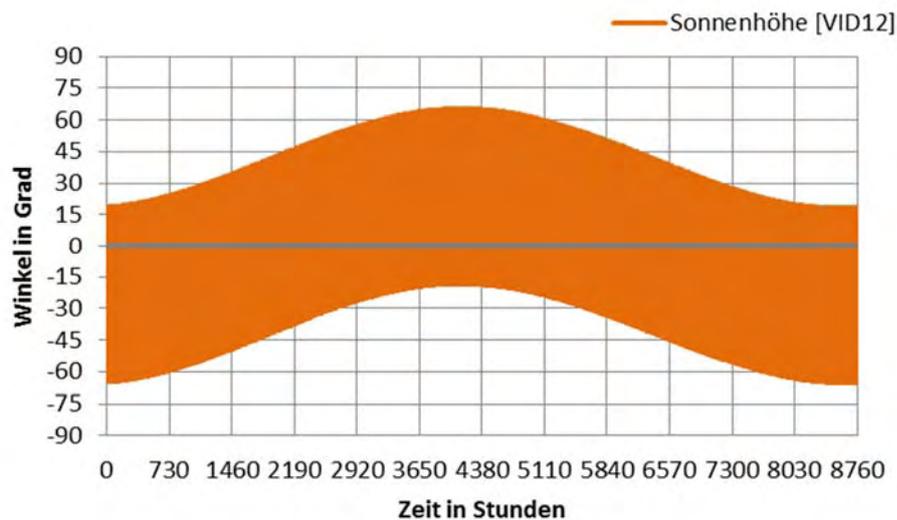


Abbildung 45: Bandbreite der Sonnenhöhe berechnet nach [VDI12] im Jahresverlauf (Standort: Wien Schwechat)

### 5.3.3 solare Einstrahlung auf horizontale Flächen

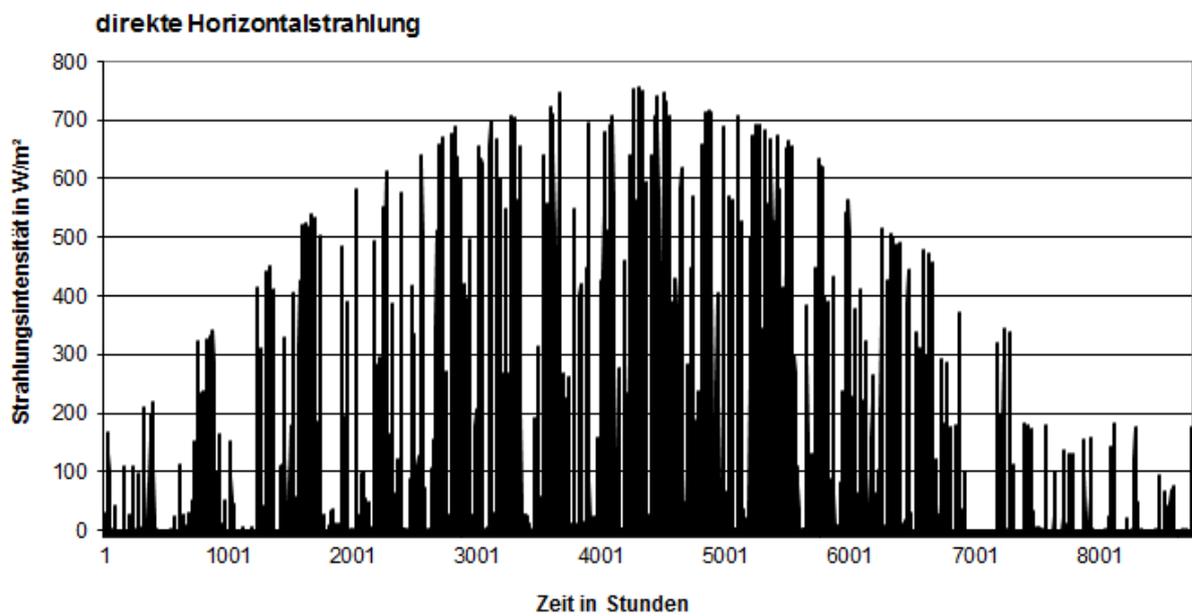
Bei einer Gebäudesimulation stellt der zeitabhängige Verlauf der solaren Einstrahlung auf eine horizontale Ebene eine Eingangsgröße dar. Diese wird üblicherweise über Klimadatenätze zur Verfügung gestellt. Dabei werden verschiedene Datensätze für dynamische Simulationen herangezogen. Zwei häufig verwendete Ganzjahresklimadatenätze sind:

- IWEK Klimadatenatz (International Weather for Energy Calculations)

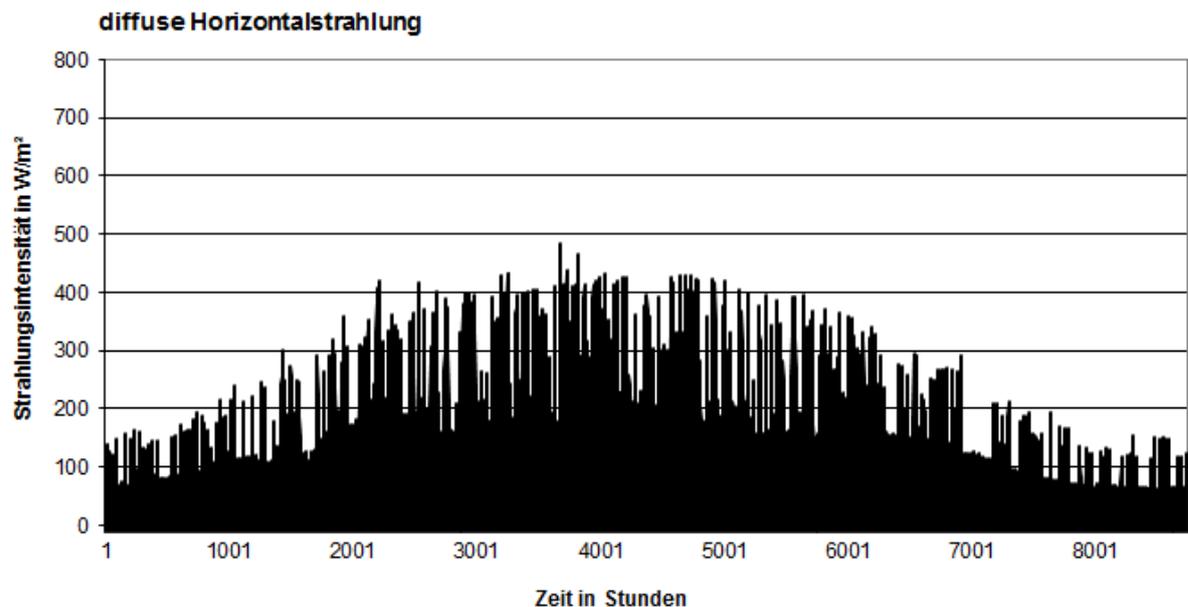
- TRY Klimadatenatz (Test Reference Year)

Die Datensätze stehen für verschiedene Regionen in Österreich zur Verfügung. In den Klimadatenätzen sind stündliche Werte für die Strahlungsintensität auf horizontale Flächen gegeben.

In Abbildung 46 ist der Jahresverlauf der Direktstrahlung auf eine horizontale Fläche aus dem IWEK Klimadatenatz [ASH13] dargestellt. Die maximale Strahlungsintensität beträgt ca. 750 W/m<sup>2</sup> und liegt im Sommer vor. Abbildung 47 zeigt die Diffusstrahlungsintensität auf eine horizontale Fläche aus dem IWEK Klimadatenatz [ASH13]. Die maximale Strahlungsintensität beträgt ca. 490 W/m<sup>2</sup> und liegt ebenfalls im Sommer vor.



**Abbildung 46: Verlauf der Direktstrahlung auf eine horizontale Fläche aus dem IWEK Klimadatenatz [ASH13]  
(Standort: Wien Schwechat)**



**Abbildung 47: Verlauf der Diffusstrahlung auf eine horizontale Fläche aus dem IWEK Klimadatensatz [ASH13]  
(Standort: Wien Schwechat)**

Für Auslegungsberechnungen werden meist eigene Angaben über die anzusetzende Strahlungsintensität für die Anwendung der dynamischen Simulation zur Verfügung gestellt. Diese enthalten nur einen für das jeweilige Auslegungsverfahren relevanten Zeitraum. So wird z.B. für den Nachweis der Vermeidung sommerlicher Überwärmung nach ÖNORM B 8110-3 [ONO12b] die Strahlungsintensität am 15. Juli für einen sonnigen Tag über den Sonnenstand ermittelt. Sie ist in der Berechnung als sich periodisch wiederholend anzusetzen.

In diesem Bericht wird auf die Ermittlung der Strahlungsintensität auf horizontale Flächen nicht näher eingegangen. Diese wird als Randbedingung für die Gebäudesimulation angesehen. Der Vollständigkeit halber wird jedoch auf zwei Modelle in [VDI12] bzw. [RIE94] zur Erzeugung von Strahlungsdaten auf horizontale Flächen hingewiesen. Die Modellierung der Strahlung auf die horizontale Fläche basiert bei den beiden erwähnten Modellen auf einer Festlegung des Bewölkungsgrads bzw. der Sonnenwahrscheinlichkeit. Diese Parameter müssen vom Anwender festgelegt werden.

Um die zeitabhängige Strahlungsintensität auf den Oberflächen eines Gebäudes bzw. eines Teils einer gebäudetechnischen Anlage berechnen zu können, werden die Direktstrahlung und die Diffusstrahlung auf die horizontale Fläche benötigt. Die Globalstrahlung ergibt sich aus der Summe der Direktstrahlung und der Diffusstrahlung.

$$I_{g,hor} = I_{b,hor} + I_{d,hor} \quad (37)$$

$I_{g,hor}$	W/m <sup>2</sup>	Globalstrahlung auf eine horizontale Fläche
$I_{b,hor}$	W/m <sup>2</sup>	Direktstrahlung auf eine horizontale Fläche
$I_{d,hor}$	W/m <sup>2</sup>	Diffusstrahlung auf eine horizontale Fläche

### 5.3.4 Berechnung der Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen

Eine Gebäudesimulation berücksichtigt die dynamischen Vorgänge innerhalb eines Raumes bzw. innerhalb eines Gebäudes. Um diese Dynamik abbilden zu können, wird in der Simulation der zeitliche Verlauf der solaren Einstrahlung (und der Außentemperatur) benötigt. Die meisten Klimadatensätze (z.B.: TRY, IWEK, usw.) geben stündliche Werte für Außentemperatur und Solarstrahlung vor. Die Solarstrahlung ist dabei in Direktstrahlung und Diffusstrahlung aufgeteilt, wobei sich die angegebene Strahlung immer auf eine horizontale Fläche bezieht. Wird für die Lösung einer bestimmten Aufgabe (z.B. Wärmegewinne aus Solarstrahlung durch Fenster) die Strahlungsintensität auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche benötigt, kann diese aus den Strahlungsangaben für eine horizontale Fläche berechnet werden. Die Berechnung der Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Flächen stellt somit eine wesentliche Aufgabe im Zuge einer Gebäudesimulation dar.

In diesem Kapitel werden verschiedene Modelle zur Ermittlung der Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Flächen vorgestellt und verglichen. Nach der Umrechnung der Strahlungsdaten stehen die Direkt- und die Diffusstrahlung auf beliebig orientierte und geneigte Flächen zur Verfügung. Zur Globalstrahlung wird zusätzlich der vom Boden reflektierte Anteil der Strahlung hinzugezählt.

$$I_{g,f} = I_{b,f} + I_{d,f} + I_{Umg,f} \quad (38)$$

$I_{g,f}$	W/m <sup>2</sup>	Globalstrahlung auf eine bel. orientierte & geneigte Fläche
$I_{b,f}$	W/m <sup>2</sup>	Direktstrahlung auf eine bel. orientierte & geneigte Fläche
$I_{d,f}$	W/m <sup>2</sup>	Diffusstrahlung auf eine bel. orientierte & geneigte Fläche
$I_{Umg,f}$	W/m <sup>2</sup>	Strahlung zufolge Bodenreflexion

In diesem Kapitel werden folgende Modelle zur Berechnung der Einstrahlung auf beliebig orientierte und geneigte Flächen untersucht:

- isotropes Modell (vgl. [DUF13], [EIC12], [RIE94], [CHW09])
- Modell nach Hay, Davis, Reindl und Klucher (vgl. [DUF13])
- Modell nach Perez [PER90]
- Modell nach VDI 6007 – Blatt 3 [VDI12]

### 5.3.4.1 Berechnung der Direktstrahlung

Die Umrechnung der Direktstrahlung aus den Strahlungsdaten auf eine horizontale Fläche auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche erfolgt anhand der geometrischen Beziehungen:

$$I_{b,f} = I_{b,hor} \cdot \left[ \cos \gamma_f + \sin \gamma_f \cdot \cos \left[ \text{abs}(\alpha_f - \alpha_s) \right] / \tan \gamma_s \right] \quad (39)$$

$\gamma_f$             °            Neigung der betrachteten Fläche

$\alpha_f$             °            Azimut der betrachteten Fläche

Durch die Division durch  $\tan(\gamma_s)$  führt die Berechnung bei sehr kleinen Sonnenhöhen zu einer unrealistisch hohen Strahlungsintensität auf die beliebig orientierte und geneigte Oberfläche. Dies kann einerseits durch die Begrenzung der Sonnenhöhe auf einen Mindestwert erfolgen, andererseits kann die Strahlungsintensität begrenzt werden.

In [VDI12] wird für die Berechnung der Direktstrahlung empfohlen zuerst den Einstrahlwinkel zu berechnen und die Strahlung auf eine Fläche normal zur Sonneneinstrahlung auf einen realistischen Wert zu begrenzen.

Der Einstrahlwinkel der Sonne auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche kann über den Sonnenstand berechnet werden. Beträgt der Cosinus des Einstrahlwinkels dabei 1, fällt die Strahlung senkrecht auf die betrachtete Fläche.

$$\cos \xi = \sin \gamma_S \cdot \cos \gamma_F + \cos \gamma_S \cdot \sin \gamma_F \cdot \cos(\text{abs}(\alpha_F - \alpha_S)) \quad (40)$$

$\xi$                 °                Einstrahlwinkel

Die Strahlungsintensität auf eine normal zur Sonne gerichtete Fläche lässt sich wieder aus den geometrischen Verhältnissen berechnen:

$$I_{b,norm} = \frac{I_{b,hor}}{\sin \gamma_s} \quad (41)$$

$I_{b,norm}$       W/m<sup>2</sup>      Strahlung auf eine normal zur Sonne gerichtete Fläche

Der Grenzwert der Strahlung auf eine normal zur Sonne gerichtete Fläche kann nach folgender Gleichung berechnet werden: [VDI12]

$$I_{b,norm,max} = S \cdot \left[ \exp \left( \frac{-T_{Linke}'}{0,9 + 9,4 \cdot \sin \gamma_s} \cdot \exp \left( \frac{-H_{geo}}{H_{ref}} \right) \right) \right] \quad (42)$$

$I_{b,norm,max}$       W/m<sup>2</sup>      max. Strahlung auf eine normal zur Sonne gerichtete Fläche

$T_{Linke}'$       -      Trübungsfaktor nach Linke abzüglich 2xStandardabweichung

$H_{geo}$       m      geodätische Höhe

$H_{ref}$       m      Referenzhöhe (800 m)

Die anzusetzenden Trübungs Faktoren nach Linke werden aus dem Monatsmittelwert abzüglich der doppelten Standardabweichung berechnet und sind in Tabelle 7 angegeben. Es ist zu beachten, dass diese Werte grundsätzlich für Deutschland gelten.

**Tabelle 7: Anzusetzender Faktor für die Trübung nach Linke (für BRD)**

$T_{Linke}'$	Jan	Feb	Mar	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sept	Okt	Nov	Dez
Monatsmittelwert-2x Standardabweichung	1.7	2.1	2.0	1.9	2.1	2.5	2.5	2.3	2.4	1.8	2.2	1.9

Die direkte Strahlungsintensität auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche lässt sich nach folgender Gleichung berechnen:

$$I_{b,f} = \cos \xi \cdot \min \{ I_{b,norm}, I_{b,norm,max} \} \quad (43)$$

Im Folgenden werden die Ergebnisse des isotropen Modells, des HDKR-Modells, des Perez-Modells und des VDI-Modells hinsichtlich der Direktstrahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen verglichen.

## **Vergleich der Modelle zur Berechnung der Direktstrahlung** **auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen**

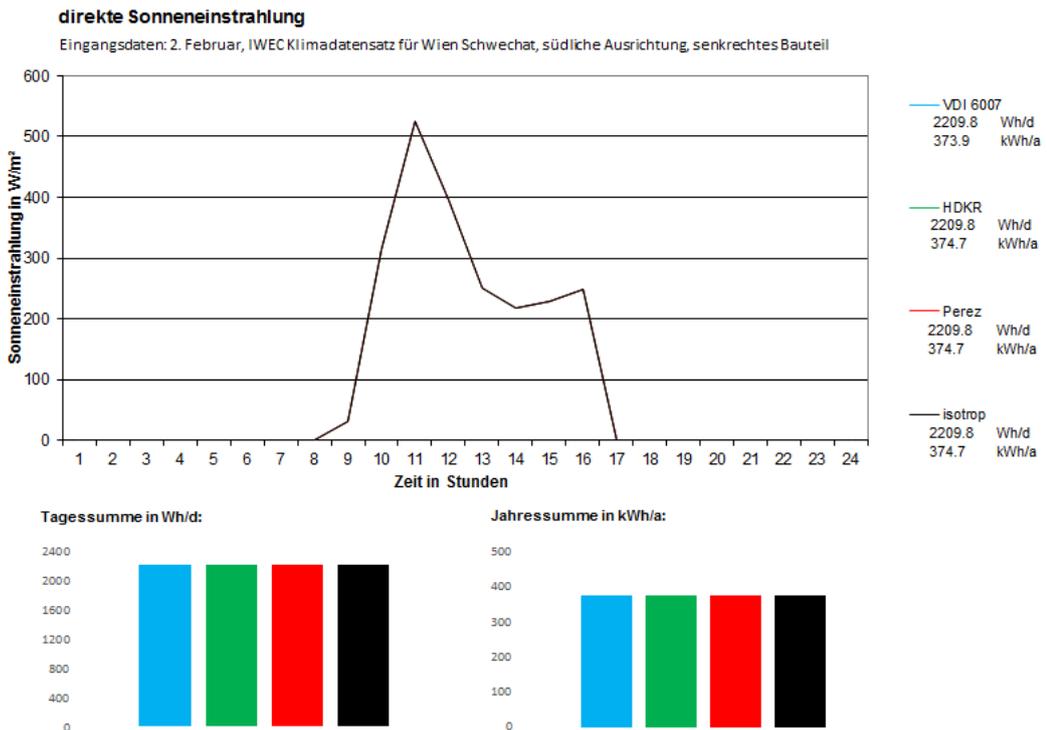
In Abbildung 48 und Abbildung 49 sind Vergleiche zwischen den untersuchten Berechnungsmodellen dargestellt. In den Abbildungen wird der Verlauf der direkten Strahlungsintensität auf eine südlich orientierte Fläche für zwei verschiedene Tage im Jahr betrachtet. Zusätzlich sind in den Grafiken die Tagessumme und die Jahressumme der Direktstrahlung für die jeweilige Variante ausgewiesen.

Für den Vergleich wurden folgende Tage gewählt:

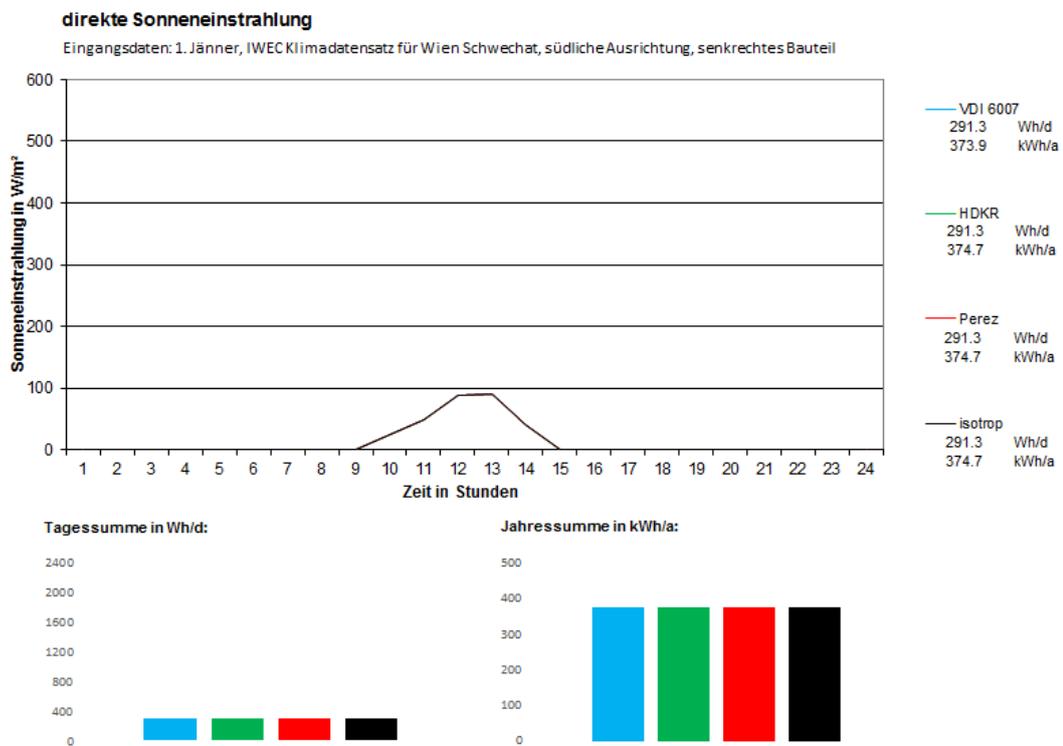
- 1. Jänner: Winter, geringer Direktstrahlungsanteil
- 2. Februar: Winter, hoher Direktstrahlungsanteil

Da die Direktstrahlung auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche bei allen in diesem Kapitel untersuchten Modellen rein geometrisch aus der Direktstrahlung auf die horizontale Fläche berechnet wird, können kaum Unterschiede zwischen den Ergebnissen der Modelle festgestellt werden. Lediglich die unterschiedliche Begrenzung der Direktstrahlung bei sehr kleinen Sonnenhöhen führt bei dem VDI-Modell zu geringfügig von den anderen Modellen abweichenden Jahressummen der Direktstrahlung. Die Differenz ist jedoch mit ca. 0,8 kWh äußerst gering.

Im folgenden Kapitel werden die verschiedenen Modelle zur Berechnung der Diffusstrahlung untersucht.



**Abbildung 48: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Direktstrahlung auf eine südl. Fläche mit IWECKlimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 2. Februar**



**Abbildung 49: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Direktstrahlung auf eine südl. Fläche mit IWECKlimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 1. Jänner**

### 5.3.4.2 Berechnung der Diffusstrahlung vom Himmel

Im Gegensatz zur Berechnung der Direktstrahlung sind in der Literatur stark voneinander abweichende Modelle zur Ermittlung der Diffusstrahlung auf beliebig orientierte und geneigte Flächen zu finden. Der Umfang der verschiedenen Modelle ist dabei sehr unterschiedlich.

In diesem Kapitel werden verschiedene Modelle zur Berechnung des Diffusstrahlungsanteils auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen untersucht. Unter dem Begriff Diffusstrahlung wird dabei der vom Himmel ausgehende Anteil der Diffusstrahlung bezeichnet. In der Literatur wird der Anteil der Strahlungsintensität auf einer Fläche der vom Boden reflektiert wird ebenfalls mit dem Begriff Diffusstrahlung bezeichnet. Die Ausführungen in diesem Kapitel beziehen sich jedoch nur auf den vom Himmel stammenden Anteil der gesamten Diffusstrahlung.

Laut [DUF13] setzt sich die diffuse Strahlung vom Himmel generell aus drei Komponenten zusammen:

- isotroper Anteil
- zirkumsolarer Anteil und
- Anteil zufolge der Horizontaufhellung

Die gesamte diffuse Strahlungsintensität auf eine beliebig orientierte und geneigte Oberfläche ergibt sich aus der Summe der einzelnen Anteile:

$$I_{d,f} = I_{d,f,iso} + I_{d,f,zs} + I_{d,f,hz} \quad (44)$$

$I_{d,f,iso}$	W/m <sup>2</sup>	isotroper Anteil der Diffusstrahlung
$I_{d,f,zs}$	W/m <sup>2</sup>	zirkumsolarer Anteil der Diffusstrahlung
$I_{d,f,hz}$	W/m <sup>2</sup>	Anteil der Diffusstrahlung zufolge Horizontaufhellung

Der isotrope Anteil beschreibt die gleichmäßig über den Himmelshalbkörper verteilte Diffusstrahlung. Der zirkumsolare Anteil der Diffusstrahlung beschreibt die erhöhte Diffusstrahlungsintensität in Richtung der Direktstrahlung. Diese wird durch das Vorwärtsstreuen (Rayleigh-Streuung) der Strahlung beim Durchgang durch die Atmosphäre verursacht. Der dritte Term in der Gleichung beschreibt die Aufhellung des Himmels im Bereich des Horizonts aufgrund der Streuung der Strahlung an der großen Luftmasse der horizontnahen Atmosphäre (Mie-Streuung). [EIC12]

Die beschriebenen Diffusstrahlungsanteile sind in Abbildung 50 übersichtlich dargestellt.

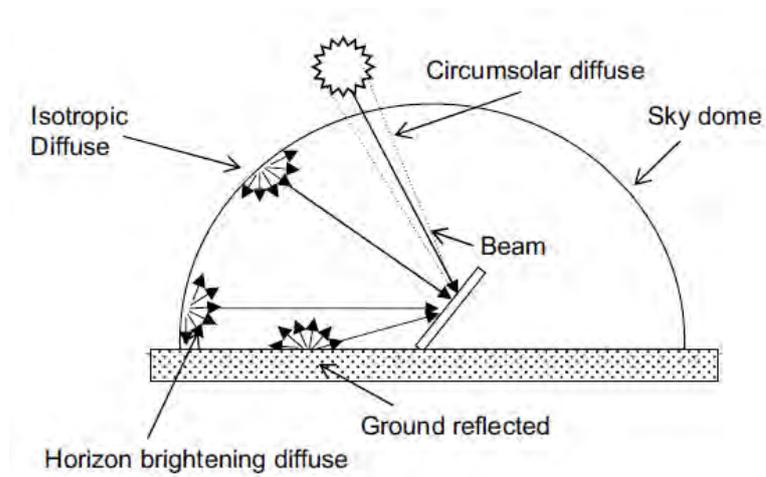


Abbildung 50: Darstellung des isotropen, des zirkumsolaren und des horizontaufhellenden Diffusstrahlungsanteils (Quelle: [CHW09])

### isotropes Modell

#### **zur Berechnung der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen**

Das isotrope Modell zur Berechnung der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen wurde 1963 von Liu und Jordan vorgestellt. Es geht davon aus, dass die gesamte Diffusstrahlung isotrop über den Himmelshalbkörper verteilt ist. Die Diffusstrahlung auf eine beliebig orientierte und geneigte Oberfläche berechnet sich daher nach folgender Gleichung: [DUF13]

$$I_{d,f} = I_{d,f,iso} \quad (45)$$

Die Diffusstrahlung auf eine beliebig orientierte und geneigte Oberfläche ergibt sich aus dem Produkt aus der Diffusstrahlung auf die horizontale Fläche und dem Sichtfaktor zum Himmel: [DUF13]

$$I_{d,f} = I_{d,hor} \cdot \left[ \frac{1 + \cos \gamma_f}{2} \right] \quad (46)$$

Das isotrope Modell führt zu sehr geringem Rechenaufwand. [CHW09] gibt an, dass das isotrope Modell zur Ermittlung der Diffusstrahlung auf eine beliebig orientierte und geneigte Fläche bei der Auslegung von kleineren aktiven Komponenten verwendet werden kann. Da das Modell die Strahlungsintensität meist unterschätzt liegt z.B. die Dimensionierung einer

Solarthermie- oder PV-Anlage auf der sicheren Seite. Für Gebäudesimulationen werden jedoch anisotrope Berechnungsmodelle empfohlen.

### **Hay & Davis Modell**

#### **zur Berechnung der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen**

Das im Jahr 1980 von Hay & Davis vorgestellte Modell zur Berechnung der Diffusstrahlungsintensität auf beliebig orientierten und geneigten Oberflächen berücksichtigt den zirkumsolaren Anteil der Diffusstrahlung im Bereich der Sonne. Die Horizontaufhellung wird in diesem Modell nicht mitberücksichtigt: [DUF13]

$$I_{d,f} = I_{d,f,iso} + I_{d,f,zs} \quad (47)$$

Das Modell von Hay & Davis berücksichtigt den zirkumsolaren Anteil der Diffusstrahlung über einen sog. Anisotropie-Index. Dieser Anisotropie-Index beschreibt den Anteil der Diffusstrahlung der durch Vorwärtsstreuung der Strahlung beim Durchgang durch die Atmosphäre entsteht und wird über das Verhältnis der Direktstrahlung auf der Erdoberfläche zur extraterrestrischen Strahlung berechnet: [DUF13]

$$A_i = \frac{I_{b,norm}}{S} = \frac{I_{b,hor}}{S \cdot \sin \gamma_s} \quad (48)$$

$A_i$  - Anisotropie-Index

Wenn die Direktstrahlung hoch ist, ergibt sich daraus ein ebenfalls hoher Anisotropie-Index. Im umgekehrten Fall geringer Direktstrahlung wird der Anisotropie-Index klein. Das Modell von Hay & Davies geht davon aus, dass der übrige Anteil der Diffusstrahlung isotrop über den Himmelshalbkörper verteilt ist. Die Diffusstrahlung berechnet sich nach folgender Gleichung: [DUF13]

$$I_{d,f} = I_{d,hor} \cdot \left[ (1 - A_i) \cdot \frac{1 + \cos \gamma_f}{2} + A_i \cdot \frac{I_{b,f}}{I_{b,hor}} \right] \quad (49)$$

Das Modell nach Hay & Davis berücksichtigt somit den isotropen und den zirkumsolaren Anteil der Diffusstrahlung. Es wird davon ausgegangen, dass der zirkumsolare Anteil genau in der gleichen Richtung wie die direkte Einstrahlung auf die Erdoberfläche auftrifft.

### **Hay & Davis & Klucher & Reindl Modell (HDKR-Modell)**

#### **zur Berechnung der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen**

Reindl erweitert 1990 das Modell von Hay & Davis mit einem Term zur Berücksichtigung der Horizontaufhellung. Die Berücksichtigung der Horizontaufhellung erfolgt dabei nach einer von Temps und Coulson vorgestellten und etwas später von Klucher modifizierten Methode. In der Literatur (z.B. [DUF13]) wird dieses Modell gelegentlich nach den Autoren als das HDKR-Modell bezeichnet. [DUF13]

Der Anisotropie-Index wird bei dem HDKR-Modell gemäß der ursprünglichen Formulierung von Hay & Davies übernommen. Ein zusätzlicher Term berücksichtigt die Aufhellung im Bereich des Horizonts. Die Diffusstrahlung wird nach folgender Gleichung berechnet: [DUF13]

$$I_{d,f} = I_{d,hor} \cdot \left[ (1 - A_i) \cdot \frac{1 + \cos \gamma_f}{2} + A_i \cdot \frac{I_{b,f}}{I_{b,hor}} + (1 - A_i) \cdot \frac{1 + \cos \gamma_f}{2} \cdot f \cdot \sin^3 \frac{\gamma_f}{2} \right] \quad (50)$$

mit

$$f = \sqrt{\frac{I_{b,hor}}{I_{g,hor}}} \quad (51)$$

Berechnungen der Strahlungsintensität mit dem HDKR-Modell führen aufgrund der zusätzlichen Berücksichtigung des zirkumsolaren Diffusanteils und der Horizontaufhellung meist zu höheren Strahlungsintensitäten als das isotrope Modell. In der Literatur wird (z.B. in [CHW09]) die Verwendung des HDKR-Modells jener des isotropen Modells vorgezogen. Obwohl das HDKR-Modell die Aufhellung im Bereich der Sonne und des Horizonts berücksichtigt, ist das Modell relativ übersichtlich aufgebaut und leicht in Berechnungsprogrammen umzusetzen. Das HDKR-Modell basiert im Gegensatz zu anderen Modellen nicht auf einer empirischen Untersuchung, die für einen bestimmten Ort durchgeführt wurde und aus der Koeffizienten zur Berechnung der Diffusstrahlung abgeleitet wurden. [DUF13]

Aus den Untersuchungen von [LOU07] geht hervor, dass die mit dem HDKR-Modell berechnete Strahlungsintensität etwas unter den Ergebnissen durchgeführter Messungen liegt. Die geringsten Abweichungen von den Messungen werden laut dieser Quelle von einem

Modell von Perez aus dem Jahr 1990 erreicht. Dies stimmt mit den Ergebnissen einer Untersuchung von [NOO08] überein.

### **Perez-Modell**

#### **zur Berechnung der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen**

Das Perez-Modell ist eines der am häufigsten angewandten Modelle zur Ermittlung der diffusen Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Flächen. In vielen Literaturstellen wird es als das genaueste Berechnungsmodell erwähnt. In [DUF13] wird das HDKR-Modell zwar für Standorte nahe dem Äquator empfohlen. Im Allgemeinen wird jedoch das Perez-Modell trotz seines verhältnismäßig komplexen Aufbaus in [DUF13] vorgezogen. In [NOO08] werden die Berechnungen verschiedener Modelle mit Messungen verglichen. Das Perez-Modell zeigt dabei die beste Übereinstimmung. Auch die Untersuchungen in [LOU07] ergeben eine gute Übereinstimmung des Perez-Modells mit Messergebnissen.

Wie das HDKR-Modell berücksichtigt das Perez-Modell alle drei Diffusstrahlungsanteile. Im Gegensatz zu dem HDKR-Modell basiert das Perez-Modell allerdings auf einer empirischen Auswertung von Messungen und einer Ableitung von Koeffizienten aus den Messergebnissen. Die Messungen wurden hauptsächlich in den USA aber auch in der Schweiz und in Frankreich durchgeführt. [PER90] gibt folgende Gleichung für die Berechnung des Diffusstrahlungsanteils auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen an:

$$I_{d,f} = I_{d,hor} \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \gamma_f) \cdot (1 - F_1) + \frac{a}{b} \cdot F_1 + F_2 \cdot \sin \gamma_f \right] \quad (52)$$

mit

$$a = \max(0; \cos \xi)$$

$$b = \max(0,087; \cos \theta_z)$$

$$\cos \theta_z = \sin \gamma_s \quad \text{bzw.} \quad \theta_z = 90^\circ - \gamma_s$$

$\theta_z$	°	Zenitwinkel
$F_1$	-	Horizonthelligkeitsindex
$F_2$	-	Sonnenumgebungshelligkeitsindex

Die Helligkeits-Koeffizienten  $F_1$  und  $F_2$  werden von unter verschiedenen Himmelszuständen empirisch erfassten Daten abgeleitet. Die Berechnung erfolgt gemäß [LOU07] nach folgenden Gleichungen:

$$F_1 = f_{11}(\varepsilon) + f_{12}(\varepsilon) \cdot \Delta + f_{13}(\varepsilon) \cdot \theta_z \cdot \frac{\pi}{180} \quad (53)$$

bzw.

$$F_2 = f_{21}(\varepsilon) + f_{22}(\varepsilon) \cdot \Delta + f_{23}(\varepsilon) \cdot \theta_z \cdot \frac{\pi}{180} \quad (54)$$

$\Delta$	Helligkeitsindex
$\varepsilon$	Himmelsklarheitsindex
f	Perez-Koeffizienten

Der Himmelsklarheitsindex  $\varepsilon$  wird dabei nach einer der folgenden Gleichungen berechnet:

$$\varepsilon = \frac{\frac{I_{d,hor} + I_{b,n}}{I_{d,hor}} + 1,041 \cdot \theta_z^3}{1 + 1,041 \cdot \theta_z^3} \quad \text{für} \quad \theta_z \text{ in rad} \quad (55)$$

bzw.

$$\varepsilon = \frac{\frac{I_{d,hor} + I_{b,n}}{I_{d,hor}} + 5,535 \cdot 10^{-6} \cdot \theta_z^3}{1 + 5,535 \cdot 10^{-6} \cdot \theta_z^3} \quad \text{für} \quad \theta_z \text{ in } ^\circ \quad (56)$$

Der Helligkeitsindex berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$\Delta = AM \cdot \frac{I_{d,hor}}{S} \quad \text{mit} \quad AM = 1/\sin \gamma_s \quad (57)$$

$\Delta$	-	Helligkeitsindex
$AM$	-	relative Luftmasse

Die empirisch ermittelten Koeffizienten für die Berechnung der anisotropen Diffusstrahlung sind folgender Tabelle zu entnehmen:

**Tabelle 8: Perez-Koeffizienten für die Berechnung der anisotropen Diffusstrahlung**

Konstanten zur Bestimmung des Horizonthelligkeitsindex F1 und des Sonnenumgebungshelligkeitsindex F2 in Abhängigkeit des Himmelsklarheitsindex $\epsilon$								
$\epsilon$ -Klasse	1	2	3	4	5	6	7	8
$\epsilon$	1-1,065	1,065-1,23	1,23-1,5	1,5-1,95	1,95-2,8	2,8-4,5	4,5-6,2	>6,2
F11	-0.008	0.13	0.33	0.568	0.873	1.132	1.06	0.678
F12	0.588	0.683	0.487	0.187	-0.392	-1.237	-1.6	-0.327
F13	-0.062	-0.151	-0.221	-0.295	-0.362	-0.412	-0.359	-0.25
F21	-0.06	-0.019	0.055	0.109	0.226	0.288	0.264	0.156
F22	0.072	0.066	-0.064	-0.152	-0.462	-0.823	-1.127	-1.377
F23	-0.022	-0.029	-0.026	-0.014	0.001	0.056	0.131	0.251

Die Ermittlung der Diffusstrahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen mit dem Perez-Modell ist etwas aufwendiger, als die Berechnung mit dem HDKR-Modell.

Im folgenden Kapitel wird das in der VDI Richtlinie 6007 [VDI12] beschriebene Berechnungsmodell erläutert.

### **VDI 6007 Modell**

#### **zur Berechnung der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen**

Die Strahlungsberechnung nach VDI 6007 – Blatt 3 ist grundsätzlich für die Erzeugung synthetischer Klimadaten vorgesehen. Sie ermöglicht jedoch auch die Umrechnung der horizontalen Strahlungswerte eines gegebenen Klimadatensatzes. Die Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen setzt sich aus einem Anteil für klaren Himmel und einem Anteil für bedeckten Himmel zusammen. Die Verteilung zwischen den beiden Anteilen wird durch die Sonnenwahrscheinlichkeit bestimmt.

$$I_{d,f} = I_{d,f,klar} \cdot SSW + I_{d,f,bed} \cdot (1 - SSW) \quad (58)$$

$I_{d,f,klar}$       W/m<sup>2</sup>      diffuse Strahlungsintensität auf die bel. orientierte und geneigte Fläche bei völlig klarem Himmel

$I_{d,f,bed}$       W/m<sup>2</sup>      diffuse Strahlungsintensität auf die bel. orientierte und geneigte Fläche bei völlig bedecktem Himmel

$SSW$       -      Sonnenwahrscheinlichkeit

Der Strahlung auf die beliebig orientierte und geneigte Fläche bei völlig klarem Himmel wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$I_{d,f,klar} = I_{d,hor} \cdot R_{d,klar} \quad (59)$$

$R_{d,klar}$  - Umrechnungsfaktor für klaren Himmel

Der Strahlung auf die beliebig orientierte und geneigte Fläche bei völlig bedecktem Himmel wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$I_{d,f,bed} = I_{d,hor} \cdot R_{d,bed} \quad (60)$$

$R_{d,bed}$  - Umrechnungsfaktor für bedeckten Himmel

Die Bestimmung der Sonnenwahrscheinlichkeit ist in [VDI12] nicht gesondert beschrieben. Bei der Berechnung der Sonnenwahrscheinlichkeit wird daher wie folgt vorgegangen:

Die Sonnenwahrscheinlichkeit wird aus dem Verhältnis der vorliegenden horizontalen Globalstrahlung abzüglich der Globalstrahlung bei völlig bedecktem Himmel zu der Globalstrahlung bei völlig klarem Himmel abzüglich der Globalstrahlung bei völlig bedecktem Himmel berechnet. Zwischen der Globalstrahlungsintensität bei völlig bedecktem Himmel und der Globalstrahlungsintensität bei völlig klarem Himmel wird damit in Abhängigkeit der tatsächlich vorliegenden Globalstrahlungsintensität linear interpoliert.

$$SSW = \frac{I_{g,hor} - I_{g,hor,bed}}{I_{g,hor,klar} - I_{g,hor,bed}} \quad (61)$$

$I_{g,hor,klar}$       W/m<sup>2</sup>      globale Strahlungsintensität auf die horizontale Fläche bei völlig klarem Himmel

$I_{g,hor,bed}$       W/m<sup>2</sup>      globale Strahlungsintensität auf die horizontale Fläche bei völlig bedecktem Himmel

Die Globalstrahlung bei völlig klarem Himmel setzt sich aus der Diffus- und der Direktstrahlung bei klarem Himmel zusammen:

$$I_{g,hor,klar} = I_{b,hor,klar} + I_{d,hor,klar} \quad (62)$$

$I_{b,hor,klar}$       W/m<sup>2</sup>      diffuse Strahlungsintensität auf die horizontale Fläche bei

$I_{d,hor,klar}$       W/m<sup>2</sup>      völlig klarem Himmel  
 direkte Strahlungsintensität auf die horizontale Fläche bei  
 völlig klarem Himmel

Die Globalstrahlung bei völlig bedecktem Himmel setzt sich aus der Diffus- und der Direktstrahlung bei bedecktem Himmel zusammen:

$$I_{g,hor,bed} = I_{b,hor,bed} + I_{d,hor,bed} \quad (63)$$

$I_{b,hor,bed}$       W/m<sup>2</sup>      diffuse Strahlungsintensität auf die horizontale Fläche bei  
 völlig bedecktem Himmel

$I_{d,hor,bed}$       W/m<sup>2</sup>      direkte Strahlungsintensität auf die horizontale Fläche bei  
 völlig bedecktem Himmel

Die Strahlungsintensitäten bei völlig bedecktem bzw. völlig klarem Himmel lassen sich ebenfalls nach [VDI12] ermitteln. Die Direktstrahlung bei völlig bedecktem Himmel ist mit Null anzunehmen.

$$I_{b,hor,bed} = 0W \quad (64)$$

Für die Ermittlung der Direktstrahlung auf die horizontale Fläche bei völlig klarem Himmel gibt [VDI12] folgende Gleichung an.

$$I_{b,hor,klar} = S \cdot \left[ \exp \left( \frac{-T_{Linke}}{0,9 + 9,4 \cdot \sin \gamma_s} \cdot \exp \left( \frac{-H_{geo}}{H_{ref}} \right) \right) \right] \cdot \sin(\gamma_s) \quad (65)$$

Der benötigte Trübungsfaktor nach Linke ist in Tabelle 9 angeführt.

**Tabelle 9: Anzusetzender Trübungsfaktor nach Linke (für BRD)**

T <sub>Linke</sub>	Jan	Feb	Mar	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sept	Okt	Nov	Dez
Monatsmittelwert	3.7	4.1	4.6	5.1	5.3	6.1	6.1	5.9	5.4	4.2	3.6	3.5

Die Diffusstrahlung bei völlig klarem Himmel auf die horizontale Fläche kann nach [VDI12] über folgende Gleichung bestimmt werden:

$$I_{d,hor,klar} = 0,5 \cdot S \cdot \sin(\gamma_s) \cdot \left[ q_{am} - \exp\left(\frac{-T_{Linke}}{0,9 + 9,4 \cdot \sin \gamma_s} \cdot \exp\left(\frac{-H_{geo}}{H_{ref}}\right)\right) \right] \quad (66)$$

mit

$$q_{am} = q_{am,atm} \cdot (0,506 - 0,010788 \cdot T_{Linke}) \quad (67)$$

mit

$$q_{am,atm} = 1,2940 + 2,4417 \cdot 10^{-2} \cdot \gamma_s^1 - 3,9730 \cdot 10^{-4} \cdot \gamma_s^2 + 3,8034 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma_s^3 - 2,2145 \cdot 10^{-8} \cdot \gamma_s^4 + 5,8332 \cdot 10^{-11} \cdot \gamma_s^5 \quad (68)$$

Nach der Berechnung der Diffusstrahlung und der Direktstrahlung auf die horizontale Fläche bei völlig klarem Himmel kann die Diffusstrahlung auf die horizontale Fläche bei völlig bedecktem Himmel nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$I_{d,hor,bed} = [I_{b,hor,klar} + I_{d,hor,klar}] \cdot (1 - 0,72) \quad (69)$$

Die Umrechnung der Diffusstrahlung von der horizontalen auf die beliebig orientierte und geneigte Fläche erfolgt in [VDI12] über Umrechnungsfaktoren, welche die Abhängigkeit der Diffusstrahlungsintensität von der Ausrichtung der Wand bzw. dem Stand der Sonne berücksichtigen. Um die Diffusstrahlungsintensität auf die beliebig orientierte und geneigte Fläche berechnen zu können, sind die Umrechnungsfaktoren  $R_{d,bed}$  und  $R_{d,klar}$  wie nachfolgend angeführt zu berechnen.

Der Umrechnungsfaktor für bedeckten Himmel wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$R_{d,bed} = 0,182 \cdot \left[ 1,178 \cdot (1 + \cos \gamma_f) + \left( \pi - \frac{\gamma_f \cdot \pi}{180^\circ} \right) \cdot \cos \gamma_f + \sin \gamma_f \right] \quad (70)$$

Der Umrechnungsfaktor für klaren Himmel setzt sich aus mehreren Teil-Umrechnungsfaktoren zusammen:

$$R_{d,klar} = R_{d,bed} + (R_{180} + R_{WBL} + R_{WBNL} + R_{\xi}) / 100 \quad (71)$$

$R_{180}, R_{WBL}, R_{WBNL}, R_{\xi}$  - Teil-Umrechnungsfaktoren

Im Folgenden wird die Berechnung der einzelnen Teil-Umrechnungsfaktoren über Näherungsfunktionen nach [VDI12] beschrieben:

$$R_{180} = -21 \cdot (1 - 4 \cdot \gamma_{s,R} / 90^\circ) \quad (72)$$

mit

$$\gamma_{s,R} = \gamma_s \text{ wenn } \gamma_s < 21,5^\circ \text{ sonst } \gamma_{s,R} = 21,5^\circ$$

$$R_{WBL} = \left[ -64,5 \cdot \sqrt{\sin(\text{abs}(\gamma_s))} + R_{WBL,0} \right] \cdot (1 - \gamma_f / 180^\circ) + R_{WBL,1} \quad (73)$$

mit

$$R_{WBL,0} = 6 \cdot \left[ 1 - ((\gamma_s - 15^\circ) / 15^\circ)^2 \right] \text{ wenn } \gamma_s < 30^\circ \text{ sonst } R_{WBL,0} = 0 \quad (74)$$

und mit

$$R_{WBL,1} = -6,5 \cdot \left[ 1 - ((\gamma_f - 40^\circ) / 45^\circ)^2 \right] \text{ wenn } R_{WBL,1} \leq 0 \text{ sonst } R_{WBL,1} = 0 \quad (75)$$

$$R_{WBNL} = 26 / 2 \cdot \left[ 1 - \cos(2 \cdot \gamma_f) \right] \quad (76)$$

$$R_\xi = \left[ 126,5 - 60 \cdot \sin(\gamma_s) \right] \cdot \left[ (\cos(\xi) + 0,7) / 1,7 \right]^2 \quad (77)$$

Beträgt der Neigungswinkel der betrachteten Wand  $0^\circ$  (horizontaler Bauteil) ist der Umrechnungsfaktor  $R_{d,klar}$  gleich dem Umrechnungsfaktor  $R_{d,bed}$ . Außerdem ist der Umrechnungsfaktor  $R_{d,klar}$  gleich Null zu setzen, wenn die Berechnung nach den oben angeführten Gleichungen einen Wert kleiner Null ergibt.

Mit den ermittelten Umrechnungsfaktoren lässt sich die Diffusstrahlung auf die beliebig orientierte und geneigte Fläche berechnen.

Die Berechnung der Diffusstrahlung auf eine beliebig orientierte und geneigte Oberfläche nach [VDI12] ist wesentlich aufwendiger, als das isotrope Modell bzw. das HDKR-Modell. Da die Strahlungsberechnungen jedoch in der Gebäudesimulation nicht in jedem Zeitschritt, sondern nur zu Beginn der Simulation durchgeführt werden, hat dies nur sehr geringe Auswirkungen auf die Simulationsdauer.

## **Vergleich der Modelle zur Berechnung der Diffusstrahlung vom Himmel** **auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen**

Im Folgenden sind Vergleiche zwischen den Berechnungsergebnissen mit den verschiedenen Modellen dargestellt. Die Grafiken zeigen den Verlauf der Diffusstrahlung vom Himmel für eine Oberfläche mit südlicher Ausrichtung an zwei Tagen im Jahr. Zusätzlich sind in den Grafiken die Tagessumme und die Jahressumme der Diffusstrahlung für die jeweilige Variante dargestellt.

Abbildung 51 zeigt den Verlauf der Strahlungsintensität am 2. Februar (IWEK Klimadaten mit Standort Wien Schwechat [ASH13]) auf ein südlich orientiertes Bauteil. Der zweite Februar des IWEK Klimadatensatzes für Wien Schwechat ist ein Tag mit hohem Direktstrahlungsanteil. Die Diffusstrahlung ist dementsprechend verhältnismäßig stark anisotrop über den Himmelshalbkörper verteilt. Das isotrope Modell zur Berechnung der Diffusstrahlung unterschätzt aus diesem Grund die tatsächliche Strahlungsintensität enorm. Die Tagessumme der Diffusstrahlung beträgt mit ca. 500 Wh/d etwa 50% der Tagessumme der Diffusstrahlung des HDKR-, des Perez- und des VDI-Modells. Das HDKR- und das Perez Modell unterscheiden sich vergleichsweise nur geringfügig (ca. 4%) voneinander. Das VDI-Modell führt zu einer Tagessumme der Diffusstrahlung, welche um ca. 0,2% höher als die mit dem Perez-Modell ermittelte Tagessumme der Diffusstrahlung liegt.

Bei der Betrachtung der Jahressumme der Diffusstrahlung zeigt sich eine deutliche Abweichung des isotropen Modells von den Ergebnissen der Berechnung nach Perez oder HDKR. Die Jahressumme der nach dem isotropen Modellansatz berechneten Diffusstrahlung liegt um ca. 18% tiefer als die mit dem Perez-Modell ermittelte Jahressumme der Diffusstrahlung. Das HDKR-, das VDI- und das Perez-Modell unterscheiden sich bei Betrachtung der Jahressumme der Diffusstrahlung nur um ca. 1-2%.

In Abbildung 52 ist der oben beschriebene Vergleich für den 1. Jänner des IWEK Klimadatensatzes dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die mit dem isotropen Modell ermittelte Tagessumme der Diffusstrahlung auch hier deutlich unter jener des Perez-Modells liegt. Der isotrope Modellansatz führt zu einer um 44% tieferen Tagessumme der Diffusstrahlung. Das HDKR-Modell liegt ebenfalls unter dem Perez-Modell (ca. 27%). Das VDI-Modell und das Perez-Modell liegen verhältnismäßig knapp beisammen. Die Tagessumme des VDI-Modells liegt ca. 7% unter jener des Perez-Modells. Unter den betrachteten Randbedingungen liefert das Perez-Modell somit die höchste tagessumme der Diffusstrahlung.

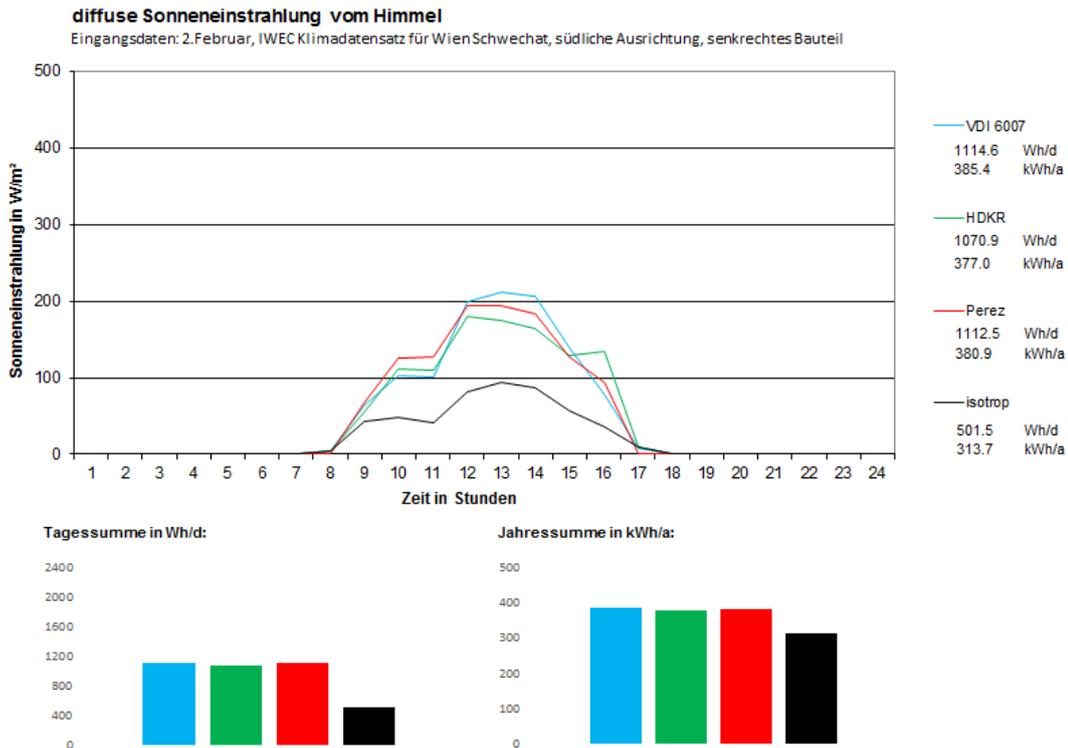


Abbildung 51: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Diffusstrahlung auf eine südl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 2. Februar

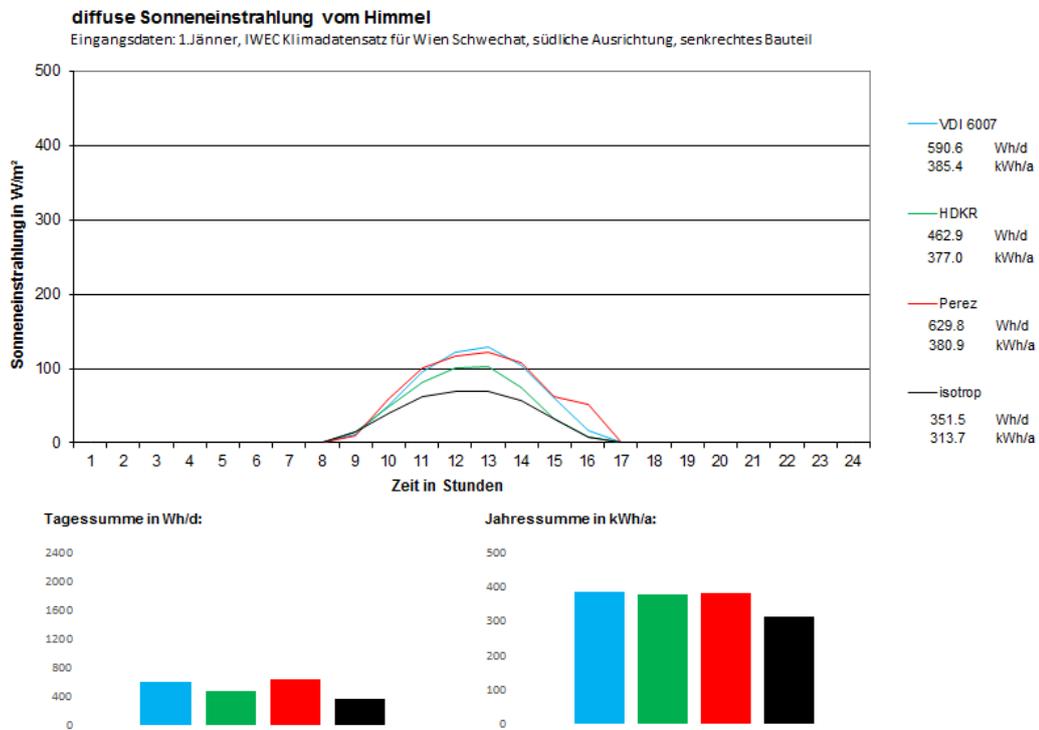


Abbildung 52: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Diffusstrahlung auf eine südl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 1. Jänner

Im Folgenden wird die Berechnung des diffusen Strahlungsanteils zufolge der Reflexion der Strahlung am umgebenden Boden erläutert.

### 5.3.4.3 Berechnung der Diffusstrahlung zufolge Bodenreflexion

Die Strahlungsintensität zufolge Bodenreflexion errechnet sich bei allen untersuchten Strahlungsmodellen (isotropes Modell, HDKR-Modell, Perez-Model, VDI-Modell) nach folgender Gleichung:

$$I_{Umg,f} = (I_{b,hor} + I_{d,hor}) \cdot 0,5 \cdot \rho_{Umg} \cdot (1 - \cos \gamma_f) \quad (78)$$

$\rho_{Umg}$  - Bodenreflexionsgrad

Der Bodenreflexionsgrad ist abhängig von der Beschaffenheit des umgebenden Bodens. Eine schneebedeckte Oberfläche weist beispielsweise einen höheren Reflexionsgrad auf, als eine Betonoberfläche. Bei bekannter Bodenbeschaffenheit können die Werte gemäß [DIE57] angesetzt werden. Sind keine genaueren Angaben zur Verfügung, kann der Bodenreflexionsgrad mit 0,2 angenommen werden kann [VDI12].

**Tabelle 10: Bodenreflexionskoeffizienten verschiedener Oberflächen nach [DIE57]**

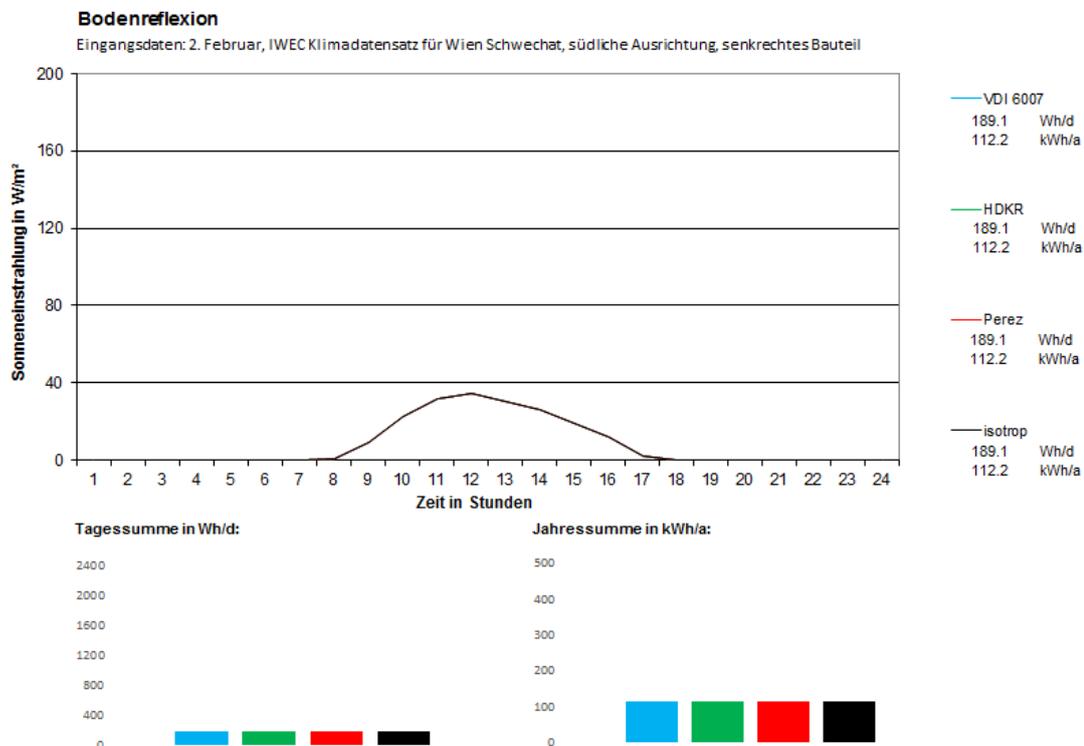
Gras (Juli, August)	0.25
Rasen	0.21
trockenes Gras	0.30
nicht bestellte Felder	0.26
nackter Beton	0.17
Schotter	0.18
Beton, verwittert	0.20
Beton, sauber	0.30
Zement, sauber	0.55
Asphalt	0.15
Wälder	0.11
Heide- und Sandflächen	0.17
frische Schneedecke	0.85
alte Schneedecke	0.57

Nachfolgend werden die Modelle zur Berücksichtigung der Bodenreflexion verglichen.

## Vergleich der Modelle zur Berechnung der Diffusstrahlung zufolge Bodenreflexion auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen

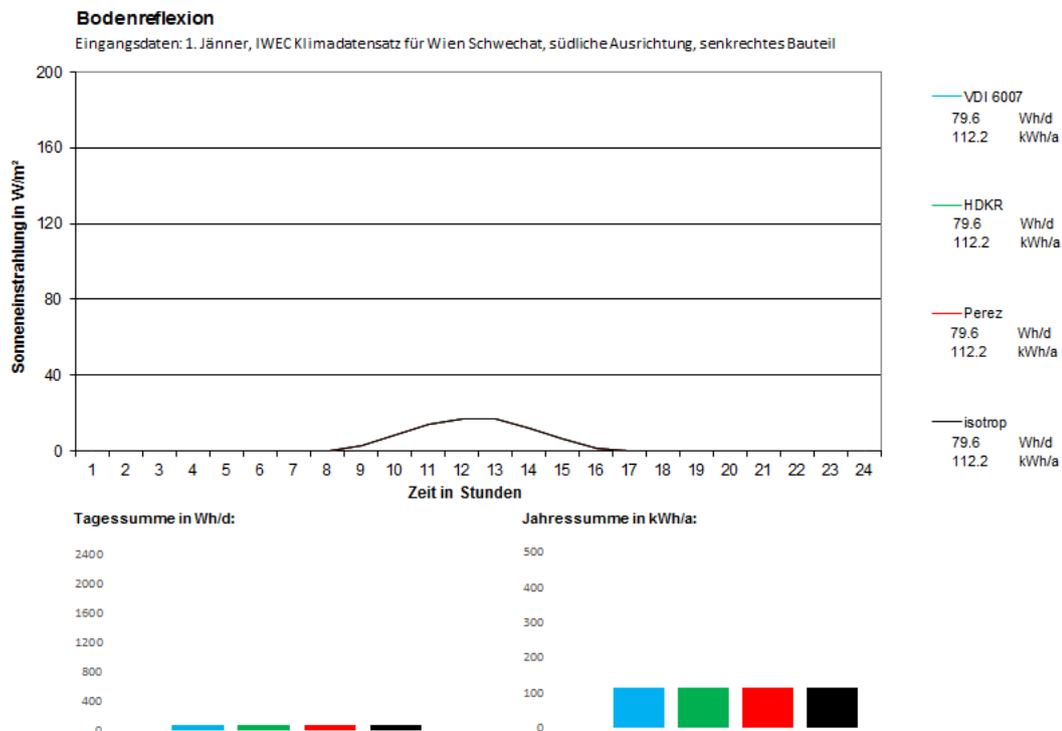
In Abbildung 53 und Abbildung 54 sind die Ergebnisse der verschiedenen Modelle zur Berücksichtigung der Bodenreflexion dargestellt. Der Bodenreflexionskoeffizient wurde dabei gemäß [VDI12] mit 0,2 angenommen. Da die verschiedenen Berechnungsmodelle auf den gleichen Berechnungsansätzen basieren, führen das isotrope und das HDKR-Modell sowie das Perez und das VDI-Modell zu demselben Ergebnis.

In Abbildung 53 ist die Diffusstrahlung zufolge Bodenreflexion auf eine südliche Oberfläche am 2. Februar des IWEK-Klimadatensatzes dargestellt. Unter den gewählten Randbedingungen beträgt der Strahlungsanteil zufolge Bodenreflexion ca. 20% des Anteils der Diffusstrahlung vom Himmel (Verglichen mit den Ergebnissen des HDKR-, Perez- und des VDI-Modells) bei Betrachtung der Tagessumme und ca. 30% bei Betrachtung der Jahressumme der Einstrahlung. Vergleicht man die Diffusstrahlung vom Boden mit der Direktstrahlung zeigt sich, dass die Tagessumme der Strahlung zufolge Bodenreflexion ca. 9% der Direktstrahlung beträgt. Wird die Jahressumme der Strahlung für den Vergleich herangezogen, zeigt sich, dass die Bodenreflexion in einem Bereich von ca. 30% der Direktstrahlung liegt. Die Bodenreflexion hat somit einen erheblichen Anteil an der gesamten Globalstrahlung.



**Abbildung 53: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Bodenreflexion auf eine südl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 2. Februar**

In Abbildung 54 ist der oben angestellte Vergleich für den 1. Jänner des IWEC-Klimadatensatzes gezeigt. Die Tagessumme der Diffusstrahlung zufolge Bodenreflexion beträgt hier unter den gewählten Randbedingungen ca. 13% der Diffusstrahlung vom Himmel und ca. 27% der Direktstrahlung.



**Abbildung 54: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Bodenreflexion auf eine südl. Fläche mit IWEC Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 1. Jänner**

#### 5.3.4.4 Vergleich der untersuchten Strahlungsmodelle über die Globalstrahlung

In Abbildung 55 und Abbildung 56 ist ein Vergleich der Globalstrahlung zwischen den untersuchten Modellen für den 2. Februar und den 1. Jänner des IWEC-Klimadatenatzes dargestellt. Am 2. Februar zeigen das HDKR-, das Perez- und das VDI-Modell eine sehr gute Übereinstimmung. Die max. Abweichung der Tagessumme der Globalstrahlung beträgt an diesem Tag ca. 2%. Das isotrope-Modell unterschätzt die Tagessumme der Globalstrahlung um ca. 17%. Am 1. Jänner liegt die Tagessumme der Globalstrahlung des HDKR-Modells ca. 17% unter jener des Perez-Modells. Das VDI-Modell liegt ebenfalls unter den Ergebnissen des Perez-Modells (ca. 4%). Der isotrope Modellansatz führt zu einer Unterschätzung der Tagessumme der Globalstrahlung von ca. 28% im Vergleich zu dem Berechnungsmodell von Perez. Wird die Jahressumme der Globalstrahlung betrachtet, zeigt sich eine sehr genaue Übereinstimmung der mit dem HDKR-, dem VDI- und dem Perez-Modell ermittelten Globalstrahlung. Die Ergebnisse der drei Modelle weichen im Jahresvergleich um maximal 1%

voneinander ab. Der isotrope Modellansatz liegt um ca. 8% unter den Ergebnissen der übrigen untersuchten Modelle.

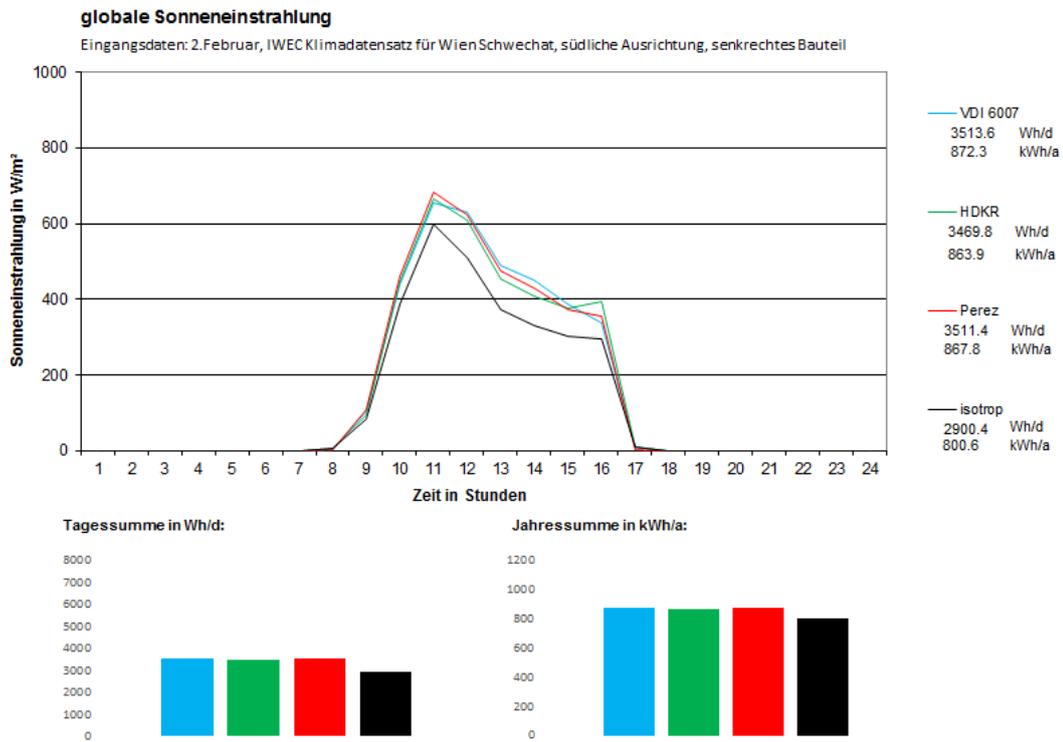
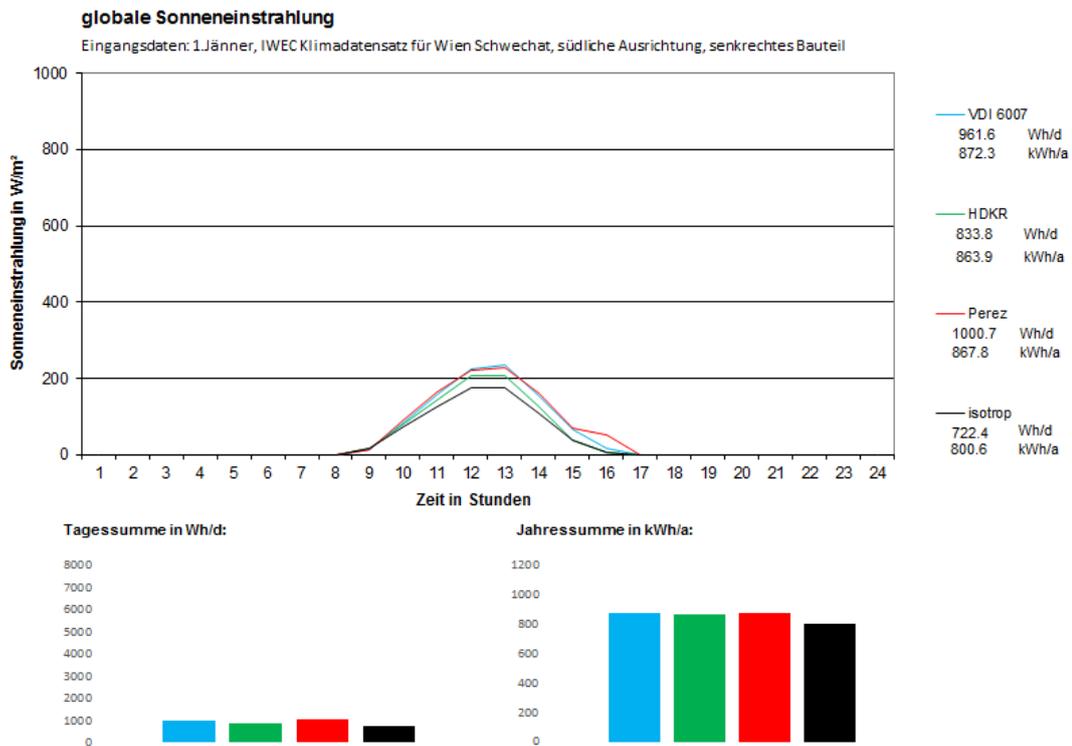


Abbildung 55: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Diffusstrahlung auf eine südl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 2. Februar

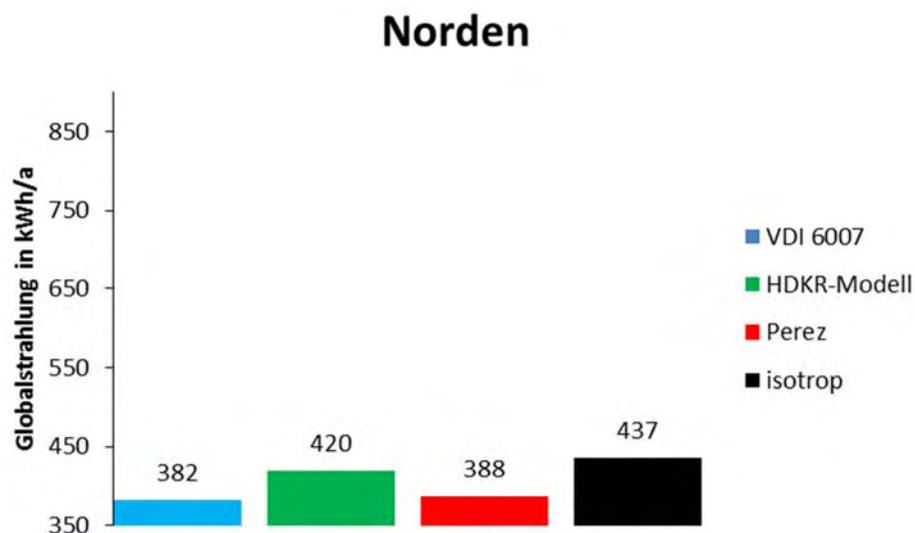


**Abbildung 56: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über Tagesverlauf, Tagessumme & Jahressumme der Diffusstrahlung auf eine südl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13] für den 1. Jänner**

Die bisher durchgeführten Vergleiche beziehen sich ausschließlich auf senkrechte Oberflächen mit südlicher Ausrichtung.

In Abbildung 57 bis Abbildung 59 sind Vergleiche der Jahressumme der Globalstrahlung auf Basis des IWEK-Klimadatensatzes für Wien Schwechat dargestellt (vgl. Abbildung 55 und Abbildung 56). In den Abbildungen werden die ermittelten Jahressummen der Globalstrahlung der verschiedenen Modelle für die vier Haupthimmelsrichtungen verglichen.

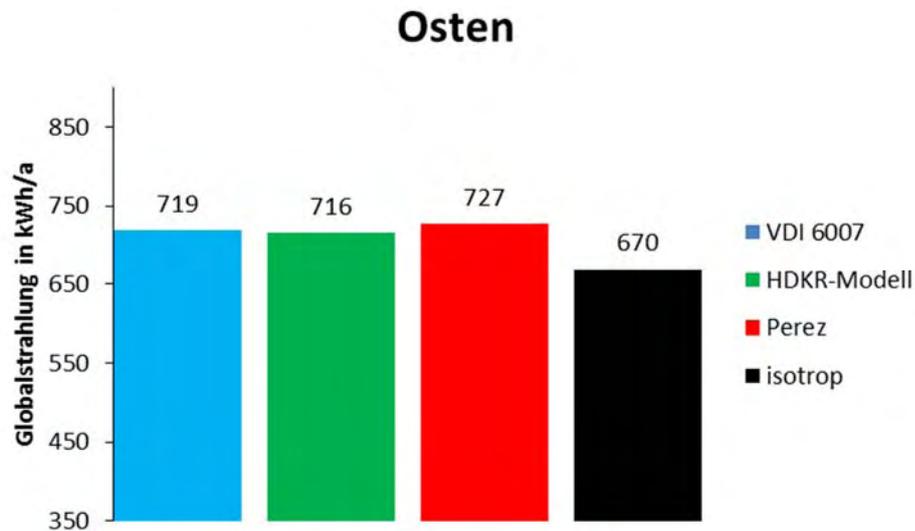
In Abbildung 57 ist die Jahressumme der Globalstrahlung aus den Strahlungsberechnungen mit den vier untersuchten Modellen für eine nördlich orientierte Oberfläche dargestellt. Die Jahressumme der Globalstrahlung liegt bei Verwendung des IWEK Klimadatensatzes für den Standort Wien Schwechat bei den untersuchten Modellen zwischen 382 kWh/a und 437 kWh/a. Es zeigt sich, dass das isotrope Modell die höchste Globalstrahlung ergibt. Das HDKR-Modell liegt jedoch nur 4% unter den Ergebnissen des isotropen Modells. Das Perez- und das VDI-Modell führen im Vergleich zu dem isotropen Modell zu einer um 12-13% niedrigeren Jahressumme der Globalstrahlung.



**Abbildung 57: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über die Jahressumme der Globalstrahlung auf eine nördl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13]**

Abbildung 58 zeigt den oben beschriebenen Vergleich für eine östlich orientierte Wand. Während der isotrope Modellansatz bei einer nördlich ausgerichteten Fläche zu der höchsten Globalstrahlungsmenge führt, liegen die Ergebnisse des isotropen Modells bei östlicher Ausrichtung niedriger als jene der übrigen Berechnungsmodelle. Mit einer Jahressumme der Globalstrahlung von 716 kWh/a bis 727 kWh/a unterscheiden sich die Ergebnisse des HDKR,

des VDI- und des Perez-Modells nur um ca. 1,5%. Der isotrope Modellansatz führt zu einer Globalstrahlungssumme von 670 kWh/a und liegt somit um 8% unter den Ergebnissen des Perez-Modells.



**Abbildung 58: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über die Jahressumme der Globalstrahlung auf eine östl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13]**

In Abbildung 59 ist die Summe der Globalstrahlung auf eine südlich orientierte Fläche dargestellt. Erwartungsgemäß liegen die Berechnungsergebnisse hier höher als bei den anderen untersuchten Flächenorientierungen. Mit einer Jahressumme der Globalstrahlung zwischen 864 kWh/a und 872 kWh/a liegen die Ergebnisse des HDKR-, das VDI- und des Perez-Modells nur ca. 8 kWh/a auseinander. Dies entspricht einer prozentuellen Abweichung von weniger als 1% der drei genannten Modelle untereinander. Die Ergebnisse des isotropen Modellansatzes liegen hier deutlich tiefer als jene der übrigen Modelle. Im Vergleich zu dem Modell nach Perez ergibt sich bei Verwendung des isotropen Modells unter den gewählten Randbedingungen eine um knapp 8% tiefere Jahressumme der Globalstrahlung.

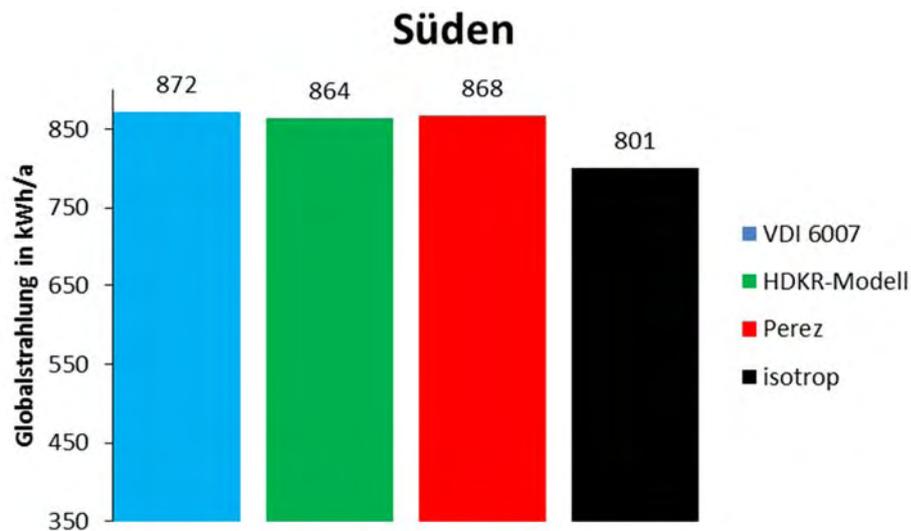


Abbildung 59: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über die Jahressumme der Globalstrahlung auf eine südl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13]

Abbildung 60 zeigt den oben beschriebenen Vergleich für eine westlich ausgerichtete Fläche. Hier zeigen sich die geringsten Unterschiede zwischen den Ergebnissen der einzelnen Berechnungsmodelle. Das HDKR-, das VDI- und das Perez-Modells ergeben eine Globalstrahlungsintensität zwischen 624 kWh/a und 637 kWh/a. Dies entspricht einer Differenz von ca. 13 kWh/a bzw. ca. 2%. Auch der isotrope Modellansatz führt hier nicht zu wesentlich höheren Abweichungen. Der Unterschied zwischen der Jahressumme der Globalstrahlung des Perez-Modells und des isotropen Modells beträgt ca. 19 kWh/a bzw. 4%.

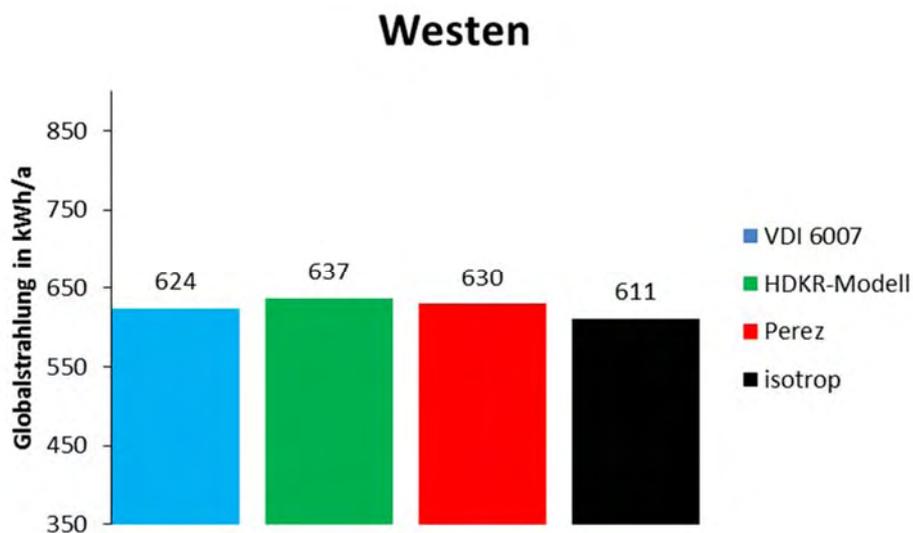


Abbildung 60: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über die Jahressumme der Globalstrahlung auf eine westl. Fläche mit IWEK Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13]

## Zusammenfassung der Untersuchungen in diesem Kapitel

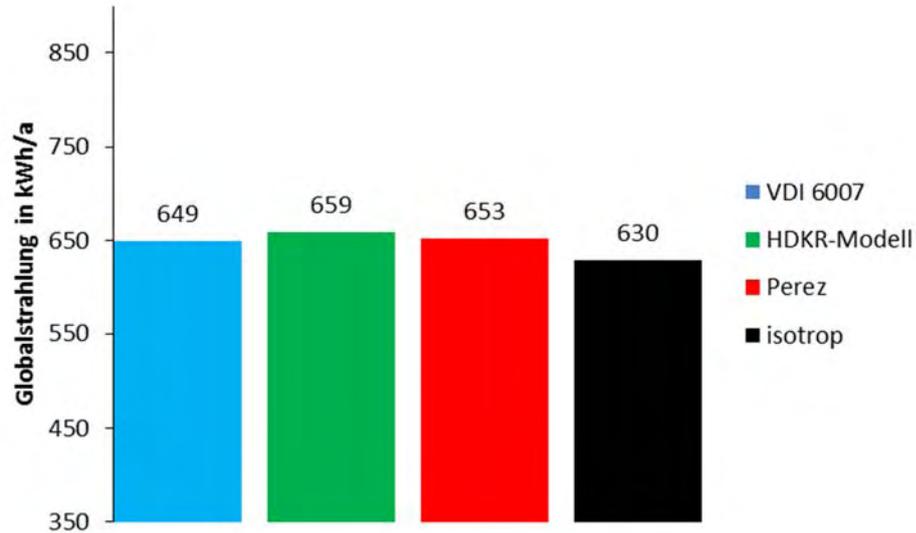
In diesem Kapitel werden verschiedene Modellansätze zur Berechnung der Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen untersucht. Es werden verschiedene Berechnungsmodelle aus der Literatur analysiert und in Matlab umgesetzt. Die Tools werden dann für einen Vergleich der Berechnungsmodelle herangezogen. Der Vergleich umfasst den isotropen Modellansatz, das Modell nach Hay, Davis, Klucher und Reindl sowie das Perez-Modell und das VDI-Modell.

Die durchgeführte Literaturrecherche zeigt, dass hinsichtlich der Berechnung der direkten Sonneneinstrahlung sowie hinsichtlich der Diffusstrahlung zufolge Bodenreflexion alle untersuchten Modelle auf denselben Berechnungsansatz zurückgreifen. Aus diesem Grund unterschieden sich in diesen Bereichen auch die Berechnungsergebnisse nicht bzw. nur unwesentlich. Große Unterschiede ergeben sich hingegen bei der Berechnung der Diffusstrahlung vom Himmel. In der Literatur wird das Perez-Modell häufig als das genaueste Modell zur Ermittlung der diffusen Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen genannt. Dies wurde z.B. in [NOO08] und [LOU07] anhand von Messungen gezeigt. Da das Perez-Modell jedoch wesentlich aufwendiger umzusetzen ist, soll der angestellte Vergleich der Modelle zeigen, ob andere Modelle eine ähnlich hohe Genauigkeit aufweisen. Durch die Vernachlässigung des zirkumsolaren Strahlungsanteils und der Horizontaufhellung führt eine Berechnung mit dem isotropen Modellansatz meist zu einer Unterschätzung der Strahlungsintensität auf die betrachtete Fläche. Dies trifft allerdings nicht auf nördlich orientierte Oberflächen zu. Hier überschätzt der isotrope Modellansatz die berechnete Diffusstrahlung. Für bestimmte Anwendungen kann das isotrope Modell im Sinne einer konservativen Abschätzung der Strahlungserträge ausreichend genaue Ergebnisse liefern. Beispielhaft sei hier eine Vordimensionierung von Solar- oder PV-Anlagen genannt. Für Anwendungen mit höherer Anforderung an die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse empfiehlt die Literatur den Umstieg auf Modelle mit höherem Genauigkeitsgrad. [CHW09]

Auch der durchgeführte Vergleich der verschiedenen Berechnungsmodelle zeigt, dass die untersuchten Modelle zur Berechnung der Direktstrahlung und der Bodenreflexion keine bzw. nur äußerst geringe Unterschiede aufweisen. Für die Berechnung der Diffusstrahlung zeigt der Vergleich, dass das isotrope Modell die Strahlungsintensität praktisch immer unterschätzt. Die übrigen untersuchten Modelle führen zu vergleichsweise geringen Abweichungen untereinander.

Abbildung 61 sind die durchgeführten Vergleiche zwischen den einzelnen Berechnungsmodellen zur Ermittlung der Globalstrahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen zusammengefasst. Das Diagramm zeigt den Mittelwert der Jahressummen der Globalstrahlung berechnet für die vier Haupthimmelsrichtungen mit dem isotropen

Modellansatz sowie mit dem HDKR-, dem VDI- und dem Perez-Modell. Im Mittel beträgt die Jahressumme der Globalstrahlung bei Verwendung des IWEC-Klimadatensatzes mit Standort Wien Schwechat ca. 648 kWh/a. Das isotrope Modell liegt mit 630 kWh/a um ca. 10% tiefer, als die übrigen Modelle. Diese unterscheiden sich im Mittel um weniger als 1,5% voneinander.



**Abbildung 61: Vergleich zw. den Berechnungsmodellen über den Mittelwert der Jahressumme der Globalstrahlung der vier Haupthimmelsrichtungen mit IWEC Klimadaten - Wien Schwechat [ASH13]**

Der Vergleich der untersuchten Berechnungsmodelle zeigt, dass sich das HDKR-, das VDI- und das Perez-Modell nur geringfügig voneinander unterscheiden. Jedes der genannten Modelle ist somit für die Anwendung in einer Gebäudesimulation geeignet. Der isotrope Modellansatz zur Berechnung der Diffusstrahlung auf eine beliebig orientierte und geneigte Oberfläche ist nur bedingt für Berechnungen mit einer hohen Anforderung an die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse anwendbar.

## Umsetzung der Sonnenstandsberechnung in Matlab

Nachfolgend wird eine Umsetzungsmöglichkeit des untersuchten Sonnenstandmodells in der Softwareumgebung Matlab gezeigt.

```
function [Sonnenazimut Sonnenhoehe] = Sonnenstand_Modell1

%% % Definition von Konstanten

Stundenanzahl=8760;
Sonnenhoehe(1:Stundenanzahl,1)=0;
Sonnenazimut(1:Stundenanzahl,1)=0;

%% % Einlesen der Eingangsparameter

H_geo=200;
phi=48.209;
lambda=16.370;

Beginn_SZ=100;
Ende_SZ=301;

%% % Berechnung des Sonnenstands

phi=phi*pi/180;
lambda=lambda*pi/180;

for i=1:Stundenanzahl

    if i<(Beginn_SZ-1)*24+3
        Sommerzeit=0;
    elseif i>(Ende_SZ-1)*24+2
        Sommerzeit=0;
    else
        Sommerzeit=1;
    end

    if i==1
        Uhrzeit=1;
        Tag=1;
    elseif Uhrzeit==24
        Uhrzeit=1;
        Tag=Tag+1;
    else
        Uhrzeit=Uhrzeit+1;
    end

    Ortszeit=Uhrzeit-Sommerzeit;
    mittl_Ortszeit=Ortszeit-4*(15-lambda*180/pi)/60;
    Tageswinkel=Tag*360/365*pi/180;

    Zeitgleichung=0.0066+7.3525*cos(Tageswinkel+85.9*pi/180)+9.9359*cos(2*Tages
winkel+108.9*pi/180)+0.3387*cos(3*Tageswinkel+105.2*pi/180);
    WOZ=mittl_Ortszeit+Zeitgleichung/60;
```

```

    Sonnendeklinat=(0.3978-23.2559*cos(Tageswinkel+9.1*pi/180)-
0.3915*cos(2*Tageswinkel+5.4*pi/180)-
0.1764*cos(3*Tageswinkel+26*pi/180))*pi/180;
    Stundenwinkel=(12-WOZ)*15*pi/180;

    Sonnenhoehe(i,1)=asin(cos(Stundenwinkel)*cos(phi)*cos(Sonnendeklinat)+sin(phi)*sin(Sonnendeklinat));

    if WOZ>12
        Sonnenazimut(i,1)=pi+acos((sin(Sonnenhoehe(i,1))*sin(phi)-sin(Sonnendeklinat))/(cos(Sonnenhoehe(i,1))*cos(phi)));
    else
        Sonnenazimut(i,1)=pi-acos((sin(Sonnenhoehe(i,1))*sin(phi)-sin(Sonnendeklinat))/(cos(Sonnenhoehe(i,1))*cos(phi)));
    end

end
%% % Ausgabe

```

## Umsetzung der Berechnung der Strahlung auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen in Matlab

Nachfolgend wird eine Umsetzungsmöglichkeit der untersuchten Modelle zur Berechnung der Strahlungsintensität auf beliebig orientierte und geneigte Oberflächen in der Softwareumgebung Matlab gezeigt.

```

function [Ibf Idf cosZeta] = Strahlung_Modell1(yf, alphaf, Sonnenhoehe,
Sonnenazimut, Ibh, Idh)

%% % Wahl des Diffusstrahlungsmodells
% 1=HDKR; 2=VDI6007; 3=Perez
Modell=3;

%% % Definition von Konstanten

Hgeo=200;
Stundenanzahl=8760;
S0=1367;
albedo=0.2;

%% % Berechnen von Eingangsgrößen

%SF=cos(yf*pi/180/2)^2;
yf=yf*pi/180;
alphaf=alphaf*pi/180;

%% % Berechnung der Direktstrahlung (mit Begrenzung nach [VDI12])

```

```

for i=1:Stundenanzahl

    alphas=Sonnenazimut(i,1);

    if Sonnenhoehe(i,1)>0
        ys=Sonnenhoehe(i,1);
    else
        ys=0;
    end

    Tag=floor(i/24)+1;

    if Tag<=31
        Tlinke=1.7;
    elseif Tag<=59
        Tlinke=2.1;
    elseif Tag<=90
        Tlinke=2;
    elseif Tag<=120
        Tlinke=1.9;
    elseif Tag<=151
        Tlinke=2.1;
    elseif Tag<=181
        Tlinke=2.5;
    elseif Tag<=212
        Tlinke=2.5;
    elseif Tag<=243
        Tlinke=2.3;
    elseif Tag<=273
        Tlinke=2.4;
    elseif Tag<=304
        Tlinke=1.8;
    elseif Tag<=334
        Tlinke=2.2;
    elseif Tag<=365
        Tlinke=1.9;
    end

    S=S0*(1+0.033*cos((360*Tag/365)*pi/180));
    IbnormMax=S*(exp(-Tlinke/(0.9+9.4*sin(ys)))*exp(-Hgeo/800));

    cosZeta=sin(ys)*cos(yf)+cos(ys)*sin(yf)*cos(abs(alphaf-alphas));

    if ys==0
        Ibnorm=0;
    else
        Ibnorm=Ibh(i,1)/sin(ys);
    end

    Ibf(i,1)=cosZeta*min(Ibnorm,IbnormMax);

    if Ibf(i,1)<0
        Ibf(i,1)=0;
    end

end

%% % Berechnung der Diffusstrahlung

```

```

for i=1:Stundenanzahl

    alphas=Sonnenazimut(i,1);

    if Sonnenhoehe(i,1)>0
        ys=Sonnenhoehe(i,1);
    else
        ys=0;
    end

    %%%%%%%%%%%
    % Berechnung des Einstrahlwinkels

    cosZeta(i,1)=sin(ys)*cos(yf)+cos(ys)*sin(yf)*cos(abs(alphaf-alphas));

    %%%%%%%%%%%
    if Modell==1      %HDKR-Modell

        Tag=floor(i/24)+1;
        S=S0*(1+0.033*cos((360*Tag/365)*pi/180));

        if ys==0
            Ai=0;
        else
            Ai=Ibh(i,1)/(S*sin(ys));
        end

        if Ibh(i,1)+Idh(i,1)>0
            f=sqrt(Ibh(i,1)/(Ibh(i,1)+Idh(i,1)));
        else
            f=0;
        end

        Idfiso=Idh(i,1)*(1-Ai)*(1+cos(yf))/2;

        if Ibh(i,1)>0
            Idfzs=Idh(i,1)*Ai*Ibf(i,1)/Ibh(i,1);
        else
            Idfzs=0;
        end

        Idfhz=Idh(i,1)*(1-Ai)*(1+cos(yf))/2*f*(sin(yf/2))^3;

        IdfHDKR=Idfiso+Idfzs+Idfh;

        % Anteil aus Bodenreflexstrahlung
        IdUmg=(Idh(i,1)+Ibh(i,1))*0.5*albedo*(1-cos(yf));

        % gesamte Diffusstrahlung vom Himmel
        Idf(i,1)=IdfHDKR+IdUmg;

    %%%%%%%%%%%
    elseif Modell==2      %VDI6007 Modell

        % Berechnung SSW

        Tag=floor(i/24)+1;

```

```

if Tag<=31
    Tlinke=3.7;
elseif Tag<=59
    Tlinke=4.1;
elseif Tag<=90
    Tlinke=4.6;
elseif Tag<=120
    Tlinke=5.1;
elseif Tag<=151
    Tlinke=5.3;
elseif Tag<=181
    Tlinke=6.1;
elseif Tag<=212
    Tlinke=6.1;
elseif Tag<=243
    Tlinke=5.9;
elseif Tag<=273
    Tlinke=5.4;
elseif Tag<=304
    Tlinke=4.2;
elseif Tag<=334
    Tlinke=3.6;
elseif Tag<=365
    Tlinke=3.5;
end

S=S0*(1+0.033*cos((360*Tag/365)*pi/180));
IbnormMax=S*(exp(-Tlinke/(0.9+9.4*sin(ys))*exp(-Hgeo/800)));

IbhMax=IbnormMax*sin(ys);
IbhMin=0;
qamatm=1.2940+2.4417*10^-2*(ys*180/pi)^1-3.9730*10^-
4*(ys*180/pi)^2+3.8034*10^-6*(ys*180/pi)^3+2.2145*10^-
8*(ys*180/pi)^4+5.8332*10^-11*(ys*180/pi)^5;
qam=qamatm*(0.506-0.010788*Tlinke);
IdhMax=0.5*S*sin(ys)*(qam- exp(-Tlinke/(0.9+9.4*sin(ys))*exp(-
Hgeo/800)));
IdhMin=(IbhMax+IdhMax)*(1-0.72);
IghMax=IbhMax+IdhMax;
IghMin=IbhMin+IdhMin;
Igh=Ibh(i,1)+Idh(i,1);

if ((IghMax-IghMin)/1)>0
    SSW=(Igh-IghMin)/((IghMax-IghMin)/1);
else
    SSW=0;
end

if SSW<0
    SSW=0;
elseif SSW>1
    SSW=1;
end

% Berechnung Idf

RZeta=(126.5-60*sin(ys))*((cosZeta(i,1)+0.7)/1.7)^2;

Rwbnl=(26/2*(1-cos(2*yf)));

```

```

Rwbl1=-6.5*(1-((yf*180/pi-40)/45)^2);
if Rwbl1>0
    Rwbl1=0;
end

if ys*180/pi<30
    Rwbl0=6*(1-((ys*180/pi-15)/15)^2);
else
    Rwbl0=0;
end

Rwbl=(-64.5*sqrt(sin(abs(ys)))+Rwbl0)*(1-yf*180/pi/180)+Rwbl1;

if ys*180/pi>21.5
    ysR=21.5;
else
    ysR=ys;
end

R180=-21*(1-4*ysR*180/pi/90);

Rdbed=0.182*(1.178*(1+cos(yf))+sin(yf)+
yf)*cos(yf)+sin(yf));

if yf==0
    Rd=Rdbed
else
    Rd=Rdbed+(R180+Rwbl+Rwbnl+RZeta)/100;
end

if Rd<0
    Rd=0;
end

XIdfMax=Idh(i,1)*Rd;
XIdfMin=Idh(i,1)*Rdbed;

IdfMax=XIdfMax*SSW;
IdfMin=XIdfMin*(1-SSW);

IdfVDI=IdfMax+IdfMin;

% Anteil aus Bodenreflexstrahlung
IdUmg=(Idh(i,1)+Ibh(i,1))*0.5*albedo*(1-cos(yf));

% Gesamt-Diffusstrahlung
Idf(i,1)=IdfVDI+IdUmg;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
elseif Modell==3 %Perez-Modell

if ys<0.01
    ys=0.01;
end

S=S0*(1+0.033*cos((360*Tag/365)*pi/180));

if ys>0

```

```

        AM=1/sin(ys);
else
    AM=0;
end

if AM>10
    AM=exp(-0.0001184*Hgeo)/(cos(pi/2-ys)+0.5057*(96.080-(pi/2-
ys))^-1.634); %nach [DUF13] S10
end

delta=AM*Idh(i,1)/S;

if Idh(i,1)>0
    eps=(    (Idh(i,1)+Ibh(i,1)/sin(ys))    /Idh(i,1)    +1.041*(pi/2-
ys)^3)/ (1+1.041*(pi/2-ys)^3);
else
    eps=0;
end

if eps<1
    F11=0;
    F12=0;
    F13=0;
    F21=0;
    F22=0;
    F23=0;
elseif eps>=1 & eps<1.065
    F11=-0.008;
    F12=0.588;
    F13=-0.062;
    F21=-0.06;
    F22=0.072;
    F23=-0.022;
elseif eps>=1.065 & eps<1.23
    F11=0.13;
    F12=0.683;
    F13=-0.151;
    F21=-0.019;
    F22=0.066;
    F23=-0.029;
elseif eps>=1.23 & eps<1.5
    F11=0.33;
    F12=0.487;
    F13=-0.221;
    F21=0.055;
    F22=-0.064;
    F23=-0.026;
elseif eps>=1.5 & eps<1.95
    F11=0.568;
    F12=0.187;
    F13=-0.295;
    F21=0.109;
    F22=-0.152;
    F23=-0.014;
elseif eps>=1.95 & eps<2.8
    F11=0.873;
    F12=-0.392;
    F13=-0.362;
    F21=0.226;
    F22=-0.462;
    F23=0.001;

```

```

elseif eps>=2.8 & eps<4.5
    F11=1.132;
    F12=-1.237;
    F13=-0.412;
    F21=0.288;
    F22=-0.823;
    F23=0.056;
elseif eps>=4.5 & eps<6.2
    F11=1.06;
    F12=-1.6;
    F13=-0.359;
    F21=0.264;
    F22=-1.127;
    F23=0.131;
elseif eps>=6.2
    F11=0.678;
    F12=-0.327;
    F13=-0.25;
    F21=0.156;
    F22=-1.377;
    F23=0.251;
end

F1=F11+F12*delta+F13*(pi/2-ys);
F2=F21+F22*delta+F23*(pi/2-ys);

a=max(0,cosZeta(i,1));
b=max(0.087,cos(pi/2-ys));

IdfPerez=Idh(i,1)*(0.5*(1+cos(yf))*(1-F1)+a/b*F1+F2*sin(yf));
if IdfPerez>500
    halt=1;
end

if IdfPerez<0
    IdfPerez=0;
end

% Anteil aus Bodenreflexstrahlung
IdUmg=(Idh(i,1)+Ibh(i,1))*0.5*albedo*(1-cos(yf));

% Gesamt-Diffusstrahlung

Idf(i,1)=IdfPerez+IdUmg;

end

end

%% % Ausgabe

```

## 6 Modellbildung Gebäudetechnik

### 6.1 Thermischer Solarkollektor (Flachkollektor)

Bei passiven Heizsystemen wird die durch die Verglasungen eines Gebäudes einfallende Solarstrahlung zu Heizzwecken genutzt. Die Sonnenenergie kann dabei nur bedingt gespeichert werden und steht daher nur unter Tags bzw. in Zeiten in denen die Strahlungsintensität der Sonne ausreichend hoch ist zur Verfügung.

Thermische Solarkollektoren übertragen die Energie der einfallenden Solarstrahlung auf ein Trägerfluid welches sich durch den Kollektor bewegt. Die Energiezufuhr führt zu einer Temperaturerhöhung des Fluids. Bei üblichen solarthermischen Anlagen wird dieses erwärmte Fluid dazu genutzt einen Energiespeicher zu beladen. Die in Form von warmem Wasser gespeicherte Energie kann dann zur aktiven Beheizung des Gebäudes oder zur Versorgung des Gebäudes mit Brauchwarmwasser genutzt werden.

Der Aufbau eines typischen Solarkollektors ist in Abbildung 62 dargestellt. Der Kollektor besteht im Wesentlichen aus einer transparenten Abdeckung, einer seitlichen Einfassung sowie einer rückseitigen Einfassung mit innenliegender Wärmedämmung und einem Solarabsorber welcher ein Rohrsystem zum Transport des Trägerfluids beinhaltet. In der Abbildung sind außerdem die auftretenden Wärmeströme im Bereich des Kollektors dargestellt.

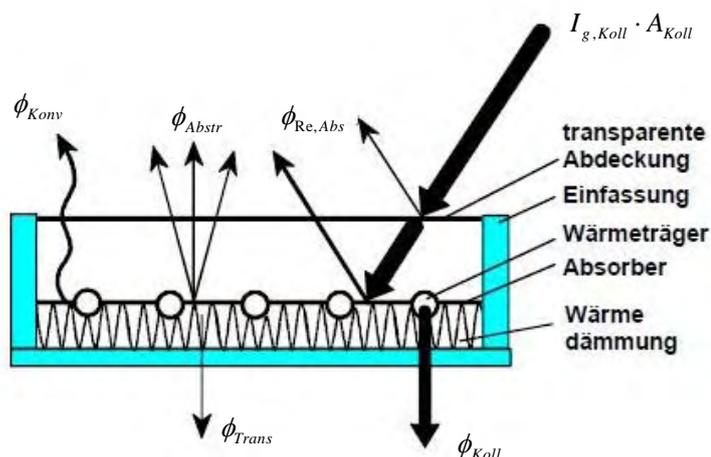


Abbildung 62: Schema eines Flachkollektors und der auftretenden Energieströme (Quelle: [STR12])

Das thermodynamische System des Kollektors mit der inneren Energie  $U$  ist in Abbildung 63 dargestellt.

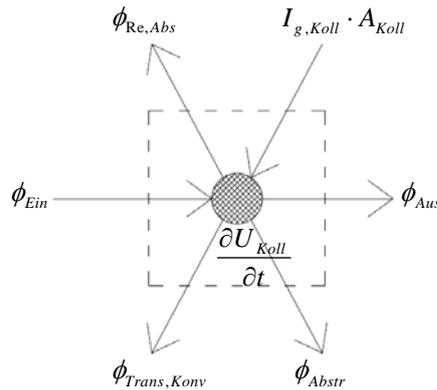


Abbildung 63: Knotenmodell des Flachkollektors

Die Änderung der inneren Energie mit der Zeit ergibt sich aus der Bilanz der Wärmeströme über die Systemgrenzen:

$$\frac{dU_{Koll}}{dt} = I_{g,Koll} \cdot A_{Koll} - \phi_{Re,Abs} - \phi_{Trans,Konv} - \phi_{Abstr} - \phi_{Koll} \quad (79)$$

mit

$$\phi_{Koll} = \phi_{Aus} - \phi_{Ein}$$

$U_{Koll}$	J	innere Energie des Kollektors
$I_{g,Koll}$	W/m <sup>2</sup>	einfallende Globalstrahlung auf die Kollektoroberfläche
$A_{Koll}$	m <sup>2</sup>	Aperturfläche des Kollektors
$\phi_{Koll}$	W	mit dem Trägerfluid abtransportierte Wärmeleistung
$\phi_{Re,Abs}$	W	an der Kollektoroberfläche reflektierter bzw. absorbierter Anteil
$\phi_{Trans,Konv}$	W	Transmissions- und Konvektionsverluste des Kollektors
$\phi_{Abstr}$	W	abgestrahlte Wärmeleistung
$\phi_{Ein}$	W	mit dem Trägerfluid in das System eintretender Wärmestrom
$\phi_{Aus}$	W	mit dem Trägerfluid das System verlassender Wärmestrom

Die Wärmeströme zufolge Reflexion und Absorption der Strahlung an der Oberfläche des Kollektors, sowie jene zufolge Wärmeleitung, Konvektion und Abstrahlung können nach [STR12] über folgende Gleichungen beschrieben werden:

$$\phi_{Re,Abs} = I_{g,Koll} \cdot A_{Koll} \cdot (1 - \tau_{Abd} \cdot \alpha_{Abs}) \quad (80)$$

$$\phi_{Trans,Konv} = A_{Koll} \cdot k_{Koll}^* \cdot (\bar{\mathcal{G}}_{Abs} - \mathcal{G}_e) \quad (81)$$

$$\phi_{Abstr} = A_{Koll} \cdot \varepsilon_{Abs} \cdot \sigma \cdot (\bar{T}_{Abs}^4 - T_{sky}^4) \quad (82)$$

$\tau_{Abd}$	-	Transmissionsgrad der Abdeckung (winkelabhängig)
$\alpha_{Abs}$	-	Absorptionsgrad des Absorbers (winkelabhängig)
$k_{Koll}^*$	W/m <sup>2</sup> K	mittlerer Wärmeverlustkoeffizient für Transmissions- und Konvektionsverluste
$\mathcal{G}_e$	°C	Außentemperatur
$\bar{\mathcal{G}}_{Abs}$	°C	mittlere Temperatur des Absorbers
$\varepsilon_{Abs}$	-	Emissionskoeffizient des Absorbers
$\sigma$	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>	Stefan-Boltzmann-Konstante (5,67·10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$T_{sky}$	K	Temperatur des Himmels
$\bar{T}_{Abs}$	K	mittlere Temperatur des Absorbers

Laut [STR12] kann für die Berechnung daher vereinfachend angenommen werden, dass die mittlere Temperatur des Absorbers  $\bar{\mathcal{G}}_{Abs}$  bzw.  $\bar{T}_{Abs}$  der mittleren Temperatur des Fluids in den Rohrleitungen entspricht:

$$\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} = \frac{\mathcal{G}_{Abs,ein} + \mathcal{G}_{Abs,aus}}{2} \quad \text{bzw.} \quad \bar{T}_{Abs,fl} = \frac{T_{Abs,ein} + T_{Abs,aus}}{2} \quad (83)$$

$\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl}$	°C	mittlere Temperatur des Fluids im Kollektor
$\bar{T}_{Abs,fl}$	K	mittlere Temperatur des Fluids im Kollektor
$\mathcal{G}_{Abs,ein}$	°C	Eintrittstemperatur des Fluids in den Kollektor
$\mathcal{G}_{Abs,aus}$	°C	Austrittstemperatur des Fluids aus dem Kollektor
$T_{Abs,ein}$	K	Eintrittstemperatur des Fluids in den Kollektor
$T_{Abs,aus}$	K	Austrittstemperatur des Fluids aus dem Kollektor

Setzt man die Gleichungen für die einzelnen Wärmeströme in Gleichung 79 ein, ergibt sich folgende gewöhnliche Differenzialgleichung:

$$\frac{\partial U_{Koll}}{\partial t} = \tau_{Abd} \cdot \alpha_{Abs} \cdot I_{g,Koll} \cdot A_{Koll} - k_{Koll}^* \cdot (\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e) \cdot A_{Koll} - \varepsilon_{Abs} \cdot \sigma \cdot (\bar{T}_{Abs,fl}^4 - T_e^4) \cdot A_{Koll} - \phi_{Koll}$$

Bei stationärer Betrachtung muss die Änderung der inneren Energie mit der Zeit Null ergeben. Die über die Kollektoroberfläche in den Kollektor eintretende Solarstrahlung muss daher gleich hoch sein wie die Verluste durch Wärmeleitung, Abstrahlung und Konvektion an der Außenoberfläche zuzüglich der mit dem Fluid abtransportierten Wärme. Es ist zu beachten, dass ein Teil der einfallenden Solarstrahlung bereits vor dem Eintritt in den Kollektor reflektiert bzw. absorbiert wird und nicht zur Erwärmung des Trägerfluids beiträgt.

Die stationäre Energiebilanz lässt sich nach folgender Gleichung anschreiben:

$$\phi_{Koll} = I_{g,Koll} \cdot A_{Koll} - \phi_{Re,Abs} - \phi_{Trans,Konv} - \phi_{Abstr} \quad (84)$$

Unter normalen Betriebsbedingungen wird die Temperatur des Absorbers unter solarer Einstrahlung stets höher sein als die Temperatur des Fluids. Die Temperaturdifferenz ist dabei abhängig vom Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Fluid und Absorber. Während die Temperaturdifferenz bei Luftkollektoren erheblich sein kann, spielt sie bei flüssigen Trägerfluiden eine untergeordnete Rolle. [DUF13]

Der Wirkungsgrad eines Flachkollektors wird über das Verhältnis von nutzbarer Energie zu einfallender Solarstrahlung definiert:

$$\eta_{Koll} = \frac{\phi_{Koll}}{I_{g,Koll} \cdot A_{Koll}} \quad (85)$$

$\eta_{Koll}$  - Wirkungsgrad des Kollektors

Wird die mit dem Fluid abtransportierte Wärmeleistung nach Gleichung 84 in Gleichung 85 eingesetzt, erhält man folgende Gleichung für die Berechnung des stationären Wirkungsgrads des Kollektors:

$$\eta_{Koll} = \tau_{Abd} \cdot \alpha_{Abs} - \frac{k_{Koll}^*}{I_{g,Koll}} \cdot (\bar{g}_{Abs,fl} - g_e) - \frac{\varepsilon_{Abs} \cdot \sigma}{I_{g,Koll}} \cdot (\bar{T}_{Abs,fl}^4 - T_{sky}^4) \quad (86)$$

Nach Einführen des Konversionsfaktor  $\eta_0$  und den Wärmeverlustkoeffizienten  $a_1$  und  $a_2$  ist folgende Gleichung für die Berechnung des Kollektorwirkungsgrades erhältlich:

$$\eta_{Koll} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{\left(\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e\right)}{I_{g,Koll}} - a_2 \cdot \frac{\left(\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e\right)^2}{I_{g,Koll}}$$

$\eta_0$	-	Konversionsfaktor
$a_1$	-	Wärmeverlustkoeffizient
$a_2$	-	quadratisches Glied

Der Konversionsfaktor  $\eta_0$  und die Wärmeverlustkoeffizienten  $a_1$  und  $a_2$  werden anhand von Messungen bestimmt, wobei folgende Gleichungen näherungsweise gelten müssen:

$$\eta_0 = \tau_{Abd} \cdot \alpha_{Abs}$$

$$a_1 \cdot \frac{\left(\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e\right)}{I_{g,Koll}} = \frac{k_{Koll}^*}{I_{g,Koll}} \cdot \left(\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e\right)$$

$$a_2 \cdot \frac{\left(\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_{sky}\right)^2}{I_{g,Koll}} = \frac{\varepsilon_{Abs} \cdot \sigma}{I_{g,Koll}} \cdot \left(\bar{T}_{Abs,fl}^4 - T_e^4\right)$$

Unter Berücksichtigung des in Prüfzeugnissen gegebenen Konversionsfaktors  $\eta_0$ , des Wärmeverlustkoeffizienten  $a_1$  und  $a_2$  ergibt sich folgende Differenzialgleichung zur Beschreibung der inneren Energie eines Kollektors, wobei die Winkelabhängigkeit des Transmissionsgrades der Abdeckung für Direkt- und Diffusstrahlung getrennt über die Korrekturfaktoren  $K_{\theta_b}$  bzw.  $K_{\theta_d}$  berücksichtigt wird:

$$\frac{dU_{Koll}}{dt} = \eta_0 \cdot \left(I_{b,Koll} \cdot K_{\theta_b} + I_{d,Koll} \cdot K_{\theta_d}\right) \cdot A_{Koll} - a_1 \cdot \left(\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e\right) \cdot A_{Koll} - a_2 \cdot \left(\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e\right)^2 \cdot A_{Koll} - \phi_{Koll}$$

$K_{\theta_b}$	-	Einfallswinkel-Korrekturfaktor für Direktstrahlung
$K_{\theta_d}$	-	Einfallswinkel-Korrekturfaktor für Diffusstrahlung

Der Wärmestrom über das Trägerfluid kann dabei wie folgt berechnet werden:

$$\phi_{Koll} = \dot{m}_{Koll} \cdot c_{fl} \cdot \left(\mathcal{G}_{Abs,aus} - \mathcal{G}_{Abs,ein}\right)$$

mit

$$\mathcal{G}_{Abs,aus} = 2 \cdot \bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_{Abs,ein} \quad \text{aus} \quad \bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} = \frac{\mathcal{G}_{Abs,ein} + \mathcal{G}_{Abs,aus}}{2}$$

ergibt sich

$$\phi_{Koll} = \dot{m}_{Koll} \cdot c_{fl} \cdot \left( 2 \cdot \bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - 2 \cdot \mathcal{G}_{Abs,ein} \right)$$

Anmerkung:

Die Annahme der Kollektortemperatur als Mittelwert aus Eintritts- und Austrittstemperatur führt bei veränderlichen Massenströmen zu unrealistischem Verhalten. Um dieses Problem zu beheben, muss eine Diskretisierung des Kollektors in mehrere hintereinandergeschaltete Kollektorelemente erfolgen. [EIC12]

Nach der zeitlichen Diskretisierung der Differenzialgleichung kann die Temperatur des Kollektors über folgende Gleichung berechnet werden:

$$\mathcal{G}_{Koll,i} = \left[ \eta_0 \cdot (I_{b,Koll} \cdot K_{\theta b} + I_{d,Koll} \cdot K_{\theta d}) \cdot A_{Koll} - a_1 \cdot (\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e) \cdot A_{Koll} - a_2 \cdot (\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - \mathcal{G}_e)^2 \cdot A_{Koll} - \dot{m}_{Koll} \cdot c_{fl} \cdot (2 \cdot \bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl} - 2 \cdot \mathcal{G}_{Abs,ein}) \right] \cdot \frac{\Delta t}{C_{Koll}} + \mathcal{G}_{Koll,i-1}$$

$\mathcal{G}_{Koll,i}$	°C	Temperatur des Kollektors zum Zeitpunkt i
$\mathcal{G}_{Koll,i-1}$	°C	Temperatur des Kollektors zum Zeitpunkt i-1
$C_{Koll}$	J/K	effektive Speicherkapazität d. Kollektors (ÖNORM EN 12975-2)

Die benötigte mittlere Temperatur des Trägerfluids  $\bar{\mathcal{G}}_{Abs,fl}$  zur Berechnung der Wärmeverluste durch Transmission und Konvektion bzw. Abstrahlung sowie zur Berechnung, der über das Trägerfluid abtransportierten Leistung, kann bei ausreichend kleiner Zeitschrittweite durch die Temperatur des Kollektors im vorhergehenden Zeitschritt  $\mathcal{G}_{Koll,i-1}$  substituiert werden.

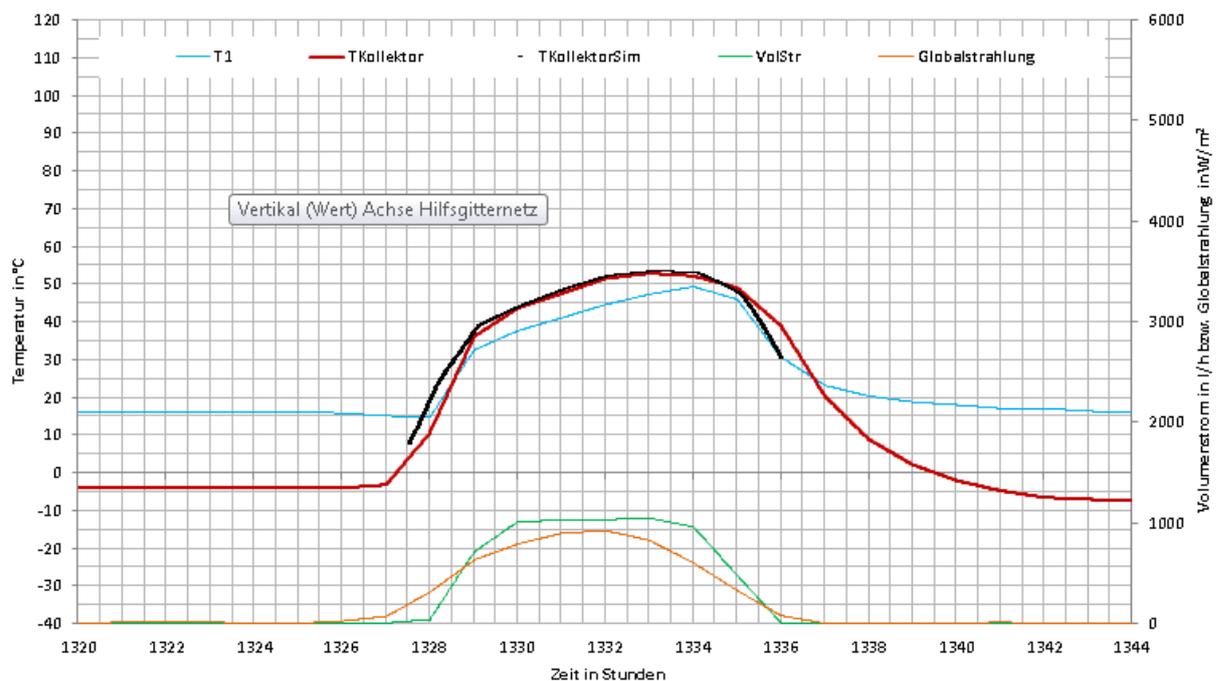
Die resultierende Gleichung zur Berechnung der Temperatur des Kollektors zum Zeitpunkt i ergibt sich zu:

$$\mathcal{G}_{Koll,i} = \left[ \eta_0 \cdot (I_{b,Koll} \cdot K_{\theta b} + I_{d,Koll} \cdot K_{\theta d}) \cdot A_{Koll} - a_1 \cdot (\mathcal{G}_{Koll,i-1} - \mathcal{G}_e) \cdot A_{Koll} - a_2 \cdot (\mathcal{G}_{Koll,i-1} - \mathcal{G}_e)^2 \cdot A_{Koll} - \dot{m}_{Koll} \cdot c_{fl} \cdot (2 \cdot \mathcal{G}_{Koll,i-1} - 2 \cdot \mathcal{G}_{Abs,ein}) \right] \cdot \frac{\Delta t}{C_{Koll}} + \mathcal{G}_{Koll,i-1}$$

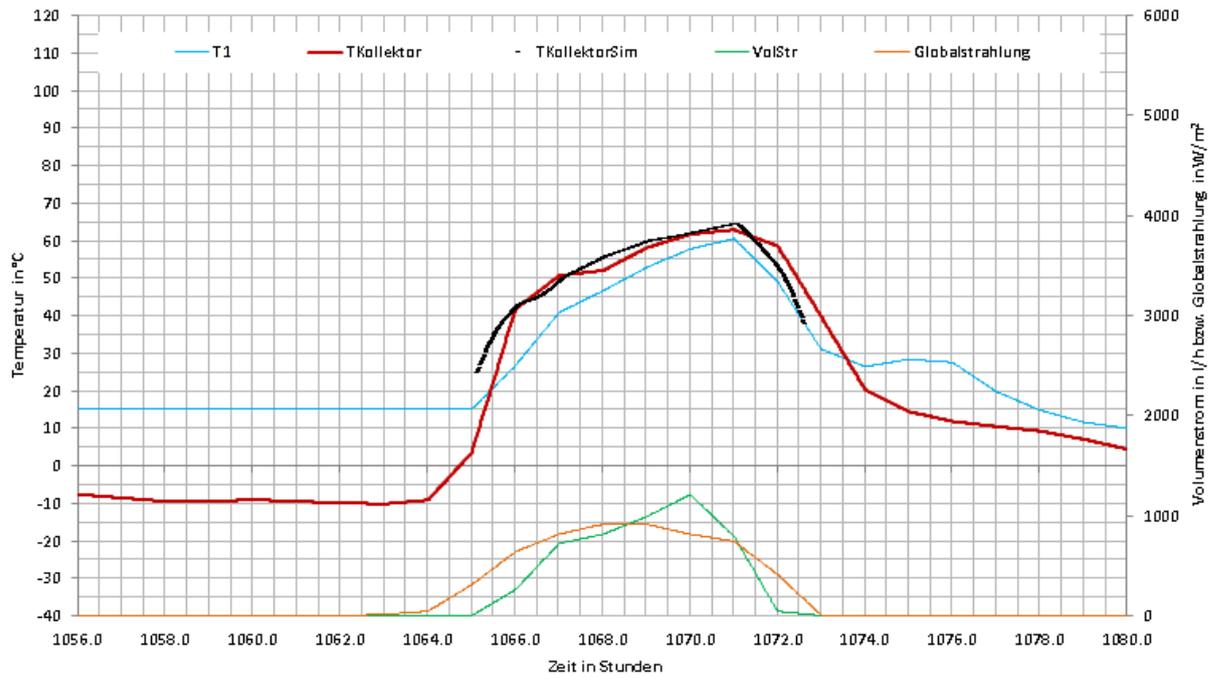
## Vergleich von Modell- und Messergebnissen

Abbildung 64 und Abbildung 65 zeigen einen Vergleich der gemessenen und der simulierten Kollektortemperatur. In der Abbildungen werden beispielhaft die Verläufe für den 24.2.2013 und den 7.3.2013 dargestellt. Es ist zu beachten, dass bei dem Simulationsraum die direkte und die diffuse Strahlung weder in der Kollektorebene, noch auf die horizontale Ebene gemessen werden. Die vorhandenen Messdaten (vertikale Flächen in Richtung Norden, Osten, Süden, Westen) wurden daher mit dem isotropen Strahlungsmodell auf die Strahlungsintensitäten bezogen auf eine horizontale Fläche umgerechnet. Anschließend konnte die Strahlungsintensität in der Kollektorebene berechnet werden. Obwohl die Strahlungsintensitäten nicht direkt gemessen werden, zeigt der Vergleich eine gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und den Messergebnissen.

Sobald der Massenstrom in der Simulation 0 l/h ergibt, werden die Temperaturen in der Ausgabe nicht mehr angezeigt, da sie für die weitere Anlagensimulation nicht relevant sind.



**Abbildung 64: beispielhafter Vergleich der gemessenen und der simulierten Kollektortemperatur  
(Simulationsraum Salzburg, 24.2.2013)**



**Abbildung 65: beispielhafter Vergleich der gemessenen und der simulierten Kollektortemperatur  
(Simulationsraum Salzburg, 7.3.2013)**

## Umsetzung des Kollektormodells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [alphafKoll yfKoll eta0 a1 a2 AKoll CKoll b0
Kthetad]=Kollektor_Modell1(Koll);

%% % Einlesen der Kollektorkennwerte

% Einlesen - Kollektor 1

if Koll==1

    yfKoll=90;
    alphafKoll=180;

    eta0=0.805;
    a1=4.138;
    a2=0.008;

    AKoll=1.5;
    CKoll=8019*AKoll;

    Kthetab=0.92;
    ZetaTest=50;
    Kthetad=0.86;
end

% Einlesen - Kollektor 2

if Koll==2

    yfKoll=90;
    alphafKoll=180;

    eta0=0.805;
    a1=4.138;
    a2=0.008;

    AKoll=1.5;
    CKoll=8019*AKoll;

    Kthetab=0.92;
    ZetaTest=50;
    Kthetad=0.86;
end

b0=(1-Kthetab)/(1/cos(ZetaTest*pi/180)-1);

%% % Ausgabe
```

### Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```
function [TKoll2 TKoll]=Kollektor_Modell2(IbfKoll, IdfKoll, cosZetaKoll,
TKoll, Te, mdotKoll, TKoll1, dt, eta0, a1, a2, b0, Kthetad, AKoll, CKoll);

%% % Definition von Variablen

cfluid=4000;
FSchmutz=0.95;

Teilung=100;
%% % Berechnung der Kollektortemperatur und der Fluidaustrittstemperatur

theta=acos(cosZetaKoll)*180/pi;

if b0==1
    Kthetab=1;
elseif theta<=60
    Kthetab=1-b0*(1/cos(theta*pi/180)-1);
elseif theta>60
    Kthetab=(1-b0)*(1-(theta-60)/30);
end

qStr=eta0*(IbfKoll*FSchmutz*Kthetab+IdfKoll*FSchmutz*Kthetad)*AKoll;

for i=1:Teilung

    qTransKonv=a1*(TKoll-Te)*AKoll;

    qAbstr=a2*(TKoll-Te)^2*AKoll;

    qKoll=mdotKoll*cfluid*(2*TKoll-2*TKoll1);

    TKoll=(qStr-qTransKonv-qAbstr-qKoll) * (dt/Teilung)/CKoll + TKoll;

end

%% % Ausgabe

TKoll2=TKoll;

end
```

## 6.2 Rohrmodell

Bei realen gebäudetechnischen Anlagen werden Trägerfluide genutzt um Energie zwischen den einzelnen Anlagenkomponenten zu transportieren. Die Fluide bewegen sich dabei in Leitungen. Während sich flüssige Trägerfluide in Rohrleitungen bewegen, strömen gasförmige Fluide durch Kanäle. Unterscheidet sich die Temperatur des Fluids von der Umgebungstemperatur, gibt das Fluid bei seiner Bewegung durch das Rohr oder den Kanal Wärme an die Umgebung ab oder nimmt Wärme aus der Umgebung auf.

Bei der Modellierung einer gebäudetechnischen Anlage in einer Simulationsumgebung müssen die Verbindungen zwischen den einzelnen Anlagenmodellen die physikalischen Eigenschaften der Rohrleitungen bzw. Kanalleitungen abbilden. In diesem Kapitel werden Rohrmodelle behandelt, welche für (nahezu) inkompressible, flüssige Fluide anwendbar sind.

### Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Fluids in einem Rohr

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit kann bei langen Rohrleitungen Einfluss auf die thermodynamischen Vorgänge innerhalb einer gebäudetechnischen Anlage haben. Zur Berücksichtigung der Fortpflanzungsgeschwindigkeit in Rohren wird in der Literatur (z.B. [DUF13] od. [HEI04]) das sog. „Plug-Flow“-Modell beschrieben. Dieses Modell berücksichtigt neben den Wärmeverlusten auch die Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Fluids im Rohr. Dazu wird das innerhalb eines Zeitschritts in das System (Leitung) eintretende Fluidvolumen und dessen Temperatur gespeichert. Über die Fließgeschwindigkeit in den Leitungen kann die Bewegung des Fluids im Rohr berechnet werden. In jedem Zeitschritt kann ein Fluidvolumen, dessen Größe vom vorliegenden Massenstrom abhängig ist, über den Rohrquerschnitt in das Rohrsystem eintreten. Unter der Voraussetzung, dass das im Rohr befindliche Fluid inkompressibel ist, drängt das eintretende Fluid dabei einen volumengleichen Fluidanteil aus dem Rohr heraus. Bei veränderlichem Massenstrom oder veränderlichem Zeitschritt kann sich das verdrängte Fluidvolumen auch aus mehreren Temperaturen zusammensetzen. In Abbildung 66 ist das „Plug-Flow“-Modell grafisch dargestellt.

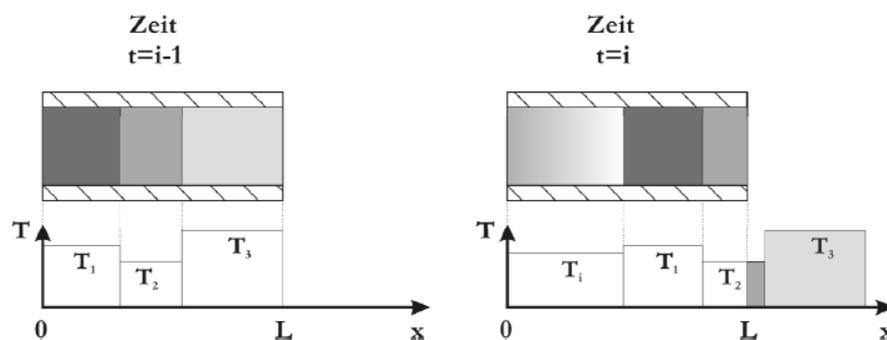


Abbildung 66: „Plug Flow“-Rohrmodell (Quelle: [HEI04])

Bei kurzen Rohrleitungen, hohen Massenströmen und großer Zeitschrittweite kann es vorkommen, dass das eintretende Fluidvolumen größer ist, als das Rohrvolumen.

[HEI04] gibt an, dass es bei Verwendung des „Plug Flow“-Modells zu Problemen kommen kann, falls die vorliegende Strömungsgeschwindigkeit für die Rohrlänge und den gewählten Zeitschritt zu hoch ist.

### Wärmeverluste einer Rohrleitung

Die Wärmeverluste einer Rohrleitung können gerade bei Gebäuden mit geringem Energiebedarf einen erheblichen Anteil an den gesamten Wärmeverlusten ausmachen.

Wird das oben beschriebene „Plug Flow“-Modell angewandt, werden die Wärmeverluste für jedes Fluidvolumen unterschiedlicher Temperatur berechnet. Die Änderung der in einem Rohrabschnitt gespeicherten Energie lässt sich dabei nach folgender Gleichung berechnen:

[HEI04]

$$\frac{dU_{Rohr}}{dt} = -\phi_{Verluste} \quad (87)$$

bzw.

$$M_{fl} \cdot c_{fl} \cdot \frac{d\vartheta_{fl}}{dt} = -U_{Rohrwand} \cdot A_{Rohr} \cdot (\vartheta_{fl} - \vartheta_{Umg}) \quad (88)$$

$U_{Rohr}$	J	innere Energie des Rohrabschnitts
$\phi_{Verluste}$	W	Wärmeverluste des betrachteten Rohrabschnitts
$M_{fl}$	kg	Masse des Fluids im Rohrabschnitt
$\vartheta_{fl}$	°C	Temperatur des Fluids im Rohrabschnitt
$U_{Rohrwand}$	W/m²K	Wärmedurchgangskoeffizient bez. auf den Innendurchmesser
$A_{Rohr}$	m²	innere Oberfläche des Rohrs
$\vartheta_{Umg}$	°C	Temperatur der Umgebung im Bereich des Rohrabschnitts

Wobei sich der Wärmedurchgangskoeffizient des Rohres bezogen auf den Innendurchmesser nach [HEI04] über folgende Gleichung ermitteln lässt:

$$U_{Rohr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2\lambda_w} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_i}{2\lambda_{Iso}} \ln \frac{d_{Iso}}{d_a} + \frac{d_i}{\alpha_a \cdot d_{Iso}}} \quad (89)$$

$\alpha_i$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite der Rohrwand
$\alpha_a$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite der Rohrisolierung
$d_i$	m	Innendurchmesser des Rohres
$d_a$	m	Außendurchmesser des Rohres
$d_{iso}$	m	Außendurchmesser der Rohrisolierung
$\lambda_w$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand
$\lambda_{iso}$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Rohrisolierung

Der Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite der Rohrwand kann laut Untersuchungen von [HEI04] mit ausreichender Genauigkeit unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit mit 4500 W/m<sup>2</sup>K angenommen werden. Den Wärmeübergangskoeffizienten an der Außenseite von Rohrleitungen setzt [HEI04] in seinen Untersuchungen für alle Rohrlagen mit 8 W/m<sup>2</sup>K an. Die benötigten Eingangsgrößen in die Berechnung der Wärmeverluste eines Rohres sind in Abbildung 67 dargestellt.

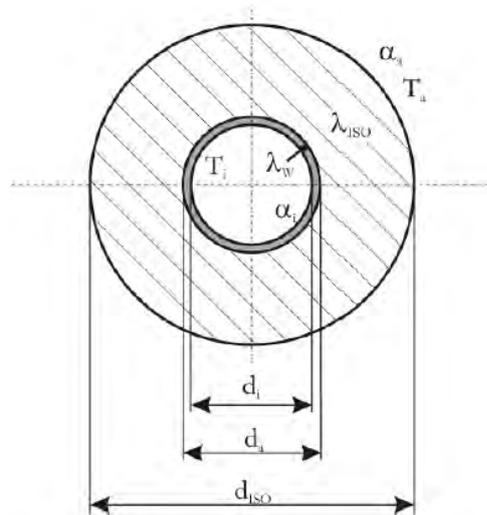


Abbildung 67: Darstellung eines Rohrquerschnitts (Quelle: [HEI04])

Sofern sich die Fluidtemperatur von der Umgebungstemperatur unterscheidet, ändert das Fluidvolumen mit jedem Zeitschritt in dem sich es sich in den Rohrleitungen bewegt seine Temperatur.

Eine Vereinfachung des Modells ergibt sich aus der Vernachlässigung der zeitlichen Verzögerung des Wärmetransports durch die Verweildauer des Fluids in den Rohrleitungen. Das Fluidvolumen tritt innerhalb eines Zeitschritts von einem Anlagenmodell in das nächste ein. Der Wärmeverlust wird für die gesamte Rohrleitung ermittelt. Diese Vereinfachung bietet

nur bei kurzen Rohrleitungen ein ausreichend genaues Ergebnis. Das nachfolgende Beispiel verdeutlicht die Anwendungsgrenzen dieses Modells:

Beispiel:

Strömungsgeschwindigkeit im Rohr: 0,5 m/s  
Länge der Rohrleitung: 10 m  
Verweildauer in der Rohrleitung: 20 s

Strömungsgeschwindigkeit im Rohr: 0,5 m/s  
Länge der Rohrleitung: 100 m  
Verweildauer in der Rohrleitung: 200 s

Strömungsgeschwindigkeit im Rohr: 0,5 m/s  
Länge der Rohrleitung: 30 m  
Verweildauer in der Rohrleitung: 60 s

Bei geringer Rohrdämmung und großen Rohrlängen empfiehlt sich aufgrund der stark unterschiedlichen Temperaturänderung entlang der Rohrachse eine Teilung der Rohrleitung in mehrere Teilstücke. Abbildung 68 zeigt die Änderung der Fluidtemperatur entlang der Rohrachse für eine Rohrleitung mit 100 m Länge, 5 mm Isolierung (0,04 W/mK), einer Fließgeschwindigkeit von 0,16 m/s bei einer Eintrittstemperatur von 100 °C und einer Umgebungstemperatur von 0 °C. Die Fluidtemperatur entlang der Rohrachse ist für eine Unterteilung der Leitung in 1000 Teilstücke und 3 Teilstücke sowie für die Rohrleitung ohne Unterteilung dargestellt. Da die Wärmeverluste in dem vereinfachten Modell über die Temperaturdifferenz zwischen Umgebungstemperatur und der Eintrittstemperatur berechnet werden, liegen diese bei der Betrachtung der Rohrleitung ohne Unterteilung zu hoch und der Temperaturabfall ist daher ebenfalls zu hoch. Aus der Abbildung kann erkannt werden, dass schon eine sehr geringe Anzahl an Unterteilungen zu einer erheblichen Verbesserung der Genauigkeit beiträgt. Die Randbedingungen für den dargestellten Vergleich sind derart gewählt, dass sich eine möglichst große Differenz zwischen den drei Berechnungsvarianten ergibt. In der Realität ist das dargestellte Verhalten in der Regel weniger stark ausgeprägt.

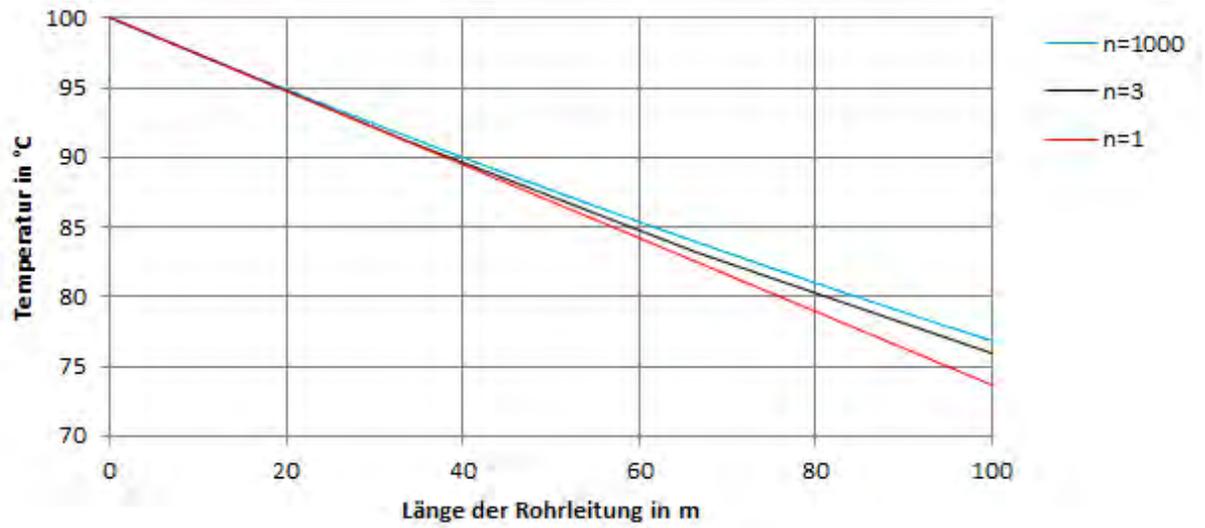


Abbildung 68: Beispiel zur Änderung der Temperatur entlang der Rohrachse bei unterschiedlicher Anzahl an  
Teilungen

## Umsetzung des Rohrmodells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [LRohr URohr diRohr]=Rohr_Modell1(Rohr);

function [LRohr URohr diRohr]=Rohr_Modell1(Rohr);

%% % Einlesen der Rohrkennwerte

% Einlesen - Rohr 1

if Rohr==1
    LRohr=100;
    diRohr=0.02;
    daRohr=0.025;
    dIsoRohr=0.005;

    lambdaWRohr=2;
    lambdaIsoRohr=0.04;
end

% Einlesen - Rohr 2

if Rohr==2
    LRohr=100;
    diRohr=0.02;
    daRohr=0.025;
    dIsoRohr=0.05;

    lambdaWRohr=2;
    lambdaIsoRohr=0.04;
end

%% % Berechnung des U-Werts und der inneren Rohroberfläche

alphaI=4500;
% Quelle: [HEI04]
alphaA=7.69;
% Quelle: [HEI04]

URohr= 1/ (1/alphaI+diRohr/(2*lambdaWRohr)*log(daRohr/diRohr)+
diRohr/(2*lambdaIsoRohr)*log(dIsoRohr/daRohr)+diRohr/(alphaA*dIsoRohr));

%% % Ausgabe
```

### Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```
function [TRohr2]=Rohr_Modell2(LRohr, URohr, diRohr, dt, TRohr1);

%% % Definition von Variablen

cfluid=4000;
TUmgebung=0;
mdot=0.05;
```

```

rhofluid=1000;

Teilung=2;

%% % Berechnung der Rohrtemperatur

CRohr=diRohr^2*pi/4*LRohr*rhofluid*cfluid;
ARohr=diRohr*pi*LRohr;

u=mdot/rhofluid/(diRohr^2*pi/4);
t=LRohr/u;

TRohr=TRohr1;

for i=1:Teilung

    TRohr=-URohr*ARohr*(TRohr-TUmg) * (dt*Teilung)/(CRohr) + TRohr;
end
%% % Ausgabe

TRohr2=TRohr;

```

### 6.3 Pumpen

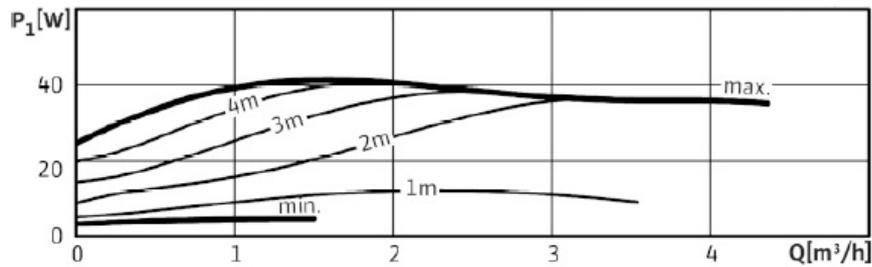
In einem hydraulischen System stellt sich ein Gleichgewicht zwischen Drucksinken und Druckquellen ein. Unter Drucksinken sind dabei die Druckverluste zu verstehen, die sich durch die Bewegung des Fluids in Rohrleitungen und den übrigen Komponenten des hydraulischen Kreises ergeben. Um den Gleichgewichtszustand halten zu können müssen diese Druckverluste über Pumpen (Druckgewinne) ausgeglichen werden. Andersherum stellt sich je nach Höhe der Druckgewinne ein unterschiedlicher Massenstrom in dem hydraulischen System ein.

Die elektrische Leistungsaufnahme einer Pumpe ist von deren Wirkungsgrad, sowie vom bewegten Volumenstrom und den dabei entstehenden Druckverlusten im Anlagenbetriebspunkt abhängig. Die elektrische Leistungsaufnahme wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$P_{el} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{Pumpe}} \quad (90)$$

$P_{el}$	W	Leistungsaufnahme
$\Delta p$	Pa	Druckverlust im hydraulischen Kreis
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom im hydraulischen Kreis
$\eta_{Pumpe}$	-	Wirkungsgrad der Pumpe

Der Wirkungsgrad der Pumpe ist von der Bauart der eingesetzten Pumpe abhängig und kann den Herstellerunterlagen der Pumpen zu entnommen werden. In Abbildung 69 ist die Aufnahmeleistung einer Pumpe in Abhängigkeit des geförderten Volumenstroms und der Druckhöhe dargestellt. In der Simulation kann eine aus den Diagrammen der Pumpenhersteller abgeleitete Tabelle hinterlegt werden, die die Abhängigkeit des Wirkungsgrads der Pumpe von dem Volumenstrom und der Druckhöhe abbildet. Vereinfachend kann für den Fall, dass der Wirkungsgrad der Pumpe in den verschiedenen Betriebszuständen nicht zu stark veränderlich ist, auch ein konstanter Wirkungsgrad in der Simulation angesetzt werden.



**Abbildung 69: Leistung einer beispielhaften Pumpe in Abhängigkeit des Volumenstroms und der Druckhöhe**  
[WIL13a]

Der Druckverlust des hydraulischen Kreises hängt wesentlich von der Strömungsgeschwindigkeit im Rohr ab. Neben den Rohrreibungsverlusten und den Verlusten der einzelnen Anlagenteile ist der Druckverlust auch stark von der Stellung der Stell- und Regelventile im hydraulischen Kreis abhängig. Die Ermittlung der Druckverluste der einzelnen Komponenten und des Gesamtdruckverlusts ist grundsätzlich für jeden Betriebszustand durchzuführen, um die tatsächliche Leistungsaufnahme der Pumpe bestimmen zu können. Die Druckverluste der einzelnen Komponenten sind in der Regel in den Herstellerangaben in Abhängigkeit des Volumenstroms angegeben. Für die Berechnung der Druckverluste durch Rohrreibung stehen in der Literatur verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung. Die Ermittlung der Rohrreibungsverluste der einzelnen hydraulischen Komponenten ist beispielsweise in [REC07] beschrieben. Der Druckverlust in einem Rohrstück wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho_{fl}}{2} \cdot w^2 \quad (91)$$

$\lambda$	-	Rohrreibungszahl
$L$	m	Länge des Rohrstücks
$d_h$	m	hydraulischer Durchmesser des Rohrstücks
$\rho_{fl}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids in dem Rohrstück
$w$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit des Fluids

Die Berechnung der Rohrreibungszahl ist abhängig von der Art der Strömung. Ob laminare oder turbulente Strömung vorliegt, ist von der Reynolds-Zahl abhängig.

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_h}{\nu_f} \quad (92)$$

$Re > 2320$	turbulente Strömung
$Re \leq 2320$	laminare Strömung

$Re$	-	Reynolds-Zahl
$w$	m/s	Geschwindigkeit des Fluids im Rohr
$d_h$	m	hydraulischer Durchmesser (bei Kreisquerschnitten: $d_h \square d_i$ )
$\nu_f$	m <sup>2</sup> /s	Viskosität des Fluids (Wasser mit 20 °C: $\nu = 1,003 \cdot 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s)

Im Fall von laminarer Strömung ist die Rohrreibungszahl unabhängig von der Rauigkeit der Rohrwände und kann nach folgender Gleichung ermittelt werden:

$$\lambda = \frac{Re}{64} \quad (93)$$

Bei turbulenter Strömung kann die Rohrreibungszahl nach folgender Gleichung von Colebrook iterativ ermittelt werden:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left( \frac{\varepsilon / d_h}{3,71} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (94)$$

$\varepsilon$	m	absolute Rauigkeit der Rohrwand
---------------	---	---------------------------------

Die iterative Ermittlung der Rohrreibungszahl ist im Zusammenhang mit Simulationen, aufgrund des erhöhten Berechnungsaufwands unvorteilhaft. [HE104] empfiehlt die Verwendung der Gleichung von Swamee und Jain:

$$\lambda = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (95)$$

Gültigkeitsbereich:  $10^{-6} < \varepsilon / d < 10^{-2}$  und  $4000 < Re < 10^8$

In der Simulation werden die Druckverluste der einzelnen Komponenten und der Rohrleitungen eines hydraulischen Kreises berechnet und zu einem Gesamtdruckverlust aufsummiert. Dieser Gesamtdruckverlust wird für die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme der Pumpe herangezogen.

Die Verluste einer Pumpe führen dazu, dass ein Teil der elektrischen Energie in Wärme umgewandelt wird. Ob diese Wärme an die umgebende Luft oder (teilweise) an das zirkulierende Fluid abgegeben wird, ist von der Bauweise der Pumpe abhängig.

In der Haustechnik werden sowohl Trocken- als auch Nassläuferpumpen eingesetzt. Während Trockenläuferpumpen hauptsächlich bei sehr großen Anlagen Verwendung finden, werden Nassläuferpumpen speziell bei Anlagen mit geringen Volumenströmen verbaut. Nassläuferpumpen weisen im Vergleich zu Trockenläuferpumpen einen geringeren Wirkungsgrad auf. Sie bieten jedoch den Vorteil, dass ein Großteil der Energie, die nicht zur hydraulischen Bewegung des Fluids genutzt werden kann, in Form von Wärme an dieses abgegeben wird. Laut [WIL13b] beträgt der Anteil der entstehenden Wärmemenge die an das Trägerfluid abgegeben wird bei Spaltrohrmotoren (Nassläuferpumpen) ca. 85%.

Betrachtet man die Masse der Fluidmenge die innerhalb eines Zeitschritts durch die Pumpe zirkuliert, wird die Änderung der Fluidtemperatur zufolge der Energieabgabe der Pumpe durch folgende Differenzialgleichung beschrieben:

$$\frac{dU_{fl}}{dt} = P_{el} \cdot (1 - \eta_{Pumpe}) \cdot f_{heat} \quad (96)$$

bzw.

$$M_{fl} \cdot c_{fl} \cdot \frac{d\vartheta_{fl}}{dt} = P_{el} \cdot (1 - \eta_{Pumpe}) \cdot f_{heat} \quad (97)$$

$f_{heat}$	-	Faktor zur Berücksichtigung der Wärmeabgabe an das Fluid
$M_{fl}$	kg	Masse des Fluids
$c_{fl}$	J/kgK	spezifische Speicherkapazität des Fluids

Die Temperaturerhöhung des bewegten Fluids zufolge der Energieabgabe der Pumpe kann nach zeitlicher Diskretisierung über folgende Gleichung ermittelt werden:

$$\vartheta_{fl,aus} = P_{el} \cdot (1 - \eta_{Pumpe}) \cdot f_{heat} \cdot \frac{1}{\dot{m}_{fl} \cdot c_{fl}} + \vartheta_{fl,ein} \quad (98)$$

## Umsetzung des Pumpenmodells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [PelPumpe deltaP TPumpe2]=Pumpe_Modell2(etaPumpe, fheat, deltaP,  
mdot, dt, TPumpel, cfluid, rhofluid);  
  
%% % Definition von Variablen  
  
deltaPzus=0;  
  
%% % Ermittlung der el. Leistung  
  
VolStr=mdot/rhofluid;  
  
PelPumpe=deltaP/etaPumpe*VolStr;  
  
deltaP=0;  
  
TPumpe2= PelPumpe*(1-etaPumpe)*fheat/(mdot*cfluid)+TPumpel;  
  
%% % Ausgabe
```

## 6.4 Wärmetauscher

Soll Wärme von einem hydraulischen Kreis an einen anderen hydraulischen Kreis übertragen werden, kommen Wärmeüberträger bzw. Wärmetauscher zum Einsatz. Ein typisches Beispiel aus der Solarthermie für die Verwendung eines Wärmetauschers stellt die Verbindung des Solarkreises mit dem Pufferladekreis dar. Der Wärmetauscher wird benötigt, da in den hydraulischen Kreisen verschiedene Wärmeträgerfluide zirkulieren.

In diesem Kapitel wird ein für Gleich- und Gegenstromwärmetauscher anwendbares Wärmeüberträger-Modell beschrieben. Das Modell leitet sich aus den Ausführungen in [VDIXX] ab. Abbildung 70 zeigt eine schematische Darstellung des Modells und der darin vorkommenden Ein- und Ausgangsgrößen.

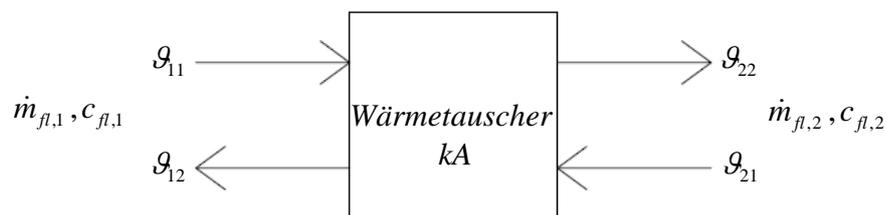


Abbildung 70: Schematische Darstellung des Wärmetauscher-Modells

Die Leistung eines Wärmeüberträgers wird allgemein durch seine Wärmeüberträgerfläche, den Wärmedurchgangskoeffizienten und die mittlere Temperaturdifferenz der anstehenden Fluide definiert:

$$\phi_{WT} = kA \cdot \Delta \vartheta_m \quad (99)$$

$\phi_{WT}$	W	übertragene Wärmeleistung
$k$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmedurchgangskoeffizient
$A$	m <sup>2</sup>	Wärmeüberträgerfläche
$\Delta \vartheta_m$	K	mittlere Temperaturdifferenz

Die mittlere Temperaturdifferenz berechnet sich dabei nach folgender Gleichung:

$$\Delta \vartheta_m = \frac{\Delta \vartheta_{gr} - \Delta \vartheta_{kl}}{\ln \frac{\Delta \vartheta_{gr}}{\Delta \vartheta_{kl}}} \quad (100)$$

$\Delta \vartheta_{gr}$	K	größere örtliche Temperaturdifferenz am Ende des Wärmetauschers
$\Delta \vartheta_{kl}$	K	kleinere örtliche Temperaturdifferenz am Ende des Wärmetauschers

Die örtlichen Temperaturdifferenzen  $\Delta \vartheta_{gr}$  und  $\Delta \vartheta_{kl}$  werden nach folgenden Gleichungen bestimmt:

$$\Delta \vartheta_{gr} = \max(|\vartheta_{11} - \vartheta_{22}|; |\vartheta_{21} - \vartheta_{12}|) \quad \text{und} \quad \Delta \vartheta_{kl} = \min(|\vartheta_{11} - \vartheta_{22}|; |\vartheta_{21} - \vartheta_{12}|) \quad (101)$$

$\vartheta_{11}$	°C	Eintrittstemperatur des Stoffstroms 1 in den Wärmetauscher
$\vartheta_{12}$	°C	Austrittstemperatur des Stoffstroms 1 aus dem Wärmetauscher
$\vartheta_{21}$	°C	Eintrittstemperatur des Stoffstroms 2 in den Wärmetauscher
$\vartheta_{22}$	°C	Austrittstemperatur des Stoffstroms 2 aus dem Wärmetauscher

Das beschriebene Modell benötigt die temperaturunabhängigen Übertragungseigenschaften  $kA$  des Wärmeüberträgers. Diese lassen sich aus der Auslegungleistung und den Auslegungstemperaturen berechnen:

$$kA = \frac{\phi_{WT, nenn}}{\Delta \vartheta_{m, nenn}} \quad (102)$$

$\phi_{WT, nenn}$	W	übertragene Wärmeleistung im Auslegungszustand
$\Delta \vartheta_{m, nenn}$	W	übertragene Wärmeleistung im Auslegungszustand

Ziel des Wärmetauscher-Modells ist es die Austrittstemperaturen aus dem Wärmeüberträger bei bekannten Eintrittstemperaturen und bekanntem Primär- und Sekundärmassenstrom zu ermitteln. Die Berechnung der Austrittstemperaturen erfolgt über die dimensionslose Temperaturänderung  $P_i$  sowie über die Eintrittstemperaturen in den Wärmeüberträger:

$$\vartheta_{12} = \vartheta_{11} - P_1 \cdot (\vartheta_{11} - \vartheta_{21}) \quad \text{bzw.} \quad \vartheta_{22} = \vartheta_{21} - P_2 \cdot (\vartheta_{21} - \vartheta_{11}) \quad (103)$$

$P_i$  - dimensionslose Temperaturänderung der Stoffströme 1 & 2

Die dimensionslose Temperaturänderung der beiden Stoffströme ist nach folgenden Gleichungen zu berechnen.

$$P_1 = \frac{1 - \exp\left[\frac{(R_1 - 1) \cdot NTU_1}{1 - R_1}\right]}{1 - R_1 \cdot \exp\left[\frac{(R_1 - 1) \cdot NTU_1}{1 - R_1}\right]} \quad \text{bzw.} \quad P_2 = \frac{1 - \exp\left[\frac{(R_2 - 1) \cdot NTU_2}{1 - R_2}\right]}{1 - R_2 \cdot \exp\left[\frac{(R_2 - 1) \cdot NTU_2}{1 - R_2}\right]} \quad (104)$$

$NTU_i$  W/K Anzahl der Übertragungseinheiten der Stoffströme 1 & 2

$R_i$  - Wärmekapazitätenstromverhältnis der Stoffströme 1 & 2

Die Anzahl der Übertragungseinheiten der beiden Stoffströme in Abhängigkeit der Massenströme wird für den jeweiligen Zeitschritt nach folgenden Gleichungen berechnet:

$$NTU_1 = \frac{kA}{\dot{m}_{fl,1} \cdot c_{fl,1}} \quad \text{bzw.} \quad NTU_2 = \frac{kA}{\dot{m}_{fl,2} \cdot c_{fl,2}} \quad (105)$$

$\dot{m}_{fl,i}$  kg/s Massenströme 1 & 2

$c_{fl,i}$  J/kgK spezifische Speicherkapazitäten der beiden Stoffströme 1 & 2

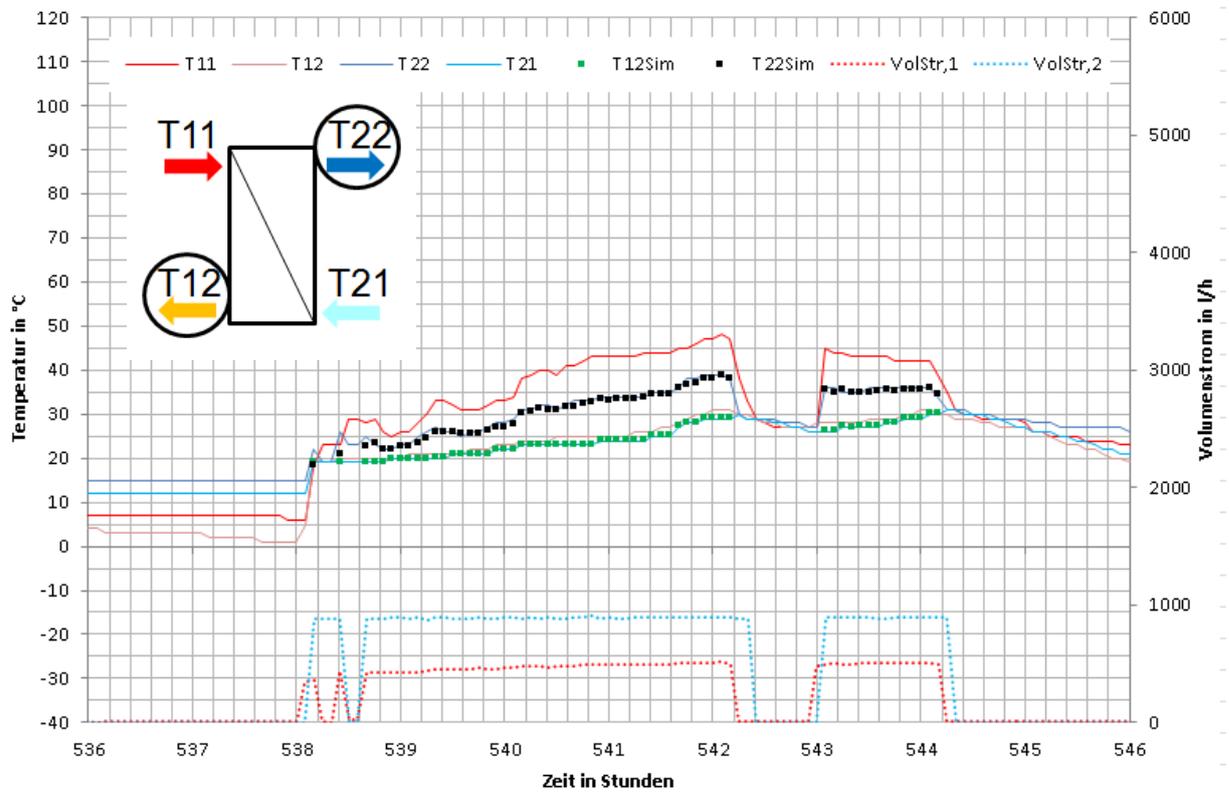
Das für die Ermittlung der dimensionslosen Temperaturänderung benötigte Wärmekapazitätenstromverhältnis berechnet sich über das Verhältnis der primär- und sekundärseitigen Wärmeströme im jeweiligen Zeitschritt:

$$R_1 = \frac{\dot{m}_{fl,1} \cdot c_{fl,1}}{\dot{m}_{fl,2} \cdot c_{fl,2}} \quad \text{bzw.} \quad R_2 = \frac{\dot{m}_{fl,2} \cdot c_{fl,2}}{\dot{m}_{fl,1} \cdot c_{fl,1}} \quad (106)$$

### Vergleich des Modells mit Messergebnissen

Abbildung 71 zeigt einen Vergleich der gemessenen und simulierten Temperaturen und Massenströme im Bereich jenes Wärmetauschers, der den Solarkreis und Pufferladekreis beim Simulationsraum Salzburg trennt. In der Abbildung werden beispielhaft die Verläufe für den 22.1.2013 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Simulation sehr gut mit den Messergebnissen übereinstimmt. Sobald der Massenstrom in der Simulation 0 l/h ergibt

werden die Temperaturen in der Ausgabe nicht mehr angezeigt, da sie für die weitere Anlagensimulation nicht relevant sind.



**Abbildung 71: beispielhafter Vergleich der Verläufe der primär- und sekundärseitigen Temperaturen und Massenströme am Wärmetauscher zwischen Simulation und Messung (Simulationsraum Salzburg, 22.1.2013)**

## Umsetzung des Wärmetauschermodells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [kA WTtyp]=WT_Modell1(WT);

%% % Einlesen der WT-Kennwerte

% Einlesen - Rohr 1

if WT==1
    TWT11nenn=25;
    TWT12nenn=35;
    TWT21nenn=40;
    TWT22nenn=30;
    QWTnenn=1000;
    WTtyp=1;
% 1=Gleichstrom; 2= Gegenstrom
end

% Einlesen - Rohr 2

if WT==2
    TWT11nenn=25;
    TWT12nenn=35;
    TWT21nenn=40;
    TWT22nenn=30;
    QWTnenn=1000;
    WTtyp=1;
% 1=Gleichstrom; 2= Gegenstrom
end

%% % Berechnung kA Werts des WT

ThetaA=abs(TWT11nenn-TWT22nenn);
ThetaB=abs(TWT12nenn-TWT21nenn);

if ThetaA>ThetaB
    Thetagr=ThetaA;
    Thetakl=ThetaB;
else
    Thetakl=ThetaA;
    Thetagr=ThetaB;
end

c=(Thetakl) / (Thetagr);

if c>0.7
    dTheta=((Thetagr) + (Thetakl)) /2;
else
    dTheta=((Thetagr) - (Thetakl)) / (log((Thetagr) /
(Thetakl)));%%%%+
end

kA=QWTnenn/dTheta;

%% % Ausgabe
```

## Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```
function [TWT12 TWT22] = WT_Modell2(kA, WTtyp, mdot_WT1, mdot_WT2, TWT11,
TWT21, cfluid1, cfluid2, Tamb_WT );

%% % Definition von Variablen

%% % Berechnung der Austrittstemperaturen

if mdot_WT1>0 && mdot_WT2>0
    R1=(cfluid1*mdot_WT1)/(cfluid2*mdot_WT2);
    R2=(cfluid2*mdot_WT2)/(cfluid1*mdot_WT1);

    NTU1=kA/(mdot_WT1*cfluid1);
    NTU2=kA/(mdot_WT2*cfluid2);

    if WTtyp==1      %Gleichstrom
        phi1=(1-exp(-NTU1*(1+R1))) / (1+R1);
        phi2=(1-exp(-NTU2*(1+R2))) / (1+R2);
    else            %Gegenstrom
        if R1/R2==1
            phi1=1/(1+1/NTU1);
            phi2=1/(1+1/NTU2);
        else
            phi1=(1-exp(-NTU1*(1-R1))) / (1-R1*exp(-NTU1*(1-R1)));
            phi2=(1-exp(-NTU2*(1-R2))) / (1-R2*exp(-NTU2*(1-R2)));
        end
    end

    TWT12=TWT11 - phi1*(TWT11-TWT21);
    TWT22=TWT21 + phi2*(TWT11-TWT21);

    halt=1;

elseif mdot_WT1>0 && mdot_WT2==0
    TWT12=TWT11;
    TWT22=Tamb_WT;

elseif mdot_WT2>0 && mdot_WT1==0
    TWT22=TWT21;
    TWT12=Tamb_WT;

else
    TWT12=Tamb_WT;
    TWT22=Tamb_WT;

end

%% % Ausgabe
```

## **6.5 Thermischer Pufferspeicher**

Der thermische Pufferspeicher stellt eine simple Möglichkeit zur Speicherung von Energie dar. Im Gegensatz zur Wärmespeicherung ist die Speicherung von elektrischer Energie vergleichsweise sehr aufwendig.

In diesem Kapitel werden Wärmespeichermodelle beschrieben, welche die Wärmekapazität von Fluiden (meist Wasser) nutzen um Energie zu speichern. Diese Art der Wärmespeicherung ist in der Gebäudetechnik weit verbreitet. Es existieren verschiedene Arten von thermischen Pufferspeichern. Das Hauptunterscheidungsmerkmal stellt die Art der Wärmeeinbringung dar. In den Speicherbehälter kann einerseits direkt das Fluid eingebracht werden, das in weiterer Folge die Wärmespeicherfunktion übernimmt oder es erfolgt ein Wärmeaustausch über einen innenliegenden Wärmetauscher. Gleiches gilt für die Wärmeentnahme aus dem Speicher. Diese kann ebenfalls direkt über das im Speicher befindliche Fluid oder über einen innenliegenden Wärmetauscher erfolgen.

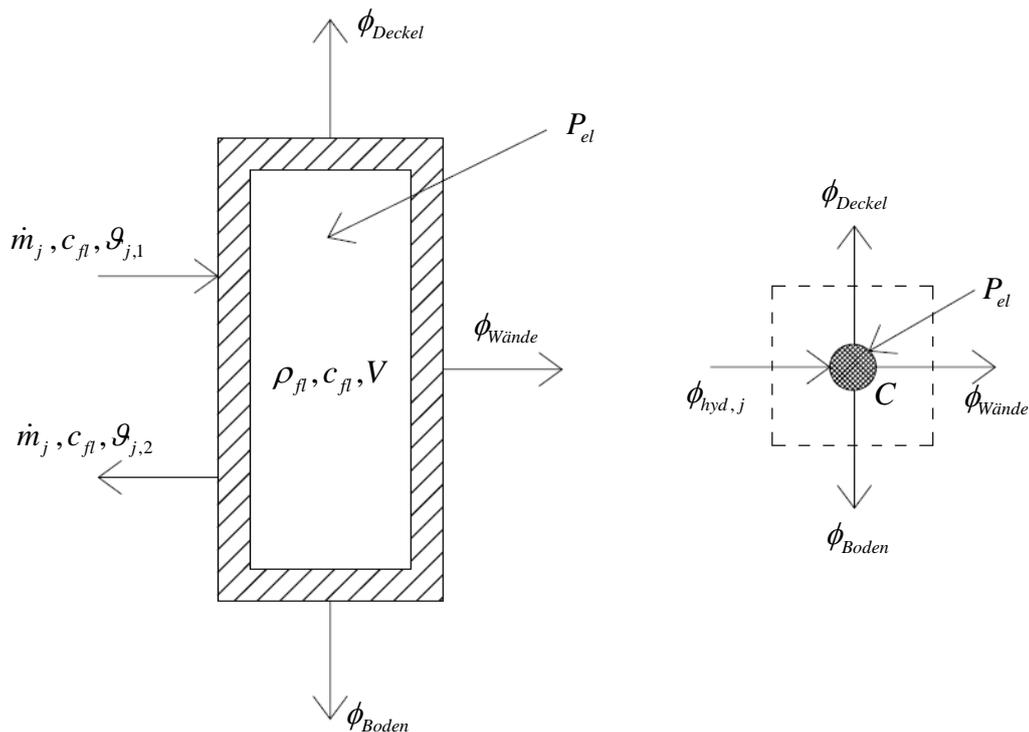
Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist der Grad der Temperaturschichtung, der sich über die Speicherhöhe einstellt. In der Regel sind ausgeprägte Temperaturschichtungen im Sinne der Energieeffizienz des Gebäudekonzeptes vorteilhaft. Die Temperaturschichtung innerhalb eines Speichers erfolgt einerseits durch den thermischen Auftrieb, andererseits wird sie wesentlich durch die Art der Einbringung und der Entnahme des Fluids beeinflusst. Um eine ausgeprägte Temperaturschichtung zu erhalten werden sog. Schichtladelanzeln eingesetzt. Diese ermöglichen die Einbringung des Wärmeträgerfluids in der optimalen Speicherhöhe.

Das Wärmespeichermodell muss das Speicherverhalten ausreichend genau abbilden.

Im Folgenden wird ein stark vereinfachtes Speichermodell beschrieben. Der gesamte Wärmespeicher wird dabei über eine einzige Wärmekapazität abgebildet.

### **6.5.1 Ein-Kapazitäten-Modell**

Mit dem Ein-Kapazitäten-Modell kann die Temperaturschichtung im Wärmespeicher nicht berücksichtigt werden. Es wird eine mittlere Temperatur im Speicher berechnet. Abbildung 72 zeigt die auftretenden Wärmeströme bei Verwendung des Ein-Kapazitäten-Modells zur Abbildung von thermischen Pufferspeichern.



**Abbildung 72: Schematische Darstellung der auftretenden Wärmeströme im Bereich des Pufferspeichers für das Ein-Kapazitäten-Modell**

Die Änderung der inneren Energie in dem Speicher wird einerseits durch die eingebrachte Energie über die hydraulischen Kreise, andererseits durch die Wärmeverluste über die Behälterwände bzw. die Speicherdämmung beeinflusst. Ist ein elektrischer Heizstab vorgesehen, führt die abgegebene Leistung des Heizstabes ebenfalls zu einer Änderung der inneren Energie in dem System. Die Wärmeleistung des elektrischen Heizstabes entspricht dabei in guter Näherung der elektrischen Leistungsaufnahme des Heizstabes.

Die Änderung der inneren Energie des Speichers wird durch folgende Differenzialgleichung beschrieben:

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{j=1}^n \phi_{hyd,j} - \phi_{Deckel} - \phi_{Boden} - \phi_{Wände} + P_{el} \quad (107)$$

bzw.

$$C \cdot \frac{d\vartheta}{dt} = \sum_{j=1}^n \phi_{hyd,j} - \phi_{Deckel} - \phi_{Boden} - \phi_{Wände} + P_{el} \quad (108)$$

mit

$$C = V \cdot \rho_{fl} \cdot c_{fl}$$

$\frac{dU}{dt}$	J/s	Änderung der inneren Energie des Wärmespeichers mit der Zeit
$\phi_{hyd,j}$	W	eingebraachte Leistung über den hydraulischen Kreis j
$\phi_{Deckel}$	W	Wärmeverlust über den Deckel des Speichers
$\phi_{Boden}$	W	Wärmeverlust über den Boden des Speichers
$\phi_{Wände}$	W	Wärmeverlust über die Wände des Speichers
$P_{el}$	W	Leistung über den Heizstab
$C$	J/K	Wärmekapazität des Speichers
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen des Speichers

Nach der zeitlichen Diskretisierung kann die Speichertemperatur über folgende Gleichung berechnet werden:

$$\mathcal{G}_i = \left( \sum_{j=1}^n \phi_{hyd,j} - \phi_{Deckel} - \phi_{Boden} - \phi_{Wände} + P_{el} \right) \cdot \frac{\Delta t}{C} + \mathcal{G}_{i-1} \quad (109)$$

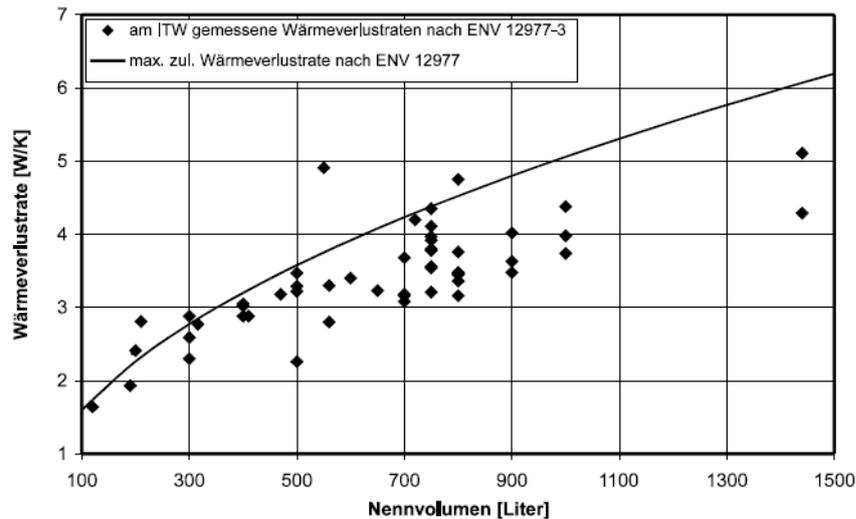
$\mathcal{G}_i$	°C	Temperatur des Speichers zur Zeitpunkt i
$\mathcal{G}_{i-1}$	°C	Temperatur des Speichers zur Zeitpunkt i-1
$\Delta t$	s	Zeitschrittweite

Die über die hydraulischen Kreise in den Speicher eingebrachte Leistung  $\phi_{hyd,i}$  wird über die Eintritts und Austrittstemperaturen des Fluids an den Speichergrenzen sowie dem vorliegenden Massenstrom und der spezifischen Speicherkapazität des Fluids berechnet.

$$\phi_{hyd,j} = \dot{m}_j \cdot c_{fl} \cdot (\mathcal{G}_{j,1} - \mathcal{G}_{j,2}) \quad (110)$$

$\dot{m}_j$	kg/s	Massenstrom des hydraulischen Kreises i
$\mathcal{G}_{j,1}$	°C	Temperatur am Eintritt des hydraulischen Krieses j
$\mathcal{G}_{j,2}$	°C	Temperatur am Austritt des hydraulischen Krieses j

Die Wärmeverluste eines Speichers können getrennt für Wände, Boden und Decke des Speichers ermittelt werden. Üblicherweise werden die Wärmeverluste jedoch über eine gesamte Wärmeverlustrate definiert. Diese beschreibt die Wärmeverluste eines Speichers je Kelvin Temperaturunterschied zwischen dem Fluid im Speicher und der Umgebung. In [DRÜ06b] wurde die Wärmeverlustrate verschiedener Speicher gemessen und mit den zulässigen Verlustraten nach [ONO12] bzw. DIN 12977-3 verglichen.



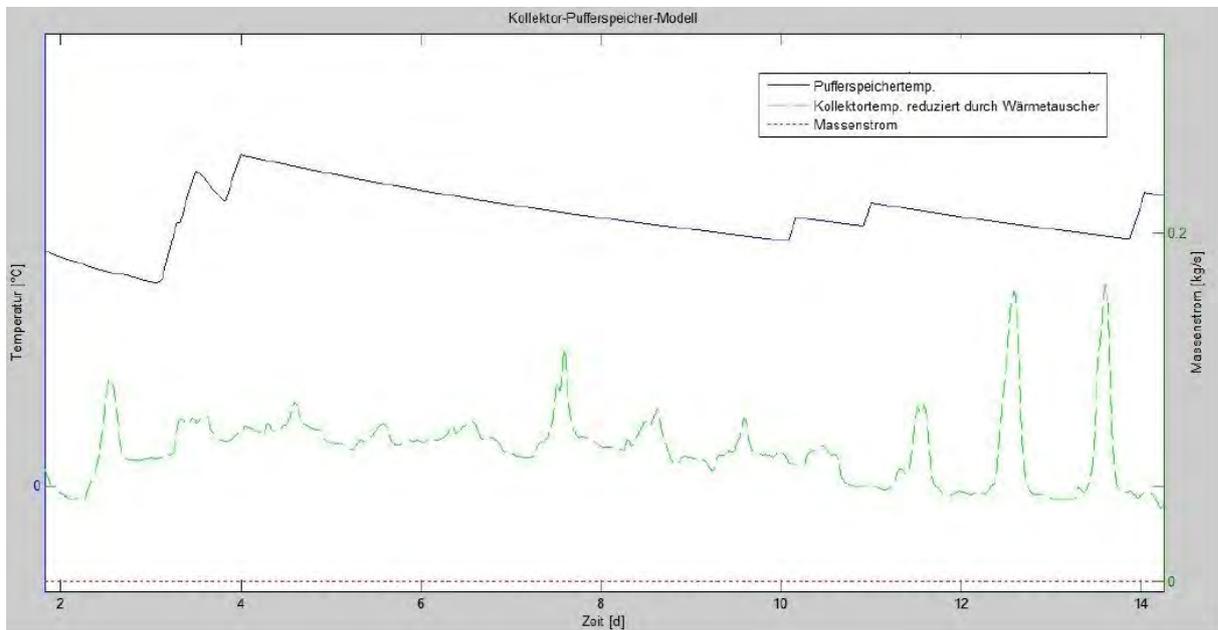
**Abbildung 73: zulässige und gemessene Wärmeverlustrate verschiedener Speicher (Quelle: [DRU06b])**

Das Ein-Kapazitäten-Modell ist sehr übersichtlich aufgebaut und führt zu einer kürzeren Berechnungsdauer als bei Verwendung eines Multi-Kapazitäten-Modells. Hinsichtlich der Berechnungsgenauigkeit wirkt sich jedoch die Vernachlässigung einer eventuell vorhandenen Temperaturschichtung im Speicher nachteilig aus. Die Vernachlässigung der Schichtung wirkt sich bei üblichen Anwendungen negativ auf die Energieeffizienz des Gesamtsystems aus. Die Verwendung des Ein-Kapazitäten-Modells ist daher als konservativer Ansatz anzusehen. Mit dem Ein-Kapazitäten-Modell werden alle (hinsichtlich der Temperaturschichtung) möglichen Speichervarianten (z.B. Speicher mit Schichtladelanze aus dem Bereich der Solarthermie, Industriespeicher ohne Schichtbeladung, usw.) gleich abgebildet.

### **Beispiel – Verhalten bei Beladung des Speichers über elektrischen Heizstab**

Abbildung 74 zeigt den gemessenen Temperaturverlauf am Kollektor und im Pufferspeicher zu Beginn des Monats Jänner. Die Temperatur am Kollektor (grüne strichlierte Linie) übertrifft dabei zu keinem Zeitpunkt die Temperatur im Pufferspeicher (dunkelblaue, durchgehende Linie). Daher beträgt der Massenstrom (dunkelrote, gepunktete Linie) konstant  $m_i=0.0$  kg/s. Dass sich die Pufferspeichertemperatur trotzdem zu bestimmten Zeitpunkten erhöht, liegt am

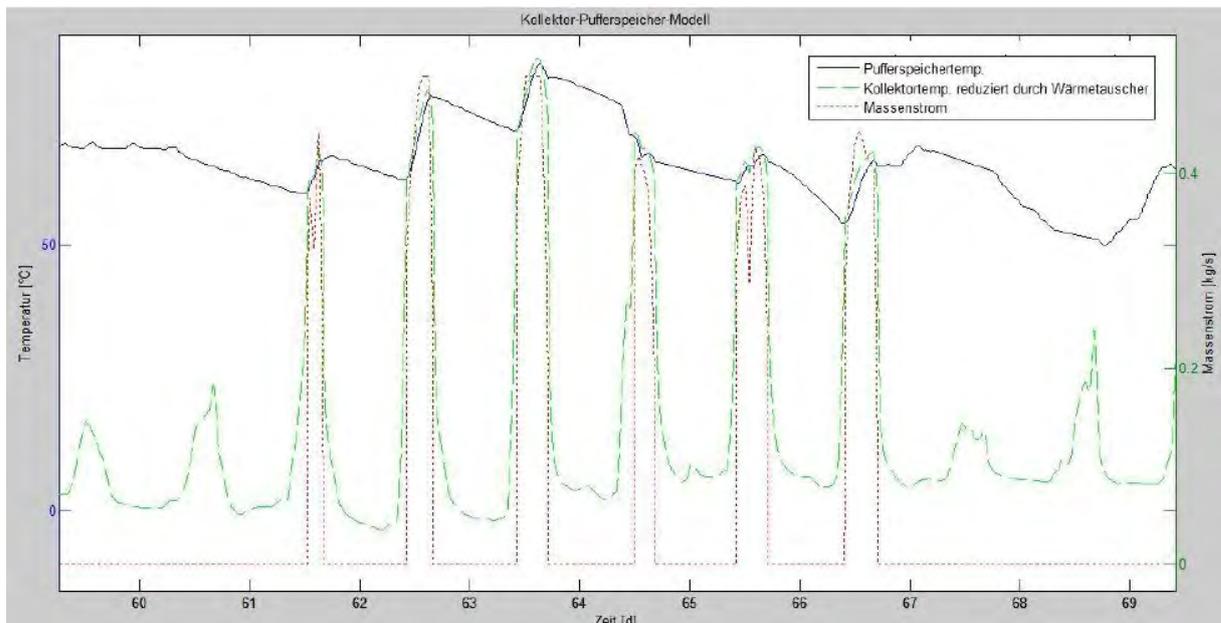
Einsatz eines in dem Speicher integrierten Heizstabes. Die Abnahme der Pufferspeichertemperatur resultiert aus den Wärmeverlusten des Speichers gegenüber seiner Umgebung. Im Vergleich dazu resultieren raschere Temperaturverluste im Speicher aus Entnahmen von Warmwasser.



**Abbildung 74: Darstellung des Zusammenhangs von Massenstrom und Kollektor- bzw. Pufferspeichertemperatur für den Fall einer Beladung ausschließlich über den elektrischen Heizstab**

### **Beispiel – Verhalten bei Beladung des Speichers über den Solarkollektor**

Abbildung 75 zeigt den steigenden gemessenen Massenstrom (dunkelrote, gepunktete Linie) sobald die gemessene Temperatur am Kollektor (grüne, strichlierte Linie) die Temperatur im Pufferspeicher (dunkelblaue, durchgehende Linie) um einen definierten Wert überschreitet. Im Verlauf des 62. und 63. Tages erreicht der Massenstrom auch seinen Maximalwert von 0,5 kg/s. Innerhalb des betrachteten Zeitraums von 90 Tagen wird die die höchste Temperatur am Kollektor (ca. 85°C) und somit auch im Pufferspeicher am 63. Tag erzielt. Am 69. Tag wird die Pufferspeichertemperatur mit Hilfe eines Heizstabes erhöht.



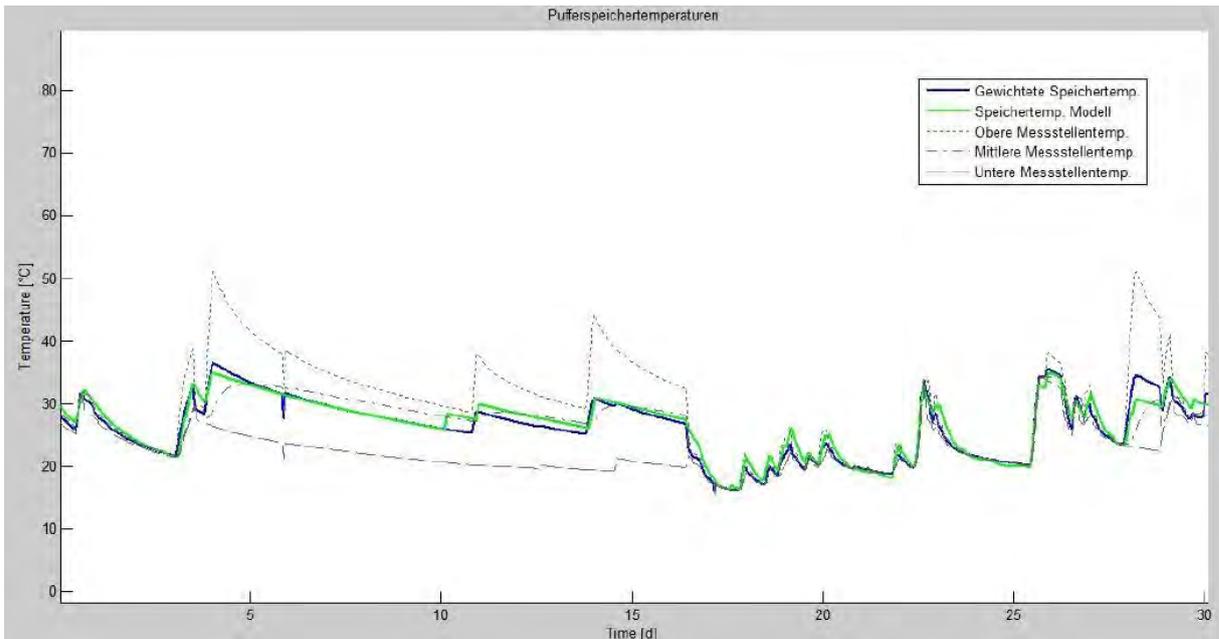
**Abbildung 75: Darstellung des Zusammenhangs von Massenstrom und Kollektor- bzw. Pufferspeichertemperatur für den Fall einer Beladung über die Solarkollektoren**

### Vergleich von Modell- und Messergebnissen

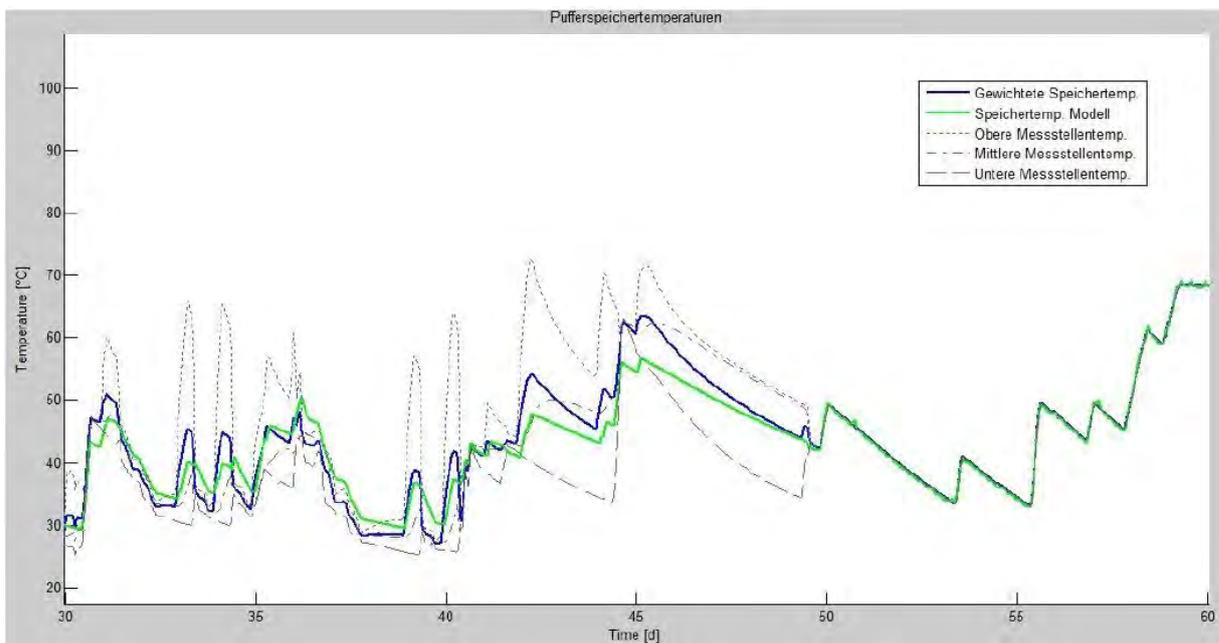
Die Temperaturen im Speicher sind in Abbildung 76 bis Abbildung 78 grau dargestellt. In dunkelblauer Farbe ist die gewichtete Speichertemperatur dargestellt. Da die Sensoren nicht in konstantem Abstand zueinander positioniert sind, ergibt sich die blaue Linie als gewichtete Pufferspeichertemperatur. Im Vergleich dazu repräsentiert die grüne Linie die Berechnungen des Ein-Kapazitäten-Modells. An Tagen ohne Wasserentnahmen, wie z.B. zwischen dem 4. und 16. Tag, bilden sich Schichten mit unterschiedlichen Temperaturen aus. Bei vermehrter Wasserentnahme von der obersten, wärmsten Schicht und dem daraus folgenden Rücklauf kälteren Wassers in die unterste Schicht, kommt es zu einer Durchmischung im Speicher. In diesem Fall stimmen die tatsächlichen Temperaturen im Speicher gut mit jenen des Ein-Kapazitäten-Modells überein.

Ab dem 50. Tag wird mit einem hohen Massenstrom Wasser aus dem Speicher entnommen und wieder rückgeführt. Dadurch durchmischt sich das Wasser im Speicher und die grauen Linien sind praktisch ident. Da das Modell dieselben Entnahmen berücksichtigt, gleicht die grüne Linie den anderen.

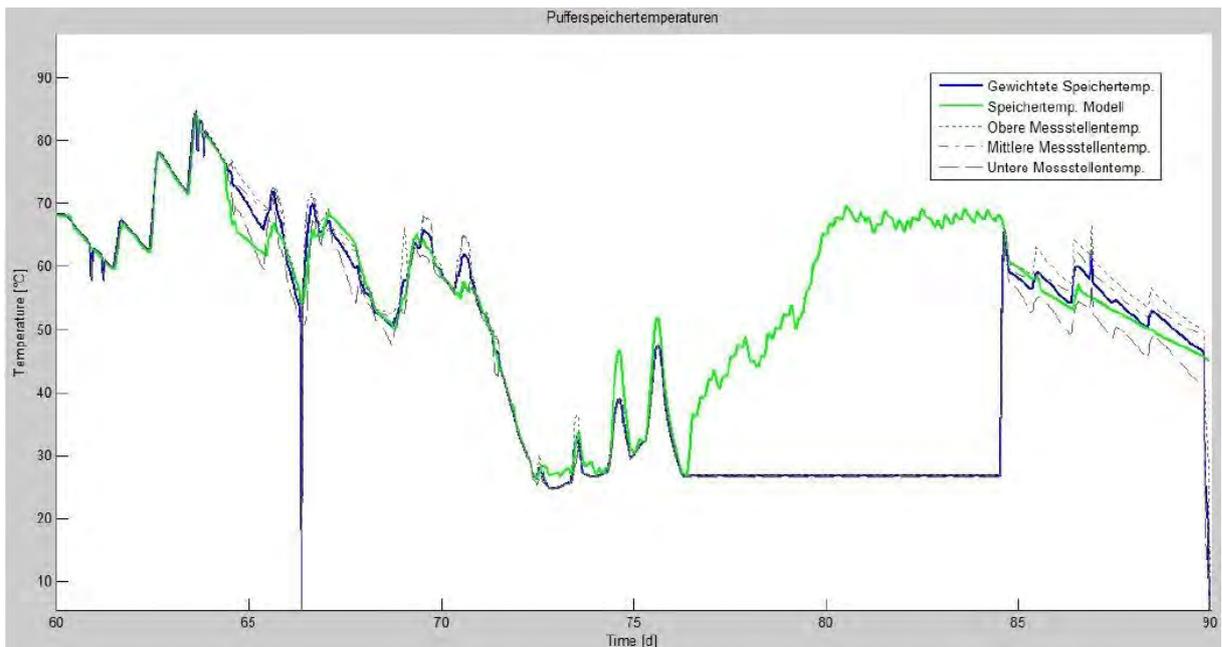
Als Randbedingungen werden die gemessenen zu- und abgeführten Massenströme, sowie die Zulauftemperaturen angesetzt.



**Abbildung 76: Vergleich zwischen der gemessenen Pufferspeichertemperatur (gewichtetes Mittel) im Simulationsraum Salzburg und der Berechnung mit dem Ein-Kapazitäten-Modell (Jänner 2013)**



**Abbildung 77: Vergleich zwischen der gemessenen Pufferspeichertemperatur (gewichtetes Mittel) im Simulationsraum Salzburg und der Berechnung mit dem Ein-Kapazitäten-Modell (Februar 2013)**



**Abbildung 78: Vergleich zwischen der gemessenen Pufferspeichertemperatur (gewichtetes Mittel) im Simulationsraum Salzburg und der Berechnung mit dem Ein-Kapazitäten-Modell (März 2013)**

Aus Abbildung 78 wird nochmals die Temperaturspitze des Pufferspeichers am Beginn des Monats März ersichtlich. Des Weiteren traten am 66. bzw. zwischen dem 76. und 84. Tag Messfehler an der Anlage in Salzburg auf (blaue Linie). Durch die sehr gute Annäherung des Modells, ist der Verlauf der Pufferspeichertemperatur trotzdem ersichtlich.

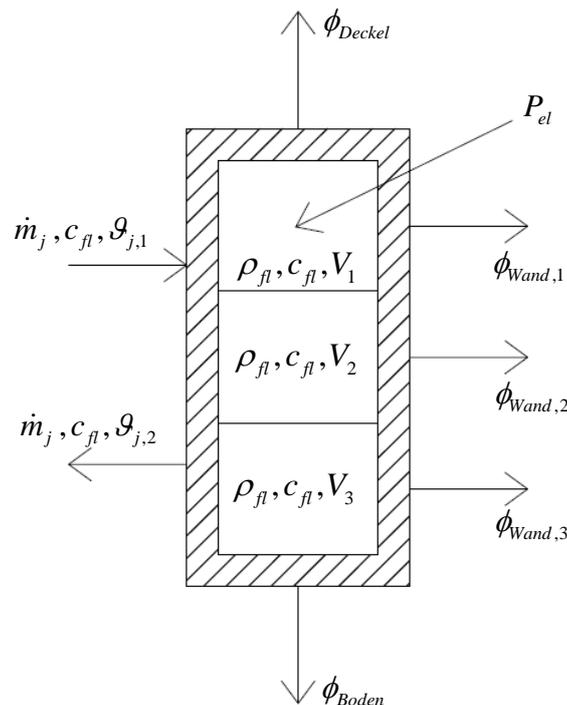
### 6.5.2 Multi-Kapazitäten-Modell

Mit dem Ein-Kapazitäten Modell kann die Temperaturschichtung in einem Speicher nicht berücksichtigt werden. In der Literatur sind mehrere Modelle zu finden, welche die Abbildung einer Temperaturverteilung entlang der vertikalen Achse eines Pufferspeichers erlauben.

[DUF13] beschreibt einen Modellansatz über die „Plug Flow“-Methode. Die grundsätzliche Funktionsweise dieses Ansatzes wird bereits im Zuge der Beschreibung des Rohrmodells erläutert. Ein anderer von [DUF13] beschriebener Modellansatz beruht auf der Verwendung von mehreren Wärmekapazitäten zur Abbildung der Schichtung in einem Speicher. Es wird dabei davon ausgegangen, dass das eintretende Fluid automatisch den Weg in die optimale Schicht (Schicht gleicher Temperatur) findet. Dieser Ansatz entspricht einer ideal arbeitenden Schichtladelanze. Der Wärmeaustausch zwischen zwei angrenzenden Schichten zufolge Wärmeleitung und Konvektion wird in [DUF13] nicht berücksichtigt. In [EIC12] und [ONO12] ist ein ähnliches Modell beschrieben, welches diese Phänomene jedoch berücksichtigt. Auch [HEI04] verwendet für seine Untersuchungen ein Modell mit mehreren Kapazitäten.

Aufbauend auf dem Ein-Kapazitäten-Modell wird nachfolgend wird das Multi-Kapazitäten-Modell beschrieben.

Um eine Temperaturschichtung in einem Speicher abbilden zu können, ist die Erweiterung des Ein-Kapazitäten-Modells auf ein Modell mit mehreren Kapazitäten notwendig. Die grundsätzliche Systematik für die Ermittlung der Temperaturen im Speicher ist dabei jener des Ein-Kapazitäten-Modells ähnlich. Abbildung 79 zeigt eine schematische Darstellung eines Speichers und den dabei auftretenden Wärmeströmen.



**Abbildung 79: Schematische Darstellung eines Pufferspeichers für das Multi-Kapazitäten-Modell**

Im Vergleich zu dem Ein-Kapazitäten-Modell muss bei dem Multi-Kapazitäten-Modell neben den Wärmeverlusten zufolge Transmission, Konvektion und Strahlung über die Behälterwand sowie dem Leistungseintrag über den elektrischen Heizstab und die hydraulischen Kreise auch der Wärmeaustausch zwischen den einzelnen Schichten berücksichtigt werden.

### **Hydraulisch induzierter Wärmeaustausch zwischen Schichten:**

Bei vorhandenem Massenstrom über einen der angeschlossenen hydraulischen Kreise (sofern Ein- und Auslass nicht in der gleichen Schicht situiert sind) entsteht ein Wärmeaustausch zwischen angrenzenden Schichten.

Wird ein inkompressibles Fluid vorausgesetzt, muss aus Gründen der Kontinuität jenes Fluidvolumen, welches in den Speicher eintritt diesen zeitgleich wieder verlassen. Betrachtet man nun lediglich eine Schicht des Speichers, muss jener Massenstrom, der in eine

modellierte Schicht eindringt, diese Schicht auch wieder verlassen. Die Eintrittstemperatur entspricht dabei der Temperatur der Schicht aus der das eintretende Fluid stammt bzw. der Eintrittstemperatur in den Speicher über den Anschluss an den hydraulischen Kreis. Die Austrittstemperatur aus der Schicht entspricht der Temperatur der Schicht selbst.

**Wärmeaustausch zwischen Schichten zufolge Wärmeleitung im Fluid:**

Neben dem hydraulisch induzierten Wärmestrom zwischen den Schichten kommt es zusätzlich zu einem Wärmeaustausch zwischen den einzelnen Schichten zufolge Konvektion und Wärmeleitung im Inneren des Speichers. Diese Phänomene treten auch auf, wenn kein Massenstrom über die angeschlossenen hydraulischen Kreise vorliegt. Durch die Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Schichten eines Speichers kommt es wie bei Festkörpern auch in Fluiden zu einem Wärmeaustausch zufolge Wärmeleitung. Der Temperaturgradient wird gemäß der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung abgebaut. [JOH02]

**Wärmeaustausch zwischen Schichten zufolge Wärmeleitung über die Behälterwände:**

Neben der Wärmeleitung im Fluid aufgrund des Temperaturgradienten zwischen zwei Fluidschichten tritt außerdem Wärmeleitung über die Speicherwände auf. Diese löst Konvektionsvorgänge im Inneren des Speichers aus. In [JOH02] werden verschiedene Literaturstellen zu diesem Thema analysiert. Die Untersuchungen zeigen, dass die Temperatur durch die Wärmeverluste in den Randbereichen des Speichers lokal abfällt. Aufgrund der Dichteunterschiede sinkt das Fluid im Randbereich ab und steigt in der Mitte des Speichers auf. Die entstehende Konvektionsströmung führt zu einem Abbau der Temperaturschichtung im Speicher.

In mehreren Literaturstellen (z.B. [JOH02], [HEI04], [EIC12]) wird vorgeschlagen die beschriebenen Wärmeaustauschvorgänge zwischen Schichten auf ein eindimensionales Wärmeleitungsproblem zu reduzieren. Mit der effektiven Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{eff}$  wird der Wärmeaustausch zwischen angrenzenden Schichten charakterisiert. Der effektive Wärmestrom zwischen zwei Schichten wird nach folgenden Gleichungen berechnet:

$$\phi_{Leit,k,k-1} = -A_{QS} \cdot \frac{\lambda_{eff}}{d_{k,k-1}} \cdot (g_k - g_{k-1}) \tag{111}$$

bzw.

$$\phi_{\overline{Leit,k,k+1}} = -A_{QS} \cdot \frac{\lambda_{eff}}{d_{k,k+1}} \cdot (\vartheta_k - \vartheta_{k+1}) \quad (112)$$

$\phi_{\overline{Leit,k,k-1}}$	W	Wärmestrom zufolge Wärmeleitung zw. Schicht k & k-1
$\phi_{\overline{Leit,k,k+1}}$	W	Wärmestrom zufolge Wärmeleitung zw. Schicht k & k+1
$A_{QS}$	m <sup>2</sup>	horizontale Querschnittsfläche des Speichers
$\lambda_{eff}$	W/mK	effektive Wärmeleitfähigkeit zwischen Schichten
$d_{k,k-1}$	m	Abstand zw. den Schichtmittelpunkten der Schichten k & k-1
$d_{k,k+1}$	m	Abstand zw. den Schichtmittelpunkten der Schichten k & k+1
$\vartheta_k$	°C	Temperatur der Schicht k
$\vartheta_{k-1}$	°C	Temperatur der Schicht k-1
$\vartheta_{k+1}$	°C	Temperatur der Schicht k+1

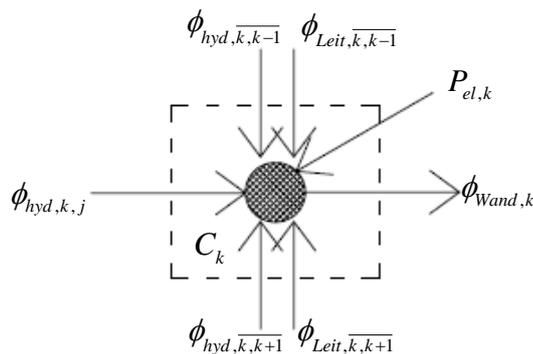
In [JOH02] wird die effektive Wärmeleitfähigkeit für einen Großspeicher messtechnisch zu 0,7 W/mK ermittelt. In [EIC12] wird für gute Speicher ohne innenliegende Wärmetauscher eine ansetzbare effektive Wärmeleitfähigkeit in der Höhe der Wärmeleitfähigkeit von Wasser (ca. 0,64 W/mK) empfohlen. Für gute Speicher mit innenliegenden Wärmetauschern wird eine effektive Wärmeleitfähigkeit von 1-1,5 W/mK angegeben. [DRU98] ermittelt die effektive Wärmeleitung für vier verschiedene Speicher mit nutzbaren Volumen zwischen 550 l und 700 l. Dabei werden effektive Wärmeleitfähigkeiten zwischen 1,01 W/mK und 1,6 W/mK gemessen. [DRU99] gibt die effektive Wärmeleitfähigkeit mit 1,2 W/mK an. In [DRU06] wird die effektive Wärmeleitfähigkeit für drei weitere Speicher (300 l bis 500 l Volumen) mit 1,8 W/mK und 1,9 W/mK ermittelt. [JOH02] gibt an, dass die effektive Wärmeleitfähigkeit bei kleineren Speichern mit innenliegenden Einbauten ca. 2-5 Mal höher ist als jene von Wasser.

Unter Berücksichtigung des Wärmeaustauschs zwischen angrenzenden Schichten ergibt sich für eine Schicht in der Mitte des Pufferspeichers das in Abbildung 80 dargestellte Modell. Die Änderung der Temperatur in der betrachteten Schicht wird über folgende Differenzialgleichung beschrieben:

$$C_k \frac{d\vartheta_k}{dt} = \sum_{j=1}^n \phi_{hyd,k,j} + \phi_{\overline{hyd,k,k-1}} + \phi_{\overline{hyd,k,k+1}} + \phi_{\overline{Leit,k,k-1}} + \phi_{\overline{Leit,k,k+1}} - \phi_{Wand,k} + P_{el,k} \quad (113)$$

$C_k$	J/K	Wärmekapazität der Schicht k
-------	-----	------------------------------

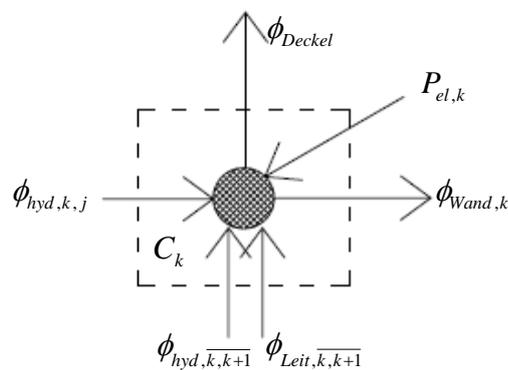
$\vartheta_k$	°C	Temperatur der Schicht k
$\phi_{hyd,k,j}$	W	Wärmestrom über den angeschlossenen hydraulischen Kreis j
$\phi_{hyd,k,k-1}$	W	hydraulisch induzierter Wärmestrom zw. Schicht k & k-1
$\phi_{hyd,k,k+1}$	W	hydraulisch induzierter Wärmestrom zw. Schicht k & k+1
$\phi_{Wand,k}$	W	Wärmeverlust über die Behälterwand der Schicht k
$P_{el,k}$	W	Leistungsabgabe des el. Heizstabs in der Schicht k



**Abbildung 80: Schematische Darstellung der auftretenden Wärmeströme im Bereich einer mittleren Schicht des Pufferspeichers für das Multi-Kapazitäten-Modell**

Die Temperaturänderung der obersten Schicht des Speichers wird mit der folgenden Differenzialgleichung beschrieben. Eine grafische Darstellung des Modells zeigt Abbildung 81.

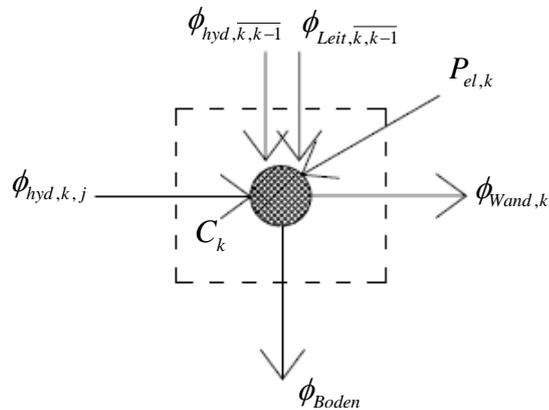
$$C_k \frac{d\vartheta_k}{dt} = \sum_{j=1}^n \phi_{hyd,k,j} + \phi_{hyd,k,k+1} + \phi_{Leit,k,k+1} - \phi_{Deckel,k} - \phi_{Wand,k} + P_{el,k} \quad (114)$$



**Abbildung 81: Schematische Darstellung der auftretenden Wärmeströme im Bereich der obersten Schicht des Pufferspeichers für das Multi-Kapazitäten-Modell**

Abbildung 82 zeigt das Modellschema für die unterste Schicht des Speichers. Die Temperaturänderung in dieser Schicht wird durch folgende Differenzialgleichung beschrieben:

$$C_k \frac{d\vartheta_k}{dt} = \sum_{j=1}^n \phi_{hyd,k,j} + \phi_{hyd,\bar{k},\bar{k}-1} + \phi_{Leit,k,\bar{k}-1} - \phi_{Boden,k} - \phi_{Wand,k} + P_{el,k} \quad (115)$$



**Abbildung 82: Schematische Darstellung der auftretenden Wärmeströme im Bereich der untersten Schicht des Pufferspeichers für das Multi-Kapazitäten-Modell**

## Umsetzung des Rechenmodells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [UApuffer Vpuffer lambdaeff dSchicht nSchichten PelHSpuffer
elHSPos nhydKreise]=Puffer_Modell1(Puffer);

%% % Einlesen der Pufferkennwerte

% Einlesen - Puffer 1

if Puffer==1

    Vpuffer=2;
    UDeckel=0.19607843;
    UBoden=0.1934236;
    UWand=0.19493177;
    PelHSpuffer=3000;
    nhydKreise=2;

    %     nSchichten=1;
    %     dSchicht(1,1)=2;

    nSchichten=4;
    dSchicht(1,1)=0.6375;
    dSchicht(2,1)=0.6375;
    dSchicht(3,1)=0.6375;
    dSchicht(4,1)=0.6375;

    lambdaeff=0.644;
    elHSPos=2;

end

% Einlesen - Puffer 2

if Puffer==2

end

%% % Berechnung des U-Werts und der inneren Rohroberfläche

dpuffer=sqrt(Vpuffer*4/(sum(dSchicht)*pi));

if nSchichten==1

    UApuffer=dpuffer^2*pi/4*UDeckel    +    dSchicht*dpuffer*pi*UWand    +
dpuffer^2*pi/4*UBoden;

else

    UApuffer(1,1)=dpuffer^2*pi/4*UDeckel    +
dSchicht(1,1)*dpuffer*pi*UWand;
    for i=2:nSchichten-1
        UApuffer(i,1)=dSchicht(i,1)*dpuffer*pi*UWand;
    end

end
```

```

    UApuffer(nSchichten,1)=dpuffer^2*pi/4*UBoden +
    dSchicht(nSchichten,1)*dpuffer*pi*UWand;

```

```
end
```

```
%% % Ausgabe
```

### Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```
function [Tpuffer PelHS]=Puffer_Modell2(T1,mdotIn, mdotOut, UApuffer,
Vpuffer, lambdaeff, nSchichten, dSchicht, PelHSpuffer, elHSPos, TambPuffer,
deltaP1, deltaP2 ,RPuffer, Tpuffer, cfluid, rhofluid, dt);
```

```
%% % Definition von Variablen
```

```
%% Ein-Kapazitäten Speicher
```

```
if nSchichten==1
```

```

    C=Vpuffer*rhofluid*cfluid;
    qhydIn=sum(sum(mdotIn.*T1))*cfluid;
    A=sum(sum(mdotOut,2).*Tpuffer);

    qhydOut=A*cfluid;

    qhyd=qhydIn-qhydOut;
    qloss=UApuffer*(Tpuffer-TambPuffer);
    PelHS=PelHSpuffer*RPuffer;
    Tpuffer=(-qloss+PelHS+qhyd)/C*dt+Tpuffer;

```

```
else
```

```
%% % Multi-Kapazitäten Speicher
```

```
% Berechnung der Massenströme
```

```

for i=1:size(mdotIn(1,:),2)
    for j=1:nSchichten-1
        if j>1
            mdot(j,i)=(mdot(j-1,i)+mdotIn(j,i)-mdotOut(j,i));
        else
            mdot(j,i)=(mdotIn(j,i)-mdotOut(j,i));
        end
    end
end

```

```
% Berechnung der Wärmeströme
```

```

for j=1:nSchichten

    C(j,1)=Vpuffer/sum(dSchicht)*dSchicht(j,1)*rhofluid*cfluid;

    qloss(j,1)=UApuffer(j,1)*(Tpuffer(j,1)-TambPuffer);

    for i=1:size(mdotIn(1,:),2)

        qInExt=mdotIn(j,i)*cfluid*T1(j,i);

```

```

        if j>1
            qIn=mdot(j-1,i)*cfluid*Tpuffer(j-1,1);
        else
            qIn=0;
        end

        qOutExt=mdotOut(j,i)*cfluid*Tpuffer(j,1);
        if j<nSchichten
            qOut=mdot(j,i)*cfluid*Tpuffer(j,1);
        else
            qOut=0;
        end

        qhyd(j,i)=qInExt+qIn-qOutExt-qOut;

    end

    if j==1
        qUpLeit=0;
        qDownLeit=Vpuffer/sum(dSchicht)*
        lambdaeff/dSchicht(j,1)*(Tpuffer(j,1)-Tpuffer(j+1,1));
    elseif j==nSchichten
        qUpLeit=Vpuffer/sum(dSchicht)*
        lambdaeff/dSchicht(j,1)*(Tpuffer(j)-Tpuffer(j-1));
        qDownLeit=0;
    else
        qUpLeit=Vpuffer/sum(dSchicht)*
        lambdaeff/dSchicht(j,1)*(Tpuffer(j)-Tpuffer(j-1));
        qDownLeit=Vpuffer/sum(dSchicht)*
        lambdaeff/dSchicht(j,1)*(Tpuffer(j)-Tpuffer(j+1));
    end

    qLeit(j,1)=qDownLeit+qUpLeit;

    if j==elHSPos
        PelHS(j,1)=PelHSpuffer*RPuffer;
    else
        PelHS(j,1)=0;
    end

end

end

% Berechnung der Speichertemperaturen

for j=1:nSchichten

    Sumqhyd(j,1)=sum(qhyd(j,:));
    Tpuffer(j,1)=(-qloss(j,1)+Sumqhyd(j,1)-
    qLeit(j,1)+PelHS(j,1))/C(j,1)*dt+Tpuffer(j,1);

end

end

%% % Berechnung des Druckverlusts

deltaPpuffer1=0;
deltaPpuffer2=0;

```

```
deltaP1=deltaP1+deltaPpuffer1;  
deltaP2=deltaP2+deltaPpuffer2;
```

```
%% % Ausgabe
```

```
PelHS=sum(PelHS);
```

## 7 Modellbildung Bautechnik

Bei einer Konditionierung von Räumen über die Aktivierung von Bauteilen stellen diese das Bindeglied zwischen der technischen Gebäudeausrüstung und der Bautechnik dar. Die aktivierten Bauteile fungieren als Wärmetauscher zwischen dem Fluid im Heiz- bzw. Kühlkreis der TGA und dem Gebäude bzw. dem Raum. Die Kopplung der Wärme- bzw. Kälteerzeugerkreise mit den Modellen der Bautechnik ist Voraussetzung um das dynamische Zusammenspiel der beiden Modellbereiche abbilden zu können. Für die Bestimmung der operativen Temperatur im Raum ist die Kenntnis der Wärmeabgabe der Bauteile an den Raumknoten erforderlich. Die an den Raumknoten abgegebene Wärme bzw. die dem Raumknoten entzogene Wärme ist vom Wärmeübergang zwischen den verschiedenen Bauteilen und dem Raum abhängig. Im folgenden Kapitel wird der Wärmeübergang zwischen Bauteiloberflächen und deren Umgebung erläutert.

### 7.1 Wärmeübergang an den Oberflächen von Bauteilen

Der Wärmeübergang zwischen einem Bauteil und der Umgebung setzt sich aus einem konvektiven Anteil und einem Anteil zufolge Strahlung zusammen.

$$\dot{q} = \dot{q}_c + \dot{q}_r \quad (116)$$

$\dot{q}$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte
$\dot{q}_c$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte zufolge Konvektion
$\dot{q}_r$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte zufolge Strahlung

Die Wärmestromdichte zufolge Konvektion an der Grenzschicht zwischen einem wärmeleitenden Körper und einem Fluid wird allgemein nach folgender Gleichung berechnet:  
[BAE04]

$$\dot{q}_c = \alpha_c \cdot (\vartheta_{surf} - \vartheta_{fl}) \quad (117)$$

$\alpha_c$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion
$\vartheta_{surf}$	°C	Temperatur der Oberfläche
$\vartheta_{fl}$	°C	Temperatur des angrenzenden Fluids

Die Wärmestromdichte zufolge Strahlung wird allgemein nach folgender Gleichung berechnet:

$$\dot{q}_r = \alpha_r \cdot (\mathcal{G}_{surf} - \mathcal{G}_{Umgebung}) \quad (118)$$

$\alpha_r$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung
$\mathcal{G}_{Umgebung}$	°C	Temperatur der Umgebung

In der Literatur ist eine Vielzahl verschiedener Möglichkeiten für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten beschrieben. Im Folgenden werden verschiedene Möglichkeiten zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten an der Innen- und der Außenseite eines Bauteils angeführt.

### 7.1.1 Wärmeübergang an der Außenseite eines Bauteils

Für zwei parallele Flächen unendlicher Größe kann der Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung nach [RIC10] über folgende Gleichung ermittelt werden:

$$\alpha_{e,r} = \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2} \cdot \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \quad (119)$$

$\alpha_{e,r}$	-	Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung an der Außenseite
$\varepsilon_1$	-	Emissionsgrad der Oberfläche 1
$\varepsilon_2$	-	Emissionsgrad der Oberfläche 2
$\sigma$	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>	Stefan-Boltzmann-Konstante (5,67·10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$T_1$	K	Temperatur der Oberfläche 1
$T_2$	K	Temperatur der Oberfläche 2

Für den Großteil aller bauphysikalischen Problemstellungen beträgt der Emissionsgrad der am Strahlungsaustausch beteiligten Oberflächen ca. 0,9. [ONO07b]

Weiters ist die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Oberflächen im Vergleich zu ihrer absoluten Temperatur relativ klein. [RIC10]

Unter diesen Voraussetzungen kann der Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung mit 5 W/m<sup>2</sup>K angesetzt werden.

Der Wärmeübergang zufolge Konvektion ist stark von den Luftbewegungen im Bereich der Bauteiloberfläche abhängig. In [HAG01] ist der Wärmeübergangskoeffizient für erzwungene Konvektion in Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit gegeben:

$$\alpha_c = 6 + 4 \cdot u \quad \text{für } u \leq 5 \text{ m/s} \quad (120)$$

$$\alpha_c = 7,41 \cdot u^{0,78} \quad \text{für } u \geq 5 \text{ m/s} \quad (121)$$

$u$                     m/s                    Luftgeschwindigkeit parallel zur Bauteiloberfläche

$\alpha_c$                     W/m<sup>2</sup>K                    konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

In [ONO07b] ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite eines Bauteils in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit angegeben.

$$\alpha_c = 4 + 4 \cdot v \quad (122)$$

$v$                     m/s                    Windgeschwindigkeit

Da die exakte Luftgeschwindigkeit parallel zu einer Bauteiloberfläche bei Gebäudesimulation üblicherweise nicht bekannt ist, kann der Wärmeübergangskoeffizient für eine durchschnittliche Windgeschwindigkeit ermittelt werden. Bei einer durchschnittlichen Windgeschwindigkeit von 4 m/s ergibt sich ein konvektiver Wärmeübergangskoeffizient von 20 W/m<sup>2</sup>K. [ONO07b]

### 7.1.2 Wärmeübergang an der Innenseite eines Bauteils

Der Wärmeübergang an der Innenseite eines Bauteils setzt sich ebenfalls aus einem Konvektions- und einem Strahlungsanteil zusammen.

Der Anteil des Wärmestroms zufolge des Strahlungsaustauschs wird an der Innenseite analog zur Außenseite berechnet, wobei die Umgebungstemperatur der Strahlungstemperatur im Raum  $\vartheta_{i,rad}$  entspricht.

Der Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung  $\alpha_{i,r}$  ist unabhängig von der Windgeschwindigkeit und der Richtung des Wärmestroms und kann daher wie an der Außenseite eines Bauteils mit 5 W/m<sup>2</sup>K angesetzt werden.

In [ONO08] sind Wärmeübergangskoeffizienten für aktivierte Bauteile gegeben. Der für den Strahlungsanteil geltende Wärmeübergangskoeffizient wird im üblichen Oberflächentemperaturbereich zwischen 15 °C und 30 °C mit 5,5 W/m<sup>2</sup>K angegeben.

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient ist von den Luftbewegungen im Bereich der Oberflächen abhängig. In der Literatur wird in unterschiedliche Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Temperaturschichtung bzw. der Lage des Bauteils und der aktuellen Richtung des Wärmestroms unterschieden. [HAG01] gibt den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenseite eines Bauteils nach folgenden Gleichungen an:

$$\alpha_{i,c} = 2 \cdot (\vartheta_{i,air} - \vartheta_{i,surf})^{0,25} \quad \text{für natürliche Konvektion} \quad (123)$$

$$0,3 \leq \alpha_{i,c} \leq 0,8 \quad \text{bei stabiler Temperaturschichtung} \quad (124)$$

$\vartheta_{i,air}$	°C	Temperatur der Luft im Raum
$\alpha_{i,c}$	W/K	Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion an der Innenseite
$\vartheta_{i,surf}$	°C	innere Oberflächentemperatur des Bauteils

Bei Vorliegen einer stabilen Temperaturschichtung wie dies z.B. bei einem konvektiven Wärmetransport von Raumluft zu Bodenplatte oder von Decke zu Raumluft gegeben ist, kann nach [ONO07b] ein Wärmeübergangskoeffizient von 0,7 W/m<sup>2</sup>K angesetzt werden. Bei instabiler Temperaturschichtung ist bei einem Wärmeübergang an horizontalen Bauteilen ein konvektiver Übergangskoeffizient von 5 W/m<sup>2</sup>K heranzuziehen. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite von vertikalen Bauteilen kann mit 2,5 W/m<sup>2</sup>K angesetzt werden. [ONO07b]

Für aktivierte Bauteile sind in [ONO08] folgende Wärmeübergangskoeffizienten angeführt:

$$\alpha_{i,c,FBH-DK} = 8,92 \cdot (\vartheta_{i,surf} - \vartheta_{i,air})^{0,1} - 5,5 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (125)$$

$$\alpha_{i,c,FBK} = 1,5 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (126)$$

$$\alpha_{i,c,DH} = 0,5 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (127)$$

$$\alpha_{i,c,W} = 2,5 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (128)$$

$\alpha_{i,c,FBH-DK}$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient bei Fußbodenheizung und Deckenkühlung
$\alpha_{i,c,FBK}$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient bei Fußbodenkühlung
$\alpha_{i,c,DH}$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient bei Deckenheizung
$\alpha_{i,c,W}$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient bei Wandheizung und Wandkühlung

Für den Wärmeübergang an innenliegenden Bauteilen sind an beiden Oberflächen die Übergangskoeffizienten für Innenoberflächen  $\alpha_{i,c}$  und  $\alpha_{i,r}$  anzusetzen.

In den folgenden Kapiteln wird eine Möglichkeit zur Modellierung von Bauteilen als Schnittstelle zwischen den Modellen der technischen Gebäudeausrüstung und den Modellen der Bautechnik erläutert. Die Modellierung von TABS (Thermally activated Building Systems) erfordert ein Bauteilmodell, welches die Temperaturverteilung über den Querschnitt des Bauteils berechnet. Das nachfolgend vorgestellte Bauteilmodell eignet sich sowohl für die Berechnung von nicht-aktivierten Bauteilen als auch für die Berechnung von TABS.

## 7.2 Opake Bauteile

Um die Änderung der Luft- und der Strahlungstemperatur berechnen zu können, müssen die Oberflächentemperaturen der einzelnen Bauteile bekannt sein. Mit dem beschriebenen Bauteilmodell kann der zeitabhängige Temperaturverlauf innerhalb eines Bauteils berechnet werden. Das Modell ist sowohl für aktivierte Bauteile, als auch für nicht aktivierte Bauteile verwendbar.

### 7.2.1 Randbedingungen für Bauteilmodelle

Um das thermische Verhalten eines opaken Bauteils abbilden zu können, ist die Definition von Temperaturrandbedingungen an den Grenzschichten des Bauteils nötig. Abbildung 83 zeigt den Querschnitt durch ein beliebiges Bauteil mit Kennzeichnung der für das Bauteilmodell relevanten Temperaturen.

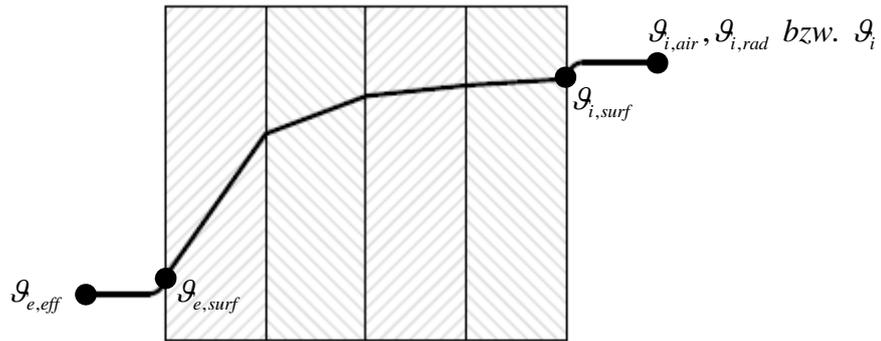


Abbildung 83: Bauteilquerschnitt mit Bezeichnung der Temperaturen

An der Innenseite des Bauteils bilden die Luft- und die Strahlungstemperatur aus dem Raumknotenmodell die Temperaturrandbedingung für die Berechnung des Bauteilverhaltens. Für die Verwendung im Bauteilmodell kann eine effektive Innentemperatur über das mit den Übergangskoeffizienten für Strahlung und Konvektion gewichtete Mittel der Strahlungs- und der Lufttemperatur herangezogen werden.

An der Außenseite wird für die Berechnung des Wärmestroms durch ein Bauteil eine effektive Temperatur verwendet. Diese effektive Temperatur berücksichtigt neben der vorliegenden Außenlufttemperatur auch die kurzwellige Einstrahlung auf die Bauteiloberfläche und den langwelligen Strahlungsaustausch des Bauteils mit der Umgebung. [HAG01]

$$\vartheta_{e,eff} = \vartheta_{e,air} + \frac{1}{\alpha_{e,c} + \alpha_{e,r}} \cdot \left( I_g \cdot \alpha_{sol} + \alpha_r \cdot (\vartheta_{e,Umgebung} - \vartheta_{e,air}) \right) \quad (129)$$

$\vartheta_{e,eff}$	°C	effektive Temperatur an der Außenseite von Bauteilen
$\vartheta_{e,Umgebung}$	°C	Temperatur der Umgebung
$\alpha_{e,c}$	W/m <sup>2</sup> K	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite
$\alpha_{e,r}$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung an der Außenseite
$I_g$	W/m <sup>2</sup>	Globalstrahlung auf die Bauteiloberfläche
$\alpha_{sol}$	-	Absorptionskoeffizient für kurzwellige Solarstrahlung

Die anzusetzende Umgebungstemperatur wird dabei einerseits durch die Temperatur der umgebenden Oberflächen und andererseits durch die Temperatur des Himmels beeinflusst. Wird angenommen, dass sich die umgebenden Oberflächen auf Außentemperaturniveau

befinden ergibt sich die Umgebungstemperatur unter Berücksichtigung des Sichtfaktors zwischen Bauteiloberfläche und Himmel nach folgender Gleichung:

$$\vartheta_{e,Umg} = SF \cdot \vartheta_{e,sky} + (1 - SF) \cdot \vartheta_{e,air} \quad (130)$$

$SF$  - Sichtfaktor zwischen Bauteiloberfläche und Himmel

$\vartheta_{e,sky}$  °C Temperatur des Himmels

Über die effektive Temperatur erfolgt die Kopplung der Umgebungsrandbedingungen bzw. der Umgebungsmodelle an die Modelle der Bautechnik.

Für die kurzweilige Einstrahlung ist für die Außenseite der opaken Außenbauteile ein der äußeren Oberfläche entsprechender Absorptionsgrad für kurzweilige Strahlung anzusetzen. Ist der Absorptionsgrad nicht bekannt, kann der Wert 0,5 verwendet werden [ONO12a]. Für den konvektiven Wärmeübergang an der Außenseite kann der Übergangskoeffizient mit 20 W/m<sup>2</sup>K angesetzt werden. Der Übergangskoeffizient für Strahlung kann mit 5 W/m<sup>2</sup>K angenommen werden. Die Strahlungstemperatur des Himmels wird in [EIC01] mit 10-20 K unter der Umgebungstemperatur angegeben. Laut [HAG01] kann die Strahlungstemperatur in Abhängigkeit der Bewölkung nach folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$\vartheta_{e,sky} = 1,1 \cdot \vartheta_{e,Umg} - 5 \quad \text{horizontale Fläche, klarer Himmel} \quad (131)$$

$$\vartheta_{e,sky} = 1,2 \cdot \vartheta_{e,Umg} - 14 \quad \text{vertikale Fläche, klarer Himmel} \quad (132)$$

$$\vartheta_{e,sky} = \vartheta_{e,Umg} \quad \text{horizontale und vertikale Flächen, bedeckter Himmel} \quad (133)$$

Wird davon ausgegangen, dass die Umgebungstemperatur in guter Näherung der Außenlufttemperatur entspricht, ergibt sich daraus für eine vertikale Fläche bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C eine Strahlungstemperatur des Himmels von 10 °C. Die Differenz  $\Delta\vartheta_{e,sky}$  zwischen Himmels- und Umgebungstemperatur beträgt daher -10 K. Bei einer Umgebungstemperatur von 30 °C ergibt sich  $\Delta\vartheta_{e,sky}$  zu -8 K. Bei 0 °C Umgebungstemperatur liegt die Temperatur des Himmels für eine vertikale Wand bei -14 °C. Im Mittel kann eine Differenz  $\Delta\vartheta_{e,sky}$  zwischen Himmels- und Umgebungstemperatur von ca. -10 K für die Berechnung der effektiven Temperatur herangezogen werden.

## 7.2.2 Modell für nicht-aktivierte Bauteile

Bauteile ohne thermische Aktivierung können vereinfacht mit einem Zwei-Kapazitätenmodell abgebildet werden. Wegen der geringeren Anzahl an zu lösenden Gleichungen lässt sich durch Verwendung dieses Modells die Berechnungsgeschwindigkeit erhöhen.

Das Zwei-Kapazitäten-Modell liefert für nicht aktivierte Bauteile ausreichend genaue Ergebnisse. Soll eine wärmeabgebende Schicht in einem Bauteil berücksichtigt werden, so ist der Umstieg auf ein Modell mit einer höheren Anzahl von Kapazitäten empfehlenswert. Damit steigen jedoch die benötigte Rechenleistung und die Berechnungsdauer. Im Folgenden wird daher das Zwei-Kapazitäten-Modell beschrieben.

Da es sich um ein Zwei-Kapazitäten-Modell handelt, werden eine Wärmekapazität für die Innenoberfläche und eine Kapazität für die Außenoberfläche benötigt. In Abbildung 84 ist das verwendete Bauteilmodell schematisch dargestellt.

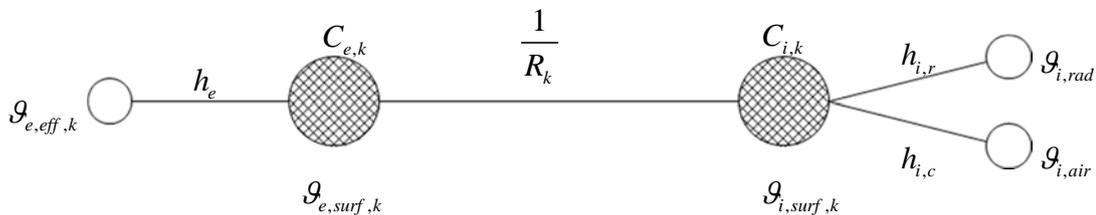


Abbildung 84: Schema des Zwei-Kapazitäten-Modells für das opake Bauteil k

### 7.2.2.1 Wärmetransport durch opake Bauteile

Der Wärmetransport durch opake Bauteile zufolge Transmission wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$\phi_T = \left( \frac{1}{R} + \Delta U_{WB} \right) \cdot (g_{e,surf} - g_{i,surf}) \cdot A \quad (134)$$

$\phi_T$	W	Wärmestrom zufolge Transmission durch das Bauteil
$R$	m <sup>2</sup> K/W	Wärmedurchgangswiderstand des Bauteils
$\Delta U_{WB}$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmebrückenzuschlag
$g_{e,surf}$	°C	äußere Oberflächentemperatur des Bauteils
$g_{i,surf}$	°C	innere Oberflächentemperatur des Bauteils
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche des Bauteils

### 7.2.2.2 Berechnung der Oberflächentemperaturen

Die Oberflächentemperaturen der einzelnen Bauteile werden durch Lösung der folgenden Differentialgleichung berechnet:

$$\frac{d\vartheta_{surf}(t)}{dt} = \frac{\sum\phi(t)}{C} \quad \text{mit} \quad C = \chi \cdot A \quad (135)$$

Die Änderung der Oberflächentemperaturen kann nach folgenden Gleichungen mit dem Zeitschrittverfahren berechnet werden:

$$\Delta\vartheta_{i,surf} = \vartheta_{i,surf,i+1} - \vartheta_{i,surf,i} = \frac{\phi_{i,c} + \phi_{i,r} - \phi_T}{C_i} \cdot \Delta t \quad \dots\text{für die Innenwandoberfläche} \quad (136)$$

bzw.

$$\Delta\vartheta_{e,surf} = \vartheta_{e,surf,i+1} - \vartheta_{e,surf,i} = \frac{\phi_e - \phi_T}{C_e} \cdot \Delta t \quad \dots\text{für die Außenwandoberfläche} \quad (137)$$

$\Delta\vartheta_{i,surf}$	K	Änderung der inneren Oberflächentemperatur
$\Delta\vartheta_{e,surf}$	K	Änderung der äußeren Oberflächentemperatur
$\vartheta_{i,surf,i+1}$	°C	Innenoberflächentemperatur zum Zeitpunkt i
$\vartheta_{i,surf,i}$	°C	Innenoberflächentemperatur zum Zeitpunkt i+1
$\vartheta_{e,surf,i+1}$	°C	Außenoberflächentemperatur zum Zeitpunkt i
$\vartheta_{e,surf,i}$	°C	Außenoberflächentemperatur zum Zeitpunkt i+1
$\phi_{i,c}$	W	Wärmestrom zufolge Konvektion an der Innenoberfläche
$\phi_{i,r}$	W	Wärmestrom zufolge Strahlung an der Innenoberfläche
$\phi_T$	W	Wärmestrom zufolge Transmission
$\phi_e$	W	Wärmestrom zufolge Konvektion und Strahlung an der Außenoberfläche
$C_i$	J/K	wirksame Wärmespeicherkapazität an der Innenseite
$C_e$	J/K	wirksame Wärmespeicherkapazität an der Außenseite
$\Delta t$	s	Zeitschrittweite

Die flächenbezogene wirksame Wärmekapazität  $C$  ist der Koeffizient, der die Amplitude der Temperaturschwingung mit der Amplitude des Wärmestroms verknüpft. Je größer die Periodendauer ist (statt Tagesschwingungen, Wochenschwingungen oder Monatsschwingungen), desto größere Bereiche wirken an der Wärmespeicherung mit und die wirksame Wärmekapazität wird größer.

$$Q = \chi \cdot 2 \cdot \hat{T} = \int_0^{t_p} \max(q(t), 0) \cdot dt \quad (138)$$

Ausgangspunkt der Berechnung der Kapazität einer Schichtenfolge ist der Zusammenhang zwischen einer sinusförmigen Temperaturamplitude und der Wärmestromamplitude auf den beiden Seiten einer Schichte.

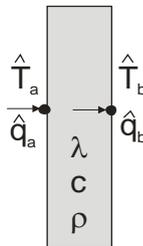


Abbildung 85: Modell einer Schicht mit den Amplituden der thermischen Größen

$$\begin{pmatrix} \hat{T}_b \\ \hat{q}_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{T}_a \\ \hat{q}_a \end{pmatrix} \quad (139)$$

Zur Bestimmung der Elemente der Matrix wird die periodische Eindringtiefe benötigt.

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda \cdot t_p}{\pi \cdot \rho \cdot c}} \quad \xi = \frac{d}{\delta} \quad (140)$$

Die Elemente der Matrix ergeben sich durch folgende Gleichungen:

$$Z_{11} = Z_{22} = \cosh(\xi) \cdot \cos(\xi) + j \cdot \sinh(\xi) \cdot \sin(\xi) \quad (141)$$

$$Z_{12} = -\frac{\delta}{2\lambda} (\sinh(\xi) \cdot \cos(\xi) + \cosh(\xi) \cdot \sin(\xi) + j \cdot [\cosh(\xi) \cdot \sin(\xi) - \sinh(\xi) \cdot \cos(\xi)]) \quad (142)$$

$$Z_{21} = -\frac{\lambda}{\delta} (\sinh(\xi) \cdot \cos(\xi) - \cosh(\xi) \cdot \sin(\xi) + j \cdot [\sinh(\xi) \cdot \cos(\xi) + \cosh(\xi) \cdot \sin(\xi)]) \quad (143)$$

Für einen Schichtenaufbau ergibt sich die Gesamtmatrize durch Multiplikation der Schichtmatrizen. Da der Wärmeübergang von der Raumluft an den Bauteil eine Schichte darstellt, die keine Wärmekapazität besitzt, wird für die Übergangsmatrizen folgender Grenzwert benützt.

$$\begin{pmatrix} \hat{T}_b \\ \hat{q}_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & -R_t \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{T}_a \\ \hat{q}_a \end{pmatrix} \quad (144)$$

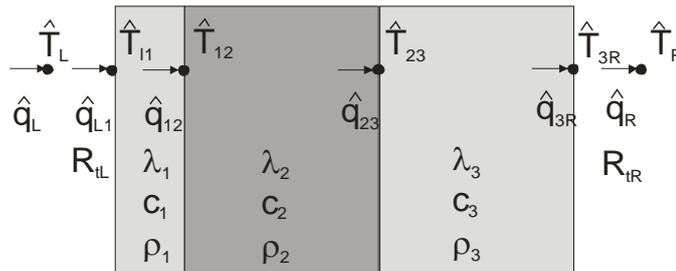


Abbildung 86: Thermisches Modell mit n Schichten

Um mit den obigen Formeln die flächenbezogene wirksame Wärmekapazität eines Bauteils ermitteln zu können, muss die Randbedingung auf der raumabgewandten Oberfläche festgelegt werden. Für den Fall der Berechnung der wirksamen Wärmekapazität zur Bestimmung des Heizwärme- und Kühlbedarfs wird festgelegt, dass an beiden Oberflächen dieselbe Temperaturamplitude existiert. Dies bedeutet,  $T_L = T_R$  und die Wärmekapazität kann mit folgender Formel ermittelt werden. Die Übergangswiderstände werden in diesem Fall mitgerechnet.

$$\chi = \frac{t_p}{2\pi} \left| \frac{Z_{11} - 1}{Z_{12}} \right| \quad Z = Z_R \cdot Z_1 \cdot \dots \cdot Z_2 \cdot Z_1 \cdot Z_L \quad (145)$$

### 7.2.2.3 Analogie zwischen thermischen und hygrischen Modell

Wenn in einem Raum die Temperatur ansteigt, wird von allen Bauteilen Wärme aufgenommen. Analog wird von den Oberflächen Feuchte aufgenommen, wenn der Wasserdampfpartialdruck im Raum größer als der in der Oberfläche ist. Für den Fall, dass die Temperatur der Raumluft und der Oberfläche ähnlich ist, kann in guter Näherung für die Beschreibung der Feuchtetransport- und Speichervorgänge nicht nur der Gradient des Wasserdampfpartialdruckes sondern auch der Gradient der absoluten Luftfeuchte verwendet werden. Dadurch ergibt sich eine Analogie für die Berechnung der thermischen sowie der hygrischen Kapazität der Bauteile.

Die flächenbezogene wirksame Feuchtekapazität ist der Koeffizient, der die Amplitude der Feuchteschwingung mit der Amplitude des Feuchtestroms verknüpft. Die Definition der Kapazität ergibt sich analog zur thermischen Kapazität aus den folgenden Gleichungen:

$$M = \chi_m \cdot 2 \cdot \hat{c} = \int_0^{t_p} \max(m(t), 0) \cdot dt \quad (146)$$

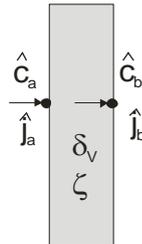


Abbildung 87: Modell einer Schicht mit den Amplituden der thermischen/hygrischen Größen

$$\begin{pmatrix} \hat{c}_b \\ \hat{j}_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} W_{11} & W_{12} \\ W_{21} & W_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{c}_a \\ \hat{j}_a \end{pmatrix} \quad (147)$$

Zur Bestimmung der Elemente der Matrix wird die periodische Eindringtiefe benötigt.

$$\delta_m = \sqrt{\frac{\delta_v \cdot t_p}{\pi \cdot \zeta}} \quad \xi_m = \frac{d}{\delta_m} \quad (148)$$

Damit ergibt sich für einen Schichtenaufbau zusammen mit den beiden Übergängen folgende Darstellung:

$$\begin{pmatrix} \hat{T}_R \\ \hat{q}_R \end{pmatrix} = Z_R \cdot Z_3 \cdot Z_2 \cdot Z_1 \cdot Z_L \cdot \begin{pmatrix} \hat{T}_L \\ \hat{q}_L \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{T}_L \\ \hat{q}_L \end{pmatrix} \quad (149)$$

$$W_{11} = W_{22} = \cosh(\xi_m) \cdot \cos(\xi_m) + j \cdot \sinh(\xi_m) \cdot \sin(\xi_m) \quad (150)$$

$$W_{12} = -\frac{\delta_m}{2\delta_v} (\sinh(\xi_m) \cdot \cos(\xi_m) + \cosh(\xi_m) \cdot \sin(\xi_m) + j \cdot [\cosh(\xi_m) \cdot \sin(\xi_m) - \sinh(\xi_m) \cdot \cos(\xi_m)]) \quad (151)$$

$$W_{21} = -\frac{\delta_v}{\delta_m} (\sinh(\xi_m) \cdot \cos(\xi_m) - \cosh(\xi_m) \cdot \sin(\xi_m) + j \cdot [\sinh(\xi_m) \cdot \cos(\xi_m) + \cosh(\xi_m) \cdot \sin(\xi_m)]) \quad (152)$$

$$\begin{pmatrix} \hat{c}_b \\ \hat{j}_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & -R_m \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{c}_a \\ \hat{j}_a \end{pmatrix} \quad R_m = \frac{s_d}{\delta_0} \quad (153)$$

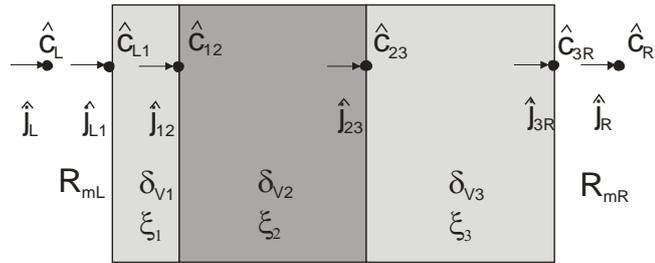


Abbildung 88: Hygrisches Modell mit n Schichten

$$\begin{pmatrix} \hat{C}_R \\ \hat{J}_R \end{pmatrix} = W_R \cdot W_3 \cdot W_2 \cdot W_1 \cdot W_L \cdot \begin{pmatrix} \hat{C}_L \\ \hat{J}_L \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} W_{11} & W_{12} \\ W_{21} & W_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{C}_L \\ \hat{J}_L \end{pmatrix} \quad (154)$$

$$\chi_m = \frac{t_P}{2\pi} \left| \frac{W_{11} - 1}{W_{12}} \right| \quad W = W_R \cdot W_i \cdot \dots \cdot W_2 \cdot W_1 \cdot W_L \quad (155)$$

### 7.2.3 Modell für aktivierte / nicht-aktivierte Bauteile

Der zeitabhängige Wärmetransport durch ein Bauteil, sowie die Speichervorgänge können durch verschiedene Modelle abgebildet werden. Eine Möglichkeit zur Berechnung des thermischen Verhaltens von Bauteilen stellt das Widerstand-Kapazitäten-Modell dar. Es handelt sich dabei um ein explizites Berechnungsverfahren zur Abbildung der zeitabhängigen Wärmeleitung innerhalb eines Bauteils. Das beschriebene Bauteilemodell ist sowohl für aktivierte, als auch für nicht aktivierte Bauteile anwendbar. Im Folgenden wird das Widerstand-Kapazitäten-Modell zur Berechnung der instationären Wärmeleitung durch feste Körper hergeleitet. In Abbildung 89 sind die auftretenden Wärmeströme und die Kapazitäten für die Herleitung des Modells dargestellt.

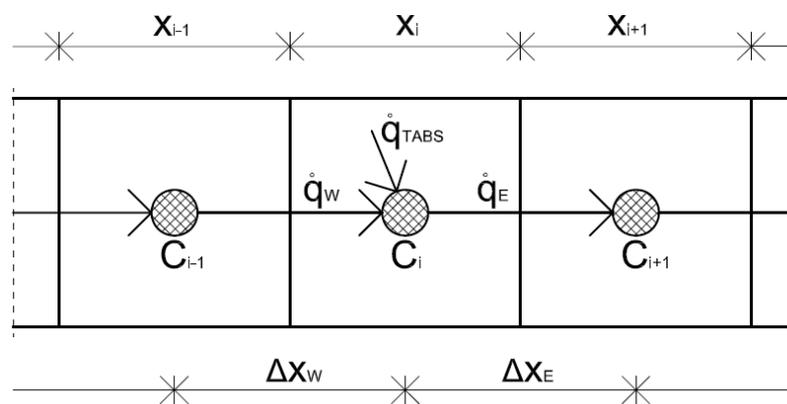


Abbildung 89: Bezeichnung der physikalischen Größen für die Herleitung des Bauteilmodells

Wird die eindimensionale Wärmebilanz für das in Abbildung 89 dargestellte Element  $i$  eines Bauteils aufgestellt, zeigt sich, dass die Änderung der inneren Energie  $U$  mit der Zeit von der Bilanz der Wärmestromdichten abhängt. Die über die Bauteilaktivierung zugeführte Leistung wird über einen Quellterm berücksichtigt.

$$\frac{dU_i}{dt} = \dot{q}_w - \dot{q}_e + \dot{q}_{TABS} \quad (156)$$

$\frac{\partial U_i}{dt}$	J	Änderung der inneren Energie des Elements $i$
$dt$	s	Änderung der Zeit
$\dot{q}_w$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte zwischen den Elementen $i-1$ und $i$
$\dot{q}_e$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte zwischen den Elementen $i$ und $i+1$
$\dot{q}_{TABS}$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte durch Aktivierung des Bauteils

Bei reiner Wärmeleitung zwischen den benachbarten Elementen werden die Wärmeströme zufolge der Temperaturdifferenz zwischen den Elementen über das Fourier'sche Gesetz der Wärmeleitung beschrieben. Bei konstanten Materialparametern ergibt sich folgende Differenzialgleichung:

$$\rho_i \cdot c_i \cdot x_i \cdot \frac{d\vartheta_i}{dt} = -\lambda_w \cdot \frac{d\vartheta_w}{dx_w} + \lambda_E \cdot \frac{d\vartheta_E}{dx_E} + \dot{q}_{TABS} \quad (157)$$

bzw.

$$C_i \cdot \frac{d\vartheta_i}{dt} = -\lambda_w \cdot \frac{d\vartheta_w}{dx_w} + \lambda_E \cdot \frac{d\vartheta_E}{dx_E} + \dot{q}_{TABS} \quad \text{mit} \quad C_i = \rho_i \cdot c_i \cdot x_i \quad (158)$$

$\rho_i$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Elements $i$
$c_i$	J/kgK	spezifische Speicherkapazität des Elements $i$
$x_i$	m	Schichtdicke des Elements $i$
$C_i$	J/m <sup>2</sup> K	Kapazität des Elements $i$
$\vartheta_i$	°C	Temperatur des Elements $i$
$d\vartheta_i$	K	Änderung der Temperatur des Elements $i$
$\frac{d\vartheta_w}{dx_w}$	K/m	Temperaturgradient zwischen den Elementen $i-1$ und $i$
$\frac{d\vartheta_E}{dx_E}$	K/m	Temperaturgradient zwischen den Elementen $i$ und $i+1$
$\lambda_w$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit zwischen den Elementen $i-1$ und $i$
$\lambda_E$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit zwischen den Elementen $i$ und $i+1$

Für die Umsetzung der oben angeführten Differenzialgleichung zur Beschreibung der Wärmeleitung in Bauteilen in einer Software muss das Berechnungsgebiet zeitlich und örtlich diskretisiert werden.

$$C_i \cdot \frac{\Delta\vartheta_i}{\Delta t} = -\lambda_w \cdot \frac{\Delta\vartheta_w}{\Delta x_w} + \lambda_E \cdot \frac{\Delta\vartheta_E}{\Delta x_E} + \dot{q}_{TABS} \quad (159)$$

Durch Einführung der Widerstände  $R_w$  und  $R_E$  ergibt sich folgende Gleichung:

$$C_i \cdot \frac{\Delta \vartheta_i}{\Delta t} = -\frac{\Delta \vartheta_W}{R_W} + \frac{\Delta \vartheta_E}{R_E} + \dot{q}_{TABS} \quad \text{mit} \quad R_W = \frac{\Delta x_W}{\lambda_W} \quad \text{bzw.} \quad R_E = \frac{\Delta x_E}{\lambda_E} \quad (160)$$

bzw.

$$C_i \cdot \frac{\vartheta_{i,t} - \vartheta_{i,t-1}}{\Delta t} = -\frac{\vartheta_{i,t-1} - \vartheta_{i-1,t-1}}{R_W} - \frac{\vartheta_{i+1,t-1} - \vartheta_{i,t-1}}{R_E} + \dot{q}_{TABS} \quad (161)$$

$\vartheta_{i,t}$	°C	Temperatur des Elements $i$ zum Zeitpunkt $t$
$\vartheta_{i,t-1}$	°C	Temperatur des Elements $i$ zum Zeitpunkt $t-1$
$\vartheta_{i-1,t}$	°C	Temperatur des Elements $i-1$ zum Zeitpunkt $t$
$\vartheta_{i-1,t-1}$	°C	Temperatur des Elements $i-1$ zum Zeitpunkt $t-1$
$\vartheta_{i+1,t-1}$	°C	Temperatur des Elements $i+1$ zum Zeitpunkt $t-1$
$R_W$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand zwischen den Elementen $i-1$ und $i$
$R_E$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand zwischen den Elementen $i$ und $i+1$
$\Delta x_W$	m	Abstand zwischen den Mittelpunkten der Elemente $i-1$ und $i$
$\Delta x_E$	m	Abstand zwischen den Mittelpunkten der Elemente $i$ und $i+1$

Das Auflösen der Gleichung nach der gesuchten Temperatur  $\vartheta_{i,t}$  des Elements  $i$  führt zu folgender Darstellung:

$$\vartheta_{i,t} = \left[ \frac{\vartheta_{i,t-1} - \vartheta_{i,t}}{R_W} - \frac{\vartheta_{i,t} - \vartheta_{i-1,t}}{R_E} + \dot{q}_{TABS} \right] \cdot \frac{\Delta t}{C_i} + \vartheta_{i,t-1} \quad (162)$$

Es ist zu beachten, dass sich die Widerstände  $R_W$  und  $R_E$  aus den halben Widerständen des Elements  $i$  und des Elements  $i-1$  bzw. des Elements  $i+1$  zusammensetzen. Die beiden anzusetzenden Widerstände können nach folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$R_W = 0,5 \cdot R_{i-1} + 0,5 \cdot R_i \quad \text{bzw.} \quad R_W = \frac{x_{i-1}}{2 \cdot \lambda_{i-1}} + \frac{x_i}{2 \cdot \lambda_i} \quad (163)$$

und

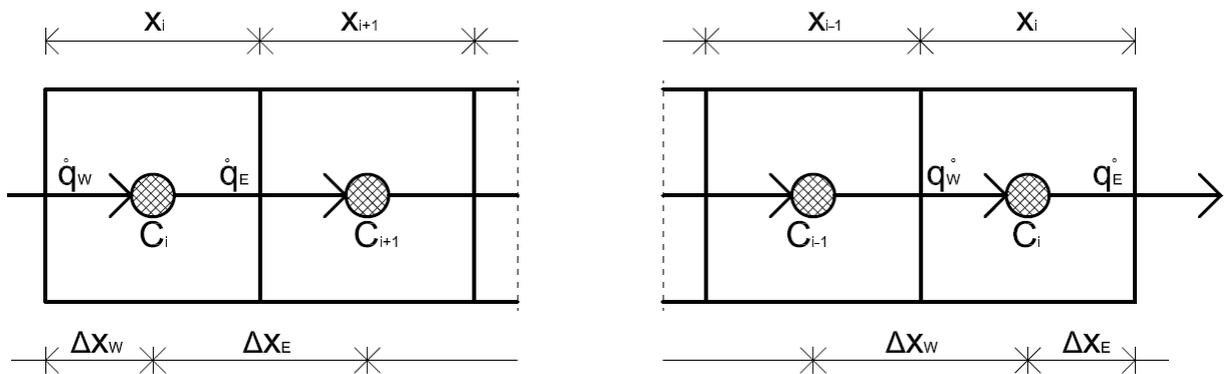
$$R_W = 0,5 \cdot R_i + 0,5 \cdot R_{i+1} \quad \text{bzw.} \quad R_W = \frac{x_i}{2 \cdot \lambda_i} + \frac{x_{i+1}}{2 \cdot \lambda_{i+1}} \quad (164)$$

$R_{i-1}$        $\text{m}^2\text{K/W}$       Widerstand des Elements  $i-1$

$R_i$        $\text{m}^2\text{K/W}$       Widerstand des Elements  $i$

$R_{i+1}$        $\text{m}^2\text{K/W}$       Widerstand des Elements  $i+1$

Für die Elemente 2 bis  $n-1$  können die entsprechenden Kapazitäten und Widerstände im Rahmen der Diskretisierung des Berechnungsgebiets (wie oben beschrieben) berechnet werden. Die Ermittlung der Widerstände für die Randelemente erfolgt davon abweichend. Während Abbildung 89 ein beliebiges Element innerhalb eines Bauteils darstellt, zeigt Abbildung 90 die Randelemente eines Bauteils.



**Abbildung 90: Bezeichnung der physikalischen Größen für die Herleitung des Bauteilmodells in den Randbereichen**

Es ist zu beachten, dass sich die Widerstände im Randbereich aus einem Anteil zufolge des Wärmeübergangs und einem Anteil zufolge Wärmeleitung durch die Hälfte des ersten Elements zusammensetzen. Die Widerstände im Randbereich können daher wie folgt berechnet werden:

$$R_W = R_{se} + 0,5 \cdot R_i \quad \text{bzw.} \quad R_W = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{x_i}{2 \cdot \lambda_i} \quad (165)$$

und

$$R_E = 0,5 \cdot R_i + R_{si} \quad \text{bzw.} \quad R_E = \frac{x_i}{2 \cdot \lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i} \quad (166)$$

$R_{se}$	m <sup>2</sup> K/W	äußerer Übergangswiderstand
$R_{si}$	m <sup>2</sup> K/W	äußerer Übergangswiderstand

Das Verhältnis aus der Temperaturdifferenz zwischen dem ersten Element des Bauteils und der Oberfläche und der Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und der Außentemperatur entspricht dem Verhältnis des Widerstands zufolge Wärmeleitung durch die Hälfte des ersten Elements und dem Übergangswiderstand an der Oberfläche.

$$\frac{T_1 - T_{e,surf}}{T_{e,surf} - T_e} = \frac{R_1}{R_{se}} \quad \text{bzw.} \quad \frac{T_n - T_{i,surf}}{T_{i,surf} - T_n} = \frac{R_n}{R_{si}} \quad (167)$$

$T_1$	°C	Temperatur des ersten Elements
$T_{e,surf}$	°C	äußere Oberflächentemperatur
$T_{i,surf}$	°C	innere Oberflächentemperatur
$T_n$	°C	Temperatur des Elements $n$
$R_1$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand des ersten Elements
$R_n$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand des Elements $n$

Durch Umformen der Gleichung lässt sich die Oberflächentemperatur an der Innen- und der Außenseite des Bauteils berechnen.

$$T_{e,surf} = \frac{T_1 \cdot R_{se} + T_e \cdot R_1}{R_1 + R_{se}} \quad \text{bzw.} \quad T_{i,surf} = \frac{T_n \cdot R_{si} + T_i \cdot R_n}{R_n + R_{si}} \quad (168)$$

Über die Oberflächentemperatur lässt sich in weiterer Folge der konvektive Wärmeaustausch zwischen den Bauteilen und der Raumluft berechnen:

$$\phi_{Bt,c} = \alpha_{i,c} \cdot A_{Bt} \cdot (g_{i,surf} - g_{i,air}) \quad (169)$$

$\phi_{Bt,c}$	W	Wärmestrom zufolge Konvektion an opaken Bauteiloberflächen
$A_{Bt}$	m <sup>2</sup>	Fläche des Bauteils

## Vergleich verschiedener Berechnungsmethoden mit Messungen

Die Differentialgleichungen (DGL) in dem oben beschriebenen Widerstand-Kapazitäten-Modell können mithilfe eines Lösungsverfahrens für gewöhnliche Differentialgleichungen gelöst werden. Verschiedene Softwareprodukte bieten dazu geeignete Solver an. In Matlab können gewöhnliche Differentialgleichungen mit sog. ODE-Solvern (Ordinary Differential Equation) gelöst werden. Eine sehr übersichtliche Möglichkeit zur Lösung von gewöhnlichen Differentialgleichungen bietet das Euler Verfahren zur Lösung von Differenzialgleichungen. In Abbildung 91 sind Vergleiche zwischen einem impliziten Bauteilmodell und dem expliziten Widerstand-Kapazitäten-Modell gelöst mit dem ODE23t-Solver in Matlab und alternativer Lösung mit dem Euler-Verfahren dargestellt. In den beiden unteren Diagrammen ist zusätzlich der gemessene Temperaturverlauf einer nördlich orientierten Wand des Simulationsraums in Salzburg dargestellt. Die gemessene Außenlufttemperatur und die gemessene Innenlufttemperatur stellen die Temperaturreandbedingungen für die Berechnung dar. Langwellige Abstrahlung und kurzwellige solare Einstrahlung werden nicht berücksichtigt. Berechnet wird ein Bauteilaufbau mit einer 20 cm starken EPS-Schicht und einer 18 cm starken Betonwand, welcher bei dem Simulationsraum in Salzburg eingesetzt wird. Die örtliche Diskretisierung wird bei allen verglichenen Modellen gleich gewählt. Die ausgewerteten Messpunkte befinden sich in der Mitte der EPS-Schicht und in der Mitte der Beton-Schicht.

### Materialkennwerte Beton:

Dichte in kg/m <sup>3</sup> :	2000
spez. Speicherkap. in J/kgK:	1000
Wärmeleitfähigkeit in W/mK:	2,40

### Materialkennwerte EPS:

Dichte in kg/m <sup>3</sup> :	30
spez. Speicherkap. in J/kgK:	1450
Wärmeleitfähigkeit in W/mK:	0,04

Die in Abbildung 91 dargestellten Temperaturverläufe in dem betrachteten Bauteil werden bei einer gewählten Zeitschrittweite von 100 s ermittelt. Es zeigt sich, dass bei dieser kleinen Zeitschrittweite die Unterschiede zwischen den einzelnen Lösungsverfahren sehr gering sind. Das explizite Verfahren mit Lösung der Differentialgleichungen nach dem Euler-Verfahren zeigt beinahe idente Ergebnisse wie das implizite Verfahren und die Lösung der DGL mit dem Solver von Matlab. Unter den berücksichtigten Randbedingungen kann ab einer Zeitschrittweite von ca. 120 s mit dem Euler-Verfahren keine stabile Lösung der DGL gefunden

werden. Im Gegensatz dazu erlaubt das explizite Verfahren bei Lösung der DGL mit einem ODE Solver auch größere Zeitschrittweiten. Mit dem impliziten Bauteilmodell kann der Zeitschritt noch wesentlich weiter erhöht werden. Da für die Anlagensimulation über den gesamten Simulationszeitraum sehr kleine Zeitschritte gewählt werden müssen, können grundsätzlich alle vorgestellten Lösungsverfahren eingesetzt werden. Hinsichtlich der Berechnungsgeschwindigkeit erweist sich das Euler-Verfahren jedoch bei kleinen Zeitschrittweiten aufgrund des geringen Rechenaufwands als vorteilhaft. Es wird nicht darauf eingegangen, ob sich ein veränderlicher Zeitschritt für die Lösung der Differentialgleichungen positiv auf die Rechenzeit auswirkt. In dem erarbeiteten Simulationsmodell wird aufgrund der einfachen Umsetzbarkeit und der geringen Rechenzeit bei kleinen Zeitschritten das explizite Lösungsverfahren nach Euler angewandt.

Neben dem Vergleich zwischen den einzelnen Lösungsverfahren zeigen die beiden unteren Diagramme in Abbildung 91 einen Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Messungen an der nördlichen Wand (ohne Aktivierung) des Simulationsraums. Der Messpunkt in der Dämmebene zeigt trotz des großen Temperaturgradienten in dieser Schicht des Bauteils eine sehr gute Übereinstimmung mit der Simulation. Die Berechnung und die Messung stimmen im Bereich der innenliegenden Betonschicht hingegen nur bedingt überein. Zwar zeigt der berechnete Temperaturverlauf ein sehr ähnliches dynamisches Verhalten wie die Messung, der absolute Wert der Temperatur im Bauteil liegt bei den Simulationsergebnissen jedoch um ca. 1,3 K höher als die Messergebnisse.

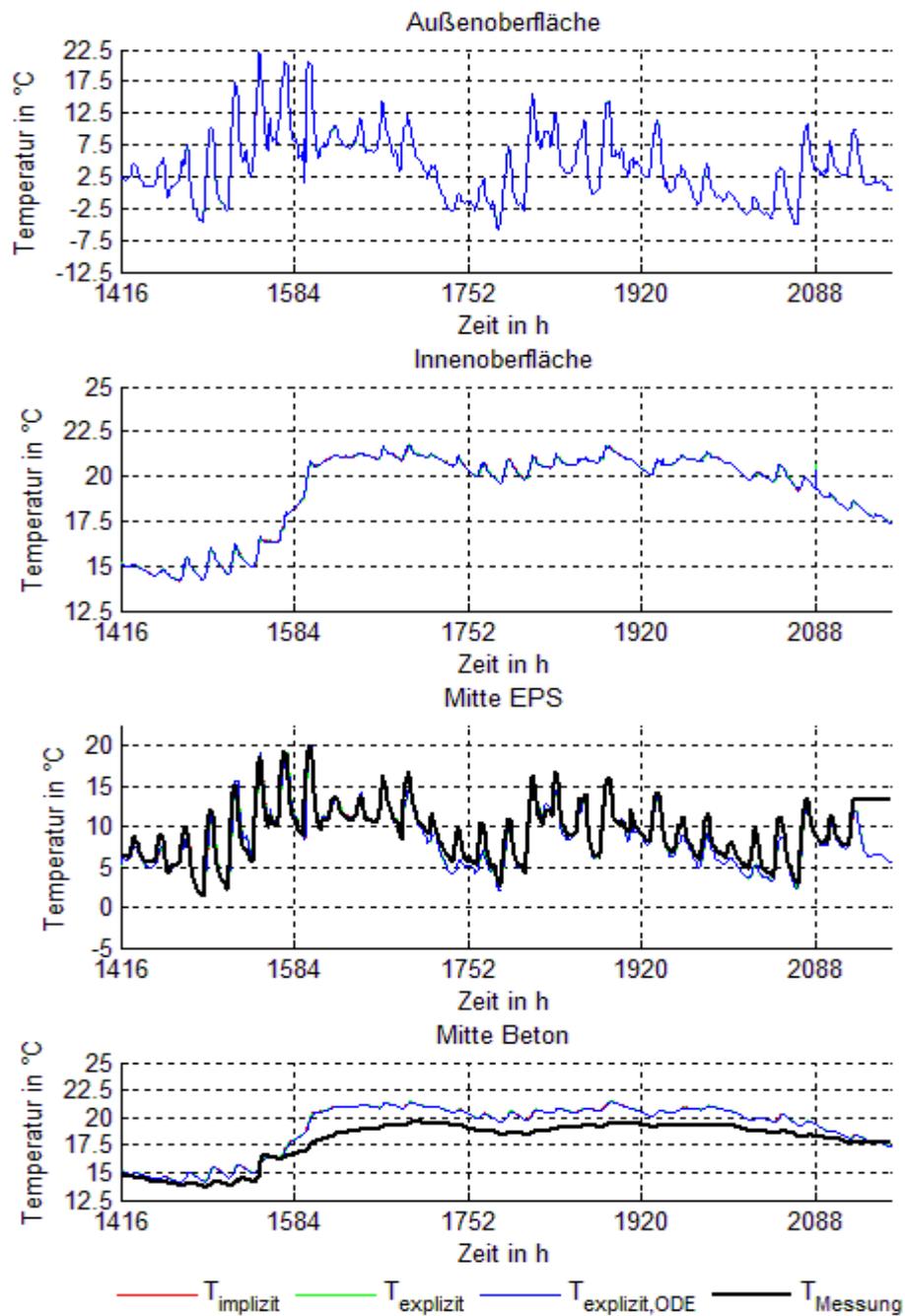


Abbildung 91: Vergleich verschiedener Lösungsverfahren für Bauteilmodelle mit den an einer Nordwand durchgeführten Messungen – bei einer gewählten Zeitschrittweite von 100 s (Zeitraum: 1.Februar bis 31.März)

## Umsetzung des Bauteilmodells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [C R layerBt ABrutto TABSMode TABSLayer BtMode AlphaAbs
nFen]=RC_Modell1(Bt)

%% % Einlesen der Materialkennwerte

% Einlesen - Bauteil 1

if Bt==1
    a=5;
    b=5;
    cp(1:a,1)=1450;
    rho(1:a,1)=30;
    lambda(1:a,1)=0.04;
    dx(1:a,1)=0.3/a;
    cp(a+1:b+a,1)=1500;
    rho(a+1:b+a,1)=2000;
    lambda(a+1:b+a,1)=2.0;
    dx(a+1:b+a,1)=0.18/b;
    BtMode=12;
    ABrutto=23.4;
    AlphaAbs=0;
    nFen=0;
% Anzahl der Fenster in diesem Bauteil - Muss mit den Fenster_Modell1
übereinstimmen

    TABSLayer=8;
    TABSMode=1;
% Wenn TABSMode=0 dann keine TABS in diesem Bauteil vorhanden, wenn
TABSMode=1 dann TABS vorhanden
end

%% % Ermittlung der Anzahl der Schichten

xx=size(lambda);
layerBt=xx(1,1);

%% % Berechnung von R und C

Rx(1,1)=dx(1,1)/(2*lambda(1,1));
for i=2:layerBt
    Rx(i,1)=dx(i,1)/(2*lambda(i,1));
end
Rx(layerBt+1,1)=dx(1,1)/(2*lambda(layerBt,1));

R(1,1)=Rx(1,1);
for j=1:layerBt
    R(j+1,1)= Rx(j,1) + Rx(j+1,1);
end
R(layerBt+1,1)=Rx(layerBt,1);

for k=1:layerBt
    C(k,1)=cp(k,1)*rho(k,1)*dx(k,1);
end
```

```
%% % Ausgabe
```

### Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```
function [T TL TR
qBt ]=RC_Modell2(dt,T,TAir,Trad,Te,C,R,xBt,PTABS,TABSLayer,TL,TR,BtMode,Psol
,AlphaAbs,ANetto)

%% % Definition von Variablen
if PTABS>0
    ari=5.5;
% Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung
    if BtMode==13 | BtMode==23 | BtMode==33
        aciSTABIL=0.7;
% Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion bei stabiler Schichtung
    else
        aciSTABIL=0.5;
    end
    aciINSTABIL=8.92*(abs(TR-TAir))^0.1;
% Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion bei instabiler Schichtung
    aciWAND=2.5;
% Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion an vertikalen Flächen
    aeAUSSEN=25;
% Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung und Konvektion an der Außenseite
    aeERDE=1000000;
% Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung und Konvektion an der
erdberührten Außenseite
else
    ari=5;
% Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung
    aciSTABIL=10;
% Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion bei stabiler Schichtung
    aciINSTABIL=5;
% Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion bei instabiler Schichtung
    aciWAND=2.5;
% Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion an vertikalen Flächen
    aeAUSSEN=25;
% Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung und Konvektion an der Außenseite
    aeERDE=1000000;
% Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung und Konvektion an der
erdberührten Außenseite
end

TERDE=10;
% Temperatur der angrenzenden Erdschicht
dTsky=-10;
% Temperatrdifferenz zwischen Strahlungstemperatur des Himmels und
Außenlufttemperatur

%% % Waermeuebergangskoeffizienten
%
11AussenluftWand_12AussenluftDecke_13AussenluftBoden__21ErdeWand_22ErdeDeck
e_23ErdeBoden__31RaumWand_32RaumDecke_33RaumBoden

if BtMode==12 | BtMode==22 | BtMode==32
%wenn Decke dann aci gleich
    if TAir>=TR
        aci=aciINSTABIL;
    else
        aci=aciSTABIL;
    end
end
```

```

elseif BtMode==13 | BtMode==23 | BtMode==33
%wenn Boden dann aci gleich
    if TAir>=TR
        aci=aciSTABIL;
    else
        aci=aciINSTABIL;
    end
else
%wenn Boden dann aci gleich
    aci=aciWAND;
end

ai=(aci*TAir+ari*Trad) / (TAir+Trad) *2;

if BtMode==21 | BtMode==22 | BtMode==23
    ae=aeERDE;
elseif BtMode==31 | BtMode==32 | BtMode==33
    ae=(aci*TAir+ari*Trad) / (TAir+Trad) *2;
else
    ae=aeAUSSEN;
end

%% % effektive Temperatur an der Aupenseite des Bauteils (nach Hagentoft,
Introduction to Building Physics, 2001,S.53f)

if BtMode==21 | BtMode==22 | BtMode==23
% wenn ersdberührt dann Teff gleich
    Teff=TERDE;
elseif BtMode==31|BtMode==32|BtMode==33
% wenn Innenwand dann Teff gleich
    Teff=Ti;
else
% wenn Außenwand dann Teff gleich
    Tsky=Te+dTsky;
    Teff=Te+1/ae*(Psol*AlphaAbs+0+(Tsky-Te)*5);
end

%% % Widerstaende R im Randbereich aufgrund der
Waermeuebergangskoeffizienten

R(1,1)=    R(1,1)    +    1/ae;
R(xBt+1,1)=    R(xBt+1,1)    +    1/ai    ;

%% % Ermittlung der Temperatur im Bauteil

xdot=zeros(xBt,1);
x=T;

Ti=(TAir*aci+Trad*ari)/(aci+ari);

xdot(1)=( (Teff -x(1))/R(1,1) - (x(1)-x(2))/R(2,1) )/C(1,1)    *dt+x(1);
for i=2:xBt-1
    xdot(i)=( (x(i-1)-x(i))/R(i,1) - (x(i)-x(i+1))/R(i+1,1) )/C(i,1)
*dt+x(i);
    if i==TABSlayer
        xdot(i)=(( (x(i-1)-x(i))/R(i,1) - (x(i)-x(i+1))/R(i+1,1))
+PTABS)/C(i,1)    *dt+x(i);
    end
end
end

```

```
xdot(xBt)=( (x(xBt-1)-x(xBt))/R(xBt,1) - (x(xBt)-Ti)/R(xBt+1,1) )/C(xBt,1)
*dt+x(xBt);
```

```
T=xdot;
```

```
%% Ausgabe
```

```
R1=R(1,1) - 1/ae;
```

```
TL=(T(1,1)*1/ae+R1*Teff) / (R1+1/ae);
```

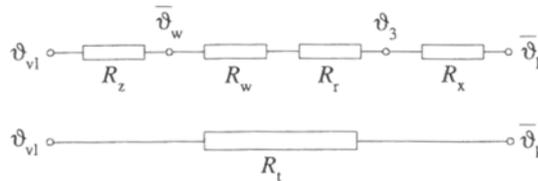
```
RxBt=R(xBt+1,1) - 1/ai;
```

```
TR=(T(xBt,1)*1/ai+RxBt*Ti) / (RxBt+1/ai);
```

```
qBt=ANetto*aci*(TR-TAir);
```



Wärmeübertragung vom Fluid an das rohrumgebende Bauteil und die nichtlineare Temperaturveränderung des Fluids bei der Bewegung durch die Rohrschleufe. Die Beeinflussung der Kerntemperatur durch die Vorlauftemperatur wird über eine Serienschaltung von thermischen Widerständen angenähert. Abbildung 93 zeigt die aus den Einzelwiderständen aufgebaute Serienschaltung des TABS-Modells.



**Abbildung 93: Darstellung der Serienschaltung von Widerständen im TABS-Modell, Quelle: [KOS00]**

In den folgenden Kapiteln wird die Berechnung der einzelnen Widerstände des TABS-Modells nach [KOS00] zusammengefasst und erläutert.

#### 7.2.4.1 Berücksichtigung der ungleichmäßigen Temperaturverteilung in der Rohrebene

In der Modellbildung wird idealisierend davon ausgegangen, dass die Temperatur in der Rohrebene (d.h. entlang der X-Achse in Abbildung 92) an jeder beliebigen Stelle gleich hoch ist. Die Berücksichtigung der Mittelung der Temperatur entlang der X-Achse wird im Zuge der Modellierung der thermoaktiven Bauteilsysteme über den thermischen Widerstand  $R_x$  beschrieben. Unter der Voraussetzung, dass die geometrischen Bedingungen  $d_1 / d_x \geq 0,3$  bzw.  $d_2 / d_x \geq 0,3$  und  $\delta / d_x \leq 0,2$  erfüllt sind, kann der Widerstand nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$R_x = \frac{d_x \cdot \ln\left(\frac{d_x}{\pi \cdot \delta}\right)}{2\pi\lambda_b} \quad (170)$$

$R_x$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand durch die Rohranordnung im Bauteil
$d_x$	m	Rohrabstand
$\delta$	m	Rohraußendurchmesser
$\lambda_b$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit des Bauteils in der Rohrebene

Können die geometrischen Voraussetzungen für die Gültigkeit dieser Gleichung nicht erfüllt werden, kann der Widerstand  $R_x$  über eine Finite-Elemente- oder Finite-Differenzen-Berechnung ermittelt werden.

Über den thermischen Widerstand  $R_x$  werden die Wärmetransportprozesse von dem das Rohr direkt umgebenden Material zur mittleren Temperatur in der Rohrebene, d.h. der Kerntemperatur, berücksichtigt. Der Widerstand ist vom Abstand zwischen den Rohrschlaufen, dem Rohraußendurchmesser und der Wärmeleitfähigkeit des Materials in der Rohrebene abhängig.

#### 7.2.4.2 Berücksichtigung der Wärmeübertragung vom Fluid an das umgebende Bauteil

Die Wärmeübertragung vom Fluid in den Rohrschlangen an das die Rohre umgebende Bauteil ist einerseits vom Wärmeübergang an der Grenzschicht zwischen Fluid und Rohrmaterial abhängig, andererseits ist die Wärmeleitung durch die Rohrwand bei der Berechnung zu berücksichtigen. Abbildung 94 zeigt einen beispielhaften Rohrabschnitt. Die Bezeichnung der einzelnen geometrischen Größen für die Berechnung ist in der Abbildung dargestellt.

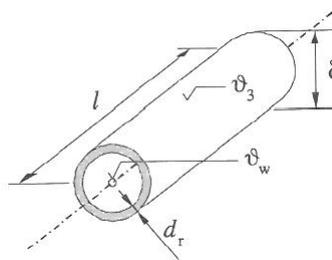


Abbildung 94: Rohrquerschnitt mit Bezeichnung der Eingangsgrößen in das TABS-Modell, Quelle: [KOS00]

Die resultierende Wärmestromdichte vom Fluid an das rohrumgebende Bauteil lässt sich unter Berücksichtigung der Registerfläche  $d_x \cdot l$  als Bezugsfläche durch folgende Gleichung berechnen:

$$\dot{q}_{w,r} = \left( \frac{d_x}{\alpha_w \cdot (\delta - 2d_r) \cdot \pi} + \frac{d_x \cdot \ln\left(\frac{\delta}{\delta - 2 \cdot d_r}\right)}{2\lambda_r \pi} \right)^{-1} \cdot (\vartheta_w - \vartheta_3) \quad (171)$$

$\dot{q}_{w,r}$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte vom Fluid zum umgebenden Material
$\alpha_w$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient zw. Fluid und Rohrwand

$d_r$	m	Wandstärke des Rohres
$\lambda_r$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit des Rohres
$\vartheta_w$	°C	Temperatur des Fluids im Rohr
$\vartheta_3$	°C	Temperatur des Bauteils in unmittelbarer Umgebung der Rohre

Der erste Term in der Klammer beschreibt den thermischen Widerstand als Folge des konvektiven Wärmeübergangs von Fluid zur Rohrwand. Mit dem zweiten Term wird die Wärmeleitung durch die Rohrwand berücksichtigt.

Der thermische Widerstand  $R_w$  zur Berücksichtigung des konvektiven Wärmeübergangs ergibt sich zu:

$$R_w = \frac{d_x}{\alpha_w \cdot (\delta - 2d_r) \cdot \pi} \quad (172)$$

$R_w$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand zur Berücksichtigung des Wärmeübergangs an der Grenzschicht zwischen Fluid und Rohrwand
-------	--------------------	--

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Fluid und der Rohrwand ist von der Fluidgeschwindigkeit im Rohr abhängig. Bei Berücksichtigung turbulenter Strömung ergibt sich  $\alpha_w$  für Fluidtemperaturen unter 100 °C und unter Annahme gerader Rohre nach [REC07] zu:

$$\alpha_w = 2040 \cdot (1 + 0,015 \cdot \vartheta_w) \cdot \left( \frac{w^{0,87}}{d_h} \right) \quad \text{bei} \quad \text{Re} = \frac{w \cdot d_h}{\nu_f} > 2320 \quad (173)$$

$w$	m/s	Geschwindigkeit des Fluids im Rohr
$d_h$	m	hydraulischer Durchmesser (bei Kreisquerschnitten: $d_h \square d_i$ )
$\nu_f$	m <sup>2</sup> /s	Viskosität des Fluids (Wasser mit 20 °C: $\nu = 1,003 \cdot 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s)
Re	-	Reynolds-Zahl

Im Fall laminarer Strömung im Rohr kann der Wärmeübergangskoeffizient nach [REC07] nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{d_h} \quad \text{bei} \quad Re = \frac{w \cdot d_h}{v_f} < 2320$$

mit

$$Nu = \left[ 49,028 + 4,173 \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l} \right]^{0,333} \quad \text{und mit} \quad Pr = \frac{v_f}{\lambda_f} \cdot \rho_f \cdot c_f \quad (174)$$

$Nu$	-	Nusselt-Zahl
$Pr$	-	Prandtl-Zahl
$\lambda_f$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit des Fluids
$l$	m	Länge der Rohrschlaufe
$\rho_f$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids
$c_f$	J/kgK	spezifische Speicherkapazität des Fluids

Der thermische Widerstand  $R_r$  zur Berücksichtigung der Wärmeleitung durch die zylindrische Rohrwand wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$R_r = \frac{d_x \cdot \ln\left(\frac{\delta}{\delta - 2 \cdot d_r}\right)}{2 \lambda_r \pi} \quad (175)$$

$R_r$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand zur Berücksichtigung der Wärmeleitung durch die Rohrwand
-------	--------------------	---

### 7.2.4.3 Berücksichtigung der nichtlinearen Temperaturverteilung entlang der Rohrachse

Die Temperatur des Fluids ändert sich entlang der Rohrschlaufe nicht linear von Vorlauf- zu Rücklauf-temperatur sondern exponentiell. Beim Eintritt des Fluids in die Rohrschlaufe ist die Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Raum groß, wodurch die Wärmeabgabe an den Raum ebenfalls groß ist. Die Temperatur des Fluids in der Rohrschleife fällt stärker ab als am Ende der Rohrschlaufe. Abbildung 95 zeigt den Verlauf der Fluidtemperatur entlang der Rohrachse für den Heizfall.

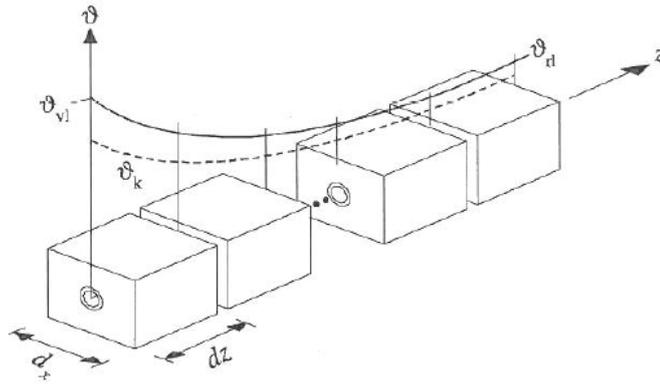


Abbildung 95: Verlauf der Fluidtemperatur und der Kerntemperatur entlang der Rohrachse, Quelle: [KOS00]

Der thermische Widerstand  $R_z$  zur Berücksichtigung der Temperaturänderung des Fluids entlang der Z-Achse kann nach [KOS00] nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$R_z = \frac{1}{\dot{m}_{sp} \cdot c_f \cdot \left[ 1 - \exp \left( - \frac{1}{\left( R_w + R_r + R_x + \frac{1}{U_1 + U_2} \right) \cdot \dot{m}_{sp} \cdot c_f} \right) \right]} \cdot \left( R_w + R_r + R_x + \frac{1}{U_1 + U_2} \right) \quad (176)$$

mit

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{\lambda_b}}$$

$R_z$	m <sup>2</sup> K/W	Widerstand zur Berücksichtigung der nichtlinearen Temperaturverteilung des Fluids entlang der Rohrachse
$\dot{m}_{sp}$	kg/m <sup>2</sup> s	Massenstrom in der Rohrschleife bezogen auf die Fläche des Rohrregisters $d_x \cdot l$
$U_i$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmedurchgangskoeffizient des Bauteils oberhalb bzw. unterhalb der Rohrebene (siehe Abbildung 92)

#### 7.2.4.4 Gesamter thermischer Widerstand zur Berücksichtigung von TABS

Die oben beschriebenen Widerstände zur Berücksichtigung der ungleichmäßigen Temperaturverteilung in der Rohrebene, der Wärmeübertragung vom Fluid zum umgebenden

Bauteilmaterial und zur Berücksichtigung der Temperaturverteilung entlang der Rohrachse können in Analogie zur Serienschaltung in der Elektrotechnik zu einem gemeinsamen Gesamtwiderstand für den Wärmeübergang von der Vorlauftemperatur des Fluids zur mittleren Kerntemperatur aufsummiert werden. Der Gesamtwiderstand zwischen der Temperatur des Fluids beim Eintritt in das Flächenregister und der mittleren Kerntemperatur wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$R_t = \frac{1}{\dot{m}_{sp} \cdot c \cdot \left[ 1 - \exp \left( - \frac{1}{\left( R_w + R_r + R_x + \frac{1}{U_1 + U_2} \right) \cdot \dot{m}_{sp} \cdot c} \right) \right]} - \frac{1}{U_1 + U_2} \quad (177)$$

$R_t$              $\text{m}^2\text{K/W}$             resultierender Gesamtwiderstand für die Berücksichtigung von  
TABS

#### 7.2.4.5 Berechnung der vom Fluid an den Bauteilkern abgegeben Leistung

Die über die Rohrschleife an den Bauteilkern abgegebene Wärmeleistung entspricht dem im Bauteilmodell anzusetzenden Quellterm. Die an den Kern abgegebene Wärmestromdichte wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$\dot{q}_t = \frac{1}{R_t} \cdot (\vartheta_{VL} - \vartheta_k) \quad (178)$$

$\dot{q}_t$              $\text{W/m}^2$             Wärmestrom vom Vorlauf zum Bauteilkern bezogen auf die  
Registerfläche

$\vartheta_{VL}$              $^{\circ}\text{C}$             Fluidtemperatur beim Eintritt in das Bauteil

$\vartheta_k$              $^{\circ}\text{C}$             Kerntemperatur im eindimensionalen Modell

#### 7.2.4.6 Berechnung der Rücklauftemperatur am Austritt aus dem Bauteil

Da die vom Vorlauf an den Bauteilkern abgegebene Leistung jener Leistung entsprechen muss, die sich an der Bauteilgrenze aus der Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf und dem Massenstrom durch die Rohrschleife ergibt, kann die Rücklauftemperatur aus der Energiebilanz berechnet werden.

$$\dot{q}_{TABS} = \dot{q}_t \quad (179)$$

bzw.

$$\dot{m}_{sp} \cdot c_f \cdot (\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}) = \frac{1}{R_t} \cdot (\vartheta_{VL} - \vartheta_k) \quad (180)$$

$\dot{q}_{TABS}$             W/m<sup>2</sup>            Wärmestrom an der Bauteilgrenze bezogen auf die Registerfläche

$\vartheta_{RL}$                 °C                Fluidtemperatur beim Austritt aus dem Bauteil

Durch Umformen ist bei bekannter Kerntemperatur aus dem Bauteilmodell, bekannter Vorlauftemperatur, bekanntem spezifischem Massenstrom durch die Rohrschleife und bekannter Vorlauftemperatur am Eintritt in das Bauteil die Rücklauftemperatur berechenbar.

$$\vartheta_{RL} = \vartheta_{VL} - \frac{\frac{1}{R_t} \cdot (\vartheta_{VL} - \vartheta_k)}{\dot{m}_{sp} \cdot c} \quad (181)$$

Da die Rücklauftemperatur im Heizfall nicht unter die Kerntemperatur absinken kann, lässt sich folgende mathematische Bedingung ableiten:

$$R_t \cdot \dot{m}_{sp} \cdot c = \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_k}{\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}} \quad \text{bzw. mit} \quad \vartheta_{RL} \geq \vartheta_k \quad R_t \cdot \dot{m}_{sp} \cdot c \geq 1 \quad (182)$$

Bei einem geringen spezifischen Massenstrom kann diese Bedingung nicht eingehalten werden. Ist dies der Fall muss das Bauteil entlang der Rohrachse in Teilstücke unterteilt werden. Da sich der spezifische Massenstrom durch die Teilung des Bauteils in mehrere Abschnitte nicht ändert, wird die Bedingung bei ausreichender Anzahl der Teilstücke eingehalten. Die Anzahl der benötigten Unterteilungen ist von der Höhe des minimalen Massenstroms und der Länge der gesamten Rohrschleife abhängig.

### Vergleich zwischen Simulation und Messung

Im Folgenden wird das Bauteilverhalten hinsichtlich der Temperatur im Bauteil, sowie hinsichtlich der sich einstellenden Rücklauftemperatur bei aktivierten Bauteilen untersucht.

Es soll überprüft werden, ob das Bauteilmodell sowie das TABS-Modell eine ausreichende Genauigkeit aufweisen, um in einem Gebäudesimulationsmodell zur Anwendung zu kommen.

Als Randbedingungen wurden für den Vergleich die Außen- und die Innentemperatur aus der Messung im Simulationsraum Salzburg herangezogen. Untersucht wird das Bauteilverhalten der Decke. Abdichtungsebenen, Spachtelung werden im Bauteilmodell nicht berücksichtigt. Das Bauteil wird mit einer zweischichtigen Konstruktion aus 30 cm EPS und 20 cm Stahlbeton abgebildet.

Materialkennwerte Beton:

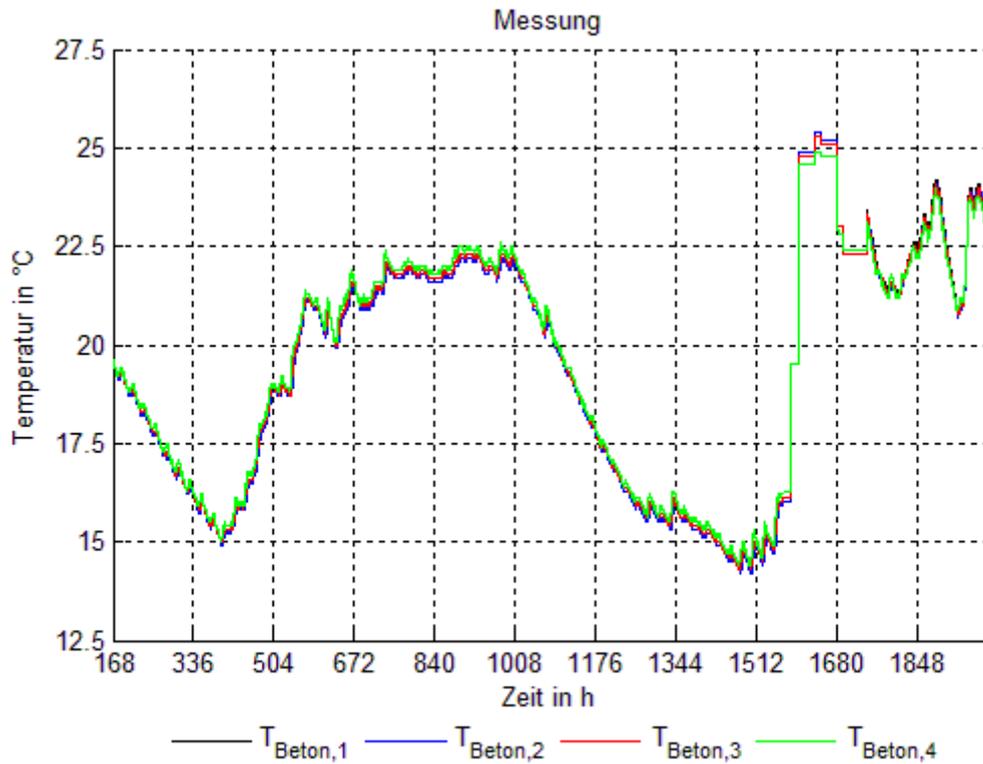
Dichte in kg/m <sup>3</sup> :	2000
spez. Speicherkap. in J/kgK:	1000
Wärmeleitfähigkeit in W/mK:	2,40

Materialkennwerte EPS:

Dichte in kg/m <sup>3</sup> :	30
spez. Speicherkap. in J/kgK:	1450
Wärmeleitfähigkeit in W/mK:	0,04

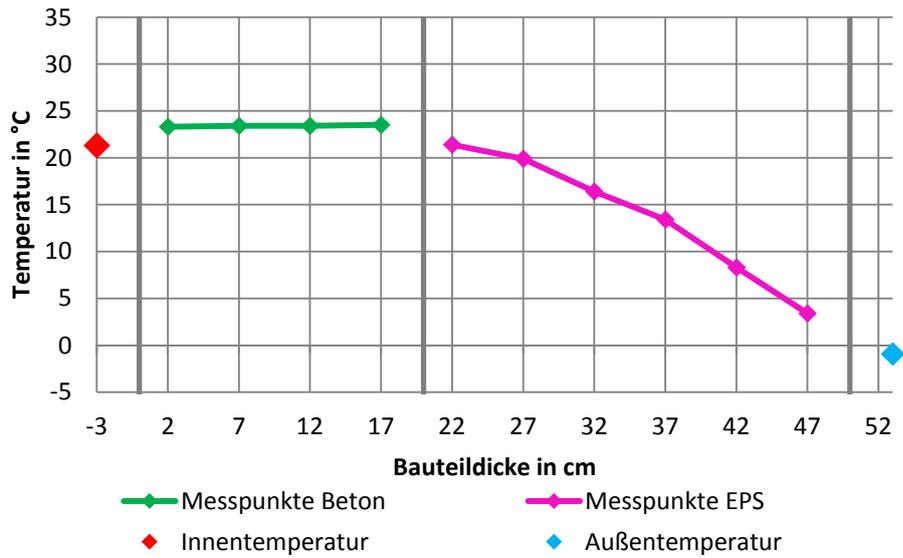
Der langwellige Strahlungsaustausch bzw. die kurzwellige Einstrahlung an der Außenseite des Bauteils werden bei dem Vergleich aufgrund der unbekanntenen Schneelage nicht berücksichtigt. Als Temperaturrandbedingung wurden die gemessene Temperatur im Raum, sowie die gemessene Außentemperatur angesetzt.

In Abbildung 96 ist ein Vergleich der gemessenen Temperaturen in verschiedenen Einbautiefen der Betondecke dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich die Temperaturen nur geringfügig voneinander unterscheiden. Eine ausgeprägte inhomogene Verteilung der Temperatur über den Bauteilquerschnitt kann nicht festgestellt werden. Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit des Betons stellt sich eine beinahe konstante Temperatur in allen Bauteiltiefen ein.

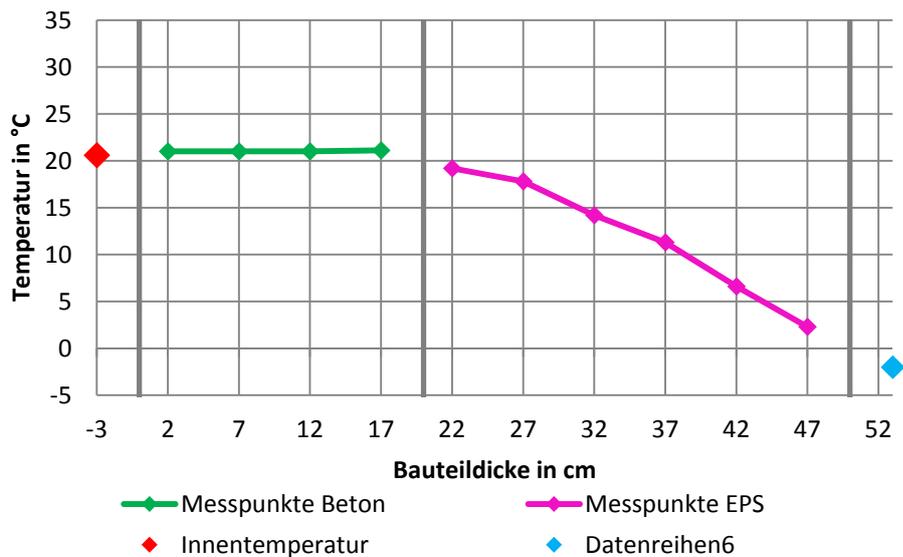


**Abbildung 96: An verschiedenen Positionen im Beton gemessener Temperaturverlauf (Simulationsraum Salzburg)**

Der Temperaturverlauf über den Bauteilquerschnitt kann für jeden Zeitpunkt der Messperiode ausgewertet werden. Beispielhaft ist dies in Abbildung 97 und Abbildung 98 dargestellt. Abbildung 97 zeigt dabei einen beladenen Zustand des Bauteils und Abbildung 98 zeigt einen entladenen Zustand des Bauteils. Auch bei dieser Art der Darstellung ist keine wesentliche Temperaturänderung innerhalb des Betons in Abhängigkeit der Bauteiltiefe erkennbar.

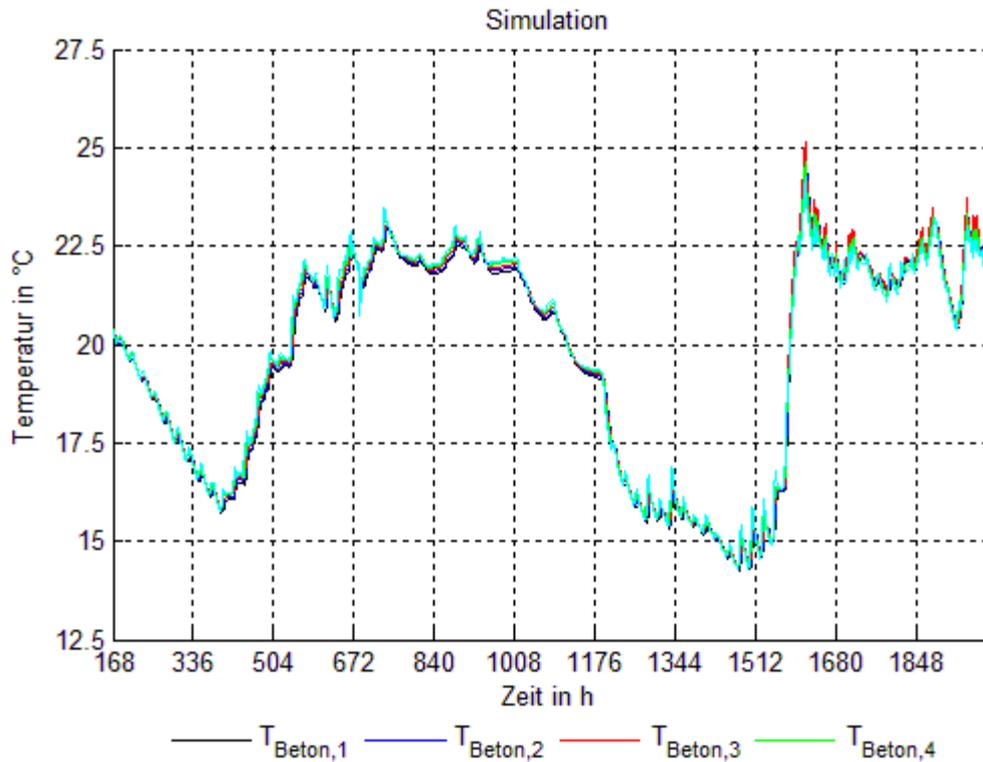


**Abbildung 97: beispielhaft gemessener Temperaturverlauf über den Bauteilquerschnitt im beladenen Zustand**



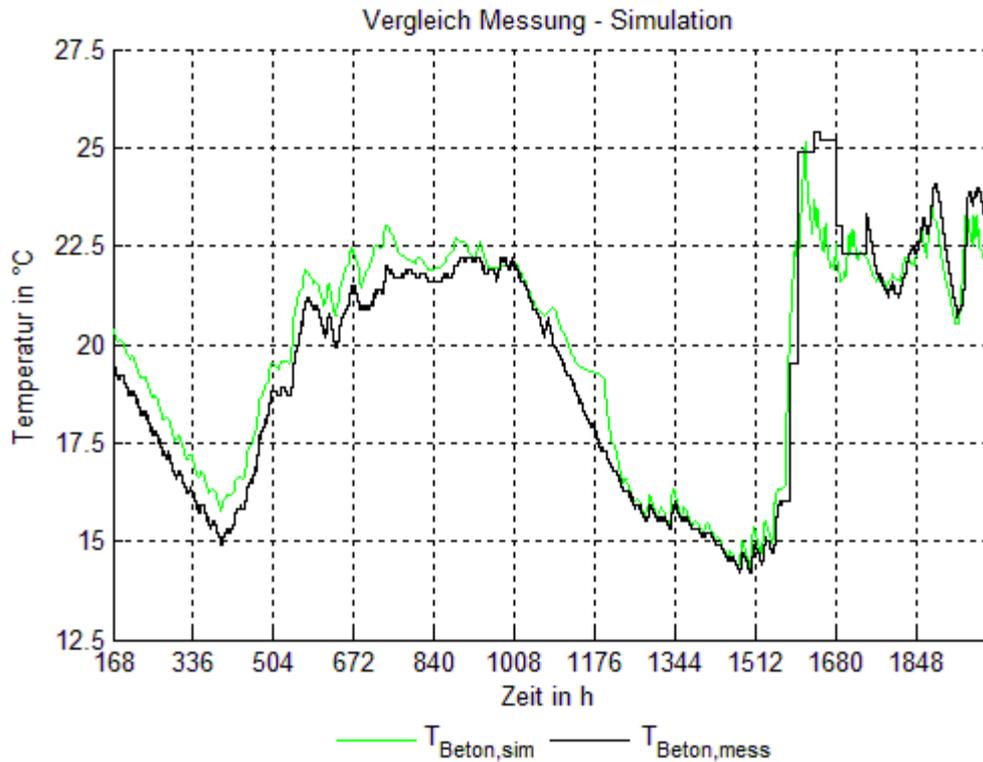
**Abbildung 98: beispielhaft gemessener Temperaturverlauf über den Bauteilquerschnitt im entladenen Zustand**

Abbildung 99 zeigt den Temperaturverlauf im Beton aus der Simulation mit dem Widerstand-Kapazitäten-Modell für verschiedene Bauteiltiefen. Die Simulation zeigt ein ähnliches Verhalten wie die Messung. Auch hier sind nur geringe Unterschiede zwischen den einzelnen ausgewerteten Schichttiefen erkennbar.



**Abbildung 99: An verschiedenen Positionen im Beton ausgewerteter Temperaturverlauf aus der Simulation**

In Abbildung 100 ist ein Vergleich des Temperaturverlaufs in der Mitte des Betons zwischen Simulation und Messung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Simulation im Vergleich zur Messung teilweise höhere Temperaturen ergibt. Die Simulation spiegelt das reale dynamische Verhalten des Bauteils bei verschiedenen Außen- und Innentemperaturen sowie bei Beladung und Entladung des Bauteils jedoch relativ genau wider.



**Abbildung 100: Vergleich der ermittelten Temperatur aus der Simulation mit den gemessenen Temperaturen in der Mitte der Betonschicht**

Ein wesentlicher Punkt bei der Berechnung von Anlagensystemen mit TABS liegt in der Berechnung der Rücklauftemperaturen aus dem Bauteil. Diese werden in der Simulation nach dem Modell von Koschenz und Lehmann [KOS00] berechnet. Abbildung 101 zeigt einen Vergleich der gemessenen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen mit dem Ergebnis der Simulation. Es ist zu beachten, dass in dem betrachteten Zeitraum eine für TABS sehr hohe Vorlauftemperatur gewählt wurde. Auch der Massenstrom durch das Rohrregister ist mit ca. 30 l/h außergewöhnlich gering. Daraus ergibt sich ein starker Temperatur Abfall entlang der Rohrachse. Die Decke wird in der Simulation aus dem Grund in sieben hintereinandergeschaltete Teilstücke unterteilt. Die Auswertung der Rücklauftemperatur erfolgt an dem letzten Teilstück. Die Rücklauftemperatur aus der Simulation liegt teilweise etwas über der gemessenen Temperatur. Sowohl der dynamische Verlauf, als auch die absolute Höhe der Rücklauftemperatur bilden die Messergebnisse allerdings in guter Näherung ab.

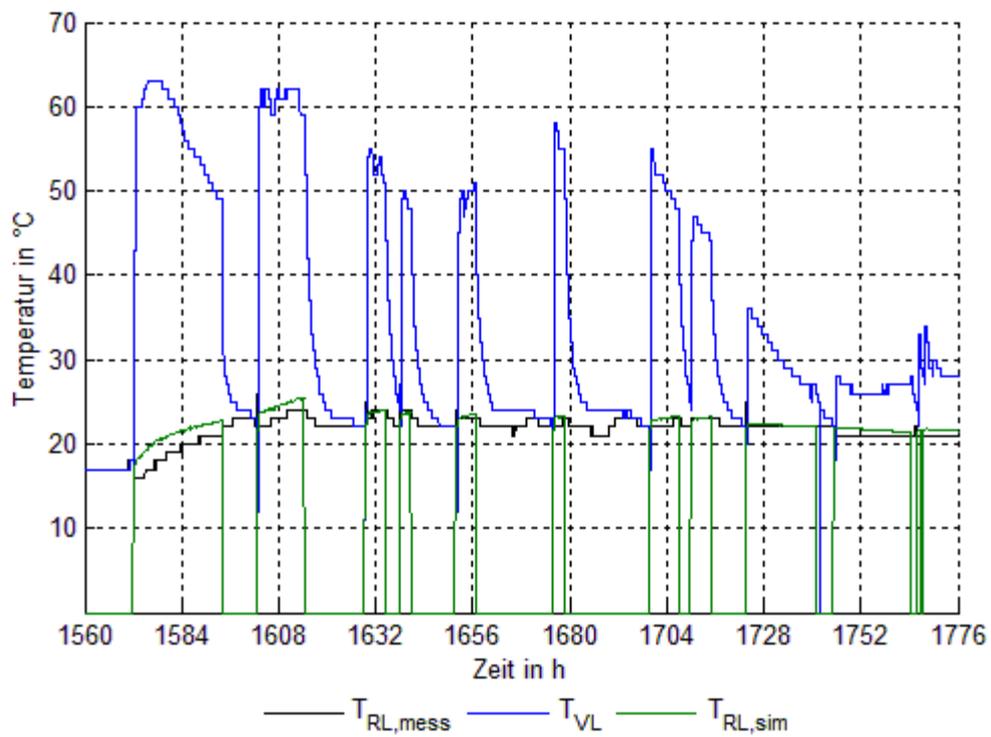


Abbildung 101: Vergleich der gemessenen und der simulierten Rücklauftemperatur (Simulationsraum Salzburg) - beträgt der Massenstrom 0 kg/s wird die Rücklauftemperatur in der Simulation automatisch auf 0 °C gesetzt

## Umsetzung des TABS-Modells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [Rx Rr Dx Da Dr L rho_fluid c_fluid] = TABS_Modell1(Bt)

%% % Einlesen der Materialkennwerte

% Einlesen - Bauteil 1
if Bt==1
    Dx=0.3;           %Achsabstand zw Rohren
    Da=0.025;        %Außendurchmesser der Rohre
    lambdaB=2.0;     %Wärmeleitfähigkeit der Rohrträgerschichte (Beton)
    Dr=0.0025;      %Wandstärke der Rohre
    lambdaR=0.45;   %Wärmeleitfähigkeit der Rohre
    L=23.4/7/Dx;    %Länge der Rohrschlaufe
    rho_fluid=1000; %Dichte des Wassers
    c_fluid=4000;   %Speicherkapazität des Wassers
end

%% % Berechnung der Widerstände

Rx=      (Dx*log(Dx/(pi*Da)))/(2*pi*lambdaB);
Rr=      (Dx*log(Da/(Da-2*Dr)))/(2*lambdaR*pi);

%% % Ausgabe
```

### Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```
function [TRL PTABS] = TABS_Modell2(Rx, Rr, Dx, Da, Dr, L, rho_fluid,
c_fluid, TVL, TRL, TK, mdotTABS);
% Berechnet die Rücklauftemperatur TRL und die abgegebene Leistung PTABS
einer TABS Schlaufe

%% % Berechnung der Leistung

if mdotTABS>0
    mdotTABSsp= mdotTABS/(Dx*L);
    w=          mdotTABS/(rho_fluid*(Da-2*Dr)^2*pi/4);
    TW=         (TVL+TRL)/2;
    Di=Da-2*Dr;
    w=mdotTABS/rho_fluid/(Di^2*pi/4);
    Re=w*Di/(1.003*10^(-6));

    if Re>2320
        alphaw= 2040*(1+0.015*TW)*w^0.87/((Da-2*Dr)^0.13);
    else
        lambda_fluid=0.6;
        Pr=1.003*10^(-6)/lambda_fluid*rho_fluid*c_fluid;
        Nu=(49.0208+4.173*Re*Pr*Di/L)^0.333;
        alphaw=Nu*lambda_fluid/Di;
    end

    Rw=      Dx/(alphaw*(Da-2*Dr)*pi);
    Rz=      1/(2*mdotTABSsp*c_fluid);
    U1=0.04/0.2;
```

```

U2=2.0/0.18;
Rz= 1/ (mdotTABSsp*c_fluid* (1-exp (-1/
((Rw+Rr+Rx+1/(U1+U2)) *mdotTABSsp*c_fluid) ) ) )-(Rw+Rr+Rx+1/(U1+U2)));
Rt= Rz+Rx+Rw+Rr;

TRL= TVL- (1/(Rt*1.5)*(TVL-TK)/(mdotTABSsp*c_fluid));
PTABS=mdotTABSsp*c_fluid*(TVL-TRL);
else
TRL=0;
PTABS=0;
end

end
end

```

### 7.3 Transparente Bauteile

Für die Ermittlung der Temperatur im Raum spielen die Wärmegewinne und Wärmeverluste über die Fenster eines Raumes eine wesentliche Rolle. Für die Berechnung der operativen Temperatur muss einerseits der konvektive Wärmeaustausch zwischen den Fensteroberflächen und der Raumluft und andererseits der Strahlungsaustausch der Fenster untereinander bzw. mit anderen Oberflächen berücksichtigt werden. Im Gegensatz zu den opaken Bauteilen muss bei transparenten Flächen zusätzlich der Wärmeeintrag durch solare Einstrahlung berücksichtigt werden. Abbildung 102 zeigt das Schema des vorgestellten Fenstermodells mit Bezeichnung der verwendeten Berechnungsgrößen. Es ist zu beachten, dass die thermische Kapazität der Verglasung, sowie die des Rahmens nicht berücksichtigt werden. Dies ist möglich da Fensterkonstruktionen im Gegensatz zu opaken Bauteilen stets kleine Speicherkapazitäten aufgrund ihrer verhältnismäßig geringen Masse aufweisen. In dem Fenstermodell wird der Strahlungsdurchgang durch die Fensterscheibe(n) über einen winkelabhängigen Gesamtenergiedurchlassgrad abgebildet. Die bei Mehrscheibenverglasungen auftretenden Absorptions-, Reflexions- und Transmissionsvorgänge zwischen den einzelnen Scheibenoberflächen werden bei diesem Fenstermodell nicht berücksichtigt. In der Literatur sind Modelle zur Beschreibung dieser Vorgänge gegeben. Bei diesen Modellen ist jedoch eine wesentlich genauere Kenntnis der Fenstereigenschaften erforderlich. Das nachfolgend vorgestellte Fenstermodell benötigt im Wesentlichen die gleichen Eingangsdaten wie das im Zuge der Energieausweiserstellung verwendete Monatsbilanzverfahren.

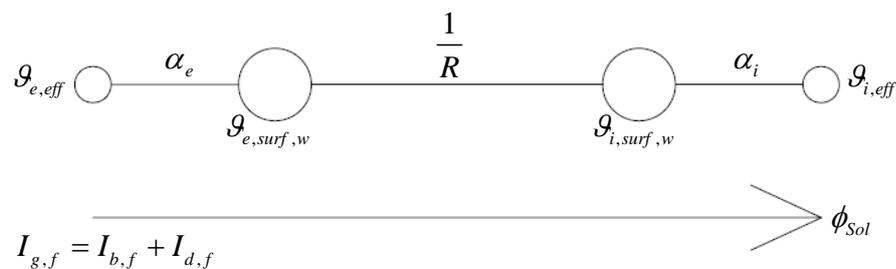


Abbildung 102: Schema des Fenstermodells

Die Wärmestromdichte zufolge Konvektion an der Oberfläche eines Fensters wird analog zu jener bei opaken Bauteilen berechnet.

Das Aufstellen der Wärmebilanz an der inneren Fensteroberfläche führt bei Vernachlässigung der thermischen Kapazität des Glases zu folgender Gleichung:

$$(\alpha_{i,r} + \alpha_{i,c}) \cdot (g_{i,surf,w} - g_{i,eff}) = U_w \cdot (g_{e,eff} - g_{i,eff}) \quad (183)$$

Daraus ist nach Umformen die Oberflächentemperatur an der Innenseite der Verglasung erhältlich:

$$\vartheta_{i,surf,w} = \vartheta_{i,eff} + (\vartheta_{e,eff} - \vartheta_{i,eff}) \cdot U_w \cdot \frac{1}{\alpha_{i,r} + \alpha_{i,c}} \quad (184)$$

$\vartheta_{i,surf,w}$	°C	Oberflächentemperatur an der inneren Oberfläche des Fensters
$\vartheta_{i,eff}$	°C	effektive Temperatur an der Innenseite
$\vartheta_{e,eff}$	°C	effektive Temperatur an der Außenseite
$U_w$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmedurchgangskoeffizient des Fensters

Die effektive Temperatur an der Innenseite einer Verglasung kann anhand folgender Überlegung bestimmt werden:

$$(\alpha_{i,r} + \alpha_{i,c}) \cdot (\vartheta_{i,surf,w} - \vartheta_{i,eff}) = \alpha_{i,r} \cdot (\vartheta_{i,surf,w} - \vartheta_{i,rad}) + \alpha_{i,c} \cdot (\vartheta_{i,surf,w} - \vartheta_{i,air}) \quad (185)$$

Umformen nach  $\vartheta_{i,eff}$  ergibt:

$$\vartheta_{i,eff} = \frac{\alpha_{i,r} \cdot \vartheta_{i,rad} + \alpha_{i,c} \cdot \vartheta_{i,air}}{\alpha_{i,r} + \alpha_{i,c}} \quad (186)$$

Analog zur effektiven Temperatur an der Innenseite der Verglasung lässt sich die anzusetzende Temperatur an der Außenseite der Verglasung bestimmen: Die effektive Temperatur an der Außenoberfläche von Verglasungen kann wie folgt berechnet werden:

$$\vartheta_{e,eff} = \frac{\alpha_{e,r} \cdot \vartheta_{e,Umgebung} + \alpha_{e,c} \cdot \vartheta_{e,air}}{\alpha_{e,r} + \alpha_{e,c}} \quad (187)$$

Nach der Bestimmung der inneren Oberflächentemperatur kann der konvektive Wärmeaustausch zwischen Fenster und Raumluft nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\phi_{Fen,c} = \alpha_{i,c} \cdot A_w \cdot (\vartheta_{i,surf,w} - \vartheta_{i,air}) \quad (188)$$

$\phi_{Fen,c}$	W	Wärmestrom zufolge Konvektion an Fensteroberflächen
$A_w$	m <sup>2</sup>	Fensterfläche

Für die Berechnung des Wärmeeintrags zufolge Strahlung wird das Modell aus der ÖNORM B 8110-3 [ONO12a] herangezogen. Dieses berücksichtigt die Abminderung des Strahlungstransmissionsgrades bei schräg einfallender Sonnenstrahlung. Es ist zu beachten, dass die Abminderung des Energieeintrags bei verwendetem Sonnen- oder Blendschutz über die Reduktionsfaktoren nicht zu berücksichtigen ist.

Der Wärmeeintrag durch solare Einstrahlung wird dabei über folgende Gleichung beschrieben, wobei der konvektive Anteil der solaren Einstrahlung  $\phi_{Sol,c}$  mit 10% und der radiative Anteil  $\phi_{Sol,r}$  mit 90% angenommen werden kann:

$$\phi_{Sol} = (I_{b,f} + I_{d,f}) \cdot A_g \cdot g \cdot F_c \cdot F_{Sc} \quad \dots \text{mit Sonnenschutz bzw. Blendschutz} \quad (189)$$

bzw.

$$\phi_{Sol} = (I_{b,f} \cdot r_b(\omega) + I_{d,f} \cdot r_d(\omega)) \cdot A_g \cdot g \cdot F_{Sc} \quad \dots \text{ohne Sonnenschutz bzw. Blendschutz} \quad (190)$$

$\phi_{Sol}$	W	Wärmeeintrag durch solare Einstrahlung
$I_{b,f}$	W/m <sup>2</sup>	Direktstrahlung an der Außenseite der Verglasung
$I_{d,f}$	W/m <sup>2</sup>	Diffusstrahlung an der Außenseite der Verglasung
$A_g$	m <sup>2</sup>	Glasfläche
$g$	-	Gesamtenergiedurchlassgrad
$F_c$	-	Abminderungsfaktor des beweglichen Sonnenschutzes in Kombination mit der Verglasung
$F_{Sc}$	-	Verschattungsfaktor für Umgebung, auskragende Bauteile, Laibungsrücksprung
$r_b(\omega)$	-	winkelabhängiger Reduktionsfaktor für die Direktstrahlung
$r_d$	-	Reduktionsfaktor für die Diffusstrahlung

Der Strahlungstransmissionsgrad für direkte Sonnenstrahlung von Verglasungen ist für einen Einfallswinkel der Strahlung normal zur Scheibe definiert. Das Modell berücksichtigt einen Reduktionsfaktor in Abhängigkeit vom Einfallswinkel der solaren Einstrahlung. Die

Abhängigkeit des Reduktionsfaktors für den Strahlungstransmissionsgrad  $r_B(\omega)$  lässt sich für die einfallende Direktstrahlung gemäß folgender Formel darstellen: [ONO12a]

$$r_b(\omega) = \frac{\tau_e(\omega)}{\tau_e(0)} = 1 - (1 - \cos \omega)^\varepsilon \quad (191)$$

$r_b(\omega)$	-	Reduktionsfaktor für den Strahlungstransmissionsgrad bei Direktstrahlung
$\tau_e(\omega)$	-	Transmissionsgrad in Abhängigkeit des Einfallwinkels
$\tau_e(0)$	-	Transmissionsgrad bei senkrechter Einstrahlung auf die Verglasung
$\omega$	°	Einfallswinkel der Solarstrahlung auf die Verglasung
$\varepsilon$	-	Exponent der Verglasung in Abhängigkeit der Glasart

Durch den Exponenten  $\varepsilon$  wird die Reduktion des Strahlungstransmissionsgrades in Abhängigkeit von der Verglasungsart bestimmt. In [ONO12a] ist der Exponent der Verglasung für verschiedene Verglasungsarten angegeben.

Für die diffuse Einstrahlung kann der Abminderungsfaktor für den Strahlungstransmissionsgrad  $r_d(\omega)$  wie folgt ermittelt werden: [ONO12a]

$$r_d = \frac{\varepsilon \cdot (\varepsilon + 3)}{(\varepsilon + 1) \cdot (\varepsilon + 2)} \quad (192)$$

## Umsetzung des Modells für transparente Bauteile in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [Aw Ag Uw FenKoeff Fensterneigung gFen]=Fenster_Modell1(Bt, nFen)

%% % Einlesen der Materialkennwerte

if nFen>0

    % Einlesen - Bauteil 1

    if Bt==1

        for Fen=1:nFen

            if Fen==1
                b=1;
                h=2;
                bframe=0.1;
                psi=0.03;
                ug=1;
                uf=2;
                oeffnung=0.1;
                % 0=Fixverglasung, 0.1=kipppbar, 1=öffenbar
                fensterneigung=90;
                % 90=senkrecht, 0=waagrecht
                gfen=0.5;
            end

            B(Fen,1)=b;
            H(Fen,1)=h;
            Bframe(Fen,1)=bframe;
            Psi(Fen,1)=psi;
            Ug(Fen,1)=ug;
            Uf(Fen,1)=uf;
            Oeffnung(Fen,1)=oeffnung;
            Fensterneigung(Fen,1)=fensterneigung;
            gFen(Fen,1)=gfen;
        end
    end

%% % Berechnung der Fensterkennwerte

if nFen>0

    Aw=B.*H;
    Ag= (H-2.*Bframe) .* (B-2.*Bframe);
    Af=Aw-Ag;
    Uw= ( Ag.*Ug + Af.*Uf + Psi.*(2.*H+2.*B) ) ./ (Aw);

    FensterneigungRAD=Fensterneigung*pi/180;
    Heff= (H-2.*Bframe) .* (1-cos(FensterneigungRAD));
    ffenKoeff=Ag.*sqrt(Heff.*Oeffnung)*1*100;
    FenKoeff=sum(ffenKoeff);
else
```

```

    Aw=0;
    Ag=0;
    Uw=0;
    FenKoeff=0;
    Fensterneigung=0;
end

```

```

%% % Ausgabe

```

### Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```

function [TFenR qFen qSolFen]=Fenster_Modell2(Te, TAair, Trad, Aw, Ag, Uw,
Fensterneigung, cosZeta, epsilon, IbfBt, IdfBt, gFen)

```

```

%% % Definition von Variablen

```

```

aci=2.5;
% Es wird angenommen, dass das Fenster vertikal eingebaut ist!
ari=5;
are=0.84*5.6;
ace=20;

```

```

dTsky=-10;
% Temperaturdifferenz zwischen Strahlungstemperatur des Himmels und
Außenlufttemperatur

```

```

IgLrenz=1000;
Fc=0.2;
Fsc=1;

```

```

%% % Berechnung der inneren Oberflächentemperatur

```

```

SF=cos(Fensterneigung*pi/180/2)^2;

```

```

Tsky=Te+dTsky;
TUmng=SF * Tsky + (1 - SF) * Te;
% Umgebungstemperatur

```

```

Teeff = (ace*Te+are*TUmng)/(ace+are);
Tieff = (aci*TAair+ari*Trad)/(aci+ari);

```

```

TFenR=Tieff+(Teeff-Tieff)*Uw*1/(ari+aci);

```

```

qFen=Aw*aci*(TFenR-TAair);

```

```

%% % Strahlungs durch Verglasungen

```

```

if cosZeta<0
    rdir=0;
else
    rdir=1-(1-cosZeta)^epsilon;
end

```

```

rdiff=epsilon*(epsilon+3)/((epsilon+1)*(epsilon+2));

```

```
if IgGrenz<IbfBt+IdfBt
    qSolFen=Ag*gFen*Fc*(IbfBt+IdfBt)*Fsc;
else
    qSolFen=Ag*gFen*(IbfBt*rdir+IdfBt*rdiff)*Fsc;
end
%% % Ausgabe
```

## 7.4 Lüftung

Die Belüftung eines Raumes wirkt sich wesentlich auf die sich einstellenden Temperaturen innerhalb eines Raumes aus. Die gesamten Lüftungsverluste bzw. –gewinne setzen sich aus einem hygienisch erforderlichen Luftwechsel, einem Infiltrationsluftwechsel und einem eventuell vorliegendem Fensterluftwechsel zusammen. Während der Fensterluftwechsel ausschließlich von (der Regelung) der Fensterstellung abhängt, ist bei dem hygienischen Luftwechsel und dem Infiltrationsluftwechsel in zwei Fälle zu unterscheiden:

- hygienisch notwendiger Luftwechsel wird über eine mechanische Lüftungsanlage sichergestellt
- hygienisch notwendiger Luftwechsel wird über Fensterlüftung sichergestellt

Ist der Infiltrationsluftwechsel höher als der hygienische Luftwechsel kann davon ausgegangen werden, dass der Benutzer die Fenster nicht öffnet und die geforderte Luftqualität trotzdem eingehalten werden kann. Der Wärmeaustausch aufgrund des Luftwechsels zwischen Innen und Außen setzt sich (ohne mechanischer Lüftungsanlage) aus folgenden Anteilen zusammen:

$$\phi_{LW} = \max(\phi_{LW,inf}; \phi_{LW,hyg}) + \phi_{LW,fen} \quad \dots \text{ohne mechanischer Lüftungsanlage} \quad (193)$$

$\phi_{LW}$	W	Wärmestrom zufolge Luftwechsel
$\phi_{LW,inf}$	W	Wärmestrom zufolge Infiltrationsluftwechsel
$\phi_{LW,hyg}$	W	Wärmestrom zufolge hygienischem Luftwechsel
$\phi_{LW,fen}$	W	Wärmestrom zufolge Luftwechsel über die Fenster

Ist eine mechanische Lüftungsanlage vorgesehen, wird der Wärmeaustausch zwischen Innen und Außen nach folgender Gleichung berechnet:

$$\phi_{LW} = \phi_{LW,inf} + \phi_{LW,mech} + \phi_{LW,fen} \quad \dots \text{mit mechanischer Lüftungsanlage} \quad (194)$$

$\phi_{LW,mech}$	W	Wärmestrom zufolge Luftwechsel über die mechanische Lüftungsanlage
------------------	---	--

Es werden sowohl Lüftungssysteme mit konstantem Volumenstrom, als auch mit variablem Volumenstrom ausgeführt. Beide Systeme lassen sich in der Simulation abbilden. Die Höhe des Volumenstroms über die Lüftungsanlage ist ein Eingangsparameter in das Lüftungsmodell und wird von der Regelungstechnik bestimmt.

#### 7.4.1 Infiltration

Die Höhe des anzusetzenden Infiltrationsvolumenstroms wird im Zuge der Definition der Randbedingungen festgelegt. In der Literatur stehen mehrere Möglichkeiten zur Ermittlung des Infiltrationsvolumenstroms zur Verfügung. In den verschiedenen Berechnungsmodellen wird dabei aus der Luftwechselrate, die bei einer Druckdifferenz von 50 Pa gemessen wird ( $n_{50}$ -Wert), auf den ansetzbaren Infiltrationsvolumenstrom rückgeschlossen.

In dem Simulationsmodell wird der Wärmeaustausch durch den Infiltrationsluftwechsel wie folgt berechnet:

$$\dot{\phi}_{LW,inf} = V_{inf} \cdot \frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600} \cdot (g_{e,air} - g_{i,air}) \quad (195)$$

$\rho_{air}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte der Luft (bei 20 °C ca. 1,2 kg/m <sup>3</sup> )
$c_{air}$	J/kgK	spezifische Speicherkapazität von Luft (ca. 1006 J/kgK)
$V_{inf}$	m <sup>3</sup> /h	Infiltrationsvolumenstrom
$g_{e,air}$	°C	Außenlufttemperatur
$g_{i,air}$	°C	Innenlufttemperatur

#### 7.4.2 Hygienischer Luftwechsel

Die Höhe des anzusetzenden hygienischen Luftwechsels wird im Zuge der Definition der Randbedingungen für die Simulation festgelegt. In dem Simulationsmodell wird der Wärmeaustausch durch den hygienischen Luftwechsel wie folgt berechnet:

$$\dot{\phi}_{LW,hyg} = V_{hyg} \cdot \frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600} \cdot (g_{e,air} - g_{i,air}) \quad (196)$$

$V_{hyg}$	m <sup>3</sup> /h	hygienischer Luftvolumenstrom
-----------	-------------------	-------------------------------

### 7.4.3 Fensterluftwechsel

Der Wärmetransport als Folge des Luftwechsels über geöffnete oder gekippte Fenster wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$\phi_{LW, fen} = C_{ref} \cdot A \cdot \sqrt{H} \cdot \sqrt{|g_{e,air} - g_{i,air}|} \cdot \frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600} \cdot (g_{e,air} - g_{i,air}) \quad (197)$$

$C_{ref}$	$m^{0,5}/hK^{0,5}$	Austauschkoeffizient (lt. [ONO11]: $C_{ref} = 100 m^{0,5}/hK^{0,5}$ )
$A$	$m^2$	Fläche der Lüftungsöffnung
$H$	$m$	Höhe der Lüftungsöffnung

#### 7.4.3.1 Mechanisch induzierter Luftwechsel

Die Wärmeverluste bzw. die Wärmegewinne des Raumes durch den Luftwechsel über die mechanische Lüftungsanlage können nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\phi_{LW, mech} = V_{mech}^{\square} \cdot \frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600} \cdot (g_{zul} - g_{i,air}) \quad (198)$$

$V_{mech}^{\square}$	$m^3/h$	Luftvolumenstrom über die mechanische Lüftungsanlage
$g_{zul}$	$^{\circ}C$	Zulufttemperatur

Es ist darauf zu achten, dass die angesetzte Zulufttemperatur jener Lufttemperatur entspricht, die effektiv eingeblasen wird.

Wird ein Wärmerückgewinnungssystem eingesetzt, kann die Lufttemperatur nach dem Wärmetauscher (in Abhängigkeit der Lage der Ventilatoren) durch folgende Gleichungen berechnet werden:

Zuluftventilator raumseitig, Abluftventilator raumseitig:

$$g_{zul} = g_{aul} + \frac{\dot{q}_{SFP, zu}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} - \left( g_{aul} - g_{i,air} - \frac{\dot{q}_{SFP, ab}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} \right) \cdot \eta_{WRG} \quad (199)$$

Zuluftventilator raumseitig, Abluftventilator außenseitig:

$$\vartheta_{zul} = \vartheta_{aul} + \frac{\dot{q}_{SFP,zu}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} - (\vartheta_{aul} - \vartheta_{i,air}) \cdot \eta_{WRG} \quad (200)$$

Zuluftventilator außenseitig, Abluftventilator raumseitig:

$$\vartheta_{zul} = \vartheta_{aul} + \frac{\dot{q}_{SFP,zu}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} - \left( \vartheta_{aul} + \frac{\dot{q}_{SFP,zu}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} - \vartheta_{i,air} - \frac{\dot{q}_{SFP,ab}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} \right) \cdot \eta_{WRG} \quad (201)$$

Zuluftventilator außenseitig, Abluftventilator außenseitig:

$$\vartheta_{zul} = \vartheta_{aul} + \frac{\dot{q}_{SFP,zu}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} - \left( \vartheta_{aul} + \frac{\dot{q}_{SFP,zu}}{\frac{\rho_{air} \cdot c_{air}}{3600}} - \vartheta_{i,air} \right) \cdot \eta_{WRG} \quad (202)$$

$\vartheta_{aul}$	°C	Temperatur am Wärmetauschereintritt (z.B. Außenluft)
$\dot{q}_{SFP,zu}$	W/m <sup>3</sup> h	spezifische Leistung des Zuluftventilators
$\dot{q}_{SFP,ab}$	W/m <sup>3</sup> h	spezifische Leistung des Abluftventilators
$\eta_{WRG}$	-	Wärmerückgewinnungsgrad

Wird eine Frostsicherung eingesetzt, um das Vereisen des Wärmetauschers zu verhindern, ist die Außenluft in den Gleichungen oben durch die Temperatur nach der Frostsicherung zu ersetzen.

Ist ein Nachheizregister im Zuluftvolumenstrom vorgesehen, muss die Zulufttemperatur der Temperatur nach dem Nachheizregister entsprechen.

## Umsetzung des Lüftungsmodells in Matlab

### Definition und Berechnung von Konstanten:

```
function [VHyg VInf LageVent SFPzu SFPab etaWRG]=Lueftung_Modell1

%% % Definition von Variablen

Stundenanzahl=8760;
VRaum=50;
n50=0.7;
etaWRG=0;
LageVent=1;
% 0=keine mech. Anlage; 1=ABL; 2=ZUL; 3=FOL; 4=AUL;
SFPzu=0;
SFPab=0;

%% % Definition des hygienischen LW

VHyg(1:Stundenanzahl,1)=0;

%% % Definition der Infiltration

if n50>1.5
    VInf=0.11*VRaum;
elseif n50<0.6
    VInf=0.04*VRaum;
else
    VInf=0.07*n50*VRaum;
end

VInf(1:Stundenanzahl,1)=VInf;

end

%% % Ausgabe
```

### Berechnung von zeitabhängigen Variablen:

```
function [qV]=Lueftung_Modell2(VHyg, VInf, LageVent, Te, TAir, SFPzu,
SFPab, etaWRG, FenKoeff)

%% % Definition von Variablen

rhoAir=1.2;
cpAir=1006;

RFen=0;
%Regelung der Fensterstellung

%% % Wärmeverluste zufolge hygienischen LW

if LageVent==0
```

```

elseif LageVent==1
    ZUL=Te+SFPzu/(rhoAir*cpAir/3600)-(Te-TAir-
SFPab/(rhoAir*cpAir/3600))*etaWRG;
elseif LageVent==2
    ZUL=Te+SFPzu/(rhoAir*cpAir/3600)-(Te-TAir)*etaWRG;
elseif LageVent==3
    ZUL=Te+SFPzu/(rhoAir*cpAir/3600)-(Te+SFPzu/(rhoAir*cpAir/3600)-TAir-
SFPab/(rhoAir*cpAir/3600))*etaWRG;
elseif LageVent==4
    ZUL=Te+SFPzu/(rhoAir*cpAir/3600)-(Te+SFPzu/(rhoAir*cpAir/3600)-
TAir)*etaWRG;
end

qVHyg=VHyg/3600*rhoAir*cpAir*(ZUL-TAir);

%% % Wärmeverluste zufolge Infiltration

qVInf=VInf/3600*rhoAir*cpAir*(Te-TAir);

%% % Wärmeverluste zufolge Fensterluftwechsel

if Te>TAir
    VFen=FenKoeff*sqrt(abs(Te-TAir))*RFen;
else
    VFen=FenKoeff*sqrt(abs(Te-TAir))*RFen;
end

qVFen=(rhoAir*cpAir/3600)*VFen*(Te-TAir);

qVFen=0;

%% % Ausgabe

qV=qVInf+qVHyg+qVFen;

```

## 7.5 Innere Lasten

Sowohl anwesende Personen, als auch elektrische Geräte, usw. geben Wärme an ihre Umgebung ab. Diese abgegebene Leistung beeinflusst die Temperatur im Raum. Die anzusetzende Leistung kann je nach Anwendungsfall unterschiedlich sein und ist in verschiedenen Literaturquellen angegeben. Die abgegebene Leistung von Personen ist von der im Raum vorliegenden Temperatur, der Tätigkeit der Person und der Bekleidung der Person abhängig. Die anzusetzende Leistung von Personen und Geräten stellt einen Eingangsparameter für die Simulation dar. Der für die Ermittlung der Luft- und Strahlungstemperatur benötigte konvektive Anteil der Wärmeabgabe von Personen und Geräten  $\phi_{IL,c}$  bzw. der radiative Anteil der Wärmeabgabe  $\phi_{IL,r}$  kann mit jeweils 50% angenommen werden.

## 7.6 Raumknotenmodell

Um die operative Temperatur in einem Raum berechnen zu können müssen die einzelnen Modelle zur Beschreibung der Bautechnik verknüpft werden. Die Verbindung zwischen den einzelnen Modellen erfolgt über ein Raumknotenmodell.

Das Raumknotenmodell für die Berechnung der Temperaturen in einem Raum ist wie folgt aufgebaut:

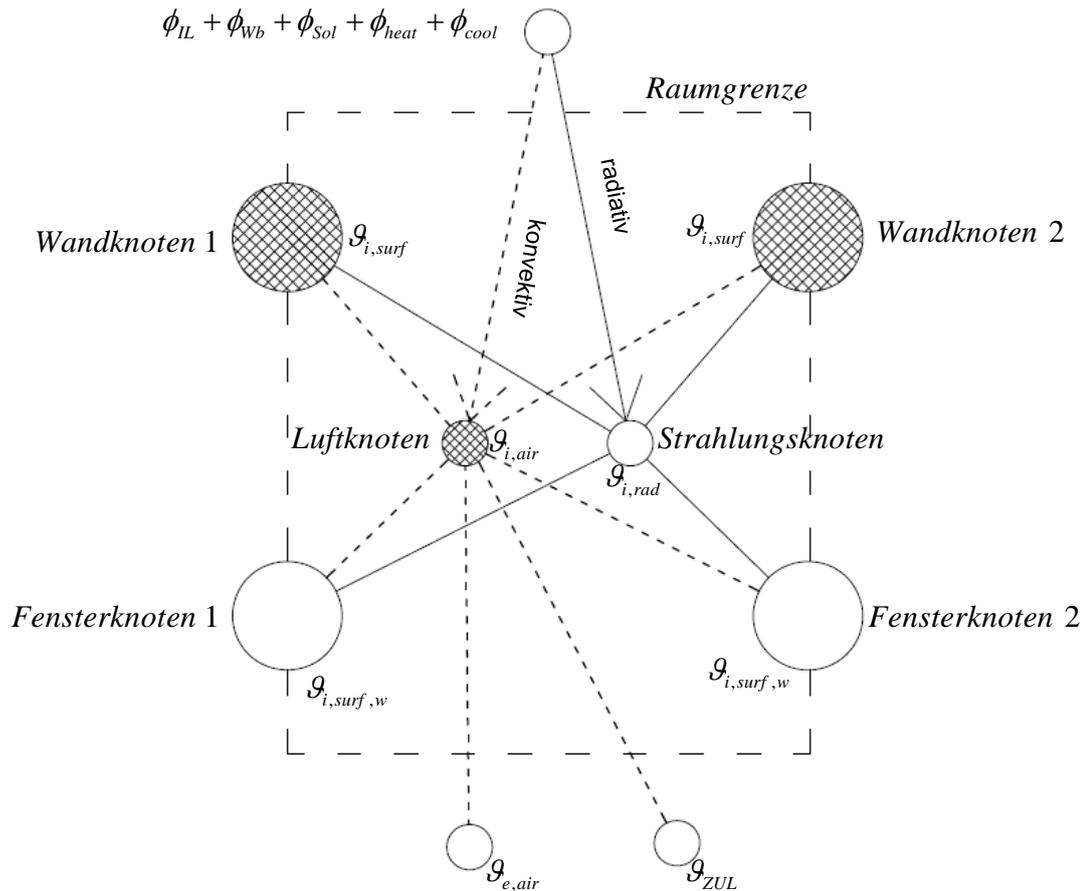


Abbildung 103: Schema des Raumknotenmodells

Das in Abbildung 103 dargestellte Raumknotenmodell enthält nur zwei Wand- und zwei Fensterbauteile. Das Raumknotenmodell kann um eine beliebige Anzahl von Knotenpunkten erweitert werden. In den folgenden Absätzen wird die Berechnung der Lufttemperatur und der Strahlungstemperatur sowie die Berechnung der operativen Temperatur erläutert.

Die mittlere Lufttemperatur in einem Raum wird durch Lösung folgender gewöhnlicher Differenzialgleichung ermittelt:

$$\frac{dU_i}{dt} = \sum \phi_c \quad \text{bzw.} \quad C_E \frac{d\vartheta_{i,air}}{dt} = \sum \phi_c \quad \text{mit} \quad C_E = 38 \cdot 1046,7 \cdot A_{Boden} \quad \text{lt. [ONO12]}$$

bzw.

$$\frac{d\vartheta_{i,air}}{dt} = \frac{\sum \phi_{IL,c} + \sum \phi_{Bt,c} + \sum \phi_{Wb,c} + \sum \phi_{Fen,c} + \sum \phi_{Sol,c} + \sum \phi_{LW} + \sum \phi_{heat,c} + \sum \phi_{cool,c}}{C_E} \quad (203)$$

Die zeitliche Diskretisierung der Differenzialgleichung führt zu folgender Darstellung:

$$\vartheta_{i,air,i} = \frac{\sum \phi_{IL,c} + \sum \phi_{Bt,c} + \sum \phi_{Wb,c} + \sum \phi_{Fen,c} + \sum \phi_{Sol,c} + \sum \phi_{LW} + \sum \phi_{heat,c} + \sum \phi_{cool,c}}{C_E} \cdot \Delta t - \vartheta_{i,air,i-1} \quad (204)$$

$\vartheta_{i,air,i}$	°C	Temperatur des Raumlufknotens zum Zeitpunkt i
$\phi_{IL,c}$	W	konvektiver Wärmestrom durch innere Lasten
$\phi_{Bt,c}$	W	konvektive Wärmeabgabe der Bauteile
$\vartheta_{i,air,i-1}$	°C	Temperatur des Raumlufknotens zum Zeitpunkt i-1
$\phi_{Wb,c}$	W	konvektiver Wärmestrom als Folge von Wärmebrücken
$\phi_{cool,c}$	W	Wärmestrom zur konvektiven Kühlung
$\phi_{heat,c}$	W	Wärmestrom zur konvektiven Heizung
$C_E$	J/K	wirksame Wärmespeicherkapazität der Einrichtung
$A_{Boden}$	m <sup>2</sup>	Bodenfläche des Raumes
$\Delta t$	s	Zeitschrittweite

Die mittlere Strahlungstemperatur in einem Raum wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$\vartheta_{i,rad} = \frac{\sum_{Bt=1}^n \vartheta_{i,surf} \cdot A_{Bt} + \sum_{Fen=1}^m \vartheta_{i,surf,w} \cdot A_w + \frac{\sum \phi_{IL,r} + \sum \phi_{Wb,r} + \sum \phi_{Sol,r} + \sum \phi_{heat,r} + \sum \phi_{cool,r}}{\alpha_{r,i}}}{\sum_{Bt=1}^n A_{Bt} + \sum_{Fen=1}^m A_{Fen}} \quad (205)$$

$A_{Bt}$	m <sup>2</sup>	Bauteiloberfläche
$A_w$	m <sup>2</sup>	Fensterfläche
$\vartheta_{i,rad}$	°C	Strahlungstemperatur im Raum
$\phi_{IL,r}$	W	radiativer Wärmestrom durch innere Lasten
$\phi_{Wb,r}$	W	radiativer Wärmestrom als Folge von Wärmebrücken
$\phi_{cool,r}$	W	radiativer Wärmestrom zur Kühlung
$\phi_{heat,r}$	W	radiativer Wärmestrom zur Heizung

Aus der Strahlungs- und Lufttemperatur kann die operative Temperatur in einem Raum wie folgt angenähert werden [HAG01]:

$$g_{op} = \frac{g_{i,air} + g_{i,rad}}{2} \quad (206)$$

$g_{op}$             °C            operative Temperatur im Raum

### Vergleich zwischen Simulation und Messung

Als erster Funktionstest kann die stationäre Heiz- oder Kühlleistung mit dem Simulationsmodell ermittelt werden und mit den Ergebnissen einer statischen Berechnung verglichen werden. Dazu werden ein konstanter Außentemperaturzustand und eine ausreichende Simulationsdauer gewählt, um einen stationären Zustand in der Simulation zu erreichen. In dem in Abbildung 104 dargestellten Vergleich wurde die solare Einstrahlung vernachlässigt. Der Strahlungsaustausch mit dem Himmel wurde allerdings sowohl in der Simulation, als auch bei der statischen Berechnung angesetzt. Für den Vergleich wurde die Geometrie des Simulationsraums herangezogen. Es zeigt sich, dass die Simulation im stationären Zustand und die statische Berechnung sehr gut übereinstimmen.

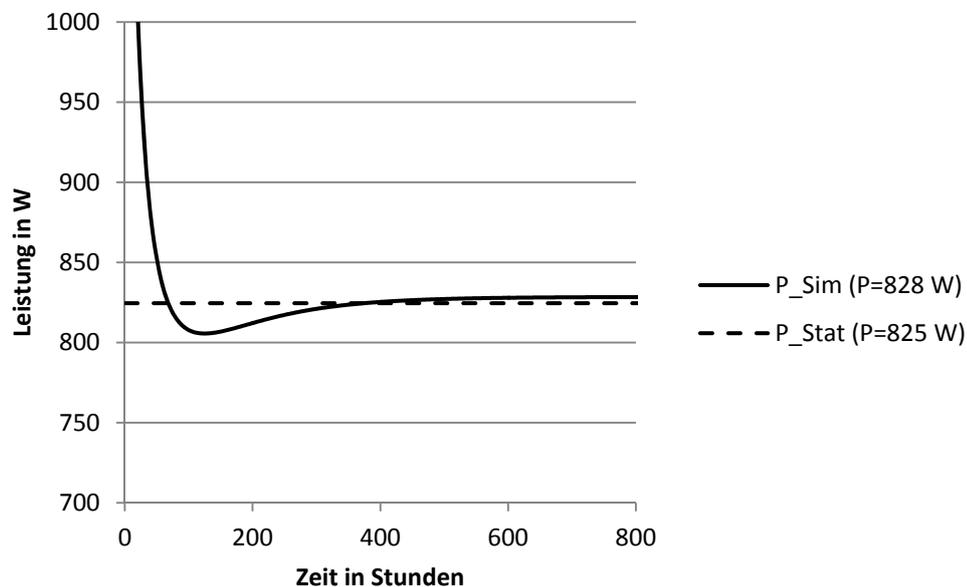
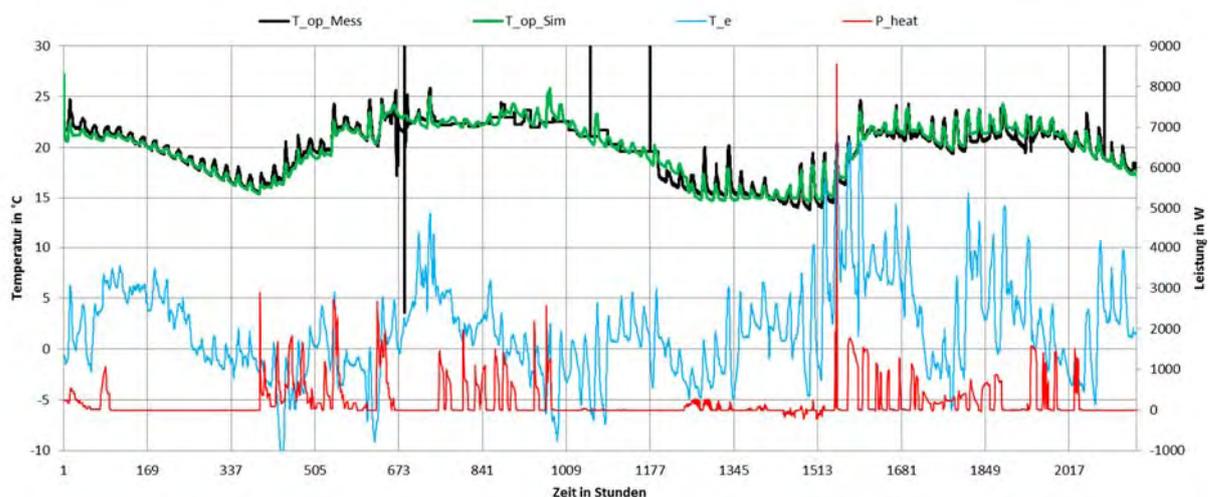
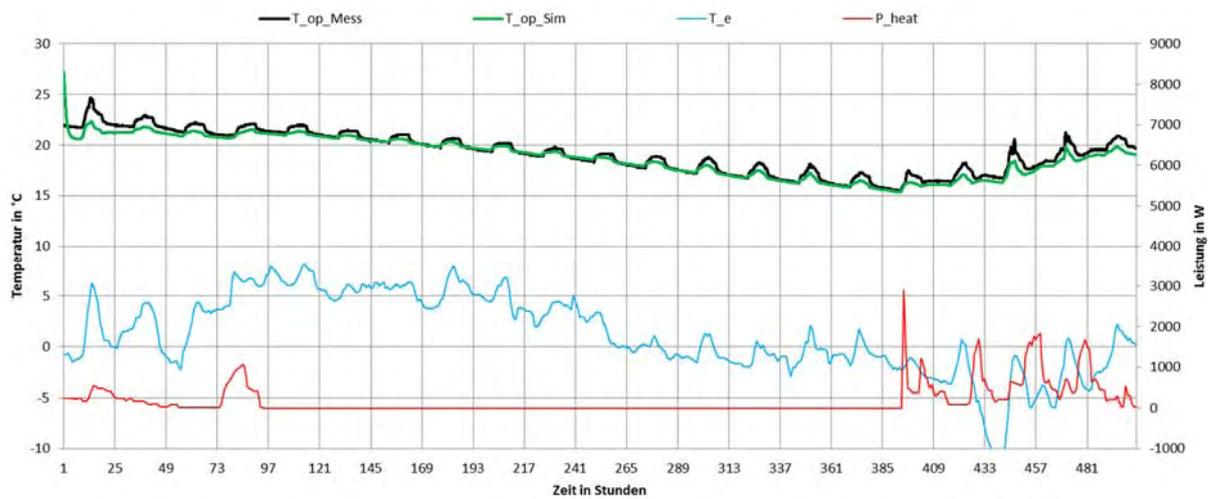


Abbildung 104: Vergleich der Simulation im stationären Zustand mit dem Ergebnis einer statischen Berechnung

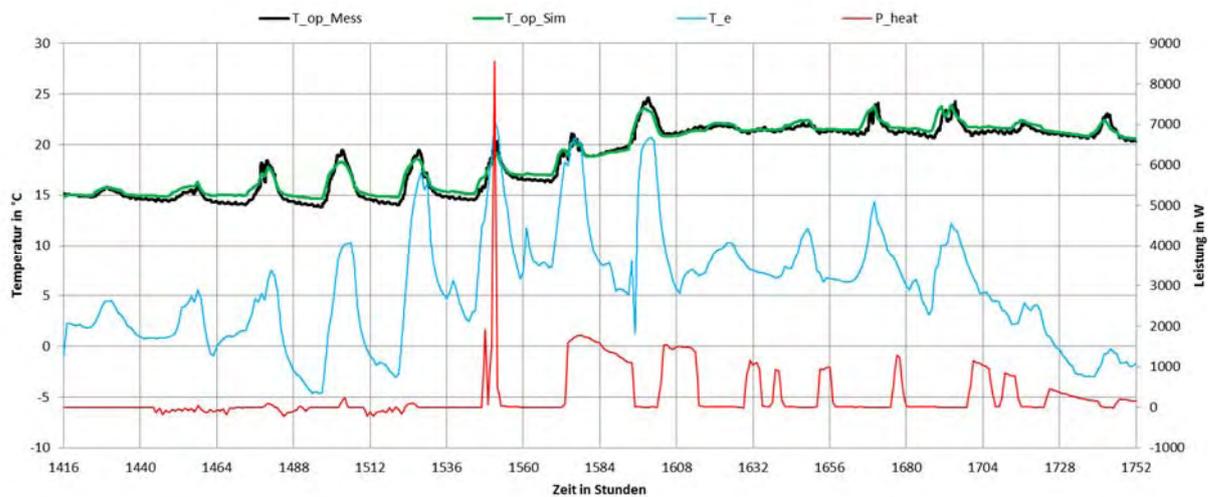
In Abbildung 105 bis Abbildung 107 ist ein Vergleich zwischen den gemessenen und den simulierten Verläufen der operativen Temperatur dargestellt. Untersucht wurde der Zeitraum zwischen 1. Jänner und 31. März 2013. Als Randbedingungen wurde die gemessene Außentemperatur bzw. die gemessene solare Einstrahlung herangezogen. Weiters wurde die in die Bauteile eingespeiste Leistung in der Berechnung angesetzt. Unter den gewählten Randbedingungen musste ein zusätzlicher thermischer Verlust von 13 W/K in der Berechnung angesetzt werden, um die Messung mit der Simulation vergleichen zu können. Da der Vergleich zwischen der Simulation im stationären Zustand und der statischen Berechnung der Leistung (siehe Abbildung 104) eine gute Übereinstimmung zeigt, kann davon ausgegangen werden, dass ein bei dem Simulationsraum ein unbekannter thermischer Verlust existiert. Es konnte nicht geklärt werden, woher der beschriebene Verlust stammt. Das dynamische Verhalten der Simulation stimmt jedenfalls sehr gut mit dem realen, gemessenen Verhalten überein



**Abbildung 105: Vergleich der gemessenen mit den simulierten Daten für den Simulationsraum Salzburg (Zeitraum: 1.1.2013 bis 31.3.2013)**



**Abbildung 106: Vergleich der gemessenen mit den simulierten Daten für den Simulationsraum Salzburg (Zeitraum: 1.1.2013 bis 22.1.2013)**



**Abbildung 107: Vergleich der gemessenen mit den simulierten Daten für den Simulationsraum Salzburg (Zeitraum: 1.3.2013 bis 15.3.2013)**

## Umsetzung des Raumknotenmodells in Matlab

```
function [TAir Trad Top] =  
Raumknoten_Modell2(TR,ANetto,Aw,TFenR,dt,TAir,qBt,qFen,qSolFen,qIL,qV);  
% Berechnet die Lufttemperatur, die Strahlungstemperatur und die operative  
Temperatur  
  
%% % Berechnung der Speicherkapazität der Einrichtung  
  
Grundflaeche=ANetto(1,1);  
CEinrichtung=Grundflaeche*38*1024.8/10;  
% [J/K] aus ÖNORM ???  
qwb=0;  
qcool=0;  
qheat=0;  
  
%% % Aufteilung in Konvektions- und Strahlungsanteil  
  
qSolFenc=0.1.*qSolFen;  
qSolFenr=0.9.*qSolFen;  
  
qILc=0.5*qIL;  
qILr=0.5*qIL;  
  
qwbc=0.5*qwb;  
qwbr=0.5*qwb;  
  
qcoolc=1*qcool;  
qcoolr=0*qcool;  
  
qheatc=1*qheat;  
qheatr=0*qheat;  
  
%% % Strahlungstemperatur  
  
KBt=sum(TR.*ANetto);  
KFen=sum(sum(TFenR.*Aw));  
KIL=qILr/5;  
Ksol=sum(sum(qSolFenr))/5;  
Kwb=qwbr/5;  
Kqheat=qheatr/5;  
Kqcool=qcoolr/5;  
  
Trad= ( KBt + KFen + KIL + Ksol + Kwb + Kqheat + Kqcool ) / (  
sum(ANetto)+sum(sum(Aw)) );  
  
%% % Lufttemperatur  
  
TAir= ( sum(qBt) + sum(sum(qFen)) + qV + qILc + sum(sum(qSolFenc)) + qwbc +  
qheatc + qcoolc ) / CEinrichtung * dt + TAir;  
  
%% % operative Temperatur  
  
Top=(TAir+Trad)/2;  
  
%% % Ausgabe
```

## 8 Regelungstechnik

Aufgrund der immer höher werdenden Anforderungen an die Behaglichkeit und den Energieverbrauch von Gebäuden kommt der Regelungstechnik in modernen Gebäuden immer größere Bedeutung zu.

Die thermische Bauteilaktivierung unterscheidet sich hinsichtlich der eingesetzten hydraulischen Komponenten nicht wesentlich von herkömmlichen Heiz- und Kühlsystemen. Auch die Auslegung und Dimensionierung der verwendeten Ventile etc. unterscheidet sich kaum von Systemen wie sie z.B. bei Fußbodenheizungen eingesetzt werden.

Hinsichtlich der erreichbaren Energieeinsparung bzw. Behaglichkeit bei Einsatz der thermischen Bauteilaktivierung spielt jedoch die Wahl der Regelstrategie eine wesentliche Rolle. Da sich TABS durch ein sehr träges Verhalten auszeichnen, ist nicht jede beliebige Regelstrategie einsetzbar. Während bei Beheizung eines Raumes über die Lüftungsanlage bzw. über Konvektoren oder Radiatoren, etc. mit kurzen Reaktionszeiten gerechnet werden kann, führt die thermische Bauteilaktivierung systembedingt zu sehr langen Reaktionszeiten, welche durchaus mehrere Stunden betragen können. Aus diesem Grund ist die Anzahl der anwendbaren Regelstrategien bei Verwendung von TABS begrenzt. Die Trägheit des Systems stellt jedoch auf der anderen Seite den großen Vorteil der Bauteilaktivierung dar. Da die Abgabe der gespeicherten Energie sehr langsam vor sich geht, lassen sich längere Zeiträume auch ohne aktives Heizen bzw. Kühlen überbrücken.

In der Literatur existieren verschiedene Ansätze hinsichtlich der einsetzbaren Regelstrategien bei Verwendung von TABS. In [HUM10] wird einerseits der Bedarf einer Leistungsprognose für die Beladung der Bauteile, andererseits der sog. Selbstregeleffekt erwähnt. Bei der Kühlung der Bauteile ist zu beachten, dass eine Vorlauftemperatur von unter 17 °C bzw. eine Bauteiloberflächentemperatur von unter 18 °C wegen der drohenden Taupunktunterschreitung zu vermeiden ist. [HUM10]

### 8.1 Zeitlich verzögerte Wärmeabgabe bzw. Taktung

Grundsätzlich kann zwischen Systemen mit durchgängigem Betrieb (24 h/Tag) und Systemen mit diskontinuierlichem Betrieb unterschieden werden. Verfügt das Wärmeabgabesystem bzw. das Gebäude selbst über eine geringe thermische Masse, lässt sich die erforderliche Temperatur im Raum nur bei konstanter Leistungszufuhr aufrechterhalten. Speziell beim Einsatz von umweltschonenden Technologien zur Beheizung bzw. Kühlung ist ein durchgängiger Betrieb der Anlage nicht möglich. Beispielsweise arbeiten Kühltürme in der Nacht wesentlich effizienter als unter Tags. Umgekehrt steht Energie aus Solarthermie nur unter Tags zur Verfügung. Möchte man diese Technologien zur Konditionierung der Räume

nutzen, werden thermische Speicher benötigt. Diese können einerseits als thermische Pufferspeicher in die Anlagentechnik integriert sein, oder aber die Gebäudestruktur selbst stellt das Speichermedium dar. [HUM10]

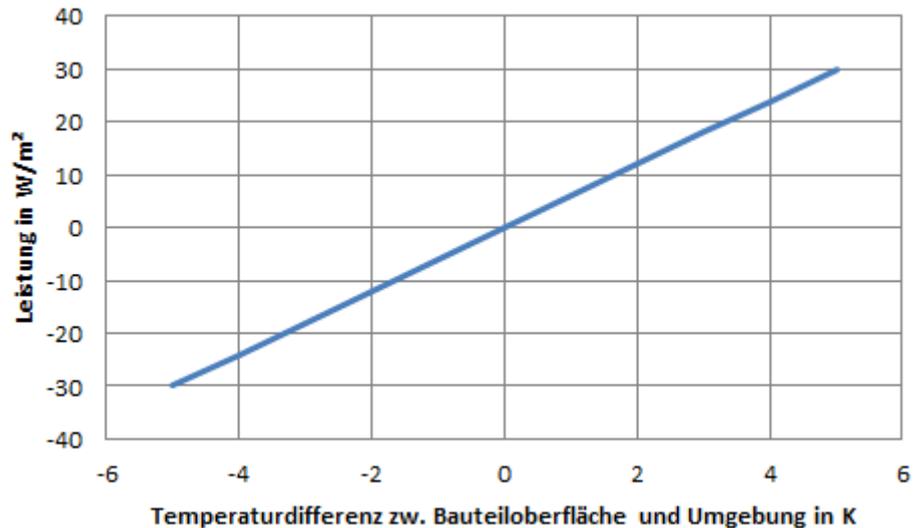
Im Zuge der Beladung der Bauteile muss abgeschätzt werden, wie sich der Energiebedarf des Gebäudes in den nächsten Stunden oder Tagen verhält. Da diese Prognose nie zu 100% mit der Realität übereinstimmen wird, lassen sich einerseits Solltemperaturen nicht exakt einhalten, andererseits ist aus diesem Grund die an das Wärmeabgabesystem abgegebene Energiemenge beim Einsatz von TABS stets höher als bei sehr flinken Wärmeabgabesystemen. Der Vorteil liegt allerdings im geringeren Primärenergieverbrauch bei Einsatz von Umweltenergie. Kann aufgrund des Einsatzes von TABS auf die Verwendung von Kältemaschinen zur Raumkühlung verzichtet werden und diese durch freie Kühlung ersetzt werden, kann der Energieverbrauch erheblich reduziert werden. [GLU99b]

Der Taktbetrieb führt außerdem zu einem reduzierten Stromverbrauch der Umwälzpumpen. [TOE09]

## 8.2 Selbstregelleffekt

Aufgrund der großen Wärmeübertragungsfläche eines TABS lässt sich die Vorlauftemperatur bzw. in weiterer Folge auch die Bauteiltemperatur relativ nahe an der Lufttemperatur im Raum wählen. Bei ausreichend geringen Wärmeverlusten bzw. Wärmegewinnen führen wenige Kelvin Temperaturunterschied bereits zu ausreichend hohen Heiz- bzw. Kühlleistungen.

In Abbildung 108 ist die Wärmeabgabe eines Bauteils (Decke) in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen der Bauteiloberfläche und der Luft im Raum bzw. der umgebenden Flächen dargestellt. Der Wärmeübergangskoeffizient wurde mit  $6 \text{ W/m}^2\text{K}$  für Strahlung und Konvektion angesetzt. Beträgt die Oberflächentemperatur des Bauteils etwa  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  und die Luft- bzw. Umgebungstemperatur  $22 \text{ }^\circ\text{C}$ , resultiert dies in einer Abgabeleistung von  $12 \text{ W/m}^2$ . Erhöht sich die Luft- bzw. Umgebungstemperatur auf  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  erfolgt kein Wärmeaustausch zwischen Raum und Bauteil. Bei einer Luft- bzw. Umgebungstemperatur von  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  ergibt sich bei einer Bauteiloberflächentemperatur von  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  eine Entzugsleistung von  $12 \text{ W/m}^2$ .



**Abbildung 108: Abgabe- bzw. Entzugsleistung eines Bauteils bei einem konstanten Wärmeübergangskoeffizienten von  $5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$  für Strahlung und Konvektion**

Der Selbstregelleffekt von TABS ist nur nutzbar, wenn die benötigten Oberflächentemperaturen zum Erreichen der erforderlichen Heiz- bzw. Kühlleistung nahe an der Raumsolltemperatur liegen.

Ein gewisser Schwankungsbereich der Temperatur im Raum ist bei der Verwendung von TABS zuzulassen. Es ist nicht möglich TABS so zu regeln, dass ein Temperatursollwert zu jeder Zeit gehalten werden kann. Werden geringe Abweichungen vom Temperatursollwert gefordert, ist von der Verwendung von TABS als alleiniges Heiz- bzw. Kühlsystem abzusehen.

### 8.3 Abgrenzung von Heiz- und Kühlperiode

Speziell in der Übergangszeit kommt es vor, dass in der Nacht Heizbedarf besteht und unter Tags Kühlbedarf gegeben ist. Aufgrund der Trägheit von TABS ist es nicht sinnvoll innerhalb eines Tages zu kühlen und zu heizen. Dabei würde zu Zeiten mit Heizbedarf Wärme in das Bauteil eingebracht werden, welche in einer darauffolgenden Phase mit Kühlbedarf den Bauteilen wieder entzogen werden muss. Aus diesem Grund sollte eine strenge Trennung der Heizperiode von der Kühlperiode erfolgen.

### 8.4 Regelstrategien

Die Wärmeabgabe über TABS führt zu Einschränkungen bei der Wahl der Regelstrategien. Aufgrund der Trägheit des Systems ist die Regelung der Temperatur im Raum nur innerhalb eines definierten Temperaturbandes möglich.

Folgende Regelstrategien sind für den Einsatz von Bauteilaktivierung grundsätzlich geeignet:

### außentemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung

Die außentemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung zählt zu den Basisregelstrategien der Gebäudetechnik. Dabei wird die Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur über eine Heiz- bzw. Kühlkurve gewählt. Die Regelstrategie berücksichtigt zeitlich schwankende Wärmegewinne oder Wärmeverluste nicht. Aufgrund der verzögerten Wärmeabgabe bzw. des verzögerten Wärmeentzugs reagiert das System langsam auf veränderte Klimasituationen. Auf Störgrößen (z.B. innere Lasten, solare Einstrahlung) kann im Wesentlichen mit einer außentemperaturgeführten Vorlauftemperaturregelung nicht reagiert werden. Ein Taktbetrieb ist nicht ohne weiteres möglich.

### außentemperaturgeführte Regelung der Kerntemperatur

Wird anstatt der Regelung der Vorlauftemperatur die Kerntemperatur der TABS geregelt, lässt sich ein Taktbetrieb realisieren. Die Temperatur im Raum wird in der Regel immer von der gewünschten Solltemperatur abweichen. Umso genauer der Zusammenhang zwischen Kerntemperatur und Raumtemperatur bekannt ist, umso besser kann die Raumtemperatur an den Sollwert herangeführt werden.

Die außentemperaturgeführte Rücklauftemperaturregelung stellt eine abgeänderte Variante der außentemperaturgeführten Regelung der Kerntemperatur dar. Die Rücklauftemperatur enthält implizit Informationen über den Beladungszustand des Bauteils.

### prädiktive Regelung

Durch die prädiktive Regelung lassen sich die Nachteile von TABS hinsichtlich der Trägheit des Systems reduzieren. Hier wird anhand einer Wetterprognose, sowie einer Prognose der inneren Lasten jene Leistung ermittelt, die dem Gebäude bzw. dem Raum zu geführt werden muss, um ein optimales Ergebnis hinsichtlich des Energieverbrauchs und der Behaglichkeit zu erreichen.

### raumtemperaturgeführte Regelung

Die raumtemperaturgeführte Regelung ermöglicht die Beladung der Bauteile in Abhängigkeit der Temperatur im Raum. Bei Verwendung von TABS ist zu beachten, dass auch bei der raumtemperaturgeführten Regelung der Einfluss von etwaigen Störgrößen nur mit sehr starker zeitlicher Verzögerung ausgeregelt werden kann. Auch eine kurzfristige Änderung des Temperatursollwerts ist nicht realisierbar.

## **8.5 Abbildung der Regelstrategie im Rechenkern**

Für den in diesem Bericht beschriebenen Rechenkern stellt die Abbildung der Regelstrategien eine untergeordnete Rolle dar. Die exakte Regelstrategie wird für jedes Projekt individuell

geplant. Da der Regelalgorithmus für jedes Projekt individuell in der Software für die Regelung des Gebäudes umgesetzt wird, ist es sinnvoll auch die Regelung in der Simulationsumgebung frei programmierbar zu gestalten. Die softwaretechnische Umsetzung im Programm sollte für den Haustechnik- bzw. Regelungstechnikplaner kein Problem darstellen. Meist wird von Softwareherstellern eine Vielzahl von vorgefertigten Bausteinen zur Bildung des Regelkonzepts zur Verfügung gestellt, welche dann miteinander kombiniert werden können. Dies ist jedoch teilweise undurchsichtig für den Anwender und der Aufbau eines Regelkonzepts gestaltet sich nicht weniger aufwendig als bei einem rein textorientierten Aufbau des Regelkonzepts.

## 9 Numerischer Lösungsalgorithmus

Das Gesamtmodell stellt ein System gekoppelter gewöhnlicher Differentialgleichungen dar. Zur Lösung des Systems wurde die Implementierung des Rechenkerns mit Hilfe von LSODA durchgeführt ([https://computation.llnl.gov/casc/odepack/odepack\\_home.html](https://computation.llnl.gov/casc/odepack/odepack_home.html)). LSODA erkennt selbständig ob die Aufgabenstellung ein steifes oder nicht-steifes System darstellt und wendet dann die jeweils geeignete Methode zur raschen Lösung der Differentialgleichungen an.

Der Gebäudesimulation liegt ein Differentialgleichungssystem zugrunde, das eine Differentialgleichung pro Zone und zwei pro Wand enthält. Zum Lösen dieses gewöhnlichen linearen Differentialgleichungssystems wird der LSODA Algorithmus verwendet.

<http://www.oecd-nea.org/tools/abstract/detail/uscd1227>

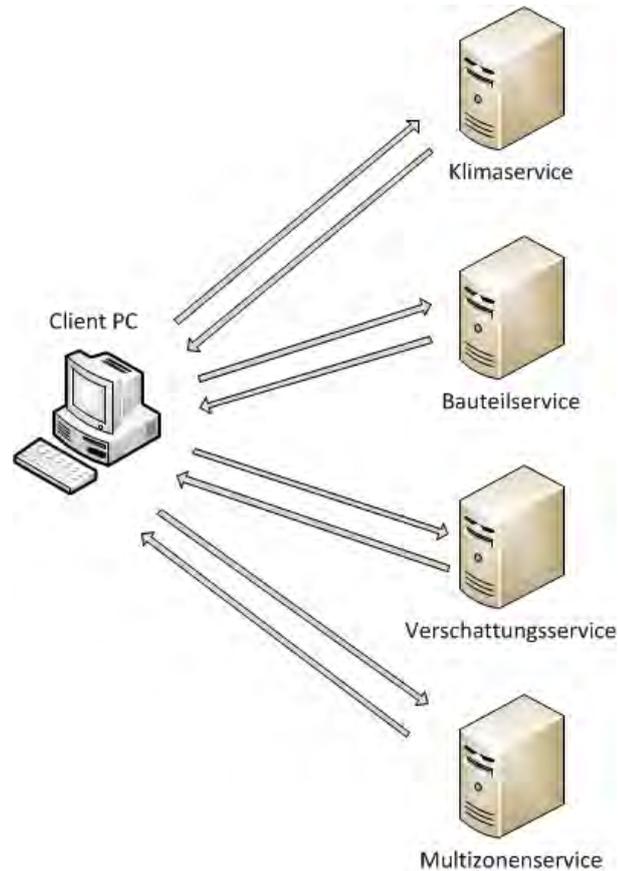
Die LSODA Implementierung ist Teil des sogenannten ODEPACKS, einer Sammlung von Fortran Lösern für Anfangswertprobleme von gewöhnlichen Differentialgleichungssystemen. Für LSODA existieren Anbindungen an unterschiedliche Programmiersprachen, u.a. an C++ und an Python.

Im gegenständlichen Fall wird die Anbindung an Python (im sogenannten `scipy.integrate` Package der SciPy Library, einer Bibliothek mit wissenschaftlichen Tools für Python) verwendet, die sich nahtlos in den objektorientierten Aufbau der Gebäudesimulation integrieren lässt.

## 10 Web Services

Der Implementierung des Multizonen Rechenkerns wird ebenso als Web Service ausgeführt wie die des Bauteilservices, des Verschattungsservices und des Klimaservices.

Schematisch lässt sich die Architektur folgendermaßen darstellen (s. Abbildung 109):



**Abbildung 109: Verschiedene Webservices werden durch den Client in beliebiger Reihenfolge aufgerufen**

Die Art des Clients hängt u.a. von der Funktionalität des Web Services ab. Abbildung 110 enthält den Entwurf eines Prototyps für den Client des Multizonen Services.

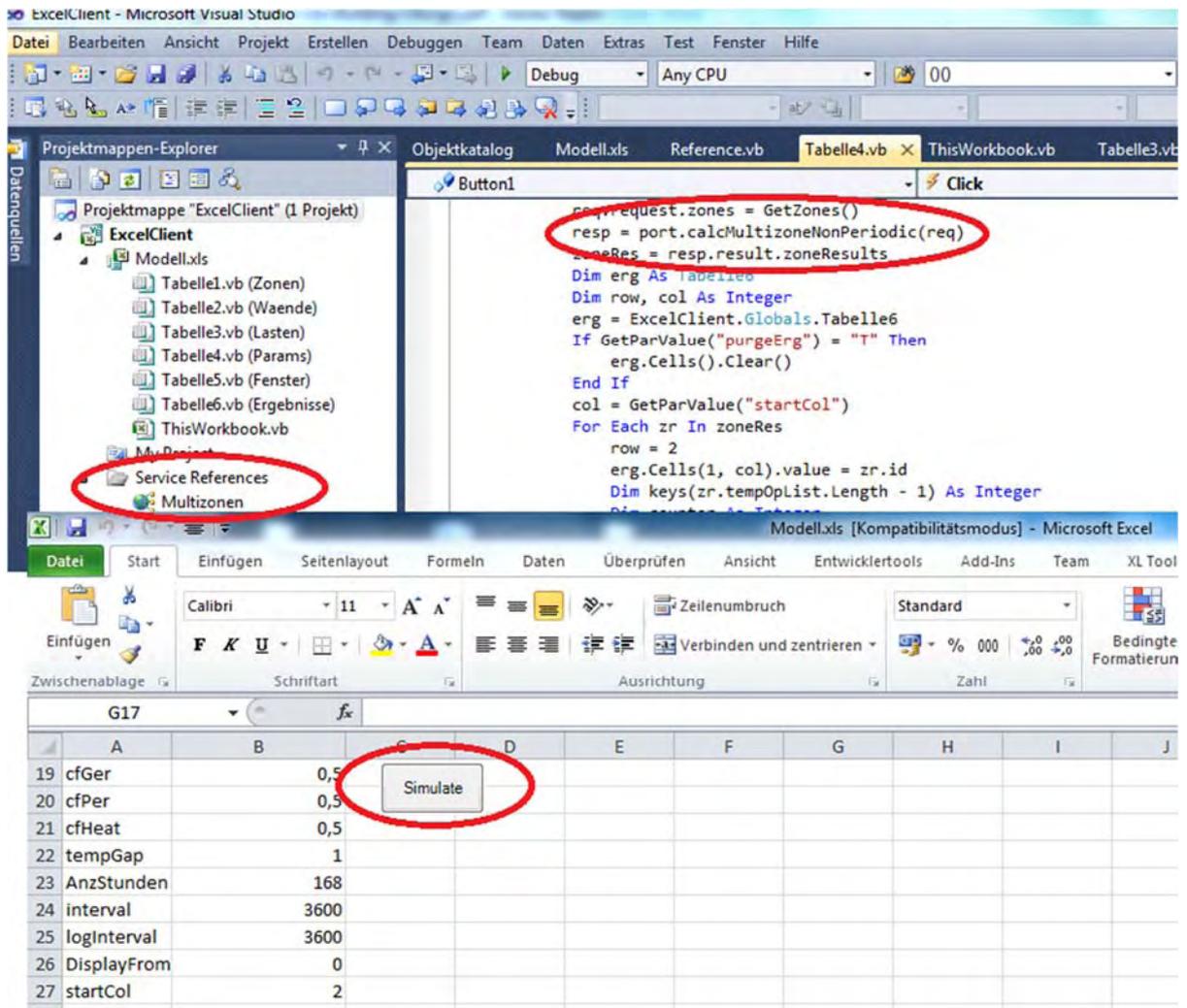


Abbildung 110: Prototyp eines Clients für ein Multizonen Simulationsservice

## 10.1 Service zur Simulation eines Multizonen Modells

Es wird ein SOAP Web Service zur Berechnung des Temperaturverhaltens von Mehrzonenmodellen erstellt, das unter <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/SimuService> erreichbar ist. SOAP ist das am weitesten verbreitete Protokoll für Web Services, also Services die im Internet verfügbar sein sollen und über eine standardisierte Schnittstelle verfügen. Die Objekte, die die Daten enthalten, werden in Form von XML Files serialisiert und als Streams zwischen dem Client und dem Server übertragen.

Die genaue Spezifikation eines SOAP Web Services ist aus dem zugehörigen .wsdl File ersichtlich, die Spezifikation der Typen, die verarbeitet werden können ist in der Regel in einem eigenen .xsd File festgeschrieben auf das im o. e. .wsdl File verwiesen wird.

Beide Files sind an der o. a. Adresse verfügbar.

S. a. <http://de.wikipedia.org/wiki/SOAP>

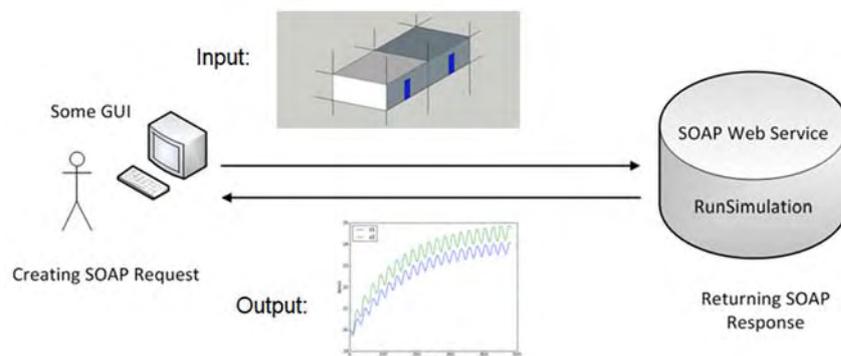
SOAP bietet gegenüber Systemen, in denen die einzelnen Komponenten nicht unabhängig voneinander funktionieren, einige Vorteile:

- Möglichkeit zur Nutzung komplexer Komponenten über lokale Netzwerke hinaus
- Plattformunabhängigkeit
- Komponentenweise unabhängige Implementierung
- Erweiterbarkeit

Allerdings sind auch einige Nachteile nicht zu vergessen:

- Das Protokoll und seine Implementierung sind komplex
- Server müssen konfiguriert und gewartet werden
- Kompliziertes Testen
- Nicht ganz leicht gegen unbefugte Benutzer abzusichern

Am Beispiel der Multizonen Simulation lässt sich Funktionsweise des Web Services in der folgenden Graphik darstellen:



**Abbildung 111: Aufruf des Rechenkerns über ein Webservice**

Folgende Features sind in der Implementierung des Rechenkerns zur Mehrzonenberechnung bereits enthalten:

- Übergabe beliebig vieler (auch aneinandergrenzender) Zonen samt der zu jeder Zone gehörigen Flächen (Wände, Boden, Decken)
- Berechnung des Temperaturverhaltens einzelner Zonen auf Basis eines linearen gekoppelten Differentialgleichungssystems
- Berücksichtigung von Wärmeeintrag auch durch Strahlung
- Berücksichtigung von verglasten Flächen
- Berücksichtigung von inneren Lasten (Personen, Geräte,...)
- Berücksichtigung des Luftwechsels

Input / Output:

Die Spezifikation sowohl der zu übergebenden Objekte als auch der Rückgabewerte ist aus <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/SimuService?xsd=1> ersichtlich.

## 10.2 Service zur Berechnung der Verschattung von Außenwänden

Es wird ein Service zur Berechnung der Verschattung von Außenwänden aufgrund anderer Objekte erstellt.

Das Service nimmt einen Vektor, der den momentanen Sonnenstand repräsentiert, und eine Liste von Objekten entgegen, von denen jedes für eine Wand steht, die durch beliebig viele Eckpunkte (in der Regel vier) begrenzt wird.

Es liefert für jede Wand den momentanen Verschattungsfaktor zurück. (Abbildung 112) Zu diesem Zweck werden die zu berücksichtigenden Polygone auf eine Ebene projiziert und die überschneidende Fläche mit Hilfe eines Polygon Clipping Algorithmus berechnet.

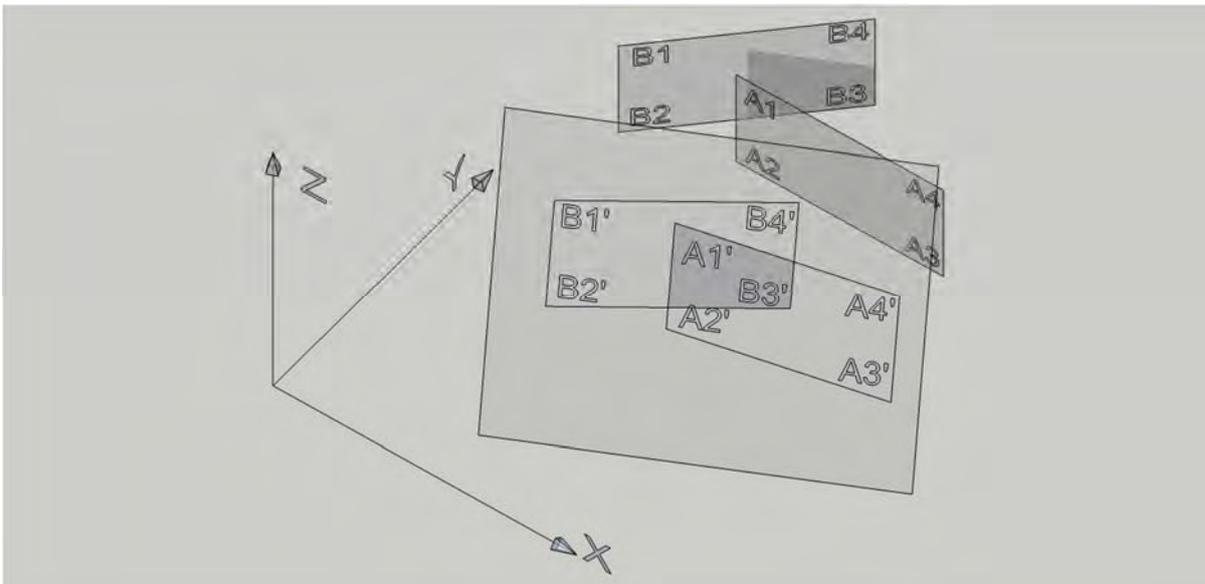


Abbildung 112: Projektion zweier Polygone auf eine Projektionsebene [GLA13]

Das betreffende Web Service und die Spezifikation der Input- und Output Objekte ist unter <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/SchattenService> bzw. <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/SchattenService?xsd=1> verfügbar.

## 10.3 Service zur Berechnung von Bauteilen

Es wird ein Service zur Berechnung des Wärmedurchgangswiderstands und der gemittelten spezifischen Wärmespeicherkapazitäten durch einen geschichteten Bauteil erstellt.

Das betreffende Web Service und die Spezifikation der Input- und Output Objekte ist unter <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/BauteilService> bzw. <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/BauteilService?xsd=1> verfügbar.

Ein Beispiel für einen entsprechenden Client folgt.

### Beispiel: U-Wert Ermittlung einer inhomogenen Außenwandkonstruktion

Gegeben ist eine Stahlbetonskelettkonstruktion, mit einem Achsabstand von 5.0m, mit Hochlochziegelausfachung. Auf dieser Tragkonstruktion ist ein Wärmedämmverbundsystem bestehend aus EPS-F und Deckschicht angebracht. Nach innen wird ein Putz aufgetragen. Abbildung 113 zeigt einen horizontalen Schnitt durch den Bauteilaufbau.

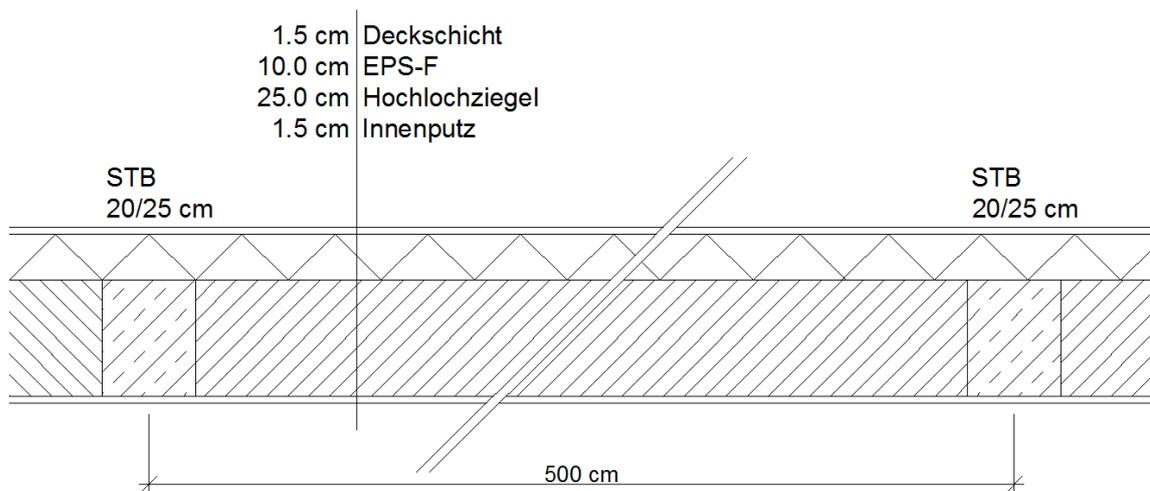


Abbildung 113 Stahlbetonskelettbau mit Hochlochziegelausfachung und WDVS

Für die Bestimmung des U-Wertes der Gesamtkonstruktion ist es notwendig das zweidimensionale Temperaturfeld innerhalb des Bauteils abzubilden. Hierzu wird der Mittelwert aus der oberen und der unteren Grenze des Durchgangswiderstands des Wandaufbaus bestimmt.

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{\frac{R_T' + R_T''}{2}} \quad (207)$$

- U Durchgangskoeffizient in W/m<sup>2</sup>K
- R<sub>T</sub> Durchgangswiderstand in m<sup>2</sup>K/W
- R<sub>T</sub>' Oberer Grenzwert m<sup>2</sup>K/W
- R<sub>T</sub>'' Unterer Grenzwert m<sup>2</sup>K/W

Die Berechnung des oberen Grenzwertes des Durchgangswiderstandes R<sub>T</sub> erfolgt durch Teilung der Konstruktion in homogene Abschnitte. Mit der Annahme eines eindimensionalen

Wärmetransportvorgangs werden die einzelnen Durchgangswiderstände dieser Teile ermittelt und durch deren Teilflächenfaktoren dividiert und anschließend addiert.

$$R_T' = \sum_k \frac{R_{TK}}{f_k} \quad (208)$$

- $R_{TK}$  Durchgangswiderstand des Abschnitts k in m<sup>2</sup>K/W  
 $f_k$  Teilflächenfaktor des Abschnitts k  
 $R_T'$  Oberer Grenzwert m<sup>2</sup>K/W

Der obere Grenzwert  $R_T'$  wird durch die Annahme parallel zu Bauteiloberfläche verlaufenden Isothermen im gesamten Bauteil gebildet. Somit kann  $R_T'$  durch Gewichtung der einzelnen Wärmeleitfähigkeiten innerhalb einer Schichte der quasihomogenen Bauteilkonstruktion bestimmt werden.

$$\lambda_i = \sum_k \frac{\lambda_k}{f_k} \quad (209)$$

- $\lambda_i$  Wärmeleitfähigkeit der inhomogenen Bauteilschichte in W/mK  
 $\lambda_k$  Wärmeleitfähigkeit der Bauteilkomponente k in W/mK  
 $f_k$  Teilflächenfaktor des Bauteilkomponente k

$$R_T'' = R_{si} + \sum_n \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{d_i}{\lambda_i} + R_{se} \quad (210)$$

- $\lambda_n$  Wärmeleitfähigkeit der homogenen Bauteilschichte n in W/mK  
 $d_n$  Wärmeleitfähigkeit der homogenen Bauteilschichte n in W/mK  
 $R_{se}$  Wärmeübergangswiderstand in m<sup>2</sup>K/W

Berechnungen nach dem beschriebenen Gleichungsapparat, für den in Abbildung 113 gezeigten Aufbau, ergeben einen Wärmedurchgangskoeffizient U von 0.313 W/m<sup>2</sup>K.

Neben der bereits beschriebenen Bauteilgeometrie benötigt das Webservice für die Berechnung des U-Wertes der inhomogenen Außenwand noch folgende Materialparameter:

**Tabelle 11: Materialparameter**

Material	Wärmeleitfähigkeit in W/mK
Deckschicht	0.8
EPS-F	0.04
Hochlochziegel	0.5
Innenputz	0.8
Stahlbeton	1.65

Beispiel Code:

```

CalculatorClient c = new CalculatorClient();

// 1. Schichtenfolge
schichtenfolge sf1 = new schichtenfolge();
// 1. Schichtenfolge, 1. Schicht, Putz
schicht s11 = new schicht();
s11.d = .015;
s11.dSpecified = true;
s11.typ = schichttyp.MATERIAL;
s11.typSpecified = true;
s11.lambda = .4;
s11.lambdaSpecified = true;
// 1. Schichtenfolge, 2. Schicht, Betonstuetze
schicht s12 = new schicht();
s12.d = .25;
s12.dSpecified = true;
s12.typ = schichttyp.MATERIAL;
s12.typSpecified = true;
s12.lambda = 1.65;
s12.lambdaSpecified = true;
// 1. Schichtenfolge, 3. Schicht, EPS
schicht s13 = new schicht();
s13.d = .1;
s13.dSpecified = true;
s13.typ = schichttyp.MATERIAL;
s13.typSpecified = true;
s13.lambda = 0.04;
s13.lambdaSpecified = true;
// 1. Schichtenfolge, 4. Schicht, Aussenputz
schicht s14 = new schicht();
s14.d = .015;
s14.dSpecified = true;
s14.typ = schichttyp.MATERIAL;
s14.typSpecified = true;
s14.lambda = 0.8;
s14.lambdaSpecified = true;
schicht[] sar1 = new schicht[] { s11, s12, s13, s14 };
sf1.schichten = sar1;
sf1.anteil = .2 / 5.0;
sf1.anteilSpecified = true;

```

```

sf1.d = .38;
sf1.dSpecified = true;

// 2. Schichtenfolge
schichtenfolge sf2 = new schichtenfolge();
// 2. Schichtenfolge, 1. Schicht, Putz
schicht s21 = new schicht();
s21.d = .015;
s21.dSpecified = true;
s21.typ = schichttyp.MATERIAL;
s21.typSpecified = true;
s21.lambda = .4;
s21.lambdaSpecified = true;
// 2. Schichtenfolge, 2. Schicht, MWK
schicht s22 = new schicht();
s22.d = .25;
s22.dSpecified = true;
s22.typ = schichttyp.MATERIAL;
s22.typSpecified = true;
s22.lambda = .5;
s22.lambdaSpecified = true;
// 2. Schichtenfolge, 3. Schicht, EPS
schicht s23 = new schicht();
s23.d = .1;
s23.dSpecified = true;
s23.typ = schichttyp.MATERIAL;
s23.typSpecified = true;
s23.lambda = 0.04;
s23.lambdaSpecified = true;
// 2. Schichtenfolge, 4. Schicht, Deckschicht
schicht s24 = new schicht();
s24.d = .015;
s24.dSpecified = true;
s24.typ = schichttyp.MATERIAL;
s24.typSpecified = true;
s24.lambda = 0.8;
s24.lambdaSpecified = true;
schicht[] sar2 = new schicht[] { s21, s22, s23, s24 };
sf2.schichten = sar2;
sf2.anteil = 4.8 / 5.0;
sf2.anteilSpecified = true;
sf2.d = .38;
sf2.dSpecified = true;

ergebnis e = c.calculateBauteil(new schichtenfolge[] { sf1, sf2 });
Console.WriteLine("U: " + e.u);
Console.ReadLine();

```

Ergebnis:  $U=0,313\text{W/m}^2\text{K}$

Das zuvor berechnete Ergebnis stimmt mit dem aus dem Webservice berechneten Wert überein.

## **10.4 Service zur Berechnung des Klimas**

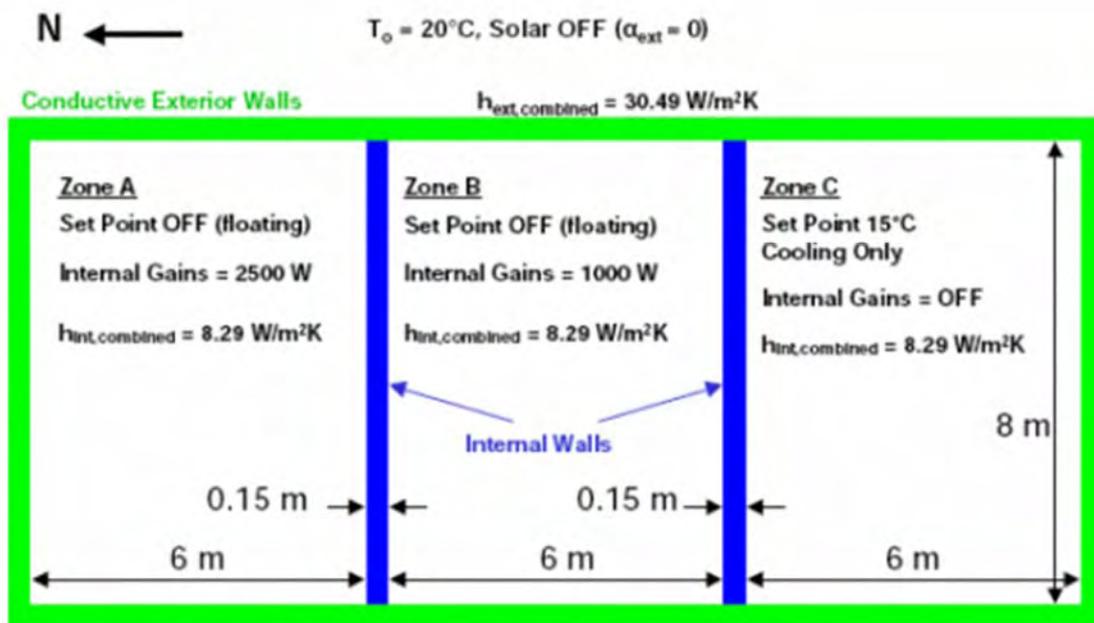
Dieses Service berechnet die normgemäßen Temperaturen und Strahlungseinträge für einen bestimmten Ort bzw. für eine Fläche.

Das betreffende Web Service und die Spezifikation der Input- und Output Objekte ist unter <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/KlimaService> bzw. <http://d2.bph.tuwien.ac.at:8080/SoapServices/KlimaService?xsd=1> verfügbar.

# 11 AP 5 – Validierung - Ringrechnungsbeispiele

## 11.1 Validierung Raummodell

Die Validierung des Rechenkerns erfolgte u.a. anhand eines BESTEST dessen Vorgangsweise auf der Seite des US Department of Energy dokumentiert ist. Das Testszenario umfasst ein 3-Zonen-Modell dessen Abmessungen folgender Abbildung entnommen werden können:



**Figure 1 – Schematic Diagram of Test Building for Test Case MZ320 Showing Dimensions and Boundary Conditions (Figure 1-1, Neymark and Judkoff 2008)**

**Abbildung 114 Szenario Bestest MZ 320**

In den Zonen A und B werden interne Heizlasten eingebracht: Zone A: 2500 W Zone B: 1000 W.

In Zone C ist eine Kühllast in einer Höhe einzubringen, sodass eine konstante Temperatur in der Höhe von 15°C gehalten wird.

Es wird ein eindimensionaler interzonaler Wärmeaustausch vorausgesetzt. Der innere kombinierte Wärmeübergangskoeffizient wird mit  $8,29 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  angenommen, der äußere mit  $30,8742 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .

Der Kehrwert des Durchlasswiderstands (spezifischer Wärmedurchgangskoeffizient) der Außenwände ist mit  $1,6 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  angegeben, der der Innenwände mit  $8,0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .

Wärmeaustausch durch Strahlung wird vernachlässigt.

Die Höhe der Kühllast in Zone C ist zu berechnen.

Da es sich um ein stationäres Modell handelt, lässt sich das Ergebnis leicht auch analytisch exakt berechnen.

Der Vergleich des analytischen Ergebnisses mit dem Ergebnis der Simulation zeigt, dass sich in der Simulation nach wenigen Tagen die erwarteten Temperaturverhältnisse einstellen und die Validierung der Implementierung somit erfolgreich ist.

## 11.2 Ringrechnungsbeispiel 1-Zonen-Modell

Für folgendes 1-Zonen-Modell wurde der periodische Zustand und daran anschließend der Temperaturverlauf in einer Hitzeperiode errechnet und graphisch dargestellt:

Nutzfläche	56 m <sup>2</sup>
Fensterfläche und Orientierung	8 m <sup>2</sup> (Süden), 8 m <sup>2</sup> (Westen)
Volumen des Raumes	179,20 m <sup>3</sup>
innere Lasten	Büro 3 Personen

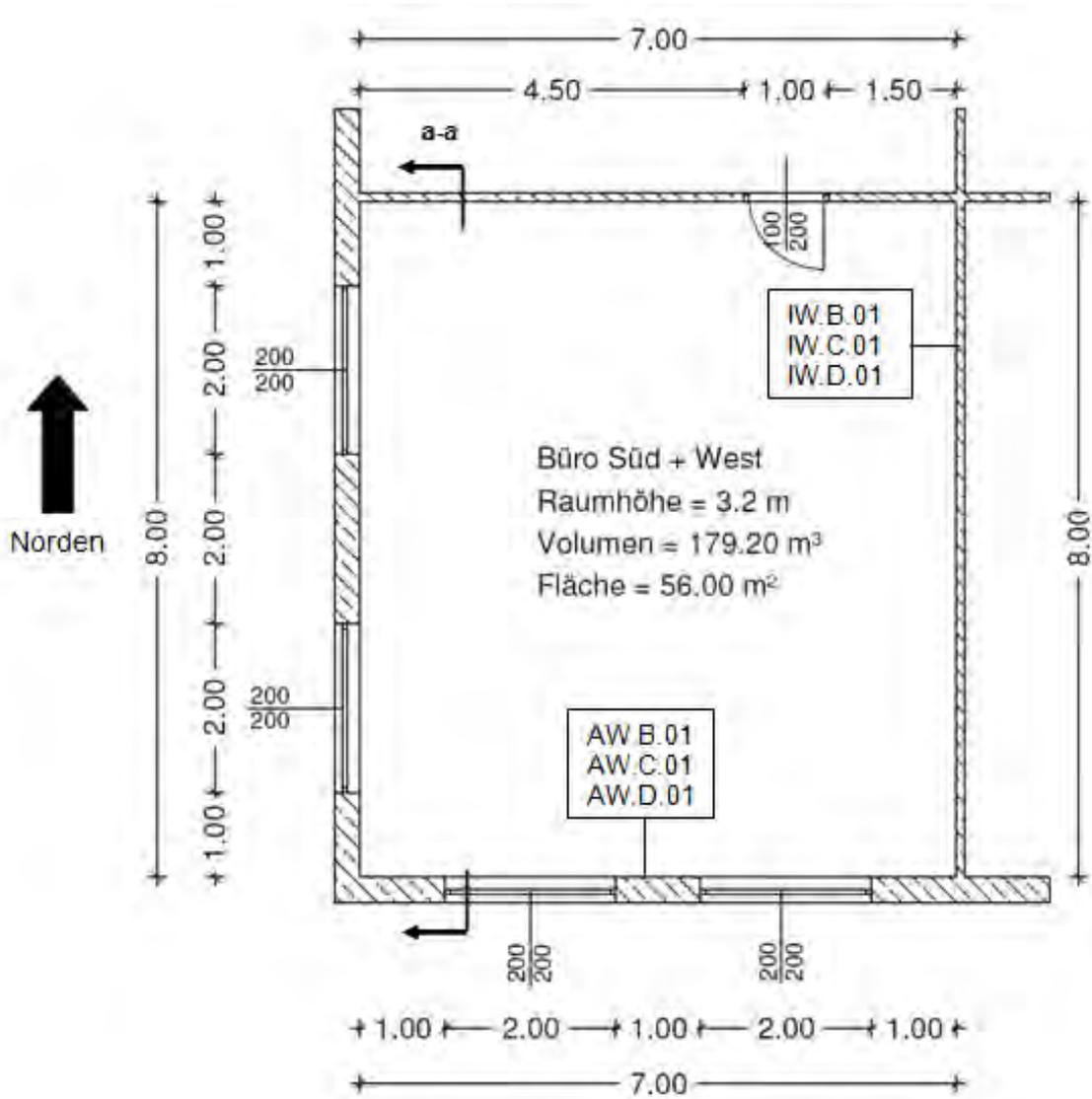


Abbildung 115: Büro Süd + West Grundriss

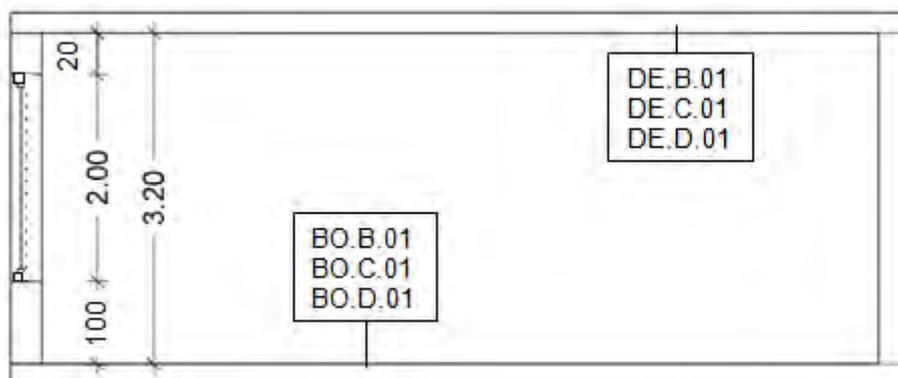


Abbildung 116: Büro Süd + West Schnitt a-a

Sonnenschutz:

Transmission	0,14
Reflexion	0,7
Lage der Verschattung	außen
Sonnenschutz vor 07:00 Uhr	ja

Die folgenden Tabellen enthalten die Bauteilaufbauten für die Holzrahmenbauweise. Alle Bauteilaufbauten sind von innen nach außen, bzw. bei Decken oder Bodenaufbauten, von oben nach unten angegeben.

**Tabelle 12: Außenwand - Holzrahmenbauweise**

Nr.	Bezeichnung	d
		m
1	Gipskartonplatte	0,0125
2	MW-WF Steinwolle zwischen Querlattung, Nutzholz, Fichte (h=30, b=50; Achsabstand=400)	0,050
3	OSB-Platte	0,015
4	MW-WF Steinwolle zwischen Stehern aus Nutzholz, Fichte (h=200; b=100; Abstand=700)	0,200
5	MDF-Platten	0,016
6	Leichtputzmörtel	0,020

Die wirksamen Wärmespeicherkapazitäten ergeben sich damit zu:

$$C_i = 18,42 \text{ kJ m}^{-2} \text{ K innen bzw.}$$

$$C_e = 36,86 \text{ kJ m}^{-2} \text{ K außen.}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient (exklusive der Übergangswiderstände) ergibt sich zu:

$$K = 0,147 \text{ W m}^{-2} \text{ K}$$

**Tabelle 13: Innenwand – Holzrahmenbauweise**

Nr.	Bezeichnung	d
		m
1	Gipskartonplatte	0,0125
2	MW-WF Glaswolle zwischen C-Profilen (b=2, Achsabstand=600)	0,080
3	Gipskartonplatte	0,0125

$$C_i = 13,30 \text{ kJ m}^{-2} \text{ K}$$

$$C_e = 13,30 \text{ kJ m}^{-2} \text{ K}$$

$$K = 0,465 \text{ W m}^{-2} \text{ K}$$

**Tabelle 14: Boden, Decke – Holzrahmenbauweise**

Nr.	Bezeichnung	d
		m
1	Parkett, Nutzholz Eiche	0,012
2	Zementestrich	0,050
3	Folie	-
4	Trittschalldämmung MW-PT	0,030
5	Holzspanplatte	0,024
6	Luft zwischen Nutzholz Fichte (h=220; b=140; Achsabstand=740)	0,220
7	MW-WF Glaswolle zwischen Querlattung, Nutzholz Fichte (h=30, b=50; Achsabstand=400)	0,030
8	Gipskartonplatten	0,025

$$C_i = 91,58 \text{ kJ m}^{-2} \text{ K}$$

$$C_e = 24,36 \text{ kJ m}^{-2} \text{ K}$$

$$K = 0,093 \text{ W m}^{-2} \text{ K}$$

In der folgenden Abbildung ist der Vergleich der Ergebnisse der Referenzlösung (Umsetzung der ÖNORM B8110-3) für Ringrechnungen und des Webservices dargestellt.

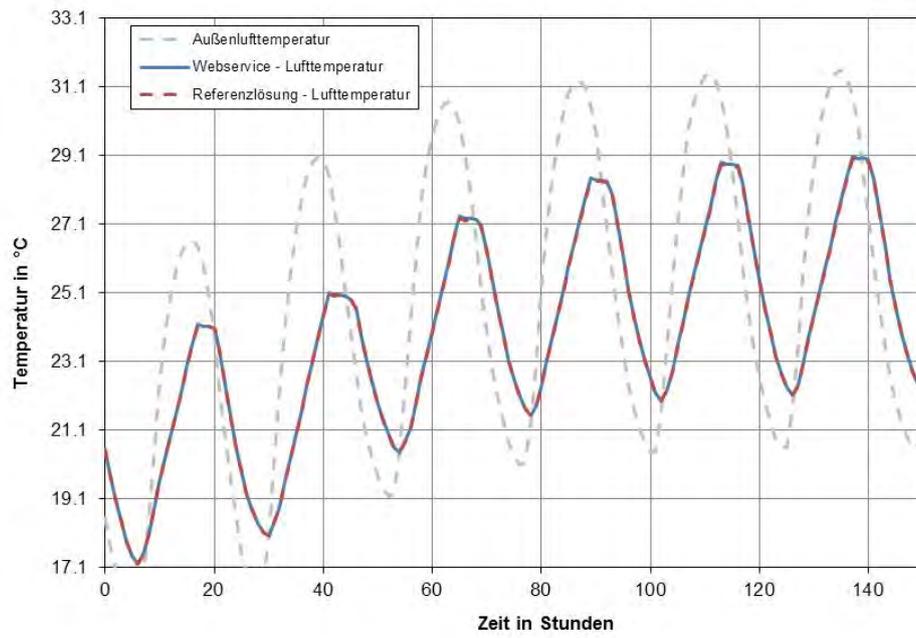


Abbildung 117: Temperaturverlauf Büro Süd + West

### 11.3 Ringrechnungsbeispiel Mehrzonenmodell

Für folgendes Szenario wurde ein Modell erstellt und der periodische Zustand berechnet:

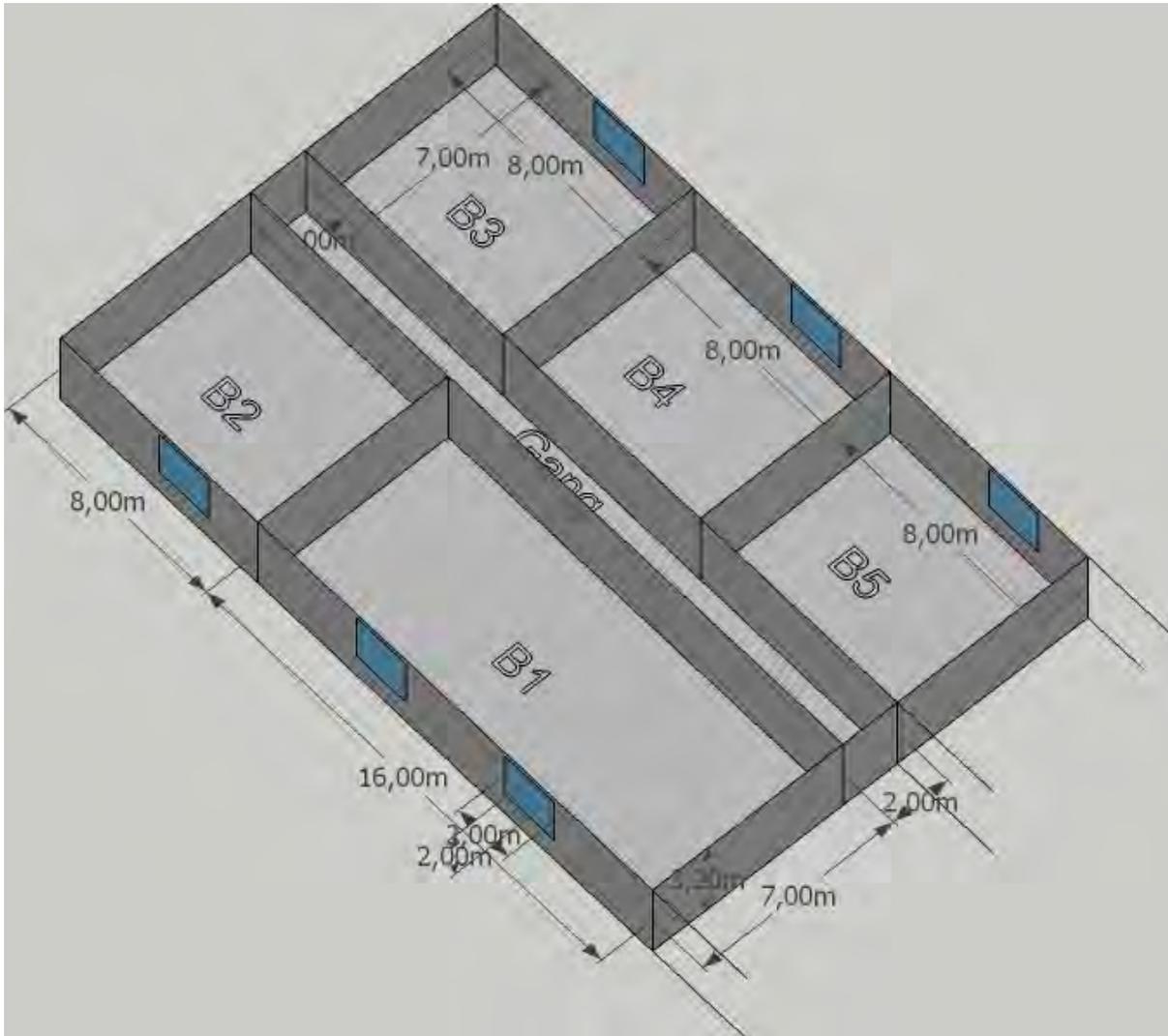


Abbildung 118: Multizonenmodell Büro Süd + West

Lage:

Standort	Salzburg
Seehöhe	483 m
Luftdichtheit $n_{50}$	1,5 1/h
Absorptionsgrad Außenwände	0,5

Fenster:	
U-Wert Glas	1,1 W/m <sup>2</sup> K
U-Wert Rahmen	1 W/m <sup>2</sup> K
Wärmedurchgangskoeffizient $\psi$	0,05 W/mK
Rahmenbreite	0,05 m
g-Wert Verglasung	0,62
Fenster nachts (22:00-06:00)	geschlossen

Lüftungsanlage:	
Luftwechsel 06:00-22:00	0,4 1/h
Luftwechsel 22:00-06:00	0,6 1/h
Wärmerückgewinnung	75 %
SFP Abluft	0,2 W/(m <sup>3</sup> /h)
SFP Zuluft	0,2 W/(m <sup>3</sup> /h)

Innere Lasten: 3 Arbeitsplätze Büronutzung

Nutzfläche	56 m <sup>2</sup>
Fensterfläche und Orientierung	8 m <sup>2</sup> (Süden)
Volumen des Raumes	179,20 m <sup>3</sup>
innere Lasten in Büro 1 und 5	Büro 3 Personen
innere Lasten in Büro 2	Büro 6 Personen

Damit ergibt sich im periodischen Zustand folgender Temperaturverlauf:

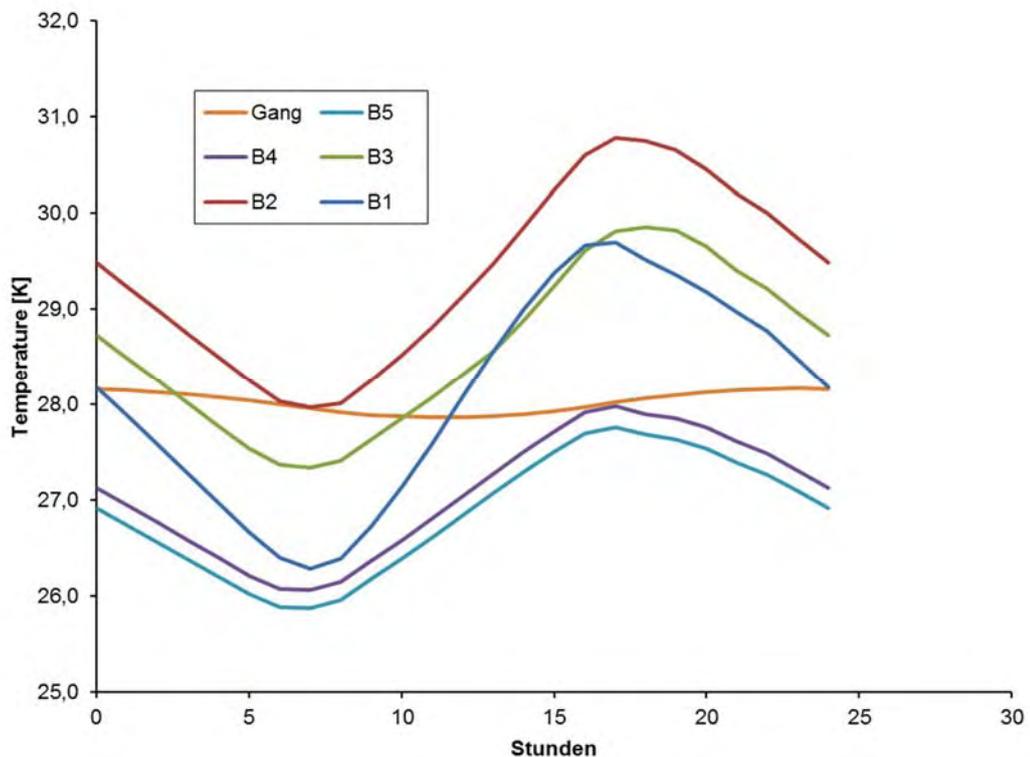
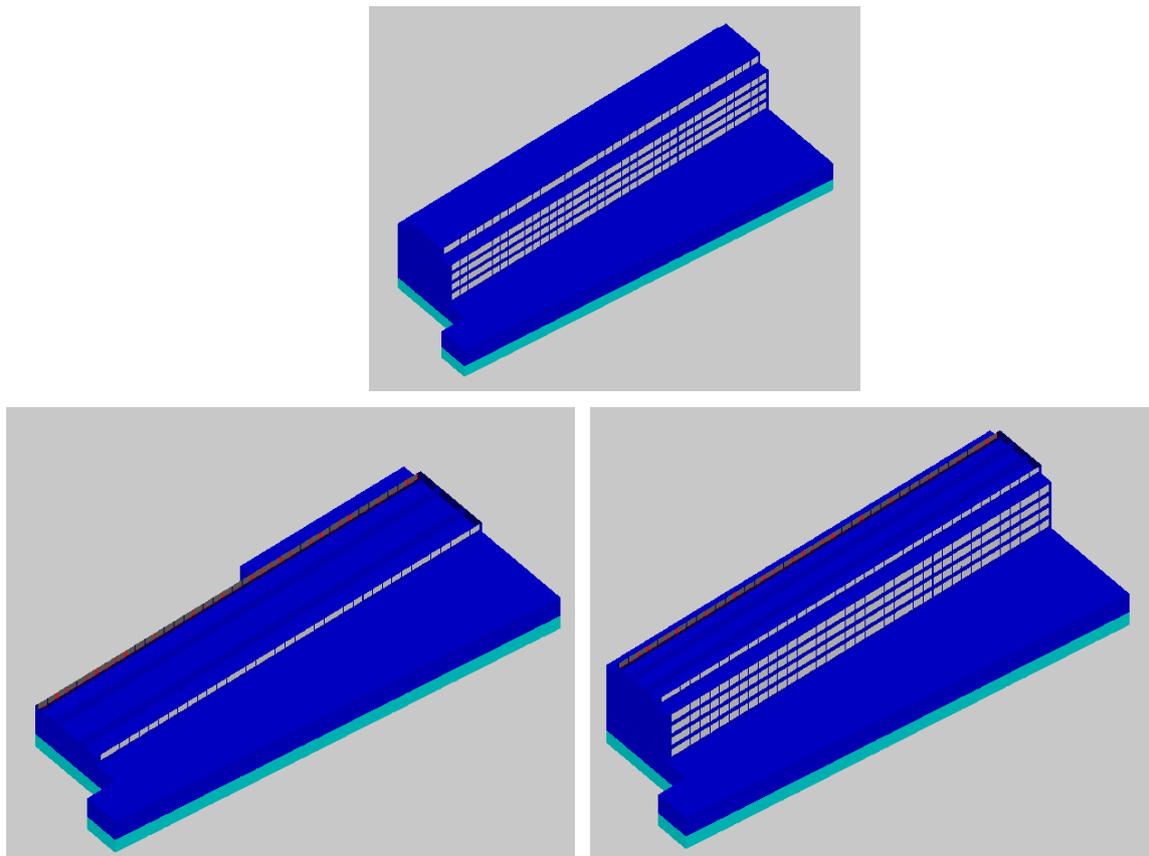


Abbildung 119: Temperaturverlauf Büro Süd + West

## 12 Anwendung Bürogebäude ETECHCENTER

Zur Abbildung eines realistischen Gebäudes mit Hilfe der Algorithmen des Rechenkerns wurden die entsprechenden Teilmodelle (Baueilaktivierung und Regelung) im Gebäudesimulationsprogramm Builldopt\_VIE eingebaut. Auf Basis der vorhandenen Unterlagen zu Bautechnik, Gebäudetechnik und Regelung wurde ein 17 Zonen Modell erstellt. Das Gebäude besteht aus einer Tiefgarage, einem Erdgeschoß mit verschiedenen Nutzungen und einem 1OG bis 5OG mit einer Büronutzung. Der Vergleich erfolgt für die Bürogeschosse.



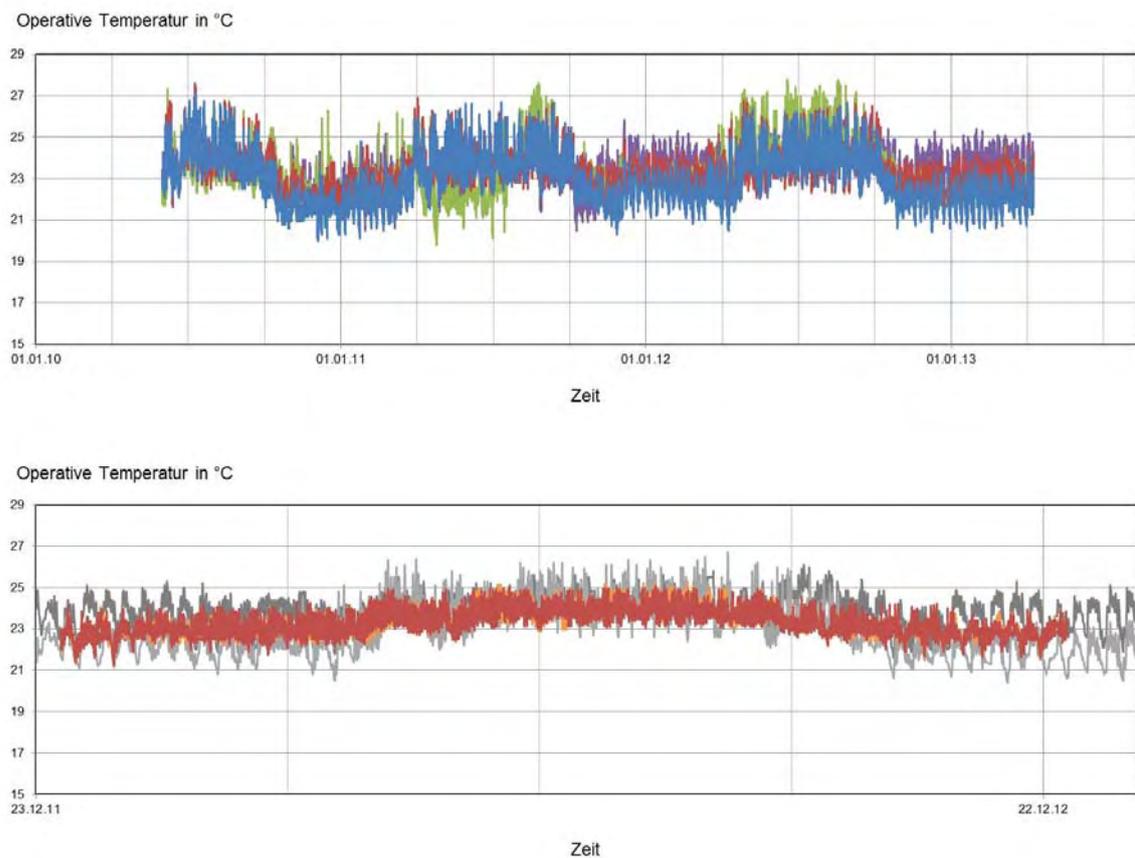
**Abbildung 120: Gesamtmodell und Schnitte durch das 1OG und 5OG  
des 17-Zonen Modells des ETECH Centers.**

Zur Abbildung der Gebäudetechnik wurde eine zentrale Lüftungsanlage für die Bürozone, die aktivierten Wandelemente und die Aktivierung der Stahlbetondecken modelliert.

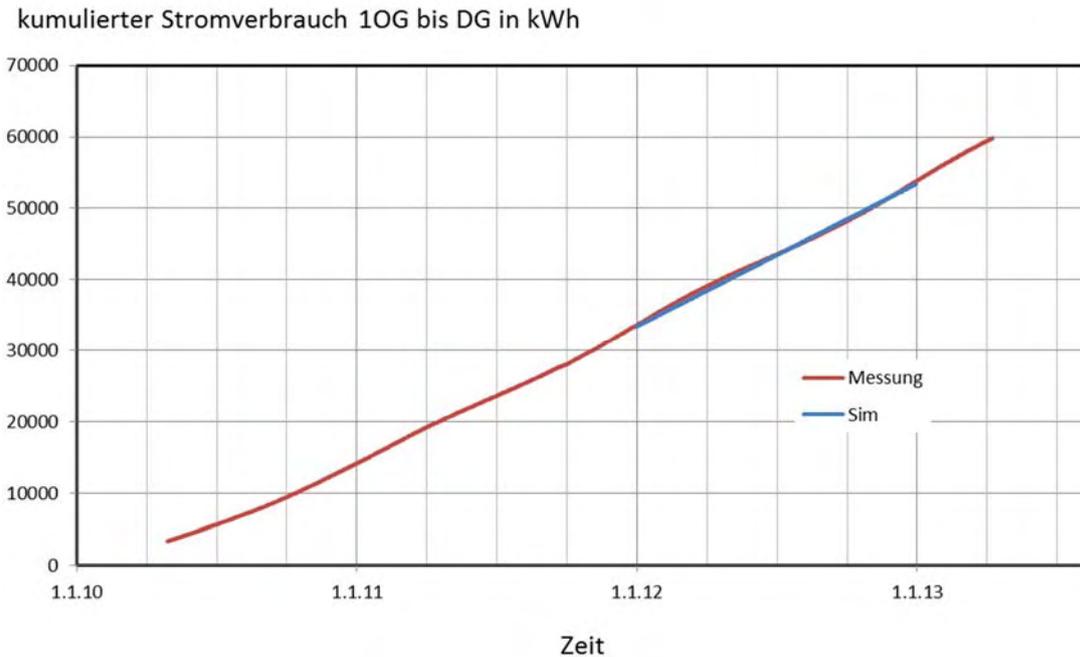
Die Steuerung der Wärmeabgabe in den Zonen wurde über die Aktivierung der Wandelemente bzw. Decken entsprechend der operativen Temperatur der Zone modelliert. In Anlehnung an den realen Steuerungsalgorithmus werden die Bauteile mit dem Wärmeträger durchflossen, wenn die operative Temperatur unter 23°C sinkt und die Wärmezufuhr stoppt wenn die

Temperatur über 24°C kommt. Umgekehrt startet der Wärmeentzug wenn die operative Temperatur über 25°C kommt und stoppt, wenn sie unter 24°C sinkt. Bei Abwesenheit werden die Temperaturgrenzwerte um 2 Kelvin verschoben.

In der folgenden Abbildung sind die gemessenen und die simulierten Verläufe der operativen Temperaturen in einer Reihe von Zonen zusammengestellt.



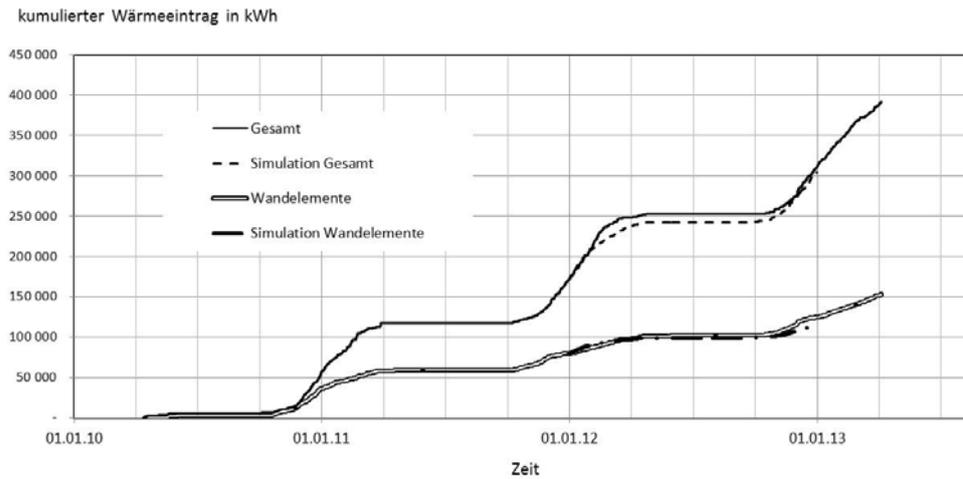
**Abbildung 121: Gemessene Temperaturen (oben) und Vergleich mit simulierten operativen Temperaturen (unten, farbig) für verschiedene Bürozone**



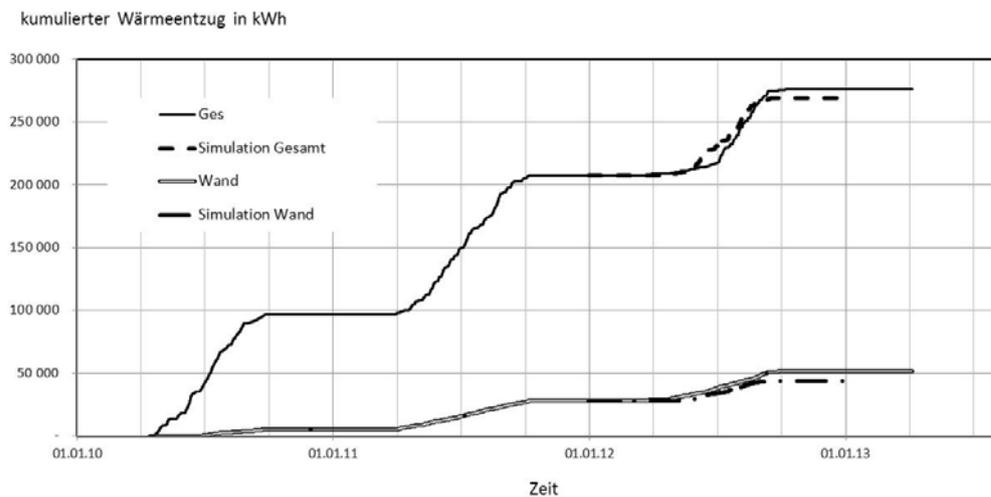
**Abbildung 122: Gemessener Stromverbrauch in den Bürozonen und Vergleich mit dem simulierten Stromverbrauch aufgrund der angenommenen Nutzung**

Die Nutzung der Bürozonon wurde durch eine angenommen Anzahl an Personen und deren Aufenthaltswahrscheinlichkeit modelliert. Zusätzlich wurde der bei Anwesenheit und Abwesenheit vorhandene Stromverbrauch so modelliert, dass der gemessene Gesamtstromverbrauch für die Bürogoschosse reproduziert werden kann. Eine Gegenüberstellung des gemessenen und des simulierten Stromverbrauchs ist in der Abbildung 122 dargestellt.

Das Ergebnis der Simulation für die den Bürozonon über die Wandelemente bzw. Decken zugeführte bzw. abgeführte Wärmemenge ist in den folgenden Abbildungen dargestellt. Erkennbar ist, dass der zeitliche Verlauf der Wärmeströme für die Wandelemente und für die Deckenelemente gut reproduziert werden kann. In der Übergangsjahreszeit gibt es Abweichungen, die vermutlich auf die unterschiedliche Steuerung des Sonnenschutzsystems und auf Eingriffe der Nutzer in die Stellung des Sonnenschutzsystems verursacht werden. Die entzogene Wärmemenge ist ebenso gut reproduziert. Einer der wesentlichen Parameter dabei ist die Steuerung des Sonnenschutzsystems und auch hier die Eingriffe der NutzerInnen in die Wirkung des Sonnenschutzsystems.



**Abbildung 123: Gemessene und berechnete zugeführte Wärmemenge für den Bürobereich. Erkennbar ist, dass durch die Modelle der zeitliche Verlauf gut nachgebildet und die Aufteilung zwischen Wand und Decke korrekt wiedergegeben wird.**



**Abbildung 124: Gemessene und berechnete entzogene Wärmemenge für den Bürobereich. Erkennbar ist, dass durch die Modelle der zeitliche Verlauf gut nachgebildet und die Aufteilung zwischen Wand und Decke korrekt wiedergegeben wird.**

## 13 Zusammenfassung

Grundidee für dieses Forschungsprojekt ist die Entwicklung eines, auf Grundlage von Simulationen, validierten Tools für die Berechnung von thermisch aktivierten Bauteilen. Dieses Tool soll die Basis für eine Übernahme von dynamischen Simulationsmethoden in die Energieausweisberechnung darstellen.

### Ergebnisse

In dem Projekt wird ein Simulationsmodell für Gebäude und Anlagensimulationen entwickelt. Es wird dabei speziell auf die Berechnung des thermischen Verhaltens von aktivierten Bauteilen eingegangen. Die erarbeiteten Modelle ermöglichen einerseits verhältnismäßig kurze Berechnungszeiten, andererseits führen sie zu einer erheblichen Verbesserung der Genauigkeit im Vergleich zu rein bilanzierenden Methoden. Speziell bei der Berechnung des trägen Verhaltens von TABS sind rein bilanzierende Verfahren nicht ausreichend genau.

Das vollständige Berechnungstool wurde in der Programmierumgebung Matlab umgesetzt und im Endbericht dokumentiert. Die Beschreibung der Modelle erfolgt dabei einerseits anhand der physikalischen Modelle, andererseits wird der Softwarecode ebenfalls im Endbericht festgehalten. Dies wird die Umsetzung des Berechnungsprogramms seitens der Softwareentwickler vereinfachen.

Die Validierung der einzelnen Simulationsmodelle erfolgt auf Basis von Messdaten verschiedener realer Objekte. Als Validierungsobjekte dienen das Etechcenter in Linz, ein Erdsondenfeld in Wels und einer der Simulationsräume in Salzburg. Durch den Vergleich von Messungen und Simulationen kann gezeigt werden, dass die Simulationsmodelle das reale Verhalten abbilden können.

Das entwickelte Multi-Zonen-Modell ist über ein Webservice nutzbar. Dies hat enorme Vorteile hinsichtlich der Verbreitung des Rechenverfahrens. Für den Nutzer gibt es keine speziellen Anforderungen an die eingesetzte Hardware. Für die Durchführung einer Simulation wird seitens des Planers lediglich eine Internetverbindung benötigt. Die innovative Umsetzung in Form eines Webservices ermöglicht zukünftig eine wesentlich raschere Entwicklung von graphischen Benutzeroberflächen von Unternehmen aus dem IT Bereich. Die aktuelle Entwicklung von unternehmensübergreifende Geschäftsprozessen unter Verwendung offener, herstellerneutraler E-Business-Standards (Building Information Modelling) wird dadurch unterstützt.

Die Umsetzung des Rechenkerns als Webservice zeigte sich bereits als erfolgsversprechende Technologie zur Stärkung des weltweit vernetzten Arbeitens. Im Zuge einer Publikation von Teilen der Projektergebnisse und der damit in Verbindung stehenden Präsentation auf einer

internationalen Konferenz wurden Kontakte zum MIT (Massachusetts Institute of Technology, USA) geschlossen. Die ForscherInnen am MIT erhielten in weiterer Folge Zugriff auf das Webservice zur Berechnung der Verschattung und wendeten dieses in ihren Projekten an. Im Sinne einer breiten Anwendung und der dazu benötigten Akzeptanz der Planer stellt die Entwicklung eines GUI (Graphical User Interface) den nächsten Schritt dar. In der bisher vorliegenden Form wird der Rechenkern hauptsächlich für Forschungsaufgaben und in der Lehre sowie für spezielle Planungsaufgaben herangezogen werden.

### **Weitere Schritte**

Ziel wäre es künftig, für Nichtwohngebäude als Referenzausstattung bei der Ermittlung der Endenergie- oder Primärenergieanforderungen, ausschließlich TBA zu verwenden. Dadurch würde die Optimierung von Gebäudekonzepten zur Minimierung des Energiebedarfs über die Bauordnung massiv gefördert.

Da das thermische Verhalten aktivierter Bauteile mit bilanzierenden Verfahren nicht abbildbar ist, ist der Übergang auf dynamische Simulationen im Zuge der Energiebedarfs- und Auslegungsberechnungen sinnvoll. Um den Planern eine benutzerfreundliche und auf ihre Aufgaben angepasste Simulationssoftware anbieten zu können, ist die softwaretechnische Umsetzung eines GUI (Graphical User Interface) für den entwickelten Rechenkerns notwendig.

## 14 Literaturverzeichnis

- [ONO12a] ÖNORM B 8110-3. Wärmeschutz im Hochbau – Vermeidung sommerlicher Überwärmung. Wien: Österreichisches Normungsinstitut. 2012.
- [ONO12b] ÖNORM EN ISO 13791. Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Sommerliche Raumtemperaturen bei Gebäuden ohne Anlagentechnik - Allgemeine Kriterien und Validierungsverfahren. Wien: Österreichisches Normungsinstitut. 2012
- [CLA10] Cleasson Johan: „A Load-Aggregation Method to Calculate Extraction Temperatures of Borehole Heat Exchangers“, 2010
- [CLA11] Cleasson Johan: “An analytical method to calculate borehole fluid temperatures for time-scales from minutes to decades”, 2011
- [COP11] „COP5+ - Optimierung eines Wärme-/Kühlsystems mit saisonaler Speicherung am Bsp. des größten Erdwärmefeldes Mitteleuropas“, Fronius International GmbH, Haus der Zukunft Plus Zwischenbericht, nicht veröffentlicht, Wien 2011
- [ETE13] Homepage ETECHCENTER, <http://www.etechcenter.at/>, abgerufen am 23.5.2013
- [GLÜ09] Glück Bernd: „Erdwärmekollektor Simulationsmodell ‚Erdwärmekollektor‘ zur wärmetechnischen Beurteilung von Wärmequellen, Wärmesenken und Wärme-/Kältespeichern“, Veröffentlicht bei der Rud. Otto Meyer-Umweltstiftung, 2009, Download: <http://berndglueck.de/veroeffentlichungen.php> (Abgerufen: 17.1.2010, 18:59)
- [JAV10] Javed Saqib: „New analytical and numerical solutions for the short-term analysis of vertical ground heat exchangers“, 2011
- [KAL06] Kaltschmitt, Martin, et. al.: Erneuerbare Energien, 4. Auflage, Springer, 2006
- [MAP13] GOOGLE Maps, <https://maps.google.at/>, abgerufen am 23. 5. 2013
- [ONO11] ÖNORM B 8110-5. Wärmeschutz im Hochbau – Klimamodell und Nutzungsprofile. Wien: Österreichisches Normungsinstitut. 2011.
- [GLA13] Glad M., Bednar T., 2013. A fully automated calculation of shadow casting with matrix-based coordinate transformations and polygon clipping. 13th Conference of IBPSA 2013.
- [HAG01] Hagentoft Carl-Eric: Introduction to Building Physics. Lund: Studentlitteratur AB: 2001. ISBN: 91-44-01896-7.
- [RIC10] Riccabona Christof, Bednar Thomas: Baukonstruktionslehre 4 - Bauphysik. Wien: Manz Verlag Schulbuch GmbH. 2010.
- [ONO08] ÖNORM EN 15377-1: Heizungsanlagen in Gebäuden – Planung von eingebetteten Flächenheiz- und Kühlsystemen mit Wasser als Arbeitsmedium

- Teil 1: Bestimmung der Auslegungs-Heiz- bzw. Kühlleistung. Wien: Österreichisches Normungsinstitut. 2008.
- [BAE04] Baehr Dieter, Stephan Karl: Wärme- und Stoffübertragung. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York. 2004. ISBN:3-540-40130-X, 4. Auflage.
- [KOS00] Koschützky Markus, Lehmann Beat: Thermoaktive Bauteilsysteme tabs. Zürich: EMPA Energiesysteme/Haustechnik. 2000. ISBN: 3-905594-19-6.
- [REC07] Recknagel Herrmann et al.: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. München: Oldenbourg Industrieverlag. 2007. ISBN 10: 3-8356-3104-7, 73. Auflage.
- [STR12] Streicher Wolfgang: Teilsolare Raumheizung – Auslegung und Integration (Habilitation an der Technischen Universität Graz). Gleisdorf: Arbeitsgemeinschaft ERNEUERBARE ENERGIE GmbH. 2012. ISBN: 3-90-1425-06-3.
- [HEI04] Heimrath Richard: Simulation, Optimierung und Vergleich solarthermischer Anlagen zur Raumwärmeversorgung für Mehrfamilienhäuser (Dissertation an der Technischen Universität Graz). Graz: 2004
- [WIL13a] <http://vilcaso.de/content/pdf/wilo/wilo-stratos-pico-25-1-6-datenblatt.pdf> Stand 13.8.2013
- [WIL13b] [http://productfinder.wilo.com/repo/media/docs/00310629\\_0.pdf](http://productfinder.wilo.com/repo/media/docs/00310629_0.pdf) Stand 14.8.2013
- [VDI94] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Düsseldorf: VDI-Verlag. 1994. ISBN: 3-18-401361-8.
- [DRU99] Drück Harald et al.: Verfahren zur Ermittlung der thermischen Leistungsfähigkeit von großen Solaranlagen mittels in-situ Kurzzeitmessungen. Beitrag im Rahmen von OTTI – 8. Symposium Thermische Solarenergie: 1999.
- [DRU98] Drück Harald, Erich Hahne.: Kombispeicher auf dem Prüfstand. Beitrag im Rahmen von OTTI – 8. Symposium Thermische Solarenergie: 1998.
- [DRU06] Drück Harald, Bachmann Stephan, Müller-Steinhagen Hans: Testing of solar hot water stores by means of up- and down-scaling algorithms. Beitrag im Rahmen von EuroSun: 2006.
- [DRU06b] Drück Harald, Bachmann Stephan, Müller-Steinhagen Hans: Wärmespeicher für Solaranlagen – Historie und Zukünftige Entwicklungen. Freiburg: Statusseminar - thermische Energiespeicherung. 2006.
- [JOH02] John Rainer: Validierung eines Rechenmodells für Großspeicher zur Auslegung solarer Heizsysteme. (Dissertation an der Philipps-Universität Marburg). Marburg: 2002.

- [ASH13] ASHRAE - International Weather for Energy Calculations. URL: [http://www.equaonline.com/iceuser/ASHRAE\\_IWEC.html](http://www.equaonline.com/iceuser/ASHRAE_IWEC.html) [Datum des Zugriffs: 6.7.2013, 21:30 Uhr].
- [DIE57] Dietze Gerhard: Einführung in die Optik der Atmosphäre. Leipzig: Akademische Verlagsgesellschaft Geest & Portig: 1957.
- [ONO12] ÖNORM EN 12977-3: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 3. Leistungsprüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen. Wien: Österreichisches Normungsinstitut. 2012.
- [GAS97] Gassel Andreas: Beiträge zur Berechnung solarthermischer und exergieeffizienter Energiesysteme. (Dissertation an der Technischen Universität Dresden). Dresden: 1997.
- [RIE94] Rietschel Hermann: Raumklimattechnik, 16.Auflage, Band 1 – Grundlagen. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg: 1994.
- [VDI12] VDI-Richtlinie 6007 – Blatt 3: Berechnung des instationären thermischen Verhaltens von Räumen und Gebäuden - Modell der solaren Einstrahlung. Düsseldorf: VDI-Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik. 2012.
- [VDI94] VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Düsseldorf: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 1994. 7. Auflage. ISBN: 3-18-401361-8.
- [ONO12b] ÖNORM B 8110-3: Wärmeschutz im Hochbau – Vermeidung sommerlicher Überwärmung. Wien: Österreichisches Normungsinstitut. 2012.
- [CHW09] Chwieduk Dorota A.: Recommendation on modelling of solar energy incident on a building envelope. Renewable Energy, Vol. 34, 2009.
- [LOU07] Loutzenhiser Peter G., et al.: Empirical validation of models to compute solar irradiance on inclined surfaces for building energy simulation. Solar Energy, Vol. 81, 2007.
- [NOO08] Noorian Ali M., et al.: Evaluation of 12 models to estimate hourly diffuse irradiation on inclined surfaces. Renewable Energy, Vol. 33, 2008.
- [PER90] Perez Richard, et al.: Modeling daylight availability and irradiance components from direct and global irradiance. Solar Energy, Vol. 44, 1990.
- [QUA96] Quaschnig Volker: Simulation der Abschattungsverluste bei solarelektrischen Systemen. Berlin: Verlag Dr. Köster: 1996.
- [DUF13] Duffie John A., Beckmann William A.: Solar Engineering of Thermal Processes, Fourth Edition. Hoboken: John Wiley & Sons. 2013. ISBN: 978-0-470-87366-3.

- [EIC12] Eicker Ursula: Solare Technologien für Gebäude – Grundlagen und Praxisbeispiele, 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. 2012. ISBN: 978-3-8348-1281-0.
- [MAP13b] GOOGLE Maps. URL: <https://maps.google.at/> [Datum des Zugriffs: 8.10.2013, 15:30 Uhr].
- [BAU13] Innovation- und Forschungsstelle BAU. URL: [http://www.forschungsstelle.at/media/26636/Simulationsraum\\_05.JPG](http://www.forschungsstelle.at/media/26636/Simulationsraum_05.JPG) [Datum des Zugriffs: 8.10.2013, 16:00 Uhr].
- [HOR11] Horner, Lieselotte (Arch DI Lieselotte Horner, Staatlich befugte und beeidete Ziviltechnikerin): Planung Simulationsraum – Lehrbauhof. [Planstand: 25.8.2011]
- [OEK13] Ökotech - Großflächenkollektor mit Sunstrip- Absorber - ökoTech GS. URL: [http://www.oekotech.biz/UserFiles/File/DownloadFiles/Datenblatt\\_oekoTech\\_GS.pdf](http://www.oekotech.biz/UserFiles/File/DownloadFiles/Datenblatt_oekoTech_GS.pdf) [Datum des Zugriffs: 9.10.2013, 13:00 Uhr].
- [KUS13] Kuster, Harald (FIN – Future is Now – Kuster Energielösungen GmbH): Plan über die Verschaltung der Kollektoren. [Übermittelt: 8.4.2013, 14:00 Uhr].
- [HUM10] Humpal, Heiko. Die thermische Bauteilaktivierung, Wirkungsweise, Besonderheiten, thermodynamische Grundlagen. Hamburg: Diplomica Verlag GmbH. 2010. ISBN: 978-3-8366-8547-4.
- [GLU99b] Gluck, Bernd. Thermische Bauteilaktivierung: Nutzen von Umweltenergie und Kapillarrohren. Heidelberg: Müller Verlag. 1999. 1. Auflage. ISBN: 3-7880-7674-7.
- [TOE09] Tödtli, Jürg, et al. TABS Control – Steuerung und Regelung von thermoaktiven Bauteilsystemen, Handbuch für Planung, Auslegung und Betrieb. Zürich: Faktor Verlag. 2009. 1. Auflage. ISBN: 978-3-905711-05-9.
- [ROS12] Rosenberger, Robert, et al. Entwicklung des ersten rechtssicheren Nachweisverfahrens für Plusenergiegebäude durch komplette Überarbeitung der ÖNORMEN. Wien: Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie. 2012.
- [BOI12] Bointner, Raphael, et al. Gebäude maximaler Energieeffizienz mit integrierter erneuerbarer Energieerschließung. Wien: Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie. 2012.