

Michael Schaub

Modellbildung und Simulation von photovoltaisch angetriebenen Wärmepumpensystemen

Masterarbeit

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek:

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek: Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de/> abrufbar.

Dieses Werk sowie alle darin enthaltenen einzelnen Beiträge und Abbildungen sind urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsschutz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen, Auswertungen durch Datenbanken und für die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronische Systeme. Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der fotomechanischen Wiedergabe (einschließlich Mikrokopie) sowie der Auswertung durch Datenbanken oder ähnliche Einrichtungen, vorbehalten.

Copyright © 2014 Diplom.de
ISBN: 9783956364945

Michael Schaub

Modellbildung und Simulation von photovoltaisch angetriebenen Wärmepumpensystemen

Schaub, Michael: Modellbildung und Simulation von photovoltaisch angetriebenen Wärmepumpensystemen, Hamburg, Diplomica Verlag GmbH 2015

PDF-eBook-ISBN: 978-3-95636-494-5

Herstellung: Diplomica Verlag GmbH, Hamburg, 2015

Zugl. Hochschule Biberach, Masterarbeit, 2014

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Bearbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Die Informationen in diesem Werk wurden mit Sorgfalt erarbeitet. Dennoch können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden und die Diplomica Verlag GmbH, die Autoren oder Übersetzer übernehmen keine juristische Verantwortung oder irgendeine Haftung für evtl. verbliebene fehlerhafte Angaben und deren Folgen.

Alle Rechte vorbehalten

© *Diplom.de*, Imprint der Diplomica Verlag GmbH
Hermannstal 119k, 22119 Hamburg
<http://www.diplom.de>, Hamburg 2015
Printed in Germany

Inhalt

Erklärung	iii
Nomenklatur	vii
Abbildungen.....	xiii
Vorwort	xv
Kurzfassung	xvi
Abstract	xvii
1 Einleitung.....	1
1.1 Energiepolitische Einordnung	1
1.2 Betrachtungsansatz.....	2
1.3 Literatur	3
2 Modellbildung	5
2.1 Simulationsumgebung	5
2.1.1 Numerische Integrationsverfahren	6
2.2 Gebäudemodell	6
2.2.1 Raummodell	7
2.2.2 Speicherfähigkeit	8
2.2.3 Typgebäude	9
2.2.4 Lüftungswärmebedarf	11
2.2.5 Nutzungs- und Lastprofile	11
2.3 Raumheizung	13
2.3.1 Ventil	13
2.3.2 Wärmeübergabe	14
2.4 Hydraulische Einbindung.....	15
2.4.1 Einbindung ohne Heizungs-Pufferspeicher	16
2.4.2 Brauchwarmwasser	17
2.4.3 Puffer seriell im Vorlauf.....	18
2.4.4 Puffer seriell im Rücklauf	19
2.4.5 Parallele Einbindung.....	20
2.4.6 Bedarfsweise Puffereinbindung	23
2.5 Regelung von Kaltdampfprozessen	24
2.5.1 Methoden der Leistungsbeeinflussung.....	25
2.5.2 Regelungskonzept zur Drehzahlmodulation	26
2.6 Wärmepumpenmodell	29
2.6.1 Zustandsgrößen im Kältekreis.....	29
2.6.2 Wärmeübertrager.....	32

2.6.3	Verdichter	35
2.6.4	Frequenzumrichter	37
2.6.5	Abtauung	38
2.6.6	Verdampfer-Ventilator	39
2.6.7	Sensitivitätsanalyse	41
2.6.8	Validierung des Wärmepumpenmodells	42
2.7	Schichtenspeicher-Modell	45
2.7.1	Mathematische Beschreibung	46
2.7.2	Plausibilitätsprüfung	47
2.8	Photovoltaikmodell	48
2.8.1	Einfaches Temperaturmodell	49
2.8.2	Wechselrichter	51
2.8.3	Elektrischer Jahresertrag	51
2.9	Stromspeicher	52
2.9.1	Vereinfachtes Akkumulator-Modell	53
2.10	PV-Luftkollektor	54
2.10.1	Örtliche Diskretisierung	55
2.10.2	Wärmeübergänge	58
2.10.3	Sensitivitäten des Kollektormodells	58
2.10.4	Validierung des Kollektormodells	60
2.10.5	Systemintegration	61
2.11	Übergeordnete Regelung	62
2.11.1	Variante Standardregelung	62
2.11.2	Ansatz für PV-optimierte Regelstrategie	64
2.12	Meteorologische Datenbasis	65
2.12.1	Klimazone Biberach	65
2.12.2	Klimazone Potsdam	66
2.12.3	Konsistenz der solaren Strahlungsdaten	66
2.12.4	Approximation der Erdoberflächtemperatur	67
2.12.5	Vereinfachung effektive Himmelstemperatur	67
3	Simulationsstudien	68
3.1.1	Referenzvarianten	68
3.1.2	Gleichzeitigkeit von Photovoltaik-Ertrag und Wärmepumpenbetrieb ...	70
3.1.3	Einfluss des Pufferspeichers im Fußbodenheizungs-System	72
3.1.4	Verwendung eines Stromspeichers	73
3.1.5	Auswirkungen der PV-optimierten Regelstrategie	74
3.1.6	Veränderung der Speicherkapazitäten	75
3.1.7	Modulationsbereiche und Verdichter-Bauart	76

3.1.8 Sperrzeiten EVU	79
3.1.9 PV-Luftkollektor	80
3.1.10 Einfluss der Klimadaten.....	83
4 Zusammenfassung und Schlussbetrachtung.....	85
4.1 Methodisches Vorgehen	85
4.2 Systempotential	88
4.3 Ökologische Schlussbetrachtung	90
4.4 Ökonomische Schlussbetrachtung	91
4.5 Ausblick	92
Quellen.....	xviii

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
Lateinische Formelzeichen		
a	-	Absorptionsgrad
A	m ²	Fläche
b	m	Breite
c	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Druck)
C	$\frac{\text{J}}{\text{K}}$	Wärmekapazität
d	-	Veränderung
D	-	Konstante
h	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	spezifische Enthalpie
H	m	Höhe
k	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$ bzw. -	Wärmeübertragungsvermögen / Verlustkoeffizient (Wechselrichter)
K	$\frac{\text{W}}{\text{K}}$	Emissions-Konstante (Wärmeübertrager-Modell)
l	m	Länge
$\dot{m}$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Massenstrom
n	- bzw. $\frac{1}{\text{min}}$	Heizkörperexponent / Drehzahl (Verdichter)
p	Pa bzw. bar	Druck
P	W	Leistung
q	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ bzw. $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$	spezifische Wärmemenge

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
Q	kWh	Energie
$\dot{q}$	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
R	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	Widerstand (engl. resistance)
s	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	spezifische Entropie
t	s	Zeit
U	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmedurchgangskoeffizient
v	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
V	m ³	Volumen
$\dot{V}$	$\frac{m^3}{h}$	Volumenstrom
x	m	Weg
Griechische Formelzeichen		
α	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangskoeffizient
Δ	variiert	Differenz
η	-	Wirkungsgrad
ϑ	°C	Temperatur
λ	- bzw. $\frac{W}{m \cdot K}$	Liefergrad (Verdichter) / Wärmeleitfähigkeit
ν	$\frac{m^3}{kg}$	spezifisches Volumen
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Rohdichte

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
τ	-	Transmissionsgrad
Indices / Abkürzungen		
*		isentrop (reibungsfrei, reversibel)
0		Startzeitpunkt / Verdampfung (Kaldampfprozess)
AP		Außenputz
AUL		Außenluft
BT		Bauteil
BW		Brennwert
BWW		Brauchwarmwasser
C		Kondensation (Kaldampfprozess)
COP		Leistungszahl einer Wärmepumpe (engl. coefficient of performance)
DA		Übergang Dämmung-Außenputz / Dach (Photovoltaik)
DÄ		Dämmung
eff		effektiv
el		elektrisch
E		Wärmeerzeuger
EB		Eigenbedarf
FBH		Fußbodenheizung
FOL		Fortluft

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
FU		Frequenzumrichter
FWS		Frischwasser-Station
geo		geometrisch
hydr		hydraulisch
Heiz		Raumheizungssystem
i		intern / Abschnitt bzw. Segment
in		eingehend (engl.: input)
IM		Übergang Innenputz-Mauerwerk
IP		Innenputz
JAZ		Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe
konv		konvektiv
KM		Kältemittel
L		Raumluft / Luft (PV-Luftkollektor)
Lüft		Lüftung
m		im Mittel
max		maximal
min		minimal
M		Motor / Mantel (Hüllfläche Speicher)
MD		Übergang Mauerwerk-Dämmung

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
MW		Mauerwerk
N		Nennbetrieb bzw. Auslegungspunkt / Anzahl der Abschnitte bzw. Segmente
NK		Nennkapazität (Solarstrom-Speicher)
op		opak
out		ausgehend (engl.: output)
p		peak (unter Standard-Testbedingungen)
Pers		Person
PV		Photovoltaik
PVLK		Photovoltaik-Luftkollektor
rad		radiativ
R		Raum
RL		Rücklauf
RS		Rückseite
S		Oberfläche (engl.: surface) / Querschnitt (Hüllfläche Speicher)
Sky		Himmel (engl.: sky)
Solar		solare Einstrahlung
th		thermisch
tr		transparent
TKW		Trinkkaltwasser

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
TWW		Trinkwarmwasser
ÜH		überhitzt
UK		unterkühlt
Umg		Umgebung
vorh		vorhanden
V		Verbraucher
Vent		Ventilator
VL		Vorlauf
WB		Wärmebrücken
WF		Wohnfläche
WP		Wärmepumpe
WR		Wechselrichter
WÜ		Wärmeübertrager
ZUL		Zuluft

Abbildungen

Abbildung 2.1: Ersatzschaltbild der Außenwand.....	8
Abbildung 2.2: Nord-West-Ansicht.....	10
Abbildung 2.3: Süd-Ost-Ansicht	10
Abbildung 2.4: Raumaufteilung EG.....	10
Abbildung 2.5: Raumaufteilung OG	10
Abbildung 2.6: Lastprofil Strom in Stundenauflösung.....	12
Abbildung 2.7: Lastprofil Brauchwarmwasser in Stundenauflösung.....	12
Abbildung 2.8: lineare Auskühlung.....	14
Abbildung 2.9: logarithmische Auskühlung	14
Abbildung 2.10: Hydraulische Einbindung ohne Heizungspuffer	16
Abbildung 2.11: Brauchwarmwasser-Erzeugung im Umschaltbetrieb.....	17
Abbildung 2.12: Heizungs-Pufferspeicher seriell im Vorlauf	18
Abbildung 2.13: Heizungs-Pufferspeicher seriell im Rücklauf.....	19
Abbildung 2.14: Heizungs-Pufferspeicher parallel eingebunden	20
Abbildung 2.15: Heizungs-Pufferspeicher bedarfsweise (parallel) eingebunden.....	23
Abbildung 2.16: Regelungskonzept im Kältekreis.....	27
Abbildung 2.17: Kältekreis im log p,h-Diagramm	30
Abbildung 2.18: Zonen im Verdampfer.....	32
Abbildung 2.19: Zonen im Verflüssiger.....	32
Abbildung 2.20: Wärmeübertragungsvermögen am Lamellenverdampfer.....	33
Abbildung 2.21: Wärmeübertragungsvermögen am Plattenverflüssiger.....	34
Abbildung 2.22: Verwendete Güte- und Liefergrade der Verdichter.....	36
Abbildung 2.23: Wirkungsgradkennlinie Frequenzumrichter	37
Abbildung 2.24: Wirkungsgradkennlinien Axialventilator	40
Abbildung 2.25: Vergleich von Mess- und Simulationswerten der Heizleistung.....	44
Abbildung 2.26: Vergleich von Mess- und Simulationswerten des COP.....	45
Abbildung 2.27: Schichtenspeicher-Modell.....	46
Abbildung 2.28: Thermisches Verhalten des Schichtenspeichers	48
Abbildung 2.29: Temperaturmodell Photovoltaik.....	49
Abbildung 2.30: Photovoltaik-Stromertrag am Beispielstandort Biberach	52
Abbildung 2.31: Betriebsverhalten des Lithium-Ionen-Akkumulators	54
Abbildung 2.32: Temperaturmodell Photovoltaik-Luftkollektor.....	55
Abbildung 2.33: Vergleich der relevanten Kollektortemperaturen.....	59
Abbildung 2.34: Relevanz der Einflussgrößen auf die PV-Zelltemperatur	59
Abbildung 2.35: PV-Luftkollektorfläche	61
Abbildung 2.36: Detail PV-Luftkollektor.....	61
Abbildung 2.37: Standard-Regelungskonzept.....	63
Abbildung 2.38: Regelungskonzept für eine erhöhte Eigenstromnutzung	64
Abbildung 3.1: Jahresgang von PV-Strom, Wärmepumpe und Haushaltsgeräten.....	70

Abbildung 3.2: Wöchentlicher Lastgang von Ertrag und Verbräuchen im Januar.....	71
Abbildung 3.3: Wöchentlicher Lastgang von Ertrag und Verbräuchen im Juli.....	71
Abbildung 3.4: Volumenstrom FBH an einem Wintertag im Bestandsgebäude.....	72
Abbildung 3.5: Einfluss eines 5 kWh _{NK} -Stromspeichers.....	73
Abbildung 3.6: Einfluss der Stromspeicher-Kapazität auf den Netzstrombedarf.....	75
Abbildung 3.7: Nutzbarkeit des PV-Stroms zur Pufferbeladung (24.-26. März)	76
Abbildung 3.8: Häufigkeit des Modulationsbetriebs sowie relative Drehzahlstufen.....	77
Abbildung 3.9: Verdichter-Leistungszahlen und Druckverhältnisse im Bestand	78
Abbildung 3.10: Verdichter-Leistungszahlen und Druckverhältnisse im Passivhaus	78
Abbildung 3.11: Auswirkungen der EVU-Sperrzeiten (mittlere Gebäudetemperatur)...	80
Abbildung 3.12: Energieeinsparungen und -verluste mit PV-Luftkollektor	81
Abbildung 3.13: Veränderungen im Stromertrag durch den PV-Luftkollektor.....	82
Abbildung 3.14: Auswirkungen unterschiedlicher Klimadaten im Bestandsgebäude.....	83
Abbildung 3.15: Auswirkungen unterschiedlicher Klimadaten im Passivhaus.....	84
Abbildung 4.1: Jährlich zu erwartende Treibhausgas-Emissionen	90
Abbildung 4.2: Statische Kostenentwicklung.....	92

Vorwort

Die vorliegende Master-Thesis entstand im Rahmen meines Studiums der Gebäudeklimatik an der Hochschule Biberach.

Eine Motivation für diese Arbeit war es, eine Fragestellung aus dem Fachbereich der Gebäudeklimatik in ihren theoretischen Zusammenhängen darzustellen, Lösungsansätze zu erarbeiten und diese nach wissenschaftlichen Methoden zu analysieren und zu bewerten. Die gewonnenen Erkenntnisse sollen einen Beitrag zur Steigerung der energetischen, ökologischen und ökonomischen Effizienz in der Beheizung von Gebäuden leisten.

„Technik ist die Anstrengung, Anstrengungen zu ersparen.“

José Ortega y Gasset, spanischer Dichter und Kulturphilosoph (1883-1955)

Mein Dank für die umfangreiche fachliche Betreuung und Unterstützung gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Alexander Floß sowie Herrn Prof. Dr. rer. nat. Stefan Hofmann und Herrn M.Sc. Stefan Buffler vom Institut für Gebäude- und Energiesysteme der Hochschule Biberach. Außerdem möchte ich meinen Eltern danken, deren moralische und finanzielle Unterstützung auch mein Master-Studium erst möglich gemacht hat.

Biberach, im Sommersemester 2014

Michael Schaub

Kurzfassung

Im Jahr 2012 entfiel knapp ein Viertel des Endenergieverbrauchs der Bundesrepublik Deutschland auf die Bereitstellung von Raumwärme und Brauchwarmwasser in Privathaushalten. Die technische Umsetzung erfolgt dabei in aller Regel noch immer auf der Basis von konventionellen Energieträgern. Verschiedene Untersuchungen zeigten jedoch, dass stattdessen der Einsatz einer Wärmepumpe in Kombination mit einer lokalen photovoltaischen Stromerzeugung enorme energetische und ökologische Potentiale eröffnet. Neben zahlreichen Definitionen für bilanzielle *Niedrigst-* oder *Plusenergiegebäude* befassten sich bislang nur wenige Arbeiten mit der tatsächlich erreichbaren Netzautarkie solcher Systeme. Forschungsbedarf besteht ferner in einer differenzierten Betrachtung unterschiedlicher technischer Konfigurationen. Die vorliegende Ausarbeitung untersucht daher im Speziellen die Wechselwirkungen zwischen Gebäude- und Anlagentechnik.

Dazu werden u.a. Berechnungsmodelle für ein typisches Einfamilienhaus mit variierenden energetischen Standards sowie für verschiedene Raumheizungssysteme, thermische und elektrische Speicher, eine Leistungs-modulierende Wärmepumpe und eine Photovoltaik-Anlage erstellt. Ebenso werden die gängigen hydraulischen Einbindungen aufgezeigt, bewertet und eine optimierte Variante vorgeschlagen. Auf der Grundlage der hydraulischen Voraussetzungen wird auch ein detailliertes Regelungskonzept des Kaltdampfprozesses einer Wärmepumpe vorgestellt.

Anhand der Simulationsstudien zeigt sich, dass selbst für ein hoch-wärmegeprägtes Gebäude mit maximaler Photovoltaik-Belegung sowie thermischen und elektrischen Speichern einer üblichen Größenordnung keine vollständige Autarkie zu erwarten ist. Höchstwerte der Netzunabhängigkeit ergeben sich mit etwa 60 - 70 %, wobei der Dämmstandard einen Einfluss von ca. ± 20 % aufweist. Als entscheidend stellt sich dabei der Einsatz eines elektrischen Speichers zum Ausgleich der tageszyklischen Schwankungen zwischen Wärmebedarf bzw. Stromverbrauch und der solaren Einstrahlung heraus. Das Potential von thermischen Speichern und Eigenstrom-optimierten Regelstrategien erweist sich unterdessen als gering, da das größte Hindernis zu einer vollständigen Autarkie in der saisonalen Diskrepanz zwischen Photovoltaik-Strom und Wärmebedarf besteht.

Ferner wird ein thermisches Modell für einen sog. Photovoltaik-Luftkollektor erstellt. Die Grundidee zur Steigerung der Wärmepumpen-Effizienz durch eine Vorerwärmung der Außenluft bei gleichzeitiger Kühlung der Photovoltaik-Zellen zeigt sich dabei jedoch als kaum nutzbar. So übersteigt der erhöhte Stromverbrauch des Antriebsventilators weitestgehend die Energieeinsparungen am Verdichter.

Außerdem werden einige System-spezifische Besonderheiten wie z.B. die Eignung unterschiedlicher Verdichter-Bauarten, die Relevanz von EVU-Sperrzeiten und die Auswirkungen variierender Klima-Randbedingungen innerhalb Deutschlands aufgezeigt.

Stichwörter: Modellbildung, Simulation, modulierende Wärmepumpe, Hydraulik, Photovoltaik, Speichersysteme, PV-Luftkollektor.

Abstract

In 2012, nearly a quarter of Germany's final energy consumption was caused by heating demand and hot water supply of private households. Usually, the technical implementation is still based on conventional energy sources. However, various studies have shown that instead the use of a heat pump in combination with a local photovoltaic power generation opens up enormous energetic and ecological potentials.

Besides of numerous definitions regarding so-called nearly-zero- or plus-energy-buildings, only a few studies investigated the effective achievable power self-sufficiency of such systems. Research demand is also in an explicit consideration of the different technical configurations. Hence, this elaboration focuses specifically on the interactions between building- and plant-technology.

Therefor calculation-models of a typical German single-family house with varying energy standards and of different room heating systems, thermal and electrical storages, a heat pump with capacity-modulation and a photovoltaic system are created. Furthermore the standard hydraulic integrations are illustrated, evaluated and an optimized variant is proposed. Based on the hydraulic conditions, a detailed control design for the vapour-compression cycle of a heat pump is also presented.

As a result of the simulation studies, it is shown that even for a highly insulated building with a maximum photovoltaic occupancy as well as thermal and electrical storages of a usual size, a complete self-sufficiency cannot be expected. Maximum values for the independence from the electricity supply system arose with about 60 - 70 %, in which the insulation standards has an impact of approximately ± 20 %. At this point, the use of an electric accumulator to compensate the daily variations between heating demand respectively electricity consumption and the solar radiation emphasizes as the most significant factor. The potential of thermal storages and self-consumption-optimized control strategies are proved as low, because the biggest obstacle for a complete autarchy is the seasonal discrepancy between photovoltaic power and heating demand.

Beyond that, this elaboration contains a thermal model of a so-called photovoltaic solar air collector. The basic idea to increase the heat pump efficiency by preheating the outside air and a simultaneous cooling of the photovoltaic cells shows only a barely usability. Thus, the increased power consumption of the drive fan mostly exceeds the energy savings at the compressor.

Finally, some system-specific features such as the suitability of different compressor types, the relevance of power-blockade-periods from the energy supplier and the effects of varying climatic conditions within Germany are demonstrated.

Keywords: modelling, simulation, capacity-modulating heat pump, hydraulics, photovoltaics, storage systems, photovoltaic solar air collector.

1 Einleitung

Die Bereitstellung von Wärme stellt eine Kerndisziplin der technischen Gebäudeausrüstung dar. So wurde der durchschnittliche Aufwandsanteil für Raumwärme und Brauchwarmwasser im Jahr 2012 mit etwa 83 % des Energieverbrauchs von Privathaushalten beziffert (vgl. [SBA 13], S. 2). Die hierfür angegebene absolute Menge von ca. 550 Mrd. kWh macht rund 23 % des gesamten Endenergieeinsatzes der Bundesrepublik Deutschland aus (vgl. [BWi 13], S. 22). Dabei wird der weitaus überwiegende Verbrauchsanteil privater Haushalte noch immer aus konventionellen Energieträgern gedeckt. Der Zuwachs erneuerbarer Energien stellt sich dort lediglich mit einem Anstieg von etwa 7,5 % auf knapp 13 % im vergangenen Jahrzehnt dar.

Betrachtet man die energiebedingten CO₂-Emissionen, errechnen sich innerhalb eines Jahres allein im Haushaltssektor etwa 1,24 t pro Person (vgl. [BWi 13], S. 50); ein enormer Anteil, wenn man bedenkt, dass sich die zulässige Gesamtmenge der Pro-Kopf-Emissionen für die Einhaltung des sog. *2-Grad-Zieles* auf gerade einmal $2,7 \frac{\text{tCO}_2}{\text{Pers}\cdot\text{a}}$ beläuft (vgl. [WBU 09] S. 2) und der Gesamtausstoß in Deutschland bei rund $9,5 \frac{\text{tCO}_2}{\text{Pers}\cdot\text{a}}$ liegt.

Durch den Einsatz eines Wärmepumpensystems können (je nach Gebäudeart und Erzeuger-Effizienz) Emissions-Einsparungen in einer Größenordnung von 15 % bis 50 % gegenüber herkömmlichen Öl- oder Gas-Brennwertkesseln erzielt werden (vgl. [TUM 13], S. 14 u. 19). Bei einer vollständigen Erzeugung des Antriebsstroms durch ein Photovoltaiksystem ließen sich die verbleibenden CO₂-Emissionen nochmals auf etwa ein Sechstel reduzieren (vgl. [KEA 14] bzw. [WKA 07], S. 47).

Der *Bundesverband Wärmepumpe e.V.* geht in seiner Branchenstudie (vgl. [BWP 13], S. 34 ff.) von einer Steigerung des Marktanteils für Wärmepumpensysteme im Neubausektor von derzeit ca. 30 % auf etwa 60 bis 70 % im Jahr 2030 aus. Für die Erneuerung der Wärmeerzeuger im Gebäudebestand wird ein Zuwachs von gegenwärtig rund 5 % auf gut 10 bis 20 % erwartet.

Am häufigsten kommen demnach mit einem Anteil von über 60 % im Jahr 2012 Luft-Wasser-Wärmepumpen zum Einsatz. Für die kommenden Jahre wird hier mit einem weiteren Anstieg auf über 70 % gerechnet.

1.1 Energiepolitische Einordnung

Der Zubau erneuerbarer Energien in der bundesdeutschen Stromerzeugung bringt neben den ökologischen Vorteilen auch einige technische Herausforderungen mit sich. So verändert sich die Struktur der Energieversorgung fortlaufend weg von der klassischen zentralen Erzeugung in wenigen konventionellen Kraftwerken hin zu einer Dezentralisierung

mit zahlreichen Einzelerzeugern (vgl. [BWi 13], S. 18). Dabei ist zunächst eine teilweise saisonale Kompensation der volatilen Stromerzeugung (viel Ertrag aus Windkraft in den Wintermonaten und größte Ausbeute von Photovoltaikstrom im Sommer) festzustellen, wie zuletzt der zeitliche Verlauf des tatsächlich produzierten Photovoltaik- und Windstroms im Jahr 2013 belegt (vgl. [ISE 14], F. 13). Für einen weiteren Ausbau der Nutzung erneuerbarer Energieträger werden jedoch vermehrt Speichertechnologien zur Abdeckung der sog. *Residuallast* (verbleibende Stromlast nach Abzug der fluktuierenden bzw. nicht regelbaren Leistung aus erneuerbaren Quellen) erforderlich (vgl. [ISE 13], S. 23 ff.).

Während für die saisonale Speicherung von überschüssigem Strom aus erneuerbaren Energieträgern vor allem Technologien wie das *Power-to-Gas*-Verfahren (Herstellung von Wasserstoff mit teilw. anschließender Methanisierung) in Frage kommen, können thermische und elektrische Speicher in Gebäuden in erster Linie einen Beitrag zum Ausgleich tageszyklischer Divergenzen zwischen Stromerzeugung und -verbrauch leisten.

Neben einer Umstrukturierung der Versorgungskapazitäten trägt auch eine Reduzierung des Energieverbrauchs zu einem Rückgang der Treibhausgas-Emissionen bei. Als politisches Instrumentarium verabschiedeten das Parlament und der Rat der Europäischen Union daher im Jahr 2010 die Richtlinie über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden (2010/31/EU), worin alle Neubauten ab dem Jahr 2021 verpflichtend als sog. *Niedrigstenergiegebäude* auszuführen sind. Gemäß der Definition in Artikel 2, Absatz 2 der Richtlinie soll „der fast bei Null liegende oder sehr geringe Energiebedarf [...] zu einem ganz wesentlichen Teil durch Energie aus erneuerbaren Quellen — einschließlich Energie aus erneuerbaren Quellen, die am Standort oder in der Nähe erzeugt wird — gedeckt werden“.

Die derzeitige nationale Umsetzung der *Niedrigstenergiegebäude* verlangt jedoch (abhängig von der Art des Energieträgers) lediglich regenerative Versorgungsanteile von 15 (z.B. für Solarthermie) bis höchstens 50 Prozent (z.B. bei der Nutzung von Umweltwärme) im Neubausektor (vgl. [EWG 11], § 5). Weiterführende Ansätze in Form von sog. *Null-* bzw. *Plusenergiehäusern* beruhen überdies stets auf einem nur Jahres-bilanziellen Betrachtungsansatz (vgl. [Mus 10], F. 9 ff.). Demnach besteht bei derartigen Gebäuden nicht etwa eine autarke Energieversorgung, sondern eine Nutzung des öffentlichen Versorgungsnetzes als *saisonalen Energiespeicher* in den Wintermonaten mit entsprechender Einspeisegutschrift von überschüssigem Photovoltaikstrom im Sommer.

1.2 Betrachtungsansatz

Die dargestellten Zusammenhänge lassen erkennen, dass der Einsatz von Wärmepumpen zur Bereitstellung von Raumwärme und Brauchwarmwasser in Verbindung mit einer photovoltaischen Stromerzeugung einen erheblichen Beitrag zur Einhaltung der nationalen Emissionsziele und damit zur Eindämmung des anthropogenen Klimawandels leisten

kann. In der Praxis stellen sich bei einer solchen Systemkombination jedoch primär Fragen zur zeitlichen Übereinstimmung zwischen Wärmebedarf und der Verfügbarkeit von Solarstrom sowie zur Wirtschaftlichkeit. Die vorliegende Ausarbeitung befasst sich daher mit einer Abschätzung der tatsächlichen (lokalen) Verwendbarkeit von Photovoltaik-Strom zur Gebäudebeheizung mit einem Wärmepumpensystem. Berücksichtigt werden dabei sowohl verschiedene Gebäudestandards und variierende klimatische Randbedingungen, als auch Einflüsse durch thermische und elektrische Speicher, Auswirkungen übergeordneter System-Regelungen sowie unterschiedliche Verdichter-Bauarten. Ferner wird eine Optimierungsvariante durch die Verwendung von sog. Photovoltaik-Luftkollektoren betrachtet. Sie sollen durch die Vorerwärmung der Außenluft zu einer Effizienzsteigerung der Wärmepumpe beitragen und dabei gleichzeitig den Ertrag der Photovoltaik-Module durch eine aktive *Kühlung* steigern.

1.3 Literatur

Innerhalb der vergangenen fünf Jahre haben sich bereits einige wenige Betrachtungen von Wärmepumpensystemen mit der nicht nur bilanziellen Berücksichtigung von Photovoltaik-Strom, sondern der tatsächlichen Eigenstromnutzung bzw. Autarkie befasst. Binder und Kelm (vgl. [BuK 12], S. 299 ff.) beziffern die Eigenverbrauchsmenge von Photovoltaikstrom in konventionell beheizten Wohngebäuden beispielsweise mit rund 30 %. In ihren Berechnungen wurde der Einsatz einer Wärmepumpe in Verbindung mit einem thermischen Pufferspeicher betrachtet, dessen Fassungsvermögen abhängig vom Gebäudestandard zwischen 1.000 und 2.300 Litern variiert. Damit lasse sich der Eigenverbrauchsanteil auf rund 40 % bei einem Passivhaus und auf bis zu 65 % in einem Altbau steigern, während sich tatsächliche Netzautarkie bei etwa 30 bis 40 % bewege. Durch den zusätzlichen Einsatz eines Stromspeichers in der Größenordnung von 5 kWh_{el} nutzbarer Kapazität erhöhe sich der Eigenverbrauchsanteil nochmals um etwa 10 %.

Kneiske et al. (vgl. [KuA 12]) machen sehr ähnliche Angaben und kommen zu dem Schluss, dass zunächst weitere Untersuchungen im Hinblick auf einen Vergleich der Energiebedarfe von verschiedenen Photovoltaik-Wärmepumpen-Systemvarianten nötig seien. De Coninck et al. (vgl. [DuA 10]) befassen sich vordergründig mit den Auswirkungen verschiedener übergeordneter Regelstrategien. Demnach lassen sich durch ein geeignetes Speicherkonzept vor allem die Lastspitzen der Netzstromentnahme wirksam reduzieren.

Die Erkenntnisse von Kneiske et al. zur fehlenden Systembetrachtung derartiger Anlagenkombinationen spiegeln sich beispielsweise in den Arbeiten von Binder und Kelm wider. So wird u.a. die Wärmepumpe nur sehr vereinfacht und ausschließlich mit einer konstanten Quellen-Temperatur von 10 °C (Erdreich) betrachtet. Die Untersuchungen

von De Coninck et al. beschränken sich hingegen streng auf eine Betrachtung des Winterfalles und vernachlässigen somit das Systemverhalten im Teillastbereich sowie die (mittelfristigen) dynamischen Speichereffekte der Gebäude-Eigenmasse.

Der weiterführende Ansatz dieser Ausarbeitung besteht daher vor allem in der Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Gebäude- und Anlagentechnik. Hier seien beispielsweise die Verwendung von Leistungs-modulierenden Wärmepumpen, Einflüsse der hydraulischen Einbindung sowie eine Unterscheidung zwischen Fußboden- und Radiatoren-Heizsystemen genannt.

2 Modellbildung

Die Abstraktion technischer bzw. physikalischer Systeme in mathematischen Modellen dient im Allgemeinen als Werkzeug zur Interpretation von Wirkzusammenhängen für die Lösung eines realen Problems oder zum Gewinn von neuen Erkenntnissen für die gezielte Beeinflussung einer bestehenden Anwendung.

Unterschieden wird dabei vor allem das methodische Vorgehen (vgl. [PuK 12], S. 181 ff. sowie [BuA 13], S. 11 ff.). Beispielsweise spricht man bei sog. *Black-Box-Modellen* von *induktiv*, also aus Beobachtungen oder Messungen, abgeleiteten Gesetzmäßigkeiten. Im Gegensatz dazu besteht eine weitere gängige Herangehensweise darin, Modelle anhand von physikalischen Zusammenhängen *deduktiv* herzuleiten. Ferner ist eine Einteilung in lineare (Systemantwort ist proportional zum Eingangssignal) und nicht-lineare sowie stationäre (ohne Speichereffekte) und dynamische Modelle möglich. Allen Methoden liegt jedoch das sog. *Kausalitätsprinzip* zugrunde, wonach eine Wirkung gleich dem Quotienten von Ursache und Widerstand ist.

2.1 Simulationsumgebung

Im Bereich der thermisch-energetischen Gebäude- und Anlagensimulation hat sich bereits eine Vielzahl von kommerziellen und nicht-kommerziellen Softwarelösungen mit unterschiedlichen Modellierungs- und Lösungsverfahren sowie Komplexitätsgraden etabliert. Ohne Anspruch auf Vollständigkeit seien hier z.B. *TRNSYS*, *TAS*, *Modelica/Dymola*, *OpenStudio/EnergyPlus*, *Hottgenroth Gebäude-Simulation/ETU*, *Solar-Computer*, *IDA ICE*, *Dynbil*, *mh-Software*, *HVACSIM+*, *CARNOT-Blockset* sowie *Polysun* genannt.

Neben fertigen Softwarelösungen besteht ferner die Möglichkeit, eigene Modellierungs-Ansätze in einer Fülle verschiedener Programmiersprachen und -umgebungen abzubilden. Im Hinblick auf die angestrebte Entwicklung eines Berechnungsmodells für einen Photovoltaik-Luftkollektor erscheint es daher sinnvoll, auf eine solche (*offene*) Simulationsumgebung zurückzugreifen.

Eine Mischung aus grafischer und textbasierter Programmierung zur Untersuchung von unterschiedlichsten technischen und nicht-technischen Problemen mit numerischen Lösungsverfahren bietet beispielsweise das Softwarepaket *MATLAB/Simulink*. Ihm wird eine besondere Eignung zur Analyse von stationären sowie dynamischen Vorgängen zugesprochen. Daher fände es eine enorme Verbreitung in industriellen und universitären Lehr-, Forschungs- und Entwicklungseinrichtungen (vgl. [Pie 12], S. V).

Aufgrund der vielfältigen Möglichkeiten zur Erstellung eigener Modelle bei verhältnismäßig geringem Einarbeitungsaufwand wird im Weiteren ebenfalls auf *MATLAB/Simulink* als Simulationsumgebung zurückgegriffen.

2.1.1 Numerische Integrationsverfahren

Als Lösungsalgorithmus für gewöhnliche Differentialgleichungen (engl.: ordinary differential equations) besteht in *Simulink* die Möglichkeit, zwischen verschiedenen expliziten (unmittelbare Berechnung des Funktionswertes) und impliziten Ein- oder Mehrschritt-Verfahren mit fester oder variabler Schrittweite zu wählen (vgl. [Pie 12], S. 163 ff.).

Im einfachsten Fall kommt das sog. *Euler'sche Tangentenverfahren* zum Einsatz. Hierfür wird zunächst der Simulationszeitraum in eine beliebige Anzahl äquidistanter Intervalle aufgeteilt. Unter der Annahme einer linearen Steigung des Funktionswertes in einem Zeitschritt wird der neue Funktionswert am Ende des Zeitschritts angenähert. Die zu ermittelnde Steigung innerhalb des (beliebig kleinen) Zeitschritts wird dabei definitionsgemäß durch die Ableitung der Funktion beschrieben. Formell stellt das *Euler'sche Tangentenverfahren* somit ein explizites Einschritt-Verfahren erster Ordnung dar, dessen Gesamtfehler (nach der vollständigen Simulation) proportional zur Zeitschrittweite ist.

In der Simulationspraxis technischer Systeme sei dieses Berechnungsverfahren jedoch häufig zu ungenau (vgl. [KuS 11], S. 93), weshalb in *Simulink* standardmäßig das sog. *Runge-Kutta-Verfahren vierter Ordnung* voreingestellt ist. Dabei werde eine Funktion innerhalb eines Zeitschrittes mehrfach mit Hilfe von partiellen Ableitungen ausgewertet und im Anschluss jede der berechneten Änderungen des Funktionswertes unterschiedlich gewichtet. Zusätzlich finde eine automatisierte Steuerung der Schrittweite statt, indem die Schätzwerte zweier festgelegter Fehlerordnungen (je höher die Fehlerordnung, desto genauer das Lösungsverfahren) miteinander verglichen werden. Auf Basis der Abweichung zwischen den Ergebnissen für die beiden Fehlerordnungen werde dann die Größe der Zeitschrittweite bestimmt.

Mit einer Steigerung der Berechnungsgenauigkeit bzw. Häufigkeit des Funktionsaufrufes erhöht sich jedoch unweigerlich auch die Rechenzeit. Als Kompromiss zwischen einem möglichst geringen Berechnungsfehler und einem enormen Rechenaufwand wurde daher mit hinreichender Genauigkeit das sog. *ode23s* Lösungsverfahren gewählt. Dabei handelt es sich um ein implizites Lösungsverfahren dritter Ordnung mit variabler Zeitschrittweite, die durch eine Fehlerschätzung zweiter Ordnung gesteuert wird (vgl. [Pie 12], S. 170). Der Hauptvorteil eines impliziten Lösungsverfahrens ergebe sich dabei durch eine hohe Berechnungsstabilität.

2.2 Gebäudemodell

Für die Simulation der dynamischen Wärmeübertragung in Gebäuden haben sich gemäß VDI 6020 (vgl. [VDI 01], S. 20 ff.) drei wesentliche Modellierungsmethoden bewährt.

Zum einen besteht die Möglichkeit, die erläuterten numerischen Lösungsverfahren auf sog. *finite Differenzen* anzuwenden. Dabei geht man für kleinste räumliche Abschnitte

(z.B. eines Bauteils) von einer homogenen Temperaturverteilung aus und bilanziert dessen Wechselwirkungen mit einem benachbarten Abschnitt.

Als zweite gängige Methode wird das Prinzip der *Gewichtsfaktoren* genannt, bei dem einmalig die sog. Sprungantwort eines Systems analytisch berechnet wird und anschließend per Superposition auf variierende Eingangssignale übertragen werden kann. Dieses Verfahren bietet grundsätzlich den Vorteil eines geringen Berechnungsaufwandes, was sich unter Umständen jedoch (methodisch bedingt) zu Lasten der Genauigkeit auswirken könne. Die Ursache hierfür liegt vor allem darin, dass sämtliche Systemparameter (wie z.B. Wärmeübergangskoeffizienten) als konstant anzusetzen sind.

Die dritte Variante stellen sog. *Ersatzmodelle* dar, bei denen die von Beuken [Beu 36] erkannte Analogie zwischen thermischen und elektrischen Größen auf die Gesetzmäßigkeiten von elektrischen Widerstands-Kapazitäten-Netzwerken angewandt wird. Neben einer bereits bei der Modellierung sehr hohen Genauigkeit eröffnete die Abstraktion durch Ersatzmodelle die Möglichkeit zur Nutzung standardisierter Lösungsverfahren mit Hilfe der Matrizenrechnung. Tatsächlich ist auch in *MATLAB/Simulink* eine Eingabe- und Lösungsroutine für diese sog. *Zustandsraumdarstellungen* (engl.: state-space-equations) implementiert (vgl. [MAT 14]).

Nach der Methode der *Ersatzmodelle* wurde bereits von Becker, Koenigsdorff und Adl-hoch (vgl. [BKA 09]) ein detailliertes Raummodell entwickelt und erprobt, welches daher auch im Rahmen dieser Ausarbeitung zur Anwendung kommt.

2.2.1 Raummodell

Grundgedanke des verwendeten Raummodells ist eine konzentrierte Bilanzierung der Wärmeübertragungsvorgänge in einem konvektiven und einem radiativen Knoten.

Der konvektive Bilanzknoten repräsentiert somit letztlich eine vereinfachte (homogene) Raumlufttemperatur. Er wird entsprechend durch den konvektiven Wärmeaustausch mit den opaken und transparenten Raum-Umschließungsflächen, dem Raumheizungssystem (hier Radiatoren oder Fußbodenheizung), ggf. im Raum befindlichen Personen und sonstigen internen Wärmequellen beeinflusst. Als dynamische Komponente wird die Wärmekapazität der Raumluft betrachtet, die zusätzlich einer Veränderung durch Lüftung unterworfen ist. Für die Leistungsbilanz resultiert eine Differentialgleichung (Gleichung 2.1), die die zeitliche Veränderung der Raumlufttemperatur beschreibt.

$$\frac{d\vartheta_L}{dt} = \frac{\dot{Q}_{BT,op,konv} + \dot{Q}_{BT,tr,konv} + \dot{Q}_{Heiz,konv} + \dot{Q}_{Pers,konv} + \dot{Q}_{i,konv}}{\rho_L \cdot c_L \cdot V_R} - \frac{\dot{V}_{Lüft} \cdot (\vartheta_L - \vartheta_{ZUL})}{V_R} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Durch Integration des Temperaturgradienten (Gleichung 2.2) errechnet sich die aktuelle Raumlufttemperatur am Ende eines Zeitschritts.

$$\vartheta_L(t) = \vartheta_L(t_0) + \int_{t_0}^t \frac{d\vartheta_L}{dt} dt \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Im radiativen Knoten werden die solaren Strahlungseinträge durch transparente Bauteile sowie die Wärmeabstrahlung des Raumheizungssystems, von Personen und von allen weiteren internen Wärmequellen zusammengefasst und gleichmäßig auf die Raumumschließungsflächen verteilt (Gl. 2.3).

$$\dot{q}_{BT,rad} = \frac{\dot{Q}_{Solar,tr} + \dot{Q}_{Heiz,rad} + \dot{Q}_{Pers,rad} + \dot{Q}_{i,rad}}{A_{BT}} \quad (\text{Gl. 2.3})$$

2.2.2 Speicherfähigkeit

Den wesentlich größeren Anteil der Wärme-Speicherkapazität eines Raumes bzw. Gebäudes stellt jedoch dessen Bauteilmasse dar. Über die Raumumschließungsflächen findet außerdem der transmittive Wärmeaustausch mit der Umgebung statt. Diese wesentlichen physikalischen Effekte werden im verwendeten Raummodell nach Becker, Koenigsdorff und Adlhoeh durch ein elektrisches Ersatzmodell beschrieben.

Dabei werden die Wärmedurchgangswiderstände jeder einzelnen Bauteilschicht und die konvektiven Wärmeübergangswiderstände an die umgebende Raum- bzw. Außenluft in Form von Ohm'schen Widerständen dargestellt. Zwischen jedem Widerstand berechnet sich gemäß den Kirchhoff'schen Gesetzen der Temperaturwert für eine Kapazität, wobei die Temperaturdifferenz zu einem benachbarten Knoten analog zur elektrischen Spannung betrachtet wird. Jede (thermische) Kapazität setzt sich dabei vereinfachend aus der Summe der halben Wärmekapazität der jeweils angrenzenden Bauteilschichten zusammen (siehe Abbildung 2.1).

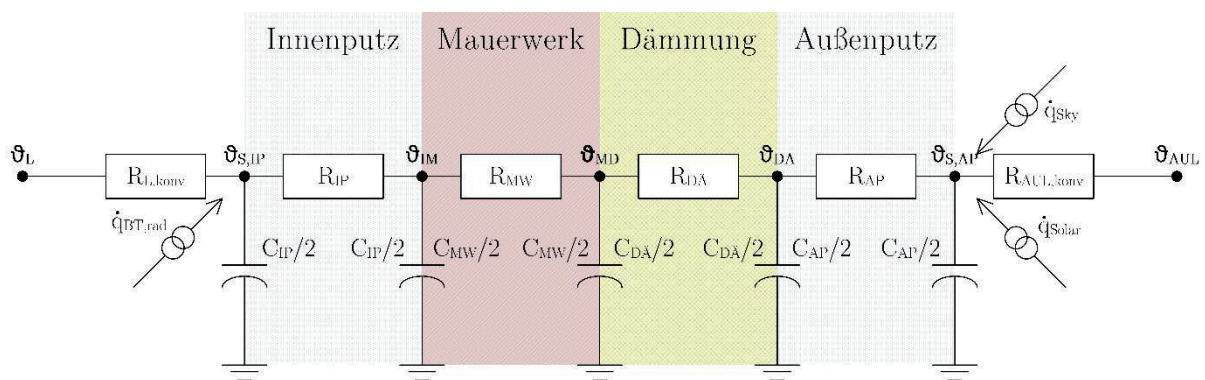


Abbildung 2.1: Ersatzschaltbild der Außenwand

Die radiativen Wärmeeinträge aus dem Raummodell werden dem Temperaturknoten für die raumseitige Bauteil-Oberflächentemperatur entsprechend einer Stromquelle zugerechnet. Nach demselben Prinzip werden solare Strahlungseinträge sowie Abstrahlverluste zum Himmel (i.d.R. als negativer Zahlenwert) bei außenliegenden Bauteilflächen berücksichtigt.

Beispielhaft seien die resultierenden Differentialgleichungen für die Temperaturveränderung an der raumseitigen Wandoberfläche (Gl. 2.4) und der Außenoberfläche (Gl. 2.5) dargestellt.

$$\frac{d\vartheta_{S,IP}}{dt} = \frac{\dot{q}_{BT,rad} \cdot 2}{C_{IP}} + \frac{\vartheta_L \cdot 2}{C_{IP} \cdot R_{L,konv}} - \frac{\vartheta_{S,IP} \cdot 2}{C_{IP}} \cdot \left(\frac{1}{R_{L,konv}} + \frac{1}{R_{IP}} \right) + \frac{\vartheta_{IM} \cdot 2}{C_{IP} \cdot R_{IP}} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

$$\frac{d\vartheta_{S,AP}}{dt} = \frac{\dot{q}_{Sky} \cdot 2}{C_{AP}} + \frac{\dot{q}_{Solar} \cdot 2}{C_{AP}} + \frac{\vartheta_{DA} \cdot 2}{C_{AP} \cdot R_{AP}} - \frac{\vartheta_{S,AP} \cdot 2}{C_{AP}} \cdot \left(\frac{1}{R_{AP}} + \frac{1}{R_{AUL,konv}} \right) + \frac{\vartheta_{AUL} \cdot 2}{C_{AP} \cdot R_{AUL,konv}} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

Die Darstellungsform begünstigt dabei bereits die anschließende Überführung in die Matrixschreibweise der Zustandsraumdarstellung (vgl. Kapitel 2.2), da in jedem Gleichungsterm nur eine Eingangs- oder Zustandsgröße vorkommt. Eingangsgrößen sind in diesem Beispiel die Raumlufthtemperatur, die Außenlufttemperatur und die Strahlungslasten. Als Zustandsgrößen werden die Bauteil-Temperaturknoten der Kapazitäten bezeichnet.

2.2.3 Typgebäude

Im Hinblick auf die Gebäudegeometrie soll ein möglichst repräsentatives Einfamilienhaus abgebildet werden. Dazu kann auf umfangreiche Erhebungen zum Gesamtbestand der Wohngebäude in der Bundesrepublik Deutschland zurückgegriffen werden (vgl. [IWU 11]). In einer weiteren Arbeit (vgl. [IBP 13], S. 29 f.) wurde daraus bereits ein fiktives mittleres Typgebäude erstellt, wie in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Tabelle 2.1: Fiktives Typgebäude

Wohnfläche	in m ²	135
Bruttovolumen	in m ³	515
Hüllfläche	in m ²	352
Kompaktheit A/V	in m ⁻¹	0,68
Außenwandfläche	in m ²	128
Fensterfläche	in m ²	30
Dachfläche	in m ²	88
Bodenplatte	in m ²	88

Tabelle 2.2: Reale Geometrie

Wohnfläche	in m ²	130
Bruttovolumen	in m ³	477
Hüllfläche	in m ²	363
Kompaktheit A/V	in m ⁻¹	0,76
Außenwandfläche	in m ²	158
Fensterfläche	in m ²	20
Dachfläche	in m ²	104
Bodenplatte	in m ²	81

Um die dynamischen Speichervorgänge innerhalb des Gebäudes abzubilden und somit einen belastbaren zeitlichen Verlauf des Heizwärmebedarfs zu erhalten, war es jedoch erforderlich, das fiktive Gebäude in eine reale Geometrie zu überführen (Tabelle 2.2).

Dabei werden sieben Räume (Flur/Treppenhaus, Wohnen, Küche, Bad, Schlafen, Kind 1 und Kind 2) betrachtet, für die jeweils eine Bilanzierung der Raumlufthtemperatur nach Gleichung 2.1 durchgeführt wird. Die Dachkonstruktion wurde als Satteldach mit einer Neigung von 40° und optimaler Nord-Süd-Ausrichtung angenommen, wie in den Abbildung 2.2 bis Abbildung 2.5 zu sehen ist.

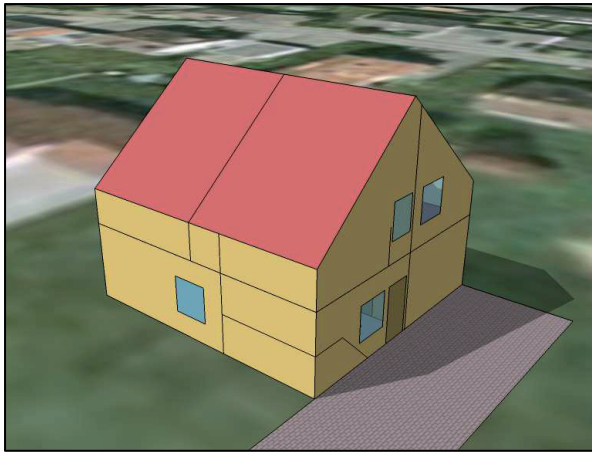


Abbildung 2.2: Nord-West-Ansicht

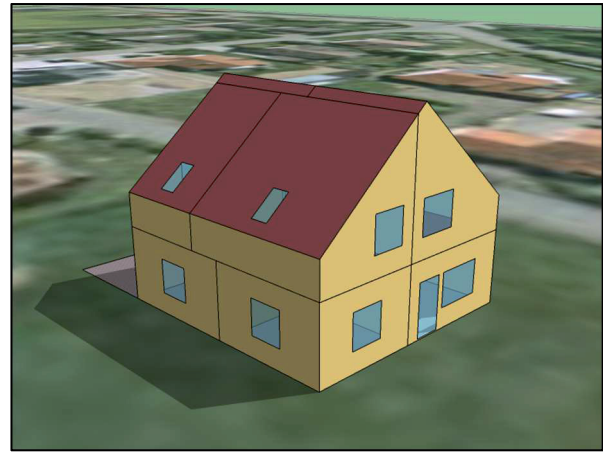


Abbildung 2.3: Süd-Ost-Ansicht

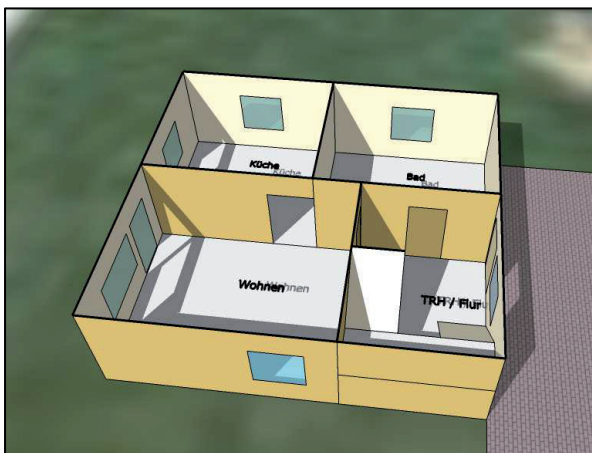


Abbildung 2.4: Raumaufteilung EG

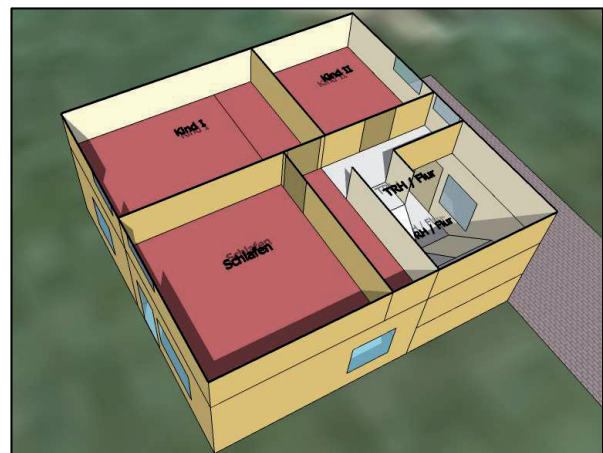


Abbildung 2.5: Raumaufteilung OG

Gemäß Kapitel 2.2.2 hat der Wärmedurchgangswiderstand der Gebäudehülle einen entscheidenden Einfluss auf den Heizwärmebedarf des Gesamtgebäudes. Es erscheint daher sinnvoll, zwischen einem hochwertigen Standard (*Passivhaus*) und dem momentan tatsächlich vorhandenen Gebäudebestand zu unterscheiden.

Während der Passivhaus-Standard klar definierte Qualitätsanforderungen vorgibt (Tabelle 2.3), wird für den Gebäudebestand zwischen verschiedenen Altersklassen differenziert (vgl. [IBP 13], S. 31). Deren ausführliche Berücksichtigung lässt jedoch keinen nennenswerten Mehrnutzen erwarten, weshalb lediglich der sog. *Jungbestand* mit Baujahr seit 1979 und die sanierten Altbauten beachtet werden. In Summe werden so etwa 54 % des Einfamilienhaus-Bestandes repräsentiert. Die daraus resultierenden Wärmedurchgangskoeffizienten für den Gebäudebestand können Tabelle 2.4 entnommen werden.

Tabelle 2.3: U-Werte Passivhaus

Passivhaus			
U_{op}	in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	0,15	
U_{tr}	in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	0,80	
ΔU_{WB}	in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	0	

Tabelle 2.4: U-Werte Bestand

Bestand			
U_{op}	in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	0,70	
U_{tr}	in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	1,93	
ΔU_{WB}	in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	0,077	

Im Vorgriff auf die nachfolgenden Kapitel ergeben sich unter der Vereinfachung eines idealen Raumheizungssystems Heizwärmebedarfe von ca. $2.200 \frac{\text{kWh}}{\text{a}}$ bzw. $16,9 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2_{\text{WF}} \cdot \text{a}}$ für das Passivhaus und etwa $15.250 \frac{\text{kWh}}{\text{a}}$ bzw. $118 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2_{\text{WF}} \cdot \text{a}}$ im Bestandsgebäude.

2.2.4 Lüftungswärmebedarf

Die Raum-Belüftung wurde vereinfacht mit einem wirksamen Luftwechsel und einem effektiven Wärmerückgewinnungsgrad abgebildet, wie in Tabelle 2.5 aufgeführt.

Tabelle 2.5: Lüftungsparameter

Raum	Netto-Volumen in m ³	hygienischer Luftwechsel in h ⁻¹	Passivhaus	Bestand
			Wärmerückgewinnung in %	Infiltration in h ⁻¹
Flur/TRH	91,6	0,5	75	0,1
Wohnen	57,1	0,6		
Küche	37,6	0,6		
Bad	39,7	0,6		
Schlafen	53,8	0,4		
Kind 1	51,2	0,5		
Kind 2	31,2	0,5		

2.2.5 Nutzungs- und Lastprofile

Im Bereich der internen Wärmeeinträge durch Personen wurde ein Tageszeit-abhängiges Belegungsprofil für null bis vier Personen mit entsprechender Verteilung auf die Einzelräume und einer Unterscheidung zwischen Werktag und Wochenende vorgenommen. Die Wärmelast wurde dabei mit $55 \frac{W_{\text{kony}}}{\text{Pers}}$ und $30 \frac{W_{\text{rad}}}{\text{Pers}}$ berücksichtigt.

Neben dem Strombedarf zum Betrieb der Wärmepumpe ist es für die Bestimmung der tatsächlichen Eigennutzung des erzeugten Photovoltaik-Stroms und die Ermittlung des Beladungszustandes eines elektrischen Speichers zwingend erforderlich, den zeitlichen Verlauf des sog. Haushalts-Stromverbrauchs zu kennen. Entsprechendes gilt für die Nutzung von Brauchwarmwasser, wodurch je nach hydraulischer Einbindung der Beladungszustand des thermischen Speichers und damit auch die Betriebsweise des Wärmeerzeugers erheblich beeinflusst werden.

Zur Ermittlung derartiger Lastprofile wurde daher auf die VDI-Richtlinie 4655 (vgl. [VDI 08]) zurückgegriffen, zu deren Erstellung u.a. die Lastgänge von Strom und Brauchwarmwasser verschiedener Ein- und Mehrfamilienhäuser messtechnisch erfasst wurden. Im Berechnungsverfahren der Richtlinie kann auf der Grundlage eines definierbaren Jahresverbrauchs zunächst der Strom- bzw. Wärmebedarf pro Tag ermittelt werden. Dabei

wird abhängig vom Klima am Standort des betrachteten Gebäudes zwischen heiteren und bewölkten sowie Werk- und Wochenendtagen im Winter, Sommer und der Übergangszeit unterschieden. Anhand dieser sog. Typtage wird im Anschluss der tatsächliche Lastgang in minutenweiser Auflösung berechnet.

Für die Jahressumme des Stromverbrauchs wurde auf eine Erhebung von etwa 380.000 Haushalten zurückgegriffen (vgl. [EAN 11], F. 5), wonach vier Personen (zwei Erwachsene, zwei Kinder) ohne elektrische Warmwasserbereitung etwa $4.480 \frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{a}}$ verbrauchen. Im Bereich Brauchwarmwasser gibt die VDI-Richtlinie einen Bedarfswert von $500 \frac{\text{kWh}_{\text{th}}}{\text{Pers} \cdot \text{a}}$ (entspricht hier ca. $15,4 \frac{\text{kWh}_{\text{th}}}{\text{m}^2_{\text{WF}} \cdot \text{a}}$) an. Die daraus resultierenden Lastprofile der unterschiedlichen Typtage sind in Abbildung 2.6 und Abbildung 2.7 dargestellt.

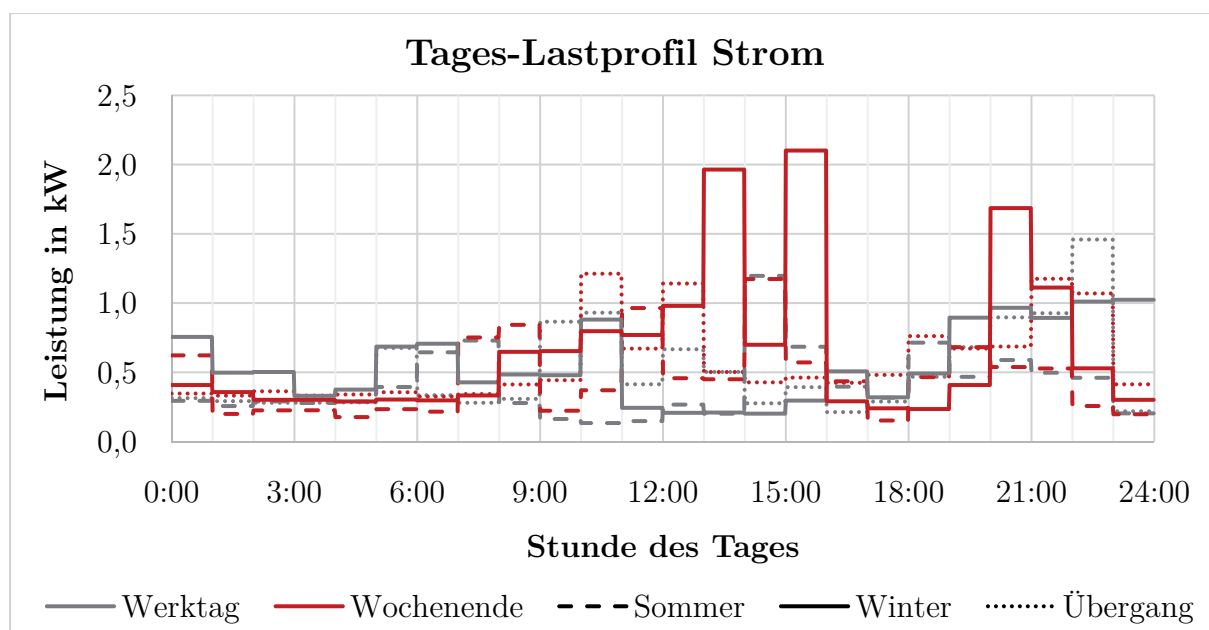


Abbildung 2.6: Lastprofil Strom in Stundensummen

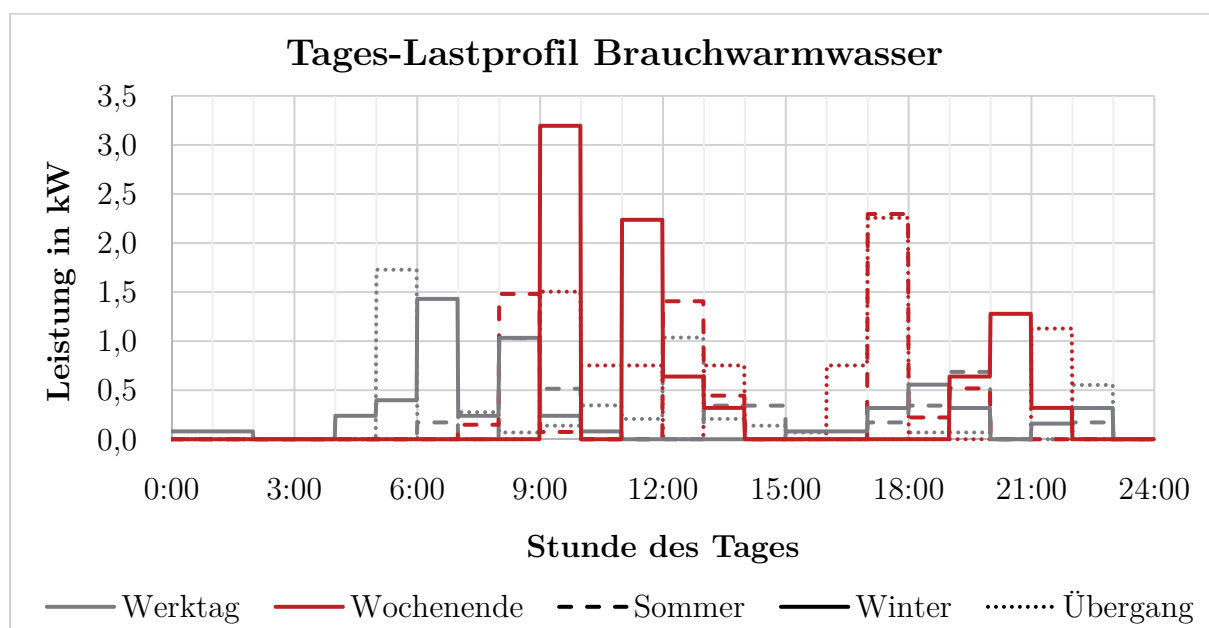


Abbildung 2.7: Lastprofil Brauchwarmwasser in Stundensummen

Als Beitrag zu einer Anpassung des Stromverbrauchs an die verfügbaren Erzeugungskapazitäten bieten die Energie-Versorgungsunternehmen den Betreibern von Wärmepumpen häufig einen speziellen *Wärmepumpen-Stromtarif* an (vgl. [EBW 14]). Dies ermöglicht dem Versorger, die Netzstrom-Entnahme durch die Wärmepumpe während der Spitzenlastzeiten zu unterbinden. Die Sperrung darf jedoch meist nur höchstens drei Mal pro Tag für jeweils bis zu zwei Stunden erfolgen. Um ein übermäßiges Auskühlen der Gebäude zu vermeiden, muss zwischen den Sperrzeiten zudem eine Pause von mindestens der Dauer der vorherigen Sperrzeit liegen.

Gerade im Hinblick auf eine Betrachtung der Möglichkeit, die Wärmepumpe während der Sperrzeiten aus selbst erzeugtem Photovoltaik-Strom zu betreiben, erscheint es unerlässlich, die *EVU-Sperrzeiten* bei der Modellbildung zu berücksichtigen. Es konnten jedoch keine belastbaren Erhebungen darüber gefunden werden, zu welchen Zeiten und wie oft die Energie-Versorgungsunternehmen tatsächlich von ihrer Sperrmöglichkeit Gebrauch machen. Vereinfachend wurden die Sperrzeiten daher in Abhängigkeit vom Lastprofil des Haushaltsstroms (Abbildung 2.6) abgebildet, da davon auszugehen ist, dass die Hauptbelastungszeiten des Versorgungsnetzes hierdurch in guter Näherung widerspiegelt werden. Die resultierende Sperrzeit-Häufigkeit liegt bei gut 500 Stunden pro Jahr.

2.3 Raumheizung

Neben seiner Kernaufgabe, nämlich der Zufuhr von Heizwärme in einen Raum, dient das Raumheizungssystem als wesentliches Bindeglied zwischen Gebäude und Anlagentechnik. Auf Basis der Vorlauftemperatur als Ausgangsgröße des Wärmeerzeugers resultieren aus der Wärmeübergabe der Massenstrom im Heizkreis und die zugehörige Rücklauftemperatur. Diese Größen spiegeln letztlich den aktuellen Heizwärmebedarf des Gebäudes wider und dienen als einzige Rückkopplung zur Anlagentechnik.

2.3.1 Ventil

Wieviel Heizwasser in den Wärmeübertrager strömt, wird in der Regel durch ein Thermostatventil bestimmt. Es stellt seinen Öffnungsquerschnitt in Abhängigkeit von der Differenz zwischen einem Raumtemperatur-Sollwert und dem entsprechenden Istwert ein. Während die Beeinflussung des Ventilhubes durch die Regeldifferenz meist linear erfolgt (P-Regler), stellt sich der Zusammenhang zwischen dem Massenstrom im Wärmeübertrager und der abgegebenen Heizleistung an den Raum häufig als nichtlinear dar. So bewirkt eine Halbierung des Massenstroms bei handelsüblichen Radiatoren eine Reduzierung der Wärmeleistung von nicht einmal 20 %. Diese Beziehung wird durch den sog. *Heizkörperexponenten* beschrieben. Dabei gilt im Allgemeinen: je höher der konvektive Anteil der Wärmeabgabe, desto größer ist der Heizkörperexponent und desto weniger linear ist das Verhältnis zwischen Massenstrom und Wärmeabgabe.

Um diesem regelungstechnischen Problem zu begegnen, wurde ein Ventil mit einer sog. gleichprozentigen Kennlinie abgebildet. Dabei bewirkt eine Veränderung des Ventilhubes stets dieselbe prozentuale Durchfluss-Änderung in Bezug auf den aktuellen Wert. Im Ergebnis wird dadurch die Nichtlinearität des Wärmeübertragers (teilweise) ausgeglichen, sodass sich eine dem Ventilhub annähernd proportionale Wärmeleistung einstellt. Zur Bestimmung der Baugröße bzw. des möglichen Durchflussbereichs der Thermostatventile wurde abhängig von der Art der Wärmeübergabe (Kapitel 2.3.2) und der jeweiligen maximalen Heizlast eines Raumes der Auslegungsmassenstrom für eine Heizwasser-Auskühlung von 10 K (Wärmepumpen-Anwendung) bestimmt.

Im Hinblick auf eine realitätsnahe Modellierung (und um eine sog. *algebraische Schleife* zu vermeiden, bei der die Eingangsgröße eines Systems direkt von seiner Ausgangsgröße abhängt) wurde zudem die Erfassung des Raumtemperatur-Istwerts im Thermostatventil mit einer zeitlichen Verzögerung von 3 Minuten abgebildet (Fühlereigenmasse).

Die Sollwerte der Raumtemperatur sind dabei in Abhängigkeit vom Raumtyp zwischen 19 °C (Flur) und 22 °C (Wohnen & Bad) einschließlich einer Nachtabsenkung definiert.

2.3.2 Wärmeübergabe

Die Modellierung der Wärmeübergabesysteme entspricht ebenfalls der Methodik aus dem Raummodell nach Becker, Koenigsdorff und Adlhoeh (vgl. [BKA 09]). Hierbei sei zu beachten, dass die Darstellung eines Radiators nach der Methode der *konzentrierten Parameter* (ein Bilanzknoten) leicht zu physikalisch falschen Ergebnissen führen könne. So lässt sich die Leistungsabgabe eines Heizkörpers an den Raum beispielsweise mit der Differenz zwischen einer mittleren Fluidtemperatur und der Raumlufttemperatur berechnen. In der Konsequenz ergibt sich die Auskühlung des Heizwassers aus der festgelegten Vorlauftemperatur und der berechneten Leistungsentnahme. Bei geringen Massenströmen kann dabei jedoch eine rechnerische Rücklauftemperatur unterhalb der Raumtemperatur resultieren. Dies erklärt sich aufgrund der Tatsache, dass die Auskühlung innerhalb des Heizkörpers in der Realität nicht linear, sondern logarithmisch verläuft.

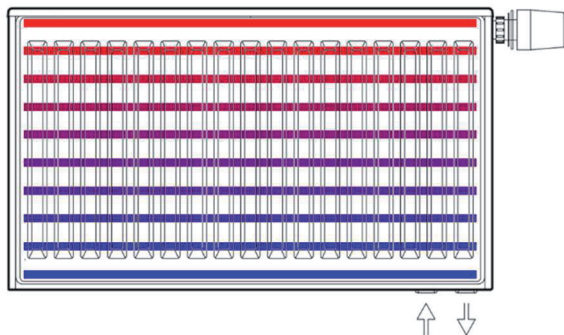


Abbildung 2.8: lineare Auskühlung
(Quelle: Buderus, nachbearbeitet)

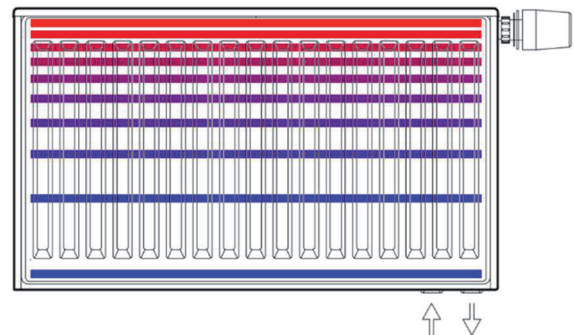


Abbildung 2.9: logarithmische Auskühlung
(Quelle: Buderus, nachbearbeitet)

Dabei ist die Summe der Wärmeabgabe einer beliebigen Anzahl von Abschnitten mit lokalen Temperaturwerten und unterschiedlich großen Flächenanteilen (Abbildung 2.9) unter Umständen geringer, als sich aus der Annahme eines mittleren Temperaturwerts für die gesamte Wärmeübertragerfläche (Abbildung 2.8) ergibt.

Für stationäre Berechnungsverfahren wird daher die sog. mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Fluid- und Raumlufthtemperatur herangezogen. Unter dem Anspruch einer Simulation der dynamischen Speichervorgänge innerhalb des Gebäudes soll jedoch auch das Aufheiz- bzw. Auskühlverhalten des Wärmeübergabesystems berücksichtigt werden. Dessen Relevanz wird anhand der jeweiligen thermischen Speicherkapazitäten deutlich. So berechnet sich die Eigenkapazität aller Radiatoren im betrachteten Gebäude für eine Wärmepumpen-Anwendung mit etwa 2,2 kWh_{th} (was gut 15 % des mittleren täglichen Wärmebedarfs für den Passivhaus-Standard in den Monaten Januar und Februar entspricht). Bei einer Fußbodenheizung summiert sich die Gesamtkapazität sogar auf rund 41 kWh_{th}, also dem rechnerisch 2,85-fachen mittleren Tages-Wärmebedarf des Passivhauses im Januar und Februar.

Zur Berücksichtigung des logarithmischen Auskühlverhaltens und der Aufheiz- bzw. Abkühlphasen dient daher die Methode der sog. *Rührkessel-Kaskade*. Dabei wird der Wärmeübertrager in mehrere Zonen unterteilt, die jeweils als ideal gerührt (also mit einer homogenen Temperaturverteilung) betrachtet werden. Für jeden Abschnitt kann die zeitliche Veränderung der Temperatur gemäß Gleichung 2.6 berechnet werden.

$$\frac{c_{w\ddot{u}}}{N} \cdot \frac{d\vartheta_i}{dt} = -\dot{m}_{\text{Heiz}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{i,\text{in}}) - \frac{K}{N} \cdot (\vartheta_i - \vartheta_L)^n \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Die örtliche Verteilung der Temperaturabschnitte bewirkt zugleich den angestrebten logarithmischen Verlauf der Heizwasser-Auskühlung. So ist beispielsweise im ersten Abschnitt die Temperaturdifferenz des Heizwassers zur Raumlufth höher als in den nachfolgenden Abschnitten, was eine größere Leistungsabgabe und damit auch eine stärkere Auskühlung zur Folge hat.

Mehrere Simulationsreihen haben gezeigt, dass eine Unterteilung in drei gleich große räumliche Abschnitte eine hinreichende Berechnungs-Genauigkeit liefert.

Für die Modellvarianten mit einem Radiatoren-Raumheizungssystem wurde dabei ein Heizkörperexponent von 1,3 bei einem üblichen Strahlungsanteil von 24 % angenommen. Bei Verwendung eines Fußbodenheizungssystems ist entsprechend ein Exponent von 1,1 und ein Strahlungsanteil von 75 % hinterlegt.

2.4 Hydraulische Einbindung

Das Zusammenwirken von Wärmeerzeuger, Verbrauchergruppe und ggf. vorhandenen thermischen Speichern erfolgt in erster Linie über deren hydraulische Verbindung. Wie

in Kapitel 2.3 deutlich wurde, dienen dabei die Massenströme und Temperaturdifferenzen neben dem Transport von thermischer Energie als wesentliche Informationsquellen für die Regelung des Gesamtsystems. Die Art der hydraulischen Einbindung hat ferner unmittelbare Auswirkungen auf die energetische Effizienz eines Heizungssystems, wie anhand der nachfolgenden Übersicht marktüblicher Schaltungsvarianten aufgezeigt wird.

2.4.1 Einbindung ohne Heizungs-Pufferspeicher

Die einfachste Methode der hydraulischen Verbindung von Wärmepumpe und dem Raumheizungssystem stellt die sog. Drosselschaltung ohne separate thermische Pufferung der Erzeugerwärme dar (Abbildung 2.10).

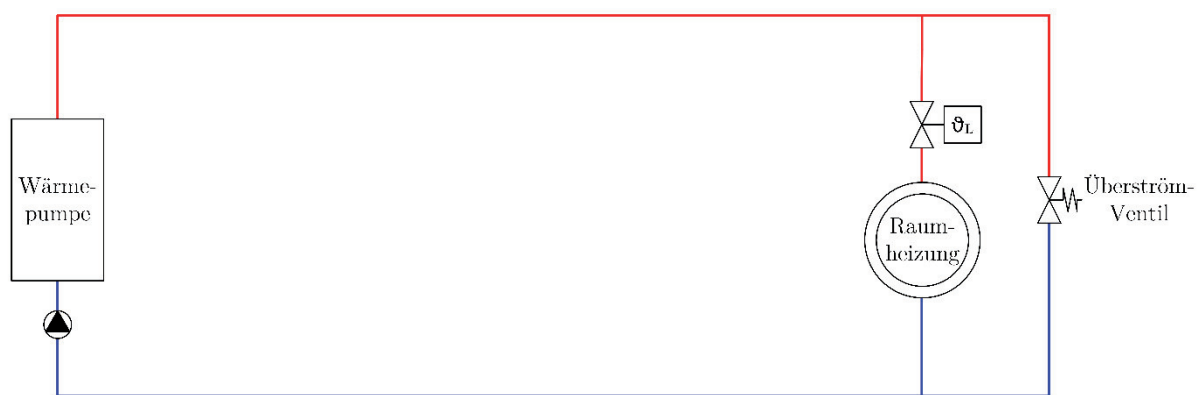


Abbildung 2.10: Hydraulische Einbindung ohne Heizungspuffer

Sie findet sich (ohne Nachweis) in beinahe jedem technischen Datenblatt der markpräsenten Wärmepumpenhersteller. Dabei variiert der Massenstrom im Erzeuger direkt mit der aktuellen Last des Verbrauchers (steigt beispielsweise die Raumtemperatur an, schließen die Thermostatventile und der Verbrauchermassenstrom wird reduziert). Fällt die Heizlast bzw. der Massenstrom im Verbraucher unter einen Minimalwert, wird ein Teil des Erzeugermassenstroms mit Hilfe des Überströmventils am Verbraucher vorbei gefördert. Dadurch wird sichergestellt, dass der Verflüssiger der Wärmepumpe stets mit einem prozessbedingten Mindestmassenstrom (vgl. Kapitel 2.5) beaufschlagt wird.

Diese Art der Einbindung eignet sich jedoch ausschließlich für Fußbodenheizungssysteme, da deren thermische Speichermasse eine ausreichende Kapazität zur Aufnahme von Leistungsüberschüssen der Wärmepumpe bei geringen Heizwärmebedarfen darstellt. Andernfalls wäre ein ständiges Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe die Folge.

Bei thermisch hochwertigen Gebäuden (wie z.B. einem Passivhaus) kann unter Umständen sogar ganz auf eine Regelung des Verbrauchermassenstroms durch Thermostatventile verzichtet werden. Denn mit einer Reduzierung des Heizwärmebedarfs sinkt auch die erforderliche Vorlauftemperatur, wodurch sich die Oberflächentemperatur der Fußbodenheizung nur noch wenige Grad über der Raumtemperatur befindet. Somit fällt die Leistungsabgabe der Flächenheizung bei einem Anstieg der Raumtemperatur automatisch

ab, da die Temperaturdifferenz zwischen Heizfläche und Raumluft immer weiter zurückgeht. Dies wird auch als *Selbstregelungseffekt* bezeichnet.

2.4.2 Brauchwarmwasser

Die Bereitstellung von Brauchwarmwasser erfolgt bei dem Einsatz einer Wärmepumpe in aller Regel im sog. Umschaltbetrieb. Dabei wird ein Ventil in den hydraulischen Kreislauf eingebunden, das zwischen einer Beladung des Brauchwarmwasser-Speichers und der Versorgung des Raumheizungssystems umschaltet (Abbildung 2.11). Der Vorteil dieser Betriebsweise liegt in einer bedarfsweisen Anpassung der Vorlauftemperatur. So erfolgt die Erzeugung eines hohen Temperaturniveaus (bei geringer Wärmepumpen-Effizienz) nur für den Brauchwarmwasserbedarf. Im Betriebsmodus der Raumheizung kann die Erzeuger-Vorlauftemperatur (z.B. bei Verwendung einer Fußbodenheizung) entsprechend abgesenkt werden, wodurch ein unnötiges *Heruntermischen* vermieden wird.

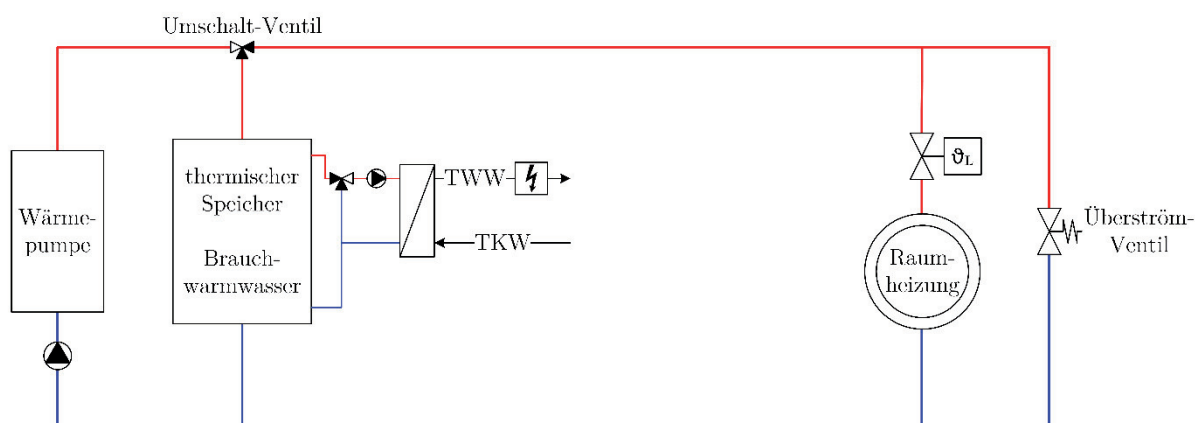


Abbildung 2.11: Brauchwarmwasser-Erzeugung im Umschaltbetrieb

Eine weitere Möglichkeit zur Reduzierung des Vorlauf-Temperaturniveaus (und damit zur Erhöhung der Wärmepumpen-Effizienz) besteht in der Verwendung einer sog. Frischwasserstation. Dabei wird das Trinkwasser im Durchflussprinzip erwärmt, bevor es direkt zu den Entnahmestellen weitergeleitet wird. Diese hydraulische Trennung zwischen der Brauchwarmwasser-Speicherkapazität und dem tatsächlichen Trinkwasser lässt ein hohes Temperaturniveau für die thermische Desinfektion des gesamten Speichervolumens unnötig werden.

Als Alternative für eine Trinkwarmwasser-Zirkulation können hierbei elektronische Nacherhitzer zum Einsatz kommen. Sie gleichen im Falle einer Entnahme von ausgekühltem Trinkwasser aus den Leitungen zunächst die Rest-Temperaturdifferenz zum Sollwert aus, bis neu erwärmtes Trinkwarmwasser von der Frischwasserstation nachströmt. Hierdurch wird zum einen die enorme Betriebszeit einer Zirkulationspumpe eingespart und zum anderen eine Durchmischung des Brauchwarmwasserspeichers vermieden. Letztere tritt

bei einer Frischwasserstation mit Zirkulationsleitung zwangsläufig auf, da die Rücklauf-temperatur von der Frischwasserstation in den Speicher aufgrund des geringfügig ausgekühlten Zirkulationswassers nur wenige Grad unter der Speicher-Vorlauftemperatur liegt.

2.4.3 Puffer seriell im Vorlauf

Wie in Kapitel 1.1 und 1.3 dargestellt, erfordert ein möglichst hoher Eigennutzungsanteil des erzeugten Photovoltaik-Stroms Speicherkapazitäten zum Ausgleich der tageszyklischen Unterschiede zwischen solarer Einstrahlung und dem Heizwärmebedarf. Zudem kann ein Pufferspeicher als Leistungsreserve genutzt werden, reduziert die Takthäufigkeit des Wärmeerzeugers und dient speziell bei einer Nutzung von Wärmepumpentarifen (vgl. Kapitel 2.2.5) zur Überbrückung der EVU-Sperrzeiten.

Varianten zur Einbindung von Heizungs-Pufferspeichern in Wärmepumpensystemen werden daher bereits in den Produkthandbüchern der unterschiedlichen Hersteller aufgezeigt. Hierbei haben sich drei wesentliche Schaltungsmöglichkeiten etabliert, von denen nun zunächst die serielle Einbindung im Vorlauf (Abbildung 2.12) dargestellt wird.

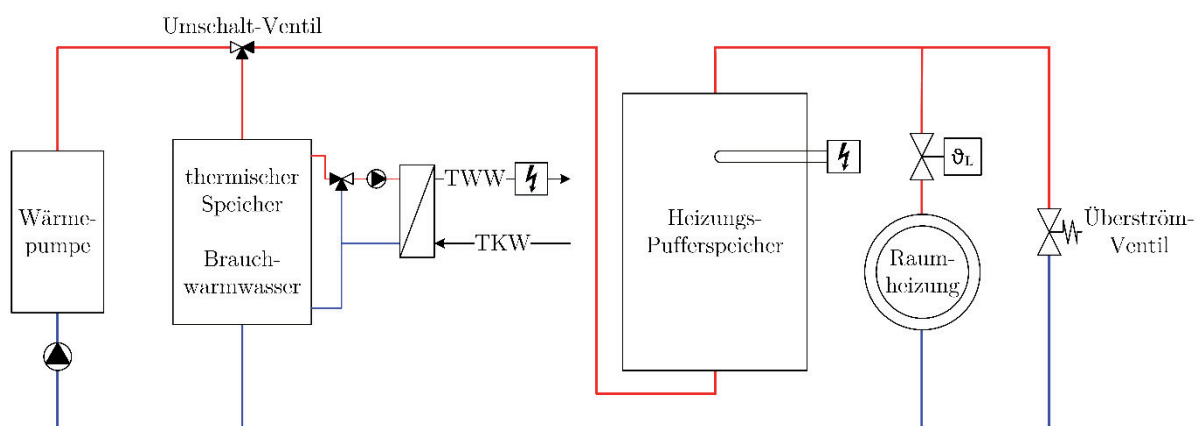


Abbildung 2.12: Heizungs-Pufferspeicher seriell im Vorlauf

Wie bei der einfachen Drosselschaltung variiert der Massenstrom im Erzeuger (Betriebsmodus Raumheizung) zunächst mit dem Verbrauchermassenstrom. Verringert sich die Leistungsabnahme des Verbrauchers derart, dass sich der Mindestmassenstrom der Wärmepumpe durch das Überström-Ventil einstellt, erfolgt eine Beladung des Heizungs-Pufferspeichers. Da für die Versorgung der Verbrauchergruppe stets das höchste Temperaturniveau aus dem Pufferspeicher entnommen werden soll, erfolgt die Beladung zwangsläufig von unten nach oben, d.h. vollständig durchmischt.

Ist der Speicher gänzlich beladen, steigt in der Folge die Rücklauftemperatur am Wärmeerzeuger. Sie dient daher als Ein- und Ausschaltsignal für die Wärmepumpe.

Bei einer Entladung ist die Wärmepumpe zwar außer Betrieb, aufgrund der seriellen Einbindung muss jedoch stets der vollständige Massenstrom mit den entsprechenden

Druckverlusten durch die Wärmepumpe gefördert werden. Eine Entladung kann überdies nur dann stattfinden, wenn gerade keine Brauchwarmwasser-Erwärmung erfolgt.

Für den Fall, dass die Heizleistung der Wärmepumpe bei extrem niedrigen Außentemperaturen nicht zur Deckung der Gebäudeheizlast ausreicht, kann zudem eine elektrische Nachheiz-Einrichtung im Pufferspeicher installiert werden.

Wesentliche Vorteile dieser Schaltungs-Variante sind die verhältnismäßig einfache Regelung mit nur einem Temperaturfühler im Wärmepumpen-Rücklauf (und ggf. einem Weiteren für die elektrische Nachheizung im Pufferspeicher) sowie die daraus resultierende geringe Störanfälligkeit. Sie wird daher von einigen Herstellern für Anlagen mit nur einem Verbraucherkreis (vgl. *Alpha-InnoTec* [AIT 12], S. 147) oder als optionale Variante (vgl. *Vaillant* [Vai 13], S. 26 und *WOLF* [WOL 12], S. 124) angegeben.

2.4.4 Puffer seriell im Rücklauf

Alternativ zur seriellen Einbindung im Wärmeerzeuger-Vorlauf kann der Heizungs-Pufferspeicher auch seriell im Rücklauf eingebunden werden (Abbildung 2.13). Durch das geringere Temperaturniveau reduzieren sich dabei die Oberflächenverluste des Speichers im nicht geladenen Zustand. Die Möglichkeit zur Einbindung einer zusätzlichen elektrischen Nachheizung entfällt jedoch.

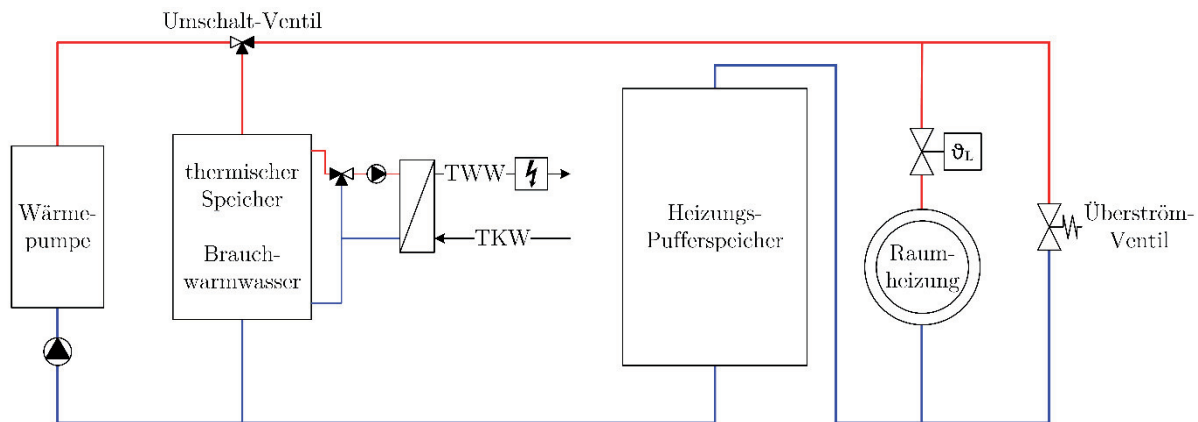


Abbildung 2.13: Heizungs-Pufferspeicher seriell im Rücklauf

Der Beladungsvorgang erfolgt hierbei im Unterschied zur seriellen Vorlaufeinbindung geschichtet, da das warme Mischwasser aus Verbrauchskreis und Überströmventil von oben in den Speicher einfließt und das Kaltwasser nach unten verdrängt. Die Entladung stellt sich hingegen vollständig durchmischt dar, da nun das ausgekühlte Rücklaufwasser der Verbrauchergruppe von oben in den Speicher einströmt.

Diese Schaltungsvariante wird von den Wärmepumpen-Herstellern jedoch nur sehr vereinzelt (und optional) beworben (vgl. *Brötje* [Brö 09], S. 26).

2.4.5 Parallele Einbindung

Die dritte gängige Einbindungsart von Pufferspeichern in Wärmepumpensystemen stellt die Parallelschaltung dar. Unabhängig davon, ob es sich um eine Leistungs-modulierende Bauart (vgl. *Viessmann* [Vie 09], S. 42; *Stiebel Eltron* [StE ??], S. 7; *Junkers* [Jnk 12], S. 9 und *Novelan* [Nov 09], S. 33) oder um einen Typen mit ausschließlicher Ein- / Aus-Regelung handelt (vgl. *Buderus* [Bud 12], S. 125; *OCHSNER* [OCH 07], S. 48; *Dimplex* [Dmp 14], S. 4 und *Weishaupt* [Wei 10], S. 39), ist diese Schaltungsvariante wohl die am häufigsten empfohlene.

Der Pufferspeicher dient dabei neben seiner Funktion als thermische Kapazität auch als hydraulische Weiche zwischen dem Erzeuger- und dem Verbraucherkreis. In der Folge entfällt die Notwendigkeit eines Überströmventils; jedoch wird nun eine separate Umwälzpumpe im Verbraucherkreis erforderlich (Abbildung 2.14).

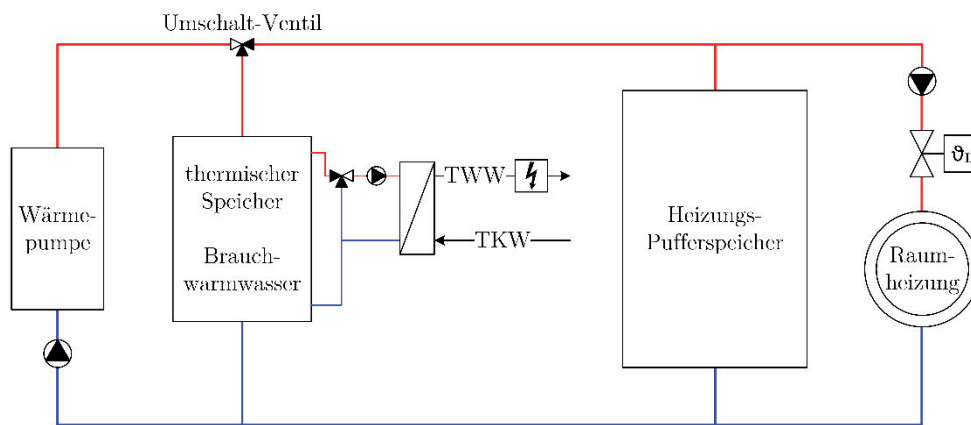


Abbildung 2.14: Heizungs-Pufferspeicher parallel eingebunden

Durch die parallele Einbindung ergibt sich die Möglichkeit zu einer vom Erzeuger unabhängigen Entladung, was z.B. für eine konstante Heizwärmeversorgung der Verbraucher im Falle einer Beladung des Brauchwarmwasser-Speichers sorgt. Des Weiteren reduziert sich bei mehreren Verbrauchergruppen die gegenseitige Beeinflussung der Heizkreispumpen, da im gemeinsam genutzten Leitungsabschnitt der Druckverlust durch den Erzeuger entfällt. Der wesentliche energetische Vorteil ergibt sich jedoch aus der stabilen Temperaturschichtung innerhalb des Heizungs-Pufferspeichers. So bewirkt eine geschichtete Entladung theoretisch während des gesamten Entladungszyklus ein konstant hohes Temperaturniveau am Verbraucher, da die warmen Wassermengen langsam von unten nach oben verschoben werden.

Als ein Maß für die Güte der Ausnutzung des bereitgestellten Temperaturniveaus wurde von Floß, Fink und Hofmann (vgl. [FFH 12]) der sog. *Drop of mean Temperature* (DoMT) eingeführt. Er beschreibt die Differenz zwischen dem mittleren Temperaturniveau des Wärmeerzeugers und der mittleren Temperatur am Vorlauf des Verbrauchers während eines Betriebszykluses (von einem Einschaltvorgang der Wärmepumpe zum darauffolgenden). Die dabei auftretende Differenz sei vor allem auf Durchmischungseffekte

zurückzuführen. Theoretische und praktische Untersuchungen hätten ferner gezeigt, dass der DoMT bei paralleler Speicherintegration auf weniger als 0,5 K beziffert werden kann, während sich bei serieller Einbindung je nach Massenstromverhältnis zwischen Erzeuger- und Verbraucherkreis zeitlich gemittelte Differenzen von ca. 2 bis 10 K ergeben.

Zur Reduzierung von Durchmischungseffekten ist bei paralleler Einbindung jedoch die Art des Speicheranschlusses zu unterscheiden. Ein sog. *Zweileiteranschluss* (vgl. Abbildung 2.14) gewährleistet beispielsweise, dass nur der Differenzmassenstrom zur Be- bzw. Entladung durch den Pufferspeicher geführt wird. Demgegenüber ergeben sich bei separaten Ein- und Auslassöffnungen für die Wärmepumpe und den Heizkreis (sog. *Vierleiteranschluss*) im Falle einer direkten Versorgung des Verbrauchers unnötige Durchmischungen im Speicher. Zudem erfordert der Vierleiteranschluss einen höheren Materialaufwand und begünstigt größere Wärmeverluste durch zusätzliche Unterbrechungen der Dämmschicht. Ausgenommen der Möglichkeit zu einer Wärmeentnahme auf unterschiedlichen Temperaturniveaus ergibt sich hingegen kein nennenswerter Vorteil, der für diese Art des Speicheranschlusses sprechen würde. Umso erstaunlicher scheint es daher, dass sämtliche betrachteten Schaltungs-Empfehlungen der oben genannten Hersteller einen Vierleiteranschluss bevorzugen.

Nach Dietrich (vgl. [Die 08], S. 26 ff.) ist weiterhin zu beachten, dass in realen Anlagen teilweise erhebliche Defizite im Hinblick auf eine wirksame Nutzung der thermischen Kapazität von parallel eingebundenen Pufferspeichern bestehen. So seien zwingend zwei Temperaturfühler innerhalb des Speichers erforderlich, um eine vollständige Be- bzw. Entladung zu ermöglichen. Tatsächlich konnten unter den betrachteten Luft-Wasser-Wärmepumpen jedoch nur zwei Hersteller (vgl. *Brötje* [Brö 09], S. 28 und *Novelan* [Nov 09], S. 33) ermittelt werden, die bei paralleler Einbindung auch zwei Temperaturfühler im Pufferspeicher vorsehen. Weitere deuten an, dass eine vollständige Entladung durch einen im oberen Speicherbereich (*Junkers* [Jnk 12], S. 9, 98) oder Heizkreisvorlauf (*Stiebel Eltron* [StE ??], S. 7) angeordneten Temperaturfühler und eine vollständige Beladung durch den Temperaturfühler im Wärmepumpen- Rücklauf festgestellt werde.

Die Mehrzahl der Hersteller (vgl. *Buderus* [Bud 12], S. 125; *OCHSNER* [OCH 07], S. 48; *Dimplex* [Dmp 14], S. 4 und *Weishaupt* [Wei 10], S. 39) nutzt für die Be- und Entladung hingegen offensichtlich (oder nach eigenen Angaben, vgl. *Viessmann* [Vie 09], S. 42, 199) eine sog. Hysterese-Regelung. Diese stellt letztlich eine Schätzung des Beladungszustandes auf der Basis einer unteren und einer oberen Schaltgrenze von nur einem Temperatursensor dar.

Bemerkenswert ist hierbei, dass bei vielen Wärmepumpentypen weitere unbelegte Steckplätze für Temperaturfühler vorhanden sind. Bei einigen Wärmepumpenmodellen sind diese primär für Anlagenerweiterungen wie z.B. die Nutzung von Solarthermie (*Vaillant* [Vai 13], S. 33 f. und *Dimplex* [Dmp 14], S. 6) oder den Anschluss mehrerer Heizkreise (*Weishaupt* [Wei 10], S. 38) vorgesehen. Ein Großteil der Hersteller gibt für die unge-

nutzten Fühlereingänge jedoch keine Belegungsoption an (*Novelan* [Nov 09], S. 32; *Junkers* [Jnk 12], S. 84; *Stiebel Eltron* [StE ??], S. 7 sowie *OCHSNER* [OCH 07], S. 45) oder weist sie sogar als „parametrierbare Eingänge“ aus (*WOLF* [WOL 12], S. 63). Ungeklärt bleibt, inwieweit die Nutzung der nicht belegten Temperaturfühler-Steckplätze zur Steuerung der Puffer-Be- und Entladung softwareseitig vorgesehen ist.

Neben der Beachtung eines hydraulisch günstigen Anschlusses (Zweileitermethode) und der Notwendigkeit von zwei Temperaturfühlern zur vollständigen Nutzung der Speicherkapazität ist die größte Aufmerksamkeit bei einer parallelen Einbindung jedoch der Regelung der Erzeugerleistung zuzuschreiben. So geht durch die hydraulische Entkopplung des Verbrauchermassenstroms vom Erzeugermassenstrom auch die Übertragung der Information zum aktuellen Leistungsbedarf verloren. Steigt beispielsweise die Temperatur in einem Raum an, schließen zunächst die Thermostatventile ihren Öffnungsquerschnitt. Den resultierenden Druckanstieg im Verbraucherkreis interpretiert die Differenzdruck-regelte Pumpe als Teillastbetrieb und fährt ihre Förderleistung zurück. In der Folge reduziert sich der Verbrauchermassenstrom, was zu einer geringeren Fließgeschwindigkeit bzw. längeren Verweildauer des Heizwassers im Raumheizungssystem (Radiatoren / Fußbodenheizung) und damit zu einer verstärkten Auskühlung (also einer tieferen Rücklauf-temperatur der Verbrauchergruppe) führt. Wegen der Entkopplung der Massenströme gelangt die Information zum Anstieg des Druckes bzw. zur Reduzierung des Massenstroms im Verbraucherkreis jedoch nicht zur Primärpumpe im Erzeugerkreis. Somit behält sie ihre Fördermenge bei und es fließt ein erhöhter Differenzmassenstrom durch den Pufferspeicher. Der Rücklauf aus den kühlen unteren Schichten des Pufferspeichers mischt sich ferner mit dem weiter ausgekühlten Rücklaufwasser aus der Verbrauchergruppe, was dazu führt, dass auch die Rücklauf-temperatur am Erzeuger absinkt. Die Wärmepumpe reagiert hierauf solange mit einer erhöhten Leistung, bis ihre Rücklauf-temperatur wieder ansteigt. Dies erfolgt jedoch erst dann, wenn der Pufferspeicher vollständig beladen wurde.

Der dargestellte Effekt einer Leistungserhöhung des Erzeugers bei einem verringerten Leistungsbedarf des Verbrauchers ist dabei kein Wärmepumpen-spezifisches Problem, sondern lässt sich auf sämtliche Schaltungen mit parallel eingebundenen Pufferspeichern und Leistungs-modulierenden Wärmeerzeugern übertragen.

In der Konsequenz stellt sich die Regelbarkeit der Leistung von Wärmeerzeugern im Allgemeinen und Wärmepumpen im Speziellen bei der dargestellten parallelen Einbindung von Heizungs-Pufferspeichern als nicht nutzbar heraus (Information zum Leistungsbedarf des Verbrauchers erreicht den Erzeuger nicht)! Einzelne Hersteller kommunizieren daher bereits, dass sich die Modulation der Wärmepumpenleistung auf eine Verschiebung des Vorlauftemperatur-Sollwerts in Abhängigkeit von der Außentemperatur beschränke (*Stiebel Eltron* [StE ??], S. 35). Andere nennen eine zusätzliche Anpassung der Erzeugerleistung in Abhängigkeit von der aktuellen Temperatur eines sog. *Führungsraumes* (*Junkers* [Jnk 12], S. 96). Letztgenannte Methode ist jedoch als ungeeignet zu bewerten,

da die Heizlast der Einzelräume beispielsweise durch unterschiedliche solare Einstrahlung und interne Lasten stark voneinander abweichen kann.

2.4.6 Bedarfsweise Puffereinbindung

Wie in den vorangegangenen Kapiteln deutlich wurde, weisen alle gängigen Einbindungsarten von Heizungs-Pufferspeichern in Wärmepumpensysteme einige wesentliche Nachteile auf (Durchmischungseffekte und vollständige Abhängigkeit des Verbraucherkreises vom Erzeugerkreis bei serieller Integration bzw. Verlust der Information zum aktuellen Leistungsbedarf bei paralleler Einbindung). Um dem zu begegnen, wird eine modifizierte Einbindungsart vorgeschlagen, die im Weiteren auch für die durchgeführten Simulationen verwendet wurde (siehe Abbildung 2.15).

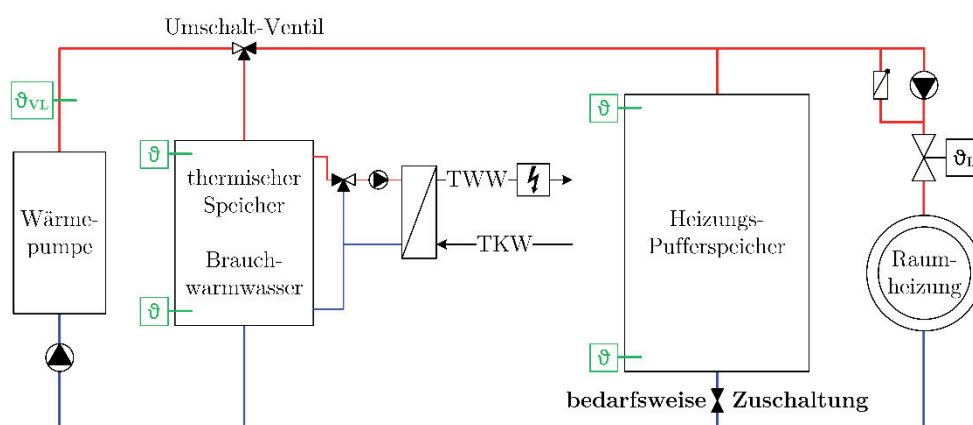


Abbildung 2.15: Heizungs-Pufferspeicher bedarfsweise (parallel) eingebunden

Grundsätzlich handelt es sich dabei um eine parallele Pufferspeicher-Einbindung. Neu ist jedoch der Ansatz, den Puffer nur bedarfsweise zuzuschalten.

Im Betriebsfall einer ausschließlichen Raumbeheizung ist das Pufferspeicher-Ventil zunächst geschlossen und die Pumpe im Verbraucherkreis ausgeschaltet. Folglich variiert der Massenstrom im Erzeugerkreis mit der Heizlast der Verbraucher, was eine Leistungs-Modulation der Wärmepumpe ermöglicht. Reduziert sich der Wärmebedarf der Verbraucher drastisch, signalisiert ein unzulässiges Ansteigen der Vorlauftemperatur am Erzeuger die Unterschreitung des erforderlichen Mindestmassenstroms. Daraufhin wird der Durchfluss des Pufferspeichers auf die zum Wärmepumpenbetrieb minimal erforderliche Fördermenge geöffnet. Die Versorgung der Verbrauchergruppe erfolgt dann hydraulisch entkoppelt durch die Umwälzpumpe im Verbraucherkreis. Demzufolge erhält der Wärmeerzeuger auch hier erst bei einer vollständigen Ladung des Pufferspeichers die Information zum Abschalten. Dabei erfolgt die Beladung jedoch mit einer erheblich verringerten Erzeugerleistung, was letztlich die Takthäufigkeit der Wärmepumpe reduziert.

Steigt unterdessen der Leistungsbedarf am Verbraucher wieder an, wird der Speicher entladen. Zum Abschluss des Entladevorgangs bewirkt ein Temperaturfühler im oberen

Speicherbereich das Wieder-Einschalten der Wärmepumpe. Hierbei wird deutlich, dass sich diese Form der hydraulischen Einbindung besonders gut für eine Beladung in Abhängigkeit von der aktuellen Erzeugerkapazität eignet. So kann das Speicherventil im Beladungsmodus beispielsweise für den Fall einer Netzstromentnahme nur auf den Wert des Minstdurchflusses der Wärmepumpe geöffnet werden. Ist demgegenüber ausreichend oder überschüssiger Photovoltaikstrom verfügbar, wird eine vollständige Ventilöffnung und damit eine höhere Beladeleistung eingestellt.

Bei der Simulation einer Wärmeübergabe ohne Flächenheizsystem wurde jedoch entgegen der Darstellung in Abbildung 2.15 lediglich ein thermischer Speicher eingebunden, da sich das notwendige Temperaturniveau für Radiatoren-Heizsysteme nur geringfügig von dem des Brauchwarmwassers unterscheidet. Ausgleichend ist ein Reservevolumen von etwa 300 Litern zur Brauchwarmwasser-Erwärmung vorgesehen, in dem der Temperatursfühler im oberen Speicherbereich entsprechend weiter nach unten versetzt wurde.

2.5 Regelung von Kaltdampfprozessen

Ein grundsätzliches Problem beim Beheizen von Gebäuden mit Luft-Wasser-Wärmepumpen liegt in deren gegensätzlichen Betriebscharakteristiken. So steigt der Heizwärmebedarf eines Gebäudes mit sinkender Außentemperatur an, während sich die abgegebene Heizleistung einer konventionellen Wärmepumpe mit Ein- / Aus-Regelung bei zunehmendem Temperaturhub kontinuierlich verringert.

In der Folge bestand ein gängiger Lösungsansatz darin, Luft-Wasser-Wärmepumpen so groß zu dimensionieren, dass auch im Punkt der maximalen Heizlast noch eine ausreichende Wärmeversorgung sichergestellt ist. Für die weitaus häufigere Zeit des Teillastbetriebs ergibt sich dann jedoch eine zu hohe Leistungsabgabe, was zu einem verstärkten Taktverhalten führt. Alternativ kann die Wärmepumpe als bivalentes System in Kombination mit einem weiteren Wärmeerzeuger für den Spitzenlastbereich betrieben werden. Der Nachteil dabei besteht in den entsprechend höheren Investitionskosten.

In der jüngeren Vergangenheit fanden daher vermehrt sog. *modulierende* Wärmepumpen Einzug. Sie sind in der Lage, ihre abgegebene Wärmeleistung auf Minimalwerte von etwa 20 bis 30 % zu reduzieren und sich somit dem aktuellen Heizwärmebedarf anzupassen. Erste Betrachtungen zeigten bereits Anfang der 1980er Jahre (vgl. [TGW 81], S. 30 ff. sowie [TMW 83], S. 241 ff.) mögliche Effizienz-Steigerungen von etwa 15 % durch den Einsatz von Leistungsvariablen Wärmepumpen. Neuere Untersuchungen weisen für verschiedene Arbeitspunkte gemessene Energie-Einsparungen von etwa 20 % bei der Verwendung eines Drehzahl-geregelten Verdichters aus (vgl. [AMR 05], S. 991). In Kombination mit einem ebenfalls Drehzahl-geregelten Verdampfer-Ventilator wird in theoretischen Untersuchungen (vgl. [GWH 08], S. 89 ff.) sogar eine Verdopplung der Jahresar-

beitszahl genannt. Der Vergleich von realen Messungen mit den Ergebnissen umfangreicher Feldstudien habe für eine solche Anordnung letztlich jährliche Effizienz-Steigerungen von rund 30 bis 50 % gegenüber der konventionellen Ein- / Aus-Regelung belegt (vgl. [GuA 11], S. 128 ff.).

Für die vorgesehenen Simulations-Studien soll daher ebenfalls ein Wärmepumpentyp mit modulierbarer Heizleistung verwendet werden.

2.5.1 Methoden der Leistungsbeeinflussung

Die Wirkungsweise einer Wärmepumpe beruht auf einem sog. *linksgängigen* Kreisprozess, es wird also Arbeitsfähigkeit in Wärme bzw. Kälte umgewandelt. Im Speziellen wird die thermodynamische Eigenschaft der Druck- und Temperaturabhängigkeit des Siede- bzw. Taupunktes eines Arbeitsfluides ausgenutzt, in dem durch Kompression bzw. Expansion Wärmeenergie auf ein anderes Temperaturniveau übertragen wird. Zum Antrieb der Verdichtereinheit wird dabei in aller Regel elektrische Energie verwendet.

Die einschlägige Fachliteratur (vgl. [PTK 13], S. 595 f.) unterscheidet grundsätzlich vier Methoden der Leistungsanpassung von Kaltdampfprozessen.

- **Saugdruckregelung:** ein Ventil zwischen Verdampfer und Verdichter reduziert bei einem Anstieg des Verdampfungsdruckes seinen Öffnungsquerschnitt. In der Folge sinkt der Saugdruck vor dem Verdichter ab, was zu einer Erhöhung des spezifischen Kältemittel-Volumens und somit zu einer Reduzierung des geförderten Kältemittel-Massenstroms führt. Dabei fällt die Wärmeleistung am Verflüssiger jedoch überproportional zur elektrischen Leistungsaufnahme (vgl. [RSS 13], S. 1.657 u. 1.727), weshalb diese Methode aus energetischer Sicht zu vermeiden ist.
- **Bypass-Regelung:** im Falle einer Reduzierung der Leistungszufuhr am Verdampfer wird Heißgas von der Druckseite zurück zur Saugseite geführt. Somit nimmt ein Teil des Kältemittels nicht am Kreisprozess teil, was eine Reduzierung der Verdampfer- und Verflüssiger-Leistung bewirkt. Die elektrische Leistungsaufnahme bleibt dabei jedoch annähernd konstant, da der Verdichter weiterhin dieselbe Förderleistung erbringt. Die Bypass-Regelung findet ihre Hauptanwendung daher in der Kältetechnik, wenn es darum geht, die Verdampfungstemperatur auf einem möglichst konstanten Niveau zu halten (vgl. [RSS 13], S. 1.658 u. 1.729).
- **Drehzahl-Regelung:** je nach Aufgabenstellung wird die Drehzahl des Verdichters in Abhängigkeit von den Zustandsgrößen der Niederdruckseite (vgl. [RSS 13], S. 1.728) oder der Hochdruckseite variiert. Der Verdichter führt dabei mehr bzw. weniger Verdrängungsvorgänge pro Zeiteinheit durch, was eine Erhöhung oder Reduzierung der geförderten Kältemittel-Menge bewirkt. Die Drehzahl-Regelung beruht somit auf einer Anpassung der eingesetzten Verdichter-Antriebsleistung

und stellt daher die aus energetischer Sicht wohl effizienteste Methode zur Leistungsbeeinflussung von Kaltdampfprozessen dar.

- **Unterbrechung der Verdichtung:** zur Reduzierung der Fördermenge wird bei konstanter Drehzahl zeitweise ein Ausgleich zwischen Druck- und Ansaugseite bewirkt, wodurch der Verdichter teilweise im *Leerlauf* arbeitet. Die tatsächliche Fördermenge ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen den Zeiten, zu denen eine Verdichtung stattfindet und den Leerlaufzeiten. Diese Methode wird bislang ausschließlich bei Scroll-Verdichtern angewendet, da sich hier konstruktionsbedingt die Möglichkeit zum axialen Verschieben der Verdichter-Spiralen bietet (sog. *Digital-Scroll*). Die Angaben zur Effizienz dieser erst seit einigen Jahren vermehrt eingesetzten Technologie widersprechen sich zum Teil noch. Verschiedene Arbeiten auf der Basis von Messungen geben jedoch an, dass die energetische Güte sehr ähnlich zu der von Drehzahl-geregelten Scroll-Verdichtern sei (vgl. z.B. [HuA 07], S. 761 ff.).

Festzuhalten ist, dass letztlich alle Methoden auf einer Reduzierung des geförderten Kältemittel-Massenstroms beruhen. Es wurde jedoch deutlich, dass vor allem im Hinblick auf die regelungstechnische Terminologie noch Differenzierungsbedarf besteht. So wird beispielsweise die *Leistungsregelung* nur allzu oft mit einer Regelung der Drehzahl gleichgesetzt. Unterschieden werden sollte jedoch zwischen *Stellgröße* (z.B. Drehzahl des Verdichters) und *Regel-* bzw. *Führungsgröße* (z.B. Vorlauftemperatur des Wärmeerzeugers). Des Weiteren blieb aufgrund einer ungenügenden Kommunikation der einzelnen Wärmepumpen-Hersteller unklar, wie die Regelung des Kaltdampfprozesses bei den marktverfügbaren Produkten im Detail umgesetzt ist. So konnte beispielsweise nicht abschließend geklärt werden, welche Parameter (z.B. Verdampfungs- und Kondensationstemperatur sowie Kältemittelmassenstrom) bei Leistungs-modulierenden Wärmepumpen tatsächlich beeinflusst werden. Unklar ist ferner, wie die technische Umsetzung stattfindet und was die jeweiligen Regelgrößen sind.

In Bezug auf eine Drehzahl-Anpassung des Verdichters deutet die Mehrzahl der Herstellerangaben sowie einige technische Datenblätter (vgl. *Junkers* [Jnk 12], S. 96 bzw. *Stiebel Eltron* [StE ??], S. 35) jedoch zumindest darauf hin, dass üblicherweise die heizkreisseitige Vor- oder Rücklauftemperatur als Regelgröße herangezogen wird.

2.5.2 Regelungskonzept zur Drehzahlmodulation

Auf Grundlage der dargestellten Methoden zur Leistungsbeeinflussung eines Kaltdampfprozesses und den gewonnenen Erkenntnissen zur Unterscheidung von Regel- und Stellgrößen wird nachfolgend ein Regelungskonzept vorgestellt, das auch für das Simulationsmodell der Wärmepumpe in Kapitel 2.6 verwendet wurde.

Wie Abbildung 2.16 zu entnehmen ist, gliedert sich der Kaltdampfprozess dabei in drei separate Regelkreise auf (Verdichter, Expansionsventil und Verdampfer-Ventilator).

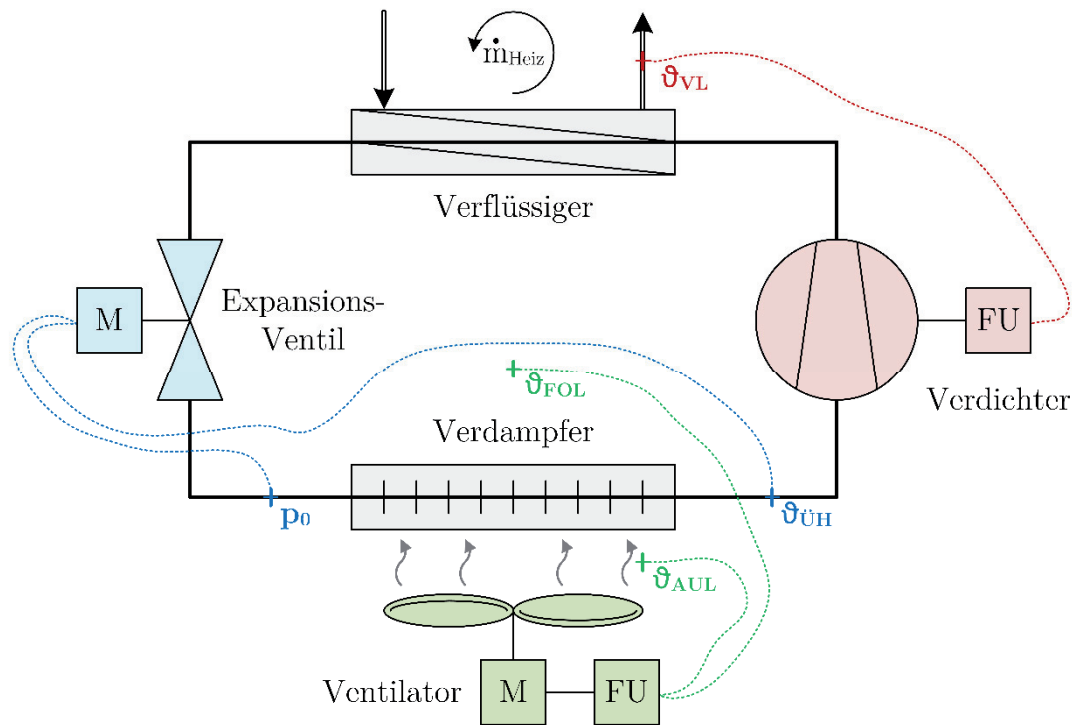


Abbildung 2.16: Regelungskonzept im Kältekreis

Im Regelkreis des Verdichters ist die Drehzahl die Stellgröße. Sie wird mit Hilfe eines Frequenzumrichters anhand der Regelabweichung der heizkreisseitigen Vorlauftemperatur ϑ_{VL} (= Regelgröße) zu deren Sollwert (= Führungsgröße) angepasst.

Eine Veränderung des Kältemitteldurchsatzes im Expansionsventil wird durch die Anpassung des Öffnungsquerschnitts erreicht, welcher dessen Stellgröße darstellt. Regelgröße ist hier die Differenz zwischen der Temperatur des gasförmigen Kältemittels am Verdampfer-Austritt $\vartheta_{\text{ÜH}}$ und seiner zugehörigen Sattedampftemperatur am Ende des Siedevorgangs (also die sog. *Überhitzung*). Der Temperaturwert für den Sättigungszustand ergibt sich dabei aus dem Verdampfungsdruck p_0 .

Analog ist die Temperaturdifferenz zwischen Außenluft ϑ_{AUL} und der aus dem Verdampfer austretenden Fortluft ϑ_{FOL} die Regelgröße des Ventilator-Regelkreises. Die Stellgröße wird entsprechend durch die Ventilator-Drehzahl repräsentiert.

Neben der individuellen Anpassung der Regelgrößen innerhalb eines einzelnen Regelkreises haben die unterschiedlichen Regelkreise auch erheblichen gegenseitigen Einfluss aufeinander bzw. auf den gesamten Kreisprozess. Dies lässt sich am besten anhand der Auswirkungen von zwei relevanten Zustandsänderungen darstellen.

- **Der Massenstrom im Heizkreis steigt an.** Bei einer konstanten Leistungsabgabe des Verflüssigers reduziert sich dabei zunächst die Vorlauftemperatur. In der Folge wird die Drehzahl des Verdichters erhöht, woraufhin die Kondensations-

temperatur und der Kondensationsdruck ansteigen. Außerdem saugt der Verdichter auf der Niederdruckseite mehr Kältemittel ab, wodurch der Verdampfungsdruck und die Verdampfungstemperatur abfallen. Mit dem Verdampfungsdruck sinkt auch die Sättigungstemperatur des Kältemittels, womit die Differenz zur vorhandenen Überhitzungstemperatur größer wird. Auf die Änderung seiner Regelgröße reagiert das Expansionsventil mit einer Öffnung, was eine Erhöhung des Kältemitteldurchsatzes zur Folge hat und einen Anstieg von Verdampfungstemperatur, Verdampfungsdruck und Sättigungstemperatur bewirkt. Neben dem Ausregeln der Überhitzung erfolgt durch den erhöhten Kältemittel-Massenstrom jedoch auch eine größere Auskühlung der Außenluft durch den Verdampfer. Entsprechend wird die Drehzahl des Verdampfer-Ventilators erhöht, bis der Sollwert der Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Fortluft wieder erreicht ist. Außerdem resultiert aus dem Öffnen des Expansionsventils eine Entspannung auf der Hochdruckseite, wodurch sich letztlich wieder die gewünschte Kondensationstemperatur einstellt.

Zusammenfassend bewirkt der erhöhte Massenstrom im Heizkreis also einen Anstieg des Kältemittel-Massenstroms und damit der Förderleistung des Verdichters sowie eine Erhöhung des Luftmassenstroms im Verdampfer und dementsprechend eine erhöhte Leistungsaufnahme des Ventilators.

- **Die Außenlufttemperatur sinkt ab.** Der Ventilator versucht die geringere luftseitige Temperaturdifferenz am Verdampfer durch eine Verringerung des Luftmassenstroms auszugleichen. Tatsächlich reduziert sich bei einer noch konstanten Verdampfungstemperatur jedoch die Wärmeübertragung an das Kältemittel bzw. dessen Enthalpie-Erhöhung. In der Folge wird das Kältemittel weniger weit überhitzt, weshalb das Expansionsventil seinen Öffnungsquerschnitt schließt. Als Auswirkung stellt sich ein geringerer Kältemitteldurchsatz, Verdampfungsdruck und damit auch eine geringere Verdampfungs- sowie Sättigungstemperatur ein. Der zum Ausregeln der Überhitzung abgesenkte Verdampfungsdruck bewirkt ferner einen Abfall des Saugdrucks vor dem Verdichter, weshalb sich aufgrund des steigenden spezifischen Kältemittel-Volumens der effektiv geförderte Kältemittel-Massenstrom reduziert. Die Auswirkung auf der Hochdruckseite ist zunächst ein Abfall der Vorlauftemperatur. Dem wird analog zum vorher betrachteten Fall durch eine Erhöhung der Verdichter-Drehzahl begegnet. Die Reduzierung der Verdampfungstemperatur bewirkt darüber hinaus einen Abfall der Fortlufttemperatur, wodurch sich schließlich wieder der ursprüngliche Luftmassenstrom bzw. die Ausgangs-Ventilator-Drehzahl einstellt.

Es wird deutlich, dass das Absinken der Außenlufttemperatur in erster Linie eine niedrigere Verdampfungstemperatur und somit eine erhöhte Leistungsaufnahme des Verdichters bewirkt.

Unbedingte Voraussetzung für das Funktionieren eines derartigen Regelungskonzeptes ist jedoch ein vom Wärmebedarf abhängiger Heizmassenstrom im Verflüssiger! Nur für einen solchen Fall der Kopplung des Verbraucher-Massenstroms an den Erzeuger-Massenstrom wirkt sich die aktuelle Heizlast auch auf das Betriebsverhalten der Wärmepumpe aus. Die hydraulischen Randbedingungen, die dafür zu beachten sind, wurden bereits ausführlich in Kapitel 2.4 diskutiert.

2.6 Wärmepumpenmodell

Für die Modellierung einer elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpe kommen zwei wesentliche Ansätze in Betracht. Zum einen besteht die Möglichkeit, den vollständigen Kaltdampfprozess mit seinen Einzelkomponenten (ggf. in unterschiedlicher Detaillierungstiefe) abzubilden. Dem hohen Modellierungsaufwand steht dabei die Möglichkeit zu einer individuellen Auswahl der zu betrachtenden Einzelgrößen gegenüber.

Alternativ kann der Energiebedarf und die Heizleistung anhand von Produkt-spezifischen Kennlinien abgeschätzt werden. Diese Form der Black-Box-Modellierung gewährleistet zwar eine wesentlich einfachere Handhabung sowie deutlich verkürzte Rechenzeiten, bringt aber vor allem bei der Berücksichtigung einer Leistungs-Variation erhebliche Einschränkungen mit sich. Zudem besteht die Gefahr, dass die Simulations-Erkenntnisse zu stark von der Charakteristik eines bestimmten Produkts abhängig gemacht werden.

Zur Wahrung der allgemeingültigen Aussagekraft und im Hinblick auf den Betrachtungsschwerpunkt einer modulierenden Betriebsweise von Wärmepumpen wurde daher der Modellierungsansatz mit Darstellung des Kaltdampfprozesses gewählt. Eine Vereinfachung besteht jedoch in der ausschließlich stationären Betrachtung; d.h. Aufheiz- und Abkühlvorgänge der Wärmepumpen-Eigenmasse wurden nicht beachtet.

2.6.1 Zustandsgrößen im Kältekreis

Aus der Darstellung des Regelungskonzepts (Kapitel 2.5.2) wurde deutlich, dass die wesentlichen Kältekreis-Komponenten (Verdampfer, Verdichter, Verflüssiger und Expansionsventil) einer permanenten gegenseitigen Beeinflussung unterliegen. Zudem ändert sich das Wärmeübertragungsvermögen von Verdampfer und Verflüssiger aufgrund von variierenden Flächenanteilen des flüssigen bzw. gasförmigen Fluides in Abhängigkeit vom jeweiligen Lastzustand (vgl. [BuS 13], S. 503 ff. sowie Kapitel 2.6.2).

Daher können die Verdampfungs- und die Kondensationstemperatur als zentrale Berechnungsgrößen zunächst nur anhand der vorliegenden Randbedingungen zu Beginn eines jeden Simulations-Zeitschritts abgeschätzt werden (vgl. [Hor 94]). Auf Basis der Schätzung erfolgt ein vollständiger Berechnungsdurchgang des Kältekreises. Mit den dabei

ermittelten Prozessgrößen wird dann eine verbesserte Näherung der Wärmeübertragungsvermögen von Verdampfer und Verflüssiger berechnet. Sie dienen wiederum als Eingangsgrößen für einen erneuten Berechnungsdurchgang.

Diese Form des iterativen Vorgehens wird so lange wiederholt, bis die Abweichung der neu berechneten Verdampfungs- und Kondensationstemperatur im Vergleich zum vorherigen Berechnungsdurchgang einen definierten Wert (hier 0,1 K) unterschreitet.

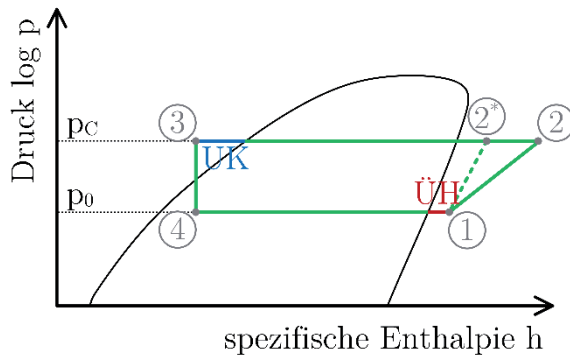


Tabelle 2.6: Prozessabschnitte

1 → 2*	: isentrope Verdichtung
1 → 2	: reale Verdichtung
2 → 3	: isobare Verflüssigung
3 → 4	: isenthalpe Drosselung
4 → 1	: isobare Verdampfung

Abbildung 2.17: Kältekreis im log p,h-Diagramm

Die Berechnung der Zustandsgrößen des Kältdampf-Prozesses beginnt gemäß der Nomenklatur aus Abbildung 2.17 und den Vereinfachungen aus Tabelle 2.6 mit der Ermittlung der spezifischen Enthalpie h_1 des überhitzten Kältemittels nach der Verdampfung und der spezifischen Entropie s_{2^*} nach isentroper Verdichtung. Beide Größen können der Heißdampf-tafel eines jeweiligen Kältemittels anhand des Verdampfungsdruckes p_0 und der Temperatur am Ende der Überhitzung ϑ_{UH} entnommen werden.

Die Überhitzung wird dabei zu Beginn der Simulation festgelegt. In der hier vorliegenden Betrachtung ist ein für elektronische Expansionsventile üblicher Wert von 4 K angesetzt. Um eine möglichst große Vielfalt bei der Auswahl des Kältemittels zu ermöglichen, wurde eine Schnittstelle zu der umfangreichen Stoffdatenbank *REFPROP* des National Institute of Standards and Technology (vgl. [NIS 14]) zur Simulationsumgebung *MATLAB/Simulink* genutzt.

Mit dem Kondensationsdruck p_c und der spezifischen Entropie nach isentroper Verdichtung s_{2^*} kann ebenfalls aus der Heißdampf-tafel die spezifische Enthalpie h_{2^*} bestimmt werden. Unter Zuhilfenahme der Isentropen-Effizienz η des Verdichters (siehe Kapitel 2.6.3) wird im Anschluss gemäß Gleichung 2.7 die tatsächliche spezifische Enthalpie h_2 nach der verlustbehafteten Verdichtung bestimmt.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2^*} - h_1}{\eta} \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Aus dem geometrischen Fördervolumen des Verdichters V_{geo} , dessen volumetrischer Effizienz λ (vgl. *Liefergrad* in Kapitel 2.6.3) und der Drehzahl n lässt sich für das spezifische Ansaugvolumen ν_1 der geförderte Kältemittel-Massenstrom $\dot{m}_{\text{KM}}$ nach Gleichung 2.8 berechnen.

$$\dot{m}_{KM} = \frac{V_{geo} \cdot n \cdot \lambda}{v_1} \quad (\text{Gl. 2.8})$$

Nun können aus den jeweiligen Enthalpie-Differenzen und dem Kältemittel-Massenstrom die Leistungen von Verdichter, Verdampfer und Verflüssiger berechnet werden (Gleichungen 2.9 bis 2.11).

$$P_{el} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_{KM} \quad (\text{Gl. 2.9})$$

$$\dot{Q}_0 = (h_1 - h_4) \cdot \dot{m}_{KM} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

$$\dot{Q}_C = (h_3 - h_2) \cdot \dot{m}_{KM} \quad (\text{Gl. 2.11})$$

Die spezifische Enthalpie h_3 nach der Verflüssigung folgt dabei für den Kondensationsdruck p_c und die Kältemittel-Temperatur nach der Unterkühlung ϑ_{UK} aus der Nassdampf-tafel. Analog zur Überhitzung kann die Unterkühlung beim Simulationsbeginn festgelegt werden; der hier verwendete Wert beträgt ebenfalls 4 K.

Die jeweils übertragene Wärmeleistung dient im verwendeten Wärmeübertrager-Modell (Kapitel 2.6.2) zur Abschätzung des Wärmeübertragungsvermögens k von Verdampfer und Verflüssiger. Mit Hilfe der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen $\Delta\vartheta_{log,m}$ aus Gleichung 2.12 werden schließlich die verbesserten Näherungswerte des Berechnungsdurchgangs für die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur ϑ_0 und ϑ_C gemäß den Gleichungen 2.13 und 2.14 bestimmt.

$$\Delta\vartheta_{log,m} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot A_{WÜ}} \quad (\text{Gl. 2.12})$$

$$\vartheta_0 = \frac{\vartheta_{FOL} \cdot e^{\frac{\vartheta_{AUL}}{\Delta\vartheta_{log,m,0}}} - \vartheta_{AUL} \cdot e^{\frac{\vartheta_{FOL}}{\Delta\vartheta_{log,m,0}}}}{\frac{\vartheta_{AUL}}{e^{\frac{\vartheta_{AUL}}{\Delta\vartheta_{log,m,0}}} - e^{\frac{\vartheta_{FOL}}{\Delta\vartheta_{log,m,0}}}}} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

$$\vartheta_C = \frac{\vartheta_{Heiz,RL} \cdot e^{\frac{\vartheta_{Heiz,VL}}{\Delta\vartheta_{log,m,C}}} - \vartheta_{Heiz,VL} \cdot e^{\frac{\vartheta_{Heiz,RL}}{\Delta\vartheta_{log,m,C}}}}{\frac{\vartheta_{Heiz,RL}}{e^{\frac{\vartheta_{Heiz,RL}}{\Delta\vartheta_{log,m,C}}} - e^{\frac{\vartheta_{Heiz,VL}}{\Delta\vartheta_{log,m,C}}}}} \quad (\text{Gl. 2.14})$$

Der notwendige Luftmassenstrom im Verdampfer ergibt sich ferner aus der Verdampfer-Leistung $\dot{Q}_0$ und der Temperaturdifferenz zwischen Außenluft ϑ_{AUL} und Fortluft ϑ_{FOL} .

2.6.2 Wärmeübertrager

Wie bereits angedeutet, ist für die Modellierung der Wärmeübertrager zu beachten, dass deren Wärmeübertragungsvermögen aufgrund der Änderung des Aggregatzustands des Kältemittels je nach Flächenanteil von Flüssigkeit bzw. Dampf variiert. Nach Berechnungen von Ciconkov und Hilligweg (vgl. [CuH 04], S. 7, 29) macht sich dies vor allem im Verdampfer bemerkbar, wo das Wärmeübertragungsvermögen im Teillastbereich auf unter 30 % abfallen könne.

Detaillierte Modellierungsansätze bedienen sich daher entweder der Darstellung des Wärmeübertragers auf Basis eines Finite-Differenzen-Verfahrens (vgl. Kapitel 2.2) oder einer Unterteilung der Wärmeübertragerfläche in Abschnitte unterschiedlicher Aggregatzustände (vgl. Abbildung 2.18 und Abbildung 2.19).

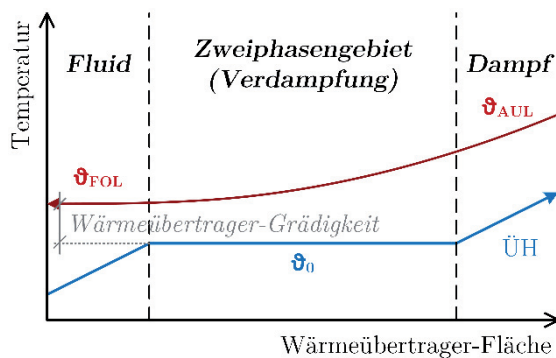


Abbildung 2.18: Zonen im Verdampfer

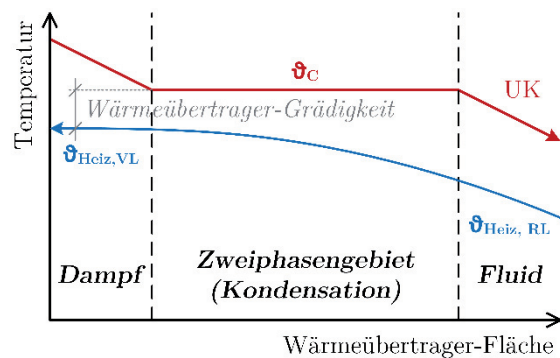


Abbildung 2.19: Zonen im Verflüssiger

Dabei ergibt sich für die Finite-Differenzen-Methode zum einen ein erheblicher Modellierungsaufwand und zum anderen findet eine Einschränkung auf eine definierte Wärmeübertrager-Geometrie statt. Vor dem Hintergrund der Betrachtung unterschiedlicher Gebäudestandards und somit verschiedener erforderlicher Leistungsklassen von Wärmepumpen und Wärmeübertragern erscheint dieses Verfahren folglich als ungeeignet.

Bei der differenzierten Berechnung von Abschnitten mit flüssigem, kondensierendem bzw. verdampfendem und gasförmigem Kältemittel liegt die größte Schwierigkeit hingegen in der (ggf. lastabhängigen) Zuordnung der jeweiligen Flächenanteile.

Verwendet wurde daher ein vereinfachter, geometrieunabhängiger Ansatz. Nach Elsner et al. (vgl. [EuA 93], S. 245 f.) erfolgt der Phasenwechsel in technischen Verdampfern mit Zwangsumlauf im sog. *Strömungssieden*. Dessen Profil setzte sich aus einem Flüssigkeitsbereich, dem *Blasensieden*, einer Ringströmung und dem anschließenden Dampfabschnitt zusammen. Der größte Schwankungsbereich des Wärmeübergangs an das Kältemittel ist dabei für den Bereich des Blasensiedens dargestellt. Baehr und Stephan (vgl. [BuS 13], S. 552) geben für diesen Bereich eine exponentielle Abhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangs von der Wärmestromdichte an, wie in Gleichung 2.15 dargestellt.

$$\alpha_{KM,0} = D_1 \cdot \dot{q}_0^{0,75} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

Ferner ist die Tatsache zu berücksichtigen, dass der weitaus überwiegende Teil der Wärmeübertragung im Bereich des Phasenwechsels stattfindet. So beläuft sich beispielsweise die spezifische Verdampfungsenthalpie für das Kältemittel R410A bei einer Temperatur von 0 °C auf rund $221 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, während im Bereich der Überhitzung für eine Temperaturdifferenz von 4 K lediglich etwa $3,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ umgesetzt werden. Daher wird im Folgenden die empirische Näherung zur Berücksichtigung der variierenden Wärmeübertragung im Bereich des Blasensiedens nach Gleichung 2.15 vereinfachend für den gesamten kältemittelseitigen Wärmeübergang im Verdampfer angesetzt.

Übliche Wärmeübergangskoeffizienten können nach Bertsch et al. (vgl. [BuA 02], S. 17) mit einer Größenordnung von $\alpha_{\text{KM}} \approx 2.000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ bzw. $\alpha_{\text{Luft}} \approx 30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ angesetzt werden. Daraus wird deutlich, dass der luftseitige Wärmeübergang den einschränkenden Faktor für das Wärmeübertragungsvermögen von Verdampfern darstellt. Beim Wärmeübergang an der ebenen Platte (Lamelle) liegt nach Baehr und Stephan (vgl. [BuS 13], S. 393) ein exponentieller Zusammenhang zur Strömungsgeschwindigkeit vor. Aufgrund der konstant geregelten Temperaturdifferenz des Luftvolumenstroms durch den Verdampfer (vgl. 2.5.2) besteht für dieses Modell auch eine lineare Abhängigkeit zwischen Strömungsgeschwindigkeit und dem übertragenen Wärmestrom. Deshalb kann die Korrelation für den luftseitigen Wärmeübergang entsprechend vereinfacht werden (siehe Gleichung 2.16).

$$\alpha_{\text{Luft}} = D_2 \cdot \dot{Q}_0^{0,8} \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Für den Auslegungszustand ergibt sich somit ein Wärmeübertragungsvermögen von rund $k_0 = 30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ am Lamellenverdampfer, was recht gut mit den einschlägigen Literaturangaben übereinstimmt (vgl. [PTK 13], S. 336). Der resultierende Verlauf des Wärmeübertragungsvermögens im Teil- und Überlastbereich ist in Abbildung 2.20 dargestellt.

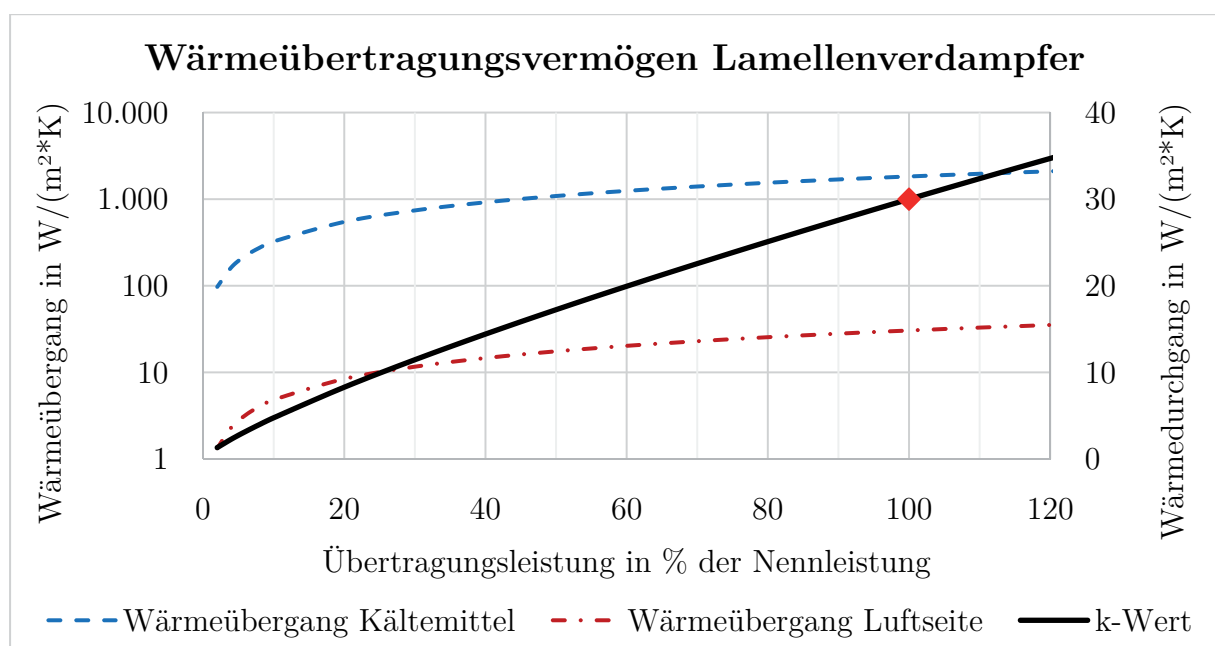


Abbildung 2.20: Wärmeübertragungsvermögen am Lamellenverdampfer

Beim Verflüssiger ist nach Elsner et al. (vgl. [EuA 93], S. 261) von einer sog. *Filmkondensation* auszugehen, bei der sich das Kondensat des gekühlten Fluides als Flüssigkeitsfilm an der Wärmeübertrager-Oberfläche absetzt, bevor es je nach Strömungsart z.B. in Tropfenform abfließe bzw. abtransportiert werde.

Auf Grundlage der sog. *Nußelt'schen Wasserhaut-Theorie* geben Baehr und Stephan (vgl. [BuS 13], S. 523 f.) für den Wärmeübergang bei Filmkondensation eine exponentielle Beziehung zwischen Wärmeübergang und Strömungsgeschwindigkeit (bzw. *Reynoldszahl*) an. Da die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels (unter Vernachlässigung einer Veränderung des spezifischen Volumens) direkt proportional zum Kältemittel-Massenstrom und somit zur Verflüssiger-Leistung ist, wird auch hier ein Modellierungsansatz in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte gewählt (Gleichung 2.17).

$$\alpha_{\text{KM,C}} = D_3 \cdot \dot{q}_C^{-1/3} \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Die Variation des Heizkreis-seitigen Wärmeübergangs stellt sich für den Plattenwärmetauscher analog zum einphasigen Wärmeübergang an der Lamelle ein (Gleichung 2.18).

$$\alpha_{\text{Heiz}} = D_4 \cdot \dot{Q}_C^{0,8} \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Am Verflüssiger entfällt jedoch der weitaus größere Widerstandsanteil des Wärmeübertragungsvermögens auf den kältemittelseitigen Wärmeübergang, was in dessen geringerer Wärmeleitfähigkeit begründet liegt.

Als Auslegungs-Wärmeübertragungsvermögen wurde ein für Plattenverflüssiger üblicher Wert von $k_C = 2.500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ angesetzt (vgl. [PTK 13], S. 346).

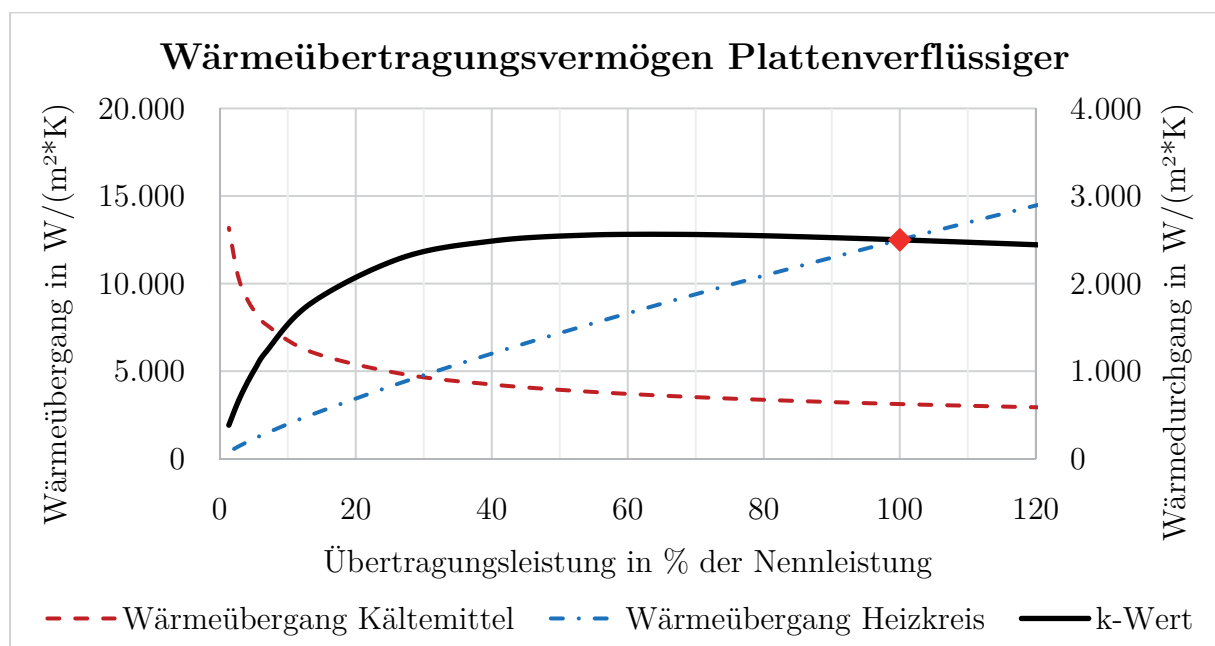


Abbildung 2.21: Wärmeübertragungsvermögen am Plattenverflüssiger

Aufgrund des mit steigender Wärmestromdichte abnehmenden Wärmeübergangs an das Kältemittel (früheres Erreichen des dampfförmigen Zustands) ergibt sich am Verflüssiger ein über weite Teile des Betriebsbereichs konstantes Wärmeübertragungsvermögen. Erst bei einer Übertragungsleistung von weniger als 30 % der Nennleistung dominiert der Abfall des heizkreisseitigen Wärmeübergangs das gesamte Wärmeübertragungsvermögen (vgl. Abbildung 2.21).

Die zugrunde gelegten Wärmeübertrager-Flächen wurden im Simulationsmodell abhängig von der jeweiligen Übertragungsleistung im Auslegungszustand hinterlegt, wie aus Tabelle 2.7 und Tabelle 2.8 hervorgeht. Die Flächenangaben stammen dabei aus den technischen Datenblättern handelsüblicher Lamellenverdampfer (vgl. [TMK 08], S. 9) bzw. Plattenverflüssiger (vgl. [Rth ??], S. 9 f.).

Tabelle 2.7: Lamellenverdampfer

$\dot{Q}_0$ in kW	A_0 in m ²
5	10
10	20
15	35

Tabelle 2.8: Plattenverflüssiger

$\dot{Q}_c$ in kW	A_c in m ²
7,5	2,24
15	3,42
20	6,48

2.6.3 Verdichter

Dem Verdichter fällt in Kompressions-Wärmepumpen die Aufgabe des Abtransports von gasförmigem Kältemittel durch mechanische Verdrängung oder auf Grundlage des hydrodynamischen Förderprinzips (Umwandlung von Geschwindigkeits- in Druckenergie nach Bernoulli) zu. Außerdem wird die Temperatur des Kältemittels erst durch eine Kompression auf ein nutzbares Niveau angehoben, auf dem es die im Verdampfer aufgenommene Wärmeenergie wieder abgeben kann. Für diesen Transport- und Kompressionsvorgang existieren vor allem in kältetechnischen Anwendungen etwa ein Dutzend verschiedene Verdichter-Bauarten (vgl. [PTK 13], S. 261). In den derzeit marktverfügbaren Kompressions-Wärmepumpen (vgl. Kapitel 2.4.3 ff.) kommen jedoch ausschließlich Hubkolben- und sog. Scroll-Verdichter zum Einsatz.

Beide Verdichterarten nutzen das Prinzip der mechanischen Verdrängung. Während die Kompression beim Hubkolben-Verdichter in einem oder mehreren zylinderförmigen Kammern durch die axiale Verschiebung eines Kolbens stattfindet, werden beim Scroll-Verdichter zwei sog. *Archimedische Spiralen* (vereinfacht: Spiralen mit gleichem Windungsabstand) gegenläufig ineinander verschoben. Hubkolben-Verdichter stellen dabei zwar die älteste und am weitesten ausgereifte Technologie dar; aufgrund der geringeren Anzahl beweglicher Teile, des niedrigeren Gewichts und einer kleineren Baugröße sowie einer geringeren Geräuschentwicklung kommen in den letzten Jahren jedoch vermehrt Scroll-Verdichter zum Einsatz (vgl. [PTK 13], S. 594). In Anbetracht der Marktpräsenz

beider Systeme und des Anspruches unterschiedliche Konfigurationen betrachten zu können, wurden im vorliegenden Modell auch beide Verdichter-Typen berücksichtigt.

Wesentlich für die Berechnung des Kaldampfprozesses (vgl. Kapitel 2.6.1) sind der Gütegrad η des Verdichters sowie dessen Liefergrad λ . Im Gütegrad werden dabei sämtliche energetische Phänomene zusammengefasst, die einen realen von einem idealen Verdichter unterscheiden. Hier seien z.B. Verluste bei der Verdichtung selbst (isentropen-Effizienz), mechanische Verluste aufgrund von Reibung sowie der Wirkungsgrad des Antriebsmotors genannt. Der Liefergrad beschreibt hingegen, welcher Anteil des geometrischen Volumens des Verdichtungsraumes pro Arbeitsschritt tatsächlich angesaugt wird. Die sog. *volumetrischen Verluste* setzen sich hierbei aus verschiedenen Faktoren, wie z.B. Undichtigkeiten, nicht nutzbaren Restvolumina (z.B. darf der Kolben beim Hubkolben-Verdichter nicht am Zylinderdeckel anstoßen) oder Rückexpansionen aufgrund von Wärmeaustauschvorgängen zusammen.

Nach Reinhart (vgl. [RSS 13b], S. 1.627 f.) können beide Kenngrößen mit hinreichender Genauigkeit auf das Verhältnis von Kondensations- zu Verdampfungsdruck $\frac{p_c}{p_0}$ in einem jeweiligen Arbeitspunkt zurückgeführt werden. Er gibt deshalb auf der Grundlage zahlreicher Herstellerdaten allgemeine Bandbreiten für Güte- und Liefergrade von verschiedenen Verdichter-Bauarten bei unterschiedlichen Druckverhältnissen an. Neuere Konstruktionen seien dabei im oberen Bereich angesiedelt.

Vereinfachend wurden daher im vorliegenden Wärmepumpen-Modell Kennlinien zur Bestimmung der jeweiligen Effizienzgrößen des Verdichters hinterlegt (Abbildung 2.22). Sie entsprechen den oberen 15 % der von Reinhart angegebenen Bandbreiten.

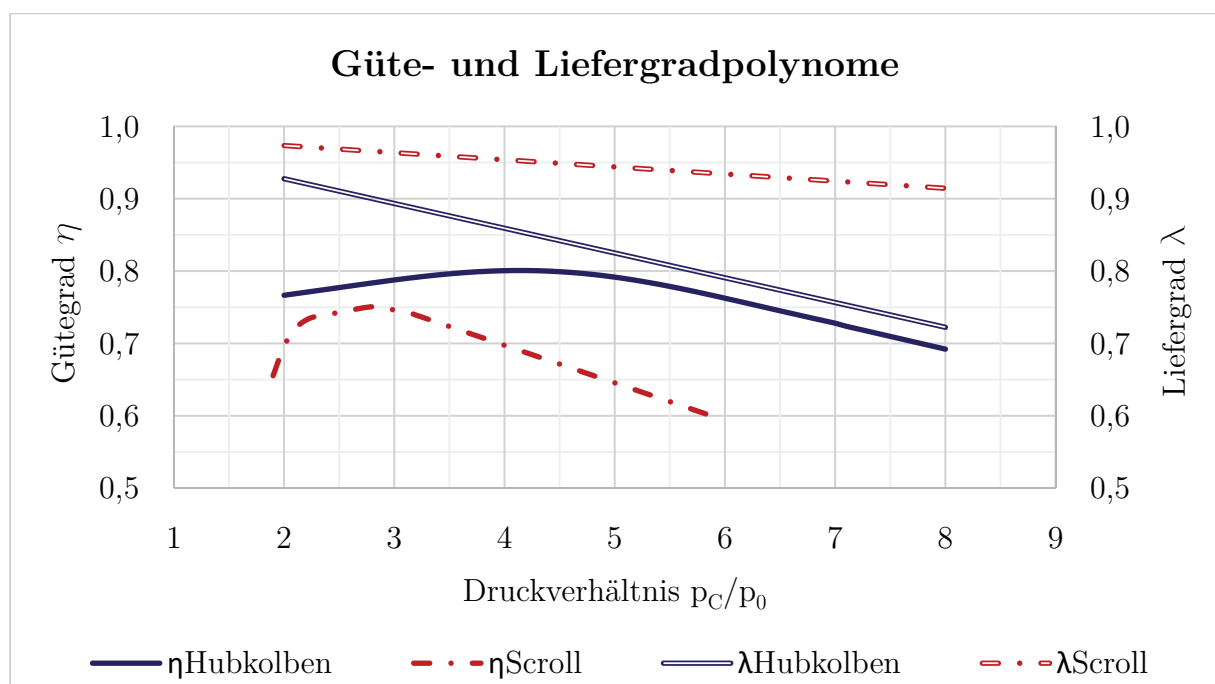


Abbildung 2.22: Verwendete Güte- und Liefergrade der Verdichter

Eine etwaige Abhängigkeit des Güte- und Liefergrades von der Drehzahl des Verdichters wurde dementsprechend nicht berücksichtigt. Die zulässigen Drehzahlbereiche sowie gängige geometrische Fördervolumen wurden unterdessen den technischen Datenblättern von verschiedenen Hubkolben- (vgl. [Dan 11], S. 6) bzw. Scroll-Verdichtern (vgl. [EMS 14], S. 26 f. sowie [Dan 11b], S. 9) entnommen, wie in Tabelle 2.9 dargestellt.

Tabelle 2.9: Technische Daten zur Verdichter-Modellierung

Verdichter	Kältemittel	V_{geo} in cm^3	$n_{\text{zulässig}}$ in $\frac{1}{\text{min}}$	$P_{\text{el,FU}}$ in kW
Hubkolben <i>VTZ038</i>	R404A, R407C, R134a	38,12	2.100 - 5.400	4
Hubkolben <i>VTZ054</i>		53,86		5,5
Hubkolben <i>VTZ086</i>		85,64	1.800 - 5.400	7,5
Scroll <i>ZHW08</i>	R410A	15,55	1.800 - 7.000	3,4
Scroll <i>ZHW16</i>		29,44		6,1
Scroll <i>VSH088</i>	R410A	88,4	1.750 - 5.200	15
Scroll <i>VSH117</i>		116,9		18,5
Scroll <i>VSH170</i>		170,2		22

2.6.4 Frequenzumrichter

Zur Anpassung der Drehzahl von Verdichter-Motoren kommen vermehrt Frequenzumrichter zum Einsatz. Sie passen die Frequenz des Netzstroms von üblicherweise etwa 50 Hz (was einer Drehzahl von $3.000 \frac{1}{\text{min}}$ entspricht) je nach zulässigem Betriebsbereich des Motors auf Werte in einer Größenordnung von 30 bis 115 Hz an. Bei den verschiedenen Methoden der elektronischen Umrichtung treten geringe Verluste auf. Im Nennbetriebspunkt sind diese aufgrund der hohen Wirkungsgrade von üblicherweise mehr als 95 % beinahe zu vernachlässigen.

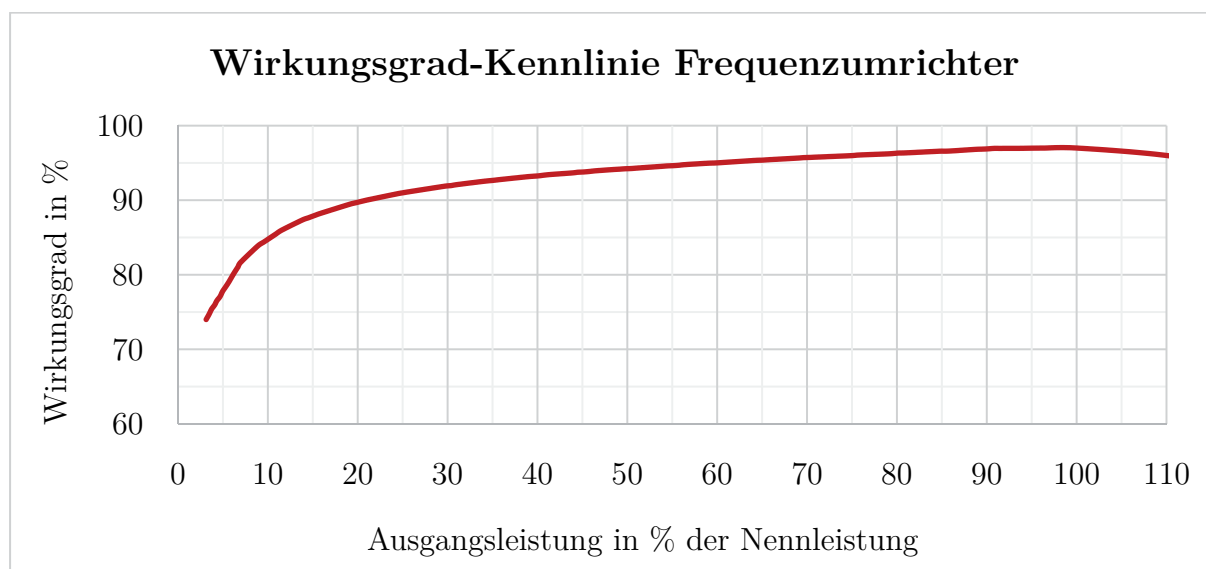


Abbildung 2.23: Wirkungsgradkennlinie Frequenzumrichter

Im Teillastfall ergeben sich jedoch durchaus merkliche Verlustanteile (vgl. [KuA 96], S. 24). So falle der Wirkungsgrad bei einer Ausgangsleistung von unter 30 % der Nennleistung deutlich ab. Die tiefsten gemessenen Wirkungsgrade werden in einer Größenordnung von etwa 70 bis 80 % angegeben. Um diesen Einfluss ausreichend zu berücksichtigen, wurde ein von Klaiber et al. (s.o.) gemessener Verlauf des Frequenzumrichter-Wirkungsgrades als vereinfachte Kennlinie hinterlegt, wie in Abbildung 2.23 dargestellt. Dabei fand jedoch eine Verschiebung der Kurve zur Anpassung an die heute geringfügig höheren Nennwirkungsgrade (hier 97 %) statt.

2.6.5 Abtauung

Aufgrund des Prinzips der Umweltwärmenutzung befindet sich die Oberflächentemperatur des Verdampfers einer Wärmepumpe stets unterhalb der Wärmequellentemperatur. Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen führt dies im Falle einer Unterschreitung des Taupunkts zum Ausfall von Kondensat. Berücksichtigt man die Temperaturdifferenz, um die der Außenluft-Volumenstrom ausgekühlt wird, und die Grädigkeit des Wärmetauschers, ergeben sich am Verdampfer selbst für Außenlufttemperaturen von ca. 5 °C Oberflächentemperaturen unterhalb des Gefrierpunktes. In der Folge bildet sich über weite Teile des Heizbetriebs eine Reif- bzw. Eisschicht an den Lamellen des Verdampfers. Sinkt in der Folge das Wärmeübertragungsvermögen zu stark ab bzw. erhöht sich der luftseitige Strömungswiderstand zu drastisch, so ist eine Abtauung erforderlich.

Die einfachste Möglichkeit hierzu bietet eine elektrische Widerstandsheizung, die beispielsweise zeitgesteuert ein- und ausgeschaltet wird. Aufgrund der begrenzten räumlichen Möglichkeiten zur Anordnung dieser Heizelemente wird der Verdampfer jedoch sehr ungleichmäßig mit der Abtauwärme beaufschlagt, was zu einem hohen Anteil konvektiver Wärmeverluste an die Umgebung führt.

Eine größere Verbreitung erfährt daher die Methode der sog. *Heißgasabtauung*. Hierbei wird der Verflüssiger für die Dauer des Abtauvorgangs hydraulisch aus dem Kältekreis entkoppelt. Dies führt zu einer direkten Einströmung des erhitzten Kältemitteldampfes in den Verdampfer, wodurch sich eine wesentlich gleichmäßigere Wärmeverteilung ergibt. Die größten Wärmemengen werden zudem genau den Stellen zugeführt, die im Normalbetrieb den größten Auskühlungen und somit der stärksten Eisbildung ausgesetzt sind. Nachteilig wirken sich der erhöhte apparatetechnische Aufwand sowie die starke thermische Belastung der Komponenten aus.

Die dritte gängige Methode stellt die sog. *Prozessumkehr* dar. Bei ihr wird dem Heizkreis zeitweise Wärme entzogen und mit Hilfe des Kaltdampf-Kompressionsprozesses zum Abtauen verwendet. Folglich fungiert der Verdampfer unterdessen als Verflüssiger und der eigentliche Verflüssiger entsprechend als Verdampfer. Der energetische Vorteil dieser Variante besteht darin, dass die entzogene Wärme aus dem Heizkreis nach Beendigung des Abtauvorgangs wieder mit der Arbeitszahl des Wärmepumpenprozesses bereitgestellt werden kann. Nachteile ergeben sich ebenfalls im hohen technischen Aufwand und der

verstärkten Bauteilbelastung. Zudem treten ohne zusätzlichen konstruktiven Aufwand Durchmischungseffekte im thermischen Speicher auf; denn für die Dauer des Abtauprozesses wird Kaltwasser in die warmen Speicherschichten eingeleitet.

Bekannte Verfahren zur Modellierung der Abtauung (vgl. [Büh 01], S. 77 ff.) zeigen, dass bereits die Ermittlung der auftretenden Reif- bzw. Eismenge einen erheblichen Berechnungsaufwand erfordert. Des Weiteren erscheint eine belastbare Darstellung der verschiedenen Abtauverfahren nur unter der Berücksichtigung von dynamischen Aufheiz- und Abkühlvorgängen der beteiligten Wärmepumpen-Bauteile möglich. In der Folge würde sich die Simulations-Zeitschrittweite deutlich verringern und somit die Berechnungsdauer erheblich ansteigen. Ferner stellt sich die Frage nach einer adäquaten Regelung des Abtauvorgangs. Hier seien nur am Rande die verschiedenen Verfahren erwähnt, die an der realen Anlage für einen Rückschluss auf die momentane Eisbildung in Frage kommen (z.B. luftseitige Temperaturdifferenzen oder Druckverluste, optische Messtechniken sowie einfache zeitgesteuerte Systeme).

Für die vorliegende Betrachtung erscheint es daher zielführender, den Energiebedarf zur Abtauung vereinfacht anhand von spezifischen Kennwerten zu berücksichtigen. Bertsch et al. (vgl. [BuA 02], S. 30) geben beispielsweise den elektrischen Energiebedarf pro erzeugter Nutzwärme für verschiedene Arbeitspunkte an. Sie haben dazu sieben Wärmepumpen mit Heißgasabtauung und sechs Modelle mit Prozessumkehr messtechnisch erfasst und ausgewertet. Dabei wird herausgestellt, dass sich der tatsächliche jährliche Energiebedarf der beiden Verfahren kaum unterscheidet (Größenordnung 5 %). So ergebe sich für die Prozessumkehr durch Druck- und Wärmeverluste am Vierwegventil sogar eine Überkompensation ihrer Vorteile beim geringeren Energiebedarf zur Abtauung selbst. Verwendet wurden daher arithmetische Mittelwerte der Angaben zum spezifischen Energiebedarf beider Verfahren, wie in Tabelle 2.10 aufgelistet.

Tabelle 2.10: Spezifische Energiebedarfe zur Verdampfer-Abtauung

Arbeitspunkt	$\vartheta_{\text{AUL}} < -2,5 \text{ °C}$	$-2,5 \text{ °C} \leq \vartheta_{\text{AUL}} < 4,5 \text{ °C}$	$4,5 \text{ °C} \leq \vartheta_{\text{AUL}} < 8 \text{ °C}$	$\vartheta_{\text{AUL}} > 8 \text{ °C}$
Energiebedarf in $\frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{100 \text{ kWh}_{\text{Nutzwärme}}}$	2,35	3,215	0,72	0

2.6.6 Verdampfer-Ventilator

Zur Förderung des Luftvolumenstroms durch den Verdampfer enthält jede Luft-Wasser-Wärmepumpe einen Ventilator. Neben der Relevanz für die energetische Gesamtbetrachtung ist dessen elektrische Leistungsaufnahme gemäß DIN EN 14511 (vgl. [DIN 12a], S. 7) auch bei der Angabe der Leistungszahl (COP) zu berücksichtigen.

Zunächst wird dazu im Wärmepumpenmodell die hydraulische Förderleistung gemäß Gleichung 2.19 berechnet.

$$P_{\text{hydr}} = \Delta p_{\text{WÜ,vorh}} \cdot \dot{V}_{\text{AUL}} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

Der luftseitige Strömungswiderstand des Verdampfers im Nennbetriebspunkt $\Delta p_{\text{WÜ,N}}$ kann zu Beginn der Simulation festgelegt werden. Als Referenzgröße sind 150 Pa voreingestellt (vgl. [RSS 13c], S. 1.338). Für die Teil- oder Überlastbereiche ergibt sich der vorhandene Druckverlust $\Delta p_{\text{WÜ,vorh}}$ in Abhängigkeit des aktuellen Volumenstroms gemäß dem quadratischen Zusammenhang aus Gleichung 2.20.

$$\Delta p_{\text{WÜ,vorh}} = \Delta p_{\text{WÜ,N}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{\text{vorh}}}{\dot{V}_{\text{N}}} \right)^2 \quad (\text{Gl. 2.20})$$

Die elektrische Leistungsaufnahme ergibt sich schließlich mit Hilfe des Gesamtwirkungsgrades der Ventilatoreinheit η_{Vent} (inkl. Motor und ggf. Antrieb) nach Gleichung 2.21.

$$P_{\text{el,Vent}} = \frac{P_{\text{hydr}}}{\eta_{\text{Vent}}} \quad (\text{Gl. 2.21})$$

Moderne Hocheffizienz-Ventilatoren weisen Systemwirkungsgrade von etwa 30 bis 50 % im Nennbetriebspunkt auf. Der Wirkungsgrad eines Ventilators, sowie von Strömungsmaschinen insgesamt, kann jedoch nicht als konstant über den gesamten Arbeitsbereich angesehen werden. Vielmehr sollte die Auslegung des Ventilators so erfolgen, dass der Großteil der Betriebszeit etwa im Bereich der halben maximalen Druckerhöhung und des halben maximalen Fördervolumens stattfindet. Von diesem Punkt des größten Wirkungsgrades reduziert sich die Effizienz kontinuierlich für alle sonstigen Betriebszustände.

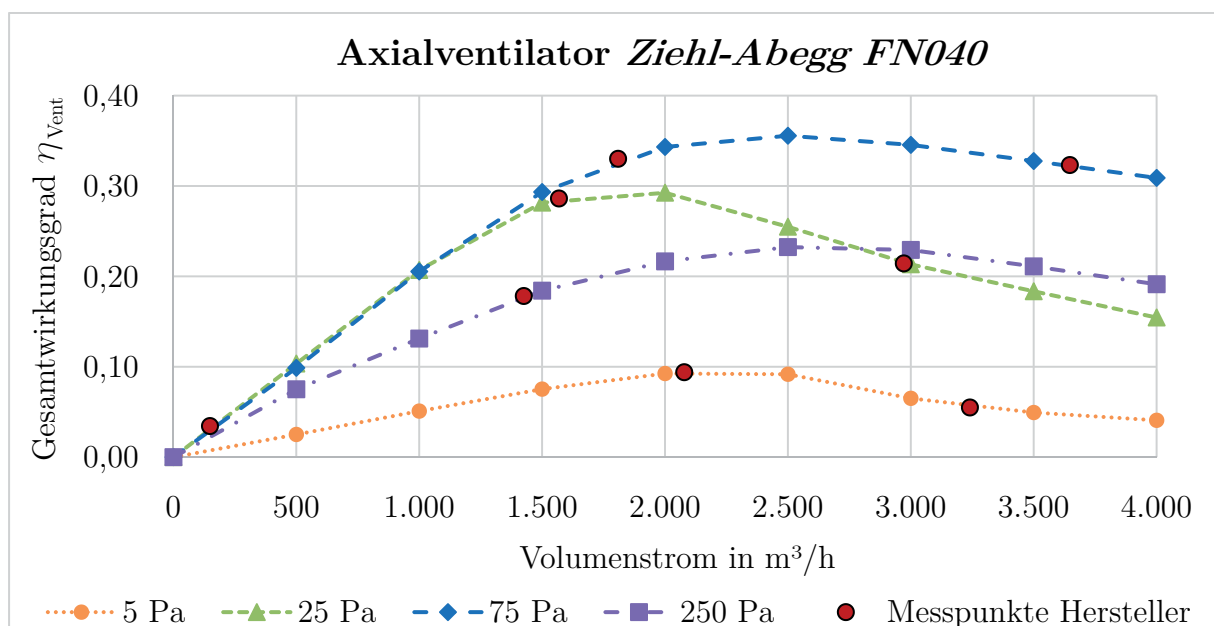


Abbildung 2.24: Wirkungsgradkennlinien Axialventilator

Zur Bestimmung des Ventilator-Strombedarfs wurde im Wärmepumpen-Modell beispielhaft das Kennfeld eines Axial-Ventilators mit einem Arbeitsbereich bis etwa 250 Pa und $4.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ bei einer maximalen elektrischen Leistungsaufnahme von rund 500 W (vgl. [ZAb 12], S. 36 f.) verwendet. Abbildung 2.24 zeigt dazu die Wirkungsgrad-Verläufe für verschiedene Druckstufen. Ergänzend sind die Effizienz-Angaben für einige definierte Messpunkte dargestellt.

Abschließend ist zu berücksichtigen, dass die Drehzahl-Anpassung des Ventilators in Abhängigkeit von der verwendeten Motorentechnologie erfolgt. Dabei kommen entweder elektronisch kommutierte Motoren oder Asynchronmotoren mit eigenem (verlustbehafteten) Frequenzumrichter zum Einsatz. Für den Fall eines Asynchronmotors wird analog zum Verdichter-Antrieb eine Wirkungsgrad-Kennlinie des Frequenzumrichters für verschiedene Lastzustände hinterlegt (vgl. Kapitel 2.6.4).

2.6.7 Sensitivitätsanalyse

Zur Abschätzung der Auswirkungen verschiedener relevanter Eingangsparameter auf die Simulationsergebnisse des Wärmepumpenmodells werden nachfolgend einige Berechnungsgrößen bei unterschiedlichen Lastsituationen dargestellt.

- $\vartheta_{\text{VL}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\vartheta_{\text{RL}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{Q}_{\text{C}} = 5 \text{ kW}$, Scroll-Verdichter, R410A

Parameter	$\vartheta_{\text{AUL}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\text{AUL}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\vartheta_{\text{AUL}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Drehzahl in $\frac{1}{\text{min}}$	5.314	3.808	2.975
$\dot{V}_{\text{AUL,Vent}}$ in $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	1.412	1.936	2.236
P_{el} in kW (Verdichter)	2,23	1,52	1,16
COP (Verdichter)	2,21	3,30	4,33
P_{el} in kW (+ FU)	2,34	1,62	1,25
COP (+ FU)	2,10	3,08	4,02
P_{el} in kW (+ Abtauung)	2,46	1,78	1,25
COP (+ Abtauung)	2,01	2,81	4,02
P_{el} in kW (+ Ventilator)	2,50	1,86	1,36
COP (+ Ventilator)	1,97	2,69	3,71

Bei der Betrachtung der dargestellten Ergebnisse fällt zunächst auf, dass der Scroll-Verdichter die gewünschte Heizleistung über die gesamte Bandbreite der Außentemperaturen zur Verfügung stellen kann. Während die Leistungsaufnahme des Verdichters mit fallender Außentemperatur erwartungsgemäß zunimmt (etwa 40 W pro Kelvin), fällt der COP entsprechend ab. Die zusätzliche elektrische Leistungsaufnahme durch den Frequenzumrichter am Verdichter beläuft sich auf ca. 5 % im Punkt der tiefsten Außentemperatur.

Sie steigt äquivalent zum Verhalten unter Teillast (vgl. Kapitel 2.6.4) auf knapp 8 % bei einer Außenlufttemperatur von 10 °C an. Bemerkenswert ist noch der Strombedarf des Ventilators. So steigt die geförderte Luftmenge mit steigender Außentemperatur kontinuierlich an, da auch der COP und somit der aus der Umwelt nutzbare Leistungsanteil zunimmt. In Summe bewirkt das zwar einen geringeren elektrischen Leistungsbedarf am Verdichter sowie der gesamten Wärmepumpe, bei der Leistungsaufnahme des Ventilators ist jedoch mehr als eine Verdopplung (etwa Faktor 2,4) festzustellen.

Entsprechend steigt der Gesamtanteil der Hilfsstrom-Aufwendungen von rund 11 % bei - 15 °C Außentemperatur auf gut 18 % bei 0 °C. Für den wärmsten Betriebspunkt entfällt jedoch der Aufwand für die Abtauung, weshalb sich der Gesamtanteil des Hilfsstroms wieder auf etwa 14,7 % reduziert.

- $\vartheta_{VL} = 50\text{ °C}$, $\vartheta_{RL} = 40\text{ °C}$, $\dot{Q}_C = 5\text{ kW}$, Hubkolben-Verdichter, R407C

Parameter	$\vartheta_{AUL} = -15\text{ °C}$	$\vartheta_{AUL} = 0\text{ °C}$	$\vartheta_{AUL} = 10\text{ °C}$
Drehzahl in $\frac{1}{\text{min}}$	5.400 ($\vartheta_{VL} \approx 48\text{ °C}$)	3.455	2.285
$\dot{V}_{AUL,Vent}$ in $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	1.191	1.954	2.251
P_{el} in kW (Gesamt)	2,03	1,85	1,38
COP (Gesamt)	1,99	2,71	3,69

Neben den Einflüssen, die sich aus den Umwelt-Randbedingungen ergeben, sollen auch die Auswirkungen der technischen Spezifikationen kurz beleuchtet werden. Daher wurde vergleichsweise ein Hubkolben-Verdichter betrachtet, der im Allgemeinen einen geringeren Liefergrad als die Scroll-Bauart aufweist. Zudem kam ein Kältemittel mit einer um ca. 35 % niedrigeren volumetrischen Kälteleistung zum Einsatz. Dabei wird ersichtlich, dass die Leistungsbandbreite der Wärmepumpe nun nicht mehr ausreicht, um den Schwankungsbereich der Außenlufttemperatur vollständig abzudecken. Mit einem größeren Verdichter ergäbe sich für die Hubkolben-Bauart entsprechend eine Unterschreitung der minimalen Drehzahl bei hohen Außentemperaturen. Im Hinblick auf die Effizienz bzw. die elektrische Leistungsaufnahme der gesamten Wärmepumpe lässt sich für die Variation des Verdichter-Typs inkl. Kältemittel jedoch kein nennenswerter Unterschied feststellen. Die vermeintlich *geringere* elektrische Leistungsaufnahme im kältesten Betriebspunkt resultiert dabei aus der begrenzten Heizleistung aufgrund des erreichten Drehzahlmaximums. Auch die Gesamtanteile des Hilfsstroms belaufen sich mit 12,8 %, 18,9 % und 14,8 % in derselben Größenordnung.

2.6.8 Validierung des Wärmepumpenmodells

Um die Simulationsergebnisse des Wärmepumpenmodells auf ihre Aussagekraft zu prüfen, fand überdies ein Vergleich der Berechnungsergebnisse für normativ definierte Arbeitspunkte (vgl. [DIN 12b], S. 11 ff.) mit gemessenen Herstellerangaben statt. Üblicher

Weise nennen die Wärmepumpen-Hersteller in den technischen Datenblättern die Heizleistung, die elektrische Leistungsaufnahme und die Leistungszahl (COP) für diese Betriebspunkte. Zu beachten ist hierbei, dass bereits sämtliche Hilfsenergien wie z.B. der Ventilator, die Abtauung und der Frequenzumrichter in der elektrischen Leistungsaufnahme sowie dem COP berücksichtigt sind.

Tabelle 2.11 zeigt folglich die Messwerte eines Herstellers (hier *Heliotherm HP08L-M* mit Drehzahl-variablem Scroll Verdichter und dem Kältemittel R410A - vgl. [Hel 13], S. 2) sowie die zugehörigen Simulationsergebnisse und die prozentuale Abweichung für die verschiedenen Arbeitspunkte.

Tabelle 2.11: Modell-Validierung anhand von Norm-Arbeitspunkten

Parameter	A-7/W35			A2/W35		
	Hersteller	Simulation	%-Abw.	Hersteller	Simulation	%-Abw.
$\dot{Q}_{\text{Heiz}}$ in kW	8,67	8,71	0,42	11,14	11,14	0,03
P_{el} in kW	2,51	2,53	0,97	2,56	2,62	2,31
COP	3,46	3,44	- 0,71	4,36	4,25	- 2,42

Parameter	A10/W35			A2/W50		
	Hersteller	Simulation	%-Abw.	Hersteller	Simulation	%-Abw.
$\dot{Q}_{\text{Heiz}}$ in kW	14,91	14,91	0,02	9,87	9,87	- 0,03
P_{el} in kW	2,59	2,38	-7,93	3,44	3,34	- 2,83
COP	5,77	6,25	8,38	2,87	2,95	2,86

Wie aus der Übersicht der Kennzahlen ersichtlich wird, stimmen die Simulationsergebnisse recht gut mit den vom Hersteller gemessenen Angaben überein. Die Abweichung bewegt sich weitestgehend in einer Größenordnung von unter 3 %. Lediglich bei den sehr hohen Außenlufttemperaturen (10 °C) befindet sich die simulierte elektrische Anschlussleistung etwa 8 % unter der Vergleichsangabe des Herstellers. Die geringere elektrische Leistungsaufnahme bei übereinstimmender Heizleistung kann dabei auf eine höhere Effizienz des Verdichters in der Simulation hindeuten. Hierbei ist wiederum zu berücksichtigen, dass das interne Regelungskonzept der zum Vergleich herangezogenen Wärmepumpe nicht bekannt ist. Daher ergibt sich eine Vielzahl von Optionen, die bei ausschließlicher Vorgabe der Außenlufttemperatur z.B. eine abweichende Verdampfungstemperatur begründen können (vgl. Kapitel 2.5.2).

Eine weitere Möglichkeit zur Validierung der Simulationsergebnisse besteht in einem Vergleich mit umfangreichen Messreihen der Hochschule Luzern (vgl. [FuA 13], S. 8 ff.). Darin werden die unter definierten Randbedingungen erfassten Leistungsdaten einer der im Verdichter-Modell verwendeten Produkttypen (*Emerson Copeland ZHW08*) dargestellt. Somit kann aufgrund des übereinstimmenden geometrischen Fördervolumens der Verlauf beliebiger Betrachtungsgrößen für eine vorgegebene Drehzahl über weite Teile des Betriebsbereichs verglichen werden.

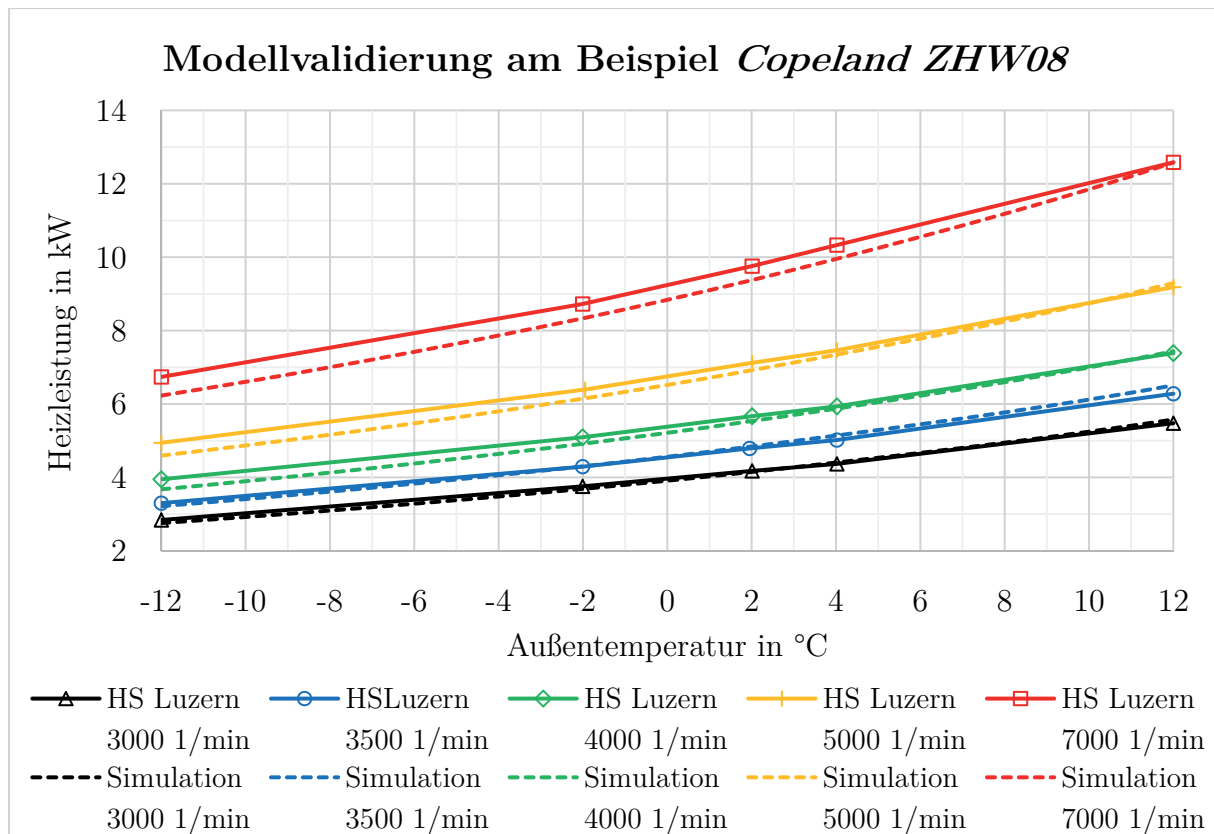


Abbildung 2.25: Vergleich von Mess- und Simulationswerten der Heizleistung

Dazu zeigt Abbildung 2.25 den Vergleich der gemessenen zur simulierten Heizleistung bei verschiedenen Drehzahlen für eine Außenlufttemperatur von - 12 °C bis + 12 °C. Es zeigt sich ebenfalls eine gute Übereinstimmung, wobei die größte Abweichung hier bei sehr tiefen Außenlufttemperaturen und der maximalen Drehzahl besteht (etwa - 7,5 %).

Abbildung 2.26 zeigt ferner die Verläufe des COP für den angegebenen Betriebsbereich. Auch hier ergeben sich die stärksten Unterschiede bei der höchsten Drehzahlstufe (im Maximum ca. 10 %). Dabei werden offensichtlich die Grenzen der Modellierungs-Genauigkeit deutlich. So ergeben sich in der Realität scheinbar Effizienzeinbußen im Randbereich der Leistungsfähigkeit der betrachteten Wärmepumpe, die im Modell nicht berücksichtigt sind. Die Abweichungen bewegen sich jedoch in einem noch vertretbaren Rahmen. Zudem ist ihr Einfluss auf den jährlichen Gesamtenergiebedarf als sehr gering einzuschätzen, da die Außenlufttemperatur in deutschen Klimazonen nur zu etwa einem Prozent des Jahres Temperaturen von weniger als - 10 °C aufweist (vgl. [DWD 11]), bei denen die Wärmepumpe derart an ihre Leistungsgrenzen gerät.

Die gezackten Verläufe des simulierten COP sowie die daraus resultierenden Abweichungen können unterdessen auf die starke Vereinfachung bei der Modellierung der Abtauung zurückgeführt werden. Erkennbar sind genau die Stellen, an denen sich der Strombedarf für die Abtauung im Modell sprunghaft ändert, also - 2,5 °C, 4,5 °C und 8 °C (vgl. Kapitel 2.6.5).

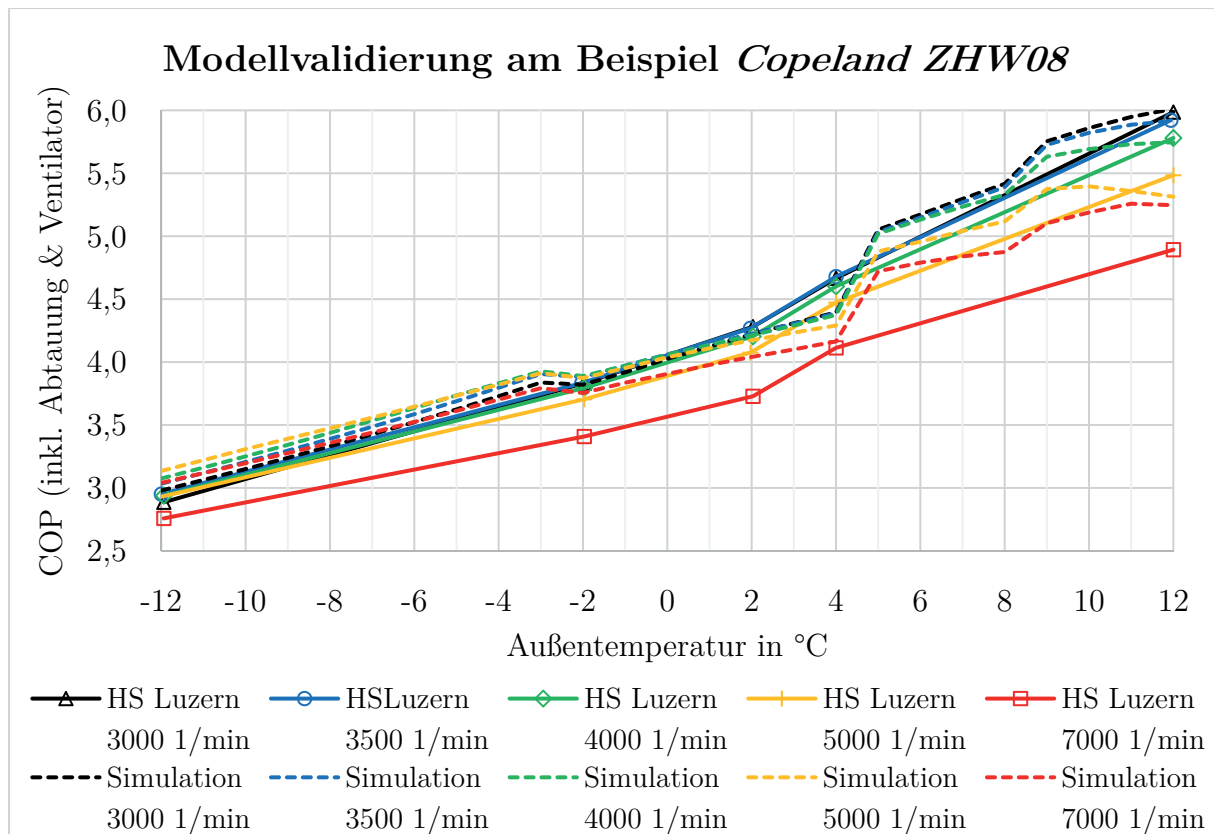


Abbildung 2.26: Vergleich von Mess- und Simulationswerten des COP

Insgesamt zeigte sich jedoch sowohl eine plausible Reaktion des Wärmepumpenmodells auf wechselnde Betriebsparameter bei der Sensitivitätsanalyse (Kapitel 2.6.7), als auch eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit real gemessenen Kennzahlen bei der Validierung. Daher wird im Folgenden von einer belastbaren Aussagekraft des dargestellten Modells einer Leistungs-modulierenden Wärmepumpe ausgegangen.

2.7 Schichtenspeicher-Modell

In der vorgeschlagenen hydraulischen Einbindung in Kapitel 2.4.6 ist für die thermischen Speicher (Heizungspuffer und ggf. separater Brauchwarmwasser-Speicher) eine geschichtete Be- und Entladung vorgesehen. Für die Modellierung ist es deshalb erforderlich, mehrere Temperaturbereiche im Verlauf der Speicherhöhe zu unterscheiden. Dazu wurde der Ansatz einer Segmentierung des Speichers in N Abschnitte gleicher Höhe nach Eicker verwendet (vgl. [Eic 12], S. 119 ff.). Grundgedanke ist es hierbei, die zeitliche Veränderung der Temperatur für jede Schicht gesondert zu berechnen, wozu die Einflüsse verschiedener physikalischer Effekte berücksichtigt werden. Konkret sind dies Wärme-Ein- und Austräge durch erzwungene Konvektion in Form eines Massenstroms, thermische Verluste durch die Hüllfläche an die Umgebung sowie ein Wärmeaustausch durch Transmission und Konvektion zwischen den einzelnen Schichten. Eventuell auftretende innere

Strömungen durch Auftriebseffekte werden dabei nur in Form eines Leistungsbilanz-mäßigen Austausches zwischen den Temperaturknoten berücksichtigt. Eine Simulation des Materietransports wäre zum einen mit einem sehr hohen Aufwand verbunden und würde zum anderen aufgrund der hier betrachteten Betriebsweise keine signifikanten Erkenntnisgewinne liefern. Denn ohne interne Wärmequellen, wie z.B. direkt-elektrische Zusatzheizungen oder innenliegende Wärmetauscher, sind im Regelbetrieb keine Wärmeeinträge in untere Speicherbereiche und somit keine nennenswerten Auftriebsströmungen zu erwarten. Überdies wurden einige Modifikationen des Modells vorgenommen, wie in Abbildung 2.27 dargestellt. So findet die Be- und Entladung seitens des Wärmeerzeugers und des Heizkreis ausschließlich durch einen Zweileiteranschluss statt. Für die oberste und unterste Schicht wird zudem eine Frischwasser-Station in die Leistungsbilanz eingefügt.

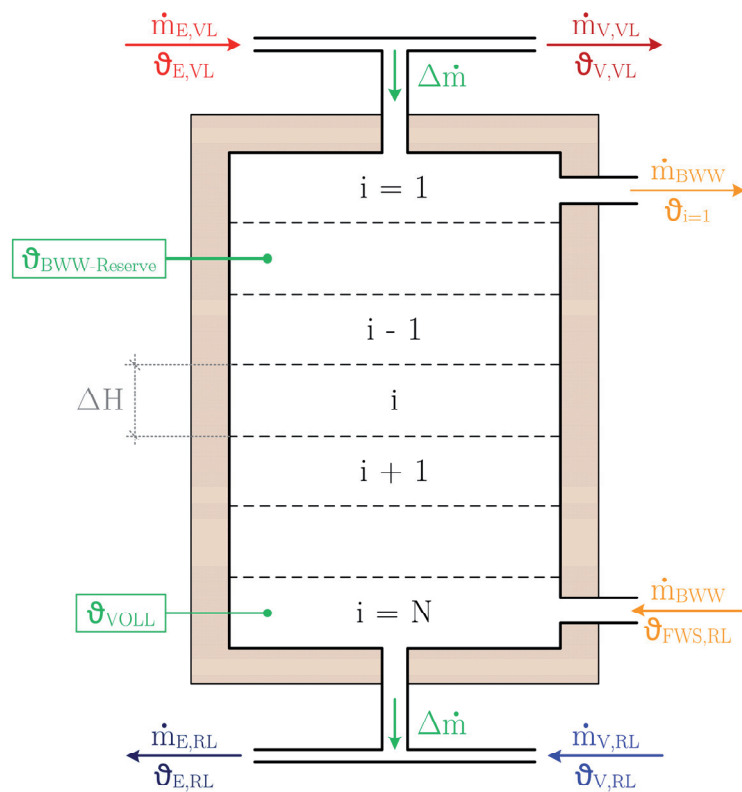


Abbildung 2.27: Schichtenspeicher-Modell

2.7.1 Mathematische Beschreibung

Die Einflüsse der erzwungenen Konvektion auf die Temperaturen der einzelnen Speicherschichten werden nach der üblichen Methode einer Leistungsbilanz auf Basis der Massenkapazitätsströme und Temperaturdifferenzen berechnet. Analog erfolgt die Berechnung der Wärmeverluste auf Grundlage eines konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten sowie der betreffenden Hüllfläche und dem Temperaturunterschied zur Umgebung. Die Wärmeleitung und die Konvektion zwischen den Schichten wurden von Eicker in einer sog.

effektiven vertikalen Leitfähigkeit zusammengefasst. Diese wird für Speicher ohne integrierte Wärmetauscher mit $\lambda_{\text{eff}} = 0,644 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$ angegeben und sei durch Messreihen an der Universität Stuttgart validiert.

Da für die erste und letzte Speicherschicht sowohl die jeweiligen Massenströme, als auch die einflussnehmenden Nachbarschichten und Hüllflächenanteile variieren, sind insgesamt drei unterschiedliche Leistungsbilanzen aufzustellen. Beispielhaft sind die Bilanzen für die oberste und die innenliegenden Schichten in den Gleichungen 2.22 bis 2.30 dargestellt. Die unterste Schicht ergibt sich mit Beachtung der Wärmestrom-Richtungen analog.

- **oberste Schicht**

$$\dot{Q}_{\text{Ladung},i=1} = \Delta\dot{m} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \begin{cases} (\vartheta_{\text{E,VL}} - \vartheta_{i=1}) & \text{für } \Delta\dot{m} > 0 \\ (\vartheta_{i=1} - \vartheta_{i=2}) & \text{für } \Delta\dot{m} < 0 \end{cases} \quad (\text{Gl. 2.22})$$

$$\dot{Q}_{\text{BWW},i=1} = \dot{m}_{\text{BWW}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (\vartheta_{i=1} - \vartheta_{i=2}) \quad \text{wobei } \dot{m}_{\text{BWW}} > 0 \quad (\text{Gl. 2.23})$$

$$\dot{Q}_{\text{Verluste},i=1} = U \cdot (A_{\text{S}} + A_{\text{M}}) \cdot (\vartheta_{i=1} - \vartheta_{\text{Umg}}) \quad (\text{Gl. 2.24})$$

$$\dot{Q}_{\text{Schichten},i=1} = A_{\text{S}} \cdot \frac{\lambda_{\text{eff}}}{\Delta H} \cdot (\vartheta_{i=1} - \vartheta_{i=2}) \quad (\text{Gl. 2.25})$$

$$\frac{d\vartheta_{i=1}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{Ladung},i=1} - \dot{Q}_{\text{BWW},i=1} - \dot{Q}_{\text{Verluste},i=1} - \dot{Q}_{\text{Schichten},i=1}}{m_{i=1} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (\text{Gl. 2.26})$$

- **innenliegende Schicht**

$$\dot{Q}_{\text{konv},i} = (\Delta\dot{m} - \dot{m}_{\text{BWW}}) \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \begin{cases} (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i) & \text{für } (\Delta\dot{m} - \dot{m}_{\text{BWW}}) > 0 \\ (\vartheta_i - \vartheta_{i+1}) & \text{für } (\Delta\dot{m} - \dot{m}_{\text{BWW}}) < 0 \end{cases} \quad (\text{Gl. 2.27})$$

$$\dot{Q}_{\text{Verluste},i} = U \cdot A_{\text{M}} \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{\text{Umg}}) \quad (\text{Gl. 2.28})$$

$$\dot{Q}_{\text{Schichten},i} = A_{\text{S}} \cdot \frac{\lambda_{\text{eff}}}{\Delta H} \cdot (2 \cdot \vartheta_i - \vartheta_{i-1} - \vartheta_{i+1}) \quad (\text{Gl. 2.29})$$

$$\frac{d\vartheta_i}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{konv},i} - \dot{Q}_{\text{Verluste},i} - \dot{Q}_{\text{Schichten},i}}{m_i \cdot c_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (\text{Gl. 2.30})$$

2.7.2 Plausibilitätsprüfung

Zur Prüfung der Plausibilität des Speichersmodells wurden die Berechnungsergebnisse für den Be- und Entladevorgang, variierende Brauchwarmwasser-Lasten und unterschiedliche Auskühlvorgänge geprüft. Sämtliche Simulationsergebnisse erweckten dabei einen überzeugenden Eindruck und befanden sich in einer realistischen Größenordnung.

Abbildung 2.28 zeigt beispielhaft die Beladung bei zeitgleicher Leistungsentnahme für Brauchwarmwasser, gefolgt von einer teilweisen Entladung und einem anschließenden Temperatúrausgleich für einen 1.000 Liter Pufferspeicher mit 10 Bilanzschichten.

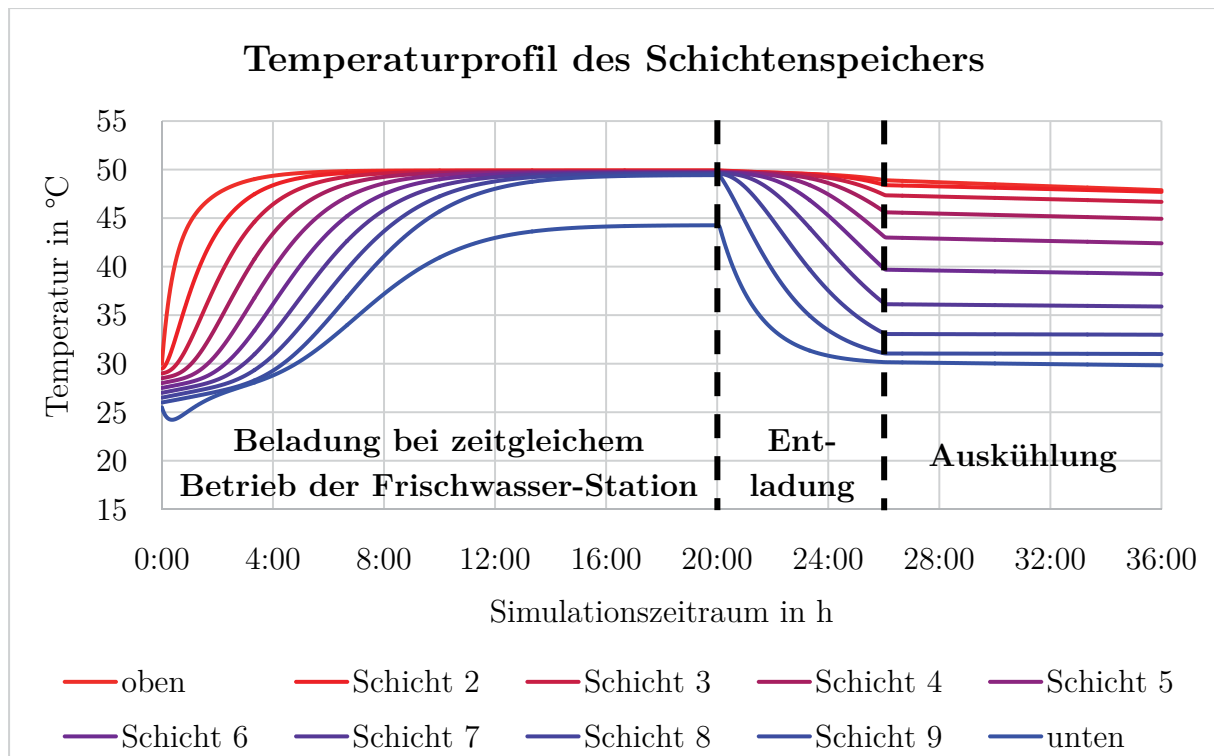


Abbildung 2.28: Thermisches Verhalten des Schichtenspeichers

Wie deutlich zu erkennen ist, wird der Speicher erwartungsgemäß geschichtet Be- und Entladen. Die unterste Schicht wird dabei vom Rücklauf der Frischwasser-Station in besonderem Maße ausgekühlt. Im Zustand ohne Leistungszufuhr und -entnahme wird die vertikale Wärmeleitung von den oberen an die unteren Schichten sowie eine geringfügige allgemeine Auskühlung ersichtlich.

2.8 Photovoltaikmodell

Die Umwandlung von Strahlung in elektrische Energie basiert auf dem sog. *Photoelektrischen-Effekt*, bei dem ein Elektron (Ladungsträger) durch die Absorption eines Photons (Lichtteilchen) aus einer Bindung gelöst wird (vgl. [IAP 14] S. 1 ff.). Um aus diesem Effekt eine nutzbare elektrische Spannung zu generieren, bedient man sich der Verbindung von zwei Schichten eines Halbleiter-Materials (z.B. Silizium). Den beiden Schichten wird jeweils ein unterschiedliches Fremdatom hinzugefügt (sog. *Dotierung*), wodurch in einer Schicht ein Überschuss an Elektronen und in der Anderen ein Mangel entsteht. An der Kontaktstelle der beiden Schichten besetzen einige der überschüssigen Elektronen aus der einen Schicht die sog. *Löcher* (fehlende Elektronen) der anderen Schicht. Es entsteht ein inneres elektrisches Feld (sog. *Raumladungszone* / *Sperrschicht*).

Durch den Photoelektrischen-Effekt werden dann einzelne Elektronen aus der Raumladungszone gelöst und aufgrund der Polarität des inneren elektrischen Feldes zusätzlich in die Halbleiter-Schicht mit den überschüssigen Elektronen überführt. Die gelösten und

nun fehlenden Elektronen in der Raumladungszone können wiederum aufgrund der Polarität des inneren elektrischen Feldes nur aus der Halbleiter-Schicht mit dem Elektronen-Mangel ersetzt werden, wodurch sich dort weitere *Löcher* ausbilden. Im Ergebnis entsteht ein erheblicher Konzentrationsunterschied, dessen Ausgleich weitestgehend durch die Sperrschicht verhindert wird. Die resultierende elektrische Spannung kann schließlich durch das Anlegen äußerer Leiter abgegriffen werden.

Mit steigender Zelltemperatur sinkt jedoch die verfügbare Spannung, da sich der ungenutzte Rückfluss von Ladungsträgern erhöht (sog. *Diffusionsstrom* - vgl. [IAP 14], S. 15 ff.). Die größte Herausforderung für die Berechnung des Stromertrags von Photovoltaik-Systemen besteht daher in einer Abschätzung der Zelltemperatur.

2.8.1 Einfaches Temperaturmodell

In Anlehnung an Eicker (vgl. [Eic 12], S. 283 ff.) wurde dazu ein einfaches stationäres Modell mit konzentrierten Temperaturknoten verwendet, wie in Abbildung 2.29 dargestellt. Die Vernachlässigung des dynamischen Aufheiz- und Abkühlverhaltens eines Photovoltaik-Moduls liegt dabei in seiner geringen Eigenmasse begründet. So ergibt sich durch den extrem dünnen Aufbau eine Materialstärke von weniger als einem Zentimeter (inkl. Glasabdeckung auf der Vorderseite und Schutzfolien auf der Rückseite).

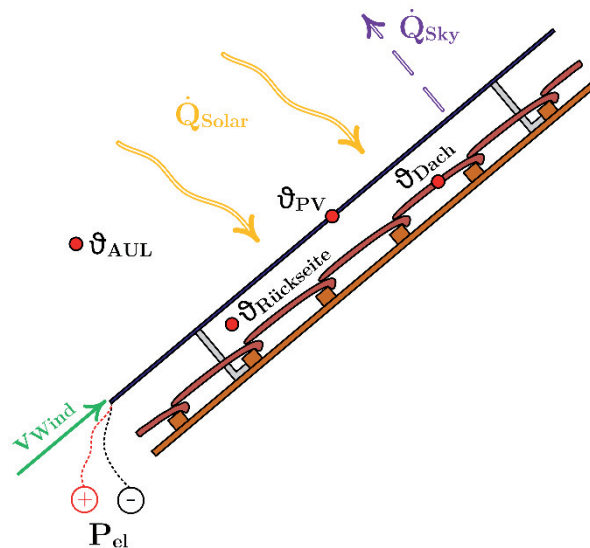


Abbildung 2.29: Temperaturmodell Photovoltaik

Für die Temperatur der Photovoltaikzellen wird die absorbierte solare Einstrahlung als einzige Leistungszufuhr betrachtet. Der infrarote Strahlungsaustausch mit dem Himmel, die konvektive Wärmeabgabe an die Außenluft bzw. die Luftschicht zwischen Modul und Dach sowie der Strahlungsaustausch mit der Dachfläche und die abgeführte elektrische Leistung tragen hingegen im Regelfall zu einer Reduzierung der Zelltemperatur bei.

Die Leistungsbilanz für den Temperaturknoten ϑ_{PV} ergibt sich entsprechend gemäß Gleichung 2.31.

$$0 = \dot{Q}_{\text{Solar}} \cdot a_{PV} - U_{PV-AUL} \cdot (\vartheta_{PV} - \vartheta_{AUL}) - U_{PV-RS} \cdot (\vartheta_{PV} - \vartheta_{RS}) - \alpha_{PV-DA,rad} \cdot (\vartheta_{PV} - \vartheta_{DA}) - \dot{Q}_{\text{Sky}} - P_{el} \quad (\text{Gl. 2.31})$$

Dabei wurden die Wärmeübergangskoeffizienten an die Außenluft und die Luftschicht an der Rückseite des Photovoltaik-Moduls jeweils aus dem konvektiven Wärmeübergang und einem Anteil Wärmeleitung durch die halbe Materialstärke des Moduls berechnet. Der konvektive Wärmeübergang wurde zudem als veränderliche Größe betrachtet, die sich in Abhängigkeit von der aktuellen Zelltemperatur und der Windgeschwindigkeit aus freier und erzwungener Konvektion zusammensetzt (vgl. *Mischkonvektion an der geneigten Platte* - [WAT 13], S. 27 f. bzw. 761 f.). Als wirksame Windgeschwindigkeit an der Rückseite wurden für eine gut hinterlüftete Montage vereinfachend 50 % der Windgeschwindigkeit an der Vorderseite angesetzt.

Der Wärmeübergangskoeffizient aufgrund von Strahlungs-Wärmeaustausch zwischen Photovoltaik-Modul und dem Dach wird ebenfalls abhängig von den aktuellen Temperaturwerten aus den Gesetzmäßigkeiten für sog. *graue Strahler* nach Stefan Boltzmann bestimmt. Dabei ist die Oberflächentemperatur des Daches anhand des Strahlungswärme-Eintrages von der Modulrückseite und der Wärmeabgabe an die Luftschicht zwischen Modul und Dach angenähert.

Der infrarote Strahlungsaustausch zwischen Modul-Oberseite und dem Himmel wurde anhand der Vereinfachung einer effektiven Himmelstemperatur (Funktion vom aktuellen Bedeckungsgrad - vgl. 2.12.5) und dem zugehörigen Wärmeübergangskoeffizienten berechnet. Letzterer kann gemäß DIN 4108 (vgl. [DIN 03], S. 38) mit hinreichender Genauigkeit auf Basis der aktuellen Oberflächentemperatur des Photovoltaik-Moduls abgeschätzt werden.

Die elektrische Ausbeute ergibt sich ferner aus dem Produkt der Solarstrahlung in Modulebene und dem jeweiligen Wirkungsgrad der Photovoltaik-Zelle. Hierbei wurde ein Nennwirkungsgrad von 15 % unter Standard-Testbedingungen (Einstrahlung $1.000 \frac{W}{m^2}$ und $25^\circ C$ Zelltemperatur) angenommen. Dieser wird in Abhängigkeit von der tatsächlichen Zelltemperatur anhand der gängigen Methode eines linearen Temperaturkoeffizienten (vgl. [Wag 10], S. 69) angepasst. Für polykristalline Siliziumzellen wurde ein Wert von $-0,40 \frac{\% \text{ des aktuellen Wirkungsgrades}}{K \text{ Temperaturerhöhung}}$ berücksichtigt (vgl. [Eic 12], S. 283). Darüber hinaus sei nach Wagner eine Reduzierung des Wirkungsgrades bei Einstrahlungswerten von unter $400 \frac{W}{m^2}$ zu berücksichtigen (vgl. [Wag 10], S. 54 f.), was auf der Basis eines Näherungspolynoms für die dort angegebenen umfangreichen Messreihen stattfand.

Aufgrund der zahlreichen gegenseitigen Abhängigkeiten zwischen der Zelltemperatur und deren Einflussgrößen aus Gleichung 2.31 ist für das Photovoltaik-Modell analog zum Wärmepumpenmodell (vgl. Kapitel 2.6) ein iteratives Vorgehen erforderlich.

Aus der Simulation ergibt sich für eine vorgegebene Einstrahlung von $1.000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ mit den Jahresmittelwerten der Klima-Randbedingungen am Bundes-Referenzstandort Potsdam eine Übertemperatur der Photovoltaik-Zellen von etwa 24,4 K gegenüber der Außenluft. Dies stellt eine gute Übereinstimmung mit den Literaturangaben für diese Einbausituation dar (vgl. [Sau 94]).

2.8.2 Wechselrichter

Zur Umwandlung des Gleichstroms aus Photovoltaikzellen sowie Stromspeichern kommen verschiedene Wechselrichtertypen zum Einsatz. Sie alle weisen als elektronisches Bauteil ähnlich dem Frequenzumrichter (vgl. Kapitel 2.6.4) nur im Teillastbereich größere Verluste auf. Um diesen Effekt ausreichend zu berücksichtigen, kann die Ausgangsleistung eines Wechselrichters laut Wagner (vgl. [Wag 10], S. 104 f.) gemäß Gleichung 2.32 berechnet werden.

$$P_{\text{el,out}} = \frac{P_{\text{el,in}} - P_{\text{el,EB}}}{k+1} \quad (\text{Gl. 2.32})$$

Dabei seien die Eigenbedarfsleistung $P_{\text{el,EB}}$ und der Verlustkoeffizient k_{WR} mit guter Näherung anhand der Wirkungsgrade bei Nennleistung sowie bei 10 % der Nennleistung zu berechnen (Gleichungen 2.33 und 2.34). Die beiden Kennzahlen $\eta_{\text{WR},100}$ und $\eta_{\text{WR},10}$ finden sich üblicher Weise in den technischen Datenblättern der Hersteller.

$$P_{\text{el,EB}} = \frac{P_{\text{N}}}{9} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{WR},10}} - \frac{1}{\eta_{\text{WR},100}} \right) \quad (\text{Gl. 2.33})$$

$$k_{\text{WR}} = \frac{10}{9 \cdot \eta_{\text{WR},100}} - \frac{1}{9 \cdot \eta_{\text{WR},10}} - 1 \quad (\text{Gl. 2.34})$$

Als mittlere Wirkungsgrade wurden im Folgenden $\eta_{\text{WR},100} = 96 \%$ sowie $\eta_{\text{WR},10} = 90 \%$ aus einer umfangreichen Produktübersicht gewählt (vgl. [Wag 10], S. 105 sowie 411 ff.).

2.8.3 Elektrischer Jahresertrag

Der elektrische Jahresertrag pro Quadratmeter Modul wird für eine Einstrahlungssumme von rund $1.073 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{a}}$ auf horizontaler Ebene bzw. gut $1.122 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{a}}$ bei 40° Neigung und optimaler Süd-Ausrichtung am Beispiel des Standorts Biberach (vgl. Kapitel 2.12) aufgezeigt.

So resultiert aus dem beschriebenen Modell für alle Stundenwerte, an denen eine solare Einstrahlung vorliegt, ein zeitlich gemittelter Wirkungsgrad der Photovoltaik-Zellen von knapp 12,6 %. Berücksichtigt man die jeweilige Relevanz der einzelnen Zeitpunkte für

den Jahresertrag, so errechnet sich ein Leistungs-gewichteter mittlerer Modul-Wirkungs-grad von etwa 14,2 %. Abzüglich der Wechselrichterverluste (der leistungsgewichtete Wechselrichter-Wirkungsgrad liegt hier bei ca. 94,3 %) ergibt sich der Jahresgang des erzeugten Stromes entsprechend Abbildung 2.30. Aus dem Integral der Leistung über dem Simulationszeitraum resultiert ein Gesamtertrag von ca. $148 \frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{m}^2_{\text{Modul}} \cdot \text{a}}$ bzw. $986 \frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{kW}_{\text{p}} \cdot \text{a}}$.

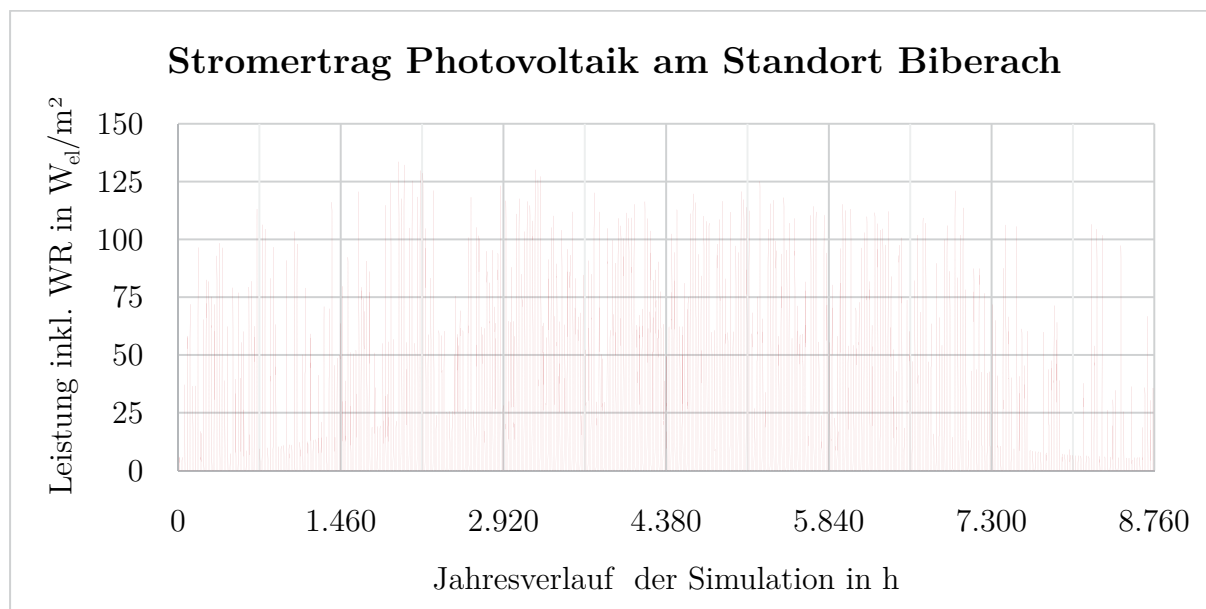


Abbildung 2.30: Photovoltaik-Stromertrag am Beispielstandort Biberach

Dies liegt in guter Übereinstimmung mit den Angaben der Fachliteratur für real gemessene Ertragssummen von etwa 800 bis $1.050 \frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{kW}_{\text{p}} \cdot \text{a}}$ (vgl. [Eic 12], S. 255).

2.9 Stromspeicher

Im Hinblick auf eine Erhöhung des Eigennutzungsanteils von erzeugtem Photovoltaikstrom sowie zum Ausgleich der tageszyklischen Schwankungen des solaren Stromertrags soll auch der Einfluss von elektrischen Speichern abgeschätzt werden. Für die Erstellung eines geeigneten Berechnungs-Modells sind zunächst jedoch einige allgemeine Betriebscharakteristiken von Batterien bzw. Akkumulatoren zu berücksichtigen.

So haben sich im Bereich der Solarstrom-Speicher im Wesentlichen zwei unterschiedliche Technologien etabliert, nämlich die Bleisäure-Batterie und der Lithium-Ionen-Akkumulator. Während Letztgenannter im Laufe eines Ladungszyklus die Lithium-Ionen selber in einer Graphitschicht bzw. einem Metalloxid einlagert, basiert das Prinzip der Bleisäure-Batterie auf einer Veränderung der Batteriesäuren-Dichte durch das Binden und Lösen von Blei-Ionen an bzw. von einer Blei-Elektrode (vgl. [FuA 12], S. 51 ff.).

Bleisäure-Batterien seien den ausgereiftesten Batterietechnologien zuzuordnen und fänden vor allem für kurz- und mittelfristige Speicheraufgaben wie z.B. als Fahrzeug-Starterbatterie ihre Hauptanwendung. Mit Lebensdauern von bis zu 20 Jahren seien bei Wirkungsgraden von 70 - 80 % etwa 2.000 Ladezyklen erreichbar (vgl. [WvW 13], F. 9).

Als wesentliche Vorteile der Lithium-Ionen-Akkumulatoren werden die doppelt bis fünf-fach höhere Energiedichte pro Kilogramm Speichergewicht, ein höherer Wirkungsgrad von 85 bis 95 % sowie eine deutlich größere Anzahl möglicher Ladezyklen von etwa 5.000 genannt.

Neben dem Wirkungsgrad und der Anzahl der Vollzyklen sind bei einem Stromspeicher auch die maximale Entladetiefe (ca. 70 % bei Bleisäure-Batterien bzw. bis über 95 % bei Lithium-Ionen-Akkumulatoren - vgl. [FuA 12], S. 52 ff.), die daraus resultierende nutzbare Speicherkapazität sowie die verbleibende Restkapazität nach Ablauf der kalendari-schen Lebensdauer (definitionsgemäß 80 % der Nennkapazität - vgl. [Wag 10], S. 98) zu beachten. Ferner fände eine Selbstentladung von etwa 7 % pro Monat bei Bleisäure-Batterien bzw. von rund 5 % pro Monat bei Lithium-Ionen-Akkumulatoren statt.

Im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit eines Solarstrom-Speichers erscheinen die Investitionskosten der Lithium-Ionen-Technologie mit ca. 800 bis 1.000 $\frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{NK}}}$ gegenüber den Bleisäure-Batterien (ca. 250 $\frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{NK}}}$) zunächst deutlich höher. Berücksichtigt man jedoch die genannten technischen Randbedingungen, errechnet sich für den Lebenszyklus einer Bleisäure-Batterie ein spezifischer Kostenkennwert von etwa 26,5 Cent pro gespeicherter Kilowattstunde. Der Lithium-Ionen-Akkumulator kommt hingegen aufgrund der wesentlich größeren Anzahl möglicher Ladezyklen, dem höheren Gesamtwirkungsgrad und der größeren nutzbaren Kapazität auf einen ähnlichen bzw. leicht günstigeren Kennwert von knapp 24,7 Cent pro gespeicherter Kilowattstunde. Wegen der technischen Überlegenheit und dem größeren prognostizierten Entwicklungspotential (vgl. [FuA 12], S. 52 ff.) werden daher im Folgenden ausschließlich Lithium-Ionen-Akkumulatoren betrachtet.

2.9.1 Vereinfachtes Akkumulator-Modell

Anhand der dargestellten technischen Spezifikationen wurde ein Stromspeicher-Modell mit einem linearisierten Ladungsverhalten erstellt. Diese Vereinfachung wird als ausreichend realitätskonform erachtet, da die Zuordnung der Spannung zum jeweiligen Beladungszustand bei Lithium-Ionen-Akkumulatoren (im Gegensatz zu einem elektrischen Kondensator) in guter Näherung streng monoton erfolgen könne (vgl. [Dam 13], S. 4 sowie [Gra 13], S. 39). Der Gesamtwirkungsgrad des Akkumulators von 90 % wurde in einem Be- und einem Entladungs-Wirkungsgrad von jeweils 95 % approximiert.

Wie aus der Reaktion des Stromspeicher-Modells auf die sprunghaften Beispielverläufe von verfügbarem Photovoltaikstrom und jeweiligem Strombedarf in Abbildung 2.31 hervorgeht, bietet sich an dieser Stelle auch eine Bilanzierung der verbleibenden Überkapazitäten und des notwendigen Netzstrombezugs an.

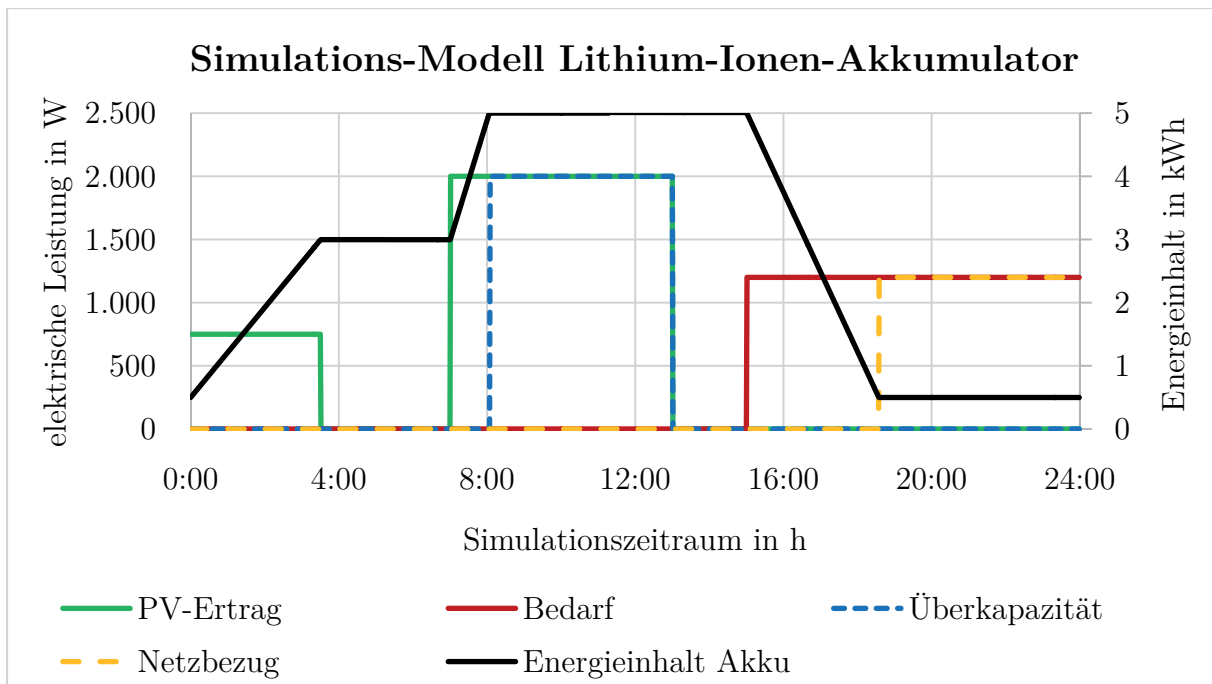


Abbildung 2.31: Betriebsverhalten des Lithium-Ionen-Akkumulators

2.10 PV-Luftkollektor

Aus der Betrachtung des Photovoltaikmodells in Kapitel 2.8 ging hervor, dass bestenfalls nur etwa 15 % der auf dem Modul auftreffenden solaren Einstrahlung in nutzbare elektrische Energie umgewandelt werden kann. Der verbleibende Rest wird in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben. Es liegt daher nahe, die verlorene Abwärme beispielsweise für die Beheizung eines Gebäudes nutzbar zu machen. Hierfür existieren von der Gebäude-integrierten Doppelfassade über halb-transparente Atrium-Dächer bis hin zu fertigen Produkten in Form von sog. Photovoltaik-Luftkollektoren (auch *Hybrid-Luftkollektoren* genannt) verschiedenste Realisierungs-Ansätze. Ihnen allen ist gemeinsam, dass die übliche Rückseitenverkleidung der Photovoltaik-Zellen in Form von Kunststoff-folien (i.d.R. PVF und/oder PET) durch eine zweite Glasschicht ersetzt wird. Der effektive Transmissionsgrad bleibt mit ca. 10 % (vgl. [Eic 12], S. 309) jedoch sehr begrenzt. Einen weitaus größeren Einfluss auf die Erwärmung der rückseitigen Luftschichten hat (je nach Konstruktion) die konvektive Wärmeabfuhr von den Photovoltaik-Modulen selber.

Es wird ersichtlich, dass sich bei der Kombination von PV-Luftkollektoren mit Wärmepumpen im Grundsatz zwei vorteilhafte Effekte ergeben. Zum einen erhöht sich das Temperaturniveau der genutzten Umweltwärmequelle an der Wärmepumpe, was zu einem geringeren Temperaturhub und somit zu einer höheren Effizienz führt. Und zum anderen wird Wärme von den Photovoltaik-Modulen abgeführt, wodurch sich eine geringere Zelltemperatur und damit ein höherer elektrischer Wirkungsgrad ergibt.

Herstellerfirmen von PV-Luftkollektoren (vgl. [GrS 09], S. 2) werben mit einer Erhöhung der Lufttemperatur um rund 20 K bei einem Volumenstrom von $50 \frac{\text{m}^3/\text{h}}{\text{m}^2 \text{Kollektor}}$. Die Kühlung der Photovoltaik-Zellen wird unterdessen nicht näher quantifiziert. Eine messtechnische Untersuchung eines PV-Luftkollektors unter realen Einsatzbedingungen (vgl. [ART 09], S. 1 ff.) beziffert die Reduzierung der Solarzellen-Temperatur jedoch auf etwa 13 K bei einem Volumenstrom von gut $200 \frac{\text{m}^3/\text{h}}{\text{m}^2 \text{Kollektor}}$. Als Fazit gibt die auf den Sommerfall beschränkte Messreihe eine vier bis fünf Mal höhere thermische Ausbeute im Vergleich zum erzeugten Photovoltaik-Strom an. Entsprechend verlagere sich der Hauptvorteil eines solchen Hybridkollektors deutlich zur gleichzeitigen Nutzung der thermischen Leistung, und weniger in die Steigerung des elektrischen Ertrages.

2.10.1 Örtliche Diskretisierung

Für die Modellierung eines solchen Photovoltaik-Luftkollektors fand analog zum einfachen Photovoltaik-Modell eine stationäre Leistungsbilanz unter Vernachlässigung der geringen Eigenmassen von Photovoltaik-Modul, Luftkanal und Rückseitendämmung statt. Ferner wurde in Anlehnung an das thermische Modell einer Doppelfassade nach Eicker (vgl. [Eic 12], S. 303) eine örtliche Diskretisierung der Kollektorlänge durchgeführt, wie in Abbildung 2.32 dargestellt.

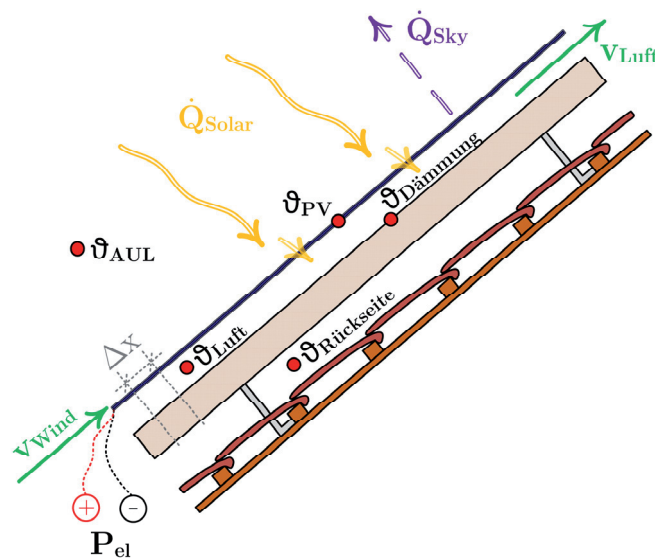


Abbildung 2.32: Temperaturmodell Photovoltaik-Luftkollektor

Die Lufttemperatur wird somit als ortsvariabel im Verlauf der Kollektorlänge beschrieben. Eine *quasi-zeitliche* Veränderung ergibt sich schließlich durch die Variation der Eingangs- und Berechnungsgrößen für die jeweiligen Simulationsschritte. Konkret sind dies die solare Einstrahlung, die infrarote Abstrahlung zum Himmel, die Außen- und Rückseitentemperatur in Verbindung mit der Windgeschwindigkeit sowie die abgeführte elektrische Leistung.

Zunächst werden analog zum Fassadenmodell von Eicker die Leistungsbilanzen für die Temperaturknoten ϑ_{PV} , ϑ_{Luft} und $\vartheta_{D\ddot{A}}$ aufgestellt (Gleichungen 2.35 bis 2.37).

- Temperaturknoten ϑ_{PV}

$$0 = \dot{Q}_{Solar} \cdot a_{PV} - U_{PV-AUL} \cdot (\vartheta_{PV} - \vartheta_{AUL}) - U_{PV-L} \cdot (\vartheta_{PV} - \vartheta_L) - U_{PV-D\ddot{A}} \cdot (\vartheta_{PV} - \vartheta_{D\ddot{A}}) - \dot{Q}_{Sky} - P_{el} \quad (Gl. 2.35)$$

- Temperaturknoten ϑ_{Luft}

$$c_L \cdot \rho_L \cdot \dot{V}_L \cdot \frac{d\vartheta_L}{dx} = U_{PV-L} \cdot b \cdot (\vartheta_{PV} - \vartheta_L) + \alpha_{D\ddot{A}-L,konv} \cdot b \cdot (\vartheta_{D\ddot{A}} - \vartheta_L) \quad (Gl. 2.36)$$

- Temperaturknoten $\vartheta_{D\ddot{A}}$

$$0 = \dot{Q}_{Solar} \cdot \tau_{PV} \cdot a_{D\ddot{A}} - U_{PV-D\ddot{A}} \cdot (\vartheta_{D\ddot{A}} - \vartheta_{PV}) - \alpha_{D\ddot{A}-L,konv} \cdot (\vartheta_{D\ddot{A}} - \vartheta_L) - U_{D\ddot{A}-RS} \cdot (\vartheta_{D\ddot{A}} - \vartheta_{RS}) \quad (Gl. 2.37)$$

Durch Umformung der algebraischen Gleichungen 2.35 und 2.37 nach ϑ_{PV} und einem anschließenden Gleichsetzen können die Größen ϑ_{PV} und $\vartheta_{D\ddot{A}}$ explizit dargestellt werden. Sie sind dabei jeweils nur noch von den Systemgrößen $\dot{Q}_{Solar}$, $\dot{Q}_{Sky}$, ϑ_{AUL} , ϑ_{RS} und P_{el} sowie der Lufttemperatur ϑ_L im Kollektor abhängig. Nach Einsetzen in die Knotenbilanz für ϑ_L (Gleichung 2.36) ergibt sich die Differentialgleichung zur örtlichen Veränderung der Lufttemperatur, wie in Gleichung 2.38 dargestellt.

$$c_L \cdot \rho_L \cdot \dot{V}_L \cdot \frac{d\vartheta_L}{dx} = (\dot{Q}_{Solar} \cdot D_7 - \vartheta_L \cdot D_8 + \vartheta_{AUL} \cdot D_9 + \vartheta_{RS} \cdot D_{10} - \dot{Q}_{Sky} \cdot D_{11} - P_{el} \cdot D_{11}) \cdot b \quad (Gl. 2.38)$$

Dabei sind die entsprechenden Wärmedurch- und übergänge sowie Absorptions- und Transmissionseigenschaften in den Zeitschritt-Konstanten D_7 bis D_{11} zusammengefasst.

$$D_7 = \frac{[a_{D\ddot{A}} \cdot \tau_{PV} \cdot (\alpha_{D\ddot{A}-L,konv} \cdot D_5 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot U_{PV-L}) + a_{PV} \cdot (U_{PV-L} \cdot D_6 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot \alpha_{D\ddot{A}-L,konv})]}{(U_{D\ddot{A}-RS} + \alpha_{D\ddot{A}-L,konv}) \cdot D_5 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot (U_{PV-AUL} + U_{PV-L})}$$

$$D_8 = \frac{[U_{D\ddot{A}-RS} \cdot (\alpha_{D\ddot{A}-L,konv} \cdot D_5 + U_{PV-L} \cdot (U_{PV-AUL} + U_{PV-D\ddot{A}})) + U_{PV-AUL} \cdot (U_{PV-L} \cdot (U_{PV-D\ddot{A}} + \alpha_{D\ddot{A}-L,konv}) + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot \alpha_{D\ddot{A}-L,konv})]}{(U_{D\ddot{A}-RS} + \alpha_{D\ddot{A}-L,konv}) \cdot D_5 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot (U_{PV-AUL} + U_{PV-L})}$$

$$D_9 = \frac{[U_{PV-AUL} \cdot (U_{PV-L} \cdot D_6 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot \alpha_{D\ddot{A}-L,konv})]}{(U_{D\ddot{A}-RS} + \alpha_{D\ddot{A}-L,konv}) \cdot D_5 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot (U_{PV-AUL} + U_{PV-L})}$$

$$D_{10} = \frac{[U_{D\ddot{A}-RS} \cdot (\alpha_{D\ddot{A}-L,konv} \cdot D_5 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot U_{PV-L})]}{(U_{D\ddot{A}-RS} + \alpha_{D\ddot{A}-L,konv}) \cdot D_5 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot (U_{PV-AUL} + U_{PV-L})}$$

$$D_{11} = \frac{(U_{PV-L} \cdot D_6 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot \alpha_{D\ddot{A}-L, \text{konv}})}{(U_{D\ddot{A}-RS} + \alpha_{D\ddot{A}-L, \text{konv}}) \cdot D_5 + U_{PV-D\ddot{A}} \cdot (U_{PV-AUL} + U_{PV-L})}$$

mit:

$$D_5 = U_{PV-AUL} + U_{PV-D\ddot{A}} + U_{PV-L}$$

$$D_6 = U_{D\ddot{A}-RS} + U_{PV-D\ddot{A}} + \alpha_{D\ddot{A}-L, \text{konv}}$$

Mit Hilfe einer Trennung der Variablen und der entsprechenden Integration ergibt sich analog zu Eicker zunächst eine allgemeine Lösung gemäß Gleichung 2.39.

$$\vartheta_L(x) = \frac{\dot{Q}_{\text{Solar}} \cdot D_7 + \vartheta_{AUL} \cdot D_9 + \vartheta_{RS} \cdot D_{10} - (\dot{Q}_{\text{Sky}} + P_{\text{el}}) \cdot D_{11} + e^{D_{12} \cdot D_8 \cdot e^{-\frac{D_8 \cdot b \cdot x}{c_L \cdot \rho_L \cdot \tilde{V}_L}}}}{D_8} \quad (\text{Gl. 2.39})$$

Wobei sich die Integrationskonstante D_{12} wie folgt darstellt:

$$D_{12} = \frac{\ln(\vartheta_{AUL} \cdot D_8 - \dot{Q}_{\text{Solar}} \cdot D_7 - \vartheta_{AUL} \cdot D_9 - \vartheta_{RS} \cdot D_{10} + (\dot{Q}_{\text{Sky}} + P_{\text{el}}) \cdot D_{11})}{D_8}$$

Beachtet man nun als Randbedingung, dass die Lufttemperatur am Kollektoreintritt gleich der Außenlufttemperatur entspricht ($\vartheta_L(x=0) = \vartheta_{AUL}$), so resultiert schließlich die spezielle Lösung der Differentialgleichung, wie sie für das Simulationsmodell verwendet wurde (Gleichung 2.40).

$$\begin{aligned} \vartheta_L(x) = & \left(1 - e^{-\frac{D_8 \cdot b \cdot x}{c_L \cdot \rho_L \cdot \tilde{V}_L}}\right) \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{Solar}} \cdot D_7 + \vartheta_{AUL} \cdot D_9 + \vartheta_{RS} \cdot D_{10} - (\dot{Q}_{\text{Sky}} + P_{\text{el}}) \cdot D_{11}}{D_8} \\ & + \vartheta_{AUL} \cdot e^{-\frac{D_8 \cdot b \cdot x}{c_L \cdot \rho_L \cdot \tilde{V}_L}} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 2.40})$$

Voraussetzung für die örtliche Diskretisierung war die Vereinfachung, dass der Wärmeübergang von der Photovoltaik-Rückseite an die Luftströmung innerhalb eines Simulations-Zeitschrittes über die gesamte Kollektorstrecke als konstant betrachtet wird. Dementsprechend dient zur Bestimmung der mittleren Photovoltaik-Zelltemperatur auch die mittlere Lufttemperatur im Kollektor. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die Erwärmung der Luft entlang des Kollektors mit abnehmender Strömungsgeschwindigkeit zunehmend nichtlinear verläuft. Deshalb ist der Mittelwert der Lufttemperatur mit den Methoden der angewandten Integralrechnung nach Gleichung 2.41 zu berechnen.

$$\bar{\vartheta}_L = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l \vartheta_L(x) \, dx \quad (\text{Gl. 2.41})$$

2.10.2 Wärmeübergänge

Entscheidend für die Erwärmung der Luftströmung im Kollektor und die Wärmeabfuhr von den Photovoltaik-Modulen sind die jeweiligen Wärmeübergänge zwischen den verschiedenen Temperaturknoten aus Abbildung 2.32. Der größte Einfluss ist hierbei den konvektiven Wärmeübergängen zuzuschreiben. Diese verändern sich jedoch u.a. in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturdifferenzen mitunter erheblich. Im vorliegenden Modell werden sie daher analog zum einfachen Photovoltaik-Modell (vgl. Kapitel 2.8) für jeden Zeitschritt separat berechnet.

Zur Anwendung kommen die gängigen Nußelt-Korrelationen für die *geneigte Platte* (vgl. [WAT 13], S. 27 f. bzw. 761 f.). Aufgrund der unterschiedlichen Oberflächentemperaturen von Modulrückseite und Dämmung scheint dieser Näherungsansatz zielführender, als der alternative Betrachtungsfall einer Kanalströmung. Im Einzelnen wurden die Wärmeübergänge vom Photovoltaik-Modul an die Außenluft und an die Luftströmung im Kollektor als Mischkonvektion bzw. von der Dämmschicht an die Kanalströmung als erzwungene Konvektion betrachtet. Für den Fall, dass kein Volumenstrom durch den Kollektor gefördert wird, wurde die Wärmeabgabe der Modulrückseite an die Kollektorluft als ausschließlich freie Konvektion berücksichtigt. Hierbei liegt die Annahme zugrunde, dass der Spaltluft die Möglichkeit zum Ausströmen am oberen Kollektorende geschaffen wird.

Der radiative Wärmeübergang zwischen Photovoltaik und Rückseitendämmung wird wie beim einfachen Photovoltaik-Modell als Funktion der Oberflächentemperaturen nach den Gesetzmäßigkeiten für den Strahlungsaustausch von parallelen Ebenen (*graue Strahler* - vgl. Kapitel 2.8.1) berechnet.

Die zahlreichen gegenseitigen Abhängigkeiten zwischen den Temperaturknoten und ihren Wärmeübergangskoeffizienten erfordern schließlich auch hier ein iteratives Vorgehen.

2.10.3 Sensitivitäten des Kollektormodells

Die Berechnung der Lufterwärmung und Auskühlung der Photovoltaik-Zellen wurde zunächst für den Beispielfall einer solaren Einstrahlung von $800 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ in Kollektorebene, 10°C Außenlufttemperatur, einer Windgeschwindigkeit von $2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und einem Volumenstrom von $100 \frac{\text{m}^3/\text{h}}{\text{m}^2_{\text{Kollektor}}}$ durchgeführt (was bei einer Kollektorbreite von 1 m und einer Luftspalthöhe von 10 cm einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa $1,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ entspricht). Die Ergebnisse sind in Abbildung 2.33 dargestellt.

Es zeigt sich eine Erwärmung der geförderten Luftmenge von rund 5,9 K, also eine spezifische Leistung von etwa $200 \frac{\text{W}_{\text{th}}}{\text{m}^2_{\text{Kollektor}}}$ und somit ein thermischer Wirkungsgrad von etwa 25 %. Eine nennenswerte Reduzierung der Photovoltaik-Zelltemperatur ist unterdessen nicht festzustellen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal nur unwesentlich über der angerechneten halben Windgeschwindigkeit ($1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$) auf der Rückseite des Standard-PV-Moduls liegt (vgl. Kapitel 2.8.1). Zudem erwärmt sich die Luft im Kollektor entlang der überströmten Strecke. Betrachtet man im

Vergleich die Temperaturentwicklung mit ausgeschaltetem Ventilator, ergibt sich aufgrund der gedämmten Wärmeabfuhr an die Umgebung sogar eine um rund 5,8 K höhere Zelltemperatur als bei einem Standard-PV-Modul.

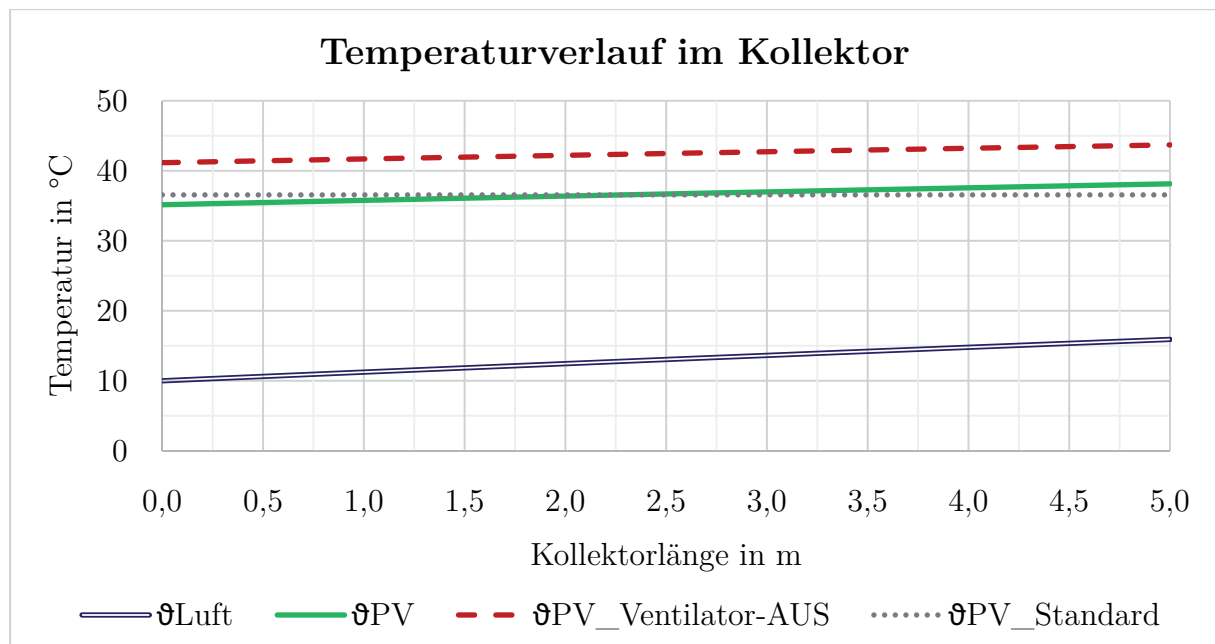


Abbildung 2.33: Vergleich der relevanten Kollektortemperaturen

Abbildung 2.34 bestätigt ferner, dass die mechanische Konvektion im PV-Luftkollektor nur etwa ein Fünftel der absorbierten solaren Einstrahlung vom PV-Modul abführt. Der o.g. höhere thermische Kollektor-Wirkungsgrad lässt sich dabei durch die zusätzliche Wärmeabgabe der Dämmoberfläche an die Luftströmung und den hier vorliegenden Bezug auf Temperaturmittelwerte (anstelle der Luftaustritts-Temperatur) erklären.

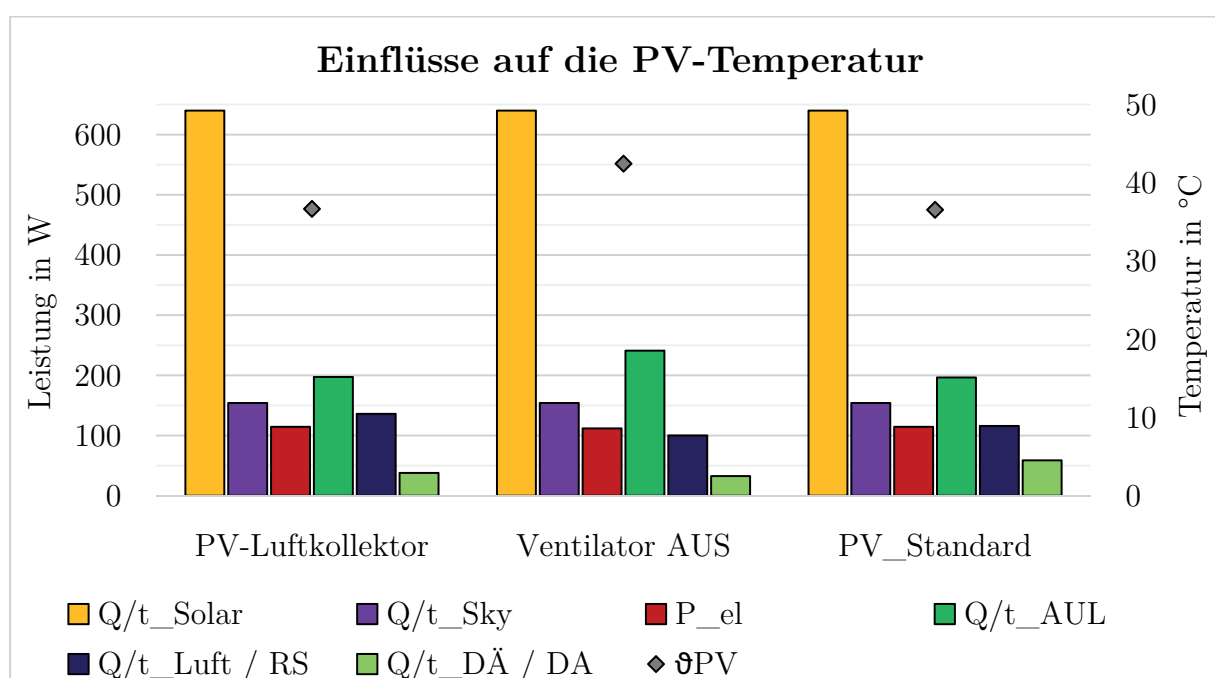


Abbildung 2.34: Relevanz der Einflussgrößen auf die PV-Zelltemperatur

Im Falle des ausgeschalteten Ventilators reduziert sich die Wärmeabgabe des Photovoltaik-Moduls an den Luftspalt entsprechend auf einen äquivalenten Anteil freier Konvektion. An der Oberseite erhöht sich die Wärmeabgabe jedoch mit steigender Temperaturdifferenz zur Außenluft.

Das Standard-PV-Modul kann gegenüber dem PV-Luftkollektor mit ausgeschaltetem Ventilator wegen der nicht vorhandenen Rückseitendämmung mehr Wärme an die Dachfläche abstrahlen. Zudem erfährt es eine etwas bessere Kühlung durch die geringen Windinflüsse auf der Rückseite, als im Luftspalt durch freie Konvektion entsteht.

Reduziert man die Windgeschwindigkeit unter sonst gleichen Randbedingungen auf beispielsweise $1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, ergibt sich im PV-Luftkollektor eine Kühlung der Photovoltaik-Zellen von etwa 6,6 K gegenüber der PV-Standardvariante. Die Lufterwärmung über die gesamte Kollektorstrecke berechnet sich nun mit etwa 6,7 K.

Entsprechend resultiert eine um knapp 3,4 K höhere Zelltemperatur für den PV-Luftkollektor, wenn die Windgeschwindigkeit $4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ beträgt und das Standard-PV-Modul eine bessere natürliche Kühlung auf der Rückseite erfährt. Da in der Folge bereits mehr Wärme durch die Außenluft abtransportiert wird, geht die Erhöhung der Lufttemperatur auf gut 4,9 K zurück.

Ähnlich verhalten sich die Berechnungsergebnisse bei einer Variation des Luftvolumenstroms im Kollektor. Daraus wird deutlich, dass das Verhältnis zwischen natürlicher Konvektion aufgrund von Windeinflüssen und einer mechanischen Konvektion durch den Ventilator entscheidend für einen Vor- oder Nachteil des PV-Luftkollektors im Hinblick auf die Zelltemperatur ist. Zu berücksichtigen bleibt jedoch der thermische Nutzen, der sich durch die Vorerwärmung der Kollektorstrecke ergibt und an der Wärmepumpe für eine entsprechende Reduzierung des nötigen Stromaufwands sorgt.

2.10.4 Validierung des Kollektormodells

Im Vergleich zu den Herstellerangaben fällt die im Kollektormodell berechnete Temperaturerhöhung des Luftstroms deutlich niedriger aus. Dabei kann jedoch kein Rückschluss auf die zugrunde gelegten Betriebsparameter (z.B. Windgeschwindigkeit und Umgebungstemperatur) während der Messungen des Herstellers gezogen werden, weshalb ein Vergleich nur bedingt aussagekräftig erscheint.

Die Angaben der referenzierten Messreihe (vgl. 2.10) zur möglichen Senkung der Photovoltaik-Zelltemperatur bei hohen Luftvolumenströmen konnten hingegen recht gut nachgestellt werden. Ungeachtet dessen mangelt es auch hier an umfangreichen Vergleichswerten unter definierten Randbedingungen.

Die Ergebnisse des Kollektormodells und deren Veränderung bei einer Variation der Eingangsparameter erschienen in der Sensitivitätsanalyse jedoch als durchweg plausibel. Daher wird im Folgenden zumindest von einer hinreichenden Aussagekraft für eine größenordnungsmäßige Abschätzung des Einflusses von PV-Luftkollektoren auf das Gesamtsystem ausgegangen.

2.10.5 Systemintegration

Die Integration der Photovoltaik-Luftkollektoren fand auf Grundlage der maximal verfügbaren südorientierten Dachfläche statt. Für das Typgebäude wurde dazu von einer unterbrechungsfreien Dachstruktur ausgegangen, woraus eine belegbare Gesamtfläche von etwa 52 m² resultiert. Beachtet man den Platzbedarf für das notwendige Luftkanalnetz und einen angemessenen Montageabstand ergibt sich für die marktübliche Kollektorbreite von 1 m (vgl. [GrS 09], S. 2) eine maximale Kollektorlänge von etwa 5 m. Daraus folgt eine gewählte Anzahl von 8 Kollektoren mit einer Gesamtfläche von rund 40 m²_{Kollektor} (siehe Abbildung 2.35 und Abbildung 2.36). Die installierte Photovoltaik-Leistung berechnet sich bei einem Nennwirkungsgrad von 15 % (vgl. Kapitel 2.8.1) entsprechend mit rund 6 kW_p.

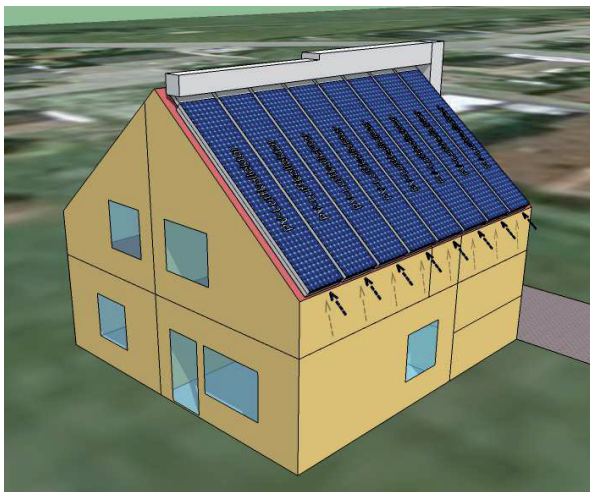


Abbildung 2.35: PV-Luftkollektorfläche

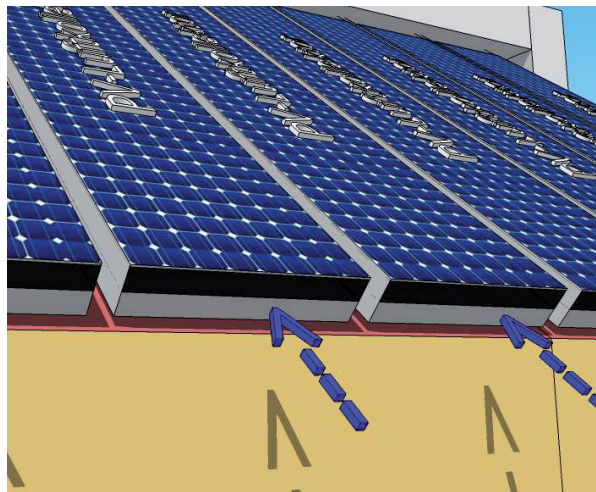


Abbildung 2.36: Detail PV-Luftkollektor

Der Auslegungsvolumenstrom zur Dimensionierung des Kanalnetzes orientiert sich an den technischen Daten der verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpensysteme (vgl. Kapitel 2.4.3 ff.) und wurde mit einem Wert von $4.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ bzw. $500 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{Kollektor}}$ angesetzt. Um die Druckverluste im Kanalnetz möglichst gering zu halten, wurde eine Strömungsgeschwindigkeit von unter $2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ angestrebt, woraus sich ein notwendiger hydraulischer Durchmesser von 45 cm für den Sammelkanal der ersten vier Kollektoren bzw. 60 cm ab dem Anschluss der darauffolgenden Kollektoren ergibt. Die Länge des Kanalnetzes zum Verdampfer der Wärmepumpe im Keller des Gebäudes wurde mit ca. 15 m abgeschätzt. Neben den Reibungs-Druckverlusten in den Kollektoren und im Kanalnetz ergeben sich auch Druckverluste aufgrund von Einbauten. Hierbei stellt der bereits im Wärmepumpenmodell berücksichtigte Verdampfer den größten Einzelwiderstand dar. Ferner wurden 3 Bögen sowie 8 Einstromöffnungen und T-Stücke für den Anschluss der Kollektoren an den Sammelkanal berücksichtigt. Der Maximalwert des Druckverlusts ergibt sich somit für den Auslegungszustand mit etwa 250 Pa, wovon 150 Pa auf den Verdampfer zurückzuführen sind (vgl. Kapitel 2.6.6).

Da der Luftkanal über weite Teile im Außenbereich geführt wird, werden im Modell auch die Wärmeverluste des Kanalnetzes an die Umgebung abgeschätzt. Dazu wurden die Wärmeübergänge vom geförderten Fluid an die Kanalwandung gemäß den Nußelt-Korrelationen für *erzwungene Konvektion in Kanalströmungen* berechnet (vgl. [WAT 13], S. 28). Für den äußeren Wärmeübergang wurde der konvektive Anteil in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit und der Strahlungswärmeübergang als Funktion der Außentemperatur gemäß DIN EN ISO 6946 (vgl. [DIN 08], S. 17 f.) betrachtet. Da für die geförderte Luft von einer fortlaufenden Auskühlung entlang der Kanallänge auszugehen ist, wurde zur Berechnung der Austrittstemperatur aus dem Kanalnetz ebenfalls der Ansatz einer mittleren logarithmischen Differenz zur Außentemperatur gewählt (vgl. Kapitel 2.6.2). Somit ergibt sich die Lufttemperatur am Verdampfer-Eintritt als Funktion der Kollektoraustritts- sowie Außenlufttemperatur, der Wärmeverluste im Kanalnetz und der geförderten Luftmenge gemäß Gleichung 2.42.

$$\vartheta_{L,out} = \left(\vartheta_{AUL} \cdot e^{\frac{U_{Kanal} \cdot A_{Kanal}}{c_L \cdot \rho_L \cdot \dot{V}_L}} - \vartheta_{AUL} + \vartheta_{L,in} \right) \cdot e^{\frac{-U_{Kanal} \cdot A_{Kanal}}{c_L \cdot \rho_L \cdot \dot{V}_L}} \quad (\text{Gl. 2.42})$$

Für den oben dargestellten Beispielfall (Auslegungsvolumenstrom von $4.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ mit einer Erwärmung um ca. 5,9 K in den Kollektoren und einer Umgebungstemperatur von 10 °C) ergibt sich ohne jegliche Dämmung ein Temperaturverlust von rund 1,25 K oder gut 20 % im Kanalnetz. Mit einer Dämmstärke von 5 cm reduziert sich der Wärmeverlust bereits auf rechnerische 0,15 K bzw. 2,5 %. Berücksichtigt man, dass die Auskühlung eines derartigen Volumenstroms um 1,25 K bereits einer Verlustleistung von fast 1,7 kW entspricht, scheint eine Dämmung des Kanalnetzes unbedingt erforderlich.

2.11 Übergeordnete Regelung

Die vorangehend dargestellten Teilmodelle wurden für die Simulationsstudien in einem Gesamtmodell zusammengefasst. Vor allem im Hinblick auf die Betriebsweise der Wärmepumpe bedarf es dabei einer übergeordneten Regelstrategie. Sie setzt das vorgeschlagene Funktionskonzept der hydraulischen Einbindung (vgl. Kapitel 2.4.6) um und überwacht die Beladungszustände der thermischen und elektrischen Speicher. Außerdem werden hier eventuelle Sperrzeiten des Energieversorgungs-Unternehmens berücksichtigt.

2.11.1 Variante Standardregelung

Abgesehen von einigen individuellen Besonderheiten bei Systemvarianten wie z.B. der Fußbodenheizung ohne Heizungs-Pufferspeicher wurde vor allem zwischen einer sog. Standardregelung und einer Regelstrategie zur optimierten Eigennutzung des erzeugten

Photovoltaik-Stroms unterschieden. Abbildung 2.37 zeigt zunächst ein Ablaufdiagramm für die nicht PV-optimierte Betriebsweise.

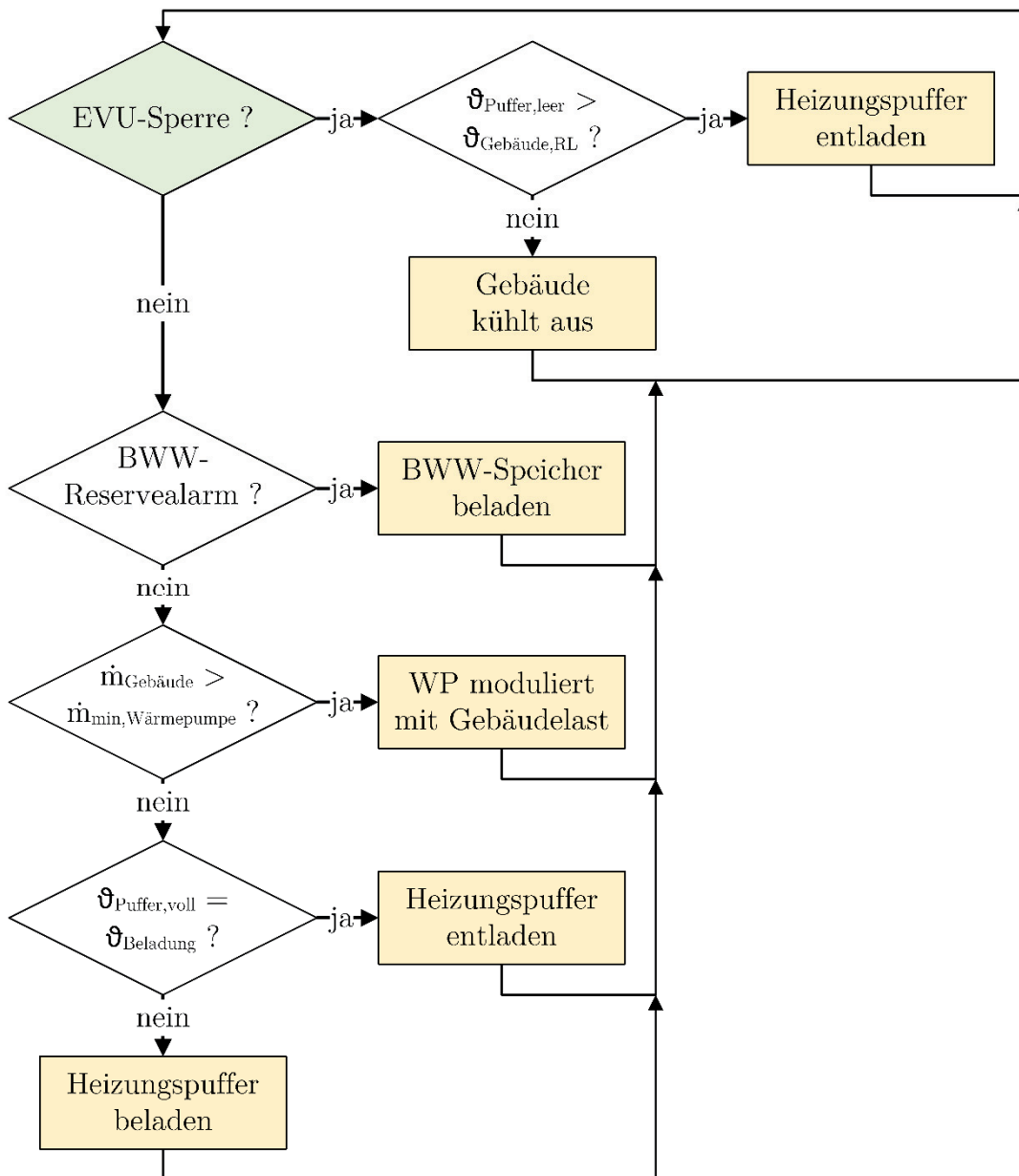
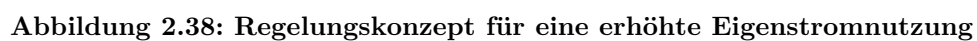


Abbildung 2.37: Standard-Regelungskonzept

Es wird ersichtlich, dass als erste Priorität abgefragt wird, ob eine EVU-Sperre vorliegt. Wenn dies der Fall ist, kann das Gebäude entweder aus dem Heizungs-Pufferspeicher versorgt werden, oder muss für die Dauer der Sperrzeit auskühlen.

Liegt keine Sperrung der Wärmepumpe vor, wird zunächst überprüft, ob der Brauchwarmwasser-Speicher ausreichend beladen ist. Ergibt sich auch hier noch kein vorrangiger Betriebsmodus, kann die Wärmepumpe entweder mit der Gebäudeheizlast modulieren, oder führt einen Teil der Erzeugerleistung zur Beladung des Pufferspeichers ab. Ist der Pufferspeicher vollständig beladen, erfolgt eine Entladung. Das Abfrageprocedere wird dabei zu Beginn jedes Simulationszeitschritts wiederholt.

Abbildung 2.38 zeigt das Regelkonzept zur Erhöhung des Eigenstrom-Nutzungsanteils.



Im Unterschied zum Standard-Regelungskonzept wird hierbei die Beladung des Heizungspufferspeichers davon abhängig gemacht, ob ein Überschuss an Photovoltaik-Strom vorhanden ist. Ferner wird die Förderleistung der Umwälzpumpe im Erzeugerkreis je nach Intensität des Stromüberschusses in drei Stufen angepasst. Damit wird eine Kopplung zwischen der Beladungsleistung durch die Wärmepumpe und dem jeweiligen Überangebot an Photovoltaik-Strom erreicht (vgl. Regelungskonzept zu Drehzahlanpassung in Kapitel 2.5.2).

Eine Ladung des Pufferspeichers mit Strombezug aus dem Versorgungsnetz kann unterdessen nur dann erfolgen, wenn der Massenstrom zur Gebäudebeheizung den Mindestmassenstrom der Wärmepumpe unterschreitet und der Pufferspeicher bereits vollständig entladen ist. (Hinweis: Die Unterschreitung des Mindestmassenstroms der Wärmepumpe wird durch einen unzulässigen Anstieg der Vorlauftemperatur bei kleinster möglicher Drehzahlstufe erkannt - vgl. Kapitel 2.4.6 und 2.5.2.)

2.12 Meteorologische Datenbasis

Als Datenbasis zur Simulation der klimatischen Randbedingungen dienen die Testreferenzjahre des Deutschen Wetterdienstes aus dem Jahr 2011 (vgl. [DWD 11]). Darin seien die für eine Region typischen Wetterperioden nachgestellt, wobei sich die Auswahl der Zeitabschnitte an den Temperaturmittelwerten der Jahre 1988 bis 2007 orientiert. Zudem werden Prognosen für den Zeitraum von 2021 bis 2050 zur Verfügung gestellt, welche auf den Berechnungen aus verschiedenen Klimamodellen beruhen.

Beispielhaft wurden daraus zwei Klimazonen ausgewählt, durch die die meteorologischen Randbedingungen für einen möglichst großen Teil des Bundesgebiets repräsentiert werden sollen. Für Süddeutschland ist dies die Klimazone 13 („*Schwäbisch-fränkisches Stufenland / Alpenvorland*“) mit einer Anpassung an den Standort Biberach. Norddeutschland wird durch die Klimazone 04 („*Nordostdeutsches Tiefland*“) mit Anpassung an den DIN V 18599-Referenzstandort Potsdam (vgl. [DIN 11], S. 8) wiedergegeben.

2.12.1 Klimazone Biberach

Einen Überblick über die relevanten Temperaturwerte und die solaren Einstrahlungssummen des Testreferenzjahres für den Standort Biberach gibt Tabelle 2.12.

Tabelle 2.12: Kenngrößen Testreferenzjahr Klimazone 13

<u>Biberach</u>	$\vartheta_{\min}$ in °C	ϑ_m in °C	$\vartheta_{\max}$ in °C	Q_{Solar} in $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{a}}$ (horizontal)	Q_{Solar} in $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{a}}$ (Kollektorebene)
Heute	- 20,1	8,45	33,2	1.073	1.122
Prognose	- 14,4	9,73	33,3	1.114	1.161

Dabei ist sowohl ein Trend zur Erwärmung (ca. 1,3 K im Jahresmittel), als auch zu einer leichten Erhöhung der Globalstrahlungssumme (knapp 4 %) festzustellen.

2.12.2 Klimazone Potsdam

Im Vergleich dazu zeigt Tabelle 2.13 dieselben Kenngrößen für die zugrunde gelegten Wetterdaten am Standort Potsdam.

Tabelle 2.13: Kenngrößen Testreferenzjahr Klimazone 04

<u>Potsdam</u>	$\vartheta_{\min}$ in °C	ϑ_m in °C	$\vartheta_{\max}$ in °C	Q_{Solar} in $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{a}}$ (horizontal)	Q_{Solar} in $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{a}}$ (Kollektorebene)
Heute	- 12,5	9,90	35,4	1.075	1.221
Prognose	- 7,9	11,12	35,4	1.109	1.269

Im Vergleich zu Biberach zeigen sich in Potsdam in erster Linie die Wintermonate deutlich milder, was zu einer um fast 1,5 K höheren Jahresmitteltemperatur führt. Bemerkenswert ist jedoch vor allem die höhere (!) Einstrahlungssumme in Kollektorebene (optimale Südausrichtung bei einer Neigung von 40°). Sie resultiert aus einer Umrechnung der direkten und diffusen Horizontalstrahlung mit dem Strahlungs-Umrechner *Type 16* des Softwarepakets *TRNSYS* (vgl. [TRN 12], S. 284) unter Verwendung des Himmelsmodells von Perez et al.

2.12.3 Konsistenz der solaren Strahlungsdaten

Eine mögliche Erklärung für die Abweichung der berechneten Strahlungssummen in Kollektorebene bei nur minimal verschiedenen horizontalen Strahlungssummen könnte der jeweilige Anteil von direkter und diffuser Einstrahlung sein. So liegt der direkte Anteil der Strahlungssummen der DWD-Testreferenzjahre für den Standort Biberach im Mittel bei rund 35 %, während sich für Potsdam gut 50 % errechnen. Den Beschreibungen von Eicker (vgl. [Eic 12], S. 44 f.) kann entnommen werden, dass die direkte Einstrahlung mit Hilfe von einfachen Winkelfunktionen unmittelbar auf eine geneigte Fläche umgerechnet werden kann. Für die Diffus-Strahlung kämen jedoch zusätzliche Formfaktoren aus den verschiedenen Himmelsmodellen zum Einsatz. Diesen Formfaktoren liege die Annahme zugrunde, dass nur ein Teil der in horizontaler Ebene gemessenen Diffus-Strahlung auch in die Kollektorebene reflektiert wird. Dementsprechend ergeben sich aus Strahlungsdaten mit hohen Diffus-Anteilen unter Verwendung der gängigen Himmelsmodelle geringere Strahlungssummen bei einer Umrechnung auf die geneigte Fläche.

Hierbei ist jedoch zu hinterfragen, inwieweit die Strahlungsdaten der Testreferenzjahre des Deutschen Wetterdienstes tatsächlich repräsentativ für die Klimazone 13 (Süd-

deutschland) sind. So gibt der DWD selbst in einer Übersichtskarte zur mittleren Solarstrahlung desselben Bezugszeitraums für dieselbe Region (vgl. [DWD 14]) deutliche größere jährliche Einstrahlungssummen auf horizontaler Ebene an (ca. 1.100 bis 1.180 $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{a}}$). Weiterhin fand im Rahmen eines Forschungsprojekts an der Hochschule Biberach (vgl. [Döb 14], S. 25 ff.) eine Analyse von Messdaten einer Hochschul-eigenen Wetterstation aus den Jahren 2003-2013 statt, worin auch für den Standort Biberach ein durchschnittlicher direkter Strahlungsanteil von über 50 % ermittelt wurde. Es ist daher davon auszugehen, dass die tatsächliche jährliche Summe der solaren Einstrahlung in Kollektorebene in Süddeutschland bzw. am Standort Biberach höher ist, als sich bei einer Umrechnung der Horizontalstrahlung aus den Testreferenzjahren des Deutschen Wetterdienstes mit den vorhandenen Himmelsmodellen ergibt.

2.12.4 Approximation der Erdoberflächtemperatur

Zur Berechnung der Wärmeverluste des Typgebäudes an das Erdreich wurde ein vereinfachter Verlauf der effektiven Erdoberflächtemperatur in 0,5 m Tiefe mit Hilfe des *TRNSYS Type 77* ermittelt (vgl. [TRN 12], S. 311). Dabei wird der Jahresgang der Erdoberflächtemperatur anhand der mittleren Außenlufttemperatur eines jeweiligen Standorts sowie der Dichte, Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit des Erdbodens nachgebildet. Berücksichtigt wurde eine Amplitude von 5 K und ein Zeitverzug von 30 Tagen für die Anpassung der Erdoberflächtemperatur an das Außenklima.

Somit bewegt sich die berechnete Erdoberflächtemperatur am Standort Biberach für das Klima des aktuellen Testreferenzjahres zwischen 4,2 und 12,7 °C. Für die Zukunftsprognose ergibt sich eine Bandbreite von 5,5 bis 14 °C. Der Standort Potsdam liegt mit 5,7 bis 14,3 °C Heute bzw. 6,9 bis 15,4 °C für die Prognose in einer wärmeren, aber sehr ähnlichen Größenordnung.

2.12.5 Vereinfachung effektive Himmelstemperatur

Als Berechnungsgrundlage für den infraroten Strahlungsaustausch von Dachflächen, Photovoltaik-Modulen und PV-Luftkollektoren mit dem Himmel wurde eine sog. effektive Himmelstemperatur herangezogen. Um diese für jeden Stundenwert der verwendeten Testreferenzjahre zu berechnen, wurde ebenfalls auf eine Routine des Softwarepaktes *TRNSYS* zurückgegriffen (*Type 69a* - vgl. [TRN 12], S. 309). Die dort implementierte Methodik geht letztlich auf Martin und Erdal von der University of California zurück und lässt einen Rückschluss von der Außenlufttemperatur, der Luftfeuchte und dem Bedeckungsgrad auf eine fiktive Bezugstemperatur zur Ermittlung der langwelligen radiativen Abstrahlung an den Himmel zu. Sie liegt für alle betrachteten Testreferenzjahre im Jahresmittel etwa 10 K unterhalb der Außenlufttemperatur.

3 Simulationsstudien

Nachfolgend werden die wesentlichen Ergebnisse der durchgeführten Simulationen dargestellt und diskutiert. Zuvor ist allerdings der Umfang an Simulationsvarianten aus den möglichen Kombinationen der erarbeiteten Teilmodelle abzustecken. So besteht grundsätzlich die Möglichkeit, zwischen jeweils zwei Gebäudetypen, Verdichterarten, Regulationsarten sowie Möglichkeiten der Photovoltaik-Stromerzeugung, vier Wetterdatensätzen und insgesamt 15 sinnvollen Kombinationen aus Wärmeübergabe, thermischen und elektrischen Speichern sowie deren Kapazitäten zu wählen. Rechnerisch ergeben sich somit allein durch eine Veränderung der wesentlichsten Systemparameter etwa 960 denkbare Simulationsvarianten.

Da eine Betrachtung sämtlicher Kombinationen jedoch weder verhältnismäßig noch zielführend erscheint, werden im Folgenden zunächst die Ergebnisse für vier Referenzvarianten dargestellt. Im Anschluss wird dann gezielt der Einfluss einzelner Veränderungen bzw. sinnvoll erscheinender Maßnahmenbündel untersucht.

Zur Bewertung der energetischen Güte der Wärmepumpe wird zuvor die sog. *Jahresarbeitszahl* präzisiert. Sie stellt das Verhältnis aus der jährlich abgegebenen Wärmemenge am Verflüssiger zur Summe des elektrischen Energieverbrauchs von Verdichter, Verdampfer-Ventilator, Frequenzumrichter(n) und Abtauung dar (Gleichung 3.1).

$$\text{JAZ} = \frac{Q_c}{Q_{\text{el,Verdichter}} + Q_{\text{el,Vent}} + Q_{\text{el,FU}} + Q_{\text{el,Abtauung}}} \quad (\text{Gl. 3.1})$$

Ferner erfolgt eine Aussage über die tatsächliche Nutzung des erzeugten Photovoltaikstroms anhand der *Eigennutzung* (Gleichung 3.2) und eine Beurteilung der Netz-Unabhängigkeit durch die Angabe der *Autarkie* (Gleichung 3.3).

$$\text{Eigennutzung} = \frac{\text{selbst verbrauchter Photovoltaikstrom}}{\text{erzeugter Photovoltaikstrom}} \quad (\text{Gl. 3.2})$$

$$\text{Autarkie} = \frac{\text{selbst verbrauchter Photovoltaikstrom}}{\text{Gesamtstrombedarf}} \quad (\text{Gl. 3.3})$$

3.1.1 Referenzvarianten

Zur Charakterisierung der Referenzvarianten gibt Tabelle 3.1 einen Überblick der gewählten Systemkonfigurationen. Die zugehörigen wesentlichen Simulationsergebnisse zeigt ferner Tabelle 3.2.

Zunächst geht daraus hervor, dass die Wärmepumpe im Bestandsgebäude einen etwa drei- bis fünffach höheren jährlichen Stromverbrauch gegenüber dem Passivhaus aufweist. Hierbei ist der Energiebedarf für Brauchwarmwasser bereits enthalten.

Tabelle 3.1: Übersicht der Referenzvarianten

#	Gebäude	Raum- heizung	thermische Speicherung	Sonstiges
01	Bestand	Radiator	1000 l	Scroll-Verdichter, Wetterdaten Biberach Heute, Standard-Re- gelung, Standard PV-Module, ohne Stromspeicher.
02	Passivhaus			
03	Bestand	FBH	1000 l + 300 l BWW	
04	Passivhaus			

Tabelle 3.2: Simulationsergebnisse der Referenzvarianten

#	$Q_{C,WP}$ in $\frac{kWh_{th}}{a}$	$q_{C,WP}$ in $\frac{kWh_{th}}{m^2_{WF} \cdot a}$	$Q_{el,WP}$ in $\frac{kWh_{el}}{a}$	JAZ _{WP}	$Q_{el,PV}$ in $\frac{kWh_{el}}{a}$	Eigennut- zung in %	Autar- kie in %
01	12.655	97,4	4.603	2,75	5.905	33,5	21,7
02	4.376	33,7	1.448	3,02		29,4	29,4
03	14.479	111,4	4.174	3,47		34,1	23,3
04	2.927	22,5	887	3,30		27,4	30,3

Ein weiterer großer Unterschied fällt im Bereich der Raumheizungssysteme auf. So erhöht sich die jährlich bereitgestellte Wärmemenge für eine Fußbodenheizung im Bestandsgebäude gegenüber dem Einsatz von Radiatoren um rund 15 %. Dies hängt vor allem mit der hinterlegten Nachtabenkung zusammen. Denn die Fußbodenheizung gibt im Laufe der Nacht vollständig ihre gespeicherte Wärme an die Räume ab, die aufgrund der geringeren Dämmstärke im Vergleich zum Passivhaus einen Großteil davon an die Umgebung verlieren. Beim darauffolgenden Aufheizvorgang muss dann die gesamte thermische Masse der Fußbodenheizung wieder beladen werden. Erstaunlich ist dabei zunächst, dass der höhere Wärmebedarf dennoch eine elektrische Energieeinsparung von knapp 10 % bewirkt. Die deutlich gesteigerte Jahresarbeitszahl erklärt sich jedoch durch die auf den Anteil des Brauchwarmwassers reduzierte Energiemenge (ca. $1.964 \frac{kWh_{th}}{a}$), welche mit einem hohen Temperaturniveau von 50 °C bereit gestellt wird. Der überwiegende Restanteil wird bei nur 35 °C mit einer deutlich höheren Wärmepumpen-Effizienz erzeugt (*Umschaltbetrieb* - siehe auch hydraulische Einbindung in Kapitel 2.4.6). Im Passivhaus zeigt sich die Fußbodenheizung hingegen sowohl in Bezug auf den Heizenergiebedarf, als auch bei der resultierenden Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe als die vorteilhaftere Systemvariante.

Aus der Photovoltaikanlage ergibt sich (nach dem Wechselrichter) ein Jahresertrag von rund $5.900 \frac{kWh_{el}}{a}$, was einem spezifischen Ertrag von etwa $148 \frac{kWh_{el}}{m^2_{Modul} \cdot a}$ bzw. $986 \frac{kWh_{el}}{kW_p \cdot a}$ entspricht (vgl. Kapitel 2.8.3). Davon können im Passivhaus im Mittel gut 28 % direkt für die Wärmepumpe und den Haushaltsstrom ($4.463 \frac{kWh_{el}}{a}$) selbst verwendet werden. Mit dem Gesamtstromverbrauch steigt im Bestandsgebäude auch der Eigennutzungsanteil

auf fast 34 %. Während sich das Passivhaus somit rein bilanziell als Null- bzw. Plusenergiegebäude darstellt, liegt der tatsächliche Autarkiegrad bei nur etwa 30 %. Im Bestandsgebäude errechnen sich im Mittel sogar lediglich 22,5 % Netzunabhängigkeit.

Die simulierten Eigenverbrauchs- und Autarkiewerte befinden sich somit merklich unterhalb dessen, was bisherige Betrachtungen zur Kombination von Photovoltaik und Wärmepumpen ohne Stromspeicher angeben (nämlich Eigenverbrauchsanteile größer 40 % und Autarkiewerte über 30 %, vgl. Kapitel 1.3 bzw. [BuK 12], S. 302 sowie [KuA 12]).

Untersuchungen von hochauflösenden Lastgängen (Minutenwerte) des Photovoltaik-Ertrags und Stromverbrauchs von Privathaushalten nennen jedoch in Abhängigkeit von der Anlagengröße und der Verbrauchsmenge ebenfalls niedrigere Eigenverbrauchsanteile zwischen 24 und 32 % (vgl. [Bos 13], F. 12).

3.1.2 Gleichzeitigkeit von Photovoltaik-Ertrag und Wärmepumpenbetrieb

Das tatsächliche Zustandekommen der Eigenstromnutzung bzw. Netzautarkie wird anhand eines Vergleichs der Lastgänge von erzeugtem Photovoltaikstrom und den Stromverbräuchen der Haushaltsgeräte sowie der Wärmepumpe sichtbar. Dazu zeigt Abbildung 3.1 die jeweiligen Jahresverläufe, woraus vor allem die saisonale Diskrepanz zwischen erforderlichem Wärmepumpenbetrieb und dem Photovoltaik-Stromertrag hervorgeht.

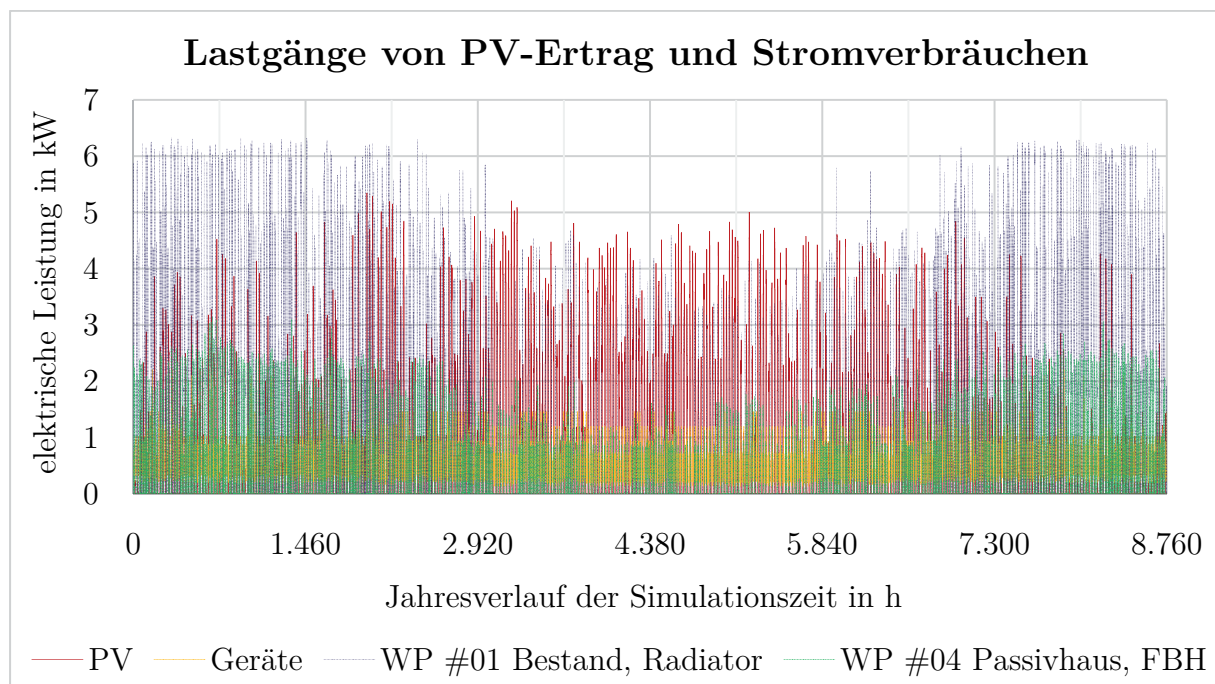


Abbildung 3.1: Jahresgang von PV-Strom, Wärmepumpe und Haushaltsgeräten

Abbildung 3.2 zeigt ferner den Verlauf der elektrischen Leistungen innerhalb einer Woche im Monat Januar. Daraus wird deutlich, dass die Haushaltsgeräte neben ihren zyklischen Verbrauchsspitzen beinahe durchgängig eine Art Grundlast aufweisen. Sie gewährleistet bei der Verfügbarkeit von Solarstrom stets eine zumindest anteilige Eigennutzung.

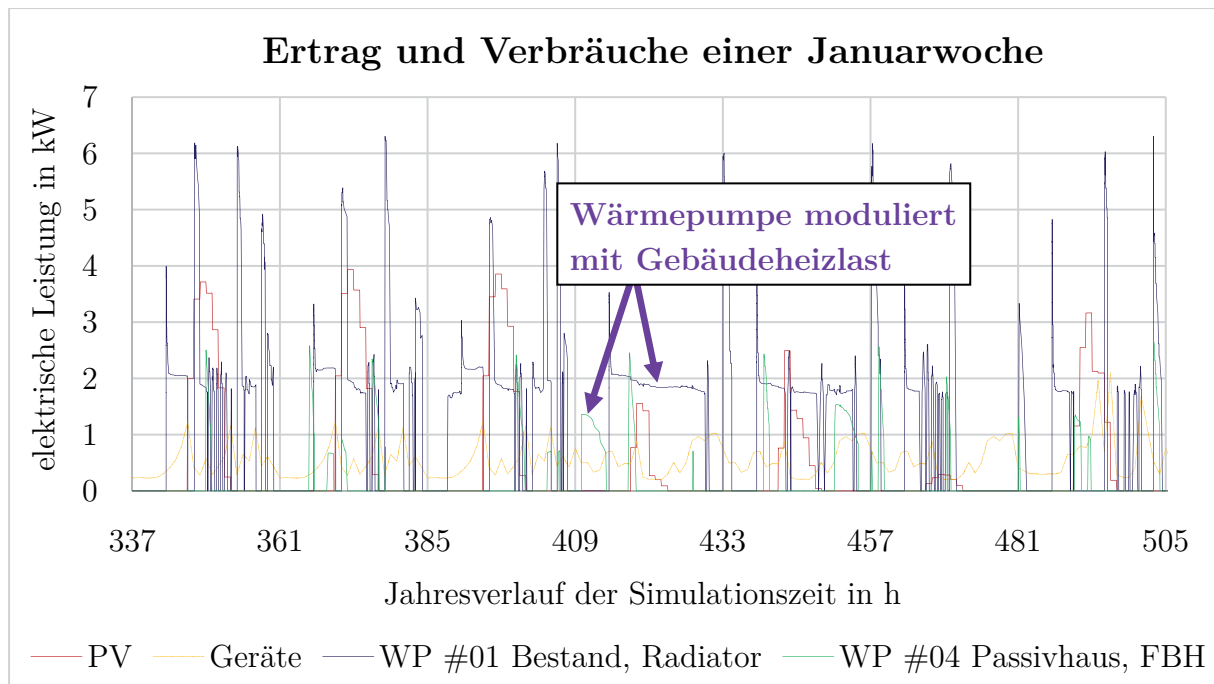


Abbildung 3.2: Wöchentlicher Lastgang von Ertrag und Verbräuchen im Januar

Ein kontinuierlicher Stromverbrauch aus der direkten Versorgung der Gebäudeheizlast durch die Wärmepumpe ergibt sich hingegen nur abschnittsweise. Im Jahresmittel sind folglich nur etwa 36 % des Eigenverbrauchs im Bestandsgebäude und rund 13 % im Passivhaus auf eine Nutzung durch die Wärmepumpe zurückzuführen.

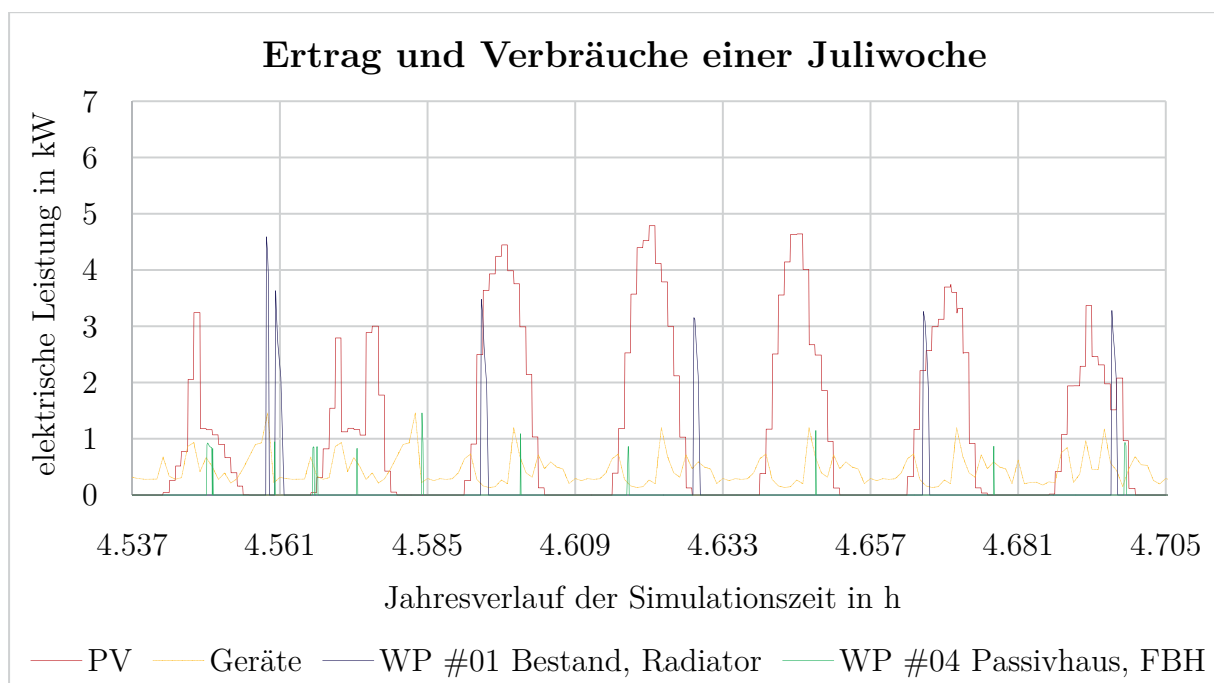


Abbildung 3.3: Wöchentlicher Lastgang von Ertrag und Verbräuchen im Juli

Aus dem Wochengang derselben Lastgrößen im Juli in Abbildung 3.3 geht zudem hervor, dass ein Wärmepumpenbetrieb im Sommer nur dann erfolgt, wenn eine Beladung der

Brauchwarmwasser-Reserve erforderlich wird. Die geringere Beladungsleistung im Passivhaus mit Fußbodenheizung resultiert dabei aus der geringeren Kapazität des separaten Brauchwarmwasserspeichers (vgl. Kapitel 2.4.6 zur hydraulischen Einbindung).

Im Vergleich reduziert sich der Anteil der Eigenstromnutzung im Passivhaus von rund 38 % im Januar auf ca. 22 % im Juli. Im Bestandsgebäude ist sogar ein Rückgang von über 67 % Eigennutzung im Januar auf unter 24 % im Juli festzustellen. Die Autarkie variiert entsprechend zwischen 19 % (Januar) und 48 % (Juli) im Passivhaus bzw. 15 bis 45 % im Bestandsgebäude.

3.1.3 Einfluss des Pufferspeichers im Fußbodenheizungs-System

Betreibt man die Wärmepumpe aufgrund der Eigenkapazität einer Fußbodenheizung ohne zusätzlichen Heizungs-Pufferspeicher (vgl. Kapitel 2.4.1), stellt sich zunächst eine Erhöhung der jährlich notwendigen Wärmeerzeugung von knapp 36 % im Vergleich zur Referenzvariante des Bestandsgebäudes ein. Für das Passivhaus errechnet sich ein Mehraufwand von beinahe 47 % gegenüber der Referenzvariante. Damit einher geht eine Verbrauchserhöhung der elektrischen Antriebsenergie für die Wärmepumpe von rund 31 % im Bestandsgebäude und etwa 44 % im Passivhaus.

Dieser Effekt resultiert vor allem daraus, dass die Leistungsabgabe der Wärmepumpe nicht beliebig tief reduziert werden kann. So reicht die Auskühlung des Heizwassers aufgrund der Raumwärmeverluste oft nicht aus, um einen Betrieb der Wärmepumpe in der kleinsten Leistungsstufe zu ermöglichen. Daher muss die Fußbodenmasse bzw. die Raumtemperatur zunächst soweit auskühlen, bis die Thermostatventile einen genügend großen Massenstrom zulassen. Während im Anschluss die Eigenmasse der Fußbodenheizung von der Wärmepumpe wiederbeladen wird, erfolgt eine Wärmeabgabe an die Räume und damit ein Schließen der Thermostatventile erst mit erheblichem Zeitverzug.

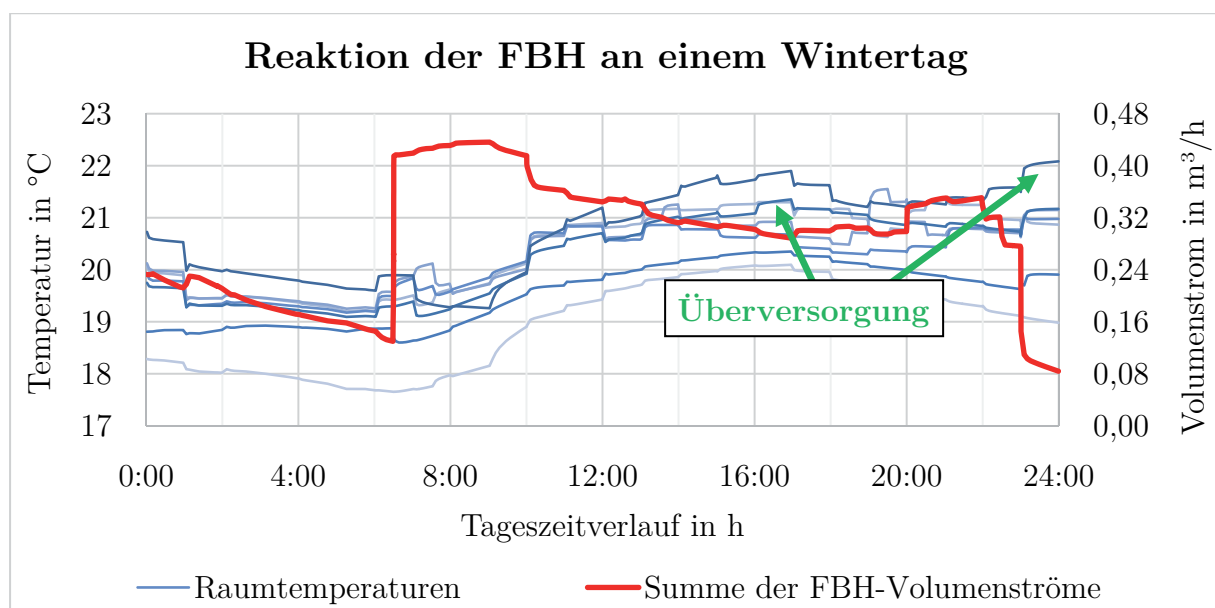


Abbildung 3.4: Volumenstrom FBH an einem Wintertag im Bestandsgebäude

In der Folge entsteht eine Überversorgung (siehe Abbildung 3.4), die letztlich über die Gebäudehüllflächen und den Luftwechsel an die Umgebung verloren geht.

Außerdem erhöht sich auch die Ein- und Ausschalt-Häufigkeit der Wärmepumpe dramatisch. So liegt die durchschnittliche Zyklusdauer von einem Einschaltvorgang zum Nächsten mit Pufferspeicher bei etwa 9,5 Stunden im Bestandsgebäude und 12,1 Stunden im Passivhaus. Ohne Pufferspeicher berechnet sich eine mittlere Zyklusdauer von nur noch 1,1 Stunden im Bestandsgebäude und ca. 55 Minuten im Passivhaus.

Die Verwendung eines Heizungs-Pufferspeichers ist daher auch bei einer Fußbodenheizung sowohl aus energetischer Sicht, als auch im Hinblick auf den mechanischen Verschleiß des Wärmepumpensystems dringend zu empfehlen.

3.1.4 Verwendung eines Stromspeichers

Im nachfolgenden Abschnitt soll der Einfluss eines Photovoltaikstrom-Speichers auf die Eigennutzung und die Netzunabhängigkeit für die verschiedenen Systemvarianten abgeschätzt werden. Ohne eine Veränderung im Regelungskonzept für die Wärmepumpe und die Be- bzw. Entladung der thermischen Speicher ergeben sich dabei im Bereich der Wärmeerzeugung und des Stromverbrauchs nur geringfügige Änderungen. Diese sind auf eine evtl. Entladung des Stromspeichers im Falle von EVU-Sperrzeiten zurückzuführen. Im Bereich der Eigenstromnutzung und der Netzautarkie resultieren aus dem Einsatz eines Stromspeichers mit einer Nennkapazität von 5 kWh hingegen erhebliche Steigerungen, wie aus Abbildung 3.5 hervorgeht.

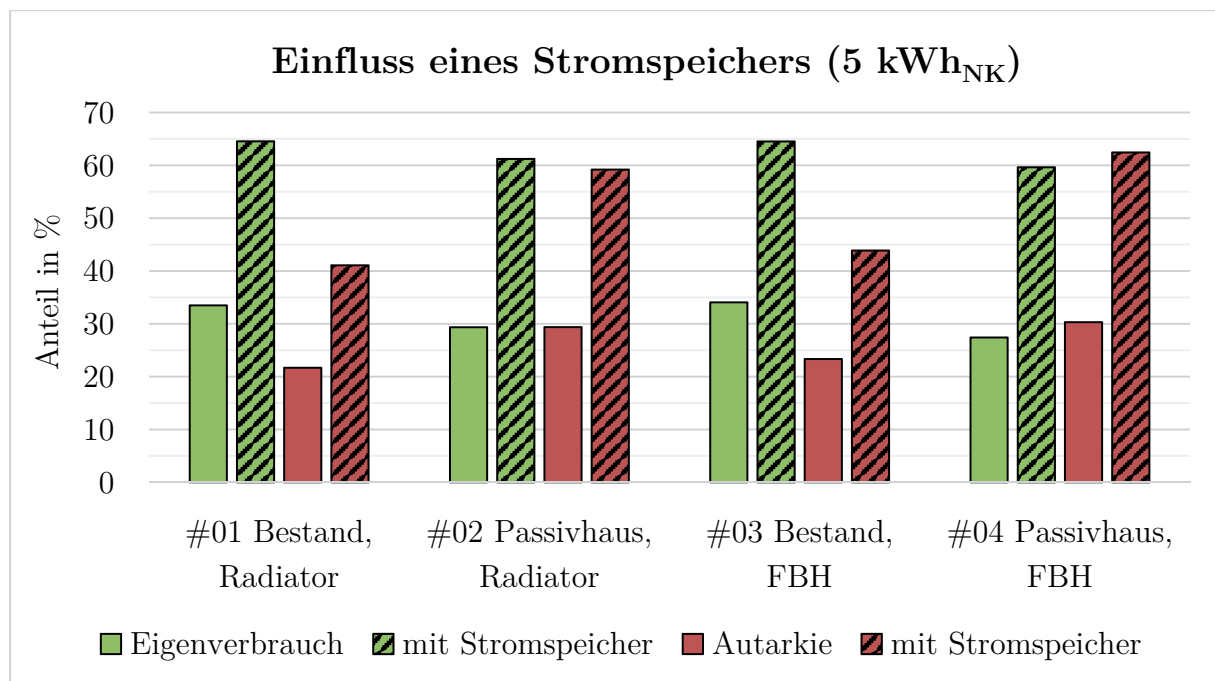


Abbildung 3.5: Einfluss eines 5 kWh_{NK}-Stromspeichers

So erhöht sich der selbst nutzbare Anteil des erzeugten Photovoltaikstroms durch den Ausgleich der tageszyklischen Divergenzen zwischen Stromertrag und -verbrauch auf durchschnittlich 65 % im Bestandsgebäude und rund 60 % im Passivhausstandard.

Aufgrund des höheren Gesamtstromverbrauchs berechnet sich im Bestandsgebäude unterdessen eine mittlere Autarkie von etwa 42 %, während das Passivhaus zu knapp 61 % netzautark ist.

Diese Werte stimmen recht gut mit den referenzierten Untersuchungen überein (vgl. Kapitel 1.3 bzw. [BuK 12], S. 299 sowie [KuA 12]). Bei der vorliegenden Simulation ergab sich jedoch ein deutlich größerer Einfluss des Stromspeichers. So beläuft sich die Steigerung der Eigenstromnutzung durch den Lithium-Ionen-Akkumulator im Mittel der dargestellten Simulationsvarianten auf etwa 31 %. Binder und Kelm geben im Vergleich dazu bereits ohne Stromspeicher deutlich höhere Eigennutzungsanteile an (vgl. Kapitel 3.1.1), weshalb der Einfluss des Akkumulators dort auf rund 10 % beziffert wird (vgl. [BuK 12], S. 303). Abbildung 3.3 zeigte jedoch bereits, dass die tatsächliche Gleichzeitigkeit von Stromertrag und Wärmepumpenbetrieb vor allem in den Sommermonaten stark von den Beladungszeitpunkten der thermischen Speicher abhängt.

3.1.5 Auswirkungen der PV-optimierten Regelstrategie

Um den Einfluss der Be- und Entladung des Heizungs-Pufferspeichers auf die mögliche Eigennutzung bzw. Netzautarkie genauer zu quantifizieren, wurde die PV-optimierte Regelstrategie aus Kapitel 2.11.2 für die Simulation der Referenzvarianten eingesetzt.

Tabelle 3.3: Einfluss der PV-optimierten Regelungsstrategie

Parameter	#01 Bestand, Radiator	#02 Passivh., Radiator	#03 Bestand, FBH	#04 Passivh., FBH
Erhöhung der Eigennutzung	- 1,3 %	0,3 %	1,8 %	1,1 %
Erhöhung der Netzautarkie	0,4 %	1,0 %	- 0,8 %	0,5 %

Wie Tabelle 3.3 zeigt, ergeben sich durch die PV-optimierte Regelung jedoch nur noch sehr geringe Auswirkungen auf die Nutzbarkeit des Eigenstroms und die Autarkie. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass für die Beladung des thermischen Speichers bereits bei der Standard-Regelung zunächst die Energie im Stromspeicher genutzt wird. Dieser wird wiederum nur mit überschüssigem Photovoltaik-Strom beladen. Somit stellt die Beladung der Pufferspeicher automatisch eine Nutzung von Überschussstrom dar.

Die tageszyklische Stromspeicherung ist daher als bedeutendster Effekt im Hinblick auf die eigene Nutzbarkeit des Photovoltaik-Stroms einzustufen. Der verbleibende, nicht selbst nutzbare, Photovoltaikstrom ist vor allem auf die saisonale Diskrepanz zwischen erzeugtem Solarstrom im Sommer und dem Hauptbetrieb der Wärmepumpe im Winter

zurückzuführen. Für derartige Energiemengen ist jedoch mit den thermischen und elektrischen Speichern dieser Größenordnung keine längerfristige Zwischenspeicherung möglich.

3.1.6 Veränderung der Speicherkapazitäten

Der Einfluss der elektrischen und thermischen Speicherkapazitäten soll anhand einer Variation der Akkumulator-Größe und des Puffervolumens aufgezeigt werden. Dazu wurde zunächst die Kapazität des Stromspeichers von 5 auf 10 kWh_{NK} verdoppelt, wodurch der simulierte Eigennutzungsanteil noch einmal deutlich anstieg. So können beim Passivhausstandard nun etwa 72 % des erzeugten Photovoltaik-Stroms selbst genutzt werden, was einem Zuwachs von etwa 11 % entspricht. Die Autarkie erhöhte sich ebenfalls um rund 8 % auf gut 71 %. Ähnliche Werte ergeben sich im Bestandsgebäude. Hier werden in der Spitze sogar rechnerische 76 % Eigennutzung erreicht, jedoch kann eine Netzunabhängigkeit von 48 % nicht überschritten werden.

Die erhöhte Stromspeicher-Kapazität sorgt vor allem für eine Deckung des sommerlichen Haushalts-Strombedarfes durch selbst erzeugten Photovoltaik-Strom. Die verbleibenden Netzstrombezüge ergeben sich somit vor allem im Winter, wie Abbildung 3.6 zeigt.

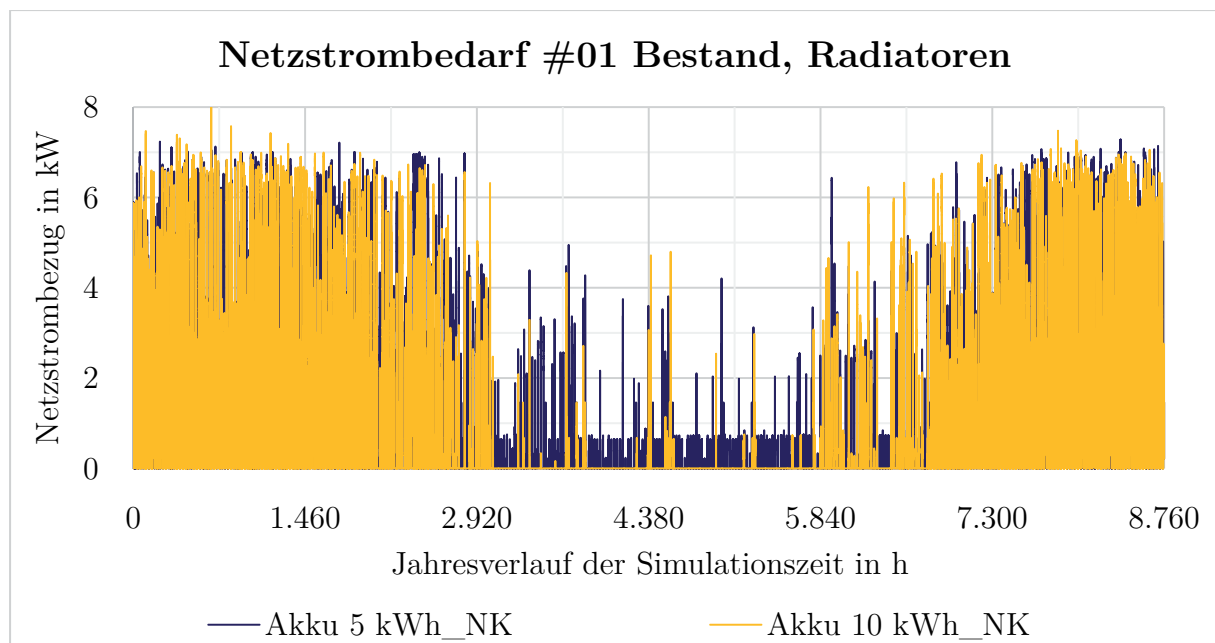


Abbildung 3.6: Einfluss der Stromspeicher-Kapazität auf den Netzstrombedarf

Eine separate oder zusätzliche Verdopplung der thermischen Speicherkapazität hat hingegen nur noch äußerst geringe Auswirkungen auf die Eigennutzung des Solarstroms. Dies hängt wiederum vor allem damit zusammen, dass der Hauptanteil des verbleibenden Überschussstroms in den Sommermonaten anfällt. So lädt die Wärmepumpe den größeren Pufferspeicher zwar auf, wenn überschüssiger Photovoltaik-Strom zur Verfügung steht; aus Abbildung 3.7 wird jedoch ersichtlich, dass beispielsweise im Passivhaus bereits ab

Ende März kein nennenswerter Wärmebedarf zur Gebäudebeheizung mehr vorliegt. Folglich wird der Pufferspeicher nur noch in sehr geringem Umfang entladen und der Solarstrom-Überschuss kann nicht mehr für eine evtl. Beladung verwendet werden.

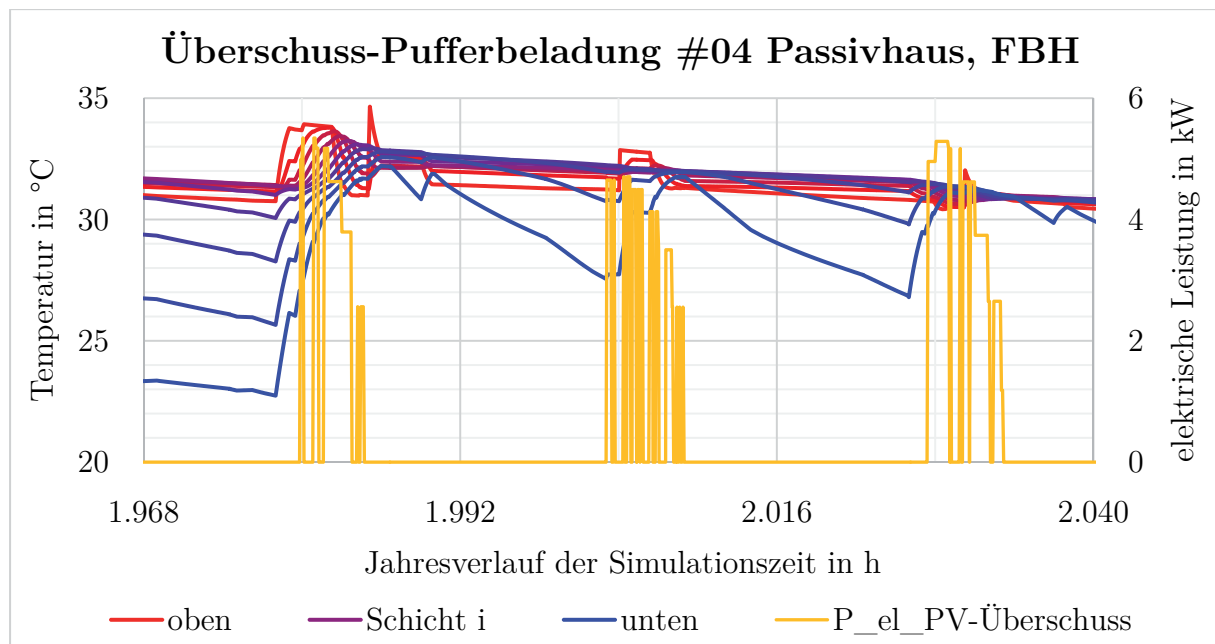


Abbildung 3.7: Nutzbarkeit des PV-Stroms zur Pufferbeladung (24.-26. März)

Kontraproduktiv erweist sich hierbei zudem die minimal mögliche Leistungsabgabe der Wärmepumpe. Denn bei einem nahezu vollständig beladenen Pufferspeicher reduziert sich die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf an der Wärmepumpe derart, dass auch mit dem maximalen Massenstrom der Umwälzpumpe keine ausreichende Leistungsabnahme mehr erfolgt. Der Pufferspeicher kann daher aus dem Zustand eines bereits durchgängig hohen Temperaturniveaus nicht vollständig auf den Sollwert der Vorlauftemperatur nachbeladen werden. Folglich ist entweder eine Entladung der unteren Speicherschichten oder ein Anheben der Beladungstemperatur erforderlich. Hierbei ist jedoch die maximal zulässige Vorlauftemperatur von Fußbodenheizungen zu beachten, um Dehnungsschäden im Estrich zu vermeiden und die thermische Behaglichkeit zu wahren. Eine denkbare Abhilfe wäre eine teilweise Beimischung des Fußbodenheizungs-Rücklaufs in den Vorlauf. Neben der dafür erforderlichen größeren Detailtiefe des Simulationsmodells und der weiteren Vervielfachung von möglichen Berechnungsvarianten bleibt das Grundproblem der fehlenden Wärmeabnahme im Sommer dabei jedoch bestehen.

3.1.7 Modulationsbereiche und Verdichter-Bauart

Als Hauptargument für den Einsatz eines Drehzahl-variablen Verdichters wurde die Anpassbarkeit des Kaltdampfprozesses an die Gegensätzlichkeit von Heizwärmebedarf und verfügbarer Quelleistung einer Luft-Wasser-Wärmepumpe genannt (vgl. Kapitel 2.5).

Außerdem entfallen bei einer direkten Versorgung des Heizkreises durch den Wärmezeuger eventuelle Speicherverluste der sonst notwendigen Leistungspufferung.

Nachfolgend werden daher das effektive Vorkommen eines Modulationsbetriebs sowie die Eignung der betrachteten Verdichter-Bauarten für die verschiedenen Typgebäude analysiert. Abbildung 3.8 zeigt dazu die Häufigkeitssummen der relativen Drehzahlstufen von Scroll- und Hubkolben-Verdichtern in den Betriebsfällen, in denen die Leistung der Wärmepumpe tatsächlich an den aktuellen Heizwärmebedarf des Gebäudes angepasst wird.

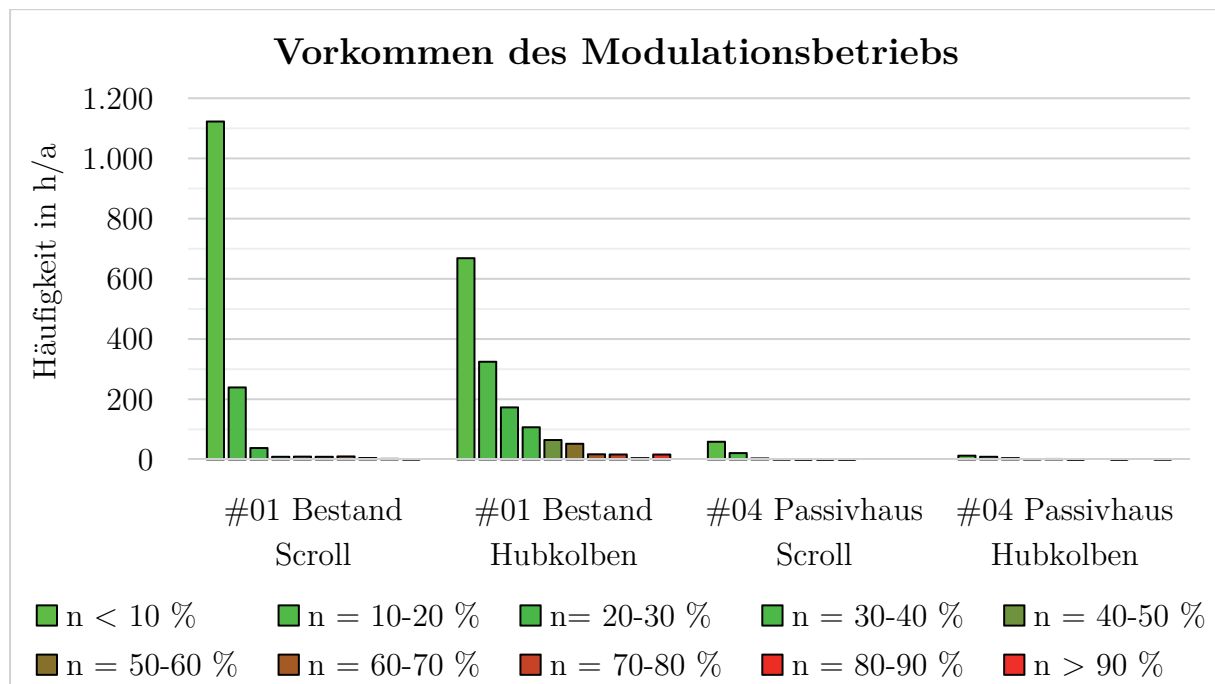


Abbildung 3.8: Häufigkeit des Modulationsbetriebs sowie relative Drehzahlstufen

Zunächst wird ersichtlich, dass selbst mit der jeweils kleinsten verfügbaren Verdichter-Baugröße (vgl. Kapitel 2.6.3) nur im Bestandsgebäude ein nennenswerter Anteil der Jahresheizarbeit im Modulationsbetrieb verrichtet werden kann. Für beide Verdichter-Bauarten ergeben sich hier in Summe ca. 1.445 Stunden pro Jahr. Während der restlichen Zeit ist entweder keine Beheizung notwendig, es erfolgt eine Beladung des Brauchwarmwasser-Speichers oder die Heizlast befindet sich unterhalb der minimalen Wärmepumpenleistung, weshalb zeitgleich der Pufferspeicher beladen wird.

Wie bereits aus der Sensitivitätsanalyse des Wärmepumpenmodells in Kapitel 2.6.7 hervorging, weisen die marktverfügbaren Hubkolben-Verdichter einen etwas kleineren Modulationsbereich der Drehzahl auf. Zur Beurteilung der tatsächlichen Leistungsbandbreite der Wärmepumpe ist jedoch die Überlagerung weiterer, teils gegensätzlicher, Effekte zu berücksichtigen. Hier seien z.B. das geometrische Fördervolumen, die volumetrische Kälteleistung der verwendbaren Kältemittel und der tatsächliche Liefergrad genannt (vgl. Verdichter-Modell in Kapitel 2.6.3). So ergibt sich für die Wärmepumpe mit dem hier verwendeten Hubkolben-Verdichter VTZ038 bei einer definierten Außenlufttemperatur von 0 °C und einer Vorlauftemperatur von 50 °C beispielsweise ein Leistungsbereich von etwa 3,0 bis 7,8 kW_{th}. Für die gleichen Randbedingungen kann der

Scroll-Verdichter *ZHW08* Heizleistungen von rund 2,4 bis 9,2 kW_{th} bedienen. Entsprechend resultieren für den Scroll-Verdichter bei den sehr kleinen Heizlasten im Passivhaus etwas mehr Betriebsstunden im Modulationsfall.

Neben der bedienbaren Leistungsbandbreite ist jedoch auch die Effizienz der jährlich verrichteten Heizarbeit zu beachten. Wie Abbildung 2.22 in Kapitel 2.6.3 bereits zeigte, spielt hier der notwendige Temperaturhub von der Wärmequelle zur Wärmesenke, bzw. das daraus resultierende Verhältnis zwischen Kondensations- und Verdampfungsdruck eine entscheidende Rolle. Abbildung 3.9 und Abbildung 3.10 zeigen dementsprechend die jährlich auftretenden Druckverhältnisse bzw. Verdichter-Effizienzen im Bestandsgebäude sowie für den Passivhausstandard in Stunden-Auflösung.

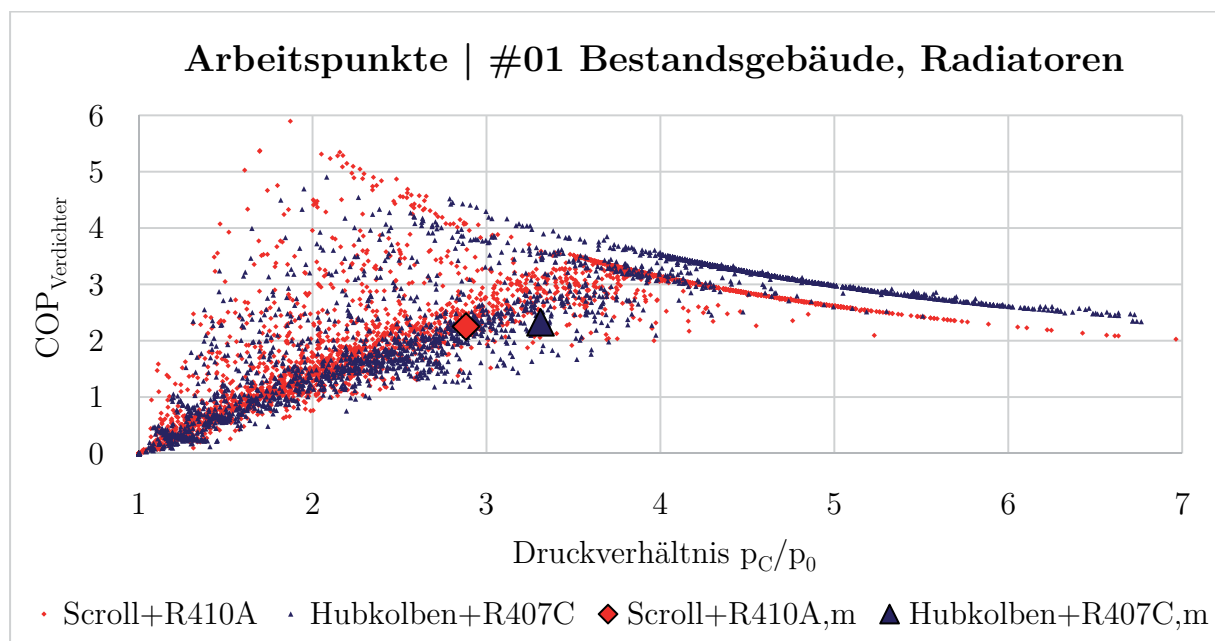


Abbildung 3.9: Verdichter-Leistungszahlen und Druckverhältnisse im Bestand

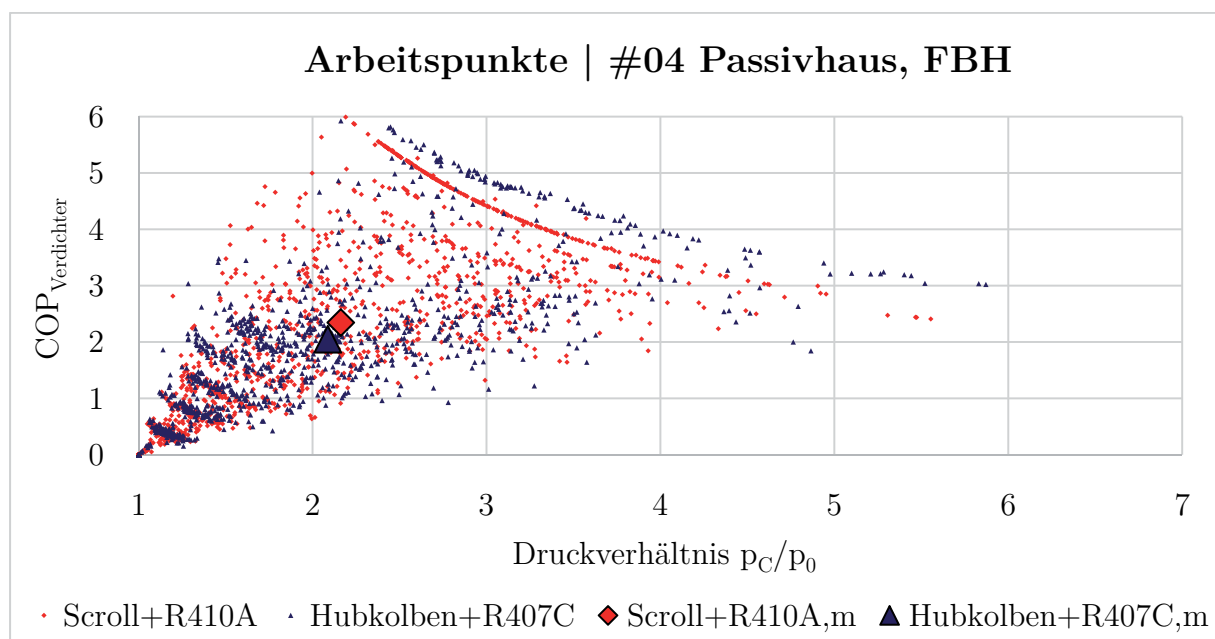


Abbildung 3.10: Verdichter-Leistungszahlen und Druckverhältnisse im Passivhaus

Erwartungsgemäß ergeben sich im Passivhaus aufgrund der geringeren Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung im Allgemeinen deutlich niedrigere Druckverhältnisse und somit höhere Verdichter-Leistungszahlen gegenüber dem Bestandsgebäude.

Im Vergleich der Verdichter-Bauarten egalisiert der höhere Gütegrad eines Hubkolbenverdichters bei hohen Druckverhältnissen im Bestandsgebäude den besseren Liefergrad des Scroll-Verdichters. Bei niedrigen Druckverhältnissen überwiegt jedoch der vorteilhafte Liefergrad des Scroll-Verdichters, weshalb dieser im Passivhaus im Mittel einen geringfügig höheren COP-Wert aufweist.

Wie der Vergleich der mittleren COP-Werte mit den Jahresarbeitszahlen aus Tabelle 3.2 (vgl. Kapitel 3.1.1) zeigt, trifft das zeitliche Mittel der Leistungszahlen jedoch noch keine hinreichende Aussage über den tatsächlichen jährlichen Antriebs-Energiebedarf. Der Unterschied ergibt sich hierbei durch die variierenden Heizleistungen bzw. Energiemengen, die während der jeweiligen Zeitpunkte umgesetzt werden. Insgesamt ist für die vier Referenzvarianten beim Einsatz von Radiatoren-Raumheizungssystemen und generell im Bestandsgebäude ein geringfügiger Vorteil des Hubkolben-Verdichters von 3 bis 5 % festzustellen. Dies resultiert ebenfalls aus der Häufigkeit und Relevanz der einzelnen Betriebspunkte. So ergeben sich für die Radiatoren aufgrund der höheren Vorlauftemperatur durchgehend höhere Druckverhältnisse; der Vorteil im Bestandsgebäude resultiert hingegen vor allem aus den größeren Heizwärmemengen bei tiefen Außentemperaturen. Neben den besseren Leistungszahlen ergibt sich jedoch für den Scroll-Verdichter im Passivhaus mit Fußbodenheizung durch das günstigere Modulationsverhalten im kleinen Leistungsbereich auch eine geringere notwendige Wärmemenge pro Jahr (Wegfall von Speicherverlusten). Dies bewirkt insgesamt einen etwa 14 % geringeren jährlichen Antriebs-Energiebedarf. Zudem reduziert sich für diesen Anwendungsfall auch die berechnete Anzahl der Startvorgänge um etwa 15 % gegenüber einem Hubkolben-Verdichter.

3.1.8 Sperrzeiten EVU

Wie in Kapitel 2.2.5 dargestellt, wurden die Sperrzeiten für einen Netzstrom-Betrieb der Wärmepumpe durch das Energieversorgungs-Unternehmen vereinfacht in Abhängigkeit des hinterlegten Haushaltsstrom-Lastprofils berücksichtigt.

Von den gut 500 Zeitpunkten, zu denen eine derartige Sperrzeit angenommen wurde, bewirken im Bestandsgebäude mit Radiatoren-Raumheizungssystem etwa 87 % auch tatsächlich eine Unterbrechung oder Verhinderung des Wärmepumpenbetriebs. Im Passivhaus mit Fußbodenheizung sind es nur rund 17 %. In den allermeisten Fällen kann der Wärmebedarf des Gebäudes dann aus dem Pufferspeicher gedeckt werden. Es verbleiben jedoch gut 18 % der Sperrzeit im Bestandsgebäude und ca. 8 % im Passivhaus, in der der Pufferspeicher bereits entladen ist und somit eine Gebäudeauskühlung stattfinden muss. Auch unter Berücksichtigung eines Wärmepumpenbetriebs mit Hilfe des Stromspeichers reduzieren sich die Auskühlzeiten kaum.

Eine anlagentechnische Möglichkeit der Abhilfe bestünde darin, ein Reservevolumen im Pufferspeicher vorzuhalten, das in jedem Fall für die Dauer der EVU-Sperre ausreicht, um dem Heizwärmebedarf des Gebäudes zu decken. Hier stellt sich jedoch die Frage nach der praktischen Handhabbarkeit aufgrund der eingeschränkten Anzahl der nutzbaren Temperaturfühler-Eingänge an den marktverfügbaren Wärmepumpen (vgl. Kapitel 2.4.5). Betrachtet man in diesem Zusammenhang die tatsächlichen Auswirkungen der Auskühlzeitpunkte (Abbildung 3.11), zeigen sich erwartungsgemäß deutliche Unterschiede im Hinblick auf den Gebäudestandard und die Art des Raumheizungssystems.

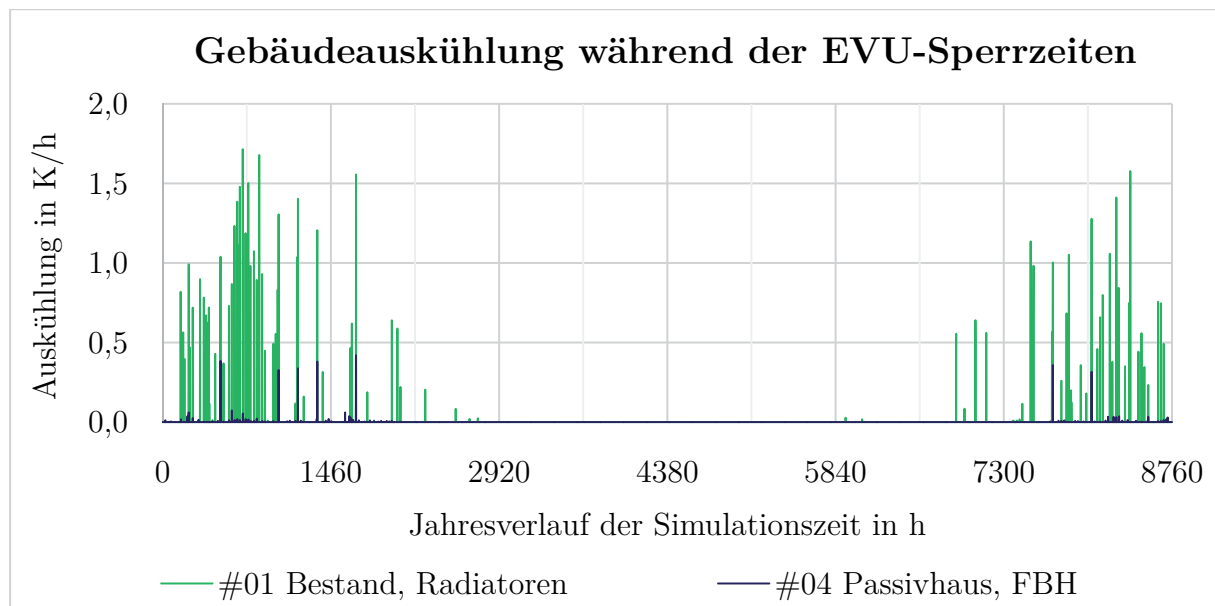


Abbildung 3.11: Auswirkungen der EVU-Sperrzeiten (mittlere Gebäudetemperatur)

So liegt die mittlere stündliche Auskühlung im schlechtesten Fall (Bestandsgebäude mit Radiatoren) bei rund 0,6 K, während das Passivhaus mit Fußbodenheizung nahezu gar nicht auskühlt. Die berechneten Spitzenwerte der Auskühlung liegen im Bestandsgebäude mit Radiatoren-Raumheizungssystem bei etwa $1,7 \frac{\text{K}}{\text{h}}$. Zu beachten ist jedoch, dass es sich hierbei um die mittlere Temperatur aller Räume im Gebäude handelt. Wo sich Personen aufhalten und ggf. Geräte in Betrieb sind, fällt die Auskühlung weniger stark aus. Es ist daher im Einzelfall abzuwägen, inwieweit eine strikte Einhaltung der Beheizungssollwerte den erhöhten anlagentechnischen Aufwand rechtfertigt.

3.1.9 PV-Luftkollektor

Als Optimierungsansatz für eine gesteigerte Nutzung der solaren Strahlungsenergie im Gesamtsystem und somit zur weiteren Reduzierung des verbleibenden Netzstrombedarfs wurden die Auswirkungen des Einsatzes von Photovoltaik-Luftkollektoren abgeschätzt. Dabei diente die thermische Leistung der rund $40 \text{ m}^2_{\text{Kollektor}}$ großen Dachanlage ausschließlich als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Es ergaben sich in den Referenzvarianten je nach Betriebsdauer des Verdampfer-Ventilators simulierte Jahreserträge zwischen 350

und $1.580 \frac{\text{kWh}_{\text{th}}}{\text{a}}$. Dies entspricht einem mittleren spezifischen Gewinn von etwa $0,32 \frac{\text{Wh}_{\text{th}}}{\text{m}^3}$ bei einer durchschnittlichen Luft-Erwärmung von 3,85 K am Eingang des Verdampfers. Tabelle 3.4 zeigt, welchen Einfluss dies auf den elektrischen Energiebedarf des Verdichters bzw. der gesamten Wärmepumpe in den Referenzvarianten mit Stromspeicher hat.

Tabelle 3.4: Auswirkungen des PV-Luftkollektors auf die Wärmepumpe

Parameter	#01 Bestand, Radiator		#02 Passivh., Radiator		#03 Bestand, FBH		#04 Passivh., FBH	
	Stdrd.	PVLK	Stdrd.	PVLK	Stdrd.	PVLK	Stdrd.	PVLK
$Q_{\text{el, Verdichter}}$ in $\frac{\text{kWh}}{\text{a}}$	3.811	3.679	1.200	1.149	3.068	3.001	750	700
$\text{JAZ}_{\text{Verdichter}}$	3,35	3,39	3,68	3,75	4,67	4,75	4,13	4,15
$Q_{\text{el, WP}}$ in $\frac{\text{kWh}}{\text{a}}$	4.590	4.633	1.458	1.502	4.017	4.341	932	909
JAZ_{WP}	2,78	2,70	3,03	2,87	3,57	3,28	3,32	3,19

Wie daraus ersichtlich wird, reduziert sich der jährliche Stromverbrauch des Verdichters aufgrund des zeitweise geringeren Temperaturhubes im Durchschnitt um etwa 3,9 % im Bestandsgebäude bzw. 4,4 % beim Passivhausstandard. Deutlich wird jedoch auch, dass der Stromverbrauch der kompletten Wärmepumpe im Mittel um etwa 2,4 % ansteigt. Dieser negative Effekt ergibt sich aus einem Anstieg des mittleren Ventilator-Verbrauchsanteils von gut 6 % auf knapp 13 % des gesamten Wärmepumpen-Stroms. Eine saisonale Betrachtung in Abbildung 3.12 verdeutlicht ferner, dass die Stromeinsparung am Verdichter den Mehraufwand des Ventilators nur bei geringen Luftmengen bzw. Druckverlusten in den Sommermonaten überkompensieren kann.

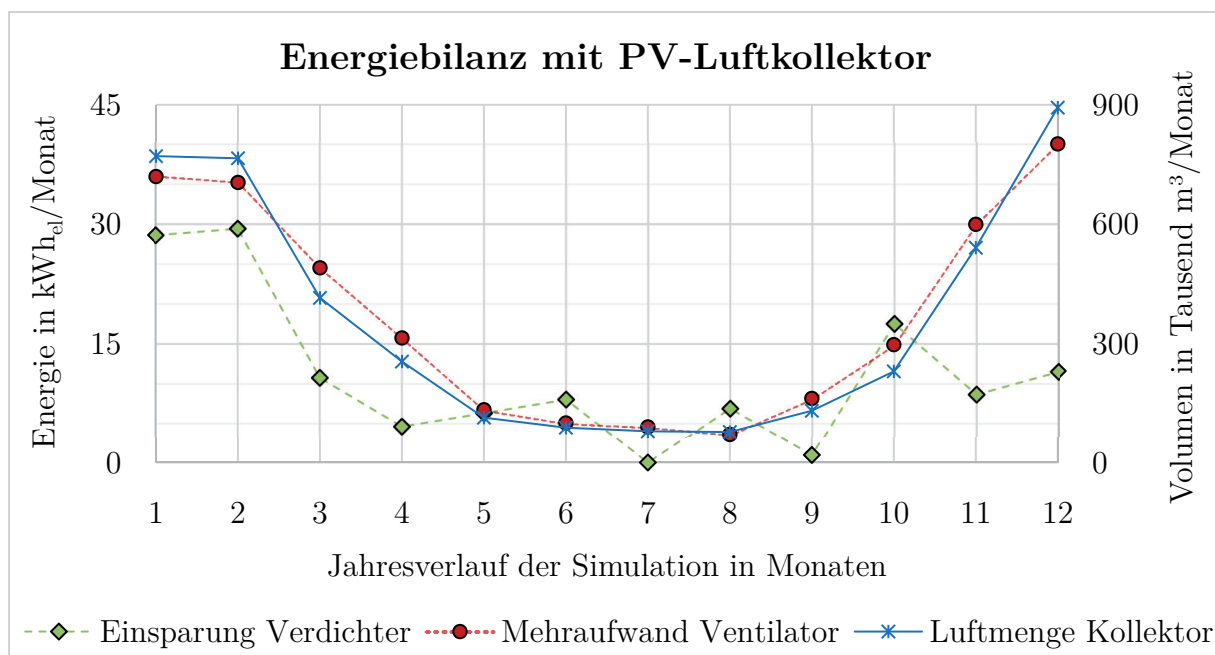


Abbildung 3.12: Energieeinsparungen und -verluste mit PV-Luftkollektor

Wie bereits aus der Modellanalyse des PV-Luftkollektors in den Kapiteln 2.10.3 und 2.10.4 deutlich wurde, variiert eine mögliche Kühlwirkung für die Photovoltaik-Zellen und damit eine erhöhte Stromausbeute gegenüber einer Standard-Anlage stark mit den klimatischen Randbedingungen. So ist im Allgemeinen eine höhere Strömungsgeschwindigkeit im Kollektorspalt erforderlich, als sich aufgrund der Einbausituation durch Windinflüsse an der Rückseite herkömmlicher PV-Module ergeben würde. Abbildung 3.13 zeigt jedoch, dass auch bei größeren Luftgeschwindigkeiten im Kollektor höhere Zelltemperaturen bzw. geringere Stromerträge auftreten können. Ein Grund dafür ist der geringere Einfluss der konvektiven Wärmeabgabe auf die Temperatur der Photovoltaik-Zellen in den Wintermonaten. Denn mit sinkender solarer Einstrahlung sinkt auch die Übertemperatur zur Außenluft bzw. zur Luft im Kollektorspalt. Zusätzlich kann aufgrund der rückseitigen Dämmung zur Reduzierung der thermischen Verluste des Luftkollektors im Gegensatz zu den Standard-Modulen nahezu keine Strahlungswärme an die Dachziegel abgegeben werden. Im Jahresmittel der Zeitpunkte mit solarer Einstrahlung liegt die simulierte Zelltemperatur des Kollektormodells daher rund 2 K oberhalb der Betriebstemperatur des Standard-PV-Modells.

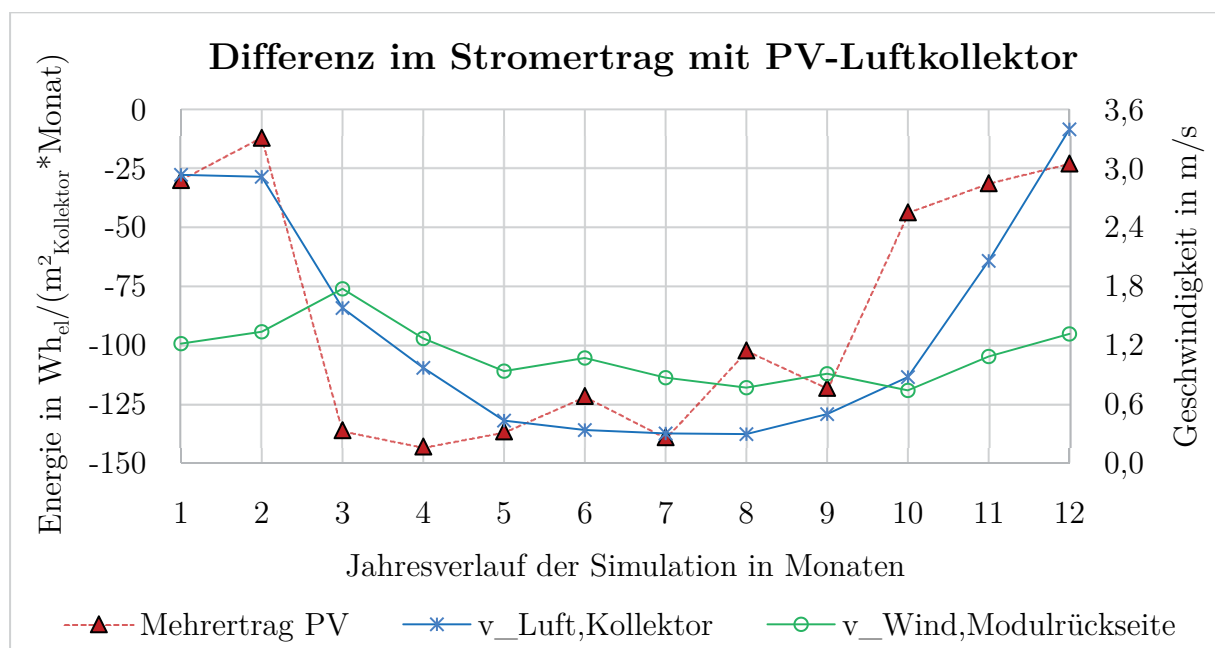


Abbildung 3.13: Veränderungen im Stromertrag durch den PV-Luftkollektor

Somit fällt der effektive Solarstrom-Ertrag entgegen der eigentlichen Bestrebung einer aktiven Kühlung quasi ganzjährig geringer aus, als für eine gut hinterlüftete herkömmliche Photovoltaik-Anlage. In Summe liegt die Ertragsminderung mit etwa 0,7 % bzw. rund $1,1 \frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{m}^2_{\text{Modul}} \cdot \text{a}}$ jedoch in einem beinahe vernachlässigbaren Rahmen.

Bei den hier betrachteten Systemvarianten ergibt sich für den Einsatz der PV-Luftkollektoren also weder durch die thermische Ausbeute zur Steigerung der Wärmepumpen-Effizienz, noch im Hinblick auf einen vermeintlich höheren Stromertrag der Photovoltaik-Module ein tatsächlicher Vorteil.

3.1.10 Einfluss der Klimadaten

Neben den Auswirkungen der dargestellten technischen Systemvariationen soll abschließend auch der Einfluss der verwendeten meteorologischen Datenbasis aufgezeigt werden. Abbildung 3.14 zeigt dazu die wesentlichen Simulationsergebnisse im Bestandsgebäude für die beiden Repräsentanz-Standorte und die prognostizierten Wetterdaten (vgl. Kapitel 2.12).

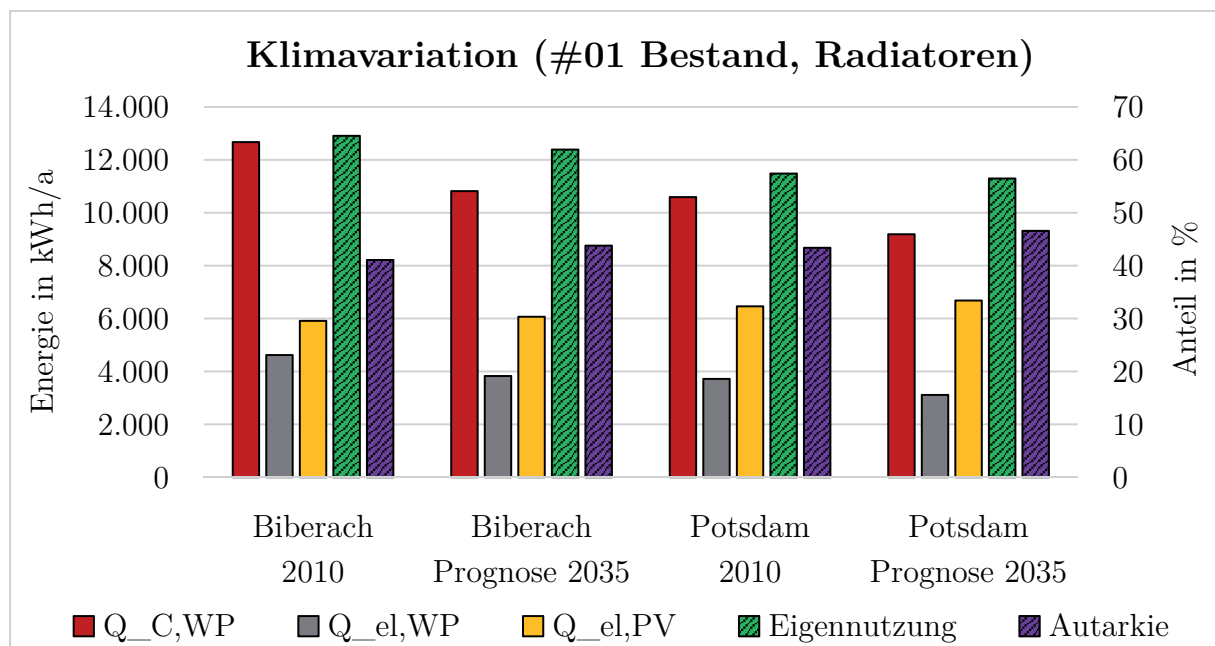


Abbildung 3.14: Auswirkungen unterschiedlicher Klimadaten im Bestandsgebäude

Erwartungsgemäß fällt die erzeugte Wärmemenge der Wärmepumpe am Standort Potsdam aufgrund der weniger kalten Wintermonate spürbar geringer aus (gut 16 %). Durch eine zusätzlich höhere Jahresarbeitszahl von 2,85 gegenüber einem Wert von 2,74 in Biberach reduziert sich der Stromverbrauch der Wärmepumpe leicht überproportional um rund 20 %. Auf Basis der verwendeten Strahlungsdaten resultiert für Potsdam auch ein ca. 9 % höherer Jahresertrag der Photovoltaik-Anlage. Hier ist jedoch die Plausibilität der Strahlungsdaten für den Standort Biberach bzw. der betreffenden Klimazone insgesamt zu hinterfragen, wie bereits in Kapitel 2.12.3 diskutiert wurde. Der höhere elektrische Energiebedarf der Wärmepumpe bewirkt in Kombination mit dem schwächeren Solarstrom-Ertrag eine rechnerisch um etwa 7 % höhere Eigennutzungsquote in Biberach. Die tatsächliche Autarkie stellt sich mit ca. 43,2 % jedoch für die aktuellen Wetterdaten der Region Potsdam geringfügig höher dar.

Im Bereich der prognostizierten Wetterdaten berechnet sich für beide Standorte eine Reduzierung der nötigen Wärmeenerzeugung von durchschnittlich rund 14 % bei einem um knapp 17 % verringerten Wärmepumpen-Stromverbrauch. Unterdessen steigen die Solarstromerträge im Mittel um etwa 3 %.

Der selbst nutzbare Anteil des erzeugten Photovoltaik-Stroms bewegt sich somit im Bestandsgebäude für die verschiedenen Klimadaten in einer Bandbreite von ca. 56 bis 65 %. Die tatsächliche Autarkie wurde ferner mit 41 bis 47 % simuliert.

Ein Vergleich derselben Betrachtungsgrößen im Typgebäude mit Passivhausstandard zeigt Abbildung 3.15.

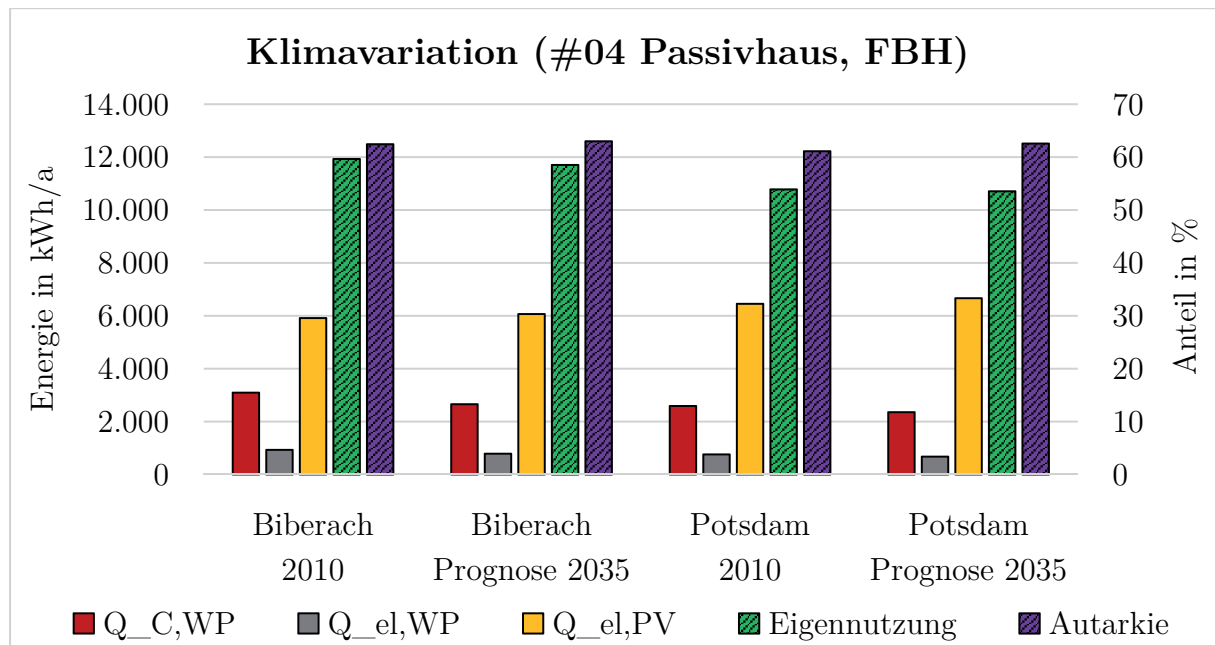


Abbildung 3.15: Auswirkungen unterschiedlicher Klimadaten im Passivhaus

Die relativen Einflüsse der Klimavariation fallen hierbei sehr ähnlich aus. Insgesamt zeigt sich im Mittel aller Wetterdatensätze jedoch ein um rund 80 % geringerer Strombedarf (absolut ca. $3.000 \frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{a}}$) für die Wärmepumpe im Passivhaus. Dementsprechend liegt der Eigennutzungsanteil im Durchschnitt etwa 4 % geringer als im Bestandsgebäude. Die berechnete Netzunabhängigkeit liegt mit rund 62 % hingegen deutlich höher.

4 Zusammenfassung und Schlussbetrachtung

Die anfängliche Darstellung der Relevanz von Heizungssystemen in Privathaushalten zeigt, dass knapp ein Viertel des bundesdeutschen Endenergieverbrauchs auf die Bereitstellung von Raumwärme und Brauchwarmwasser zurückzuführen ist.

Bisherige Untersuchungen zum kombinierten Einsatz von Photovoltaik und Wärmepumpen verdeutlichen ferner, dass bei maximalen Eigennutzungsanteilen des Solarstroms von etwa 75 % Emissionseinsparungen von bis zu 80 % gegenüber einem konventionellen Gas-Brennwertsystem möglich seien. Weiterer Forschungsbedarf bestünde jedoch in einer detaillierten Untersuchung der Energieeinsparpotentiale unterschiedlicher technischer Systemvarianten. Genau darin besteht der weiterführende Ansatz dieser Ausarbeitung. So liegt der Fokus auf einer Abschätzung der Wechselwirkungen zwischen Gebäude- und Anlagentechnik. Betrachtet werden u.a. verschiedene Gebäudestandards, Wärmeübergabesysteme, die Einflüsse thermischer und elektrischer Speicher, variierende übergeordnete Regelstrategien und hydraulische Einbindungsarten, unterschiedliche Verdichter-Bauarten, wechselnde klimatische Randbedingungen sowie eine optimierte Systemvariante von Luft-Wasser-Wärmepumpen in Verbindung mit sog. Photovoltaik-Luftkollektoren. Herausgestellt wird zudem der Unterschied zwischen rein bilanziellen *Niedrigst-* oder *Plusenergiegebäuden* und der tatsächlichen Netzautarkie.

4.1 Methodisches Vorgehen

Als Entwicklungs- und Simulationsumgebung kommt die Software *MATLAB/Simulink* zum Einsatz. Sie bietet einen guten Kompromiss aus vielfältigen Modellierungs-Möglichkeiten und standardisierten mathematischen Lösungsverfahren. Besonders im Hinblick auf die Entwicklung individueller Berechnungsmodelle, wie beispielsweise einer Leistungsvariablen Wärmepumpe oder eines Photovoltaik-Luftkollektors, eröffnet eine solch offene Simulationsumgebung die notwendigen programmiertechnischen Freiheiten.

Im Umkehrschluss ist es jedoch nötig, zunächst die methodischen Optionen der Modellbildung darzustellen und deren Eignung für die verfügbaren numerischen Lösungsverfahren abzuwägen (Kapitel 2). Verwendet wird eine Darstellungsweise durch sog. konzentrierte Parameter bzw. Ersatzmodelle. Je nach Fragestellung werden dabei dynamische Aspekte berücksichtigt (z.B. thermische Speicherfähigkeit) oder nur stationäre Bilanzierungen durchgeführt (z.B. Vernachlässigung der Eigenmasse eines PV-Moduls).

Im Bereich der Gebäudesimulation kommt im Einzelnen ein vielfach erprobtes Raummodell von Becker, Koenigsdorff und Adlhoch zum Einsatz (vgl. Kapitel 2.2.1). Dabei wird die Geometrie eines typischen Einfamilienhauses auf umfangreiche Erhebungen zum Gebäudebestand der Bundesrepublik Deutschland zurückgeführt. Unterschieden wird ferner

zwischen dem Stand der Technik (Passivhaus) und der energetischen Qualität des tatsächlichen derzeitigen Gebäudebestands.

Entsprechende Lastprofile für Haushaltsstrom und Brauchwarmwasser bieten die statistischen Erhebungen der VDI 4655 (vgl. Kapitel 2.2.5), anhand derer auch das Vorkommen von Wärmepumpen-Sperrzeiten durch das Energieversorgungs-Unternehmen abgeschätzt wird.

Zur Raumbeheizung werden sowohl Radiatoren, als auch eine Fußbodenheizung nachgebildet. Hierbei finden auch die thermischen Eigenmassen und das logarithmische Auskühlverhalten des Heizwassers Beachtung.

Eine ausführliche Diskussion befasst sich überdies mit den empfohlenen hydraulischen Einbindungen der marktpräsenten Wärmepumpen-Hersteller sowie mit deren Vor- und Nachteilen (siehe Kapitel 2.4). Es zeigt sich, dass bei sämtlichen Varianten einige entscheidende Defizite auftreten. So entstehen beispielsweise bei einer seriellen Einbindung von Heizungspufferspeichern energetische Verluste aufgrund von Durchmischungseffekten. Bei einer parallelen Einbindung geht hingegen die Information zum Leistungsbedarf des Verbrauchers auf dem Weg zum Wärmeerzeuger verloren. Überdies ist die Anzahl der verwendbaren Temperaturfühler an der Wärmepumpe zu beachten, um eine tatsächliche Nutzung der Speicherkapazität zu ermöglichen. Kapitel 2.4.5 zeigt dazu, dass zahlreiche Wärmepumpen-Hersteller jedoch noch immer mit einer sog. Hysterese-Regelung arbeiten. Im Anschluss wird daher eine optimierte Methode zur (bedarfsweisen) parallelen Einbindung von Pufferspeichern vorgeschlagen, die auch in den durchgeführten Simulationsstudien Verwendung findet.

Aufgrund ihrer universellen Einsetzbarkeit und der geringeren Investitionskosten im Vergleich zur Nutzung von geothermischen Wärmequellen besteht derzeit der weitaus größte Marktanteil für Luft-Wasser-Wärmepumpen. Das Hauptmotiv zum Einsatz von Leistungsmodulierenden Bauarten liegt dabei offensichtlich in der Gegensätzlichkeit von verfügbarer Quelleistung der Außenluft und dem auftretenden Heizwärmebedarf eines Gebäudes begründet. In diesem Zusammenhang werden die energetischen Einsparpotentiale der Leistungsmodulation anhand von Literaturbeispielen aufgezeigt. Ferner werden die technischen Möglichkeiten zur Leistungsanpassung innerhalb des Kaltdampfprozesses erläutert (Kapitel 2.5). Neben einigem Differenzierungsbedarf bei der regelungstechnischen Terminologie bestehen hier vor allem Unklarheiten im Hinblick auf die tatsächliche Umsetzung der Leistungsbeeinflussung in den verfügbaren Wärmepumpen.

In Kapitel 2.5.2 wird daher ein Regelungskonzept für die beteiligten Komponenten eines Kaltdampfprozesses vorgestellt. Unbedingte Voraussetzung für die Nutzbarkeit des Modulationsvermögens einer Wärmepumpe ist hierbei jedoch ein vom Wärmebedarf der Verbraucher abhängiger Massenstrom im Verflüssiger! Deutlich stellt sich dabei die Notwendigkeit einer kombinierten Betrachtung von Regelungstechnik und Hydraulik heraus. So kommunizieren einige Hersteller bereits offen in den technischen Datenblättern ihrer

Wärmepumpen, dass sich die Leistungsmodulation lediglich auf eine Anpassung an die Bedingungen der Wärmequelle beschränke (vgl. Kapitel 2.4.5).

Das Wärmepumpen-Modell selbst wird mit Hilfe der Zustandsgrößen im Kältekreis dargestellt (Kapitel 2.6). Dabei erfolgt ein iteratives Vorgehen, bei dem die Wärmeübertragungsvermögen von Verdampfer und Verflüssiger in Abhängigkeit vom aktuellen Lastzustand abgeschätzt werden. Die Verdichter-Effizienz bzw. dessen Güte- und Liefergrad ergeben sich für die betrachteten Hubkolben- und Scroll-Bauweisen aus Näherungspoly-nomen anhand des Verhältnisses zwischen Kondensations- und Verdampfungsdruck.

Betrachtet werden ausschließlich Drehzahl-variable Verdichter, wofür die Effizienz des Frequenzumrichters ebenfalls auf Grundlage einer Wirkungsgradkennlinie abgebildet ist. Eine Vereinfachung besteht bei der Darstellung der Abtauung. Hier wäre sowohl eine Abschätzung der Eisbildung, als auch die Modellierung der unterschiedlichen Abtaumethoden nur mit erheblichem Mehraufwand möglich. Daher werden mittlere spezifische Strombedarfe pro erzeugter Wärmeeinheit für die Varianten der Heißgasabtauung und Prozessumkehr verwendet, wie in Kapitel 2.6.5 beschrieben. Ferner ist zur Abschätzung des Strombedarfs des Verdampfer-Ventilators ein Wirkungsgrad-Kennfeld aus Herstellerangaben hinterlegt.

Eine anschließende Sensitivitätsanalyse ergibt plausible Berechnungsergebnisse für unterschiedlichste Betriebsbedingungen und Kältemittel. Zudem lässt die Validierung mit Effizienzangaben für definierte Arbeitspunkte realer Produkte sowie mit umfangreichen Messreihen der Hochschule Luzern letztlich eine hinreichende Aussagekraft des Wärmepumpen-Modells erwarten.

Die Darstellung der thermischen Speicher erfolgt auf Grundlage eines Schichtenspeicher-Modells nach Eicker (vgl. Kapitel 2.7), an dem einige zusätzliche Modifizierungen (z.B. Zweileiteranschluss und Implementierung einer Frischwasser-Station) durchgeführt werden. Ebenfalls auf einen Ansatz von Eicker ist das verwendete Temperaturmodell zur Abschätzung des jeweiligen Photovoltaik-Wirkungsgrades zurückzuführen (Kapitel 2.8). Kombiniert wird es mit einer lastabhängigen Wechselrichter-Effizienz, sodass sich plausible Ertragssummen von etwa $990 \frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{kW}_p}$ am Standort Biberach ergeben.

Zur Modellierung eines Stromspeichers werden zunächst die relevanten technischen Randbedingungen dargestellt, welche die tatsächlich nutzbare Kapazität beeinflussen. Aufgrund der im gesamten Lebenszyklus etwas geringeren effektiven Speicherkosten von rund $25 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}_{\text{el}}}$ und des größeren technischen Entwicklungspotentials im Vergleich zu Bleisäure-Batterien werden dabei ausschließlich Lithium-Ionen-Akkumulatoren berücksichtigt (vgl. Kapitel 2.9).

Für die Variante der Systemoptimierung mit sog. Photovoltaik-Luftkollektoren wird ein Modellansatz auf Grundlage einer örtlichen Diskretisierung des Kollektors gewählt. Dieses Vorgehen, das letztlich wiederum auf das Modell einer Doppelfassade nach Eicker zurückgeht (vgl. Kapitel 2.10), vernachlässigt die thermische Eigenmasse des Kollektors

und beschreibt die Temperatur der durchströmenden Luft als veränderlich entlang der Kollektorlänge. Die Wärmeübergänge werden dabei ebenfalls iterativ für jeden Simulationszeitschritt anhand der *Ähnlichkeitstheorie* (z.B. Nußelt-Korrelationen) bestimmt. Die Berechnungsergebnisse des Kollektormodells können zwar auf ihre Plausibilität geprüft werden, für eine belastbare Validierung fehlt es jedoch an umfangreichen Vergleichsdaten.

Zur Abschätzung des Einflusses auf die Wärmepumpen-Effizienz bzw. das Gesamtsystem wird schließlich eine Systemintegration auf der Südseite des Gebäudedachs mit einer Gesamtfläche von $40 \text{ m}^2_{\text{Kollektor}}$ und einer elektrischen Nennleistung der Photovoltaik von 6 kW_p durchgeführt. Dabei werden auch die Strömungs-Druckverluste des nötigen Luftkanalnetzes bzw. der erhöhte elektrische Aufwand am Verdampfer-Ventilator berücksichtigt (siehe Kapitel 2.10.5).

Im Hinblick auf die übergeordnete Systemregelung findet in Kapitel 2.11 vor allem eine Unterscheidung zwischen einem Standardkonzept und einer Eigenstrom-optimierten Pufferbeladung statt.

Als meteorologische Datenbasis kommen aktuelle Testreferenzjahre des Deutschen Wetterdienstes für die größte norddeutsche (Referenzstandort Potsdam) bzw. größte süddeutsche Klimazone (Biberach) zum Einsatz. Ferner wird ein Ausblick in die Prognosen zukünftiger Klimaverhältnisse in Deutschland vorgenommen (vgl. Kapitel 2.12).

4.2 Systempotential

Im Rahmen der Simulationsstudien wird zunächst der Ansatz einer vollständigen Deckung der elektrischen Antriebsenergie der Wärmepumpe durch selbst erzeugten Photovoltaikstrom untersucht. Dies erscheint jedoch auch für hochwärmedämmte Gebäude mit thermischen und elektrischen Speichern einer vertretbaren Größenordnung nicht erreichbar. Spitzenwerte der Autarkie werden mit rund 60 % ermittelt. Dabei zeigt sich für den sog. Passivhausstandard eine um bis zu 20 % höhere Netzunabhängigkeit gegenüber dem aktuellen Gebäudebestand (vgl. Kapitel 3.1.1 bzw. 3.1.4). Von entscheidender Bedeutung ist hierbei der Einsatz elektrischer Speicher zum Ausgleich tageszyklischer Unterschiede zwischen Stromverbrauch und solarer Einstrahlung.

Als wesentliches Problem stellt sich jedoch die saisonale Gegensätzlichkeit zwischen Heizwärmebedarf und der Photovoltaik-Stromerzeugung dar. So bestehen die größten Engpässe für eine autarke Versorgung trotz vollständiger PV-Belegung der südorientierten Dachfläche des durchschnittlich großen Einfamilienhauses vor allem in den Wintermonaten. Im Umkehrschluss ergeben sich im Sommer mit üblichen Speicherkapazitäten bereits erhebliche Stromüberschüsse. Auch bei einer Vergrößerung der thermischen und elektrischen Speicher in Kapitel 3.1.6 zeigen sich nur minimale Verbesserungen. Das Hauptdefizit beim Einsatz von thermischen Speichern besteht in der nur unerheblichen Entladung

im Sommer. Denn hier verbleibt die Brauchwarmwasser-Bereitung als einziger nennenswerter Verbraucher.

Größere elektrische Speicherkapazitäten bewirken zwar eine beinahe vollständige Autarkie in den Sommermonaten, in der Jahresbilanz können jedoch auch hier Spitzenwerte von rund 70 % nicht überschritten werden. Entsprechend gering ergibt sich auch der Einfluss einer Eigennutzungs-optimierten Regelungsstrategie, da das Grundproblem der saisonalen Diskrepanz bestehen bleibt.

Im Bereich der Anlagentechnik wird unabhängig vom Bestreben einer hohen Eigenstromnutzung auch bei einer Fußbodenheizung mit entsprechend großer Wärmespeicherfähigkeit die Notwendigkeit eines Pufferspeichers deutlich. Denn ohne separaten thermischen Speicher ergibt sich aufgrund der Modulations-Untergrenzen der Wärmepumpe häufig eine zeitweise Überversorgung, die sich in der Jahresbilanz mit höheren Verbrauchssummen niederschlägt (vgl. Kapitel 3.1.3). Mit Pufferspeicher bewirkt die Kombination von Wärmepumpe und Fußbodenheizung aufgrund der geringeren Vorlauftemperatur jedoch erwartungsgemäß höhere Jahresarbeitszahlen im Vergleich zu einer Radiatorenheizung. Anhand der tatsächlich auftretenden Betriebszustände innerhalb eines Jahres können unterdessen kaum nennenswerte Unterschiede zwischen den üblichen Verdichter-Bauarten festgestellt werden. Lediglich im Passivhaus ergibt sich aufgrund der geringeren umgesetzten Wärmemengen bei tiefen Außenlufttemperaturen ein schwacher energetischer Gesamtvorteil für die Betriebscharakteristik eines Scroll-Verdichters (vgl. Kapitel 3.1.7). Hierbei zeigt sich jedoch, dass die Anzahl der Zeitpunkte, in denen die Wärmepumpe tatsächlich mit der Gebäudeheizlast des Passivhauses moduliert, auch bei den kleinsten verfügbaren Verdichter-Baugrößen verschwindend gering ausfällt. Somit dient das Modulationsvermögen wiederum ausschließlich zu einer Anpassung an die Wärmequelle. Jedoch fällt die notwendige Leistungspufferung für die vorgeschlagene hydraulische Einbindung deutlich geringer aus, als bei Wärmepumpen mit Ein- / Aus-Regelung.

Der Ansatz einer Systemoptimierung durch sog. Photovoltaik-Luftkollektoren muss aufgrund der vorliegenden Simulationsergebnisse als ungeeignet bewertet werden. So ergeben sich durch die vorgewärmte Außenluft zwar Energieeinsparungen am Verdichter, diese können den erhöhten Strombedarf des Ventilators aufgrund der Druckverluste im notwendigen Kanalnetz allerdings nur selten überkompensieren. In der Jahresbilanz ergeben sich vor allem bei hohen erforderlichen Volumenströmen bzw. Druckverlusten in den Wintermonaten und der dann geringen thermischen Ausbeute aufgrund von schwacher solarer Einstrahlung deutliche Nachteile. Überdies bewirkt u.a. die rückseitige Dämmung der Kollektoren zur Vermeidung von thermischen Verlusten oft eine erhöhte Betriebstemperatur und somit eine geringere elektrische Leistung der Photovoltaik-Zellen. Negativen Einfluss auf die Zelltemperatur hat aber vor allem die Tatsache, dass im Kanal häufig geringere Strömungsgeschwindigkeiten auftreten, als sich bei guter Hinterlüftung durch Windeinflüsse auf der Rückseite von Standard-PV-Modulen ergeben (vgl. Kapitel 3.1.9). Der Vor- oder Nachteil eines solchen Systems variiert daher vor allem mit den

klimatischen Randbedingungen (Außentemperatur, solare Einstrahlung sowie Windgeschwindigkeit) und bedarf somit einer vorherigen Abschätzung in jedem Einzelfall.

Des Weiteren entsteht aus den dargestellten Sperrzeiten des Energieversorgungsunternehmens für sog. Wärmepumpentarife die Erkenntnis, dass ohne eine gezielte Vorhaltung von Reservevolumen im Heizungspufferspeicher tatsächlich eine zeitweise Gebäudeauskühlung stattfinden kann. Deren Auswirkungen halten sich jedoch vor allem bei guter Wärmedämmung des Gebäudes stark in Grenzen (vgl. Kapitel 3.1.8).

Abschließend scheint sich der Einfluss unterschiedlicher Klimazonen in Deutschland nur auf eine Variation des Heizwärmebedarfs bzw. des Stromverbrauchs der Wärmepumpe zu beschränken. Die tatsächliche Netzautarkie verändert sich hierbei kaum, da stets ein Mangel an Photovoltaik-Strom in den Wintermonaten bzw. ein Überschuss im Sommer besteht.

4.3 Ökologische Schlussbetrachtung

Anhand der berechneten jährlichen Energiemengen aus den Simulationsstudien können mit Hilfe von spezifischen Emissionskennwerten (vgl. [KEA 14] bzw. [WKA 07], S. 47) die jährlich zu erwartenden Treibhausgas-Belastungen abgeschätzt werden. Dazu zeigt Abbildung 4.1 eine Übersicht der wesentlichen Simulationsvarianten für die Kombination von Wärmepumpe, Photovoltaik und Stromspeicher im Vergleich zu einer konventionellen Wärmeerzeugung im Gas-Brennwertkessel.

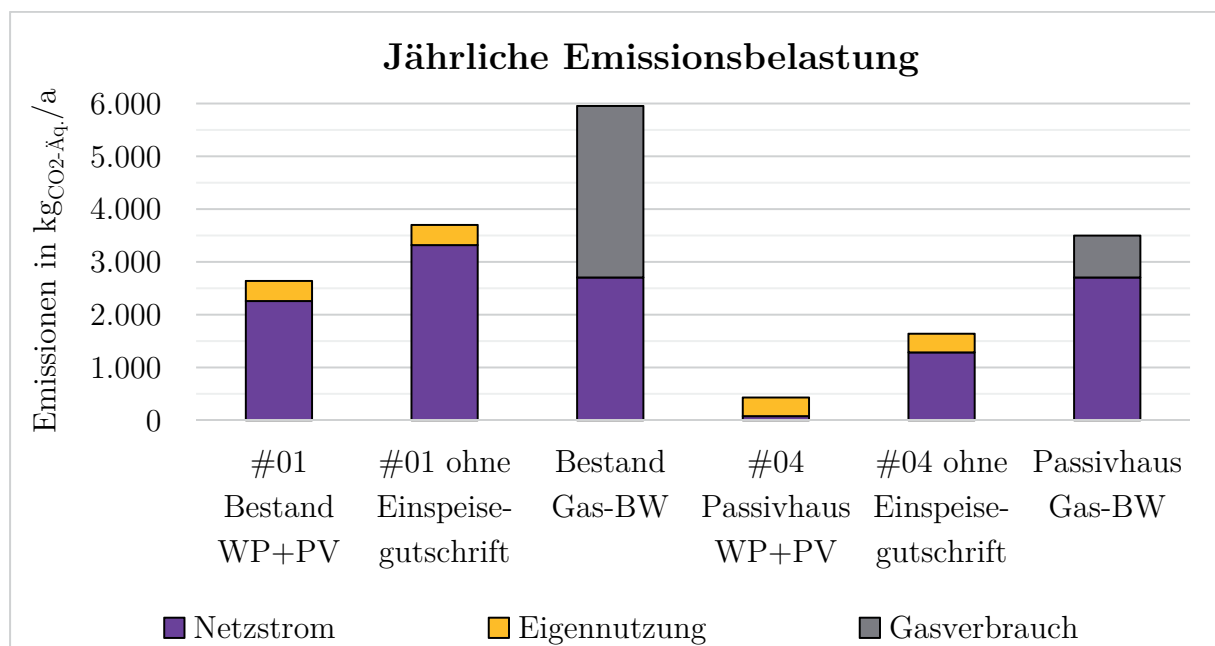


Abbildung 4.1: Jährlich zu erwartende Treibhausgas-Emissionen

In den Stromverbräuchen sind dabei auch die Anteile der sonstigen Geräte enthalten, wobei die Variante mit Gas-Brennwertkessel ihren Haushaltsstrombedarf vollständig aus dem Versorgungsnetz deckt. Es wird deutlich, dass die wesentlichen CO₂-Äq.-Emissionen beim Wärmepumpen-Photovoltaiksystem durch den verbleibenden Netzstrombedarf entstehen. Dennoch berechnet sich mit entsprechender Eigenstromnutzung eine Emissions-Reduzierung von rund 38 % für das Bestandsgebäude bzw. 53 % im Passivhaus. Berücksichtigt man zusätzlich die Emissionsdifferenz zwischen Netzstrom und dem erzeugten PV-Strom für die möglichen Einspeisemengen, ergeben sich sogar jährliche CO₂-Äq.-Einsparungen von etwa 66 % im Bestandsgebäude und knapp 88 % im Passivhaus.

Noch nicht beachtet sind hierbei die vorgeschriebenen Anteile erneuerbarer Energien bei Neubauten bzw. beim Austausch des Wärmeerzeugers in einzelnen Bundesländern (vgl. Kapitel 1.1). Nichtsdestotrotz wird das enorme ökologische Potential deutlich, das derartige Systemkombinationen im Vergleich zu konventionellen Heizsystemen bieten.

4.4 Ökonomische Schlussbetrachtung

Abschließend soll eine stark vereinfachte Amortisationsrechnung einen Eindruck über die ökonomischen Verhältnisse liefern. Dabei sind weder Preissteigerungs- und Zinseffekte, noch betriebsgebundene Kosten wie z.B. für Wartungsarbeiten enthalten. Die Amortisation der Investitionskosten ergibt sich folglich ausschließlich durch Energieeinsparungen unter statischen Rahmenbedingungen, wie in Tabelle 4.1 dargestellt.

Tabelle 4.1: Angenommene Investitions- und Betriebskosten

Maßnahme	Investition	spez. Größe	Kennwert
Wärmepumpe	15.000 €	Stromkosten regulär	0,28 $\frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{el}}}$
Photovoltaik	1.700 $\frac{\text{€}}{\text{kW}_{\text{p}}}$	Wärmepumpentarif	0,21 $\frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{el}}}$
Stromspeicher	900 $\frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{NG}}}$	Gaskosten	0,07 $\frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{th}}}$
Gas-BW-Kessel	6.000 €	EEG-Vergütung (01.07.)	0,1288 $\frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{el}}}$

Abbildung 4.2 zeigt die dabei resultierenden Kostensummen für einen Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Demnach könnten die jährlich rund 1.140 € günstigeren Betriebskosten im Bestandsgebäude mit Wärmepumpe, Photovoltaik und Eigenstromnutzung die um etwa 23.700 € höheren Investitionskosten gegenüber einem Gas-Brennwertkessel erst im 21. Betriebsjahr ausgleichen. Im Passivhaus ergibt sich mit einer jährlichen Einsparung von gut 1.220 € eine geringfügig frühere Amortisation.

Wie sich zeigt, hängt das ökonomische Ergebnis vor allem von den jährlichen Verbrauchsmengen und der tatsächlichen Eigenstromnutzung ab. Ein Anstieg der Energiekosten würde dabei die Wirtschaftlichkeit der Wärmepumpen-Photovoltaik-Kombination weiter

begünstigen. Beim Brennwertkessel ist überdies wiederum die zusätzliche Beeinflussung durch einen ggf. vorgeschriebenen Anteil erneuerbarer Energien zu berücksichtigen.

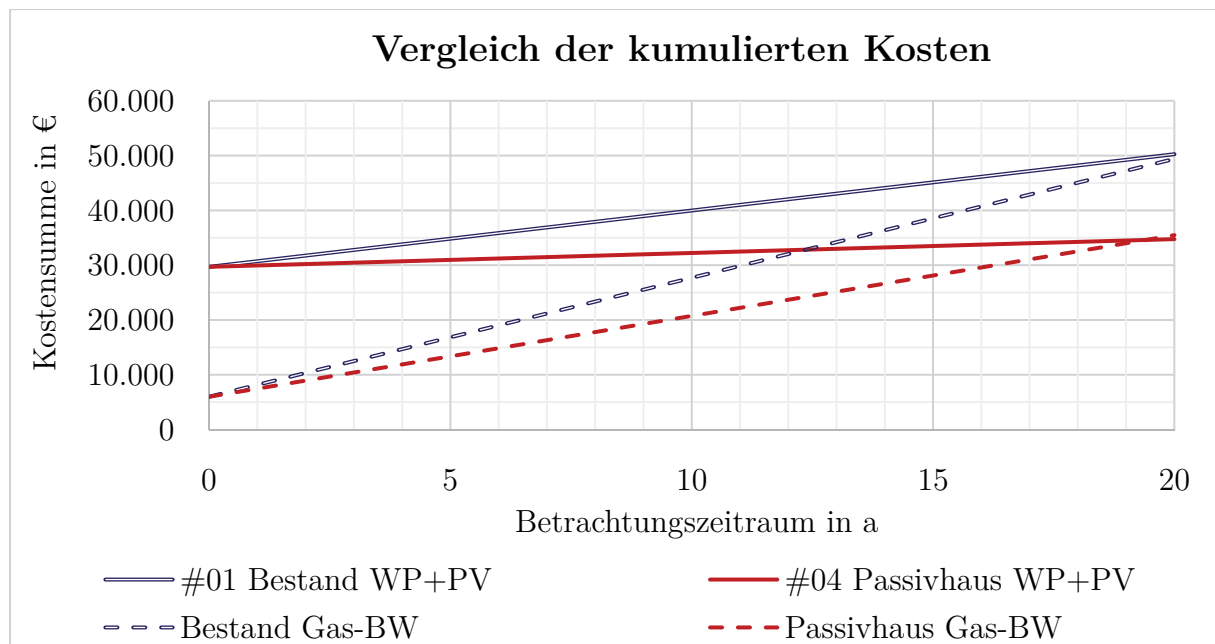


Abbildung 4.2: Statische Kostenentwicklung

Aus betriebswirtschaftlicher Sicht ist zudem zu berücksichtigen, dass sich eine Stromspeicherung erst dann vorteilhaft erweist, wenn die effektiven Speicherkosten (ca. $25 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}_{\text{el}}}$ vgl. Kapitel 2.9) unter die Differenz aus Bezugspreis und Einspeisevergütung fallen. Aktuell würde dies eine Kostengrenze von gut $15 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}_{\text{gespeichert}}}$ bzw. rund $550 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{NK}}}$ bedeuten.

4.5 Ausblick

Als mögliche Ansatzpunkte für weiterführende Betrachtungen wären die Möglichkeiten und Potentiale einer saisonalen Speicherung des Überschussstroms, beispielsweise mit Hilfe von Elektrolyseuren in Form von Wasserstoff, abzuschätzen. Solche sind auch im kleinen Leistungsbereich bereits marktverfügbar und in ihrer Betriebsweise zwischen 0 und 100 % modulationsfähig. Der Wasserstoff könnte entweder als mobiler Energieträger genutzt, oder mit aktuellen Strom-Strom-Wirkungsgraden von etwa 40 % in elektrische Energie für den Betrieb der Wärmepumpe im Winter zurückgewandelt werden.

Weiterhin erscheint eine Validierung des Kollektormodells auf Grundlage von umfangreichen Messreihen sinnvoll, um dessen tatsächliche Aussagekraft einschätzen zu können. Nicht zuletzt bietet es sich an, die vorhandenen Teilmodelle (z.B. Wärmepumpe, Speicher, Gebäude und Raumheizsysteme) für weitere Untersuchungen heranzuziehen und auszubauen. Hier sei beispielsweise der energetische Gesamteinfluss der unterschiedlichen hydraulischen Empfehlungen der Wärmepumpen-Hersteller genannt (vgl. Kapitel 2.4).

Quellen

- [AIT 12] Alpha-InnoTec GmbH: Wärmepumpen-Guide 2012/2013.
München: Marketing + Wirtschaft Verlagsgesellschaft mbH, 2012.
- [AMR 05] Aprea, C.; Mastrullo, R.; Renno, C.: Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed.
In: Applied Thermal Engineering 26, 2006.
- [ART 09] van Caenegem, L. et al.: Thermische Nutzung von In-Dach-Photovoltaikanlagen - Wärme für Trocknungszwecke nutzen und gleichzeitig mehr Strom produzieren.
Ettenhausen: Eidgenössisches Volkswirtschaftsdepartement EVD, Forschungsanstalt Agroscope Reckenholz-Tänikon ART, 2009.
- [Beu 36] Beuken, D. L.: Wärmeverluste bei periodisch betriebenen Öfen. Dissertation, Universität Freiburg, 1936.
- [BKA 09] Adlhoch, Alexander: Hardware-in-the-Loop-Lösungen für die Automation von HLK-Prozessen und die Raumautomation. Vortrag zur 10. Nachwuchswissenschaftler Konferenz am 16. April 2009 in Merseburg.
- [Bos 13] Bost, Mark: Eigenverbrauch von PV- Strom - Fokus: Private Haushalte. Vortrag zum 2. Nationalen Kongress der erneuerbaren Energien und der Energieeffizienz am 14. November 2013 in Solothurn, Schweiz.
- [Brö 09] August Brötje GmbH: Technische Information Wärmepumpe Senso-Therm. Rastede, 2009.
- [BuA 02] Bertsch, S. et al.: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern - Phase 2: Bewertung der Abtauprozesse.
Buchs: Interstaatliche Hochschule für Technik, 2002.
- [BuA 13] Bungartz, H.-J. et al.: Modellbildung und Simulation - Eine anwendungsorientierte Einführung, 2. Auflage.
Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013.
- [Bud 12] Bosch Thermotechnik GmbH Buderus Deutschland: Planungsunterlage Logatherm WPL Luft-Wasser-Wärmepumpe. Wetzlar, 2012.

- [Büh 01] Bühring, Andreas: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Lüftungs-Kompaktgeräten mit integrierter Kompressionswärmepumpe.
Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2001.

- [BuK 12] Binder, J.; Kelm, T.: Dezentrale Photovoltaik: Autonomie, Eigenverbrauch und Netzentlastung durch lokale Strom- und Wärmespeicher. In: 27. Symposium Photovoltaische Solarenergie, 29. Februar - 02. März 2012 im Kloster Banz, Bad Staffelstein.

- [BuS 13] Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, 8. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013.

- [BWi 13] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie: Energie in Deutschland - Trends und Hintergründe zur Energieversorgung. Berlin: BMWi, 2013.

- [BWP 13] Gorris, V.; Jacob, A.: BWP-Branchenstudie 2013 - Szenarien und politische Handlungsempfehlungen.
Berlin: Bundesverband Wärmepumpe e.V., 2013.

- [CuH 04] Ciconkov, R.; Hilligweg, A.: Ein modulares physikalisches Modell zur Simulation von Kälteanlagen. ISSN 1616-0762.
Nürnberg: Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule, 2004.

- [Dam 13] Dambrowski, Jonny: Welche Ladezustands- Bestimmung eignet sich für LiFePO₄/Li₄Ti₅O₁₂ ?. In: Internetpräsenz der WEKA FACHMEDIEN GmbH: Energiespeicher. <http://www.elektroniknet.de/power/energiespeicher/artikel/104344> (abgerufen am 16.05.2014)

- [Dan 11] Danfoss GmbH: Application guidelines - VTZ variable speed Reciprocating compressors. Offenbach am Main, 2011.

- [Dan 11b] Danfoss GmbH: Application guidelines - Variable speed scroll compressors - VSH088-117-170. Offenbach am Main, 2011.

- [Die 08] Dietrich, Christian: Effiziente Nutzung von Pufferspeichern - Messtechnische und theoretische Untersuchung konventioneller und innovativer Strategien der Puffereinbindung in Heizungssystemen.
Diplomarbeit, Hochschule Biberach, 2008.

- [DIN 03] Deutsches Institut für Normung: DIN V 4108 - Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden. Berlin: Beuth-Verlag GmbH, 2003.
Teil 6: Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs.

- [DIN 08] Deutsches Institut für Normung: DIN EN ISO 6946 - Bauteile - Wärmedurchlasswiderstand und Wärmedurchgangskoeffizient - Berechnungsverfahren. Berlin: Beuth-Verlag GmbH, 2008.

- [DIN 11] Deutsches Institut für Normung: DIN V 18599 - Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten.
Berlin: Beuth-Verlag GmbH, 2011.

- [DIN 12a] Deutsches Institut für Normung: DIN EN 14511 - Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und Kühlung.
Berlin: Beuth-Verlag GmbH, 2012.
Teil 1: Begriffe.
- [DIN 12b] Teil 2: Prüfbedingungen.

- [Dmp 14] Glen Dimplex Deutschland GmbH: Datenblatt LI 9TES Luft/Wasser-Wärmepumpe mit horizontaler Luftführung. Kulmbach, 2014.

- [Döb 14] Döbele, Michael: Erzeugung und Validierung von Wetterdaten für den Standort Biberach. Forschungsarbeit, Hochschule Biberach, 2014.

- [DuA 10] De Coninck, R. et al. (2010): Modelling and simulation of a grid connected photovoltaic heat pump system with thermal energy storage using Modelica. In: 8th International Conference on System Simulation in Buidldings, 13. - 15. Dezember 2010 in Liege.

- [DWD 11] Deutscher Wetterdienst: Projektbericht - Aktualisierte und erweiterte Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere, extreme und zukünftige Witterungsverhältnisse. Offenbach, 2011.

- [DWD 14] Internetpräsenz des Deutschen Wetterdienstes: Strahlungskarten.
http://www.dwd.de/bvbw/generator/DWDWWW/Content/Oeffentlichkeit/KU/KU1/KU12/Klimagutachten/Solarenergie/Globalkarten___entgeltfrei/VielJ_C3_A4hrigeMittelwerte/Jahr___1981-2010,templateId=raw,property=publicationFile.pdf/Jahr_1981-2010.pdf
 (abgerufen am 12.06.2014)
- [EAN 11] EnergieAgentur.NRW: Erhebung „Wo im Haushalt bleibt der Strom?“ - Anteile, Verbrauchswerte und Kosten von 12 Verbrauchsbereichen in Ein- bis Sechs-Personen-Haushalten. Düsseldorf, 2011.
- [EBW 14] Internetpräsenz der EnBW Energie Baden-Württemberg AG: EnBW Komfort WärmePro. https://www.enbw.com/privatkunden/tarife-und-produkte/strom/stromtarife_759.html (abgerufen am 31.05.2014)
- [Eic 12] Eicker, Ursula: Solare Technologien für Gebäude - Grundlagen und Praxisbeispiele, 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [EMS 14] Emerson Climate Technologies GmbH: Produkt Katalog 2014 - Für Kälte, Klima und Wärmepumpe. Maintal, 2014.
- [EuA 93] Elsner, N. et al.: Grundlagen der Technischen Thermodynamik - Band 2 Wärmeübertragung, 8. Auflage. Berlin: Akademie Verlag GmbH, 1993.
- [EWG 09] Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz) in der Fassung vom 22.12.2011.
- [FFH 12] Floß, A.; Fink, S.; Hofmann, S.: Optimized Integration of Storage Tanks in Heat Pump Systems.
 In: The Second International Conference on Building Energy and Environment, 01. - 04. August 2012 in Boulder, Colorado.
- [FuA 12] Fuchs, G. et al.: Technologischer Überblick zur Speicherung von Elektrizität. Aachen: Institut für Stromrichtertechnik und elektrische Antriebe – Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, 2012.
- [FuA 13] Fierz, L. et al.: Simulation modulierender Wärmepumpen - Implementierung der leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe aus dem BFE-Projekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärme-pumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ in der Simulationssoftware Polysun.
 Vela Solaris AG, Winterthur sowie Hochschule Luzern, 2013.

- [Gra 13] Graf, Christian: Kathodenmaterialien für Lithium-Ionen-Batterien.
In: Korthauer, Reiner: Handbuch-Lithium-Ionen-Batterien.
Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2013.
- [GrS 09] GRAMMER Solar GmbH: Hybrid-Luftkollektoren - Technische Daten.
Amberg, 2009.
- [GuA 11] Gasser, L. et al.: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung. Horw: Hochschule Luzern, 2011.
- [GWH 08] Gasser, L.; Wellig, B.; Hilfiker, K.: WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen.
Horw: Hochschule Luzern, 2008.
- [Hel 13] Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H: Heliotherm Wärmepumpen - Technische Datenblätter - Luft-Split & Luft-Kompakt Wärmepumpen vollmodulierend. Langkampfen, 2013.
- [Hor 94] Hornberger, Martin: Solar unterstützte Heizung und Kühlung von Gebäuden. Dissertation, Stuttgart: Institut für Kältetechnik und Thermodynamik, 1994.
- [HuA 07] Huang, H. et al.: An experimental study on variable air volume operation of ducted air-conditioning with digital scroll compressor and conventional scroll compressor. In: Applied Thermal Engineering 28, 2008.
- [IAP 14] Internetpräsenz des Instituts für angewandte Photophysik der Technischen Universität Dresden: Die Physik der Solarzelle.
www.iapp.de/iapp/agruppen/osol/?download=SZ_folien.pdf
(abgerufen am 09.06.2014)
- [IBP 13] Hoier, A.; Erhorn, H.: Energetische Gebäudesanierung in Deutschland Studie Teil I: Entwicklung und energetische Bewertung alternativer Sanierungsfahrpläne.
Stuttgart: Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP, 2013.
- [ISE 13] Henning, H.-M.; Palzer, A.: Energiesystem Deutschland 2050.
Freiburg: Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, 2013.
- [ISE 14] Burger, Bruno: Stromerzeugung aus Solar- und Windenergie im Jahr 2013. Freiburg: Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, 2014.

- [IWU 11] Loga, T. et al.: Deutsche Gebäudetypologie - Beispielhafte Maßnahmen zur Verbesserung der Energieeffizienz von typischen Wohngebäuden. Darmstadt: Institut Wohnen und Umwelt, 2011.
- [Jnk 12] Bosch Thermotechnik GmbH Junkers Deutschland: Planungsunterlage für den Fachmann - SUPRAECO A, Luft-Wasser-Wärmepumpe in Split-ausführung. Wernau, 2012.
- [KEA 14] Internetpräsenz der Klimaschutz- und Energieagentur Baden-Württemberg: CO₂-Emissionsfaktoren. <http://www.kea-bw.de/service/emissionsfaktoren> (abgerufen am 28.05.2014)
- [KuA 96] Klaiber, R. et al.: Messungen an drehzahl-variierten Kompressoren - Spezifische elektrische Arbeit und Liefergrad eines Mitsubischi-Rollkolbenkompressors. Buchs: Labor für Thermodynamik und Kältetechnik, 1996.
- [KuA 12] Kneiske, T. M. et al.: Photovoltaik-Wärmepumpen-Hybridsysteme. In: VDE-Kongress 2012, Smart Grid - intelligente Energieversorgung der Zukunft, 5. - 6. November 2012 im Internationalen Congresscenter Stuttgart (ICS).
- [KuS 11] Kutzner, R.; Schoof, S.: MATLAB/Simulink - Eine Einführung, 3. Auflage. Hannover: RRZN-Handbücher, 2011.
- [MAT 14] Internetpräsenz der MathWorks, Inc.: Documentation Center. <http://www.mathworks.de/de/help/simulink/slref/statespace.html> (abgerufen am 29.05.2014)
- [Mus 10] Musall, Eike: Nullenergiehaus, Plusenergiehaus - Was steckt dahinter und wie wird es umgesetzt?, Bergische Universität Wuppertal. Präsentation zur Fachtagung „Energieberatung Thüringen 2010“ der Klimaschutzstiftung Jena-Thüringen am 17.06.2010.
- [NIS 14] Internetpräsenz des National Institute of Standards and Technology des U.S. Department of Commerce: REFPROP. <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm> (abgerufen am 03.06.2014)
- [Nov 09] Novelan GmbH: Betriebsanleitung Luft/Wasser Wärmepumpen - Aussenauflistung LA ... RX. Kasendorf, 2009.
- [OCH 07] OCHSNER Wärmepumpen GmbH: Betriebsanleitung Heizungswärmepumpen - Typen: Golf Maxi/Maxi Plus, Luft/Wasser. Haag, 2007.

- [Pie 12] Pietruszka, Wolf Dieter: MATLAB® und Simulink® in der Ingenieurpraxis - Modellbildung, Berechnung und Simulation, 3. Auflage.
Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [PTK 13] IKET (Hrsg.): Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik, 21. Auflage.
Berlin, Offenbach: VDE Verlag GmbH, 2013.
- [PuK 12] Puente León, F.; Kiencke, U.: Messtechnik - Systemtheorie für Ingenieure und Informatiker, 9. Auflage.
Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.
- [Rth ??] Roth Werke GmbH: Trennwärmetauscher zur Systemtrennung Wasser/Sole - Montage und Bedienungsanleitung.
Dautphetal, ohne Datumsangabe.
- [RSS 13] Pfannstiel, D. et al.: Regelung von Luftkühlanlagen.
- [RSS 13b] Reinhart, Anton: Kältetechnik - Verdrängungsverdichter.
- [RSS 13c] Albers, Karl-Josef: Lüftungstechnische Geräte.
In: Recknagel, H. et al.: Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, 76. Auflage. München: Oldenbourg Industrieverlag, 2013.
- [Sau 94] Sauer, Dirk Uwe: Untersuchungen zum Einsatz und Entwicklung von Simulationsmodellen für die Auslegung von Photovoltaik-Systemen.
Diplomarbeit, Technische Hochschule Darmstadt, 1994.
- [SBA 13] Mayer, Helmut: Auch beim Heizen mehr erneuerbare Energien in den Haushalten - Pressemitteilung 335/13.
Wiesbaden: Statistisches Bundesamt, 2013.
- [StE ??] Stiebel Eltron GmbH & Co KG: Luft/Wasser-Wärmepumpen WPL 13, 18, 23 - Montageanweisung. Holzminde, ohne Datumsangabe.
- [TGW 81] Tassou, S. A.; Green, R. K.; Wilson, D. R.: Energy conservation through the use of capacity control in heat pumps. In: J. Inst. Energy 54, 1981.
- [TMK 08] THERMOKEY S.P.A.: Light cubic unit coolers. Udine (Italien), 2008.
- [TMW 83] Tassou, S.A.; Marquand, C. J.; Wilson, D. R.: Comparison of the performance of capacity-controlled and conventional on/off-controlled heat-pumps. In: Appl. Energy 14, 1983.

- [TRN 12] Klein, S. A. et al.: TRNSYS 17 Volume 4 - Mathematical Reference. University of Wisconsin-Madison: Solar Energy Laboratory, 2012.
- [TUM 13] Heilek, C. et al.: Energiewirtschaftliche Bewertung der Wärmepumpe in der Gebäudeheizung. München: Technische Universität München, 2013.
- [Vai 13] Vaillant GmbH: Installation instructions aroTHERM. Remscheid, 2013.
- [VDI 01] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 6020 - Anforderungen an Rechenverfahren zur Gebäude- und Anlagensimulation. Berlin: Beuth-Verlag GmbH, 2001.
- [VDI 08] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 4655 - Referenzlastprofile von Ein- und Mehrfamilienhäusern für den Einsatz von KWK-Anlagen. Berlin: Beuth-Verlag GmbH, 2008.
- [Vie 09] Viessmann Werke GmbH & Co KG: Montage- und Serviceanleitung für die Fachkraft - VITOCAL 300-A. Allendorf, 2009.
- [Wag 10] Wagner, Andreas: Photovoltaik Engineering - Handbuch für Planung, Entwicklung und Anwendung, 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2010.
- [WAT 13] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas, 11. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2013.
- [WBU 09] Wissenschaftlicher Beirat der Bundesregierung Globale Umweltveränderungen: Der WBGU-Budgetansatz. Berlin: WBGU, 2009.
- [Wei 10] Max Weishaupt GmbH: Montage- und Betriebsanleitung - Luft/Wasser-Wärmepumpe für Außenaufstellung WWP L 17 A - WWP L 40 A. Schwendi, 2010.
- [WKA 07] Wagner, H.-J.; Koch, M. K. et al.: CO₂-Emissionen der Stromerzeugung. In: BWK Energie-Fachmagazin, Bd. 59, Nr. 10, 2007.
- [WOL 12] Wolf GmbH: Planungsunterlage Hocheffizienz-Wärmepumpen. Mainburg, 2012.

- [WvW 13] Wenzl, H.; von Wedel, W.: Blei-Batterien vs. Li-Ionen-Batterien: Leistung, Haltbarkeit, Sicherheit.
Fachvortrag: EWE-Forschungszentrum für Energietechnologie, 2013.
- [ZAb 12] Ziehl-Abegg SE: Axialventilatoren Hauptkatalog FE2owlet-ECblue.
Künzelsau, 2012.