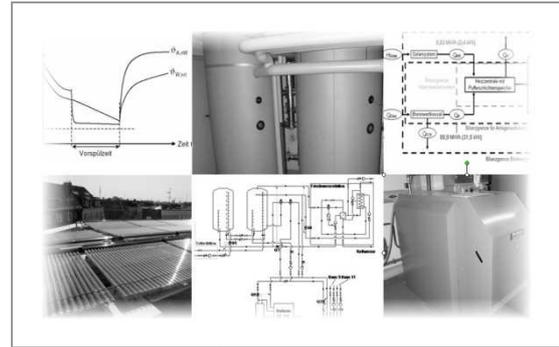


# Abschlussbericht



Integration von Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme  
mit großen Solaranlagen

## Teil 4: Simulation von Solar-Kessel-Varianten

Der Bericht wurde erstellt für die  
Projektgruppe von:

Dipl.-Phys. Hans-Peter Wirth  
Prof. Dr.-Ing. Mario Adam

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

gefördert vom



Bundesministerium  
für Umwelt, Naturschutz  
und Reaktorsicherheit

aufgrund eines Beschlusses des  
Deutschen Bundestages



FKZ 0325958A

## Projektgruppe:



EOS – Institut für Energieoptimierte Systeme  
Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften



ISFH – Institut für Solarenergieforschung  
Hameln/Emmerthal



E<sup>2</sup> - Erneuerbare Energien und Energieeffizienz  
Fachhochschule Düsseldorf (ab 2010)



ZfS – Rationelle Energietechnik GmbH  
Hilden (bis 2010)

## Bezugsmöglichkeiten für den Bericht in 5 Teilen

als Datei  
im Internet

<http://www.delta-q.de>

## Verantwortlichkeiten für den Inhalt dieses Berichtes

FH Düsseldorf

Abschnitte: 1 bis 4 und 6 bis 9

Ostfalia

Abschnitt: 5

## Inhalt

<b>1</b>	<b>Kurzüberblick und Zusammenfassung</b> .....	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>Einleitung und Aufgabenstellung</b> .....	<b>8</b>
<b>3</b>	<b>Validierung des Kesselmoduls mit Messwerten aus Feldanlagen</b> .....	<b>9</b>
3.1	Auswahl der Feldanlagen.....	9
3.2	Messungen am konventionellen Wärmeerzeuger.....	10
3.3	Verfahrensweise der Validierung.....	10
3.4	Parametrierung des Kesselmoduls .....	11
3.5	Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messdaten aus Feldanlagen .....	13
3.5.1	Vergleich des dynamische Verhaltens .....	13
3.5.2	Vergleich des Kesselnutzungsgrades .....	14
<b>4</b>	<b>Simulationsvarianten</b> .....	<b>17</b>
<b>5</b>	<b>Gebäudemodell</b> .....	<b>18</b>
5.1	Ziel und grundsätzliche Vorgehensweise .....	18
5.2	Detaillierte Beschreibung der Randdaten .....	20
5.2.1	Gebäudehülle .....	20
5.2.2	Umgebungstemperaturen .....	21
5.2.3	Nutzerverhalten .....	23
5.2.4	Heizlast, Heizkörper und Heizungsanlage.....	27
5.3	Detaillierte Beschreibung der Rechenansätze.....	28
5.3.1	Bilanz der Nutzwärmemengen .....	28
5.3.2	Bilanz der Wärmeabgabe von Heizkörpern.....	29
5.3.3	Bilanz der Wärmenetze.....	30
5.3.4	Ergebnisse für Leistungen sowie Vor- und Rücklauftemperaturen .....	31
5.4	Ergebnisse .....	31
5.4.1	Überblick der Eingabe- und Ausgabedaten.....	31
5.4.2	Beispielhafte Temperaturen und Leistungen.....	35
5.4.3	Umsetzung als Exceltabelle .....	37
5.5	Gebäudemodellvarianten im Kurzüberblick.....	37
<b>6</b>	<b>Definition der Wärmezentrale</b> .....	<b>39</b>
6.1	Auslegung der Solaranlagen .....	39
6.2	Hydraulische Schaltungen .....	40
6.2.1	Grundschtaltung .....	40
6.2.2	Variationen .....	42
6.3	Definition der Heizkessel.....	44
6.4	Definition Wärmespeicher.....	45

<b>7</b>	<b>Simulationsstudie</b> .....	<b>46</b>
7.1	Definitionen.....	46
7.2	Simulation des Kesselmodells unter definierten stationären Zuständen.....	47
7.3	Simulationsergebnisse einer Wärmezentrale im Jahresverlauf.....	50
7.4	Simulationsergebnisse Jahreswerte mit Gaskesseln.....	52
7.4.1	Jahresnutzungsgrad Gaskessel.....	52
7.4.2	Endenergieeinsparung (s. Abbildung 17 und Abbildung 18).....	53
7.4.3	Kesseltakten.....	56
7.5	Simulationsergebnisse Ölkessel.....	58
7.6	Simulationen ausgewählter Systemvarianten.....	61
7.6.1	Variante mit hydraulischer Weiche.....	61
7.6.2	Variante mit fehlerbehaftetem Heizungsbetrieb.....	62
7.6.3	Variantenvergleich - optimale / häufig realisierte Hydraulik.....	63
<b>8</b>	<b>Fazit zum Teilprojekt</b> .....	<b>65</b>
<b>9</b>	<b>Anhang</b> .....	<b>67</b>
9.1	Quellen.....	67

# 1 Kurzüberblick und Zusammenfassung

Ziel der in diesem Projektteil durchgeführten Untersuchungen war es, anhand einer Simulationsstudie den Einfluss der Solaranlage auf den Kesselbetrieb (insbesondere Nutzungsgrad und Taktverhalten) und die Endenergieeinsparung (unter Berücksichtigung der Rückwirkungen der Solaranlage auf den Kesselbetrieb) zu ermitteln.

Dazu wurde das innerhalb des Projekts entwickelte neue Kesselmodul benutzt, da dieses die Möglichkeit bietet, den Einfluss von Veränderungen auf der Verbrauchsseite (Hydraulik, Temperaturniveau etc.) im Zusammenspiel mit einer Solaranlage auf den Kessel entsprechend zu berücksichtigen.

In einem ersten Schritt wurde das neu entwickelte Modul, über die Validierung an Laborversuchen hinaus, auch an Anlagen in der Praxis getestet. Diese Untersuchungen wurden an 3 Feldanlagen mit unterschiedlichen Systemkonfigurationen durchgeführt. Erst der Vergleich der simulierten Kessel-Ausgangsdaten mit realen Messdaten aus Teststand und Feldanlagen führt zu einer Aussage, ob zum einen die mathematische Beschreibung grundsätzlich ausreichend ist oder zu detaillieren ist, und zum zweiten, ob die Modell-Parameter richtig gewählt wurden.

Durch diesen Vergleich konnte das dynamische Verhalten des Kesselmodells mit dem realer Kessel verglichen werden (s. Kap. 3: Validierung des Kesselmoduls mit Messwerten aus Feldanlagen). Die recht gute Übereinstimmung zeigt, dass es mit der mathematischen Beschreibung des Kesselmodells möglich ist, den Betrieb eines Kessels realitätsnah abzubilden. Es konnte weiter gezeigt werden, dass die verschiedenen Einflüsse auf den Kesselnutzungsgrad vom Kesselmodell richtig berücksichtigt werden.

Um in der nachfolgenden Simulationsstudie den Einfluss der Solaranlage auf den Kesselbetrieb und die Endenergieeinsparung zu ermitteln, wurden 3 verschiedene Gebäudestandards mit unterschiedlichen Heizlasten (s. Kap. 5: Gebäudemodell), 2 unterschiedliche hydraulische Kesseleinbindungen (mit und ohne Kesselpuffer), sowie 2 Arten der Trinkwarmwasserbereitung (Speicherlade- und Frischwasserstation) definiert. Für die Solaranlage wurden unterschiedliche Größen bzw. Deckungsraten angenommen. Mit der solaren Deckung des Trinkwarmwasserbedarfs im Sommer (Auslegung nach VDI 6002) als Basis, wurden die Kollektorflächen bis zum Faktor 8 hochskaliert.

Die Auslegung der Solaranlage sowie die hydraulischen Schemen der Wärmezentrale sind in Kap. 6: "Definition der Wärmezentrale" beschrieben. Schließlich wurden unterschiedliche Bauarten von Wärmeerzeugern mit Gas oder Öl als Brennstoff in der Simulationsstudie eingesetzt, mit gleichen energetischen Kenngrößen (Nennwirkungsgrad, Betriebsbereitschaftsverlust), aber unterschiedlicher thermischer Trägheit, Brennermodulation und brennstoffspezifischem Brennwertverhalten. Die Nennleistung der Kessel richtet sich nach dem Gebäudestandard. Eine Auflistung der oben genannten Kombinationsmöglichkeiten findet sich in Kap. 4: "Simulationsvarianten".

Für die Interpretation der Simulationsergebnisse unter Berücksichtigung der komplexen Zusammenhänge beim Betrieb des Kessels in einer Wärmezentrale ist es nützlich, zunächst nur den Kessel allein zu betrachten. Um die Abhängigkeit des Kesselwirkungsgrads von Wassereintrittstemperatur und Belastung bei der in der Studie benutzten Parametrierung des Kesselmodells (s. Kap. 6.3) aufzuzeigen, wurde das Modell mit verschiedenen konstanten Randbedingungen beaufschlagt (s. Kap. 7.2: Simulation des Kesselmodells unter definierten stationären Zuständen).

Bei unterschiedlichen Wassereintrittstemperaturen (20°C-60°C) wurden dabei 3 Leistungsfälle (100%, 60%, 20% der Nennleistung) durch Variation des Volumenstroms des Heizwassers eingestellt. Beim Vergleich des Verlaufs des Kesselwirkungsgrades in Abhängigkeit von Belastung und Wassereintrittstemperatur konnte eine gute Übereinstimmung von Simulationsmodell und Prüfstandsergebnissen gezeigt werden. Beide zeigen übereinstimmend eine Änderung des Kesselwirkungsgrades um ca. 2 bis 3 Prozentpunkte pro 10 K Differenz in der Wassereintrittstemperatur. Dieses Ergebnis ist für die Güte der Simulationsstudie von zentraler Bedeutung, da die Solaranlage gerade die Wassereintrittstemperatur in den Kessel verändert.

### **Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse der Simulationsstudie:**

Durch die Erhöhung der Kesselrücklauftemperaturen hat der solare Beitrag erwartungsgemäß einen negativen Einfluss auf den Kesselnutzungsgrad. Dieser Effekt ist in der Sommerperiode besonders groß, wobei die damit einhergehenden Wärmemengen nur klein sind, da der Wärmebedarf im Sommer überwiegend von der Solaranlage gedeckt wird. Deshalb fällt dies in der Jahresbilanz wenig ins Gewicht.

Positiv schlägt sich nieder, dass die Solaranlage in der Sommerperiode Betriebszeiten (auch Betriebsbereitschaftszeiten) des Kessels ersetzt, wo er ansonsten bei vergleichsweise schlechten Wirkungsgraden arbeiten würde. Dies erhöht auf das Jahr gesehen den Jahresnutzungsgrad. Der Kesselnutzungsgrad wird also von zwei gegenläufigen Effekten beeinflusst: Reduktion durch Rücklauf Temperaturanhebung und Verbesserung durch weniger Sommerbetrieb des Kessels. Je nachdem welcher Effekt überwiegt, können die Auswirkungen auf den Jahresnutzungsgrad positiv wie negativ sein.

Bei den hier untersuchten Systemen heben sich beide Einflüsse in etwa auf, so dass der Jahresnutzungsgrad nur gering (-0,5 bis +0,1-Prozentpunkte) beeinflusst wird.

Für alle im Variantenvergleich simulierten Systeme gilt: Vergleicht man das jeweilige System mit und ohne Solaranlage, so ist die eingesparte Endenergie höher als die solare Nutzwärme. Die Solaranlage führt zwar einerseits zu einer leichten Verringerung des Kesselnutzungsgrades, andererseits muss der Wärmeanteil, der von der Solaranlage geliefert wird, nicht vom Kessel mit entsprechenden Umwandlungsverlusten bereitgestellt werden. In Summe überwiegt hier der zweite Effekt.

Betrachtet man den Einfluss der Solaranlage auf das Taktverhalten des Heizgerätes, so zeigt sich, dass bei den hier benutzten Modellen und Randbedingungen die Solaranlage immer zu einer Verminderung des Kesseltakts führt.

Der Einbau eines Kesselpuffers hat sich in den hier durchgeführten Simulationen bzgl. der Endenergieeinsparung und des Kesselnutzungsgrades (Reduktion um bis zu -2,6 %-Punkte) als nachteilig erwiesen. Die negativen Auswirkungen der Heizwärmebereitstellung auf hohem Temperaturniveau und die Durchmischung des Puffers bei hohen Kesselkreisvolumenströmen mit der damit verbundenen Anhebung der Heizgeräte-Rücklauftemperaturen überwiegen positive Effekte wie die des reduzierten Takt- und Teillastbetriebes des Heizgerätes. Hinzu kommen noch die zusätzlichen Wärmeverluste des Puffers. Im Ergebnis ist die Endenergieeinsparung bei Systemen mit Kesselpuffer in allen Simulationen geringer als bei Systemen ohne Kesselpuffer. Die Taktzahlen des Kessels wurden durch einen Kesselpuffer jedoch sehr deutlich gesenkt. Weiter kann davon ausgegangen werden, dass sich die Absenkung der Kesselstarts positiv auf das Emissionsverhalten der Heizgeräte auswirkt.

Die hydraulische Verschaltung innerhalb der Wärmezentrale und die Anbindung von Verbrauchersträngen haben einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Effizienz einzelner Komponenten und damit des gesamten Systems. Schlecht ausgelegte oder mit Fehlern behaftete hydraulische Schaltungen führen zwangsläufig zu einem (vermeidbaren) höheren Endenergiebedarf.

In einem Fallbeispiel eines mit Fehlern behafteten Heizungsbetriebs konnte gezeigt werden, dass zusätzlich zu einem erhöhten Wärmebedarf auch eine Reduzierung des Kesselnutzungsgrades erfolgt. Die Kumulation von gesteigertem Wärmebedarf und schlechterem Kesselnutzungsgrad führte zu einem entsprechend höheren Endenergiebedarf von bis zu 7,5 %. Kritisch erwiesen sich auch hydraulische Weichen. Exemplarische Simulationen führten zu Einbußen beim Kesselnutzungsgrad um bis zu 5,1 Prozentpunkte.

Es wurde weiterhin gezeigt, dass mit den hier verwendeten Systemschaltungen keine durch die Solaranlagen bedingte, zusätzliche, durch konventionelle Energie zu deckenden Verluste entstehen.

Bei optimaler Entkopplung von Kessel und Solaranlage findet durch die Warmwasserbereitung auch keine Verschleppung von Kesselwärme in den Solarpuffer statt. Die Leistungsfähigkeit der Solaranlage ist damit unabhängig von der "Güte" der TWW-Bereitung.

Bezüglich der letzten beiden Aspekte weisen die analysierten Feldanlagen teils erhebliche Mängel auf. Es fehlen Betriebserfahrungen mit Solaranlagen, in denen diese theoretisch optimalen Grundkonzepte auch in Realität umgesetzt wurden. Stattdessen bieten immer mehr Hersteller Systeme mit vorgefertigten Baugruppen an, deren Funktionsweise nicht oder nur wenig transparent dargestellt werden. Bezüglich der Funktionstauglichkeit solcher Anlagen besteht eine hohe Unsicherheit, sowohl für den Planer als auch den Betreiber.

Dies wurde bereits im [Abschlussbericht 9601Q] beanstandet und wird innerhalb dieses Projekts leider wieder bestätigt (siehe Teil 1 dieses Berichtes).

## 2 Einleitung und Aufgabenstellung

Die Reduzierung des konventionellen Wärmeverbrauchs durch eine Solaranlage wird bestimmt durch den solaren Deckungsanteil. Er kann jedoch nur dann gleichgesetzt werden mit dem Anteil an eingespartem konventionellem Brennstoff in Relation zu dem Brennstoffverbrauch ohne Solaranlage, wenn die Jahres-Kesselnutzungsgrade ohne und mit Solaranlage gleich wären – was sie nicht sind. Einerseits verringert eine thermische Solaranlage in der Sommerperiode die Laufzeit des Kessels unter ansonsten für ihn ungünstigen Betriebsbedingungen. Andererseits führt eine Solaranlage zu einer Anhebung der Rücklauf-temperatur, was insbesondere bei Brennwertkesseln mit schlechteren Kesselwirkungsgraden einhergeht.

Zur Beurteilung des Betriebsverhaltens von konventionellen Kesseln muss man auf Simulationsrechnungen zurückgreifen, da i. d. R. keine Möglichkeit besteht, den Gesamtenergieverbrauch eines Gebäudes unter exakt gleichen Witterungsbedingungen und bei gleichem Nutzerverhalten in zwei Stadien (ohne Solaranlage und mit Solaranlage) direkt messtechnisch zu erfassen. Nur im Rahmen von Simulationsrechnungen kann man alle störenden Variablen (Wetter, Nutzer etc.) eliminieren und so ermitteln, wie hoch die Einsparungen an konventionell erzeugter Wärme und an Endenergie (Gas, Öl etc.) durch den Einsatz einer Solaranlage wirklich sind und ob es erhebliche Unterschiede zwischen den beiden gibt.

Die Parameter, die das Kesselverhalten beeinflussen sind sehr vielfältig. Es gehen ein Parameter des Verbrauchssystems (Volumenströme, Energiemengen und -verteilungen, Temperaturprofile, Regelparameter etc.), des Solarsystems (Energiefieferungsprofile, Temperaturprofile, Regelung etc.) sowie des Kessels selbst (Brennwertnutzung, Leistungssteuerung, Regelung zur Bedarfsdeckung, Auskühl- und Anfahrverhalten u. v. a. m.).

Das vom ISFH neu entwickelte TRNSYS-Kesselmodell (siehe Berichtsteil 2 zum Kesselmodell) soll die Möglichkeit eröffnen, Veränderungen auf der Verbrauchsseite (Hydraulik, Temperaturniveaus etc.) im Zusammenspiel mit einer Solaranlage entsprechend berücksichtigen zu können.

Ziel im vorliegenden Projektteil ist es, anhand einer Simulationsstudie den Einfluss der Solaranlage auf den Kesselbetrieb (insbesondere Nutzungsgrad und Taktverhalten) und die Endenergieeinsparung (unter Berücksichtigung der Rückwirkungen der Solaranlage auf den Kesselbetrieb) zu ermitteln. Sowohl die Untersuchungen in der Praxis (siehe Berichtsteil 1 Feldanlagen), als auch die Simulation dienen dazu, für künftige Kombianlagen zweckmäßige Systemkonfigurationen zu erstellen.

Auch sollte ein solches neu entwickeltes Simulationsmodell an Anlagen in der Praxis validiert werden, um seine Funktionstüchtigkeit über die Laborversuche hinaus weiter abzusichern. Diese Untersuchungen wurden an 3 Feldanlagen mit unterschiedlichen Systemkonfigurationen durchgeführt.

## 3 Validierung des Kesselmoduls mit Messwerten aus Feldanlagen

Die Verhältnisse eines praktischen Betriebs können nicht vollständig auf einem Kesselteststand nachgestellt werden, da die Einflussparameter und die Übergänge zwischen den unterschiedlichen Betriebsbedingungen zu vielfältig sind. Es ist deshalb notwendig das Kesselmodul unter "realen Bedingungen" am vollständigen System "Solaranlage-Kessel-Verbraucher" zu testen.

Erst der Vergleich der simulierten Kessel-Ausgangsdaten mit realen Messdaten aus Teststand und Feldanlagen führt zu einer Aussage, ob zum einen die mathematische Beschreibung grundsätzlich ausreichend ist oder zu detaillieren ist, und zum zweiten, ob die Parameter richtig gewählt wurden.

Da die Kesselgröße für die Prüfstandsmessungen auf kleine bis mittlere Kesselleistungen (<30 kW) beschränkt war, stellte sich zudem die Frage, ob das Kesselmodell auch für große Kessel anwendbar ist.

### 3.1 Auswahl der Feldanlagen

Die Auswahl der Feldanlagen erfolgte unter folgenden Kriterien:

- hohe solare Deckungsrate, um einen relevanten Einfluss der Solaranlage auf den Kessel zu erzielen
- Systemvielfalt bzgl. Kesseltyp und -anbindung
- Zuverlässigkeit des Solarsystems
- geringer Aufwand für die Messtechnik und die Datenanalysen

Um den Aufwand für die Messtechnik möglichst gering zu halten und um sicher zu gehen, dass die Solaranlagen brauchbare Ergebnisse liefern, wurden nur bekannte und bereits mit Messtechnik ausgestattete Anlagen aus dem Solarthermie-2000plus Förderprogramm als Feldanlagen ausgewählt. Die Messtechnik wurde durch zusätzliche Messungen am konventionellen Wärmeerzeuger erweitert.

Durch die sehr geringe Anzahl von Kombianlagen im Förderprogramm war die Auswahl recht eingeschränkt. Anfänglich vorgesehen waren folgende Anlagen:

- Speyer: Wohngebiet "ehemaliger Schlachthof" (Betreuung innerhalb ST-2000plus: ZfS) [Bericht Speyer]
- Hannover: Wohngebäude Magdeburger Str. (Betreuung innerhalb ST-2000plus: ZfS) [Bericht Hannover]
- Jena: Wohngebäude Siegfried-Czapski-Straße 4–10 (Betreuung innerhalb ST2000-plus:TU Ilmenau) [Bericht Jena]
- Wohngebäude in Glauchau (Betreuung innerhalb ST2000plus:TU Chemnitz).

Da der Betreiber der Anlage in Glauchau kurzfristig seine Zustimmung für zusätzliche Messungen am konventionellen Wärmeerzeuger verweigerte, wurde stattdessen eine von der ZfS betreute Anlage in Norderney (Nahwärme Gorch-Fock-Weg) [Bericht Norderney] nachgewählt.

Eine Beschreibung und Analyse der ausgewählten Feldanlagen findet sich auch in Berichtsteil 1. Eine Übersicht zeigt die folgende Tabelle 1.

Anlage	Anzahl, Kesseltyp und Nennleistung	Kesselanbindung	Anzahl angeschlossene Verbraucher an Solarpuffer
Wohngebiet "ehem. Schlachthof" Speyer	1 Gas-Brennwert mit 600 kW	parallel	Nahwärmenetz
Wohngebiet Norderney	1 Gas-Brennwert mit 300 kW 1 Gas-Niedertemperatur mit 300 kW	seriell	Nahwärmenetz
Wohngebiet Jena	2 Gas-Brennwertthermen mit je 90 kW	seriell	Nahwärmenetz
Wohngebäude Hannover	1 Holzpelletkessel mit 150 kW	parallel	WW+Zirk+Heizung

**Tabelle 1: Feldanlagen mit detaillierter Vermessung des konventionellen Wärmeerzeugers**

### 3.2 Messungen am konventionellen Wärmeerzeuger

Im Rahmen dieses Projektes wurde die ursprüngliche messtechnische Ausstattung der Solaranlagen für die Vermessung des Kessels wie folgt erweitert:

- Tausch des Gaszähler (um eine höhere Auflösung der gemessenen Gasmenge zu ermöglichen)
- bei Anlagen mit 2 Kesseln: Einbau eines Gaszählers für jeden Kessel.
- Abgastemperatur
- Sauerstoffgehalt des Abgases
- Temperatur der angesaugten Zuluft
- Feuchte der angesaugten Luft
- Raumtemperatur in Kesselnähe

Da die Gaszähler in dieser Zusammenstellung mit Abstand die teuersten Messgeräte sind, mussten hier Kompromisse bzgl. der Genauigkeit gemacht werden. In den Anlagen Norderney und Jena wurden deshalb Turbinen-Gaszähler statt der üblichen Kolbengaszähler eingebaut. Turbinen-Gaszähler haben den Nachteil, dass durch das Anlaufen und Nachlaufen des Zählers besonders bei erhöhtem Kesseltakten erhebliche Messfehler entstehen können.

Dies führte u. a. dazu, dass es in der Anlage von Jena kaum möglich ist, gesicherte Angaben über den Nutzungsgrad der beiden Thermen zu machen. Im Sommerbetrieb wurden brennwertbezogene Tagesnutzungsgrade von über 100% erzielt, was nur durch Messfehler zu erklären ist. Für die Validierung des Kesselmoduls haben sich die Messdaten der Anlage in Jena daher leider als wenig belastbar erwiesen.

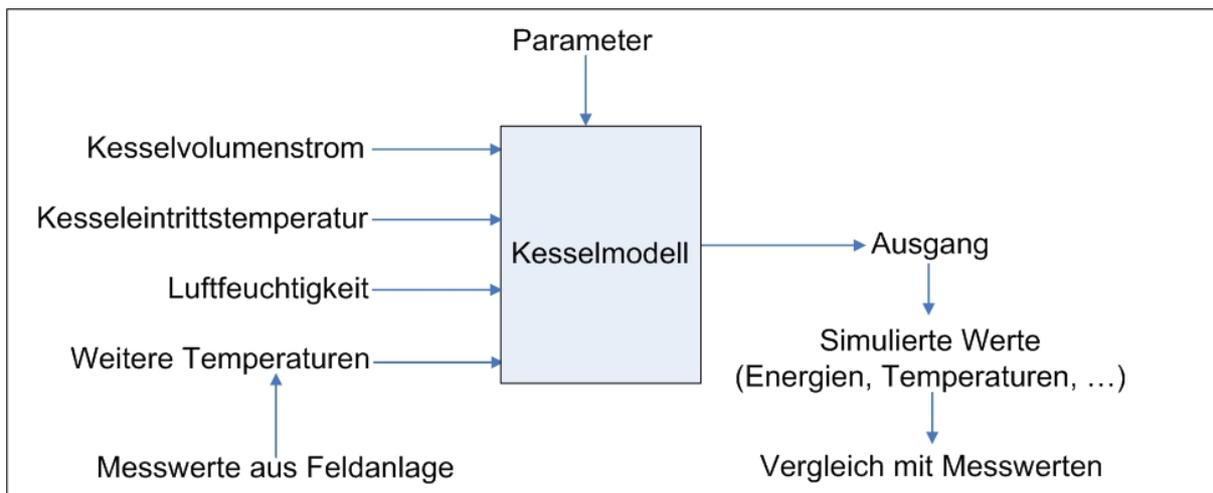
Wie in Berichtsteil 1 beschrieben, wurden in den Feldanlagen Jena und Norderney sowohl konzeptionelle, wie Ausführungsmängel in der konventionellen Wärmeerzeugung (insbesondere Kesselregelung, hydraulische Verschaltung, Wärmeübergabestationen) gefunden. Die Betreiber wurden mittels umfangreicher Informationsschreiben davon in Kenntnis gesetzt. Einige Mängel konnten während der Projektlaufzeit abgestellt werden. Mängel bei denen ein größerer Eingriff in die Hydraulik oder Kesselregelung nötig wäre, bestehen weiterhin. Die teilweise undurchschaubaren und unplausiblen Kesselregelungen in beiden Anlagen, erschwerten auch die Validierung des Kesselmoduls.

### 3.3 Verfahrensweise der Validierung

Die genaueste Methode, das Kesselmodell mit Messdaten einer realen Anlage zu testen, ist, es mit den gleichen Eingangswerten zu beaufschlagen, mit denen auch der reale Kessel betrieben wird. Die beiden wichtigen Eingangsgrößen Volumenstrom und Kesseleintrittstemperatur, wie auch die Umgebungstemperatur, Lufteintrittstemperatur, relative Luftfeuchtigkeit und Brennstofftemperatur liegen über einen Zeitraum von einem Jahr als Mittelwerte über 1 Minute vor.

Die mit diesen Werten durchgeführte Simulation liefert Ergebnisse, die direkt mit den Messwerten am Ausgang des realen Kessels verglichen werden können. Prinzipiell bestünde auch die Möglichkeit, das Gesamtsystem mit Solaranlage und Kessel einschließlich der Regelung zu simulieren. Dazu müssten aber alle Werte die das Simulationsprogramm errechnet in ihrer Größe und zeitlichem Verlauf sehr gut mit den realen Messwerten übereinstimmen.

Entstehen hier größere Abweichungen wird das Kesselmodul schon am Eingang mit falschen Werten beaufschlagt, mit der Folge, dass auch das Simulationsergebnis für den Kessel falsch ist. Diese Möglichkeit wurde als wenig effizient und wesentlich ungenauer eingestuft. Letzteres auch auf Grund der in den realen Anlagen kaum verständlichen Kesselregelungen. (Anmerkung: Zu den Anlagen in Jena und Norderney lagen entweder gar keine oder nur für -Experten von speicherprogrammierten Steuerungen (SPS) verständliche Regelbeschreibungen vor.)



**Abbildung 1: Verfahrenswise Validierung**

### **3.4 Parametrierung des Kesselmoduls**

Zur Parametrierung des Kesselmoduls werden insgesamt 49 Eingaben benötigt (siehe Berichtsteil 2).

Die folgende Tabelle 2 zeigt am Beispiel des Gas-Brennwertkessels in der Anlage von Norderney die für die Validierung vorgenommene Parametrierung des Kesselmoduls. Als Quellen für die Parameterwerte wurden veröffentlichte Herstellerdaten, Resultate aus den Prüfstandsmessungen (siehe Berichtsteil 3) und ansonsten Standardvorgaben des Kesselmoduls verwendet.

Die Bedingungen für den Startmodus (Parameter 37,38), und die Modulationsdauer (Parameter 39) wurden aus den vorliegenden Messdaten entnommen.

Nr.	Kesseltyp: Buderus Logano plus SB 615 mit Brenner Weißhaupt G1/1-E, ZMD	Einheit	Eingabe	Quelle
1	Brennstoff (1 = Erdgas E, 2 = Erdgas LL, 3 = Öl)	-	2	Stadtwerke
2	Nennleistung:	kW	300	Datenblatt
3	Brennerstufe (1 = einstufig, 2 = zweistufig, 3 = modulierend)	-	3	Datenblatt
4	Grundstufenleistung (wenn N <sub>Stufe</sub> = 2)	kW	0	
5	Mindestmodulationsleistung (wenn N <sub>Stufe</sub> = 3)	kW	100	
6	Brennwertnutzung (1 = ja, 0 = nein)	-	1	Datenblatt
7	Kesselmasse	kg	705	Datenblatt
8	Kesselkapazität (Kesselmaterial: Edelstahl)	Wh/kgK	0,14	Prospekt
9	Wasserinhalt	l	645	Datenblatt
10	Wirkungsgrad bei 100% (H <sub>i</sub> ) EN303-3, EN304	%	96,9	Buderus, DIN 4701-10
11	Zulufttemperatur bei Eta100 Prüfung	°C	20	
12	Zuluftfeuchte bei Eta100 Prüfung	%	60	
13	Luftüberschuss	-	1,2	
14	Brennstofftemperatur bei Eta100 Prüfung	°C	15	
15	Brennwert bei Eta100 Prüfung	kWh/kg	12,2	
16	Eintrittstemperatur bei Eta100 Prüfung	°C	60	
17	Austrittstemperatur bei Eta100 Prüfung	°C	85	
18	Umgebungstemperatur bei Eta100 Prüfung	°C	20	
19	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei 100% (H <sub>i</sub> )	%		
20	Betriebsbereitschaftsverlust	%	0,33	Kennwerte EnEV
21	Abgasfeuchtigkeit bei Referenzbedingungen	%	60	
22	Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit Kesselleistung	%	57,5	
23	Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit Wassereintrittstemperatur	%/K	0	
24	Elektrische Leistung bei 100%	W	760	Kennwerte EnEV
25	Elektrische Leistung bei 30%	W	300	
26	Elektrische Leistung bei 0%	W	20	
27	Minimale Kesseleintrittstemperatur	°C	20	
28	Maximale Kesseltemperatur	°C	110	Datenblatt
29	Minimale Solltemperatur	°C	0	
30	Maximale Solltemperatur	°C	100	
31	Mindesteinschaltzeit	s	0	
32	Mindestausschaltzeit	s	0	
33	Vorspülzeit (<0 = typischer Wert)	s	20	
34	Nachspülzeit (<0 = typischer Wert)	s	0	
35	Elektrische Leistung beim Vorspülen	W	760	
36	Elektrische Leistung beim Nachspülen	W	0	
37	Brennerstartmodus (1 = ohne, 2 = Start mit festgelegter Leistung, 3 = wie 2 aber konstante Startleistung bis zum Schluss der Modulationszeit)	-	2	Messwerte
38	Startleistung	kW	100	Messwerte
39	Modulationsdauer (für Brennerstartmodus)	s	360	Messwerte
40	Anteil wasserseitige Wärmekapazität	-	0,8	*
41	Faktor Wasserinhalt für Totzeitbestimmung	-	0,15	*
42	Anteil gasseitige Wärmekapazität	-	0,015	*
43	Wasserseitige Zeitkonstante bei 100%	-		
44	Wasserseitige Totzeit bei 100%	-		
45	Gasseitige Zeitkonstante bei 100%	-		
46	Regelungstemperatur (1 = Austrittstemperatur, 2 = interne Kesseltemperatur)	-	1	
47	Interner Zeitschritt	s	1	
48	Temperatur des Kessel bei Simulationsbeginn	°C		
49	Anzeige Nachrichten (0 = Nein, 1 = Ja)	-		

\* Hier wurden typische Werte aus den Prüfstandsmessungen der Ostfalia eingesetzt.

**Tabelle 2: Parametrierung des Kesselmoduls für den Kessel der Anlage Norderney**

### 3.5 Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messdaten aus Feldanlagen

#### 3.5.1 Vergleich des dynamische Verhaltens

Zunächst wurde das dynamische Verhalten des Kesselmodells mit dem des realen Kessels verglichen. Dazu wurden die simulierten Ausgangswerte des Kesselmoduls mit den Messwerten am Kesselausgang verglichen. Die zeitliche Auflösung beträgt dabei 1 Minute.

Abbildung 2 zeigt den Vergleich der Kesselleistungen beim Kessel aus Norderney. Die Verläufe von simulierter und gemessener Kesselleistung zeigen eine recht gute Übereinstimmung. Dies konnte durch entsprechende Anpassung der Parameter 37-39 (Angaben zum Brennerstartmodus und Modulation) erzielt werden. Die meistens etwas höheren Leistungsspitzen bei der Simulation lassen sich vermutlich durch weiteres Optimieren der Parametereinstellungen noch besser an die Messwerte angleichen.

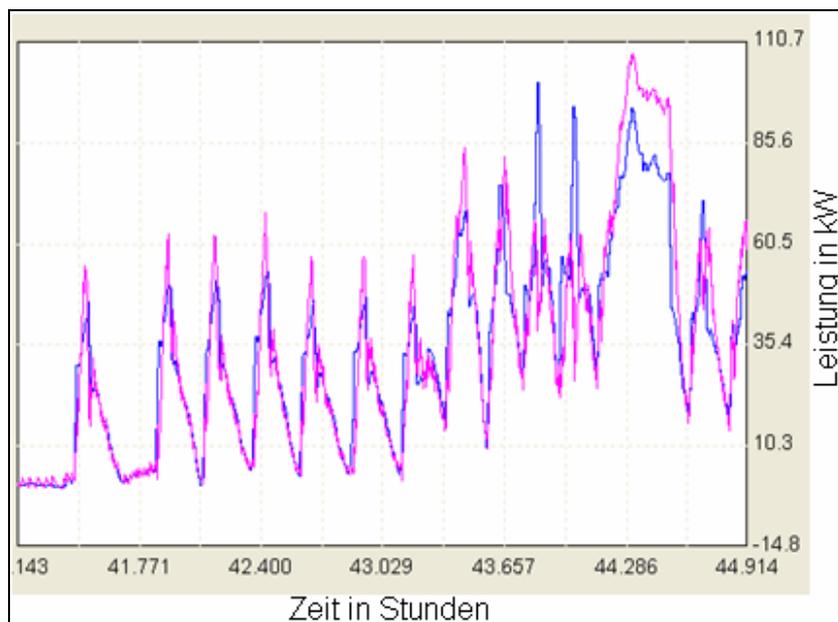


Abbildung 2: Vergleich von gemessener (blau) und simulierter (rot) Kesselleistung

Abbildung 3 zeigt die Kesselvorlauftemperaturen im gleichen Zeitraum. Die etwas höheren Leistungsspitzen bei der Simulation zeigen sich hier zwingendermaßen in entsprechen höheren Vorlauftemperaturen bei der Simulation.

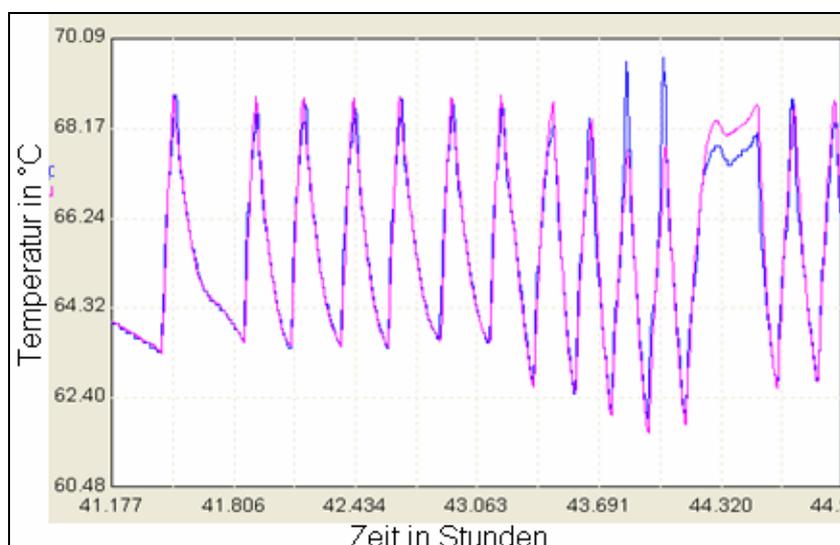


Abbildung 3: Vergleich von gemessener (blau) und simulierter (rot) Kesselvorlauftemperatur

### 3.5.2 Vergleich des Kesselnutzungsgrades

Kernpunkt der Validierung ist die Bewertung des Kesselmodells im Hinblick auf den Kesselnutzungsgrad. Nur wenn das Kesselmodell die verschiedenen Einflüsse auf den Kesselnutzungsgrad richtig berücksichtigt, können z.B. Aussagen über die Rückwirkungen von Solaranlagen auf den Kesselbetrieb getroffen werden. Als geeignete Heizzentralen für den Vergleich wurden die Anlagen in Speyer und Norderney herangezogen.

In den folgenden Abbildungen werden die brennwertbezogenen Tagesnutzungsgrade der realen Kessel mit den simulierten Tagesnutzungsgraden verglichen.

#### Feldanlage Speyer

Abbildung 4 zeigt den Winterbetrieb des Kessels in Speyer. Neben den Tagesnutzungsgraden ist die täglich abgegebene Nutzenergie des Kessels aufgetragen.

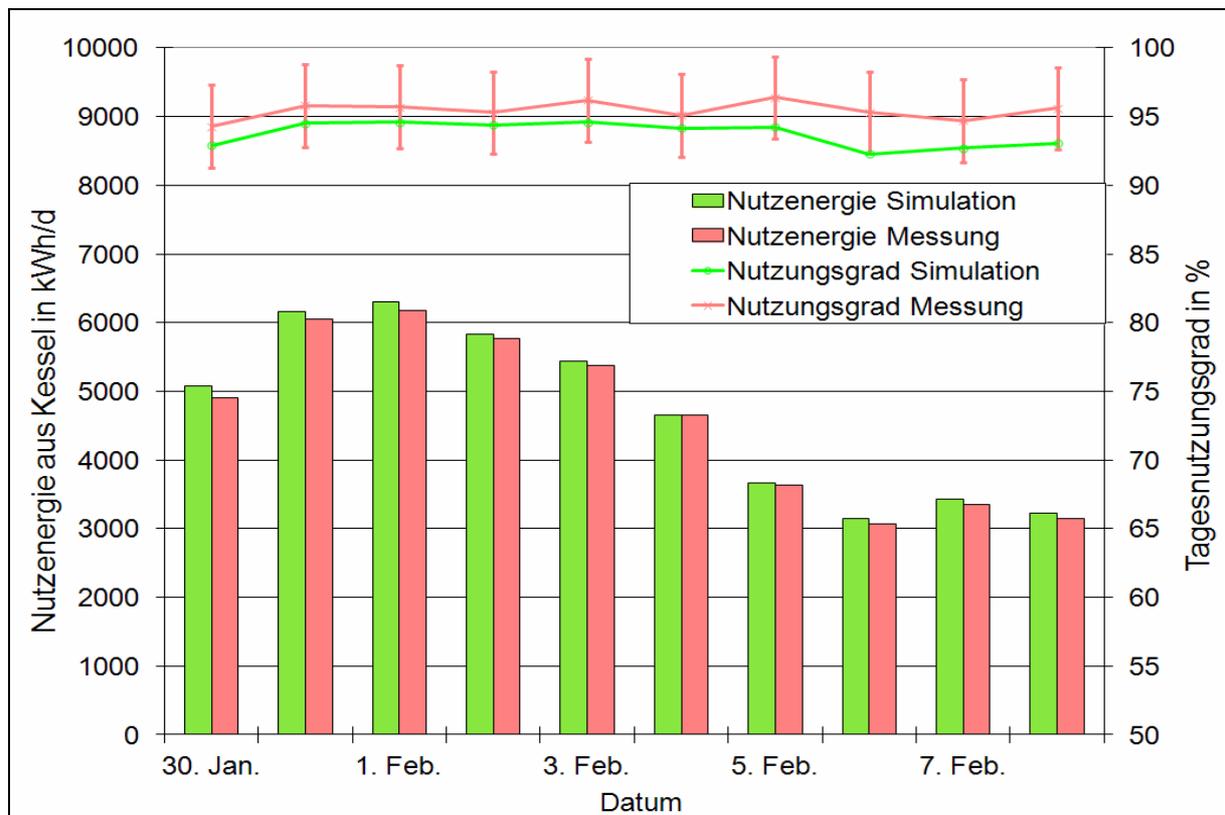


Abbildung 4: Kesselnutzungsgrade in Simulation und Messung beim Kessel der Anlage Speyer (Winterfall)

Die auf den Tag bezogene Auslastung des Kessels (Nennleistung 600 kW) liegt im Bereich zwischen 20% - 40%. Da der Kessel auf den Bereitschaftsteil eines bivalenten Puffers arbeitet, hat er recht lange Laufzeiten. Je nach Last ergeben sich zusammenhängende Brennerlaufzeiten von 30 Minuten bis über 3 Stunden.

Die Kesselrücklauftemperaturen während eines Ladezyklusses liegen mehrheitlich im Bereich von 37°C bis 55°C. Unter diesen Randbedingungen arbeitet der Kessel mit einem guten Tagesnutzungsgrad im Bereich von rund 95%. Dieser Wert ist jedoch messfehlerbehaftet. Messfehler entstehen insbesondere bei der Bestimmung der Gasmenge und der wasserseitigen Volumen- und Temperaturmessung.

Dies führt dazu, dass beim gemessenen Nutzungsgrad eine Fehlertoleranz von mindestens  $\pm 3\%$  zu berücksichtigen ist. Als Vergleich ist der simulierte Kesselnutzungsgrad eingetragen. Dieser liegt durchgängig 1% bis maximal 3% unterhalb des gemessenen Nutzungsgrades und damit innerhalb der Fehlerbandbreite der Messwerte. Auch folgt der simulierte Nutzungsgrad den leichten Richtungsschwankungen im gemessenen Nutzungsgrad. Durch die Vorgabe des Tagesmittels der gemessenen Kesselvorlauftemperatur als Solltemperatur für den Kessel in der Simulation konnte für die simulierte Nutzenergie eine sehr gute Übereinstimmung mit der gemessenen Nutzenergie erzielt werden.

Abbildung 5 zeigt den Sommerbetrieb des Kessels in Speyer. Die auf den Tag bezogene Auslastung des Kessels liegt nun unter 10%. Der Kessel arbeitet im unteren Modulationsbereich. Neben Phasen mit Einschaltdauern von ca. 30 Minuten gibt es aber auch Phasen mit kürzeren Laufzeiten von 10 Minuten. Die Kesselrücklauftemperaturen während eines Ladezyklusses liegen jetzt im Bereich von  $47^{\circ}\text{C}$  bis  $62^{\circ}\text{C}$  und damit deutlich höher als im Winterbetrieb. Unter diesen Randbedingungen arbeitet der Kessel mit sehr unterschiedlichen Tagesnutzungsgraden im Bereich von rund 82% - 92%, je nach Rücklauf- und Auslastung.

Auch hier folgt der simulierte Kesselnutzungsgrad annähernd parallel den Schwankungen des gemessenen Nutzungsgrads.

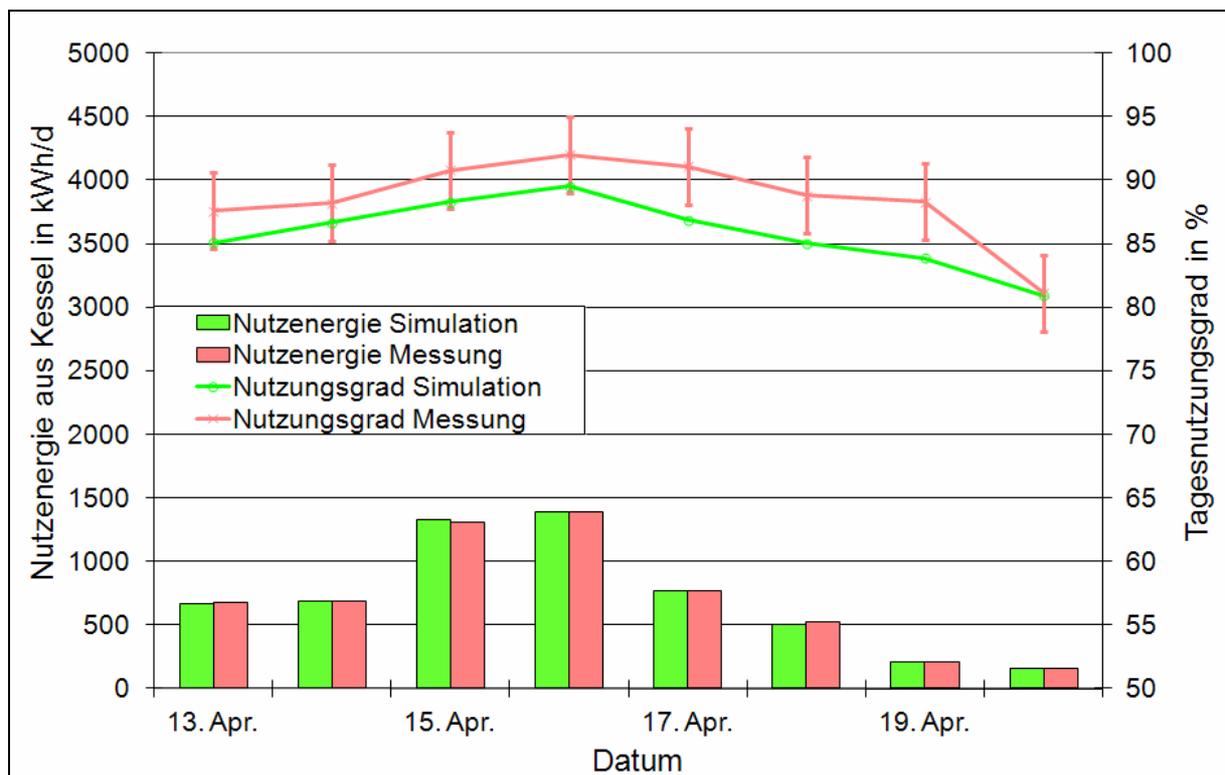


Abbildung 5: Kesselnutzungsgrade in Simulation und Messung beim Kessel der Anlage Speyer (Sommerfall)

### Feldanlage Norderney

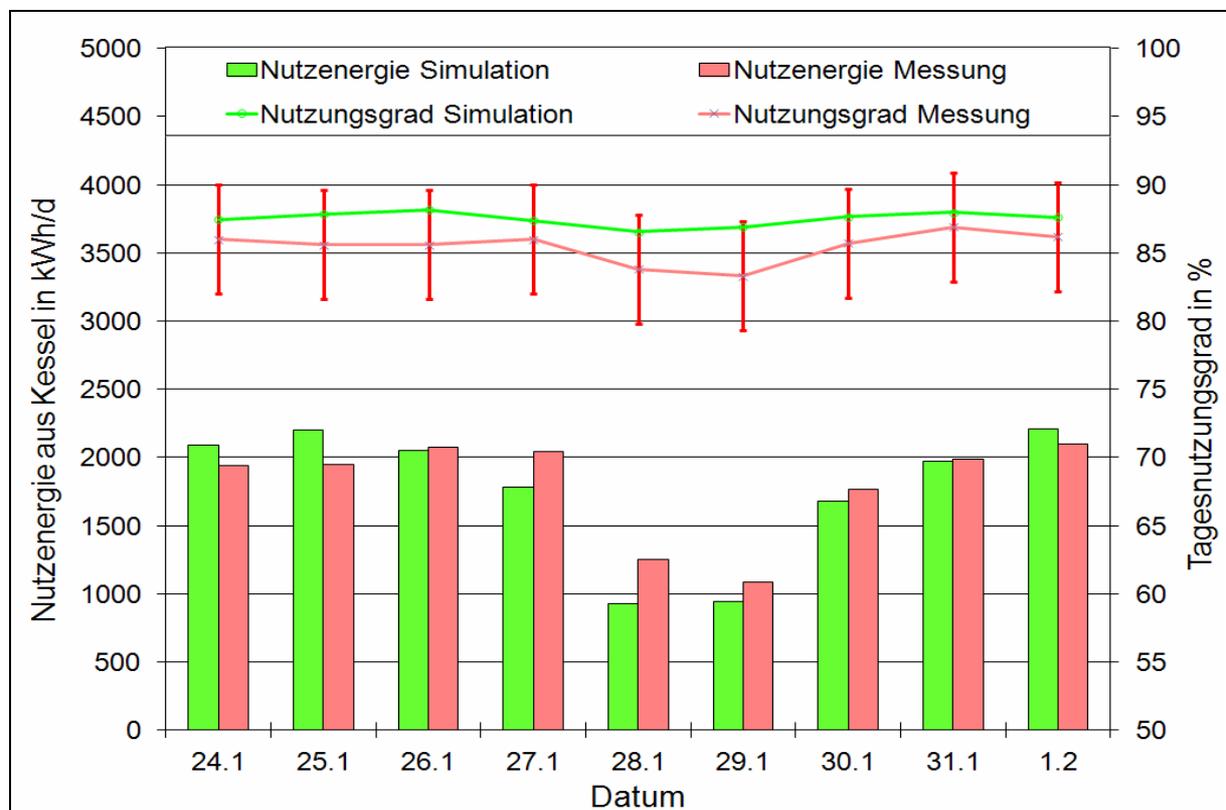
Abbildung 6 zeigt die Tagesnutzungsgrade und Nutzenergien des Kessels der Anlage in Norderney. Der Brennwertkessel ist über eine hydraulische Weiche gemeinsam mit einem weiteren Niedertemperaturkessel in ein Nahwärmenetz eingebunden (s Berichtsteil 1).

Die sowieso schon recht hohen Netzzücklauftemperaturen von  $55^{\circ}\text{C}$  -  $60^{\circ}\text{C}$  werden durch den sehr hohen Volumenstroms von  $22\text{ m}^3/\text{h}$  der Kesselpumpe nochmals angehoben. Während des simulierten Zeitraums lagen die Kesselrücklauftemperaturen im Bereich von  $60^{\circ}\text{C}$  -  $70^{\circ}\text{C}$ , d.h. es ist keine Brennwertnutzung möglich.

Unter diesen Randbedingungen ist der gemessene Tagesnutzungsgrad von 83% bis 87% trotz guter Kesselkennwerte keine Überraschung. Die Simulation liefert unter diesen Bedingungen Tagesnutzungsgrade von 86% bis 88%, also etwas oberhalb der gemessenen Werte. Auch hier bleibt der simulierte Kesselnutzungsgrad innerhalb der Messfehlergrenzen. Beim gemessenen Nutzungsgrad kann hier eine Fehlertoleranz von mindestens  $\pm 4\%$  angesetzt werden.

Die auch bei ausgeschaltetem Kessel ständig laufende Kesselpumpe führt bei der wasserseitigen Wärmemengenberechnung zu erheblichen Messungenauigkeiten. (Beim hier existierenden ständigen Volumenstrom der Kesselpumpe von  $22\text{ m}^3/\text{h}$  wird bei einem Fehler von  $0,05\text{ K}$  in der Temperaturmessung bereits ein Fehler in der Wärmeleistung von ca.  $1,3\text{ kW}$  erzeugt. In der Tagessumme beträgt der Fehler dann  $30\text{ kWh/d}$ . Im Sommerbetrieb mit geringen Brennerlaufzeiten kann dieser Messfehler daher so beträchtlich sein, dass eine sinnvolle Nutzungsgradbestimmung kaum möglich ist.)

Aus diesem Grund ist auch kein weiterer Vergleich der Nutzungsgrade für den Kessel in Norderney im Sommerbetrieb sinnvoll.



**Abbildung 6: Kesselnutzungsgrade in Simulation und Messung beim Kessel der Anlage Norderney (Winterfall)**

Zusammenfassend kann man feststellen, dass der simulierte Tagesnutzungsgrad den unter den verschiedenen Bedingungen der Feldanlagen gemessenen Nutzungsgrad zufrieden stellend nachbildet. Für die nachfolgend beschriebenen Simulationsstudien ist dabei der absolute Wert weniger wichtig, als die relative Änderung des Nutzungsgrades unter verschiedenen Betriebsbedingungen.

## 4 Simulationsvarianten

Ziel ist es, anhand einer Simulationsstudie den Einfluss der Solaranlage auf den Kesselbetrieb (insbesondere Nutzungsgrad und Taktverhalten) und die Endenergieeinsparung (unter Berücksichtigung der Rückwirkungen der Solaranlage auf den Kesselbetrieb) zu ermitteln.

Dazu wurden Anlagen zur solaren Heizungsunterstützung (sog. Kombianlagen) im Segment der Mehrfamilienhäuser definiert. Als fiktives Testgebäude wurde ein 12-Familienhaus mit drei verschiedenen Wärmeschutzstandards vorgegeben. Einzelheiten zur Erstellung des Gebäudemodells sind in Kap. 5 erläutert. Für jedes Haus sind als Variation zwei Arten der Trinkwarmwasserbereitung (Frischwasserstation oder Warmwasserbereitschaftsspeicher) vorgesehen. Weiterhin verfügt die Trinkwarmwasserbereitung, wie in Mehrfamilienhäusern üblich, über eine Zirkulation.

Für die Solaranlage werden unterschiedliche Größen bzw. Deckungsraten angenommen. Mit der solaren Deckung des Trinkwarmwasserbedarfs im Sommer (Auslegung nach VDI 6002) als Basis werden die Kollektorflächen hochskaliert. Es wurden folgende Kollektorflächen vorgegeben: 8, 16, 32, 64 m<sup>2</sup>.

Mit dem neuen Kesselmodell können unterschiedliche Bauarten von Wärmeerzeugern mit Gas oder Öl als Brennstoff simuliert werden. In der Simulationsstudie werden modulierende Brennwertgeräte auf Gas- oder Ölbasis eingesetzt. Die hydraulische Einbindung der Kessel erfolgte mit oder ohne Kesselpuffer.

Die nachfolgende Tabelle 3 gibt einen Überblick über die Kombinationsmöglichkeiten.

Solare Deckung	Gebäude	Trinkwarmwasserbereitung	Kesseleinbindung	Kesselart
Kollektorflächen: ohne Solaranlage, 8, 16, 32, 64 m <sup>2</sup>	Niedrigenergieniveau, Wärmeschutzverordnung, Bestand	Frischwasserstation (nachfolgend auch FriWa abgekürzt), Warmwasserbereitschaftsspeicher (nachfolgend auch WWS abgekürzt)	ohne Kesselpuffer mit Kesselpuffer (nachfolgend auch Kesselp. abgekürzt)	Gasbrennwert- Kessel/Therme, Ölbrennwert- kessel

**Tabelle 3: Kombinationsmöglichkeiten im Simulationsmodell**

Da nicht alle Kombinationen innerhalb des Projektumfangs simuliert werden konnten, wurde auf Basis der fortschreitenden Simulationsergebnisse ermittelt, welche Kombinationen kaum weiteren Erkenntnisgewinn erzielen. Diese wurden dann ausgeklammert. So wurden die Varianten mit Kollektorflächen von 8 und 16 m<sup>2</sup> nicht weiter untersucht. Auch die Gebäude mit dem „mittleren“ Gebäudestandard (Wärmeschutzverordnung) konnten ausgelassen werden.

## 5 Gebäudemodell

Der vorliegende Abschnitt beschreibt die Randdaten und Eigenschaften des fiktiven Testgebäudes, welches der Simulation zugrunde gelegt wurde. Darüber hinaus wird die Erstellung des Gebäudemodells erläutert und ausschnittsweise Ergebnisse dargestellt.

### 5.1 Ziel und grundsätzliche Vorgehensweise

Aus dem programmierten Gebäudemodell soll sich stundenweise ein Anforderungswert der Abnehmer für Volumenstrom und die Vorlauftemperatur ergeben. Darüber hinaus wird die Rücklauftemperatur und somit der stündliche Leistungsbedarf bestimmt. Als Abnehmer innerhalb des Gebäudes sind festgelegt: der Heizkörperkreis, der Trinkwarmwasserzirkulationskreis sowie die Warmwasserzapfung. Für das Kessel-/Speichermodell dienen die zur Verfügung gestellten Werte als Simulationsranddaten.

Das Gebäudemodell wird mit Microsoft Excel erstellt. Zur Programmierung dienen folgende formelmäßigen Zusammenhänge:

- Heizkurvengleichung
- Heizlastberechnung
- Heizkörpergleichungen
- Bilanzgleichungen für Lüftungs- und Transmissionswärmeverluste eines Baukörpers
- Bilanzgleichungen für solare Wärmeeinträge durch transparente Bauteile
- Bilanzgleichungen für Warmwassernutzwärme und Heizwärmebedarf
- Bilanzgleichungen für Rohrleitungswärmeverluste

Ein 12-Familienhaus wird anhand seiner Geometrie (wärmeübertragende Außenflächen sowie Wohnflächen) beschrieben. U-Werte und g-Werte werden festgelegt, wobei es drei verschiedene Wärmeschutzstandards gibt. Ein Jahreszeitprofil für äußere Verschattung nach Himmelsrichtung wird vorgegeben.

Zu den Außentemperaturen und himmelsrichtungsabhängigen Solarstrahlungsdaten (des Deutschen Wetterdienstes) werden Formelzusammenhänge festgelegt, die die Temperaturen im Dach und Keller sowie die Kaltwasserzulaufemperatur in Abhängigkeit von der Außentemperatur beschreiben.

Hinsichtlich des Nutzungsverhaltens werden Annahmen zu Warmwasserzapfprofilen, Innentemperaturen, internen Wärmeeinträgen und dem Lüftungsverhalten getroffen. Dabei gibt es für diese Größen jeweils Wochen-/Wochenendprofile, bei denen jede Stunde der Woche mit einem Wert belegt ist. Es wird unterschieden in Nutzer des Profils "Rentner/Arbeitslose" sowie "Arbeitnehmer". Kinder sind bei beiden Profilen zusätzlich beschrieben. Das Gebäude kann mit einer Kombination aus maximal 6 verschiedenen Nutzertypen additiv zusammengestellt werden.

Darüber hinaus gibt es drei Urlaubsprofile, bei denen maximal 35 Urlaubstage über das Jahr verteilt sind. Die Urlaubsprofile definieren Zeiträume, in denen geringere oder keine Anforderungen an das Innenklima und Warmwasser bestehen.

Für das Gebäude sind Heizlasten am kältesten Tag berechnet und installierte Normheizkörperleistungen hieraus festgelegt. Darüber hinaus ist für jede Stunde des Jahres eine Vorlauftemperatur rechnerisch nach einer Heizkurve festgelegt, wobei die Heizkurve nach Überschreiten der Heizgrenze nicht mehr relevant ist.

Die beiden Rohrnetze für Heizung und Trinkwarmwasser sind hinsichtlich ihrer Leitungslängen und Dämmstandards beschrieben. Die Wärmeabgabe der Rohrleitungen kann für jede Stunde des Jahres berechnet werden. Dabei werden Wärmeabgaben der Trinkwarmwasserleitungen im beheizten Bereich für die Energiebilanz als interne Wärmeleistung gutgeschrieben. Leitungen beider Netze im Keller sind nur als Wärmeverluste verbucht.

Wichtig bei dem gewählten Verfahren sind Festlegungen zur Dynamik des Gebäudemodells, da die Bilanzgleichungen selbst ohne Speichermassen gerechnet werden. Ersatzweise werden Effekte der Ein- und Ausspeicherung von Wärme in Bauteilen sowie die (gewünschte) Trägheit der Regelung erfasst, indem für bestimmte Rechenschritte nicht die aktuelle Außentemperatur der jeweiligen Stunde, sondern gewichtete Mittelwerte vorausgehender Zeitabschnitte zugrunde gelegt werden. Beispielsweise gilt für die Berechnung der Temperatur im Dach das lineare 6-Stunden-Mittel der Außentemperatur als Grundlage. Für die Heizungsregelung gilt ein gewichteter 24-Stunden-Wert der Außentemperatur, bei dem die weiter zurückliegenden Stunden schwächer berücksichtigt werden. Sofern die Energiebilanz einen Überschuss an Wärme für eine Stunde ergibt, würde in der Realität eine Einspeicherung in die umgebenden Bauteile sowie ggf. ein Ablüften erfolgen. Dieser Effekt wird abgebildet, indem 80 % der Überschüsse (als eingespeichert) in den nächsten Rechenschritt übernommen werden. Dies erfolgt auch bei einer Unterdeckung in der jeweils vorherigen Stunde.

Die eigentliche Bilanz erfolgt für jeweils eine Wohnung. Das Nutzerprofil der Erwachsenen, die Anzahl der Kinder und das Urlaubsprofil werden gewählt. Alle Nutzungsranddaten werden stundenweise errechnet. Aus der Außentemperatur werden alle unterschiedlichen sonstigen Temperaturen ermittelt.

Mit Transmission und Lüftung, internen und solaren Lasten ergibt sich die Bilanz des Heizwärmebedarfs. Daneben werden der Trinkwasserwärmebedarf sowie der Rohrnetzverlust für die Trinkwasserleitungen bestimmt (jeweils hier mit stündlichem Volumenstrom, Vor- und Rücklaufemperatur).

Für die aktuelle Stunde ergibt sich ein Bedarf an Heizwärme, von dem ggf. ein aus der vorherigen Stunde resultierender Überschuss abgezogen wird oder eine Fehlmenge addiert wird.

Anhand des Bedarfs an Heizwärme und der installierten Heizkörper wird bestimmt, welche mittlere Heizkörpertemperatur zur Lastdeckung notwendig ist. Aus der Heizungsregelung ergibt sich die Vorlaufemperatur in der Heizzentrale, die vermindert wird um Temperaturverluste im Keller. Mit der Vorlaufemperatur am Heizkörper kann anschließend eine Rücklaufemperatur am Heizkörper bestimmt werden.

Dieser Rechenschritt führt zu 4 möglichen Lastphasen. In der Nulllastphase besteht kein Bedarf. In der Normallastphase kann der Bedarf des Raumes komplett gedeckt werden. In der Schwachlastphase ist die Vorlaufemperatur so hoch, dass selbst bei einer Rücklaufemperatur auf Raumtemperaturniveau eine Überversorgung der Räume auftritt; es ergeben sich Wärmeüberträge in die nächste Stunde. Und in der Starklastphase kann die aktuelle Raumlast nicht gedeckt werden, selbst wenn die Rücklaufemperatur so hoch ist wie der Vorlauf; es ergeben sich Fehlbeträge für die nächste Stunde.

Abhängig von der jeweiligen Lastphase ergeben sich anhand separater Berechnungen eine Rücklaufemperatur und ein Volumenstrom. Es kann die Summenbilanz für alle Wohnungen gemacht werden. Der Summenrücklauf aller Wohnungen erhält eine gemittelte Rücklaufemperatur. Hiervon werden wiederum Netzverluste im Keller abgezogen, so dass die Rücklaufemperatur am Erzeuger bekannt ist.

## 5.2 Detaillierte Beschreibung der Randdaten

### 5.2.1 Gebäudehülle

Das Objekt hat 12 Wohneinheiten mit je 100 m<sup>2</sup> beheizter Fläche. Es wird von einer Belegung mit 32 Personen ausgegangen. Die weiteren Kennwerte der Gebäudehülle zeigen nachfolgende Tabellen.

Merkmal	Wert		Merkmal	Wert	
Gesamtwohnfläche	1200	m <sup>2</sup>	externes Volumen	3848	m <sup>3</sup>
Geschosszahl	3		Hüllfläche Gesamt	2309	m <sup>2</sup>
Raumhöhe, licht	2,65	m	Kompaktheitsgrad	0,6	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
Luftvolumen	3498	m <sup>3</sup>	Fensterfläche / Wohnfläche	0,2	m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>
Merkmal	Wert		Merkmal	Wert	
Fenster	240	m <sup>2</sup>	Fensterfläche N	96	m <sup>2</sup>
Kellerdecke, incl. Treppenabgang	528	m <sup>2</sup>	Fensterfläche W	12	m <sup>2</sup>
Geschossdecke, incl. Treppenaufgang	528	m <sup>2</sup>	Fensterfläche O	12	m <sup>2</sup>
Außenwandfläche	1013	m <sup>2</sup>	Fensterfläche S	120	m <sup>2</sup>

Tabelle 4 Geometrische Kennwerte der Gebäudehülle

U-Werte, in W/(m <sup>2</sup> K) incl. Wärmebrücken				
	Wand	unterer Abschluss	oberer Abschluss	Fenster incl. Tür
Altbau	1,0	0,8	0,8	2,7
WSchV	0,6	0,5	0,5	1,7
NEH	0,3	0,3	0,2	1,2

Tabelle 5 U-Werte

Für die Berechnung der solaren Wärmeeinträge durch Fenster werden Gesamtenergiedurchlassgrade von Scheiben (g-Werte) festgelegt. Außerdem werden zur Abminderung der Wärmeeinträge Fensterflächenanteile, Minderungsfaktoren für Verschmutzung und nichtsenkrechten Lichteinfall aus der EnEV übernommen.

Fensterkennwerte				
	g-Werte	Glasanteil	Verschmutzung	nichtsenkrecht Licht
Altbau	0,70	0,7	0,95	0,9
WSchV	0,58	0,7	0,95	0,9
NEH	0,50	0,7	0,95	0,9

Tabelle 6 Fensterkennwerte

Der Einfluss von Verschattung wird mithilfe von Kennwerten für den Sonneneinfall bewertet.

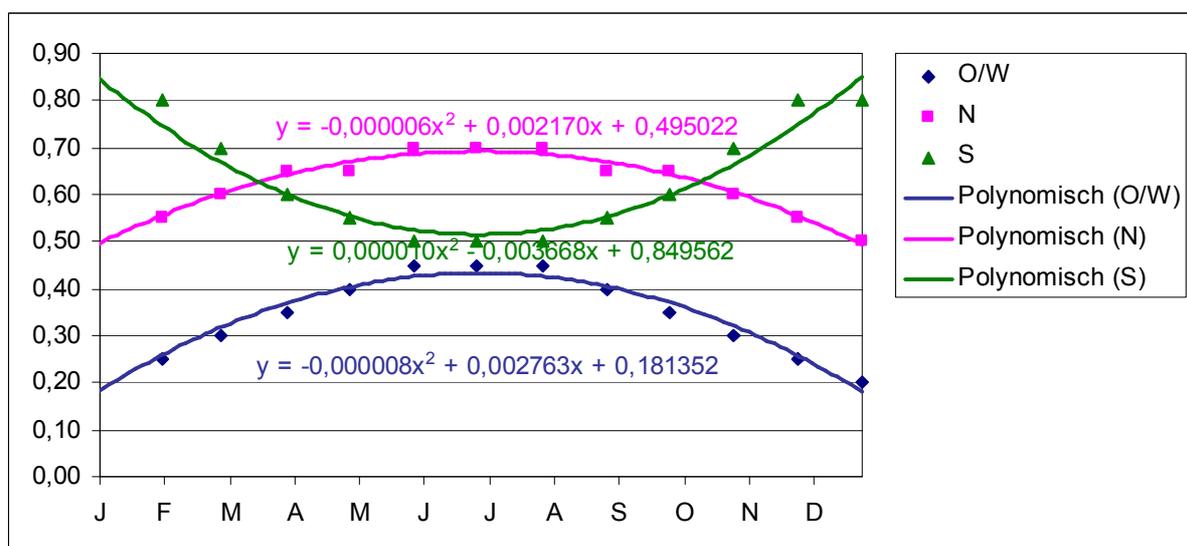
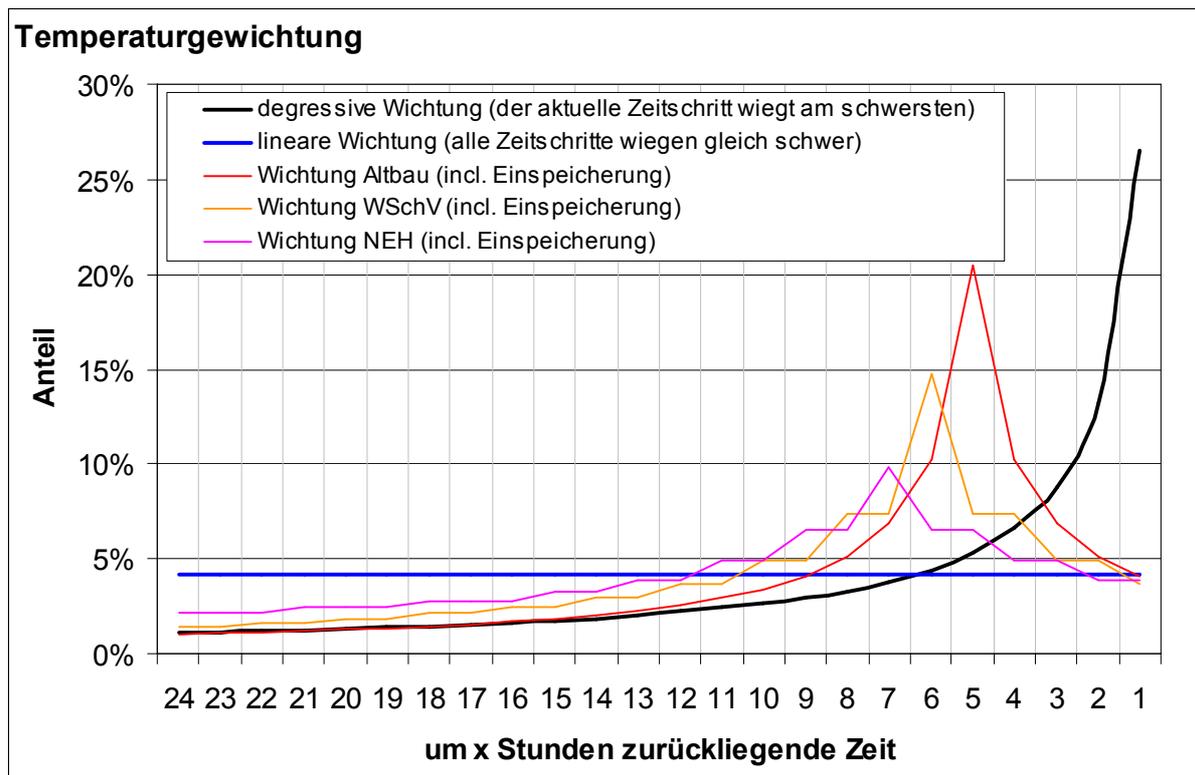


Bild 1 Annahmen zur Verschattung bzw. zum Sonnendurchlass

Die Verschattung nach Osten und Westen ist im Winter größer, da von dichter Bebauung ausgegangen wird. Nach Norden sollen sich Gebäude in größerem Abstand befinden, die vor allem im Winter Verschattung bewirken, nach Süden soll die Verschattung aufgrund von Vegetation im Sommer am größten sein. Die über ein Jahr gemittelten Verschattungsanteile entsprechen denen anderer Rechenverfahren (EnEV, IWU).

### 5.2.2 Umgebungstemperaturen

Die Außentemperatur ist als Stundenwert aus dem Testreferenzjahr für den Standort Potsdam vorgegeben. Die aktuelle Temperatur jeder Stunde wird in der Berechnung nur zur Berechnung der Lüftungswärmeverluste herangezogen. Darüber hinaus werden die Außentemperaturen zurückliegender Stunden gewichtet und daraus mittlere Außentemperaturen gebildet. Es gelten für die 24-Stunden-Mittelung die Anteile in Bild 2.

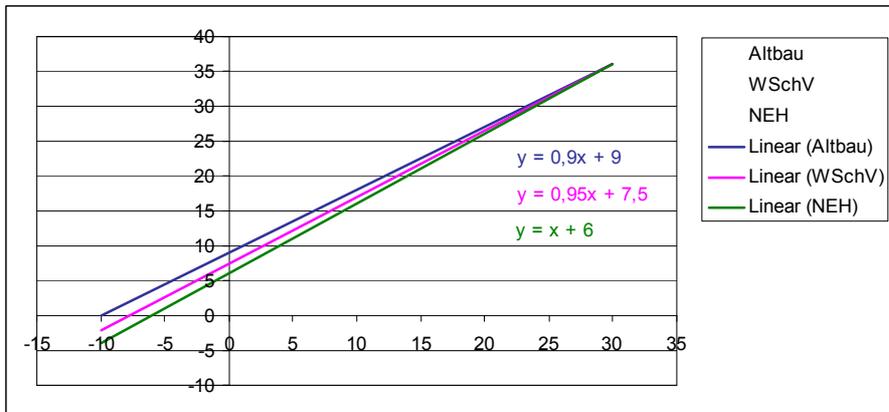


**Bild 2 Gewichtungsfaktoren für Mittelwertbildung der Außentemperatur**

Folgende Mittelwertfunktionen werden für die genannten Rechenschritte verwendet:

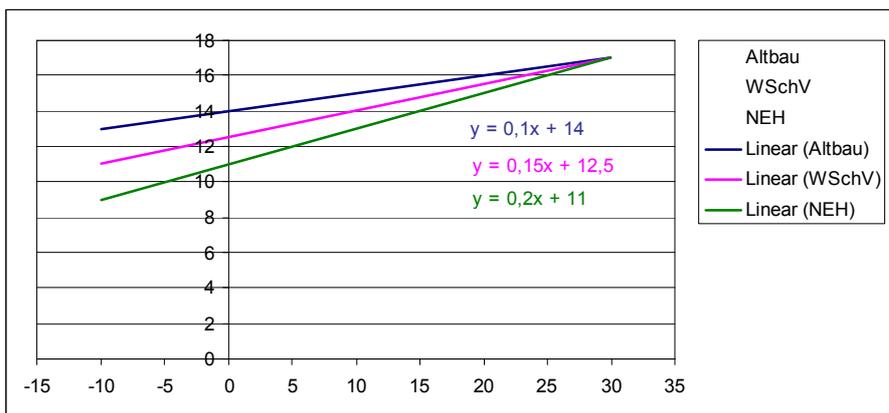
- degressives 24-Stunden-Mittel, bei dem die kürzer zurückliegenden Stunden schwerer wiegen (Reihe 1): Heizungsregelung der Vorlauftemperatur;
- lineares 24-Stunden-Mittel (Reihe 2): Berechnung der Temperatur im Keller und des Trinkkaltwassers, alle Jahreszeitabhängigkeiten des Nutzungsprofils, die Heizgrenztemperatur der Regelung;
- mit Zeitverschiebung gewichtetes 24-h-Mittel (Reihen 3, 4, 5): zur Berechnung der für Transmission nach außen maßgeblichen Außentemperatur, wobei für den Bestand die kleinste Phasenverschiebung und die größte Amplitude gilt (Reihe 3);
- lineares 6-Stunden-Mittel (nicht im Bild dargestellt): Berechnung der Temperatur im Dachraum;
- keine Mittelwertbildung, d.h. aktuelle Außentemperatur (nicht im Bild dargestellt): Berechnung der Lüftungswärmeverluste.

Die Temperatur im Dach wird nach dem Zusammenhang in Bild 3 berechnet. Basis ist das 6-Stunden-Mittel der Außentemperatur. Die Mittelwertbildung der vergangenen 6 Werte bewirkt eine Abschwächung von Maxima, aber nur eine geringe zeitliche Verschiebung der Amplituden von Außen- und Dachtemperatur.



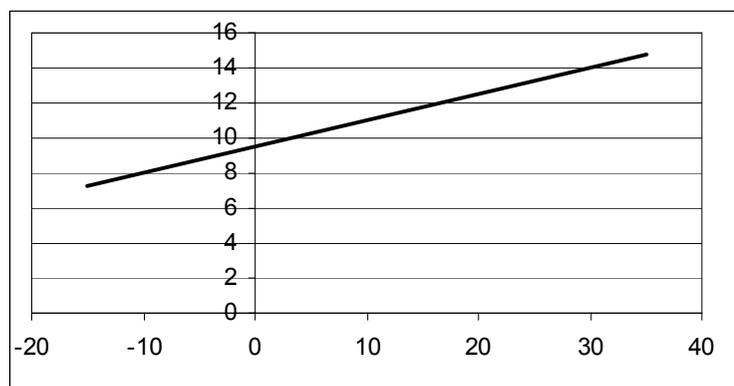
**Bild 3 Annahme zur Temperatur im Dach abhängig von der Außentemperatur**

Die Temperatur im Keller ergibt sich nach den Funktionen aus Bild 4. Da die Kellertemperatur auf dem linearen 24-Stunden-Mittelwert der Außentemperatur beruht, ergibt sich kein erkennbarer Tagesgang mit Amplituden bei der Kellertemperatur.



**Bild 4 Annahme zur Temperatur im Keller abhängig von der Außentemperatur**

Die Kaltwassertemperatur ergibt sich ebenfalls aus dem linearen 24-Stunden-Mittelwert der Außentemperatur nach der Funktion in Bild 5. Es ergibt sich damit eine stark gedämpfte Jahreszeitabhängigkeit.



**Bild 5 Annahme zur Temperatur des Kaltwassers abhängig von der Außentemperatur**

### 5.2.3 Nutzerverhalten

Unter der Rubrik des Nutzerverhaltens sind die Innentemperatur, das Lüftungsverhalten, die internen Wärmelasten, der Warmwasserbedarf sowie Urlaubsprofile zusammengefasst.

In Urlaubsphasen werden die genannten Nutzungsgewohnheiten der Bewohner der Wohneinheit modifiziert. In dem Testgebäude kann je Wohneinheit eines der folgenden Urlaubsprofile gewählt werden:

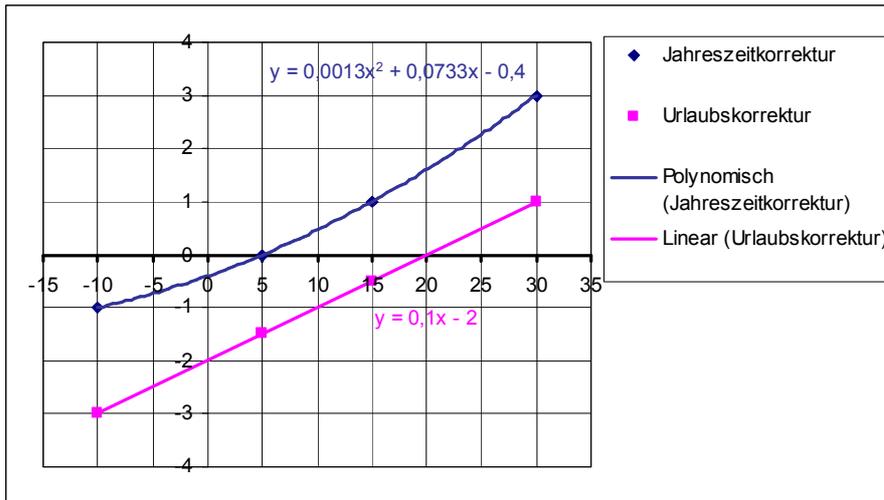
- Urlaubsprofil "kein Urlaub"
- Urlaubsprofil "Urlaub in Schulferien"  
(1.1.-3.1., 5.2.-10.2. 11.6.-13.6., 9.7.-23.7., 10.10.-14.10., 29.12.-31.12.)
- Urlaubsprofil "Urlaub nicht in Schulferien"  
(17.1.-23.1., 8.5.-21.5., 25.6.-27.6., 3.9.-10.9., 23.12.-26.12.)

Hinsichtlich der Innentemperaturen im Wochengang gilt Tabelle 7. Die Werte gelten für eine mittlere Außentemperatur von 5°C und in der Phase ohne Urlaub als mittlere Werte der ganzen Wohnung.

Innentemperatur, in °C				
Stunde	Mo-Fr		Sa-So	
	Rentner/ Arbeitslose	Arbeitnehmer	Rentner/ Arbeitslose	Arbeitnehmer
0	18	19	18	19
1	18	19	18	19
2	18	19	18	19
3	18	19	18	19
4	18	19	18	19
5	18	20	18	19
6	18	20	18	20
7	18	20	18	20
8	19	20	19	20
9	20	19	20	20
10	20	19	20	20
11	20	19	20	21
12	20	19	20	21
13	20	19	20	21
14	20	19	20	21
15	20	20	20	21
16	20	20	20	21
17	20	20	20	21
18	20	21	20	21
19	20	21	20	21
20	20	21	20	21
21	20	21	20	21
22	19	20	19	20
23	18	19	18	19
Mittelwert	19,2	19,7	19,2	20,2

**Tabelle 7 Raumtemperaturprofil im Wochengang**

Die Innentemperatur wird im Jahrgang nach oben bzw. unten korrigiert. Es gilt die Gleichung nach Bild 6. Bei -10°C Außentemperatur wird davon ausgegangen, dass es in der Wohnung 1 K kälter ist als im Mittel, bei +15°C ist es ein K wärmer als im Mittel.



**Bild 6 Jahreszeit- und Urlaubskorrektur (in K) der Innen- abhängig von der Außentemperatur**

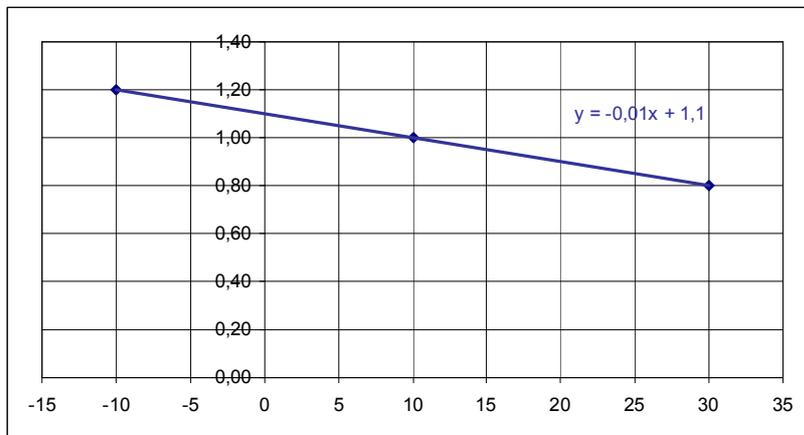
Für den Urlaubsfall wird der Tabellenwert zusätzlich korrigiert. Es gilt der entsprechende Zusammenhang in Bild 6. Es zeigt additive Temperaturkorrekturen. Beispielsweise ergibt sich bei 5°C Außentemperatur eine Urlaubskorrektur von -1,5 K. Das bedeutet bezogen auf eine Raumtemperatur von 20°C eine Innentemperatur im Urlaubsfall von 18,5°C.

Als Grundlast der internen Wärmeeinträge, unabhängig von den Bewohnern und deren aktueller Anwesenheit wird ein Wert von 1,2 W/m<sup>2</sup> im Jahresmittel (bei +10°C) angenommen. Zusätzlich dazu ergibt sich ein Wärmeeintrag durch die Person und deren Benutzung von Geräten usw. nach einem Wochenprofil, siehe Tabelle 8. Der Zusatzwert wird addiert.

Interne Wärmeeinträge, in W/Person						
Stunde	Mo-Fr			Sa-So		
	Rentner/ Arbeitslose	Arbeitnehmer	Kinder	Rentner/ Arbeitslose	Arbeitnehmer	Kinder
0	80	80	60	80	80	60
1	80	80	60	80	80	60
2	80	80	60	80	80	60
3	80	80	60	80	80	60
4	80	80	60	80	80	60
5	80	80	60	80	80	60
6	80	80	80	80	80	60
7	80	80	0	80	100	80
8	100	0	0	100	100	80
9	100	0	0	100	100	80
10	100	0	0	100	130	80
11	100	0	0	100	130	80
12	100	0	0	100	130	80
13	80	0	110	80	100	80
14	80	0	110	80	100	80
15	80	0	110	80	100	80
16	80	110	110	80	100	80
17	100	110	110	100	130	80
18	100	110	110	100	130	80
19	100	110	110	100	130	80
20	100	110	60	100	100	60
21	100	110	60	100	100	60
22	80	80	60	80	80	60
23	80	80	60	80	80	60
Mittelwert	88	61	60	88	100	71

**Tabelle 8 Interne Lasten im Wochengang**

Abhängig von der Jahreszeit bzw. der Außentemperatur wird die interne Wärmeleistung mit einem Faktor nach Bild 7 korrigiert, der bei einer mittleren Außentemperatur von 10°C den Wert 1,0 hat. Im Winter sind vor allem die Elektroenergieverbräuche höher als im Sommer.



**Bild 7 Korrekturfaktor für interne Wärmelasten abhängig von der Außentemperatur**

Die Luftwechsel der Wohnung, die unabhängig von der aktuellen Anwesenheit von Personen angesetzt werden, sind abhängig vom Baualter des Gebäudes. Es werden angesetzt:

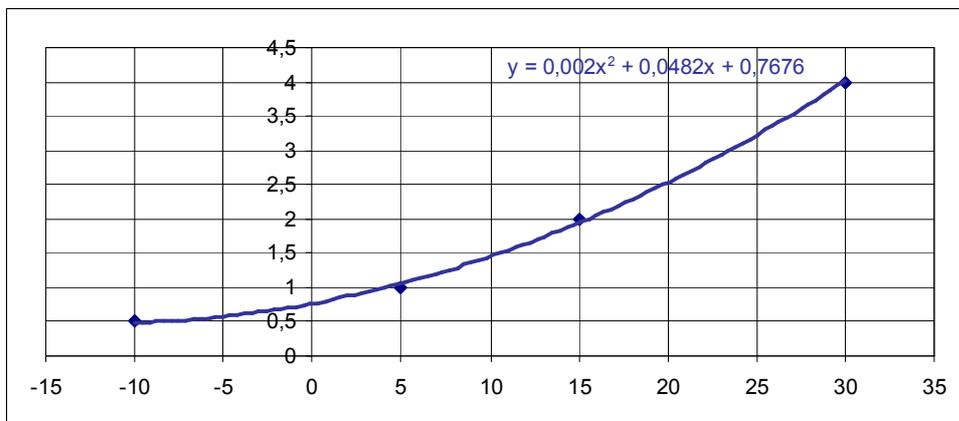
- 0,30 h<sup>-1</sup> bei Altbau
- 0,25 h<sup>-1</sup> bei WSchV
- 0,20 h<sup>-1</sup> bei NEH

Bei Anwesenheit von Personen addiert sich auf diesen Wert je Person der Luftvolumenstrom nach Tabelle 9. Die Werte der Tabelle gelten im Heizzeitmittel (d.h. bei +5°C).

Luftvolumenströme, in m <sup>3</sup> /h je Person						
Stunde	Mo-Fr			Sa-So		
	Rentner/ Arbeitslose	Arbeitnehmer	Kinder	Rentner/ Arbeitslose	Arbeitnehmer	Kinder
0	15	15	15	15	15	15
1	15	15	15	15	15	15
2	15	15	15	15	15	15
3	15	15	15	15	15	15
4	15	15	15	15	15	15
5	15	15	45	15	15	15
6	15	45	45	15	15	15
7	15	45	0	15	45	30
8	45	0	0	45	45	30
9	45	0	0	45	30	30
10	45	0	0	45	30	30
11	45	0	0	45	45	30
12	45	0	0	45	45	30
13	20	0	30	20	15	30
14	20	0	30	20	15	30
15	20	0	30	20	15	30
16	20	45	30	20	15	30
17	30	45	30	30	15	30
18	30	45	30	30	45	30
19	20	30	30	20	45	30
20	20	30	15	20	30	15
21	20	30	15	20	30	15
22	15	15	15	15	15	15
23	15	15	15	15	15	15
Mittelwert	24	18	18	24	25	23

**Tabelle 9 Personenbezogene Luftvolumenströme im Wochengang**

Bild 8 zeigt die Korrekturfaktoren für die personenbezogenen Luftwechsel abhängig von der Außentemperatur. Bei -10°C halbiert sich der personenbezogene Luftwechsel, bei +30°C vervierfacht er sich.



**Bild 8 Korrekturfaktor für Luftvolumenströme abhängig von der Außentemperatur**

Es wird von 30 Litern Warmwasser (ca. 60°C) je Person und Tag ausgegangen. In der Urlaubszeit wird kein Verbrauch angesetzt, es erfolgt keine Jahreszeitkorrektur. Die Verteilung des Verbrauchs über den Tag – in Anlehnung an VDI 6002 – zeigt Tabelle 10.

Anteiliger Warmwasserverbrauch, in [-]						
Stunde	Mo-Fr			Sa-So		
	Rentner/Arbeitslose	Arbeitnehmer	Kinder	Rentner/Arbeitslose	Arbeitnehmer	Kinder
0	0,025	0,018	0	0,025	0,025	0
1	0,018	0,009	0	0,018	0,018	0
2	0,018	0,004	0	0,018	0,018	0
3	0,009	0,004	0	0,009	0,009	0
4	0,004	0,009	0	0,004	0,004	0
5	0,004	0,026	0,05	0,004	0,004	0
6	0,009	0,074	0,08	0,009	0,009	0
7	0,026	0,079	0,09	0,026	0,026	0,05
8	0,074	0,065	0,05	0,074	0,074	0,08
9	0,079	0,054	0	0,079	0,079	0,09
10	0,065	0,048	0	0,065	0,065	0,05
11	0,048	0,044	0	0,048	0,048	0,01
12	0,050	0,043	0,05	0,050	0,050	0,01
13	0,065	0,041	0,06	0,065	0,065	0,01
14	0,050	0,040	0,06	0,050	0,050	0,01
15	0,041	0,036	0,05	0,041	0,041	0,01
16	0,040	0,033	0,03	0,040	0,040	0,05
17	0,036	0,038	0,08	0,036	0,036	0,08
18	0,033	0,050	0,13	0,033	0,033	0,2
19	0,048	0,074	0,13	0,048	0,048	0,2
20	0,076	0,076	0,09	0,076	0,076	0,1
21	0,074	0,074	0,05	0,074	0,074	0,05
22	0,069	0,040	0	0,069	0,069	0
23	0,043	0,025	0	0,043	0,043	0
Summe	0,025	0,018	0	0,025	0,025	0

**Tabelle 10 Anteile des Tageswarmwasserverbrauchs im Wochengang**

Mit den genannten Randdaten können die Nutzenergiebilanz der Räume (Heizwärmebedarf) sowie der Nutzwärmebedarf an Trinkwarmwasser für jede Stunde bestimmt werden.

### 5.2.4 Heizlast, Heizkörper und Heizungsanlage

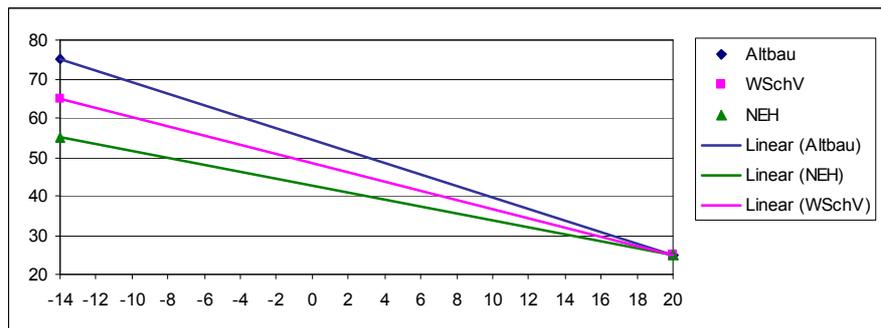
Die Raumheizlast des Gebäudes bzw. der Räume des Gebäudes wird berechnet unter der Annahme einer minimalen Außentemperatur von  $-14^{\circ}\text{C}$  in Potsdam, einer mittleren Innentemperatur aller Räume von  $+20^{\circ}\text{C}$  sowie einem Auslegungsluftwechsel von  $0,5\text{ h}^{-1}$ . Als Abminderungsfaktoren im Auslegungsfall gelten für den Wärmeverlust an den Keller ein Wert  $F_x = 0,5$  und an das Dach von  $F_x = 0,85$  (nach DIN EN 12831).

Die sich ergebende Summe aller Raumheizlasten zeigt Tabelle 11. Für jede der 12 Wohnungen wird vereinfachend ein Zwölftel dieses Wertes angesetzt. Zur Bemessung von Heizflächen wird von den ebenfalls in Tabelle 11 genannten Auslegungsvor- und -rücklauftemperaturen ausgegangen. Es ergeben sich entsprechende im Gebäude installierte Normheizkörperleistungen (nach EN 442 bei  $75/75/20^{\circ}\text{C}$ ).

	Summe der Raumheizlasten	$\vartheta_{V,max}$	$\vartheta_{R,max}$	Summe der Normheizkörperleistungen
	W	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
Altbau	96070	75	55	112119
WSchV	66867	65	50	98492
NEH	43914	55	45	85982

**Tabelle 11 Raumheizlasten und Normheizkörperleistungen**

Die Regelung der Vorlauftemperatur folgt abhängig vom Gebäudestandard den Heizkurven nach Bild 9. Als Basis wird die degressiv gewichtete Außentemperatur der letzten 24 Stunden verwendet, wie im Kapitel 5.2.2 beschrieben.



**Bild 9 Vorlauftemperatur abhängig von der Außentemperatur**

Die Heizgrenze als Ein- und Ausschaltpunkt der Anlage wird nach Baustandard festgelegt mit  $17^{\circ}\text{C}$  (Altbau),  $16^{\circ}\text{C}$  (WSchV) bzw.  $15^{\circ}\text{C}$  (NEH). Es gilt als Vergleichswert die linear über 24 h gemittelte Außentemperatur.

Die Verteilnetze mit Längen und Leitungsdämmung beschreibt Tabelle 12. Die Daten ergeben sich aus der Annahme, dass das Gebäude Abmessungen von ca.  $10 \times 52,8\text{ m}$  hat in Anlehnung an DIN V 18599.

	Trinkwarmwasser			Heizung		
	Länge	U-Werte	nach EnEV/ Heizungsanlagenverordnung	Länge	U-Werte	nach EnEV/ Heizungsanlagenverordnung
	m	W/(mK)		m	W/(mK)	
Verteilung	84,5	0,20	gedämmt	225,6	0,20	gedämmt
Steigestränge	72,0	0,30	ca. 2/3 gedämmt	190,8	0,30	ca. 2/3 gedämmt
Anbindung	96,0	0,40	ca. 1/3 gedämmt	144,0	0,45	nicht gedämmt

**Tabelle 12 Leitungsnetze**

Zum Erzeuger und zu Speichern werden keine Annahmen getroffen.

### **5.3 Detaillierte Beschreibung der Rechenansätze**

#### **5.3.1 Bilanz der Nutzwärmemengen**

Die Nutzwärmemenge für Trinkwarmwasser wird als mittlere Stundenleistung berechnet mit

- dem Tagesbedarf an Warmwasser je Person sowie dem Stundenanteil hiervon
- der Kaltwassertemperatur, abhängig von der Außentemperatur
- der Warmwassertemperatur als linearer Mittelwert der Temperatur des zirkulierenden Warmwassers am Speicheraus- und Speichereingang
- den Stoffwerten von Wasser, die mit  $1162 \text{ Wh}/(\text{m}^3\text{K})$  konstant angesetzt werden.

Die Transmissionsverluste werden als mittlere Stundenleistung berechnet mit

- den wärmeübertragenden Gebäudehüllflächen nach außen, an den Keller und das Dach
- den U-Werten dieser Flächen, die von Baustandard abhängen
- der Innentemperatur, die abhängt von der aktuellen Anwesenheit der Bewohner incl. Urlaub, der Art der Bewohner und dem Witterungseinfluss der Personen auf die Innentemperatur
- der Außentemperatur, welche abhängig ist vom Baustandard sowie einem gewichteten Mittelwert der Außentemperaturen der vorangegangenen 24 Stunden
- der Temperatur im Dach, welche abhängig ist vom Baustandard sowie dem linearen Mittelwert der Außentemperaturen der vorangegangenen 6 Stunden
- der Temperatur im Keller, welche abhängig ist vom Baustandard sowie dem linearen Mittelwert der Außentemperaturen der vorangegangenen 24 Stunden

Die Lüftungsverluste werden als mittlere Stundenleistung berechnet mit

- dem Luftvolumen,
- dem Luftwechsel, der abhängt vom Baustandard, der aktuellen Anwesenheit der Bewohner incl. Urlaub, der Art und Anzahl der Bewohner und dem Witterungseinfluss der Personen auf das Lüftungsverhalten
- der Innentemperatur, die abhängt von der aktuellen Anwesenheit der Bewohner incl. Urlaub, der Art der Bewohner und dem Witterungseinfluss der Personen auf die Innentemperatur
- der aktuellen Außentemperatur ohne Gewichtung
- den Stoffwerten von Luft, die mit  $0,34 \text{ Wh}/(\text{m}^3\text{K})$  konstant angesetzt werden.

Die internen Wärmeeinträge werden als mittlere Stundenleistung berechnet mit

- der gebäudebezogenen Grundleistung an Wärmeeinträgen
- der personenbezogenen Wärmeleistung für Personenabwärme und Nutzung von Geräten, Beleuchtung usw., die abhängt von der aktuellen Anwesenheit der Bewohner incl. Urlaub, der Art und Anzahl der Bewohner und dem Witterungseinfluss der Personen auf die Nutzung solcher Geräte
- den Wärmeeinträgen aus dem Trinkwarmwassernetz

Die solaren Wärmeeinträge werden als mittlere Stundenleistung berechnet mit

- den Bruttofensterflächen nach Himmelsrichtung
- g-Werten nach Baualtersklasse sowie Glasanteilen, Verschmutzungskorrekturfaktor und Korrekturfaktor für nicht-senkrechten Lichteinfall der Fenster
- den himmelsrichtungs- und jahreszeitabhängigen Korrekturfaktoren für die Verschattung (bzw. im Sinne der Berechnung für die Besonnung)
- den Globalstrahlungsdaten als Momentanwerte je nach Himmelsrichtung

Der Heizwärmebedarf bzw. der Kühlbedarf ergibt sich aus der Bilanz von

- Transmissions- und Lüftungswärmeverlusten
- internen und solaren Wärmeeinträgen

Sofern sich ein positiver Rest bei der Bilanz von Verlusten und Gewinnen ergibt, besteht rechnerischer Heizwärmebedarf. Im umgekehrten Fall, der aber nicht weiter betrachtet wird, ergibt sich Kühlbedarf. Sofern sich aus der Bilanz der vorherigen Stunde eine Über- oder Unterdeckung an Leistung ergeben hat, wird dies berücksichtigt.

80 % des Differenzbetrages der vorherigen Stunde wird zum aktuellen Wert hinzuaddiert bzw. abgezogen. So können im Aufheizfall Fehlleistungsbeträge in die nächste Stunde übernommen werden. Umgekehrt werden auch in den Übergangsjahreszeiten Tag-/Nachtüberträge von solaren Wärmeeinträgen berücksichtigt.

### 5.3.2 Bilanz der Wärmeabgabe von Heizkörpern

Basis aller Betrachtungen ist der berechnete Heizwärmebedarf als mittlere Stundenleistung  $\dot{Q}_{Ist}$ . Mit der installierten Normheizkörperleistung  $\dot{Q}_{Norm}$  und der Normübertemperatur  $\Delta\vartheta_{In, Norm}$  wird die mittlere logarithmische Übertemperatur  $\Delta\vartheta_{In, Ist}$  berechnet, welche der Heizkörper zur Lastdeckung aufweisen muss. Anhand der bekannten Vorlauftemperatur  $\vartheta_V$  und der Raumtemperatur  $\vartheta_i$  kann daraus die Rücklauftemperatur  $\vartheta_R$  bestimmt werden. Die Zusammenhänge beschreibt die 2. Heizkörpergleichung.

$$\frac{\dot{Q}_{Ist}}{\dot{Q}_{Norm}} = \left( \frac{\Delta\vartheta_{In, Ist}}{\Delta\vartheta_{In, Norm}} \right)^n \quad \text{mit} \quad \Delta\vartheta_{In, Ist} = \frac{(\vartheta_V - \vartheta_R)}{\ln\left(\frac{\vartheta_V - \vartheta_i}{\vartheta_R - \vartheta_i}\right)}$$

Bei der Lösung dieser Gleichung können folgende Fälle auftreten, die eine unterschiedliche Problemlösung erfordern:

1.  $\vartheta_R \leq \vartheta_i$  (Schwachlast): die Rücklauftemperatur müsste unter der Raumtemperatur liegen, um die benötigte sehr kleine Heizlast zu decken; da dies physikalisch nicht geht, wird die Rücklauftemperatur 0,01 K höher als die Raumtemperatur festgesetzt, anschließend die sich ergebende Heizleistung berechnet; da der Heizkörper mehr Wärme abgibt als in der aktuellen Stunde benötigt, verbleibt ein Übertrag für die nächste Stunde
2.  $\vartheta_R \geq \vartheta_{R, max}$  (Starklast): die Rücklauftemperatur liegt über einer Grenzurücklauftemperatur; diese Grenzurücklauftemperatur ergibt sich, wenn das doppelte des Auslegungsvolumenstroms fließt, was bereits zu etwa vierfachem Druckverlust im Netz führen würde; es wird davon ausgegangen, dass noch größere Volumenströme nicht fließen können, so dass die sich ergebende Heizleistung mit der Grenzurücklauftemperatur berechnet wird; da der Heizkörper weniger Wärme abgibt als in der aktuellen Stunde benötigt, verbleibt ein Übertrag für die nächste Stunde
3.  $\vartheta_i < \vartheta_R < \vartheta_{R, max}$  (Normallast): es ergibt sich eine Rücklauftemperatur über der Raumtemperatur, aber unter der Grenzurücklauftemperatur; der Heizkörper kann in dieser Stunde den Bedarf decken.

Die vierte Lastphase ist Nulllast, bei der kein Volumenstrom fließt, weil kein Heizwärmebedarf besteht.

### 5.3.3 Bilanz der Wärmenetze

Die Wärmeverluste der Trinkwarmwasserleitungen werden bestimmt nach dem Ansatz  $\dot{Q} = U \cdot L \cdot \Delta\vartheta$  aus folgenden Größen:

- der Leitungslänge  $L$  von Verteilleitungen, Steigesträngen und Anbindeleitung
- den  $U$ -Werten dieser Leitungsabschnitte
- einer mittleren Warmwassertemperatur von  $57,5^\circ\text{C}$  (Mittelwert von  $60^\circ\text{C}$  als Speicheraustritt und  $55^\circ\text{C}$  als Speichereintritt)
- der Kellertemperatur sowie der mittleren Innentemperatur (siehe Transmission)

Es wird davon ausgegangen, dass die Anbindeleitungen nur Verluste aufweisen in den Stunden, in denen auch Warmwasser gezapft wird. Sowohl die Wärmeabgabe der Steigestränge als auch der Anbindeleitungen sind als interne Wärmelasten relevant.

Aus dieser vereinfachten Betrachtung kann anschließend detailliert nach dem Ansatz  $\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$  berechnet werden, mit welcher Temperatur das Wasser tatsächlich in die Heizzentrale zurückströmt. Es werden benötigt:

- die vorher berechnete stündliche Wärmeverlustleistung der Rohrleitungen  $\dot{Q}$
- die Kellertemperatur oder die mittlere Innentemperatur als Umgebungstemperatur für das Netz
- Dichte und Wärmespeicherkapazität von Wasser  $\rho \cdot c_p = 1162 \text{ Wh}/(\text{m}^3\text{K})$
- der zirkulierende Warmwasservolumenstrom  $\dot{V}$ , der sich rechnerisch aus dem Ansatz ergibt, dass im Jahresmittel das Zirkulationswasser maximal 5 K unter Speichertemperatur in diesen zurückströmt

Es werden nur die Wärmeverluste der Heizwasserleitungen im unbeheizten Bereich bestimmt; und dies getrennt für Vor- und Rücklauf. Die Wärmeverluste im Vorlauf und im Rücklauf werden berechnet nach dem Ansatz  $\dot{Q} = U \cdot L \cdot \Delta\vartheta$  mit:

- der Leitungslänge und den  $U$ -Werten der Verteilleitungen
- der Vorlauftemperatur der Heizzentrale (vereinfachte Annahme) für die Vorlaufleitungen
- der gemittelten Rücklauftemperatur aller Heizkörper (vereinfachte Annahme) für die Rücklaufleitungen
- die Kellertemperatur oder die mittlere Innentemperatur als Umgebungstemperatur

Nach dem gleichen Ansatz wie bei den Trinkwasserleiten ( $\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$ ), kann nun anhand des umlaufenden Heizwasservolumenstroms bestimmt werden, mit welcher Temperatur der Vorlauf – incl. Berücksichtigung der Wärmeverluste im Vorlauf – in die Heizkörper einströmt. Analog erfolgt dies für den Rücklauf. Es kann berechnet werden, welche zusätzliche Verminderung der Rücklauftemperatur sich zwischen Heizkörper und Zentrale ergibt, wenn die Rohrleitungsverluste berücksichtigt werden. Es werden benötigt:

- die vorher berechnete stündliche Wärmeverlustleistung der Rohrleitungen  $\dot{Q}$
- die Kellertemperatur oder die mittlere Innentemperatur als Umgebungstemperatur
- Dichte und Wärmespeicherkapazität von Wasser  $\rho \cdot c_p = 1162 \text{ Wh}/(\text{m}^3\text{K})$
- der umlaufende Heizwasservolumenstrom  $\dot{V}$  als Summe der Werte aller Wohnungen
- die Vorlauftemperatur der Heizzentrale (vereinfachte Annahme) als Zuströmtemperatur des Wassers in das Vorlaufnetz
- die mittlere Rücklauftemperatur aller Heizkörper (vereinfachte Annahme) als Zuströmtemperatur des Wassers in das Rücklaufnetz

### **5.3.4 Ergebnisse für Leistungen sowie Vor- und Rücklauftemperaturen**

Die stündlich benötigte mittlere Leistung des Wärmeerzeugers bzw. der Heizzentrale ergibt sich

- indem zum stündlichen Heizwärmebedarf aller 12 Wohnungen die Wärmeverlustleistung der Heizverteilungen im unbeheizten Bereich addiert werden (Heizleistungsbedarf).
- aus der gezapften Trinkwasserleistung aller 12 Wohnungen (Trinkwarmwassernutzleistung),
- aus den Wärmeverlustleistungen aller Rohrabschnitte des Trinkwarmwassernetzes (Zirkulationsleistung).

Für die Trinkwarmwassernutzleistung gelten zudem folgende Temperaturen:

- als Zulauftemperatur (in den Speicher): die Kaltwassertemperatur
- als Auslauftemperatur (aus dem Speicher): die Speichertemperatur von 60°C

Für die Trinkwarmwasserzirkulation gelten folgende Temperaturen:

- als Auslauftemperatur (aus dem Speicher): die Speichertemperatur von 60°C
- als Zulauftemperatur (in den Speicher): die Temperatur, die sich anhand der Bilanz der Wärmeverluste des Netzes und des umlaufenden Volumenstroms ergibt (siehe Kapitel 5.3.3)

Für das Heiznetz gibt es vier Temperaturen als Ergebnisse:

- die Vorlauftemperatur am Kessel bzw. der Zentrale, welche mit der Heizkurvengleichung nach Kapitel 5.2.4 bestimmt ist
- die Vorlauftemperatur an den Heizflächen, welche zusätzlich die Wärmeverluste des Vorlaufs berücksichtigt (siehe Kapitel 5.3.3)
- die Rücklauftemperatur an den Heizflächen, welche sich aus der Heizkörpergleichung nach Kapitel 5.3.2 ergibt
- die Rücklauftemperatur am Kessel bzw. der Zentrale, welche zusätzlich die Wärmeverluste des Rücklaufs berücksichtigt (siehe Kapitel 5.3.3)

Aus Leistung und den genannten Temperaturen ergibt sich der notwendige Volumenstrom.

## **5.4 Ergebnisse**

### **5.4.1 Überblick der Eingabe- und Ausgabedaten**

Als Nutzer wurden folgende 6 Profile je 2 Mal im Gebäude gewählt:

- 2 Arbeitnehmer, 0 Kinder, Urlaub nicht in Schulferien
- 2 Arbeitnehmer, 2 Kinder, Urlaub in Schulferien
- 1 Arbeitnehmer, 1 Kind, kein Urlaub
- 2 Rentner/ Arbeitslose, 2 Kinder, kein Urlaub
- 2 Rentner/ Arbeitslose, 0 Kinder, Urlaub nicht in Schulferien
- 1 Rentner/ Arbeitslose, 1 Kind, kein Urlaub

Die nachfolgenden Bilder zeigen im Überblick die wichtigsten Ein- und Ausgabedaten für die 3 Gebäudealtersklassen.

## Ein- und Ausgabedaten für das 12-Familien-Haus als Bestandsbau.

Wetter	TRY Standort Potsdam							
Umgebungs-temperaturen	Dach nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.		0 °C bei -10°C	18 °C bei +10°C	36 °C bei +30°C			
	Keller nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.		13 °C bei -10°C	15 °C bei +10°C	17 °C bei +30°C			
	Kaltwasser nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.		8 °C bei -10°C		14 °C bei +30°C			
Gebäude	Wohnfläche	1200 m <sup>2</sup>	Fläche	U-Wert	Fenster	g-Wert	0,70	
	Wohneinheiten	12	Fenster	240 m <sup>2</sup>	Glasanteil	0,70	Standard: Altbau	
	Geschosse	3	Außenwand	1013 m <sup>2</sup>	Verschmutzung	0,05		
	Außenvolumen	3848 m <sup>3</sup>	oberer Abschluss	528 m <sup>2</sup>	Reflexion	0,10		
	beheiztes Volumen	3498 m <sup>3</sup>	unterer Abschluss	528 m <sup>2</sup>	0,8 W/(m <sup>2</sup> K)			
Kompaktheitsgrad	0,6 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>			Besonnungsanteil				
					N	96 m <sup>2</sup>	0,61	
					S	120 m <sup>2</sup>	0,58	
					O	12 m <sup>2</sup>	0,32	
					W	12 m <sup>2</sup>	0,32	
							Gebäude großer Abstand	
							Vegetation (Blätterbäume)	
							Gebäude nah gebaut	
							Gebäude nah gebaut	
Nutzer und Anwesenheit	Personen	WE 1&2:	2 Arbeitnehmer	0 Kinder	Urlaub nicht in Schulferien	Urlaub		
	32	WE 3&4:	2 Arbeitnehmer	2 Kinder	Urlaub in Schulferien	0 Tage	kein Urlaub	
		WE 5&6:	1 Arbeitnehmer	1 Kinder	kein Urlaub	35 Tage	Urlaub Schulferien	
		WE 7&8:	2 Rentner/ Arbeitslose	2 Kinder	kein Urlaub	35 Tage	Urlaub nicht Schulferien	
		WE 9&10:	2 Rentner/ Arbeitslose	0 Kinder	Urlaub nicht in Schulferien			
		WE 11&12:	1 Rentner/ Arbeitslose	1 Kinder	kein Urlaub			
Nutzerverhalten	Wasserverbrauch	WE 1&2:	19,8 °C Heizzeitmittel	0,42 h-1 Heizzeitmittel	2,8 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel			
	(außer bei Urlaub)	WE 3&4:	19,7 °C Heizzeitmittel	0,81 h-1 Heizzeitmittel	4,0 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel			
	30 l/(P d)	WE 5&6:	19,8 °C Heizzeitmittel	0,40 h-1 Heizzeitmittel	2,7 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel			
		WE 7&8:	19,1 °C Heizzeitmittel	0,86 h-1 Heizzeitmittel	3,9 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel			
		WE 9&10:	19,0 °C Heizzeitmittel	0,38 h-1 Heizzeitmittel	2,5 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel			
		WE 11&12:	19,1 °C Heizzeitmittel	0,39 h-1 Heizzeitmittel	2,6 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel			
Heizlast und Heizkörper	Heizlast	96,1 kW	80 W/m <sup>2</sup>	Auslegungs- Innen	20 °C			
	Sicherheitsfaktor bei der Heizkörperwahl		1	randdaten Außen	-14 °C			
	Normheizkörperleist.	112,1 kW	93 W/m <sup>2</sup>	Luftwechsel	0,5 h-1			
				Vorlauf	75 °C			
				Rücklauf	55 °C			
Regelung	60 °C Speichertemperatur	Heizkurve	bei -14°C: 75 °C	Steigung	1,47	Heizgrenze	17 °C	
			bei +20°C: 25 °C	Verschiebung	5 K	nach 24 h-Mitteltemperatur		
			minimal: 20 °C					
Rohrleitungen	Heizung	Verteilung	226 m	0,20 W/(mK)	TWW	Verteilung	84 m	
		Steigestrang	190,8 m	0,30 W/(mK)		Steigestränge	72 m	
		Anbindung	144 m	0,45 W/(mK)		Anbindung	96 m	
		Verteilung im Keller				Verteilung im Keller, Zirkulation für Verteilung und Steigestränge		
Dynamik	Volumenstrom bei Spitzenlasten	2 mal so groß, wie bei Auslegung						
	Restleistungen einer Stunde werden in die nächste Stunde übernommen zu einem Anteil von	0,8						

**Bild 10 Eingangsdaten Altbau**

	Geb1/2	Geb3/4	Geb5/6	Geb7/8	Geb9/10	Geb11/12	kWh/a	kWh/(m <sup>2</sup> a)	Zeitanteile
Transmission	14182	11194	14301	13359	13597	13772	160811	134	Starklast
Lüftung	3983	4007	3995	4694	3654	3778	48222	40	Normallast
solare Gewinne	1570	1067	1553	1739	1938	1950	19636	16	Schwachlast
interne Gewinne							30529	25	Nulllast
									28%
Heizwärmebedarf	14082	11694	14274	13383	12913	13089	158866	132	
Nutzwärme TWW	894	1788	988	1976	894	988	15055	13	
Netzverluste Heizung							6834	6	
Netzverluste TWW							13478	11	
Gesamtenergie TWW							28533	24	Heizzeit
Gesamtenergie H							165700	138	271 d/a
Gesamtenergie							194233	162	

**Bild 11 Ausgangsdaten Altbau**

# Ein- und Ausgabedaten für das 12-Familien-Haus als Gebäude nach Wärmeschutzverordnung.

Wetter		TRY Standort Potsdam					
Umgebungs-temperaturen	Dach nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.	-2 °C bei -10°C		17 °C bei +10°C		36 °C bei +30°C	
	Keller nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.	11 °C bei -10°C		14 °C bei +10°C		17 °C bei +30°C	
	Kaltwasser nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.	8 °C bei -10°C				14 °C bei +30°C	
Gebäude	Wohnfläche	1200 m²	Fläche	U-Wert	Fenster	g-Wert	0,58
	Wohneinheiten	12	Fenster	240 m²	1,7 W/(m²K)	Glasanteil	0,70
	Geschosse	3	Außenwand	1013 m²	0,6 W/(m²K)	Verschmutzung	0,05
	Außenvolumen	3848 m³	oberer Abschluss	528 m²	0,5 W/(m²K)	Reflexion	0,10
beheiztes Volumen	3498 m³	unterer Abschluss	528 m²	0,5 W/(m²K)	Besonnungsanteil		
Kompaktheitsgrad	0,6 m³/m³			N		96 m²	0,61
				S		120 m²	0,58
				O		12 m²	0,32
				W		12 m²	0,32
						Gebäude großer Abstand	
						Vegetation (Blätterbäume)	
						Gebäude nah gebaut	
						Gebäude nah gebaut	
Nutzer und Anwesenheit	Personen	WE 1&2:	2 Arbeitnehmer	0 Kinder	Urlaub nicht in Schulferien	Urlaub	
	32	WE 3&4:	2 Arbeitnehmer	2 Kinder	Urlaub in Schulferien	0 Tage	kein Urlaub
		WE 5&6:	1 Arbeitnehmer	1 Kinder	kein Urlaub	35 Tage	Urlaub Schulferien
		WE 7&8:	2 Rentner/ Arbeitslose	2 Kinder	kein Urlaub	35 Tage	Urlaub nicht Schulferien
		WE 9&10:	2 Rentner/ Arbeitslose	0 Kinder	Urlaub nicht in Schulferien		
		WE 11&12:	1 Rentner/ Arbeitslose	1 Kinder	kein Urlaub		
Nutzerverhalten	Wasserverbrauch (außer bei Urlaub)	WE 1&2:	19,7 °C Heizzeittel	0,37 h-1 Heizzeittel	2,8 W/m² Jahresmittel		
	30 l/(P d)	WE 3&4:	19,7 °C Heizzeittel	0,76 h-1 Heizzeittel	4,0 W/m² Jahresmittel		
		WE 5&6:	19,8 °C Heizzeittel	0,35 h-1 Heizzeittel	2,7 W/m² Jahresmittel		
		WE 7&8:	19,1 °C Heizzeittel	0,81 h-1 Heizzeittel	3,9 W/m² Jahresmittel		
		WE 9&10:	19,0 °C Heizzeittel	0,34 h-1 Heizzeittel	2,5 W/m² Jahresmittel		
		WE 11&12:	19,1 °C Heizzeittel	0,35 h-1 Heizzeittel	2,6 W/m² Jahresmittel		
Heizlast und Heizkörper	Heizlast	66,9 kW	56 W/m²	Auslegungsranddaten	Innen	20 °C	
	Sicherheitsfaktor bei der Heizkörperwahl		1		Außen	-14 °C	
	Normheizkörperleist	98,5 kW	82 W/m²		Luftwechsel	0,5 h-1	
					Vorlauf	65 °C	
					Rücklauf	50 °C	
Regelung	60 °C Speichertemperatur	Heizkurve	bei -14°C: 65 °C	Steigung	1,18	Heizgrenze	16 °C
			bei +20°C: 25 °C	Verschiebung	5 K	nach 24 h-Mitteltemperatur	
			minimal: 20 °C				
Rohrleitungen	Heizung	Verteilung	226 m	0,20 W/(mK)	TWW	Verteilung	84 m
		Steigstrang	190,8 m	0,30 W/(mK)		Steigstränge	72 m
		Anbindung	144 m	0,45 W/(mK)		Anbindung	96 m
		Verteilung im Keller				Verteilung im Keller, Zirkulation für Verteilung und Steigstränge	0,40 W/(mK)
Dynamik	Volumenstrom bei Spitzenlasten	2 mal so groß wie bei Auslegung					
	Restleistungen einer Stunde werden in die nächste Stunde übernommen zu einem Anteil von	0,8					

**Bild 12 Eingangsdaten WSchV**

	Geb1/2	Geb3/4	Geb5/6	Geb7/8	Geb9/10	Geb11/12	kWh/a	kWh/(m²a)	Zeitanteile
Transmission	8989	8077	9108	7502	7548	7852	98152	82	Starklast 1%
Lüftung	3532	4160	3517	4061	2904	3067	42482	35	Normallast 61%
solare Gewinne	1376	1102	1355	356	392	667	10495	9	Schwachlast 5%
interne Gewinne							29395	24	Nulllast 33%
Heizwärmebedarf	8714	8376	8853	8377	7966	8086	100744	84	
Nutzwärme TWW	894	1788	988	1976	894	988	15055	13	
Netzverluste Heizung							5816	5	
Netzverluste TWW							13630	11	
Gesamtenergie TWW							28684	24	Heizzeit
Gesamtenergie H							106560	89	255 d/a
Gesamtenergie							135244	113	

**Bild 13 Ausgangsdaten WSchV**

## Ein- und Ausgabedaten für das 12-Familien-Haus als Niedrigenergiegebäude.

Wetter	TRY Standort Potsdam								
Umgebungs-temperaturen	Dach nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.		-4 °C bei -10°C	16 °C bei +10°C	36 °C bei +30°C				
	Keller nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.		9 °C bei -10°C	14 °C bei +10°C	17 °C bei +30°C				
	Kaltwasser nach 24h-mittlerer Außentemperatur, z.B.		8 °C bei -10°C		14 °C bei +30°C				
Gebäude	Wohnfläche	1200 m <sup>2</sup>	Fläche	240 m <sup>2</sup>	U-Wert	1,2 W/(m <sup>2</sup> K)	Fenster g-Wert	0,50	Standard: <b>NEH</b>
	Wohneinheiten	12	Fenster	1013 m <sup>2</sup>	Außenwand	0,25 W/(m <sup>2</sup> K)	Glasanteil	0,70	
	Geschosse	3	oberer Abschluss	528 m <sup>2</sup>	unterer Abschluss	0,2 W/(m <sup>2</sup> K)	Verschmutzung	0,05	
	Außenvolumen	3848 m <sup>3</sup>	Reflexion	0,10	Besonnungsanteil				
beheiztes Volumen	3498 m <sup>3</sup>			N	96 m <sup>2</sup>	0,61	Gebäude großer Abstand		
Kompaktheitsgrad	0,6 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>			S	120 m <sup>2</sup>	0,58	Vegetation (Blätterbäume)		
				O	12 m <sup>2</sup>	0,32	Gebäude nah gebaut		
				W	12 m <sup>2</sup>	0,32	Gebäude nah gebaut		
Nutzer und Anwesenheit	Personen	32							
	WE 1&2:	2 Arbeitnehmer	0 Kinder	Urlaub nicht in Schulferien		Urlaub			
	WE 3&4:	2 Arbeitnehmer	2 Kinder	Urlaub in Schulferien		0 Tage	kein Urlaub		
	WE 5&6:	1 Arbeitnehmer	1 Kinder	kein Urlaub		35 Tage	Urlaub Schulferien		
	WE 7&8:	2 Rentner/ Arbeitslose	2 Kinder	kein Urlaub		35 Tage	Urlaub nicht Schulferien		
	WE 9&10:	2 Rentner/ Arbeitslose	0 Kinder	Urlaub nicht in Schulferien					
WE 11&12:	1 Rentner/ Arbeitslose	1 Kinder	kein Urlaub						
Nutzerverhalten	Wasserverbrauch (außer bei Urlaub)	WE 1&2:	19,7 °C Heizzeitmittel	0,34 h-1 Heizzeitmittel	2,8 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel				
	30 l/(P d)	WE 3&4:	19,6 °C Heizzeitmittel	0,76 h-1 Heizzeitmittel	4,0 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel				
		WE 5&6:	19,8 °C Heizzeitmittel	0,32 h-1 Heizzeitmittel	2,7 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel				
		WE 7&8:	19,0 °C Heizzeitmittel	0,79 h-1 Heizzeitmittel	3,9 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel				
		WE 9&10:	18,9 °C Heizzeitmittel	0,31 h-1 Heizzeitmittel	2,5 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel				
		WE 11&12:	19,0 °C Heizzeitmittel	0,31 h-1 Heizzeitmittel	2,6 W/m <sup>2</sup> Jahresmittel				
Heizlast und Heizkörper	Heizlast	43,9 kW	37 W/m <sup>2</sup>	Auslegungsranddaten	Innen	20 °C			
	Sicherheitsfaktor bei der Heizkörperwahl		1		Außen	-14 °C			
	Normheizkörperleist	86,0 kW	72 W/m <sup>2</sup>		Luftwechsel	0,5 h-1			
					Vorlauf	55 °C			
					Rücklauf	45 °C			
Regelung	60 °C Speichertemperatur	Heizkurve	bei -14°C: 55 °C	Steigung	0,88	Heizgrenze	15 °C		
			bei +20°C: 25 °C	Verschiebung	5 K	nach 24 h-Mitteltemperatur			
			minimal: 20 °C						
Rohrleitungen	Heizung	Verteilung	226 m	0,20 W/(mK)	TWW	Verteilung	84 m	0,20 W/(mK)	
		Steigstrang	190,8 m	0,30 W/(mK)		Steigstränge	72 m	0,30 W/(mK)	
		Anbindung	144 m	0,45 W/(mK)		Anbindung	96 m	0,40 W/(mK)	
		Verteilung im Keller				Verteilung im Keller, Zirkulation für Verteilung und Steigstränge			
Dynamik	Volumenstrom bei Spitzenlasten	2 mal so groß wie bei Auslegung							
	Restleistungen einer Stunde werden in die nächste Stunde übernommen zu einem Anteil von	0,8							

**Bild 14 Eingangsdaten NEH**

	Geb1/2	Geb3/4	Geb5/6	Geb7/8	Geb9/10	Geb11/12	kWh/a	kWh/(m <sup>2</sup> a)	Zeitanteile	
Transmission	4395	4226	4404	4076	4095	4083	50556	42	Starklast	0%
Lüftung	2822	3684	2802	3642	2517	2575	36083	30	Normallast	54%
solare Gewinne	650	709	595	567	612	582	7430	6	Schwachlast	6%
interne Gewinne							27401	23	Nulllast	40%
Heizwärmebedarf	4396	4592	4500	4349	3997	4069	51808	43		
Nutzwärme TWW	894	1788	988	1976	894	988	15055	13		
Netzverluste Heizung							4672	4		
Netzverluste TWW							13781	11		
Gesamtenergie TWW							28836	24	Heizzeit	
Gesamtenergie H							56480	47	229 d/a	
Gesamtenergie							85315	71		

**Bild 15 Ausgangsdaten NEH**

### 5.4.2 Beispielhafte Temperaturen und Leistungen

Die nachfolgenden Bilder zeigen beispielhaft grafisch Ausschnitte aus der Ergebnistabelle des Bestandsbaus.

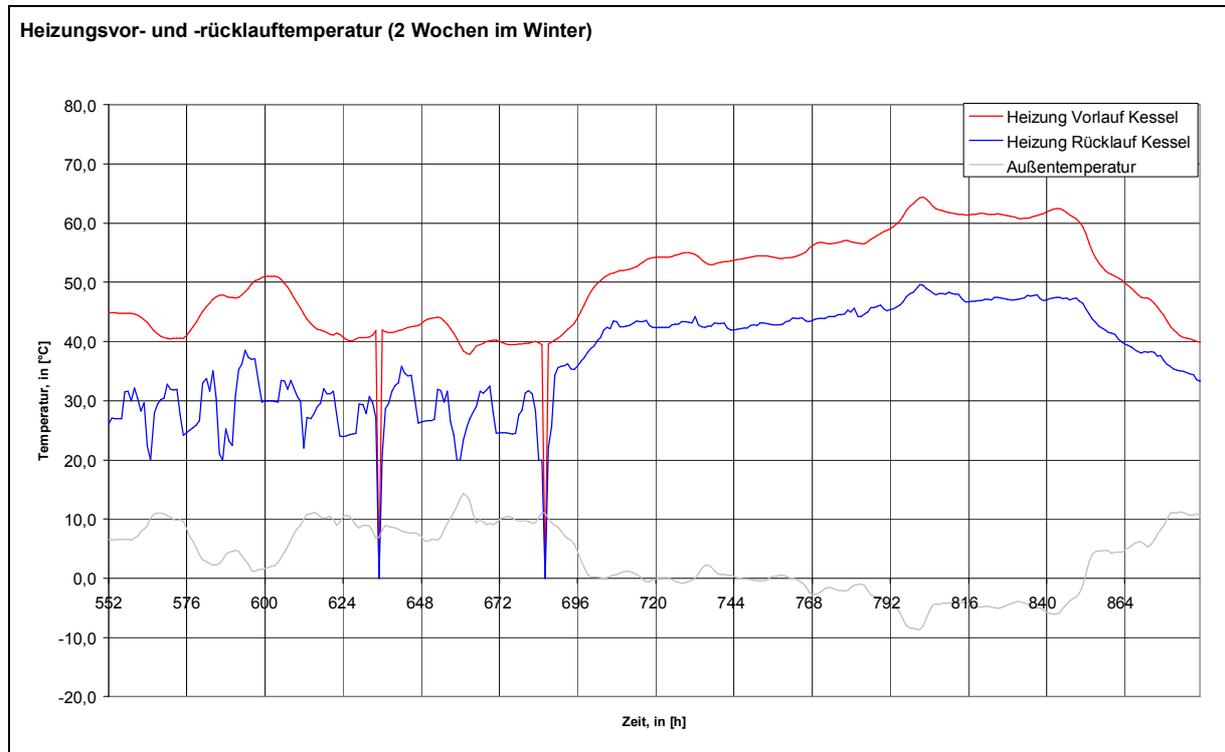


Bild 16 Beispielhafte Temperaturen im Heiznetz - Winterfall

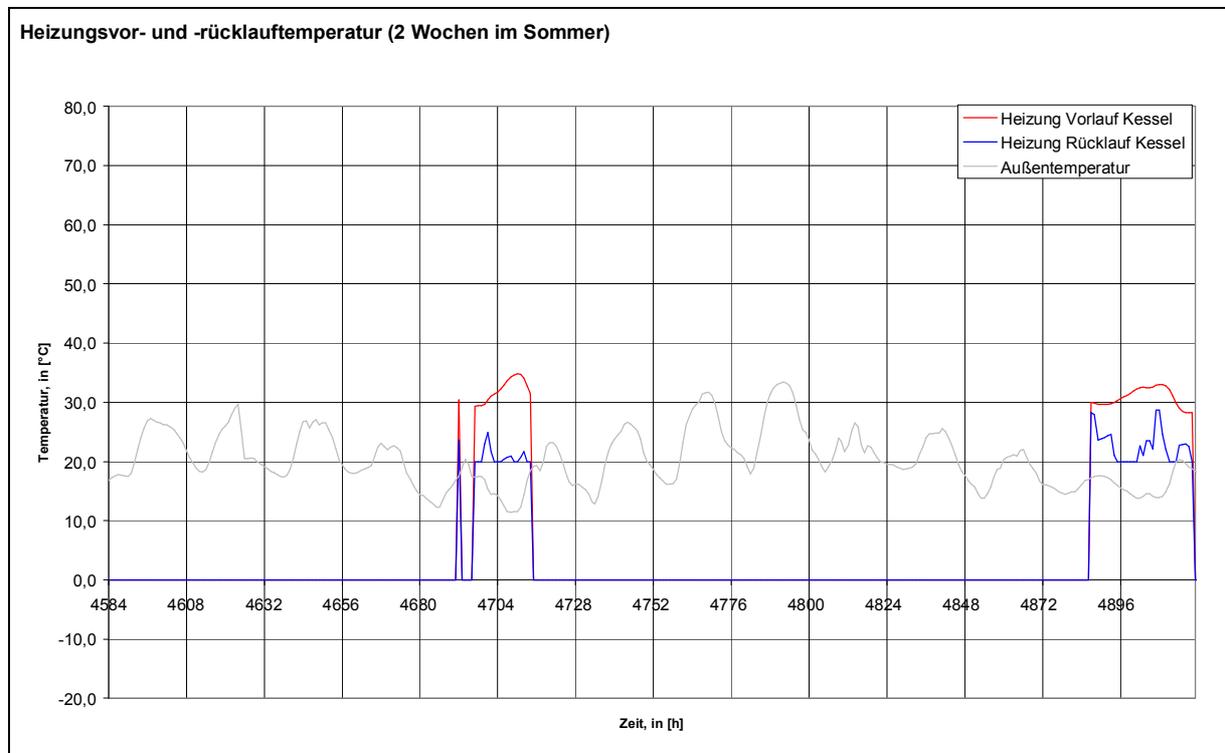
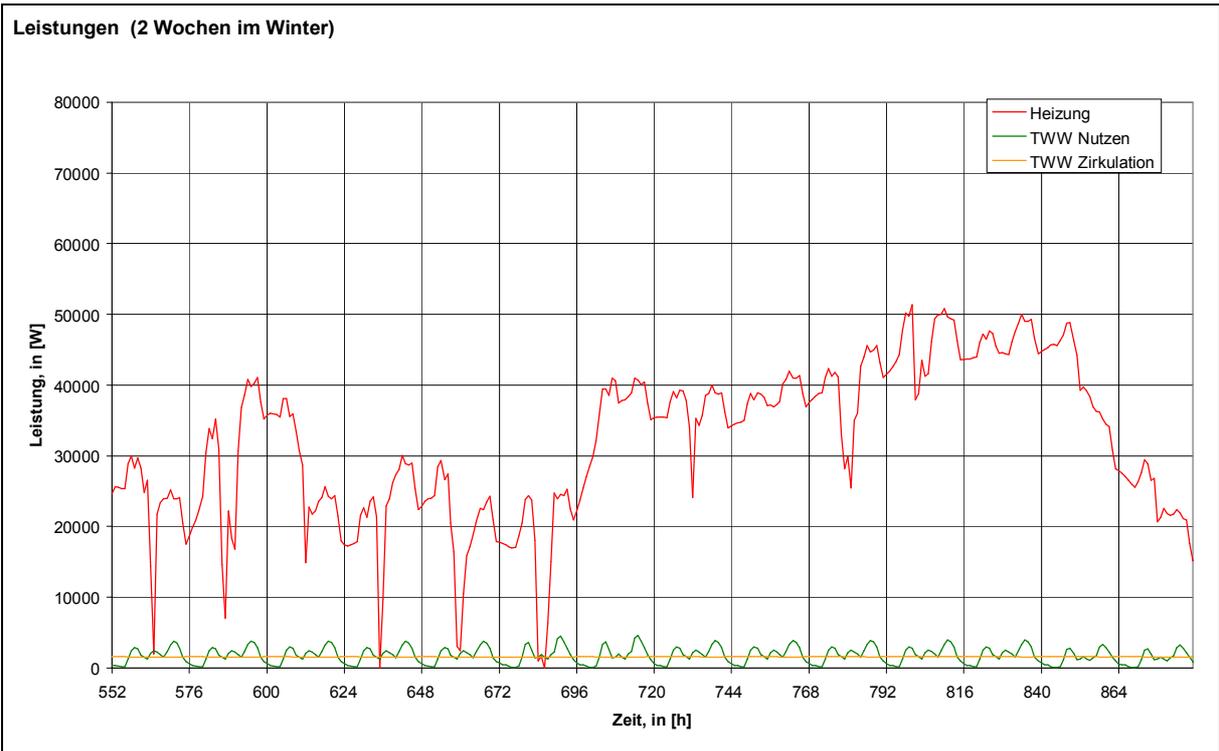
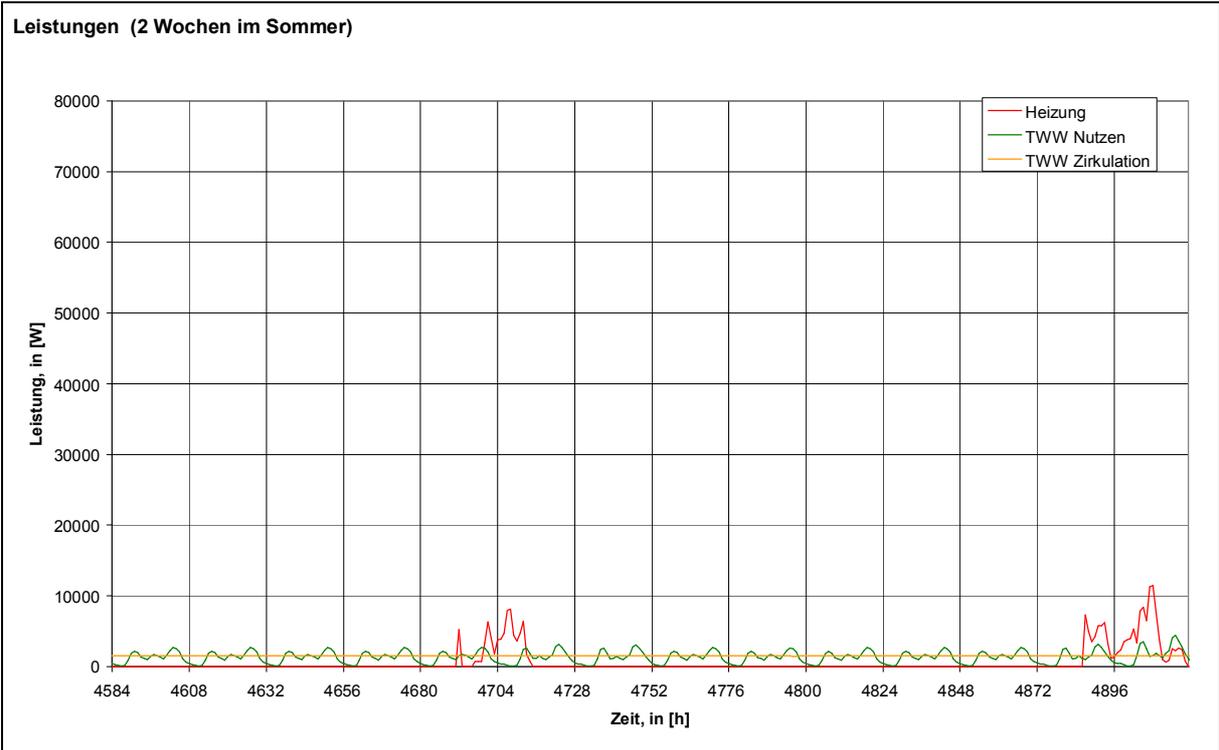


Bild 17 Beispielhafte Temperaturen im Heiznetz - Sommerfall



**Bild 18 Beispielhafte Leistungen - Winterfall**



**Bild 19 Beispielhafte Leistungen – Sommerfall**

### 5.4.3 Umsetzung als Exceltabelle

Die gesamte Umsetzung der Programmierung des Gebäudemodells erfolgte in einer Exceltabelle mit folgenden 24 Tabellenblättern:

Thema	Tabellenblätter	siehe Kapitel
Eingaben Baukörper:	a) Gebäude, b) Verschattung	5.2.1
Eingaben Außenklima:	c) Wetterdaten, d) Temperaturen Keller Dach, e) Wassertemperatur	5.2.2
Eingaben Nutzer:	f) Urlaub, g) Innentemperatur, h) interne Lasten, i) Luftwechsel, j) Wasserverbrauch	5.2.3
Eingabe Heizung:	k) Heizlast & Heizkörper, l) Heizungsregelung, m) Rohrleitungen	5.2.4
Eingabe Allgemein:	n) Dynamik	5.2.2
Bilanzen:	o) Bilanz WE1-2, p) Bilanz WE3-4, q) Bilanz WE5-6, r) Bilanz WE7-8, s) Bilanz WE9-10, t) Bilanz WE11-12, u) Bilanz GEB	5.3
Dokumentationen:	v) Doku Ein, w) Doku Aus, x) Ausgabe	5.4.1

**Tabelle 13 Überblick über die Umsetzung als Exceltabelle**

In den Blättern zur "Bilanz" sowie der "Ausgabe" wird in 8760 Zeilen jeweils der Rechenschritt für eine Stunde durchgeführt bzw. ein Stundenergebnis angezeigt.

Die Bilanz der Wohneinheiten selbst umfasst ca. 120 Spalten mit Zwischenschritten und Ergebnissen, siehe Überblick in Bild 20.

Zeit	Außen- und Innentemperatur	Luftwechsel	Lüftungswärme	Interne Lasten	Innere Gewinn	Wasserverbrauch	Trinkwärmewärme	Solareinträge	Solare Gewinn	Transmissionsverlust	Verteilungsverlust
Stunde	°C	1/h	kWh	W	kWh	l	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
0	-2,60	19	0,6	80	0,3	0	0,0	0,50	0,0	1,0	0,0
744	0,25	19	0,6	80	0,3	0	0,0	0,56	0,0	0,9	0,0
1416	5,50	19	0,5	80	0,3	0	0,0	0,60	0,0	0,4	0,0
2160	6,75	19	0,5	80	0,3	0	0,0	0,64	0,0	0,5	0,0
2880	12,15	19	0,3	80	0,3	0	0,0	0,67	0,0	0,3	0,0
3624	9,30	19	0,4	80	0,3	0	0,0	0,69	0,0	0,3	0,0
4344	16,65	19	0,1	80	0,3	0	0,0	0,69	0,0	-0,1	0,0
5088	16,55	19	0,2	80	0,3	0	0,0	0,69	0,0	-0,1	0,0
5872	16,65	19	0,1	80	0,3	0	0,0	0,67	0,0	-0,1	0,0
6592	6,552	19	0,2	80	0,3	0	0,0	0,64	0,0	0,1	0,0
7336	7,296	19	0,6	80	0,3	0	0,0	0,60	0,0	0,6	0,0
8056	8,016	19	0,5	80	0,3	0	0,0	0,55	0,0	0,6	0,0
Mittelwert	9,5	19,8									
Summen			3642	2461	1073	2644					

**Bild 20 Screenshot Exceltabelle – Bilanzierung eines Gebäudes**

## 5.5 Gebäudemodellvarianten im Kurzüberblick

Gebäude:

- 1200 m<sup>2</sup> Wohnfläche
- 3 Geschosse
- 12 Wohneinheiten

Auslegung Raumheizung:

- NEH: 55°C/45°C
- WSchV: 65°C/50°C
- Bestand: 75°C/55°C

Warmwasser

- 32 Bewohner
- 25 l/(P·d) bei 60°C
- 24 h Zirkulation

Wärmebedarf	NEH			WSchV			Bestand		
	MWh/a	kWh/(m <sup>2</sup> a)	Anteil an Ges.-bedarf	MWh/a	kWh/(m <sup>2</sup> a)	Anteil an Ges.-bedarf	MWh/a	kWh/(m <sup>2</sup> a)	Anteil an Ges.-bedarf
Nutzwärme TWW	15	13	18%	15	13	11%	15	13	8%
Zirkulationsverluste	14	11	16%	14	11	10%	13	11	7%
Raumheizung	56	47	66%	107	89	79%	166	138	85%
Gesamtwärmebedarf	85	71		135	113		194	162	

**Tabelle 14 Überblick über die Randdaten der Wärmeanforderungen**

## 6 Definition der Wärmezentrale

### 6.1 Auslegung der Solaranlagen

Ausgehend von einem definierten Basissystem (Solaranlage zur reinen Trinkwarmwasservorwärmung) wird die Komponentenauslegung der zu simulierenden Kombianlagen hochskaliert. Die folgende Tabelle zeigt die hier benutzten Auslegungsgrößen für das Grundsystem einer Solaranlage zur reinen Trinkwarmwasservorwärmung.

<b>Vorgaben für die Simulation:</b>	
Wohnfläche	1200 m <sup>2</sup>
Geschosse	3
Wohneinheiten	12
Anzahl Bewohner	32
Warmwasserverbrauch pro Bewohner bei 60 °C	25 l/d
Warmwasserverbrauch pro Bewohner bei 60 °C (Sommer-Schwachlast)	18 l/d
<b>Auslegung Solaranlage: (auf Sommer-Schwachlast):</b>	
Auslastung der Solaranlage bei Trinkwarmwasservorwärmung	70 l/(d m <sup>2</sup> <sub>Kf</sub> )
Standardgröße des Solarpuffers bei Trinkwarmwasservorwärmung	50 l/m <sup>2</sup> <sub>Kf</sub>
<b>Dimensionierung der Solaranlage bei o. a. Warmwasserverbrauch:</b>	
Aperturfläche bei reiner Trinkwarmwasservorwärmung	8,0 m <sup>2</sup>
Solarpuffervolumen bei reiner Trinkwasser-Vorwärmung	0,4 m <sup>3</sup>
<b>Sonstige Vorgaben:</b>	
Wetterdaten: DWD-Testreferenzjahr Station Potsdam	
Neigung / Ausrichtung Kollektor	45° / 0° Süd
Kollektortyp: Standard-Flachkollektor	
Volumen Solarpuffer: exponentiell steigend mit Kollektorfeldgröße (s. u.)	
Auslegung aller Wärmeübertrager (Ladung, Entladung): mittlere log. Temperaturdifferenz	
	5 K

**Tabelle 15: Auslegung der Solaranlage für die Simulation**

Die Grundausslegung der Solaranlagenkomponenten basiert auf den Auslegungskriterien der VDI 6002 Teil 1. Aus dem vorgegebenen Warmwasserverbrauch im Sommer von 18 l pro Tag und Person ergibt sich eine Größe für das Kollektorfeld von ca. 8 m<sup>2</sup>. Das Volumen des Solarpuffers ergibt sich aus der Dimensionierung von 50 l/m<sup>2</sup><sub>Kf</sub> zu 400 l.

Um zu lange Stillstandszeiten des Kollektorkreises zu vermeiden, sollte das Solarpuffervolumen von einer Anlage zur Heizungsunterstützung mit zunehmender Kollektorfläche stärker ansteigen als von einer Anlage zur reinen Trinkwassererwärmung. Dies wird durch die Einführung eines Exponenten berücksichtigt, mit dem das Kollektorflächenverhältnis einer Kombianlage zu einer Anlage zur reinen Trinkwassererwärmung potenziert wird.

$$V_o = V_{sol,TWW} \cdot (A_{FK} / A_{FK,TWW})^{EXP}$$

mit

$V_o$	= Solarpuffervolumen der Kombianlage
$V_{sol,TWW}$	= Puffervolumen einer Anlage zur Trinkwassererwärmung
$A_{FK}$	= Kollektorfläche der Kombianlage
$A_{FK,TWW}$	= Kollektorfläche einer Anlage zur Trinkwassererwärmung
EXP	= Exponent

Die Auslegung des Solarpuffervolumens leitet sich demnach aus der Grundausslegung einer Solaranlage zur reinen Trinkwassererwärmung ab.

Der Exponent EXP wurde bei allen Simulationen zu 1,32 gesetzt. Kleinere Exponenten führen zu kleineren Solarspeichern und u. U. zu einer besseren Betriebswirtschaftlichkeit, jedoch auch zu längeren und häufigeren Stagnationszeiten, weil die Maximaltemperatur im Puffer früher erreicht wird. Größere Exponenten vergrößern den Solarpuffer und verringern die Stagnationszeiten.

Der Wert von 1,32 hat sich nach den bisherigen Erfahrungen aus den ST2000-Projekten als Kompromiss zwischen den beiden Effekten bewährt. Tabelle 16 zeigt die vorgenommene Skalierung der Kollektorflächen und des Puffervolumens. Das 64 m<sup>2</sup> große Kollektorfeld zeigt bei den Simulationen dann beispielsweise eine Stagnationszeit von 60 h/a beim Niedrigenergiehaus (= 0,76 m<sup>2</sup><sub>KF</sub>/MWh).

<b>Variation der Kollektorfeldgröße:</b>				
Faktor Erhöhung der Kollektorgröße gegenüber Anlage zur Trinkwassererwärmung	1	2	4	8
Aperturfläche Kombianlage	8 m <sup>2</sup>	16 m <sup>2</sup>	32 m <sup>2</sup>	64 m <sup>2</sup>
Solarpuffervolumen	0,4 m <sup>3</sup>	1 m <sup>3</sup>	2,5 m <sup>3</sup>	6,2 m <sup>3</sup>
Verhältnis: Kollektorfläche/Nutzfläche Wohnung	0,7%	1,3%	2,7%	5,3%

**Tabelle 16: Größe der Solaranlagen**

## **6.2 Hydraulische Schaltungen**

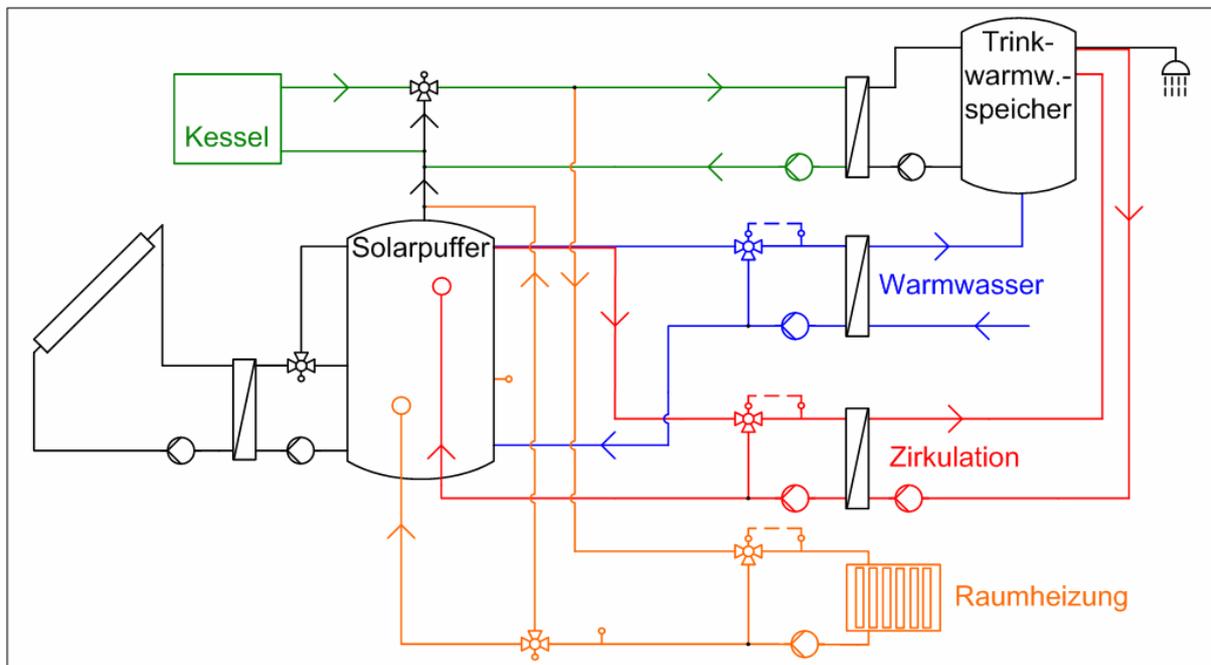
### **6.2.1 Grundschtaltung**

Basierend auf den Erfahrungen mit den untersuchten Anlagen aus dem ST2000-Kombiprojekt (s. [Kombiprojekt]) wurden die dort gemachten Empfehlungen zum Aufbau von Kombianlagen im vorliegenden Projekt übernommen und teilweise weiterentwickelt. .

Die Empfehlungen gelten für Anlagen mit getrennten Lastkreisen zur Anbindung an einzelne Verbraucher (Warmwasser, Zirkulation, Raumheizung). Eine wichtige Regel ist, dass beim Anschluss mehrerer Verbraucher mit unterschiedlichen Rücklauftemperaturen an das Solar-system, separate Rücklaufleitungen mit unterschiedlichen Einspeisepunkten in den Solarpuffer (abhängig von der Rücklauftemperatur der Verbraucher) und – falls erforderlich – separate Wärmeübertrager benutzt werden sollen. Nur so kann die Solaranlage auf dem niedrigsten möglichen Temperaturniveau arbeiten und eine optimale Systemeffizienz erreichen.

Eine weitere wichtige Regel ist die Vermeidung der Verschleppung konventionell erzeugter Wärme in die Solaranlage. Dazu muss die Rückkopplung des konventionellen Wärmeerzeugers auf die Solaranlage über die Lastkreise möglichst gering gehalten werden.

Die folgende hydraulische Schaltung ist die konsequente Umsetzung dieser Regeln.



**Abbildung 7: Solaranlage zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung**

Der in Abbildung 7 gezeigte Systemaufbau einer Solaranlage besteht aus einem Kollektorkreis mit externem Wärmeübertrager zur Beladung des monovalenten Solarpuffers, einem dem Puffer nachgeschalteten konventionellen Wärmeerzeuger (hier Kessel) und dem getrennten Anschluss von drei Lastkreisen (Warmwasser, Zirkulation und Raumheizung) an den Solarpuffer.

Wichtige Kennzeichen dieser Verschaltung sind:

- Alle Verbraucher mit unterschiedlichen Rücklauftemperaturen sind mit getrennten Rücklaufleitungen an das Solarsystem angeschlossen. Die Einschichtung der Rückläufe in den Solarpuffer erfolgt je nach Temperaturniveau in unterschiedlichen Höhen, damit sich Temperaturschichtungen im Solarpuffer möglichst optimal ausbilden können. Unterschiedliche Rücklauftemperaturen der Lastkreise werden nicht schon im Pufferzulauf vermischt.
- Die solare Trinkwarmwassererwärmung erfolgt im Durchlauf mit eigenem Wärmeübertrager. Der Trinkwarmwasserspeicher wird über einen von der Solaranlage getrennten Ladekreis vom Kessel beladen. Der Solaranlage steht somit immer die Kaltwassertemperatur zur Verfügung, unabhängig von den Temperaturverhältnissen im Trinkwarmwasserspeicher. Es gibt keine Rückwirkung vom Trinkwarmwasserspeicher auf die Solaranlage. Selbst eine schlechte oder fehlerhafte Regelung der Trinkwarmwasserspeicherbeladung hat keine Auswirkung auf die Effizienz der Solaranlage. Ein Eintrag von konventionell erzeugter Wärme über die Trinkwarmwassererwärmung in das Solarsystem ist ausgeschlossen.
- Die solare Zirkulationsdeckung aus dem Solarpuffer erfolgt über einen separaten Entladekreis mit Wärmeübertrager. Ein Eintrag von konventionell erzeugter Wärme über die Zirkulationsdeckung in das Solarsystem ist ausgeschlossen.
- Der einzige Lastkreis, in dem Solarpuffer und Kessel in Reihe geschaltet sind, ist die Raumheizung. Hier ist eine Pufferumgehung notwendig, um bei zu hohen Rücklauftemperaturen eine Erwärmung des Puffers über den Rücklauf der Raumheizung zu vermeiden.
- Durch das Solarsystem entstehen an keiner Stelle zusätzliche von konventioneller Energie zu deckende Verluste.

## 6.2.2 Variationen

### Variation der Trinkwarmwasserbereitung

Für die vergleichenden Simulationen wurde die oben beschriebene Grundschialtung hinsichtlich der Trinkwarmwasserstation verändert. Die Beladung eines Trinkwarmwasserspeichers wird durch eine Frischwasserstation ersetzt (s. nachfolgende Abbildung 8). Regelungstechnisch wird dabei der primärseitige Massenstrom dem sekundärseitigen nachgeführt.

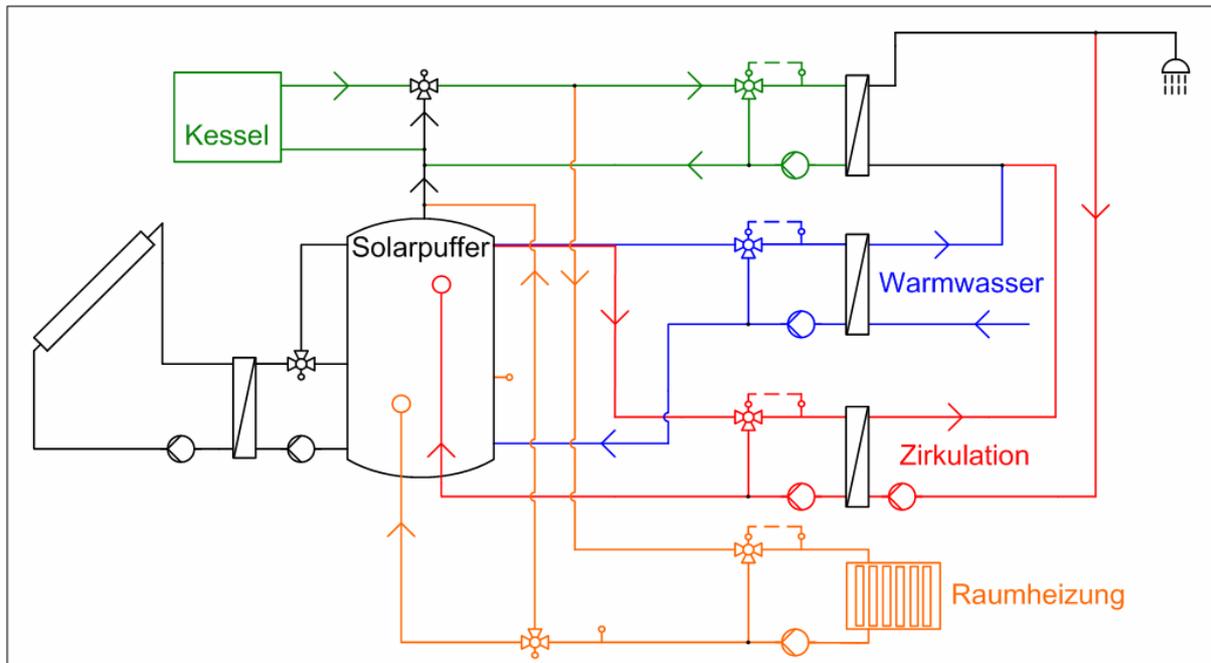


Abbildung 8: Schaltung mit Frischwasserstation

Die Ersetzung der Trinkwasserstation hat keinen direkten Einfluss auf den Betrieb des Solar-systems, wohl aber auf den des Kessels während der Warmwasserbereitung. Der folgende Vergleich zeigt die Unterschiede für den Kesselbetrieb auf:

	Trinkwarmwasserspeicher	Frischwasserstation
Regelung	Speichertemperatur mit Hysterese	60°C Ausgang Wärmeübertrager
Volumenstrom durch Kessel	Konstant (Pumpe), dadurch Mindestwärmeabnahme am Kessel	Variabel gemäß Zapfprofil, d.h. es können auch sehr kleine Volumenströme durch den Kessel fließen. Zeitweise sehr geringe Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels
Speicher	Trinkwarmwasserspeicher fungiert als Wärmespeicher und zu einer definierten warmwasserseitigen Wärmeabnahme; zusätzliche Speicherwärmeverluste	Keine kesselexterne Speichermasse vorhanden. Hohe Variabilität der Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels; keine Speicherwärmeverluste

Tabelle 17: Variationen Trinkwarmwasser

### Variation des Kesselpuffers

Als weitere Systemvariante wird ein Kesselpuffer hinzugefügt, welcher dazu dient, Wärmeerzeugung und Wärmeverbrauch nicht nur hydraulisch, sondern auch zeitlich zu entkoppeln. Dadurch soll in Zeiten mit niedriger Wärmeanforderung die Takthäufigkeit des Kessels verringert werden. Die Beladung des Kesselpuffers erfolgt mit einem Temperaturfühler im oberen Bereich des Speichers mit einer Hystereseregulung.

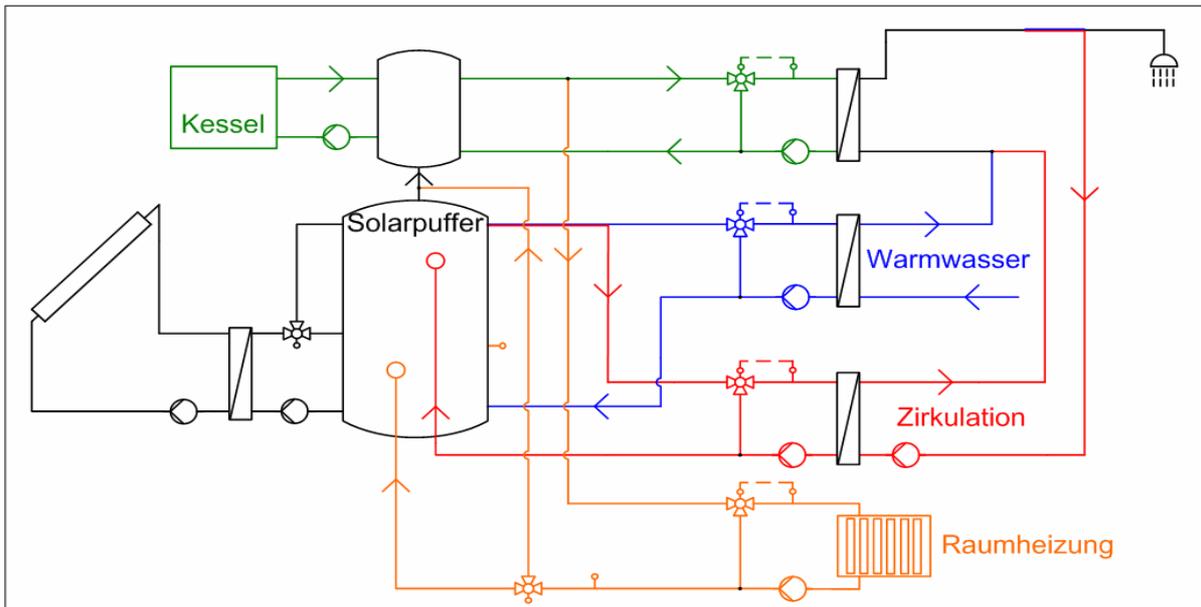


Abbildung 9: Schaltung mit Frischwasserstation und Kesselpuffer

Die Hinzufügung eines Kesselpuffers hat vor allem Auswirkungen auf den Betrieb des Kessels im Heiz- und Warmwasserbetrieb, aber auch des Solarsystems. Der folgende Vergleich zeigt die Unterschiede für den Kesselbetrieb und die Solaranlage auf:

	Ohne Kesselpuffer	Mit Kesselpuffer
Kesselvorlauftemperatur	Die Kesselvorlauftemperatur richtet sich nach der Wärmeanforderung. Ist keine Trinkwassererwärmung erforderlich, wird die Kesselvorlauftemperatur gemäß Heizkurve geregelt, kann also teils auch niedrige Werte annehmen.	Die Solltemperatur im Kesselpuffer muss mindestens die Trinkwarmwassertemperatur + Temperaturdifferenz über den Wärmeübertrager sein. Im Winter kann die Solltemperatur (abhängig vom Gebäudestandard) gemäß der Heizkurve noch darüber liegen. Die Kesselvorlauftemperatur liegt immer noch etwas höher als die Solltemperatur im Kesselpuffer.
Kesselrücklauftemperatur	Die Kesselrücklauftemperatur ist die Mischtemperatur aller Verbraucherrückläufe unter Einbeziehung des Solarpuffers.	Je nach Regelstrategie und Volumenstrom der Kesselpumpe wird die Rücklauftemperatur zum Kessel angehoben. (Der Kesselpuffer wirkt wie eine große hydraulische Weiche.)
Volumenstrom durch Kessel	Variabel gemäß Zapfprofil, d.h. es können auch sehr kleine Volumenströme durch den Kessel fließen. Zeitweise sehr geringe Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels.	Konstant (Kesselpumpe), dadurch Mindestwärmeabnahme am Kessel. Die Kesselleistung hängt vornehmlich von der Temperaturschichtung im Kesselpuffer ab. Der Kessel läuft oft in ähnlicher Leistungsbandbreite.
Speicher	Keine kesselexterne Speichermasse vorhanden. Hohe Variabilität der Wärmeabnahme führt zum verstärkten Takten des Kessels. Der Kessel wird immer auf Solltemperatur gehalten. Keine zusätzlichen Speicherwärmeverluste.	Der Kesselpuffer fungiert als Wärmespeicher und führt zu definierter Wärmeabnahme am Kessel. Kesseltakten wird deutlich reduziert. Der Kessel kann nach erfolgter Beladung des Kesselpuffers ausgeschaltet werden (keine Betriebsbereitschaftsverluste). Zusätzliche Speicherwärmeverluste.
Raumheizung	Die Kesselvorlauftemperatur richtet sich nach der Wärmeanforderung. Ist keine Trinkwassererwärmung erforderlich, wird die Kesselvorlauftemperatur gemäß Heizkurve geregelt. Eine Senkung der Vorlauftemperatur durch Zumischung mit kühlerem Rücklaufwasser ist in diesem Fall nicht erforderlich.	Durch die vorgegebene Solltemperatur im Kesselpuffer (s. o.) muss die Vorlauftemperatur der Raumheizung entsprechend der Heizkurve durch Zumischung mit kühlerem Rücklaufwasser eingestellt werden. Der Volumenstrom des Raumheizungskreises wird dadurch reduziert.
Solaranlage		Die häufigere Reduzierung des Volumenstroms im Raumheizungskreis reduziert auch den Volumenstrom der durch den Solarpuffer fließt. Dadurch sinkt in diesem Lastkreis die Auslastung der Solaranlage.

Tabelle 18: Variationen Kesselpuffer

### 6.3 Definition der Heizkessel

Zentraler Untersuchungsgegenstand der Simulationen ist der Heizkessel. Mit dem für das Simulationsprogramm TRNSYS neu entwickelten Kesselmodul Type 204 ist es möglich, die Auswirkungen von Veränderungen auf der Verbrauchsseite (Hydraulik, Temperaturniveaus, Regelung etc.) auf den Kessel zu untersuchen. Von besonderem Interesse ist die Fragestellung, wie sich die Kombination von Solaranlage und Kessel auf dessen Nutzungsgrad und damit auf die Endenergieeinsparung auswirkt. Ein weiterer Untersuchungspunkt ist die Anzahl von Brennerstarts (Kesseltakten, s. a. Kap. 6.2.2). Die Auswahl der zu simulierenden Kessel wurde auf moderne Brennwertgeräte beschränkt, da dies heute der Standard in Kombination mit einer Solaranlage sein sollte.

Es wurden 3 Kesseltypen im TRNSYS – Modul definiert: Gastherme, bodenstehender Gaskessel aus Stahl, bodenstehender Öl-Gusskessel. Die Unterscheidungsmerkmale der Kesseltypen sollten für den direkten Vergleich nicht in den Leistungskennzahlen liegen, sondern in deren Bauart (Brennstoff, Wasserinhalt, Kesselmasse). Die Nennleistung der Kessel richtet sich nach dem Gebäudestandard. Die Gaskessel sind stufenlos modulierend, der Ölkessel ist zweistufig ausgeführt.

Die folgende Tabelle zeigt die für das Kesselmodell wichtigsten Eingabeparameter (s. a. Bericht Teil 2) die in der Simulation beim NEH benutzt wurden:

	Stahlkessel Gas modulierend	Therme Gas modulierend	Gusskessel Öl zweistufig
Gebäudetyp	NEH	NEH	NEH
Brennstoff	Erdgas	Erdgas	Heizöl
Brennwert des verwendeten Brennstoffs	12,46 kWh/kg	12,46 kWh/kg	12,72 kWh/kg
Nennleistung	50 kW		
Modulationsbereich oder Grundstufenleistung	10 - 50 kW	10 - 50 kW	25 kW
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (heizwertbezogen)	97,5%		
Betriebsbereitschaftsverlust (DIN V 18599)	0,84%		
Luftüberschuss	1,23		
Wasserinhalt/Masse	175 l / 250 kg	4 l / 100 kg	195 l / 350 kg
Kesselkapazität (Kesselmaterial)	0,133 Wh/kgK	0,262 Wh/kgK	0,15 Wh/kgK
Mindestein-/ -ausschaltzeit	0 s / 0 s		
Vorspül-/ Nachspülzeit	20 s / 0 s		
Interner Zeitschritt in Type 204	1 s		
Abgasfeuchtigkeit bei Referenzbedingungen	100 %		
Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit v. Kesselleistung	0 %		
Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit v. Wassereintrittstemperatur	0%/K		
Anteil Masse an gasseitiger Kapazität	0,01	0,015	0,01
Anteil Masse und Wasserinhalt an wasserseitiger Kapazität	0,4	0,6	0,4
Anteil Wasserinhalt an der Totzeit	0,3	1	0,3

**Tabelle 19: Eingabeparameter Kesselmodell beim Gebäudetyp: NEH**

Als Eingabeparameter wurden typische Werte, die sich aus den Prüfstandsmessungen ergeben haben, angesetzt. Unterschiedliche Werte ergeben sich dort, wo die Parameter die Bauart und das dynamische Verhalten des Kessels beschreiben.

Für die Gebäudetypen WSchV und Bestand muss aufgrund der höheren Heizlast die Kesselleistung erhöht werden. Tabelle 20 zeigt die im Vergleich zu Tabelle 19 geänderten Werte. Alle anderen Parameter bleiben unverändert.

	<b>Stahlkessel Gas modulierend</b>	<b>Therme Gas modulierend</b>	<b>Gusskessel Öl zweistufig</b>
Gebäudetyp	<b>WSchV</b>		
Nennleistung	74 kW		
Modulationsbereich oder Grundstufenleistung	15 - 74 kW	15 - 74 kW	37 kW
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (heizwertbezogen)	97,3%		
Betriebsbereitschaftsverlust (DIN V 18599)	0,72%		
Luftüberschuss	1,213		
Wasserinhalt/Masse	211 l / 298 kg	7 l / 124 kg	231 l / 422 kg
Gebäudetyp	<b>Bestand</b>		
Nennleistung	106 kW		
Modulationsbereich oder Grundstufenleistung	21 - 106 kW	21 - 106 kW	53 kW
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (heizwertbezogen)	97,1%		
Betriebsbereitschaftsverlust (DIN V 18599)	0,62%		
Luftüberschuss	1,197		
Wasserinhalt/Masse	259 l / 362 kg	10 l / 156 kg	279 l / 518 kg

**Tabelle 20: Eingabeparameter Kesselmodell beim Gebäudetyp: WSchV und Bestand**

#### 6.4 Definition Wärmespeicher

<b>Solarpuffer</b>	TRNSYS Type 140		
Volumen s. Tabelle 16			
Wärmedämmung	0,045 W/mK, 150mm dick		
Zusätzliche Verluste durch Anschlüsse	0,08 W/K pro Anschluss		
Höhe	3 x Durchmesser		
Ladung und Entladung	ohne Verwendung von Schichtladelanzeln		
<b>Trinkwarmwasserspeicher</b>	TRNSYS Type 140		
Volumen	500 l		
Wärmedämmung	0,045 W/mK, 150mm dick		
Zusätzliche Verluste durch Anschlüsse	0,08 W/K pro Anschluss		
Höhe	2,5 x Durchmesser		
<b>Kesselpuffer</b>	TRNSYS Type 140		
Volumen NEH / WSchV / Bestand (20l pro kW – Nennleistung Kessel)	1000 l	1500 l	2000 l
Wärmedämmung	0,045 W/mK, 150mm dick		
Zusätzliche Verluste durch Anschlüsse	0,08 W/K pro Anschluss		
Höhe	2,5 x Durchmesser		

**Tabelle 21: Vorgaben für Wärmespeicher**

## 7 Simulationsstudie

Mit den in Kapitel 4 vorgestellten Varianten und den in Kapiteln 5 und 6 definierten Randbedingungen wurden Simulationen durchgeführt. Die Ergebnisse wurden hinsichtlich unterschiedlicher Kriterien ausgewertet. Hauptziel war es, den Einfluss der Solaranlage auf den Kesselbetrieb und damit die Endenergieeinsparung durch die Solaranlage zu ermitteln. Die dazu erforderlichen Zielgrößen sind die solare Nutzenergie und der Kesselnutzungsgrad. Zusätzlich wird die Anzahl der Taktzyklen des Heizungskessels betrachtet, denn durch die Reduzierung der Taktrate werden die Emissionen des Kessels vermindert. Eine weitergehende Bewertung der Emissionen findet innerhalb dieses Berichts jedoch nicht statt.

### 7.1 Definitionen

#### Solare Nutzwärme

Als solare Nutzwärme ist die für den Verbraucher nutzbare Solarwärme definiert. In den hier betrachteten hydraulischen Aufbauten, ist dies die Wärmemenge die aus dem Solarpuffer an die einzelnen Lastkreise abgegeben wird. Etwaige Verluste in Entladeleitungen des Solarpuffers werden dabei berücksichtigt. Die Bilanzgrenze wird in Abbildung 10 verdeutlicht.

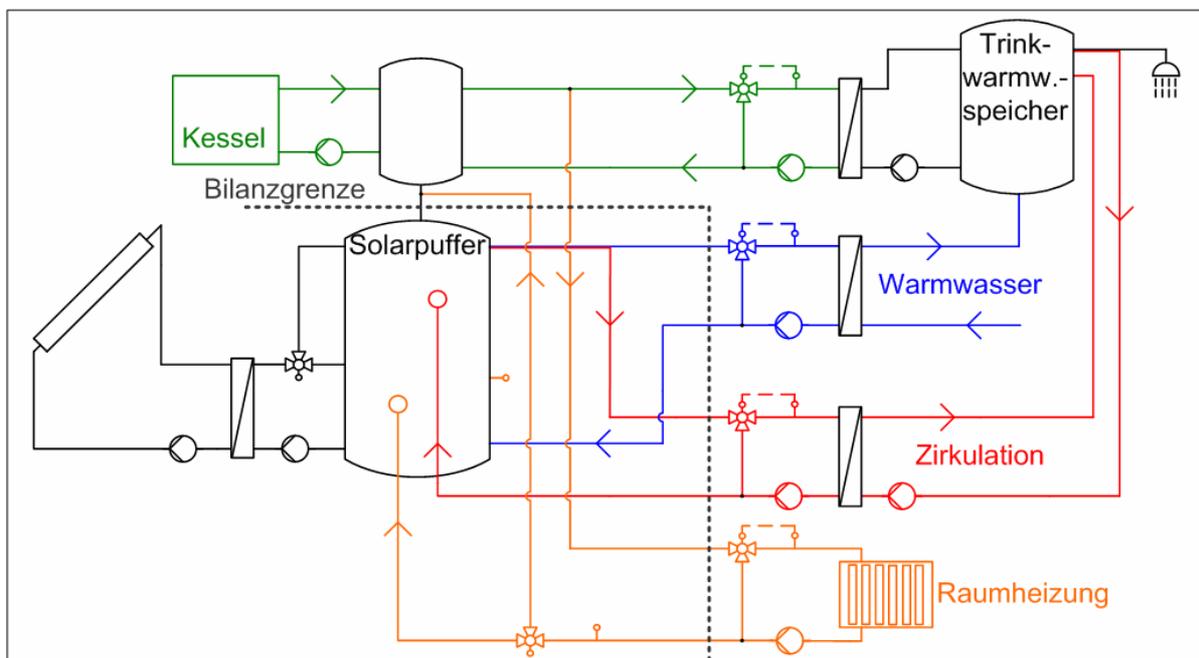


Abbildung 10: Bilanzgrenze solare Nutzwärme

#### Kesselnutzungsgrad

Der Kesselnutzungsgrad errechnet sich aus dem Verhältnis der über einen definierten Zeitraum abgegebenen Nutzwärme zur eingesetzten Brennstoffenergie:

$$\text{Kesselnutzungsgrad} = \frac{\text{abgegebene Nutzwärme}}{\text{eingesetzte Brennstoffenergie}}$$

## Endenergieeinsparung

Die Endenergieeinsparung wird definiert als die Differenz des Endenergieeinsatzes des simulierten Systems zum Endenergieeinsatz eines definierten Referenzsystems. Der Verbrauch von elektrischer Hilfsenergie bleibt hier unberücksichtigt.

$$\text{Endenergieeinsparung} = \text{Endenergieeinsatz Referenzsystem} \\ - \text{Endenergieeinsatz simuliertes System} \\ \text{(keine Berücksichtigung elektrischer Hilfsenergie)}$$

### 7.2 Simulation des Kesselmodells unter definierten stationären Zuständen

Für die Interpretation der Simulationsergebnisse unter Berücksichtigung der komplexen Zusammenhänge beim Betrieb des Kessels in einer Wärmezentrale ist es nützlich, zunächst nur den Kessel allein zu betrachten.

Um die Abhängigkeit des Kesselwirkungsgrads von Wassereintrittstemperatur und Belastung bei der in der Studie benutzten Parametrierung des Kesselmodells (s. Kap. 6.3) aufzuzeigen, wurde das Modell mit verschiedenen konstanten Randbedingungen beaufschlagt. Diese wurden so konfiguriert, dass sich ähnlich wie auf einem Prüfstand definierte stationäre Zustände einstellen. Bei unterschiedlichen Wassereintrittstemperaturen (20°C-60°C) werden dabei 3 Leistungsfälle (100%, 60%, 20% der Nennleistung) über die Variation des Volumensstroms des Heizwassers eingestellt. Die Kesselsolltemperatur bleibt konstant auf 65°C.

In Abbildung 12 ist das Betriebsverhalten für den 106 kW-Kessel des Bestandsgebäudes grafisch dargestellt.

Im Vergleich dazu sind in Abbildung 11 die gemessenen Prüfstandsdaten eines 15kW Gasbrennwertkessels dargestellt.

In Abbildung 11 gut zu erkennen ist die Abhängigkeit des Kesselwirkungsgrades von Belastung und Wassereintrittstemperatur, wie man es erwartet. Oberhalb von 50°C findet in dem Kessel keine Kondensation mehr statt. Der Kesselnutzungsgrad verläuft mit flacher Steigung, da mit abnehmender Wassereintrittstemperatur der Anteil sensibler Wärmenutzung linear steigt. Unterhalb von 50°C tritt zusätzlich Brennwertnutzung ein. Der Wirkungsgrad steigt erwartungsgemäß hier deutlich steiler an.

Sowohl der feuerungstechnische Wirkungsgrad (im Diagramm als FT abgekürzt) als auch der Kesselwirkungsgrad laufen bei beiden unterschiedlichen Laststufen leicht auseinander. Die Brennwertnutzung ist im Teillastbetrieb besser, da der Wärmeübertrager das Abgas im Teillastbetrieb besser abkühlen kann (geringere Strömungsgeschwindigkeit, längere Verweildauer) und dadurch die Kondensatmenge im Vergleich zum Vollastbetrieb stärker ansteigt.

Bei sehr niedrigen Wassereintrittstemperaturen verringert sich der Unterschied wieder, da dann der Wasserdampf in beiden Fällen weitgehend auskondensiert ist. Eine Verbesserung des feuerungstechnischen Wirkungsgrads im Teillastbetrieb zeigt sich auch im Betrieb oberhalb von 50°C Wassereintrittstemperatur. Auch hier ist der Grund die stärkere Abkühlung des Abgases.

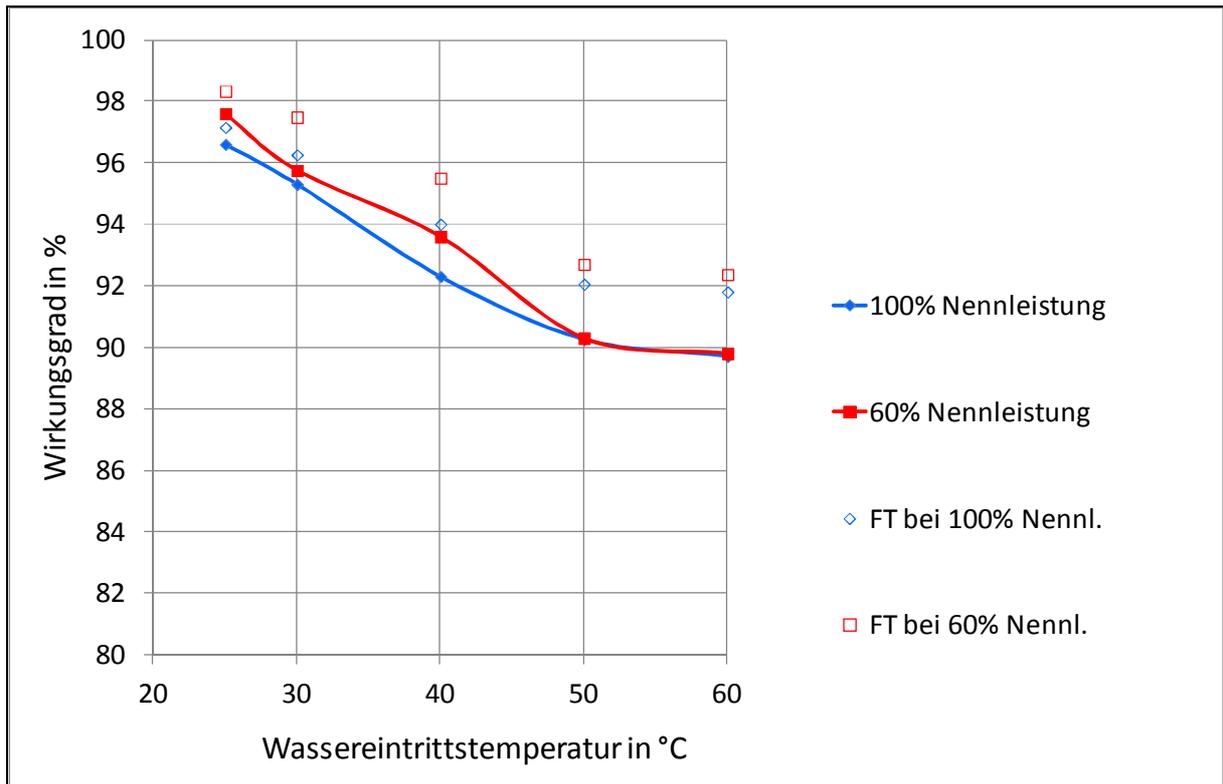


Abbildung 11: Prüfstandsmessungen Kesselwirkungsgrad eines 15 kW Gasbrennwertkessels

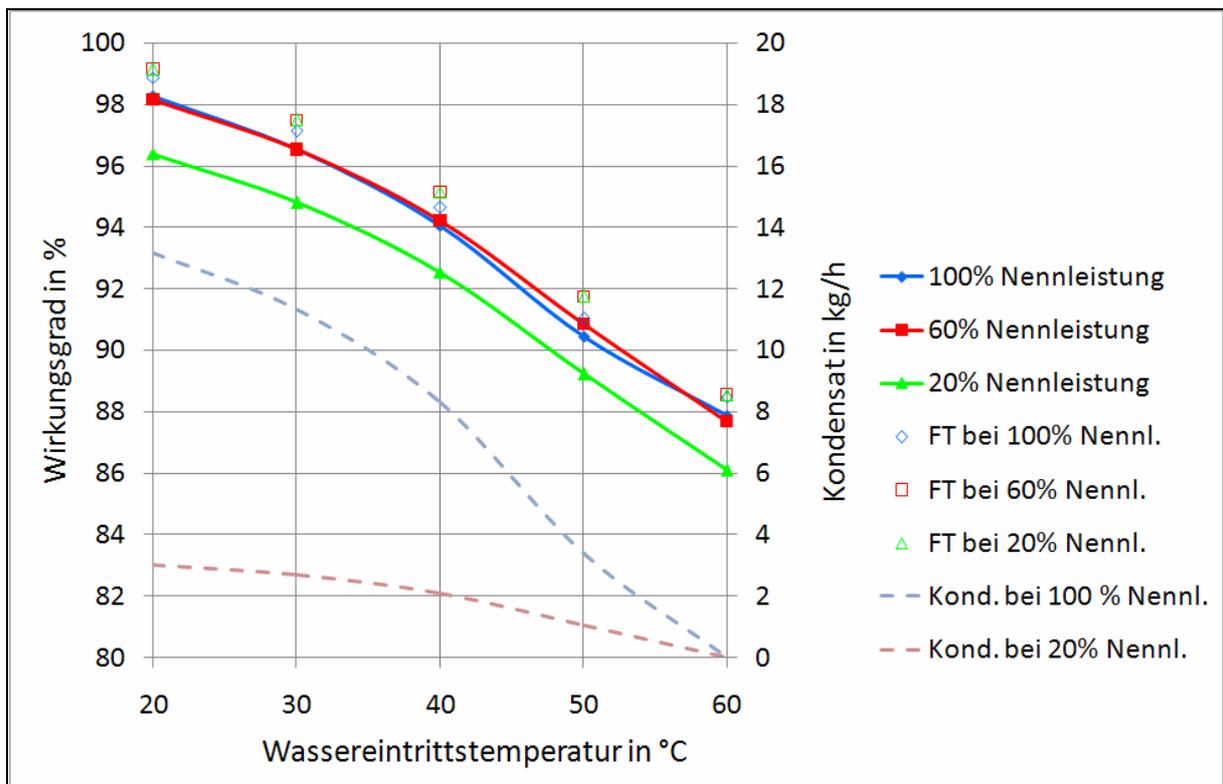


Abbildung 12: Kesselwirkungsgrad des 106kW Kessels aus Tabelle 20 (Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung: 97,1%, Bereitschaftsverluste: 0,62%, Luftverhältniszahl  $\lambda$ : 1,2)

Der Verlauf des Kesselwirkungsgrades in Abhängigkeit von Belastung und Wassereintrittstemperatur im Simulationsmodell ähnelt grundsätzlich dem von Abbildung 11. Der von der Theorie her erwartete s-förmige Verlauf des Kesselnutzungsgrades (bedingt durch den bei Kondensationsbeginn zunächst starken Anstieg der Kondensatmenge mit anschließender Abflachung) wird hier sogar besser wiedergegeben. Auch die Steigung der Kurven mit einer Änderung des Wirkungsgrades um ca. 2 bis 3 Prozentpunkte pro 10K Differenz in der Wassereintrittstemperatur stimmen recht gut überein. Letzteres ist für die Güte der nachfolgenden Simulationen von großer Bedeutung, da die Solaranlage gerade die Wassereintrittstemperatur in den Kessel verändert. Jedoch beginnt die Brennwertnutzung im Modell bereits bei 60°C, also etwas früher als von der Theorie (55°C bei  $\lambda=1,2$ ) und den oben gezeigten Prüfstandsmessungen (50°C) erwartet. D.h. der Einfluss der Wassereintrittstemperatur auf den Kesselnutzungsgrad findet über einen etwas größeren Temperaturbereich statt, wird somit im Modell etwas verstärkt.

Bei der hier vorgenommenen Modellparametrierung führen die beiden Lastfälle von 60% und 100% zu ähnlichen Kesselwirkungsgraden. Im Teillastbetrieb mit 20% wird der Verlauf um etwa 2 Prozentpunkte nach unten verschoben. Die feuerungstechnischen Wirkungsgrade sind in den beiden Teillastfällen praktisch identisch, im Volllastbetrieb leicht darunter. Dies ist verständlich, da der Wärmeübertrager das Abgas im Teillastbetrieb besser abkühlen kann. Bei 20% Teillast machen sich die Oberflächenverluste des Kessels verstärkt bemerkbar.

Für die nachfolgenden Simulationen folgt hieraus, dass ein höherer Teillastbetrieb im unteren Modulationsbereich zur Reduzierung des Kesselnutzungsgrades führt. Dieses Verhalten ist beim 50 kW-Kessel für das Niedrigenergiehaus noch etwas ausgeprägter (s. Abbildung 13). Ansonsten ist der Verlauf der Kesselnutzungsgrade beim kleineren 50-kW- Kessel praktisch identisch wie beim 106 kW-Kessel.

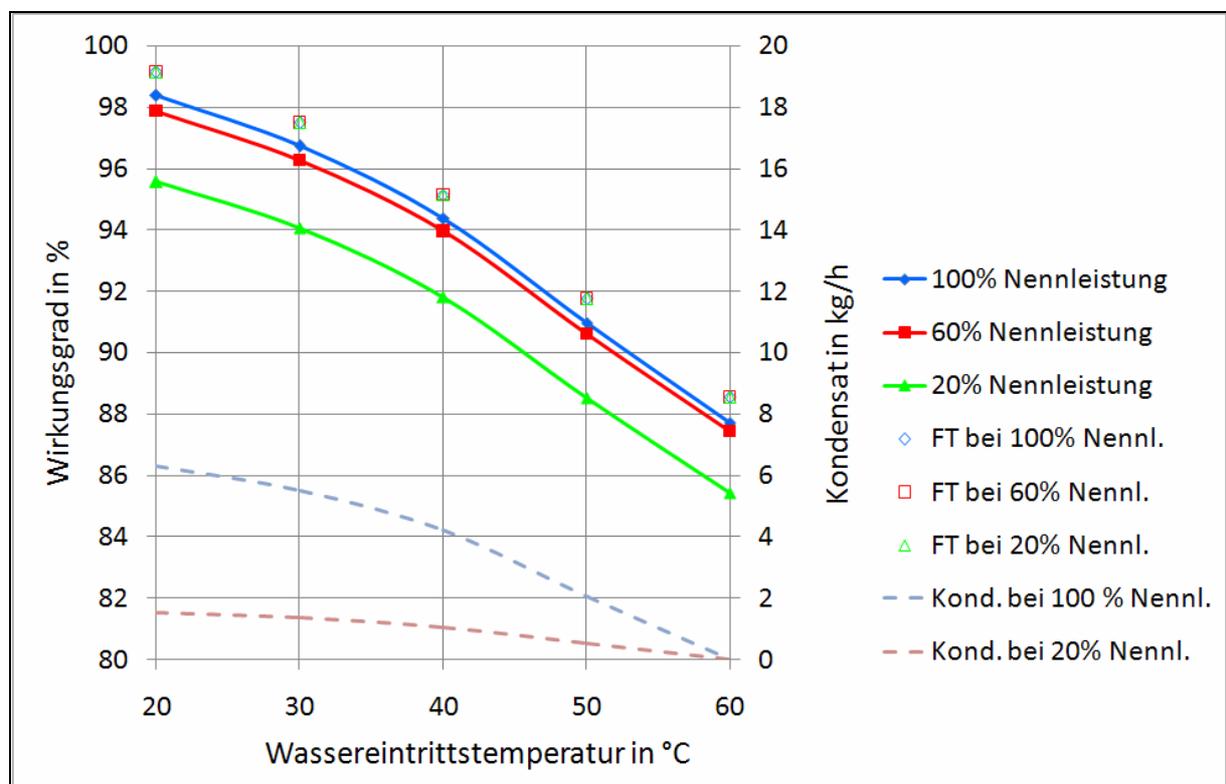
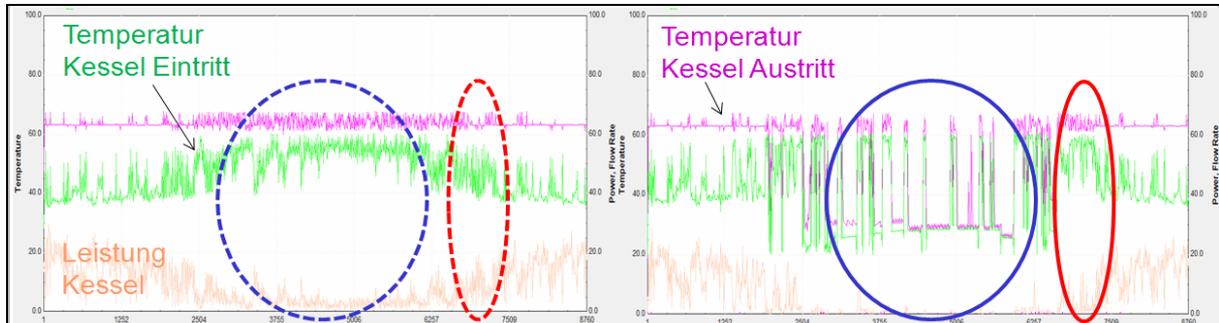


Abbildung 13: Kesselwirkungsgrad des 50 kW Kessels aus Tabelle 19 (Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung: 97,5%, Bereitschaftsverluste: 0,84% )

### 7.3 Simulationsergebnisse einer Wärmezentrale im Jahresverlauf

In einem ersten Überblick zeigt die folgende Abbildung 14 für den Wärmebedarf des Niedrigenergiehauses eine Jahressimulation einer Wärmezentrale (Kessel, ohne Kesselpuffer, Frischwasserstation) ohne und mit Solaranlage. Dargestellt sind die Kesselleistungen und die Kesseleintrittstemperaturen.



**Abbildung 14: Jahressimulation Wärmezentrale (Kessel, ohne Kesselpuffer, Frischwasserstation) ohne (links) und mit 64m<sup>2</sup>-Solaranlage (rechts)**

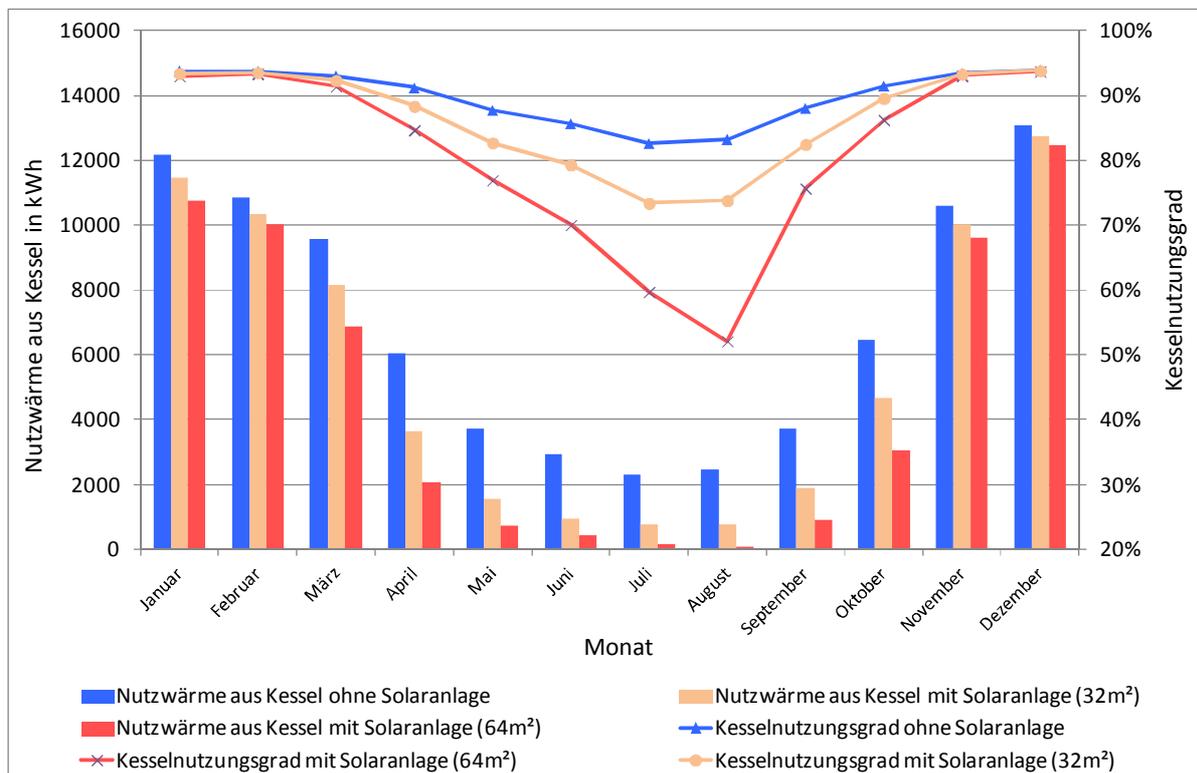
Sehr schön erkennbar ist im linken Bild (ohne Solaranlage) der erwartete Jahresverlauf der Kesselleistungen (abnehmende Heizlast zum Sommer hin) und Kesseleintrittstemperaturen (Anstieg zum Sommer hin, Erklärung hierzu s. u.). Im rechten Bild (mit Solaranlage) ist gut zu sehen, dass der Kessel im Sommer (blauer Kreis) seltener in Betrieb ist, da die Solaranlage die Wärmelieferung häufig komplett übernimmt. In der Übergangszeit (rote Kreise) wird die Kesseleintrittstemperatur durch die Solaranlage erkennbar angehoben, was zu einem höheren Teillastbetrieb des Kessels führt.

Für die genauere Diskussion werden nun am Beispiel der Wärmezentrale mit Therme ohne Kesselpuffer und mit Warmwasserspeicher (s. Abbildung 7) unter Benutzung des NEH-Wärmebedarfsprofils einige wichtige Größen als Monatssummen bzw. Monatsmittel im Jahresverlauf dargestellt. In Abbildung 15 sind die monatlich vom Kessel abgegebenen Nutzwärmemengen mit und ohne Solaranlage sowie der auf einen Monat bezogenen Kesselnutzungsgrad aufgezeichnet. Der Beitrag der Solaranlage ergibt sich aus der Differenz der Kesselnutzwärmemengen ohne Solaranlage (blaue Balken) zu den Kesselnutzwärmemengen mit Solaranlage.

Gut zu erkennen ist, dass wesentliche Beiträge zur Wärmelieferung von der Solaranlage in den Monaten April bis Oktober erzeugt werden. In diesen Monaten wird von der 64m<sup>2</sup>-Anlage der größere Teil der Wärmelieferung übernommen. Erwartungsgemäß hat der solare Beitrag einen negativen Einfluss auf den Kesselnutzungsgrad. Ohne Solaranlage fällt der monatsbezogene Kesselnutzungsgrad von 94,0% im Dezember auf 82,6% im Juli. Von der Solaranlage wird der Kesselnutzungsgrad im Winter nur marginal beeinflusst. Im Zeitraum April bis Oktober fällt der Kesselnutzungsgrad mit steigendem Einfluss der Solaranlage. Im Fall der 32m<sup>2</sup>-Solaranlage wird der Kesselnutzungsgrad zusätzlich um bis zu 9,4 Prozentpunkte reduziert. Bei der 64m<sup>2</sup>-Solaranlage fällt der Kesselnutzungsgrad im August auf nur noch 52%.

Zu beachten ist, dass die stark reduzierten Kesselnutzungsgrade nur mit vergleichsweise geringen Wärmemengen einhergehen, da der Wärmebedarf im Sommer überwiegend von der Solaranlage gedeckt wird. Die nur noch geringen, vom Kessel mit schlechtem Nutzungsgrad aufzubringenden Wärmemengen fallen in der Jahresbilanz anteilig wenig ins Gewicht. Auch ist zu berücksichtigen, dass der Kessel im Sommer auch ohne Solaranlage mit schlechteren Nutzungsgraden arbeitet.

Eine Reduktion der Kesselbetriebszeiten mit schlechtem Nutzungsgrad erhöht auf das Jahr gesehen den Jahresnutzungsgrad. Es gibt hier also eine Kompensation von zwei gegenläufigen Effekten: Reduktion des energetisch auch ohne Solaranlage ungünstigen Sommerbetriebs bei gleichzeitiger Reduktion des Kesselnutzungsgrad im Sommerbetrieb. Je nachdem welcher Effekt überwiegt, können die Auswirkungen auf den Jahresnutzungsgrad positiv wie negativ sein. So wird der Jahresnutzungsgrad des Kessels durch die Solaranlage in o. g. Beispiel lediglich von 91,8% (ohne Solar) auf 91,4% (32m<sup>2</sup>-Solar) bzw. 91,3% (64m<sup>2</sup>-Solar) verringert. Dementsprechend gering ist der Einfluss auf die durch die Solaranlage erzielte Endenergieeinsparung.



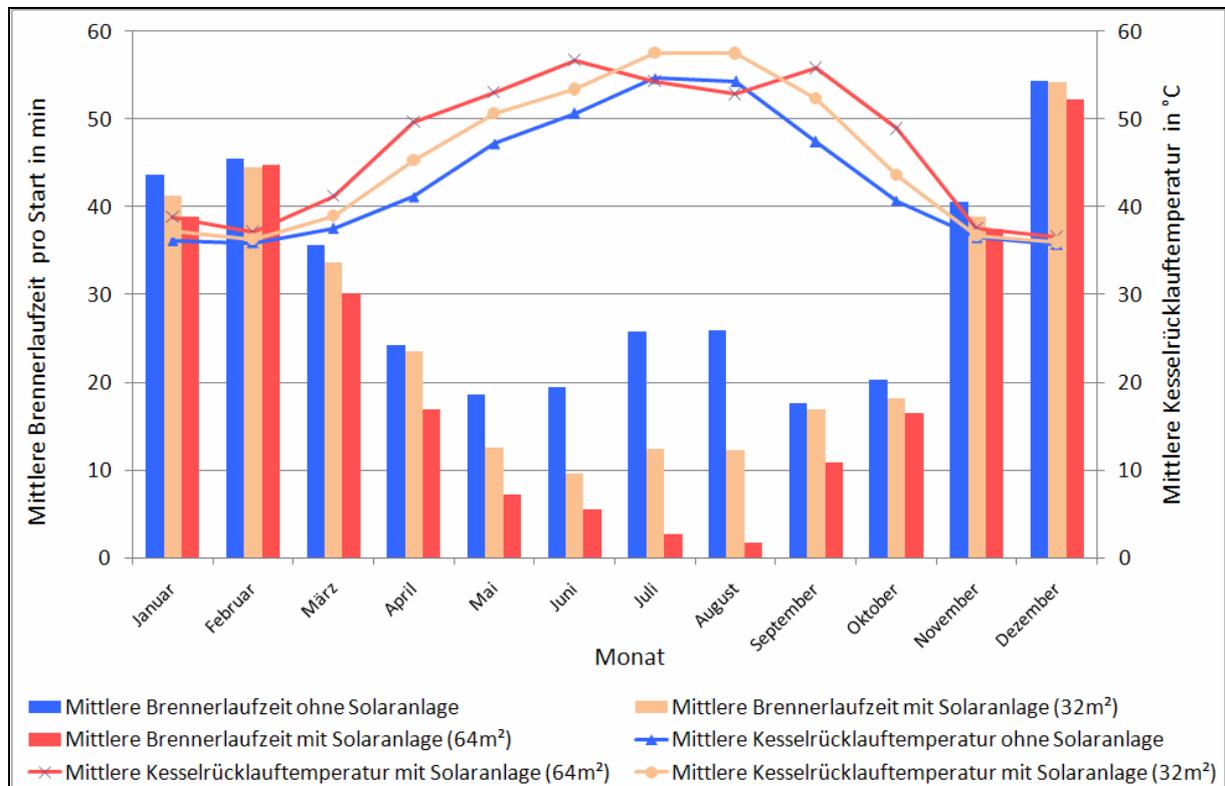
**Abbildung 15: Wärmезentrale mit Therme, ohne Kesselpuffer, mit Warmwasserspeicher Monatswerte Kesselnutzungsgrad und Nutzwärme aus Kessel**

Abbildung 16 zeigt die mittleren Kesselrücklauftemperaturen auf Monatsbasis. Diese sind maßgeblich für die Brennwertnutzung und damit für die Kesselnutzungsgrade. Sehr gut erkennbar ist der jahreszeitliche Verlauf mit zum Sommer steigenden und zum Winter fallenden Temperaturen, zunächst unabhängig von einer Solaranlage. Dieser Verlauf wird durch die unterschiedlichen Rücklauf Temperaturniveaus in den Lastkreisen bestimmt. Während im Winter das relativ niedrige Temperaturniveau der Raumheizung vorherrscht, wird der Sommer vom vergleichsweise hohen Temperaturniveau der Warmwassererwärmung und Zirkulation dominiert.

Die Solaranlage führt zunächst generell zu einer Erhöhung der Kesselrücklauf Temperatur. Die damit verringerte Brennwertnutzung führt zu dem verminderten Kesselnutzungsgrad (s. Abbildung 15). Ein besonderer Effekt ist im Fall der 64m<sup>2</sup> - Solaranlage zu sehen. Die Kesselnutzungsgrade fallen im Juli und August stark ab, während die mittlere Kesselrücklauf Temperatur sogar niedriger ist als im Fall ohne Solaranlage.

Zur Erklärung sind in Abbildung 16 deshalb auch die mittleren Laufzeiten des Kessels pro Brennerstart aufgezeichnet. Dazu wurden die Betriebsstunden des Kessels durch die Taktzahl dividiert. In dieser Anlagenkonfiguration führt die Solaranlage vorrangig im Sommer zu einer Verringerung der Brennerlaufzeiten.

Die Größe der Solaranlage hat dabei auch einen entscheidenden Einfluss darauf, wie ausgeprägt die Reduktion in den Laufzeiten ist. Im Fall der 64m<sup>2</sup> - Solaranlage werden im Juli und August nur noch sehr geringe Brennerlaufzeiten von im Mittel 2 bis 3 Minuten erreicht. Erhöhte Auskühlverluste durch kurze Brennerlaufzeiten können so zur Absenkung der Kessel Eintrittstemperatur und des Kesselnutzungsgrades führen.



**Abbildung 16: Wärmezentrale: mit Therme, ohne Kesselpuffer, mit Warmwasserspeicher**  
**Monatswerte Kesselrücklauftemperaturen und Brennerlaufzeiten**

Die Abnahme der mittleren Brennerlaufzeit bedeutet nicht automatisch, dass die Taktzahl durch die Solaranlage erhöht wird, da die Brennerlaufzeit auch absolut abnimmt. Im Fall des hier beschriebenen Systems mit der 64m<sup>2</sup> - Solaranlage haben sich die Taktzahlen im Juli und August gegenüber dem System ohne Solaranlage zwar leicht erhöht, sind in der Jahressumme jedoch von 11552 auf 9735 zurückgegangen.

#### 7.4 Simulationsergebnisse Jahreswerte mit Gaskessel

Im Folgenden werden relevante Kennwerte als Jahreswerte für die in Kapitel 4 vorgestellten Simulationsvarianten dargestellt.

##### 7.4.1 Jahresnutzungsgrad Gaskessel

Für das Lastprofil des Niedrigenergiehauses (s. Abbildung 17) hat die Kombination von Therme und Warmwasserspeicher die besten Jahresnutzungsgrade von 91,8% (ohne Solaranlage). Durch die 64m<sup>2</sup>-Solaranlage wird der Jahresnutzungsgrad um 0,5% auf 91,3% gesenkt. Auf etwa 1 Prozentpunkt geringere Jahresnutzungsgrade kommen die drei weiteren Kombinationen ohne Kesselpuffer. Auch hier ist der Einfluss der Solaranlage auf den Jahresnutzungsgrad ähnlich groß (Absenkung um 0,2 bis 0,5 Prozentpunkte).

Die geringsten Jahresnutzungsgrade von 88,6% (Therme, FriWa, Kesselp.; Abkürzungen siehe Tabelle 3) und 88,1% (Gaskessel, FriWa, Kesselp.) weisen die beiden Systeme mit Kesselpuffer auf. Grund ist die erhöhte Kesselrücklauftemperatur, die durch die Durchmischung im Kesselpuffer entsteht.

Dieser negative Effekt überwiegt in der Jahresbilanz die positiven Effekte von vermindertem Kesseltakten und höherer Kesselauslastung im Sommer. Der Durchmischungseffekt ließe sich durch einen größeren Kesselpuffer zwar vermindern, führt allerdings auch zu höheren Pufferverlusten. Eine andere Maßnahme zur Verminderung des Durchmischungseffektes wäre eine drehzahlgeregelte Kesselpumpe mit Anpassung an den Verbrauch. Der Einfluss der Solaranlage auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels ist bei den Systemen mit Kesselpuffer marginal. Durch die wegen des Kesselpuffers sowieso schon erhöhte Kesselrücklauf-temperatur ist die Auswirkung einer weiteren Temperaturerhöhung durch die Solaranlage vermindert. Der positive Effekt der Reduzierung des ungünstigen Sommerbetriebs des Kessels bleibt jedoch in gleichem Maß bestehen.

Auch für das Lastprofil des Bestandgebäudes (s. Abbildung 18) hat die Kombination von Therme und Warmwasserspeicher die besten Jahresnutzungsgrade von 92,9% (ohne Solaranlage) und liegt damit um 1 Prozentpunkt höher als beim Profil des NEH. Der höhere Raumheizungsanteil und damit geringere Kesselintrittstemperaturen führen zu höheren Kesselnutzungsgraden in den Übergangszeiten. Dagegen bricht der Kesselnutzungsgrad wegen des größeren Kessels (geringere Auslastung) im Sommer nur im Juli und August stärker ein als beim NEH. (Hinweis: In der Simulation ist sowohl geräteseitig, wie anlagenseitig keine Überstromvorrichtung vorhanden. In der Realität ist dies insbesondere bei Thermen leider häufig nicht der Fall.)

Insgesamt überwiegt damit der Einfluss aus dem gesteigerten Raumheizungsanteil. Durch die 64m<sup>2</sup>-Solaranlage wird der Jahresnutzungsgrad um 0,3% auf 92,5% gesenkt. Auf etwas geringere Jahresnutzungsgrade kommen die drei weiteren Kombinationen ohne Kesselpuffer. Wie beim NEH liegen auch hier die Werte dicht beieinander. Anders als beim NEH-Profil sticht die Kombination von Therme und Warmwasserspeicher bzgl. des Jahresnutzungsgrades nicht so stark hervor. Der Einfluss der Solaranlage auf den Jahresnutzungsgrad (Absenkung um maximal 0,3 Prozentpunkte) ist geringer als beim NEH-Profil. Die Anhebung der Kesselrücklauf-temperatur durch die Solaranlage fällt hier aufgrund des höheren Raumheizungsbedarfs geringer aus als beim NEH-Profil.

Die geringsten Jahresnutzungsgrade von 90,9% (Therme, FriWa, Kesselp.) und 90,4% (Gaskessel, FriWa, Kesselp.) weisen auch hier die beiden Systeme mit Kesselpuffer auf. Der Einfluss der Solaranlage auf den Jahreskesselnutzungsgrad ist bei den Systemen mit Kesselpuffer mit einer Reduzierung um 0,5% bzw. 0,3% leicht negativ. Durch die wegen des Kesselpuffers sowieso schon erhöhte Kesselrücklauf-temperatur ist die Auswirkung einer weiteren Temperaturerhöhung durch die Solaranlage vermindert. Der positive Effekt der Reduzierung des ungünstigen Sommerbetriebs des Kessels bleibt jedoch in gleichem Maß bestehen. Im Unterschied zum NEH Profil läuft der Kessel jedoch aufgrund der Solaranlage häufiger in einem ungünstigeren Teillastbereich. In Summe führen diese Effekte zur o. g. Reduzierung des Jahreskesselnutzungsgrades.

Vergleicht man die beiden Nutzerprofile mit gleichen Systemschaltungen miteinander, so ergibt sich für das Bestandsgebäude ein im Mittel um ca. 2 Prozentpunkte besserer Jahresnutzungsgrad des Kessels.

#### **7.4.2 Endenergieeinsparung (s. Abbildung 17 und Abbildung 18)**

Die Endenergieeinsparung wird definiert als die Differenz des Endenergieeinsatzes des simulierten Systems zum Endenergieeinsatz eines definierten Referenzsystems (Kap. 7.1). Als Referenzsystem wird das System mit der Kombination von Therme und Trinkwarmwasserspeicher ohne Solaranlage und ohne Kesselpuffer definiert. Dieses System hat unter den konventionellen Systemen (ohne Solaranlage) beim Wärmebedarf des Niedrigenergiehauses den geringsten Endenergieeinsatz von 92,0 MWh. Folglich sind die Endenergieeinsparungen aller anderen Vergleichssysteme ohne Solaranlage negativ (s. Abbildung 17).

Die Höhe des Endenergieeinsatzes hängt ab vom Nutzwärmebedarf der Verbraucher, den Wärmeverlusten der Heizzentrale, dem Kesselnutzungsgrad und dem Anteil an solarer Nutzenergie. Die Wärmeverluste des Trinkwarmwasserspeichers erhöhen die Wärmeabgabe an die Verbraucher, die Speicherverluste des Kesselpuffers die Wärmeverluste der Heizzentrale.

### **Vergleich der Systeme ohne Kesselpuffer beim NEH-Profil**

Die Höhe der Endenergieeinsparung liegt bei den Systemen ohne Kesselpuffer recht dicht beieinander. Die Differenzen zum Referenzsystem werden im Wesentlichen durch einen etwas verminderten Kesselnutzungsgrad verursacht. Der zusätzliche Speicherverlust von 0,6 MWh/a des Trinkwarmwasserspeichers wird beim Referenzsystem durch den im Vergleich zu den anderen Systemen besseren Kesselnutzungsgrad ausgeglichen. Da der Betrieb der Solaranlage zu ähnlichen und nur geringen Änderungen in den Kesselnutzungsgraden führt, liegen die Endenergieeinsparungen auch bei Solarbetrieb sehr dicht beieinander. Bei der Referenzanlage liegt die Endenergieeinsparung durch die Solaranlage bei 18,2 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 570 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)) bzw. 29,4 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 460 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)). Dies entspricht 19,8% bzw. 32,0% an Endenergieeinsparung. Die solare Nutzwärme betrug dabei 16,9 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche) bzw. 27,5 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche). Dass die Endenergieeinsparung größer ist als die solare Nutzwärme, scheint zunächst erstaunlich, liegt aber daran, dass dieser solare Wärmeanteil vom Kessel mit entsprechenden Umwandlungsverluste geliefert werden müsste.

Für alle im Variantenvergleich simulierten Systeme erhält man als wichtiges Ergebnis: Vergleicht man das jeweilige System mit und ohne Solaranlage (hier ist das betrachtete System ohne Solaranlage die Referenz), so ist die eingesparte Endenergie höher als die solare Nutzwärme.

### **Vergleich der Systeme mit Kesselpuffer beim NEH-Profil**

Mit einigem Abstand zu den vier Systemen ohne Kesselpuffer verläuft die Kurve der beiden Systeme mit Kesselpuffer. Die Endenergieeinsparung beträgt hier, unabhängig von der Solaranlage, etwa 3 bis 4 MWh/a weniger. Zum einen sind hier die zusätzlichen Kesselpufferverluste von 0,8 MWh/a verantwortlich. Hauptgrund ist aber der deutlich schlechtere Kesselnutzungsgrad aufgrund der Durchmischung des Kesselpuffers (s. o.).

### **Vergleich der Systeme ohne Kesselpuffer beim Bestandsgebäude-Profil**

Auch hier liegt die Höhe der Endenergieeinsparung bei den Systemen ohne Kesselpuffer recht dicht beieinander. Bzgl. des Endenergieeinsatzes bei den Systemen ohne Solaranlage ist das Referenzsystem nun auf gleichem Niveau wie die beiden Varianten mit Frischwasserstation. Auch hier wird der zusätzliche Speicherverlust von 0,6 MWh/a des Trinkwarmwasserspeichers durch den im Vergleich zu den anderen Systemen etwas besseren Kesselnutzungsgrad ausgeglichen.

Da der Betrieb der Solaranlage zu noch geringeren Änderungen in den Kesselnutzungsgraden führt als beim NEH-Profil, liegen auch hier die Endenergieeinsparungen beim Solarbetrieb sehr dicht beieinander. Die Endenergieeinsparungen durch die Solaranlage liegen mit ca. 19 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 590 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)) bzw. 33 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 515 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)) höher als beim NEH-Profil. Dies liegt am höheren Wärmebedarf, der zu einer höheren solaren Nutzwärme führt. Die solare Nutzwärme beträgt bei allen 4 Systemen etwa 18 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche) bzw. 31 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche). Die prozentuale Endenergieeinsparung liegt beim Referenzsystem mit 9,1% bzw. 15,9% natürlich niedriger als beim an NEH-Profil.

## Vergleich der Systeme mit Kesselpuffer beim Bestandsgebäude-Profil

Mit einigem Abstand zu den vier Systemen ohne Kesselpuffer verläuft die Kurve der beiden Systeme mit Kesselpuffer. Die Endenergieeinsparung beträgt hier, unabhängig von der Solaranlage, etwa 5 bis 6 MWh/a weniger. Zum einen sind hier die zusätzlichen Kesselpufferverluste von 1,2 MWh/a verantwortlich. Hauptgrund ist aber der deutlich schlechtere Kesselnutzungsgrad (s. o.), der sich bei dem im Vergleich zum NEH höheren Wärmebedarf auch in vergrößerten Absolut-Zahlen niederschlägt.

## Vergleich der Kesseltypen

Die Unterscheidungsmerkmale der beiden Kesseltypen liegen in deren Bauart (Wasserinhalt und Kesselmasse). Die Leistungskennzahlen (Wirkungsgrad und Bereitschaftsverlust) wurden für den jeweiligen Leistungsbereich gleich gehalten. Durch den Kesseltyp bedingte signifikante Unterschiede in der Endenergieeinsparung konnten nicht festgestellt werden.

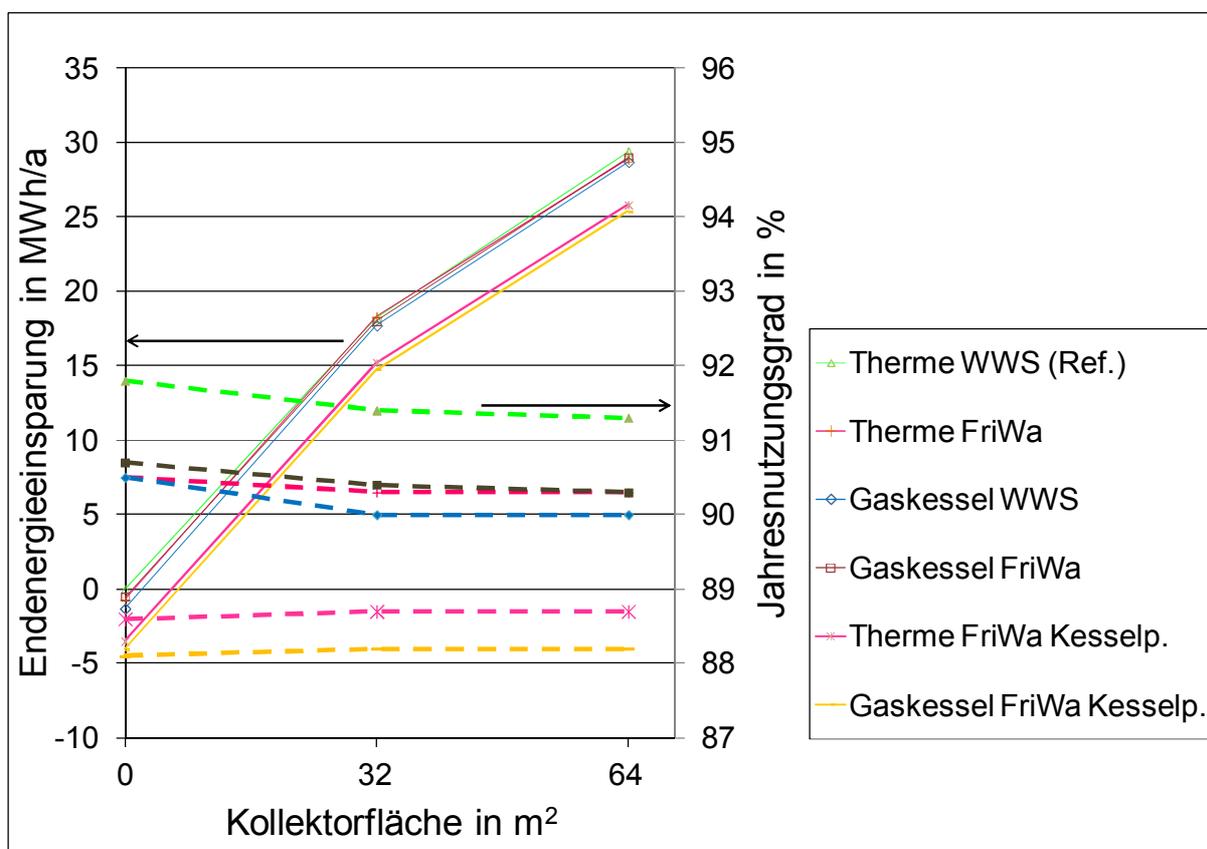


Abbildung 17: Endenergieeinsparung (durchgezogene Linien) und Jahresnutzungsgrad (gestrichelte Linien) beim Wärmebedarfsprofil für Niedrigenergiehaus

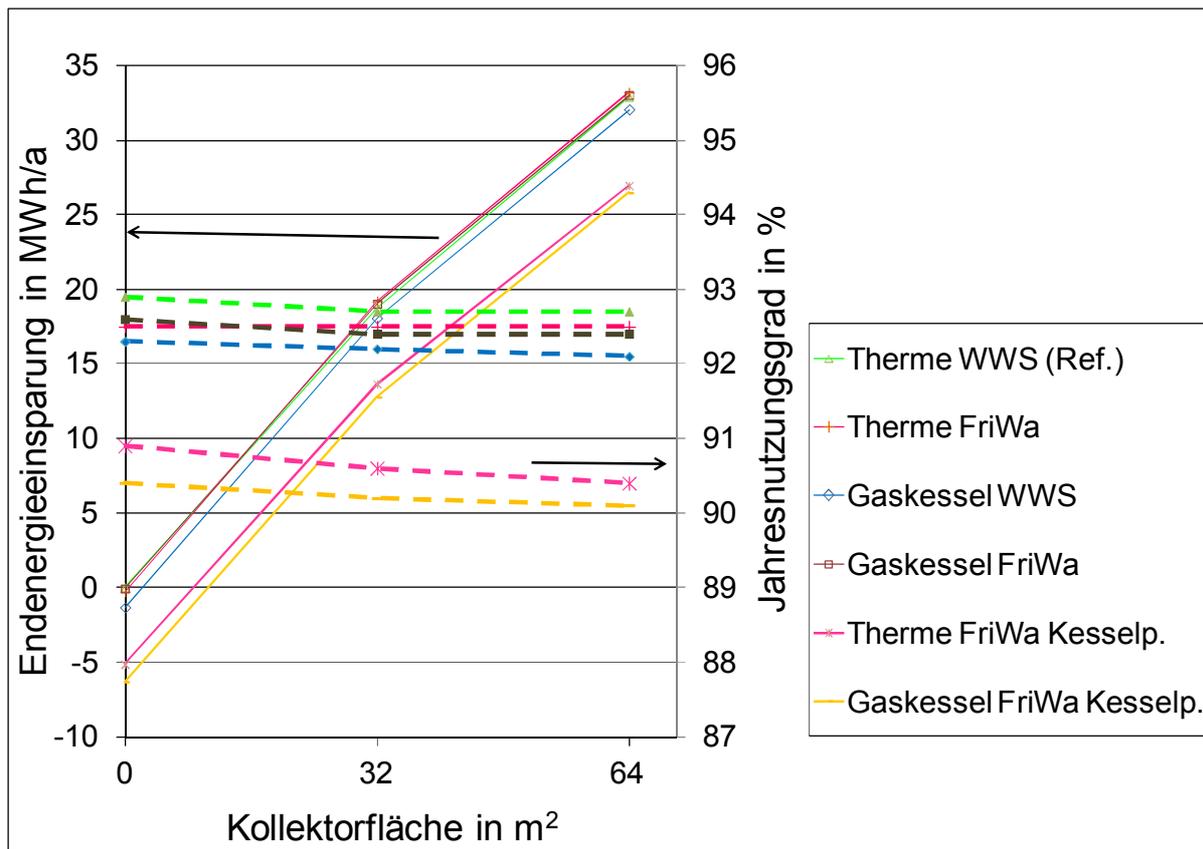


Abbildung 18: Endenergieeinsparung (durchgezogene Linien) und Jahresnutzungsgrad (gestrichelte Linien) beim Wärmebedarfsprofil für Bestandsgebäude

### 7.4.3 Kesseltakten

In Abbildung 19 und Abbildung 20 sind die Taktzahlen des Heizgeräts in den unterschiedlichen Systemvarianten dargestellt. Das Taktverhalten zeigt sich für beide Wärmebedarfsprofile recht ähnlich. Wegen des geringeren Wasserinhalts sind die Taktzahlen in den Systemen mit Thermen wie erwartet höher als in den Systemen mit bodenstehendem Kessel.

Die höchsten Taktzahlen werden in den Systemen mit der Kombination Therme und Frischwasserstation erreicht, da dieses System die geringsten Speicherkapazitäten beinhaltet. Wird die Therme durch einen bodenstehenden Kessel mit größerem Wasserinhalt oder die Frischwasserstation durch einen Warmwasserspeicher ersetzt, sinkt die Taktzahl durch die hinzugefügte Speicherkapazität in den simulierten Kombinationen auf etwa die Hälfte. Zusätzliche Speichermasse kann auch in Form eines Kesselpuffers hinzugefügt werden. Wie sich aus den Simulationen ergibt, ist hier eine Reduktion der Taktzahlen in der Größenordnung einer Zehnerpotenz zu verzeichnen.

Betrachtet man den Einfluss der Solaranlage auf das Taktverhalten des Heizgerätes, so kommt man zu der wichtigen Erkenntnis, dass bei den hier benutzten Modellen und Randbedingungen die Solaranlage in der Jahressumme immer zu einer Verminderung des Kesseltaktens führt. Besonders deutlich ist diese Reduzierung bei Systemen mit Frischwasserstationen (s. Abbildung 19). Diese haben gerade im Sommer hohe Taktzahlen. Durch die Solaranlage ist der Kessel im Sommer jedoch häufig ausgeschaltet, was die Taktzahlen entsprechend reduziert.

Ein weiteres Ergebnis ist, dass in diesem Vergleich keine Abhängigkeit des Kesselnutzungsgrades von den Taktzahlen erkennbar ist. Offensichtlich ist diese im Vergleich zu den anderen Einflüssen wie der Kesselrücklauf­temperatur zu schwach ausgeprägt. Ein quantitativer Hinweis auf den Einfluss der Taktzahlen auf den Kessel­nutzungsgrad wird in Kap. 7.5 geliefert.

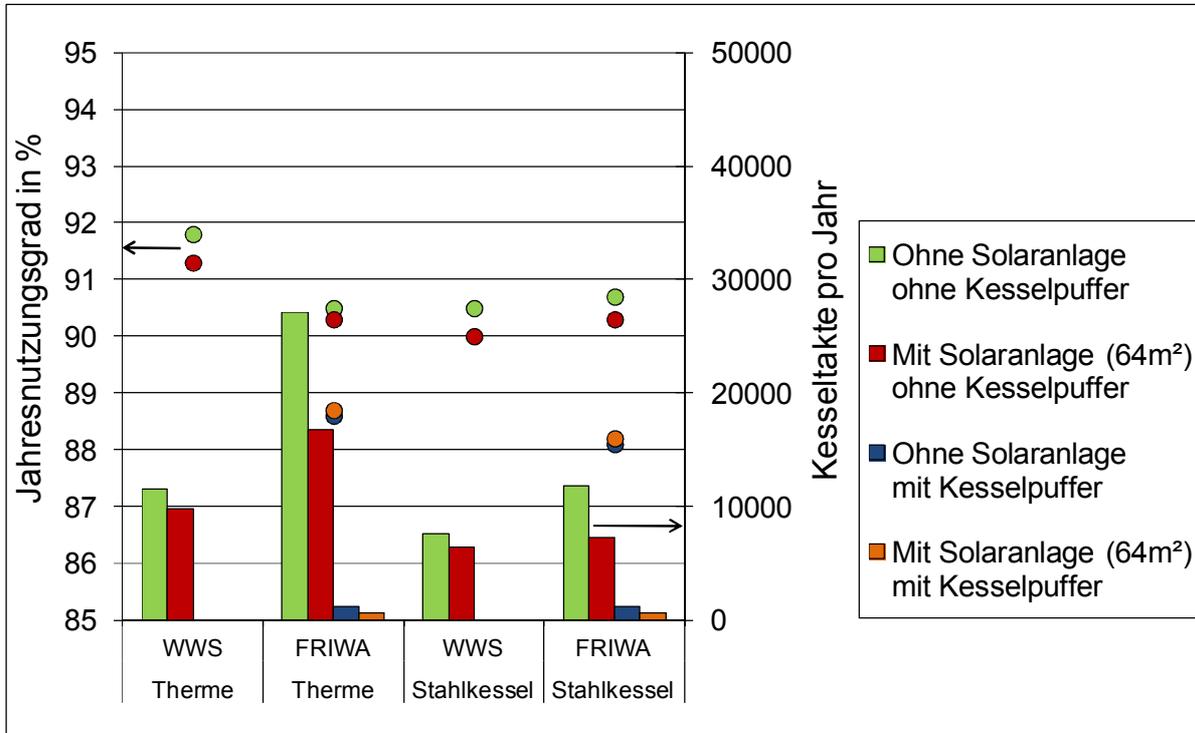


Abbildung 19: Kesseltakte und Jahresnutzungsgrad beim Wärmebedarfsprofil für Niedrigenergiehaus

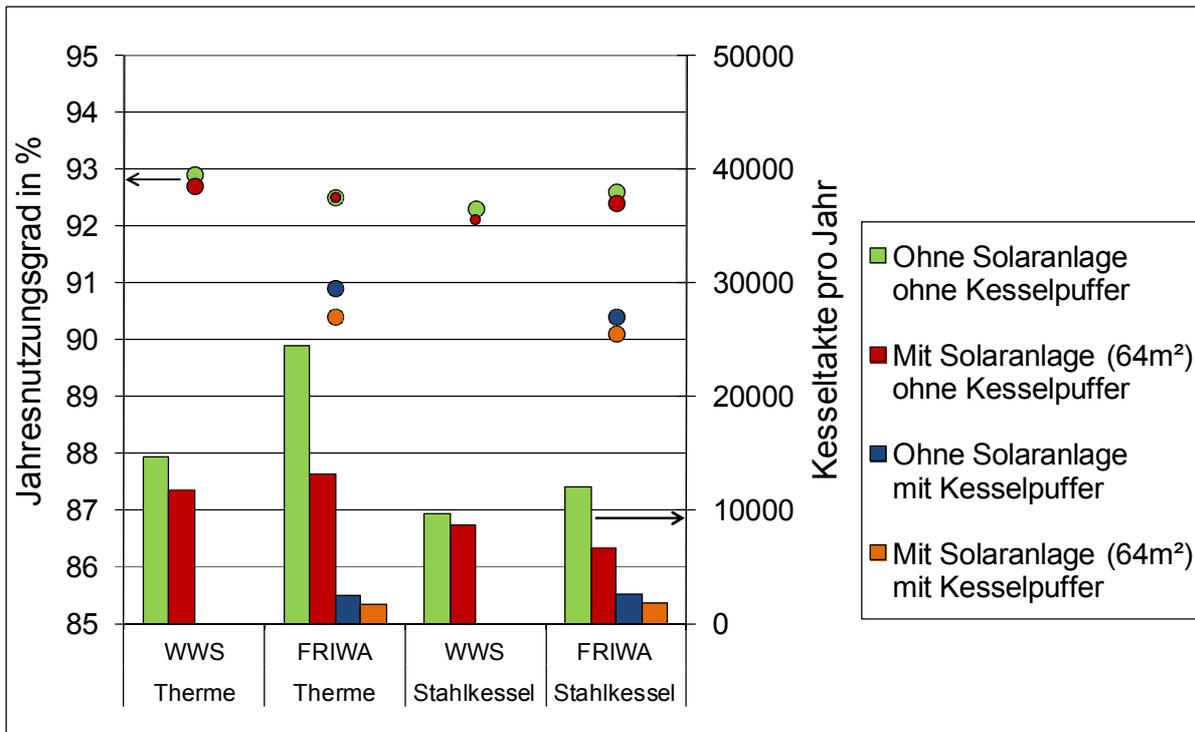
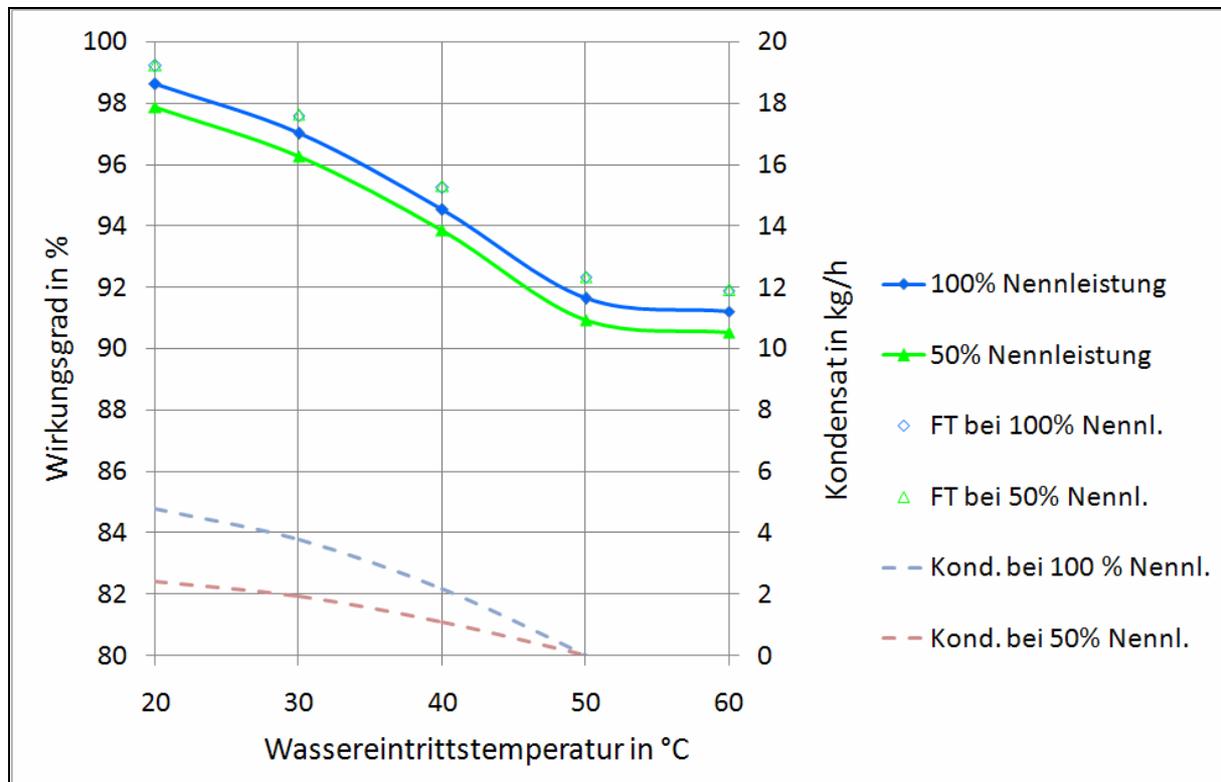


Abbildung 20: Kesseltakte und Jahresnutzungsgrad beim Wärmebedarfsprofil für Bestandsgebäude

Die in den beiden Bildern nicht dargestellten Varianten wurden nicht simuliert.

## 7.5 Simulationsergebnisse Ölkessel

Wie schon bei den Gaskesseln wurde auch beim Ölkessel zunächst die Abhängigkeit des Kesselwirkungsgrades von Belastung und Wassereintrittstemperatur unter stationären Bedingungen simuliert.



**Abbildung 21: Kesselwirkungsgrad des 50 kW Ölkessels aus Tabelle 19 (Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung: 97,5%, Bereitschaftsverluste: 0,84% )**

Oberhalb von 50°C findet in dem Kessel keine Kondensation mehr statt. Der Kesselnutzungsgrad verläuft mit flacher Steigung, da mit abnehmender Wassereintrittstemperatur der Anteil sensibler Wärmenutzung linear steigt. Unterhalb von 50°C tritt zusätzlich Brennwertnutzung ein. Der Wirkungsgrad steigt erwartungsgemäß hier deutlich steiler an. Der feuerungstechnische Wirkungsgrad (im Diagramm als FT abgekürzt) ist in beiden Laststufen identisch. Der Kesselwirkungsgrad bei Stufe 1 des Kessels (50% Nennleistung) verläuft 0,7 Prozentpunkte unterhalb des Kesselwirkungsgrades von Stufe 2 des Kessels (100% Nennleistung).

Im Vergleich zum Gaskessel ist der Unterschied der beiden Leistungsstufen etwas größer. Die Unterschiede zum Gaskessel liegen in der Bauart (Masse, Trägheit) und im Brennstoff (Brennwertverhalten) begründet. Bei den Leistungskennzahlen (heizwertbezogener Kesselwirkungsgrad und Bereitschaftsverlust) wurden die gleichen Werte wie bei den Gaskesseln eingesetzt. Da diese Parametereingabe zwar einer realen Datenbasis entspricht aber dennoch fiktiv ist, bedeutet dies, dass die hier benutzten Modelle keinen direkten Vergleich bzgl. der Effizienz von Kesselarten mit unterschiedlichen Brennstoffen zulassen. Dies ist auch beim Vergleich der nachfolgenden Jahressimulationen mit denen des Gaskessels zu beachten.

In Abbildung 22 sind die Endenergieeinsparung und der Jahresnutzungsgrad des Ölkessels für unterschiedliche Kollektorflächen der Solaranlage, vergleichbar mit Abbildung 17 und Abbildung 18, aufgetragen. Die Simulation wurde mit der Variante Ölkessel, Warmwasserspeicher, ohne Kesselpuffer für das NEH- und Bestandsgebäudeprofil durchgeführt. Die Verläufe der Kurven sind denen der Gaskessel erstaunlich ähnlich.

## Kesselnutzungsgrad

Für das Lastprofil des Niedrigenergiehauses liegen die Jahresnutzungsgrade bei allen drei simulierten Kollektorflächen 0,1 Prozentpunkte über denen der analogen Kombinationen mit der Gastherme. Der Einfluss der Solaranlage auf den Jahresnutzungsgrad ist also identisch. Beim Lastprofil des Bestandsgebäudes liegen die Jahresnutzungsgrade um 0,3 Prozentpunkte unter denen der Kombinationen mit der Gastherme.

Man kann also sagen, dass sich der Einfluss der Solaranlage auf den Nutzungsgrad der drei Kesseltypen Gastherme, bodenstehender Gaskessel, bodenstehender Ölkessel beiden hier benutzten Kennwerten praktisch identisch verhält.

## Endenergieeinsparung

Für die hier berechnete Endenergieeinsparung wurde das jeweilige System mit und ohne Solaranlage (hier ist das betrachtete System ohne Solaranlage die Referenz) betrachtet. Ein Vergleich mit dem in Kap. 7.4.2 definierten Referenzsystem Gastherme, Warmwasserspeicher, kein Kesselpuffer ist aus o. g. Gründen (unterschiedliche Brennstoffe) nicht sinnvoll.

Beim NEH-Wärmebedarf liegt die Endenergieeinsparung durch die Solaranlage bei 18,2 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 570 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)) bzw. 29,4 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 460 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)). Dies entspricht 19,9% bzw. 32,2% an Endenergieeinsparung. Die solare Nutzwärme betrug dabei 16,8 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche) bzw. 27,2 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche).

Beim Bestandsgebäude liegen die Endenergieeinsparungen durch die Solaranlage mit 19,2 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 600 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)) bzw. 33 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche, 515 kWh/(a m<sup>2</sup><sub>Kf</sub>)) höher als beim NEH-Profil. Dies liegt am höheren Wärmebedarf, der zu einer höheren solaren Nutzwärme führt. Die solare Nutzwärme beträgt 17,8 MWh/a (32m<sup>2</sup>-Kollektorfläche) bzw. 31 MWh/a (64m<sup>2</sup>-Kollektorfläche). Die prozentuale Endenergieeinsparung liegt beim Referenzsystem mit 9,2% bzw. 15,9% natürlich niedriger als beim an NEH-Profil.

Damit sind die Endenergieeinsparungen zufällig identisch mit denen des in Kap. 7.4.2 definierten Referenzsystems Gastherme, Warmwasserspeicher. Der hier parametrisierte Ölkessel führt also unter den hier benutzten Randbedingungen zum gleichen Verhalten bzgl. der Endenergieeinsparung wie die oben definierte Gastherme. Der Brennwerteffekt ist bei Öl zwar geringer, aber der hier parametrisierte Ölkessel hat bei Rücklauftemperaturen > 50°C höhere Wirkungsgrade als der Gaskessel.

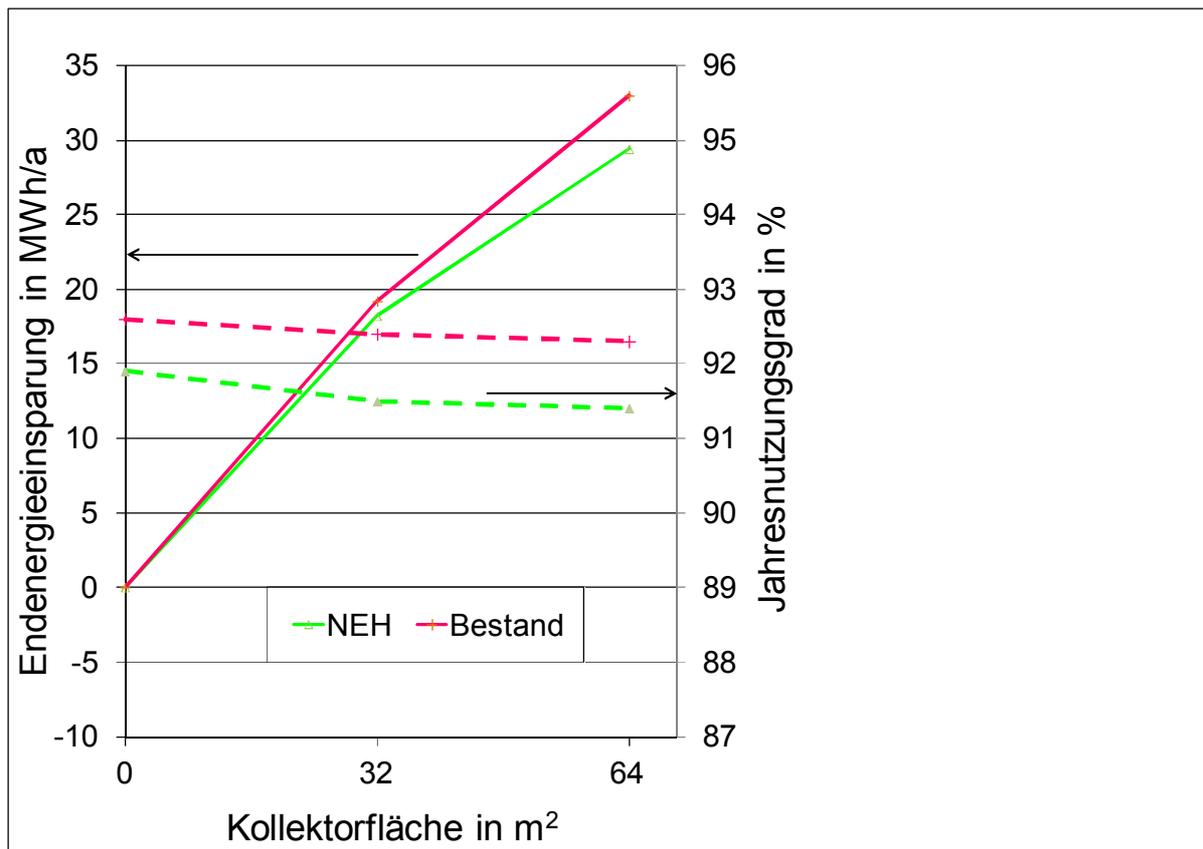


Abbildung 22: Relative Endenergieeinsparung (durchgezogene Linien) und Jahresnutzungsgrad (gestrichelte Linien) beim 2-stufigen Ölbrennwertkessel in der Variante mit Warmwasserspeicher, ohne Kesselpuffer

### Kesseltakten

Vergleicht man die Taktzahlen des 2-stufigen Ölkessels mit denen des bodenstehenden stärker modulierenden Gaskessels so wurde beim NEH eine um ca. Faktor 4 höhere Taktzahl (29688 ohne Solaranlage) erreicht. Beim Bestandsgebäude stieg die Taktzahl um den Faktor 5 (51388 ohne Solaranlage). Für beide Gebäudearten ließ sich die Taktzahl durch die Solaranlage (64m<sup>2</sup>) auf 20934 bzw. 39832 reduzieren. Somit hat die Solaranlage einen sehr positiven und stärker als bei modulierenden Kesseln ausgeprägten Einfluss auf das Taktverhalten.

Sowohl der modulierende als auch der 2-stufige Kessel wurden aus Vergleichsgründen mit der gleichen Schalthysterese (7K) betrieben. Erhöht man die Schalthysterese beim Ölkessel auf 14K, reduziert sich die Taktzahl um etwa die Hälfte. Die Reduzierung des Kesseltakten hat beim Bestandsgebäude dabei zu einer Erhöhung des Jahreskesselnutzungsgrads von 0,5 %-Punkten geführt.

## 7.6 Simulationen ausgewählter Systemvarianten

### 7.6.1 Variante mit hydraulischer Weiche

Die hydraulische Einbindung von Kesseln in einer Heizzentrale erfolgt in der Praxis häufig mittels einer hydraulischen Weiche. Oft ist dies gar nicht notwendig und zielführend, sondern wird aus Unkenntnis oder "sicherheitshalber" (teilweise auch nach Herstellerempfehlung) gemacht. In der folgenden Simulationsvariante wird eine hydraulische Weiche eingebaut. Dieses System wird dann mit der bereits simulierten Variante ohne hydraulische Weiche (s. Abbildung 8) verglichen.

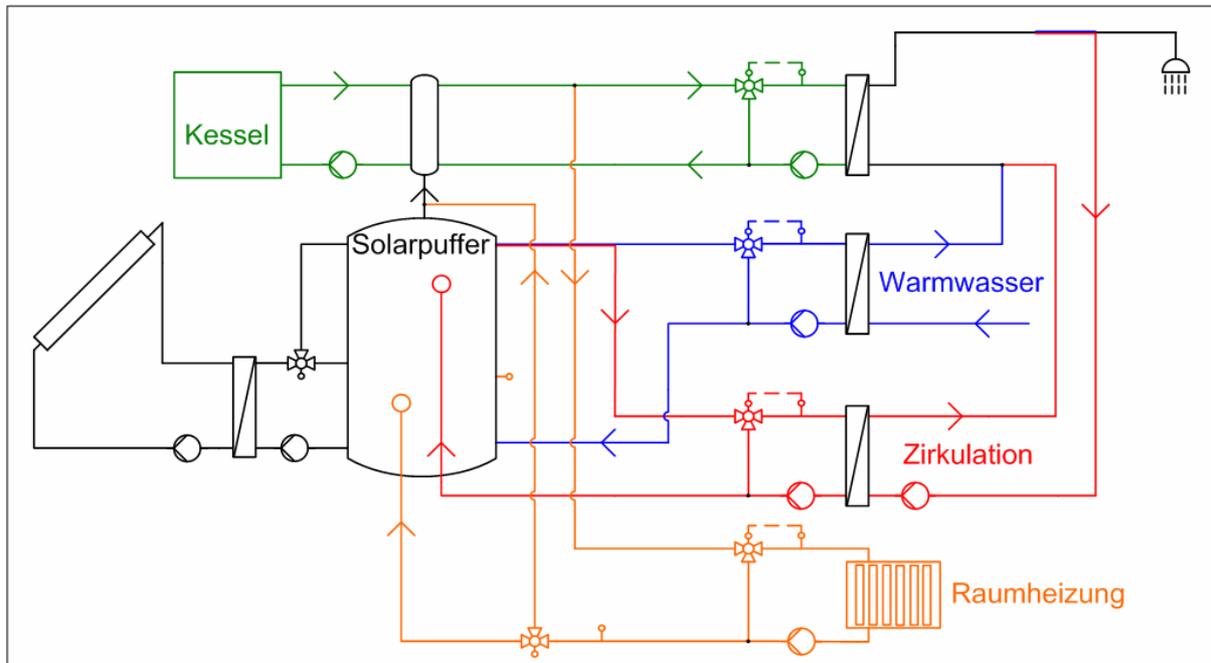


Abbildung 23: Schaltung mit Frischwasserstation und hydraulischer Weiche

Zielgröße des Vergleichs ist der Kesselnutzungsgrad. Ausgangsbasis für die Simulation ist die Kombination von Therme und Frischwasserstation.

Mit hydraulischer Weiche	Wärmebedarf	Volumenstrom Kesselpumpe	Kollektorfläche	Jahres-Kesselnutzungsgrad
Nein	NEH		0	90,5%
Ja	NEH	1000 l/h	0	87,5%
Ja	NEH	2000 l/h	0	85,4%
Nein	NEH		64m <sup>2</sup>	90,3%
Ja	NEH	1000 l/h	64m <sup>2</sup>	88,6%
Nein	Bestand		0	92,5%
Ja	Bestand	3000 l/h	0	88,1%
Nein	Bestand		64m <sup>2</sup>	92,5%
Ja	Bestand	3000 l/h	64m <sup>2</sup>	88,6%

Tabelle 22: Auswirkung einer hydraulischen Weiche auf den Jahreskesselnutzungsgrad

Gut erkennbar ist, dass die hydraulische Weiche zu einer deutlichen Reduzierung des Kesselnutzungsgrades führt. Dies erklärt sich durch die von der hydraulischen Weiche induzierte Temperaturerhöhung im Kesselrücklauf und den damit verminderten Brennwertnutzen. Beim NEH-Profil wurde der Jahreskesselnutzungsgrad beim Volumenstrom der Kesselpumpe von 1000 l/h (dies ist die gleiche Einstellung wie beim System mit Kesselpuffer) um 3 Prozentpunkte reduziert.

Beim Kesselnutzungsgrad von 90% bedeutet dies einen zusätzlichen Brennstoffverbrauch von 3,5%. Erhöht man den Durchsatz der Kesselpumpe auf 2000 l/h, obwohl dies nicht notwendig wäre, sinkt der Kesselnutzungsgrad um weitere 2,1 Prozentpunkte. Auch diese Fälle findet man leider in Praxis wieder.

Beim Bestandsgebäude wurde der Jahreskesselnutzungsgrad beim Volumenstrom der Kesselpumpe von 3000 l/h (dies ist die gleiche Einstellung wie beim System mit Kesselpuffer) um 4,4 Prozentpunkte reduziert, was zu einem zusätzlichen Brennstoffverbrauch von 5% führt.

Bei beiden Wärmebedarfsprofilen führt die Solaranlage zu einer leichten Abschwächung des negativen Effekts der hydraulischen Weiche. In den Anlagen mit hydraulischer Weiche steigt der Kesselnutzungsgrad beim Betrieb der Solaranlage um 1,1 Prozentpunkte (NEH) bzw. 0,5 Prozentpunkte an.

### 7.6.2 Variante mit fehlerbehaftetem Heizungsbetrieb

Die folgenden Simulationen sollen die Auswirkung von typischen Fehlern bei der Einstellung und dem Betrieb von Heizungsanlagen auf den Kesselnutzungsgrad darstellen. In der folgenden Tabelle sind die Fehler aufgelistet:

Trinkwarmwassertemperatur höher	verstellter Regler	62°C statt 60°C
Spreizung Zirkulation kleiner	zu große Pumpenleistung	2 K statt 5 K (Volumenstrom: 730 l/h statt 270 l/h)
Maximalwertverschiebung der Heizkurve	verstellter Regler	10 K mehr bei -14°C
Fußpunktverschiebung der Heizkurve	verstellter Regler	15 K mehr statt 5 K bei +20°C
Heizgrenze auf Werkseinstellung	verstellter Regler	20°C
Heizkörpernormleistung kleiner	teilweise abgestellte Heizkörper	20% der Heizflächen sind abgestellt, die anderen heizen auf höherem Temperaturniveau
Überströmen von Vorlaufwasser in Rücklauf	hydraulische Weiche oder andere Kurzschlüsse	es fließt immer mindestens 50% des Auslegungsvolumenstroms

**Tabelle 23: Änderungen gegenüber einer optimalen Heizungsregelung**

Durch den fehlerbehafteten Heizungsbetrieb wird der Wärmebedarf beim NEH-Profil in Summe um 4,2% gesteigert (beim Bestandsgebäude um 4,6%). Darüber hinausführen die Fehler zu einer Veränderung von Volumenströmen und Vor- und Rücklauftemperaturen am Heizgerät mit negativen Auswirkungen auf den Kesselnutzungsgrad und damit zusätzlich zum erhöhten Wärmebedarf des Gebäudes zu entsprechend höherem Endenergieeinsatz. Um den Einfluss auf den Kesselnutzungsgrad zu bestimmen, wurden einige, in folgender Tabelle 24 aufgeführte Simulationen durchgeführt.

Wärmebedarf	Variante (alle ohne Solaranlage)	Jahres-Kesselnutzungsgrad		Mehrverbrauch an Endenergie in MWh
		ohne Fehler	mit Fehlern	
NEH	Stahlkessel, WWS	90,5%	89,5%	5,0
Bestand	Stahlkessel, WWS	92,3%	91,4%	11,8
NEH	Therme, WWS	91,8%	90,6%	5,1
NEH	Stahlkessel, FriWa	90,7%	87,9%	7,2
NEH	Therme, FriWa	90,5%	87,9%	6,7
Bestand	Therme, FriWa	92,5%	91,0%	13,1

**Tabelle 24: Auswirkung eines fehlerbehafteten Heizanlagenbetriebs auf den Jahreskesselnutzungsgrad**

Die vergleichende Simulation erfolgte innerhalb einer Variante jeweils mit und ohne "eingebaute" Fehler.

Im Ergebnis führen die Fehler zu einer Abnahme des Kesselnutzungsgrades von ca. 1% bei Systemen mit Warmwasserspeicher. Bei Systemen mit Frischwasserstation ist der negative Einfluss wesentlich deutlicher. Die Kesselnutzungsgrade sind in den simulierten Beispielen beim NEH-Profil um bis zu 2,8 Prozentpunkte niedriger. Der hohe Volumenstrom der Trinkwarmwasserzirkulation (730 l/h statt 270 l/h) führt bei der Frischwasserstation zu stark angehobenen Kesselrücklauftemperaturen. Beim Bestandsgebäude fällt dieser Effekt wegen des größeren Raumheizungsanteils im Wärmebedarf weniger ins Gewicht.

Für die Variante NEH, Stahlkessel, FriWa errechnet sich durch die Kumulation von gesteigertem Wärmebedarf und schlechterem Kesselnutzungsgrad ein um 7,5% erhöhter Endenergieeinsatz.

### **7.6.3 Variantenvergleich - optimale / häufig realisierte Hydraulik**

In Kapitel 6.2 wurden einige wichtige Regeln zur hydraulischen Verschaltung von solarunterstützten Heizungsanlagen formuliert. Eine davon ist die Vermeidung der Verschleppung konventionell erzeugter Wärme in die Solaranlage. Dazu muss die Rückkopplung des konventionellen Wärmeerzeugers auf die Solaranlage über die Lastkreise möglichst gering gehalten werden.

Abbildung 24 zeigt eine häufig realisierte Hydraulik von Solaranlagen zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung. Im Vergleich zur Schaltung in Abbildung 8 mit optimaler Entkopplung von Kessel und Solaranlage bei der Warmwasserbereitung entstehen hier negative Rückkopplungen des Kessels auf die Solaranlage. Eine fehlerhafte Auslegung oder Regelung der Warmwasserbereitung können diese Rückkopplungen auf die Solaranlage sogar noch verstärken. Die Rückkopplung führt zu höheren Temperaturen im Solarpuffer mit der Folge einer schlechteren Effizienz der Solaranlage und höherer Kesseleintrittstemperatur bzw. der Verminderung des Kesselnutzungsgrads.

In der folgenden Simulation wird das in Abbildung 24 dargestellte System mit der "optimalen" Schaltung aus Abbildung 8 verglichen.

Beim NEH-Wärmebedarfsprofil wird mit der Hydraulik aus Abbildung 24 ein um etwa 1 Prozentpunkt höherer Endenergieeinsatz gegenüber der "optimalen" Schaltung erforderlich. Als Beispiel für den Einbau eines kleinen Planungs- oder Regelfehlers wird der reguläre Volumenstrom der Pumpe für die Trinkwassererwärmung (in der Abbildung blau gezeichnet) verdoppelt. Im Ergebnis führt dies zu einem um etwa 2,5 Prozentpunkte höherem Endenergieeinsatz gegenüber der "optimalen" Schaltung.

Aus den obigen Ergebnissen lässt sich folgern, dass auch bei Ersetzung der Frischwasserstation durch ein Speicherladesystem (s. Abbildung 25) die Qualität der Regelung und der Speicherschichtung des Trinkwarmwasserspeichers einen wesentlichen negativen Einfluss auf die Effizienz der Solaranlage und den Kesselnutzungsgrad besitzt.

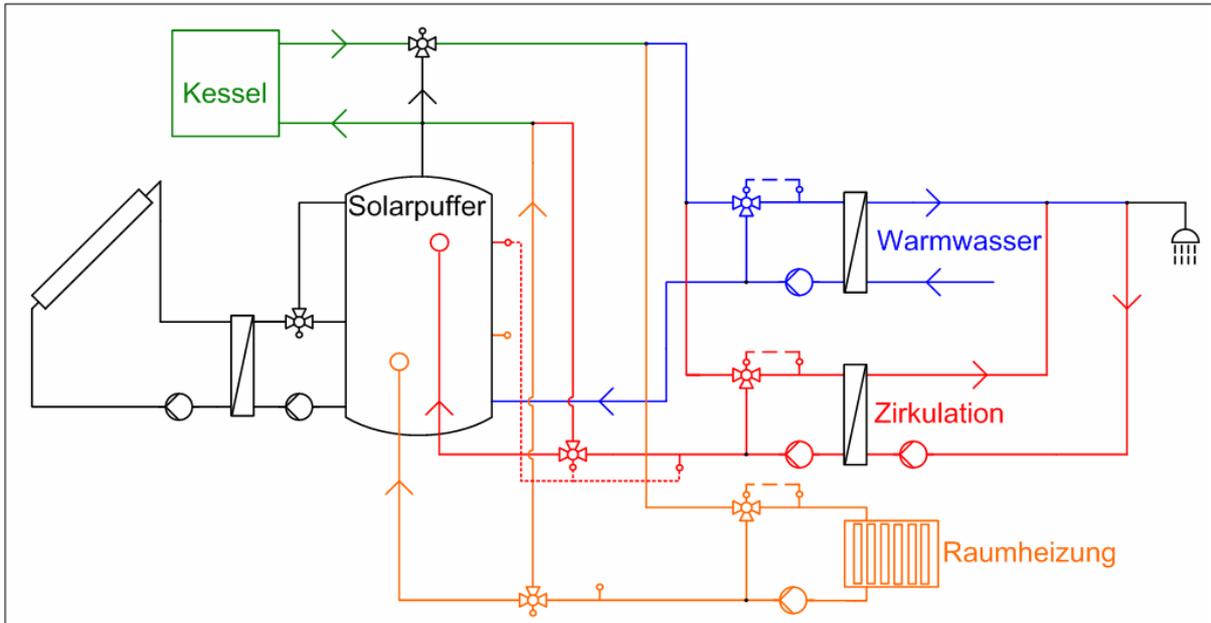


Abbildung 24: Solaranlage zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung mit häufig realisierter Hydraulik

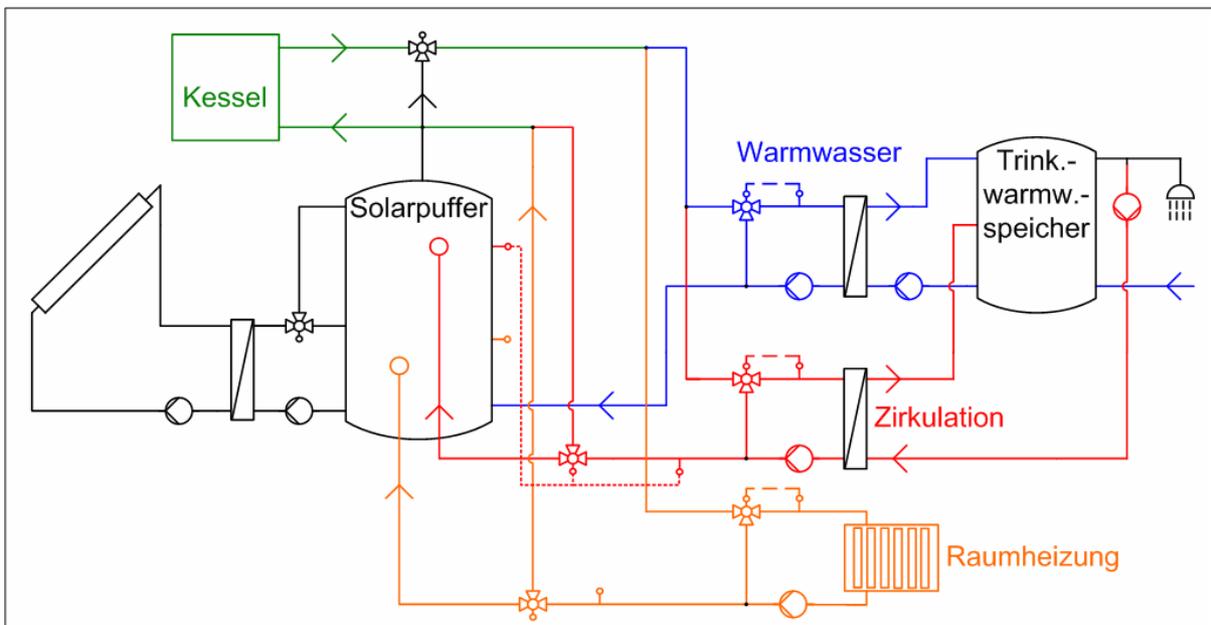


Abbildung 25: Solaranlage zur Trinkwarmwasservorwärmung und Heizungsunterstützung mit häufig realisierter Hydraulik mit Trinkwarmwasserspeicher

## 8 Fazit zum Teilprojekt

Durch den Vergleich simulierter Kessel-Ausgangsdaten mit realen Messdaten aus Feldanlagen bei gleichen Eintrittswerten konnte das dynamische Verhalten des Kesselmodells mit dem realen Kessel verglichen werden. Die recht gute Übereinstimmung zeigt, dass es mit der mathematischen Beschreibung des Kesselmodells möglich ist, den Betrieb eines Kessels realitätsnah abzubilden. Es konnte weiter gezeigt werden, dass die verschiedenen Einflüsse auf den Kesselnutzungsgrad vom Kesselmodell richtig berücksichtigt werden.

Somit ließ sich mit dem neu entwickelten Kesselmodell anhand einer Simulationsstudie der Einflüsse einer Solaranlage auf den Kesselbetrieb (insbesondere Nutzungsgrad und Taktverhalten) und die Endenergieeinsparung ermitteln.

Damit konnten erste Aussagen über die Zweckmäßigkeit unterschiedlicher hydraulischer Kesselverschaltungen (mit/ohne Kesselpuffer, hydraulische Weiche) gemacht werden. Es konnte der Einfluss unterschiedlicher Systeme zur Trinkwarmwassererwärmung und der Einfluss unterschiedlicher Gebäudestandards auf die Wärmezentrale mit und ohne Solaranlage untersucht und bewertet werden. Aus diesen Ergebnissen lassen sich nun erste Hinweise für zweckmäßige Systemkonfigurationen künftiger solarer Kombianlagen ableiten.

Die wichtigsten Ergebnisse der Simulationsstudie werden im Folgenden als Kurzform aufgelistet:

### **Einfluss Solaranlage**

- Auf Kessel-Nutzungsgrad: leicht negativ bis neutral
  - von - 0,5 %-Punkte bei NEH / ohne Kesselpuffer / Therme
  - bis + 0,1 %-Punkte bei NEH / mit Kesselpuffer / Therme
- Gegenseitige Kompensation negativer und positiver Effekte
  - negativ: Anhebung der Kessel-Rücklaufemperatur, mehr Teillastbetrieb modulierender Brennersysteme
  - positiv: Wegfall energetisch ungünstigen Sommerbetriebs durch Reduzierung der Betriebsbereitschaftsverluste und der Phasen mit hohen Kessel-Rücklaufemperaturen, Reduzierung der Kesseltaktrate
- Einfluss auf Endenergieeinsparung
  - Die eingesparte Endenergie ist höher als die solare Nutzwärme. Die Solaranlage führt zwar einerseits zu einer leichten Verringerung des Kesselnutzungsgrades, andererseits muss der Wärmeanteil, der von der Solaranlage geliefert wird, nicht vom Kessel mit entsprechenden Umwandlungsverlusten bereitgestellt werden. In Summe überwiegt der zweite Effekt.

### **Fazit**

Solaranlagen wirken jahreszeitabhängig sowohl positiv wie auch negativ auf den Jahresnutzungsgrad des Kessels. Bei den hier untersuchten Systemen heben sich beide Einflüsse in etwa auf, so dass der Jahresnutzungsgrad nur gering beeinflusst wird.

Das Kesseltakten wird durch den Betrieb der Solaranlage reduziert.

Für alle im Variantenvergleich simulierten Systeme erhält man als wichtiges Ergebnis: Vergleicht man das jeweilige System mit und ohne Solaranlage (hier ist das betrachtete System ohne Solaranlage die Referenz), so ist die eingesparte Endenergie höher als die solare Nutzwärme. Teils unzureichende Endenergieeinsparungen bei Feldanlagen sind demnach durch andere Aspekte verursacht, z.B. hohe Wärmeverteilverluste, unnötige Speicherverluste, suboptimale hydraulische Verschaltungen und Regelungen usw. (siehe Teil 1 dieses Berichtes und unten).

## **Einfluss Kesselpuffer**

- Einfluss auf Kessel-Nutzungsgrad: negativ
  - Um bis zu -2,6 %-Punkte bei NEH / ohne Solaranlage / Kessel
- Gegenseitige Kompensation negativer und positiver Effekte
  - Negativ: Heizwärmebereitstellung auf hohem Temperaturniveau, Durchmischung des Puffers bei hohen Kesselkreis-Volumenströmen und damit Anhebung der Heizgeräte-Rücklauftemperaturen
  - Positiv: reduzierter Taktbetrieb des Heizgerätes, weniger Teillastbetrieb
- Einfluss auf Endenergieeinsparung
  - Negativ: gemäß Kesselnutzungsgrad (siehe oben)
  - Negativ: zusätzliche Wärmeverluste des Puffers
  - Endenergieeinsparung mit Kesselpuffer in allen Simulationen geringer als ohne

Der Einbau eines Kesselpuffers hat sich in den hier durchgeführten Simulationen bzgl. der Endenergieeinsparung und des Kesselnutzungsgrades als nachteilig erwiesen. Die Taktzahlen wurden jedoch sehr deutlich gesenkt. Die Auswirkungen reduzierter Kesselstarts auf den Kesselnutzungsgrad konnten in Systemen mit Kesselpuffer nicht quantifiziert werden, da andere Effekte (wie erhöhte Rücklauftemperatur) überwogen. Im Fall des 2-stufigen Ölkessels führten reduzierte Taktzahlen zu einer Erhöhung des Kesselnutzungsgrades. Weiter kann davon ausgegangen werden, dass sich die Absenkung der Kesselstarts positiv auf das Emissionsverhalten der Heizgeräte auswirkt (s. /[Streicher]/).

Möglicherweise kann der negative Einfluss des Kesselpuffers auf den Kesselnutzungsgrad durch intelligentere Regelstrategien mit u. a. variablen Volumenströmen im Kesselkreis gemindert werden. Der Nachteil der zusätzlichen Speicherverluste eines separaten Kesselpuffers bleibt jedoch bestehen. Auf einen Kesselpuffer sollte möglichst verzichtet werden.

## **Einfluss Hydraulik, Regelfehler**

- Solaranlagen können so aufgebaut werden, dass keine zusätzlichen durch konventionelle Energie zu deckenden Verluste entstehen (s. Vorschläge in Abbildung 7 -Abbildung 9).
- Bei optimaler Entkopplung von Kessel und Solaranlage findet durch die Warmwasserbereitung keine Verschleppung von Kesselwärme in den Solarpuffer statt. Die Leistungsfähigkeit der Solaranlage ist damit unabhängig von der "Güte" der TWW-Bereitung
- Hydraulische Weichen sollten nur eingesetzt werden, wenn eine absolute (sicherheits-)technische Notwendigkeit dazu besteht. Besser ist der Verzicht darauf, d.h. die Auswahl von Kesseln ohne Mindestdurchfluss. Exemplarische Simulationen führten zu Einbußen beim Kesselnutzungsgrad um bis zu 5,1 Prozentpunkte.
- Ein mit Fehlern behafteter Heizungsbetrieb führt nicht nur zu einem erhöhten Wärmebedarf, sondern auch zu einer Reduzierung des Kesselnutzungsgrades. Die Kumulation von gesteigertem Wärmebedarf und schlechterem Kesselnutzungsgrad führt zu einem entsprechend höheren Endenergiebedarf von in den Beispielsimulationen bis zu 7,5 %.

Die hydraulische Verschaltung innerhalb der Wärmezentrale und die Anbindung von Verbrauchersträngen haben einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Effizienz einzelner Komponenten und damit des gesamten Systems. Schlecht ausgelegte oder mit Fehlern behaftete hydraulische Schaltungen führen zwangsläufig zu einem (vermeidbaren) höheren Endenergiebedarf.

## 9 Anhang

### 9.1 Quellen

- Kombiprojekt] Croy, Reiner; Wirth, Hans Peter: "Analyse und Evaluierung großer Kombianlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung"; Abschlussbericht zum Teilprojekt 0329268B des BMU-Verbundprojekts: Systemuntersuchung großer solarthermischer Kombianlagen; Berichtsteil der ZfS – Rationelle Energietechnik GmbH, Hilden; (2007)
- [Abschlussbericht 9601Q] Croy, R.; Mies, M., Rehrmann, U Wirth, H.P.: Abschlussbericht zum Projekt 032 9601 Q Teil 1: Stand der Technik und Langzeitverhalten von Solaranlagen; März 2011 <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fb11/665603835.pdf>
- [VDI 6002 -1] Richtlinie VDI 6002 Blatt 1 Solare Trinkwassererwärmung – Allgemeine Grundlagen, Systemtechnik und Anwendung im Wohnungsbau; Beuth Verlag GmbH, Berlin (2004)
- [Bericht Speyer] Croy, R.; Wirth, H.P.: Solarthermie2000plus; 4. Zwischenbericht für das Projekt "Solaranlage im Wohngebiet ehemaliger Schlachthof in Speyer", September 2009 (BMU-Förderkennzeichen 032 9604B) [www.solarthermie2000plus.de](http://www.solarthermie2000plus.de)
- [Bericht Norderney] Mies, M., Rehrmann, U.: Solarthermie-2000plus; Nahwärme Gorch-Fock-Weg Norderney; Abschlussbericht für den Zeitraum bis Dezember 2009 (BMU-Förderkennzeichen 032 0604H) [www.solarthermie2000plus.de](http://www.solarthermie2000plus.de)
- [Bericht Hannover] Rehrmann, U.; Mies, M.: Solarthermie-2000plus; Wohngebäude Magdeburger Str. Hannover ; Abschlussbericht für den Zeitraum bis Dezember 2009 (BMU-Förderkennzeichen 032 0604F) [www.solarthermie2000plus.de](http://www.solarthermie2000plus.de)
- [Bericht Jena] Bühl; Jürgen; Müller Matthias.: Solarthermie-2000plus; Wohngebäude Czapski-Str.; Zwischenbericht während der 1. Messperiode der Anlage (BMU-Förderkennzeichen 032 9604G)
- [Streicher] Streicher, W .et al., 2006, Fortschrittliche Wärmespeicher zur Erhöhung von solarem Deckungsgrad und Kesselnutzungsgrad sowie Emissionsverringering durch verringertes Takten Projekt zum IEA SHC Task 32, Projektbericht vom Institut für Wärmetechnik der TU Graz