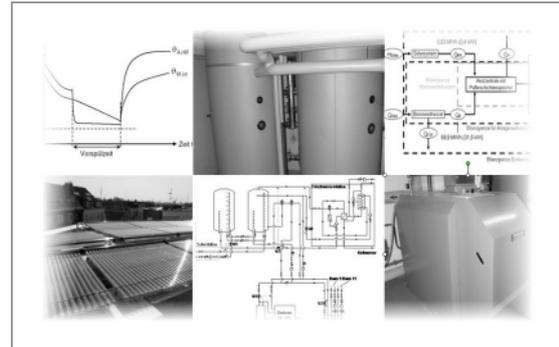


Abschlussbericht



Integration von Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme
mit großen Solaranlagen

Teil 2: Kesselmodell und Parametrierung

Der Bericht wurde erstellt für die
Projektgruppe von:

Dipl.-Ing. (FH) Jens Glembin
Dipl.-Ing. Gunter Rockendorf

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



E² - 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

ISFH

Abschnitte: 1 bis 8

Inhalt

1	Kurzüberblick und Zusammenfassung	5
2	Inhalt und Aufbau	9
2.1	Aufgabenstellung.....	9
2.2	Aufbau des Berichts.....	9
3	Grundlagen	11
3.1	Bauarten der Heizkessel im Modell	11
3.2	Energieströme und Wirkungsgrade	14
3.3	Relevante Heizkesselnormen	16
3.4	Aufbau eines Modells in TRNSYS.....	19
4	Literaturrecherche	20
4.1	Stationärer Modellteil	20
4.2	Dynamisches Verhalten.....	21
4.3	Parametrierung.....	22
4.4	Kesselmodelle in TRNSYS	23
4.4.1	Types der Standardbibliothek.....	23
4.4.2	Types der TESS-Bibliothek	23
4.4.3	Type 147: Wärmespeicher mit internen Brenner.....	23
4.4.4	Type 211: Heizkessel aus IEA Annex 16	23
4.4.5	Type 210: Holzkessel bzw. Holzofen	24
4.4.6	Type 370: Gas- und Holzfeuerungskessel mit Brennwert.....	25
4.4.7	Type 869: Kessel für Öl, Gas und Biomasse.....	25
4.4.8	Type aus IEA-Annex 43: Gas- und Ölkessel.....	27
4.4.9	Bewertung der TRNSYS-Types.....	27
4.5	Empfehlungen für das Kesselmodell	29
4.6	Fazit	30
5	Modellbeschreibung	31
5.1	Abgrenzung des Modell bzgl. Bauart.....	31
5.2	Abgrenzung des Modells bezüglich Hydraulik.....	31
5.3	Abgrenzung des Modells bezüglich Regelung.....	32
5.4	Berechnungsablauf	33
5.5	Parameter	40
5.5.1	Kesselkennwerte (Parameter 1 bis 9).....	42
5.5.2	Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (Parameter 10 bis 18).....	42
5.5.3	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad und Betriebsbereitschaftsverlust (Parameter 19 bis 20).....	42
5.5.4	Abgasfeuchtigkeit (Parameter 21 bis 23).....	43
5.5.5	Kennwerte der elektrischen Leistung (Parameter 24 bis 26)	43
5.5.6	Regelungs- und Sicherheitstemperaturen (Parameter 27 bis 30)	44
5.5.7	Regelungs- und Funktionszeiten (Parameter 31 bis 39, 46).....	44
5.5.8	Dynamische Charakterisierung Parameter 40 bis 45, 47 bis 49)	45
5.6	Eingangsgrößen.....	48
5.6.1	Heizkreis (Inputs 1 und 2).....	48
5.6.2	Kesselregler (Inputs 3-8).....	48
5.6.3	Bedingungen der Umgebung, der Zuluft und des Brennstoffes (Inputs 9-13).....	49
5.6.4	Verbrennungsbedingungen (Inputs 14 und 15).....	49
5.7	Ausgangsgrößen.....	49

6	Messungen zur Parametrierung und Validierung	51
6.1	Prüfstands Aufbau und Messtechnik.....	51
6.2	Wirkungsgradberechnung.....	52
6.3	Heizkessel und Messübersicht.....	55
6.4	Messungen zur Parametrierung	56
6.4.1	Belastbarkeit der Herstellerangaben.....	56
6.4.2	Kondensationsparameter	58
6.4.3	Elektrische Leistungen und Startautomatik	61
6.4.4	Dynamische Kennwerte	64
6.4.5	Simulation mit Modell	67
6.5	Messungen zur Validierung	69
6.5.1	Validierung des Modells mit stationären Wirkungsgradpunkten.....	69
6.5.2	Validierung des Modells mit dynamischen Messungen	75
7	Fazit zum Teilprojekt.....	89
8	Anhang	93
8.1	Nomenklatur.....	93
8.2	Quellen	95

1 Kurzüberblick und Zusammenfassung

Am ISFH wurde ein neues Berechnungsmodell entwickelt, mit dem fossil befeuerte Heizkessel (Erdgas und Heizöl) in dynamischen Simulationsrechnungen abgebildet werden. Aufbauend auf einer Literaturrecherche wurde das Modell so konzipiert, dass die wesentlichen Parameter mit geringem Aufwand festzulegen sind. Bei Inkaufnahme einer höheren Ungenauigkeit ist eine Simulation möglich, ohne eigene Messungen am Kessel durchgeführt zu haben. Genauere Ergebnisse werden erzielt, wenn einige wenige und einfach durchzuführende Messungen am jeweiligen Kessel für die Parametrierung berücksichtigt werden können. Eine Beschreibung dieser zusätzlich durchzuführenden Tests erfolgt im weiteren Bericht.

Neben der vereinfachten Parametrierung beinhaltet das Modell weitere Verbesserungen gegenüber den bereits vorhandenen Modellen. Hierzu zählt eine genaue Berechnung der Kondensationsmengen, die zu einer sehr guten Wiedergabe des Wirkungsgrades im Temperaturbereich der Kondensation führt. Darüber hinaus wurde vor allem die dynamische Abbildung von Abgas- und Wasseraustrittstemperatur detaillierter vorgenommen. Zudem enthält das Modell die Bestandteile der Start- und Stoppautomatik, die einen wesentlichen Einfluss auf das Taktverhalten und die Energieeffizienz des Kessels haben.

Bei dem neu entwickelten Kesselmodell steht im Vordergrund, die in einem Zeitintervall aufgenommene Energiemenge und die Taktanzahl des Kessels gut abzubilden, ohne eine wie oben beschriebene komplizierte Parametrierung zu erfordern.

An der Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften wurde ein Prüfstand aufgebaut, an dem im Rahmen des Projektes zwei Öl- und zwei Gaskessel vermessen wurden. Die Messungen wurden genutzt, um das Verhalten der geprüften Heizkessel zu charakterisieren und typische Werte für einzelne Eingabeparameter festzulegen und deren Grenzen der Anwendbarkeit zu ermitteln. Darüber hinaus wurde eine Validierung durchgeführt, die getrennt für den stationären Berechnungsteil und für das gesamte Modell durchgeführt wurde. Bei einer Parametrierung aufbauend auf eigenen Messwerten werden die stationär gemessenen Wirkungsgradpunkte mit einer hohen Genauigkeit wiedergegeben werden – die Abweichungen liegen bei max. 1% ohne und bis 2% mit auftretender Kondensation. Durch instationär durchgeführte Versuche konnte zudem gezeigt werden, dass das dynamische Verhalten bei vorhandenem Wassermassenstrom gut vom Modell abgebildet wird.

Das Modell wurde in TRNSYS programmiert und steht als Modul für diese Simulationsumgebung kostenlos zur Verfügung.

Modellkonzept und Parametrierung

Das Modell ist in drei Berechnungsschritte aufgeteilt. Nach Festlegung des Betriebszustands in der im Modell implementierten Kesselregelung werden die stationären Bedingungen berechnet, d. h. die Austrittstemperaturen bei längerer Ein- oder Ausschaltzeit des Kessels. Die Berechnung erfolgt in der Reihenfolge:

- Brennkammer (Verbrennungsrechnung)
- Wärmeübertrager (NTU-Wirkungsgradmethode)
- Kondensation (mit Input Abgasaustrittstemperatur aus Wärmeübertragerberechnung)
- Umgebungswärmeverluste

Die stationären Punkte stellen die Endpunkte für die anschließend durchgeführte dynamische Berechnung dar. Hier wird für die Abgas- und die Wassertemperatur ein Übergangsverhalten 1. Ordnung (PT₁-Verhalten) mit einer Zeitkonstante und auf der Wasserseite zusätzlich eine Totzeit simuliert. Außerdem wird die Start- und Stoppautomatik vereinfacht berücksichtigt.

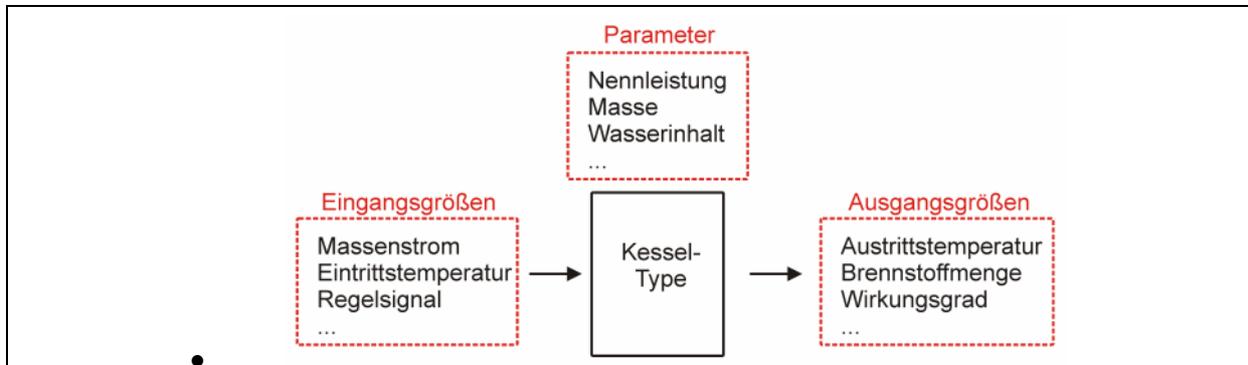


Abbildung 1 Überblick über den Aufbau eines Modells in TRNSYS

Die wesentlichen neuen Aspekte des Modells im Vergleich zu den bereits vorhandenen Modellen sind:

- Einfache Parametrierung, diese ist möglich, ohne dass eigene Messungen durchgeführt werden. Dann ist allerdings eine geringere Genauigkeit festgestellt worden.
- Simulation von Brennwertkesseln unter Berücksichtigung des jeweiligen Kondensationsverhaltens
- Ein- und zweistufige sowie modulierende Heizkessel simulierbar
- Dynamische Modellierung der Temperatur auf der Abgasseite
- Berücksichtigung einer Zeitverzögerung auf der Wasserseite
- Interner Zeitschritt innerhalb des Modells, der beliebig eingestellt werden kann (Voraussetzung: ganzzahliger Teiler des externen TRNSYS-Simulationszeitschritts). So ist eine detaillierte zeitliche Simulation möglich (z. B. Einstellung der Mindestein- und -auschaltzeit), ohne den Zeitschritt der gesamten Simulation und damit die Simulationszeit insgesamt zu beeinflussen.
- Zeitverzögerung nach Ein-/Ausschaltsignal zur vereinfachten Wiedergabe der Start- und Stoppautomatik
- Verschiedene Modi für das Betriebsverhalten nach dem Zünden (z. B. konstante Leistung über festzulegenden Startzeitraum)
- Berechnung der Wärmeverluste beim Vor- und Nachspülen
- Brennwert ist Inputgröße, d. h. die Brennstoffzusammensetzung kann sich während der Simulation ändern

Die Parametrierung ist im Vergleich zu vorhandenen detaillierten Modellen deutlich einfacher. Die wesentlichen Daten können Produktdatenblättern o. ä. entnommen werden. Hierzu zählen der Wirkungsgrad bei Nennleistung und der Betriebsbereitschaftsverlust. Diese Angaben müssen für die Berechnungen nach Energieeinsparverordnung (EnEV) angegeben werden, deren Messung erfolgt nach europäischen Normen. Prinzipiell ist somit eine Simulation mit dem Modell möglich, ohne eigene Messungen am Prüfstand durchzuführen, allerdings muss dann eine höhere Ungenauigkeit in Kauf genommen werden.

Die Untersuchungen am Kesselprüfstand zeigten, dass im Besonderen der vom Hersteller angegebene Nennleistungswirkungsgrad nur ungenau reproduziert werden konnte. Bei den vier getesteten Kesseln stimmten nur bei einem Herstellerangabe und Messwert überein. Bei den anderen Kesseln wurden Werte gemessen, die 1.3%-Punkte bis 2.2%-Punkte unter der Herstellerangabe liegen.

Auch bei den Angaben zu Nenn- und Minimalleistung zeigen sich z. T. relative Abweichungen bis zu 6%. Gründe für die Abweichungen können in Messungenauigkeiten und in der Produktstreuung liegen. Eine wesentliche Beeinflussung der Ergebnisse wird aber auch durch anders eingestellte Betriebs- und Umgebungsbedingungen hervorgerufen, die in den Normen nicht genau genug festgelegt werden.

Darüber hinaus wurden deutliche Unterschiede zwischen den Kesseln bezüglich der Kondensation aus dem Abgas und des dynamischen Verhaltens festgestellt. Eine prinzipiell mögliche Vorgabe von typischen Werten kann somit zu erheblichen Ungenauigkeiten führen.

Empfohlene Messungen zu Bestimmung der Kesselparameter des zu simulierenden Kessels sind dem Berichtsteil 3 zu entnehmen.

Vorschlag zur Erweiterung der bisherigen Kesselprüfnormen

Trotz der vereinfachten Parametrierung sind für eine genaue Simulation zusätzlich zu den bisherigen Normenangaben einzelne Parameter aus Messungen am jeweiligen Kessel zu ermitteln. Da eine Parametrierung ausschließlich aus Herstellerangaben weiterhin erstrebenswert ist, werden für die normgerechten Prüfungen nach EN 303-3 bzw. EN 304 folgende Änderungen vorgeschlagen:

- Genaue Festlegung aller Bedingungen für die stationäre Wirkungsgradprüfung. Gerät und Einstellungen müssen dabei denen in der Praxis entsprechen. Neben dem Kesselwirkungsgrad sollte auch der feuerungstechnische Wirkungsgrad mit gleicher Genauigkeit ermittelt werden.
- Zusätzlich sollte die Wirkungsgradmessung bei Teillast stationär durchgeführt werden und daher nicht wie bisher auf 30% für alle Kessel festgelegt werden, sondern bei minimaler Modulationsleistung durchgeführt werden.
- Die beiden oben genannten Messungen werden wie bisher bei einer Kesseleintrittstemperatur von 60°C durchgeführt. Zusätzlich sollte eine Prüfung in die Norm aufgenommen werden, die bei Nenn- und Minimalleistung und einer Eintrittstemperatur, bei der Kondensation auftritt (z. B. 35°C) vorgenommen wird. In diesen Messungen ist ebenfalls die Abgasfeuchte aufzunehmen.
- Zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens des Kessels ist zumindest ein Ein-/Ausschaltversuch durchzuführen und zur Verfügung zu stellen.

Der zusätzliche Aufwand für eine normengerechte Leistungsprüfung ist gering. Hinzu kommen lediglich ein Leistungsmess-Zyklus bei niedriger Temperatur, nachdem schon einer bei hoher Temperatur durchgeführt wurde und eine einfacher Ein- und Ausschaltversuch, aus dem die Zeitkonstanten abgeleitet werden.

Überprüfung des Modells anhand von Labormessungen

Für die am Kesselprüfstand getesteten Kessel konnten durch entsprechend durchgeführte Versuche die für das Modell erforderlichen Parameter ermittelt werden. Neben der Ableitung typischer Werte ermöglichte dies eine umfassende Überprüfung des Modells mit Messdaten. Die Überprüfung wurde in zwei Schritte aufgeteilt, um stationären und dynamischen Modellteil zu validieren.

Am Prüfstand wurden drei Heizkessel (ein- und zweistufiger Öl- und ein modulierender Gaskessel) bei unterschiedlichen Eingangsbedingungen stationäre Betriebspunkte über jeweils 30 min aufgenommen und mit dem Modellergebnissen verglichen. Wesentliche Bewertungsgröße ist dabei der Kesselwirkungsgrad. Die ermittelten Abweichungen zwischen Modell und stationären Messpunkten liegen für die zwei geprüften Ölkessel im Bereich bis 1% im Temperaturbereich ohne Kondensation und bis 2% im Bereich mit Kondensation.

Auch beim Gaskessel liegen die Abweichungen in dieser Höhe. Ausnahme sind die Versuche, die beim kleinsten Modulationsgrad durchgeführt wurden. Die dort vorgefundenen Abweichungen von bis zu 5% sind jedoch auf die Messunsicherheiten aufgrund der kleinen Temperaturdifferenzen zurückzuführen.

Das Modell ist in der Lage, die Taktrate und den Nutzungsgrad der dynamischen Messungen zu reproduzieren. Die drei Kessel zeigen jedoch in Detail betrachtet ein grundsätzlich anderes dynamisches Verhalten. Vor allem der Kessel O2 weist durch einen mit Luftspalt versehenen Abgaswärmeübertrager ein Aufheizverhalten auf, das vom Modell nur ansatzweise wiedergegeben werden kann.

Als weitere Schwierigkeit stellte sich die Abbildung bei Betrieb ohne Wassermassenstrom heraus. Hier zeigte sich bei den beiden geprüften Heizkesseln ein anderes dynamisches Verhalten (deutlich längere Zeitkonstanten) bzw. reduzierte Wärmeverluste zur Umgebung. Beides kann nur unzureichend mit den Parametern wiedergegeben werden, die in Versuchen mit Massenstrom ermittelt wurden.

Die gefundenen Abweichungen zwischen Messungen und Simulation bedeuten in den meisten Fällen zur Analyse über mittlere oder längerfristige Zeiträume sowohl für die energetische Betrachtung als auch die Bestimmung der Anzahl der Schaltzyklen keine oder nur geringe Einschränkungen. Dies ist jedoch vom Anwender des Modells im Einzelfall zu überprüfen und grundsätzlich kritisch zu bewerten.

Fazit

Insgesamt ist festzustellen, dass das Modell sowohl stationäre Betriebspunkte als auch das dynamische Verhalten gut wiedergegeben kann, wenn die entsprechenden Versuche für die Parametrierung durchgeführt wurden. Somit steht ein Modell zur Verfügung, das die Abbildung von Heizkesseln in dynamischen Systemsimulationen ermöglicht.

2 Inhalt und Aufbau

Der nachfolgende Abschnitt erläutert die Aufgabenstellung und den Aufbau des Berichtes.

2.1 Aufgabenstellung

Dieser Bericht stellt die Ergebnisse des Instituts für Solarenergieforschung Hameln (ISFH) innerhalb des Projektes "Systemintegration von Heizkesseln in Wärmeverbundsystemen mit großen Solaranlagen" dar, das in Zusammenarbeit mit dem Institut für Energieoptimierte Systeme der Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften (Ostfalia) und der FH Düsseldorf durchgeführt wurde.

Das Hauptziel des Vorhabens liegt in der Optimierung von Solaranlagen zur Trinkwarmwasserbereitung und Heizungsunterstützung mit Zusatzwärmeerzeuger mit den Schwerpunkten

- optimale Integration und korrekte Installation,
- Wechselwirkung der Solarwärme mit dem Kesselbetriebsverhalten sowie
- Optimierung der Hydraulik, Regelung und Rücklauftemperaturen in den Verbrauchssystemen.

Das Ziel des Teilprojekts des ISFH ist die Entwicklung eines Modells zur dynamischen Abbildung von Heizkesseln. Dieses Modell soll als Komponente für das Simulationsprogramm TRNSYS (Transient System Simulation Tool) [KI07] zur Verfügung gestellt werden. Dabei sollen die notwendigen Eingangsparameter möglichst allgemein verfügbar sein, d. h. aus vorliegenden Produktdaten direkt oder indirekt übernommen werden können.

Die geplanten Einsatzbereiche des Kesselmodells lassen sich wie folgt beschreiben:

- Kesseltyp: Abbildung von Niedertemperatur- und Brennwertkesseln
- Brennstoffe: Erdgas (H und L) und Heizöl EL

Weitere Brennstoffe sind grundsätzlich mit Hilfe des Modells berechenbar¹.

2.2 Aufbau des Berichts

Die Ergebnisse des ISFH-Teilprojektes werden in diesem Bericht vorgestellt, eingeteilt in die wesentlichen Entwicklungsschritte: Literaturrecherche, Modellerstellung und Modellvalidierung.

Der erste Schritt war es, vorhandene Modelle zur Abbildung von Heizkesseln zu recherchieren, zu bewerten und ggf. einzelne Berechnungsverfahren für das neue Modell abzuleiten. Dabei wurden nicht nur Modelle berücksichtigt, die als Komponente in TRNSYS zur Verfügung stehen, sondern auch andere in der Literatur beschriebene Berechnungskonzepte. Nach einer Darstellung der Grundlagen in Abschnitt 3 werden die Ergebnisse der Literaturrecherche in Abschnitt 4 beschrieben.

¹ Im Rahmen des Gesamtprojekts war ursprünglich vorgesehen, das Modell auch für die Anwendbarkeit auf Holzpelletkessel zu prüfen. Hierzu waren vergleichende Untersuchungen mit Messdaten eines Pelletkessels auf dem Prüfstand und im Feld geplant. Die Vermessung von Holzesseln sowohl im Feld als auch im Prüfstand durch die Projektpartner hat sich jedoch mit der geforderten Genauigkeit als sehr aufwendig und in Teilbereichen nicht durchführbar erwiesen. Daher wurden keine Messungen an Holzesseln realisiert, so dass es nicht möglich war, eine detailliertere Untersuchung und Bewertung der Modellierbarkeit durchzuführen.

Darauf aufbauend wurden die Anforderungen an das neue Kesselmodell präzisiert und entsprechende Modellgleichungen entwickelt. Hierbei wurden auch Messungen an mehreren Kesseln am Prüfstand der Ostfalia genutzt, um das typische Verhalten von Heizkesseln einfließen zu lassen. Das neu entwickelte Simulationsmodell wird in Abschnitt 5 vorgestellt.

Die begleitend zur Entwicklung durchgeführten Messungen am Kesselprüfstand wurden genutzt, um eine optimale Parametrierung des Modells zu ermitteln und entsprechend durchzuführende Versuche zu definieren. Außerdem wurden Messdaten für eine detaillierte Validierung aufgenommen. Dabei wurde die Validierung unterteilt in eine Teilvalidierung des stationären Modellteils und eine Bewertung des gesamten Modells mithilfe von Versuchen unter dynamischen Bedingungen. Eine detaillierte Beschreibung der Messungen und der Validierung erfolgt in den Abschnitten 6.4 und 6.5.

3 Grundlagen

In diesem Kapitel werden zunächst die Bauarten der Heizkessel vorgestellt, die mit dem Modell abgebildet werden können (Abschnitt 3.1). Daran anschließend werden in Abschnitt 3.2 die bei einem Heizkessel relevanten Energieströme und Wirkungsgrade eingeführt, die sowohl für das Verständnis der Parametrierung des Modells als auch der Messauswertung wichtig sind.

Abschnitt 3.3 gibt die wesentlichen Inhalte der Prüfnormen für Heizkessel wieder, die die Ermittlung der vom Hersteller anzugebenden energetischen Kennwerte beschreiben und daher von zentraler Bedeutung für die Modellparametrierung sind. Abschließend wird in Abschnitt 0 kurz auf die wesentlichen Größen bei der Erstellung eines Modells in TRNSYS eingegangen.

3.1 Bauarten der Heizkessel im Modell

Aufgrund der Vielzahl an Bauweisen ist es nicht sinnvoll und möglich, ein Modell zur Abbildung von Heizkesseln zu entwickeln, das für alle am Markt vorhandenen Kessel gültig ist. In diesem Abschnitt wird daher diskutiert, welche Bauarten marktrelevant sind und im Kesselmodell berücksichtigt werden.

In Heizkesseln können unterschiedliche Brennstoffe für die Wärmegewinnung verwendet werden – diese können gasförmig, flüssig (z. B. Heizöl) oder fest (z. B. Scheitholz, Hackschnittel oder Holzpellets) sein. In Abbildung 2 sind die Energieträger aufgeführt, die zur Beheizung der bestehenden fast 40 Mio. Wohneinheiten in Deutschland verwendet werden (Stand 2009).

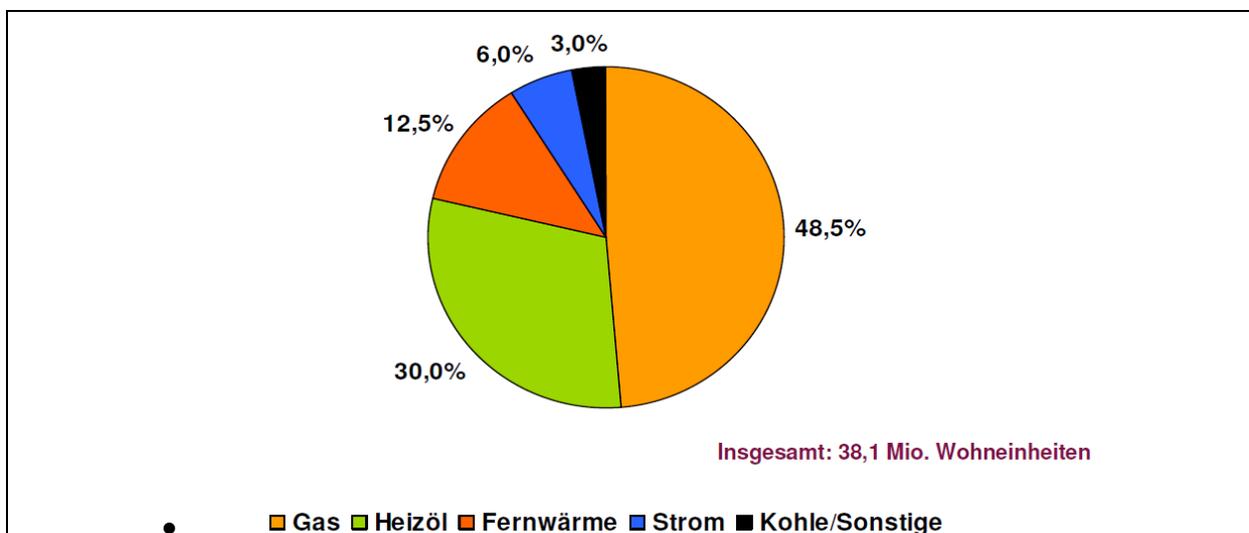


Abbildung 2: Beheizungsstruktur 2009 im Bestand für Deutschland [BDEW]

Die Energieträger Gas und Heizöl haben bei den Bestandsbauten ein deutliches Übergewicht (mehr als 75%). Etwa 20% der Wohneinheiten werden mit Systemen beheizt, in denen keine Verbrennungskessel in dem Gebäude zum Einsatz kommen (Fernwärme und Strom). 3% der Wohneinheiten werden mit Kohle oder sonstigen Energieträgern wie z. B. Holz beheizt.

Im Neubau ist die Beheizungsstruktur etwas anders, wie aus Abbildung 3 für das Jahr 2008 ersichtlich wird.

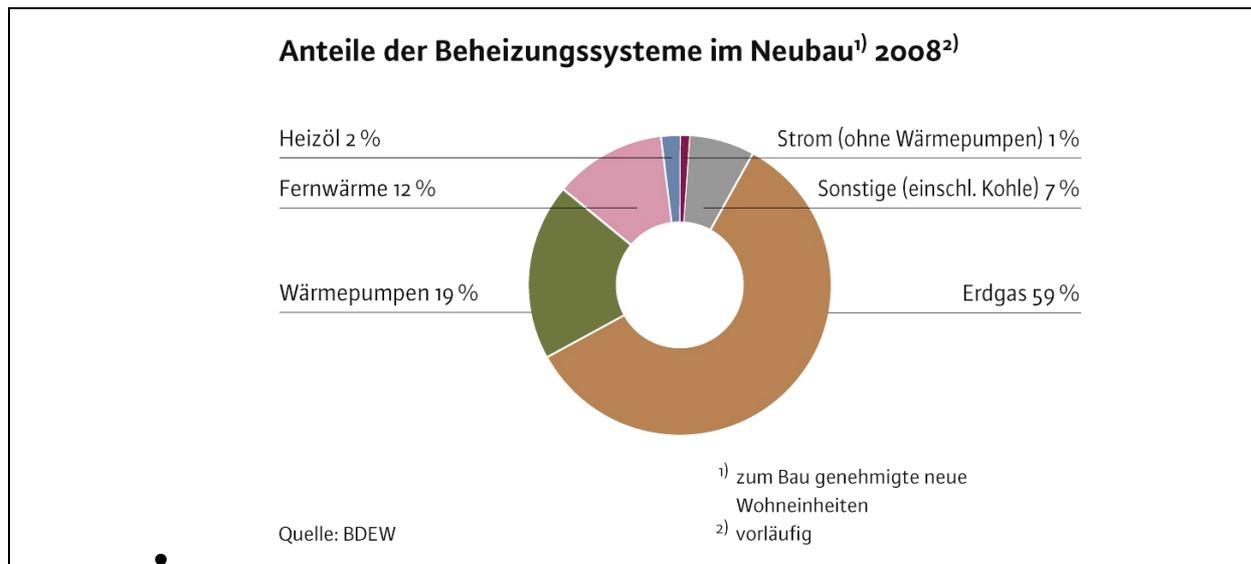


Abbildung 3: Anteil der Beheizungssysteme im Neubau für Deutschland 2008 [BDEW]

Im Neubau hat der Energieträger Erdgas ein noch deutlicheres Übergewicht von mehr als 50%, Heizöl hat dagegen nur noch eine geringe Bedeutung (2%). Neben Fernwärme (12%) ist in Neubauten vor allem der Anteil an Wärmepumpen beträchtlich (19%). Kohle und andere Energieträger machen einen Anteil von 7% aus.

Innerhalb des Kesselmodells sollen die Brennstoffe berücksichtigt werden, die in Deutschland am gebräuchlichsten sind. Aus der Beheizungsstruktur wird abgeleitet:

- Erdgas hat bei der Beheizung sowohl im Bestand als auch im Neubau in Deutschland die größte Bedeutung. **Das Modell muss daher in jedem Fall Gaskessel abbilden können.**
- Heizöl hat vor allem im Bestand noch eine große Bedeutung. Die Modellierung von Ölkesseln unterscheidet sich nur wenig von Gaskesseln. **Daher werden auch Ölkessel bei der Modellbildung berücksichtigt.**
- Wärmepumpen haben einen hohen Anteil bei Neubauten, sind aber ebenso wie Stromheizungen nicht mit einem Kesselmodell abzubilden.
- Bei Fernwärme ist im Gebäude kein eigener Heizkessel vorhanden, die Wärme stammt von großen Heizkraftwerken, die nicht mit dem Modell für herkömmliche Heizkessel abzubilden sind.
- Feststoffbrennstoffe haben eine geringe Bedeutung und eine Modellierung ist nicht unbedingt notwendig. Während für die Verbrennung von Kohle auch in Zukunft kein steigender Anteil zu erwarten ist, haben Holzpelletskessel ein höheres Potential. Da die Modellierung von Holzpelletskesseln sich aber in einigen Punkten deutlich von Öl- und Gaskesseln (z. B. die Beschaffenheit des Brennstoffes) unterscheidet, wird von der Integration von Holzpelletskesseln in das Modell abgesehen (siehe auch Fußnote 1 auf Seite 9).

Neben dem Brennstoff unterscheiden sich Heizkessel vor allem in der Größe bzw. der Nennleistung. Für die Parametrierung des Kessels (siehe Abschnitt 5.5) werden u. a. Kennwerte verwendet, die im Rahmen von normgerechten Prüfungen ermittelt wurden. Die entsprechenden Normen (EN 303-3 und EN 304, siehe Abschnitt 3.3) gelten für Heizkessel bis zu einer Nennwärmeleistung von 1000 kW. Hier liegt damit auch die Obergrenze der mit dem Modell zu simulierenden Kessel.

Liegen entsprechende Kennwerte vor, ist mit dem Modell auch eine Simulation von Heizkesseln mit einer höheren Nennwärmeleistung denkbar, hierfür sind aber keine zusätzlichen Modellbestandteile vorgesehen.

Ein weiterer Unterschied besteht im Kondensationsvermögen des Heizkessels, d. h. ob der Kessel auch die zusätzlich im Wasserdampf enthaltene Kondensationswärme nutzen kann. Während in Standard- und Niedertemperatur-Heizkesseln im üblichen Betrieb keine Kondensation stattfindet, sind Brennwertkessel so konstruiert, dass die Abgastemperatur nur wenig über der Wassereintrittstemperatur liegt. Dadurch liegt die Abgastemperatur bei niedrigen Wassereintrittstemperaturen (Rücklauftemperaturen) unter dem Sättigungspunkt. Damit kondensiert ein Teil des Wasserdampfes, so dass zusätzlich Wärme an das Heizungswasser übertragen werden kann. **Das Modell ermöglicht die Simulation von Brennwert- und Nicht-Brennwertkesseln.**

Hinsichtlich der Luftzufuhr existieren für Heizöl fast ausschließlich Brenner mit Gebläse. Gasbrenner können jedoch auch ohne Gebläse ausgeführt sein. Die atmosphärischen Gasbrenner werden häufig in wandhängenden Thermen zur Beheizung von Mietwohnungen verwendet. Nach [Gr99] liegt der Anteil der atmosphärischen Brenner in der Schweiz im Jahr 1999 bei 20% mit sinkender Tendenz, für Deutschland ist ein ähnlicher Anteil zu erwarten. **In dem Modell wird auf die Abbildung von atmosphärischen Gasbrennern verzichtet**, da sich die Modellierung z. T. erheblich von Gebläsebrennern unterscheidet.

Die Brenner unterscheiden sich zusätzlich in der Stufigkeit. Moderne Ölbrenner weisen häufig zwei Brennerstufen auf, heutige Gasbrenner können meist über den Leistungsbereich bis zu einer Untergrenze stufenlos modulieren. **Im Modell sind daher neben klassischen einstufigen auch zweistufige und modulierende Brenner vorgesehen.** Brenner mit mehr als zwei Stufen ohne Modulation sind sehr ungewöhnlich und werden nicht berücksichtigt.

Jeder Kessel beinhaltet ein mehr oder weniger großes Wasservolumen. Daneben existieren auch brennstoffbeheizte Warmwasserspeicher, wie sie beispielsweise im Modell nach [Be03] abgebildet werden. Um diese Komponenten sinnvoll zu berechnen, ist auch eine detailliertere Modellierung des Speicherraumes notwendig. Dies ist nicht Inhalt des Modells, das einen voll durchmischten Wasserinhalt annimmt und somit z. B. keine thermische Schichtung im Speichervolumen berechnen kann.

3.2 Energieströme und Wirkungsgrade

Bei einem Heizkessel existieren unterschiedliche Energieströme, die den Betriebszustand und die Effizienz des Kessels beschreiben. Abbildung 4 zeigt in einem Schema die Energieströme, die zur Ermittlung der Effizienz eines Heizkessels relevant sind.

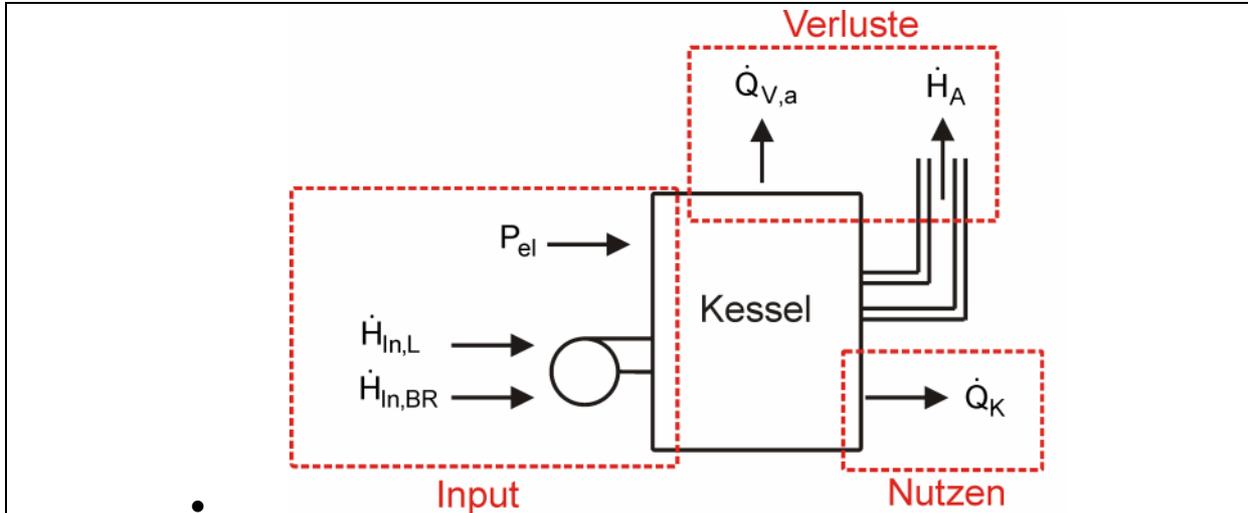


Abbildung 4: Wesentliche Energieströme an einem Heizkessel

Grundsätzlich lassen sich die Energieströme in ein- und austretende Größen unterteilen. Bei ausgeschaltetem Heizkessel weisen einige der Größen keinen Wert auf (z. B. der zugeführte Brennstoffmassenstrom). In diesem Fall nehmen die jeweiligen Massenströme in den folgenden Gleichungen den Wert 0 an.

Dem Heizkessel werden für die Verbrennung sowohl ein Brennstoff- als auch ein Luftmassenstrom zugeführt. Der daraus resultierende Enthalpiestrom bestimmt sich aus der Wärmekapazität beider Stoffe unter Berücksichtigung der Kondensationsenthalpie des Wasserdampfes in der Luft sowie des Brennstoff-Brennwerts. Dieser gibt an, wie viel Energie im Brennstoff massebezogen enthalten ist, wenn die Verbrennungsprodukte auf 20°C abgekühlt und zusätzlich die dabei anfallende Wärme durch Kondensation des Wasserdampfs im Abgas genutzt wird.

$$\dot{H}_{in} = \dot{H}_{in,BR} + \dot{H}_{in,L} = \dot{m}_{BR} \cdot H_{S,BR} + \dot{m}_{BR} \cdot c_{p,BR} \cdot \vartheta_{BR} + \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot \vartheta_L + \dot{m}_{H_2O,L} \cdot r_{Kond} \quad (1)$$

Zur Berechnung der Enthalpieströme ist die Festlegung eines Temperaturbezugspunktes erforderlich. Diese wird häufig und auch hier zu 0°C angesetzt.

Zusätzlich zu den beiden Massenströmen nimmt der Heizkessel elektrische Leistung auf. Auch wenn diese zumindest z. T. in Wärme umgesetzt wird (vor allem bei Ölkesseln in der Ölvorwärmung), wird diese in den üblichen Bilanzierungsverfahren und bei der Bestimmung der Wirkungsgrade nicht berücksichtigt (s. u.). Dies geschieht auch in den nachfolgend aufgeführten Gleichungen.

Üblicherweise wird für die Wirkungsgradberechnungen als Input nur der eintretende Brennstoffmassenstrom multipliziert mit dem Brennwert berücksichtigt.

$$\dot{H}_{in,BR,Hs} = \dot{m}_{BR} \cdot H_{S,BR} \quad (2)$$

Ebenfalls ist es möglich, bei der Berechnung nur den Heizwert des Brennstoffes zu verwenden. Der Heizwert ist wie der Brennwert definiert, allerdings ohne die Wärme durch Kondensation des Wasserdampfes zu nutzen. Der Heizwert liegt daher immer unterhalb des Brennwertes.

$$\dot{H}_{\text{In,BR,Hi}} = \dot{m}_{\text{BR}} \cdot H_{\text{I,BR}} \quad (3)$$

Durch die Verbrennung entsteht im Heizkessel Wärme, die zum Teil an das Heizungswasser im Kessel übertragen wird. Da die Verbrennungsgase in der Regel jedoch nicht auf die Eintrittstemperatur von Brennstoff und Luft heruntergekühlt werden, tritt ein Abgaswärmeverlust auf.

Dieser ist charakterisiert durch die Abgastemperatur sowie den Massenströmen der einzelnen Verbrennungsprodukte und etwaiger nicht beteiligter Stoffe (z. B. Stickstoff in der Verbrennungsluft). Zusätzlich muss die Kondensationswärme des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes berücksichtigt werden. Der mit dem Abgas austretende Enthalpiestrom berechnet sich somit mit der Wärmekapazität und der Kondensationsenthalpie des Wasserdampfes.

$$\dot{H}_e = \dot{H}_A = c_{p,A} \cdot \dot{m}_A \cdot \vartheta_A + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O,A}} \cdot r_{\text{Kond}} \quad (4)$$

Der Massenstrom des Wasserdampfes im Abgas muss nicht der Summe aus der bei der Verbrennung produzierten und der mit Luft zugeführten Menge entsprechen. Vor allem bei Brennwertkesseln kann ein erheblicher Anteil kondensieren und damit aus dem Abgas entfernt werden. Die dadurch frei werdende Wärmemenge wird zusätzlich genutzt. Dies reduziert den Abgaswärmeverlust und erhöht den übertragenen Wärmestrom.

Zusätzlich zu den Wärmeverlusten im Abgas tritt auch ein Wärmeverlust an die Umgebung auf. Dieser kann mit der Temperaturdifferenz des Kessels und der Umgebung sowie dem Wärmeverlustkoeffizienten des Heizkessels berechnet werden.

$$\dot{Q}_{v,a} = UA_v \cdot (\vartheta_K - \vartheta_A) \quad (5)$$

Die Berechnung nach Gleichung (5) ist nur eine Näherung, da für den gesamten Kessel eine einheitliche innere Kesseltemperatur angenommen wird. Hierzu wird häufig die mittlere Temperatur zwischen Wasserein- und -austritt verwendet.

$$\vartheta_K = 0.5 \cdot (\vartheta_{W,in} + \vartheta_{W,e}) \quad (6)$$

Der dem Kessel zugeführte Enthalpiestrom weist somit zwei Wärmeverluste auf, der restliche Wärmestrom entspricht dem Nutzwärmestrom des Heizkessels, der zu einer Erhöhung der Heizungswassertemperatur führt.

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_W \cdot c_{p,W} \cdot (\vartheta_{W,e} - \vartheta_{W,in}) \quad (7)$$

Der Kesselwirkungsgrad stellt das Verhältnis des Nutzwärmestroms zum eintretenden Enthalpiestrom (Input) dar (beide Größen sind Leistungen). Unter Berücksichtigung aller eintretenden Energieströme berechnet sich der Wirkungsgrad mit:

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{H}_{\text{In}}} = \frac{\dot{H}_{\text{In}} - \dot{H}_e - \dot{Q}_{v,a}}{\dot{H}_{\text{In}}} \quad (8)$$

Wie bereits oben erwähnt, wird in der Regel für die Wirkungsgradberechnung nur der Brennwert des Brennstoffmassenstroms berücksichtigt. Dies vereinfacht die Berechnung des Wirkungsgrades.

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{H}_{\text{In,BR,Hs}}} = \frac{\dot{H}_{\text{In}} - \dot{H}_{\text{e}} - \dot{Q}_{\text{V,a}}}{\dot{H}_{\text{In,BR,Hs}}} \quad (9)$$

Prinzipiell ist es möglich, dass der nach Gleichung (9) berechnete Wirkungsgrad über 100% liegt (bei Abkühlung des Abgases auf eine Temperatur unter der Zuluft- und/oder Brennstofftemperatur). Dies ist jedoch äußerst selten.

Abweichend davon kann die Wirkungsgradberechnung auch auf den Heizwert des Brennstoffes bezogen werden. Diese Berechnungsart war vor allem in der Vergangenheit üblich, da eine Kondensation in den Heizkesseln nicht vorgesehen war. Sie hat sich bis heute gehalten, auch wenn viele Heizkessel heute als Brennwertkessel ausgeführt sind. Dies führt dazu, dass von den Herstellern häufig Wirkungsgrade über 100% angegeben werden.

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{H}_{\text{In,BR,Hi}}} = \frac{\dot{H}_{\text{In}} - \dot{H}_{\text{e}} - \dot{Q}_{\text{V,a}}}{\dot{H}_{\text{In,BR,Hi}}} \quad (10)$$

Während der Kesselwirkungsgrad die gesamte Effizienz des Heizkessels wiedergibt, berücksichtigt der feuerungstechnische Wirkungsgrad, welcher Energiestrom an den Heizkessel und dessen Wasserinhalt übertragen wird. Der übertragene Wärmestrom entspricht dem eintretenden Enthalpiestrom abzüglich des Abgaswärmeverlustes.

$$\dot{Q}_{\text{Wüt}} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{\text{V,a}} = \dot{H}_{\text{In}} - \dot{H}_{\text{e}} \quad (11)$$

Der feuerungstechnische Wirkungsgrad ist das Verhältnis aus übertragenem Wärmestrom zum Enthalpieinput (beides als Leistungen). Bei letzterem wird in der Regel wieder nur der Brennwert oder der Heizwert des Brennstoffes berücksichtigt. Die folgende Gleichung zeigt den Wirkungsgrad bei Verwendung des Brennwertes:

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_{\text{Wüt}}}{\dot{H}_{\text{In,BR,Hs}}} = 1 - \frac{\dot{H}_{\text{e}}}{\dot{H}_{\text{In,BR,Hs}}} \quad (12)$$

3.3 Relevante Heizkesselnormen

In den für Heizkessel relevanten Normen werden u. a. die Bauanforderungen, notwendige Prüfungen und die vorzunehmende Kennzeichnung von Heizkesseln festgelegt. Grundsätzlich wird in den Normen zwischen der Brennstoffart und der Art der Luftzuführung (ohne oder mit Gebläse) unterschieden. Wie in Abschnitt 3.1 dargestellt, bildet das Modell mit Öl oder Gas befeuerten Heizkessel unter Einsatz eines Gebläsebrenners ab. Daher beschränkt sich die folgende Übersicht auf diese Kesselbauarten.

Die grundlegende europäische Norm für Heizkessel ist die EN 303-1, die die Anforderungen für Standard- und Niedertemperatur-Heizkessel mit Gebläsebrenner beschreibt, wobei als Obergrenze eine Nennwärmeleistung von 1000 kW gilt. Neben der Bemessungs-, Bau- und Wasserdruckprüfung wird darin für jeden Heizkessel eine heiztechnische Prüfung vorgeschrieben, mit der die Funktion des Heizkessels unter Einhaltung der Mindesteffizienz nachgewiesen wird. Hierzu wird der Wirkungsgrad bei Nennleistung und bei Teillast sowie der Betriebsbereitschaftsverlust verwendet. Die Prüfregele und die Mindestanforderungen an diese Größen werden in weiteren Normen definiert.

EN 303-3 gilt bei Zentralheizkesseln für gasförmige Brennstoffe, die als Zusammenbau aus Kessel und Gasgebläsebrenner nach EN 676 ausgeführt sind. Bei Geräten, die aus zusammengehörenden Komponenten für Kessel und Gasgebläsebrenner vertrieben werden, gilt entsprechend die EN 303-7. Bei Ölkesseln werden die Anforderungen in der EN 303-2 und die Prüfregeln in der EN 304 festgelegt. Beide Normen gelten für Kessel mit Ölgebläsebrenner nach EN 267.

Alle bisher aufgeführten Normen behandeln Standard- und Niedertemperaturkessel und keine Brennwertkessel. An diese werden höhere Anforderungen an die zu messenden Wirkungsgrade gestellt. Diese sind inklusive der Prüfverfahren aufgeführt in der EN 15034 für Ölkessel und in der EN 677 (Nennwärmeleistung <70 kW) bzw. in der EN 15417 (>70 kW) für Gaskessel festgelegt.

Bei höheren Nennwärmeleistungen zwischen 1000 kW bis 10 MW ist abweichend von den oben aufgeführten Normen die EN 14394 heranzuziehen, die sowohl die heiztechnische Prüfung als auch die Bauanforderungen beschreibt. Dabei wird bei den heiztechnischen Prüfungen auf die EN 304 verwiesen, so dass sich prinzipiell die gleichen Prüfbedingungen wie bei den kleineren Kesseln ergeben.

Für das Kesselmodell und dessen Parametrierung sind vor allem die Wirkungsgradprüfung bei Nennleistung und die Messung des Betriebsbereitschaftsverlusts wichtig. Die Grundlage für die Prüfung des Nennleistungswirkungsgrades ist die EN 304, Abschnitte 5.3/5.4 für den Brennstoff Heizöl und die EN 303-3, Abschnitt 6.4.1 für Erdgas. In dieser werden die dem Kessel zugeführte und vom Kessel abgegebene Energiemenge unter nahezu konstanten Betriebs- und Umgebungsbedingungen gemessen. In der folgenden Tabelle sind die Bedingungen aufgeführt, die für die normgerechte Prüfung vorgeschrieben sind. Dargestellt werden dabei die Werte für die Brennstoffe Heizöl sowie Erdgas H und L.

	Öl	Erdgas H	Erdgas L
Prüfbrennstoff			
Art	Heizöl EL oder Kerosin	G 20 bzw. ab 300 kW Netzgas	G 25 bzw. ab 300 kW Netzgas
Temperatur	k. V.	15°C (über Normierung)	15°C (über Normierung)
Druck	-	1013 mbar (über Normierung)	1013 mbar (über Normierung)
Umgebung			
Temperatur	≥ 15°C	20°C	20°C
Zuluft			
Luftüberschuss	k. V.	$1.4 - 0.1 \cdot \log(\dot{Q}_{\text{Nenn}})$ bzw. 1.2	$1.4 - 0.1 \cdot \log(\dot{Q}_{\text{Nenn}})$ bzw. 1.2
Temperatur	k. V. (≥ 15°C)	k. V. (20°C)	k. V. (20°C)
Feuchte	k. V.	k. V.	k. V.
Prüfstandseinstellung			
Leistung	100-105% der Nennleistung	Maximale Belastung	Maximale Belastung
Austrittstemperatur	80-90°C	80±2°C	80±2°C
Temperaturdifferenz zum Eintritt	10 -25 K	20±1 K	20±1 K
Übertemperatur	Min. 50 K	Min. 50 K	Min. 50 K
Vorgaben			
Beharrungszustand	Wassertemperaturen auf ±2 K konstant	Wassertemperaturen auf ±2 K konstant	Wassertemperaturen auf ±2 K konstant
Definition Beharrungszustand	Änderung Wasser- temperaturen <0.5 K/h	Änderung Wasser- temperaturen <0.5 K/h	Änderung Wasser- temperaturen <0.5 K/h
Messdauer	2-3 x 30 min	1 x 10 min	1 x 10 min
Gesamte Unsicherheit	±2%	±2%	±2%

Tabelle 1: Prüfbedingen der Nennleistungs-Wirkungsgradprüfung (η_{100}) nach DIN EN 304 für Heizöl und DIN EN 303-3 für Erdgas (k. V. = keine Vorgabe)

Die Grundlage für die Prüfung des Betriebsbereitschaftsverlustes ist die EN 304 Abschnitt 5.7 und Anhang A11. Dabei gibt es keinen Unterschied zwischen der Messung für die Brennstoffe Erdgas und Heizöl.

Der Betriebsbereitschaftsverlust gibt an, welche Leistung der Kessel aufbringen muss, um ohne Nutzwärmeentzug das Heizungswasser im Kessel auf der eingestellten Solltemperatur (Betriebsbereitschaftstemperatur) zu halten. Der Bereitschaftsverlust entspricht somit der Menge an Energie innerhalb eines Zeitraums, die zur Sicherstellung der Betriebsbereitschaft notwendig ist. Er ist daher ein Maß für die Wärmeverluste des Kessels an die Umgebung.

Innerhalb der Prüfung wird der Kesselregelfühler auf eine Temperatur um 50 K über Umgebung eingestellt, wobei diese eine Abweichung von ± 3 K aufweisen darf. Nach dem Aufheizen auf die entsprechende Kesseltemperatur, schaltet der Brenner ab. Beim nächsten Brennerstart beginnt die Messung. Um eine gleichmäßige Temperaturverteilung zu erhalten, ist das Kesselwasser nach dem Brennerstart in einem Bypass umzuwälzen. Die Zirkulation ist bis 3 min nach dem Ausschalten des Kessels aufrecht zu erhalten. Die Wärmeverluste, die durch die Zirkulation des Fluids durch den Bypass entstehen, sind bei der Berechnung des Bereitschaftsverlustes zu berücksichtigen.

Die Messung läuft über mehrere Perioden. Eine Periode ist die Zeit zwischen zwei Brennerstarts (d. h. Beginn ist beim Starten des Brenners, Ende beim nächsten Starten, siehe Darstellung in Abbildung 5).

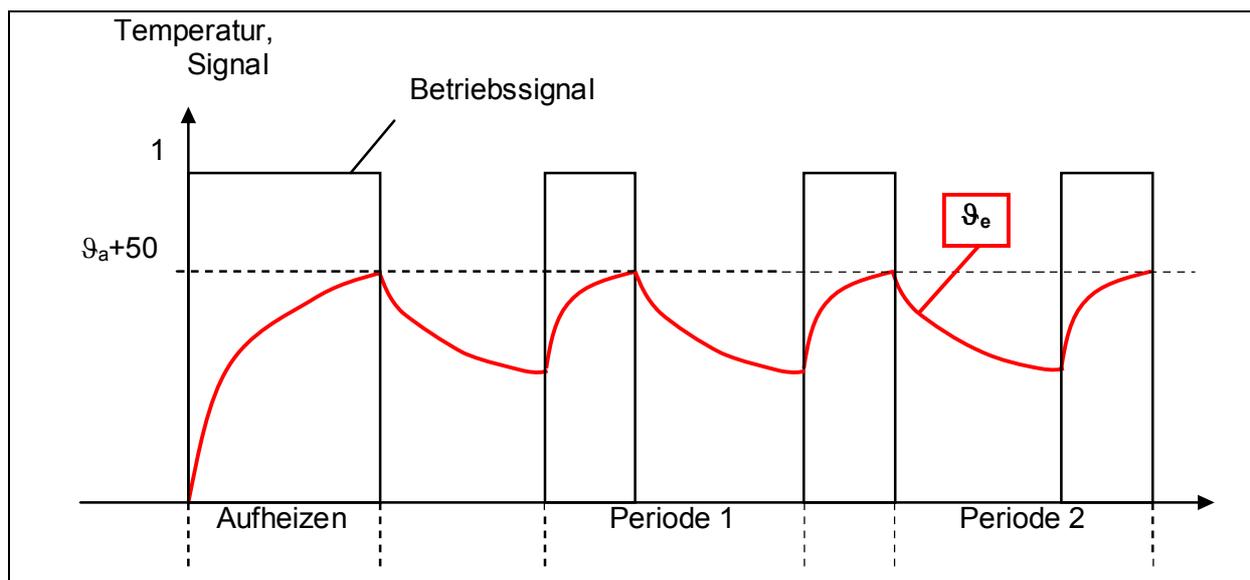


Abbildung 5: Ablauf der Prüfung für den Betriebsbereitschaftswärmeverlust

Prüfbrennstoff	
Art	Heizöl/Kerosin bzw. G20 bei Erdgas H bzw. G25 bei Erdgas L
Temperatur	Keine Vorgabe
Umgebung	
Temperatur	Keine Vorgabe
Zuluft	
Luftüberschuss	Keine Vorgabe
Temperatur	Keine Vorgabe
Feuchte	Keine Vorgabe
Einstellung	
Leistung	Bestimmt Heizkessel
Austrittstemperatur	50 K über Umgebungstemperatur
Messvorgaben	
Messdauer	Zeit zwischen zwei Brennerstarts
Abweichung	Max. 5% zweier Folgeergebnisse

Tabelle 2: Prüfbedingungen der Betriebsbereitschaft nach DIN EN 304

Der Bereitschaftsverlust wird für jede Periode berechnet. Weichen zwei Folgeergebnisse nicht mehr als 5% voneinander ab, wird der Versuch beendet. In der folgenden Tabelle sind die Bedingungen zusammenfassend aufgeführt, die für die normgerechte Prüfung des Betriebsbereitschaftsverlustes nach EN 304 vorgeschrieben sind.

3.4 Aufbau eines Modells in TRNSYS

Zum Verständnis des in Kapitel 5 beschriebenen Modells wird kurz dargestellt, welchen Aufbau eine Komponente innerhalb der Simulationsumgebung TRNSYS hat.

TRNSYS-Komponenten sind als eigenständige Einheiten programmiert, die zur Berechnung vom Hauptprogramm die notwendigen Größen übergeben werden. Am Ende der Berechnung werden dem Hauptprogramm wiederum Größen zurückgegeben, die weiter in der Simulation verarbeitet werden. Die einzelne Komponente wird dabei nicht nur in jedem Simulationszeitschritt sondern auch in jedem Iterationsschritt während eines Simulationszeitschrittes aufgerufen.

Grundsätzlich lassen sich drei Arten von Größen unterscheiden, mit denen die Berechnung im Modell durchgeführt wird. In Abbildung 6 sind die einzelnen Größen in einem Schema dargestellt.

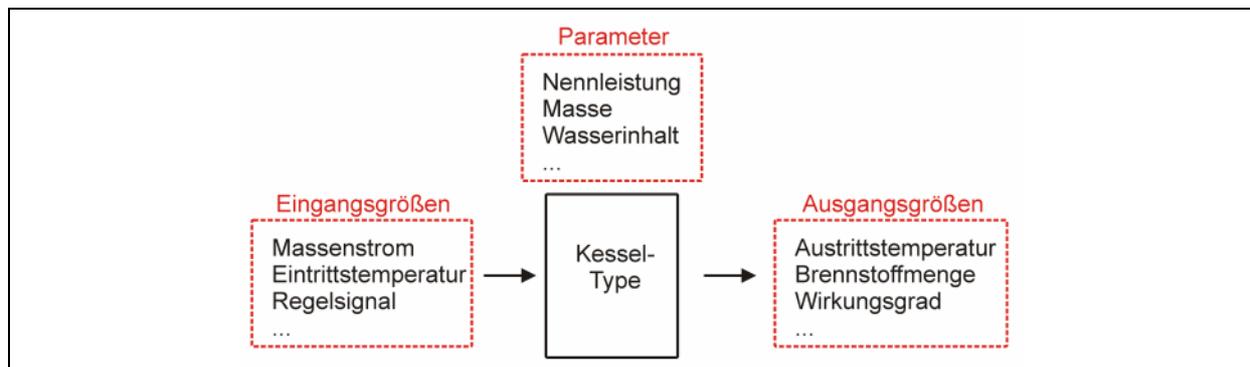


Abbildung 6: Definition der Simulationsgrößen in TRNSYS am Beispiel des Heizkesselmodells

Parameter legen die Eigenschaften des Modells fest, bei einem Heizkessel sind dies beispielsweise die Nennleistung oder das Gewicht. Parameter sind konstant und bleiben im Laufe der Simulation unverändert.

Im Unterschied dazu können die **Eingangsgrößen** bei jedem Aufruf der Komponente variieren. Eingangsgrößen sind z. B. die Betriebsbedingungen wie die Wassereintrittstemperatur. Für eine Eingangsgröße kann auch ein konstanter Wert für die gesamte Simulation angegeben werden (z. B. konstante Umgebungstemperatur). Einige Größen werden je nach Modell als Parameter oder als Eingangsgröße definiert, je nachdem ob eine Veränderung im Laufe der Simulation vorgesehen ist und von dem Modell verarbeitet werden kann.

Ausgangsgrößen können ebenfalls in jedem Zeitschritt variieren und werden von dem Modell als Ergebnis der Berechnung an das Hauptprogramm zurückgegeben, Beispiele hierfür sind die Austrittstemperatur oder der Brennstoffverbrauch.

4 Literaturrecherche

In diesem Abschnitt wird die zu Beginn des Projektes durchgeführte Literaturrecherche beschrieben, in der bestehende Kesselmodelle bewertet wurden. In der Beschreibung wird zunächst in Abschnitt 4.1 auf den stationären Teil der Modelle eingegangen, d. h. die Berechnung des Wirkungsgrads unter stationären Bedingungen. Die Abbildung des dynamischen Verhaltens wird in Abschnitt 4.2 behandelt. Als wichtiges Bewertungskriterium wird dann in Abschnitt 4.3 auf die Parametrierung der Modelle eingegangen. In Abschnitt 4.4 werden speziell die vorhandenen Berechnungsmodelle für TRNSYS dargestellt und bewertet. Auf Grundlage aller vorgestellten Modelle werden zum Schluss (vgl. Abschnitt 4.5) Empfehlungen für das neu zu erstellende Modell abgeleitet.

4.1 Stationärer Modellteil

Stationäre Betriebspunkte werden erreicht, wenn sich bei unveränderter Brennstoffzufuhr die Temperatur der Kesselmasse nicht mehr ändert und das Heizungswasser eine konstante Temperaturerhöhung erfährt. Für diese Punkte ist aus der zugeführten Energiemenge von Brennstoff und Luft die an das Heizungswasser abgegebene Nutzwärme zu bestimmen.

Jedes vollständige Kesselmodell muss die stationären Betriebspunkte berechnen können. Für dynamische Modelle stellen diese die Endpunkte des dynamischen Temperaturverlaufes dar. Dynamische Modelle können sich aber auch auf die Abbildung des dynamischen Teiles beschränken und sind daher auf die Vorgabe der vom Brenner abgegebenen Leistung angewiesen (Kesselmodelle von [Te97], [Li02], [Da07], der beheizte Warmwasserspeicher nach [Be03] sowie die Kesseltemperaturregelkreis nach [Ar02]). Mit diesen Modellen ist es nicht möglich, einen Kessel vollständig zu berechnen, ohne dass ein weiteres Modell zur Berechnung der stationären Punkte vorangestellt wird.

Bei einfachen Modellen, in denen vor allem der Energiebedarf über einen größeren Zeitraum bestimmt werden soll, wird auf eine genaue Beschreibung des Kessels und damit auch der stationären Betriebspunkte verzichtet. Hier werden Abhängigkeit zwischen ein- und austretender Wärmemenge, die aus Messungen im Labor oder im Feld ermittelt wurden, zu Grunde gelegt [Di80, De90].

Ansonsten werden vor allem zwei Methoden zur Berechnung verwendet. Viele Modelle teilen den Kessel anschaulich in Komponenten auf. Meist sind dies die Brennkammer und der Gas-Wasser-Wärmeübertrager [Id92, Pf92, Pa98, Ko98], ggf. ergänzt durch einen zusätzlichen Wärmeübertrager, der die Verluste des Heizungswassers an die Umgebung darstellt [Bo94, Le08, No03] und in einigen Modellen zusätzlich erweitert um einen Wärmeübertrager des Abgases, der die Abgastemperatur am Kaminaustritt [Le85, Le93] und im TRNSYS-Type 869 [Ha09] zusätzlich die Erwärmung der Zuluft in einem Luft-Abgas System bestimmt.

In der Brennkammer wird in den meisten Modellen grundlegend eine adiabate Verbrennung angenommen, d. h. es werden keine Verluste durch Abstrahlung an die Wände und keine Dissoziationsreaktionen berücksichtigt. Dies geschieht beispielsweise in den Modellen von [Le93, Da88, Le08] und in den TRNSYS Types 210, 370 und 869 [No03, Ko98, Ha09]. Bei [Le08] wird die Brennkammer in insgesamt vier Wärmeübertrager eingeteilt. Allerdings resultieren aus der Beschreibung die identischen Gleichungen wie in den anderen Modellen, so dass die weitere Unterteilung nur die Anschaulichkeit erhöht.

In den analytischen Modellen [Ha97, Ya93, Pf92] und auch dem dynamischen Modell [Pa98] werden die Wärmeverluste durch Strahlung der Verbrennungsgase und bei [Ha97] zusätzlich auch die Dissoziation berücksichtigt. Dies geschieht durch eine aufwendige Modellierung der Brennkammergeometrie und den Strahlungseigenschaften der Materialien.

Bei der Darstellung des Wärmeübertragers zeigt sich ebenfalls ein deutlich höherer Detailgrad bei den analytischen Modellen, die die Geometrie des Wärmeübertrager genau wiedergeben [Id92, Pf92, Ya93].

Die meisten anderen Modelle nehmen grundsätzlich einen Gegenstromwärmeübertrager an, der durch das Leistungsvermögen des Kessels charakterisiert wird. Hierzu zählen die Modelle nach [Le93, Da88, Le08, Pa98] und die TRNSYS Types 869 und 370 (im Modus 1 nach [Ko98]). Die Berechnung der Austrittstemperaturen ist dann durch die so genannte effectiveness-NTU-Methode unter Vorgabe des Wärmeübertragungskoeffizienten möglich.

Zur Erhöhung der Genauigkeit wird der Wärmeübertrager bei [Le08] und im Type 869 zusätzlich in einen trockenen und einen feuchten Teil bei Kondensatbildung im Abgas eingeteilt. Etwas anders erfolgt die Aufteilung in Type 210 nach [No03], in der die übertragene Wärme über insgesamt fünf Koeffizienten unter Berücksichtigung der Wärmeverluste an die Umgebung berechnet wird.

Die Wärmeverluste an die Umgebung werden in den meisten Modellen mit einem weiteren Wärmeübertrager, der dem Gas-Wasser-Wärmeübertrager nachgeschaltet ist, berechnet. Da die Umgebungstemperatur dabei als konstant angenommen wird, resultiert ein Wärmeübertrager, dessen Wärmeübertragungsvermögen durch den Wärmeverlustkoeffizienten des Kessels charakterisiert wird. Der Wärmeverlustkoeffizient wird in der Regel konstant angenommen [Le08] oder in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom und Umgebungstemperatur [Ha97] oder in Abhängigkeit vom Betriebszustand [Da88] berechnet.

Eine zweite Möglichkeit zur Bestimmung der stationären Punkte verzichtet auf die plastische Darstellung des Kessels in einzelne Komponenten. Der Energiebedarf wird über den Nutzwärmebedarf und der auftretenden Wärmeverluste berechnet. Es handelt sich dabei meist um rein stationäre Modelle, die Jahresenergiemengen bestimmen [Ch78, An86, La93, Bo76]. Eine detailliertere Berechnung der Verluste wird bei [Cl85] vorgenommen, wobei aber in den Gleichungen letztendlich keine großen Unterschiede zu den Berechnungsgrundlagen der Komponentenmodelle bestehen.

4.2 Dynamisches Verhalten

In rein stationären Modellen werden dynamische Prozesse nicht wiedergeben. Diese Modelle sind daher ohne Anpassung für eine dynamische Simulationsumgebung wie TRNSYS ungeeignet, da sie nicht auf die sich in jedem Zeitschritt ändernden Bedingungen reagieren. Kapazitive Effekte können durch stationäre Modelle nicht abgebildet werden. Eine Simulation mit einem stationären Modell führt zu sprunghaften Änderungen der Ausgangsgrößen (wie Temperatursprünge), wenn beispielsweise der Kessel einschaltet.

Um stationäre Modelle den realen dynamischen Vorgängen anzunähern, werden quasistationäre Modelle verwendet. In diesen Modellen wird berücksichtigt, dass ein Kessel in einem Zeitschritt teilweise ein- oder ausgeschaltet ist. Hierzu wird für den Zeitschritt die Einschaltzeit und dementsprechend für diesen Zeitraum die Ausgangsgrößen bestimmt. Gleiches wird auch für die Ausschaltzeit vorgenommen. Die endgültigen Ausgangsgrößen eines Zeitschrittes entsprechen dann dem mit der jeweiligen Zeit gewichteten Mittelwert. Dadurch ist es möglich, ein einmaliges Umschalten des Kessels innerhalb eines Zeitschrittes abzubilden.

Quasistationäre Modelle geben das Verhalten des Kessels besser wieder, Voraussetzung ist hierzu aber ein entsprechend kleiner Zeitschritt, da nur ein einmaliges Takten pro Zeitschritt möglich ist. Kapazitive Effekte werden in quasistationären Modellen nicht berücksichtigt, so dass diese Modelle nur bedingt für dynamische Simulationen geeignet sind.

Nur in dynamischen Modellen wird der Temperaturverlauf eines Kessels auch bei unzeitigem Betrieb (wie beim häufigen Takten) wiedergegeben. Der dynamische Teil ist dabei der stationären Berechnung nachgestellt. Die einzelnen dynamischen Modelle unterscheiden sich in der Anzahl an berücksichtigten Kapazitätsknoten, d. h. die Aufteilung der thermisch relevanten Gesamtmasse erfolgt je nach Detailliertheit in eine unterschiedliche Anzahl an Einzelmassen, die über thermische Widerstände miteinander verknüpft sind.

Zumeist wird von einem Kapazitätsknoten ausgegangen [Cl85, Da88, Sc96] und Type 869 [Ha09], allerdings existieren auch Modelle mit zwei ([Te97] und Type 210 [No03]) oder drei [Be03] oder noch mehr Knoten [Li02, Da07]. In [Te97] und [Pf92] wird zusätzlich eine Totzeit eingeführt, die das Verhalten nach dem Brennerstart genauer wiedergibt. Auch in [Ar02] wird das instationäre Verhalten der Kesseltemperatur als PT_1 -Regelstrecke mit einer zusätzlichen in Reihe geschalteten Totzeit beschrieben. In den Modellen werden dabei aber nur Zeitverzögerungen durch die Laufwege des Wassers angenommen. Eine zusätzliche Totzeit aufgrund der Startautomatik des Brenners (Vorspülen) wird in keinem der Modelle verwendet.

4.3 Parametrierung

An das neu zu erstellende Kesselmodell ist vor allem die Anforderung geknüpft, möglichst alle notwendigen Parameter zur Charakterisierung des zu simulierenden Kessels aus Herstellerangaben ermitteln zu können. Aus diesem Grund eignen sich die meisten der vorgestellten Kesselmodelle nicht für den gewünschten Einsatzbereich. Dies betrifft vor allem die detaillierten Modelle, für die sogar geometrische Daten der Brennkammer u. ä. vorgegeben werden müssen.

Aber auch die anderen Modelle zeigen die Problematik, dass viele der festzulegenden Parameter nur durch aufwendige Messungen am jeweiligen Kessel ermittelt werden können. Vor allem in dynamischen Modellen mit mehr als einem Kapazitätsknoten ist die Parametervorgabe problematisch (wie z. B. bei [Li02]).

In vielen der Modellbeschreibungen wird nicht auf die Festlegung der Parameter eingegangen. Einige Modelle haben sich aber auch mit dem Problem der Parametrierung beschäftigt. In den Modellbeschreibungen wird dort erläutert wie die einzelnen Parameter zu bestimmen sind. Insgesamt lassen sich fünf Arten der Parametrierung unterscheiden, die in den existierenden Modellen auftreten:

- I: Analytische Modelle benötigen eine große Anzahl an Parametern wie beispielsweise die geometrischen Daten von Brennkammer und Wärmeübertrager. Die meisten der Angaben sind in der Regel nicht verfügbar und müssen direkt am Kessel bestimmt werden.
- II: Zur Bestimmung der Parameter sind umfangreiche Messungen notwendig. Die gilt für die Modelle, die auf empirischen Daten basieren, aber auch viele Komponentenmodelle benötigen Messungen und spezielle Berechnungsabläufe, um beispielsweise den Wärmeübertragungskoeffizienten und dessen Abhängigkeit vom Betriebszustand zu bestimmen. Beschreibungen solcherart finden sich z. B. bei [Pe06] und [Ha10]. Der Umfang der Messung übersteigt dabei deutlich die aufgenommenen Messgrößen bei Standardprüfungen.
- III: Die Parametrierung erfordert einige Standardmessungen (Volllast, Teillast und Betriebsbereitschaft), die in der Regel für jeden Kessel vom Hersteller durchgeführt werden. Von diesen Messungen müssen umfangreiche Daten, z. B. auch Abgastemperatur und der Kohlendioxidgehalt im Abgas vorliegen (beispielsweise [Da88]). Die Vorgabe z. B. eines Wirkungsgrades reicht nicht aus.

- IV: Es ist eine umfangreiche Herstellervorgabe von Betriebspunkten vorzugeben. Die Festlegung der Parameter erfolgt durch ein Fitverfahren, mit dem die optimal zu den Messungen passenden Modellparameter bestimmt werden (z. B. [Le08]).
- V: Es existiert keine ausreichende Beschreibung, um eine Parametrierung vornehmen zu können. Die einzelnen Werte müssen abgeschätzt werden, ggf. ist es teilweise auch möglich, die Parameter aus Messungen abzuleiten.

4.4 Kesselmodelle in TRNSYS

In diesem Abschnitt wird auf alle Modelle eingegangen, die zu Projektbeginn für TRNSYS verfügbar waren. Einige der Modelle bzw. dessen Modellinhalte wurden bereits in den Abschnitten 4.1 bis 4.3 behandelt. Für TRNSYS stehen einige Modelle (Types) zur Abbildung eines Heizkessels zur Verfügung, die entweder Standard-Types, Types der TESS Bibliothek oder Eigenentwicklungen sind.

4.4.1 Types der Standardbibliothek

In der Standard-Bibliothek steht zur Simulation eines Wärmeerzeugers nur Type 6 zur Verfügung, der eine Zusatzheizung darstellt [KI07]. Ähnlich aufgebaut ist Type 659 der TESS Bibliothek [TE04/1]. In beiden Types wird einem Fluid bei konstantem Wirkungsgrad ein Wärmestrom undefinierter Herkunft zugeführt. Zusätzlich werden Wärmeverluste zur Umgebung unter Angabe eines konstanten Verlustkennwertes berechnet. Beide Types bilden somit nicht das Verhalten eines Heizkessels ab.

4.4.2 Types der TESS-Bibliothek

Type 700 und Type 751 der TESS Library [Te04/2 und Te04/3] führen einem Fluid einen Wärmestrom undefinierter Herkunft zu, wobei hier der Wirkungsgrad in jedem Simulationsschritt vorgegeben wird (Type 700) bzw. aus einer externen Datei in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur und der Teillastrate (Verhältnis Nutzleistung zu max. Heizleistung) durch Interpolation im Zeitschritt bestimmt wird (Type 751). Beide Modelle sind sehr einfach aufgebaut. Beispielsweise werden keine kapazitiven Effekte berücksichtigt, im ausgeschalteten Zustand kommt es zu keinem Wärmeverlust und es erfolgt keine Definition des Brennstoffes mit den entsprechenden Eigenschaften (wie z. B. dem Brennwert).

4.4.3 Type 147: Wärmespeicher mit internen Brenner

Type 147 bildet einen Wärmespeicher mit internen fossilen Brennern ab [Dr01]. In der Modellbildung liegt dabei der Schwerpunkt auf einer möglichst genauen Abbildung der Vorgänge im Speicher (Grundlage hierfür ist eine frühere Version des Types 340 [Dr06]). Zusätzlich wird lediglich über die Verbrennung von Erd- oder Flüssiggas (bei Bedarf unter Brennwertnutzung) die Eintrittstemperatur in einen der Wärmeübertrager im Speicher berechnet. Sämtliche kesselspezifische Größen sind nicht Inhalt des Types.

4.4.4 Type 211: Heizkessel aus IEA Annex 16

In der TRNSYS User Bibliothek ist Type 211 im Quellcode erhältlich [Wisc]. Dieser stellt einen Heizkessel dar, der im Rahmen eines Projektes der Internationalen Energie Agentur Annex 16 erstellt wurde [Ma97]. Der Programmcode stammt aus dem Jahr 1987, eine Dokumentation des Types existiert nicht. Zudem liegen keine Informationen vor, ob dieser Type weiterentwickelt wurde. Der Quellcode zeigt, dass es sich um ein einfaches Modell handelt. Es werden unabhängig voneinander zunächst Verbrennung und dann ein Wärmeaustausch mit einem Fluid berechnet. Die Abgasverluste werden über die als Parameter anzugebende Kohlendioxidkonzentration im Abgas berechnet. Weitere Verluste des Kessels an die Umgebung werden über einen konstanten UA-Wert bestimmt. Kapazitive Effekte werden nicht berücksichtigt.

4.4.5 Type 210: Holzkessel bzw. Holzofen

Type 210 wurde am Solar Energy Research Centre SERC der Universität Borlänge entwickelt [No03] und beschreibt einen Holzofen, der aber auch zur Simulation eines Holzkessels verwendet werden kann. Beispielsweise wurden mithilfe des Types Untersuchungen zu CO-Emissionen solarer Kombisysteme mit Holzpelletkesseln durchgeführt [Fi08]. Der Type ist im Quellcode mit einer Dokumentation vom SERC erhältlich. Das Modell ist in Abbildung 7 dargestellt.

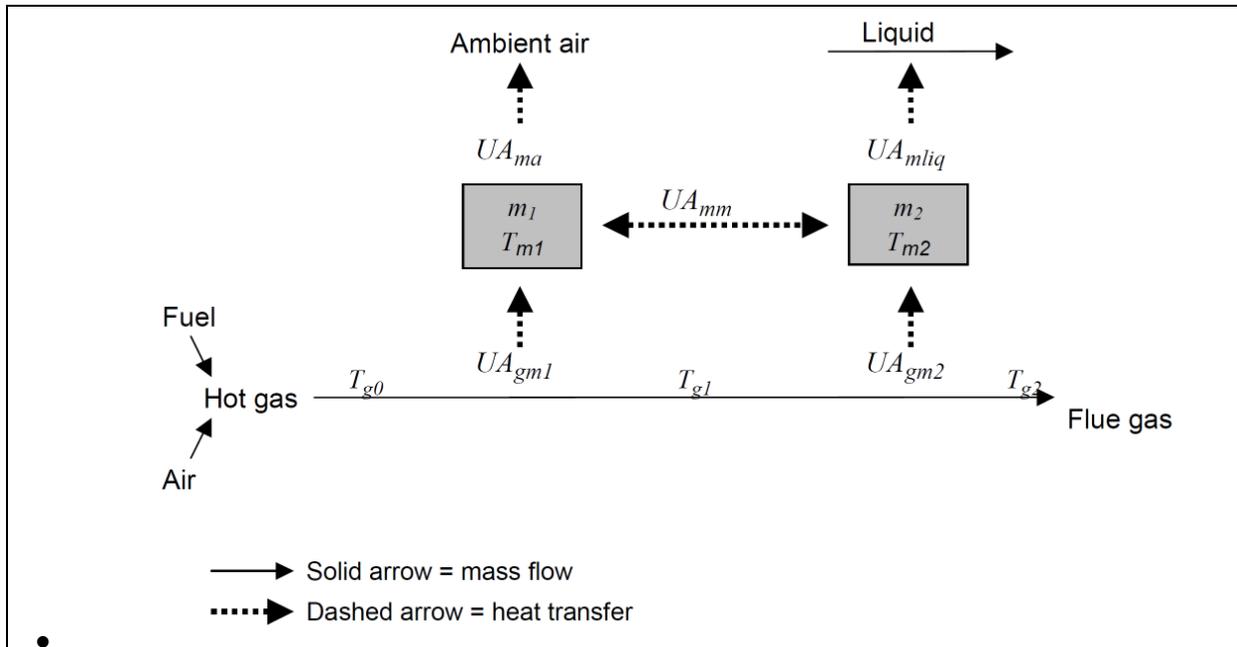


Abbildung 7: Modell eines Pelletkessels nach [No03], Formelkurzzeichen siehe [No03]

Im Simulationsmodell wird im ersten Schritt die entstehende Wärme bei Verbrennung von Biomasse unter Berücksichtigung von Asche- und Wasseranteil mit dem entsprechenden Luftmassenstrom bestimmt. Da moderne Pelletöfen und -brenner nur einen sehr geringen Wirkungsgradverlust durch unvollständige Verbrennung aufweisen, wird im Modell ein Verbrennungswirkungsgrad von 100% angenommen. Durch Vorgabe entsprechender Parameter kann aber die Emission an Kohlenmonoxid für jeden Zeitschritt ausgegeben werden.

Das austretende heiße Rauchgas steht im Wärmeaustausch einer ersten Masse, die den Teil des Brenners/Ofens darstellt, die mit der Umgebung im Wärmeaustausch steht und entsprechend über einen Wärmeübergangskoeffizienten Wärme an die Umgebung abgibt.

Eine zweite Masse stellt den Gas-Wasser-Wärmeübertrager dar. Dieser steht über einen Wärmeübergangskoeffizienten im Wärmeaustausch mit dem Heizungswasser. Ein Wärmeaustausch zwischen beiden Massen ist ebenfalls über einen entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten möglich. Die insgesamt fünf Wärmeübergangskoeffizienten werden in linearer Abhängigkeit von der Brennerleistung berechnet, hierfür ist somit die Angabe von insgesamt zehn Parametern notwendig.

Die Phase nach dem Einschalten des Brenners wird in zwei Teilschritten abgebildet. Zunächst wird ein Luftmassenstrom elektrisch aufgeheizt, eine Verbrennung findet noch nicht statt. In der zweiten Phase startet dann die Verbrennung zunächst mit einer für die Startphase definierten Leistung. Die Parameter für die beiden Phasen, wie beispielsweise die Phasendauer, müssen von außen vorgegeben werden.

Auch die Stopphase wird in zwei Phasen simuliert. In der ersten nimmt die Verbrennungsleistung exponentiell ab, die zweite Phase entspricht dem stationären Zustand bei ausgeschaltetem Brenner bis zum nächsten Brennerstart. Die elektrische Leistung des Brenners wird in linearer Abhängigkeit von der Brennerleistung berechnet, hierfür sind zwei entsprechende Parameter vorzugeben.

In [Pe06] wird ein Verfahren zur Bestimmung sämtlicher Parameter beschrieben, die sich auf Messdaten von 3 Holzöfen und 4 Holzkesseln stützt. Zur Parametrisierung des Types ist somit eine vorherige umfangreiche Vermessung des entsprechenden Kessels notwendig. Der Type wurde mit Messdaten eines Holzpelletkessels validiert [Pe09].

4.4.6 Type 370: Gas- und Holzfeuerungskessel mit Brennwert

Type 370 beschreibt einen Gas- oder Holzfeuerungskessel und ist bei der Firma Transsolar inkl. Teilen der Dokumentation² [Ko98], [Fi96] und Quellcode erhältlich.

Die Abbildung des Heizkessels erfolgt in zwei voneinander unabhängigen Teilen. Zunächst wird die Aufheizung eines Heizmittels durch die Verbrennung des gewählten Brennstoffes (hierfür liegen vier vordefinierte Varianten vor) berechnet. Die Abgasverluste werden in Abhängigkeit von der Rücklauftemperatur bestimmt. Hierzu ist die für alle Betriebspunkte konstante Temperaturdifferenz von Abgasaustritt zur Rücklauftemperatur vorzugeben. Bei Brennwertkesseln wird in Abhängigkeit von der Rücklauftemperatur auch die Menge an auskondensiertem Wasser und die entsprechenden Wärmegewinne durch Kondensation berechnet. Mit der Heizmitteltemperatur werden dann die Oberflächenwärmeverluste und unter Berücksichtigung der Wärmekapazität des Kesselwassers (die Kapazität des Kessels selber wird nicht berücksichtigt) die Vorlauftemperatur bestimmt.

Für die Gasfeuerung ist ein zusätzlicher Modus verfügbar, der den Wärmeübertrager zwischen Brenngas und Heizungswasser als Gegenstrom-Wärmeübertrager mit einer festlegbaren Anzahl an Segmenten abbildet. Für jedes Element auf der Wasserseite wird die linear angenommene Temperaturerhöhung in Abhängigkeit vom zugeführten Wärmestrom in das jeweilige Element berechnet. Die Wärmeströme werden für jedes Element auf der Rauchgasseite bestimmt. Hierzu wird über die vorzugebende Temperaturdifferenz zwischen Abgasaustritt und Wassereintritt/Rücklauf der NTU-Wert (Number of Transfer Units, dimensionslose Zahl der theoretischen Wärme- oder Stoffübertragungseinheiten) des gesamten Wärmeübertragers berechnet, dieser wird für jedes Element als konstant angenommen. Daraus bestimmen sich die Abgasaustrittstemperatur und der übertragene Wärmestrom für jedes Element.

Zur Parametrisierung des Types sind u. a. Angaben notwendig, die nur nach einer detaillierten Vermessung des zu simulierenden Heizkessels verfügbar und normalerweise nicht Inhalt von Herstellerunterlagen und Kesselprüfergebnissen sind. Hierzu zählen beispielsweise die Strahlungs- und Betriebsbereitschaftsverluste in Abhängigkeit von der Heizleistung. Das Modell benötigt zudem eine Angabe der Temperaturdifferenz zwischen Heizungsrücklauf und Abgas. Diese Differenz bleibt für alle Betriebszustände und unter allen Umgebungsbedingungen konstant, dies schränkt die Realitätsnähe des Modells stark ein.

4.4.7 Type 869: Kessel für Öl, Gas und Biomasse

Eine detaillierte Abbildung eines Heizkessels stellt Type 869 der TU Graz und des Schweizer Forschungsinstituts SPF dar [Ha09]. Für den Type ist eine ausführliche Dokumentation erhältlich. Eine schematische Darstellung des Modells zeigt Abbildung 8.

² Der restliche Teil der Dokumentation ist nicht frei verfügbar [Be93].

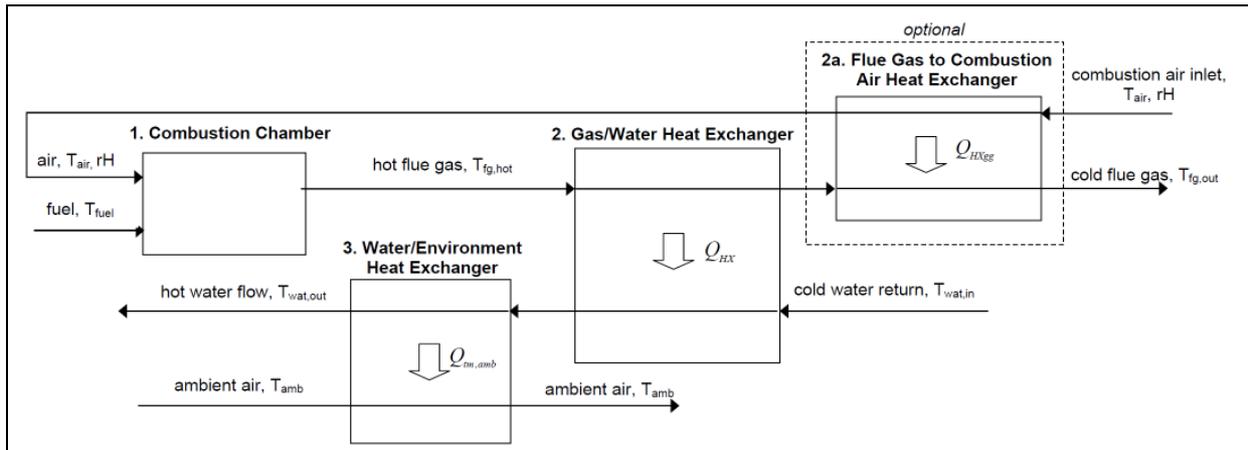


Abbildung 8: Kesselmodell von Type 869 aus [Ha09], Formelkurzzeichen siehe [Ha09]

Der Type simuliert einen Kessel für Öl, Gas und Biomasse innerhalb drei voneinander unabhängigen Teilschritten. Zunächst wird die aus der Verbrennung resultierende Brenngastemperatur berechnet. Als Brennstoff kann auf vier vordefinierte Varianten zurückgegriffen oder ein eigener Brennstoff definiert werden. Der Brennstoffmassenstrom und der Luftüberschuss können vorgegeben oder in Abhängigkeit von der gewünschten Solltemperatur während der Simulation berechnet werden. Im Modell können Verluste durch Bildung von Kohlenmonoxid und/oder Asche sowie Wärmeverluste durch die Kesseltür berücksichtigt werden. Hierzu sind aber entsprechende Parameter vorzugeben (Entstehung von CO bei minimaler und maximaler Brennerleistung sowie die Abhängigkeit von Asche- und Brennertürverluste von der Wärmebelastung).

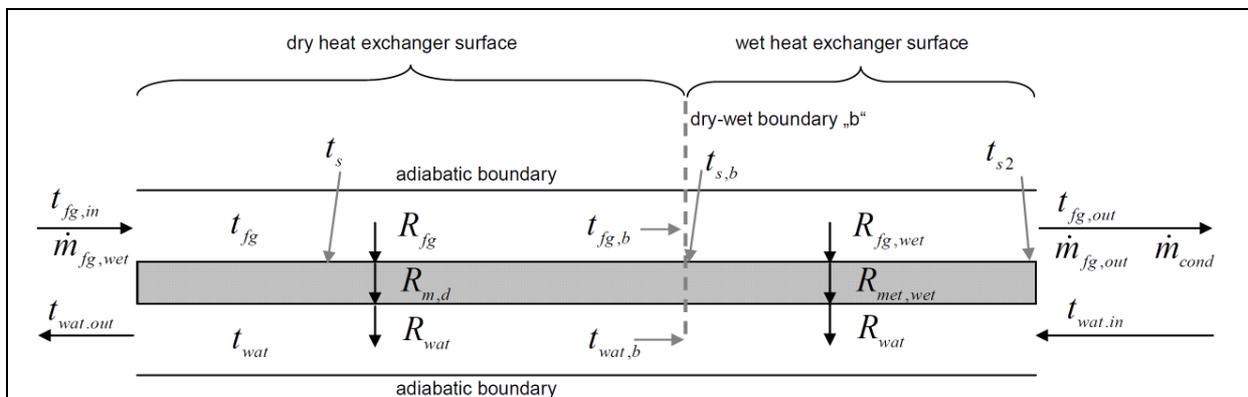


Abbildung 9: Einteilung des Wüt in einen feuchten und einen trockenen Teil nach [Ha09], Formelkurzzeichen siehe [Ha09]

Im nächsten Schritt wird der Wärmeübertrager zwischen Brenngas und Wärmeträger simuliert. Es stehen hierzu drei Modi zur Verfügung. Ähnlich wie in Type 370 kann ein Ansatz mit einer vorgegebenden Temperaturdifferenz zwischen Heizmitteleintritt und Abgas gewählt werden. In den anderen Modi wird die Wärmeübertragungsleistung mit der Effektivität des Wärmeübertragers bestimmt. Diese kann als Parameter in Abhängigkeit von der Brennerleistung und des Wassermassenstromes berechnet oder nach der effectiveness-NTU Methode in Abhängigkeit von der Wärmeaustauschrate bestimmt werden.

Der letztere Modus zur Abbildung des Wärmeübertragers weist die höchste Genauigkeit auf, setzt aber eine entsprechende Charakterisierung voraus (z.B. Übertragungsvermögen des Wärmeübertragers). Der Wärmeübergangswert des Wärmeübertragers wird wie in [Le08] definiert, d. h. als Reihenschaltung von drei Wärmewiderständen, die Wärmeübergänge auf der Gas- und der Wasserseite werden in Abhängigkeit vom jeweiligen Massenstrom berechnet, wobei der Grad der Abhängigkeit frei einstellbar ist.

Ebenfalls wird wie in [Le08] eine Unterteilung des Wärmeübertragers in einen trockenen und einen, wenn unter den gegebenen Bedingungen vorhandenen, feuchten Bereich vorgenommen (siehe Schema in Abbildung 9).

Bei trockenem Wärmeübertrager ist nur die Massenstromabhängigkeit auf der Gasseite entscheidend, und mit dem UA-Wert wird der Wärmeübertrager-Wirkungsgrad bestimmt. Hierbei können die Berechnungsformeln für Wärmeübertrager in Gegenstrom, Gleichstrom oder Kreuzstrom verwendet werden. Bei feuchtem Wärmeübertrager wird die Temperaturdifferenz als treibende Kraft der Wärmeübertragung ersetzt durch die Differenz der Feuchttemperaturen. Im Gegensatz zu [Le08] wird jedoch keine Anpassung des UA-Wertes im Modell vorgenommen. Allerdings ist es möglich, einen entsprechenden Korrekturfaktor von außen vorzugeben.

Im letzten Schritt wird der Wärmeaustausch zwischen Kesselwasser und der Umgebung berechnet, wobei hier die Kapazität der Kesselmasse berücksichtigt wird. Hierzu wird ein Ein-Knoten-Modell (Kesselmasse und Wasserinhalt werden zu einer gesamten Wärmekapazität zusammengerechnet) verwendet, um die Rechenzeit des Modells nicht zu erhöhen [Ha08].

Das Modell ist im Rahmen eines Forschungsprojekts über die Kombination von Holzpelletkesseln mit Solaranlagen anhand von Messdaten validiert worden [Ko08].

4.4.8 Type aus IEA-Annex 43: Gas- und Ölkessel

Im Rahmen des IEA-Annex 43 ist von der Universität Dresden ein Modell für Gas- und Ölkessel in TRNSYS programmiert worden [Fe08].

Das Modell basiert in seinen Grundzügen auf [Da88], wobei die thermische Masse deutlich komplexer abgebildet wird. Hierzu wird die thermische Masse in drei Teile geteilt, die wiederum in einzelne Elemente aufgeteilt sind. Für jedes der Elemente wird eine Energiebilanz aufgestellt, in der die Brennerleistung abzgl. der Verluste der Erwärmung von Kesselmasse und Fluid gegenübergestellt wird. Das Schema zeigt Abbildung 10.

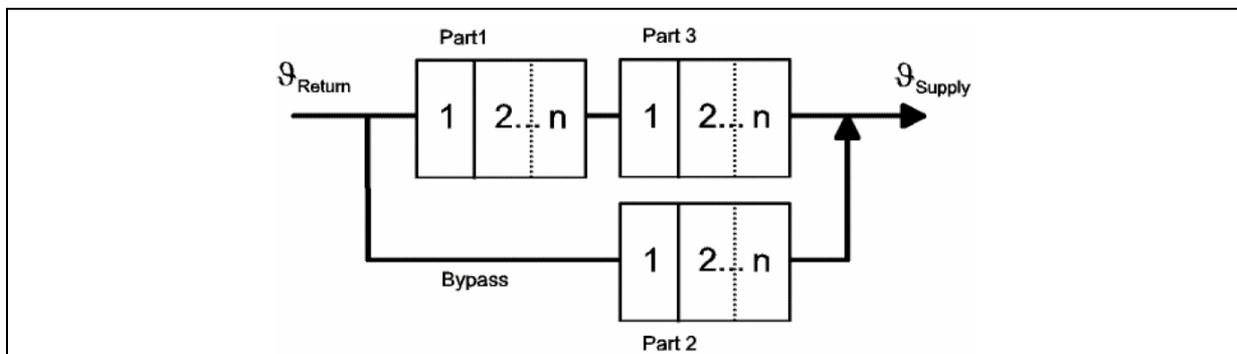


Abbildung 10: Aufteilung der Kesselmasse nach dem Modell aus [Fe08], Formelkurzzeichen siehe [Fe08]

Die einzelnen Massenteile werden beim eingeschalteten Brenner aufgeheizt (Teil 1) oder nicht aufgeheizt (Teil 2 und 3). Der Bypassmassenstrom wird abgeschätzt aus dem Wasserinhalt und dem Anteil erwärmter und nicht erwärmter Teile des Kessels. Der Wirkungsgrad wird in Abhängigkeit von der Feuerungsleistung berechnet, hierzu sind als Input entsprechende Wirkungsgradpunkte vorzugeben.

Es erfolgt bisher keine Berechnung von Abgasaustrittstemperatur und des Verbrauches an elektrischer Energie. Das Modell wurde mit den gleichen Messungen wie in [Le08] verglichen, hier zeigte sich, dass das Modell den Brennstoffverbrauch um 10% überschätzt. Weitere Informationen zu dem Modell sind nicht verfügbar, der TRNSYS Type wird nicht von der TU Dresden weitergegeben.

4.4.9 Bewertung der TRNSYS-Types

In nachfolgender Tabelle sind zusammenfassend alle Types mit ihren wesentlichen Merkmalen aufgelistet. In der Tabelle werden die Types 6 und 659 sowie Type 147 nicht berücksichtigt, da diese grundsätzlich nicht zur Abbildung eines Heizkessels programmiert wurden und für die verfolgten Ziele nicht anwendbar sind. Auch der Type der TU Dresden aus Abschnitt 4.4.8 ist nicht dargestellt, da weder eine ausführliche Dokumentation noch der Type selber verfügbar ist.

Bei der Aufstellung der Vor-/Nachteile wurden folgende Punkte bewertet:

- Brennstoff: Welche Brennstoffe können simuliert werden?
- Detaillierungsgrad des stationären Modellteils: Wie detailliert wird der Wärmeübertrager und die Brennkammer des Kessel abgebildet?
- Brennwert: Ist die Simulation eines Brennwertkessels möglich?
- Abgasfeuchte: Welche Abgasfeuchte wird innerhalb des Modells zur Berechnung der Kondensationsmenge angenommen bzw. wie wird diese berechnet? Die Kondensationsmenge wird aus Abgasmassenstrom, Wasserdampfgehalt, Abgasaustrittstemperatur und -feuchte berechnet, siehe Beschreibungen in den Abschnitten 5.4 und 6.4.2.
- Modulation: Können zweistufige oder modulierende Kessel simuliert werden?
- Kapazitätsknoten: Wie viele Kapazitätsknoten werden von dem Modell berücksichtigt?
- Totzeit: Ist eine Totzeit innerhalb des Modells enthalten, um eine Verzögerung beim Aufheizen des Wassers zu berücksichtigen?
- Startautomatik: Ist eine Zeitverzögerung zur Berücksichtigung der Startautomatik enthalten?
- Spülen: Wird ein Wärmeverlust aufgrund des Durchspülens des Kessels mit Zuluft vor dem Starten bzw. nach dem Stoppen berechnet?
- Startverhalten: Wird ein in der Kesselregelung programmiertes Startverhalten, d. h. das Einstellen einer festgelegten Leistung über einen bestimmten Zeitraum nach dem Zünden, berücksichtigt?
- Brennwert: Ist eine Änderung des Brennwertes während der Simulation und damit eine Berücksichtigung einer sich ändernden Brennstoffzusammensetzung möglich?
- Parametrierung: Wie erfolgt die Festlegung der Parameter (siehe Varianten in Abschnitt 4.3)?
- Validierung: Wurde der Type anhand von Messungen validiert?
- Verfügbarkeit: Ist der Type als drop-in dll für TRNSYS erhältlich? Gibt es eine Dokumentation? Ist der Quellcode verfügbar?

Type	700/751	211	210	370	869
Brennstoff	nd	nd	H	G, H	O, G, H
Detailgrad stationärer Modellteil	--	-	++	+	+
Brennwertnutzung	N	N	N	J	J
Abgasfeuchte	-	-	-	100%	Vorgabe
Modulationsfähigkeit	2st, mod.	N	mod.	mod.	mod.
Anzahl der Kapazitätsknoten (wasserseitig)	0	0	1	1	1
Anzahl der Kapazitätsknoten (abgasseitig)	0	0	1	0	0
Totzeit in der Dynamik	N	N	N	N	N
Zeitverzögerung Startautomatik	N	N	N	N	N
Wärmeverluste durch Spülen	N	N	J	N	N
Startverhalten enthalten	N	N	tw	N	tw
Brennwert im Laufe der Simulation variierbar	N	N	N	N	N
Parametrierung	IV	V	II	V	II
Validierung	N	N	J	N	J
Verfügbarkeit	T, D, Q	Q	D, Q	T, D, Q	T, D
<p>J = Enthalten, tw = teilweise enthalten, N = Nicht enthalten, Brennstoffkürzel entsprechen O = Öl, G = Gas, H = Holzpellets, nd = nicht definiert; Detailgrad von wenig (--) bis sehr detailliert (++), Modulationsfähigkeit: 2st = zweistufig, mod = modulierend, Parametrierungsverfahren nach Abschnitt 4.3, Verfügbarkeit: T = Type, D = Dokumentation, Q = Quellcode</p>					

Tabelle 3: Übersicht der vorhandenen Types zur Simulation eines Heizkessels in TRNSYS

Die detailliertesten Modelle stellen sicherlich Type 210 und Type 869 dar. Vor allem Type 869 scheint grundsätzlich besonders ausgefeilt und durchdacht zu sein. Der stationäre Modellteil ist beispielsweise detailliert und allgemein auf unterschiedliche Kesselbauarten anwendbar. Neben Gas- und Ölkesseln sind auch Holzpelletskessel simulierbar. Zudem ist in dem Modell enthalten, dass die Abgasfeuchte ober- oder unterhalb von 100% liegen kann (Vorgabe als Parameter, der allerdings für alle Betriebspunkte gilt).

Die dynamische Abbildung berücksichtigt einen Kapazitätsknoten auf der Wasserseite. Zeitverzögerungen durch den Startablauf des Kessels und den Durchfluss des Kessels werden dagegen nicht berücksichtigt. Zudem besteht das Problem, dass je nach gewähltem Simulationsmodus im Type die vorzugebenden Parameter z. T. schwer ohne aufwendige Messungen an dem jeweiligen Kessel zu ermitteln sind.

Auch Type 210 ist äußerst detailliert in der Abbildung des Kessels, hier ist muss aber zur Parametrierung eine spezielle Vermessung des Kessels mit anschließender Parameteridentifikation vorgenommen werden.

4.5 Empfehlungen für das Kesselmodell

Folgende Empfehlungen können aus den vorhandenen Modellen abgeleitet werden:

- Das Problem der Parametrierung muss von Anfang an bei der Modellerstellung berücksichtigt und nicht erst nachrangig behandelt werden.
- Eine (gedachte) Aufteilung des Kessels in Komponenten erhöht nicht nur die Anschaulichkeit, sondern auch die Ableitbarkeit der entsprechenden Parameter aus Herstellerunterlagen.
- Eine detaillierte Abbildung von Brennkammer und Wärmeübertrager erfordert eine aufwendige Parametrierung und führt dazu, dass für jeden Kesseltyp ein eigenes Modell erstellt werden muss. Für ein Modell zur Abbildung unterschiedlicher Kesselarten ist daher eine genaue Abbildung nicht sinnvoll.
- Die Annahme einer adiabaten Verbrennung lässt die Berechnung der Eingangstemperatur in einen Gas-Wasser-Wärmeübertrager zu. Die Berechnung erfolgt über Verbrennungsgleichungen und den entsprechenden Enthalpien der Edukte und Produkte.

- Als Gas-Wasser-Wärmeübertrager ist die Vorgabe eines Gegenstromwärmeübertragers sinnvoll, für den die Berechnung der Austrittstemperaturen über die effectiveness-NTU Methode möglich ist. Der entsprechende Wärmeübertragungskennwert ist direkt vorgeben oder aus Herstellerangaben abzuleiten.
- Eine Unterteilung des Gas-Wasser-Wärmeübertragers in einen feuchten und trockenen Teil erhöht die Genauigkeit, allerdings nur wenn die entsprechenden Parameter vorgegeben werden können. Grundsätzlich sollte zunächst von einer solchen Unterteilung abgesehen werden.
- Der Wärmeverlust des Kessels an die Umgebung kann durch Annahme eines Wärmeübertragers bestimmt werden, dessen eine Seite eine konstante Temperatur (die Umgebungstemperatur) aufweist. Der entsprechende Wärmeverlustkoeffizient muss aus Standardmessungen abgeleitet werden, hierbei kommt vor allem der Betriebsbereitschaftsverlust in Frage.
- Das dynamische Verhalten sollte über ein System mit einem Kapazitätsknoten abgebildet werden (d. h. mit einer Zeitkonstante). Mehr als ein Knoten erhöht nur geringfügig die Genauigkeit, erfordert aber einen deutlich aufwendigere Parametrierung. Zusätzlich sollte auch eine Totzeit für die Laufzeitverzögerung berücksichtigt werden.

4.6 Fazit

Keines der vorhandenen Modelle erfüllt alle in diesem Projekt gestellten Anforderungen an ein Kesselmodell (siehe speziell die Übersicht der vorhandenen TRNSYS-Modelle in Tabelle 3**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**).

Während einige Modelle sehr einfach sind oder keine dynamische Simulation erlauben, ist die Parametrierung der detaillierten Modelle aufwendig und erfordern z. T. umfangreiche Messdaten von einem Kesselprüfstand. Weitere Nachteile die bei den meisten der vorhandenen Modelle auftreten sind:

- Ungenaue Berechnung der Kondensatmengen, häufig unter Annahme eines voll gesättigten Abgases unabhängig vom Kesseltyp.
- Vereinfachte dynamische Modellierung, meist wird nur ein kapazitiver Einfluss auf die Wassertemperatur mit einem proportionalen Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung (PT_1) berücksichtigt.
- Keine Abbildung der Startautomatik, d. h. es kommt weder zu Verzögerungen nach dem Betriebsstart noch wird berücksichtigt, dass Kessel zunächst in Vollast oder auf einen anderen festgelegten Modulationsgrad betrieben werden.
- Keine Berechnung der Wärmeverluste, die während der Spülphase des Kessels auftreten. Diese können einen negativen Einfluss bei häufig taktenden Kesseln haben.
- Annahme eines konstanten Brennstoffes, d. h. eine Änderung des Brennwertes während der Simulation ist nicht möglich

Diese Gründe machen die Entwicklung eines neuen Kesselmodells notwendig. Allerdings konnten aus den vorhandenen Modellen Empfehlungen für das neu zu erstellende Modell abgeleitet und auch einige Modellteile übernommen werden (siehe Abschnitt 4.5).

5 Modellbeschreibung

Dieser Abschnitt beschreibt das am ISFH entwickelte Kesselmodell. Wesentliche Entwicklungsvorgabe war es, ein Modell zu entwickeln, das keine komplexe Parametervorgabe erfordert, sondern auf Parameter zurückgreift, die sich möglichst nur mit Herstellerdatenblättern und aus anderen allgemein verfügbaren Daten ergeben. Zu letzteren zählen vor allem die energetischen Kennwerte die für Berechnungen nach Energieeinsparverordnung von den Herstellern angegeben werden müssen: Voll- und Teillastwirkungsgrad und Betriebsbereitschaftsverlust.

Die Vorgabe konnte nur zum Teil erfüllt werden, da sich wie nachfolgend beschrieben die Herstellerangaben z. T. als ungenau und insgesamt unzureichend für eine detaillierte Simulation herausgestellt haben. Allerdings ist der Parametrierungsprozess deutlich einfacher im Vergleich zu den vorhandenen Modellen und erfordert nur einzelne Messungen.

Zunächst wird beschrieben, welche Kessel mit diesem Modell abbildbar sind. Außerdem wird dargestellt, wo die hydraulischen und regelungstechnischen Grenzen des Modells verlaufen. Nach der eigentlichen Modellbeschreibung wird auf die Parameter sowie die Ein- und Ausgangsgrößen des Modells eingegangen.

Das beschriebene Modell wurde im Rahmen des Projekts als Komponente für die Simulationsumgebung TRNSYS programmiert. Auf Details der Programmierung wird hier nicht weiter eingegangen.

5.1 Abgrenzung des Modell bzgl. Bauart

Wie bereits in Abschnitt 3.1 dargestellt, werden mit dem Modell die zurzeit üblichen, aber nicht alle Kesseltypen abgebildet. Tabelle 4 gibt eine Übersicht der Eigenschaften, die in dem Modell enthalten bzw. nicht enthalten sind.

	Enthalten	Nicht enthalten
Brennstoff	Öl, Erdgas	Holzpellets, Kohle
Nennleistung	≤ 1000 kW	> 1000 kW
Kesseltyp	Standard, Niedertemperatur, Brennwert	-
Luftzufuhr	Gebälse	ohne Gebälse (Atmosphärenbrenner) ³
Zündung	Elektronische Zündeinrichtung	Pilotflamme
Brennermodulation	1-stufig, 2-stufig, modulierend	mehr als 2 Stufen
Wasserinhalt	Heizkessel	Speicherwassererwärmer

Tabelle 4: Übersicht der im Modell enthaltenen Eigenschaften von Heizkesseln

5.2 Abgrenzung des Modells bezüglich Hydraulik

In Kessel werden z. T. hydraulische Bauteile installiert, um vor dem Eintritt in den eigentlichen Kessel den Massenstrom und/oder die Eintrittstemperatur anzupassen oder die gewünschte Austrittstemperatur sicherzustellen. Hierzu zählen z. B. Bypass- oder Überströmventile oder auch eine im Kessel installierte Pumpe. Aufgrund der Vielzahl an möglichen hydraulischen Verschaltungen ist das Modell an dieser Stelle einfach gehalten und es wird auf die Integration hydraulischer Komponenten im Modell verzichtet. Die von außen vorgegebenen Eingangsgrößen (Inputs) Wassereintrittstemperatur $\vartheta_{W,in}$ und Massenstrom \dot{m}_W sind somit die Werte, die innerhalb des Modells verwendet werden, um die Austrittstemperatur $\vartheta_{W,e}$ zu berechnen.

³ Während die Berechnung der Wärmeübertragung sowie des Kondensations- und des dynamischen Verhaltens auch für Atmosphärenbrenner mit dem Modell durchgeführt werden können, besteht ein wesentlicher Unterschied in der zugeführten Verbrennungsluftmenge, die sich je nach Betriebszustand von selbst einstellt. Unter Vorgabe eines passenden Luftüberschusswertes ist die Simulation von Kesseln mit atmosphärischen Brennern möglich

Sollen hydraulische Komponenten des Kessels in die Simulation integriert werden, die beispielsweise der Sicherstellung eines Mindestmassenstroms oder einer minimalen Eintrittstemperatur dienen, sind die entsprechenden Komponenten außerhalb des Kesselmodells zu simulieren.

Auch für Luft-Abgas-Systeme (LAS), in denen das austretende Abgas über einen Wärmeübertrager die Zuluft erwärmt, wird das Verfahren angewandt. Der Kessel erhält als Input die Zuluft mit der Temperatur ϑ_L und dem Massenstrom \dot{m}_L , die ggf. über ein extern abzubildendes LAS mit dem vom Kessel austretenden Abgas (mit der Abgastemperatur ϑ_A bei einem Abgasmassenstrom von \dot{m}_A), erwärmt wird.

In Abbildung 11 wird beispielhaft gezeigt, wie ein LAS, eine Kesselpumpe und ein Thermostatventil in eine Simulation mit dem Kesselmodell eingebunden werden kann.

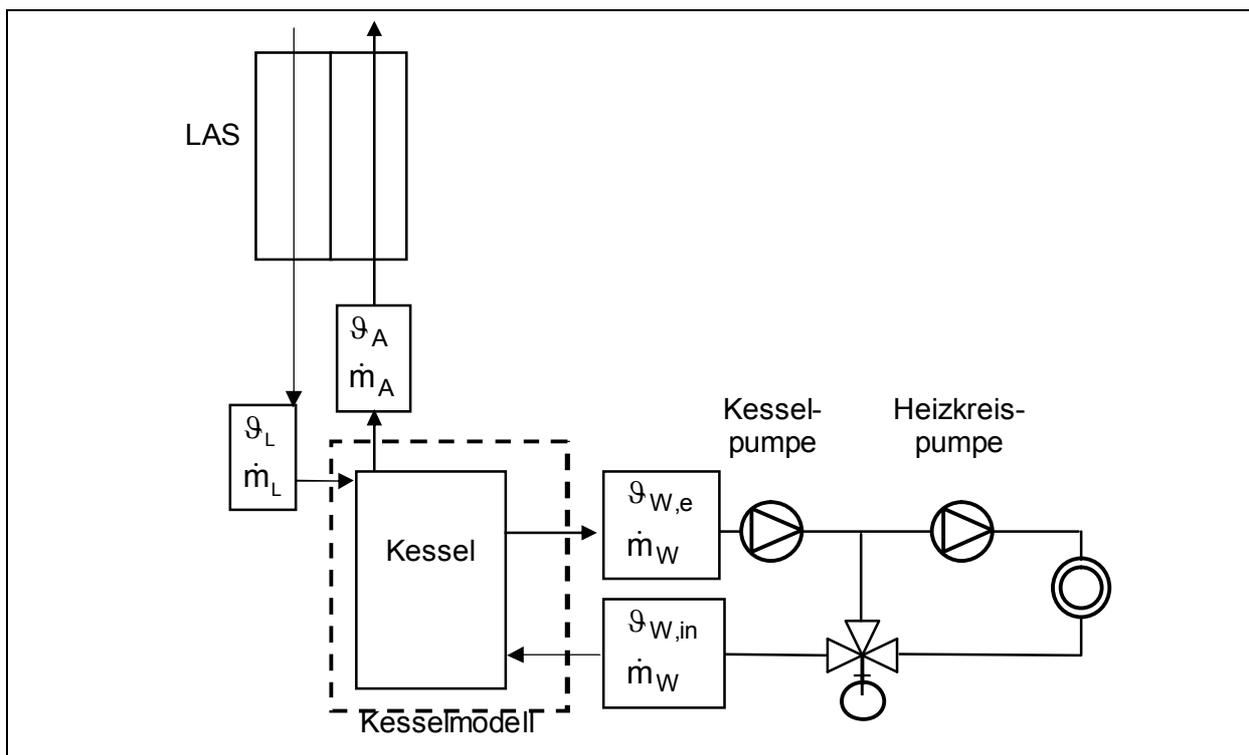


Abbildung 11: Aufbau der Kesselmodells mit LAS, Kesselpumpe und Thermostatventil

5.3 Abgrenzung des Modells bezüglich Regelung

Die Regelung in einem Heizkessel umfasst die Steuerung des Kessels (an/aus) und die Regelung anhand des Modulationsgrades auf die zuvor festgelegte Soll-Austrittstemperatur. Dieser Teil ist in das Modell integriert. Hierbei wird mithilfe eines Zweipunktlöserverfahrens entschieden, ob der Kessel ein- oder ausschaltet. Eingangsgrößen in das Kesselmodell sind somit das Bedarfssignal S_{Bedarf} , die Soll-Austrittstemperatur $\vartheta_{W,\text{Soll}}$ sowie die Regeltemperaturdifferenzen (Hysteresen) $\Delta\vartheta_{\text{aus}}$ und $\Delta\vartheta_{\text{ein}}$, die extern festgelegt werden müssen.

Hierzu wird z. B. eine Heizkurve verwendet, die den Zusammenhang zwischen Außenluft- und Vorlauftemperatur beschreibt. Dieser Teil wird nicht durch das Kesselmodell abgebildet. Hierdurch bleibt das Kesselmodell grundsätzlich unabhängig von der Regelungsart und offen für neue Regelungsvarianten, die beispielsweise die Regeltemperaturdifferenzen in Abhängigkeit der Außentemperatur oder der Wärmelast bestimmen. In Abbildung 12 ist die Einbindung eines externen Heizkurven-Reglers dargestellt.

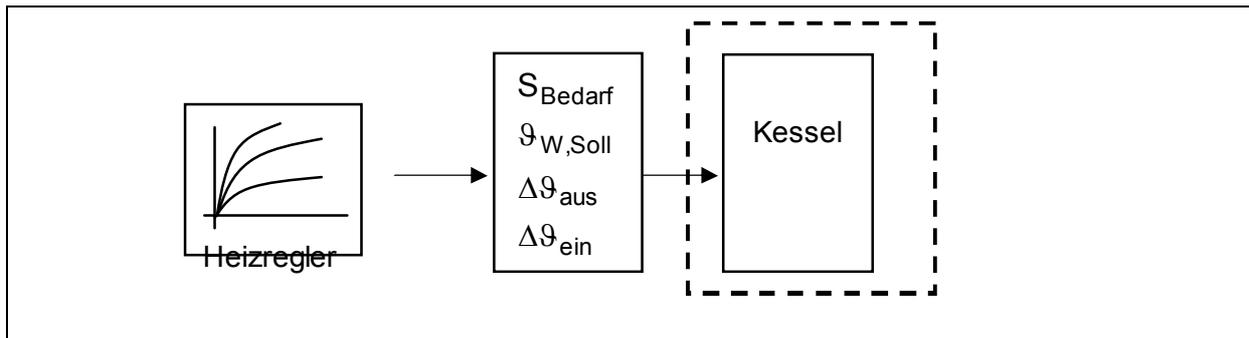


Abbildung 12: Aufbau der Kesselmodells mit externen Heizregler

Darüber hinaus kann auch der interne Regelteil komplett ausgeschaltet werden, so dass das Betriebssignal inklusive Modulationsgrad von außen vorgegeben wird.

5.4 Berechnungsablauf

Das hier beschriebene Modell stellt eine Komponente innerhalb des Simulationsprogramms TRNSYS dar. Mit dem Modell werden unter Vorgabe der Umgebungs- und Betriebsbedingungen für einen durch Parameter charakterisierten Heizkessel die Austrittstemperaturen sowie die Massen- und Energiemengen für einen Simulationszeitschritt berechnet. Hierbei wird nicht nur eine rein stationäre, sondern auch eine durch kapazitive und strömungstechnische Effekte geprägte dynamische Berechnung unter zusätzlicher Berücksichtigung der Startautomatik des Brenners vorgenommen.

Die Dynamik eines Heizkessels kann je nach Betriebsbedingungen und Kesseltyp äußerst hoch sein. Ein TRNSYS-Simulationszeitschritt liegt typischerweise bei ein bis mehreren Minuten und kann daher ein schnelles Takten nur bedingt wiedergeben. Ein kleinerer Zeitschritt innerhalb der Simulation ist häufig wegen der stark ansteigenden Rechenzeit nicht sinnvoll. Um das dynamische Verhalten des Kessels besser wiedergeben zu können ohne die Simulationszeit drastisch zu erhöhen, wird innerhalb des Modells ein interner Zeitschritt gewählt.

Für jeden dieser internen Zeitschritte wird der Zustand des Kessels berechnet. Nach Durchlauf aller internen Zeitschritte in einem Simulationszeitschritt werden die berechneten Größen als Durchschnittswert oder als Summe ausgegeben. Den zeitlichen Ablauf zeigt zusammenfassend Abbildung 13, in der als Beispiel ein TRNSYS Zeitschritt von $t_{\text{Step}} = 60 \text{ s}$ und ein interner Zeitschritt von $t_{\text{Step,int}} = 30 \text{ s}$ gewählt wurde, so dass sich je Simulationszeitschritt zwei interne Zeitschritte (Anzahl interner Zeitschritt $N_{\text{Step,int}} = 2$) ergeben.

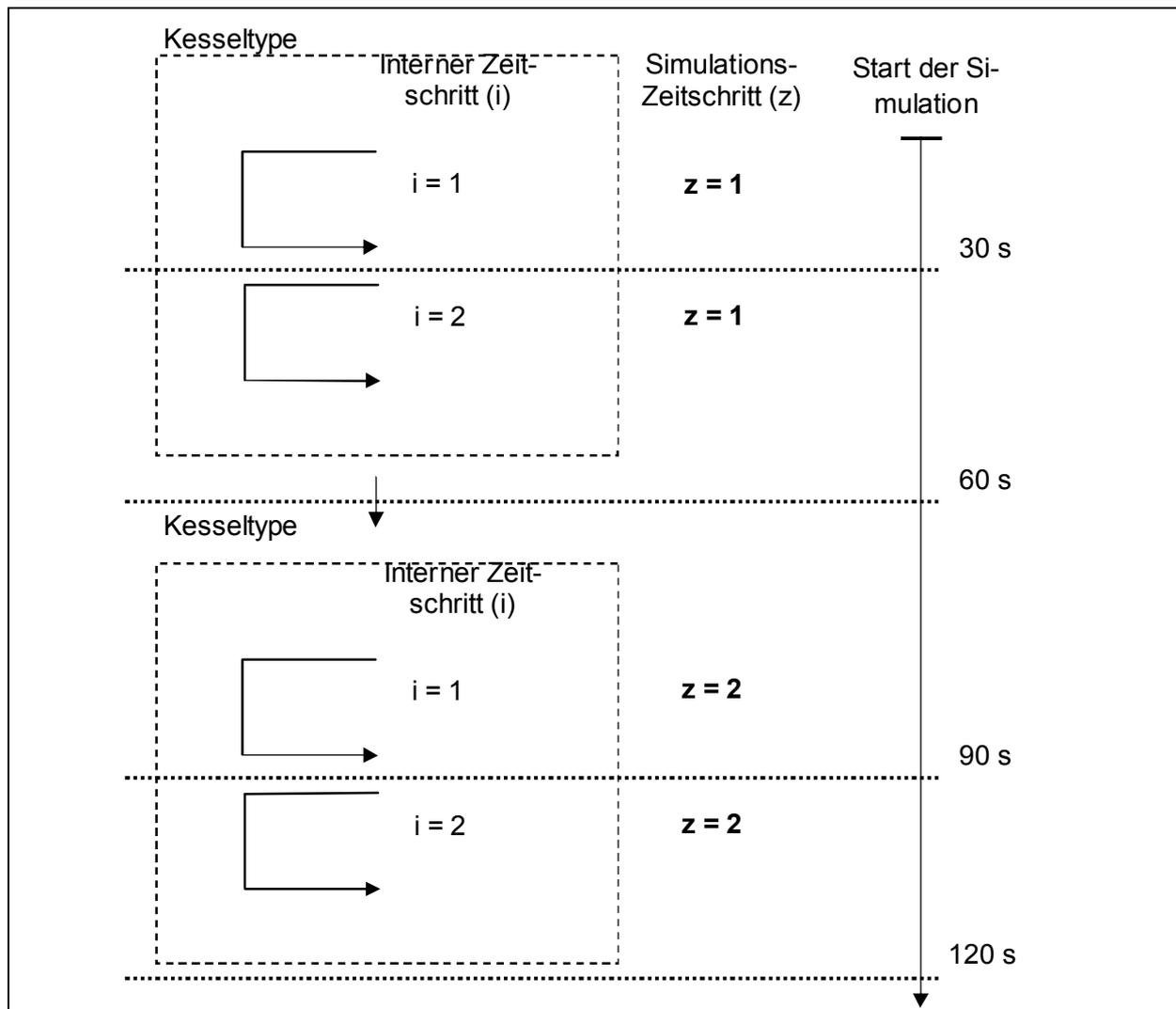


Abbildung 13: Berechnungsablauf des Kessel-Types bei zwei Simulationszeitschritten und zwei internen Zeitschritten je Simulationszeitschritt

In jedem internen Zeitschritt wird der Betriebszustand des Kessels neu berechnet. Zuerst wird die Kesselregelung abgebildet, in der entschieden wird, ob der Kessel ein- oder ausschaltet. Dies geschieht unter Berücksichtigung des Funktionsablaufes im Kessel (etwaige Spülphase nach jedem Start oder Stopp), einer optionalen Mindestein- und -ausschaltzeit und einer für die Sicherheit des Kessels vorgegebenden Maximaltemperatur. Die Kesselregelung bestimmt auch, mit welchem Modulationsgrad der Kessel betrieben und damit welcher Brennstoffmassenstrom dem Kessel zugeführt wird. In jedem internen Zeitschritt kann der Kessel dabei nur einen Betriebszustand annehmen (an, aus oder Spülphase).

Auf Grundlage des in der Kesselregelung festgelegten Brennstoffmassenstroms werden mit den zusätzlichen Eingangsgrößen zunächst die Ausgangswerte unter stationären Betriebsbedingungen berechnet. Diese treten auf, wenn der Kessel für längere Zeit ein- oder ausgeschaltet bleibt und stellen daher auch die Grenzwerte für die dynamische Modellierung dar.

Im stationären Modellteil wird der Kessel in eine Brennkammer und einen Wärmeüberträger eingeteilt, wobei beide als wärmeverlustrfrei angenommen werden. Die Aufteilung zeigt Abbildung 14.

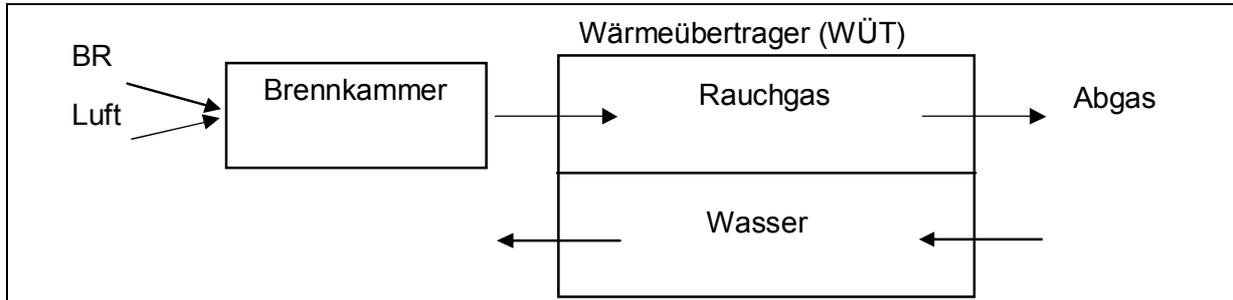


Abbildung 14: Aufteilung des Modells in zwei Berechnungsteile

Ausgehend von Brennstoffmassenstrom, Luftüberschuss (festzulegende Eingangsgröße) und den Zustandsbedingungen von Brennstoff (BR) und Luft wird innerhalb der Brennkammer die theoretische Verbrennungstemperatur bestimmt. Die Berechnung erfolgt mithilfe von Reaktionsgleichungen, die die Verbrennung des jeweiligen Brennstoffes beschreiben. Dabei wird Erdgas als ein Gemisch aus Methan und Stickstoff mit den Massenanteilen n_{CH_4} und n_{N_2} angenommen:

$$m_G = m_G \cdot n_{\text{CH}_4} + m_G \cdot n_{\text{N}_2}; n_{\text{CH}_4} + n_{\text{N}_2} = 1 \quad (13)$$

Für Heizöl wird ein Gemisch aus Kohlenstoff mit dem Massenanteil n_C und Wasserstoff mit dem Anteil n_H angenommen.

$$m_{\text{Öl}} = m_{\text{Öl}} \cdot n_C + m_{\text{Öl}} \cdot n_H; n_C + n_H = 1 \quad (14)$$

Mit den Anteilen an Kohlen- und Wasserstoff lassen sich mithilfe der Verbrennungsenthalpien der Stoffe und unter Berücksichtigung der Kondensationsenthalpie r_{Kond} der Brennwert H_S des jeweiligen Brennstoffes berechnen.

$$H_S = 9.67 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \cdot n_C + 26.08 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \cdot n_H + r_{\text{Kond}} \cdot 9 \cdot n_H \quad (15)$$

Bei Erdgas wird hierzu der Kohlen- und Wasserstoffanteil aus dem Methananteil mithilfe der Molmassen bestimmt:

$$n_C = \frac{12}{16} \cdot n_{\text{CH}_4}; n_H = \frac{4}{16} \cdot n_{\text{CH}_4} \quad (16)$$

Für den in der Simulation verwendeten Brennstoff ist die Zusammensetzung unbekannt. Dem Modell wird stattdessen der Brennwert als Eingangsgröße vorgegeben. Dieser kann konstant auf einen Standardwert gesetzt oder auch im Laufe der Simulation verändert werden. Die Brennwertvorgabe ermöglicht somit umgekehrt die Berechnung der Brennstoffzusammensetzung mit Gleichung (15). Bei Erdgas als Brennstoff wird der Stickstoff nicht in der Reaktionsgleichung berücksichtigt, da er als Inertgas nicht an der Reaktion teilnimmt.

Zur eindeutigen Bestimmung der Massenanteile ist zusätzlich zu Gleichung (15) das jeweilige Verhältnis vom Kohlen- zum Wasserstoffanteil zu berücksichtigen.

$$BR = \text{Öl} : n_C = 1 - n_H; BR = \text{Gas} : n_C = 3 \cdot n_H \quad (17)$$

Für Erdgas lassen sich aus den Anteilen von Kohlenstoff und Wasserstoff mithilfe der Molmassen der Anteil von Methan und daraus der Anteil an Stickstoff bestimmen.

Aus der Brennstoffmenge und dem vorzugebenden Luftüberschuss bestimmt das Modell die Verbrennungsluftmenge und den sich ergebenden Abgasmassenstrom. Mithilfe der Eintrittstemperaturen von Zuluft und Brennstoff wird der eintretende Enthalpiestrom (inkl. Brennstoff-Brennwert und Kondensationsenthalpie des Wasserdampfes in der Zuluft) berechnet. Im Modell wird angenommen, dass der gesamte zugeführte Brennstoff verbrannt wird, wobei der Enthalpiestrom nach der Verbrennung dem Wert vor der Verbrennung entspricht. Unter dieser Vorgabe lässt sich die so entstehende Rauchgastemperatur als theoretische Verbrennungstemperatur berechnen.

Die theoretische Verbrennungstemperatur entspricht der Rauchgas-Eintrittstemperatur in einen im Modell für Kessel angenommenen Gegenstromwärmeübertrager. Die übertragene Wärme wird bei beidseitig durchströmten Wärmeübertrager nach der NTU-Wirkungsgradmethode (NTU = Number of Transfer Units, siehe beispielsweise [Ka84]) berechnet. Bei ausgeschaltetem Brenner und/oder ohne Wassermassenstrom wird die an das Heizungswasser übertragene Wärme in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz beider Medien berechnet. Hierbei bleibt zunächst eine Kondensation des Wasserdampfes im Abgas unberücksichtigt.

Aus dieser Berechnung ergibt sich die Abgasaustrittstemperatur aus dem Wärmeübertrager. Der Wärmeübertragungskoeffizient wird für den jeweiligen Heizkessel aus der Wirkungsgradprüfung bei Nennleistung abgeleitet. Für die Bestimmung wird die beschriebene Berechnung umgekehrt ausgeführt, d. h. mit den aus der Wirkungsgradprüfung direkt oder indirekt bekannten Ein- und Austrittstemperaturen des Wärmeübertragers wird das Wärmeübertragungsvermögen ermittelt.

Handelt es sich um einen Brennwertkessel, wird bei entsprechenden Abgastemperaturen zusätzlich zu der sensiblen auch latente Wärme an das Heizungswasser übertragen. Die Kondensationsmenge richtet sich nach der berechneten Abgasaustrittstemperatur. Die entsprechende Kondensationsenthalpie wird der übertragenen Wärme hinzugerechnet, d. h. im Falle von Kondensation ändert sich die Wasseraustrittstemperatur und erhöht sich im Vergleich zum ersten Berechnungsschritt, der NTU-Wirkungsgradmethode.

Neben der Abgasaustrittstemperatur muss zur Bestimmung der Kondensationsmenge auch die Feuchtigkeit im Abgas φ_A vorgegeben werden. Diese wird berechnet aus dem Wert bei Referenzbedingungen φ_0 (Vollast bei 35°C Wassereintrittstemperatur) und den Abhängigkeiten $\Delta\varphi_\vartheta$ und $\Delta\varphi_Q$ von der Wassereintrittstemperatur und dem Modulationsgrad G des Kessels (und damit des Abgasmassenstroms).

$$\varphi_A = \varphi_0 + \Delta\varphi_Q \cdot (1 - G) + \Delta\varphi_\vartheta \cdot (\vartheta_{W,in} - 35) \quad (18)$$

Die Parameter φ_0 , $\Delta\varphi_\vartheta$ und $\Delta\varphi_Q$ sind kesselspezifisch und müssen aus drei unabhängigen Messungen der Abgasfeuchte unter stationären Betriebsbedingungen abgeleitet werden. Ein einfaches Bestimmungsverfahren ist in Abschnitt 5.5.4 beschrieben.

Ausgehend von der berechneten Wärmeübertrager-Wasseraustrittstemperatur werden die Wärmeverluste an die Umgebung bestimmt. Hierbei wird ein Wärmeaustausch zur Umgebung mit einem kesselspezifischen Wärmeverlustkoeffizient angenommen.

Zur Charakterisierung des jeweiligen Kessels sind zur Berechnung der Austrittstemperaturen somit der Wärmeübertragungskoeffizient und der Wärmeverlustkoeffizient (UA_V) vorzugeben. Beide Koeffizienten werden innerhalb des Modells als konstant angenommen und werden aus dem vorzugebenden Kesselwirkungsgrad $\eta_{K,100}$ und feuerungstechnischen Wirkungsgrad $\eta_{f,100}$ bei Nennleistung bestimmt (siehe auch Hinweise zu den Parametern in Abschnitt 5.5).

Mithilfe der Nennwärmeleistung \dot{Q}_{100} lassen sich damit die Wärmeverluste im Abgas und an die Umgebung bestimmen. Aus dem Wärmeverlust an die Umgebung ergibt sich der Wärmeverlustkoeffizient unter Vorgabe der Temperaturdifferenz zwischen Kessel und Umgebung $\vartheta_{a,100}$ (als treibende Größe wird in dem Modell die Kesselaustrittstemperatur $\vartheta_{W,e,100}$ verwendet):

$$UA_V = \frac{(\eta_{f,100} - \eta_{K,100}) \cdot \dot{Q}_{100}}{\eta_{K,100} \cdot (\vartheta_{W,e,100} - \vartheta_{a,100})} \quad (19)$$

Der Wärmeübertragungskoeffizient wird wie oben beschrieben aus der übertragenen Wärmemenge und den damit errechneten Bedingungen im Wärmeübertrager bestimmt. Da die Wirkungsgradprüfung bei einer Wassereintrittstemperatur von 60°C stattfindet, entfällt dabei die Berechnung der Kondensationsmenge.

Während die Wirkungsgradmessung in der Regel vom Hersteller (z. B. für Berechnungen nach Energieeinsparverordnung) entsprechend der Norm EN 303-3 bzw. EN 304 gemessen werden muss, wird der feuerungstechnische Wirkungsgrad nicht von allen Herstellern angegeben. Daher ist als Parametrierungsvariante auch die Vorgabe des Betriebsbereitschaftsverlustes q_B möglich, der von jedem Hersteller angegeben werden muss.

Die Berechnung des Wärmeverlustkoeffizienten ist dann unter Angabe der Temperaturdifferenz zwischen Kessel und Umgebung in der Betriebsbereitschafts- ($\Delta\vartheta_B$) und in der Wirkungsgradprüfung ($\Delta\vartheta_{100}$) möglich.

$$(UA)_V = \frac{q_B \cdot \dot{Q}_{100}}{(\Delta\vartheta_B - \Delta\vartheta_{100} \cdot q_B)} \quad (20)$$

Mithilfe von Gleichung (19) ist mit dem berechneten Wärmeverlustkoeffizienten die Bestimmung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades und damit des Wärmeübertragungskoeffizienten möglich.

Der Kessel befindet sich in einem stationären Zustand, wenn sich die Masse des Kessels dem Betriebszustand entsprechend aufgewärmt oder abgekühlt hat. Stationäre Zustände treten erst nach entsprechend langer Zeit nach dem Ein- oder Ausschalten auf. Im realen Betrieb finden aber nicht nur stationäre Betriebsphasen statt, da der Kessel häufig ein- und ausschaltet oder sich die Eingangsbedingungen ändern (z. B. Änderung des Heizungswassermassenstroms).

In einer dynamischen Berechnung muss zur Bestimmung der jeweiligen Abgasaustritts- und Kesselwassertemperatur im Zeitschritt die sich aufheizende und abkühlende Kapazität der Kesselmasse berücksichtigt werden. Dies geschieht in dem Modell unter Annahme eines PT₁-Verhaltens, d. h. die Temperaturen steigen oder fallen nach dem Ein- oder Ausschalten exponentiell auf den stationären Wert, der wie oben beschrieben berechnet wird:

$$\vartheta = (\vartheta_{t=0} - \vartheta_{\text{stat}}) \cdot \exp\left(-\frac{t_{\text{Step}}}{T_1}\right) + \vartheta_{\text{stat}} \quad (21)$$

Beim Einschalten des Kessels treten neben den kapazitiven Effekten weitere Verzögerungen auf. Nach dem Signal zum Einschalten läuft zunächst die Startautomatik des Brenners ab. Diese wird im Modell vereinfacht durch eine Vorspülphase wiedergegeben, in der der Rauchgasteil des Kessels mit Luft durchspült wird. Weitere Elemente der Startautomatik wie Ölvorwärmung, Zündung oder Regelungszeitkonstanten werden nicht abgebildet, da diese von Kessel zu Kessel stark variieren und nur schwer zu ermitteln sind. Zudem ist von diesen Funktionen ein deutlich geringerer energetischer Effekt als durch das Vorspülen zu erwarten.

Die Wärmeübertrager-Wasseraustrittstemperatur unter Berücksichtigung dynamischer Effekte nach Gleichung (21) entspricht im Modell der internen Kesseltemperatur $\vartheta_{W,\text{int}}$. Für die Kesselaustrittstemperatur wird zusätzlich eine Totzeit berücksichtigt, die die Verzögerung innerhalb des Kessels darstellt, die zum großen Teil durch die Dauer der Durchströmung durch den Kessel hervorgerufen wird. Diese Totzeit T_T wird in dem Modell durch ein den Kessel nachgeschaltetes Rohr abgebildet. Der Ablauf des dynamischen Teils des Modells ist zusammenfassend in Abbildung 15 dargestellt.

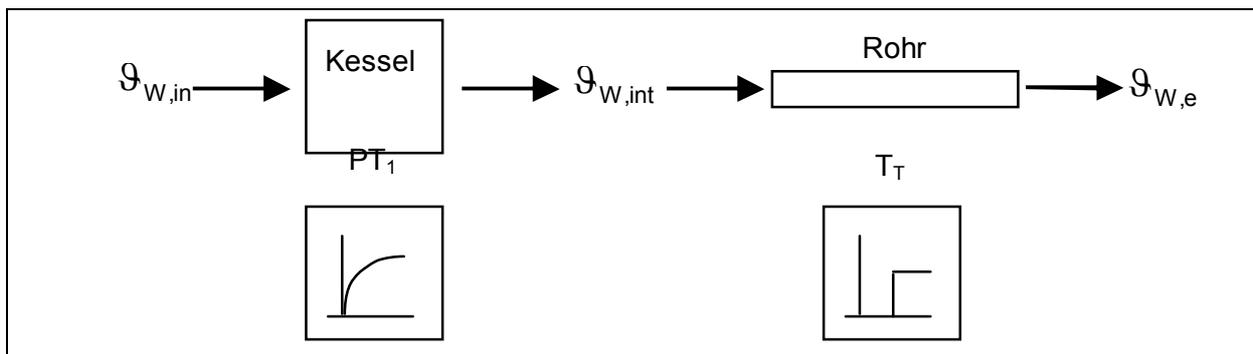


Abbildung 15: Schema der dynamischen Berechnung der Temperaturen im Kesselmodell (ohne Startautomatik)

Zur Charakterisierung des Temperaturverlaufs in dem jeweiligen Heizkessel müssen die jeweils gültigen Zeitkonstanten ermittelt werden – abgasseitig die Verzögerungszeit, sowie wasserseitig sowohl die Verzögerungszeit als auch die Totzeit. Die abgasseitige Verzögerungszeitkonstante entspricht:

$$T_{G1} = \frac{A_{C,G} \cdot c_{p,K} \cdot m_K}{\dot{m}_A \cdot c_{p,A} + \dot{m}_{\text{Kond}} \cdot c_{p,\text{Kond}}} \quad (22)$$

Für die Zeitkonstante wird die Kapazität der Kesselmasse (berechnet mittels des Leergewichts m_K und der Kapazität des Kesselmaterials c_K) ins Verhältnis zum abgasseitigen Kapazitätsstrom (charakterisiert durch den Abgasmassenstrom und den Kondensatmassenstrom \dot{m}_{Kond} sowie den spezifischen Kapazitäten für Abgas $c_{p,A}$ und Kondensat $c_{p,\text{Kond}}$) gesetzt. Die Kapazität der Kesselmasse wird dabei über den Faktor $A_{C,G}$ nur zum Teil berücksichtigt, da nur ein Teil der Kesselmasse (hauptsächlich die Masse des Wärmeübertragers) die Abgastemperatur beeinflusst.

Die wasserseitige Verzögerungszeit entspricht:

$$T_{W1} = \frac{A_{C,W} \cdot (c_{p,K} \cdot m_K + c_{p,W} \cdot V_W \cdot \rho_W)}{\dot{m}_W \cdot c_{p,W} + (UA)_V} \quad (23)$$

Für die Zeitkonstante wird die Kapazität der Kesselmasse samt Wasserinhalt V_W (multipliziert mit Dichte ρ_W und spezifischer Wärmekapazität $c_{p,W}$) ins Verhältnis zum wasserseitigen Kapazitätsstrom (charakterisiert durch Wassermassenstrom \dot{m}_W und Wärmekapazität) sowie den Wärmeverlustkoeffizienten. Wie bei der gasseitigen Zeitkonstante wird auch hier nur ein Anteil der Kesselmasse und des Wasserinhalts mit dem Faktor $A_{C,W}$ berücksichtigt.

Die beiden Zeitkonstanten geben den dynamischen Temperaturverlauf von Wasser und Abgas wieder. Zu den Temperaturverläufen müssen nicht die gesamte Masse und der Wasserinhalt des Kessels beitragen. Aus diesem Grund kann die Summe der beiden Anteile $A_{C,G}$ und $A_{C,W}$ kleiner als 1 sein. Bei entsprechender Bauart sind auch Summen größer 1 möglich, wenn der Temperaturverlauf nicht nur durch kapazitive Effekte beeinflusst wird.

Außerdem ist bei speziellen Bauarten des Wärmeübertragers auch ein zeitliches Verhalten möglich, dass nicht rein durch die Kapazitäten von Kesselmasse und Wasserinhalt beeinflusst wird. Beispielsweise sind Niedertemperaturkessel häufig mit einem Wärmeübertrager ausgestattet, der im kalten Zustand einen Luftspalt zur Brennraumwand aufweist. Nach Zünden des Brenners wird so ein schneller Anstieg der Abgastemperatur über die Kondensationstemperatur erreicht. Erst im warmen Zustand schließt sich der Luftspalt durch die thermische Ausdehnung des inneren Übertragerrohres und die Wärmeübertragung läuft mit höherem Wärmeübertragungskoeffizienten ab. Dies bedeutet einen entsprechend langsamen Anstieg der Wassertemperatur, der sich nicht allein aus der Kapazität des Kessels ergibt. In solchen Fällen ist auch ein Anteil oberhalb von 1 möglich.

Die wasserseitige Totzeit entspricht dem Zeitraum nach Starten des Brenners bis eine Änderung der Austrittstemperatur festzustellen ist. Die Totzeit wird berechnet mit:

$$T_T = \frac{V_W \cdot \rho_W \cdot A_{Tot}}{\dot{m}_W} \quad (24)$$

Die Totzeit entspricht dem Verhältnis aus Wassermasse im Kessel (berechnet aus Wasserinhalt V_W und der Dichte ρ_W) zum Wassermassenstrom. Die Wassermasse wird jedoch nur mit dem Anteil A_{Tot} berücksichtigt, da die Erwärmung nicht punktuell am Eintritt des Kessels (siehe Abbildung 16, oben) sondern im gesamten Bereich (Abbildung 16, unten) erfolgt. Daraus ergibt sich real eine weitaus geringe Totzeit als bei Verwendung des gesamten Wasserinhalts.

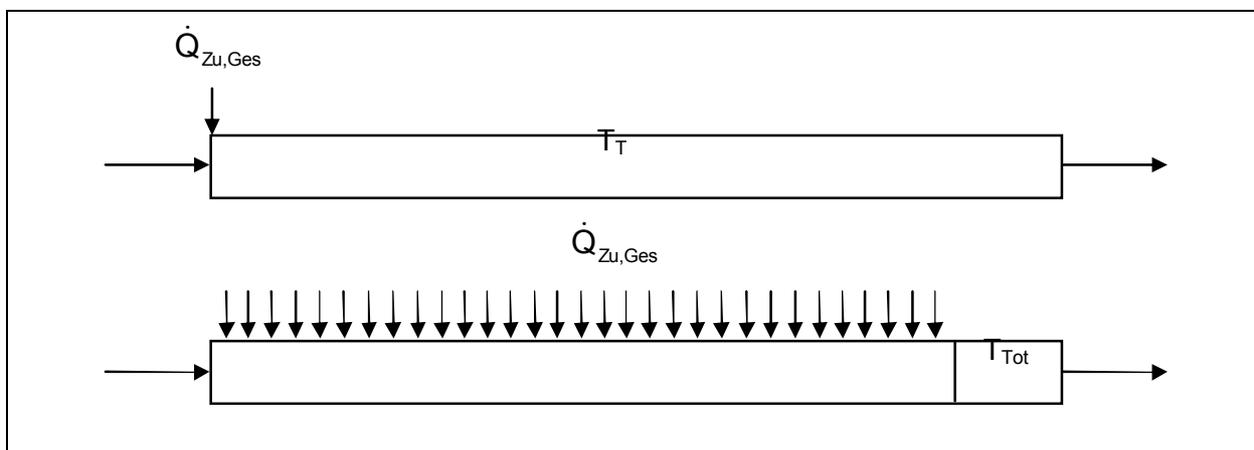


Abbildung 16: Ansätze zur Beschreibung der Totzeit, unter Berücksichtigung des gesamten Wasserinhalts (oben) bzw. anteilig (unten)

Die Faktoren $A_{C,G}$ und $A_{C,W}$ und der Anteil A_{Tot} sind kesselspezifisch und müssen dem Modell vorgegeben werden. Hierzu ist in der Regel eine einmalige einfache Messung des Aufheizens des Kessels nach dem Starten notwendig (detailliertere Beschreibung des Verfahrens in Abschnitt 5.5.8).

Aus dem dynamischen Berechnungsverfahren resultieren zwei Kesseltemperaturen, die beide durch die interne Totzeit verschoben sind. Beispielhaft zeigt Abbildung 17 einen typischen Verlauf der beiden Temperaturen im Taktbetrieb.

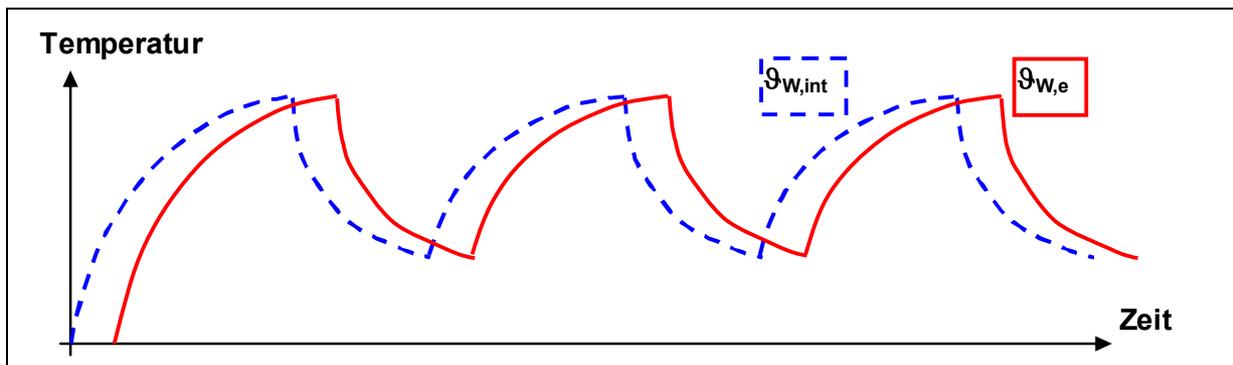


Abbildung 17: Verlauf der Kesseltemperatur im Taktbetrieb (Beispiel ohne Startautomatik)

Je nach Betriebszustand werden für jeden internen Zeitschritt die Kesseltemperaturen und die Wärmemengen und Massen (aus den Massenströmen innerhalb des internen Zeitschritts) bestimmt, wobei der Betriebszustand in jedem internen Zeitschritt wechseln kann. Innerhalb eines externen Simulationszeitschrittes kann es somit zum mehrmaligen Ein- und Ausschalten des Kessels kommen. Nach Durchlauf aller internen Zeitschritte werden die Ausgangsgrößen als Mittelwert (Kesseltemperatur) oder als Summe (Taktanzahl, Einschaltzeit, Wärmemengen, Massen) über den externen Simulationszeitschritt ausgegeben. Die Ausgabe der Temperaturen (interne Wasser-, Wasseraustritts- und Abgasaustrittstemperatur) an TRNSYS erfolgt somit als Durchschnittswert über den Simulationszeitschritt, um den Verlauf in allen internen Zeitschritten zu berücksichtigen und ein Bilanzierungsverfahren mit den Ausgabegrößen zu ermöglichen. Intern werden von dem Modell die Werte aus dem letzten Durchlauf der inneren Schleife für die Berechnungen im nächsten Zeitschritt gespeichert.

5.5 Parameter

In der folgenden Tabelle sind alle Parameter, mit denen der vom Modell zu simulierende Kessel charakterisiert wird, mit dem möglichen Wertebereich aufgelistet. In den folgenden Unterabschnitten werden die einzelnen Parameter und dessen Ermittlungsmethode genauer beschrieben.

Nr.	Name	Einheit	Bereich
1	Brennstoff (1 = Erdgas H/L, 2 = Öl)	-	1,2,3
2	Nennleistung	kW	0 – ∞
3	Brennerstufe (1 = einstufig, 2 = zweistufig, 3 = modulierend)	-	1,2,3
4	Grundstufenleistung (wenn N _{Stufe} = 2)	kW	0 – ∞
5	Mindestmodulationsleistung (wenn N _{Stufe} = 3)	kW	0 – ∞
6	Brennwertnutzung (1 = ja, 0 = nein)	-	0,1
7	Kesselmasse	kg	0 – ∞
8	Spez. Wärmekapazität der Kesselmasse	Wh/kgK	0 – ∞
9	Wasserinhalt	m ³	0 – ∞
10	Wirkungsgrad bei 100% (heizwertbezogen)	%	0 – ∞
11	Zulufttemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
12	Zuluftfeuchte bei 100% Prüfung	%	-∞ – ∞
13	Luftüberschuss bei 100% Prüfung	-	0 – ∞
14	Brennstofftemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
15	Brennwert bei 100% Prüfung	kWh/kg	-∞ – ∞
16	Eintrittstemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
17	Austrittstemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
18	Umgebungstemperatur bei 100% Prüfung	°C	-∞ – ∞
19	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei 100% (heizwertbezogen)	%	0 – ∞
20	Betriebsbereitschaftsverlust	%	0 – 100
21	Abgasfeuchtigkeit bei Referenzbedingungen	%	0 – 100
22	Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit Kesselleistung	%	0 – 100
23	Abhängigkeit Abgasfeuchtigkeit Wassereintrittstemperatur	%/K	0 – 100
24	Elektrische Leistung bei 100%	W	0 – ∞
25	Elektrische Leistung bei 30%	W	0 – ∞
26	Elektrische Leistung bei 0%	W	0 – ∞
27	Minimale Kesseleintrittstemperatur	°C	0 – 100
28	Maximale Kesseltemperatur	°C	0 – 100
29	Minimale Solltemperatur	°C	0 – 100
30	Maximale Solltemperatur	°C	0 – 100
31	Mindesteinschaltzeit	s	0 – ∞
32	Mindestausschaltzeit	s	0 – ∞
33	Vorspülzeit (<0 = typischer Wert)	s	-∞ – ∞
34	Nachspülzeit (<0 = typischer Wert)	s	-∞ – ∞
35	Elektrische Leistung beim Vorspülen	W	0 – ∞
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)	-	1,2,3
38	Startleistung	kW	0 – ∞
39	Modulationsdauer (für Brennerstartmodus)	s	0-1000
40	Anteil wasserseitige Wärmekapazität	-	0 – 1
41	Faktor Wasserinhalt für Totzeitbestimmung	-	0 – 1
42	Anteil gasseitige Wärmekapazität	-	0 – 1
43	Wasserseitige Zeitkonstante bei 100%	s	0 – ∞
44	Wasserseitige Totzeit bei 100%	s	0 – ∞
45	Gasseitige Zeitkonstante bei 100%	s	0 – ∞
46	Regelungstemperatur (1 = Austrittstemperatur 2 = interne Kesseltemperatur)	-	1,2
47	Interner Zeitschritt	s	1 – 10
48	Temperatur des Kessel bei Simulationsbeginn	°C	0 – ∞
49	Anzeige Nachrichten (0 = Nein, 1 = Ja)	-	0,1

Tabelle 5: Parameter des Kesselmodells

5.5.1 Kesselkennwerte (Parameter 1 bis 9)

Die Kesselkennwerte beziehen sich auf den Brennertyp/Brennstoff (Par. 1), Nennleistung (Par. 2), Stufigkeit (Par. 3-5) und der Bauart des Kessels/Brennwertfähigkeit (Par. 6), Kesselmasse und Material (Par. 7/8), Wasserinhalt (Par.9). Die entsprechenden Werte sind den Produktdatenblättern der Hersteller zu entnehmen.

Zur Festlegung der Wärmekapazität ist das Material des Kessels ausschlaggebend. Das Material des Kessels ist aber nicht einheitlich (Wärmeübertrager, Dämmung, Rohre, Gehäuse). Die genaue Feststellung der Wärmekapazität ist jedoch nicht notwendig, da die in einer Startmessung zu ermittelnden Zeitkonstanten (siehe Abschnitt 5.5.8) die Anteile an der Kesselkapazität, die in der dynamischen Berechnung berücksichtigt werden, festlegen.

Dabei ist aber darauf zu achten, dass sowohl in den Berechnungen nach Abschnitt 5.5.8 als auch in den Parametern die gleichen Werte für Kesselmasse/-kapazität und Wasserinhalt verwendet werden.

5.5.2 Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (Parameter 10 bis 18)

Der Wirkungsgrad bei Nennleistung (Par. 10) wird zur Charakterisierung der Wärmeübertragungseigenschaft des Kessels benötigt. Der Wert ist Bestandteil der heiztechnischen Anforderungen aus den Normen für Heizkessel und wird z. B. in den energetischen Berechnungen nach Energieeinsparverordnung verwendet. Die Angabe erfolgt heizwertbezogen. In den Normen [EN 303-3] (Gasgebläsebrenner) und [EN 304] (Ölgebläsebrenner) sind die Prüfbedingungen festgelegt, allerdings liegen nicht für alle relevanten Eingangsgrößen (z. B. Temperatur und Feuchtigkeit der Zuluft) Angaben vor. Wird zur Parametrierung eine Herstellermessung verwendet, werden daher vom Modell für diese Größen typische Werte angenommen, dies vergrößert allerdings die Unsicherheit des Ergebnisses. Alternativ kann eine eigene Messung durchgeführt werden und dessen Messbedingungen entsprechend vorgegeben werden. Die Prüfbedingungen werden in Parameter 11-18 vorgegeben.

Beim Brennstoff Erdgas ist der Brenner für Erdgas H bzw. E (Brennwert ca. 11.5 kWh/m³) oder Erdgas L bzw. LL (Brennwert ca. 10 kWh/m³) ausgelegt. Beide Gasklassen werden in Deutschland verwendet, wobei in den Versorgungsnetzen häufig ein Gemisch mit unterschiedlichen Anteilen beider Gasarten zum Einsatz kommt. Brenner, auch wenn sie mit beiden Gasklassen betrieben werden können, sind werkseitig auf eine der beiden eingestellt, so dass die Wirkungsgradprüfungen mit dem Prüfgas dieser Kategorie durchgeführt werden.

5.5.3 Feuerungstechnischer Wirkungsgrad und Betriebsbereitschaftsverlust (Parameter 19 bis 20)

Der Kesselwirkungsgrad zeigt, welcher Anteil der mit dem Brennstoff zugeführten Energiemenge in Nutzenergie umgewandelt wird (beide Werte als Leistungen). Er allein gibt jedoch keine Aussage darüber, welcher Anteil der Wärmeverluste mit dem Abgas abgeführt und welcher durch den Wärmeaustausch mit der Umgebung hervorgerufen wird. Dies ist aber für die Berechnung von Wärmeübertragungs- und -verlustkoeffizient notwendig. Hierzu ist der feuerungstechnische Wirkungsgrad (Par. 19) erforderlich, der das Verhältnis aus übertragener Wärme zum Brennstoffinput darstellt – siehe Gleichung (19).

Wenn eine Messung durchgeführt wird, um den Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung zu ermitteln, kann von dieser Messung auch der feuerungstechnische Wirkungsgrad vorgegeben werden. Dies stellt auch in den meisten Fällen die genaueste Parametrierung dar. Hierzu ist allerdings eine genaue Messung der Abgastemperatur notwendig, die örtlich möglichst nah am Austritt des Wärmeübertragers erfolgen soll.

Alternativ kann ein vom Hersteller angegebener feuerungstechnischer Wirkungsgrad vorgegeben werden, allerdings nur, wenn dieser bei den Prüfbedingungen des Kesselwirkungsgrades durchgeführt gemessen wurde.

Ist die Vorgabe des feuerungstechnischen Wirkungsgrades nicht möglich, muss der Wert nach Gleichung (19) berechnet werden – unter Vorgabe des Wärmeverlustkoeffizienten, der mit dem Betriebsbereitschaftsverlust nach Gleichung (20) bestimmt wird. Der Betriebsbereitschaftsverlust gibt an, welche Energie der Kessel aufbringen muss, um ohne Nutzwärmeentzug das Heizungswasser im Kessel auf der Bereitschaftstemperatur zu halten. Der Bereitschaftsverlust entspricht somit der Menge an Energie, die zur Sicherstellung der Betriebsbereitschaft notwendig ist und ist daher ein Maß für die Wärmeverluste des Kessels an die Umgebung. Der Betriebsbereitschaftsverlust und dessen Messung werden in der [EN304] festgelegt.

5.5.4 Abgasfeuchtigkeit (Parameter 21 bis 23)

Zur Berechnung der Kondensationsmenge ist neben der Abgastemperatur auch die Abgasfeuchte notwendig. Diese wird in Abhängigkeit von der Wassereintrittstemperatur und der Leistung je nach Kesseltyp mithilfe von Gleichung (18) bestimmt.

Die hierfür notwendigen Parameter 21 – 23 sind über einfache Messungen der Abgasfeuchte in einigen Betriebspunkten mit wenig Zusatzaufwand zu bestimmen. In der Regel machen hier die Hersteller keine Angaben, so dass eigene Messungen notwendig sind. Hierzu reicht ein einfacher Feuchtigkeitssensor aus, der allerdings so nah wie möglich nach dem Abgasaustritt aus dem Wärmeübertrager angebracht werden muss und möglichst die mittlere Abgasfeuchte erfasst. Optimalerweise erfolgt die Messung an der gleichen Stelle wie die zur Bestimmung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades notwendigen Abgastemperatur (siehe Abschnitt 5.5.3).

Als Messpunkte sollten unter stationären Bedingungen die maximale und minimale Kesselleistung bei jeweils zwei Wassereintrittstemperaturen angefahren werden, bei denen es zu einer Kondensation kommt (Eintrittstemperatur unterhalb von 50°C). Weitere Messpunkte können die Genauigkeit der Bestimmungsgleichung erhöhen, sind aber nicht unbedingt notwendig. Die Ergebnisse erlauben über ein Regressionsverfahren die Bestimmung der drei Kondensationsparameter.

Falls keine eigenen Feuchtigkeitsmessungen mit dem zu simulierenden Heizkessel durchgeführt werden, können diese ggf. aus zusätzlichen Herstellerangaben bestimmt werden. Beispielsweise geben einige Hersteller die maximale Kondensationsmenge bei Nennwärmeleistung und die zugehörigen Abgasaus-, Wasserein- und -austrittstemperaturen an. Mithilfe der Verbrennungsrechnung lassen sich der Abgas- und der Wasserdampfmassenstrom bestimmen und damit die Abgasfeuchtigkeit berechnen, bei der die angegebene Kondensationsmenge auftritt. Ohne eigene Messung oder anderweitige Angabe sollte als Standardwert voll gesättigtes Abgas in allen Betriebspunkten (wenn Kondensation auftritt) angenommen werden:

$$\varphi_0 = 100; \Delta\varphi_Q = \Delta\varphi_g = 0 \quad (25)$$

5.5.5 Kennwerte der elektrischen Leistung (Parameter 24 bis 26)

Neben der im Brennstoff enthaltenen Energie nimmt ein Heizkessel auch elektrische Energie auf, um Gebläse, ggf. Ölpumpe, Zündung und Regelung zu versorgen. Im Modell werden auch diese Energien bestimmt, hierzu sind aber entsprechende Vorgaben notwendig, die die Aufnahme elektrischer Energie durch den Kessel charakterisieren.

Für Kessel werden häufig die elektrische Leistung für drei Lastfälle angegeben – bei 100%- und 30%-Last sowie im Standby-Betrieb (Par. 24 – 26). Die Werte bei 100% und 30% werden innerhalb der Wirkungsgradmessungen also unter stationären Bedingungen bestimmt (beim 30%-Wirkungsgrad ist aber je nach Brennerstufigkeit ein Takten des Heizkessels möglich), in denen die elektrische Hilfsenergie mit einer Unsicherheit von $\pm 2\%$ gemessen wird. Die elektrische Energie im Standby entspricht der Hilfsenergie in der Betriebsbereitschaft bei ausgeschaltetem Brenner (Regelung, Bedienungselemente).

Zur elektrischen Hilfsenergie zählen alle im Kessel eingebauten Bestandteile. Enthält der Kessel eine eigene Kesselpumpe, ist häufig auch die Leistungsaufnahme der Pumpe in den Werten enthalten und muss daher für die Parametrierung abgezogen werden.

Nicht für jeden Kessel liegen die Daten für die elektrische Leistung vor. Um dennoch eine Berechnung elektrischer Energiemengen zu ermöglichen, können Näherungsgleichungen verwendet werden, wie sie beispielsweise in der DIN V 18599 (Norm für die energetische Bewertung von Gebäuden [DIN18599]) bzw. DIN EN 15316-4-1 [EN15316] aufgeführt sind. Diese beschreiben die elektrische Leistungsaufnahme des Kessels in Abhängigkeit von der Nennwärmeleistung⁴.

$$\left. \begin{aligned} P_{el,100} &= 45 \cdot (\dot{Q}_{Nenn})^{0.48} \text{ W} \\ P_{el,30} &= 15 \cdot (\dot{Q}_{Nenn})^{0.48} \text{ W} \\ P_{el,0} &= 15 \text{ W} \end{aligned} \right\} \text{ mit } \dot{Q}_{Nenn} \text{ in kW} \quad (26)$$

Falls keine elektrischen Leistungen berechnet werden sollen, können alle Parameter auf 0 gesetzt werden. In diesem Fall wird bei der Berechnung der Wärmeverluste durch das Vorspülen keine Abwärme vom Gebläse berücksichtigt, da eine Gebläseleistung von 0 W angenommen wird.

5.5.6 Regelungs- und Sicherheitstemperaturen (Parameter 27 bis 30)

Jeder Kessel hat einen Sicherheitstemperaturbegrenzer, um eine zu hohe Temperatur des Heizungswassers zu verhindern. Diese Temperatur wird als maximale Kesseltemperatur vorgegeben (Par. 28).

Für manche Kessel sind weitere Temperaturgrenzen anzugeben. Soll innerhalb des Kessels keine Kondensation des Abgases erfolgen, ist eine minimale Kesseleintrittstemperatur einzuhalten (Par. 27). Außerdem begrenzen einige Kesselregelungen die Solltemperatur nach oben und/oder unten (Par. 29/30). Die Eingabe der Temperaturen ist optional, d. h. eine Berechnung nach dem Modell ist auch ohne diese Temperaturen möglich.

5.5.7 Regelungs- und Funktionszeiten (Parameter 31 bis 39, 46)

In manchen Kesselregelungen sind Mindestein- und -ausschaltzeiten integriert, um einen zu kurzen Betrieb und ein zu häufiges Takten zu unterbinden. Diese Zeitwerte sind bei Bedarf gemäß Herstellerangaben vorzugeben (Par. 31/32).

In nahezu allen Gebläsebrennern wird vor dem Starten der Rauchgasraum innerhalb des Kessels mit Luft durchspült, um eventuelle Brennstoff-Luft-Gemische vor dem Zünden zu entfernen.

⁴ Die Werte wurden aus vorhandenen Kesseldaten extrahiert. Dies bedeutet, dass in die Werte auch die elektrischen Leistungen der Kesselpumpen eingehen, wenn entsprechende Kessel berücksichtigt wurden. Da keine Informationen über die Datengrundlage bestehen, ist es nicht sinnvoll, diesen Wert zu korrigieren.

In den gültigen Kesselnormen ist eine solche Zwangslüftung vorgeschrieben (bei Gaskesseln in der EN 303-7 bzw. bei Zusammenbau aus Kessel und Gasgebläseburner in der EN 676 sowie bei Kesseln mit Ölgebläseburner in der EN 267). Hierin wird auch eine Spüldauer von 20 s bei maximaler Gebläseleistung festgelegt. Von dieser Regelung kann jedoch abgewichen werden durch ein längeres Spülen bei kleiner Gebläseleistung oder sogar ganz verzichtet werden, wenn eine Ventilüberwachung und Absperrventile vorhanden sind.

Für das Modell ist die Dauer des Vorspülens in Par. 35 anzugeben, um die Verzögerung beim Brennerstart zu berücksichtigen und auch um die Wärmeverluste durch die Auskühlung beim Vorspülen zu berechnen.

Die Vorspülzeit ist ein Parameter, der nur von wenigen Kesseln ohne eigene Messung bekannt ist. Werden die dynamischen Zeitkonstanten über einen Einschaltversuch ermittelt (siehe Abschnitt 5.5.8), kann hier aber gleichzeitig ohne Mehraufwand die Vorspülzeit bestimmt werden.

In einigen Kesseln wird auch nach dem Ausschalten des Kessels die Rauchgasseite mit Luft durchspült. Auch ein solches Nachspülen wird von dem Modell abgebildet und die entsprechende Zeitdauer wird vorgegeben (Par. 36). Da auch dieser Wert selten aus allgemeinen Produktdaten zu ermitteln ist, ist hier eine Zeitmessung nach dem Stoppsignal des Brenners und dem Ausschalten des Gebläses sinnvoll. Durch Nullsetzen findet keine entsprechende Spülphase statt (keine zeitliche Verzögerung nach dem Ein- oder Ausschalten, keine zusätzlichen Wärmeverluste).

Zusätzlich nimmt der Kessel elektrische Energie beim Vor- und Nachspülen auf. Die Werte hierzu können vorgegeben werden (Par. 35/36). Da aber in der Regel keine Informationen hierzu vorliegen, können als sinnvolle Werte die elektrische Leistung bei Vollast für das Vorspülen und die Teillastleistung beim Nachspülen angesetzt werden.

Das Anfahrverhalten des Kessels wird über Par. 37 in drei möglichen Startmodi wiedergegeben. Im Modus 1 wird der Kessel immer sofort auf den gewünschten Modulationsgrad eingeschaltet. Im Modus 3 startet der Brenner immer mit der angegebenen Startleistung (Par. 38, z. B. maximale oder minimale Leistung) und regelt dann linear in der vorgegebenen Modulationszeit (Par. 39) auf den notwendigen Modulationsgrad. Im Modus 2 startet der Brenner ebenfalls in der Startleistung, behält diese allerdings konstant bis zum Ende der Modulationszeit bei und springt dann am Ende auf den notwendigen Modulationsgrad.

Bei der Vorgabe der Zeiten ist zu beachten, dass sich die Genauigkeit nach dem eingestellten internen Zeitschritt richtet, da in einem internen Zeitschritt nur ein Betriebszustand möglich ist.

Die im Kessel enthaltene Regelung kann entweder die interne oder die Wassertemperatur am Austritt zum Abgleich mit der Solltemperatur nutzen. Über Par. 46 wird angegeben welche Temperatur als Regelungstemperatur berücksichtigt wird.

5.5.8 Dynamische Charakterisierung Parameter 40 bis 45, 47 bis 49)

In jedem internen Zeitschritt werden die Ausgangsgrößen des Kessels berechnet, wobei nur ein Betriebszustand in jedem internen Zeitschritt möglich ist. Je kleiner der interne Zeitschritt, umso detaillierter rechnet das Modell. Je geringer der Zeitschritt, umso höher ist aber auch die Rechenzeit. Daher bestimmt die gewünschte Genauigkeit und die Komplexität der restlichen Simulationsumgebung die Festlegung des internen Zeitschrittes (Par. 47).

Der interne Zeitschritt muss ein ganzzahliger Teiler des Simulationszeitschrittes sein, da ansonsten am Ende eines Simulationszeitschrittes der letzte interne Zeitschritt nicht abgeschlossen ist.

Mit dem internen Zeitschritt (Wertebereich 1 bis 10 s, je nach Simulationsaufgabe) wird zudem die Genauigkeit der Regelungszeiten festgelegt. Da innerhalb eines internen Zeitschrittes nur ein Betriebszustand vorliegen darf, werden Mindestbetriebs- und -standbyzeit als auch die Vor- und Nachspülzeit und die Modulationsdauer auf interne Zeitschritte gerundet.

Zur dynamischen Berechnung wird wie in Abschnitt 5.4 beschrieben je eine Zeitkonstante auf der Abgas- und der Wasserseite sowie eine zusätzliche Totzeit wasserseitig verwendet. Zur Bestimmung der Größen in dem jeweiligen Zeitschritt sind die Anteile vorzugeben, die von Kesselmasse und/oder Wasserinhalt jeweils berücksichtigt werden sollen. Diese Anteile können dem Modell direkt vorgegeben (Par. 40 – 42) oder aus den gemessenen Zeitwerten vom Modell berechnet werden (Par. 43 – 45). Dabei wird Parameter 43 (bzw. 44 und 45) nur berücksichtigt, wenn Parameter 40 (bzw. 41 und 42) auf 0 gesetzt ist.

Angaben zum dynamischen Verhalten, aus denen diese Anteile zumindest ableitbar sind, sind in der Regel nicht vorhanden. Zur Ermittlung ist daher eine Messung des Kessels notwendig. Am besten eignet sich hierzu ein Start-/Stoppversuch, in dem auch die Vor- und Nachspülzeiten ermittelt werden können. Der Kessel wird bei nahezu konstanter Wassereintrittstemperatur und Massenstrom mit maximaler Leistung eingeschaltet und der Anstieg von Wasser- und Abgasaustrittstemperatur gemessen. Bei der Durchführung des Einschaltversuches ist zu beachten, ob in der Regelung des Brenners eine Startleistung vorgesehen ist (siehe Abschnitt 5.5.7). Ist dies der Fall, muss diese manuell ausgeschaltet werden, um einen Start auf Nennleistung zu ermöglichen (z. B. mithilfe der "Schornsteinfegertaste").

Alternativ ist auch eine Messung der Zeitkonstanten bei einer anderen Leistung möglich, die dann der am Brenner eingestellten Startleistung entspricht, da ansonsten nach Ablauf der Startzeit ein Lastwechsel erfolgt, der die Endpunkte der Austrittstemperaturen verändert und dadurch eine korrekte Ermittlung der Zeitkonstanten verhindert.

Ist beides nicht möglich, ist für die Ermittlung der dynamischen Parameter als Alternative zum Startversuch ein Lastwechselfersuch denkbar. Hier wird der Kessel während des Betriebes vom minimalen Modulationsgrad (bzw. der Grundlaststufe) auf die maximale Leistung geschaltet wird. Wie beim Einschaltversuch werden die Zeitkonstanten aus dem Temperaturverläufen von Abgas und Wasseraustritt ermittelt. Die Totzeit auf der Wasserseite kann sowohl durch einen Einschalt- als auch einen Umschaltversuch gemessen werden. Ein Ausschaltversuch kann ebenfalls durchgeführt werden, hier ist aber in der Regel die Festlegung der abgasseitigen Zeitkonstante nicht möglich (kein Abgasmassenstrom nach dem Ausschalten bzw. zu kurzes Nachspülen).

Werden die Zeitwerte nicht in einem Einschaltversuch auf Nennleistung ermittelt, ist in jedem Fall eine Berechnung der Anteile für die Parameter 40-42 notwendig. Die Vorgabe der Zeitwerte über die Parameter 43-45 ist nicht möglich, da in der Verarbeitung dieser Werte im Modell vom Einschalten auf Nennleistung ausgegangen wird.

Beispielhaft zeigt Abbildung 18 einen Einschaltversuch, in dem die Zeitkonstanten und die Totzeit ermittelt werden.

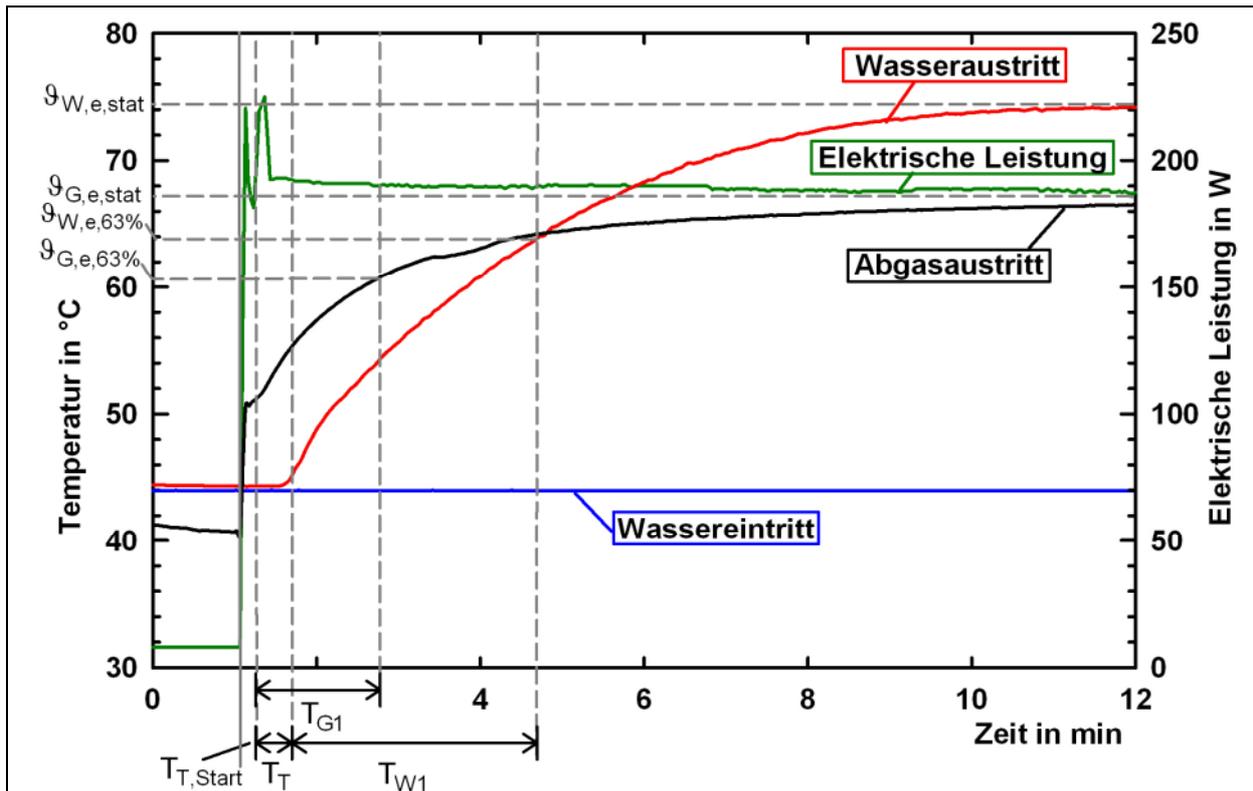


Abbildung 18: Versuchsbeispiel zur Festlegung der abgas- und wasserseitigen Zeitkonstanten und der Totzeit

Eingezeichnet ist sowohl die Totzeit der Startautomatik als auch die für die dynamischen Berechnungen verwendete (Ersatz-)Totzeit.

Die **Totzeit der Startautomatik** entspricht den Zeitraum zwischen Startsignal (erste Spitze in der elektrischen Leistung) und der Zündung des Brenners (zweite Spitze), in dem gezeigten Beispiel sind dies 14 s.

Die **Totzeit für die dynamischen Berechnungen** beginnt nach dem Zünden des Brenners und endet, wenn ein Temperaturanstieg am Wasseraustritt festzustellen ist. Im gezeigten Versuch ist dieser Zeitpunkt durch einen Temperaturanstieg von mehr als 0.5 K gegenüber dem Startzustand definiert. Daraus resultiert im Beispiel eine Totzeit von 25 s.

Der durch die **gasseitige Zeitkonstante** beschriebene Verlauf der Abgastemperatur (PT_{1-} Verhalten) beginnt mit dem Zünden des Brenners, der durch die **wasserseitige Zeitkonstante** festgelegte Temperaturanstieg des Heizungswassers nach Ende der festgelegten Totzeit. Die jeweiligen Zeitkonstanten sind erreicht, wenn die Differenz zur Starttemperatur (Start entspricht dem Beginn der jeweiligen PT_{1-} Temperaturverläufe) 63% der Temperaturerhöhung im stationären Fall entspricht. Im Beispielversuch können so Zeitkonstanten von 87 s (abgasseitig) und 180 s (wasserseitig) ermittelt werden.

Die stationäre Temperatur wird erreicht, wenn sich die entsprechende Temperatur nicht mehr ändert bzw. die Änderung unterhalb einer festgelegten Temperaturdifferenz liegt, die auch Rücksicht auf die Messunsicherheit der eingesetzten Sensoren nimmt.

Mithilfe der Kennwerte des Kessels (Masse, Wasserinhalt) und der Bedingungen während des Versuches (Massenströme, Temperaturniveau) sind die vorzugebenden Anteile mithilfe der Gleichungen (22) bis (24) zu berechnen. Hierbei ist zu beachten, dass die verwendeten Werte für Masse, Wasserinhalt und Kapazität des Kessels auch in den Parametern 7-9 verwendet werden.

Alternativ können die gemessenen Zeitwerte als Parameter 43-45 eingegeben werden. Dies hat den Vorteil, dass keine eigene Berechnung durchgeführt werden muss, die z. B. die Bestimmung des Abgasmassenstromes benötigt. **Allerdings ist bei der Messung der Parameter zwingend vorgeschrieben, dass zur Bestimmung der Zeitwerte der Kessel beim Einschalten auf Nennleistung betrieben wird.** Ist dies z. B. durch die eingestellte Startautomatik nicht möglich (siehe oben), muss die Berechnung der Parameter 40-42 erfolgen.

Ist es nicht möglich, eine eigene Messung durchzuführen, muss auf typische Werte zurückgegriffen werden, die aus dem Verhalten anderer Kessel abgeleitet werden. Hierbei sind die Parameter 40-42 zu verwenden, da die Vorgabe typischer Werte für die Parameter 43-45 nicht möglich ist. Das dynamische Verhalten und dessen Berechnung weist jedoch eine starke Abhängigkeit von der Kesselbauart auf, so dass bei der Verwendung typischer Werte von einer großen Unsicherheit bzgl. der dynamischen Abbildung ausgegangen werden muss.

5.6 Eingangsrößen

In Tabelle 6 sind die Eingangsgrößen des Modells inkl. Wertebereich dargestellt.

Nr.	Name	Einheit	Bereich
<i>Vom Heizkreis</i>			
1	Wassermassenstrom	kg/h	0 – ∞
2	Kesseleintrittstemperatur	°C	0 – ∞
<i>Vom Heizregler</i>			
3	Wärmebedarfssignal	-	0,1
4	Solltemperatur	°C	0 – ∞
5	Ausschalttemperaturdifferenz	K	0 – ∞
6	Einschalttemperaturdifferenz	K	0 – ∞
7	Kesselregelung extern (1 = Ja)	-	0,1
8	Modulationsgrad	-	0 – 1
<i>Umgebungsbedingungen</i>			
9	Umgebungstemperatur	°C	-∞ – ∞
10	Luft Eintrittstemperatur	°C	-∞ – ∞
11	Relative Luftfeuchtigkeit	%	0 – 100
12	Luftdruck	hPa	0 – ∞
13	Brennstofftemperatur	°C	-∞ – ∞
<i>Verbrennungsbedingungen</i>			
14	Luftüberschuss	-	0 – ∞
15	Brennwert des Brennstoffes	kWh/kg	0 – ∞

Tabelle 6: Eingangsgrößen des Kesselmodells

Die einzelnen Eingangsgrößen müssen aus unterschiedlichen Quellen dem Kessel zur Verfügung gestellt werden.

5.6.1 Heizkreis (Inputs 1 und 2)

Der Wassermassenstrom (Input 1) und die Kesseleintrittstemperatur (Input 2) werden innerhalb des Modells zur Berechnung der Austrittstemperatur verwendet. Hierbei werden vor der Wärmeübertragung vom Rauchgas keine Änderungen vorgenommen, d. h. etwaige hydraulische Bauteile sind vor dem Kesselmodell anzuordnen.

5.6.2 Kesselregler (Inputs 3-8)

Innerhalb des Kesselmodells wird keine Heizungsregelung simuliert. Die entsprechenden Regelkenngrößen sind von außen vorzugeben. Bei Schalten des Wärmebedarfssignals auf 1 (Input 3) regelt das Modell auf die gewünschte Solltemperatur (Input 4) unter Berücksichtigung der Regeltemperaturdifferenzen aus Input 5/6.

Das Modell enthält auch die Möglichkeit, die Regelung außerhalb des Kessels vorzunehmen und in einer anderen Komponente das Betriebssignal und den Modulationsgrad zu bestimmen. In diesem Fall wird Input 7 auf 1 gestellt und der entsprechende Modulationsgrad als Input 8 zugeführt.

Trotz Vorgabe der Regelung von außen finden im Modell eine Überprüfung der max. Kesseltemperatur sowie die Berücksichtigung von Mindestein-/ausschalt, Vor- und Nachspülzeiten und des Startmodus statt. Ist dies nicht erwünscht, sind die entsprechenden Parameter auf 0 zu setzen.

5.6.3 Bedingungen der Umgebung, der Zuluft und des Brennstoffes (Inputs 9-13)

Zur Berechnung der Wärmeverluste an die Umgebung ist die Vorgabe der Umgebungstemperatur im Input 9, d. h. der Temperatur des Aufstellraumes des Kessels notwendig.

Zur Berechnung des Enthalpiestroms der Verbrennungsluft sind außerdem die Temperatur, die Luftfeuchtigkeit und der Umgebungsdruck anzugeben (Input 10-12) Ebenso ist unter Input 13 die Temperatur des Brennstoffes vorzugeben.

5.6.4 Verbrennungsbedingungen (Inputs 14 und 15)

Der Luftüberschuss gibt an, wie viel Luft zusätzlich zum stöchiometrischen Bedarf für die Verbrennung in den Kessel gefördert wird. Der Luftüberschuss kann als Eingangsgröße (Input 14) im Verlauf der Simulation verändert werden.

Sowohl Heizöl als auch Erdgas werden nicht immer mit dem gleichen Brennwert in den Kessel eintreten. Beispielsweise variiert der Brennwert des Erdgases in den Gasversorgungsleitungen je nach aktuellem Gemisch. Auch bei Heizöl kann beispielsweise nach Wiederauffüllen des Tanks mit einer anderen Zusammensetzung mit geändertem Brennwert gerechnet werden. Als Eingangsgröße (Input 15) kann der Brennwert während der Simulation an geänderte Bedingungen angepasst werden. Zusätzlich ist zur Berechnung des in den Kessel eintretenden Enthalpiestroms die Temperatur des Brennstoffes vorzugeben.

5.7 Ausgangsgrößen

Die ausgegebenen Größen y unterscheiden sich vor allem in der Berechnungsart aus den einzelnen Werten der internen Zeitschritte. Der Wassermassenstrom (Output 1) wird unverändert vom Eintritt weitergegeben.

Die durchschnittlichen Temperaturen und Massenströme von Zuluft und Abgas (Output 2-7) werden als arithmetischer Mittelwert über alle internen Zeitschritte innerhalb eines externen Simulationszeitschritt berechnet (Anzahl interner Zeitschritt im Simulationszeitschritt: $N_{\text{Step,int}}$):

$$y_e = \frac{\sum_{i=1}^{N_{\text{Step,int}}} y_i}{N_{\text{Step,int}}} \quad (27)$$

Die meisten der Ausgangswerte (Output 5-28) werden als Summe der in den internen Zeitschritten ermittelten Werte bestimmt. Hierzu zählen Taktanzahl, Zeitdauern, Wärmemengen und Massen:

$$y_e = \sum_{i=1}^{N_{\text{Step,int}}} y_i \quad (28)$$

Einige der Größen weisen nur dann Werte größer als 0 auf, wenn der Kessel in Betrieb ist. Hierzu zählen z. B. der Brennstoffmassenstrom, Wirkungsgrade und die Abgasenthalpie. Für diese Größen wird neben den Summen⁵ zusätzlich der Durchschnittswert (Output 33-40) während des Kesselbetriebes ausgegeben (mit dem Betriebszähler N_{Betrieb}):

⁵ Für die Wirkungsgrade werden keine Summen, sondern nur die Durchschnittswerte ausgegeben.

$$y_e = \frac{\sum_{i=1}^{N_{\text{Betrieb}}} y_i}{N_{\text{Betrieb}}}$$

(29)

In Tabelle 7 sind die Ausgangsgrößen des Kesselmodells aufgeführt.

Nr.	Name	Einheit
<i>Durchschnittliche Werte im Simulationszeitschritt</i>		
1	Wassermassenstrom	kg/h
2	Interne Kesseltemperatur	°C
3	Kesselaustrittstemperatur	°C
4	Zuluftmassenstrom	
5	Abgasmassenstrom	
6	Abgasaustrittstemperatur	°C
7	Rauchgastemperatur vor Wärmeübertrager	°C
<i>Zeit- und Taktverhalten</i>		
8	Brennerlaufzeit im Simulationszeitschritt	s
9	Spülzeit im Simulationszeitschritt	s
10	Taktzahl im Simulationszeitschritt	-
11	Anzahl der Kaltstarts im Simulationszeitschritt	-
12	Modulationsgrad im letzten internen Zeitschritt	
<i>Aufsummierte Wärmemengen</i>		
13	Brennstoffinput bezogen auf Brennwert	Wh
14	Gesamter Input in den Kessel	Wh
15	Nutzwärme zwischen Wasserein- und -austrittstemperatur	Wh
16	Nutzwärme zwischen Wassereintritts- und interner Kesseltemperatur	Wh
17	Übertragene Wärme (Summe aus Nutzwärme und Umgebungswärmeverlusten)	Wh
18	Änderung der wasserseitig gespeicherten Wärme	Ws
19	Änderung der gasseitig gespeicherten Wärme	Ws
20	Abgaswärmeverlust	Wh
21	Wärmeverlust an die Umgebung	Wh
22	Wärmeverlust durch Spülen	Wh
23	Elektrische Energie	Wh
<i>Aufsummierte Massen</i>		
24	Durchgepumptes Wasser	kg
25	Zugeführter Brennstoff	kg
26	Zugeführte Luft	kg
27	Austretendes Abgas	kg
28	Kohlendioxid im Abgas	kg
Nr.	Name	Einheit
29	Sauerstoff im Abgas	kg
30	Stickstoff im Abgas	kg
31	Wasserdampf im Abgas	kg
32	Auftretendes Kondensat	kg
<i>Durchschnittliche Werte während Brennerbetrieb</i>		
33	Rauchgastemperatur vor dem Wärmeübertrager (vW)	°C
34	Abgastemperatur nach dem Wärmeübertrager (nW)	°C
35	Abgasenthalpie	W
36	Brennstoffmassenstrom	kg/h
37	Energieinput durch Brennstoff (H _S)	W
38	Gesamter Energieinput (inkl. Enthalpiemengen von Brennstoff und Luft bei Referenztemperatur 0°C)	W
39	Kesselwirkungsgrad	-
40	Feuerungstechnischer Wirkungsgrad	-

Tabelle 7: Ausgangsgrößen des Kesselmodells⁶

6 Unter Simulationszeitschritt wird in dieser Tabelle der externe (TRNSYS-)Simulationszeitschritt verstanden.

6 Messungen zur Parametrierung und Validierung

Das vorgestellte Modell wurde mithilfe umfangreicher Messungen an einem Prüfstand validiert. Darüber hinaus dienen die Messungen dazu, die Belastbarkeit einzelner Herstellerangaben zu überprüfen und typische Werte für Modellparameter zu ermitteln. Der Prüfstand wurde an der Ostfalia aufgebaut und es wurden insgesamt vier Heizkessel vermessen – siehe Berichtsteil 3.

Zunächst wird kurz der Prüfstand und dessen Messtechnik (Kapitel 6.1) vorgestellt. Das Verfahren zur Berechnung der stationären Wirkungsgrade wird in Kapitel 0 beschrieben. Kapitel 6.3 gibt eine Übersicht der getesteten Heizkessel und der durchgeführten Messungen. Im Hauptteil werden dann die Ergebnisse vorgestellt, hierbei werden zunächst die Messergebnisse bezüglich der Parametrierung gezeigt und ein Simulationsbeispiel mit dem voll parametrisierten Modell analysiert (Kapitel 6.4). In Kapitel 6.5 werden schließlich die Ergebnisse der Validierung präsentiert.

6.1 Prüfstands Aufbau und Messtechnik

Der Prüfstand wurde aufgebaut, um Heizkessel unter definierten Bedingungen zu testen, d. h. bei konstanten Wassermassenstrom und Wassereintrittstemperatur. Letzteres wird erreicht durch eine entsprechende Regelung und einen Wasserspeicher, der Temperaturschwankungen stark reduziert. Abbildung 19 zeigt ein Schema des gesamten Prüfstandes und die aufgenommenen Messgrößen.

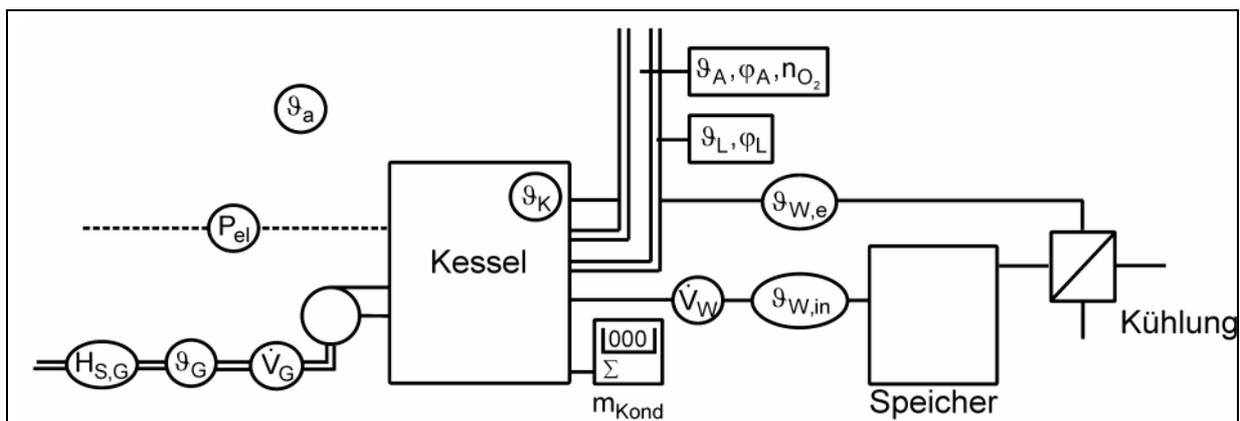


Abbildung 19: Aufbau des Prüfstandes an der Ostfalia Hochschule für Angewandte Wissenschaften (hier mit Erdgas als Brennstoff), siehe Tabelle 8 für die Beschreibung der Messgrößen

Ein Datalogger zeichnet alle notwendigen Temperaturen mithilfe kalibrierter PT100-Temperatursensoren (Zuluft, Abgas, Kessel, Wasserein- und -austritt) bzw. eines kalibrierten Thermoelementes (Umgebungstemperatur) mit einem Scanintervall von 2 Sekunden auf. Ein kalibriertes induktives Volumenstrommessgerät misst den Volumenstrom des Wassers.

Die Feuchtigkeiten der Zuluft und des Abgases sowie der Sauerstoffanteil im Abgas werden einmal während eines Versuches mithilfe eines kapazitiven Feuchtigkeitssensors festgestellt. Zusätzlich wird die Brennstoffmenge entweder über Wägung des Ölvorratsbehälters mit einer Hochpräzisionswaage oder mit einem Gaszähler ermittelt. Der Brennwert des Gases wird laufend gemessen, während für Öl ein konstanter Wert je Öllieferung angenommen wird.

Tabelle 8 gibt einen Überblick über die Messausstattung inklusive der jeweiligen Unsicherheit.

Größe	Beschreibung	Sensor	Unsicherheit ¹
\dot{V}_W	Wasservolumenstrom	Induktives Volumensstrommessgerät	1% relativ (vom Messwert)
$\vartheta_{BR} / \vartheta_L / \vartheta_G / \vartheta_{W,in} / \vartheta_{W,e}$	Temperatur von Brennstoff, Zuluft, Abgas, Wasserein- und austritt	PT100-Einsatzwiderstandsthermometer	0.07 K
ϑ_K	Kesseltemperatur	PT100-Chipsensor	0.07 K
ϑ_a	Umgebungstemperatur	Thermoelement	0.07 K
φ_A / φ_L	Abgas- und Zuluftfeuchte	Kapazitiver Feuchtigkeitssensor	2% (vom Messwert)
n_{O_2}	Sauerstoffanteil	Abgasanalysegerät	$n_{O_2} \cdot 0.02 + 0.1 \%$
P_{el}	Elektrische Leistung	Strom- und Spannungsmessumformer	5 W
$m_{\text{Öl}} / m_{\text{Kond}}$	Öl und Kondensatmasse	Mechatronisches Wägesystem	$\sqrt{\left(\frac{2.25}{16000} \cdot m + 0.04\right)^2 + 0.5^2} \text{ g}$
\dot{V}_G	Gasvolumenstrom	Balgengaszähler	2% relativ (vom Messwert)
$H_{S,G}$	Brennwert Erdgas	Prozessgaschromatograph	0.8% relativ (vom Messwert)
$H_{S,\text{Öl}}$	Brennwert Öl	Labormessung	<1% relativ (vom Messwert)

¹ Unsicherheitsangaben beziehen sich auf die vom Datalogger erfassten Werte.

Tabelle 8: Eingesetzte Messtechnik am Kesselprüfstand

6.2 Wirkungsgradberechnung

Der Prüfstand ermöglicht es, die zu- und abgeführten Energieströme und damit den Wirkungsgrad von Heizkesseln zu ermitteln. In den Versuchen zur Ermittlung der stationären Wirkungsgrade werden über einen Zeitraum von 30 min alle Eingangsgrößen konstant gehalten bzw. es wird nur eine minimale Schwankung der Größen während des Versuches erlaubt. Zur Berechnung des Wirkungsgrades werden die Energiemengen verwendet, die im gesamten Zeitraum von 30 min aufgetreten sind.

Korrekterweise wird somit ein Nutzungsgrad berechnet, der aber wegen der nahezu konstanten Energieströme auch dem Wirkungsgrad entspricht. Im Folgenden wird ein Überblick über die Berechnungsmethode gegeben, die in den stationären Messungen angewandt wurde.

Für jede der berechneten Größen wurde dabei die kombinierte Unsicherheit nach der ISO2008 bestimmt. Die Unsicherheit in der Kesselwirkungsgradmessung liegt bei allen Kesseln unterhalb von 2%-Punkten und bis zu 1.5% der Kesselleistung. Für den feuerungstechnischen Wirkungsgrad wird wegen des aufwendigen Rechenverfahrens keine Unsicherheit berechnet.

Innerhalb der betrachteten Temperaturbereiche hat die Wärmekapazität einen nahezu linearen Verlauf, so dass die an das Heizungswasser abgegebene Wärmemenge vereinfacht mit der spezifischen Wärmekapazität bei der mittleren Fluidtemperatur im Kessel berechnet werden kann. Die Wärmemenge wird dabei für jeden Messzeitschritt $t_{\text{Mess}} = 2 \text{ s}$ bestimmt.

$$Q_{K,i} = \dot{V}_W \cdot \rho_{W,e} \cdot c_{p,m} \cdot (\vartheta_{W,e} - \vartheta_{W,in}) \cdot t_{\text{Mess}} = \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_{p,m} \cdot (\vartheta_{W,e} - \vartheta_{W,in}) \cdot 2 \text{ s} \quad (30)$$

mit:

$$c_{p,m} = c_p(\vartheta_m) = c_p \left(\frac{\vartheta_e + \vartheta_{in}}{2} \right) \quad (31)$$

Die zugeführte Energiemenge wird in der üblichen Weise nur unter Berücksichtigung des Brennwertes durchgeführt (siehe Gleichung (2)).

$$Q_{\text{In}} = \Delta m_{\text{BR}} \cdot H_{\text{S,BR}} \quad (32)$$

Jede der stationären Messungen dauert 30 min, d. h. 900 Einzelmessung werden für die gesamte zu- und abgeführte Energiemenge aufsummiert. Die Einzelmessungen sind nicht unabhängig voneinander, so dass die absolute Unsicherheit der Energiemenge der Summe der absoluten Unsicherheiten der Einzelmessungen entspricht:

$$Q_x = \sum_{i=1}^{900} Q_{x,i} \quad \text{mit} \quad u(Q_x) = \sum_{i=1}^{900} u(Q_{x,i}) \quad (33)$$

Der Kesselwirkungsgrad entspricht in Anlehnung an Gleichung (9) dem Verhältnis aus abgegebener zu aufgenommener Energiemenge:

$$\eta_K = \frac{Q_K}{Q_{\text{Zu}}} \quad (34)$$

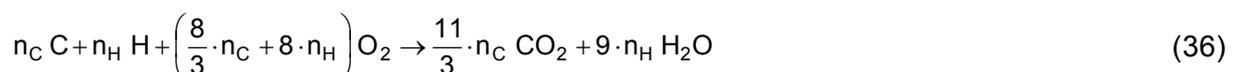
Außerdem wird der feuerungstechnische Wirkungsgrad berechnet, der als das Verhältnis der an das Heizungswasser übertragenen Wärme zum Energieinput definiert ist (siehe Gleichung (12)). Die übertragene Wärme entspricht der Summe aus der Nutzwärme und dem Wärmeverlust an die Umgebung. Der Prüfstand erlaubt allerdings keine hinreichend genaue Bestimmung der Wärmeverluste. Daher wird der feuerungstechnische Wirkungsgrad über die Enthalpiedifferenz zwischen dem gasseitigen In- und Output berechnet:

$$\eta_f = \frac{Q_{\text{Wüt}}}{Q_{\text{Zu}}} = \frac{Q_{\text{Nutz}} + Q_{\text{V,a}}}{Q_{\text{Zu}}} = \frac{H_{\text{In}} - H_{\text{e}}}{Q_{\text{Zu}}} \quad (35)$$

Der feuerungstechnische Wirkungsgrad wird auf Grundlage der Verbrennungsrechnung und der gemessenen Abgastemperatur bestimmt. Notwendige Messgrößen für das Verfahren sind:

- Luftüberschuss
- Brennstoffmasse (Ölmasse oder Gasvolumenstrom und Gasdichte)
- Abgastemperatur, Umgebungstemperatur (als Öltemperatur), Verbrennungslufttemperatur

Ausgangspunkt für die Berechnungen ist die Reaktionsgleichung für die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen, die sich auf die Massenanteile von Kohlenstoff und Wasserstoff bezieht:



Unter Berücksichtigung, dass der Sauerstoff durch die Umgebungsluft (Gemisch aus 23.5% Massenanteil Sauerstoff und 76.5% Massenanteil Stickstoff und Argon mit einem zusätzlichen Wasserdampfanteil x) mit einem Luftüberschuss λ in den Kessel eintritt und bei Erdgas zusätzlich mit dem Brennstoff Stickstoff in den Kessel eintritt, ergibt sich die Reaktionsgleichung:

$$\begin{aligned}
& [n_C \cdot \dot{m}_{BR}]C + [n_H \cdot \dot{m}_{BR}]H + \left[\lambda \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \cdot \dot{m}_{BR} \right] O_2 \\
& + \left[\lambda \cdot x \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \frac{200}{47} \cdot \dot{m}_{BR} \right] H_2O + \left[n_{N_2} \cdot \dot{m}_{BR} + \lambda \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \frac{153}{47} \cdot \dot{m}_{BR} \right] N_2 \\
\rightarrow & \left[\frac{11}{3} \cdot n_C \cdot \dot{m}_{BR} \right] CO_2 + \left[(\lambda - 1) \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \cdot \dot{m}_{BR} \right] O_2 \\
& + \left[\left(9 \cdot n_H + \lambda \cdot x \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \right) \frac{200}{47} \cdot \dot{m}_{BR} \right] H_2O + \left[\lambda \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \frac{153}{47} \cdot \dot{m}_{BR} + n_{N_2} \cdot \dot{m}_{BR} \right] N_2
\end{aligned} \tag{37}$$

Der Reaktionsgleichung lassen sich die mit der Luft eintretenden Massenströme entnehmen:

$$\begin{aligned}
\text{Sauerstoff:} \quad & \dot{m}_{O_2,L} = \lambda \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \cdot \dot{m}_{BR} \\
\text{Stickstoff:} \quad & \dot{m}_{N_2,L} = \lambda \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \frac{153}{47} \cdot \dot{m}_{BR} \\
\text{Wasserdampf:} \quad & \dot{m}_{H_2O,L} = \lambda \cdot x \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \frac{200}{47} \cdot \dot{m}_{BR} \\
\text{Luft:} \quad & \dot{m}_L = \dot{m}_{O_2,L} + \dot{m}_{N_2,L} + \dot{m}_{H_2O,L}
\end{aligned} \tag{38}$$

Der Brennstoffmassenstrom ergibt sich aus der Messung von verbrauchtem Heizöl und der Versuchszeit bzw. aus dem Gasvolumenstrom und der Dichte des Gases. Die Anteile an Kohlen- und Wasserstoff werden aus dem gemessenen Brennwert nach Gleichung (15) bestimmt. Der Luftüberschuss wird mithilfe des Abgasanalysegeräts ermittelt.

Mit der spezifischen Wärmekapazitäten des Brennstoffes und der in der Luft enthaltenen Gase, der im Wasserdampf enthaltenen Kondensationswärme sowie dem Brennwert des Heizöles lässt sich der eintretende Enthalpiestrom vor der Verbrennung (siehe Gleichung (1)) und damit die Enthalpiemenge über den Versuchszeitraum t_{Versuch} bestimmen:

$$\begin{aligned}
H_{\text{In}} &= \dot{H}_{\text{In}} \cdot t_{\text{Versuch}} \\
&= \dot{m}_{BR} \cdot H_{S,BR} + \left(\dot{m}_{BR} \cdot c_{p,BR} \cdot \vartheta_{BR} + \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot \vartheta_L + \dot{m}_{H_2O,L} \cdot r_{\text{Kond}} \right) \cdot t_{\text{Versuch}}
\end{aligned} \tag{39}$$

Der Reaktionsgleichung (36) sind ebenfalls die Massenströme im Rauchgas zu entnehmen:

$$\begin{aligned}
\text{Kohlendioxid:} \quad & \dot{m}_{CO_2} = \frac{11}{3} \cdot n_C \cdot \dot{m}_{BR} \\
\text{Wasserdampf:} \quad & \dot{m}_{H_2O,A} = 9 \cdot n_H \cdot \dot{m}_{BR} + \dot{m}_{H_2O,L} \\
\text{Sauerstoff:} \quad & \dot{m}_{O_2,A} = (\lambda - 1) \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot n_C + 8 \cdot n_H \right) \cdot \dot{m}_{BR} \\
\text{Stickstoff:} \quad & \dot{m}_{N_2,A} = \dot{m}_{N_2,L} \\
\text{Abgas, gesamt:} \quad & \dot{m}_A = \dot{m}_{CO_2,A} + \dot{m}_{H_2O,A} + \dot{m}_{O_2,A} + \dot{m}_{N_2,A}
\end{aligned} \tag{40}$$

Die mit dem Abgas austretende Enthalpiemenge ergibt sich aus dem Enthalpiestrom über der Versuchszeit (siehe Gleichung (4)):

$$H_e = \dot{H}_e \cdot t_{\text{Versuch}} = \left(c_{p,A} \cdot \dot{m}_A \cdot \vartheta_A + \dot{m}_{H_2O,A} \cdot r_{\text{Kond}} \right) \cdot t_{\text{Versuch}} \tag{41}$$

6.3 Heizkessel und Messübersicht

Auf dem Prüfstand wurden insgesamt vier Heizkessel vermessen und zur Validierung des Modells genutzt – jeweils zwei Öl- und Gaskessel. In der folgenden Tabelle sind für jeden der Kessel die wichtigsten Kenndaten aufgeführt. Die einzelnen Werte sind den Produktdaten der jeweiligen Hersteller entnommen worden. Die Angabe der Heizkessel erfolgt verschlüsselt ohne Kennzeichnung des Herstellers, daher werden die entsprechenden Quellen im Text nicht genannt. Zusätzlich zeigt die Tabelle die Anzahl der durchgeführten Versuche an dem jeweiligen Kessel aufgeteilt in stationäre und dynamische Messungen sowie Messungen von Nennleistungswirkungsgrad und Betriebsbereitschaftsverlust.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2
Brennstoff	Öl	Öl	Erdgas	Erdgas
Nennleistung	19.2 kW	18.6 kW	14.8 kW	14.4 kW
Modulation (minimale Leistung)	Zweistufig (11.1 kW)	Einstufig	Modulierend (2.7 kW)	Modulierend (3.2 kW)
Masse	115 kg	177 kg	41 kg	54 kg
Wasserinhalt	54.0 l	57.0 l	1.5 l	1.5 l
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung ¹	91.4%	89.9%	87.5%	88.4%
Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei Nennleistung ^{1,2}	92.0%	91.9%	88.1%	-
Betriebsbereitschaftsverlust ³	0.89%	1.46%	0.91%	1.23%
Stationäre Messpunkte	211	62	153	43
Davon Nennleistungspunkt	12	9	9	7
Messungen Bereitschaftsverlust	9	4	3	-
Messungen dynamischer Zeitkonstanten	27	18	150	24
Dynamische Messungen	12	12	-	-

¹ Wirkungsgrade sind gemessen bei 60°C Eintrittstemperatur und bezogen auf den Brennwert.
² Der feuerungstechnische Wirkungsgrad wurde aus den Kohlendioxidgehalt und der Abgastemperatur nach Hersteller berechnet unter Annahme einer Verbrennungslufttemperatur von 20°C.
³ Die Wärmeverluste werden auf die Nennleistung bezogen und in % angegeben.

Tabelle 9: Übersicht der geprüften Heizkessel, zur besseren Anonymisierung sind einzelne Werte für Nennleistung, Masse, Wasserinhalt, Wirkungsgrade und Betriebsbereitschaftsverlust leicht geändert dargestellt

Die stationären Messungen wurden bei unterschiedlichen Wassereintrittstemperaturen und -massenströmen sowie Kesselleistungen durchgeführt. Letztere beschränken sich aufgrund der Modulationsfähigkeit bei Kessel O2 auf die Nennleistung und bei Kessel O1 auf die beiden Stufenleistungen.

Die Gaskessel sind modulierend, die Leistung wurde hier auf Modulationsgrade von 25%, 50%, 75% und 100% eingestellt. Die stationären Messungen wurden für die Validierung benutzt, aber auch für Messung des Wirkungsgrades bei Nennleistung und zur Messung der Abgasfeuchte.

Die dynamischen Zeitkonstanten wurden aus Ein-/Ausschalt- und Lastwechselversuchen bei unterschiedlichen Eintrittstemperaturen, Massenströmen und Kesselleistungswerte ermittelt. Die hohe Anzahl an Versuchen beim modulierenden Kessel G1 resultiert aus unterschiedlichen Kesselleistungen unter denen der Kessel ein-/aus- oder umgeschaltet wurde. Aus den Einschalt- und Ausschaltversuchen wurden zudem die Kenngrößen der Startautomatik ermittelt, z. T. ergänzt durch Messung des Abgasmassenstroms während der Belüftungsphasen vor dem Einschalten bzw. nach dem Ausschalten. Dynamische Messungen zur Validierung wurden nur für die beiden Ölkessel und in einem Versuch an Kessel G1 vorgenommen.

6.4 Messungen zur Parametrierung

In diesem Abschnitt wird die Belastbarkeit der von den Herstellern angegebenen Eingangsgrößen ermittelt, die in dem Modell als Parameter zur energetischen Charakterisierung benötigt werden. Zudem werden Messungen gezeigt, in denen weitere dem Kessel vorzugebende Parameter bestimmt wurden. Im letzten Teil wird ein Ausschnitt aus einer Simulation gezeigt, die mit einem sinnvoll parametrisierten Modell durchgeführt wurde und anhand dessen die aus der Simulation resultierenden Temperaturverläufe analysiert werden.

6.4.1 Belastbarkeit der Herstellerangaben

Unter stationären Betriebsbedingungen wurden am Prüfstand der feuerungstechnische und der Kesselwirkungsgrad gemessen und mit den Angaben des Herstellers verglichen. Hierzu werden die Bedingungen nach den Vorgaben der EN 304 (Ölkessel) bzw. EN 303-3 (Gaskessel) eingestellt (siehe Tabelle 1), dies betrifft die Wassereintrittstemperatur (60°C), die Kesselleistung (Nennleistung), der Massenstrom (definiert über Temperaturdifferenz Austritt zu Eintritt von 20 K) und Luftüberschuss (abhängig von der Kesselnennleistung). Ebenso wurde bei der Messung des Betriebsbereitschaftsverlustes nach der EN 304 verfahren (siehe Tabelle 2).

Tabelle 10 zeigt die gemessenen Wirkungsgrade bei Nennleistung und den Betriebsbereitschaftsverlust sowie die Nenn- und Minimalleistung des Kessels und vergleicht diese mit den Herstellerangaben. Alle Wirkungsgrad- und Leistungsmessungen wurden bei 80°C Austritts- und 60°C Eintrittstemperatur vorgenommen.

Bei den beiden Gaskesseln G1 und G2 war es nicht möglich, die Sensoren für Abgastemperatur und feuchte direkt hinter dem Wärmeübertrager zu montieren, diese Größe musste im Abgasrohr nach Austritt aus dem Kessel gemessen werden. Die gemessene Temperatur stimmt daher nicht mit der Temperatur am Wärmeübertrageraustritt überein.

Auf dem Weg von Wärmeübertrager zur Messstelle kühlt das Abgas ab, die Höhe der Temperaturdifferenz richtet sich nach Temperaturniveau und Abgasmassenstrom (und damit der Brennerleistung). Die auftretende Temperaturdifferenz zwischen Wärmeübertrageraustritt und Messpunkt ist nicht zu ermitteln. Als weiterer Effekt steigt durch das Abkühlen auch die relative Feuchtigkeit im Abgas. Auch während der Nennleistungsprüfung ist eine Abkühlung des Abgases zu erwarten, da diese zwar bei hohem Abgasmassenstrom (Vollast) aber auch bei einem hohem Temperaturniveau (60°C Eintrittstemperatur) stattfindet. Damit wird der für Kessel G1 und G2 aus der Messung berechnete feuerungstechnische Wirkungsgrad zu hoch bestimmt und kann nur eingeschränkt für die Auswertung benutzt werden.

Auch bei Kessel O1 wurde zunächst der Fühler im Abgasrohr montiert. In den später durchgeführten Versuchen wurde zusätzlich ein Messpunkt an den Austritt des Wärmeübertragers verwendet, mit dem die weitere Auswertung vorgenommen wurde. Zur Auswertung der ersten Messungen wurde eine Korrekturfunktion benutzt, die aus den späteren Messungen abgeleitet wurde (Temperaturdifferenz der beiden Abgasmesspunkte). Durch diese Korrektur ist es möglich, alle durchgeführten Versuche für die Auswertung zu benutzen.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2
Nennleistung bei 80/60°C (Herstellerangabe)	19.2 kW	18.6 kW	14.8 kW	14.4 kW
Nennleistung bei 80/60°C (Messung)	17.8 kW	18.0 kW	14.3 kW	15.2 kW
Minimalleistung bei 80/60°C (Herstellerangabe)	11.1 kW ¹	-	2.7 kW ²	3.2 kW ²
Minimalleistung bei 80/60°C (Messung)	11.3 kW ¹	-	3.1 kW ²	3.7 kW ²
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Hersteller)	91.4%	89.9%	87.5%	88.4%
Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Messung)	89.2%	90.0%	86.2%	86.5%
Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Hersteller)	92.0%	91.9%	88.1%	-
Feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei Nennleistung und 80/60°C (Messung)	91.8%	92.6%	88.3%	88.7%
Betriebsbereitschaftsverlust (Hersteller)	0.9%	1.5%	0.9%	1.2%
Betriebsbereitschaftsverlust (Messung)	1.2%	1.2%	1.2%	-

¹ Minimalleistung entspricht der Grundstufenleistung.
² Minimalleistung entspricht der Leistung bei minimalen Modulationsgrad

Tabelle 10: Übersicht der Nachmessung der Herstellerdaten

Ergebnis

- Die gemessene Nennleistung entspricht bei drei der vier getesteten Kessel nicht der Herstellerangabe (Kessel O1, O2 und G2). In dem Modell führen Abweichungen in der vorgegebenen Nennleistung zwar nur zu geringen Unterschieden im Wirkungsgrad des Heizkessels, aber zu Abweichungen in der Wasseraustrittstemperatur.
- Die Abweichungen in den Minimalleistungen sind absolut geringer, relativ liegen diese aber z. T. höher (Kessel G1 und G2). Die Auswirkungen auf die Modellergebnisse sind mit denen bei abweichenden Maximalleistungen identisch.
- Die Kesselwirkungsgrade bei Nennleistung weichen z. T. erheblich von der Herstellerangabe ab (Kessel O1 >2%, G1 >1%, G2 >1.5%). Die Abweichung im feuerungstechnischen Wirkungsgrad ist dagegen deutlich geringer (maximal beim Kessel O2: +0.65%). Allerdings fehlt bei den Herstellerangaben die genaue Beschreibung, wie der feuerungstechnische Wirkungsgrad ermittelt wurde, eine Bewertung dieser Größe ist daher nur eingeschränkt möglich.
- Die Messung des Betriebsbereitschaftsverlusts ergab bei den drei getesteten Kesseln nahezu den gleichen Wert. Die Hersteller geben allerdings bei zwei Kesseln einen zu geringen (Kessel O1, G1) und bei Kessel O2 einen zu hohen Wert an.

Bewertung

Die Angaben der Hersteller und die Messungen am Prüfstand zeigen z. T. deutliche Unterschiede in den untersuchten Parametern. Zu den Abweichungen kann es aus unterschiedlichen Gründen kommen. Neben den Messunsicherheiten an den Prüfständen der Ostfalia und des jeweiligen Herstellers können einige der Randbedingungen der Messungen unterschiedlich sein. Dies betrifft vor allem die Eingangsgrößen, die in den Prüfnormen nicht festgelegt werden wie beispielsweise Temperatur und Feuchtigkeit der Verbrennungsluft. Auch können Unterschiede zwischen den geprüften Geräten im Rahmen der Produktstreuung auftreten. Außerdem ist es denkbar, dass die Einstellung der Geräte beim Hersteller und auf dem Prüfstand der Ostfalia (hier Werkeinstellung) unterschiedlich war.

Werden die Herstellerangaben als Parameter verwendet, ist die Wahrscheinlichkeit hoch, dass allein durch die ungenaue Parametrierung deutliche Unterschiede zwischen Messung und Simulation auftreten können. Dies betrifft vor allem den Wirkungsgrad bei Nennleistung. Aus diesem Grund sollte wenn möglich eine eigene Messung des Nennleistungspunktes durchgeführt werden, um eine gute Parametrierung des Modells sicherzustellen.

Hierbei muss die Abgastemperatur direkt am Austritt des Wärmeübertragers unter Beachtung der hohen Ansprüche an eine Gastemperaturmessung (z. B. Strahlungsschutz und Umströmung des Sensors) gemessen werden, um eine genaue Berechnung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades zu ermöglichen. Zusätzlich ist eine zweite Messung der Leistung in der Grundlaststufe bzw. bei minimalem Modulationsgrad sinnvoll.

6.4.2 Kondensationsparameter

Um das Verhalten von Brennwertkesseln bei auftretender Kondensation zu charakterisieren, wird im Modell die Feuchtigkeit im Abgas nach Gleichung (18) berechnet. Für die Berechnung werden als vorzugebende Parameter die Abgasfeuchte bei Referenzbedingungen (Volllast, 35°C Wassereintrittstemperatur) sowie die Abhängigkeiten von der Wassereintrittstemperatur und der Kesselleistung benötigt. Diese wurden für die vier getesteten Heizkessel mittels Abgasfeuchtemessungen in den durchgeführten stationären Versuchen ermittelt.

Abbildung 20 zeigt für jeden der vier Kessel die gemessenen Abgasfeuchten gemittelt über die jeweilige Wassereintrittstemperatur und der Kesselleistung. Außerdem sind die Ergebnisse der Funktion nach Gleichung (18) dargestellt, mit der die Abgasfeuchte im Modell berechnet wird. Die erforderlichen Parameter sind aus den Messungen des jeweiligen Kessels ermittelt worden (Tabelle 11).

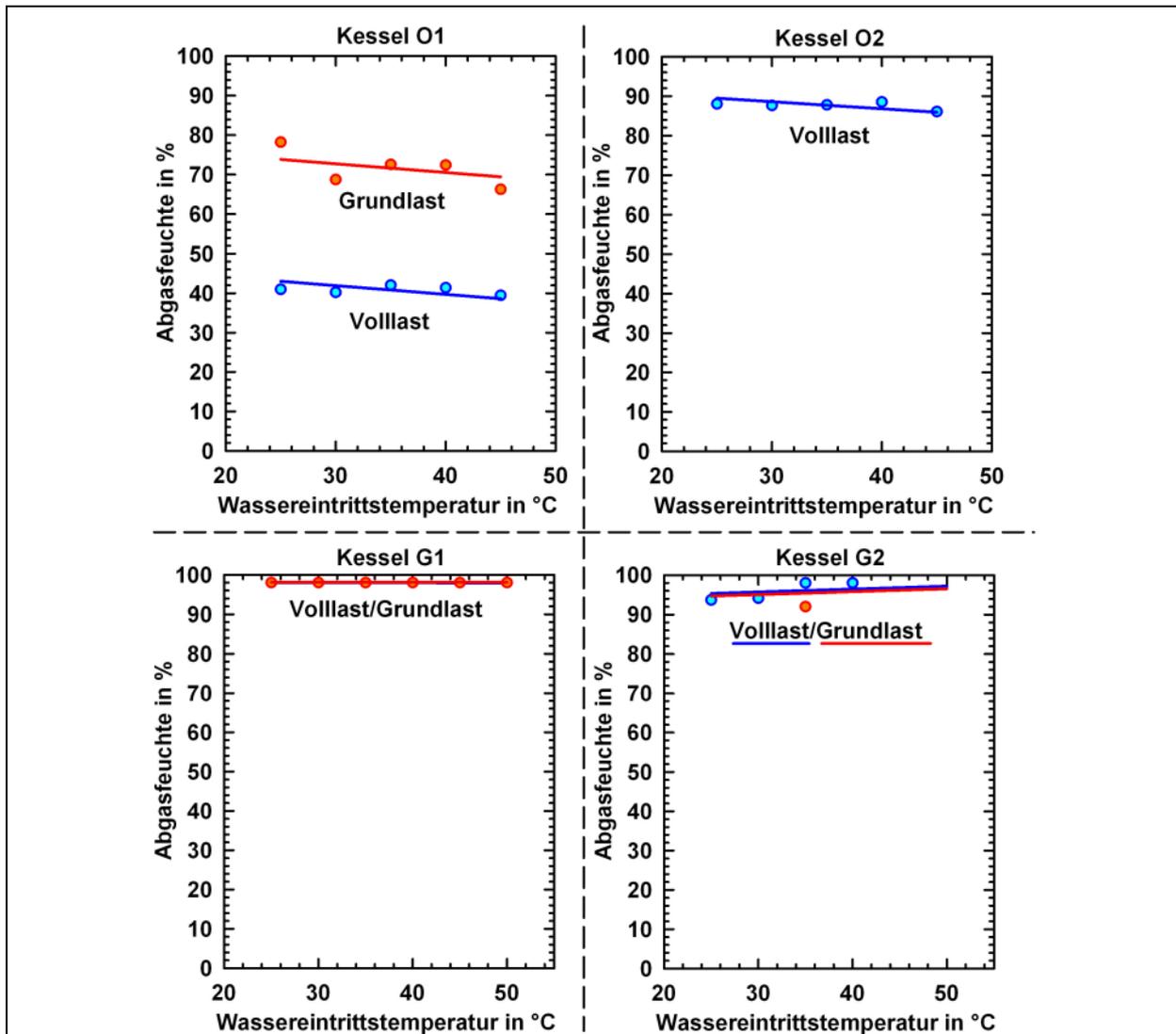


Abbildung 20: Abgasfeuchte der vier Heizkessel in Abhängigkeit von der Kesselleistung und der Wassereintrittstemperatur, bei den modulierenden Kessel G1 und G2 entspricht die Grundlast den Betrieb bei minimaler Kesselleistung

Für die beiden Gaskessel entsprechen die gemessenen Werte nahezu 100%, d. h. in diesen Kesseln kann von voll gesättigtem Abgas ausgegangen werden⁷. In den beiden Ölkesseln liegen die Werte unterhalb von 100%, dies betrifft vor allem den Kessel O1 und hier vor allem den Volllastbetrieb.

Tabelle 11 gibt die gemessenen Kondensationsparameter wieder, die für die Kessel ermittelt wurden und deren Ergebnisfunktion in Abbildung 20 dargestellt ist. Neben den Ergebnissen der vier Kessel werden typische Werte angegeben, die in dem Modell vorgegeben werden können, wenn die Parameter unbekannt sind. Kessel O2 ist ein einstufiger Kessel, so dass hier keine Abhängigkeit der Feuchte von der Kesselleistung vorliegt.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2	Typisch (Modell)
Feuchte bei Referenzbedingungen (35°C, Volllast): φ_0	40.8%	87.8%	98.0%	95.9%	100%
Abh. der Feuchte von der Kesselleistung: $\Delta\varphi_Q$	85.7%	-	0.14%	-0.19%	0%
Abh. der Feuchte von der Wassereintrittstemperatur: $\Delta\varphi_\theta$	-0.22%/K	-0.18%/K	-0.002%/K	0.056%/K	0%/K

Tabelle 11: Übersicht der gemessenen Kondensationsparameter

Ergebnis

- Bei den festgelegten Referenzbedingungen ergeben sich unterschiedliche Abgasfeuchtigkeiten von 40% beim Kessel O1 bis zu 98% beim Kessel G1.
- Die Abhängigkeit der Abgasfeuchte von der Kesselleistung ist beim zweistufigen Ölkessel O1 stark ausgeprägt, während sich bei den beiden Gasthermen nahezu keine Abhängigkeit ergibt.
- Die Abhängigkeit von der Wassereintrittstemperatur ist bei allen Kesseln gering und liegt bei maximal 0.2%-Punkten (d. h. Veränderung der Abgasfeuchte bis ca. 2%-Punkte bei 10 K Temperaturänderung). Hier ist zu beachten, dass die Kessel im Temperaturbereich unter 50°C betrieben werden.
- Durch die unterschiedlich gemessenen Werte für die einzelnen Heizkessel ist es nicht sinnvoll, typische allgemein gültige Werte abzuleiten. Ohne eigene Messung sollte daher voll gesättigtes Abgas in allen Betriebszuständen angenommen werden.

Im Wesentlichen wirkt sich die Abgasfeuchte im Modell auf die Berechnung der Kondensationsmenge aus – je geringer die Abgasfeuchte, umso höher ist die Kondensationsrate.

Abbildung 21 vergleicht die gemessenen und berechneten Kondensationsmengen die in stationären Versuchen aufgetreten sind. Für die Berechnung der Kondensationsmenge wird neben der nach Gleichung (18) berechneten Abgasfeuchte (Parameter je nach Heizkessel aus den Messungen nach Abbildung 20) auch zum Vergleich voll gesättigtes Abgas (konstant 100% Feuchte) verwendet. Dies entspricht dem Fall, wenn keine Ermittlung der Kondensationsparameter möglich ist und die typischen Werte verwendet werden. Außerdem werden die gemessenen und nach Modell berechneten Abgasfeuchten für jeden der Versuche angezeigt.

⁷ Allerdings konnte in beiden Gaskesseln Temperatur und Feuchte des Abgases erst im Abgasweg gemessen werden, wie zuvor beschrieben. Durch Abkühlung des Abgases auf dem Weg vom Wärmeübertrageraustritt zum Messpunkt kann es zu einem Anstieg der relativen Feuchte gekommen sein, so dass zu hohe Abgasfeuchten gemessen wurden.

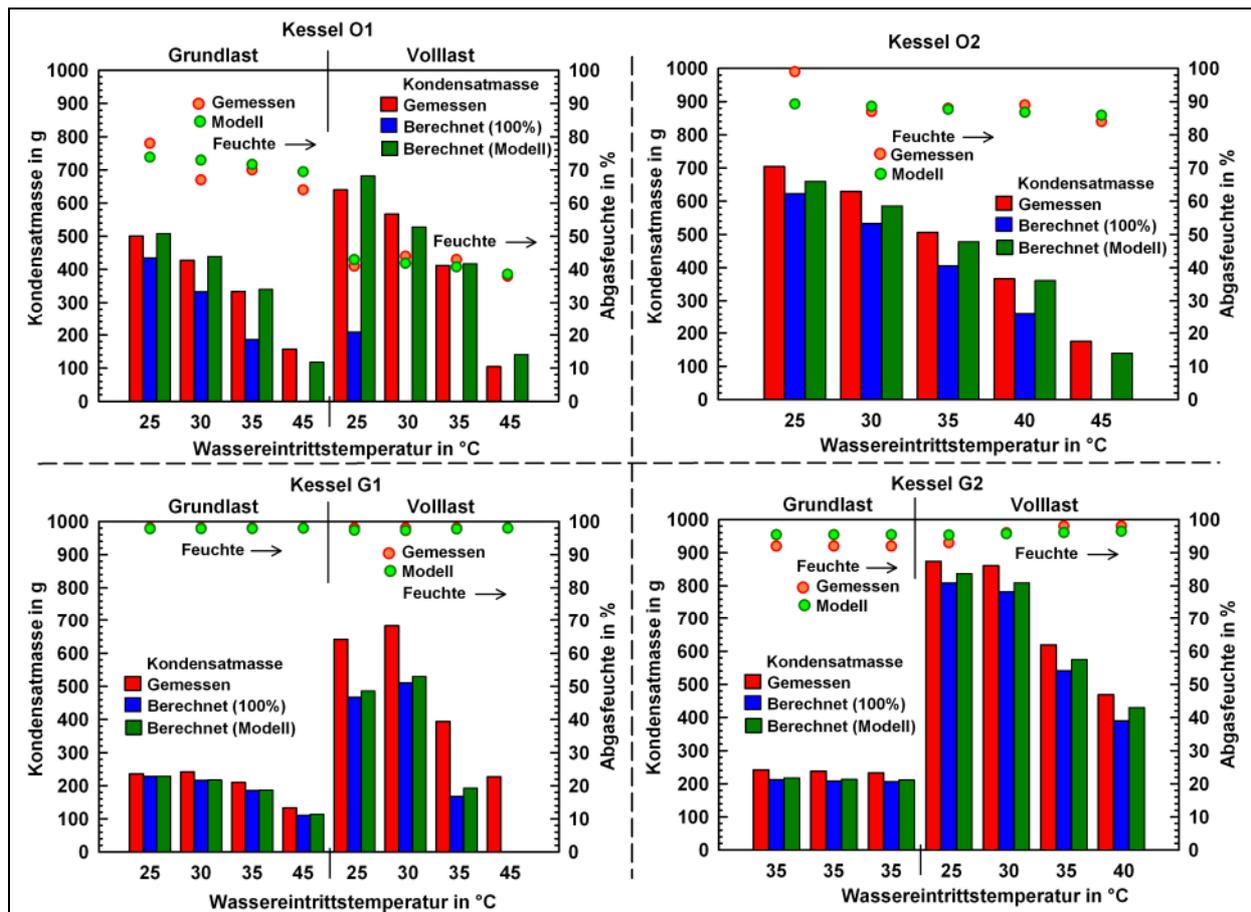


Abbildung 21: Gemessene und berechnete Kondensationsmassen (unter Annahme von 100% Abgasfeuchte bzw. der modellierten Abgasfeuchte) der vier Heizkessel in jeweils acht stationären Versuchen (Dauer 30 min), sowie gemessene und nach Modell berechnete Abgasfeuchten; bei den modulierenden Kessel entspricht die Grundlast den Betrieb bei minimaler Kesselleistung. Berechnete Kondensationsmassen betragen z. T. 0 g.

Ergebnis

Die nach Modell berechnete Abgasfeuchte erhöht für alle vier Kessel im Vergleich zur Annahme voll gesättigtem Abgas die Übereinstimmung von berechneten und gemessenen Kondensationsmengen, im Modell werden so nahezu die gleichen Werte wie in der Messung erreicht. Ausnahme sind die Versuche von Kessel G1, die bei Volllast durchgeführt wurden. Hier liegt der berechnete Wert deutlich unter der gemessenen Menge. Der Fehler wird wahrscheinlich durch die ungünstige Position in der Abgastemperatur und -feuchtemessung hervorgerufen (s. o.).

Bewertung

Die Ergebnisse zeigen, dass je nach Kessel eine Abgasfeuchte von entweder bis zu 100% oder auch von deutlich weniger als 100% möglich ist. Der Grund für die Unterschiede liegt in der jeweiligen Bauart des Wärmeübertragers. Dieser bestimmt die Abkühlung des Abgases, aber auch das Temperaturprofil innerhalb der Abgasseite des Wärmeübertragers. Abbildung 22 zeigt zwei typische Abgasprofile mit höheren Temperaturen in der Mitte des Rohres und niedrigeren Temperaturen an der Rohrwandung.

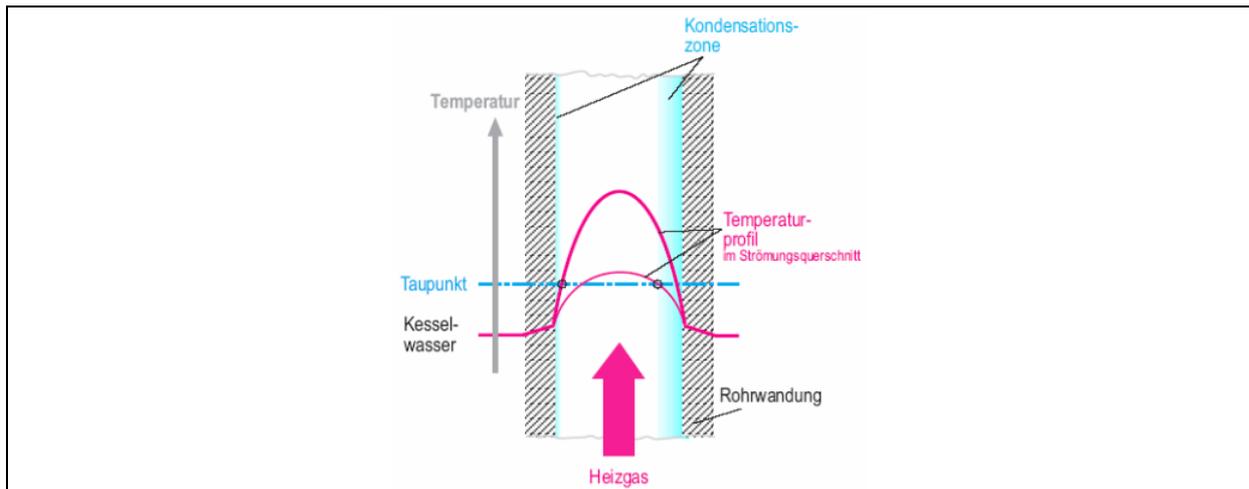


Abbildung 22: Temperaturprofile im Strömungsquerschnitt nach [Er04]

Der Hauptgrund einer Abgasfeuchte unter 100% entsteht somit dadurch, dass das Abgas an den Wärmeübertragerflächen deutlich stärker abgekühlt wird als das restliche Abgas. Dadurch tritt hier eine erhöhte Kondensation auf, die höher ausfällt als nach dem Sättigungspunkt der mittleren Abgastemperatur zu erwarten ist.

Die Messungen zeigen außerdem, dass sich keine typischen Werte für die Kondensationsparameter ableiten lassen. Daher ist es notwendig diese Parameter durch Messung am jeweiligen Heizkessel zu ermitteln. Entscheidend ist dabei die Position des Abgasfeuchtesensors, der im Idealfall direkt am Austritt des Wärmeübertragers installiert werden sollte.

Falls keine Messung der Abgasfeuchte möglich ist, muss von konstant voll gesättigtem Abgas ausgegangen werden. Dies kann aber dazu führen, dass die Kondensationsmengen vom Modell deutlich unterschätzt werden.

Dies zeigt der beispielhafte Vergleich der Kondensationsmengen. Während sich bei den Kesseln G1 und G2 bereits eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Messung mit 100%-iger Abgasfeuchte erzielen lässt, liegen die berechneten Werte vor allem bei Kessel O1 weit unter der Messung. Dies kann in den gezeigten Beispielen zu Abweichungen von mehr als 2% im stationären Wirkungsgrad führen (300 g fehlende Kondensationsmenge entspricht ca. 0.2 kWh, während in Volllast insgesamt ungefähr eine Wärmemenge von 10 kWh an das Heizungswasser übertragen wird).

6.4.3 Elektrische Leistungen und Startautomatik

Am Prüfstand wurden Messungen durchgeführt, um das Start- und Stopverhalten der Heizkessel zu untersuchen, die elektrische Leistungsaufnahme in den unterschiedlichen Betriebsphasen zu bestimmen und für das Modell die entsprechenden Parameter abzuleiten (siehe Abschnitt 5.5).

Im Modell wird jeweils beim Starten und Stoppen eine Spülzeit berücksichtigt, die zu einer Zeitverschiebung führt (z. B. zusätzliche Totzeit nach dem Startsignal) und in der erhöhte Wärmeverluste durch Wärmeübertragung vom Heizungswasser an die kältere Spülluft hervorgerufen werden.

Zur Charakterisierung muss daher neben der Zeitdauer der Luftmassenstrom während des Vorspülens ermittelt werden. Hierzu wurde zum einen die elektrische Leistungsaufnahme gemessen, die mit dem Wert bei stationärem Nennleistungsbetrieb verglichen wird. Die elektrische Leistung wird während der Spülphase nicht nur für das Gebläse, sondern auch für die restlichen Bauteile des Kessels benötigt.

Bei Ölkesseln wird ein großer Teil der elektrischen Energie für die Ölvorwärmung verwendet. Somit ist es nur eingeschränkt möglich, von der elektrischen Leistung auf den Luftmassenstrom zu schließen. Daher wird zusätzlich der gasseitige Massenstrom während der Spülphase durch eine Luftgeschwindigkeitsmessung im Abgasrohr bestimmt.

Trotz der hohen Ungenauigkeit dieses Messverfahrens ist es möglich, aus beiden Messergebnissen Rückschlüsse über die Gebläseleistung in den Spülphasen zu erhalten und damit den Luftmassenstrom näherungsweise zu bestimmen. Dieser wird in der folgenden Tabelle 12 als anteiliger Gebläsebetrieb (Verhältnis Luftmassenstrom bei Spülen zum Zuluftmassenstrom bei Nennleistung) angegeben.

Für die Kessel wurde zudem das Startverhalten bestimmt, d. h. welche thermische Leistung nach dem Einschalten von der Kesselregelung angefahren wird und nach welcher Modulationszeit die gewünschte Nutzwärmeleistung erreicht wird. Für die Feststellung der Startleistung wurde sowohl die Messung der Brennstoffmenge (Gasvolumenstrom bei den Gaskesseln G1 und G2, Ölmenge bei Ölkessel O1) als auch die aufgenommene elektrische Leistung verwendet. Neben der Startleistung ist zusätzlich der Startmodus je nach Kessel festzulegen. Hierbei erfolgt die Kennzeichnung wie bei der Parametrierung des Modells (siehe Abschnitt 5.5.7):

- Modus 2: Am Brenner wird die Startleistung eingestellt und bis zum Ende der Modulationszeit beibehalten.
- Modus 3: Am Brenner wird zunächst die Startleistung eingestellt, dann moduliert der Brenner innerhalb der Modulationszeit auf den gewünschten Modulationsgrad.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2	Typisch (Modell)
El. Leistungsaufnahme bei Volllast (Messwert/Herstellerangabe/Normwert)	190 W - 185 W	215 W 223 W 184 W	47.5 W 45 W 163 W	31 W 74 W (inkl. Pumpe) 163 W	EN-Norm
El. Leistungsaufnahme im Standby (Messwert/Herstellerangabe/Normwert)	5 W - 15 W	3 W 5 W 15 W	5.5 W 5.5 W 15 W	5 W - 15 W	5 W
Vorspülzeit	10 s	16 s	20 s	-	20 s
El. Leistungsaufnahme Vorspülen	190 W	240 W	19.5 W	-	Volllast
Gebläsebetrieb beim Vorspülen (Anteil an Betrieb bei Volllast)	100%	100%	70%	-	100%
Nachspülzeit	80 s	-	14 s	30 s	-
El. Leistungsaufnahme Nachspülen (bei Kessel G1 richtete sich)	20 W	-	variabel ¹	7 W	-
Gebläsebetrieb beim Nachspülen	60%	-	wie vor Aus	10%	-
Startmodus (bei Kessel G1 wurden drei Startphasen identifiziert)	2	-(1stufig)	1. 2 2. 2 3. 3	3	-
Startleistung	max.	-(1stufig)	1. 60% 2. min. 3. min.	Min	-
Modulationszeit	77 s	-(1stufig)	1. 18 s 2. 60 s 3. 80 s	8-16 s	-
Minimale Einschaltzeit	77 s	-	18 s	8-16 s	-

¹ Die elektrische Leistung richtet sich nach dem Modulationsgrad vor dem Ausschaltsignal.

Tabelle 12: Übersicht der gemessenen elektrischen Größen und der Spülzeiten

Tabelle 12 gibt die gemessenen Werte zur Charakterisierung der Start- und Stoppautomatik wieder. Außerdem sind die gemessenen elektrischen Leistungen für den Standby-Betrieb und bei Volllast aufgeführt. Für diese werden zusätzlich die Werte angegeben, die sich aus der Näherungsgleichung nach EN 15316 ergeben.

Diese berechnet die beiden Leistungen in Abhängigkeit von der Nennleistung des Kessels und kann zur Bestimmung typischer Werte dienen. Außerdem werden typische Werte für die Spülzeiten angegeben, die aus den Messergebnissen abgeleitet wurden.

Ergebnis

- Die elektrische Leistungsaufnahme bei Vollast ist bei den Ölkesseln deutlich höher (Faktor 4-7) als bei den Gaskesseln, dies liegt hauptsächlich an der Ölvorwärmung und einer höheren Gebläseleistung. Die Herstellerangabe stimmt mit den Messwerten gut überein. Auch die Werte nach EN 15316 weisen für die Ölkessel eine gute Übereinstimmung auf, bei den Gaskesseln sind die Werte aber zu hoch.
- Im Standby nehmen alle vier Kessel nur eine geringe Leistung von 5 W auf. Die Herstellerangaben geben ungefähr die gleichen Werte an, während sich aus der [EN 15316] ein zu hoher Leistungswert ergibt.
- Vor- und Nachspülphasen fallen bei allen vier Kesseln unterschiedlich aus. Beide Ölkessel spülen für 10 bzw. 16 s bei voller Gebläseleistung vor, aber nur Kessel O1 spült nach und zwar 80 s bei einer geringeren Gebläseleistung. Der Kessel G1 spült auch vor und nach. Während die Verhältnisse beim Vorspülen noch ähnlich derer bei Kessel O2 sind, ist die Nachspülzeit mit 14 s weitaus geringer, zudem läuft das Gebläse mit der gleichen Leistung nach wie in dem Modulationsgrad vor dem Ausschalten. Der Kessel G2 spült nicht vor, sondern nur für ca. 30 s nach, wobei hier nur eine äußerst geringe Leistung aufgenommen wird.
- Der Startbetrieb des Brenners fällt ebenfalls bei allen Kesseln unterschiedlich aus. Kessel O1 wird zunächst für 77 s bei maximaler Leistung betrieben (entspricht auch der Mindesteinschaltzeit). Auch Kessel G1 startet zunächst für 16 s bei maximaler Leistung (auch Mindesteinschaltzeit), schaltet dann aber für 60 s in den minimalen Modulationsgrad, um erst dann langsam auf die gewünschte Leistung zu modulieren. Kessel G2 weist nur eine Startphase auf. Der Kessel startet mit der minimalen Leistung und moduliert im Vergleich zum Kessel G1 schnell auf den gewünschten Modulationsgrad. Die Dauer dieser Phase variierte in den einzelnen Versuchen, auch bei gleichem Zielwert der Kesselleistung.

Bewertung

Für die elektrische Leistungsaufnahme können gemessene Werte oder Herstellerdaten verwendet werden. Dabei ist jedoch bei den Herstellerangaben darauf zu achten, dass die elektrischen Leistungswerte im Betrieb nicht die Kesselpumpe beinhalten. Ohne Messung und Herstellerangabe kann als Näherungsansatz die EN 15316 verwendet werden, allerdings können sich daraus deutliche Abweichungen ergeben, wie die beiden Gaskessel zeigen.

Das Spül- und Startverhalten unterscheidet sich je nach Kessel deutlich. Für eine genaue Simulation müssen diese Angaben daher von den Herstellern erfragt, abgeschätzt oder selbst gemessen werden.

Bezüglich der Spüldauer wurde überprüft, ob sich diese aus dem Brennraumvolumen des jeweiligen Kessels und mit einer zu ermittelnden Austauschzahl ableiten lässt. Für die vier getesteten Heizkessel konnte hier jedoch kein Zusammenhang festgestellt werden bzw. die Austauschzahl fiel für jeden Kessel unterschiedlich aus.

Eine weitere Möglichkeit auf die Spülzeit zu schließen sind die Vorgaben in den entsprechenden Normen. In der EN 267 wird für Ölgebläsebrenner bis zu einem Brennstoff-Nenndurchsatz von 30 kg/h eine Mindest-Vorspülzeit von 5 s vorgeschrieben, wenn die Luftklappen zwangsgesteuert werden (alternativ ist eine natürliche Durchlüftung von 30 s möglich).

Für Gasgebläsebrenner wird in der EN 676 eine Vorspülzeit von 20 s bei maximalem Luftvolumenstrom oder bei einer erhöhten Zeitdauer bei vermindertem Volumenstrom festgelegt. Die Messungen zeigen jedoch, dass die Kessel am Prüfstand von diesen Normvorgaben abweichen, so dass die dort getroffenen Vorgaben sich nicht unbedingt im realen Betrieb widerspiegeln müssen. Liegen aber keinerlei Daten vor, kann näherungsweise eine typische Vorspülzeit von 20 s bei voller Gebläseleistung angenommen werden.

Beim Startverhalten lassen sich aufgrund der deutlich unterschiedlichen Varianten keine typischen Werte ableiten.

6.4.4 Dynamische Kennwerte

Die kesselspezifischen Kennwerte nach Gleichung (22) bis (24) charakterisieren das dynamische Verhalten des Kessels und sind als Parameter dem Modell vorzugeben. Diese Konstanten wurden für die vier Heizkessel aus Ein-/Ausschalt- und Lastwechselversuchen ermittelt, in denen der Kessel bei konstanter Eintrittstemperatur und konstantem Massenstrom ein-/aus- oder in eine andere Leistungsstufe umgeschaltet wurde (ähnlich dem Versuch in Abbildung 18, der exemplarisch einen Versuch nach Einschalten des Kessels zeigt).

Aus den Temperaturverläufen von Abgas- und Wasseraustritt wurden die Zeitkonstanten bestimmt und der jeweilige Anteil nach den Gleichungen (22) bis (24) für den Versuch errechnet. Damit können einerseits die Unterschiede zwischen den getesteten Kesseln ermittelt und andererseits der entstehende Fehler durch Annahme konstanter Werte über alle Betriebspunkte bewertet werden.

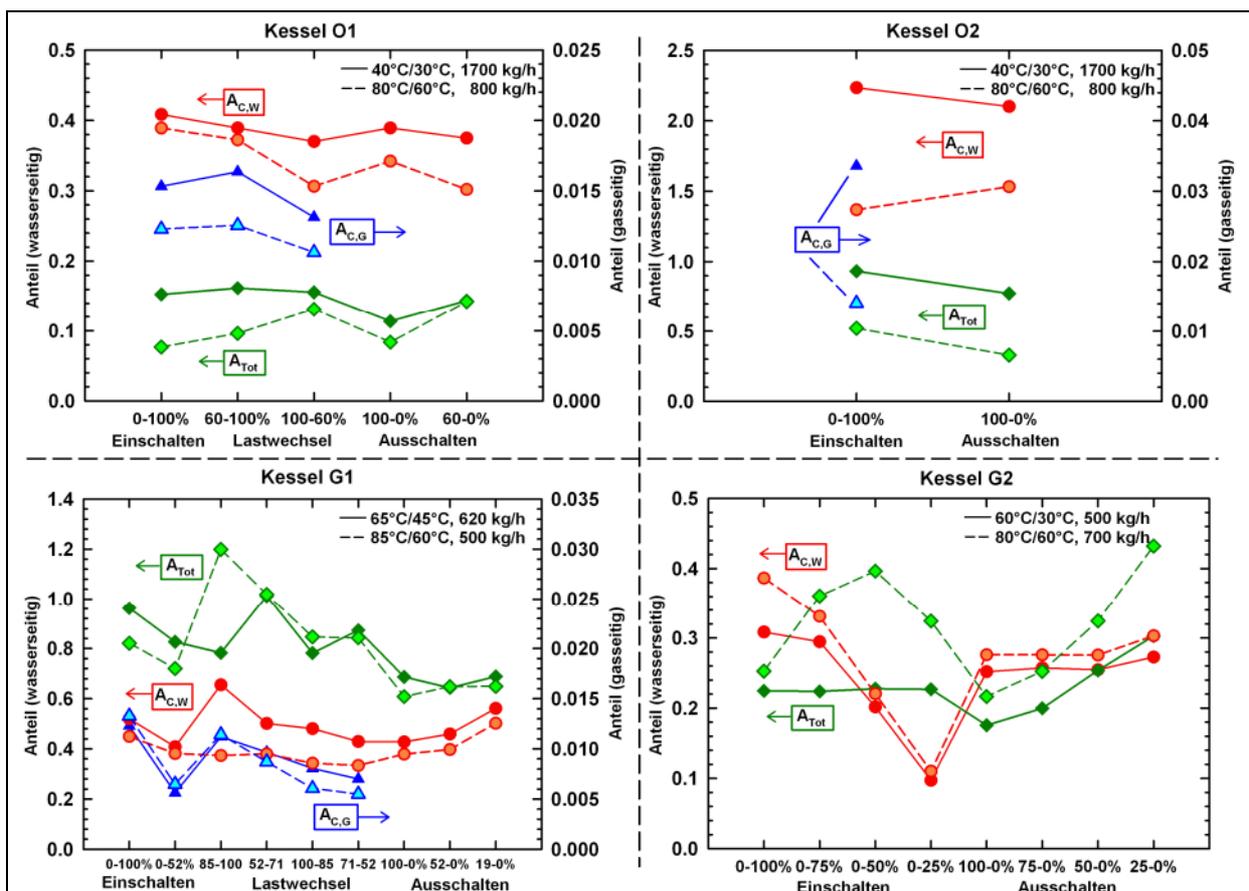


Abbildung 23: Dynamische Kennwerte der vier Heizkessel bei jeweils zwei Betriebsbedingungen und bei verschiedenen Betriebsarten

Abbildung 23 zeigt die sich ergebenden Konstanten für die vier Heizkessel beispielhaft unter zwei Betriebsbedingungen und bei unterschiedlichen Betriebsarten. Durch Einschränkungen unterschiedlicher Art werden nicht bei jedem Heizkessel für alle Betriebspunkte Werte angegeben:

- Kessel O2: Kein Lastwechsel, da einstufiger Kessel.
- Kessel O2: Keine Abgaszeitkonstante beim Ausschalten, da kein Abgasmassenstrom (keine Nachspülung).
- Kessel G1/G2: Keine Zeitkonstanten (Abgas und Wasser) beim Einschalten, da der Brenner erst mit der Startleistung betrieben wird (siehe Startverhalten nach Tabelle 12).
- Kessel G1/G2: Kein Abgaszeitkonstanten beim Ausschalten, da Nachspülzeit zu kurz.

Während sich die dynamischen Kennwerte zwischen den einzelnen Heizkesseln z. T. deutlich unterscheiden, ist die Variation über die Betriebspunkte bei den jeweiligen Heizkesseln weitaus geringer. Kessel O1 zeigt sowohl über geänderte Betriebsarten als auch Betriebsbedingungen nur geringe Unterschiede in den Kennwerten. Ähnlich ist das Verhalten bei Kessel G1 mit Ausnahme der Lastwechselprüfung von 85% auf 100%. Bei Kessel G2 zeigen sich größere Unterschiede vor allem im Anteil an der Totzeit und der Messung bei 700 kg/h.

Kessel O2 zeigt die deutlichsten Veränderungen in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen. Grund ist die Bauart des Wärmeübertragers, der mit einem Luftspalt ausgestattet ist, um nach Starten des Kessels schnell eine hohe Abgastemperatur zu erreichen und damit Kondensation im Kessel zu verhindern (dem Kessel ist ein weiterer Wärmeübertrager nachgeschaltet, um den Brennwert zu nutzen). Vor allem bei geringem Temperaturniveau führt dies zu hohen Werten für den wasserseitigen Kapazitätsanteil und dem Anteil an der Totzeit.

Zusammenfassend für alle durchgeführten Versuche gibt Tabelle 13 einen Überblick über die gemessenen dynamischen Parameter der getesteten Heizkessel. Hierbei werden für jeden Kennwert der Mittelwert aus den Aufheiz-, Abkühl- und Lastwechselversuchen sowie der Mittelwert aller Versuche angegeben, jeweils für einen Betriebspunkt bei geringem und hohem Temperaturniveau. Es gelten die gleichen Einschränkungen der Betriebspunkte wie für Abbildung 23.

Außerdem wird der Mittelwert aller durchgeführten Versuche angegeben. Für die Kessel G1 und G2 wurden entsprechend der Modulationskapazität Messpunkte bei minimaler Kesselleistung angefahren, daraus resultieren sehr kleine Temperaturdifferenzen im Messpunkt 40/30°C. Für diese Kessel werden daher die Versuche bei geringeren Massenströmen und damit höheren Temperaturdifferenzen durchgeführt (Kessel G1: 65/45°C, Kessel G2: 60/30°C). Zusätzlich werden in der Tabelle die entsprechenden Werte für Wasserinhalt und Kesselmasse sowie typische dynamische Kennwerte angegeben, die im Modell verwendet werden können.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G2	Typisch (Modell)
Kesselmasse	115 kg	177 kg	41 kg	54 kg	-
Wasserinhalt	54.0 l	57.0 l	1.5 l	1.5 l	-
Anteil Kesselmasse an gasseitiger Wärmekapazität: $A_{C,G}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 40/30°C	0.014 0.011 0.014 0.013	0.034 - - 0.034	- - 0.008 ¹ 0.008 ¹	-	0.01
Anteil Kesselmasse an gasseitiger Wärmekapazität: $A_{C,G}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 80/60°C	0.012 0.013 0.012 0.013	0.014 - - 0.014	- - 0.008 0.008	-	
Gesamtmittelwert $A_{C,G}$	0.013	0.027	0.008	-	
Anteil Kesselmasse an wasserseitiger Wärmekapazität: $A_{C,W}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 40/30°C	0.43 0.39 0.38 0.40	2.24 2.10 - 2.17	- 0.47 ¹ 0.52 ¹ 0.51 ¹	- 0.26 ² - 0.26 ²	0.50
Anteil Kesselmasse an wasserseitiger Wärmekapazität: $A_{C,W}$ (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 80/60°C	0.39 0.32 0.34 0.34	1.37 1.53 - 1.45	- 0.42 0.40 0.40	- 0.28 - 0.28	
Gesamtmittelwert $A_{C,W}$	0.37	1.74	0.59	0.29	
Anteil Wasserinhalt an der Totzeit: A_{Tot} (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 40/30°C	0.15 0.13 0.16 0.14	0.93 0.77 - 0.85	0.92 ¹ 0.68 ¹ 0.96 ¹ 0.90 ¹	0.33 ² 0.31 ² - 0.32 ²	0.5
Anteil Wasserinhalt an der Totzeit: A_{Tot} (Aufheizen/Abkühlen/ Lastwechsel/Mittelwert) Betriebspunkt 80/60°C	0.08 0.11 0.11 0.11	0.52 0.33 - 0.42	0.80 0.66 0.89 0.83	0.23 0.23 - 0.23	
Gesamtmittelwert A_{Tot}	0.11	0.58	0.92	0.28	

¹ Messungen an Kessel G1 bei 65/45°C, ² Messungen an Kessel G2 bei 60/30°C

Tabelle 13: Übersicht der gemessenen dynamischen Parameter, die beim Betriebspunkt angegebenen Temperaturen entsprechen den Werten bei voller Kesselleistung, für den Gesamtmittelwert werden die Messungen aller Betriebspunkte (je nach Kessel zwischen 2-9 Betriebspunkte) verwendet

Ergebnis

- Der gasseitige Anteil an der Wärmekapazität liegt bei 0.01 für die Kessel O1 und G1. Für den Kessel O2 ergibt sich mit 0.027 ein höherer Wert, d. h. hier steigt die Gastemperatur wesentlich langsamer an. Bei diesem Kessel zeigt sich auch eine Abhängigkeit des Wertes von den Betriebsbedingungen aufgrund der Bauart des Wärmeübertragers (siehe nächster Punkt).
- Während der mittlere wasserseitige Anteil an der Wärmekapazität für den Kessel O1 und die beiden Gaskessel ähnlich ausfallen (Kessel O1 und G2 etwas unterhalb und Kessel G1 etwas oberhalb von 0.5), ergibt sich für den Kessel O2 ein anderes dynamisches Verhalten. Hier werden Werte über 1 erreicht, d. h. die Wassertemperatur steigt langsamer an, als sich mit der Kapazität von Kesselmasse und Wasserinhalt berechnen lassen. Der Grund liegt im speziellen Aufbau des Abgas-Wasser Wärmeübertragers, dieser weist im kalten Zustand einen Luftspalt auf, um den Wärmeübergang zu behindern und Kondensation zu vermeiden. Erst bei höheren Temperaturen wird der Luftspalt geschlossen und die Wärme mit hoher Leistung übertragen. Dies führt zu einer langsamen Temperaturänderung auf der Wasserseite.

- Der Anteil des Wasserinhalts an der Totzeit zeigt große Unterschiede bei den getesteten Kesseln. Während der Kessel O1 mit ca. 0.1 den geringsten Wert aufweist, erreicht der Kessel G1 einen Anteil ungefähr von 1, d. h. der Wasserinhalt wird voll in der Totzeit berücksichtigt. Dies lässt sich damit erklären, dass der Kessel nur einen geringen Wasserinhalt hat. Allerdings trifft dies nicht auf Kessel G2 mit ebenfalls geringem Wasserinhalt zu, hier wird ein Wert von 0.3 bestimmt. Der Kessel O2 hat dagegen einen ähnlichen Wasserinhalt wie der Kessel O1, gemessen wurden hier jedoch deutlich höhere Werte. Die Erklärung hierfür liefert wiederum der spezielle Aufbau des Wärmeübertragers.
- Während sich für die Kessel O1, G1 und G2 nur geringe Unterschiede in den wasserseitigen Parametern in Abhängigkeit vom Temperaturniveau ergeben, treten bei Kessel O2 deutliche Unterschiede auf. Bei einem geringen Temperaturniveau dauert es länger bis der Luftspalt im Abgaswärmeübertrager des Kessels O2 geschlossen ist, daher liegen hier die Werte deutlich über denen bei einem hohen Temperaturniveau.

Bewertung

Für eine detaillierte Modellierung ist es unerlässlich, die dynamischen Parameter aus einem Versuch abzuleiten. Zwar ist es möglich, aus den Messungen typische bauartunabhängige Werte abzuleiten (siehe Tabelle 13), diese geben beispielsweise das Verhalten des Kessels G1 gut wieder. Bei speziellen Bautypen, z. B. des Wärmeübertragers im Kessel O2, ergibt sich jedoch ein völlig anderes dynamisches Verhalten, das mit diesen typischen Werten nur unzureichend beschrieben wird.

Während nur geringe Unterschiede je nach Betriebsphasen auftreten (Aufheizen, Abkühlen, Lastwechsel), ergaben die Versuche bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (d. h. Temperaturniveaus) vor allem bei Kessel O2 größere Abweichungen. Die Vereinfachung im Modell, ein unveränderliches dynamisches Verhalten unabhängig von den Betriebsbedingungen anzunehmen, kann somit das reale Verhalten vieler Kessel gut wiedergeben.

Einige Heizkessel weisen jedoch durch ihre Bauart ein sich änderndes dynamisches Verhalten auf und können somit von dem Modell nur eingeschränkt abgebildet werden, auch wenn die Parameter für diese Kessel aus einer Messung bestimmt wurden.

6.4.5 Simulation mit Modell

Abschließend wird in diesem Kapitel gezeigt, wie das Modell bei einer vollständigen Parametrierung die Temperaturen des Heizkessels abbildet. Als Beispiel wird hierzu Kessel O1 verwendet, die entsprechenden Parameter wurden auf die Werte eingestellt, die in den Abschnitten 6.4.1 bis 6.4.4 in den Messungen ermittelt wurden bzw. z. T. den Herstellerdaten entnommen (Masse, Wasserinhalt).

Abbildung 24 zeigt die Modellergebnisse bei einem taktenden Betrieb des Heizkessels. Die Eingangsgrößen (z. B. Solltemperatur, Massenstrom und Eintrittstemperaturen) wurden einer dynamischen Messung entnommen, die mit Kessel O1 durchgeführt wurde.

In der Abbildung sind die Austrittstemperaturen, die interne Wassertemperatur im Kessel sowie das Betriebssignal während eines typischen Kesseltaktes von 5 min dargestellt. Zu Beginn des gezeigten Ausschnittes ist der Kessel ausgeschaltet (Betriebssignal 0), die Wassertemperaturen sind auf unter 48°C abgekühlt (zeitlich verschoben um die Totzeit) und die Abgastemperatur fast bis auf die Eintrittstemperatur von 45.8°C abgesunken – die Eintrittstemperatur ist bei vorhandenem Wassermassenstrom die stationäre Endtemperatur der Abgastemperatur. Bei Unterschreiten von 47.5°C in der internen Wassertemperatur wird das Signal zum Einschalten des Kessels ausgelöst.

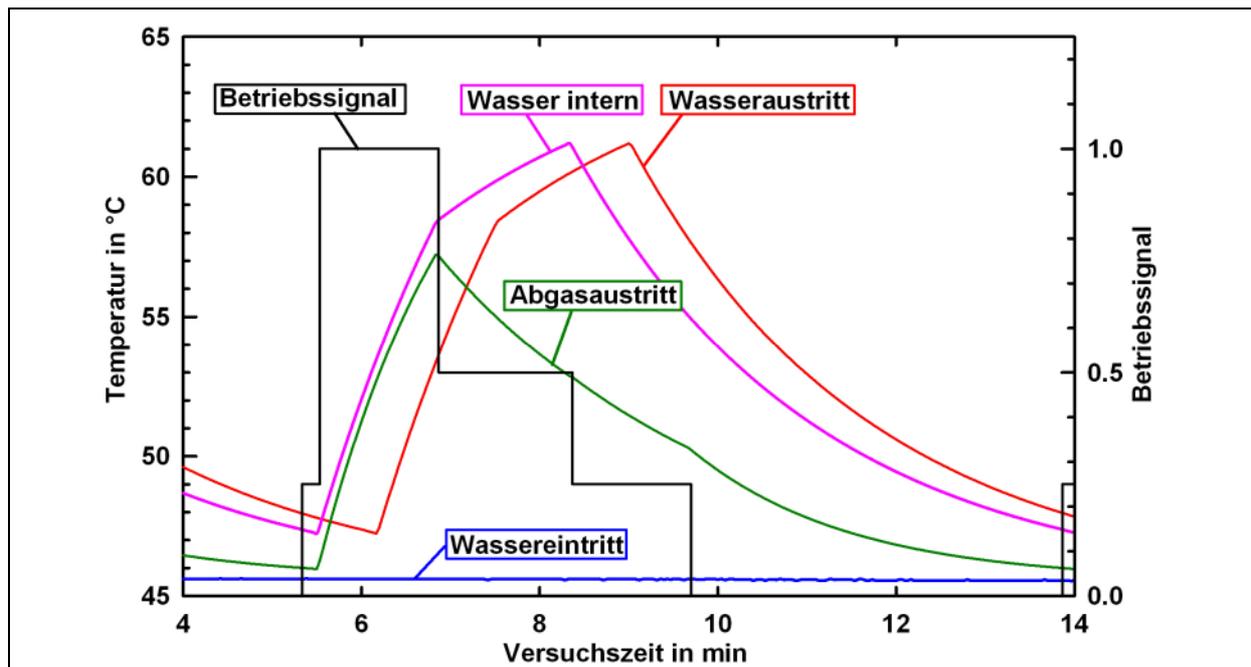


Abbildung 24: Simulation des zweistufigen Heizkessels O1 bei taktendem Betrieb, Massenstrom konstant bei 500 kg/h, Regelung auf interne Wassertemperatur (Sollwert 55°C, Hysteresen ca. 7.5 K), Betriebssignal bedeutet 1 = Betrieb in Volllast, 0.5 = Betrieb in Grundlast, 0.25 = Spülen des Gasraumes

Mit dem Einschaltssignal startet die eingestellte Vorspülzeit von 10 s, dies hat kaum eine sichtbare Auswirkung auf die interne Wassertemperatur, die weiter absinkt. Zwar wird beim Vorspülen Wärme vom Kessel an die Zuluft (Temperatur von ca. 20°C) übertragen. Der entstehende Wärmeverlust ist jedoch gering – die Temperaturerhöhung der Luft beträgt ca. 25 K.

Nach Ablauf der Vorspülzeit wird der Brenner in der Leistungsstufe gezündet. Dies führt zu einem sofortigen Anstieg von Abgas- und interner Wassertemperatur. Dabei ist die Zeitkonstante der Abgastemperatur (ca. 100 s) geringer als die der Wassertemperatur (ca. 170 s). Da aber der stationäre Endpunkt der Wassertemperatur mit 75°C über der des Abgases (67°C) liegt, weisen die Aufheizkurven eine fast identische Steigung auf.

Mit der Verzögerung der Totzeit folgt die Wasseraustritts- der internen Temperatur. Noch vor Erreichen der stationären Endwerte schaltet der Kessel in die Grundlaststufe (Ablauf der Modulationszeit von 78 s nach Zünden des Brenners). Hierdurch beginnt die Abgastemperatur wieder zu sinken (stationäre Endtemperatur jetzt 46°C, knapp oberhalb der Wassereintrittstemperatur von 45.5°C) während die interne Kesseltemperatur weiter ansteigt allerdings mit einer geringeren Steigung (Endwert 65°C).

Nach Überschreiten von 61°C in der internen Wassertemperatur wird das Ausschaltssignal ausgelöst. Da für den Kessel eine Nachspülzeit eingestellt ist, wird der Gasraum 80 s mit Luft durchspült. In der Abgasaustrittstemperatur ist keine Veränderung des Temperaturverlaufes sichtbar, dies liegt daran, dass die Endtemperatur während des Spülens (Wassereintrittstemperatur von 45.5°C) nahezu identisch mit der Endtemperatur in der Grundleistungsstufe ist (46°C). Die interne Wassertemperatur beginnt sofort nach dem Ausschalten zu sinken – die stationäre Endtemperatur liegt etwas unterhalb der Wassereintrittstemperatur (hervorgerufen durch Wärmeverluste während des Spülens und vor allem an die Umgebung). Die Wasseraustrittstemperatur folgt wiederum mit dem zeitlichen Abstand der Totzeit.

Nach Ablauf der Nachspülzeit schaltet der Kessel aus, die Abgastemperatur sinkt jetzt langsamer (geringere Zeitkonstante). Allerdings hat die Abgastemperatur im ausgeschalteten Zustand ohne Abgasmassenstrom nur eine eingeschränkte Bedeutung. Die Wassertemperaturen sinken mit unveränderter Steigung ab, da sich der stationäre Endpunkt nur unwesentlich durch den Wegfall der Wärmeverluste beim Spülen verschoben hat. Auch die Zeitkonstante ändert sich nicht, da der Wassermassenstrom konstant bleibt. Nach Unterschreiten der Einschalttemperatur folgt dann der nächste Kesselzyklus.

In Abschnitt 6.5.2 wird der gezeigte Ausschnitt mit den während des Versuchs aufgenommenen Messwerten verglichen (siehe Abbildung 29).

6.5 Messungen zur Validierung

Zur Überprüfung des Modells wurden Versuche verwendet, die mit den vier Heizkesseln am Prüfstand aufgenommen wurden. Die Prüfungen unterteilen sich in stationäre Messungen (Messpunkte bei längerer Betriebszeit des Kessels) und dynamische Messungen (Versuche bei sich ändernden Eingangsbedingungen). In der Validierung wurden nur die Ergebnisse der Kessel O1, O2 und G1 berücksichtigt, da von Kessel G2 nur unzureichende Messwerte vorlagen.

6.5.1 Validierung des Modells mit stationären Wirkungsgradpunkten

Zur Validierung des stationären Modellteils wurden an den Kesseln O1, O2 und G1 unterschiedliche Wirkungsgradpunkte angefahren und die Kessel für eine jeweilige Messdauer von 30 min bei konstanten Bedingungen betrieben. In der Versuchszeit sind maximale Änderungen der Wassertemperaturen von 0.5 K zugelassen, für diesen Zeitraum werden der feuerungstechnische und der Kesselwirkungsgrad nach der in Abschnitt 0 vorgestellten Berechnungsmethode bestimmt.

Mit dem Modell werden die stationären Betriebspunkte unter Vorgabe der gleichen Eingangsgrößen nachsimuliert. Wesentliche Eingangsgrößen sind vor allem der Modulationsgrad (aus dem sich der Brennstoffmassenstrom und damit die Kesselleistung ergeben), die Wassereintrittstemperatur und der Wassermassenstrom. Außerdem wurde der stationäre Teil des Modells parametrisiert.

Diese Parameter sind im Wesentlichen die den Brenner (Brennstoff, Nennleistung, Modulationsfähigkeit) und den Kessel (Brennwertnutzung, Kondensationsparameter) charakterisierenden Größen als auch die energetischen Kennwerte (Wirkungsgrad(e) bei Nennleistung, Betriebsbereitschaftsverlust). Aus letzteren berechnet das Modell den Wärmeübertragungs- und den Wärmeverlustkoeffizienten (siehe Abschnitt 5). In dem Modell ist vorgesehen, dass der Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung (z. B. Messung nach EN 304) immer angegeben werden muss, als zweite Eingabegröße kann entweder der feuerungstechnische Wirkungsgrad bei Nennleistung oder alternativ der Betriebsbereitschaftsverlust verwendet werden. Alle drei Eingabewerte sind Herstellerdaten zu entnehmen oder in eigenen Messungen zu ermitteln.

Zur Parametrierung des Modells sind unterschiedliche Varianten möglich, da für die geforderten Eingabewerte sowohl Messwerte als auch Herstellerangaben vorliegen. Für jeden der Kessel wurden jeweils vier Varianten betrachtet, um die beste Option für die Parametrierung zu ermitteln:

- Variante Her1 (Her = Hersteller): Nennleistung, Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung und Betriebsbereitschaftsverlust werden nach Herstellerangaben eingestellt (siehe Tabelle 9). Die Bedingungen während der Nennleistungsprüfung werden so wie in der jeweiligen Norm vorgeschrieben angenommen. Für Eingangsgrößen, die nicht in der Norm festgelegt sind, werden typische Werte angenommen (z. B. Temperatur und Feuchtigkeit in der Zuluft).
- Variante Her2: Die Parameter sind identisch wie in Variante Her1, mit der Ausnahme, dass statt des Betriebsbereitschaftsverlusts der feuerungstechnische Wirkungsgrad nach Tabelle 9 verwendet wird. Es wird angenommen, dass dieser Wert unter gleichen Bedingungen wie der Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung bestimmt wurde. Diese Annahme ist eine notwendige Voraussetzung, um diese beiden Größen für die Parametrierung nutzen zu dürfen.
- Variante Mess1 (Mess = Messung): Nennleistung, feuerungstechnischer und Kesselwirkungsgrad werden durch eine Prüfstandsmessung festgelegt. Die Betriebsbedingungen dieser Prüfung werden wie in den Varianten Her1 und Her2 eingestellt (d. h. nach den Vorgaben in der Norm).
- Variante Mess2: Wie Variante 1, jedoch werden die Betriebsbedingungen nach der Messung eingegeben.

Aus den Angaben werden im Modell Wärmeübertragungs- und -verlustkoeffizient berechnet (siehe Abschnitt 5.4). In Tabelle 14 sind die sich aus den Varianten berechneten Werte dargestellt.

		Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1
Eingangswerte (Hersteller/ Messung)	\dot{Q}_{100}	19.0/17.8 kW	18.8/18.0 kW	14.6/14.0 kW
	$\eta_{K,100}$	91.4%/89.2%	89.9%/90.0%	87.5%/86.2%
	$\eta_{f,100}$	92.0%/91.8%	91.9%/92.6%	88.1%/88.3%
	q_B (nur Hersteller)	0.85%	1.5%	0.87%
Wärmeübertragungs- koeffizient in W/K	Variante Her1	87.7	55.1	74.9
	Variante Her2	66.8	61.1	46.8
	Variante Mess1	50.0	83.7	49
	Variante Mess2	42.6	75	48.3
Wärmever- lustkoeffizient in W/K	Variante Her1	3.3	5.8	2.6
	Variante Her2	2.1	6.3	1.7
	Variante Mess1	7.9	5.7	5.1
	Variante Mess2	8.2	7.8	5.7

Tabelle 14: Wärmeübertragungs- und Wärmeverlustkoeffizient für die drei in der Validierung benutzten Heizkessel in den vier Varianten

Bei der Auswertung der Ergebnisse ist zu beachten, dass zur Berechnung der Wärmeübertragungskoeffizienten nicht nur der feuerungstechnische Wirkungsgrad, sondern auch die jeweiligen Versuchsbedingungen verwendet werden. Zwar bedeutet ein sinkender feuerungstechnischer Wirkungsgrad in der Regel einen geringeren Wärmeübertragungskoeffizienten, allerdings ist nicht direkt von der Differenz des Wirkungsgrades auf die sich ergebende Differenz des Koeffizienten zu schließen (siehe Abschnitt 5.4).

Die Übersicht zeigt für alle Kessel unterschiedliche Tendenzen in den Varianten. Bei Kessel O1 ist der Wärmeübertragungskoeffizient höher, wenn mit den Herstellerwerten parametrierung wird, vor allem wenn der Betriebsbereitschaftsverlust verwendet wird. In der Messung wurde ein etwas geringerer feuerungstechnischer Wirkungsgrad bestimmt, was zu einem sinkenden Wärmeübertragungskoeffizient führt. Obwohl die Differenz nur 0.2%-Punkte im Wirkungsgrad beträgt, reduziert sich der Koeffizient um mehr als 30% (Vergleich Variante Mess2 zu Her2), da sich auch die Eingangswerte verändern (siehe Erläuterung oben). Da ein kleinerer Kesselwirkungsgrad gemessen wird, steigt der Wärmeverlustkoeffizient auf höhere Werte, in Variante Mess2 fast auf das Vierfache von Variante Her2.

Bei Kessel O2 wird im Vergleich zu der Herstellerangabe ein höherer feuerungstechnischer Wirkungsgrad gemessen, daher wird in den Varianten Mess1 und Mess2 ein höherer Wärmeübertragungskoeffizient bestimmt als in den Varianten Her1 und Her2. Der Kesselwirkungsgrad wurde dagegen in etwa gleicher Höhe gemessen, daraus resultiert eine größere Differenz zwischen beiden Wirkungsgraden und damit ein höherer Wärmeverlustkoeffizient.

In Kessel G1 werden mit Ausnahme der Variante Her1 fast gleiche Wärmeübertragungskoeffizienten bestimmt, da der feuerungstechnische Wirkungsgrad in Messung und Herstellerangabe nahezu übereinstimmt. Aufgrund des geringer gemessenen Kesselwirkungsgrades ergeben sich jedoch in den Varianten Mess1 und Mess 2 höhere Wärmeverlustkoeffizienten. Für die Werte in diesen Varianten besteht allerdings eine hohe Unsicherheit, da der Abgastemperaturfühler nicht direkt am Wärmeübertrageraustritt positioniert und damit der feuerungstechnische Wirkungsgrad nicht genau gemessen werden konnte. Durch die Abkühlung des Abgases auf dem Weg zum Temperatursensor wurden eine zu geringe Abgastemperatur und damit ein zu hoher feuerungstechnischer Wirkungsgrad bestimmt. Die Folge sind zu hohe Werte für den Wärmeübertragungs- und den Wärmeverlustkoeffizienten, die Höhe der Abweichung lassen sich jedoch nicht bestimmen.

Für die Bewertung der Parametrierungsvarianten ist es entscheidend, welcher Kesselwirkungsgrad sich mit den unterschiedlichen Parametersätzen ergibt. Daher erfolgt die Bewertung der Varianten durch die Nachsimulation aller gemessenen stationären Messpunkte bei den jeweiligen Kesseln. Hierzu wird das Modell nach den oben aufgeführten Varianten parametriert. Zudem werden in allen Varianten die Kondensationsparameter auf die Werte nach Tabelle 11 eingestellt.

Mit den Ergebnissen wird in jedem Punkt die Abweichung $\Delta\eta$ des modellierten Wirkungsgrades η_{Modell} vom gemessenen Wirkungsgrad η_{Mess} berechnet. Die Angabe der Abweichung erfolgt somit in Prozentpunkten.

$$\Delta\eta = \eta_{\text{Modell}} - \eta_{\text{Mess}} \quad (42)$$

Abbildung 25 zeigt die mittlere Abweichung von feuerungstechnischem und Kesselwirkungsgrad aus allen Versuchen, unterteilt nach Brennerleistung und Temperaturbereich der Wassereintrittstemperatur (>50°C: ohne Kondensation, <50°C: mit Kondensation). Außerdem wird für jeden Mittelwert die Standardabweichung aus allen Messungen angezeigt.

Für die Kessel O1 und O2 werden die besten Ergebnisse bei Parametrierung mit eigener Wirkungsgradmessung erzielt, die mittleren Abweichungen liegen unterhalb von $\pm 1\%$ -Punkten.

Im Gegensatz dazu wird bei Kessel G1 durch die Parametrierung aus Herstellerdaten z. T. ein besseres Ergebnis erzielt. Während in der Variante Her1 noch hohe Abweichungen bis zu +4%-Punkten bei 100% Kesselleistung erreicht werden, erzielt Variante Her2 hier nahezu die gleichen Abweichungen wie bei einer Parametrierung aus Messwerten. Hiermit ergeben sich zwar die geringsten Abweichungen bei 50%, 75% und 100% Kesselleistung, bei 25% werden jedoch Abweichungen von bis zu 4% hervorgerufen.

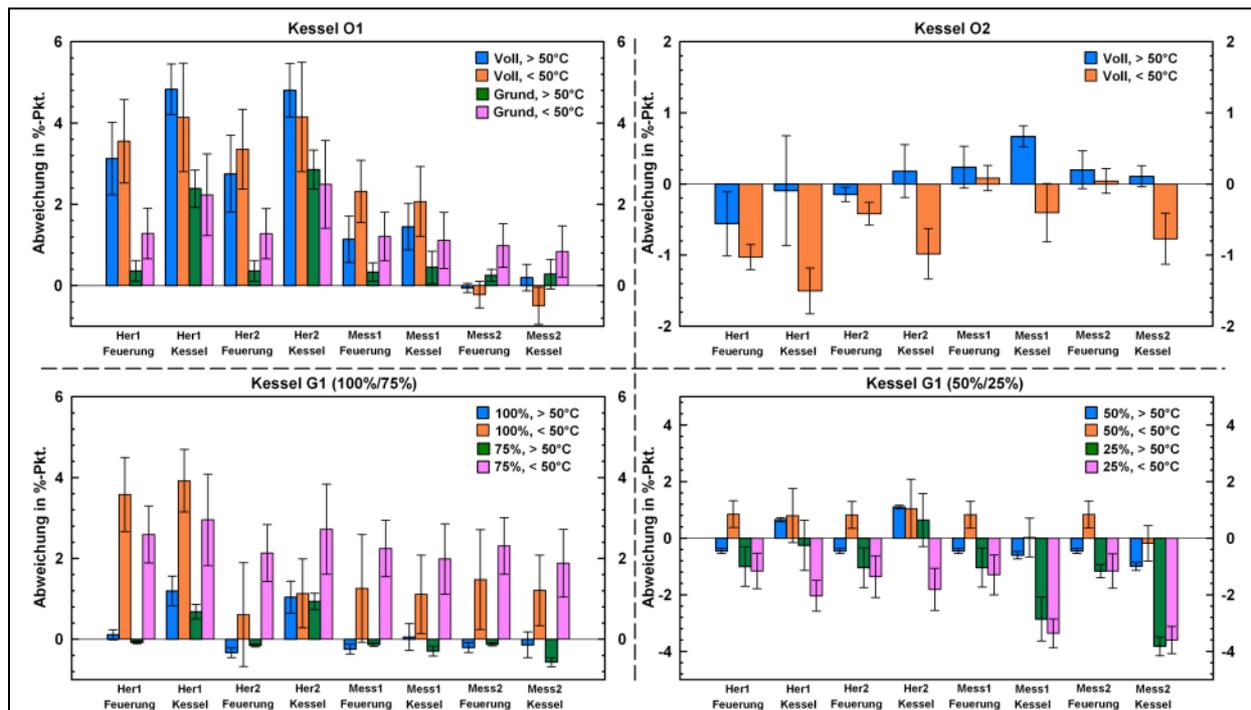


Abbildung 25: Mittlere Abweichungen der modellierten Wirkungsgrade (Feuerung = feuerungstechnischer Wirkungsgrad, Kessel = Kesselwirkungsgrad) von den stationären Messungen bei vier unterschiedlichen Parametrierungsvarianten

Ein Grund für die schlechte Übereinstimmung liegt in der bereits oben diskutierten ungenauen Messung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades. Dieser führt zu einem zu hohen Wärmeverlustrkoeffizienten und damit zu einem höheren Wärmeverlust innerhalb des Modells. Während sich dies bei hohen Kesselleistungen nur wenig auswirkt, steigt der Einfluss bei kleineren Kesselleistungen an, da hier die nahezu gleichen Wärmeverluste einer geringeren Kesselleistung gegenüberstehen.

Unabhängig von der Parametrierungsvarianten liegt ein weiterer Grund für die hohen Abweichungen bei 25% in der in diesen Versuchen auftretenden geringen Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt, hier führen bereits geringe Unterschiede zwischen Modell und Messungen (z. B. auch hervorgerufen durch Unsicherheiten in der Messung) zu großen Unterschieden im Wirkungsgrad. In dieser Hinsicht ist die etwas bessere Übereinstimmung bei 25% Modulationsgrad in den Varianten Her1 und Her2 nicht unbedingt ein Indiz dafür, dass der aus Herstellerdaten ermittelte Parametersatz eine bessere Abbildung des Kessels ermöglicht. Hier ist vielmehr die Folgerung abzuleiten, dass dem messtechnische Aufwand zur Bestimmung sowohl der Abgaseigenschaften als auch der wasserseitigen Leistung eine sehr hohe Bedeutung zukommt.

Die Variante Mess2 stellt vor allem bei genauer Messung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades die bestmögliche Parametrierung dar (ausgenommen wie diskutiert die Werte bei geringem Modulationsgrad an Kessel G1). Zur weiteren Bewertung der Modellergebnisse werden im Folgenden nur noch die Ergebnisse nach dieser Parametervariante diskutiert.

Abbildung 26 zeigt für die drei Heizkessel die Abweichungen des Modells zur Messung berechnet nach Gleichung (42) in allen stationären Betriebspunkten.

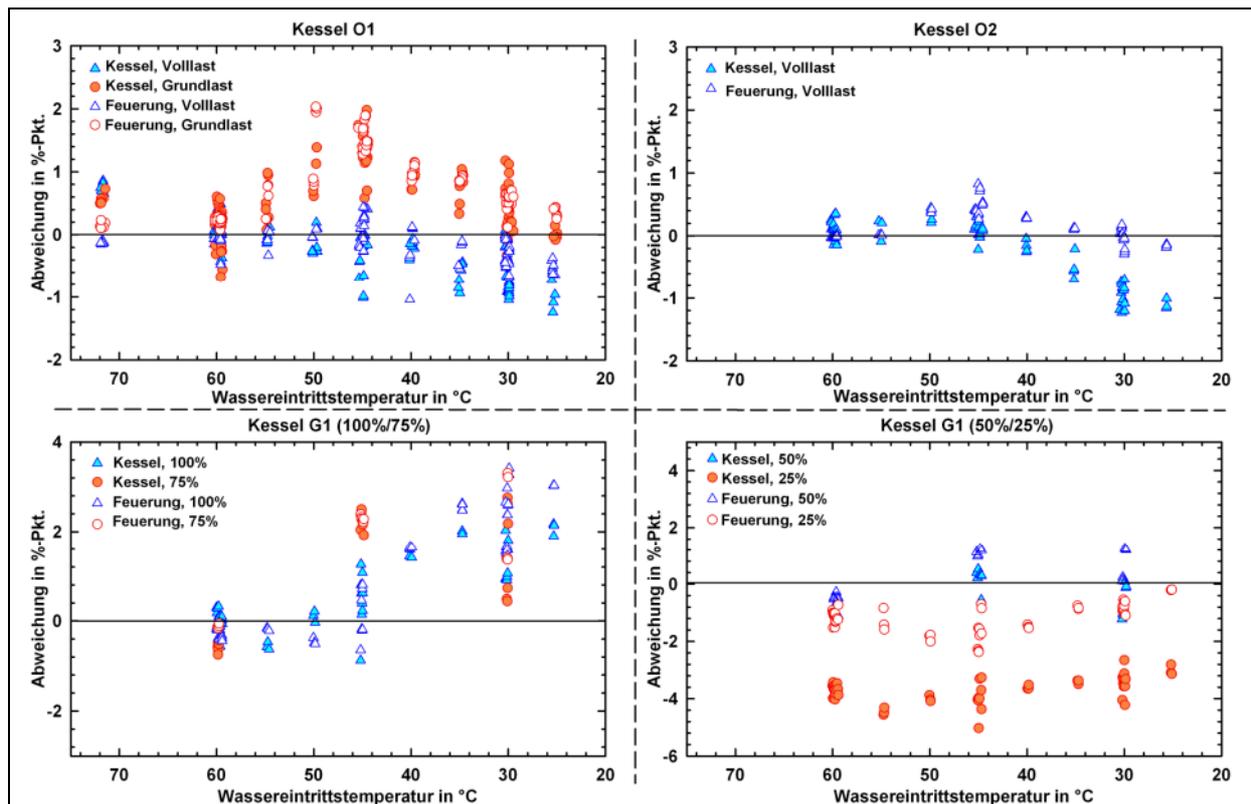


Abbildung 26: Abweichungen der modellierten Wirkungsgrade (Feuerung = feuerungstechnischer Wirkungsgrad, Kessel = Kesselwirkungsgrad) von den stationären Messungen der Kessel O1, O2 und G1

An dieser Stelle wird nur auf die Ergebnisse für Kessel O1 eingegangen, die Ergebnisse der beiden anderen Kessel werden in Anschluss an Tabelle 15 auf Seite 74 diskutiert.

Für Kessel O1 lassen sich die beiden Temperaturbereiche mit und ohne Kondensation deutlich unterscheiden. Die Abweichungen oberhalb von 50°C liegen innerhalb von $\pm 1\%$ -Punkten. Bei geringen Temperaturen steigen die Abweichungen an, bei Volllast liegen sie hauptsächlich im negativen Bereich von bis zu -1.2% im Kesselwirkungsgrad. Der feuerungstechnische Wirkungsgrad zeigt dagegen nur geringe Abweichungen, so dass von einem zu hohen Wärmeverlust in der Simulation auszugehen ist. In der Grundlaststufe zeigen feuerungstechnischer und Kesselwirkungsgrad höhere positive Abweichungen. Dabei liegen die Abweichungen des Kesselwirkungsgrades mal ober- und mal unterhalb derer im feuerungstechnischen Wirkungsgrad. In Grundlast ist somit keine Tendenz bzgl. des Wärmeverlustes ablesbar.

Die höchsten Abweichungen treten im Temperaturbereich von 45°C bis 50°C auf. Bei diesen Temperaturen beginnt die Kondensation je nach Abkühlung der Abgastemperatur. So kann es zu einer Kondensation in der Simulation kommen während in der Messung keine Kondensation auftritt – die übertragene Wärme zeigt hier somit eine höhere Sensitivität gegenüber dem Wärmeübertragungskoeffizienten. Abbildung 27 zeigt einen Vergleich der simulierten und gemessenen Abgastemperaturen in den stationären Versuchen, die im Jahr 2011 durchgeführt wurden (hier mit optimierter Position des Abgastemperaturfühlers).

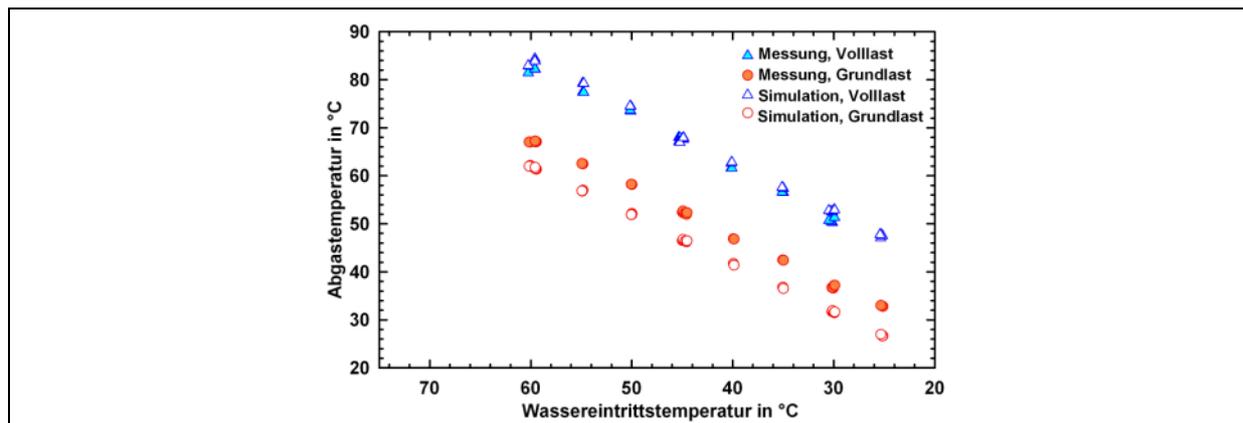


Abbildung 27: Simulierte und gemessene Abgastemperaturen in den stationären Messungen an Kessel O1, aufgeführt sind ausschließlich Messungen mit Position des Abgastemperaturfühlers direkt am Wärmeübertrageraustritt⁸

In Volllast stimmen die simulierte Abgastemperaturen mit der Messung sehr gut überein. Bei Grundlast werden dagegen in allen Betriebspunkten geringere Temperaturen berechnet. Dies führt dazu, dass die in der Simulation übertragene Wärme in allen Punkten bei Grundlast höher ausfällt, d. h. das Modell geht in Grundlast von einer zu hohen Wärmeübertragung aus.

Zusammenfassend gibt Tabelle 15 eine Übersicht der Ergebnisse der drei Heizkessel. Dabei werden die Abweichungen im Kesselwirkungsgrad zusammengefasst für jeweils alle Kesselleistungen in drei Temperaturbereichen angegeben – ohne Kondensation (oberhalb von 50°C Wassereintrittstemperatur), mit Kondensation (unterhalb von 45°C) sowie für den Übergangsbereich (45°C bis 50°C), in dem die Kondensation einsetzt⁹.

Angegeben werden jeweils der Mittelwert sowie die maximal aufgetretene positive und negative Abweichung. Zusätzlich wird der Mittelwert angegeben, der sich ergibt, wenn jede einzelne Abweichung nur betragsmäßig berücksichtigt wird. Für Kessel G1 werden zusätzlich die Abweichungen angegeben, wenn die Versuche bei 25% Kesselleistung unberücksichtigt bleiben¹⁰.

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1	Kessel G1 ohne 25%
Ohne Kondensation (Mittelwert / Mittelwert der Betragswerte)	+0.2% 0.4%	+0.1% 0.2%	-1.7% 1.7%	-0.4% 0.5%
Ohne Kondensation (Max. Positivwert / max. Negativwert)	+1.0% -0.7%	+0.5% -0.2%	+0.3% -5.0%	+0.3% -1.2%
Mit Kondensation (Mittelwert / Mittelwert der Betragswerte)	-0.1% 0.6%	-0.8% 0.8%	-0.7% 2.3%	+1.2% 1.5%
Mit Kondensation (Max. Positivwert / max. Negativwert)	+1.2% -1.2%	- -1.2%	+3.3% -4.8%	+3.3% -1.2%
Übergangsbereich (Mittelwert / Mittelwert der Betragswerte)	+0.6% 0.9%	+0.1% 0.1%	-0.6% 1.9%	+0.9% 1.0%
Übergangsbereich (Max. Positivwert / max. Negativwert)	+2.6% -1.0%	+0.3% -0.2%	+2.4% -5.0%	+2.4% -0.9%

Tabelle 15: Abweichungen der simulierten stationären Kesselwirkungsgrade von den gemessenen Werten in %-Punkten. In den Angaben sind alle Versuche berücksichtigt, die im jeweiligen Temperaturbereich durchgeführt wurden (Angaben beinhalten die Messungen bei allen Kesselleistungen)

⁸ Ergänzend zu den bisherigen Untersuchungen wurde die hier gezeigte Versuchsreihe durchgeführt. Dabei erfolgte eine „korrekte“ Positionierung des Abgastemperaturfühlers.

⁹ Je nach dem Brennstoff (Erdgas oder Heizöl) unterscheiden sich die genauen Temperaturgrenzen.

¹⁰ Wie bereits zuvor diskutiert ergeben sich beim Modulationsgrad von 25% sehr geringe Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt. So führen bereits geringe Abweichungen in der Austrittstemperatur, die noch in der Messunsicherheit liegen, zu hohen prozentualen Abweichungen im Wirkungsgrad. Hier sind demnach höhere Anforderungen an die Kessel- Ein- und Austrittstemperaturmessung erforderlich.

Ergebnis

- Für die beiden Ölkessel ergeben sich ungefähr gleiche Abweichungen. Im Temperaturbereich ohne Kondensation liegen alle Abweichungen unterhalb von $\pm 1\%$ -Punkt, der Mittelwert liegt nur etwas über 0%. Bei Temperaturen mit Kondensation steigen die Abweichungen an, im Mittel werden Werte von knapp 1%-Punkt erreicht, die maximalen Abweichungen liegen unterhalb von 2%-Punkten. Im Übergangsbereich ergeben sich für den Kessel O1 höhere Abweichungen von im Mittel 1% bis maximal 2.6%-Punkte. Beim Kessel O2 ergeben sich dagegen nur geringe Abweichungen.
- Tendenziell werden bei den Ölkesseln die Wirkungsgrade im Bereich ohne Kondensation und im Übergangsbereich zu hoch modelliert, während sich mit Kondensation eher zu geringe Werte ergeben.
- Beim Kessel G1 ergeben sich höhere Abweichungen vor allem wenn auch die Wirkungsgradpunkte bei 25% mit einbezogen werden (s. o.).
- Ohne die Werte bei 25% Kesselleistung sind die Abweichung des Kessels G1 deutlich geringer. Im Mittel liegen die Abweichungen unterhalb von 1%-Punkt ohne Kondensation und sowohl im Übergangsbereich als auch im Kondensationsbereich bei 1.5%. Tendenziell werden die Wirkungsgrade im Bereich ohne Kondensation zu gering und mit Kondensation zu hoch simuliert. In letzterem Temperaturbereich treten auch die höchsten Einzelabweichungen von bis zu 3.3%-Punkten auf.

Bewertung

Die ermittelten Abweichungen zwischen Modell und stationären Messpunkten liegen für die beiden Ölkessel im Bereich bis 1.5%-Punkten, wobei die meisten der Wirkungsgrade genauer abgebildet werden. Nur der Übergangsbereich mit beginnender Kondensation wird beim Kessel O1 weniger gut dargestellt. Bei der Bewertung der Ergebnisse des Kessels G1 ist zu beachten, dass hier eine höhere Unsicherheit bezüglich der Abgastemperatur besteht (siehe Abbildung 27 mit Diskussion).

Die gezeigten Abweichungen bestätigen den Modellansatz und zeigen, dass das Modell eine entsprechend genaue Berechnung ermöglicht. Allerdings zeigt die Validierung auch, dass bei Parametrierung des Modells aus Herstellerdaten die Abweichungen deutlich höher liegen können. Dies betrifft vor allem den Kessel O1 bei dem der Hersteller einen weitaus höheren Kesselwirkungsgrad bei Nennleistung angibt (siehe Tabelle 10).

Die Genauigkeit einer Simulation mit Herstellerdaten hängt daher sehr stark von der Qualität dieser Daten ab. Um eine hohe Genauigkeit sicherzustellen, ist daher zwangsläufig eine eigene Messung des Wirkungsgrades bei Nennleistung notwendig. Außerdem ist für gute Simulationsergebnisse im Temperaturbereich der Kondensation die Angabe der Abgasfeuchtigkeit zumindest für den festgelegten Referenzfall (Betrieb bei Nennleistung und 35°C Wassereintrittstemperatur) notwendig.

6.5.2 Validierung des Modells mit dynamischen Messungen

Um die Genauigkeit des gesamten Modells inkl. des dynamischen Teils zu ermitteln, wurden Versuche durchgeführt, in denen der Kessel nicht stationär betrieben wird, sondern je nach Betriebszustand ein- oder ausschaltet. Die Messungen wurden an den beiden Ölkesseln O1 und O2 sowie in einem Versuch mit Gaskessel G1 durchgeführt.

Der Versuchsaufbau unterscheidet sich nicht von dem in den stationären Messungen, allerdings wurde hier der Betrieb des Kessels nicht konstant gehalten. Die Versuche wurden unter manueller Bedienung des Kessels und bei aktiver Kesselregelung durchgeführt. In erstem Fall wurde der Kessel von Hand ein- oder ausgeschaltet und dem Modell das entsprechende Kesselsignal vorgegeben (d. h. die Taktanzahl ist in Simulation und Messung identisch). In den Versuchen mit aktiver Regelung wurden dem Kessel eine Solltemperatur und entsprechende Regeltemperaturdifferenzen vorgegeben.

Dabei war allerdings der Messpunkt des Fühlers für die Kesselregelung unbekannt. Zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurden die Regeltemperaturen einschließlich der Hysteresen aus dem Verlauf der Austrittstemperatur abgelesen und in dem Modell als Eingangsgrößen verwendet. In Anlehnung an die Regelung der Heizkessel am Prüfstand gilt diese Solltemperatur für die interne Kesseltemperatur, d. h. in der Simulation wird mit der internen Kesseltemperatur der Betriebszustand des Kessels bestimmt.

Mit den Versuchen unter manueller Regelung lässt sich gut der modellierte Temperaturverlauf im Vergleich zur Messung bewerten, da hier die gleichen Ein- und Ausschaltpunkte vorliegen. Allerdings wird so nicht das vollständige Modell geprüft. Dies findet erst dann statt, wenn auch die Regelung intern in dem Modell erfolgt.

Das Kesselmodell wurde für die dynamischen Versuche vollständig parametrisiert, dabei wurden die für den jeweiligen Kessel ermittelten Parameter verwendet.

Für den stationären Modellteil wird dabei die Variante Mess2 (siehe Tabelle 14) sowie die Parameter zur Berechnung der Abgasfeuchte nach Tabelle 11 verwendet. Die Startautomatik wird auf die Messwerte von Tabelle 12 und die dynamischen Kennwerte auf den jeweiligen Gesamtmittelwert aus Tabelle 13 eingestellt.

Die einzelnen Versuche werden unter Vorgabe der Eingangsbedingungen (im Wesentlichen Wassermassenstrom, Eintrittstemperatur und Soll-Austrittstemperatur) mit dem Modell nachsimuliert und die Abweichungen zu den Messergebnissen bestimmt.

Versuch mit Kessel O1 und manueller Regelung

Abbildung 28 zeigt für einen Ausschnitt eines dynamischen Versuchs bei manueller Kesselregelung die Messwerte und die entsprechenden Ergebnisse nach Modellberechnung für den Kessel O1. Als wesentliche Ausgangsgrößen werden dabei die Austrittstemperaturen (Abgas und Wasser) dargestellt.

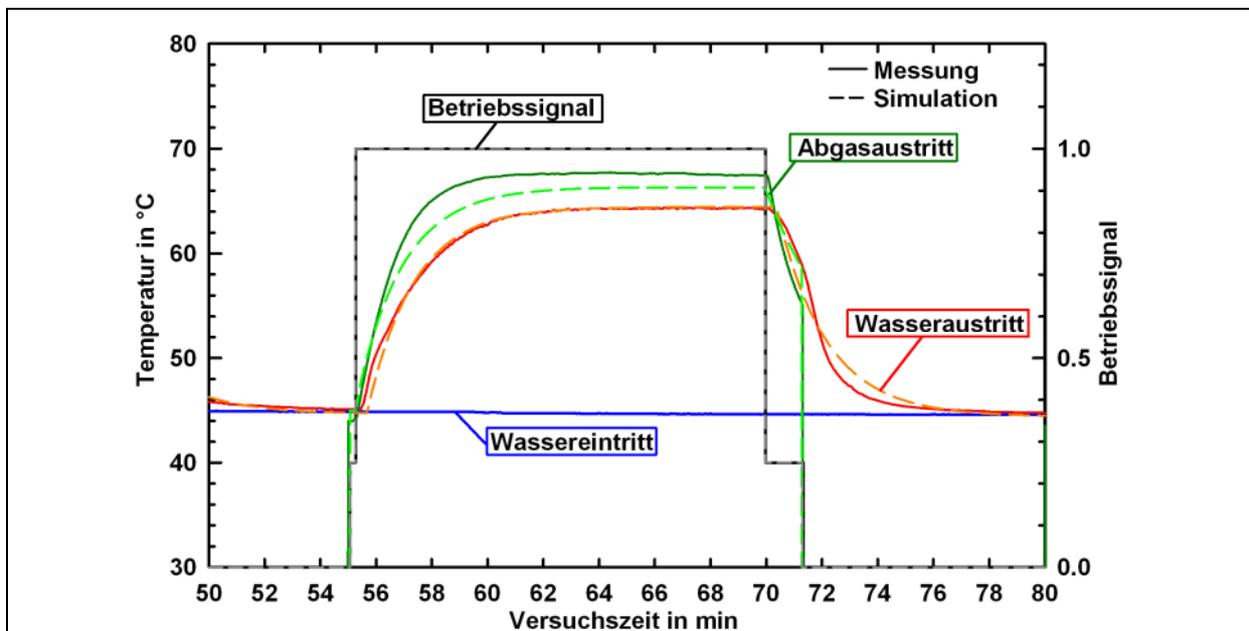


Abbildung 28: Vergleich von Modell und Messung von Kessel O1 in einem dynamischen Versuch (Ausschnitt) bei manueller Kesselregelung, dargestellt sind gemessene und simulierte Wasser- und Abgasaustrittstemperaturen sowie Betriebssignale (1 = Betrieb in Vollast, 0.5 = Betrieb in Grundlast, 0.25 = Spülen des Gasraumes) und die gemessene Wassereintrittstemperatur (Eingangsgrößen in das Modell)

Die Abgasaustrittstemperatur wird nur angezeigt, wenn es einen abgasseitigen Massenstrom gibt, d. h. der Kessel ist in Betrieb oder wird mit Luft durchspült. Außerdem wird das Betriebssignal gezeigt (an, aus oder Spülphase), das für die Simulation als Eingangsgröße verwendet wurde. Das Betriebssignal stimmt daher in dem Fall der manuellen Regelung in Messung und Simulation überein.

In dem Ausschnitt wird ein Kesseltakt von ca. 18 min gezeigt. Nach Einschalten des Kessels und Ablauf der Vorspülzeit (Dauer 10 s) steigen Wasser- und Abgasaustrittstemperaturen an. Der Verlauf der Wasseraustrittstemperatur wie auch der Endwert wird sehr gut in der Simulation wiedergegeben, allerdings beginnt der Anstieg etwas später, da die Totzeitverschiebung in der Messung kleiner ist. Die Übereinstimmung in der Abgasaustrittstemperatur ist etwas geringer, dies liegt vor allem an einer stationären Endtemperatur, die in der Simulation ca. 1 K unterhalb des Wertes in der Messung liegt.

Nach dem Ausschaltssignal beginnt die Nachspülphase von 80 s. Dies führt zu einem Abfall der Abgasaustrittstemperatur, wobei die Reduktion in der Messung höher ausfällt als vom Modell simuliert. Die Wasseraustrittstemperatur zeigt in der Simulation dagegen zunächst einen schnelleren Abfall. Nach Ablauf der Nachspülphase zeigt sich keine grundsätzliche Änderung der Temperaturkurven, sowohl in der Messung als auch in der Simulation, da die Spülung keinen signifikanten Einfluss auf die Wasseraustrittstemperatur hat. Schon vor dem Ende der Spülphase zeigt sich aber in der Messung eine stärkere Temperaturreduktion als in der Simulation. Kurz nach Ende der Nachspülphase treffen sich simulierte und gemessene Austrittstemperatur.

Insgesamt deutet die Messung an, dass der Modellansatz exponentieller Abfall mit einer Zeitkonstante eine Näherung ist, die sich aber bei Betrachtung des gesamten Temperaturverlaufs als ausreichend genau bewerten lässt. Gegen Ende des gezeigten Ausschnittes erreichen beide Austrittstemperaturen die jeweilige stationäre Endtemperatur (d. h. auf der Wasserseite die Wassereintrittstemperatur).

Versuch mit Kessel O1 und aktiver Regelung

Abbildung 29 zeigt für einen Ausschnitt eines dynamischen Versuchs bei aktiver Kesselregelung die gemessenen und die entsprechenden Ergebnisse nach Modellberechnung für den Kessel O1. Wesentliche Ausgangsgrößen sind hier die Wasseraustrittstemperaturen und das Betriebssignal.

Während des Versuchs fand keine geeignete Messung der Abgastemperatur und der internen Wassertemperatur statt, die daher beide nicht im Diagramm dargestellt ist. Auch die simulierte Abgastemperatur wird nicht dargestellt. Der Verlauf der Simulation wurde bereits in Abschnitt 6.4.5 (siehe Abbildung 24) vorgestellt und diskutiert.

Der gezeigte Ausschnitt stellt einen typischen Fall für die Modellierung des Kessels O1 bei aktiver Regelung unter Massenstrom dar. Da das Betriebssignal innerhalb des Modells bestimmt wird, kommt es schon bei kleinen Abweichungen in der Regeltemperatur zu einer zeitlichen Verschiebung der Kesseltakte.

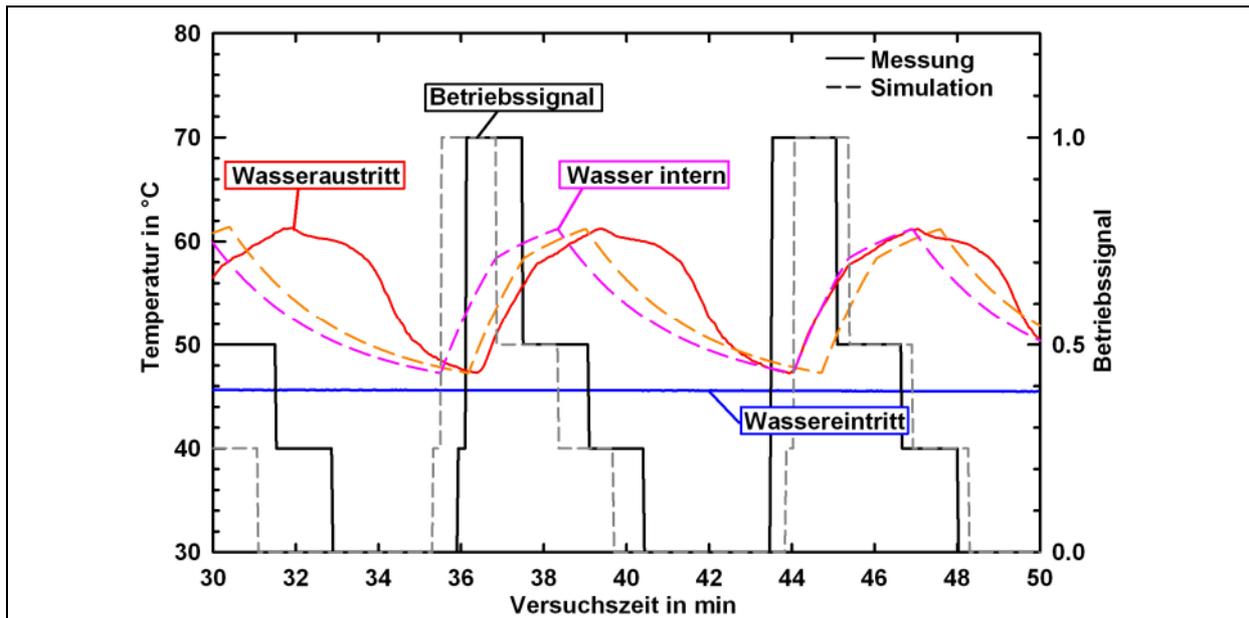


Abbildung 29: Vergleich von Modell und Messung von Kessel O1 in einem dynamischen Versuch (Ausschnitt) bei aktiver Kesselregelung, dargestellt sind gemessene und simulierte Wasseraustrittstemperaturen und Betriebssignale (1 = Betrieb in Volllast, 0.5 = Betrieb in Grundlast, 0.25 = Spülen des Gasraumes) sowie die gemessene Wassereintrittstemperatur (Eingangsgröße in das Modell)

Der obige Ausschnitt ist so gewählt, dass in Messung und Simulation fast zum gleichen Zeitpunkt ein Kesseltakt auftritt. Im Folgenden wird dieser Kesseltakt ab der Versuchszeit 36 Minuten näher analysiert:

- Der Einschaltzeitpunkt wird in der Simulation bei etwa 35.5 min Versuchszeit ausgelöst (interne Wassertemperatur unterschreitet den Einschaltzeitpunkt, Beginn der Vorspülzeit – Betriebssignal auf 0.25). In der Messung schaltet der Kessel bei etwa 36 min ein. Der Temperaturanstieg in der Wasseraustrittstemperatur beginnt kurzzeitig später (bei ca. 36.5 min Versuchszeit, Brenner zündet – Betriebssignal auf 1). In der Simulation wird mit der gemittelten Totzeit bzw. dem Anteil des Wasserinhalts an der Totzeit nach Tabelle 13 (d. h. gemittelt über Ein-/Aus- und Umschaltversuche) gerechnet. Diese ist etwas länger als die Totzeit, die beim taktenden Kessel auftritt. Der Temperaturanstieg weist dann die nahezu gleiche Aufheizkurve auf.
- Bei Erreichen des Temperaturbereiches um 54-56°C schaltet der Kessel in die Teillaststufe (Betriebssignal auf 0.5). In diesem Punkt ist die vorgegebene Laufzeit des Kessels in der Leistungsstufe von 77 s abgelaufen, somit ergeben sich in Modell und Messung gleich lange Betriebszeiten in der Leistungsstufe. Auch in der Teillaststufe ergibt sich eine gute Übereinstimmung im Anstieg der Wassertemperatur, so dass der obere Ausschaltzeitpunkt in Simulation und Messung fast zur gleichen Zeit erreicht wird. Trotz unterschiedlicher Totzeiten ist die Ausschalttemperatur identisch, da in der Simulation auf die interne Wassertemperatur geregelt wird, die Solltemperatur wurde dabei aus der Messung abgelesen (s. o.).
- Die Messung zeigt nach dem Ausschalten und dem Beginn der Nachspülzeit (Betriebssignal auf 0.25) einen kurzen Temperaturanstieg (verursacht durch die Totzeit am realen Kessel) und danach zunächst einen flacheren (während der Nachspülphase) und dann einen steileren Temperaturabfall. Nach der Nachspülung (Betriebssignal auf 0) sinkt die Wassertemperatur bis zum unteren Einschaltzeitpunkt ab.

- Auch in der Simulation erhöht sich die Wasseraustrittstemperatur nach dem Ausschalten aufgrund der eingestellten Totzeit. Beim Abkühlen sinken die Wassertemperaturen mit einem PT_1 -Verhalten ab (siehe Analyse von Abbildung 24). Dabei ist keine Veränderung der Abkühlung durch das Ende der Nachspülzeit sichtbar, d. h. der Wegfall der Wärmeverluste durch das Spülen bewirkt keinen deutlichen zusätzlichen Temperaturabfall. Insgesamt zeigt das Absinken der Temperatur in der Simulation ein deutlich anderes Verhalten als in der Messung. Die Folge ist, dass der Einschaltzeitpunkt später erreicht wird. Außerdem ergeben sich trotz gleicher Regeltemperaturen unterschiedliche Nutzwärmemengen.
- Bei Auswertung des gesamten Versuches über 5.5 h ergibt sich aus der Messung eine Nutzwärmemenge von 24.3 kWh und in der Simulation von 21.4 kWh (ca. 12% weniger). Allerdings wird in der Simulation mit 23.9 kWh eine um etwa 13% geringere Energiemenge durch den Brennstoff aufgenommen als in der Messung (27.5 kWh). Daraus resultiert ein etwas höherer simulierter Nutzungsgrad von 89.7% im Vergleich zur Messung (88.3%)¹¹.
- Das Zeitverhalten im gezeigten Versuch lässt sich anhand der Taktanzahl zwischen Messung und Simulation vergleichen. In der Simulation startet der Kessel insgesamt 38 Mal, während in der Messung 35 Takte auftreten.

Der in dem Versuch nach Abbildung 29 auftretende Unterschied in der Nutzwärmemenge zwischen Simulation und Messung wird hauptsächlich durch das deutlich unterschiedliche Abkühlverhalten hervorgerufen. Hierbei liegt die Temperatur in der Messung deutlich oberhalb der simulierten Temperatur, so dass im Vergleich mehr Wärme vom Heizungswasser aufgenommen wird.

Versuch mit Kessel O1 und aktiver Regelung ohne Wassermassenstrom

Abbildung 30 zeigt einen Versuch bei aktiver Kesselregelung, allerdings wurde dieser ohne Wassermassenstrom durchgeführt. Ausgenommen hiervon sind die ersten 10 min, in denen der Kessel ausgeschaltet war und zur Konditionierung mit einem hohem Wassermassenstrom (1500 kg/h) bei 30°C durchströmt wurde.

Nach dieser Konditionierungsphase wurde der Massenstrom für den Rest des Versuches ausgeschaltet und die Regelung des Heizkessels auf 70°C (Ausschalthysterese 5 K) eingestellt. Nachdem der Kessel das erste Mal wieder ausschaltet hat, wurde die Solltemperatur auf 30°C herabgesetzt und die Abkühlkurve des Heizkessels aufgenommen.

Dargestellt wird u. a. die gemessene Wasseraustrittstemperatur. Diese entspricht zwar nicht der Temperatur innerhalb des Kessels, allerdings war es am Prüfstand während dieses Versuches nicht möglich, eine Temperatur intern im Kessel zu messen. Die Regelung erfolgt aber nicht über diesen Messfühler, sondern über den herstellerseitig eingebauten Regelsensor im Kessel.

Vom Modell wird bei nicht vorhandenem Wassermassenstrom angenommen, dass Wasseraustritts- und interne Kesseltemperatur übereinstimmen (keine Totzeit, gleiche Abkühlung), im Diagramm wird daher nur eine Wassertemperatur dargestellt. Die Abgastemperaturen werden nicht angezeigt, da der Kessel nur kurz zu Beginn eingeschaltet ist und diese im ausgeschalteten Zustand ohne Abgasmassenstrom keine Relevanz hat.

¹¹ Da in diesem Versuch nicht der Wärmebedarf, sondern die Betriebsart aufgeprägt wurde, ist die abgegebene Wärmemenge im Versuchszeitraum kein geeignetes Vergleichskriterium. Dies trifft schon eher für den mittleren Nutzungsgrad zu.

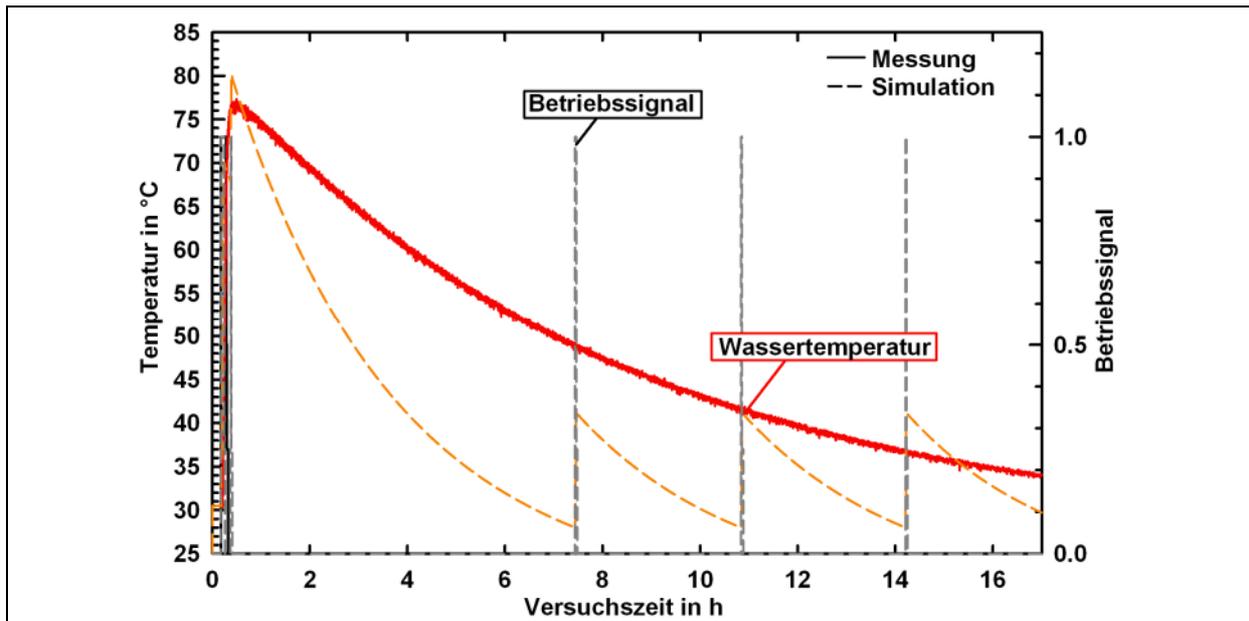


Abbildung 30: Vergleich von Modell und Messung von Kessel O1 in einem dynamischen Versuch (Ausschnitt) bei aktiver Kesselregelung ohne Wassermassenstrom, dargestellt sind gemessene und simulierte Wasseraustrittstemperaturen und Betriebssignale (1 = Betrieb in Volllast, 0.5 = Betrieb in Grundlast, 0.25 = Spülen des Gasraumes)

Ohne Wassermassenstrom zeigt sich keine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung. In der Simulation kühlt sich die Wassertemperatur deutlich schneller ab als dies in der Messung geschieht. Dies führt dazu, dass der Kessel in der Simulation innerhalb des Versuchszeitraumes fünfmal einschaltet (zu Beginn finden bereits zwei Kesseltakte statt), während nur ein Takt in der Messung auftritt.

Grund für die Abweichung ist ein verändertes Abkühlverhalten des Heizkessels, dessen Zeitkonstante sich nicht mit Gleichung (23) bei unveränderten wasserseitigen Anteil $A_{C,W}$ berechnen lässt. Aus der Messung ohne Massenstrom ergibt sich eine Zeitkonstante von 37000 s, wenn als stationäre Endtemperatur die Umgebungstemperatur angenommen wird. Mit Gleichung (23) ergibt sich dagegen mit dem wasserseitigen Anteil nach Tabelle 13 (0.37) eine Zeitkonstante von 12200 s. Für die hier gemessene Zeitkonstante müsste $A_{C,W}$ bei 1.12 liegen, dies ist etwa der dreifache Wert wie in Tabelle 13 ermittelt.

Trotz der häufigeren Betriebsphasen ist die zugeführte Energiemenge mit 2.5 kWh in der Simulation nur unwesentlich höher als in der Messung (2.4 kWh), wobei zu berücksichtigen ist, dass zum Ende des Versuches in der Messung eine höhere Temperatur vorliegt als in der Simulation, somit in letzterer noch ein etwas höherer Energiebedarf auftritt. Die trotzdem geringe resultierende Abweichung der zugeführten Energie zeigt, dass die Abweichung der modellierten Temperatur nicht durch einen zu hohen Wärmeverlust hervorgerufen wird, sondern vor allem durch eine zu geringe effektive Wärmekapazität¹².

12 Das Vorliegen einer Durchströmung führt demnach im Vergleich zum Stillstand des Massenstroms zu unterschiedlichen effektiven Wärmekapazitäten.

Zur Berücksichtigung dieses Effektes müsste der Anteil $A_{C,W}$ unterschiedlich ausfallen, je nachdem ob der Kessel durchströmt wird oder nicht. Hierzu müsste eine weitere Messung vorgenommen werden, um die unterschiedlichen Werte in beiden Phasen zu ermitteln. Dies erschwert die Parametrierung des Modells, so dass eine solche Erweiterung des Modells nicht durchgeführt wurde¹³.

Versuch mit Kessel O2 und manueller Regelung

Wie Abbildung 28 zeigt auch Abbildung 31 einen dynamischen Versuch bei manueller Regelung, der an Heizkessel O2 (Kessel mit veränderlichem Wärmeübertragungsvermögen) durchgeführt wurde.

Als wesentliche Ausgangsgrößen werden dabei die Austrittstemperaturen (Abgas und Wasser) dargestellt. Die Abgasaustrittstemperatur wird nur angezeigt, wenn es einen abgasseitigen Massenstrom gibt, d. h. der Kessel ist in Betrieb oder wird mit Luft durchspült. Außerdem wird das Betriebssignal gezeigt (an, aus oder Spülphase), dass für die Simulation als Eingangsgröße verwendet wurde. Das Betriebssignal stimmt daher für Messung und Simulation überein.

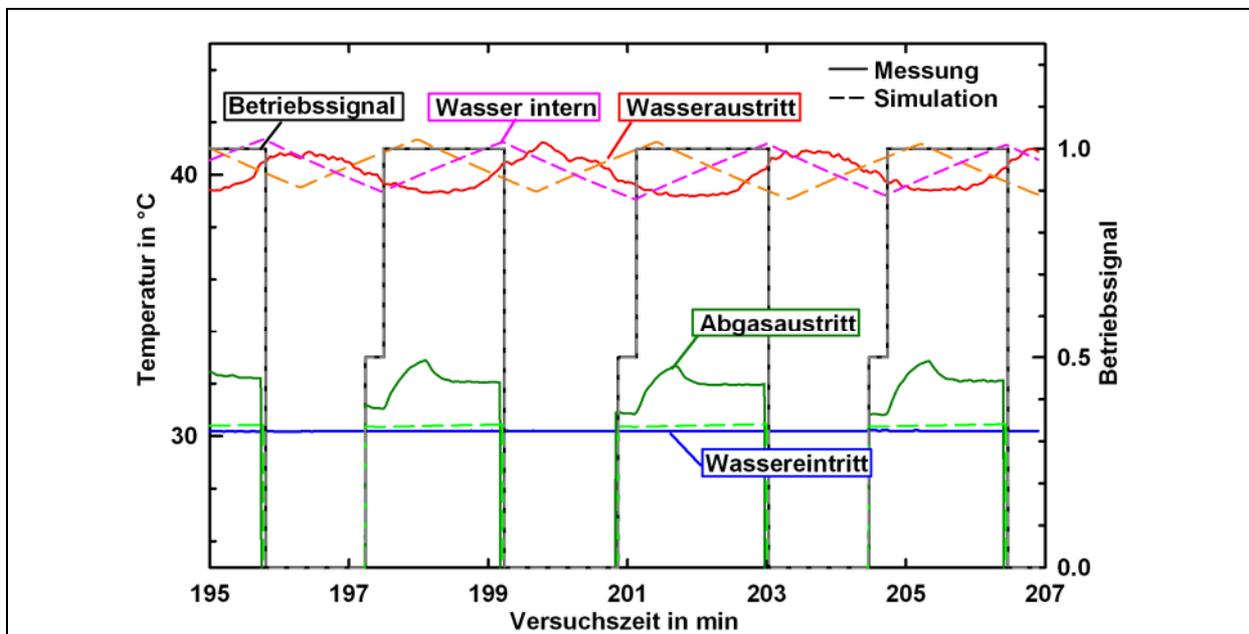


Abbildung 31: Vergleich von Modell und Messung von Kessel O2 in einem dynamischen Versuch (Ausschnitt) bei manueller Kesselregelung, dargestellt sind die simulierte interne Wassertemperatur, gemessene und simulierte Wasser- und Abgasaustrittstemperaturen sowie Betriebssignale (1 = Betrieb in Volllast, 0.5 = Spülen des Gasraumes) und die gemessene Wassereintrittstemperatur (Eingangsgrößen in das Modell)

Der Ausschnitt zeigt drei Kesseleinschaltphasen von jeweils ca. zwei Minuten innerhalb des dynamischen Versuches. Obwohl der Simulation das Betriebssignal aus der Messung vorgegeben wird, zeigen sich deutliche Unterschiede. Während maximale und minimale Wasseraustrittstemperatur ungefähr übereinstimmen, zeigt sich eine zeitliche Verschiebung im Verlauf der Temperaturen. In der Messung steigt diese 1 min nach dem Einschaltsignal an, die simulierte Austrittstemperatur beginnt erst nach mehr als zwei Minuten zu steigen, wenn der Kessel wieder ausgeschaltet ist. Dies deutet darauf hin, dass die Totzeit in der Simulation mehr als doppelt so lang ist, wie die in der Messung auftretende zeitliche Verschiebung.

¹³ Dies erscheint gerechtfertigt, da wie gezeigt für die energetische Bewertung der Unterschied gering ist. Zudem sollte im üblichen Betrieb der Zeitanteil, in der der Kessel ohne Durchströmung nur auf Temperatur gehalten wird, gering sein. Der wesentliche Fehler ergibt sich für die Anzahl der Taktungen des Kessels im Fall der Nichtdurchströmung. Sollte dieser Effekt z. B. bei Kesseln mit großem Wasserinhalt eine höhere Bedeutung bekommen, ist das Modell entsprechend erweiterbar. In dem Fall ist auch die Zeitkonstante durch zusätzliche Tests neu zu bestimmen.

Bei Vergleich der beiden Aufheizkurven zeigt sich zudem, dass die Zeitkonstante in Simulation größer ist als in der Messung. Grund für die höhere wasserseitige Zeitkonstante und Totzeit ist die Bauart des Wärmeübertragers im Kessel, der mit einem Luftspalt ausgestattet ist. Während eines schnell taktendem Betriebs ist der Wärmeübertrager noch vom vorherigen Kesseltakt auf einer höheren Temperatur. Dadurch wird der Luftspalt kurze Zeit nach der Zündung geschlossen und eine gute Wärmeübertragung ermöglicht.

Die Folge ist ein entsprechend schneller Anstieg der Wasseraustrittstemperatur. Die Zeitkonstanten für das Modell wurden jedoch aus Versuchen ermittelt (siehe Abschnitt 6.4.4), in denen der Kessel vor dem Betrieb längere Zeit ausgeschaltet war. Durch die geringe Temperatur des Wärmeübertragers beim Starten dauert es länger, bis der Luftspalt geschlossen ist und es ergeben sich längere Zeitkonstanten.

Auch am Abgasaustritt zeigen sich Unterschiede. In der Messung schwankt der Wert zwischen 31°C in der Vorspülphase und 33°C während des Betriebs, dabei tritt kurze Zeit nach der Zündung ein maximale Temperatur auf, danach reduziert sich die Abgastemperatur wieder und erreicht eine konstante Temperatur von 32°C.

Dieser Verlauf lässt sich wieder mit der Ausführung des Wärmeübertragers erklären, dessen zunächst nicht geschlossener Luftspalt eine schlechte Wärmeübertragung aufweist und zu einem schnellen Temperaturanstieg führt. In der Simulation ist es nicht möglich, diesen Verlauf wiederzugeben, da hier ein Temperaturanstieg mit nur einer Zeitkonstante angenommen wird. Die stationäre Endtemperatur liegt in der Simulation mit 30.5°C knapp über der Wassereintrittstemperatur, dies ist auch die Temperatur, die für das Abgas im ausgeschalteten Zustand angenommen wird. In der Simulation befindet sich der Kessel noch am Anfang der Aufheizphase (Zeitkonstante für diesen Versuch ca. x Minuten), so dass die kurze Betriebszeit nicht ausreicht, das Abgas deutlich zu erwärmen. Der mittlere Temperaturunterschied liegt nur bei etwa 2 K.

Versuch mit Kessel O2 und aktiver Regelung

Abbildung 32 zeigt wie Abbildung 29 für einen Ausschnitt eines dynamischen Versuchs bei aktiver Kesselregelung die gemessenen und die entsprechenden Ergebnisse nach Modellberechnung für den Kessel O2. Wesentliche Ausgangsgrößen sind die Wasseraustrittstemperaturen und das Betriebssignal. Während des Versuches fand keine geeignete Messung der internen Wassertemperatur statt, die daher nicht im Diagramm dargestellt ist.

Der gezeigte Ausschnitt stellt einen typischen Fall für die Modellierung des Kessels O2 bei aktiver Regelung unter Massenstrom dar. Wie schon im Versuch bei manueller Regelung (Abbildung 31) treten in der simulierten Wasseraustrittstemperatur im Vergleich zur Messung längere Zeitkonstanten und Totzeiten auf. Dadurch ist die simulierte Kesselbetriebszeit während eines Taktes länger und damit insgesamt die Taktanzahl geringer (im gesamten Versuchszeitraum werden 20 Takte simuliert, während in der Messung 28 Takte auftraten).

Die Abgastemperatur liegt in der Simulation nur leicht über der Wassereintrittstemperatur und damit unterhalb des Messwertes. Die geringe Abgastemperatur wird hervorgerufen durch den hohen Wärmeübertragungskoeffizienten, der sich aus der Parametrierung ergibt (siehe Tabelle 14). Dies führt zu einem entsprechend hohen Wärmeübertragerwirkungsgrad und zu einer sehr geringen Temperaturdifferenz zum Wassereintritt im Gegenstromwärmeübertrager.

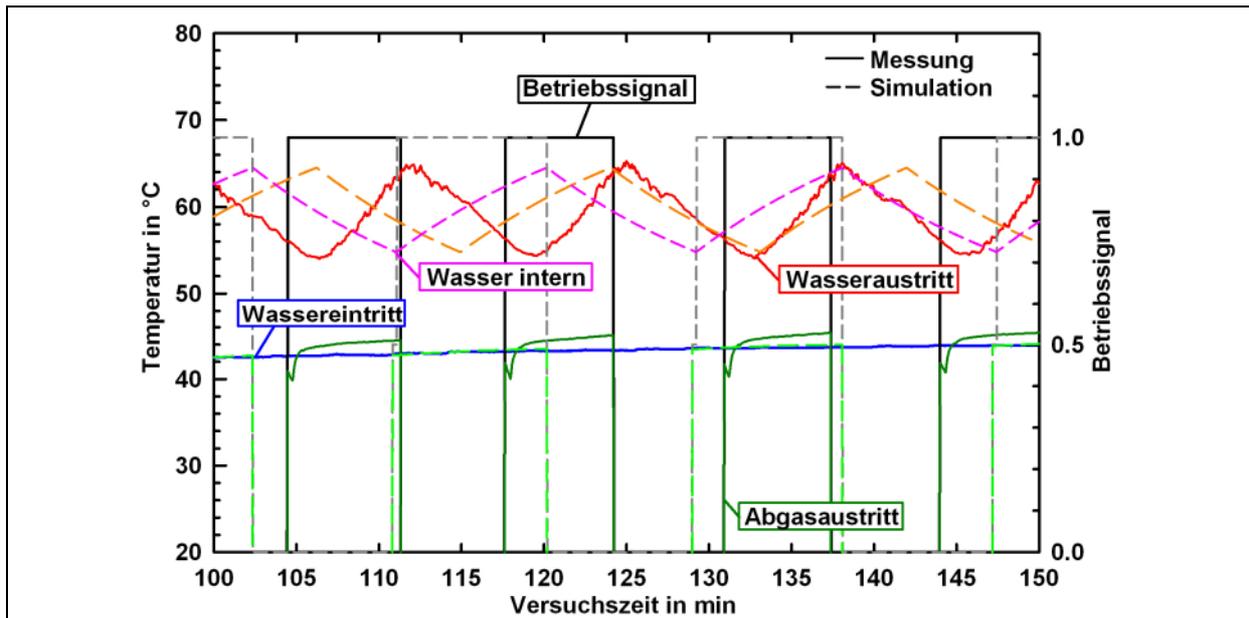


Abbildung 32: Vergleich von Modell und Messung von Kessel O2 in einem dynamischen Versuch (Ausschnitt) bei aktiver Kesselregelung, dargestellt sind gemessene und simulierte Wasser- und Abgasaustrittstemperaturen und Betriebssignale sowie die gemessene Wassereintrittstemperatur (Eingangsgröße in das Modell)

Versuch mit Kessel O2 und aktiver Regelung ohne Wassermassenstrom

Wie Abbildung 30 für Kessel O1 zeigt Abbildung 33 einen Versuch bei aktiver Kesselregelung ohne Wassermassenstrom. Dargestellt werden die Wassertemperaturen und das Betriebssignal nach Messung und Simulation

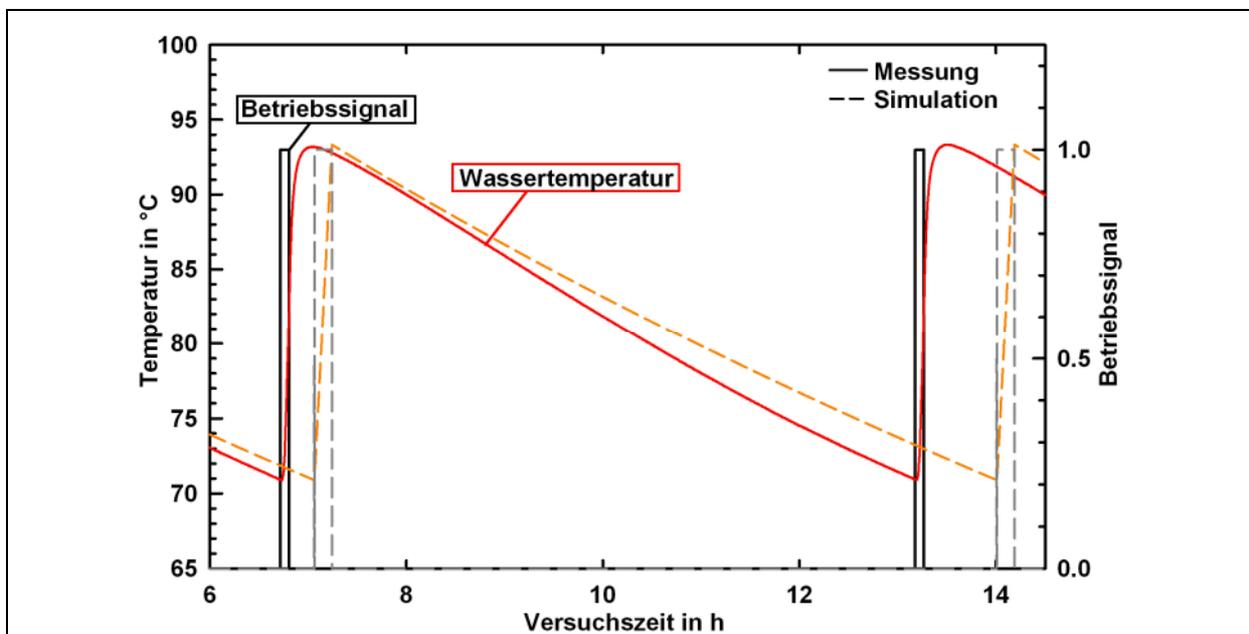


Abbildung 33: Vergleich von Modell und Messung von Kessel O2 in einem dynamischen Versuch (Ausschnitt) bei aktiver Kesselregelung ohne Wassermassenstrom, dargestellt sind gemessene und simulierte Wasseraustrittstemperaturen und Betriebssignale (1 = Betrieb in Vollast, 0.5 = Spülen des Gasraumes)

Die Wassertemperatur wird in der Simulation deutlich besser wiedergegeben als dies bei Kessel O1 (Abbildung 30) der Fall war. Daraus ergeben sich fast gleiche Auskühlzeiten und damit ungefähr die gleiche Taktrate.

Die Kesselbetriebszeit zu Beginn eines Taktes fällt jedoch in der Simulation deutlich länger aus als in der Messung. Für die Betriebsphase bei 7 h ergibt sich gemessen eine zugeführte Energiemenge von 1.76 kWh, während simuliert 3.56 kWh benötigt werden, also ungefähr die zweifache Menge. Während der Betriebsphase wird dabei eine Wärmemenge von 3.18 kWh an die wasserseitige Wärmekapazität abgegeben.

Unter Berücksichtigung der Temperaturdifferenz während des Taktes (Aufheizung von 71°C auf 93°C) ergibt sich mit den Kapazitäten aus Wasserinhalt und Masse des Kessels eine notwendige Aufheizwärmemenge von 1.83 kWh. Dies entspricht ungefähr der gemessenen zugeführten Energiemenge und nur 60% der übertragenen Wärmemenge in der Simulation. Grund für den hohen Wert in der Simulation ist, dass ein Anteil an der wasserseitigen Wärmekapazität von 1.74 verwendet wird (siehe Tabelle 13). Dieser Wert wird aber nicht nur durch die tatsächliche Kapazität beeinflusst, sondern auch durch die spezielle Bauart des Wärmeübertragers. Während dies bei vorhandenem Massenstrom nur eine kleine Bedeutung hat, führt dies ohne Massenstrom zu erhöhten Aufheizwärmemengen.

Trotz der zu hoch angenommenen Wärmekapazität wird der Temperaturverlauf gut wiedergegeben und damit auch die Taktanzahl. Bei einem geringeren Anteil $A_{C,W}$ würde die Abkühlgeschwindigkeit in der Simulation höher als in der Messung sein, so dass dann ein häufigeres Takten auftritt. Dies deutet darauf hin, dass anders als bei Kessel O1 der simulierte Wärmeverlust zu hoch ist. Der Grund für die Abweichungen liegt somit vor allem in einem zu hohen Wärmeverlustkoeffizienten in der Simulation bei ausgeschaltetem Kessel. Bei Kessel O2 müsste für eine bessere Abbildung des Wärmeverlustes somit unterschieden werden, ob der Kessel durchströmt oder nicht durchströmt wird. Auch dies würde die Parametrierung erschweren, so dass diese Unterscheidung nicht im Modell enthalten ist.

Versuch mit Kessel G1 und aktiver Regelung

Abbildung 34 zeigt für einen Ausschnitt eines dynamischen Versuchs bei aktiver Kesselregelung die gemessenen und die entsprechenden Ergebnisse nach Modellberechnung für den Kessel G1. Wesentliche Ausgangsgrößen sind hier die Wasseraustrittstemperaturen und das Betriebssignal. Während des Versuches fand keine geeignete Messung der Abgastemperatur und der internen Wassertemperatur statt, die daher beide nicht im Diagramm dargestellt ist. Auch die simulierte Abgastemperatur wird nicht dargestellt.

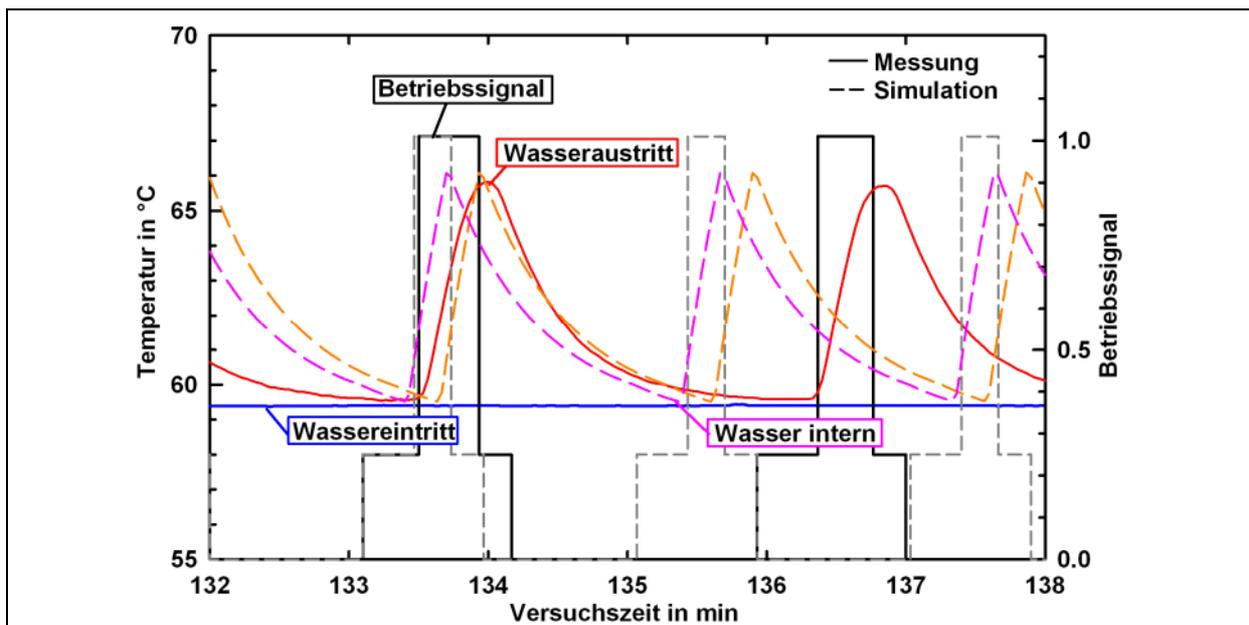


Abbildung 34: Vergleich von Modell und Messung von Kessel G1 in einem dynamischen Versuch (Ausschnitt) bei aktiver Kesselregelung, dargestellt sind gemessene und simulierte Wasseraustrittstemperaturen und Betriebssignale (1 = Betrieb in Volllast, 0.25 = Spülen des Gasraumes) sowie die gemessene Wassereintrittstemperatur (Eingangsgröße in das Modell)

Wie schon bei den anderen Kesseln kommt es im Vergleich der dynamischen Versuche zu einer zeitlichen Verschiebung der Kesseltakte. Der obige Ausschnitt ist so gewählt, dass in Messung und Simulation fast zum gleichen Zeitpunkt ein Kesseltakt auftritt. Im Folgenden wird dieser Kesseltakt (Beginn bei 133 min Versuchszeit) näher analysiert:

- Der Einschaltzeitpunkt wird in der Simulation und in der Messung zum gleichen Zeitpunkt erreicht (Beginn der Vorspülzeit – Betriebssignal auf 0.25). Nach Ablauf der Vorspülzeit steigt die interne Kesseltemperatur (nur für die Simulation dargestellt) und mit zeitlicher Verschiebung die Wasseraustrittstemperatur an. Dies erfolgt in der Simulation allerdings fast 10 s später, hier wird also eine längere Totzeit berechnet als sie tatsächlich in der Messung auftritt. Der Temperaturanstieg weist zunächst eine nahezu gleiche Aufheizkurve auf, kurz vor der maximal auftretenden Temperatur wird die Steigung der gemessenen Kurve deutlich geringer während in der Simulation die Temperatur weiterhin mit unverändert ansteigt und damit dem angenommenen Übertragungsverhalten 1. Ordnung folgt.
- Durch die unterschiedliche Aufheizkurve wird der Ausschaltzeitpunkt in der Simulation früher erreicht, so dass die Kesselbetriebszeit geringer ist. Beim Abkühlen ist der Unterschied zwischen Simulation und Messung stärker ausgeprägt. Gemessen ergibt sich zunächst ein schnellerer und dann ein langsamerer Temperaturabfall als in der Simulation. Dabei nähert sich die Temperatur einem Wert oberhalb der Wassereintrittstemperaturen bis der Einschaltzeitpunkt erreicht wird. Das Modell berechnet dagegen eine stationäre Temperatur unterhalb der Eintrittstemperatur (verursacht durch den auftretenden Wärmeverlust im Kessel), so dass das Einschaltsignal weitaus früher hervorgerufen wird. Die simulierte Ausschaltzeit ist so fast nur halb so lang wie der gemessene Wert.
- Bei Auswertung des gesamten Versuches über 4 h ergibt sich aus der Messung eine Nutzwärmemenge von 7.4 kWh und in der Simulation von 7.5 kWh (ca. 1.5% mehr). Allerdings wird in der Simulation mit 9.4 kWh eine um etwa 4% geringere Energiemenge durch den Brennstoff aufgenommen als in der Messung (9.8 kWh). Daraus resultiert ein höherer simulierter Nutzungsgrad von 80.0% im Vergleich zur Messung (76.0%). In der Simulation startet der Kessel insgesamt 116 Mal während in der Messung 79 Takte auftreten.

Auswertung aller durchgeführten dynamischen Versuche

Zur Auswertung der dynamischen Versuche werden die Taktanzahl aus Messung und Modell verglichen. Außerdem wird für jeden Versuch der Nutzungsgrad berechnet. Dieser stellt das Verhältnis aus abgegebener zu aufgenommener Energiemenge dar. Die Berechnung erfolgt somit wie der Kesselwirkungsgrad nach Gleichung (34), allerdings werden die Energiemengen während eines gesamten dynamischen Versuches verwendet. Die jeweilige Energiemenge Q_x eines Experimentes n wird durch die Summe der Wärmemenge über alle Zeitschritte in dem Experiment ermittelt.

$$Q_{x,Exp.n} = \sum_{i=1}^z Q_{x,i} \quad \text{mit } z = \text{Endpunkt Auswertzeitraum} \quad (43)$$

Um Simulation und Messung miteinander vergleichen zu können, wurde jedoch nicht der gesamte Versuchszeitraum für die Auswertung benutzt, sondern dieser begrenzt:

- Zu Beginn des Versuches werden alle Temperaturen im Modell auf die Wassereintrittstemperatur gesetzt, d. h. nach Simulationsstart müssen ggf. bei einem höheren Temperaturniveau zunächst alle Kapazitäten aufgeheizt werden. Real ist der Heizkessel dagegen vom vorherigen Betrieb schon auf einer höheren Temperatur. Aus diesem Grund wird die erste Betriebsphase im Modell nicht ausgewertet.

- Der Kessel taktet während des Versuches, dabei können sich aber die Betriebsdauern in Messung und Simulation unterscheiden und somit auch die Zeitpunkte zu denen der Kessel ein- oder ausschaltet. Würden genau die gleichen Zeiträume für die Auswertung verwendet werden, könnte beispielsweise in der Messung der Kessel gerade starten und in der Simulation gerade enden. Deshalb wird die Auswertung der Energiemengen und die Taktzahlen über den Zeitraum vom ersten Starten des Kessels (nach Ablauf der ersten Betriebsphase, siehe Punkt 1) bis zum letzten Messwert vor dem letzten Starten des Heizkessels durchgeführt.

Zusammenfassend zeigt Abbildung 35 die Nutzungsgrad und Taktanzahlen aller Messungen und im Vergleich die Ergebnisse aus der Modellierung. Bei manueller Regelung ergeben sich aus der Simulation die gleichen Taktzahlen wie in der Messung. Statt der Taktzahl wird daher in den Diagrammen bei manueller Regelung die Nutzwärmemenge dargestellt.

Für die Versuche ohne Wassermassenstrom (jeweils einer für die beiden Ölkessel) ist es nicht sinnvoll einen Nutzungsgrad oder eine Nutzwärme zu errechnen, hier wird stattdessen neben der Taktrate die dem Kessel zugeführte Energie zwischen Messung und Simulation verglichen. Da mit Kessel G1 nur ein dynamischer Versuch durchgeführt wurde, ist das entsprechende Resultat nur in Tabelle 16 aufgeführt.

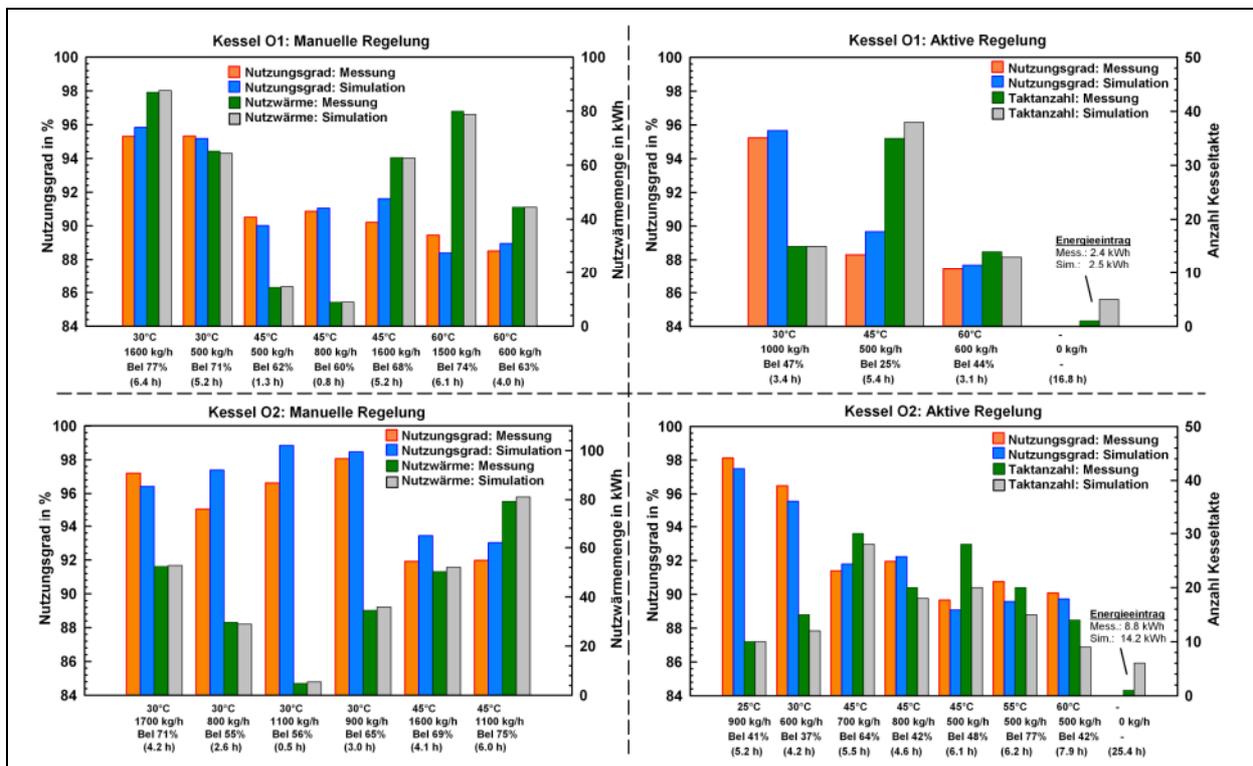


Abbildung 35: Simulierte und gemessene Nutzungsgrade und Nutzwärmemenge (Versuche mit manueller Regelung) bzw. Taktzahlen (aktive Regelung) aller durchgeführten dynamischen Versuche an den Kesseln O1 und O2

Zusätzlich zeigt Tabelle 16 eine Übersicht der in allen Versuchen an dem jeweiligen Kesseln auftretenden maximalen positiven und negativen Abweichungen von Nutzungsgrad (absolute Prozentpunkte) und Taktanzahl (relativ). Für die Versuche bei manueller Regelung erfolgt in der Tabelle nur ein Vergleich der Nutzungsgrade.

Außerdem wurde für jeden Kessel jeweils unterteilt nach Versuchen bei aktiver und manueller Regelung der Nutzungsgrad aus allen dynamischen Versuchen bestimmt, d. h. die Energiemengen Q_x wurden berechnet mit:

$$Q_x = \sum_{i=1}^n Q_{x,Exp,i} \quad \text{mit } n = \text{Anzahl dynamischer Versuche} \quad (44)$$

Kessel	Kessel O1	Kessel O2	Kessel G1
Anzahl Messungen mit manueller Regelung	7	6	0
Nutzungsgrad (Abs. Abweichung aller manuellen Versuche)	+0.1%-Pkt.	+0.4%-Pkt.	-
Nutzungsgrad (maximale abs. Abweichung in manuellen Versuchen)	+1.4%-Pkt. -1.1%-Pkt.	+2.2%-Pkt. -2.1%-Pkt.	-
Nutzwärmemenge (Rel. Abweichung aller manuellen Versuche)	-0.3% (363 kWh)	+2.1% (251 kWh)	-
Anzahl Messungen mit aktiver Regelung	4	8	1
Nutzungsgrad (Abs. Abweichung aller Versuche mit aktiver Regelung)	+0.9%-Pkt.	-0.5%-Pkt.	+4.1%-Pkt.
Nutzungsgrad (maximale abs. Abweichung in Versuchen mit aktiver Regelung)	+1.4%-Pkt. -	+0.4%-Pkt. -1.2%-Pkt.	+4.1%-Pkt.
Taktrate (Rel. Abweichung aller Versuche mit aktiver Regelung)	+3.1% (64)	-17.7% (141)	+46.8% (79)
Taktrate (maximale rel. Abweichung in Versuchen mit aktiver Regelung)	+8.5% (35) -7.1% (14)	- -35.7% (14)	+46.8% (79)
Zugeführte Energie, Messung ohne Massenstrom (relative Abweichung)	+3.9% (2.4 kWh)	+61.3% (8.8 kWh)	-
Taktrate Messung ohne Massenstrom, rel. Abweichung, in Klammern Anzahl der gemessenen Takte	+400% (1)	0% (4)	-

Tabelle 16: Übersicht der dynamischen Validierung, absolute Abweichung der simulierten von den gemessenen Nutzungsgraden in Prozentpunkten sowie relative Abweichung der Taktzahlen und der zugeführten Energiemenge und der Nutzwärmemenge in Prozent, bei den relativen Abweichungen sind zusätzlich die Messergebnisse angegeben (in Klammern)

Ergebnis

- Dynamische Versuche mit manueller Regelung wurden nur an den beiden Ölkesseln durchgeführt. Aufsummiert über alle Versuche ergibt sich ein Abweichung im Nutzungsgrad von unterhalb von 0.5%. Allerdings wird dieses sehr gute Ergebnis durch z. T. positive und negative Abweichungen in den einzelnen Versuchen hervorgerufen. Im Maximum weichen die simulierten Wirkungsgrade bis zu 1.4% (Kessel O1) bzw. 2.2% (Kessel O2) von den Messdaten ab.
- Beim Nutzungsgrad in den Versuchen mit aktiver Regelung ergeben sich für die Ölkessel etwas höhere Abweichungen, allerdings liegen auch diese unterhalb von 1%-Punkt. Höhere Abweichungen treten in der Taktrate auf. Während die Abweichung im Kessel O1 unterhalb von 5% liegt, erreicht sie beim Kessel O2 fast -20%, d. h. im Modell werden weitaus weniger Takte berechnet. Die Abweichungen in den einzelnen Versuchen liegen z. T. deutlich über den Mittelwerten. Die hohen relativen Abweichungen werden allerdings vor allem durch eine z. T. geringe Taktzahl in den Versuchen erreicht. Beim Kessel O2 ergeben sich deutliche negative Abweichungen auch in Versuchen mit vielen Takten. Grund hierfür sind die längeren Betriebszeiten, die durch die verwendeten Zeitkonstanten hervorgerufen werden (siehe Abbildung 32).
- Ohne Wassermassenstrom ergeben sich für Kessel O2 eine deutlich höhere zugeführte Energiemenge (ca. 61%), bei Kessel O1 wird diese dagegen fast genau wiedergegeben. Bei letzterem tritt jedoch eine höhere Taktrate auf (fünf Takte statt einem Takt), hier ist der für den durchströmten Fall berücksichtigte Kapazitätsanteil höher als im Fall ohne Massenstrom. Bei Kessel O2 wird der Temperaturverlauf gut wiedergegeben, so dass die Taktzahl identisch ist, hier ist der Wärmeverlustkoeffizient ohne Massenstrom höher als für den durchströmten Fall bestimmt.

- Am Kessel G1 wurde ein Versuch bei aktiver Kesselregelung durchgeführt. Sowohl die simulierte Taktanzahl (simuliert 116 statt gemessen 79 Takte) als auch der Nutzungsgrad (80% gegenüber 76%) liegen über den Messwerten. Die höhere Taktrate wird vor allem durch einen schnelleren Temperaturabfall im Modell nach Ausschalten des Kessels hervorgerufen. Grund für den höheren Nutzungsgrad ist, dass während des dynamischen Versuches auch in den nahezu stationären Phasen ein deutlich geringerer Wirkungsgrad gemessen wurde als in den zuvor durchgeführten stationären Messungen. Auf letzteren beruht jedoch die vorgenommene Parametrierung des Modells, die somit eine positive Abweichung aufweist. Der Grund für die Unterschiede in den Wirkungsgradmessungen konnte aus versuchspraktischen Gründen nicht mehr nachvollzogen werden.

Bewertung

Das Modell ist in der Lage, die Taktrate und den Nutzungsgrad aus den Messungen zu reproduzieren. Allerdings zeigen die drei Kessel ein grundsätzlich anderes dynamisches Verhalten, vor allem der Kessel O2 weist durch den Abgaswärmeübertrager mit Luftspalt ein spezielles dynamisches Verhalten auf, das von dem Modell nur ansatzweise wiedergegeben werden kann. Problem sind hierbei die dynamischen Kennwerte, die über alle Betriebsbedingungen und -phasen (Aufheizen, Abkühlen, Lastwechsel) als konstant angenommen werden. Die gemessenen Werte nach Tabelle 13 zeigen hier jedoch für Kessel O2 deutliche Unterschiede. Das gute Ergebnis beim Kessel O1 erklärt sich somit mit dem relativ betriebsunabhängigen dynamischen Verhalten des Kessels.

Ohne Wassermassenstrom treten je nach Kessel hohe Abweichungen in der Taktrate (Kessel O1) bzw. in der zugeführten Energiemenge (Kessel O2) auf. Grund ist ein anderes Verhalten des Kessels, wenn dieser nicht durchströmt wird. Die Zeitkonstante ist für Kessel O1 deutlich länger als bei Betrieb mit Massenstrom. Da aber alle dynamischen Parameter aus Versuchen mit Massenstrom ermittelt wurden, kühlt der Kessel im Modell erheblich schneller aus und muss daher häufiger einschalten. Bei Kessel O2 wird die Abweichung durch einen geringeren Wärmeverlust im Fall ohne Massenstrom hervorgerufen. Eine Beseitigung dieser Probleme kann nur durch eine detailliertere dynamische Modellierung erfolgen, die aber die Anzahl der Parameter erhöht und daher nicht sinnvoll ist.

Insgesamt ist festzuhalten, dass mit dem dynamischen Modellteil das Verhalten von Heizkesseln gut wiedergegeben werden kann, wenn ein entsprechender Aufheizversuch für die Parametrierung durchgeführt wurde. Spezielle Kesselbauarten können jedoch zu einem anderen Verhalten und so zu Abweichungen im Modell führen.

7 Fazit zum Teilprojekt

Zur dynamischen Simulation wurde am ISFH ein neues Berechnungsmodell entwickelt, mit dem fossil befeuerte Heizkessel (Erdgas und Heizöl) abgebildet werden können. Eine Literaturrecherche zeigte, dass die bereits vorhandenen Heizkesselmodelle entweder keine genaue dynamische Simulation ermöglichen oder eine aufwendige Parametrierung erfordern. Dies betrifft nicht nur die sehr detaillierten analytischen Modelle, mit denen z. B. der Wärmeübertrager und der Verbrennungsraum für einen Heizkessel hochgenau abgebildet werden. Auch die allgemeiner gehaltenen Modelle weisen eine Vielzahl von Parametern auf, die umfassende Messungen an den zu simulierenden Heizkessel erfordern.

Bei dem neu entwickelten Kesselmodell steht nicht eine sekundengenaue Wiedergabe der Temperaturen im Vordergrund, sondern es soll die aufgenommene Energiemenge und die Taktanzahl des Kessels über einen mittleren (Stunde, Tag) und längeren (Monat, Jahr) Zeitraum gut wiedergegeben werden, ohne eine wie oben beschriebene komplizierte Parametrierung zu erfordern.

Modellkonzept und Parametrierung

Das Modell ist in drei Berechnungsschritte aufgeteilt. Nach Festlegung des Betriebszustands in der im Modell implementierten Kesselregelung werden die stationären Bedingungen berechnet, d. h. die Austrittstemperaturen bei längerer Ein- oder Ausschaltzeit des Kessels. Die Berechnung erfolgt in der Reihenfolge:

- Brennkammer (Verbrennungsrechnung)
- Wärmeübertrager (NTU-Wirkungsgradmethode)
- Kondensation (mit Input Abgasaustrittstemperatur aus Wärmeübertragerberechnung)
- Umgebungswärmeverluste

Die stationären Punkte stellen die Endpunkte für die anschließend durchgeführte dynamische Berechnung dar. Hier wird für die Abgas- und die Wassertemperatur ein Übergangsverhalten 1. Ordnung (PT_1 -Verhalten) mit einer Zeitkonstante und auf der Wasserseite zusätzlich eine Totzeit simuliert. Außerdem wird die Start- und Stoppautomatik vereinfacht berücksichtigt.

Die wesentlichen neuen Aspekte des Modells im Vergleich zu den bereits vorhandenen Modellen sind:

- einfache Parametrierung: diese ist möglich, ohne dass eigene Messungen durchgeführt werden; in diesem Fall ist allerdings eine geringere Genauigkeit festgestellt worden,
- Simulation von Brennwertkesseln unter Berücksichtigung des jeweiligen Kondensationsverhaltens,
- ein- und zweistufige sowie modulierende Heizkessel simulierbar,
- dynamische Modellierung der Temperatur auf der Abgasseite,
- Berücksichtigung einer Zeitverzögerung auf der Wasserseite,
- interner Zeitschritt innerhalb des Modells, der beliebig eingestellt werden kann (Voraussetzung: ganzzahliger Teiler des externen TRNSYS-Simulationszeitschritts); so ist eine detaillierte zeitliche Simulation möglich (z. B. Einstellung der Mindestein- und -ausschaltzeit), ohne den Zeitschritt der gesamten Simulation und damit die Simulationszeit insgesamt zu beeinflussen,

- Zeitverzögerung nach Ein-/Ausschaltsignal zur vereinfachten Wiedergabe der Start- und Stoppautomatik,
- verschiedene Modi für das Betriebsverhalten nach dem Zünden (z. B. konstante Leistung über festzulegenden Startzeitraum),
- Berechnung der Wärmeverluste beim Vor- und Nachspülen,
- Brennwert ist Inputgröße, d. h. die Brennstoffzusammensetzung kann sich während der Simulation ändern.

Die Parametrierung ist im Vergleich zu vorhandenen detaillierten Modellen deutlich einfacher. Die wesentlichen Daten können Produktdatenblättern o. ä. entnommen werden. Hierzu zählen der Wirkungsgrad bei Nennleistung und der Betriebsbereitschaftsverlust. Diese Angaben müssen für die Berechnungen nach Energieeinsparverordnung (EnEV) angegeben werden, deren Messung erfolgt nach europäischen Normen. Prinzipiell ist somit eine Simulation mit dem Modell möglich, ohne eigene Messungen am Prüfstand durchzuführen, allerdings muss dann eine höhere Ungenauigkeit in Kauf genommen werden.

Die Untersuchungen am Kesselprüfstand zeigten, dass im Besonderen der vom Hersteller angegebene Nennleistungswirkungsgrad nur ungenau reproduziert werden konnte. Bei den vier getesteten Kesseln stimmten nur bei einem Herstellerangabe und Messwert überein. Bei den anderen Kesseln wurden Werte gemessen, die 1.3%-Punkte bis 2.2%-Punkte unter der Herstellerangabe liegen. Auch bei den Angaben zu Nenn- und Minimalleistung zeigen sich z. T. relative Abweichungen bis zu 6%. Gründe für die Abweichungen können in Messungenauigkeiten und in der Produktstreuung liegen. Eine wesentliche Beeinflussung der Ergebnisse wird aber auch durch anders eingestellte Betriebs- und Umgebungsbedingungen hervorgerufen, die in den Normen nicht genau genug festgelegt werden.

Darüber hinaus wurden deutliche Unterschiede zwischen den Kesseln bezüglich der Kondensation aus dem Abgas und des dynamischen Verhaltens festgestellt. Eine prinzipiell mögliche Vorgabe von typischen Werten kann somit zu erheblichen Ungenauigkeiten führen.

Empfohlene Messungen zur Bestimmung der Parameter

Aus den vorgenannten Gründen wird für eine "gute" Parametrierung die Durchführung von folgenden Messungen am Kessel empfohlen:

- Eigene Messung des feuerungstechnischen Wirkungsgrads und des Kesselwirkungsgrads bei Nennleistung, dabei auch Messung der Nennleistung selbst sowie der Randbedingungen (z. B. Zulufttemperatur und Feuchte von Zuluft und Abgas).
- Temperaturmessung von Abgas- und Wasseraustrittstemperatur eines Brennerzyklus (d. h. Einschalten – Erreichen nahezu stationärer Bedingungen im Betrieb – Ausschalten – Erreichen nahezu stationärer Bedingungen im Standby) zur Bestimmung des Faktoren für die Zeitkonstanten
- Zusätzlich bei Brennwertkesseln: Messung der Abgasfeuchte bei Nenn- und Minimalleistung bei niedrigen Wassereintrittstemperaturen, bei denen Kondensation auftritt (z. B. bei 35°C und 45°C), sowie Bestimmung der Kondensatmenge.

Für diese Versuche sind folgende Größen zu messen:

- Wassereintrittstemperatur und Wassermassenstrom (müssen während der Versuche konstant gehalten werden)
- Wasseraustrittstemperatur (Bestimmung der Kesselleistung und der Aufheizkurve)
- Abgasaustrittstemperatur (Bestimmung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades und der Aufheizkurve)
- Brennwert und Masse des verfeuerten Brennstoffes (Bestimmung der durch den Brennstoff zugeführten Energie)
- Zulufttemperatur und –feuchte (Bestimmung der mit der Verbrennungsluft zugeführten Energie)
- Abgasfeuchte und Kondensatmenge (Bestimmung Kondensationsverhalten)

Die Sensoren im Abgasstrom müssen örtlich so nah wie möglich am Wärmeübertragerausstritt platziert werden. Die häufig in realen Anlagen genutzte Öffnung im Abgasrohr ist ungünstig, da es hier bereits (je nach Verlauf der Abgasleitung im Kessel) zu einer Abkühlung und damit auch zu einer höheren Sättigung des Abgases mit Wasserdampf gekommen sein kann. Außerdem muss für die Abgastemperaturmessung ein Sensor bzw. eine Anzahl von Sensoren verwendet werden, der eine genaue Ermittlung der mittleren Temperatur in einem Gasstrom erlaubt (z. B. Strahlungsschutz). Bei der Feuchtemessung von Zuluft und Abgas ist darauf zu achten, dass beide Werte an der gleichen Stelle wie die jeweilige Temperatur zu messen sind, um die absolute Wasserdampfmenge zu bestimmen.

Vorschlag zur Erweiterung der bisherigen Kesselprüfnormen

Trotz der vereinfachten Parametrierung sind für eine genaue Simulation zusätzlich zu den bisherigen Normenangaben einzelne Parameter aus Messungen am jeweiligen Kessel zu ermitteln. Da eine Parametrierung ausschließlich aus Herstellerangaben weiterhin erstrebenswert ist, werden für die normgerechten Prüfungen nach EN 303-3 bzw. EN 304 folgende Änderungen vorgeschlagen:

- Genaue Festlegung aller Bedingungen für die stationäre Wirkungsgradprüfung. Gerät und Einstellungen müssen dabei denen in der Praxis entsprechen. Neben dem Kesselwirkungsgrad sollte auch der feuerungstechnische Wirkungsgrad mit gleicher Genauigkeit ermittelt werden.
- Zusätzlich sollte die Wirkungsgradmessung bei Teillast stationär durchgeführt werden und daher nicht wie bisher auf 30% für alle Kessel festgelegt werden, sondern bei minimaler Modulationsleistung durchgeführt werden.
- Die beiden oben genannten Messungen werden wie bisher bei einer Kesseleintrittstemperatur von 60°C durchgeführt. Zusätzlich sollte eine Prüfung in die Norm aufgenommen werden, die bei Nenn- und Minimalleistung und einer Eintrittstemperatur, bei der Kondensation auftritt (z. B. 35°C) vorgenommen wird. In diesen Messungen ist ebenfalls die Abgasfeuchte aufzunehmen.
- Zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens des Kessels ist zumindest ein Ein- und Ausschaltversuch durchzuführen und zur Verfügung zu stellen.

Der zusätzliche Aufwand für eine normengerechte Leistungsprüfung ist gering. Hinzu kommen lediglich ein Leistungsmess-Zyklus bei niedriger Temperatur, nachdem schon einer bei hoher Temperatur durchgeführt wurde und eine einfacher Ein- und Ausschaltversuch, aus dem die Zeitkonstanten abgeleitet werden.

Überprüfung des Modells anhand von Labormessungen

Für die am Kesselprüfstand getesteten Kessel konnten durch entsprechend durchgeführte Versuche die für das Modell erforderlichen Parameter ermittelt werden. Neben der Ableitung typischer Werte ermöglichte dies eine umfassende Überprüfung des Modells mit Messdaten. Die Überprüfung wurde in zwei Schritte aufgeteilt, um stationären und dynamischen Modellteil zu validieren.

Am Prüfstand wurden mit drei Heizkessel (ein- und zweistufiger Öl- und ein modulierender Gaskessel) bei unterschiedlichen Eingangsbedingungen stationäre Betriebspunkte über jeweils 30 min aufgenommen und mit dem Modellergebnissen verglichen. Wesentliche Bewertungsgröße ist dabei der Kesselwirkungsgrad. Die ermittelten Abweichungen zwischen Modell und stationären Messpunkten liegen für die zwei geprüften Ölkessel im Bereich bis 1% im Temperaturbereich ohne Kondensation und bis 2% im Bereich mit Kondensation. Auch beim Gaskessel liegen die Abweichungen in dieser Höhe. Ausnahme sind die Versuche, die beim kleinsten Modulationsgrad durchgeführt wurden. Die dort vorgefundenen Abweichungen von bis zu 5% sind jedoch auf die Messunsicherheiten aufgrund der kleinen Temperaturdifferenzen zurückzuführen.

Das Modell ist in der Lage, die Taktrate und den Nutzungsgrad der dynamischen Messungen zu reproduzieren. Die drei Kessel zeigen jedoch im Detail betrachtet ein grundsätzlich anderes dynamisches Verhalten. Vor allem der Kessel O2 weist durch einen mit Luftspalt versehenen Abgaswärmeübertrager ein Aufheizverhalten auf, das vom Modell nur ansatzweise wiedergegeben werden kann.

Als weitere Schwierigkeit stellte sich die Abbildung bei Betrieb ohne Wassermassenstrom heraus. Hier zeigte sich bei den beiden geprüften Heizkesseln ein anderes dynamisches Verhalten (deutlich längere Zeitkonstanten) bzw. reduzierte Wärmeverlusten zur Umgebung. Beides kann nur unzureichend mit den Parametern wiedergegeben werden, die in Versuchen mit Massenstrom ermittelt wurden.

Die gefundenen Abweichungen zwischen Messungen und Simulation bedeuten in den meisten Fällen zur Analyse über mittlere oder längerfristige Zeiträume sowohl für die energetische Betrachtung als auch die Bestimmung der Anzahl der Schaltzyklen keine oder nur geringe Einschränkungen. Dies ist jedoch vom Anwender des Modells im Einzelfall zu überprüfen und grundsätzlich kritisch zu bewerten.

Fazit

Insgesamt ist festzustellen, dass das Modell sowohl stationäre Betriebspunkte als auch das dynamische Verhalten gut wiedergegeben kann, wenn die entsprechenden Versuche für die Parametrierung durchgeführt wurden. Somit steht ein Modell zur Verfügung, das die Abbildung von Heizkesseln in dynamischen Systemsimulationen ermöglicht.

Das beschriebene Modell wurde im Rahmen des Projektes in TRNSYS programmiert und wird kostenlos zur Verfügung gestellt.

8 Anhang

8.1 Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	-	Anteil
c_p	Wh/kgK	Spezifische Wärmekapazität
$\Delta\vartheta$	K	Temperaturdifferenz
φ	%	Relative Feuchtigkeit
η	-	Wirkungsgrad
G	-	Modulationsgrad
H_s	Wh/kg	Brennwert
λ	-	Luftüberschuss
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/h	Massenstrom
n	-	Stoffanteil
N	-	Anzahl
P	W	Leistung
q	Wh	Spez. Wärmemenge
Q	Wh	Wärmemenge
\dot{Q}	W	Wärmeleistung
ρ	kg/m ³	Dichte
r	Wh/kg	Enthalpie
S	-	Signal (0 = aus, 1 = ein)
t	s	Zeit
T_1	s	Zeitkonstante
T_T	s	Totzeit
ϑ	°C	Temperatur
UA	W/K	Wärmeübertragungskoeffizient
V	m ³	Volumen
\dot{V}	m ³ /h	Volumenstrom
x	-	Wasserdampfgehalt
y	-	Beispielvariable

Indizes und Abkürzungen

100	Betrieb bei maximaler Leistung
30	Betrieb bei 30% Leistung
0	Standby-Betrieb
a	Umgebung
A	Abgas
aus	Betriebszustand Aus
B	Betriebsbereitschaft
BR	Brennstoff
C	Kohlenstoff, Wärmekapazität
e	Austretend
ein	Betriebszustand Ein
el	Elektrisch
Exp	Experiment
f	feuerungstechnisch
Ges	Gesamt
H	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
i	Laufzeitvariable für internen Zeitschritt
in	Eintretend
int	Intern
ISFH	Institut für Solarenergieforschung Hameln
K	Kessel
Kond	Kondensation
L	Zuluft
LAS	Luft-Abgas-System
Mess	Messung
NTU	Anzahl der Wärmeübertragungseinheiten (Number of transfer units)
O ₂	Sauerstoff
Ostfalia	Ostfalia Hochschule für Angewandte Wissenschaften Wolfenbüttel
PT ₁	Proportionales Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung
stat	Stationär
Soll	Sollwert
Step	Zeitschritt
TRNSYS	Transient System Simulation Tool
V	Verlust
W	Heizungswasser
Wüt	Wärmeübertrager
z	Laufzeitvariable für Simulationszeitschritt
zu	Zugeführt

8.2 Quellen

- An86 Andrews, J.W.: Impact of reduced firing rate on furnace and boiler efficiency, Ashrae Transactions 92, 246-261, New York, 1986
- Ar02 Arbeitskreis der Professoren für Regelungstechnik in der Versorgungstechnik (Hrsgb.): Regelungs- und Steuerungstechnik in der Versorgungstechnik, C.F. Müller Verlag, München, 2002
- Be93 Beurer, C.: Gaskessel mit Möglichkeit zur Brennwertnutzung, TRNSYS Type 370 Original-Version 1.0, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 1993
- Be03 Beausoleil-Morrison, I. and Haddad, K.: Simulating fuel-fired combination space and domestic water heating systems, Proceeding of Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, 2004
- Bo76 Bonne, U. et al.: Control of overall thermal efficiency of combustion heating systems, Proceedings of 16th Symposium on Combustion, Cambridge, 1976
- Bo94 Bourdouxhe, J.-P. et al.: A toolkit for primary HVAC system energy calculation – Part 1: Boiler Model, Ashrae Transactions 100/2, 759-773, New York, 1994
- BDEW Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft: www.bdew.de, Stand: 11.02.2010
- Ch78 Chi, J. and Kelly, G.E.: A method for estimating the seasonal performance of residential gas and oil-fired heating systems, Ashrae Transactions 84/3, 405-421, New York, 1978
- Cl85 Claus, G. and Stephan, W.: A general computer simulation model for furnaces and boilers, Ashrae Transactions 91/1, 47-59, New York, 1985
- Da88 Dachelet, M. et al.: International Energy Agency, Annex 10: System simulation, Specification: Fuel oil boiler, University of Liege, 1988
- Da07 Damianos, XS et al.: The development of a dynamic model to simulate boiler controls, Building Services Engineering Research and Technology 28/2, 105-116, Edinburgh, 2007
- De90 DeCicco, J.M.: Applying a linear model to diagnose boiler fuel consumption, Ashrae Transactions 96/1, 296-304, New York, 1990
- Di80 Dittrich, A.: Ermittlung des Jahresnutzungsgrades an 100 Öl- und gasbefeuereten Zentralheizungsanlagen, Abschlussbericht, Bundesministerium für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau, 1980
- DIN18599 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN V 18599-5: Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil : Endenergiebedarf von Heizsystemen, Beuth Verlag, Berlin, 2007
- Dr01 Drück, H.: Multiport+ Store-Model for TRNSYS: Type 147, Version 1.21, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2001
- Dr06 Drück, H.: Multiport Store-Model for TRNSYS: Type 340, Version 1.99F, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2006
- EN 267 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 267: Automatische Brenner mit Gebläse für flüssige Brennstoffe, Beuth Verlag, Berlin, 2006

- EN303-1 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 303-1: Heizkessel – Teil 1: Heizkessel mit Gebläsebrenner, Begriffe, Allgemeine Anforderungen, Prüfung und Kennzeichnung, Beuth Verlag, Berlin, 2003
- EN303-2 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 303-2: Heizkessel – Teil 2: Heizkessel mit Gebläsebrenner – Spezielle Anforderungen an Heizkessel mit Ölzerstäubungsbrennern, Beuth Verlag, Berlin, 2003
- EN303-3 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 303-3: Heizkessel – Teil 3: Zentralheizkessel für gasförmige Brennstoffe – Zusammenbau aus Kessel und Gebläsebrenner, Beuth Verlag, Berlin, 2004
- EN303-7 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 303-7: Heizkessel – Teil 7: Zentralheizkessel für gasförmige Brennstoffe mit einem Gebläsebrenner mit einer Nennwärmeleistung kleiner als oder gleich 1000 kW, Beuth Verlag, Berlin, 2006
- EN304 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 304: Heizkessel – Prüfregelein für Heizkessel mit Ölzerstäubungsbrennern, Beuth Verlag, Berlin, 2003
- EN676 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 676: Automatische Brenner mit Gebläse für gasförmige Brennstoffe, Beuth Verlag, Berlin, 2008
- EN677 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 677: Heizungskessel für gasförmige Brennstoffe – Besondere Anforderungen an Brennwertkessel mit einer Nennwärmebelastung kleiner als oder gleich 70 kW, Beuth Verlag, Berlin, 1998
- EN14394 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 14394: Heizkessel – Heizkessel mit Gebläsebrennern – Nennwärmeleistung kleiner oder gleich 10 MW und einer maximalen Betriebstemperatur von 110°C, Beuth Verlag, Berlin, 2008
- EN15034 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 15034: Heizkessel – Öl-Brennwertkessel, Beuth Verlag, Berlin, 2007
- EN15316 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 15316-4-1: Heizungsanlagen in Gebäuden – Verfahren zur Berechnung der Energieanforderungen und Nutzungsgrade der Anlagen – Teil 4-1: Wärmeerzeugung für die Raumheizung, Verbrennungssysteme (Heizkessel), Beuth Verlag, Berlin, 2008
- EN15417 DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsgb.): DIN EN 15417: Heizkessel für gasförmige Brennstoffe – Spezielle Anforderungen an Brennwert-Heizkessel mit einer Nennwärmebelastung größer als 70 kW aber gleich oder kleiner als 1000 kW, Beuth Verlag, Berlin, 2006
- Er04 Erb, M.: Feldanalyse von kondensierenden Gas- und Ölfeuerungsanlagen im Sanierungsbereich, Schlussbericht des Bundesamtes für Energie, Iffingen, Schweiz, 2004
- Fi96 Fiedler T.; Knirsch, A.: Erweiterung des bisherigen Gaskesselmoduls um eine Holzkesselfeuerung mit Möglichkeit zur Brennwertnutzung, Transsolar Energietechnik GmbH, 1996
- Fe08 Felsmann, C.: Mechanical equipment & control strategies for a chilled water and a hot water system, IEA Final Report SHC Task 4/ECBCS Annex 4 Subtask D, Technische Universität Dresden, 2008
- Fi08 Fiedler, F.; Persson, T.: CO-Emissionen solarer Kombisysteme mit Holzpelletkesseln, Tagungsband 18. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2008

- Gr99 Graf, P. u. a.: Hilfsenergieverbrauch von Öl- und Gasfeuerungen, Bundesamt für Energie, Iffingen, Schweiz, 1999
- Ha97 Hanby, V.I.: Modeling the thermal and emissions performance of commercial boilers, HVAC&R Research 3(2), 101-111, New York, 1997
- Ha08 Haller, M.; Konersmann, L.; Dröscher, A.: Simulation von Öl-, Gas- und Pellet-Kessel in Kombination mit Solaranlagen, Tagungsband 18. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2008
- Ha09 Haller, M.: Type 869 Boiler Model, Version 5.01, SPF und Institut für Wärmetechnik Graz, 2009
- Ha10 Haller, M.Y. et al.: A unified model for the simulation of oil, gas, and biomass space heating boilers for energy estimating purposes – Part II: Parameterization and comparison with measurements, Journal of Building Performance Simulation 4(1), 19-36, 2010
- Id92 Idem, S.A. et al.: A performance model of an instantaneous, condensing, gas-fired hot water boiler, Ashrae Transactions 98/2, 165-171, New York 1992
- ISO2008 Uncertainty of measurement – Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement, Geneva: International Organization for Standardization
- Ka84 Kays, W.M. and A.L. London: Compact Heat Exchangers, Third edition, McGraw-Hill Book Company, New York, 1984
- KI07 Klein, S.A. et al.: TRNSYS, A Transient Simulation Program, Version 16, Volume 5: Mathematical Reference, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 2007
- Ko98 Koschak, A.: Ergänzung des Type 370 um einen Simulationsmodus zur realitätsnahen Simulation des Betriebsverhaltens von Gaskesseln mit Takten, HTWS Zittau/Görlitz, 1998
- Ko08 Konersmann, L.; Haller, M.; Frank, E.: PelletSolar – Leistungsanalyse und Optimierung eines Pellet-Solarkombinierten Systems für Heizung und Warmwasser, Tagungsband 18. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2008
- La93 Landry, R.W. et al.: Seasonal efficiency and off-cycle flue loss measurements of two boilers, Ashrae Transactions 99/2, 440-454, New York, 1993
- Le85 Lebrun, J. et al.: Research of a good boiler model for HVAC energy simulation, Ashrae Transaction 91/1B, 60-83, New York, 1985
- Le93 Lebrun, J. et al.: Testing and modeling of fuel oil space-heating boilers – Synthesis of available results, Ashrae Transactions 99/2, 455-464, New York, 1993
- Le08 Lemort, V. et al.: Simulation of HVAC components with the help of an equation solver. IEA SHC Task 34 / ECBCS Annex 43, Subtask D: Mechanical Equipment and control strategies, University of Liège, Belgium, 2008.
- Li02 Liao, Z. and Parand, F.: Develop a dynamic model of gas and oil burned boilers for optimization of boiler control in central heating systems, Proceedings of the Canadian conference on building energy simulation eSim 2002, Montréal
- Ma97 Mansson, L.-G., McIntyre, D.: A summary of IEA Annexes 16 & 17 Building Energy Management Systems, UK, 1997
- No03 Nordlander, S.: TRNSYS model for Type 210, pellet stove with liquid heat exchanger, Documentation of model and parameter identification, Preliminary version, Borlänge, 2003
- Pa98 Park, C. and Liu, S.T.: Performance of a commercial hot water boiler, NISTIR 6226, U.S. Department of Commerce, Gaithersburg, 1998

- Pe06 Persson, T.; Fiedler F.; Nordlander, S.: Methodology for identifying parameters for the TRNSYS model Type 210 – wood pellet stoves and boilers, Version 2006-05-26, Borlänge, 2006
- Pe09 Persson, T. et al.: Validation of a dynamic model for wood pellet boilers and stoves, Applied Energy 86/5, 645-656, Stockholm, 2009
- Pf92 Pfannstiel, D.: Modellbildung, Simulation und digitale Regelung eines ölbeheizten Heizkessels, VDI Fortschrittberichte Reihe 19: Wärmetechnik/Kältetechnik Nr. 58, VDI Verlag, Düsseldorf, 1992
- Sc96 Schweitzer, J.: Annual Efficiency calculation method for domestic boilers, Final Report im Save Programm, Danish Gas Technology Centre, 1996
- Te97 Ternoveanu, A. and Ngendakumana, P.: Dynamic Model of a hot water boiler, Proceedings of CLIMA 2000, Brüssel, 1997
- Te04/1 TESS Thermal Energy System Specialists (Hrsgb.): Type 659: Auxiliary Fluid Heater with proportional control (Proportional boiler), Madison, 2004
- Te04/2 TESS Thermal Energy System Specialists (Hrsgb.): Type 700: Simple boiler with efficiency inputs, Madison, 2004
- Te04/3 TESS Thermal Energy System Specialists (Hrsgb.): Type 751: Simple boiler with efficiency from data file, Madison, 2004
- Wisc University of Wisconsin, Madison, Solar Energy Laboratory, TRNLIB – Libraries of User-Written Components for TRNSYS 16, Type 211: Static Boiler, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/library16.htm#annex17>, Stand: Januar 2010
- Ya93 Yau, K.K. and Rose, J.W.: Prediction of the performance of domestic condensing boilers, Gas Engineering and management 33, 198-203, London, 1993