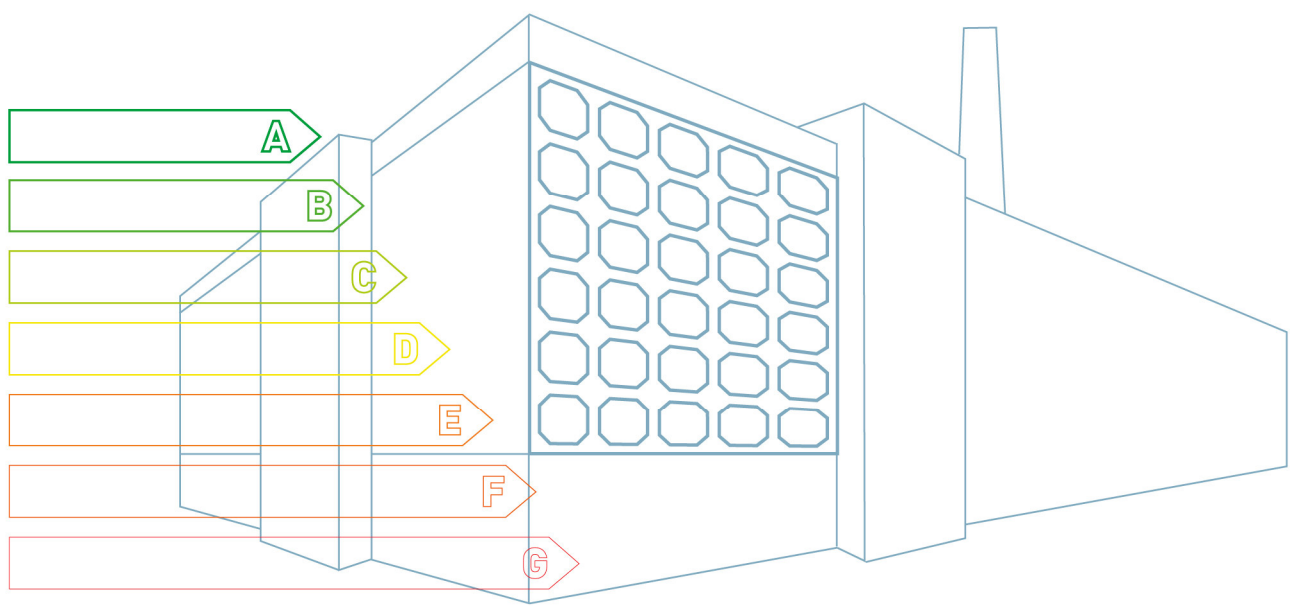




FHKW_Plus

Steigerung der Systemeffizienz eines
Biomasse-Fernheizkraftwerks (FHKW)
mit ORC-Prozess und aktiver
Kondensation



VORWORT

Die Publikationsreihe **BLUE GLOBE REPORT** macht die Kompetenz und Vielfalt, mit der die österreichische Industrie und Forschung für die Lösung der zentralen Zukunftsaufgaben arbeiten, sichtbar. Strategie des Klima- und Energiefonds ist, mit langfristig ausgerichteten Förderprogrammen gezielt Impulse zu setzen. Impulse, die heimischen Unternehmen und Institutionen im internationalen Wettbewerb eine ausgezeichnete Ausgangsposition verschaffen.

Jährlich stehen dem Klima- und Energiefonds bis zu 150 Mio. Euro für die Förderung von nachhaltigen Energie- und Verkehrsprojekten im Sinne des Klimaschutzes zur Verfügung. Mit diesem Geld unterstützt der Klima- und Energiefonds Ideen, Konzepte und Projekte in den Bereichen Forschung, Mobilität und Marktdurchdringung.

Mit dem **BLUE GLOBE REPORT** informiert der Klima- und Energiefonds über Projektergebnisse und unterstützt so die Anwendungen von Innovation in der Praxis. Neben technologischen Innovationen im Energie- und Verkehrsbereich werden gesellschaftliche Fragestellung und wissenschaftliche Grundlagen für politische Planungsprozesse präsentiert. Der **BLUE GLOBE REPORT** wird der interessierten Öffentlichkeit über die Homepage www.klimafonds.gv.at zugänglich gemacht und lädt zur kritischen Diskussion ein.

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „Neue Energien 2020“. Mit diesem Programm verfolgt der Klima- und Energiefonds das Ziel, durch Innovationen und technischen Fortschritt den Übergang zu einem nachhaltigen Energiesystem voranzutreiben.

Wer die nachhaltige Zukunft mitgestalten will, ist bei uns richtig: Der Klima- und Energiefonds fördert innovative Lösungen für die Zukunft!

A stylized, handwritten signature in black ink, consisting of several fluid, overlapping strokes.

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

A handwritten signature in black ink that reads 'Theresia Vogel' in a cursive script.

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

FHKW_Plus

Steigerung der Systemeffizienz eines Biomasse-Fernheizkraftwerks (FHKW)
mit ORC-Prozess und aktiver Kondensation

AutorInnen:

Babette Hebenstreit
Manuel Schwabl
Ernst Höftberger
BIOENERGY2020+ GmbH

Bernhard Kronberger
Michael Kupa
VOIGT+WIPP Engineers GmbH

Werner Gappmaier
Bernd Gappmayer
Fernwärmeversorgungs-GmbH Tamsweg (FWT)

Hermann Gautsch
Frigopol Energieanlagen GmbH (Frigopol)

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	6
2.1	Grundlagen der aktive Abgaskondensation	6
2.2	Aufgabenstellung und Schwerpunkte des Projekts	8
2.3	Einordnung in das Programm	9
2.4	Aufbau der Arbeit	10
3	Inhaltliche Darstellung	11
3.1	Messmethoden & Materialien	11
3.1.1	Anlagenaufbau	11
3.1.2	Kontinuierliche Messsdatenaufzeichnung	14
3.1.3	Probennahme	17
3.1.4	Probenanalysen	18
3.1.5	Abgasanalyse	18
3.2	Massenstrombestimmung	18
3.2.1	Abgas- & Brennstoffmassenstrom	18
3.2.2	Asche- & Filteraschemassenstrom	19
3.2.3	Kondensatmassenstrom	20
3.3	Massenbilanzrechnungen	20
3.3.1	Bilanzvalidierung	20
3.4	Energiebilanzrechnungen	22
3.4.1	Kesselleistung, Abgasvolumenstrom, Brennstoffwassergehalt	22
3.4.2	Wasserseitige Temperaturen, Durchflüsse und Leistungen in den Bündeln	23
3.4.3	Taupunkttemperatur und Wasserdampfpartialdruck	24
3.4.4	Logarithmische Temperaturdifferenz und Wärmeübergangskoeffizienten	24
3.4.5	Abgasseitige Leistung der Bündel	24
3.4.6	Aktive Abgaskondensation	25
3.5	Modellaufbau und Simulation	26
3.5.1	Kessel	26
3.5.2	Wärmepumpe	27
3.5.3	ORC-Prozess	27
3.5.4	Kondensationswärmeübertrager	28
3.5.5	Kosten	30
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	31
4.1	Auslegung aktiver Kondensationsanlagen	31

4.2	Massenbilanzierung	35
4.2.1	Brennstoffparameter.....	35
4.2.2	Anlagenparameter und Emissionsanalyse.....	35
4.2.3	Massenströme.....	36
4.2.4	Zusammensetzungen.....	38
4.2.5	Bilanzvalidierung	42
4.2.6	Elementbilanzen.....	43
4.3	Energiebilanz	46
4.3.1	Vergleich Heizsaison 2011/12 und 2012/13	46
4.3.2	Vergleich mit und ohne Wärmepumpe Messwoche Jänner 2014	51
4.3.3	Wärmeübergangskoeffizienten	52
4.4	Simulation und Optimierung	53
4.5	Schlussfolgerungen.....	59
4.5.1	Erkenntnisse & Schlussfolgerungen für andere Anlagen	59
4.5.2	Energiebilanz/Simulation/Wirtschaftlichkeit	59
4.5.3	Massenbilanz/Korrosion	60
5	Ausblick und Empfehlungen.....	62
6	Literaturverzeichnis	64
7	Nomenklatur	65
8	Kontaktdaten.....	66

2 Einleitung

2.1 Grundlagen der aktive Abgaskondensation

Derzeit verfügbare Biomassefeuerungen erreichen einen feuerungstechnischen Wirkungsgrad von bis zu 93% bezogen auf den Heizwert. Dies ist ein sehr guter Stand der Technik, und zeigt dass heute produzierte Kessel unter Prüfbedingungen kaum Wärmeverluste über die Hülle aufweisen sowie eine niedrige Abgastemperatur sowie niedrige Restsauerstoffgehalte im Abgas erreichen. Wird jedoch statt dem Heizwert der Brennwert als Bezugsgröße für die Effizienz betrachtet, erzielen die Kessel nur mehr einen Wirkungsgrad von ca. 73% bei Hackschnitzel (30% Wassergehalt). Eine detaillierte Analyse der Abgasverluste ist in Abbildung 2-1 dargestellt, sie lassen sich in Verluste an fühlbarer Wärme und Verlust durch nicht genutzte Kondensationswärme unterteilen. Der Verlust an fühlbarer Wärme ergibt sich aus der Temperaturdifferenz zwischen dem abgeführten Abgas und der zugeführten Umgebungs- bzw. Verbrennungsluft. Er nimmt mit steigender spezifischer Verbrennungsgasmenge bzw. mit steigender Luftüberschusszahl zu.

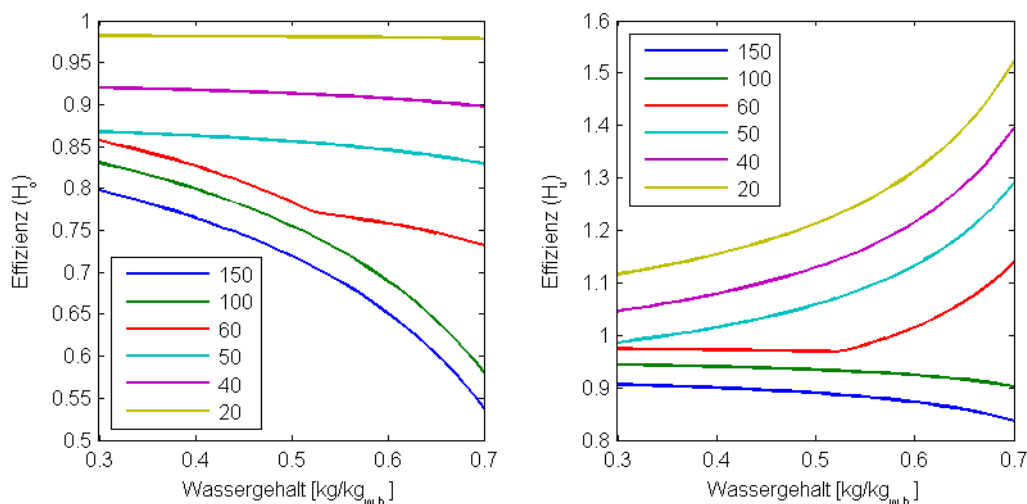


Abbildung 2-1 Erreichbare Wirkungsgrade in Abhängigkeit des Brennstoff-Wassergehalts sowie der Abgastemperatur (Farbe). Links bezogen auf Brennwert, rechts bezogen auf Heizwert.

Im Gegensatz dazu handelt es sich bei der nicht genutzten Kondensationswärme um einen Verlust an latenter Wärme. Das bei der Oxidation von Wasserstoff entstandene und das im Brennstoff eingelagerte Wasser befinden sich nach der Verbrennung im gasförmigen Zustand und erhöht somit die spezifische Enthalpie des abgeführten Abgases. Der Verlust an nicht genützter Kondensationswärme nimmt mit steigendem Wasserdampfgehalt im Abgas zu, und hängt somit vom Brennstoff-Wassergehalt, dem Wasserstoffanteil im Brennstoff und der Abgasendtemperatur ab. Unter einer Temperatur von 30-60°C beginnt der Wasserdampf im Abgas zu kondensieren, woraus sich ein beträchtlicher Wirkungsgradzuwachs ergibt. Bei kondensierenden Systemen ist der Brennwert, wenn auch nicht üblich, die aussagekräftigere Bezugsgröße.

Aus Abbildung 2-1 lässt sich ableiten, dass für die sinnvolle Nutzung der Kondensationswärme eine Wärmesenke mit niedriger Temperatur, maximal 40°C, besser 20-30°C notwendig ist. Da diese Temperaturen jedoch meist unter dem für Heizwasserkreise üblichen Temperaturniveau liegen, bedarf

es einer erweiterten Betrachtung des Gesamtsystems zur Wärmebereitstellung, um geeignete Lösungen zur Nutzbarmachung der Kondensationswärme zu finden. Mit dem in diesem Projekt untersuchten Prinzip der aktiven Abgaskondensation kann ein großer Teil der Abgasenergie unabhängig von der Rücklauftemperatur zurückgewonnen werden. Aktive Abgaskondensation ist die Rückgewinnung der Abgasenergie auf einem niedrigen Temperaturniveau und anschließende Anhebung der aufgenommenen Wärme auf die gewünschte Verbrauchstemperatur mithilfe eines Wärmepumpenprozesses. Abbildung 2-2a zeigt das Grundprinzip der aktiven Abgaskondensation mit der Wärmepumpe, die das Abgas als Wärmequelle nutzt und damit den Rücklauf des Heizungssystems vorwärmt.

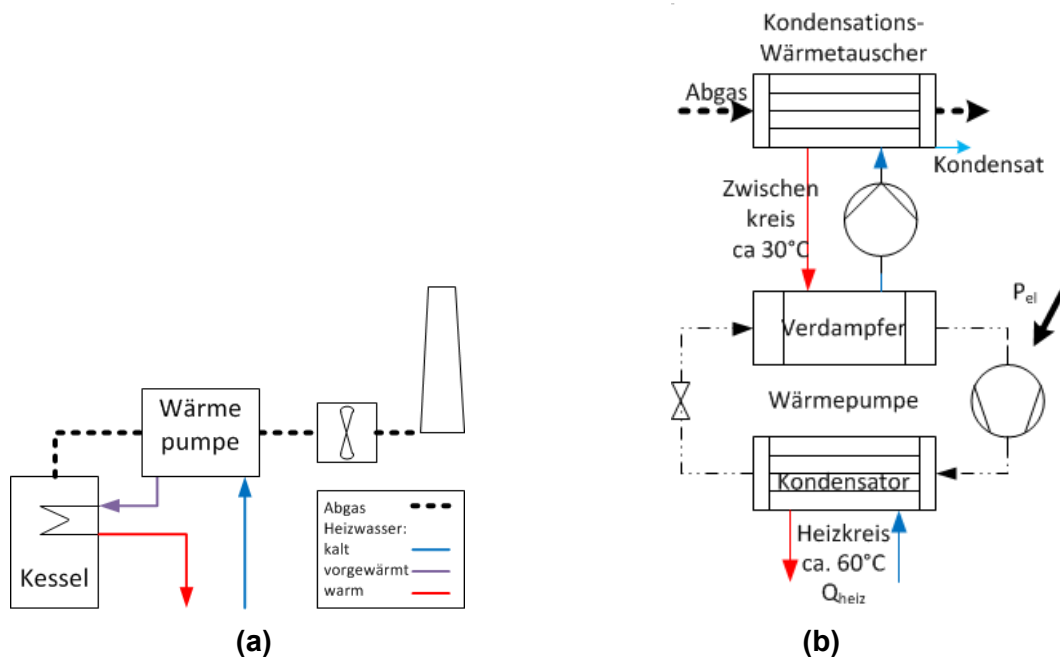


Abbildung 2-2: Skizze der aktiven Abgaskondensation. A) Grundaufbau technologieunabhängig mit Blackbox für Wärmepumpe, b) Kompressionswärmepumpe

Damit kann bei gleicher Brennstoffmenge mehr Wärme gewonnen werden, das heißt der Brennstoffwirkungsgrad erhöht sich. Gleichzeitig braucht die Wärmepumpe Antriebsenergie, die in eine Wirkungsgradberechnung eingebracht werden muss. Für den Wärmepumpenprozess stehen verschiedene Technologien zur Verfügung, die häufigsten Prozesse sind Prozesse mit Kompressionswärmepumpen, die elektrisch (oder mechanisch) angetrieben werden.

Abbildung 2-2b zeigt das Schema einer Kompressionswärmepumpe, wie sie in die Blackbox in Abbildung 2-2a eingebaut werden kann. Das Abgas wird in einem Kondensationswärmeübertrager abgekühlt und teilweise kondensiert. Die freiwerdende Wärme wird über einen mit Wasser betriebenen Zwischenkreis aufgenommen, das aufgewärmte Wasser dient anschließend als Wärmequelle für den Verdampfer der Wärmepumpe. Der Wärmepumpenkreislauf selbst ist klassisch aus Verdampfer, Kompressor, Kondensator und Expansionsventil aufgebaut. Die Wärmesenke für den Kondensator ist der Heizwasserrücklauf. Der Kompressor wird mit elektrischer Energie betrieben, die zusätzlich zur rückgewonnenen Abgasenergie eingebracht wird.

Für einen Überblick zum Thema aktive Abgaskondensation wird auf das Vorprojekt ActiveCond verwiesen [Hebenstreit2012], das eine Literatur- und Patentrecherche über

Abgaskondensationsanlagen, Wärmepumpen und die Kombination beider Systeme enthält. Vor Allem bei der Kombination der beiden Systeme (= aktive Abgaskondensation) für Biomassefeuerungen gibt es bisher nur wenige errichtete Anlagen. Eine grundlegende wissenschaftliche Untersuchung und Optimierung einer betriebenen Anlage ist nicht verfügbar, weshalb das hier vorgestellte Projekt zur Untersuchung der aktiven Abgaskondensation in einem Biomasse-Fernheizkraftwerk durchgeführt wurde. Ziele bei Einbau der aktiven Abgaskondensation können sein:

- Nutzung von Kondensationswärme (zusätzlich zu einer allfällig vorhandenen bestehenden passiven Abgaskondensation)
- Steigerung des Brennstoffwirkungsgrads
- Leistungssteigerung der Anlage und damit Reduktion allfälliger Wärmegestehung durch Spitzenlastkessel
- Hoher COP (Coefficient of Performance) , das heißt hoher zusätzlicher Wärmegewinn pro Einheit Strom
- Kostenreduktion

2.2 Aufgabenstellung und Schwerpunkte des Projekts

Feste Biomasse als Energieträger zu Heizzwecken ist in Österreich weit verbreitet. Insbesondere in Fern- und Nahwärmenetze werden häufig Biomasseanlagen eingesetzt. Im Jahr 2013 belief sich die Gesamtzahl der mittleren und großen Anlagen mit einer thermischen Leistung von mehr als 100 kW auf 11.420. Die summierte Gesamtleistung daraus ergibt 5.963 MW. Um dem steigenden Bedarf am Rohstoff Biomasse entgegenzuwirken kann eine aktive Abgaskondensation eingebaut werden.

Ausgangspunkt des Projekts war das Fernheizkraftwerk (FHKW) Tamsweg. Das FHKW Tamsweg wurde 1996 mit zwei Kesseln (3 + 5 MW_{thermisch}) in Betrieb genommen. Der 3 MW Kessel wurde 2006 an einen ORC-Prozess zur Stromerzeugung (0.5 MW_{elektrisch}) gekoppelt. Das Abgas aus beiden Kesseln wird in einem Kondensationsmodul abgekühlt und die gewonnene Energie für Niedertemperatur-Rücklaufvorwärmung, Luftvorwärmung und Entschwadung verwendet. Zusätzlich gibt es zwei angebundene Wärmenetze mit zwei Rücklauftemperaturen und einer Vorlauftemperatur.

Im Jahr 2012 wurde eine Wärmepumpe zur aktiven Abgaskondensation eingebaut. Die Herausforderung des Einbaus war die Verwendung des bestehenden Kondensationswärmetauschers ohne Einbau zusätzlicher Bündelfläche. Der Verdampfer der Wärmepumpe kühlt stattdessen einen Teil des Hochtemperaturrücklaufs mit dem Ziel den Wärmeübergang im bestehenden Kondensationswärmetauscher zu erhöhen.

Alle Einzelteile sind durch Energie- und Stoffströme (Abgas, Wasserkreisläufe) miteinander verbunden und beeinflussen sich gegenseitig. Ziel dieses Projekts war die optimale Kopplung aller Komponenten aus ökonomischer und ökologischer Sicht. Im Rahmen des Projekts wurde die gesamte Anlage bestehend aus 2 Kesseln, ORC, Kondensationswärmetauscher und Wärmepumpe mittels einer Prozesssimulation in Matlab/Simulink abgebildet. Auf Basis von Messungen und dem Modell erfolgten die Optimierung der Einbindung der Komponenten und die Entwicklung einer angepassten Regelung.

Gleichzeitig wurden durch Messungen vor Ort die Schadstoffe (Chlor und Schwefel) in der gesamten Anlage bilanziert und die Korrosivität abgeschätzt.

Besonderes Augenmerk liegt dabei auf drei Punkten, erstens der Untersuchung der Hochtemperatur-Wärmepumpe und ihrer Eignung zur Abgaskondensation, zweitens der modularen Abbildung der Komponenten in einer Prozesssimulation um gegenseitige Abhängigkeiten erstmals darstellen zu können und drittens bei der Untersuchung innovativer Prozessregelungsstrategien um das Gesamtsystem bestmöglich betreiben zu können.

Einen weiteren Schwerpunkt der Untersuchung bilden die korrosiven und umweltschädlichen Elemente Cl und S. Dazu werden die Stoffströme durch die Anlage mit Hilfe einer Messkampagne zur Ermittlung der Konzentrationen in der Anlage ermittelt. Als Ergebnis werden mögliche Gefahrenbereiche in der Anlage identifiziert.

Darüber hinaus stehen die aus dem Projekt gewonnene Prozesssimulation und das Regelungskonzept zur Anpassung an bestehende und neue Biomasse-FHKW zur Verfügung. Durch die Vorarbeiten in diesem Projekt ist die Abbildung weiterer FHKW in Zukunft mit deutlich weniger Aufwand verbunden.

2.3 Einordnung in das Programm

Schwerpunkte des Programms sind die Energieeffizienz und erneuerbare Energien, zu denen das vorliegende Projekt gleichzeitig beiträgt.

Im Projekt wird die im Abgas zumeist ungenutzte Niedertemperaturwärme mittels Hochtemperatur-Wärmepumpe auf ein weiterverwendbares Temperaturniveau gehoben. Da im Fall von FHKW das Produkt selbst die „produzierte“ Energie ist, entspricht eine Steigerung der Energieeffizienz auch gleichzeitig einer Steigerung der Produktion und damit einer besseren Ausnutzung der Ressource Biomasse. Damit wird die Effizienz des Rohstoffs Biomasse zur Bereitstellung von Wärme maximiert.

Durch die Umsetzung der Ergebnisse des Forschungsprojekts konnte der Anteil an nachhaltig produzierter Wärme kostengünstig erhöht werden, ohne zusätzliche Heizkessel mit gleichzeitig steigendem Biomassebedarf installieren zu müssen. Stattdessen wird die schon vorhandene Brennstoffenergie deutlich besser genutzt. Durch die Ausnutzung der Kondensationswärme werden die Umwandlungs- und damit auch die Ressourceneffizienz nachhaltig gesteigert. Dadurch können weitere KundInnen an bestehende Fernwärmenetze angeschlossen werden. Dies erhöht den Anteil der nachwachsenden Rohstoffe an der Wärmebereitstellung und senkt somit den Import fossiler Energieträger.

Zusätzlich werden die in den letzten Jahren aufgebauten regionalen Strukturen der Wärmeversorgung durch die Möglichkeit einer Kapazitätserhöhung ohne kostenintensive Anlagenerweiterung nachhaltig gestärkt, wodurch die inländische Wertschöpfung im Energiesystem gestärkt wird. Die Verwendung der Prozesssimulation ermöglicht es die Betriebszustände an sich ändernden Rahmenbedingungen (z.B. sich verändernde Rohstoffkosten, Wärmeabnahme, Einspeisetarife,...) anzupassen, um die wirtschaftliche Basis des FHKW-Betreibers zu stärken. Insbesondere hat der Rohstoff Biomasse in Österreich eine große Bedeutung. Österreich ist eines der führenden Länder in Bezug auf Know-how zu Biomassefeuerung sowohl im kleinen Leistungsbereich, als auch im Anlagenbau für mittlere und große

FHKW und KWK. Durch dieses Projekt konnte die Kompetenz in diesem Bereich weiter ausgebaut werden und das Know-how den österreichischen Unternehmen zur Verfügung gestellt werden.

2.4 Aufbau der Arbeit

Kapitel 3 enthält die Methoden und Materialien und beginnt mit einer Beschreibung des FHKW Tamsweg sowie einem Überblick über die verwendeten Messmethoden (Kapitel 3.1). In Kapitel 3.2 bis 3.4 werden die Berechnungen für die Energie- und Massenbilanzierung vorgestellt, während Kapitel 3.5 die verwendeten Simulationsmodelle beschreibt.

In Kapitel 4 werden die Projektergebnisse zusammengefasst.

Kapitel 4.1 enthält die allgemeine Auslegung von aktiven Abgaskondensationen für Biomasse-Abgas und ist daher der Startpunkt für alle interessierten Heizwerksbetreiber und Anlagenbauer, denen damit ein Tool zur schnellen Abschätzung der Kosten zur Verfügung steht.

Die restlichen Ergebniskapitel 4.2 bis 4.4 beschreiben die Projektergebnisse der Massenbilanzierung, Energiebilanzierung sowie der Simulationsergebnisse, sowie der daraus abgeleiteten Maßnahmen am FHKW Tamsweg. Die Ergebnisse und deren Schlussfolgerungen sind in Kapitel 4.5 zusammengefasst.

Kapitel 5 schließt mit einem Ausblick mit zukünftigen Forschungsthemen ab.

3 Inhaltliche Darstellung

3.1 Messmethoden & Materialien

In diesem Kapitel wird zuerst die Anlage und danach alle Messungen und Probenahmen sowohl für das kontinuierliche Monitoring über 1 Jahr als auch für die 4-stündigen Messkampagnen beschrieben.

3.1.1 Anlagenaufbau

Das Fernheizkraftwerk Tamsweg (FHKW) ist ein mit Biomasse beheiztes Heizwerk mit zwei Hackschnitzel-Kesselanlagen (siehe Abbildung 3-1). Der größere Kessel (5MW_{th}) ist wassergeführt und direkt ans Fernwärmenetz gekoppelt. Der kleinere Kessel (3MW_{th}) wird mit Thermoöl betrieben, dessen Wärme zur Produktion von elektrischer Energie über einen ORC-Prozess (0.5MW_{el}) genutzt wird. Die Einspeisung ins Fernwärmenetz geschieht über den ORC-Kondensator sowie einen Warmwasser-ECO nach dem Thermoölkreislauf (siehe Abbildung 3-2). Die Fernwärme wird auf zwei verschiedenen Temperaturniveaus rückgeführt, weshalb zwei Rücklauftemperaturen mit unterschiedlichen Massenströmen zur Verfügung stehen. Das Abgas aus beiden Kesseln wird in einem Kondensationswärmetauscher abgekühlt und die gewonnene Energie für Niedertemperatur-Rücklaufvorwärmung, Luftvorwärmung und Entschwadung verwendet. Zusätzlich steht ein Ölkessel (9MW_{th}) für Spitzenlastabdeckung zur Verfügung, der selten betrieben wird ($<1\%$ der Jahresproduktion). Die Anlagenbetreiber bevorzugen stattdessen kurzfristigen Betrieb des 5MW -Kessel über Nominallast.

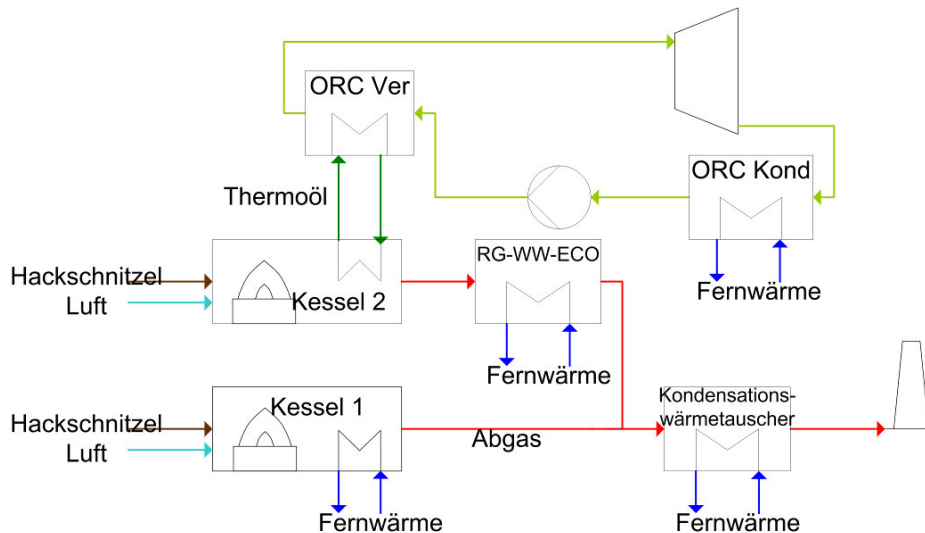


Abbildung 3-1: Schematischer Anlagenaufbau – Abgasseite. Ver – Verdampfer, Kond – Kondensator, RG-WW-ECO – Rauchgas-Warmwasser-Economicer.

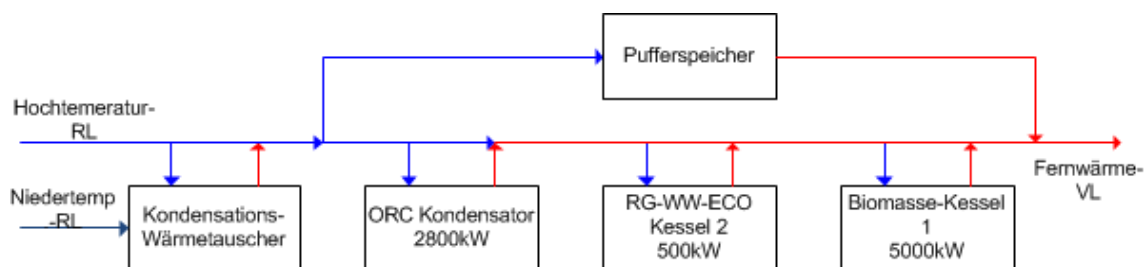


Abbildung 3-2: Schematischer Anlagenaufbau – Wasserseite.

Abbildung 3-3 zeigt die für die Verbrennung notwendigen zu- bzw. abgeführten Masseströme des Fernheizkraftwerkes Tamsweg. Des Weiteren ist die Positionierung der diskontinuierlichen Staub und HCl-Messung, der kontinuierlichen Gasanalytik und des Abgasvolumenstroms dargestellt.

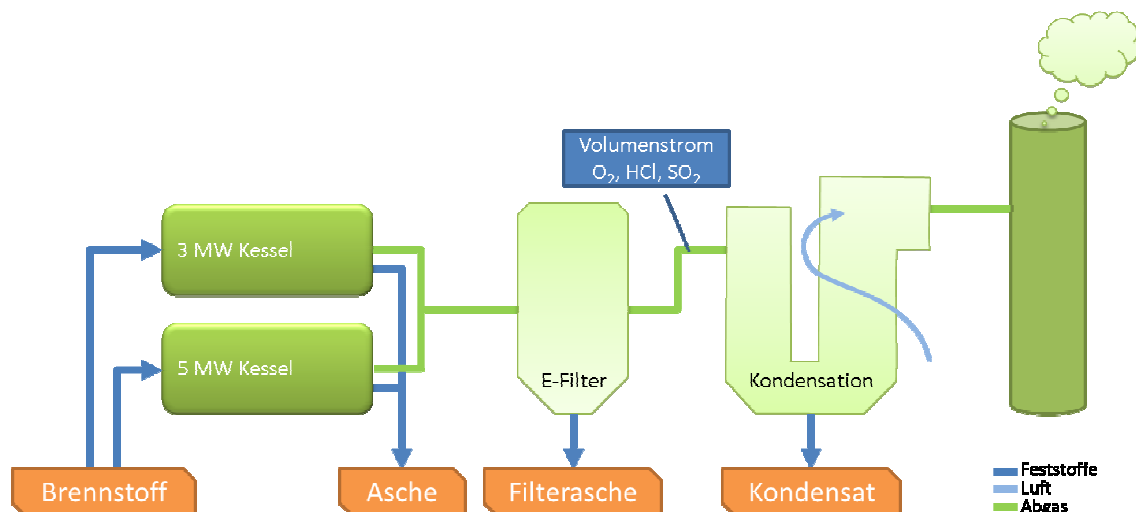


Abbildung 3-3: Schematischer Anlagenaufbau, Positionierung der Messstellen und Probennahmen.

Aktive Abgaskondensation

Der Kondensationswärmeübertrager ist als Rohrbündelwärmeübertrager mit sechs (außer in Heizsaison 2012/13 fünf) Rohrbündeln aufgebaut. Die Daten des Wärmeübertragers sind in Tabelle 3-1 angeführt. Das Abgas aus beiden Biomassekesseln strömt auf der Außenseite der Rohrbündel von oben nach unten, während die beiden Rückläufe aus dem Fernwärmenetz im Kreuz-Gegenstrom in den Rohren geführt werden. Die Abgaskondensation ist nur während der Heizsaison aktiv, im Sommer wird das Abgas direkt in den Kamin geleitet.

Tabelle 3-1: Kenndaten Kondensationswärmeübertrager

Parameter	Wert
Anzahl Bündel	6 5 (2012/13)
Rohrreihen pro Bündel (in Strömungsrichtung)*	8
Rohrreihen pro Bündel (quer zur Strömung)*	40
Rohrdimension (Außendurchmesser x Wandstärke)	20x1mm
Rohrabstand (horizontal/vertikal)	28/28mm
Rohrlänge	4.6m
Tauscherquerschnitt	1x4m
Bündelaufteilung HEX1/HEX2/HEX3	1/2/2 (2012/13) 1/2/3 (2013/14) 1/5/0 (2014/15)

Zusätzlich wird das Abgas nach dem Rohrbündelwärmeübertrager durch einen weiteren Wärmeübertrager zur Luftvorwärmung (LUVO) geführt. Danach erfolgt bei Bedarf eine Entschwadung

durch Zuführung eines Teils der vorgewärmten Luft, bevor das Abgas durch den Kamin nach außen geführt wird. LUVO und Entschwadung waren nicht Teil der Untersuchungen im Projekt.

Aufgrund einer geringen Auslastung des Niedertemperaturkreislaufs (geringe Wassermenge, schwankende Temperaturen), konnte der vorhandene Kondensationswärmetauscher nicht optimal ausgenutzt werden. Daher wurde eine Wärmepumpe (Kenndaten siehe Tabelle 3-2) zur aktiven Abgaskondensation in das FHKW Tamsweg eingebaut. Ziel der Wärmepumpenintegration ist die Erhöhung der Leistung des Kondensationswärmeübertragers. Abbildung 3-4 zeigt die hydraulische Einbindung des Kondensationswärmeübertragers vor und nach Einbau der Wärmepumpe.

Tabelle 3-2: Kenndaten Wärmepumpe

Parameter	Wert
Nennwärmeleistung Wärmepumpe	900 kW
Kältemittel	R236fa
Anzahl Kältekreise	4
Anzahl Kompressoren (Halbherm. Kolbenverdichter)	8

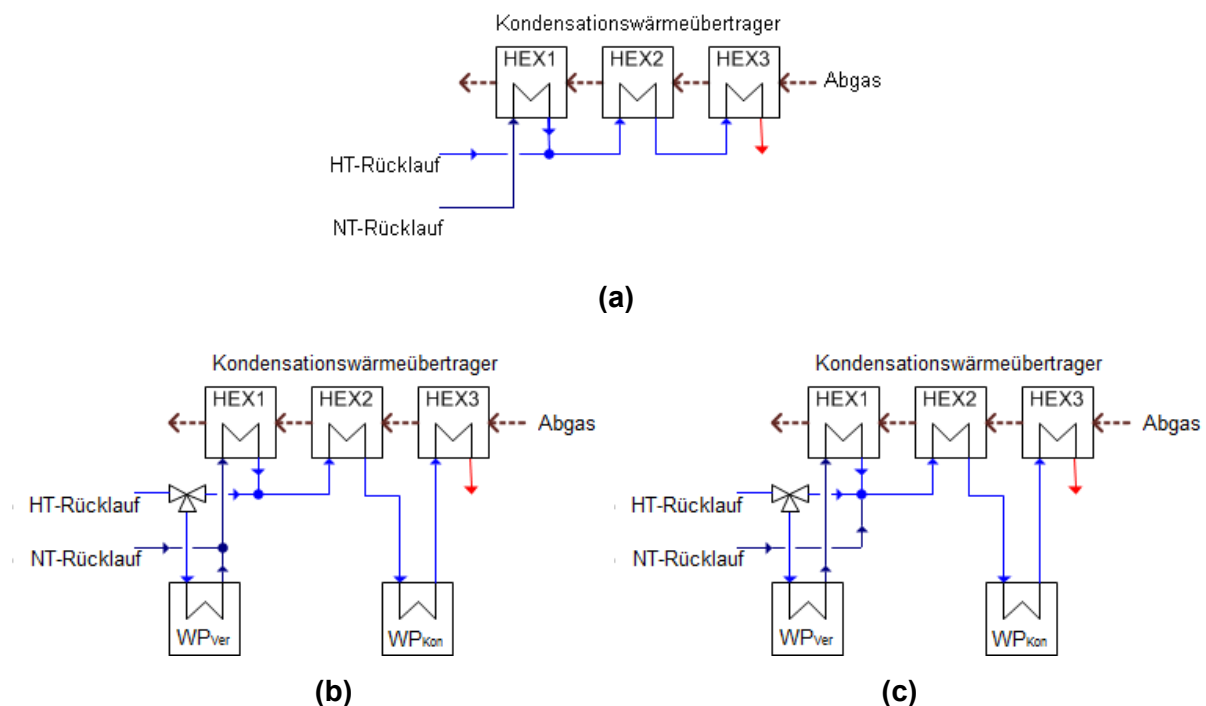


Abbildung 3-4: Hydraulische Einbindung des Kondensationswärmeübertrager vor (a) und nach Einbau der Wärmepumpe, mit NT-Einspeisung vor HEX1 (b) bzw. nach HEX1 (c). HT Hochtemperatur, NT Niedertemperatur, WP Wärmepumpe, Ver Verdampfer, Kon Kondensator, HEX Wärmetauscher.

Die sechs Rohrbündel werden für die weitere Beschreibung zu drei Teilwärmeübertragern gruppiert (HEX1, HEX2, HEX3). HEX1 ist der unterste und somit kälteste Teilwärmeübertrager mit steigender Temperatur über HEX2 bis zu HEX3. Die Anzahl der Bündel in jedem Teilwärmeübertrager wurde variiert und ist für alle Heizsaisons in Tabelle 3-1 angegeben.

Im Aufbau ohne Wärmepumpe wird HEX1 mit dem Niedertemperaturrücklauf gespeist. Danach wird der vorgewärmte Niedertemperaturrücklauf mit dem Hochtemperaturrücklauf gemischt. Dieser gemischte

Rücklauf fließt seriell durch HEX2 und HEX3. Am Ausgang von HEX3 ergibt sich damit die höchste Rücklauftemperatur, die zum Kessel weitergeführt wird.

Nach Integration der Wärmepumpe (Abbildung 3-4b) wird ein Teil des HT-Rücklaufs als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet und daher in den WP-Verdampfer geführt. Der Vorlauf aus dem WP-Verdampfer wird mit dem NT-Rücklauf gemischt und in HEX1 geführt. Nach HEX1 erfolgt die Beimischung des Teils des HT-Rücklaufs, der nicht in den WP-Verdampfer geführt wurde. Ab hier ist somit der volle Durchfluss aus beiden Rückläufen vorhanden und strömt weiter durch HEX2, WP-Kondensator und HEX3. Eine weitere Variante der Einbindung ist in Abbildung 3-4c dargestellt. Hier wird der NT-Rücklauf erst nach HEX1 beigemischt.

Die Wärmequelle der Wärmepumpe ist somit der HT-Rücklauf und nicht direkt das Abgas. Stattdessen wird durch die Abkühlung des HT-Rücklaufs der Wärmeübergang in HEX1 und HEX2 erhöht. In HEX1 durch die Erhöhung des Durchflusses und durch die verringerte bzw. stabilere Temperatur und in HEX2 durch die verringerte Temperatur gegenüber der Variante ohne Wärmepumpe. Eine detaillierte Diskussion der Einbindung erfolgt in Kapitel 3.4.6 zur Energiebilanzierung und Modellierung.

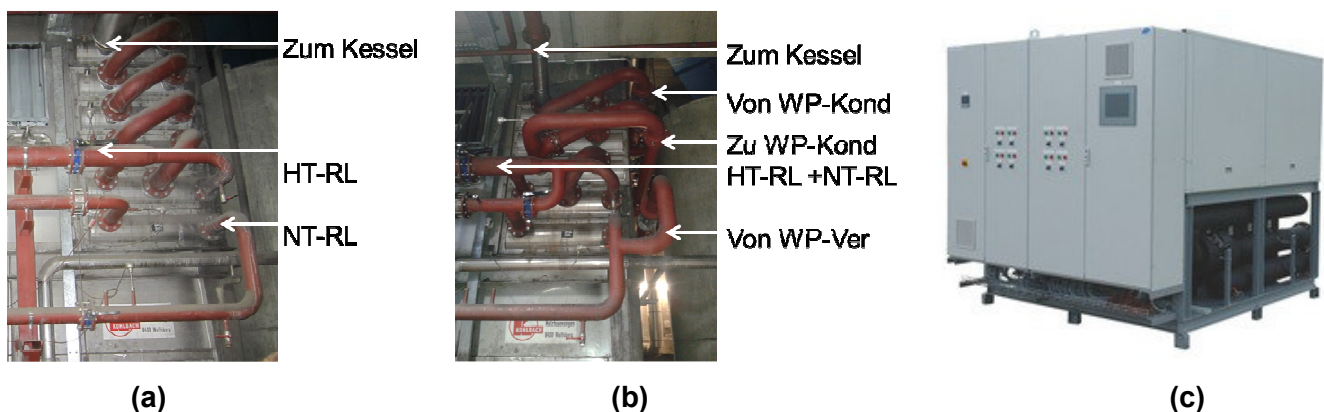


Abbildung 3-5: Fotos des Kondensationswärmeübertragers vor (a) und nach (b) Einbindung der Wärmepumpe (c).

3.1.2 Kontinuierliche Messdatenaufzeichnung

Zur Energie- und Massenbilanzierung wurden eine Reihe von Messdaten, vor allem zur Charakterisierung des Kondensationswärmeübertragers, kontinuierlich von Februar 2013 bis April 2014 aufgezeichnet. Die installierten Messstellen sind in Tabelle 3-3 beschrieben, einige Messstellen wurden erst später eingebaut (März 2013, Jänner 2014). Zusätzlich wurden die Daten der Wärmemengenzähler aller Wärmeerzeuger (Vorlauftemperatur, Rücklauftemperatur, Temperaturspreizung, Durchfluss, Leistung, Energie, und Volumen) ausgewertet. Die Positionen der Wärmemengenzähler sind in Tabelle 3-4 und Abbildung 3-6 beschrieben. Aus den vorhandenen Messdaten wurden 15 min Mittelwerte und 1 h Mittelwerte berechnet.

Tabelle 3-3: Messstellen der kontinuierlichen Datenaufzeichnung

Messpunkte	Sensor	Geschätzter Fehler	Aufzeichnungsrate
Wassertemperatur: Eintritt Bündel 3, Austritt Bündel 6, Ein/Austritt WP-Kondensator & WP-Verdampfer, NT-Rücklauf, HT-Rücklauf	Pt100 oder Pt1000	0.5°C	1 s
Wassertemperatur: Eintritt Bündel 5 und Bündel 6	Pt1000 (Anlegefühler)	2°C	1 s
Abgastemperatur: Austritt Kessel 1, Gemischtes Abgas vor Kondensationswärmeübertrager, Austritt Bündel 1-6, Austritt LUVO, Austritt Entschwadung	Thermoelement Typ K	5°C	1 s
Abgastemperatur Austritt Kessel 2	Thermoelement Typ K	5°C	10 s
Absolutdruck zwischen Bündel 4 und 5	Druckmessdose	1%	1 s
Abgasfeuchte zwischen Bündel 4 und 5	Monolithische Zelle für relative Feuchtigkeit und Temperatursensor	(1.5 + 1.5%*mv) % RH, 1°C	1 s
Dynamischer Druck im Abgas vor Kondensationswärmeübertrager	Vier Prandtlrohre + Druckmessdosen	5%	1 s

Tabelle 3-4: Wärmemengenzähler (Abtastrate 120 s. Geschätzter Messfehler 1°C, 1 m3/h, 10 kW, min 10%)

	Messstelle	Kurzbezeichnung
5MW Wasserkessel	Kessel 5MW	K1
3MW Thermoöl-Kessel inkl. ORC	Warmwasser-Economiser	RG-WW-ECO
	Thermoöl-Warmwasser-Wärmetauscher (Backup für ORC)	BWT
	ORC Kondensator	ORC-Kond
	Zone/Rost-Kühlung	K2-ZONE
Wärmepumpe	Verdampfer	WP-VER
	Kondensator	WP-KON
Kondensationswärmetauscher	Kondensation Bündel 1	B1
	Kondensation Mitte (Teile von Bündel 4-5, nicht verwendet)	KONO

Verbraucher	Kondensation Bündel 2-5 inkl. WP-Kondensator	KONG
	Netz Hochtemperatur	HT
	Netz Niedertemperatur	NT
	Trockenkammer	TK

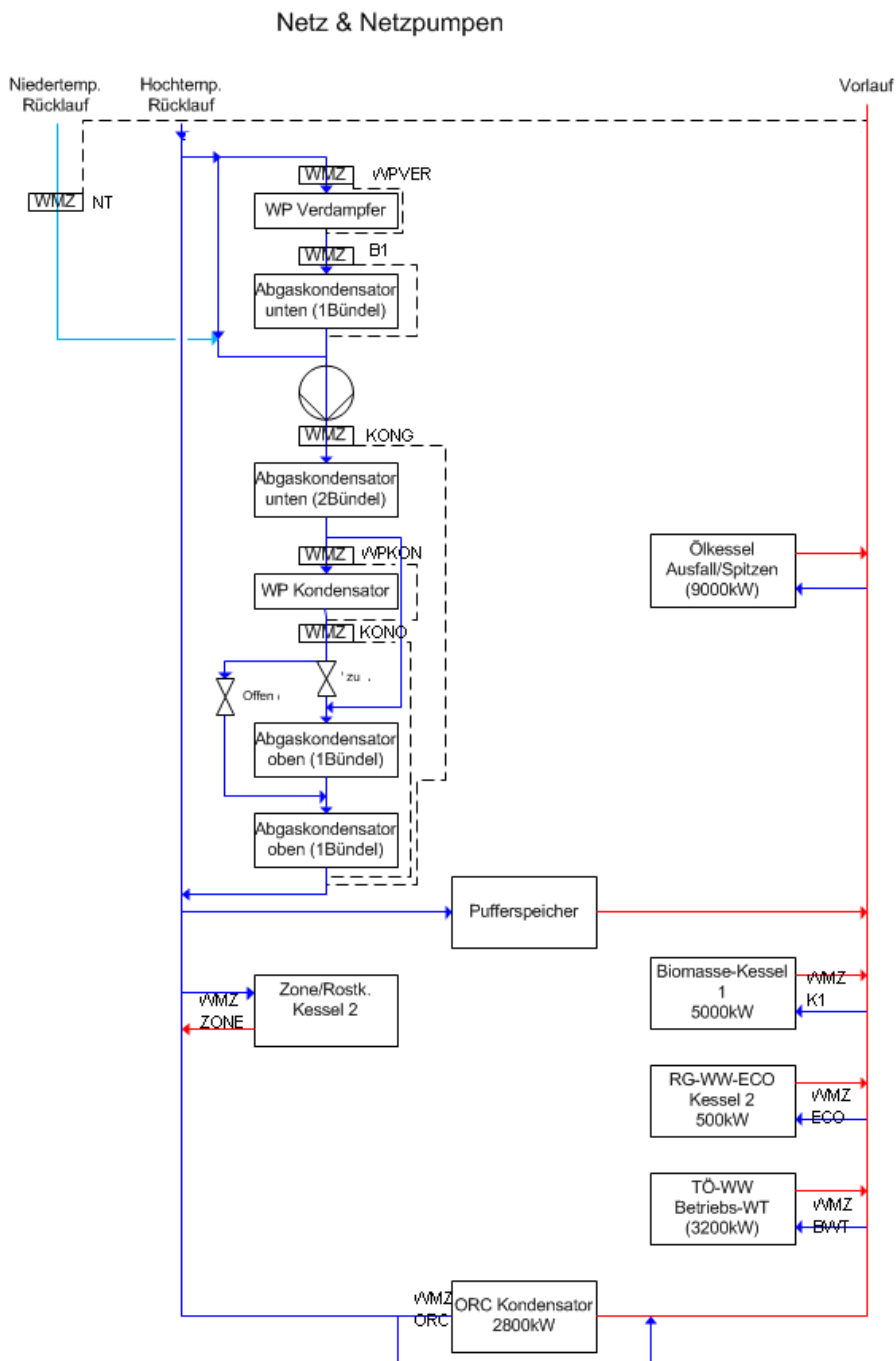


Abbildung 3-6: Anlagenschema inkl. Wärmemengenzähler: Kondensationswärmetauscher Stand Februar 2013. Pumpen, Ventile, Querverbindungen nicht eingezeichnet.

3.1.3 Probennahme

Es wurden an 3 Tagen Massenbilanzmessungen durchgeführt (28 bis 30.01.2014). Am 28. und 30.01 war die Wärmepumpe aktiviert. Es wurde eine Bilanzierungszeit von 4h definiert. Innerhalb dieser werden gestaffelt Massenstrombestimmungen und Probennahmen der einzelnen Massenströme durchgeführt. Die Staffelung wurde an die Retentionszeiten der einzelnen Phasen innerhalb des Systems angepasst. Dadurch werden auch nach der Bilanzierungszeit noch Proben entnommen. Tabelle 3-5 zeigt die Staffelung der einzelnen Massenstrombestimmungen und Probennahmen.

Tabelle 3-5: Massenstrombestimmung und Probennahmedauer

	1	2	3	4
Brennstoff	¼ stündliche Probennahme			
Asche		ca. stündlich		
Filterasche		ca. stündlich		
Kondensat	nur Volumenstrom, ¼ stündlich			

Brennstoff

Während der Probennahmedauer wurde viertelstündlich eine Probe direkt aus der Brennstoffaufgabe der Feuerungsanlagen entnommen. Die Proben wurden einer gesamten Probennahmedauer wurden vereinigt und dann durch Probenteilung auf ein Probengewicht von 5kg reduziert.

Asche & Filterasche

Die Filterasche fällt als relativ homogener Massenstrom an. Deshalb wurde direkt aus dem Massenbestimmungsgefäß eine Probe gezogen.

Im Gegensatz dazu fällt die Kesselasche sehr heterogen an und verweilt signifikant länger im Austragungssystem der Feuerungsanlage. Die Probennahme für die Kesselasche wurde deshalb erst 1h nach der ersten Brennstoffprobennahme gestartet. Die gesammelte Kesselasche wurde dann durch Probenteilung auf ein Probengewicht von 2kg weiter reduziert.

Kondensat

Die Probennahme des Kondensates erfolgt direkt aus dem Kondensatreservoir unterhalb des Kondensatorwärmetauschers. In diesem Reservoir befinden sich ca. 3m³ an Kondensat. Bei einem Volumenstrom von 1m³/h wird das Reservoir innerhalb von 3 Stunden einmal umgewälzt. Die Probennahme des Kondensates erfolgt deshalb erst zum Ende der Probennahme Zeit, damit garantiert werden kann, dass das abgeschiedene Kondensat aus dem Verbrennungsgas des untersuchten Brennstoffes entnommen wird.

HCl & SO₂ Bestimmung

Der HCl und SO₂ Gehalt des Abgases wurde bestimmt indem Abgas der Feinstaubmessung über 2 Impinger-Waschflaschen abgesaugt wurde, welche mit Absorptionslösung gefüllt sind (0,3% Wasserstoffperoxidlösung). In dieser Lösung wurden der Chlorid- und Schwefelgehalt nach der Messung mittels Ionenchromatographie ermittelt. Die in der Waschlösung absorbierte Chlor- und Schwefelmasse

wurde mithilfe der Dichte auf HCl und SO₂ umgerechnet, auf das abgesaugten Abgasvolumen und in weiterer Folge auf einen Restsauerstoffgehalt von 13vol-%O₂ bezogen.

3.1.4 Probenanalysen

Alle Proben wurden auf deren Zusammensetzung der anorganischen Elemente untersucht. Die Brennstoff-, Asche und Filterascheproben, sowie der feste Rückstand im Kondensat wurden dazu einem Mikrowellen-Druckaufschluss mit HNO₃/HF unterzogen. Die Lösung wurde dann mit einer IC-OES (Induktiv gekoppelter optische Emissions Spektroskopie) mit Ausnahme von Chlor auf den Gehalt an anorganischen Elementen untersucht. Der Brennstoff wurde zusätzlich auf Heizwert, Wassergehalt und Aschegehalt untersucht.

Der Chlorgehalt wurde dadurch bestimmt, dass die Probe in einer Sauerstoffbombe verbrannt wurde, in welcher auch Wasser vorgelegt wurde. Dabei löst sich das Chlor im Wasser. Die wässrige Lösung wurde mittels Ionenchromatographie auf den Gehalt an Chlor untersucht.

3.1.5 Abgasanalyse

Das Abgas wurde mit einem J2KN ECOM Gasanalysator auf die in Tabelle 3-6 dargestellten Komponenten analysiert und im Sekundentakt aufgezeichnet. Die Emissionen CO und NO_x (Summe von NO und NO₂ als NO₂) wurden auf einen Restsauerstoffgehalt von 13vol-%O₂ bezogen.

Tabelle 3-6: analysierte Abgaskomponenten und Messverfahren

Gaskomponente	Messverfahren
Sauerstoff O ₂	Elektrochemisch (Geschätzter Messfehler 0.2% abs)
Kohlenmonoxid CO	Elektrochemisch
Kohlendioxid CO ₂	IR
Stickoxide NO und NO ₂	Elektrochemisch

3.2 Massenstrombestimmung

3.2.1 Abgas- & Brennstoffmassenstrom

Der Brennstoffmassenstrom wird über den Abgasvolumenstrom und über die Verbrennungsrechnung mit dem Luftüberschuss bei der Verbrennung ermittelt.

Der Abgasvolumenstrom wurde mit 4 Prandtlrohren und der Messung des jeweiligen dynamischen Druckes mit Hilfe von 4 Druckmessdosen (Thermokon DPT-R8-AZ) mit einem Messbereich von 0-250Pa ermittelt. Die Prandtlrohre wurden über den Querschnitt des Abgaskanales verteilt, um das Geschwindigkeitsprofil zu berücksichtigen (siehe Abbildung 3-7). Vor der Umrechnung des dynamischen Druckes in die Abgasgeschwindigkeit, wurde dieser für das entsprechende Intervall gemittelt. Die Umrechnung erfolgt gemäß Formel (1).

$$v_{A;P1} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{dyn;P1}}{\frac{1}{A} \cdot \rho \cdot (273 + T_A) = 273}} \quad (1)$$

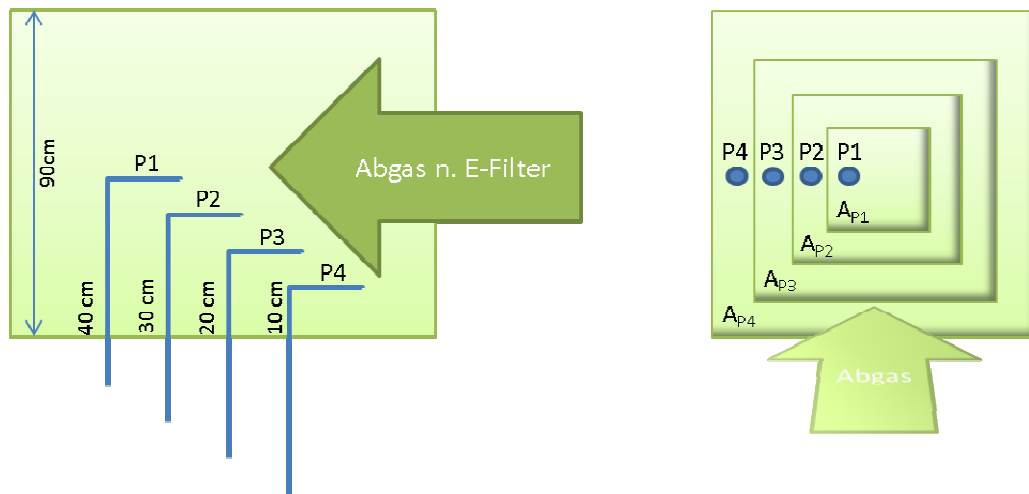


Abbildung 3-7: Einbau Prandtlrohre und Querschnittsflächen mit äquivalenter Geschwindigkeit

Der Gesamtvolumenstrom wurde gemäß Formel (2) errechnet. Für jedes Prandtlrohr wurde gemäß Abbildung 3-7 eine Querschnittsfläche mit äquivalenter Geschwindigkeit angenommen. Weiters wurde mit der Temperatur an der Messstelle auf Standardbedingungen ($T_0=0^\circ\text{C}$) zurückgerechnet. Die Abweichung vom Standarddruck ($p_0=1\text{bar}$) wurde in der Elementbilanz (nicht jedoch in der Energiebilanz) vernachlässigt.

$$\dot{V}_A = \frac{273}{273 + T_A} \sum_{i=1,2,3,4} v_{A,Pi} \cdot A_{Pi} \quad (2)$$

Der Brennstoffmassenstrom errechnet sich dann über die Verbrennungsrechnung durch Einsetzen der minimalen feuchten Abgasmenge ($V_{A,\min,f}$), das Luftüberschussverhältnis λ und den stöchiometrischen minimalen Luftbedarf $L_{\min}$ gemäß Formel (3).

$$\dot{m}_{BS} = \frac{V_A}{V_{A,\min,f} + \lambda L_{\min}} \quad (3)$$

3.2.2 Asche- & Filteraschemassenstrom



Abbildung 3-8: Asche- und Filteraschesammelcontainer. Während der Bilanzzeiträume wurde die Austragung in einen gesonderten Probenahmebehälter umgeleitet.

Der Asche- und Filteraschemassenstrom wurde durch Auswiegen innerhalb der Probennahmezeit ermittelt. Dazu wurden die jeweiligen Massenströme über die Probennahmezeitraum in Probenahmebehälter umgeleitet und am Ende der Zeit gegengewogen.

3.2.3 Kondensatmassenstrom

Der Kondensatmassenstrom wurde über einen installierten Volumenzähler bestimmt. Dieser bestimmt die Kondensatmenge, welche in die Kanalisation eingeleitet wird. Der Volumenzähler wurde kurz vor der Messung installiert. Während der Bilanzmessungen wurde der Zählerstand alle 15 Minuten abgelesen. Der geschätzte Messfehler aufgrund des diskontinuierlichen Pumpvorgangs beträgt 0.1 kg/s.

3.3 Massenbilanzrechnungen

Chlor und Schwefel sind als gasförmige und feste Verbindungen im Abgas vorliegend. Im Filtersystem können nur feste Bestandteile abgeschieden werden. Im Kondensat, auf der anderen Seite, werden gasförmige und feste Verbindungen aus Chlor und Schwefel gelöst. Deshalb setzt sich der Massenstrom im Kondensat des chemischen Elements i aus gasförmigen und partikulären Quellen aus diesen 2 Beiträgen gemäß Gleichung (4) zusammen.

$$\dot{m}_{\text{CON};i} = \dot{m}_{\text{CON};g;i} + \dot{m}_{\text{CON};pm;i} \quad (4)$$

Um dies unterscheiden zu können, werden Verteilungsfaktoren eingeführt, welche darauf beruhen, dass sich das Verhältnis von Chlor zu Kalium bzw. Schwefel zu Kalium in den Festphasen konstant bleibt. Diese Annahme beruht darauf, dass Chlor und Schwefel hauptsächlich in Verbindungen mit Kalium (KCl, K_2SO_4) auftreten. Die zwei Verteilungsfaktoren werden deshalb über die Verteilung von Cl, S und K in der Filterasche über die Gleichungen (5) und (6) definiert.

$$\mathcal{R}_{\text{Cl}} = \frac{\dot{m}_{\text{FI};\text{Cl}}}{\dot{m}_{\text{FI};\text{K}}} = \frac{\dot{m}_{\text{CON};pm;\text{Cl}}}{\dot{m}_{\text{CON};pm;\text{K}}} \quad (5)$$

$$\mathcal{R}_{\text{S}} = \frac{\dot{m}_{\text{FI};\text{S}}}{\dot{m}_{\text{FI};\text{K}}} = \frac{\dot{m}_{\text{CON};pm;\text{S}}}{\dot{m}_{\text{CON};pm;\text{K}}} \quad (6)$$

Dadurch, dass der Kalium Gehalt im Kondensat erfasst wird kann über die Verteilungsfaktoren der Anteil an partikulärem Chlor und Schwefel im Kondensat bestimmt werden. Dies erfolgt über die Gleichungen (7) und (8).

$$\dot{m}_{\text{CON};pm;\text{Cl}} = \mathcal{R}_{\text{Cl}} \cdot \dot{m}_{\text{CON};pm;\text{K}} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{\text{CON};pm;\text{S}} = \mathcal{R}_{\text{S}} \cdot \dot{m}_{\text{CON};pm;\text{K}} \quad (8)$$

Der gasförmige Anteil kann dann über Gleichung (4) ermittelt werden.

3.3.1 Bilanzvalidierung

Um die Bilanz zu validieren werden die Genauigkeiten und systematischen Fehler der durchgeführten Massenstrombestimmungen und Zusammensetzungen untersucht. Das Ergebnis dieser Validierung erlaubt eine Aussage zur Richtigkeit der Massenbilanz. Die Validierung erfolgt dadurch, dass geprüft wird ob ein Ausgleich der Bilanz über die summierten Messfehler möglich ist. Dazu werden drei unterschiedliche Validierungsparameter pro chem. Element eingeführt.

- Wiederfindungsrate VAL_a
- Ausgleichsfaktor VAL_b
- Gesamtmessfehler VAL_c

Die Wiederfindungsrate prüft, wieviel des durch den Brennstoff eingebrachten Elements i in den austretenden Massenströmen wiedergefunden wird. Die Wiederfindungsrate wird nach Gleichung (9) berechnet.

$$VAL_{a,i} = \frac{\sum \dot{m}_{OUT;i,f\ low}}{\sum \dot{m}_{IN;i,f\ low}} \quad (9)$$

Für jeden Element-Massenstrom kann ein gewisser Fehler definiert werden, welcher sich aus den Messfehlern der Massenstrombestimmung und dem Fehler bei der Bestimmung der Zusammensetzung zusammensetzt. Die Verknüpfung dieser Fehler erfolgt über die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung gemäß Gleichung (11). Der Suffix *flow* steht dabei für die unterschiedlichen Massenströme wie Asche, Kondensat, usw. Die Fehler bei den einzelnen Bestimmungen wurden auf Basis von Varianzen bei der Messung, Messunsicherheiten von Messgeräten und Schätzwerten zu Probennahmefehlern definiert.

$$\dot{m}_{i,f\ low} = \gamma_{i,f\ low} \cdot \dot{m}_{f\ low} \quad (10)$$

$$e_{i,f\ low} = \sqrt{[\epsilon(\dot{m}_{f\ low}) \phi_{i,f\ low} \frac{\dot{m}_i}{\pm(\dot{m}_{f\ low})}]^2 + [\epsilon(\phi_{i,f\ low}) \phi_{f\ low} \frac{\dot{m}_i}{\pm(\phi_{i,f\ low})}]^2} \quad (11)$$

Da sich der Massenstrom innerhalb dieser Fehlergrenzen bewegen kann, ist die Bilanz nicht immer vollständig geschlossen. Eine Bilanzausgleichsrechnung wurde durchgeführt, um zu ermitteln, um wieviel muss der einzelne Messwert korrigiert werden muss, damit eine ausgeglichene Bilanz ermöglicht wird. Dazu wird jeder Elementmassenstrom mit einem Ausgleichswert $d_{i,f\ low}$ belegt, welcher gemäß Gleichung (12) über die mittleren quadrierten Fehlersummen ermittelt wird. Durch Abziehen dieses Ausgleichsfaktors kann ein ausgeglichener Massenstrom für das chemische Element i errechnet werden (siehe Gleichung (13)).

$$d_{i,f\ low} = \frac{\sum_{f\ low}^X \dot{m}_{IN;i,f\ low} \sum_{f\ low}^X \dot{m}_{OUT;i,f\ low} A \phi P \frac{e_{i,f\ low}^2}{e_{f\ low}^2}}{\quad} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{i,f\ low;comp} = \dot{m}_{i,f\ low} \pm d_{i,f\ low} \quad (13)$$

Theoretisch kann dieser Ausgleichswert den Fehler des jeweiligen Massenstroms überschreiten. Um dies zu überprüfen wird der Validierungsparameter VAL_b gemäß Gleichung (14) eingeführt. Dieser betrachtet die Summe des Ausgleichswertes im Verhältnis zum Gesamtmessfehler für ein chemisches Element i . Solange dieser Wert <1 ist, ist somit ein sinnvoller Bilanzausgleich innerhalb der Messfehlergrenzen möglich.

$$VAL_{b,i} = \frac{\sum_{f\ low}^X |d_{i,f\ low}|}{\sum_{f\ low}^X e_{i,f\ low}} \quad (14)$$

Zusätzlich zu diesen zwei Parametern wird anhand eines dritten Validierungsparameters die Summe der Messfehler im Verhältnis zum eingesetzten Brennstoffmassenstrom ermittelt. Dieser zeigt an wie zuverlässig die Elementbilanz ist.

$$VAL_{c,i} = \frac{\dot{P}_{flow} \Theta_{i;flow}}{\dot{m}_{N,i;flow}} \quad (15)$$

3.4 Energiebilanzrechnungen

Mit den folgenden Berechnungen wurde die Energiebilanz der Anlage aufgestellt. Es wurden alle Komponenten (Kessel, Kondensationswärmetauscher, Wärmepumpe) bilanziert. Für die meisten Wärmeerzeuger ist die thermische Leistung direkt über einen Wärmemengenzähler erfasst (siehe Kapitel 3.1.2), im Kondensationswärmeübertrager muss dagegen die Leistung der Einzelbündel erst berechnet werden. Zusätzlich werden Kennzahlen für die Bewertung der aktiven Abgaskondensation vorgestellt.

3.4.1 Kesselleistung, Abgasvolumenstrom, Brennstoffwassergehalt

Die Berechnung des Abgasvolumenstroms erfolgte bei Vorhandensein der Druckmessungen, der Feuchtemessung und des Restsauerstoffwerts wie in Kapitel 3.2.1. Da jedoch auch Berechnungen für Zeiten ohne bzw. nur mit Teilen der Sensoren erfolgten, wird im Folgenden auch diese Vorgehensweise beschrieben. Bei Fehlen der Druckmessungen wurden Kesselverluste angenommen und die Abgasmenge wurde anhand der vorhandenen Wärmemengenzähler aus den Kesselleistungen berechnet. Bei Fehlen des Wasserdampfgehaltes im Abgas wurde die Brennstofffeuchte zur Berechnung herangezogen. Wenn keine Aufzeichnung der Sauerstoffmessung vorhanden war, wurde ein Sauerstoffgehalts von 8 Vol-% im trockenen Abgas angenommen.

Bei Vorhandensein der Feuchtemessung im Abgas wurde der Wassergehalt im feuchten Abgas berechnet:

$$w_{H_2O;A} = p_{H_2O;A} / p_{ges}$$

Daraus wurde mittels Verbrennungsrechnung der Brennstoffwassergehalt bestimmt. Dafür wurde eine wasser- und aschefreie Brennstoffzusammensetzung von 50%C, 44%O und 6%H angenommen.

Außerdem wurde die Abgaszusammensetzung sowie die Abgasmenge pro Kilogramm Brennstoff $m_{RG,1kgBS}$ berechnet. Mit dem berechneten Brennstoffwassergehalt wurde mittels der Formel von Boie der Heizwert H_u [kJ/kg] bestimmt.

Danach erfolgte die Berechnung der benötigten Brennstoffmenge. Dafür wurde die Feuerungsleistung Q_{F1} und Q_{F2} der beiden Kessel inkl. Wärmeverlusten abgeschätzt:

$$Q_{F1} = \frac{Q_{K1}}{0,98}$$

$$Q_{F2} = \frac{Q_{ORCi KON}}{0,95} + \frac{P_{ORC;el}}{0,90} + \frac{Q_{RGi WWi ECO}}{0,98} + \frac{Q_{BWT}}{0,98} + \frac{Q_{K2i ZONE}}{0,98}$$

Im Gegensatz dazu wurde die Kesselgesamtleistung ohne Verluste definiert:

$$Q_{K;Ges} = Q_{K1} + Q_{ORCi KON} + P_{ORC;el} + Q_{RGi WWi ECO} + Q_{BWT} + Q_{K2i ZONE}$$

Die Brennstoffmenge wurde durch Vergleich der Feuerungsleistung mit der Rauchgasleistung bestimmt. Dafür wurde die Enthalpie h_{RG} [kJ] bei der Mischtemperatur aus den beiden Feuerungen bestimmt.

$$\underline{m}_{BS} = \frac{Q_{F1} + Q_{F2}}{(H_u \text{ i } h_A)_{T=T_{mix}}} m_{A;1kgBS}$$

Die Abgasmenge $\underline{m}_{RG}$ [kg] bzw. $\underline{V}_{RG}$ [Nm³] ist somit:

$$\underline{m}_A = m_{A;1kgBS} \underline{m}_{BS}$$

$$\underline{V}_A = 22,41 \underline{m}_A = M_A$$

3.4.2 Wasserseitige Temperaturen, Durchflüsse und Leistungen in den Bündeln

Da im Kondensationswärmeübertrager zuerst 5 und später 6 Bündel eingebaut waren, wird die Bezeichnung T für Top eingeführt, die je nach Messzeitpunkt 5 oder 6 beträgt. Bündel 1 hat einen eigenen Wärmemengenzähler und ist daher vollständig bestimmt. Bündel 2, 3, 5 und 6 haben alle den gleichen Durchfluss $\underline{V}_{W;B2} = \underline{V}_{W;B3} = \underline{V}_{W;B5} = \underline{V}_{W;B6} = \underline{V}_{WPKON}$. Die wasserseitigen Eingangs- und Ausgangstemperaturen werden bis auf $T_{W,B4,aus}$ alle gemessen.

Bündel 4 wurde in der Heizsaison 2012/13 nur von dem Teilstrom durchflossen, der nicht durch den Wärmepumpenkondensator fließt. Für diese Zeit gilt daher folgender Zusammenhang:

$$\underline{V}_{W;B4} = \underline{V}_{KONG} \text{ i } \underline{V}_{WPKON}$$

Die Austrittstemperatur von Bündel 4 kann über die Mischtemperatur nach Mischung mit der Wärmepumpenvorlauftemperatur berechnet werden:

$$T_{W;B4,aus} = \frac{T_{W;B5,ein} \underline{V}_{W;B5} \text{ i } T_{WPKON;VL} \underline{V}_{WPKON}}{\underline{V}_{W;B4}}$$

Ab Heizsaison 2013/14 hat Bündel 4 den gleichen Durchfluss wie Bündel 5, also $\underline{V}_{W;B4} = \underline{V}_{WPKON}$. Da hiermit für alle Bündel i=2-T die Eintritts- und Austrittstemperatur und der Durchfluss bekannt sind, kann nun die jeweilige Bündelleistung in kW berechnet werden, wobei $c_p = 4,2$ [kJ/kg K] für die Wärmekapazität von Wasser verwendet wurde:

$$Q_{W;Bi} = \frac{(T_{W;Bi,aus} \text{ i } T_{W;Bi,ein}) \underline{V}_{W;Bi}}{3,6 c_p}$$

Um die berechneten Bündelleistungen mit den vorhandenen Wärmemengenzählerdaten zu vergleichen, wurde die Summe der Bündelleistung 2-T alternativ berechnet:

$$Q_{W;B2i T} = P_{KONG} \text{ i } P_{WPKON}$$

Die beiden Berechnungsmethoden wurden verglichen. Für die 1h-Mittelwerte wird ein Band von +/- 50kW Abweichung eingehalten, für die 10min Mittelwerte beträgt die Abweichung etwa bis 80kW, einzelne Ausreißer liegen auch darüber. Die mittlere Abweichung beträgt 11kW für die 1h Mittelwerte 8,4kW für die 10min Mittelwerte. Daraus wurde abgeleitet, dass der Fehler für die Einzelbündelleistungen maximal 50kW beträgt. Zusätzlich zu den Einzelbündelleistungen wurden die

Leistungen der Bündel 2-3 und 4-T gemeinsam berechnet, da diese Berechnung auch für die Zeiten vor dem 21.3.2013 möglich ist. Die Leistung $Q_{W;B2;3}$ entspricht genau der Summe der zuvor berechneten Einzelleistungen. Im Gegensatz dazu wird die Leistung $Q_{W;B4;T}$ aus den vorhandenen Wärmemengenzählerdaten berechnet.

$$Q_{W;B2;3} = \frac{(T_{W;B3;aus} - T_{W;B2;ein})V_{W;B2}}{3,6c_p}$$

$$Q_{W;B4;T} = Q_{W;B2;T} + Q_{W;B2;3}$$

3.4.3 Taupunkttemperatur und Wasserdampfpartialdruck

Aus der Feuchtemessung wurden der Wasserdampfpartialdruck $p_{H_2O,A}$ und die Taupunkttemperatur $T_{TP,A}$ bestimmt.

$$p_{H_2O,A} = p_{H_2O;sat}(T = T_{A;B4;ein}) \frac{r}{100}$$

$$T_{TP,A} = T_{H_2O;sat}(p = p_{H_2O,A})$$

Die Umrechnung zwischen Sättigungstemperatur und Sättigungsdruck erfolgt mittels Antoine-Gleichung:

$$p_{H_2O;sat} = e^{\frac{23,6961}{T_{H_2O;sat}} - \frac{4102,99}{T_{H_2O;sat}^2 - 35,719}}$$

3.4.4 Logarithmische Temperaturdifferenz und Wärmeübergangskoeffizienten

Anschließend wurde für alle Bündel $i=1-T$, sowie für die Bündel 2-3 und 4-T gemeinsam, die logarithmische Temperaturdifferenz LMTD und der Wärmeübergangskoeffizient U [kW/m²K] berechnet:

$$LMTD_{Bi} = \frac{(T_{A;Bi;aus} - T_{W;Bi;ein})(T_{A;Bi;ein} - T_{W;Bi;aus})}{\ln \frac{T_{A;Bi;aus} - T_{W;Bi;ein}}{T_{A;Bi;ein} - T_{W;Bi;aus}}}$$

Für den Wärmeübergangskoeffizient wurde von einer Bündelfläche von $A=83,2m^2$ ausgegangen:

$$U_{Bi} = \frac{LMTD_{Bi}}{Q_{Bi}A}$$

3.4.5 Abgasseitige Leistung der Bündel

Anhand der berechneten Abgaszusammensetzung und -menge, sowie den gemessenen Abgastemperaturen wurde für jedes Bündel die Leistung aus Konvektion und Kondensation abgeschätzt. Dazu wurde die konvektive Leistung berechnet, mit der Annahme, dass alle Komponenten gasförmig sind:

$$Q_{A;konv;Bi} = \dot{m}_A(h_A(T = T_{A;Bi;aus}) - h_A(T = T_{A;Bi;ein}))$$

Da die Kondensatmenge (außer während der Massenbilanzmessungen) nur einmal täglich erfasst wurde, konnte die Leistung nicht direkt bestimmt werden. Stattdessen wurde von einer Abkühlung entlang der Sättigungskurve ausgegangen, was einer Abschätzung der Minimalleistung entspricht. In der Realität wird das Abgas deutlich stärker entfeuchtet. Die hier berechneten Abgasleistungen sind eine

erste Abschätzung zum Vergleich mit der wasserseitigen Leistung. Dafür wurde bei jedem Bündelaustritt die kondensierte Wassermenge berechnet

$$\dot{m}_{\text{CON;Bi}} = \frac{\dot{m}_A}{\rho_{\text{ges}}} \max(p_{\text{H}_2\text{O;A}} - p_{\text{H}_2\text{O;sat}}(T = T_{\text{A;Bi;ein}}); 0)$$

$$\dot{Q}_{\text{A;kond;Bi}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{H}_2\text{O;latent}}(T = T_{\text{A;Bi;aus}})(\dot{m}_{\text{CON;Bi}} - \dot{m}_{\text{CON;Bi+1}})$$

Die Gesamtleistung ergibt somit:

$$\dot{Q}_{\text{A;Bi}} = \dot{Q}_{\text{A;kond;Bi}} = \dot{Q}_{\text{A;konv;Bi}}$$

3.4.6 Aktive Abgaskondensation

Die hydraulische Einbindung der Wärmepumpe zur aktiven Abgaskondensation wurde in Abbildung 3-4 dargestellt. Da sowohl die Wärmequelle als auch die Wärmesenke der Wärmepumpe der Rücklauf ist, ist die Wärmeleistung der aktiven Abgaskondensation (Wärmepumpe + Kondensationswärmeübertrager) $\dot{Q}_{\text{AC}}$:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{AC}} &= \dot{Q}_{\text{HEX1}} + \dot{Q}_{\text{HEX2}} + \dot{Q}_{\text{HEX3}} + \dot{Q}_{\text{WP;VER}} + \dot{Q}_{\text{WP;KON}} \\ &= \dot{Q}_{\text{HEX1}} + \dot{Q}_{\text{HEX2}} + \dot{Q}_{\text{HEX3}} + P_{\text{WP;el}} \end{aligned} \quad (16)$$

Das heißt der direkte Beitrag der Wärmepumpe entspricht nur der elektrischen Leistung. Der erwünschte Effekt der Wärmepumpe ist die Erhöhung der Leistungen im Kondensationswärmeübertrager. Der Durchfluss in HEX1 wird um den Durchfluss des Wassers aus dem WP-Verdampfer erhöht. Dadurch erhöht sich der Wärmeübergang in HEX1. Außerdem wird die Temperatur kontinuierlich tief gehalten, während der NT-Rücklauf stark schwankt. Gleichzeitig wird die Eingangstemperatur an HEX2 verringert, da die Austrittstemperatur an HEX1 geringer ist. HEX3 im Gegensatz hat eine erhöhte Temperatur, da die Wärmeabgabe des WP-Kondensators bereits erfolgt ist. Daher arbeitet HEX3 zumeist über der Taupunkttemperatur, während HEX1 und HEX2 unter der Taupunkttemperatur sind.

Zur Beurteilung der aktiven Abgaskondensation wurden drei verschiedene Kennzahlen verwendet.

Die erste Kennzahl ist der System-COP COP_{AC} , der aus der Differenz der Leistung der aktiven Abgaskondensation und der Leistung des Kondensationswärmeübertragers vor Einbau der Wärmepumpe $\dot{Q}_{\text{CHEX;Ref}}$, dividiert durch die elektrische Leistung der Wärmepumpe definiert ist. Dies entspricht einer Leistungszahl in der Wärmepumpentechnologie, da das Verhältnis aus (hier zusätzlicher) Wärmeleistung und elektrischem Aufwand berechnet wird:

$$\text{COP}_{\text{AC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{AC}} - \dot{Q}_{\text{CHEX;Ref}}}{P_{\text{WP;el}}} \quad (17)$$

Ein ähnlicher Indikator ist das Wärmeverhältnis aus Gesamtwärmeleistung und Anteil der Kesseln an der Wärmeleistung, der beschreibt wieviel Wärme nach den Kesseln rückgewonnen wird.

$$r_K = \frac{\dot{Q}_{\text{Ges}}}{\dot{Q}_{\text{Ges}} - \dot{Q}_{\text{CHEX}}} \quad (18)$$

Zusätzlich wurde die Effektivität des Kondensationswärmeübertragers definiert. Dies ist das Verhältnis aus der zurückgewonnenen Wärme im Kondensationswärmeübertrager und der Wärme die bei Abkühlen und Auskondensieren des Abgases bis zur Sättigung auf die Temperatur des NT-Rücklaufs frei werden würde:

$$\eta_{\text{CHEX}} = \frac{Q_{\text{CHEX}}}{Q_{\text{CHEX,max}} - T_{\text{NT}}} \quad (19)$$

3.5 Modellaufbau und Simulation

Die Modellierung und Simulation erfolgte in zwei Schritten. Zuerst wurde ein allgemeines Modell für Fernheizwerke aufgestellt, das der Auslegung der Wärmepumpe und Abschätzung der Kosten für zukünftige Projekte dient.

Im zweiten Schritt wurde das FHKW Tamsweg mit allen Komponenten abgebildet. Das Gesamtsystem Tamsweg besteht aus zwei Kesseln, dem ORC-Prozess, dem Kondensationswärmeübertrager und der Wärmepumpe. Die Modellierung erfolgte zum Teil anhand von Messdaten und zum Teil anhand von Gleichungen aus der Literatur. Ziel der Simulationen war die ökonomische Bewertung der Hydraulik der Wärmepumpeneinbindung sowie das Auffinden der besten Betriebspunkte. Daher wurde das Hauptaugenmerk auf die Modellierung des Kondensationswärmeübertragers gelegt.

Während der Heizsaison läuft der 3MW-Kessel immer in Volllast um als Grundlastkessel die Stromeinspeisung zu maximieren, während der 5MW-Kessel an die Heizlast angepasst wird. In jeder Berechnung wird daher der Brennstoffbedarf des 5MW-Kessel berechnet. Durch Vergleich des Brennstoff- und Strombedarfs der verschiedenen Betriebspunkte wurden die Betriebskosten minimiert.

Zusammenfassend ist die gesamte thermische Q_{ges} und elektrische $P_{\text{el,ges}}$ Produktion der Anlage:

$$Q_{\text{ges}} = Q_{\text{K1}} + Q_{\text{ORC;Kond}} + Q_{\text{RG;WW;ECO}} + Q_{\text{AC}} \quad (20)$$

$$P_{\text{el,ges}} = P_{\text{ORC;el}} + P_{\text{WP;el}} \quad (21)$$

Die Modellierung erfolgte in Matlab/Simulink. Jede Komponente wurde als Einzelmodell aufgebaut, die sich beliebig miteinander verbinden lassen. Die Mediendaten wurden jeweils passend zu den Strömen hinterlegt. Die Modellierung der Gase erfolgte mit idealer Gasgleichung ausgenommen der Kondensation des Wasserdampfes. Flüssiges Wasser wurde mit konstantem spezifischen Volumen und einer konstanten Wärmekapazität von 4,2 kJ/kg modelliert. Die Mediendaten sowie alle Komponentendateils wurden in Matlab implementiert, während die Verbindungen zwischen den Komponenten durch ein Simulink-Modell abgebildet wurde. Die Lösung des Gleichungssystems erfolgte durch Rückkopplungen und Integratoren in Simulink. In den folgenden Unterkapiteln sind die Komponenten im Detail beschrieben.

3.5.1 Kessel

Die Kessel wurden mittels klassischer Verbrennungsrechnung und Heizwert nach Boie berechnet:

$$H_u = 1000 \cdot (34835m_C + 10465m_S + 10800m_O + 93870m_H + 2440m_{H_2O} + 6280m_N) \quad (22)$$

Der Brennwert wurde durch Umrechnung des Heizwertes mit der Masse an Wasserdampf im Abgas und der latenten Wärme bei 25°C $h_{v;25}$ bestimmt:

$$H_o = H_u + n_{H_2O} M_{H_2O} h_{v;25} \quad (23)$$

Für Wasserkessel wurden Abwärmeverluste am Kessel von 2% angenommen, für Thermalöl wurde aufgrund der höheren Temperatur und den längeren Leitungen zum ORC-Prozess von 5% ausgegangen. Die Abgastemperatur am Kesselaustritt von Kessel 1 wurde anhand der Messdaten linear mit der Leistung modelliert. Da Kessel 2 bei konstanter Last arbeitet, wurde die Abgasaustrittstemperatur nach Kessel und auch nach dem RG-WW-ECO fixiert.

3.5.2 Wärmepumpe

Die Modellierung der Wärmepumpe erfolgt aufgrund von Angaben des Wärmepumpenherstellers zum COP mit einer quadratischen Funktion (siehe Abbildung 3-9). Für die Modellierung wurde auf die Kältemitteltemperaturen zurückgegriffen, wobei eine minimale Temperaturdifferenz von 3°C zwischen Kältemittel und Wasser festgelegt wurde.

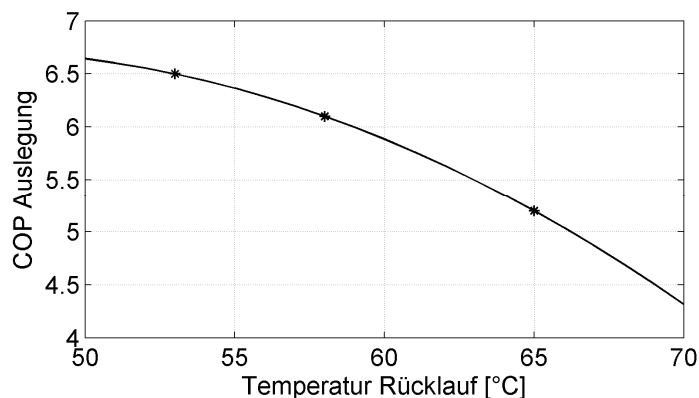


Abbildung 3-9: COP Wärmepumpe laut Herstellerdaten bei einer Quellentemperatur von 45/40°C

Die Einbindung des Verdampfers erfolgte wie im FHKW Tamsweg (siehe Abbildung 3-4). Dort ist der Wasserdurchfluss durch den WP-Verdampfer von der Ausgangstemperatur $T_{WPi \text{ VER};aus}$ abhängig. Je tiefer daher die Solltemperatur am Verdampferausgang festgelegt wird, desto geringer ist der Durchfluss und damit auch der Wärmeübergangskoeffizient im Bündel 1, der Komponente nach dem WP-Verdampfer.

$$\dot{m}_{WPi \text{ VER}} = \frac{Q_{WPi \text{ VER}}}{(T_{HT \ i} - T_{WPi \text{ VER};aus}) c_{pw}} \quad (24)$$

Wird stattdessen eine Einbindung der Wärmepumpe mit eigenem Wasserkreis berechnet, so wurde der Durchfluss gleich dem Durchfluss des Heizwassers gewählt.

3.5.3 ORC-Prozess

Der ORC-Prozess wurde durch ein Modell mithilfe neuronaler Netzwerke abgebildet. Das Modell wurde mit Daten während der Messwoche 2014 angelernt und anhand eines zweiten Messtages validiert. Die Ergebnisse des Modells sind die elektrische und thermische Leistung des ORC in Abhängigkeit des

jeweiligen Betriebszustands (Temperaturen, Wärmeleistung Kessel an Thermalöl). Abbildung 3-10 zeigt die Anlernphase und die Validierung des Modells anhand der elektrischen Leistung.

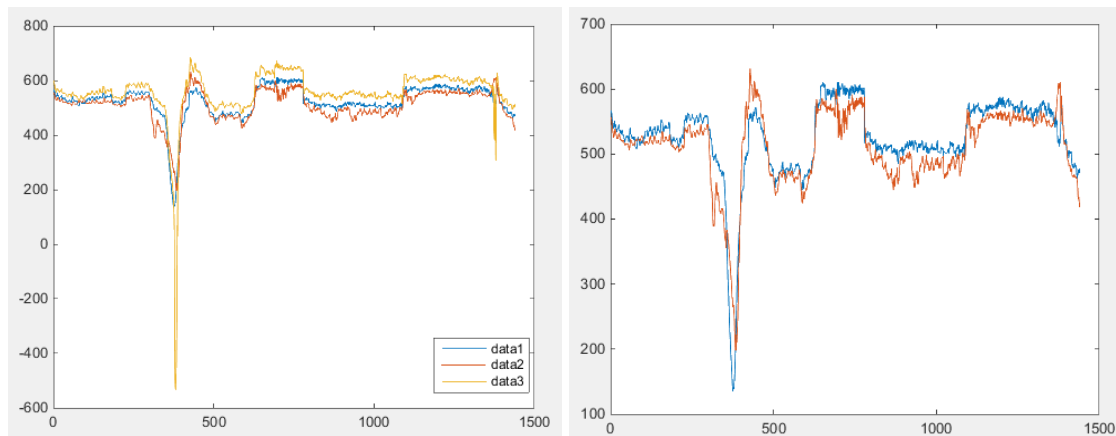


Abbildung 3-10: Elektrische Leistung ORC: Anlernung (links) und Validierung des ORC-Modells anhand der Turbinenleistung. Vergleich der Messdaten (blau) mit dem Modell (rot).

3.5.4 Kondensationswärmeübertrager

Die Modellierung des Wärmetauschers wurde nach den Gleichungen für Rohrbündelwärmetauscher durchgeführt. Die Modellierung erfolgte mit der Berechnung der wasser- und abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten für jede Rohrreihe.

Auf der Gasseite wurde die Nusseltzahl Nu_g folgendermaßen bestimmt, wobei a und b Geometriefaktoren darstellen $a = s_a = d_o$ und $b = s_b = d_o$:

$$Nu_g = f_A (0.3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}) \quad (25)$$

mit

$$a = 1 + \frac{1}{4} (4a) \quad (26)$$

$$Re = Re_{free} = a \quad (27)$$

$$Nu_{lam} = 0.664 \sqrt{Re} \sqrt{Pr} \quad (28)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0.037 Re^{0.8} Pr}{(1 + 2.443 Re^{0.1})(Pr^{2/3} - 1)} \quad (29)$$

$$f_A = 1 + \frac{0.7 (b-a)}{a^{1.5} (b+a + 0.7)^2} \quad (30)$$

Auf der Wasserseite wurde die Nusseltzahl Nu_w je nach Strömung laminar oder turbulent berechnet [VDI]:

$$Nu_w = Nu_{lam=turb=int} \frac{Pr^{1/4}}{Pr_{wand}^{1/4}} \quad (31)$$

mit

$$Nu_{lam} = 0.66 Re_i^{1/3} + 0.7 + \frac{1.615}{Pr_i^{1/3}} \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1/3} + Nu_{lam,i}^3 \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \quad (32)$$

$$Nu_{lam,i} = \frac{2}{1 + 22Pr_i} \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \quad (33)$$

$$\mu = (1.8 \log(Re_i) - 1.5) \cdot 10^{-2} \quad (34)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0.023 Re_i^{4/5} Pr_i^{1/4}}{1 + 12.7 \frac{0.023 Re_i^{4/5} Pr_i^{1/4}}{Pr_i^{1/4} + 1}} \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1/3} + (d_i/L)^{2/3} \quad (35)$$

$$Nu_{int} = \left(\frac{Re_i}{7700} \right)^{1/4} Nu_{lam, Re=2300} + \frac{Re_i - 2300}{7700} Nu_{lam, Re=10^4} \quad (36)$$

Auf Basis der Nusseltzahlen erfolgte die Berechnung der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_g und α_w an den Rohrreihen:

$$\alpha_g = \frac{2 Nu_g k_g}{d_o^{1/4}} \quad (37)$$

$$\alpha_w = \frac{Nu_w k_w}{d_i} \quad (38)$$

Der Massenübergangskoeffizient β aufgrund von Wasserdampfkondensation wird über die Partialdruckdifferenz zwischen Gas und Wand bestimmt [Jeong]:

$$w_{gd,lm} = \frac{w_{gd,i} - w_{gd,wand}}{\ln(w_{gd,i}/w_{gd,wand})} \quad (39)$$

$$\beta = \frac{\alpha_g M_{H_2O}}{M_{gd} c_{p,gd} w_{gd,lm} L e^{2/3}} \quad (40)$$

Damit kann der Kondensatmassenstrom $\dot{m}_c$ unter Angabe der Wärmübertragerfläche A berechnet werden:

$$A = d_o^2 N_{tube,horz} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{CON} = (\alpha_{w,wand} - \alpha_w) A \quad (42)$$

Durch Addieren der konvektiven und latenten Wärme ergibt sich der Wärmestrom auf der Gasseite, der mit dem Wärmestrom auf der Wasserseite ident sein muss. Das folgende Gleichungssystem wurde daher für jede Rohrreihe gelöst:

$$\dot{Q} = \alpha_g L M T D_{T_{g,ein}; T_{g,aus}; T_{wand}} A + \dot{m}_{CON} h_{v,T=T_{wand}} \quad (43)$$

$$Q = \frac{1}{\frac{d_i}{d_o \alpha_w} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_{wand}}} LMTD_{T_{w;ein}; T_{w;aus}; T_{wall}} A \quad (44)$$

$$Q = \underline{m}_{g;aus} c_{p,g;aus} (T_{g;ein} - T_{g;aus}) + \underline{m}_{CON} (h_{v,T=T_{wand}} + c_{p,wg} (T_{g;ein} - T_{wand})) \quad (45)$$

$$Q = \underline{m}_w c_{p,w} (T_{w;ein} - T_{w;aus}) \quad (46)$$

Im realen Betrieb der Anlage können auch deutlich kleinere Wärmeübergänge und daher kleinere Leistungen auftreten. Gründe für geringere Wärmeübergänge wären zum Beispiel:

- Verschmutzung der Oberflächen der Wärmeübertrager (Fouling)
- Ungleichmäßiger Gasstrom im Wärmeübertrager

Diese Abweichungen wurden durch Anpassen des Modells an die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt.

3.5.5 Kosten

Die Kosten für Strom und Hackschnitzel wurden anhand der Daten des FHKW Tamsweg festgelegt (siehe Tabelle 3-7). Zum Vergleich der Varianten sollten alle variablen Kosten einbezogen werden. Kosten die nicht mit der Kesselleistung skalieren (Wartung etc) verändern sich nicht durch Betrieb der aktiven Abgaskondensation.

Tabelle 3-7: Variable Kosten

Kosten	Wert
Hackschnitzel im Einkauf	18 €/srm
Lagerverluste	8 %
Brennstoffmanipulation	1,5 €/srm
Ascheentsorgung	0,8 €/MWh _{th}
Strombedarf Kesselanlagen	25 kWh/MWh _{th}
Strom Einkauf	100 €/MWh

Die Installation der Wärmepumpe erfordert einerseits die Investition der Wärmepumpe selbst, je nach Größe, Anlagendesign und Kältemittel ca. 150-300 €/kW bezogen auf die nominelle Heizleistung der Wärmepumpe, und die Installationen des Kondensationswärmetauschers inkl. Verrohrung sowie Regelung etc, welche mit 100-150 €/kW abgeschätzt werden. Dazu kommen jährliche Wartungs- und Instandhaltungskosten von 3-5 €/kW.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

4.1 Auslegung aktiver Kondensationsanlagen

Das folgende Kapitel beinhaltet Berechnungen zur Auslegung von aktiven Kondensationsanlagen, sie beziehen sich nicht auf das FHKW Tamsweg. Tabelle 4-1 listet die Parameter für den Basisfall auf. Es wird von einer Netzleistung von 1 MW und einem Heizwerk mit einem Kessel ausgegangen, die Umrechnung auf jede andere Netzleistung erfolgt durch simple Multiplikation. Der Aufbau entspricht dem Schema in Abbildung 2-2 mit einem eigenen Zwischenkreis inklusive Abgaskondensationswärmeübertrager, der die Wärme für den WP-Verdampfer liefert. In allen nachfolgenden Berechnungen wird davon ausgegangen, dass abgasseitig vor dem WP-Verdampfer ein Abgaskondensationswärmeübertrager zur passiven Abgaskondensation eingebaut ist. Für beide Kondensationswärmeübertrager wird eine Abkühlung des Abgases auf eine Temperaturdifferenz (im Basisfall) von 7°C angenommen, sowie eine Abkühlung des Abgases entlang der Sättigungslinie des Wasserdampfes.

Tabelle 4-1: Basisparameter Simulation

Komponente	Bezeichnung	Wert
Netz	Netzleistung	1 MW
	Rücklauf	50°C
	Vorlauf	90°C
Kessel	Abgasaustrittstemperatur nach Kessel	150°C
	Restsauerstoff trocken	8 %
	Wassergehalt Brennstoff	50%
	Brennstoffzusammensetzung (C-H-O)	0.50-0.06-0.44
Wärmepumpe	Kesselverluste (Abstrahlung, Asche, ..)	2%
	COP/COP _{ideal}	0.6
	Wassertemperatur am Verdampferaustritt	35°C
	Minimale Temperaturdifferenz Wasser-Kältemittel	3°C
	Minimale Temperaturdifferenz Abgas-Wasser	7°C
	Durchfluss Zwischenkreis	Entspricht Netzdurchfluss
Kosten	Biomasse (inkl. variablen Kosten – Lagerverluste, Ascheentsorgung)	132 €/t _{atro} entspricht 30 €/MWh (bei 50% Wassergehalt)
	Strom	120 €/MWh
Umgebung	Druck	1 bar
	Temperatur (Luft)	0°C

Abbildung 4-1 zeigt eine Gegenüberstellung von Abgas- und Rücklaufwärmestrom (Pinchdiagramm). Im Referenzfall ohne Wärmepumpe ist deutlich zu sehen, dass nur ein kleiner Teil der Kondensationswärme durch den Rücklauf zurückgewonnen werden kann, da das Abgas nur auf 57°C abgekühlt werden kann. Insgesamt nimmt der Rücklauf etwa 120 kW auf, die zu etwa 2/3 aus sensibler Wärme und 1/3 latenter Wärme des Abgas bestehen.

Durch Einbau einer Wärmepumpe kann eine Wärmesenke mit deutlich niedrigerer Temperatur zur Verfügung gestellt werden. In Abbildung 4-1b wird beispielsweise der Einbau mit einer Verdampfertemperatur von 22°C dargestellt. Über den Wasserkreislauf zwischen Abgas und Wärmepumpe wird das Abgas bis auf eine Temperatur von 32°C gekühlt. Skizziert ist auch die mögliche Aufheizung des Rücklaufs auf knapp über 60°C.

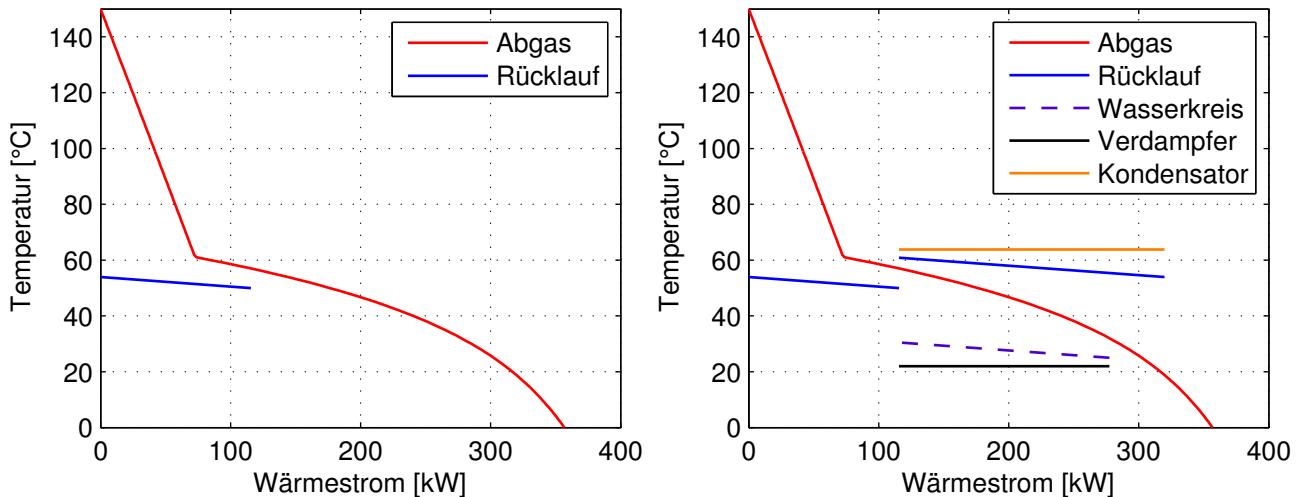


Abbildung 4-1: Abgas- und Netzwasserwärmestrom. Links: Referenzfall ohne Wärmepumpe. Rechts: Basisvariante mit Wärmepumpe

Für den Basisfall ist in Abbildung 4-2 die Verteilung der thermischen Leistung auf die Erzeuger dargestellt. Ohne Wärmepumpe speisen nur der Kessel und die passive Abgaskondensation ein, mit Wärmepumpe kommen die Leistungen aus Strom und Wärmequelle der Wärmepumpe dazu. Zu sehen ist die deutliche Reduktion der Brennstoffmenge, die in Form des enthaltenen Heizwerts dargestellt ist.

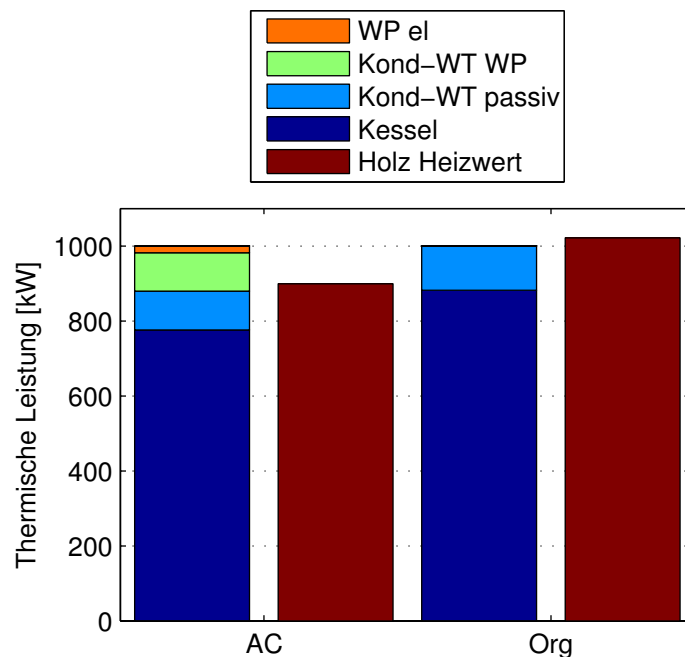


Abbildung 4-2: Leistungen mit und ohne Wärmepumpe für Basisfall

Mit Wärmepumpe ergibt sich ein COP von 4.8. Die Kosten sinken von 30,6 €/MWh im Referenzfall auf 29,6 €/MWh mit Wärmepumpe. Eine Optimierung der Kosten würde eine deutlich kleinere Wärmepumpe bedeuten, die dafür bei einem COP von 6.7 arbeitet. In diesem Fall sind die Betriebskosten 29,1 €/MWh. Abbildung 4-3 und Abbildung 4-4 zeigen die aufzuwendende Stromleistung in Abhängigkeit der Wärmepumpenleistung, Rücklaufftemperatur und Brennstoffwassergehalt. Für eine Grobauslegung der Wärmepumpe ist der erste Schritt die Berechnung des Verhältnisses aus Biomasse und Strompreis. Im Basisfall ist dies $131/120 = 1.1 \text{ €/kg}_{\text{gr}}/\text{€/kWh}_{\text{el}}$ bzw. $30/120 = 0.25 \text{ €/kWh}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{€/kWh}_{\text{el}}$. Alle Wärmepumpenleistungen die in der Abbildung unter diesem Wert liegen, bedeuten eine Betriebskostenreduktion gegenüber dem Referenzfall ohne Wärmepumpe.

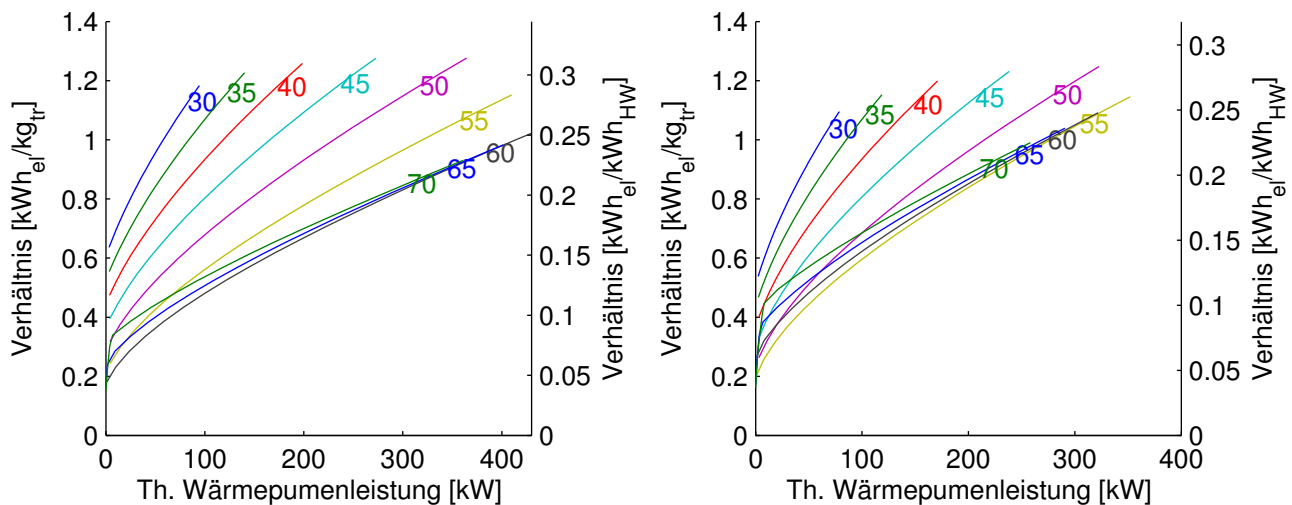


Abbildung 4-3: Verhältnis aus Strom zu Brennstoffeinsparung bei einem Brennstoffwassergehalt von 60% (links) und 50% (rechts) in Abhängigkeit der WP-Heizleistung und der Rücklaufftemperatur (gekennzeichnet durch farbige Zahlen in °C).

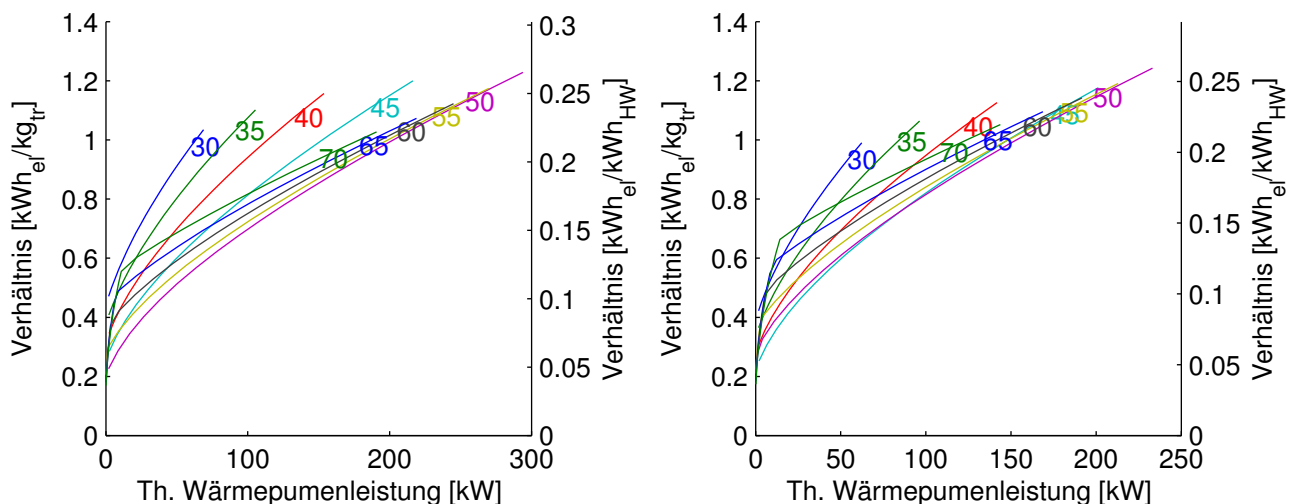


Abbildung 4-4 Verhältnis aus Strom zu Brennstoffeinsparung bei einem Brennstoffwassergehalt von 40% (links) und 30% (rechts) in Abhängigkeit der WP-Heizleistung und der Rücklaufftemperatur (gekennzeichnet durch farbige Zahlen in °C).

Weiters ist zu beachten, dass bei einer bestimmten Wärmepumpenleistung ein Betriebskostenminimum erreicht wird. Abbildung 4-5 zeigt die Kosten für 50% Wassergehalt im Brennstoff mit und ohne Wärmepumpe. Das Kostenminimum tritt bei etwa 1/3 der zuvor berechneten maximalen

Wärmepumpenleistung auf. Dies ist die optimale Wärmepumpenleistung aus Perspektive der Betriebskosten. Die Einsparungen gegenüber dem Referenzfall ohne Wärmepumpe berechnen sich aus der gewählten Wärmepumpenleistung multipliziert mit dem Kostenverhältnis. Schlussendlich ist noch eine dynamische Investitionskostenrechnung durchzuführen um die Kosteneinsparung durch die Wärmepumpe den Investitionskosten und Wartungskosten der Wärmepumpe gegenüberzustellen.

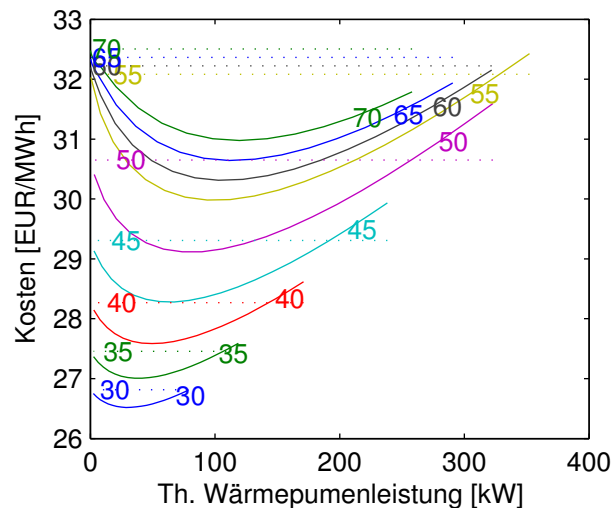


Abbildung 4-5: Betriebskosten in Abhängigkeit der Wärmepumpenleistung und Rücklauftemperatur (gekennzeichnet durch farbige Zahlen in °C). Durchgezogen: mit Wärmepumpe. Strichliert: Zugehöriger Referenzfall ohne Wärmepumpe.

Die folgenden Grafiken zeigen die Sensitivität der Kosten im Basisfall um die Änderung von unterschiedlichen Parametern auf die Kosten abschätzen zu können. Für jeden Punkt wurde das Modell mit den neuen Parametern berechnet, daher ändern sich auch die Referenzkosten. Abbildung 4-6 zeigt die Abhängigkeit von Brennstoff und Strompreis.

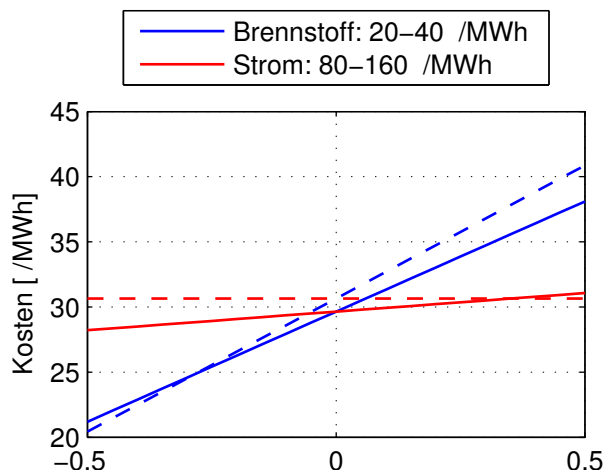


Abbildung 4-6: Betriebskosten in Abhängigkeit der Brennstoff- und Stromkosten. Durchgezogen: mit Wärmepumpe. Strichliert: Zugehöriger Referenzfall ohne Wärmepumpe.

Abbildung 4-7 zeigt die Abhängigkeit der Betriebskosten von Kesselparametern (Abgastemperatur, Wärmeverluste, Restsauerstoff) und Einflüssen auf die Wärmepumpe (WP-Effizienz: Verhältnis von COP/COP_{ideal} , Minimale Temperaturdifferenz in den Wärmübertragern).

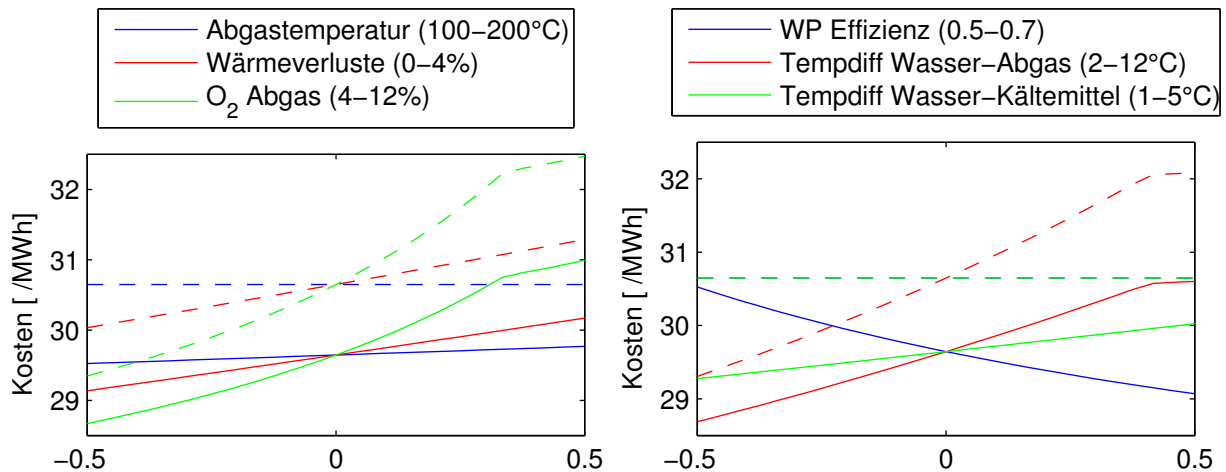


Abbildung 4-7 Betriebskosten in Abhängigkeit unterschiedlicher Parameter. Durchgezogen: mit Wärmepumpe. Strichliert: Zugehöriger Referenzfall ohne Wärmepumpe.

4.2 Massenbilanzierung

4.2.1 Brennstoffparameter

Die eingesetzten Brennstoffe wiesen einen Wassergehalt zwischen 50 bis 57% und einen Aschegehalt von 2,6 bis 3,9% (trocken) auf. Der Heizwert und die Zusammensetzung der Hauptkomponenten (CHNO) zeigen typische Werte für Hackgut.

Tabelle 4-2: Brennstoffparameter

	w		a	Ho	C	H	N	O
	[kg/kg f.]	[kg/kg tr.]		[MJ/kg tr.]	[kg/kg tr.]			
28.01.2014	0,557	1,26	0,0266	20,020	0,505	0,058	0,002	0,409
29.01.2014	0,573	1,34	0,0249	20,020	0,503	0,059	0,001	0,412
30.01.2014	0,501	1,00	0,0391	19,630	0,495	0,058	0,001	0,406
Phyllis Datenbank Hackgut Kiefer #3154 (trocken, inkl. Asche)				20,890	0,518	0,061	0,003	0,419

4.2.2 Anlagenparameter und Emissionsanalyse

Tabelle 4-3 und Tabelle 4-4 zeigen die Ergebnisse aus der Emissionsanalyse, sowie den gemittelten thermische Output und die Abgastemperatur der Anlage Tamsweg als Mittelwert über die drei Bilanzzeiten. Die Emissionsanalyse zeigte insbesondere für den ersten Versuchstag eine erhöhte Emission von Kohlenmonoxid an. Dieser war bedingt durch einen Fehlbetrieb der 5MW Anlage, welcher an den anderen Versuchstagen behoben wurde.

Tabelle 4-3: Emissionsanalyse gemittelt über Bilanzzeiten

	O ₂	CO	NO _x
	vol%	mg/m _N ³ 13%O ₂	
28.01.2014	8,95	3457	89
29.01.2014	8,97	209	116
30.01.2014	8,79	195	110

Tabelle 4-4: Anlagenparameter – thermische Leistung und Abgastemperatur

	Therm. Kesselleistung	Abgastemperatur
	[kW]	[°C]
28.01.2014	6595	164,6
29.01.2014	7827	173,5
30.01.2014	7918	172,2

Tabelle 4-5 zeigt die Emissionen von Staub vor dem Elektrofilter und HCl und SO₂ an der Messposition vor Kondensator. Die Gesamtstaubemission wurde über die Bilanzrechnung des Filtermassenstroms ermittelt. Die HCl Emission war unter der Nachweisgrenze für die direkte Messung über die in Kapitel 0 beschriebene Methode. Deshalb wurde dieser Wert über die abgeschiedene Menge an HCl im Kondensat berechnet gemäß der Bilanzgleichungen aus Kapitel 3.2.

Der Staub wurde durch den Elektrofilter bis auf einen vernachlässigbaren Wert (Anmerkung: vernachlässigbar in Bezug auf die gegenständliche Elementbilanzierung) abgeschieden. Die Staub-Emission vor Elektrofilter betrug bei jeder Messung mehr als 450 mg/m_N³. Die HCl Emission zeigte einen äußerst niedrigen Wert von <0,4 mg/ m_N³, die SO₂ Emission war im Bereich zwischen 8 und 10 mg/ m_N³. Das Betriebsverhalten der Feuerungsanlagen zeigte keine signifikanten Änderungen über die betrachteten Bilanzzeiträume.

Tabelle 4-5: Gesamtstaub, HCl und SO₂ Emissionen an Messposition vor Elektrofilter

	Staub	HCl	SO ₂
	mg/Nm ³ 13%O ₂		
28.01.2014	583	0.41	10.2
29.01.2014	453	0.30	7.9
30.01.2014	523	0.22	8.8

4.2.3 Massenströme

Tabelle 4-6, Tabelle 4-7 und Tabelle 4-8 zeigen die Ergebnisse aus der direkten Massenstrombestimmung, sowie deren ermittelten Messfehler. Die Messfehler beinhalten Varianzen in der Massenstrombestimmung, sowie Messungenauigkeit der Wiege- und Volumenmeseinrichtung.

Die höchsten Fehler wurden für den Asche- und Filteraschemassenstrom verzeichnet, welche teilweise mehr als 20% bzw. 30% des Messwertes ausmachen. Dieser ist insbesondere in der systembedingten Schwankung im Massenstrom bedingt.

Tabelle 4-6: Aschemassenstrom

Datum	Massenstrom	Fehler	Fehler rel.
	[kg/s]		
28.01.2014	0,0125	0,0028	0,225
29.01.2014	0,0151	0,0012	0,083
30.01.2014	0,0186	0,0041	0,218

Tabelle 4-7: Filteraschemassenstrom

Datum	Massenstrom	Fehler	Fehler rel.
	[kg/s]		
28.01.2014	0,0037	0,0007	0,18
29.01.2014	0,0033	0,0004	0,12
30.01.2014	0,0037	0,001	0,36

Tabelle 4-8: Kondensatmassenstrom

Datum	Massenstrom	Fehler	Fehler rel.
	[kg/s]		
28.01.2014	0,432	0,016	0,036
29.01.2014	0,304	0,011	0,037
30.01.2014	0,390	0,020	0,051

Der Brennstoffmassenstrom wurde über den Abgasvolumenstrom und die Verbrennungsrechnung (Luftüberschusszahl, stöchiometrische Abgasmenge pro kg Brennstoff) ermittelt. Der Abgasvolumenstrom wurde direkt über eingebaute Staudruckrohre erfasst. Durch Gauß'sche Fehlerfortpflanzung ergab sich ein relativer Fehler von ca. 20%. Dieser beinhaltet unter anderem Ungenauigkeiten bei der Druckbestimmungen, sowie Fehler bei der Bestimmung der verbrennungstechnischen Parametern.

Tabelle 4-9: Brennstoffmassenstrom

	p1	p2	p3	p4	Abgas- volumen- strom	Brennstoff- massenstrom (trocken)	Fehler	Fehler rel.

					(feucht)			
	[Pa]				[m _N ³ /s]	[kg/s]		
28.01.2014	45	52	56	64	5,56	0,54	0,11	0,21
29.01.2014	62	70	74	90	6,44	0,62	0,12	0,20
30.01.2014	51	58	63	77	5,87	0,60	0,12	0,20

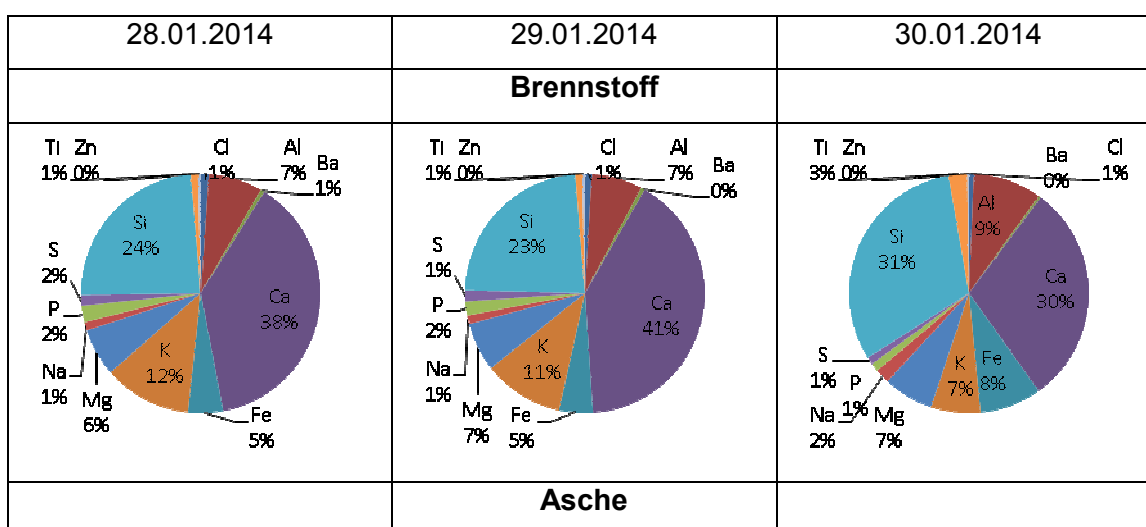
4.2.4 Zusammensetzungen

In Abbildung 4-8 sind die anorganischen Bestandteile der unterschiedlichen Massenströme (Brennstoff, Asche, Filterasche, Kondensat) dargestellt. Die Summe der anorganischen Bestandteile wurde dabei als 100% angenommen. Das bedeutet, dass andere Komponenten wie Oxide oder die organische Matrix (bei Brennstoffproben) nicht dargestellt sind. Die Absolutwerte sind in Tabelle 4-11 dargestellt.

Der Brennstoff zeigt relativ gleichmäßige Konzentrationen an Kalium und Chlor über die drei Bilanzzeiträume hinweg. Einzig am letzten Tag konnte eine Verschiebe zu Silizium, Aluminium und Eisen verzeichnet werden, was auf eine Zunahme an Verunreinigungen im Brennstoff hinweist (Sand). Der Chlor und Schwefelgehalt war an allen drei Tagen in einem Bereich von 100-200 mg/kg_{Brennstoff}.

Die Zusammensetzung der Kesselasche zeigt praktisch keine Veränderungen über den Bilanzzeitraum hinweg. Es zeigt sich deutlich eine Anreicherung der nicht Aerosolbildner Si und Al im Verhältnis zum Brennstoff und eine Abreicherung an Chlor, Schwefel und Kalium, welche vermehrt in der Filterasche zu finden sind. Auch die Filterasche zeigte keine Veränderung in der Zusammensetzung über die 3 Tage hinweg.

Eine deutliche Anreicherung von Schwefel konnte im Kondensat nachgewiesen werden. Annähernd 50% der anorganischen Bestandteile im Kondensat sind Schwefel, während die Nicht-Aerosolbildner deutlich reduziert sind in deren Anteil. Gewisse Abscheidungen von Partikeln sind allerdings durch die Anwesenheit von Kalium und Calcium erkennbar.



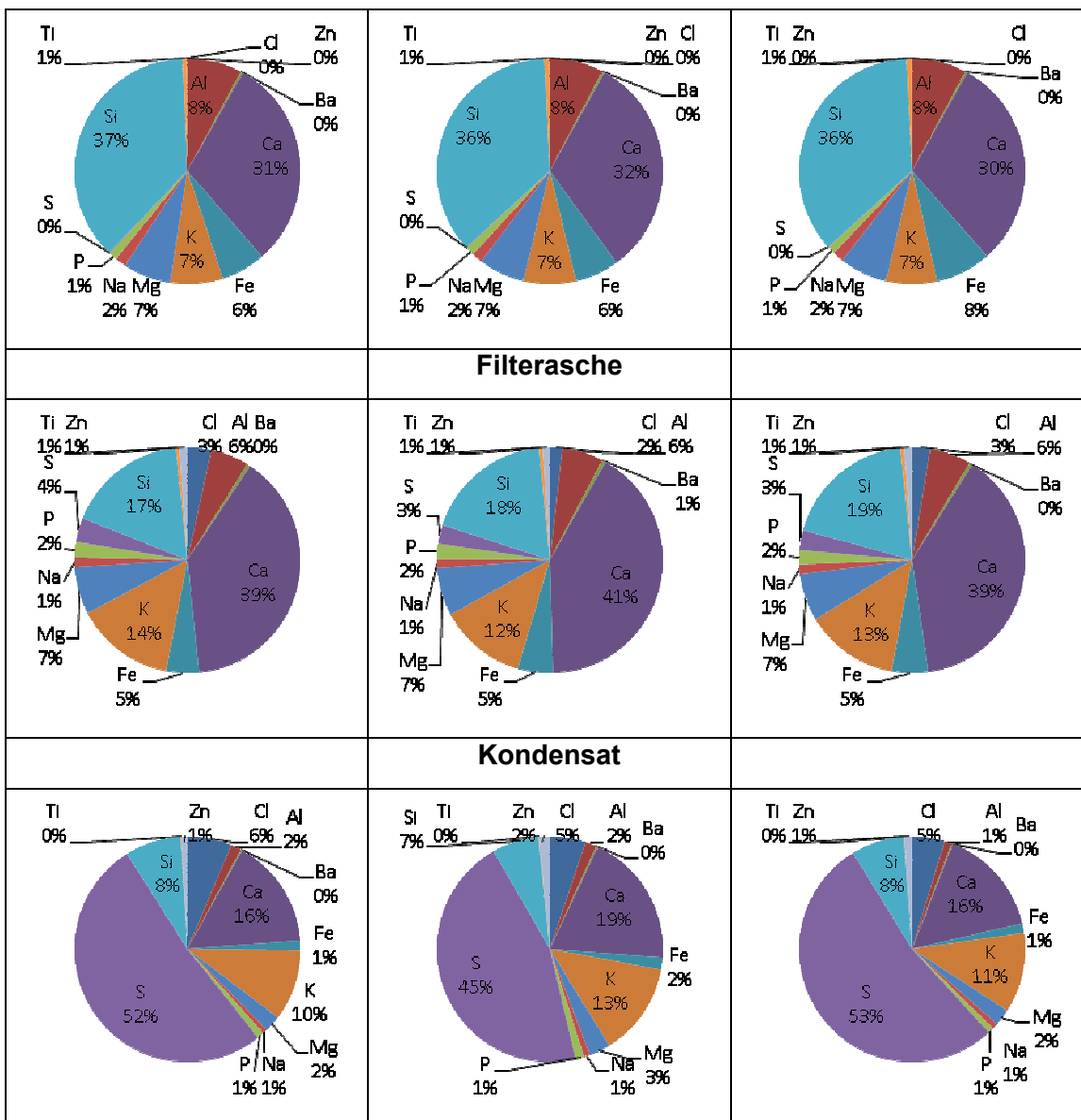


Abbildung 4-8: Zusammensetzung der anorganischen Bestandteile in Brennstoff, Asche, Filterasche und Kondensat

Die Fehler bei den jeweiligen Zusammensetzungen wurden bei der direkten Elementbestimmung auf 1% geschätzt, mit einem zusätzlichen Fehler durch die Probennahmeprozedur. Dieser wurde mit 10% angenommen, welcher bedingt wird durch die Entnahme der sehr inhomogenen Massenströme und die Schwierigkeiten bei der Probenteilung durch grobe Verschmutzungen wie z.B. Steine, bzw. durch mögliche Verunreinigungen durch Abgas außerhalb des Bilanzzeitraums. Dies trifft insbesondere bei den Probenahmen von Kesselasche und Kondensat zu, welche einer systembedingten Retentionszeit besitzen.

Der Fehler wurde auf den Absolutwert gedeckelt mit max. 1000mg/kg. Außerdem wurde ein minimal-Fehler von 50mg/kg für die Elemente in Brennstoff, Asche und Filterasche, sowie 10mg/kg für Elemente im Kondensat definiert. Dieser Minimal-Fehler stellt sozusagen die Nachweisgrenze für die komplette Erfassung eines Elementes in diesem Messsystem dar, welches systemimmanent nicht steril arbeiten kann.

Über die Zusammensetzungen der Filterasche konnte ein Chlor zu Kalium, bzw. Schwefel zu Kalium Verhältnis berechnet werden, welches zur Bestimmung des Chlor und Schwefelanteils, im Kondensat aus gasförmigen Verbindungen dient. Die Verhältnisse und deren errechneten Fehler sind in Tabelle 4-10 dargestellt. Es zeigt sich, dass das S/K Verhältnis über die drei Bilanzzeiträume hinweg relativ konstant bleibt, während das Cl/K Verhältnis einer deutlichen Schwankungsbreite unterlegen ist. Der Fehler in diesen Verhältnissen zeigt einen Schwankungsbereich zwischen 32 und 57%.

Tabelle 4-10: Verteilungsverhältnisse von Chlor und Schwefel zu Kalium im abgeschiedenen Staub zur Bestimmung des Anteils an Chlor und Schwefel im Kondensat, welche durch Partikelabscheidung eingetragen wurde

	Cl/K Verhältnis - $\alpha_{Cl/K}$		S/K Verhältnis - $\alpha_{S/K}$	
		Fehler		Fehler
28.01.14	0.239	0.092	0.246	0.092
29.01.14	0.144	0.047	0.219	0.071
30.01.14	0.192	0.111	0.216	0.125

Tabelle 4-14: Zusammensetzungen der unterschiedlichen Massenströme

		Cl	Al	Ba	Ca	Fe	K	Mg	Na	P	S	Si	Ti	Zn	EC	TIC
		[mg/kg tr. bzw. mg/kg Kondensat]														
Brennstoff	28.01.2014	142	964	69,4	5060	622	1560	855	152	292	193	3170	130	47,8		
	29.01.2014	110	828	61,8	4900	545	1300	795	138	230	183	2810	113	42,8		
	30.01.2014	129	1890	62,8	6130	1690	1350	1380	401	228	207	6400	512	46,3		
Asche	28.01.2014	60,6	41100	1640	161000	33400	39300	35800	8470	6250	496	196000	3330	221	17600	5570
	29.01.2014	36,8	41300	1810	172000	33600	39900	35200	8270	6710	407	194000	3750	204	26000	3100
	30.01.2014	40,5	41100	1650	161000	41800	38100	35900	8370	5760	374	190000	4000	154	17900	3240
Filterasche	28.01.2014	12700	20600	1750	147000	17500	53200	25500	5310	8230	13100	65200	1770	4360	345000	14500
	29.01.2014	8130	27000	2300	189000	22700	56600	31400	5860	10100	12400	84300	2420	4490	190000	13000
	30.01.2014	11300	26300	1990	172000	22800	58900	29900	6370	8990	12700	84500	2340	5040	226000	11000
Kondensat	28.01.2014	10	2,37	0,294	25	2,23	16,1	3,71	1,04	1,55	81,7	12,7	0,141	1,41		
	29.01.2014	11,7	3,72	0,487	44,2	4,02	30,5	6,88	2,04	2,75	104	15,3	0,194	3,5		
	30.01.2014	7,56	1,66	0,253	25,2	2,2	18,6	3,9	1,3	1,34	86	12,3	0,0847	1,84		

4.2.5 Bilanzvalidierung

In folgenden Abbildungen werden die Ergebnisse der Validierung für die Elementbilanzen dargestellt. Die Wiederfindungsrate VALa in Abbildung 4-9 zeigt, dass Chlor und Schwefel einen deutlichen Unterbefund aufweisen, während das Element Silizium einen deutlichen Überbefund in den summierten ausgehenden Massenströmen zeigt. Kalium und Kalzium, auf der anderen Seite, konnten im Mittel vollständig in den ausgehenden Massenströmen wiedergefunden werden.

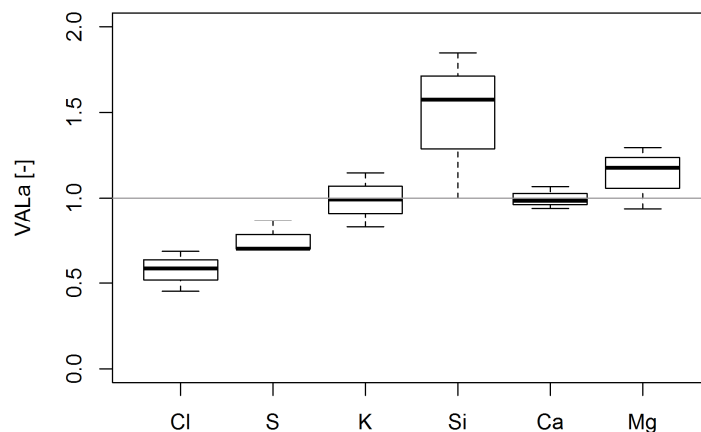


Abbildung 4-9: Wiederfindungsrate VALa

Abbildung 4-10 zeigt, dass durch Anwenden der Messunsicherheiten bei der Bestimmung von Massenströmen und Zusammensetzungen, die Bilanz ausgeglichen werden könnte. Der Ausgleich der Chlorbilanz würde mehr als 60% der möglichen Fehlerspanne benötigen, während die Schwefelbilanz bereits mit 30% des Fehlers ausgeglichen wäre. Für die die anderen Elemente würden 45-60% der Messunsicherheit benötigt.

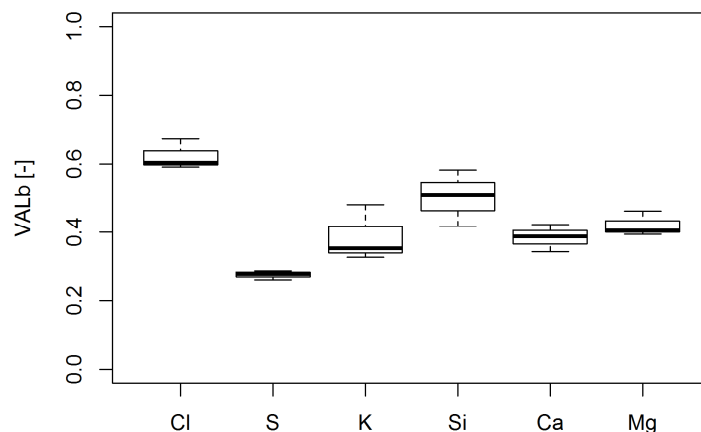


Abbildung 4-10: Ausgleichsfaktor VALb

Der Gesamtfehler für die einzelnen Massenbilanzen ist in Abbildung 4-11 als relativer Fehler vom eintretenden Gehalt des Elements im Brennstoff dargestellt. Die aufsummierten Bilanzfehler für Chlor und Schwefel übersteigen annähernd den Gehalt von Chlor und Schwefel im Brennstoff. Dieser Trend

zeigt sich auch für einzelne Messungen bei der Ermittlung der Siliziumbilanz. Die anderen anorganischen Bestandteile hingegen weisen einen summierten Fehler von 5-50% des eintretenden Element-Massenstroms auf.

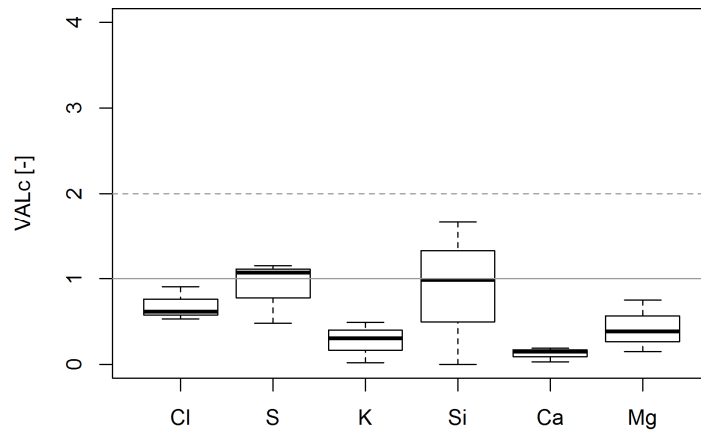


Abbildung 4-11: Gesamtfehler VALc

Insgesamt zeigt diese Bilanzvalidierung, dass die Bilanzen innerhalb der Fehlergrenzen gültig sind. Der systematische Unterbefund von Chlor in der Bilanz scheint darauf hinzuweisen, dass ein systematischer Fehler noch nicht identifiziert ist. Auf der Basis der Untersuchungen sind zwei Faktoren möglich:

- Unterbefund bei der Bestimmung von Chlor im Brennstoff. Die Bestimmungsmethode von Chlor im Brennstoff erfolgt über eine andere Methode (siehe Kapitel 3.1.4), wodurch sich ein unterschiedlicher Fehler im Vergleich zu den anderen anorganischen Elementen ergeben könnte.
- Unterbefund bei der Bestimmung von gasförmigen Chlorkomponenten. Die Bilanzierung von gasförmigem Chlor wurde indirekt über die Bestimmung eines Verteilungsverhältnisses von Cl/K ermittelt. Zusätzlich verbirgt sich in dieser Annahme auch die Bedingung, dass das gesamte gasförmige HCl wird aufgrund der hohen Löslichkeit im Wasser absorbiert.

Die weitere Untersuchung dieser 2 Fehlermöglichkeiten wurde nicht fortgeführt, sollte aber bei weiteren Messungen mit betrachtet werden.

4.2.6 Elementbilanzen

In den folgenden Abbildungen werden die Bilanzen für die Elemente Chlor, Schwefel, Kalium, Kalzium und Silizium dargestellt. Abbildung 4-12 zeigt die Chlorbilanz. Über 50% des Chlors aus dem Brennstoff können in den Abscheidungen des Elektrofilters wiedergefunden werden. Im Schnitt bleiben 42% des Brennstoffchlors allerdings nicht wiedergefunden. Das restliche Chlor im Umfang von 5% wurde im Kondensat detektiert, in welchem es zu 3% aus der Gasphase adsorbiert wurde und zu 2% aus der Abscheidung von Partikeln im Kondensat resultierte. Die Verteilung zwischen gasförmig und staubförmig abgeschiedenem Chlor im Kondensat bleibt über die einzelnen Bilanzzeiträume relativ konstant, was darauf hinweist, dass die implementierte Wärmepumpe keinen direkten Einfluss auf die Verteilung von Chlor im System hat.

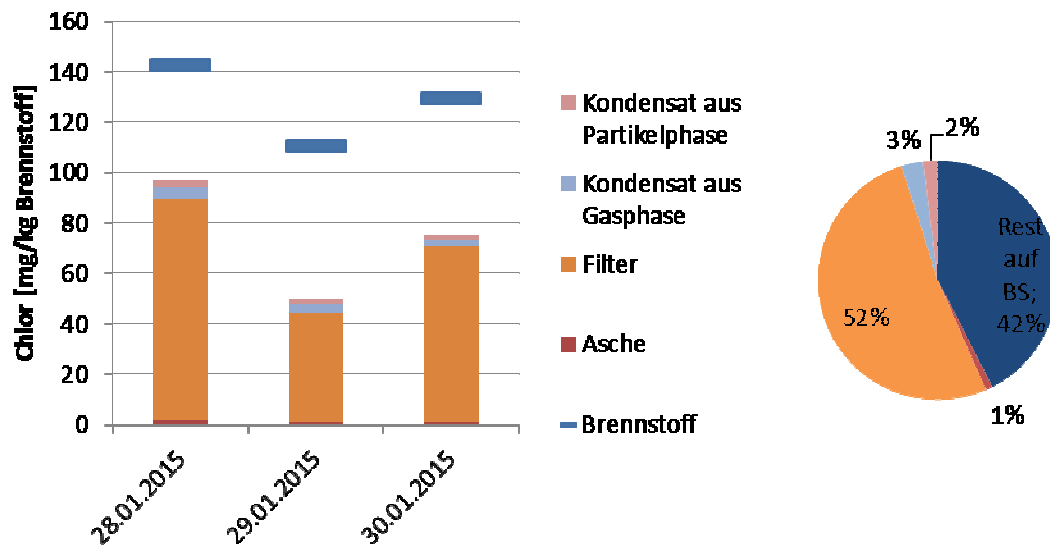


Abbildung 4-12: Chlorbilanz

Abbildung 4-13 zeigt die Schwefelbilanz für die 3 unterschiedlichen Bilanzzeiträume. Im Mittel wurden 25% des Schwefels aus dem Brennstoff nicht wiedergefunden. 6% verblieben in der Asche. Der Hauptanteil des Brennstoffschwefels konnte in der abgeschiedenen Staubfracht (40%) und im Kondensat in Folge von absorbiertem Schwefeldi- und trioxid aus der Gasphase nachgewiesen werden. Die Löslichkeit von Schwefeltrioxid ist um ein vielfaches besser als bei Schwefeldioxid, allerdings entsteht bei der Biomasseverbrennung um eine Größenordnung mehr Schwefeldioxid als das Trioxid. Die Absorption von Schwefeldioxid wird insbesondere durch das nicht allzu saure Milieu und die fehlende Gegenwart von stärkeren Säuren wie HCl unterstützt. Nur rund 1% des Schwefels im Kondensat stammt aus der Abscheidung von Staubpartikeln.

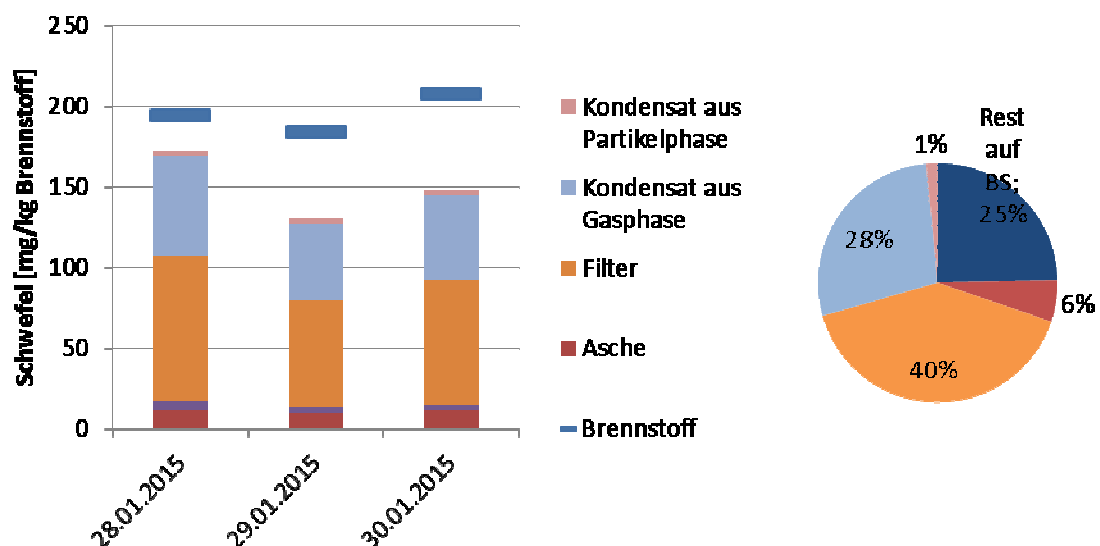


Abbildung 4-13: Schwefelbilanz

Abbildung 4-14 und Abbildung 4-15 zeigen die Bilanz von Kalium und Kalzium über den Verbrennungsprozess hinweg. Der Hauptanteil des Kaliums bleibt in der Kesselasche gebunden (im Mittel 73%) 25% des Brennstoff-Kaliums werden als Staub emittiert und im Filter abgeschieden. Diese

Austragung erfolgt zum einen über den Weg der Aerosolbildung (Verdampfung aus dem Glutbett und Kondensation von Aerosolen entlang des Abgasweges), zum anderen durch Austragung von Flugasche vom Rost. Kalzium auf der anderen Seite wird etwas mehr in der Kesselasche zurückgehalten und weniger als Staub ausgetragen. Dies rührt daher, dass Kalzium kein Aerosolbildner ist, d.h. die Austragung erfolgt hauptsächlich über Flugasche vom Rost. Der hohe Anteil an Kalzium in der Filterasche zeigt, dass der Flugascheanteil im Gesamtstaub sehr hoch ist. Dies spiegelt sich auch in der Bilanz von Silizium wieder (siehe Abbildung 4-16), welches ebenfalls nur über Flugasche in den Abgasweg ausgetragen werden kann.

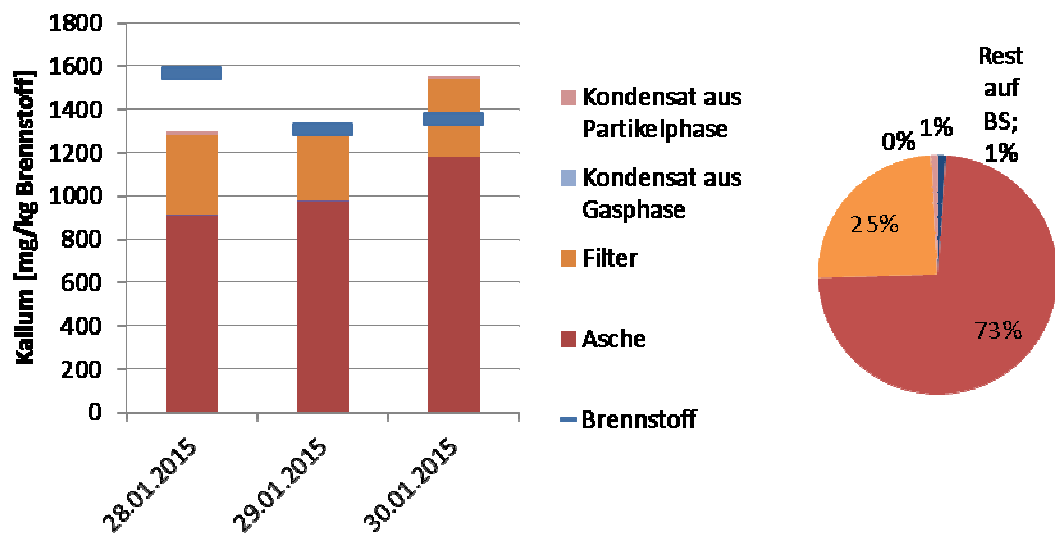


Abbildung 4-14: Kaliumbilanz

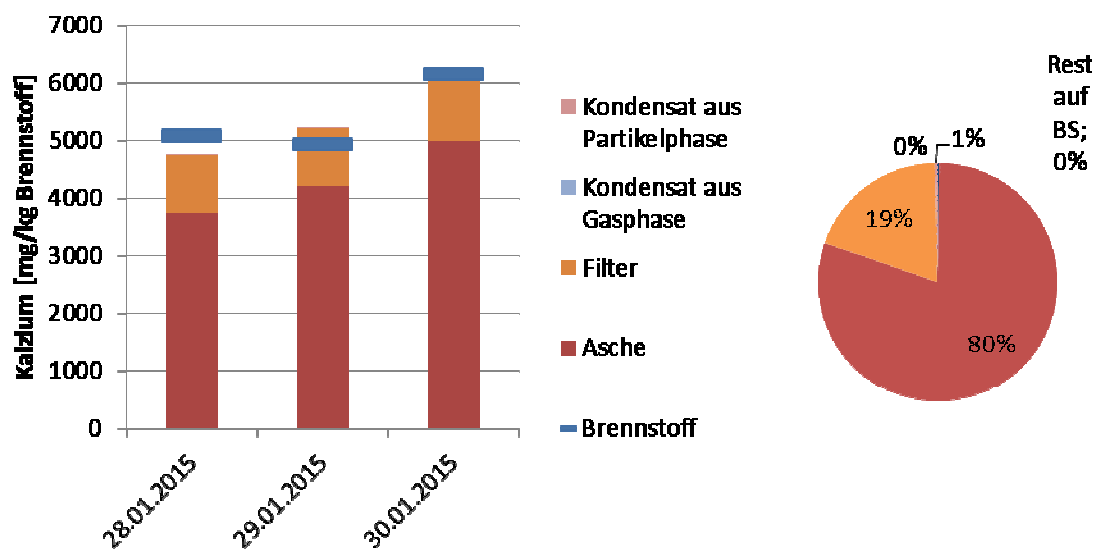


Abbildung 4-15: Kalziumbilanz

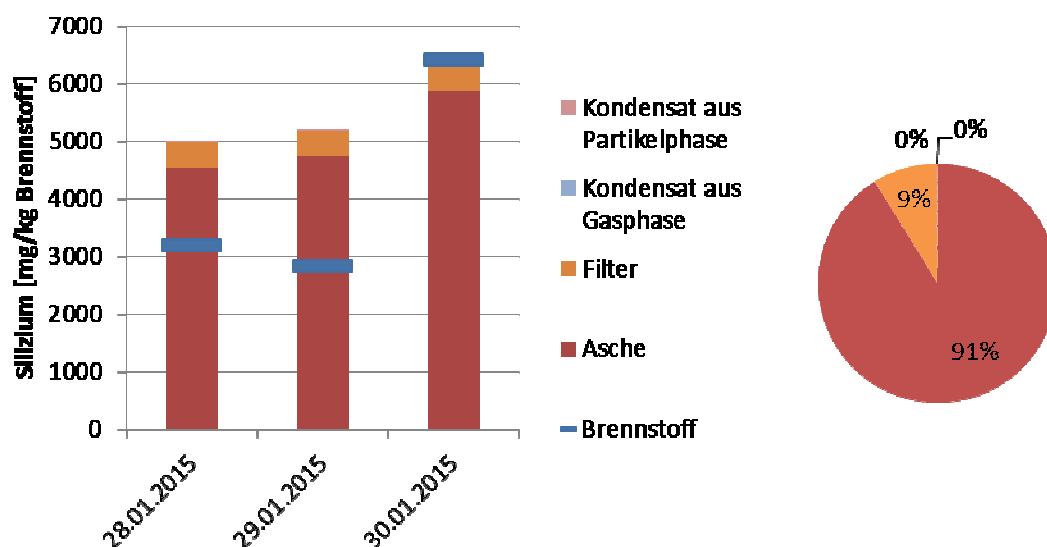


Abbildung 4-16: Siliziumbilanz, Tortendiagramm zeigt Daten vom 30.01.2015

4.3 Energiebilanz

4.3.1 Vergleich Heizsaison 2011/12 und 2012/13

Nach Einbau der Wärmepumpe wurde ein Monitoringsystem aufgesetzt. Die erste Auswertung betraf die Bilanzierung der Gesamtanlage und die Analyse der Temperaturen und Durchflüsse im Kondensationswärmeübertrager. Diese wurden mit den Mittelwerten aus der Saison 2011/12 verglichen (siehe Tabelle 4-12).

Tabelle 4-12: Mittelwerte der Anlagendaten Heizsaison 2011/12

Bezeichnung	Wert
Vorlauf	95°C
HT-Rücklauf	54°C
NT-Rücklauf	39°C
Durchfluss gesamt	32 kg/s
Wärmeleistung gesamt	5.8 MW
Verhältnis Wärmeleistung NT/HT	21/79
Wärmeleistung Kessel 1	2.4 MW
Wärmeleistung ORC-Kond und RG-WW-ECO	2.6 MW
Elektrische Leistung ORC	520 kW
Th. Leistung Kondensationswärmübertrager	640kW

Die folgenden Abbildungen zeigen Messdaten vom 27.3.2013, die jeweils über 10 Minuten gemittelt wurden. Zuerst wurde die produzierte Wärmeleistung mit der Netzleistung verglichen um zu überprüfen ob die Gesamtbilanz passt (Abbildung 4-17). Zu sehen ist der typische Lastgang eines mäßig kalten Frühjahrestag mit der Lastspitze um 7:00.

In Abbildung 4-18 bis Abbildung 4-23 sind die Messdaten im Kondensationswärmeübertrager dargestellt. Abbildung 4-18 zeigt den Durchfluss der einzelnen Bündel. Für Bündel 2, 3 und 5 steigt der Durchfluss mit der Netzleistung, während Bündel 1 aufgrund der Wärmepumpe einen konstanten Durchfluss aufweist. Bündel 4 hat in kurzen Intervallen einen negativen Durchfluss. Das ist auf die Berechnung mit fehlerbehafteten Messdaten zurückzuführen, da zu diesem Zeitpunkt Bündel 4 nur mit einem sehr kleinen Massenstrom durchflossen wird, der aus anderen Durchflüssen berechnet wurde.

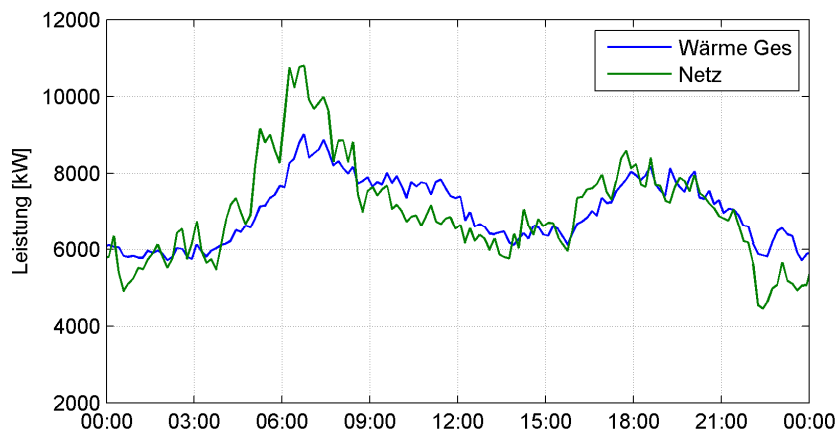


Abbildung 4-17: Vergleich der produzierten Wärmeleistung (Wärme Ges) und der Netzleistung (Netz).

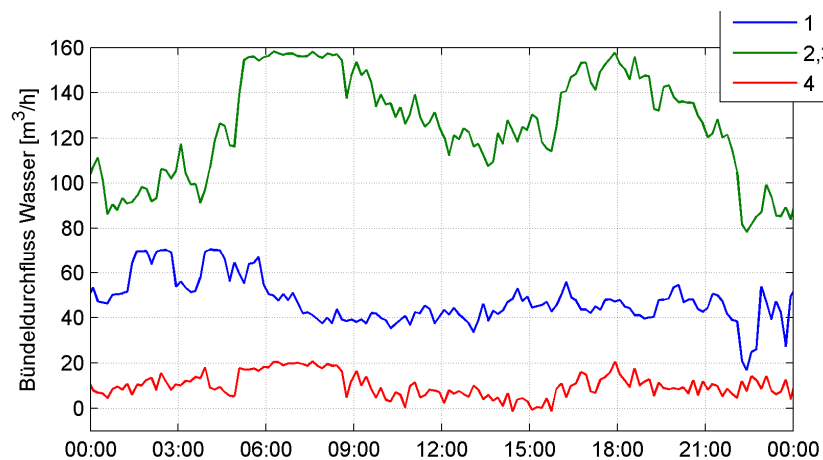


Abbildung 4-18: Durchfluss Bündel

In Abbildung 4-19 bis Abbildung 4-23 sind die Wasser- und Abgastemperaturen der einzelnen Bündel dargestellt. Der kurzzeitige Einbruch um 11:00 beruht auf eine 15minütigen Quenchperiode zur Reinigung. Die wasserseitigen Temperaturen schwanken stark was zu deutlichen Leistungsschwankungen des Wärmeübertragers führt. Abbildung 4-23 zeigt zusätzlich den Mischpunkt vor Eintritt in Bündel 2 und die starken Schwankungen vor allem der NT-Rücklauftemperatur. Aufgrund dieser Schwankungen ist die hydraulische Einbindung schwierig, da die Temperatur zwischen Eingangs- und Ausgangstemperatur von Bündel1 schwankt und daher je nach Temperatur entweder da oder dort am besten beigemischt werden würde.

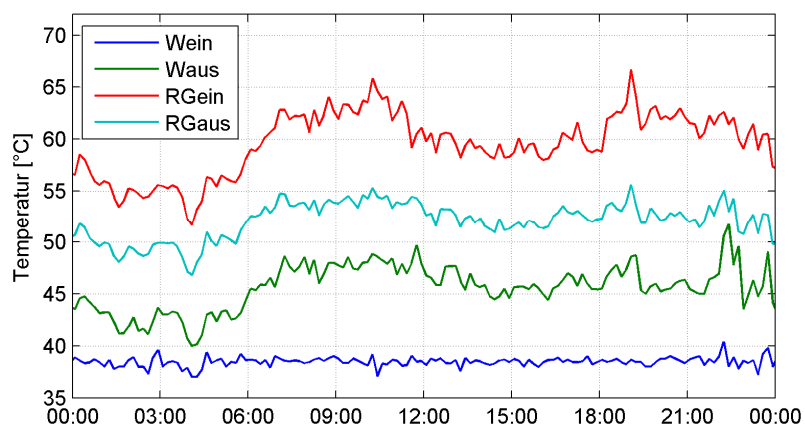


Abbildung 4-19: Eintritts- und Austrittstemperaturen Bündel 1. W – Wasser, RG – Abgas.

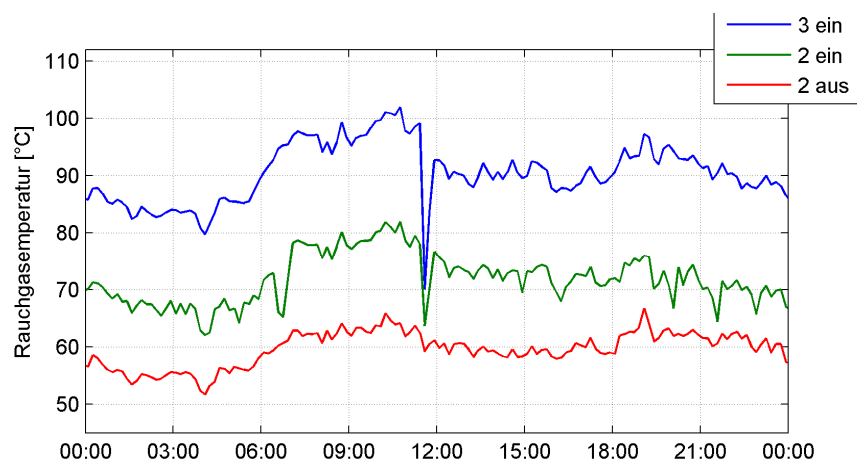


Abbildung 4-20: Rauchgasseitige Eintritts- und Austrittstemperaturen Bündel 2 und 3.

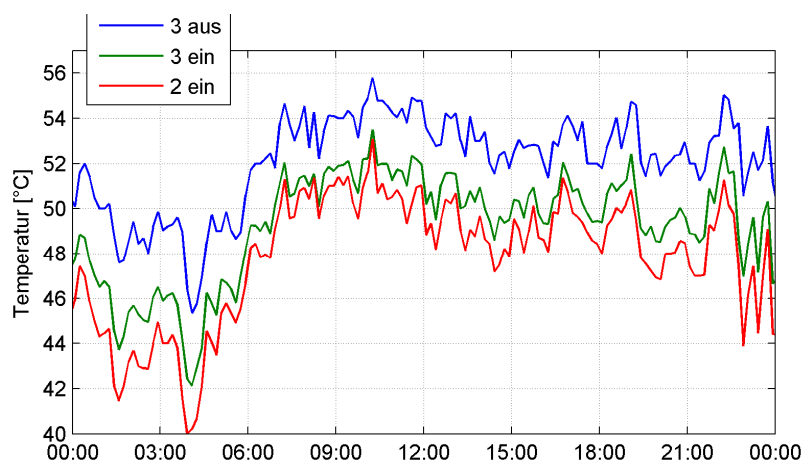


Abbildung 4-21: Wasserseitige Eintritts- und Austrittstemperaturen Bündel 2 und 3.

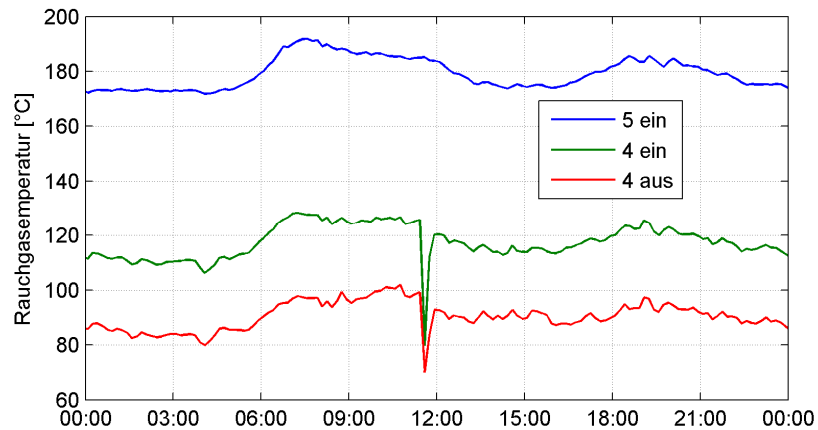


Abbildung 4-22: Abgasseitige Eintritts- und Austrittstemperaturen Bündel 4 und 5.

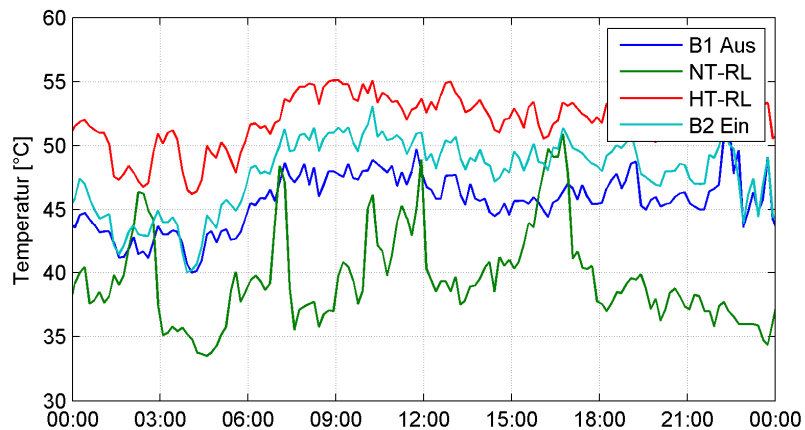


Abbildung 4-23: Wasserseitige Temperaturen am Mischpunkt vor Bündel 2 Eintritt (B2 Ein): Niedertemperatur-Rücklauf (NT-RL), Hochtemperatur-RL (HT-RL) und Bündel 1 Austritt (B1 Aus)

Auch die Daten der Wärmepumpe wurden aufgenommen und zeigen einen sehr konstanten COP zwischen 5.5. und 6. Abbildung 4-24 zeigt zusätzlich die Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen WP-Verdampfer- und WP-Kondensatortemperatur am Austritt. Wie erwartet fällt der COP mit steigender Temperaturdifferenz. Die Punkte, die trotz hoher Temperaturdifferenz einen hohen COP aufweisen, waren im Teillastbetrieb der Wärmepumpe. Das zeigt, dass durch die vier Kältekreise und acht Kompressoren der Teillastbetrieb sogar besser ist als der Vollastbetrieb.

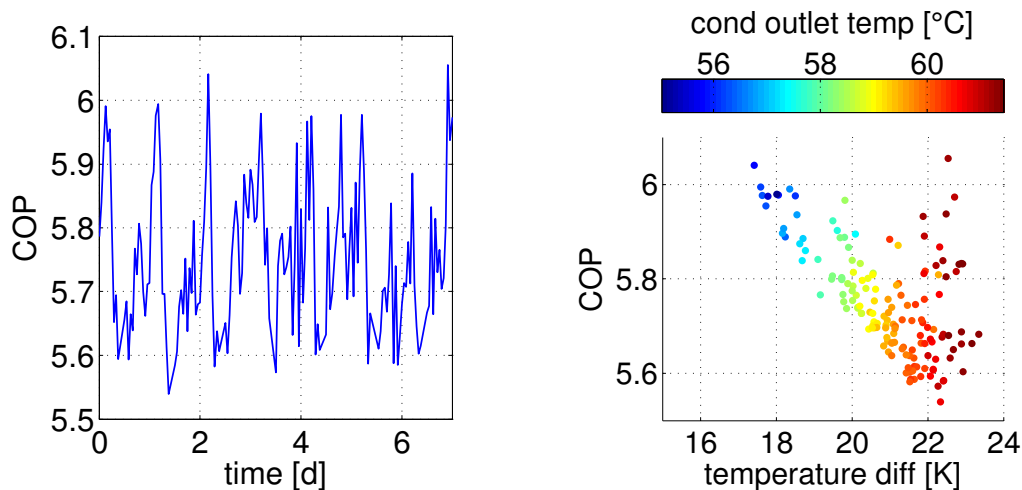


Abbildung 4-24: Leistungszahl (COP) der Wärmepumpe: links: über der Zeit, rechts: über der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator

Abbildung 4-25a zeigt die Leistungen der Bündel im Verhältnis zur Kesselleistung, welche hier als Wärmeleistung der Kessel also Q_{Ges} | Q_{AC} definiert ist. Deutlich zu sehen ist der starke Anstieg gegenüber der Vorsaison ohne Wärmepumpe. Zusätzlich zu den Bündelauswertungen wurde die aktive Kondensation im Gesamtverbund durch Berechnung der Gesamtwärmeleistung zu Kesselleistung nach (18) beurteilt. Im Mittel trug die aktive Abgaskondensation im Auswertungszeitraum (Feb-Apr 2013) 31% der Kesselleistung bei. Der Anteil steigt mit Wärmepumpe mit geringerer Kesselleistung, da die Wärmepumpe über den gesamten Zeitraum und unabhängig von der Kesselleistung in Volllast betrieben wurde. Im Vergleich dazu wurde der Anteil des Kondensationswärmetauschers im Jahr davor (Feb-Apr 2012) mit nur 16% abgeschätzt. Da jedoch von Bündel 1 aus dem Jahr 2012 keine Daten vorliegen, musste die Bündelleistung geschätzt werden, weshalb dieser Wert mit großer Unsicherheit belegt ist. Weitere Unsicherheiten sind der Brennstoffwassergehalt, Reststauerstoff sowie die Rücklauftemperaturen, die im Jahr 2012 nicht aufgezeichnet wurden.

Trotz der deutlichen Steigerung war die Leistung des Kondensationswärmeübertragers unter den Berechnungen aus den Simulationen. Auf Basis der Messungen und Simulationsergebnisse wurde als erster Schritt die Wiedereinbindung von Bündel 4, sowie der Einbau eines weiteren Bündels beschlossen.

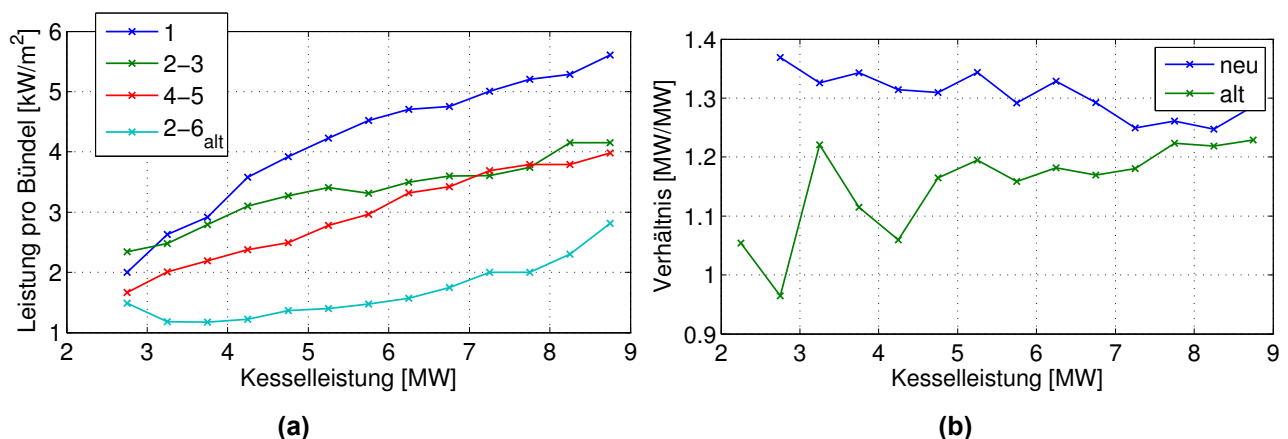


Abbildung 4-25: (a) Leistung der Bündel im Kondensationswärmeübertrager im Verhältnis zur Kesselleistung. (b) Verhältnis aus Gesamtwärmeleistung und Kesselleistung.

4.3.2 Vergleich mit und ohne Wärmepumpe Messwoche Jänner 2014

Aufgrund der Messunsicherheiten bei der Bewertung im vorigen Kapitel wurde eine Messwoche mit fünf jeweils vierstündige Messungen mit annähernd gleichen Bedingungen durchgeführt. [Hebenstreit2015], davon eine ohne und vier mit Wärmepumpe. Die Betriebspunkte sind in Tabelle 4-13 dargestellt. Die konstanten Bedingungen wurden durch konstanten Durchfluss durch die Kessel und damit annähernd konstanter Kesselleistungen, sowie durch möglichst gleichförmigen Brennstoff hergestellt. Die Betriebspunkte der vier Messungen mit Wärmepumpe unterscheiden sich durch verschiedene Kesselleistungen (H – high, L-low) und verschiedenen WP-Verdampfertemperaturen am Austritt.

Tabelle 4-13: Betriebspunkte während Messwoche mit und ohne Wärmepumpe

Kürzel	WP an	Wassertemperatur WP-Verdampfer Austritt [°C]	Pumpenleistung 5MW Kessel [%]	Zusätzliche Information
RefH	Nein	-	70	Referenz
HP38H	Ja	38	70	Messzeit 2,5 h, einige Messsensoren fehlen
HP36H	Ja	36	70	
HP38L	Ja	38	55	
HP34L	Ja	34	55	

Abbildung 4-26a zeigt die mittleren Leistungen für alle Messungen. Deutlich zu erkennen ist die höhere Leistung des Kondensationswärmeübertragers bei allen Messungen mit Wärmepumpe im Vergleich zum Referenzfall. Eine Analyse der Beiträge der Teilwärmeübertrager in Abbildung 4-26b zeigt eine Erhöhung der Leistungen in HEX1 und HEX2, jedoch sinkt die Leistung in HEX3. Dies lässt sich mit der besprochenen Integration von HEX3 nach dem WP-Kondensator erklären. Zusätzlich ist die Kondensationswärme, berechnet aus dem Volumenstrom an Kondensat, eingezeichnet. Die Erhöhung des Kondensatmassenstroms zum Referenzfall ist deutlich abzulesen und beträgt 28 bis 56%.

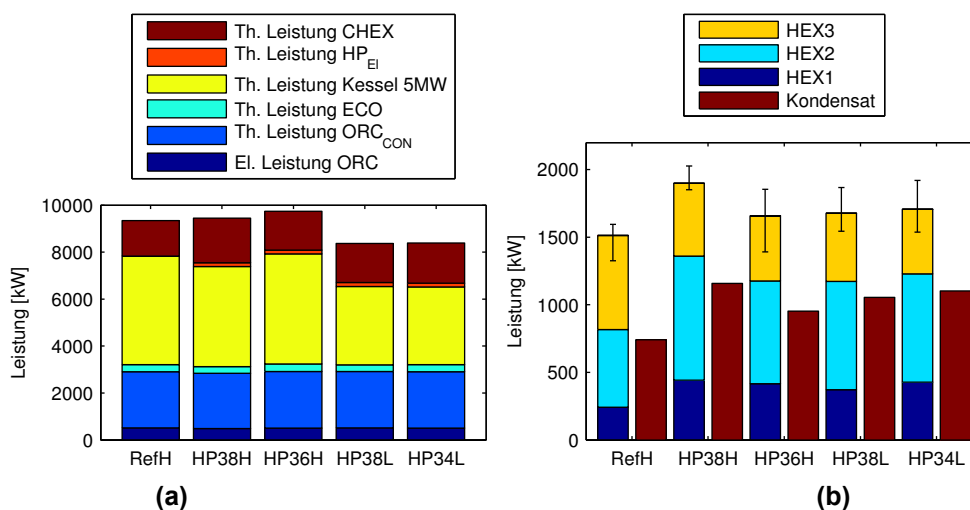


Abbildung 4-26: (a) Thermische und elektrische Leistung (b) Thermische Leistung im Kondensationswärmeübertrager und durch Kondensation

Die Fehlerbalken zeigen die Abweichung aus 15-min Mittelwerten gegenüber dem Durchschnitt über die gesamte Messzeit. Die starken Abweichungen sind auf Schwankungen in den Rücklauftemperaturen, - durchflüssen und der Taupunkttemperatur zurückzuführen. Daher wurde eine weitere Auswertung mit jenem 15-min Mittelwerten vorgenommen, für die die Abweichungen untereinander am geringsten waren.

Tabelle 4-14: Ergebnisse der Messungen im Vergleich zum Referenzfall. Angaben mit * sind nur bedingt vergleichbar, da unterschiedliche Kessellesitionen vorliegen. n.v. – Messtelle nicht verfügbar

	RefH	HP38H	HP36H	HP38L	HP34L
4h Mittelwerte					
Elektr. Leistung WP [kW]	-	168	162	166	157
Therm. Leistung CHEX [kW]	1512	1898	1656	1664	1707
Kondensatmassenstrom [kg/s]	0.31	0.49	0.40	0.44	0.46
Erhöhung gegenüber RefH [%]	-	56	28	42*	49*
15min Mittelwerte mit geringsten Abweichungen zu RefH					
Anlagenleistung (th+el) [kW]	9382	9418	10107	8347	7950
Elektr. Leistung WP [kW]	-	167	164	165	161
Therm. Leistung CHEX [kW]	1534	1852	1802	1728	1578
CHEX Effektivität nach (19)	0.43	n.v.	0.54	0.62	0.50
System-COP nach (17)	-	2.90	2.63	2.17*	1.27*

Tabelle 4-14 zeigt eine Steigerung der CHEX Effektivität von 0.43 im Referenzfall zu 0.50 bis 0.62 mit Wärmepumpe. Der System-COP beträgt zwischen 2.63 und 2.90 für die Fälle mit gleicher Kesselast. Dies ist deutlich niedriger als der COP der Wärmepumpe selbst. Da jedoch die Wärmeübertragerfläche mit und ohne Wärmepumpe dieselbe ist, muss der System-COP unter dem der Wärmepumpe liegen. Eine Steigerung auf circa 4 ist trotzdem wünschenswert. Aufgrund der deutlichen Verluste in HEX3 wurde daher als nächster Umbau der WP-Kondensator erst nach dem Kondensationswärmeübertrager eingebunden. Eine genaue Auswertung dazu ist leider nicht vorhanden, da der Umbau erst nach Abbau des Monitoringequipments im Sommer 2014 erfolgte. Die bisherigen Auswertungen der Betreiber zeigen eine Steigerung der Kondensationsleistung.

4.3.3 Wärmeübergangskoeffizienten

Ziel dieses Abschnitts ist der Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten der Bündel, um die Anwendung der Messergebnisse für Auslegung neuer Wärmeübertrager zu unterstützen. Die Abbildung 4-27 und Abbildung 4-28 zeigen die Messwerte analog zu den Zeiträumen aus der Auswertung der vorigen Kapitel. Deutlich zu sehen ist in allen Fällen der Beginn der Kondensation anhand der Taupunktunterschreitung (Temperaturdifferenz 0°C) mit einer deutlichen Steigerung der Wärmeübergangskoeffizienten von 20 bis 70 W/m²K ohne Kondensation bis zu einem Maximum von 400 W/m²K mit Kondensation. Abbildung 4-28 verwendet statt der Taupunkttemperatur die

Druckdifferenz zwischen Wasserdampfpartialdruck im Abgas und Sättigungsdampfdruck an der Wärmeübertrageroberfläche.

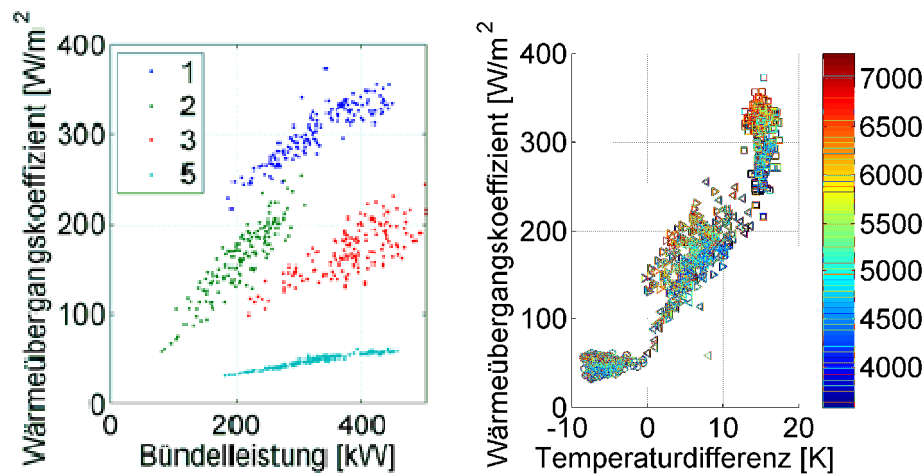


Abbildung 4-27: Wärmeübergangskoeffizienten Frühjahr 2013: (a) in Abhängigkeit der Bündelleistung. (b) Über der Temperaturdifferenz zu Taupunkt. Farblich dargestellt ist die Gesamtleistung der Kessel [kW].

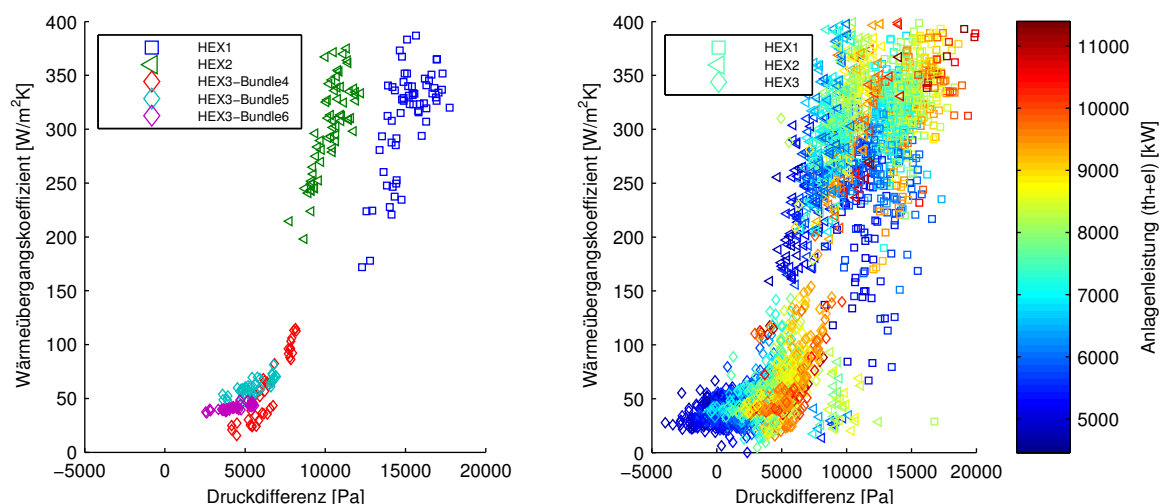


Abbildung 4-28: Wärmeübergangskoeffizienten während Messwoche Jänner 2014 (a) und über Zeitraum von 26.1.2014 bis 5.2.2014 (b)

4.4 Simulation und Optimierung

Ziel der Simulation war die Optimierung der hydraulischen Einbindung der Wärmepumpe und der Betriebsparameter. Dies ermöglicht einen schnellen Vergleich vieler verschiedener Varianten ohne die Notwendigkeit von Messungen. Die Werte im Referenzfall sind in Tabelle 4-15 angegeben.

Tabelle 4-15: Basisparameter Simulation

Bezeichnung	Wert
HT-Rücklauf	51°C
NT-Rücklauf	39°C

Durchfluss HT+NT bei 10MW Netzleistung	150 m ³ /h
Verhältnis Wärmeleistung NT/HT	21/79
Austritt WP-Verdampfer	37°C
Durchfluss Wärmepumpe bei 100% Leistung	46 m ³ /h s
Brennstoffwassergehalt	50%

Die folgenden Grafiken zeigen die Simulationsergebnisse für unterschiedliche hydraulische Verschaltungen sowie Wärmepumpenleistungen. Folgende Parameter (inkl. deren Zuordnung zu den Grafiken) wurden variiert

- Anzahl Bündel in HEX3:
 - 3 Bündel: OP1 (dunkelblau)
 - 2 Bündel: OP2 (grün)
 - 1 Bündel: OP3 (rot)
 - 0 Bündel (=Einspeisung nach Kondensationswärmeübertrager): OP4 (hellblau)
- Beimischung NT:
 - Vor HEX 1: ‚x‘
 - Nach HEX 1: ‚o‘
- Anzahl Bündel in HEX1:
 - 1 Bündel (Basisvariante)
 - 2 Bündel (Variante 2)

Abbildung 4-29 zeigt die Leistung im Kondensationwärmeübertrager für 6 MW (links) und 10MW (rechts) Netzleistung. Die Leistung steigt wie zu erwarten mit der WP-Leistung und der späteren Einbindung des WP-Kondensators (weniger Bündel in HEX3). Abbildung 4-30 und Abbildung 4-31 stellen die zugehörigen Brennstoffmengen und Strommengen dar, die zur Erreichung der Netzleistung notwendig sind. Auch hier zeigt sich die klare Abnahme der Brennstoffmenge und Zunahme des Stroms mit der Erhöhung der Wärmepumpenleistung. Dies entspricht dem gestiegenen Anteil der Wärmerückgewinnung im Kondensationswärmeübertrager.

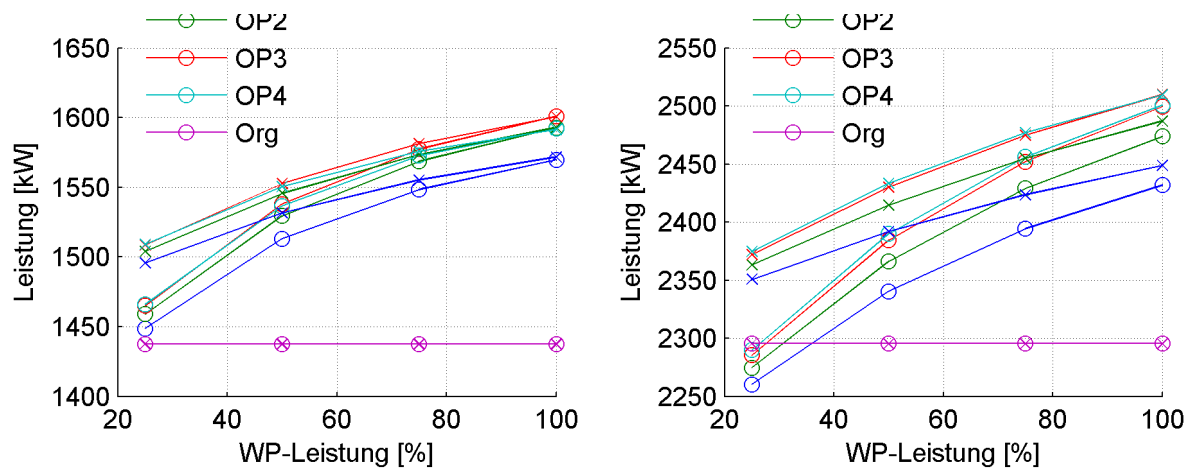


Abbildung 4-29: Leistung im Kondensationswärmeübertrager bei 6 MW (links) und 10MW (rechts) Netzleistung

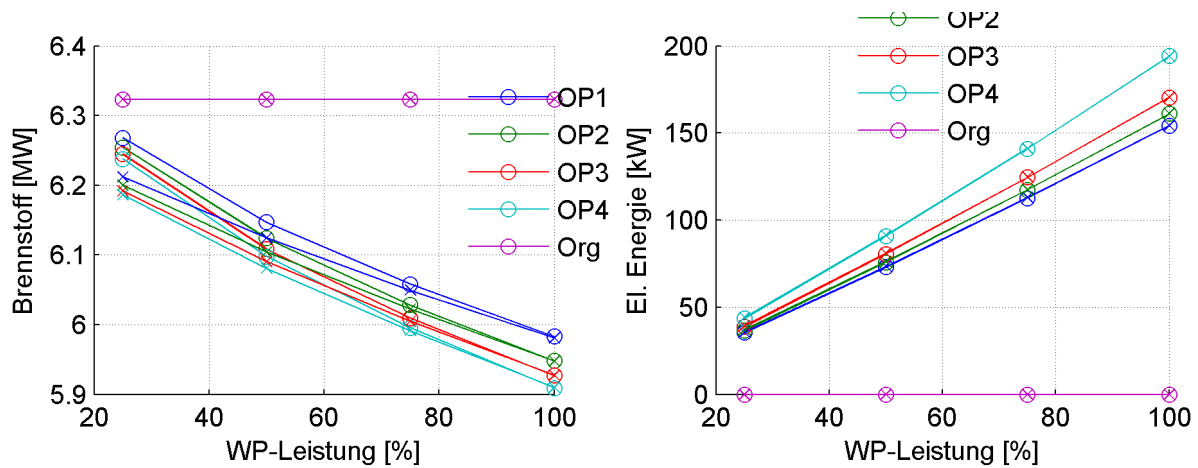


Abbildung 4-30: Brennstoffmenge (links) und elektrische Energie (rechts) bei 6 MW Netzleistung

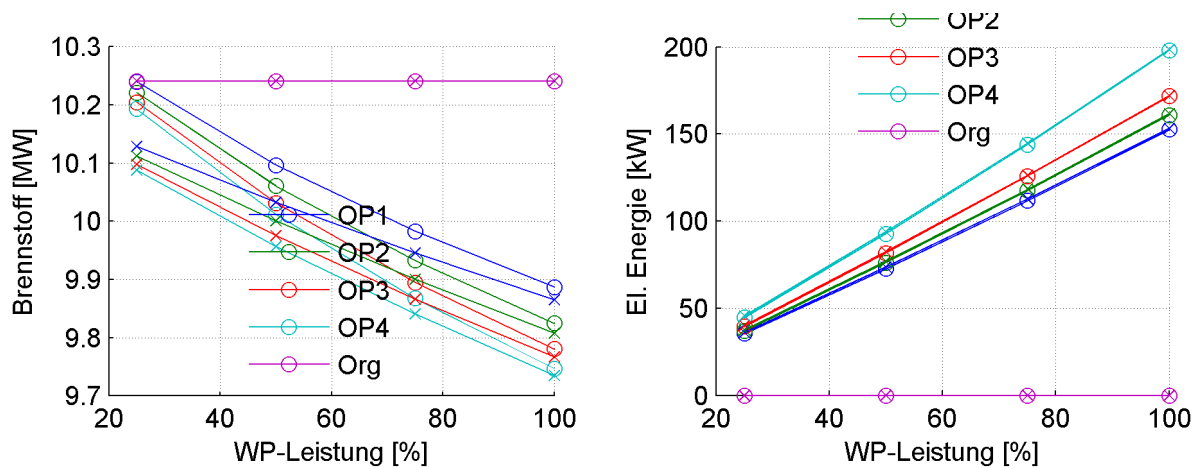


Abbildung 4-31: Brennstoffmenge (links) und elektrische Energie (rechts) bei 10 MW Netzleistung

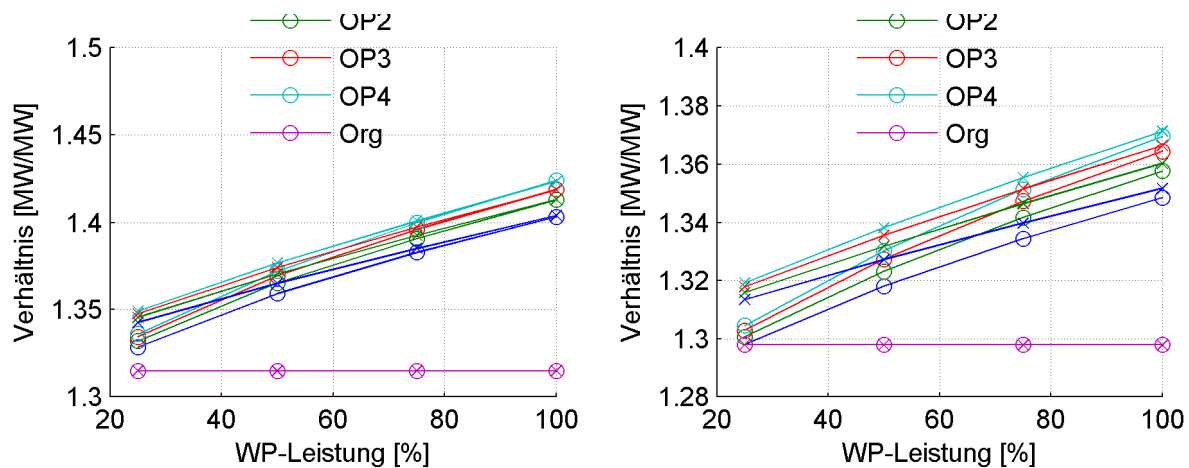


Abbildung 4-32: Wärmeverhältnis bei 6 MW (links) und 10MW (rechts) Netzleistung

Abbildung 4-32bis Abbildung 4-34 zeigt die berechneten Kennzahlen – Wärmeverhältnis, System-COP und relative Brennstoffeinsparung pro aufgewendeter Stromeinheit. Das Wärmeverhältnis steigt entsprechend der Leistung im Kondensationswärmeübertrager an, während der System-COP mit Erhöhung der Wärmepumpenleistung abnimmt. Der System-COP und die relative Brennstoffeinsparung können durch Multiplikation eines konstanten Faktors ineinander umgerechnet werden und zeigen daher die gleichen Trends. Der System COP ist sowohl für 6 MW als auch für 10 MW Kesselleistung bei der Variante OP3 am höchsten. Der starke Abfall des System-COP bei der Beimischung des NT-Rücklaufs nach HEX 1 (Symbol ,o') liegt am stark sinkenden Durchfluss in Bündel 1. Bei geringer Wärmepumpenleistung sollte daher auf jeden Fall der NT-Rücklauf vor HEX1 beigemischt werden. Bei 100% Wärmepumpenleistung ist der Unterschied des System-COP durch die Beimischung vor oder nach HEX1 gering.

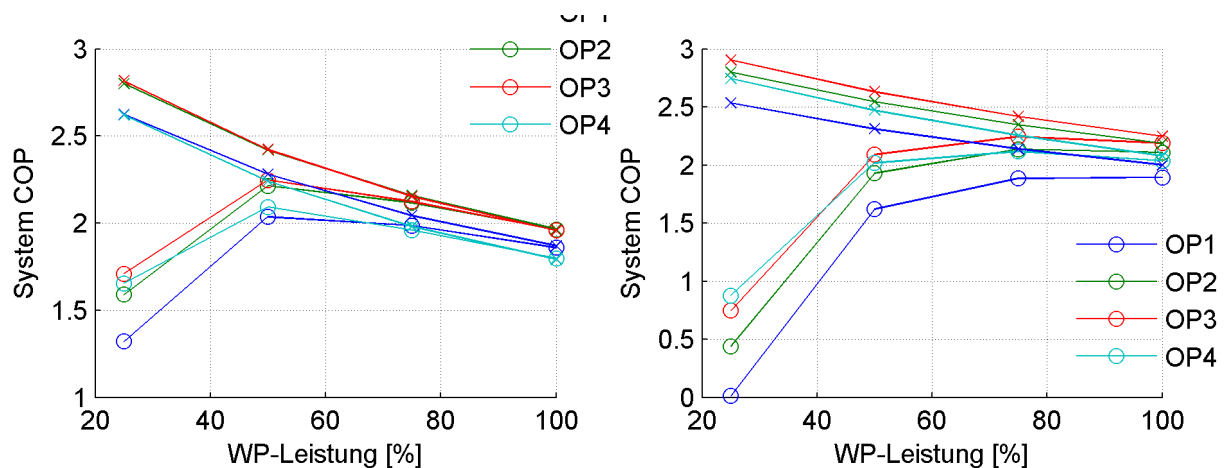


Abbildung 4-33: System-COP bei 6 MW (links) und 10MW (rechts) Netzleistung

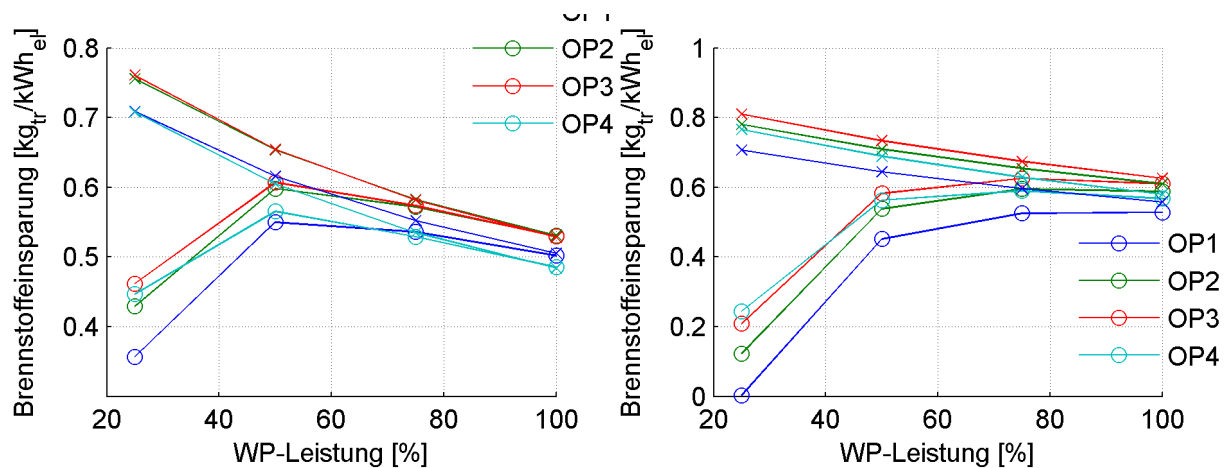


Abbildung 4-34: Relative Brennstoffeinsparung bei 6 MW (links) und 10MW (rechts) Netzleistung

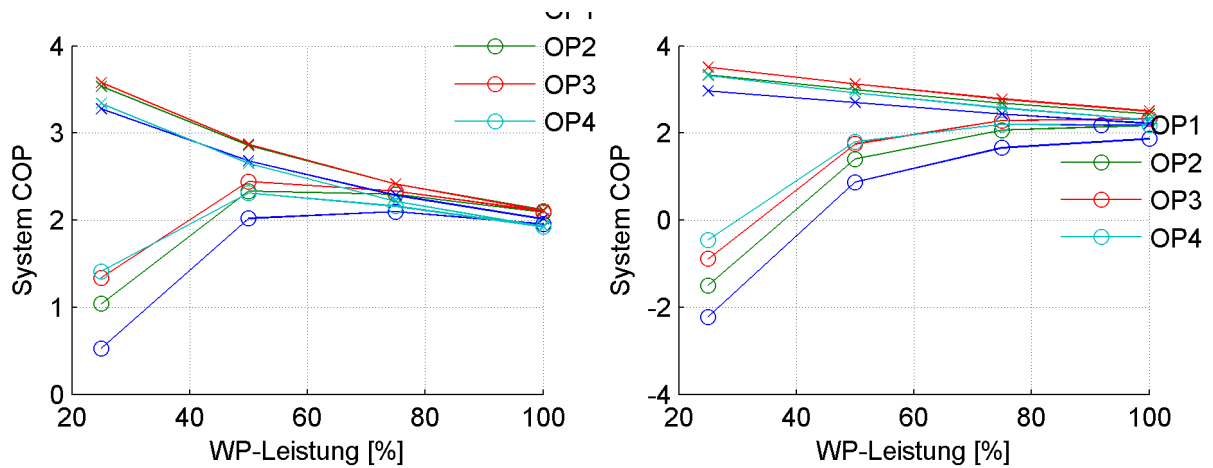


Abbildung 4-35: System-COP bei Variante 2 und 6 MW (links) und 10MW (rechts) Netzleistung

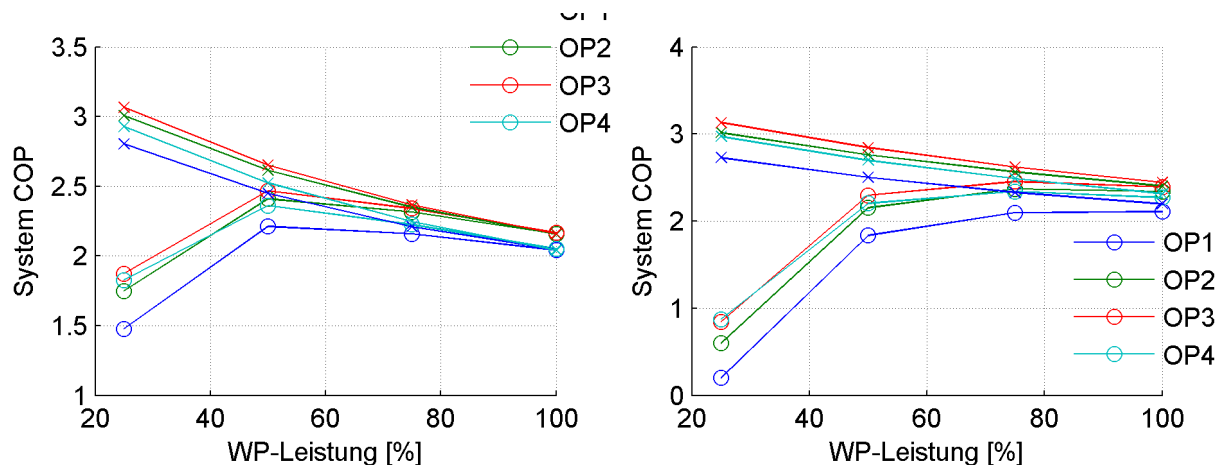


Abbildung 4-36: System-COP bei 35% Brennstoffwassergehalt und 6 MW (links) und 10MW (rechts) Netzleistung

Zusätzlich wurden noch zwei weitere Simulationen durchgeführt. Abbildung 4-35 zeigt den System-COP für Einbindung nach Variante 2 (2 Bündel in HEX1). Der System-COP zeigt generell etwas höhere Werte für Variante 2 als bei der Basisvariante (Abbildung 4-33). Die Erhöhung ist stärker bei der höheren Kesselleistung und bei geringeren Wärmepumpenleistungen. Abbildung 4-36 zeigt den System-COP bei

einem Brennstoffwassergehalt von 35%. Die Werte sind etwas höher als bei 50% Brennstoffwassergehalt, was auf den geringeren Anteil der passiven Kondensation zurückzuführen ist.

Zusammenfassend ist OP3 mit Variante 2, also die Aufteilung der Bündel in HEX1/HEX2/HEX3 mit 2/3/1 die vielversprechendste hydraulische Verschaltung. Zusätzlich zu den hier gezeigten Ergebnissen wurden noch weitere Simulationen mit unterschiedlichen Wärmepumpentemperaturen, sowie einem Zwischenkreis für die Wärmepumpe über den ein Teil des Ausgangs von HEX1 direkt an den Verdampfer rückgeführt wird, durchgeführt. Die Auswertung aller Varianten erfolgte durch die Berechnung der Betriebskosten um die ökonomisch besten Betriebsweise zu eruieren.

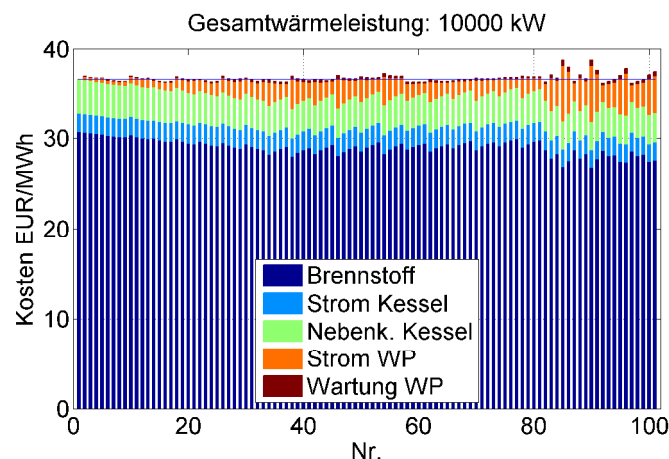


Abbildung 4-37: Analyse Betriebskosten: Variation der hydraulischen Verschaltung und der Wärmepumpentemperatur bei einem Brennstoffwassergehalt von 55%.

Abbildung 4-37 zeigt die Betriebskosten für einen Teilbereich der Simulationsergebnisse. Deutlich zu erkennen ist, dass es viele verschiedene Varianten gibt, die alle relativ ähnlich gute Betriebskosten aufweisen. Das hängt mit der relativ komplizierten Anlage in Tamsweg, mit den zwei Rückläufen und der Einbindung der Wärmepumpe in den Rücklauf zusammen. Durch Veränderungen an der Hydraulik oder der Wärmepumpentemperatur werden immer zwei widersprüchliche Tendenzen, wie z.B. Verringerung der Temperatur auf der Kaltseite jedoch gleichzeitig Verringerung des Durchflusses, ausgelöst. Daher ist der Gesamteffekt auf den Wärmeübergang gering. Tabelle 4-16 listet die günstigsten Varianten mit allen veränderten Parameter auf. Auch bei Optimierung der Betriebskosten (statt System-COP) liegen die Varianten mit wenig Bündeln in HEX3 an der Spitze. Daher wurde im Sommer 2014 der WP-Kondensator nach den Kondensationswärmeübertrager (HEX3 = 0 Bündel) umgebaut.

Tabelle 4-16: Betriebskosten der günstigsten Varianten

Kosten EUR/MW h	Bündel in HEX3	NT- Hydrauli k	WP- Leistung	Hydrauli k Verd.	zirkuliert	WP- Tempera tur
36,23	0	3	100	1	26	37
36,25	0	4	100	1	26	37
36,33	1	3	75	0	0	34
36,34	1	3	100	0	0	34
36,34	1	3	75	0	0	34
36,35	1	3	75	0	0	34
36,35	1	1	50	0	0	37

36,35	1	1	75	0	0	37
36,36	1	3	100	0	0	34

4.5 Schlussfolgerungen

4.5.1 Erkenntnisse & Schlussfolgerungen für andere Anlagen

Aus den Projektergebnissen lässt sich ableiten, dass die Anwendung der aktiven Abgaskondensation in Biomasse-Heizwerken ökonomisch darstellbar ist. Für die Planung muss jedoch auf die lokalen Gegebenheiten Rücksicht genommen werden. Jedenfalls sollte immer zuerst die passive Kondensation mit voller Ausnutzung der Rücklaufftemperatur erfolgen, bevor die Restwärme im Abgas als Wärmequelle für die Wärmepumpe genutzt wird. Ansonsten wird mehr elektrische Energie verwendet als notwendig. Ein weiterer Vorteil aus dem Einbau der Wärmepumpe ist die Erhöhung der Anlagenleistung. Für Anlagen die derzeit am Kapazitätslimit arbeiten ist daher die aktive Abgaskondensation besonders interessant.

Für eine Berechnung der Wirtschaftlichkeit für Neuanlagen wird auf Kapitel 4.1 verwiesen, die dort dargestellten Grafiken ermöglichen eine schnelle Abschätzung der Betriebskosten in Abhängigkeit. Dies ermöglicht in Zukunft allen interessierten Anlagenbetreibern den ersten Schritt zur Abschätzung der ökonomischen Durchführbarkeit eines Einbaus.

Für die ökologische Analyse lässt sich aus den Messungen des Kondensats ableiten, dass der Einbau einer Wärmepumpe keinen zusätzlichen Reinigungseffekt im Abgas bewirkt. Dies gilt natürlich nur, wenn schon zuvor eine Kondensationsanlage in Betrieb war. Durch die bessere Brennstoffausnutzung sinken jedoch die Emissionen pro erzeugter Wärmeeinheit.

Gleichzeitig muss die Umweltauswirkung aufgrund der Wärmepumpe betrachtet werden. Dies ist einerseits der Strom, der je nach verwendetem Strommix, einen sehr unterschiedlichen Beitrag liefert. Dazu kommt das Kältemittel der Wärmepumpe. In Tamsweg wurde R236fa verwendet, das ein sehr gut geeignetes Kältemittel für die notwendigen Temperaturen darstellt, jedoch gleichzeitig ein hohes Treibhausgaspotential darstellt. Alternativ wäre Ammoniak interessant, das jedoch aufgrund der Giftigkeit ungern verwendet wird. Auf die unterschiedlichen Kältemittel wurde im Projekt nicht eingegangen, da sie nicht Inhalt des Projekts waren.

Aus dem Projekt kann noch abgeleitet werden, dass das Vorhandensein eines zweiten Rücklaufs in Tamsweg eine große Schwierigkeit für die sinnvolle Integration der Wärmepumpe darstellte. Ein zweiter Rücklauf ist zwar selten, im Fall des Falles muss jedoch vor Umsetzung einer aktiven Abgaskondensation ein sehr genauer Vergleich mit und ohne Wärmepumpe berechnet werden, um feststellen zu können ob der Umbau ökonomisch darstellbar ist.

4.5.2 Energiebilanz/Simulation/Wirtschaftlichkeit

Die aktive Abgaskondensation des FHKW Tamsweg wurde durch Messungen und Simulationen optimiert. Das Projekt hat gezeigt, dass die Betrachtung der Wärmepumpe alleine nicht ausreichend für die Beurteilung der Anlage ist. Zielführender ist die Einführung eines System-COP, der einer Leistungszahl der gesamten aktiven Abgaskondensation entspricht. Mit Hilfe des System-COP konnte durch Messungen mit und ohne Wärmepumpe sowie durch Simulationen verschiedener

Betriebsparameter und hydraulischer Einbindungen das Gesamtsystem optimiert werden. Insgesamt konnte durch alle Verbesserungsmaßnahmen ein hoher Wärmeübergangskoeffizient von bis zu $400 \text{ W/m}^2\text{K}$ im Kondensationswärmeübertrager erreicht werden.

Außerdem wurde durch das Projekt deutlich, dass auch eine alleinige Betrachtung der aktiven Abgaskondensation nicht ausreicht, sondern immer die gesamte Anlage inklusive Kessel einer Überprüfung und Anpassung an die aktive Abgaskondensation braucht. Nur dadurch wird sichergestellt, dass die aktive Abgaskondensation mit hohem Wassergehalt und damit effizient arbeiten kann.

Die Arbeit im Projekt führte zu einer Reihe von Maßnahmen, die zusammengekommen eine deutlich bessere Fahrweise der aktiven Kondensation im FHKW Tamsweg ermöglichen:

- Vergrößerung der Bündelleistung im ersten Jahr: Einbau aufgrund der Simulationsergebnisse des Kondensationswärmetauschers, die eine deutliche Verbesserung durch diese Maßnahme aufzeigten
- Änderung der Hydraulik der Wärmepumpe: Änderung der Einströmung des NT-Rücklaufs in das unterste Bündel und des Wärmepumpen-Kondensators nach dem Kondensationswärmetauscher: Auch diese Maßnahmen wurden aus den Simulationen und Diskussion im Laufe des Projektes ersichtlich.
- Verringerung des Entschwadungsbetriebs und damit Verringerung der Ventilatorleistung.
- Konstanterer Kesselbetrieb sowie deutliche Verringerung des Überlastbetriebs aufgrund von zusätzlicher Leistung aus Wärmepumpe
- Weitere Maßnahmen zur Verbesserung der Leistung des Kondensationswärmetauschers: Minimierung der Falschlufte zur Erhöhung des Taupunkts und Umbau der gasseitigen Anströmung des Kondensationswärmetauschers sowie Dauerquenchbetrieb zur Korrosionsminimierung

Dadurch konnte der Gesamtbrennstoffwirkungsgrad um 10 bis 15% gesteigert und gleichzeitig der Eigenstrombedarf (Gebläse) verringert werden.

4.5.3 Massenbilanz/Korrosion

Durch den Einbau der aktiven Abgaskondensation wird vermehrt Kondensat produziert. Die hier vorliegende Arbeit hatte zum Ziel den Einfluss dieses Mehranfalls an Kondensat auf die Korrosivität und umweltrelevante Emissionen zu untersuchen.

Zu diesem Zweck wurden umfassende Messungen von Massenströmen und Zusammensetzungen der unterschiedlichen Produktströme aus der Verbrennung von Hackgut an der Fernwärmanlage Tamsweg durchgeführt. Aus den Messungen wurden Bilanzen für die chemischen Elemente Chlor, Schwefel, Kalium, Kalzium und Silizium erstellt.

Die Bilanzen zeigten, dass die Elemente Silizium, Kalium und Kalzium hauptsächlich in der Kesselasche eingebunden wurden. Aerosolbildner wie Kalium aber auch Zink wurden zu einem erhöhten Anteil in der Filterasche wiedergefunden. Die Betriebsweise der Wärmepumpe hatte keinen Einfluss auf diese Verteilung.

Es zeigte sich, dass der Mehranfall an Kondensat keinen direkten Auswirkungen auf das Emissionsverhalten der Feuerungsanlage und/oder auf den Abscheidegrad von korrosionsrelevanten

Emissionen direkt hat. Dies zeigte sich dadurch, dass die abgeschiedenen Mengen an Chlor und Schwefel über alle Messtage hinweg konstant geblieben ist.

Den Hauptanteil an korrosionsrelevanten Abscheidungen im Kondensat stellt Schwefel dar, welches in Konzentrationen von bis zu 80-100mg/l vorhanden war und hauptsächlich durch die Absorption von gasförmigen Schwefelverbindungen (SO_2 und SO_3) eingetragen wurde. Die Abscheidung von gasförmigen Chlorbestandteilen (HCl) konnte nur indirekt über die Chlorbilanz nachgewiesen werden. Die Konzentration an HCl – Chlor zeigte einen maximalen Wert von 5 mg/l im gesammelten Kondensat.

Diese Arbeit zeigt somit, dass sich im Gesamtkondensat und im Emissionsverhalten keine Auswirkungen durch den Einsatz einer Wärmepumpe zur aktiven Kondensation zu erwarten sind. D.h. die Abscheideleistung des Kondensators, bzw. die Korrosionskraft des Kondensates im Vorratsbehälter zeigten keine Veränderungen. Sollte die Wärmepumpe allerdings so eingesetzt werden, dass ein Wärmetauscherbündel an der Abgasseite direkt am Taupunkt, bzw. knapp darüber betrieben wird, kann eine vermehrte Korrosion auftreten – auch wenn der Kondensatmassenstrom nicht erhöht wird. Dieser Umstand ist allerdings nicht an den Einsatz einer Wärmepumpe gebunden, sondern sollte allgemein bei der Implementierung von kondensierenden Wärmetauschern beachtet werden.

5 Ausblick und Empfehlungen

Im Projekt wurde gezeigt, dass aktive Abgaskondensation eine interessante Möglichkeit darstellt, die Betriebskosten zu senken, den Brennstoff besser auszunutzen und gleichzeitig die Anlagenleistung zu erhöhen. Im Rahmen des Projekts wurde die Prozesssimulation von Biomassefeuerungen, Kondensationsanlagen und ORC-Prozessen (weiter) aufgebaut, sowie Regelungsstrategien entwickelt. Dieses Know-How ermöglicht die einfache und schnelle Simulation zur ökonomischen Evaluierung der aktiven Abgaskondensation an anderen Anlagen. Der modulare Aufbau der Komponentenbibliothek ermöglicht außerdem die Verwendung für andere Anwendung, z.B. andere Brennstoffe wie (Bio-)Gas oder Müll, aber auch andere Technologien wie z.B. die Trocknung oder die Wärmerückgewinnung in Trocknungsprozessen oder feuchter Abluft. Für die Weiterentwicklung ergeben sich folgende Forschungsfragen:

Weiterentwicklung der aktiven Abgaskondensation:

- **Natürliche Kältemittel:** Der Einsatz von natürlichen Kältemitteln würde die Treibhausgasemissionen der aktiven Abgaskondensation weiter senken. Ammoniak wird derzeit vereinzelt verwendet, ist jedoch aufgrund der Giftigkeit und Brennbarkeit unbeliebt. Eine Alternative wäre Kohlendioxid als Kältemittel, das jedoch hohe Drücke und eine große Temperaturspreizung auf der Kaltseite benötigt.
- **Direktverdampfung:** Derzeit wird ein Zwischenkreis mit Wasser als Wärmeübertragermedium zwischen Abgas und Wärmepumpe installiert. Ein direkter Kontakt würde die Temperaturspreizung verringern und somit den COP erhöhen. Eine Möglichkeit ist die Beforschung eines Direktverdampfers. Nachteilig ist die erhöhte Menge an Kältemittel, da durch den geringeren Wärmeübergang ein größerer Wärmetauscher notwendig ist. Eine andere Möglichkeit ist die Verwendung des Quenchwassers als Wärmeübertragungsmedium, wodurch zumindest die Grädigkeit zwischen Abgas und Wasserkreis wegfällt. Dies wurde im Projekt ActiveCond vorgeschlagen, konnte aber bis jetzt nicht umgesetzt werden.
- **Absorption:** Neben der Weiterentwicklung der aktiven Abgaskondensation mit Kompressionwärmepumpen ist außerdem die Absorption vielversprechend, da durch die Biomasseverbrennung bereits eine Wärmequelle mit hoher Temperatur vorhanden ist. Dabei kann entweder ein geschlossener Prozess (klassische Absorptionswärmepumpe) oder ein offener Prozess (direktes Einbringen der Sorptionslösung ins Abgas) verwendet werden.

Zusätzliche Verwendungsmöglichkeiten der Wärmepumpe bzw. weitere potentielle Anlagen:

- **Regelung/Sommerbetrieb:** In vielen Heizwerken ist durch Teillastbetrieb der Wirkungsgrad im Sommer geringer. Ist eine aktive Abgaskondensation eingebaut, so könnte bei Installation einer weiteren Wärmequelle die Wärmepumpe bei Schwachlast die gesamte Heizlast übernehmen. Die Wärmepumpe muss dabei die für das Fernwärmenetz notwendigen Temperaturen erreichen.
- **Nachnutzung KWK:** Die Technologie bietet sich vor allem für Biomasse-KWK an, bei welchen die Einspeisetarife auslaufen. Aufgrund der derzeitigen Strompreise ist ein Weiterbetrieb der KWK mit Netzeinspeisung ökonomisch höchstwahrscheinlich unrentabel (obwohl dies aus Sicht der

AutorInnen von einem exergetischen Standpunkt nicht sinnvoll erscheint). Mit aktiver Abgaskondensation kann der erzeugte Strom entweder zum Betrieb einer Kompressionswärmepumpe verwendet werden oder direkt die Hochtemperaturquelle (Thermalöl/Dampf) zum Betrieb einer Absorptionswärmepumpe.

Neben Biomasseheizwerken kann diese Technologie für die Wärmerückgewinnung aus allen Gasen mit hohem Wassergehalt verwendet werden. Insbesondere die Verwendung der entwickelten Prozesssimulation auf weitere Anwendungen kann hier schnell und einfach eine Abschätzung auf andere Technologien geben. Mögliche Anwendungen:

- Abgas aus der Verbrennung anderer Energieträger (Erdgas, Biogas, Müll)
- Abgas nach nasser Gasreinigung (Wäscher, Biogasreinigung vor Gasmotor)
- Abluft mit hohem Wassergehalt (zB Schwimmbäder)
- Trocknungsprozesse

6 Literaturverzeichnis

Zitierte Literatur:

Jeong, K.; Kessen, M. J.; Bilirgen, H. & Levy, E. K. Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53, 2361 – 2368.

Hebenstreit, B.; Schnetzinger, R.; Höftberger, E.; Endbericht ActiveCond. Aktive Abgaskondensation mit Wärmepumpen zur Effizienzsteigerung bei seriennahen, automatisch beschickten Biomassefeuerungen. Bioenergy 2020+ GmbH, Wieselburg. Januar 2012. (Projektendbericht)

Schnetzinger, Rosemarie: Technologie der aktiven Abgaskondensation, FH Wels, 2010.

Publikationen im Projekt und Vorprojekten zum Thema:

Babette Hebenstreit: Fernheizkraftwerk Plus – Einsatz der aktiven Abgaskondensation in Tamsweg. Highlights der Energieforschung: Systemintegration von Wärme und Strom in zukünftigen urbanen Systemen. 21. Mai 2013. Wien. (Vortrag)

Babette Hebenstreit, Ernst Höftberger, Ralf Ohnmacht, Joakim Lundgren, Andrea Toffolo: Enhanced Flue Gas Condensation Technology: Analysis of a 10MW Demonstration Plant. 21st European Biomass Conference and Exhibition - EUBCE. 3.-7.6.2013. Kopenhagen. (Vortrag und Tagungsband)

Ernst Höftberger: FHKW_Plus - Steigerung der Systemeffizienz eines Biomasse-Fernheizkraftwerks (FHKW) mit ORC-Prozess und aktiver Kondensation. ScienceBrunch joule2: Fernwärme intelligent und erneuerbar. KLIEN, 11.12.2013, Salzburg. p 20-24. (Vortrag und Tagungsband)

Babette Hebenstreit, Ernst Höftberger, Manuel Schwabl, Joakim Lundgren, Andrea Toffolo: Active condensation in a 10MW heating plant – measurement results from the first heating season. Central European Biomass Conference - CEBC, 15.-17.1.2014. Graz (Poster und Abstract im Tagungsband)

Babette Hebenstreit, Ernst Höftberger. Einbindung von Wärmepumpen in Rauchgaskondensationsanlagen. 12. Heizwerkebetreibertag-Erfahrungsaustausch. SEEGEN. 18.-19.3. 2015. Toblach / Südtirol. (Vortrag)

Bernhard Kronberger. Wärmepumpeneinbindung und Gesamtanlagenoptimierung am Beispiel des FHKW Tamsweg. 12. Heizwerkebetreibertag-Erfahrungsaustausch. SEEGEN. 18.-19.3. 2015. Toblach / Südtirol. (Vortrag)

Babette Hebenstreit, Manuel Schwabl, Ernst Höftberger, Bernhard Kronberger, Bernd Gappmayer, Hermann Gautsch, Joakim Lundgren, Andrea Toffolo. Heat pump enhanced heat recovery from flue gas of wood chips combustion. 10th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers – INFUB, 7.-10.4.2015. Porto/Gaia, Portugal. (Poster und peer-reviewed Tagungsband)

Babette Hebenstreit, Ernst Höftberger: Economic boundary conditions for the successful operation of active condensation systems. World Bioenergy, Jönköping, 30.5.2012 (Vortrag und Tagungsband)

Hebenstreit, B.; Schnetzinger, R.; Ohnmacht, R.; Höftberger, E.; Lundgren, J.; Haslinger, W. & Toffolo, A.: Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers. Biomass and Bioenergy, 2014 (71), p.12 – 22.

7 Nomenklatur

A	Fläche
c	molare Konzentration
d	Durchmesser
e	Fehler
h	spezifische Enthalpie
H _o	Brennwert
H _u	Heizwert
l	Länge
LMTD	logarithmische Temperaturdifferenz
$\dot{m}$	Massenstrom
m	Masse
M	molare Masse
$\dot{n}$	Molenstrom
Nu	Nusseltzahl
p	Druck
Pr	Prandtlzahl
Q	Wärmeleistung
Re	Reynoldszahl
T	Temperatur
U	Wärmeübergangskoeffizient
v	Geschwindigkeit
$\dot{V}$	Volumenstrom
VAL _a	Wiederfindungsrate
VAL _b	Ausgleichsfaktor
VAL _c	Gesamtmessfehler
w	Molanteil
Φ	Verteilungsfaktoren, Wärmeübergangszahl
α	Massenübergangskoeffizient
λ	Luftüberschusszahl

Indizes

A	Abgas
AC	aktive Abgaskondensation
B	Bündel in CHEX
BS	Brennstoff
CON	Kondnesat
CHEX	Kondensationwärmeübertrager
el	elektrisch
f	feucht
flow	Index Massenstrom
F	Feuerung
FI	Filterasche
g	gasförmig
gd	trockenes Gas
ges	gesamt
HT	Hochtemperaturrücklauf
i	Index
K	Kessel
KON	Kondensator
min	minimal
mix	gemischtes Abgas beider Kessel
NT	Niedertemperaturrücklauf
ORC	Organic Rankine Cycle
pm	partikelförmig
RG-WW-ECO	Rauchgas-Warmwasser- Wärmeübertrager in Kessel 2
RL	Rücklauf
sat	Sättigungsbedingungen
T	oberstes Bündel (Top)
VER	Verdampfer
VL	Vorlauf
w	Wasser
WP	Wärmepumpe
WMZ	Wärmemengenzähler
0	Standardbedingung

8 Kontaktdaten

Projektleiter: Ernst Höftberger
Institut/Unternehmen: Bioenergy 2020+ GmbH
Niederlassung Wieselburg-Land
Gewerbepark Haag 3
3250 Wieselburg Land
Tel: + 43 (0) 7416 52238-22
FAX: + 43 (0) 7416 52238-99
Email: ernst.hoeftberger@bioenergy2020.eu
office@bioenergy2020.eu
Web: <http://bioenergy2020.eu>

Weitere Projekt- bzw. KooperationspartnerInnen:

Institut/Unternehmen: VOIGT+WIPP Engineers GmbH
Bernhard Kronberger
Märzstrasse 120
1150 Wien
Tel: + 43 (0) 1 2350032-44
FAX: + 43 (0) 1 2350032-99
Email: kronberger@voigt-wipp.com
Web: <http://www.voigt-wipp.com>

Institut/Unternehmen: Fernwärmeversorgungs-GmbH Tamsweg
Werner Gappmaier
Wölting 74
5580 Tamsweg
Tel: + 43 (0) 6474 2929 - 1
FAX: + 43 (0) 6474 2929 - 4

Institut/Unternehmen: Frigopol Energieanlagen GmbH
Gamser Straße 21
8523 Frauental an der Lassnitz
Tel.: +43 3462/700 00

Neue Energien 2020 - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Fax: +43 3462/70000 50

Email: office@frigopol.com

Web: <http://www.frigopol.com>

Institut/Unternehmen:

GH-Energieberatungs GmbH

Hermann Gautsch

Eisenstraße 6

5340 Sankt Gilgen

Tel: + 43 (0) 664 4433388

Email: info@gh-energieberatung.com

IMPRESSUM

Verfasser

Projektleiter: Ernst Höftberger
Bioenergy 2020+ GmbH
Niederlassung Wieselburg-Land
Gewerbepark Haag 3
3250 Wieselburg Land
Tel: + 43 (0) 7416 52238-22
Fax: + 43 (0) 7416 52238-99
E-Mail: ernst.hoeftberger@bioenergy2020.eu
office@bioenergy2020.eu
Web: <http://bioenergy2020.eu>

AutorInnen

BIOENERGY2020+ GmbH
Babette Hebenstreit
Manuel Schwabl
Ernst Höftberger

VOIGT+WIPP Engineers GmbH
Bernhard Kronberger
Michael Kupa

Fernwärmeversorgungs-GmbH Tamsweg
(FWT)
Werner Gappmaier
Bernd Gappmayer

Frigopol Energieanlagen GmbH (Frigopol)
Hermann Gautsch

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber

Klima- und Energiefonds
Gumpendorfer Straße 5/22
1060 Wien
E-Mail: office@klimafonds.gv.at
Web: www.klimafonds.gv.at

Disclaimer

Die Autoren tragen die alleinige Verantwortung für den Inhalt dieses Berichts. Er spiegelt nicht notwendigerweise die Meinung des Klima- und Energiefonds wider.

Weder der Klima- und Energiefonds noch die Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) sind für die Weiternutzung der hier enthaltenen Informationen verantwortlich.

Gestaltung des Deckblattes

ZS communication + art GmbH