

Schlussbericht

Entwicklung eines Hochtemperaturwärmeübertragers für die Kopplung von Biomassekesseln mit Stirlingmaschinen

Laufzeit des Vorhabens: 1. Juli 2011 bis 31. Dezember 2014

Projektträger:

PtJ Projektträger Jülich, Geschäftsbereich Umwelt
Forschungszentrum Jülich GmbH, Zimmerstr. 26-27,
10969 Berlin



Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie unter dem Förderkennzeichen 03KB056 gefördert.



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

Die Verantwortung für den Inhalt liegt bei den Autoren.

Projektleitung:

Dipl.-Ing. Werner Siemers
Clausthaler Umwelttechnik-Institut GmbH
Leibnizstraße 21 + 23
38678 Clausthal-Zellerfeld
www.cutec.de
werner.siemers@cutec.de

Interne Projekt Nr.: 2938 HTBioStir

Clausthal-Zellerfeld, den 30.06.2015

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN geplant	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Veröffentlichung
<p>3. Titel</p> <p>Schriftenreihe des Förderprogramms „Energetische Biomassenutzung“ Band 20 Effizient, umweltverträglich, dezentral Neue Konzepte für die Nutzung von biogenen Festbrennstoffen Teil III</p> <p>Herausgegeben von Daniela Thrän, Diana Pfeiffer</p> <p>Darin: Wärmeübertragungssystem für den Antrieb eines Stirlingmotors über die Verbrennung von Biomasse</p>	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Siemers, Werner	5. Abschlussdatum des Vorhabens 31.12.2014
	6. Veröffentlichungsdatum noch in 2015
	7. Form der Publikation Buch
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) CUTEC Institut GmbH Leibnizstrasse 21+23 38678 Clausthal-Zellerfeld	9. Ber. Nr. Durchführende Institution 2938
	10. Förderkennzeichen 03KB056
	11. Seitenzahl ca. 20
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53170 Bonn	13. Literaturangaben 24
	14. Tabellen 1
	15. Abbildungen 13
16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)	
<p>18. Kurzfassung</p> <p>Es gibt eine Reihe von Stirlingmotor-BHKW auf dem Markt, die überwiegend mit Erdgas und ggfs. mit Solarenergie betrieben werden. Der Stirlingmotor bietet durch seine Charakteristik die Möglichkeit, externe Wärmequellen zum Antrieb des internen geschlossenen Stirling-Kreislaufes zu nutzen. Neben oben erwähnten Primärenergiequellen könnte auch Biomasse als regenerativer Energieträger in dezentralen Anwendungen eingesetzt werden. Eine direkte Beaufschlagung des Stirlingmotors mit heißen Rauchgasen führt dabei wegen unterschiedlichster Probleme nicht zum Erfolg. Daher wird der Einsatz eines Wärmetauschers vorgeschlagen, der aus dem Rauchgas einer Biomasseverbrennung heiße Luft für den Stirling zur Verfügung stellt. Für hohe elektrische Wirkungsgrade sind allerdings Systemtemperaturen im Stirling von etwa 900°C vorzusehen. Dies bedingt den Einsatz hochlegierter Stähle bzw. die Nutzung von Keramiken oder heatpipes. Für das grundlegende Verständnis des zu lösenden Wärmeübertragungsproblems wurden in der ersten Phase des Projektes die Komponenten Stirlingmotor-BHKW und Hackschnitzelkessel als Beispiel für die Biomasseverbrennung vermessen. Aus den Messungen am Stirling ergeben sich die notwendigen Temperaturen und Massendurchsätze am Erhitzerkopf der Maschine. Die geforderten abgeschätzten Temperaturen des Rauchgases lassen sich nicht im Normalbetrieb des Kessels erreichen. Daher konnte über Veränderungen des Luftüberschusses und durch Vorwärmung der Verbrennungsluft ein höheres Temperaturniveau erreicht werden. Mit diesen Angaben ist ein Wärmeübertragerkonzept in Zusammenarbeit mit einem Hersteller von Wärmeträgerrohren entwickelt und umgesetzt worden. Die Messungen ergaben nach einigen Modifikationen ein ausreichendes Wärmeangebot über den Hackschnitzelkessel. Parallel wurde der Stirlingmotor auf den Betrieb mit Heißgas umgerüstet und erfolgreich getestet. Damit steht der Umsetzung des Gesamtkonzeptes nichts mehr im Wege.</p>	
19. Schlagwörter Stirlingmotor, Biomassenutzung, Hochtemperaturwärmeübertragung, dezentrale Stromerzeugung	
20. Verlag DBFZ	21. Preis Frei

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN planned	2. type of document (e.g.report, publication) publication
3. title Schriftenreihe des Förderprogramms „Energetische Biomassenutzung“ Band 20 Effizient, umweltverträglich, dezentral Neue Konzepte für die Nutzung von biogenen Festbrennstoffen Teil III Herausgegeben von Daniela Thrän, Diana Pfeiffer Therein: Wärmeübertragungssystem für den Antrieb eines Stirlingmotors über die Verbrennung von Biomasse	
4. author(s) family name(s), first name(s) Siemers, Werner	5. end of project 31. December 2014
	6. publication date in 2015
	7. form of publication Book
8. performing organisation(s) (name, address) CUTEC Institut GmbH Leibnizstrasse 21+23 38678 Clausthal-Zellerfeld	9. originators report no. 2938
	10. reference no. 03KB056
	11. no. of pages appr. 20
12. sponsoring agency (name, address) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53170 Bonn	13. no. of references 24
	14. no. of tables 1
	15. no. of figures 13
16. supplementary notes	
17. presented at (title, place, date)	
18. abstract There are several stirling-engine-CHP on the market, which are driven predominantly by natural gas and partially by solar energy. The stirling-engine offers by its characteristic the opportunity to use external heat sources. Besides above-mentioned primary energy sources this could be biomass as a renewable source in a decentralised application. Direct exposure of the stirling-engine with hot flue gases causes several difficulties und is no option. Therefore it is proposed to use a heat exchanger, which converts the flue gases from biomass combustion into hot air. High electrical efficiencies need system temperatures in the range of 900°C at the stirling. This calls for high alloy steel or the use of ceramics resp. heat pipes. To understand the fundamental heat transfer mechanism during the first phase of the project the components stirling-engine-CHP and wood chip boiler as example for biomass combustion were analysed. The measurements at the stirling determine the temperatures and mass flow at the heater head of the engine. The estimated necessary temperature level is not reached in normal operation of the boiler. Thus, through changes in excess air ratio and pre-heating of incoming air the level was achieved. The results of the measuring campaign led to a design concept of a heat exchanger system in cooperation with a supplier of heat transfer pipes. After construction and modifications the measurements showed a sufficient heat supply from the wood chip boiler. Parallel to that the stirling-engine was changed to operation with hot gas and successfully tested. The realisation of the whole concept can follow.	
19. keywords Stirling engine, biomass use, high temperature heat exchanger, decentralised power production	
20. publisher DBFZ	21. price free

Inhaltsverzeichnis

1. Kurzdarstellung	3
1.1. Aufgabenstellung	3
1.2. Voraussetzungen für die Durchführung des Vorhabens	4
1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens	5
1.4. Anknüpfung an den Stand von Wissenschaft und Technik.....	6
1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen.....	12
2. Eingehende Darstellung.....	13
2.1. Erzielte Ergebnisse	13
2.1.1. Vorarbeiten	15
2.1.2. Durchführung von Messungen und Auswertung.....	18
2.1.3. Messungen am Hackschnitzelkessel	20
2.1.4. Grundlagen für die Auslegung des Wärmeübertragers	24
2.1.5. Zusammenfassung der Erkenntnisse.....	28
2.1.6. Auswahl von Wärmeübertrager-Verfahren.....	28
2.1.7. Auslegung Hochtemperaturwärmeübertrager.....	30
2.1.8. Anpassung des Entwurfes.....	33
2.1.9. Weiterführende Messungen am Kessel	38
2.1.10. Umbau des Stirlingmotors	40
2.1.11. Auswertung der Messung am Stirling	43
2.1.12. Umbau des Hackschnitzelkessels, Aufbau des Wärmetauscherkreislaufes	47
2.1.13. Messungen am Hackschnitzelkessel	49
2.1.14. Fortführung der Messungen am Hackschnitzelkessel	50
2.1.15. Zusammenfassendes Ergebnis.....	63
2.1.16. Möglicher Einsatz von heatpipes.....	64
2.2. Wichtigste Positionen des zahlenmäßiger Nachweises.....	67
2.3. Notwendigkeit und Angemessenheit	67
2.4. Nutzen und Verwertbarkeit	67
2.5. Fortschritt bei anderen Stellen.....	70
2.6. Veröffentlichungen	70

1. Kurzdarstellung

1.1. Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung bestand darin, einen vorhandenen Hackschnitzelkessel mit einem vorhandenen Stirlingmotor zu koppeln, und zwar indirekt über einen Wärmeübertrager. Dazu muss ein Wärmeübertragungssystem entwickelt und erprobt werden, dass eine Kopplung eines Stirlingmotors mit einer Biomassefeuerung erlaubt.

Üblicherweise werden Stirlingmotoren als Blockheizkraftwerke (BHKW) in der dezentralen Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) bei Nutzung von Erdgas als Primärenergieträger eingesetzt. Dabei wird die im Abgasstrom (über die Verbrennung von Erdgas) enthaltene Energie über einen Wärmeübertragungsvorgang an das Arbeitsgas des geschlossenen Stirling-Kreislaufs übertragen und kann somit den Wärmekraftprozess speisen. Der Wärmeeintrag erfolgt am sog. Erhitzerkopf des Stirlingmotors, der als Wärmeübertrager ausgeführt ist. Die bisher ausgeführten Ansätze zur Biomassenutzung über die direkte Kopplung (Positionierung des Erhitzerkopfes im Abgasstrom der Biomassefeuerung) oder über eine vorgeschaltete Vergasung von Biomasse und Verbrennung des Gases am Erhitzerkopf haben sich aufgrund unterschiedlichster Probleme nicht durchsetzen können. Zusätzlich sollte zur Erlangung hoher elektrischer Wirkungsgrade eine Systemtemperatur auf der wärmeaufnehmenden Seite des Stirlingmotors im Bereich von über 800°C erreicht werden. Dies bedingt weitaus höhere Temperaturen auf der Biomasseverbrennungsseite und vergrößert die zu erwartenden Probleme einer direkten Beaufschlagung (Verschmutzung, Staubeinfluss, Teer, Ascheschmelzen usw.). Daher wird ein indirektes Wärmeübertragungsverfahren vorgeschlagen, dass den Abgasstrom aus der Biomasseverbrennung vom Stirlingsystem trennt.

Die zur Verfügung stehenden Alternativen sind eine Lösung mittels Regeneratoren (z.B. mit festen oder bewegten Wärmespeichern) oder über Rekuperatoren (direkt als z.B. Rohrbündel oder als Sonderfall einer heatpipe). Die indirekte Kopplung über einen Wärmeübertrager verbreitert zusätzlich die Brennstoffauswahl, da damit auch im kleinen Leistungsbereich nicht nur Holzpellets, sondern auch weniger „genormte“ Biobrennstoffe eingesetzt werden können.

In dem ersten Arbeitsschritt sollen die technischen und konstruktiven Voraussetzungen für den Einsatz eines Hochtemperaturwärmeübertragers zum Transport von Wärme auf einem hohen Temperaturniveau zwischen einem Biomassekessel und einem Stirlingmotor erarbeitet werden. Dabei muss die optimale Lösung aus den prinzipiell zur Verfügung stehenden Alternativen ausgewählt werden, wobei sowohl die Randbedingungen des Biomassekessels als auch die des Stirlingmotors Beachtung finden müssen. Am Ende stehen die fertigen Konstruktionsunterlagen mit allen Details zur Verfügung. Im zweiten Arbeitsschritt wird der so definierte Wärmeübertrager gefertigt und in einem bestehenden System im „Energiepark Clausthal“ (hier: automatisierte Hackschnitzelkesselanlage und Stirlingmotor-BHKW) eingesetzt und getestet. Es geht hierbei in erster Linie um den Erkenntnisgewinn und die Erarbeitung einer tragfähigen allgemeingültigen Lösung vor dem Hintergrund wissenschaftlich-technischer Randbedingungen. Die Ergebnisse bis dahin sind dann zu bewerten und im Versuch zu verifizieren. Auf der Grundlage der erzielten Erkenntnisse erfolgt zum Abschluss des Projektes eine Vermarktungs- und Potentialanalyse. Industrielle Partner aus dem Bereich Stirlingmotoren und Wärmeübertrager sollen im Verlauf des Projektes angesprochen werden, allerdings steht eine anschließende direkte Kommerzialisierung (noch) nicht im Hauptfokus der geplanten Aktivitäten.

Durch die Kopplung von Biomasse und Stirlingmotor können dann im kleinen Leistungsbereich der Wärmekraftkopplung (etwa unter 100 kW bis 10 kW elektrische Leistung) aus einer

breiteren Brennstoffauswahl Nutzenergien mit einem hohen Gesamtwirkungsgrad zur Verfügung gestellt werden und zum Klimaschutz beitragen. Die angesprochenen Punkte helfen, den zunehmenden Druck auf die Verfügbarkeit und die Nachhaltigkeitsanforderungen für Biomasse im Energiebereich zu verringern. Da Biomasseressourcen bzw. die Agrar- und Forstflächen zukünftig sowohl zur Wärmebereitstellung als auch für die Stromerzeugung, für die Biogaserzeugung und zur Treibstoffherstellung genutzt werden sollen, spielen zunehmend die erreichbaren Gesamtwirkungsgrade und der situationskonforme Einsatz der jeweiligen Ressourcen eine wichtige Rolle. Da nur Biomasse im Vergleich zu den anderen erneuerbaren Energien Speicherfähigkeit und eine hohe Diversifizierung besitzt, muss zur Sicherstellung der Klimaschutzziele auf eine hohe Umsetzungseffektivität in der Nutzung von Biomasse geachtet werden. Nur dann kann sie einen deutlichen Beitrag für die Zukunft der Energieversorgung leisten.

Schlagwortartig lassen sich die Gesamtziele des beantragten Vorhabens wie folgt zusammenfassen:

- Entwicklung und Konstruktion eines Hochtemperaturwärmeübertragers
- Bau und Test eines Prototypen
- Präsentation einer technischen Lösung im Leistungsbereich unter 100/10 kW elektrischer Leistung für die Kopplung von Biomassekesseln mit Stirlingmotoren
- Validierung im Testbetrieb mit möglichen Modifikationen
- Zusammenfassung der Erkenntnisse und Erfahrungen auch im Hinblick auf allgemeingültige Ansätze
- Vermeidung der technischen Probleme alternativer Lösungen
- Erzielung eines hohen elektrischen Wirkungsgrades
- Erhöhung der Stromerzeugungspotentiale bei der dezentralen Biomassenutzung
- Schonung der Biomasseressourcen bzw. Reduzierung der Flächeninanspruchnahme für gekoppelte Bereitstellung von Strom und Wärme
- Beitrag zum Erreichen der Klimaschutzziele und
- Erweiterung des Einsatzes erneuerbarer Energieträger.

1.2. Voraussetzungen für die Durchführung des Vorhabens

Durch ein Vorgängerprojekt „Energiepark Clausthal“ konnten sowohl ein Hackschnitzelkessel als auch ein Stirlingmotor-BHKW beschafft und eingesetzt werden. Nach offiziellem Ablauf des erwähnten Projektes stehen die Aggregate aber weiterhin zur Verfügung und können für Forschungsvorhaben eingesetzt werden.

CUTEC ist ein anwendungsnahes Forschungsinstitut, die experimentelle Ausstattung ist gut. Es stehen Kapazitäten für Werkstattarbeiten zur Verfügung. Messtechnisch kann auf Geräte und Anwendungserfahrungen zurückgegriffen werden. Daneben besitzt CUEC weitreichende Kompetenzen im Bereich der Biomassenutzung und der thermischen Prozesstechnik.

Eine Verknüpfung mit anderen Forschergruppen an der TU Clausthal und in Niedersachsen ist bereits in unterschiedlichen Vorhaben erfolgt und wird auch weiterhin angestrebt.

Durch die Aktivitäten von CUTEC auf den verschiedenen F&E-Feldern ist eine Sichtbarkeit im deutschen und europäischen Raum vorhanden. So wurden mehrere Projektideen zusammen mit deutschen und europäischen Partnern in dem Umfeld dieses Vorhabens entwickelt und bereits beantragt.

1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Projekt wurde entsprechend der vorgelegten Planung entlang der formulierten Arbeitspakete und Meilensteine durchgeführt. Der Beginn konnte am 1.7.2011 erfolgen. Einschließlich einer kostenneutralen Verlängerung um 6 Monate endete der Projektzeitraum am 31.12.2014. Eine Grobübersicht ist in Abbildung 1-1 wiedergegeben.

Die einzelnen Schritte beinhalten die zeitlich aufeinander abgestimmten insgesamt 5 Arbeitspakete (AP) mit Vorarbeiten, Konstruktion und Versuchsvorbereitung, Fertigung und Versuch, Gesamtbeurteilung und Abschluss.

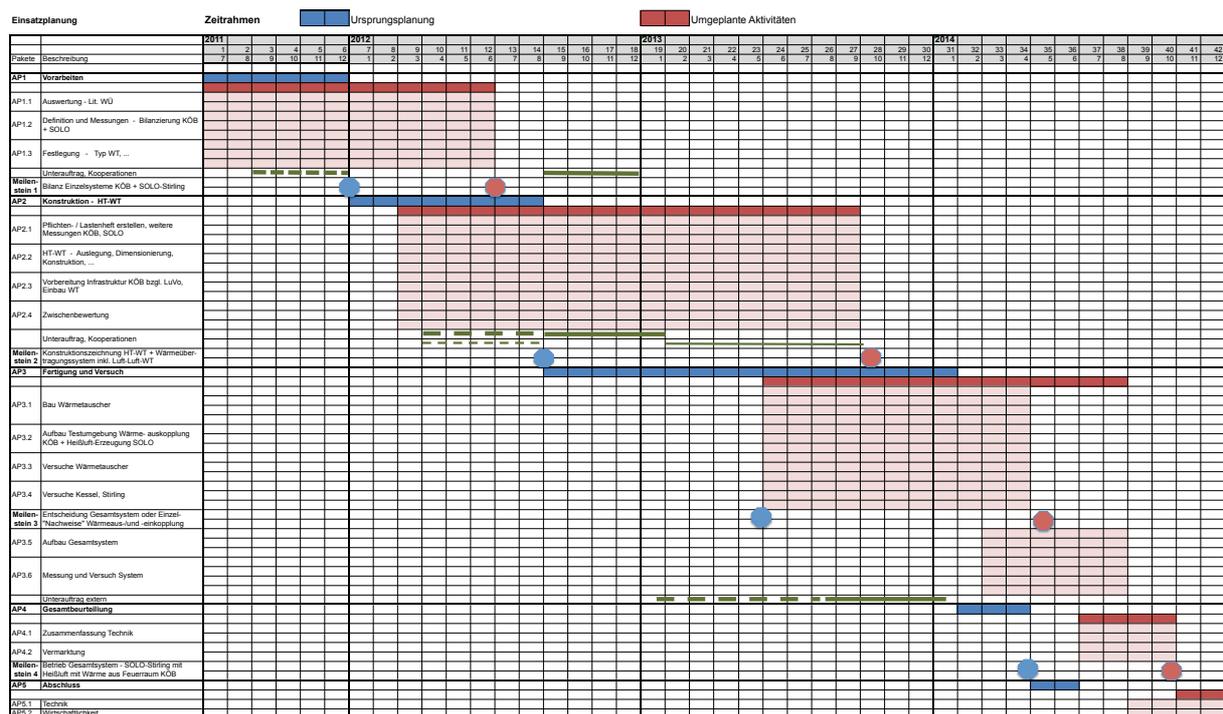


Abbildung 1-1: Gesamtplanung des Vorhabens über 3,5 Jahre

Im AP1 erfolgte die Überarbeitung der Recherchen des Standes der Technik zu Wärmeübertragermechanismen und zu Bilanzierungen. Die erste experimentelle Aufgabe bestand darin, über Messungen an den bestehenden Anlagen Stirling-BHKW und Hackschnitzelkessel die notwendigen Rahmenbedingungen für die Konstruktion des Wärmetauschers festzulegen. Zusätzlich sind Zeichnungen und Maßaufnahmen der bestehenden Anlagenkomponenten angefertigt worden.

Im AP2 geht es um die Vorbereitungen zur Fertigung des angestrebten Wärmeübertragers. Dazu ist auf Grundlage der Ergebnisse des AP 1 ein Pflichten- bzw. Lastenheft zu erstellen, welchen mit geeigneten Herstellern diskutiert werden kann. Dazu sind Berechnungen erforderlich, um die Rahmenbedingungen festzulegen. Die Berechnungen wurden im Unterauftrag durchgeführt. Danach konnten die Fertigungszeichnungen erstellt werden. Parallel dazu musste die Infrastruktur für die Aufnahme des Wärmetauschers vorbereitet werden. Dies bedingt umfangreiche Umbauarbeiten am Kessel und am Stirling. Auch dazu musste die Detailplanung erfolgen.

Der AP3 stellte sich als der zeitaufwändigste Teilschritt dar. Alle geplanten Komponenten sind zu fertigen und in die Infrastruktur einzubinden. Vorher mussten Kaltversuche durchgeführt werden, um die berechneten Parameter zu verifizieren und das Messwerterfassungsprogramm

zu testen. Der Stirling wurde dafür an eine vorhandene Anlage der CUTEC angeschlossen, die heißes Abgas der gewünschten Temperatur und Quantität zur Verfügung stellen kann. Parallel dazu wurde der Heißluftkreislauf am Hackschnitzelkessel eingefahren und getestet. Aus verschiedenen Gründen konnte der Dauerbetrieb der Anlage in Kopplung nicht durchgeführt werden (hauptsächlich Zeit- und Personalursachen). Die Machbarkeit des Gesamtsystem ist dennoch nachgewiesen.

In den AP 4 und AP 5 waren die Gesamtbeurteilung und der Abschluss des Projektes geplant. Dies wurde einschließlich der Verlängerungsphase um 6 Monate entsprechend der Planung durchgeführt.

Die Meilensteine waren vorher definiert worden und stellen sich wie folgt dar:

- MS1. Festlegung der Randbedingungen (geplant nach 6 Monaten Projektlaufzeit)
- MS2. Freigabe der Fertigung (geplant nach 14 Monaten Projektlaufzeit)
- MS3. Validierungstest des Wärmeübertragers (geplant nach 22 Monaten Projektlaufzeit)
- MS4. Technische Gesamtbeurteilung (geplant nach 34 Monaten Projektlaufzeit)
- MS5. Abschlussbericht (geplant nach 36 Monaten Projektlaufzeit)

Im detaillierten Bericht unter Kapitel 2 wird darauf näher eingegangen.

1.4. Anknüpfung an den Stand von Wissenschaft und Technik

Im Antragsstadium wurde eine umfangreiche Darstellung des Standes der Technik zu den einzelnen Komponenten des geplanten Systems vorgestellt. Auf diese ausführliche Darstellung soll hier verzichtet werden.

Der Stand der Technik zu Stirlingmaschinen hat sich im Verlauf des Projektes nicht wesentlich verändert, insbesondere im Bereich der mit Festbrennstoff befeuerten Ansätze. Die mit Erdgas betriebenen Mini-BHKW auf Stirlingbasis (1 kW elektrische Leistung) werden mittlerweile von allen namhaften Heizgeräteherstellern angeboten. Die Marktdurchdringung ist allerdings noch gering.

Bei den Stadtwerken Flensburg ist ein Pilotvorhaben über die vorhergehende Vergasung der Biomasse und eine nachgeschaltete Verbrennung des Schwachgases im Modell StirlingDK angefangen worden. Betriebserfahrungen sind dazu noch nicht veröffentlicht¹. Im Vergleich zum eigenen Vorhaben wird hier die Biomasse vergast und danach das Gas genutzt. Die installierte Kapazität ist mit 2 mal 35 kW elektrischer Leistung der Stirlingmaschinen auch vergleichsweise deutlich größer.

Ein Parallelvorhaben bzw. Vorläuferprojekt eines Heizgeräteherstellers bestand darin, einen Pelletbrenner zu entwickeln, der einen Mini-Stirlingmotor (1 kW Leistung) antreiben kann². Das Projekt ist abgeschlossen. Gemäß Endbericht wurde ein elektrischer Wirkungsgrad von 10,3% bei geringen Emissionen erreicht. Der Wärmeübergang erfolgte dabei vom Pelletbrenner auf

¹ Stirlingtechnologie in Kombination mit Holzvergasung im Holzheizkraftwerk Langballig – Konzept und Betriebserfahrungen (*Karsten Müller-Jannßen, Stadtwerke Flensburg*)

² Siehe Schlussbericht „Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungsmodul bestehend aus schadstoffarmem Pelletbrenner und wartungsfreiem Freikolben-Stirlingmotor für Haushaltsanwendungen (Pellet- μ KWK)“, 20.12.2012 unter www.energetische-biomassenutzung.de

den Stirling mittels eines Strahlungselementes, welches im Dauertest noch weiter zu entwickeln ist. Durch Luftvorwärmung ließe sich der Wirkungsgrad noch steigern.

Die Entwicklungen bei Hackschnitzelfeuerungen und den zugehörigen Kesseln geht einerseits in Richtung Emissionsminderung und andererseits in Richtung höhere Brennstoffflexibilität. Dazu werden im Programm „Energetische Biomassenutzung“ eine Reihe von Vorhaben gefördert. Direkte Bezüge zum eigenen Vorhaben ergeben sich daraus nicht, da die gewählte Aufgabenstellung eine andere ist. Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen fließen allerdings in die grundlegenden Überlegungen zum Design eines an den Stirling angepassten Kessels ein.

Im kleinen Leistungsbereich der Technik zur Strombereitstellung aus Biomasse sind wenige Neuerungen eingetreten. Die weitreichendsten Entwicklungen betreffen den Einsatz von Vergasungsanlagen im Bereich von ca. 30 kW bis 100 kW elektrischer Leistung gekoppelt mit Gasmotoren-BHKW. Der angestrebte Leistungsbereich des hier vorgestellten Projektes liegt darunter. Zudem wird mit der Hochtemperaturwärmeübertragung ein anderes Konzept im Gegensatz zur Vergasung verfolgt. Im Bereich unter 10 kW elektrischer Leistung sind keine Vergasungsverfahren in der Anwendung bekannt.

Bei der Konstruktion und Anwendung von Materialien und Formen von unterschiedlichen Wärmeübertragern sind Entwicklungen zu verzeichnen. Diese betreffen zum einen die keramischen Wärmeübertrager, die über adaptierte Fertigungsverfahren und neuartige Materialkombinationen anwendungsreifer geworden sind. Abnehmer ist hauptsächlich die chemische Industrie.

Für die metallisch hergestellten Wärmeübertrager fließen Innovationen in die Materialauswahl und die Formgestaltung. In einer systematischen Herangehensweise für die Nutzung von Biomasse bzw. von Abwärmepotentialen auf hohem Temperaturniveau haben sich bisher wenige Forschungseinrichtungen engagiert.

Über die Zusammenarbeit mit der Eckrohrkessel ERK GmbH konnten deren Erfahrungen mit Strukturrohren verwendet und genutzt werden. Die Schutzrechte für die verwendeten ip-tubes liegen bei der Firma. Aus der Sicht der ERK Eckrohrkessel GmbH wurde an ein Gebrauchsmuster-Recht³ für Strukturrohre und erfolgreiche Konstruktionen von Luft-Luft-Wärmeübertragern⁴ in den Bereichen Energie- und Prozesstechnik angeknüpft.

³ Structured Tube - industrial power tube, GM Nr. 20 2007 008 193.6.

⁴ Neubauer, Y.; Schröder, P.; Behrendt, F.; Kölling, A.; Hellwig, U.; Sachno, N.; Liu, H.; Zhang, W.; Ul Hai, I.; Riffat, S.; Oldenburg, H.; Seilkopf, A.: Gas treatment of fuel gases with structured tube gas cooling, quench, electrostatic precipitator and mop fan filter - effectiveness and viability of components developed in ERA-NET Bioenergy project. Proc. 20th EUBC&E, 18th-22nd June, Milano, Italy 2012, p. 884-89

Verwendete Fachliteratur

Bei der Antragstellung wurde bereits eine intensive Literaturrecherche durchgeführt. Im Bereich der Kopplung von Stirlingmaschinen mit Biomasseverbrennung über einen indirekten Weg ist in dem Verlauf der Projektlaufzeit nichts entscheidend Neues bekannt geworden.

Fachliteratur bei Antragstellung:

- BMWi, BMU: Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung, Berlin, 28. September 2010
- Prognos, EWI, GWS: Energieszenarien für ein Energiekonzept der Bundesregierung, Basel/Köln/Osnabrück, August 2010
- SRU: Wege zur 100% erneuerbaren Stromversorgung, Sondergutachten, Januar 2011
- Nitsch, J.: Leitstudie 2007 Ausbastrategie erneuerbare Energien, BMU, DLR, Stuttgart, Feb. 2007
- DBFZ: Monitoring zur Wirkung des EEG auf die Entwicklung der Stromerzeugung aus Biomasse, Zwischenbericht, Leipzig, März 2010
- Carlowitz, O. et al.: Energieeffizienz bei der energetischen Nutzung von Biomasse, CUTEC und IUW, Clausthal-Zellerfeld, 2010
- Anhang II EU-Richtlinie 2008/98/EG vom 19. November 2008: Formel zur Wirkungsgradberechnung des Mindeststandards für Energieeffizienz
- Beschreibung des Projektes unter <http://www.fh-bingen.de/studiengaenge/bachelor/wirtschaftsshyingenieurwesen/lehrende/sehn-winfried/lehrveranstaltungen/deutsch/forschung.html>
- Schaumann, G.; Sehn, W.; Gerber, H.: Untersuchung von Möglichkeiten zur Reinigung des Rauchgases holzbefuerter Biomasse-Stirling-BHKW, FH Bingen, Juli 2003 (DBU Az 15340)
- Obernberger, I. et al.: Strom aus fester Biomasse-Stand der Technik und künftige Entwicklungen, BIOS Energiesysteme, Graz, 2005 unter www.bios-bioenergy.at
- DBFZ: Information über Portal „Energetische Biomassenutzung“, Telefonat mit Dr. Wu, Bosch, 10.2.2011
- persönliche Mitteilung, OTAG, Hannover, April 2010
- Zusammenfassende Angaben unter www.wikipedia.de
- Schmieder, E.: SOLO Stirling 161 Micro-KWK-Modul, Soltec, Hameln 16.9.2006
- Carlowitz, O.; Siemers, W.; Beck, H.-P.; Wehrmann, E.-A.; Scholz, R.; Harnaut, T.: „Clausthaler Lehr- und Demonstrationsanlage für dezentrale regenerative Energieversorgungssysteme–Energiepark Clausthal“, Abschlussbericht an die Bundesstiftung Umwelt, Osnabrück, Clausthal-Zellerfeld, Mai 2004
- Solo Stirling über die Schweiz nach Schweden, Meldung vom 14.11.2008 unter www.sonnewindwaerme.de
- Cleanenergy Combined heat and power unit, download von www.cleanenergyindustries.com
- Projektdokumentation, technische Unterlagen SOLO Stirling GmbH, 2003
- verschiedene Unterlagen und Beschreibungen unter www.whispergen.co.nz
- Whispergen in Deutschland, u.a. von www.sanevo.de
- Whispergen in Europa, u.a. von www.ehe.eu
- verschiedene Beschreibungen unter www.stirling.dk (homepage)
- Energie: Der ungewöhnliche Motor kann Strom aus Biomasse im kleinen Leistungsbereich erzeugen, VDI Nachrichten vom 29.8.2008
- Albus, R. et al.: Bewertung und Perspektiven der Zukunftstechnologie KWK, energie und wasser-praxis 11, 2010, gat-spezial,18-21
- Ramesohl, S.; Koschowitz, M.: Mikro-KWK auf dem weg in den Markt, energie und wasser-praxis 11, 2010, gat-spezial, 22-25
- Information über microgen, u.a. von www.microgen-engine.com

Information über infinia, u.a. von www.infiniacorp.com
Prospektmaterial, Lion Powerblock, ohne Jahr, auch unter www.otag.de
Pressemitteilungen und Internetforen über sunmachine, z.B. unter www.bhkw-prinz.de oder www.topagrar.com
Kuhaupt, R.: Erfahrungsbericht über ein Holzpellet-Stirling-BHKW der Fa. Sunmachine, Klein-KWK-Forum, Allendorf, 14.5.2008
keine aktuellen Zugriffe über web möglich, Prospektmaterial Sunmachine, ohne Jahr
Projektkennblatt der DBU: Entwicklung einer Holz-Pellet-Feuerung für Stirling-Blockheizkraftwerke, Az 20631, unter www.dbu.de
Oberberger, I.: Trends and opportunities of micro-chp technologies based on biomass combustion, 18th European Biomass Conference, Lyon, May 2010
Thomas, B.: Stirling BHKW's Einsatz von Biomasse, Hochschule Reutlingen, IZES, 13.9.2005
Steurer: Biomasse-Verstromung mittels Stirlingmotor, Grundlagen und praktische Erfahrungen, Vortrag, MAWERA, o.Jahr
Marinitsch, G. etal.: Development of a hot gas heat exchanger and a cleaning system for a 35 kWe hermetic four cylinder Stirling engine for solid biomass fuels, ISEC 2005 (International Stirling Engine Conference, Osnabrück)
Projektkennblatt der DBU: Felderprobung eines neu entwickelten Stirling-Motors in Kombination mit einer Klein-Holzfeuerungsanlage, Az 21867, unter www.dbu.de
Groß, B.: Jetzt kommen die Kleinen..., Sanitär und Heizungstechnik 7, 2008, 58-61 und Sanitär und Heizungstechnik 8, 2008, 56-59
Groß, B.: Ergebnisse des Feldtests einer Scheitholz/Stirling Kombination, XV. Energie-Symposium, Stralsund, 6. – 8. Nov. 2008
Groß, B.: Kombination Biomassekessel/Stirlingmotor, Vortrag IZES gGmbH, Saarbrücken, 2009
Groß, B.: Biomassekessel/Stirlingmotor Kombination, Stand der Technik und Perspektiven, 6. Mitteldeutscher Bioenergetag, Leipzig, 24.4.2009
Telian, M.: Die wärmegeführte Kraft-Wärme-Kopplung, Vortragsfolien Hoval, November 09
Woerz, M.: Hoval Neuigkeiten 2010, Vortragsfolien, Hoval Werk AG
Anonymus: Wood chip plant for a school campus in Catel Áiano based on Stirling Engine technology, download von www.bhkw-beratung.com
Müller-Janßen, K.: Innovative Ansätze bei der Verwendung von Biomasse zur Stromerzeugung, SWF Energie Service GmbH, Kiel, 5.10.2010
Padinger, R.; Enzinger, P.: Biomasse-Stirlingmotor am Ökopark Hartberg, Vortrag, NOEST Energy Lunch, Graz, 30. Januar 2008
Informationen zum Projekt NANOSTIR, www.izes.de
Gerlinger: Biokompakt GmbH, Vortrag, 2009
Thomas, B. etal.: Produktion von Kraft und Wärme aus Bio-, Klär- und Deponiegas in kleinen dezentralen Stirling-Motor-Blockheizkraftwerken, Reutlingen, März 2009
Interne Dokumentation und Abschlussbericht an Avacon AG, u.a. auch Siemers, W.; Franke, G.: „Technischer und ökonomischer Vergleich unterschiedlicher Technologien zur Mikrokraftwärmekopplung“, In: Fortschrittliche Energiewandlung und –anwendung, Tagung Leverkusen, 9. – 10. Mai 2006, VDI-Bericht 1924, p.141-152, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 2006
Prospekt Micro CHP, Viessmann 2009
Informationen über heat pipes unter www.thermacore-europe.com bzw. www.thermocore.com und unter www.transterm.ro
Senkel, N.: Einbindung der Biogasanlage Jerstedt/Goslar in den Energiepark Clausthal, Abschlussbericht DBU 23357, März 2010

Im Verlauf des Vorhabens sind eine Reihe von Diplom-, Studien- und Masterarbeiten vergeben worden. In diesen Arbeiten erfolgte jeweils eine Literaturrecherche. Hinzugekommene Fachliteratur im Verlauf des Projektes und durch wissenschaftliche Arbeiten:

- Dienst, W.: Hochtemperatur-Werkstoffe; 1. Auflage 1978, Werkstofftechnische Verlagsgesellschaft, Karlsruhe, D
- Klaschka, J. T.: Development of Heat Exchangers for Waste Heat Recovery; Energy for Industry; 1. Auflage 1979; Pergamon Press, Oxford, UK
- Hanke, H.: Wärmeübergang und Druckverlust in querangeströmten Ovalrohrbündeln; 1986, Dissertation, Karlsruhe, D
- Merker, G. P.; Bähr, M.: Ovalrohr-Wärmeübertrager Strömungsmechanik – Druckverluste – Stoffübergang; Wärmetauscher – Energieeinsparung durch Optimierung von Wärmeprozessen Handbuch; 1. Ausgabe, 1991, Vulkan Verlag, Essen, D; S. 19–28,
- Faghri, A.: Heat Pipe Science and Technology; 1. Auflage, 1995; Taylor & Francis, Washington, USA
- Luzzatto, C.; Morgana, A.; Chaudourne, S.; O'Doherty, T.; Sorbie, G.: A new concept composite heat exchanger to be applied in high-temperature industrial processes; Applied Thermal Engineering, 1997, Vol. 17, Nos. 8–10, S. 789–79
- Maier, H. R.: Entwicklung eines keramischen Wärmetausches für eine Kombianlage mit Kohlenstaubdruckfeuerung; Abschlussbericht für das BWFT-geförderte Projekt Nr.: 0326835B; 2001
- Streuber, C.: Regeneratoren als Hochtemperaturspeicher – Industrielle Anwendungen; FVS Workshop 2001; S. 36–48
- Biedermann, F.; Obernberger, I.: Biomasse-KWK auf Basis Stirlingmotor; Agrarische Rundschau, 2004, No. 4/5, S. 8–10
- Flender, M.: Dreh-Regenerator; Europäische Patentschrift, 2004, EP 1 584 869 B1
- Hein, K. R. G.; Goblirsch, B.; Berger, R.: Entwicklung eines Biomasse Feuerungsverfahrens zur dezentralen Kraft/Wärmekopplung mit Stirlingmotoren; Abschlussbericht für das DBU-geförderte Projekt Nr.: 18306, 2004
- Julsrud, S.; Vigeland, B. E.: Ceramic Heat Exchanger; Untied States Patent Application Publication, 2005, US2005/0009686 A1
- Marinitsch, G.; Biedermann, F.; Carlsen, H.; Bovin, J. K.; Schöch, M.; Obernberger, I.: Development of a hot gas heat exchanger and a cleaning system for a 35kWel hermetic four cylinder Stirling engine for solid biomass fuels; The 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition; Durham University, School of Engineering, 7-9 September 2005; S. 144–155
- Weber, R.; Alt, R.; Muster, M.: Vorlesungen zur Wärmeübertragung, Teil 1: Grundlagen; 1. Auflage, 2005, Papierflieger-Verlag, Clausthal
- Sunden, B.: High Temperature Heat Exchanger (HTHE); Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra- Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology; Hoboken, NJ, USA September 2005; S. 226–238
- VDI-Wärmeatlas: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC);, 10. bearbeitete und erweiterte Auflage, 2006, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg
- Thomas, B.: Stirlingmotoren zur direkten Verwertung von Biobrennstoffen in dezentralen KWK-Anlagen; Vortrag Statuskolloquium BWPLUS, Forschungszentrum Karlsruhe, 07. März 2007
- Wang, L.; Sundén, B.; Manglik, R. M.: Plate Heat Exchangers – Design, Applications and Performance; 1. Auflage, 2007, WIT Press, Southhampton, UK
- Neubauer, Y.; Lui, H.; Oldenburg, H.; Kölling, A.: Mop Fan and Electrofilter: An innovative approach for cleaning product gases from biomass gasification “EMF-Project”;Presentation of EMF-Project, Amsterdam, 27.10.2008, NL

- Loux, J-C.: Beeinflussung des Verschlackungsverhaltens biomassegefeuerter Kraftwerke; 2009, Dissertation, Shaker Verlag, Aachen
- Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung; 7. neu bearbeitete Auflage, 2010, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg
- Pause, J.; Beckmann, M.: Neue Anwendungsgebiete für Wärmerohre; Tagungsband Internationales Kolloquium des Spitzentechnologieclusters ECEMP 2010, S. 215–225
- Schulte-Fischedick, J.; Zunft, S.: Development of a ceramic plate-fin Heat Exchanger for operation temperatures up to 1250 °C; Handbook Compact Heat Exchangers. Designs – Materials – Applications; 2010 Publico, Essen
- Neubauer, Y.; Schröder, P.; Behrendt, F.; Lui, H.; Zhang, W.; Riffat, S. B.; Oldenburg, H. Seilkopf, A.; Kölling, A.: ERK Eckrohrkessel GmbH – structured tube heat exchanger (Kapitel 4); ERA-NET bioenergy project: Mop Fan and Electrofilter: an Innovative Approach for Cleaning Product Gases from Biomass Gasification; EMF-Project Final Report, November 2010
- Bernhardt, D.; Pohl, M.; Gebauer, K.; Unz, S.; Müller, M.; Beckmann, M.: Biogene Reststoffe zur Nutzung als holzäquivalente Brennstoffe; Erneuerbare Energien – Band 6, 2011, TK Verlag, Neuruppin, S. 57–70
- Sabharwall, P.; Kim, E. S.: High Temperature Thermal Devices for Nuclear Process Heat Transfer Applications (Kapitel 17); Development in Heat Transfer; 2011, InTech, USA
- Schaub, G.; Turek, T.: Energy Flows, Material Cycles and Global Development; 1. Auflage, 2011, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg
- Senkel, N.: Pflichtenheft für die Konstruktion eines Hochtemperaturwärmetauscher im Projekt HTBioStir2012 [CUTEC intern]
- Reidel, U.; Lübbert, C.; Lebedynskyy, S.;: Elektroabscheider – es gibt noch viel zu tun; Chemie Ingenieur Technik, 2012, Vol. 84, No. 7, S. 1099–1113
- Elektroenergie aus Biomasse in dezentraler Anwendung – Technik, Ökonomie, Ökologie – Beiträge zum Fachkolloquium vom 12.-13. Mai 2011 in Zittau, u.a. mit Stromerzeugung mit Holz-Mikro-KWK(K) Stirlingmotoren für Wohngebäude und Kleingewerbe (*Dr. Bodo Gross, IZES*) und Stirlingtechnologie in Kombination mit Holzvergasung im Holzheizkraftwerk Langballig – Konzept und Betriebserfahrungen (*Karsten Müller-Janßen, Stadtwerke Flensburg*)

Aus der Sicht der ERK Eckrohrkessel GmbH wurden für die Einkopplung des Stirling-Modells verschiedene, der Literatur entnommene Studien verwendet:

- Marinitsch, G. et al.: Development of a Pre-Combustor for Small Scale Biomass Stirling Engine CHP Plants. Proc 20th EUBC&E, 18th-22nd June, Milano, Italy 2012, p. 750-55
- Merz, M: Indirect Heat Transfer CFB-Gasification of Biomass. Diss., TU Muenchen 2010
- Biedermann, L. et al.: Small Scale CHP Plant based on 75 kwth Hermetic Eight Cylinder Stirling Engine for Biomass Fuels - Development, Technology and Operational Experience. Proc. 2nd WBC&E, 10th-14th May, Rome, Italy 2004, p. 662-66

Für die konzeptionelle Einbindung in eine nachhaltige Energiewirtschaft sind Studien des Deutschen Biomasse Forschungszentrums und der Deutschen Energieagentur zu Grunde gelegt worden:

- Kaltschmidt, M., et al.: Monitoring zur Wirkung des Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) auf die Entwicklung der Stromerzeugung aus Biomasse DBFZ-Report No. 14, Leipzig, Germany 2012
- Kohler, S., et al.: Integration erneuerbarer Energien in die deutsche Stromversorgung im Zeitraum 2015 - 2020 mit Ausblick 2025. dena-Netzstudie II, Berlin, Germany 2010

1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Im gesamten Verlauf des Projektes wurde intensiv mit der Fa. Eckrohrkessel ERK GmbH aus Berlin zusammengearbeitet. Sie unterstützten den Zuwendungsempfänger bei der Auslegung und Berechnung des Hochtemperaturwärmeübertragers HTWT. Hinzu kamen Abschätzungen und Berechnungen für den Stirlingprozess mit der Anpassung an die Aufgabenstellung sowie die Auslegung eines Luft-Luft-Wärmetauschers (LLWT).

Der HTWT zusammen mit dem LLWT wurde nach den abgestimmten Vorgaben zwischen Zuwendungsempfänger und ERK von der Fa. Lamont GmbH gefertigt.

Bezüglich alternativer Wärmeübertrager-Technologien wurde mit der TU Dresden und dort mit dem Institut für Energietechnik zusammengearbeitet. Im Kern ging es um die Fertigung und den Einsatz von Wärmerohren (heatpipes).

Für den möglichen Einsatz keramischer Wärmeübertrager gab es Kontakte zu zwei verschiedenen Herstellern von keramischen Bauteilen (ESK, FCT).

Eine ständige Zusammenarbeit erfolgte mit der TU Clausthal sowie mit dem EFZN (Energieforschungszentrum Niedersachsen) im Rahmen der Ausbildung (insbesondere das Anfertigen von Bachelor-, Master- und Diplomarbeiten) und der Abstimmung über Forschungsergebnisse.

Zusätzlich wurden über den Besuch von Tagungen, über Veröffentlichungen, Präsentation auf Messen und ähnliche Aktivitäten Gespräche über eine Zusammenarbeit mit anderen Stellen angeregt. Dazu zählt auch die Teilnahme an den Statusseminaren des Förderprogramms „Energetische Biomassenutzung“, die durch das DBFZ organisiert werden.

Im Rahmen der allgemeinen Öffentlichkeitsarbeit des CUTEC kamen Besuchergruppen unterschiedlichster Zusammensetzung an dem Versuchsstand vorbei und wurden über Zielsetzung und Zwischenergebnisse informiert.

2. Eingehende Darstellung

Hier erfolgt die detaillierte Darstellung der Ergebnisse entsprechend der geplanten Arbeitspakete. Die Informationen werden anhand der übergebenen Zwischenberichte 1 (Juli bis Dez. 2011) sowie 2 (Jahr 2012) und 3 (Jahr 2013) dargestellt und erweitert um die Ergebnisse der Periode über das letzte Vorhabenjahr 2014. Da es zu Überschneidungen zwischen den geplanten Arbeitspaketen und dem tatsächlichen Zeitablauf kommt, wird im Folgenden der Ablauf entsprechend des Vorhabenfortschritts logisch dargestellt.

2.1. Erzielte Ergebnisse

In den einzelnen insgesamt 5 Arbeitspaketen mit entsprechenden Untergliederungen war folgendes geplant:

AP1. Vorarbeiten

- AP1.1 Auswertung der verwendeten Wärmeübertragungsverfahren im Hinblick auf die geplante Anwendung (Heißgas, Wärmeträgermedium, konstruktive Details, Fertigungsdetails, neue Erkenntnisse für den Temperaturbereich usw.)
- AP1.2 Definition und Festlegung der Rahmenbedingungen, auch über Messungen an bestehenden Systemen
- AP1.3 Festlegung der Alternativen (nur eine Lösung oder alternative Lösungen) und Diskussion sowie Entscheidung
- **Meilenstein 1** Festlegung der Randbedingungen (nach 6 Monaten Projektlaufzeit)

AP2. Konstruktion und Versuchsvorbereitung

- AP2.1 Erarbeitung des Pflichtenheftes für die Konstruktion eines Wärmeübertragungssystems, evtl. mit Messungen und Vorversuchen zu Detailfragestellungen
- AP2.2 Berechnung und Konstruktion, Erstellen der Fertigungszeichnungen
- AP2.3 Vorbereitung der Infrastruktur (Testumgebung Kessel)
- AP2.4 Zwischenbewertung mit technisch-wirtschaftlicher Evaluierung
- **Meilenstein 2** Freigabe der Fertigung (nach 14 Monaten Projektlaufzeit)

AP3. Fertigung und Versuch

- AP3.1 Bau des Wärmeübertragers
- AP3.2 Umbau der Infrastruktur und Aufbau Testumgebung Stirling und Wärmeübertrager
- AP3.3 Kaltversuche, Heißversuche am Wärmeübertragersystem
- AP3.4 Kaltversuche, Heißversuche an Kessel und Stirling
- **Meilenstein 3** Validierungstest des Wärmeübertragers (nach 22 Monaten Projektlaufzeit) mit der Entscheidung, das Gesamtsystem zusammenzufügen oder evtl. Modifikationen vorzunehmen
- AP3.5 Zusammenfügen des Gesamtsystems
- AP3.6 Versuchsdurchführung am Gesamtsystem mit Messungen, Auswertungen, Bewertungen, evtl. konstruktive Änderungen und Einschalten einer zweiten Versuchsphase

AP4. Gesamtbeurteilung

- AP4.1 Zusammenfassung und endgültige Auswertung der technischen Erkenntnisse
- AP4.2 Vermarktungs- und Potentialanalyse
- AP4.3 Abschließende Information der Öffentlichkeitsarbeit
- **Meilenstein 4** Technische Gesamtbeurteilung (nach 34 Monaten Projektlaufzeit)

AP5. Abschluss

- *AP5.1 Technische Beurteilung mit Identifizierung von Optimierungspotentialen*
- *AP5.2 Wirtschaftliche Beurteilung unter Einschluss der Produktionskosten und der Betriebskosten des Gesamtsystems*
- **Meilenstein 5 Abschlussbericht (nach 36 Monaten Projektlaufzeit)**

Ausgangspunkt für die Untersuchungen sind zwei vorhandene Aggregate in der Infrastruktur der CUTEC. Dabei handelt es sich um ein Stirlingmotor-BHKW der (ehemaligen) Fa. SOLO, welches mit Erdgas betrieben wird und als BHKW einsetzbar ist. Die Abbildung 2-1 zeigt das BHKW. Das zweite Aggregat ist ein fest installierter Kessel (Hersteller Köb), der mit Hackschnitzeln betrieben und zur Wärmeversorgung des Instituts eingesetzt wird (siehe Abbildung 2-2).

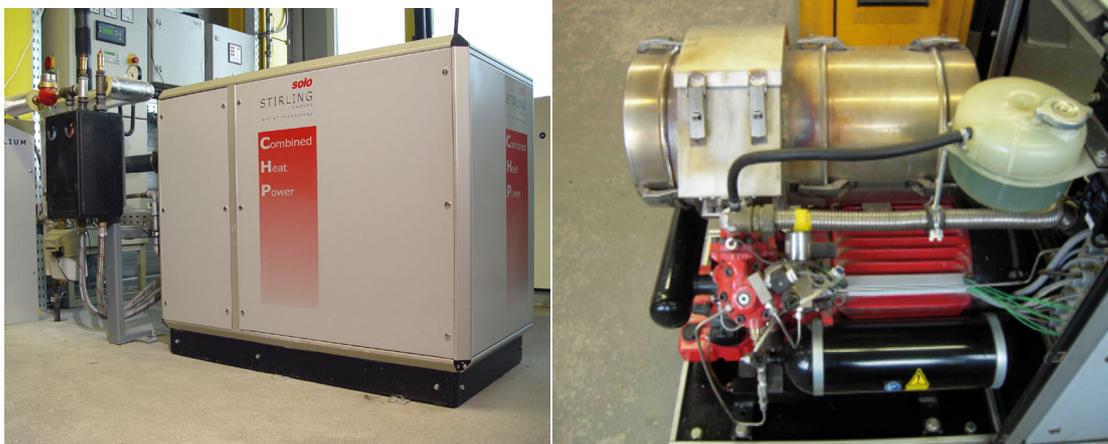


Abbildung 2-1: SOLO Stirlingmotor-BHKW

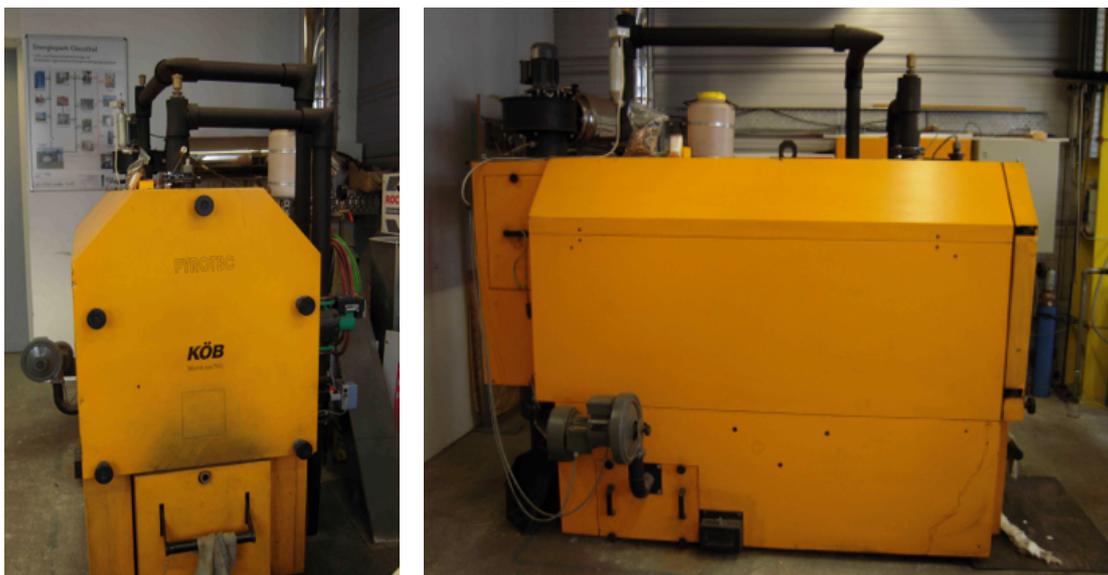


Abbildung 2-2: KÖB-Hackschnitzelkessel

2.1.1. Vorarbeiten

In der ersten Phase des Vorhabens von Juli bis Dezember 2012 wurden die wesentlichen Vorarbeiten für die spätere Versuchsdurchführung und Konstruktionsarbeit geleistet. Die Ergebnisse lassen sich in 3 Teilbereiche gliedern:

- Erarbeitung des theoretischen Hintergrunds
- Vorbereitung von detaillierten Konstruktionsarbeiten durch Maßaufnahmen, Detailzeichnungen und Zusammenstellungen
- Umbau der Aggregate, Beschaffung und Einbau von Messtechnik sowie Messungen an den beiden Systemen.

Der theoretische Hintergrund schließt Überlegungen zu Materialien, Verbrennungsvorgängen und vieles andere mit ein. Es wurden für die verschiedenen relevanten Teilbereiche Studien- und Diplomarbeiten vergeben, die für die jeweiligen Aufgabenstellungen (Bilanzierung Stirlingmotor, Bilanzierung Kessel und Recherche Wärmetauscher) die theoretischen Grundlagen abhandeln sollten. Dazu gehören u.a. Überlegungen

- zur Wärmeübertragung,
- zu Verbrennungstemperaturen,
- zur Möglichkeit der Luftvorwärmung zur Erhöhung der Brennraumtemperatur
- und zum Prinzip des Stirling-Prozesses.

Beide Systeme, der Hackschnitzelkessel und der Stirlingmotor, wurden maßtechnisch aufgenommen und als Zusammenstellungszeichnung/technische Zeichnungen mit den relevanten Bauteilen und Abmessungen erstellt. Beim erfolgten Umbau und Einbau der Messtechnik wurden alle erkennbaren Details - wie innere Abmessungen und Geometrien - aufgenommen und ebenfalls als elektronische Zeichnungsunterlagen erstellt. Die gesamte Zeichnungsdokumentation ist abgelegt und archiviert. Damit wurden wichtige - bisher nicht zur Verfügung stehende Unterlagen - für die weitergehenden Detailabstimmungen und Konstruktionsfestlegungen geschaffen.

Auf der folgenden Seite sind als Beispiel zwei Zusammenstellungszeichnungen der untersuchten Aggregate wiedergegeben (Abbildungen 2-3 und 2-4). Weitere Detailzeichnungen wurden notwendig, um die konstruktiven Details der einzelnen geplanten Bauteile festlegen zu können.

Die Hauptaktivität in diesem Vorhabenabschnitt bestand in der Vorbereitung und Durchführung der Messungen, sowohl am Kessel als auch am Stirling. Dazu waren im Vorfeld die Messelemente auszusuchen und zu beschaffen.

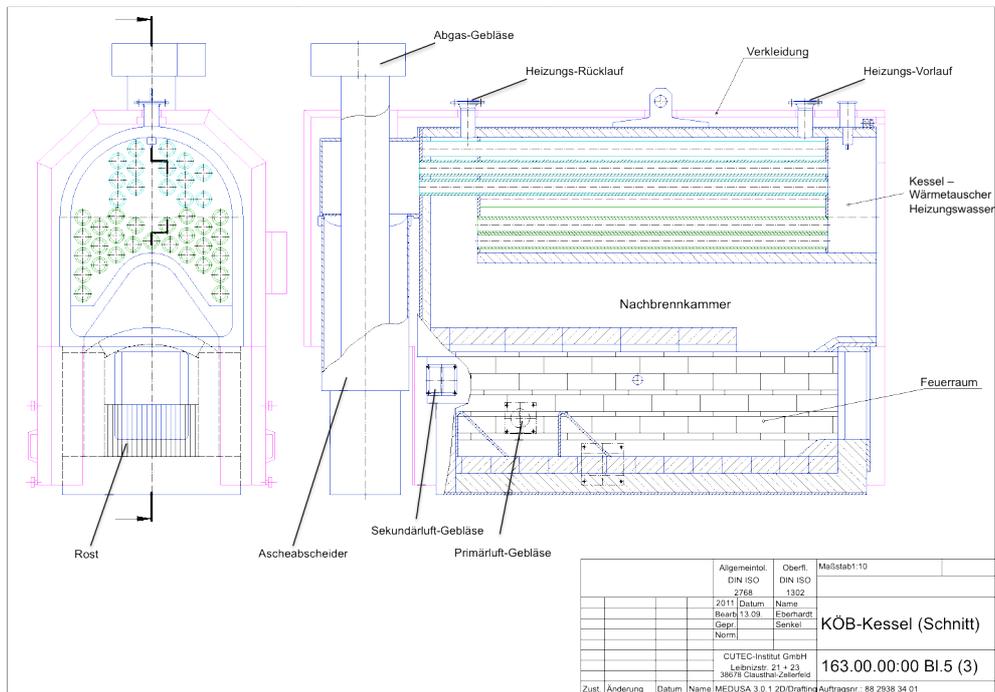


Abbildung 2-3: Schnittbild Hackschnitzelkessel – Bauteile, innen

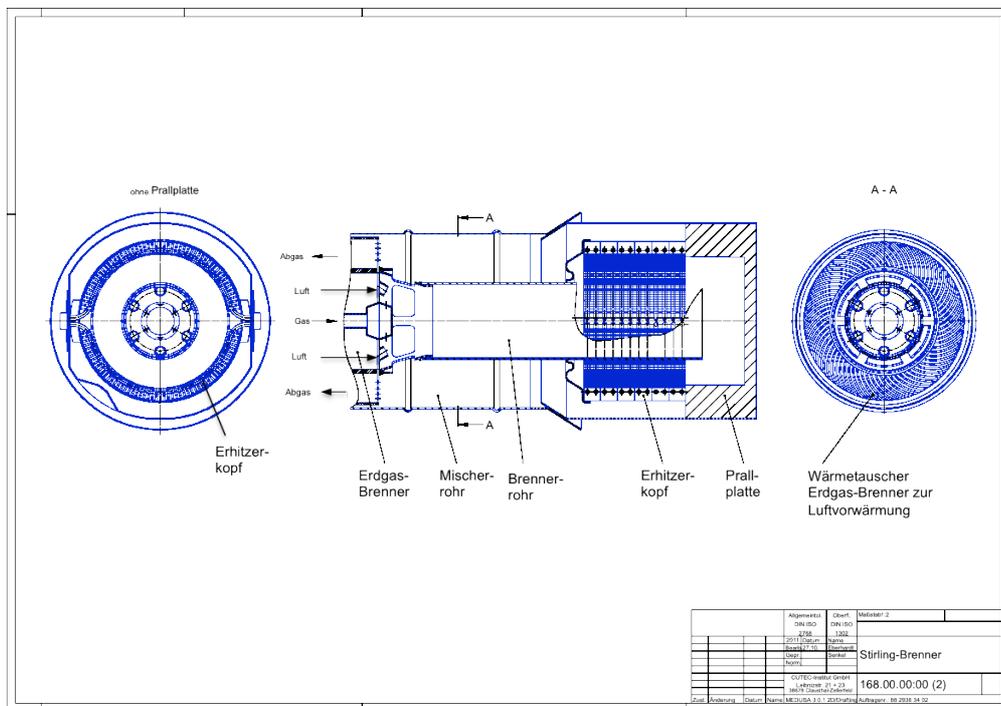


Abbildung 2-4: Schnittbild Stirlingmotor – Erdgasbrenner und der Erhitzerkopf des Stirlings

Die zu erwartenden Temperaturbereiche im Hackschnitzelkessel, im Bereich des Erdgasbrenners und im Erhitzerkopf des Stirlingmotors wurden auf über 1.000°C festgelegt und erforderten spezielle Thermoelemente. Die Aggregate, vor allem der Stirlingmotor bzw. der Brenner zum Antrieb des Motors, mussten nahezu komplett geöffnet und auseinandergenommen werden. In der Abbildung 2-5 sind die einzelnen Elemente des Stirlingmotors wiedergegeben.

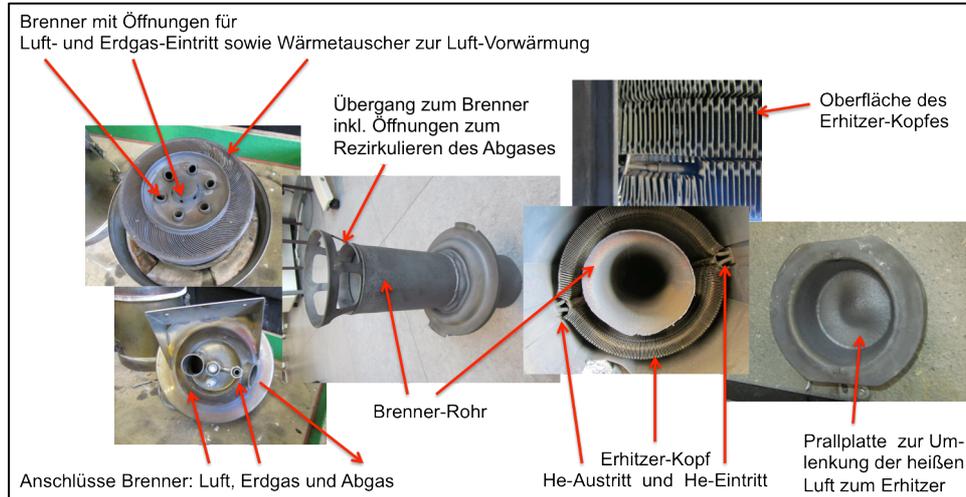


Abbildung 2-5: Komplett auseinander gebauter Stirling-Brenner

Abbildung 2-6 soll einen Überblick über die Positionen der Thermoelemente für den Kessel geben. In der anschließend konzipierten und eingerichteten Messwerterfassung wurden den Temperaturmessstellen Bezeichnungen zugewiesen.

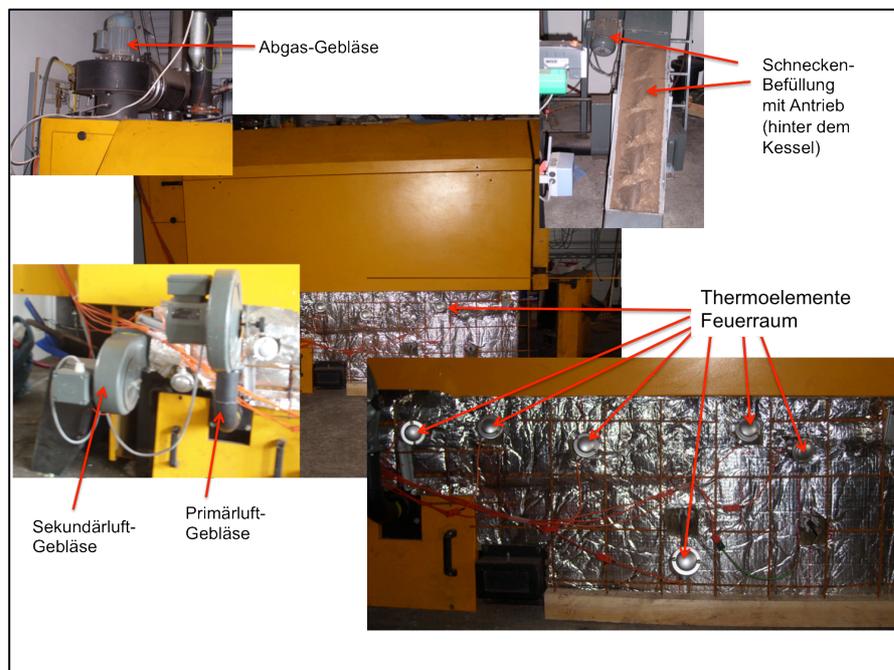


Abbildung 2-6: Einzelne Komponenten des Hackschnitzelkessels mit Positionierung der Thermoelemente

Außerdem wurden die Öffnungen, über welche die Sekundärluft in den Feuerraum des Kessels gelangt, zeichnerisch bestimmt. Primärluft wird direkt durch den Rost, auf welchen die Hackschnitzel verbrannt werden, eingebracht.

Weitere Voraussetzung für die Bilanzierung der beiden Anlagen war der Aufbau einer Messdatenerfassung, -visualisierung und -speicherung. Hierfür wurden ausgewählt und angeschafft:

- ein Daten-Rechner mit Messwerterfassung und Auswertung
- entsprechende Messmodule zur Anbindung von Komponenten, wie Thermoelemente und Schütze der Steuerung des Hackschnitzelkessels (Antrieb der Brennstoffzufuhr und Regelung der Primär- und Sekundärluft sowie des Abgasgebläses) und
- eine Software zur Visualisierung und Speicherung der Messdaten.

Vorrangig ging es darum, alle Thermoelemente über entsprechende Messumformer an den Datenrechner anzubinden. Zusätzlich wurden auch die Schaltsignale von Schalt-Schützen an den Messdatenrechner weitergeleitet. Beim Stirling wurden hauptsächlich die Thermoelemente in die neue Messdatenerfassung eingebunden. Die E/A-Module (Ein und Ausgabe-Module) werden über eine Software der Herstellerfirma ausgelesen. Mit Hilfe des Programms LabView© wurde je ein Programmteil für die Messdatenerfassung für den Hackschnitzelkessel und für den Stirling erstellt.

2.1.2. Durchführung von Messungen und Auswertung

Nach diesen Vorarbeiten wurden erste Messungen durchgeführt, um die prinzipielle Funktion zu testen und festzulegen. Im Verlauf des Vorhabens erfolgten weitere Modifikationen des Messprogramms und der Auswertung.

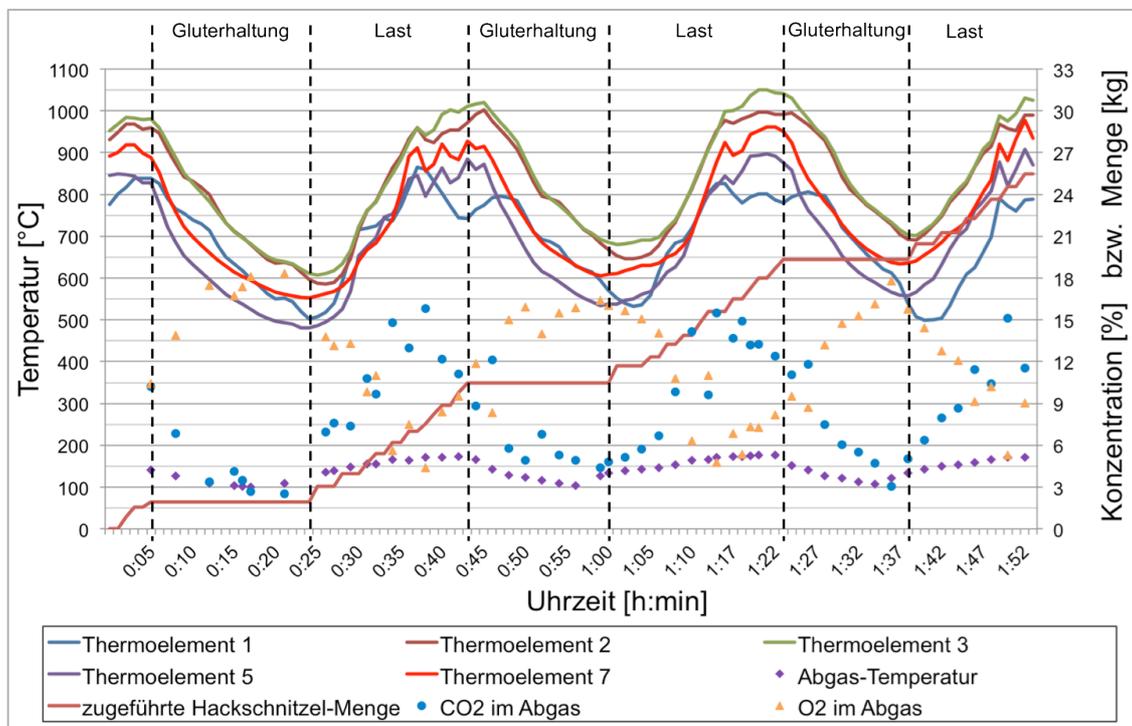


Abbildung 2-7: Gemessener Temperaturverlauf Hackschnitzelkessel

Im ersten Ansatz schien sich die Annahme über die vorhandenen Temperaturbereiche im Kessel zu bestätigen. Es ergeben sich für den Hackschnitzelkessel Temperaturen bis zu 1.100°C an den Stellen, wo Sekundärluft zugeführt wird (siehe als Beispiel die Abbildung 2-7).

In den Temperaturprofilen ist die Regelung des Kessels gut zu erkennen. Sie wechselt kontinuierlich zwischen den Betriebszuständen „Last“ und „Gluterhaltung“. Ist eine bestimmte maximale Kesseltemperatur erreicht, werden die Brennstoffzufuhr und die Gebläse für Primär- und Sekundärluft gestoppt. Nur das Abgas-Gebläse schaltet sich ab und zu mit seiner niedrigeren Stufe zu, um eine gewisse Luftzirkulation zu erhalten. Mit Kesseltemperatur identifiziert die Steuerung die Temperatur im Bereich des Wärmetauschers zwischen dem heißen Abgas und dem Heizungswasser. Wird ein bestimmter Grenzwert erreicht, bedeutet das, dass der Hackschnitzelkessel mehr Energie erzeugt, als für Heizzwecke benötigt wird. Ist dann ein bestimmtes Minimum bei der Kesseltemperatur erreicht, starten die Förderschnecken wieder und die Brennstoffzufuhr beginnt. Gleichzeitig werden die Gebläse für Primär- und Sekundärluft gestartet.

Die ersten Messungen am Stirling ergeben in etwa eine Temperaturanforderung für den Stirlingprozess von 850°C. Innerhalb des Erhitzerkopfes ist es nicht möglich, die Temperaturen mit Thermoelementen zu messen. Doch die gemessenen Temperaturen vor und nach dem Erhitzerkopf bestätigen diesen Temperaturbereich im Wärmetauscher.

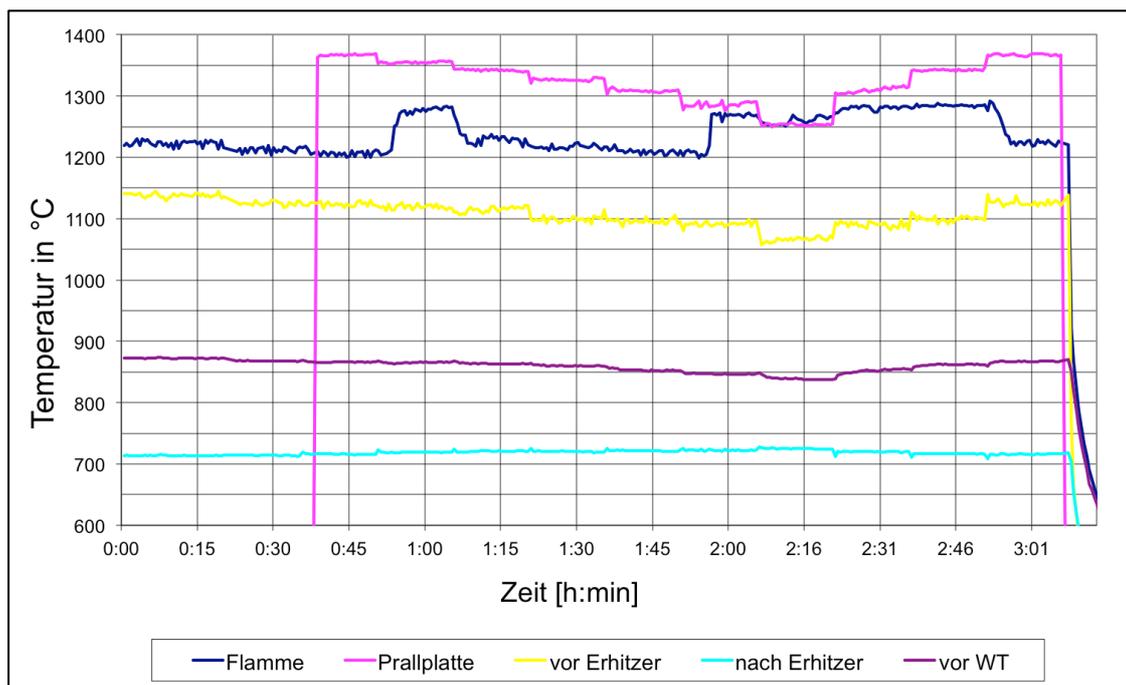


Abbildung 2-8: Gemessener Temperaturverlauf im Brenner-Bereich des Stirlingmotors mit Änderungen im Leistungsbereich

Die Flamme bzw. die heiße Luft wird am Ende des Brenner-Rohres durch eine Prallplatte umgelenkt, um durch den Erhitzerkopf wieder vorbei am Erdgasbrenner schließlich als Abgas auszutreten. An der Prallplatte werden die höchsten Temperaturen im Stirling erreicht, mehr als 1.400°C und damit weit außerhalb der geschätzten und erwarteten Temperaturen. Deshalb zeigt die Abbildung 2-8 die Temperaturen für die Prallplatte erst ab einem Maschinendruck von 110 bar (entspricht ca. 4 kW elektrischer und 20,8 kW thermischer Leistung), für 120 und 130 bar sind die Temperaturen außerhalb des Messbereiches der verwendeten Thermoelemente.

Im Bereich des Erhitzers wird das Helium auf die erforderliche Arbeitstemperatur erwärmt. Direkt vor dem Erhitzer wurden Temperaturen von 1.050°C bis 1.150°C gemessen. Gut zu erkennen ist die Anpassung des Brenners an die gewählte Leistung des Stirlingmotors. Mit sinkender Leistung des Motors nehmen auch die vom Brenner erzeugten Temperaturen ab. Ab dem Bereich der Prallplatte ist ein „gestufter“ Temperatur-Verlauf entsprechend der gewählten Leistungsstufen des Stirlings zu erkennen. Die Temperatur-Differenzen vor und nach dem Erhitzer nehmen mit sinkender Motorleistung klar ab, siehe Abbildung 2-8. Das bestätigt, dass im Bereich des Stirlings mit einer konstanten Helium-Temperatur gearbeitet wird. Die Anpassung der Motorleistung erfolgt über den Maschinendruck. Mit sinkendem Heliumdruck sind geringere Temperaturen erforderlich, um die benötigten 850°C zu erreichen. Die Temperaturen nach dem Erhitzer, d.h. nach erfolgter Helium-Erwärmung, liegen bei 700°C bis 750°C. Niedrige Leistung bedeutet geringere Temperaturen erzeugt durch den Brenner und gleichzeitig höhere Temperaturen nach dem Erhitzer, denn es wird weniger Energie zur Helium-Erwärmung benötigt.

2.1.3. Messungen am Hackschnitzelkessel

Aufgrund der ersten Temperatur-Messungen im Biomasse-Kessel wurde deutlich, dass nur während des Last-Zustandes ausreichend hohe Temperaturen im Bereich des Feuerraums herrschen, welche erforderlich sind, um den Stirlingmotor antreiben zu können. Im Lastzustand wurden Temperaturen um 1.000°C bis maximal 1.100°C gemessen. Um den Wärmetauscher des Stirlingmotors (den Erhitzerkopf) herum herrschen Temperaturen über 1.000°C. Demzufolge wurden zunächst vorrangig Temperatur-Messungen über einen längeren Last-Zustand über mehrere Stunden aufgenommen. Auch zeigten die ersten Ergebnisse, dass die Feuerraum-Temperaturen erhöht werden sollten. Es wurden sowohl die Einflussmöglichkeiten der Kessel-Steuerung als auch eine Luftvorwärmung der Zuluft (von Sekundär- und/oder Primärluft) in Betracht gezogen. Der KÖB-Kessel regelt nach folgenden Parametern:

- Sauerstoff-Konzentration im Abgas
- Kessel-Temperatur und
- Kessel-Rücklauf-Temperatur.

Untersucht wurden die Auswirkungen unterschiedlich vorgegebener O₂-Konzentrationen. Die Kessel-Steuerung reagiert nicht mit angepassten Gebläse-Drehzahlen und damit einer Variation der Zuluft-Volumenströme von Primär- und/oder Sekundärluft, sondern passt die Zufuhr des Brennstoff-Massenstroms entsprechend an. Die Abb. 2-9 und Abb. 2-10 zeigen die Effekte unterschiedlicher O₂-Konzentrationen im Abgas.

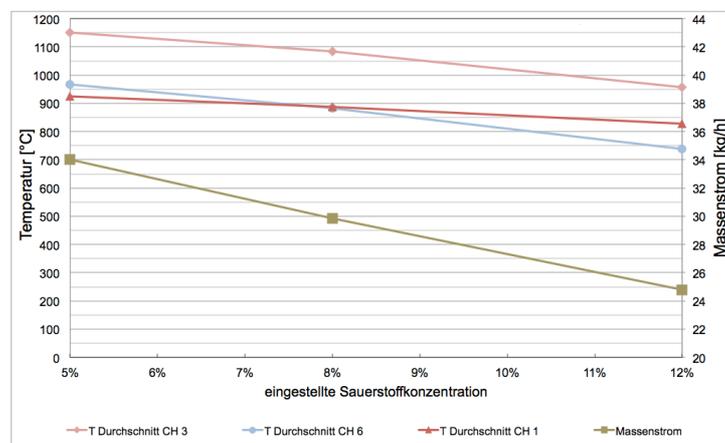


Abbildung 2-9: Temperaturen bei O₂-Konzentrationen und Brennstoffdurchsatz

In der Grundeinstellung der KÖB-Steuerung wird der Kessel mit einer Soll-O₂-Konzentration von 8% im Betriebszustand Last betrieben. Untersucht wurde eine Erhöhung des Wertes um 4% auf 12% des Sollwertes von eingestellten 8% sowie eine Reduktion auf minimal 5% O₂. Niedrigere Einstellungen als 5% lässt die Steuerung nicht zu. Abb. 2-9 zeigt deutlich, dass nur durch Reduktion der Zuluft, d.h. eine niedrigere O₂-Konzentration im Abgas, höhere Feuerraum-Temperaturen möglich sind. Die drei ausgewählten Thermoelemente CH 1, 3 und 6 zeigen die wichtigsten Temperatur-Bereiche über den gesamten Feuerraum. CH 1 entspricht der Temperatur über dem Rost, CH 3 liegt im oberen Teil des Feuerraums, bevor der zweite Anteil an Sekundärluft über die Seitenwände eingeblasen wird. CH 6 liegt im vorderen Teil, kurz bevor die Verbrennungsluft den Feuerraum verlässt und in das Flammrohr eintritt. Es zeigt sich auch eine Zunahme des Brennstoffmassenstroms bei Verringerung der Soll-O₂-Konzentration. Bei gleicher Luftmenge wird mehr Brennstoff gefördert, damit mehr Energie eingebracht und die Temperaturen erhöhen sich.

Im mittleren Teil des Feuerraums – Bereich TE 3 und 4 (bzw. CH 3) – liegt der heißeste Teil. Hier können Temperaturen bis maximal 1.150°C erreicht werden, wenn die Biomasse mit weniger Luft (O₂-Konzentration von 5%) verbrannt wird. Siehe dazu auch die Abb. 2-10.

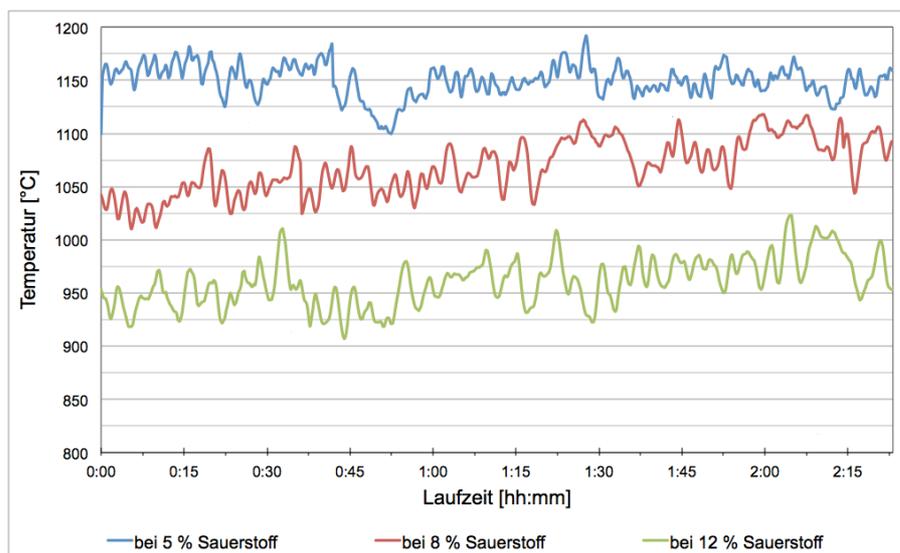


Abbildung 2-10: Temperatur im Feuerraum, TE 3, bei verschiedenen O₂-Konzentrationen im Abgas

Allerdings erscheint das erreichte Temperaturniveau noch zu gering. Daher wird versucht, durch Vorwärmung der Zuluft eine Erhöhung des Temperaturniveaus zu erreichen. Der größte und am einfachsten zugängliche Platz im Feuerraum ist zwischen TE 3 und der Tür zum Feuerraum (TE 6), von wo auch ein Hochtemperatur-Wärmeübertragung eingebaut werden könnte. Bis jetzt kann davon ausgegangen werden, dass in diesem Bereich die Durchschnittstemperatur bei maximal 1.000°C liegt und damit weitere Maßnahmen für Temperaturerhöhungen im Feuerraum erforderlich sind. Um die Temperaturerhöhungen durch eine Luftvorwärmung (kurz: LuVo) von Primär- oder Sekundärluft nachweisen zu können, wurde ein Luftherhitzer des Typs LHS 91 angeschafft und zwischen Zuluft-Gebläse und Eintrittsöffnung Kessel montiert. Abbildung 2-11 zeigt ein Foto des Sekundärluftgebläses mit Luftherhitzer. Die mögliche Luftvorwärmung soll damit wie folgt getestet werden:

- LuVo Sekundärluft,
- LuVo Primärluft und
- beide kombiniert mit 5% Sauerstoff im Abgas als Regelgröße KÖB-Kessel.

Dieser Lufterhitzer soll allerdings nicht im späteren Wärmeübertragungssystem eingesetzt werden. Die Wärme zur Luftvorwärmung wird aus dem Gesamtsystem Heißluft kommen.



Abbildung 2-11: Lufterhitzer LHS 91 zur Sekundärluft-Vorwärmung

Die Abbildung 2-12 zeigt die Ergebnisse der ersten Versuche mit Vorwärmung der Sekundär-Zuluft. Der Lufterhitzer wurde zunächst manuell betrieben. Es können 8 Stufen (von 0,5 bis 6,5) gewählt werden. Die gepunktete Linie gibt die je Stufe erreichten Sekundärluft-Temperaturen an.

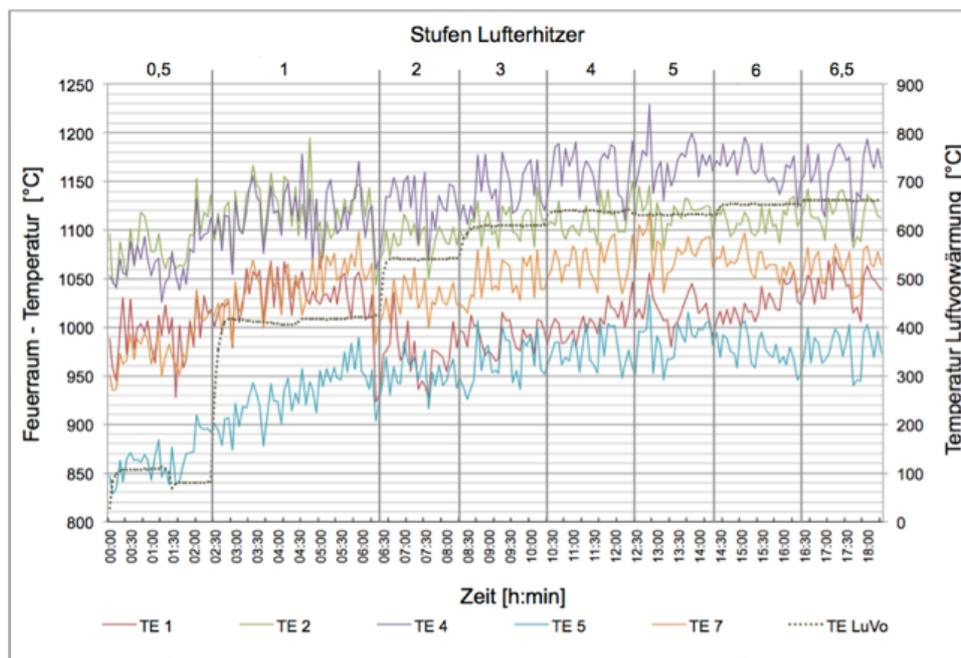


Abbildung 2-12: Temperatur-Verläufe mit Luftvorwärmung der Sekundär-Zuluft

Gut zu erkennen ist, dass ab Stufe 3 nur noch sehr geringe Temperatur-Erhöhungen erreicht werden können. Das Maximum nach dem Lufterhitzer liegt bei 660°C. Das Diagramm zeigt die Temperaturverläufe entlang des gesamten Feuerraums. Besonders interessant für den Einbau des Hochtemperatur-WT sind die Bereiche um die Thermolemente TE 4, TE 5 und TE 7. Die ersten Messungen mit vorgewärmter Sekundär-Zuluft zeigen die größten Temperatur-Erhöhungen im Bereich TE 5 (blaue Kurve) von 800°C ohne Luftvorwärmung bis auf 1.000°C. Diese Erhöhung beginnt bereits bei einer Zuluft-Temperatur von 400°C. Weitere

Luftvorwärmung ist gar nicht notwendig, es können keine relevanten Effekte mehr erkannt werden. Die höchsten Feuerraum-Temperaturen werden rund um das Thermoelement TE 4 mit fast 1.200°C erreicht. Zusätzlich verspricht vor allem die Kombination von Änderungen der O₂-Parameter KÖB-Steuerung auf 5% und die Luftvorwärmung die erforderliche Temperatur-Erhöhen auf >1.250°C. Abbildung 2-13 zeigt den zusätzlichen Energie-Eintrag in den Feuerraum KÖB-Kessel in Form von vorgewärmter Zuluft.

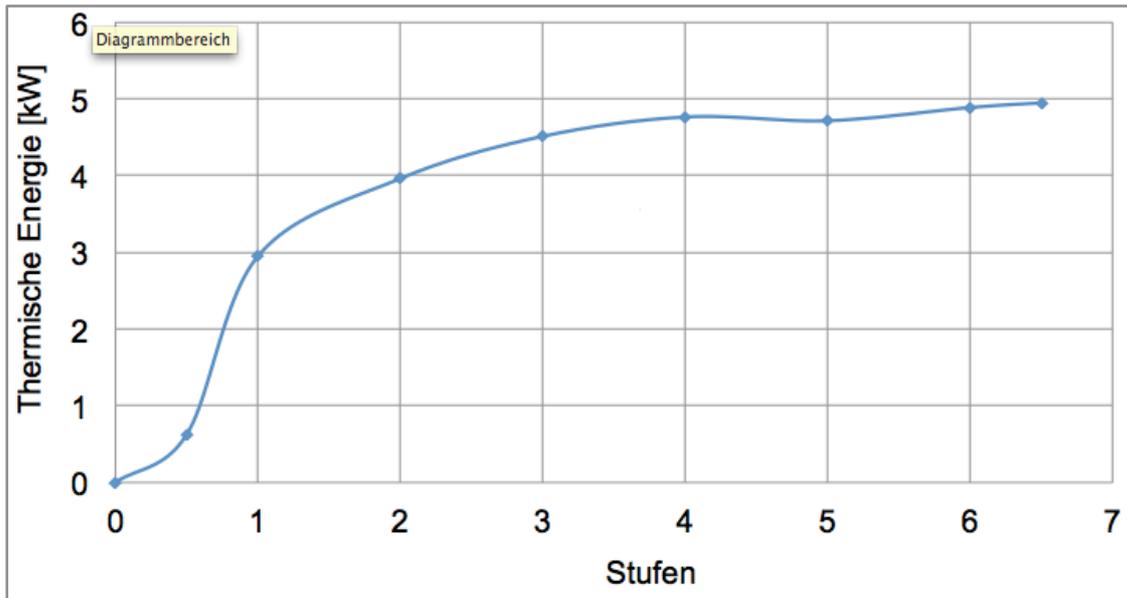


Abbildung 2-13: Zusätzlicher Energie-Eintrag durch vorgewärmte Sekundärluft pro gewählter Stufe des Lufterhitzer

2.1.4. Grundlagen für die Auslegung des Wärmeübertragers

Auf der Grundlage der Ergebnisse der vorher beschriebenen Messungen (Feuerraumtemperaturen, Abgaszusammensetzung) und der Verbrennungsrechnungen (Abgaszusammensetzung, Zuluftmengen, etc.) werden im folgenden die Wärmemengen an den unterschiedlichen Stellen im Feuerraum sowie die mit der Zuluft (Primär- und Sekundärluft) und dem Brennstoff eingebrachten Wärmemengen ermittelt. Die Wärmemengen im Feuerraum in der Gasphase werden auf die Umgebungs-Temperatur von 20°C bezogen und wurden wie folgt berechnet und sind in Tabelle 2-1 zusammengefasst:

$$dQ = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{TE} - T_{Umgeb.})}{3600}$$

mit T – Temperatur, \dot{V} – Volumenstrom, dQ – Wärmemenge der heißen Verbrennungsluft, c_p – spezifische Wärmemenge und ρ – Dichte.

Tabelle 2-1: Übersicht der Wärmemengen im Abgas im Feuerraum mit erforderlichen temperaturabhängigen Werten von Dichte, spezifischer Wärmekapazität für Abgas und Volumenströme

		TE 1	TE 2	TE 5	TE 7
		Über dem Rost: PL + SL1a	Zuluft: PL + SL1	Zuluft: PL + SL	Zuluft: PL + SL
Heißgas-T	°C	880	1.047	902	963
Luftmenge \dot{V}	m ³ /h	394	562	985	1.035
spez. Wärmekapazität c_p	kJ/kgK	1,230069	1,249962	1,199797	1,209823
Dichte ρ	kg/m ³	0,30222	0,273633	0,2967	0,28272
Wärmemenge dQ	kW	34,99	54,84	85,91	92,73

Die Dichte und die spezifische Wärmekapazität sowie der Volumenstrom des Heißgases wurden für die jeweils gemessenen Temperaturen (mit entsprechendem Thermoelement TE) ermittelt. Die Zusammensetzung des Verbrennungsgases im Feuerraum beruht auf der gemessenen Abgaszusammensetzung im Schornstein des KÖB-Kessels, kurz nach dem Abgasgebläse. Anhand der ermittelten Zuluftmengen und der Verbrennungsrechnung für feste Brennstoffe konnten verschiedene Luftüberschusszahlen (Lambda) für die drei verschiedenen Bereiche im Feuerraum ermittelt und entsprechende Abgaszusammensetzungen und damit angepasste spezifische Wärmekapazitäten ermittelt werden.

Ein weitaus geringerer und ohne Luftvorwärmung nicht relevanter Anteil am Energieeintrag wird durch die Zuluft (Primär- und Sekundärluft) in den Kessel eingebracht. Die Energie der zugeführten Luft wird nach derselben Formel wie die Wärmemengen im Feuerraum berechnet. Mit der Primärluft werden 0,33 kW und mit der Sekundärluft 1,18 kW bei 20°C Umgebungstemperatur zugeführt. In Form von Hackschnitzeln wird dem Kessel der Hauptteil an Energie kontinuierlich zugeführt. Die Energie des Brennstoffes beträgt 131,63 kW und wurde wie folgt ermittelt:

$$Q = \dot{m}_{BS} \cdot h_u \frac{kg}{h} \cdot 5,0203 \frac{kWh}{kg} = 131,63 kW$$

mit \dot{m}_{BS} – Massenstrom und h_u – Heizwert.

Der Wirkungsgrad der Feuerung kann mit folgender Formel und den Daten aus Tabelle 2-2 berechnet werden. Es ergibt sich ein Wert von 0,8996; also 89,96 % Wirkungsgrad.

$$\eta_f = 1 - \frac{(1 + \lambda \cdot L_{min}) \cdot c_p \cdot (\vartheta_{Abgas} - \vartheta_{Luft})}{h_u}$$

Tabelle 2-2: Kenndaten Biomasse-Verbrennung KÖB-Kessel

Lambda λ	-	1,75
spez. Wärme-kapazität Abgas c_p	kJ / kgK	1,0716
Luftbedarf L_{min}	kg / kg	5,96
Abgas-Temperatur	°C	168
Luft-Temperatur	°C	20
Heizwert h_u	kJ / kg	18060

Die Differenz aus Energieeintrag, den Wärmemengen des Heißgases und den Verlusten ergibt die noch vorhandene Energie der noch nicht vollständig umgesetzten Komponenten in den betrachteten Bereichen (TE 1 bis 7) des Feuerraumes im KÖB-Kessel. Abbildung 2-14 zeigt den Verlauf der Verbrennung im Feuerraum durch die Aufteilung auf die unterschiedlichen Energieanteile.

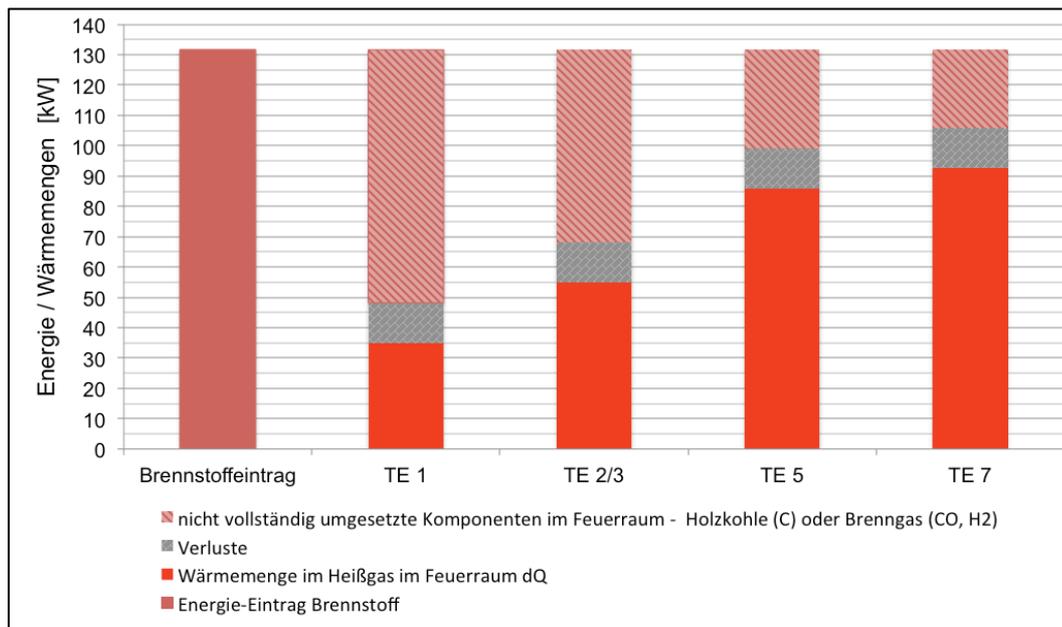


Abbildung 2-14: Energiebilanz im Feuerraum KÖB-Kessel

An diesem Punkt kann bereits gezeigt werden, dass die Wärmemenge im Feuerraum des KÖB-Kessels groß genug ist, um ausreichend Heißluft für den Antrieb des Stirlingmotors zu erzeugen.

Auf der Grundlage der Messungen im Brenner und am Stirling-Erhitzerkopf sowie der Ergebnisse der Verbrennungsrechnung (Messwerte des Testo-Abgasanalysegeräts im Abgas des Stirling-Brenners) können die vom Erdgas-Brenner zur Verfügung stehenden Enthalpien für den Stirlingmotor ermittelt werden. Die Verbrennungsrechnung ergibt einen maximalen Abgasvolumenstrom von 45 Norm-m³ pro Stunde, das sind 59 m³ pro Stunde bei einer Abgas-Temperatur von 81°C. Der Brenner wird mit Erdgas befeuert. Bei der höchsten gewählten

Druckstufe von 120 bar – maximale Leistung des Stirlingmotors – zieht der Flox-Brenner laut der Verbrennungsrechnung 40 m³ pro Stunde Umgebungsluft (mit 27°C) an, das entspricht 33 Norm-m³ pro Stunde. Mit den gemessenen Temperaturen und der Abgaszusammensetzung wurden die im Verbrennungsgas enthaltenen Wärmemengen entlang des Brenners und um den Erhitzerkopf berechnet – hier exemplarisch die maximalen Wärmemengen bei der höchsten Druckstufe von 120 bar. Der Bezugspunkt für die Berechnung der Wärmemengen im Brenner ist eine Umgebungstemperatur von 20°C.

Abbildung 2-15 zeigt eine räumliche Zuordnung der berechneten Werte im Schnittbild des Brenners mit dem Erhitzerkopf.

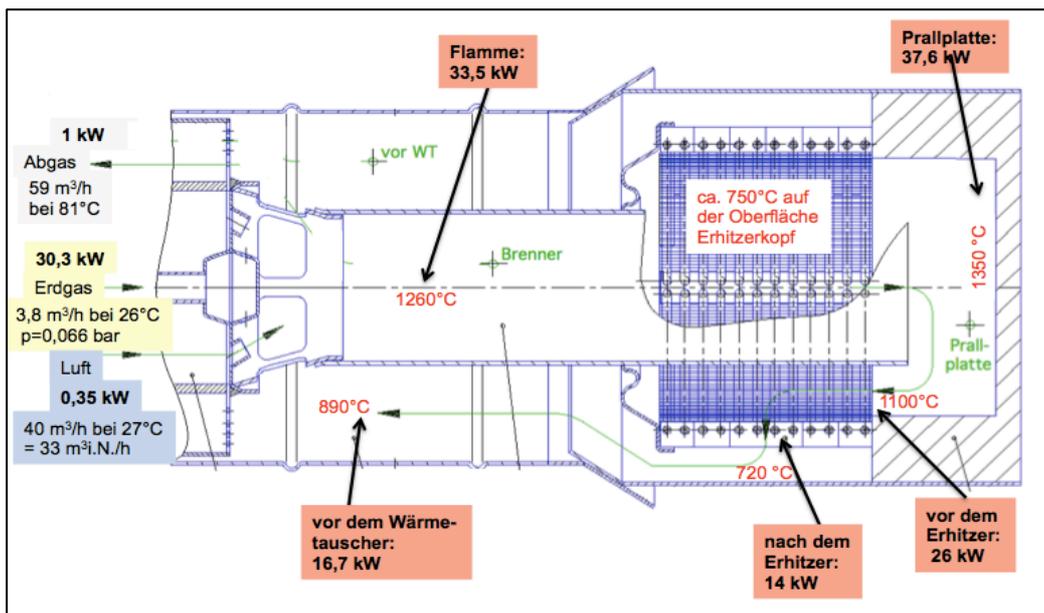


Abbildung 2-15: Übersicht Temperaturen und Wärmemengen entlang des SOLO-Brenner und „rund um“ den Stirling-Erhitzerkopf

Die Einzelergebnisse der Enthalpieberechnung beruhen auf den folgend dargestellten Zusammenhängen:

Flamme: $V_{\text{max./Flamme}} = 254,2 \text{ m}^3/\text{h}$ $T_{\text{max./Flamme}} = 1265^\circ\text{C}$

- $dQ = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{Flamme}} - T_{\text{Umg.}})$
 - $= 254,2 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,2734 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,41 \text{ kJ/kgK} \cdot (1265^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})/3600 = \mathbf{33,3 \text{ kW}}$

Prallplatte: $V_{\text{Prall}} = 268,43 \text{ m}^3/\text{h}$ $T_{\text{Prall}} = 1350^\circ\text{C}$

- $dQ = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{Prall}} - T_{\text{Umg.}})$
 - $= 268,43 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,2734 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,41 \text{ kJ/kgK} \cdot (1350^\circ\text{C} - 26,8^\circ\text{C})/3600 = \mathbf{37,5 \text{ kW}}$

vor Erhitzer: $V_{\text{v.Erh.}} = 230,45 \text{ m}^3/\text{h}$ $T_{\text{v.Erh.}} = 1100^\circ\text{C}$

- $dQ = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{TE1}} - T_{\text{Umg.}})$
 - $= 230,45 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,2734 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,357 \text{ kJ/kgK} \cdot (1100^\circ\text{C} - 26,8^\circ\text{C})/3600 = \mathbf{25,98 \text{ kW}}$

nach Erhitzer: $V_{\text{n.Erh.}} = 163,82 \text{ m}^3/\text{h}$ $T_{\text{n.Erh.}} = 720^\circ\text{C}$

- $dQ = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{n.Erh.}} - T_{\text{Umg.}})$
 - $= 163,82 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,351 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,276 \text{ kJ/kgK} \cdot (720^\circ\text{C} - 26,8^\circ\text{C})/3600 = \mathbf{14,1 \text{ kW}}$

vor WT: $V_{\text{vorWT}} = 193,45 \text{ m}^3/\text{h}$ $T_{\text{vorWT}} = 895^\circ\text{C}$

- $dQ = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{vorWT}} - T_{\text{Umg.}})$
 - $= 193,45 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,29808 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,31 \text{ kJ/kgK} \cdot (895^\circ\text{C} - 26,8^\circ\text{C})/3600 = \mathbf{18,22 \text{ kW}}$

im Abgas (mit V_{Abgas} aus der Verbrennungsrechnung mit Daten laut Abgas-Messung Testo im Schornstein nach dem Brenner): $V_{\text{A,feucht,TA}} = 58,58 \text{ m}^3/\text{h}$; $T_{\text{A}} = 81^\circ\text{C}$

- $dQ = V_{A,f,TA} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_A - T_{Umg.})$
 - $= 58,58 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0,983627 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,1398 \text{ kJ/kgK} \cdot (81^\circ\text{C} - 26,8^\circ\text{C})/3600 = \mathbf{1,02 \text{ kW}}$
- in der Verbrennungsluft (mit L_{echt} aus der Verbrennungsrechnung mit den Daten laut Abgas-Messung Testo) : $V_{\text{Luft}} = 40 \text{ m}^3/\text{h}$, $T = 26,8^\circ\text{C}$
- $dQ = V_{\text{Luft}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{Luft}} - 0^\circ\text{C})$
 - $= 40 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,1608 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,00708 \text{ kJ/kgK} \cdot (26,8^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C})/3600 = \mathbf{0,35 \text{ kW}}$
- im Brennstoff – Erdgas: $V_{\text{Erdgas}} = 3,45 \text{ m}^3/\text{i.N./h}$; $h_{U,\text{Erdgas}} = 8,789 \text{ kWh/m}^3/\text{i.N.}$
- $H_{\text{Erdgas}} = V_{\text{Erdgas}} \cdot h_{U,\text{Erdgas}} = \mathbf{30,33 \text{ kW.}}$

Der Flox-Brenner passt seine Leistung dem gewählten internen Druckbereich im Stirlingmotor an. Wie bereits beschrieben, muss mit steigendem Helium-Druck im Maschinenraum des Stirlings auch die zuzuführende Wärmemenge erhöht werden. Der Anstieg des Energie-Eintrags in Form von Erdgas sowie die steigenden Wärmemengen im Bereich des Brenners und rund um den Erhitzerkopf sind im Diagramm in der Abbildung 2-16 dargestellt.

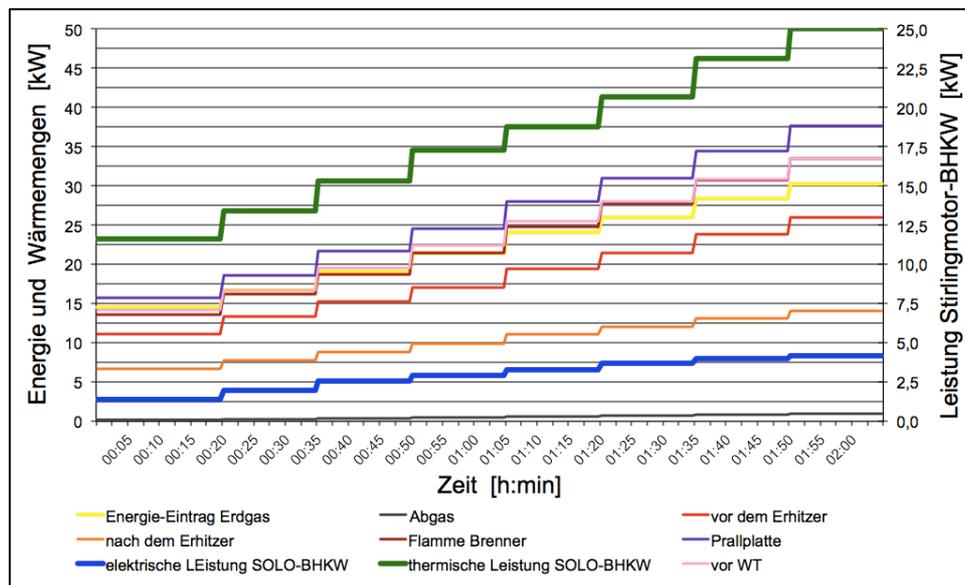


Abbildung 2-16: Verlauf der Wärmemengen im Brenner und „um“ den Erhitzerkopf, abhängig von der gewählten Druckstufe und damit der BHKW-Leistung

Die Differenz zwischen der Wärmemenge vor und nach dem Erhitzerkopf gibt Rückschlüsse für die Auslegung des Hochtemperaturwärmeübertragers. Bei der höchsten Leistung des Stirlingmotors (120 bar Helium-Druck) beträgt die Wärmemenge des heißen Verbrennungsgases vor dem Erhitzer maximal 26 kW, unmittelbar nach dem Helium-Wärmeübertrager sind es noch 14 kW. Es müssen 12 kW thermische Energie dem Helium von außen zugeführt werden, um den Stirlingmotor auf maximaler Leistungsstufe betreiben zu können.

2.1.5. Zusammenfassung der Erkenntnisse

Aus den Bilanzen beider Anlagen – Feuerraum KÖB, Erdgasbrenner und Erhitzerkopf Stirling – ergeben sich folgende Randbedingungen für den indirekten Wärmeübergang, d.h. den zu konstruierenden Hochtemperatur-Wärmeübertrager, welcher die Energie der Biomasseverbrennung an den Stirling-Erhitzerkopf – den Wärmeübertrager im Stirlingmotor – überträgt:

- Der Stirling benötigt für den internen Wärmekraftprozess etwa 12 kW an thermischer Leistung. Die Oberflächentemperatur beträgt etwa 750°C auf dem Erhitzerkopf. Dazu werden 30 kW an Erdgasenergie freigesetzt, die in der Nähe des Erhitzerkopfes mit etwa 1.100°C bis 1.150°C zur Verfügung stehen. Die Strömungsgeschwindigkeiten liegen bei etwa 1 m/s. Damit ergeben sich je nach Geometrie und Wahl der charakteristischen Abmessungen Re-Zahlen von 300 bis 1.500.
- Der Hackschnitzelkessel setzt 130 kW an Brennstoff um. Im Feuerraum stehen bis zu 100 kW an Abgasenthalpie zur Verfügung. An der heißesten Stelle nach der Sekundärluftzugabe betragen die Temperaturen maximal 1.050 °C. Durch Luftvorwärmung wird eine leichte Steigerung dieser Temperatur erwartet. Die Strömungsgeschwindigkeit liegt bei 1 m/s, was ebenfalls zu geringen Re-Zahlen führt.

Zur Erfüllung der Wärmeübertrager-Aufgabenstellung soll folgendes angenommen werden:

- Übertragung von etwa 50 kW aus dem Rauchgas des Kessels an ein WÜ-Medium auf einem Temperaturniveau von 1.100 °C
- Transport dieser Wärmemenge aus dem Kessel heraus
- Übertragung einer verbleibenden Wärmemenge von etwa 30 kW an Luft⁵ und
- Nutzung der heißen Luft zur Erwärmung des Stirling-Erhitzerkopfes auf einem Temperaturniveau von mindestens 1.000°C, im Idealfall bis zu 1.100°C.

Damit muss der Wärmeübertrager auf der einen Seite 50 kW bei einer Heißluft-Temperatur von ca. 1.100°C aufnehmen und 30 kW bei etwa 1.000°C abgeben.

2.1.6. Auswahl von Wärmeübertrager-Verfahren

Für eine indirekte Wärmeübertragung stehen grundsätzlich folgende Typen von Wärmetauschern zur Verfügung:

- Heatpipe,
- Rekuperator oder
- Regenerator.

Die **heatpipe** oder das Wärmerohr hat den Vorteil, dass unter Nutzung der Verdampfungswärme eines Stoffes / des Wärmeträgers eine hohe Wärmestromdichte erreicht werden kann, d.h. auf kleinen Querschnittsflächen große Wärmemengen transportiert werden können. Gerade der begrenzte Raum im Feuerraum des KÖB-Kessels spricht für die nähere Betrachtung der Nutzung eines Wärmerohres zur Wärmeübertragung zwischen Kessel und Stirling-Erhitzerkopf. Eine für diesen Anwendungsfall geeignete heatpipe kann mit Natrium als Medium arbeiten und könnte nach Literaturangaben etwa 10 kW/cm² übertragen⁶. Damit wäre eine (oder mehrere parallele) heatpipe mit einem effektivem Querschnitt von 5 cm²

⁵ Im Falle eines Rekuperators kann das WÜ-Medium bereits die Luft sein.

⁶ In einem Demonstrationsvorhaben zur Vergasung von Biomasse werden heatpipes verwendet, die eine Übertragungsleistung von lediglich 0,2 kW/cm² aufweisen.

ausreichend. Der Zu- und Abtransport der Wärmemenge an die Oberfläche der heatpipe ist das eigentliche Problem. Auf beiden Seiten herrschen Strömungen von 1 m/s vor. Dies ergibt überschlagsmäßig Wärmeübergangskoeffizienten α von etwa 10 W/m² K. Bei einer angenommenen Temperaturspreizung von 50 K lassen sich die notwendigen Flächen für eine Wärmeübertragung nach folgender Beziehung bestimmen:

$$Q = A \times \alpha \times \Delta T$$

Mit $Q_1 = 50$ kW und $Q_2 = 30$ kW bei ΔT von 50 K würden sich effektive heatpipe-Oberflächen von $A_1 = 100$ m² und $A_2 = 60$ m² ergeben. Diese Flächenangaben erscheinen groß.

Der Wärmeübergangskoeffizient α muss also deutlich erhöht werden. Die Fragen, welche hier noch zu klären wären:

- Kann ein Rohr genutzt werden, um die Wärmeaus- und -einkopplung zu ermöglichen oder sind mehrere kleinere bzw. dünnere Rohre von Vorteil?
- Kann der Stirling-Erhitzerkopf direkt in das Ende des Wärmerohrs eingebunden werden oder muss auch hier ein weiterer Zwischen-Kreislauf zur Wärmeübertragung von heatpipe zum Erhitzerkopf gewählt werden?
- Wäre es möglich, die Leistung des Stirlingmotors durch das Nutzen einer „Inertgas-Blase“ am Kopf des Wärmerohrs zu regeln? Diese Blase müsste dort sitzen, wo der Erhitzerkopf im Wärmerohr steckt. Durch das Ein- und Auspumpen des Gases vergrößert oder verkleinert man diese Blase, um dadurch die Fläche der Wärmeübertragung zwischen Wärmerohr und Erhitzerkopf variieren zu könnten.

Ein aus hochlegiertem Stahl oder Keramik gefertigter **Rekuperator** wird in geeigneter Weise in den Feuerraum des Kessels eingebracht. Dabei betragen die maximalen Dimensionen (Breite und Höhe des Feuerraumes) 0,39 m x 0,43 m. Auch in diesem Fall müssen 50 kW an die Oberfläche des Rekuperators, durch die Wand und an das andere Medium (Luft für direkte Beaufschlagung) übertragen werden. Ohne weitere Maßnahmen zur Turbulenzerhöhung an der Wärmetauscherfläche ergeben sich auch hier Übertragungsflächen von 100 bzw. 60 m². Eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten α auf Werte von 100 W/m²K reduziert die notwendigen effektiven Flächen auf 10 bzw. 6 m².

Für den Fall eines **Regenerators** gelten im Prinzip die gleichen Überlegungen wie für den Rekuperator. Es ist nicht sicher, ob mit Regeneratoren die notwendigen Wärmestromdichten erreicht werden können. Hier wäre eine Idee die Ausführung des Wärmespeichers z.B. in Form von Keramik-Kugeln in einem kreisrunden Rohr. Ein Teil der Kugelbahn würde sich im Feuerraum des KÖB-Kessels befinden, der andere Teil im Helium-Kreislauf des Stirlingmotors oder eher in einem Luft-Übertrager, welcher dann die Wärme der Kugeln an das Helium übertragen müsste. Ein Problem ist es, diese Kugeln in dem kreisrunden Rohr in Bewegung zu bringen und anschließend zu halten.

Die bisher beschriebenen Punkte ergeben im Groben den Inhalt eines Pflichtenheftes, welches die Grundlage für die Auslegung und Konstruktion eines Hochtemperatur-Wärmeübertragers bildet. Zu diesem Zeitpunkt wurde von CUTEC externe Kompetenz im Rahmen eines Unterauftrages ins Projekt eingebunden. Die Inhalte des Pflichtenheftes wurden mit Mitarbeitern des Ingenieurbüros ERK Eckrohrkessel GmbH in Berlin diskutiert.

2.1.7. Auslegung Hochtemperaturwärmeübertrager

Als erstes Ergebnis eines Ortstermins am 27. und 28. September 2012 in Clausthal-Zellerfeld sowie eines weiteren Termins am 23. Oktober 2012 in Berlin wurde ein Heißluft-Kreislauf zur indirekten Kopplung von Biomassekessel und Stirling entworfen. Abbildung 2-17 zeigt alle wesentlichen Komponenten eines solchen Kreislaufes. Über ein Gebläse wird Frischluft eingesogen und mit der Abwärme des Stirlingmotors auf berechnete 798°C vorgewärmt, bevor diese im Hochtemperatur-Wärmetauscher auf die erforderlichen 1.020°C erwärmt wird, um dann den Stirlingmotor antreiben zu können.

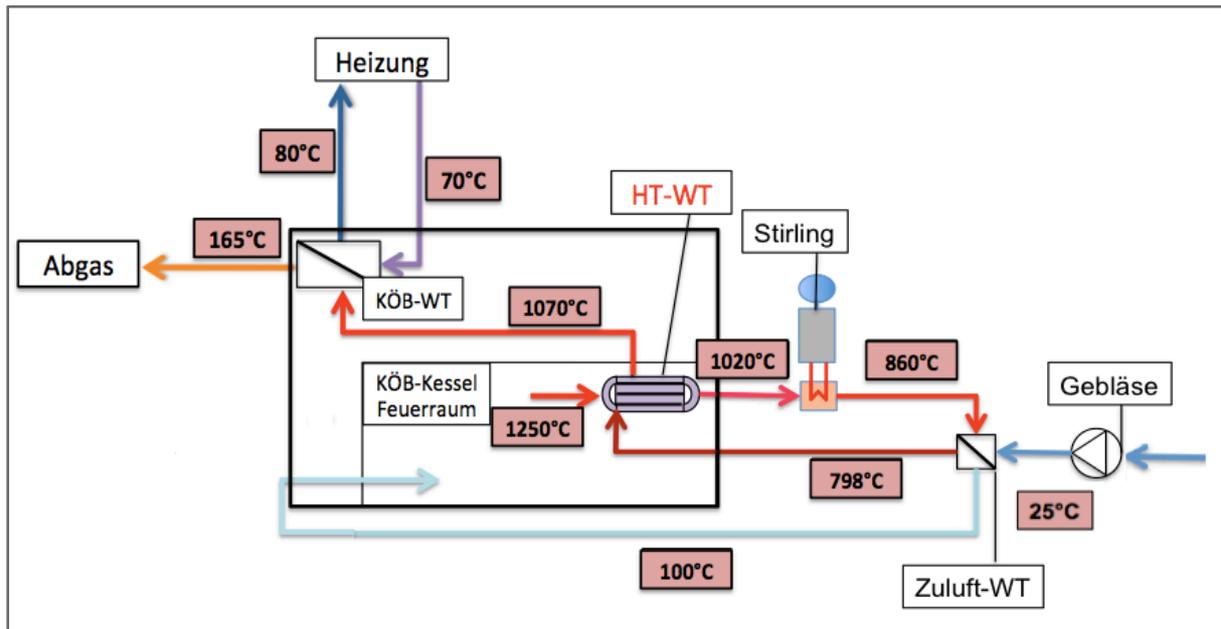


Abbildung 2-17: Heißluft-Kreislauf zur indirekten Kopplung von Biomasse-Kessel und Stirlingmotor

Demnach müssen zwei Wärmetauscher eingesetzt werden – ein Luft-Luft-WT zur Vorwärmung und Austausch der Luft und der Hochtemperatur-WT. In einer Stufe ist die hohe Temperaturspreizung nicht realisierbar. Als Hochtemperatur-Wärmetauscher wird ein Rekuperator aus metallischem Strukturmaterial (ip-tubes) benutzt. Der Einbauort wird voraussichtlich am Ende der Verbrennungszone nach Zugabe der Sekundärluft liegen. Der Wärmeübertragungsmechanismus erfolgt von Gas auf Gas (Abgas bzw. Verbrennungsgas des Hackschnitzelkessels auf Luft) für die Erwärmung des Stirling-Erhitzerkopfes. Die Verbrennungsgase im Hackschnitzelkessel erreichen in der Grundeinstellung des Kessels ca. 1.050°C. Durch Luftvorwärmung und/oder eine Veränderung des O₂-Parameters in der Kessel-Steuerung sind Temperaturen bis 1.250°C in Bereichen des Feuerraums möglich. Bisher eingesetzter Brennstoff sind Holzhackschnitzel. Bei Problemen im Abbrand-Verhalten können auch Holzpellets eingesetzt werden. Der interne Heliumkreislauf des Stirlingmotors muss auf einer möglichst konstanten Temperatur von 650°C gehalten werden.

ERK hat entsprechend den Vorgaben des Pflichtenheftes und gemäß Hersteller-Informationen den Wärmeübergang am Stirling-Erhitzerkopf für den Originalzustand, d.h. Wärmeerzeugung mit Erdgasbrenner, aufgrund der folgenden Kenndaten abgeschätzt:

- Abgasmenge nach Erdgasverbrennung 45 Nm³/h
- Erdgasheizwert 31,64 MJ/Nm³
- Luftbedarf ca. 40 m³/h (bei 27 °C)

- Feuerungsleistung Erdgas ca. 37 kW
- Mittlere Heliumtemperatur 650°C
- Durchfluss Helium 4 L/min
- Material Röhrrchen, Rippen – hochwarmfester Edelstahl
- Durchmesser Röhrrchen 3 mm (innen)
- Rippen-Heizfläche 0,48 m².

Es wurde für die späteren Berechnungen dieser Ansatz gewählt:

- angenommener Luftaustritt hinter dem Erhitzerkopf: 860 °C
- Luftmassenstrom: ca. 290 kg/h, ~ 15 kW / (1176 J/kg K * 160 K)
- mtl. logarithmische Temperaturdifferenz Luftseite: 281 K
- Verminderung der mtl. logarithmischen Temperaturdifferenz ~ 1,72
- Mindestluftmenge für die Leistungsübertragung aus der Sicht der Wärmeübertragung
 - $m_{\text{Luft}_{\text{min}}} = \exp^{(\ln(1,72 * 1,1) / (0,6 * 0,8))} * 69,55 \sim 265 \text{ kg/h} < 290 \text{ kg/h}$

Der gesuchte Luftstrom muss also mindestens bei ca. 265 kg/h liegen, um eine ähnliche Übertragungsleistung am Erhitzerkopf zu realisieren, falls nur der konvektive Anteil der Wärmeübertragung betrachtet wird. Da es bei dem Abgas zusätzlich noch einen Strahlungsanteil des Wärmeübertragungskoeffizienten gibt (erfahrungsgemäß klein bei Rippenrohren), sollte der Luftstrom höher gewählt werden. Für alle weiteren Berechnungen wird von einem Luftstrom von 290 kg/h ausgegangen.

Bei der aktuell maximalen elektrischen Leistung des Stirlingmotors (bei 120 bar Maschinendruck) sind netto etwa 12 kW an Wärmeenergie für den geschlossenen Kreislaufprozess zur Verfügung zu stellen. Bei 150 bar, wofür die Anlage ausgelegt war, werden maximal 15 kW benötigt.

Eine Möglichkeit ist, den HTWT seitlich in den Feuerraum einzubringen. Eine erste Skizze des Hochtemperatur-Wärmetauschers zeigt die Abbildung 2-18.

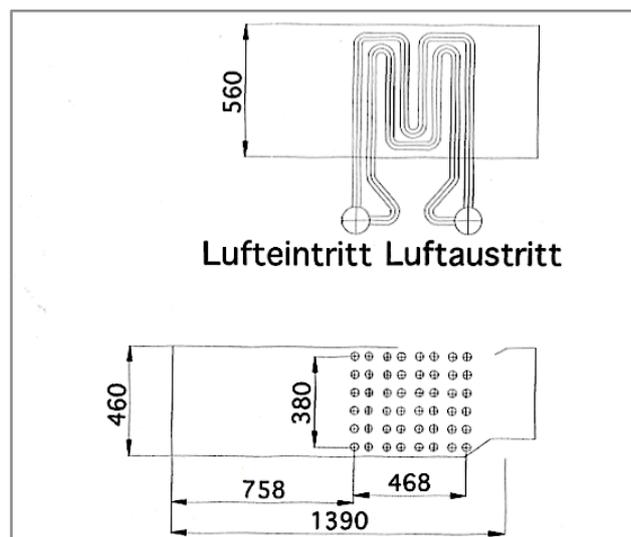


Abbildung 2-18: Entwurf Hochtemperatur –Wärmetauscher ERK, seitlich am Kessel

Eine überschlagsmäßige Bilanzierung des Wärmeübergangs von der Verbrennungsluft im Feuerraum des Kessels an den zu konstruierenden HTWT ergab als Ergebnis folgende Heizflächendimensionierung unter den oben genannten Randbedingungen:

- | | |
|---|---------------------|
| • effektive Heizfläche (Strukturrohre): | 2.8 m ² |
| • Übertragungsleistung: | ca. 21 kW |
| • Luftmenge: | 290 kg/h |
| • Luft Ein & Austritt: | 798 & 1.020 °C |
| • Abgas Ein- & Austritt: | 1.250 & 1.070 °C |
| • Max. rechnerische Rohrwandtemperatur: | ca. 1.040 °C |
| • Stromführung: | Gleichstrom |
| • Druckverlust luftseitig: | ca. 30 mbar |
| • Rohrmaterial: | 1.4841 oder ähnlich |

Über einen Luft-Luft Wärmeübertrager im Heißluftkreislauf wird idealerweise der Luftkreislauf geschlossen und gleichzeitig eine vorgewärmte Verbrennungslufttemperatur von ca. 100°C bis 150°C für die Biomasseverbrennung im Feuerraum KÖB-Kessel realisiert. Es wird Frischluft über einen rekuperativen Wärmetauscher in den Hochtemperaturwärmeübertrager eingebracht. Die 860°C heiße Luft aus dem Stirlingmotor tritt in einen geeigneten Wärmetauscher und erwärmt die Frischluft auf etwa 800°C, bevor sie in den Hackschnitzelkessel eintritt. Die abgekühlte Luft auf einem Niveau von etwa 150°C kann zur Vorwärmung der Verbrennungsluft oder/und zur Heizwassererwärmung herangezogen werden.

Mit den Randbedingungen:

- Verbrennungsluftmenge: 230 Nm³/h (~0.824 kg/s)
- Verbrennungsluft Ein- & Austritt: 25 & 100 °C
- Luftmenge: 290 kg/h
- Lufteintritt heiße Seite: ca. 860 °C
- Lufteintritt kalte Seite: ca. 25 °C
- Soll-Luftaustritt kalte Seite: ca. 798 °C

wurde der Luft-Luft Wärmeübertrager wie folgt dimensioniert:

- Ein- & Austritt Luft heiße Seite: 860°C bzw. 95°C
- Lufteintritt kalte Seite: 25°C bzw. 798°C
- Heizfläche mit Strukturrohren : ca. 22,5 m²
- Leistung: ca. 67 kW
- Druckverlust (kalte & heiße Seite): ca. 50 mbar

Die folgende Abbildung 2-19 soll den Aufbau des äußeren Wärmeübertragers verdeutlichen.

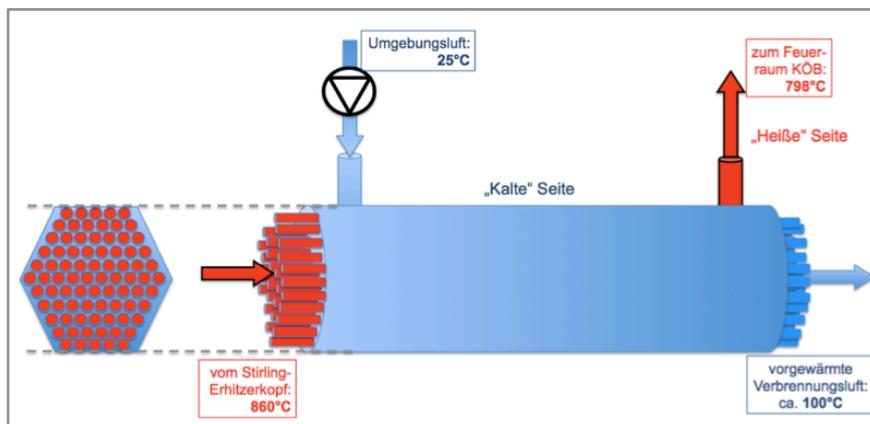


Abbildung 2-19: Entwurf eines Luft-Luft –Wärmetauschers zur Kopplung Stirlingmotor und Biomasse-Verbrennung

2.1.8. Anpassung des Entwurfes

Es wurde auf der Grundlage eines Pflichten-/Lastenheftes ein erster Entwurf des Hochtemperatur-Wärmeübertragersystems (bestehend im wesentlichen aus HTWT und Luft-Luft-Rekuperator) durch das Ingenieurbüro (ERK Eckrohrkessel GmbH, Berlin) im Unterauftrag erstellt. Die darin berechnete und beschriebene Variante HTWT musste an die örtlichen Gegebenheiten, d.h. die Geometrie des Biomasse-Kessels, angepasst werden. Auch die Tatsache, dass der Wärmeübertrager ausbaubar sein muss (regelmäßige manuelle Reinigung des Kessels) erforderte eine veränderte Geometrie des HTWT. Nach eingehenden Diskussionen zwischen CUTEC, ERK und der La Mont GmbH als Zulieferer der Hauptkomponenten konnte letztendlich eine Fertigungszeichnung erstellt werden. Für den Luft-Luft-Rekuperator waren geringere Anpassungen nötig.

Durch die Bilanzierung des Wärmeübergangs am Erhitzerkopf des Stirlingmotors wurden die erforderlichen Temperaturen im Feuerraum des KÖB-Biomassekessels ermittelt – im Ergebnis mindestens 1.250°C. Erste Messungen mit einer Vorwärmung der Verbrennungsluft wurden bereits durchgeführt. Auch Versuche mit einer Variation des Parameters Sauerstoffkonzentration im Abgas fanden bereits statt. Hier wurden maximal 1.150°C bei 5% Sauerstoff oder 1.200°C mit einer Luftvorwärmung von 400°C erreicht. Untersuchungen mit kombinierten Maßnahmen – Vorwärmung der Verbrennungsluft und Reduktion des Sauerstoffgehaltes auf 5% – zeigten eine weitere Erhöhung der Feuerraumtemperaturen auf maximal gemessene 1.300°C. Um den Feuerraum nicht zu gefährden, wurden die Messungen beim Erreichen von 1.300°C abgebrochen. Da der HTWT über den vorderen Bereich des Flammrohrs in den Kessel eintritt, musste hier ein Teil der Passage zum KÖB-Heizwasser-Wärmetauscher wärmeisoliert werden, um Temperaturverluste der austretenden Heißluft im HT-WT zu verhindern. Es wird davon ausgegangen, dass bei Bedarf höhere Temperaturen erreicht werden könnten. Durch den dann erfolgenden Wärmeaustrag mit dem Wärmeübertrager sinken die Temperaturbelastungen für den Feuerraum. Bei geplanten Messungen mit dem HTWT im Feuerraum kann dies abschließend getestet werden.

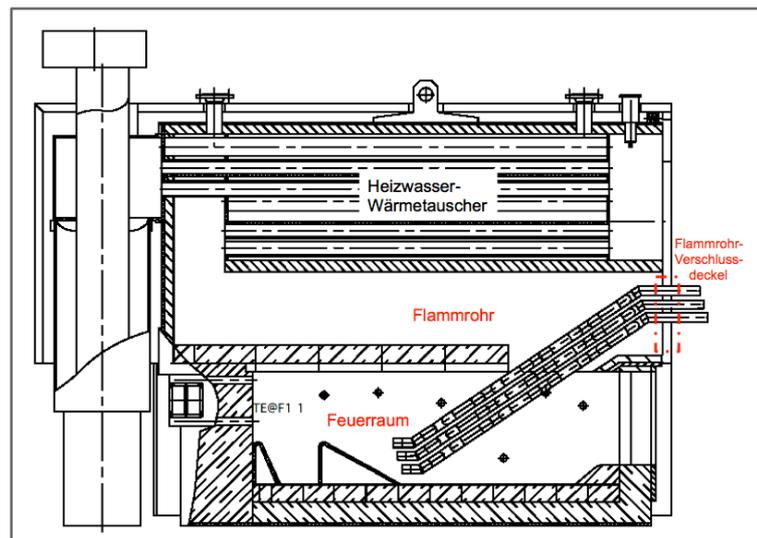


Abbildung 2-20: Einbauposition HTWT im KÖB-Biomassekessel

Es war nicht möglich, den HTWT in der vorgeschlagenen Variante seitlich in den Feuerraum einzubauen. Die Anzahl der Bohrungen durch die Kesselwand als auch das eigentliche Einsetzen in den Feuerraum wäre nicht umsetzbar und der WT so nicht ausbaubar gewesen, wenn der Feuerraum manuell gereinigt werden müsste (alle 3 Tage erforderlich).

Dementsprechend wurde die Einbauposition mit dem Ergebnis diskutiert, den HTWT schräg von der Öffnung des Flammrohres nach unten in den Feuerraum einzuhängen, wie in Abbildung 2-20 dargestellt.

Dieser sollte dann mit dem Flammrohrverschlussdeckel ein- und ausbaubar sein. Um die Rohrlänge von etwa 30 Metern unterzubringen, entwickelte die Konstruktionsabteilung CUTEC einen Rohrbündel-WT bestehend aus drei Etagen mit je einem gebogenen Rohr in vier Schlaufen (siehe Abbildung 2-21).

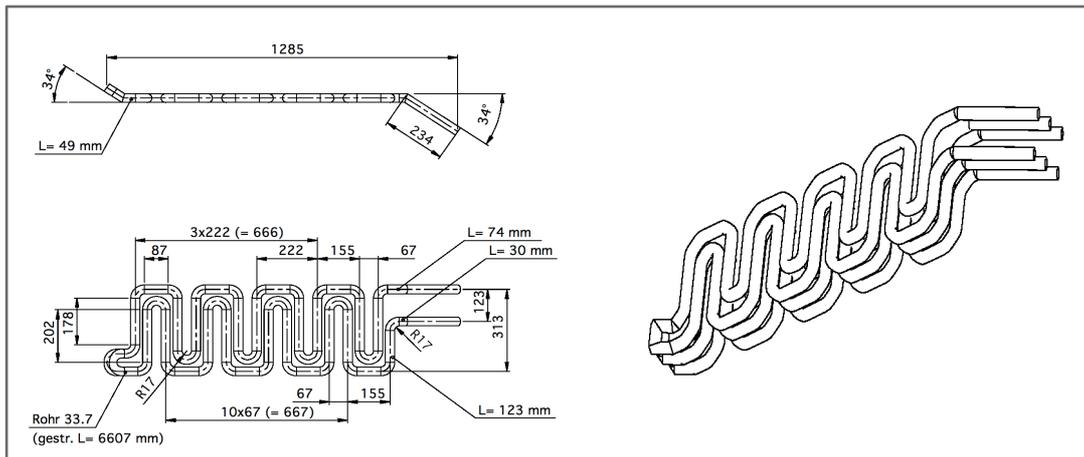


Abbildung 2-21: Vorschlag CUTEC – Konstruktionszeichnung HTWT (entsprechend der Einbauposition aus Abbildung 2-20)

Da die engen Radien der Biegungen Probleme für den Wärmeübergang in dem hier sehr hohen Temperaturbereich von über 1.000°C mit sich bringen, musste die Konstruktion der einzelnen Etagen vereinfacht werden. Im Bereich der Biegungen bilden sich sonst sogenannte „Hot Spots“ aus. Etwas verfeinert und mit Anschlüssen für den Heißluft-Kreislauf wurde die in Abbildung 2-23 dargestellte Form entwickelt: ein Rohrbündel-Wärmeübertrager bestehend aus drei Etagen mit je drei Rohrschlaufen, welche an je einem Sammelrohr für den Luftein- und -austritt befestigt werden.

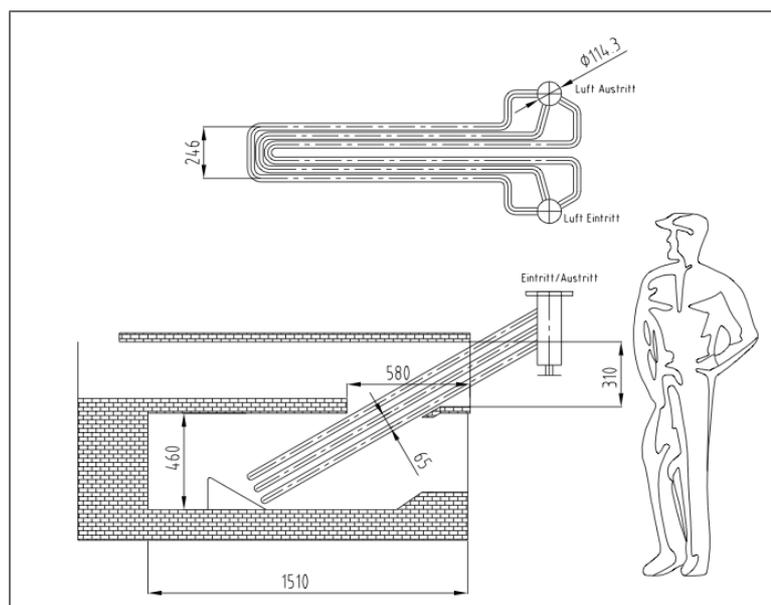


Abbildung 2-22: Technische Zeichnung des HTWT mit Einbauposition

Die CUTEC-Konstruktion hat dann die erforderlichen Abmessungen für die Wärmeübertrager-Rohre festgelegt, indem die bereits vorhandenen technischen Zeichnungen des Biomassekessels vervollständigt und eine 3D-Zeichnung angefertigt wurde. In diese wurde dann der HTWT komplett integriert.

Dabei offenbarte sich ein weiteres Problem: der Querschnitt des Flammrohres und des dazu gehörigen Deckels ist nicht rechteckig, sondern eher halbrund. Eine erste Skizze der Positionierung der Durchführungen für den HTWT zeigte, dass in der oberen Etage nicht alle drei Rohrschlaufen aufgenommen werden können, siehe Abbildung 2-23.

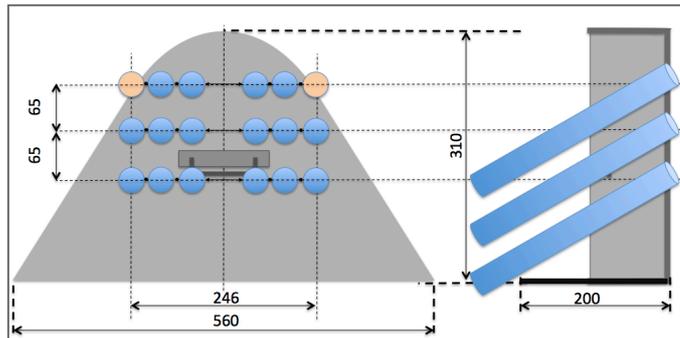


Abbildung 2-23: Erste grobe Skizze Flammrohrverschlussdeckel mit Durchführung der HTWT-Rohre

Daraufhin wurde auch der Flammrohrverschlussdeckel exakt vermessen, eine technische Zeichnung erstellt sowie die Durchführungen für den Wärmeübertrager eingezeichnet. Das Ergebnis zeigt Abbildung 2-24. Maximal 7 Schlaufen können durch den Deckel in den KÖB-Biomassekessel geführt werden. Die geplanten 9 Schlaufen finden nicht ausreichend Platz – sowohl für deren Durchführung durch den Deckel als auch unter den Schamott-Bögen, welche den Feuerraum nach oben zum Flammrohr abgrenzen.

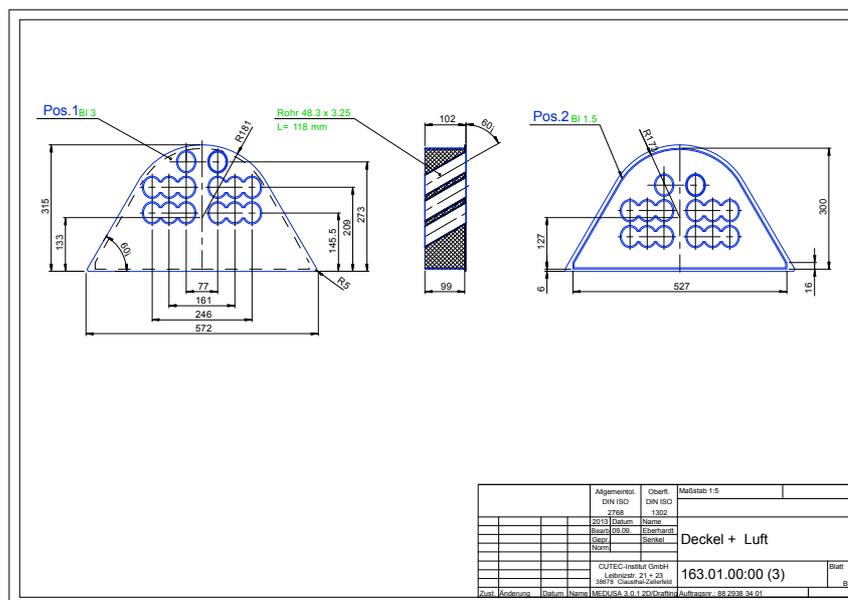


Abbildung 2-24: Technische Zeichnung Flammrohrverschlussdeckel mit Durchführung

Die Zeichnungen und die Konstruktion wurden daher entsprechend angepasst und verändert. Abbildung 2-25 zeigt die 3D-Zeichnung des KÖB-Kessels mit den machbaren 7 WT-Schleifen auf die drei Etagen verteilt.

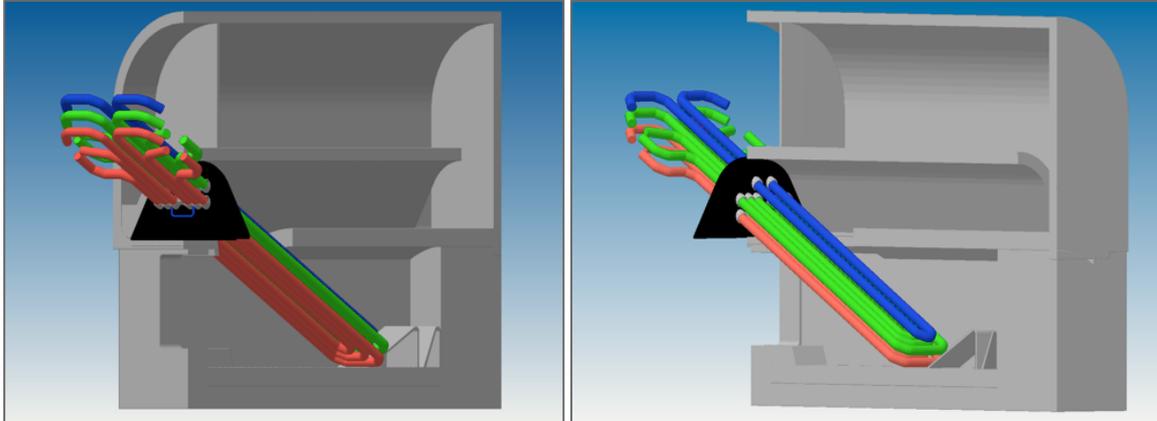


Abbildung 2-25: 3D-Zeichnung KÖB mit HTWT und Flammrohrverschlussdeckel

Um den Wärmeübertrager ausbaubar zu gestalten, muss der Flammrohrverschlussdeckel ebenfalls „nachgebaut“ und während der Fertigung des HTWT, vor dem Anschweißen der Rohrschleifen an die beiden Sammler (die Übergänge zum Heißluft-Kreislauf) über die WT-Rohre gesteckt werden. Damit kann der WT komplett mit dem Deckel aus dem Biomassekessel ein- und ausgebaut werden. Die endgültige Fertigungszeichnung zeigt Abbildung 2-26. Der Hochtemperatur-Wärmeübertrager wurde im Unterauftrag durch die Firma La Mont GmbH erstellt. La Mont fertigt die Strukturrohre ip® tubes selbst. Es handelt sich hierbei um ein Patent der Firma.

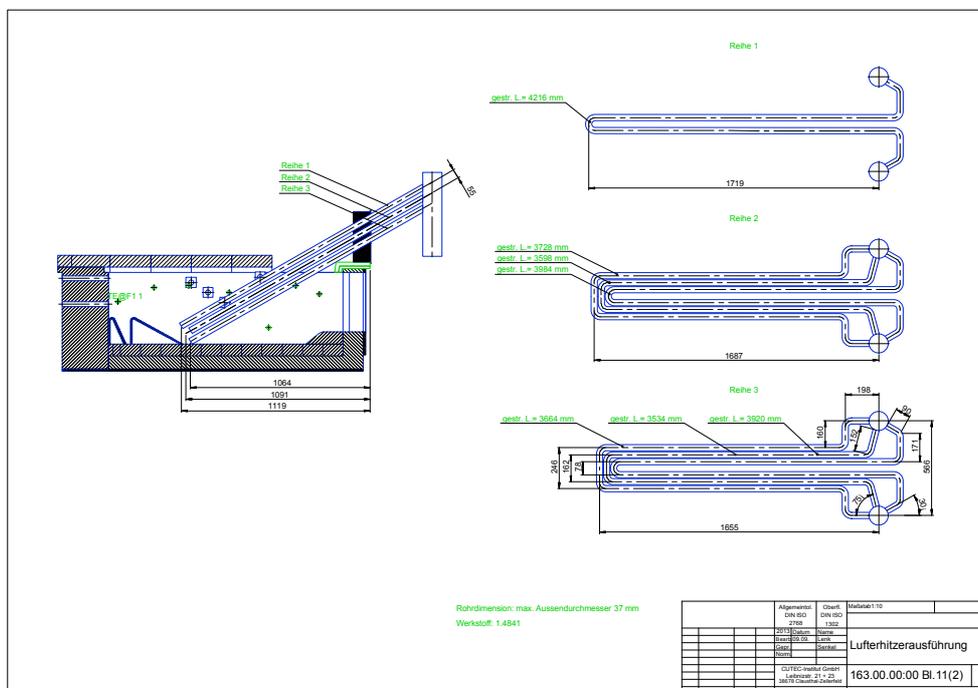


Abbildung 2-26: Fertigungszeichnung HTWT

Ip® tubes sind Glattrohre, die so umgeformt werden, dass in der Rohrwand gleichmäßig angeordnete Vertiefungen entstehen. Diese verursachen in den wandnahen Zonen Turbulenzen im Strömungsmedium, die wiederum den Wärmeübergang an der Rohrinneiseite erheblich steigern sowie Ablagerungen auf den Oberflächen reduzieren [siehe www.ip tubes.com]. Alle zu fertigenden Einzelteile für den HTWT müssen aus dem Hochtemperaturstahl 1.4841 gefertigt werden. Der somit einzusetzende HTWT hat dann folgendes Aussehen (siehe Abbildung 2-27).



Abbildung 2-27: Gefertigter und an Deckel angepasster HTWT

Wie bereits beschrieben, wurde für die Kopplung der Biomasseverbrennung (Heißluft aus dem HTWT) und dem Stirlingmotor (Erhitzerkopf) ein Heißluft-Kreislauf entwickelt. Darin ist ein weiterer Wärmetauscher enthalten, ein Luft-Luft-Rekuperator zur Vorwärmung der angesaugten Umgebungsluft. Dieser wird ebenfalls aus ip® tubes aufgebaut. Dafür werden 217 ip tubes® mit je 10 mm Durchmesser und einer Länge von je 3,3 m von La Mont gefertigt und anschließend entsprechend der Fertigungszeichnung in Abbildung 2-28 zu einem Rohrbündel-Wärmetauscher verbaut. Die kalte Umgebungsluft wird im Gegenstrom vom Heißgas (Austritt Stirlingmotor), welches durch die 217 Strukturrohre strömt, vorgewärmt.

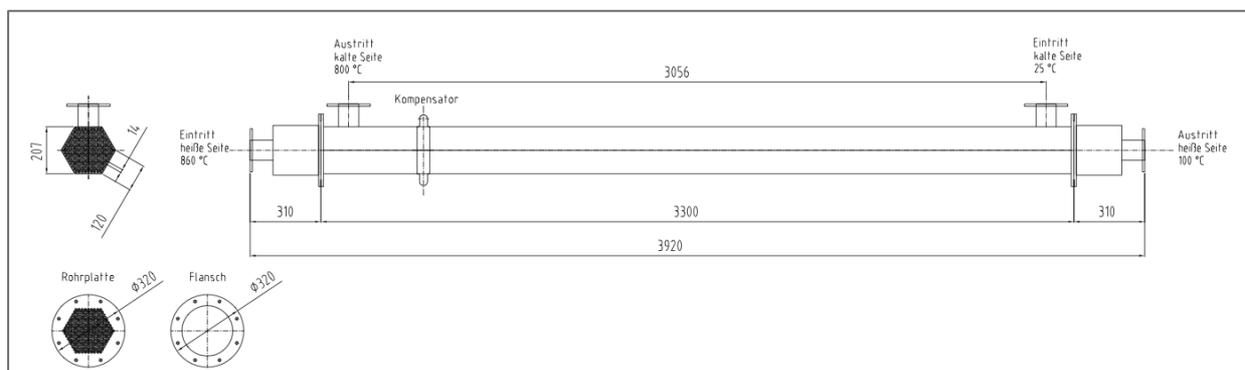


Abbildung 2-28: Fertigungszeichnung Luft-Luft-Rekuperator

2.1.9. Weiterführende Messungen am Kessel

Ausgangspunkt für die weiterführenden Versuche mit dem KÖB-Biomassekessel sind die im 2. Zwischenbericht dargestellten Untersuchungen der Feuerraumtemperaturen bei Vorwärmung der Verbrennungsluft oder bei reduziertem Sauerstoffgehalt im Abgas (Verstellen des O₂-Parameter der KÖB-Steuerung auf 5%). Abbildung 2-29 zeigt links die Kenndaten bei Grundeinstellung des Kessels, so wie er für Heizzwecke eingesetzt wird. Rechts sind die Effekte zu sehen, wenn die O₂-Soll-Konzentration im Abgas von 8% auf 5% reduziert wird.

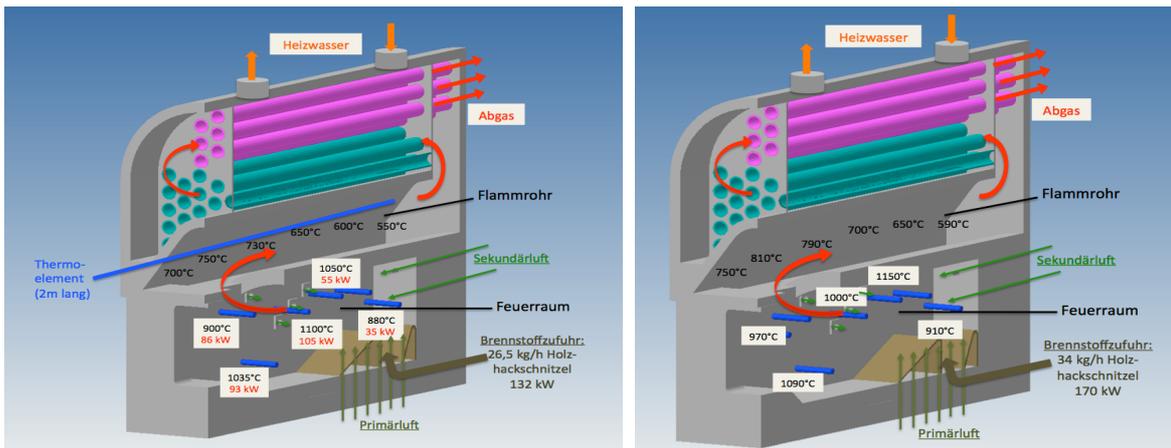


Abbildung 2-29: KÖB-Biomassekessel – Ergebnisse Versuche Grundeinstellung KÖB (links) und mit 5% O₂ im Abgas (rechts)

Die Luftvorwärmung wurde sowohl für die Primär- als auch für die Sekundärluft untersucht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2-30 dargestellt. Es wurden höhere Feuerraumtemperaturen als bei den Versuchen mit 5% O₂ im Abgas erreicht.

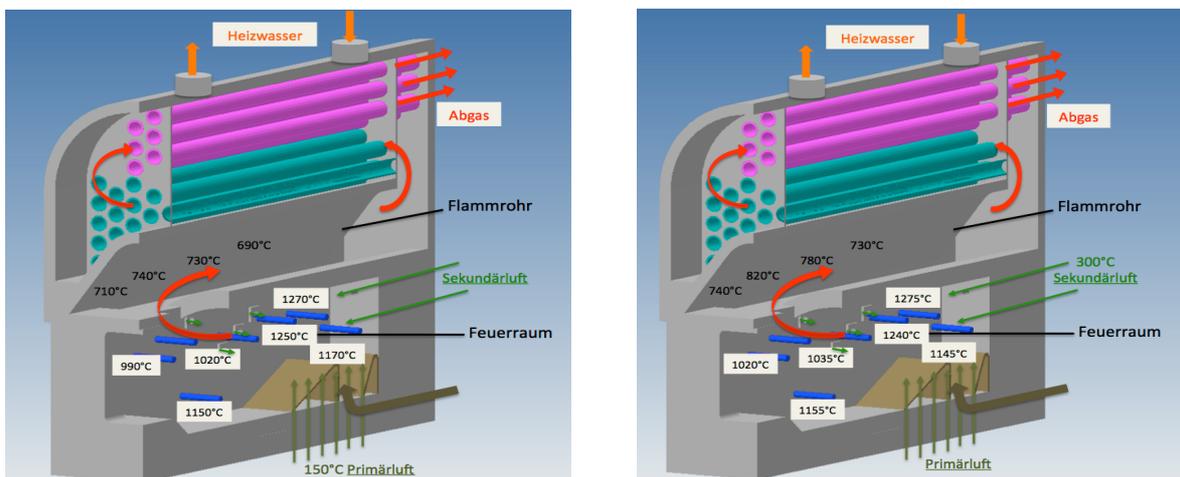


Abbildung 2-30: KÖB-Biomassekessel – Ergebnisse Versuche KÖB mit Vorwärmung Primärluft auf 150°C (links) und mit Vorwärmung Sekundärluft auf 300°C (rechts)

Um die erforderlichen Temperaturen im Feuerraum und auch im vorderen Bereich des Flammrohres zu erreichen, wurden weitere Versuche kombiniert mit Verbrennungsluftvorwärmung und dem 5% O₂-Parameter durchgeführt. Durch Einstellung mit 150°C heißer Primärluft oder 300°C heißer Sekundärluft können Temperaturen von bis zu 1.300°C im mittleren Bereich des Feuerraums erreicht werden. Allerdings sinken diese im

Übergangsbereich zum Flammrohr deutlich und schnell auf unter 1.000°C, was zu einer Abkühlung der aufgeheizten Luft im HTWT führen würde (Abb. 2-31).

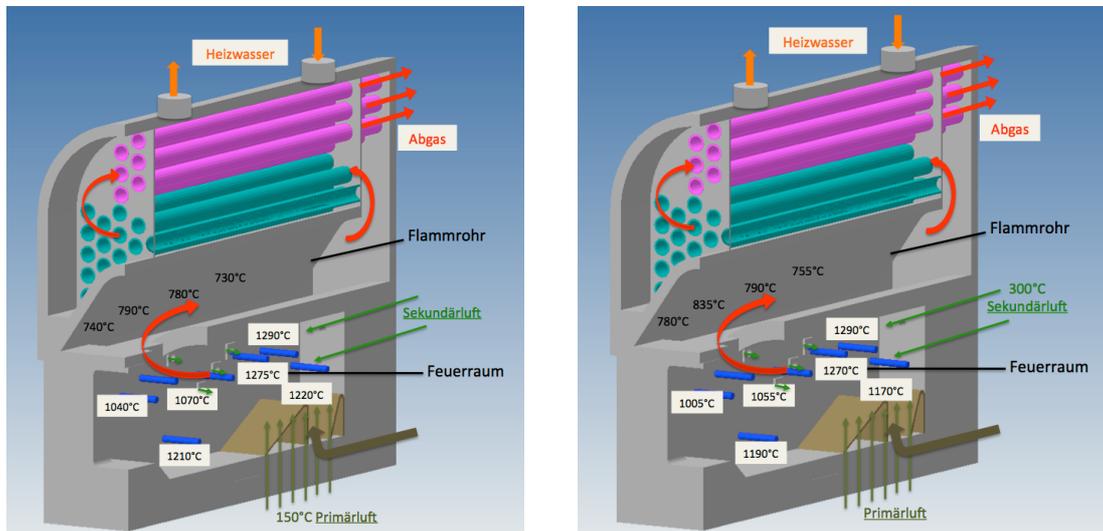


Abbildung 2-31: KÖB-Biomassekessel – Ergebnisse mit 5% O₂ im Abgas und Vorwärmung Primärluft auf 150°C (links) und mit Vorwärmung Sekundärluft auf 300°C (rechts)

Dementsprechend musste zusätzlich das vordere Drittel der Decke des Flammrohres (Übergang zum Heizwasser-Wärmetauscher des Biomassekessels) wärmedämmt werden. Mit einer Sekundärluftvorwärmung auf 100°C bis 150°C, 5% Soll-Wert Sauerstoff im Abgas der Biomasseverbrennung und der Dämmung des Flammrohres konnten die laut Bilanzierung Stirlingmotor-Erhitzer erforderlichen Temperaturen von mindestens 1.250°C erreicht werden. Abbildung 2-32 zeigt die Temperaturverteilung und die Wärmemengen im Heißgas rund um die Thermoelemente.

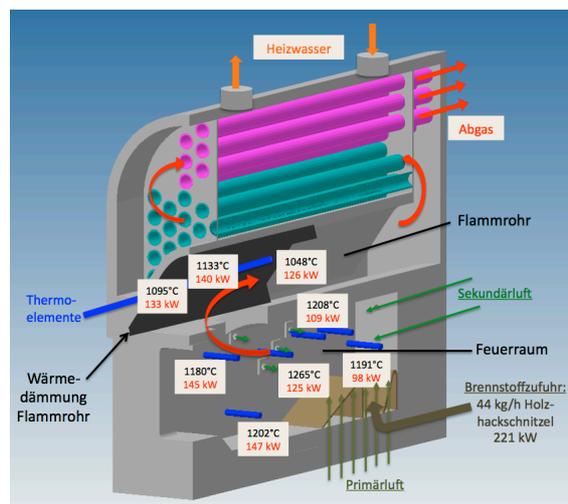


Abbildung 2-32: KÖB-Biomassekessel mit Wärmedämmung Flammrohr, Versuche mit 5% O₂ im Abgas und Vorwärmung Sekundärluft auf 150°C

Damit sind die Voruntersuchungen für die Wärmeauskopplung aus dem Hackschnitzelkessel abgeschlossen. Sowohl Temperaturniveau als auch Wärmemengen lassen sich in dem vorgesehenen Bereich für den Einbau des HTWT nachweisen.

2.1.10. Umbau des Stirlingmotors

Nach Abschluss der Messungen zur Bilanzierung des Stirlingmotor-BHKW (Abbildung 2-33) mussten der Erdgas-Brenner zurückgebaut, neue Endkappen zum Anschluss des Stirlingmotors an den Heißluft-Kreislauf gefertigt und der „Luft-Kanal um den Erhitzerkopf“ angepasst werden.

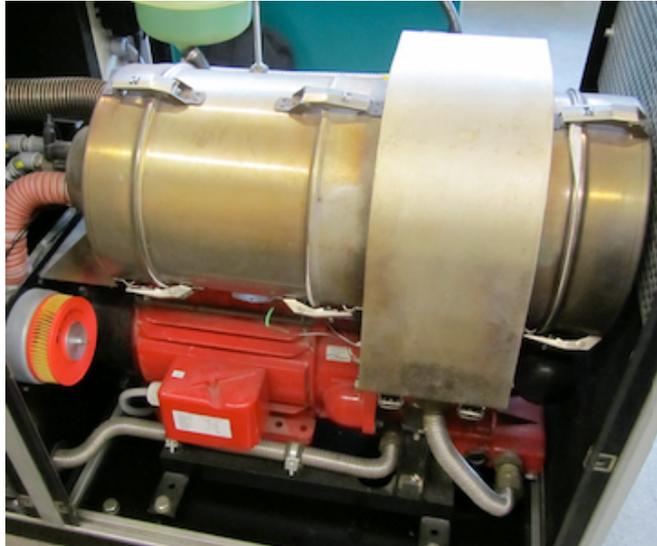


Abbildung 2-33: SOLO Stirlingmotor-BHKW, vor dem Umbau

Abbildung 2-34 zeigt den „normalen Weg“ der Verbrennungsgase im Flox-Brenner und um den Erhitzer anhand der am CUTEC Institut angefertigten technischen Zeichnung des SOLO Stirlingmotor-BHKW. Erdgas (gelber Pfeil), Luft (blauer Pfeil) und ein Teil rezirkulierendes Abgas (brauner Pfeil) werden verbrannt, erzeugen eine Flamme im Mischer-Rohr, deren heiße Verbrennungsgase (rote Pfeile) an der Prallplatte um 180° umgelenkt und über den Erhitzer geleitet werden und als Abgas (braune Pfeile) durch das Brennkammer-Rohr und einen Abgas-Wärmetauscher zum Schornstein gelangen.

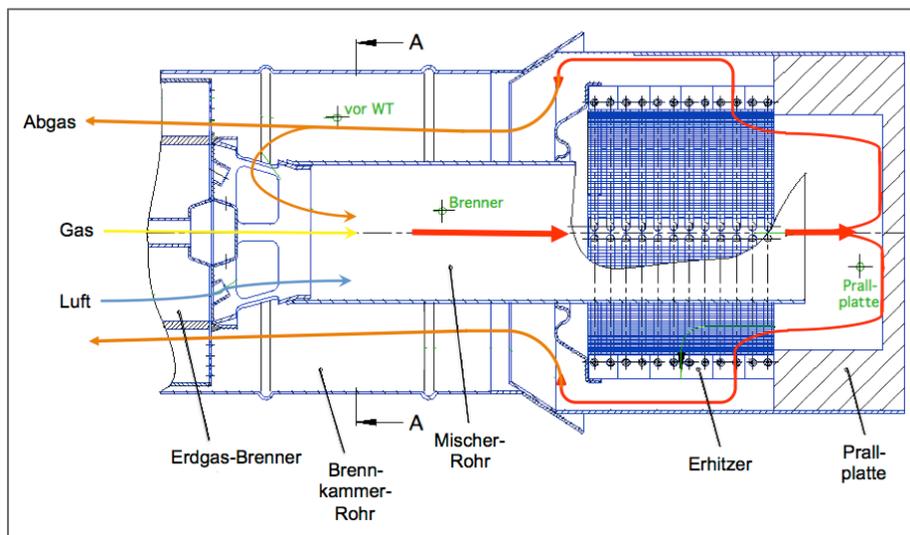


Abbildung 2-34: Gasweg im Flox-Brenner und „Verbrennungsluft-Kanal“ um den Erhitzer des SOLO Stirlingmotor-BHKW

In Abbildung 2-35 ist eine Umbau-Variante mit neuer Prallplatte, Mischer-Rohr und eingezeichnetem neuem „Luft-Kanal“ dargestellt.

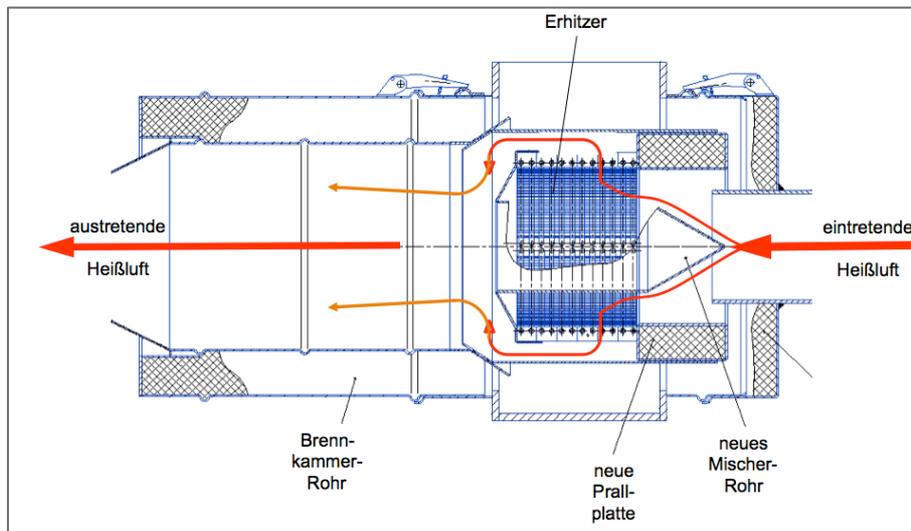


Abbildung 2-35: Erste Umbau-Variante mit neuem „Luft-Kanal“ um den Erhitzer des Stirlingmotors, Heißluft-Eintritt von hinten durch die Prallplatte

Die Fotos in den Abbildungen 2-36 und 2-37 zeigen die relevanten Teile, welche in der Mechanischen Werkstatt des CUTEC Instituts neu gebaut werden mussten. Das Mischer-Rohr wurde verkürzt und spitz zulaufend verschlossen (Abbildung 2-36, links unten). So wird jetzt die von hinten eintretende Heißluft in den Spalt zwischen Mischer-Rohr und Erhitzer und dann über die gesamte Fläche des Erhitzer geleitet, um dann über den Spalt außen um den Erhitzer nach hinten in das Brennkammer-Rohr auszutreten (siehe auch Abbildung 2-35).



Abbildung 2-36: Mischer-Rohr – original (links oben) und neu gebaut (links unten), rechts jeweils eingesetzt im Stirlingmotor mit Erhitzer

Die Prallplatte wurde als offene Variante neu gebaut. Der Innendurchmesser der Öffnung musste so gewählt werden, dass der gesamte Erhitzer-Ring abgedeckt bleibt, wie das Foto rechts in Abbildung 2-37 zeigt. Die Heißluft muss über die Innenseite des Erhitzers geleitet werden und darf nicht vor dem Erhitzer außen vorbei strömen. Es muss der gesamte Heißluft-Volumenstrom durch den Erhitzer vorbei an den mit Helium gefüllten Leitungen geführt werden.



Abbildung 2-37: Prallplatte – original (links) und neu gebaut (Mitte), rechts eingesetzt im Stirlingmotor mit Erhitzer und neuem Mischer-Rohr

Die neu gefertigten Endkappen zum Übergang auf den Heißluft-Kreislauf zeigt Abbildung 2-38. Hier müssen nur noch Flansche der Dimension DN100 angeschweißt werden. Die 230 Nm³/h Heißluft können nun von rechts (Foto Mitte) mit mehr als 1.000°C eintreten und auf dem Weg am Erhitzer vorbei die Wärme übertragen, um dann mit ca. 890°C links (Foto Mitte) wieder auszutreten.

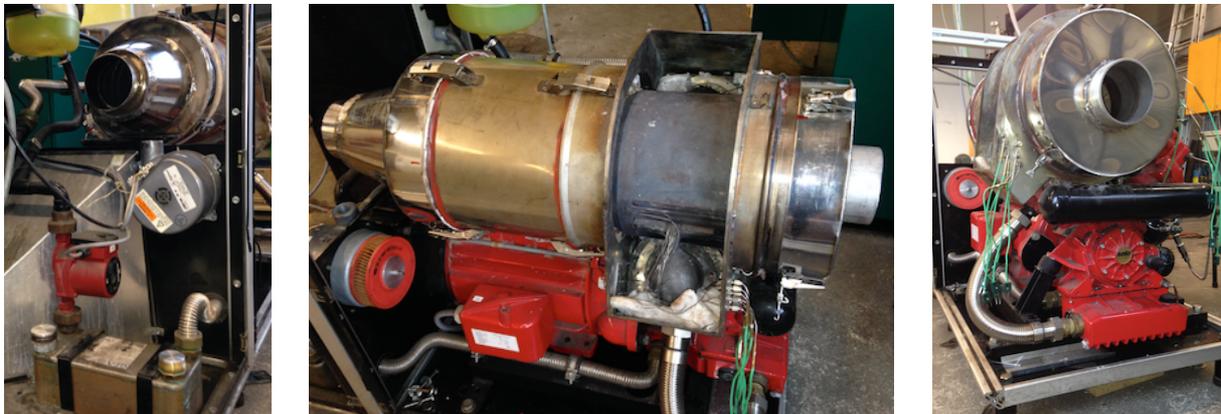


Abbildung 2-38: SOLO Stirlingmotor mit neu gefertigten Endkappen

Für alle neu gebauten Teile existieren die entsprechenden Fertigungszeichnungen. Sie sind verfügbar und können zusammengestellt werden.

Zusätzlich war eine Änderung der Steuerung notwendig. Diese konnte mit Hilfe des Herstellers (ehemals SOLO, jetzt Cleanenergy) realisiert werden. Da kein Erdgasbrenner mehr zur Verfügung steht, kann die bestehende Steuerung, die auf die Zündung und die Gasmagnetventile zugreift, nicht mehr eingesetzt werden. Stattdessen wurde die Solarsteuerung (Einsatz des Stirlings als Solardish) verwendet. Diese erlaubt ab einem einstellbaren Schwellenwert der Temperatur im Erhitzer den Start des Stirlingmotors über den Anlasser und den Weiterbetrieb bzw. die Stromproduktion bei ausreichender Wärmezufuhr.

2.1.11. Auswertung der Messung am Stirling

Der umgebaute Stirlingmotor inklusive der Solarsteuerung sollte gemäß Planung in Kalt- und Warmversuch vermessen werden. Es wurde ein unabhängiges Verfahren gewählt, um die Parameter für den Stirling selbst festlegen und messen zu können, unabhängig von der Funktion des geplanten Wärmeübertragerkreislaufes am Hackschnitzelkessel. Zusätzlicher Vorteil ist die zeitliche Entkopplung von Aufbau und Versuch. Die Messungen am Stirlingmotor haben daher in Verbindung mit einer am Institut vorhandenen RNV-Anlage stattgefunden. Eine RNV (Regenerative Nachverbrennung) wird eingesetzt, um schwach beladene Abgase thermisch aufzuheizen und nachzuverbrennen. Sie ist als Regenerator geschaltet, d.h. die Enthalpie des Abgasstromes wird jeweils wechselseitig in keramische Schüttkörper eingespeichert und danach wieder an die kalte Zuluft (die zu reinigende Phase) abgegeben. Die Temperatur im System wird über einen Erdgasbrenner aufrecht gehalten. Die vorhandene RNV liefert die notwendigen Massenströme und annähernd die Temperaturen, wie sie für den Betrieb des Stirlingmotors am Hochtemperatur-Wärmetauscher vorgesehen sind.

Der umgebaute Stirlingmotor wurde an die RNV-Anlage gebracht und dort hydraulisch, elektrisch und messtechnisch verbunden (siehe Abbildung 2-39). Die Maschine kann bei Erreichen einer Grenztemperatur gestartet werden. Eingestellte Grenztemperatur ist 500°C, d.h. bei Überschreiten dieser Temperatur in der Maschine (im inneren Stirlingkreislauf) kann der Startvorgang erfolgen und ggfs. elektrische Energie produziert werden.



Abbildung 2-39: Aufbau des Stirlings an der RNV, von rechts Zufuhr des Heißgases

Die erzeugte heiße Luft (eigentlich gereinigtes Abgas, aber hier ohne Schadstoff) kommt aus der RNV-Anlage in der Nachbarhalle und strömt von links durch den umgebauten Stirling. Der Stirling ist elektrisch angeschlossen (für Steuerung, Start und Produktion) sowie mit einem Kühlkreislauf versehen. Die Abluft nach dem Stirlingmotor wird nach natürlicher Abkühlung ins Freie geleitet. Entlang des Stirlingaggregates und des Versuchsaufbaus sind eine Reihe von Temperaturmessstellen installiert. Die internen Messstellen entsprechen denen aus den

vorhergehenden Versuchen, um Vergleiche herstellen zu können. Der Messaufbau ist in Abbildung 2-40 zu sehen.

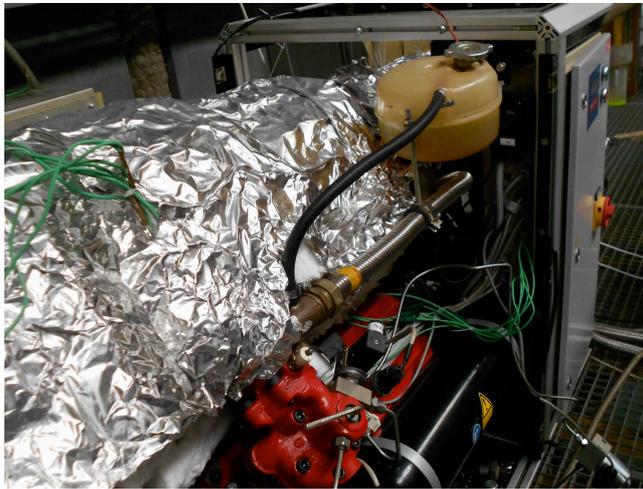


Abbildung 2-40: Messaufbau und Standort Stirlingmotor

Die Temperaturen und Verläufe ausgewählter Messstellen sind in Abbildung 2-41 beigefügt. Die RNV liefert in dem Aufbau etwa 850°C an Abgastemperatur und dies relativ konstant. Vor dem Eintritt in den Stirling direkt kommen im Mittel noch etwa 820°C an (Bezeichnung TNV SOLO). Demnach steigt die Temperatur vor dem Erhitze auf maximal 750°C, nach dem Erhitze bewegt sie sich um 500°C bis 550°C. Auch die Temperaturen im Stirling (Zusatz Mitte in Abb. 2-41) liegen in dem Bereich von 450°C bis 550°C.

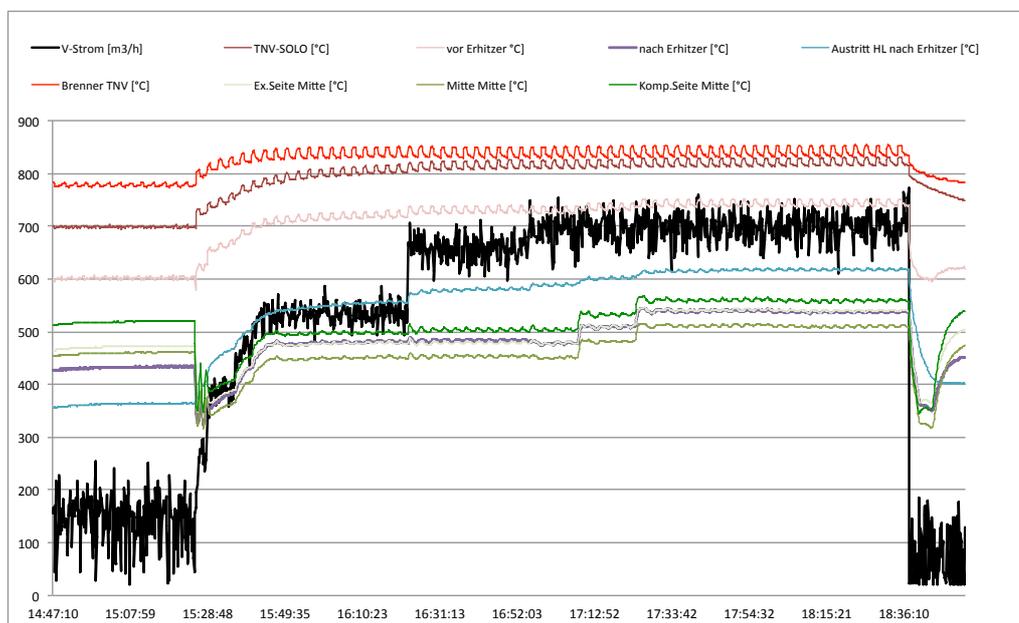


Abbildung 2-41: Temperaturverläufe im System Stirling-RNV

Der eingestellte Volumenstrom durch das System ist ebenfalls gemessen und in Abbildung 2-41 zu sehen. Im Verlauf des Versuches wurde dieser nach der Aufheizphase gesteigert. Der Normvolumenstrom der letzten Versuchsphase lag bei maximal 200 m³/h (siehe Abbildung 2-42), er stellt das erreichbare Maximum der Anlage dar. Damit erreicht dieser Versuch nicht

ganz die vorher gemessenen und in der Auslegungsrechnung geforderten Volumenströme von 220 bis 250 m³/h.

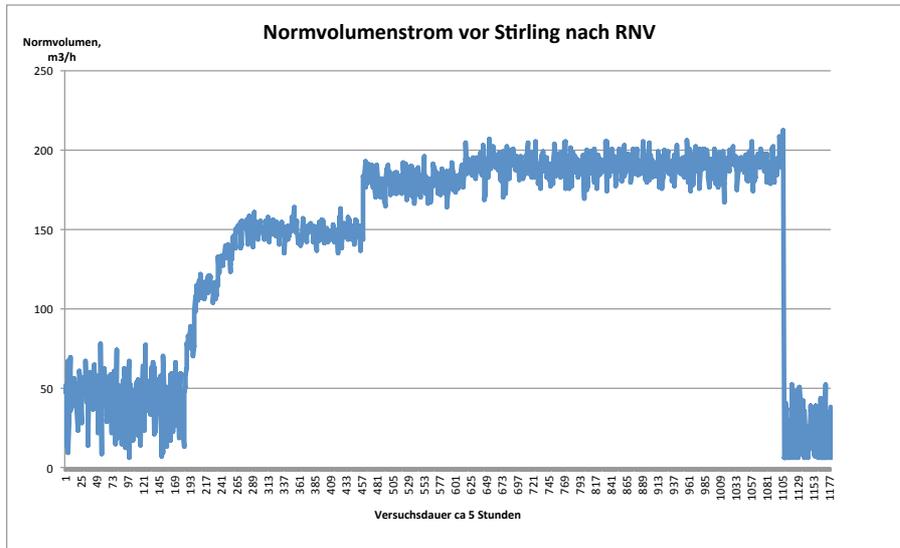


Abbildung 2-42: Normierter Volumenstrom durch die Testanlage

Die in einer weiteren Messung aufgenommene interne Maschinentemperatur des Stirlings steigt auf 500°C an (der Ansprechwert für den Solarbetrieb) und erhöht sich im Verlauf des Versuches (Erhöhung des Massendurchsatzes) auf bis zu 550°C (siehe Abbildung 2-43).

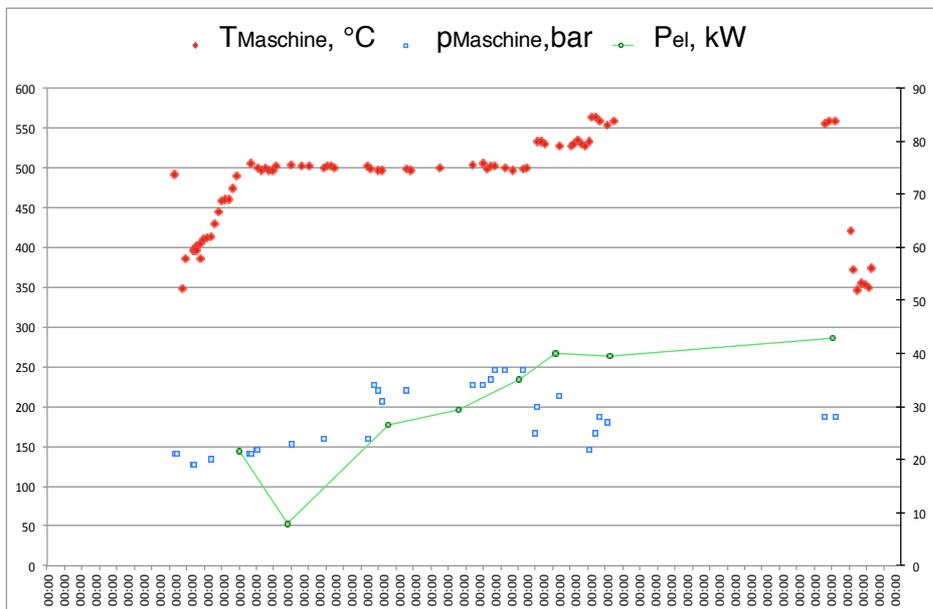


Abbildung 2-43: Maschinentemperatur (°C) auf linker Skala, Maschinentruck (bar), Leistung (x10¹ Watt) auf rechter Skala

Die Abbildung 2-43 zeigt auch die erreichten elektrischen Leistungen. Sie liegen bei 300 W bis 400 W. Dabei ist der Maschinentruck noch relativ niedrig mit 35 bzw. 30 bar des internen Heliumkreislaufs. Für höhere elektrische Leistungen sind höhere interne Maschinentrucke notwendig. Diese bedingen dann auch mehr Zufuhr an thermischer Energie.

Die Ergebnisse aus dem Versuch an der RNV-Anlage zeigen, dass der Stirlingmotor nach dem Umbau mit heißer Luft betrieben werden kann und dann in der Lage ist, Strom zu produzieren. Erreicht die Zufuhr an heißer Luft ein Temperaturniveau von über 800°C vor dem Eintritt in den Stirling, genügt dies, um die Maschine im Generatormodus starten zu können. Durch die RNV wurde eine Temperatur von 850°C gewährleistet. Der Normvolumenstrom wurde dauerhaft über den Versuch mit 200 m³/h bestimmt. Er liegt etwas unterhalb des geforderten Wertes. Die Versuchsanlage RNV lässt allerdings keine weiteren Parametervariationen zu. Höhere elektrische Leistungen sind über Erhöhung des Maschinendrucks (bei Aufrechterhaltung der Energienachlieferung) oder des Volumenstroms denkbar.

Das Fazit dieses Versuches ist, der Stirlingmotor kann mit heißer Luft betrieben werden. Die Parameter aus diesem Versuch lassen sich auf die Randbedingungen des zu testenden Wärmetauscherkreislaufes anwenden. Dort wird ein höherer Luftdurchsatz und eine höhere Temperatur angestrebt, was insgesamt ausreichen sollte, um den Stirling dauerhaft zu betreiben.

2.1.12. Umbau des Hackschnitzelkessels, Aufbau des Wärmetauscherkreislaufes

Die einzelnen Komponenten des Wärmetauscherkreislaufes müssen in die bestehende Infrastruktur des Technikums eingepasst werden. Die Planung sieht die Anbringung des HTWT in unmittelbarer Nähe des Kessels vor. Der Luft-Luft-Wärmetauscher (LLWT) muss wegen der Längenausdehnung parallel zum Kessel aufgestellt werden. Hinzu kommen Zuluftgebläse und die Anbindung der vorgewärmten Primär- und Sekundärluft. Zu sehen ist in der Abbildung 2-44 auch die Platzierung des Stirlingmotors.

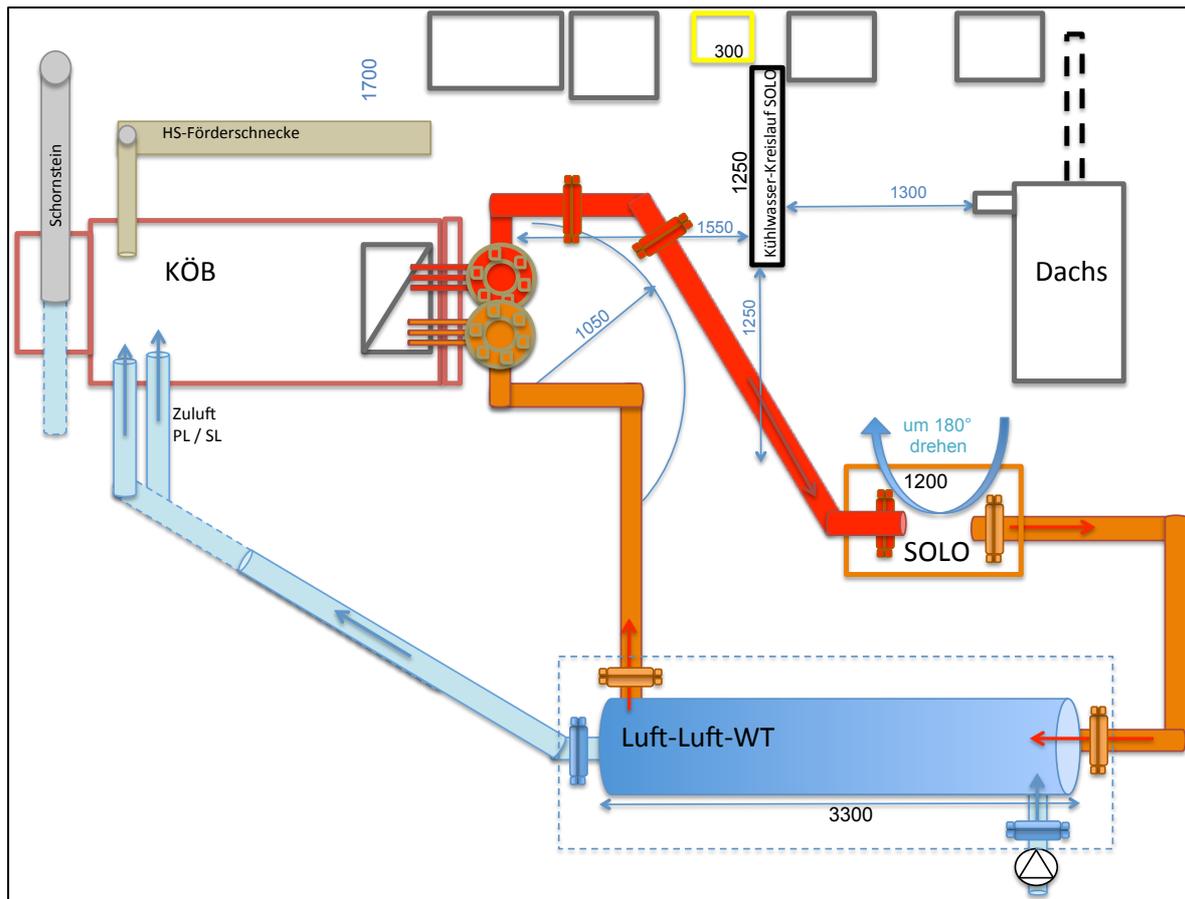


Abbildung 2-44: Planung des Gesamtsystems

Nach erfolgter Lieferung der Kernkomponenten erfolgte der Aufbau des Systems. Die Abbildung 2-45 gibt einen Eindruck wieder. In dieser Zusammenstellung ist der Stirling noch nicht integriert. Einige Anpassungen sind gegenüber dem Plan erfolgt, um die technischen und räumlichen Gegebenheiten zu berücksichtigen. Wegen der hohen Temperaturen sind die Rohrleitungen intensiv zu dämmen. Da es sich um eine Versuchsanlage handelt, sind Behelfskonstruktionen zu sehen.

In Abbildung 2-45 auf der linken Seite ist vorne die Luftverteilung der vorgewärmten Verbrennungsluft aus dem LLWT zu erkennen. Davon gehen die Rohrleitungen zur Primär- und Sekundärluft ab. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Nutzung eines Bypasses. Überschüssige Luft könnte direkt am Kessel vorbei in den Schornstein geleitet werden. Im Vordergrund sind die Anbindungsleitungen des HTWT an den LLWT zu sehen. In Abb. 2-45 auf der rechten Seite oben ist das Zuluftgebläse mit dem Anschluss an den LLWT zu erkennen. In der Abbildung darunter ergibt sich ein Gesamtblick auf die Anlage. Im

Vordergrund stehen die dick ummantelten Verteiler- und Samlerrohre des HTWT. Nach links gehen die Zu- und Abführung des HTWT ab. Rechts ist die Zuführschnecke zu erkennen. Im Bildvordergrund ergibt sich ein Ausschnitt des Messwertprogramms.



Abbildung 2-45: Aufbau des Wärmetauscher-Gesamt-Systems

Auf das Messwertprogramm soll hier nicht weiter eingegangen werden. Es stehen verschiedene Module zur Verfügung, die zum einen die erfassten Temperaturen aufzeichnen und zusätzlich die Volumenstrommessungen und weitere Parameter wie Heizleistung des Warmwasserkreislaufes, Brennstoffverbrauch und Abgaswerte aufnehmen.

2.1.13. Messungen am Hackschnitzelkessel

Erste Messungen am Gesamtsystem aus Hackschnitzelkessel, Hochtemperaturwärmeübertrager (HTWT) und Luft-Luft-Wärmetauscher (LLWT) haben stattgefunden. Die erste Messkampagne wird hier ausgewertet und diskutiert. Die Ergebnisse in Auswahl sind in der Abbildung 2-46 zusammengefasst. Die geplanten Temperaturen gemäß der Auslegung (hier durch ERK und LaMont) sind in der nachfolgenden Grafik in Pink hinterlegt angegeben.

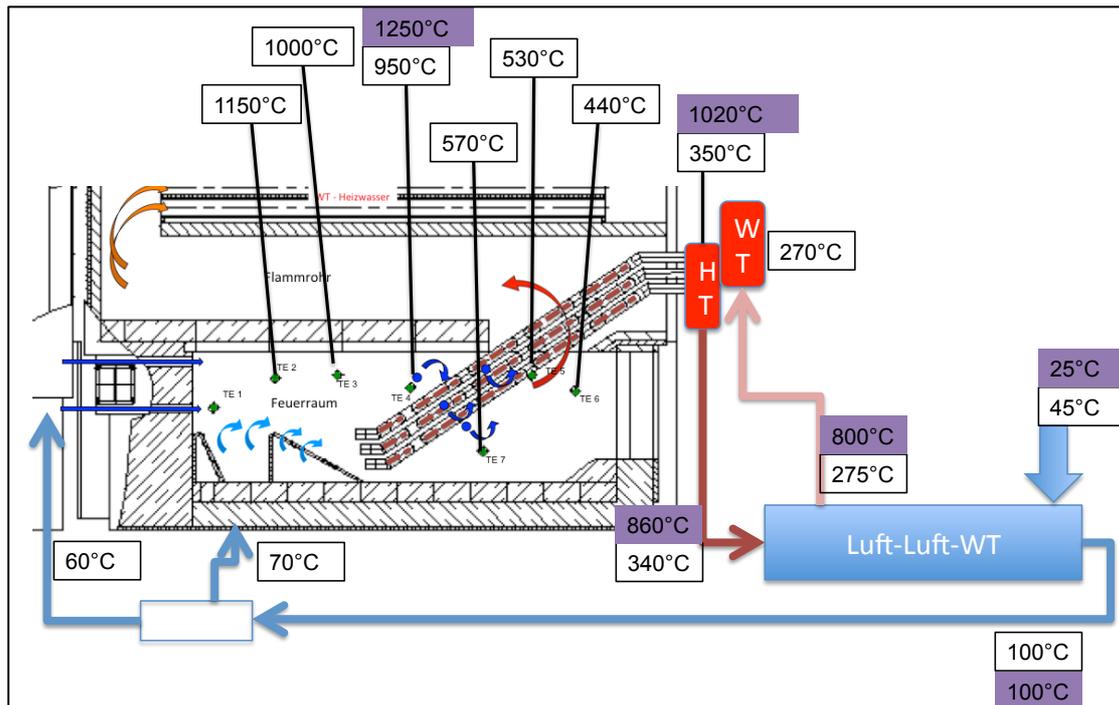


Abbildung 2-46: Aufbau und Messergebnisse am Kessel und am Wärmetauscher-Kreislauf

In der Zusammenfassung werden nicht die vorhergesagten Temperaturen erreicht. Der Kessel in der Feuerungszone liegt bei über 1.100°C. In Nähe des HTWT sinkt die Temperatur bereits auf 950°C, was eindeutig den „Kühleinfluss“ des HTWT belegt. Vorgesehen waren 1.250°C. Unterhalb des HTWT fallen die Feuerraumtemperaturen im Kessel auf den Bereich 500°C ab. Am Ausgang der HTWT werden 350°C gemessen statt der Auslegung auf 1.020°C. Damit ergibt sich eine geringere Eingangstemperatur für den LLWT, was auch zu einer geringeren Vorwärmung der Zuluft in den HTWT führt. Die Außenluft wird auf die vorgesehene Temperatur im LLWT erwärmt.

Der LLWT funktioniert prinzipiell wie vorgesehen. Würde er ein höheres Temperaturniveau auf der heißen Seite bekommen, wäre die Vorwärmung auf jeden Fall möglich. Bei Betrachtung der Temperaturdifferenzen wird festgestellt, dass sie für den Bereich Heißluft im LLWT passen (860°C zu 800°C Auslegung gegenüber Messung 340°C zu 275°C). Beim Eingang HTWT zum Ausgang sehen wir eine schwächere Differenz (800°C zu 1.020°C Auslegung gegenüber Messung 270°C zu 350°C). Dies bedeutet, dass der HTWT nicht ganz so arbeitet wie er soll. Auf diesem niedrigen Niveau bringt er nur 80 K Differenz gegenüber einem Soll von 220 K.

Für eine weitere Ursachenforschung müsste der Durchsatz betrachtet werden. Der Volumenstrom lag bei etwa 250 Norm-m³ pro h. Damit entspräche er der Auslegung. Zusammen mit den Temperaturdifferenzen ergibt sich eine Leistung der Wärmeübertragung in

Größenordnung von 40 kW (erzeugte Heißluft gegen Umgebung). Das bedeutet Durchsatz und Temperaturdifferenzen sind grundsätzlich in Ordnung, nur das Niveau ist zu niedrig.

Der Brennstoffeinsatz über die Hackschnitzel lag bei etwa 145 kW Brennstoff (über die Messung der Zufuhrschneckenlaufzeit, nicht gravimetrisch direkt ermittelt). An Wärme im vorhandenen Wärmekreislauf wurde hinter der Versuchsanordnung etwa 60 kW thermisch im Mittel an das Heizungssystem abgegeben. Die Abgastemperatur liegt knapp unter 200°C. Damit wäre grob eine Energiebilanz aufzustellen, die aus 145 kW Brennstoffzufuhr ca. 30 kW Abgasverlust und etwa 60 kW Wärme erzeugt. Durch den HTWT werden ca. 40 kW aus dem System entzogen. Es verbleiben ungeklärte Anteile von etwa 15 kW. Im groben Überblick kann die Bilanz also aufgehen.

2.1.14. Fortführung der Messungen am Hackschnitzelkessel

Aufgrund der ersten Messungen von oben wurde insbesondere das Kesselsystem noch einmal revidiert, modifiziert und überprüft. Nach diversen Umbauarbeiten am Kessel, die insbesondere Luftzuführung, Rost und Einbaulage des HTWT betrafen, wurde eine weitere Versuchsserie gefahren.

Zur Vorbereitung der zweiten Versuchsserie ist der Kessel grundlegend gereinigt und instandgesetzt worden. Durch die Vorversuche hatte die Ausmauerung der Schamottesteine gelitten. Thermolemente mussten neu gesetzt werden und eine Überprüfung und teilweise Neufassung der Messwerterfassung war notwendig.

Die Versuchsserie bestand aus insgesamt 5 Versuchen. Die Ergebnisse der Versuche sind auf den folgenden Seiten jeweils in Grafiken auf einer Seite zusammengefasst. Die Beschreibung der Versuche und die Bewertung erfolgt hier in der Zusammenfassung. In der Tabelle 2-3 sind alle wichtigen Versuchsparameter zur Übersicht zusammengefasst angegeben.

Im 1. Versuch wurde die Konfiguration getestet und die Messwerterfassung adaptiert. Die Anlage war vollständig gereinigt und neue Schamottesteine waren eingesetzt. Zusätzlich sind die Sekundärluftdüsen vollständig geöffnet, um einen erhöhten Verbrennungsluftdurchsatz zuzulassen. Es wurde ein Primär- zu Sekundärluftverhältnis von 5:1 festgelegt. Der Luftdurchsatz ist auf 230 m³/s eingestellt worden. Die Kesselregelung wurde auf 5% Rest-O₂-Gehalt eingestellt. Als erstes Ergebnis ergeben sich deutlich höhere Temperaturen als in den Vorversuchen. Das Maximum wurde mit 780°C Luftaustrittstemperatur am HTWT gemessen (gegenüber 350°C von oben). Auch die Feuerraumtemperatur konnte erhöht werden, an einzelnen Stellen auf die Auslegungsgröße von 1.250 °C. In der Tabelle 2-3 sind weitere Durchschnittswerte für die einzelnen Messstellen in dem interessierenden Betriebspunkt angegeben. In den Abbildungen 2-47 kann der Temperaturverlauf der einzelnen Messstellen des Wärmetauscherkreislaufes sowie die Temperaturen im Kessel und der Luftdurchsatz nachverfolgt werden. Von besonderem Interesse sind noch die Feuerraumtemperatur hinter dem HTWT (hier 930°C) und die Temperaturdifferenz zwischen Eingang und Ausgang des HTWT (hier 185 K). Die Temperaturen für den HTWT sind allerdings noch zu steigern, um den Effekt mit dem Stirlingmotor erzielen zu können. Die Messtechnik wurde verifiziert. Da der Bereich hinter dem HTWT noch nicht ausreichend heiß geworden war, sollte im nächsten Versuch eine Änderung getestet werden.

Daher ist im 2. Versuch das Primär-Sekundärluftverhältnis auf 1:2 eingestellt worden und damit extrem anders als im 1. Versuch. Zusätzlich wurde die Volumenstrommesstechnik verbessert. Die weiteren Parameter bleiben unverändert. Im Ergebnis zeigt sich eine Luftaustrittstemperatur am HTWT von 848°C, also eine Steigerung gegenüber Versuch 1. Die Temperaturdifferenz im HTWT wurde auf 195 K gesteigert. Die Feuerraumtemperatur erreichte

in der Spitze 1.310 °C und damit einen Wert, der nicht mehr gesteigert werden sollte (Abb. 2-49).

Die erreichten Temperaturniveaus im HTWT müssten allerdings noch weiter gesteigert werden, um höhere Temperaturdifferenzen für den Stirling vorzuhalten. Eine Beobachtung ergibt, dass die Flammenzone und damit die heißen Gase nicht vollständig durch alle drei Schichten des HTWT hindurchströmen (siehe Abbildung 2-48). Durch eine Verengung des Übergangs in die obere Kesselzone kann dies erreicht werden.

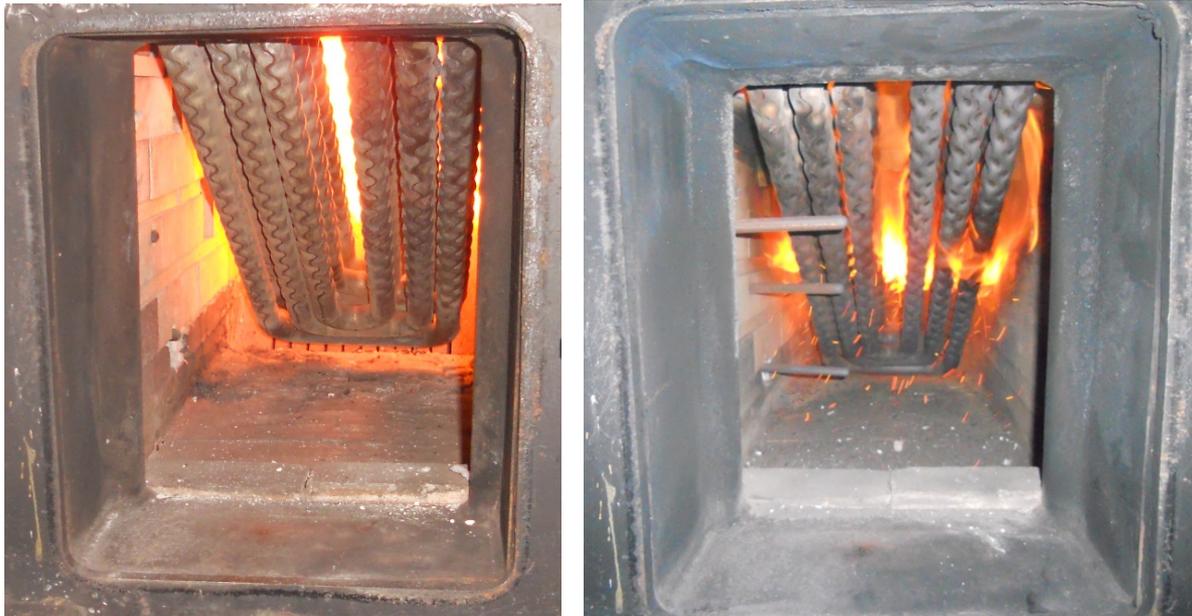


Abbildung 2-48: Blick in den Feuerraum des Kessels, links vor, rechts nach dem Umbau gemäß Versuch 3.

Für den 3. Versuch wurde durch eine Zusatzschamotte eine konstruktive Verengung des Brennraumes auf mittlerer Höhe des Wärmetauschers erlangt, um die Durchströmung des HTWT zu verbessern. Die Einstellparameter wurden beibehalten (siehe Tabelle 2-3). Durch diese Maßnahme wurde nochmals eine deutliche Steigerung der Luftaustrittstemperatur am HTWT erreicht. Es kann nun von 925°C ausgegangen werden. Damit lässt sich mit Sicherheit der Stirlingmotor betreiben. Es wird wahrscheinlich auch eine relativ hohe Leistung bzw. Effizienz erzielt werden können. Die Feuerraumtemperatur hat sich wenig verändert, sie sollte auch nicht mehr steigen. Allerdings ergab sich nochmals eine Steigerung der Feuerraumtemperatur hinter dem HTWT (Abb. 2-50). Auch die Temperaturdifferenz im HTWT erhöhte sich gegenüber den ersten beiden Versuchen. Damit haben die vorgesehenen Maßnahmen zum Erfolg geführt. Die Wärmeübertragungsleistung des Hochtemperaturwärmeübertragers konnte signifikant gesteigert werden. Die Durchströmung aller 3 Schichten des HTWT ist verbessert worden. Dies zeigt sich auch in Abbildung 2-48 rechts. Es werden in diesem Versuch auch die Grenzen der Materialbelastung des hochlegierten HTWT erreicht. Weitere Erkenntnisse sind allerdings nur in Langzeitversuchen möglich.

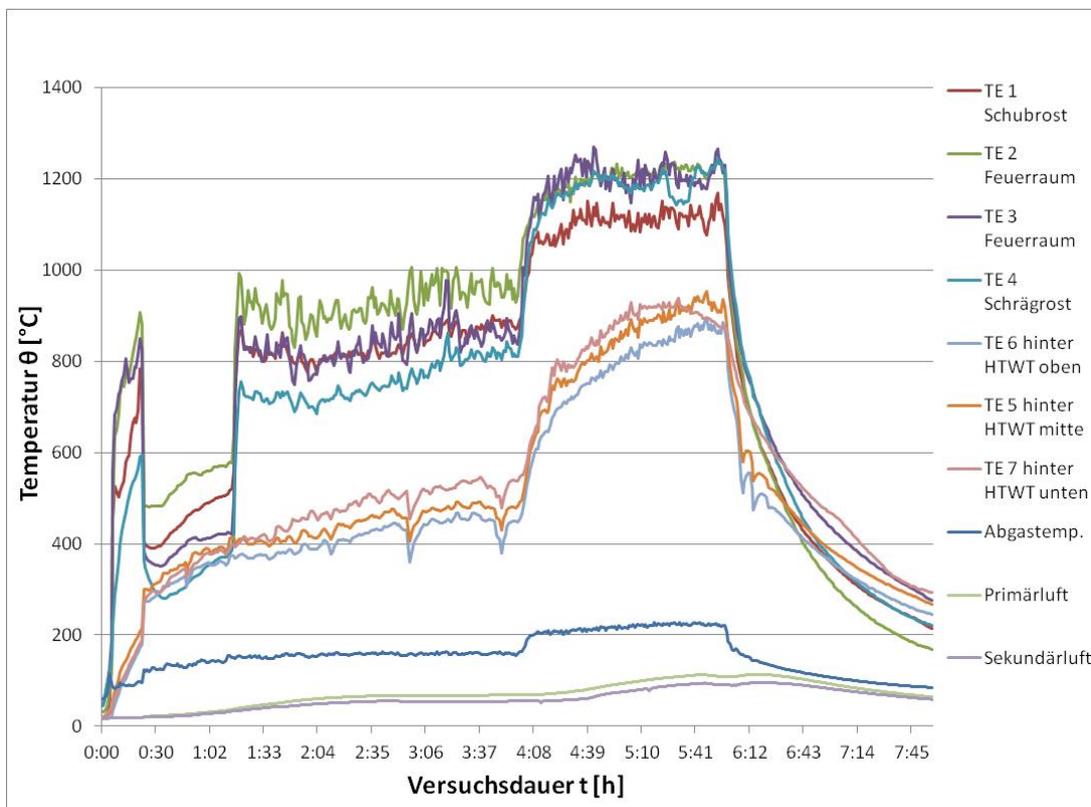
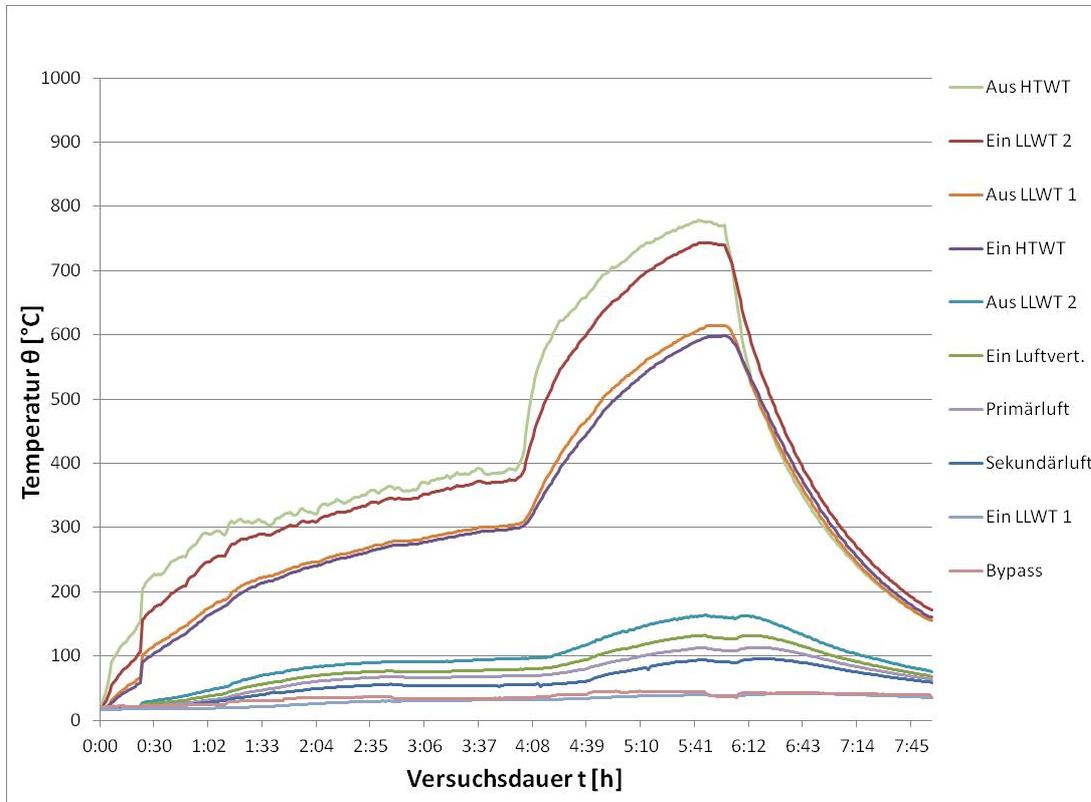
Die Versuche 4 und 5 sollten die Erkenntnisse insbesondere aus dem Versuch 3 erweitern. Dazu wurde im Versuch 4 das Primär-Sekundärluftverhältnis variiert, um sich einer optimalen Einstellung zu nähern. Der Versuch 5 untersucht den Einfluss der Rest-O₂-Konzentration im

Abgas. Das Luftverhältnis im Versuch 4 hat nur einen geringen Einfluss, es ist eine leichte Verschiebung der Feuerraumtemperaturen erkennbar. Es erfolgt keine merkliche Veränderung der Temperaturspreizung im HTWT. Ein Primär-Sekundärluftverhältnis von 2:3 erscheint als sinnvoll. Hierbei verringern sich ebenfalls die Strömungsverluste in der Verbrennungsluftzufuhr geringfügig. Die Feuerraumtemperatur sollte nicht mehr gesteigert werden, da bereits kritische Werte erreicht werden. Der Einfluss der O₂-Konzentration im Versuch 5 zeigt den zu erwartenden Effekt der Kühlung durch Steigerung der Verbrennungsluftdurchsatzes. Die Temperaturen gehen herunter, die Temperaturspreizungen verringern sich ebenfalls. In den Abbildungen 2-51 und 2-52 sind die einzelnen Versuchspunkte grafisch gekennzeichnet.

Tabelle 2-3: Zusammenfassung der Werte für 5 Versuche

	Versuch 1	Versuch 2	Versuch 3	Versuch 4	Versuch 5
Parameter	1. Test	2. Test	Auswirkung der konstruktiven Veränderung	Auswirkung des Primär-Sekundärluftverhältnisses	Auswirkung der Rest O ₂ Konzentration im Abgas
max. Volumenstrom	230 m ³ /h	230 m ³ /h	230 m ³ /h	225 m ³ /h	225 m ³ /h
Primär-Sekundärluftverhältnis	5 : 1	1 : 2	1 : 2	1:5 / 1:2 / 2:3	1 : 2
Rest O ₂	5%	5%	5%	5%	5 / 7 / 9 / 11%
Luftzahl λ	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3 / 1,5 / 1,75 / 2,1
max. Feuerraumtemperatur	1.250°C	1.310°C	1.320°C	1.265 / 1.300 / 1.350°C	1.330/1.325 / 1.260/1.150°C
max. Feuerraumtemp. hinter HTWT	930°C	1.030°C	1.150°C	1145 / 1150 / 1160°C	1.165/1.150 / 1.050/890°C
Luftaustrittstemp. am HTWT	775°C	845°C	925°C	920 / 920 / 925°C	925 / 890 / 830 / 710°C
Luft Eintrittstemp. am HTWT	590°C	655°C	715°C	705 / 710 / 715°C	705 / 705 / 675 / 600°C
ΔT HTWT	185 K	195 K	210 K	210 K	220 / 185 / 155 / 110 K
ΔT LLWT 1	565 K	615 K	675 K	675 K	665 / 660 / 620 / 550 K
ΔT LLWT 2	580 K	625K	690 K	690 K	685 / 665 / 615 / 525 K
Messwerte(gerundete Mittelwerte)					

Abbildung 2-47: Versuch 1, Temperaturen im Wärmetauscherkreislauf (oben), Temperaturen im Kessel (unten), Volumenströme (nächste Seite)



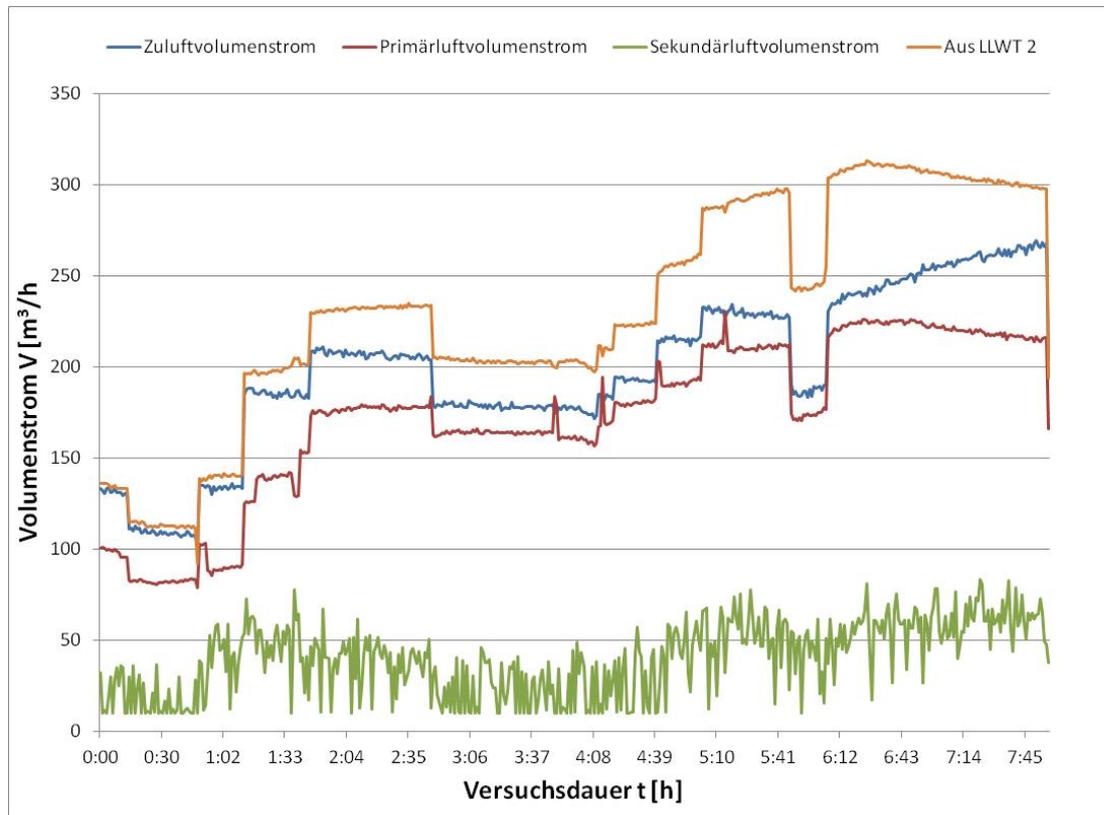
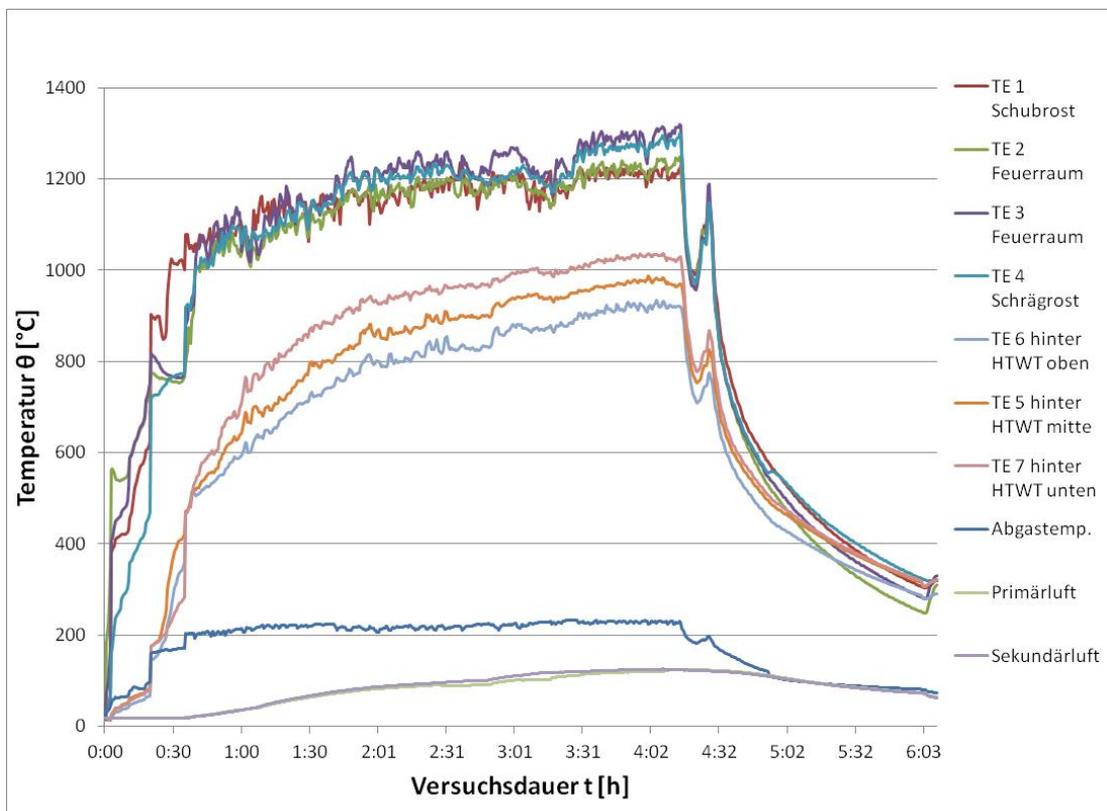
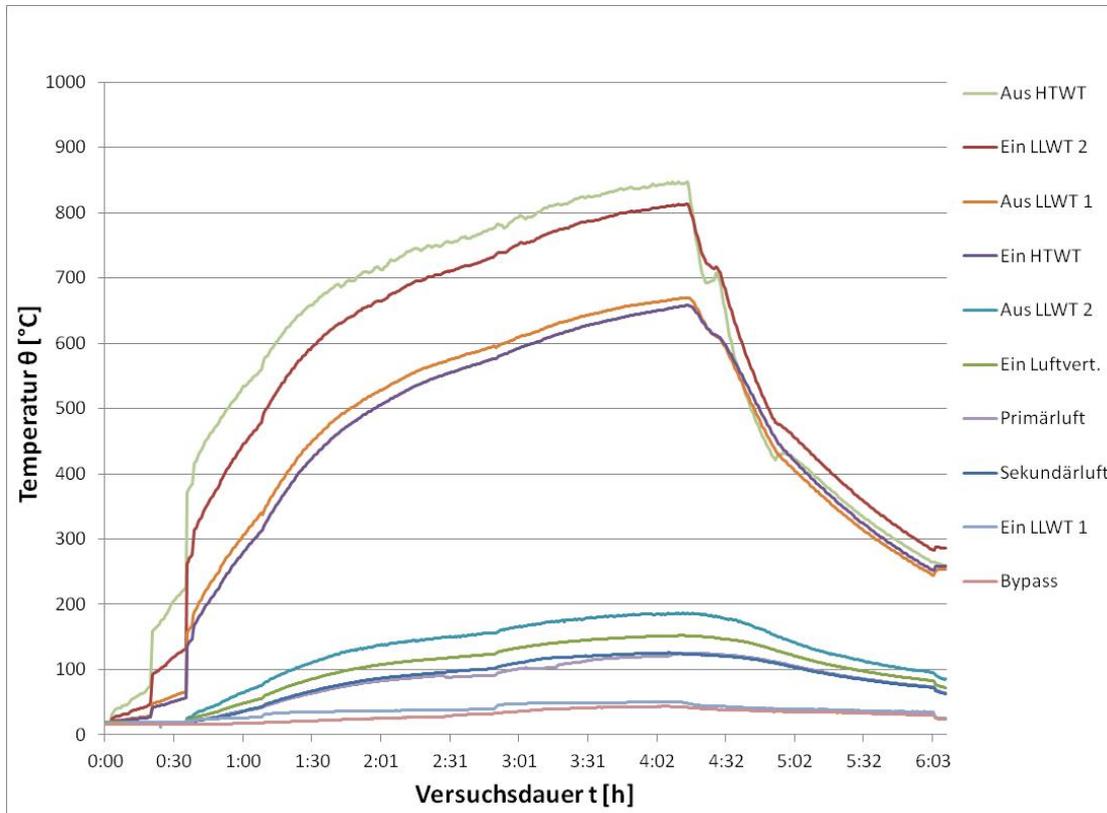


Abbildung 2-49: Versuch 2, Temperaturen im Wärmetauscherkreislauf (oben), Temperaturen im Kessel (unten), Volumenströme (nächste Seite)



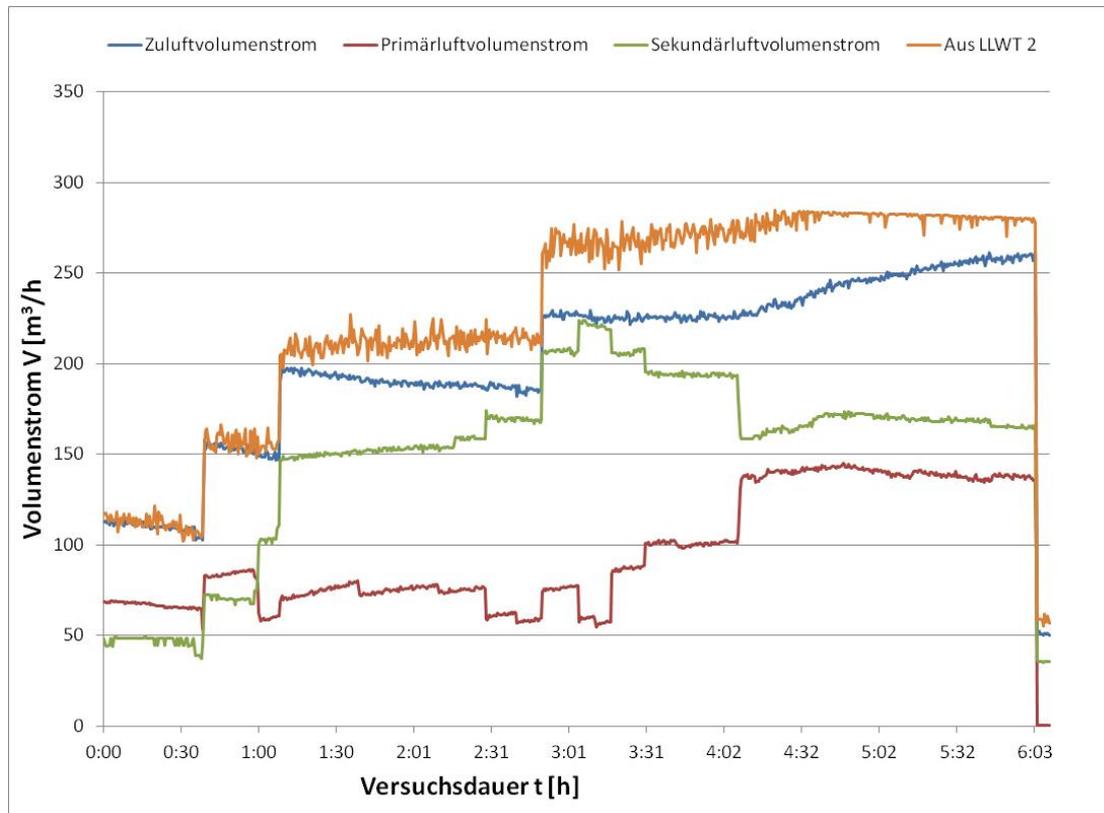
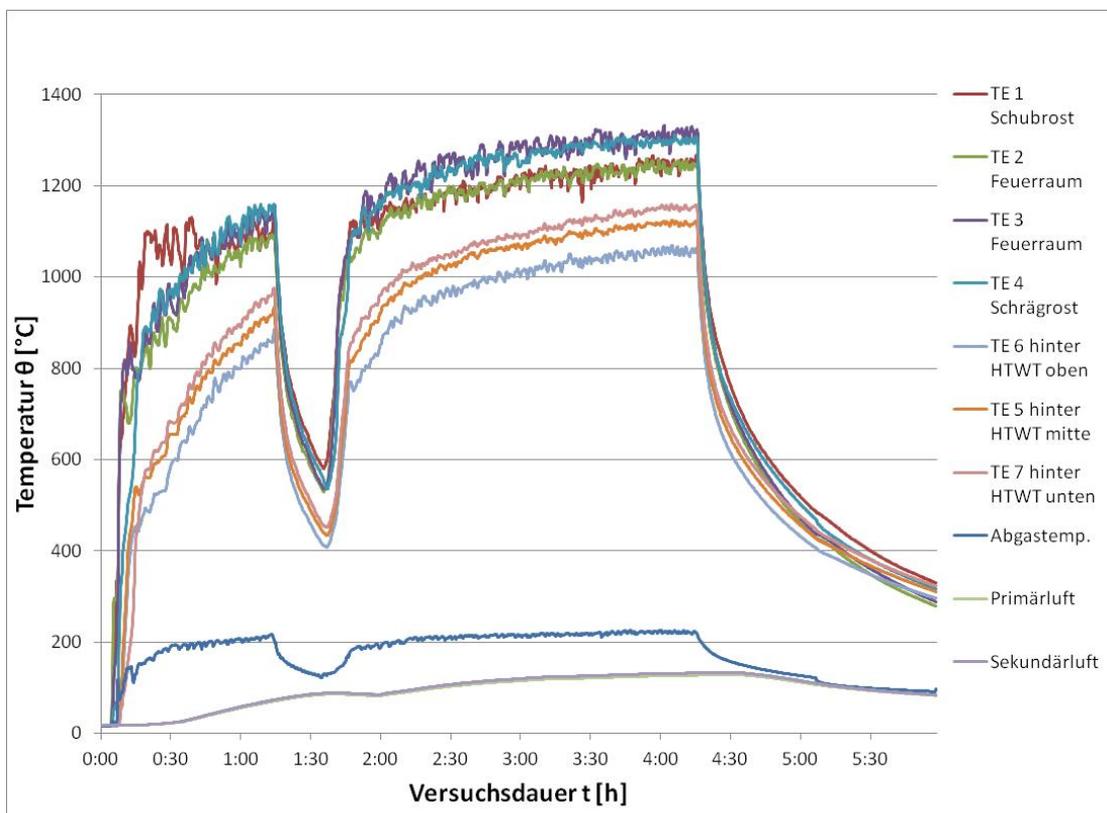
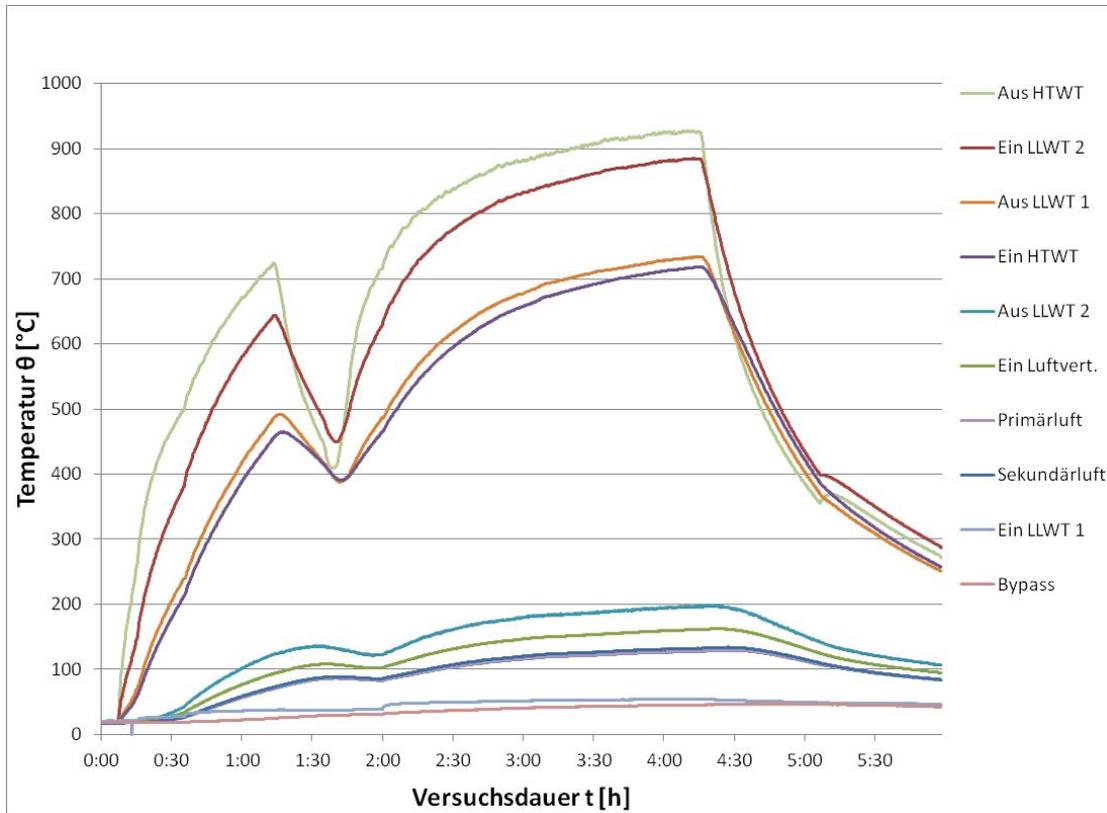


Abbildung 2-50: Versuch 3, Temperaturen im Wärmetauscherkreislauf (oben), Temperaturen im Kessel (unten), Volumenströme (nächste Seite)



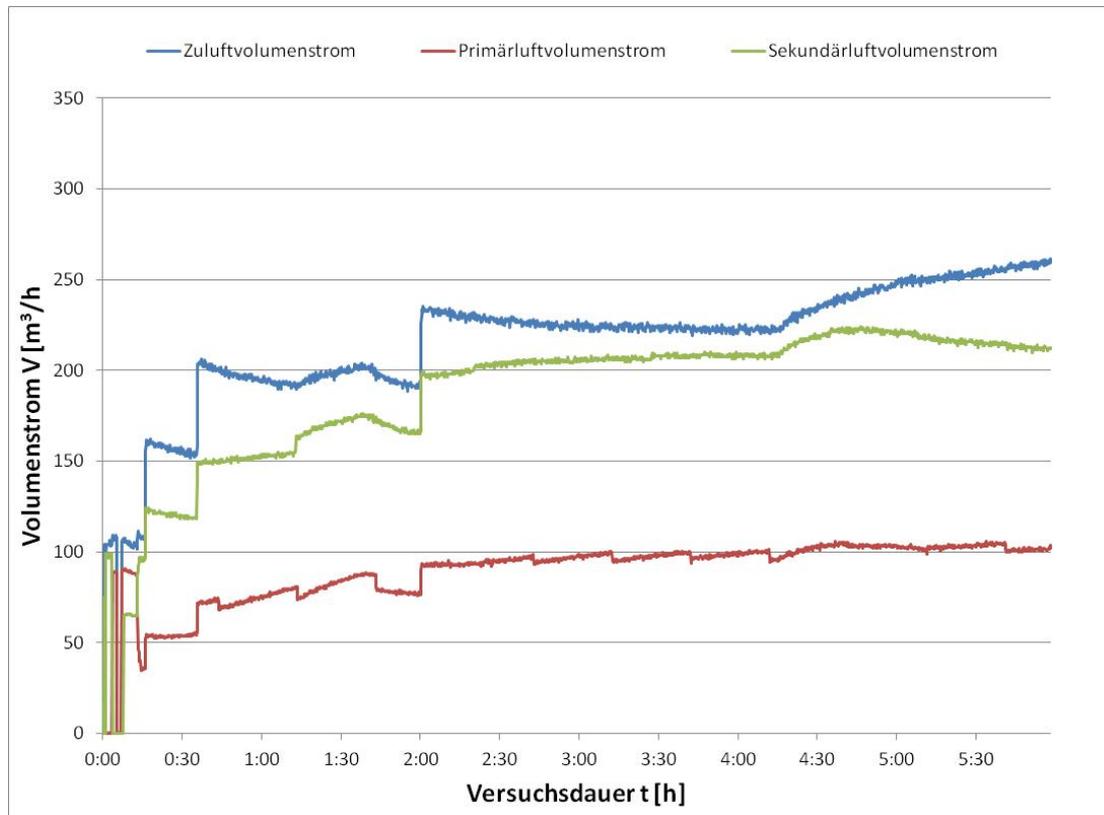
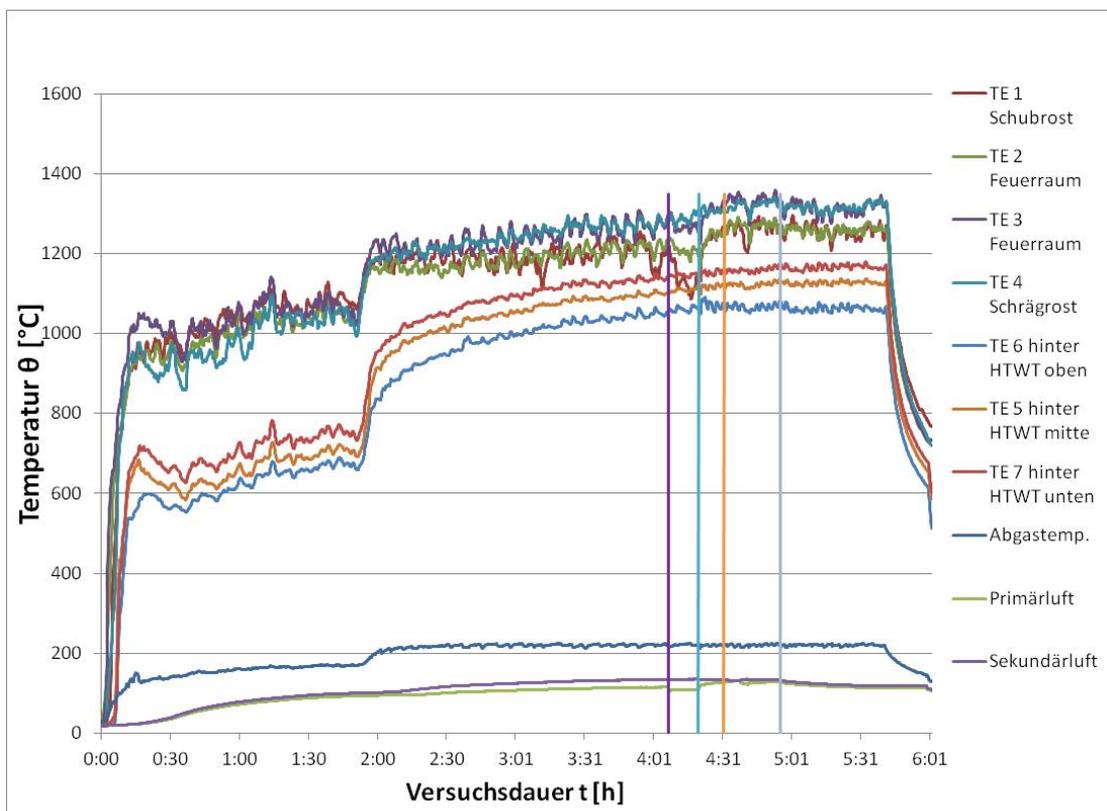
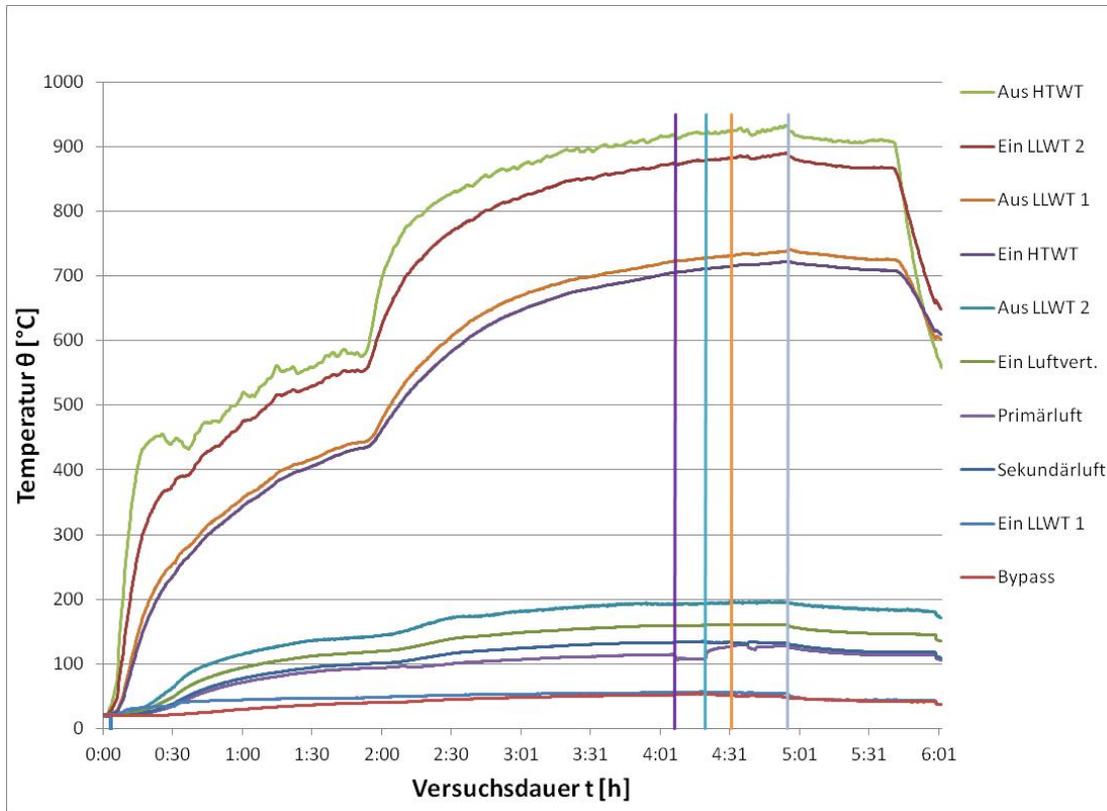


Abbildung 2-51: Versuch 4, Temperaturen im Wärmetauscherkreislauf (oben), Temperaturen im Kessel (unten), Volumenströme (nächste Seite)



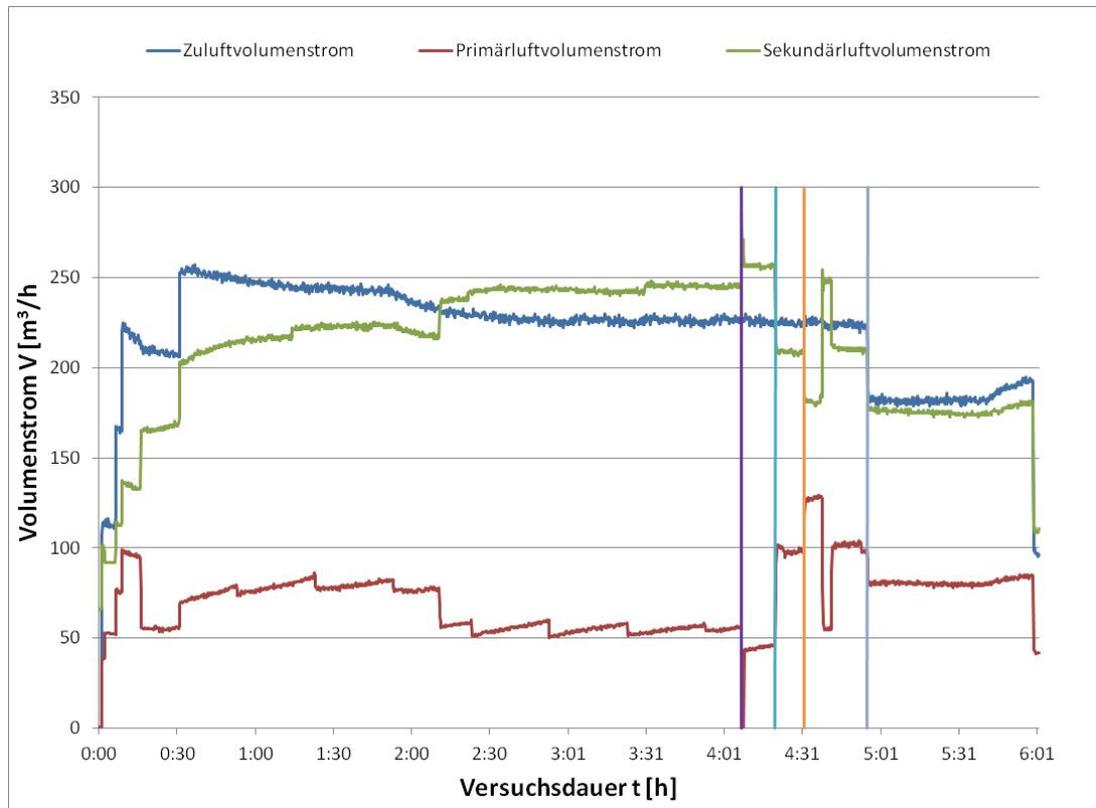
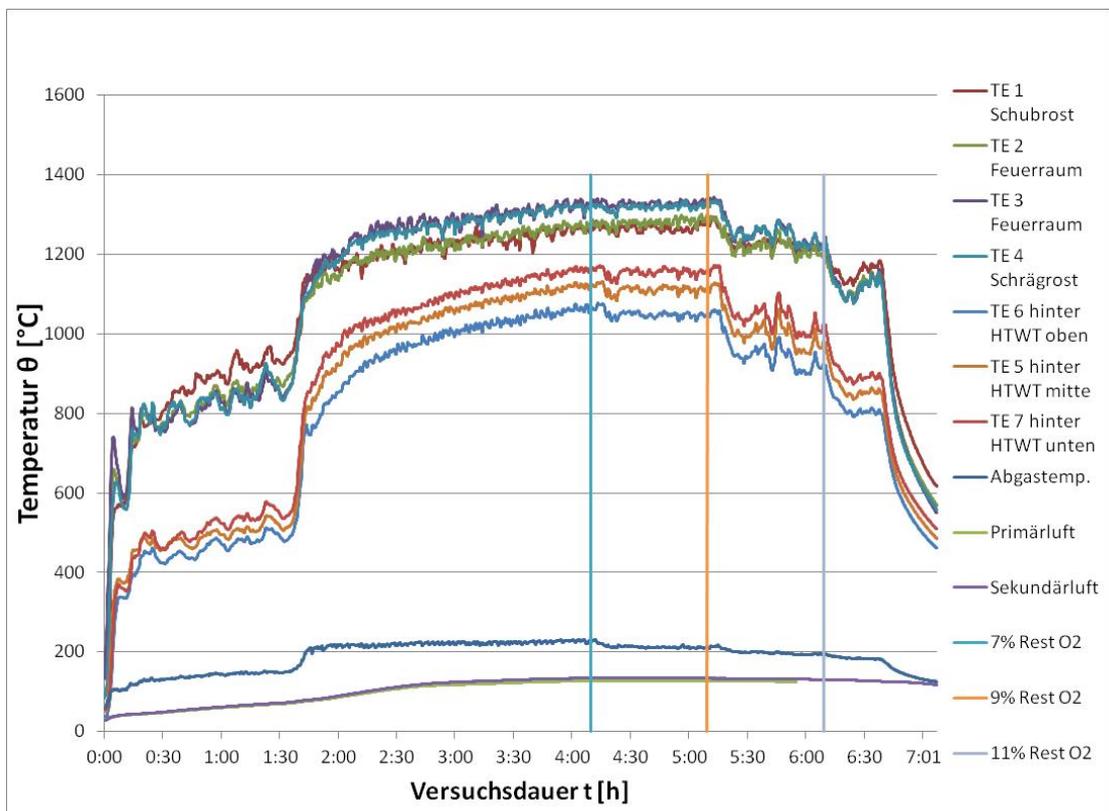
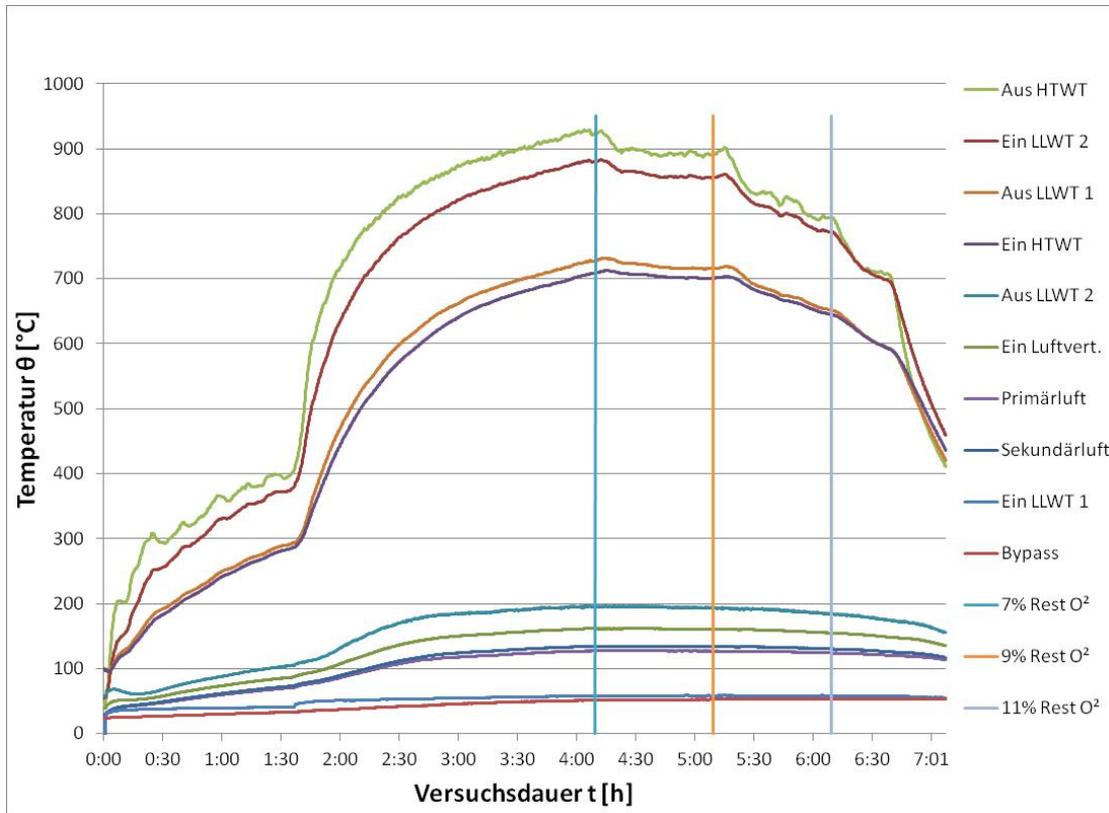
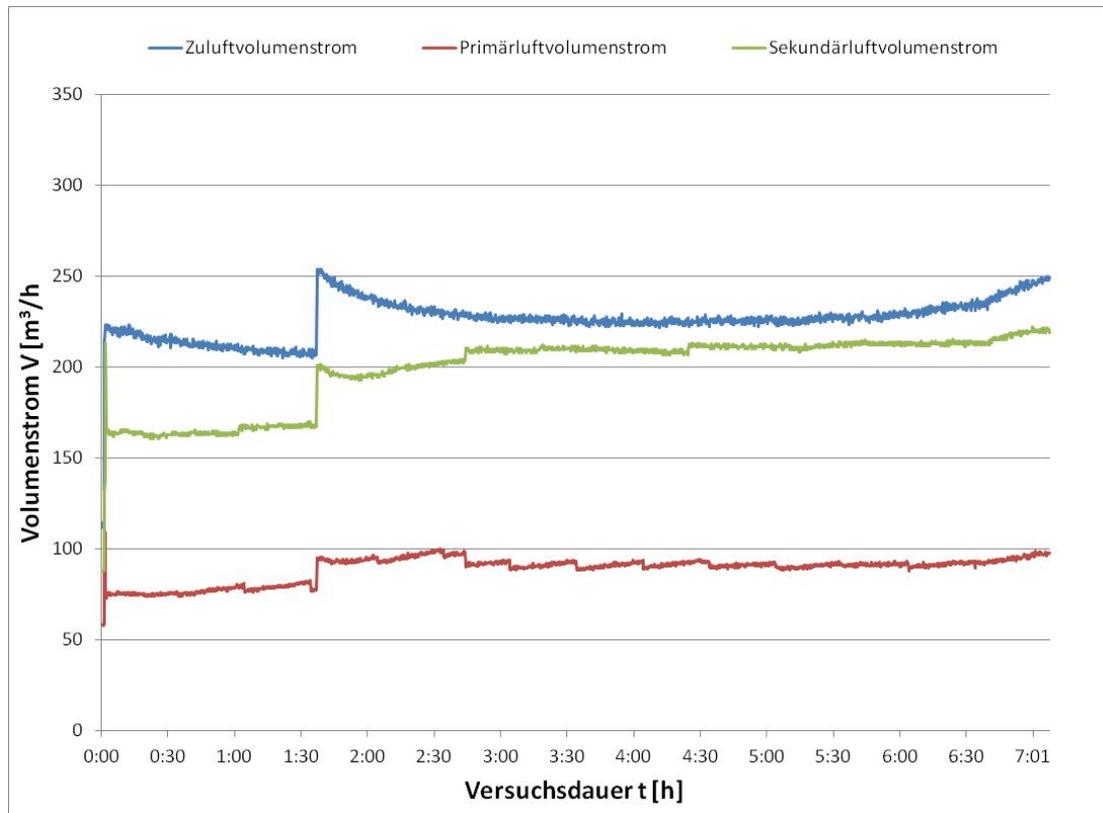


Abbildung 2-52: Versuch 5, Temperaturen im Wärmetauscherkreislauf (oben), Temperaturen im Kessel (unten), Volumenströme (nächste Seite)





2.1.15. Zusammenfassendes Ergebnis

Mit der Auswertung der unterschiedlichen Versuchsfahrten kann der Nachweis erbracht werden, dass der Betrieb eines Stirlingmotors mittels eines indirekten Wärmetauschers über die Auskopplung von Wärme aus einem Hackschnitzelkessel möglich ist.

Die einzustellenden Parameter am Kessel, d.h. die Luftzufuhrmenge, die Aufteilung auf Primär- und Sekundärluft, die Abgasführung im Kessel und die Sollwertvorgabe für den Restsauerstoffgehalt können soweit eingegrenzt und eingestellt werden, um die Anforderungen an die Wärmeübertragung zu erfüllen.

Gemäß dieser Einstellungen, die durch die Versuchsfahrten verifiziert wurden, erfüllt der konstruierte Hochtemperaturwärmetauscher HTWT in guter Näherung die Vorgaben entsprechend der Auslegung und der Planung. Der Wärmetauscherkreislauf mit den Parametern Luftdurchsatz und der Vorwärmung für den HTWT durch einen Luft-Luft-Wärmetauscher ist in der Lage, die benötigten Wärmemengen auf dem gewollten Temperaturniveau zur Verfügung zu stellen.

Der Stirlingmotor beginnt ab einer Temperatur von 500°C im Erhitzerkopf Strom zu produzieren, wenn er mit heißer Luft bzw. Abgasen beaufschlagt wird. Dies wurde experimentell in Verbindung mit einer thermischen Nachverbrennungsanlage nachgewiesen.

Damit kann erwartet werden, dass die Kopplung des Stirlingmotors an den Wärmetauscherkreislauf zu ähnlichen bzw. noch verbesserten Ergebnissen führt. Die Temperaturen, die am Eingang in den Heliumkreislauf des Stirlings bereitgestellt werden können, betragen um die 800°C. Damit ist genug Spielraum für die Wärmeübertragung bzw. für Effizienz Anpassungen des Stirlingprozesses gegeben.

2.1.16. Möglicher Einsatz von heatpipes

Zusätzlich ergab sich durch unterschiedliche Kontakte die Möglichkeit, einen weiteren Hochtemperatur-Wärmeübertrager zu fertigen und möglicherweise im aufzubauendem Heißluft-Kreislauf zu testen. Es handelt sich hierbei um ein keramisches Wärmerohr aus Hochleistungskeramiken (Silizium-Carbid). Hierzu wurden die erforderlichen Fertigungsmöglichkeiten und die konstruktive Einbindung der Wärmeröhre geplant.

Die Idee, einen zweiten Typ HTWT bestehend aus heatpipes zu testen, wurde weiterverfolgt. Durch entstandene Kontakte zu Herstellern keramischer Formteile konnte ein laufendes Forschungsprojekt an der TU Dresden lokalisiert werden, welches keramische Wärmeröhre entwickelt, die als Wärmeübertrager in Hochtemperaturprozessen erprobt werden sollen. Das dortige Institut für Energietechnik hat eine geeignete Verschlusstechnik für heatpipes entwickelt und einen entsprechenden Versuchsstand zum Laserfügen aufgebaut. Hier können keramische Wärmeröhre unter inerter Atmosphäre mit dem Arbeitsmedium Natrium befüllt und mit Verschlusskappen durch ein lotbasiertes Laserfügeverfahren versehen werden.

Die Größe und Form der Wärmeröhre ist aufgrund eingeschränkter Fertigungsmöglichkeiten vorgegeben: ca. 1 m lange Rohre aus drucklos gesintertem Siliziumcarbid (SSIC) mit einem Durchmesser von ca. 22 mm. In senkrechter Position wurden Versuche zum Wärmetransport durchgeführt. Es konnten etwa 500 bis 600 Watt pro Rohr übertragen werden.

Abbildung 2-53 zeigt einen ersten Entwurf aus dem ersten Jahr, als bereits bzgl. der Wahl des Typs HTWT erste Überlegungen zu heatpipes getroffen wurden. Es waren drei heatpipes mit 50 mm Durchmesser und einer Länge von 1.140 mm geplant. Zur Vergrößerung der Fläche zur Wärmeein- bzw. -auskopplung sollten die Rohrenden mit einer langen Rippenstruktur im Kesselinneren und im Bereich des Heißluft-Kreislaufes versehen werden.

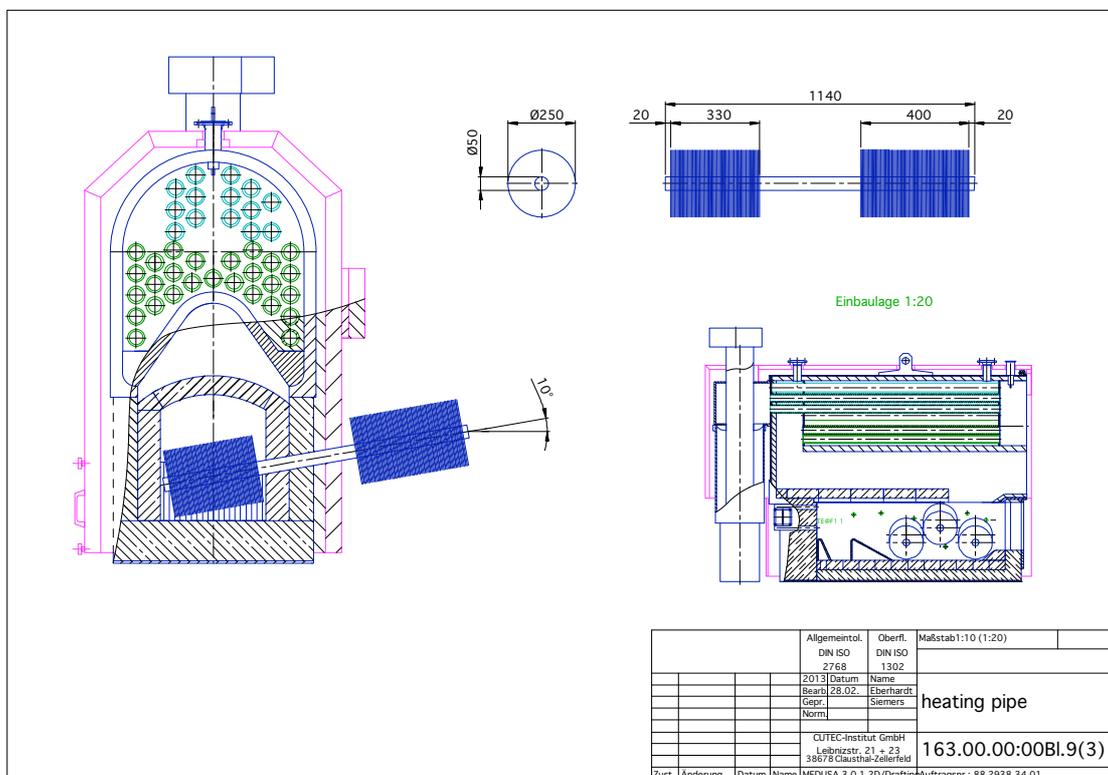


Abbildung 2-53: Heatpipe-HTWT – 1. Entwurf bestehend aus 3 dicken Heatpipes mit Rippen im Bereich der Wärmeein- und -auskopplung

Aufgrund der neu gewonnenen Erkenntnisse musste diese Variante überarbeitet werden. Es sollte eine größere Stückzahl heatpipes im Feuerraum untergebracht werden. Die folgenden Abbildungen 2-54 und 2-56 zeigen eine Auswahl der Skizzen, welche während der Entwicklungsphase entstanden sind. Vor allem hinsichtlich der Geometrie des KÖB-Kessels und der am besten geeigneten Position der heatpipes wurden hier viele Möglichkeiten zwischen CUTEC und der TU Dresden diskutiert. Die heatpipes sollten möglichst aufrecht eingebaut werden. Durch die Position der Sekundärluft-Öffnungen in der Seitenwand des Kessels, der auf der Außenseite angebrachten Doppelwand (in welcher über das Gebläse die Luft über die Öffnungen in Rück- und Seitenwand verteilt wird) und des bogenförmig über dem Flammrohr angeordnete Heizwasserwärmetauschers musste hier ein Kompromiss gefunden werden. Als minimale Neigung der Rohre wurden 10° vorgegeben.

Für die Wärmeauskopplung an die Luft im Heißluft-Kreislauf musste ebenfalls eine Möglichkeit gefunden werden, um die geplanten heatpipes mit der Luft (dem Transportmedium) zu um- bzw. überströmen. Abbildung 2-55 zeigt eine Skizze der ersten Entwürfe. Eine Art Rohrschlange wurde nach weiteren Überlegungen schließlich favorisiert.

Durch die bereits im Vorfeld angefertigten 3D-Zeichnungen des KÖB-Kessels war es dann möglich, die Position der heatpipes festzulegen. Es wurde sich auf eine 45° -Neigung geeinigt. Eine steilere Position ist aufgrund der zuvor beschriebenen Kessel-Geometrie nicht möglich. Da größere Bereiche zur Wärmeauskopplung im Feuerraum und auf der Heißluftseite zur Wärmeeinkopplung als bei den vorhergehenden Dresdner Versuchen zur Verfügung stehen (mindestens 350 mm Rohrlänge im Kessel und 450 mm im Heißluft-Kreislauf) und auf einem um etwa 200°C höheren Temperaturniveau liegen, sollte die bei der 45° -Neigung übertragbare Wärmeleistung insgesamt zum Antrieb des Stirlingmotors ausreichen (im Vergleich zum senkrechten Einbau). Abbildung 2-55 zeigt die Endversion des heatpipe-HTWT mit dessen Positionierung im KÖB-Biomassekessel in der 3D-Ansicht.

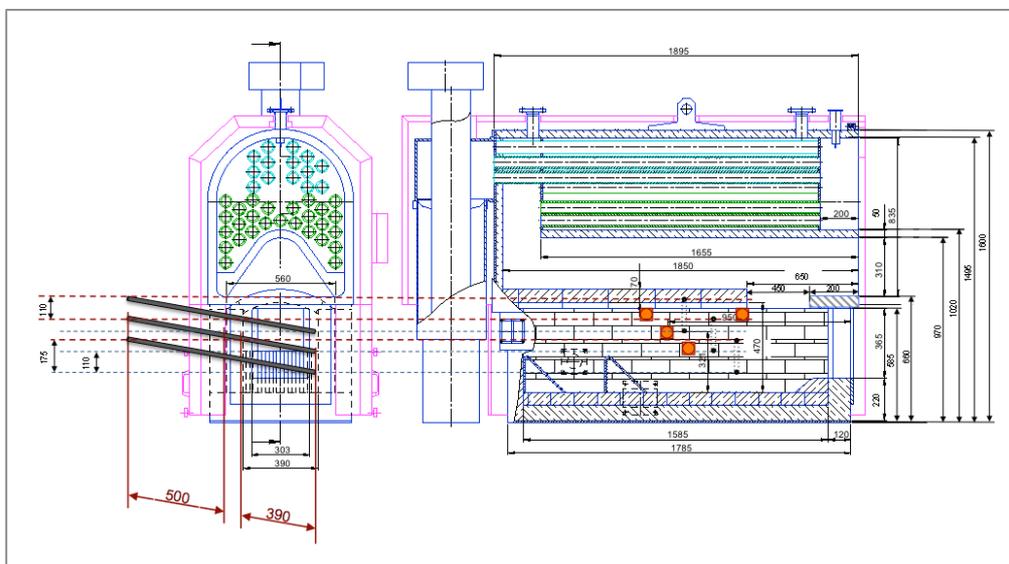


Abbildung 2-54: Heatpipe-HTWT – 2. Entwurf bzgl. der Positionierung der ca. 1 m langen SSIC-heatpipes (Durchmesser: 22 mm)

Eine Fertigungszeichnung für den Anschlussteil des WT an den Heißluft-Kreislauf, die „Rohrschlange“, durch welche Luft über die heißen Enden der Heatpipes geleitet wird, wurde durch die Konstruktion des CUTEC Instituts erstellt und ist in Abbildung 2-56 dargestellt. Zur Stabilisierung des HTWT muss zusätzlich eine Unterkonstruktion gebaut werden, um keine

2.2. Wichtigste Positionen des zahlenmäßiger Nachweises

Der größte Kostenblock in diesem Vorhaben war für Personalausgaben einzusetzen. Ein Projekt dieser Größenordnung benötigt Personalressourcen für den Aufbau der Versuchsanlagen, die Planung und Durchführung der Versuche und die Auswertung. Dazu wurde über den Vorhabenzeitraum eine Wissenschaftlerstelle geschaffen, die um Techniker und Hilfwissenschaftler ergänzt wurde. Der Gesamtwert im Vorhaben für Personal betrug etwa 223.000 €. Dazu kommen Eigenaufwendungen über festangestelltes Personal der Einrichtung in beträchtlichem Aufwand für Infrastruktur (Konstruktion, Mechanische Werkstatt, E-Werkstatt) und Projektleitung.

Der nächstgrößere Kostenblock mit etwa 80.000 € umfasst Unteraufträge, die sowohl für Ingenieurleistungen als auch für Zulieferungen der unterschiedlichen Komponenten des Wärmetauscherkreislaufes notwendig waren.

Weitere 60.000 € wurden für eine Vielzahl von Materialaufwendungen verauslagt, die zur Durchführung der Versuche, den Messaufbau und die Erstellung der Infrastruktur erforderlich waren.

Hinzu kamen kleinere Positionen für Gegenstände über 410 € (Messgeräte und Messwerterfassung) sowie für Dienstreisen.

Im Verlauf des Projektes stellte sich heraus, dass für Materialaufwendungen und Unteraufträge mehr Budget einzuplanen ist. Dies wurde durch die Umwidmung von Techniker-Personalausgaben (Verschiebung der Technikeraufwendungen in Eigenleistung) ermöglicht.

2.3. Notwendigkeit und Angemessenheit

Die Ausgaben werden als notwendig und angemessen angesehen. Zwei unterschiedliche Aggregate, ein Holzhackschnitzelkessel und ein Stirlingmotor-BHKW, wurden vermessen und anschließend in wesentlicher Form (gilt für den Stirling) umgebaut. Dazu sind eine Vielzahl von Versuchen und über die Gesamtdauer des Vorhabens technische Arbeiten erfolgt. Die Aggregate im Ausgangszustand waren bereits vorhanden, was zu einer nicht unerheblichen Gesamtprojektkostenreduktion geführt hat.

2.4. Nutzen und Verwertbarkeit

Nach Abschluss des Projektes ergeben sich unterschiedliche Verwertungslinien, die hier kurz skizziert werden sollen.

- Einsatz des Systems zur Abwärmenutzung auf hohem Niveau
- Entwicklung eines Kesselsystems mit integriertem Wärmetauscher
- Einsatz von heatpipes
- Aufbau eines Forschungsfeldes „Heisse Luft“ in „Strom“

Aus Sicht eines Anwenders stellt sich die Verwertbarkeit wie folgt dar. Die Anwendungsmöglichkeit dieses Hochtemperatur-Wärmeübertrager-Luftvorwärmer-Rekuperator-Systems mit Stirling-Motor ist zur Zeit auf qualitativ hochwertige Holz-Biomassen beschränkt, da über den im Vorhaben entwickelten prototypischen Ansatz noch keine anderen Biomassen eingesetzt worden sind und auch erst die konstruktiven Lösungen für ein „serientaugliches“ System in fortgesetzten Vorhaben entwickelt werden müssten.

Trotzdem sind entsprechende Versuche in einer Verbrennungsanlage für Biomasse aus dem Landschaftspflegebereich in Vorbereitung und vielversprechend. Derartiges Material hat in der Regel einen sehr hohen Wasseranteil, d. h. die weitere Kooperation mit der ERK Eckrohrkessel GmbH wäre besonders wichtig, da sich das Unternehmen weltweit mit Engineering mit dem Schwerpunkt Industrielle Energietechnik befasst. Dabei werden alle Brennstoffe außer nuklearen eingesetzt, vor allem die preiswerten und langfristig zur Verfügung stehenden, wobei momentan ein starker Aufwärtstrend im Bereich der festen Biomassen erkennbar ist, abnehmend entwickelt sich global die Verwendung von Erdgas. ERK Eckrohrkessel GmbH erwartet, dass die im Vorhaben entwickelte Technik zur Generierung von Elektrizität diese zumindest fallweise attraktiver macht, wenn es um die Entscheidung geht, welcher Brennstoff für Neuanlagen gewählt werden soll. Bei Bestandsanlagen könnten mit dieser Technik Beiträge zur Verbesserung der Kosteneffizienz geleistet werden. Im Bereich der Biomassen werden noch zusätzliche technische Entwicklungsschritte erfolgen müssen, damit die entwickelte Technik angenommen wird. Limitierende Bedingungen sind hier die Kosten für die Rohrfertigung, die neu zu entwickelnde Kessel- und Wärmeübertragertechnik, der Stirling-Motor und die Verfügbarkeit geeigneter Materialien für die Komponentenentwicklung.

Am Markt sind die Kunden bei der Verwendung der eingesetzten Strukturrohre in größeren Leistungsbereichen zur Zeit noch sehr zurückhaltend. Daher werden mit dem mit ERK Eckrohrkessel GmbH verbundenen Unternehmen La Mont GmbH kleinere Einheiten im Größenordnungsbereich thermischer Leistungen von 100 bis 1.000 kW komplett angeboten, bisher allerdings meist eingeschränkt auf erdgasstämmige Rauchgase. Die entsprechende Markterschließung wird allerdings mittelfristig erfolgen und einige Zeit dauern, die aktuellen Anwendungs- und Umsatzzahlen sind aber beachtlich (Tab. 2-4). Im nächsten Schritt wird erwartet, dass es zur Einführung von Systemen für Biomasse-stämmige Rauchgase kommt.

Tab. 2-4: Anwendungs- und Umsatzzahlen Strukturrohre in Verbindung mit La Mont GmbH

2013	2014	2015
30.000 m	19.000 m	16.000 m
24 Anwendungen	18 Anwendungen	6 Anwendungen
Gaskühler	Verdampfer	Verdampfer
Luftvorwärmer	Dampfkondensation	Überhitzer
Rauchrohrkessel	Umformmaschinenkonzept	Kesselrohrfertigung
280.000,- €	180.000,- €	170.000,- €

Es muss an dieser Stelle jedoch hervorgehoben werden, dass diese Erwartungen sich noch nicht auf Hochtemperatur-Wärmeübertrager-Luftvorwärmer-Rekuperator-Systeme mit Stirling-Motor erstrecken.

Daher folgt als nächste logische Konsequenz die Entwicklung eines Kesselsystems, in dem die Hochtemperaturwärmeübertragung bereits konstruktiv vorgesehen ist. Mit den Erkenntnissen aus diesem Projekt kann in Kooperation zwischen dem Hersteller der Strukturrohre, den Engineering-Erfahrungen von ERK und einem zu bestimmenden Kesselhersteller ein Konzept entwickelt werden, dass die Möglichkeiten seriennah umsetzen kann.

Dabei ist ebenso die Anpassung eines Stirlingmotors an die Aufgabenstellung erforderlich. Mögliche Hersteller von Stirlingmaschinen benötigen allerdings belastbare Aussagen zur

Für CUTEC als anwendungsnahe Forschungsinstitut ergibt sich die Möglichkeit, Kompetenzen auf einem spezifischen Sektor der Energieforschung einzurichten und aufzubauen. Das Kompetenzfeld könnte sich mit der Gewinnung von wertvoller und nutzbarer Energie, hier Elektrizität, aus heißen Abgasen beschäftigen. Dabei können die heißen Abgase durch eine Verbrennung von fossilen oder erneuerbaren Energiequellen zur Verfügung gestellt werden. Es ist aber auch möglich, Abwärme aus der industriellen Produktion nutzbar zu machen, soweit sie ein höheres Temperaturniveau erreichen kann. Damit könnte auch in Teilbereichen die Umkehrung der derzeit verfolgten Strategie des Power-to-X bzw. Power-to-heat in Heat-to-power erfolgen.

2.5. Fortschritt bei anderen Stellen

Es gab und gibt wenig Forschungsprojekte in diesem eng begrenzten Segment, also Stirlingmotor in Kombination mit einer Biomasseverbrennung und Kopplung über einen indirekten Wärmetauscher.

Ein Projekt im gleichen Programm integrierte einen Pelletbrenner mit einem Stirlingmotor. Allerdings wurde hier ein 1 kW-Stirling verwendet. Der 1 kW-Stirling wurde im Projekt HTBioStir aufgrund des geringen elektrischen Wirkungsgrades nicht berücksichtigt. Zusätzlich besteht der Brennstoff aus Pellets, die ein besseres Verbrennungsverhalten liefern.

Die Forschung außerhalb Deutschlands befasst sich in Teilbereichen mit ähnlichen Fragestellungen. In Finnland existiert ein Anbieter (Ekogen), der eine Mikrogasturbine mit einem Wärmetauscher und einer Holzverbrennung anbietet. Mit diesem Hersteller und weiteren Partnern wurde ein Forschungsantrag zur Verbesserung des Wärmetauscherverhaltens gestellt, der leider in der Endrunde nicht gefördert werden konnte. In Österreich ist stellvertretend die Forschergruppe um BIOS Energiesysteme zu nennen, die sich mit ähnlichen Fragestellungen rund um die energetische Biomassenutzung und gekoppelter Stromproduktion im kleinen Leistungsbereich kümmern.

2.6. Veröffentlichungen

Bereits im Vorgriff auf das Vorhaben wurden Veröffentlichungen und Beiträge auf Konferenzen eingeplant, so dass von Beginn an eine Unterrichtung der Fachöffentlichkeit gewährleistet ist. Es ergaben sich daraus auch bereits weitere Kontakte und Ansatzpunkte.

- Vortrag auf der Hannover Messe April 2011 BEEE Industry Forum: „Utilization of Biomass Resources in small Combined Heat and Power Applications“
- Poster und Veröffentlichung im Tagungsband der 19th European Biomass Conference and Exhibition, Berlin, Juni 2011: „A new approach for combining solid biomass combustion and Stirling technology“
- Teilnahme am 3. Statuskolloquium in Potsdam am 8. Und 9. November 2011 mit Kurzvorstellung des Projektes
- Anmeldung eines Tagungsbeitrages zur Worldbioenergy 2012 in Jönköping, Schweden
- Kurzberichte und Projektvorstellungen in CUTEC-News, bei Führungen und Besuchen des Instituts bzw. des Energieparks Clausthal
- Poster zur 20th European Biomass Conference and Exhibition, Mailand, Juni 2012: „A new approach for combining solid biomass combustion and Stirling technology“ (Poster und damit Veröffentlichung im Tagungsband)

- Teilnahme am 4. Statuskolloquium in Potsdam am 8. Und 9. November 2012 mit Kurzvorstellung des Projektes
- Poster „Combining Solid Biomass Combustion and Stirling Technology“ zur 21st European Biomass Conference and Exhibition, Kopenhagen, Juni 2013
- Senkel, N.; Siemers, W.: „Combining Solid Biomass Combustion and Stirling Technology“; Beitrag im Kongress-Begleitband 21st European Biomass Conference and Exhibition, Kopenhagen, Juni 2013
- Teilnahme an der 5. Statuskonferenz „Energetische Biomassenutzung“ in Leipzig am 14. und 15. November 2013 mit Vortrag zum Projekt „Entwicklung eines Hochtemperatur-Wärmeübertragers für die Kopplung von Biomassekessel und Stirlingmotor (kurz: HTBioStir)“
- Senkel, N.; Siemers, W.: „Entwicklung eines Hochtemperaturwärmeübertragers für die Kopplung von Biomassekesseln mit einem Stirlingmotor“ in: Thrän, D., Pfeiffer, D. (Hrsg.). Festschrift Konferenz 5 Jahre Förderprogramm Energetische Biomassenutzung: Wege zur effizienten Bioenergie, Schriftenreihe Band 15, DBFZ, 2014, Seite 40 – 51
- Kölling, A.; Siemers, W.; Hellwig, U.; Sachno, N.; Schröder, S.; Senkel, N.: „High Temperature Biomass Fired Stirling Engine (HTBS)“, International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICRE PQ 14), Cordoba (Spain), April 8-10, 2014
- Senkel, N.; Siemers, W.: „Entwicklung eines Hochtemperatur-Wärmeübertragers für die Kopplung von Biomassekessel und Stirlingmotor (HTBioStir)“, Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgruppen „Abfallbehandlung und Wertstoffrückgewinnung“, „Gasreinigung“ und „Hochtemperaturtechnik“, Vortragsreihe „Hochtemperaturtechnik“, Karlsruhe, 17. und 18. Februar 2014
- Senkel, N.; Siemers, W.: „Entwicklung eines Hochtemperatur- Wärmeübertragers für die Kopplung von Biomassekessel und Stirling-motor (HTBioStir)“, Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgruppe „Energieverfahrenstechnik“, Karlsruhe, 18. und 19. Februar 2014

Weitere Veröffentlichungen sind geplant, so unter anderem:

- Beitrag in Band 20 des DBFZ: Schriftenreihe des Förderprogramms „Energetische Biomassenutzung“ Band 20 Effizient, umweltverträglich, dezentral Neue Konzepte für die Nutzung von biogenen Festbrennstoffen Teil III
- Annahme Poster für die IEA Bioenergy in Oktober 2015, Berlin.