



Abschlussbericht April 2015

Biomasse befeuerte Heissluft-Mikro-Gasturbine mit Wärme-Kraftkopplung

Biomass-Fired, Hot Air, Micro Gas Turbine Plant
with CHP (Combined Heat and Power)

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE

CH-3003 Bern

www.bfe.admin.ch

Kofinanzierung:

Acrona Systems AG, CH-5001 Aarau

Forschungsfonds Kanton Aargau

Auftragnehmer:

Institut für Biomasse und Ressourceneffizienz

Fachhochschule Nordwestschweiz

Klosterzelgstrasse 2

CH-5210 Windisch

www.fhnw.ch/technik/ibre

Ökozentrum

Schwengiweg 12

CH-4438 Langenbruck

Autoren:

Timothy Griffin, FHNW, timothy.griffin@fhnw.ch

Dieter Winkler, FHNW

Felipe Piringier, FHNW

Antony Marrella, FHNW

David Moosmann, FHNW

Markus Blatter, FHNW

Christian Gaegauf, Ökozentrum, christian.gaegauf@oekozentrum.ch

Martin Schmid, Ökozentrum martin.schmid@oekozentrum.ch

Robert Stucki, Acrona, robert.stucki@acrona-systems.com

BFE-Bereichsleiter:

St. Renz, renz.btr@swissonline.ch

BFE-Programmleiter:

S. Hermle, sandra.hermle@bfe.admin.ch

BFE-Vertragsnummer:

SI/500932-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	4
1. Einleitung	5
1.1. Motivation	5
1.2. Projektziele	5
2. Konzeptidee	7
2.1. Ausgangslage	7
2.2. Prozessbeschreibung	7
3. Capstone-Mikrogasturbine C65.....	9
3.1. Aufbau der Capstone-Mikrogasturbine.....	9
3.2. Modellierung der Capstone-Mikrogasturbine.....	10
3.3. Simulationsergebnis.....	13
3.4. Validierung des Mikro-GT Modells mit den Herstellerangaben.....	14
3.5. Erkenntnisse aus der Modellierung der Mikrogasturbine	16
4. Mikro-GT Blockheizkraftwerk	17
4.1. Aufbau des Simulationsmodells	17
4.2. Parameter-Empfindlichkeit	20
4.3. Mögliche Anwendungsvarianten	24
4.4. Maximales Potential	28
4.5. Erkenntnisse aus der Modellierung des Mikro-GT-BHKW	30
5. Kesselkonzept	31
5.1. Verbrennungsprozess / Brennkammer.....	32
5.2. Evaluation der Wärmetauscherhersteller.....	37
6. Versuchsbrennkammer mit Hochtemperatur-WT.....	42
6.1. Modellierung des Hochtemperaturwärmetauschers	42
6.2. Validierung des Modells mittels experimentellen Messungen.....	44
6.3. Vergleich der Messdaten mit der Modellrechnung.....	51

6.4.	Erkenntnisse aus der Versuchsreihe.....	53
6.5.	Messunsicherheitsanalyse	54
6.6.	Auslegung des Hochtemperaturwärmetauschers	60
6.7.	Erkenntnisse aus den Versuchsreihen und der Simulation.....	62
7.	Wirtschaftlichkeit.....	63
7.1.	Vorgehensweise	63
7.2.	Systemgrenzen	64
7.3.	Grundlagen der Berechnung	65
7.4.	Ergebnisse.....	66
7.5.	Fazit.....	72
8.	Schlussfolgerungen	73
9.	Weiterer Forschungsbedarf	76
9.1.	Mikrogasturbine	76
9.2.	Brennkammer inkl. Hochtemperaturwärmetauscher.....	76
9.3.	Gesamtsystem	78
9.4.	Bewertungsmatrix	79
10.	Literaturverzeichnis	80
Anhang	82

Zusammenfassung

Beim vorliegenden Blockheizkraftwerk-Konzept (BHKW) wird eine herkömmliche Mikrogasturbine als extern befeuerte Turbine verwendet. Die externe Erwärmung der Prozessluft erfolgt mittels Holzschnitzel in einem Kessel. Als Zielwerte wurde für die Anlage eine elektrische Leistung von 65 kW entsprechend einem Wirkungsgrad von 24 % definiert.

Hierfür wurde in einem ersten Schritt ein thermodynamisches Simulationsmodell der Capstone-Mikrogasturbine C65 aufgebaut, numerisch berechnet und validiert. Auf Grundlage dieses Modells erfolgte die Erweiterung zu einem BHKW-Anlagenmodell. Die Sensitivitätsanalyse zeigte eine starke Abhängigkeit der el. Leistung von der Prozesslufttemperatur am Turbineneintritt auf. Die ursprüngliche Erwägung einer Zusatzfeuerung mit Gas wurde aufgrund der daraus resultierenden starken Standorteinschränkung nicht weiter verfolgt. Bei einer Turbineneintrittstemperatur von 840 °C, die für eine Pilotanlage als realistisch erachtet wurde, wurde mit der Prozesssimulation eine el. Leistung von 48 kW bei einem el. Wirkungsgrad von 20.3% errechnet. Um die hochgesteckten Zielwerte ohne eine Zusatz-Erdgasfeuerung zu erreichen, sind weitere Forschungs- und Entwicklungsarbeiten erforderlich.

Für den Hochtemperaturwärmetauscher (HTWT) wurde ein 2D- Simulationstool erstellt, welches durch Messungen an einem Versuchskessel validiert werden konnte. Für den HTWT wird eine Tauchrohrvariante favorisiert. Für eine Pilotanlage sind, gemäss den durchgeführten Simulationen, ca. 15 Tauchrohre mit einer Rohrlänge von 1 m notwendig, um eine Turbineneintrittstemperatur von 840 °C zu erreichen. Für Anlagen mit höheren Temperaturen und besseren Wirkungsgraden ist die Evaluation geeigneter Werkstoffe erforderlich. Das erstellte Kesselkonzept für die Heissluftherzeugung der BHKW-Anlage besteht aus einer Primärbrennkammer mit Vergasung und einer Sekundärbrennkammer mit flammloser Verbrennung (FLOX-Prozess). Der FLOX-Betrieb ermöglicht gegenüber herkömmlichen Feuerungen tiefere Emissionswerte und homogene Brennkammertemperaturen.

Die Wirtschaftlichkeit der Anlage wurde anhand einer Betriebskostenrechnung sowie der Berechnung der mittleren Stromgestehungskosten untersucht. Zudem wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Für die drei betrachteten Prozessvarianten war das Jahresergebnis jeweils positiv. Die mittleren Stromgestehungskosten lagen zwischen 25.2 und 28.5 Rp/kWh. Die Sensitivitätsanalyse zeigte, dass die Wirtschaftlichkeit stark von den jährlichen Volllaststunden, dem Brennstoffpreis und den Investitionskosten sowie der Abwärmenutzung abhängt.

Für die Umsetzung der BHKW-Anlage gilt es, durch weitere Forschung die noch offenen Fragen im Bereich der Mikrogasturbine und dem zulässigen Druckverlust der Prozessluft sowie deren Aus-und Einkopplung zu beantworten. Beim Kessel liegt der Forschungsbedarf bei der Bestimmung des Langzeitverhaltens der HTWT-Tauchrohre, insbesondere der allfälligen Ablagerungen durch die Staubemissionen im Abgas.

1. Einleitung

1.1. Motivation

Im Zuge der Energiestrategie 2050 sollen fossile Energieträger, die zur Kraft- und Wärmeenergie eingesetzt werden, zunehmend durch erneuerbare Energieträger substituiert werden. Der Einsatz nachwachsender Rohstoffe trägt sowohl zur Verminderung von CO₂-Emissionen als auch zur Einsparung von nicht erneuerbaren Ressourcen bei. Die Nutzung der Abwärme bei der Stromerzeugung in dezentralen Anlagen steigert die Effizienz der Energieumwandlung. Die Verwendung von Biomasse in einem Mikrogasturbinen-Blockheizkraftwerk kann zum Ausgleich der fluktuierenden Erzeugung von Strom und Wärme aus Wind und Sonne beitragen.

1.2. Projektziele

Als Ergebnis der Gesamtentwicklung steht ein Heissluft-Mikrogasturbinen-Blockheizkraftwerk (Mikro-GT-HBKW) zur Verfügung, das mit Biomasse (Holzschnitzel) befeuert werden kann. Eine schematische Darstellung des Prozesses ist in Abbildung 1 gegeben. Der Zielmarkt für solche Anlagen sind grössere Wohnüberbauungen, Hotels, öffentliche Gebäude, gewerbliche Betriebe (wie beispielsweise Sägereien), kleine Wärmeverbundnetze, etc. mit ganzjährigem Grundwärmebedarf.

Zielwerte für die Entwicklung sind:

- Volllaststunden pro Jahr: 5'000 h
- Gesamtnutzungsgrad (Strom + Wärme): 80 %
- el. Wirkungsgrad: 24 %
- el. Leistung: 65 kW
- Nutzwärmeabgabe: 150 kW

Zurzeit werden in der Schweiz pro Jahr etwa 2.5 Mio. m³ Energieholz genutzt. Thees et al. [1] gehen davon aus, dass etwa 4 Mio. m³ Energieholz ökologisch und ökonomisch nachhaltig genutzt werden können. Auch hier ist eine Steigerung möglich, insbesondere unter Berücksichtigung von Restholz beim Holzschlag. Aufgrund der geographischen Verteilung der Biomasse und der energetisch besseren Nutzung ist eine Wärmekraftkopplung anzustreben.

Das Marktbedürfnis für kleine dezentrale Anlagen für die energetische Nutzung von Biomasse ist vorhanden und es besteht ein enormer Bedarf im In- und Ausland. Allein in der Schweiz liegt das theoretische Marktpotential bei 1'600 Anlagen, gemäss Marktanalyse des Ökozentrum Langenbruck [2].

Im ersten Jahr nach erfolgreicher Entwicklung rechnet Acrona mit sieben Anlagen, im folgenden Jahr mit 22, dann mit 27 Neuanlagen/Jahr. Das bedeutet einen jährlichen Umsatz von 15.66 MCHF ab dem dritten Jahr.

Das Gesamtprojekt ist in zwei Phasen aufgegliedert. In der ersten Phase werden grundsätzliche prozesstechnische Fragestellungen und die Auslegung des Verbrennungssystems bearbeitet. Nach Beurteilung der technischen Machbarkeit wird eine Wirtschaftlichkeitsanalyse der attraktivsten Konzepte durchgeführt und der Forschungsbedarf für kritische Komponenten definiert.

2. Konzeptidee

2.1. Ausgangslage

Um die Energieeffizienz zu steigern, den Primärenergieverbrauch zu reduzieren und damit die Kohlendioxidproduktion zu vermindern, wird vermehrt auf die Wärmekraftkopplung gesetzt. Als Brennstoffe werden Gas, Kohle, Erdöl, Abfallstoffe und neuerdings auch Holz verwendet. Die Verwendung von Holz ist besonders interessant, da Holz als CO₂-neutraler Brennstoff eine Sonderstellung einnimmt. Aktuell wird Holz besonders für Heizzwecke verwendet und weniger für die Wärmekraftkopplung. Der Grund liegt an der fehlenden zuverlässigen WKK-Technologie für den Holzbrennstoff.

Für die Wärmekraftkopplung mit Holz als Brennstoff wird heute ein Wasser/Dampfprozess verwendet, wobei der Strom mittels einer Dampfturbine erzeugt wird. Dies setzt jedoch Anlagengrößen $> 1\text{MW}_{\text{el}}$ aufgrund der komplexen Anlagen voraus.

Kleinere Leistungen sind für die Wärmekraftkopplung interessant, da der dezentrale Wärmebedarf für Heizzwecke normalerweise eher kleine Leistungen erfordert. Das Projekt "Biomasse befeuerte Heissluft-Mikro-Gasturbine mit Wärme-Kraftkopplung" soll in diesen Leistungsbereich vordringen und eine Marktlücke auf diesem Gebiet schliessen.

2.2. Prozessbeschreibung

Der Mikro-GT-BHKW-Prozess wird nachfolgend kurz beschrieben und in Abbildung 1 dargestellt.

Die Prozessluft wird aus der Atmosphäre durch den Gasturbinenverdichter angesaugt und auf den Prozessdruck von ca. 4 bar komprimiert. Darauf folgt die komprimierte Luft im Rekuperator durch das heisse Abgas erwärmt und anschliessend zum Hochtemperaturwärmetauscher (HTWT) des Kessels geführt. In der Turbine erfolgt die Expansion der Prozessluft. Die Turbine treibt den Verdichter und den Generator an, wobei letzterer die Wellenarbeit in el. Energie umwandelt. Die Austrittsgase der Turbine geben über den Rekuperator Wärme an die kältere Seite der Prozessluft ab.

Nach dem Durchströmen des Rekuperators teilt sich der Heissgasstrom auf. Ein grosser Teil soll für die Erwärmung des Wassers oder für die Trocknung des feuchten Brennstoffes verwendet werden. Der Rest wird der Verbrennung zugeführt, wobei die Luft vorher über einen Verbrennungsluftvorwärmer (VeLuVo) vorgeheizt wird.

Die vorgeheizte Luft wird nun der Verbrennung zugeführt. In der ersten Stufe werden die Holzschnitzel unterstöchiometrisch (Luftzahl ~ 0.6) oxidiert, wodurch der Brennstoff vergast. In der Sekundärbrennkammer findet die Verbrennung des Holzgases bei geringen Emissionen statt [3].

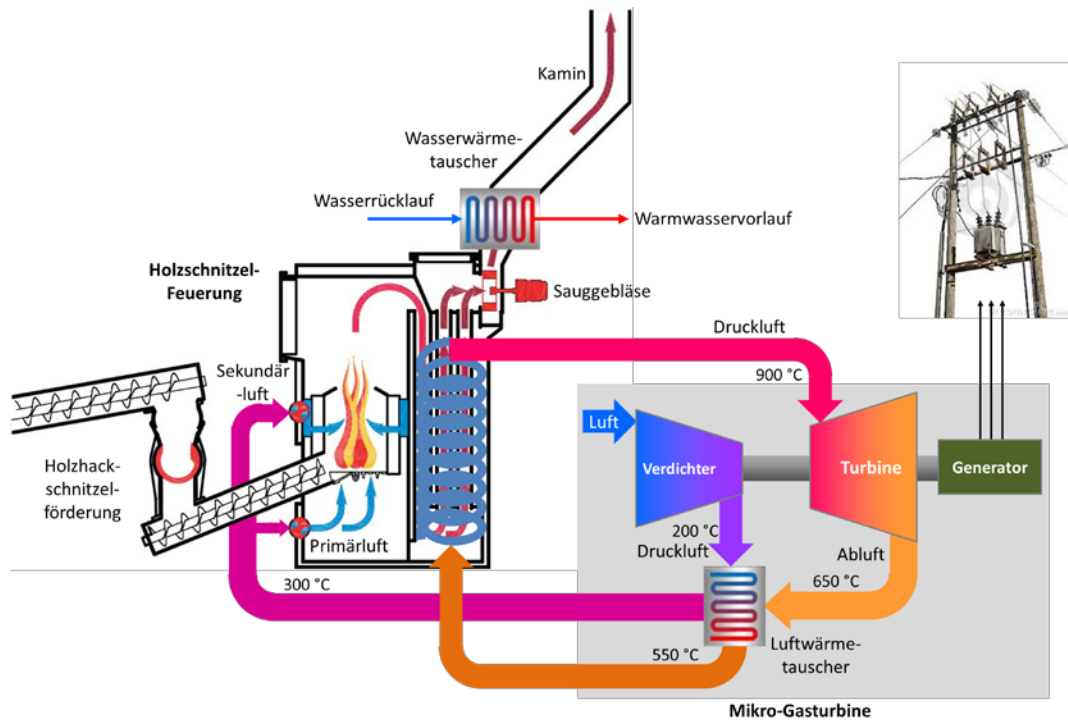


Abbildung 1: Prinzipschema der Wärme-Kraft-Kopplung mit der Mikro-GT

Die freigesetzte Wärme des Brennstoffes wird über Strahlung und Konvektion im Kessel zuerst über den HTWT und anschliessend über den Verbrennungsluftvorwärmer (auf Abbildung 1 nicht ersichtlich) an die Prozessluft abgegeben. Die immer noch heissen Abgase beaufschlagen nachfolgend den Abhitzekehl und erwärmen damit das Heizwasser, bevor sie über den Kamin ins Freie geführt werden. Die restliche Abgasenthalpie auf niedrigem Temperaturniveau könnte für die Trocknung des Brennstoffes genutzt werden.

3. Capstone-Mikrogasturbine C65

In diesem Kapitel wird die Modellierung der Gasturbine kurz zusammengefasst. Detailliertere Informationen sind dem Jahresbericht 2013 zu entnehmen. Ferner wird keine Forschungsarbeit für die Effizienzsteigerung der Gasturbine betrieben. Es wird lediglich die bestehende Gasturbine in einem Simulationsmodell bestmöglich nachgebildet.

3.1. Aufbau der Capstone-Mikrogasturbine

Für das Konzept "Heissluft Mikro-GT mit BHKW" wird die Capstone-Mikrogasturbine eingesetzt (Abbildung 2). Die angesaugte Zuluft wird verdichtet und anschliessend durch die heissen Turbinenabgase vorgewärmt (Rekuperator). Nach der Erwärmung wird diese Luft und der gleichfalls verdichtete Brennstoff (z.B. Erdgas) gemeinsam verbrannt. Die dabei austretenden Heissgase (Abgase) treiben die Turbine an, die auf derselben Rotorwelle wie der Generator montiert ist. Bevor das Abgas die Turbine verlässt, gibt sie im Rekuperator einen Teil ihrer Wärme an die verdichtete Luft ab und reduziert somit die benötigte Brennstoffmenge, was zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades führt. Die Turbine arbeitet mit einer Rotordrehzahl von bis zu 96'000 U/min. Der dabei gewonnene hochfrequente Strom mit 1'600 Hz wird elektronisch zu Wechselstrom mit 50 Hz umgewandelt.

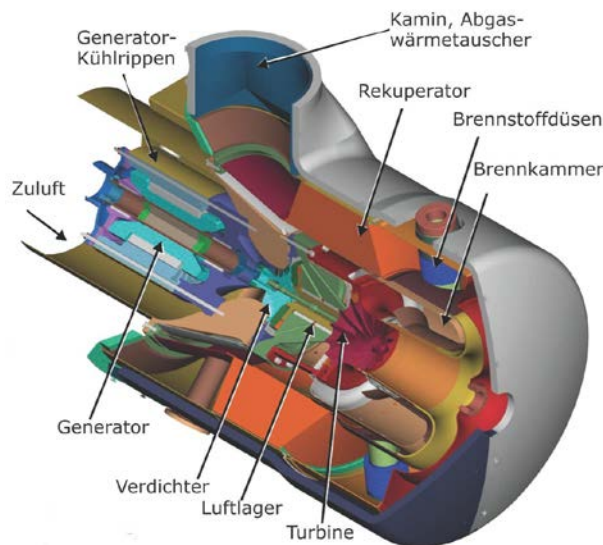


Abbildung 2: Capstone-Mikrogasturbine C65 [4]

Der Hersteller (Capstone) garantiert folgende Angaben:

- el. Netto-Leistung: 65 kW
- el. Wirkungsgrad: 29.0 %

Diese gelten bei ISO-Standardbedingungen und Erdgasbetrieb.

3.2. Modellierung der Capstone-Mikrogasturbine

Für die Modellierung der Capstone-Mikrogasturbine wird die Software „GateCycle“ von GE (General Electric) verwendet. GateCycle (GC) ist ein kommerzielles Massen- und Wärme-Bilanzierungs-Tool und besonders geeignet für Gas- und Dampfanlagen sowie fossil befeuerte Kesselanlagen.

Die Capstone-Mikrogasturbine ist in sechs Komponenten gegliedert:

- Filter (Luftfilter)
- Generator
- Verdichter
- Rekuperator
- (Gas-) Brenner
- Turbine

In Abbildung 3 ist das vereinfachte GT-Modell dargestellt.

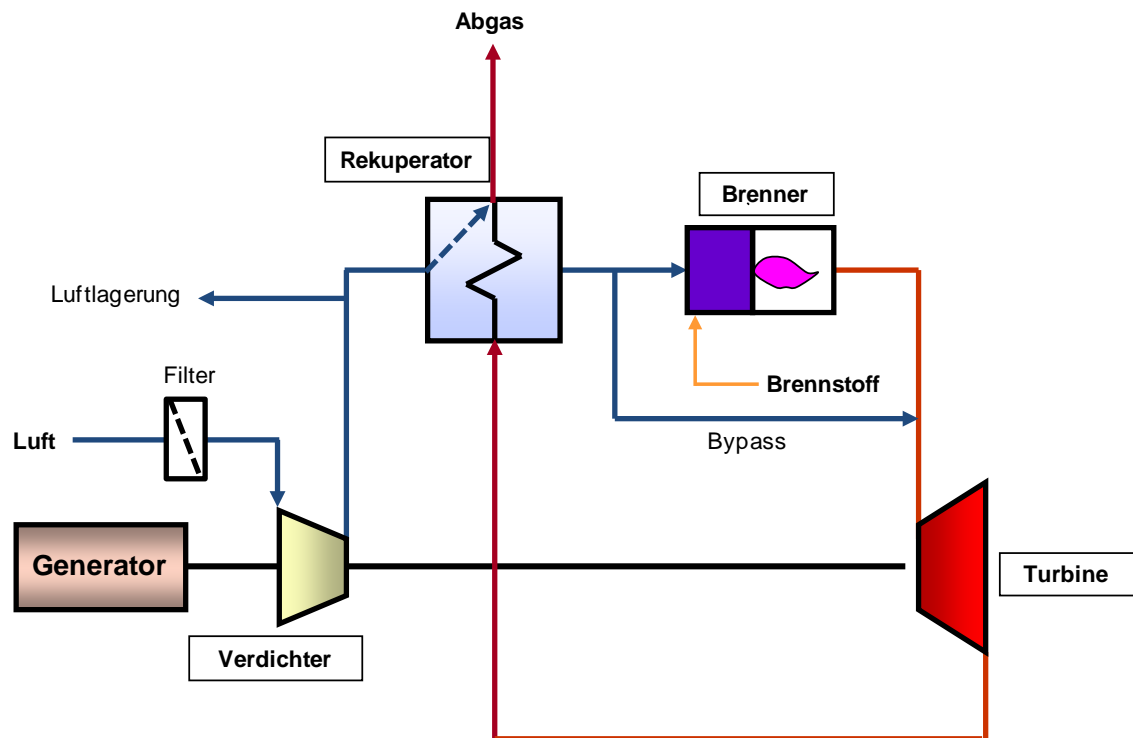


Abbildung 3: Vereinfachung der Capstone-Mikrogastrubine-Modellierung

Für die Einstellung der Komponentenparameter standen nachfolgende frei zugängliche Angaben zur Verfügung. Diese gelten für den Erdgasbetrieb bei Nennlast und ISO-Standardbedingungen.

- Luftmassenstrom: 0.49 kg/s
- el. Netto-Leistung: 65 kW
- el. Wirkungsgrad: 29.0 %
- Abgastemperatur: 309 °C
- Turbinenaustritt: 635 °C

3.2.1. Verwendete Prozessparameter für die Gasturbinenkomponenten

Für die einzelnen Komponenten wurden Annahmen bezüglich Wirkungsgrad, Druck- und Prozessluftverlust getroffen. Diese basieren grösstenteils auf eigenen Erfahrungswerten und sind in Tabelle 1 dargestellt.

Komponente	Wirkungsgrad [%]		rel. Druckverluste [%]	Leckagen [%]
Luftfilter	-		0.1	-
Verdichter	75-80		-	-
Turbine	82-85		-	-
Generator	90-95		-	-
Rekuperator	75-80	Kaltseite	4-5	2-3
		Heissseite	4-5	-
Luftlager	-		-	0.5

*Tabelle 1: Übersicht der Komponenten mit den gewählten Parameter-
grenzen für die Bestimmung der Komponentenparameter:
Wirkungsgrad, Druckverlust und Prozessluftverlust*

Anhand dieser Angaben wurden für die jeweiligen Komponenten die entsprechenden Parameter eingestellt.

3.2.2. Thermodynamischer Prozess im T-s Diagramm

Im T-s-Diagramm (Abbildung 4) wird der Prozessverlauf thermodynamisch gezeigt. Weil die Verbrennung bei hohem Luftüberschuss $\lambda \gg 1$ stattfindet, wurde dieser Zyklus vereinfacht mit der Entropie von Luft gerechnet und nicht mit jener des Verbrennungsgases.

Im T-s Diagramm wird der Vorteil des Rekuperators (grüner Prozesskreislauf) deutlich. Durch den Rekuperator wird die mittlere Temperatur der zugeführten Wärme erhöht und die mittlere Temperatur der abgeführten Wärme gesenkt. Dadurch wird die mittlere Temperaturdifferenz des Gesamtprozesses grösser und der Wirkungsgrad der Anlage steigt. Der Einsatz eines Rekuperators lohnt sich aber nur, wenn die Austrittstemperatur der Turbine T_6 deutlich höher ist als die Austrittstemperatur des Verdichters T_2 . Bei Mikroturbinen mit einem relativ tiefen Kompressionsverhältnis ist dies in der Regel der Fall.

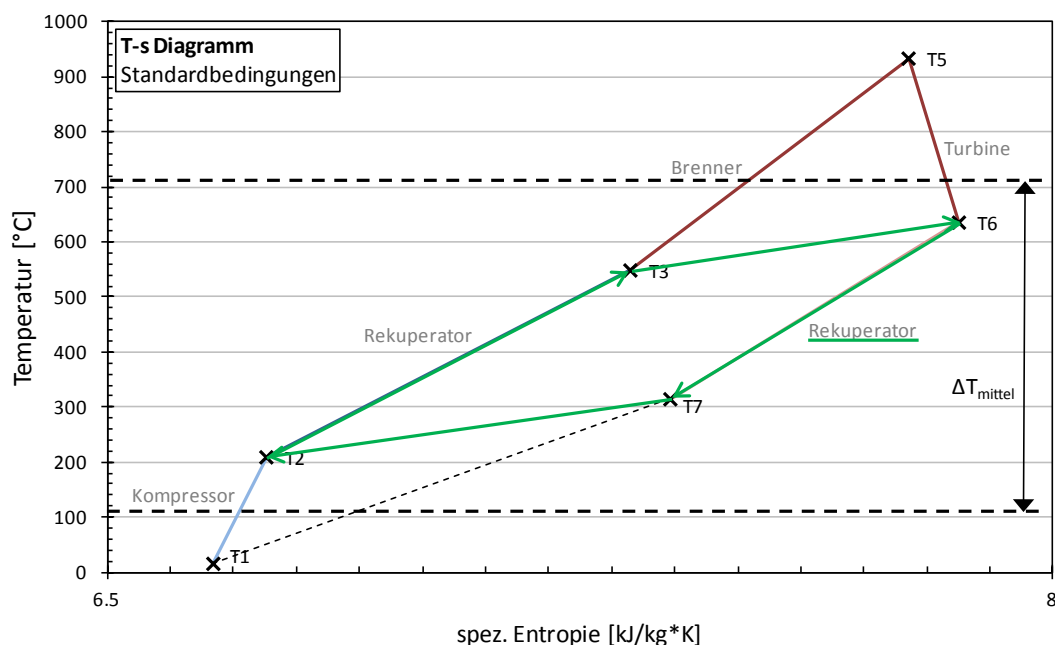


Abbildung 4: T-s-Diagramm bei Standardbedingungen

3.3. Simulationsergebnis

Die Simulationsergebnisse der C65-Turbine ergaben eine gute Übereinstimmung mit den öffentlich zugänglichen Daten von Capstone (Abbildung 5). Die gewählten Parameter für die Komponenten sind in Tabelle 2 dargestellt.

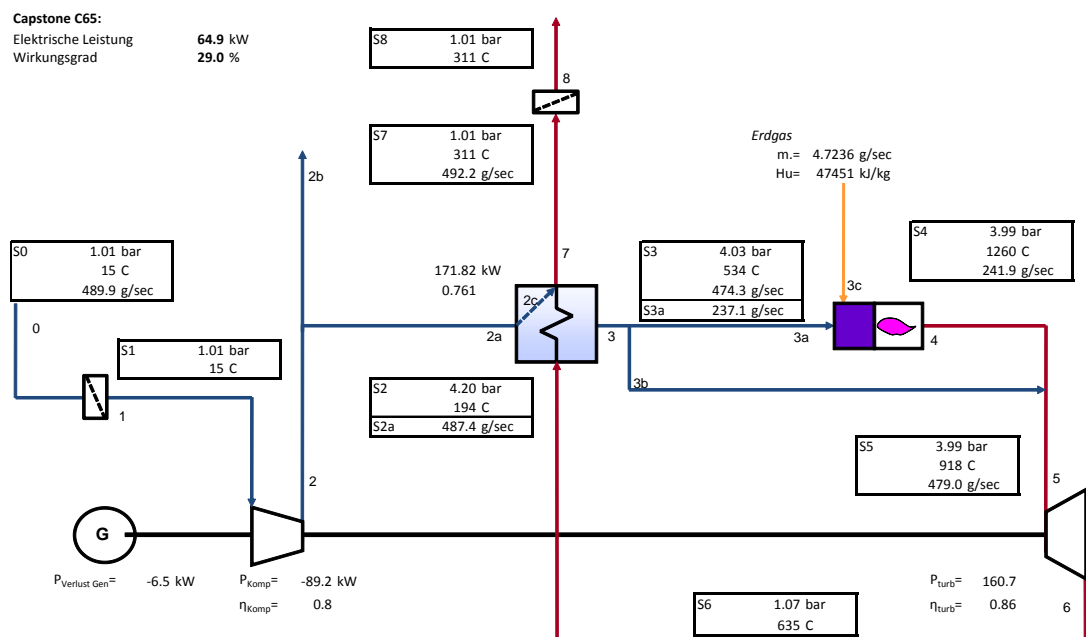


Abbildung 5: Simulationsergebnis der C65 bei Nennlast und ISO-Standardbedingungen

Es zeigt sich, dass die iterativ bestimmten Komponentenparameter innerhalb der gewählten Grenzen liegen und somit die Simulationsergebnisse gut mit den Herstellerangaben übereinstimmen. Somit entspricht das Simulationsmodell der physischen Turbine bei Nennlast und ISO-Standardbedingungen. Mit dem erstellten Modell können ausserdem die Teillastbedingungen gut abgebildet werden. Die in der Simulation eingestellten, bzw. berechneten Parameter sind der Tabelle 2 zu entnehmen. Diese basieren auf den angenommenen Werten aus Tabelle 1.

	Wirkungsgrad [%]	Rel. Druckverluste [%]	Leckagen [%]
Verdichter	80	-	-
Turbine	85	-	-
Generator	91	-	-
Rekuperator	77	Kaltseite	4
		Heissseite	5

Tabelle 2: Übersicht der Komponenten mit den gewählten Parametern für Wirkungsgrad, Druckverlust und Prozessluftverlust

Die grösste Herausforderung bei der Modellierung der Teillast ist die Bestimmung des Expansionsverhältnisses der Turbine in Abhängigkeit des Massenstromes und der Turbineneintrittstemperatur. Dazu wurde die Turbine als Düse behandelt. Um eine theoretische Abhängigkeit zwischen Druckverhältnis und Massenstrom herzuleiten, wurde folgende Beziehung aus der Literatur zur Hilfe genommen:

$$\frac{\dot{m}_{Turbine} \cdot \sqrt{T}}{k \cdot p_{ein}} = \text{konstant} \quad 3-1$$

k	Korrekturfaktor = $f(\rho, \kappa, \pi_{Turb})$
$\dot{m}_{Turbine}$	Massenstrom am Turbineneintritt
T	Temperatur am Turbineneintritt
p_{ein}	Druck am Turbineneintritt

Der Korrekturfaktor k basiert auf der Gleichung von De Saint-Venant und Wantzel [5] für theoretische Austrittsgeschwindigkeiten aus einem Druckbehälter und ist eine Funktion von Gasdichte, Isentropenexponent und Druckverhältnis. Gleichung 3-1 erlaubt in GateCycle die Simulation bei Teillast, wobei das Druckverhältnis, bzw. der Turbineneintrittsdruck automatisch angepasst wird, da es eine Funktion des Luftmassenstroms ist. Auch der Korrekturfaktor k wird in GateCycle berechnet.

3.4. Validierung des Mikro-GT Modells mit den Herstellerangaben

Die Validierung wird mit den Herstellerangaben durchgeführt, da keine eigenen Messungen an einer bestehenden Gasturbine absolviert wurden.

Wie Abbildung 6 zeigt, liefert das Simulationsmodell genaue Ergebnisse über den gesamten Leistungsbereich. Die maximale Abweichung beträgt 0.8 kW. Dementsprechend ist auch die Übereinstimmung der Wirkungsgrade sehr genau.

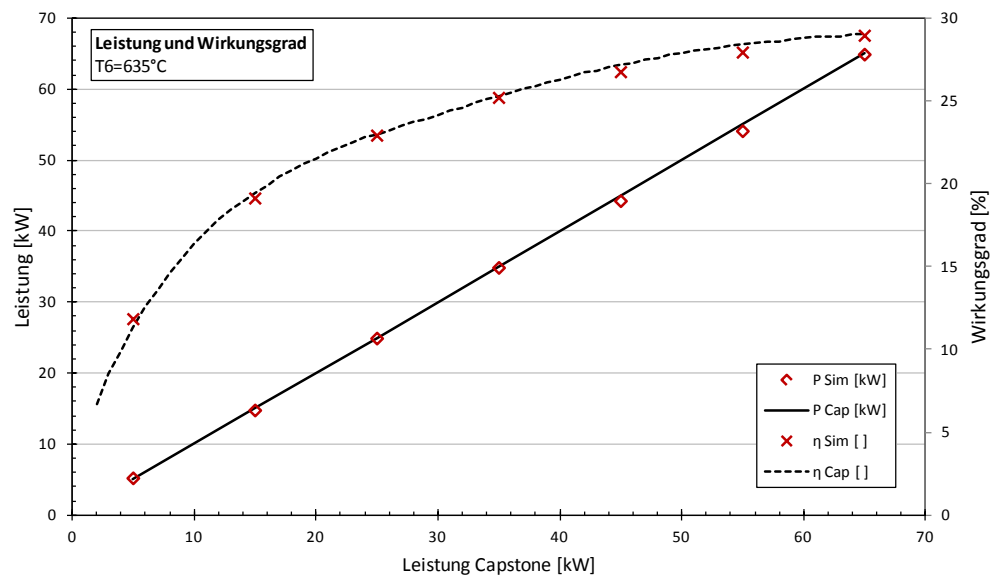


Abbildung 6: Leistung und Wirkungsgrad der Simulation und Vergleich mit Herstellerangaben

Um die Gültigkeit des Düsen-Ansatzes weiter zu überprüfen, wurde die Umgebungstemperatur des Modelles variiert und mit den Angaben von Capstone verglichen. Die Angaben des Herstellers haben ein Toleranzband, welches in den nachfolgenden Diagrammen jeweils mit gestrichelten Linien dargestellt ist. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7 und Abbildung 8 dargestellt. Die Werte liegen dabei, mit Ausnahme bei Umgebungstemperaturen unter 20 °C innerhalb des Toleranzbandes. Da die Turbine elektronisch bei 65 kW abgeriegelt ist, ist es nicht möglich, höhere Leistungen zu erreichen. Dies ist in der Reduktion des Toleranzbandes ersichtlich. Die simulierten Leistungen liegen deshalb in diesem Bereich teilweise ausserhalb des Bandes. Ähnliche Tendenzen werden beim Wirkungsgrad beobachtet, wobei der Wirkungsgrad bei steigender Umgebungstemperatur monoton sinkt.

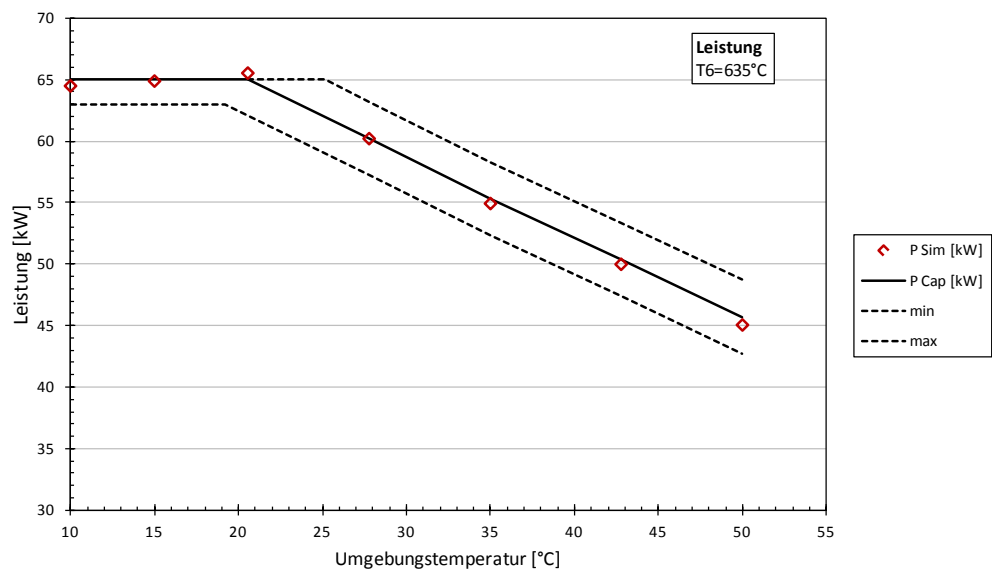
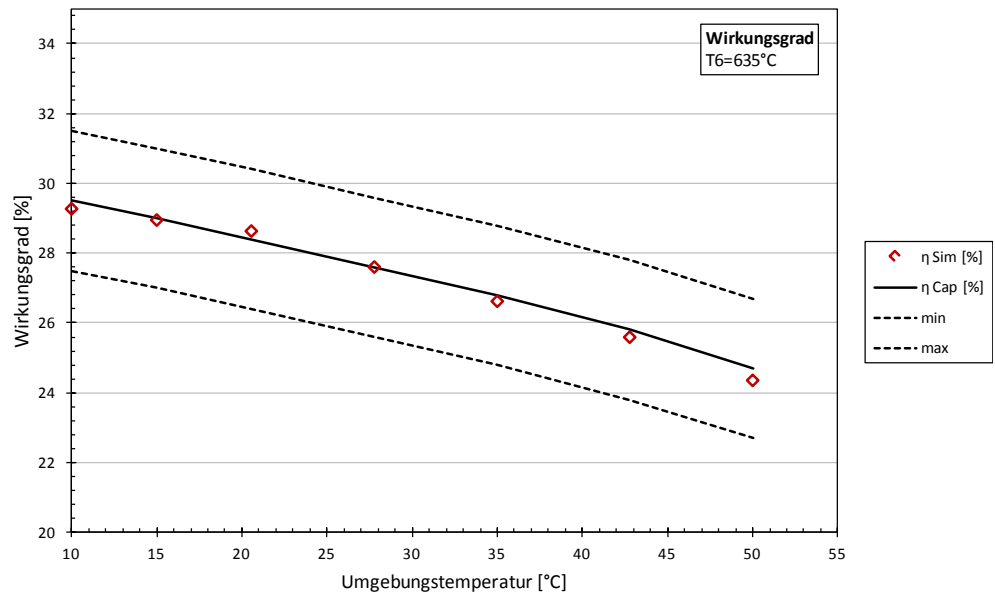


Abbildung 7: Einfluss der Umgebungstemperatur auf die el. Leistung



*Abbildung 8: Einfluss der Umgebungstemperatur
auf den el. Wirkungsgrad*

3.5. Erkenntnisse aus der Modellierung der Mikrogasturbine

Anhand der Herstellerangaben und den gewählten Parametergrenzen der Turbinenkomponenten konnte die Mikrogasturbine in GateCycle modelliert werden. Das Modell liefert bei Nennlast und ISO-Standardbedingungen die entsprechenden Leistungswerte wie die Herstellerangaben der physischen Turbine. Mittels Düsenansatz konnte das Turbinenmodell erweitert werden, wodurch auch im Teillastverhalten und bei veränderlicher Umgebungstemperatur die Leistungswerte des Modells innerhalb des Bereiches des Herstellers liegen.

Dank des validierten Turbinenmodells ist es nun möglich, dieses mit den entsprechenden Komponenten für den Einsatz als extern befeuerte Gasturbine zu erweitern. Die Modellierung dieses Gesamtsystems ist im nächsten Kapitel beschrieben.

4. Mikro-GT Blockheizkraftwerk

4.1. Aufbau des Simulationsmodells

Für die thermodynamische Modellierung des WKK-Konzeptes in GateCycle wird das System in seine wesentlichen Komponenten aufgeteilt. Für die Modellierung der Gasturbine werden die Parameter und Annahmen aus den bisherigen Modellierungen verwendet. Das WKK-Konzept ist in Abbildung 9 dargestellt.

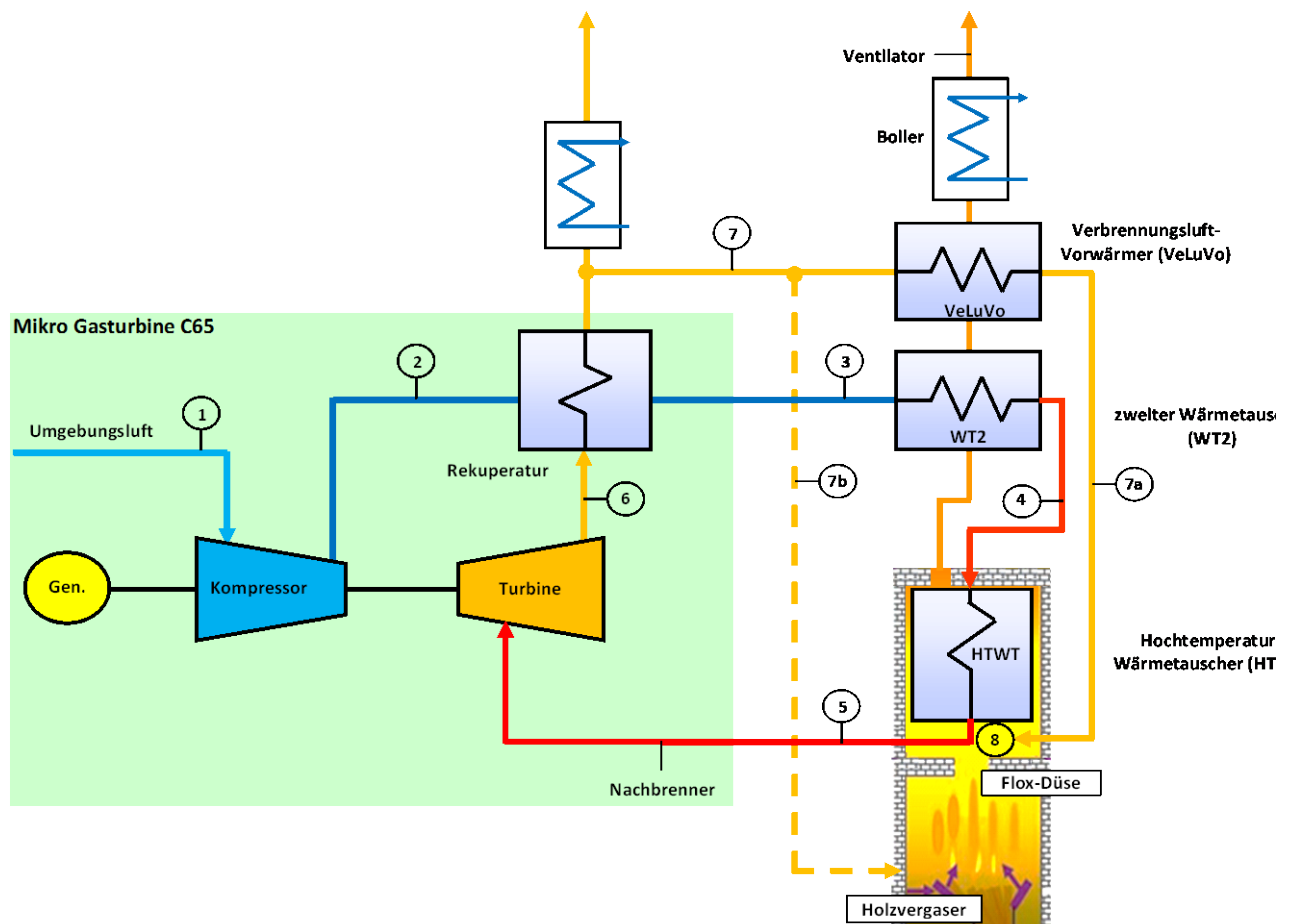


Abbildung 9: Vereinfachung des WKK-Konzeptes für die Modellierung

4.1.1. Prozessbeschreibung der gesamten Anlage

Die Umgebungsluft (Pos. 1) wird vom Kompressor angesaugt, verdichtet (Pos. 2) und dann über den Rekuperator zu den beiden Wärmetauschern (Pos. 3) geleitet. Der obere Wärmetauscher (WT2) soll die Prozessluft im Idealfall auf 650 bis 750 °C erhitzen. Die relativ tiefen Temperaturen in diesen Bereichen erlauben die Nutzung eines konventionellen Wärmetauschers und somit von kostengünstigeren Stählen. Die Prozessluft soll dann im Hochtemperaturwärmetauscher (HTWT) auf 840 °C (Pos. 5) erhitzt werden. Die Luft strömt anschliessend in die Turbine, wird expandiert (Pos. 6) und strömt durch die warme Seite des Rekuperators, wo sie die Wärme an die kalte Seite des Rekuperators abgibt. Am Austritt der Gasturbine (nach der warmen Seite des Rekuperators) wird die Prozessluft, welche an dieser Stelle noch bis zu 300 °C warm ist, aufge-

teilt. Ca. ein Drittel der Prozessluft wird als Verbrennungsluft weiterverwendet (Luftüberschuss $\lambda \approx 2$), die restlichen zwei Drittel fließen direkt zur Wärmenutzung (im Modell ein Abhitzekeessel). Die Verbrennungsluft wird wiederum in zwei Kanäle aufgeteilt (Pos. 7). Ein kleiner Teil ($\sim 1/3$) fließt direkt zum Holzvergaser (Pos. 7b), sodass eine Oxidation bei $\lambda \approx 0.6$ abläuft. Die restliche Verbrennungsluft (Pos. 7a) strömt zuerst durch den Verbrennungsluftvorwärmer (VeLuVo), welcher mit der restlichen Wärme im Abgas die Verbrennungsluft auf 550 °C vorheizt. Der Verbrennungsluftvorwärmer ist optional. Es werden Simulationen mit und ohne VeLuVo durchgeführt. Durch die Luftvorwärmung im VeLuVo kann mehr elektrische Leistung pro zugeführte Brennstoffmenge gewonnen werden. Dies würde somit zu einer Steigerung des exergetischen Wirkungsgrads führen.

Die Abzweigung vor dem VeLuVo (Pos. 7) ist insofern wichtig, damit die Temperatur im Glutbett des Vergasers nicht zu hoch wird. Nach der Vergasung folgt die vollständige Oxidation. Dazu wird die über den VeLuVo vorgewärmte Luft (Pos. 7a) über FLOX-Düsen (Pos. 8) mit hoher Geschwindigkeit in die Brennkammer befördert. Bei dieser turbulenten Verbrennung werden in der ganzen Brennkammer Temperaturen im Bereich von $\sim 1'000^\circ\text{C}$ erreicht.¹

Am Austritt wird ein Ventilator eingebaut, um die Druckverluste, die in den Wärmetauschern auftreten, zu kompensieren.

4.1.2. Wichtigste Komponenten der Modellierung

Die wichtigen Komponenten für die Modellierung sind:

Mikro-Gasturbine

Wie bereits erwähnt, wird hierfür die Capstone-Mikrogasturbine C65 verwendet. Damit die Luft nach der Turbine und dem Rekuperator durch den WT2 und den HTWT strömen kann, müssen Anpassungen an der Gasturbine vorgenommen werden. Diese sind nicht Bestandteile dieses Projektes.

Hochtemperaturwärmetauscher

Der Hochtemperaturwärmetauscher (HTWT) ist der Wärmetauscher zwischen Abgas und Prozessluft im Brennraum. Dieser besteht aus Tauchrohren, welche im Brennraum aufgehängt sind. Er wird nur für den hohen Temperaturbereich (ab $\sim 680^\circ\text{C}$) ausgelegt, bei welchem teure Materialien erforderlich sind. Die in den Rohren strömende Luft soll auf Temperaturen über 840 °C aufgewärmt werden. Vorgesehen ist eine Turbineneintrittstemperatur von 840 °C.

Zweiter Wärmetauscher (WT2)

Nach dem Hochtemperaturwärmetauscher wird ein zweiter Luft-Abgas-Wärmetauscher eingebaut, welcher mit hoher Effizienz und kostengünstigerem Material die Prozessluft erwärmen soll. Diese strömt aus dem Rekuperator der Gasturbine zunächst durch diesen Wärmetauscher.

Verbrennungsluftvorwärmer (VeLuVo)

Die Prozessluft, die aus dem Rekuperator in den WT2 strömt (Pos. 3), ist bis zu 500 °C warm. Deswegen ist es nicht möglich, das Abgas tiefer als auf ≈ 550 °C abzukühlen. Um diesen relativ grossen Wärmeinhalt im Abgas auszunutzen, wird ein VeLuVo vorgeschlagen. Dieser überträgt einen Teil des Wärmeinhalts des Abgases auf die Verbrennungsluft (bei Pos. 7). Dabei kann die Temperatur des Abgases auf bis zu 300 °C gesenkt werden.

Heisswassererzeugung

Mit dem restlichen Wärmeinhalt des 300 °C heissen Abgases sowie der ebenfalls ca. 300 °C heissen Prozessluft wird in Abhitzekeesseln Heisswasser erzeugt. Dies ist die gewonnene Wärmeenergie des WKK-Prozesses.

Nachbrenner

Das Ziel des Nachbrenners ist es, das Arbeitsmedium nach dem HTWT auf eine optimale Turbineneintrittstemperatur zu erhöhen. Um die Temperatur von 840 °C (\sim Austrittstemperatur des HTWT) auf 925 °C (maximale Turbineneintrittstemperatur gemäss Validierung der Capstone-Mikrogasturbine) aufzuwärmen, werden gemäss Simulationen ca. 50 kW Brennstoffleistung benötigt. Als Brennstoff wird ein gasförmiges Produkt benötigt, welches die strengen Auflagen bezüglich der Gasreinheit für die Mikrogasturbine erfüllt. Mögliche Brennstoffe sind somit Erdgas oder Biogas. Ein Einsatz des erzeugten Produktgases in der Primärbrennkammer ist aufgrund der zu hohen Verunreinigungen nicht möglich. Der Nachbrenner setzt das Vorhandensein von Erdgas oder Biogas voraus. Dies schränkt jedoch die Standortwahl stark ein. Erdgas weist im lokalen Verteilnetz meist einen Druck von 20 - 100 mbar (g) auf. Biogas wird dezentral erzeugt und meistens direkt vor Ort verfeuert, wodurch die Verfügbarkeit gering ist. Das Biogas wird üblicherweise unter atmosphärischem Druck erzeugt. Die Mikrogasturbine C65 erfordert jedoch gemäss Hersteller einen Brennstoffdruck von 5.2 bar (g), wodurch der Brennstoff verdichtet werden muss. Die hierfür notwendige spez. Verdichterleistung beträgt bis zu 10 % der aus diesem Brennstoff gewonnenen el. Leistung. Aufgrund der Einschränkung der Standortwahl, der notwendigen Verdichterleistung und der zusätzlichen Investitionskosten (inkl. Entwicklungskosten) für einen Nachbrenner, wird auf den Einsatz eines Nachbrenners im Konzept vorläufig verzichtet.

4.2. Parameter-Empfindlichkeit

Ziel dieses Kapitels ist es, den Einfluss von Turbineneintrittstemperatur und Strömungsdruckverlusten kennenzulernen.

4.2.1. Einfluss der Turbineneintrittstemperatur

Die bisherigen Simulationen der Gasturbine und auch die Betriebsdaten von Capstone haben gezeigt, dass die Turbineneintrittstemperatur (T5) bei Teillast stark sinkt. Die Capstone- Mikrogasturbine wird so geregelt, dass bei allen Lastzuständen die Austrittstemperatur aus der Turbine (T6) konstant bleibt. Für tiefere Temperaturen vor der Turbine bedeutet dies ein kleineres Enthalpiegefälle, aber auch einen dazu sinkenden Massenstrom. Es gibt also zwei Gründe für die Leistungsminderung bei Teillast:

- kleineres Enthalpiegefälle, wegen dem kleineren Temperaturunterschied über die Turbine
- kleinerer Luftmassenstrom durch die Turbine

Unter Berücksichtigung folgender Annahmen:

- adiabater und stationärer Prozess
- Luft als ideales Gas betrachtet
- Keine Leckagen in der Turbine, ein Eintritt und ein Austritt
- potentielle und kinetische Energien vernachlässigbar

lässt sich die Turbinenleistung gemäss Gleichung 4-1 abschätzen:

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}_{Luft}} \approx h_{out} - h_{in} \approx \bar{c}_p * (T_{out} - T_{in}) \quad 4-1$$

\dot{W}_T	Turbinenleistung
\dot{m}_{Luft}	Massenstrom durch die Turbine
h	spez. Enthalpie
T	Temperatur
c_p	spez. Wärmekapazität

Daraus ist der Einfluss der Turbineneintrittstemperatur auf die Leistung ersichtlich.

Bei den nächsten Simulationen wurden zwei Varianten getestet. In der ersten Variante wird die bisherige Capstone Regelung beibehalten. Der Luftmassenstrom wird bei Teillast angepasst, so dass die Turbinenaustrittstemperatur konstant bleibt (635 °C). In der zweiten Variante wird angenommen, dass für das WKK-Konzept die Turbinenregelung so angepasst wird, dass der Luftmassenstrom konstant bleibt (490 g/s).

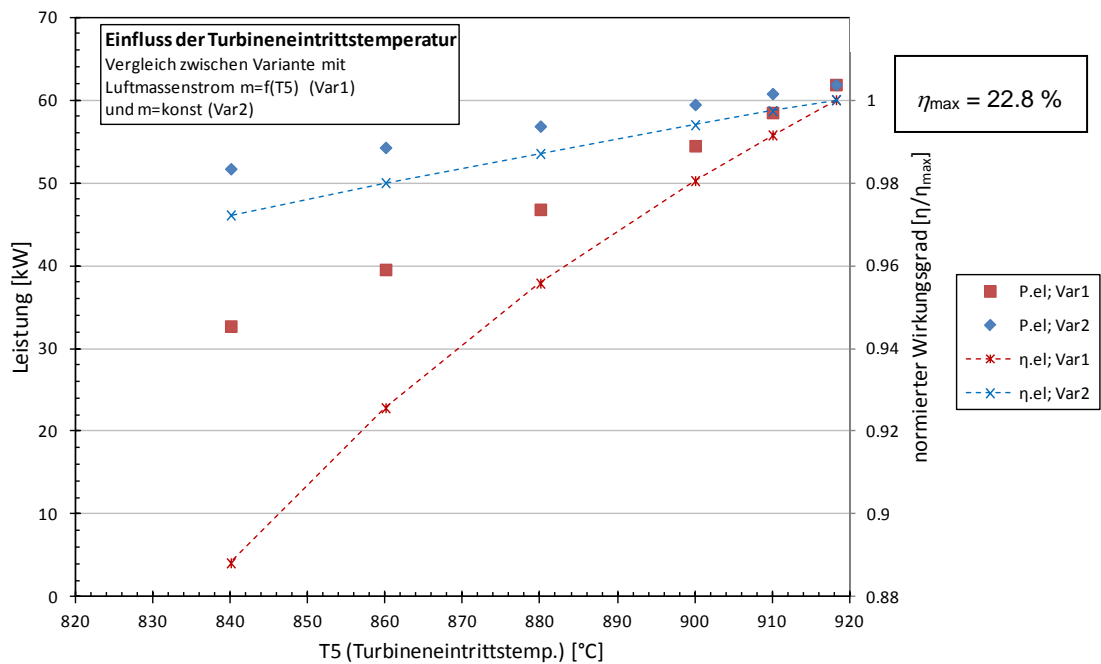


Abbildung 10: Einfluss der Turbineneintrittstemperatur auf die el. Leistung und den Wirkungsgrad. Vergleich zwischen beiden Regelungsvarianten mit $\eta_{max} = 22.8 \%$

Abbildung 10 zeigt den Einfluss der Turbineneintrittstemperatur (T_5) auf die el. Leistung. Diese ersten Simulationen wurden *ohne* Druckverluste in den Wärmetauschern berechnet.

Die Ergebnisse zeigen bei Variante 1, dass bei einer Turbineneintrittstemperatur von 840 °C nur 32 kW erreicht werden. Dadurch ist deutlich, dass für die Anwendung im WKK-Prozess die Turbine nicht nach der Turbinenaustrittstemperatur geregelt werden sollte. Wenn der Luftmassenstrom konstant gehalten wird (Variante 2), steigt die maximal mögliche Leistung bei 840 °C auf über 50 kW. In beiden Varianten steigt die el. Leistung mit der Turbineneintrittstemperatur an.

Anschliessend wurden im Modell auch Druckverluste in den Wärmetauschern berücksichtigt und als Konsequenz ein Saugzugventilator eingebaut. Der HTWT hat einen Wirkungsgrad von 51 %, der WT2 einen von 83 %. Für die Turbineneintrittstemperaturen wurden 918 °C (Turbineneintrittstemperatur Simulation der C65 bei ISO-Standardbedingungen und Erdgasbetrieb) und 840 °C (Zieltemperatur von Erstanlage) gewählt, sowie eine interpolierte Temperatur von 880 °C.

Die wichtigsten Simulationen sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Die Verwendung eines Ventilators, um die Druckverluste in der Verbrennungsluft und im Abgas zu kompensieren, erhöht die el. Leistung (Simulation 2 und 3) um 3.2 kW. Dies obwohl der Ventilator eine el. Leistung von 1.5 kW benötigt (Annahme Wirkungsgrad Ventilator: 70 %).

Mit den abgeschätzten Druckverlusten gemäss Tabelle 4 und der Annahme, dass der HTWT die Luft nur auf 840 °C aufwärmen kann, wird eine el. Leistung von 48.2 kW erreicht, bei einem el. Anlagenwirkungsgrad von 21.2 %.

	Turbineneintritts- temperatur [°C]	Druckverlust [mit/ohne]	Ventilatorleistung [kW]	P_{Holz} [kW]	P_{el} [kW]	η_{el} [%]
1	918	ohne	0	265.2	61.1	23.1
2	918	mit	0	261.7	54.8	20.9
3	918	mit	1.5	264.7	58.0	21.9
4	880	mit	1.4	246.1	53.1	21.6
5	840	mit	1.3	228.2	48.2	21.2

Tabelle 3: Einfluss von Turbineneintrittstemperatur, Ventilator und div. Druckverlusten auf die benötigte Holz-Feuerungsleistung (Wassergehalt = 33%) und die el. Leistung. Modell mit konstanten Wirkungsgraden für HTWT ($\eta = 51\%$) und WT2 ($\eta = 83\%$), Verbrennungsluft nach VeLuVo 550°C und mit Luftüberschusszahl $\lambda = 2$. Simulierte Druckverluste siehe Tabelle 4.

4.2.2. Einfluss der Strömungsdruckverluste

Bei der Betrachtung des Druckverlustes wird zwischen Prozessluft und Verbrennungsluft unterschieden. Die Prozessluft ist die auf ~4 bar komprimierte Luft, welche durch die Wärmetauscher erwärmt und anschliessend in der Turbine expandiert wird. Druckverluste in diesem Teil haben einen direkten Einfluss auf die Leistung und können nicht ohne weiteres durch einen Ventilator kompensiert werden.

	Komponenten	rel. Druckverlust [%]	Druckverlust [mbar]
Prozessluft	WT2	2.0	78.7
	HTWT	0.5	19.3
Verbrennungsluft	VeLuVo	1.0	10.1
	Sekundärluft-Düse	1.3	13.0
Abgas	Wärmetauscher (HTWT + WT2)	2.7	27.1

Tabelle 4: Druckverluste im System (abzüglich interner Druckverluste in der Capstone-Mikrogasturbine)

Der zweite Strom ist die Verbrennungsluft, welche anschliessend als Abgas weiterströmt. Diese Strömung beinhaltet nur einen Drittel des gesamten Massenstroms und der Druck ist an dieser Stelle annähernd atmosphärisch (~ 1 bar). Die Hauptdruckverluste in diesem Strom werden durch die Sekundärluft-Düse, den HTWT, den WT2 und den VeLuVo verursacht. Druckverluste in diesem zweiten Strom können jedoch durch Ventilatoren kompensiert werden und haben deswegen nur indirekt einen Einfluss auf die el. Leistung (zusätzliche Ventilatorleistung). In Tabelle 4 sind die für die Simulation verwendeten Druckverluste zusammengefasst. Die Turbinenaustrittstemperatur beträgt dabei jeweils 840°C .

Im folgenden Diagramm wurden die Druckverluste variiert, um ihren Einfluss auf die Leistung zu zeigen. Es ist wichtig, die Wärmetauscher (WT2 und HTWT) luftseitig für möglichst tiefe Druckverluste auszulegen. Ein Druckverlust von 2 % (= 78 mbar) reduziert die el. Leistung um 1.2 kW, also etwas mehr als 2 %.

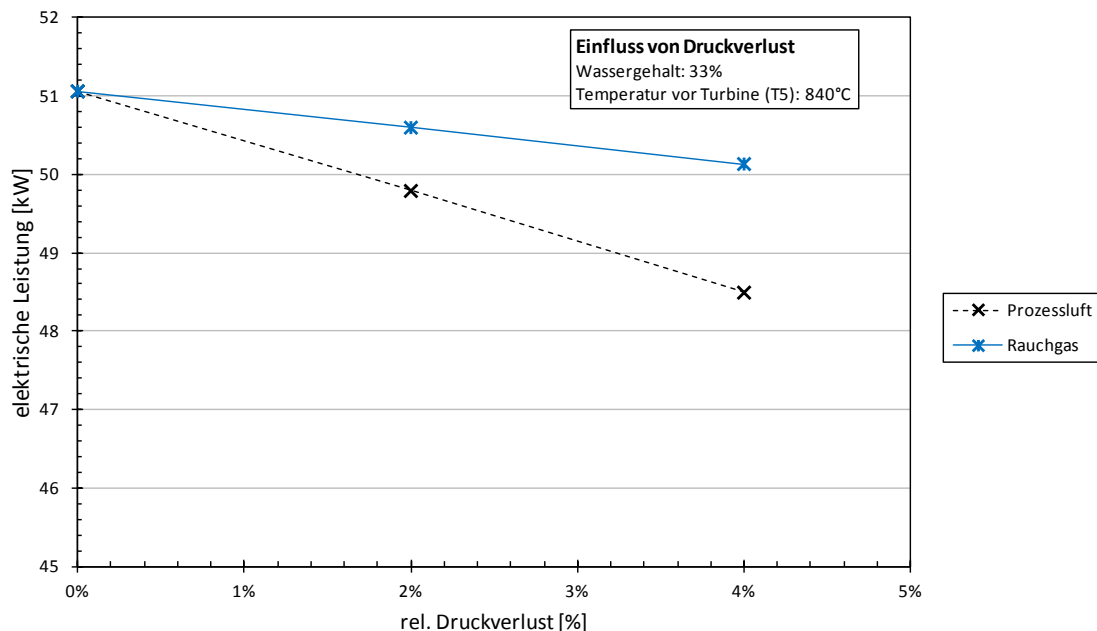


Abbildung 11: Einfluss der Druckverluste auf die el. Leistung, bezogen auf 840°C (Auslegungstemperatur)

4.2.3. Sensitivitätsanalyse

Um den Einfluss der Turbineneintrittstemperatur und des relativen Druckverlustes zu vergleichen, erfolgte eine Sensitivitätsanalyse. Die Ergebnisse sind in Abbildung 12 dargestellt. Es zeigte sich, dass der rel. Druckverlust nur einen geringen Einfluss auf die el. Leistung hat. So sinkt diese auf 94 %, wenn der rel. Druckverlust 6 % beträgt. Die el. Leistung ist deutlich stärker von der Turbineneintrittstemperatur abhängig. So verringert sich die Leistung auf 75 %, wenn die Turbineneintrittstemperatur um 120 K tiefer als die maximal mögliche (918°C) ist.

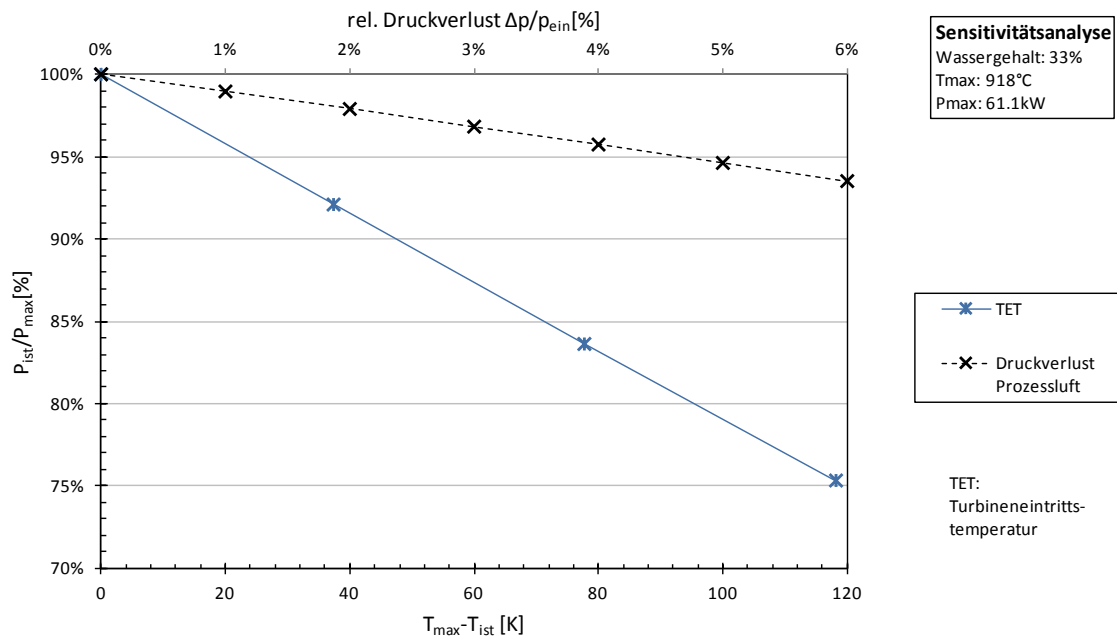


Abbildung 12: Sensitivitätsanalyse für die el. Leistung in Abhängigkeit des relativen Druckverlustes und der Turbineneintrittstemperatur, bezogen auf die max. mögliche Temperatur 918 °C

4.3. Mögliche Anwendungsvarianten

Für das Mikro-GT BHKW Konzept wurden drei mögliche Anwendungsvarianten berechnet

- (1) Basisvariante mit VeLuVo für einen möglichst hohen el. Wirkungsgrad.
- (2) Ohne VeLuVo mit Erhöhung der Brennstoffleistung für einen möglichst hohen Gesamtwirkungsgrad bei tiefen Investitionskosten. Dadurch sinkt jedoch der el. Wirkungsgrad.
- (3) Ohne VeLuVo mit hohen WT-Wirkungsgraden für einen möglichst hohen Gesamtwirkungsgrad bei möglichst hohem el. Wirkungsgrad.

4.3.1. Basisvariante

Für die weiteren Arbeiten, insbesondere die Anlagenoptimierung und die Wirtschaftlichkeitsanalyse wird hierfür ein Basismodell wie folgt definiert:

- $T_{\text{Prozessluft}}$ nach dem WT2 = 680 °C → (angenommene Grenze zum teureren Hochtemperaturmaterial)
- $T_{\text{Prozessluft}}$ nach dem HTWT/vor der Turbine = 840 °C (Turbineneintrittstemperatur)
- $T_{\text{Prozessluft}}$ nach dem VeLuVo = 550 °C
- $T_{\text{ad_Verbrennung}}$ (theoretisch) ~1388 °C
- T_{Luft} nach dem Heiswasserkessel = 60 °C
- Druckverluste gemäss Tabelle 4

Die Leistungen für diese Basisvariante sind in Tabelle 5 ersichtlich, die detaillierten Simulationsergebnisse zeigt Abbildung 13.

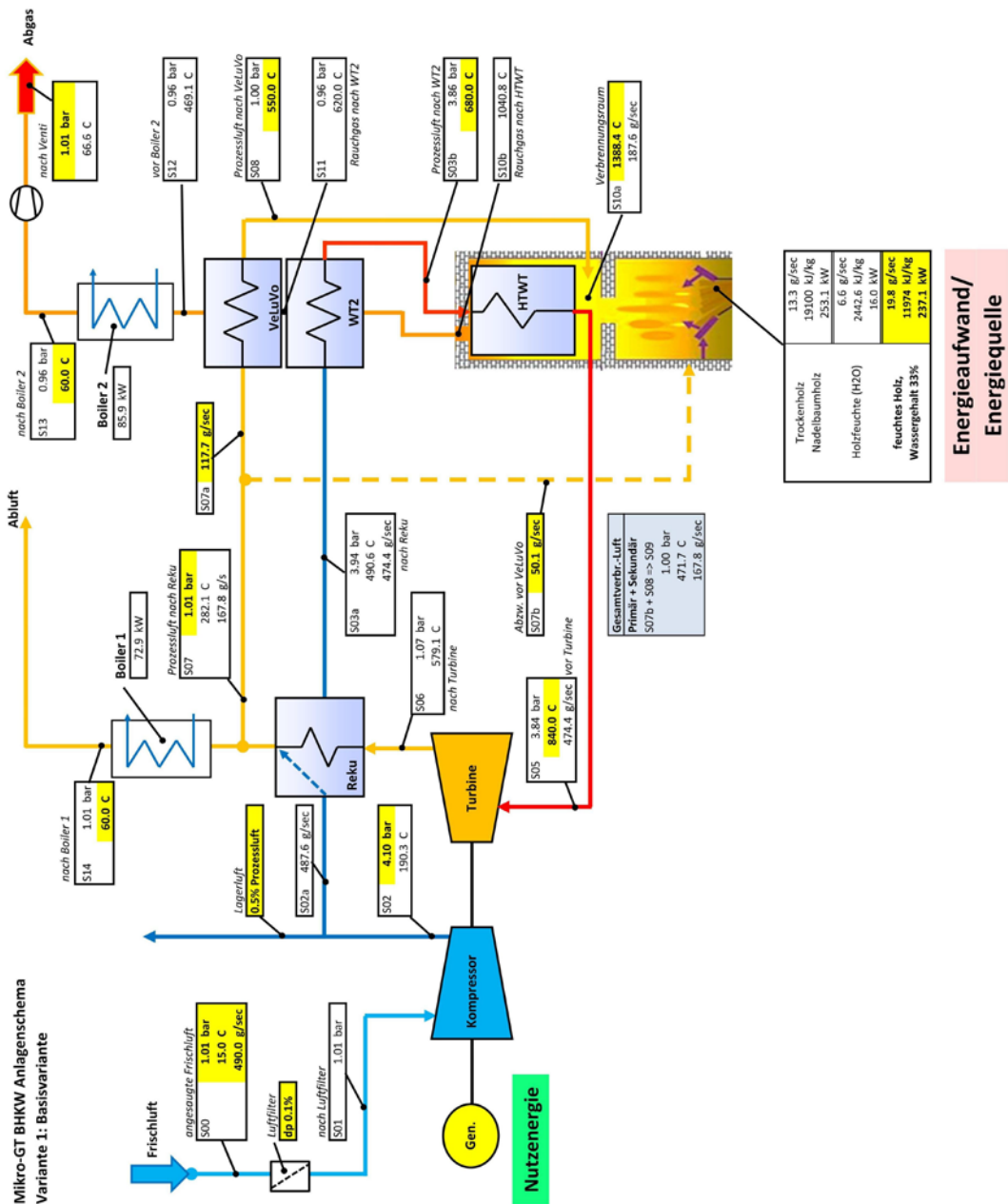


Abbildung 13: Simulationsergebnis der Basisvariante mit VeluVo und einer Turbineneintrittstemperatur von 840 °C

P_{el} [kW]	48.2
P_{therm} [kW]	158.9
η_{el} [%]	20.3
η_{therm} [%]	67.0
η_{gesamt} [%]	87.3

Tabelle 5: Ergebnisse der Basisvariante

4.3.2. Anwendungsvarianten ohne VeLuVo

Gestützt auf die Basisvariante wurden zwei weitere Prozessvarianten ohne VeLuVo berechnet.

Der VeLuVo dient dazu, die sekundäre Verbrennungsluft aufzuwärmen. Die erreichbare adiabate Flammentemperatur (T_{ad}) hängt von der Eintrittslufttemperatur, dem Brennstoffheizwert sowie dem Luftüberschuss ab. Durch eine Reduktion des Luftüberschusses kann bei gewünschter T_{ad} die Eintrittstemperatur reduziert werden, wodurch ein VeLuVo allenfalls eingespart werden kann. Dies ist auch im Hinblick auf eine Optimierung der Investitionskosten interessant. Der geringere Luftüberschuss hat einen geringeren Wärmekapazitätsstrom pro Brennstoffeinheit der Abgase zur Folge. Um trotzdem die gewünschten Temperaturen der Prozessluft nach WT2 und HTWT zu erreichen, müssen die Brennstoffmengen oder die WT-Wirkungsgrade erhöht werden. Es wurden die Parametervarianten gemäss Kapitel 4.3 verglichen.

Die Varianten ohne VeLuVo werden anhand folgender Kriterien ausgelegt:

- Temperatur der Prozessluft nach dem HTWT, bzw. vor der Turbine = 840 °C
- Temperatur der Prozessluft nach dem WT2 = 680 °C

Aufgrund der festgelegten Turbineneintrittstemperatur sind die el. Leistungen der drei Varianten gleich (Tabelle 6). Durch den Wegfall des VeLuVo muss jedoch in Variante (2) die Brennstoffleistung stark erhöht werden. Dies hat eine deutlich höhere Nutzwärmeleistung zur Folge, was insbesondere bei hohem gleichmässigem Wärmebedarf interessant sein kann. Soll trotz Wegfall des VeLuVo ein möglichst guter el. Wirkungsgrad erzielt werden, so müssen die WT-Wirkungsgrade erhöht werden. Dadurch nimmt die Brennstoffleistung im Vergleich zur Variante (1) nur geringfügig zu.

	Mit VeLuVo (1)	Ohne VeLuVo, ↑Brennstoffleistung (2)	Ohne VeLuVo, ↑ η_{WT} (3)
Brennstoffleistung [kW]	237.1	272.2	242.3
zus. Brennstoffleistung [%]	-	+ 14.8	+ 2.2
P_{el} , [kW]	48.2	48.4	48.5
P_{therm} , [kW]	158.9	193.8	164.1
η_{el} [%]	20.3	17.8	20.0
η_{therm} [%]	67.0	71.2	67.7
η_{ges} [%]	87.3	89.0	87.7

Tabelle 6: Simulationsergebnisse der drei berechneten Varianten

Um den Kostenfaktor eines Wärmetauschers mit grösserer Fläche abzuschätzen, kann gemäss [6] die Gleichung 4-2 und ein Degressionsfaktor DF für die Wärmetauscher von 0.71 verwendet werden. Der Kostenfaktor gibt Auskunft darüber, mit welcher Kostensteigerung bei einer Vergrösserung der Wärmetauscherfläche zu rechnen ist.

$$\underbrace{\frac{Kosten_2}{Kosten_1}}_{\text{Kosten-}} = \underbrace{\left[\frac{A_2}{A_1} \right]}_{\text{Flächen-}}^{DF} \quad 4-2$$

$Kosten_x$ Kosten Wärmetauscher x

A_x Fläche Wärmetauscher x

DF Degressionsfaktor, hier $DF = 0.71$

Die Kostenfaktoren sind in Tabelle 7 berechnet. Die effektiven Übertragungsflächen hängen von den gewünschten Druckverlusten und Wärmeübertragungskennziffern ab.

Um die höheren WT-Wirkungsgrade erreichen zu können, sind beim WT2 mit Mehrkosten von 58 % zu rechnen. Diejenigen des HTWT betragen 4 %. In wie weit die Mehrkosten durch den Verzicht auf den VeLuVo kompensiert werden können, ist durch die Investitionskosten zu ermitteln. Es gilt zu beachten, dass eine Vergrösserung der Übertragungsfläche, bei konstantem Wärmeübertragungskoeffizienten, eine Erhöhung des Druckverlustes zur Folge hat. Dies wurde in den Berechnungen nicht berücksichtigt.

Wärmetauscher	WT2	HTWT
η_{WT} Basisvariante (1), [%]	77.5	50.3
η_{WT} ohne VeLuVo, $\uparrow \eta_{WT}$ (3), [%]	94.9	56.5
Flächenfaktor, [-]	1.91	1.06
Kostenfaktor, [-]	1.58	1.04

Tabelle 7: Kostenfaktoren der Wärmetauscher für die Variante ohne VeLuVo, $\uparrow \eta_{WT}$ (3) mit Basisvariante (1) als Referenz

4.4. Maximales Potential

Um das Potential des Mikro-GT-BHKW bestimmen zu können, ist die Kenntnis der maximalen el. Leistung und vor allem der Wirkungsgrad entscheidend. Dadurch lassen sich die noch vorhandenen, technologisch möglichen Leistungsreserven bestimmen.

Für die Bestimmung der maximal technisch möglichen Leistung wurde das Simulationsmodell wie folgt angepasst:

- Als Anlagenschema dient die Basisvariante (1).
- Es wird die Turbineneintrittstemperatur erreicht, welche im Erdgasbetrieb bei der Validierung maximal erzielt wurde (925 °C).
- Kein Druckverlust bei den zusätzlich zur Mikro-GT zugefügten Komponenten (VeLuVo, WT2, etc.).
- Die Wärmetauscher VeLuVo und WT2 besitzen einen Wirkungsgrad von 95 %. Bei gegebener Turbineneintrittstemperatur (925 °C) und einem $\Delta T_{Pinch} \sim 75$ K (Annahme) ist eine geringere Temperatur als 1000 °C, aufgrund der homogenen Verbrennungstemperatur im Kessel (FLOX-Verbrennung, $T \sim 1000$ °C) nicht sinnvoll. Somit wird eine Abgastemperatur nach HTWT von 1000 °C erreicht.

Die erzielbaren Leistungen für dieses Technologiepotential-Szenario sind in Tabelle 8 dargestellt.

P_{el} [kW]	62.1
P_{therm} [kW]	154.8
η_{el} [%]	25.1
η_{therm} [%]	62.7
η_{gesamt} [%]	87.8

Tabelle 8: Ergebnisse Szenario für theoretisch max. el. Leistung

Dieses Szenario zeigt, dass die Projektziele (ca. 65 kW el. Leistung bei el. Wirkungsgrad von ca. 24%) gemäss Kapitel 1.2 theoretisch erreicht werden können. Die thermischen Leistungen der wichtigsten Komponenten sind in Tabelle 9 aufgelistet.

Komponente	Leistung [kW]	Wirkungsgrad [%]
VeLuVo	33.6	95.0
WT2	108.2	95.0
HTWT	102.3	61.0

Tabelle 9: Thermische Leistung und Wirkungsgrad der einzelnen Wärmeübertrager bei der Variante mit max. el. Leistung (max. theoretische Potential)

In der Praxis ergeben sich jedoch technische und wirtschaftliche Einschränkungen, welche das Erreichen der Leistungen des Technologiepotential-Szenarios reduzieren.

4.4.1. Technische Einschränkungen

Druckverluste

Strömungen in technischen Apparaten haben immer einen Druckverlust zur Folge. Es ist daher technisch nicht möglich, die zusätzlich zur Mikro-GT zugefügten Komponenten ohne Druckverlust zu betreiben, wodurch sich die maximale el. Leistung reduziert. Die Druckverluste können reduziert werden, in dem z.B. beim WT die Strömungsgeschwindigkeit reduziert wird. Dies hat jedoch eine geringere spezifische Wärmeübertragung zur Folge, so dass bei gewünschter Übertragungsleistung eine Vergrösserung der Übertragungsfläche notwendig ist, einhergehend mit einer Erhöhung der Komponentenkosten.

Werkstoff für den HTWT

Die Modellierung des HTWT ergibt eine max. Oberflächentemperatur der Tauchrohre von 940 °C. Der derzeit geplante metallische Werkstoff Inconel C ist bei der betrachteten Rohrdimension für Druckanwendungen von 16 bar und 100'000 Betriebsstunden bis zu einer mittleren Wandtemperatur von 975 °C zugelassen. Somit liegt die Temperaturreserve nur bei 35 K. Bei allfälligen lokalen Temperaturerhöhungen kann somit die zugelassene Temperatur rasch überschritten werden, wodurch die Betriebszuverlässigkeit des HTWT nicht mehr gegeben ist. Daher ist im Bedarfsfall ein alternativer Werkstoff zu finden, welcher für höhere Temperaturen zugelassen ist. Für Hochtemperaturanwendungen verfügbare heutige Keramiken wie SiC oder SiSiC sind säure- und temperaturbeständig bis 1450°C. Jedoch sind diese Keramiken nicht alkalibeständig, was beim Einsatz von Biobrennstoffen erforderlich sein kann. Daher sind derzeit keine wirtschaftlich und technisch vertretbare Alternativen zum geplanten metallischen Werkstoff verfügbar.

Wirtschaftliche Einschränkung

Für die Wärmetauscher können die Kostenfaktoren, wie in Kapitel 4.3.2 gemäss Gleichung 4-2, ermittelt werden. Für die Variante mit max. Leistung sind diese in Tabelle 10 berechnet.

Wärmetauscher	VeLuVo	WT2	HTWT
Flächenfaktor A_2/A_1 [-]	2.48	2.45	1.48
Kostenfaktor $Kosten_1/Kosten_2$ [-]	1.91	1.89	1.32

Tabelle 10: Kostenfaktoren der WT bei maximaler el. Leistung.

Um die höheren WT-Wirkungsgrade erreichen zu können, beläuft sich die Kostensteigerung für die einzelnen WT zwischen 32 und 91 %. Dies führt zu höheren Investitionskosten, wodurch ein Kompromiss zwischen Wirtschaftlichkeit und WT-Wirkungsgrad zu finden ist.

4.5. Erkenntnisse aus der Modellierung des Mikro-GT-BHKW

Das Mikrogasturbinenmodell wurde mit dem Heizkessel sowie den Wärmetauschern (HTWT, WT2 und VeLuVo) erweitert. Anhand dieses Mikro-GT-BHKW-Modells erfolgte die Bestimmung der Parameterempfindlichkeit bezüglich Turbineneintrittstemperatur und Druckverlust der Prozessluft. Es zeigt sich, dass vor allem die Turbineneintrittstemperatur einen grossen Einfluss auf die el. Leistung aufweist. So reduziert sich diese Leistung um ~10 kW wenn die Turbineneintrittstemperatur nur 840 °C anstatt 918 °C beträgt. Dies entspricht mehr als 15 % Leistungsverlust.

Für die weiteren Berechnungen wurde eine Basisvariante des BHKW erstellt, welche einen möglichst hohen el. Wirkungsgrad bei einer Turbineneintrittstemperatur von 840 °C aufweist. Die el. Leistung beträgt dabei 48 kW. Als Alternativen sind zusätzlich noch zwei Varianten ohne Verbrennungsluftvorwärmer berechnet worden. Die eine Variante benötigt dadurch eine höhere Brennstoffleistung, die andere dafür den Einsatz von Wärmetauschern mit höheren Wirkungsgraden, um die vorgegebene Turbineneintrittstemperatur von 840 °C zu erreichen. Beide Alternativen haben einen geringeren el. Wirkungsgrad und höhere Nutzwärmeleistungen zur Folge. Die Basisvariante, wie auch die beiden Alternativen werden in den nachfolgenden Kapiteln weiter verwendet.

Das maximal theoretisch mögliche Potential des BHKW-Konzeptes wurde ebenfalls bestimmt. Die maximal erreichbare el. Leistung beträgt 62 kW, bei einem el. Wirkungsgrad von 25.1 %. Dieses Potential kann jedoch aufgrund von technischen und wirtschaftlichen Einschränkungen nicht (bzw. nicht mit dem heutigen Stand der Technik) erreicht werden.

5. Kesselkonzept

Die Mikrogasturbine wird innerhalb dieses Konzeptes extern befeuert. Sprich, die Verbrennung erfolgt nicht direkt in der Maschine (Mikrogasturbine). Die Wärmezufuhr an die Prozessluft findet über einen Hochtemperaturwärmetauscher, der im Idealfall innerhalb der Brennkammer integriert ist, statt. Die Brennkammer wird in diesem Falle durch die gewollte Wärmeübertragung gezwungenermassen gekühlt. Somit werden die Temperaturen in der Brennkammer reduziert, aber jene des Wärmetauschers erhöht. Dies wiederum stellt den Hochtemperaturwärmetauscher vor hohe Anforderungen. Dasselbe gilt für die Verbrennungstechnik. Um die Kosten für den Hochtemperaturwärmetauscher (HTWT) so niedrig wie möglich zu halten, wird für den unteren Temperaturbereich ($< 700\text{ °C}$) ein günstigerer Wärmetauscher (WT2) vorgeschlagen.

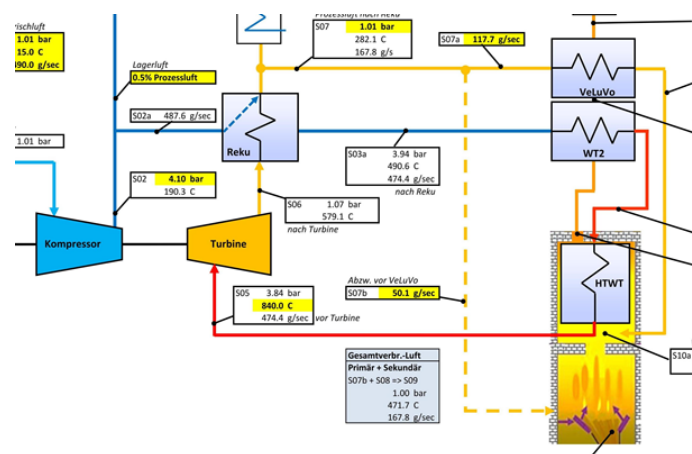


Abbildung 14: Externe Feuerung der Mikrogasturbine

Die Idee liegt in der Minimierung des Heissluftherzeugers (Wärmetauscher) punkto Kosten und Baugrösse sowie der Minimierung des Abgasmassenstromes, um den Gesamtwirkungsgrad hoch und die peripheren Aufwände (Abgasfilter, Abhitzennutzung, Abgasventilator) bei hoher elektrischer Effizienz niedrig zu halten. Der Vorschlag zur Erreichung dieses Zieles umfasst vier Hauptelemente:

- A) Nutzung eines kompakten Luft-Luft-Rekuperators direkt in der Mikrogasturbine
- B) Gestufte Verbrennung mit Primärbrennkammer (Vergasung) und Sekundärbrennkammer (homogenes Temperaturfeld mittels guter Mischung)
- C) Hohe Temperaturdifferenzen durch den Hochtemperatur-Wärmetauscher direkt in der Brennkammer, somit hohe Wärmeübertragungsleistung
- D) Dadurch potentiell geringer Luftüberschuss in der Biomassefeuerung

5.1. Verbrennungsprozess / Brennkammer

Um den Entscheid der möglichen Verbrennungskonzepte zu begründen, werden nachfolgend die Anforderungen an die Verbrennungstechnik definiert und danach mögliche Konzepte vorgestellt sowie miteinander verglichen.

Anforderungen an den Verbrennungsprozess und die Brennkammer

- Reduktion von Emissionen (CO, NO_x, UHC¹, Feinstaub, Schwefeloxide...)
- Vollständige Verbrennung (keine brennbaren Anteile in der Asche)
- Tiefe Abgastemperaturen
- Reduktion der Wärmeverluste
- Grosse Temperaturdifferenz zwischen Brennkammer und Wärmetauscher
- Ausnutzung der Flammenwärmestrahlung für die Wärmeübertragung
- Brennstoffflexibilität, möglichst unempfindlich gegen wechselnde Brennstoffart und -Qualität.
- Stabile Flamme bei unterschiedlicher Luftzahl λ
- Möglichst gleichmässige Temperaturverteilung in der Brennkammer, um einen in der Brennkammer befindlichen Wärmetauscher möglichst gut ausnützen zu können, ohne punktuell thermische Überlastungen zu erzeugen.
- Möglichst hohe Strömungsgeschwindigkeiten und eine bekannte Strömungs-Geometrie, um einen Wärmetauscher entsprechend an allen gewünschten Stellen anzuströmen.
- Möglichst niedrige Stickoxid-Emissionen auch bei hoher Luftvorwärmung.
- Brennkammer muss eine Form haben, die den Wärmetauscher möglichst allseitig anstrahlt.
- Möglichst unempfindlich gegen mineralische Partikel aus der Verbrennung

Neben der konventionellen, modernen Zweistufen-Verbrennung (1. Stufe Vergasung + 2. Stufe Verbrennung) kommt auch die (zweistufige) "flammenlose Verbrennung" zur Auswahl. Grund dafür ist die bereits vorhandene (vielversprechende) Erfahrung mit der FLOX-Technologie.

¹ unverbrannte Kohlenwasserstoffe

5.1.1. Vergasung (Primärbrennkammer, 1. Stufe)

Vor der Verbrennungsstufe (2) befindet sich die Biomasse-Vergasungsstufe (1), idealerweise in Form einer Unterschub- oder Treppenrostfeuerung. Es kann aber auch ein anderes Vorvergasungs-Prinzip angewendet werden – ein Festbett oder auch ein Wirbelschichtvergaser, oder aber auch die Pyrolyse. Hier will sich das Projekt nicht festlegen, sondern evaluiert aus dem Angebot der Hersteller ein geeignetes System.

Anforderungen an die Vergasung

Hier gilt es die Biomasse-Brennstoffe möglichst partikelarm in ein brennbares Gas umzuwandeln, um es der Ausbrandkammer (2. Stufe) heiss zuzuführen. Als Beispiel wird hier das Low-Particle-Concept [7] des Ökozentrums angeführt:

Beim Low-Particle-Konzept wird das Glutbett gleichmässig mit einer konstant unterstöchiometrischen Luftmenge ($\lambda = 0.6$) versorgt. Für die Regelung der Temperatur im Glutbett wird ausschliesslich Abgasrezirkulation eingesetzt. Durch Absenkung des Sauerstoff-Partialdruckes sinkt die Reaktionstemperatur.

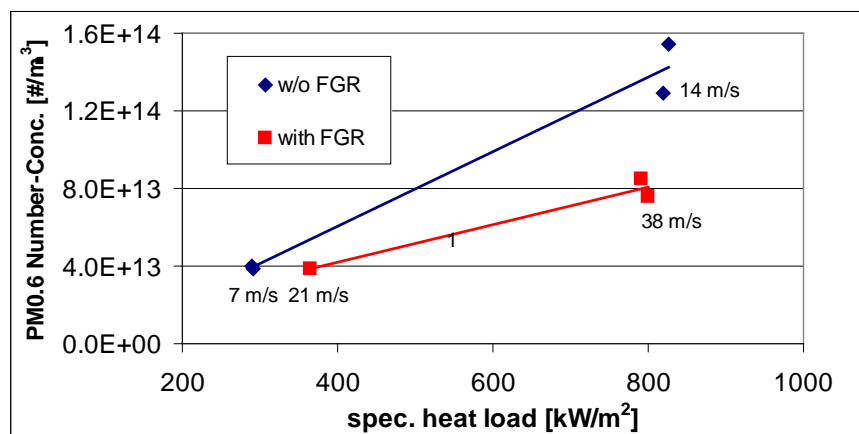


Abbildung 15: Einfluss des Low-Particle-Konzepts auf die Feinstaub-Emissionen bezogen auf die spezifische Rostleistung mit und ohne Abgasrezirkulation. Die angegebenen Gasgeschwindigkeiten beziehen sich auf die Düsen im Rostdurchtritt [[7]]

Eine detaillierte Auslegung zur Primärbrennkammer erfolgt durch den Komponentenlieferanten und ist nicht Teil dieser Studie.

Evaluation der möglichen Primärbrennkammer-Lieferanten

Für die Primärbrennkammer konnten in Mitteleuropa 55 Hersteller evaluiert werden, mit einem grossen Schwerpunkt in Österreich und Bayern. Davon konnten neun Hersteller Produkte vorweisen, die sich grundsätzlich für das Vorhaben eignen würden. In der Schweiz gibt es nur noch Schmid Energy AG (Eschlikon TG) für die geforderte Baugrösse von 250 bis 300 KW Feuerungsleistung. Andere inländische Anbieter kaufen Produkte in dieser Baugrösse aus dem Ausland ein. Von Schmid Energy AG wurde eine Richtofferte für eine komplette Feuerung inklusive Peripherie geliefert – also für den folgenden Umfang:

- komplette Brennstoff-Logistik inklusive 3-Tages-Silo und Eintrag
- komplette Aschelogistik inklusive Container
- Primärbrennkammer
- Abhitzeessel inkl. Abgasventilator
- Abgasreinigung mittels Elektrostatik-Abscheider
- Steuerung

Drei weitere Hersteller aus Österreich und Bayern zeigten Interesse – es liegen aber keine konkreten Angebote vor.

Bei der Evaluierung wurde darauf geachtet, dass die Produkte modular aufgebaut sind (getrennte Primär und Sekundärbrennkammer, Abbildung 16). Auch hier befindet sich eine Liste mit den Herstellern im Anhang. Hersteller mit Produkten, die grundsätzlich geeignet sind, sind grün markiert. (siehe Anhang am Ende des Berichts)

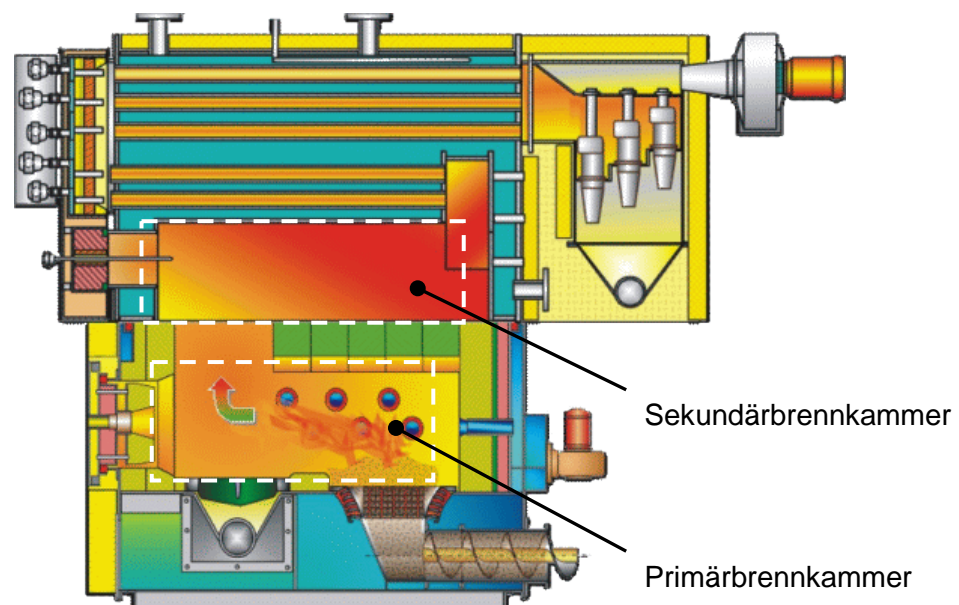


Abbildung 16: Schematischer Querschnitt einer geeigneten Bauform mit klar getrennter Primär- und Sekundärbrennkammer.

Bild: HPKI-Baureihe von GILLES Energie- und Umwelttechnik GmbH

5.1.2. Moderne Zweistufen-Verbrennung

Der Verbrennungsprozess wird wie der Name schon sagt in zwei Stufen unterteilt.

- 1. Stufe: Vergasung (unterstöchiometrisch, $\lambda \sim 0.6$)
- 2. Stufe Verbrennung (überstöchiometrisch, $1 < \lambda < 2$)

Durch die saubere Trennung von Vergasung und Verbrennung werden die Emissionen reduziert. Auch der Wirkungsgrad der Verbrennung ist höher.

Die moderne Zweistufen-Verbrennung ist weit verbreitet und wird deswegen nicht näher beschrieben.

5.1.3. Flammenlose Verbrennung (FLOX)

FLOX oder "flameless oxidation" ist ein patentiertes Verfahren der Firma WS Wärmeprozess-technik GmbH, welches durch hohe Lufteintrittsgeschwindigkeiten einen stabilen Torus-Wirbel in der Brennkammer erzeugt. Dieses Strömungsfeld lässt keine Bildung einer stabilen Flamme zu, wie es bei konventionellen drallstabilisierten Flammen der Fall ist. Es entsteht eine gleichmässig verteilte, sehr gut durchmischte Verbrennung mit geringsten Emissionen auch bei hoher Luftvorwärmung. Das Verfahren wurde ursprünglich für Prozessbrenner entwickelt, die sehr hohe Kammertemperaturen aufrecht erhalten müssen. Die üblicherweise mit Erdgas befeuerten Brenner weisen deshalb zur Effizienzsteigerung meistens ein rekuperatives oder regeneratives Luftvorwärmungssystem auf. Dies ist aber kein zwingendes Merkmal für die FLOX-Technologie, sondern Ausdruck der häufigsten Anwendung: Reduktion der Abgastemperaturen der Stahl- und Glasindustrie um mehrere 100 K bei entsprechender Energieeinsparung. Für andere Anwendungen zeichnet sich FLOX durch eine extreme Flexibilität bezüglich Brennstoffqualität, Zündwilligkeit, Luftzahl etc. aus und kann auch für Schwachgase bis 0.9 MJ/m^3 Heizwert und 95% CO_2 -Gehalt eingesetzt werden.

Dieses Konzept ist in Japan und USA als Mild Combustion und Hochtemperatur-Luft-Verbrennung sowie in Europa als flammenlose Oxidation „FLOX“ bekannt. FLOX® wurde ca. 1990 von J.A. Wünning von WS GmbH erstmals patentiert und beschreibt einen Verbrennungsprozess in einem perfekt gemischten Verbrennungsraum, in welchem ein Toruswirbel erzeugt wird, welcher durch Abgas-Rückführung und die damit verbundene Reduktion der Partialdrücke eine Flammenbildung unmöglich macht und gleichzeitig die Verbrennung stabilisiert.

Eigenschaften

Die typische Eigenschaft bei einer "flammenlosen" Verbrennung ist die annähernd homogene Temperaturverteilung innerhalb der Brennkammer. Auf Abbildung 17 sind die typischen Eigenschaften einer flammenlosen Verbrennung gegenüber einer konventionellen Verbrennung deutlich ersichtlich.

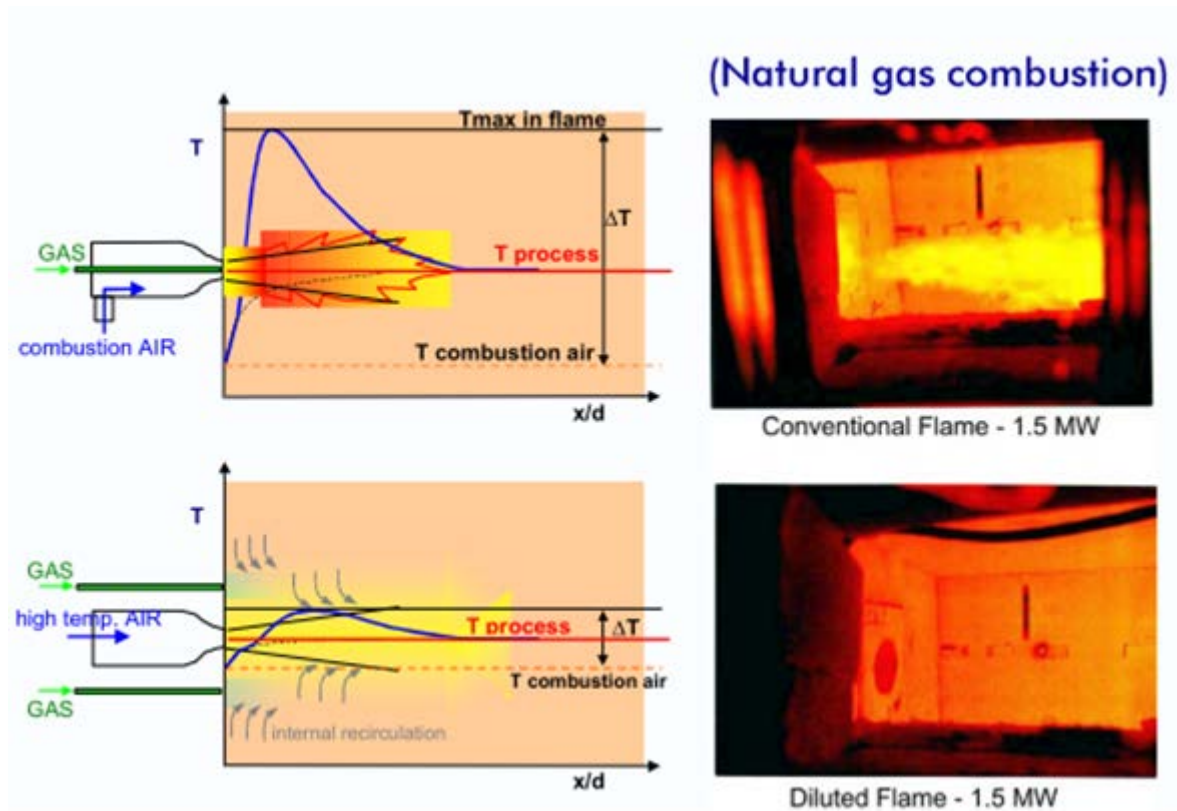


Abbildung 17: Vergleich von konventioneller und flammenloser Verbrennung

Kurz zusammengefasst beinhaltet die flammenlose Verbrennung folgende Merkmale:

- Luft- oder Brenngaseinströmung mit sehr hohen Geschwindigkeiten
- Hoch vorgewärmte Verbrennungsluft möglich
- Starke interne Abgasrückführung
- Keine hohen Spitzentemperaturen
- Annähernd homogene Temperaturverteilung
- Tiefe Emissionen wegen guter Durchmischung und fehlenden hohen Spitzentemperaturen
- Verbrennung auf größeres Volumen ausgedehnt
- Keine sichtbare Flamme

5.1.4. Auswahl des Verbrennungskonzeptes

Aufgrund der vielen Vorteile wurde die flammenlose Verbrennungstechnik vorgezogen.

Zusammenfassend die ausschlaggebenden Merkmale:

- Homogene Temperaturverteilung in der gesamten Brennkammer
Dadurch geringere thermische Belastung des Hochtemperaturwärmetauschers
- Keine Temperaturspitzen, was zu tieferen NO_x-Emissionen führt
- Weniger Abgasverluste aufgrund vollständiger Verbrennung bei zugleich tieferer Luftzahl

5.2. Evaluation der Wärmetauscherhersteller

Für alle Gas/Gas-Wärmetauscher, also HTWT, WT2 und VeLuVo wurde bei verschiedenen Wärmetauscher-Herstellern eine Richtofferte angefragt. Insgesamt wurden 13 Hersteller im Raum Deutschland-Österreich-Schweiz angefragt.

Die Auswertung zeigte für die Rückmeldungen folgendes Bild:

- Für den HTWT in der Brennkammer scheint im Moment nur die Firma WS Wärmetechnik in der Lage zu sein einen entsprechenden Wärmetauscher herzustellen.
- Für den WT2 zeigten zwei Hersteller (je einer aus Deutschland und der Schweiz) Interesse, wobei bis zur Berichtlegung nur ein Angebot des Schweizer Herstellers Calorifer vorlag.
- Für den VeLuVo traf nur eine Richtofferte ein, ebenfalls aus der Schweiz.

Die Auswertung zeigt, dass die Gründe für ein Nichteintreten auf die Anfragen in den meisten Fällen daran lagen, dass die Hersteller entweder:

- Nur Rückkühler für Gas/Gas bauen (1) – also eine Seite stark gekühlt wird,
- Hochtemperaturgaskühler nur flüssigkeitsgekühlt bauen (2)
- Hochtemperatur-WT nur für geringe Druckdifferenzen bauen (2), oder aber
- nur viel grössere Einheiten bauen (4).

In der obigen Aufzählungen ist in (#) die Anzahl der Rückmeldungen bezeichnet. Die Liste der Hersteller befindet sich im Anhang, wobei die Rückmeldung für WT2 grün markiert sind, jene für den VeLuVo gelb.

5.2.1. Hochtemperaturwärmetauscher

Die Firma WS könnte dieses Bauteil aus einer schweisssbaren Hochtemperatur-Nickelbasislegierung (Inconel C) fertigen lassen. Solche oder ähnliche Tauchrohr-Strahlungswärmetauscher werden auch in den Wasserstoff-Reformern verbaut, welche bei gleichen oder noch leicht höheren Temperaturen und vor allem deutlich höheren Drücken eingesetzt werden. Der Wärmetauscher der Firma WS-Reformer GmbH ist dort für 100'000 Betriebsstunden bei 16 bar und 975°C Wandmitteltemperatur zugelassen. Da die Umströmung dieser Rohre mit alkalischen anstatt pH-

neutralen Gasen keine weitere Belastung für die Metallbauteile darstellt, kann die Machbarkeit bereits jetzt bestätigt werden. Allerdings muss das Verhalten dieser Rohre unbedingt auf die Belegung und allenfalls auch Erosion durch mineralische Komponenten im Abgas untersucht werden.

Damit in Zukunft die Turbineneintrittstemperatur nur noch durch die Turbine selbst begrenzt wird, werden Hoffnungen in die Materialforschung gesetzt. Die bisher bereits bekannten druckfesten Keramikwerkstoffe wie SiSiC sind leider überhaupt nicht alkalibeständig und eignen sich nur für neutrale oder saure Abgase. Ein Hoffnungsschimmer kommt einerseits von den Oxidkeramiken (z.B. Al_2O_3) und von den Siliziumnitriden (z.B. SiN_3), aber diese Werkstoffe sind noch sehr teuer und für grössere Bauteile bisher gar nicht herstellbar. SiN_3 wird bisher nur für hochwarmfeste Schneidwerkzeug-Wendepplatten (bis $1'300^\circ\text{C}$ Einsatztemperatur), Zahnimplantate und ähnlich kleine Bauteile verwendet.



Abbildung 18: Bereits in Serie gefertigter Hochtemperatur-Wasserstoff-Reformer mit Doppelrohr-Druckreaktor für 16 bar Innendruck.

Bild: wsreformer.de

5.2.2. Zweiter Wärmetauscher WT2

Solche Wärmetauscher werden häufig im Kraftwerksbau eingesetzt. Die meisten Absagen erreichten uns deshalb mit der Begründung, nur Wärmetauscher für >1 MW, $>5'000$ m^3/h , bzw. sogar nur $>100'000$ m^3/h zu bauen. Da hier die Mitteltemperatur bereits unter 860°C liegt, kann mit konventionellen hochwarmfesten, kriechfesten Stählen (1.4472, 1.4876) gearbeitet werden. In beiden Fällen einer positiven Rückmeldung wurde ein Design mit einem Kreuzstrom-

Wärmetauscher vorgeschlagen, bei welchem die Druckluft-Rohre in U-Form geführt werden, in einem Kubus von rund $0.8 \times 0.5 \times 0.8 \text{ m}^3$. Die spezifischen Kosten betragen etwa 270 CHF pro kW Übertragungsleistung.

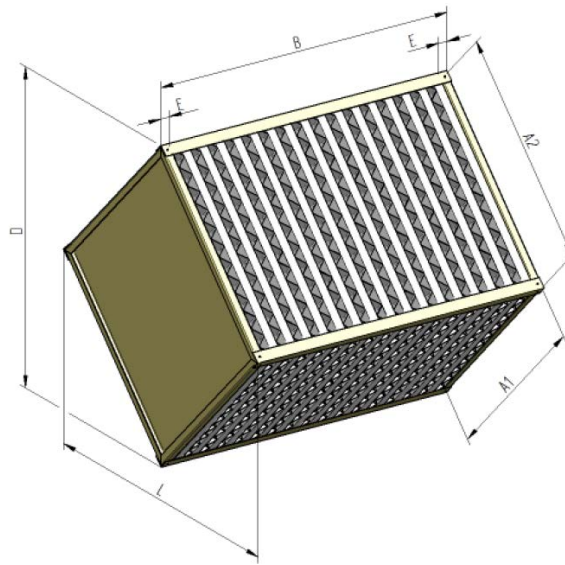


*Abbildung 19: Beispiel eines U-Rohr-Wärmetauschers ohne Gehäuse,
Bild: Calorifer AG*

5.2.3. Verbrennungsluftvorwärmer VeLuVo

Ein Angebot traf von einem Hersteller von Lamellen/Platten-Kreuzstrom-Wärmetauschern aus der Schweiz ein. Diese Geräte weisen geringe Leckagen von 0.5 bis 1.5 % bei 100 mbar Differenzdruck auf. Entsprechend der Richtofferte betragen die spezifischen Kosten ca. 65 CHF/kW Übertragungsleistung (WT2: 270 CHF/kW). Auf Grund dieses Kostenvorteiles muss geprüft werden, inwieweit die Luftvorwärmung durch den Einsatz des VeLuVo erhöht werden kann, sodass der elektrische Wirkungsgrad bei Senkung der Abwärmenutzung (aufgrund von kleinerem WT2), gleich bleibt.

Eine Problematik bei Wärmetauschern ist die Reduktion der Wärmeübertragungsleistung aufgrund von Verschmutzungen. Die Quantifizierung der Verschmutzungsanfälligkeit für dieses Anlagenkonzept und diesen Wärmetauschertyp ist mittels Versuch zu bestimmen. Durch die FLOX-Verbrennung und deren geringen Staubbelastung im Abgas sind geringere Verschmutzungen als bei herkömmlichen Verbrennungsanlagen zu erwarten.



*Abbildung 20: Kreuzstrom-Plattenwärmetauscher für heiße Gase
mit gewellten Blechen. Bild: Polybloc.ch*

5.2.4. Zusammenstellung des Kesselkonzepts

Das Kesselkonzept setzt sich aus einer Primärbrennkammer (Standardkomponente) sowie einer Sekundärbrennkammer mit FLOX-Betrieb zusammen. Eine ähnliche Sekundärbrennkammer wurde bereits im Ökozentrum in Betrieb genommen. Die tiefen Emissionswerte der FLOX-Technik konnten mit dieser Einrichtung bestätigt werden. Für die Wärmetauscher und Primärbrennkammer erfolgte eine Evaluation von Herstellern. Es zeigte sich, dass die Anzahl von möglichen Herstellern begrenzt ist.

Das Zusammenspiel der FLOX-Brennkammer mit einem integrierten Hochtemperatur-Wärmeübertrager unter Einwirkung von Biomasse-Verbrennung bleibt ein kritischer, zu untersuchender Pfad und bedarf dringend noch weiterer Forschung.

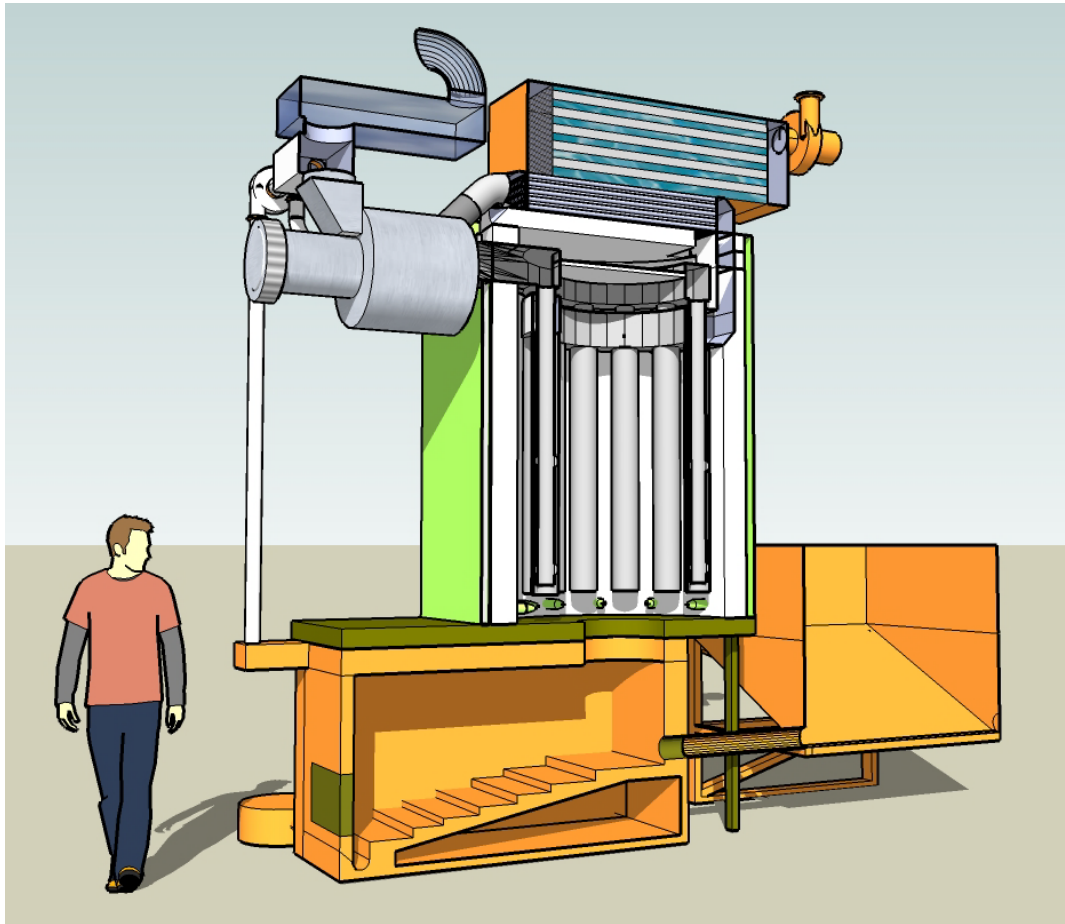


Abbildung 21: Skizze einer möglichen Ausführung der Heissluftturbinen-Anlage (dargestellt im Halbschnitt) mit rund 48 kW elektrischer und 160 kW thermischer Leistung. Die Turbine mit Generator, Rekuperator und Luftfilter ist das hellgraue Element oben links. In der Bildmitte die zylindrische FLOX-Brennkammer mit hängendem Wärmetauscher

6. Versuchsbrennkammer mit Hochtemperatur-WT

In diesem Kapitel wird der Hochtemperaturwärmetauscher, der in der Brennkammer integriert ist, näher untersucht. Dazu wurde ein Simulationsmodell aufgebaut und dessen Ergebnisse mit experimentellen Versuchen an einer Versuchsbrennkammer verglichen. Nachdem das Simulationsmodell validiert und abgeglichen wurde, konnte eine simulationsgestützte Auslegung für das reale Problem durchgeführt werden.

6.1. Modellierung des Hochtemperaturwärmetauschers

Zur Simulation der Lufterwärmung im Hochtemperaturwärmetauscher wurde ein 2D-Modell erstellt. Der prinzipielle Aufbau des Modells ist in Abbildung 22 dargestellt.

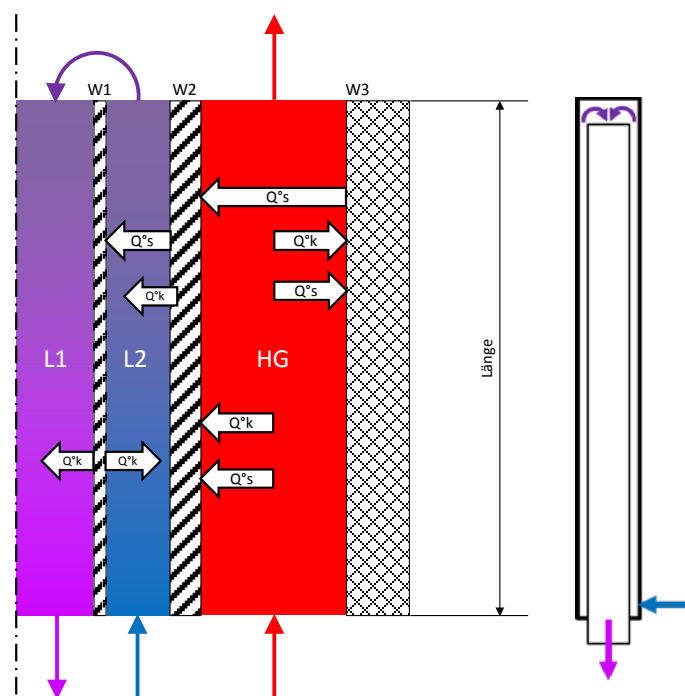


Abbildung 22: Aufbau des Modells der Wärmeübertragung von der heißen Brennkammer an den Luftstrom im Tauchrohr.

L1	Luft durch Innenrohr
L2	Luft durch Ringspalt
HG	Abgas
W1	Innenrohrwand
W2	Aussenrohrwand
W3	Brennkammerwandisolation
Q_s°	Wärmeleistung durch Strahlung
Q_k°	Wärmeleistung durch Konvektion
Q_l°	Wärmeverlustleistung durch Wärmeleitung in der Isolation nach Aussen

Da sich die Gas- und Materialtemperaturen über die Länge des Tauchrohres ändern, wurde es in 50 Längenelemente unterteilt. Für jedes Volumenelement wird eine Enthalpiebilanz erstellt. Innerhalb einer Zelle müssen zum einen die ein- und austretenden Enthalpieströme der Gase sowie der Wärmeverlust nach Aussen im Gleichgewicht sein und zum anderen im Inneren die Wärmeströme über die Wände. Im Volumenelement werden dabei konstante Wandtemperaturen und Stoffeigenschaften bezogen auf eine gemittelte Temperatur im Element angenommen.

6.1.1. Verbrennungsprozess

Für die Verbrennung des in der Primärstufe des Kessels erzeugten Gases ist der sogenannte FLOX-Modus vorgesehen. Durch hohe Einströmgeschwindigkeit der Verbrennungsluft bzw. des Brenngases in die Brennkammer kann sich keine sichtbare Flamme ausbilden (hoch turbulente Strömungsverhältnisse). Die Verbrennungsreaktion ist vielmehr auf das gesamte Brennkammer-volumen verteilt, wodurch sich eine annähernd homogene Temperatur ergibt. Bei Wärmeentzug aus dem Verbrennungsgas in der Brennkammer wird die Verbrennungstemperatur gleichmässig reduziert, was in Verbindung mit fehlenden hohen Spitzentemperaturen eine sehr niedrige Stick-oxidbildung zur Folge hat.

Im Simulationsmodell wird die FLOX-Verbrennung als perfekter Rührkesselreaktor simuliert. Die eintretenden Stoffströme werden sofort mit dem ganzen Reaktorinhalt vermischt. Sie reagieren bei konstanter Reaktortemperatur und geben ihre Reaktionswärme ab. Der aus dem Reaktor austretende Stoffstrom hat die gleiche Zusammensetzung und Temperatur wie der Inhalt.

6.1.2. Simulationsbeispiel

Das Beispiel, gerechnet mit der Annahme konstanter Heissgastemperatur (FLOX-Prinzip), wurde modelliert. Die Heissgastemperatur betrug 1'100 °C und die Prozesslufteintrittstemperatur 500 °C, wie etwa aus dem Rekuperator der Gasturbine (siehe Abbildung 13) zu erwarten ist. Die Massenströme (Druckluft und Verbrennungsgas) entsprechen den simulierten Verhältnissen aus Kapitel 4.

Im Simulationsbeispiel, dessen Ergebnis in Abbildung 23 dargestellt ist, strömt die Luft in Gegenrichtung durch das Tauchrohr. Es ergibt sich eine Luftaustrittstemperatur von 700 °C. Am Ende des Aussenrohrs erreicht die Luft 730 °C. Bei der Rückströmung im Innenrohr unterschreitet jedoch die Wandtemperatur des Innenrohrs für $x < 1.5$ m die Lufttemperatur und führt somit zu einer Abkühlung der Luft bis zum Austritt. Diese Tatsache ist auf Abbildung 23 gut erkennbar.

Eine wichtige Grösse für die Materialwahl der Tauchrohre ist die maximale Materialtemperatur. Durch die hohe Zwischentemperatur der Luft am geschlossenen Ende des Tauchrohrs wird dort auch eine Wandtemperatur von max. 806 °C (Abbildung 23) erreicht.

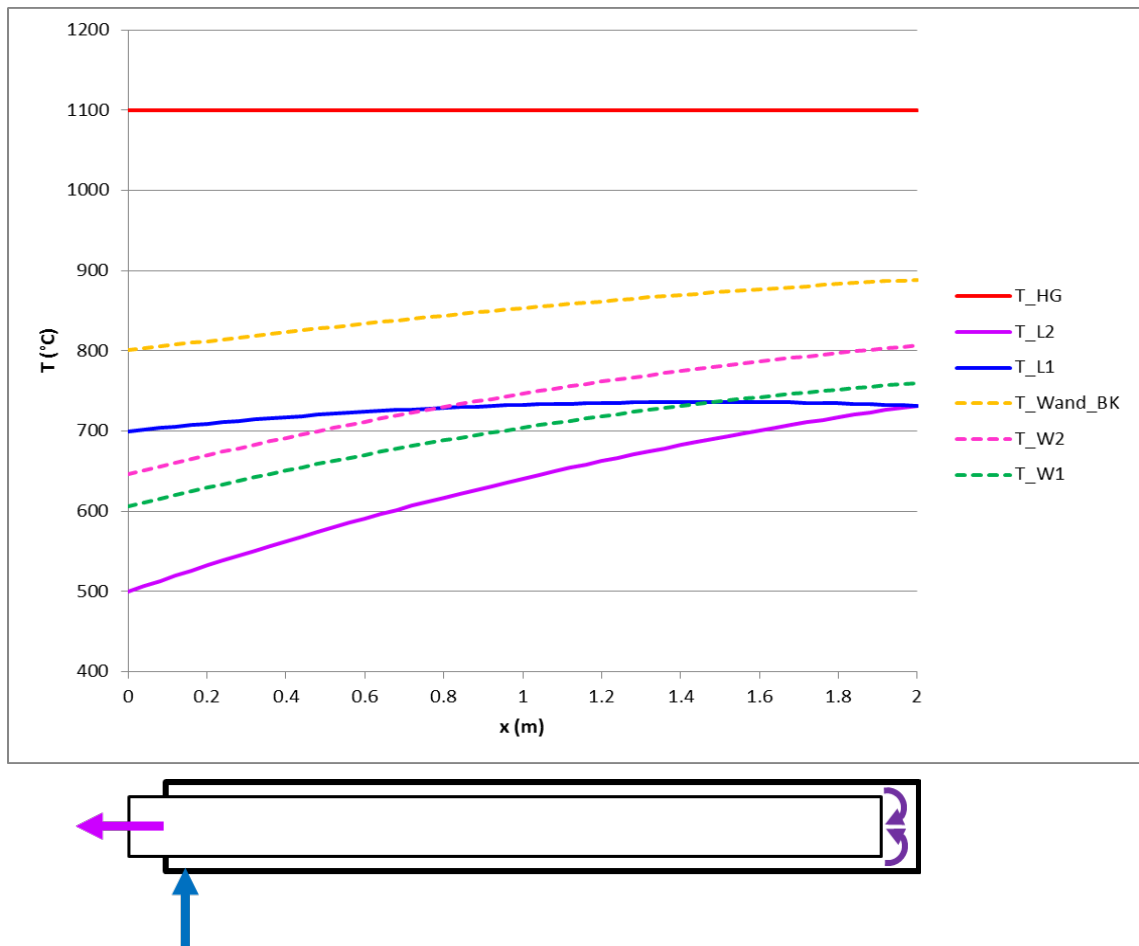


Abbildung 23: Simulation für Tauchrohr mit Lufteintritt in das Aussenrohr

6.2. Validierung des Modells mittels experimentellen Messungen

Das Ziel der Messungen war es, das entwickelte Simulationsmodell für die Wärmeübertragung einer FLOX-Feuerung an luftdurchströmten Tauchrohren zu validieren. Das Modell soll in der Lage sein, die Wärmeübertragung unter verschiedenen Betriebsbedingungen ohne grosse Abweichungen zu bestimmen.

6.2.1. Versuchseinrichtung

Die Firma WS Wärmeprozessestechnik in Renningen, DE fertigt FLOX-Verbrennungssysteme sowie Hochtemperatur-Wärmeübertrager in Form von Tauchrohren zur Wasserstoff-Reformierung. Für die Weiterentwicklung der FLOX-Brennertechnik besitzt WS Wärmeprozessestechnik eine Versuchsbrennkammer, die mit luftdurchströmten Tauchrohren gekühlt wird. Die Brennkammer ist auch geeignet, um die Hochtemperaturwärmeübertragung zur Erzeugung heisser Luft zu testen. Die FLOX-Verbrennung wird in diesem Fall nicht mit Holzgas sondern mit Erdgas betrieben. Die Eigenschaften der FLOX-Verbrennung, wie hohe Turbulenz und gleichmässige Gastemperatur innerhalb der Brennkammer, sind jedoch vergleichbar.

Der Versuchskessel ist eine bestehende Einrichtung im Hause WS Wärmeprozessstechnik in Renningen. Die Anlage besteht aus einem Kessel, in welchem der Brenner horizontal und mittig angeordnet ist. Als Brennstoff dient Erdgas. Der Kessel hat zusätzlich vier eingebaute Tauchrohre, welche zur Kühlung des Brennraumes dienen. Für die Messkampagne sind jeweils zwei dieser Tauchrohre in Serie geschaltet (siehe Abbildung 24).

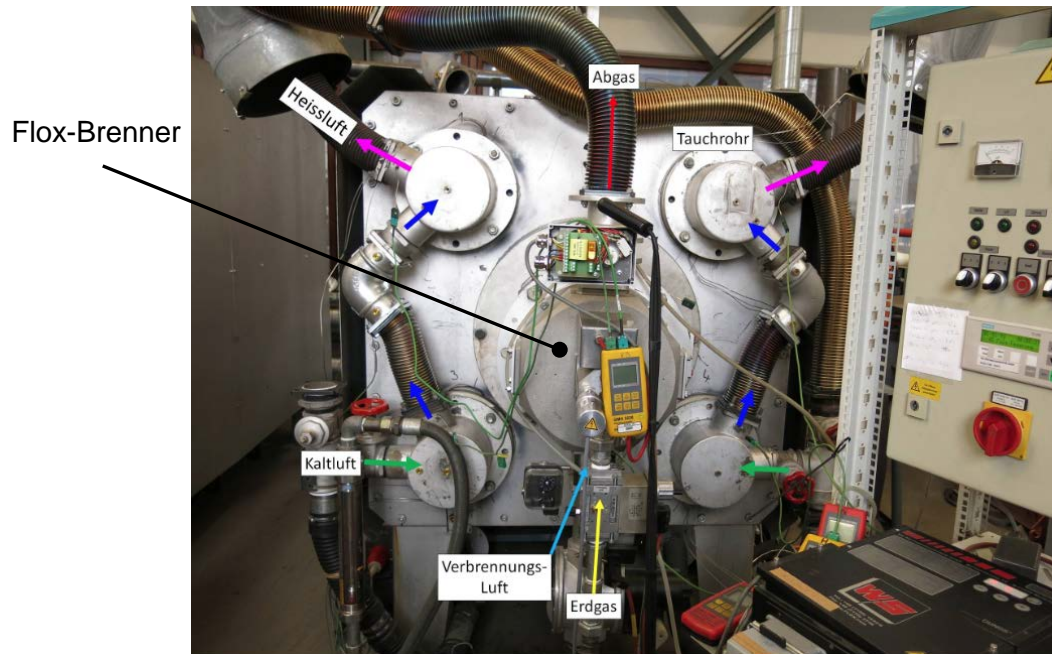


Abbildung 24: Frontansicht des Versuchskessels

Der Versuchskessel hat einen rechteckigen Querschnitt von ca. $1 \times 1 \text{ m}^2$ und eine Länge von ca. 2 m. Die Tauchrohre haben eine aktive Länge von 1.7 m und einen Aussendurchmesser von 190 mm (Abbildung 25). Bei den eingesetzten Tauchrohren wird die kalte Luft zuerst durch den Ringspalt und anschliessend durch das Innenrohr geführt (Abbildung 22).

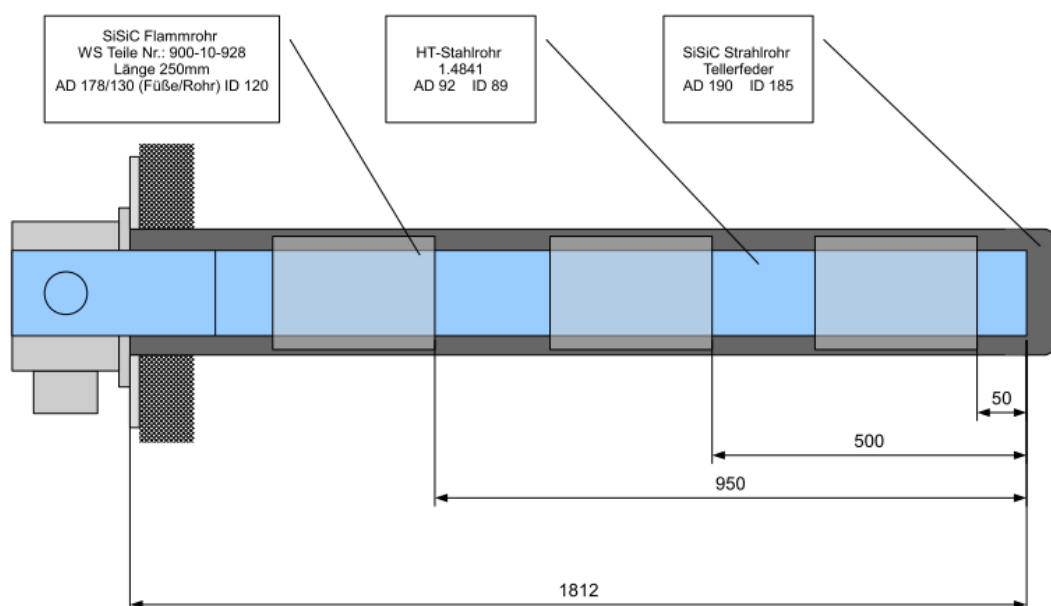


Abbildung 25: Querschnitt durch ein Tauchrohr mit drei Stützringen

6.2.2. Versuchsergebnisse

Brennkammertemperatur

Die Brennkammerinnentemperatur wurde an drei Positionen auf der Brennerachse gemessen. In Abbildung 26 ist der Verlauf der drei Temperaturen über der Zeit dargestellt.

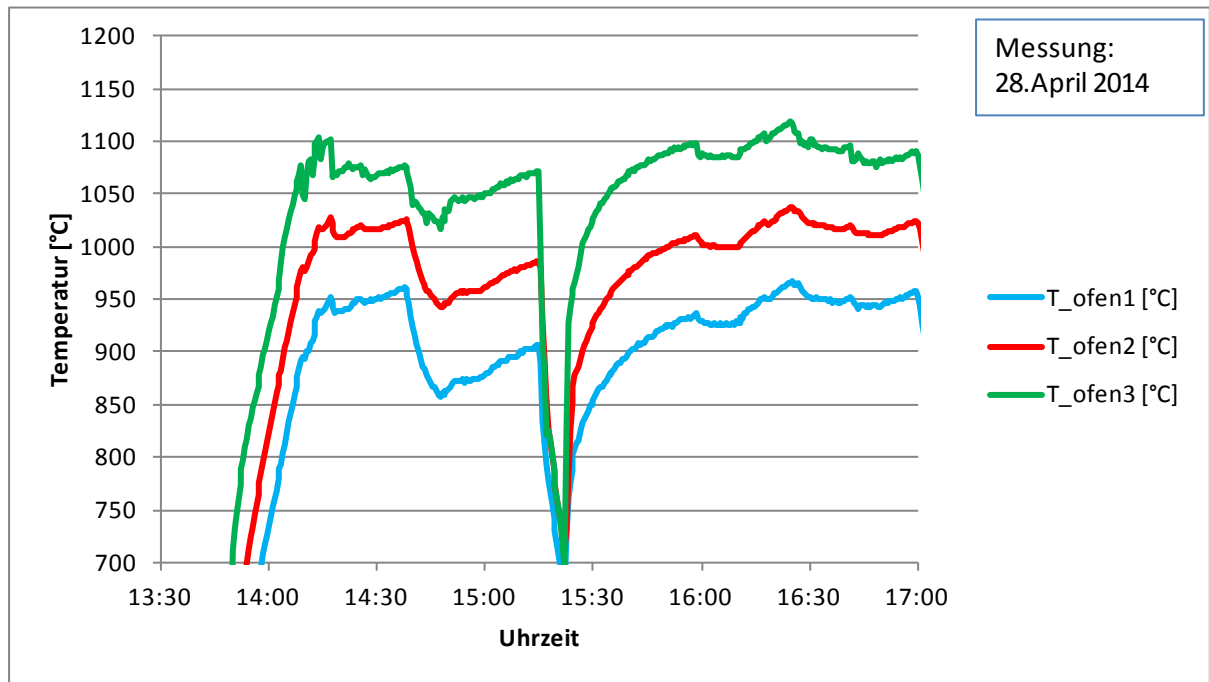


Abbildung 26: Brennkammertemperaturen zeitlich aufgenommen;
~150 K Temperaturgradient entlang der Brennkammer

Die Temperatur ist an der Brennerausströmung am tiefsten und steigt bis zum Ende der Brennkammer um ca. 150 K an. Grund dafür ist die hohe Verbrennungslufteintrittsgeschwindigkeit, wodurch die Reaktion, bedingt durch die Zündverzugszeit, nicht direkt beim Brenner erfolgt, sondern sich horizontal weiter in Richtung hintere Brennraumhälfte verlagert.

Oberflächentemperaturen der Tauchrohre

Für das Berechnungsmodell ist die Kenntnis der Tauchrohroberflächentemperaturen wichtig. Hiermit kann validiert werden, ob die übertragene Wärmeleistung durch Strahlung und Konvektion von der Brennkammer zu den Tauchrohren in den Simulationsrechnungen mit den Messungen übereinstimmt. Dies ist wichtig, da durch die hohe Turbulenz in der Brennkammer der Wärmeübertragungskoeffizient, wie auch die Emissionsstrahlungswerte, rechnerisch nur schwierig ermittelt werden können. Die Messungen erfolgten mit Thermoelementen mit einem Durchmesser von 1.5 mm, die mit einem Draht auf das keramische Tauchrohr gebunden waren.

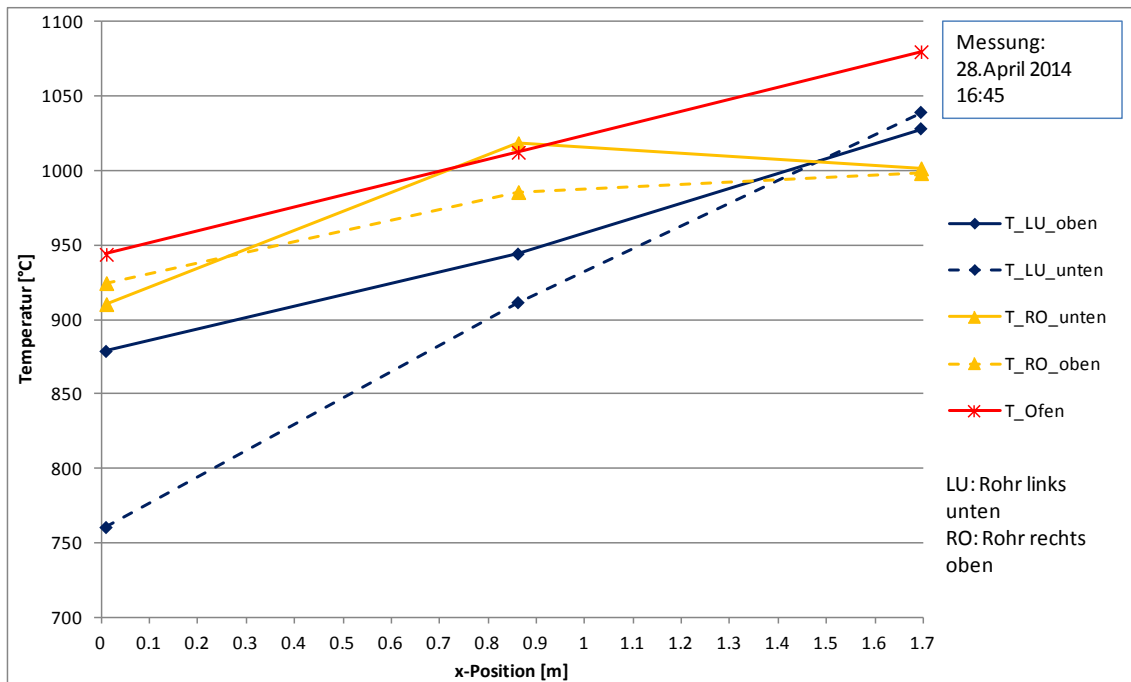


Abbildung 27: Oberflächentemperaturen von zwei Tauchrohren
(Messungen jeweils unten und oben am Rohr)
und der Brennkammertemperatur

In Abbildung 27 sind die Oberflächentemperaturen der Tauchrohre über die Länge aufgetragen, wie auch die gemessene Brennkammertemperatur " T_{Ofen} ". Es zeigt sich, dass beim unteren Tauchrohr, wo die kalte Umgebungsluft eintritt, die Oberflächentemperatur im ersten Meter tiefer liegt als beim oberen Tauchrohr. Beim unteren Tauchrohr ist ein linear steigender Temperaturverlauf ersichtlich, im Gegensatz zum oberen Tauchrohr. Beim Tauchrohr scheint in der Mitte der Brennkammer die höchste Oberflächentemperatur zu herrschen. Jedoch ist eine höhere Oberflächentemperatur als die Brennkammertemperatur nicht realistisch (siehe $T_{\text{RO_unten}}$). Grund für den Fehler könnten Positionierungsungenauigkeiten der Thermoelemente sowie dessen Messunsicherheiten sein.

Aufgrund der nicht optimalen Befestigung der Thermoelemente auf den Tauchrohren und den teilweise physikalisch schwierig zu erklärenden Messergebnisse können die Oberflächentemperaturen nur als Orientierung für die wirklich herrschenden Oberflächentemperaturen dienen. Bei einigen Thermoelementen versagte während den Messungen die Befestigungsvorrichtung und die Thermoelemente lösten sich von den Rohren. Trotzdem konnten dabei keine signifikanten Temperaturunterschiede zu den befestigten Thermoelementen festgestellt werden. Daher war die Validierung der Oberflächentemperaturen des Simulationsmodells nicht möglich.

6.2.3. Versuchsauswertung

Entscheidend für den Erfolg des geplanten Hochtemperaturwärmtauschers sind eine möglichst hohe Austrittstemperatur ($> 830\text{ °C}$) und eine möglichst hohe spezifische Wärmeleistung, um die Materialkosten tief zu halten.

In Abbildung 28 ist die übertragene Wärmeleistung (Q_{HEX}) auf die Prozessluft und die ermittelten Wärmeverluste über die Brennkammeraussenflächen (Q_{Verlust}) in Abhängigkeit zur thermischen Feuerungsleistung (P_{Feuerung}) aufgetragen. Der Wärmeverlust über die Brennkammeraussenflächen wird aus der Differenz von Feuerungsleistung und Wärmeübertragungsleistung inkl. Abgasenthalpie berechnet (Energieerhaltung).

Feuerungsleistung und übertragene Wärmeleistung sind abhängig vom Prozessluftmassenstrom. Bei den Tests wurde eine konstante Brennkammertemperatur angestrebt. Wurde durch den höheren Luftmassenstrom mehr Wärme übertragen, so musste, um die Brennkammertemperatur zu halten, die thermische Feuerungsleistung erhöht werden.

Die Wärmeverluste sind proportional zur Brennkammertemperatur. Da diese Temperatur annähernd konstant war, werden die Wärmeverluste auch als konstant angenommen. Der Ausreisser mit einem Wärmeverlust von 57 kW bei 120 kW thermischer Feuerungsleistung trat kurz nach der Aufheizung der Brennkammer auf, wodurch vermutlich der stationäre Zustand noch nicht erreicht war.

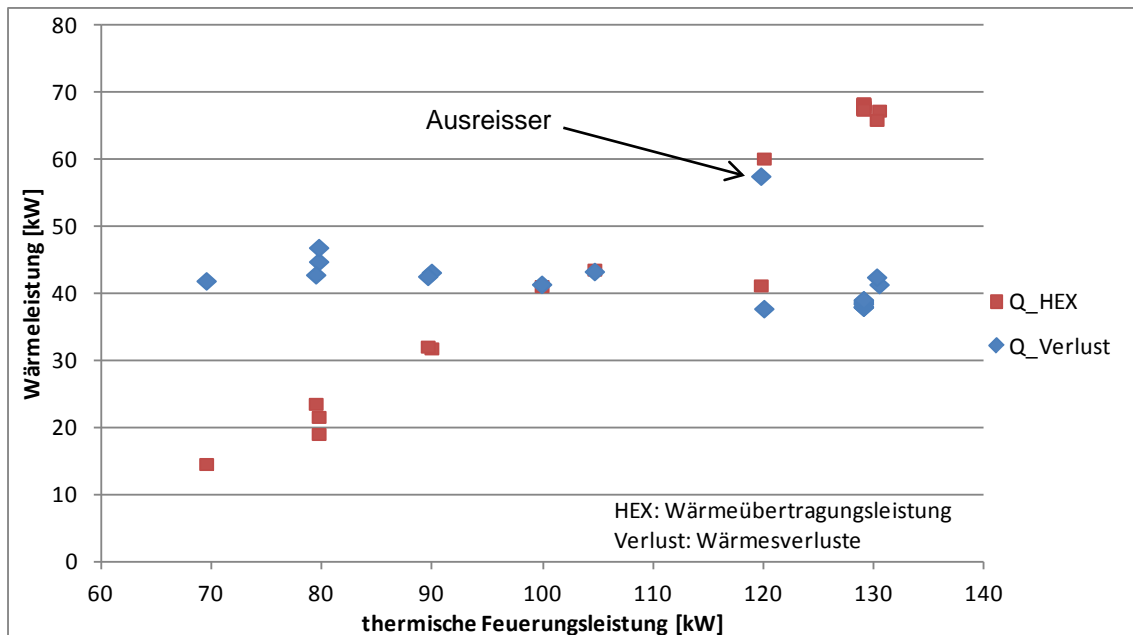


Abbildung 28: Wärmeleistungen in Bezug zur thermischen Leistung

Bei den Versuchen wurde die Prozessluft zunächst auf die beiden Rohrreihen rechts und links aufgeteilt. Da die Feuerungsleistung und der Luftmassenstrom begrenzt waren, wurde zur Erhöhung der Luftgeschwindigkeit im Tauchrohr auch ein Versuch mit nur einer durchströmten Rohrreihe (rechts) durchgeführt. Um die Testergebnisse vergleichen zu können, sind sie alle auf nur eine Rohrreihe bezogen.

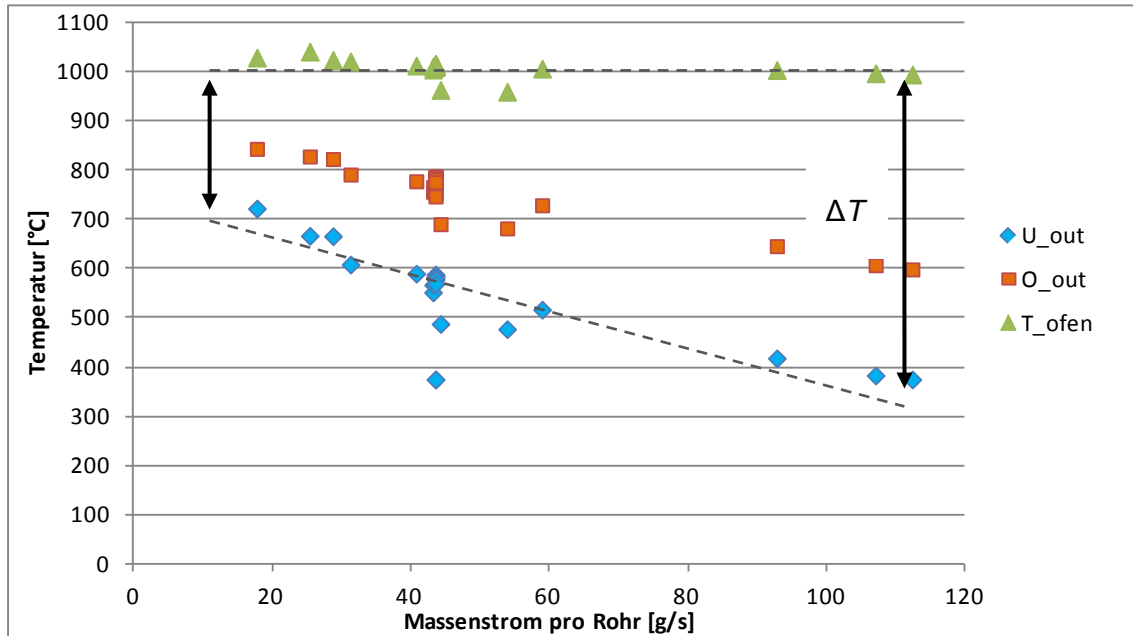


Abbildung 29: Luftaustrittstemperaturen in Abhängigkeit des Luftmassenstroms

In Abbildung 29 sind die Luftaustrittstemperaturen aus den Tauchrohren aufgetragen. U_{out} ist die Austrittstemperatur nach dem ersten Rohrdurchgang unten, O_{out} diejenige nach dem zweiten oben. Zusätzlich ist die über die drei Brennkammertemperaturmessungen gemittelte Brennkammertemperatur aufgetragen. Bei Luftmassenströmen über 90 g/s ist nur die rechte Rohrreihe in Betrieb.

Es zeigt sich, dass hohe Lufttemperaturen nur bei geringem Massenstrom erreicht werden. Dabei ist ersichtlich, dass je höher die Temperatur nach dem ersten Rohrdurchgang ist, desto weniger gross ist der zusätzliche Temperaturgewinn im zweiten Rohrdurchgang. Dies ist physikalisch durch die kleinere treibende mittlere Temperaturdifferenz erklärbar.

Dass eine hohe Austrittstemperatur bzw. ein tiefer Massenstrom eine niedrigere Wärmeleistung zur Folge hat, ist in Abbildung 30 ersichtlich. Es ist dabei die Wärmeübertragungsleistung einer Rohrreihe (Q_{tot}) sowie nur des ersten Rohrdurchgangs (Q_U) aufgetragen.

Rohr- und Flächenspezifische Wärmeleistung

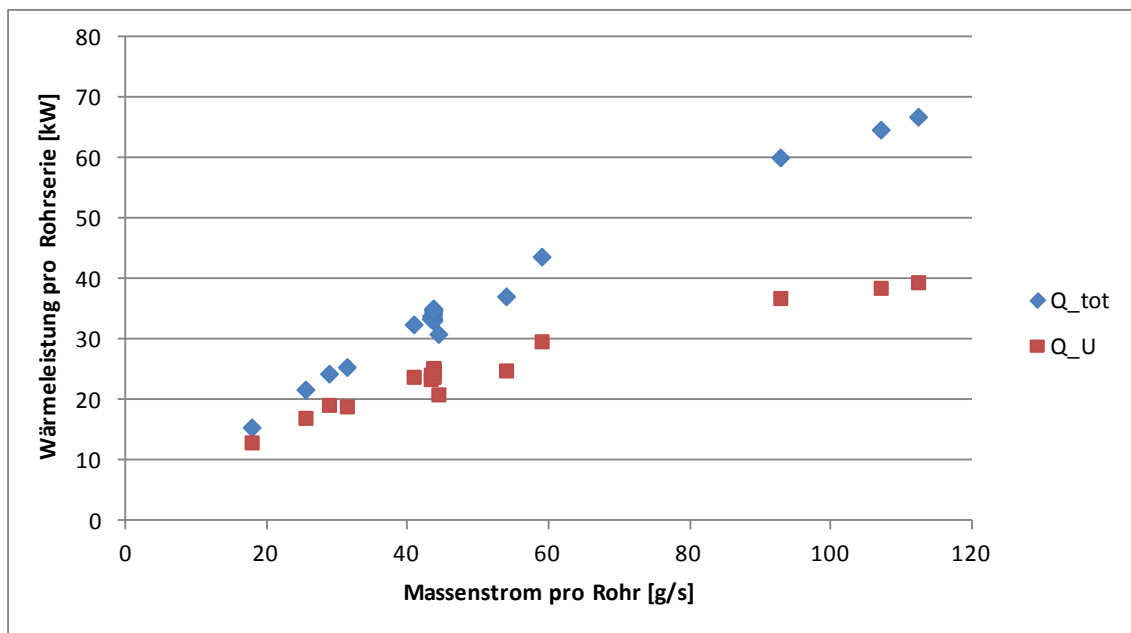


Abbildung 30: Wärmeübertragungsleistung einer Rohrreihe

Q_U : Erstes Rohr, Q_{tot} : Summe beider Rohre

Die flächenspezifische Wärmeleistung wird für die Auswertungen auf die Aussenfläche des Tauchrohres bezogen. In Abbildung 31 ist die spezifische Wärmeleistung in Bezug zum Massenstrom aufgetragen (" $q_{spez U}$ " für das erste Rohr, " $q_{spez O}$ " für das zweite Rohr). Die spezifische Wärmeleistung steigt mit zunehmendem Massenstrom an.

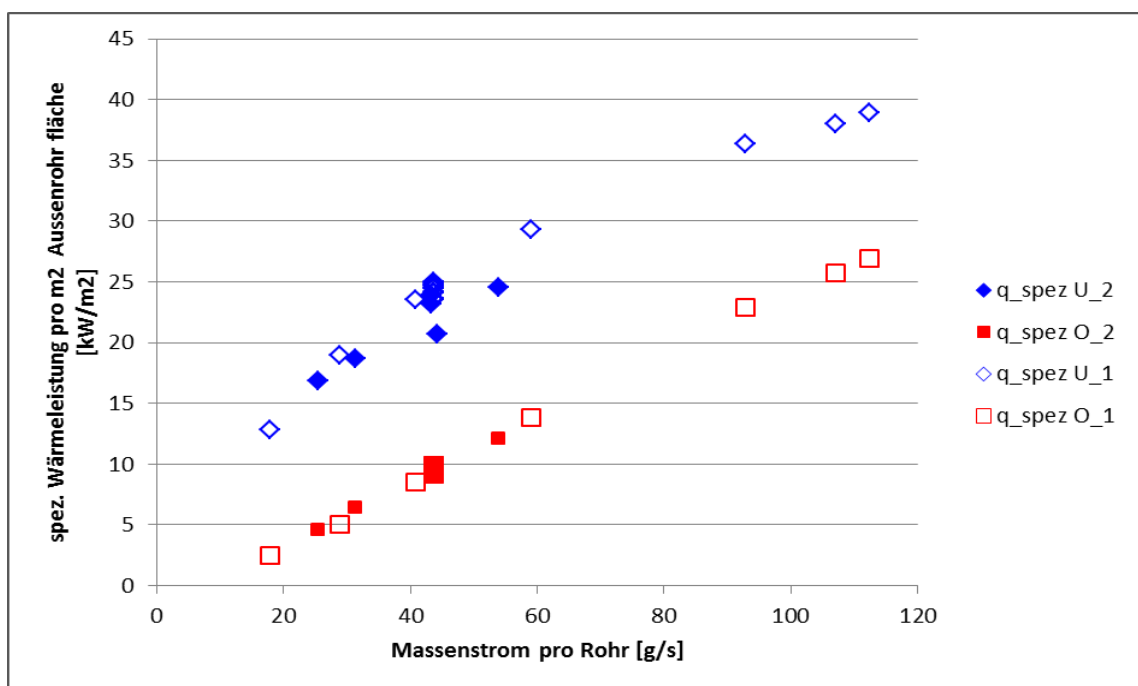


Abbildung 31: Spezifische Wärmeleistung in Abhängigkeit des Luftmassenstroms;

(U: Untere Rohre, O: Obere Rohre, 2: Zwei Rohrreihen in Betrieb, 1: Eine Rohrreihe in Betrieb)

Effektiv übertragene Wärmeübertragungsleistung

Die Auswertung der Messresultate aus den Versuchsmessungen erfolgt mit sechs Messungen, welche bezüglich Feuerungsleistung, Luftmassenstrom und Anzahl parallel durchströmter Tauchrohre variieren. Beim Einsatz von nur einer Tauchrohrreihe erhöht sich die Luftgeschwindigkeit in den Rohren, was zu einer grösseren Re-Zahl und damit zu einer höheren Wärmeübertragungszahl führt.

Messung [Nr.]	P_{Feuerung} [kW]	$Q_{\text{Übertragung}}$ [kW]	Q_{Verlust} [kW]
1	100	41.3	41.5
2	90	31.9	43.5
3	130	66.1	42.8
4	105	43.7	43.6
5	90	32.2	42.9
6	130	68.5	38.3

Tabelle 11: Thermische Leistungen bei den Messungen

Für jede der Messungen erfolgte die Erstellung einer Energiebilanz. Mit dieser Energiebilanz wurden die übertragene Wärmeleistung ($Q_{\text{WÜ}}$) und der Wärmeverlust (Q_{Verlust}) bestimmt. Die Wärmeleistungen sind in Tabelle 11 dargestellt.

6.3. Vergleich der Messdaten mit der Modellrechnung

In einem nächsten Schritt wurde das erstellte Modell so angepasst, dass es die Versuchsbrennkammer physikalisch bestmöglich abbildet. Anhand diesem optimierten Modell kann anschließend die Auslegung für die benötigte Brennkammer inkl. Hochtemperaturwärmetauscher vorgenommen werden.

6.3.1. Eingaben im Simulationsmodell

Der Wärmeverlust wurde im Modell als Wärmeleitung durch die Brennkammerisolation modelliert. Für den Versuchskessel ergab sich eine Wärmeleitzahl von 0.5 W/mK. Diese liegt über den üblichen Wert für Faserkeramik von ca. 0.2 W/mK, was auf starken Verschleiss der Isolierung hindeutet.

Die Mantelflächen der Stützringe (Abbildung 32) wurden für die konvektive Wärmeübertragungsberechnung zur Oberfläche des Aussenrohres addiert. Dies erfolgt in der Annahme, dass die Stützringe durch die starke Wärmestrahlung des Aussenrohres auf die annähernd gleiche Materialtemperatur erhitzt werden.

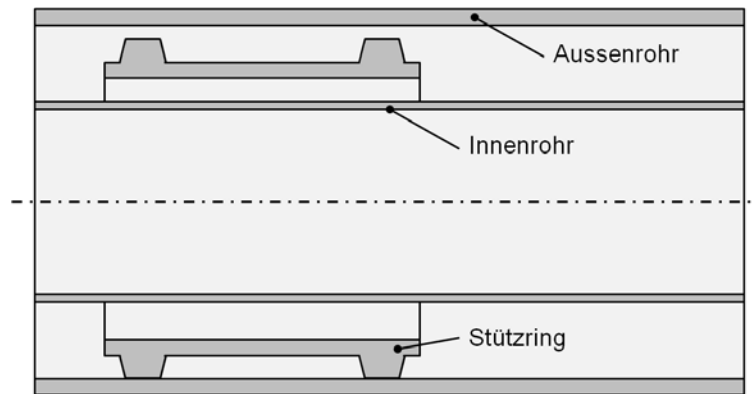


Abbildung 32: Aufbau des Tauchrohrs

Für die sechs Messpunkte wurden folgende Eingaben für die jeweilige Messung ins Modell eingegeben:

- Massenstrom Prozessluft
- Thermische Feuerungsleistung
- Luftüberschusszahl λ
- Umgebungstemperatur (= Eingangstemperatur der Prozess- und Verbrennungsluft)
- Umgebungsdruck
- Anzahl der Tauchrohrreihen

Der Vergleich der Modellrechnungen mit den Messwerten ist in Tabelle 12 dargestellt. Es zeigt sich, dass das Modell die entsprechenden Messungen mit einem Fehler von weniger als 10% abbildet. Bei Messung 5 macht sich der Einfluss der Messunsicherheit deutlich bemerkbar. Obwohl im Modell die Heisslufttemperatur höher ist als in der Messung, wurde mit dem Modell eine kleinere Wärmeübertragungsleistung berechnet.

In Tabelle 12 sind die prozentualen Abweichungen der Wärmeübertragungsleistung zwischen Modellrechnung und Messung dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass bei allen Messungen das Berechnungsmodell zu konservative Werte liefert. Ein möglicher Grund hierfür kann die Turbulenzbildung durch die Stützringe innerhalb des Rohrspaltes sein, welche in den Berechnungen nicht berücksichtigt werden kann, da dieser Faktor schwierig zu berechnen ist. Entsprechend wäre der Wärmeübertragungskoeffizient höher und somit auch die übertragene Wärmeleistung. Somit macht es durchaus Sinn, dass im Modell tiefere Werte erreicht wurden.

Nr.	$Q_{\text{Übertragung}}$ [kW]			T_{out} Heissluft [°C]			Q_{Verlust} [kW]		
	Messung	Modell	Δ^2 [%]	Messung	Modell	Δ [%]	Messung	Modell	Δ [%]
1	41.3	40.9	-1.0	790	777	-1.6	41.5	41.3	-0.5
2	31.9	32.4	+1.5	788	796	+1.0	43.3	41.6	-3.9
3	66.1	61.7	-6.6	618	580	-6.1	42.6	42.1	-1.2
4	43.7	41.5	-5.0	728	694	-4.7	43.6	42.5	-2.5
5	32.2	31.0	-3.7	735	743	+1.1	42.9	42.1	-1.9
6	68.5	63.8	-6.9	769	714	-7.2	38.3	41.1	+7.3

Tabelle 12: Vergleich der Modellrechnungen mit den Messungen

6.4. Erkenntnisse aus der Versuchsreihe

Die Versuche haben gezeigt, dass grundsätzlich eine Austrittstemperatur von > 830 °C möglich ist. Mit steigender Austrittstemperatur wird jedoch mehr Übertragungsfläche benötigt. Bei den Versuchen konnten Wärmeleistungen bis 70 kW realisiert werden. Hohe Austrittstemperaturen bei hohen Massenströmen können nur bei einer genügend grossen Anzahl Rohrdurchgängen erreicht werden.

Es zeigt sich, dass die Stützringe einen positiven Effekt auf die Wärmeübertragung haben. Daher ist zu überprüfen, ob im Hochtemperaturwärmeübertrager für die WKK-Anlage Turbulenzerzeuger eingesetzt werden können, ohne den Strömungsdruckverlust zu stark zu erhöhen.

Für die Validierung des Berechnungsmodelles war die Messkampagne erfolgreich. Das aktuelle Modell liefert jedoch etwas zu niedrige Werte für die Wärmeübertragung. Dies liegt wiederum daran, dass die realen Verhältnisse im Modell nicht exakt nachgebildet werden konnten. Geometrische Einflüsse, wie zum Beispiel die Stützringe, können numerisch nur durch enormen Aufwand hinreichend genau abgebildet werden. Die Abweichung zwischen Modell und Messung liegt bei allen Messreihen unter 10 %. Dabei wurde die Messunsicherheit noch nicht berücksichtigt.

² $\Delta \triangleq$ relative Abweichung in %, $(Q_{\text{Modell}} - Q_{\text{Messung}}) / Q_{\text{Messung}}$

6.5. Messunsicherheitsanalyse

Um die Abweichungen zwischen Modell und Messung besser einzuschätzen, wurde eine Messunsicherheitsanalyse durchgeführt.

Die Messgenauigkeit der Messkampagne hängt von folgenden Einflüssen ab:

- Thermoelemente
- Massenstrommesser
- Einfluss der Wärmestrahlung
- Messsignalumformer
- Abweichungen vom Messkonzept und Beschädigungen
- Leckagen
- Druckverluste
- Luftfeuchtigkeit
- weitere, nicht detektierte Messunsicherheiten

Im Rahmen dieser Messunsicherheitsanalyse werden nicht alle Einflüsse berücksichtigt, da einige Unsicherheitsgrößen nicht quantitativ erfasst werden konnten.

6.5.1. Thermoelemente

Es wurden 32 Thermoelemente des Typs K verwendet. Diese Thermoelemente haben eine Genauigkeit gemäss Hersteller von $\pm 1.5 \div 4$ K (im gewählten Messbereich).

6.5.2. Volumenstrommesser

Es wurde für die Kühlluftmenge in den WT-Rohren ein Volumenstrommesser des Typs USM 80 Elster Ultraschallmeter verwendet. Dieses Gerät hat einen Messbereich von 2.5 bis 350 m³/h. Es hat gemäss Hersteller bei Nenndurchsatz eine Genauigkeit von ± 1 % vom Bereichsendwert. Die Versuche fanden bei einem Drittel bis ganzem Nenndurchsatz statt. Der Messfehler kann also bis zu max. 3 % betragen

6.5.3. Einfluss der Wärmestrahlung

Da die Strahlung mit der vierten Potenz der Absoluttemperatur zunimmt, kann bereits ein kleiner Messfehler eine grosse Abweichung in der Auswertung hervorrufen. Die Temperatur der erzeugten Heissluft wurde im Krümmer ausserhalb der Brennkammer gemessen, wo der Strahlungsanteil gering ist. Diese Messunsicherheit ist schwierig zu fassen und wird aus diesem Grund nicht in die Fehlerrechnung miteinbezogen.

6.5.4. Signalumformer

Es wurden Messsignalumformer des Typs Adam Logger verwendet. Die Geräte sind thermisch kompensiert und gekapselt (EMV). Es kann von 0.5 % Genauigkeit (bezogen auf Umgebungstemperatur) ausgegangen werden.

6.5.5. Abweichungen vom Messkonzept und Beschädigungen

Die Wandtemperatur des HT-WT konnte nicht genau gemessen werden: Im Prüfstand wurden keramische Rohre verwendet, sodass die Messfühler nicht angeschweisst werden konnten und die geringe Wandstärke liess keine Bohrungen zu. Deshalb wurden die Messfühler mit einem Draht geklemmt. Einige Stellen lösten sich wegen der Temperaturdehnung oder wegen gebrochenen Drähten. Die Messung der Wandtemperatur wurde entsprechend nicht verwendet für die Verifikation des Simulationsmodells.

6.5.6. Leckagen

Im Prüfstand wurden keramische Rohre verwendet, sodass die Übergänge zur weiteren Verrohrung ausserhalb der Brennkammer gepresst und mit Dichtmasse gedichtet und nicht gasdicht geschweisst waren. Die Leckage wurde nicht gemessen und konnte somit auch nicht in die Messunsicherheitsanalyse miteinbezogen werden.

6.5.7. Fehlerfortpflanzung

Zur Übersicht sind die verwendeten Unsicherheiten für die weiteren Berechnungen tabellarisch aufgelistet. Die Unsicherheit der Temperatur hat nicht nur einen Einfluss auf die eigentliche Temperaturmessung, sondern auch auf die dichteabhängige Massenstrommessung.

Temperatur		Durchfluss	
Thermoelemente	1.5 ÷ 4 K	Volumenstrommesser	3 %
Signalumformer	0.5 %	Leckagen	0 %

Tabelle 13: rel. Messunsicherheiten im Versuchsbrenner

Aus den einzeln ermittelten Messunsicherheiten wurde für jede Messreihe (1-7) eine kumulierte Messunsicherheit (Gesamtmessunsicherheit bzw. Fehlerfortpflanzung³) gemäss Formel 6-1 ausgerechnet.

$$u_y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)^2 * u_1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2}\right)^2 * u_2 + \dots} \quad 6-1$$

Nachfolgende Tabelle beinhaltet die übertragene Wärmeleistung Q° an das Fluid inkl. Messunsicherheit. Für das bessere Verständnis wurden neben den absoluten Messunsicherheiten u auch die relativen Messunsicherheiten ξ in % angegeben.

³ Fehlerfortpflanzung nach Gauss

Messung	Q° [kW]	u_{wahrsch} [kW]	ξ_{wahrsch} [%]
1	41.3	± 1.3	± 3.3
2	31.9	± 1.0	± 3.3
3	66.1	± 2.0	± 3.3
4	43.7	± 1.4	± 3.3
5	32.2	± 1.0	± 3.3
6	68.5	± 2.1	± 3.3

Tabelle 14: Messunsicherheiten für die übertragene Wärmeleistung an die Luft

Aus Tabelle 14 ist ersichtlich, dass die relative Messunsicherheit für alle Messreihen praktisch identisch ist, nämlich ca. 3.3 %.

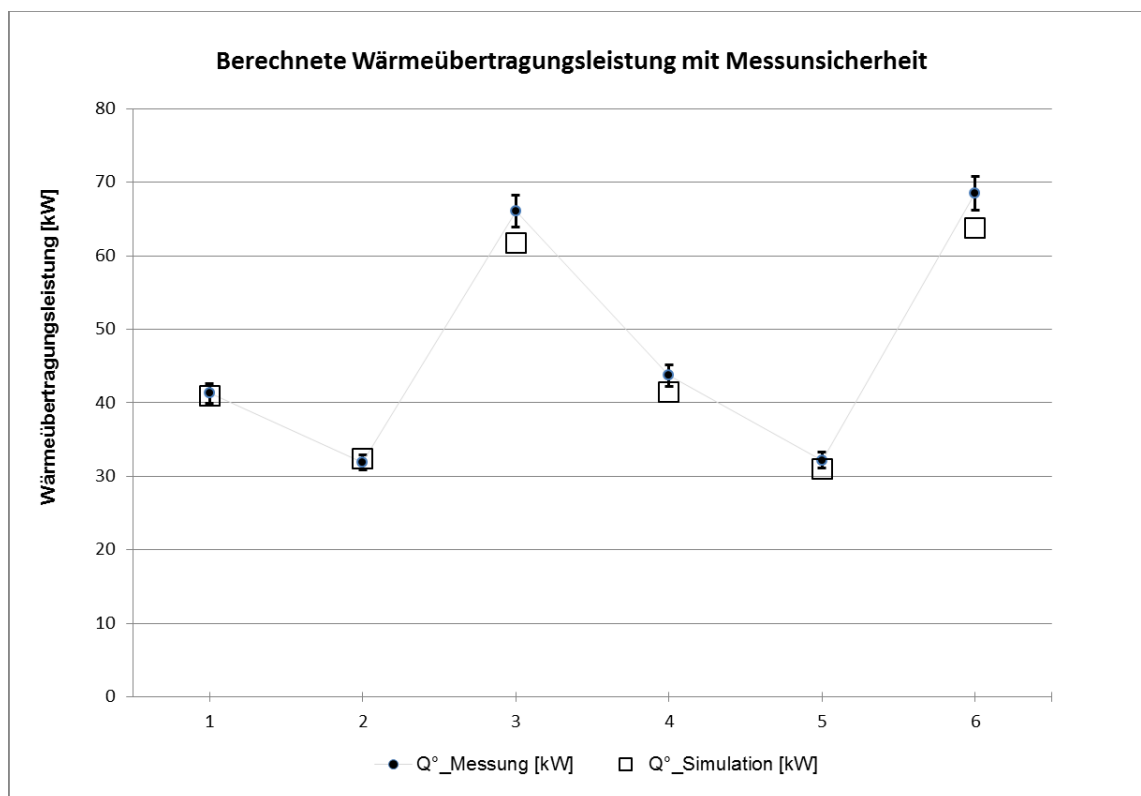


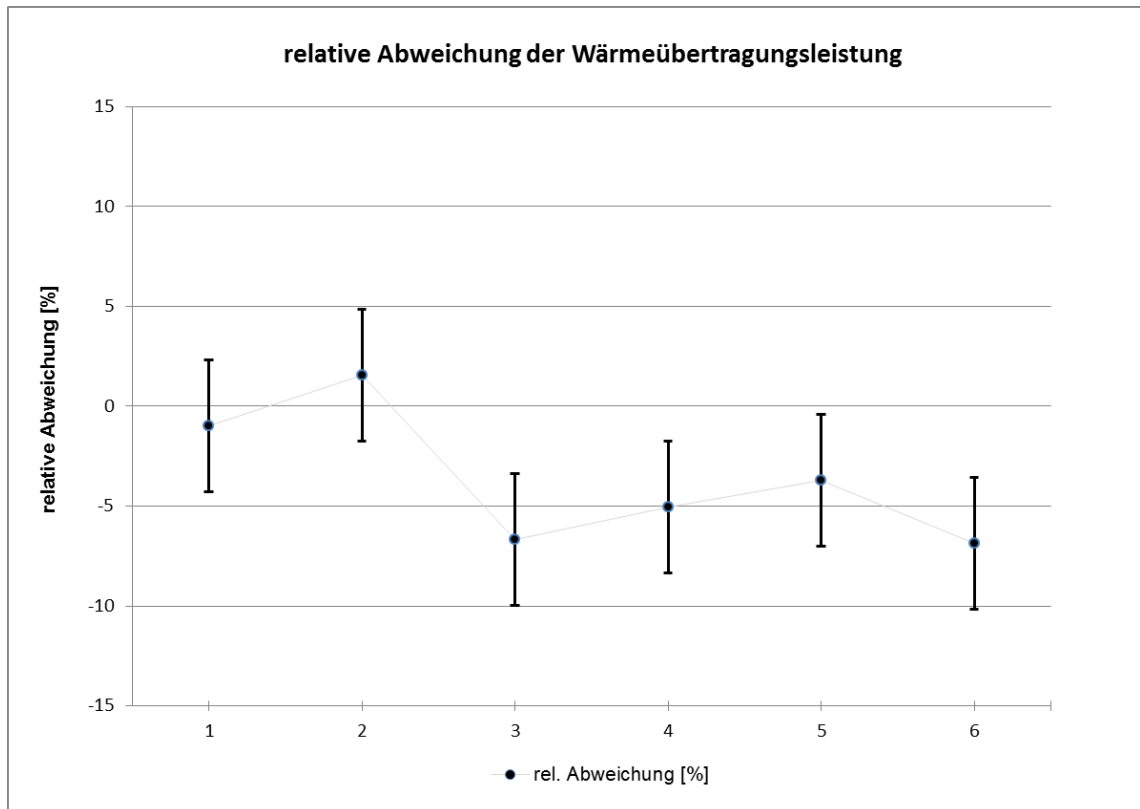
Abbildung 33: berechnete Wärmeübertragungsleistung, ± 3.3 % Messunsicherheit

Die berechneten Wärmeübertragungsleistungen stimmen innerhalb der Messunsicherheit nicht überall mit den Modellrechnungen überein. Dies weist darauf hin, dass noch weitere Messunsicherheitsfaktoren mitberücksichtigt werden müssen.

Mögliche Unsicherheiten wären:

- Geometrisch detaillierte Modellierung der Brennkammer
- Positionierungsgenauigkeit der Thermoelemente
- Einfluss der Wärmestrahlung

Auf Abbildung 34 sind die relativen Abweichungen zwischen Messung und Modell dargestellt.



*Abbildung 34: relative Abweichung der Wärmeübertragungsleistung
zwischen Modell und Messung inkl. 3.3 % Messunsicherheit*

Die Modellierung weist noch Verbesserungspotential auf. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass mit dem erstellten Modell die physikalischen Eigenschaften der untersuchten Brennkammer unter 15 % Genauigkeit abgebildet werden. Dies genügt für eine Abschätzung bzw. erste Auslegung.

6.5.8. Erweiterte Messunsicherheit der Heisslufttemperaturen

Für die Messung der Prozesslufttemperaturen wurden die Thermoelemente mittels Tauchhülsen in die Tauchrohre geführt. Ziel war es die effektiven Ein- und Austrittstemperaturen zu messen und eine Verfälschung durch Wärmeverluste bei der Tauchrohranbindung zu vermeiden (Abbildung 35). Die Thermoelemente wurden mit ihrer vollen Länge von 510 mm in die Tauchrohre eingeschoben. Damit lag die Position der Spitzen ca. 25 mm innerhalb der Isolation, von der Brennkammer aus.

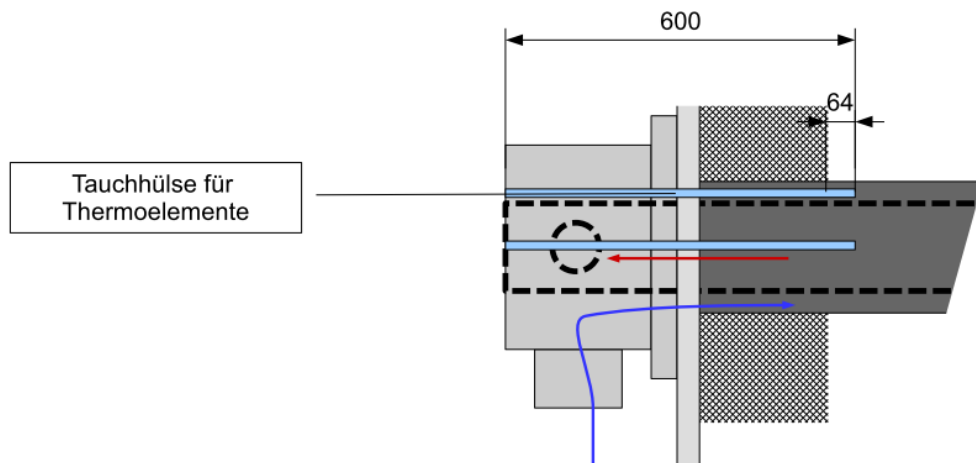


Abbildung 35: Anordnung der Thermoelemente in den Tauchrohren

Abbildung 36 zeigt die derart gemessenen Lufttemperaturen über der Messzeit. Während der einstündigen Aufheizphase der Brennkammer strömt noch keine Prozessluft durch die Tauchrohre, weshalb alle Temperaturen relativ gleichmässig verlaufen. Nach Einschalten der Prozessluft sinken die gemessenen Temperaturen entsprechend ihrer Position ab. Linke und rechte Seite zeigen jeweils etwa gleiche Temperaturen, was auf eine gute Verteilung der Luft auf die beiden Rohrreihen schliessen lässt. Die gemessenen Lufteintrittstemperaturen (LU_in, RU_in) entsprechen jedoch nicht der tatsächlichen Temperatur, die bei Raumtemperatur liegen sollte. Besonders gegen Ende des Tests, als die höchsten Luftaustrittstemperaturen erreicht wurden, liegen die Eintrittstemperaturen mit 550 °C weit über der in der Luftzufuhrleitung gemessenen Temperatur von 32 °C. Diese grossen Abweichungen werden durch die massive Wärmestrahlung der glühenden Tauchrohre auf die Temperaturmesstauchhülsen verursacht.

Zur Überprüfung dieser Aussage wurden einige Thermoelemente schrittweise aus der Tauchhülse herausgezogen (Abbildung 37). Position 0 mm entspricht 510 mm eingeschoben (Messposition Abbildung 36). Es ist ersichtlich, dass ab der Position -200 mm die Temperaturen unverändert bleiben und die Austrittstemperatur von "Rechts Unten" der Eintrittstemperatur von "Rechts Oben" entspricht. Die Lufteintrittstemperatur wird mit 150 °C aber immer noch zu hoch gemessen. Auch dies kann auf den Strahlungseinfluss des heißen Tauchrohrinnenrohrs auf die Tauchhülse im Rohrspalt zurückgeführt werden.

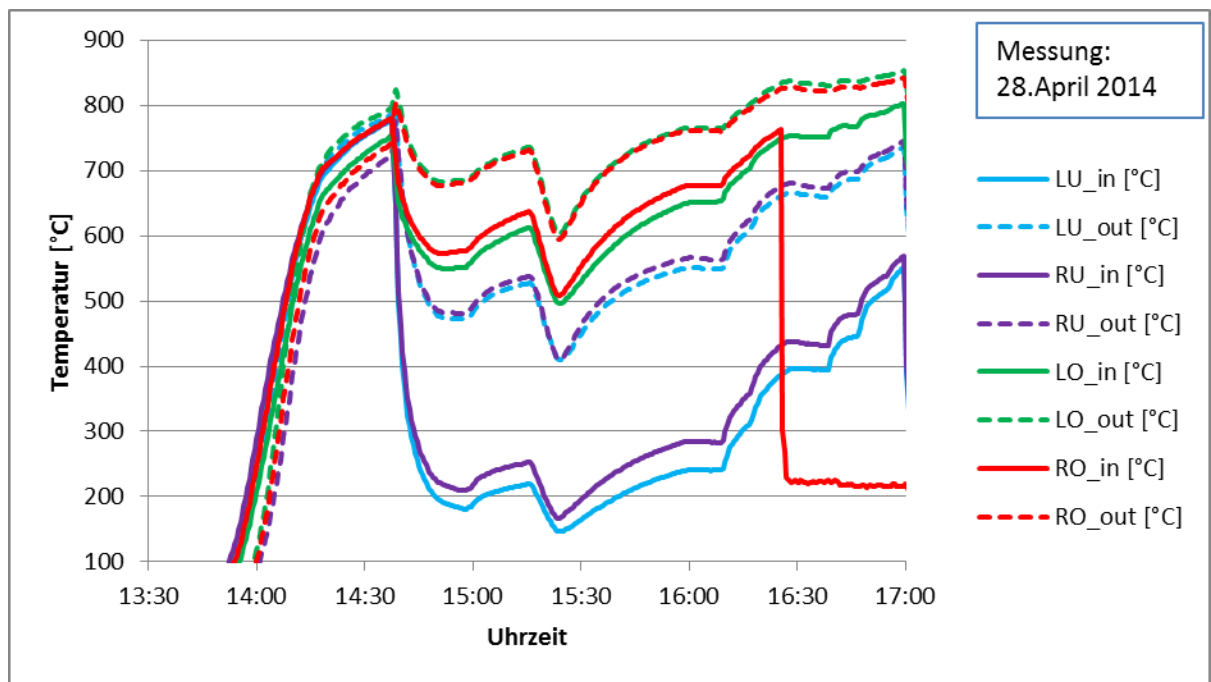


Abbildung 36: In den Tauchhülsen gemessene Ein- und Austrittstemperaturen der Luft (RO_in war am Ende defekt)

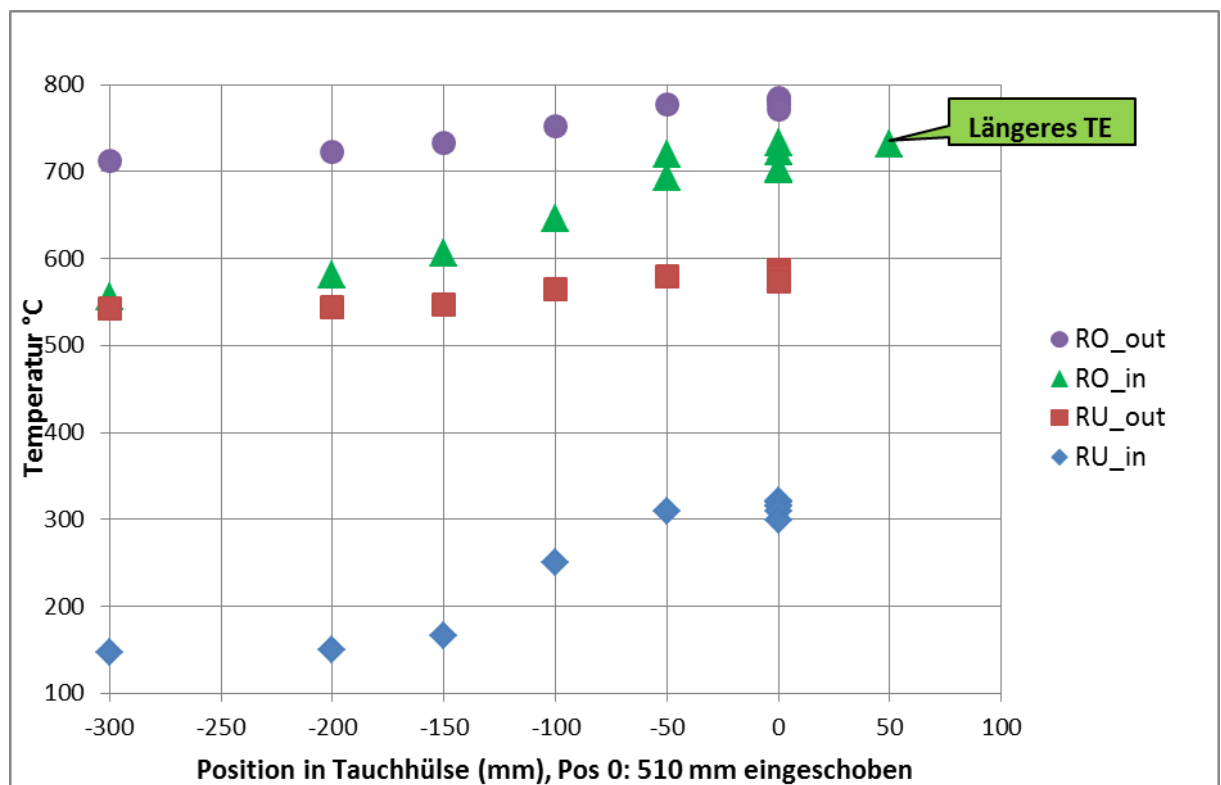


Abbildung 37: Thermoelement-Traversierung in den Tauchhülsen (Länge TE: 510 mm). TE RO_in ist länger und kann bis an das Ende der Tauchhülse eingeschoben werden.

6.6. Auslegung des Hochtemperaturwärmetauschers

Für die Basisvariante des Mikro-GT-BHKW wird anhand des HTWT-Modells aus Kapitel 6.1 eine Auslegung vorgenommen. Aufgrund der Validierungsergebnisse kann die Funktion des Modells gutgeheissen werden.

Für die Auslegung wurden folgende Parameter berücksichtigt:

- T_{ein} Prozessluft: 680 °C
- T_{aus} Prozessluft: 840 °C
- T_{ad} : 1388°C, bei $\lambda = 2.04$
- Brennstoffleistung trocken 253.1 kW
- Wärmeverlust des Kessels: $k = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$

Die Berechnungsgrundlagen, sowie das Schema sind in Kapitel 6.1 ersichtlich.

Für die Auslegung wird die Tauchrohrvariante gemäss Abbildung 25 verwendet mit den Durchmessern 125 mm bzw. 80 mm.

Die Anzahl Rohre und deren Länge, welche für die notwendige Wärmeübertragung in Serie bzw. parallel geschaltet werden müssen, wurden mittels Berechnungen bestimmt. In Tabelle 15 sind die Ergebnisse der Berechnung dargestellt.

Anzahl Rohre parallel	5
Anzahl Rohre in Serie	3
Anzahl Rohre total	15
Rohrlänge [m]	1.0
Wärmeleistung [kW]	87.1
Max. Rohrwandtemperatur [°C]	879
Spez. Wärmeleistung* [kW/m ²]	14.8
Wärmeverluste [kW]	7.4
Brennkammertemperatur [°C]	1012

* bezogen auf die Fläche des Aussenrohres → Wärmestromdichte

Tabelle 15: Auslegung des HTWT für die Basisvariante

In Abbildung 38 ist der Temperaturverlauf der Prozessluft im HTWT über die Länge dargestellt. Es ist ersichtlich, dass im ersten Tauchrohrdurchgang, aufgrund des grössten treibenden Temperaturgefälles, am meisten Wärme übertragen wird.

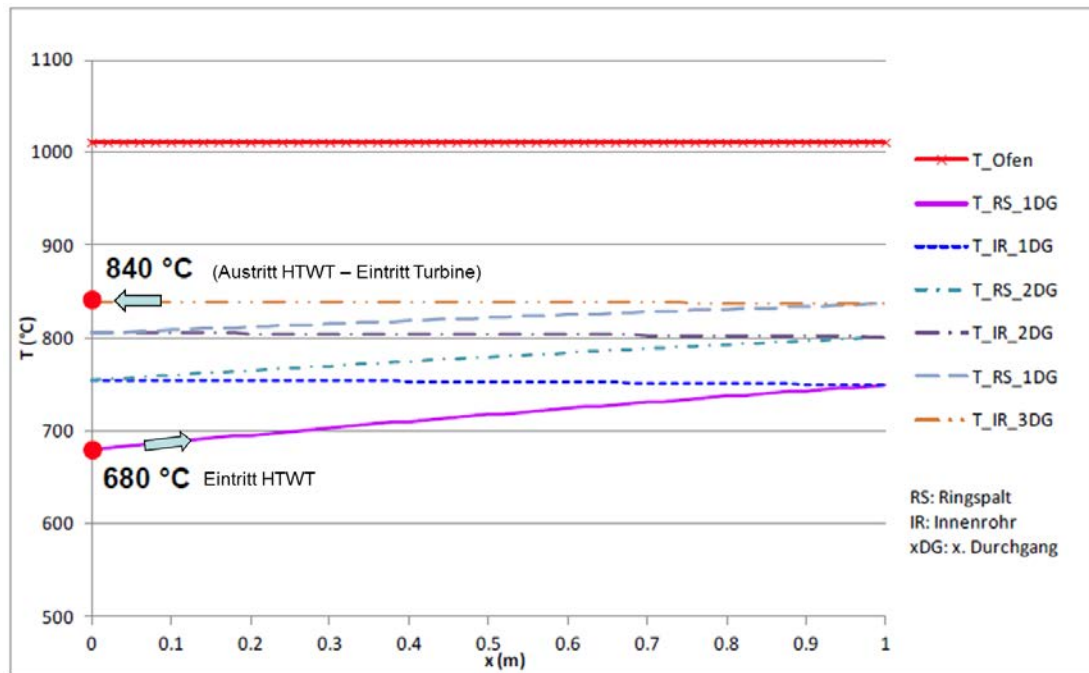


Abbildung 38: Temperaturverlauf der Prozessluft bei der Basisvariante

Der grosse Vorteil der Tauchrohrkonstruktion liegt in der hängenden Anordnung im Kessel. Dies ermöglicht eine problemlose Wärmeausdehnung der Tauchrohre und die Prozessluftanschlüsse befinden sich auf der gleichen Seite des Kessels. Die berechnete maximale Oberflächentemperatur liegt bei 879°C . Der derzeit geplante Werkstoff Inconel C ist bis zu einer mittleren Wandtemperatur von 975°C zugelassen. Somit weisen die berechneten Werte noch Reserven von ca. 95 K auf.

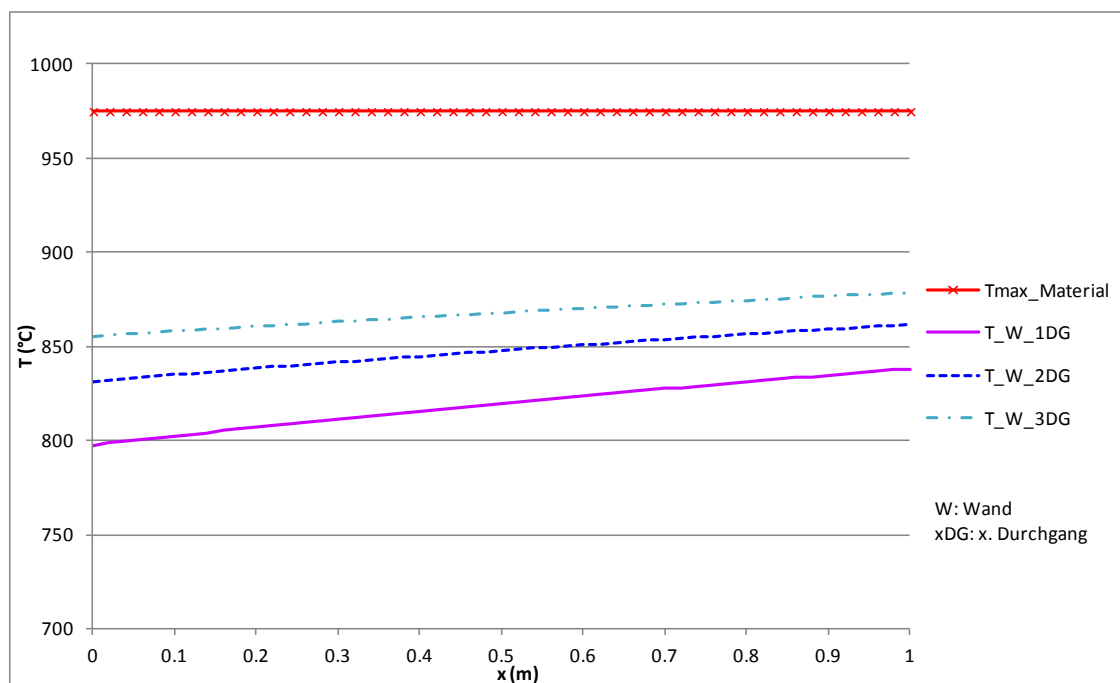


Abbildung 39: Berechnete Wandtemperaturen der Tauchrohre

In Abbildung 39 sind die berechneten Wandtemperaturen der Tauchrohre dargestellt. Da die Biot-Zahl⁴ für die Tauchrohre ~ 0.01 beträgt, kann mit einer konstanten Materialtemperatur über die Wanddicke gerechnet werden. Der 3. Durchgang wird aufgrund der höheren Prozesslufttemperatur thermisch am stärksten belastet.

Für die Basisvariante wird beim HTWT mit einer rechnerischen Temperaturreserve von 95 K geplant. Die Reserve ist notwendig, da die Oberflächentemperaturen der Simulation bei den Versuchen nicht validiert werden konnten. Somit dienen die Reserven als Sicherheitsmarge zwischen den Simulationen mit deren Annahmen und der zu bauenden Prototypanlagen. Die Simulationen gehen von einer homogenen Temperaturverteilung des Verbrennungsgases über den Rohrumfang sowie entlang der Rohre in der Sekundärbrennkammer aus. Diese Annahmen der Temperaturverteilungen werden in der Praxis nicht vollständig erreicht. So wurde beim Versuchskessel ein Temperaturanstieg (~ 100 K) entlang der Kessellängsachse gemessen (siehe Abbildung 26). Diese Inkonsistenz mit den Annahmen könnte lokal höhere Oberflächentemperaturen an den Tauchrohren zur Folge haben. Aus diesem Grund sind für die Prototypanlage die Temperaturreerven eingeplant.

6.7. Erkenntnisse aus den Versuchsreihen und der Simulation

Als Wärmetauscher wird die Tauchrohrvariante vorgeschlagen, weil diese Variante auch im Versuchskessel zur Verfügung stand. Die Tauchrohre werden im Kessel integriert, wodurch die Wärmeübertragung durch Konvektion und Strahlung erfolgt. Mit einem 2D-Simulationstool wurde die Luftherwärmung in diesen Tauchrohren simuliert und validiert.

In einer Messkampagne erfolgte die Messung der Wärmeübertragung auf Tauchrohre in einem Erdgaskessel. Anhand der Messergebnisse wurde das Simulationsmodell validiert. Die Validierung zeigte Übereinstimmungen innerhalb von 10% Abweichung.

Mit dem Simulationstool wurde für die Basisvariante eine Auslegung durchgeführt. Die Berechnungen ergaben für eine Austrittstemperatur von $840\text{ }^{\circ}\text{C}$ aus dem HTWT eine Anordnung von 5 Tauchrohren parallel und jeweils 3 in Serie (total 15) mit einer Rohrlänge von je 1 m. Die berechnete Oberflächentemperatur beträgt maximal $879\text{ }^{\circ}\text{C}$. Es besteht somit eine Temperaturreserve von 95 K zur zugelassenen Werkstofftemperatur für Druckanwendungen. Da bei der Messkampagne die Oberflächentemperatur nicht validiert werden konnte, wird diese Temperaturreserve für die Erstanlage nicht weiter reduziert.

⁴ Verhältnis von Wärmeleitwiderstand zu Wärmeübergangswiderstand; Bei $Bi \sim 0.01$ ist der Wärmeleitwert verhältnismässig klein bzw. die Wärmeleitfähigkeit gross, sodass es im Material/Rohr näherungsweise keine Temperaturunterschiede gibt.

7. Wirtschaftlichkeit

7.1. Vorgehensweise

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit wurden die drei Varianten der Szenarien (vgl. 4.3) berücksichtigt und die Berechnungen entsprechend für jedes Szenario durchgeführt. Die Vorgehensweise ist in Abbildung 40 schematisch dargestellt. Die mit Hilfe der Simulationen erzeugten Parameter Brennstoffleistung, el. Wirkungsgrad und thermischer Wirkungsgrad wurden dazu verwendet, die relevanten Betriebsparameter Brennstoffbedarf, Stromproduktion und Wärmeproduktion sowie sich daraus ergebende Größen (z. B. Ascheanfall) zu berechnen. Aus dem durch Wirkungsgrade, Leistung und Betriebsstunden gegebenen Einspeisetarif (KEV) sowie der angenommenen Vergütung für Wärme, ergeben sich Strom- und Wärmeertrag, deren Summe der Jahresertrag ergibt.

Die Kosten wurden in drei Kostenarten untergliedert (vgl. Abbildung 40). Die Investitionskosten wurden mit der Amortisationszeit und dem Kapitalzins in jährlich konstante Zahlungen (Annuität) überführt. Die bedarfsgebundenen Kosten ergeben sich aus den Brennstoffkosten und den Kosten für die Ascheentsorgung. Kosten für Personal, Versicherung, Wartung und Instandhaltung bilden die betriebsgebundenen Kosten. Die Summe der drei Kostenarten entspricht dem jährlichen Aufwand, der zusammen mit den Erträgen einen jährlichen Gewinn bzw. Verlust verursacht.

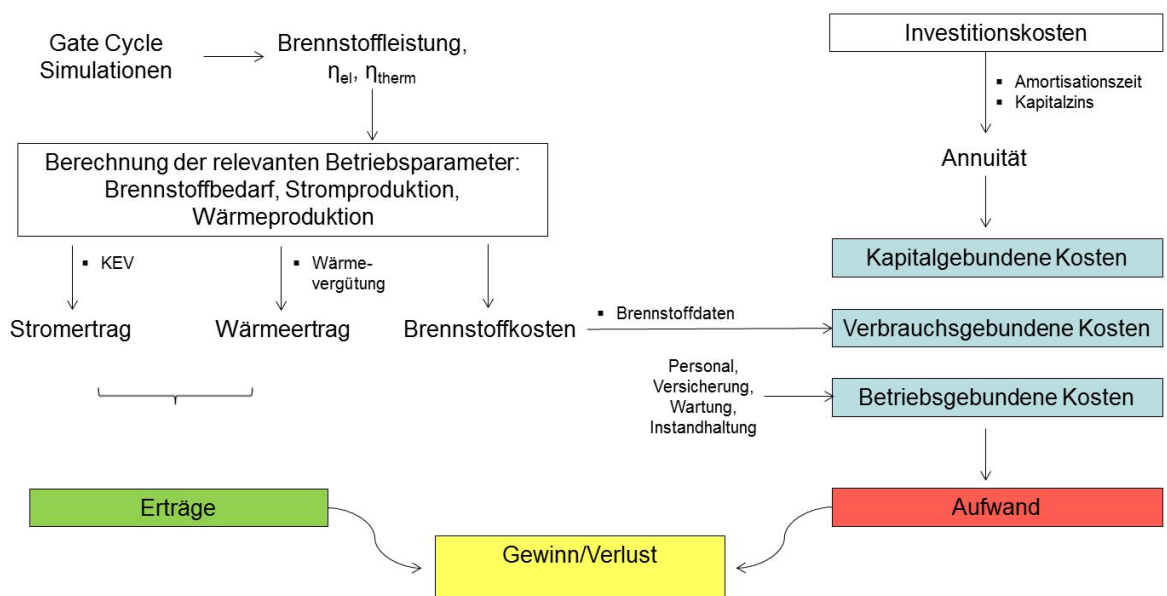


Abbildung 40: Schematische Darstellung der Vorgehensweise bei der Gewinn- und Verlustrechnung in Anlehnung an VDI 2067

Um verschiedene Prozessvarianten miteinander vergleichen zu können, wurden neben dem Jahresgewinn die mittleren Stromgestehungskosten (levelized cost of electricity, LCOE) herangezogen. Diese wurden mit Gleichung 7-1 nach [8] berechnet und in der Auswertung in Relation zum Einspeisetarif gesetzt.

$$LCOE = \frac{A_k + A_v + A_b - A_{E,W}}{P_{E,netto}}$$

7-1

<i>LCOE</i>	<i>levelized cost of electricity, CHF/kWh;</i>
A_k	Annuität der kapitalgebundenen Kosten, CHF/a;
A_v	Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten, CHF/a;
A_b	Annuität der betriebsgebundenen Kosten, CHF/a;
$A_{E,W}$	Annuität des Wärmeertrages, CHF/a;
$P_{E, netto}$	Stromproduktion netto, kWh/a.

Um den Einfluss verschiedener Parameter wie Jahresvolllaststunden, Investitionskosten, Wärmevergütung, Brennstoffpreis, etc. auf den Jahresgewinn zu untersuchen, wurden diese in einer Sensitivitätsanalyse variiert. Dadurch können jene Parameter mit dem stärksten Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit identifiziert und daraus Optimierungen gezielt vorgenommen werden.

7.2. Systemgrenzen

Das zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit betrachtete System mit seinen Systemgrenzen ist in Abbildung 41 dargestellt. Das System beinhaltet alle Kosten und Erlöse der Strom- und Wärmeerzeugung aus Holzschnitzeln von der Brennstoffbereitstellung bis zur Entsorgung der Asche. Nicht enthalten und damit ausserhalb der Systemgrenzen liegen Grundstückskosten und Baukosten für Gebäude. Ebenso ausserhalb liegen die Stromeinspeisung und die Wärmeverteilung. Wird nicht die gesamte Abwärme verkauft, liegt der ungenutzte Anteil ausserhalb des Systems. In den betrachteten Prozessvarianten wurde von einer vollständigen Wärmenutzung ausgegangen. Um den Einfluss der Wärmenutzung zu untersuchen, wurde dieser Fall jedoch ebenfalls abgebildet.

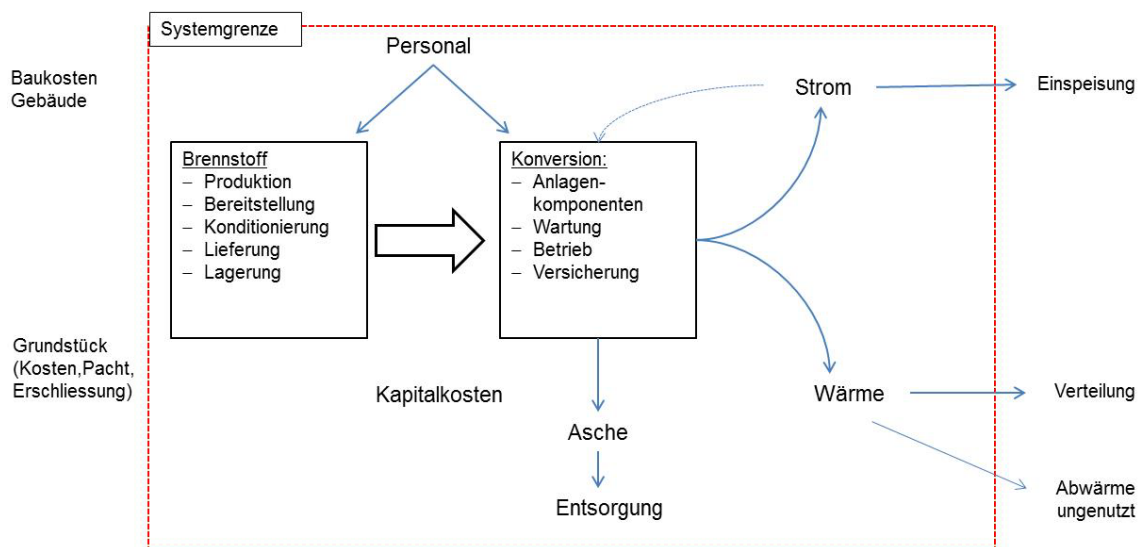


Abbildung 41: Schematische Darstellung des in der Wirtschaftlichkeitsanalyse betrachteten Systems mit seinen Systemgrenzen
in Anlehnung an [9]

7.3. Grundlagen der Berechnung

Die der Wirtschaftlichkeitsrechnung zu Grunde gelegten Daten und Annahmen sind in Tabelle 16 aufgelistet. Die Investitionskosten (IK) basieren auf belastbaren Angeboten und Erfahrungswerten (Robert Stucki, Acrona). Es handelt sich dabei um IK für eine Folgeanlage. Die Prozessdaten stammen, wie in 7.1 beschrieben aus Simulationen und die Betriebsparameter aus eigenen Berechnungen. Die übrigen Daten sind v. a. Annahmen und Standardwerte, die der Literatur entnommen wurden.

Parameter	Wert/Anmerkung	Quelle
Investitionskosten	594'900 CHF (Folgeanlage)	R. Stucki
Prozessdaten	Marrella, A. & Winkler, D. (2015)	Simulation
Betriebsparameter	vgl. Tabelle 17	Berechnung
Stromvergütung	36 Rp./kWh (Grundvergütung plus Holzbonus)	KEV
Wärmevergütung	8 Rp./kWh	[10]
Brennstoffkosten	5 Rp./kWh	Annahme
Volllaststunden	8'000 h	R. Stucki
Heizwert, Aschegehalt	18.6 MJ/kg(wf), 0.55 %	[11]
Ascheentsorgung	ca. 120 CHF/t	[12]
Versicherung	1 % der IK	[13], [14]
Wartung & Instandhaltung	W&I Wärmeerzeugung 3-4 % der IK	[15]
Personalkosten	0.1 Mitarbeiterjahre (Zentralheizungen, kommerzielle Nutzung)	[8]

*Tabelle 16: Die zur Wirtschaftlichkeitsberechnung
zu Grunde gelegten Daten und Annahmen*

Da es sich bei der untersuchten Anlage um ein Konzept handelt, welches sich im Forschungs- und Entwicklungsstadium befindet, sind Aussagen zur Wirtschaftlichkeit dadurch erschwert, dass nur wenige Erfahrungswerte vorliegen. Bis jetzt ist nur eine vergleichbare, in Betrieb befindliche Anlage bekannt (vgl. [10]). Die Qualität der in die Berechnung eingeflossenen Daten kann im Allgemeinen jedoch als gut bewertet werden. Die Gründe dafür liegen v. a. in der praxisnahen Erhebung der Investitionskosten. Standardwerte für die betriebsgebundenen Kosten fallen aufgrund des relativ niedrigen Anteils am Gesamtaufwand weniger stark ins Gewicht. Investitionskosten und verbrauchsgebundene Kosten machen gemeinsam ca. 80 % des jährlichen Aufwan-

des aus (vgl. Abbildung 42). Da die verbrauchsgebundenen Kosten hauptsächlich aus den Brennstoffkosten bestehen, bleiben diese ein Unsicherheitsfaktor, da sich Brennstoffkosten je nach Standort und Projekt sehr stark unterscheiden können. Daher wurde bzgl. der Brennstoffkosten eine eher konservative Annahme getroffen, in dem 5 Rp./kWh anstatt 4.4 Rp./kWh [16] verwendet wurden.

Prozessvariante	mit VeLuVo	ohne VeLuVo, ↑Brennstoffleistung	ohne VeLuVo, ↑ η_{WT}
Brennstoffleistung [kW]	237.1	272.2	242.3
η_{el} [%]	20.3	17.8	20.0
η_{therm} [%]	67.0	71.2	67.7
η_{ges} [%]	87.3	89.0	87.7
P_{el} [kW]	48.2	48.4	48.5
P_{therm} [kW]	158.9	193.8	164.1
Stromproduktion [kWh]	346'545	348'852	348'912
Wärmeproduktion [kWh]	1'270'856	1'550'451	1'312'297

Tabelle 17: Betriebsdaten der drei simulierten Prozessvarianten mit und ohne Verbrennungsluftvorwärmer (VeLuVo)

7.4. Ergebnisse

7.4.1. Gewinn- und Verlustrechnung

Die Ergebnisse der Gewinn- und Verlustrechnung sind in Tabelle 18 dargestellt. Die Berechnungen für alle drei Prozessvarianten führten zu einem positiven Jahresergebnis. Die Variation einiger weniger Komponenten führte dazu, dass sich die Jahresgewinne in der Höhe unterscheiden. Gegenüber dem Ergebnis von Variante 1 (25'821 CHF), kann der Gewinn bei Variante 2 mit 37'775 CHF um 46 % gesteigert werden. Der Unterschied zwischen Variante 1 und 3 ist hingegen weitaus geringer (ca. 10 %). Die Differenzen sind bemerkenswert, da Variante 2 im Vergleich einen um 2.2 % - 2.6 % geringeren el. Wirkungsgrad aufweist, gleichzeitig jedoch den höchsten Gewinn erzielt. Da die Produktion von Elektrizität in allen Varianten gleich ist, liegt der Grund dafür im Koppelprodukt Wärme, da nur Wärme und Strom Erträge liefern. Damit in allen Varianten die gleiche el. Leistung erreicht werden kann, musste in Variante 2 und 3 der Wegfall des VeLuVo's durch eine höhere Brennstoffleistung bzw. bessere Wärmetauscherwirkungsgrade

ausgeglichen werden. Die höhere Brennstoffleistung führte zu einer höheren Abwärme und in Folge dessen zu einem höheren Wärmeertrag.

	Parameter	Einheit	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Kapital- gebundene Kosten	Investitionskosten	CHF	594'900	576'900	591'420
	Kapitalzins	%	3	3	3
	Abschreibungsdauer	a	10	10	10
	Annuität	CHF/a	69'740	67'630	69'332
	spezifisch	CHF/kWh _{el}	0.201	0.194	0.199
Verbrauchs- gebundene Kosten	Brennstoffkosten	Rp./kWh	5	5	5
	Brennstoffkosten	CHF/a	94'840	108'880	98'440
	Entsorgungskosten Asche	CHF/t	120	120	120
	Entsorgungskosten (Asche)	CHF/a	228	261	236
	Summe	CHF/a	95'068	109'141	96'920
	spezifisch	CHF/kWh _{el}	0.274	0.313	0.278
Betriebs- gebundene Kosten	Mitarbeiter	Anzahl	0.1	0.1	0.1
	Gehalt	CHF/a	120'000	120'000	120'000
	Personalkosten	CHF/a	12'000	12'000	12'000
	Wartung/ Instandhaltung	CHF/a	17'847	17'307	17'743
	Versicherung	CHF/a	5'949	5'769	5'914
	Summe	CHF/a	35'796	35'076	35'657
	spezifisch	CHF/kWh _{el}	0.103	0.101	0.102
Summe Kosten		CHF/a	200'604	211'848	202'142
Erträge	Einspeisetarif (KEV)	Rp./kWh _{el}	36	36	36
	Stromertrag	CHF/a	124'756	125'587	125'608
	Wärmevergütung	Rp./kWh _{th}	8	8	8
	Wärmeertrag	CHF/a	101'668	124'036	104'984
	Summe Erträge	CHF/a	226'425	249'623	230'592
Jährlicher Gewinn/Verlust		CHF/a	25'821	37'775	28'450

*Tabelle 18: Jahresgewinn bzw. -verlust für: Variante 1 (mit VeLuVo),
Variante 2 (ohne VeLuVo, ↑Brennstoffleistung)
und Variante 3 (ohne VeLuVo, ↑ η_{WT})*

Die Anteile der einzelnen Kostenarten am Aufwand unterscheiden sich für die betrachteten Varianten, v. a. aufgrund der unterschiedlichen Brennstoffmassenströme und der Investitionskosten, die sich aufgrund des Verzichts auf den VeLuVo sowie der unterschiedlichen WT-Flächen in der Höhe zwischen 576'900 (Variante 2) und 594'900 CHF (Variante 1) unterscheiden. Die betriebsgebundenen Kosten machen in allen Varianten weniger als 20 % der Gesamtkosten aus. Der höhere Brennstoffmassenstrom für Variante 2 macht sich durch etwas höhere verbrauchsgebundene Kosten bemerkbar.

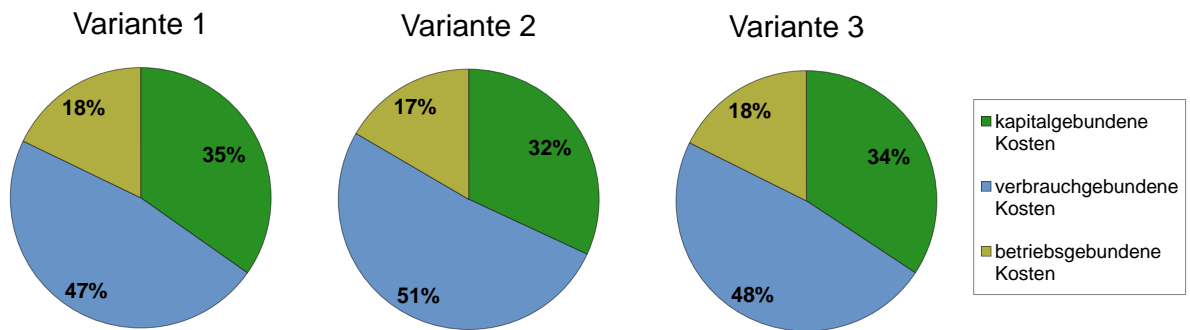


Abbildung 42: Kosten nach Kostenarten
für die unterschiedlichen Varianten

7.4.2. Mittlere Stromgestehungskosten

Für die unterschiedlichen Varianten wurden die mittleren Stromgestehungskosten berechnet. Abbildung 43 zeigt, dass die Stromgestehungskosten jeweils unterhalb der KEV zwischen 25.2 und 28.5 Rp./kWh liegen.

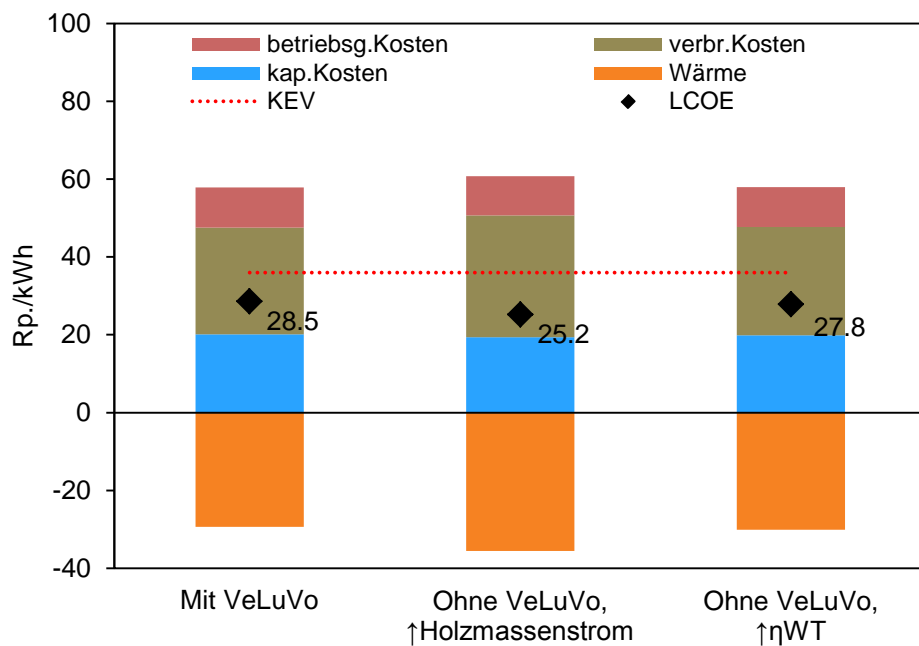


Abbildung 43: Mittlere Stromgestehungskosten für die betrachteten
Prozessvarianten bei vollständiger Abwärmenutzung

Die in 7.4.1 beschriebenen Gründe für das bessere Jahresergebnis von Variante 2 treffen ebenfalls auf die Unterschiede in den Stromgestehungskosten zu. Da bei deren Berechnung der Wärmeertrag von der Summe der Kosten subtrahiert wird (vgl. Gleichung 7-1), erzielt bei gleicher el. Leistung und vergleichbaren Kosten jene Variante mit dem höchsten Wärmeertrag die niedrigsten Stromgestehungskosten.

Abbildung 44 zeigt die Stromgestehungskosten bei einer angenommenen Wärmenutzung von 75 %. Betrachtet man beide Abbildungen, wird die Bedeutung der Wärmenutzung für die Stromgestehungskosten deutlich. Die Reduktion der Wärmenutzung um 25 % geht mit einer deutlichen Erhöhung der Stromgestehungskosten zwischen 8.9 und 7.4 Rp. einher.

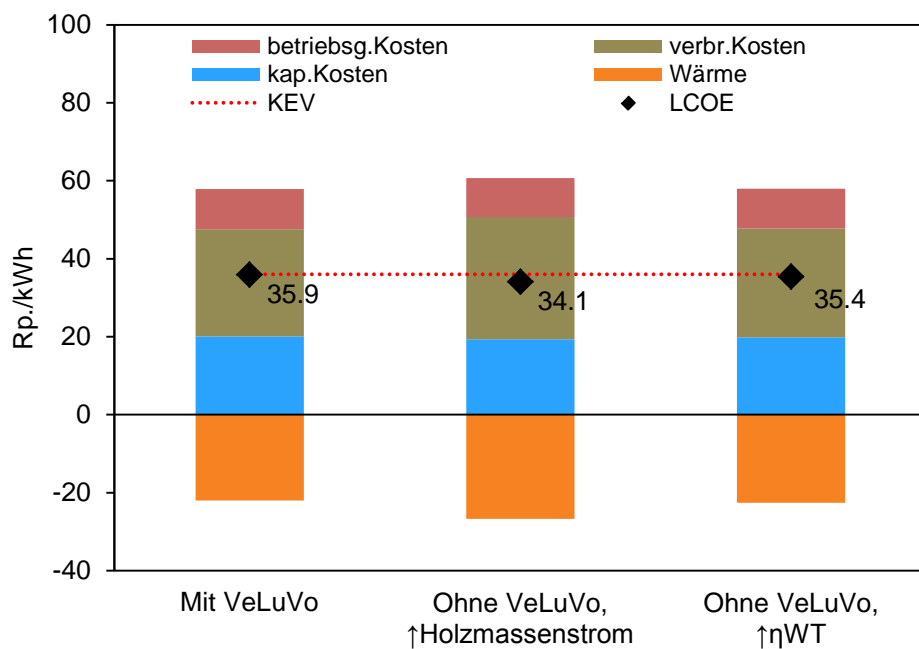


Abbildung 44: Mittlere Stromgestehungskosten für die betrachteten Prozessvarianten bei einer angenommenen Abwärmenutzung von 75 %

7.4.3. Sensitivitätsanalyse

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse sind in Abbildung 45 bis Abbildung 48 dargestellt, wobei der Einfluss der Variation verschiedener Parameter auf den Gewinn bzw. Verlust gezeigt wird. Dabei wurde jeweils Variante 1 (Basisvariante) betrachtet. Die Jahresvolllaststunden haben einen starken Einfluss auf den Gewinn, wie in Abbildung 45 dargestellt. Um Gewinn zu erwirtschaften, muss eine Anlage nach dem beschriebenen Konzept mindestens 6500 Stunden pro Jahr Strom und Wärme produzieren.

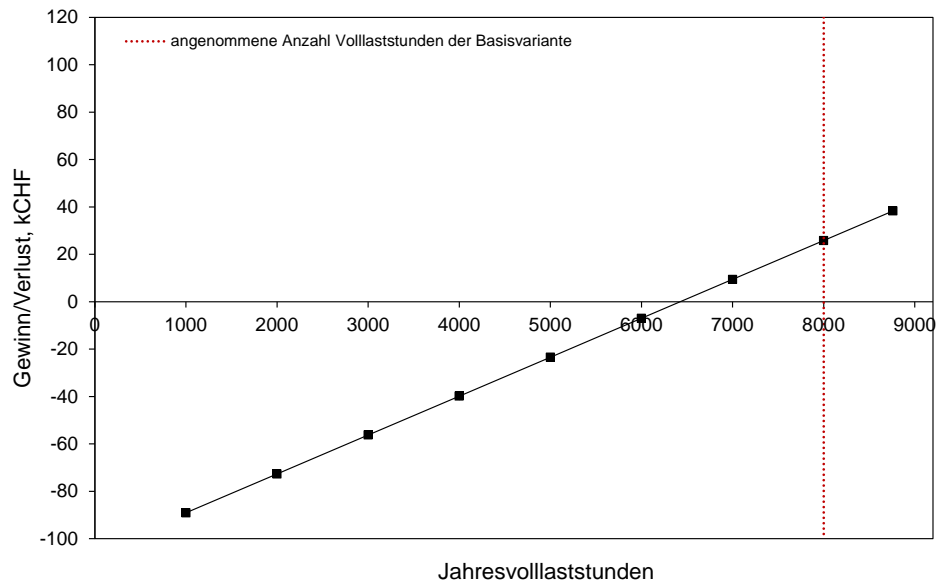


Abbildung 45: Jahresgewinn bzw. -verlust der Basisvariante in Abhängigkeit der Jahresvolllaststunden

Die Brennstoffkosten sind von verschiedenen Faktoren, wie z. B. Ort, lokale Gegebenheiten oder Jahreszeit abhängig. Daher wurde in Abbildung 46 der Preis für Holzschnitzel ausgehend von 5 Rp./kWh um ± 4 Rappen variiert. Steigt der Preis über 6 Rp./kWh, wird das Jahresergebnis negativ. Da Holz zunehmend energetisch genutzt wird, ist eine künftige Verknappung und Verteuerung denkbar. Ist die Technologie geeignet, Brennstoff minderener Qualität zu tolerieren, können kostengünstige Brennstoffsortimente erschlossen und so die Wirtschaftlichkeit des Anlagenkonzepts optimiert werden.

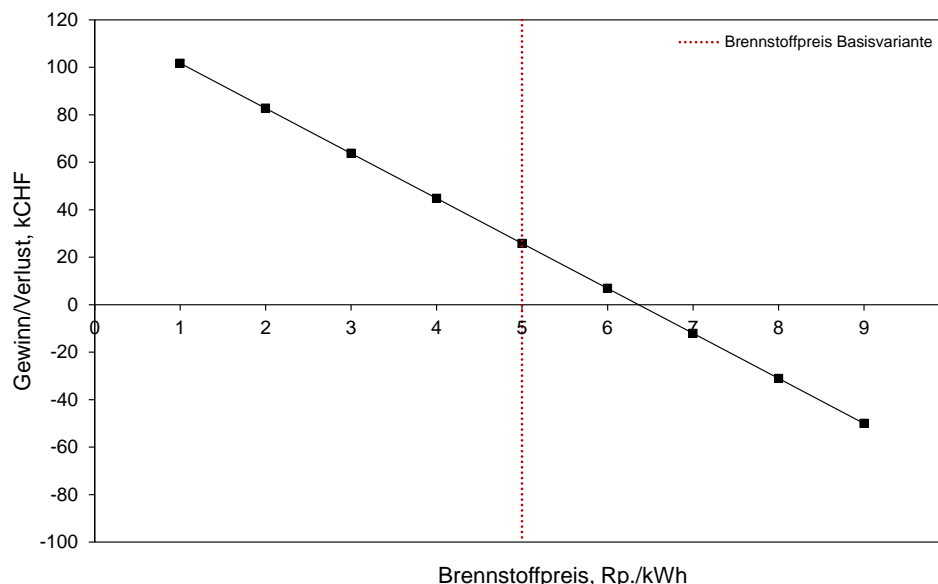


Abbildung 46: Jahresgewinn bzw. -verlust in Abhängigkeit des Preises für Holzschnitzel

Wie in Kap. 7.4.2 gezeigt, besteht ein grosser Einfluss der Abwärmenutzung auf die Stromgestehungskosten. Es sollte daher grundsätzlich eine vollständige Nutzung der Abwärme angestrebt

werden. Für ein positives Jahresergebnis ist neben dem Grad der Wärmenutzung die Höhe der Wärmevergütung entscheidend. Abbildung 47 zeigt den Zusammenhang zwischen Wärmevergütung und Jahresgewinn. Für ein positives Ergebnis, muss jede kWh thermische Energie mit mindestens 6 Rappen vergütet werden.

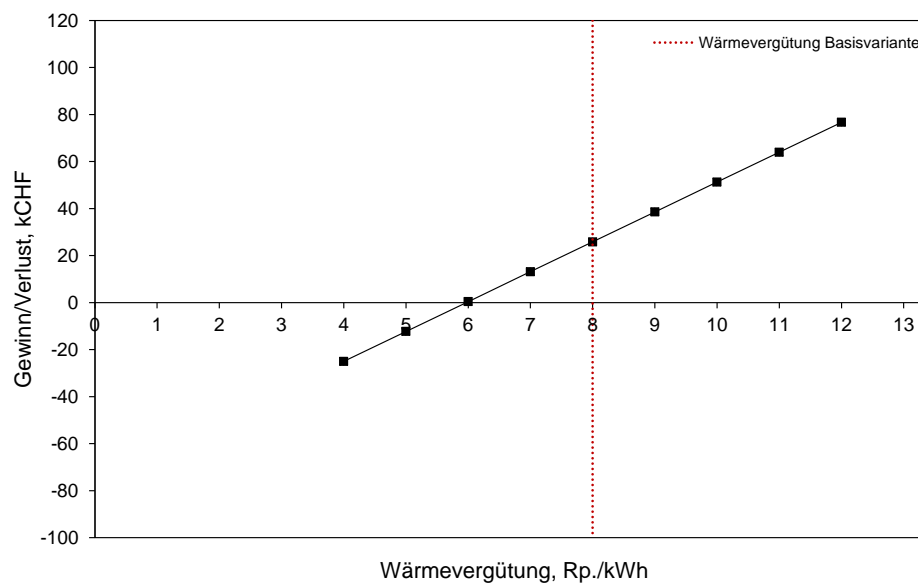


Abbildung 47: Jahresgewinn bzw.-verlust in Abhängigkeit der Wärmevergütung

In 7.4.1 wurde gezeigt, dass die Investitionskosten zu ca. einem Drittel zu den jährlichen Kosten beitragen (vgl. Abbildung 42). Investitionskosten können durch niedrigere Herstellungskosten sinken. Auch können Lerneffekte durch grössere Stückzahlen zu niedrigeren Investitionskosten führen. Sie können jedoch auch steigen, beispielsweise durch höhere Rohstoffkosten. Der Einfluss der Investitionskosten auf das Jahresergebnis ist in Abbildung 48 dargestellt. Um ein positives Ergebnis zu erzielen, müssen die Investitionskosten unter 750'000 CHF liegen.

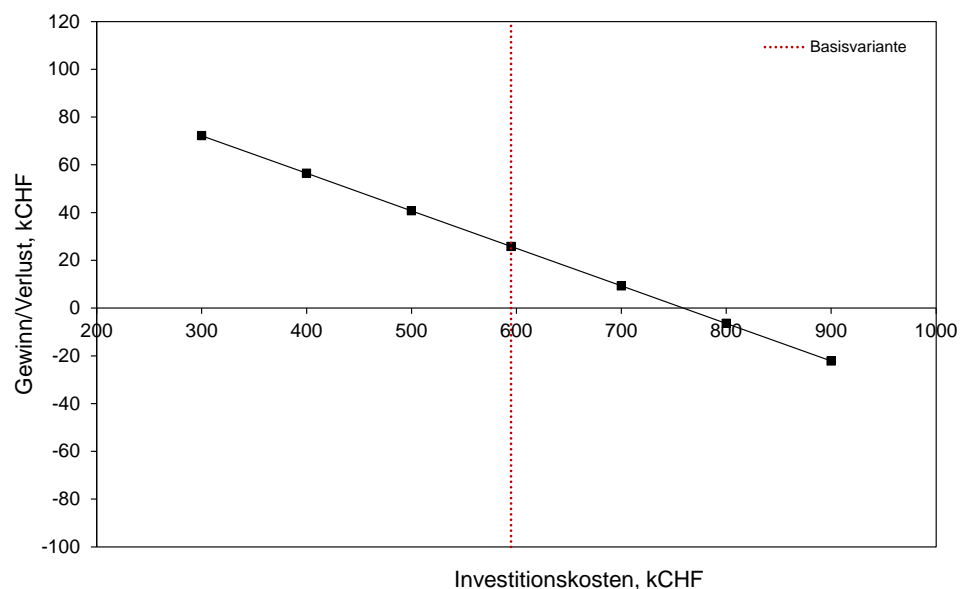


Abbildung 48: Jahresgewinn bzw. -verlust in Abhängigkeit der Investitionskosten

7.5. Fazit

Aus ökonomischer Sicht ist die Prozessvariante 2 den beiden anderen Varianten aufgrund des besseren Jahresergebnisses sowie den niedrigeren Stromgestehungskosten vorzuziehen. Mit dieser Variante wurde zwar der niedrigste el. Wirkungsgrad erzielt, jedoch ist der Gesamtnutzungsgrad höher als jener der beiden anderen Varianten. Bezüglich der Projektziele (Kapitel 1.2) schneidet die Variante 2 jedoch am schlechtesten ab (el. Wirkungsgrad).

Die Vermarktung des Koppelprodukts Wärme ist wesentlich für die Wirtschaftlichkeit des Konzepts. In der Basisvariante ist die Wirtschaftlichkeit bereits bei einem Wärmenutzungsgrad von unter 74 % nicht mehr gegeben. Daher sind für das in dieser Arbeit untersuchte WKK-Konzept nur Standorte mit konstantem ganzjährigem Wärmebedarf zu empfehlen.

Vor allem die Jahresvolllaststunden, die Brennstoffkosten und die Wärmevergütung haben grossen Einfluss auf das wirtschaftliche Ergebnis. Bestrebungen zur Realisierung des Konzeptes sollten dahingehend optimiert werden. Es gibt viele mögliche Brennstoffe sowie Brennstoffqualitäten, deren Kosten sich stark unterscheiden können. In der vorliegenden Analyse wurde gezeigt, dass der Anteil der Brennstoffkosten an den Gesamtkosten hoch ist. Daher bietet die Wahl des Brennstoffes ein grosses Kostenreduktionspotential. Vertiefte Untersuchungen hinsichtlich Einsetzbarkeit und Toleranz gegenüber alternativen biogenen Brennstoffen sowie Reststoffen sollten daher vorgenommen werden.

8. Schlussfolgerungen

Zu Beginn des Projektes wurden die Projektziele definiert (vgl. 1.2). Im Folgenden sollen diese unter Zuhilfenahme der Ergebnisse des Projektes reflektiert werden. Zur Beurteilung, inwiefern die gesetzten Projektziele erreicht wurden, soll Tabelle 19 herangezogen werden, welche die Zielwerte den Ergebnissen gegenüberstellt. Neben den explizit bezifferten Zielen, sollte in Phase 1 die technische Machbarkeit bewertet und mit Hilfe einer Wirtschaftlichkeitsanalyse in Phase 2 beurteilt werden.

Der Zielwert bzgl. der Volllaststunden wurde zu niedrig angesetzt. Im Gegensatz zu anderen WKK-Technologien mit Verbrennungsmotoren, zeichnen sich Gasturbinen generell durch die Eignung zum Dauerbetrieb aus. Die Erfahrungen des Industriepartners haben gezeigt, dass mit Gas betriebene Mikrogasturbinen im Feld 8'000 Betriebsstunden pro Jahr erreichen. Da im betrachteten Konzept Heissluft als Arbeitsmedium dient, kann davon ausgegangen werden, dass mit tendenziell kürzeren Wartungszeiten zu rechnen ist, im Gegensatz zum Erdgasbetrieb. Hinzu kommt, dass aus wirtschaftlicher Sicht, eine hohe Volllaststundenzahl absolut notwendig ist, um die Kapitalkosten zu amortisieren.

Parameter	Zielwert	Simulationsergebnis für die Basisvariante
Volllaststunden [h/a]	5'000	8'000
Gesamtnutzungsgrad [%]	80	87.3
el. Wirkungsgrad [%]	24	20.3
el. Leistung [kW]	65	48.2
therm. Leistung [kW]	150	158.9

*Tabelle 19: Gegenüberstellung von Projektzielen
und Simulationsergebnissen der Basisvariante*

Eine el. Leistung von 65 kW konnte nicht erreicht werden. Diese Leistung hängt direkt mit der Turbineneintrittstemperatur zusammen. Diese wird wiederum durch die Brennkammertemperatur und die Wärmetauschereffizienz bestimmt. Da aus verschiedenen Gründen auf einen Nachbrenner verzichtet wird (vgl. 4.1.2), sind die Turbineneintrittstemperatur und die el. Leistung limitiert. In der durchgeführten Simulation wurden 48 kW erreicht. Dementsprechend verringert sich der el. Wirkungsgrad gegenüber dem Zielwert von 24 auf 20.3 %. Der Gesamtnutzungsgrad (Strom und Wärme) lag in der Simulation mit 87.3 % deutlich über den Zielvorstellungen (80 %). Er ist abhängig vom Temperaturniveau der Abgase nach dem Wasserwärmetauscher. In den Simulationen wurde hierbei eine verbleibende Temperatur von 60 °C angenommen.

Gesamthaft konnte gezeigt werden, dass das Konzept technisch machbar ist und unter gewissen Bedingungen die Wirtschaftlichkeit gegeben ist. Im Folgenden werden die wichtigsten Erkenntnisse und Schlussfolgerungen dargestellt.

- Die Mikrogasturbine von Capstone konnte mit der Software „GateCycle“ modelliert werden. Die Validierung des Modells mit dem Turbinenteillastbetrieb und unterschiedlichen Umgebungstemperaturen hat gezeigt, dass das Modell den realen Turbinenprozess gut abbildet.
- Das Mikro-GT-BHKW-Konzept wurde aufbauend auf dem C65 Modell modelliert. Die Sensitivitätsanalyse hat eine starke Abhängigkeit der el. Leistung von der Turbineneintrittstemperatur aufgezeigt.
- Bei einer Turbineneintrittstemperatur von 840 °C wird beim BHKW-Konzept in der Basisvariante eine el. Leistung von 48 kW bei einem el. Wirkungsgrad von 20.3 % erreicht.
- Das maximale theoretische Potential des BHKW-Konzeptes liegt bei 62 kW, bei el. Wirkungsgrad von 25.1 %. In erster Linie ist hierfür das Erreichen der maximalen Turbineneintrittstemperatur erforderlich.
- Für den Hochtemperaturwärmeübertrager wurde ein 2D-Simulationstool erstellt und mit einer Messkampagne an einem Versuchskessel validiert. Für den HTWT wird die Tauchrohrvariante favorisiert. Bei der Basisvariante sind hierzu rechnerisch 15 Tauchrohre mit einer Rohrlänge von je 1 m erforderlich, um die gewünschte Turbineneintrittstemperatur von 840 °C zu erreichen.
- Für den HTWT ist die Temperatur- und Alkalibeständigkeit der Werkstoffe entscheidend. Der derzeit technisch und wirtschaftlich favorisierte Werkstoff Inconel C weist Temperaturreerven von ca. 100 K bezüglich der Oberflächentemperatur der Tauchrohre auf. Für zukünftige Anwendungen mit höheren Temperaturen ist daher die Reduktion der Temperaturreserve oder die Wahl anderer Werkstoffe erforderlich.
- Für die BHKW-Anlage wurde ein Kesselkonzept erstellt. Es besteht aus einer Primärbrennkammer mit Standardkomponenten und einer Sekundärbrennkammer mit FLOX-Betrieb. Der FLOX-Betrieb ermöglicht tiefere Emissionswerte im Vergleich zur herkömmlichen Verbrennung.
- Um das Anlagenkonzept wirtschaftlich betreiben zu können, ist vor allem eine hohe Anzahl Volllaststunden pro Jahr (6'500 h) und eine möglichst vollständige Abwärmenutzung notwendig. Von den untersuchten Prozessvarianten stellte sich Variante 2, mit geringerem el. Wirkungsgrad, aber höherem Gesamtnutzungsgrad am ökonomisch vorteilhaftesten heraus.
- Da die Kosten für den Brennstoff mit fast 50 % zum jährlichen Aufwand beitragen, gleichzeitig jedoch ein breites Spektrum an Brennstoffen, Brennstoffqualitäten und Reststoffen eingesetzt werden können, kann auf die Wirtschaftlichkeit durch die Wahl des Brennstoffes Einfluss genommen werden.

Für weitere Untersuchungen anhand von Simulationen steht sowohl ein Modell für die Turbine als auch ein Modell für das Gesamtsystem zur Verfügung. Das Turbinenmodell konnte unter Zuhilfenahme von Herstellerdaten validiert werden.

9. Weiterer Forschungsbedarf

Die Arbeitspakete für den weiteren Forschungsbedarf werden auf die Komponenten Mikrogasturbine, Brennkammer inkl. HTWT und Gesamtsystem unterteilt und am Schluss in einer Matrix bewertet.

9.1. Mikrogasturbine

A) Auswirkung externer Druckverluste auf die Mikrogasturbine

Die zwischen Verdichter und Turbine aus- und eingekoppelte Prozessluft durchströmt den WT2 und HTWT, was zu einem zusätzlichen Druckverlust führt. Die Auswirkungen dieses Druckverlustes auf die Mikrogasturbine sind zu bestimmen. Dadurch verändern sich die axialen Kräfte in der Turbine und somit auch die Beanspruchung der Axiallagerung des Turbinenrotors. Dieser zulässige Druckverlust ist durch den Hersteller vorzugeben. Anhand dessen ist eine Optimierung der Wärmetauscher WT2 und HTWT sowie weitere Massnahmen zur Eingrenzung dieser Auswirkungen zu untersuchen.

B) Aus- und Einkopplung der Prozessluft in der Mikrogasturbine

Die Mikrogasturbineneinheit muss für den Einsatz als extern befeuerte Mikrogasturbine umgebaut werden. Es ist eine Aus- bzw. Einkopplung der Prozessluft erforderlich. Zusätzlich werden die Brennstoffanlagen entfernt und eine neue Turbinenregelung erstellt. Um diese Modifikationen auf ihre Betriebszuverlässigkeit zu testen, ist eine Versuchseinheit notwendig. Die Versuchseinheit kann nach Abschluss der Zuverlässigkeitstests allenfalls in einer Erstanlage eingebaut werden. Mit der Versuchseinheit kann das Turbinenverhalten bei Teillast und unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen überprüft werden.

Mit den Untersuchungen sollen die folgenden Fragestellungen beantwortet werden:

- Funktion der Ein- und Auskopplung der Prozessluft bestätigen.
- Verifizierung des Betriebsverhaltens der Turbine, insbesondere bei Laständerungen und unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen.
- Zuverlässigkeit der extern befeuerten Mikrogasturbine nachweisen.

9.2. Brennkammer inkl. Hochtemperaturwärmetauscher

C) Untersuchungen an der Sekundärbrennkammer/Hochtemperaturwärmetauscher-Einheit

Die Sekundärbrennkammer/Hochtemperaturwärmetauscher-Einheit (SBK/HTWT) ist der Kern der Heissluftherzeugung für die extern befeuerte Mikrogasturbine. Dafür wird eine SBK/HTWT-Versuchseinheit auf Verbrennung, Wärmetausch und Betriebscharakteristik untersucht.

Die Verbrennung in der SBK/HTWT-Versuchseinheit erfolgt im flammenlosen Betrieb. Für die Primärstufe im Verbrennungsprozess wird ein Vergaser eingesetzt. Als Brennstoff werden Holzschnitzel unterschiedlicher Feuchte und Rindenanteile eingesetzt.

Mit den Untersuchungen sollen die folgenden Fragestellungen beantwortet werden:

- Verifizieren des Verbrennungskonzeptes.
- Gemessene Wärmetauscherleistung im Vergleich zu den Simulationsrechnungen und somit Validierung des Simulationsmodells.
- Stabilität der Wärmetauscherrohre bei ca. 1'000 °C Sekundärbrennkammer-Temperatur.
- Ascheablagerung an den HTWT-Rohren bei Dauerbetrieb.
- Unterhaltsaufwand an der SBK/HTWT-Einheit im Dauerbetrieb.
- Untersuchung der Schadstoffemissionen der Verbrennung.

Die Wärmeübertragungsleistung, insbesondere die Ascheablagerung im Dauerbetrieb (ca. 100 h) wird bei einer Brennkammertemperatur von ca. 1'000 °C analysiert. Dabei wird der Ascheablagerungseffekt über die Zeit bestimmt und überprüft, wie die Rohre von den Ablagerungen gereinigt werden können.

In den Versuchen werden die Schadstoffe (CO, NO_x, Staub) gemessen und mit den Grenzwerten verglichen. Darüber hinaus werden die Schadstoffemissionen für unterschiedliche Biomasse-Brennstoffe bestimmt.

D) Untersuchung der Oberflächentemperaturen des HTWT

Die Berechnungen des HTWT für die Basisvariante in Kapitel 6.6 zeigen, dass bei den Oberflächentemperaturen der Tauchrohre die zugelassene Werkstofftemperatur noch Sicherheitsreserven vorhanden sind. Somit besteht die Möglichkeit bei Folgeanlagen die Werkstofftemperaturgrenzen besser auszureizen und dadurch auch die Prozesslufttemperatur (und damit die Turbineneintrittstemperatur) zu erhöhen. Da die el. Leistung stark von der Turbineneintrittstemperatur abhängt, ist eine Erhöhung dieser Temperatur für die Anlagenleistung interessant. Die Validierung der berechneten Oberflächentemperaturen hat in einer Erstanlage bzw. Prüfstand gemäss entsprechendem Ähnlichkeitsgesetz zu erfolgen. Die Oberflächentemperaturen sind abhängig von der Brennkammergeometrie (insbesondere Temperaturprofil) und konnten in der Versuchseinrichtung (Kapitel 6.2.1) nicht durchgeführt werden. Um die Validierung in der Versuchseinrichtung trotzdem vornehmen zu können, wären metallische Tauchrohre einzubauen, deren Oberflächentemperatur mit verbesserten Messmethoden (bessere Integration der Thermoelemente in die Wand) aufgenommen würde.

Mit der Untersuchung der Oberflächentemperaturen sollen die folgenden Fragestellungen beantwortet werden:

- Gemessene Oberflächentemperaturen im Vergleich zu den Simulationsrechnungen und somit Validierung des Simulationsmodells.
- Nachweis der homogenen Temperatur in der Brennkammer.

Anhand der Untersuchung und der Validierung der Simulationsrechnungen der Oberflächentemperaturen können die Materialgrenzen besser ausgenutzt werden.

9.3. Gesamtsystem

E) Optimierung des Gesamtsystems

Für die Reduktion der Investitionskosten und Erhöhung der Anlagenleistung ist das Gesamtsystem zu optimieren. Folgende Optimierungen sind zu erfolgen:

- Anordnung, für geringe Leitungslängen und dadurch Reduktion von Druck- und Wärmeverlusten.
- Verwendung von kostenoptimierten Werkstoffen anhand der Bauteilanforderungen.
- Dimensionierungen der Baugruppen, insbesondere der Wärmetauscheroberflächen entsprechend den geforderten Wärmeleistungen durch geeignete Bauform.

F) Alternative Brennstoffe

Die Sensitivitätsanalyse in Kapitel 7.4.3 hat gezeigt, dass die Brennstoffkosten einen wichtigen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage haben. Um die Abhängigkeit von den Hackschnitzeln zu verringern, sind alternative Brennstoffe von Interesse.

Mit der Untersuchung sollen die folgenden Fragestellungen beantwortet werden:

- Brenngaszusammensetzung alternativer Brennstoffe im Vergleich zu Hackschnitzel.
- Unterschiede im Verbrennungsverhalten ermitteln, insbesondere in Bezug auf die Schadstoffemissionen.
- Veränderungen der Ascheablagerungen an den Wärmetauscherrohren bestimmen.
- Bestimmen des Ascheverhaltens in der Primärbrennkammer.

Anhand der Untersuchung kann eine Auswahl an möglichen alternativen Brennstoffen erfolgen.

9.4. Bewertungsmatrix

In Tabelle 20 sind die einzelnen Arbeitspakete bewertet. Das Risiko bezieht sich auf das Investitionsrisiko ohne Arbeitspaket. Die Arbeitspakete A), B) und C) sind für die weitere Forschungsarbeit am wichtigsten, benötigen jedoch auch den grössten Aufwand.

Arbeitspakete	Priorität	Risiko	Aufwand
A) Bestimmen des zulässigen Druckverlustes der Mikrogasturbine	3	3	1
B) Aus- und Einkopplung der Prozessluft in der Mikrogasturbine	2	2	2-3*
C) Untersuchungen an der Sekundärbrennkammer/Hochtemperaturwärmetauscher-Einheit	3	2	3
D) Untersuchung der Oberflächentemperaturen des HTWT's	2	1	2
E) Optimierung des Gesamtsystems	1-2	1	1-2
F) Alternative Brennstoffe	1-2	1	2-3**

1: gering, 2: mittel, 3: hoch,

*: ev. Synergien mit A), **: ev. Synergien mit C)

Tabelle 20: Bewertungsmatrix der Arbeitspakete für den weiteren Forschungsbedarf

10. Literaturverzeichnis

- [1] O. Thees, E. Kaufmann, R. Lemm und A. Bürgi, «Energieholzpotenziale im Schweizer Wald,» *Schweiz Z Forstwes*, pp. 351-364, 2013.
- [2] M. Schmid, C. Gaegauf und M. Sattler, «Dezentrale Stromerzeugung mit Feststoffbiomasse,» Langenbruck, 2007.
- [3] A. Schuster, «Optimisation of Conventional Biomass Combustion System by applying Flameless Oxidation,» Pisa, 2007.
- [4] «Datenblatt C65,» E-quad Power Systems GmbH, Herzogenrath, 2012.
- [5] W. Reynolds und H. Perkins, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, New York: Mc Grad-Hill Book Co., 1977.
- [6] *PinCH*, Luzern: Hochschule HTLU, Version 1.5.
- [7] C. Gaegauf und M. Schmid, «Measures in the wood combustion process for particle emission reduction,» Rom, 2004.
- [8] D. Thrän und D. Pfeiffer, «Methodenhandbuch: Stoffstromorientierte Bilanzierung der Klimagaseneffekte,» Deutsches Biomasseforschungszentrum, Leipzig, 2013.
- [9] M. Sommerhalder, O. Schelske, T. Nussbaumer, H. Engeli, Y. Membrez, M. Ndoh und C. Tacchini, «Wirtschaftlichkeit von heutigen Biomasse-Energieanlagen,» BFE, Bern, 2007.
- [10] D. Vogel und M. Schibli, «Holzbefeuertes Blockheizkraftwerk mit Heissluftturbine im kleineren Leistungsbereich 80 - 100 kWel,» Bundesamt für Energie, Bern, 2012.
- [11] M. Kaltschmitt, H. Hartmann und H. Hofbauer, *Energie aus Biomasse*, Berlin-Heidelberg: Springer, 2009.
- [12] I. Obernberger und G. Thek, «Cost Assessment of selected decentralized CHP Applications based on Biomass Combustion and Biomass Gasification,» in *16th European Biomass Conference & Exhibition*, Valencia, 2008.
- [13] M. Zeymer, «Technik, Betrieb und Wirtschaftlichkeit - Holzvergasungsanlagen in der Praxis,» in *13. Holzenergie-Symposium*, Zürich, 2014.
- [14] U. Rhyner, H.-P. Hauri und R. Schelbert, «20 MW Holzheizkraftwerk mit 1.5 MW ORC und 17 MW-Fernwärme,» in *13. Holzenergie-Symposium*, Zürich, 2014.
- [15] T. Nussbaumer, J. Good, A. Jenni, R. Bühler und H. R. Gabathuler, *QS Holzheizung*:

Planung und Ausführung, Bern: Bundesamt für Energie, 2001.

- [16] T. Nussbaumer, «Prognosen 2050 - Biotreibstoffe statt Wärme aus Holz?,» in 13. *Holzenergie-Symposium*, Zürich, 2014.

Anhang

Anwendungsvariante ohne VeLuVo, ↑ Brennstoffleistung

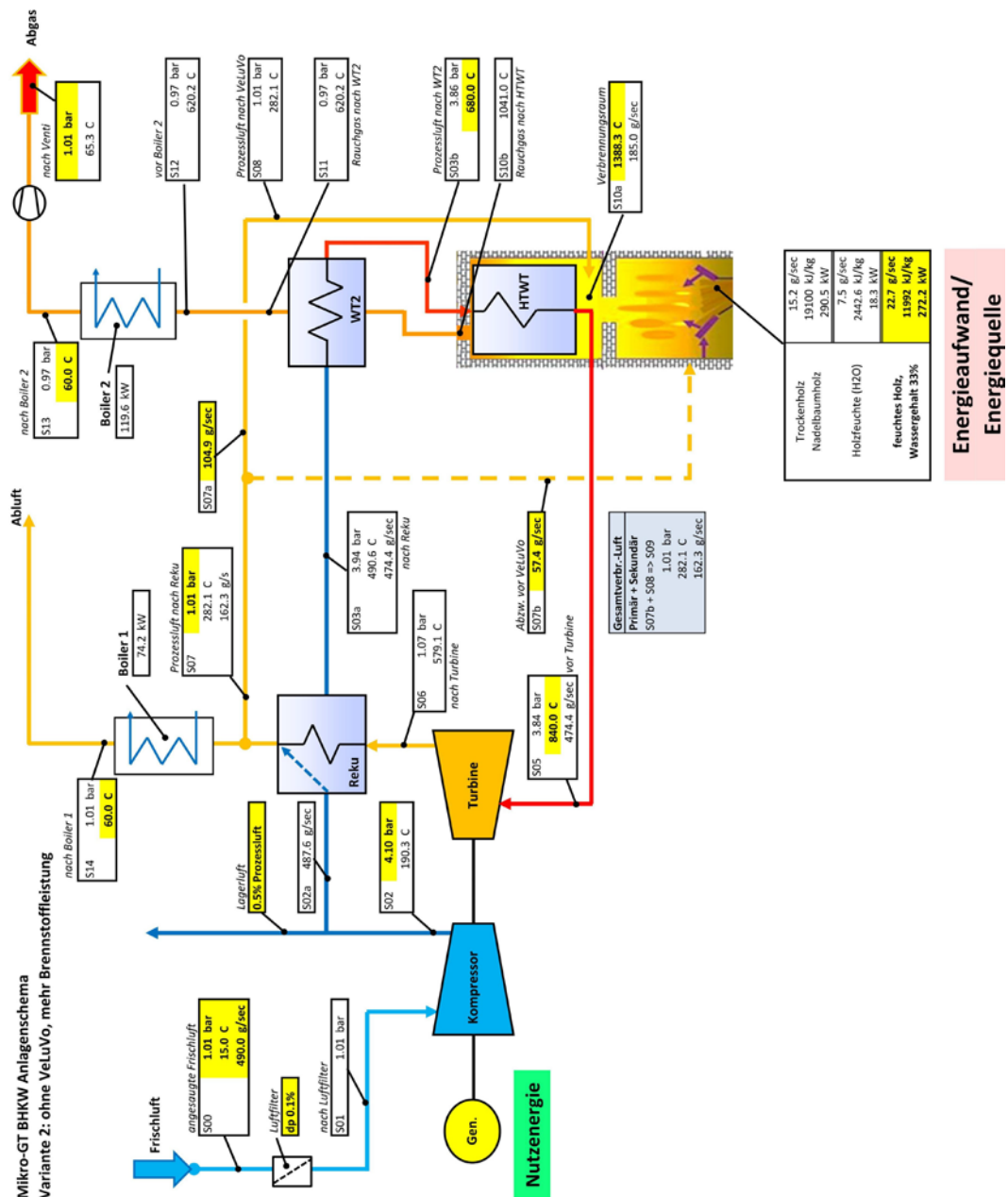
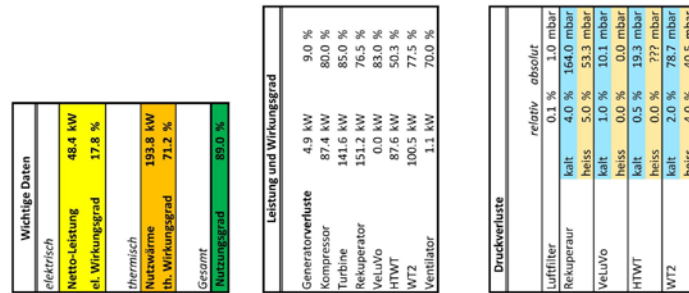


Abbildung 49: Simulationsergebnis der Anwendungsvariante ohne VeLuVo, \uparrow Brennstoffleistung (2)

Anwendungsvariante ohne VeLuVo, $\uparrow \eta_{WT}$

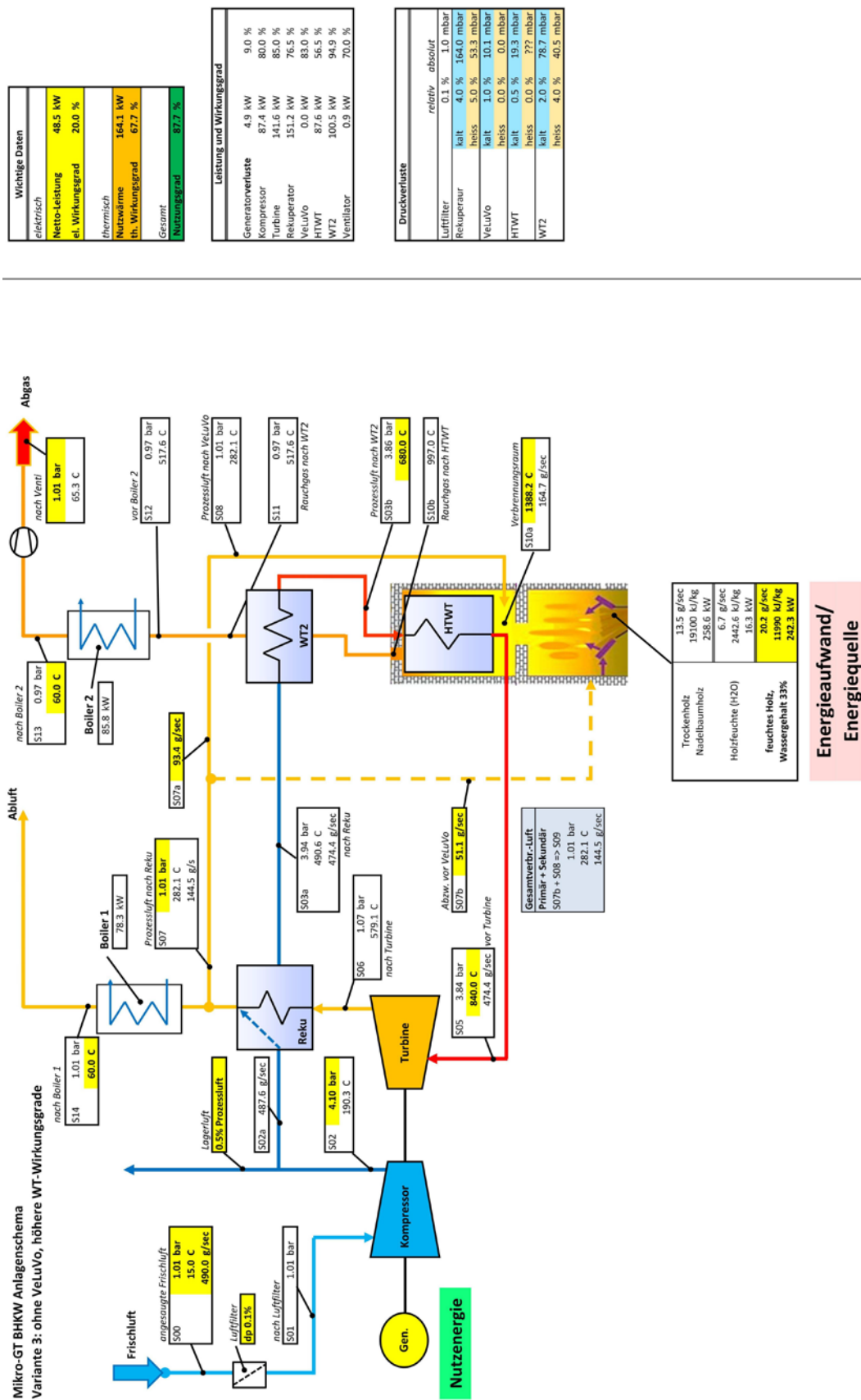


Abbildung 50: Simulationsergebnis der Anwendungsvariante ohne VeLuVo, $\uparrow \eta_{WT}$ (3)

Variante mit theoretisch maximaler el. Leistung

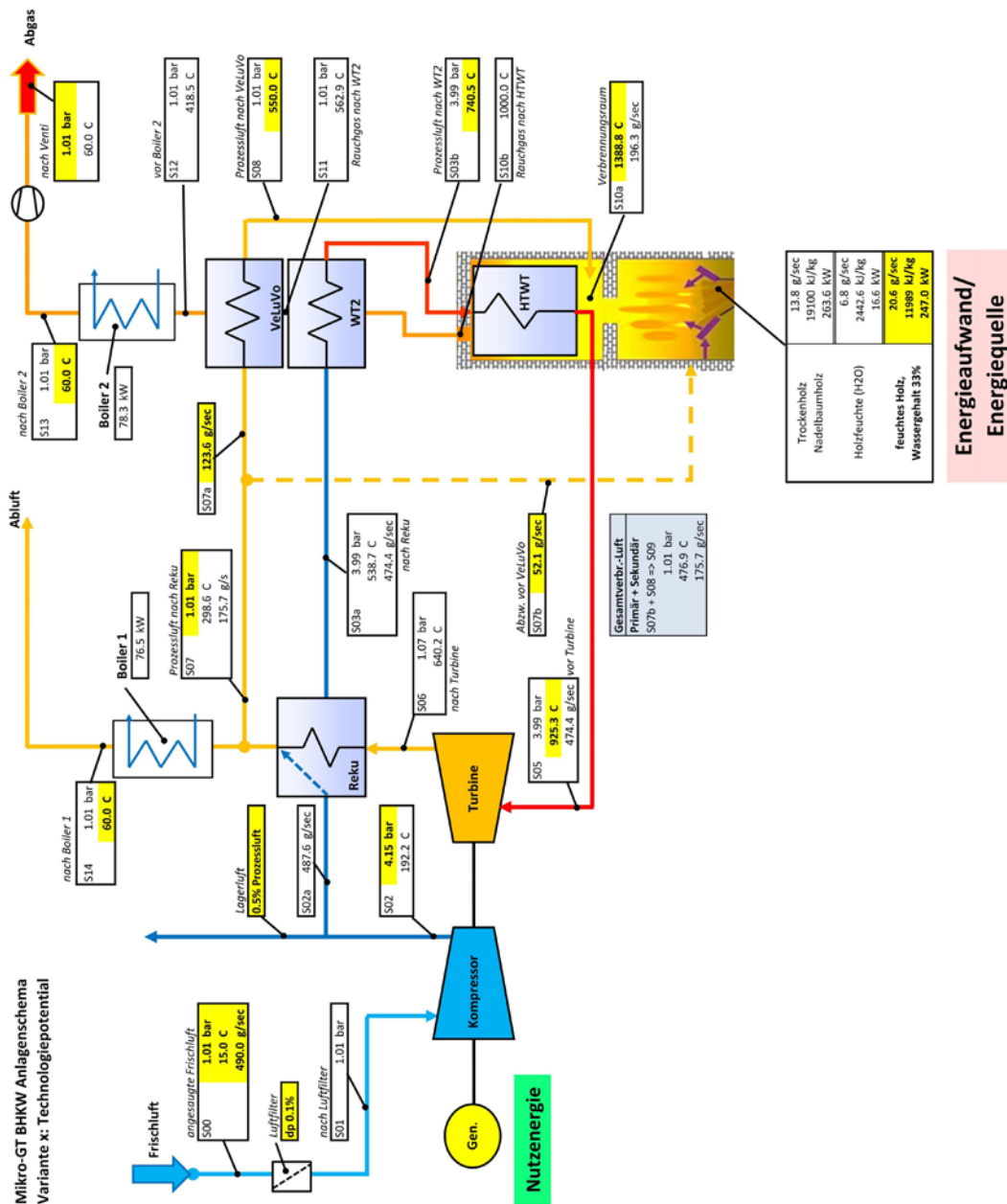
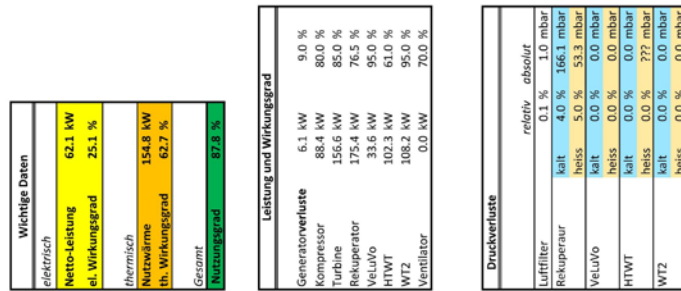


Abbildung 51: Simulationsergebnis der Variante mit theoretisch max. el. Leistung

Evaluation der Kesselhersteller

Tabelle 21: Evaluationsergebnis für die Kesselhersteller

Pos.	Hersteller	Adresse	Erreichbarkeit	Baumuster geeignet?	Bemerkungen	Kontakt
1	Biotech Energietechnik GmbH	Furtmühlstraße 32 5101 Bergheim bei Salzburg Österreich	Tel.: +43/662/454072-0 Fax: +43/662/454072-50 office@pelletsworld.com www.pelletsworld.com	Nein	zu klein	Nein
2	ENDRESS Holzfeuerungsanlagen GmbH	Industriestraße 18 91593 Burgbernheim	Tel.: 09843/936348-0 Fax: 09843/936348-22 info@endress-feuerungen.de www.endress-feuerungen.de	Ja	250-900 kW	Nein
3	ETA Heiztechnik GmbH	Gewerbepark 1 4716 Hofkirchen a.d. Trattnach Österreich	Tel.: +43/7734/2288-0 Fax: +43/7734/2288-22 office@eta.co.at www.eta.co.at	Nein	n/a	Nein
4	EVOTHERM Deutschland	Siemensstrasse 1a 84051 Essenbach Deutschland	T +49 (0)8703 / 90 582-0 F +49 (0)8703 / 90 582-20 office@evotherm-biomasse.de www.evotherm-biomasse.de	Nein	Homepage existiert nicht	Nein
5	FERRO Wärmetechnik GmbH	Am Kiefernschlag 1 91126 Schwabach	Tel.: 09122/9866-0 Fax: 09122/9866-33 www.ferro-waermetechnik.de (15 – 5.400 kW)	Ja	FB300S = 38'800 € auch Luftherhitzer	e-mail keine Antw.
6	Fröling Heizkessel- und Behälterbau Ges.m.b.H.	Industriestraße 12 4710 Grieskirchen Österreich	Tel.: +43/7248/606-0 Fax: +43/7248/606-600 info@froeling.com www.froeling.com	Ja	TM300 Turbomat mit AGR	Nein
7	Gilles Energie- und Umwelttechnik GmbH	Koaserbauer Straße 16 4810 Gmunden Österreich	Tel.: +43/7612/737600 Fax: +43/7612/7376017 www.gilles.at (20 – 5.000 kW)	Ja	HPK-K300 Turbomat mit AGR	e-mail keine Antw.
8	Guntamatic-Heiztechnik GmbH	Bruck 7 4722 Peuerbach Österreich	Tel.: +43/7276/2441-0 Fax: +43/7276/3031 info@guntamatic.com www.guntamatic.com	Nein	n/a	Nein
9	HARGASSNER GesmbH	Anton Hargassner Straße1 4932 Weng Österreich	Tel.: +43/7723/5274-0 Fax: +43/7723/5274-5 office@hargassner.at www.hargassner.at	Nein	zu klein	Nein
10	HDG Bavaria GmbH Heizsysteme für Holz	Siemensstraße 6 84323 Massing	Tel.: 08724/897-0 Fax: 08724/8159 info@hdg-bavaria.com www.hdg-bavaria.com	Nein	zu klein	Nein
11	Hans-Jürgen Helbig GmbH	Pappelbreite 3 37176 Nörten-Hardenberg	Tel.: 0 55 03/99 74 0 Fax: 0 55 03/99 74 74 info@helbig-gmbh.de www.helbig-gmbh.de	Nein	zu klein	Nein
12	HERZ Energietechnik GmbH	Sebersdorf 138 8272 Sebersdorf Österreich	Tel.: +43/3333/2411-0 Fax: +43/3333/2411-73 office@herz-feuerung.com www.hertz-feuerung.com	Nein	n/a	Nein
13	Josef BINDER Maschinenbau u. Handelsges.m.b.H.	Mitterdorferstraße 5 8572 Bärnbach Österreich	Tel.: +43/3142/ 22544-0 Fax: +43/3142/22544-16 office@binder-gmbh.at www.binder-gmbh.at	Ja	eher zu gross und Sonderanfertigungen	e-mail TB-Rückm.
14	Köb Holzheizsysteme GmbH	Flotzbachstr. 33 6922 Wolfurt Österreich	Tel.: +43/5574/6770-0 Fax: +43/5574/65707 www.koeb-holzfeuerungen.com (49 – 1.250 kW)	Nein	Vessmann Pyrotecflex	Nein
15	KWB Deutschland Kraft und Wärme aus Biomasse GmbH	Königsberger Straße 46 86690 Mertingen	Tel.: 09078/9682-0 Fax: 09078/9682-19 office@kwbheizung.de www.kwbheizung.de	Nein	zu klein	Nein
16	KWB Kraft & Wärme aus Biomasse GmbH	Industriestraße 235 8321 St. Margarethen/Raab Österreich	Tel.: +43/3115/6116-0 Fax: +43/3115/6116-4 office@kwb.at www.kwb.at	Nein	zu klein	Nein
17	Lindner & Sommerauer Biomasse – Heizanlagen	Trimmelkam 113 5120 St. Pantaleon Österreich	Tel.: +43/6277/7804 Fax: +43/6277/7818 office@lindner-sommerauer.at www.lindner-sommerauer.at	Nein	zu klein	Nein
18	Lopper Kesselbau GmbH	Rottenburger Straße 7 93352 Rohr/Alzhausen	Tel.: 08783/9685-0 Fax: 08783/9685-20 www.lopper.eu (48 – 253 kW)	Ja	Turner 182/302	Ja
19	MAWERA Holzfeuerungsanlagen Ges. mbH	Neulandstraße 30 6971 Hard Österreich	Tel.: +43/5574/74301-0 Fax: +43/5574/74301-20 info@mawera.com www.mawera.com	Nein	Vessmann Pyrotecflex	Nein
20	Nolting Holzfeuerungstechnik GmbH	Aquafinstr. 15 32760 Detmold	Tel.: 05231/9555-0 Fax: 05231/9555-55 www.nolting-online.de (50 – 2.300 kW)	Nein	weit weg, Sonderfertigung	Nein

Pos.	Hersteller	Adresse	Erreichbarkeit	Baumuster geeignet?	Bemerkungen	Kontakt
21	P&H Energy ApS	Fabriksvej 18 7800 Skive Dänemark	Tel.: +45/7023/8811 Fax: +45/7023/8812 www.ph-energy.dk	Nein	n/a	Nein
22	P&H Energy Vertriebs GmbH	Senefelderstrasse 1 63110 Rodgau	Tel: 06106/2678-583 oder -597 Fax: 06106/2678-598	Nein	n/a	Nein
23	Rennergy Systems AG	Einöde 50 87474 Buchenberg	Tel.: 08378/9236-0 Fax: 08378/9236-29 rennergy@rennergy.de www.rennergy.de	Nein	zu klein	Nein
24	SOLARFOCUS GmbH	Werkstr. 1 4451 St. Ulrich / Steyr Österreich	Tel.: 0043/7252/50002-0 Fax: 0043/7252/50002-10 office@solarfocus.at www.solarfocus.at	Nein	zu klein	Nein
25	TWIN HEAT A/S	Nørrevangen 7 9631 Gedsted Dänemark	Tel. +45/9864/5222 Fax +45/9864/5244 twinheat@twinheat.dk www.twinheat.dk	Nein	zu klein siehe Helbig (Vertretung D)	Nein
26	Viessmann Werke GmbH & Co KG	Viessmannstraße 3 D-35109 Allendorf / Eder	Tel.: 06452/70-0 Fax: 06452/70-2780 info@viessmann.com	Nein	Viessmann Pyrotecflex	Nein
27	Ala Talkkari Oy Büro Deutschland	Lindenallee 11 39646 Oebisfelde	Tel.: 0179/6777164 Fax: 039002/98582 www.ala-talkkari.fi (30 – 300 kW)	Nein	weit weg, Sonderfertigung	Nein
28	A.P. Bioenergietechnik GmbH OKO THERM	Träglhof 2 92242 Hirschau	Tel.: 09608/9230128 Fax: 09608/913319 Alfons.Fellner@online.de www.eko-therm.net (12 – 6.000 kW)	Nein	n/a	Nein
29	BAXI A/S	Smedevej 6880 Tarm Dänemark	Tel.: +45/9737/1511 Fax: +45/9737/2434 www.baxi.dk (25 – 40 kW)	Nein	weit weg, Produkte = Gilex	Nein
30	Biokompakt Heiztechnik GmbH	Froschau 79 4391 Waldhausen Österreich	Tel.: +43/7260/4530 Fax: +43/7260/45309 www.biokompakt.com (25 – 130 kW)	Nein	zu klein	Nein
31	CN Maskinfabrik A/S	Skovløkkevej 4 6510 Gram Dänemark	Tel.: +45/7482/1919 Fax: +45/7482/1920 ps@cn-maskinfabrik.dk www.cn-maskinfabrik.dk	Nein	weit weg, Sonderfertigung	Nein
32	CTC Heizkessel Wärmetechnik K. Berthold	Friedhofsweg 8 36381 Schlüchtern-Wallroth	Tel: 06661/4697 Fax: 06661/71114 www.ctc-heizkessel.de (40 – 99 kW)	Nein	zu klein	Nein
33	Dan Trim A/S	Bodkervej 2 7480 Vildbjerg Dänemark	Tel.: +45/9713/3400 Fax: +45/9713/3466 www.dantrim.dk (20 – 2.000 kW)	Nein	weit weg, Sonderfertigung	Nein
34	Tropengut Hackschnitzelheizung Ing. Friedrich Enickl	Nöckhamstraße 3 4407 Dietachdorf Österreich	Tel.: +43/7252/38267 Fax: +43/7252/38267-13 www.hackschnitzelheizung.com	Nein	zu klein	Nein
35	Eszmeister GmbH	Seuttergasse 50 2492 Eggendorf Österreich	Tel.: +43/2622/73458 Fax: +43/2622/73458-19 www.eszmeister.at	Nein	Nur Zubehör	Nein
36	Hamech Zakłady Maszynowe Hamech	UL. A. Krajowej 3 17-200 Hajnówka Polen	Tel.: +48/8568/26264 Fax: +48/8568/22207 www.hamech.pl (50 – 1000 kW)	Nein	Nur Zubehör / Handel	Nein
37	Heizomat GmbH	Maicha 21 91710 Gunzenhausen	Tel.: 09836/9797-0 Fax: 09836/9797-97 info@heizomat.de www.heizomat.de	Jein	eher zu Low-Tech	Ja
38	Hestia Service GmbH Zillenber	Kappelstraße 12 86510 Ried bei Mering	Tel: 08208/1264 Fax: 08208/1514 www.hestia.de (30 – 6.000 kW)	Nein	keine eigene Produkte	Nein
39	HOBAG-Brienz AG	Lauenenstrasse 51 3855 Brienz Schweiz	Tel.: +41/33/9521220 Fax: +41/33/9521229 www.hobag.ch (25 – 110 kW)	Nein	zu klein (<110 kW)	Nein
40	HS-Tarm	Sandstraße 30 04860 Torgau/Süptitz	Tel: 03421/902611 Fax: 03421/714872 www.holzheizkessel.info (25 – 40 kW)	Nein	zu klein (<40 kW)	Nein
41	Lambion Energy Solutions GmbH	Auf der Walme 1 34454 Arolsen	Tel: 05691/8070 Fax: 05694/807138 www.lambion.de (1.000 – 25.000 kW)	Nein	Engin. für Grossanlagen	Nein
42	Limbacher GmbH Maschinen - Anlagenbau	Schulstraße 39 91608 Geslau	Tel.: 09867/9789532 Fax: 09867/978534 www.hackschnitzelfeuerungen.de (50, 75 und 100 kW)	Nein	zu klein (<100 kW)	Nein
43	Müller AG Holzfeuerungen	Bechburgerstraße 21 4710 Balsthal Schweiz	Tel.: +41/62/3861616 Fax: +41/62/3861615 www.mueller-holzfeuerungen.ch (100 – 5.000 kW)	Nein	konkurs seit 2014	Nein
44	Passat Energy A/S	Vestergade 36 8830 Tjele Dänemark	Tel.: +45/86/652100 Fax: +45/86/653028 www.passat.dk (15 – 185 kW)	Nein	zu klein (<185 kW)	Nein
45	Perhofer GesmbH	Waisenegg 115 8190 Birkfeld Österreich	Tel.: +43/3174/3705 Fax: +43/3174/37058 www.biomat.at (12 – 200 kW)	Nein	zu klein (<50 kW)	Nein

Pos.	Hersteller	Adresse	Erreichbarkeit	Baumuster geeignet?	Bemerkungen	Kontakt
46	Polzenith GmbH & Co. KG Maschinen- und Kesselbau	An der Heller 22 33758 Schloß Holte-Stukenbrock	Tel.: 052 07 / 9267-0 Fax: 052 07 / 4981 www.polzenith.de (300 kW – 8.000 kW)	Nein	zu gross	Nein
47	POLYTECHNIK Luft- und Feuerungstechnik GmbH	Hainfelderstrasse 69 – 71 2564 Weissenbach Österreich	Tel. +43/2672/890-0 Fax: +43/2672/890-13 www.polytechnik.com (300 – 20.000 kW)	Ja	flexibel, eher zu gross	JA keine Antw.
48	Reka Maskinfabriken REKA A/S	Vestvej 7 9600 Åars Dänemark	Tel.: +45/9862/4011 Fax: +45/9862/4071 www.reka.com (10 – 6.500 kW)	Nein	n/a	Nein
49	Schmid AG	Hörnlistraße 12 8360 Eschlikon Schweiz	Tel.: +41/7197/37373 Fax: +41/7197/37370 www.holzfeuerung.ch (30 – 25.000 kW)	Ja	Richtofferte erhalten eher teuer	Ja
50	Sonnys Maskiner AB	46740 Grästorp Schweden	Tel.: +46/514/10505 Fax: +46/514/51878 www.sonnys.se (24 – 450 kW)	Nein	zu weit	Nein
51	Spänex GmbH	Otto-Brenner-Straße 6 37170 Uslar	Tel.: 05571/304-0 www.spamex.de (65 – 835 kW)	Nein	ungeeignetes Design	Nein
52	Weiss Kessel-, Anlagen- und Maschinenbau GmbH	Kupferwerkstraße 6 35684 Dillenburg-Frohnhausen	Tel.: 02771/393-00 Fax: 02771/3932-23 www.weiss-kessel.de (650 – 15.000 kW)	Nein	zu gross	Nein
53	WVT Wirtschaftliche Verbrennungs-Technik GmbH	Bahnhofstraße 55-59 51491 Overath-Untereschbach	Tel.: 02204/9744-0 Fax: 02204/9744-27 www.bioflamm.de (100 – 6.000 kW)	Ja	SR-EB / SRK-RK >340 kW	Ja keine Antw.
54	VERNER a. s.	Sokolská 321 CZ-549 41 Cervený Kostelec	Tel.: 0042/491/465024 Fax: 0042/491/465027 info@verner.cz www.kotle-verner.cz	n/a	n/a	Nein
55	Kohlbach	A-9400 Wolsberg	www.kohlbach.at	Nein	zu gross	Nein

Evaluation der Wärmetauscherhersteller

Tabelle 22: Evaluationsergebnis für die Wärmetauscherhersteller

Pos.	Hersteller	Adresse	Erreichbarkeit	Wärmetauscher-Bauart	Druckdicht	Druck- /Gasdicht	Temperaturen	Bemerkungen
1	THERMOTEC	Apparate- und Maschinenbau Westring 9 C D - 27793 Wildeshausen	E - Mail ! : info@thermotec-prod.de Internet: www.thermotec-prod.de	Platten Gegenstrom	<250 mbar	Nein	700°C/550°C	
2	Deller GmbH	Langenauer Straße 2 57078 Siegen	m.hopp@deller-gmbh.de	Auf Anfrage Rohrbündel	>5bar	Ja		liefert Reku Aactor IGT inkl. Verbesserungsvorschläge und Simulation
3	GEA Ecoflex GmbH	Karl-Schiller-Straße 1-3 · 31157 Sarstedt · Deutschland Schifferstr. 20-22 · 47059 Duisburg · Deutschland	Tel. +49 5066 601-0 · Fax +49 5066 601-104 info@gea-ecofl-ex.de · www.gea-ecofl-ex.de Tel. +49 203 98420-0 · Fax +49 203 98420-198 info@gea-ecofl-ex.com · www.gea-ecofl-ex.com	Platten Kreuzstrom	32bar	Ja	950°C	ab 5000 m3/h ab 5000 m3/h
4	Bosal.de							existiert nicht mehr
5	Polybloc	Winterthur	www.polybloc.ch	Lamellen	<100mbar	Nein	900/100°C	Grobofferte FeLuVo erhalten
6	Tranter	Österreich siehe mail AAT Geotherma Januar 15	Meierhofer mobil 0043 664 103 2791	Platten für Flüssigkeit	>16 bar	Ja	200°C	siehe mail AATG
7	Allenspach		www.allenspach-ag.ch ; info@allenspach-ag.ch	Taschen-WT für Heissluft Taschenweite >22mm 100'000 bis 200'000 M3/h	5 bar	Ja	1100°C	keine Antwort auf Anfrage per mail
8	vdI delmas		www.vdidelmas.com ; info@vdidelmas.com					keine Rückmeldung
9	Swisscombi		www.swisscombi.ch ; info@swisscombi.ch			Ja		> 1 MW; Rückmeldung / Absage
10	Energie Technik Systeme AG		info@ets.ch ; Herr Signer	Rückkühler auch Gas/Gas				keine Rückmeldung
11	BMS	Bönigstrasse 11A 3812 Wilderswil	info@bmsspower.com Tel. +41 (0)33 826 00 12 Fax +41 (0)33 826 00 14	Engineering				keine Rückmeldung
12	WT Wärmeaustausch Technologien AG	Hasenholz 38 1735 Giffers	Tel +41 (0)26 418 06 56 Fax +41 (0)26 418 06 57 E-Mail: hugo.broch@wt-sa.ch	vermutlich nur Flüssigkeiten Platten		Ja		keine Rückmeldung
13	Calorifer	St. Gallerstrasse 15 8353 Elgg	peter.iberger@calorifer.ch 052 368 50 50 direkt 30	Rohrbündel	auf Anfrage	Ja	auf Anfrage	Offerte für WT2 erhalten
14	Coolson AG	Knottemstrasse 5 CH-9422 Staad	+41 (0)71 858 21 21 (direct: +41 (0)71 858 21 25 mario.wipf@coolson.ch http://www.coolson.ch	Hochtemperaturgase nur mit Flüssigkeitskühlung	Ja	Ja	900/100°C	nicht angefragt