



## Diplomarbeit

# Optimierung des Biomassekessels der Brauerei Göss

erstellt für

**Brauunion Österreich AG**

**Vorgelegt von:**

Hannes Rieger  
0135246

**Betreuer/Gutachter:**

O.Univ.Prof.Dipl.-Ing.Dr.mont. Werner L. Kepplinger

Leoben, 1. Februar 2007

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche erkenntlich gemacht habe.

## **Kurzfassung**

### **Optimierung des Biomassekessels der Brauerei Göss**

Bei der Herstellung von Bier fällt der Biertreber als Nebenprodukt an. Es gibt zahlreiche Möglichkeiten diesen Stoff zu verwerten. Eine dieser Möglichkeiten ist die thermische Verwertung direkt am Produktionsstandort. Und dies wird bei der Brauerei in Göss in Leoben durchgeführt. Der Treber wird nämlich, nach einer mechanischen Entwässerung, in einem Biomassekessel verbrannt, um Dampf zu erzeugen, der dann werksintern genutzt werden kann.

Der erste Teil dieser Diplomarbeit handelt über die Bedeutung der Biomasse als Brennstoff, sowie über die erforderlichen Eigenschaften von Biomasse wie z.B. die Feuchte. Außerdem wird noch auf unterschiedliche Feuerungstypen eingegangen.

Im zweiten Teil dieser Arbeit werden jene Versuche beschrieben und ausgewertet, die gemacht wurden, den Kessel zu optimieren, den Verbrennungsprozess zu stabilisieren und so die Menge an Dampf, die der Kessel produziert, zu steigern. Zu diesen Optimierungsschritten zählen unter anderem eine Verbrennungsrechnung des Biertreber der Brauerei Göss sowie eine Energiebilanz des Biomassekessels.

# **Abstract**

## **Optimization of the biomass caldron in the brewery Göss**

The spent grains are a by-product of the beer production. There are many different possibilities to use these spent grains. One of these possibilities is the thermal utilization directly at the location. This is practiced in the brewery Göss in Leoben. The spent grains are burned in a biomass caldron after being mechanically dried in order to produce steam, which is used in the brewery.

The first part of this dissertation is about the biomass as a fuel. Moreover this first part treats of the required properties of biomass e.g. the moisture and also of the different types of firing.

The second part of this dissertation describes and evaluates the experiments, which were done in order to optimize the caldron and to stabilize the process of combustion of the spent grains so that the amount of steam increases, which is produced by the caldron. Among these steps of optimization rank a calculation of combustion of the spent grains Göss and furthermore an energy balance of the biomass caldron.

# Inhaltsverzeichnis

	Seite
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>3</b>
1.1 Problemstellung .....	3
1.2 Zielsetzung .....	4
<b>2 GRUNDLAGENTEIL (THEORIETEIL).....</b>	<b>5</b>
2.1 Definition der Biomasse .....	5
2.1.1 Umwandlungsmöglichkeiten in End- bzw. Nutzenergie .....	6
2.1.1.1 Thermochemische Umwandlung .....	7
2.1.1.2 Physikalisch – chemische Umwandlung .....	7
2.1.1.3 Biochemische Umwandlung .....	8
2.2 Biomasse als Energieträger .....	8
2.3 Bedeutung der thermischen Biomassenutzung .....	10
2.3.1 Die thermische Biomassenutzung in der Industrie.....	10
2.3.2 Thermische Biomassenutzung in Kleinf Feuerungsanlagen .....	10
2.3.3 Stromerzeugung aus Biomasse .....	11
2.4 Erforderliche Eigenschaften von Biomassebrennstoffen.....	11
2.4.1 Einfluss verschiedener Parameter auf die Biomasseverbrennung.....	11
2.4.2 Der Einfluss von Stickstoff auf die Biomasseverbrennung.....	13
2.4.3 Der Einfluss von Chlor auf die Biomasseverbrennung .....	14
2.4.4 Der Einfluss von Schwefel auf die Biomasseverbrennung.....	14
2.4.5 Der Einfluss des Aschegehaltes.....	14
2.4.6 Der Einfluss von Alkali- und Erdalkalimetallen .....	15
2.4.7 Der Einfluss von Schwermetallen bei der Biomasseverbrennung.....	16
2.5 Biomassefeuerungen .....	18
<b>3 BIOMASSEVERWERTUNG AM BEISPIEL DER BRAUEREI GÖSS.....</b>	<b>23</b>
3.1 Möglichkeiten der Treberverwertung.....	24
3.2 Verbrennung von Biertrebern.....	24
3.2.1 Verfahrensbeschreibung der Trebernverbrennung in Göss.....	26
3.2.1.1 Bandpresse.....	27

3.2.1.2	Biomassekessel .....	30
3.2.1.3	Reststoffe.....	33
<b>4</b>	<b>OPTIMIERUNG DES BIOMASSEKESSELS.....</b>	<b>37</b>
4.1	Beschreibung der Treberverbrennungsanlage.....	37
4.1.1	Anlagenkomponenten .....	39
4.2	Massenbilanz der Treberverbrennungsanlage.....	41
4.3	Verbrennungsrechnung des Biertreber Göss.....	44
4.4	Optimierung der Verbrennung .....	50
4.4.1	Allgemeines .....	50
4.4.2	Praktische Durchführung.....	50
4.4.3	Ergebnisse der Optimierung .....	59
4.5	Energiebilanz des Biomassekessels.....	62
4.5.1	Allgemeines zur Bilanzierung.....	62
4.5.2	Berechnungsschema .....	63
4.6	Kesselleistung nach der Ofenreinigung in der KW 48.....	70
<b>5</b>	<b>ERGEBNISSE / DISKUSSION .....</b>	<b>76</b>
<b>6</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>77</b>
<b>7</b>	<b>VERZEICHNISSE .....</b>	<b>80</b>
7.1	Literaturverzeichnis.....	80
7.2	Abkürzungsverzeichnis .....	81
7.3	Tabellenverzeichnis .....	83
7.4	Abbildungsverzeichnis .....	83
<b>ANHANG.....</b>	<b>.....</b>	<b>I</b>

# 1 Einleitung

Das Brauen und der Genuss von Bier hat für den Menschen eine sehr lange Tradition. Bei der Herstellung fallen neben dem Bier aber auch einige Nebenprodukte an. Ein solches ist der Biertreber, der feste Rückstand des Brauprozesses. Pro Hektoliter Bier entstehen rund 20 kg nasser Biertreber.

Seit geraumer Zeit laufen Versuche, diesen Stoff sinnvoll zu verwerten. Es gibt dabei mehrere Möglichkeiten, jedoch hat sich bisher keine richtig etabliert. Da wäre zunächst die Verwendung als Futtermittel. Das Problem dabei aber ist, dass der nasse Treber nach 2 – 3 Tagen zu faulen beginnt. Außerdem ist diese Alternative aufgrund der rückläufigen Viehbestände weniger zu bevorzugen. Auch eine eventuelle Biogaserzeugung ist aufgrund der hohen Kosten für eine solche Anlage eher nicht ratsam. Es gibt noch einige weitere Verwertungsmöglichkeiten von Biertreber, jedoch sind diese wie schon erwähnt mit einigen Nachteilen behaftet.

Eine Verwertungsschiene jedoch hat großes Potential. Und dies wird in der Brauerei Göss durchgeführt. Da es sich bei Biertreber um Biomasse handelt, wird eine thermische Verwertung zur Erzeugung von Dampf durchgeführt. Dazu wird der Treber zuerst mit einer Filterpresse mechanisch getrocknet und dann in einen Kessel gegeben und dort verbrannt. Diese thermische Verwertung bringt einige Vorteile mit sich. Da wäre zunächst die teilweise Deckung des Energiebedarfs. Da die Erzeugung von Energie mit hohen Kosten verbunden ist, liegt hier ein riesiges Einsparungspotential vor. Außerdem ergibt sich eine Ressourcenschonung sowie eine Kohlendioxidreduktion, da Biomasse als  $\text{CO}_2$  – neutral anzusehen ist. Ein weiterer nicht unbedeutender Vorteil ist der Entfall der Kosten für eine Deponierung, da Treber als Sondermüll einzustufen ist. Zusätzlich findet die Asche, die beim Verbrennen entsteht, aufgrund seines hohen Phosphorgehaltes in der Landwirtschaft als Düngemittel Verwendung.

## 1.1 Problemstellung

Das Thema der Optimierung des Biomassekessels der Brauerei Göss wurde von der Brau Union Österreich AG zur Verfügung gestellt.

Mit diesem Kessel, in dem der betriebseigene Biertreber verbrannt wird, wird Dampf erzeugt, der dann im Werk Verwendung findet. Das Problem bei diesem Kessel jedoch ist, dass die Verbrennung der Treber instabil verläuft und somit liefert der Kessel zuwenig Dampf. Die Leistung des Kessels ist also zu gering.



## 1.2 Zielsetzung

Diese Diplomarbeit gliedert sich in 2 Teile.

Der erste Teil beschäftigt sich mit der Theorie der Biomasse. Es wird darauf eingegangen, was Biomasse ist, wie diese entsteht und wie die Umwandlung in nutzbare Energieformen abläuft. Weiters behandelt dieser Theorieteil die thermische Nutzung der Biomasse sowie ihre Bedeutung für die Industrie. Dabei werden einige Feuerungssysteme beschrieben und welchen Einfluss die Bestandteile der Biomasse auf die Verbrennung haben. Schließlich erfolgt eine genaue Beschreibung der Biomasseverbrennungsanlage in der Brauerei Göss. Denn dort findet eine Verbrennung von Biertreber zur Dampferzeugung statt. Es wird nicht nur beschrieben, wie der Treber aufbereitet wird, um ihn für eine thermische Nutzung geeignet zu machen, sondern auch was mit den Reststoffen, also der Asche und dem Abgas geschieht.

Der zweite praktische Teil handelt über die Optimierung des Kessels. Es wird darauf eingegangen, welche Schritte und Versuche unternommen wurden, um die Verbrennung zu verbessern und die Leistung, das heißt die erzeugte Dampfmenge zu steigern und so Stabilität in den Prozess zu bringen.



## 2 Grundlagenteil (Theorieteil)

### 2.1 Definition der Biomasse

Das Kapitel 2.1 stammt aus der Literatur [1] und [2].

Der Begriff Biomasse umfasst die Gesamtheit der in der Natur vorkommenden Lebewesen, also sämtliche Stoffe organischer Herkunft das heißt kohlenstoffhaltige Materie. Dazu gehören

- alle Pflanzen und Tiere (Phyto- und Zoomasse)
- daraus resultierende Rückstände (z.B. tierische Exkremente)
- abgestorbene (aber noch nicht fossile) Pflanzen und Tiere
- und im weitere Sinn auch die durch Umwandlung entstehenden Stoffe wie Papier, Zellstoff und organische Rückstände aus der Lebensmittelindustrie...[1]

Die Abgrenzung zwischen Biomasse gegenüber den fossilen Brennstoffen beginnt beim Torf, der im eigentlichen Sinn nicht mehr zur Biomasse gehört, jedoch in einigen Ländern (u.a. Schweden, Finnland) aufgrund des verbreiteten Vorkommens durchaus als Biomasse bezeichnet wird. Neben dieser oben genannten Definition lässt sich die Biomasse auch noch in Primär- und Sekundärprodukte unterteilen.

- Primärprodukte sind durch die photosynthetische Wirkung der Sonne entstanden. Dazu gehören die gesamte Pflanzenmasse wie z.B. Produkte aus dem Energiepflanzenanbau (schnell wachsende Bäume oder Energiegräser) oder pflanzliche Rückstände und Nebenprodukte aus der Land- und Forstwirtschaft (Stroh, Wald- und Industrieholz).
- Sekundärprodukte bekommen die Energie nur indirekt von der Sonne. Ihre Bildung erfolgt durch den Ab- oder Umbau von organischer Substanz. Darunter fallen z.B. die gesamte Zoomasse, deren Exkremente (Gülle und Mist) und Klärschlamm.

Die Umwandlung der Biomasse in Energie kann auf sehr unterschiedliche Weise erfolgen. Abbildung 1 zeigt die Energiewandlungskette. Man muss beim Begriff Energie zwischen 4 Formen unterscheiden:

- Unter der Primärenergie (bzw. unter Primärenergieträgern) versteht man jene Energieformen, bei denen noch keine Umwandlung erfolgt ist. Dazu gehören Kohle, Erdöl, Windkraft, Solarstrahlung sowie die Biomasse.

- Sekundärenergie (bzw. Sekundärenergieträger) werden in diversen Anlagen aus Primärenergie hergestellt. Zu den Sekundärenergien zählen u.a. Steinkohlebriketts, Benzin, Heizöl, elektrische Energie. Dabei kommt es zu Umwandlungs- und Verteilungsverlusten.
- Die Endenergien (bzw. Endenergieträger) bezeichnen jene Energieformen, die der Verbraucher bezieht (z.B. Heizöl vor dem Ölbrenner, Holzhackschnitzel an der Feuerungsanlage, elektrische Energie vor dem Stromzähler...). Sie stammen aus Sekundär- aber auch aus Primärenergieträgern, jedoch vermindert um Umwandlungs- und Verteilungsverluste und dem nicht energetischen Verbrauch.
- Als Nutzenergie wird die letzte Stufe bezeichnet. Sie resultiert aus der Endenergie und bezeichnet die Energie, die in den Geräten des Verbrauchers zur Deckung der jeweiligen Bedürfnisse zur Verfügung steht (z.B. Raumtemperierung, Nahrungszubereitung, Transport). Auch hier treten Verluste in Form von Umwandlungsverlusten auf (z.B. Verluste infolge der Wärmeabgabe einer Glühbirne für die Erzeugung von Licht).

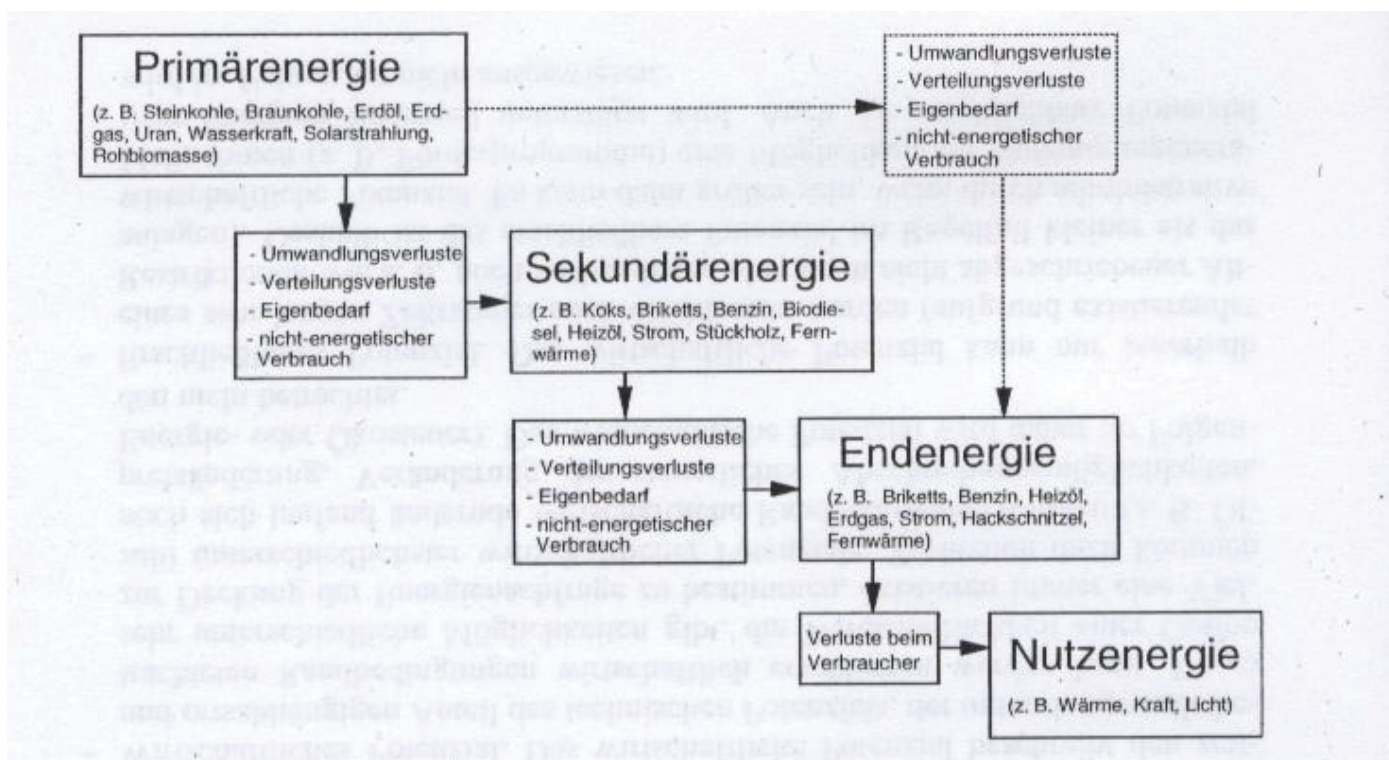


Abbildung 1: Energiewandlungskette [2, S.8]

### 2.1.1 Umwandlungsmöglichkeiten in End- bzw. Nutzenergie

Wie schon erwähnt gibt es eine Reihe von Möglichkeiten, Biomasse in End- oder Nutzenergie umzuwandeln. Im einfachsten Fall wird z.B. holzartige Biomasse nach einer mechanischen Aufbereitung (Zerkleinerung, Verdichtung) direkt in einer Feuerungsanlage

verbrannt. Für viele andere Anwendungen jedoch (z.B. im Pkw – Motor oder bei der Stromerzeugung in einer Gasturbine) ist es notwendig, flüssige oder gasförmige Sekundärenergieträger herzustellen. Bevor die Nutzenergie zur Verfügung steht erfolgen also noch Veredelungsprozesse, woraus eine Aufwertung einiger Eigenschaften der Energieträger wie z.B. Energiedichte, Speicher- und Transporteigenschaften, Umweltverträglichkeit usw. resultiert. Bei den Verfahren zur Umwandlung in feste, flüssige oder gasförmige Sekundärenergieträger als Zwischenstufe vor den End- bzw. Nutzenergieträgern unterscheidet man zwischen thermochemischen, physikalisch – chemischen und biochemischen Veredelungsverfahren [2, S.5].

### **2.1.1.1 Thermochemische Umwandlung**

Mit den thermochemischen Verfahren, zu denen Vergasung, Pyrolyse und Verkohlung gehören, erfolgt eine Umwandlung von fester Biomasse vor allem unter dem Einfluss von Wärme in feste, flüssige und gasförmige Sekundärenergien.

Die Vergasung zielt auf eine möglichst vollständige Umsetzung der Biomasse in brennbare Gase bei hohen Temperaturen ab. Dabei wird ein sauerstoffhaltiges Vergasungsmittel (meist Luft) unterstöchiometrisch zugeführt. Dadurch entsteht aus dem in der Biomasse enthaltenen Kohlenstoff Kohlenmonoxid (CO). Die dafür benötigte Prozesswärme erreicht man durch eine teilweise Verbrennung des Einsatzmaterials. Das Gas, das entsteht, kann entweder zur Wärmebereitstellung in Brennern oder in Gasmotoren zur Stromerzeugung verwendet oder durch weitere Umwandlungen auch in flüssige Sekundärenergieträger (z.B. Methanol) weiterverarbeitet werden, die z.B. im Verkehrsbereich Verwendung finden [2].

Bei der Pyrolyse läuft eine Veredelung von festen organischen Stoffen unter Wärmeeinfluss ab, wobei eine möglichst große Menge an flüssigen Energieträgern entstehen soll. Die dabei entstehenden Sekundärenergieträger können anschließend in Brennstoffe für Feuerungsanlagen oder in Treibstoffe umgewandelt werden.

Die Verkohlung von fester Biomasse zielt auf eine Umwandlung mit einer hohen Ausbeute an Festbrennstoff (Holzkohle) ab. Auch hier erfolgt eine thermische Zersetzung der organischen Masse. Die Verkohlung unterscheidet sich nur wenig von der Pyrolyse und der Vergasung. Die Bedingungen werden nur so festgelegt, dass bei den Reaktionsprodukten der Feststoffanteil maximiert wird. Die dadurch gewonnene Kohle kann zur Wärmegewinnung verwendet werden [2].

### **2.1.1.2 Physikalisch – chemische Umwandlung**

Zu den physikalisch – chemischen Umwandlungsverfahren gehören alle Methoden zur Bereitstellung von Energieträgern auf Pflanzenölbasis. Ausgangsmaterial ist ölhältige Biomasse (z.B. Rapssaat, Sonnenblumensaat). Dabei muss zuerst immer eine Trennung der flüssigen Ölphase von der festen Phase erfolgen. Dies kann durch mechanisches



Auspressen geschehen. Eine andere Möglichkeit stellt die Extraktion dar. Hier entzieht ein Lösungsmittel das Öl aus dem Feststoff. Als Rückstand bleibt der Extraktionsschrott zurück, der beispielsweise als Futtermittel Verwendung findet. Das so gewonnene Pflanzenöl ist sowohl in seiner reinen Form als auch nach einer chemischen Umwandlung zu Pflanzenölmethylester (PME) als Treib- oder Brennstoff energetisch nutzbar [2].

### 2.1.1.3 Biochemische Umwandlung

Bei der biochemischen Umwandlung sind Mikroorganismen und somit biologische Prozesse dafür verantwortlich, Biomasse in Sekundärenergieträger bzw. in End- oder Nutzenergien umzuwandeln. Aus zuckerhaltiger Biomasse beispielsweise kann durch eine alkoholische Gärung durch Hefe Ethanol entstehen. Eine nachfolgende Destillation trennt das Ethanol von der Maische. Das fertige Produkt findet als Treib- oder Brennstoff in Motoren oder Verbrennungsanlagen zur End- oder Nutzenergieherstellung Verwendung. Der Abbau der Biomasse kann einerseits anaerob d.h. unter Sauerstoffabschluss durch bestimmte Bakterien erfolgen. Dabei entsteht ein wasserdampfgesättigtes Mischgas (Biogas), das zu rund zwei Drittel aus Methan besteht. Es kann nach einer Aufbereitung in Gasbrennern oder Motoren als Energieträger genutzt werden. Neben dem anaeroben Abbau gibt es noch die Möglichkeit der aeroben Umwandlung (mit Luftsauerstoff). Hier erfolgt eine Oxidation der Biomasse unter Wärmefreisetzung, die ebenfalls durch Bakterien passiert. Diesen Vorgang nennt man Kompostierung. Die freiwerdende Wärme kann dabei mit Hilfe von Wärmepumpen gewonnen werden [2].

## 2.2 Biomasse als Energieträger

Seit Beginn der Industrialisierung im 19. Jahrhundert galt die Energie als Motor der wirtschaftlichen Entwicklung. Die Energie wurde preisgünstig und in großen Mengen aus der Stein- und Braunkohle gewonnen. Anfang des 20. Jahrhunderts gesellten sich Erdöl und Erdgas als zusätzliche Energieträger dazu. Der bis ins 19. Jahrhundert wichtigste Energieträger, das Holz, verlor in den Industrieländern völlig an Bedeutung. Denn man war der Ansicht, dass Energie unbeschränkt und preiswert zur Verfügung steht. Mitunter sorgten zu Beginn der 70er Jahre des letzten Jahrhunderts Ölkrisen (1973 und 1980) dafür, dass man erkannte, dass beim Erdöl eine politische Abhängigkeit bestand. Dabei wurde auch klar, dass die Vorräte an fossilen Brennstoffen irgendwann erschöpft sein werden. Weiters erkannte man durch die Zunahme des Kohlendioxids (CO<sub>2</sub>) infolge des steigenden Einsatzes fossiler Brennstoffe die Gefahr für das Klima der Erde [1].

Das waren zwei Gründe, die den Ruf nach verstärkter Nutzung nachwachsender Energieträger immer lauter werden ließen. Der mit Abstand wichtigste Aspekt für die Verwendung von Biomasse als Energieträger ist die Tatsache, dass regenerative



Energieträger in der Gesamtbilanz vom beginnenden Wachstum bis zum Ende des Verbrennungsprozesses als Kohlendioxid - neutral anzusehen sind. Dies kommt daher, dass die bei der energetischen Umsetzung frei werdende Kohlendioxidmenge beim Wachsen in Sauerstoff umgewandelt wird. Denn Biomasse ist der einzige erneuerbare Energieträger, der Kohlendioxid direkt aus der Atmosphäre aufnehmen und im Zuge der Photosynthese umsetzen kann. Auch wenn aufgrund neuer Erkenntnisse der Einfluss des Kohlendioxids auf das Globalklima geringer ist als bisher angenommen, bleibt die Bedeutung des Waldes als klimaregulierendes und luftreinigendes Ökosystem erhalten. Die bei der Waldpflege anfallenden Durchforstungshölzer bieten sich dabei in besonderem Maße für die energetische Nutzung an. Weitere wichtige Energiehölzer sind die bei der Be- und Verarbeitung des Holzes anfallenden Sägenebenprodukte und Produktionsabfälle. Auch mit dem Alt- oder Gebrauchtholz steht eine Energiereserve zur Verfügung. Der Energieträger Biomasse ist weiters für die Landwirtschaftspolitik sehr wichtig, da der Bauer als Brennstoffproduzent neue Einkommensquellen erschließen kann und brachliegendes Ackerland lässt sich durch den Anbau von Energieholz sinnvoll nutzen. Abbildung 2 schildert den Kreislauf des Holzes [1].

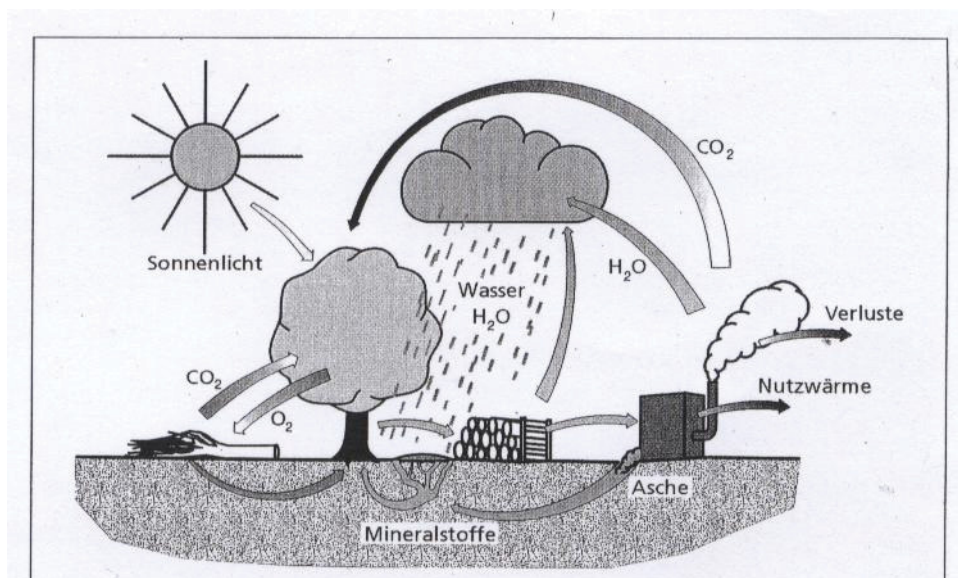


Abbildung 2: Der Kreislauf des Holzes [1, S.15]

Dennoch gibt es auch einige Hindernisse bei der Verwertung von Biomasse. Holz und andere Biomassen sind den fossilen Energieträgern gegenüber vor allem aus Kostengründen benachteiligt. Biomasse hat eine vergleichsweise geringe Energiedichte und somit einen hohen Transport- und Lageraufwand. Außerdem ist die Anlagentechnik einer Biomasseverbrennung wesentlich teurer als die Technik zur Verwertung fossiler Brennstoffe.

## 2.3 Bedeutung der thermischen Biomassenutzung

In diesem Kapitel wird genauer darauf eingegangen, welche Bedeutung die thermische Biomassenutzung, also die Verbrennung von erneuerbaren Energieträgern, in Europa hat. Die Literatur zu diesem Kapitel stammt aus [3].

### 2.3.1 Die thermische Biomassenutzung in der Industrie

Schweden und Finnland sind, was den Einsatz von Biomasse zur Energieerzeugung in der Industrie angeht, europaweit die beiden führenden Nationen. Dies erklärt sich durch die Breite der Holzverarbeitenden Industrie in diesen Ländern. Die am häufigsten verwendeten Brennstoffe sind Sägenebenprodukte und besonders in Finnland auch Torf wegen der vorherrschenden klimatischen Bedingungen. Daher wird in Finnland der Torf auch zu den erneuerbaren Energieträgern gezählt. Die gängigen Feuerungstechnologien sind zirkulierende Wirbelschichten sowie Rostfeuerungen. In Anlagen der Holzverarbeitenden Industrie war und ist Biomasse ein interessanter Energieträger, da er praktisch gratis zur Verfügung steht.

In Dänemark hingegen erfolgt die industrielle thermische Nutzung von Biomasse aufgrund der dort nicht sehr verbreiteten Holzverarbeitenden Industrie vor allem durch die Zufeuerung in Kohlekraftwerken, wobei der Biomasseanteil zwischen 5 und 20 % des Primärenergieeinsatzes liegt. Da der Einkaufspreis und der Aufwand für Lagerung und Aufbereitung sehr hoch sind, ist eine solche Biomasseverwertung nur durch staatliche Subventionen möglich. Der Vorteil dieser Strategie ist, dass in relativ kurzer Zeit eine große Menge an Biomasse eingesetzt werden kann, was hinsichtlich der Kohlendioxidreduktion ein Vorteil ist [3].

### 2.3.2 Thermische Biomassenutzung in Kleinf Feuerungsanlagen

Bezüglich der Nutzung von Biomasse in Kleinf Feuerungsanlagen liegt Österreich europaweit an der Spitze. In Schweden und Finnland ist die Anzahl an Biomasse – Kleinf Feuerungsanlagen hingegen durch die Verbreitung der Fernwärme rückgängig. Weiters geht in Europa der Trend da hin, Brennholz durch Öl oder Gas zu ersetzen, wenn keine Fernwärme zur Verfügung steht. Um dieser Entwicklung entgegen zu wirken, wurde die Erzeugung von Pellets aus chemisch unbehandeltem Holz verstärkt. Diese weisen gegenüber Brennholz und Hackschnitzeln den Vorteil einer deutlich höheren Energiedichte auf, sind rieselfähig, von gleichmäßiger Körnung und Qualität und können mit speziellen Tankwägen einfach in die Lagerräume gepumpt werden. Durch die einheitliche Qualität der Pellets verringert sich die Anzahl an Störfällen bei der automatischen Beschickung der Feuerungsanlagen und daraus resultiert eine bessere und emissionsärmere Verbrennung. Der einzige Nachteil bei der Holzpelletsherstellung ist der größere maschinelle und energetische Aufwand.



### 2.3.3 Stromerzeugung aus Biomasse

Der durchschnittliche Anteil der Stromproduktion aus Biomasse beträgt in Europa rund 1,1 %, wobei die Stromerzeugung zum überwiegenden Teil durch Dampfturbinenanlagen erfolgt. Finnland ist dabei an der Spitze. Der Grund dafür ist der mengenmäßig hohe Anteil an Biomasse in Feuerungsanlagen der Holzverarbeitenden Industrie. In Dänemark erfolgt die Stromproduktion aus Biomasse in Kohlekraftwerken, wo wie schon erwähnt, ein bestimmter Anteil an Biomasse zugefeuert wird. Da in Dänemark Strom aus Biomasse stark subventioniert wird, erlebt die kombinierte Wärme- und Stromerzeugung aus Biomasse derzeit einen großen Aufschwung. In Österreich wird die Stromproduktion aus Biomasse praktisch zur Gänze durch die Papier- und Zellstoffindustrie abgedeckt [3].

## 2.4 Erforderliche Eigenschaften von Biomassebrennstoffen

In diesem Kapitel wird erläutert, wie sich die Art des Biomassebrennstoffes, dessen physikalische Eigenschaften und dessen chemische Zusammensetzung auf den Verbrennungsprozess auswirken. Die momentan wichtigsten Biomassebrennstoffe sind Holz in Form von Hackgut oder Spänen, weiters Rinde, Stroh und Heu. Aufgrund ihrer unterschiedlichen Beschaffenheit und Zusammensetzung ist es sehr wichtig, einige Parameter dieser Stoffe zu kennen und deren Einfluss auf den Verbrennungsprozess zu berücksichtigen. Das gesamte Unterkapitel „Erforderliche Eigenschaften von Biomassebrennstoffen“ wurde aus der Literatur [3] entnommen.

### 2.4.1 Einfluss verschiedener Parameter auf die Biomasseverbrennung

Die Partikelgröße, die Form und die Dichte sind zu beachtende physikalische Parameter. Die Korngröße ist wichtig für die Wahl geeigneter Transport- und Feuerungssysteme. Die Art der Brennstoffaufbereitung (lose Schüttung oder Presslinge) hat einen Einfluss auf die Energiedichte und die Anlagenregelung. Tabelle 1 zeigt einen Überblick über geeignete Förder- und Feuerungstechniken in Abhängigkeit von der Form und der Partikelgröße.

Tabelle 1: Fördereinrichtungen und Feuerungsanlagen in Abhängigkeit der Form und Partikelgröße [3, S.77]

Form	max. Partikelgröße	Fördereinrichtung	Feuerungstechnologie
Schüttgut	< 5 mm	Einblasvorrichtung	Einblasfeuerung, zirkulierende WS
Schüttgut	< 50 mm	Schneckenförderer	Unterschubfeuerung, Rostfeuerung
Schüttgut	< 500 mm	Stückholzbeschicker	Rostfeuerung, stationäre WS
Pellets	< 30 mm	Schneckenförderer	Unterschubfeuerung, stationäre und zirkulierende WS

Verwendete Abkürzungen: WS ... Wirbelschicht

Weitere wichtige Kennwerte von Biomassebrennstoffen sind der Brennwert, der Wassergehalt und die Energiedichte. Diese Parameter haben Einfluss auf das Abbrandverhalten des Brennstoffs, die Verbrennungstemperatur, die entstehende Rauchgasmenge, die Feuerraumgeometrie, das benötigte Lagervolumen sowie die Regelung der Brennstoffzufuhr. Ist beispielsweise der Brennstoff zu feucht, resultiert daraus eine wesentlich längere Trocknungsdauer bevor die Entgasung einsetzt, was sich auf die Dimensionierung der Rostfläche auswirkt. Tabelle 2 zeigt die Wassergehalte, Brennwerte und Energiedichten von Biomassebrennstoffen im Vergleich zu Heizöl EL.



Tabelle 2: Wassergehalte, Brennwerte und Energiedichten von Biomasse im Vergleich zu Heizöl EL [3, S.78]

	Wassergehalt [Gew. %]	Brennwert [kWh/kg TS]	Energiedichte [kWh/m <sup>3</sup> ]
Holzpellets	10,0	5,5	2756
Hackgut – Hartholz	50,0	5,5	1009
Hackgut – Weichholz	50,0	5,5	785
Rinde	50,0	5,6	727
Sägespäne	50,0	5,5	538
Heizöl EL	0,0	12,7	10200

Neben diesen Parametern spielen auch noch die Gehalte an Stickstoff (N), Schwefel (S) und Chlor (Cl) in der Biomasse sowie der Aschegehalt eine wichtige Rolle bezüglich der Verbrennung. Darauf wird nun in den folgenden Kapiteln eingegangen.

### 2.4.2 Der Einfluss von Stickstoff auf die Biomasseverbrennung

Aus dem im Brennstoff gebundenen Stickstoff entsteht bei der Verbrennung elementarer Stickstoff ( $N_2$ ) und Stickoxide ( $NO_x = NO, NO_2$ ) und somit geht der Brennstoffstickstoff beinahe vollständig in die Gasphase über. In die Asche erfolgt kaum eine Einbindung. Es ist bekannt, dass bei der Biomasseverbrennung, wo Temperaturen zwischen 800 und 1.100 °C vorherrschen, die Stickoxidbildung fast ausschließlich durch den Brennstoffstickstoff erfolgt. Weiters steht fest, dass die Feuerraumgeometrie und vor allem die Luftstufung die Stickoxidemissionen beeinflussen. Um die behördlich vorgeschriebenen Grenzwerte nicht zu überschreiten stehen bei Einsatz von chemisch unbehandelter Biomasse besondere Maßnahmen zur Verfügung. Zunächst sollte die Zufuhr von Primär- und Sekundärluft in getrennten Verbrennungszonen und die Luftdosierung über frequenzgeregelter Ventilatoren erfolgen. Regelungstechnische Vorgaben sind eine Feuerraumtemperatur zwischen 1.100 und 1.200 °C sowie eine Verweilzeit von mindestens 0,5 Sekunden. Bei der Verwendung stickstoffreicher Biomasse (z.B. Gräser oder auch Spanplatten) sind neben den Primärmaßnahmen zusätzliche Schritte notwendig, um die Grenzwerte einhalten zu können. Dies sind Sekundärmaßnahmen. Dazu gehören das SNCR – (Selective Non Catalytic Reduction) und das SCR – (Selective Catalytic Reduction) Verfahren [3].

### 2.4.3 Der Einfluss von Chlor auf die Biomasseverbrennung

Während der Verbrennung entstehen aus dem im Brennstoff enthaltenen Chlor HCl und Alkalichloride. Diese Verbindungen gehen in die Gasphase über. Bedingt durch die Abkühlung der Rauchgase im Kessel kondensiert ein Teil des Chlors in Form von Alkali- oder Erdalkalisalzen an den im Rauchgas mitgeführten Flugaschepartikeln und an den Rohrwänden der Wärmetauscher. Chlor wird also teilweise in die Flugasche eingebunden, der Rest wird gasförmig als HCl emittiert bzw. bleibt als Flugstaub (in Aerosolform) im Rauchgas. Die Einbindung in die Asche ist von der Konzentration an Alkali- und Erdalkalimetallen im Brennstoff sowie von der Technik der Staubabscheidung und deren Effizienz abhängig.

Die Bedeutung des Chlor liegt einerseits in den HCl – Emissionen, weiters bezüglich der Bildung von PCDD/F (Polychlorierte Dibenzodioxine / -Furane) und andererseits in der korrosiven Wirkung dieses Elementes und seinen Verbindungen. Um Chlorkorrosion weitgehend zu vermeiden, sollte der Gehalt an Chlor im Biomassebrennstoff unter 0,1 Gew. % der Trockensubstanz liegen. Bei höheren Chlorgehalten sind feuerungs- und regeltechnische Vorkehrungen zu treffen [3].

### 2.4.4 Der Einfluss von Schwefel auf die Biomasseverbrennung

Aus dem Schwefel im Brennstoff entstehen während der Verbrennung die Verbindungen Schwefeldioxid ( $\text{SO}_2$ ) und Schwefeltrioxid ( $\text{SO}_3$ ), die zum Großteil in die Gasphase übergehen. Auch hier kondensiert ein Teil des Schwefels in Form von Alkali- oder Erdalkalisulfaten an den im Rauchgas enthaltenen Flugaschepartikeln oder an den Rohrwänden des Wärmetauschers. Wie beim Chlor ist die Einbindung in die Asche von der Konzentration an Alkali- und Erdalkalimetallen (besonders von der Calciumkonzentration) im Brennstoff abhängig. Je höher der Calciumgehalt im Brennstoff ist, desto besser wird der Schwefel in die Asche eingebunden. Analog zum Chlor kann es auch beim Schwefel zu Korrosion kommen. Nämlich dann, wenn die Schwefeldioxidkonzentration im Rauchgas zu hoch ist. Denn dadurch kommt es zu einer Sulfatisierung von gebildeten Alkali- und Erdalkalichloriden. Bei dieser Reaktion wird Chlor freigesetzt, das korrosionsfördernd wirkt, wenn dieser Prozess in den Ascheschichten, die an den Wärmetauscherrohren anlagern, stattfindet [3].

### 2.4.5 Der Einfluss des Aschegehaltes

Der Aschegehalt beeinflusst die Art der Entaschung, deren Transport und Lagerung. Nicht alle Arten von Biomasse haben dieselbe Aschemenge. Während Holzspäne und Hackschnitzel relativ aschearm sind, beinhalten Rinde, Stroh und Heu deutlich mehr Asche.



Dies kommt daher, dass Rinde, Stroh und Heu deutlich mineralreicher sind und teilweise auch größere Anteile an mineralischen Verunreinigungen (Sand, Erde...) enthalten. Aus verfahrenstechnischer Hinsicht sind aschearme Brennstoffe vorteilhafter. Durch den geringeren Ascheanfall erleichtert sich der Ascheaustrag aus der Feuerungsanlage und in weiterer Folge der Aschentransport, die Aschenlagerung, -verwertung bzw. -entsorgung. Für aschereiche Brennstoffe kommen nur Rost- oder Wirbelschichtfeuerungen in Frage. Durch zu hohe Aschegehalte entstehen besonders bei Unterschubfeuerungen oftmals eine geschlossene Ascheschicht an der Oberfläche des Brennstoffs, die dessen Entgasung erschwert und immer wieder zu explosionsartigen Gasdurchbrüchen führt. Weiters ergeben sich größere Flugaschemengen, was sich auf die Auslegung des Wärmetauschers, die erforderliche Wärmetauscherreinigung sowie die Staubabscheidung auswirken.

Die unterschiedlich hohen Aschegehalte wirken sich auch auf die Wahl der Gasreinigungsaggregate aus. Für aschereiche Brennstoffe sind Gewebefilter am günstigsten, die neben einer hervorragenden Abscheideleistung auch den Vorteil besitzen, dass durch den langen und intensiven Kontakt zwischen Rauchgas und Asche im und an der Oberfläche des Filters die Einbindung von Chlor und Schwefel in die Flugasche gefördert wird. Für aschearme Biomassebrennstoffe (Holz) sind aufgrund der höheren Teilchendichten und größeren Korngrößen der Flugaschepartikel Zyklone als Vorabscheider und Elektrofilter als Feinflugaschenabscheider gut geeignet [3].

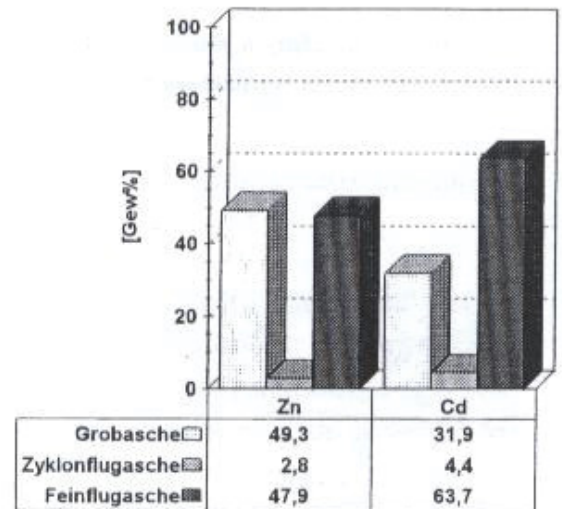
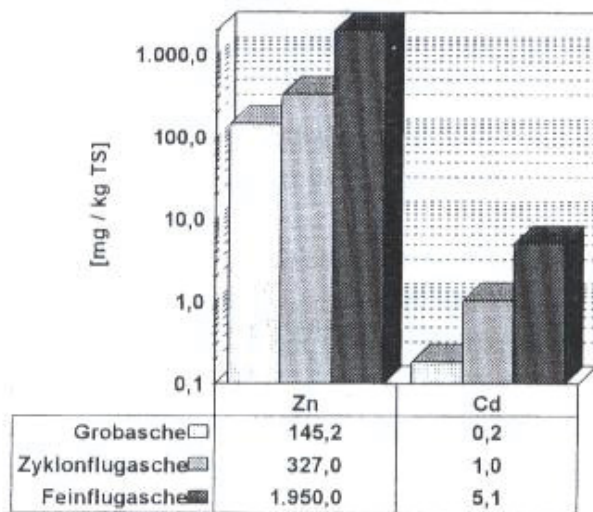
#### **2.4.6 Der Einfluss von Alkali- und Erdalkalimetallen**

Die Konzentrationen der Alkali- (Kalium, Natrium) und Erdalkalimetalle (Calcium, Magnesium) sind bedeutend bezüglich des Ascheschmelzverhaltens. Während Calcium (Ca) und Magnesium (Mg) den Ascheschmelzpunkt im Allgemeinen erhöhen, hat Kalium (K) oft genau die umgekehrte Wirkung. Dies ist deshalb wichtig, denn durch die Senkung des Ascheschmelzpunktes kann es zu Ablagerungen an den Wärmetauscherrohren und an den Feuerraumwänden kommen, die sich nur schwer wieder entfernen lassen und weiters verschlechtern diese Anpackungen das Strömungsverhalten und den Wärmeübergang und sind somit Ausgangspunkt für Korrosion. Bei der Verbrennung von Biomassebrennstoffen mit niedrig schmelzenden Aschen muss auf die Rost- und Feuerraumkühlung besonderes geachtet werden, um eine Erweichung und Versinterung der Asche zu vermeiden. Wassergekühlte Roste, luft- bzw. wassergekühlte Feuerraumwände und Rauchgaszirkulation stellen Möglichkeiten der Temperaturregelung dar. Eine Vermeidung von geschmolzenen Aschestücken ist auch von Bedeutung bezüglich des Recyclings der Asche. Biomasseasche enthält nämlich Pflanzennährstoffe. Somit kann die Asche anstatt üblicher Handelsdünger auf land- und forstwirtschaftlichen Flächen verwendet werden [3].

### 2.4.7 Der Einfluss von Schwermetallen bei der Biomasseverbrennung

Die Konzentrationen der Schwermetalle im Brennstoff wirken sich auf die Aschezusammensetzung und somit die Verwertbarkeit der Verbrennungsrückstände aus. Abbildung 3 zeigt die Konzentrationen von Zink (Zn) und Cadmium (Cd) in der Grob-, Zyklon- und Feinflugasche von Getreidepflanzen und Rinde. In Aschen, die aus der Verbrennung von chemisch unbehandelter Biomasse entsteht, sind vor allem die Konzentrationen von Cadmium und Zink von Bedeutung, denn aufgrund ihrer Flüchtigkeit reichern sich diese Elemente vor allem in der Feinflugasche an. Daraus wird ersichtlich, dass die Feinflugasche deponiert werden soll, während der Rest der Asche (Mischung aus Grob- und Zyklonflugasche) kreislaufwirtschaftlich genutzt werden kann. Technologisch ergibt sich dadurch eine getrennte Zyklon- und Feinflugaschenabscheidung, um Schwermetalle effektiv ausschleusen zu können [3].

Ergebnisse für Getreide-Ganzpflanzen:



Ergebnisse für Rinde:

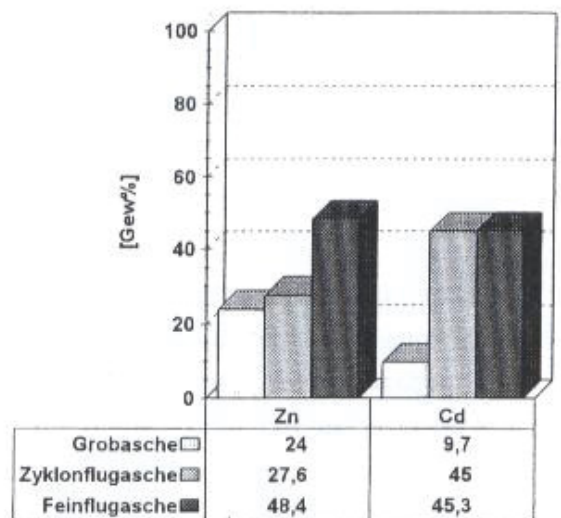
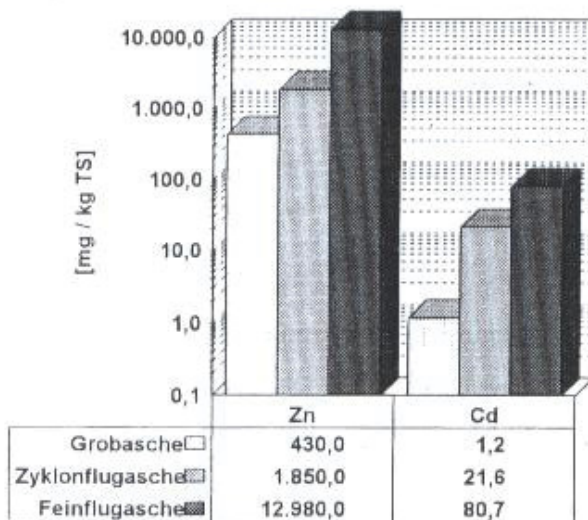


Abbildung 3: Schwermetallkonzentrationen in der Asche [3, S. 98]

Aus Abbildung 3 lässt sich erkennen, dass Aschen von holzartiger Biomasse (Hackgut, Rinde, Späne) deutlich höhere Schwermetallkonzentrationen aufweisen als Aschen von halmartiger Biomasse (Stroh, Getreidepflanzen, Heu). Dies kommt daher, dass Holz eine wesentlich längere Wachstumszeit hat, wodurch die Aufnahme von Schadstoffen stärker auftritt. Außerdem ist der pH-Wert von Waldböden niedriger als der von Ackerflächen und das begünstigt die Mobilität vieler Schwermetalle.

## 2.5 Biomassefeuerungen

Trotz der derzeit sehr ausgereiften Technologie bei der thermischen Nutzung von Biomasse ist hinsichtlich der Entwicklung neuer, effizienterer Anlagen noch großes Potential vorhanden. Die treibenden Kräfte dabei sind der Einsatz neuer Brennstoffe (Stroh, Gräser...), die spezielle Feuerungs- und Regelungstechnologien erfordern, sowie neue Prozesse, die höhere Wirkungsgrade und niedrigere Emissionen ermöglichen.

Dieses Kapitel geht genauer auf die einzelnen Feuerungsanlagen eing. Die Literatur zu diesem Unterkapitel stammt aus [3]. Die derzeit üblichsten Feuerungssysteme zur thermischen Nutzung von Biomasse sind Unterschubfeuerungen, Rostfeuerungen sowie stationäre und zirkulierende Wirbelschichtfeuerungen.

Unterschubfeuerungen werden meist nur bis zu einer Feuerungsleistung von 6 Megawatt (MW) gebaut und sind für Brennstoffe mit niedrigem Aschegehalt geeignet, also für Hackgut oder Holzspäne. Was die Anlagengröße angeht stellt die Brennstoffzufuhr über Förderschnecken, die die Biomasse von unten in den Feuerraum schieben, den limitierenden Faktor dar. Entsteht bei der Verbrennung eine große Menge an Asche, treten Probleme bezüglich der Austragung aus dem heißen Feuerraum auf. Abbildung 4 zeigt die schematische Darstellung einer Unterschubfeuerung.

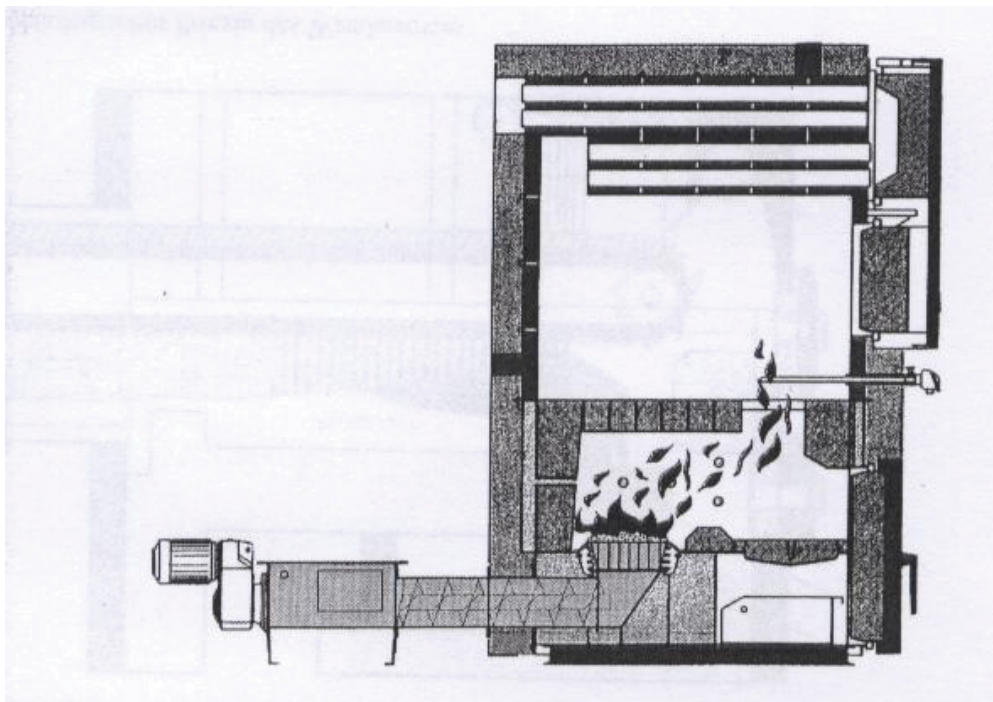


Abbildung 4: Unterschubfeuerung für Hackgut und Holzspäne [3, S. 113]

Rostfeuerungen sind in verschiedenen Ausführungen verfügbar. Für Leistungen  $< 1$  MW können nicht bewegliche Schrägstroße verwendet werden. Die Variante, die am meisten

Anwendung findet, ist der Vorschubrost. Dabei erfolgt der Brennstoff – Vorschub durch periodische Vor- und Rückwärtsbewegungen einzelner Rostelemente. In Abbildung 5 sieht man das Schema einer Vorschubrostfeuerung.

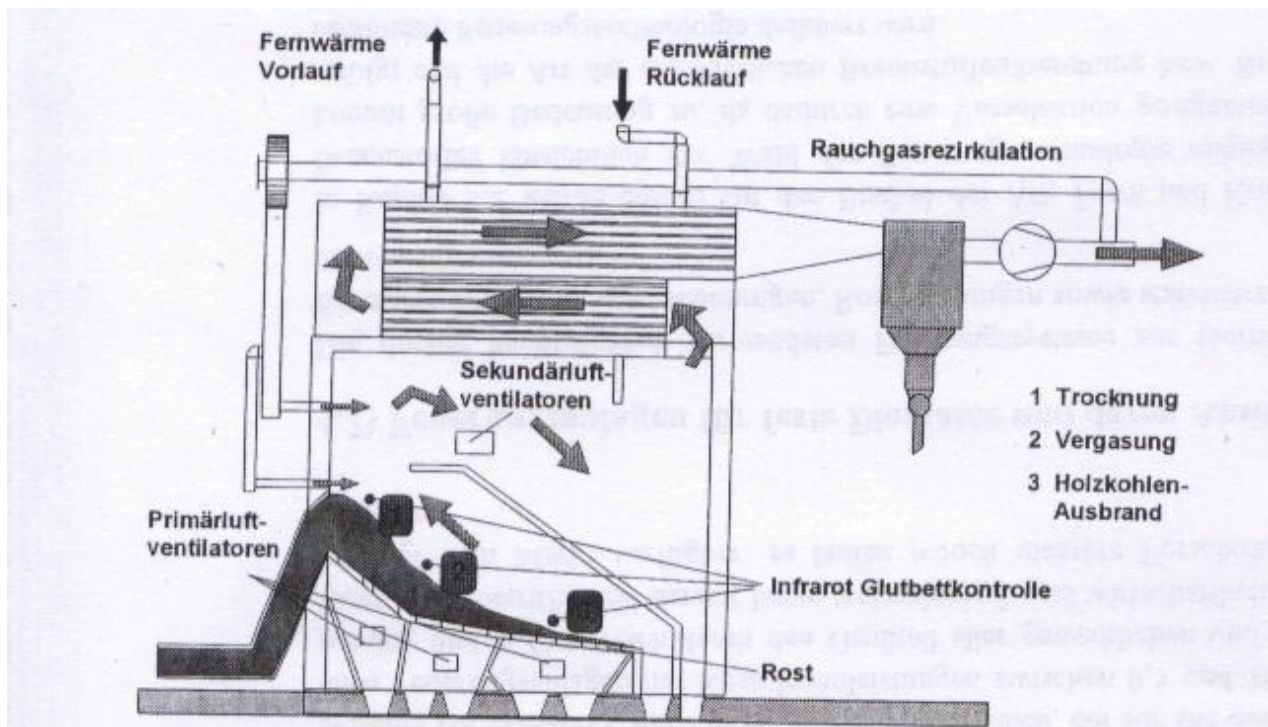


Abbildung 5: Vorschubrostfeuerung [3, S. 114]

Ein bedeutender Punkt für alle Feuerungstypen ist der Ablauf einer gestuften Verbrennung. Dies lässt sich durch eine Trennung der Feuerung in eine Primär- und Sekundärverbrennungszone erreichen und dient des Weiteren dazu, eine Rückvermischung der Sekundärluft in die Primärverbrennungszone zu verhindern. Durch eine solche Aufteilung übernimmt die Primärzone die Funktion einer Vergasungszone (mit unterstöchiometrischem Luftverhältnis). In der Sekundärverbrennungszone läuft dann die eigentliche Oxidation der Biomasse ab. Da bei Rostfeuerungen die Durchmischung von Rauchgasen und Luft in der Primärverbrennungszone aufgrund der niedrigen Turbulenz, die allerdings für die Aufrechterhaltung des Glutbettes erforderlich ist, nicht optimal ist, sollte die Sekundärluft mit dem Rauchgas möglichst vollständig vermischt sein. Je besser dies gelingt, desto niedriger ist der für eine vollständige Verbrennung notwendige Luftüberschuss und desto höher wird der Anlagenwirkungsgrad. Um dies zu erreichen, sollte die Sekundärluft über versetzt angeordnete Düsen von beiden Seiten der Brennkammer bei hohen Geschwindigkeiten zugeführt werden. Ebenfalls sollte die Rauchgasgeschwindigkeit hoch sein, was durch enge Kanalquerschnitte erreichbar ist [3].

Für Anlagen mit einer Kesselleistung von über 10 MW ist eine stationäre Wirbelschichtfeuerung von Vorteil. Hier wird der Brennstoff in ein heißes Brennstoffbett, das

normalerweise aus Silikatsand (Korngröße circa. 1,0 mm) besteht, aufgegeben. Dieses Gemisch wird durch Primärluft, die durch einen Lochboden zugeführt wird, in Schwebelage gehalten. Die Fluidisierungsgeschwindigkeit liegt im Bereich von 1,0 - 2,5 m/s. Die Betttemperatur beträgt zwischen 800 und 950 °C und wird durch einen internen Wärmetauscher konstant gehalten. Beim Anfahren der Wirbelschichtfeuerung ist eine Vorwärmung des Bettmaterials notwendig. Die Biomasse sollte aufgrund ihrer Reaktivität direkt in das Bett und nicht auf die Bettoberfläche aufgegeben werden. Die Sekundär- beziehungsweise Tertiärluft wird im Allgemeinen durch Düsenreihen, die über den Feuerraumquerschnitt gleichmäßig verteilt sind, zugeführt. Diese Düsen sind zu Beginn des bettfreien Teils der Feuerung, den man Freeboard nennt, angebracht. Abbildung 6 zeigt die Darstellung einer stationären Wirbelschichtfeuerung.

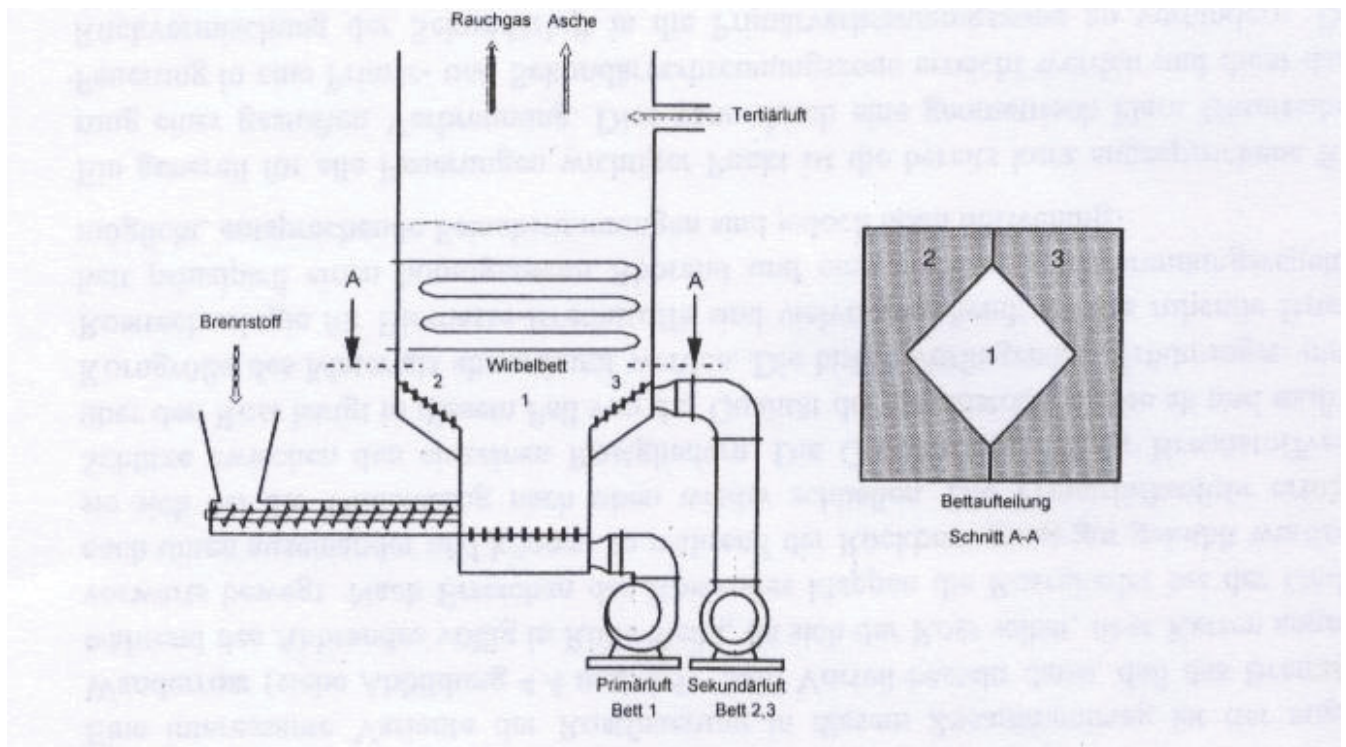


Abbildung 6: Stationäre Wirbelschichtfeuerung [3, S.118]

Bei einer Erhöhung der Fluidisierungsgeschwindigkeit auf 5 bis 10 m/s und durch den Einsatz von feinerem Bettmaterial (Durchmesser 0,2 – 0,4 mm) lässt sich eine zirkulierende Wirbelschicht einstellen. Dabei ist das Wirbelbett über den gesamten Feuerraum verteilt und eine Abscheidung des Bettmaterials vom Rauchgas erfolgt erst in den der Feuerung nachgeschalteten Zyklonen oder Prallplattenabscheidern, wo das Bettmaterial vom Rauchgas abgetrennt und danach wieder in den Feuerraum zurückgeführt wird.

Tabelle 3, Tabelle 4 und Tabelle 5 stellen die Vor- und Nachteile von Rostfeuerungen, stationären und zirkulierenden Wirbelschichtfeuerungen (WS – Feuerungen) dar. Was die



gasförmigen Emissionen dieser Systeme angeht, lässt sich feststellen, dass Wirbelschichtfeuerungen niedrigere Kohlenmonoxid – und Stickoxid – Emissionen verursachen. Rostfeuerungen hingegen zeichnen sich durch niedrigere Staubemissionen und eine besser ausgebrannte Flugasche aus.

Tabelle 3: Vor- und Nachteile von Rostfeuerungen [3, S. 121]

Vorteile	Nachteile
Niedrige Investitionskosten für Anlagen < 10 MW	Keine Mischung von Holz- und halmgutartiger Biomasse möglich
Niedrige Betriebskosten	Effiziente NO <sub>x</sub> – Reduktion erfordert spezielle Technologie
Niedrige Staubbelastung im Rauchgas	Höherer O <sub>2</sub> – Überschuss verringert den Wirkungsgrad
Guter Ausbrand der Flugasche	Nicht so gleichmäßige Verbrennungsbedingungen als in WS – Feuerungen erreichbar
Gutes Betriebsverhalten bei Teillast möglich	
Weniger anfällig bezüglich Verschlackung als WS – Feuerungen	

Tabelle 4: Vor- und Nachteile von stationären Wirbelschichtfeuerungen [3, S.121]

Vorteile	Nachteile
Moderate Investitionskosten für Anlagen > 10 MW	Hohe Betriebskosten
Keine bewegten Teile im heißen Feuerraum	Höhere Staubbelastung im Rauchgas
Effiziente NO <sub>x</sub> – Reduktion durch Luftstufung	Teillastbetrieb erfordert spezielle Technologie
Hohe Flexibilität bezüglich Korngröße, Wassergehalt und Art der Biomasse	Anfälligkeit bezüglich Ascheschmelze
Niedriger O <sub>2</sub> – Überschuss erhöht den Wirkungsgrad	Anfälligkeit bezüglich Erosion der Wärmetauscherrohre
	Verlust von Bettmaterial mit der Asche

Tabelle 5: Vor- und Nachteile von zirkulierenden Wirbelschichtfeuerungen [3, S. 121]

<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
Keine bewegten Teile im heißen Feuerraum	Hohe Investitionskosten (erst ab Anlagen > 30 MW interessant)
Effiziente NO <sub>x</sub> – Reduktion durch Luftstufung	Hohe Betriebskosten
Hohe Flexibilität bezüglich Wassergehalt und Art der Biomasse	Niedrige Flexibilität bezüglich der Brennstoff - Korngröße
Homogene Verbrennungsbedingungen im Feuerraum	Hohe Staubbelastung im Rauchgas
Hohe Wärmeübertragungsleistung durch die hohe Turbulenz	Teillastbetrieb erfordert zweites Wirbelbett
Zugabe von Additiven einfach möglich	Verlust von Bettmaterial mit der Asche
Effiziente S – Einbindung in die Asche, wenn genug Ca vorhanden	Hohe Anfälligkeit bezüglich Ascheschmelze
	Anfälligkeit bezüglich Erosion der Wärmetauscherrohre

### 3 Biomasseverwertung am Beispiel der Brauerei Göss

In diesem Unterkapitel, das aus der Literatur [4] stammt, wird darauf eingegangen, wie bei der Brauerei Göss die Verwertung der Biomasse, die in Form von Treber anfällt, stattfindet.

Die Biertrebern sind ein Nebenprodukt bei der Bierherstellung. Pro hl Bier entstehen rund 20 kg Nasstrebern mit einem Wassergehalt von rund 80 %. Tabelle 6 zeigt die genaue Zusammensetzung des Biertreber von der Brauerei Göss.

Tabelle 6: Treberzusammensetzung

Parameter	Treber Göss
Wassergehalt [%]	78,7
Aschegehalt 550 °C [%]	4,33
N <sub>Gesamt</sub> [%]	3,8
C <sub>Gesamt</sub> [%]	47,1
H <sub>Gesamt</sub> [%]	6,8
S [mg/kg]	2580
Cl [mg/kg]	210
F [mg/kg]	< 20
Si [mg/kg]	3500
Ca [mg/kg]	2700
Mg [mg/kg]	2400
K [mg/kg]	245
P [mg/kg]	7200
Al [mg/kg]	41
Fe [mg/kg]	128
Mn [mg/kg]	39
Zn [mg/kg]	96

### 3.1 Möglichkeiten der Treberverwertung

Spätestens seit der neuen Deponieverordnung 2004 gelten Biertreber als Sondermüll. Es gibt jedoch eine Reihe von Möglichkeiten, Treber zu verwerten und so eine kostspielige Deponierung zu umgehen.

Im Allgemeinen finden die Biertreber größtenteils als Futtermittel in der Viehwirtschaft Anwendung. Das Problem dabei aber ist, dass der Treber in nasser Form nur 2 – 3 Tage hält und daher schnell aufgebraucht werden muss, da sonst Fäulungsprozesse beginnen können. Außerdem sind die rückläufigen Viehbestände ein weiterer Grund, dass diese Verwertungsmöglichkeit mehr und mehr rückläufig ist.

Eine zweite Möglichkeit wäre die Zugabe in Nahrungsmittel. Jedoch benötigt die Lebensmittelindustrie nur geringe Mengen an Biertreber.

Die Verwendung von Biertrebern als Bauzusatzstoff ist auch eine Alternative, doch ist diese Verwertungsvariante wegen der schlechten qualitativen Eigenschaften eher auszuschließen. Als Einsatzmöglichkeiten für die Baustoffindustrie wären die Produktion von Leichtbauziegel und Pressspanplatten zu nennen.

Eine etwaige Biogaserzeugung aus Biertrebern ist bedingt durch den Anfall hoher Kosten für eine solche Anlage eher nicht denkbar. Eine Mitverbrennung in Kraftwerken ist im Bereich des machbaren, doch ist der niedrige Heizwert ein Hindernis.

Die einzige Möglichkeit, Kosten zu sparen und die Abfallmenge zu reduzieren und daher die Verwertungsschiene mit größerer Bedeutung ist die Erzeugung von Energie durch die Verbrennung am Produktionsstandort [4].

### 3.2 Verbrennung von Biertrebern

Die Verbrennung ist wie schon im Kapitel 3.1 erwähnt diejenige Verwertungsschiene mit den meisten Vorteilen.

Der größte Vorteil bei der Verbrennung von Biertrebern ist die teilweise Deckung des Energiebedarfs in der Brauerei. Da die Energieerzeugung ziemlich teuer ist, kann hier ziemlich viel eingespart werden. Außerdem sind Preisschwankungen, der Preisdruck und die Abhängigkeit von externen Abnehmern bei anderen Verwertungsmethoden weitere Punkte, die für die Verbrennung von Biertrebern sprechen. Zusätzlich bringt die Verbrennung von Biomasse auch eine Ressourcenschonung fossiler Brennstoffe sowie eine Kohlendioxidreduzierung mit sich. Des Weiteren fallen keine Kosten für die Deponierung der Abfallstoffe an. Ein zusätzlicher praktischer Vorteil ist, dass man neben dem Treber auch noch andere biogene Abfallstoffe (zum Beispiel Altetiketten) im selben Kessel mitverbrennen kann. Abbildung 7 stellt das Anlagenschema der Biertreberverbrennung in der Brauerei Göss

dar. Diese Anlage lässt sich in 3 Bereiche aufteilen. Dies sind die Bandpresse mit dem Nasstrebersilo, dann der Trockentrebersilo mit dem Biomassekessel und der dritte Teil betrifft die Ascheaustragung, deren Lagerung sowie die Abluftreinigung. Auf die einzelnen Anlagenteile wird nun genauer eingegangen [4].

T reberverbrennung Göss Anlagenschema

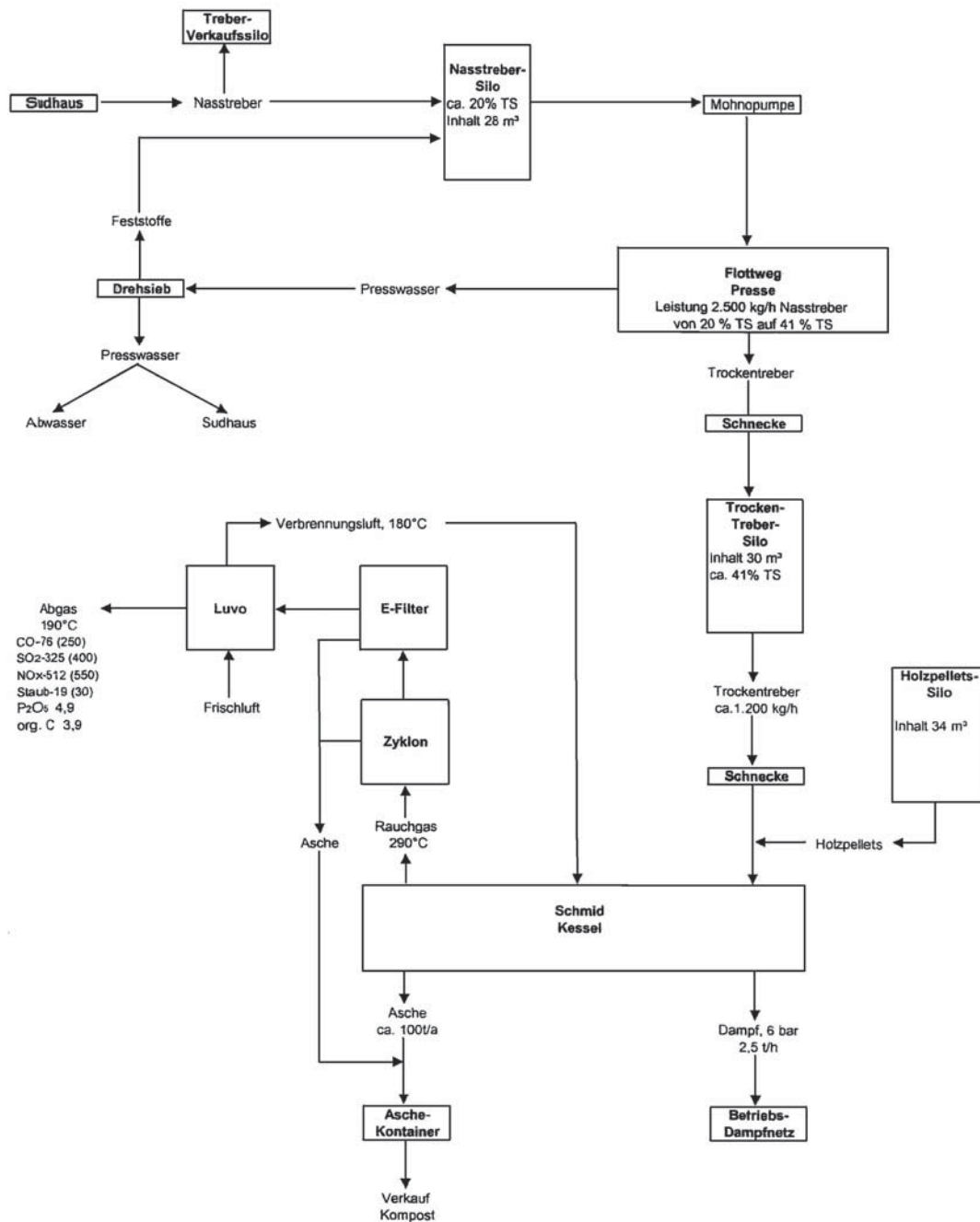


Abbildung 7: Schema der Biertreberverbrennung in der Brauerei Göss [4]

### 3.2.1 Verfahrensbeschreibung der Trebernverbrennung in Göss

Die Nasstreber, die im Sudhaus der Brauerei anfallen, haben einen Trockengehalt von rund 20 %. Da der Heizwert bei einem derart hohen Wassergehalt zu niedrig ist, um die Treber verbrennen zu können, ist eine vorangehende Trocknung notwendig. Diese Wasserentfernung passiert auf mechanischem Weg, da eine thermische Trocknung zu hohe Kosten verursachen würde. Abbildung 8 zeigt die Abhängigkeit des Heizwertes der Treber vom Feuchtegehalt. Es ist zu sehen, dass die Trockensubstanz einen Heizwert ähnlich von Braunkohle mit ca. 21 MJ/kg besitzt. Um den höchstmöglichen Wirkungsgrad zu erzielen muss der Wassergehalt der Treber unter 60 % liegen. Die Nasstreber mit einem Wassergehalt von ca. 80 % haben praktisch keinen Heizwert mehr, da die gesamte Energie für die Wasserverdampfung benötigt wird [4].

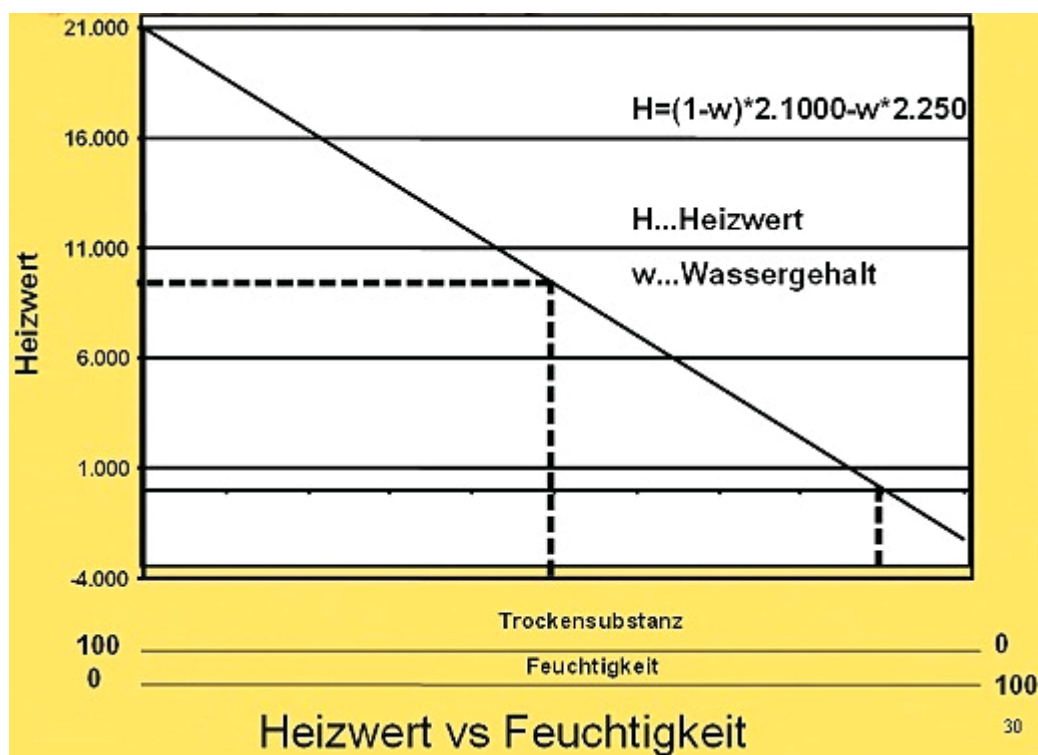


Abbildung 8: Heizwert der Treber in Abhängigkeit des Wassergehaltes [5]

### 3.2.1.1 Bandpresse

Treberverbrennung Göss Anlagenschema

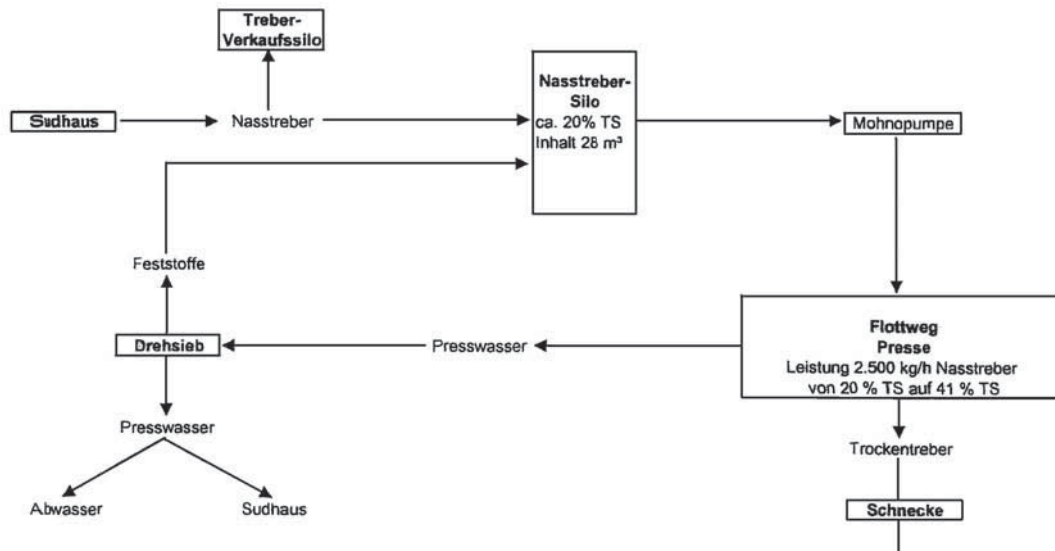


Abbildung 9: Schema der Bandpresse samt Nasstrebersilo [4]

Abbildung 9 zeigt das Anlagenschema des ersten Bereiches der Treberverbrennung in Göss. Die Nasstreber aus der Produktion mit einem Wassergehalt von ca. 80 % werden in einem Silo zwischengelagert, der in Abbildung 12 dargestellt ist und anschließend zu einer kontinuierlichen Bandpresse transportiert. Diese Zwischenlagerung ist notwendig, um die Presse kontinuierlich mit Trebern versorgen zu können. Abbildung 11 zeigt den Querschnitt einer kontinuierlichen Bandpresse. Die Beschickung der Presse erfolgt mit einer Mohnpumpe, die die Treber vom Silo zur Presse befördert. Der Eintrag erfolgt über die gesamte Breite des Bandes (siehe Abbildung 10).

Die Treber werden zwischen 2 Bändern über Walzen geführt. Dadurch erhöht sich der Druck und so lässt sich das Wasser aus dem Treber pressen. Durch diese Entwässerung erhöht sich der Trockengehalt von 20 auf rund 41 %. Die in Abbildung 13 gezeigte Presse hat eine Leistung von 2.500 kg/h. Der Trockentreber wird über eine Schnecke in den zweiten Bereich der Anlage überführt [4].



Abbildung 10: Eintragungssystem der Bandpresse [4]

Nach der Trocknung ist das Material biologisch weitgehend stabil und kann nun über längere Zeit gelagert werden um für An- und Abfahrzeiträume zwischengespeichert zu werden. Dies ist von Bedeutung vor allem für das wöchentliche Anfahren der Anlage, um genügend Brennstoff für den Biobrennkessel zu haben. Das Presswasser, das bei der Trocknung anfällt, kann entweder in einer anaeroben Wasserbehandlung oder intern in der Brauerei verwertet werden. Bei der anaeroben Wasserbehandlung entsteht ein methanhaltiges Gas, welches als Zusatzbrennstoff im Biomassekessel eingesetzt werden kann. Durch den Biomassekessel können mehr als 60 % der Primärenergie in Form von Dampf für die Brauerei erzeugt werden [4].

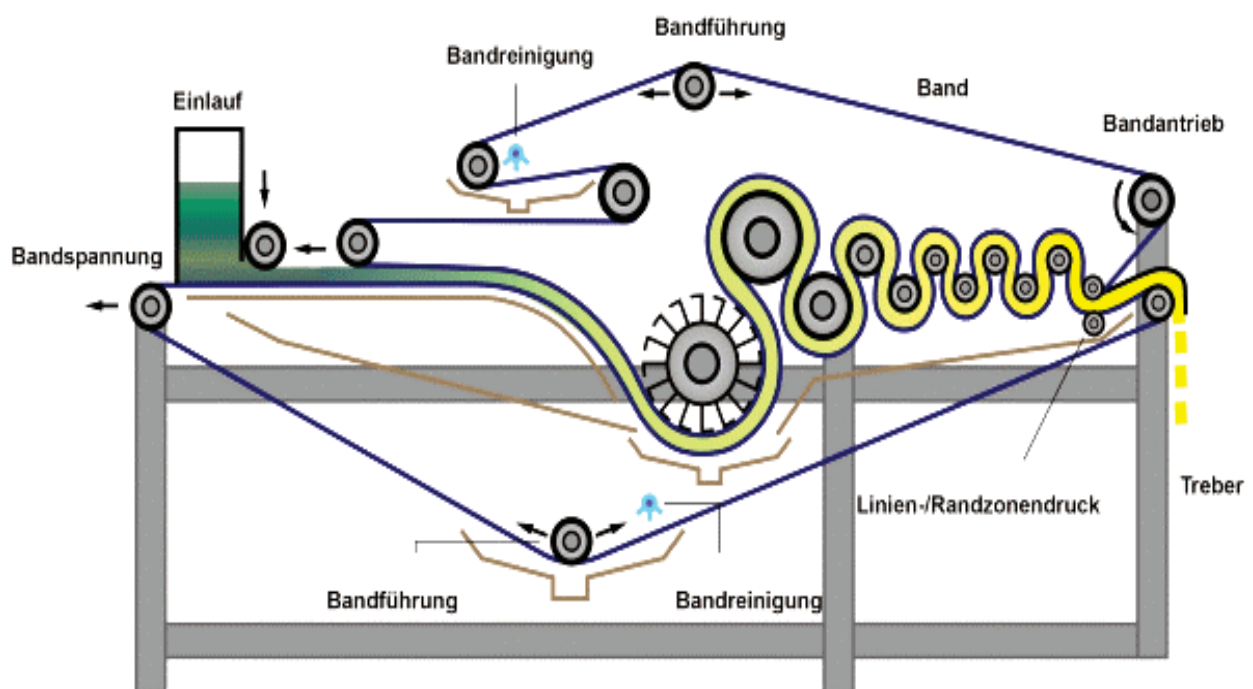


Abbildung 11: Querschnitt einer Bandpresse [6]





Abbildung 12: Nasstrebersilo [4]



Abbildung 13: Bandpresse [4]

### 3.2.1.2 Biomassekessel

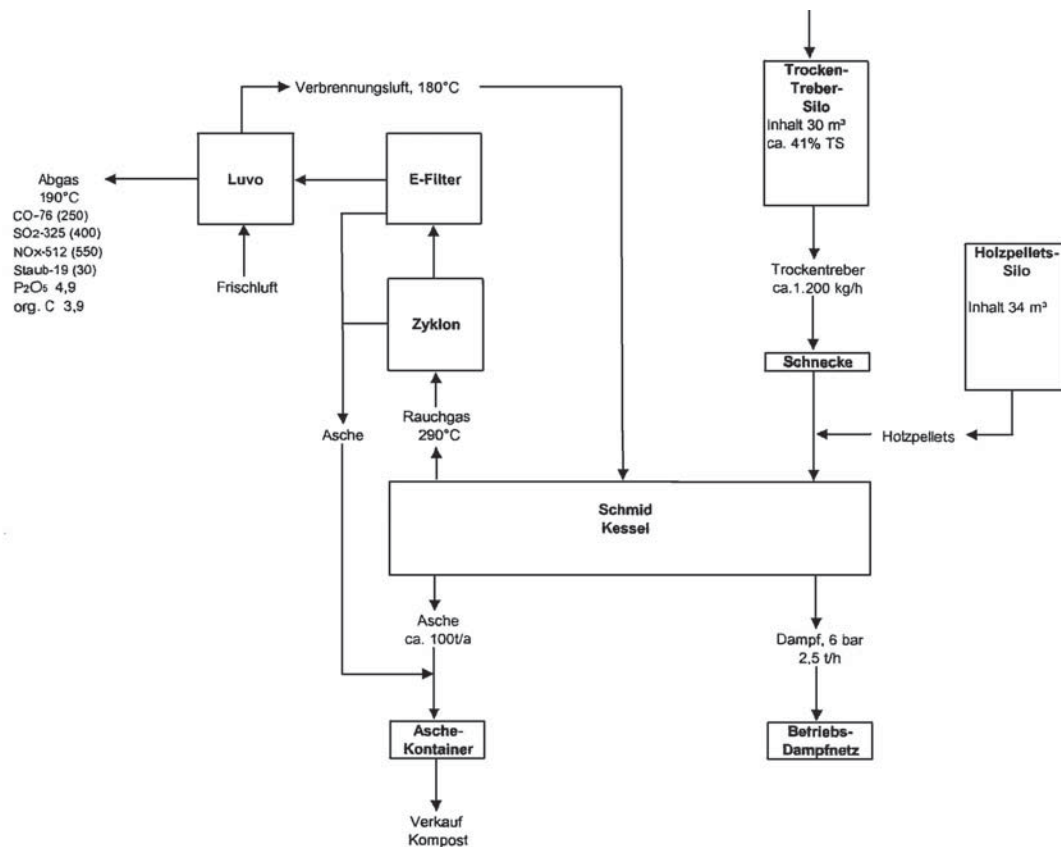


Abbildung 14: Anlagenschema Biomassekessel mit Trockentrebersilo und Abluftreinigungsanlage [4]

Der gepresste Treber wird in einem Silo mit 30 m<sup>3</sup> Fassungsvermögen zwischengelagert (siehe Abbildung 15). Vom Silo gelangt der Trockentreiber dann zum Biomassekessel und verbrennt darin.



Abbildung 15: Trockentrebersilo [4]

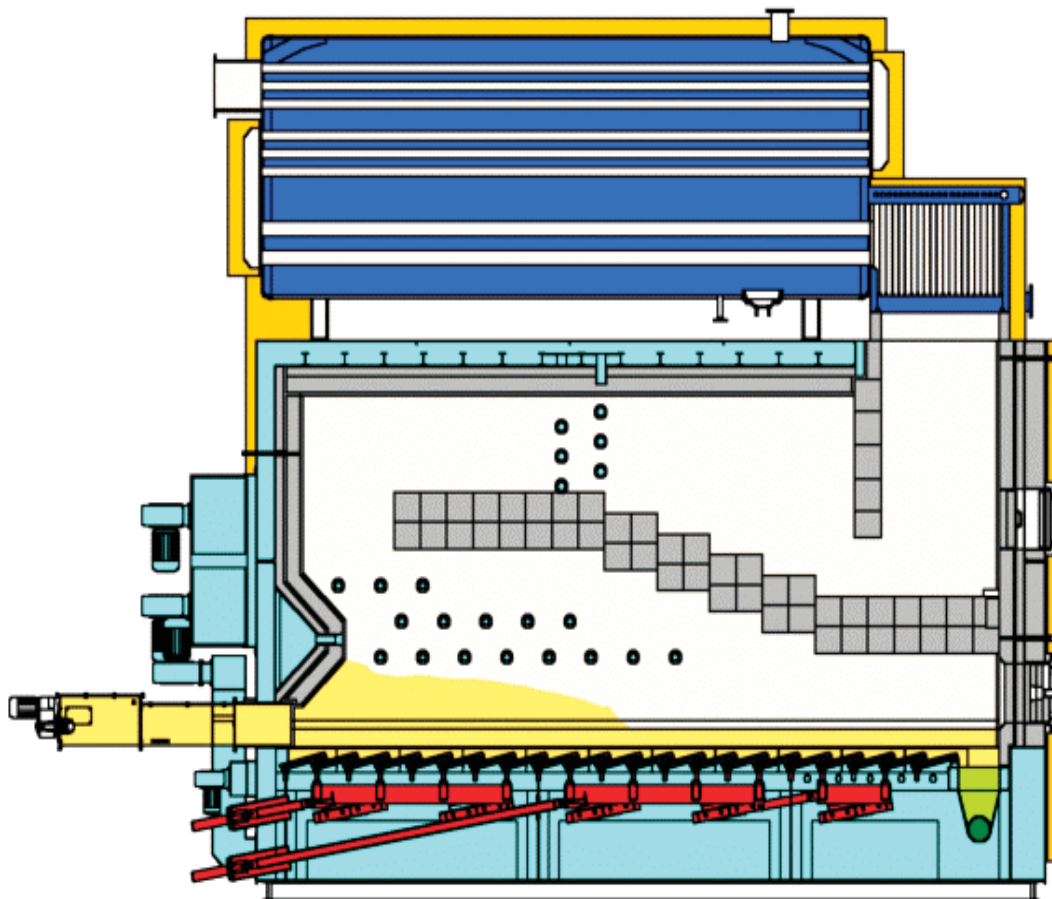


Abbildung 16: Querschnitt des Biomassekessel [6]

Abbildung 16 zeigt den Querschnitt des Biomassekessels, der zur Verbrennung der getrockneten Treber verwendet wird. Die thermischen Leistungen dieser Kesselbauarten liegen zwischen 2000 und über 10000 kW/h. Es ist möglich Kessel mit einer Leistungsbandbreite von +/- 25 % bezogen auf Normkapazität zu fahren. Durch diese Leistungsbandbreite ist es leicht möglich, auf Änderungen des Energiebedarfs während des Brauzyklus entsprechend zu reagieren. Die beim Verbrennungsprozess entstehende Strahlungswärme lässt sich zur weiteren Vorheizung und Trocknung der Treber verwenden. Dies ist aufgrund der feuerfesten Ausmauerung möglich. Dadurch erfolgt die Verbrennung gleichmäßiger und es können damit auch Schwankungen im Feuchtigkeitsgehalt der Treber ausgeglichen werden. In Abbildung 17 sieht man den Biomassekessel, dargestellt von mehreren Seiten. Als Anfahrhilfe für die Verbrennung steht ein 34 m<sup>3</sup> fassender Holzpelletssilo zur Verfügung (siehe Abbildung 18). Der Kessel erzeugt rund 2,5 t/h Dampf, der mit 6 bar in das Betriebsdampfnetz eingespeist wird [4].



Abbildung 17: Biomassekessel der Bauerei Göss [4]



Abbildung 18: Holzpelletssilo [4]

### 3.2.1.3 Reststoffe

Die Asche (circa. 100 t pro Jahr), die beim Verbrennen der Biomasse anfällt, wird über eine Schnecke aus dem Kessel in einen Container, der in Abbildung 19 zu sehen ist, befördert.



Abbildung 19: Aschecontainer [4]

Abbildung 20 zeigt die chemische Zusammensetzung von Treber- und den aus Holz stammenden Aschen. Daraus wird deutlich erkennbar, dass die Asche aus Biertrebern eine deutlich andere Zusammensetzung als die Asche von Rinde und von Sägespänen hat. Besonders auffallend und von Bedeutung für die Verwertung der Asche ist der hohe  $P_2O_5$  –

Gehalt. Denn Phosphor ist ein wichtiges Düngemittel. Daher findet diese Asche als Zusatzmittel in NPK – Düngern (N = Stickstoff, P = Phosphor, K = Kalium) Verwendung [4].

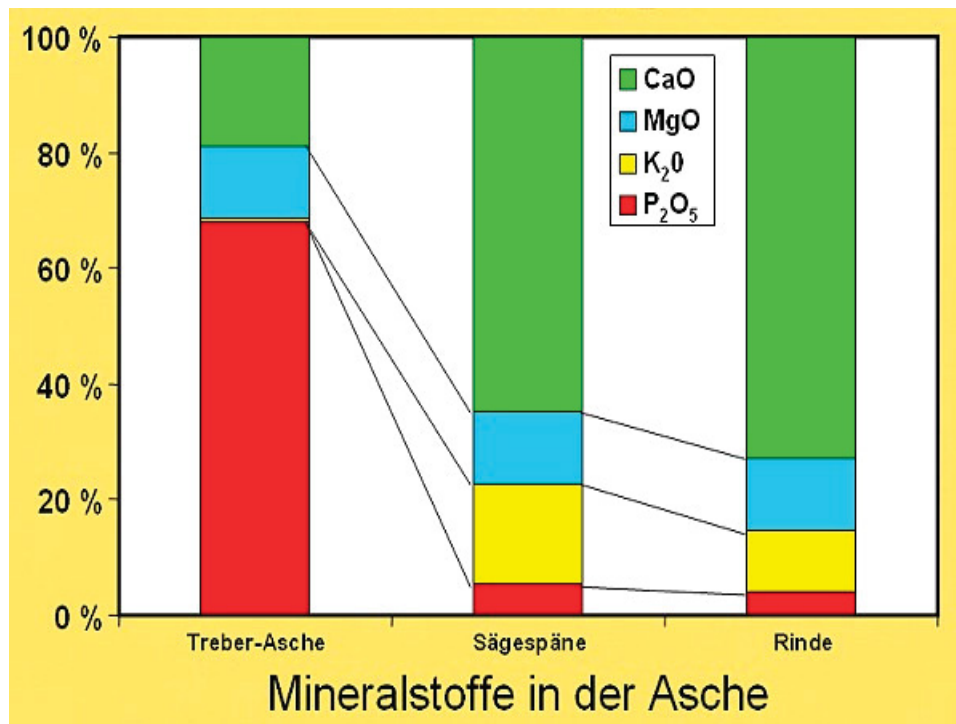


Abbildung 20: Zusammensetzung verschiedener Aschen [6]

Die bei der Verbrennung entstehende Abluft gelangt durch eine zweistufige Reinigung. Diese besteht aus einem Zyklon für die Grobfraktion sowie einem Elektrofilter für die Abscheidung feiner Staubpartikel. In Abbildung 22 ist der Zyklon dargestellt und Abbildung 22 zeigt den Elektrofilter Die Restwärme des Abgases wird zur Vorwärmung der Verbrennungsluft im Kessel genutzt [4]. Dazu dient ein Luftvorwärmer, der in Abbildung 23 zu sehen ist.



Abbildung 21: Zyklon



Abbildung 22: Elektrofilter [4]



Abbildung 23: Luftvorwärmer



## 4 Optimierung des Biomassekessels

In diesem Kapitel wird darauf eingegangen, welche Schritte unternommen wurden, um den Biomassekessel der Brauerei Göss zu optimieren das heißt alle Versuche werden beschrieben und die Ergebnisse diskutiert.

### 4.1 Beschreibung der Treberverbrennungsanlage

Dieses Kapitel handelt über die Anlage, die bei der Brauerei Göss zur Verwertung der Treber in Betrieb ist. Die Literatur zu diesem Kapitel stammt aus [9, S. 21 – 24]. Abbildung 24 auf der nächsten Seite zeigt die Treberverbrennungsanlage.

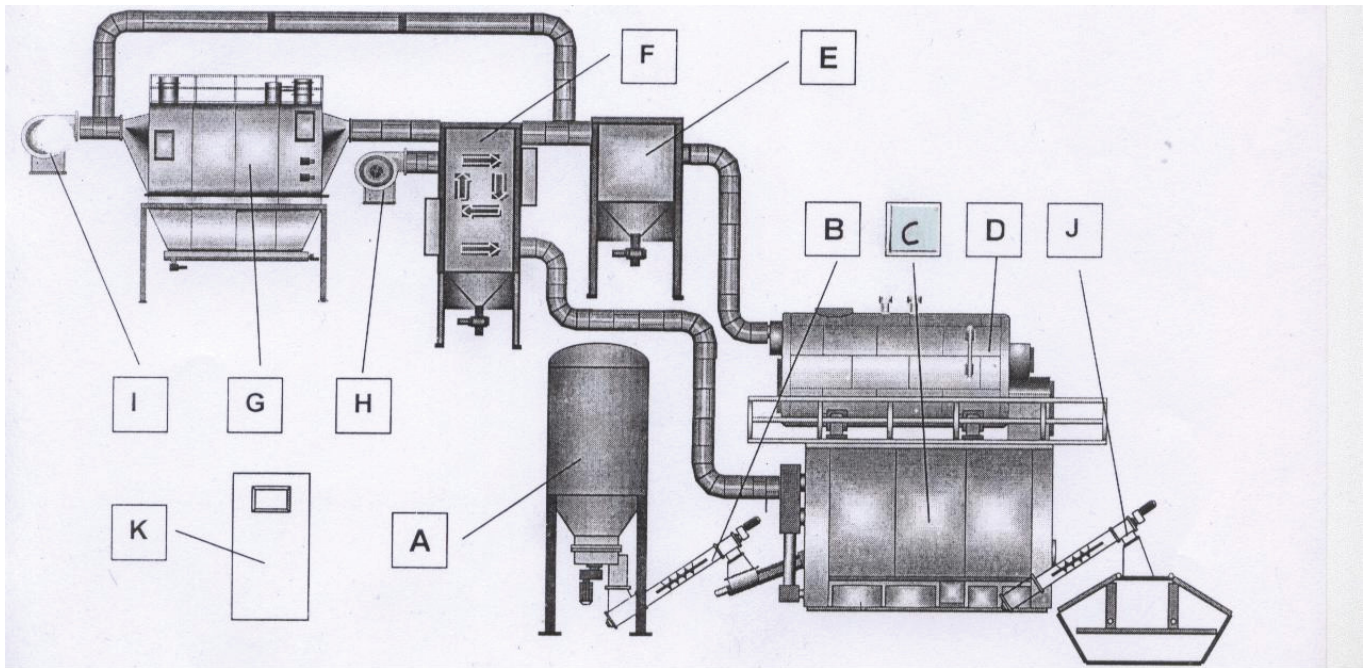


Abbildung 24: Treberverbrennungsanlage der Brauerei Göss

Diese Feuerungsanlage besteht im Wesentlichen aus den folgenden Anlagenteilen:

- A: Siloaustragung (Trockentrebersilo)
- B: Brennstofftransport- und –Dosiereinrichtung mit hydraulischem Rückbrandschieber
- C: Feuerungsrost mit Verbrennungsluftzuführung
- D: Dampfkessel mit vollautomatischer Regulierung
- E: Zyklon für die Abgasentstaubung
- F: Luftvorwärmer für Primär- und Sekundärluft
- G: Elektrofilter für die Abgasentstaubung
- H: Heissluftleitung mit Zuluftventilator
- I: Abgasleitung mit Abgasventilator
- J: Automatische Entaschung mit Entaschungsmulde
- K: Steuerung für alle Anlagenteile und Komponenten

### 4.1.1 Anlagenkomponenten

#### A Siloaustragung (Trockentrebersilo)

Die Siloaustragung mit nach unten konischem Auslauftrichter ist als Einheit zusammengebaut. Sie liegt direkt auf dem Siloboden auf. Die Austragschnecke wird über ein Kreuzgelenk angetrieben und bewegt sich um den Konusring. Das Austragsgut wird in einen Abgangskanal mit Dosierschnecke und Füllstandsüberwachung geleitet. Diese Füllstandssonde schaltet die Austragung ein oder aus.

#### B Brennstofftransport- und –Dosiereinrichtung

Eine Transport- und Dosierschnecke fördert den Brennstoff über einen Fallschacht zur Stokerschnecke. In Abhängigkeit des Wärmebedarfs lässt sich die Brennstoffmenge durch Ein/Aus – Betrieb der Dosierschnecke verändern. Die Stokerschnecke fördert den Treber auf den Feuerungsrost.

#### C Feuerungsrost mit Verbrennungsluftzuführung

Der mit der Stokerschnecke eingebrachte Treber wird durch die Rost – Schübbewegung kontinuierlich von der Aufgabe bis zur Ascheaustragung über die ganze Rostfläche gefördert. Dabei durchläuft der Brennstoff jene 4 Phasen, die für eine optimale Verbrennung nötig sind. Es sind dies die Trocknung, Vergasung (Pyrolyse), Verbrennung (Oxidation) sowie der Treberausbrand. Um diesen Prozess zu steuern gibt es 4 verschiedene Luftzuführungszonen. 2 Primärluftzonen unter dem Rost für Trocknung und Vergasung und 2 Sekundärluftzonen im Brennraum und für den Ausbrand. Zur Überwachung des Verbrennungsprozesses dienen 4 Luftmengenmesssonden, eine Verbrennungstemperatur- sowie eine Lambda – Luftüberschussmessung. Der Feuerungsrost besteht aus einer feuerfesten Betonausmauerung. Diese schützt einerseits die Stahlkonstruktion, andererseits speichert sie Wärme, die für eine optimale Verbrennung, vor allem bei Einsatz von feuchtem Brennstoff notwendig ist. Zusätzlich ist die gesamte Feuerung mit Mineralwolle matten isoliert, um einerseits Abstrahlungsverluste zu minimieren und andererseits zum Schutz bei Berührung.

#### D Dampfkessel mit vollautomatischer Regulierung

Die während des Verbrennungsprozesses entstehende Wärmeenergie wird im nachfolgenden Kessel von den heißen Abgasen indirekt an das Wasser übertragen. Die Abgase gelangen in einen 3 – Zug – Kessel und geben die Energie zur Dampferzeugung ab. Je nach Abgastemperatur werden nur 1 Zug oder alle 3 Züge des Kessels vom heißen Abgas angeströmt.

**E Zyklon für die Abgasentstaubung**

Bei der Verwertung fester Brennstoffe entsteht auch Flugasche, die die Feuerung und den Kessel mit den heißen Abgasen verlässt. Zur Abscheidung dieser feinen Asche – Staub – Partikel dient ein Zyklon, der nach dem Fliehkraftprinzip arbeitet. Dieses Aggregat verringert den Reststaubgehalt auf  $< 150 \text{ mg/Nm}^3$ , wie es gesetzlich vorgeschrieben ist.

**F Luftvorwärmer für Primär- und Sekundärluft**

Dieser nachgeschaltete 2 – Wege – Luftvorwärmer kühlt das Abgas auf circa  $160 \text{ }^\circ\text{C}$  ab und heizt die für die Verbrennung nötige Luft auf.

**G Elektrofilter für die Abgasentstaubung**

Das Abgas strömt anschließend durch einen Elektrofilter, wo es bis auf einen Reststaubgehalt von  $< 20 \text{ mg/Nm}^3$  gereinigt wird.

**H Heissluftleitung mit Zuluftventilator****I Abgasleitung mit Abgasventilator**

Der Abgasventilator saugt die Verbrennungsgase ab der Verbrennung, wo sie entstehen durch den Kessel, wo sie die Wärme abgeben, durch die zweistufige Abgasreinigung mit Zyklon und Elektrofilter bis hin zum Kamin, wo sie an die Umwelt abgegeben werden. Eine Unterdruckmessung im Feuerraum sowie ein elektronisches Regelsystem steuert die Drehzahl des Ventilators sodass immer ein konstanter Unterdruck bei der Verbrennung herrscht. Somit kann kein unverbranntes und somit schädliches Gas austreten.

**J Automatische Entaschung mit Entaschungsmulde**

Die bei der Verbrennung entstehenden Reststoffe, wie Rost- und Flugasche sowie Brennstoffverunreinigungen gelangen mit Schnecken aus der Feuerung, dem Zyklon und dem E – Filter und werden in einen zentralen Container mit  $800 \text{ l}$  Inhalt geleitet.

**K Steuerung für alle Anlagenteile und Komponenten**

Die gesamte Anlage lässt sich von einer zentralen Steuerung aus bedienen, ein- und ausschalten und überwachen.

Und hier noch einige technische Daten zum Dampfkessel:

Maximale Dampfleistung: 3600 kg/h

Maximaler Überdruck: 12 bar

Maximale Betriebstemperatur: 192 °C

Kesselheizfläche: 165 m<sup>2</sup>

Kesselinhalt:           Nutzwasser: 11600 Liter

                                  Heißwasser: 12500 Liter

                                  Voll: 15600 Liter

Herstelljahr: 2002

## 4.2 Massenbilanz der Treberverbrennungsanlage

Es wird nun eine Massenbilanz der Treberverbrennungsanlage erstellt, die mithilfe von Sankey – Diagrammen dargestellt wird, um besser beurteilen zu können, welche Mengen an Treber und Dampf in den Kessel hinein- und herausgelangen. Bei der Massenbilanz werden 3 Perioden betrachtet. Es sind dies jene Zeiträume, die dann auch später bei den Optimierungsversuchen verwendet werden. Tabelle 7 zeigt diese Versuchsperioden.

Tabelle 7: Versuchsperioden

Periode Nummer	Datum	
1	Jänner 2006	Vor der Optimierung
2	19. September 2006	Beginn der Optimierung
3	21. September 2006	Ende der Optimierung

Die erste Periode betrifft den Jänner 2006, als noch keine Optimierungen stattgefunden haben. Diese Periode stellt den herkömmlichen Betriebszustand dar. Der zweite Zeitabschnitt repräsentiert den Beginn der Versuche, den Biomassekessel zu optimieren (19. September 2006). Und die dritte und letzte Periode stellt den neuen Betriebszustand nach den Optimierungsversuchen dar (21. September 2006).

Der Nasstreber gelangt mit einem Trockengehalt von etwa 20 % zur Bandfilterpresse, wo er mechanisch getrocknet wird. Nach der Trocknung beträgt der Trockengehalt etwa 40 % und der Treber kann nun verbrannt werden. Das anfallende Presswasser findet entweder in einer anaeroben Wasserbehandlung oder intern in der Brauerei (beispielsweise Sudhaus) Verwendung. Der Trockentreber wird nun auf den Rost aufgegeben und verbrannt. Neben dem Dampf, der dann werksintern verwendet wird und dem Rauchgas, das zum Teil für die Vorwärmung der Verbrennungsluft benötigt wird, fällt auch noch Asche an, die aber aufgrund ihrer Zusammensetzung als Düngemittelzusatz verwertet werden kann. Die folgenden Abbildungen zeigen die Massenbilanzen aller 3 Zeiträume.

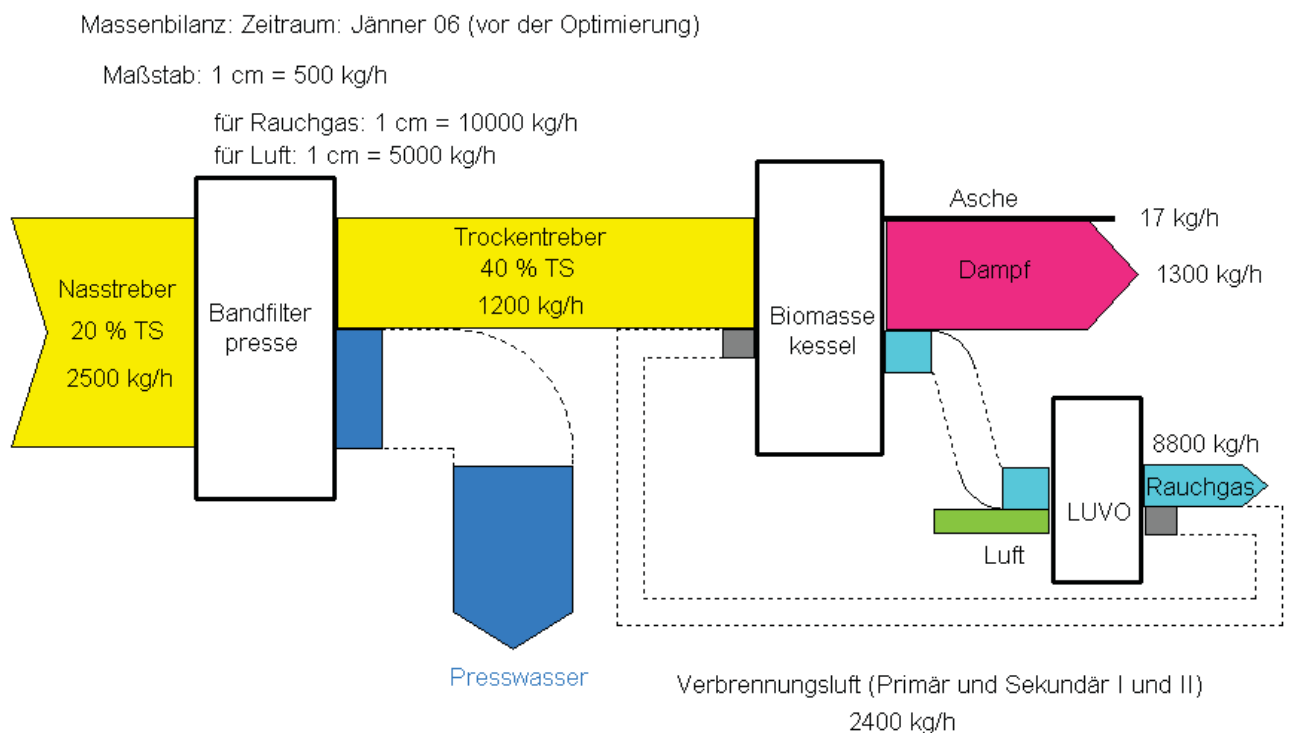


Abbildung 25: Massenbilanz für die erste Periode (Jänner 06)

Massenbilanz: Zeitraum: 19.09. 06 (Beginn der Optimierung)

Maßstab: 1 cm = 500 kg/h

für Rauchgas: 1cm = 10000 kg/h

für Luft: 1cm = 5000 kg/h

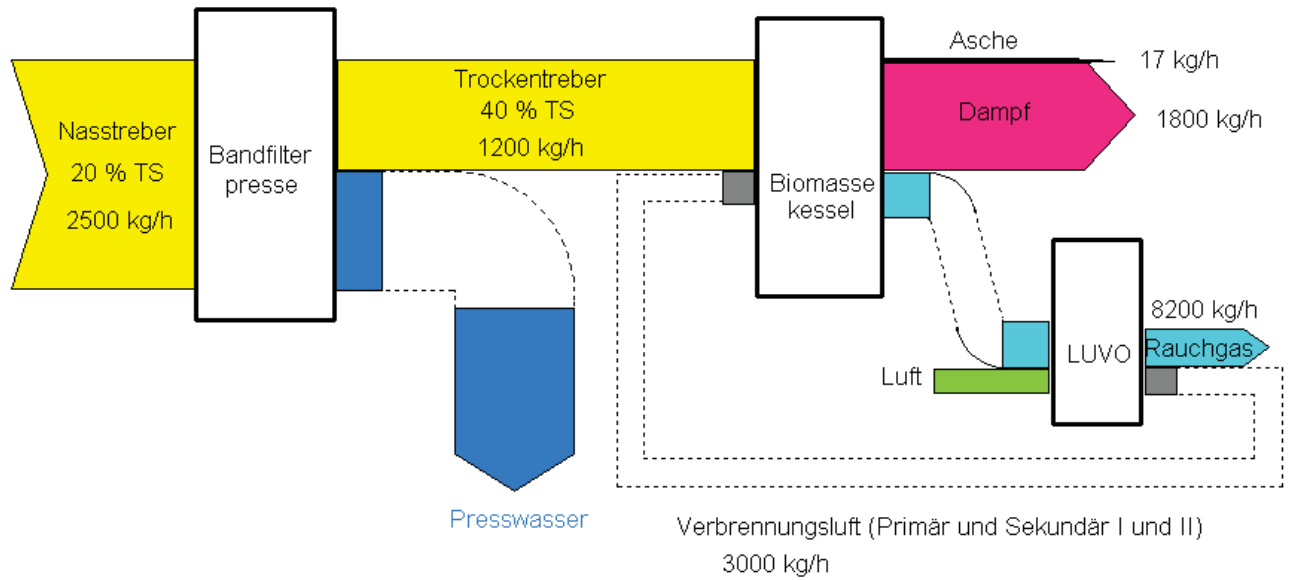


Abbildung 26: Massenbilanz für Periode 2 (19.September 06)

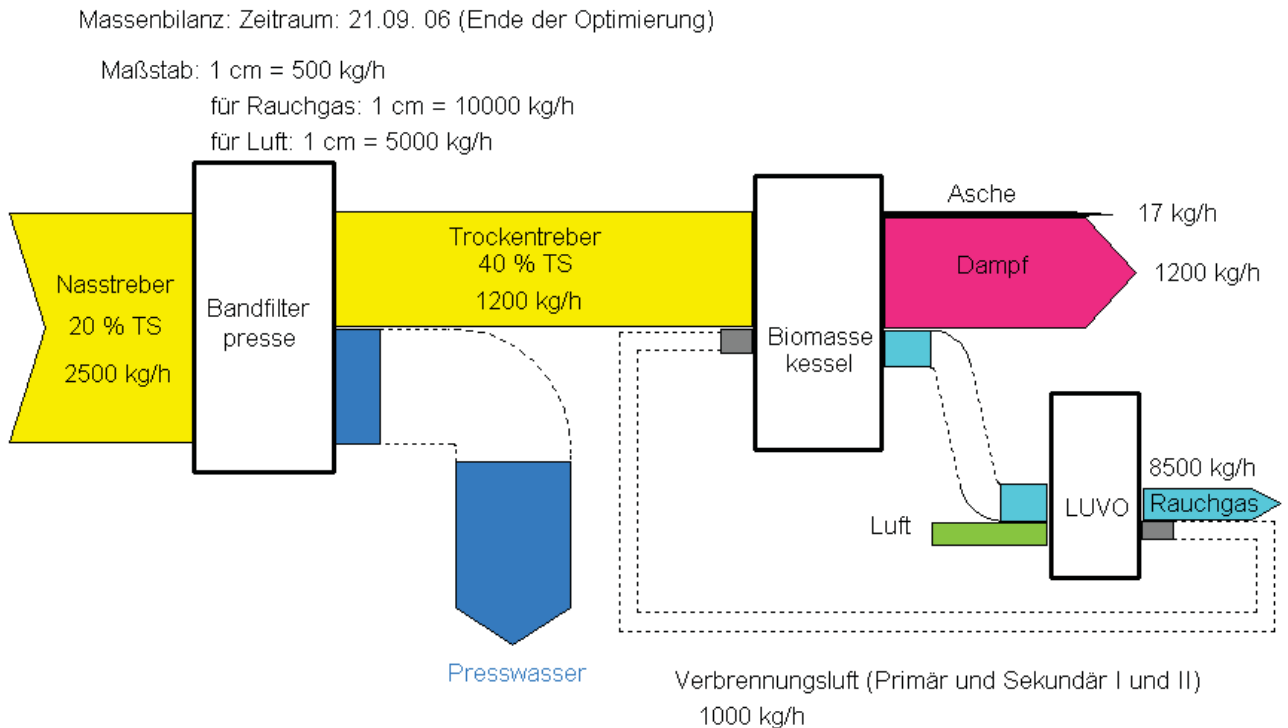


Abbildung 27: Massenbilanz für die dritte Periode (21. September 06)

### 4.3 Verbrennungsrechnung des Biertreber Göss

Der erste Schritt bei der praktischen Durchführung dieser Diplomarbeit bestand darin, mit einer von der Brauerei vorgegebenen Treberanalyse eine Verbrennungsrechnung durchzuführen. Das Ziel war es, herauszufinden, wie sich die Abgaszusammensetzung sowie adiabatische Verbrennungstemperatur, also jene Temperatur, die sich beim Verbrennen des Trebers im Kessel einstellt, mit zunehmender Luftmenge verändern. Ausgangsbasis war Biertreber bestimmter Zusammensetzung. Tabelle 8 zeigt diese Elementaranalyse.



Tabelle 8: Elementaranalyse des Birtreber Göss

C	20,6 %
H	2,9 %
O	15,7 %
N	1,3 %
S	0,13 %
H <sub>2</sub> O	57,97 %
Aschegehalt	1,4 %

Das folgende Berechnungsschema stammt aus [7, S.32–35]. Um die adiabatische Verbrennungstemperatur berechnen zu können, findet folgende Formel Verwendung:

$$\nu_{\text{th}} = \frac{H_u + (L_\lambda * c_{\text{pm, Luft}} * \nu_{\text{Luft}})}{V_{\lambda, f} * c_{\text{pm, Abgas}}}$$

Der untere Heizwert  $H_u$ , der zur Berechnung der adiabatischen Verbrennungstemperatur notwendig ist, lässt sich mit folgender Formel leicht berechnen:

$$H_u = 34800 * C + 93800 * H + 10460 * S - 6280 * N - 10800 * O - 2450 * H_2O$$

Er beträgt 6705 kJ/kg und entspricht jener Wärmemenge, die bei der vollständigen Verbrennung von einem Kilogramm festem Treber frei wird, wenn das bei der Verbrennung entstehende Wasser im dampfförmigen Zustand vorliegt.

$L_\lambda$  ... tatsächlicher Luftbedarf [m<sup>3</sup>/ kg Brennstoff]

$c_{\text{pm, Luft}}$  ... mittlere Wärmekapazität der Verbrennungsluft = 1,022 kJ/kg K

$\nu_{\text{Luft}}$  ... Temperatur der Verbrennungsluft = 180 °C = 453,15 K

$V_{\lambda, f}$  ... Verbrennungsgasmenge feucht [m<sup>3</sup>/kg Brennstoff]

$c_{\text{pm, Abgas}}$  ... mittlere Wärmekapazität des Abgases [kJ/kg K]

Das folgende Berechnungsbeispiel zeigt die Vorgehensweise bei der Verbrennungsrechnung bei einer Luftüberschusszahl  $\lambda = 2,0$ . Die komplette Verbrennungsrechnung mit den übrigen Luftüberschusszahlen befindet sich im Anhang. Der erste Schritt besteht in der Berechnung des theoretischen Sauerstoffbedarfes  $O_{2, \min}$ . Dazu benötigt man Umrechnungsfaktoren, um vom festen in den gasförmigen Zustand zu gelangen. Dazu ein Beispiel:

Für Kohlenstoff:

$$\frac{22,392}{12,011} = 1,86429 \approx 1,86 \text{ m}^3 \text{ O}_2/\text{kg C}$$

22,392 m<sup>3</sup>/kmol ... molares Volumen von Sauerstoff

12,011 kg/kmol ... molares Gewicht von Kohlenstoff

Anschließend multipliziert man diesen Faktor mit dem Kohlenstoffgehalt des Biertreber:

$$1,86 * C = 1,86 * 0,206 = 0,38316 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

Alle übrigen Umrechnungsfaktoren liegen im Anhang bei.

Diese Berechnung wird nun für die gesamte Elementaranalyse durchgeführt und man erhält schließlich den theoretischen Sauerstoffbedarf:

$$O_{2, \min} = 0,43512 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

Als nächstes berechnet man den theoretischen Luftbedarf  $L_{\min}$ . Die Formel dafür lautet:

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} * O_{2, \min} \text{ [m}^3/\text{kg Brennstoff]}$$

$$L_{\min} = 4,762 * 0,43512 = 2,072 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

In der Regel reicht der theoretische Luftbedarf für eine vollständige Verbrennung nicht aus. Der tatsächliche Luftbedarf  $L_\lambda$  ist also höher als der theoretische. Um zu  $L_\lambda$  zu gelangen, muss man den theoretischen Luftbedarf mit der Luftüberschusszahl multiplizieren.

$$L_\lambda = \lambda * L_{\min}$$

$$L_\lambda = 2,0 * 2,072 = 4,144 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

Danach muss die tatsächliche Verbrennungsgasmenge berechnet werden. Dabei gilt:

$$V_\lambda = V_{\min} + (\lambda - 1) * L_{\min}$$



$V_{\min}$  ist die theoretische Verbrennungsgasmenge, die bei vollständiger Verbrennung mit der theoretischen Luftmenge gebildet wird. Sie lässt sich mit folgender Gleichung berechnen.

Für trockene Verbrennungsgase:

$$V_{\min, \text{tr}} = 1,85 * C + 0,68 * S + 0,80 * N + 0,79 * L_{\min}$$

Für feuchte Verbrennungsgase:

$$V_{\min, \text{f}} = V_{\min, \text{tr}} + 10,47 * H + 1,17 * H_2O$$

$$V_{\min, \text{tr}} = 1,85 * 0,206 + 0,68 * 0,0013 + 0,80 * 0,013 + 0,79 * 2,072 = 2,029 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

$$V_{\min, \text{f}} = 2,029 + 10,47 * 0,029 + 1,17 * 0,5797 = 3,011 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

$$V_{\lambda, \text{tr}} = 2,029 + (2-1) * 2,072 = 4,1013 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

$$V_{\lambda, \text{f}} = 4,101 + 10,47 * 0,029 + 1,17 * 0,5797 = 5,0835 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

Die adiabatische Verbrennungstemperatur wird mittels Iteration berechnet. Dabei nimmt man eine Temperatur an und berechnet die mittlere Wärmekapazität des Abgases ( $c_{p, \text{m Abgas}}$ ) bei dieser Temperatur. Die Werte für die einzelnen Komponenten des Abgases sind aus thermodynamischen Tabellen entnommen. Hierfür wurde die Literatur [8, S. 101 und 102] herangezogen. Man erhält den  $c_p$  – Wert des Abgases, indem man die Anteile der einzelnen Komponenten mit den  $c_p$  – Werten aus den Tabellen bei der gegebenen Temperatur miteinander multipliziert und diese Ergebnisse dann aufsummiert. Hier ein Rechenbeispiel für  $\lambda = 2,0$ : Tabelle 9 zeigt die Abgaszusammensetzung bei einem Luftüberschuss von  $\lambda = 2,0$ .

Tabelle 9: Abgaszusammensetzung bei  $\lambda=2,0$

	[%]	
CO <sub>2</sub>	7,50	0,0750
SO <sub>2</sub>	0,02	0,0002
N <sub>2</sub>	64,60	0,6460
O <sub>2</sub>	8,56	0,0856
H <sub>2</sub> O	19,32	0,1932
Summe	100,00	1,00

Es beginnt nun der 1. Iterationsschritt. Angenommen wird eine Temperatur von  $v_{ad,1} = 1600$  K. Tabelle 10 zeigt die  $c_p$  – Werte für die einzelnen Abgaskomponenten bei dieser Temperatur [8, S. 101 und 102].

Tabelle 10:  $c_{pm}$  – Werte bei 1600 K

	$C_{pm,Abgas}$ [kJ/kg K]
CO <sub>2</sub>	1,2027
SO <sub>2</sub>	0,8272
N <sub>2</sub>	1,1644
O <sub>2</sub>	1,0772
H <sub>2</sub> O	2,3316

$$C_{pm, Abgas} = CO_2 * C_{pm, CO_2} + SO_2 * C_{pm, SO_2} + N_2 * C_{pm, N_2} + O_2 * C_{pm, O_2} + H_2O * C_{pm, H_2O}$$

$$C_{pm, Abgas} = 0,0747 * 1,2027 + 0,0002 * 0,8272 + 0,6440 * 1,1644 + 0,0853 * 1,0772 + 0,1958 * 2,3316 = \mathbf{1,3853}$$

Daraus resultiert eine adiabatische Verbrennungstemperatur  $v_{ad,2}$  von:

$$v_{ad,2} = \frac{(6705 + 4,144 * 1,022 * 453,15)}{(5,0835 * 1,3853)} = 1224,65 \text{ K} = 951,5 \text{ °C}$$

Als nächstes folgt der zweite Iterationsschritt mit der Annahme  $v_{ad,2} = 1200$  K. Aus Tabelle 11 kann man die  $c_{pm}$  – Werte bei 1200 K ablesen.

Tabelle 11:  $c_{pm}$  – Werte bei 1200 K

	$C_{pm,Abgas}$ [kJ/kg K]
CO <sub>2</sub>	1,1555
SO <sub>2</sub>	0,8038
N <sub>2</sub>	1,1340
O <sub>2</sub>	1,0508
H <sub>2</sub> O	2,2069

Analog zum 1. Iterationsschritt wird auch hier der  $c_p$  – Wert des Abgases berechnet. Dieser ergibt sich mit  $c_{pm, Abgas} = 1,3357$ .

Dies ergibt eine Verbrennungstemperatur von

$$\nu_{ad,3} = \nu_{ad} = \frac{(6705 + 4,144 * 1,022 * 453,15)}{(5,0835 * 1,3357)} = 1270,12 \text{ K} = 996,97 \text{ °C}$$

Da dies nahe der angenommenen Temperatur von 1200 K liegt, ist diese Berechnung beendet und es ergibt sich bei einer Luftüberschusszahl von  $\lambda = 2,0$  eine adiabatische Verbrennungstemperatur von **996,97 °C**. So wie in diesem Beispiel wird auch für alle anderen  $\lambda$  – Werte vorgegangen und als Ergebnis dieser Verbrennungsrechnung lässt sich ein Diagramm Luftüberschusszahl über adiabatischer Verbrennungstemperatur erstellen. Abbildung 28 zeigt das Temperaturprofil der Verbrennungsrechnung des Birtreber Göss. Auf der x – Achse sind die Lambdawerte aufgetragen und auf der y – Achse die berechneten adiabatischen Verbrennungstemperaturen. Es lässt sich ein eindeutiger Trend erkennen. Je höher der Lambdawert ist, das heißt je mehr Luft zum Verbrennen des Treber verwendet wird, desto niedriger wird die Temperatur der Verbrennung, was auch zu erwarten war.

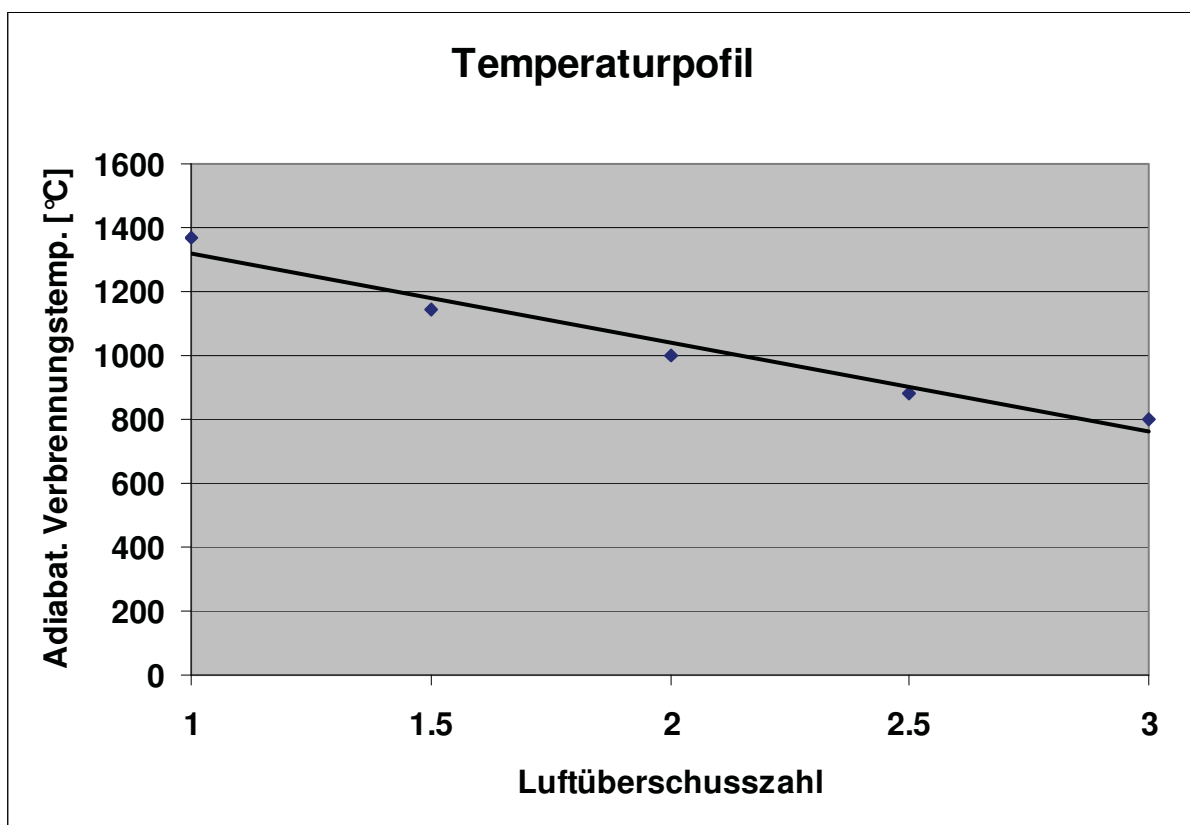


Abbildung 28: Temperaturprofil der Verbrennungsrechnung des Birtreber Göss

## 4.4 Optimierung der Verbrennung

### 4.4.1 Allgemeines

Die Optimierung der Treberverbrennung, das heißt eine Stabilisierung des Prozesses, ist neben der Steigerung der Dampfmenge ein vorrangiges Ziel dieser Diplomarbeit. Es gilt dabei eine so hohe Verbrennungstemperatur einzustellen, dass der Treber möglichst gut und vollständig verbrennt. Die Verbrennung soll also derart ablaufen, dass keine unverbrannten Treberstücke in der Asche zurückbleiben. Diese erste Optimierung fand vom 19. bis zum 21. September 2006 statt.

### 4.4.2 Praktische Durchführung

Um eine optimale Verbrennung im Ofen zu erreichen, gibt es eine Reihe von Parametern, die manuell mittels der Anlagensteuerung, die in Abbildung 29 abgebildet ist, variiert werden können.

Diese Parameter sind:

- Rostbewegung (Minimalzeit und Intervall)
- Luftzufuhr (Primär- und Sekundärluft I und II)
- Materialmenge (= Trebermenge)
- Rostschneckenüberwachung
- Leistungsbegrenzung Abluftgebläse
- Verbrennungstemperatur
- Temperatur Elektrofilter
- Temperatur Wendekammer
- Selektionsregler Treber/Pellets



Abbildung 29: Regelungskasten der Treberverbrennungsanlage

Zusätzlich wird während des Optimierungsvorganges ein Gerät zur Gasanalytik verwendet, die an die Abgasleitung angeschlossen wird. Dies ist nützlich, um nicht nur den Sauerstoff-, den Kohlenmonoxid- und Kohlendioxidgehalt im Abgas zu erfahren, sondern auch die Gehalte an Schwefeldioxid und Stickoxiden.

Im Folgenden werden nun die Änderungen der Parameter und ihre Bedeutung beschrieben

### **Rostbewegung:**

Hier geht es um die Einstellung des Verbrennungsrostes. Genauer gesagt werden die Minimalzeit und das Intervall verändert. Die Minimalzeit ist die Zeit einer Rostbewegung und wird auf 6 sec eingestellt. Mit dem Intervall ist die Zeit vom Start einer Rostbewegung bis zum Start der nächsten gemeint. Diese wird von 8 auf 5 sec verringert.

### **Luftzufuhr:**

Wie schon im Kapitel 4.1.1 erwähnt gibt es im Ofen 4 Luftzonen. Nämlich 2 Primärluftzonen für die Trocknung und Vergasung des Trebers sowie 2 Sekundärluftzonen für den Ausbrand. Angegeben werden diese Luftmengen in Meter pro Sekunde [m/s]. Diese Werte wurden in  $\text{m}^3/\text{min}$  umgerechnet. Tabelle 12 zeigt die Geschwindigkeiten und Mengenströme der Verbrennungsluft. Jedoch muss angemerkt werden, dass obwohl das Gebläse für die Sekundärluftströme abgestellt wurde, dennoch etwas an Sekundärluft in den Ofen gelangte.

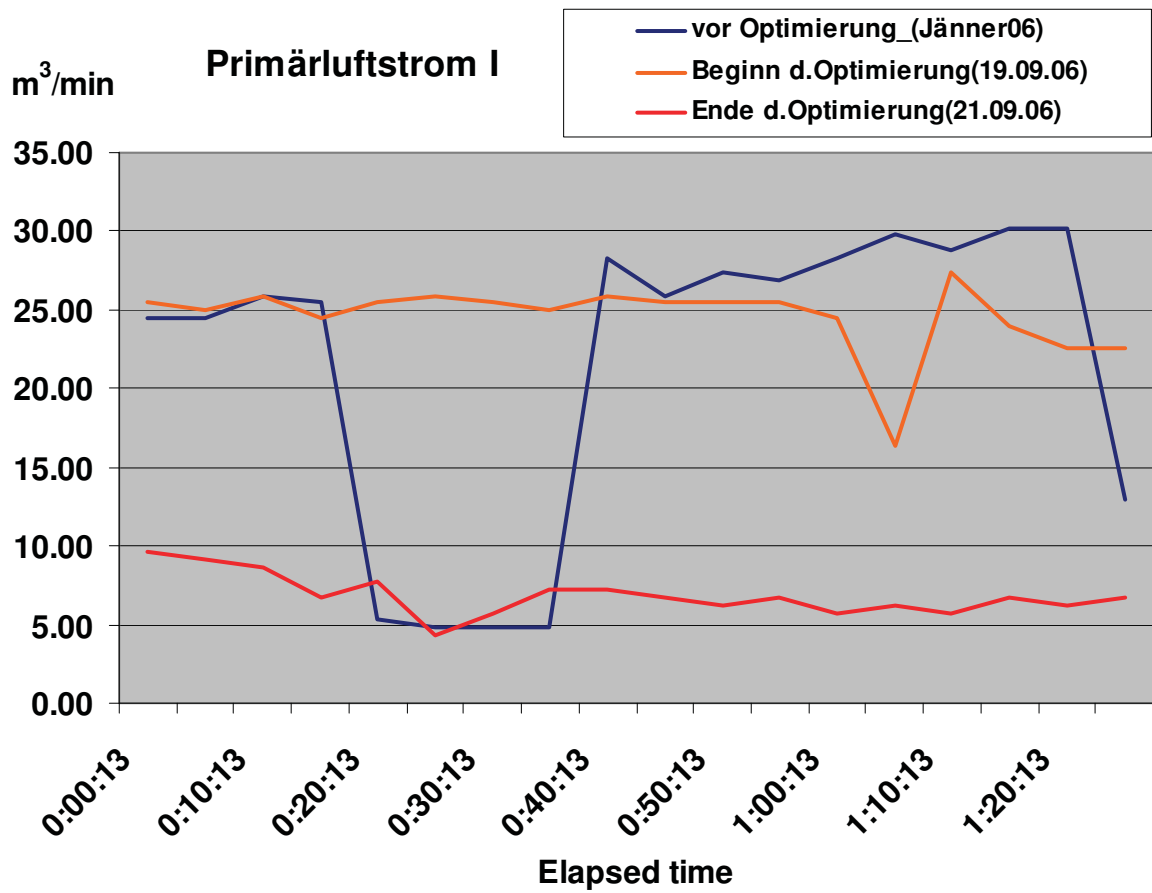
Tabelle 12: Verbrennungsluftgeschwindigkeiten und -mengenströme

	Vor Optimierung [m/s]	[m <sup>3</sup> /min]	Nach Optimierung [m/s]	[m <sup>3</sup> /min]
Primärluft I	5,3	25,44	1,3	6,24
Sekundärluft I	2,2	13,2	0	0
Primärluft II	4,9	23,52	1,4	6,72
Sekundärluft II	1,7	10,2	0	0

Indem man nun sowohl die Luftmengen als auch die Luftüberschusszahl  $\lambda$  verringert, stellt sich eine höhere Verbrennungstemperatur ein. Eine geringere Menge an Primärluft I bedeutet ein langsames Trocknen und Vergasen und dadurch ein längeres Verweilen des Brennstoffes auf dem Verbrennungsrost. Eine reduzierte Primärluftmenge II zieht eine ruhigere und langsamere Verbrennung nach sich und dies hat zur Folge, dass weniger Aschepartikel aufgewirbelt werden.

Die folgenden 4 Abbildungen machen die Abnahme der Luftmengen deutlich.





Beschreibung: Elapsed time... Messdauer

Abbildung 30: Primärluftstrom I

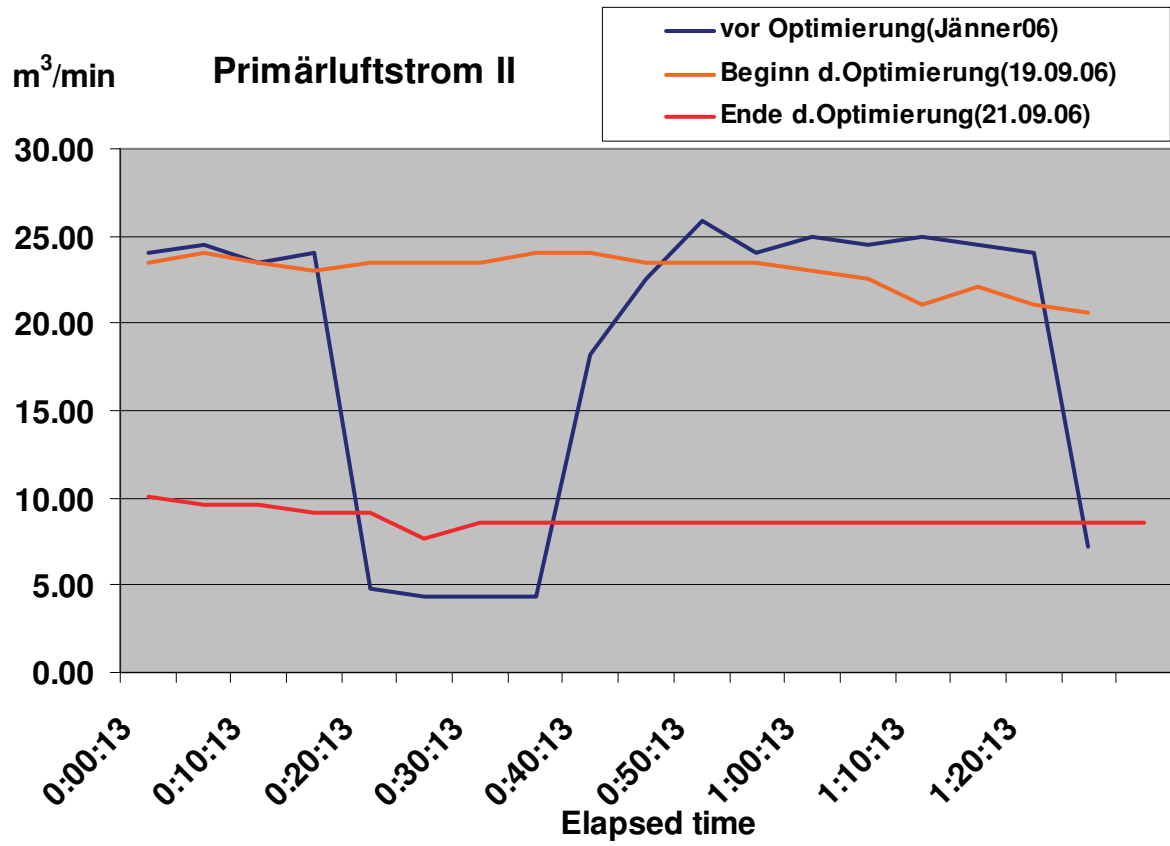


Abbildung 31: Primärluftstrom II

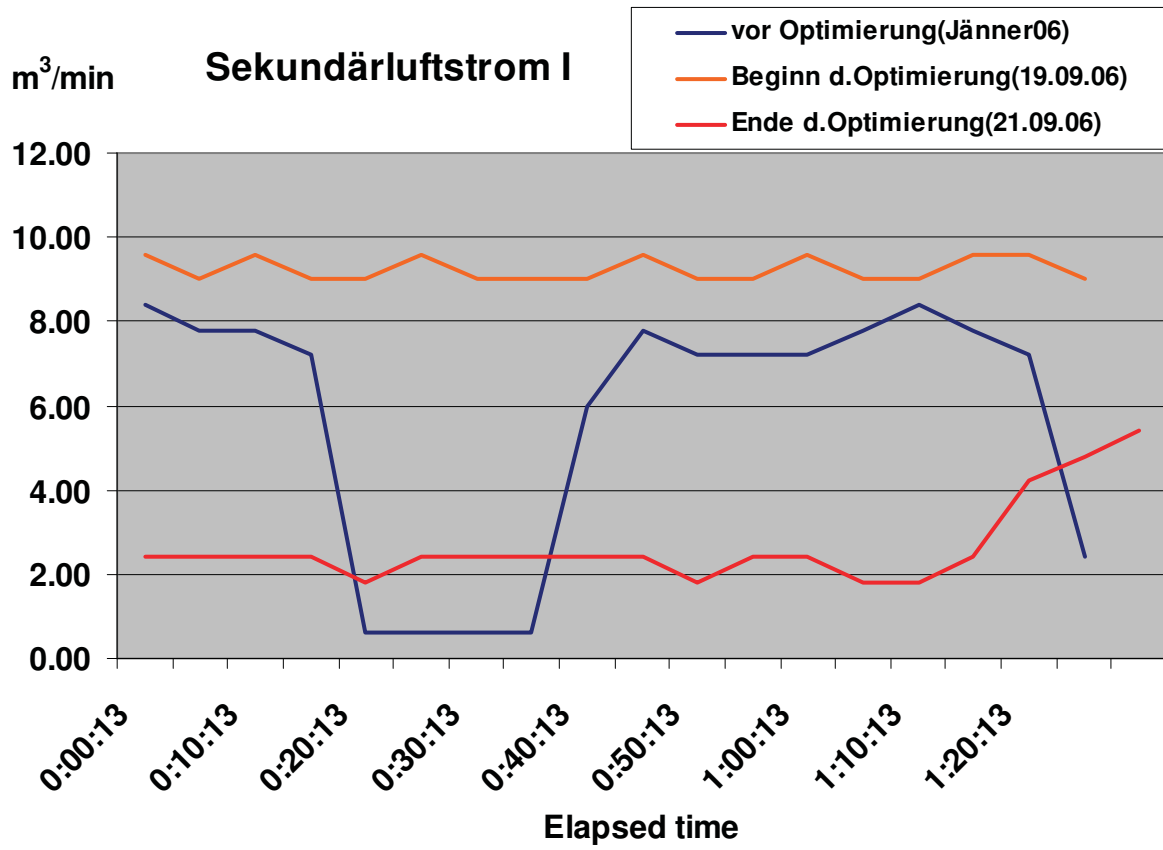


Abbildung 32: Sekundärluftstrom I

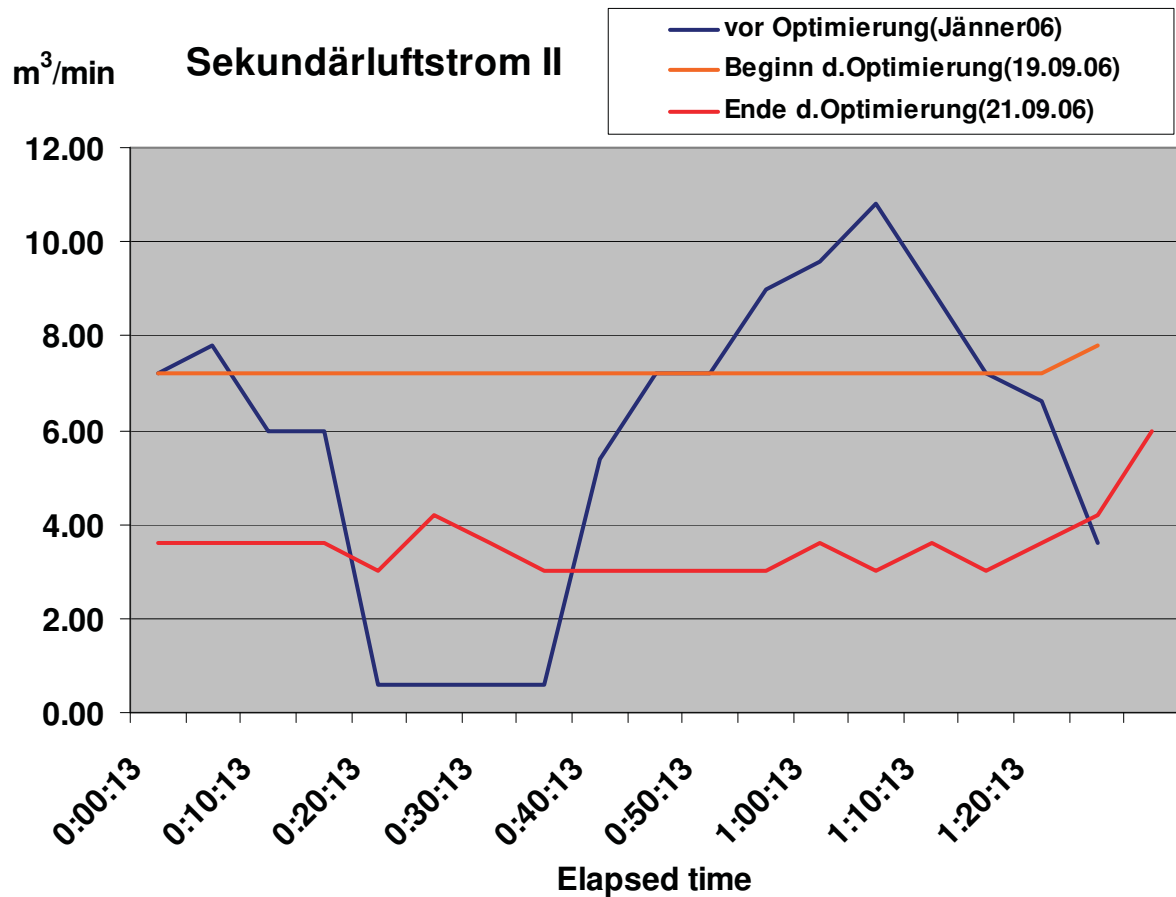


Abbildung 33: Sekundärluftstrom II

Jedoch trat dabei auch ein Problem auf. Denn bei der Reduzierung der Verbrennungsluft stieg die Rosttemperatur zu stark an. Daher ist die Luftmenge aufgrund des Rostes nur bis zu einer gewissen Grenze, dennoch deutlich herabgesetzt worden.

### Materialmenge:

Die Materialmenge, das heißt die Menge an Treber, die in den Ofen gelangt ist ein weiterer Punkt, der die Verbrennungstemperatur beeinflusst. Dieser Wert wird in Prozent [%] angegeben. Doch diese Angabe ist ziemlich unglücklich gewählt, denn wäre dieser Wert zum Beispiel in Kilogramm pro Stunde angegeben, könnte man sich leichter etwas darunter vorstellen.

Jedenfalls steigt die Temperatur im Ofen an, wenn mehr Treber zugegeben wird. Jedoch gibt es auch hier eine Grenze, denn zuviel Treber wirkt sich negativ auf die Verbrennung aus, da

der Ofen dann nicht den ganzen Brennstoff bewältigen kann. Die Treberzufuhr wird mit einer minimalen Begrenzung von 16 % und einer maximalen Begrenzung von 28 % geregelt.

#### **Rostschneckenüberwachung:**

Bei dieser Temperatur handelt es sich um die maximal erlaubte Temperatur des Verbrennungsrostes. Es wird ein Grenzwert von 420 °C eingestellt. Sobald diese Temperatur überschritten wird, erscheint am Regelkasten eine Störungsmeldung.

#### **Leistungsbegrenzung Abluftgebläse:**

Mit diesem Parameter lässt sich die Umdrehungsdrehzahl des Abluftgebläses regulieren. Dieser Wert, der in % angegeben wird, ist von anfangs 60 % auf 40 % verringert worden, wobei 30 % 15 Hz entsprechen. Die neue Gebläseumdrehungsdrehzahl beträgt nun also 20 Hz.

#### **Verbrennungstemperatur:**

Bei dieser Temperatur handelt es sich um den Sollwert der Verbrennung in °C bei 100 % Leistung, nach dem die tatsächliche Verbrennungstemperatur durch Korrektur der Materialmenge geregelt wird. Dieser Sollwert beträgt 780 °C.

#### **Temperatur Elektrofilter:**

Diese Temperatur gibt die maximale Betriebstemperatur des Elektrofilters an und wird auf 325 °C eingestellt.

#### **Temperatur Wendekammer:**

Dieser Temperatursollwert regelt die Stellung der Klappe der Wendekammer und bestimmt wie viele der 3 Züge des Dampfkessels vom Abgas angeströmt werden. Ist die Temperatur kleiner als der eingestellte Wert, der 295 °C beträgt, öffnet sich die Klappe und beim Dampfkessel wird nur 1 Zug durchströmt. Ist die Temperatur höher als der eingestellte Wert, ist die Klappe zu und alle 3 Züge werden vom heißen Abgas angeströmt.

**Selektionsregler Treber/Pellets:**

Dieser Parameter, der in °C angegeben wird, entscheidet darüber, ob Pellets oder Treber auf den Verbrennungsrost gegeben werden. Es geht hier also um das Verbrennungsmaterial. Der Grenzwert beträgt 580 °C. Bis zum Erreichen dieser Verbrennungstemperatur erfolgt die Beheizung mit Pellets. Überschreitet die Temperatur 580 °C erfolgt die Zudosierung von Biertreber.

Für eine bessere Übersicht fasst Tabelle 13 alle Parameter nochmals zusammen und zeigt deren Werte vor und nach der Optimierung.

Tabelle 13: Betriebsparameter vor und nach der Optimierung

Parameter	Vor der Optimierung	Nach der Optimierung
Rostintervall [sec]	8	5
Rostminimalzeit [sec]	8	6
Primärluft I [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	5,3 bzw. 25,44	1,3 bzw. 6,24
Primärluft II [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	4,9 bzw. 23,52	1,4 bzw. 6,72
Sekundärluft I [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	2,2 bzw. 13,2	0
Sekundärluft II [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	1,7 bzw. 10,2	0
Materialmenge Minimalgrenze [%]	26	16
Materialmenge Maximalgrenze [%]	33	28
Rostschneckenüberwachung [°C]	420	420
Leistungsbegrenzung Abluftgebläse [%] bzw. [Hz]	60 bzw. 30 Hz	40 bzw. 20 Hz
Verbrennungstemperatur Sollwert [°C]	780	780
Temperatur Elektrofilter [°C]	325	325
Temperatur Wendekammer [°C]	290	290
Selektionsregler Pellets/Treber [°C]	580	580

### 4.4.3 Ergebnisse der Optimierung

In diesem Unterkapitel werden die Ergebnisse der in Kapitel 4.4.2 beschriebenen Durchführung der Optimierung beschrieben. Die Ergebnisse dieser Versuche werden anhand von Diagrammen erläutert. Einige werden in diesem Kapitel angeführt. Die übrigen befinden sich im Anhang.

Wie schon erwähnt wird bei der Optimierung ein Gasanalytikgerät verwendet, um die Abgaszusammensetzung zu bestimmen. Denn die Gehalte an Sauerstoff, Kohlenmonoxid und Kohlendioxid sagen aus, wie gut die Verbrennung abläuft. Abbildung 34 und Abbildung 35 zeigen die Sauerstoff- und Kohlendioxidgehalte im Abgas.

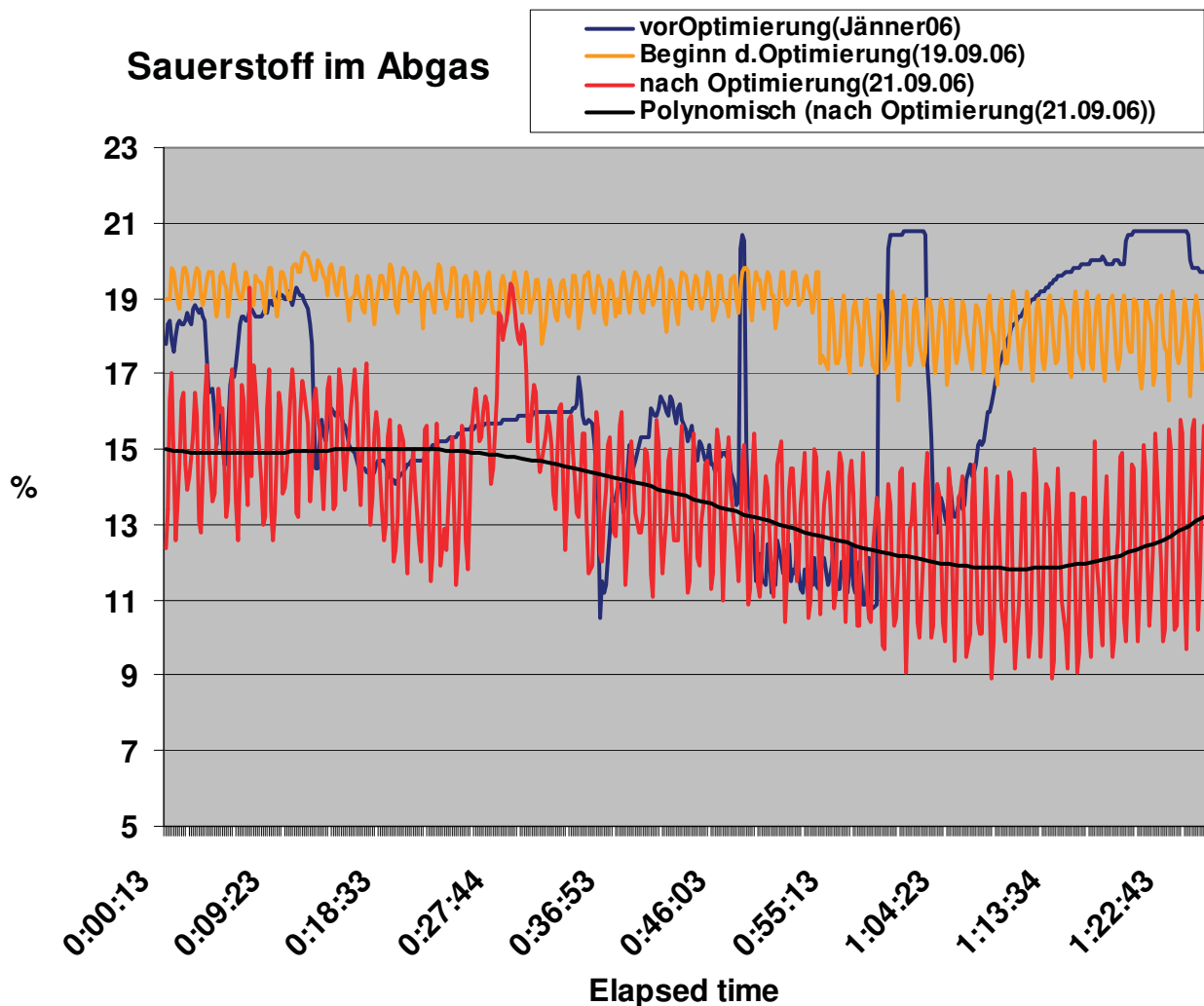


Abbildung 34: Sauerstoffgehalt im Abgas

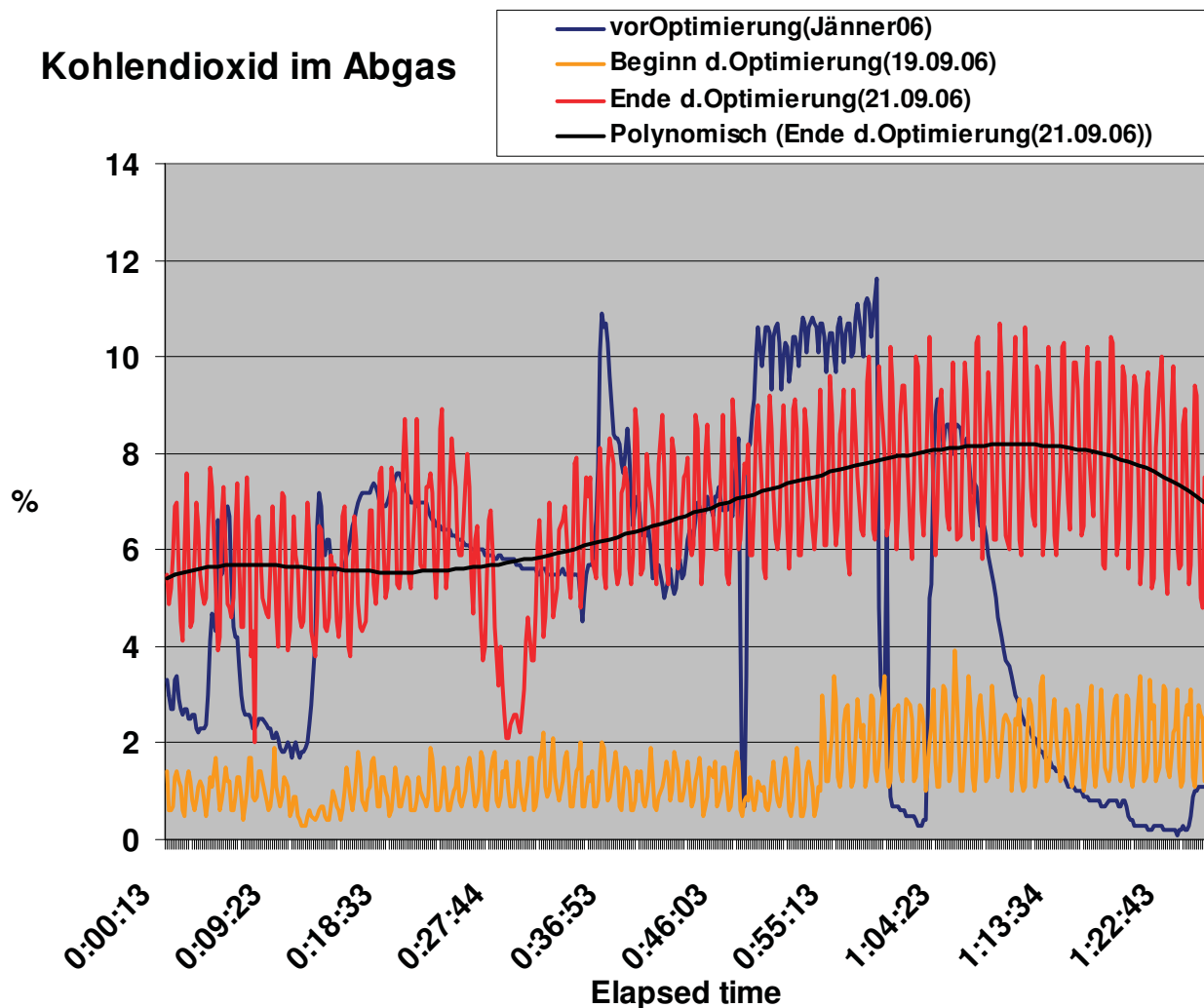


Abbildung 35: Kohlendioxidgehalt im Abgas

Aus diesen beiden Abbildungen geht hervor, dass bedingt durch die Verringerung der Luftmengen der Sauerstoffgehalt im Abgas sinkt, was zu erwarten war. Der Sauerstoffgehalt sinkt von anfangs 19 % auf rund 12,5 %. Diese 12,5 % entsprechen laut Verbrennungsrechnung einer Luftüberschusszahl  $\lambda$  von 3,0. Der Gehalt an Kohlendioxid im Abgas steigt von unter 2 % auf rund 8 % an. Dies bedeutet, dass die Verbrennung nun vollständiger abläuft als bisher. Abbildung 36 dient dazu, um weiter zu verdeutlichen, dass der Verbrennungsvorgang verbessert werden konnte. Denn aus dieser Abbildung geht hervor, dass die Verbrennungstemperatur höher ist, als zuvor, wo sie rund 780 °C betrug. Nun beträgt sie über 850 °C.



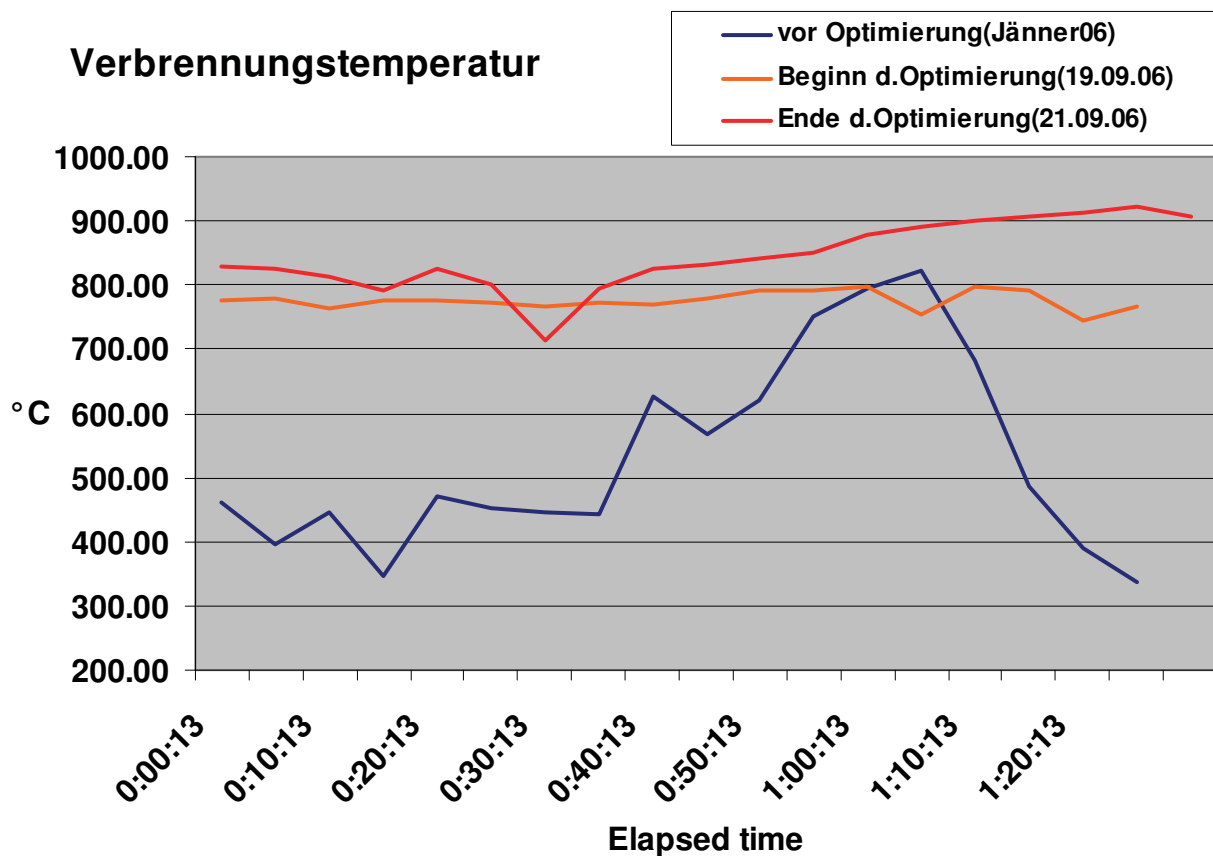


Abbildung 36: Verbrennungstemperatur

Ein Problem bleibt bis jetzt aber noch ungelöst. Und das betrifft die Dampfmenge. Bedingt durch die Änderungen der Parameter sank die Dampfmenge auf unter 1,50 t/h. Trotzdem liegt dieser Wert noch über dem im Jänner 2006, als noch keine Optimierungen am Biomassekessel stattgefunden haben, wie aus Abbildung 37 ersichtlich wird. Diese Abnahme kann mehrere Gründe haben. Einerseits könnte es sein, dass der Kessel aufgrund der geänderten Parameter einfach nicht mehr Dampf produzieren kann. Andererseits besteht die Möglichkeit, dass die Wärmetauscher im Luftvorwärmer mit Ascheanpackungen verklebt sind. Ein weiterer Grund für die geringe Dampfmenge könnte daran liegen, dass zu wenig Sekundärluft in den Ofen eingeblasen wird. Diese Luft ist für die Nachverbrennung des Trebers und daher auch für die Leistung verantwortlich.

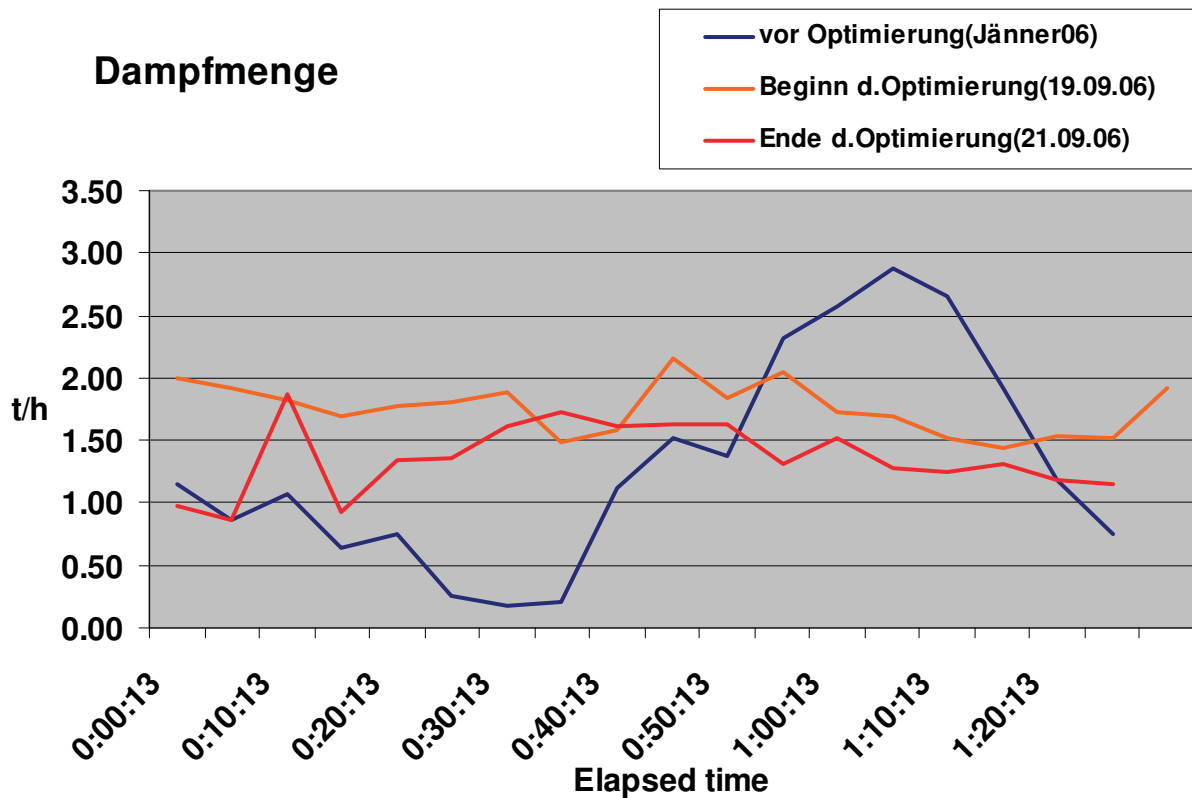


Abbildung 37: Dampfmenge

## 4.5 Energiebilanz des Biomassekessels

### 4.5.1 Allgemeines zur Bilanzierung

Nachdem die ersten Optimierungsversuche abgeschlossen waren, folgte nun das Aufstellen einer Energiebilanz. Als Bilanzraum dient der Biomassekessel. Diese Bilanz dient dazu, den optimalen Betriebspunkt zu finden, das heißt welche Einstellungen am günstigsten für die thermische Verwertung der Biotrebern sind, und um feststellen zu können, wie viel an Energie mit dem Treber und der Verbrennungsluft in den Ofen hineingelangt und wie viel mit dem Dampf und dem Rauchgas weggeht. Außerdem lassen sich die Verluste (beispielsweise Verluste durch Strahlung usw.) zahlenmäßig darstellen. Abbildung 38 zeigt den Bilanzraum samt aller ein- und austretenden Energieströme. Diese Bilanz besteht aus 2 eintretenden und 3 austretenden Strömen. Die eintretenden Ströme sind der Treber und die Verbrennungsluft, die aus der Primär- und der Sekundärluft besteht. Die den Bilanzraum

verlassenden Energieströme sind der Dampf, das Rauchgas sowie etwaige Verluste. Es werden insgesamt 3 unterschiedliche Bilanzen aufgestellt. Denn es wird für jede der 3 Versuchsperioden, die in Kapitel 4.4.3, **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** aufgelistet sind, eine Energiebilanz aufgestellt.

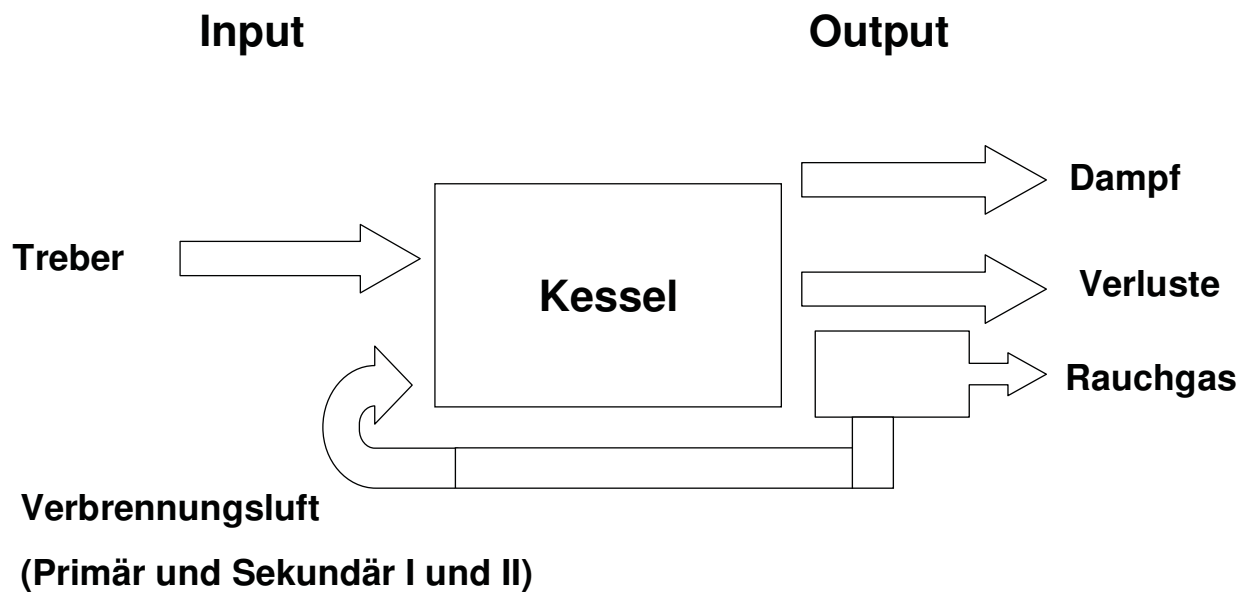


Abbildung 38: Energiebilanz des Biomassekessels

#### 4.5.2 Berechnungsschema

Die Erstellung der Energiebilanz wird anhand der 1. Versuchsperiode (Jänner 2006 das heißt vor der Optimierung) erläutert. Die gesamte Energiebilanz des Biomassekessels befindet sich im Anhang.

**Input:**

Wie aus Abbildung 38 ersichtlich ist, sind beim Input zwei Ströme von Bedeutung. Es sind dies der Treber und die Verbrennungsluft, die aus dem Rauchgas hervorgeht und vor dem Eintritt in den Kessel den Luftvorwärmer passiert. Zuerst wird die Menge an Energie in MW betrachtet, die mit dem Treber in den Biomassekessel eingebracht wird

Zeichenerklärung:

$m'$ ... Massenstrom [kg/h] bzw. [t/h]

$V'$ ... Volumenstrom [ $m^3/s$ ] bzw. [ $m^3/min$ ]

**Treber:**

$$m_T' = 1200 \text{ kg/h} = 1,2 \text{ t/h}$$

$$H_u = 6705 \text{ kJ/kg} = 6705 \text{ MJ/t}$$

Um nun den Energieinhalt berechnen zu können, wird der Massenstrom mit dem Heizwert multipliziert.

$$1,2 \text{ t/h} * 6705 \text{ MJ/t} = 8046 \text{ MJ/h}$$

Damit die gewünschte Einheit MW erreicht wird, dividiert man das Zwischenergebnis durch 3600 s/h und man erhält den Energieeintrag des Trebers, der wie folgt aussieht:

$$\frac{8046 \text{ MJ/h}}{3600 \text{ s/h}} = 2,24 \text{ MJ/s} = 2,24 \text{ MW}$$

Der Brennstoff bringt also **2,24 MW** in den Ofen.

**Verbrennungsluft:**

$$V_L' = 51,72 \text{ m}^3/\text{min} = 0,862 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$T_L = 180 \text{ °C}$$

$$\rho_L = 0,7681 \text{ kg/m}^3$$



$$h_L = 455,6 \text{ kJ/kg} = 455,6 \text{ MJ/t}$$

Zunächst berechnet man den Massenstrom:

$$m_L' = \rho_L \cdot V_L'$$

$$0,7681 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,862 \text{ m}^3/\text{s} = 0,662 \text{ kg/s} = 2,38 \text{ t/h}$$

Jetzt folgt wieder die Berechnung des Energieinhaltes. Dazu wird der Massenstrom mit der Enthalpie der Luft multipliziert.

$$2,38 \text{ t/h} \cdot 455,6 \text{ MJ/t} = 1086 \text{ MJ/h}$$

Durch 3600 s/h dividiert ergibt dies wieder die Energie, die **0,30 MW** beträgt.

$$\frac{1086 \text{ MJ/h}}{3600 \text{ s/h}} = 0,30 \text{ MJ/s} = 0,30 \text{ MW}$$

Addiert man nun die beiden Energiebeträge von Treber und Verbrennungsluft, erhält man einen Energieinput von:

$$\text{Input gesamt: } 2,24 \text{ MW} + 0,30 \text{ MW} = \underline{2,54 \text{ MW}}$$

Nun erfolgt dieselbe Berechnung für die Outputströme.

### Output:

Die aus dem Ofen heraustretenden Ströme, die bei dieser Energiebilanz wichtig sind, sind Dampf, das Rauchgas sowie etwaige Verluste wie z.B. Strahlungsverluste durch die Kesselwand.

### **Dampf:**

$$m_D' = 1300 \text{ kg/h} = 1,3 \text{ t/h}$$

$$p_D = 5 \text{ bar}$$

$$h_D = h'' - h' = 2746,6 \text{ kJ/kg} - 637,6 \text{ kJ/kg} = 2109 \text{ kJ/kg} = \text{MJ/t}$$

$$T_D = 151,2 \text{ }^\circ\text{C}$$



Energieinhalt Dampf:

$$1,3 \text{ t/h} * 2109 \text{ MJ/t} = 2741,7 \text{ MJ/h}$$

$$\frac{2741,7 \text{ MJ/h}}{3600 \text{ s/h}} = 0,76 \text{ MW}$$

Der verlässt den Ofen mit einer Energie von **0,76 MW**.

### Rauchgas:

$V_{\text{RG}} = 7,15 \text{ m}^3/\text{kg}$  Brennstoff (Wert aus der Verbrennungsrechnung für ein  $\lambda$  von 3,0)

$$T_{\text{RG}} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{\text{RG}} = 1,3 \text{ kg/m}^3$$

Um die Enthalpie berechnen zu können, benötigt man die Zusammensetzung des Abgases. Tabelle 14 zeigt diese.

Tabelle 14: Abgaszusammensetzung

CO <sub>2</sub>	5,2 %	658,3 kJ/kg
N <sub>2</sub>	78,5	481,6 kJ/kg
O <sub>2</sub>	16,3	154,5 kJ/kg

$$h_{\text{RG}} = \text{CO}_2 * h_{\text{CO}_2} + \text{N}_2 * h_{\text{N}_2} + \text{O}_2 * h_{\text{O}_2}$$

$$h_{\text{RG}} = 0,052 * 658,3 + 0,785 * 481,6 + 0,163 * 154,5$$

$$h_{\text{RG}} = 437,5 \text{ kJ/kg} = 437,5 \text{ MJ/t}$$

Um vom Volumen zum Volumenstrom zu kommen, multipliziert man das Volumen mit dem Massenstrom an Treber, der 1200 kg/h.

$$V_{\text{RG}}' = 7,15 \text{ m}^3/\text{kg Brennstoff} * 1200 \text{ kg Brennstoff/h} = 8580 \text{ m}^3/\text{h} = 2,38 \text{ m}^3/\text{s}$$

Nun wird der Volumenstrom mittels der Dichte in den Massenstrom umgerechnet.

$$m_{\text{RG}}' = \rho_{\text{RG}} * V_{\text{RG}}' = 1,3 \text{ kg/m}^3 * 2,38 \text{ m}^3/\text{s} = 3,10 \text{ kg/s} = 11,15 \text{ t/h}$$

Anschließend wird der Energieinhalt des Abgases berechnet:

$$11,15 \text{ t/h} * 437,5 \text{ MJ/t} = 4879,9 \text{ MJ/h}$$

$$4879,9 \text{ MJ/h} / 3600 \text{ s/h} = \mathbf{1,36 \text{ MW}}$$

Nun muss man noch den Anteil des Rauchgases, der die Verbrennungsluft darstellt, abziehen. Somit beträgt der Energieanteil des Rauchgases:

$$1,36 \text{ MW} - 0,30 \text{ MW} = \mathbf{1,06 \text{ MW}}$$

Dies ergibt nun einen Gesamtoutput von:

$$\mathbf{\underline{\underline{\text{Output gesamt: } 0,76 \text{ MW} + 1,06 \text{ MW} = 1,82 \text{ MW}}}}$$

Zieht man den Output vom Input ab, so ergeben sich die Verluste:

$$\mathbf{\underline{\underline{\text{Verluste: } 2,54 \text{ MW} - 1,82 \text{ MW} = 0,72 \text{ MW} = 720 \text{ kW}}}}$$

Die Verluste betragen 720 kW.

Diese Berechnung wird nun für die beiden anderen Perioden durchgeführt und befindet sich wie schon erwähnt im Anhang. Tabelle 15 fasst die Ergebnisse der Energiebilanzen der 3 Versuchsperioden zusammen. Daraus geht hervor, dass der Energieverlust in der 3. Periode mit 610 kW am geringsten ist.

Tabelle 15: Ergebnisse der Energiebilanz

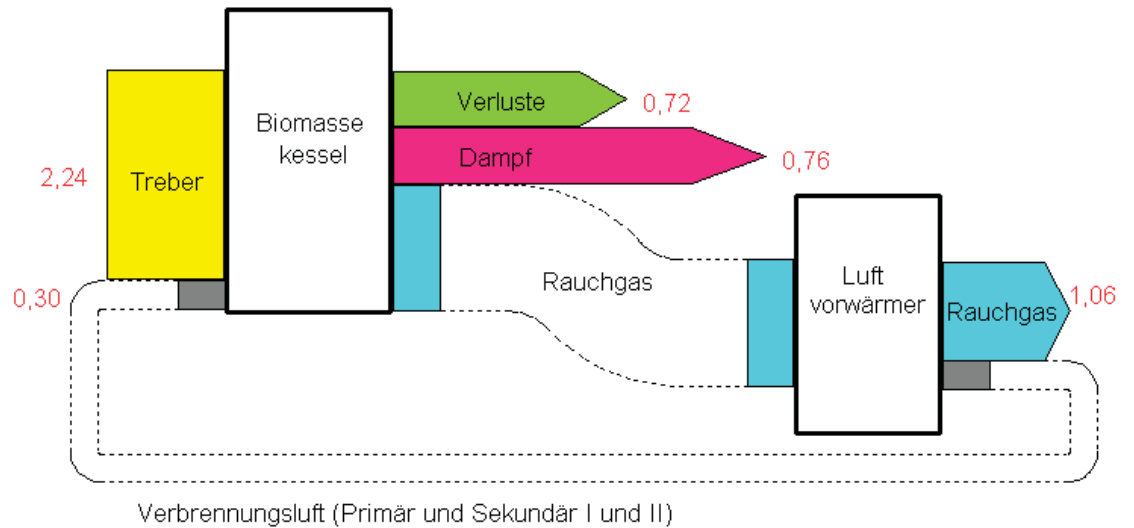
Periode	Input [MW]	Output [MW]	Verluste [MW]
1	2,54	1,82	0,72 = 720 kW
2	2,61	1,99	0,62 = 620 kW
3	2,37	1,76	0,61 = 610 kW

Die Ergebnisse der 3 Energiebilanzen lassen sich in Sankey – Diagrammen darstellen (Abbildung 39 bis Abbildung 41). Außerdem kann der thermische Wirkungsgrad berechnet werden, um aussagen zu können, wie effektiv die Treberverbrennungsanlage arbeitet. Der thermische Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  ist durch folgende Formel definiert:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} = \frac{\text{Dampfwärmemenge}}{\text{Treberwärmemenge}} = \frac{m_{\text{D}} \cdot h_{\text{D}}}{m_{\text{T}} \cdot H_{\text{u}}}$$

Sankey - Diagramm: Zeitraum: Jänner 06 (vor Optimierung)

Maßstab: 1 cm = 0,5 MW



alle Angaben in MW

Abbildung 39: Sankey – Diagramm für den Zeitraum vor der Optimierung (Jänner 06)

Der thermische Wirkungsgrad  $\eta_{\text{th}}$  für diese Periode beträgt:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{0,76}{2,24} = 0,3393 = 33,9\%$$



Sankey - Diagramm: Zeitraum: 19.09. 06 (Beginn der Optimierung)

Maßstab: 1 cm = 0,5 MW

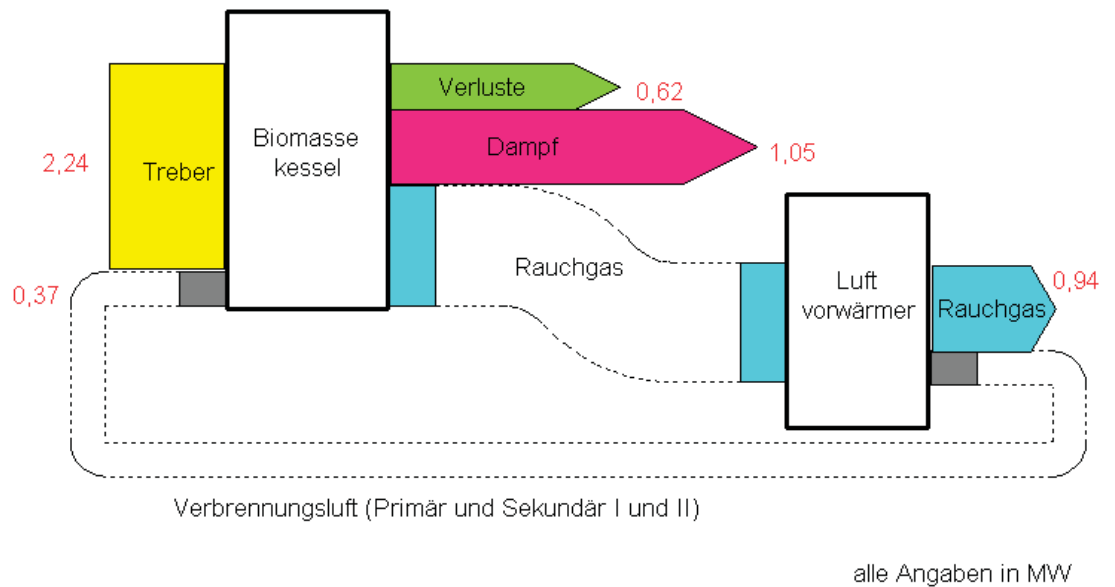
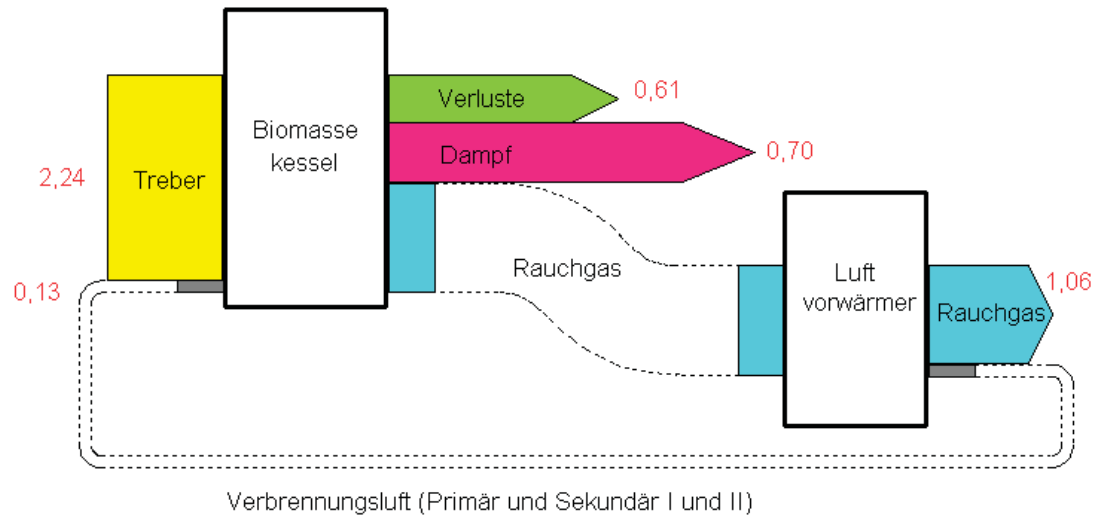


Abbildung 40: Sankey – Diagramm für den Beginn der Optimierung (19.September 06)

$$\eta_{\text{th}} = \frac{1,05}{2,24} = 0,4688 = 46,9\%$$

Sankey - Diagramm: Zeitraum: 21.09. 06 (Ende der Optimierung)

Maßstab: 1 cm = 0,5 MW



alle Angaben in MW

Abbildung 41: Sankey – Diagramm für das Ende der Optimierung (21. September 06)

$$\eta_{\text{th}} = \frac{0,70}{2,24} = 0,3125 = 31,3\%$$

## 4.6 Kesselleistung nach der Ofenreinigung in der KW 48

In der Kalenderwoche 48, das heißt in der Woche vom 27. November – 1. Dezember erfolgte in der Brauerei Göss eine Reinigung der gesamten Treberverbrennungsanlage sowie der Einbau eines Gasbrenners, um den Treber besser thermisch nutzen zu können. Dies war eine ausgezeichnete Möglichkeit, in die Brennkammer und in den Dampfkessel blicken zu können. Abbildung 42 und Abbildung 44 zeigen die Brennkammer und den Dampfkessel. In Abbildung 43 und Abbildung 45 erkennt man deutlich Ablagerungen von Asche in der Brennkammer und im Dampfkessel.



Abbildung 42: Brennkammer



Abbildung 43: Ascheablagerung in der Brennkammer

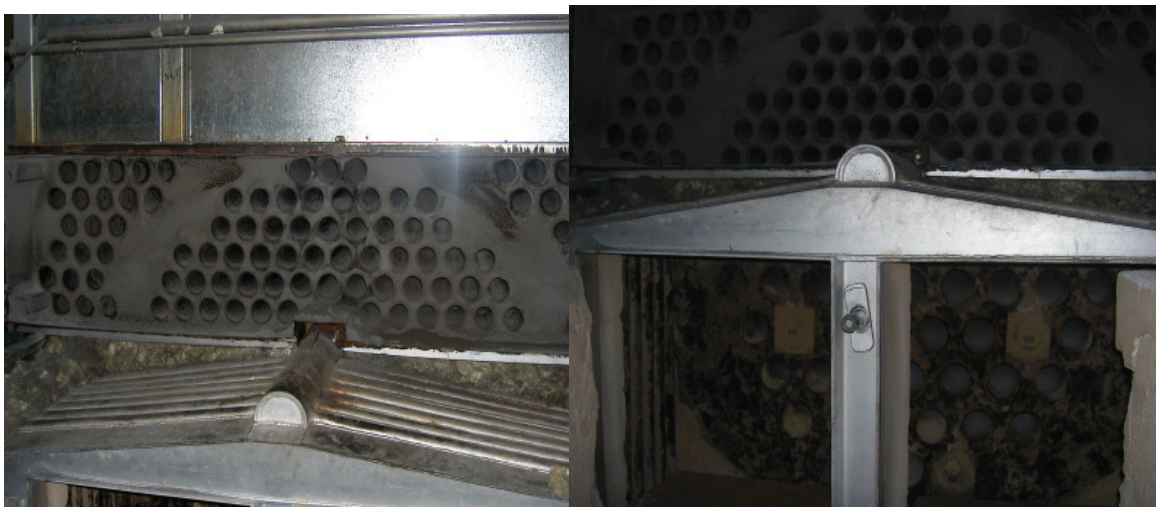


Abbildung 44: Dampfkessel



Abbildung 45: Ascheablagerung im Dampfkessel

Durch die Reinigung des Kessels und auch des Luftvorwärmers sowie durch den Einbau eines neuen Gasbrenners erhofft man sich eine Steigerung der Kesselleistung. Abbildung 46 zeigt die Dampfmenge. Daraus geht deutlich hervor, dass die Leistung des Kessels bei leicht veränderten Einstellungen der Verbrennungsluft und der Materialmenge gesteigert werden konnte von circa 1,2 t/h auf rund **1,8 t/h**.

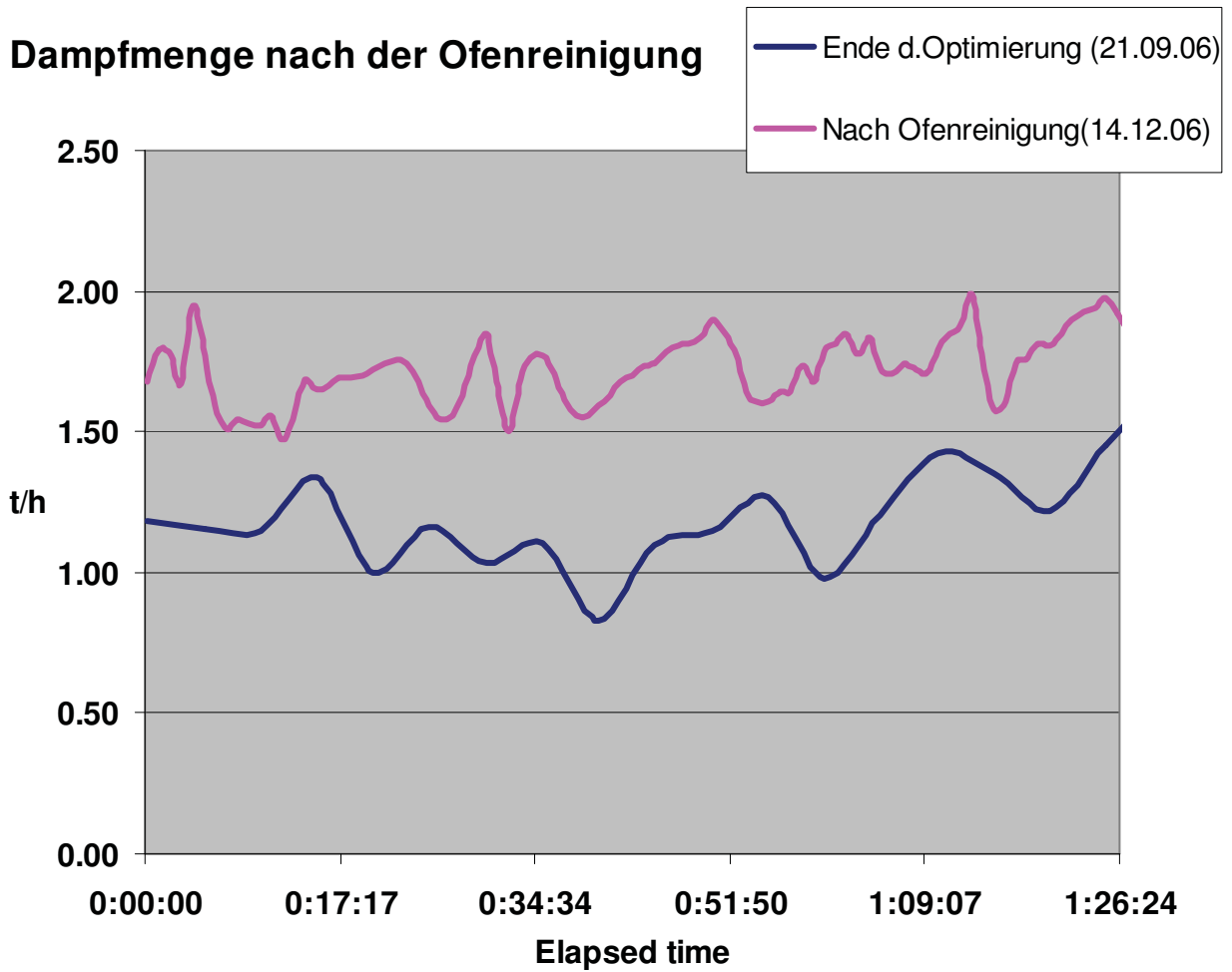


Abbildung 46: Dampfmenge nach der Ofenreinigung

Tabelle 16 veranschaulicht die aktuellen Betriebsparameter. Daraus geht hervor, dass sowohl die Verbrennungsluft als auch die Trebermenge erhöht wurden, um mehr Dampf erzeugen zu können. Die übrigen Einstellungen blieben unverändert. Diese Zunahme der Dampfmenge bedeutet auch, dass der thermische Wirkungsgrad des Biomassekessels im Vergleich zur 3. Periode, als er 31,3 % betrug, angestiegen ist auf rund 48 %.

Tabelle 16: Aktuelle Betriebseinstellungen

Parameter	Nach der Optimierung	Nach der Ofenreinigung
Primärluft I [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	1,3 bzw. 6,2	2,2 bzw. 10,5
Primärluft II [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	1,4 bzw. 6,7	2,6 bzw. 12,3
Sekundärluft I [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	0	0,6 bzw. 3,6
Sekundärluft II [m/s] bzw. [m <sup>3</sup> /min]	0	0,6 bzw. 3,6
Materialmenge Minimalgrenze [%]	18	32
Materialmenge Maximalgrenze [%]	28	36
Rostschneckenüberwachung [°C]	420	420
Leistungsbegrenzung Abluftgebläse [%] bzw. [Hz]	40 bzw. 20 Hz	40 bzw. 20 Hz
Verbrennungstemperatur Sollwert [°C]	780	780
Temperatur Elektrofilter [°C]	325	325
Temperatur Wendekammer [°C]	290	290
Selektionsregler Pellets/Treber [°C]	580	580

## 5 Ergebnisse / Diskussion

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Optimierungsversuche nochmals zusammengefasst.

Den ersten Schritt beim praktischen Teil dieser Diplomarbeit stellte die Verbrennungsrechnung des Treber Göss dar. Mit einer von der Brauerei Göss vorgegebenen Zusammensetzung des Treber wurde für unterschiedliche Luftüberschusszahlen  $\lambda$  die adiabatische Verbrennungstemperatur errechnet. Dabei ergab sich, dass die Verbrennungstemperatur umso höher ist, je weniger Luft in den Ofen eingeblasen wird, was auch zu erwarten war.

Danach folgte die eigentliche Optimierung des Biomassekessels vor Ort. Unter Verwendung eines Messgerätes zur Gasanalytik, das an die Abgasleitung des Kessels angeschlossen wird und die Zusammensetzung des Abgases misst, wurden verschiedene Parameter wie z.B. Luft- und Trebermenge für die Verbrennung des Trebers variiert, um einerseits den Sauerstoffgehalt im Abgas zu verringern, die Verbrennungstemperatur zu erhöhen und andererseits die vom Kessel produzierte Dampfmenge zu steigern.

Es ergaben sich dadurch einige Verbesserungen. Der Gehalt an Sauerstoff im Abgas konnte deutlich herabgesetzt werden von 19 % auf rund 12,5 %. Gleichzeitig stieg der Kohlendioxidgehalt auf circa 8 %, was neben der erhöhten Verbrennungstemperatur, die auf rund 850 °C angestiegen ist, ein weiteres Indiz dafür ist, dass die Verbrennung nun besser abläuft als bisher. Einzig bei der Dampfmenge stellte sich nicht der gewünschte Erfolg ein. Denn diese sank auf circa 1,2 t/h. Es gibt mehrere Gründe dafür. Einerseits könnte eine zu geringe Sekundärluftmenge schuld sein, dass zu wenig Dampf produziert wurde, denn die Sekundärluft ist für den Ausbrand und letztlich auch für die Leistung verantwortlich. Ein zweiter Grund könnten die Staubanpackungen sein, Denn mit dem Abgas geht eine große Menge an Asche mit und diese Asche bildet eben diese Anpackungen wie dies beim Luftvorwärmer der Fall ist und damit verschlechtert sich der Wärmetausch. Aus diesem Grund wurde die gesamte Treberverbrennungsanlage in der 48. Kalenderwoche (27.November – 1. Dezember 2006) gereinigt. Außerdem wurde ein Gasbrenner installiert, um den Verbrennungsprozess weiter zu verbessern. Und dies zeigte bereits Wirkung, da nach diesem Ofenputz die Dampfmenge auf rund 1,8 t/h angestiegen ist. Jedoch muss erwähnt werden, dass sowohl die Verbrennungsluft- als auch die Trebermenge ein wenig erhöht wurden, um diese Steigerung zu erzielen.

Um besser beurteilen zu können, welche Mengen an Energie in den Biomassekessel hinein- und hinausgelangen, wurde eine Energiebilanz durchgeführt. Diese Bilanz ergab, dass sehr viel an Wärme ungenutzt mit dem Rauchgas den Kessel verlässt. Die Ergebnisse der Energiebilanz wurden anhand von Sankey – Diagrammen veranschaulicht.





## 6 Zusammenfassung

Das Kapitel Zusammenfassung bringt einen kurzen Überblick über diese Diplomarbeit.

Diese Diplomarbeit besteht aus einem theoretischen und einem praktischen Teil. Kapitel 2 befasst sich mit der Theorie. Zunächst erfolgt die Definition der Biomasse. Zur Biomasse zählen alle Lebewesen, die in der Natur vorkommen, also kohlenstoffhaltige Materie wie zum Beispiel alle Pflanzen und Tiere und deren Rückstände (tierische Exkremente und so weiter). Diese Biomasse lässt sich mithilfe einer Reihe von Prozessen in End- beziehungsweise Nutzenergie umwandeln. Dazu zählen thermochemische Verfahren wie Pyrolyse oder die Vergasung oder biochemische Umwandlungen mithilfe von Mikroorganismen.

Im Kapitel 2.3 geht es um die Bedeutung der Biomasse als Brennstoff. Bezüglich des Einsatzes von Biomasse in der Industrie lässt sich feststellen, dass Schweden und Finnland europaweit die Nase vorne haben. Dies erklärt sich durch die Breite der Holzverarbeitenden Industrie in diesen Ländern. Die häufigsten Brennstoffe sind Sägenebenprodukte und in Finnland auch Torf aufgrund des zahlreichen Vorkommens. Bei der Nutzung in Kleinf Feuerungsanlagen liegt hingegen Österreich an der Spitze. In Schweden und Finnland beispielsweise ist die Biomassenutzung in Kleinf Feuerungsanlagen aufgrund der Verbreitung der Fernwärme hingegen rückgängig.

Kapitel 2.4 beschreibt die erforderlichen Eigenschaften, die die Biomasse aufweisen sollte, damit sie als Brennstoff in Frage kommt. Zu beachtende Parameter sind die Partikelgröße, die Kornform sowie die Dichte. Die Korngröße beispielsweise ist wichtig für die Wahl der geeigneten Transportvorrichtung sowie des geeigneten Feuerungssystems. Bei feinkörnigen Brennstoffen eignet sich eine Wirbelschicht (stationäre oder zirkulierende) recht gut. Sind die Partikel größer ist eine Rostfeuerung (beispielsweise Vorschubrostfeuerung wie bei der Brauerei Göss) von Vorteil. Zusätzlich muss man den Stickstoffgehalt des Brennstoffes aufgrund der Stickoxidbildung beachten. Und auch nicht zu vergessen sind die Gehalte an Chlor und Schwefel aufgrund einer eventuellen Korrosion, weiters der Einfluss von Alkali- und Erdalkalimetallen auf das Ascheschmelzverhalten sowie die Gehalte von Schwermetallen, denn diese wirken sich auf die Aschezusammensetzung und somit auch auf die Verwertbarkeit der Verbrennungsrückstände aus.

Im Unterkapitel 2.5 geht es um die unterschiedlichen Typen von Biomassefeuerungen. Es fasst die Vor- und Nachteile von Rostfeuerungen sowie von der stationären und zirkulierenden Wirbelschicht zusammen. Für kleinere Anlagen eignen sich Rostfeuerungen. Diese zeichnen sich durch relativ günstige Anschaffungs- und Betriebskosten sowie einer niedrigen Staubbelastung im Rauchgas aus im Gegensatz zu einer Wirbelschichtfeuerung, die jedoch ziemlich teuer ist. Dafür ist die Wirbelschichtfeuerung flexibel bezüglich des Wassergehaltes und der Art der Biomasse.

Das Kapitel 3 beschäftigt sich mit den Möglichkeiten der Treberverwertung im speziellen mit der Verbrennung der Biertreber, denn diese Verwertungsschiene bringt die meisten Vorteile



mit sich. Abschnitt 3.2 beschreibt die Treberverwertungsanlage der Brauerei Göss in Leoben. Es werden die einzelnen Aggregate dieser Anlage beschrieben. Es sind dies die Bandpresse und der Vorschubrostofen samt Dampfkessel. Außerdem geht dieses Kapitel darauf ein, was mit dem Abgas und der bei der Verbrennung entstehenden Asche passiert. Das Rauchgas wird in einer zweistufigen Reinigung, die aus einem Zyklon und einem Elektrofilter für den feinen Flugaschenanteil, besteht, vom Staub befreit. Die Asche lässt sich aufgrund des hohen Anteils an Phosphorpentoxid  $P_2O_5$  hervorragend als Dünger verwenden und findet daher Verwendung als Zusatzmittel in NPK – Düngern (N = Stickstoff, P = Phosphor, K = Kalium). Mit diesem Kapitel endet der theoretische Teil dieser Diplomarbeit und es beginnt die Optimierung des Biomassekessels.

Kapitel 4 beginnt mit einer kurzen aber präziseren Beschreibung der Verbrennungsanlage der Brauerei nach der Bandpresse. Sie beschreibt wie der Ofen aufgebaut ist, wie die Zufuhr der Verbrennungsluft passiert und wie der Dampfkessel funktioniert.

Weiter geht es mit dem ersten praktischen Schritt. Dieser war das Aufstellen einer Verbrennungsrechnung des Treber Göss. Mit einer Analyse des Trebers wurde für verschiedene Luftüberschusszahlen  $\lambda$  die adiabatische Verbrennungstemperatur berechnet. Daraus ergab sich der Trend, dass die Temperatur umso höher ist, je geringer der Luftüberschuss ist, das heißt je weniger Luft in den Ofen eingeblasen wird.

Mit dem Unterkapitel 4.4 beginnt die eigentliche Optimierung des Biomassekessels vor Ort. Um Stabilität in den Verbrennungsprozess zu bringen werden verschiedenste Parameter, die die Treberverbrennung beeinflussen, wie zum Beispiel die Verbrennungsluft- oder die Trebermenge, so verändert, dass sich eine höhere Verbrennungstemperatur einstellt. Und dies ist auch gelungen. Denn die Temperatur konnte von rund 780 °C auf circa 850 °C angehoben werden. Um während der Optimierung die Abgaszusammensetzung messen zu können, wurde ein Gasanalytikgerät an die Abgasleitung angeschlossen. Auch hier ergab sich eine positive Veränderung. Denn aufgrund der Verringerung der Verbrennungsluft sank der Sauerstoffgehalt im Abgas von 19 % auf rund 12,5 %. Hingegen stieg der Kohlendioxidgehalt auf circa 8 % (vorher rund 2 %). Dies ergibt sich dadurch, dass die Verbrennung vollständiger abläuft als bisher. Diese Ziele konnten also realisiert werden. Ein wichtiges Ziel blieb bislang jedoch ungelöst. Und dies war die Dampfmenge. Denn bedingt durch die geänderten Parametereinstellungen sank die Dampfmenge von 1,5 auf 1,2 t/h. Hier musste also noch einiges getan werden.

Die nächste Aufgabe bestand darin, eine Energiebilanz des Biomassekessels aufzustellen. Denn damit lässt sich feststellen, wie viel an Energie in den Kessel eintreten, wie viel den Kessel wieder verlassen. Außerdem erhält man die Größe der Verluste (Verluste durch beispielsweise Strahlung durch die Wand). Die Bilanz ergab, dass sehr viel an Energie ungenutzt mit dem Rauchgas den Biomassekessel, also auch den Dampfkessel, verlässt. Um einen besseren Überblick über die Energiebilanz zu bekommen, wurde eine Sankey – Diagramm aufgestellt.

Abschließend ist zu sagen, dass eine große Steigerung der Dampfmenge noch nicht möglich war. Dafür gibt es mehrere Gründe. Einerseits könnte es sein, dass zu wenig Sekundärluft in den Ofen gelangt, denn diese ist für den Ausbrand und letztlich teilweise auch für die Leistung des Dampfkessels verantwortlich. Ein zweiter Grund liegt in den Ascheanpackungen, die sich besonders im Luftvorwärmer bilden und dadurch den Wärmetausch verschlechtern. Um diesen zweiten Störgrund zu beseitigen, erfolgte Ende November 2006 eine Reinigung der gesamten Treberverbrennungsanlage. Zusätzlich wurde im Ofen ein Gasbrenner eingebaut, um den Treber optimaler verbrennen zu können. Diese Maßnahmen fruchteten auch. Denn die Dampfmenge konnte bei nur leicht veränderten Einstellungen (etwas mehr Luft und Treber) konnte auf rund 1,8 t/h gesteigert werden.

## 7 Verzeichnisse

### 7.1 Literaturverzeichnis

- [1] Seeger, Klaus; Marutzky, Rainer: Energie aus Holz und anderer Biomasse – Grundlagen, Technik, Emissionen, Wirtschaftlichkeit, Entsorgung, Recht; DRW – Verlag Weinbrenner GmbH & Co Leinfelden – Echterdingen, 1999
- [2] Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans: Energie aus Biomasse – Grundlagen, Techniken und Verfahren; Springer – Verlag Berlin, 2001
- [3] Obernberger, Ingwald: Nutzung fester Biomasse in Verbrennungsanlagen unter besonderer Berücksichtigung des Verhaltens aschebildender Elemente; dbv – Verlage für die Technische Universität Graz, 1998
- [4] Feuchter, Michael: Bakkalaureatsarbeit: Stoffeigenschaften von Birtrebern – Entwässerung von Birtrebern, 2005
- [5] 52. Arbeitstagung des Bundes österreichischer Braumeister und Brauereitechniker, 26. – 28.09.2002: Vortrag: Die thermische Verwertung von Birtreber – Von den theoretischen Ansätzen zur praktischen Durchführung
- [6] 28<sup>th</sup> International Congress – European Brewery Convention Budapest 2001: Vortrag der Brau Union Österreich: Thermische Verwertung von Birtrebern, 09.08.2001
- [7] Rieder, Gerd: Vorlesungsskriptum Energieformen, Energienutzung und Energieumwandlung, Montanuniversität Leoben, Institut für Wärmetechnik, Industrieofenbau und Energiewirtschaft, 2000
- [8] Stephan, Peter; Schaber Karlheinz; Stephan, Karl; Mayinger, Franz: Thermodynamik – Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsysteme, 16., Auflage, Springer Berlin, 2006. ISBN – 3 – 540 – 22035 – 6
- [9] Unterlagen der Brauerei Göss: Betriebsanleitung Treberverbrennungsanlage mit Heizkessel Schmid Pyrotronic Modular Kapitel 3 – Technische Daten und Produktbeschreibung

## 7.2 Abkürzungsverzeichnis

d.h.	das heißt
z.B.	zum Beispiel
u.a.	unter anderem
bzw.	Beziehungsweise
PME	Pflanzenölmethylester
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
%	Prozent
mm	Millimeter
WS	Wirbelschicht
Heizöl EL	Heizöl Extraleicht
Gew. % d. FS	Gewichtsprozent der Feuchtsubstanz
kWh	Kilowattstunden
kg	Kilogramm
TS	Trockensubstanz
m <sup>3</sup>	Kubikmeter
N	Stickstoff
S	Schwefel
Cl	Chlor
NO <sub>x</sub>	Stickoxid
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
°C	Grad Celsius
SNCR	Selektive Nicht katalytische Entstickung
SCR	Selektive Katalytische Entstickung
HCl	Chlorwasserstoff
PCDD	Polychlorierte Dibenzodioxine
PCDF	Polychlorierte Dibenzofurane
SO <sub>2</sub>	Schwefeldioxid
SO <sub>3</sub>	Schwefeltrioxid

Ca	Kalzium
K	Kalium
Na	Natrium
Mg	Magnesium
MW	Megawatt
m/s	Meter pro Sekunde
CO	Kohlenmonoxid
hl	Hektoliter
kg/h	Kilogramm pro Stunde
t/a	Tonnen pro Jahr
P <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	Phosphorpentoxid
m <sup>2</sup>	Quadratmeter
C	Kohlenstoff
H	Wasserstoff
O	Sauerstoff
H <sub>2</sub> O	Wasser
H <sub>u</sub>	Unterer Heizwert
L <sub>λ</sub>	Tatsächlicher Luftbedarf
c <sub>pm,Luft</sub>	Mittlere Wärmekapazität der Verbrennungsluft
υ <sub>Luft</sub>	Temperatur der Verbrennungsluft
V <sub>λ,f</sub>	Verbrennungsgasmenge feucht
c <sub>pm,Abgas</sub>	Mittlere Wärmekapazität des Abgases
λ	Luftüberschusszahl
L <sub>min</sub>	Theoretischer Luftbedarf
O <sub>2min</sub>	Theoretischer Sauerstoffbedarf
l	Liter
sec	Sekunde
Hz	Hertz

kW Kilowatt

### 7.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Fördereinrichtungen und Feuerungsanlagen in Abhängigkeit der Form und Partikelgröße .....	12
Tabelle 2: Wassergehalte, Brennwerte und Energiedichten von Biomasse im Vergleich zu Heizöl EL .....	13
Tabelle 3: Vor- und Nachteile von Rostfeuerungen .....	21
Tabelle 4: Vor- und Nachteile von stationären Wirbelschichtfeuerungen .....	21
Tabelle 5: Vor- und Nachteile von zirkulierenden Wirbelschichtfeuerungen .....	22
Tabelle 6: Treberzusammensetzung .....	23
Tabelle 7: Versuchsperioden .....	41
Tabelle 8: Elementaranalyse des Biertreber Göss .....	45
Tabelle 9: Abgaszusammensetzung bei $\lambda=2,0$ .....	47
Tabelle 10: $c_{pm}$ – Werte bei 1600 K .....	48
Tabelle 11: $c_{pm}$ – Werte bei 1200 K .....	48
Tabelle 12: Verbrennungsluftgeschwindigkeiten und -mengenströme .....	52
Tabelle 13: Betriebsparameter vor und nach der Optimierung .....	58
Tabelle 14: Abgaszusammensetzung .....	66
Tabelle 15: Ergebnisse der Energiebilanz .....	67
Tabelle 16: Aktuelle Betriebseinstellungen .....	75

### 7.4 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Energiewandlungskette .....	6
Abbildung 2: Der Kreislauf des Holzes .....	9
Abbildung 3: Schwermetallkonzentrationen in der Asche .....	17
Abbildung 4: Unterschubfeuerung für Hackgut und Holzspäne .....	18
Abbildung 5: Vorschubrostfeuerung .....	19
Abbildung 6: Stationäre Wirbelschichtfeuerung .....	20



Abbildung 7: Schema der Biertreberverbrennung in der Brauerei Göss.....	25
Abbildung 8: Heizwert der Treber in Abhängigkeit des Wassergehaltes .....	26
Abbildung 9: Schema der Bandpresse samt Nasstrebersilo .....	27
Abbildung 10: Eintragungssystem der Bandpresse .....	28
Abbildung 11: Querschnitt einer Bandpresse.....	28
Abbildung 12: Nasstrebersilo.....	29
Abbildung 13: Bandpresse .....	29
Abbildung 14: Anlagenschema Biomassekessel mit Trockentrebersilo und Abluftreinigungsanlage.....	30
Abbildung 15: Trockentrebersilo .....	31
Abbildung 16: Querschnitt des Biomassekessel .....	31
Abbildung 17: Biomassekessel der Bauerei Göss .....	32
Abbildung 18: Holzpelletssilo.....	33
Abbildung 19: Aschecontainer .....	33
Abbildung 20: Zusammensetzung verschiedener Aschen .....	34
Abbildung 21: Zyklon.....	35
Abbildung 22: Elektrofilter.....	35
Abbildung 23: Luftvorwärmer.....	36
Abbildung 24: Treberverbrennungsanlage der Brauerei Göss .....	38
Abbildung 25: Massenbilanz für die erste Periode (Jänner 06).....	42
Abbildung 26: Massenbilanz für Periode 2 (19.September 06) .....	43
Abbildung 27: Massenbilanz für die dritte Periode (21.September 06).....	44
Abbildung 28: Temperaturprofil der Verbrennungsrechnung des Biertreber Göss .....	49
Abbildung 29: Regelungskasten der Treberverbrennungsanlage .....	51
Abbildung 30: Primärluftstrom I .....	53
Abbildung 31: Primärluftstrom II .....	54
Abbildung 32: Sekundärluftstrom I.....	55
Abbildung 33: Sekundärluftstrom II.....	56
Abbildung 34: Sauerstoffgehalt im Abgas .....	59
Abbildung 35: Kohlendioxidgehalt im Abgas.....	60
Abbildung 36: Verbrennungstemperatur .....	61
Abbildung 37: Dampfmenge .....	62



Abbildung 38: Energiebilanz des Biomassekessels .....	63
Abbildung 39: Sankey – Diagramm für den Zeitraum vor der Optimierung (Jänner 06) .....	68
Abbildung 40: Sankey – Diagramm für den Beginn der Optimierung (19.September 06).....	69
Abbildung 41: Sankey – Diagramm für das Ende der Optimierung (21.September 06) ....	70
Abbildung 42: Brennkammer .....	71
Abbildung 43: Ascheablagerung in der Brennkammer.....	72
Abbildung 44: Dampfkessel.....	72
Abbildung 45: Ascheablagerung im Dampfkessel.....	73
Abbildung 46: Dampfmenge nach der Ofenreinigung .....	74

## Anhang

### Verbrennungsrechnung Treber Göss

Treber der Brauerei Göss	Elementaranalyse
C	20,6%
H	2,9%
O	15,7%
N	1,3%
S	0,13%
H <sub>2</sub> O	57,97%
Aschegehalt	1,4 %

$$Hu = 34800 * C + 93800 * H + 10460 * S - 6280 * N - 10800 * O - 2450 * H_2O$$

$$Hu = 6705 \text{ kJ/kg}$$

	Gew. %	kg/kg	O <sub>2,min</sub>	m <sup>3</sup> /kg Brennstoff				
				CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
<b>C</b>	20,6	0,206	0,38316	0,3811				
<b>H</b>	2,9	0,029	0,16095		0,30363			
<b>O</b>	15,7	0,157	-0,1099					
<b>N</b>	1,3	0,013	0				0,0104	
<b>S</b>	0,13	0,0013	0,00091			0,00088		
<b>H<sub>2</sub>O</b>	58,00	0,5800			0,67860			
<b>Summe</b>	<b>98,63</b>	<b>0,986</b>	<b>0,43512</b>	<b>0,38110</b>	<b>0,98223</b>	<b>0,00088</b>	<b>0,01040</b>	<b>0</b>

**Luftüberschuss  $\lambda$  beträgt 1,0**

$$L_{\min} = 1/0,21 * O_{2,\min} \blacktriangleright \quad \mathbf{2,072} \quad \text{m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

$$V_{\min,\text{tr}} = 1,85 * C + 0,68 * S + 0,80 * N + 0,79 * L_{\min,\text{tr}}$$

$$V_{\min,\text{tr}} \blacktriangleright \quad \mathbf{2,029} \quad \text{m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

$$V_{\min,\text{f}} = V_{\min,\text{tr}} + 10,47 * H + 1,17 * H_2O$$

$$V_{\min,\text{f}} \blacktriangleright \quad \mathbf{3,011} \quad \text{m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

 **$\lambda = 1,5$** 

$$L_{\lambda} = \lambda * L_{\min} \blacktriangleright \quad \mathbf{3,108} \quad \text{m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

$$L_{\ddot{u}} = L_{\lambda} - L_{\min} \blacktriangleright \quad \mathbf{1,036}$$

$$V_{\lambda,\text{tr}} = V_{\min} + (\lambda - 1) * L_{\min} \blacktriangleright \quad \mathbf{3,0653} \quad \text{m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

$$V_{\lambda,\text{f}} \blacktriangleright \quad \mathbf{4,0475} \quad \text{m}^3/\text{kg Brennstoff}$$

 **$\lambda = 2,0$** 

$$L_{\lambda} \blacktriangleright \quad \mathbf{4,1440}$$

$$L_{\ddot{u}} \blacktriangleright \quad \mathbf{2,0720}$$

$$V_{\lambda,\text{tr}} \blacktriangleright \quad \mathbf{4,1013}$$

$$V_{\lambda,\text{f}} \blacktriangleright \quad \mathbf{5,0835}$$

$\lambda = 2,5$ 

$L_\lambda$ ▶	<b>5,1800</b>
$L_{\ddot{u}}$ ▶	3,1080
$V_{\lambda, \text{tr}}$ ▶	<b>5,1373</b>
$V_{\lambda, \text{f}}$ ▶	<b>6,1195</b>

 $\lambda = 3,0$ 

$L_\lambda$ ▶	<b>6,2160</b>
$L_{\ddot{u}}$ ▶	4,1440
$V_{\lambda, \text{tr}}$ ▶	<b>6,1733</b>
$V_{\lambda, \text{f}}$ ▶	<b>7,1555</b>

### Bestimmung der adiabat. Verbrennungstemperatur mittels Iteration

$$v_{ad} = (Hu + L_{\lambda} * C_{p,Luft} * v_{Luft}) / (V_{\lambda,f} * C_{pm,Abgas})$$

$$v_{Luft} = 180 \text{ °C} = 453,15 \text{ K}$$

$$C_{p,Luft} = 1,022 \text{ kJ/(kg K)}$$

#### Luftüberschuss $\lambda$ beträgt 1,0

Abgaszusammensetzung:	CO <sub>2</sub>	12,65 %	0,1265
	SO <sub>2</sub>	0,029%	0,0003
	N <sub>2</sub>	54,70 %	0,5470
	H <sub>2</sub> O	32,62 %	0,3262
	Summe	100,00%	1,00

1. Iteration:  $v_{ad,1} = 1800 \text{ K}$ :

	Cp [kJ/kgK]
CO <sub>2</sub>	1,2211
SO <sub>2</sub>	0,8365
N <sub>2</sub>	1,1769
H <sub>2</sub> O	2,3883

$$C_{p,Abgas} = 1,2211 * CO_2 + 0,8365 * SO_2 + 1,1769 * N_2 + 2,3883 * H_2O$$

$$\blacktriangleright C_{p,Abgas} = 1,5775 \text{ kJ/kg K}$$

$$v_{ad,2} = (6705 \text{ kJ/kg} + 2,072 \text{ m}^3/\text{kg} * 1,022 \text{ kJ/kg K} * 453,15 \text{ K}) / (3,011 \text{ m}^3/\text{kg} * 1,5775 \text{ kJ/kgK})$$

$$v_{ad,2} \blacktriangleright 1613,65 \text{ K} = 1340,50 \text{ °C}$$



► 2. Iteration:  $v_{ad,2} = 1600 \text{ K}$

	$C_p$ [kJ/kgK]
CO <sub>2</sub>	1,2027
SO <sub>2</sub>	0,8273
N <sub>2</sub>	1,1644
H <sub>2</sub> O	2,3316

**$C_{pAG}$  ► 1,5499**

**$v_{ad,3} = v_{ad} = 1642,38 \text{ K} = 1369,23 \text{ °C}$**

### Luftüberschuss $\lambda$ beträgt 1,5

Abgaszusammensetzung:	CO <sub>2</sub> [%]	9,4157	0,0942
	SO <sub>2</sub> [%]	0,0218	0,0002
	N <sub>2</sub> [%]	60,9197	0,6092
	O <sub>2</sub> [%]	5,3752	0,0538
	H <sub>2</sub> O [%]	24,2676	0,2427
	Summe	100,00	1,00

1. Iteration:  $v_{ad,1} = 1800 \text{ K}$ :

	$C_p$ [kJ/kgK]
CO <sub>2</sub>	1,2211
SO <sub>2</sub>	0,8365
N <sub>2</sub>	1,1769
O <sub>2</sub>	1,0885
H <sub>2</sub> O	2,3883

**$C_{pAG}$  ► 1,4702**

**$v_{ad,2} = 1368,64 \text{ K} = 1095,49 \text{ °C}$**



► 2. Iteration:  $v_{ad,2} = 1400$  K

Cp [kJ/kgK]

CO <sub>2</sub>	1,1811
SO <sub>2</sub>	0,8140
N <sub>2</sub>	1,1501
O <sub>2</sub>	1,0648
H <sub>2</sub> O	2,2710

**Cp<sub>AG</sub> ► 1,4204**

**$v_{ad,3} = v_{ad} = \blacktriangleright 1416,64$  K = 1143,49 °C**

### Luftüberschuss $\lambda$ beträgt 2,0

Abgaszusammensetzung:	CO <sub>2</sub> [%]	7,4968	0,0750
	SO <sub>2</sub> [%]	0,0173	0,0002
	N <sub>2</sub> [%]	64,6044	0,6460
	O <sub>2</sub> [%]	8,5595	0,0856
	H <sub>2</sub> O [%]	19,3219	0,1932
	Summe	100,00	1,00

1. Iteration:  $v_{ad,1} = 1600$  K:

Cp [kJ/kgK]

CO <sub>2</sub>	1,2027
SO <sub>2</sub>	0,8272
N <sub>2</sub>	1,1644
O <sub>2</sub>	1,0772
H <sub>2</sub> O	2,3316

**Cp<sub>AG</sub> ► 1,3853**

**$v_{ad,2} \blacktriangleright 1224,67$  K = 951,52 °C**



► 2. Iteration:  $v_{ad,2} = 1200$  K

	Cp [kJ/kgK]
CO <sub>2</sub>	1,1555
SO <sub>2</sub>	0,8038
N <sub>2</sub>	1,134
O <sub>2</sub>	1,0508
H <sub>2</sub> O	2,2069

**Cp<sub>AG</sub> ► 1,3357**

**$v_{ad,3} = v_{ad} = \blacktriangleright 1270,12$  K = 996,97 °C**

### Luftüberschuss $\lambda$ beträgt 2,5

Abgaszusammensetzung:	CO <sub>2</sub> [%]	6.2276	0.0623
	SO <sub>2</sub> [%]	0.0144	0.0001
	N <sub>2</sub> [%]	67.0415	0.6704
	O <sub>2</sub> [%]	10.6656	0.1067
	H <sub>2</sub> O [%]	16.0508	0.1605
	Summe	100.00	1.00

1. Iteration:  $v_{ad,1} = 1400$  K:

	Cp [kJ/kgK]
CO <sub>2</sub>	1.1811
SO <sub>2</sub>	0.814
N <sub>2</sub>	1.1501
O <sub>2</sub>	1.0648
H <sub>2</sub> O	2.271

**Cp<sub>AG</sub> ► 1.3228**

**$v_{ad,2} = v_{ad} = \blacktriangleright 1124.66$  K = 851,51 °C**





2. Iteration:  $v_{ad,2} = 1100$  K:

	Cp [kJ/kgK]
CO <sub>2</sub>	1.1408
SO <sub>2</sub>	0.7963
N <sub>2</sub>	1.1251
O <sub>2</sub>	1.0431
H <sub>2</sub> O	2.1738

**Cp<sub>AG</sub> ► 1.2856**

**$v_{ad,3} = v_{ad} = 1157,20$  K = 884,05C**

### Luftüberschuss $\lambda$ beträgt 3,0

Abgaszusammensetzung:	CO <sub>2</sub> [%]	5.3260	0.0533
	SO <sub>2</sub> [%]	0.0123	0.0001
	N <sub>2</sub> [%]	68.7729	0.6877
	O <sub>2</sub> [%]	12.1618	0.1216
	H <sub>2</sub> O [%]	13.7269	0.1373
	Summe	100.00	1.00

1. Iteration:  $v_{ad,1} = 1200$  K:

	Cp [kJ/kgK]
CO <sub>2</sub>	1.1555
SO <sub>2</sub>	0.8038
N <sub>2</sub>	1.134
O <sub>2</sub>	1.0508
H <sub>2</sub> O	2.2069

**Cp<sub>AG</sub> ► 1.2723**

**$v_{ad,2}$  ► 1052.73 K = 779,58C**



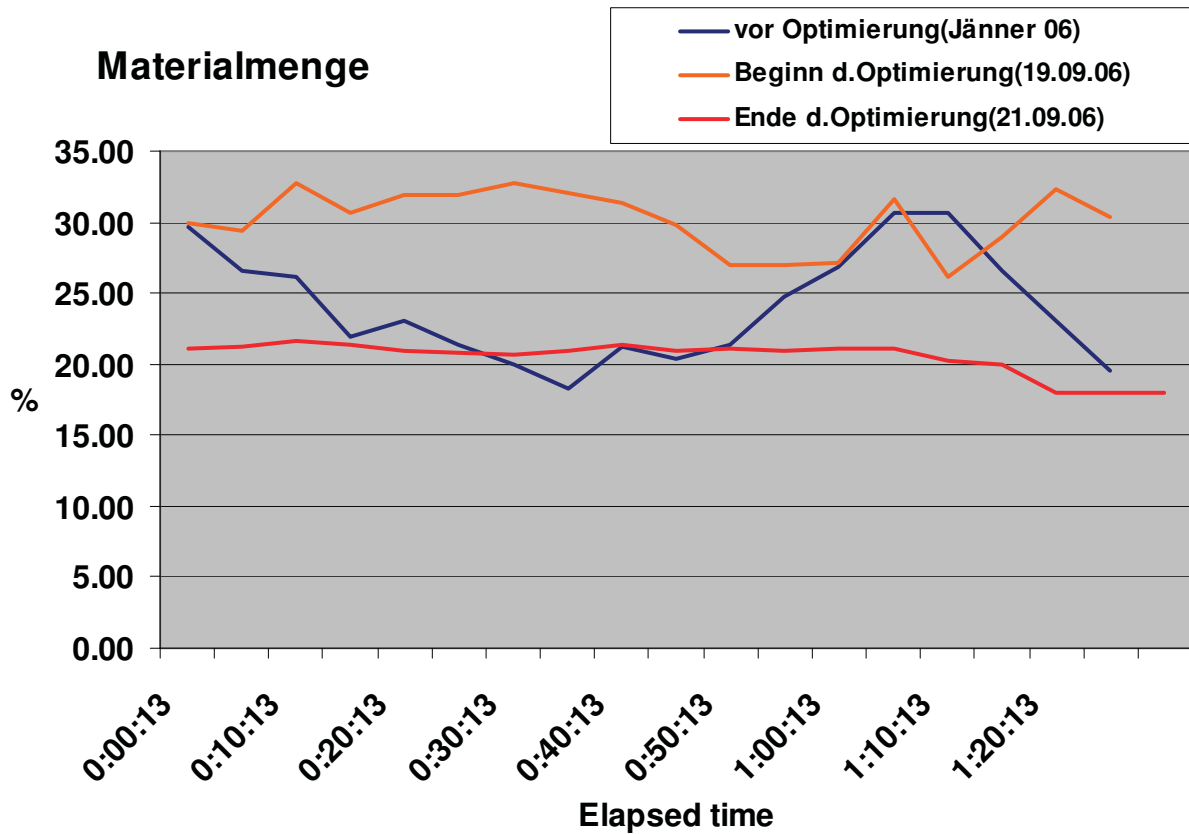
2. Iteration:  $v_{ad,2} = 1000 \text{ K}$ :

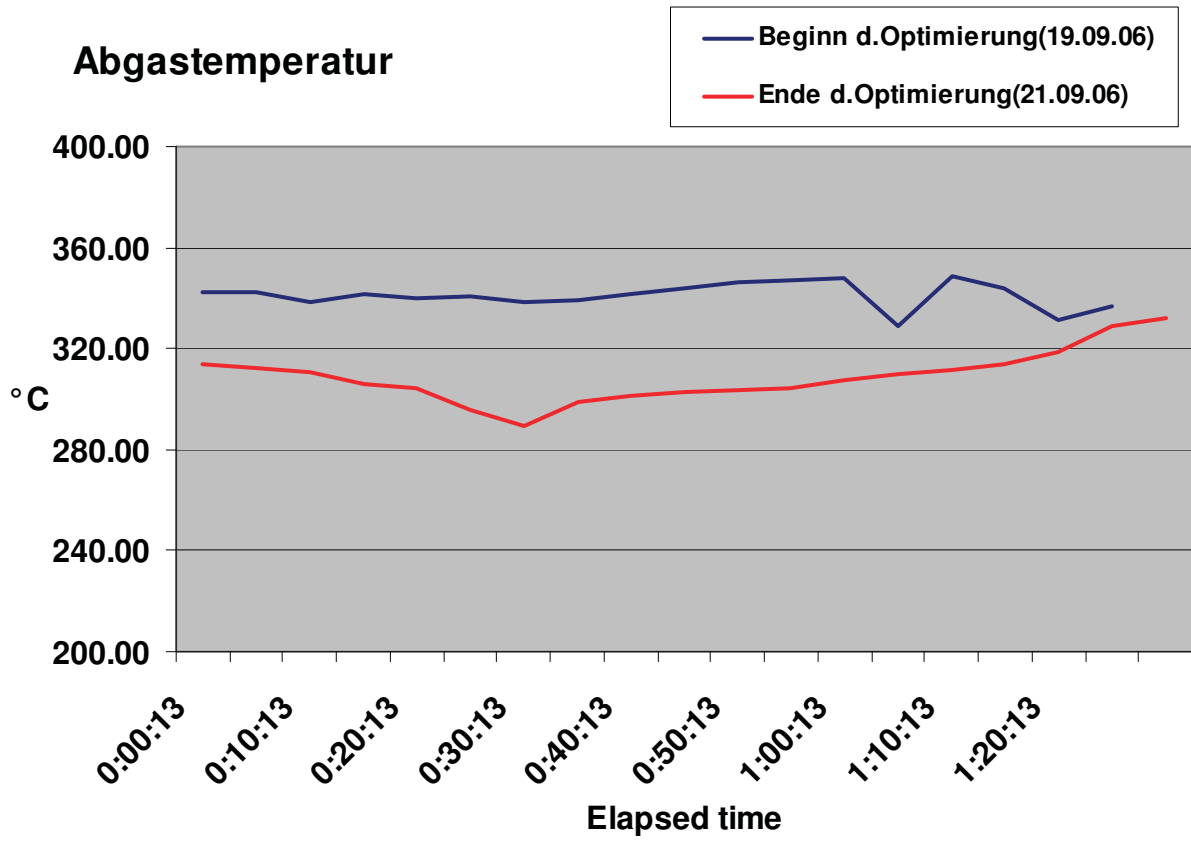
	$C_p$ [kJ/kgK]
$\text{CO}_2$	1.1248
$\text{SO}_2$	0.7879
$\text{N}_2$	1.1157
$\text{O}_2$	1.0347
$\text{H}_2\text{O}$	2.1402

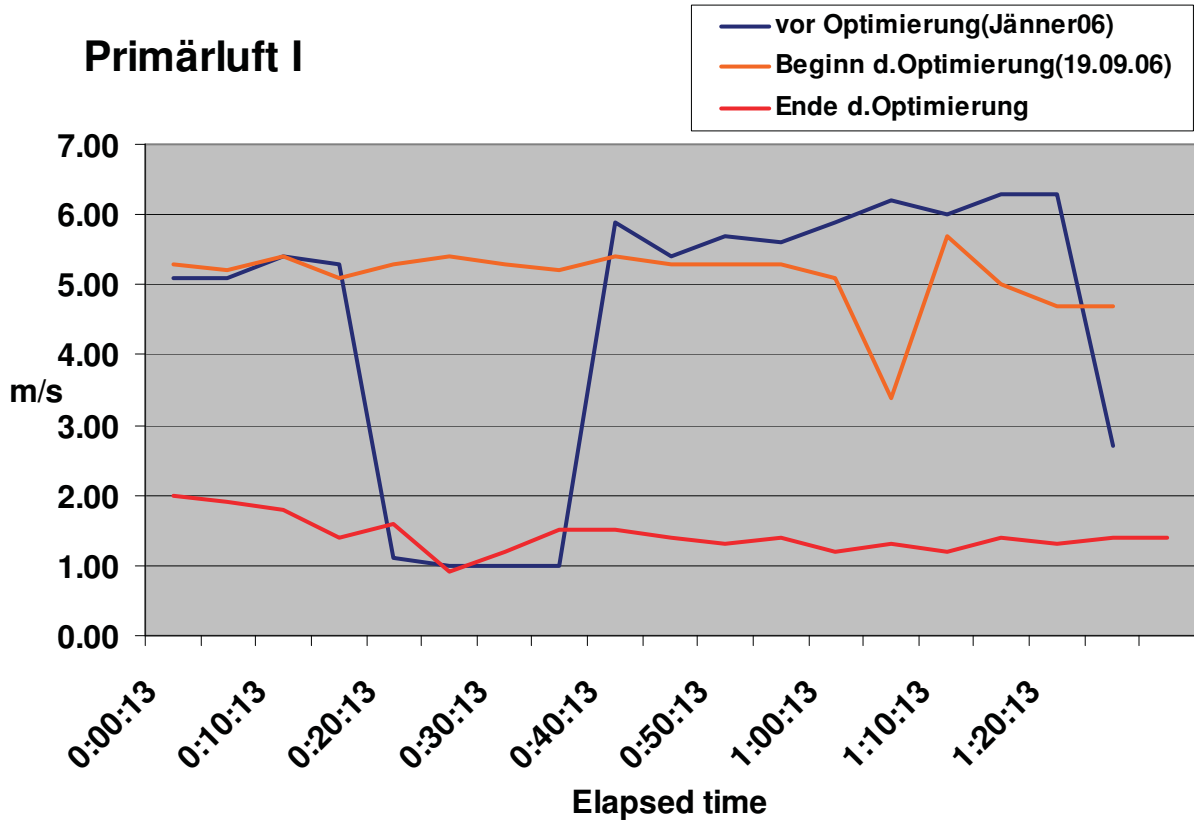
$C_{p,AG} \blacktriangleright 1.2469$

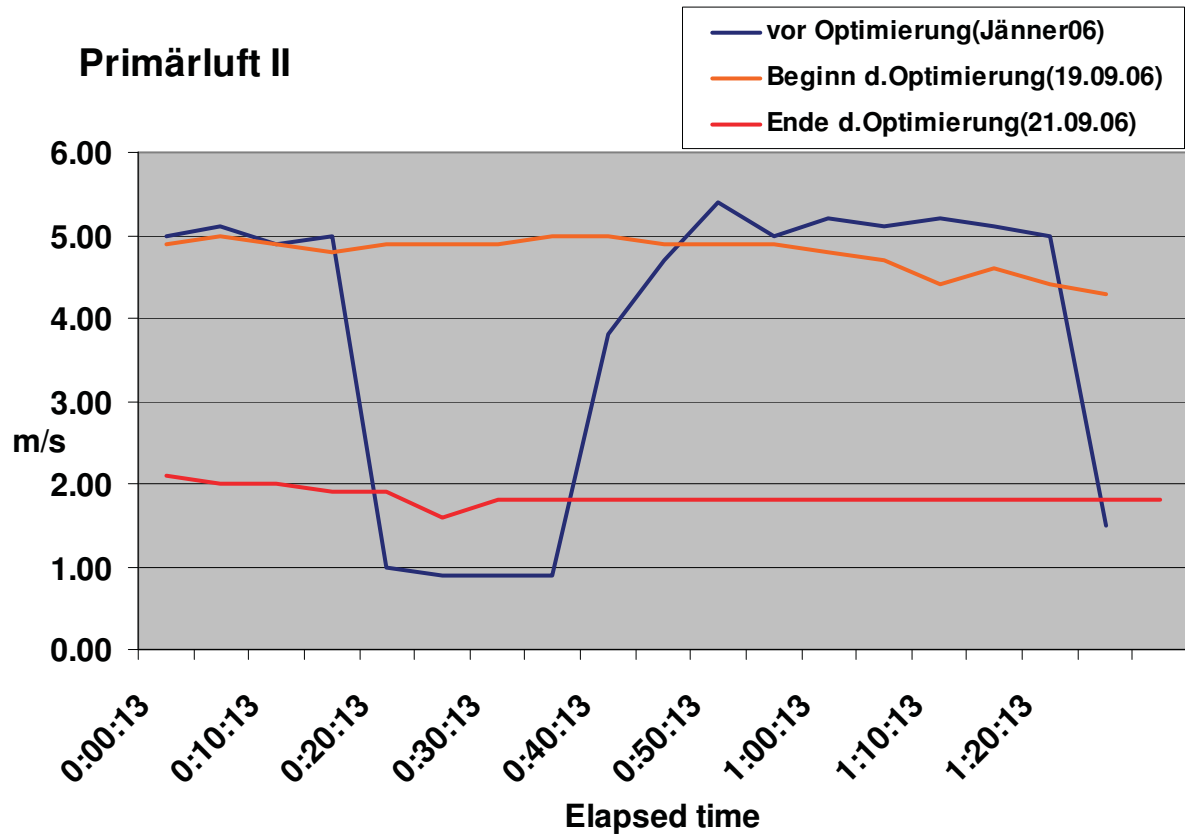
$v_{ad,3} = v_{ad} = 1074,15 \text{ K} = 801 \text{ }^\circ\text{C}$

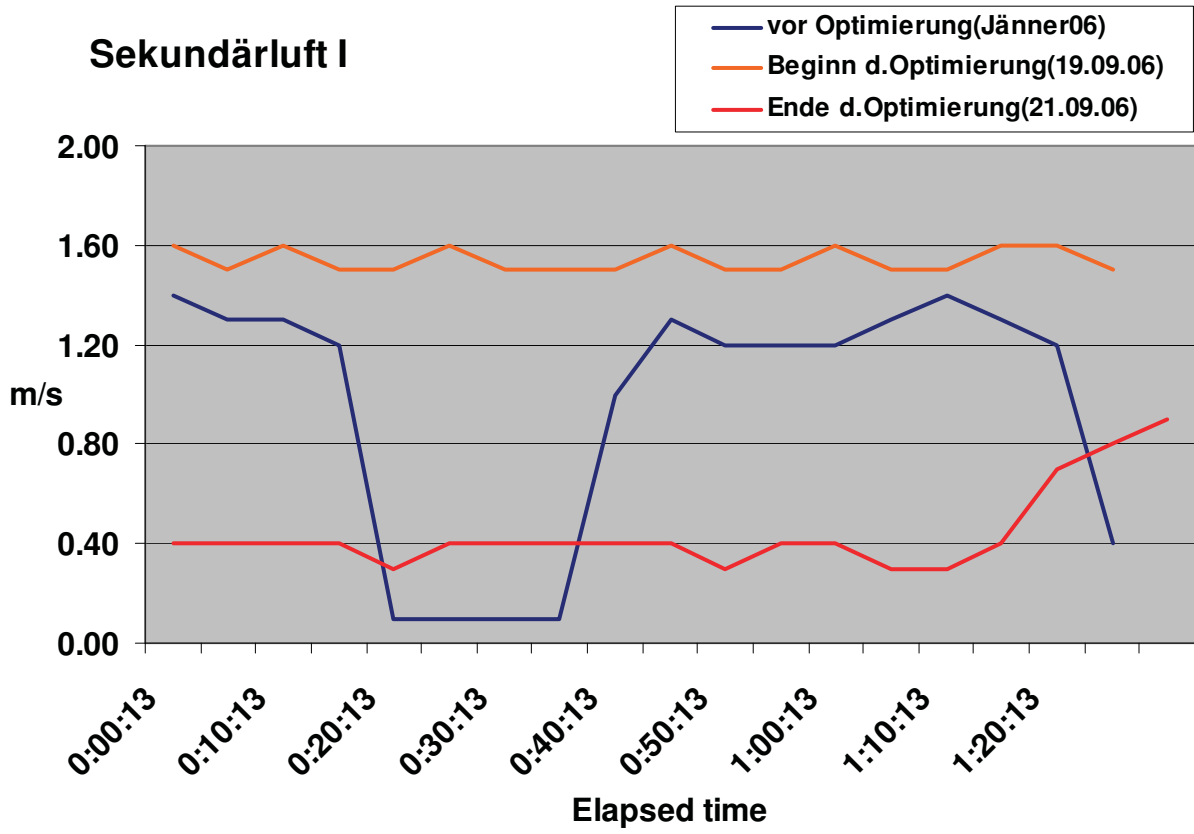
### Diagramme zur Optimierung des Biomassekessels

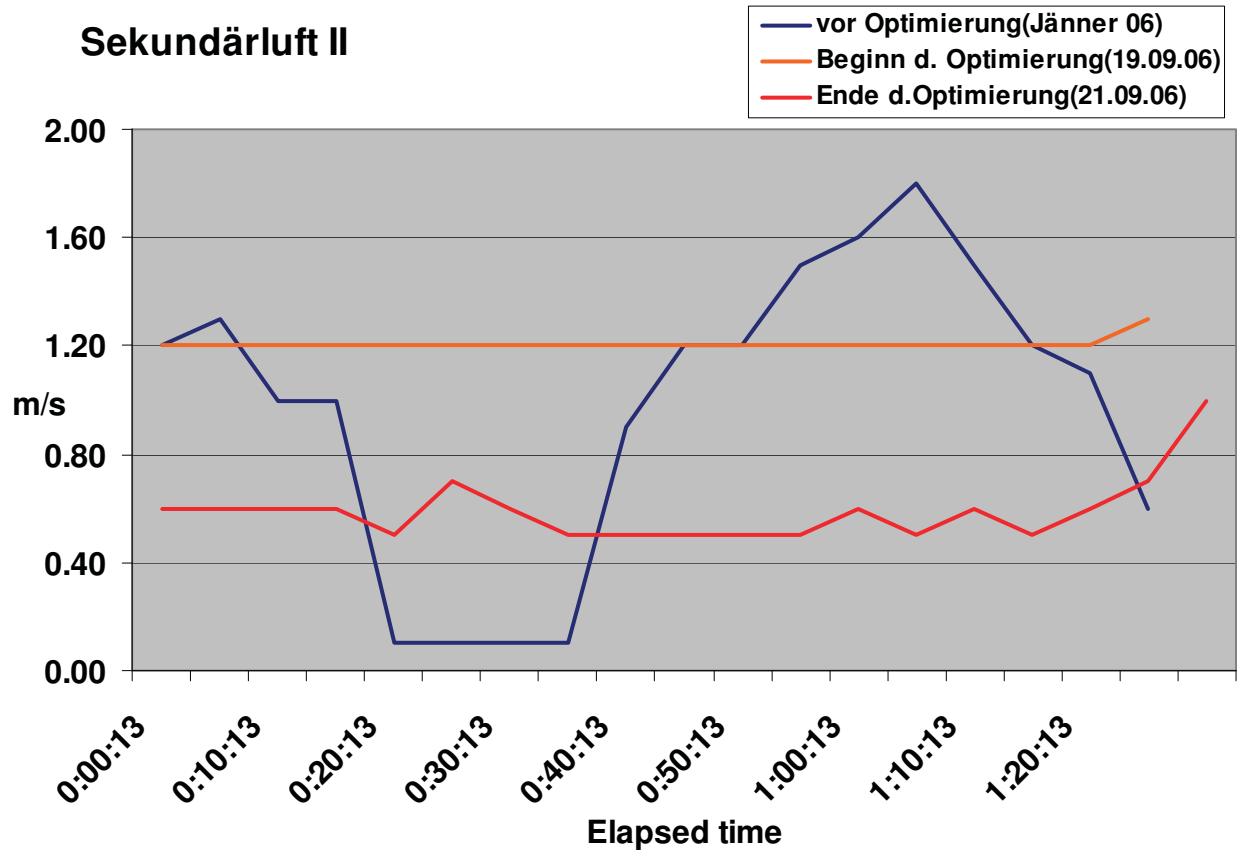












## Energiebilanz des Biomassekessels

### 1. Bilanz: Vor Optimierung: Jänner 2006

Erklärung:

$m'$  = Massenstrom [kg/s] bzw. [t/h]

$V'$  = Volumenstrom [m<sup>3</sup>/s] bzw. [m<sup>3</sup>/min]

#### Input:

**Treber:**  $m_T' = 1200 \text{ kg/h} = 1,2 \text{ t/h}$

$H_u = 6705 \text{ kJ/kg} = 6705 \text{ MJ/t}$



Energieinhalt Treber:

$$6705 \text{ MJ/t} * 1,2 \text{ t/h} = 8046 \text{ MJ/h} \quad \longrightarrow \quad : 3600 \text{ s/h}$$

$$\longrightarrow \quad [\text{MW}] \quad \mathbf{2.24}$$

**Verbrennungsluft:**

$$V' = 51,72 \text{ m}^3/\text{min} = 0,862 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$T_L = 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_L = 0,7681 \text{ kg/m}^3$$

$$h_L = 455,6 \text{ kJ/kg} = 455,6 \text{ MJ/t}$$

$$m_L' = \rho_L * V_L'$$

$$m_L' [\text{kg/s}] = 0,7681 \text{ kg/m}^3 * 0,862 \text{ m}^3/\text{s} = 0,662 = 2,38 \text{ t/h}$$

Energieinhalt Verbrennungsluft:

$$455,6 \text{ MJ/t} * 2,384 \text{ t/h} = 1086 \text{ MJ/h} \quad \longrightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$\longrightarrow \quad [\text{MW}] \quad \mathbf{0.30}$$



$$\text{Input gesamt} = 2.24 \text{ MW} + 0.30 \text{ MW} = \underline{\underline{2.54 \text{ MW}}}$$

**Output:**

**Dampf:**

$$m_D' = 1300 \text{ kg/h} = 1,3 \text{ t/h}$$

$$p_D = 5 \text{ bar}$$

$$h_D = h'' - h' = 2746,6 \text{ kJ/kg} - 637,6 \text{ kJ/kg} = 2109 \text{ kJ/kg} = 2109 \text{ MJ/t}$$

$$T_D = 151,2 \text{ }^\circ\text{C}$$





Energieinhalt Dampf:

$$2109 \text{ MJ/t} * 1.3 \text{ t/h} = 2741,7 \text{ MJ/h} \quad \longrightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$\longrightarrow \quad [\text{MW}] \quad 0.76$$

**Rauchgas:**

Zusammensetzung		$h_{\text{RG}}$ [kJ/kg]
CO <sub>2</sub>	5,2 %	658.3
N <sub>2</sub>	78,5 %	481.6
O <sub>2</sub>	16,3 %	154.5

$$V_{\text{RG}} = 7,15 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ Brennstoff}$$

$$T_{\text{RG}} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{\text{RG}} = 1,3 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{\text{RG}} = \text{CO}_2 * h_{\text{CO}_2} + \text{N}_2 * h_{\text{N}_2} + \text{O}_2 * h_{\text{O}_2}$$

$$h_{\text{RG}} = 0,052 * 658,3 \text{ kJ/kg} + 0,785 * 481,6 \text{ kJ/kg} + 0,163 * 154,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{RG}} [\text{kJ/kg}] = 437.47$$

$$V_{\text{RG}}' [\text{m}^3/\text{h}] = V_{\text{RG}} * m_{\text{T}}' = 7.15 * 1200 = 8580 \quad : 3600 \text{ s/h}$$

$$V_{\text{RG}}' [\text{m}^3/\text{s}] = 2.38$$

$$m_{\text{RG}}' = \rho_{\text{RG}} * V_{\text{RG}}' = 1.3 \text{ kg/m}^3 * 2.38 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_{\text{RG}}' [\text{kg/s}] = 3.10$$

$$m_{\text{RG}}' [\text{t/h}] = 11.15$$

Energieinhalt Rauchgas:

$$437.47 \text{ MJ/t} * 11.154 \text{ t/h} = 4879.5 \text{ MJ/h} \quad \longrightarrow \quad : 3600 \text{ s/h}$$

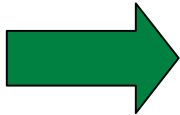


$$\rightarrow \quad [\text{MW}] \quad 1.36$$

$$1.36 - 0.30 = 1.06 \text{ MW}$$



$$\text{Output gesamt} = 0,76 \text{ MW} + 1,06 \text{ MW} = \underline{1,82 \text{ MW}}$$



$$\text{Verluste: } 2,54 \text{ MW} - 1,82 \text{ MW} = 0,72 \text{ MW} = \mathbf{720 \text{ KW}}$$

## 2.Bilanz: Beginn der Optimierung: 19.September 2006

### Input:

Treiber: 2,24 MW

Verbrennungsluft:

$$V_L' = 64,01 \text{ m}^3/\text{min} = 1.07 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$T_L = 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_L = 0,7681 \text{ kg/m}^3$$

$$h_L = 455,6 \text{ kJ/kg} = 455,6 \text{ MJ/t}$$

$$m_L' = \rho_L \cdot V_L'$$

$$m_L' = 0,7681 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,07 \text{ m}^3/\text{s} = 0,82 \text{ kg/s} = 2,96 \text{ t/h}$$

Energieinhalt Verbrennungsluft:

$$455,6 \text{ MJ/t} \cdot 2,96 \text{ t/h} = 1348 \text{ MJ/h} \quad \rightarrow \quad : 3600 \text{ s/h}$$

$$\rightarrow \quad [\text{MW}] \quad 0.37$$



$$\text{Input gesamt} = 2,24 \text{ MW} + 0,37 \text{ MW} = \underline{2,61 \text{ MW}}$$

**Output:**

**Dampf:**

$$m_D' = 1800 \text{ kg/h} = 1,8 \text{ t/h}$$

$$p_D = 5 \text{ bar}$$

$$h_D = 2109 \text{ kJ/kg} = 2109 \text{ MJ/t}$$

$$T_D = 152,1 \text{ °C}$$

Energieinhalt Dampf:

$$2109 \text{ MJ/t} * 1,8 \text{ t/h} = 3796,2 \text{ MJ/h} \quad \longrightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$\longrightarrow \quad \text{[MW]} \quad 1.05$$

**Rauchgas:**

Zusammensetzung:

$$\text{CO}_2 \quad 1,5 \%$$

$$\text{N}_2 \quad 79,7\%$$

$$\text{O}_2 \quad 18,8 \%$$

$$V_{RG} = 7,15 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ Brennstoff}$$

$$T_{RG} = 190 \text{ °C}$$

$$\rho_{RG} = 1,3 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{RG} = 0,015 * 658,3 \text{ MJ/t} + 0,797 * 481,6 \text{ MJ/t} + 0,188 * 154,5 \text{ MJ/t}$$

$$h_{RG} [\text{MJ/t}] = 422.8$$

$$V_{RG}' [\text{m}^3/\text{h}] = 7,15 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ Brennstoff} * 1200 \text{ kg Brennstoff/h} = 8580 \quad \longrightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$V_{RG}' [\text{m}^3/\text{s}] = 2.38$$



$$m_{RG}' = \rho_{RG} * V_{RG}' = 1,3 \text{ kg/m}^3 * 2,38 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_{RG}' [\text{kg/s}] = 3.10$$

$$m_{RG}' [\text{t/h}] = 11.15$$

Energieinhalt Rauchgas:

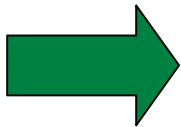
$$422.8 \text{ MJ/t} * 11.15 \text{ t/h} = 4715.9 \text{ MJ/h} \quad \rightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$\rightarrow \quad [\text{MW}] \quad 1.31$$

$$1.31 - 0.37 = 0.94 \text{ MW}$$



$$\text{Output gesamt} = 1,05 \text{ MW} + 0,94 \text{ MW} = \underline{1,99 \text{ MW}}$$



$$\text{Verluste: } 2,61 \text{ MW} - 1,99 \text{ MW} = 0,62 \text{ MW} = \underline{620 \text{ KW}}$$

### 3.Bilanz: Ende der Optimierung: 21.September 2006

#### Input:

Treiber: 2,24 MW

#### Verbrennungsluft:

$$V_L' = 21,85 \text{ m}^3/\text{min} = 0,36 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$T_L = 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_L = 0.7681 \text{ kg/m}^3$$

$$h_L = 455.6 \text{ kJ/kg} = 455.6 \text{ MJ/t}$$



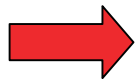
$$m_L' = \rho_L \cdot V_L'$$

$$m_L' = 0.7681 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.36 \text{ m}^3/\text{s} = 0.28 \text{ kg/s} = 1.01 \text{ t/h}$$

Energieinhalt Verbrennungsluft:

$$455,6 \text{ MJ/t} \cdot 1,01 \text{ t/h} = 458.8 \text{ MJ/h} \quad \rightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$\rightarrow \quad \text{[MW]} \quad 0.13$$



$$\text{Input gesamt} = 2,24 \text{ MW} + 0,13 \text{ MW} = \underline{2,37 \text{ MW}}$$

### Output:

**Dampf:**  $m_D' = 1200 \text{ kg/h} = 1,2 \text{ t/h}$   
 $p_D = 5 \text{ bar}$   
 $h_D = 2109 \text{ kJ/kg} = 2109 \text{ MJ/t}$   
 $T_D = 152,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Energieinhalt Dampf:

$$2109 \text{ MJ/t} \cdot 1,2 \text{ t/h} = 2530,8 \text{ MJ/h} \quad \rightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$\rightarrow \quad \text{[MW]} \quad 0.70$$

### **Rauchgas:**

Zusammensetzung:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 & 6,3 \% \\ \text{N}_2 & 80,7 \% \\ \text{O}_2 & 13,0 \% \end{aligned}$$

$$V_{RG} = 6,12 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ Brennstoff}$$

$$T_{RG} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{RG} = 1,3 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{RG} = 0,063 * 658,3 \text{ MJ/t} + 0,807 * 481,6 \text{ MJ/t} + 0,13 * 154,5 \text{ MJ/t}$$

$$h_{RG} [\text{MJ/t}] = 450,2$$

$$V_{RG}' [\text{m}^3/\text{h}] = 6,12 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ Brennstoff} * 1200 \text{ kg Brennstoff/h} = 7344 \quad \rightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$V_{RG}' [\text{m}^3/\text{s}] = 2,04$$

$$m_{RG}' = \rho_{RG} * V_{RG}' = 1,3 \text{ kg/m}^3 * 2,04 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_{RG}' [\text{kg/s}] = 2,65$$

$$m_{RG}' [\text{t/h}] = 9,55$$

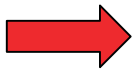
Energieinhalt Rauchgas:

$$450,2 \text{ MJ/t} * 9,55 \text{ t/h} = 4299,41 \text{ MJ/h}$$

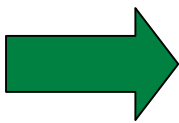
$$\rightarrow \quad :3600 \text{ s/h}$$

$$\rightarrow \quad \text{MW} \quad 1,19$$

$$1,19 - 0,13 = 1,06 \text{ MW}$$



$$\text{Output gesamt} = 0,70 \text{ MW} + 1,06 \text{ MW} = \underline{1,76 \text{ MW}}$$



$$\text{Verluste: } 2,37 \text{ MW} - 1,76 \text{ MW} = 0,61 \text{ MW} = \mathbf{610 \text{ KW}}$$

**Betrieb nach der Ofenreinigung in der Kalenderwoche 48 (27.November – 1. Dezember 2006)**