

Die approbierte Originalversion dieser Dissertation ist an der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt und zugänglich (<http://www.ub.tuwien.ac.at>).

The approved original version of this thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology. (<http://www.ub.tuwien.ac.at/eng/>).

# DISSERTATION

## Entwicklung und Inbetriebnahme einer direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
eines Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

A.o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger  
- E302-  
Institut für Thermodynamik und Energiewandlung

eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Johann Eberharter  
Matr.Nr.: 8625309



Wien, im November 2005

*J. Eberharter*

Diese Dissertation haben begutachtet:

*Willinger R. A. Werner*

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 1999 bis 2002 während meiner Tätigkeit als Universitätsassistent am Institut für Thermodynamik und Energiewandlung der Technischen Universität Wien im Rahmen des Forschungsschwerpunktes DIREKT HOLZSTAUBGEFEUERTE GASTURBINE.

Herrn *em.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Haselbacher* danke ich für die Themenstellung, Herrn *A.o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger* für die Betreuung dieser Arbeit.

Herrn *A.o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner* danke ich für die Übernahme des Koreferates.

Für das angenehme und freundschaftliche Arbeitsklima bedanke ich mich bei allen Kollegen und Mitarbeitern des Institutes.

Mein besonderer Dank gilt den Herren *Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Pelzmann, Ing. Gerhard Kanzler, Markus Schneider und Wolfgang Faulend*, die durch Anregungen und vor allem durch ihre tatkräftige Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit wesentlich beigetragen haben.

# Kurzfassung

Im Rahmen dieser Dissertation ist eine direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage entwickelt, aufgebaut und in Betrieb genommen worden. Als Basiskomponenten für die Realisierung standen zur Verfügung:

- eine Holzstaubbrennkammer, die atmosphärisch bzw. im Druckregelbetrieb mit einer pneumatischen Druckregelklappe untersucht wurde
- ein Zyklon-Staubabscheider, der gemeinsam mit der Holzstaubbrennkammer erprobt wurde
- ein pneumatisches Brennstofffördersystem für die Beschickung der Holzstaubbrennkammer mit dem staub- bzw. späneartigen Festbrennstoff
- eine heizölgefeuerte Gasturbine mit einer elektrischen Wirbelstrombremse als Belastungseinrichtung
- eine Meßkabine

Die Dissertation ist in vier Teile gegliedert. Im **ersten Teil** sind die Grundlagen eines einfachen, offenen Gasturbinenprozesses für die Festbrennstoffe Holzstaub und Holzspäne erarbeitet. Neben den Betrachtungen für die Gasturbine ist auch ein Berechnungsmodell für die Luftaufteilung an der Holzstaubbrennkammer (gestufte Verbrennung) angegeben.

Im **zweiten Teil** sind die Anlagenhauptkomponenten Holzstaubbrennkammer, Heißgasleitung mit integriertem Staubabscheider und Gasturbine beschrieben bzw. die Anforderungen und deren entsprechende, konstruktive Umsetzung für die Versuchsanlage dargestellt. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf vier Punkte bei der Gasturbine gelegt:

- Die Kühlung des Turbinenlaufrades, wie sie beim Heizölbetrieb vorgesehen ist, wurde entsprechend für den Holzstaubbetrieb modifiziert.
- Im Heizölbetrieb erfolgte die Kühlung des Schmieröles der Gasturbine durch den zugeführten Brennstoff. Im Holzstaubbetrieb erfolgt die Kühlung des Schmieröles durch einen zusätzlichen Kühlwasserkreislauf.
- Die Heizölbrennkammer der Gasturbine wurde durch ein Gasturbinenanschlußsystem ersetzt, das die Verbindung zwischen räumlich entfernter Holzstaubbrennkammer und Gasturbine herstellt.
- Das Vorwärmen der Brennkammer auf Zündtemperatur des Holzbrennstoffes mit elektrischen Luftvorwärmern in den Luftzuführungsleitungen an der Brennkammer erforderte die Entwicklung eines neuen Startsystems. Dieses hat ausreichende elektrische Leistung und ist drehzahlregelbar um die Gasturbine auf die Selbsthaldedrehzahl hochfahren zu können.

Der **dritte Teil** behandelt den Aufbau der Versuchsanlage. Die Erfassung aller relevanten Meßdaten bzw. die Steuer- und Regelung erfolgt mit einem für die Versuchsanlage entwickelten Meß- und Leittechniksystem von der Meßkabine aus.

Im **vierten Teil** ist schließlich das Betriebverhalten für den Brennstoff Buchenspäne dokumentiert. Die Brennstoffauswahl für die Inbetriebnahmeversuche erfolgte unter Berücksichtigung folgender Punkte:

- Der notwendige Förderluftanteil des Brennstoffes soll die Drallströmung in der Brennkammer nicht übermäßig stören.
- Der Aschegehalt des Brennstoffes soll für die Inbetriebnahmeversuche möglichst gering sein, um das Risiko betreffend Abrasion und Verschmutzung zu minimieren.
- Da der Brennstoffvorratsbehälter zu Beginn eines Versuches im drucklosen Zustand befüllt wird, soll auch die Schüttdichte des Brennstoffes - in Hinblick auf eine möglichst lange Versuchsdauer - bei der Brennstoffauswahl berücksichtigt werden.

Der Anfahrvorgang für die Versuchsanlage erfüllt folgende Anforderungen:

- Mit dem frequenzumrichter gesteuerten Startsystem wird es ermöglicht, die Gasturbinendrehzahl so einzustellen, daß der Gasturbinenverdichter die für ein schnelles Aufwärmen der Brennkammer mit den elektrischen Luftvorwärmern richtige Luftmenge liefert.
- Die dafür passende Brennstoffmenge sorgt für ein schnelles Zünden in der Primärbrennkammer nach dem Einblasen mit Förderluft.

# Abstract

This thesis deals with the development, construction and initial operation of a directly wood particle fired gas turbine. The following basic components were given to realise a simple open gas turbine process for the solid fuels wood dust and wood slivers:

- A wood particle fired combustion chamber was tested atmospherically. Its operation under pressure was controlled by a butterfly valve.
- A cyclone cleaning system was tested together with the combustion chamber.
- A pneumatic fuel feeding system for charging the combustion chamber with powdered or sliver type solid fuel was operated with the cleaning and combustion system.
- A fuel oil fired gas turbine loaded with an eddy current brake was used in test runs for fuel oil operation.
- A measuring cabin was fitted.

This thesis is divided into four parts. The **first part** deals with the basics of a simple open gas turbine process for the solid fuels wood dust and wood slivers. This part describes the basic principles of how such a process works and gives an assumed model for the division of the air mass flow rate at the combustion chamber (staggered combustion).

The **second part** describes the main components which are wood combustion chamber, hot gas pipe with integrated cyclone cleaning system and gas turbine in detail. In this part you find the technical requirements for such a test rig. It gives you the details of how these requirements were met and describes the changes in the construction of the gas turbine. When making these changes four items were specially taken into consideration:

- The cooling of the turbine runner usually used for fuel oil operation was modified for wood particle operation.
- When operating on fuel oil the fuel oil itself cools the lubricating oil. When operating on wood particles an additional cooling water circuit had to be installed for the cooling of the lubricating oil.
- The fuel oil combustion chamber of the gas turbine was replaced by a gas turbine connecting system between the spatially separated combustion chamber and the gas turbine.
- The preheating of the wood combustion chamber up to ignition temperature by electric air preheaters in the air feeding system at the combustion chamber required the development of a new starting system. It has sufficient electric power and is speed controllable in order to run up the gas turbine to its self-perpetuating speed.

The **third part** deals with the setting up of the test rig. The measurement data processing system which was specially developed for this test rig is located in the measuring cabin. From there it carries out and records all the relevant measurements and performs the necessary controlling.

In the **fourth part** the operating behaviour for the solid fuel beech slivers is documented. The choice of the fuel was made considering the following items:

- The necessary conveying air mass flow rate of the fuel should not disturb the swirl flow excessively in the primary combustion chamber.
- The ash content of the fuel should be as low as possible for the initial runs in order to minimize the risk concerning abrasion and pollution.
- Since the sending bin has to be filled pressureless at the beginning of the test runs the bulk density plays an important role. It has to be taken into consideration when choosing the fuel, which should burn as long as possible.

The starting process fulfils the following requirements:

- With the starting system controlled by a frequency converter the speed of the gas turbine can be tuned in so that the compressor of the gas turbine delivers the correct air mass flow rate in order to heat up quickly the combustion chamber with the electric air preheaters.
- The suitable fuel amount for this ensures that the fuel ignites quickly in the primary combustion chamber after blown in by conveying air.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Entwicklungen in Europa . . . . .	1
1.2	Ressource Holz in Europa . . . . .	3
1.3	Bedeutung direkt-holzstaubgefeuerter Gasturbinen . . . . .	4
1.4	Stand der Technik . . . . .	4
1.5	Aufgabenstellung . . . . .	6
<b>I</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>10</b>
<b>2</b>	<b>Gasturbinenprozeß im Holzstaubbetrieb</b>	<b>11</b>
2.1	Prozeßbeschreibung . . . . .	11
2.2	Prozeßrechnung . . . . .	14
2.2.1	Isentroper Verdichterwirkungsgrad . . . . .	14
2.2.2	Isentroper Turbinenwirkungsgrad . . . . .	16
2.2.3	Ermittlung der Turbineneintrittstemperatur . . . . .	18
2.2.4	Nutzleistung, Wirkungsgrad, spezifischer Brennstoffverbrauch . . . . .	19
2.3	Kennfeld . . . . .	20
2.3.1	Ähnlichkeitsbeziehungen . . . . .	20
2.3.2	Kennfelddarstellung . . . . .	23
2.3.3	Relativer Druckverlust . . . . .	24
2.4	Energiebilanz . . . . .	25
<b>3</b>	<b>Gestufte Verbrennung</b>	<b>27</b>
<b>II</b>	<b>Anlagenteilsysteme</b>	<b>31</b>
<b>4</b>	<b>Holzstaubbrennkammer</b>	<b>32</b>
<b>5</b>	<b>Heißgasleitung mit integriertem Ascheabscheider</b>	<b>36</b>
<b>6</b>	<b>Gasturbine</b>	<b>40</b>
6.1	Gasturbine im Heizölbetrieb . . . . .	40
6.2	Gasturbine im Holzstaubbetrieb . . . . .	44

<b>III Gesamtsystem</b>	<b>47</b>
<b>7 Holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage</b>	<b>48</b>
7.1 Beschreibung der Anlage . . . . .	48
7.2 Meßtechnik . . . . .	55
7.2.1 Druckmessung . . . . .	55
7.2.2 Temperaturmessung . . . . .	56
7.2.3 Massenstrommessung . . . . .	56
7.2.4 Drehzahlmessung . . . . .	56
7.2.5 Drehmomentenmessung . . . . .	56
7.2.6 Flammenüberwachung in der Brennkammer . . . . .	56
7.2.7 Rauchgasanalyse . . . . .	57
7.2.8 Meßdatenerfassung . . . . .	57
7.2.9 Steuer- und Regelungstechnik . . . . .	64
7.2.10 Meßprogramm . . . . .	66
7.2.11 Datenverarbeitung . . . . .	75
<b>IV Betriebsverhalten und Meßergebnisse</b>	<b>76</b>
<b>8 Anlagenbetrieb</b>	<b>77</b>
8.1 Anfahren der Anlage . . . . .	77
8.1.1 Vorwärmphase . . . . .	78
8.1.2 Hochlaufphase . . . . .	78
8.1.3 Check-Liste für das Anfahren der Anlage . . . . .	79
8.1.4 Zusammenfassung für das Anfahren der Versuchsanlage . . . . .	80
8.2 Stationärer Betrieb . . . . .	81
8.3 Herunterfahren der Anlage . . . . .	81
<b>9 Stationäres Betriebsverhalten</b>	<b>82</b>
9.1 Brennstoffe . . . . .	82
9.2 Brennstoffauswahl . . . . .	84
9.3 Luftaufteilung in der Brennkammer . . . . .	85
9.4 Kennlinien der holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage . . . . .	88
<b>10 Anlagenverluste</b>	<b>93</b>
10.1 Energieverluste . . . . .	93
10.2 Energieflußdiagramm . . . . .	93
10.3 Druckverluste . . . . .	95
10.4 Reduktion der Turbineneintrittstemperatur . . . . .	96
<b>11 Staubproblematik</b>	<b>99</b>
<b>12 Vergleich Holzstaub-, Heizölbetrieb</b>	<b>104</b>
<b>V Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>108</b>
<b>13 Zusammenfassung</b>	<b>109</b>
<b>14 Ausblick</b>	<b>113</b>

---

<b>A Spezifische Enthalpie eines idealen Gasgemisches</b>	<b>126</b>
<b>B Bilder der direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage</b>	<b>127</b>

# Formelzeichen

## Lateinische Formelzeichen

$b_{Br}$	$[kg/J]$	spezifischer Brennstoffverbrauch
$c$	$[m/s]$	Strömungsgeschwindigkeit
$c_p$	$[J/kgK]$	spez. Wärmekapazität bei konst. Druck
$d_{50}$	$[m]$	Mediandurchmesser
$\dot{E}$	$[W]$	Energiestrom
$\dot{E}_V$	$[W]$	Verlustenergiestrom
$h$	$[J/kg]$	spezifische Enthalpie
$H$	$[J/kg]$	totale spezifische Enthalpiedifferenz
$k_{FL}$	$[-]$	Förderluftanteil
$L$	$[\frac{kg}{kgBrennstoff}]$	Verbrennungsluftmenge
$L_{min}$	$[\frac{kg}{kgBrennstoff}]$	stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	$[kg]$	Masse
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Massenstrom
$M_{T,A}$	$[Nm]$	Drehmoment in der Gasturbinenabtriebswelle
$n$	$[U/min]$	Drehzahl
$n_A$	$[U/min]$	Drehzahl der Gasturbinenabtriebswelle
$O_{2,min}$	$[\frac{kg}{kgBrennstoff}]$	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf
$p$	$[Pa]$	Druck
$P$	$[W]$	Leistung
$P_{Nutz}$	$[W]$	Nutzleistung der Gesamtanlage
$P_{BF}$	$[W]$	elektrische Leistung der Hilfsantriebe des Brennstoffördersystemes
$P_{EH}$	$[W]$	gesamte elektrische Leistung der Hilfsantriebe
$P_{FL}$	$[W]$	elektrische Leistung des Förderluftverdichters
$P_{Getriebe}$	$[W]$	Getriebeverlusterleistung
$P_V$	$[W]$	Gasturbinenverdichterleistung
$P_T$	$[W]$	Turbinenleistung
$\dot{Q}$	$[W]$	Wärmestrom
$\dot{Q}_V$	$[W]$	Verlustwärmestrom
$R$	$[J/kgK]$	Gaskonstante
$T$	$[^\circ C]$	Temperatur
$u_{roh}$	$[\%]$	Wassergehalt
$\dot{V}$	$[m^3/s]$	Volumenstrom
$V_f$	$[\frac{m^3_N}{kgBrennstoff}]$	feuchtes Abgasvolumen
$V_{tr}$	$[\frac{m^3_N}{kgBrennstoff}]$	trockenes Abgasvolumen

**Griechische Formelzeichen**

$\gamma$	[%]	Massenanteil
$\varepsilon'$	[-]	relativer Druckverlust bei Umgebungsdruck
$\varepsilon''$	[-]	relativer Druckverlust bei Höchstdruck
$\eta$	[-]	Wirkungsgrad
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent
$\lambda$	[-]	Verbrennungsluftverhältnis
$\mu$	[-]	Brennstoffbeladung
$\Pi_V$	[-]	Verdichterdruckverhältnis
$\Pi_T$	[-]	Turbinendruckverhältnis
$\omega_A$	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit der Gasturbinenabtriebswelle

**Indizes**

<i>ab</i>	abgeführt
<i>ALL</i>	Ansaugluftleitung
<i>AGL</i>	Abgasleitung
<i>AB</i>	Abblasluft
<i>BF</i>	Brennstofffördersystem
<i>bez</i>	bezogen auf Normbezugsbedingungen
<i>BK</i>	Brennkammer
<i>Br</i>	Brennstoff
<i>eff</i>	effektiv
<i>F</i>	Falschluf
<i>f</i>	feucht
<i>FL</i>	Förderluft
<i>FR</i>	Flammrohr
<i>GTA</i>	Gasturbinenanlage
<i>GT, ein</i>	Gasturbineneintrittsstück
<i>HG</i>	Heißgas
<i>HGL</i>	Heißgasleitung
<i>K</i>	Kühlluft
<i>prim</i>	Primärluft
<i>RG</i>	Rauchgas
<i>s</i>	isentrop
<i>sek</i>	Sekundärluft
<i>t</i>	Totalzustand
<i>tert</i>	Tertiärluft
<i>tr</i>	trocken
<i>T</i>	Turbine
<i>V</i>	Verdichter
<i>VL</i>	Verdichterluft
<i>VLL</i>	Verdichterluftleitung
<i>zu</i>	zugeführt
<i>Zykl</i>	Zyklon (Staubabscheider)

**Exponenten**

- erste Ableitung nach der Zeit

# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Entwicklungen in Europa

Die Europäische Union hat sich im Rahmen des Kyoto-Protokolles dazu verpflichtet, von 2008 bis 2012 eine Verringerung der  $CO_2$ -Emissionen von 8% gegenüber dem Jahr 1990 zu erreichen. Österreich verpflichtete sich dazu, seine  $CO_2$ -Emissionen um 13% zu reduzieren.

Die Europäische Union hat in ihrem Weißbuch [16] bereits im Dezember 1997 als politisches Ziel die Verdoppelung des Anteiles Erneuerbarer Energieträger am Gesamtprimärenergieaufkommen bis zum Jahr 2010 formuliert. Das Basisjahr für die Überlegungen der Europäischen Kommission ist 1997. In diesem Jahr betrug der Anteil an Erneuerbaren Energieträgern 13,9 % (337 TWh/a) bezogen auf eine Gesamtstromerzeugung von 2425 TWh/a (Abb. 1.1). Der Wert von 13,9 % entspricht etwa 6 % des Primärenergieverbrauches der EU 15-Länder.

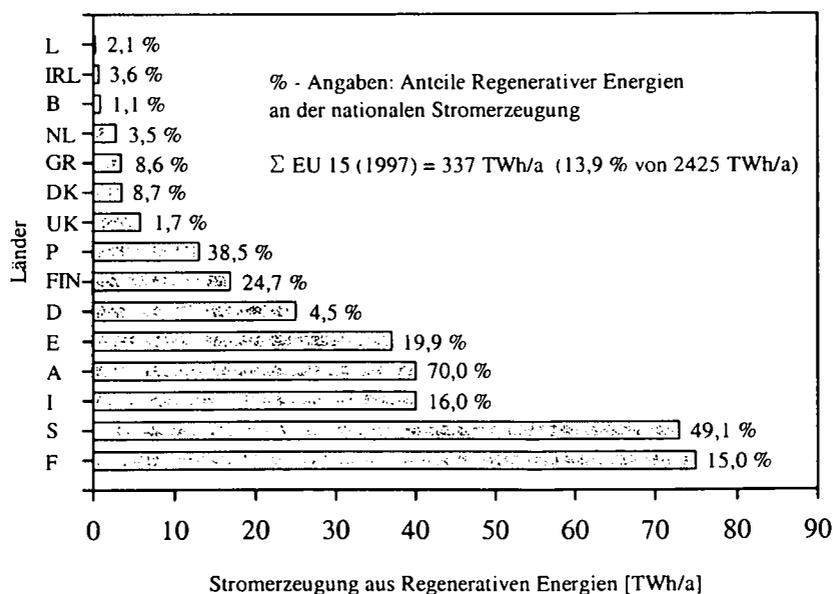


Abbildung 1.1: Stromerzeugung aus Regenerativen Energien in den EU 15-Ländern (Stand: 1997); Quelle: EuroStat Statistics RES-Directive (27.10.2001)

Der Strom in den EU 15-Ländern wurde 1997 neben den ca. 14 % aus Erneuerbaren Energien zu 50 % aus fossilen und zu 36 % aus nuklearen Quellen erzeugt. 90 % der Stromerzeugung aus Erneuerbaren Energien stammen aus Wasserkraft. Der Biomasseanteil betrug etwa 7 %, der Windenergieanteil etwa 1 %. Über die übrigen 2% existieren keine Angaben.

Gemäß Abbildung 1.1 sind die größten Erzeuger von Strom aus Erneuerbaren Energien in Europa Frankreich mit 75 TWh/a gefolgt von Schweden mit 73 TWh/a. Es folgen die Länder Italien mit 40 TWh/a, Österreich mit 40 TWh/a und Spanien mit 37 TWh/a.

Bezieht man die Stromerzeugung aus Erneuerbaren Energien auf die nationale Gesamtstromerzeugung ergibt sich folgendes Bild: Österreich hat mit 70 % den größten Anteil an Erneuerbarem Strom. Es folgen die Länder Schweden mit 49 % und Portugal mit 38 %.

Aus der politischen Zielsetzung der Verdoppelung des Anteiles der Erneuerbaren Energien am Gesamtenergieaufkommen von 6 auf 12 % bis zum Jahr 2010 gemäß [16] hat die Europäische Kommission mit Hilfe von Studien (Terres I und Terres II) ermitteln lassen, welchen Beitrag die Stromerzeugung insgesamt und spezifisch in den einzelnen Mitgliedstaaten an der Zielerreichung beitragen kann. Um das Ziel zu erreichen, wurde ein sogenanntes indikatives Ziel für Europa in der Höhe von 669 TWh/a oder 22,1 % Anteil an Erneuerbaren Energien an der Gesamtstromerzeugung von 3027 TWh/a im Jahr 2010 festgelegt.

Die indikativen Ziele der einzelnen Mitgliedstaaten für das Zieljahr 2010 sind entsprechend der möglichen Potentiale in den einzelnen Ländern, der Berücksichtigung der technischen Möglichkeiten, der wirtschaftlichen Aspekte und der Akzeptanz in der Bevölkerung bestimmt worden. In Abbildung 1.2 ist das erforderliche Wachstum ausgehend vom Basisjahr 1997 bis zum Zieljahr 2010 ersichtlich.

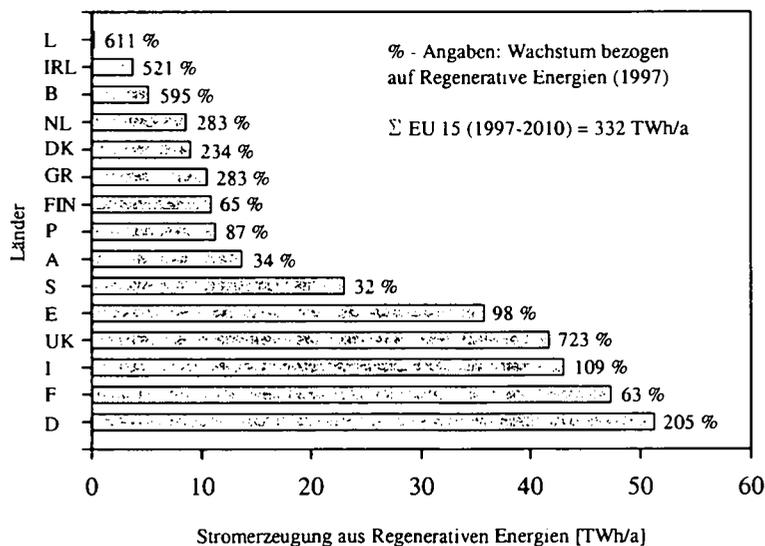


Abbildung 1.2: Stromerzeugung aus Regenerativen Energien in den EU 15-Ländern (Wachstum von 1997 bis 2010); Quellen: RES-Directive (27.10.2001), EU-Energy Outlook 2020 (1999)

Der Ausbau der Erneuerbaren Energien in Europa wird im wesentlichen festgelegt durch die am 27.10.2001 in Kraft getretene Richtlinie des Europäischen Paralements und des Europäischen Rates zur Förderung der Stromerzeugung aus Erneuerbaren Energien in einem gemeinsamen Strommarkt [7]. Sie bildet die Grundlage für die Errichtung neuer Wind- und Biomassekraftwerke. Der Ausbau der Erneuerbaren Energien wird das konventionelle Kraftwerks-Portfolio beeinflussen. Biomassekraftwerke werden andere Grundlastkraftwerke verdrängen. Windkraftanlagen können mit ihrer stark schwankenden Stromproduktion nur geringfügig Kraftwerkskapazität ersetzen.

## 1.2 Ressource Holz in Europa

In Europa (ohne Russland und GUS-Staaten) besteht derzeit eine Waldfläche in Ertrag von 149 Mio. Hektar. Der Begriff -in Ertrag- bedeutet, daß nur Wälder berücksichtigt werden, in denen Holz produziert und genutzt wird. In Abbildung 1.3 sind die Anteile der Länder an der europäischen Waldfläche in Ertrag dargestellt. Erwartungsgemäß haben die skandinavischen Länder Schweden und Finnland den größten Anteil mit jeweils 14 %. Der Anteil der österreichischen Waldfläche ist mit seinen 2 % verhältnismäßig gering. Österreich weist im Gegensatz zu seiner europabezogenen kleinen Waldfläche einen überdurchschnittlich hohen Waldanteil auf. Fast die Hälfte (47 %) der österreichischen Staatsfläche sind mit Wald bedeckt. Im EU-Durchschnitt beträgt der Waldflächenanteil nur etwas mehr als ein Drittel.

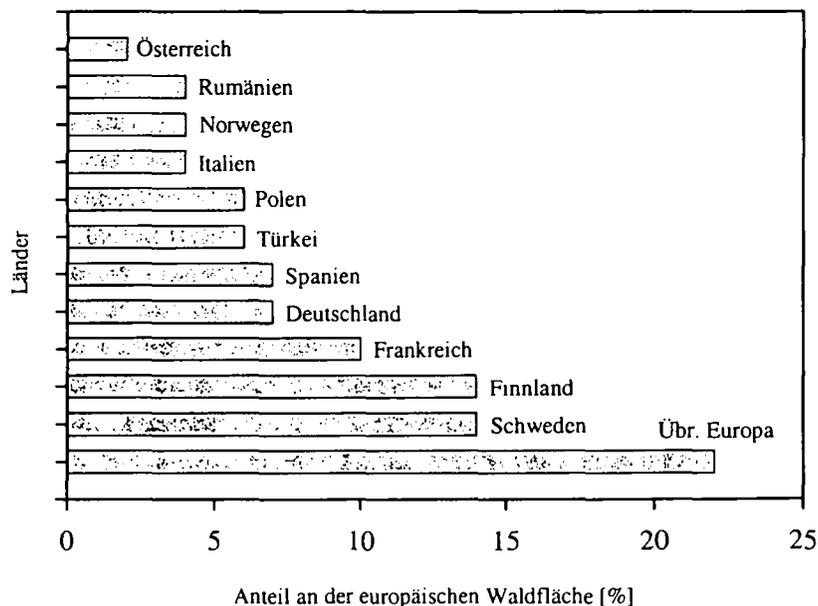


Abbildung 1.3: Die größten Waldländer in Europa (ohne Russland und GUS-Staaten); Summe der Waldfläche in Ertrag: 149 Mio. Hektar, [28]

In Europa nimmt im Gegensatz zu anderen Regionen auf der Erde die im Wald stehende Holzmasse zu. Die Ursachen sind:

- Einst landwirtschaftlich genutzte Flächen werden aus wirtschaftlichen Gründen nicht mehr als solche genutzt. Sie werden aufgeforstet oder wachsen mit Wald natürlich zu.
- In Europa wird seit Jahrzehnten immer weniger Holz genutzt als nachhaltig genutzt werden könnte, also ohne die Substanz anzugreifen. Im EU-Durchschnitt bleibt etwa ein Drittel der jährlich nachhaltig nutzbaren Holzmenge ungeerntet. In Österreich sind es etwa 30 %.

Das oben angeführte Nutzungspotential in den europäischen Wäldern bietet große Chancen für mit Biomasse betriebene Stromerzeugungsanlagen. Basierend auf diesen Überlegungen und den Zielsetzungen der Europäischen Union betreffend der Verringerung der  $CO_2$ -Emissionen sind wirtschaftliche Anlagen zur Verstromung der Biomasse Holz zu entwickeln. In dieser Arbeit wird der Weg eingeschlagen, die chemische Energie des Holzes nicht über den Umweg einer Produktgaserzeugung oder eines Dampfturbinenprozesses in elektrische Energie umzuwandeln, sondern direkt in einer mit Holz befeuerten Gasturbinenanlage.

### 1.3 Bedeutung direkt-holzstaubgefeuerter Gasturbinen

Die Erzeugung elektrischer Energie mit Hilfe von Dampfturbinen ist mit hohen Investitionskosten verbunden [14] und erst ab Leistungen von 20 bis 30  $MW_{th}$  wirtschaftlich. Im Gegensatz zu den fossilen Brennstoffen hat Holz eine wesentlich geringere Dichte und einen deutlich niedrigeren Heizwert. Ein Holztransport über weite Strecken zu zentralen Kraftwerksanlagen wäre ökologisch und wirtschaftlich bedenklich. Da Holz bzw. Holzabfälle lokal und in kleineren Mengen anfallen, stellt die direkt-holzstaubgefeuere Gasturbine ein mögliches Konzept einer dezentralen Energieerzeugung dar.

Im Leistungsbereich von 1 bis 2  $MW_{th}$  stellt der Gasturbinenprozeß gegenüber dem Dampfprozeß die investitionskostengünstigere Lösung dar. Energiebilanzen von Sägewerken zeigen, daß mit den anfallenden Holzabfällen der Eigenstrom- und Prozeßwärmebedarf mit einem Gasturbinenprozeß gedeckt werden kann. Der Eigenleistungsbedarf eines Sägewerkes durchschnittlicher Größe in Österreich liegt zwischen 1 und 2  $MW_{el}$ . Die Forschungsarbeiten des Institutes für Thermodynamik und Energiewandlung zielen daher darauf ab, eine Technik für den Leistungsbereich bis etwa 2  $MW_{el}$  zu entwickeln.

### 1.4 Stand der Technik

1980 startete die *Aerospace Research Corporation* in Roanoke, Virginia, U.S.A. ein Projekt zur Entwicklung einer direkt biomassebefeuerten Gasturbine [9]. Als Brennstoffe wurden Holzstaub und Holzabfälle aus der Sägereiindustrie eingesetzt. Die Sägespäne wurden in einer Schlagmühle auf Größen kleiner 12,7 mm bzw. 6,35 mm zerkleinert. Im Rahmen dieses Projektes wurde von HAMRICK in den Jahren 1981 bis 1983 eine *Garret IE831-200* Gasturbine mit einer Nennleistung von 400 kW betrieben. Der Fichten- und Kiefernholzbrennstoff wurde über Zellradschleusen der Holzbrennkammer zugeführt. Das Heißgas aus der Brennkammer wurde vor der Gasturbine von zwei in Serie geschalteten Zyklonabscheidern gereinigt. Angefahren wurde die Anlage mit Propangas. Bei Leerlaufdrehzahl wurde auf Holzfeuerung umgeschaltet. Da der Elektrostarter nur für Kurzzeitbetrieb ausgelegt war, mußte beim Anfahrvorgang die

Holzfeuchtigkeit unter 8 % liegen um möglichst rasch eine stabile Holzflamme zu erhalten. Die Gasturbine konnte bei unterschiedlichen Drehzahlen betrieben werden, da der Generator nicht an das Stromversorgungsnetz angeschlossen war. Nach 210 Betriebsstunden wurde die Gasturbine zur Inspektion zerlegt. An den ersten beiden Stufen konnten geringe harte Ablagerungen festgestellt werden. Es gab weder an den Lauf- noch Leitschaufeln Erosion oder Korrosion. Der Betrieb wurde nach der Inspektion fortgesetzt. Die Gesamtbetriebsdauer betrug 575 Stunden bei Turbineneintrittstemperaturen zwischen 650 und 790 °C ohne weitere Zwischenfälle. Der Hauptunterschied zwischen Öl- und Holzbetrieb der Gasturbine liegt in der Regelung. Die Reaktionszeit auf Änderungen im Brennstoffmassenstrom ist beim Holzbetrieb aufgrund der relativ großen Volumina von Brennkammer, Zyklonabscheider und Rohrleitungssystem entsprechend größer. Bei Lastabwurf dient ein Abblasventil in der Kompressorluftleitung zur Brennkammer der Reduktion des Systemdruckes. Zusätzlich wird durch Öffnen eines Bypassventiles das Heißgas vor der Gasturbine mit Kompressorluft gekühlt.

Im Nachfolgeprojekt wurde eine *Allison T-56* Gasturbine mit einer Nennleistung von 3000 kW eingesetzt. Die Gasturbine wurde in Roanoke für den Holzbetrieb umgebaut und getestet und anschließend in Red Boiling Springs, Tennessee, einem Gebiet mit großen Mengen an Sägereiabfällen, installiert. Es wurde mit den dortigen Stromversorgern ein Vertrag abgeschlossen, um die erzeugte elektrische Energie ins öffentliche Netz einzuspeisen. Als Holzbrennstoff dienen Sägewerksabfälle von Pappeln und Eichen, die nach Wägung, Zwischenlagerung und Trocknung in einer Schlagmühle auf Größen kleiner 6,35 mm zerkleinert wurden. Die Gesamtbetriebszeit betrug 760 Stunden, 106 Stunden wurde Elektrizität an den lokalen Energieversorger abgegeben. Die Probleme lagen vor allem bei den Zellradschleusen des Brennstofffördersystemes (Verschleiß der Dichtungen) und der Verschmutzung der Turbine.

Von 1989 bis 1992 wurde an der *Universität von Wisconsin-Madison*, U.S.A., eine mit Hackschnitzel befeuerte Gasturbine betrieben [26]. Zum Einsatz kam eine *Allison 250-C20B* Gasturbine mit einer Nennleistung von 300 kW. Die Einbringung des Brennstoffes in die Kiesbettbrennkammer erfolgte über Förderschnecke, Schieberschleuse und Dosierschnecke. Aufgrund des hohen Druckverlustes der Kiesbettbrennkammer konnte die Luftversorgung der Brennkammer nicht mit dem Gasturbinenverdichter erfolgen. Nach etwa 250 Betriebsstunden wurde ein Dauertest von 100 Stunden durchgeführt. Probleme verursachte das Brennstofffördersystem: Die Dichtungen der Schleuse wurden einige Male durch Hackschnitzel blockiert, es kam zu zwei Rückbränden in die Dosierschnecke.

An der *Technischen Universität Lulea*, Schweden, wird seit 1993 ein Holzstaubvergaser für eine *Rover IS/60* Gasturbine mit einer Nennleistung von 50 kW entwickelt [8], [13]. Als Brennstoffe dienen Södra Träpulver (handelsüblicher Holzstaub mit einer Partikelgröße kleiner 0,5 mm), Abfälle von Zuckerrohrpflanzen, feine Fichten- und Buchenspäne. Der Brennstoff wird der Brennkammer über Förderschnecke, Fallrohr, Injektor und Förderleitung zugeführt.

Am *Western Research Institute*, Wyoming, U.S.A., wird seit 1990 eine direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage entwickelt [17]. Zum Einsatz kommt eine *Garret IE8331-800* Gasturbine mit einer Nennleistung von 550 kW. Die Brennkammer mit einem Betriebsdruck von 7,5 bar wurde durch eine externe Brennkammer ersetzt. Die Einspeisung des Holzbrennstoffes in die Brennkammer erfolgt über Förderschnecke, Dosierbehälter, Zellradschleusen und Injektor. Als Brennstoff dient entrindetes Holz mit einer Partikelgröße kleiner 3,2 mm und einer Feuchte unter 15 %.

## 1.5 Aufgabenstellung

Ausgangspunkt für die in dieser Arbeit entwickelte direkt holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage ist die von PELZMANN [25] gebaute und untersuchte Holzstaubbrennkammer. Diese wurde zunächst atmosphärisch betrieben (siehe Abbildung 1.4). In dieser Betriebsphase (Phase 1a) wurde das von der Brennkammer erzeugte Verbrennungsgas in einem nachgeschalteten Fliehkraftabscheider gereinigt und unter Zumischung von Verdichterluft über eine Abgasleitung ins Freie geleitet. Die Luftversorgung der Brennkammer erfolgte mit einem Radialverdichter. Angetrieben wurde der Verdichter von einem drehzahlregulierten Gleichstrommotor.

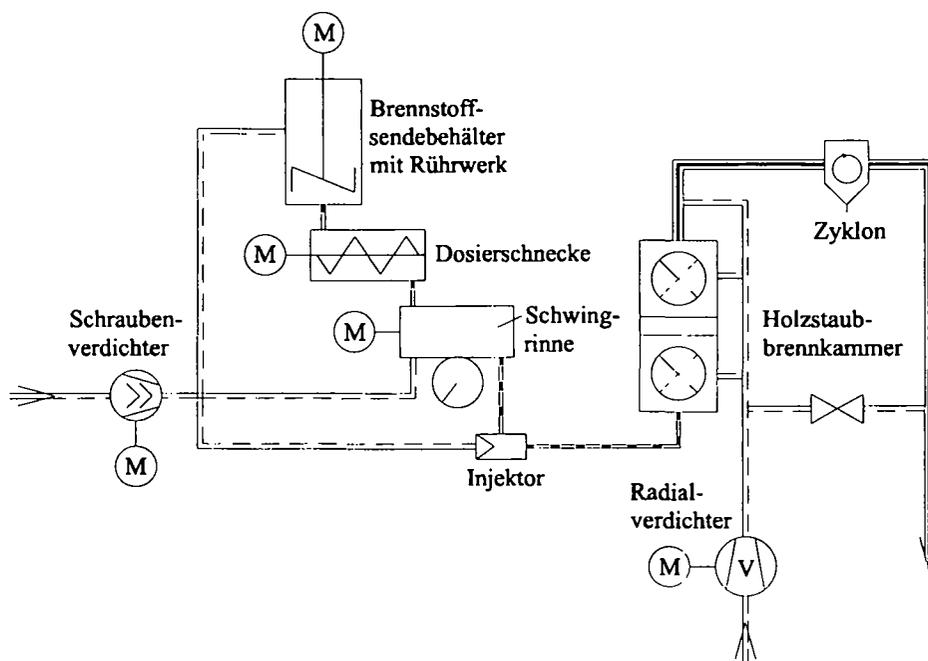


Abbildung 1.4: Phase 1a

Um das Verhalten der Holzstaubbrennkammer bei erhöhtem Brennkammerdruck untersuchen zu können, baute PELZMANN im nächsten Schritt eine pneumatische Druckregelklappe nach dem Abscheider ein (siehe Abbildung 1.5).

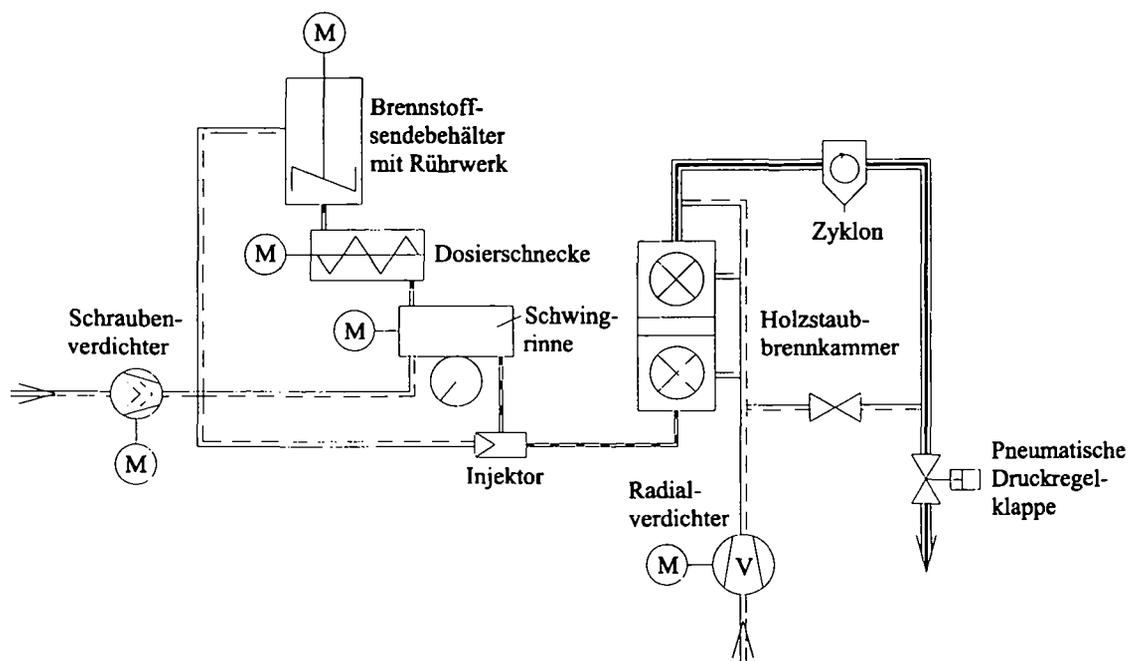


Abbildung 1.5: Phase 1b

Ausgehend von diesem Druckregelbetrieb der Holzstaubbrennkammer ist es im Rahmen dieser Arbeit die Aufgabe, die Holzstaubbrennkammer mit der am Institut vorhandenen heizölbetriebenen Gasturbine zusammenzuschalten und den Holzstaubbetrieb der Gasturbine herzustellen.

In einer Vorstufe -Phase 2a- (siehe Abbildung 1.6) soll die Holzstaubbrennkammer weiterhin mit dem Radialverdichter mit Verbrennungsluft versorgt werden. Das Verbrennungsgas ist allerdings über eine zu entwickelnde Heißgasleitung -mit entsprechender Anbindung- zur Gasturbine zu führen. Die Gasturbine soll in dieser Phase als reiner Expander arbeiten. Die vom Verdichter der Gasturbine gelieferte Luft ist über eine Abblasleitung in die Abgasleitung der Gasturbine zu leiten.

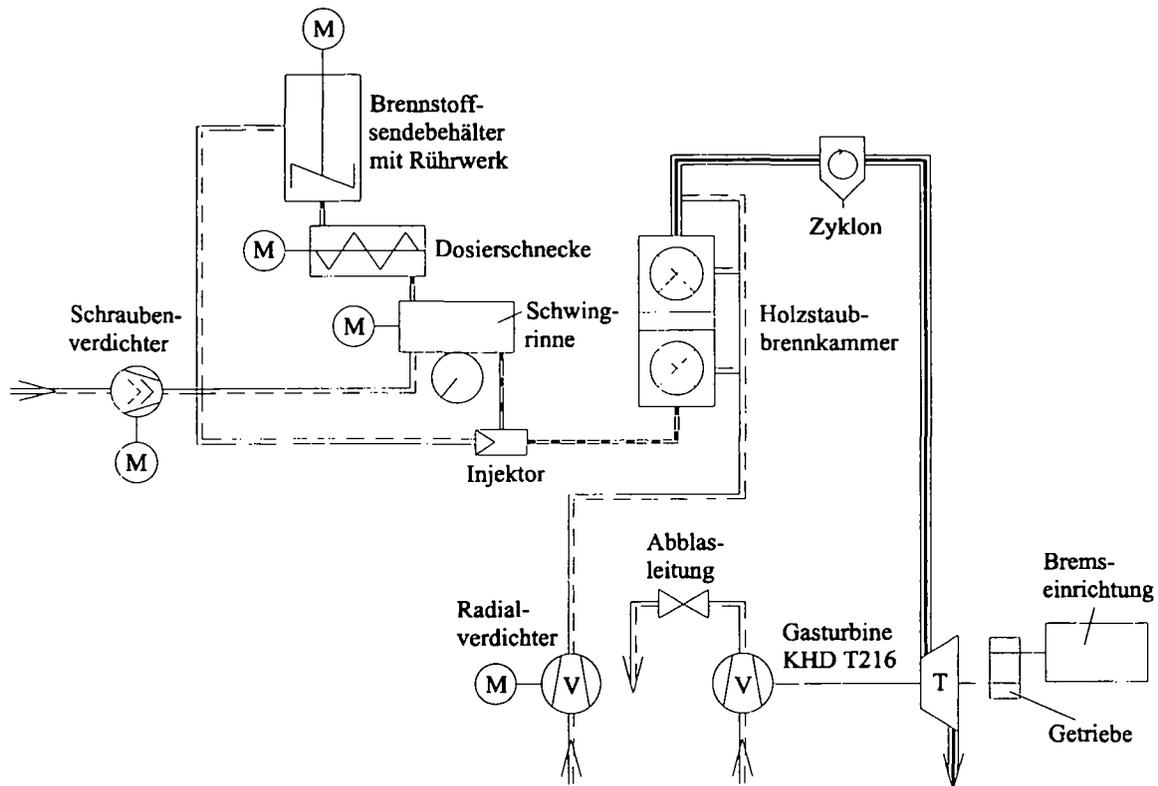


Abbildung 1.6: Phase 2a

Nach einer angemessenen Betriebszeit in der Phase 2a, ist die Gasturbinenanlage für den echten Gasturbinenbetrieb umzurüsten (siehe Abbildung 1.7). Der Radialverdichter ist stillzulegen, die Verbrennungsluftversorgung der Holzstaubbrennkammer hat vom Gasturbinenverdichter zu erfolgen. Für die Förderung der Verdichterluft von der Gasturbine zur Holzstaubbrennkammer ist ein Verdichterluftleitungssystem zu entwickeln. Besonderes Augenmerk ist dabei der Anbindung an die Gasturbinene zu schenken. Über das Anbindungssystem ist einerseits das heiße Verbrennungsgas von der Heißgasleitung in die Eintrittsspirale der Gasturbine zu leiten, andererseits ist die Gasturbinenverdichterluft in einem Ringraum, der coaxial um die Heißgasleitung angeordnet ist, zu sammeln und in das Verdichterluftleitungssystem zu fördern.

Aufgrund der relativ langen Vorwärmzeit der Holzstaubbrennkammer mit elektrischen Luftvorwärmern, ist das bestehende Startsystem (Autobatterie, elektrischer Anlasser) nicht geeignet. Die mit diesem System erreichbaren Startdrehzahlen und damit erreichbaren Luftmengen sind für die Vorwärmphase nicht ausreichend. Eine drehzahlregelbare Start- bzw. Anlaufvorrichtung ist deshalb zu entwickeln.

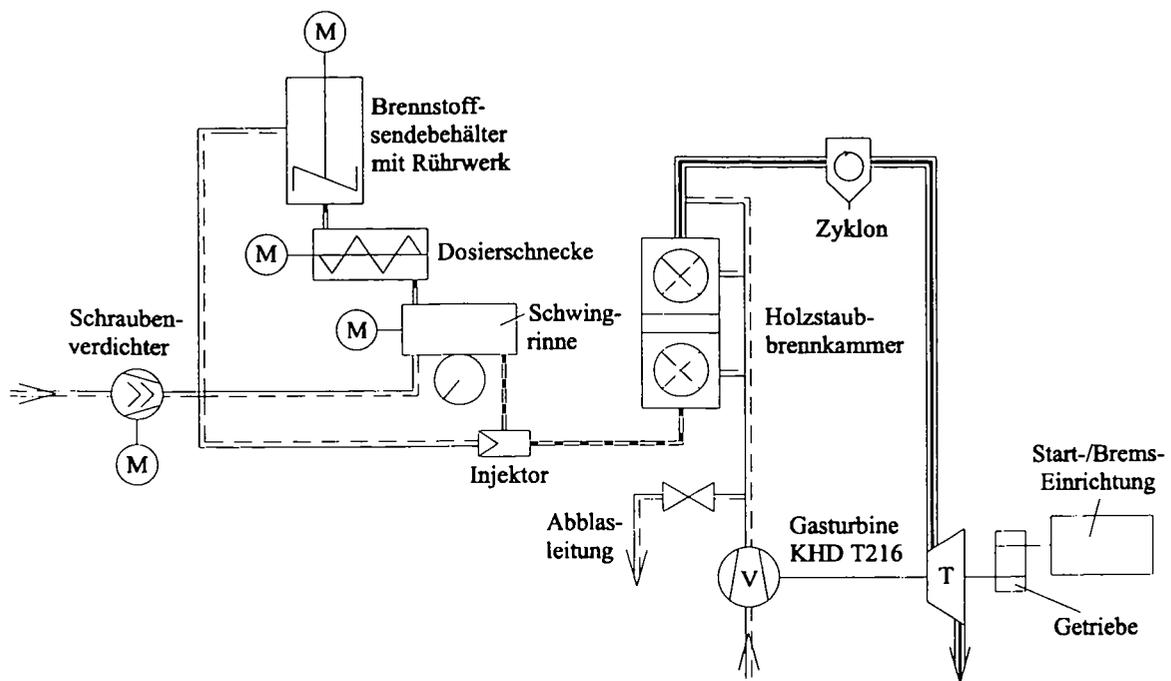


Abbildung 1.7: Phase 2b

Teil I  
Grundlagen

## Kapitel 2

# Gasturbinenprozeß im Holzstaubbetrieb

### 2.1 Prozeßbeschreibung

Das einfachste Konzept einer Gasturbinenanlage besteht aus Verdichter, Brennkammer und Turbine [3], [6], [18], [19], [20], [30]. Dieses Konzept stellt die Grundlage für die direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage dar. In Abbildung 2.2 ist das Schaltschema des einfachen, offenen Gasturbinenprozesses für den Holzstaubbetrieb dargestellt. Als zusätzliche Komponente, im Gegensatz zu einer Gasturbine, die mit fossilen Brennstoffen betrieben wird, ist zwischen Brennkammer und Turbine ein Staub- bzw. Ascheabscheider angeordnet, der die Turbine vor Verschmutzung und Abnutzung schützt.

Der Prozeß im  $h,s$  - Diagramm ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Zu beachten ist in der Darstellung im  $h,s$  - Diagramm, daß sich das Arbeitsmittel im Verlauf des Prozesses verändert. Im Verdichter ist das Arbeitsmittel Luft, in der Turbine ein Verbrennungsgas mit Luftüberschuß. Mit dem  $h,s$  - Diagramm sollen hier nur grundsätzliche Überlegungen angestellt werden [1]. Die Prozeßrechnung wird in Kapitel 2.2 ausführlich dargestellt.

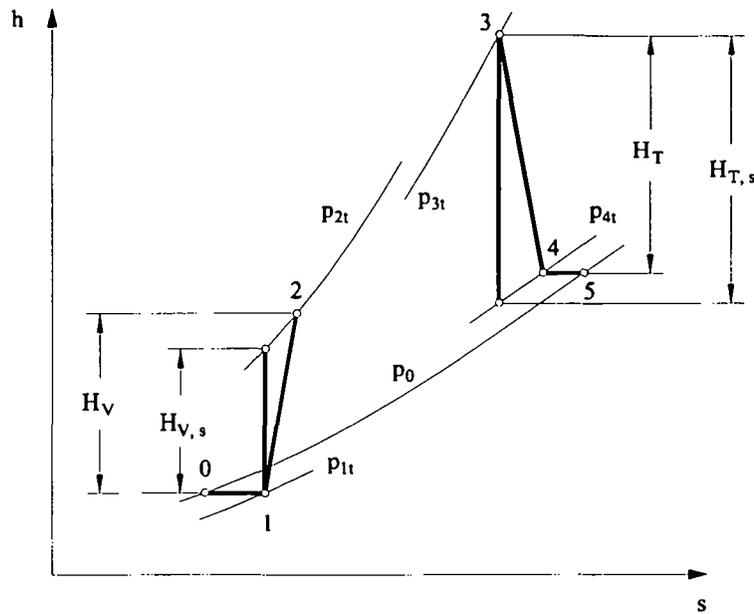


Abbildung 2.1: Prozeßverlauf im idealisierten h,s-Diagramm

Die Beschreibung des Prozesses für den Holzstaubbetrieb soll nun anhand der Abb.2.1 und 2.2 erfolgen:

Die kinetische Energie des Arbeitsmittels wird berücksichtigt, sodaß mit Gesamtzuständen der Luft bzw. des Rauchgases gerechnet wird. Die Luft wird vom Verdichter über eine Ansaugluftleitung angesaugt, an deren Einlauf eine Meßblende angeordnet ist, mit der der Luftmassenstrom über den Gasturbinenverdichter  $\dot{m}_{VL}$  gemessen wird. Der Druckverlust in der Ansaugluftleitung verursacht einen am Verdichtereintritt gegenüber dem Umgebungsdruck  $p_0$  etwas reduzierten Totaldruck  $p_{1t}$ . Der Verdichter komprimiert die Ansaugluftmenge  $\dot{m}_{VL}$  vom Totaldruck  $p_{1t}$  auf den Totaldruck  $p_{2t}$ . Von der Verdichterdruckseite gelangt eine Teilluftmenge  $\dot{m}_K + \dot{m}_F$  direkt in die Heißgasseite der Gasturbine.  $\dot{m}_K$  stellt den Anteil an erwünschter Kühlluftmenge für das Turbinenlaufrad dar.  $\dot{m}_F$  ist der Falschluffanteil, verursacht durch die Wärmedehnungsfugen des Flammrohres. Kühl- und Falschluff werden dem Heißgasstrom noch vor dem Leitapparat der Versuchsgasturbine zugemischt. Das heiße Gas in der Heißgasleitung wird als Rauchgas (RG) bezeichnet, nach der Zumischung von Kühl- und Falschluff als Heißgas (HG). Die genaue Darstellung der Kühl- und Falschluffproblematik erfolgt in Kapitel 10.2. Überschüssige Verdichterluft  $\dot{m}_{AB}$  kann über die Abblasleitung abgeblasen werden.

In der Brennkammer wird der Brennstoff Holz mit Förderluft ( $\dot{m}_{Br} + \dot{m}_{FL}$ ) eingeblasen und im Luftstrom verbrannt. Die Zustandsänderung vom Verdichteraustritt bis zum Turbineneintritt ist im h,s-Diagramm von Punkt 2 nach Punkt 3 dargestellt. Die Expansion des Heißgases in der Turbine erfolgt von 3 nach 4.

In der Brennkammer und den Verbindungsleitungen entstehen Druckverluste, sodaß der Gesamtdruck am Turbineneintritt ( $p_{3t}$ ) niedriger ist als am Verdichteraustritt ( $p_{2t}$ ). Die Abgasleitung der Turbine verursacht weitere Druckverluste - im h,s-Diagramm von 4 nach 5 dargestellt. Der Druck im Zustand 5 entspricht dem Druck im Anfangszustand 0. Alle Verluste zusammengenommen bewirken, daß das an der Turbine zur Verfügung stehende Gesamtdruckverhältnis kleiner als das Verdichterdruckverhältnis ist.

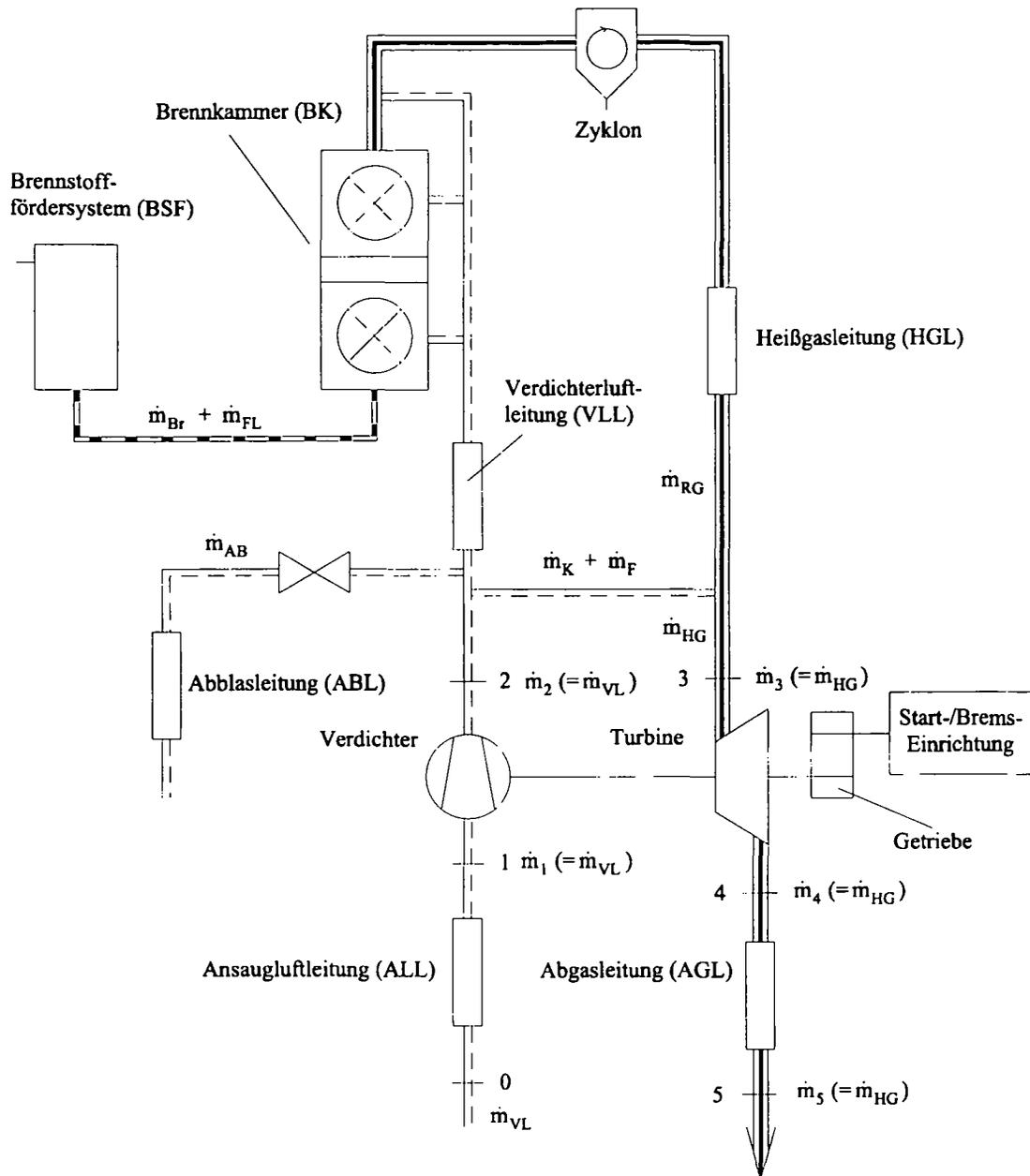


Abbildung 2.2: Schaltschema der Gasturbine im Holzstaubbetrieb

## 2.2 Prozeßrechnung

Bei der thermodynamischen Betrachtung der Gasturbine wird in dieser Arbeit der isentrope Wirkungsgrad verwendet. Bei diesem wird die wirkliche Arbeit auf die Arbeit einer idealisierten adiabaten Zustandsänderung bezogen, bei der Reibungsfreiheit angenommen wird, d.h. der Vergleichsverlauf ist eine Isentrope. Zur Bestimmung der Eigenarbeit muß neben dem Anfangszustand deshalb nur der Enddruck bekannt sein. Die Bestimmungsgrößen für die isentropen Wirkungsgrade von Verdichtung und Expansion sind in Abbildung 2.3 und Abbildung 2.4 dargestellt.

Der Wirkungsgrad kann sowohl mit statischen als auch mit totalen Zustandsgrößen ermittelt werden. In dieser Arbeit wird die kinetische Energie des Arbeitsmittels berücksichtigt, und somit mit Totalzustandsgrößen gerechnet. Der Zustandverlauf und der reibungsfreie Vergleichsverlauf vollzieht sich dann zwischen den beiden Totalisobaren  $p_{1t}$  und  $p_{2t}$  im Fall der Verdichtung und zwischen  $p_{3t}$  und  $p_{4t}$  im Fall der Expansion.

### 2.2.1 Isentroper Verdichterwirkungsgrad

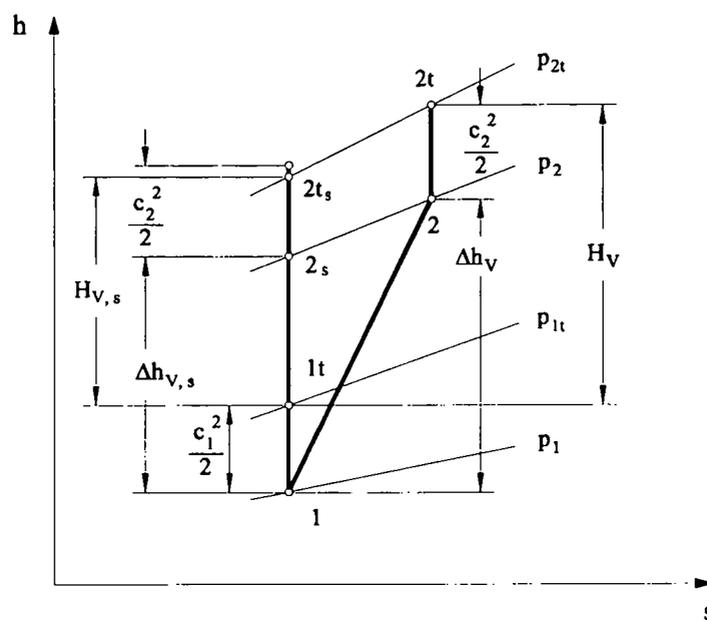


Abbildung 2.3: Darstellung der Verdichtung im h,s-Diagramm

Die Wirkungsgradbildung für die Verdichtung führt, wenn  $h_{2t} - h_{1t} = H_V$  und  $h_{2t,s} - h_{1t} = H_{V,s}$  bezeichnet werden, auf

$$\eta_{V,s} = \frac{H_{V,s}}{H_V}. \quad (2.1)$$

Mit der mittleren spezifischen Wärmekapazität für die Verdichtung ist

$$H_V = c_{pm} \Big|_1^2 (T_{2t} - T_{1t}) \quad (2.2)$$

und

$$H_{V,s} = c_{pm} \Big|_1^2 (T_{2t,s} - T_{1t}). \quad (2.3)$$

Gleichung 2.3 umgeformt ergibt

$$H_{V,s} = c_{pm} \Big|_1^2 T_{1t} \left[ \left( \frac{T_{2t,s}}{T_{1t}} \right) - 1 \right]. \quad (2.4)$$

Die Isentropenbeziehung

$$\frac{T_{2t,s}}{T_{1t}} = \left( \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2.5)$$

mit

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa} = \frac{R_L}{c_{pm} \Big|_1^2} \quad (2.6)$$

und der Einführung eines Verdichterdruckverhältnisses

$$\Pi_V = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \quad (2.7)$$

ergibt in Gleichung 2.4 eingesetzt:

$$H_{V,s} = c_{pm} \Big|_1^2 T_{1t} \left[ \Pi_V^{\frac{R_L}{c_{pm} \Big|_1^2}} - 1 \right]. \quad (2.8)$$

## 2.2.2 Isentroper Turbinenwirkungsgrad

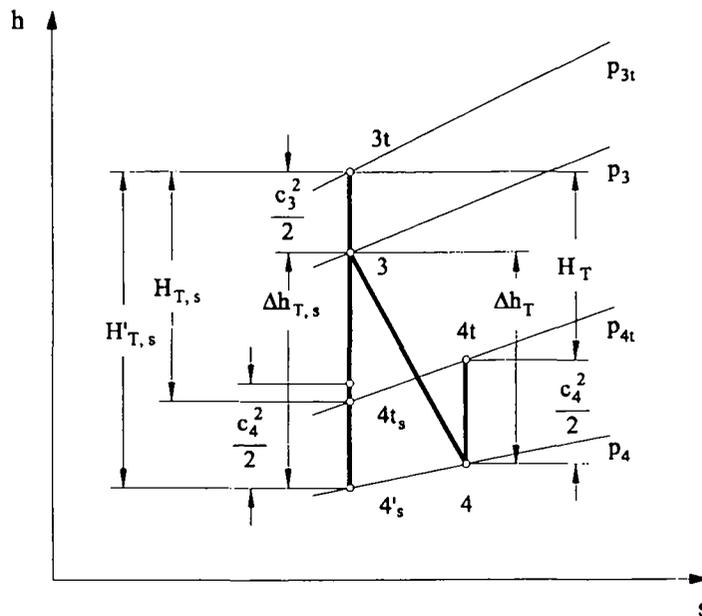


Abbildung 2.4: Darstellung der Expansion im h,s-Diagramm

a) Turbine mit Ausnützung der kinetischen Energie am Austritt

Die Wirkungsgradbildung für die Expansion führt, wenn  $h_{3t} - h_{4t} = H_T$  und  $h_{3t} - h_{4t,s} = H_{T,s}$  bezeichnet werden, auf

$$\eta_{T,s} = \frac{H_T}{H_{T,s}}. \quad (2.9)$$

Mit der mittleren spezifischen Wärmekapazität für die Expansion ist

$$H_T = c_{pm} \Big|_3^4 (T_{3t} - T_{4t}) \quad (2.10)$$

und

$$H_{T,s} = c_{pm} \Big|_3^4 (T_{3t} - T_{4t,s}). \quad (2.11)$$

Gleichung 2.11 umgeformt ergibt

$$H_{T,s} = c_{pm} \Big|_3^4 T_{3t} \left[ \left( 1 - \frac{T_{4t,s}}{T_{3t}} \right) \right]. \quad (2.12)$$

Die Isentropenbeziehung

$$\frac{T_{4t,s}}{T_{3t}} = \left( \frac{p_{4t}}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2.13)$$

mit

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa} = \frac{R_{HG}}{c_{pm} \Big|_3^4} \quad (2.14)$$

ergibt

$$\frac{T_{4t,s}}{T_{3t}} = \left( \frac{p_{4t}}{p_{3t}} \right)^{\frac{R_{HG}}{c_{pm} \Big|_3^4}} \quad (2.15)$$

Gleichung 2.15 in Gleichung 2.12 eingesetzt:

$$H_{T,s} = c_{pm} \Big|_3^4 T_{3t} \left[ 1 - \left( \frac{p_{4t}}{p_{3t}} \right)^{\frac{R_{HG}}{c_{pm} \Big|_3^4}} \right] \quad (2.16)$$

b) Turbine ohne Ausnutzung der kinetischen Energie

Wenn am Austritt der Turbine die kinetische Energie  $\frac{c_4^2}{2}$  nicht - wie bei Strahltriebwerken - genutzt werden kann, ist die Vergleichsentropie zwischen Totalzustand am Turbineneintritt und statischem Zustand am Turbinenausritt für die Ermittlung des Wirkungsgrades anzusetzen (DIN 4341 - Teil 1, [2]). Diese Betrachtung ist auch bei der Versuchsanlage anzuwenden, bei der die kinetische Austrittsenergie ungenutzt bleibt.

Die Wirkungsgradbildung für die Expansion führt, wenn  $h_{3t} - h_{4t} = H_T$  und  $h_{3t} - h_{4t,s} = H'_{T,s}$  bezeichnet werden, auf

$$\eta'_{T,s} = \frac{H_T}{H'_{T,s}} \quad (2.17)$$

Wird in Gleichung 2.16 der Totaldruck  $p_{4t}$  durch den statischen Druck  $p_4$  ersetzt erhält man

$$H'_{T,s} = c_{pm} \Big|_3^4 T_{3t} \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{R_{HG}}{c_{pm} \Big|_3^4}} \right] \quad (2.18)$$

Mit der Definition des Turbinendruckverhältnisses

$$\Pi_T = \frac{p_{3t}}{p_4} \quad (2.19)$$

ist schließlich

$$H'_{T,s} = c_{pm} \Big|_3^4 T_{3t} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\Pi_T} \right)^{\frac{R_{HG}}{c_{pm} \Big|_3^4}} \right] \quad (2.20)$$

### 2.2.3 Ermittlung der Turbineneintrittstemperatur

Zur Ermittlung der Turbineneintrittstemperatur wird ein indirektes Verfahren nach DIN 4341, Teil 1 angewandt. Die Eintrittstemperatur wird bestimmt, indem die gesamte geleistete Arbeit der Turbine gemessen wird, und die entsprechende Temperaturdifferenz zur gemessenen mittleren Abgastemperatur addiert wird. In Abbildung 2.5 ist die Grenze für das dafür zu betrachtende Kontrollvolumen angegeben.

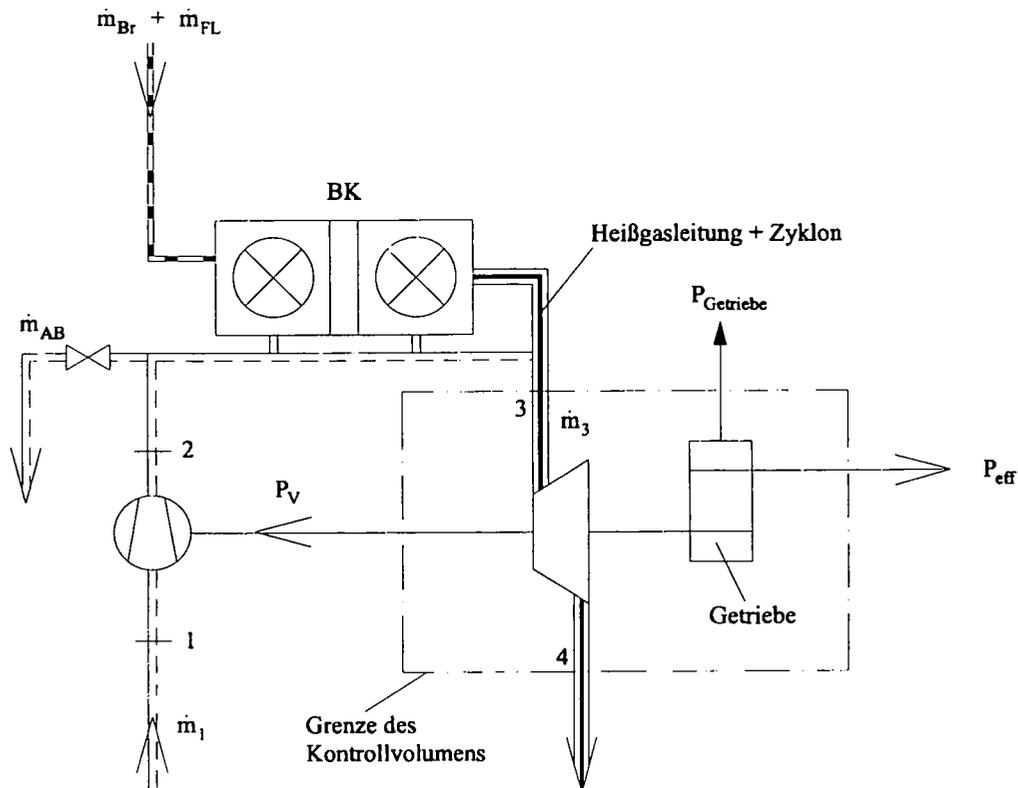


Abbildung 2.5: Kontrollvolumen der Turbine

Die Leistungsbilanz des Kontrollvolumens lautet:

$$P_T = P_{eff} + P_V + P_{Getriebe} \quad (2.21)$$

Die Verdichterleistung errechnet sich aus

$$P_V = \dot{m}_1 H_V \quad (2.22)$$

Die effektive Leistung  $P_{eff}$  wird im Versuch mit einer Bremseinrichtung gemessen. Die Getriebeverlustleistung des Untersetzungsgetriebes der Gasturbine  $P_{Getriebe}$  liegt von der in der Versuchsanlage zum Einsatz kommenden Gasturbine in Kennfeldform vor.

Gleichung 2.10 und

$$P_T = \dot{m}_3 H_T \quad (2.23)$$

ergibt

$$P_T = \dot{m}_3 c_{pm} \Big|_3^4 (T_{3t} - T_{4t}). \quad (2.24)$$

Aus Gleichung 2.24 folgt die Bestimmungsgleichung für die Turbineneintrittstemperatur:

$$T_{3t} = \frac{P_T}{\dot{m}_3 c_{pm} \Big|_3^4} + T_{4t}. \quad (2.25)$$

#### 2.2.4 Nutzleistung, Wirkungsgrad, spezifischer Brennstoffverbrauch

Die Wellenleistung  $P_{eff}$  an der Gasturbinenabtriebswelle wird mit dem an der Bremse gemessenen Drehmoment  $M_{T,A}$  und der gemessenen Drehzahl  $n_A$  gemäß der Gleichung

$$P_{eff} = M_{T,A} \omega_A \quad (2.26)$$

mit

$$\omega_A = \frac{n_A \pi}{30} \quad (2.27)$$

ermittelt.

Um die Nutzleistung  $P_{Nutz}$  der Gasturbine zu erhalten, müssen kontinuierlich mitlaufende leistungsverbrauchende Hilfsaggregate, die zur Gesamtanlage gehören, berücksichtigt werden. Es sind dies die elektrischen Hilfsantriebe des Brennstoffördersystemes und der elektrische Antrieb des Förderluftverdichters. Während des Betriebes nicht kontinuierlich mitlaufende Hilfsantriebe werden nicht berücksichtigt. In der Versuchsanlage sind das die elektrischen Luftvorwärmer, die nur in der Startphase elektrische Energie verbrauchen, und während des üblichen Betriebes ausgeschaltet sind. Die gesamte für den Betrieb der elektrischen Hilfsantriebe erforderliche elektrische Leistung ist:

$$P_{EH} = P_{FL} + P_{BF}. \quad (2.28)$$

Bei der Versuchsanlage muß für die Ermittlung der Nutzleistung zusätzlich die Abblasluftmenge in Rechnung gestellt werden:

$$\dot{E}_{AB} = \dot{m}_{AB} h_{AB,t}. \quad (2.29)$$

Die Nutzleistung der Gesamtanlage ergibt sich aus mechanischer Bremsleistung  $P_{eff}$ , elektrischer Leistung der Hilfsantriebe  $P_{EH}$  und dem Energiestrom der Abblasluftmenge  $\dot{E}_{AB}$  aus:

$$P_{Nutz} = P_{eff} - P_{EH} + \dot{E}_{AB}. \quad (2.30)$$

Der Wirkungsgrad der Gesamtanlage, gebildet mit der Nutzleistung  $P_{Nutz}$  und dem Energiestrom des Brennstoffes  $\dot{E}_{Br}$ , wird errechnet aus:

$$\eta_{Nutz} = \frac{P_{Nutz}}{\dot{E}_{Br}}. \quad (2.31)$$

Den Energiestrom des Brennstoffes  $\dot{E}_{Br}$  erhält man mit der Enthalpie  $h_{br,t}$  des eingebrachten Brennstoffmassenstromes  $\dot{m}_{Br}$  und dem unteren Heizwert  $H_u$  des Brennstoffes:

$$\dot{E}_{Br} = \dot{m}_{Br} (H_u + h_{br,t}). \quad (2.32)$$

Der spezifische Brennstoffverbrauch wird errechnet aus:

$$b_{Br} = \frac{\dot{m}_{Br}}{P_{Nutz}}. \quad (2.33)$$

## 2.3 Kennfeld

### 2.3.1 Ähnlichkeitsbeziehungen

Um die Meßwerte der einzelnen Versuchsläufe in Diagrammen darstellen bzw. vergleichen zu können, werden sie auf gleiche Ansaugtemperatur und gleichen Ansaugdruck am Eintritt des Gasturbinenverdichters umgerechnet. Gewählt wurden die Normbezugsbedingungen für den Eintritt in den Verdichter:

Totaldruck:	1,013 bar
Totaltemperatur:	15 °C
relative Feuchte:	60 %

Tabelle 2.1: Normbezugsbedingungen

Die verwendete Mach-Ähnlichkeit ([11], [21]) besagt, daß bei einem Betriebszustand der Gasturbine (gegeben z.B. durch  $n_{bez}$  und  $T_{4t,bez}$ ) bei allen praktisch auftretenden Abweichungen von  $p_{1t}$  und  $T_{1t}$  innerhalb der Gasturbine eine ähnliche Strömung vorliegt. Einen geringen Einfluß auf die Kenngrößen üben die auftretenden Änderungen der Reynoldszahl  $Re$  und des Isentropenexponenten  $\kappa$  aus [4].

Die Gleichungen 2.34 bis 2.50 geben die Umrechnung für die Mach-Ähnlichkeit an [15].

Geschwindigkeit, Drehzahl, Temperatur:

$$c_{bez} = c \sqrt{\frac{T_{1t,bez}}{T_{1t}}} \quad (2.34)$$

$$n_{bez} = n \sqrt{\frac{T_{1t,bez}}{T_{1t}}} \quad (2.35)$$

$$T_{t,bez} = T_t \frac{T_{1t,bez}}{T_{1t}} \quad (2.36)$$

Massenströme:

$$\dot{m}_{1,bez} = \dot{m}_1 \frac{p_{1t,bez}}{p_{1t}} \sqrt{\frac{T_{1t}}{T_{1t,bez}}} \quad (2.37)$$

$$\dot{m}_{Br,bez} = \dot{m}_{Br} \frac{p_{1t,bez}}{p_{1t}} \sqrt{\frac{T_{1t,bez}}{T_{1t}}} \quad (2.38)$$

$$\dot{m}_{FL,bez} = \dot{m}_{FL} \frac{p_{1t,bez}}{p_{FL,1t}} \sqrt{\frac{T_{FL,1t}}{T_{1t,bez}}} \quad (2.39)$$

$$\dot{m}_{3,bez} = \dot{m}_{1,bez} + \dot{m}_{Br,bez} + \dot{m}_{FL,bez} \quad (2.40)$$

$$\left( \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{Br}} \right)_{bez} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{Br}} \frac{T_{1t}}{T_{1t,bez}} \quad (2.41)$$

Druckverhältnisse:

$$\Pi_V = \left( \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)_{bez} = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \quad (2.42)$$

$$\Pi_T = \frac{p_{3t}}{p_4} = \left( \frac{p_{1t}}{p_0} \right) \left( \frac{p_0}{p_4} \right) \left( \frac{p_{3t}}{p_{2t}} \right) \underbrace{\left( \frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)}_{\Pi_V} \quad (2.43)$$

$$\left( \frac{p_{3t}}{p_{2t}} \right) = f(n_{bez}, T_{4t,bez}) \quad (2.44)$$

Leistungen:

$$P_{eff,bez} = P_{eff} \frac{p_{1t,bez}}{p_{1t}} \sqrt{\frac{T_{1t,bez}}{T_{1t}}} \quad (2.45)$$

$$P_{FL,bez} = P_{FL} \frac{p_{1t,bez}}{p_{FL,1t}} \sqrt{\frac{T_{1t,bez}}{T_{FL,1t}}} \quad (2.46)$$

$$P_{BF,bez} = P_{BF} \frac{p_{1t,bez}}{p_{1t}} \sqrt{\frac{T_{1t,bez}}{T_{1t}}} \quad (2.47)$$

$$P_{EH,bez} = P_{FL,bez} + P_{BF,bez} \quad (2.48)$$

$$P_{Nutz,bez} = P_{eff,bez} - P_{EH,bez} + P_{AB,bez} \quad (2.49)$$

Spezifischer Brennstoffverbrauch:

$$\left( \frac{\dot{m}_{Br}}{P_{Nutz}} \right)_{bez} = \frac{\dot{m}_{Br}}{P_{Nutz}} \quad (2.50)$$

Zur Ermittlung des Gasturbinenkennfeldes werden verschiedene Versuchsläufe mit konstanter Bezugsdrehzahl  $n_{bez}$  gefahren, bei denen jeweils die Belastung der Gasturbine durch die Bremse stufenweise von Leerlauf bis zur maximal zulässigen Temperatur von  $T_{4t}$  am Turbinenaustritt gesteigert wird. Die Gasturbinendrehzahl wird dabei so eingestellt, daß sich unter Berücksichtigung der Verdichtereintrittstemperatur  $T_{1t}$  gemäß Gleichung 2.35 ein runder Wert für die Drehzahl  $n_{bez}$  ergibt.

Der Einfluß der Feuchte auf die Einstellbedingungen für die Drehzahl und die Turbineneintritts- bzw. -austrittstemperatur, auf die abgegebene Nutzleistung und den Brennstoffverbrauch wird gemäß DIN 4341 vernachlässigt.

### 2.3.2 Kennfelddarstellung

Die Abbildungen 2.6 und 2.7 zeigen die grundsätzlich zwei Möglichkeiten das Gasturbinenverhalten graphisch darzustellen. Abbildung 2.6 ist eine Variante der Kennfelddarstellung, bei der auf der Ordinate das Verdichterdruckverhältnis und auf der Abszisse der Verdichterluftmassenstrom aufgetragen sind. Als Parameter dienen für den Verdichter die Linien konstanter Drehzahl ( $n_{bez} = const$ ), für die Turbine die Linien konstanter Temperatur ( $T_{3t,bez} = const$ ). Bei dieser Art der Darstellung kann nicht direkt das Turbinendruckverhältnis bzw. der Massenstrom durch die Turbine abgelesen werden.

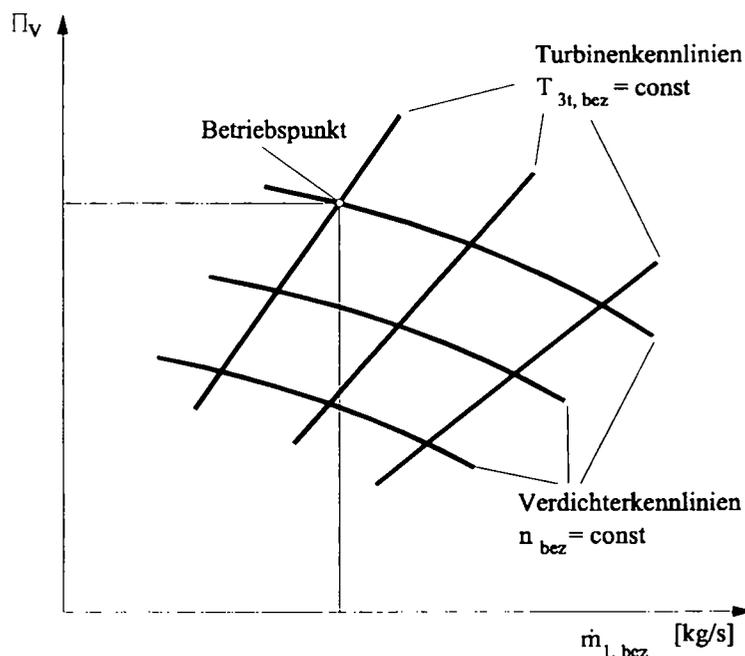


Abbildung 2.6: Kennfelddarstellung wie sie üblicherweise bei Betrieb mit fossilen Brennstoffen benutzt wird

Die Art der Kennfelddarstellung nach Abbildung 2.7 wird für die in dieser Arbeit dokumentierte Auswertung der Versuchsergebnisse verwendet. Der Betriebszustand der Gasturbine ist nicht mehr wie in der vorhin beschriebenen Darstellung als ein Punkt im Kennfeld darstellbar. Der Verdichter arbeitet im Betriebspunkt V, die Turbine im Betriebspunkt T. Durch diese Überlagerung der beiden Aggregatkennlinien in einem Diagramm ist es möglich, direkt Aussagen über Druckverlust und Massenstromverhältnisse machen zu können. Die Differenz von Verdichterdruckverhältnis und Turbinendruckverhältnis ( $\Pi_V - \Pi_T$ ) stellt ein Maß für den Druckverlust der Gasturbine dar. Die Differenz von Turbinenheißgasstrom und Verdichterluftmassenstrom ( $\dot{m}_{3,bez} - \dot{m}_{1,bez}$ ) wird der in dieser Arbeit behandelten Gasturbinenanlage über das Brennstofffördersystem in Form von Festbrennstoff und Förderluft zugeführt.

Die Gasturbine ist für den Betrieb mit fossilen Brennstoffen ausgelegt. Bei Befuerung mit Holz ändern sich Parameter wie Massendurchsatz, Turbineneintrittstemperatur, Verdichter- und Turbinendruckverhältnis usw. und die Betriebspunkte weichen im allgemeinen vom Auslegungspunkt ab. Die Gasturbine läuft in einem Teillast- oder Überlastzustand mit entsprechend reduziertem Wirkungsgrad.

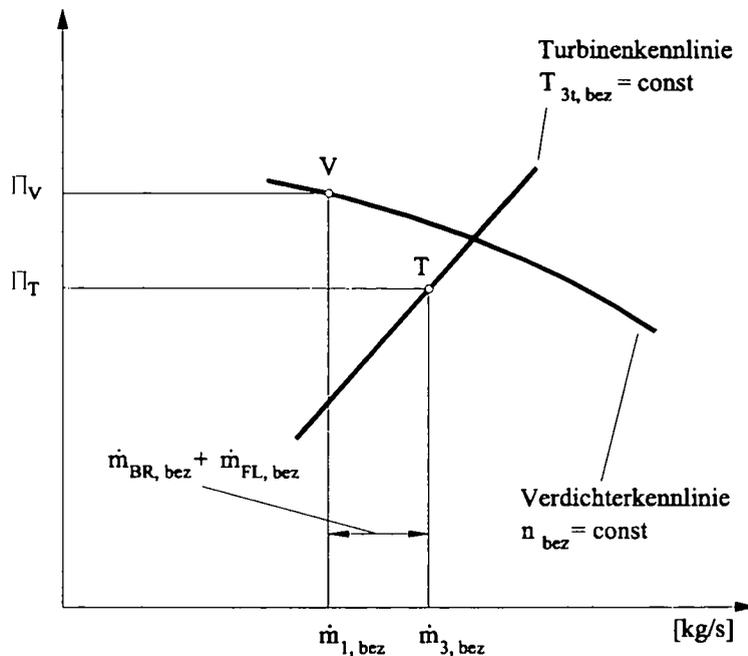


Abbildung 2.7: Kennfelddarstellung im Holzstaubbetrieb

### 2.3.3 Relativer Druckverlust

Für die Beschreibung des Druckverlustes der Gasturbinenanlage wird folgender Zusammenhang nach TRAUPEL [33] verwendet:

$$\Pi_T = (1 - \varepsilon)\Pi_V \tag{2.51}$$

Mit

$$\varepsilon = \varepsilon' + \varepsilon'' \tag{2.52}$$

ist die Summe der relativen Druckverluste erfaßt.  $\varepsilon'$  ist dabei der Anteil bei Umgebungsdruck  $p_0$ ,  $\varepsilon''$  der Anteil beim Höchstdruck  $p_{2t}$ .

Mit

$$\varepsilon' = \sum_{i=1}^n \varepsilon'_i \quad \varepsilon'' = \sum_{j=1}^m \varepsilon''_j \tag{2.53}$$

und

$$\varepsilon'_i = \frac{\Delta p_{i,t}}{p_0} \quad \varepsilon''_j = \frac{\Delta p_{j,t}}{p_{2,t}} \tag{2.54}$$

folgt für das Anlagenschema nach Abbildung 2.2 für die relativen Druckverluste bei Umgebungsdruck:

$$\varepsilon' = \frac{\Delta p_{ALL,t}}{p_0} + \frac{\Delta p_{AGL,t}}{p_0}. \quad (2.55)$$

Für die relativen Druckverluste bei Höchstdruck gilt:

$$\varepsilon'' = \frac{\Delta p_{VLL,t}}{p_{2t}} + \frac{\Delta p_{BK,t}}{p_{2t}} + \frac{\Delta p_{Zykl,t}}{p_{2t}} + \frac{\Delta p_{HGL,t}}{p_{2t}}. \quad (2.56)$$

Anhand dieses Ansatzes soll in Kapitel 10.3 analysiert werden, wie sich der relative Druckverlust  $\varepsilon$  auf die einzelnen Komponenten der Gasturbinenanlage aufteilt.

## 2.4 Energiebilanz

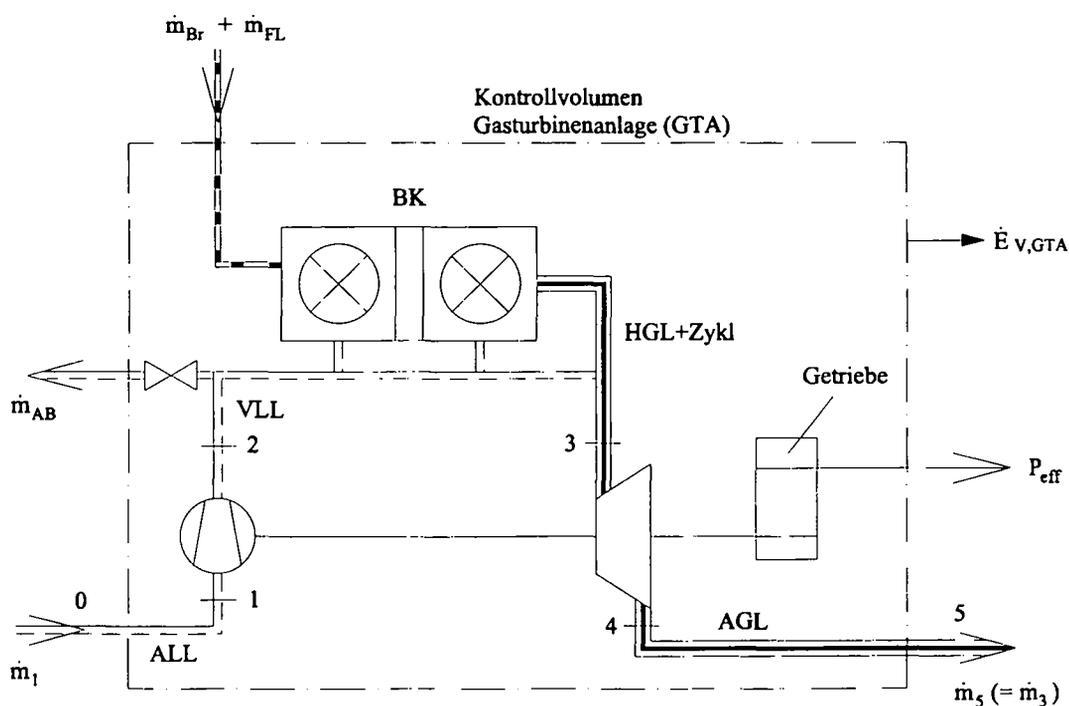


Abbildung 2.8: Kontrollvolumen der Gasturbinenanlage

Abbildung 2.8 zeigt das Kontrollvolumen für die Energiebilanzierung der Gasturbinenanlage.

Der Energieverluststrom  $\dot{E}_{V,GTA}$  setzt sich aus den folgenden Verlustkomponenten zusammen:

- Getriebeverlust  $P_{Getriebe}$  (wird über das Schmieröl vom Kühlwasser abgeführt)
- Wärmeverlust an die Umgebung  $\dot{Q}_V$
- Abgasverlust  $\dot{E}_{V,AG}$

Somit folgt für den Energieverluststrom der Gasturbinenanlage

$$\dot{E}_{V,GTA} = P_{\text{Getriebe}} + \dot{Q}_V + \dot{E}_{V,AG}. \quad (2.57)$$

Darin ist der Energieverluststrom des Abgases der Gasturbine

$$\dot{E}_{V,AG} = \dot{m}_5 h_{5t} + \dot{m}_{Br} H_u (1 - \eta_{Br}). \quad (2.58)$$

$\eta_{Br}$  ist der Ausbrenngrad, der die unvollständige Verbrennung in der Holzstaubbrennkammer kennzeichnet [1], [25].

Der am Verdichtereintritt eingebrachte Energiestrom errechnet sich mit

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_1 h_{0,t}. \quad (2.59)$$

Als Bezugszustand werden in dieser Arbeit Umgebungsdruck  $p_0$  und Umgebungstemperatur  $t_0$  herangezogen.

Mit dem Energiestrom der eingebrachten Förderluft

$$\dot{E}_{FL} = \dot{m}_{FL} h_{FL,t}, \quad (2.60)$$

dem Energiestrom der Abblasluft  $\dot{E}_{AB}$  nach Gleichung 2.29 und dem Energiestrom des eingebrachten Brennstoffes  $\dot{E}_{Br}$  nach Gleichung 2.32 ergibt sich die Energiebilanzgleichung zu:

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_{FL} + \dot{E}_{Br} = P_{eff} + \dot{E}_{AB} + \dot{E}_{V,GTA}. \quad (2.61)$$

# Kapitel 3

## Gestufte Verbrennung

In diesem Kapitel soll ein einfaches Berechnungsmodell vorgestellt werden, mit dem es ermöglicht wird, die Luftaufteilung in der Holzstaubbrennkammer im Gasturbinenbetrieb zu ermitteln.

Eine nach dem Prinzip der Flugstaubfeuerung und der gestuften Verbrennungsführung arbeitende Holzstaubbrennkammer bietet für den Gasturbinenbetrieb gegenüber Rost- und Wirbelschichtfeuerungen folgende Vorteile:

- Durch die geringere Speichermasse sind im Gasturbinenbetrieb schnellere Lastwechsel möglich
- Die gestufte Verbrennungsführung bietet die Möglichkeit, Schadstoffemissionen zu minimieren [23]

In Abbildung 2.2 ist ersichtlich, wie die Verbrennungsluft über die Verdichterluftleitung der Holzstaubbrennkammer zugeführt wird. Die Luft wird gemäß Abbildung 3.1 vor der Holzstaubbrennkammer noch in Primärverdichter- ( $\dot{m}_{VL,prim}$ ), Sekundär- ( $\dot{m}_{L,sek}$ ) und Tertiärluft ( $\dot{m}_{L,tert}$ ) aufgeteilt.

In der Holzstaubbrennkammer erfolgt die Verbrennung zweistufig: Im Druckmantel der Brennkammer befindet sich das zylindrische Flammrohr, das in zwei Kammern geteilt ist, die Primär- und Sekundärbrennkammer.

In der Primärbrennkammer wird der mit der Förderluft axial eingebrachte Brennstoff ( $\dot{m}_{Br} + \dot{m}_{FL}$ ) unterstöchiometrisch vergast. Die zusätzlich erforderliche Luftmenge  $\dot{m}_{VL,prim}$  wird tangential über Eintrittsdüsen der Primärbrennkammer zugeführt. Die Vergasungsprodukte aus der Primärbrennkammer strömen in die Sekundärbrennkammer.

In der Sekundärbrennkammer erfolgt die Nachverbrennung mit Luftüberschuß. Die Zumischung der Sekundärluft ( $\dot{m}_{L,sek}$ ) erfolgt radial über Eintrittsöffnungen am Flammrohrmantel. Am Austritt des Flammrohres (Sekundärbrennkammer) wird dem Verbrennungsgas ( $\dot{m}_{FR}$ ) noch Tertiärluft ( $\dot{m}_{L,tert}$ ) zugemischt und als Rauchgas ( $\dot{m}_{RG}$ ) in die Heißgasleitung geleitet.

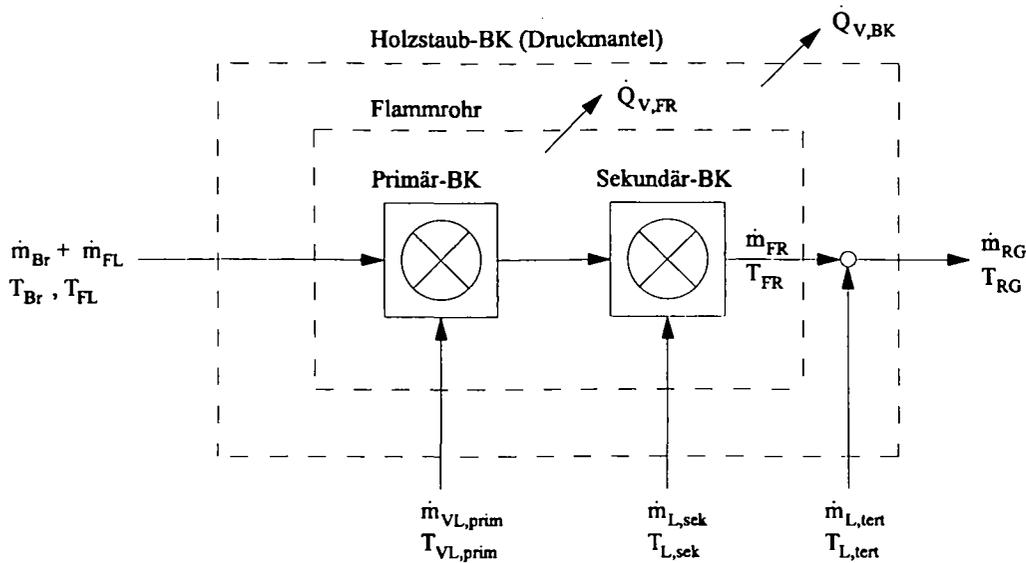


Abbildung 3.1: Modell der Holzstaubbrennkammer

Die vom Gasturbinenverdichter der Brennkammer zugeführte Verdichterluftmenge ist

$$\dot{m}_{VL} = \dot{m}_{VL,prim} + \dot{m}_{L,sek} + \dot{m}_{L,tert}. \quad (3.1)$$

Die der Brennkammer gesamte, zur Verfügung gestellte Luftmenge setzt sich zusammen aus Verdichterluft und Förderluft. Sie wird errechnet mit

$$\dot{m}_{L,ges} = \dot{m}_{VL} + \dot{m}_{FL}. \quad (3.2)$$

In der Primärbrennkammer soll der Brennstoff understöchiometrisch ( $\lambda_{prim} < 1$ ) vergast werden. Mit dem Mindestluftbedarf für stöchiometrische Verbrennung  $L_{min}$  ist der dafür in der Primärbrennkammer erforderliche Gesamtluftbedarf

$$\dot{m}_{L,prim} = \lambda_{prim} L_{min} \dot{m}_{Br}. \quad (3.3)$$

Die Primärverdichterluftmenge ( $\dot{m}_{VL,prim}$ ) errechnet sich mit

$$\dot{m}_{VL,prim} = \dot{m}_{L,prim} - \dot{m}_{FL}. \quad (3.4)$$

Die Definitionsgleichung des Förderluftanteiles in der Primärbrennkammer

$$k_{FL} = \frac{\dot{m}_{FL}}{\dot{m}_{L,prim}} \quad (3.5)$$

ergibt umgestellt die Bestimmungsgleichung für die Förderluftmenge:

$$\dot{m}_{FL} = k_{FL} \dot{m}_{L,prim}. \quad (3.6)$$

### 3. Gestufte Verbrennung

Wie noch in Kapitel 9.2 genauer dargestellt wird, soll der Förderluftanteil nicht zu groß sein. Die in der Primärbrennkammer ausgebildete Drallströmung soll erhalten bzw. nicht zu stark von der einströmenden Förderluft gestört werden [12], [29].

In der Sekundärbrennkammer erfolgt die Verbrennung der Vergasungsprodukte unter Zuzugung von Sekundärluft mit Luftüberschuß ( $\lambda_{FR} > 1$ ). Die dafür notwendige Sekundärluftmenge erhält man aus

$$\dot{m}_{L,sek} = (\lambda_{FR} - \lambda_{prim})L_{min}\dot{m}_{Br}. \quad (3.7)$$

Das Verbrennungsluftverhältnis im Flammrohr errechnet sich mit

$$\lambda_{FR} = \frac{1}{L_{min}} \left( \frac{\dot{m}_{Br}(H_u - c_{pm,FR}(T_{FR} - T_{m,ein})) - \dot{Q}_{V,FR}}{\dot{m}_{Br}c_{pm,FR}(T_{FR} - T_{m,ein})} \right). \quad (3.8)$$

$T_{m,ein}$  ist dabei die mittlere Temperatur der in das Flammrohr eintretenden Stoffströme.

Mit

$$\sum \dot{m}_i c_{pm,i} = \dot{m}_{FL}c_{pm,FL} + \dot{m}_{Br}c_{pm,Br} + \dot{m}_{VL,prim}c_{pm,VL,prim} + \dot{m}_{L,sek}c_{pm,L,sek} \quad (3.9)$$

und

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_i c_{pm,i} T_i &= \dot{m}_{FL}c_{pm,FL}T_{FL} + \dot{m}_{Br}c_{pm,Br}T_{Br} + \\ &+ \dot{m}_{VL,prim}c_{pm,VL,prim}T_{VL,prim} + \\ &+ \dot{m}_{L,sek}c_{pm,L,sek}T_{L,sek} \end{aligned} \quad (3.10)$$

erhält man die Gleichung für  $T_{m,ein}$ :

$$T_{m,ein} = \frac{\sum \dot{m}_i c_{pm,i} T_i}{\sum \dot{m}_i c_{pm,i}}. \quad (3.11)$$

Da die Temperatur des aus dem Flammrohr austretenden Verbrennungsgases für die Heißgasleitung zu hoch ist, muß noch Tertiärluft zur Kühlung zugemischt werden:

$$\dot{m}_{L,tert} = (\lambda_{RG} - \lambda_{FR})L_{min}\dot{m}_{Br}. \quad (3.12)$$

Das Verbrennungsluftverhältnis für das aus der Brennkammer in die Heißgasleitung eintretende Rauchgas errechnet sich mit

$$\lambda_{RG} = \frac{1}{L_{min}} \left( \frac{\dot{m}_{Br}(H_u - c_{pm,RG}(T_{RG} - T'_{m,ein})) - \dot{Q}_{V,BK}}{\dot{m}_{Br}c_{pm,RG}(T_{RG} - T'_{m,ein})} \right). \quad (3.13)$$

Die mittlere Temperatur der in die Brennkammer eintretenden Stoffströme ergibt sich zu

$$T'_{m,ein} = \frac{\sum \dot{m}_i c_{pm,i} T_i + \dot{m}_{L,tert}c_{pm,L,tert}T_{L,tert}}{\sum \dot{m}_i c_{pm,i} + \dot{m}_{L,tert}c_{pm,L,tert}}. \quad (3.14)$$

### 3. Gestufte Verbrennung

---

Die aus der Brennkammer in die Heißgasleitung eintretende Rauchgasmenge ist schließlich

$$\dot{m}_{RG} = \dot{m}_{L,prim} + \dot{m}_{L,sek} + \dot{m}_{L,tert} + \dot{m}_{Br}. \quad (3.15)$$

Die Gleichungen 3.1 bis 3.15 dienen zur Berechnung der für die stationären Betriebspunkte im Gasturbinenbetrieb einzuhaltenden Luftaufteilung und des Rauchgasmassenstromes in der Holzstaubbrennkammer. Die Ermittlung der mittleren spezifischen Wärmekapazitäten erfolgt nach Anhang A. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Diagrammen im Kapitel 9.3 dargestellt.

Teil II

**Anlagenteilsysteme**

## Kapitel 4

# Holzstaubbrennkammer

Die von PELZMANN [25] entwickelte und untersuchte Holzstaubbrennkammer arbeitet nach dem Prinzip der Flugstromfeuerung mit gestufter Verbrennungsführung. Mit der Brennkammerstufung wird eine schadstoffarme Verbrennung sowie ein guter Holzausbrand erzielt. Die Brennkammer erlaubt durch druckfeste Bauweise druckaufgeladene Verbrennung. Weiters wird durch gezielte Luftführung innerhalb der Brennkammer ein geringer Wärmeverlust an die Umgebung erreicht. Die bei der Verbrennung anfallende Holzasche wird aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten in der Brennkammer vollkommen ausgetragen.

Die Brennkammer (Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2) besteht aus den zwei Hauptkomponenten

- Flammrohr - an der Außenseite mit Keramikfasermatte isoliert
- Druckbehälter - an der Innenseite mit Keramikfasermatte isoliert

Das Flammrohr wird mit einem Tauchrohr in eine Primär- und Sekundärbrennkammer unterteilt. Die Primärbrennkammer ist als Zyklonbrennkammer ausgebildet. Die dafür notwendige Drallströmung wird durch die in drei Ebenen am Brennkammerdruckmantel (zwei Einströmdüsen je Ebene) tangential eingeblasene Primärluft erzeugt (siehe Abbildung 4.2, Schnitt C-C). Der Holzbrennstoff wird gemeinsam mit der Förderluft von unten über eine höhenverstellbare Brennstofflanze eingebracht. Am Lanzenende befindet sich eine Umlenkdüse, durch die das Gemisch aus Holzbrennstoff und Förderluft in die Primärbrennkammer eintritt. Die Düse gewährleistet, daß der Brennstoff gleichmäßig über den Primärbrennkammerquerschnitt verteilt wird. In der Primärbrennkammer erfolgt die Vergasung des Brennstoffes.

Die gasförmigen Verbrennungszwischenprodukte  $CO$  und  $H_2$  gelangen gemeinsam mit der Asche über das Tauchrohr in die Sekundärbrennkammer. Unter Zuführung von Sekundärluft über Öffnungen im Tauchrohrbereich erfolgt in der Sekundärbrennkammer die Nachverbrennung mit entsprechendem Luftüberschuß. Der Verbrennungsprozeß läuft einfacher als in der Primärbrennkammer ab, da nur die gasförmigen Verbrennungszwischenprodukte verbrannt werden müssen. Deshalb ist auch keine Drallströmung zur Verlängerung der Verweilzeit in der Sekundärbrennkammer notwendig.

Das primäre Flammrohr wird von der Sekundärluft, die über die unterste Ebene (zwei Einströmöffnungen) am Brennkammerdruckbehälter eingeblasen wird, gekühlt (siehe Abbildung 4.2, Schnitt B-B). Die Sekundärluft strömt dabei im Ringspalt zwischen Druckbehälter und primärem Flammrohr bis zum Trennkegel nach oben und tritt dann in die Sekundärbrennkammer ein. Der Trennkegel sorgt dafür, daß sich Sekundär- und Tertiärluft im Ringspalt

nicht mischen. Das sekundäre Flammrohr wird von der über drei Ebenen in den Ringspalt zwischen Druckbehälter und sekundärem Flammrohr einströmenden Tertiärluft gekühlt (zwei Einströmöffnungen je Ebene). Die Verbrennungsgase aus dem Flammrohr werden, bevor sie in die Heißgasleitung strömen, mit der Tertiärluft gemischt. Dadurch wird es ermöglicht, die Temperatur des Rauchgases in der Heißgasleitung zur Gasturbine auf einen gewünschten Wert einzustellen.

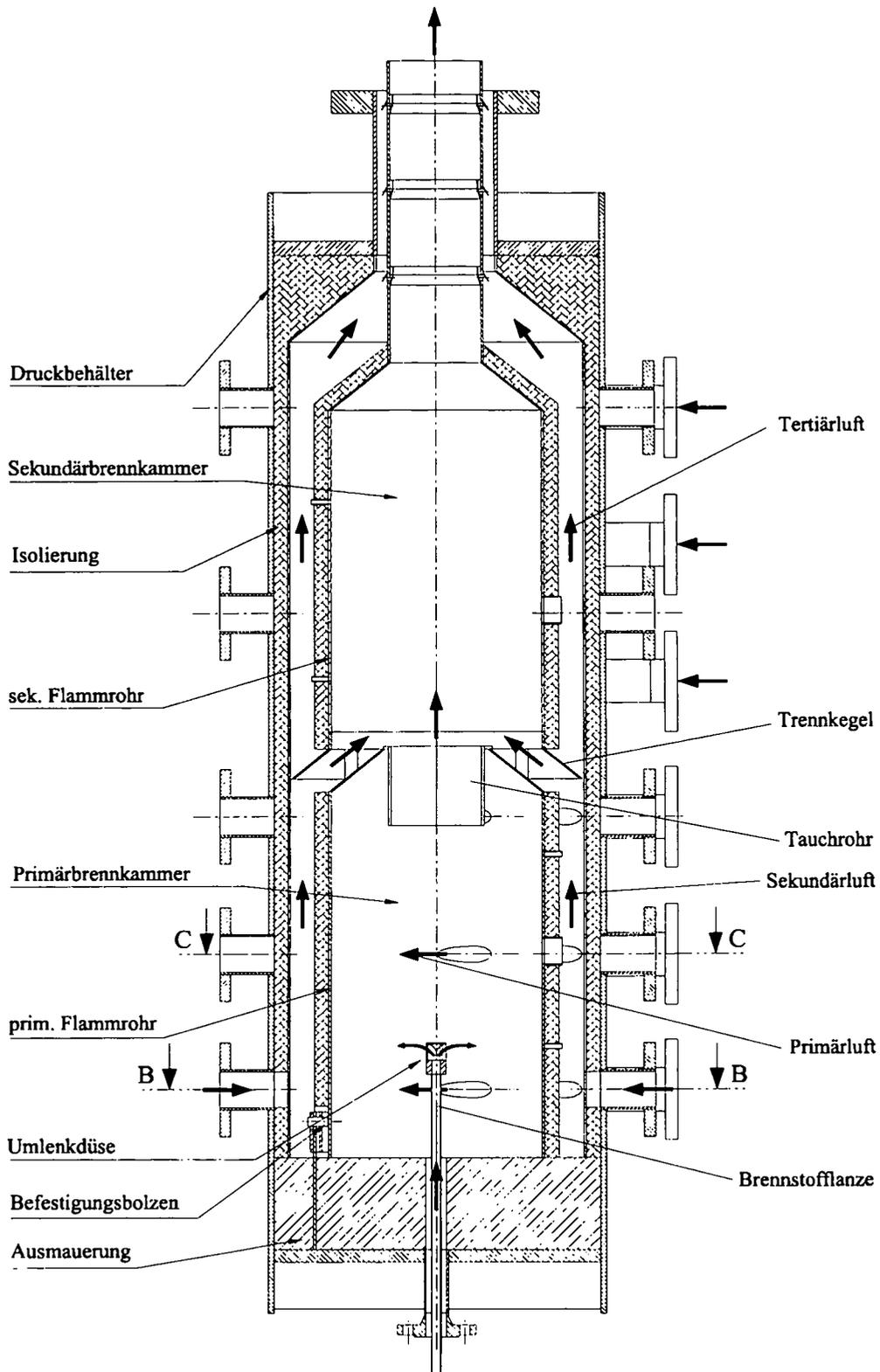


Abbildung 4.1: Brennkammer [25]

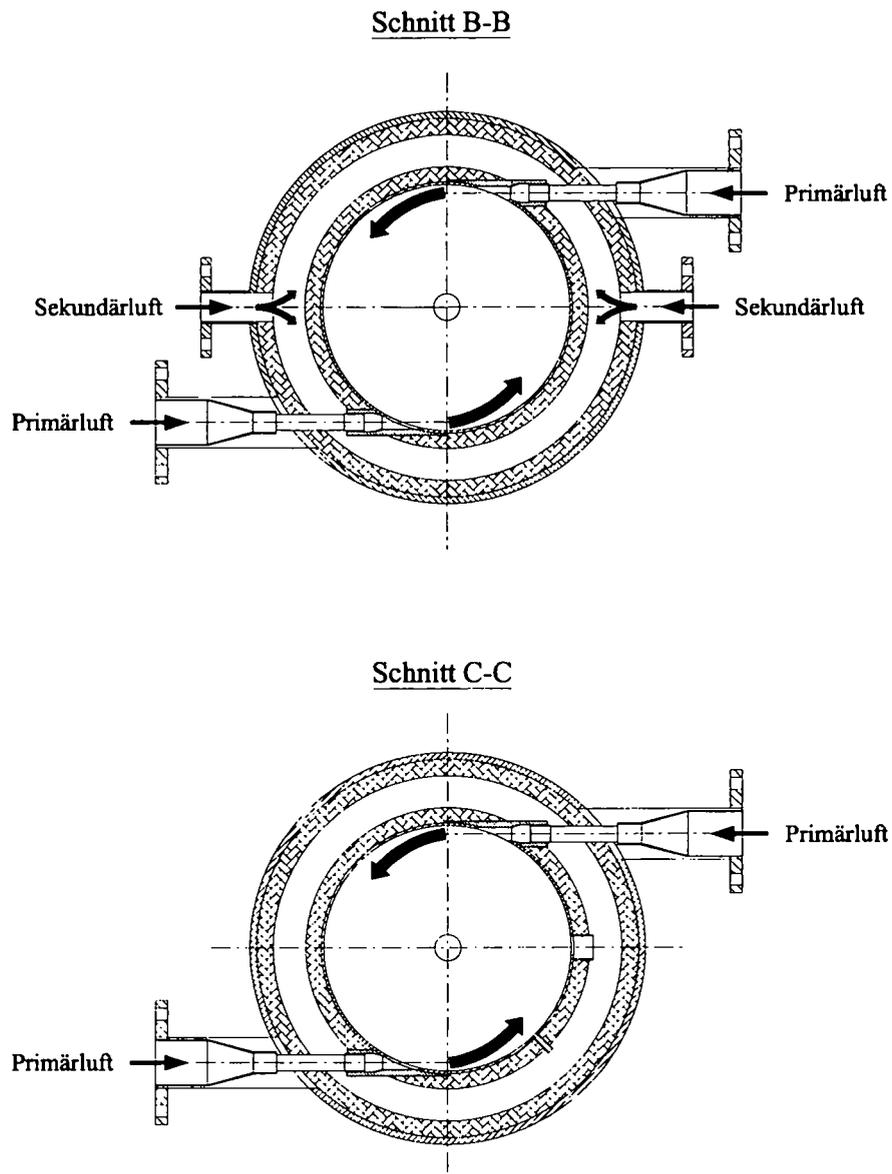


Abbildung 4.2: Brennkammerschnitte [25]

## Kapitel 5

# Heißgasleitung mit integriertem Ascheabscheider

Die Aufgaben der Heißgasleitung sind:

- Heißgasführung von der Holzstaubbrennkammer zur Gasturbine
- Aufnahme bzw. Integration des Ascheabscheiders

Bei der Konstruktion bzw. Rohrleitungsführung der Heißgasleitung sind folgende Randbedingungen zu beachten:

- Als Gasturbine kommt die im Labor des Institutes vorhandene heizölbetriebene Kleingasturbine zum Einsatz. Diese ist auf einem Betonfundament gemeinsam mit einer Wirbelstrombremse aufgebaut. Die Lage der Gasturbine ist dadurch fixiert.
- Die Position der Holzstaubbrennkammer wurde in PELZMANN [25] festgelegt. Bestimmend für die Position war das von JOPPICH [12] vorher aufgebaute Brennstoffördersystem: Es mußte eine Mindestlänge der Brennstoffförderleitung vom Brennstoffördersystem zur Holzstaubbrennkammer eingehalten werden, um bei Rückbrand in die Förderleitung die Reaktionszeit des Flammenwächters und des Notabsperrentiles, welche beim Brennstoffördersystem angeordnet sind, nicht zu unterschreiten.
- Von der Heißgasleitung, wie sie bei PELZMANN [25] bestand, konnten der Staubabscheider, die Angularkompensatoren und das Rohrmaterial übernommen werden. Die Anordnung der Kompensatoren zur Aufnahme der Wärmedehnungen der Heißgasleitung zwischen Brennkammer und Gasturbine ist so festzulegen, daß die maximal zulässigen Winkel der Angularkompensatoren und die zulässigen Werkstofffestigkeitswerte der Heißgasleitungskomponenten bei Betrieb nicht überschritten werden.
- Um die Rohrleitungskräfte der Heißgasleitung von der Gasturbine fernzuhalten, ist ein entsprechendes Fixpunktgestell zur Ableitung dieser Kräfte in den Laborboden vorzusehen. Um ein Durchhängen der Heißgasleitung zu verhindern, ist die Heißgasleitung mit einem Rollenlager zu unterstützen.
- Um die Wärmeabstrahlung der Heißgasleitung an die Laborumgebung zu reduzieren, ist sie zu isolieren (Berechnung nach [34], [27]).

Die Heißgasleitung ist am Brennkammeranschlußstutzen über eine Flanschverbindung an die Brennkammer angeschlossen (Abbildung 5.1). In Strömungsrichtung des Heißgases folgen

Heißgaskrümmen, Ascheabscheider mit Ascheaustragrohr, horizontale und vertikale Heißgasleitung mit Angularkompensatoren und Stützflansch, der auf dem Auflagerahmen des Fixpunktgestelles liegt.

Die Unterstützung der Heißgasleitung erfolgt an drei Punkten:

- Brennkammeranschlußstutzen
- Fixpunktgestell
- Rollenlager an der Stütze

In Abbildung 5.2 und 5.3 ist der Staubabscheider, der von PELZMANN [25] entwickelt wurde, dargestellt. Dem Heißgas (Rohgasstrom) wird am Eintritt in den Abscheider mittels der Leitschaufeln des Leitapparates eine Drallströmung aufgezwungen. Die Staub- bzw. Aschepartikel werden durch die Fliehkraftwirkung nach außen geschleudert und an der Gegenspirale über den Austragspalt in den Aschesammler ausgetragen. Das gereinigte Gas (Reingasstrom) strömt durch das Spalttauchrohr. Der Restdrall des Heißgases wird am Austritt aus dem Abscheider durch Richtbleche aus der Strömung entfernt. Die im Aschesammler des Abscheiders anfallende Asche wird nach jedem Versuchstag entfernt.

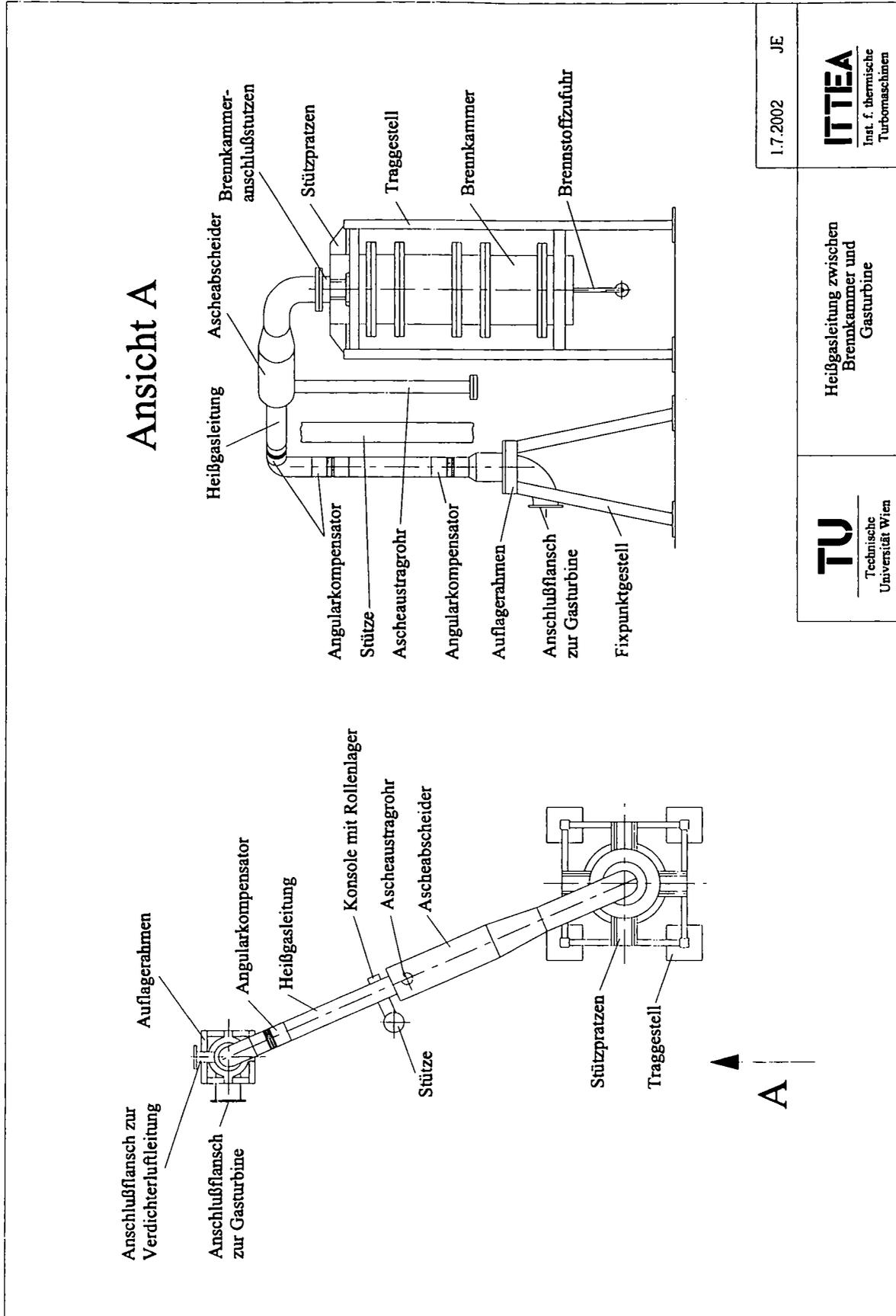


Abbildung 5.1: Heißgasleitung

## 5. Heißgasleitung mit integriertem Ascheabscheider

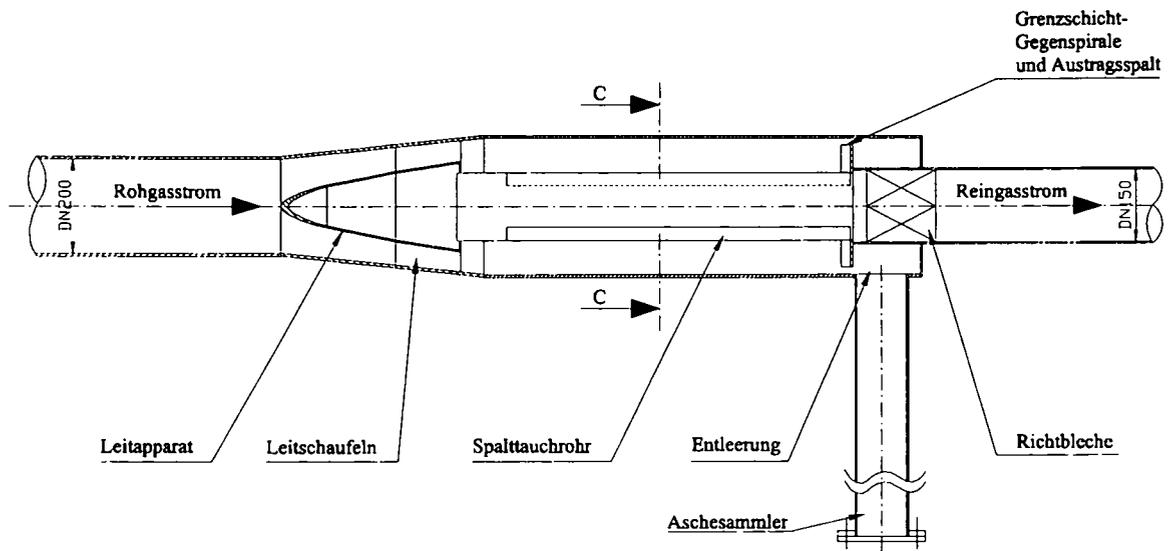


Abbildung 5.2: Axialzyklon [25]

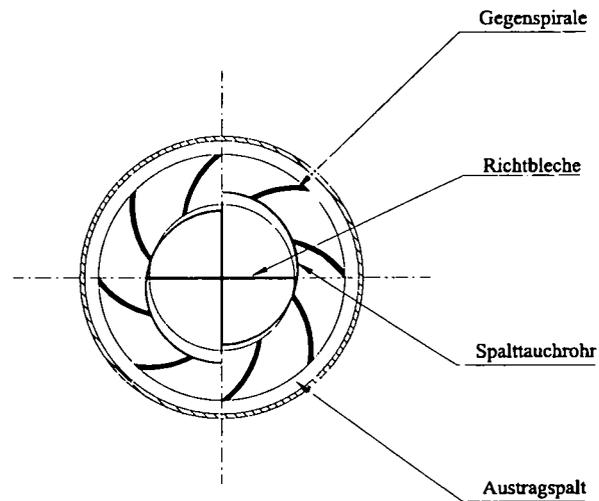


Abbildung 5.3: Schnitt C-C [25]

# Kapitel 6

## Gasturbine

### 6.1 Gasturbine im Heizölbetrieb

#### Aufbau

Für die Versuchsanlage wird die im Labor des Institutes vorhandene Gasturbine verwendet. Diese Gasturbine der Firma DEUTZ vom Typ KHD T216 (Abbildung 6.1) ist für Heizölbetrieb ausgelegt. Sie ist eine Einwellen-Turbine mit einstufigem Radialverdichter und einstufiger Radialturbine und hat eine tangential angeordnete, zylindrische Gegenstrom-Brennkammer (1) mit Eintrittsspirale (2).

Die Brennkammer besteht aus einem mit Kühlspalten und Luftlöchern versehenen Brennrohr, an dem stirnseitig die Einspritzdüse (8) und zur Verwirbelung ein Drallkörper angebracht sind.

Verdichter- und Turbinenlaufrad sind zu einer Baueinheit, dem Läufer, zusammengefaßt, der in Wälzlagern gelagert ist. Verdichter- und Turbinenlaufrad sind durch eine Zwischenwand (7) gegeneinander abgeschirmt. Die Welle ist mit berührungslosen Labyrinthdichtungen abgedichtet.

Die Leistungsabgabe erfolgt über ein zweistufiges Untersetzungsgetriebe an eine elektrische Wirbelstrombremse. Das Getriebe ist an das Gehäuse des Verdichters angeflanscht. Die Getriebeeingangswelle ist mittels einer kerbverzahnten Hülse mit dem Läufer gekuppelt. Alle Lager sind Wälzlager. Im Getriebegehäuse befinden sich die Schmierölpumpe, der Ölsumpf und der Ölkühler. Das Getriebe wird durch eine Rohrleitung in den Abgasstrom entlüftet.

Die Gasturbine und das Getriebe sind mit einer Druckumlaufschmierung ausgerüstet. Das sich im Ölsumpf sammelnde Öl wird von einer Zahnradschmierungspumpe angesaugt und den Schmierstellen zugeführt. Im Ölkreislauf befinden sich ein Ölfilter und ein Ölkühler. Zur Kontrolle des Ölstandes dient ein Peilstab am Getriebegehäuse. Die Kühlung des Schmieröls erfolgt allein durch den von der Gasturbine benötigten Kraftstoff.

Die Gasturbine ist mit einem elektrischen Anlasser ausgestattet, der durch einen Zahnriemen mit dem Getriebe verbunden ist. Die elektrische Energie für den Anlasser wird einer 12V, 38Ah Autobatterie entnommen.

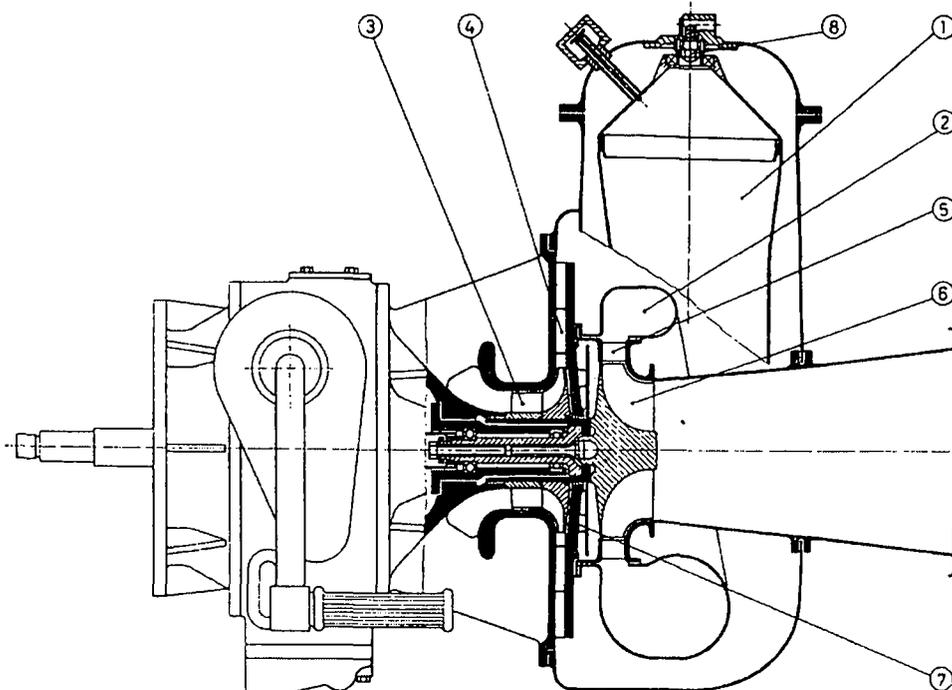


Abbildung 6.1: Gasturbine-KHD T216

### Wirkungsweise

Das Verdichterlaufrad (3) der Gasturbine (Abb. 6.1) saugt die Verbrennungsluft über eine Ansaugluftleitung aus der Laborhalle an. Die verdichtete Luft gelangt über den Verdichterleitkranz (4) in den Luftmantel und von dort weiter in die Brennkammer, in welcher der dort eingespritzte Kraftstoff verbrannt wird. Das dabei entstehende Heißgas wird über die Eintrittsspirale (2) und den Turbinenleitkranz (5) dem Laufrad (6) zugeführt. In der Radialturbine entspannt sich das Heißgas und gibt Energie an das Turbinenlaufrad ab. Das entspannte Heißgas wird durch den Abgasdiffusor abgeleitet. Die Nutzleistung steht über das nachgeschaltete Untersetzungsgetriebe an der Abtriebswelle zur Verfügung.

## Kühlung

Zur Kühlung der Turbinenradscheibe sind an der Eintrittsspirale unmittelbar vor dem Turbinenleitapparat Kühlluftbohrungen angeordnet, durch die Kühlluft dem Luftmantel (= Gasturbinegehäuse) entnommen wird (Abbildung 6.2). Die einströmende Kühlluft wird schließlich vom Heißgasstrom in der Eintrittsspirale mitgenommen und bildet entlang der Radscheibe einen Kühlfilm aus.

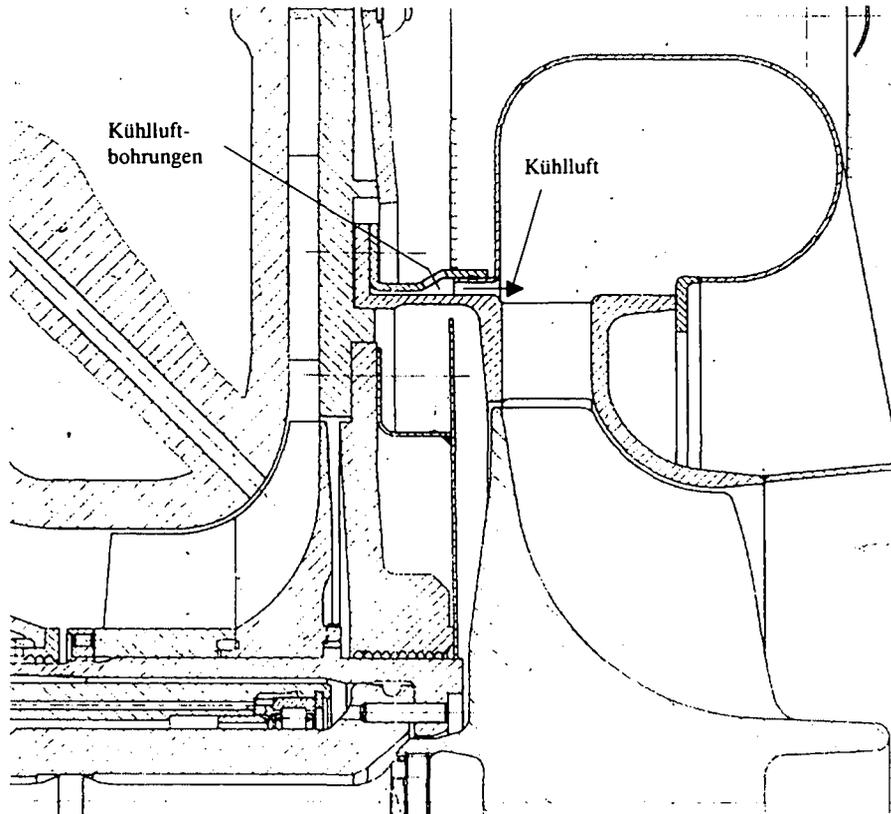


Abbildung 6.2: Kühlung der Turbinenradscheibe

### Technische Daten

In Tabelle 6.1 sind die technischen Daten für den Nennpunkt im Heizölbetrieb angegeben [15]. Bezugszustand: Umgebungstemperatur 15 °C, Umgebungsdruck 1,013 bar

Brennstoff:	Diesel oder Heizöl EL
Nennleistung:	75 kW
Brennstoffverbrauch:	61 kg/h
Nenn Drehzahl des Rotors:	50.000 U/min
Nenn Drehzahl der Abtriebswelle:	3.000 U/min
Druckverhältnis:	2,8
Abgastemperatur:	650 °C
Ansaugluftmassenstrom:	0,9 kg/s

Tabelle 6.1: Technische Daten der Gasturbine im Heizölbetrieb

### Getriebeverlust

In Abbildung 6.3 ist die Getriebeverlustleistung des Untersetzungsgetriebes in Abhängigkeit von der abgegebenen Gasturbinenleistung und der Läuferdrehzahl als Parameter angegeben.

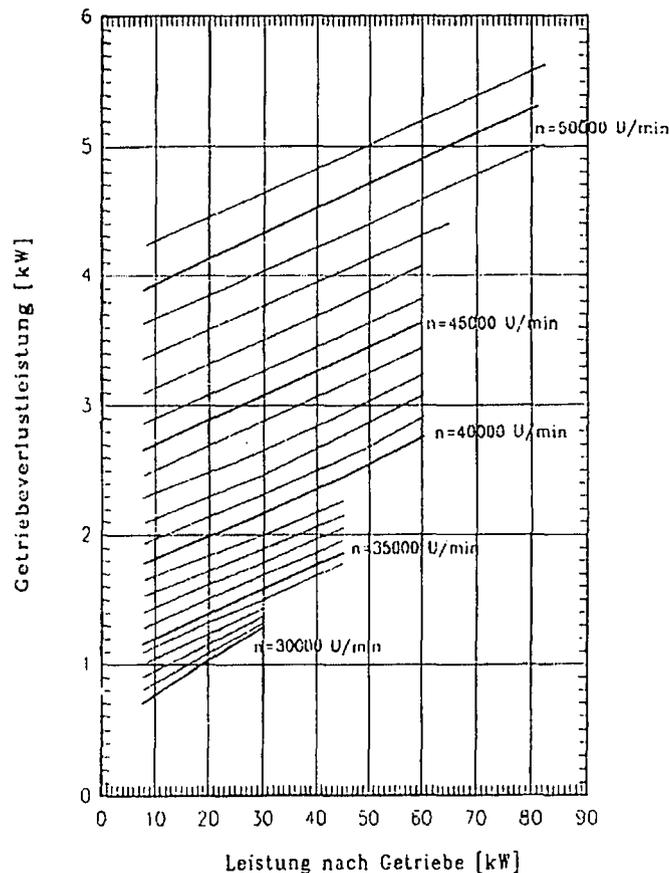


Abbildung 6.3: Getriebeverlust

## 6.2 Gasturbine im Holzstaubbetrieb

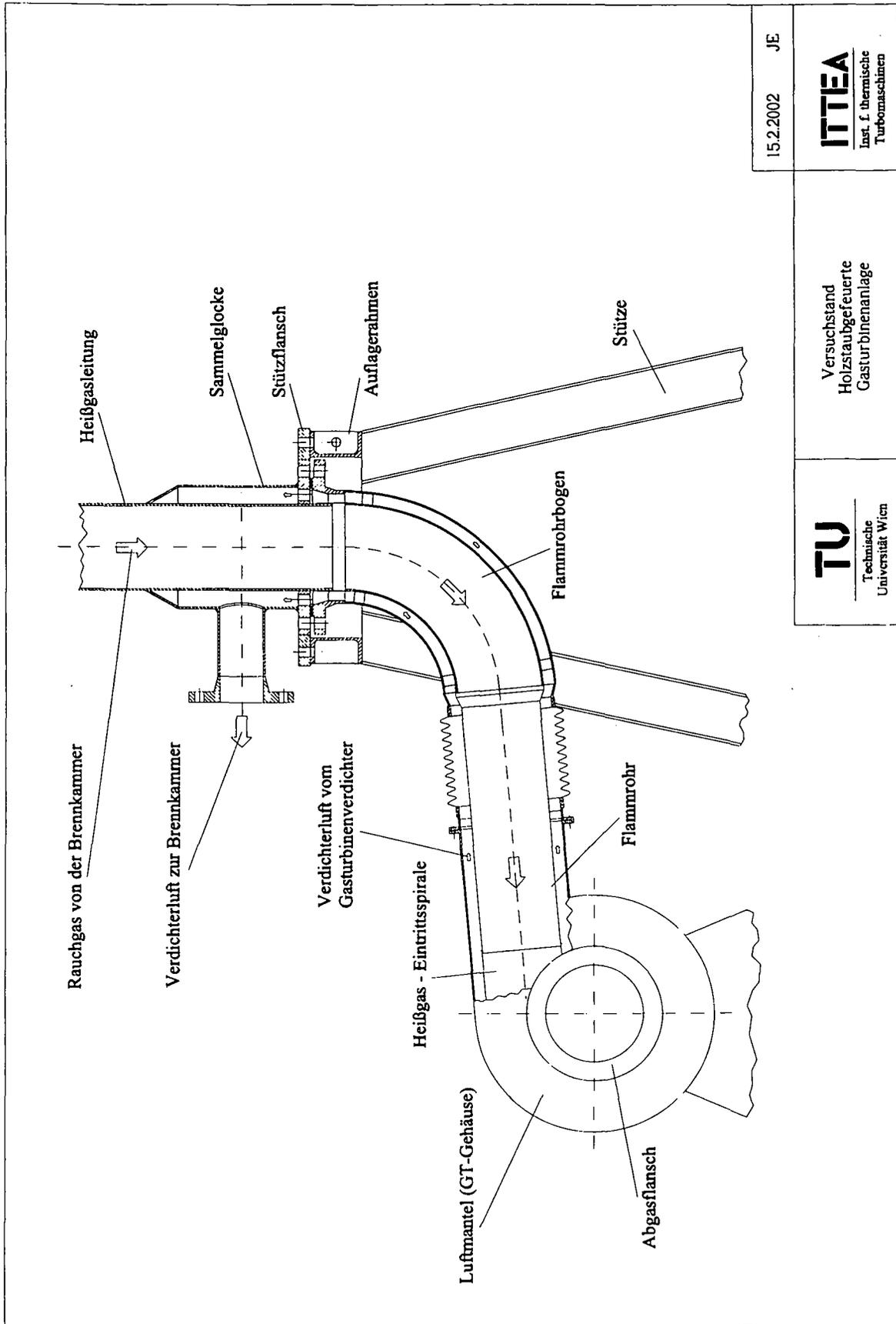
In Abbildung 6.4 ist die Gasturbine nach dem Umbau für Holzstaubbetrieb dargestellt. Die im Heizölbetrieb eingesetzte Gegenstrombrennkammer, die auf der Eintrittsspirale aufgesetzt war, wurde durch ein Flammrohr ersetzt. Das von der Heißgasleitung kommende Rauchgas strömt nun über den Flammrohrbogen und das Flammrohr in die Heißgas-Eintrittsspirale. An den Spalten zwischen Eintrittsspirale-Flammrohr, Flammrohr-Flammrohrbogen und Flammrohrbogen-Heißgasleitung erfolgt der Falschlufteintrag.

Die im Luftmantel der Gasturbine gesammelte Verdichterluft strömt im Rohrspalt zur Sammelglocke und von dort in der Verdichterluftleitung zur Holzstaubbrennkammer. Die Sammelglocke ist mit der Heißgasleitung verschweißt und lagert mit ihrem Stützflansch auf dem Auflagerahmen. Von unten ist der äußere Rohrbogen angeflanscht und über einen Kompensator mit dem Gasturbinengehäuse verbunden. Auflagerahmen und Stützen bilden das Fixpunktgestell. Mit dem Fixpunktgestell werden die Rohrleitungskräfte - verursacht durch das Eigengewicht des vertikalen Heißgasleitungsstranges und die Wärmedehnungen - vom Gasturbinengehäuse ferngehalten.

Das ursprüngliche Kühlkonzept der Gasturbine, bei dem das Schmieröl durch den Kraftstoff gekühlt wurde, wurde für den Holzstaubbetrieb adaptiert:

Als Kühlmittel wird Wasser aus dem Frischwassersystem des Labors über den Ölkühler geleitet. Die nicht mehr erforderliche Kraftstoffpumpe wurde ausgebaut.

Die in Abbildung 6.2 gezeigte Kühlung der Turbinenradscheibe mußte angepaßt werden: Die Kühlluftbohrungen waren an der Eintrittsspirale aufgrund des im Holzstaubbetrieb höheren Differenzdruckes zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt entsprechend zu reduzieren. Die Reduzierung erfolgte durch Abdeckung der Kühlluftbohrungen mit einem Blechstreifen, auf dem die verkleinerten Bohrungen angebracht sind. Der Bohrungsdurchmesser wurde so festgelegt, daß im Holzstaubbetrieb der selbe Kühlluftanteil - bezogen auf den Ansaugluftmassenstrom - auf die Radscheibe strömt, wie im Heizölbetrieb. Der Kühlluftanteil soll ca. 10% des Ansaugluftmassenstromes bei Nenndrehzahl der Gasturbine betragen.



15.2.2002	JE
 Technische Universität Wien	
Versuchstand Holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage	
 Inst. f. thermische Turbinmaschinen	

Abbildung 6.4: Gasturbine im Holzstaubbetrieb

Für den Holzstaubbetrieb mußte ein neues Startsystem aus folgenden Gründen entwickelt werden:

- Die Starterleistung ist zu gering um die Gasturbine auf Selbsthaldedrehzahl im Holzstaubbetrieb hochfahren zu können
- Die Kapazität des Akkumulators ist für die Dauer der Anfahrphase der Anlage zu klein
- Der ursprüngliche Starter ist nicht drehzahlregelbar

Die Wahl für die Starteinrichtung fiel auf einen frequenzumrichter gesteuerten, netzgespeisten Drehstromasynchronmotor mit Käfigläufer. Die Leistungsübertragung an die Abtriebswelle der Gasturbine erfolgt über einen Riementrieb. Der in Tabelle 6.2 angegebene Frequenzbereich für den Frequenzumrichter von 0 bis 120  $Hz$  entspricht einem Drehzahlbereich für den Startmotor von 0 bis 7.200  $U/min$ . Für den Startvorgang wird eine Sollfrequenz von 35  $Hz$  am Frequenzumrichter vorgegeben - das entspricht einer Motordrehzahl von ca. 2.100  $U/min$ . Die Drehzahl der Abtriebswelle beträgt dann ca. 1.300  $U/min$ . Da der Antrieb der Schmierölpumpe vom Untersetzungsgetriebe der Gasturbine erfolgt, muß diese Mindestdrehzahl eingehalten werden, um einen ausreichenden Schmieröldruck während der Startphase sicherzustellen.

Spannung:	400 V
Nennleistung:	7,5 kW
Frequenzbereich:	0 bis 120 Hz
Untersetzung Riementrieb:	1:1,6

Tabelle 6.2: Technische Daten der Starteinrichtung

Teil III

Gesamtsystem

## Kapitel 7

# Holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage

### 7.1 Beschreibung der Anlage

In diesem Kapitel wird der Aufbau und die Funktionsweise der Versuchsanlage beschrieben. Das Verfahrensfließbild ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Abbildung 7.2 zeigt die Instrumentierung der Anlage.

Der vom Gasturbinenverdichter in das Verdichterluft-Rohrleitungssystem geförderte Luftmassenstrom wird mit den Regelklappen *V4*, *V5* und *V9* in Primär-, Sekundär- und Tertiärluftmassenstrom aufgeteilt. Die Aufteilung von Primär- und Sekundärluft erfolgt so, daß die für eine schadstoffarme Verbrennung erforderliche Temperatur in Primär- bzw. Sekundärbrennkammer herrscht. Überschüssige Verdichterluft wird über die Abblasleitung in den Abgaskanal geleitet.

Um die Temperatur des von der Brennkammer in die Heißgasleitung strömenden Rauchgases auf einen zulässigen Wert für die Heißgasleitung bzw. Gasturbine zu reduzieren, wird Tertiärluft zugemischt. Das Rauchgas verläßt die Brennkammer mit einer Temperatur von ca. 800 bis 900°C und wird anschließend im Zyklon (Staubabscheider) entstaubt. Aufgrund von Falschluff- und Kühlluftzumischung vor dem Eintritt des Heißgases in den Leitapparat der Gasturbine erfolgt eine weitere Temperaturabsenkung des Heißgases. Nach der Entspannung in der Turbine wird das Gas über die Abgasleitung ins Freie geleitet. In der Abgasleitung sind auch die Entnahmestellen für die Messung der emissionsrelevanten Gaskomponenten (*GCC*) und die Staubmessung (*DC*) angeordnet.

Für die Versuchsanlage wurde eine mit Heizöl betriebene Gasturbine für den Holzstaubbetrieb entsprechend modifiziert. Die Ölbrennkammer wurde durch ein Gasturbineneintrittsstück ersetzt, bei dem Verdichterluftleitung und Heißgasleitung koaxial angeordnet sind. Die innenliegende Heißgasleitung wird dabei von der Verdichterluftleitung umhüllt. Um Rohrleitungskräfte vom Gasturbinengehäuse fernzuhalten, wird die Heißgasleitung mit einem Fixpunktgestell am Boden abgestützt.

Die Belastung der Gasturbine erfolgt mit einer elektrischen Wirbelstrombremse. Die Regelung der Wirbelstrombremse ist so eingestellt, daß die Gasturbinendrehzahl konstant gehalten wird. Hochgefahren wird die Versuchsanlage mit einem Drehstrom - Kurzschlußläufermotor, der über einen Frequenzumrichter angesteuert wird. In der Hochlaufphase wird die Primär-

luft vor dem Eintritt in die Primärbrennkammer elektrisch auf ca.  $600^{\circ}\text{C}$  erwärmt. Der in die Brennkammer eingeblasene Brennstoff zündet und erhitzt das Flammrohr soweit, daß die elektrische Beheizung abgeschaltet werden kann.

Der Holzbrennstoff wird mit Hilfe des Brennstoffördersystems pneumatisch in die Brennkammer gefördert. Der mit einem Flammenwächter verbundene Kugelhahn V1 dient zum Absperren des Injektors, falls es in der Förderleitung zum Rückbrand kommen sollte.

Vor der Inbetriebnahme wird der Brennstoffbehälter mit Holz befüllt. Anschließend wird der Behälter geschlossen und unter Betriebsdruck gesetzt. Das Betriebsdruckniveau entspricht dabei in etwa dem Betriebsdruck der Brennkammer. Auf diese Weise ist es möglich in die druckbeaufschlagte Brennkammer Holz zu fördern. In der derzeitigen Konzeption des Brennstoffördersystems ist das Behälterfüllvolumen bestimmend für die Dauer eines Versuchslaufes.

Das Brennstoffördersystem wurde von JOPPICH [12] am Institut für Thermodynamik und Energiewandlung entwickelt und von TMEJ [32] für den Betrieb mit der Holzstaubbrennkammer untersucht.

In der Abbildung 7.2 sind die Meßstellen der prozeßrelevanten Meßgrößen angegeben. Sicherheitsrelevante Meßgrößen, wie z.B. die Rohrwandtemperatur der Heißgasleitung, sind in diesem Schema nicht enthalten.



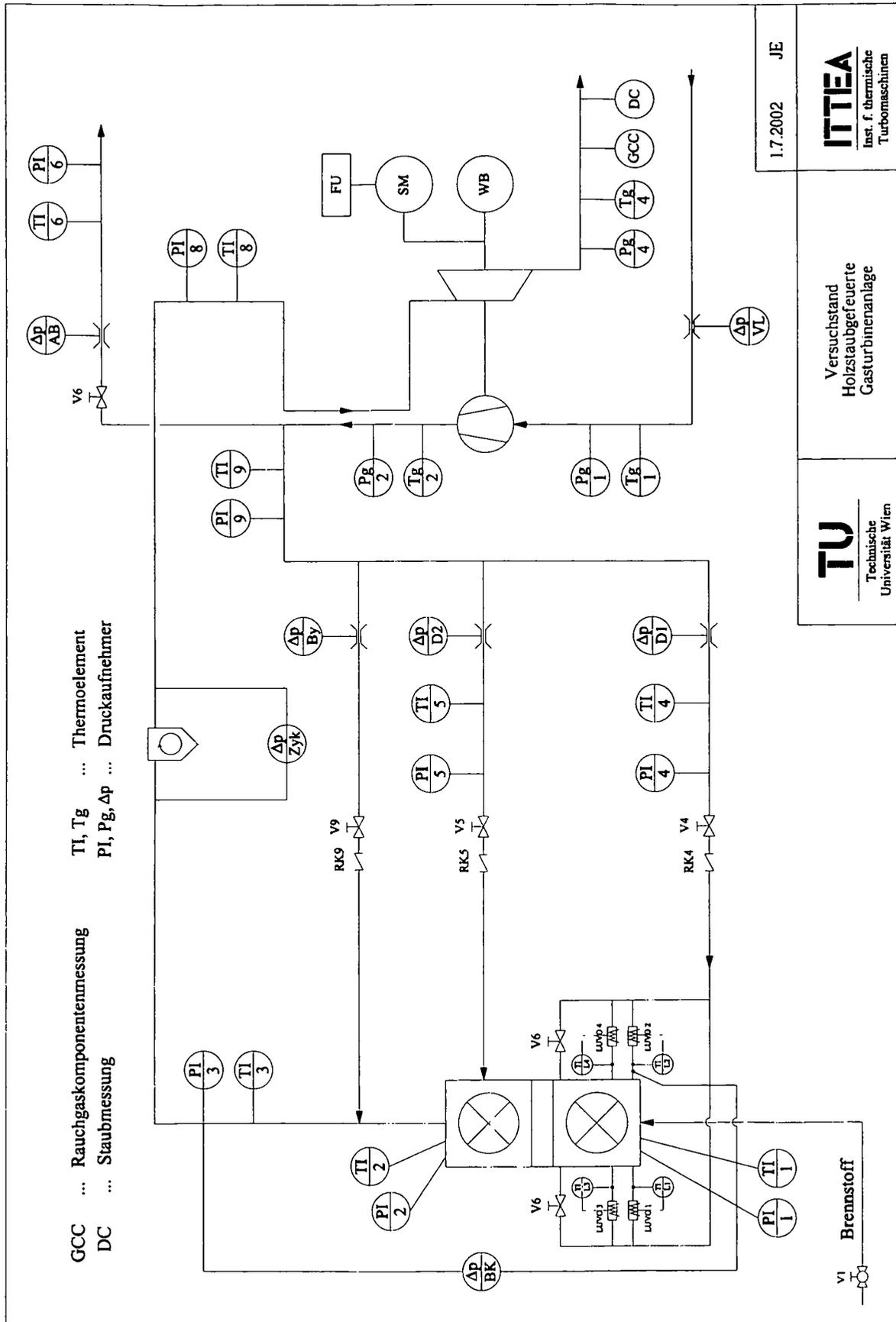


Abbildung 7.2: Instrumentierung

In den Abbildungen 7.4 und 7.5 ist die Aufstellung der Komponenten für die Versuchsanlage der holzstaubgefeuert Gasturbinenanlage dargestellt. Gasturbine, Bremsvorrichtung und Starteinrichtung befinden sich auf einem gemeinsamen Fundament. Die Verdichterluftleitung verzweigt vor der Brennkammer in die Rohrleitungsstränge für Primärluft, Sekundärluft und Tertiärluft. Die Heißgasleitung lagert auf der Seite der Brennkammer auf dem Brennkammeranschlußstutzen, auf der Seite der Gasturbine auf dem Fixpunktgestell. Zusätzlich wird der horizontale Heißgasleitungsstrang mit einem Rollenlager, daß an der Stütze befestigt ist, unterstützt. Die Brennkammer hängt mit ihren seitlichen Stützarmen im Brennkammertraggestell.

In unmittelbarer Nähe der Versuchsanlage befindet sich die Meßkabine mit dem Meßdatenerfassungssystem. Der die Starteinrichtung steuernde Frequenzumrichter, das Steuergerät für die Bremsvorrichtung und das Rauchgasanalysegerät befinden sich außerhalb der Meßkabine. Alle Meß- und Steuerleitungen werden durch die doppelwandige Meßkabinenwand zum Meßdatenerfassungssystem geführt.

In der Abbildung 7.3 ist die Anordnung der Aggregate auf dem Gasturbinenfundament dargestellt. Als mechanische Verbindung zwischen Gasturbine und Wirbelstrombremse dient eine Kardanwelle. Sie sorgt für eine biegemomenten- und kräftefreie Einleitung des Drehmomentes der Abtriebswelle der Gasturbine. Die mechanische Energie des Startmotors wird über einen Riementrieb in die Abtriebswelle eingeleitet. Das Abgas der Gasturbine wird über einen Austrittsdiffusor in die Abgasleitung geführt. Ein Axialkompensator nimmt dabei die Wärmedehnungen auf. Mit der Steckscheibe kann die Abgasleitung für die holzstaubgefeuerte Gasturbine abgesperrt werden und die zweite Gasturbine des Labors, welche an den selben Abgaskanal angeschlossen ist, betrieben werden.

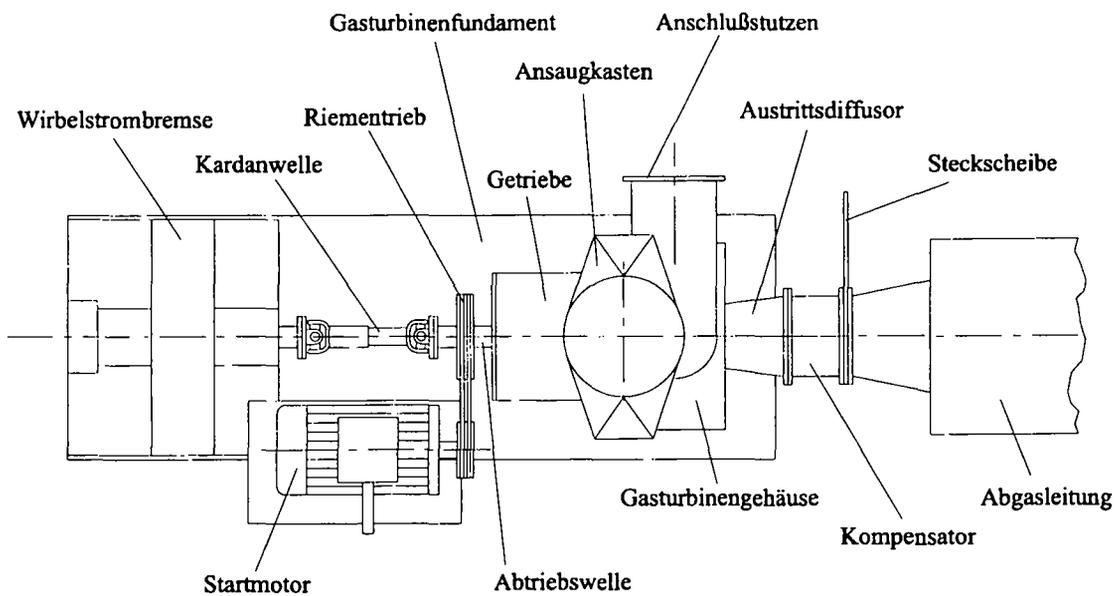


Abbildung 7.3: Aggregatanordnung auf dem Gasturbinenfundament - Grundriß

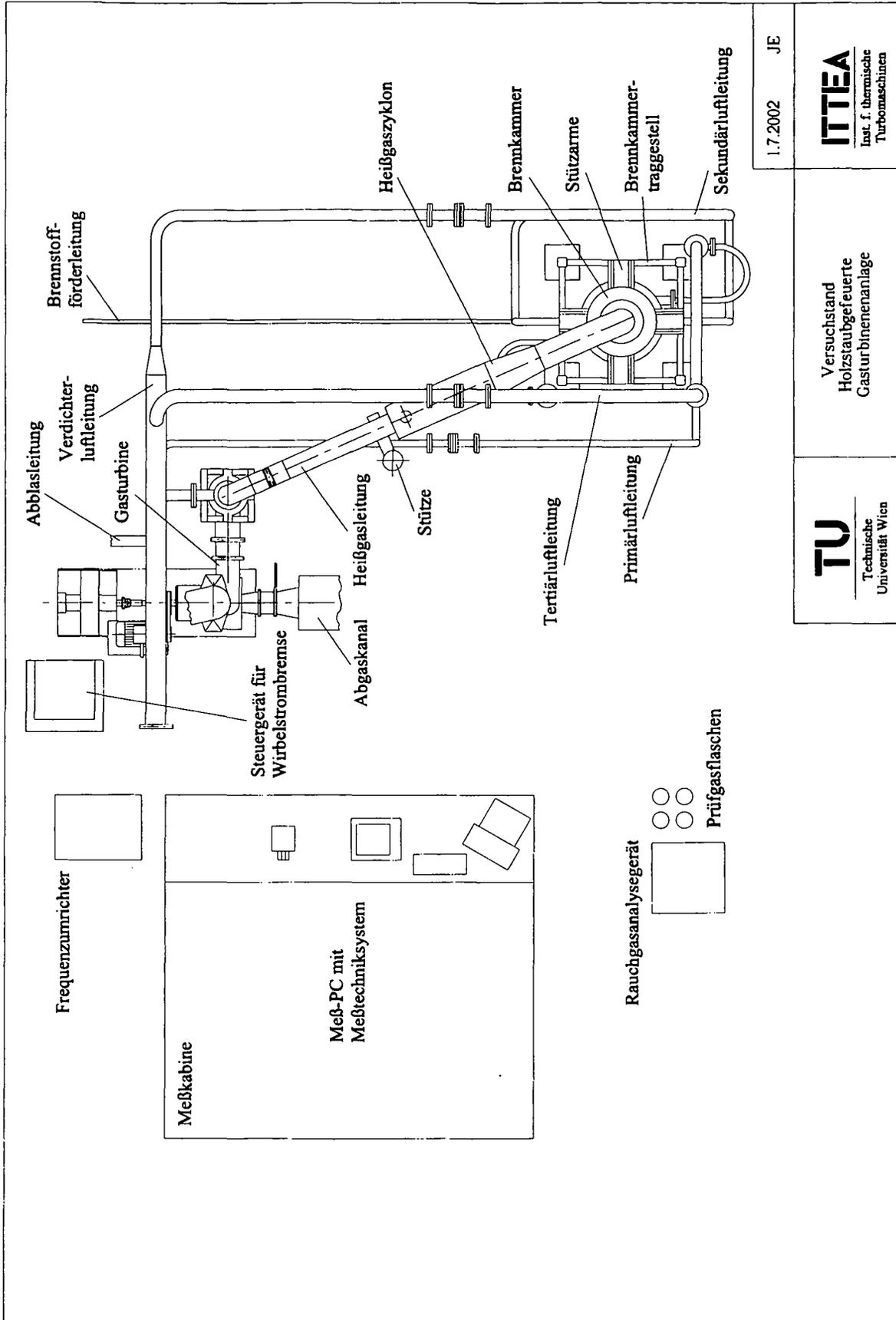


Abbildung 7.4: Versuchsanlage - Grundriß

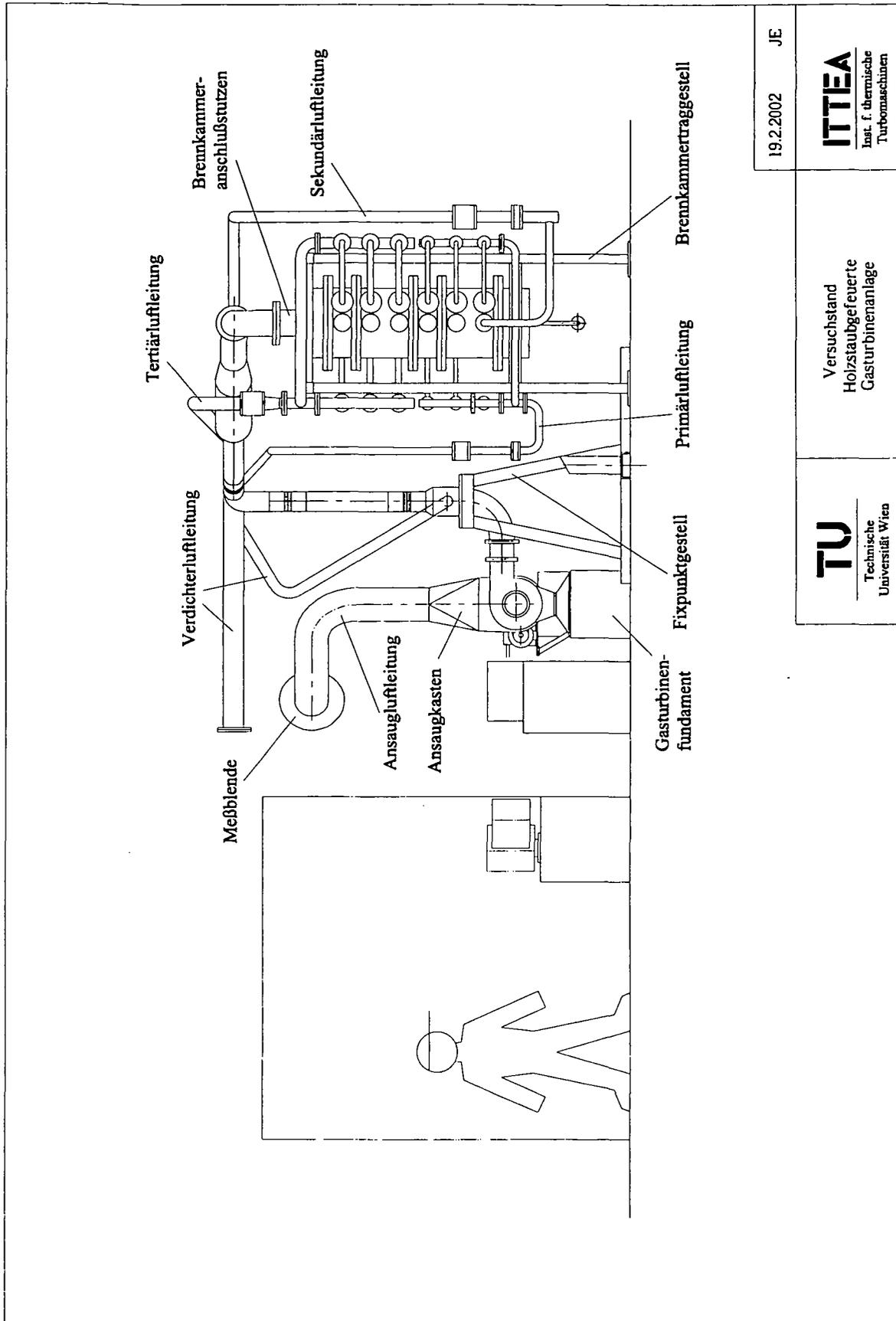


Abbildung 7.5: Versuchsanlage - Seitenansicht

## 7.2 Meßtechnik

Um die Versuchsanlage betreiben, überwachen und analysieren zu können, wurde eine umfassende Meßtechnik basierend auf dem Meßsystem SCXI von NATIONAL INSTRUMENTS aufgebaut. Alle Meßsignale der Versuchsanlage gelangen über geschirmte Leitungen in die Meßkabine zum PC-unterstützten Meßdatenerfassungssystem. Auf einem Überwachungsmonitor werden alle Prozeßgrößen visualisiert. Das Meßprogramm überwacht und speichert laufend die Meßgrößen. Bei einer Grenzwertüberschreitung wird die Not-Aus Routine gestartet und die Anlage heruntergefahren. Das Meßdatenerfassungssystem ist in Kapitel 7.2.8 beschrieben. Die Positionierung der Meßstellen ist dem Instrumentierungsschema (Abbildung 7.2) zu entnehmen.

Die Meßtechnik der direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage kann in folgende Bereiche unterteilt werden:

- Druckmessung
- Temperaturmessung
- Massenstrommessung
- Drehzahlmessung
- Drehmomentenmessung
- Flammenüberwachung in der Brennkammer
- Rauchgasanalyse
- Meßdatenerfassung
- Steuer- und Regelungstechnik
- Meßprogramm
- Datenverarbeitung

### 7.2.1 Druckmessung

Für die Ermittlung der Druckverluste von Anlagenkomponenten und die Massenstrommessung mittels Meßblenden werden Differenzdrucksensoren der Firma Honeywell verwendet. Diese piezoresistiven Sensoren sind bereits mit einem Meßverstärker versehen und liefern eine der Druckdifferenz proportionale Ausgangsspannung im Bereich von 1 bis 6 Volt. Die erforderliche Versorgungsspannung beträgt 8 Volt.

Um den Fehler der Nullpunktsdrift auszugleichen, werden die Sensoren monatlich mittels U-Rohrmanometer nachkalibriert.

Die Messung der Absolutdrücke erfolgt mit piezoresistiven Absolutdrucksensoren der Firma Trafag. Die Sensoren liefern ein dem Absolutdruck proportionales Stromsignal im Bereich von 4 bis 20 *mA*. Da vom Hersteller eine Langzeitdrift von max. 4 *mbar*/Jahr garantiert wird, werden die Druckaufnehmer halbjährlich mit einem Kalibriergerät nachkalibriert. Die Absolutdrucksensoren werden mit 18 Volt Gleichspannung versorgt.

Die Differenz- und Absolutdrucksensoren sind an geeigneten Stellen an der Versuchsanlage montiert. Um die Verbindungsschläuche von den heißgasführenden Anlagenteilen zu den Drucksensoren vor zu hohen Temperaturen zu schützen (Wärmestrahlung und Wärmeleitung), sind 500 mm lange Distanzrohre auf die heißgasführenden Teile aufgeschweißt. Über geschirmte Leitungen sind die Drucksensoren mit dem Meßsystem in der Meßkabine elektrisch verbunden.

### 7.2.2 Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung dienen - mit Ausnahme in der Brennkammer - Mantelthermoelemente vom Typ K (NiCr-Ni). In der Brennkammer kommen aufgrund der höheren Temperaturen und der Flammenstrahlung strahlungsgeschützte Thermoelemente vom Typ B (PtRh-PtRh) zum Einsatz. Die Meßspannungen der Temperatursensoren werden über Ausgleichsleitungen zu den Blockklemmen des Meßsystem in der Meßkabine geführt. Mit elektronischen Temperatursensoren wird die Temperaturkompensation durchgeführt. Der Meß-PC errechnet daraus die Temperatur am Temperatursensor.

### 7.2.3 Massenstrommessung

Die Messung der Luftmassenströme erfolgt mit Normblenden nach DIN 1952. Der Massenstrom der Luft durch eine Blende wird aus der gemessenen Druckdifferenz am Differenzdrucksensor und aus den Stoffwerten der Luft bei den herrschenden Betriebsbedingungen nach den Berechnungsvorschriften dieser Norm ermittelt. Verbrennungsgas-, Heißgas- und Abgasmassenstrom werden mittels Massenbilanzen berechnet.

### 7.2.4 Drehzahlmessung

Die von der Firma Schenk verwendete Wirbelstrombremse kann sowohl drehzahl- als auch momentengeregelt betrieben werden. Bei allen Versuchen wurde die Bremse im Drehzahlregelbetrieb gefahren. Mittels eines Drehpotentiometers an der Regeleinheit der Bremse kann der Drehzahlsollwert eingestellt werden. Die Drehzahlmessung erfolgt an der Wirbelstrombremse mit einem Tachogenerator. Für die Anbindung der Bremse an das PC-Meßdatenerfassungssystem stellt die Regeleinheit den Istwert der Drehzahl als 0 bis 10 Volt Gleichspannungssignal zur Verfügung.

### 7.2.5 Drehmomentenmessung

Für die Bestimmung des Bremsmomentes ist der Stator der Wirbelstrombremse pendelnd gelagert. Das Meßsignal für das Moment wird von einer Kraftmeßdose generiert. Eingestellt wird das Bremsmoment mit einem Drehpotentiometer an der Regeleinheit. Der Istwert des Momentes wird ebenfalls von der Regeleinheit als 0 bis 10 Volt Gleichspannungssignal zur Verfügung gestellt.

### 7.2.6 Flammenüberwachung in der Brennkammer

Um den Zündzeitpunkt beim Einblasen von Holzstaub in die Brennkammer bestimmen zu können, ist ein Fototransistor am Brennkammerdruckmantel im Bereich des primären Flamm-

rohres angeordnet. Das Flammwächterrohr, an dessen äußerem Ende der Fototransistor angebracht ist, ragt durch eine Öffnung in der primären Flammrohrwand in die Primärbrennkammer. Um den Fototransistor vor Überhitzung zu schützen, wird Druckluft vor dem Transistor in das Flammwächterrohr eingeblasen. Die Einstellung des Schwellwertes erfolgt im Meßprogramm. Sobald der Transistor die Flamme in der Primärbrennkammer erkennt, erscheint am Überwachungsmonitor in der Meßkabine ein Flammensignal. Unmittelbar nach dem Erscheinen des Flammensignales kann die beginnende Verbrennung durch das Ansteigen der Primärbrennkammertemperatur beobachtet werden.

### 7.2.7 Rauchgasanalyse

Es ist vorgesehen, die Turbinenabgaskomponenten  $C_nH_m$ ,  $NO_x$ ,  $CO$ ,  $CO_2$  und  $O_2$  mit einem Rauchgasanalysegerät der Firma Horiba zu erfassen. Die Volumsanteile der Komponenten stehen als 0 bis 10 Volt Gleichspannungssignale zur Verfügung. Über ein geschirmtes Meßdatenerfassungskabel werden die Signalspannungen dem Meßdatenerfassungssystem an den Blockklemmen zugeführt. Aufgrund des Nullpunkts- und Endwertdrifts ist das Gerät mit entsprechenden Prüfgasen während des Betriebes laufend nachzukalibrieren. Während der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen konnten mit dem Rauchgasanalysegerät keine reproduzierbaren Meßwerte erfasst werden. Eine entsprechende Überprüfung des Gerätes wurde beantragt.

### 7.2.8 Meßdatenerfassung

Der strukturelle Aufbau des Meßdatenerfassungssystems für die Versuchsanlage ist in Abbildung 7.6 dargestellt. Es wird das Meßsystem SCXI von NATIONAL INSTRUMENTS verwendet.

Die Basiskomponenten dieses Systemes sind:

- Blockklemmen
- Module (Einschubkarten)
- Chassis
- Datenkabel
- Datenerfassungseinheit
- Software

Als Datenerfassungseinheit wird die Einheit, bestehend aus Meß-PC und integrierter Multifunktionskarte, bezeichnet. Das Chassis dient der Aufnahme der Module und enthält an der Rückwand die Chassissteuerung und den Analog- und Digitalbus. Mithilfe der Chassissteuerung und der Busse erfolgt die Datenflußsteuerung im Chassis. Die Kommunikation zwischen Chassis und Datenerfassungseinheit erfolgt über das geschirmte Datenkabel.

Das zentrale Element der Meßdatenerfassung ist die Meßdatenerfassungskarte. In dieser werden die analogen Eingangssignale über Analog/Digital Wandler in digitale Signale umgewandelt und zur weiteren Verarbeitung für den Meß-PC konditioniert. Da die hier verwendete Karte neben Eingängen auch Ausgänge für Steuerungsaufgaben anbietet, wird die Karte auch

als Multifunktionskarte bezeichnet.

Die Multifunktionskarte bietet folgende Ein- und Ausgänge an:

- 16 Analogeingänge, 16 *Bit* Auflösung
- 2 Analogausgänge, 12 *Bit* Auflösung
- 8 Digitalkanäle, als Ein- oder Ausgänge programmierbar

Die Abtastrate der Multifunktionskarte beträgt 20 *kS/s*.

Die Auswertung der Daten erfolgt am Auswertungs - PC, der über das TU - interne Netzwerk mit dem Meß-PC in der Meßkabine verbunden ist.

Die Meßsignale werden über geschirmte Meßleitungen, im Falle von Thermospannungen über Ausgleichsleitungen, durch die Meßkabinenwand geführt. Die Meßsignale der Sensoren die keine Spannungsversorgung benötigen werden direkt zu den Blockklemmen geführt.

Absolut- und Differenzdrucksensoren benötigen eine Versorgungsspannung. Bereitgestellt wird die Versorgungsspannung von der Spannungsversorgung im UV - Gehäuse, welches auf dem Meß-PC angeordnet ist.

Da die Absolutdrucksensoren ein Stromausgangssignal von 4 bis 20 *mA* liefern, ist im UV-Gehäuse auch ein Widerstandsnetzwerk enthalten, welches die Stromsignale der Absolutdrucksensoren in Spannungssignale umwandelt. Die Meßsignalleitungen der Drucksensoren werden über das UV-Gehäuse zu den Blockklemmen geführt.

Die Blockklemmen sind in Gruppen angeordnet, die elektronische Temperatursensoren enthalten. Diese dienen bei Anschluß eines Thermoelements an eine Blockklemme zur Erfassung und Kompensation der Thermospannungen am Übergang zwischen Ausgleichsleitung und Meßverstärkereingang.

Von den Blockklemmen werden alle Meßsignale den Verstärkermodulen MD1 und MD2 zugeführt. Die Verstärkermodule enthalten je 32 Kanäle. Jeder dieser Kanäle beinhaltet einen Eingangsschutz, einen Tiefpaßfilter und einen programmierbaren Verstärkungsfaktor. Die Ausgänge der 32 Verstärker sind mit einem Multiplexer verbunden, der die konditionierten Signale der Verstärkerkarte zum SCXI - Bus des Chassis führt. Die Kanalbelegung des Verstärkermodules MD1 ist in Tabelle 7.1 und Tabelle 7.2, für Modul MD2 in Tabelle 7.3 und Tabelle 7.4 dargestellt.

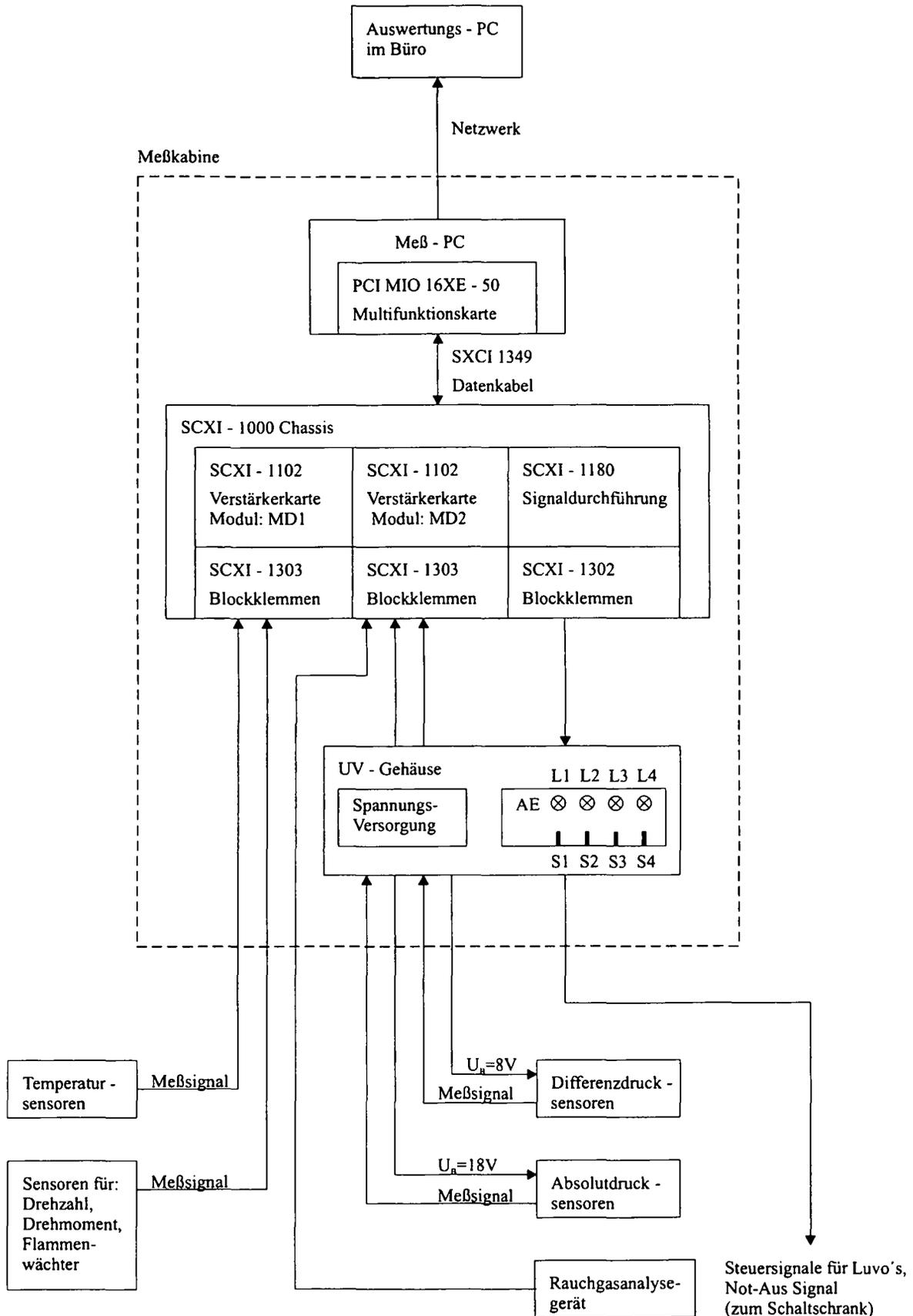


Abbildung 7.6: Struktur des Meßdatenerfassungssystems

Kanal-Nr.	Signalbezeichnung	Beschreibung
0	TW_prim	Wandtemperatur des Druckmantels im Primärbrennkammerbereich
1	-	Kanal nicht verwendet
2	TW_sek	Wandtemperatur des Druckmantels im Sekundärbrennkammerbereich
3	Md_GT	Drehmoment an der Bremse
4	Tg_1	Verdichterlufttemperatur am Verdichtereintritt
5	Ti_1	Gastemperatur in der Primärbrennkammer
6	Ti_2	Gastemperatur in der Sekundärbrennkammer
7	TW_Stutzen	Temperatur des Brennkammerheißgasstutzens
8	Ti_3	Heißgastemperatur am Brennkammeraustritt
9	Ti_4	Verdichterlufttemperatur in der Primärluftleitung
10	Ti_5	Verdichterlufttemperatur in der Sekundärluftleitung
11	Ti_6	Verdichterlufttemperatur in der Abblasleitung
12	Ti_7	Wandtemperatur der Heißgasleitung
13	-	Kanal nicht verwendet
14	Ti_9	Verdichterlufttemperatur nach dem Gasturbinenanschlußstück
15	-	Kanal nicht verwendet
16	-	Kanal nicht verwendet

Tabelle 7.1: Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD1

Kanal-Nr.	Signalbezeichnung	Beschreibung
17	Ti_8	Gastemperatur nach dem Heißgasentstauber
18	Ti_10	Umgebungstemperatur
19	-	Kanal nicht verwendet
20	-	Kanal nicht verwendet
21	-	Kanal nicht verwendet
22	Tg_2	Verdichterlufttemperatur am Verdichteraustritt
23	Tg_4	Gastemperatur am Turbinenaustritt
24	BK_Wächter	Flammenwächter in der Primärbrennkammer
25	Luvo_1	Primärlufttemperatur am Austritt des Luftvorwärmers Nr.1
26	Luvo_2	Primärlufttemperatur am Austritt des Luftvorwärmers Nr.2
27	Luvo_3	Primärlufttemperatur am Austritt des Luftvorwärmers Nr.3
28	Luvo_4	Primärlufttemperatur am Austritt des Luftvorwärmers Nr.4
29	TW_HGL	Wandtemperatur der Heißgasleitung am Brennkammeranschluß
30	TW_Flamm	Wandtemperatur des Flammrohres im Primärbrennkammerbereich
31	n_GT	Abtriebsdrehzahl der Gasturbine

Tabelle 7.2: Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD1

Kanal-Nr.	Signalbezeichnung	Beschreibung
0	-	Kanal nicht verwendet
1	Pi_1	Druck in der Primärbrennkammer
2	Pi_2	Druck in der Sekundärbrennkammer
3	Pi_3	Druck in der Heißgas- leitung am Brennkammeraustritt
4	Pi_4	Druck in der Primärluftleitung
5	Pi_5	Druck in der Sekundärluftleitung
6	Pi_6	Druck in der Abblasleitung
7	-	Kanal nicht verwendet
8	Pi_8	Druck in der Heißgasleitung nach dem Heißgasentstauber
9	Pi_9	Druck in der Verdichterluftleitung nach dem Gasturbineneintrittstück
10	Pg_02	Druck am Verdichteraustritt im Luftmantel der Gasturbine
11	-	Kanal nicht verwendet
12	delta_p_AB	Differenzdruck an der Meßblende in der Abblasleitung
13	delta_p_D1	Differenzdruck an der Meßblende in der Primärluftleitung
14	delta_p_D2	Differenzdruck an der Meßblende in der Sekundärluftleitung
15	delta_pg_VL	Differenzdruck an der Meßblende in der Ansaugluftleitung des Verdichters
16	Pu	Umgebungsdruck

Tabelle 7.3: Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD2

Kanal-Nr.	Signalbezeichnung	Beschreibung
17	PW_prim	Druck im Brennkammerdruckmantel im Bereich der Primärbrennkammer
18	NOx	Stickoxidkonzentration im Turbinenabgas
19	CO	Kohlenmonoxidkonzentration im Turbinenabgas
20	CO2	Kohlendioxidkonzentration im Turbinenabgas
21	O2	Sauerstoffkonzentration im Turbinenabgas
22	CnHm	Kohlenwasserstoffkonzentration im Turbinenabgas
23	-	Kanal nicht verwendet
24	-	Kanal nicht verwendet
25	-	Kanal nicht verwendet
26	delta_p_BK	Differenzdruck an der Brennkammer
27	-	Kanal nicht verwendet
28	delta_p_By	Differenzdruck an der Meßblende in der Tertiärluftleitung
29	Pg_01	Druck am Verdichtereintritt
30	Pg_04	Druck am Turbinenaustritt
31	delta_p_pv	Druckdifferenz an einer gewählten Komponente

Tabelle 7.4: Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD2

### 7.2.9 Steuer- und Regelungstechnik

Um neben der Meßdatenerfassung auch Steuerungs- und Regelungsaufgaben mit dem SCXI - System durchführen zu können, ist es notwendig, die Ausgangskanäle der Multifunktionskarte direkt an die Blockklemmen des SCXI - Chassis zu führen. Dies erfolgt über das Signaldurchführungsmodul (Abbildung 7.6). Die Pin-Belegung der Steuersignale ist in Tabelle 7.5 dargestellt. Steuerungsaufgaben sind erforderlich für die Temperaturregelung der elektrischen Luftvorwärmer und die Notabschaltung der Anlage (Abbildung 7.7).

Gemäß Abbildung 7.7 werden die elektrischen Luftvorwärmer (Luvo 1 bis Luvo 4) über Halbleiterrelais (HLR 1 bis HLR 4) angesteuert. Die Halbleiterrelais werden nicht direkt an die Blockklemmen angeschlossen. Die Steuersignalleitungen werden zuerst von den Blockklemmen zur Ansteuerungselektronik (in Abbildung 7.6 mit AE bezeichnet) geführt. In der Ansteuerungselektronik sind Leistungstreiber enthalten, die dafür sorgen, daß die Steuersignalausgänge an den Blockklemmen nicht durch die Halbleiterrelais zu stark elektrisch belastet werden. Die Leistungstreiber sorgen schließlich auch für eine Spannungsanhebung der Steuersignale, damit ein sicheres Ein- bzw. Ausschalten der Halbleiterrelais über die langen Steuersignalleitungen von der Meßkabine zum Schaltschrank gewährleistet ist. Mittels der Ansteuerungselektronik wird es ermöglicht, die elektrischen Luftvorwärmer über Schalter an der Vorderseite des UV - Gehäuses ein- bzw. auszuschalten (Schalter S1 bis S4). Die Schaltzustände Ein/Aus der Luftvorwärmer werden über Leuchtdioden (L1 bis L4) angezeigt.

Die hier zum Einsatz kommenden Halbleiterrelais haben gegenüber den magnetischen/ mechanischen Relais den Vorteil, daß sie im Nulldurchgang der 400 V Betriebswechselspannung schalten und somit die Schaltströme auf null reduzieren. Bei höheren Schaltfrequenzen, wie das bei Regelungsaufgaben der Fall ist, wird die Lebensdauer der mechanischen Kontakte aufgrund der Schaltströme reduziert.

Die Regelung der elektrischen Luftvorwärmer erfolgt mit Software-Zweipunktreglern im Meßprogramm. Die Regelungsaufgabe für den Regler eines Luvo's besteht darin, die Verbrennungsluft am Eintritt in die Primärbrennkammer auf einer softwaremäßig vorgegebenen Temperatur zu halten:

Über einen Temperatursensor, der unmittelbar nach jedem Luvo angeordnet ist, wird die Verbrennungslufttemperatur gemessen. Ist die gemessene Temperatur kleiner als die im Programm vorgegebene untere Temperaturschwelle, wird mit einem Steuersignal der Luvo über das Halbleiterrelais eingeschaltet. Die über die Heizwendeln des Luvo's vorbeistreichende Verbrennungsluft wird erhitzt. Erreicht die Isttemperatur die obere Temperaturschwelle wird der Luvo abgeschaltet - die Temperatur beginnt wieder zu fallen. Erreicht sie die untere Temperaturschwelle, wird der Luvo wieder eingeschaltet und erhitzt die Verbrennungsluft von neuem bis zur oberen Temperaturschwelle. Die Temperaturdifferenz zwischen oberer und unterer Schwelle ist auf 5 °C eingestellt. Der maximale Wert für die obere Temperaturschwelle beträgt 600 °C. Die untere Temperaturschwelle liegt dann bei 595 °C.

Durch den Zweipunktreglerbetrieb erfolgt ein ständiges Aus- bzw. Einschalten der Heizwendeln des Luvo's. Die dabei hervorgerufenen Temperaturschwankungen werden durch die Speicherwirkung des Luvo-Keramikkörpers reduziert.

Das Steuersignal für die Notabschaltung wird ebenfalls über einen Leistungspuffer in der Ansteuerungselektronik geführt und im Schaltschrank einem magnetischen/mechanischen Relais

(in Abbildung 7.7 mit MR bezeichnet) zugeführt. Dieses Relais schaltet den Betriebsstromkreis für das Magentventil, welches die Brennstoffzufuhr am Beginn der Förderleitung unterbricht und die Abfahroutine des Brennstoffördersystemes startet.

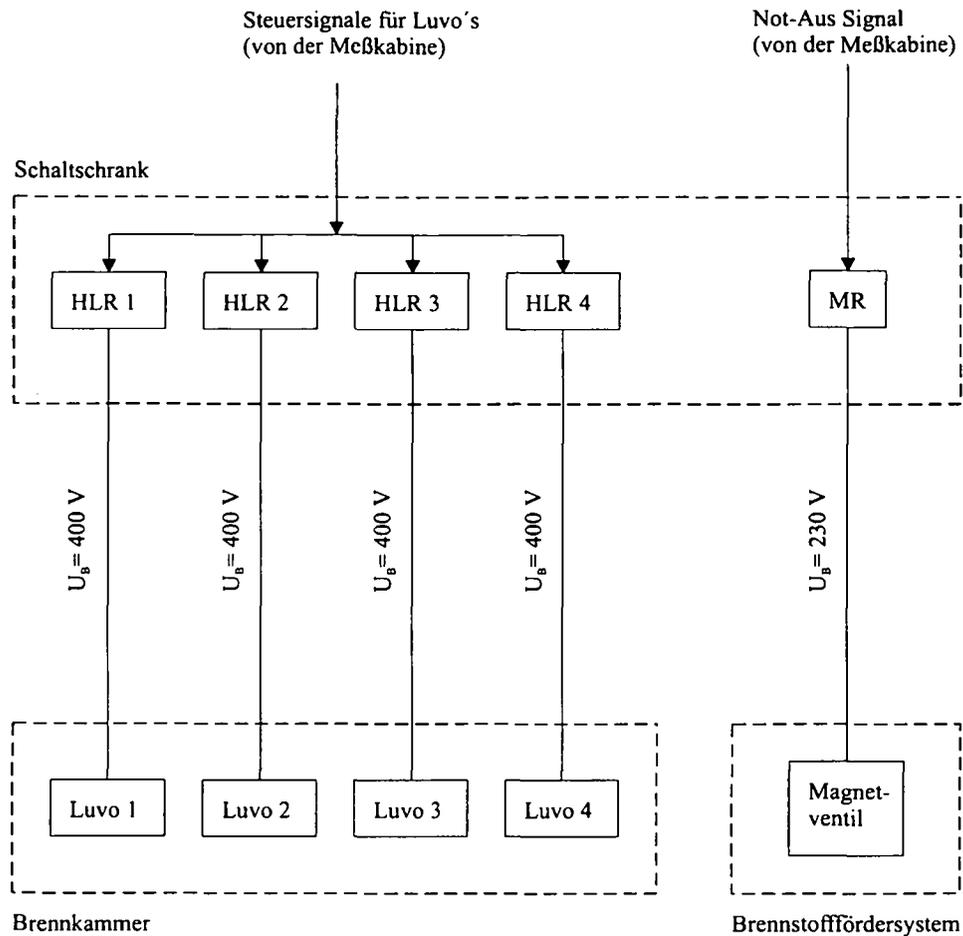


Abbildung 7.7: Geräteansteuerung

Pin-Nr.	Signalbezeichnung	Beschreibung
20	NOT_AUS_Signal	Analogsignal für die Ansteuerung des Magnetventiles in der Förderleitung
28	D_OUT_Luvo_2	Digital signal für die Ansteuerung des Luftvorwärmers Nr.2
30	D_OUT_Luvo_3	Digital signal für die Ansteuerung des Luftvorwärmers Nr.3
31	D_OUT_Luvo_1	Digital signal für die Ansteuerung des Luftvorwärmers Nr.1
32	D_OUT_Luvo_4	Digital signal für die Ansteuerung des Luftvorwärmers Nr.4

Tabelle 7.5: Steuersignale: Pin-Belegung der Signaldurchführung

### 7.2.10 Meßprogramm

Das Meßprogramm erfüllt folgende Aufgaben:

- Visualisierung aller Prozeßgrößen auf dem PC-Monitor in der Meßkabine
- Speicherung der Prozeßgrößen
- Einstellung der Verbrennung
- Regelung der elektrischen Luftvorwärmer
- Grenzwertüberwachung, Warnung am Monitor
- Grenzwertüberwachung, automatische Notabschaltung

Für die softwaretechnische Realisierung der oben angeführten Aufgaben wird *LabVIEW 5.1* von NATIONAL INSTRUMENTS verwendet. Diese Software stellt eine graphisch orientierte Programmieroberfläche zur Verfügung, in der ähnlich einem elektrischen Schaltplan das Meßprogramm vom Programmierer graphisch erstellt wird. Die Bedienung des Meßprogrammes, die Prozeßgrößendarstellung und Parameterübergabe erfolgt mithilfe der virtuellen Instrumente auf der Benutzeroberfläche [22].

Das Meßprogramm ist auf der Benutzeroberfläche aus fünf Fenstern, den sogenannten Panels, aufgebaut:

- Start/Speicher Fenster
- Temperaturfenster
- Fenster zur Regelung der elektrischen Luftvorwärmer
- Fenster für Verbrennung, Rauchgasanalyse
- Fenster für Gasturbine

Gestartet wird das Meßprogramm im Start/Speichern Fenster (Abbildung 7.8). Das Programm verlangt dann die Eingabe eines Dateinamens, unter dem die gemessenen Werte gespeichert werden sollen. Nach dem Starten des Programmes werden die Meßwerte noch nicht gespeichert. Erst nach Einschalten eines virtuellen Schalters erfolgt die Datenspeicherung auf die zuvor festgelegte Datei. Während des Programmlaufes kann die Datenspeicherung mit dem Schalter ausgeschaltet und wieder gestartet werden. Zu beachten ist dabei, daß beim Beibehalten des zuvor eingegebenen Dateinamens die gespeicherten Daten mit den neuen Werten überschrieben werden.

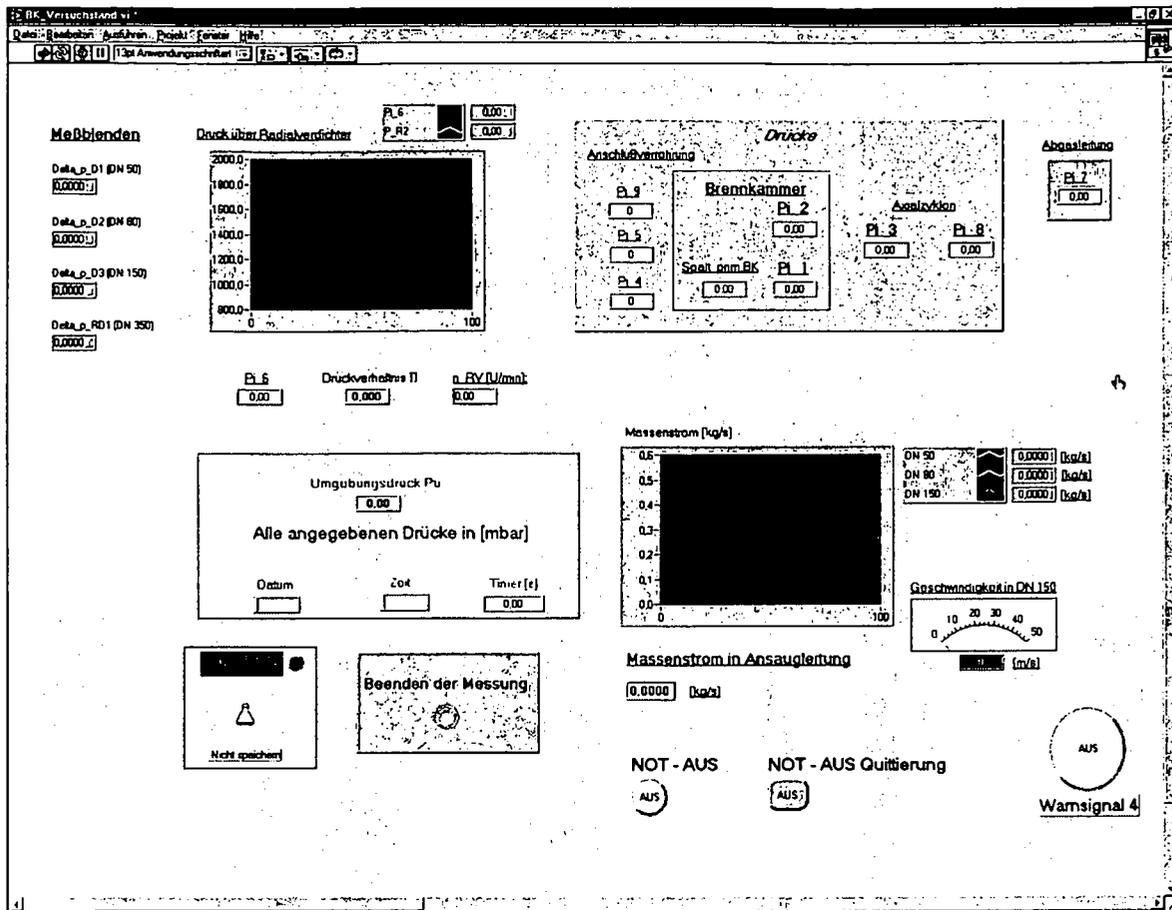


Abbildung 7.8: Start/Speicher Fenster

Folgende Aktionen können im Start/Speichern Fenster vom Bediener durchgeführt werden:

- Starten des Meß- und Steuerungsprogrammes
- Eingabe eines Dateinamens, Speichern der Daten unter diesem Dateinamen
- Not-Aus Quittierung

In jedem Fenster ist eine Warnsignal - Anzeige. Bei Überschreiten eines Grenzwertes oder einer sonstigen Fehlermeldung wird diese rot. Im Fenster für die Regelung der elektrischen Luftvorwärmer (Abbildung 7.10) ist ein Textfeld, in dem die Warn- bzw. Fehlermeldungen genauer spezifiziert werden. Bei Überschreiten eines Grenzwertes wird die Not-Aus Routine gestartet und die Brennstoffzufuhr zur Brennkammer unterbrochen. Bei einer sonstigen Fehlermeldung, wenn z.B. die Verbindung zu einem Temperatursensor unterbrochen ist, und diese wieder hergestellt wurde, kann mit der Not-Aus Quittierung die Warnmeldung egalisiert werden und das Warnsignal nimmt wieder die Hintergrundfarbe an.

Das Fenster dient auch der Anzeige folgender Meßwerte bzw. daraus berechneter Größen:

- Umgebungsdruck
- Drücke in der Brennkammer

- Drücke in den Verbrennungsluftzuleitungen zur Brennkammer
- Drücke am Staubabscheider und der Heißgasleitung
- Differenzdrücke an den Meßblenden
- Primär- und Sekundärluftmassenstrom
- Gasgeschwindigkeit in der Heißgasleitung zwischen Staubabscheider und Gasturbine

Im Fenster sind auch noch die Programmelemente für den reinen Brennkammerbetrieb, der in [25] untersucht wurde, bzw. der Expanderbetrieb der Gasturbine mit dem Radialverdichter enthalten:

- Drehzahl des Radialverdichters
- Austrittsdruck am Radialverdichter
- Eintrittsdruck am Radialverdichter
- Druckverhältnis des Radialverdichters
- Ansaugluftmassenstrom des Radialverdichters

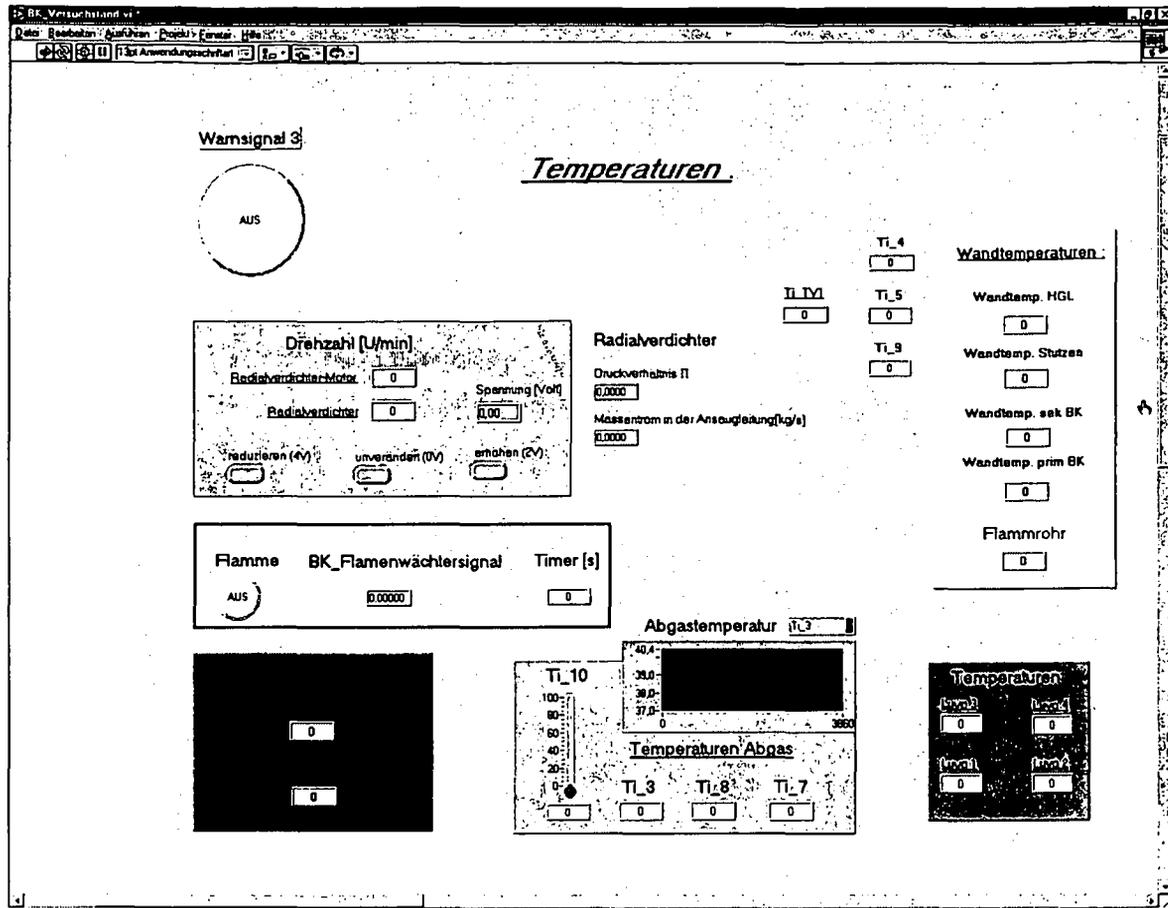


Abbildung 7.9: Temperaturfenster

Im Temperaturfenster (Abbildung 7.9) werden die brennkammerrelevanten Temperaturen visualisiert:

- Wandtemperatur des Brennkammerdruckbehälterstutzens
- Wandtemperatur des Heißgasleitungsrohrkrümmers unmittelbar am Brennkammeraustritt
- Wandtemperatur des primären und sekundären Flammrohres
- Gastemperaturen in der Brennkammer
- Gastemperaturen am Brennkammeraustritt bzw. in der Heißgasleitung
- Verbrennungslufttemperaturen in den Verbrennungsluftzuleitungen zur Brennkammer vor den elektrischen Luftvorwärmern
- Verbrennungslufttemperaturen nach den elektrischen Luftvorwärmern

zusätzlich werden folgende Programmelemente angezeigt:

- Druckverhältnis des Radialverdichters
- Ansaugluftmassenstrom des Radialverdichters
- Drehzahlregelung des Radialverdichters

- Brennkammerflammenwächter

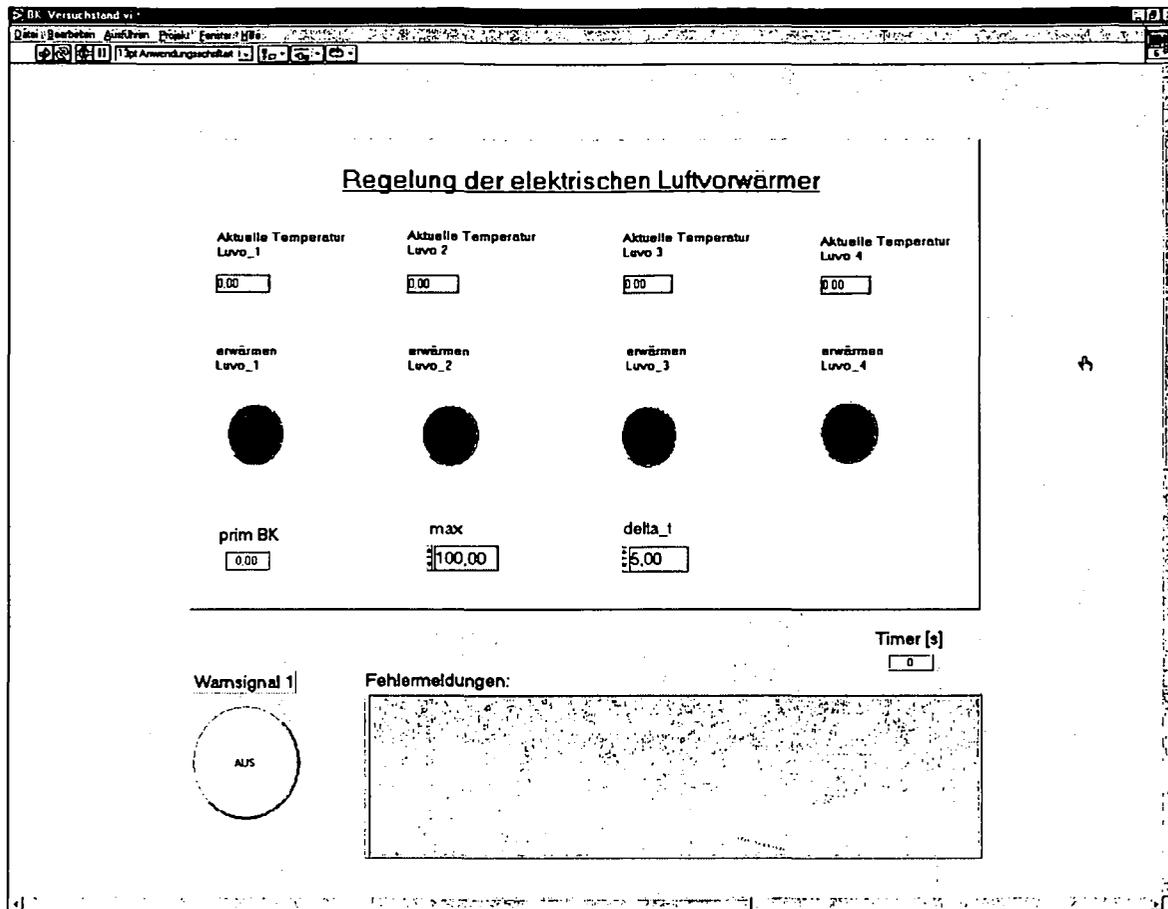


Abbildung 7.10: Fenster zur Regelung der elektrischen Luftvorwärmer

Das Fenster zur Regelung der elektrischen Luftvorwärmer (Abbildung 7.10) beinhaltet:

- Meßwerte der Verbrennungslufttemperaturen nach den elektrischen Luftvorwärmern
- Signallight für die Betriebszustandsanzeige Ein/Aus jedes einzelnen Luftvorwärmers
- Gastemperatur in der Primärbrennkammer
- oberen Temperaturschwellwert der Verbrennungslufttemperatur (Einschaltunkt der Luftvorwärmer), der Maximalwert beträgt  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperaturspanne zum unteren Temperaturschwellwert der Verbrennungslufttemperatur (Ausschaltunkt der Luftvorwärmer), Voreinstellung beträgt  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Textfeld für die Grenzwert- bzw. Fehlermeldungen des Meß- und Steuerungsprogrammes

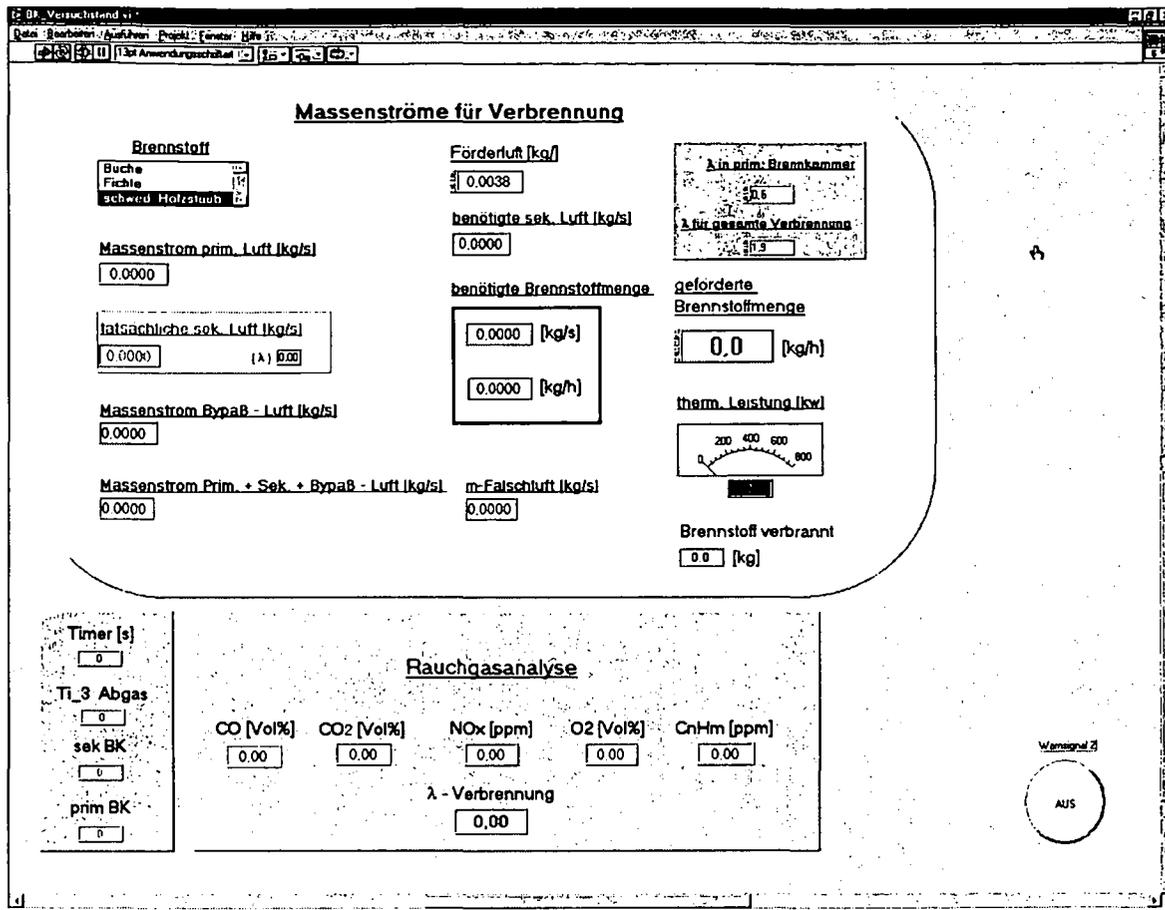


Abbildung 7.11: Fenster für Verbrennung, Rauchgasanalyse

Im Fenster für die Verbrennung und Rauchgasanalyse (Abbildung 7.11) erfolgt die Einstellung und Überwachung der Verbrennung in der Holzstaubbrennkammer. Folgende Parameter können über die Eingabemasken vom Bediener des Meß- und Steuerungsprogrammes vorgegeben bzw. eingestellt werden:

- Art des Brennstoffes
- gewünschte Luftzahl in der Primärbrennkammer
- gewünschte Luftzahl der gesamten Verbrennung des Flammrohres

Vom Brennstofffördersystem erfolgt die Übernahme von:

- Förderluftmenge
- geförderte Brennstoffmenge

Die angezeigten Meßwerte sind:

- Primärluftmassenstrom
- Sekundärluftmassenstrom
- Tertiärluftmassenstrom (Massenstrom Bypass - Luft)

- Verdichteransaugluftmassenstrom (Massenstrom Prim. + Sek. + Bypass - Luft)
- Meßwerte der Rauchgasanalyse für  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $NO_x$ ,  $O_2$ ,  $C_nH_m$  gemessen am Austrittsstutzen der Gasturbine
- Primärbrennkammertemperatur
- Sekundärbrennkammertemperatur
- Gastemperatur am Brennkammeraustrittsstutzen

Aus den Eingabe- und Meßwerten ergeben sich folgende Rechenergebnisse:

- benötigte Brennstoffmenge für gewünschte Luftzahl in der Primärbrennkammer und eingestelltem Primärluftmassenstrom

$$\dot{m}_{Br} = \frac{\dot{m}_{L,prim}}{\lambda_{prim} L_{min}} \quad (7.1)$$

- benötigter Sekundärluftmassenstrom

$$\dot{m}_{L,sek} = \left( \frac{\dot{m}_{L,prim}}{\lambda_{prim}} \right) (\lambda_{FR} - \lambda_{prim}) \quad (7.2)$$

- thermische Leistung des in die Brennkammer eingebrachten Brennstoffes

$$P_{th} = \dot{m}_{Br} H_u \quad (7.3)$$

- verbrannte Brennstoffmenge

$$m_{Br} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{Br,i} \Delta t_i \quad (7.4)$$

- Falsch- und Kühlluftmassenstrom

$$\dot{m}_K + \dot{m}_F = \dot{m}_{VL} - \dot{m}_{AB} - \dot{m}_{VL,prim} - \dot{m}_{L,sek} - \dot{m}_{L,tert} \quad (7.5)$$

- Luftzahl des Heißgases am Turbinenaustritt, errechnet mit dem  $CO_2$  - Meßwert der Rauchgasanalyse [24]

$$\lambda_{HG} = \left( \frac{CO_{2,max}[\%Vol]}{CO_2[\%Vol]} - 1 \right) \frac{V_{tr,min}}{L_{min}} + 1 \quad (7.6)$$

### Vorgangsweise beim Einstellen der Verbrennung

Die Gasturbine befinde sich in einem stationären Betriebspunkt. Um die Verbrennung - ausgehend von der Primärluftmenge - mittels der Luftzahlen neu einzustellen, ist wie folgt vorzugehen:

- Eingabe der gewünschten Luftzahlen für Primärbrennkammer und gesamtem Flammrohr im Meßprogramm. Vom Meßprogramm werden der dafür benötigte Brennstoffmassenstrom (Gleichung 7.1) und Sekundärluftmassenstrom (Gleichung 7.2) berechnet und angezeigt.
- Weiterleitung der benötigten Brennstoffmenge an den Bediener des Brennstoffördersystemes
- manuelle Einstellung der Sekundärluftmenge mit der Regelarmatur in der Sekundärluftleitung
- Einstellung von Brennstoffmenge und Förderluftmenge vom Bediener des Brennstoffördersystemes
- Übermittlung der Förderluftmenge vom Bediener des Brennstoffördersystemes an den Betreiber der Gasturbinenanlage
- Eingabe der Förderluftmenge im Meßprogramm

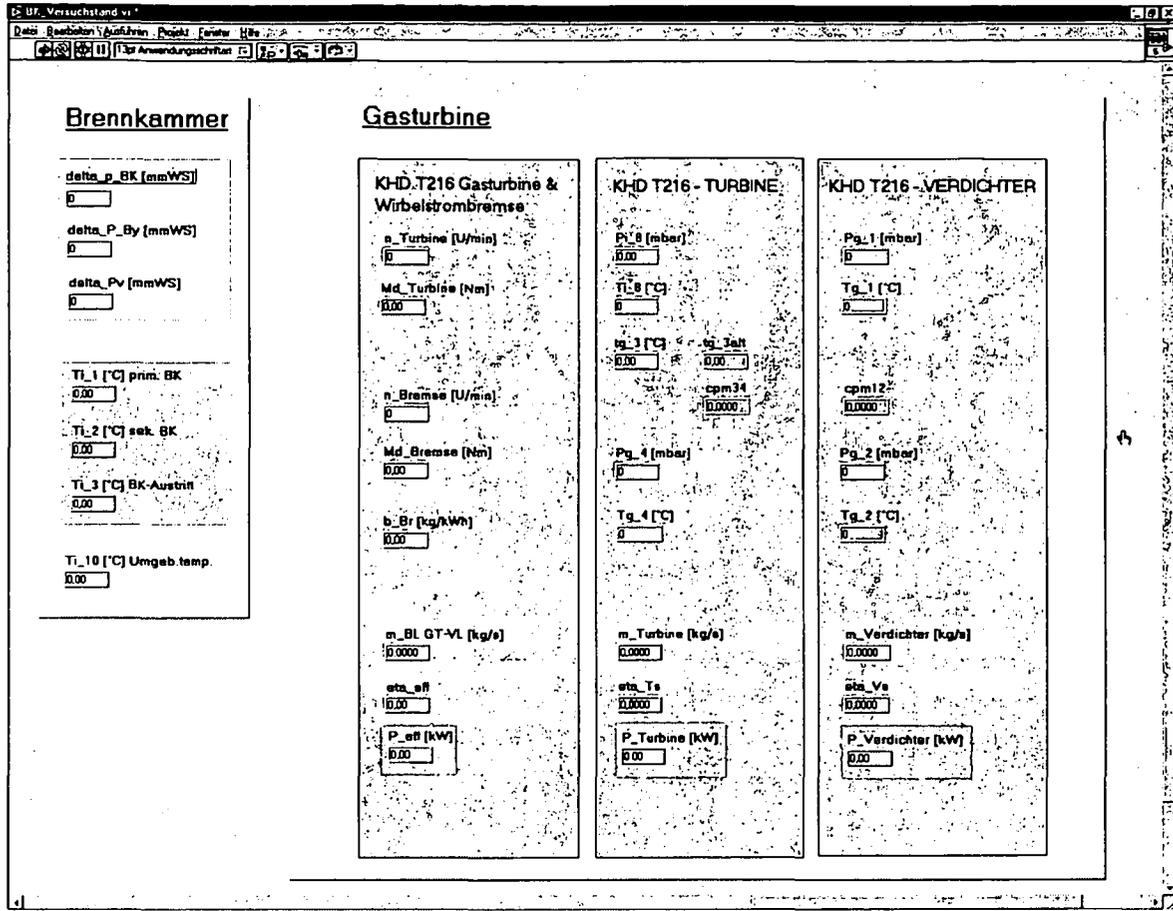


Abbildung 7.12: Fenster für Gasturbine

Im Gasturbinenfenster (Abbildung 7.12) erfolgt die Anzeige der Werte für Wirbelstrombremse, Gasturbine und Verdichter.

Die gemessenen Größen sind:

- Abtriebsdrehzahl am Getriebe
- Bremsmoment
- Verdichterlufttemperatur am Verdichtereintritt
- Verdichterlufttemperatur am Verdichteraustritt
- Gastemperatur am Turbinenaustritt
- Druck am Verdichtereintritt und Verdichteraustritt
- Druck am Turbineneintritt und Turbinenaustritt

Die berechneten Größen sind:

- Drehzahl der Turbinenwelle
- Drehmoment an der Turbinenwelle
- Gastemperatur am Turbineneintritt
- Gas- und Luftmassenströme
- Leistungen und Wirkungsgrade
- spezifischer Brennstoffverbrauch

Die Berechnung für die Gasturbine erfolgt gemäß Kapitel 2. Die im Fenster für die Gasturbine angezeigten Werte sind noch nicht auf Normbezugsbedingungen (Kapitel 2.3.1) umgerechnet. Diese Umrechnung erfolgt im Rahmen der Datenverarbeitung.

Zusätzlich werden im Fenster Brennkammertemperaturen und -drücke zur Kontrolle angezeigt.

### 7.2.11 Datenverarbeitung

Alle Meßgrößen und daraus berechneten Größen werden im Sekundentakt in der im Start/Speichern Fenster festgelegten Datei gespeichert. Die Daten müssen für die Weiterverarbeitung in eine Excel-Datei exportiert werden und können dann über das Netzwerk zum Auswerterechner ins Büro übertragen werden.

Am Auswerterechner werden die Daten in ihrem zeitlichen Verlauf graphisch dargestellt. Dies ist notwendig, um die Beharrungspunkte für die spätere Auswertung zu identifizieren. In der Exceldatei werden die Beharrungspunkte über die Zeitspalte aufgesucht und es wird eine Mittelwertbildung für die Dauer der Beharrungszustände durchgeführt. Diese Werte werden auf Normbezugsbedingungen umgerechnet und sind die Grundlage für die Auswertung der Versuchsergebnisse, die im Teil IV dieser Arbeit dargestellt ist.

## Teil IV

# Betriebsverhalten und Meßergebnisse

# Kapitel 8

## Anlagenbetrieb

Basierend auf den Auswertungen der Meßergebnisse der Versuche und den Betriebserfahrungen ergeben sich die Betriebsweisen der Versuchsanlage:

- Anfahren der Anlage
- stationärer Betrieb
- Herunterfahren der Anlage

### 8.1 Anfahren der Anlage

Das Anfahrtdiagramm (Abbildung 8.1) stellt den gesamten Anfahrvorgang, bestehend aus der Vorwärmphase und der Hochlaufphase, in der zeitlichen Abfolge dar.

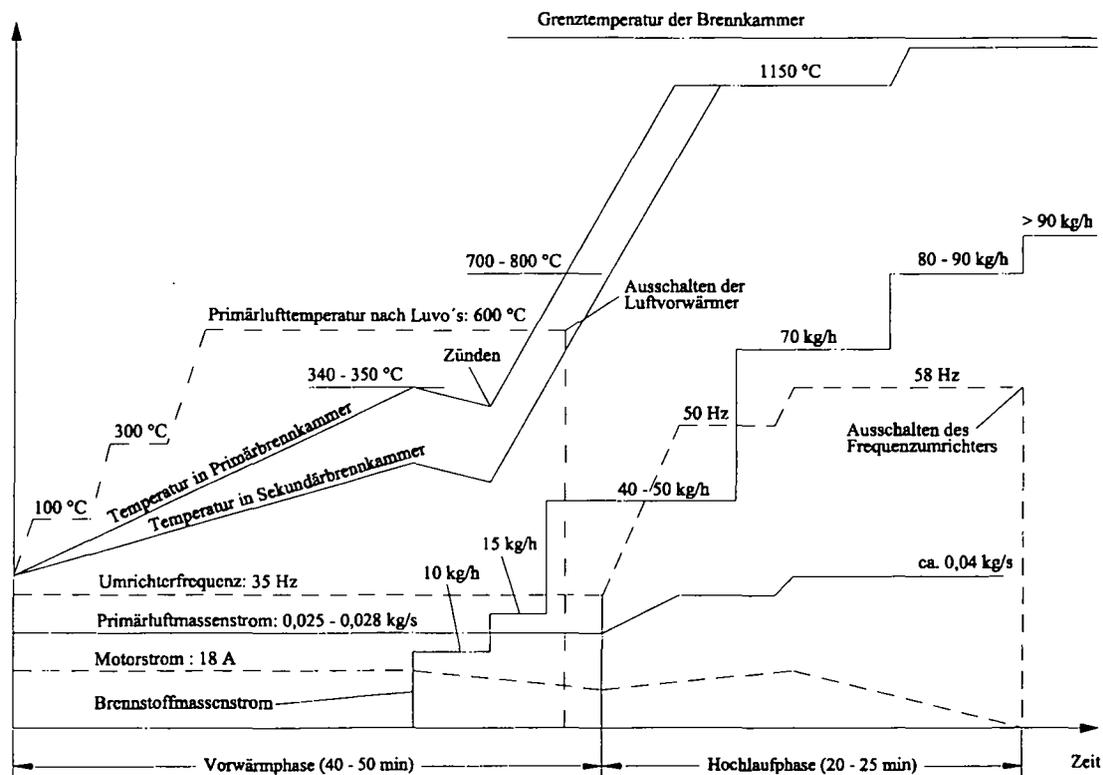


Abbildung 8.1: Anfahrtdiagramm

### 8.1.1 Vorwärmphase

Um ein Zünden des eingeblasenen Brennstoffes in der Primärbrennkammer zu bewirken, muß die Temperatur in der Primärbrennkammer mindestens die Zündtemperatur des Brennstoffes haben. Die Aufwärmung der Primärbrennkammer erfolgt über die in die Primärbrennkammer eingebrachte Verbrennungsluft. Diese wird mit den elektrischen Luftvorwärmern, die in den Primärluftleitungen vor der Brennkammer angeordnet sind, aufgeheizt.

Um den Verbrennungsluftmassenstrom für die Brennkammer in der Vorwärmphase zu erzeugen, wird die Gasturbinenwelle mit dem elektrischen Startmotor in Drehung versetzt. Der Startmotor ist ein Drehstrom-Kurzschlußläufermotor, der mit einem Frequenzumrichter drehzahlgesteuert wird. Die Kraftübertragung vom Motor auf die Gasturbinenwelle erfolgt über einen Riementrieb. Bei einer eingestellten Frequenz von 35 *Hz* am Frequenzumrichter läuft der Elektromotor in der Vorwärmphase in seinem Nennlastpunkt. Der sich dabei einstellende Primärluftmassenstrom beträgt dann 0,025 bis 0,028 *kg/s* (= 90 bis 100 *kg/h*).

Die Versuche zeigten, daß nach ca. 35 *min* Aufwärmzeit eine Temperatur von 340 bis 350 °C in der Primärbrennkammer erreicht wird, und mit dem Einblasen von Brennstoff und Förderluft begonnen werden kann. Die optimale Brennstoffmenge zum Zünden der Brennkammer beträgt 10 *kg/h*. Die Zeit vom Einblasbeginn des Brennstoffs mit Förderluft bis zum Zünden des Brennstoffes in der Primärbrennkammer beträgt ca. 3 bis 5 *min*. Der Temperaturabfall in dieser Zeit wird durch den Kühleffekt der einströmenden Förderluft in die Primärbrennkammer verursacht. Die Versuche haben gezeigt, wenn die Primärbrennkammertemperatur bis auf ca. 310 °C während der Einblasphase bei dem verwendeten Brennstoff Buche absinkt, immer noch ein Zünden erfolgt. Bei Unterschreiten dieser Temperatur ist der Einblasvorgang aber abubrechen und erst wieder nach dem Erreichen einer Primärbrennkammertemperatur von 340 bis 350 °C neu zu starten. Nach dem erfolgten Zünden wird die Brennstoffmenge von 10 auf 15 *kg/h* erhöht. Wenn die Temperatur in der Sekundärbrennkammer mindestens 350 °C erreicht hat, erfolgt eine Erhöhung der Brennstoffmenge auf 40 bis 50 *kg/h*. Bei 700 bis 800 °C in der Primärbrennkammer können die elektrischen Luftvorwärmer ausgeschaltet werden. Der Motorstrom des Startmotors beträgt im kalten Zustand der Brennkammer ca. 17 bis 18 *A* (=Nennstrom). Nach dem Zünden des Brennstoffes und der Steigerung der Brennstoffmenge auf 40 bis 50 *kg/h* sinkt der Motorstrom auf unter 11 *A*. Durch die bei der Verbrennung des Brennstoffes freigesetzte thermische Energie wird der Startmotor bei der eingestellten Frequenz von 35 *Hz* am Umrichter entlastet.

### 8.1.2 Hochlaufphase

Nach Abschluß der Vorwärmphase kann mit dem Hochfahren der Gasturbine begonnen werden. Dazu wird am Frequenzumrichter die Frequenz von 35 auf ca. 50 *Hz* erhöht. Durch die Frequenzerhöhung wird der Motor wieder mehr belastet, was zur Folge hat, daß der Motorstrom ebenfalls steigt. Der Motorstrom darf den Nennstrom von 18 *A* nicht überschreiten, um ein Überlasten des Startmotors zu vermeiden. Die Brennstoffmenge wird dann auf ca. 70 *kg/h* erhöht. Nach dem sich die Temperaturen in der Brennkammer stabilisiert haben, wird die Frequenz von 50 auf 58 *Hz* erhöht. Die weitere Brennstoffmengensteigerung auf ca. 80 bis 90 *kg/h* führt schließlich dazu, daß der Motorstrom gegen 0 *A* geht und der Startmotor mit dem Frequenzumrichter vom Netz elektrisch getrennt werden kann. Der Motor läuft im Gasturbinenbetrieb ohne Leistungsabgabe über den Riementrieb mit. Die Gasturbine läuft in diesem Zustand auf ihrer Selbsthaltedrehzahl und ist für das Anfahren der stationären

Betriebspunkte bereit.

### 8.1.3 Check-Liste für das Anfahren der Anlage

Die gesamte Anfahrprozedur der Anlage ist in der unten angeführten Check-Liste mit den zu beachtenden Punkten zusammengefaßt:

- Überprüfen der Armaturenstellungen: DN 50 (Primärluft) und DN 80 (Sekundärluft) an der Brennkammer sind offen; DN 150 (Luftleitung vom Radialverdichter) ist zu
- Einschalten des Meß-PC und der Meßelektronik
- Starten des Meßdatenerfassungsprogrammes; Festlegen des Dateinamens, unter dem die Meßdaten gespeichert werden sollen; warten bis Initialisierung des Programmes beendet ist und der Timer zu zählen beginnt
- Wirbelstrombremse einschalten; Wasserkühlung aufdrehen; Einstellen der Wirbelstrombremse auf Drehzahlregelung, einzustellende Solldrehzahl: 1.800 *U/min*
- Ölstand an der Gasturbine kontrollieren; Ölkühlung aufdrehen
- Stromversorgung an der Meßtafel einschalten (230 *V* und 12 *V*)
- Für das Brennstofffördersystem den im Versuch angestrebten Brennkammerdruck angeben: 2,5 *bar abs* im Vollastpunkt
- Frequenzumrichter einschalten; Überprüfen der Frequenz: 35 *Hz*, Hochfahren des Hilfsmotors mit dem Frequenzumrichter; Drehrichtung REV (neben der STOP-Taste); Beobachtung des Motorstromes (darf 18 *A* nicht überschreiten)
- Einschalten des Hauptschalters für die elektrischen Luftvorwärmer am Schaltschrank; Einstellen des Sollwertes für die Luftvorwärmertemperatur am Meß-PC: 100 °C; Überprüfung des Massenstromes in der Primärluftleitung: 0,025 bis 0,028 *kg/s*; Einschalten der elektrischen Luftvorwärmer mittels der Kippschalter an der Frontseite des UV-Gehäuses
- Nach mind. 2 *min* die Luftvorwärmertemperatur auf max. 300 °C erhöhen; nach weiteren 2 *min* auf den Maximalwert von 600 °C einstellen; solange vorheizen, bis die Temperatur in der Primärbrennkammer mind. 350 °C beträgt
- Wenn die Temperatur in der Primärbrennkammer 350 °C erreicht hat: im Meßprogramm den Schalter -Meßdaten speichern- einschalten
- Bei 350 °C: 10 *kg/h* Brennstoffmenge am Brennstofffördersystem einstellen; nach erfolgter Zündung: Erhöhung der Brennstoffmenge auf 15 *kg/h*; Flammensensorspülluft aufdrehen (nur leicht); Erhöhung der Brennstoffmenge auf 40 bis 50 *kg/h* wenn die Temperatur in der Sekundärbrennkammer mindestens 350 °C beträgt
- Wenn die Temperatur in der Primärbrennkammer ca. 700 bis 800 °C ist: Ausschalten der elektrischen Luftvorwärmer; Erhöhung der Frequenz am Frequenzumrichter auf 50 *Hz*, der Motorstrom soll dann max. 18 *A* betragen; Kontrolle der Temperaturen in der Brennkammer (unter der Ascheerweichungstemperatur der verwendeten Holzsorte); Nachdem sich die Temperaturen stabilisiert haben: Brennstoffmengensteigerung auf ca. 70 *kg/h*; Erhöhung der Frequenz auf ca. 58 *Hz*

- Steigerung der Brennstoffmenge auf ca. 80 bis 90  $kg/h$ , bis der Motorstrom gegen null geht; Ausschalten des Frequenzumrichters mit dem Hauptschalter; die Gasturbine läuft ab diesem Zeitpunkt ohne Fremdenergiezufuhr auf ihrer Selbsthaltedrehzahl
- Kontrolle der Temperaturen in der Brennkammer; gegebenfalls muß die Luftaufteilung zwischen Primär- und Sekundärluft verändert werden: bei überhöhter Temperatur in der Primärbrennkammer muß die Primärluftmenge reduziert werden; dies erfolgt dadurch, daß die Primärluftarmatur zuge dreht wird, bis die Temperatur entsprechend reduziert ist; gleichzeitig gelangt durch das Zudrehen der Primärluftarmatur mehr Luft in die Sekundärkammer; da diese im Gegensatz zur Primärbrennkammer mit Luftüberschuß betrieben wird, wird in der Sekundärbrennkammer die Temperatur ebenfalls gesenkt; bei zu hoher Temperatur in der Sekundärbrennkammer muß die Brennstoffmenge reduziert werden oder die Bypassluftarmatur zuge dreht werden, bis die Temperatur einen zulässigen Wert erreicht hat; durch das Zudrehen der Bypassluftarmatur gelangt aber auch mehr Luft in die Primärbrennkammer; da diese mit Luftmangel betrieben wird, erfolgt dadurch ein Temperaturanstieg, der beachtet werden muß; die Grenzwerte der Temperaturen in der gesamten Brennkammer sind durch den Ascheerweichungspunkt des eingesetzten Brennstoffes und durch die zulässige Flammrohrwandtemperatur bestimmt; die zulässige Flammrohrwandtemperatur beträgt 1100 °C.
- Kontrolle der Temperatur in der Heißgasleitung; gegebenfalls muß die Brennstoffmenge reduziert werden; der Temperaturgrenzwert für die Heißgasleitungsrohrwand liegt bei 850 °C
- Der Schmieröldruck sollte 1 bis 1,2 bar betragen

Das Vorbereiten und Anfahren des Brennstoffördersystemes ist in [31] beschrieben.

#### 8.1.4 Zusammenfassung für das Anfahren der Versuchsanlage

Den Großteil der Zeit für das Anfahren der Anlage beansprucht die Vorwärmphase. Bestimmend für die Zeitdauer ist die Anschlußleistung der elektrischen Luftvorwärmer für die gegebene Holzstaubbrennkammer. Die Vorwärmphase ist nach 40 bis 50 *min* abgeschlossen. Die gesamte Brennkammer hat dann eine genügend hohe Temperatur, sodaß bei weiterer Brennstoffmengensteigerung auch in der Sekundärbrennkammer die Nachverbrennung erfolgen kann.

An die Vorwärmphase schließt die Hochlaufphase der Gasturbine an. Die bestimmenden Parameter der Hochlaufphase sind die Brennstoffmenge und die Frequenz des Frequenzumrichters, mit dem der Startmotor angesteuert wird: Die Brennstoffmengensteigerung bei gleichbleibender Umrichterfrequenz bewirkt eine Motorentlastung und somit einen Rückgang des Motorstromes. Umgekehrt bewirkt eine Erhöhung der Umrichterfrequenz bei unveränderter Brennstoffmenge eine Erhöhung der Gasturbinendrehzahl und damit eine Erhöhung der Motorbelastung. Mit der abwechselnden Steigerung der Umrichterfrequenz und Brennstoffmenge wird die Gasturbine in den Bereich des Gasturbinenkennfeldes gebracht, wo die Gasturbine nur mit der thermischen Energie des eingebrachten Brennstoffes ohne zusätzliche Hilfsenergie des Startmotors betrieben werden kann.

Die Zeitdauer für die Hochlaufphase beträgt ca. 20 bis 25 *min*. Sie sollte so rasch wie möglich abgeschlossen sein, um Brennstoff für den stationären Betrieb zu sparen. Der Brennstoffbehälter als abgeschlossener Behälter erlaubt nur eine dem Behältervolumen entsprechende

Betriebsdauer für einen durchgehenden Versuch.

## 8.2 Stationärer Betrieb

Nach dem Anfahren der Anlage läuft die Gasturbine ohne Bremsmoment an der Wirbelstrombremse d.h. im Leerlauf. Die Bremse ist auf Drehzahlregelung eingestellt, d.h. der Drehzahlsollwert wird manuell am Steuergerät der Wirbelstrombremse vorgegeben. Der Sollwert ist nun soweit zu reduzieren bis die Wirbelstrombremse gerade zu bremsen beginnt. Jede weitere Brennstoffmengensteigerung bewirkt nun eine Zunahme des Bremsmomentes und dadurch eine Temperatursteigerung in der Brennkammer. Der Drehzahlsollwert kann nun langsam gemeinsam mit dem Förderdruck erhöht werden. Mit dieser Vorgangsweise - Erhöhung der Brennstoffmenge, Erhöhung von Drehzahlsollwert und Förderdruck - kann ein gewünschter stationärer Betriebspunkt eingestellt werden. Durch entsprechende Verstellung an der Primärluftarmatur kann die Luftaufteilung zwischen Primär- und Sekundärbrennkammer nachgestellt werden, und somit die Temperaturaufteilung in der Brennkammer korrigiert werden.

## 8.3 Herunterfahren der Anlage

Soll die Anlage abgestellt werden, dann ist die Brennstoffzufuhr abzuschalten und die Abfahroutine des Brennstofffördersystemes zu starten [31]. Aufgrund der noch gespeicherten Wärme im System läuft die Gasturbine noch ca. 10 bis 20 Sekunden nach, bis die Drehzahl abzufallen beginnt. Um bei Drehzahlen unter  $1.300 \text{ U/min}$  (Gasturbinenabtriebswelle) einen zu geringen Lageröldruck zu vermeiden, soll die Drehzahlreduktion bis zum Stillstand möglichst rasch erfolgen. Zu diesem Zweck wird die Wirbelstrombremse ab einer Drehzahl von  $1.300 \text{ U/min}$  auf null heruntergebremst. Die Bremse ist dann bei Erreichen des Stillstandes sofort wieder zu lösen. Der Frequenzumrichter wird eingeschaltet und auf eine Frequenz von ca.  $35 \text{ Hz}$  hochgefahren. Der Elektromotor der Starteinrichtung ist dann am Frequenzumrichter zu starten. Damit wird erreicht, daß das System mit dem laufenden Gasturbinenverdichter rascher abkühlt. Bei ca.  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ , also unterhalb der Zündtemperatur von Holz in der Brennkammer, wird der Startmotor mit dem Frequenzumrichter abgeschaltet.

# Kapitel 9

## Stationäres Betriebsverhalten

In diesem Kapitel soll das stationäre Betriebsverhalten der holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage untersucht bzw. dargestellt werden. Da die erste Versuchsreihe mit möglichst wenig Risiko für die Gasturbine in Hinblick auf Ascheanpackungen und Abnützungen an den Turbinenschaufeln bzw. mit möglichst geringem Störeinfluß der Förderluft auf die Drallströmung in der Primärbrennkammer durchgeführt werden soll, ist der dafür geeignetste Brennstoff auszuwählen. Die Brennstoffauswahl ist in Kapitel 9.2 ausführlich beschrieben. Das in dieser Arbeit dokumentierte Betriebsverhalten der holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage bezieht sich auf den ausgewählten Brennstoff Buchenspäne.

### 9.1 Brennstoffe

Die am Institut vorhandenen, gelagerten und für die Versuche zur Verfügung stehenden Brennstoffe sind:

- Schwedischer Holzstaub
- Fichtenspäne - grob
- Buchenspäne

Die Spezifikationen der Brennstoffe sind in den Tabellen 9.1, 9.2, 9.3 zusammengestellt.

feuchtes Holz	Schwedischer Holzstaub	Fichtenspäne	Buchenspäne
Wassergehalt $u_{roh}$ [Massen%]	3	10.3	9
Aschegehalt [Massen%]	1.3	0.25	0.54
Heizwert $H_u$ [MJ/kg]	18.86	16.49	16.28
Flüchtige [Massen%]	80	76	76.4
Tiegelkoks [Massen%]	17	13.7	14.6

Tabelle 9.1: Immediatanalysen der drei Holzsorten

trockenes Holz	Schwedischer Holzstaub	Fichten-späne	Buchen-späne
$\gamma_C$ [Massen%]	50.8	49.2	48.1
$\gamma_H$ [Massen%]	6.2	6.3	6.1
$\gamma_O$ [Massen%]	42.6	44.3	45.5
$\gamma_N$ [Massen%]	0.1	0.02	0.04
$\gamma_S$ [Massen%]	< 0.1	< 0.05	< 0.05
$\gamma_{Cl}$ [Massen%]	< 0.1	< 0.01	< 0.01

Tabelle 9.2: Elementaranalysen der drei Holzsorten

	Schwedischer Holzstaub	Fichten-späne	Buchen-späne
Erweichungstemperatur	1250°C	1360°C	1250°C
Fließtemperatur	1500°C	1660°C	1440°C

Tabelle 9.3: Ascheverhalten der Holzsorten

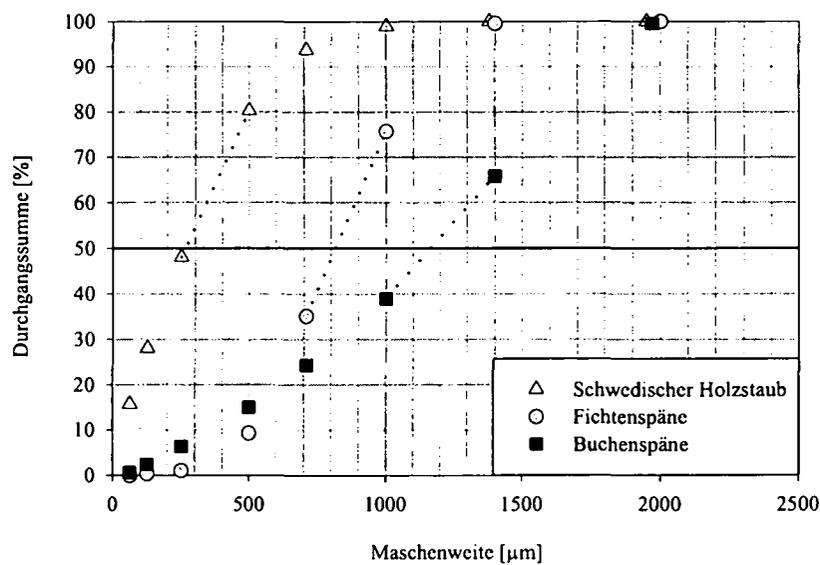


Abbildung 9.1: Rückstandsummenkurven der drei Holzsorten

Ein weiteres Kriterium zur Beschreibung des Festbrennstoffes stellt die Korngrößenverteilung der Späne bzw. des Staubes dar. Mittels Siebanalyse wird die Durchgangssumme der Späne bzw. des Staubes bestimmt. Charakteristisch für die Schüttung ist der Medianwert  $d_{50}$ . 50 Massen% der Teilchen weisen größere Partikeldurchmesser als  $d_{50}$  und 50 Massen% kleinere Durchmesser als  $d_{50}$  auf. Für die in Abbildung 9.1 dargestellte Korngrößenverteilung ergeben sich folgende Medianwerte:

- schwedischer Holzstaub  $d_{50}$ : 280  $\mu m$
- Fichtenspäne  $d_{50}$ : 810  $\mu m$
- Buchenspäne  $d_{50}$ : 1150  $\mu m$

## 9.2 Brennstoffauswahl

Alle drei Brennstoffsorten wurden in [25] in den atmosphärischen Versuchen der Holzstaub-brennkammer untersucht. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Versuchsreihe mit der holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage erfolgte die Brennstoffauswahl nach den Kriterien:

- Höhe des Aschegehaltes im Brennstoff
- Förderluftanteil der Primärbrennkammer

Für die ersten Betriebserfahrungen der Gasturbine im Holzstaubbetrieb ist die Aschebelastung des Heißgasstromes auf die Gasturbine möglichst gering zu halten. Schwedischer Holzstaub hat nach Tabelle 9.1 den größten Ascheanteil und scheidet somit aus.

Die Auswahl zwischen Buchenspäne und Fichte wird durch den Förderluftanteil  $k_{FL}$  in der Primärbrennkammer bestimmt. Je größer der Förderluftanteil ist, desto stärker wird die Drallströmung in der Primärbrennkammer gestört. Gemäß Abbildung 9.2 steigt der notwendige Förderluftanteil mit dem Primärbrennkammerdruck. Für den relevanten Primärbrennkammerdruck von etwa 2,5 bar abs (Vollastpunkt der Gasturbine im Holzstaubbetrieb) ist der Förderluftanteil für die Fichtenspäne größer als der nach [12] angegebene Grenzwert von 0,33. Der Förderluftanteil für Buchenspäne liegt im gesamten Druck- und somit Drehzahlbereich der Gasturbine im Holzstaubbetrieb unterhalb des angegebenen Grenzwertes (Abbildung 9.2). Für die Inbetriebnahmeversuche der holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage wurden deshalb Buchenspäne mit der in Kapitel 9.1 angegebenen Spezifikation eingesetzt.

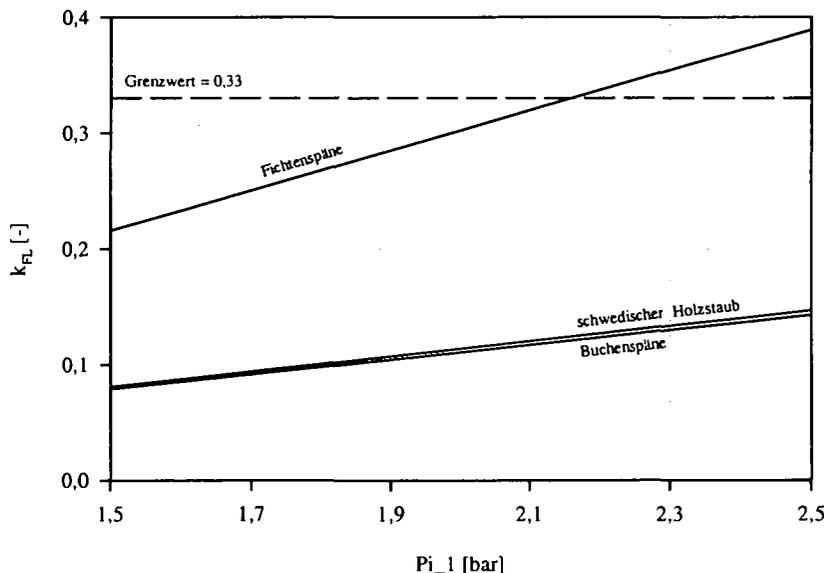


Abbildung 9.2: Förderluftanteil [31]

### 9.3 Luftaufteilung in der Brennkammer

Für den stationären Betrieb der Brennkammer in den verschiedenen Betriebspunkten muß die Verbrennungsluft in der Brennkammer entsprechend aufgeteilt werden. Die über die Verdichterluftleitung der Holzstaubbrennkammer zugeführte Verbrennungsluft wird aufgeteilt in:

- Primärluft
- Sekundärluft
- Tertiärluft

Die Förderluft steht zusätzlich der Primärbrennkammer für die chemischen Reaktionen zur Verfügung. Die Massenbilanz der Holzstaubbrennkammer ist in Kapitel 3 genau dargestellt. Folgende Punkte legen die Luftaufteilung für den eingesetzten Brennstoff fest:

- Die Schadstoffemissionen des Rauchgases der Brennkammer sind zu minimieren. Die dafür notwendigen Temperaturen müssen in Primär- bzw. Sekundärbrennkammer eingehalten werden.
- Die Gastemperatur im Flammrohr (max. 1200 °C) muß unter der Ascheerweichungstemperatur des Holzbrennstoffes (1250 °C für Buchenspäne) liegen.
- Die Wandtemperatur des Flammrohres darf die Verzunderungstemperatur des Flammrohrwerkstoffes (1100 °C) nicht überschreiten
- Die Rohrwandtemperatur der Heißgasleitung muß unter der zulässigen Temperatur von 850 °C liegen

Die Einhaltung dieser Randbedingungen führt schließlich zu der in den Abbildungen 9.3, 9.4, 9.5 und 9.6 dargestellten und gemäß Kapitel 3 berechneten Luftaufteilung in der Brennkammer. Abbildung 9.7 zeigt den errechneten Rauchgasmassenstrom aus der Holzstaubbrennkammer. Der Primärbrennkammerdruck von 2,5 *bar abs* wird im Vollastpunkt des Holzstaubbetriebes erreicht (Gasturbinendrehzahl: 49.000 *U/min*). Der Brennkammerdruck von 1,5 *bar* stellt sich ein, wenn die Gasturbine nach dem Anfahrvorgang bei 80 *kg/h* Brennstoffmenge ohne Fremdenergiezufuhr im Leerlauf auf ihrer Selbsthaltedrehzahl (33.000 *U/min*) läuft. Der in den Diagrammen auf der Abszisse aufgetragene Brennstoffmassenstrom im Bereich von 80 bis 160 *kg/h* deckt somit den gesamten Betriebsbereich der Gasturbine im Holzstaubbetrieb mit den verwendeten Buchenspänen ab.

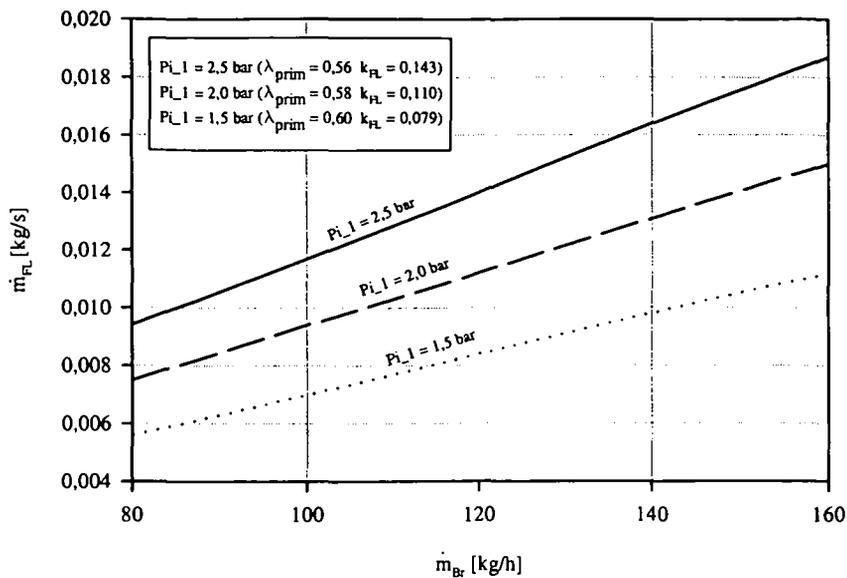


Abbildung 9.3: Förderluftmassenstrom

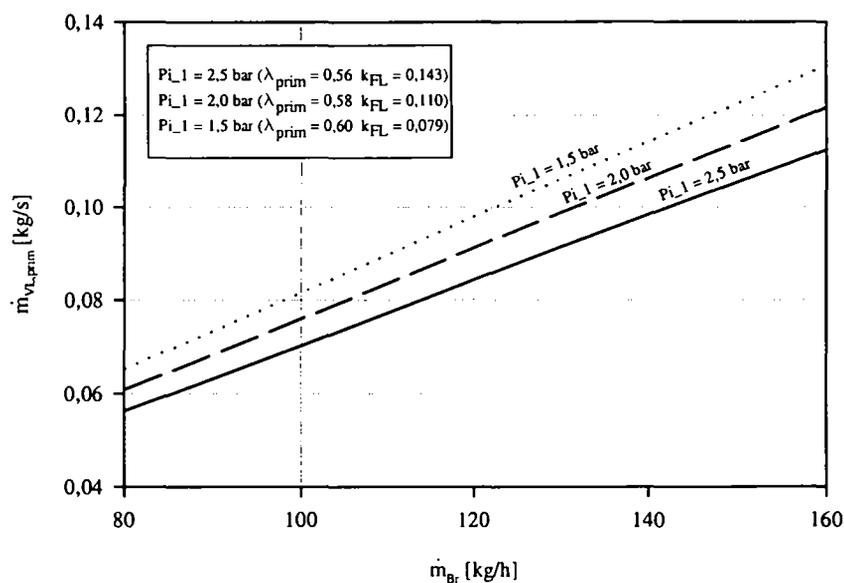


Abbildung 9.4: Verdichterluftmassenstrom in die Primärbrennkammer

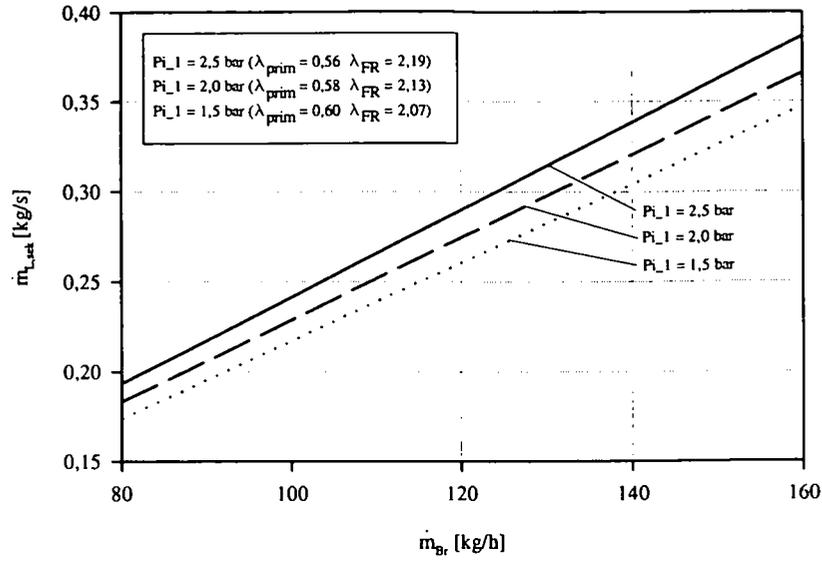


Abbildung 9.5: Sekundärluftmassenstrom

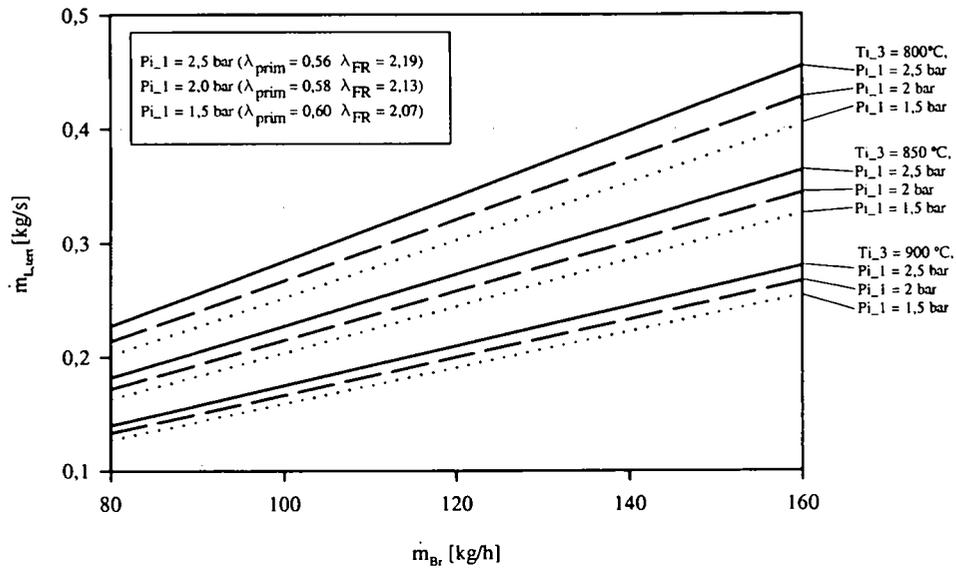


Abbildung 9.6: Tertiärluftmassenstrom

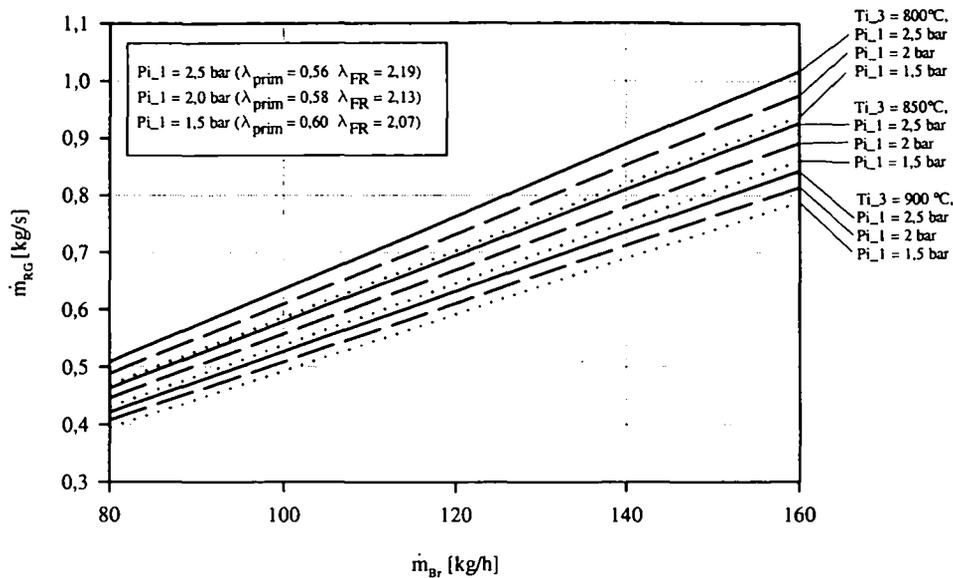


Abbildung 9.7: Rauchgasmassenstrom

In den Abbildungen 9.6 und 9.7 tritt als zusätzlicher Parameter die Temperatur des Rauchgases am Brennkammeraustritt  $T_{i,3}$  auf. Das aus dem Flammrohr der Holzstaubbrennkammer austretende Verbrennungsgas wird am Flammrohraustritt mit Tertiärluft gemischt und auf die Temperatur  $T_{i,3}$  heruntergekühlt. Als Obergrenze für  $T_{i,3}$  ist in den beiden Diagrammen eine Temperatur von 900 °C angegeben. Bei dieser Temperatur ist die Rohrwandtemperatur der Heißgasleitung noch unter ihrem zulässigen Wert von 850 °C. Auf dem Weg von der Brennkammer zur Gasturbine erfährt das Rauchgas eine Abkühlung durch Wärmeabgabe der isolierten Heißgasleitung an die Umgebung.

Dem in der Heißgasleitung auf die Gasturbine zuströmenden Rauchgasmassenstrom  $\dot{m}_{RG}$  wird noch vor dem Eintritt in die Turbine Falsch- und Kühlluft zugemischt ( $\dot{m}_K + \dot{m}_F$ ), sodaß die Eintrittstemperatur des Heißgases in die Turbine weiter reduziert wird. Die genaue Darstellung der Falsch- bzw. Kühlluftverhältnisse erfolgt in Kapitel 10.4.

## 9.4 Kennlinien der holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage

Die Abbildung 9.8 zeigt das aufgenommene Kennlinienfeld der Anlage. Als Bezugswerte sind gemäß Kapitel 2.3.1 Normbezugsbedingungen am Verdichtereintritt gewählt worden. Die Verdichterkennlinie  $n_{bez} = 49.000 \text{ U/min}$  stellt das Betriebsverhalten des Gasturbinenverdichters bei etwa Nenndrehzahl dar. Die Verdichterkennlinie  $n_{bez} = 40.000 \text{ U/min}$  ist am unteren Ende des Betriebsbereiches.

Die Punktepaare  $V_1/T_1$ ,  $V_2/T_2$ ,  $V_3/T_3$ ,  $V_4/T_4$  stellen Betriebszustände der Anlage dar.  $V_i$  ist der Betriebspunkt des Gasturbinenverdichters,  $T_i$  ist der Betriebspunkt der Turbine bei entsprechender Turbineneintrittstemperatur  $T_{3t,bez}$ . Die Strecke VS entspricht der Reduktion des Verdichterdruckverhältnisses auf das für die Turbine zur Verfügung stehende Turbinendruckverhältnis in diesem Betriebszustand. Die Strecke HS ist die Differenz aus Turbinenheißgasmassenstrom  $\dot{m}_{3,bez}$  und Verdichterluftmassenstrom  $\dot{m}_{1,bez}$  und stellt die vom Brennstofffördersystem zugeführte Summe aus Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_{Br,bez}$  und Förderluftmassenstrom  $\dot{m}_{FL,bez}$  dar.

Durch den relativ hohen Falsch- und Kühlluftmassenstrom  $\dot{m}_K + \dot{m}_F$  konnte die Turbineneintrittstemperatur nur in einem engen Bereich variiert werden. Aufgrund der schwierigen Reproduzierbarkeit gleicher Turbineneintrittstemperaturen innerhalb des kleinen Temperaturbereiches wurden in der Diagrammdarstellung die Turbinenkennlinien ( $T_{3t,bez} = \text{const.}$ ) zum Bereich der Turbinenkennlinien zusammengefaßt.

In Abbildung 9.9 ist das Kennlinienfeld im Bereich der Nenndrehzahl der Gasturbine vergrößert dargestellt. Es zeigt, daß die Turbineneintrittstemperatur  $T_{3t,bez}$  im Bereich von etwa 630 °C bis 490 °C variiert werden konnte.

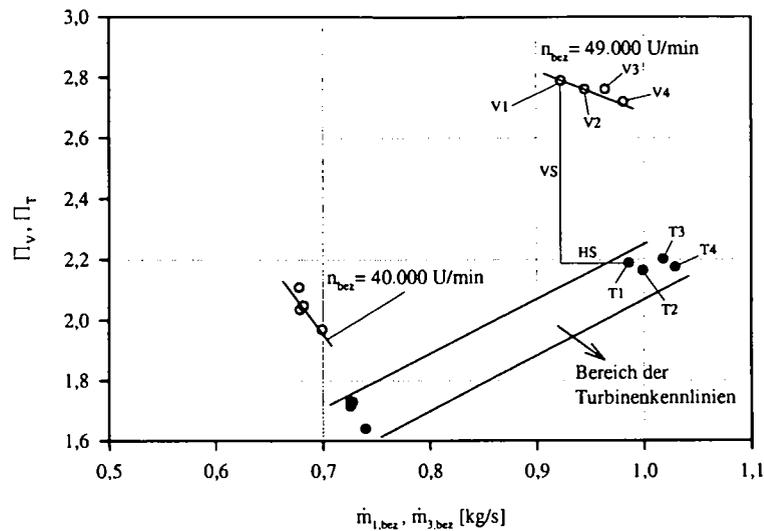


Abbildung 9.8: Kennlinienfeld der Gasturbine im Holzstaubbetrieb

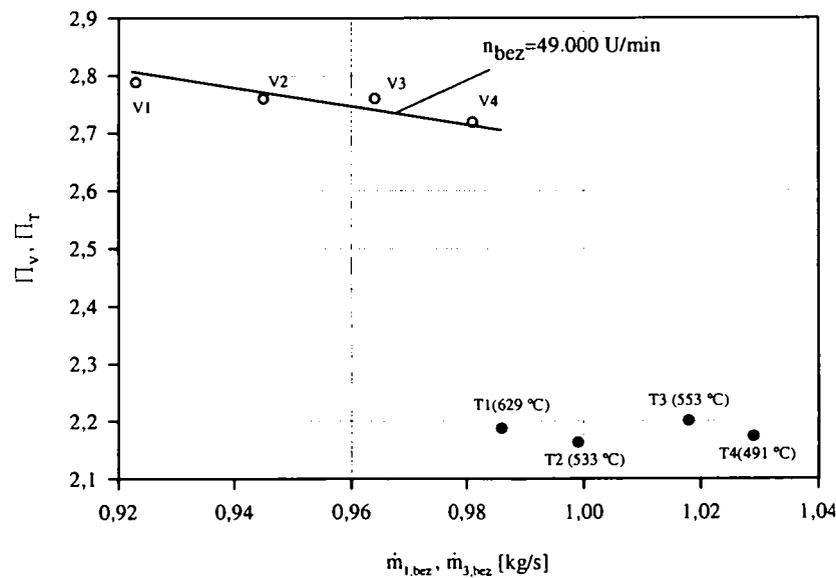


Abbildung 9.9: Kennlinienbereich für  $n_{bez} = 49.000 \text{ U/min}$

In den Abbildungen 9.10 bis 9.15 ist das Betriebsverhalten in Abhängigkeit von der mechanischen Nutzleistung (Gleichung 2.30) dokumentiert.

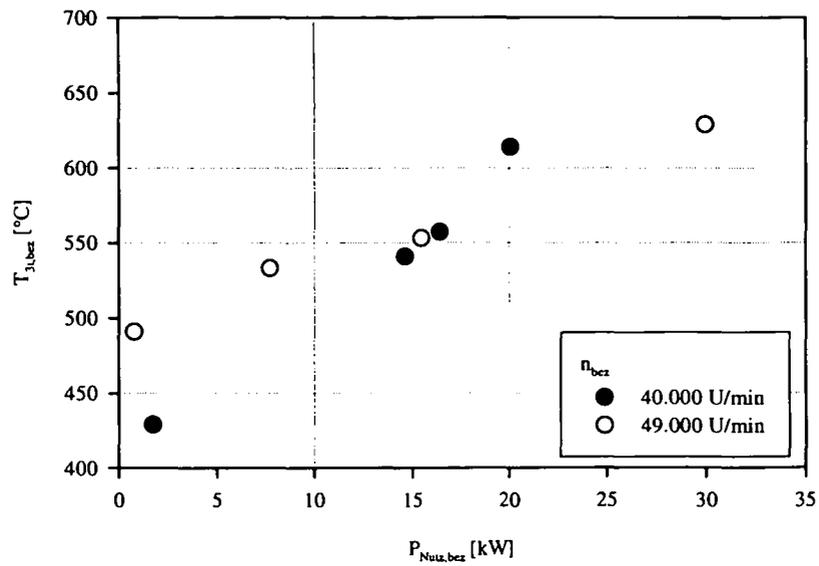


Abbildung 9.10: Turbineneintrittstemperatur

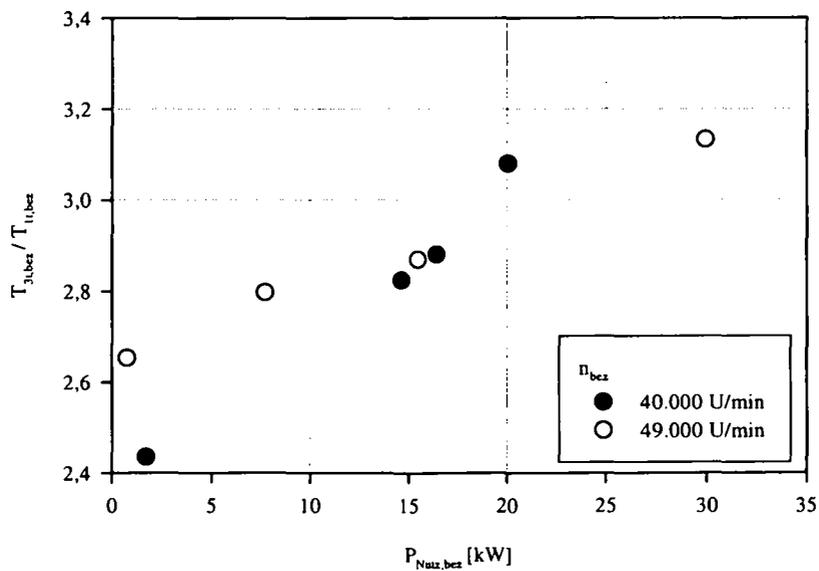


Abbildung 9.11: Temperaturverhältnis

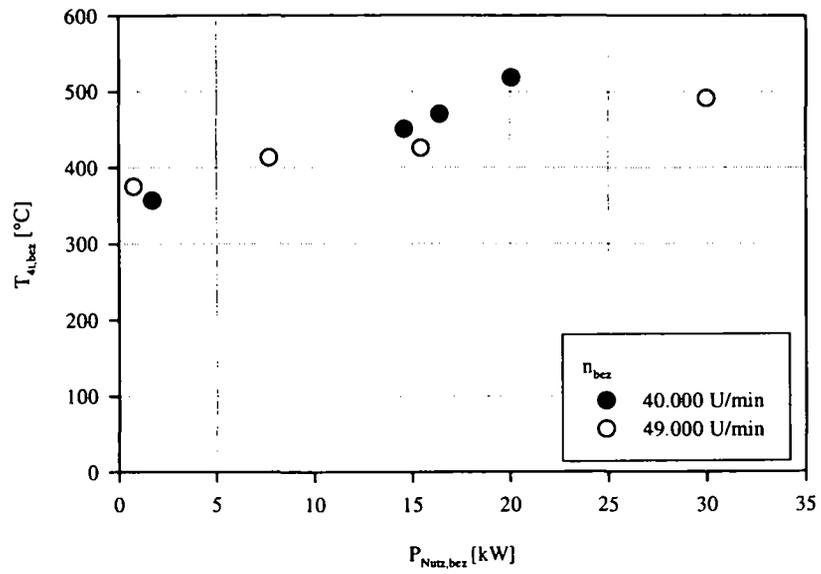


Abbildung 9.12: Turbinenaustrittstemperatur

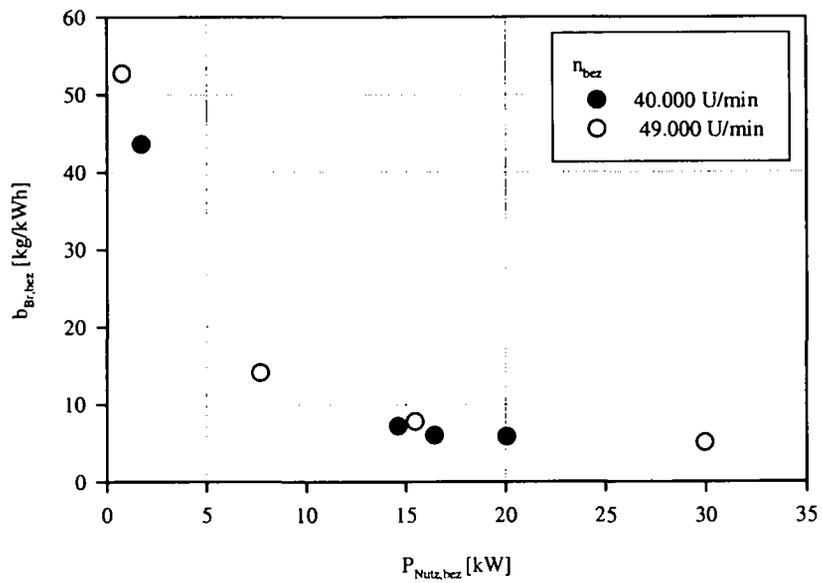


Abbildung 9.13: spezifischer Brennstoffverbrauch

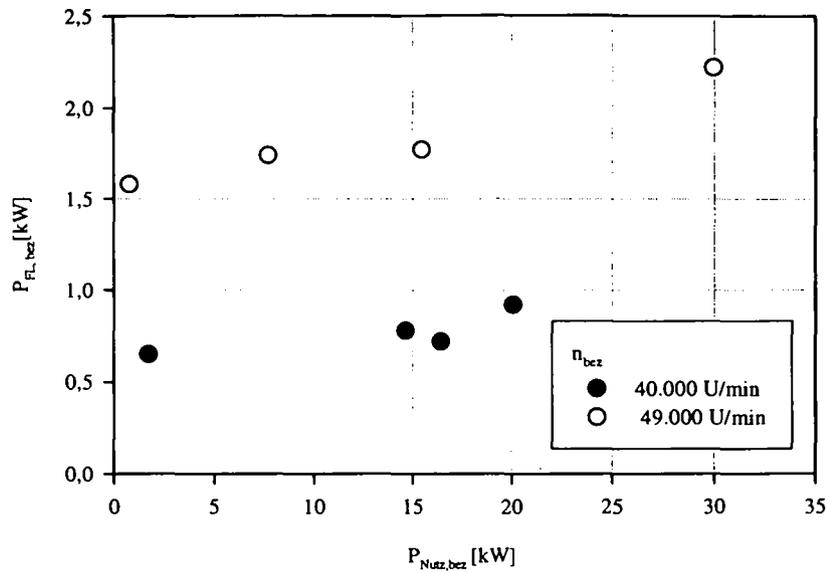


Abbildung 9.14: Leistungsbedarf für Förderluft

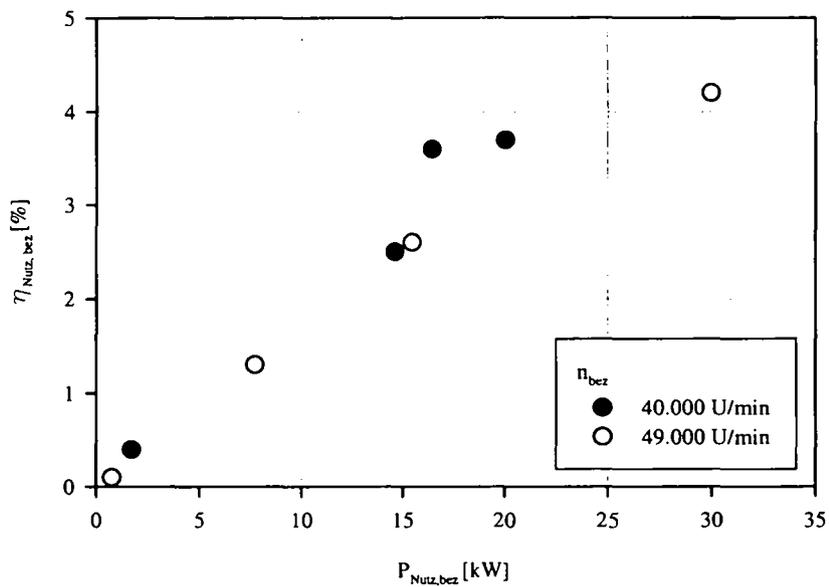


Abbildung 9.15: Wirkungsgrad

# Kapitel 10

## Anlagenverluste

### 10.1 Energieverluste

Gemäß der in Kapitel 2.4 dargestellten Energiebilanzierung bestehen an der holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage folgende Energieverlustströme:

- Das Getriebe der Gasturbine wird mit Schmieröl gekühlt. Die Verlustleistung  $P_{\text{Getriebe}}$  wird vom Getriebebeschmieröl an einen Kühlwasserkreislauf abgegeben.
- Der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_V$  wird durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung der Versuchsanlage abgegeben.
- Der Abgaswärmestrom  $\dot{E}_{V,AG}$  wird über die Turbinenabgasleitung ins Freie abgeführt.

Der Verlustwärmestrom an die Umgebung  $\dot{Q}_V$  ist:

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V,BK} + \dot{Q}_{V,HGL} + \dot{Q}_{V,GT} + \dot{Q}_{V,VLL}. \quad (10.1)$$

Zu beachten ist in Gleichung 10.1, daß in  $\dot{Q}_{V,GT}$  die Verlustwärmeströme von Gasturbine und Gasturbineneintrittsstück zusammengefaßt sind.  $\dot{Q}_{V,VLL}$  bezeichnet dann den Verlustwärmestrom des Verdichterluftleitungssystems vom Gasturbineneintrittsstück bis zur Holzstaubbrennkammer.

### 10.2 Energieflußdiagramm

Für den im Holzstaubbetrieb der Gasturbinenanlage erreichten Vollastpunkt  $V_1/T_1$  ergeben sich die zugeführten (Tabelle 10.1) und abgeführten (Tabelle 10.2) Energieströme:

	$\Sigma \dot{E}_{zu}$	$\dot{E}_{FL}$	$\dot{E}_{Br}$	$\dot{E}_1$
[kW]	687,6	0,2	687,4	0

Tabelle 10.1: zugeführte Energieströme für den Vollastpunkt

Der am Verdichtereintritt eingebrachte Energiestrom  $\dot{E}_1$  ist 0 (Tabelle 10.1), da als Bezug für die Energiebilanzierung Umgebungsdruck und Umgebungstemperatur der Versuchsanlage angenommen werden.

	$\Sigma \dot{E}_{ab}$	$P_{eff}$	$\dot{Q}_{V,BK}$	$\dot{Q}_{V,HGL}$	$\dot{Q}_{V,GT}$	$\dot{Q}_{V,VLL}$	$P_{Getriebe}$	$\dot{E}_{V,AG}$	$\dot{E}_{AB}$
[kW]	687,6	33,2	4	38	3	92	4,4	513	0

Tabelle 10.2: abgeführte Energie-, Wärmeströme und Leistungen für den Vollastpunkt

Die Zusammenfassung der Energie-, Wärmeströme und Leistungen in einem Energieflußdiagramm erfolgt gemäß Abbildung 10.1. Die Energieströme größer 10 kW sind dabei maßstäblich abgebildet. Kleinere Ströme sind mit der selben Strichstärke gezeichnet.

Der vom Brennstoffördersystem in die Brennkammer eingebrachte Energiestrom  $\dot{E}_{FL}$  beträgt 0,2 kW. Dafür muß vom Brennstoffördersystem im Mittel eine elektrische Leistung von 3,1 kW bereitgestellt werden. Davon entfallen 2,5 kW auf den Förderluftverdichter und 0,6 kW auf Rührwerk, Förderschnecke und Schwingrinne. Berücksichtigt werden diese als elektrische Hilfsantriebe bezeichneten Aggregate bei der Ermittlung der Nutzleistung des Gesamtsystem (Gasturbinenanlage und Brennstoffördersystem) im Kapitel 2 nach Gleichung 2.30.

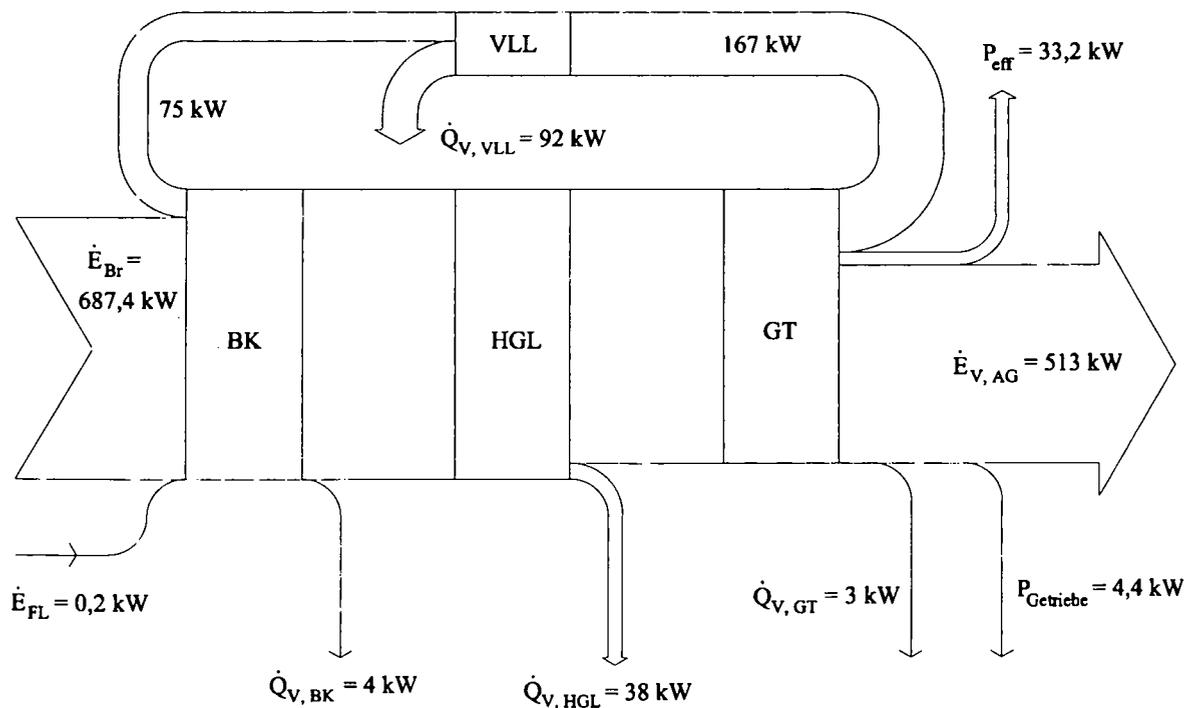


Abbildung 10.1: Energieflußdiagramm der Gasturbinenanlage für den Vollastpunkt  $V_1/T_1$

### 10.3 Druckverluste

Die Analyse der Druckverluste der Gasturbinenanlage im Holzstaubbetrieb basiert auf der im Kapitel 2.3.3. dargestellten Methode. Es wird noch eine zusätzliche Gliederung der Druckverluste in der Verdichterluftleitung vorgenommen: Gemäß Abbildung 7.1 ist die Verdichterluftleitung (VLL) als Serienschaltung der Luftseite des Gasturbineneintrittstückes (GT, Ein) und des Verdichterluftrohrstranges (VLL-Rohr), der vom Gasturbineneintrittstück bis zur Brennkammer führt, aufzufassen.

Mit den Bezeichnungen für die Drücke nach Abbildung 7.2 läßt sich der relative Druckverlust auf dem Niveau des Umgebungsdruckes anschreiben als

$$\varepsilon' = \underbrace{\frac{(P_0 - P_{g,1t})}{P_0}}_{\varepsilon_{ALL}} + \underbrace{\frac{(P_{g,4t} - P_0)}{P_0}}_{\varepsilon_{AGL}} \quad (10.2)$$

Der relative Druckverlust bei Höchstdruck ist

$$\varepsilon'' = \frac{(P_{g,2t} - P_{i,8t})}{P_{g,2t}} = \underbrace{\frac{(P_{g,2t} - P_{i,9t})}{P_{g,2t}}}_{\varepsilon_{GT, Ein}} + \underbrace{\frac{(P_{i,9t} - P_{i,1t})}{P_{g,2t}}}_{\varepsilon_{VLL-Rohr}} + \underbrace{\frac{(P_{i,1t} - P_{i,3t})}{P_{g,2t}}}_{\varepsilon_{BK}} + \underbrace{\frac{(P_{i,3t} - P_{i,8t})}{P_{g,2t}}}_{\varepsilon_{HGL+Zykl}} \quad (10.3)$$

Die Durchführung der Versuche erfolgte so, daß für mehrere Versuchsläufe im Vollastzustand eine Mittelwertbildung der einzelnen Druckverluste erfolgte. In Abbildung 9.8 und 9.9 ist der Vollastzustand der Gasturbinenanlage mit  $V_1/T_1$  bezeichnet.

Mit  $\varepsilon = \varepsilon' + \varepsilon''$  sind die Ergebnisse in Tabelle 10.3 zusammengefaßt.

$\varepsilon$	$\varepsilon_{ALL}$	$\varepsilon_{AGL}$	$\varepsilon_{GT, Ein}$	$\varepsilon_{VLL-Rohr}$	$\varepsilon_{BK}$	$\varepsilon_{HGL+Zykl}$
0,2221	0,0110	0,0929	0,0215	0,0757	0,0065	0,0145

Tabelle 10.3: Relative Druckverluste bei Vollast

Die relativen Druckverluste der Einzelkomponenten bezogen auf den relativen Druckverlust  $\varepsilon$  der gesamten Gasturbinenanlage ergeben:

	$\varepsilon$	$\varepsilon_{ALL}$	$\varepsilon_{AGL}$	$\varepsilon_{GT, Ein}$	$\varepsilon_{VLL-Rohr}$	$\varepsilon_{BK}$	$\varepsilon_{HGL+Zykl}$
%	100	5	41,8	9,7	34,1	2,9	6,5

Tabelle 10.4: Anteile der relativen Druckverluste

Nach Gleichung 2.51 ist das für die Expansion in der Turbine zur Verfügung stehende Druckverhältnis um den Faktor  $(1 - \varepsilon) = 0,78$  kleiner als das Verdichterdruckverhältnis. Die Hauptverursacher des relativen Druckverlustes  $\varepsilon$  sind dabei die Abgasleitung mit einem Anteil von 41,8 % und die Verdichterluftrohrleitung mit 34 %.

Die Ursachen des hohen relativen Druckverlustes der Abgasleitung sind:

- Aufgrund der vorgegebenen zentralen Aufstellung der Gasturbine in der Laborhalle ist die Ableitung der Turbinenabgase ins Freie nur über die lange Abgasleitung möglich.
- Ungünstige Strömungsführung im Anschlußbereich einer zweiten, für den Studienbetrieb genutzten Gasturbine, trägt zusätzlich zur Erhöhung des Druckverlustes der Abgasleitung bei.

Die Ursachen des hohen relativen Druckverlustes der Verdichterluftrohrleitung sind:

- die Meßblenden, mit ihren notwendigen Beruhigungsstrecken im Vor- und Nachlauf; diese sind bestimmend für die räumliche Entfernung von Gasturbine und Brennkammer
- Einbauten wie Regelarmaturen und Rückschlagklappen
- Strömungswiderstand der Rohrleitung, insbesondere durch die Luftaufteilung an der Brennkammer

## 10.4 Reduktion der Turbineneintrittstemperatur

Die Temperatur des aus der Holzstaubbrennkammer in die Heißgasleitung strömenden Rauchgases ist durch die maximal zulässige Rohrwandtemperatur der Heißgasleitung ( $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) auf  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  begrenzt. Für die Untersuchung der Auswirkungen der Asche- und Staubpartikel im Heißgasstrom auf die Turbinenteile (Spirale, Leitapparat, Turbinenschaufeln) liegt die interessierende Heißgastemperatur vor Turbineneintritt im Bereich von  $730$  bis  $765\text{ }^{\circ}\text{C}$  [9], [10]. Bei höheren Temperaturen, entstehen sehr harte Anbackungen an den Turbinenleit- und -laufschaufeln. Im angegebenen Temperaturbereich lassen sich die Ablagerungen relativ leicht entfernen.

Aufgrund der im Folgenden angegebenen Auflistung ist es nicht möglich, diesen Temperaturbereich in der Versuchsanlage einzustellen bzw. zu untersuchen.

Die Heißgastemperatur wird vom Austritt aus der Brennkammer bis zum Eintritt in die Turbine verringert durch:

- Wärmeabgabe der Heißgasleitung an die Umgebung
- Im Gasturbineneintrittsstück wird die Heißgasleitung von der coaxial angeordneten Verdichterluftleitung gekühlt. Dem Heißgasstrom wird so Wärme entzogen.
- Im Gasturbineneintrittsstück erfolgt über die Wärmedehnfugen der Rohrschüsse eine Zumischung von Verdichterluft (Falschlufft)
- Durch die in Absprache mit dem Turbinenhersteller erforderliche Kühlung der Turbinenradscheibe mittels der Kühlluftbohrungen erfolgt zusätzlich Zumischung von Verdichterluft (Kühlluft)

Für eine näherungsweise Betrachtung des Zumischungseffektes von Kühl- und Falschlufft, und die damit verursachte Verminderung der Turbineneintrittstemperatur, wird das in Abbildung 10.2 dargestellte, vereinfachte Modell verwendet:

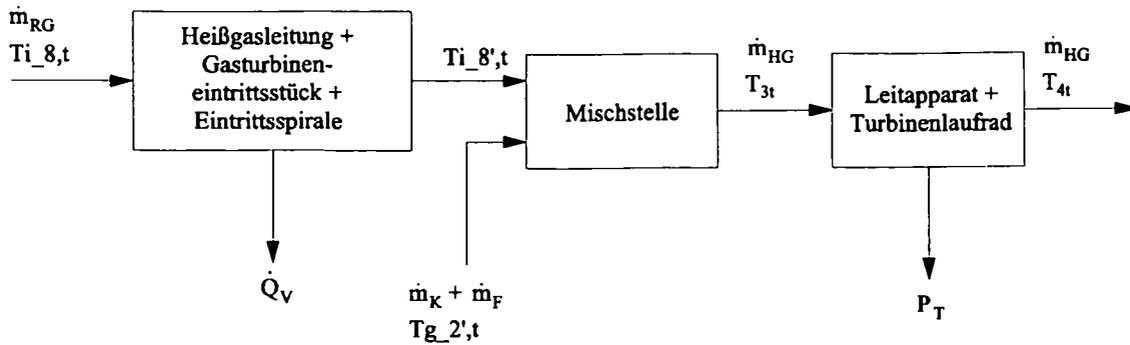


Abbildung 10.2: Zumischung von Kühl- und Falschlufft

Die gemessenen Temperaturen sind:

- $T_{i,8,t}$  - die Temperatur des Rauchgases in der Heißgasleitung am Austritt des Staubabscheiders
- $T_{4t}$  - die Temperatur des Heißgases am Turbinenausritt

Die errechneten Temperaturen sind:

- $T_{3t}$  - Temperatur des Heißgases am Turbineneintritt, ermittelt mit Gleichung 2.25
- $T_{g-2',t}$  - Temperatur der Kühl- und Falschlufft  
Als Ansatz für die Abschätzung wurden  $T_{i,9,t}$  (Verdichterlufttemperatur am Austritt aus dem Gasturbinenanschlußstück) und  $T_{g-2,t}$  (Verdichterlufttemperatur am Verdichteraustritt) herangezogen. Es wird angenommen, daß die Temperatur der Kühl- und Falschlufft das arithmetische Mittel aus  $T_{i,9,t}$  und  $T_{g-2,t}$  ist.
- $T_{i,8',t}$  - die Temperatur des Rauchgases in der Heißgasleitung unmittelbar vor der Mischstelle

Mit der Energiebilanz an der Mischstelle

$$\dot{m}_{HG}c_{pm,HG}T_{3t} = \dot{m}_{RG}c_{pm,RG}T_{i,8',t} + (\dot{m}_K + \dot{m}_F)c_{pm,L}T_{g-2',t} \quad (10.4)$$

erfolgt die Berechnung von  $T_{i,8',t}$  mit:

$$T_{i,8',t} = \frac{\dot{m}_{HG}c_{pm,HG}T_{3t} - (\dot{m}_K + \dot{m}_F)c_{pm,L}T_{g-2',t}}{\dot{m}_{RG}c_{pm,RG}} \quad (10.5)$$

In Tabelle 10.5 sind die Ergebnisse für die stationären Betriebspunkte  $V_1/T_1$ ,  $V_2/T_2$ ,  $V_3/T_3$ ,  $V_4/T_4$  gemäß Abbildung 9.9 zusammengefaßt.

Betriebspunkt	$\frac{m_K + m_F}{m_{HG}}$ [-]	$T_{i.8,t}$ [°C]	$T_{i.8',t}$ [°C]	$T_{g.2',t}$ [°C]	$T_{3t}$ [°C]	$T_{4t}$ [°C]
$V_1/T_1$	0,241	867	806	181	670	525
$V_2/T_2$	0,253	722	688	182	572	446
$V_3/T_3$	0,227	735	688	179	585	452
$V_4/T_4$	0,229	644	604	178	518	397

Tabelle 10.5: Zusammenfassung der Meßwerte und Rechenergebnisse

Es ist zu beachten, daß in Abbildung 9.9 die auf den Normzustand bezogenen Werte dargestellt sind, in der Tabelle 10.5 aber die gemessenen Werte und die daraus errechneten angegeben sind.

### Interpretation der Ergebnisse

Der Betriebspunkt  $V_1/T_1$  ist der Vollastpunkt im Holzstaubbetrieb der Anlage. Bei der Temperatur des Rauchgases in der Heißgasleitung am Austritt des Staubabscheiders ( $T_{i.8,t}$ ) von 867 °C ist die Rohrwandtemperatur der Heißgasleitung noch zulässig. Diese Temperatur stellt somit einen Grenzwert dar, der bei Überschreiten die Not-Aus Routine des Meßprogrammes startet.

Aufgrund der Wärmeverluste in Heißgasleitung, Gasturbineneintrittsstück und Eintrittsspirale bis zur Mischstelle wird die Temperatur des Rauchgases von 867 °C auf 806 °C reduziert. Durch die Zumischung von Kühl- und Falschlufft sinkt die Temperatur auf 670 °C am Turbineneintritt (bezogen: 629 °C) weiter ab.

Die im folgenden Kapitel dargestellte Staub- bzw. Ascheproblematik kann aufgrund dieser niedrigen erreichbaren Turbineneintrittstemperaturen bei der derzeitigen Anlagenkonzeption nur als erster Ansatz für weitere Überlegungen und Untersuchungen dienen.

# Kapitel 11

## Staubproblematik

In Tabelle 11.1 ist die Betriebsdauer für die stationären Betriebspunkte in der jeweiligen Phase angegeben. Anfahr- und Abfahrzeiten der Anlage sind nicht enthalten.

Betriebsart	Phase	Dauer [h]
atmosphärischer Betrieb von Brennkammer und Abscheider	1a	18
druckaufgeladener Betrieb von Brennkammer und Abscheider	1b	12
Expanderbetrieb der Gasturbine	2a	6
Gasturbinenbetrieb	2b	17

Tabelle 11.1: Betriebsdauer

Nach 4 Stunden Gasturbinenbetrieb (Brennkammer und Abscheider waren dann 40 Stunden in Betrieb) wurde eine Endoskopierung mit einem von der EVN zur Verfügung gestellten Gerät durchgeführt. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 11.1 bis 11.6 ersichtlich.

Abbildung 11.1 zeigt die Primärbrennkammer mit dem strahlungsgeschützten Temperaturfühler und dem Tauchrohr zur Sekundärbrennkammer. An der Flammrohrwand sind schwarze, glasartige Flecken erkennbar. Das lokale Überschreiten der Ascheerweichungstemperatur dürfte für diese dünnen Ablagerungen verantwortlich sein.

Eintrittsbereich der Leitschaufeln (Abbildung 11.2), Schaufeleintrittskante (Abbildung 11.3) und Gegenspirale (Abbildung 11.4) des Staubabscheiders zeigen keine Ablagerungen bzw. Abrasionserscheinungen.

Am Gasturbinenleitappart (Abbildung 11.5) sind im Eintrittsbereich der Leitschaufeln Ablagerungen erkennbar. Die Innenseite des Leitapparates (Abbildung 11.6) ist bis auf kleine Bereiche an den Schaufelenden frei von Ablagerungen. Am Turbinenlaufrad (Abbildung 11.7) sind keine Ablagerungen bzw. Abrasionserscheinungen erkennbar.

Nach 8,5 Stunden Gasturbinenbetrieb wurde im Rahmen der Reduktion der Kühlluftbohrungen (Kapitel 6.2) die Gasturbine zerlegt. Die Abbildungen B.8, B.9, B.10 und B.11 im Anhang B dokumentieren den Zustand der Turbinenkomponenten. Die Staubablagerungen im Eintrittsbereich der Leitschaufeln (Abbildung 11.5) konnten mit einer weichen Bürste leicht von Hand entfernt werden. Bei den Ablagerungen handelte es sich um keine festen Anbackungen. Das Turbinenlaufrad war frei von Staub und Ablagerungen. Flammrohrbogen, Flammrohr und Eintrittsspirale waren auf der Innenseite mit einer dünnen Staubschicht überzogen, die

mit einem Tuch entfernt werden konnte. Bei den Komponenten konnten auch keine Abrasionserscheinungen festgestellt werden.

Nach 14,5 Stunden Gasturbinenbetrieb mußte aufgrund falscher Temperaturanzeigen der Temperaturfühler in der Primärbrennkammer ausgebaut werden. Der Gasabsaugschlitz an der Spitze der Keramikummantelung war mit einer glasharten Schicht abgedeckt und mußte mit einer Schleifscheibe freigelegt werden. Die Ursache könnten Bereiche mit lokal, größerer Luftzahl und damit erhöhten Temperaturen, die über dem Ascheschmelzpunkt lagen, gewesen sein. Die Inspektion der Primärbrennkammer mit einem Endoskop ergab keine Veränderung an der Flammrohrwand gegenüber der Endoskopierung, die nach 4 Stunden Gasturbinenbetrieb durchgeführt wurde.

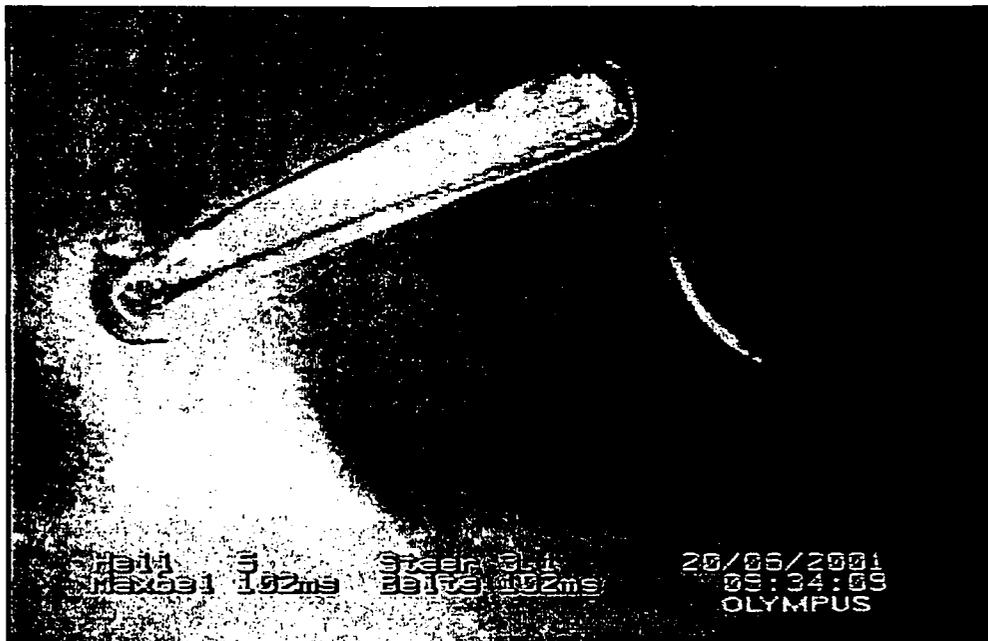


Abbildung 11.1: Brennkammer - primäres Flammrohr

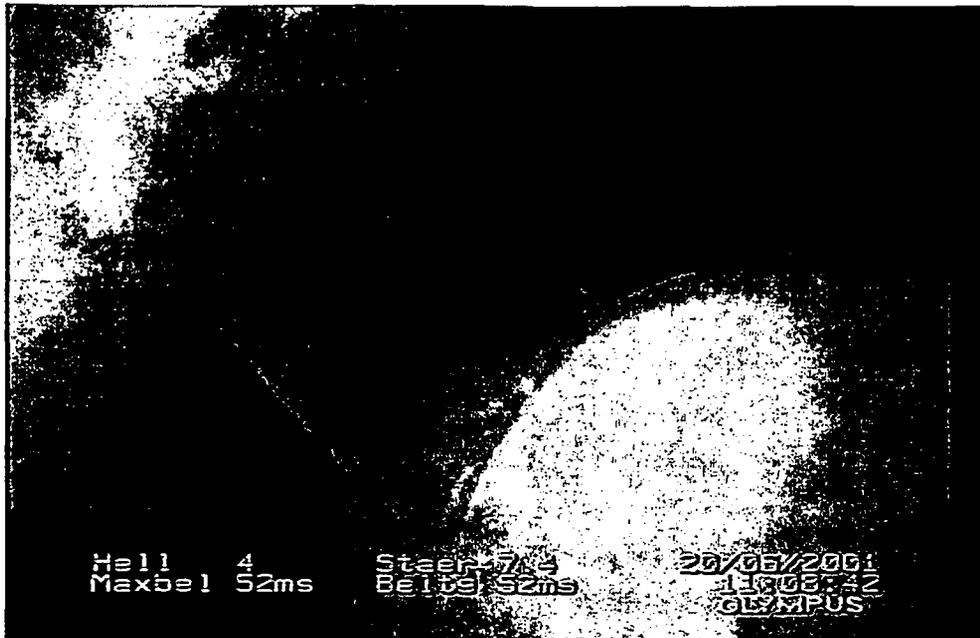


Abbildung 11.2: Axialzyklon - Eintrittsbereich der Leitschaufeln

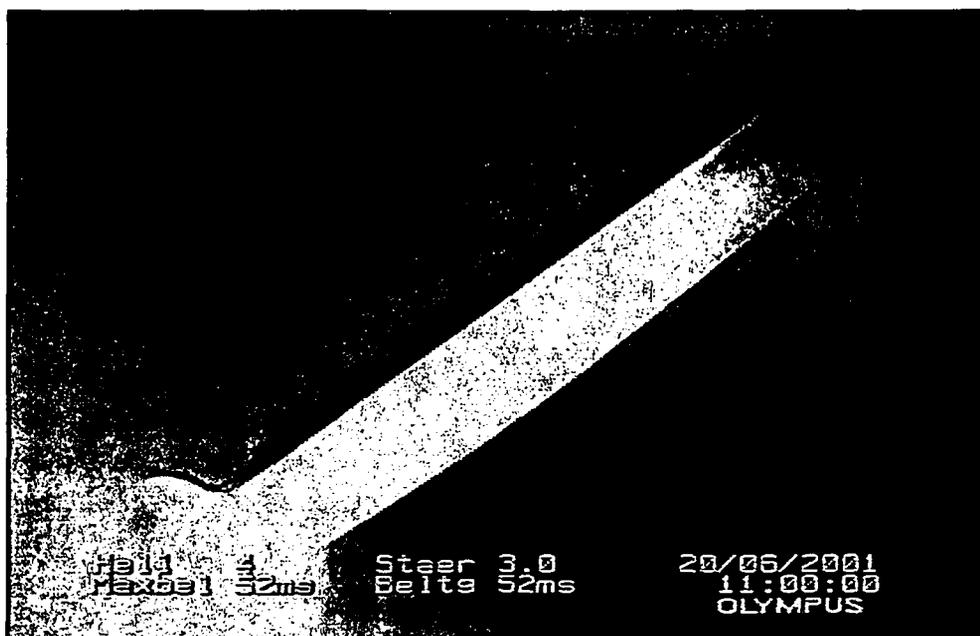


Abbildung 11.3: Axialzyklon - Eintrittskante einer Leitschaufel

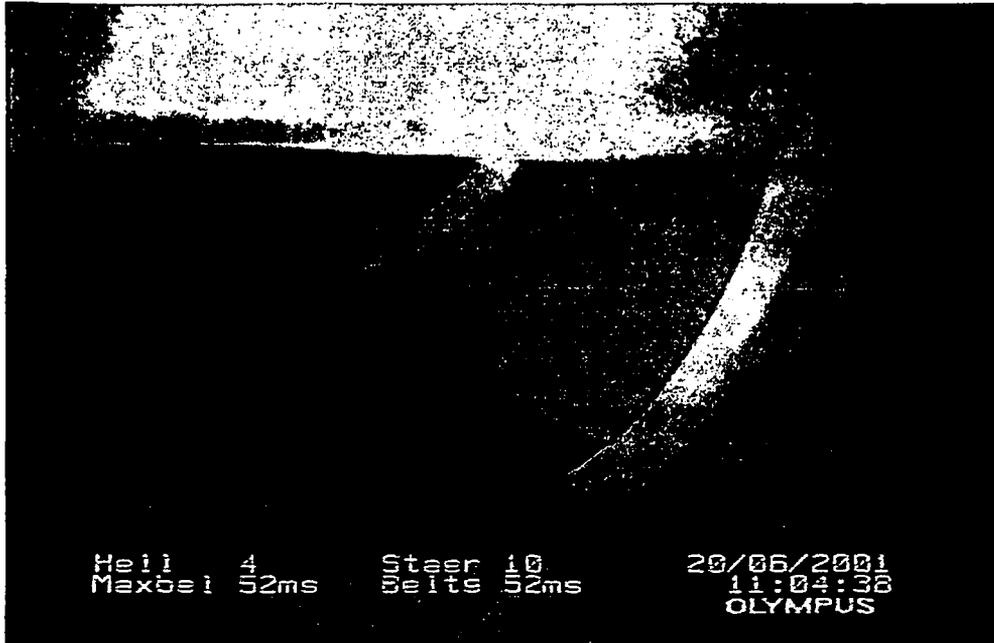


Abbildung 11.4: Axialzyklon - Gegenspirale



Abbildung 11.5: Gasturbine - Leitapparat



Abbildung 11.6: Gasturbine - Innenseite des Leitappartes



Abbildung 11.7: Gasturbine - Turbinenlaufrad

## Kapitel 12

# Vergleich Holzstaub-, Heizölbetrieb

Die Ermittlung der relativen Druckverluste für den Holzstaubbetrieb wurde in Kapitel 10 behandelt. Zum Vergleich sind die anteiligen relativen Druckverluste für den Holzstaubbetrieb (Tabelle 12.1) und den Heizölbetrieb (Tabelle 12.2) angegeben:

	$\varepsilon$	$\varepsilon_{ALL}$	$\varepsilon_{AGL}$	$\varepsilon_{GT, Ein}$	$\varepsilon_{VLL-Rohr}$	$\varepsilon_{BK}$	$\varepsilon_{HGL+Zykl}$
%	100	5	41,8	9,7	34,1	2,9	6,5

Tabelle 12.1: Anteile der relativen Druckverluste im Holzstaubbetrieb

	$\varepsilon$	$\varepsilon_{ALL}$	$\varepsilon_{AGL}$	$\varepsilon_{GT, Ein}$	$\varepsilon_{VLL-Rohr}$	$\varepsilon_{BK}$	$\varepsilon_{HGL+Zykl}$
%	100	8,4	75,4	-	-	16,2	-

Tabelle 12.2: Anteile der relativen Druckverluste im Heizölbetrieb

Im Holzstaubbetrieb beträgt die zur Verfügung stehende mechanische Nutzleistung bei Volllast  $30 \text{ kW}$ . Der Volllastpunkt wird bei einer Turbinendrehzahl von  $49.000 \text{ U/min}$  und einer Turbineneintrittstemperatur von  $629 \text{ }^\circ\text{C}$  erreicht. Das für die Expansion in der Turbine zur Verfügung stehende Druckverhältnis ist dabei um den Faktor  $(1 - \varepsilon) = 0,78$  kleiner als das Verdichterdruckverhältnis  $\Pi_V = 2,79$ . Der Anteil des relativen Druckverlustes der Abgasleitung beträgt  $41,8 \%$ .

Im Heizölbetrieb beträgt die zur Verfügung stehende mechanische Nutzleistung  $55 \text{ kW}$  bei einer Turbinendrehzahl von  $49.000 \text{ U/min}$  und  $764 \text{ }^\circ\text{C}$  Turbineneintrittstemperatur. Das für die Expansion in der Turbine zur Verfügung stehende Druckverhältnis ist dabei um den Faktor  $(1 - \varepsilon) = 0,87$  kleiner als das Verdichterdruckverhältnis  $\Pi_V = 2,70$ . Der Anteil des relativen Druckverlustes der Abgasleitung beträgt  $75,4 \%$ .

Die Nennleistung der Gasturbine von  $75 \text{ kW}$  bezieht sich auf eine vom Hersteller angegebene Nenndrehzahl von  $50.000 \text{ U/min}$ , einem relativen Druckverlust zwischen Verdichteraus- und Turbineneintritt von  $2 \%$  und einem Verdichterdruckverhältnis von  $\Pi_V = 2,80$ . Das entspricht einem Faktor  $(1 - \varepsilon) = 0,98$ .

## 12. Vergleich Holzstaub-, Heizölbetrieb

Abbildung 12.1 zeigt, daß im Holzstaubbetrieb eine Turbineneintrittstemperatur von 629 °C erreicht wird (Vollastpunkt: 30 kW). Im Vergleich dazu beträgt die Turbineneintrittstemperatur im Heizölbetrieb 764 °C bei 55 kW.

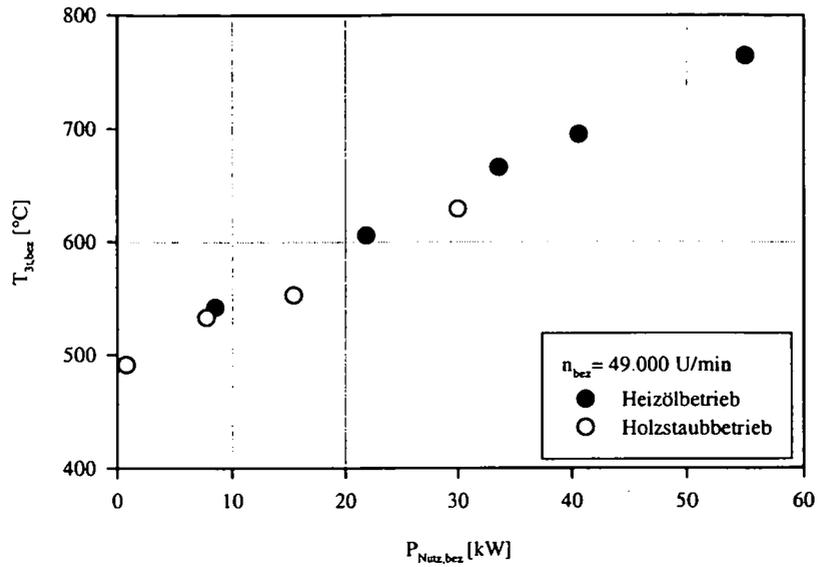


Abbildung 12.1: Turbineneintrittstemperatur

Nach Abbildung 12.2 wird im Holzstaubbetrieb eine maximale Turbinenaustrittstemperatur von 493 °C erreicht, im Heizölbetrieb beträgt diese 619 °C.

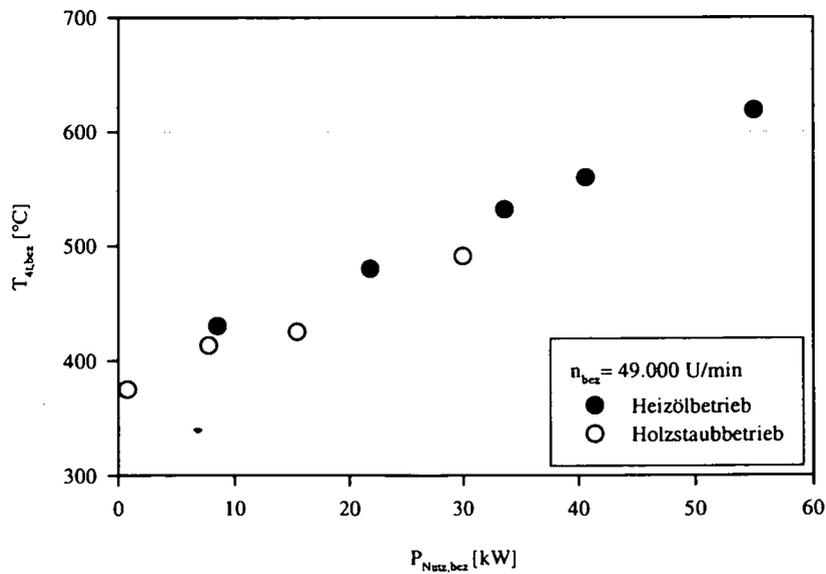


Abbildung 12.2: Turbinenaustrittstemperatur

Die Darstellung nach Abbildung 12.3 zeigt, daß im Holzstaubbetrieb ein maximaler Wirkungsgrad von etwa 4 % erreicht wird, im Heizölbetrieb von etwa 8 %.

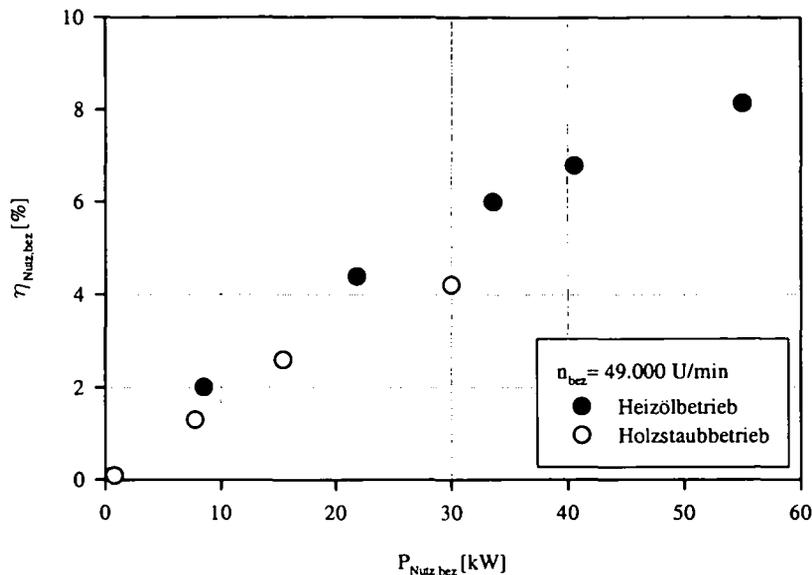


Abbildung 12.3: Wirkungsgrad

### Diskussion des thermischen Wirkungsgrades

In den folgenden Abbildungen ist der thermische Wirkungsgrad über dem Verdichterdruckverhältnis aufgetragen. Abbildung 12.4 stellt die Verhältnisse bei Holzstaubbetrieb, Abbildung 12.5 jene bei Heizölbetrieb der Gasturbine dar. Als Parameter dient die Turbineneintrittstemperatur.

Es wurden dabei folgende Annahmen getroffen:

- Die Verdichtereintrittstemperatur beträgt  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Sowohl für den Holzstaub- als auch den Heizölbetrieb werden gleiche isentrope Wirkungsgrade für Verdichter und Turbine angenommen
- Die Wirkungsgrade werden als konstant betrachtet
- Als Arbeitsmedium dient für Verdichter und Turbine Luft ( $\kappa = 1,4$ )

Ein Vergleich von Holzstaub- und Heizölbetrieb läßt erkennen, dass die Linien konstanter Turbineneintrittstemperatur höhere thermische Wirkungsgrade für den Heizölbetrieb ergeben. Ursache dafür sind die geringeren Druckverluste, ausgedrückt durch den Faktor  $(1 - \epsilon)$ .

Für den Bereich des Verdichterdruckverhältnisses in der Versuchsanlage ( $\Pi_V = 1,5 \dots 2,8$ ) befinden sich die Betriebspunkte auf dem linken, stark abfallenden Ast der Linien konstanter Turbineneintrittstemperatur. Die Maxima für den thermischen Wirkungsgrad liegen bei höheren Verdichterdruckverhältnissen. Sowohl im Holzstaub- als auch im Heizölbetrieb ist das Verdichterdruckverhältnis zu niedrig. Dies und die niedrigen Turbineneintrittstemperaturen erklären, daß die relativ schlechten Wirkungsgrade in Abbildung 12.3 zum Großteil thermodynamisch begründet sind.

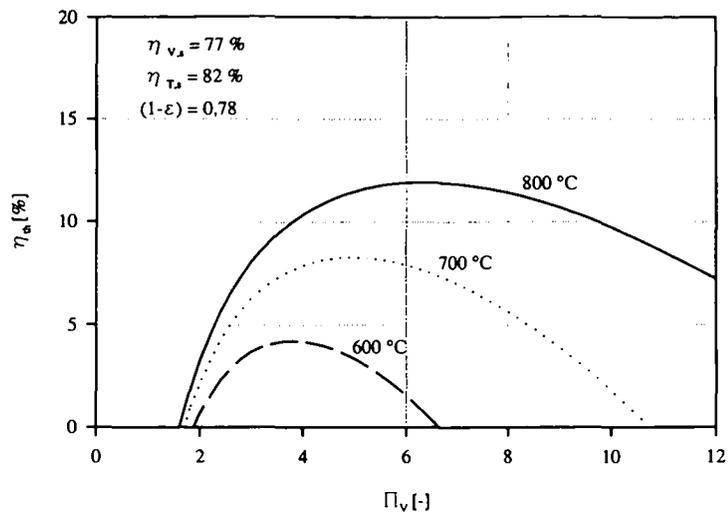


Abbildung 12.4: thermischer Wirkungsgrad, Holzstaubbetrieb

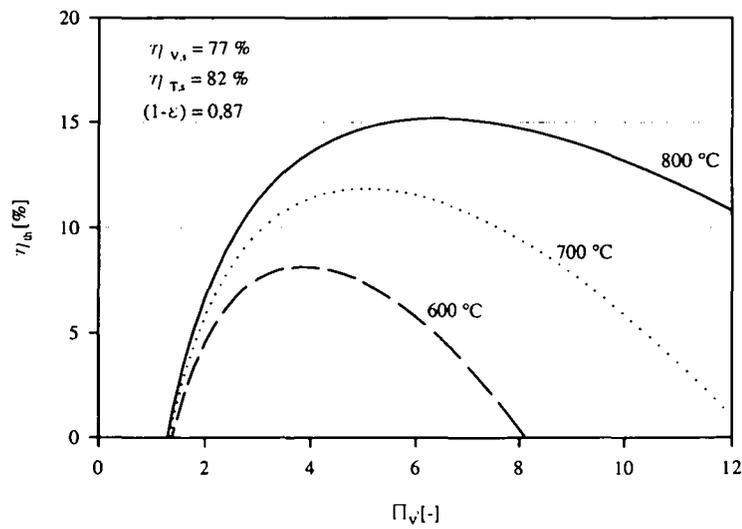


Abbildung 12.5: thermischer Wirkungsgrad, Heizölbetrieb

## Teil V

# Zusammenfassung und Ausblick

# Kapitel 13

## Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage entworfen, aufgebaut und in Betrieb genommen. Ausgangspunkt für die Realisierung des Projektes waren eine am Institut zuvor entwickelte Holzstaubbrennkammer mit Staubabscheider und ein pneumatisches Brennstoffördersystem. Holzstaubbrennkammer, Staubabscheider und pneumatisches Brennstoffördersystem wurden gemeinsam atmosphärisch bzw. im Druckregelbetrieb mit einer Druckregelklappe erfolgreich betrieben. Die Aufgabe bestand darin, dieses System in einen einfachen, offenen Gasturbinenprozeß einzubinden. Im Labor des Institutes stand dafür eine mit Heizöl betriebene Gasturbine zur Verfügung. Die tangential angeordnete Heizölbrennkammer der Gasturbine wurde entfernt und durch ein für den Holzstaubbetrieb entwickeltes Gasturbineanschlußsystem ersetzt.

Dieses System stellt die Verbindung zwischen Gasturbine und räumlich entfernter Holzstaubbrennkammer her und besteht aus den Komponenten:

- Heißgasleitung mit integriertem Staubabscheider
- Gasturbineneintrittsstück
- Verdichterluftrohrleitungssystem

Die Anforderungen - die von einem solchen System erfüllt werden müssen - und deren konstruktive Umsetzung sind:

- Möglichst verlustarme Strömungsführung von Heißgas in der Heißgasleitung bzw. Heißgas und Verdichterluft im Gasturbineneintrittsstück an der Gasturbine
- Aufnahme der Wärmedehnungen in der Heißgasleitung mit Angularkompensatoren bzw. im Gasturbineneintrittsstück mit entsprechenden Wärmedehnfugen zwischen den Rohrelementen
- Möglichst geringe Wärmeabstrahlung der Heißgasleitung an die Laborumgebung durch Isolation der Heißgasleitung
- Ableitung der Rohrleitungskräfte der Heißgasleitung in ein Fixpunktgestell vor der Gasturbine
- Verbrennungsluftaufteilung für die Brennkammer durch ein entsprechend verzweigtes Verdichterluftrohrleitungssystem von der Gasturbine zur Holzstaubbrennkammer unter Berücksichtigung der Beruhigungstrecken für Meßblenden zur Massenstrommessung

An der Gasturbine selbst mußten folgende Änderungen durchgeführt werden:

- Der für die Turbinenradscheibe erforderliche Anteil an Mindestkühlluftmassenstrom von 10% - bezogen auf den Ansaugluftmassenstrom des Gasturbinenverdichters im Nennlastpunkt bei Heizölbetrieb - muß mindestens erreicht werden. Aufgrund des höheren Differenzdruckes zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt im Holzstaubbetrieb mußten die Kühlluftbohrungen an der Eintrittsspirale entsprechend reduziert werden. Die Reduktion der Fläche der Kühlluftbohrungen erfolgt durch Abdeckung mit einem Blechband, welches mit entsprechend kleineren Bohrungen versehen ist.
- Für den Holzstaubbetrieb der Gasturbine mußte ein neues Startsystem, bestehend aus Drehstrom - Kurzschlußläufermotor, Riementrieb und Frequenzumrichter aufgebaut werden. Die Vorwärmphase der Brennkammer mit den elektrischen Luftvorwärmern bzw. die entwickelte Anfahrprozedur erfordert einen drehzahlgeregelten Antrieb, der auch die notwendige Leistung für das Hochfahren der Gasturbine auf Selbsthaldedrehzahl ermöglicht.
- Das ursprüngliche Kühlkonzept der Gasturbine, bei dem das Schmieröl durch den Kraftstoff gekühlt wurde, wurde für den Holzstaubbetrieb adaptiert: Als Kühlmittel wird Wasser aus dem Frischwassersystem des Labors über den Ölkühler geleitet. Die nicht mehr erforderliche Kraftstoffpumpe wurde ausgebaut.

Für die Versuche standen als Brennstoffe zur Verfügung:

- Schwedischer Holzstaub
- Fichtenspäne - grob
- Buchenspäne

Als Brennstoff wurde für die Versuche Buchenspäne gewählt. Entscheidend für die Wahl waren:

- Bei Fichtenspänen ist der Förderluftanteil  $k_{FL}$  bei höheren Brennkammerdrücken der Gasturbine größer als der zulässige Grenzwert von 0,33. Die Drallströmung in der Primärbrennkammer würde zu sehr gestört werden.
- Der Förderluftanteil ist im gesamten Brennkammerdruckbereich der Gasturbine sowohl für Buchenspäne als auch für den schwedischen Holzstaub im zulässigen Bereich. Buchenspäne weisen aber einen geringeren Aschegehalt (0,54 Massen%) im Vergleich zu schwedischem Holzstaub (1,3 Massen%) auf. Das Risiko für die Turbine sollte für die Inbetriebnahmeversuche der Versuchsanlage möglichst gering gehalten werden.
- Aufgrund der geringen Schüttdichte konnte der Brennstoffvorratsbehälter nur mit 210 kg Fichte - grob befüllt werden. Die Förderkalibrierversuche für das Brennstofffördersystem zeigten, daß es bei vollem Behälter zur Aussetzung der Förderung durch Brückenbildung kam. Erst bei weniger als 135 kg Fichtenspäne im Behälter, ist die Förderung gleichmäßig und erfolgt ohne Unterbrechungen. Für die Startphase werden ca. 35 bis 40 kg Brennstoff benötigt. Somit stünden für den Betrieb ca. 100 kg Brennstoff zur Verfügung

- Beim Brennstoff Buche kann der Behälter vollständig befüllt werden. Es befinden sich dann ca. 400 kg Buchenspäne im Behälter. D.h. bei einer Behälterfüllung mit Buchenspänen beträgt die mögliche Versuchszeit ca. das vierfache der Versuchszeit bei Fichtenspänen

Die entwickelte Anfahrprozedur für die Versuchsanlage setzt sich aus Vorwärmphase und Hochlaufphase zusammen: In der Vorwärmphase, die ca. 40 bis 50 min dauert, wird die Primärbrennkammer mit der durch die elektrischen Luftvorwärmer erhitzten Primärluft auf Zündtemperatur des eingebrachten Holzbrennstoffes gebracht. Die optimale Brennstoffmenge zum Zünden beträgt 10 kg/h bei einem Primärluftmassenstrom von 90 bis 100 kg/h. Die Zeit vom Einblasbeginn des Brennstoffes mit Förderluft bis zum Zünden des Brennstoffes in der Primärbrennkammer beträgt ca. 3 bis 5 min. Nach erfolgter Zündung in der Primärbrennkammer kann mit dem Hochfahren der Gasturbine auf die Selbsthaldedrehzahl begonnen werden. Bei einer eingestellten Frequenz von 58 Hz am Frequenzumrichter und 80 kg/h Brennstoffmenge nimmt der Startmotor keine elektrische Leistung auf und kann elektrisch vom Netz getrennt werden. Die Gasturbine läuft dann mit einer Selbsthaldedrehzahl von ca. 33.000 U/min. Der Sollwert der Drehzahlregelung an der Wirbelstrombremse wird auf diesen Wert eingestellt, um bei Brennstoffmengensteigerung das kontrollierte Anfahren der stationären Betriebspunkte zu ermöglichen. Die Zeitdauer für die Hochlaufphase beträgt ca. 20 bis 25 min.

Bei einer Drehzahl von 49.000 U/min und einer Turbineneintrittstemperatur - bezogen auf Normbezugsbedingungen - von 629 °C (gemessen wurden im Versuch 670 °C) erreicht die Gasturbinenanlage im Holzstaubbetrieb ihren Vollastpunkt. Der Wirkungsgrad beträgt 4 %. Im Heizölbetrieb wurde mit der Gasturbine ein Wirkungsgrad von 8 % erreicht (bei einer Drehzahl von 49.000 U/min und 764 °C bezogener Turbineneintrittstemperatur). Gemäß den Herstellerangaben errechnet sich für den Nennlastpunkt der Gasturbine bei Heizölbetrieb ein Wirkungsgrad von 11 %.

Hauptverursacher für die Wirkungsgradreduktion sind:

- hohe relative Druckverluste in Verdichterluftrohrleitung und Turbinenabgasleitung
- Verringerung der Turbineneintrittstemperatur durch Wärmeverluste von der Brennkammer bis zur Gasturbine und durch Kühl- bzw. Falschlufzumischung vor dem Leitapparat der Turbine

Beim Herunterfahren der Anlage ist zu berücksichtigen, daß bei Drehzahlen der Gasturbinenabtriebswelle unter 1.300 U/min der Schmieröldruck zu gering ist. Um die Verweildauer im kritischen Drehzahlbereich zu reduzieren, wird die Gasturbine mit der Wirbelstrombremse heruntergebremst. Nach Erreichen des Stillstandes wird die Bremse gelöst und die Gasturbine mit dem Startmotor wieder auf eine ausreichende Drehzahl hochgefahren. Der Gasturbinenverdichter sorgt für eine raschere Abkühlung des Systemes. Bei Unterschreiten der Zündtemperatur des Holzbrennstoffes in der Holzstaubbrennkammer wird die Gasturbine stillgesetzt.

Die Anlagenkomponenten zeigten bis auf das Flammrohr am Ende der Inbetriebnahmeversuche keinerlei Abrasionserscheinungen oder feste Anbackungen. Es ist aber anzumerken, daß aufgrund der oben dargestellten Problematik der Reduktion der Turbineneintrittstemperatur der interessierende Bereich für die Turbineneintrittstemperatur von 730 bis 765 °C mit der

Versuchsanlage nicht erreicht werden konnte.

Das Flammrohr wies Bereiche mit Verzunderung und Schäden durch Überhitzung des Flammrohrmaterials über dessen Schmelzpunkt auf. Mögliche Ursachen und entsprechende, vorzunehmende konstruktive Anregungen zu deren Beseitigung sind im nachfolgenden Kapitel dargestellt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß eine direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage entwickelt, aufgebaut und in Betrieb genommen wurde. Das Konzept der Selbstzündung des Holzbrennstoffes in der Primärbrennkammer mit elektrisch vorgewärmter Primärluft erforderte die Entwicklung einer aufwendigeren Anfahrprozedur, als dies beim Hochfahren der Gasturbine mit fossilen Brennstoffen notwendig wäre.

# Kapitel 14

## Ausblick

Die in [25] untersuchte und in Kapitel 4 dieser Arbeit beschriebene Holzstaubbrennkammer zeigte im Gasturbinenbetrieb folgende Schwachstellen:

- Die Sekundärluft wird im Primärbereich des Flammrohres am Brennkammerdruckbehälter zugeführt. Sie strömt dann am primären Flammrohr nach oben bis unterhalb des Trennkegels wo sie über die Einlaßschlitze in die Sekundärbrennkammer gelangt. Die Primärluft wird direkt über Kompensatorschläuche zum primärem Flammrohr geführt und tangential der Primärbrennkammer zugeführt (siehe Abbildungen 4.1 und 4.2).

Zwischen unterem Flammrohrtrand und dem ausgemauerten Brennkammerdruckbehälterboden wurde mittels eines Spaltes sichergestellt, daß die vertikalen Wärmedehnungen des Flammrohres von den Befestigungsbolzen nach unten ungehindert erfolgen kann. Eine Abdichtung mit Keramikfasermatte ist nicht vorhanden.

Über diesen Spalt zwischen ausgemauerten Brennkammerdruckbehälterboden und unteren Flammrohrtrand kam es zu Falschluftrömungen, die die Luftaufteilung zwischen Primär- und Sekundärbrennkammer veränderten. Die Auswertung der Messungen der Druckdifferenz zwischen Innen- und Außenseite am primären Flammrohr ergaben, daß zusätzlich zu Primär- und Förderluft über den Spalt am unteren Flammrohrtrand Sekundärluft in die Primärbrennkammer eingetreten sein muß.

- Ebenso war die Abdichtung zwischen Trennkegel und der Isolierung des Brennkammerdruckbehälters nicht ausreichend, sodaß es dort zwischen Sekundär- und Tertiärluftringraum zu unerwünschten Ausgleichsströmungen kam. Am äußeren Rand des Trennkegels war kein zylindrisches Dichtblech vorhanden, das den Dichtspalt zwischen Sekundär- und Tertiärluft verlängert und somit die unerwünschte Ausgleichsströmung reduziert hätte.
- Die Isolierung des Flammrohres führte dazu, daß lokale Flammrohrtemperaturen über der Verzunderungsgrenze des Flammrohrwerkstoffes erreicht wurden. Das Flammrohr ist aus hitzebeständigem Material 1.4841 ausgeführt. Die maximale Einsatztemperatur wird vom Hersteller mit 1000°C angegeben.
- Die Primärlufteinströmdüsen sind tangential am primären Flammrohr angeordnet, so daß die Primärluft die Flammrohrwand entlang streicht. Es ist anzunehmen, daß die Vergasungs- und Verbrennungsreaktionen im wandnahen Bereich stattfanden. Die Wärmeabstrahlung der reagierenden Brennstoffteilchen führte zur zusätzlichen Erwärmung des primären Flammrohres.

- Die Temperaturmessung mit jeweils einem Temperatursensor in Primär- bzw. Sekundärbrennkammer ist unzureichend. Besonders die Position des Sensors in der Primärbrennkammer dürfte unvorteilhaft sein. Es ist anzunehmen, daß im Flammrohrraum oberhalb des Sensors bis zum Tauchrohr noch Verbrennungsreaktionen stattfinden und diese mit dem Sensor nicht mehr erfasst werden.

### Neues Flammrohrkonzept

Aus den oben angeführten und im Gasturbinenbetrieb der Holzstaubbrennkammer festgestellten Mängel lassen sich schließlich die Anforderungen, die von einem neuen Flammrohrkonzept erfüllt werden müssen, ableiten:

- Vermeidung bzw. Reduktion von Falschluchtströmungen
- Reduzierung der thermischen Belastung der Flammrohrwand
- ausreichende Erfassung der Temperaturen des Heißgases im Flammrohr

Die konstruktive Umsetzung der an ein neues Flammrohrkonzept gestellten Anforderungen ist in der folgenden Auflistung erarbeitet und in den Abbildungen 14.1 bis 14.5 dargestellt:

- Der ausgemauerte Boden des Brennkammerdruckbehälters wird entfernt, das Flammrohr mit einem eigenen dicht verschweißten Flammrohrboden ausgeführt. Die Rohrleitungsführung der Sekundärluft wird am Brennkammerdruckmantel so abgeändert, daß die Sekundärluft in der Schnittebene C (Abbildung 14.4) in den Brennkammerdruckbehälter strömt. Die Primärluft wird in der Ebene A (Abbildung 14.2) und Ebene B (Abbildung 14.3) dem Brennkammerdruckbehälter zugeführt. Sie umströmt das Strahlungsschutzblech und kühlt es.
- Die Abdichtung eines Trennkegels zwischen Primär- und Sekundärluft beziehungsweise zwischen Sekundär- und Tertiärluft wird an der Druckbehälterisolierung sorgfältiger ausgeführt: Die äußere Trennkegelkante wird möglichst spaltfrei an die Druckbehälterisolierung angepaßt. Der verbleibende Dichtspalt wird mit einem zylindrischen Dichtblech verlängert und mit Keramikfaserisoliermaterial abgedichtet.
- Das Flammrohr wird nicht isoliert und aus höherwertigem, hitzebeständigem Werkstoff ausgeführt. Für das neue Flammrohr wird hitzebeständiges Material mit der Werkstoffnummer 2.4633 gewählt, welches eine maximale Einsatztemperatur von 1200°C hat. Das nicht isolierte Flammrohr wird von der Primärluft gekühlt, bevor diese über die Einströmdüsen am Flammrohr in die Primärbrennkammer strömt.
- Die Luftströmungen im Primärluftringraum außerhalb des primären Flammrohres und im Tertiärluftringraum um das sekundäre Flammrohr sorgen für die Kühlung des Flammrohres. Ein Strahlungsschutzschild (prim. und sek. Strahlungsschutz), soll dazu dienen, die Wärmestrahlung des Flammrohres aufzunehmen und die Temperatur am Brennkammerdruckmantel zu reduzieren.
- Die Zuströmung der Primärluft in die Primärbrennkammer erfolgte bisher in drei Ebenen in der je zwei Einströmdüsen tangential am Flammrohr angeordnet sind. Um eine möglichst gleichmäßige Kühlung des nun nicht isolierten Flammrohres sicherzustellen, wird die Anzahl der Einströmdüsen erhöht. Die 24 Einströmdüsen werden zu je vier Düsen in sechs Ebenen aufgeteilt. Die Düsen sind am Flammrohr so angebracht, daß

die Primärluft nicht an der Flammrohrinnenseite entlang strömt, sondern einen Luftwirbel in der Primärbrennkammer ausbildet, der dafür sorgt, daß die Reaktionszonen sich nicht mehr im wandnahen Bereich befinden. Um eine gleichmäßige Luftaufteilung auf die Einströmdüsen sicherzustellen, müssen diese geometrisch gleich ausgeführt sein. Der Düsenlauf soll möglichst strömungsverlustarm ausgeführt sein.

- Es ist ein neues Konzept zu Temperaturmessung im Flammrohr zu überlegen. Denkbar wäre eine Variante der Anordnung mehrerer Temperatursensoren übereinander, die zusätzlich axial verschieblich sind, um Temperaturen vom Flammrohrzentrum bis zur Flammrohrwand in der jeweiligen Meßebeine erfassen zu können. Zu beachten sind die an den Durchführungsöffnungen der Sensoren an der Flammrohrwand auftretenden Wärmedehnungen des Flammrohres ausgehend vom Brennkammerboden. Es müssen Maßnahmen getroffen werden, die erstens eine ungehinderte Wärmedehnung des Flammrohres ermöglichen und zweitens eine ausreichende Abdichtung zwischen Sensor und Durchführungsöffnung gewährleisten.

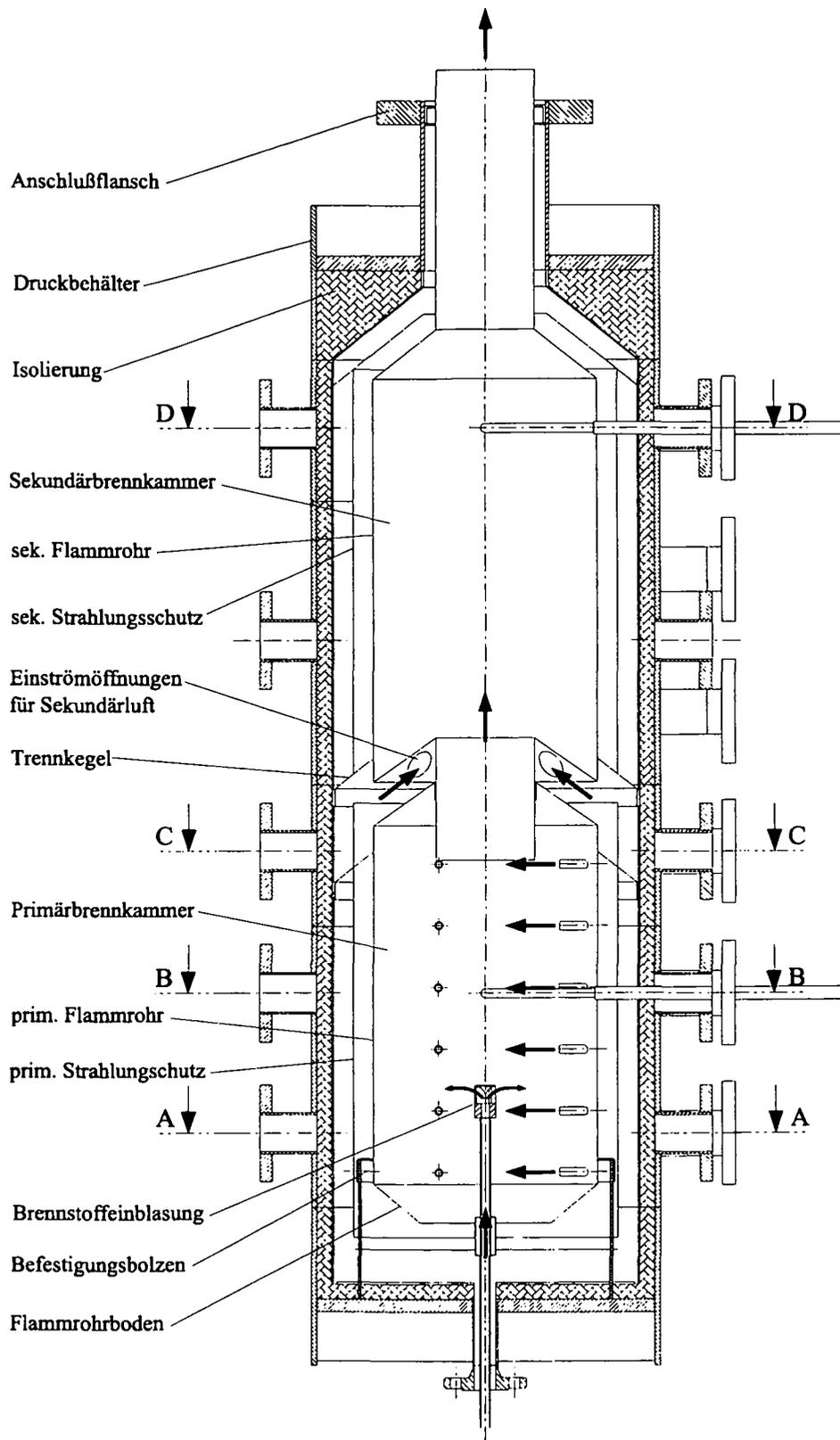


Abbildung 14.1: Zweistufige Zyklonbrennkammer

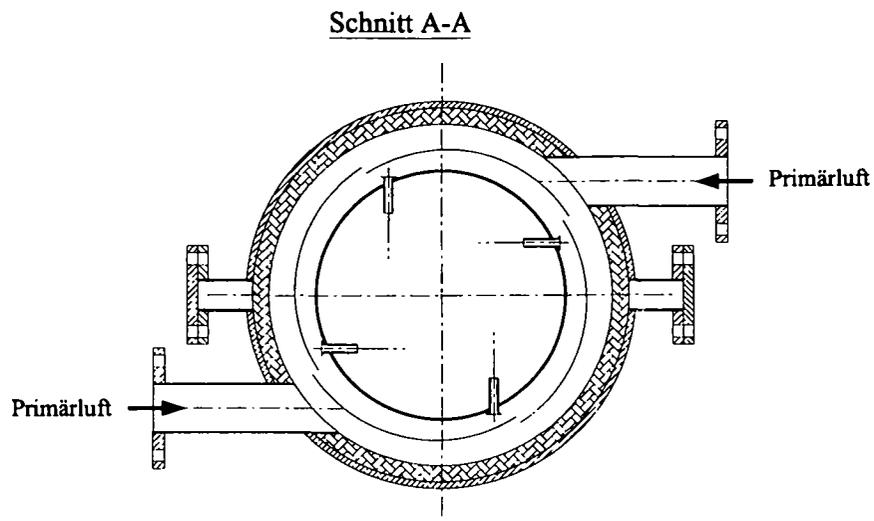


Abbildung 14.2: Lufteintritt in Primärbrennkammer

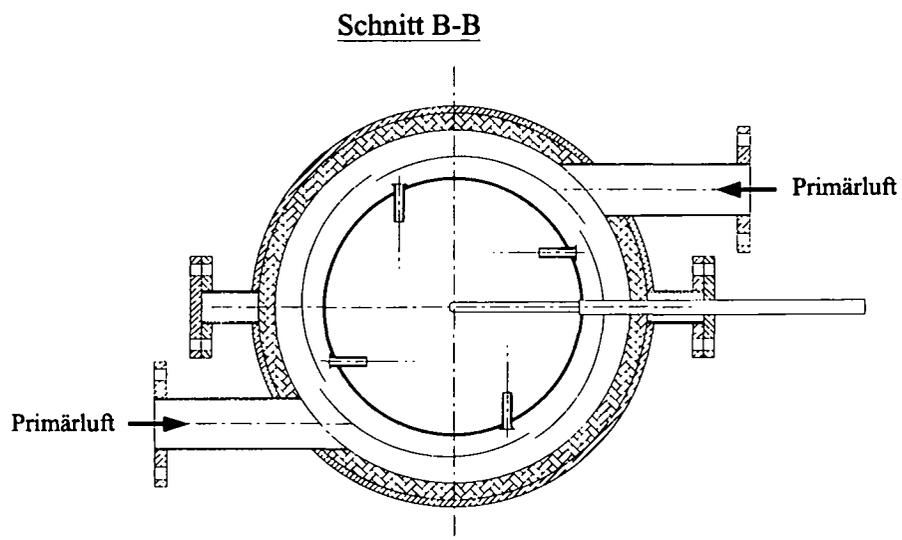


Abbildung 14.3: Lufteintritt in Primärbrennkammer

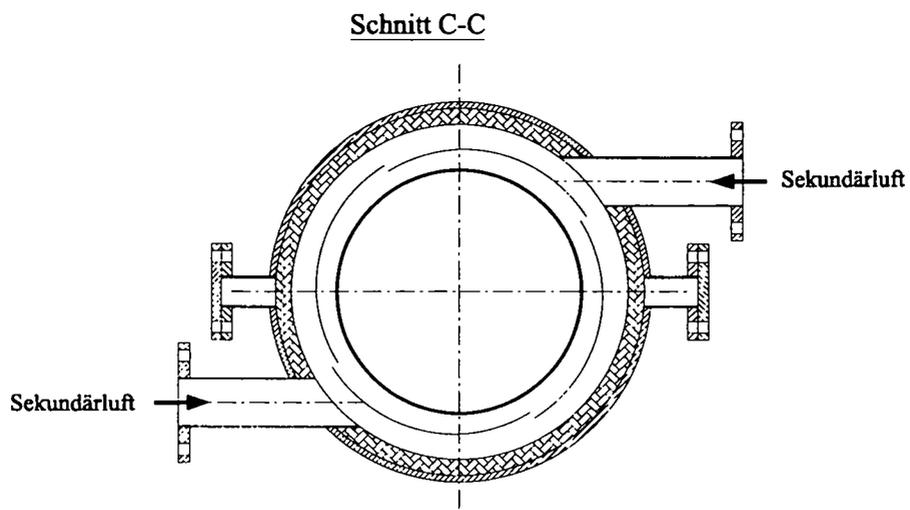


Abbildung 14.4: Lufteintritt in Sekundärbrennkammer

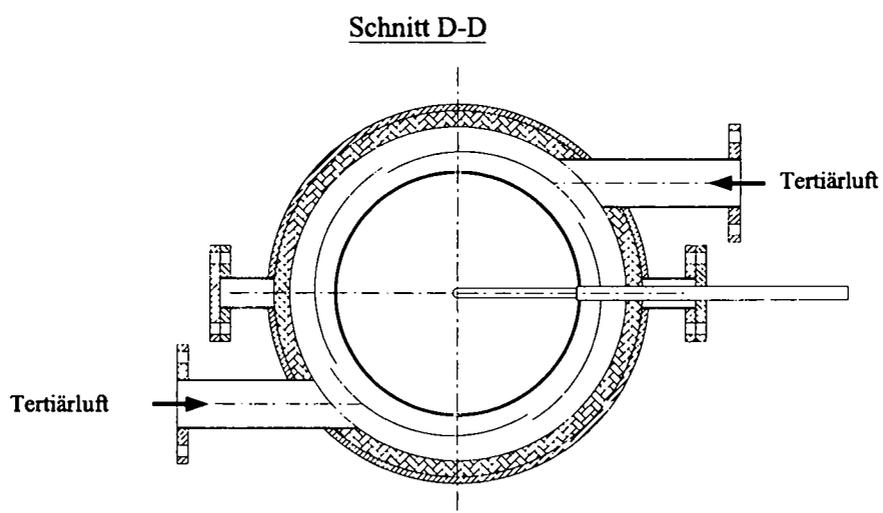


Abbildung 14.5: Tertiärlufteintritt

# Literaturverzeichnis

- [1] BAEHR, H.D.: *Thermodynamik, neunte Auflage*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.
- [2] BEITZ, W. UND KÜTTNER, K.-H.: *Dubbel / Taschenbuch für den Maschinenbau*, 16. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1987.
- [3] BOHL, W.: *Strömungsmaschinen 1, Aufbau und Wirkungsweise*, 2. überarbeitete und verbesserte Auflage, Kamprath-Reihe, Vogel Buchverlag, Würzburg.
- [4] CORDES, G.: *Strömungstechnik der gasbeaufschlagten Axialturbine*, Springer Verlag, 1963.
- [5] DIEDERICHSEN, CH. UND BAEHR, H.D.: *Berechnungsgleichungen für Enthalpie und Entropie der Komponenten von Luft und Verbrennungsgasen*, Brennstoff Wärme Kraft, 40:30-34, 1988.
- [6] DIETZEL, F.: *Gasturbinen*, Vogel-Verlag Würzburg, 1974.
- [7] EUROPÄISCHES PARLAMENT, EUROPÄISCHER RAT: *Directive 2001/77/EC of the European Parliament and of the Council on the Promotion of Electricity from Renewable Energy Sources in the International Electricity Market*, Richtlinie, 27. Oktober 2001.
- [8] FREDRIKSSON, CH.: *Exploratory experimental and theoretical studies of cyclone gasification of wood powder*, Doctoral Thesis, University of Lulea, 1999.
- [9] HAMRICK, J.T.: *Development of biomass as an alternative fuel for gas turbines*, Technical Report PLN-7673, Aerospace Research Corp., Roanoke, Virginia, USA, April 1991.
- [10] HASLINGER, F.: *Das Betriebsverhalten holzstaubgefeuerter Gasturbinenanlagen*, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 1993.
- [11] HAUSENBLAS, H.: *Vorausberechnung des Teillastverhaltens von Gasturbinen*, Springer Verlag, 1962.
- [12] JOPPICH, A.: *Pneumatisches Brennstoffördersystem für direkt holzstaubgefeuerte Gasturbine*, Dissertation, Technische Universität Wien, 1999.
- [13] KALLNER, P., NORDIN, A., BACKMAN, R.: *Fate of Ash Forming Elements in Gas Turbine Combustion of Pulverized Wood - Chemical Equilibrium Model Calculations*, Proceedings of ASME TURBO ASIA 1996, Djakarta, Nov. 5-7, 1996.
- [14] KEHLHOFER, R., KUNZE, N., LEHMANN, J., SCHÜLLER, K.H.: *Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke*, Band 7. Handbuchreihe Energie. Technischer Verlag Resch, 1984.

- [15] KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AG: *Betriebshandbuch der Gasturbine KHD T216*, Werk Oberursel.
- [16] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFT: *Energie für die Zukunft-Erneuerbare Energiequellen.*, Weißbuch für eine Gemeinschaftstrategie und Aktionsplan, 1997.
- [17] MCCARROLL R.L., PARTANEN, W.E.: *On-Site Power Generation for the Future, First Biomass Conference of America: Energy, Environment, Agriculture and Industry*, August 30 - September 2, 1993, Burlington, Vermont.
- [18] MENNY, K.: *Strömungsmaschinen*, B.G. Teubner, Stuttgart, 1985.
- [19] MÜLLER, K.J.: *Thermische Energieanlagen*, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Wien, 1989.
- [20] MÜLLER, K.J.: *Grundzüge der Thermischen Turbomaschinen*, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Wien, 1996.
- [21] MÜNZBERG, H.G., KURZKE, J.T.: *Gasturbinen - Betriebsverhalten und Optimierung*, Springer Verlag, 1977.
- [22] NATIONAL INSTRUMENTS: *LabView Benutzerhandbuch*, Auflage Juli 1998.
- [23] NUSSBAUMER, T.: *Emissionen von Holzfeuerungen*, Forschungsprogramm 12 des Schweizerischen Nationalfonds zur Förderung der wissenschaftlichen Forschung, ETH Zürich, 1988.
- [24] PADOUVAS, E.: *Verbrennungsrechnung*, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Wien, 1996.
- [25] PELZMANN, M.: *Entwicklung und Betrieb einer Anlage zur druckaufgeladenen Holzstaubverbrennung*, Dissertation, Technische Universität Wien, 2001.
- [26] RAGLAND, K.W., AERTS, D.J.: *100 Hour Test of the Pressurized Woodchip-Fired Gravel Bed Combuster*, Technical Report for U.S. Department of Energy, U.S.A., contract No. DE-FG02-85E40735, August, 1992.
- [27] RECKNAGEL, H., SPRENGER, E.: *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*, R. Oldenbourg, München, 1981.
- [28] SCHWARZBAUER, P.: *Die Ressource Holz in Europa: Verfügbarkeit-Handelsströme-Wertschöpfung*, Schriftenreihe des Institutes für Holzforschung, Universität für Bodenkultur, 2002.
- [29] SENGSCHMIED, F.: *Ein Beitrag zur Entwicklung einer druckbeaufschlagten Brennkammer für die zweistufige Verbrennung von Holzstaub*, Dissertation, Technische Universität Wien, 1995.
- [30] SIGLOCH, H.: *Strömungsmaschinen, Grundlagen und Anwendungen*, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1984.
- [31] TMEJ, CH.: *Betriebshandbuch Brennstoffördersystem*, Technische Universität Wien, 2000.
- [32] TMEJ, CH.: *Betriebsverhalten eines Brennstoffördersystems für direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinen*, Dissertation, Technische Universität Wien, 2001.

- [33] TRAUPEL, W.: *Thermische Turbomaschinen, zweiter Band*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1982.
- [34] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *Wärmetechnische Arbeitsmappe*, 13. erw. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988.

### Verwendete Normen und Richtlinien:

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN 1952  
*Durchflußmessung mit Blenden, Düsen und Venturirohren in voll durchströmten Rohren mit Kreisquerschnitt*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Juli 1982.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN 4341  
*Abnahmeregeln für Gasturbinen*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, August 1979.

# Tabellenverzeichnis

2.1	Normbezugsbedingungen . . . . .	20
6.1	Technische Daten der Gasturbine im Heizölbetrieb . . . . .	43
6.2	Technische Daten der Starteinrichtung . . . . .	46
7.1	Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD1 . . . . .	60
7.2	Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD1 . . . . .	61
7.3	Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD2 . . . . .	62
7.4	Meßsignale: Kanalbelegung des Modules MD2 . . . . .	63
7.5	Steuersignale: Pin-Belegung der Signaldurchführung . . . . .	65
9.1	Immediatanalysen der drei Holzsorten . . . . .	82
9.2	Elementaranalysen der drei Holzsorten . . . . .	83
9.3	Ascheverhalten der Holzsorten . . . . .	83
10.1	zugeführte Energieströme für den Vollastpunkt . . . . .	93
10.2	abgeführte Energie-, Wärmeströme und Leistungen für den Vollastpunkt . . . . .	94
10.3	Relative Druckverluste bei Vollast . . . . .	95
10.4	Anteile der relativen Druckverluste . . . . .	95
10.5	Zusammenfassung der Meßwerte und Rechenergebnisse . . . . .	98
11.1	Betriebsdauer . . . . .	99
12.1	Anteile der relativen Druckverluste im Holzstaubbetrieb . . . . .	104
12.2	Anteile der relativen Druckverluste im Heizölbetrieb . . . . .	104

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Stromerzeugung aus Regenerativen Energien in den EU 15-Ländern (Stand: 1997); Quelle: EuroStat Statistics RES-Directive (27.10.2001) . . . . .	1
1.2	Stromerzeugung aus Regenerativen Energien in den EU 15-Ländern (Wachstum von 1997 bis 2010); Quellen: RES-Directive (27.10.2001), EU-Energy Outlook 2020 (1999) . . . . .	2
1.3	Die größten Waldländer in Europa (ohne Russland und GUS-Staaten); Summe der Waldfläche in Ertrag: 149 Mio. Hektar, [28] . . . . .	3
1.4	Phase 1a . . . . .	6
1.5	Phase 1b . . . . .	7
1.6	Phase 2a . . . . .	8
1.7	Phase 2b . . . . .	9
2.1	Prozeßverlauf im idealisierten h,s-Diagramm . . . . .	12
2.2	Schaltschema der Gasturbine im Holzstaubbetrieb . . . . .	13
2.3	Darstellung der Verdichtung im h,s-Diagramm . . . . .	14
2.4	Darstellung der Expansion im h,s-Diagramm . . . . .	16
2.5	Kontrollvolumen der Turbine . . . . .	18
2.6	Kennfelddarstellung wie sie üblicherweise bei Betrieb mit fossilen Brennstoffen benutzt wird . . . . .	23
2.7	Kennfelddarstellung im Holzstaubbetrieb . . . . .	24
2.8	Kontrollvolumen der Gasturbinenanlage . . . . .	25
3.1	Modell der Holzstaubbrennkammer . . . . .	28
4.1	Brennkammer [25] . . . . .	34
4.2	Brennkammerschnitte [25] . . . . .	35
5.1	Heißgasleitung . . . . .	38
5.2	Axialzyklon [25] . . . . .	39
5.3	Schnitt C-C [25] . . . . .	39
6.1	Gasturbine-KHD T216 . . . . .	41
6.2	Kühlung der Turbinenradscheibe . . . . .	42
6.3	Getriebeverlust . . . . .	43
6.4	Gasturbine im Holzstaubbetrieb . . . . .	45
7.1	Verfahrensfließbild . . . . .	50
7.2	Instrumentierung . . . . .	51
7.3	Aggregatanordnung auf dem Gasturbinenfundament - Grundriß . . . . .	52
7.4	Versuchsanlage - Grundriß . . . . .	53
7.5	Versuchsanlage - Seitenansicht . . . . .	54
7.6	Struktur des Meßdatenerfassungssystemes . . . . .	59

7.7	Geräteansteuerung . . . . .	65
7.8	Start/Speicher Fenster . . . . .	67
7.9	Temperaturfenster . . . . .	69
7.10	Fenster zur Regelung der elektrischen Luftvorwärmer . . . . .	70
7.11	Fenster für Verbrennung, Rauchgasanalyse . . . . .	71
7.12	Fenster für Gasturbine . . . . .	74
8.1	Anfahrtdiagramm . . . . .	77
9.1	Rückstandsummenkurven der drei Holzsorten . . . . .	83
9.2	Förderluftanteil [31] . . . . .	84
9.3	Förderluftmassenstrom . . . . .	86
9.4	Verdichterluftmassenstrom in die Primärbrennkammer . . . . .	86
9.5	Sekundärluftmassenstrom . . . . .	87
9.6	Tertiärluftmassenstrom . . . . .	87
9.7	Rauchgasmassenstrom . . . . .	88
9.8	Kennlinienfeld der Gasturbine im Holzstaubbetrieb . . . . .	89
9.9	Kennlinienbereich für $n_{bez} = 49.000 U/min$ . . . . .	89
9.10	Turbineneintrittstemperatur . . . . .	90
9.11	Temperaturverhältnis . . . . .	90
9.12	Turbinenaustrittstemperatur . . . . .	91
9.13	spezifischer Brennstoffverbrauch . . . . .	91
9.14	Leistungsbedarf für Förderluft . . . . .	92
9.15	Wirkungsgrad . . . . .	92
10.1	Energieflußdiagramm der Gasturbinenanlage für den Vollastpunkt $V_1/T_1$ . . . . .	94
10.2	Zumischung von Kühl- und Falschlufte . . . . .	97
11.1	Brennkammer - primäres Flammrohr . . . . .	100
11.2	Axialzyklon - Eintrittsbereich der Leitschaufeln . . . . .	101
11.3	Axialzyklon - Eintrittskante einer Leitschaufel . . . . .	101
11.4	Axialzyklon - Gegenspirale . . . . .	102
11.5	Gasturbine - Leitapparat . . . . .	102
11.6	Gasturbine - Innenseite des Leitapparates . . . . .	103
11.7	Gasturbine - Turbinenlaufrad . . . . .	103
12.1	Turbineneintrittstemperatur . . . . .	105
12.2	Turbinenaustrittstemperatur . . . . .	105
12.3	Wirkungsgrad . . . . .	106
12.4	thermischer Wirkungsgrad, Holzstaubbetrieb . . . . .	107
12.5	thermischer Wirkungsgrad, Heizölbetrieb . . . . .	107
14.1	Zweistufige Zyklonbrennkammer . . . . .	116
14.2	Lufteintritt in Primärbrennkammer . . . . .	117
14.3	Lufteintritt in Primärbrennkammer . . . . .	117
14.4	Lufteintritt in Sekundärbrennkammer . . . . .	118
14.5	Tertiärlufteintritt . . . . .	118
B.1	Holzstaubbrennkammer . . . . .	127
B.2	Elektrische Luftvorwärmer in den Primärluftleitungen . . . . .	128
B.3	Luftvorwärmer im Detail - Keramikeinsatz mit Heizwendeln und Temperaturfühler . . . . .	129

B.4	Heißgasleitung mit Staubabscheider . . . . .	129
B.5	Gasturbineneintritt - isolierter Abschnitt der Heißgasleitung, Kompensator, Sammelglocke, Fixpunktgestell, Verdichterluftbogen; die Gasturbinenverdichterluft wird von der Sammelglocke über die nach oben führende Rohrleitung zum Verdichterluft - Rohrleitungssystem der Brennkammer geleitet . . . . .	130
B.6	Sammelglocke auf dem Auflagerahmen des Fixpunktgestelles . . . . .	131
B.7	Sammelglocke - Blick in das zentrale Heißgasrohr; um das Heißgasrohr sind im Stützflansch die Bohrungen für die Verdichterluft angeordnet . . . . .	132
B.8	Heißgasführung vor der Gasturbine - Eintrittsspirale, Flammrohr, Flammrohrbogen, Verdichterluftbogen . . . . .	132
B.9	Turbinenlaufrad . . . . .	133
B.10	Eintrittsspirale und Leitapparateinsatz . . . . .	133
B.11	Eintrittsspirale und Abdeckband mit Kühlluftbohrungen . . . . .	134
B.12	Aggregate auf dem Gasturbinenfundament - Gasturbine, Startmotor, Wirbelstrombremse . . . . .	134
B.13	Frequenzumrichter für den Startmotor . . . . .	135
B.14	Regeleinheit der elektrischen Wirbelstrombremse . . . . .	135
B.15	Rauchgasanalysegerät . . . . .	136
B.16	Meßtechnikplatz in der Meßkabine . . . . .	137

## Anhang A

# Spezifische Enthalpie eines idealen Gasgemisches

Nach DIEDERICHSEN ET AL. [5] ist für die spezifische Enthalpie die Berechnungsgleichung

$$h_{T_R} = \sum_{k=1}^{12} H_k T_R^{k-5} + H_{13} \ln(T_R) \quad (\text{A.1})$$

mit

$$T_R = \frac{T}{1000K} \quad (\text{A.2})$$

als dimensionsloser Temperatur (T ist in K einzusetzen). Die Bezugsenthalpie  $h = 0$  ist für die Temperatur  $T = 0^\circ\text{C}$  festgelegt.

Ist die Zusammensetzung eines idealen Verbrennungsgasgemisches in Massenanteilen  $\xi_i$  gegeben, so berechnet man die Koeffizienten  $H_k$  aus den entsprechenden Koeffizienten  $H_{k,i}$  der reinen Komponenten:

$$H_k = \sum_i \xi_i H_{k,i} \quad k = 1, 2, 3, \dots, 13 \quad (\text{A.3})$$

DIEDERICHSEN ET AL. [5] geben die Koeffizienten  $H_{k,i}$  für acht ideale Gase, trockene Luft und Luftstickstoff an.

Für die mittlere spezifische Wärmekapazität zwischen  $0^\circ\text{C}$  und einer beliebigen Temperatur T in  $^\circ\text{C}$  gilt:

$$c_{pm,T}^0 = \frac{h_{T_R}}{T} \quad (\text{A.4})$$

Bei einer Temperaturänderung des idealen Verbrennungsgasgemisches (VG) von  $T_1$  auf  $T_2$  ergibt sich die mittlere spezifische Wärmekapazität aus

$$c_{pm,VG} = c_{pm} \Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{c_{pm,T_2}^0 T_2 - c_{pm,T_1}^0 T_1}{T_2 - T_1}. \quad (\text{A.5})$$

## Anhang B

# Bilder der direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage

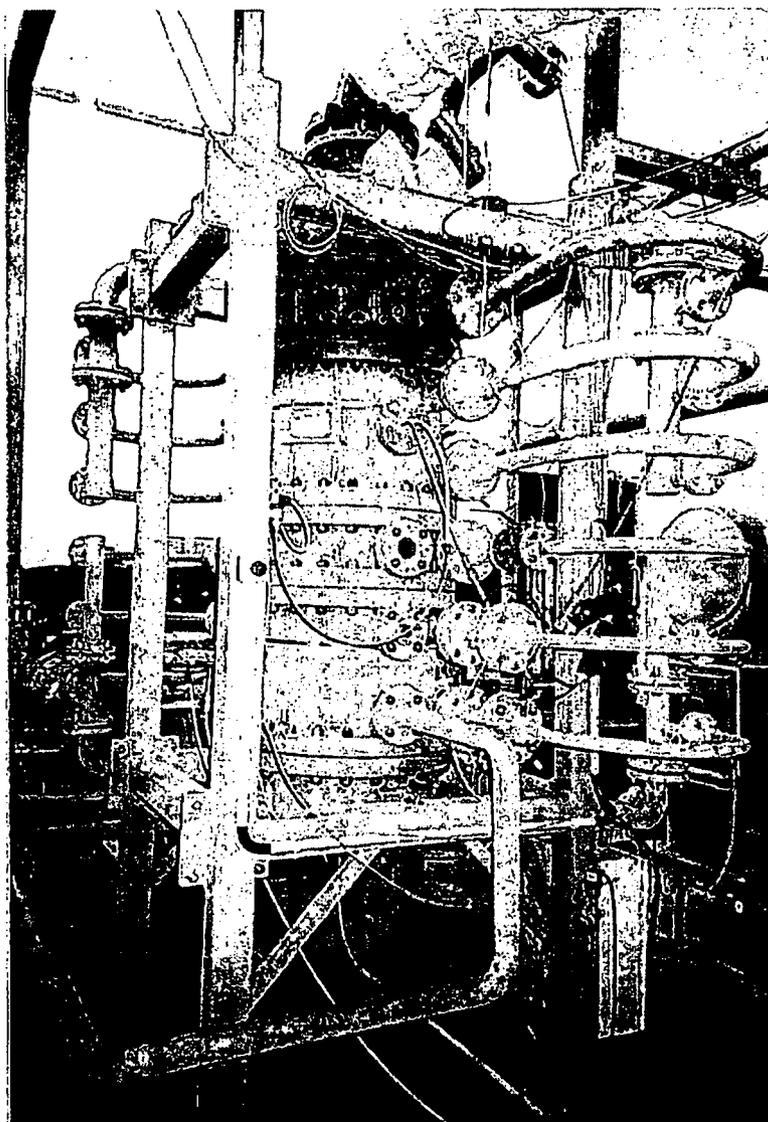


Abbildung B.1: Holzstaubbrennkammer

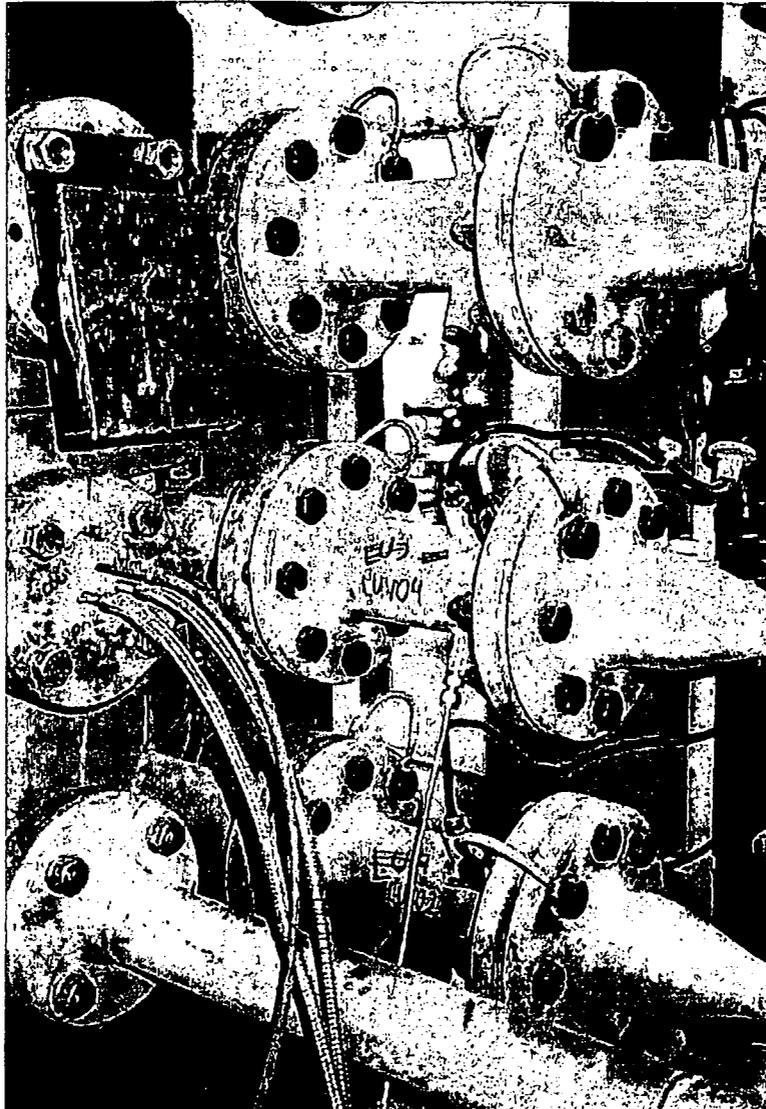


Abbildung B.2: Elektrische Luftvorwärmer in den Primärluftleitungen

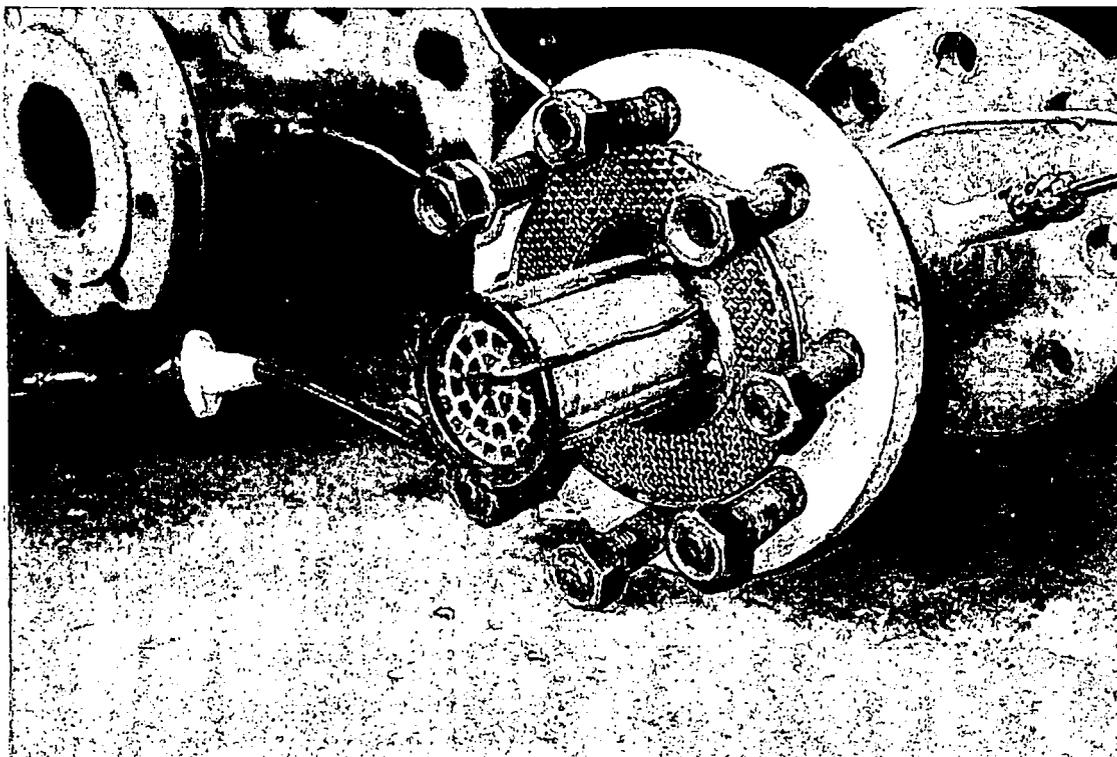


Abbildung B.3: Luftvorwärmer im Detail - Keramikeinsatz mit Heizwendeln und Temperaturfühler

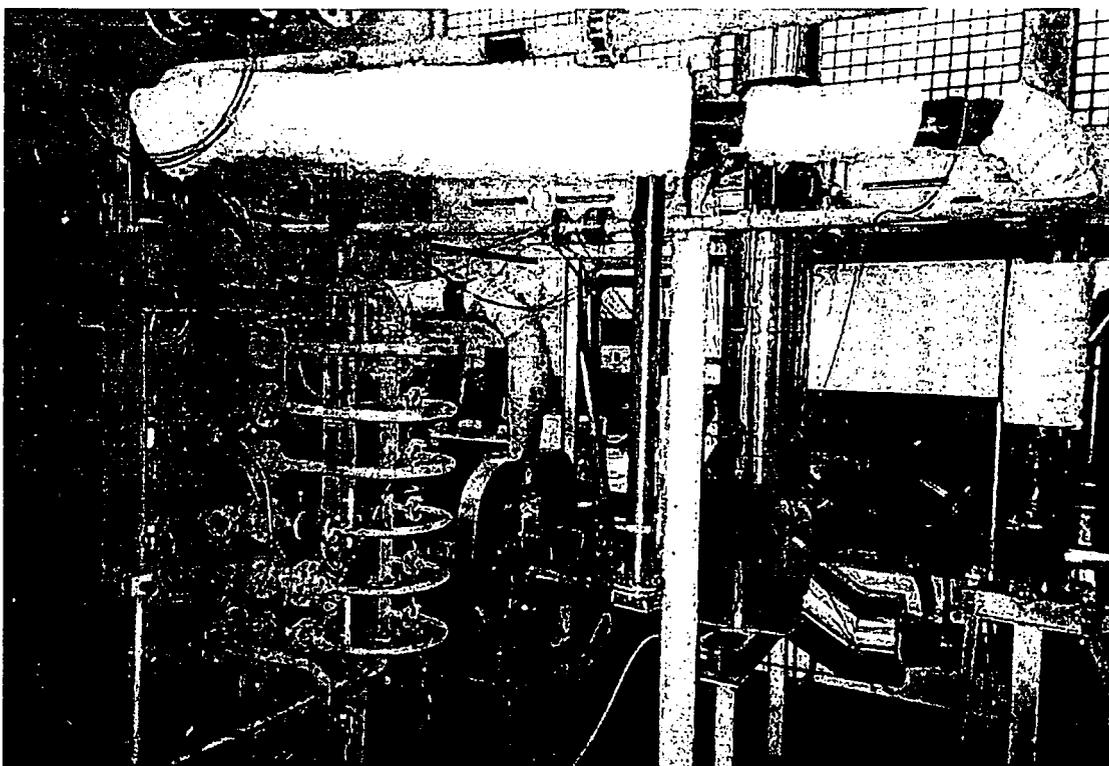


Abbildung B.4: Heißgasleitung mit Staubabscheider

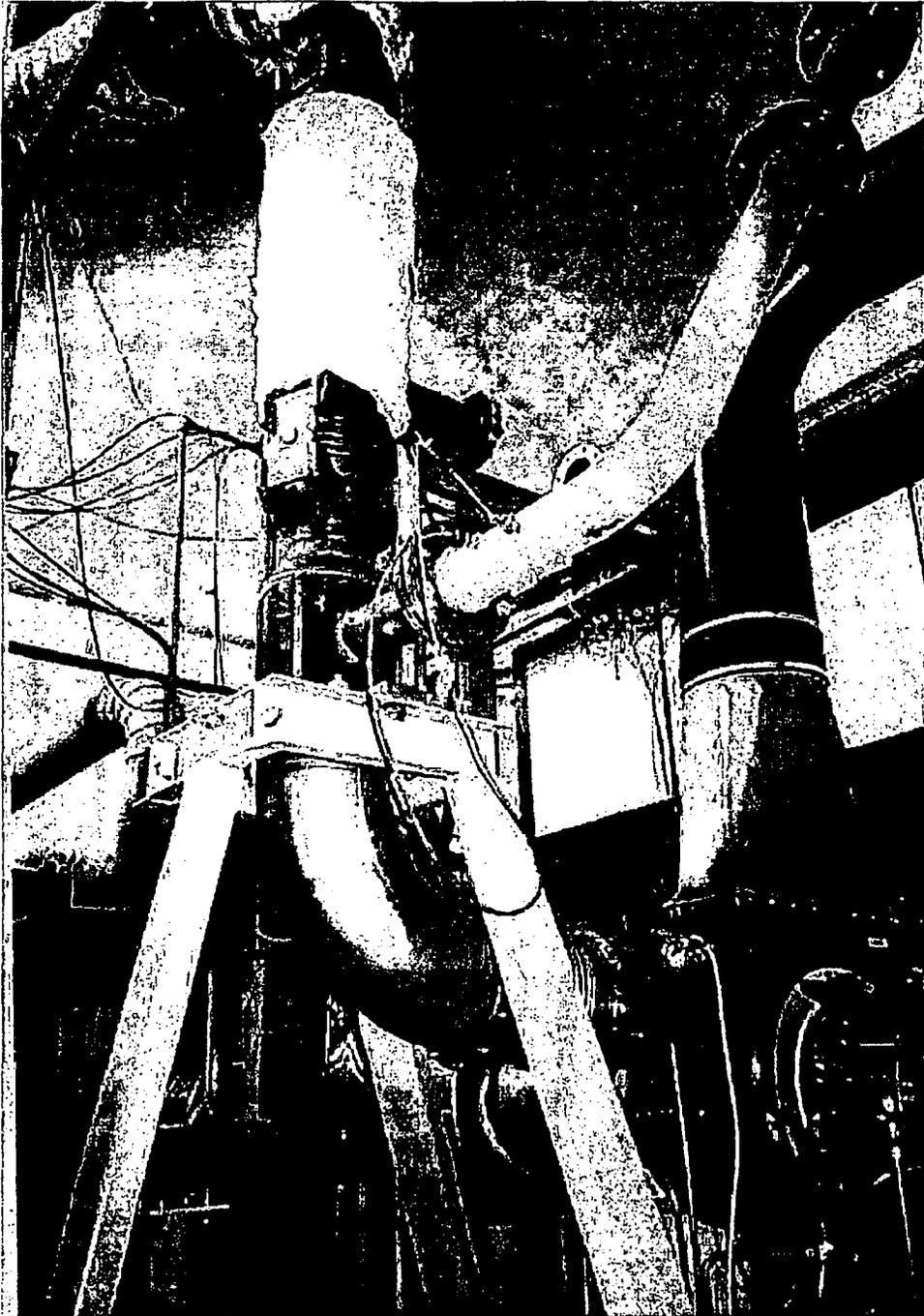


Abbildung B.5: Gasturbineeintritt - isolierter Abschnitt der Heißgasleitung, Kompensator, Sammelglocke, Fixpunktgestell, Verdichterluftbogen; die Gasturbineverdichterluft wird von der Sammelglocke über die nach oben führende Rohrleitung zum Verdichterluft - Rohrleitungssystem der Brennkammer geleitet

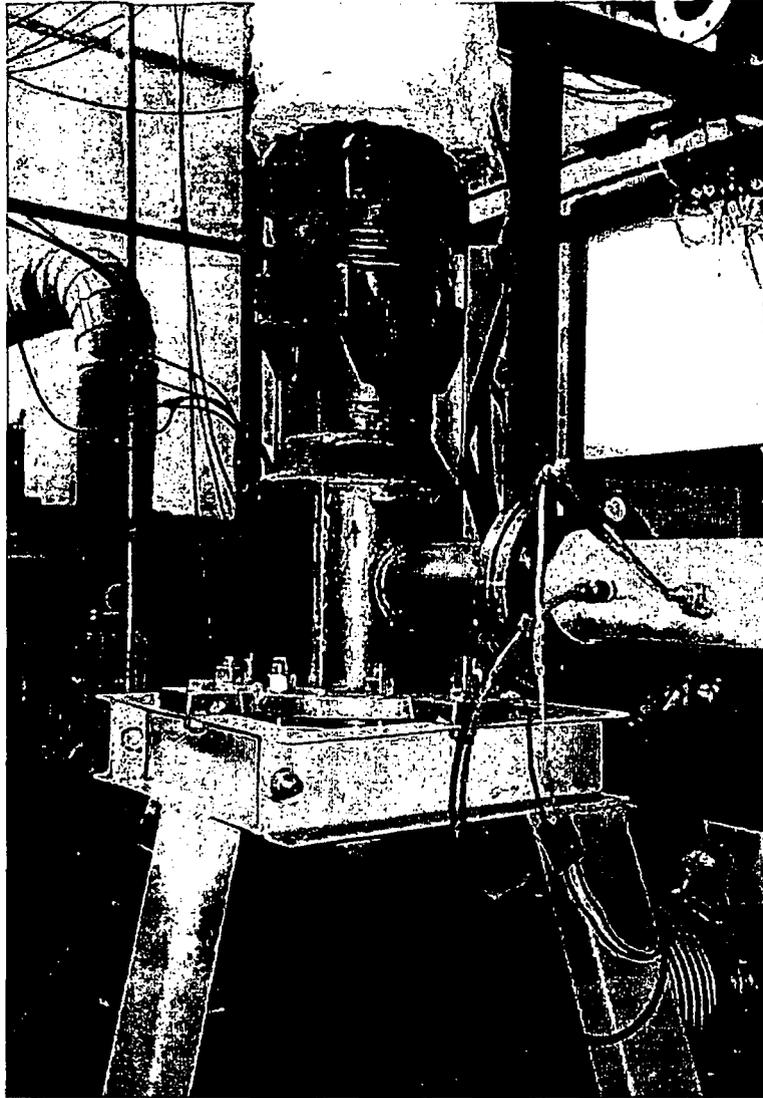


Abbildung B.6: Sammelglocke auf dem Auflagerahmen des Fixpunktgestelles

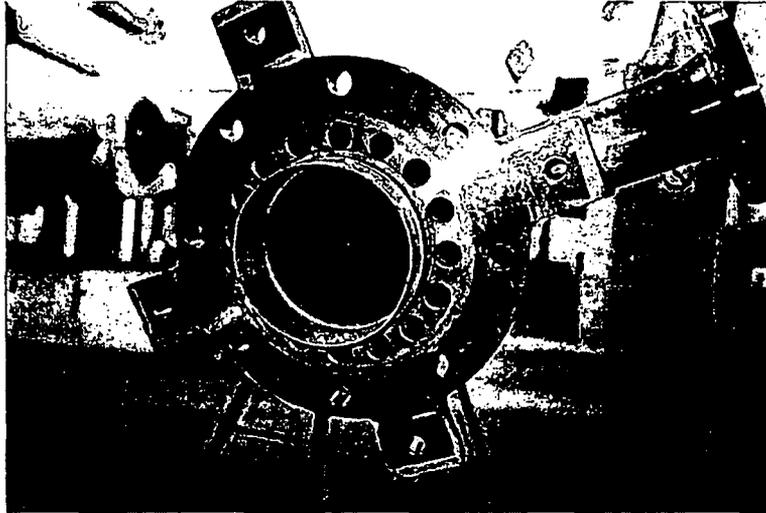


Abbildung B.7: Sammelglocke - Blick in das zentrale Heißgasrohr; um das Heißgasrohr sind im Stützflansch die Bohrungen für die Verdichterluft angeordnet

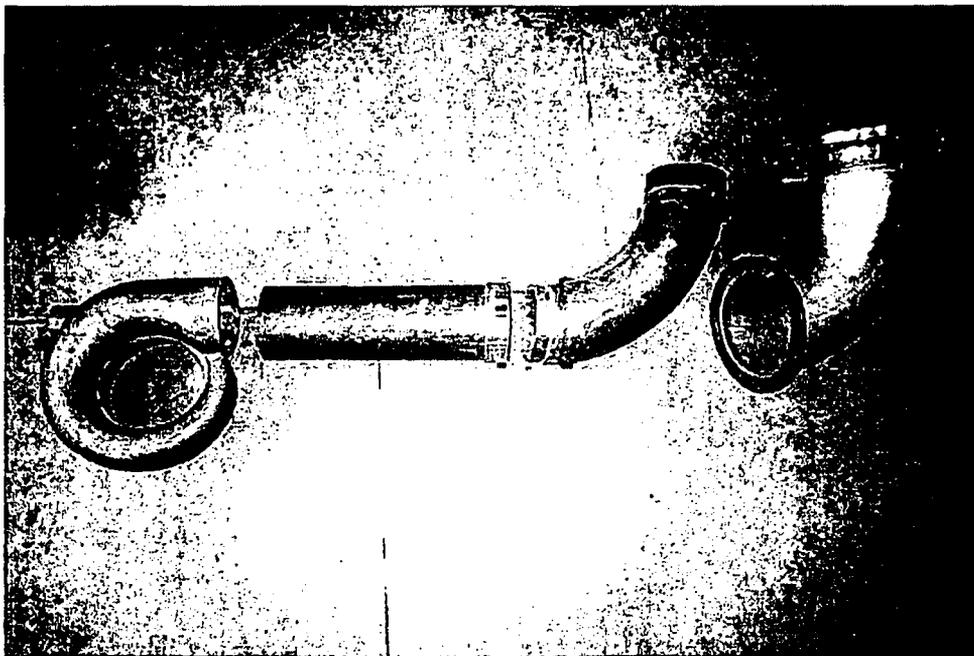


Abbildung B.8: Heißgasführung vor der Gasturbine - Eintrittsspirale, Flammrohr, Flammrohrbogen, Verdichterluftbogen

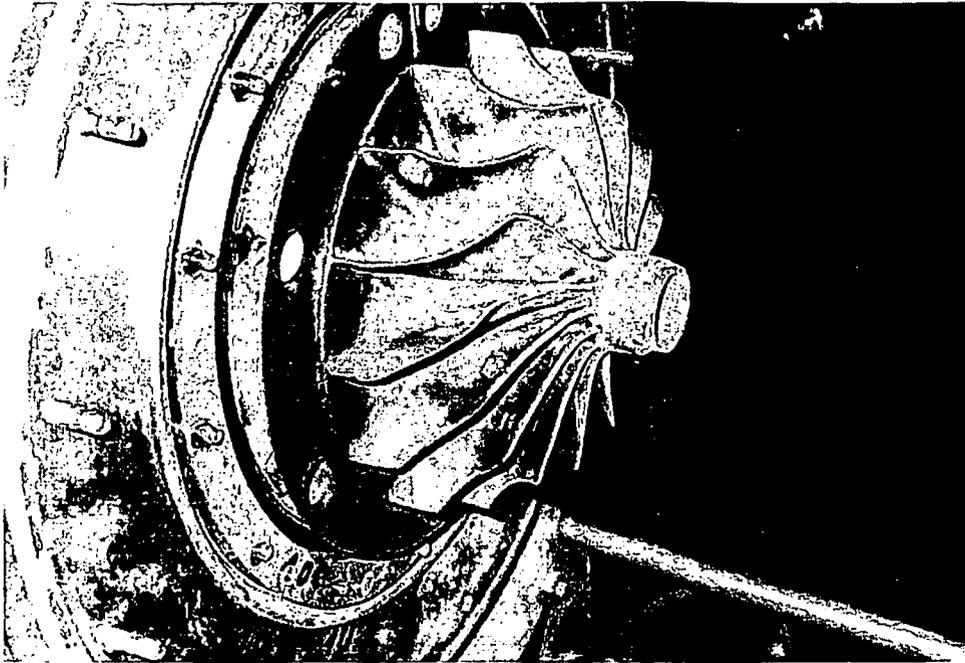


Abbildung B.9: Turbinenlaufrad

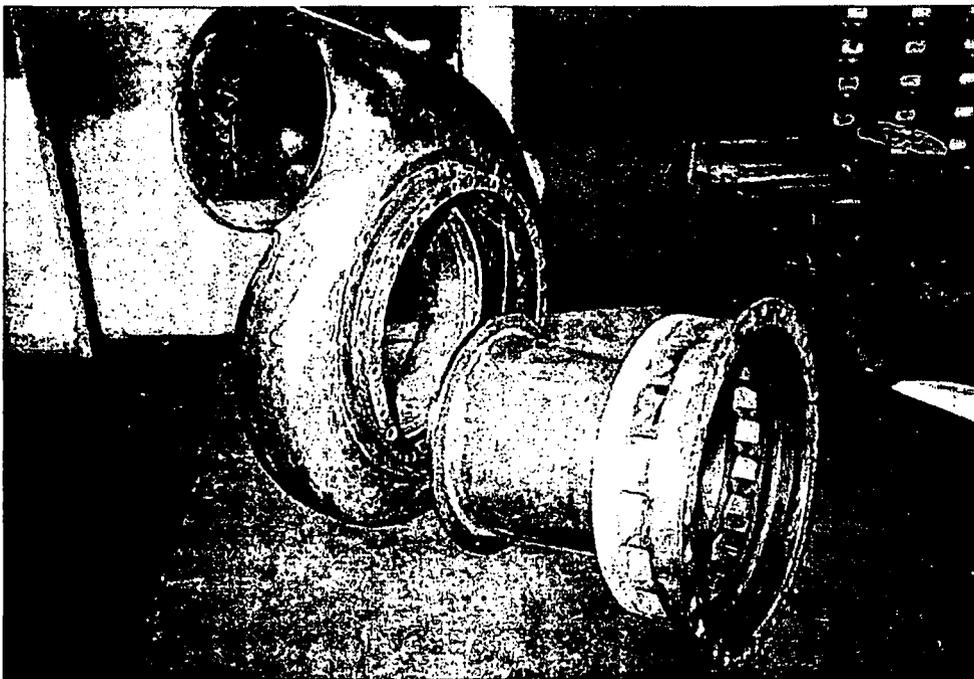


Abbildung B.10: Eintrittsspirale und Leitapparateinsatz

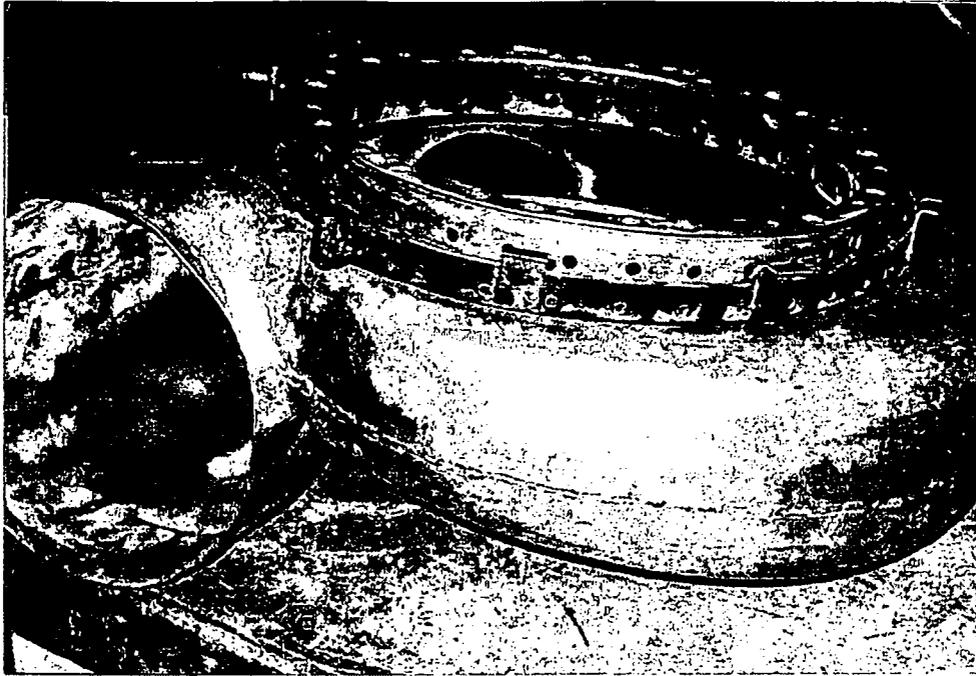


Abbildung B.11: Eintrittsspirale und Abdeckband mit Kühlluftbohrungen

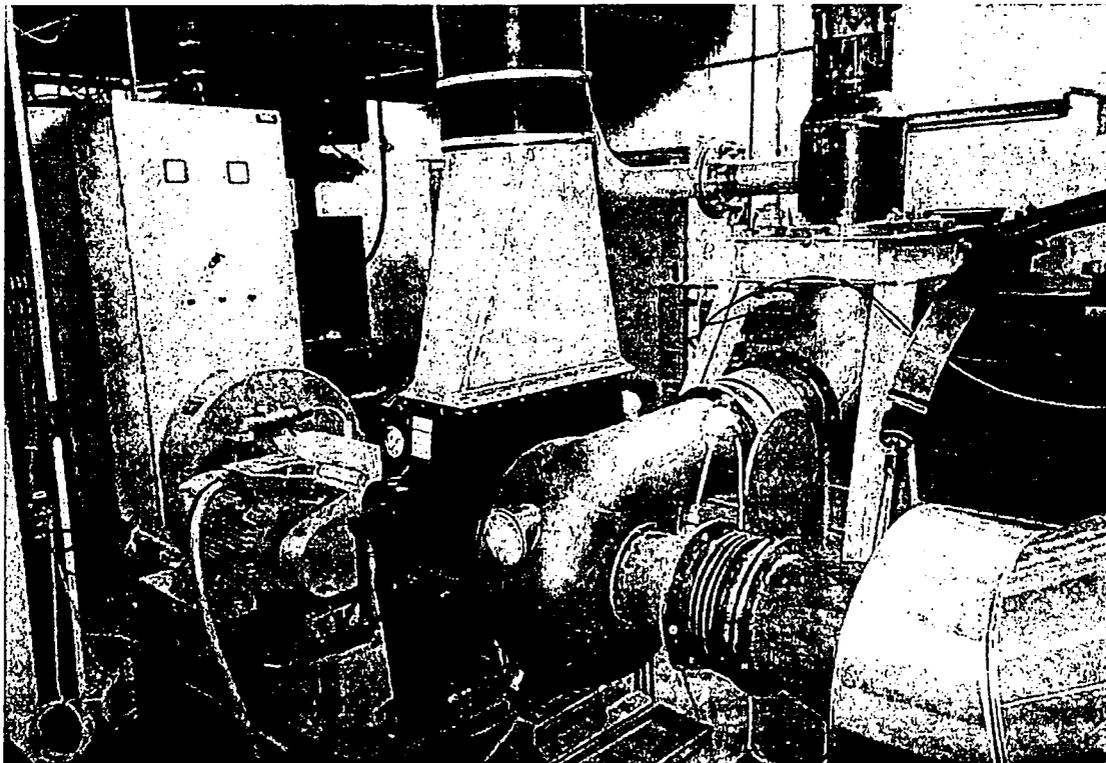


Abbildung B.12: Aggregate auf dem Gasturbinenfundament - Gasturbine, Startmotor, Wirbelstrombremse

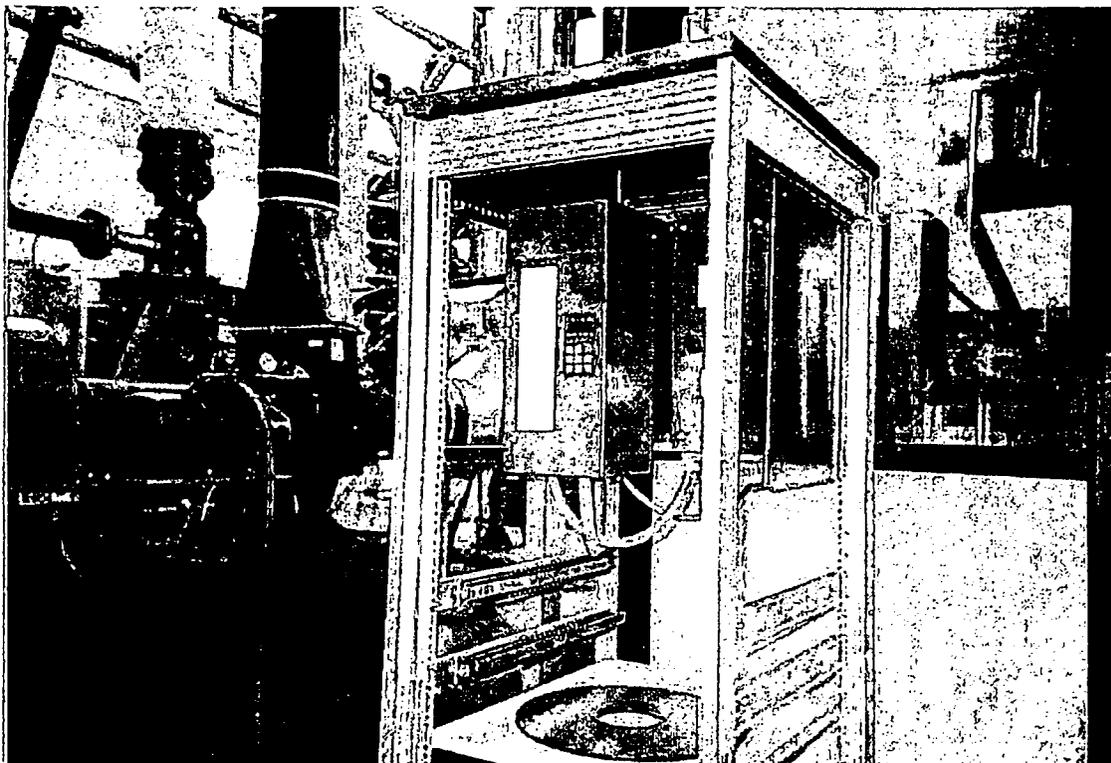


Abbildung B.13: Frequenzumrichter für den Startmotor

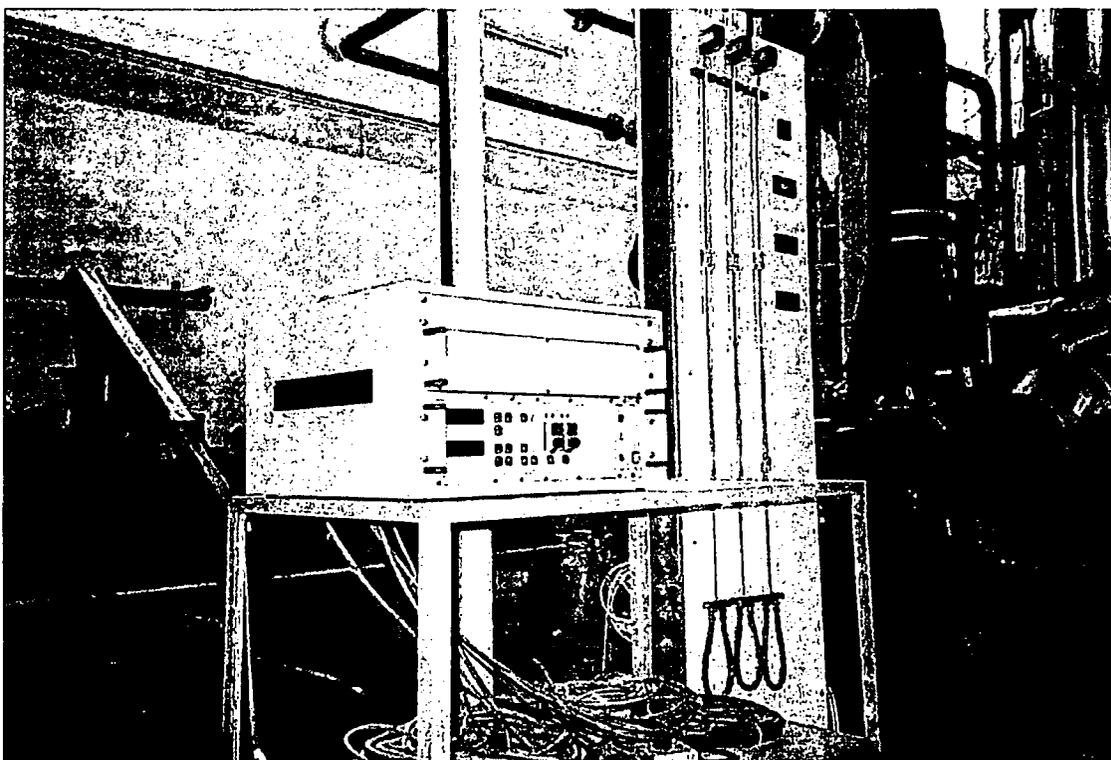


Abbildung B.14: Regeleinheit der elektrischen Wirbelstrombremse

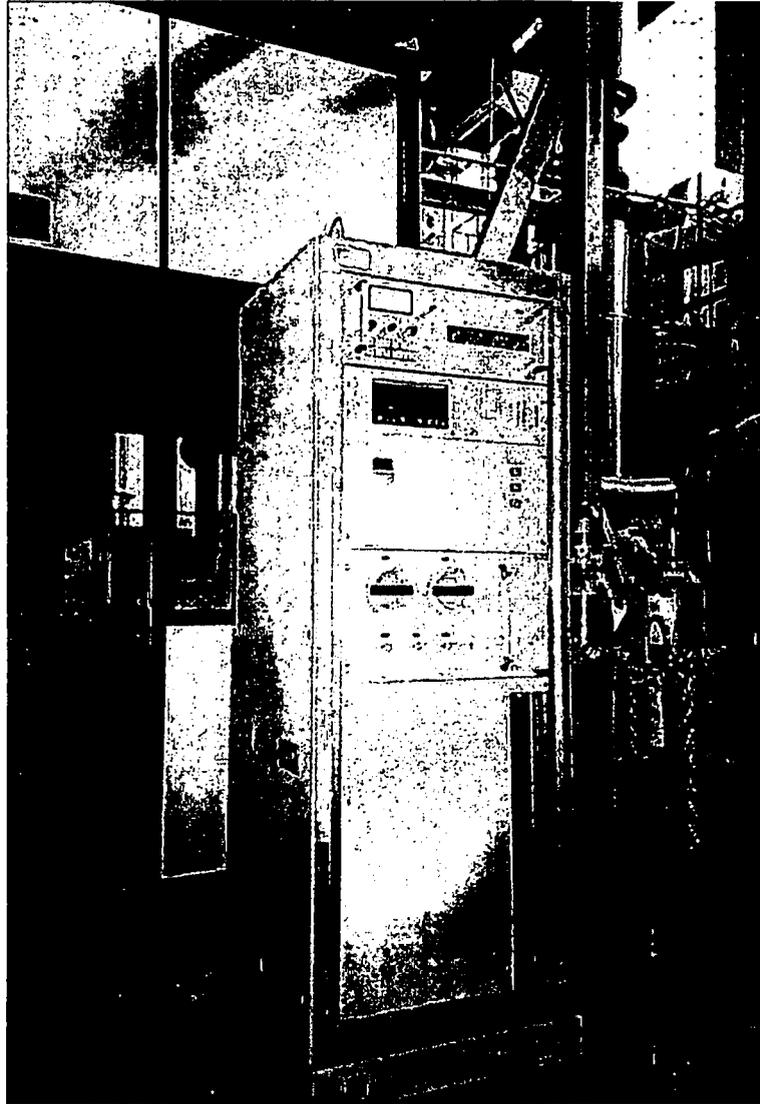


Abbildung B.15: Rauchgasanalysegerät

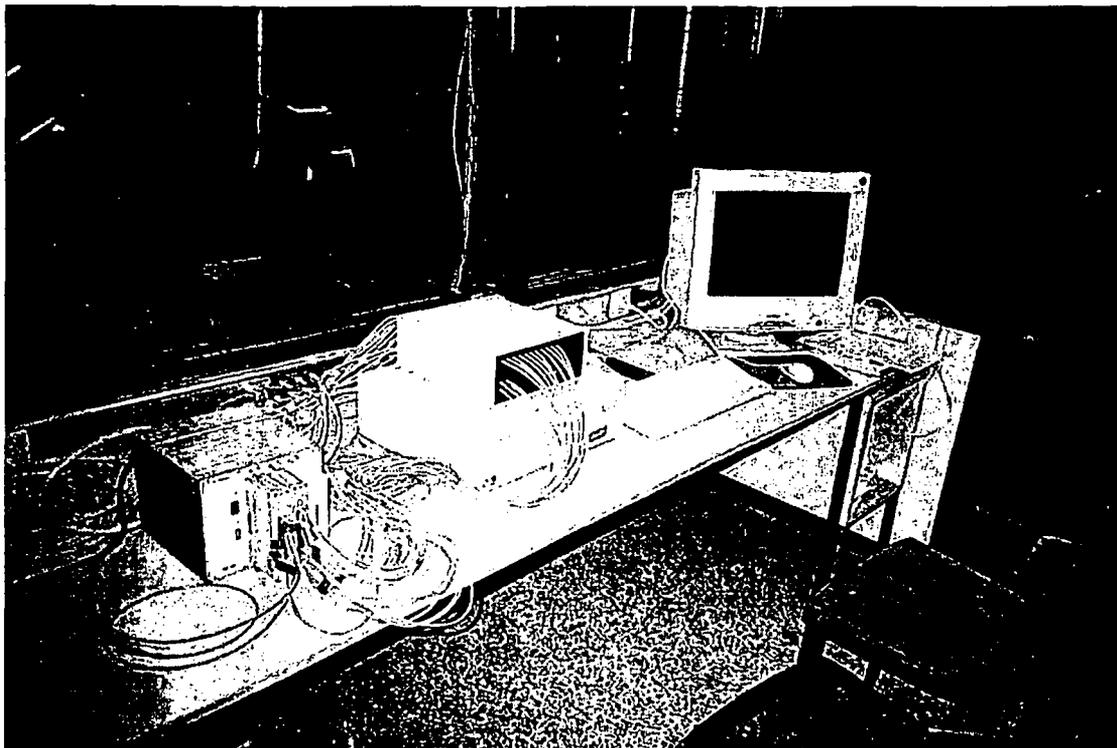


Abbildung B.16: Meßtechnikplatz in der Meßkabine