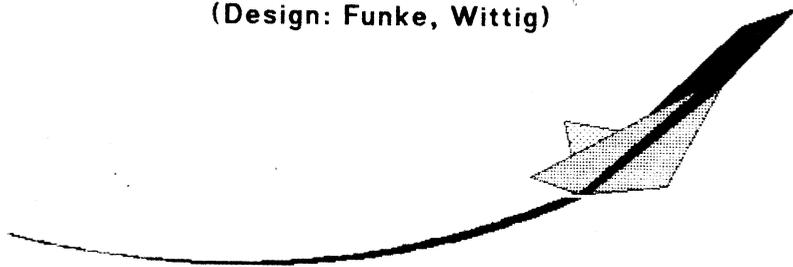


# **Konstruktion einer Gasturbine für Modellflugzeuge und Dokumentation der Auslegungsrechnungen**

(Design: Funke, Wittig)



## **Zusammenfassung des Inhalts:**

Im ersten Kapitel wird eine Kleingasturbine der 200N Schubklasse mit ihren einzelnen Komponenten vorgestellt.

In den folgenden Kapiteln werden die Gleichungssysteme zur Auslegung der vier Hauptkomponenten Verdichter, Brennkammer, Turbine und Lagerung in allen Einzelheiten dokumentiert.

Im abschließenden Anhang sind die Ergebnisse der Optimierungsrechnungen zusammengefaßt.

K. Wittig, den 24 September 1993 in München

## Inhaltsverzeichnis

Zusammenstellung der wichtigsten Formelzeichen.....	1
Literatur.....	2
<b>1. Technische Beschreibung.....</b>	<b>3</b>
1.1 Kurzbeschreibung.....	3
1.2 Funktionsprinzip der Fluggasturbine.....	3
1.2.1 Aerodynamik.....	3
1.2.2 Ölsystem.....	4
1.3 Genauere Betrachtung einzelner Baugruppen.....	7
1.3.1 Der Verdichter.....	7
1.3.1.1 Das Laufrad.....	7
1.3.1.2 Der Nachleitapparat.....	7
1.3.2 Die Brennkammer.....	7
1.3.3 Die Turbine.....	7
1.3.2.1 Der Leitapparat.....	7
1.3.2.1 Der Rotor.....	8
1.3.4 Die Lagereinheit.....	8
1.4 Betriebshinweise.....	9
1.4.1 Start.....	9
1.4.1 Betrieb.....	9
1.5 Betriebsverhalten.....	9
1.5.1 im Stand.....	10
1.5.2 im Flug.....	11
<b>2. Rechnungen zur Verdichterkonstruktion.....</b>	<b>12</b>
2.1 Kenngrößen.....	12
2.2 Strömungsgrößen im Rotor.....	13
2.2.1 Bestimmung der Strömungsgrößen im Laufradeintritt.....	13
2.2.2 Änderung von Verdichterenddruck und -temperatur unter Vordrall..	15
2.2.3 Berechnung der Strömungsgrößen im Laufradaustritt.....	15
2.2.4 Vergleich der Nachrechenergebnisse mit Hilfe des Slipfaktors nach Wiesner.....	17
2.3 Strömungsgrößen im Stator.....	19
2.3.1 Berechnung der Strömungsgrößen im Statoreintritt.....	19
2.3.2 Berechnung der Strömungsgrößen im Engquerschnitt.....	20
2.3.3 Berechnung der Strömungsgrößen im Statoraustritt.....	21

## Inhaltsverzeichnis

3. Rechnungen zur Brennkammerkonstruktion.....	23
3.1 Kenngrößen.....	23
3.1.1 Das Luftverhältnis.....	23
3.1.2 Der Brennkammerdruckverlust.....	24
3.1.3 Die Ausbrandkenngröße.....	25
3.1.4 Der Brennstoffbeladungsparameter.....	25
3.1.5 Die Eindringtiefe der Querstrahlen.....	26
3.1.6 Abschätzung der Umfangsverteilung des Luftverhältnisses.....	27
3.2 Bestimmung des Kraftstoffmassenstromes.....	28
3.3 Kraftstoffaufteilung im Kraftstoffverteiler.....	29
3.4 Theoretische Massenstromaufteilung in der Brennkammer.....	31
3.4.1 Bestimmung der Gaszustandsgrößen unmittelbar vor einem Flammrohrdurchbruch.....	32
3.4.2 Bestimmung des durch die Flammrohrdurchbrüche hindurch- gehenden Massenstromes.....	33
3.4.3 Bestimmung des Massenstromes durch den Vergaser.....	37
4. Rechnungen zur Turbinenkonstruktion.....	40
4.1 Turbinenkenngrößen.....	40
4.2 Berechnung der Rotoraustrittsgrößen.....	42
4.2.1 Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine.....	42
4.2.2 Gestörtes Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine.....	43
4.3 Berechnung der Rotoreintrittsgrößen.....	45
4.4 Berechnung der Statoraustrittsgrößen.....	46
4.5 Berechnung des Düsendurchmessers und einiger Kenngrößen.....	47
5. Rechnungen zur Rotorlagerung	
5.1 Lebensdauer der Lager.....	49
5.2 Berechnung der Lagerverlustleistung und des Kühlölstroms.....	54
6. Anhang	

### Zusammenstellung der wichtigsten Formelzeichen

Um Indizes einzusparen, wurden in Anlehnung an das Buch "Flugantriebe" von H.G.Münzberg die statischen Größen durch Kleinbuchstaben und die dazugehörigen Gesamtzustandsgrößen durch die entsprechenden Großbuchstaben gekennzeichnet.

Formelzeichen	Einheit	Erläuterung
A	$m^2$	Fläche
$b_e$	$kg/s/N$	spezifischer Verbrauch
c	$m/s$	Geschwindigkeit
$c_D$		Verhältnis der effektiven zur geometrischen Fläche
$c_p$	$J/kg/K$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	m	Durchmesser
$\dot{H}$	$J/s$	Enthalpiestrom
$\dot{h}$	$J/kg/s$	Spezifischer Enthalpiestrom
$c^2/2$	$J/kg$	Dynamische spezifische Enthalpie
K	$m^2/s$	Drallkonstante
M	Nm	Moment
Ma		Machzahl
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
n	$1/s$	Drehzahl
P	Pa	Gesamtdruck
p	Pa	Statischer Druck
q	Pa	Staudruck
R	$J/kg/K$	Gaskonstante
S	N	Schubkraft
T	K	Gesamttemperatur
t	K	Statische Temperatur
U	m	Umfang
u	$m/s$	Umfangsgeschwindigkeit
$\dot{V}$	$m^3/s$	Volumenstrom
w	$m/s$	Relativgeschwindigkeit
z		Schaufelzahl

1,2,3...		Indizes, bezeichnen Strömungsebenen
a, i, m, u		Indizes: außen, innen, meridian, Umfang
A,E,D,V,T,F,Pz		Indizes: Austritt, Eintritt, Düse, Verdichter Turbine, Flammrohr, Primärzone
$\alpha$	Grad	Winkel der Absolutgeschwindigkeit
$\beta$	Grad	Winkel der Relativgeschwindigkeit
$\zeta$		Strömungsverlustbeiwert eines Bauteiles
$\eta$		Wirkungsgrad
$\Pi$		Kreiszahl
$\pi$		Druckverhältnis
$\kappa$		Isentropenexponent
$\lambda$		Luftüberschubzahl
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\omega$	1/s	Kreisfrequenz
$\omega$		Verlustbeiwert
( )		Bauteilnummer
[ ]		Hinweis auf weiterführende Literatur

### Literatur

1. Funke, A; Wittig, K: Bau und Untersuchung einer Fluggasturbine für Modellflugzeuge , Studienarbeit, F.H. Frankfurt 1988, Unveröffentlicht.
2. Pippert, H: Antriebstechnik, Würzburg, 1974.
3. Münzberg, H.G: Flugantriebe, Berlin, 1972.
4. Berties, W: Übungsbeispiele aus der Wärmelehre, Leipzig, 1985.
5. Günther, R: Verbrennung und Feuerungen, Berlin, 1974.
6. Adkins, R: An improved method for accurate prediction of massflows through combustor liner holes. ASME paper No. 86GT149
7. Entwicklung von Rechenverfahren zur Auslegung fortschrittlicher Brennkammern. ZTL-MTU 4.12-1, Tech. Bericht 75/036
8. Wiesner:
9. McCUTCHEON, A: Aerodynamic design and development of a high pressure ratio turbocharger compressor. I Mech E C73/78
10. Runstadler, P.W. and Dean, R.C. Straight channel Diffuser performance at high inlet mach numbers. Creare Inc., Hanover, New Hampshire.
11. The design and performance analysis of radial-inflow turbines. NREC Report No. 1067-1

12. F Nishiguchi, Y Sumi, K Yamane: Reduction in the polar moment of inertia of an automotive turbocharger by controlling aerodynamic blade loading. I Mech E C43/82
13. Rohlik, H.E: Analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency. NASA TN D-4384 (1968)
14. FAG Standardprogramm, Katalog 41510 DA, Ausgabe Oktober 1985
15. SKF Hauptkatalog, Katalog 3200 T/IX, Ausgabe 1986
16. SKF Genauigkeitslager, Katalog 37 T, Ausgabe 1987

## 1. Technische Beschreibung

### 1.1 Kurzbeschreibung

Es handelt sich um eine Einwellen-Fluggasturbine mit Radialverdichter und Zentripetalturbine der 200 N Schubklasse mit Umkehringbrennkammer nach dem Verdampfungsprinzip. Das Laufzeug ist in Wälzkörpern gelagert. Die Lager werden mit Drucköl geschmiert und gekühlt. Die Dämpfung der Laufzeug- und Lager-schwingungen erfolgt hydraulisch.

#### Technische Daten:

Länge.....368 mm  
 Durchmesser..... 168 mm  
 Trockenmasse..... 6,6 kg (inkl. Pumpen)

Die nachfolgend aufgeführten Daten wurden mit dem im Anhang befindlichen Rechnerprogramm ermittelt und gelten für ICAO-Normatmosphäre-Bedingungen.

Luftdurchsatz.....0,42 kg/s  
 Druckverhältnis.....3,34  
 Turbineneintrittstemperatur.... 1250K  
 Drehzahl.....108000 1/min  
 Standschub.....220 N  
 Einheitsmasse.....30 kg/kN  
 Stirnflächenschub.....9,92 kN/m<sup>2</sup>  
 spez.Verbrauch.....160 kg/kNh

### 1.2 Funktionsprinzip der Fluggasturbine

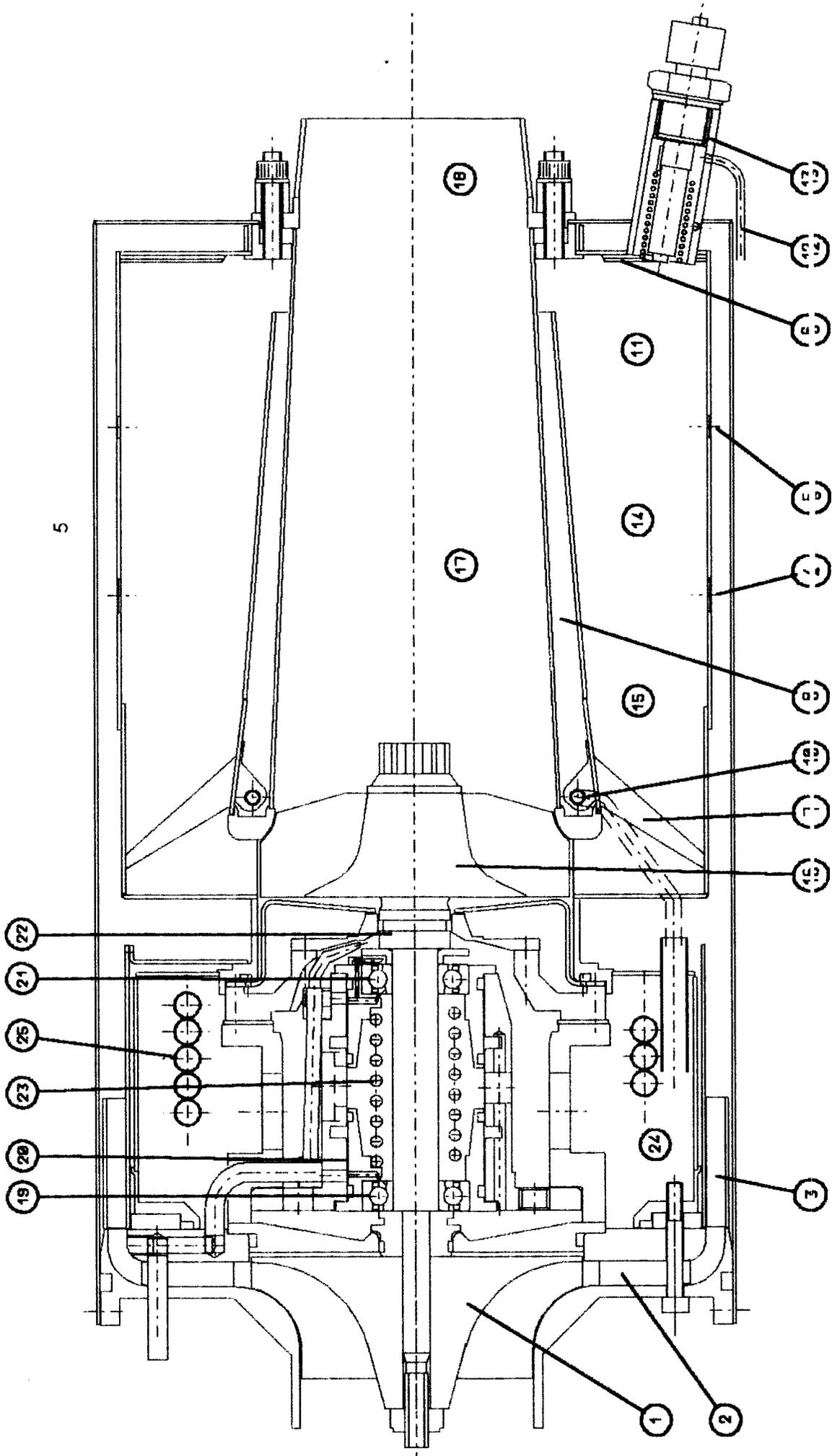
#### 1.2.1 Aerodynamik

Nachfolgend wird der funktionelle Zusammenhang der einzelnen Bauteile anhand

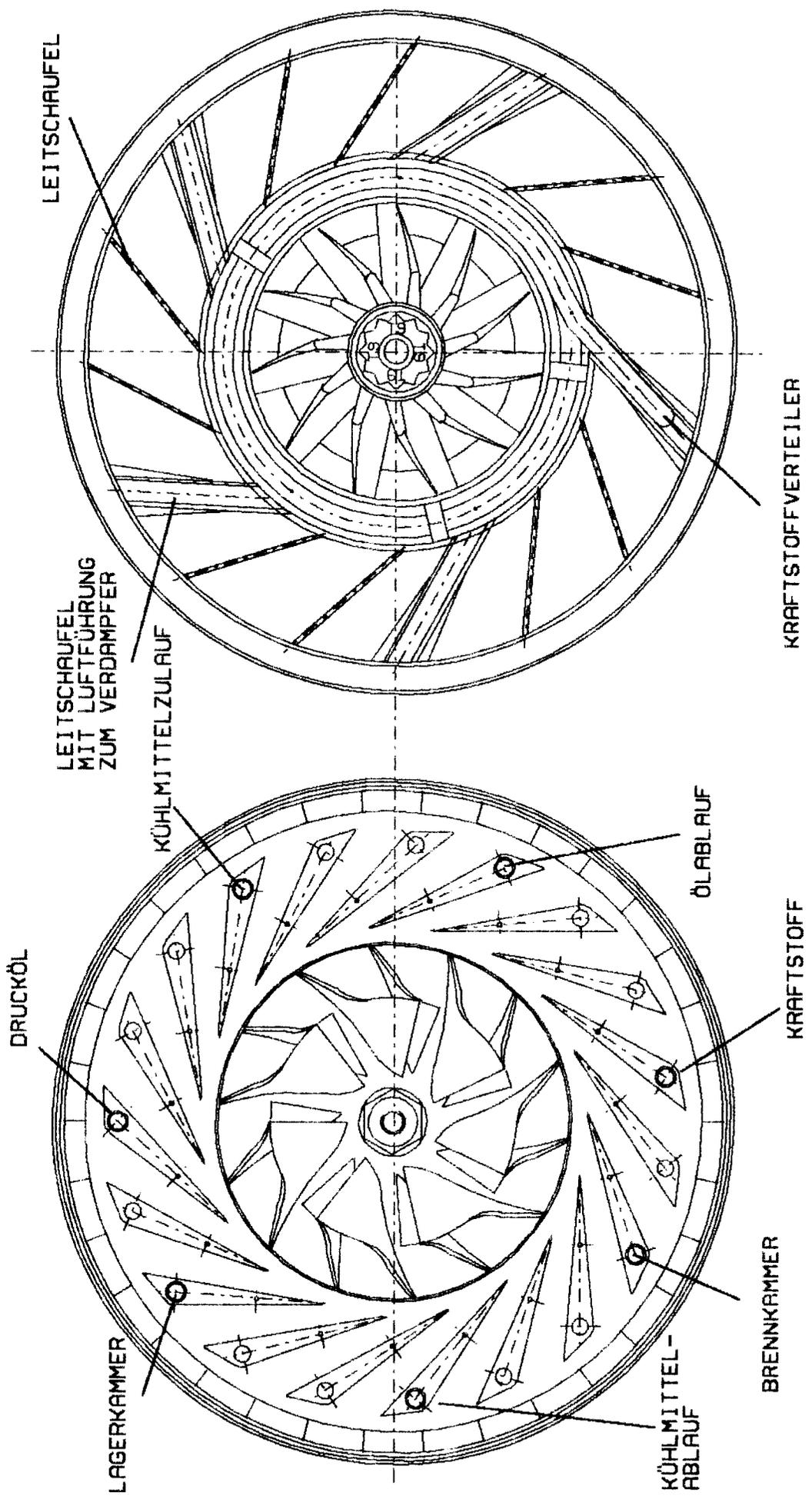
von Abbildung 1 erläutert. Die angesaugte Frischluft durchströmt nacheinander das Verdichterlaufrad (1), den Keilschaufeldiffusor (2) und das axiale Nachleitrad (3). Nach Verlassen des Verdichters wird der Luftstrom in zwei Richtungen aufgeteilt. Der größere Teilstrom von ca 85% verteilt sich auf die Mischluft- (4) und Zwischenzonenbohrungen (5) sowie den Flammenhalter (6), der kleinere Teil durchströmt die hohlen Turbinenleitschaufeln (7) und tritt in einen Ringraum zwischen dem Brennraum und dem Abgaskanal ein. Dieser Ringraum wird im folgenden Vergaser (8) genannt. Durch die Schrägstellung der Leitschaufeln entsteht eine Drallströmung im Vergaser, in den der Kraftstoffverteiler (10) den Kraftstoff einbringt. Während das Luft-Kraftstoffgemisch den Vergaser durchströmt, verdampft der Kraftstoff am heißen Außenkonus, an den sich der flüssige Kraftstoff durch den Drall anlegt. Nach Verlassen des Vergasers (8) vereinigt sich das Brenngas mit dem Luftstrom, der tangential durch den Flammenhalter (6) hindurchtritt, und einem Teil des durch die Zwischenzonenbohrungen (5) hindurchtretenden Luftstromes, um in der Primärzone (11) miteinander zu reagieren. Die Flamme wird durch ein Rückströmgebiet stabilisiert, welches sich durch den radialen Impuls von (5) und dem Zentrifugalkraftfeld durch (6) ausbildet. Zur Einleitung der Reaktion wird ein geringer Teil des Kraftstoffstromes über eine Bypassleitung (12) in den Fackelzünder (13) gespritzt, der aus einem Rohr mit Luftbohrungen und einer Glühkerze besteht. Nach Verlassen der Primärzone durchströmt das Abgas die Rekombinations- (14) und Mischzone (15). Anschließend wird es durch die Turbinenleitschaufeln (7) umgelenkt und tritt in die Turbine (16) ein. Dort gibt das Abgas die benötigte Wellenleistung ab, durchquert den Abgaskanal (17) und verläßt den Motor durch die Schubdüse (18).

### 1.2.2 Ölsystem

Zur Veranschaulichung der Mechanik wird der Weg des Öles durch das Ölsystem beschrieben. Das Drucköl wird in drei Teilströme aufgeteilt. Der erste Teilstrom kühlt und schmiert das verdichterseitige Kugellager (19), wobei ein Teil des Öles den zur Schwingungsdämpfung benötigten Squeeze-Film aufbaut (20). Der zweite Teilstrom wird auf gleiche Weise dem turbinenseitigen Lager (21) zugeführt. Ein dritter Teilstrom dient der Kühlung der Welle (22), um die thermische Belastung des turbinenseitigen Lagers so klein wie möglich zu halten, da dieses den gesamten Axialschub aufzunehmen hat. Die Kugellager werden mit einer Feder (23) vorgespannt, um ein Abheben der Kugeln von der Laufbahn zu verhindern. Das abfließende Öl sammelt sich in der Ölwanne (24) und wird von dort über eine Kühlschlange (25) abgesaugt, gefiltert und dem Motor wieder zugeführt.



(Abb.1, Teil1)  
 Zusammenstellungszeichnung



(Abb.1, Teil2)

Zusammenstellungszeichnung

## 1.3 Genauere Betrachtung einzelner Baugruppen

### 1.3.1 Der Verdichter

#### 1.3.1.1 Das Laufrad

Das Verdichterlaufrad ist ein Serienprodukt der Fa. KKK in Frankenthal mit der Werksbezeichnung 3470 MNA und wird normalerweise in Verbindung mit einem schaufellosen Spiralgehäuse betrieben. Trotz eines Austrittswinkels von  $60^\circ$  sind laut Werksangabe Umfangsgeschwindigkeiten von 600 m/s zulässig, was einer Drehzahl von 130000/min entspricht. Es ist aus einer Aluminiumlegierung gegossen und mit 14 Schaufeln ausgestattet, davon sind 7 im Eintrittsbereich zurückgeschnitten. Der Rückschnitt bewirkt eine kleinere Versperrung und damit eine niedrigere Machzahlbelastung im Eintritt.

#### 1.3.1.2 Der Nachleitapparat

Der zur Verwendung kommende Leitapparat besteht aus einem Keilschaufeldiffusor mit 19 Schaufeln und einem axialen Nachleitrad mit 34 Schaufeln. Beide sind in Aluminiumbauweise ausgeführt. Für den ersten Stator wurde die Ausführung als Keilschaufel gewählt, weil sie die Möglichkeit eröffnet, Rohrleitungen axial zuzuführen, wodurch der maximale Durchmesser klein gehalten werden kann. Der Eintrittswinkel beträgt  $17^\circ$  und die Kanalerweiterung ca.  $9^\circ$ . Der zweite Stator besteht aus Blechschaufeln mit Kreisbogenprofil.

### 1.3.2 Die Brennkammer

Bei der Brennkammer handelt es sich um eine Ring-Umkehrbrennkammer, wobei die Gemischaufbereitung nach dem Verdampfungsprinzip erfolgt. Sie besteht im wesentlichen aus zwei Baugruppen, der integralen Leitkranz-Vergaserbaugruppe aus C263 und dem aufgeschobenen Flammrohr aus X10CrNiTi18.9

Das Flammrohr enthält zwei Bohrungsreihen. Die entgegen Flugrichtung gesehen erste Reihe besteht aus 20 Bohrungen mit  $\varnothing 8,5\text{mm}$  und die zweite aus 20 Bohrungen mit  $\varnothing 5,5\text{mm}$ . Die abschließende Scheibe ist mit 12 Drallschlitzen versehen. Diese Belochung ist rechnerisch nicht optimal, denn sie führt zu einem zu mageren Gemisch in der Primärzone. Der Grund warum die „optimale“ Version nicht gewählt wurde, liegt darin, daß die tatsächliche optimale Belochung nicht bekannt ist und man so gezielt in Richtung „fetter“ nachbessern kann. Die rechnerisch optimale Lösung enthält eine weitere Reihe von 40 Bohrungen mit  $\varnothing 5\text{mm}$  vor der  $\varnothing 8,5\text{mm}$  Belochung. Die Ergebnisse in Kapitel 3 basieren auf dieser Version.

### 1.3.3 Die Turbine

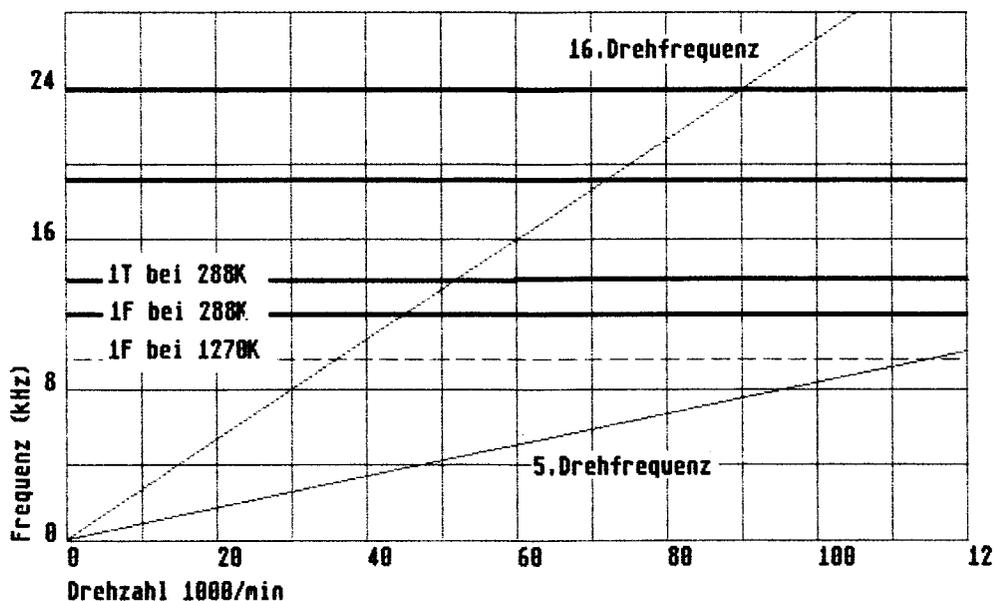
#### 1.3.3.1 Der Leitapparat

Der Leitapparat und der Vergaser bilden eine Einheit. Als Material wurde C263

gewählt. Ein Teil der Leitschaufeln ist hohl und übernimmt die Luft- und Kraftstoffversorgung des Vergasers, die restlichen sind als einfache Blechstreifen ausgeführt. Die Leitschaufeln enden durch ihre Schrägstellung unter einem Winkel von  $25^\circ$  zur Tangente an diesem Punkt. Es sind insgesamt 15 (16-1!) Schaufeln eingebaut, darin sind 5 Hohl-schaufeln enthalten. Die meisten Teilungen entsprechen einem Leitkranz mit 16 Schaufeln, jedoch wurde aus Schwingungstechnischen Gründen nicht mit konstanter Teilung gearbeitet, sondern es sind zwei Segmente mit konstanter Teilung so aneinander gesetzt, daß an den Nahtstellen zwei unregelmäßige Teilungen entstehen (ähnlich dem "cyclic spacing"). Diese Maßnahme wurde nötig, weil sich ein Durchfahren der 1F und der 1T des Rotors nicht vermeiden läßt. Um eine Resonanz des Rotors mit den Hohl-schaufeln zu vermeiden, wurde deren Zahl auf fünf begrenzt.

### 1.3.3.2 Der Rotor

Turbine und Welle bilden eine Einheit und wurden von der Fa. KKK bezogen. Da Wälzlager zum Einsatz kommen, mußte anstelle der serienmäßigen Welle eine Sonderanfertigung von 12mm Durchmesser verwendet werden. Der Rotor ist mit 12 Schaufeln bestückt. Aus strömungs- und schwingungstechnischen Gründen wurde durch Überdrehen der Abströmkante der Schaufelwinkel am äußeren Schnitt auf  $45^\circ$  vergrößert. Laut Werksangabe sind Umfangsgeschwindigkeiten von 500 m/s bei 1270 K zulässig, das entspricht einer Drehzahl von ca. 120000/min. Abbildung 2 zeigt das Campbell-Diagramm des Rotors.



(Abb.2)

Campbell-Diagramm des Turbinenrotors. Resonanzstellen mit den 16-1 Leitschaufeln des Stators ergeben sich an den Schnittpunkten der 16. Drehfrequenz mit den Linien der Eigenfrequenzen des Rotors. Die geänderte Lage der 1F-Frequenz aufgrund des Temperatureinflusses auf das E-Modul ist gestrichelt dargestellt. Der Einfluß der Fliehkraft auf die Eigenfrequenzen blieb unberücksichtigt.

Die Turbine wurde serienmäßig im Turbolader 3LKZ eingebaut.

#### **1.3.4 Die Lagereinheit**

Das Laufzeug wird in Hochgenauigkeits-Schrägkugellagern mit der Bezeichnung 7001CC mit  $12^\circ$  Druckwinkel gelagert, deren Höchstdrehzahl 120000/min beträgt. Die beiden Lager sind durch Federkraft in O-Anordnung vorgespannt und werden mit gekühltem Drucköl geschmiert. Das Öl wird mit mindestens einem Bar Überdruck auf die Innenringe gespritzt. Das turbinenseitige Lager wird beidseitig mit Öl versorgt, da es den Wärmestrom aus der Turbine und den Axial Schub aufzunehmen hat.

Alternativ kann bis zu einer Höchstdrehzahl von ca. 90000/min an der Turbinenseite ein Rillenkugellager der Baureihe 6001.C3 verwendet werden (Werksangabe für einwandfreie Betriebsbedingungen). Dieses Lager besitzt eine vergrößerte Lagerluft und ist aufgrund seines geringen Preises für die erste Erprobung besser geeignet als die sehr teureren Schrägkugellager.

### **1.4 Betriebshinweise**

#### **1.4.1 Start**

Das Starten geschieht mittels Elektrostarter, der an der Wellenmutter angreift. Ein Losdrehen derselben ist nicht zu befürchten, da das Beschleunigungsmoment in diesem Betriebspunkt minimal ist. Nach Erreichen der Leerlauf-Drehzahl wird der E-Starter entfernt. Die Leerlaufdrehzahl ist durch entsprechende Bemessung des Kraftstoffmassenstromes auf 30 000 U/min festgelegt. Die Verbrennung in der Brennkammer wird mit einem Fackelzünder eingeleitet, Dieser wird nach erfolgter Zündung abgeschaltet.

#### **1.4.2 Betrieb**

Der Kraftstoffmassenstrom ist nach unten und nach oben begrenzt. Eine Anpassung an die Fluggeschwindigkeit ist noch nicht vorgesehen, jedoch muß die maximale Kraftstoffmenge an den Umgebungsdruck angepasst werden, da ansonsten die zulässige Turbineneintrittstemperatur insbesondere in größeren Höhen überschritten wird. Frühere Untersuchungen [1] an Triebwerken mit dem selben Laufzeug zeigten ein sehr gutes Beschleunigungsverhalten, sodaß eine Regelung der Einspritzmenge nicht erforderlich ist. Es ist zu beachten, daß negative "g's" nur kurzzeitig zulässig sind, da die Ölversorgung sonst unterbrochen wird.

### **1.5 Betriebsverhalten**

Die Kurven der in diesem Abschnitt gezeigten Diagramme wurden mit einem Rechnerprogramm erzeugt, dessen Gleichungssysteme im Anschluß erläutert werden.

Wenn nicht anders angegeben, gelten folgende Konstanten:

$$P_0 = 101350 \text{ Pa}$$

$$T_0 = 288.16 \text{ K}$$

$$\kappa_L = 1.4$$

$$R_L = 287.1 \text{ J/Kg/K}$$

$$\kappa_G = 1.36$$

$$R_G = 288 \text{ J/Kg/K}$$

Einlaufverlustbeiwert

Geschwindigkeitsbeiwert der Düse  $\varphi_D = 0.96$

Mechanischer Wirkungsgrad

Wirkungsgrad der Turbine

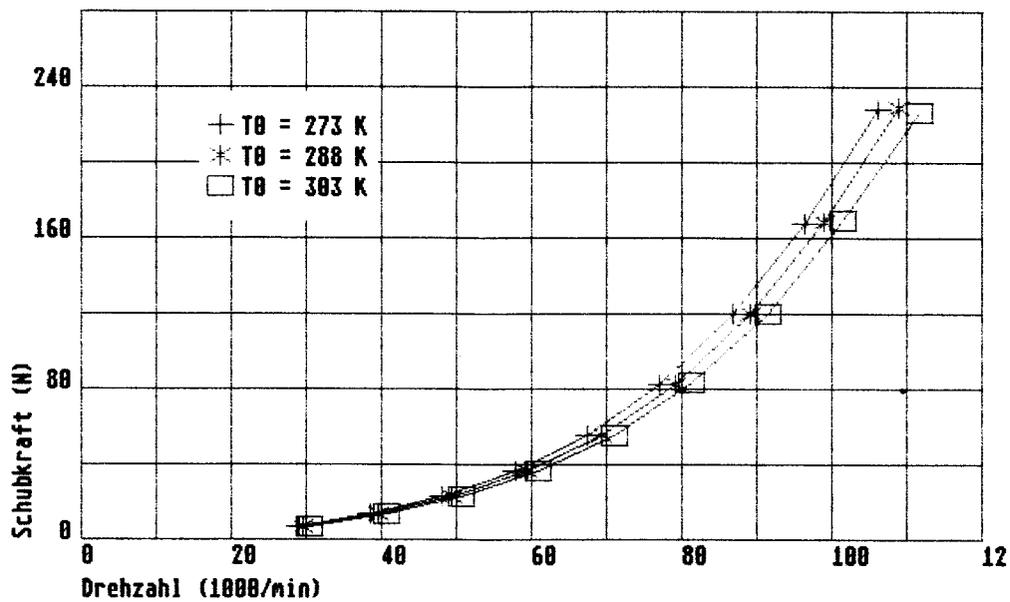
Rohrreibungszahl = 0,014

$$\zeta_{EL} = 0.1$$

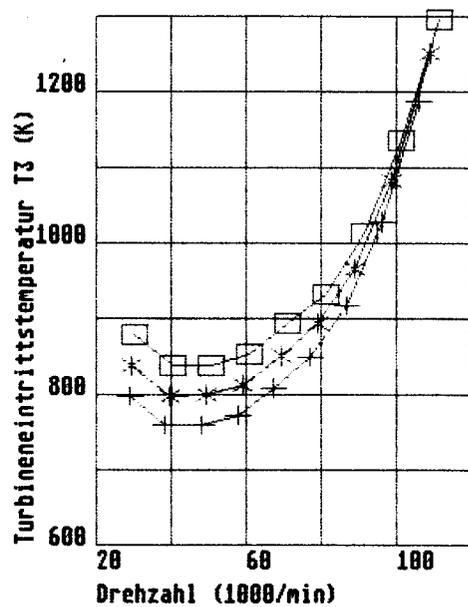
$$\eta_M = 0.98$$

$$\eta_{iT} = 0.75$$

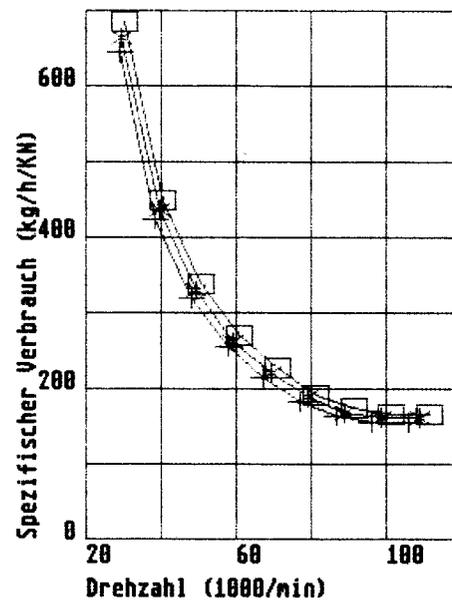
### 1.5.1 im Stand



(Abb.3)

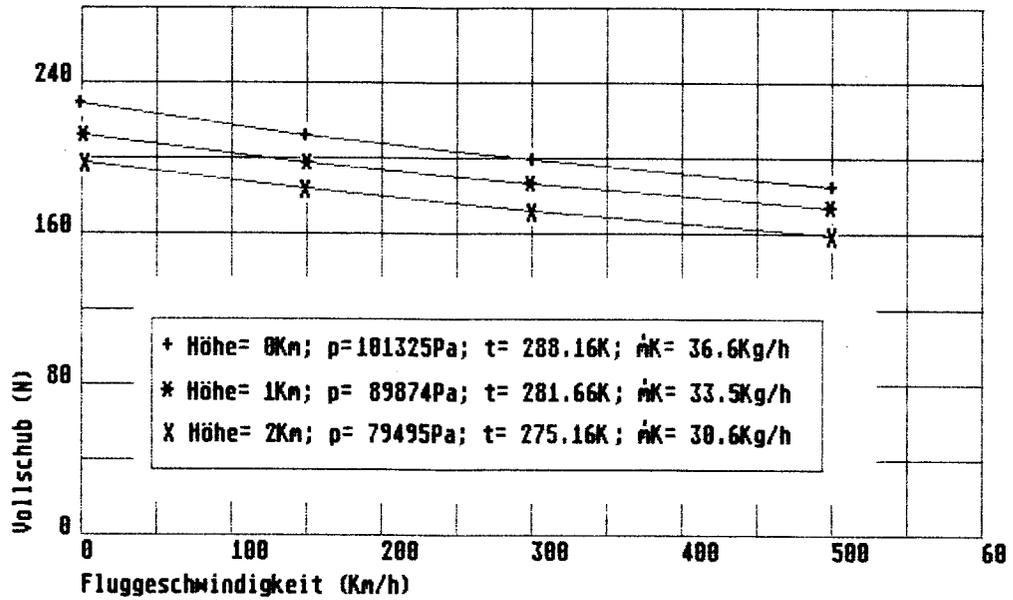


(Abb.4)



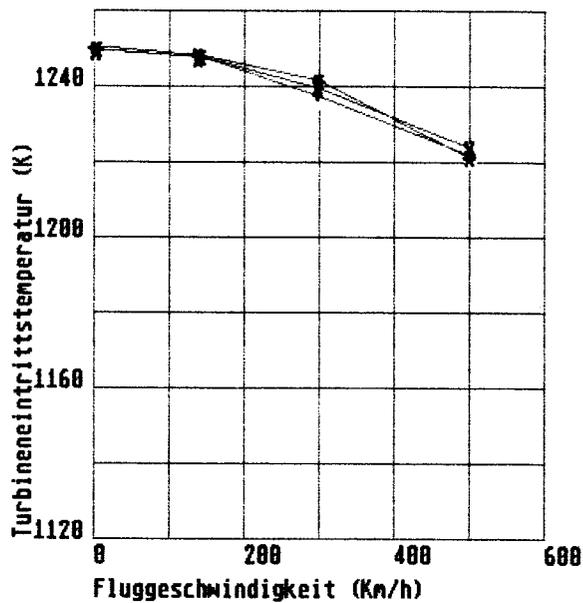
(Abb.5)

## 1.5.2 im Flug

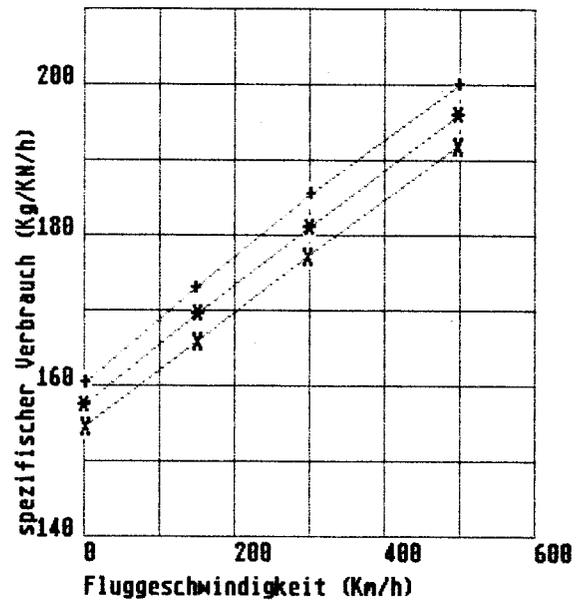


(Abb.6)

Die Zustandsgrößen entsprechen den ICAO-Normbedingungen in den angegebenen Höhen. Der Kraftstoffstrom  $\dot{m}_K$  ist auf die maximal zulässige Turbineneintrittstemperatur im Stillstand abgestimmt.



(Abb.7)



(Abb.8)

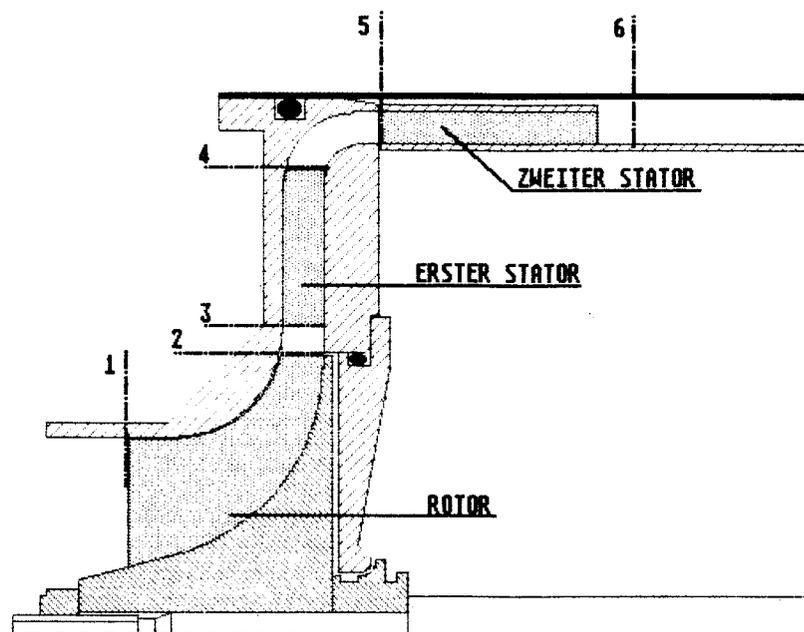
## 2. Rechnungen zur Verdichterkonstruktion

Der Verdichter ist das Herzstück des Triebwerks und bildet den Ausgangspunkt der Berechnungen. In diesem Abschnitt wird die Geometrie des Stators für den gegebenen Rotor optimiert.

Die Ausgangsbasis der Verdichterkonstruktion ist das Turbolader-Laufrad KKK 3470 MNA. Das dazugehörige Verdichterkennfeld (Rotor+Spirale, im folgenden Nominalkennfeld genannt) bildet die Grundlage der Nachrechnung. Bei dem verwendeten Verfahren wird mit Hilfe des Nominalkennfeldes auf die Rotorabströmbedingungen geschlossen, woraus die neuen Austrittsbedingungen unter Berücksichtigung des geänderten Leitapparates berechnet werden. Dabei sollen u.a. folgende Parameter einfließen;

- die Größe des Zuströmwinkels zum Laufrad (Vordrall),
- der Einfluß der Einlaufverluste auf die Maschine,
- die Auswirkungen der Geometrie des nachgeschalteten Stators.

Abb. 9 zeigt die Lage der Rechenebenen im Meridianschnitt des Verdichters.

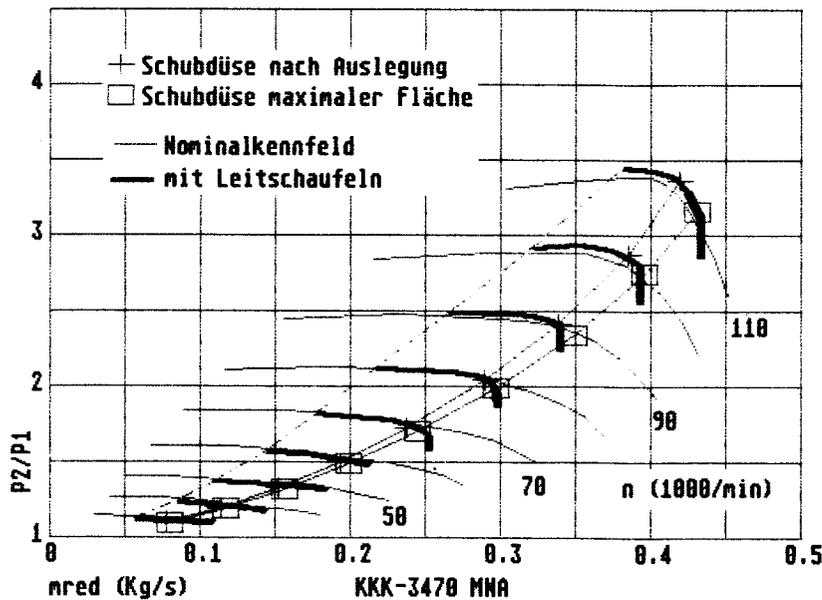


(Abb.9)

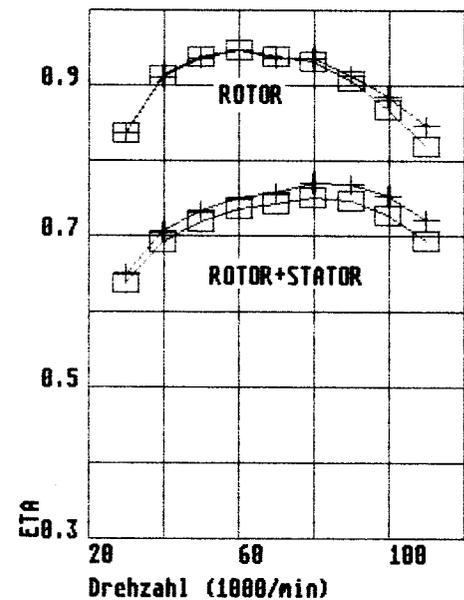
Rechenebenen im Verdichter

### 2.1 Kenngrößen

Die wesentlichen Ergebnisse werden auf den Abbildungen 10 und 11 gezeigt.



(Abb.10)



(Abb.11)

Das berechnete neue Kennfeld im Vergleich mit dem Nominalkennfeld des Turboladers. Entlang der strichpunktierten Linie beträgt die Leitradinzidenz null Grad. Dort ist die Pumpgrenze zu erwarten. Die Drehzahllinien enden in einer senkrechten Linie wenn im Engquerschnitt des Leitrades Mach 1 erreicht wird. Im Kennfeld sind die stationären Betriebspunkte der Maschine bei Verwendung zweier unterschiedlicher Düsen eingetragen. Mit der Schubdüse nach Auslegung wird die maximal zulässige Turbineneintrittstemperatur von  $1000^{\circ}\text{C}$  bei  $110000/\text{min}$  erreicht. Der Durchmesser der Schubdüse maximaler Fläche entspricht dem Durchmesser des Anschlußflansches an der Maschine.

## 2.2 Strömungsgrößen im Rotor

### 2.2.1 Bestimmung der Strömungsgrößen im Laufradeintritt

Die Kenntnis dieser Strömungsgrößen ist u.a. notwendig, um den Einfluß der Einlaufverluste auf den Massendurchsatz berücksichtigen zu können. Bei der nachfolgenden Rechnung werden Umgebungsluftdruck und -temperatur sowie der reduzierte Massenstrom vorausgesetzt. Die Strömungsgeschwindigkeit  $c_1$  wird iterativ bestimmt.

Die Totaltemperatur der Umgebung gilt unverändert vor dem Laufrad ( $T_1=T_0$ ).

$$t_1 = T_1 - \frac{c_1^2}{2 * cp_L}$$

Mit Hilfe der Bernoullischen Gleichung wird die Luftdichte vor dem Laufrad bestimmt. Dabei ist  $\zeta_1$  der Verlustbeiwert der Einlaufstrecke.

### 2.2.2 Änderung von Verdichteraustrittsdruck und -temperatur unter Vordrall

Obwohl in der gewählten Konfiguration kein Vorleitrad enthalten ist, soll dessen Einfluß auf das Triebwerk untersucht werden. Denn es ist nicht auszuschließen, daß die tatsächliche Abstimmung der Turbine auf den Verdichter nachkorrigiert werden muß. Ein Vorleitrad für den Verdichter kann einem größere Eingriffe auf der Turbinenseite ersparen.

Ausgehend vom Nominalkennfeld wird die spezifische Enthalpieerhöhung  $\dot{h}_V^*$  berechnet. Davon wird die Eintrittsenthalpie aufgrund des Vordralls abgezogen (Euler).

$$T_{2is}^* = T_1 * \pi^{*\left(\frac{\chi-1}{\chi}\right)} \quad \begin{array}{l} * \text{ Größen ohne Vordrall} \\ ** \text{ Größen mit Vordrall} \end{array}$$

$$T_2^* = (T_{2is}^* - T_1) / \eta_V^* + T_1$$

$$\dot{h}_V^* = c_p * (T_2^* - T_1)$$

Die spezifische Verdichterarbeit vermindert sich um den Vordrall.

$$\dot{h}_V^{**} = \dot{h}_V^* - c_{u1} * u_1$$

Die Austrittstemperatur und das Druckverhältnis haben sich gegenüber dem Kennfeldwert aufgrund des Vordralls wie folgt geändert:

$$T_2^{**} = \dot{h}_V^{**} / c_p + T_1$$

$$T_{2is}^{**} = \eta_V^{**} (T_2^{**} - T_1) + T_1 \quad \eta_V^{**} \approx \eta_V^*$$

$$\pi^{**} = \left( \frac{T_{2is}^{**}}{T_1} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}}$$

### 2.2.3 Berechnung der Zustandsgrößen im Rotoraustritt

Für die Berechnung der Gaszustände direkt hinter dem Rotor werden die Daten aus dem Nominalkennfeld des Turboladerverdichters zugrunde gelegt. Dabei muß eine Annahme über die Größe der Druckverluste in der im Nominalkennfeld berücksichtigten Spirale getroffen werden. Zur Vereinfachung der Berechnungen wird der Verlustbeiwert  $\zeta_S$  der Spirale im gesamten Kennfeld als konstant angenommen. Als Kriterium zur Festlegung der Größe des Verlustbeiwertes  $\zeta_S$  wurde der rückgerechnete Rotorwirkungsgrad  $\eta_R$  gewählt.

Der Zielwert für  $\eta_R$  wurde von einer Auslegungsrechnung der Garrett Corporation [9] übernommen. Bei Garrett wurde mit  $\eta_R = 86\%$  bei  $u_2 = 500 \text{ m/s}$  für eine ebenfalls um  $30^\circ$  rückwärtsgekrümmte Beschau felung eines Turboladerrisors

ausgelegt. Auf dieser Basis ergibt sich ein Verlustbeiwert  $\zeta_S$  für die Spirale von ca. 0,5.

Die Austrittsgeschwindigkeit  $c_2$  wird wieder iterativ bestimmt:

$$t_2 = T_2 - \frac{c_2^2}{2 * c_p} \quad T_2 \approx T_2^{**}$$

$$\Delta p_S = \zeta_S * \rho_2 * c_2^2 / 2$$

$$P_2 = \pi^{**} * P_1 + \Delta p_S$$

$$p_2 = P_2 * \left( \frac{t_2}{T_2} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_L * t_2}$$

$$c_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 * A_2}$$

$$c_{u2} = \frac{\dot{h}_V^*}{u_2}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{m2}^2 + c_{u2}^2}$$

Der Rechengang wird wiederholt bis  $c_2$  mit dem eingangs geschätzten Wert für  $c_2$  innerhalb einer bestimmten Genauigkeit übereinstimmt.

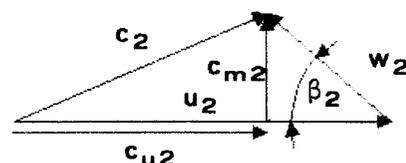
Der Rotorwirkungsgrad, die Machzahl und der Abströmwinkel im Relativsystem ergeben sich damit zu:

$$\eta_R = \frac{\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1}{\left( \frac{T_2}{T_1} \right) - 1} \quad \text{siehe Abb.11}$$

$$w_2 = \sqrt{c_{m2}^2 + (u_2 - c_{u2})^2}$$

$$Ma_2 = \frac{w_2}{\sqrt{\chi * R_L * t_2}}$$

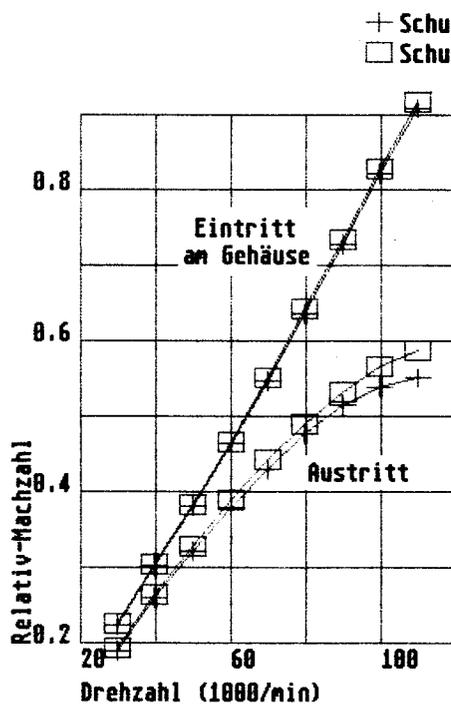
$$\beta_2 = \text{atan} \left( \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} \right)$$



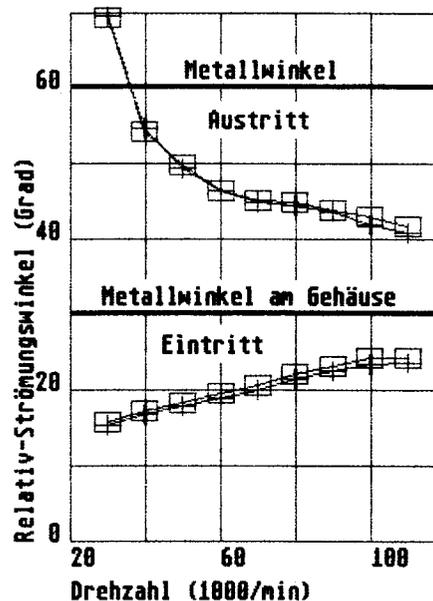
(Abb.13)

Geschwindigkeitsverhältnisse  
im Rotoraustritt

In Abbildung 14 und 15 werden die Ergebnisse dargestellt.



(Abb.14)



(Abb.15)

Bei der Berechnung der Relativ-Machzahl und der Strömungswinkel im Rotoraustritt wurde eine Blockage von 20% zugrunde gelegt.

#### 2.2.4 Vergleich der Nachrechenergebnisse mit Hilfe des Slipfaktors nach Wiesner

Ausgehend von der Berechnung des Slipfaktors nach Busemann bei welcher über 80% der von Wiesner ausgewerteten Meßwerte innerhalb einer Fehlergrenze von  $\pm 5\%$  zu liegen kommen, bietet Wiesner [8] eine vereinfachte aber ähnlich genaue Korrelation an. Mit Hilfe dieser Korrelation sollen die Ergebnisse der Nachrechnung überprüft werden, die auf der Basis des Nominalkennfeldes berechnet wurden. Diese Korrelation gilt ohne Vordrall.

$$\varepsilon_{\text{Limit}} = e^{\left( \frac{-8,16 * \sin(\beta_{R2})}{z} \right)}$$

In unserem Fall ist  $\varepsilon_{\text{Limit}} < D_1/D_2$  und damit gilt folgende Gleichung zur Bestimmung des Slipfaktors  $\sigma_{\text{Wies}}$ :

$$\sigma_{\text{Wies}} = \left[ 1 - \frac{\sin(\beta_{R2})}{z^{0,7}} \right] * \left[ 1 - \left( \frac{\frac{D_1}{D_2} - \varepsilon_{\text{Limit}}}{1 - \varepsilon_{\text{Limit}}} \right)^3 \right]$$

Mit dem Slipfaktor  $\sigma_{\text{Wies}}$  ist der Betrag abschätzbar um welchen die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit  $c_{u2}$  von der schaufelkongruenten Strömung abweicht.

$$\Delta c_{u2} = u_2 * (1 - \sigma_{\text{Wies}})$$

Mittels Iterationsverfahren werden die Zustandsgrößen hinter dem Rotor bestimmt. Nach Annahme eines Wertes für  $c_{m2}$  werden folgende Gleichungen gelöst:

$$w_{u2} = c_{m2} / \tan(\beta_{R2})$$

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} - \Delta c_{u2}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{c_{u2} * u_2}{c_p} \quad \text{Vordrall ist nicht zulässig!}$$

$$T_{2is} = \eta_R * (T_2 - T_1) + T_1$$

$$P_2 = P_1 * \left( \frac{T_{2is}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$t_2 = T_2 - \frac{c_{m2}^2 + c_{u2}^2}{2 * c_p}$$

$$p_2 = P_2 * \left( \frac{t_2}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_L * t_2}$$

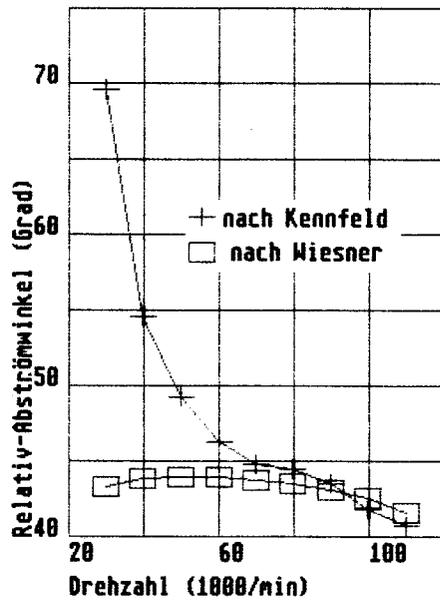
$$c_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 * A_2}$$

Mit Hilfe des rückgerechneten Wertes für  $c_{m2}$  wird der eingangs geschätzte Wert für  $c_{m2}$  überprüft und gegebenenfalls neu gewählt.

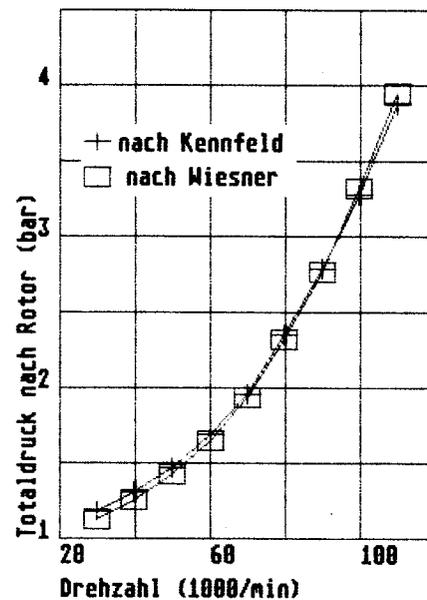
Mit den nunmehr bekannten Geschwindigkeiten kann der Abströmwinkel im Relativsystem bestimmt werden.

$$\beta_{2\text{Wies}} = \text{atan} \left( \frac{c_{m2}}{c_{u2} - u_2} \right)$$

Abbildungen 16 und 17 zeigt die Ergebnisse nach Wiesner im Vergleich mit den Ergebnissen der Nachrechnung. Die Ergebnisse nach Kennfeld sind unterhalb 60000/min eher unglaublich. Deshalb wird im folgenden mit den Ergebnissen nach Wiesner weitergerechnet.



(Abb.16)



(Abb.17)

Der Vergleich wurde bei einer Blockage im Rotoraustritt von 20% durchgeführt.

## 2.3 Strömungsgrößen im Stator

### 2.3.1 Berechnung der Strömungsgrößen im Statoreintritt

Die Strömungsgrößen werden wieder iterativ bestimmt. Zuerst wird ein Wert für  $c_3$  gewählt und mit diesem die statische Temperatur  $t_3$  bestimmt.

$$t_3 = T_3 - \frac{c_3^2}{2 * c_p} \quad T_3 = T_2$$

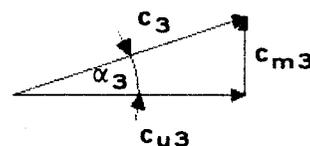
$$p_3 = P_3 * \left( \frac{t_3}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad P_3 = P_2$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_L * t_3}$$

$$c_{m3} = \frac{\dot{m}}{\rho_3 * A_3}$$

$$c_{u3} = c_{u2} * \frac{D_2}{D_3}$$

$$c_3 = \sqrt{c_{m3}^2 + c_{u3}^2}$$



(Abb.18)

Geschwindigkeitsdreieck  
im Eintritt in den Keil-  
schaufeldiffusor

Der Rechengang wird wiederholt, bis  $c_3$  mit dem eingangs geschätzten Wert genügend genau übereinstimmt.

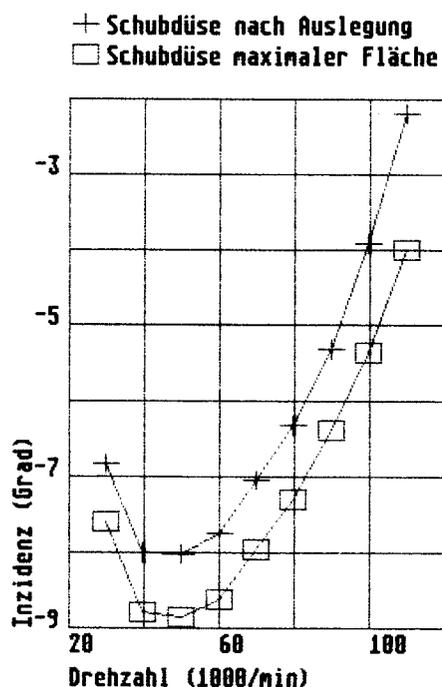
Danach kann der Zuströmwinkel zu den Leitschaufeln berechnet werden.

$$\alpha_3 = \text{atan}(c_{m3}/c_{u3})$$

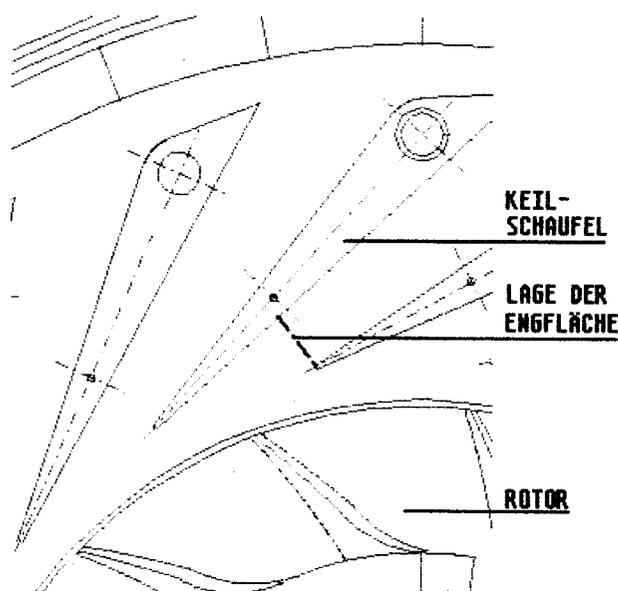
Außerdem erhält man die Inzidenz  $\Delta\alpha_L$  der Leitschaufeln.

$$\Delta\alpha_L = \alpha_{L1} - \alpha_3$$

Abbildung 19 zeigt die zu erwartenden Inzidenzen im stationären Betrieb.



(Abb.19)



(Abb.20)

Inzidenz des Keilschaufeldiffusors als Funktion der Drehzahl im stationären Betrieb und Draufsicht auf den Keilschaufeldiffusor. Die Lage der Engfläche  $A_T$  (Throat) ist strichpunktiert eingezeichnet.

### 2.3.2 Berechnung der Strömungsgrößen im Engquerschnitt

In Abbildung 20 ist die Lage der Engfläche eingezeichnet. Dieser Querschnitt begrenzt den möglichen Durchsatz, wenn in ihm Mach 1 erreicht wird. Die Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit im Engquerschnitt erfolgt nach dem bekannten Iterationsverfahren:

$$t_T = T_T - \frac{c_T^2}{2 * c_p} \quad c_T \text{ wird geschätzt} \quad T_T = T_2$$

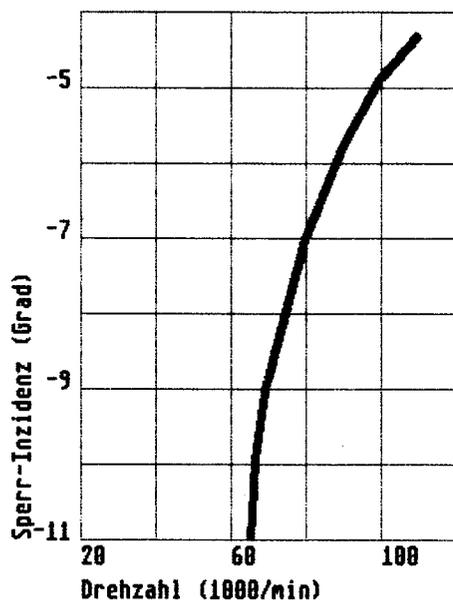
$$p_T = P_T * \left( \frac{t_T}{T_T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad P_T = P_2$$

$$\rho_T = \frac{P_T}{R_L * t_T}$$

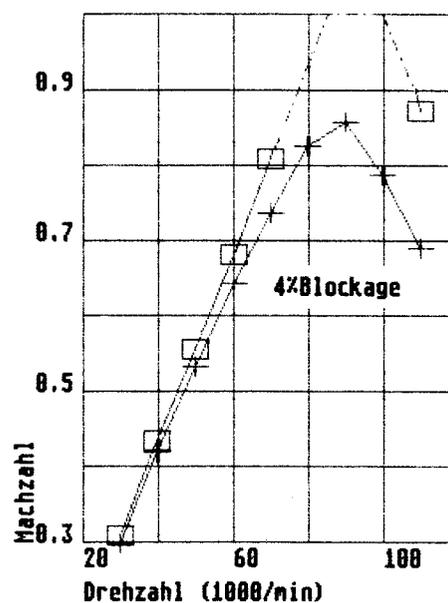
$$c_T = \frac{\dot{m}}{\rho_T * A_T}$$

Der Rechengang wird wiederholt, bis  $c_T$  mit dem eingangs geschätzten Wert von  $c_T$  genau genug übereinstimmt.

Die maximale Inzidenz des Stators, bei der die Schallgeschwindigkeit im Engquerschnitt erreicht wird, ist auf Abbildung 21 zu sehen. Die im stationären Betrieb auftretenden Machzahlen im Engquerschnitt sind in Abbildung 22 dargestellt.



(Abb.21)



(Abb.22)

Inzidenz des Keilschaufeldiffusors an der Sperrgrenze und Machzahl in der Engfläche im stationären Betrieb als Funktion der Drehzahl. Die Blockage von 4% ist ein grober Mittelwert aus verschiedenen Messungen in der Nähe der Sperrgrenze an einem ähnlichen Keilschaufeldiffusor

### 2.3.3 Berechnung der Strömungsgrößen im Statoraustritt

Mit dem Druckverlustbeiwert  $\omega_L$  erhält man den Totaldruck nach den Leitschaufeln. Abbildung 23 zeigt Meßwerte an einem Garrett Turbolader [9]. Die Messungen wurden an einem Stator mit gekrümmten Schaufeln durchgeführt, jedoch wurde in [9] darauf hingewiesen, daß Keilschaufeldiffusoren vergleichbare Ergebnisse liefern. Im nicht gesperrten Arbeitsbereich des Keilschaufeldiffusors wurden die Garrett-Messungen als Grundlage zur Druckverlustbestimmung verwendet.

$$P_4 = P_3 - \omega_L * (P_3 - p_3)$$

Die Strömungsgrößen hinter den Leitschaufeln werden analog zu den Eintrittsgrößen bestimmt,  $c_4$  wird geschätzt

$$t_4 = T_2 - \frac{c_4^2}{2 * c_p}$$

$$p_4 = P_4 * \left( \frac{t_4}{T_4} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R_L * t_4}$$

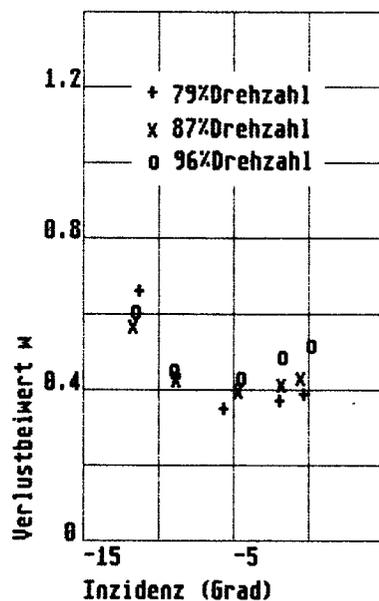
$$c_{m4} = \frac{\dot{m}}{\rho_4 * A_4}$$

Der Abströmwinkel  $\alpha_{L4}$  der Leitschaufeln liegt fest.

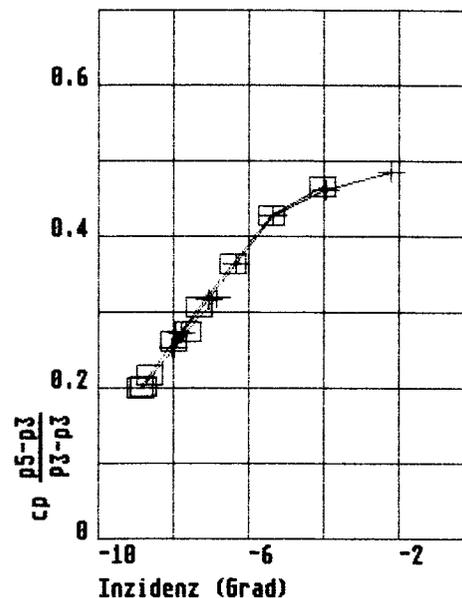
$$c_{u4} = c_{m4} / \tan(\alpha_{L4})$$

$$c_4 = \sqrt{c_{m4}^2 + c_{u4}^2}$$

Nachdem  $c_4$  ausiteriert ist, kann die bezogene statische Druckerhöhung berechnet werden. Auf Abbildung 24 sind die Ergebnisse zu sehen.



(Abb.23)



(Abb.24)

Für den ungesperrten Arbeitsbereich wurden die Verlustbeiwerte nach Abb. 23 zugrunde gelegt. Die Verlustbeiwerte wurden an einem Garrett-Turbolader gemessen [9]. Auf Abb. 24 ist der resultierende cp-Wert zu sehen.

Anschließend werden die Zu- und Abströmbedingungen (Ebenen 5 und 6) für den axialen Leitapparat auf die gleiche Weise ermittelt. Abschließend wird das Verdichterdruckverhältnis und der Wirkungsgrad bestimmt.

$$\eta_V = \frac{\pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}$$

$$\pi_V = \frac{P_6}{P_1}$$

Die Ergebnisse wurden auf den Abbildungen 10 und 11 gezeigt

### 3. Rechnungen zur Brennkammerkonstruktion

Um eine sichere Funktion der Brennkammer im gesamten Betriebsbereich zu gewährleisten, mußten die einzelnen Stoffströme in die in Abschnitt 1.2.1 erwähnten Brennkammerzonen ermittelt werden. Dabei wurde angenommen, daß sich die eintretenden Ströme gleichmäßig auf die vor- und hinter dem jeweiligen Durchbruch liegenden Zonen aufteilen. Die Untersuchungen wurden mit Hilfe eines Nachrechenverfahrens durchgeführt. Im nächsten Abschnitt werden die Ergebnisse mittels der üblichen Kenngrößen präsentiert. Daran anschließend wird der Rechengang im einzelnen dargelegt.

#### 3.1 Kenngrößen

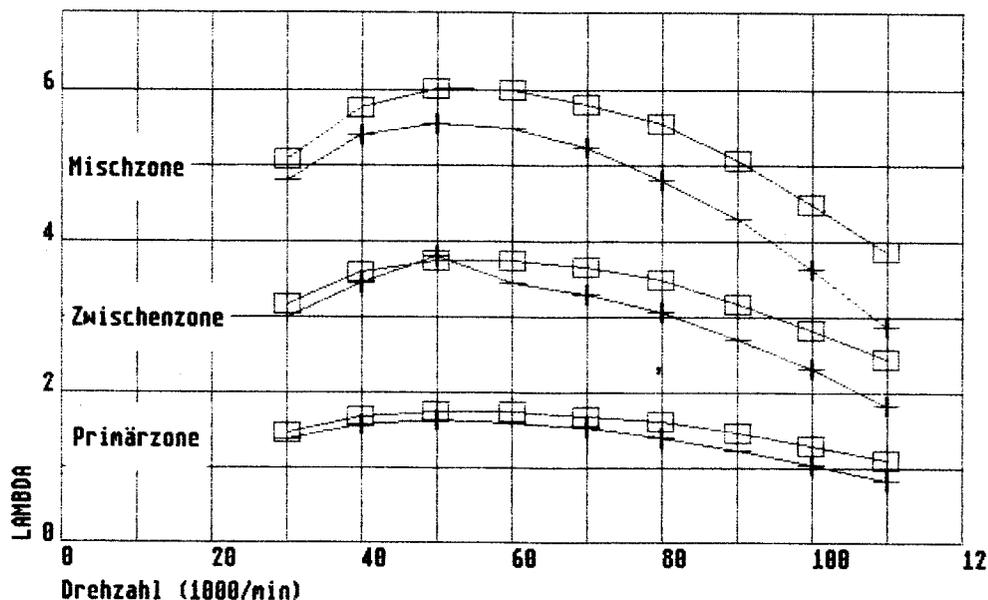
Zur Kontrolle der Gestaltung der Brennkammer wurden einige Kenngrößen bestimmt und mit Ergebnissen aus Versuchen und aus der Literatur verglichen. Die Diagramme gelten für die rechnerisch „optimale“ Version, siehe dazu Abschnitt 1.3.2.

##### 3.1.1 Das Luftverhältnis $\lambda$

Das Luftverhältnis  $\lambda$  hat einen wesentlichen Einfluß auf den Ablauf der Verbrennung und stellt somit den wichtigsten Kennwert dar. Das Luftverhältnis wird sowohl für jeden Brennkammerabschnitt (Zone) separat gebildet als auch für die gesamte Brennkammer. Dabei wird die zur Verfügung stehende Luftmenge auf die für eine vollständige Verbrennung notwendige Luftmenge bezogen.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L,\text{stöch}}}$$

In der Brennkammer wird der Luftmassenstrom auf drei Zonen aufgeteilt. Abbildung 25 zeigt die Verhältnisse in den drei Zonen. Die Primärzone bildet die Hauptbrennzone, wobei das Luftverhältnis im Auslegungspunkt ca. 1 betragen soll. In der Zwischenzone wird bis zu einem Luftverhältnis von ca. 1.8 Luft zugeführt, um eine möglichst vollständige Rekombination des CO zu CO<sub>2</sub> zu erreichen. Abschließend wird in die Sekundärzone soviel Mischluft eingebracht, daß möglichst alle Reaktionen erlöschen und das gewünschte Austrittstemperaturprofil erreicht wird. Im Teillastbetrieb ändern sich die Luftverhältnisse, dabei müssen kritische Werte vermieden werden. Diese kritischen Werte sind mit Hilfe weiterer Kennzahlen näherungsweise bestimmbar.

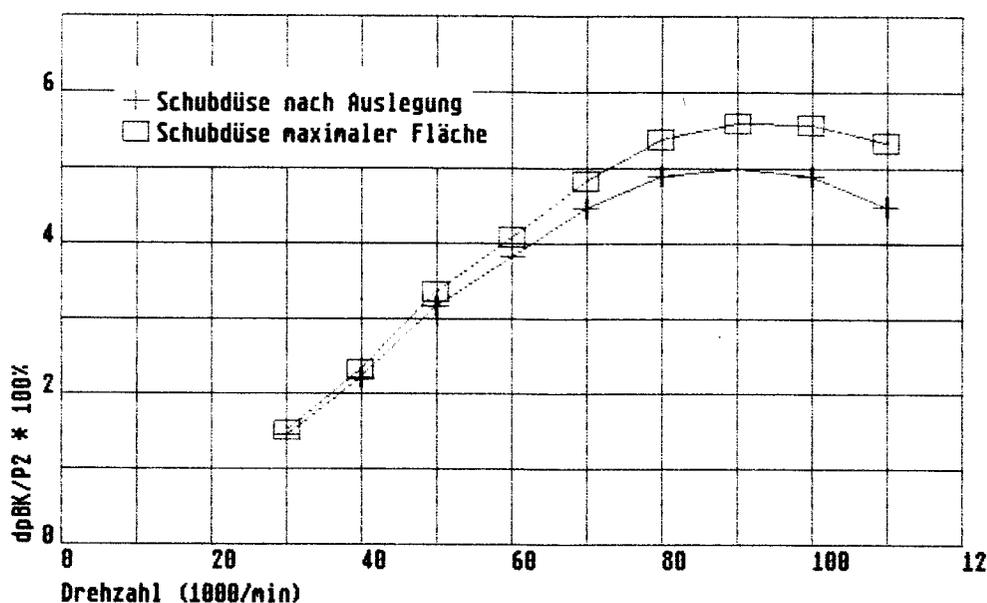


(Abb.25)

### 3.1.2 Der resultierende Brennkammerdruckverlust

Mit diesem Beiwert wird die Gesamtfläche aller Durchbrüche im Flammrohr abgeglichen, wobei im Auslegungspunkt zwischen fünf und zehn Prozent üblich sind. Die Druckverluste durch die Aufheizung wurden vernachlässigt.

Abbildung 26 zeigt die Ergebnisse.



(Abb.26)

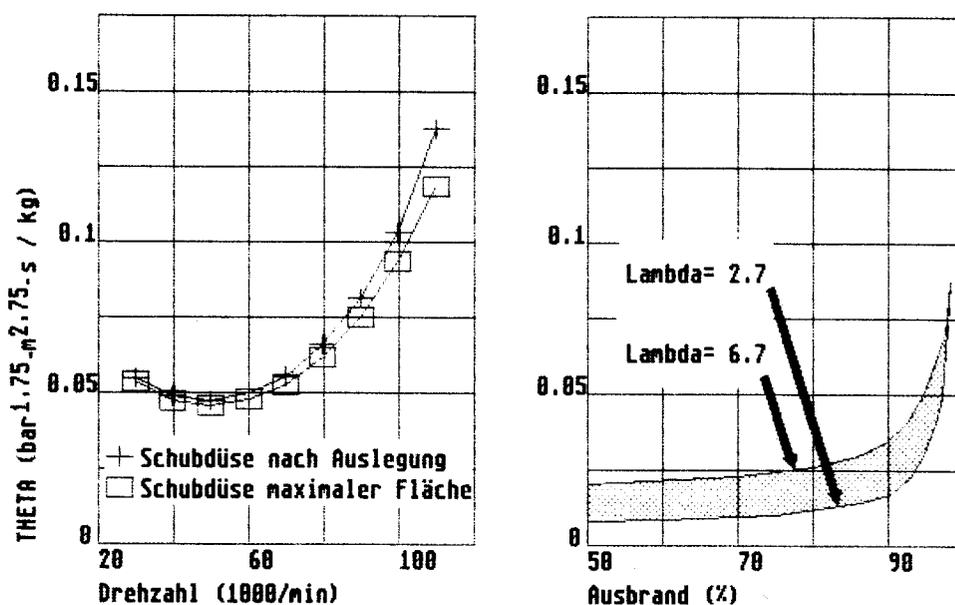
Der Brennkammerdruckverlust als Funktion der Drehzahl. Die Druckverluste durch Aufheizung sind nicht berücksichtigt.

### 3.1.3 Die Ausbrandkenngröße $\Theta$

Die Ausbrandkenngröße  $\Theta$  vergleicht die Reaktionsgeschwindigkeit mit der Strömungsgeschwindigkeit im Flammrohr [7]. Mit ihrer Hilfe kann der zu erwartende Ausbrand grob abgeschätzt werden.

$$\Theta = \frac{p_2^{1.75} * e^{(T_2/300)} * A_{Pz} * d_{Pz}^{0.75}}{\dot{m}_2} \quad \frac{\text{bar}^{1.75} * \text{m}^{2.75} * \text{s}}{\text{kg}}$$

In Abbildung 27 werden die Ergebnisse gezeigt. Nach Abbildung 28 kann man für den gesamten Betriebsbereich hohe Ausbrände  $\eta_A$  erwarten.



(Abb.27) (Abb.28)

### 3.1.4 Der Brennstoffbeladungsparameter

Über den Brennstoffbeladungsparameter ist eine Kontrolle des Betriebsbereiches hinsichtlich der Verlöschgrenzen im fetten und mageren Betrieb möglich. Nach Abbildung 29 liegt der gesamte stationäre Betriebsbereich zwischen den beiden Verlöschgrenzen. Hinweis, der Faktor an der Abszisse entsteht durch Umrechnung der iso-Einheiten in das angelsächsische System.

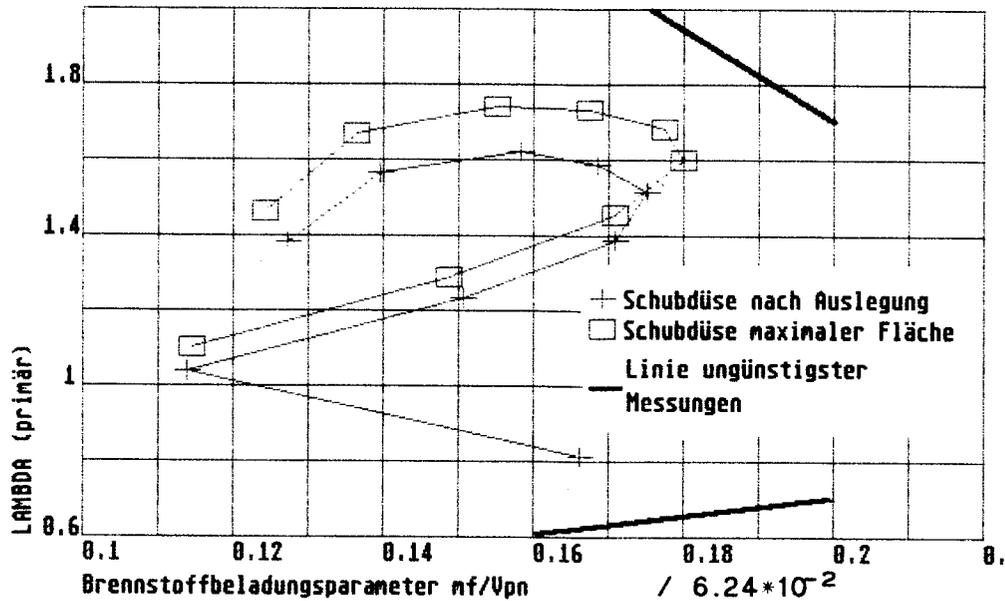
$$m/Vp^n = \frac{\dot{m}_K}{V_{Pz} * p^n} \quad \frac{\text{kg}}{\text{s} * \text{m}^3 * \text{bar}^n}$$

$$\lambda > 2, n = 1/\lambda$$

$$1 < \lambda < 2, \quad n = 2/\lambda$$

$$0.5 < \lambda < 1, \quad n = 2 * \lambda$$

$$\lambda < 0.5, \quad n = 1 * \lambda$$



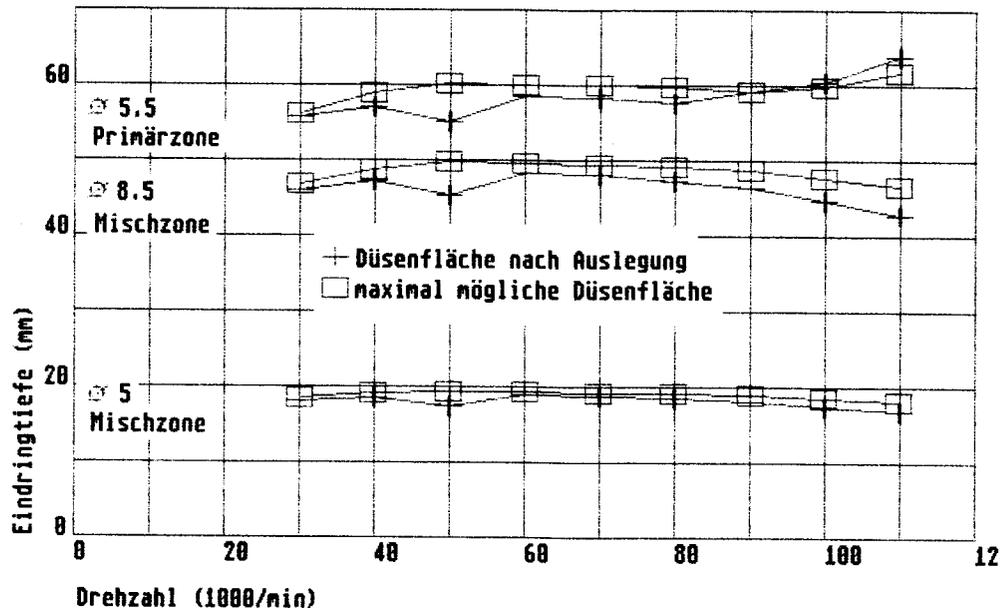
(Abb. 29)

### 3.1.5 Die Eindringtiefe der Querstrahlen

Die Eindringtiefe  $y_{\max}$  der Querstrahlen hat Auswirkungen auf die Qualität des Temperaturprofils vor der Turbine und auf die Rezirkulation in der Primärzone. Abbildung 30 zeigt die Ergebnisse der Nachrechnung.

In der Mischzone wurde die Belochung so gewählt, daß möglichst auch das Flammrohr und der Vergaser gekühlt werden. In der Primärzone soll die große Eindringtiefe für eine starke Rezirkulation sorgen. Die Gleichung nach Norster hat sich laut Literatur am besten bewährt.

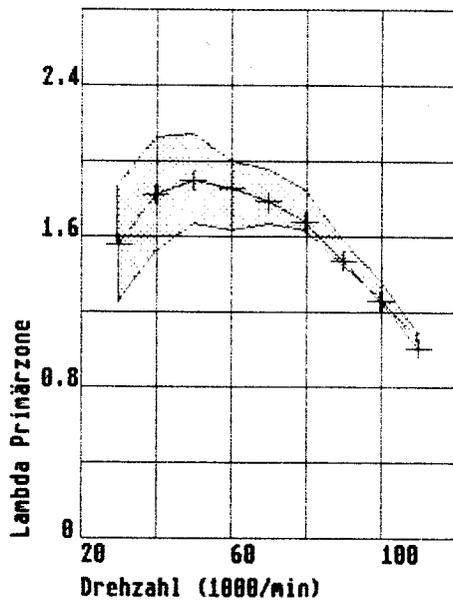
$$y_{\max} = d_B * \frac{\sqrt{\frac{T_F}{T_2} * c_D * \left(1 + \frac{p_2 - p_F}{q_2}\right) * \sin(\alpha_S)}}{0.87 * \frac{c_F}{c_2}}$$



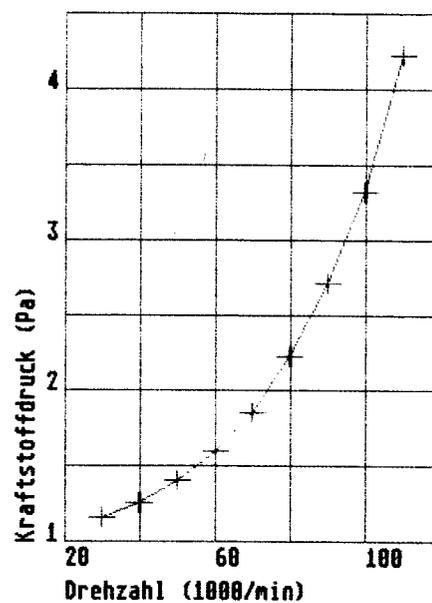
(Abb. 30)

### 3.1.6 Abschätzung der Umfangsverteilung des Luftverhältnisses

Mit Hilfe der Kraftstoffverteilung in Umfangsrichtung wurde die zu erwartende Streubreite des Luftverhältnisses in der Primärzone untersucht und optimiert. Dabei war eine gewisse Umfangsunsymmetrie in der Beladung durchaus erwünscht, um die Betriebssicherheit im Teillastbereich zu verbessern. Andererseits sollte die Verlöschgrenze in der mageren Umfangslage möglichst vermieden werden.



(Abb.31)

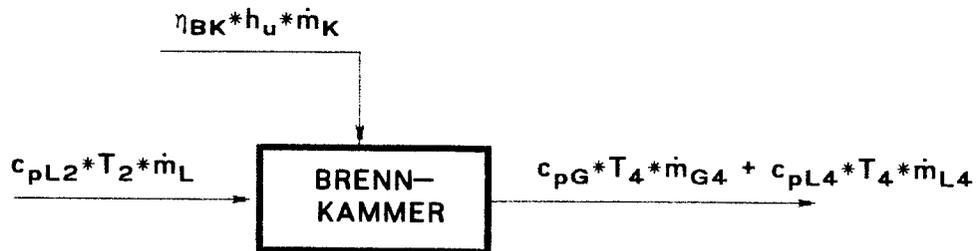


(Abb.32)

Im Gegensatz zu den bisher gezeigten Ergebnissen gelten diese Ergebnisse für ein Flammrohr, bei dem die 5mm Ausgleichsbohrungen in der Mischzone noch nicht enthalten waren.

### 3.2 Bestimmung des Kraftstoffmassenstromes

Zunächst wird eine Energiebilanz aufgestellt. Zur Vereinfachung wird im Abgasstrom zwischen stöchiometrisch verbranntem Abgas und Restluft unterschieden.



(Abb.33)  
Enthalpieströme

$$c_{pL2} * T_2 * \dot{m}_L + \eta_{BK} * h_u * \dot{m}_K = c_{pG4} * T_4 * \dot{m}_{G4} + c_{pL4} * T_4 * \dot{m}_{L4} \quad \text{Gl.(3.2.1)}$$

Mit dem Luftbedarf

$$L_{\min} = \frac{\dot{m}_{L, \text{stöch}}}{\dot{m}_K}$$

und dem Luftverhältnis

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L, \text{stöch}}}$$

ergibt sich nach Division der linken und der rechten Seite der Gl.(3.2.1) durch den Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_K$  das Luftverhältnis  $\lambda$  zu:

$$c_{pL2} * T_2 * \lambda * L_{\min} + \eta_{BK} * h_u = c_{pG4} * T_4 * (1 + L_{\min}) + c_{pL4} * T_4 * (\lambda - 1) * L_{\min} \quad \text{Gl.(3.2.2)}$$

$$\lambda = \frac{c_{pG4} * T_4 + (c_{pG4} - c_{pL4}) * T_4 * L_{\min} - \eta_{BK} * h_u}{(c_{pL2} * T_2 - c_{pL4} * T_4) * L_{\min}}$$

Man erhält den Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_K$  durch Multiplikation von Gl.(3.2.2) mit  $\dot{m}_K$ :

$$\dot{m}_K = \frac{c_{pL2} * T_2 * \dot{m}_L}{c_{pG4} * T_4 * (1 + L_{\min}) + c_{pL4} * T_4 * (\lambda - 1) * L_{\min} - \eta_{BK} * h_u}$$

Für die Wärmekapazitäten werden lineare Näherungen benutzt [2].

Für Luft

$$c_{pL} = 1005 + 0,0785 \cdot (T - 273)$$

$c_p$	$T$
$\frac{J}{Kg \cdot K}$	$K$

und für die Reaktionsprodukte von  $C_8H_{18}$  (stellvertretend für Benzin) mit dem stöchiometrischen Anteil Luft gilt oberhalb  $700^\circ C$  bis  $2000^\circ C$  näherungsweise:

$$c_{pN_2} = 1045 + 0,0817 \cdot (T - 473)$$

$$c_{pCO_2} = 1090 + 0,1266 \cdot (T - 1073)$$

$$c_{pH_2O} = 1859 + 0,2905 \cdot (T - 273)$$

Die mittlere Wärmekapazität des Abgases ergibt sich aus den massengewichteten Wärmekapazitäten der Reaktionsprodukte:

$$c_{pG}(\lambda=1) = 0,7314 \cdot c_{pN_2} + 0,184 \cdot c_{pCO_2} + 0,0846 \cdot c_{pH_2O}$$

Für ein beliebiges Luftverhältnis  $\lambda$  ergibt sich  $c_{pG}$  mit Hilfe der Massenwichtung von  $c_{pG}(\lambda=1)$  und  $c_{pL}$  zu:

$$c_{pG} = \frac{c_{pG}(\lambda=1) + (\lambda-1) \cdot L_{min} \cdot c_{pL}}{1 + (\lambda-1) \cdot L_{min}}$$

### 3.3 Kraftstoffaufteilung im Kraftstoffverteiler

Durch die unterschiedliche Höhenlage der einzelnen Kraftstoffbohrungen (Düsen) und durch die Reibungsverluste im Ringverteiler ergeben sich unterschiedliche Durchsätze an jeder Düse. Nachfolgend werden der benötigte Kraftstoffdruck sowie die einzelnen Düsendurchsätze berechnet.

Der Druckverlust in den Rohrabschnitten bis zur ersten Kraftstoffdüse im Verteiler berechnet sich wie folgt:

$$c_R = \frac{\dot{m}_K}{\rho_K \cdot A_R}$$

$$Re = \frac{c_R \cdot d_R}{\nu_K}$$

**Tabelle 1: Stoffwerte**

	Benzin	Diesel	Etanol	Metanol
$\rho_K$ $Kg/m^3$	770	860	790	790
$\nu_K$ $mm^2/s$	0,59	6,0	0,94	-
Hu $kJ/kg$	42970	41900	26770	19660
$L_{min}$	14,8	-	9,27	-

Nach Hagen-Poiseuille gilt für laminare Strömung folgende Gleichung:

$$\lambda_R = 64/Re$$

bei  $Re < 2300$ :

und für  $10^5 < Re < 10^8$  gilt:

$$\lambda_R \approx \frac{0,309}{\left[ \lg\left(\frac{Re}{7}\right) \right]^2}$$

Der Druckverlust pro Rohrabschnitt beträgt somit:

$$\Delta p_{vR} = \lambda_R * \frac{L_R}{d_R} * \frac{\rho_K}{2} * c_R^2$$

Der Kraftstoffdruck vor jeder Düse wird iterativ bestimmt. Mit einer Schätzung für die Ausströmgeschwindigkeit  $c(1)$  aus der ersten Düse wird der Überdruck vor der Düse gegenüber dem Vergaser bestimmt.

$$\Delta p_K(1) = (\zeta_D + 1) * \frac{\rho_K}{2} * c(1)^2$$

Der Durchsatz an der ersten Düse ergibt sich damit zu:

$$\dot{m}_K(1) = c(1) * A_D * \rho_K$$

Nun werden innerhalb einer Schleife alle weiteren Düsen (2 bis n) nachgerechnet. Zuerst wird der Druckverlust im Rohrabschnitt vor der n-ten Düse berechnet:

$$c_R(n) = \frac{\dot{m}_K - \sum_1^n \dot{m}_K(n-1)}{\rho_K * A_R}$$

$$Re(n) = \frac{c_R(n) * d_R}{\nu_K}$$

$$\lambda_R(n) = 64 / Re(n)$$

$$\Delta p_v(n) = \lambda_R(n) * \frac{L_R(n)}{d_R} * \frac{\rho_K}{2} * c_R^2(n)$$

Der Kraftstoffdruck an der n-ten Düse ist gegenüber dem vor der ersten Düse um die Summe der Druckverluste aller dazwischenliegenden Rohrabschnitte vermindert, weiterhin muß die Höhendifferenz zur ersten Düse berücksichtigt werden.

$$\Delta p_K(n) = \Delta p_K(1) - \sum_1^n \Delta p_v(n) - \rho_K * g * \Delta H(n)$$

$$c(n) = \sqrt{\frac{\Delta p_K(n) * 2}{(\zeta_D + 1) * \rho_K}}$$

Der Düsendurchsatz kann jetzt berechnet werden.

$$\dot{m}_K(n) = c(n) * A_D * \rho_K$$

Wenn die Summe aller Düsendurchsätze  $\sum \dot{m}_K(n)$  nicht mit dem vorausgesetzten Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_K$  übereinstimmt, dann muß der Rechengang mit einem neuen Wert für  $c(1)$  wiederholt werden.

Abschließend wird noch der notwendige Kraftstoffdruck am Kraftstoffstutzen des Triebwerkes berechnet.

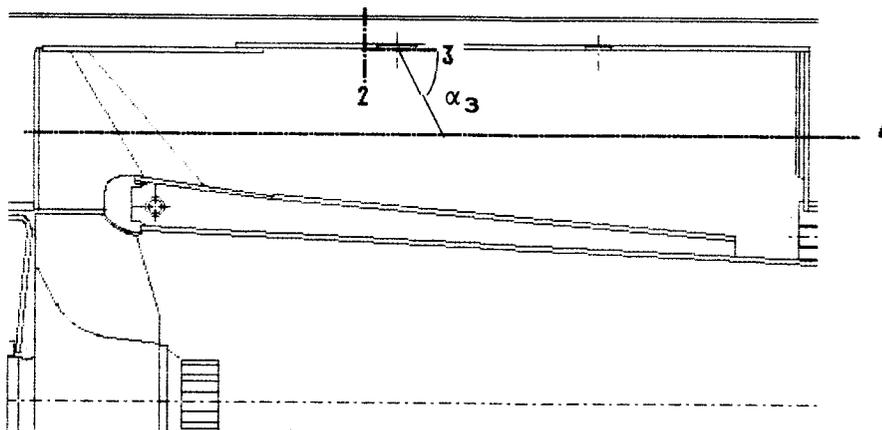
$$p_K = p_{\text{Verdampfer}} + \Delta p_K(1) + \sum p_{vR}$$

### 3.4 Theoretische Massenstromaufteilung in der Brennkammer

Nach Wahl einer Brennkammergeometrie, d.h. nach Vorgabe von Anzahl, Größe und Position der Flammrohrdurchbrüche kann mit Hilfe der Bernoulli'schen Gleichung auf die in den Durchbrüchen herrschenden Geschwindigkeiten geschlossen werden.

Hierfür müssen die Gaszustände unmittelbar vor dem ersten Flammrohrdurchbruch 2 sowie der Gegendruck (Flammrohrdruck) 3 bekannt sein (siehe Abb.34). Die Gaszustände in 2 werden mittels Enthalpiesatz errechnet, der Gegendruck setzt sich zusammen aus dem mittleren Flammrohrdruck 4 plus dem Druckanstieg, der sich aus dem im Flammrohr herrschende Zentrifugalkraftfeld ergibt. Der mittlere Flammrohrdruck, von welchem angenommen wird, daß er über die Länge des Flammrohres konstant bleibt, wird geschätzt.

Nach Kenntnis der Durchtrittsgeschwindigkeit  $c_3$  ist es möglich, unter Berücksichtigung der Durchtrittsfläche  $A_3$  und der Gasdichte auf den hindurchtretenden Massenstrom  $\dot{m}_3$  zu schließen. An den nachfolgenden Durchbrüchen wird unter Berücksichtigung der Massenstromdefekte und der Reibungsverluste der Rechengang wiederholt. Nach dem letzten Durchbruch muß natürlich die Summe aller Teilmassenströme gleich dem Ausgangsmassenstrom sein. Ist das nicht der Fall, wird die Rechnung mit einem neuen Wert für den mittleren Flammrohrdruck erneut durchgeführt.



(Abb.34)

Strömungsebenen an einem Flammrohrdurchbruch

### 3.4.1 Bestimmung der Gasgrößen unmittelbar vor einem Flammrohrdurchbruch

Zur Bestimmung der Gasgrößen in Ebene 2 wird dort zuerst die Strömungsgeschwindigkeit berechnet. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit  $c_{u2}$  im Spalt zwischen Brennkammermantel und Flammrohr ergibt sich aus dem Drall  $K$  und der mittleren Kanalhöhe. In der Regel werden Verdichterleitschaufeln für annähernd drallfreie Zuströmung zur Brennkammer sorgen. Für den Fall, daß ohne Verdichternachleitrad ausgekommen werden soll, wird der Strömung ein Drall durch den Verdichter aufgezwungen. Die Drallstärke ist aus Kapitel eins bekannt.

Die Startwerte im Brennkammereintritt betragen:

$$c_{u2} = K/r$$

$$P_2 = P_{VA}$$

$$T_2 = T_{VA} \text{ für alle Durchbrüche (H konst.)}$$

Genaugenommen müßte anstatt von  $T_{VA}$  eine Temperatur eingesetzt werden, welche die Strahlung des Flammrohres berücksichtigt.

Ab hier wird in einer Schleife über alle Flammrohrdurchbrüche gerechnet, wobei jeweils die Meridiankomponente  $c_{m2}$  der Strömungsgeschwindigkeit vor dem Durchbruch iterativ bestimmt wird.

Aus den Ergebnissen des Brennkammereintritts bzw. des vorangegangenen Durchbruchs (n-1) werden die Aktuellen Werte (n) für  $c_{u2}$  und  $P_2$  berechnet, da sich diese durch Reibungseinflüsse geändert haben können. Zur Verbesserung der Lesbarkeit wird auf den Index (n) verzichtet.

Der Verlustbeiwert  $\zeta$  berechnet sich wie folgt:

$$\zeta_2 = \lambda * L_2 / D_2$$

Darin stellt  $D_2$  einen Ersatzdurchmesser dar:

$$D_2 = 4 * \frac{A_2}{U_{2a} + U_{2i}}$$

$$c_{u2} = \text{Drallverlustfaktor} * c_{u2(n-1)} * \bar{r}_{2(n-1)} / \bar{r}_2$$

$$P_2 = \left[ P_2 - \zeta_2 * \frac{\rho_2}{2} * (c_{m2}^2 - c_{u2}^2) \right] (n-1)$$

$$t_2 = T_2 - \frac{c_{m2}^2 + c_{u2}^2}{2 * c_{pL}}$$

$$p_2 = P_2 * \left( \frac{t_2}{T_2} \right)^{\frac{x}{x-1}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_L * t_2}$$

Der Massenstrom hat sich um den an dem vorhergehenden Durchbruch abgeflossenen Massenstrom vermindert.

$$\dot{m}_2 = [ \dot{m}_2 - \dot{m}_3 ] (n-1) \quad \dot{m}_3 \text{ wird in Abschnitt 3.4.2 bestimmt}$$

$$c_{m2} = \frac{\dot{m}_2}{A_2 * \rho_2}$$

Weicht der geschätzte Wert von  $c_{m2}$  vom errechneten Wert ab, so ist der Rechengang mit einem neuen Wert für  $c_{m2}$  zu wiederholen.

### 3.4.2 Bestimmung des durch die Durchbruchfläche hindurchgehenden Massenstromes

Es wird wieder iterativ vorgegangen. Zuerst wird ein Flammrohrtotaldruck  $P_F$  geschätzt. Dieser soll an allen weiteren Flammrohrdurchbrüchen gleich groß sein. Der statische Druck  $p_F$  ergibt sich aus  $P_F$  und dem mittleren Staudruck vor dieser Flammrohrebene. Um den Rechenaufwand zu begrenzen, wird die Größe des Staudrucks in jeder Iterationsschleife aus den Ergebnissen des vorangegangenen Iterationsschrittes bestimmt.

$$p_F = P_F - \rho_F * c_F^2 / 2$$

Da nun der statische Druck vor und nach diesem Flammrohrdurchbruch bekannt ist, kann die Geschwindigkeit  $c_3$  der hindurchtretenden Gase mit Hilfe des folgenden Ansatzes bestimmt werden:

$$p_2 = p_3 + \frac{\rho_3}{2} * c_3^2 * (\zeta+1) \quad \rho_3 \approx \rho_2 \quad \text{Gl.(3.4.1)}$$

Dabei ist  $p_3$  der statische Druck unmittelbar unterhalb des Flammrohrdurchbruchs. Er bestimmt sich aus dem mittleren statischen Druck  $p_F$  in dieser Flammrohrebene und dem statischen Druckanstieg von einem Bezugsradius bis zum Durchbruch bei einem eventuell vorhandenen Zentrifugalkraftfeld innerhalb des Flammrohres.

$$p_3 = p_F + \Delta p_Z \quad \text{Gl.(3.4.2)}$$

$$\Delta p_Z = \int_{r_3}^{r_4} \rho_F(r) * \frac{c_{uF}^2(r)}{r} * dr$$

Gl.(3.4.3)

Nachfolgend werden die Eingangsgrößen für Gl.(3.4.3) bestimmt.

Die radiale Temperaturverteilung im Flammrohr ist nicht bekannt, unter Berücksichtigung der ausgebrannten Kraftstoffmenge wird lediglich ein Mittelwert bestimmt. Deshalb wird die Dichte  $\rho_F(r)$  innerhalb einer Ebene als konstant angenommen.

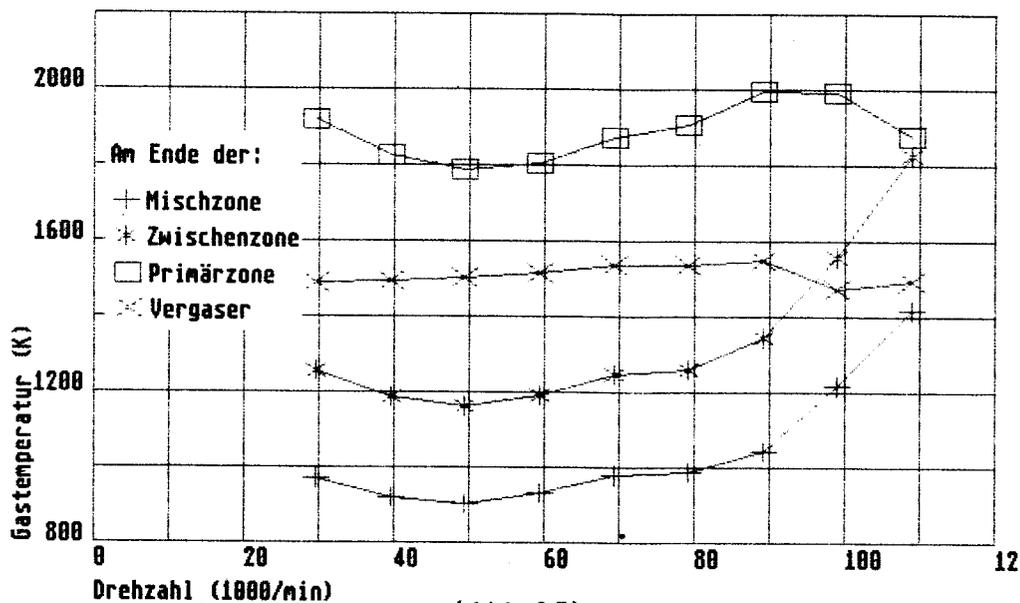
$$\rho_F = \frac{p_3}{R_G * t_F}$$

mit

$$t_F = \frac{h_u * \dot{m}_{K\text{eff.}} + \dot{m}_F * c_{pL} * T_2}{\dot{m}_F * c_{pG}} \quad (\text{siehe Abbildung 35})$$

Die in der betrachteten Ebene effektiv ausgebrannte Kraftstoffmenge  $\dot{m}_{K\text{eff.}}$  ist von der vorhandenen Luftmenge und dem geschätzten Ausbrenngrad  $\eta_F$  abhängig.

$$\dot{m}_{K\text{eff.}} \leq \frac{\dot{m}_F * \eta_F}{L_{\text{min}}} \quad \& \quad \sum \dot{m}_{K\text{eff.}} \leq \dot{m}_K$$



(Abb.35)

Dargestellt sind die mittleren Gastemperaturen  $t_F$  im Flammrohr, wie sie jeweils am Ende einer Zone zu erwarten sind. Die Zonen enden in (Flammrohr-) Strömungsrichtung gesehen unmittelbar vor der nächsten Bohrungsreihe.

Der Drall  $K_F$  in der Durchbruchsebene ergibt sich aus der Summe der massengewichteten Drallanteile aller stromauf liegender Durchbrüche.

$$K_F = \frac{\sum(\dot{m}_3 * c_{u3} * r_3)}{\sum \dot{m}_3} \quad \text{Gl(3.4.4)}$$

Die Umfangskomponente  $c_{u3}$  der in das Flammrohr einströmenden Gase ist abhängig von dessen Eintrittswinkel in das Flammrohr. Der Eintrittswinkel  $\alpha_3$  und der  $c_D$ -Wert der Bohrungen werden mit Hilfe der Korrelation nach Adkins und Gueroui [6] ermittelt.

$$\Phi = \frac{p_2 - p_3}{P_2 - p_3}$$

$$C_{fc} = (1 - \exp(-1) + \exp(-1/\sqrt{1-\Phi})) * \left[ 1 - \frac{\Phi * (1-\Phi)}{3} \right]$$

$$c_D = f * \sqrt{C_{fc}^2 - 1 + \Phi} \quad f \approx 1$$

$$\alpha_3 = \text{asin} \sqrt{\Phi} \quad (\text{zur Definition von } \alpha_3 \text{ siehe Abb.34})$$

Damit ergeben sich die Einströmgeschwindigkeit und deren Komponenten wie folgt:

$$c_3 = \dot{m}_3 * \rho_3 * A_3 * c_D \quad (\dot{m}_3 \text{ wird aus dem vorhergehenden Iterationsschritt übernommen})$$

$$c_{3res.} = c_3 * \cos(\alpha_3)$$

$$c_{u3} = c_{3res.} * \cos(\alpha_2)$$

$$c_{m3} = \sqrt{c_{3res.}^2 - c_{u3}^2}$$

$$c_{r3} = \sqrt{c_3^2 - c_{3res.}^2}$$

Daraus lassen sich die Komponenten des Einströmwinkels berechnen.

$$\alpha_{u3} = \text{atan}(c_{r3}/c_{u3})$$

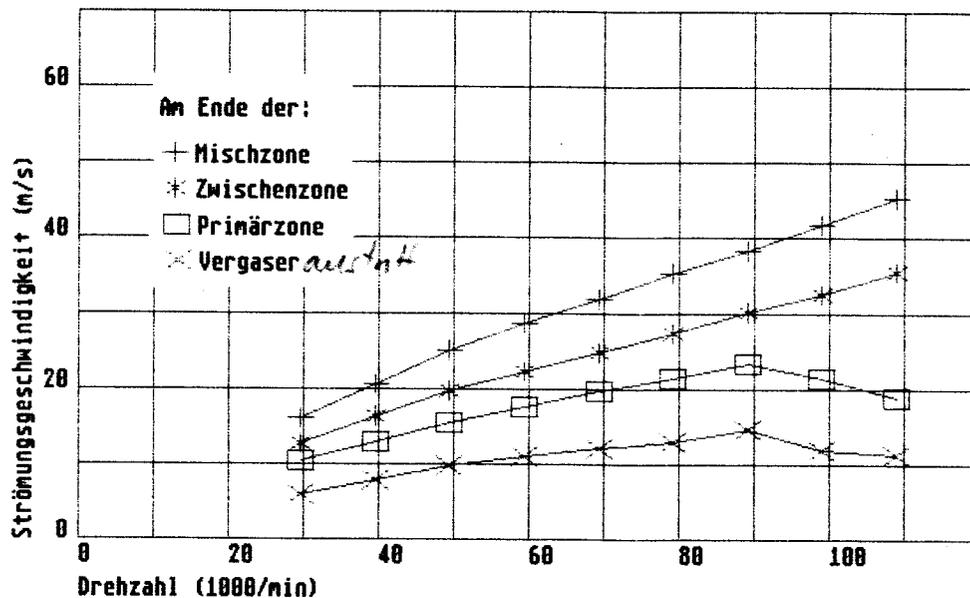
$$\alpha_{m3} = \text{atan}(c_{r3}/c_{m3})$$

Mit der nunmehr bekannten Umfangskomponente  $c_{u3}$  läßt sich Gl.3.4.4 lösen und damit kann die Umfangskomponente  $c_{uF}$  der Strömungsgeschwindigkeit im Flammrohr berechnet werden.

$$c_{uF}(r) = K_F / r$$

Außerdem wird die Meridiankomponente der mittleren Strömungsgeschwindigkeit im Flammrohr für den nächsten Iterationsschritt zur Bestimmung des Flammrohrtotaldruckes berechnet:

$$c_{mF} = \frac{\dot{m}_G}{A_F * \rho_F} \quad (\text{siehe Abbildung 36})$$



(Abb.36)

Strömungsgeschwindigkeiten im Flammrohr, jeweils unmittelbar vor der nächsten Bohrungsreihe.

Nach Einsetzen der jetzt bekannten Größen in Gl.3.4.3 kann der radiale Druckanstieg bestimmt werden:

$$\Delta p_z = \frac{\rho_F}{2} * K_F^2 * \left( \frac{1}{r_4^2} - \frac{1}{r_3^2} \right)$$

Setzen wir diesen Wert in Gl.(3.4.2) ein, so erhält man  $p_3$ .

Nach Umstellen von Gl.(3.4.1) bekommt man  $c_3$  (siehe Abbildung 37):

$$c_3 = \sqrt{\frac{(p_2 - p_3) * 2}{(\zeta_3 + 1) * \rho_3}} \quad \rho_3 \approx \rho_2 \quad \text{Gl(3.4.5)}$$

Dabei wird der Verlustbeiwert  $\zeta_3$  entweder vorgegeben oder im Falle runder Bohrungen über den nach [6] berechneten  $c_D$ -Wert bestimmt.

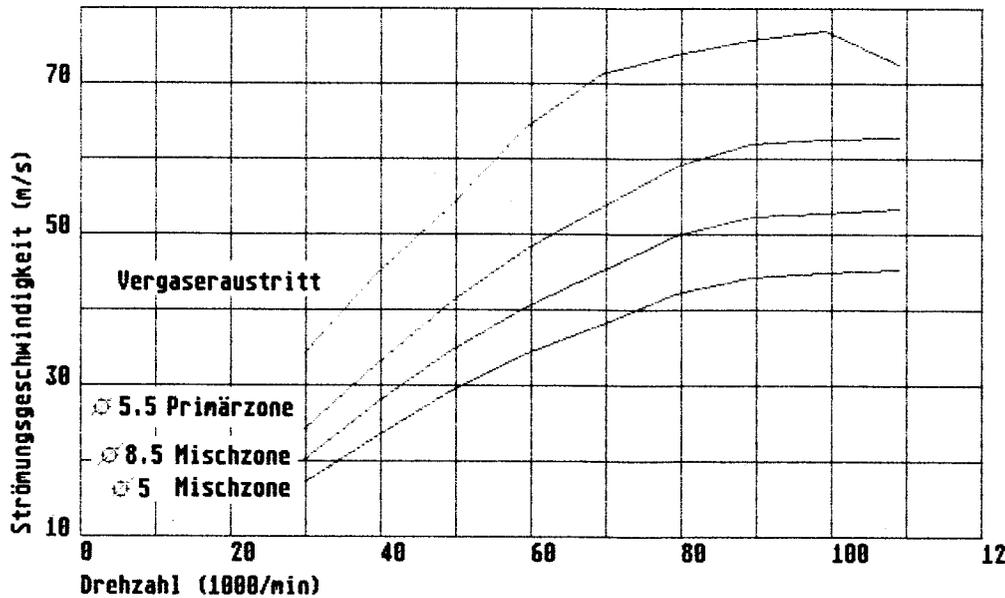
$$\zeta_3 = 1/c_D^2 - 1$$

Der durch diese Bohrung ins Flammrohr strömende Massenstrom  $\dot{m}_3$  ergibt sich zu:

$$\dot{m}_3 = c_3 * A_3 * \rho_3$$

Der Massenstrom für den nächsten Brennkammerabschnitt ist um  $\dot{m}_3$  vermindert. Da dieser aber nur indirekt in die Bestimmung des nächsten Teilmassenstromes  $\dot{m}_3$  eingeht, ergibt die Summe aller Teilmassenströme (inkl. des Luftmassenstromes durch den Vergaser) nur bei richtiger Wahl von  $P_F$  den Ausgangsmassen-

strom. Ist diese Bedingung erfüllt, dann ist die Rechnung für den Brennkammerabschnitt beendet.



(Abb.37)

Mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $c_3$  durch die Flammrohrdurchbrüche. Durch die in Richtung Primärzone abnehmenden Strömungsgeschwindigkeiten im Ringraum zwischen Flammrohr und Triebwerksgehäuse sinken die Verlustbeiwerte der Bohrungen, wodurch die Einströmgeschwindigkeiten in das Flammrohr steigen.

Mit dem nun bekannten Flammrohrdruck  $P_F$  sind die zu erwartenden Druckverluste abschätzbar. Die Druckverluste durch die Aufheizung werden vernachlässigt.

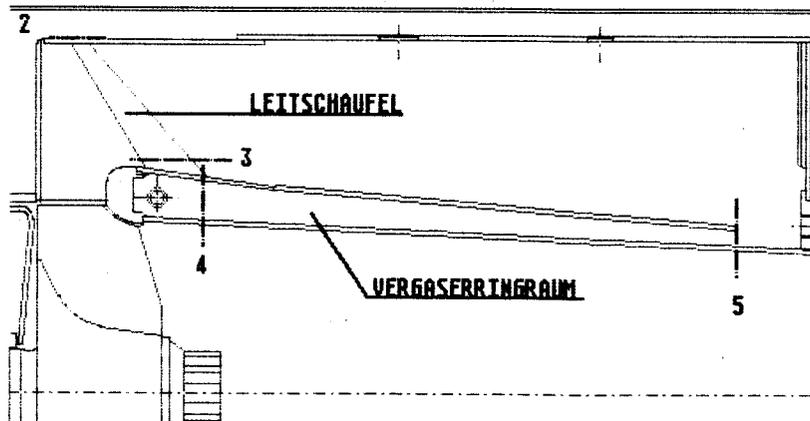
$$\Delta P_{BK} = P_2 - P_F$$

### 3.4.3 Bestimmung des Massenstromes durch den Vergaser

Der Vergaser stellt einen besonderen Flammrohrdurchbruch dar, da durch ihn außer einem Teil der Frischluft auch der gesamte Kraftstoff hindurchtreten soll. Deshalb muß die Rechnung für den Vergaser erweitert werden.

Im wesentlichen erfolgt die Berechnung in zwei Schritten. Erst wird mit Hilfe des Druckgefälles über die hohlen Leitschaufeln der in diesen Vergaserringraum strömende Massenstrom bestimmt, dann wird mit Hilfe des Druckgefälles zwischen dem Eintritt in den Vergaserringraum und dem Flammrohrdruck am Austritt des Vergasers der austretende Massenstrom bestimmt. Für die Bestimmung der beiden Druckgefälles mußte der Druck am Eintritt in den Vergaserringraum geschätzt werden. Diese Schätzung wird solange verändert bis der ein- und aus-

tretende Massenstrom übereinstimmt. Abbildung 38 zeigt die Lage der Rechenebenen.



(Abb.38)

Die Rechenebenen im Vergaser

Die genaue Vorgehensweise wird im folgenden gezeigt.

Vorab wird die Dichte des aus dem Vergaser austretenden Gasgemisches bestimmt. Diese wird zwar erst später benötigt, aber aus rechentechnischen Gründen wird die Berechnung vorgezogen. Der Luftmassenstrom wird geschätzt und später iterativ verändert. Der Gasmassenstrom ergibt sich aus der Schätzung des Luftmassenstromes und dem bekannten Kraftstoffmassenstrom.

$$\dot{V}_G = \dot{V}_K + \dot{V}_L$$

$$\frac{\dot{m}_G}{\rho_G} = \frac{\dot{m}_K}{\rho_K} + \frac{\dot{m}_L}{\rho_L}$$

$$\rho_G = \frac{\dot{m}_G}{\frac{\dot{m}_K}{\rho_K} + \frac{\dot{m}_L}{\rho_L}}$$

Die Dichte des verdampften Kraftstoffes erhält man durch Verwendung der allgemeinen Gasgleichung [4]:

$$p/\rho = \frac{\bar{R} \cdot t}{M} \quad \bar{R} = 8,3144 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$$

Für Benzin wird eine Molmasse  $M$  von  $0,128 \text{ Kg/mol}$  ( $\text{C}_9\text{H}_{20}$ ) angenommen. Die Austrittstemperatur  $t$  aus dem Vergaser wird mit  $600 \text{ K}$  angesetzt.

$$\rho_K = \frac{p \cdot M}{R \cdot t}$$

Nachdem die Dichte des Gases bekannt ist, wird die Austrittsgeschwindigkeit des Luftmassenstromes aus den hohlen Leitschaufeln in den Vergaserringraum mit-

tels Gl.3.4.5 bestimmt. Dazu wird ein Startwert für  $p_3$  gewählt.

$$c_3 = \sqrt{\frac{(p_2 - p_3) \cdot 2}{(\zeta_3 + 1) \cdot \rho_3}}$$

$$\dot{m}_{L3} = c_3 \cdot A_3 \cdot \rho_3 \quad \rho_3 \approx \rho_2$$

Durch die Schrägstellung der Leitschaufeln ergibt sich ein Drall im Vergaserringraum.

$$c_{u4} = c_3 \cdot \cos(\alpha_3)$$

$$c_{m4} = \frac{\dot{m}_{L3}}{A_4 \cdot \rho_4} \quad \rho_4 \approx \rho_2$$

Jetzt erfolgt die Berechnung des aus dem Vergaser austretenden Massenstromes:

$$p_4 = p_3 + \frac{\rho_3}{2} \cdot c_3^2 \quad \text{Die Übergangsverluste werden vernachlässigt.}$$

$$c_5 = \sqrt{\frac{(p_4 - p_5) \cdot 2}{(\zeta_5 + 1) \cdot \rho_{G5}}} \quad \text{Die Berechnung von } p_5 \text{ erfolgt analog zu der Berechnung von } p_3 \text{ in Abschnitt 3.4.2}$$

$$c_{u5} = \frac{r_4}{r_5} \cdot c_{u4}^2 \cdot \text{Drallverlustfaktor}$$

$$c_{m5} = \sqrt{c_5^2 - c_{u5}^2}$$

$$\dot{m}_{G5} = c_{m5} \cdot A_5 \cdot \rho_5$$

Der Austrittsmassenstrom  $\dot{m}_{G5}$  darf nur um den Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_K$  von dem Eintrittsmassenstrom  $\dot{m}_{L3}$  abweichen, sonst ist der Rechengang mit einer neuen Annahme für  $p_3$  zu wiederholen.

Wenn diese Bedingung erfüllt ist, darf der Austrittsmassenstrom  $\dot{m}_{G5}$  ebenfalls nicht vom eingangs berechneten Gasmassenstrom  $\dot{m}_{G5}$  abweichen, andernfalls ist der gesamte Rechengang zu wiederholen.

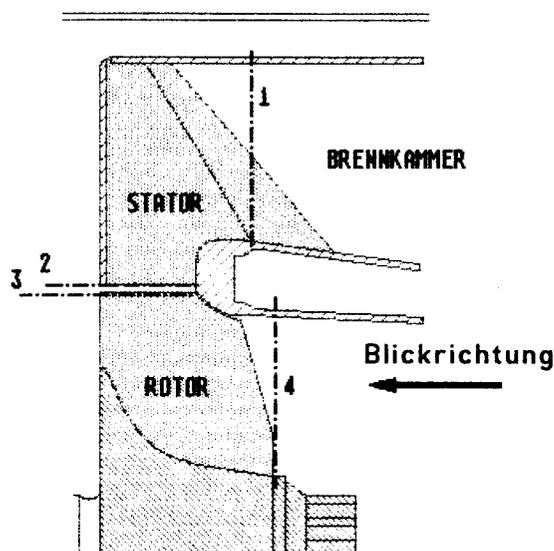
## 4. Rechnungen zur Turbinenkonstruktion

Ziel der Nachrechnung ist es, die Turbinengeometrie so zu gestalten, daß der Verdichter im Auslegungspunkt im Bereich seines besten Wirkungsgrades betrieben wird. Obwohl eine bestimmte Turbine vorgegeben ist, können folgende Größen innerhalb gewisser Grenzen nachgearbeitet werden:

- Der Turbinendurchmesser im Eintrittsbereich
- Der Turbinenabströmwinkel durch Abdrehen der Schaufelhinterkanten
- Das Turbinenleitrad

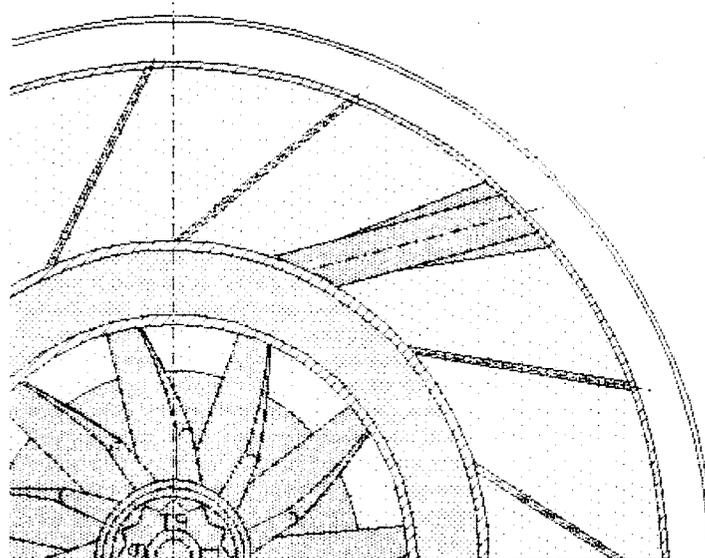
Die Nachrechnung beginnt im Rotoraustritt. Danach werden die Rotoreintrittsbedingungen mit Hilfe der Eulergleichung und des Energiesatzes berechnet. Diese werden dann in die Austrittsebene des Leitrades umgerechnet. Die Rechnung endet mit der Bestimmung des Düsendurchmessers und der Kenngrößen des Triebwerks wie zum Beispiel der Schubkraft.

In Abbildung 39 ist die Lage der Rechenebenen im Meridianschnitt der Turbine zu sehen. Abbildung 40 gewährt einen Blick von hinten auf die Turbine.



(Abb.39)

Turbine im Meridianschnitt. Die strichpunktierten Linien zeigen die Lage der Rechenebenen.



(Abb.40)

Querschnitt, Blickrichtung in Flugrichtung

### 4.1 Turbinenkenngrößen

Die Abstimmung der Turbine auf den Verdichter wird anhand von zwei Kenngrößen kontrolliert. Das Geschwindigkeitsverhältnis  $U_3/C_0$  ist eine gebräuchliche Führungsgröße für den Wirkungsgrad

$$U_3/C_0 = \frac{u_3}{\sqrt{c_p \cdot 2 \cdot (T_3 - T_4)}}$$

Gl.(4.1.1)

und mit Hilfe des Slipfaktors  $\sigma$  läßt sich der optimale Einströmwinkel bestimmen (Analog zur Minderumlenkung beim Radialverdichter). Rohlik [13] schlägt folgende Gleichung zur Bestimmung des Slipfaktors vor:

$$\sigma = 1 - 2/z \quad (\text{gilt nur für Turbinen mit } 90^\circ \text{ Schaufelwinkel im Eintritt})$$

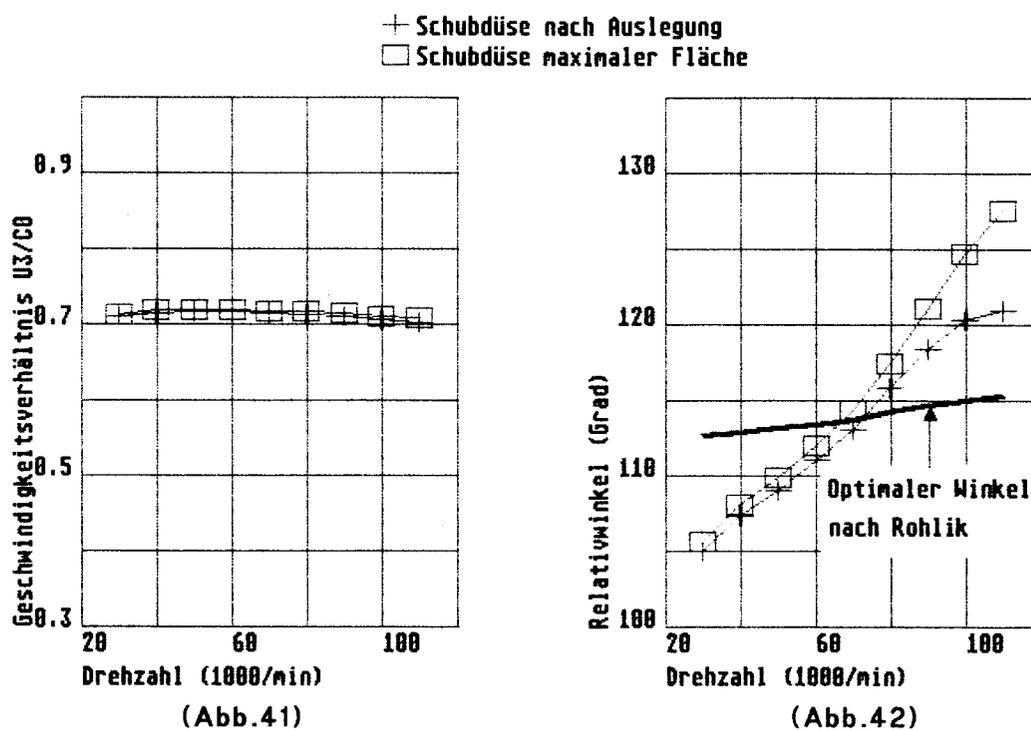
Damit ergibt sich die optimale Umfangskomponente.

$$c_{u3opt} = u_3 * \sigma \quad (\text{gilt nur für Turbinen mit } 90^\circ \text{ Schaufelwinkel im Eintritt})$$

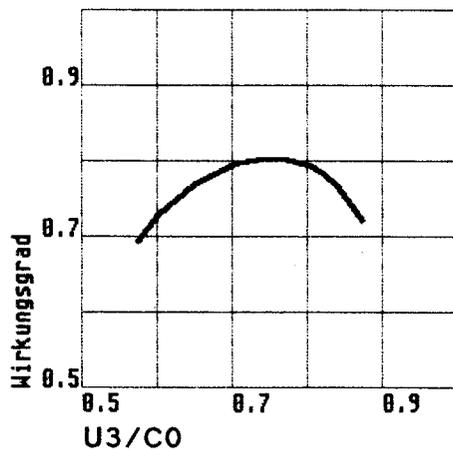
Der optimale Einströmwinkel kann jetzt berechnet werden.

$$\beta_{3opt} = \text{atan}\left(\frac{c_{m3}}{c_{u3opt} - u_3}\right)$$

Auf den Abbildungen 41 und 42 werden die Ergebnisse für die gewählte Turbinenform gezeigt.



Zum Vergleich wird in Abbildung 43 das Meßergebnis an einer Turboladerturbine von 60mm Durchmesser mit 11 Schaufeln und mit Spiralgehäuse ohne Leitschaufeln gezeigt.



(Abb.43)

Adiabater Wirkungsgrad einer Turboladerturbine als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses  $U_3/C_0$ .

Dabei bezieht sich  $U_3$  auf den Eintrittsdurchmesser und  $C_0$  resultiert aus dem isentropen Enthalpiegefälle (siehe Gl.(4.1.1)).

## 4.2 Berechnung der Rotoraustrittsgrößen

### 4.2.1 Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine

Aufgrund des angestrebten geringen Restdralles im Abgasstrom nach der Turbine wird das Zentrifugalkraftfeld hinter der Turbine nicht berücksichtigt und für den mittleren Schnitt gerechnet. Hierfür lautet die Euler'sche Turbomaschinengleichung:

$$\dot{h}_T = u_3 \cdot c_{u3} - u_4 \cdot c_{u4}$$

Für das Enthalpiegefälle der Turbine gilt auch:

$$\dot{h}_T = c_{pG} \cdot (T_3 - T_4)$$

Für stationäre Betriebspunkte ergeben sich die Turbineneintrittsgrößen aus der benötigten Antriebsleistung für den Verdichter und der Verlustleistung der Lagerung.

$$\dot{H}_T = \dot{H}_V / \eta_M$$

$$T_4 = T_3 - \frac{\dot{H}_V}{\eta_M \cdot c_p \cdot \dot{m}_G}$$

$$\dot{H}_V = h_v^{**} \cdot \dot{m}_L \quad (\text{siehe 2.2.2})$$

$$T_{4is} = T_3 - \frac{(T_3 - T_4)}{\eta_T}$$

$T_3$  wird vorgegeben und bei Bedarf zur Erzielung bestimmter geometrischer Größen iterativ verändert.

$$P_4 = P_3 \cdot \left( \frac{T_{4is}}{T_3} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}}$$

$$P_3 = P_{FA} \quad (\text{siehe Abschnitt 3.4.2})$$

Die statischen Größen und die Strömungsgeschwindigkeiten im Turbinenaustritt werden mittels Näherungsverfahren gefunden. Die Meridiankomponente  $c_{m4}$  wird

vorgegeben.

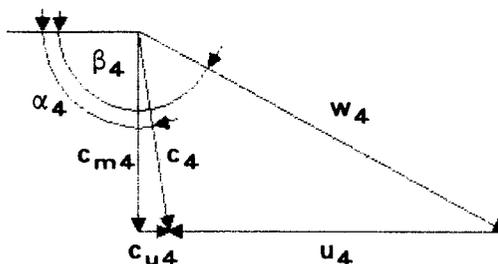
$$c_{u4} = u_4 - \frac{c_{m4}}{\tan \beta_4}$$

$$t_4 = T_4 - \frac{c_{m4}^2 + c_{u4}^2}{2 * c_p}$$

$$p_4 = P_4 * \left( \frac{t_4}{T_4} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_G * t_4}$$

$$c_{m4} = \frac{\dot{m}_G}{A_4 * \rho_4}$$



(Abb.44)

Geschwindigkeitsverhältnisse  
im Rotoraustritt

Stimmt der vorgegebene Wert für  $c_{m4}$  mit dem errechneten überein, ist es möglich die Umfangsgeschwindigkeit der in die Turbine einströmenden Gase zu bestimmen. Die aus diesen Berechnungen resultierende Machzahl  $Ma_{4r}$  im Relativsystem und der Abströmwinkel  $\alpha_4$  im Absolutsystem sind auf den Abbildungen 46 und 47 zu sehen.

#### 4.2.2 Gestörtes Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine

Das ist der Fall wenn das Triebwerk beschleunigt oder verzögert und wenn von außen Wellenleistung zugeführt wird, wie es beim Starten der Fall ist. Während die Turbineneintrittstemperatur im vorhergehenden Abschnitt iterativ verändert wurde um das Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine herzustellen, wird sie hier gefordert. Das trifft auch für den Düsendurchmesser zu, der im Falle des Leistungsgleichgewichtes zwischen Turbine und Verdichter als Rechenergebnis gewonnen wird (siehe Abschnitt 4.5).

Der Totaldruck  $P_4$  hinter der Turbine wird solange iterativ verändert, bis sich der geforderte Düsendurchmesser eingestellt hat.

$$T_{4is} = T_3 * \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_T * (T_3 - T_{4is})$$

Innerhalb dieser Iterationsschleife wird jetzt das gleiche Verfahren wie im vorherigen Abschnitt beschrieben angewendet, um die Rotoraustrittsgrößen zu bestimmen:

Die Meridiankomponente  $c_{m4}$  wird vorgegeben.

$$c_{u4} = u_4 - \frac{c_{m4}}{\tan\beta_4}$$

$$t_4 = T_4 - \frac{c_{m4}^2 + c_{u4}^2}{2 \cdot c_p}$$

$$p_4 = p_4 * \left(\frac{t_4}{T_4}\right)^{\frac{\chi}{\chi-1}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_G * t_4}$$

$$c_{m4} = \frac{\dot{m}_G}{A_4 * \rho_4}$$

Stimmt der vorgegebene Wert für  $c_{m4}$  mit dem errechneten genau genug überein, werden die Strömungsgrößen im Düsenaustritt und der Düsendurchmesser berechnet:

$$t_{5is} = T_4 * \left(\frac{p_5}{p_4}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad p_5 = p_0$$

$$t_5 = T_4 - (T_4 - t_{5is}) * \varphi_D^2$$

$$p_5 = p_5 * \left(\frac{T_5}{t_5}\right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad T_5 \approx T_4$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{R_G * t_5}$$

$$c_5 = \sqrt{c_p * (T_4 - t_5) * 2}$$

Der Radius des mittleren Stromfadens  $r_{5m}$  im Düsenaustritt wird iterativ bestimmt.

$$c_{u5} = c_{u4} * \frac{r_{4m}}{r_{5m}} \quad \text{Drallsatz}$$

$$c_{m5} = \sqrt{c_5^2 - c_{u5}^2}$$

$$A_5 = \frac{\dot{m}_G}{\rho_5 * c_{m5}}$$

$$r_{5m} = \sqrt{\frac{A_5}{\pi * 4}}$$

Stimmt das Ergebnis für den mittleren Stromfadens mit der Vorgabe genügend genau überein, kann der Düsendurchmesser bestimmt werden:

$$D_5 = r_{5m} * 4$$

Stimmt dieser nicht mit dem geforderten Düsendurchmesser überein, wird der Rechengang mit einem neuen Wert für  $P_4$  wiederholt.

Wenn eine genügende Übereinstimmung erreicht ist, kann die überschüssige Wellenleistung bestimmt werden. Ist der Betrag positiv, beschleunigt das Laufzeug, ist er negativ verzögert es.

$$\dot{H}_T = \dot{m}_G * c_p * (T_3 - T_4)$$

$$P_e = \dot{H}_T * \eta_m - \dot{H}_V$$

Beim Startvorgang muß diese Leistungsdifferenz  $P_e$  vom Starter zugeführt werden.

### 4.3 Berechnung der Rotoreintrittsgrößen

Die Berechnung der Rotoreintrittsbedingungen sind notwendig um z.B. den Zuströmwinkel mit dem Optimalwinkel nach Rohlik vergleichen zu können. Auf der Basis dieses Vergleiches kann der Rotordurchmesser optimiert werden. Außerdem ist die Kenntnis der Rotoreintrittsbedingungen Voraussetzung zur Berechnung des notwendigen Leitradabströmwinkels im nächsten Abschnitt.

Unter Anwendung der Eulergleichung und des Energiesatzes kann die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit im Rotoreintritt berechnet werden.

$$c_{u3} = \frac{c_{pG} * (T_3 - T_4) + u_4 * c_{u4}}{u_3}$$

Um den Einströmwinkel  $\beta_3$  zu erhalten, ist Kenntnis über die Größe von  $c_{m3}$  nötig. Diese Kenntnis erhalten wir wiederum iterativ nach dem bekannten Verfahren:

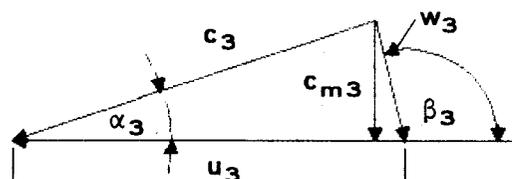
Annahme eines Wertes für  $c_{m3}$

$$t_3 = T_3 - \frac{c_{m3}^2 + c_{u3}^2}{2 * c_{pG}}$$

$$p_3 = P_3 * \left( \frac{t_3}{T_3} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_G * t_3}$$

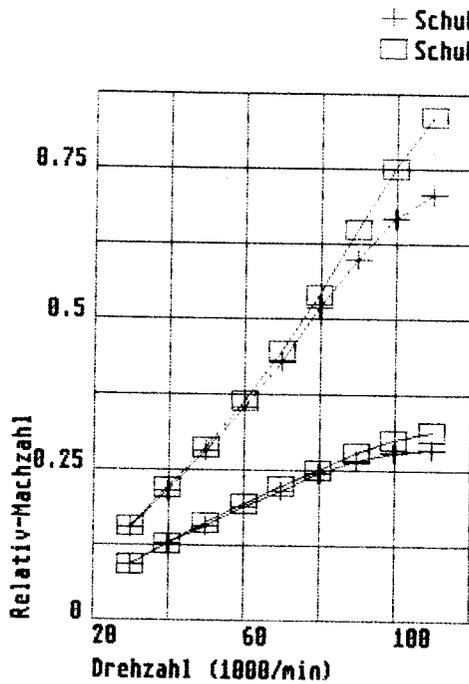
$$c_{m3} = \frac{\dot{m}_G}{A_3 * \rho_3}$$



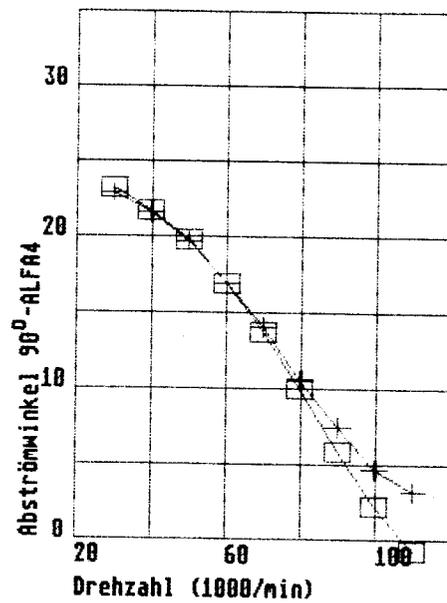
(Abb.45)

Geschwindigkeitsverhältnisse  
im Rotoreintritt

Die Rechnung wird wiederholt, bis Rechenwert und Annahme genügend genau übereinstimmen. Die resultierenden Machzahlen im Relativsystem sind in Abbildung 46 eingetragen. Danach werden die Austrittsgrößen aus dem Leitrad bestimmt.



(Abb.46)



(Abb.47)

Die Ein- und Austrittsmachzahl im Relativsystem und die Abweichung von der optimalen 90° Abströmrichtung im Absolutsystem als Funktion der Drehzahl.

#### 4.4 Berechnung der Statoraustrittsgrößen

Der Abströmwinkel des Stators ist neben der Düsenfläche der wichtigste Parameter zur Abstimmung des Triebwerks. Ein Verkleinern des Abströmwinkels bei konstanter Drehzahl führt zum Androsseln des Verdichters bei gleichzeitiger Absenkung der Turbineneintrittstemperatur. Denn das Verkleinern des Abströmwinkels hat zum einen eine Querschnittsabnahme zur Folge, was den Verdichter zwingt, bei einer bestimmten Drehzahl einen höheren Druck zu liefern (bei vermindertem Durchsatz) und zum anderen steigert es den Eintrittsdrall in die Turbine, wodurch die benötigte Leistung bei einer geringeren Turbineneintrittstemperatur erreicht wird.

Die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit  $c_{u2}$  ergibt sich durch Anwendung des Drallsatzes:

$$c_{u2} = c_{u3} * D_3 / D_2$$

Die restlichen Größen erhält man wiederum iterativ nach dem bekannten Verfahren:

Annahme eines Wertes für  $c_{m2}$

$$t_2 = T_2 - \frac{c_{m2}^2 + c_{u2}^2}{2 * c_{pG}} \quad T_2 = T_4$$

$$p_2 = P_2 * \left( \frac{t_2}{T_2} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad P_2 = P_4$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_G * t_2}$$

$$c_{m2} = \frac{\dot{m}_G}{A_2 * \rho_2}$$

Die Rechnung wird wiederholt, bis Rechenwert und Annahme genügend genau übereinstimmen.

Damit liegt der Leitradabströmwinkel fest:

$$\alpha_2 = \text{atan} \left( \frac{c_{m2}}{c_{u2}} \right)$$

#### 4.5 Berechnung des Düsendurchmessers und einiger Kenngrößen

Mit Hilfe der Düsenfläche wird die Abstimmung des Triebwerks abgeschlossen. Bei festgehaltener Drehzahl führt eine Verkleinerung der Fläche zum Androsseln des Verdichters bei gleichzeitiger Zunahme der Turbineneintrittstemperatur. Denn eine engere Düsenfläche macht das System weniger durchläufig, deshalb muß der Verdichter, bei einer bestimmten Drehzahl, einen höheren Druck bei vermindertem Durchsatz aufbauen. Gleichzeitig steigt auch der Druck hinter der Turbine. Beide Umstände führen dazu, daß die Turbine den erhöhten Leistungsbedarf nur mit einer höheren Turbineneintrittstemperatur decken kann.

Zunächst werden die Strömungsgrößen im Düsenaustritt und der Düsendurchmesser berechnet:

$$t_{5is} = T_4 * \left( \frac{p_5}{P_4} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad p_5 = p_0$$

$$t_5 = T_4 - (T_4 - t_{5is}) * \varphi_D^2$$

$$P_5 = p_5 * \left( \frac{T_5}{t_5} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad T_5 \approx T_4$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{R_G * t_5}$$

$$c_5 = \sqrt{c_p * (T_4 - t_5) * 2}$$

Der Radius des mittleren Stromfadens  $r_{5m}$  im Düsenaustritt wird iterativ bestimmt.

$$c_{u5} = c_{u4} * \frac{r_{4m}}{r_{5m}} \quad \text{Drallsatz}$$

$$c_{m5} = \sqrt{c_5^2 - c_{u5}^2}$$

$$A_5 = \frac{\dot{m}_G}{\rho_5 * c_{m5}}$$

$$r_{5m} = \sqrt{\frac{A_5}{\pi * 4}}$$

Stimmt das Ergebnis für den mittleren Stromfadens mit der Vorgabe genügend genau überein, kann der Düsendurchmesser bestimmt werden:

$$D_5 = r_{5m} * 4$$

Abschließend werden die Schubkraft und der spezifische Verbrauch bestimmt:

$$S = \dot{m}_G * (c_{m5} - c_0)$$

$$b_e = \dot{m}_K / S$$

Damit ist der Rechengang für einen Betriebspunkt der Maschine beendet. Entsprechen die Ergebnisse in irgendeinem Fall nicht den Erwartungen (z.B. Eintrittswinkel in das Verdichterleitrad oder Schubkraft), muß der gesamte Rechengang, beginnend im Verdichtereintritt für einen anderen Betriebspunkt durchgeführt werden.

## 5. Berechnungen zur Rotorlagerung

Ziel der Rechnung ist die Beantwortung folgender Fragen:

- 1) Welche Lebensdauer ist für die Lager zu erwarten?
- 2) Welcher Öldurchsatz muß bereitgestellt werden, um ein Überhitzen der Lager zu verhindern?

Kugellager dreier Qualitätsklassen wurden rechnerisch untersucht:

- 6001.C3 Standardlager mit vergrößerter Lagerluft,  $n_{\max} = 96\,000/\text{min}$
- 7001 CD Genauigkeitsschrägkugellager,  $n_{\max} = 90\,000/\text{min}$
- 7001 CC Hochgenauigkeitsschrägkugellager,  $n_{\max} = 120\,000/\text{min}$

Die Berechnungen wurden nach den Angaben der Lagerhersteller [14,15,16] durchgeführt. Die dafür benötigten Tabellen sind im Anhang enthalten.

Im folgenden gelten unten stehende Vereinbarungen:

$L_{10h}$	nominelle Lebensdauer, h
$C$	dynamische Tragzahl, N
$C_0$	statische Tragzahl, N
$P$	dynamische Lagerbelastung, N
$a_1$	Beiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit
$a_{23}$	Beiwert für Werkstoff und Betriebsbedingungen
$F_a$	Axialkraft, N
$F_r$	Radialkraft, N
$\nu$	Viskosität, $\text{mm}^2/\text{s}$
$\nu_1$	Bezugsviskosität bei $40^\circ\text{C}$
$D$	Außendurchmesser des Lagers, mm
$d$	Innendurchmesser des Lagers, mm
$n$	Drehzahl, $1/\text{min}$

### 5.1 Lebensdauer der Lager

Die Lebensdauer der Kugellager berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot a_1 \cdot a_{23}$$

Die eingehenden Größen werden im folgenden bestimmt.

Die dynamische Tragzahl  $C$  ist eine Lagerkenngröße und wird aus den Tabellen der Hersteller abgelesen.

Die Rechnungen beziehen sich auf eine Erlebenswahrscheinlichkeit von 90%, in diesem Fall ist  $a_1 = 1$ .

Die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  wird für Rillenkugellager nach folgenden Gleichungen berechnet:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Für Schrägkugellager gelten unten stehende Gleichungen. Je nachdem ob der Quotient  $F_a/F_r$  größer oder kleiner als der Kennwert  $e$  ist, kommt eine der beiden Formeln zur Anwendung.

$$P = F_r \quad \text{für } F_a/F_r < e$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{für } F_a/F_r > e$$

Die Kennwerte  $e$ ,  $X$ ,  $Y$  sind abhängig vom Quotienten  $F_a/C_0$ .

Die Axialkraft  $F_a$  ergibt sich für das turbinenseitige Lager aus der Federkraft der Lagervorspannfeder  $G_m$  und dem Axialschub  $K_a$  des Rotors.

$$F_a = G_m + K_a \quad (\text{turbinenseitiges Lager})$$

Die Belastung des verdichterseitigen Lagers ist geringer. Sie resultiert nur aus der Federvorspannung  $G_m$ .

$$F_a = G_m \quad (\text{verdichterseitiges Lager})$$

Die statische Tragzahl  $C_0$  der Lager wird aus den Tabellen der Hersteller entnommen. Nachdem das Verhältnis  $F_a/C_0$  bekannt ist, können die dazugehörigen Kennwerte  $e$ ,  $X$ ,  $Y$  ebenfalls aus den Tabellen der Lagerhersteller abgelesen werden.

Die Radialkraft  $F_r$  setzt sich aus den folgenden Komponenten zusammen:

- a) Unwucht des Rotors ohne Lager
- b) Rundlauf der Lager
- c) Präzessionskräfte durch Lageänderungen

Die Kräfte nach a) und c) werden vorerst außer Betracht gelassen und die Radialkraft wird nur mit Hilfe des Rundlauffehlers der Lagerinnenringe berechnet.

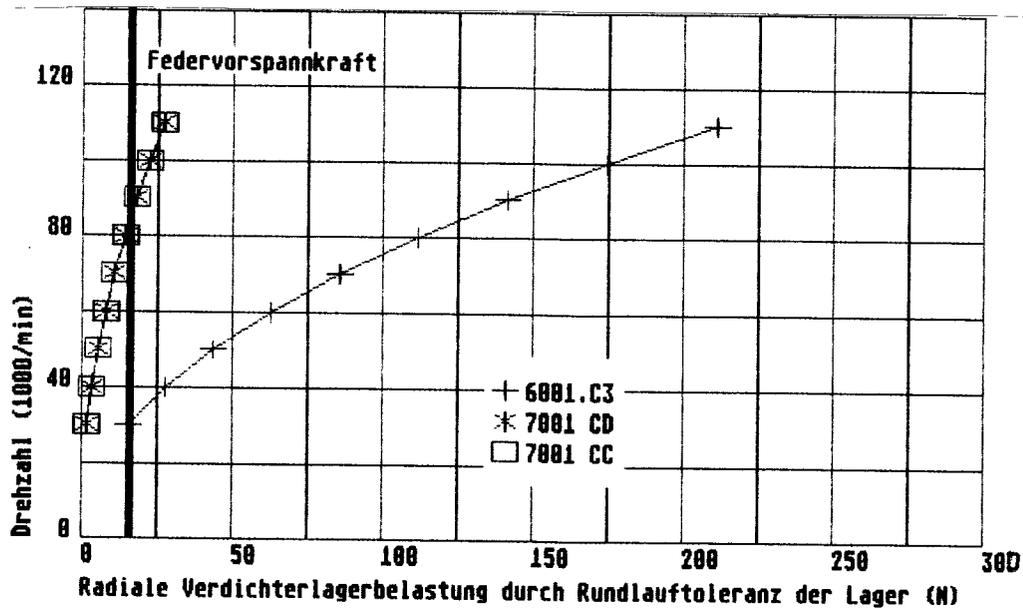
$$F_r = m \cdot r \cdot \omega^2$$

$m$ : Masse des Rotors, kg

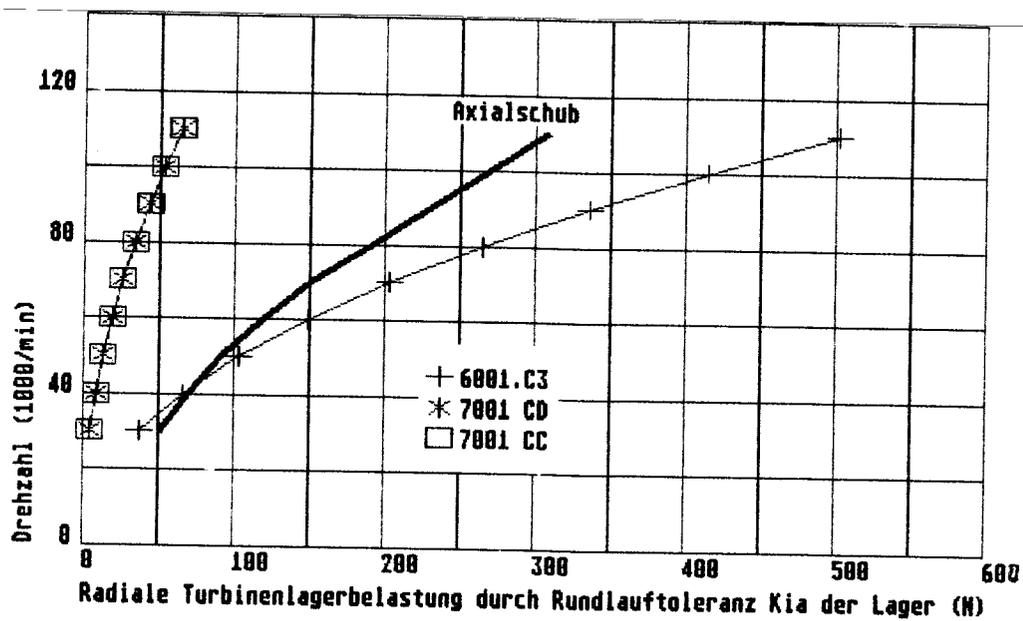
$r$ : maximal zulässiger Rundlauffehler des Innenrings ( $K_{ia}$ ) aus den Tabellen der Hersteller, m

$\omega$ : Kreisfrequenz  $2\pi n$ , s

Auf den Abbildungen 48 und 49 werden die berechneten Kräfte gezeigt.



(Abb.48)



(Abb.49)

Der Beiwert für Werkstoff und Betriebsbedingungen  $a_{23}$  ist abhängig vom Verhältnis der Schmierstoffviskosität  $\nu$  zur Bezugsviskosität  $\nu_1$ , der Sauberkeit im Schmier-spalt und der Qualität des Schmiermittels. Näherungsweise gilt folgende Gleichung:

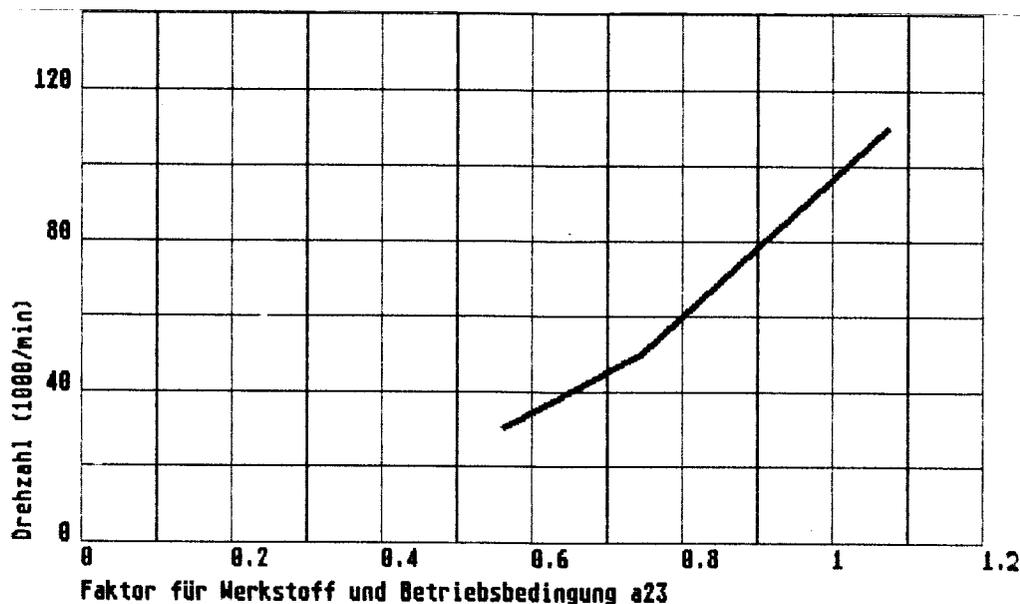
$$a_{23} = \nu/\nu_1 \quad \text{bis zu einem Wert von ca. 3}$$

Die Bezugsviskosität  $\nu_1$ , bei der die direkte metallische Berührung zwischen den Lagerbauteilen gerade aufgehoben wird, hängt von der Drehzahl und von dem mittleren Lagerdurchmesser  $d_m$  ab. Der Wert wird aus den Diagrammen der Hersteller abgelesen. In diesem Fall ergibt sich folgendes:

$$d_m = (D+d)/2 = 20\text{mm} \quad (\text{mittlerer Lagerdurchmesser})$$

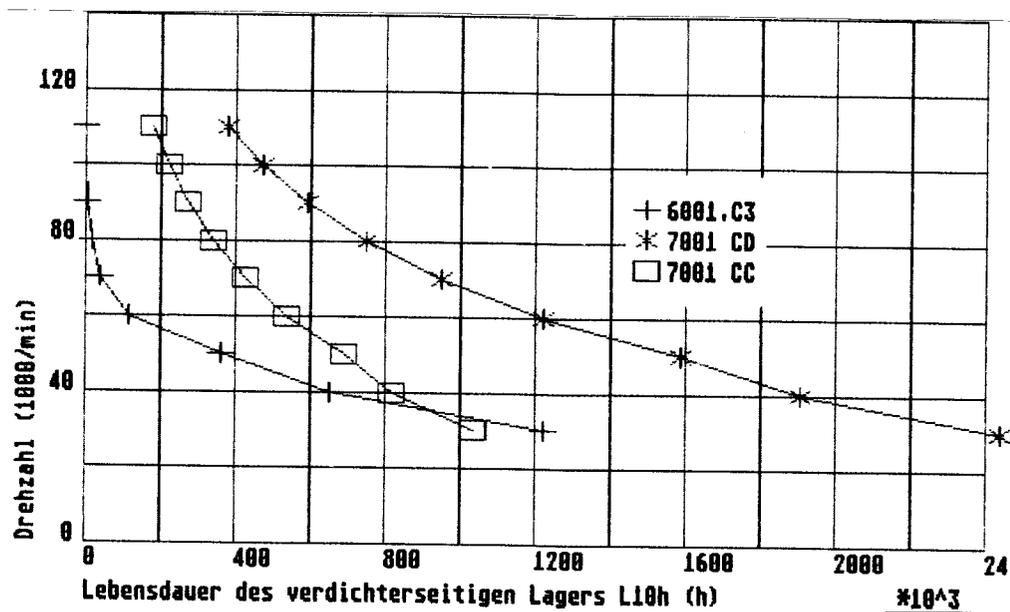
$$\nu_1 = 3 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ bei } n = 100\,000/\text{min}$$

Die Schmierstoffviskosität  $\nu$  sollte im Interesse einer hohen Lebensdauer scheinbar möglichst hoch gewählt werden ( $a_{23}$  wird dadurch groß!), jedoch steigt die Walkleistung des Lagers mit zunehmender Viskosität des Öls und damit dessen Betriebstemperatur. Für die geforderten hohen Drehzahlen empfehlen die Lagerhersteller deshalb einen Wert von 1 für  $a_{23}$ . Das heißt, daß die Viskosität des Öls ebenfalls  $3 \text{ mm}^2/\text{s}$  bei Betriebstemperatur betragen sollte. Die Betriebstemperatur darf  $80 \text{ }^\circ\text{C}$  nicht überschreiten, da die zur Zeit eingesetzte Ölpumpe nur bis zu diesem Wert zugelassen ist. Handelsübliche Öle der Viskositätsklasse SAE 5W haben eine Mindestviskosität von  $3.8 \text{ mm}^2/\text{s}$  bei  $100^\circ\text{C}$  und sind damit geeignet. Bei Teillast steigt die geforderte Viskosität  $\nu_1$ , das heißt,  $a_{23}$  fällt auf einen Wert unter 1. Für diesen Fall sollte das Öl EP-Zusätze enthalten. Abbildung 50 zeigt die Abhängigkeit des Faktors  $a_{23}$  von der Drehzahl für ein Öl SAE 5W bei  $100^\circ\text{C}$ .

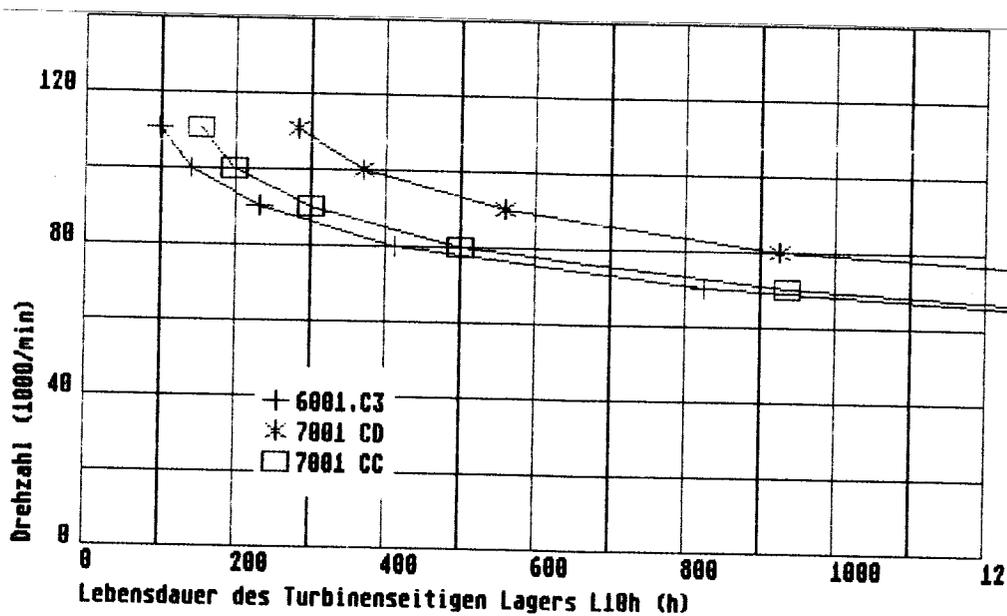


(Abb.50)

Zur Berechnung der Lagerlebensdauer  $L_{10h}$  sind nun alle Größen bekannt. Die Ergebnisse der Lebensdauerberechnung sind auf den Abbildungen 51 und 52 zu sehen. Dabei ist besonders auffällig, daß die Lebensdauer des turbinenseitigen Lagers, bedingt durch den Axial Schub des Rotors, nur ca. 1/1000 der Lebensdauer des verdichterseitigen Lagers beträgt.



(Abb.51)



(Abb.52)

## 5.2 Berechnung der Lagerverlustleistung und des Kühlölstroms

Nach [15] berechnet sich das Reibungsmoment schnelllaufender Lager praktisch nur aus den Planschverlusten und wird nach folgender Formel ermittelt:

$$M = 10^{-7} * f_0 * (v * n)^{2/3} * dm^3$$

M: Reibungsmoment, Nmm

dm: mittlerer Lagerdurchmesser, mm

$f_0$ : Beiwert, abh. von Lagerart und Schmierverfahren

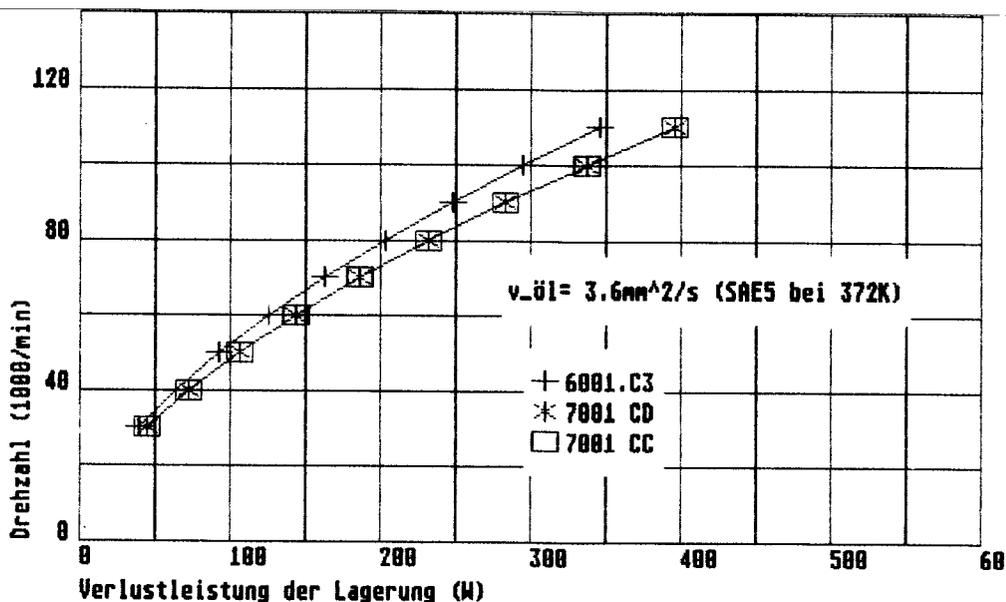
für Rillenkugellager beträgt  $f_0=3$  und für Schrägkugellager ist  $f_0=4$ . Die anderen Größen sind bereits bekannt. Die Verlustleistung pro Lager ergibt sich damit zu:

$$P_v = M * 2 * \pi * n / 60000 \quad \text{in W}$$

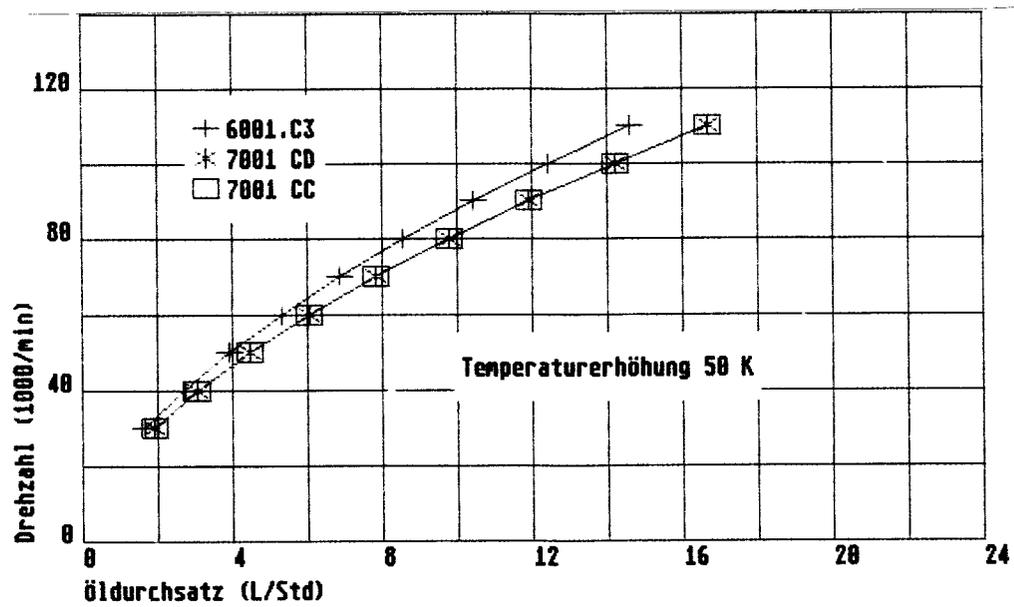
Und der benötigte Öldurchsatz beträgt:

$$\dot{m}_{\text{Öl}} = P_v * \frac{\Delta T_{\text{ÖL}}}{c_{\text{ÖL}}} \quad c_{\text{ÖL}} : \text{spezifische Wärmekapazität des Öls}$$

Die Abbildungen 53 und 54 zeigen die Ergebnisse.



(Abb.53)



(Abb.54)

## **6. Anhang**

Auf den folgenden Seiten werden die Ergebnisse einiger Parameterstudien kommentarlos gezeigt. Die Tendenzen gelten im Prinzip für jedes Einwellentriebwerk.

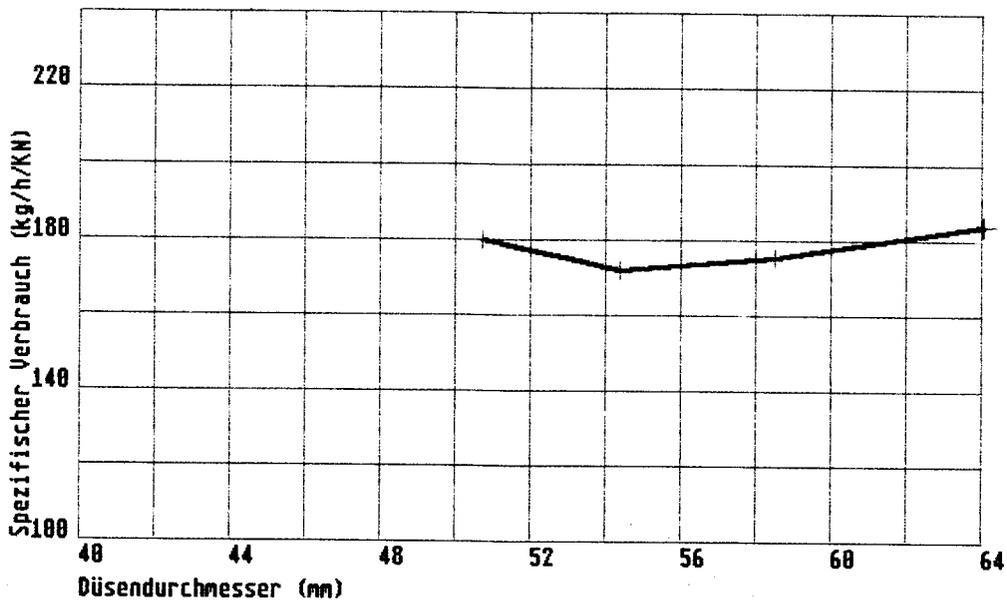
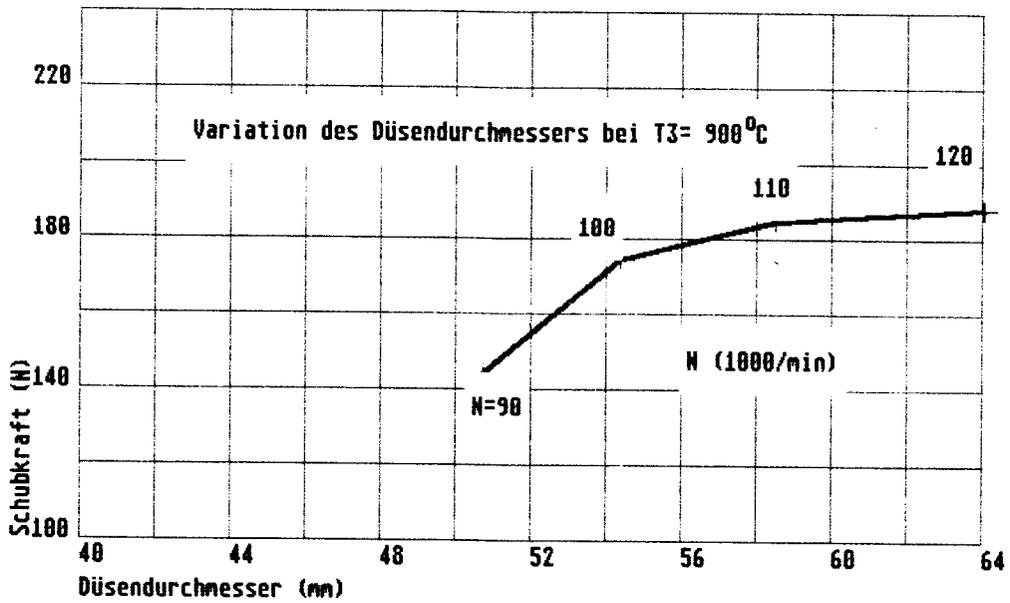
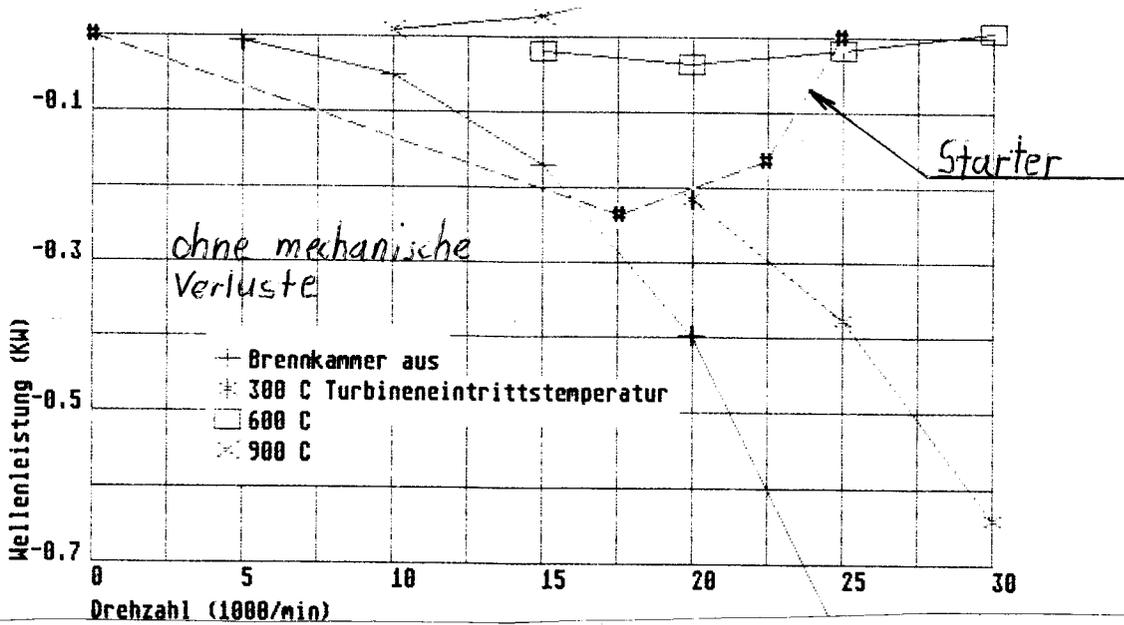
Für die Ebenenbezeichnung gilt folgende Vereinbarung:

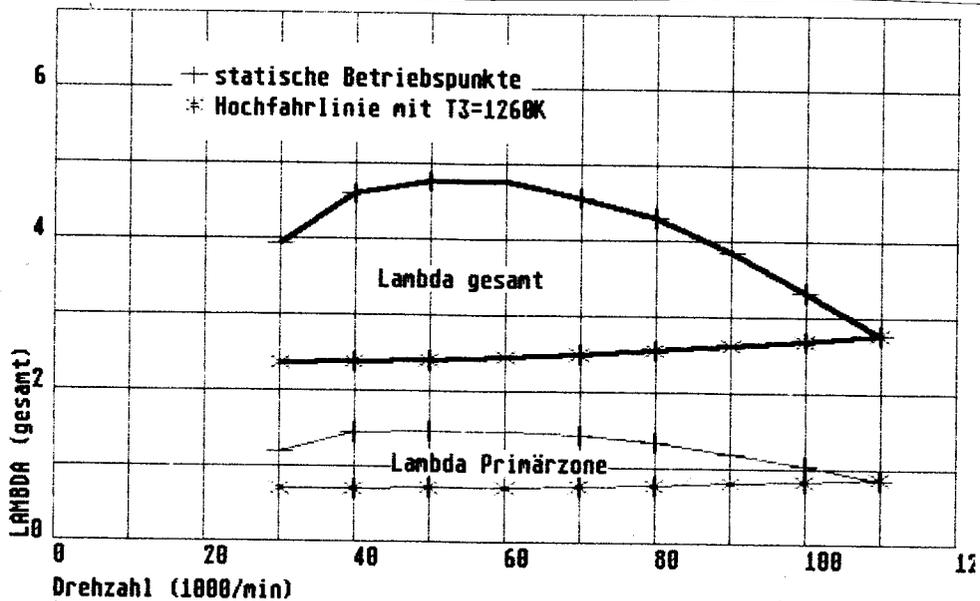
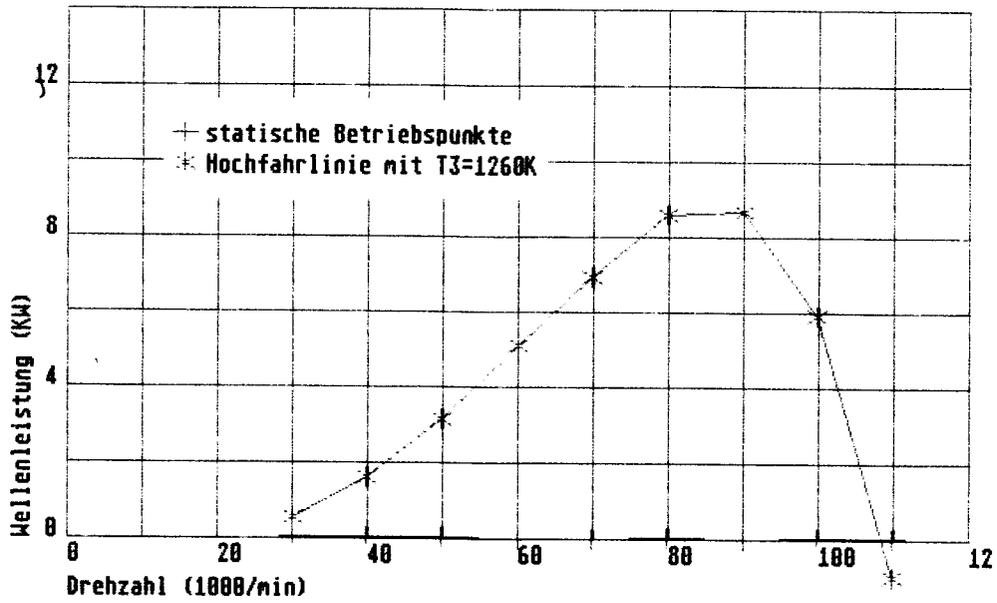
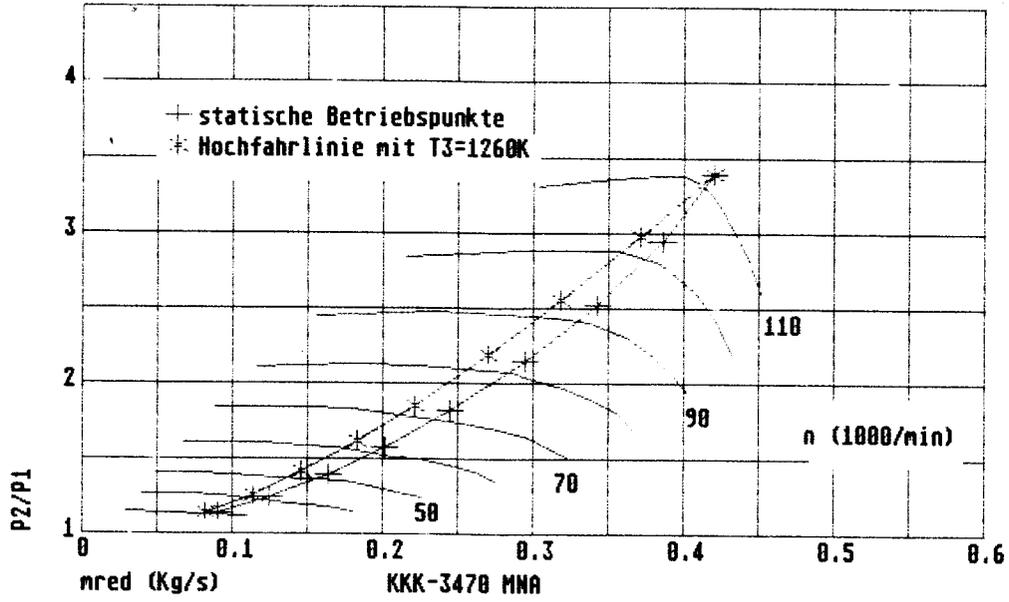
- 0 Umgebung
- 1 Verdichtereintritt
- 2 Verdichteraustritt
- 3 Turbineneintritt
- 4 Turbinenaustritt
- 5 Schubdüsenaustritt

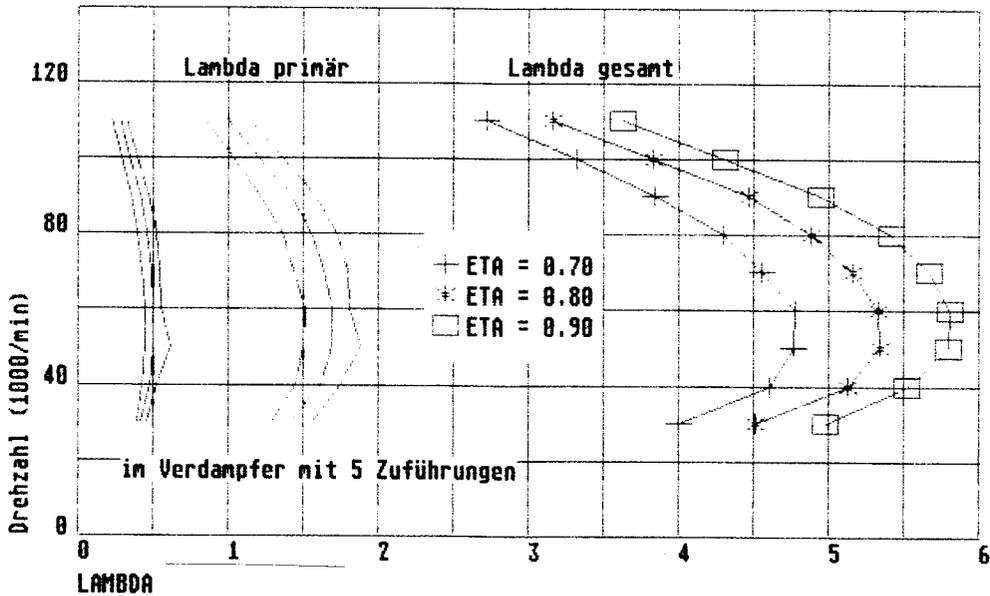
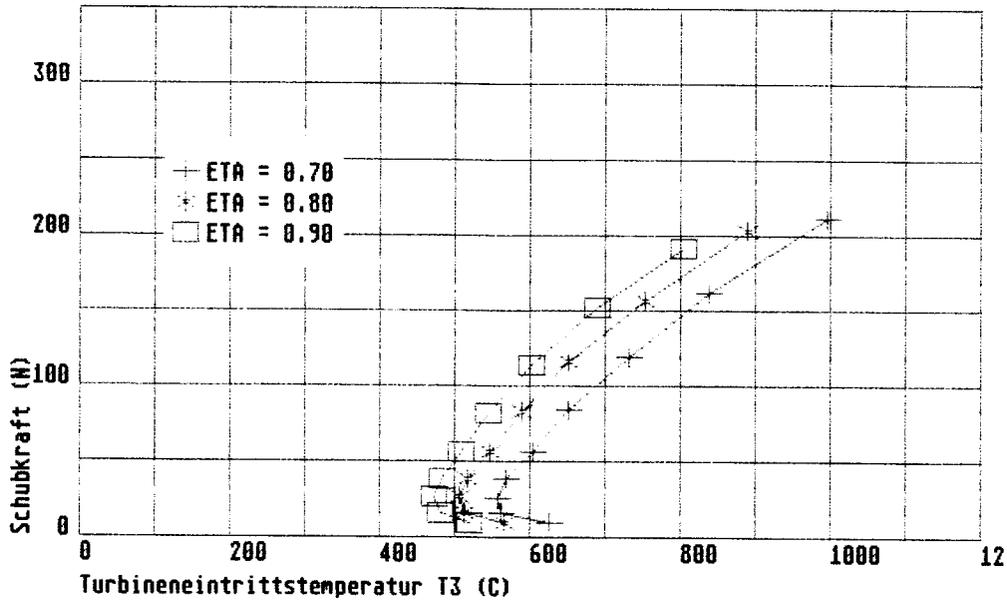
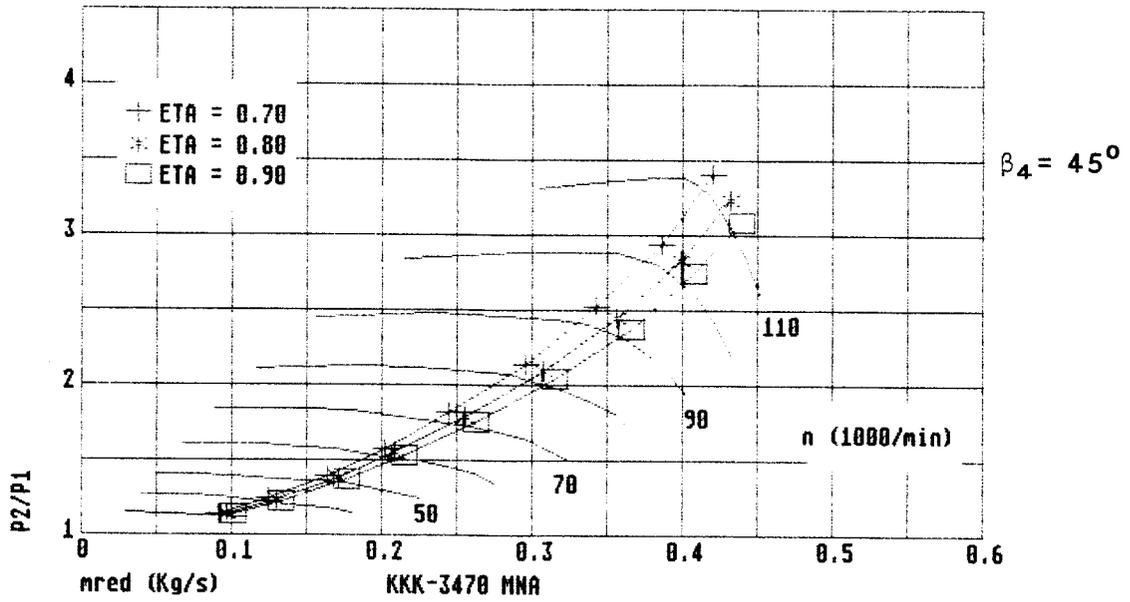
Folgende Themen werden auf den nächsten Seiten behandelt:

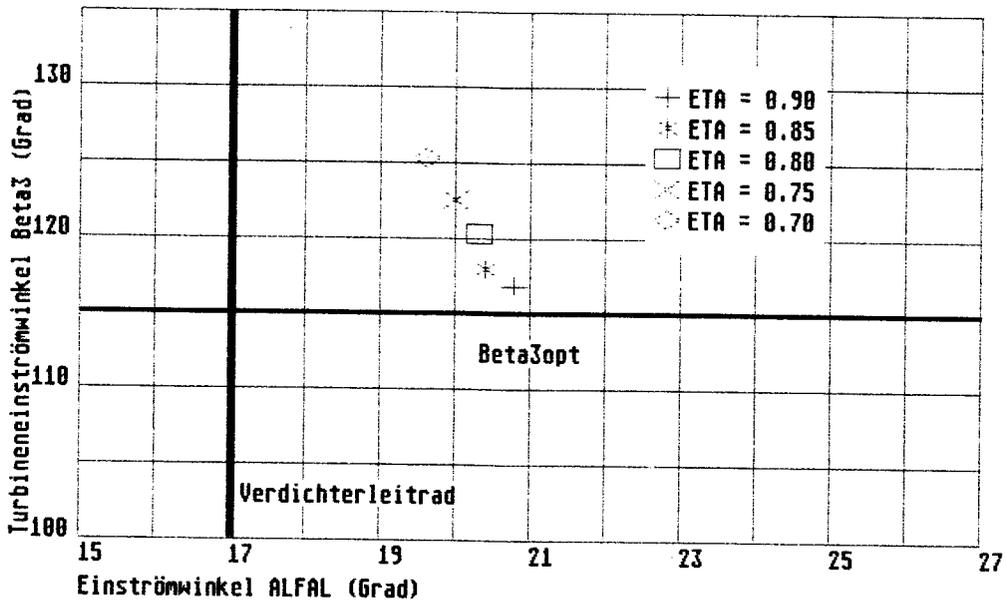
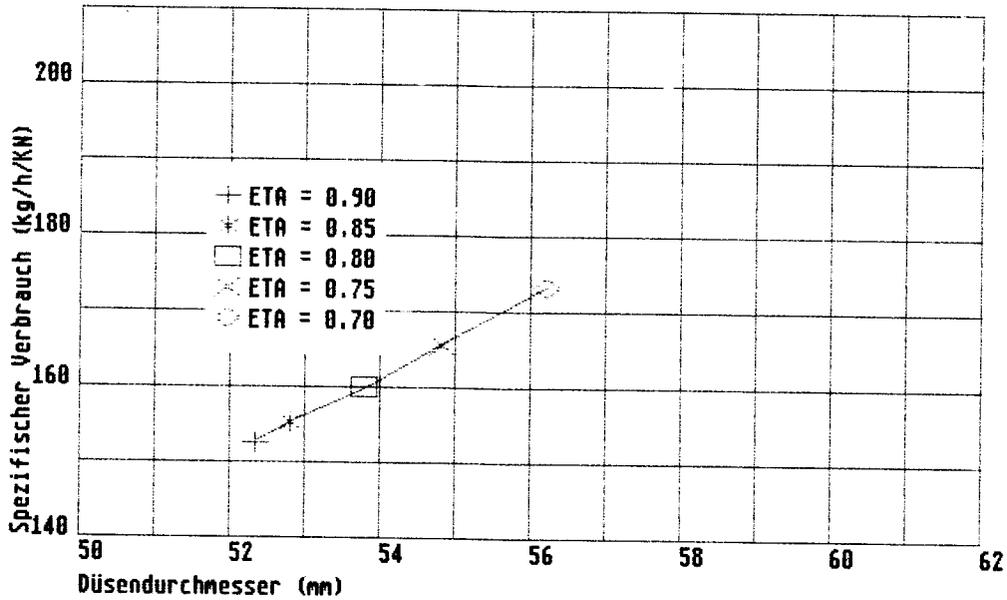
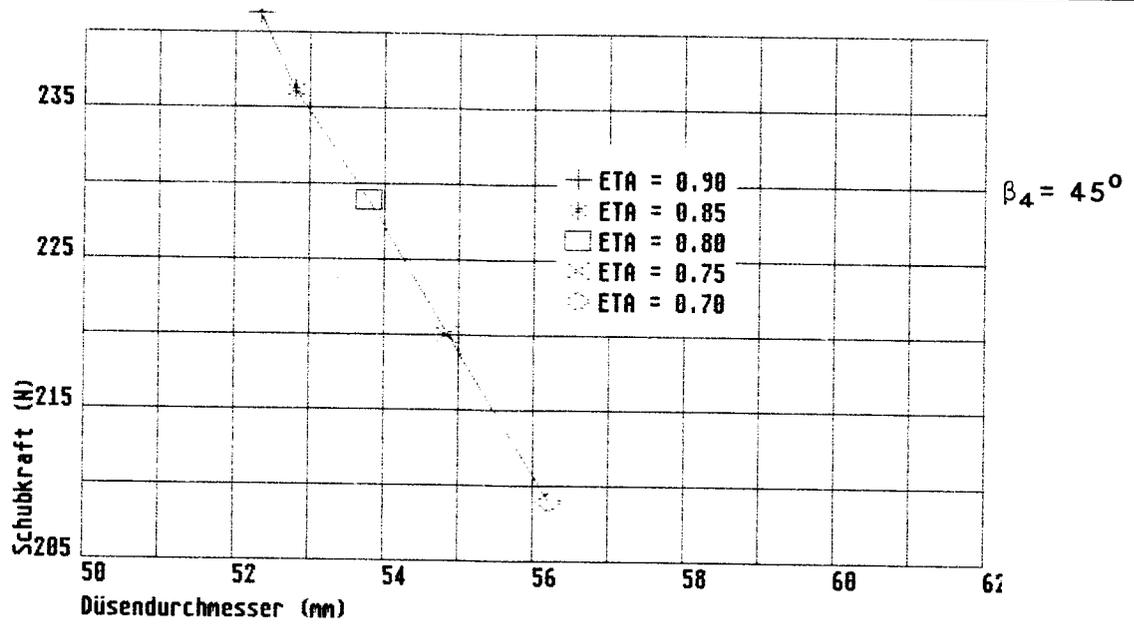
- Abschätzung der benötigten Starterleistung und Untersuchung des Drehzahl- einflusses bei konstanter Turbineneintrittstemperatur auf Schubleistung und spezifischen Verbrauch.
- Untersuchung einer Hochfahrt bei konstanter Turbineneintrittstemperatur.
- Auswirkungen eines geänderten Turbinenwirkungsgrades.
- Auswirkungen eines geänderten Abströmwinkels des turbinenseitigen Stators bei variablem Düsendurchmesser zur Erreichung einer konstanten Turbinen- eintrittstemperatur.
- Auswirkungen eines geänderten Abströmwinkels des turbinenseitigen Stators bei variabler Turbineneintrittstemperatur und konstantem Düsendurchmesser.
- Auswirkungen eines geänderten Abströmwinkels des Turbinenrotors bei varia- blem Düsendurchmesser zur Erreichung einer konstanten Turbineneintritts- temperatur.
- Auswirkungen eines geänderten Abströmwinkels des Turbinenrotors bei vari- abler Turbineneintrittstemperatur und konstantem Düsendurchmesser.
- Variation des Düsendurchmessers.

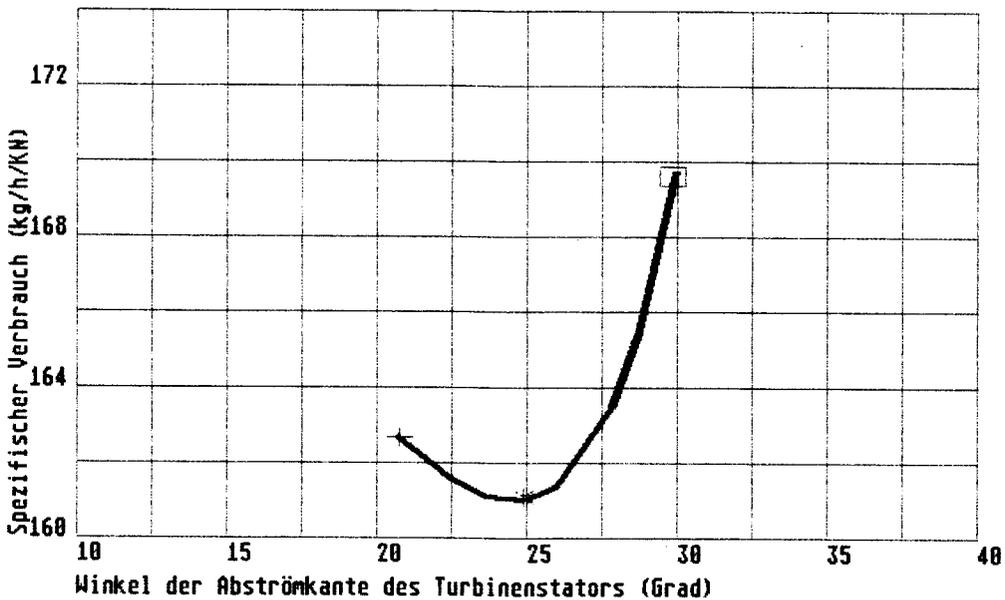
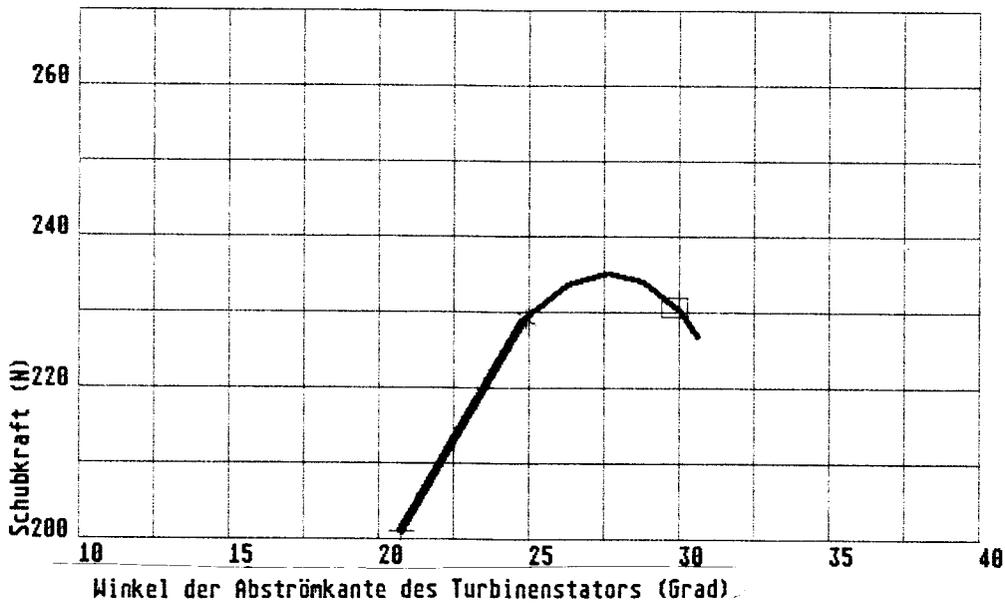
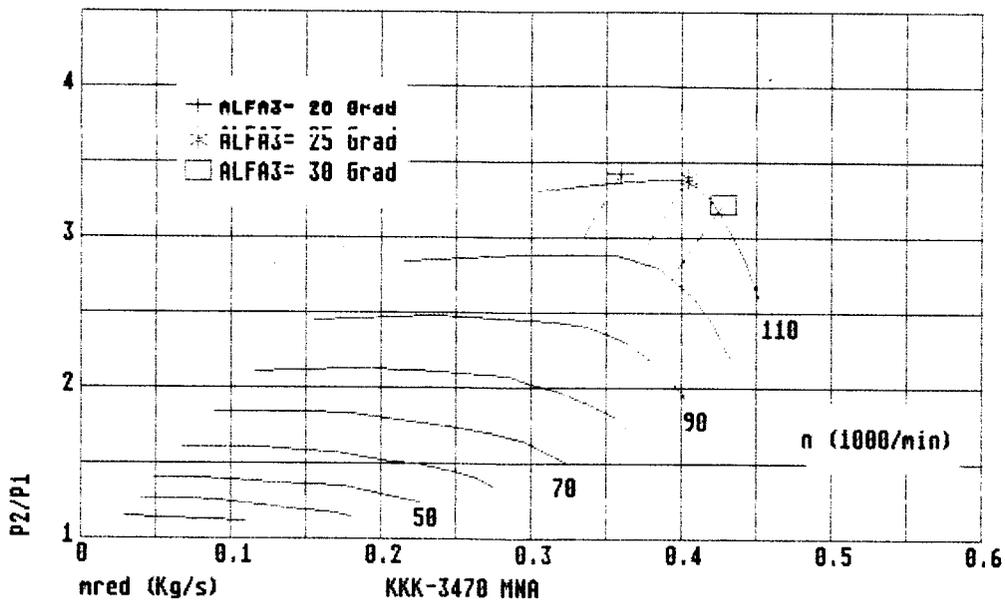
Außerdem sind Aufnahmen von der Turbine im Schwingungserreger enthalten und Tabellen zur Berechnung der nominellen Lebensdauer der Lagerung.

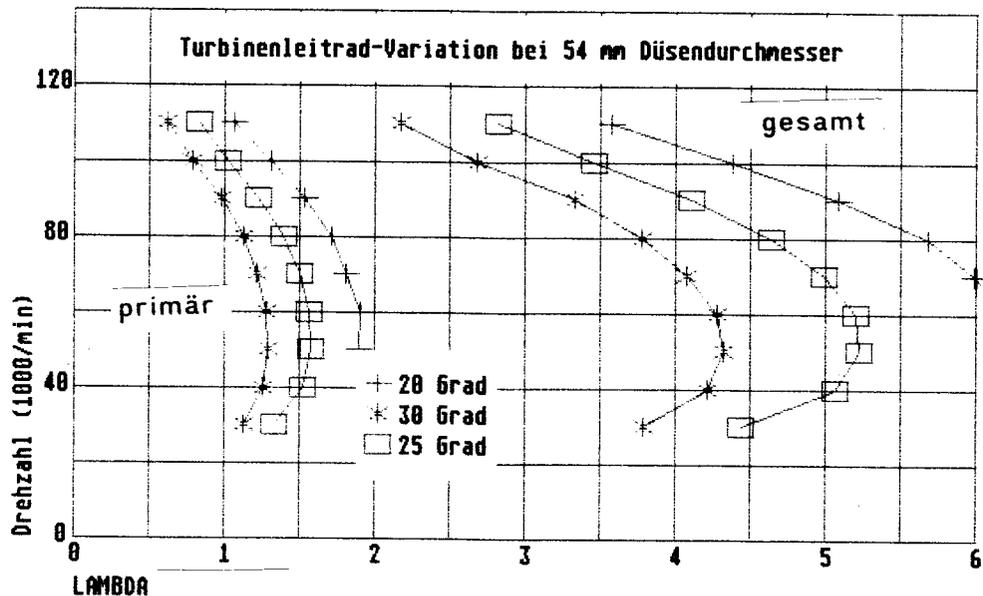
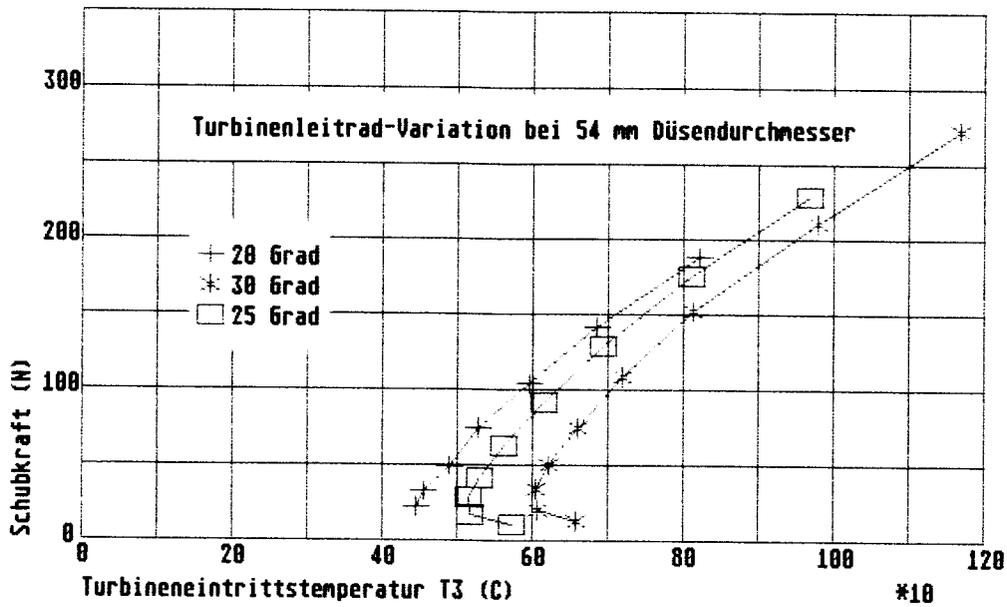
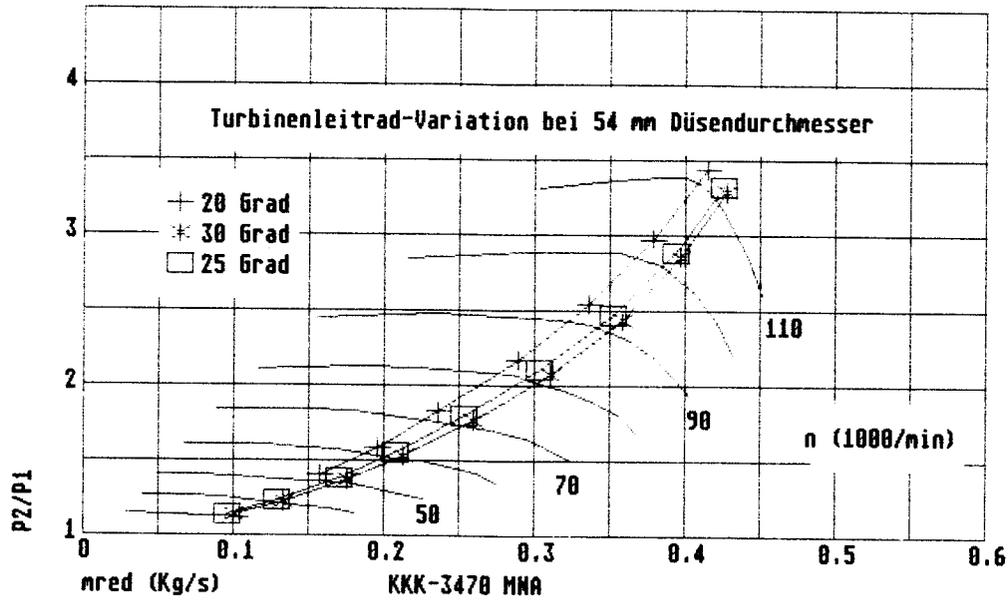


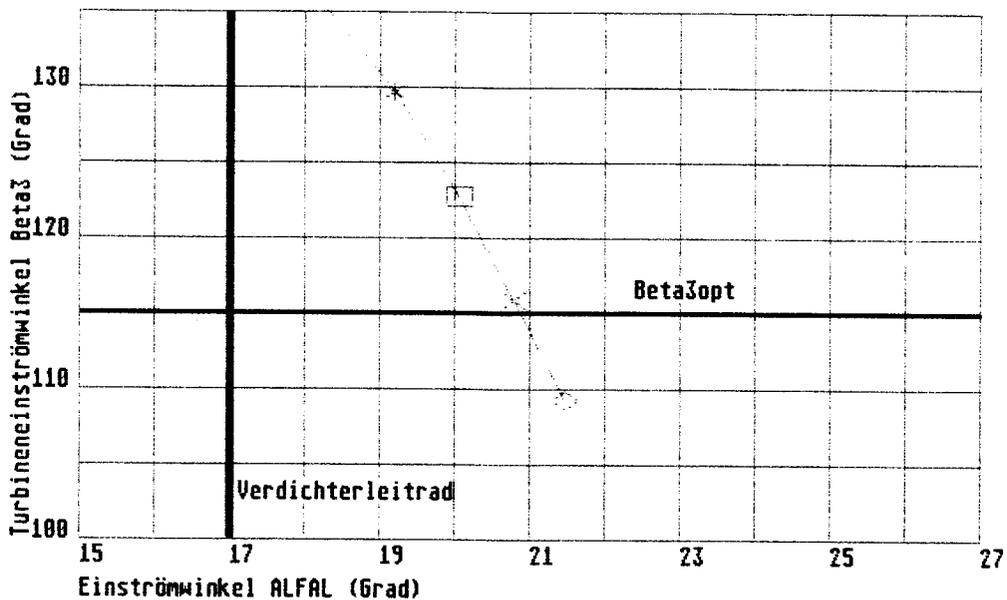
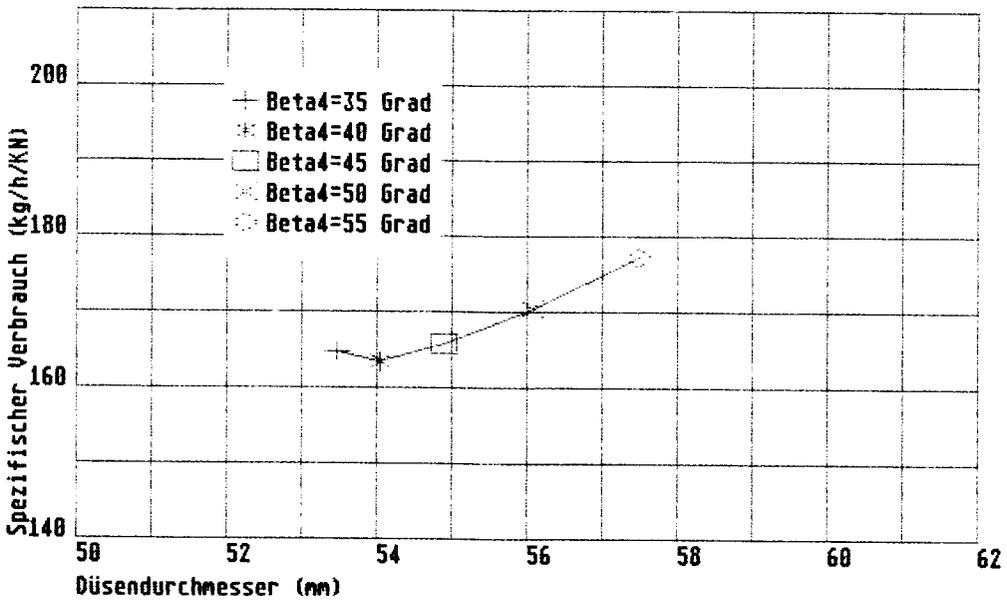
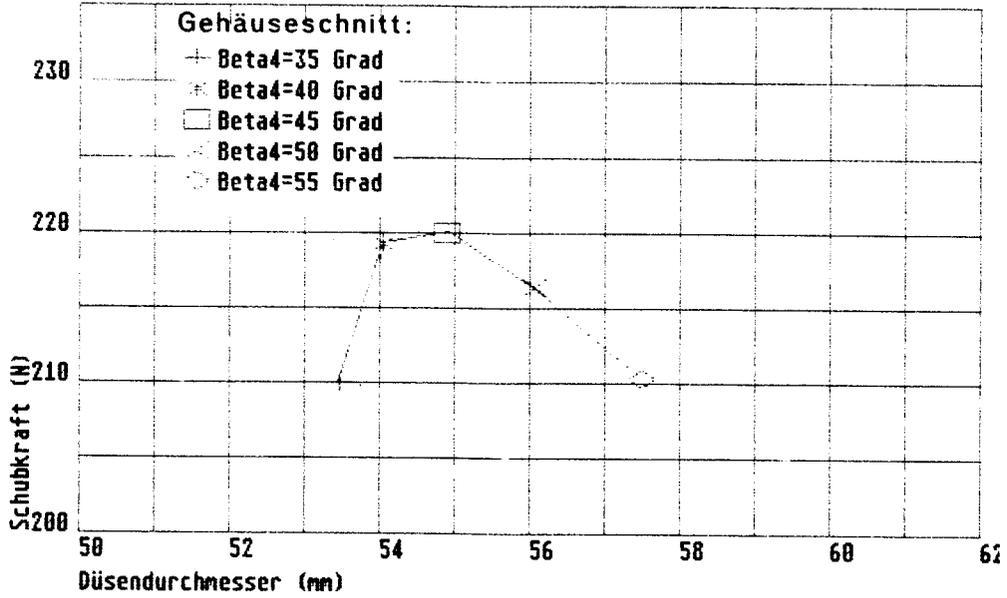




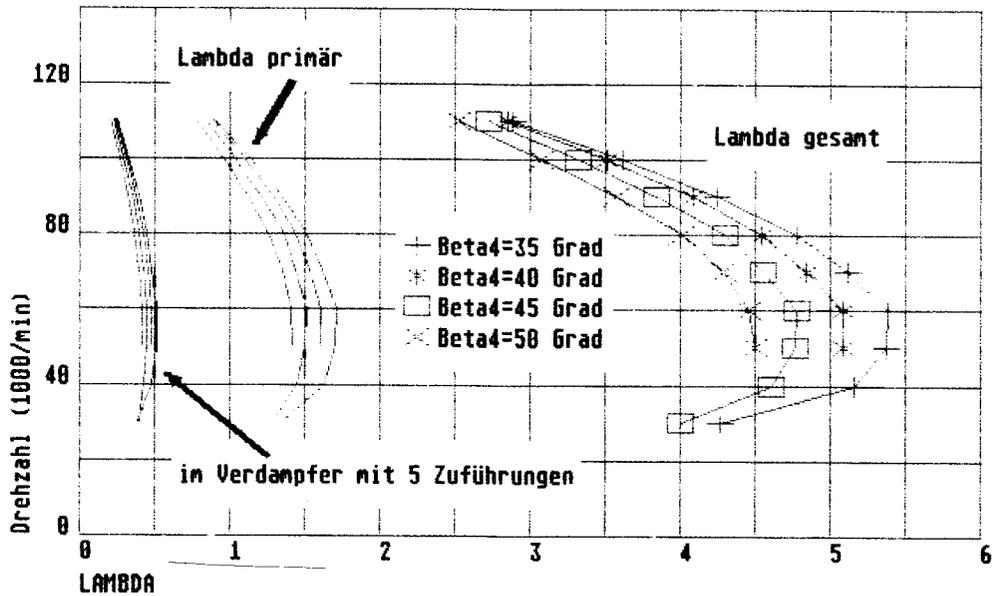
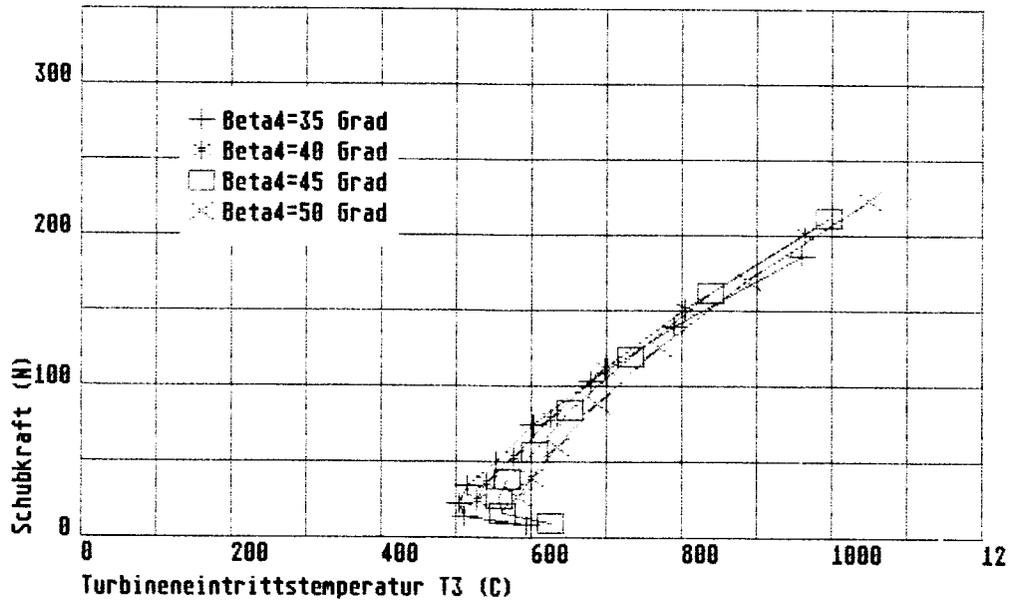
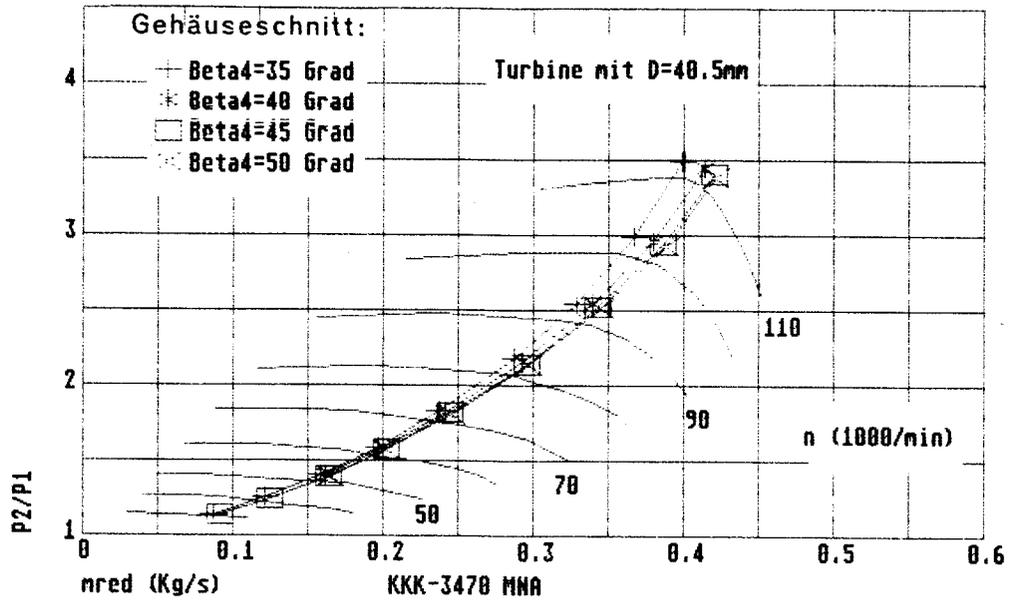


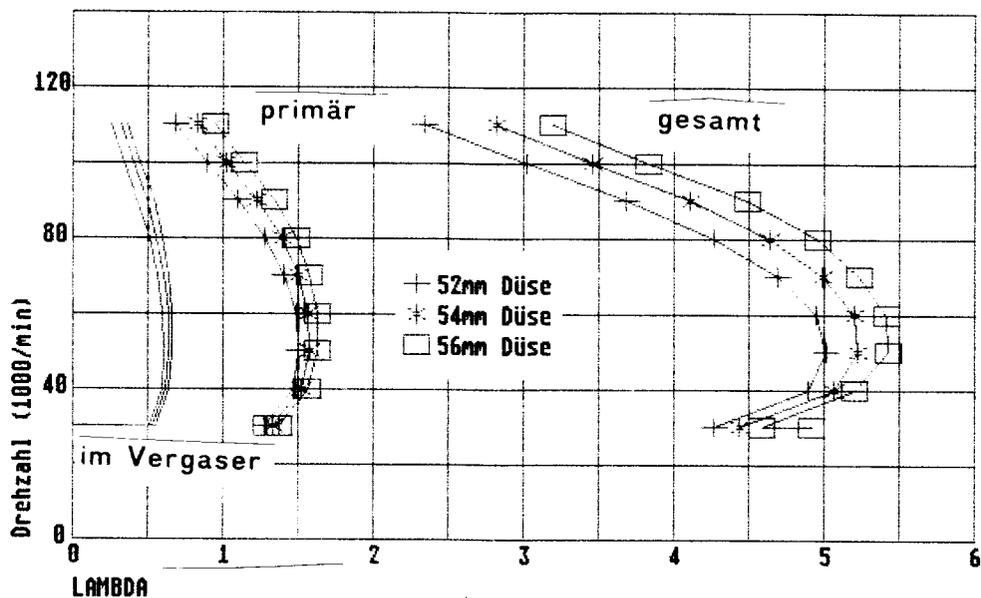
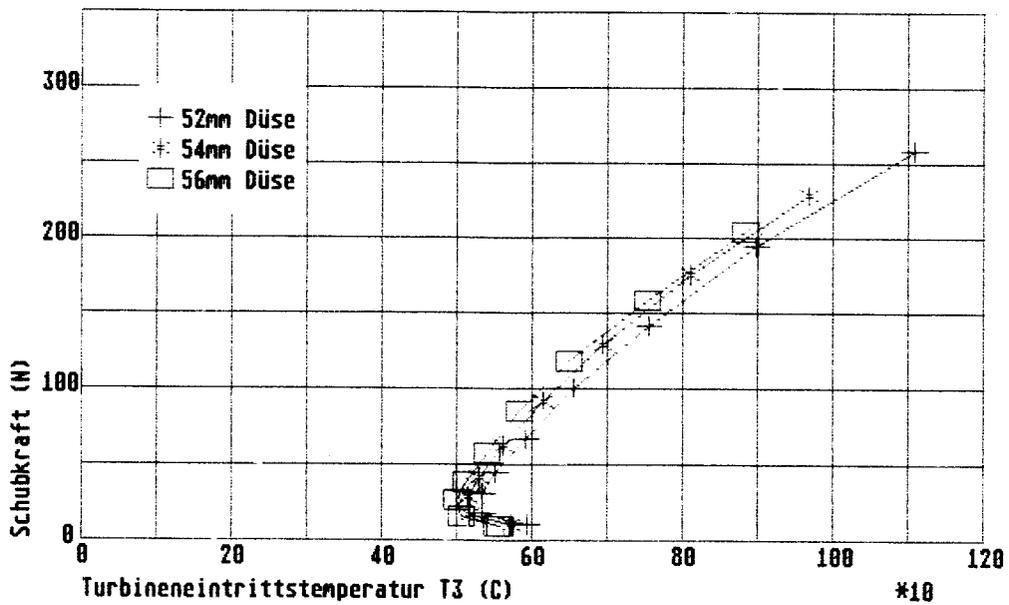
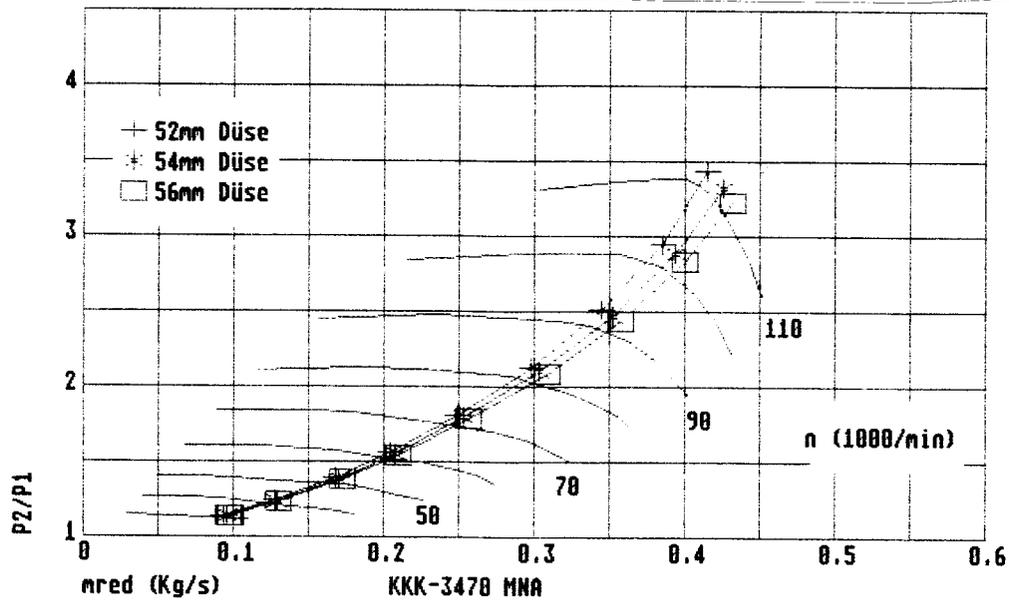


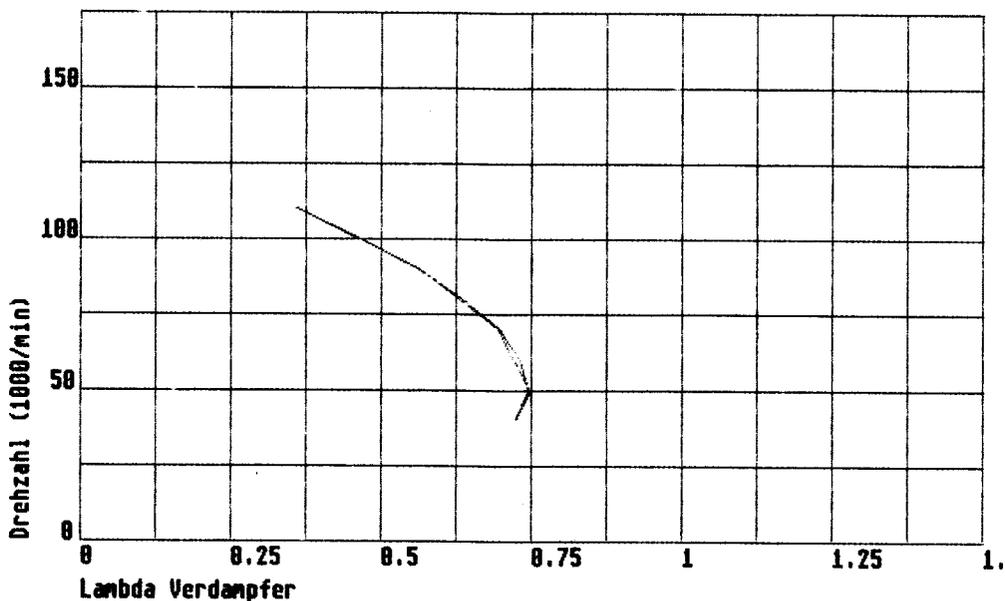
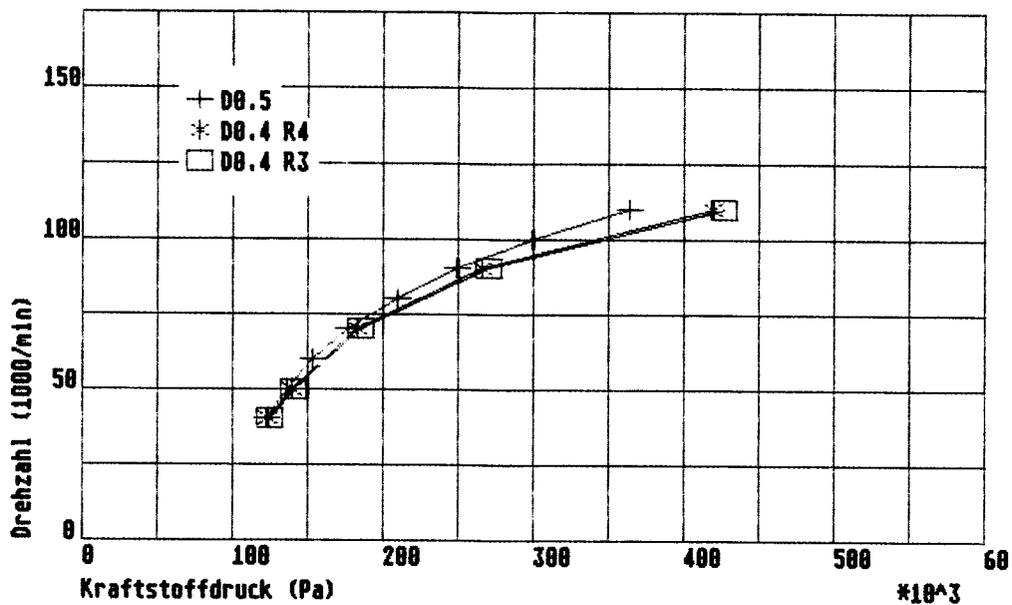
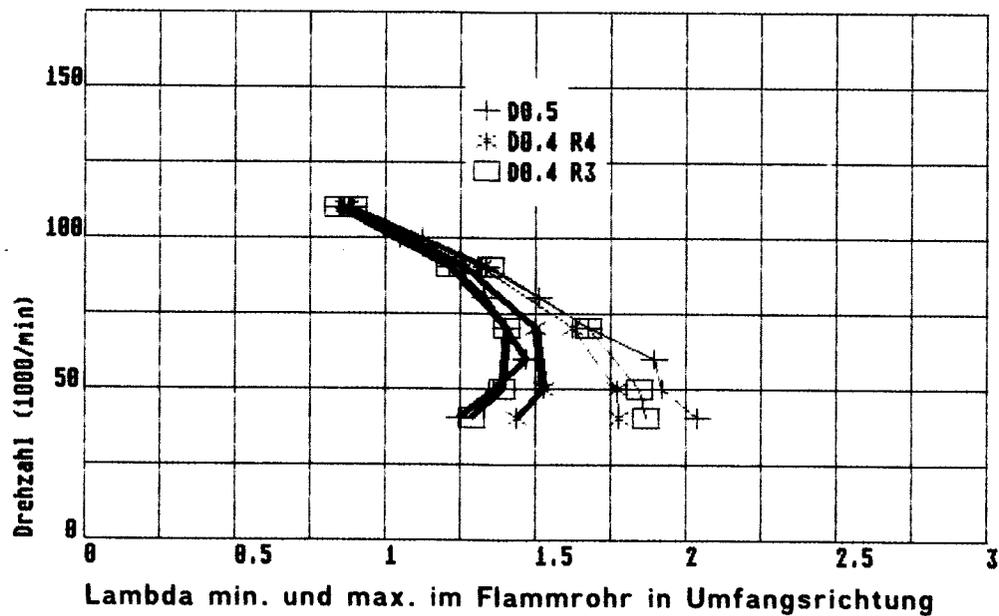




Turbinenvariation bei Alfa3= 25 Grad und 56mm Düse









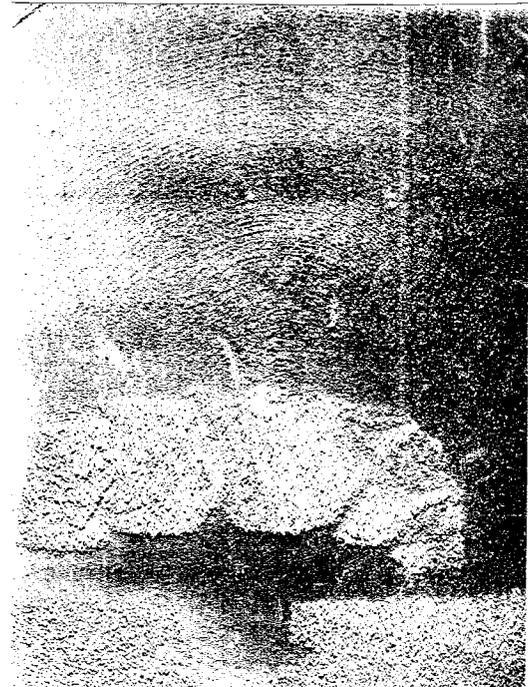
12000Hz



13700Hz



19500Hz



23800Hz