



Diplomarbeit

Thermodynamische und strömungstechnische Auslegung einer zweigehäusigen Industriedampfturbine

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs (Dipl. -Ing.)

Christoph Jüly, BSc

Matr.Nr. 01326851

unter der Leitung von

Univ. Prof. Dipl. -Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger

E302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Forschungsbereich Strömungsmaschinen

und

Dipl. -Ing. Gerald Kulhanek von ILF Consulting Engineers

eingereicht an der

Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

Wien, April 2021

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe. Weiters erkläre ich, dass ich diese Diplomarbeit bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, April 2021

.....

(Christoph Jüly, BSc)

Vorwort

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich während des Studiums und während der Anfertigung dieser Arbeit unterstützt und motiviert haben.

Ich möchte mich besonders bei Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger für die hilfreichen Anregungen, konstruktive Kritik und interessanten Gespräche während der Betreuung der Diplomarbeit bedanken.

Ich möchte mich auch bei Dipl.-Ing. Gerald Kulhanek, welcher mir die Erstellung der Diplomarbeit über ILF Consulting Engineers ermöglicht hat, bedanken.

Bedeutender Dank gilt auch meinen Eltern, die mir das Studium ermöglicht und mich immer unterstützt haben.

Außerdem möchte ich mich besonders bei meiner Freundin Theresa bedanken, die mich während des Studiums immer tatkräftig unterstützt und motiviert hat.

Ich bedanke mich auch bei meinem Freund Michael Schwaiger für die motivierende Zusammenarbeit und den bereichernden Austausch während des Studiums.

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird eine zweigehäusige Industriedampfturbine mit zwei Entnahmen ausgelegt. Im ersten Gehäuse ist eine Hochdruckturbine samt Düsengruppenregelung, im zweiten Gehäuse sind Mitteldruck- und Niederdruckturbine untergebracht, welche jeweils durch eine Drossel geregelt sind.

Im Rahmen der Auslegung erfolgt im ersten Schritt die thermodynamische Berechnung des Dampfprozesses. Durch die Festlegung eines Sperrdampfsystem sowie Berücksichtigung von Leckageströmen in Labyrinthdichtungen kann der Massenstrom abgeschätzt werden. Anschließend erfolgt die Strömungsberechnung der Beschauelung. Dies wird mittels analytischen 1-D Mittelschnittverfahren durchgeführt. Die Regelstufe der Hochdruckturbine wird als Gleichdruckstufe, die restlichen Stufen als Überdruckstufen ausgeführt. Als Schaufelprofil der Überdruckstufen wird das *Traupel*-Profil herangezogen. Die Sehnenlängen werden dabei entsprechend der benötigten Werkstofffestigkeit gewählt. Die Endstufe der Niederdruckturbine wird aufgrund des dreidimensionalen Charakters der Strömung verwunden ausgeführt. Um den Axial Schub des Rotors zu reduzieren wurden zwei Ausgleichkolben vorgesehen. Einer am Rotor der Hochdruckturbine und einer am Rotor der Mitteldruck- und Niederdruckturbine. Abschließend wird auf die Regelung der Dampfturbine eingegangen.

Abstract

In this paper, a two housing industrial steam turbine with two controlled extractions is designed. The first housing contains a high-pressure turbine with a nozzle group control. The second housing contains a medium-pressure and a low-pressure turbine, each of them controlled by a throttle.

The first step in the design process is the thermodynamic calculation of the steam process. The mass flow can be estimated by specifying a gland steam system and considering leakage flows in labyrinth seals. Afterwards the flow calculation of the blading takes place. This is done by calculating the flow with a meanline analysis. The control stage of the high-pressure turbine is designed as an impulse stage, the remaining stages as reaction stages. The *Traupel*-profile is used for the blade profile of the reaction stages. The chord lengths are selected according to the required material strength. The final stage of the low-pressure turbine is designed as a twisted blade, according to the three-dimensional character of the flow. To reduce the axial thrust of the rotor, two balancing pistons are used. One on the rotor of the high-pressure turbine and one on the rotor of the medium-pressure and low-pressure turbine. Finally, the partial load behavior of the steam turbine is discussed.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung und Aufgabenstellung	1
2. Thermodynamische Auslegung	3
3. Regelstufe	8
3.1. Strömungsverhältnisse der Regelstufe	8
3.2. Entspannungsverlauf und Verluste der Regelstufe	10
3.3. Beaufschlagungsgrad	16
3.4. Radkammerströmung	17
3.5. Ausführung der Düsen	18
3.6. Ausführung des Gleichdruckgitters	19
3.7. Berechnung der Beschauelungsverluste	21
4. Bestimmung der Trommelhauptabmessungen	25
4.1. Nabendurchmesser und Schaufellänge	25
4.2. Anzahl der Stufen	27
4.3. Enthalpiegefälle der einzelnen Stufen	28
4.4. Reaktionsturbinengitter	29
5. Axialschub, Bemessung der Ausgleichkolben	32
5.1. Axialschub der Stufe	32
5.2. Axialschub mehrerer Stufen	33
5.3. Bemessung der Ausgleichkolben	34
6. Festigkeit	36
6.1. Schaufel	36
6.1.1. Fliehkraftbeanspruchung	36
6.1.2. Biegebeanspruchung	37
6.1.3. Dimensionierung der Schaufel	38
6.2. Schaufelfuß	40
6.2.1. Fliehkraftbeanspruchung	40
6.2.2. Biegebeanspruchung	41
6.2.3. Dimensionierung des Schaufelfußes	42
6.2.4. Flächenpressung	44
6.2.5. Werkstoff	44
6.3. Biege - Eigenfrequenz	45
7. Endstufe	47
7.1. Verwindung	48
7.2. Verjüngung	51
7.3. Festigkeitsnachweis	52
7.4. Berechnung der Eigenfrequenz	56

8. Regelung der Dampfturbine	58
8.1. Düsengruppenregelung	58
8.2. Drosselregelung	61
8.3. Schluckvermögen	62
8.4. Entnahme Diagramm	63
9. Lagerung des Rotors	64
9.1. Radiallager	64
9.2. Axiallager	65
10. Ergebnisse	68
10.1. Thermodynamische Auslegung	68
10.2. Regelstufe	69
10.3. Trommelläufer	72
10.4. Endstufe	77
10.5. Weitere ausgewählte Ergebnisse	79
10.6. Interpretation der Ergebnisse	83
11. Zusammenfassung und Ausblick	84
Literatur	87
Anhang	88
A. Gleichdruckgitter	88
B. Profilkordinaten (<i>Röder</i> [1])	90
C. Traupelprofil	91
D. Strömungs-, Staffelungswinkel und Teilung Traupelprofil	92
E. Matlab-Skript	93
F. Laufschaufel Endstufe	96

Formelzeichen

Nachfolgend werden die häufigst gebrauchten Buchstabensymbole angegeben. Wo Buchstaben in anderer Bedeutung gebraucht werden, geht dies aus dem Text hervor.

A	Fläche	m^2
\bar{A}	dimensionslose Fläche	–
B_D	Deckplattenbreite	m
c	Absolutströmungsgeschwindigkeit	m/s
c_0, c_1, c_2	Absolutströmungsgeschwindigkeit am Eintritt des Leitrades, am Eintritt des Laufrades, am Austritt des Laufrades	m/s
c_m	Meridianströmungsgeschwindigkeit	m/s
c^+	Schallgeschwindigkeit	m/s
d_m, d_N, d_S	Durchmesser am Mittelkreis, Nabe, Schaufelspitze	m
f	Wärmerückgewinnungsfaktor	–
F	Restverlust Beiwert	–
F	Kraft	N
F_a	Axialkraft	N
f_b	Biegeeigenfrequenz	Hz
F_u	Umfangskraft	N
h	spezifische Enthalpie	J/kg
$\Delta h, \Delta h', \Delta h''$	spezifische Enthalpieänderung allgemein, Leitrad, Laufrad	J/kg
$\Delta h_s, \Delta h'_s, \Delta h''_s$	isentropie spezifische Enthalpieänderung allgemein, Leitrad, Laufrad	J/kg
ΔH_s	entropes Gesamtenthalpiegefälle der Turbine	J/kg
I	Flächenträgheitsmoment	m^4
\bar{I}	dimensionsloses Flächenträgheitsmoment	–
l_1, l_2	Schaufellänge Leitreihe, Laufreihe	m
l_m	halbe Schaufellänge	m
M	Machzahl	–
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
M_a	Moment aufgrund der Axialkraft	Nm
m^*	Teilmassenstrom	kg/s
M_t	Moment aufgrund von Torsion	Nm
M_u	Moment aufgrund der Umfangskraft	Nm
n	Drehzahl	U/min
P	Leistung	W
p	Druck	N/m^2
p^+	kritischer Druck	bar
R_k	kinematischer Reaktionsgrad	–
S	Axialschub	N

s', s''	Sehnenlänge Leitschaufel, Laufschaufel	m
T	Temperatur	$^{\circ}C$
t', t''	Schaufelteilung Leitreihe, Laufreihe	m
u, u_m	Umfangsgeschwindigkeit, Umfangsgeschwindigkeit im Mittelschnitt	m/s
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
w	Relativströmungsgeschwindigkeit	m/s
w_{a1}, w_{a2}	Axialkomponenten der Relativgeschwindigkeiten w_1 und w_2	m/s
w_1, w_2	Relativströmungsgeschwindigkeiten Eintritt und Austritt Laufrad	m/s
w_{u1}, w_{u2}	Umfangskomponenten der Relativgeschwindigkeiten w_1 und w_2	m/s
Δw_u	Differenz $w_{u1} - w_{u2}$	m/s
z	Anzahl der Dichtspitzen	—
z', z''	Anzahl der Schaufeln pro Schaufelreihe	—
α	absoluter Strömungswinkel	$^{\circ}$
$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2,$	Winkel der Geschwindigkeiten c_0, c_1, c_2	$^{\circ}$
α', α''	Durchflussbeiwert	—
β	relativer Strömungswinkel	$^{\circ}$
β_1, β_2	Winkel der Geschwindigkeiten w_1, w_2	$^{\circ}$
γ', γ''	Staffelungswinkel Leitschaufel, Laufschaufel	$^{\circ}$
δ	Spaltweite	mm
ε	Beaufschlagungsgrad	—
ζ	Verlustbeiwert	—
ζ_f	Fächerverlust	—
ζ_P	Profilverlust	—
ζ_{rest}	Restverlust	—
ζ_{RR}	Redreibungsverluste	—
$\zeta'_{SP}, \zeta''_{SP}$	Spaltverluste Leitreihe Laufreihe	—
ζ_V	Ventilationsverluste	—
ζ_{zu}	Zusatzverlust	—
η', η''	Gitterwirkungsgrade	—
η	Wirkungsgrad	—
η_{el}	elektrischer Wirkungsgrad	—
η_i	innerer Wirkungsgrad	—
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	—
η_u	Umfangswirkungsgrad	—
κ	Isentropenexponent	—
ν	Nabenverhältnis	—
ϱ	Dichte	kg/m^3
σ_b	Spannung aufgrund von Biegebeanspruchung	N/m^2
$\sigma_{v,M}$	Vergleichsspannung nach Mises	N/m^2

σ_z	Spannung aufgrund von Zugbeanspruchung	N/m^2
σ_{zul}	zulässige Spannung	N/m^2
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Indizes

0	Eintritt Leitrad
1	Eintritt Laufrad
2	Austritt Laufrad
'	Leitrad
"	Laufrad
<i>AK</i>	Ausgleichkolben
<i>HD</i>	Hochdruckturbine
<i>m</i>	Mittelschnitt
<i>MD</i>	Mitteldruckturbine
<i>ND</i>	Niederdruckturbine
<i>N</i>	Nabe
<i>RR</i>	Radreibung
<i>RS</i>	Regelstufe
<i>S</i>	Schaufelspitze
<i>s</i>	isentrop
<i>SD</i>	Sperrdampf
<i>SP</i>	Spalt

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Industriedampfturbinen werden im Leistungsbereich bis 200MW eingesetzt und kommen bei der Stromerzeugung oder dem mechanischen Antrieb von Arbeitsmaschinen zum Einsatz. Im Allgemeinen werden Industriedampfturbinen eingehäusig ausgeführt. Wird der Turbine Prozessdampf entnommen, führen einige Hersteller diese auch zweigehäusig aus. Des Weiteren kann zwischen Gegendruck- und Kondensationsturbinen unterschieden werden.

Durch den breiten Einsatzbereich von Industriedampfturbinen ist die Varianz von Frischdampf- und Abdampfungszuständen, sowie Drehzahlen und Betriebsweisen sehr hoch. Daher werden Turbinen für jeden Anforderungsfall speziell ausgelegt. Um die Herstellungskosten und Lieferzeiten dennoch gering zu halten haben Hersteller über die Jahre eine Art Baukastensystem entwickelt. Sämtliche Turbinenkomponenten werden dabei nicht beliebig, sondern nach bestimmten Baureihen ausgeführt. So können die gewünschten Anforderungen durch angepasste Kombinationen aus einer vorgegebenen Anzahl von Turbinenkomponenten erfüllt werden. Diese Baukastensysteme unterscheiden sich zwar von Hersteller zu Hersteller, haben allerdings das selbe Ziel, die kostengünstige und je nach Anforderung individuell angepasste Auslegung und Fertigung, bei hoher Zuverlässigkeit und leichter Wartbarkeit. Die verschiedenen Baukastensysteme berücksichtigen beispielsweise eine vorgegebene Anzahl an Turbinengehäusen und Rotorlängen sowie standardisierte Nebenaggregate, wie Sperrdampfsysteme, Lagerung und Ölversorgung. Die Beschau felung des Rotors wird, je nach Bauform, mittels Aktions- oder Reaktionsprofilen realisiert. Die Turbinenschaufeln verschiedener Schaufelreihen werden meist aus einem Profil mit festgelegten Staffelungswinkeln und Sehnenlängen bei variabler Schaufelhöhe ausgeführt. Die Abstufung der Staffelungswinkel erfolgt dabei beispielsweise in ganzzahligen Grad-Schritten, die Wahl der Sehnenlängen nach Normzahlreihen.

Bei der Auslegung einer Industriedampfturbine wird mit der thermodynamischen Berechnung des Dampfprozesses begonnen mit dem Ziel die Massenströme sowie die Zustandsgrößen in bestimmten Bereichen des Prozesses abzuschätzen. Die Kenntnis über den schematischen Aufbau der Turbinenanlage ist an dieser Stelle bereits nötig. Nach der thermodynamischen Berechnung des Dampfprozesses erfolgt die eigentliche Auslegung der Turbine mittels ein- und zweidimensionaler Strömungsberechnungsverfahren. Diese liefern wesentliche Informationen über die zu verwendeten Komponenten des jeweiligen Baukastensystems. Sie bilden die Grundlage im Entwurfsprozess. Mittels numerischer Verfahren zur Berechnung von dreidimensionaler Strömungen wird die Wahl der Komponenten abschließend verfeinert.

In dieser Arbeit wird die eindimensionale Bestimmung der Hauptabmessungen an einer konkreten Aufgabenstellung durchgeführt.

Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine zweigehäusige Entnahme-Kondensationsturbine, bestehend aus einem Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckteil, entworfen. Die Frischdampfparameter sind mit $p_{FD} = 70\text{bar}$ und $T_{FD} = 500^\circ\text{C}$ festgelegt. Nach dem Hochdruckteil, welcher mit einer Düsengruppenregelung ausgestattet ist, befindet sich eine Entnahme mit einem Entnahmedruck von 12bar . Der Entnahmemassenstrom beträgt dabei im Auslegungspunkt 126t/h . Eine weitere Entnahme befindet sich nach dem Mitteldruckteil. Der Entnahmedruck beträgt hier 4bar und die Entnahmemenge im Auslegungspunkt 90t/h . Der Abdampfdruck beträgt $0,2\text{bar}$. Die Regelung des Mitteldruck- und Niederdruckteils erfolgt mittels Drosselung des Dampfstroms. Die Generatorleistung soll im Auslegungspunkt 50MW und die Drehzahl der Turbine 3000U/min betragen.

Folgend wird die Dimensionierung des Turbinensatzes, durch in der Literatur vorhandene Berechnungsverfahren, durchgeführt. Dabei wird die Herangehensweise eines Turbinenherstellers in den Vordergrund gestellt.

2. Thermodynamische Auslegung

Aus thermodynamischer Sicht bildet die Turbine jenen Teil des Kreisprozesses ab, in dem die Umwandlung von potentieller Energie in mechanische Energie erfolgt [3]. Sie beruht auf den Erhaltungsgleichungen von Masse und Energie. Durch die Frischdampfparameter, die Angabe der Drücke an Ein- und Austritten sowie Annahmen von Wirkungsgraden ist es bereits möglich den Dampfprozess im Rahmen einer stationären Simulation abzubilden.

Der Massenstrom ist eine wichtige Kenngröße, die die Baugröße und Leistung der Turbine maßgeblich mitbestimmt. Da die Kenntnis des Massenstroms bereits früh in der Auslegungsphase

benötigt wird, scheint eine Abschätzung zu Beginn des Auslegungsprozesses sinnvoll. Bei bekannten Frischdampf-, Entnahmedampf- und Abdampfparametern, sowie Kenntnis über den Dampfprozess kann der Massenstrom bereits in guter Näherung abgeschätzt werden.

Diese Vorgangsweise wird an dieser Stelle anhand eines einfachen Dampfprozesses erläutert. In Abb. 2.1 ist eine Turbine direkt an einen Generator gekoppelt. Die Dampfparameter am Ein- und Austritt der Turbine, innerer Wirkungsgrad η_i , mechanischer Wirkungsgrad η_m sowie der Generatorwirkungsgrad η_{el} seien bekannt. Somit kann der benötigte Massenstrom der Turbine, für eine gewünschte elektrische Leistung P_{el} mittels

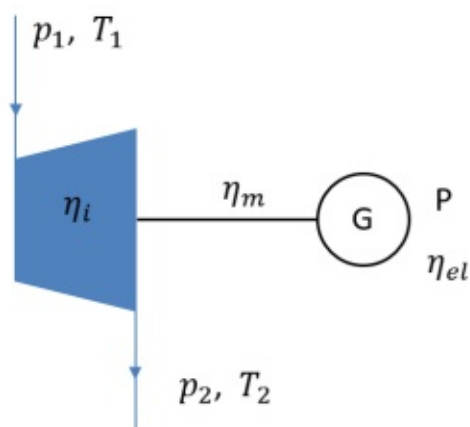


Abbildung 2.1: Bsp. Dampfprozess

$$\dot{m} = \frac{P_{el}}{(h_1 - h_{2s}) \eta_i \eta_m \eta_{el}} \quad (2.1)$$

berechnet werden.

Der innere Wirkungsgrad η_i beschreibt das Verhältnis der am Umfang geleisteten Arbeit abzüglich Spalt- und sonstiger Verluste zu der Arbeit der zugehörigen verlustfreien Turbine. Der mechanische Wirkungsgrad η_m berücksichtigt in erster Linie mechanische Verluste durch Reibung an den Lagerstellen der Turbine und des Generators.

Der elektrische Wirkungsgrad η_{el} berücksichtigt die Generatorverluste.

In diesem einfachen Beispiel sind Leakageströme aufgrund von Undichtheit der Wellenenden nicht berücksichtigt worden. Des Weiteren muss eine sinnvolle Strukturierung des Dampfsystems erfolgen. Nachdem an den Wellenenden selbst bei aufwendig ausgeführten Labyrinthdichtungen Dampfverluste auftreten und das Eindringen von Luft in den Niederdruckteil der Turbine unbedingt vermieden werden muss, kommt ein Sperrdampfsystem zum Einsatz.

Die in Kapitel 1 spezifizierte Turbine kann wie in Abb. 2.2 veranschaulicht, umgesetzt werden. Das Medium strömt mit der Geschwindigkeit c_e zur Hochdruckturbine. Dabei

wird ein kleiner Teil des Massenstroms durch Leitung 1 abgezweigt und über ein Drosselventil 2 dem Leitungssystem 3 zugeführt, welches mit den Ringkanälen 4, 5, 6 und 7 verbunden ist.

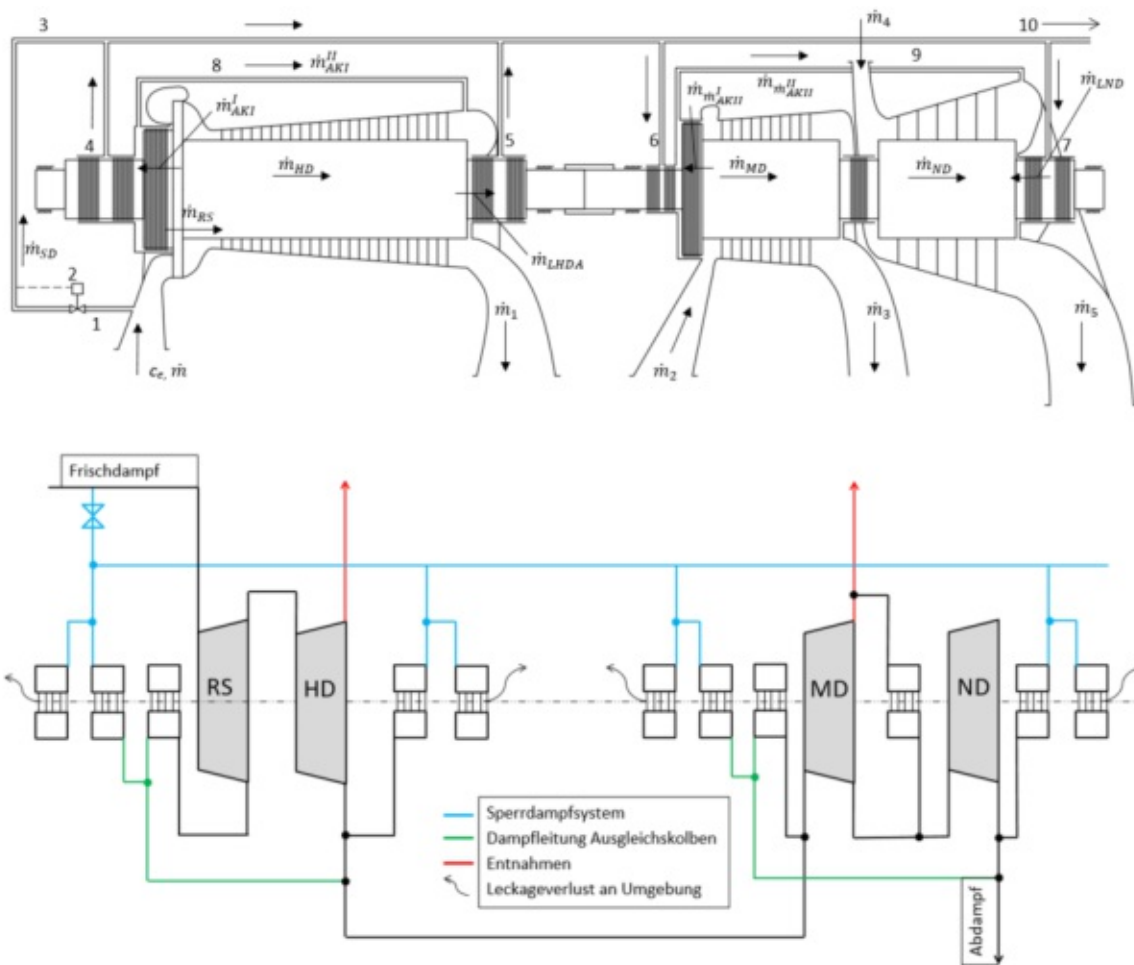


Abbildung 2.2: Dampfturbinen Schema

Das Drosselventil 2 wird vom Druck im Leitungssystem 3 beeinflusst, sodass der Druck im Leitungssystem 3 stets geringfügig über dem atmosphärischen Druck liegt. Der Druck im Austrittsstutzen der Niederdruckturbinen ist geringer als der Umgebungsdruck. Durch das Sperrdampfsystem kann ein Eindringen von Luft in die Abdampfleitung der Niederdruckturbinen verhindert, sowie Leckageverluste an der Hochdruck- sowie Mitteldruckstopfbuchse wesentlich verringert werden.

Um die Flächenpressung in den Axiallagern zu reduzieren wird der Hochdruckturbinenläufer und der Mittel-Niederdruckläufer mit einem Ausgleichkolben versehen.

Der Ausgleichkolben der Hochdruckturbinen wird dabei mit dem Ausgangsdruck der Hochdruckturbinen, der Ausgleichkolben für Mittel-Niederdruckläufer mit dem Enddruck der Niederdruckturbinen beaufschlagt. Dies ist in Abb. 2.2 durch die Leitungen 8 und

9 veranschaulicht. Die Leckagemengen die durch die Labyrinthdichtungen zu den Ausgleichkolben strömen, werden dabei größtenteils dem Dampfprozess wieder zugeführt (Leitungen 8 und 9). Der Rest strömt weiter Richtung Sperrdampf Ringraum, wo er teilweise nach außen und teilweise dem Leitungssystem 3 zugeführt wird.

Die Ringleitung 5 arbeitet nach dem selben Prinzip. In Ringleitung 7 wird ein kleiner Massenstrom von Sperrdampfleitung 3 abgezweigt. Von dort aus strömt ein kleiner Teil in die Umgebung. Der Rest wird der Abdampfleitung der Niederdruckturbine zugeführt. So kann ein Eindringen von Umgebungsluft in den Abdampfbereich verhindert werden. Der restliche Massenstrom der Sperrdampfleitung 3 kann dem Prozess zu einem späteren Zeitpunkt wieder zugeführt werden.

Ein vergleichbares Sperrdampfsystem ist in *Traupel* [2] (Abb.1.9.4) zu finden.

Die Massenströme durch die einzelnen Turbinenteile können wie folgt beschrieben werden. Durch das Regelrad der Hochdruckturbine fließt der Frischdampfmassenstrom abzüglich des Massenstroms für die Sperrdampfleitung.

$$\dot{m}_{RS} = \dot{m} - \dot{m}_{SD} \quad (2.2)$$

Für den Massenstrom der Hochdruckturbine wird der Leckagestrom an der Labyrinthdichtung zum Ausgleichkolben abgezogen.

$$\dot{m}_{HD} = \dot{m} - \dot{m}_{SD} - \dot{m}_{AKI}^I \quad (2.3)$$

Für den Massenstrom der Mitteldruckturbine werden der Entnahmemassenstrom an der Hochdruckturbine sowie die Leckageströme an den Labyrinthdichtungen von Hochdruckläufer niederdruckseitig und Mitteldruckläufer hochdruckseitig abgezogen.

$$\dot{m}_{MD} = \dot{m} - \dot{m}_{SD} - \dot{m}_{AKI}^I + \dot{m}_{AKII}^{II} - \dot{m}_{EHD} - \dot{m}_{LHDA} - \dot{m}_{AKII}^I \quad (2.4)$$

Für den Massenstrom der Niederdruckturbine wird der Entnahmemassenstrom an der Mitteldruckturbine abgezogen.

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m} - \dot{m}_{SD} - \dot{m}_{AKI}^I + \dot{m}_{AKII}^{II} - \dot{m}_{EHD} - \dot{m}_{LHDA} - \dot{m}_{AKII}^I - \dot{m}_{EMD} \quad (2.5)$$

Die Labyrinthdichtung zwischen Mitteldruck- und Niederdruckteil muss für den Auslegungsfall nicht berücksichtigt werden, da hier an beiden Enden gleicher Druck herrscht. Für Teillastzustände ist die Labyrinthdichtung an dieser Stelle jedoch notwendig, da es in diesem Fall zu Druckunterschieden kommt. Dies ist auf die Drosselregelung am Eintritt der Niederdruckturbine zurückzuführen. Des Weiteren können Druckunterschiede durch Verluste in den Rohrleitungen entstehen.

Der erforderliche Massenstrom für den in Abb. 2.2 gezeigten Aufbau kann analog zu Gl. 2.1 berechnet werden. Nach Umformungen kann der benötigten Massenstrom berechnet werden.

$$\dot{m} = \frac{\frac{P}{\eta_{el} \eta_m} + \dot{m}_{SD} h_{HD} + \Delta h_{RS} + K_1 \Delta h_{HD} + (K_1 + K_2) \Delta h_{MD} + (K_1 + K_2 + \dot{m}_{EHD}) \Delta h_{ND}}{\Delta h_{RS} + \Delta h_{HD} + \Delta h_{MD} + \Delta h_{ND}}$$

$$\text{mit } K_1 = \dot{m}_{SD} + \dot{m}_{AKI}^I \text{ und } K_2 = -\dot{m}_{AKI}^{II} + \dot{m}_{EHD} + \dot{m}_{LHDA} + \dot{m}_{AKII}^I \quad (2.6)$$

Um den Massenstrom nach Gl. 2.6 berechnen zu können müssen die Leckageströmungen der einzelnen Labyrinthdichtungen bekannt sein. Diese können in einer Näherung durch die klassische strömungstechnische Analyse von Labyrinthdichtungen von Stodola und Fanno berechnet werden. Sie basieren auf einer vereinfachten eindimensionalen gasdynamischen Stromfadentheorie und können in guter Näherung für Halbblabyrinth angewendet werden. In Abb. 2.3 ist ein Modell der klassischen gasdynamischen Analyse einer Labyrinthdichtung zu sehen.

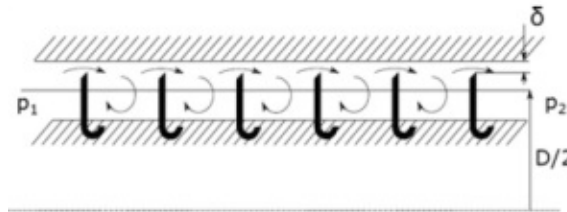


Abbildung 2.3: Labyrinthströmung [3]

Der Spaltmassenstrom der sich aufgrund des Druckunterschiedes von p_1 und p_2 einstellt kann durch Gl. 2.7 beschrieben werden.

$$\dot{m}_{Spalt} = \begin{cases} \alpha A \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z p_1 v_1}}, & \frac{p_2}{p_1} > \frac{0,85}{\sqrt{z + 1,4}} \\ \alpha A \sqrt{\frac{1}{z + 1,4} \frac{p_1}{v_1}}, & \frac{p_2}{p_1} \leq \frac{0,85}{\sqrt{z + 1,4}} \end{cases} \quad (2.7)$$

Hierbei beschreibt z die Anzahl der Dichtspitzen, A die Fläche des Ringspaltes und α den Einschnürbeiwert. Dieser kann nach Traupel [2] mit $\alpha \approx 0,8$ angegeben werden. Er berücksichtigt die Einschnürung der Strömung und somit eine Verringerung der Ringspaltfläche aufgrund der Ablösung an den scharfen Kanten der Dichtspitzen. Der Grund weshalb in Gl. 2.7 für die Berechnung des Spaltmassenstroms zwischen zwei Fällen unterschieden werden muss ist die Tatsache, dass es unter gewissen Bedingungen, zu überkritischen Entspannungsverhältnissen (Schallgeschwindigkeit) im letzten Spalt kommt. Die Fläche A des Ringspaltes kann durch

$$A = D \delta \pi \quad (2.8)$$

berechnet werden.

Eine gebräuchliche Gleichung für das radiale Spaltmaß δ kann nach *Traupel* [2] durch

$$\delta = C \frac{D}{1000} + 0,25mm \quad (2.9)$$

angegeben werden. Hierbei sind alle Maße in mm einzusetzen. C bezeichnet eine empirische Konstante, die als 0,85 für Turbinen aus ferritischem Werkstoff und 1,3 für Turbinen aus austenitischen Werkstoff angegeben wird [2]. Im Allgemeinen werden austenitische Werkstoffe meist nur bei Gasturbinen eingesetzt.

3. Regelstufe

Um die Zuströmung in den Hochdruckteil der Turbine regeln zu können ist eine Düsengruppenregelung vorgesehen. Dabei wird der Dampf über Düsen am sogenannten Regelrad beaufschlagt. Je nachdem welche Stellung die Regelventile dabei aufweisen ist das Regelrad mehr oder weniger beaufschlagt. Dies ist auch der Grund weshalb die Regelstufe als Gleichdruckstufe ausgeführt werden muss, da es sonst an den nicht beaufschlagten Segmenten aufgrund der Druckunterschiede zu Ausgleichsströmungen kommen würde. Das bedeutet, dass beinahe der gesamte Druckabbau der Stufe im Leitrad (im Falle der Regelstufe die Düsen) erfolgt. Im Laufrad wird die Strömung dabei nur umgelenkt und gelangt anschließend drallfrei in die Radkammer. Die Düsengruppenregelung eignet sich vor allem für den Festdruckbetrieb, d.h. der Druck vor der Düsengruppenregelung bleibt konstant. Dem Druck in der Radkammer kann besondere Bedeutung zugeschrieben werden. Er hängt vom Öffnungsgrad der Ventile und somit vom Massenstrom ab.

3.1. Strömungsverhältnisse der Regelstufe

Regelstufen weisen meist Umfangsgeschwindigkeiten zwischen 120m/s und 250m/s auf [2]. Mit der vorgegebenen Drehzahl kann so der Regelraddurchmesser abgeschätzt werden. Der Regelraddurchmesser kann entsprechend

$$d_m = \frac{60 u_m}{\pi n} \quad (3.1)$$

berechnet werden. Ist der Durchmesser und die Drehzahl angegeben kann durch umformen von Gl. 3.1 die Umfangsgeschwindigkeit berechnet werden.

Um die Strömungsgeschwindigkeiten sowie Strömungswinkel des Regelrades zu berechnen ist die Kenntnis des kinematischen Reaktionsgrades hilfreich. Er wird durch das Verhältnis des Laufradgefälles zum Stufengefälle gebildet.

$$R_k = \frac{\Delta h''}{\Delta h' + \Delta h''} \quad (3.2)$$

Da in einer reinen Gleichdruckstufe der gesamte Enthalpieabbau in der Leitreihe umgesetzt werden würde, wäre der Reaktionsgrad Null. Um jedoch negative Reaktionsgrade an der Nabe zu vermeiden wird bei Gleichdruckstufen der Reaktionsgrad im Mittelschnitt leicht positiv gewählt. Negative Reaktionsgrade hätten einen Druckgradienten, welcher der Arbeitsrichtung der Turbine entgegengesetzt ist, zur Folge. Nach *Lukas* [4] kann der erforderliche Reaktionsgrad mithilfe von

$$R_k = 1 - \left(\frac{2\nu}{1 + \nu} \right)^2 \quad (3.3)$$

berechnet werden. Das Nabenverhältnis ν wird dabei durch das Verhältnis von Naben- zu Spitzendurchmesser

$$\nu = \frac{d_N}{d_S} = \frac{1 - \frac{l}{d_m}}{1 + \frac{l}{d_m}} \quad (3.4)$$

gebildet. Traupel [2] gibt für Gleichdruckstufen ein Schauffellängen zu Durchmesser Verhältnis von $l/d_m \geq 0,025$ an. Für die Mindestschauffellänge gilt somit

$$l = 0,025d_m. \quad (3.5)$$

Bei Wahl des Durchmessers und der Schauffellänge kann mit Gl. 3.3 der Reaktionsgrad im Mittelschnitt berechnet werden. Für den Strömungswinkel α_1 können für Gleichdruckstufen Werte zwischen 12° und 16° angenommen werden [2]. Ist der Reaktionsgrad und der Eintrittswinkel α_1 bekannt, können die restlichen Strömungswinkel berechnet werden. Vorausgesetzt wird dabei ein Repetierstufenelement ($c_0 = c_2$, $\alpha_0 = \alpha_2$, $u_1 = u_2 = u$) mit konstanter axialer Meridiangeschwindigkeit ($c_{m0} = c_{m1} = c_{m2} = c_m$) und drallfreier Abströmung ($\alpha_2 = 90^\circ$). Des Weiteren setzt man eine konstante Meridiangeschwindigkeit entlang der Schauffelhöhe und keine Radialströmungskomponente voraus. Durch die getroffenen Annahmen kann der Reaktionsgrad Gl. 3.3 zu

$$R_k = -\frac{w_{u1} + w_{u2}}{2u} \quad (3.6)$$

vereinfacht werden. Unter Beachtung trigonometrischer Zusammenhänge

$$w_{u1} = \frac{c_m}{\tan(\alpha_1) - u} \quad w_{u2} = -\frac{c_m}{\tan(\beta_2^+)} \quad \tan(\beta_2^+) = \frac{c_m}{u}$$

können nach einsetzen in Gl. 3.6 und Umformen die Strömungswinkel

$$\tan(\beta_1) = \frac{2(1 - R_k)\tan(\alpha_1)}{1 - 2R_k} \quad (3.7)$$

$$\tan(\beta_2^+) = 2(1 - R_k)\tan(\alpha_1) \quad (3.8)$$

berechnet werden. Für das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit u zur Abströmgeschwindigkeit der Leitreihe c_1 kann

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos(\alpha_1)}{2(1 - R_k)} \quad (3.9)$$

angegeben werden. Die Eintrittsgeschwindigkeit der Strömung in das Laufrad kann an dieser Stelle mit Werten aus der Literatur verglichen werden. Für Gleichdruckstufen in Kammerbauweise können Geschwindigkeiten von $c_1 = C_1 u$ mit $1,75 < C_1 < 2,1$ angegeben werden [2]. Die weiteren Geschwindigkeiten und Strömungswinkel können

mit

$$\begin{aligned}
 c_2 &= c_m = c_1 \sin(\alpha_1) \\
 w_1 &= \frac{c_m}{\sin(\beta_1)} \\
 w_2 &= \frac{c_m}{\sin(\beta_2^+)}
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

berechnet werden. Das vollständige Geschwindigkeitsdreieck der Regelstufe ist nun bekannt und kann wie in Abb. 3.1 konstruiert werden.

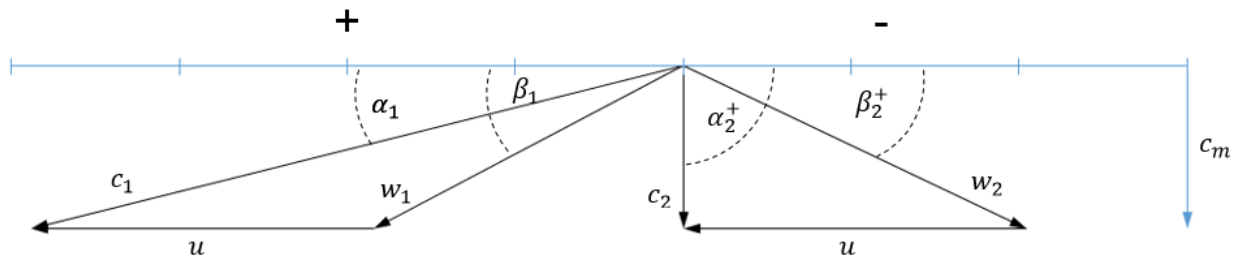


Abbildung 3.1: Geschwindigkeitsdreiecke Regelstufe

3.2. Entspannungsverlauf und Verluste der Regelstufe

Sobald die Geschwindigkeitsdreiecke bekannt sind kann mit der Berechnung des Radkammerdruckes begonnen werden. In Abb. 3.2 sind die Zustandsänderungen der Regelstufe visualisiert. Die drei Kontrollflächen (vor den Düsen, vor dem Laufrad und nach dem Laufrad) sind durch 0, 1 und 2 gekennzeichnet. Würde die adiabate betrachtete Turbinenstufe den Dampf absolut verlustfrei entspannen, erfolgt die Zustandsänderung von 0 nach 2^s. Da dieser Vorgang allerdings reibungsbehaftet ist, wird ein gewisser Betrag der Energie dissipiert. Die Energiedissipation im Leitrad entspricht der Differenz zwischen der tatsächlichen Enthalpie h_1 und dem Wert h_{1s} , den sie bei isentroper Entspannung auf p_1 annehmen würde. Gleiches gilt für das Laufrad.

Die Energiedissipation in Leit- und Laufrad, die als Beschauelungsverlust bezeichnet wird, kann durch Gitterwirkungsgrade

$$\eta' = \left(\frac{c_1}{c_{1s}} \right)^2 \quad \eta'' = \left(\frac{w_2}{w_{2s}} \right)^2
 \tag{3.11}$$

berücksichtigt werden. Dabei sind c_1 und w_2 die tatsächlich auftretenden Geschwindigkeiten und c_{1s} sowie w_{2s} die Geschwindigkeiten, die bei isentroper Entspannung auftreten. Sind die Gitterwirkungsgrade bekannt, können die Geschwindigkeiten im isentropen Fall

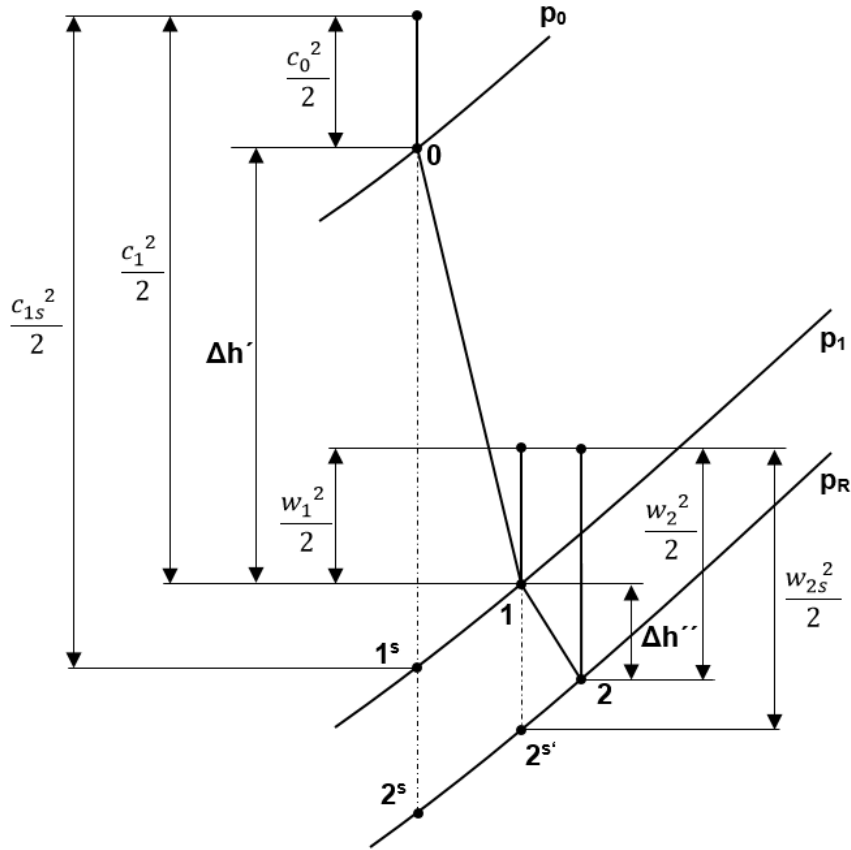


Abbildung 3.2: *hs-Diagramm der Zustandsänderung der Regelstufe unter Berücksichtigung der Gitterwirkungsgrade*

berechnet werden. Die Enthalpien können durch

$$\begin{aligned}
 h_{1s} &= h_0 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_{1s}^2}{2} \\
 h_1 &= h_0 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \\
 h'_{2s} &= h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_{2s}^2}{2} \\
 h_2 &= h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

berechnet werden. Der Druck nach der Düse kann durch h_{1s} und $s_{1s} = s_0$ bestimmt werden. Der Druck in der Radkammer ist durch h_{2s} und $s_{2s'} = s_1$ festgelegt. Die Entropie s_1 kann wiederum durch h_1 und p_1 berechnet werden.

Da die Gitterwirkungsgrade nicht die gesamte Enegiedissipation der Stufe berücksichtigen, müssen noch weitere Verluste miteinbezogen werden. Sie werden als Zusatzverluste

bezeichnet und separat behandelt. Zusätzliche Verluste bedeuten eine Verminderung der spezifischen Arbeit, was mit einer Enthalpieerhöhung am Austritt der Schaufelreihe einhergeht. Der Entspannungsverlauf unter Berücksichtigung der Zusatzverluste ist in Abb. 3.3 dargestellt.

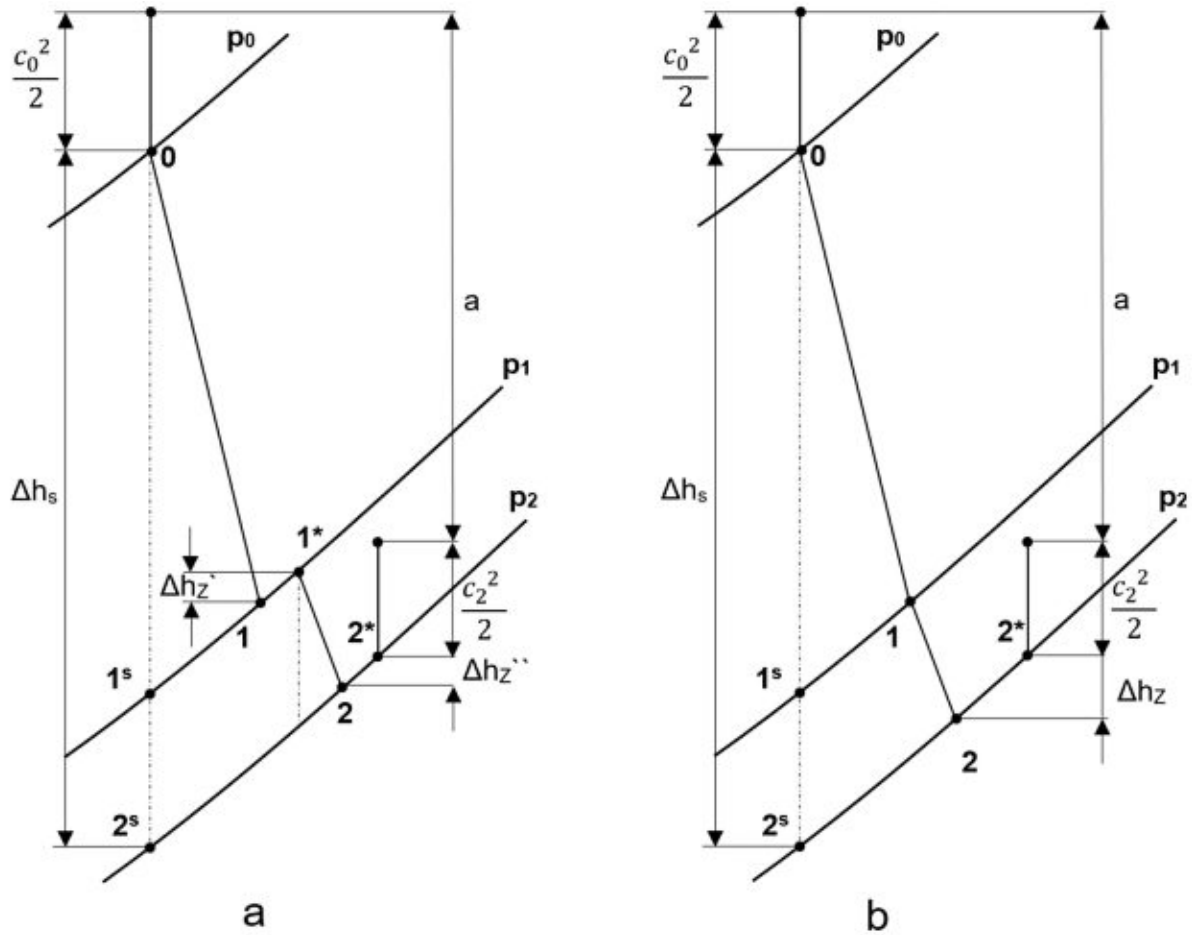


Abbildung 3.3: *hs*-Diagramm der Zustandsänderung der Regelstufe unter Berücksichtigung der Zusatzverluste (a) Aufteilung der Zusatzverluste auf Leit- und Laufrad (b) Zusatzverluste sind dem Laufrad zugeschrieben

Die gesamte Enthalpieerhöhung kann nach Traupel [2] für eine allgemeine Stufe durch

$$\Delta h_Z = \Delta h'_{SP} + \Delta h''_{SP} + \Delta h_{RR} + \Delta h_V \quad (3.13)$$

berücksichtigt werden. Dabei beschreiben $\Delta h'_{SP}$ und $\Delta h''_{SP}$ Enthalpieverluste aufgrund von Leckageströmungen in Lauf- und Leitreihe. Diese treten jeweils an den Schaufelspitzen von Lauf- und Leitreihe auf. Aufgrund der speziellen Bauform treten in der Regelstufe an den Düsen keine Leckageströme auf ($\Delta h'_{SP} = 0$). Durch die Reibung der Seitenflächen der Laufradscheibe mit dem Dampf kommt es zu Radreibungsverlusten Δh_{RR} . Durch die Teilbeaufschlagung des Regelrades entsteht ein Ventilationsverlust

Δh_V dadurch, dass der Laufschaufelkranz im nichtbeaufschlagten Teil den Dampf in wirbelnde Bewegung versetzt. Dementsprechend gibt es im Falle der Vollbeaufschlagung keine Ventilationsverluste. Des Weiteren kann der Gesamtzusatzverlust auf Leit- und Laufreihe aufgeteilt werden. Es gilt

$$\Delta h_Z = \Delta h'_Z + \Delta h''_Z. \quad (3.14)$$

Folgend werden die einzelnen Verluste berechnet. Im Allgemeinen macht es kaum einen Unterschied ob die Zusatzverluste auf Leit- und Laufrad aufgeteilt oder die gesamten Zusatzverluste am Laufradaustritt berücksichtigt werden. Zweiteres erscheint sinnvoll, da eine exakte Aufteilung der Zusatzverluste schwierig und der dabei auftretende Fehler vernachlässigbar klein wäre.

Spaltverluste

Spaltverluste beschreiben jene Verluste, die aufgrund von Leckageströmungen zwischen Leitreihe und Läufer bzw. Laufreihe und Gehäuse entstehen. Durch diesen Leckagestrom kann nicht der gesamte Massenstrom zur Arbeitsumsetzung der Stufe beitragen. Um diese Leckageverluste so gering wie möglich zu halten werden die Schaufelenden mit Deckbändern versehen. Der Spaltverlustbeiwert für die Leitreihe kann durch

$$\zeta'_{SP} = 2(1 - R_N) \frac{\zeta_{CO} \alpha' f'_{SP}}{\Omega_1 \sin(\bar{\alpha}_1) \sqrt{z'}} \sqrt{\frac{1 - R_N}{1 - \bar{R}} \left[\frac{1}{\eta'} - \left(\frac{\bar{c}_0}{\bar{c}_1} \right)^2 \right]} \quad (3.15)$$

angegeben werden.

In den Düsen der Regelstufe treten keine Spaltverluste auf $\zeta'_{SP} = 0$.

Der Spaltverlustbeiwert für die Laufreihe ist durch

$$\zeta''_{SP} = \frac{\zeta_{CO} \alpha'' f''_{SP}}{\Omega_2 \sin(\bar{\beta}_2) \sqrt{z''}} \sqrt{\frac{R_S}{\bar{R}} \left[\frac{1}{\eta''} - \left(\frac{\bar{w}_1}{\bar{w}_2} \right)^2 \right]} \quad (3.16)$$

gegeben. Dabei beschreibt f_{SP} den mit δ gebildeten Spaltquerschnitt und Ω_2 den mit l_1 gebildeten Ringquerschnitt der Laufreihe. Der Durchflussbeiwert α'' kann mit 0,7-0,8 angegeben werden [5]. Die Anzahl der Dichtspitzen des Laufrades wird mit z'' angegeben. Mit einem Querstrich gekennzeichnete Werte beschreiben Größen am Eulerradius. Bei nicht allzu langen Schaufeln variiert der Reaktionsgrad entlang der Schaufelhöhe nur gering. Die Terme $\frac{1-R_N}{1-\bar{R}}$ in Gl. 3.15 und $\frac{R_S}{\bar{R}}$ in Gl. 3.16 können daher bei kurzen Schaufeln vernachlässigt werden.

Bei Durchblicklabyrinthen befinden sich die Dichtspitzen nur auf einer Seite. Dadurch entstehen Stromlinien, die auf geradem Wege über die Spitzen der Labyrinthbleche hinweggehen, ohne in die Wirbelkammern der Labyrinthbleche einzutreten. Eine Verwirbelung in den Labyrinthkammern sowie eine Verringerung der kinetischen Energie ist somit beeinträchtigt, wodurch die Dichtwirkung herabgesetzt ist. [6]

Der Beiwert ζ_{CO} berücksichtigt dieses Überströmen der Strömung über ein Durchblickla-

byrinth. Er wird als *Carry-Over* Korrekturfaktor bezeichnet und kann nur experimentell verlässlich bestimmt werden. Abbildung 3.4 zeigt die von *Egli* [7] ermittelten Verläufe des Überströmfaktors ζ_{CO} . Das Verhältnis s/t beschreibt dabei das Verhältnis von Spaltweite zur Teilung und n die Anzahl der Dichtspitzen des Durchblicklabyrinths. Für Spaltverluste bei frei endenden Schaufeln gibt es keine allgemein gültige Gesetzmäßigkeit. Vielmehr können in diesem Fall nur Versuche und Simulationen genauere Auskunft über die auftretenden Spaltverluste geben. Eine überschlagsmäßige Berechnung der Spaltverluste kann bei frei endenden Schaufeln durch

$$\zeta'_{SP} = \dot{m}\mu \frac{\delta'}{l_1 \sin\alpha_1} \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_{2s}} \quad \text{und} \quad \zeta''_{SP} = \dot{m}\mu \frac{\delta''}{l_2 \sin\beta_2} \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_{2s}} \quad (3.17)$$

erfolgen. Dabei ist μ der Durchflussbeiwert. Für eine glatte Stirnfläche der Schaufel kann $\mu = 0,8$ gesetzt werden.

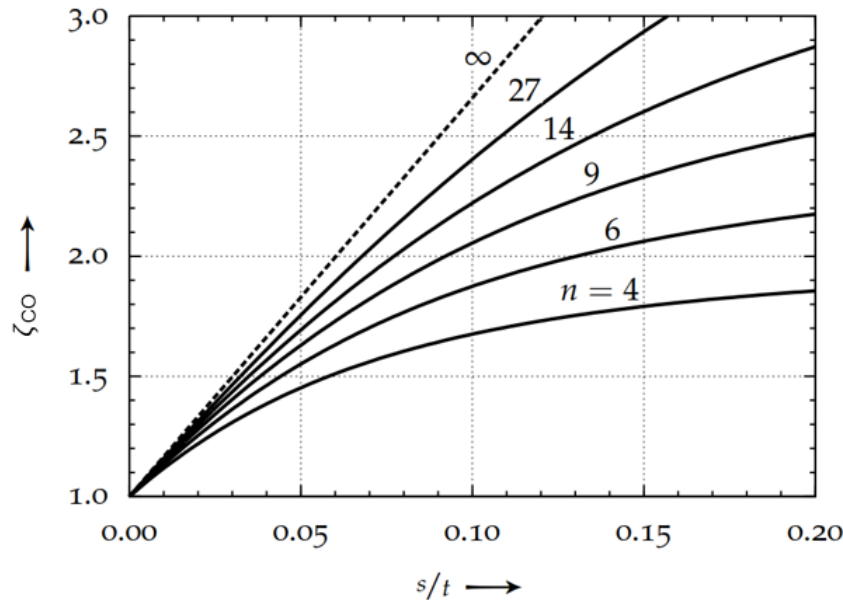


Abbildung 3.4: Überströmfaktor ζ_{CO} nach *Egli* [7]

Radreibungsverlust

Der Radreibungsverlust ζ_{RR} ist dadurch gegeben, dass die Scheibe der Laufschaufeln im nichtbeaufschlagten Sektor ein Reibmoment erfährt. Dieses Reibmoment hängt von der Umfangsgeschwindigkeit und dem Durchmesser der Scheibe, der Dichte des Dampfes sowie der Oberflächenbeschaffenheit ab. Der Oberflächeneinfluss ist jedoch vernachlässigbar klein. Der Radreibungsverlust kann durch

$$\zeta_{RR} = \frac{1,27 C_M \left(\frac{d_{N2}}{d_m}\right)^4 \frac{d_{N2}}{l_2}}{\varepsilon \frac{c_m}{u_m} \frac{2\Delta h_s}{u_m^2}} \quad (3.18)$$

berechnet werden. Der Momentbeiwert C_M ist abhängig von der Scheibenreynoldszahl $Re = \frac{u_N d_N}{\nu}$ und der bezogenen Rauigkeit. Er kann aus Abb. 3.5 entnommen werden. In Abb. 3.6 sind sämtliche Abmessungen, die zur Berechnung des Radreibungsverlustes benötigt werden, eingezeichnet.

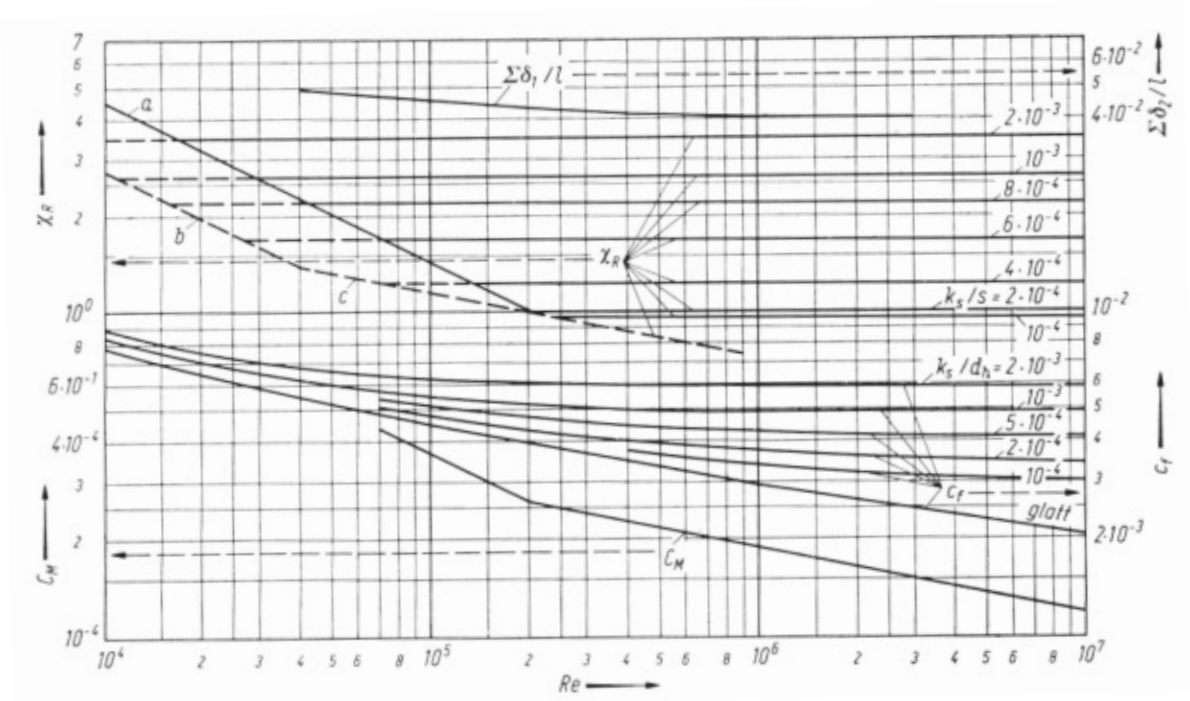


Abbildung 3.5: Diagramm zur Bestimmung von Größen, die von der Reynoldszahl und der Rauigkeit abhängen [2]

Ventilationsverlust

Der Ventilationsverlustbeiwert ζ_V berücksichtigt die Energiedissipation durch Verwirbelung des Dampfes im nichtbeaufschlagten Sektor der Regelstufe. Er kann mit

$$\zeta_V = C \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon \frac{c_m}{u_m} \frac{2 \Delta h_s}{u_m^2}} + \frac{0,21 z_b}{\varepsilon \sqrt{\frac{2 \Delta h_s}{u_m^2}}} \frac{b}{d_m} \quad (3.19)$$

berechnet werden. Dabei beschreibt z_b die Anzahl der Beaufschlagungssektoren und b die axiale Breite der Laufschaufel. Der Beiwert C ist abhängig von der baulichen Anordnung und ob sich der Schaufelkranz vorwärts oder rückwärts dreht. Rückwärts drehende Rotoren finden bei Industrieturbinen jedoch kaum Anwendung. Der Beiwert C kann durch

Kranz frei, vorwärts	$C \approx \left(0,045 + 0,58 \frac{l}{d_m} \right) \sin(\beta_2)$
Kranz eingehüllt, vorwärts	$C \approx 0,0095 + 0,55 \left(0,125 - \frac{l}{d_m} \right)^2$

(3.20)

angegeben werden. Die Schaufelhöhe in Gl. 3.20 kann dabei durch $l = \frac{l_1+l_2}{2}$ angegeben werden.

Der Gesamtzusatzverlust der Regelstufe kann nun mittels

$$\Delta h_Z = \Delta h_s (\zeta''_{SP} + \zeta_{RR} + \zeta_V) \quad (3.21)$$

berechnet werden.

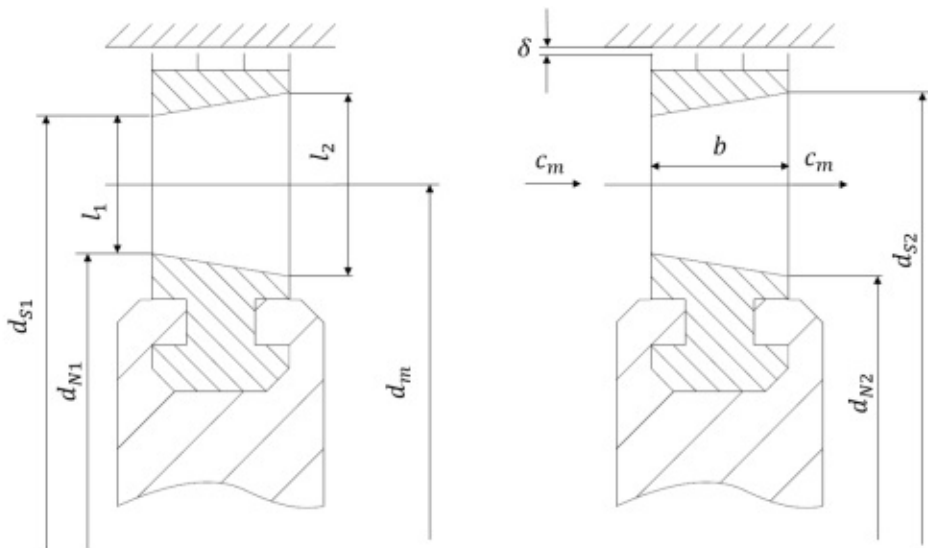


Abbildung 3.6: Schaufelkranz mit Abmessungen für die Zusatzverluste

3.3. Beaufschlagungsgrad

Aufgrund des Massenstroms, der Schaufelhöhe und der beaufschlagten Fläche stellt sich eine gewisse Axialströmungsgeschwindigkeit ein. Reicht der Massenstrom bei vollständig geöffneten Ventilen nicht aus um die geforderte Axialströmungsgeschwindigkeit zu erreichen, wird die Regelstufe teilbeaufschlagt. D.h. es befinden sich nicht am gesamten Umfang Düsen sondern nur in einem bestimmten Winkelsegment. Der Beaufschlagungsgrad ε stellt dabei das Verhältnis des beaufschlagten Winkelsegments zum gesamten Umfang des Regelrades dar.

$$\varepsilon = \frac{\vartheta^\circ}{360} \quad (3.22)$$

Sind der Massenstrom, Axialströmungsgeschwindigkeit, mittlerer Regelraddurchmesser, Schaufelhöhe sowie die Dichte vor dem Laufradeintritt bekannt, kann der Beaufschlagungsgrad im Auslegungspunkt mittels

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}}{\rho_1 d_m \pi l_1 c_1 \sin(\alpha_1)} \quad (3.23)$$

berechnet werden. In Abb. 3.7 sind eine Prinzipskizze des Regelrades sowie der Unterschied zwischen Teil- und Vollbeaufschlagung zu finden.

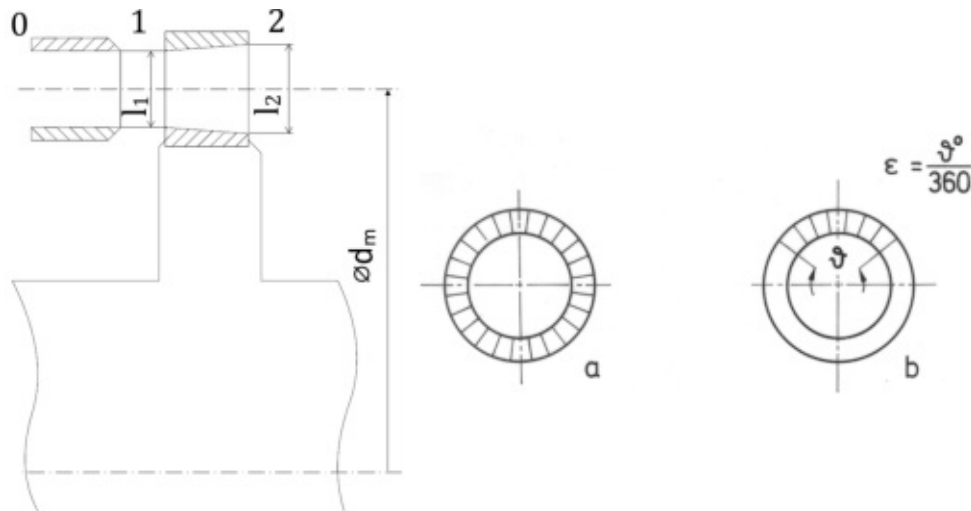


Abbildung 3.7: Skizze Regelrad; a) Vollbeaufschlagung, b) Teilbeaufschlagung

3.4. Radkammerströmung

Nach dem Austritt aus dem teilbeaufschlagten Regelrad kommt es zu einer Strömungsvergleichmäßigung in der Radkammer. Diese Strömungsvergleichmäßigung hat einen Austrittsverlust der Regelstufe zur Folge. Dieser macht sich wieder als Enthalpieerhöhung bemerkbar. Setzt man eine konstante Dichte und drallfreie Abströmung an der Regelstufe voraus, kann die vergleichmäßigte Strömungsgeschwindigkeit durch Umformen der Massenbilanz mittels

$$\bar{c}_2 = c_2 \frac{A_2}{A_{2ges}} = c_2 \varepsilon \quad (3.24)$$

berechnet werden. Dabei beschreiben A_2 das beaufschlagte Ringsegment, A_{2ges} die Gesamttringfläche des Regelrades, ε den Beaufschlagungsgrad, c_2 die Austrittsgeschwindigkeit aus der Regelstufe und \bar{c}_2 die vergleichmäßigte Austrittsgeschwindigkeit. Die Enthalpieerhöhung, vor dem Eintritt in die Turbinentrommel, kann anschließend mittels

$$\Delta h = \frac{c_2^2}{2} - \frac{\bar{c}_2^2}{2} = \frac{c_2^2}{2} (1 - \varepsilon^2) \quad (3.25)$$

berechnet werden. Der Austrittsverlust der Regelstufe ist in Abb. 3.8 qualitativ dargestellt.

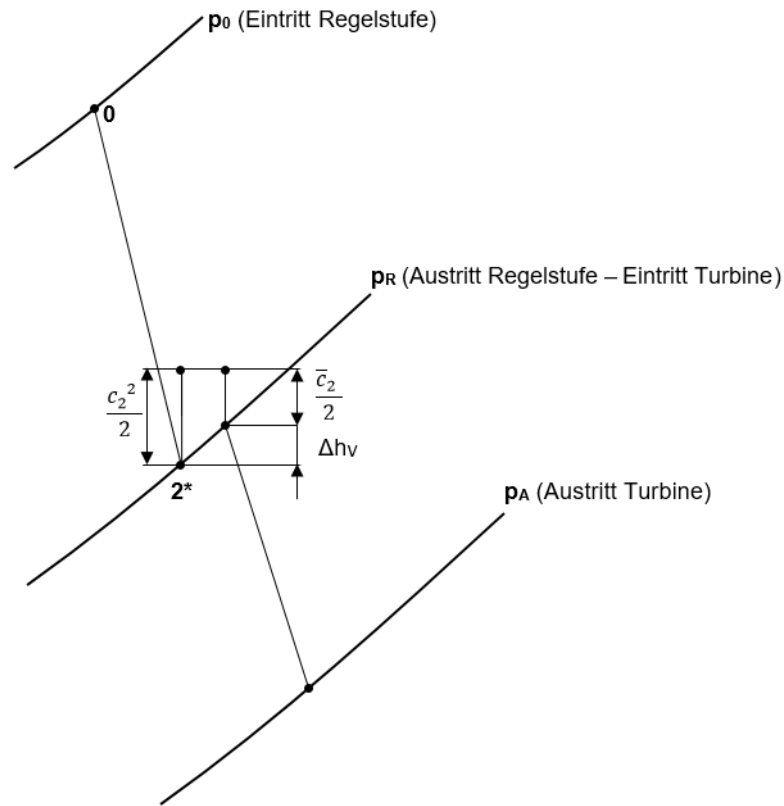


Abbildung 3.8: Austrittsverlust der Regelstufe

3.5. Ausführung der Düsen

Die Geometrie der Düse hängt in erster Linie von den gewünschten Strömungsverhältnissen ab. Benötigt man höhere Geschwindigkeiten als Schallgeschwindigkeit, muss die Düse als Lavaldüse ausgeführt werden. Das Druckverhältnis, ab dem Schallgeschwindigkeit erreicht wird, wird dabei als kritisches Druckverhältnis bzw. kritisches Lavalgefälle bezeichnet. Ist das zu verarbeitende Gefälle in der Düse kleiner als das kritische Lavalgefälle kann die Düse durch Leitkanäle mit konvergentem Querschnitt ausgeführt werden. Der kritische Druck, ab dem Schallgeschwindigkeit am Düsenaustritt erreicht wird, kann mittels

$$p^+ = p_0 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.26)$$

berechnet werden. Für Nassdampf hängt dieser in erster Linie vom Dampfgehalt ab. Da der Dampf am Turbineneintritt immer überhitzt ist, wird entsprechend Tab. 2 mit einem

Isentropenexponenten $\kappa = 1, 3$ gerechnet.

Gas oder Dampf	κ	$\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$
zwei-atomige Gase, Luft	1,4	0,528
drei-atomige Gase, Heißdampf	1,3	0,546
Sattdampf	1,135	0,577
Nassdampf	1,035 + 0,1x	berechnen

Tabelle 2: Isentropenexponent für Gase und Dampf

In radialer Richtung haben die Leitkanäle die Höhe l_1 , Eintritts- und Austrittshöhe sind im allgemeinen gleich groß. Sind zusätzlich der mittlere Regelraddurchmesser d_m und der Beaufschlagungsgrad ε bekannt, kann die durchströmte Ringfläche berechnet werden. Bei geeigneter Wahl der Teilung t folgt die Düsenanzahl mit

$$z' = \frac{d_m \pi \varepsilon}{t}. \quad (3.27)$$

Um Leitkanäle mit konvergentem Querschnitt zu erzeugen kann das Traupelprofil (Anhang C) herangezogen werden. Als Referenz für die Profilform wurde die Dissertation von Röder [1] herangezogen (Profilkoordinaten im Anhang B). Der im Auslegungspunkt gewünschte Düsenaustrittswinkel von 14° kann durch Wahl des entsprechenden Staffellungswinkels erreicht werden. Der genaue Einfluss von Staffellungswinkel, Sehnenlänge und Teilung auf den Abströmwinkel wird in Kapitel 4.4 erläutert.

3.6. Ausführung des Gleichdruckgitters

In Abb. 3.9 ist ein allgemeines Gleichdruckgitter dargestellt. Um einheitliche Größen der Schaufelprofile zu erhalten, wird die axiale Sehnenlänge b nach der Normzahlreihe R10 gestuft, ausgewählt. Die Berechnung der optimalen Teilung erfolgt nach Zweifel für die ideale Profildruckverteilung

$$\frac{t}{b} = \frac{\psi_T}{2 \sin^2(\beta_2^+) (\cotan(\beta_1) + \cotan(\beta_2^+))}. \quad (3.28)$$

Für die aerodynamische Belastungszahl (*Zweifelfkoeffizient*) ψ_T können nach Hinteregger [8] für niedrige Reaktionsgrade Werte zwischen 0,8 und 0,9 gewählt werden. Der Saugseitenradius r kann durch

$$r = \frac{b - \sqrt{t^2 \sin^2(\beta_1) \cos^2(\beta_1)} - \sqrt{t^2 \sin^2(\beta_2^+) \cos^2(\beta_2^+)}}{\cos(\beta_1) + \cos(\beta_2^+)} \quad (3.29)$$

berechnet werden. Der Druckseitenradius R für eine idealisierte Schaufel ohne Hinterkantendicke kann durch

$$R = \frac{h \sin(\beta_2^+) - b \cos(\beta_2^+)}{\sin(\beta_2^+) (\sin(\beta_1) - \sin(\beta_2^+)) - \cos(\beta_2^+) (\cos(\beta_1) + \cos(\beta_2^+))}$$

mit $h = t (\cos^2(\beta_1) - \cos^2(\beta_2^+)) - r (\sin(\beta_1) - \sin(\beta_2^+))$ (3.30)

berechnet werden. Dieser Radius ist in Abb. 3.9 durch den strichlierten Kreisbogen dargestellt. Der resultierende Druckseitenradius weicht durch Ausführung der Schaufel mit Hinterkantendicke geringfügig vom idealisierten Radius R ab. Des Weiteren weist das Ende der Druckseite am Austritt des Gitters ein kurzes tangeniales Stück auf.

Für den axialen Spalt zwischen Düse und Laufreihe sollten mindestens 20 Prozent der Profelsehnenlänge vorgesehen werden [9].

Bei Annahme einer konstanten Axialgeschwindigkeit und konstantem mittleren Durchmesser folgt die Schaufelhöhe am Laufradaustritt

$$l_2 = l_1 \frac{\rho_1}{\rho_2}. \tag{3.31}$$

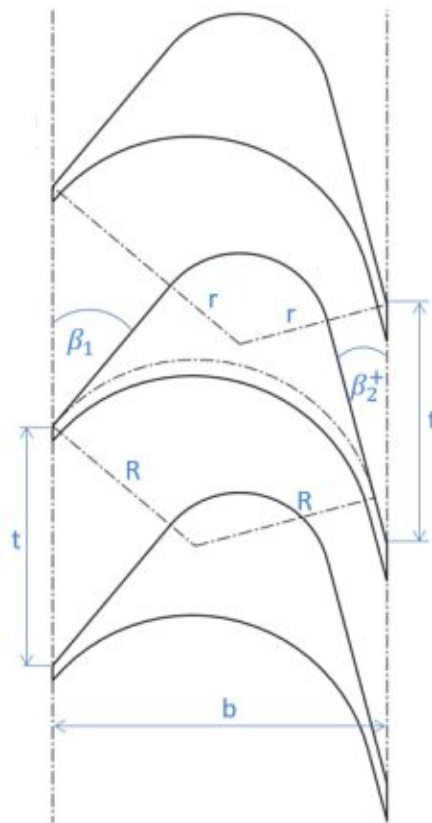


Abbildung 3.9: Allgemeines Gleichdruckgitter

3.7. Berechnung der Beschleunigungsverluste

Um den Entspannungsverlauf der Regelstufe, aber auch für jede beliebige Stufe, zu berechnen wurden die Gitterwirkungsgrade in Kapitel 3.2 ohne Kenntnis der tatsächlichen Gittergeometrie abgeschätzt. Ist die Gittergeometrie bekannt, können die Gitterwirkungsgrade mithilfe bestimmter Verlustkorrelationen bestimmt werden. In dieser Arbeit werden die Gitterwirkungsgrade nach der Verlustkorrelation von Traupel [2] berechnet. Sie kann durch

$$\eta = 1 - (\zeta_p + \zeta_f + \zeta_{rest} + \zeta_{zu}) \quad (3.32)$$

angegeben werden. Dabei beschreibt ζ_p den Profilverlust und ζ_f den Fächerverlust. Mit dem Restglied ζ_{rest} werden Randeffekte berücksichtigt. Weisen Stufen konstruktive Besonderheiten auf wird dies durch das Zusatzglied ζ_{zu} erfasst.

Für den Profilverlust gilt

$$\zeta_P = \chi_R \chi_M \zeta_{p0} + \zeta_h + \zeta_C. \quad (3.33)$$

Hier ist ζ_{p0} ein Grundwert, der von der Profilgestalt und somit vor allem vom Zuströmwinkel α_0 bzw. β_1 und vom Abströmwinkel α_1 bzw. β_2 abhängt. Er kann aus Abb. 3.10 entnommen werden.

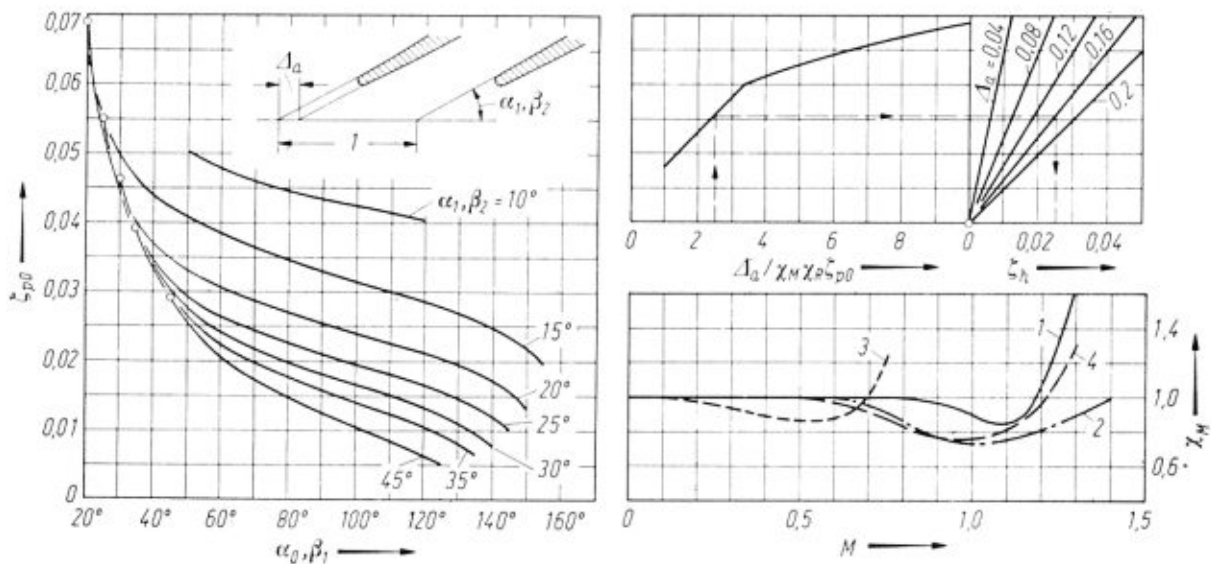


Abbildung 3.10: Diagramm zur Bestimmung des Profilverlusts bei Turbinengittern [2]

Der Korrekturfaktor χ_R berücksichtigt den Einfluss von Reynoldszahl $\frac{c_1 s'}{\nu}$ bzw. $\frac{w_2 s''}{\nu}$ und Rauigkeit. Er kann aus Abb. 3.5 entnommen werden. Dabei ist Gerade *a* für Turbinen und Gerade *b* für Verdichter zu verwenden. Bei großen Reynoldszahlen, wie sie in Dampfturbinen meist vorkommen, kann der Korrekturfaktor $\chi_R = 1$ gesetzt werden.

Der Faktor χ_M gibt den Einfluss der Machzahl wieder. In Abb. 3.10 sind vier typische Beispiele solcher Einflusskurven in Abhängigkeit von der Austrittsmachzahl angegeben. Sie beruhen auf verschiedenen Untersuchungen unterschiedlicher Gittergeometrien. Kurve 1 und 2 entsprechen Beschleunigungsgittern, Kurve 3 und 4 zeigen Gleichdruckgitter.

Der Verlauf der Kurven hängt stark von der Gittergeometrie ab. Ist die Kurve für das anzuwendende Gitter nicht bekannt rät *Traupel* mit einem Faktor $\chi_M = 1$ bis zu einer Machzahl von $M = 1$ zu rechnen.

Des Weiteren gibt ζ_h den Verlust durch Unterdruck hinter der Hinterkante an. Dieser Effekt tritt ab $Re > 1,5 \cdot 10^5$ auf und muss deshalb in den meisten Fällen berücksichtigt werden. Er kann ebenfalls Abb. 3.10 entnommen werden.

χ_C gibt den Verlust durch *Carnotstoß* hinter der Schaufelkante an. Er hat für Leit- und Laufräder den Betrag

$$\zeta'_C = \left(\frac{\Delta a'}{1 - \Delta a'} \right)^2 \sin^2 \alpha_1 \quad \zeta''_C = \left(\frac{\Delta a''}{1 - \Delta a''} \right)^2 \sin^2 \beta_2 \quad (3.34)$$

Dabei gilt

$$\Delta a' = \frac{\delta'}{t' \sin \alpha_1} \quad \Delta a'' = \frac{\delta''}{t'' \sin \beta_2} \quad (3.35)$$

wobei δ die Austrittskantendicke und t die Teilung ist.

Der Fächerverlust ζ_f ist ein Korrekturglied, das an die Stelle einer Profilverlustintegration längs r tritt. Bei verdrehten Schaufeln könnte er grundsätzlich sogar negativ sein. Dennoch empfiehlt *Traupel* ihn in diesem Fall Null zu setzen. Bei unverdrehten Schaufeln kann ζ_f Abb. 3.11 entnommen werden.

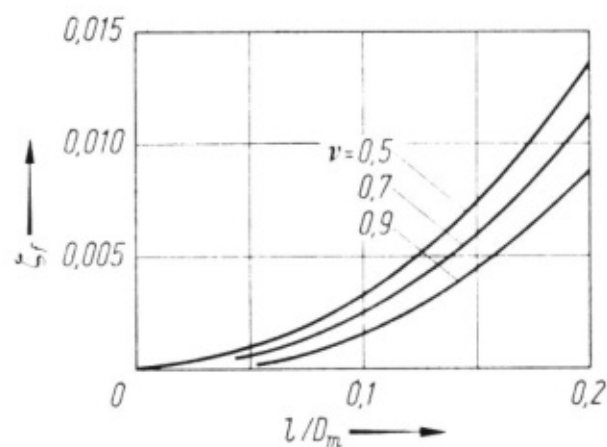


Abbildung 3.11: Fächerverlust unverdrehter Schaufeln in Funktion des Schaufellängenverhältnisses und der Laufzahl ν nach Utz [10]

Der Restverlust ζ_{rest} umfasst Einflüsse der Seitenwände und in deren Nähe entstehende Sekundärströmungen. Die Aufteilung in Profilverlust und Restverlust ist dabei nur bei Schaufeln gewisser Länge sinnvoll. Der Wert ab dem die Aufteilung der Verluste gültig

ist kann durch

$$\frac{l}{t} \geq 7\sqrt{\zeta_p} \quad (3.36)$$

angegeben werden. Dann gilt für den Restverlust

$$\zeta_{rest} = \frac{\zeta_p}{\zeta_{p0}} F \frac{t}{l} + \zeta_a. \quad (3.37)$$

Der erste Term aus Gl. 3.37 repräsentiert den Anteil von Sekundärströmungen einschließlich Seitenwandreibung, der zweite Term berücksichtigt den Axialabstand zwischen den Schaufelkränzen. Der Faktor F kann aus Abb. 3.12 entnommen werden. Er basiert auf Maschinenmessungen von *Utz* [10] und *Röder* [1] sowie weiteren Messungen verschiedener Schaufelgeometrien am Institut für Thermische Turbomaschinen an der ETH Zürich.

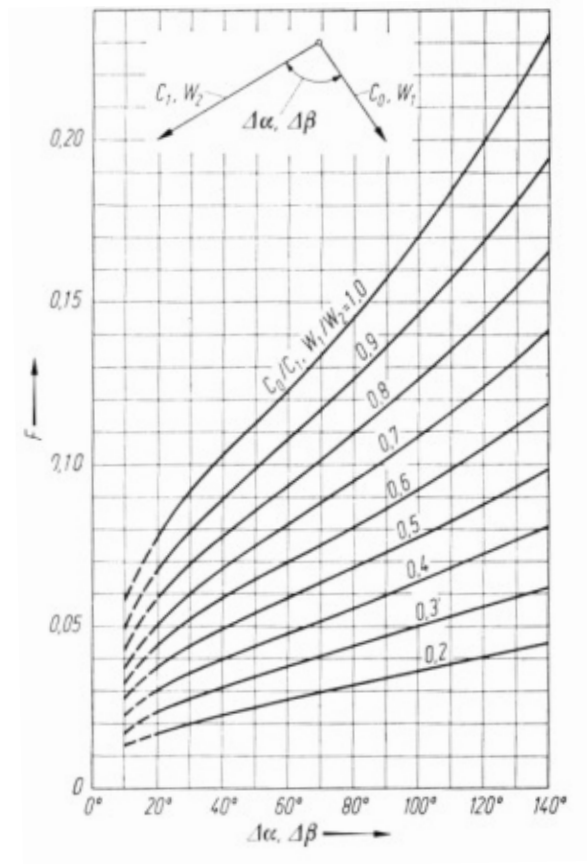


Abbildung 3.12: Faktor F zur Bestimmung des Restverlustes von Turbinengittern [2]

Der Verlustbeiwert ζ_a berücksichtigt eine Verringerung des Wirkungsgrades bei geringen axialen Abständen zwischen den Schaufelkränzen. Er kann durch

$$\zeta'_a = \frac{c_f}{\sin\alpha_1} \left(1 + \frac{l_1}{d_m}\right) \frac{\delta_{s1}}{l_1} \quad \zeta''_a = \frac{c_f}{\sin\beta_2} \left(1 + \frac{l_2}{d_m}\right) \frac{\delta_{s2}}{l_2} \quad (3.38)$$

angegeben werden. Dabei beschreibt c_f den Reibungsbeiwert des Rohres (vgl. Abb. 3.5). Die Reynoldszahl ist dabei mit dem hydraulischen Durchmesser $2l$ und der Geschwindigkeit c_1 bzw. w_2 zu bilden. δ_{s1} und δ_{s2} geben die axialen Abstände zwischen den Schaufelgittern an. In der Regel sind die ζ_a Werte sehr klein. Im Rahmen einer ersten Auslegungsrechnung können diese vernachlässigt werden.

Zusätzliche Verluste ζ_{zu} entstehen wenn beispielsweise ein Schaufelkranz mit Dämpfungsdrähten oder Bindedrähten versehen ist. Dieser Verlust lässt sich auf Grund des Widerstandes, den ein solcher Draht der Strömung entgegensetzt, berechnen. Für Schaufelkränzen ohne Bindedrähte kann $\zeta_{zu} = 0$ gesetzt werden.

Wenn für Leit- und Laufrad gleiche Profile verwendet werden und ein Reaktionsgrad von $R_k \approx 0,5$ vorliegt, führt dies zu sehr ähnlichen Umlenk winkeln in Leit- und Laufrad und es kann überschlagsmäßig $\eta' = \eta'' = \eta$ gesetzt werden.

4. Bestimmung der Trommelhauptabmessungen

4.1. Nabendurchmesser und Schaufellänge

Der Massenstrom, die Geschwindigkeitsvektoren und die Dichte in den Kontrollflächen am Ein- und Austritt legen die Hauptabmessungen der Turbine fest. Der Läufer, auf dem sich die Laufschaufelkränze befinden, wird entweder zylindrisch oder leicht konisch ausgeführt (vgl. Abb. 4.1). Die benötigte Stufenzahl, die notwendig ist um ein bestimmtes Druckgefälle zu verarbeiten, hängt in erster Linie von der Umfangsgeschwindigkeit und dem Reaktionsgrad der Turbine ab. Ist man auf bestimmte Drehzahlen festgelegt, ist die Wahl eines großen Durchmessers eine Möglichkeit um hohe Umfangsarbeiten zu generieren und die Stufenanzahl zu verringern. Die Grenzen für die Schaufellängen sind dabei einerseits durch die Reibungsverluste und andererseits durch die Fliehkraftbeanspruchung im Laufrad gegeben. Der Einfluss der Schaufellänge l und des Durchmessers d sind in Tab. 3 abgebildet.

$\frac{l}{d} \uparrow$	lange Schaufeln, kleiner Durchmesser kleine Umfangsgeschwindigkeiten geringe Randverluste höhere Stufenzahl
$\frac{l}{d} \downarrow$	kurze Schaufeln, große Durchmesser hohe Umfangsgeschwindigkeiten hohe Randverluste geringere Stufenzahl

Tabelle 3: Einflüsse der Schaufellänge l und Durchmesser d

Um geringe Stufenwirkungsgrade durch hohe Randverluste zu vermeiden sollte für Überdruckturbinen stets

$$\frac{l}{d_m} \geq 0,05 \quad (4.1)$$

erfüllt sein. Sind höchste Wirkungsgrade verlangt sollte $\frac{l}{d_m} \geq 0,1$ gewählt werden. Wird die Schaufelhöhe im Verhältnis zum mittleren Durchmesser nicht zu groß, so weichen die Strömungsparameter im Mittelschnitt wenig von den örtlichen Größen entlang der Schaufelhöhe ab. Man kann in diesem Fall die im Mittelschnitt berechneten Werte als repräsentativ für die gesamte Schaufelhöhe ansehen und die Schaufel über die gesamte Höhe mit unverändertem Profil, also zylindrisch, ausführen. Als Grenzwert für zylindrische Schaufeln kann

$$\frac{l}{d_m} \leq 0,2 \quad (4.2)$$

angegeben werden. Dieser Wert kann jedoch in manchen Fällen, speziell im Bereich der

Niederdruckturbine, überschritten werden. Mit den Gln. 4.1 und 4.2 sind die Grenzen für das Schauffellängen zu Durchmesser Verhältnis, bei zylindrischen Schaufeln, festgelegt. Der mittlere Durchmesser d_m kann bei Wahl eines geeigneten $\frac{l}{d_m}$ Verhältnisses, durch

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{60 \dot{m} v_1 \frac{u}{c_1}}{\pi^2 \frac{l}{d_m} \sin(\alpha_1) n}} \quad (4.3)$$

berechnet werden. Mit Gl. 4.3 können nun jeweils ein Durchmesser für den Eintritt und Austritt der Turbine berechnet werden. Dabei wählt man am Eintritt $\frac{l}{d_m} = 0,05$ und am Austritt $\frac{l}{d_m} = 0,2$. Der Nabendurchmesser kann sowohl für den Eintritt als auch für den Austritt mittels

$$d_N = d_m \left(1 - \frac{l}{d_m}\right) \quad (4.4)$$

berechnet werden. Somit erhält man für den Eintritt den Nabendurchmesser d_{NE} und den Austritt d_{NA} . Geht man von einem konstanten Nabendurchmesser aus, kann dieser nun gewählt werden. Damit Gln. 4.1 und 4.2 erfüllt sind muss dieser zwischen den beiden berechneten Nabendurchmessern d_{NE} und d_{NA} liegen.

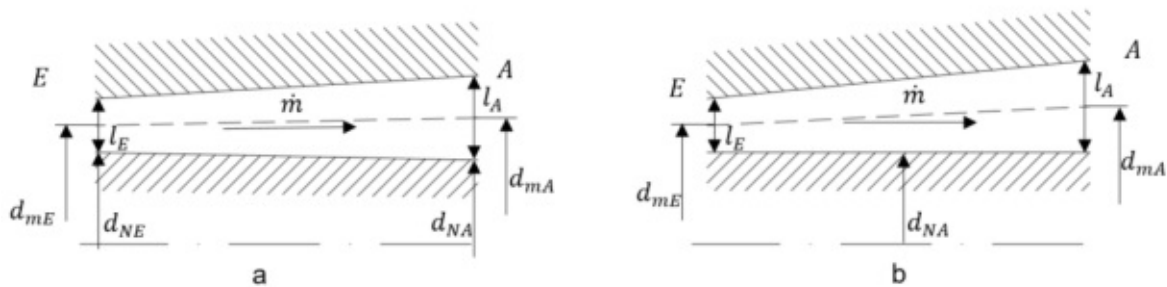


Abbildung 4.1: Meridiankanal Turbine, a) konischer, b) konstanter Nabendurchmesser

Um die Schauffellänge l bei gewähltem Nabendurchmesser zu berechnen muss

$$\frac{60 \dot{m} \frac{u}{c_1}}{\rho \pi^2 n \sin(\alpha_1)} = (d_N + l)^2 l \quad (4.5)$$

nach l aufgelöst werden. In Gl. 4.3 werden die Verhältnisse u/c_1 benötigt. Für Überdruckstufen in Trommelturbinen können folgende Werte

$$\frac{u}{c_1} = 0,74 - 0,91, \quad \alpha_1 = 16^\circ - 22^\circ [2]$$

herangezogen werden. Geht man von einer drallfreien Abströmung und einem Reaktionsgrad von 0,5 aus erhält man, wie in Abb. 4.2 ersichtlich, für das Verhältnis von Umfangsgeschwindigkeit zu Strömungsgeschwindigkeit

$$\frac{u}{c_1} = \cos(\alpha_1). \quad (4.6)$$

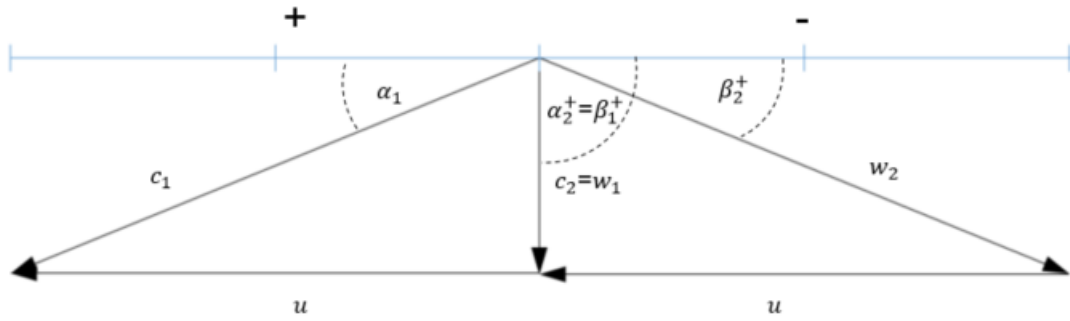


Abbildung 4.2: Geschwindigkeitsdreieck mit $R_k = 0,5$

Bei der Festlegung des Nabendurchmessers d_N muss vor allem darauf geachtet werden, dass gegebenenfalls ein Ausgleichkolben untergebracht werden muss.

Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit kann durch

$$u_m = \frac{d_{mE} + d_{mA}}{2} \pi \frac{n}{60} \quad (4.7)$$

berechnet werden.

4.2. Anzahl der Stufen

Um ein großes Enthalpiegefälle verarbeiten zu können werden in Turbinen mehrere Stufen benötigt. Nach Möglichkeit versucht man diese Stufen in gleichartiger Bauform auszuführen. Es bietet sich die Möglichkeit die Profilformen ident und die Sehnenlänge in normten Größen zu realisieren. So können möglichst viele gleichartige Schaufeln verwendet, die Variantenvielfalt reduziert und die Herstellungskosten gesenkt werden. Werden für den Enthalpieabbau viele Schaufeln benötigt sind diese in mehreren Stufengruppen, mit eigenem Leitschaufelträger untergebracht. Der Grund dafür liegt in erster Linie in der Reduzierung der Spannungen und Dehnungen des Turbinengehäuses aufgrund von Temperaturdifferenzen. Als Anhaltspunkt kann eine maximale Temperaturdifferenz von 130°C pro Stufengruppe angegeben werden [11]. Um die für ein vorgegebenes Enthalpiegefälle benötigte Stufenzahl abschätzen zu können, kann das Gesamtenthalpiegefälle der Turbine durch das mittlere Stufengefälle dividiert werden.

$$z \approx (1 + f) \frac{\Delta H_s}{\lambda_s u_m^2} \quad (4.8)$$

In Gl. 4.8 entspricht ΔH_s dem gewünschten isentropen Gesamtenthalpiegefälle und $\lambda_s u_m^2$ dem durchschnittlichen isentropen Stufengefälle. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit ist dabei durch Gl. 4.7 gegeben. Durch die Wahl von Repetierstufen haben alle Stufen ähnliche isentrope Arbeitszahlen λ_s . Der Wärmerückgewinnungsfaktor $1 + f$ berücksichtigt die Tatsache, dass die Summe der isentropen Stufengefälle größer als das isentrope Turbinengefälle ist. Grund dafür ist die Divergenz der Isobaren im h - s -Diagramm. Für Dampfturbinen sind Wärmerückgewinnungsfaktoren von 1,03 bis 1,08 typisch [3].

4.3. Enthalpiegefälle der einzelnen Stufen

Durch die Berücksichtigung von Gitterwirkungsgraden und Zusatzverlusten, sowie die Voraussetzung von Repetierstufen können die Zustände der einzelnen Stufen analog zu Kapitel 3.2 berechnet werden. Die Abströmung aus den Laufrädern erfolgt dabei nicht drallfrei, um die Strömungsenergie besser zu nutzen.

Mit der Wahl geeigneter Austrittswinkel α_1 und β_2 aus dem Leit- und Laufrad sowie festgelegtem Nabendurchmesser d_N sind die Geschwindigkeitsdreiecke jeder Stufe bekannt. Wie der Austrittswinkel dabei, abhängig von Profilform, Teilung, Sehnenlänge und Staffelungswinkel festgelegt ist, wird in Kapitel 4.4 erläutert.

Bei Berücksichtigung der Gitterwirkungsgrade η' für die Leitreihe und η'' für die Laufreihe können mittels Gl. 3.11 die Strömungsgeschwindigkeiten im isentropen Fall berechnet werden. Anschließend kann der Entspannungsverlauf entsprechend Gl. 3.12 berechnet werden (vgl. Abb. 3.2). Hier sind lediglich die Beschauelungsverluste berücksichtigt. Die Zusatzverluste werden durch Gl. 3.21 berücksichtigt. Im Gegensatz zur Regelstufe treten keine Ventilationsverluste in der Trommel durch Vollbeaufschlagung auf und Radreibungsverluste sind vernachlässigbar klein. Es müssen nur Spaltverluste (Gln. 3.15 und 3.16) berücksichtigt werden.

Die Vorgangsweise ist nochmals in Tab. 4 dargestellt. Dabei beschreibt n die Stufe. Die Angaben der Enthalpien h_s, h , Entropien s_s, s und Drücke p beziehen sich immer auf den Austritt der Stufe n . Im Spaltverlustbeiwert ζ_{SP} sind die Spaltverluste von Leitrad und Laufrad berücksichtigt.

Stufe	c_1	c_2	w_1	w_2	η'	η''	c_{1s}	c_{2s}	w_{1s}	w_{2s}	h_s	s_s	h	p	ζ_{SP}	
\vdots																
$n - 1$	c_1	c_2	w_1	w_2	η'	η''	c_{1s}	c_{2s}	w_{1s}	w_{2s}	h_s	s_s	h	p	ζ_{SP}	
n	c_1	c_2	w_1	w_2	η'	η''	c_{1s}	c_{2s}	w_{1s}	w_{2s}	h_s	s_s	h	p	ζ_{SP}	
$n + 1$	c_1	c_2	w_1	w_2	η'	η''	c_{1s}	c_{2s}	w_{1s}	w_{2s}	h_s	s_s	h	p	ζ_{SP}	
\vdots																

Tabelle 4: Zustände der Stufen n ; Enthalpie und Entropie sind am Stufenaustritt angegeben

Die Zustandsgrößen für die Stufe n können mittels

$$h_s(n) = h(n - 1) + \left(\frac{c_{2s}^2(n - 1) - c_{1s}^2(n) + w_{1s}^2(n) - w_{2s}^2(n)}{2} \right)$$

$$s_s(n) = s(n - 1)$$

$$p(n) = f(h_s(n); s_s(n))$$

$$h(n) = h(n - 1) + \left(\frac{c_2^2(n - 1) - c_1^2(n) + w_1^2(n) - w_2^2(n)}{2} \right) + \zeta_{SP}(n) (h(n - 1) - h_s(n))$$

berechnet werden.

4.4. Reaktionsturbinengitter

Bei der Beschaukelung der Turbine handelt es sich um Überdruckstufen. Durch den gewählten Reaktionsgrad $R_k \approx 0,5$ kann die Profilform für Leit- und Laufreihe ident ausgeführt werden. Dies führt zu ähnlichen Umlenk- und Staffelungswinkeln. Durch geeignete Wahl der Staffelungswinkel sind aber auch von $R_k = 0,5$ abweichende Reaktionsgrade realisierbar. Für die Profilform wird das Traupelprofil, in Abb. 4.3 dargestellt, gewählt. Als Referenz für die Profilform wurde die Dissertation von Röder [1] herangezogen. (Profilkoordinaten im Anhang B)

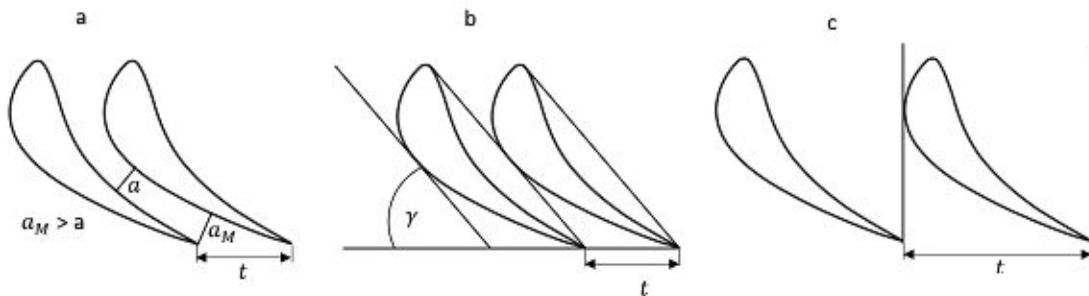


Abbildung 4.3: Strömungskanal in Abhängigkeit der Schaufelteilung, a) konvergenter und divergenter Strömungskanal b) Ausführbarkeitsgrenze des Schaufelfußes c) konvergenter Strömungskanal (Durchblickgrenze)

Durch geeignete Wahl der Staffelungswinkel γ' , γ'' und Teilungen t' , t'' können gewünschte Strömungswinkel α_1 , β_2 und somit gewünschte Entspannungsverläufe erreicht werden. Im Turbinengitter ist der Abströmwinkel in erster Linie von der Gestaltung der Austrittspartie der Schaufelung abhängig. Einen großen Einfluss darauf hat die Teilung, die nicht zu klein gewählt werden sollte, da ansonsten Strömungskanäle mit konvergent divergenter Form entstehen (Abb. 4.3a). Die Bedingung, dass der Mündungsquerschnitt der kleinste Strömungsquerschnitt ist, legt den minimalen Wert der Teilung fest. Diese Grenze wird im Bereich der Nabe wirksam, da die Teilung hier den kleinsten Wert aufweist. Eine weitere Bedingung für den Minimalwert der Teilung liefert die fertigungstechnische Ausführbarkeit des Schaufelfußes. In Abb. 4.3b ist der Grenzwert der Ausführbarkeit, bei Schaufelfüßen in Parallelogrammform, dargestellt. Dieser tritt ein, sobald die Verbindungslinie der Sehnenlänge auf der Druckseite die Kontur der Saugseite schneidet. Werden die Schaufelfüße in beliebiger Form gefertigt, sind auch kleinere Teilungen möglich. Aus Kostengründen wird dies bei Industriedampfturbinen jedoch eher vermieden. Die Teilung sollte aber auch nicht zu groß sein, da das Medium sonst nicht ausreichend umgelenkt werden kann. Für den maximalen Grenzwert der Teilung kann keine eindeutige Grenze festgelegt werden. Im Allgemeinen kann jedoch gesagt werden, dass zu kleine Teilungen (mehr Reibung) weniger schädlich sind als zu große (Ablösung). Die Durchblickgrenze ist jene Teilung wo ein Durchblicken durch das Schaufelgitter in

axialer Richtung gerade noch möglich ist (vgl. Abb. 4.3c). Die Ergebnisse der Berechnung zeigen, dass sich die optimalen Teilungen des Traupelprofils in diesem Bereich befinden.

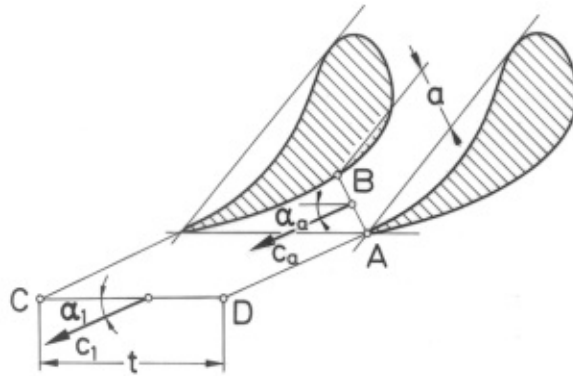


Abbildung 4.4: Abströmwinkel bei Unterschallströmung [12]

Da der Strömungswinkel abhängig von der Strömungsablenkung hinter dem Gitter ist, kann dieser nicht mit dem Metallwinkel des Profils gleich gesetzt werden, sondern muss separat berechnet werden. Der Abströmwinkel aus dem Turbinengitter kann durch die *Sinus-Regel* berechnet werden. In Abb. 4.4 ist ein Turbinengitter, das im Unterschallbereich durchströmt wird, dargestellt. Betrachtet man in Abb. 4.4 die Massenbilanz für die Kontrollquerschnitte \overline{AB} und \overline{CD} erhält man für den Austrittswinkel

$$\sin \alpha_1 = \frac{a \varrho_a c_a}{t \varrho_1 c_1}. \quad (4.9)$$

Das Verhältnis $\frac{\varrho_a c_a}{\varrho_1 c_1}$ hängt dabei hauptsächlich von der Machzahl ab, sodass Gl. 4.9 in der Form

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{a}{t} \right) + \Delta \alpha \quad (4.10)$$

angeschrieben werden kann. Der Abströmwinkel β_2^+ kann analog zu Gl. 4.10 berechnet werden. Sind die Strömungswinkel gering ($\alpha_1, \beta_2^+ < 30^\circ$), kann der Machzahleinfluss vernachlässigt werden [12]. Die Abhängigkeit der Strömungswinkel α_1 und β_2 des Traupelprofils vom Staffelungswinkel γ und Teilung/Sehnenlänge t/s sind in Anhang D dargestellt.

Die Wahl der Sehnenlänge hängt vor allem von den zulässigen Spannungen des Werkstoffes ab (vgl. Kap. 6). Des Weiteren ist der Schlankheitsgrad, der das Verhältnis von Schauffellänge zu axialer Sehnenlänge $\frac{l}{b}$ beschreibt, ein Indikator für die Sehnenlänge. Das Verhältnis hat einen wesentlichen Einfluss auf die Eigenfrequenz. Damit diese hoch, also mindestens über der sechsten Harmonischen der Turbinendrehzahl ist, sollte bei Trommelläufern $\frac{l}{b} \leq 5$ erfüllt sein [9].

Theoretisch könnten die Staffelungswinkel γ beliebig gewählt werden. Praktisch werden diese jedoch in bestimmten Abstufungen ausgeführt, um so die Variantenvielfalt der Bauteile zu verringern. Um bestimmte Strömungswinkel zu erreichen muss der entsprechende Staffelungswinkel mit passendem t/s Verhältnis gewählt werden. Da die Schauffelzahl am

Umfang ganzzahlig ist, wird das t/s Verhältnis bei gewähltem Staffelungswinkel vom optimalen Teilungsverhältnis abweichen. Um hohe Wirkungsgrade zu erreichen sollte dabei das t/s Verhältnis dennoch nicht allzu weit vom optimalen Wert abweichen. Anhaltspunkt zum optimalen t/s Verhältnis bietet Abb. 4.5. Um am Austritt den gewünschten Druck zu erhalten können die Staffelungswinkel und Schaufelzahlen am Umfang variiert werden. Dabei sollte bei benachbarten Turbinengittern gleiche Schaufelzahlen sowie gemeinsame Teiler der Schaufelzahlen vermieden werden. Des Weiteren sollte der Staffelungswinkel der letzten Stufe so gewählt werden, dass die Abströmung nahezu drallfrei erfolgt und somit möglichst viel Strömungsenergie genutzt werden kann.

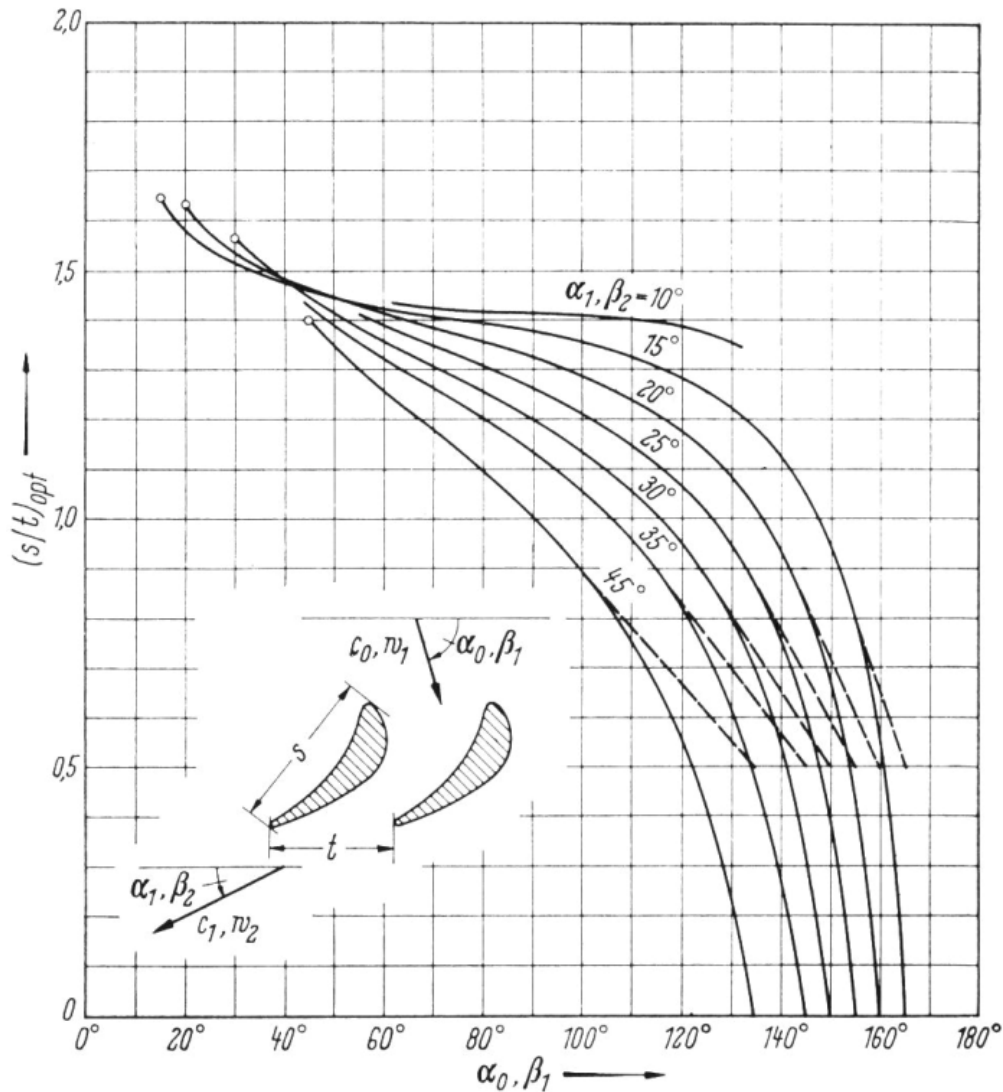


Abbildung 4.5: Optimales Teilungsverhältnis s/t für Turbinengitter [2]

5. Axialschub, Bemessung der Ausgleichkolben

Aufgrund der Druckunterschiede vor und hinter den Laufrädern und eventuell auftretender axialer Impulsänderungen der Strömung kommt es zu einer Axialkraft auf den Rotor. Diese Axialkraft, welche in erster Linie vom Reaktionsgrad, Abmessungen der Turbine sowie anliegender Gesamtdruckdifferenz abhängig ist, muss von den Flächen der Axiallager aufgenommen werden. Vor allem in Reaktionsturbinen mit hohem Reaktionsgrad entstehen hohe Kräfte, sodass der Axialschub nicht mehr ausschließlich durch die Axiallager aufgenommen werden kann. In diesem Fall können zwei Rotoren so miteinander gekuppelt werden, dass sich ihre Schübe gegenseitig aufheben oder ein Schubausgleich mit einem Ausgleichkolben vorgesehen wird.

5.1. Axialschub der Stufe

Der Axialschub einer einzelnen Stufe wird an dieser Stelle am Beispiel einer Turbine in Trommelbauweise nach Abb. 5.1 erläutert. Die Impulsbilanz für die stationäre Strömung lautet allgemein

$$\int_{\partial KV} \rho \vec{c} (\vec{c} \cdot \vec{n}) dO + \int_{\partial KV} p \vec{n} dO = \vec{F}_z. \quad (5.1)$$

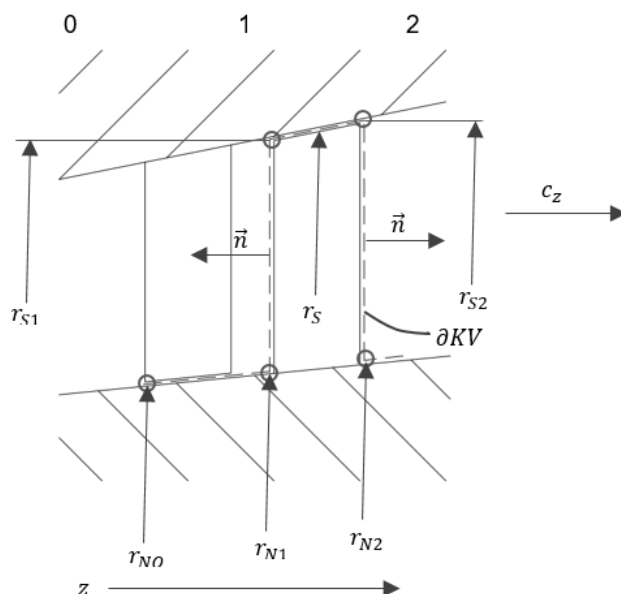


Abbildung 5.1: Kontrollflächen zur Berechnung des Axialschubes an einer Turbinenstufe in Trommelbauart

Geht man von gewissen Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen in den Kontrollebenen aus können diese durch mittlere Werte ersetzt werden. Die Auswertung der Impulsbilanz nach Gl. 5.1 ergibt für die axiale Komponente der Kraft

$$F_z = \dot{m}(c_{z1} - c_{z2}) + \frac{p_0 + p_1}{2} \pi (r_{N1}^2 - r_{N0}^2) + p_1 \pi (r_{S1}^2 - r_{N1}^2) - p_2 \pi (r_{S2}^2 - r_{N2}^2). \quad (5.2)$$

Der erste Beitrag auf der rechten Seite von Gl. 5.2 verschwindet bei einer Stufe mit konstanter Axialgeschwindigkeit. Es verbleiben nur noch die Beträge aufgrund der statischen Druckdifferenzen. Der zweite Beitrag in Gl. 5.2 beschreibt den Schub des Rotorkonus im Bereich der Leitschaufel. Er verschwindet im Falle eines Rotors mit konstantem Nabdurchmesser ($r_{N0} = r_{N1} = r_{N2} = r_N$). Somit vereinfacht sich Gl. 5.2 zu

$$F_z = p_1 \pi r_{S1}^2 - p_2 \pi r_{S2}^2 + (p_2 - p_1) \pi r_N^2. \quad (5.3)$$

Bei mäßigen Dichteänderungen in der Stufe kann die Druckänderung im Laufrad mit ausreichender Genauigkeit in folgendes Verhältnis zum Reaktionsgrad $(p_1 - p_2) = R_k(p_0 - p_2)$ gesetzt werden. Werden nun die beiden Radien r_{S1} und r_{S2} gemittelt kann Gl. 5.3 zu

$$F_z = (p_0 - p_2) R_k \pi (r_S^2 - r_N^2) \quad (5.4)$$

umgeschrieben werden.

5.2. Axialschub mehrerer Stufen

Der Axialschub der gesamten Turbine setzt sich aus den Axialschüben der Stufen sowie den Drücken auf die Stirnflächen des Rotors zusammen. Unter Zuhilfenahme des Mittelwertsatzes kann der Axialschub für die gesamte Turbine durch

$$F_z = (p_A - p_B) \pi [R_k d_m l_m + (r_N^2 - r_W^2)] \quad (5.5)$$

angegeben werden. Darin beschreiben p_A und p_B den Eintritts- und Austrittsdruck, d_m den mittleren Durchmesser und l_m die mittlere Länge aller Schaufeln. Wie aus Abb. 5.2 ersichtlich, werden dabei für Gl. 5.5 konstante Wellenradien r_W und konstante Nabdurchmesser r_N vorausgesetzt.

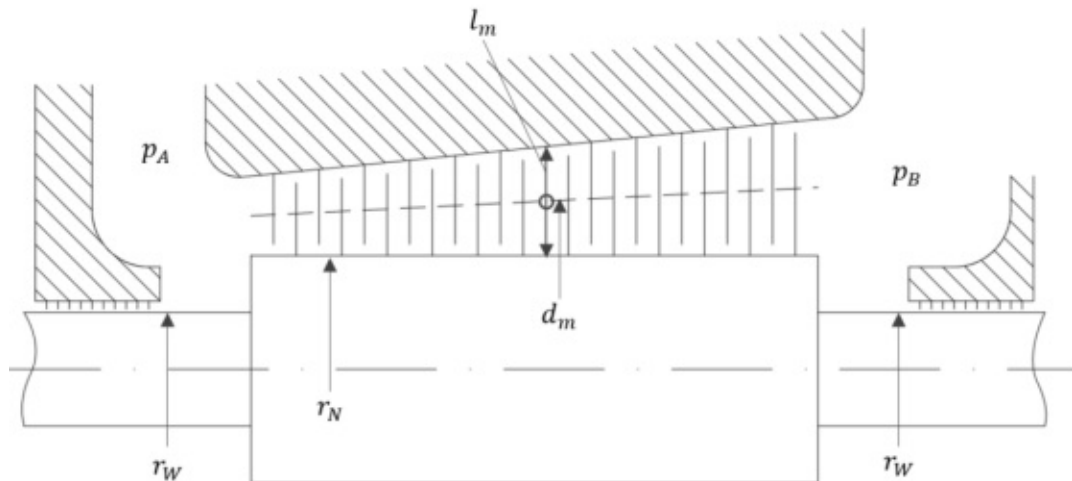


Abbildung 5.2: Trommelläufer ohne Ausgleichkolben

5.3. Bemessung der Ausgleichkolben

Wird der resultierende Axial Schub der Turbine zu groß, muss ein Ausgleichkolben vorgesehen werden. Dazu wird eine entsprechende Fläche auf der Hochdruckseite des Läufers mit dem Austrittsdruck der Turbine beaufschlagt. Der Axial Schub im Lager einer Turbine kann nach Abb. 5.3a durch geeigneter Wahl des Kolbenradius r_k minimiert werden. Der resultierende Schub S , der auf das Axiallager wirkt, kann mittels

$$S = (p_A - p_B)\pi R_k d_m l_m - (p_A - p_B)\pi (r_k^2 - r_N^2) \quad (5.6)$$

berechnet werden. Dabei beschreibt der erste Term den Schub der Turbinenstufen und der zweite Term den Schub des Ausgleichkolbens. Weist die Turbine eine Regelstufe auf (Abb. 5.3b), muss diese bei der Dimensionierung des Ausgleichkolbens berücksichtigt werden. Der Schub S kann in diesem Fall mittels

$$S = (p_A - p_B)\pi R_k d_m l_m + (p_R - p_A)\pi (r_{RS}^2 - r_k^2) - (p_A - p_B)\pi (r_k^2 - r_N^2). \quad (5.7)$$

berechnet werden.

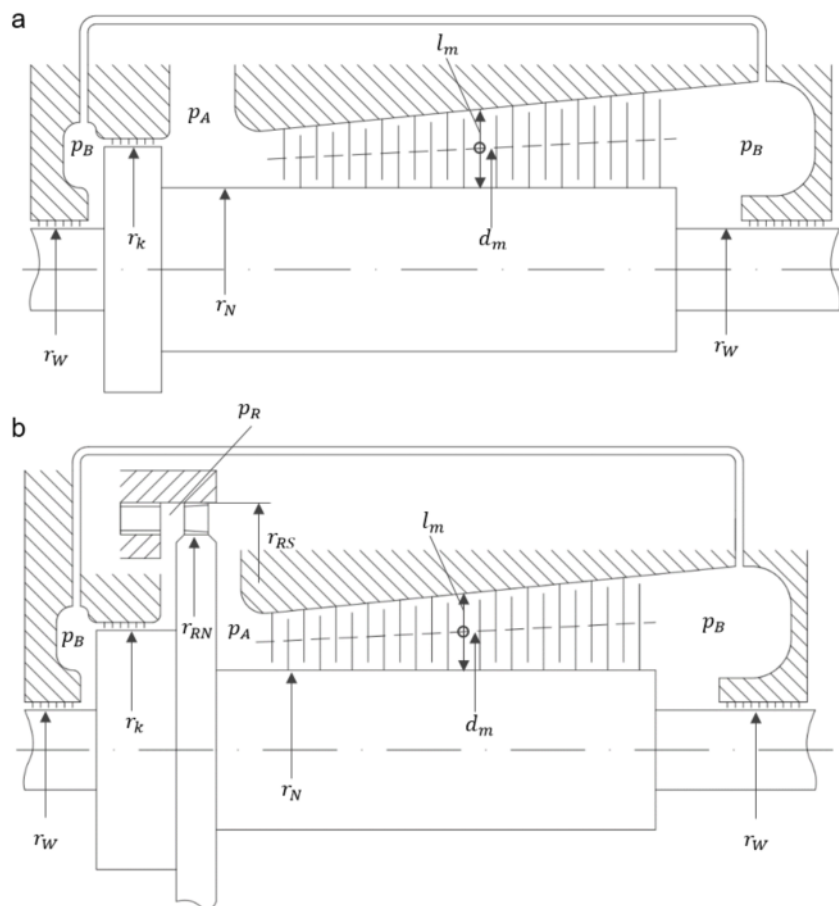


Abbildung 5.3: Trommelläufer mit Ausgleichkolben; a) ohne Regelstufe, b) mit Regelstufe

Anhaltspunkt für die Größenordnung des zulässigen Axialschubes S eines Axiallagers liefert Abb. 5.4. Bei bekannter Flächenpressung p im Axiallager kann der Schub mittels

$$S = \frac{\pi}{4} D^2 (1 - \nu^2) \alpha p \quad (5.8)$$

berechnet werden. Dabei beschreibt ν das Verhältnis d/D und α den Anteil der tragenden Flächen des Axiallagers. Mit dem Zusammenhang $D = 60 u / (n \pi)$ lässt sich Gl. 5.8 zu

$$S = \frac{3600 u^2}{4 \pi n^2} (1 - \nu^2) \alpha p \quad (5.9)$$

umformen. Dieser Zusammenhang ist für $\nu = 0,6$, $\alpha = 0,6$, $p = 35 \text{ bar}$ und einer Umfangsgeschwindigkeit von $u = 75 \text{ m/s}$ in Abb.5.4 aufgetragen.

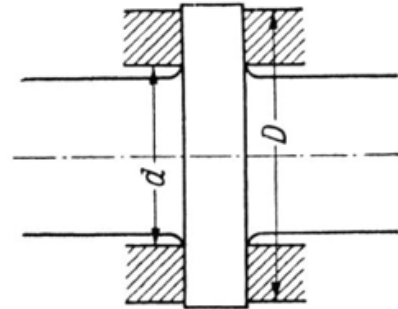
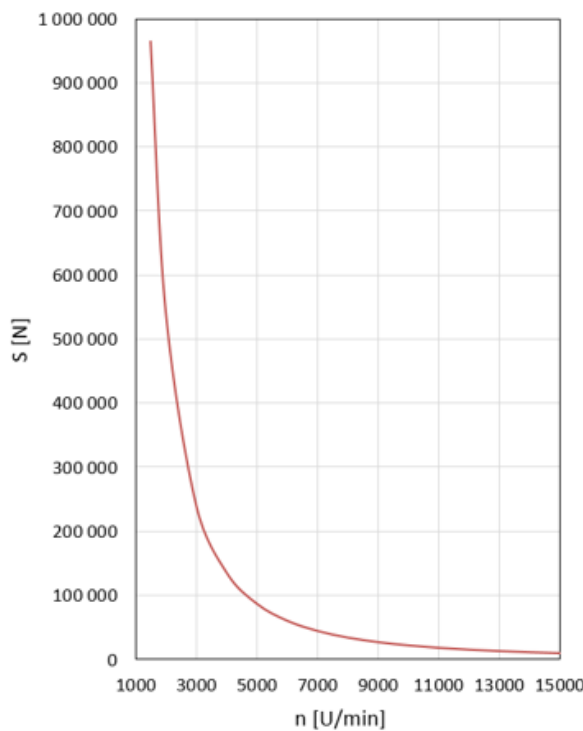


Abbildung 5.4: Größenordnung des zulässigen Axialschubes S eines Axiallagers [2]

6. Festigkeit

Für den Festigkeitsnachweis der Turbinenschaufel müssen die auftretenden Belastungen an der Turbinenschaufel erfasst werden. Im Allgemeinen können Turbinenschaufeln durch folgende fünf Belastungsquellen beansprucht werden [13] :

- Fliehkräfte der umlaufenden Schaufelmassen
- Biegemomente durch die Umlenkung des Dampfmassenstroms
- Biegemoment durch unterschiedlichen Druck vor und nach dem Gitter
- Biegemoment durch die Zentrifugalkraft, falls die Schwerpunkte einzelner Querschnittsflächen mit unterschiedlichem Abstand von der Schaufelwurzel nicht auf einer radialen Linie liegen
- Torsionsmoment bei verwundenen Laufschaufeln aufgrund der Fliehkraft (I_{xy} ist nicht konstant)

Die letzten beiden Punkte entfallen bei zylindrischen Schaufeln. Für den Festigkeitsnachweis wird weiters vorausgesetzt, dass

- die resultierende Kraft im Schwerpunkt der Schaufel (im Mittelschnitt) angreift
- der Schaufelwerkstoff homogen und isotrop ist.

Somit wird die Schaufel durch Fliehkräfte sowie Biegung infolge von Strömungsumlenkungen und Druckdifferenzen am Ein- und Austritt der Schaufel belastet.

6.1. Schaufel

6.1.1. Fliehkraftbeanspruchung

Die Summe der Fliehkraftanteile einer Laufschaufel kann entsprechend Abb. 6.1 durch

$$F_r = \varrho \omega^2 \int_{r_N}^{r_S} r A dr \quad (6.1)$$

berechnet werden. Durch die Voraussetzung zylindrischer Schaufeln mit konstantem Querschnitt und $\omega_{max} = 1,27 u_m / r_m$ kann die Fliehkraft mit

$$F_r^{\text{Profil}} = \varrho \left(\frac{1,27 u_m}{r_m} \right)^2 \frac{r_S^2 - r_N^2}{2} A \quad (6.2)$$

direkt angeschrieben werden. Der Faktor 1,27 berücksichtigt die maximal auftretende Drehzahl. Diese wird in API612 als

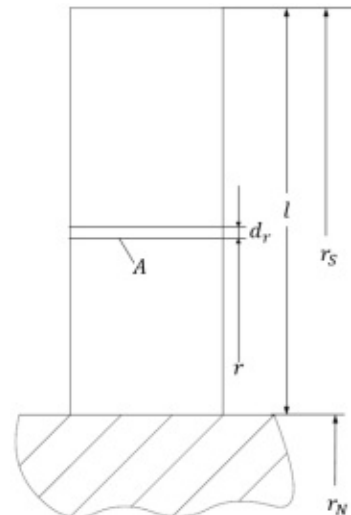


Abbildung 6.1: Schaufel

maximum temporary overshoot speed bezeichnet und beträgt 127 Prozent der Nenndrehzahl [14]. Zusätzlich zur Schaufelmasse liefert auch die Deckplatte einen Beitrag zur Fliehkraft. Sie kann mit

$$F_r^{\text{Deckplatte}} = \frac{\varrho(r_D^2 - r_S^2)B_D\pi u_m^2 1,27^2}{zr_m} \quad (6.3)$$

angegeben werden. Dabei beschreibt B_D die Deckplattenbreite und r_D den äußeren Radius der Deckplatte. Die maximale Zugspannung in der Blattwurzel folgt mit $d_m = r_N + r_S$ und $r_S - r_N = l$ zu

$$\sigma_z = \frac{F_r^{\text{Profil}} + F_r^{\text{Deckplatte}}}{A} = \frac{2\varrho l u_m^2 1,27^2}{d_m} + \frac{\varrho(r_D^2 - r_S^2)B_D\pi u_m^2 1,27^2}{zr_m A}. \quad (6.4)$$

In Gl. 6.4 beschreibt der erste Term die Zugspannung die aufgrund der Schaufelmasse und der zweite Term die Zugspannung die aufgrund der Deckplattenmasse entsteht. Es ist erkennbar, dass für Laufschaufeln ohne Deckplatten die Berechnung der Zugspannung ohne Kenntnis der Querschnittsfläche A möglich ist. Sie kann mit der Werkstoffdichte ϱ , Schaufellänge l , mittlerem Durchmesser d_m und mittlerer Umfangsgeschwindigkeit u_m berechnet werden.

6.1.2. Biegebeanspruchung

Schaufelkräfte, die durch Umlenkung des Dampfes entstehen, können in eine Umfangs- und Axialkomponente zerlegt werden. Sie entstehen durch Strömungskräfte und Druckdifferenzen an der Schaufel. Mittels Impulssatz erhält man für die Umfangskomponente

$$F_u = tl\varrho_D c_m (w_{u1} - w_{u2}) \quad (6.5)$$

und für das Umfangsmoment im Nabenschnitt

$$M_u = \frac{l}{2} F_u = \frac{tl^2\varrho_D c_m}{2} (w_{u1} - w_{u2}). \quad (6.6)$$

Die Axialkomponente kann durch

$$F_a = \frac{tl\varrho_D}{2} (w_{a1} - w_{a2}) + \frac{r_S^2 - r_N^2}{z} \pi (p_1 - p_2) \quad (6.7)$$

berechnet werden. Der erste Term in Gl. 6.7 verschwindet bei konstanter Axialströmungsgeschwindigkeit. Bei Vernachlässigung der Kompressibilität des Dampfes, da der Dichteunterschied über eine Schaufelreihe nicht allzu groß ist, gilt für die Druckdifferenz an der Schaufel nach Bernoulli

$$p_1 - p_2 = \frac{\varrho_D}{2} (w_2^2 - w_1^2). \quad (6.8)$$

Somit lässt sich das Axialmoment im Nabenschnitt mittels

$$M_a = \frac{r_S^2 - r_N^2}{z} \frac{\rho_D l \pi}{4} (w_2^2 - w_1^2) \quad (6.9)$$

berechnen. Das gesamte, auf den Nabenschnitt bezogene Schaufelmoment kann nun durch

$$M = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} \quad (6.10)$$

berechnet werden. Der Winkel zwischen M und y Achse kann durch

$$\tan(\gamma_m) = \frac{M_a}{M_u} \quad (6.11)$$

berechnet werden. Um die Zugspannung aufgrund der Biegung angeben zu können, muss der Momentenvektor M auf die Trägheitshauptachsen ζ und η aufgeteilt werden. Dies ist in Abb. 6.2 dargestellt. Der Umstand, dass beim gewählten Profil die Neigung der Hauptträgheitsachse η und der Staffelungswinkel γ nur geringfügig voneinander abweicht, kann vernachlässigt werden. Zwischen dem Momentenvektor M und Hauptträgheitsachse ζ wird der Winkel $\gamma + \gamma_m$ eingeschlossen.

Die Biegespannung in Nabenschnitt kann nun für jeden beliebigen Profilverpunkt mit den Koordinaten c_η , c_ζ mittels

$$\sigma_b = M \left(\frac{c_\eta \cos(\gamma + \gamma_m)}{I_\zeta} + \frac{c_\zeta \sin(\gamma + \gamma_m)}{I_\eta} \right) \quad (6.12)$$

berechnet werden. Dabei ist darauf zu achten, dass die Abstände c_η und c_ζ vorzeichenrichtig eingesetzt werden. Somit erhält man positive Werte für Zugspannungen und negative Werte für Druckspannungen.

Kräfte durch Druckunterschiede an den Deckplatten können aufgrund der geringen Fläche vernachlässigt werden.

6.1.3. Dimensionierung der Schaufel

Werden die Spannungen von Fliehkraft, Strömungsumlenkung und Druckdifferenz addiert müssen diese in jedem Profilverpunkt kleiner als die zulässige Werkstoffspannung sein.

$$\sigma_b + \sigma_z \leq \sigma_{zul} \quad (6.13)$$

Mit den aufgestellten Gleichungen ist eine direkte Dimensionierung der Beschaukelung möglich. Dazu werden die gegebenen Gleichungen so umgeformt, dass nur eine unbekannte Zielgröße, die Sehnenlänge, übrig bleibt.

Mit den Gln. 6.6, 6.9 und 6.10 sowie $\tau = t/s$ und $(r_S^2 - r_N^2) \pi/z = tl$ kann für das Schaufelmoment

$$M = \frac{\tau s l^2 \rho_D}{2} \sqrt{c_m^2 (w_{u1} - w_{u2})^2 + \frac{1}{4} (w_2^2 - w_1^2)^2} \quad (6.14)$$

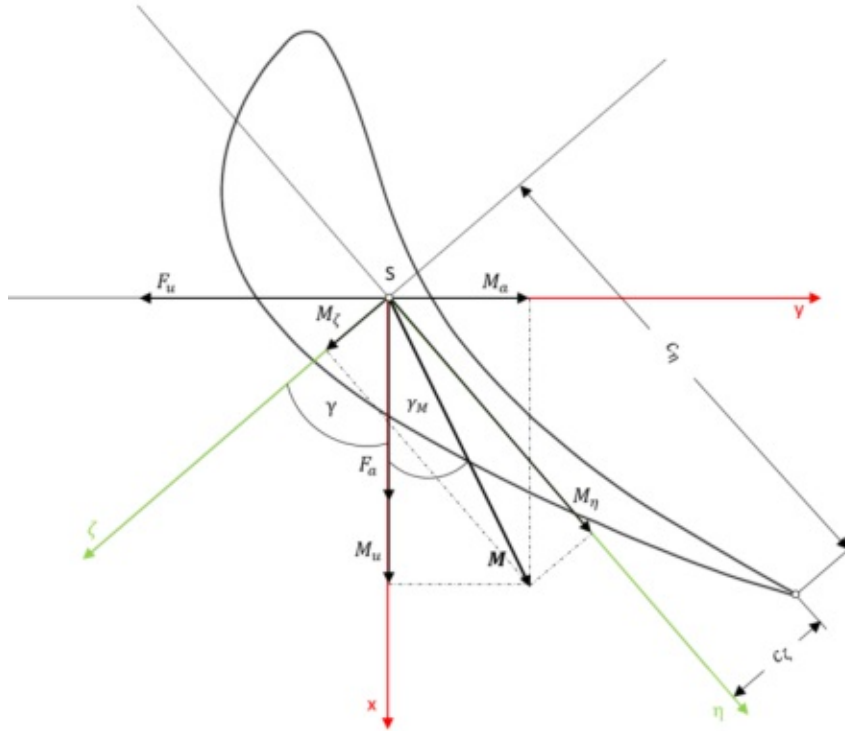


Abbildung 6.2: Traupelprofil mit Trägheitshauptachsen und Schaufelkräften

geschrieben werden. Mit den Gln. 6.12 und 6.13 lässt sich für die zulässige Spannung

$$\frac{2\rho l u_m^2 1,27^2}{d_m} + \frac{\rho(r_D^2 - r_S^2)B_D \pi u_m^2 1,27^2}{z r_m \bar{A} s^2} + M \left(\frac{c_\eta \cos(\gamma + \gamma_M)}{\bar{I}_\zeta s^4} + \frac{c_\zeta \sin(\gamma + \gamma_M)}{\bar{I}_\eta s^4} \right) \leq \sigma_{zul} \quad (6.15)$$

anschreiben. In Gl. 6.15 verbleibt die Sehnenlänge s als einzige Unbekannte. Bei \bar{I}_ζ und \bar{I}_η handelt es sich um die, mit der Sehnenlänge entdimensionierten Flächenträgheitsmomente der jeweiligen Profilform. \bar{A} beschreibt die dimensionlose Querschnittsfläche der Profilform. Sowohl Trägheitsmomente als auch Querschnittsflächen können mit diversen CAD-Zeichenprogrammen für verschiedene Profilformen ermittelt werden.

Für das verwendete Profil erhält man für die mit der Sehnenlänge dimensionslos gemachten Hauptträgheitsmomente

$$\bar{I}_\eta = 5,27 \cdot 10^{-4} \quad \bar{I}_\zeta = 6,342 \cdot 10^{-3}$$

und die dimensionslosen Abstände zum kritischen Punkt

$$\bar{c}_\eta = 0,654 \quad \bar{c}_\zeta = 0,154.$$

6.2. Schaufelfuß

6.2.1. Fliehkraftbeanspruchung

Der Schaufelfuß wird nicht nur durch die Fliehkraft aufgrund der Laufschaufelmasse sondern auch durch die Masse des Schaufelfußes beansprucht. Für einen Hammerkopf Schaufelfuß entsprechend Abb. 6.3 kann die Fliehkraft durch

$$F_r^{\text{Fuß}} = \frac{\rho \omega^2 \pi 1,27^2}{z} \left((r_2^2 - r_1^2) B_1 + (r_3^2 - r_2^2) B_2 + (r_N^2 - r_3^2) B_3 \right) \quad (6.16)$$

angeschrieben werden. Dabei wurden Rundungen an der Verjüngung des Hammerkopfes sowie Fasen nicht berücksichtigt.

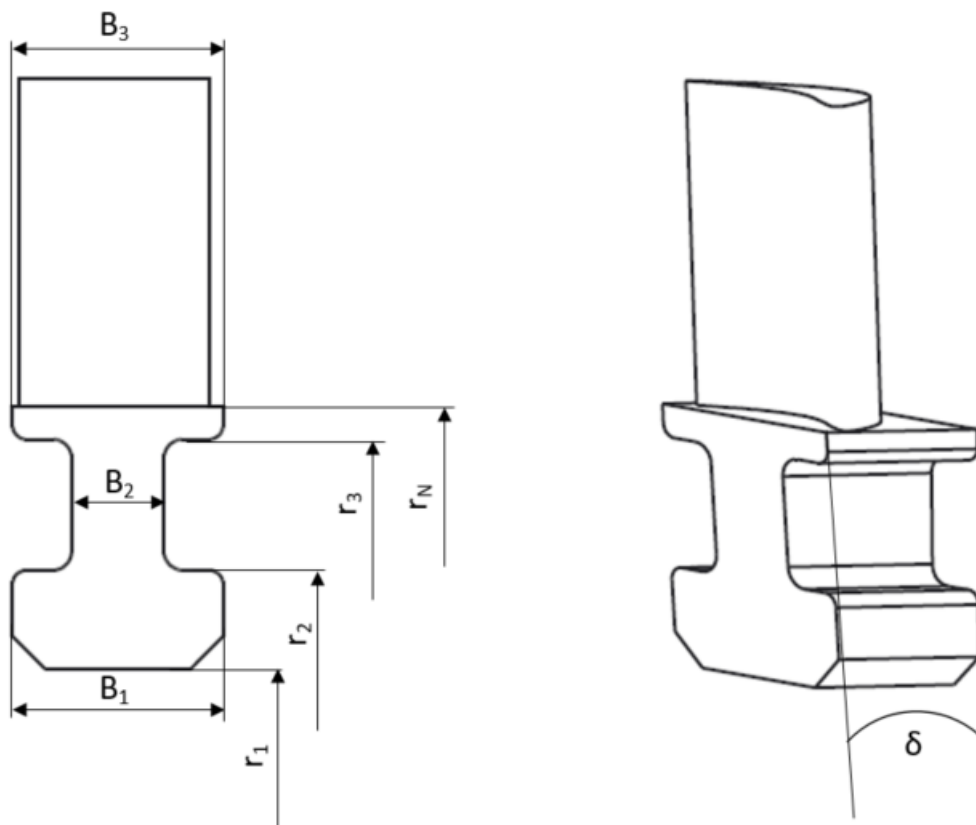


Abbildung 6.3: Laufschaufel mit Hammerkopffuß

Die Zugspannung im kritischen Querschnitt r_2 kann durch

$$\sigma_z = \frac{\rho \omega^2 \pi 1,27^2}{z B_2 t (r_2)} \left((r_2^2 - r_1^2) B_1 + (r_3^2 - r_2^2) B_2 + (r_N^2 - r_3^2) B_3 \right) + \frac{F_r^{\text{Profil}} + F_r^{\text{Deckplatte}}}{B_2 t (r_2)} \quad (6.17)$$

angegeben werden. Der erste Term in Gl. 6.17 beschreibt die Zugspannung aufgrund der Masse des Schaufelfußes, der zweite Term beschreibt die Spannung aufgrund der Masse

der Laufschaufel und der Deckplatte. Der Faktor 1,27 beschreibt die maximale Drehzahl, die 127 Prozent der Nenndrehzahl entspricht.

6.2.2. Biegebeanspruchung

Die Biegebelastung wird durch Kräfte, die an der Schaufel wirken, in den Schaufelfuß eingebracht. Unter der Annahme, dass die Verbindungslinie der Schwerpunkte von Schaufelfuß und Schaufelprofil durch die Drehachse geht, kann für die Biegemomente am kritischen Radius r_2 des Schaufelfußes

$$M_u = F_u \left(\frac{l}{2} + r_N - r_2 \right) \quad (6.18)$$

$$M_a = F_a \left(\frac{l}{2} + r_N - r_2 \right) \quad (6.19)$$

$$M = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} \quad (6.20)$$

geschrieben werden. Dabei beschreiben F_u und F_a die Schaufelkräfte in Umfangs- und Axialrichtung, die auf halber Schaufelhöhe angreifen. In Abb. 6.4 ist die Schaufel mit Schaufelfuß aus der Aufsicht dargestellt. Der Schaufelfuß wird dabei entsprechend des Staffelungswinkels γ des Schaufelprofils abgeschnitten (vgl. Abb. 6.4). Dabei muss beachtet werden, dass die Trägheitshauptachsen im Fußquerschnitt nicht mit den Trägheitshauptachsen des Schaufelquerschnitts zusammenfallen. Der Versatzwinkel δ der Trägheitshauptachsen des Schaufelfußes kann durch CAD-Zeichenprogramme einfach ermittelt werden. Für grobe Auslegungsverfahren kann der Versatzwinkel δ auch vernachlässigt werden, da er für die meisten Teilungen und Sehnenlängen relativ gering ist. Die Biegespannung im kritischen Querschnitt des Schaufelfußes kann für jeden Punkt des Querschnittes durch

$$\sigma_b = M \left(\frac{c_\eta \cos(\gamma + \gamma_M + \delta)}{I_\zeta} + \frac{c_\zeta \sin(\gamma + \gamma_M + \delta)}{I_\eta} \right) \quad (6.21)$$

berechnet werden. Die Flächenträgheitsmomente des Parallelogramms am kritischen Querschnitt r_2 können entsprechend Abb. 6.5 durch

$$\begin{aligned} I_{\eta'} &= \frac{xh^3}{12} + 2 \left(\frac{yh^3}{36} + \frac{yh}{2} \left(\frac{h}{6} \right)^2 \right) \\ I_{\zeta'} &= \frac{hx^3}{12} + 2 \left(\frac{hy^3}{36} + \frac{yh}{2} \left(\frac{y}{3} + \frac{x}{2} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (6.22)$$

$$h = t \sin(\gamma), \quad y = t \cos(\gamma), \quad x = \frac{B_2}{\sin(\gamma)} - t \cos(\gamma), \quad t(r_2) \approx t$$

berechnet werden.

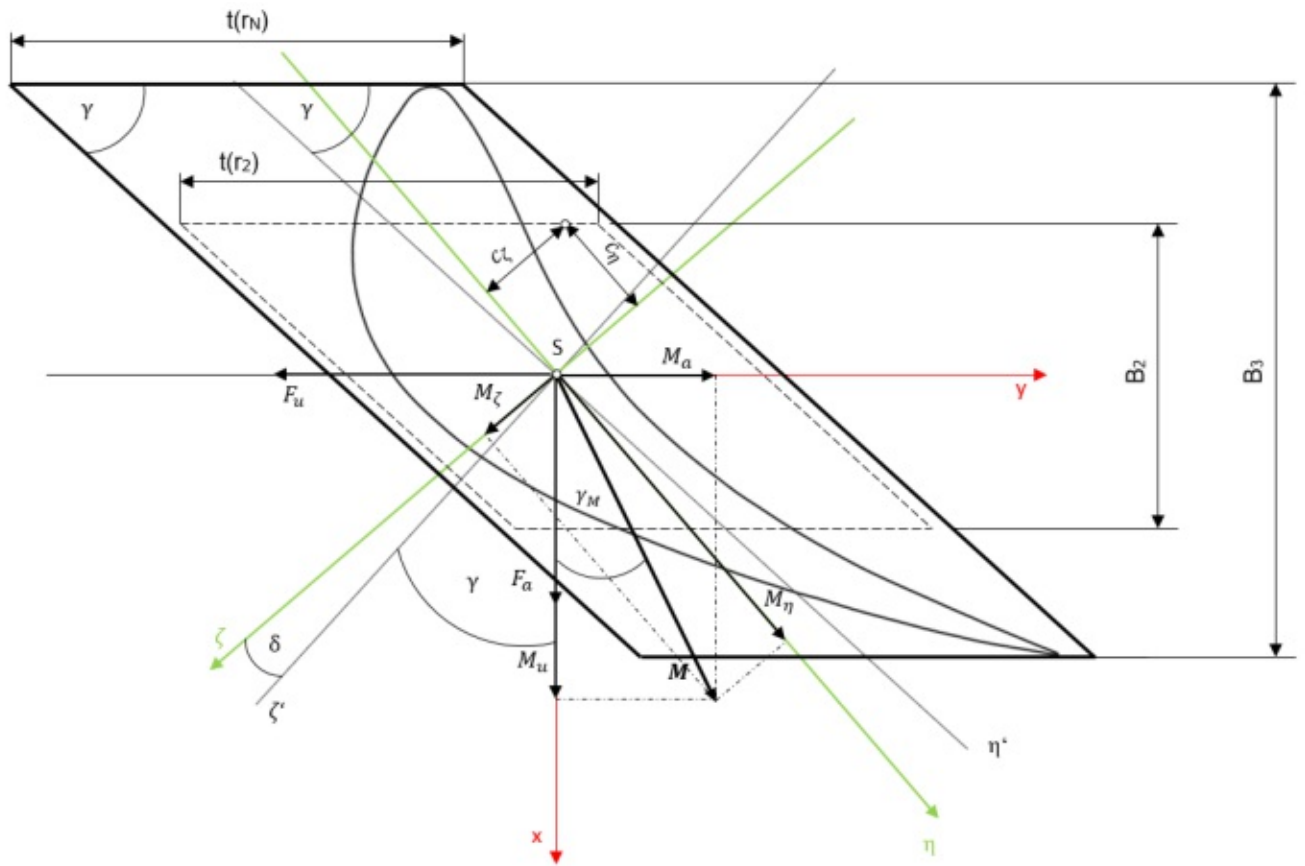


Abbildung 6.4: Schauffelfuß mit Hauptträgheitsachsen η , ζ und Schauffel mit Hauptträgheitsachsen η' , ζ'

6.2.3. Dimensionierung des Schauffelfußes

Im kritischen Querschnitt r_2 des Schauffelfußes muss die Spannung in jedem Punkt kleiner als die zulässige Spannung des Werkstoffes sein.

$$\sigma_z + \sigma_b \leq \sigma_{zul} \quad (6.23)$$

Mit den Gln. 6.17, 6.21 und 6.23 kann für die zulässige Spannung

$$\frac{\rho \omega^2 \pi 1,27^2}{z B_2 t(r_2)} \left((r_2^2 - r_1^2) B_1 + (r_3^2 - r_2^2) B_2 + (r_N^2 - r_3^2) B_3 \right) + \frac{F_r^{\text{Profil}} + F_r^{\text{Deckplatte}}}{B_2 t(r_2)} + M \left(\frac{c_\eta \cos(\gamma + \gamma_M)}{I_\zeta} + \frac{c_\zeta \sin(\gamma + \gamma_M + \delta)}{I_\eta} \right) \leq \sigma_{zul} \quad (6.24)$$

angegeben werden. Dabei wurde der geringe Winkelversatz δ zwischen den Trägheitshauptachsen von Schauffelprofil und Fußquerschnitt vernachlässigt. Für die Trägheits-

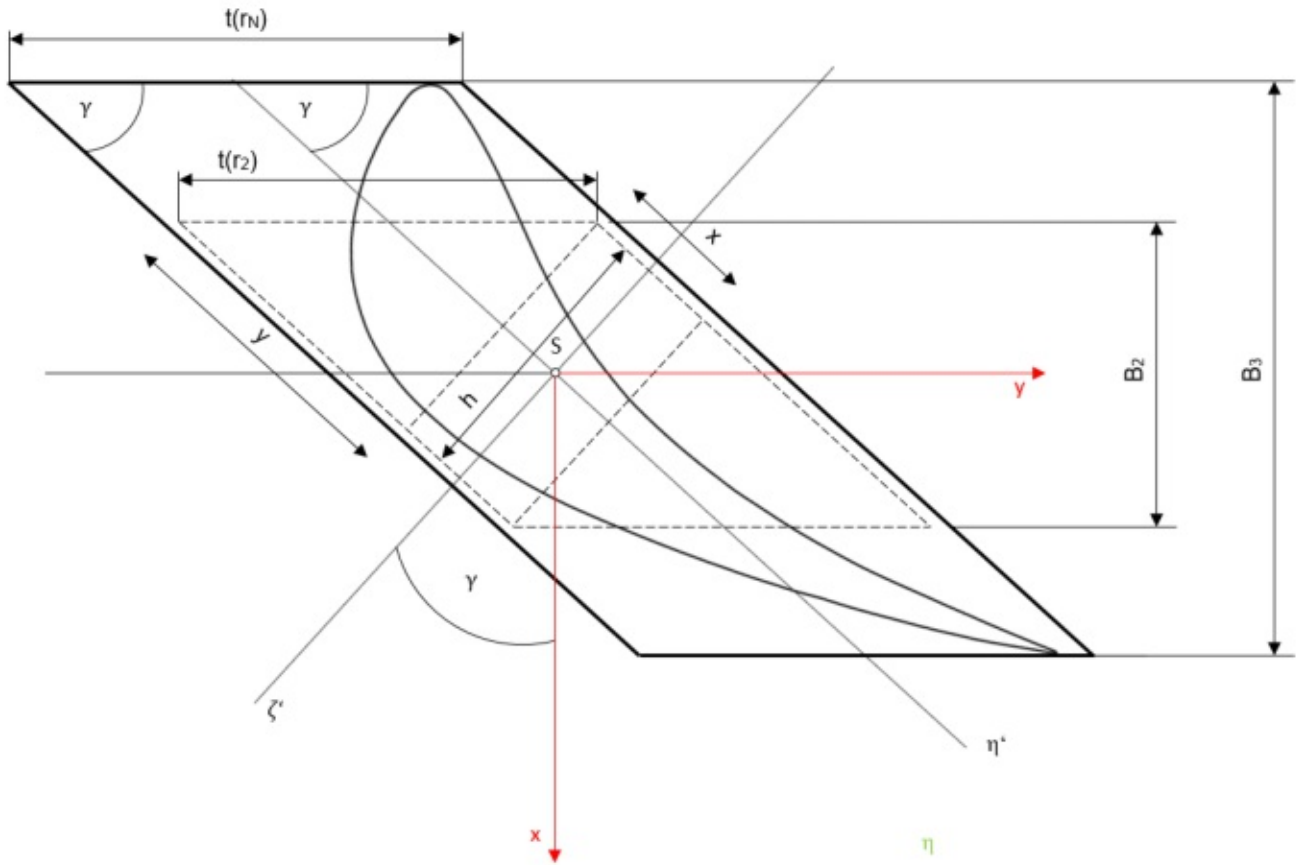


Abbildung 6.5: Schaufelfuß

momente des Schaufelfußquerschnittes gilt

$$\begin{aligned}
 I_{\zeta} &= \frac{t \sin(\gamma) \left(\frac{B_2}{\sin(\gamma)} - t \cos(\gamma) \right)}{12} \\
 &+ 2 \left[\frac{t \sin(\gamma) t^3 \cos^3(\gamma)}{36} + \frac{t^2 \sin(\gamma) \cos(\gamma)}{2} \left(\frac{B_2}{2 \sin(\gamma)} - \frac{t \cos(\gamma)}{6} \right) \right] \\
 I_{\eta} &= \frac{\left(\frac{B_2}{\sin(\gamma)} - t \cos(\gamma) \right) t^3 \cos^3(\gamma)}{12} \\
 &+ 2 \left[\frac{t \cos(\gamma) t^3 \sin^3(\gamma)}{36} + \frac{t^2 \sin(\gamma) \cos(\gamma)}{2} \frac{t^2 \sin^2(\gamma)}{36} \right].
 \end{aligned} \tag{6.25}$$

Ist die Schaufel- sowie die Deckplattengeometrie bekannt und wählt man ein Verhältnis von B_3/B_1 aus, kann Gl. 6.24 nach B_2 ausgewertet werden. Zu beachten ist, dass dabei

$$B_3 \geq s \sin(\gamma) \tag{6.26}$$

stets erfüllt ist.

6.2.4. Flächenpressung

Durch die hohen Zentrifugalkräfte werden die Kontaktflächen zwischen Hammerkopf und Rotor auf Flächenpressung beansprucht. Die mittlere Flächenpressung kann durch

$$\bar{p} = \frac{F_r^{\text{Profil}} + F_r^{\text{Deckplatte}} + F_r^{\text{Fuß}}}{A_K} \quad (6.27)$$

bestimmt werden. Dabei beschreibt A_K die tragende Kontaktfläche zwischen Rotor und Schaufelfuß. Werden Fasen und Ausrundungen vernachlässigt kann diese durch

$$A_K = (B_1 - B_2)t(r_2) \quad (6.28)$$

bestimmt werden. Da die Flächenpressung über der Breite nicht konstant ist muss hier eine Korrektur vorgenommen werden. Die maximal auftretende Flächenpressung kann nach *Traupel* [15] mit

$$p_{max} = 1,5\bar{p} \quad (6.29)$$

abgeschätzt werden.

6.2.5. Werkstoff

Ein von Turbinenherstellern häufig gewählter Schaufelwerkstoff ist X22CrMoV 12-1. Dabei handelt es sich um einen nichtrostenden, hochwarmfesten Chrom Stahl mit Molybdänzusatz. Er weist gute Schmiede-, Schweiß-, und Späneigenschaften auf.

Bei der Bestimmung der Festigkeitswerte nach *Körner* [16] erfolgt eine getrennte Betrachtung von Zugspannungen aufgrund von Fliehkrafteinflüssen und Zugspannungen aufgrund von Biegemomenten. Des Weiteren werden dynamische Belastungsanteile vernachlässigt. Im Gegenzug dafür werden sehr hohe Sicherheiten, die auf Erfahrungswerten beruhen, vorgesehen. Die zulässige Biegespannung lautet

$$\sigma_{bzul} = \frac{R_{p0,2}(\vartheta)}{S_b} \quad (6.30)$$

und für fliehkraftbedingte Spannungen kann

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_{p0,2}(\vartheta)}{S_z} \quad (6.31)$$

angegeben werden. Dabei beschreibt $R_{p0,2}$ die Dehngrenze bei der Einsatztemperatur ϑ und S_b sowie S_z die Sicherheitsfaktoren. Um die Betriebssicherheit zu gewährleisten sollte dieser mit $S_b \geq 8$ und $S_z \geq 1,5$ gewählt werden. Die zulässigen Spannungswerte des Werkstoffes können Tab. 5 entnommen werden.

Werkstoffsorte		Wärmebehandlungs- zustand ^a	Durchmesser ^b <i>d</i> mm	Mindestwerte der 0,2 %-Dehngrenze $R_{p0,2}$ in MPa bei einer Temperatur in °C von												
Name	Nummer			50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
X22CrMoV12-1	1.4923	+QT1	$d \leq 160$	585 ^c	560	545 ^c	530	505 ^c	480	450 ^c	420	380	335	-	-	-

Tabelle 5: Mindestwerte der 0,2%-Dehngrenze bei erhöhten Temperaturen [17]

6.3. Biege - Eigenfrequenz

Die Zuverlässigkeit einer Turbine hängt nicht nur von der Festigkeit der Komponenten sondern auch von den Schwingungen ihrer Beschaufelung ab. Bei der Auslegung der Laufschaufeln ist man bemüht Resonanzen von Schaufeleigenfrequenzen mit den ersten sechs Drehzahlharmonischen (ganzzahlige Vielfache der Drehfrequenz) zu vermeiden [18].

Für ein freistehendes Schaufelblatt gleichbleibenden Querschnittes können die Gleichungen für die Schwingungsfrequenz des geraden einseitig eingespannten Stabes herangezogen werden. Für die Biegeschwingungen um die Hauptträgheitsachse des Schaufelquerschnittes beträgt die Eigenfrequenz i -ter Ordnung

$$f_b = \frac{\kappa_i}{l^2} \sqrt{\frac{EI_{min}}{\rho A}} \quad (6.32)$$

mit

i	1	2	3	4
κ_i	0,5596	3,507	9,820	19,234

Dabei beschreiben A die Querschnittsfläche, I_{min} das minimale Flächenträgheitsmoment und l die Schaufelblattlänge.

Diese Gleichung gilt nur für starre Einspannungen. Je nach Art der Schaufelbefestigung können die Eigenfrequenzen herabgesetzt werden. Sind die Laufschaufeln mit Deckplatten ausgeführt, bewirkt dies ebenfalls eine Herabsetzung der Eigenfrequenz. Durch gegenseitiges Abstützen der Deckplatten wird eine starke Schwingungsdämpfung erzielt sowie die Eigenfrequenz erhöht. Eine genaue Berechnung der Eigenfrequenzen ist daher aufwändig. In einer groben Abschätzung der Eigenfrequenzen kann daher mit den Gleichungen des einseitig eingespannten Stabes gerechnet werden.

Setzt man in Gl. 6.32 für das entsprechende Profil dimensionslose Größen für Flächenträgheitsmoment und Fläche ein erhält man

$$f_b = \frac{s\kappa_i}{l^2} \sqrt{\frac{E\bar{I}_{min}}{\rho\bar{A}}}. \quad (6.33)$$

Bei umlaufenden Schaufeln kommt es durch die Fliehkraft zu einer Versteifung der Schaufel, was zu einer Erhöhung der Biegeeigenfrequenz führt. Nach *Kruschik* [19] kann diese

korrigierte Biegefrequenz mittels

$$f_{bkr} = \sqrt{f_b^2 + k_r n^2} \quad (6.34)$$

bestimmt werden. Der Korrekturbeiwert k_r ist vom Querschnittsverhältnis der Schaufel an Spitze und Nabe A_S/A_N sowie vom Verhältnis des mittleren Durchmessers zur Schaufellänge d_m/l abhängig. Er kann Abb. 6.6 entnommen werden. Die Drehzahl n ist in Umdrehungen pro Sekunde einzusetzen.

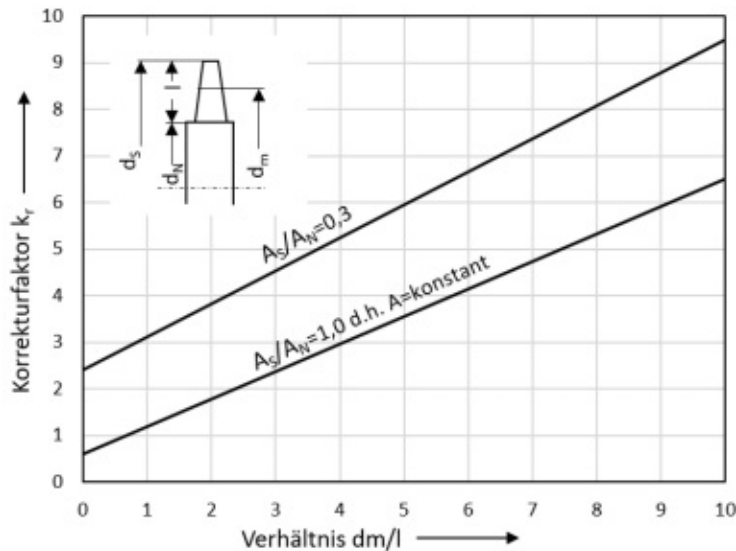


Abbildung 6.6: Korrekturbeiwert k_r [20]

Die beiden Gln. 6.33 und 6.34 können für eine grobe Abschätzung der Biegeeigenfrequenz herangezogen werden. Sie gelten streng genommen jedoch nur für die starre Einspannung und frei endende Schaufeln. Genauere Ergebnisse liefert eine experimentelle Untersuchungen der Schaufel. Die Ergebnisse können dabei in einem sog. *Campbell*-Diagramm dargestellt werden. Die Eigenfrequenzen der in Abb. 6.7 dargestellten Schwingungsformen 1-4 sind als Funktion der Drehzahl aufgetragen. Die erregenden Frequenzen sind als Vielfache der Drehfrequenz eingetragen. Die Schnittpunkte der Eigenfrequenzen mit den Erregerfrequenzen ergeben die Resonanzwerte. Solch ein Frequenzdiagramm kann für jede Schaufelreihe erstellt werden. Vor allem im Betrieb mit variabler Drehzahl scheint die Vermeidung jeglicher Resonanz nicht möglich. Man muss sich darauf beschränken, durch geeignete Formgebung der Schaufel jene Resonanzen auszuschließen, die zu hohe Anteile an Spannungsauslägen liefern würden. Des Weiteren haben zusätzliche Massen an den Schaufelspitzen, wie beispielsweise Deckplatten Einfluss auf die Eigenfrequenz. Dadurch wird das vorliegende Schwingungsproblem wesentliche komplexer. Tatsächlich kann die Eigenfrequenz nur für einfache Problemstellungen analytisch berechnet werden. In der Praxis kommen numerische Verfahren, wie z.B das Ritz-Galerkin Verfahren oder die Finite Elemente Methode bzw. Modellversuche zum Einsatz.

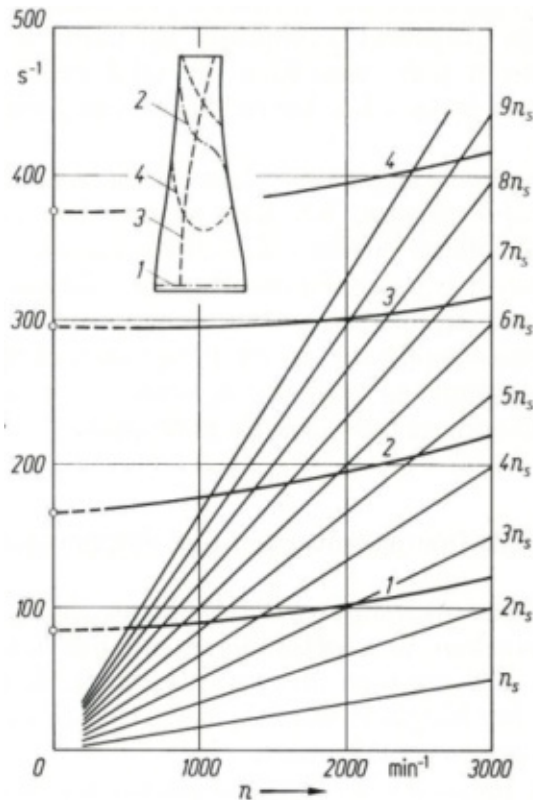


Abbildung 6.7: Campbell-Diagramm [15]

7. Endstufe

Durch das geringe spezifische Volumen und den damit verbundenen hohen Volumenstrom am Austritt von Kondensationsturbinen bedarf es einer separaten Behandlung der Endstufen. Aus geometrischer Sicht sind kleine Nabenverhältnisse und hohe Schaufel-seitenverhältnisse l/b (Aspect Ratio) für Endstufen von Kondensationsturbinen typisch. Des Weiteren werden die Laufschaufeln der Endstufe verwunden und in radialer Richtung verjüngt ausgeführt.

Der Umstand von verwundenen Schaufeln ist der Berücksichtigung des dreidimensionalen Charakters der Strömung, geschuldet. Die Änderung der Anströmwinkel über der Schaufellänge ist in diesem Fall zu groß, sodass zylindrische Schaufeln, ohne erheblichen Wirkungsgradverlust, nicht mehr eingesetzt werden können. So kommt am Fuß etwa eine Aktionsbeschaufelung und an der Spitze eine Reaktionsbeschaufelung zum Einsatz. Bei der Auslegung wird die Strömung durch ein- oder zweidimensionale Untersuchungen in mehreren Schnitten erfasst. Auch die Wechselwirkung der Strömungen in den einzelnen Schnitten muss in die Rechnung miteinbezogen werden. Des Weiteren würde sich die Änderung der Teilung entlang der Schaufelhöhe bei langen unverwundenen Schaufeln negative auf den Gitterwirkungsgrad auswirken.

Die Verjüngung der Laufschaufel wird aus festigkeitstechnischen Gründen durchgeführt. Durch die Verjüngung können bei gleichen Längenverhältnissen vor allem die Zugbean-

spruchung sowie die Flächenpressung im Schaufelfuß verringert werden. Beim Entwurf einer Laufschaufel ist darauf zu achten, dass die Schwerpunkte der einzelnen Schaufelschnitte auf einer radial stehenden Geraden liegen. Ist dies nicht der Fall kommt es zu zusätzlichen Fliehkraft-Biegespannungen. Allerdings kann durch entsprechende Anordnung der Schaufelschnitte der Biegespannungen sogar entgegengewirkt werden. Weiters erfolgt die Schaufelbefestigung bei Endstufen meist nicht mehr mit einfachen Hammerkopffüßen sondern mit hochwertigeren Tannenbaumfüßen. Aufgrund der Komplexität von Endstufenschaufeln werden diese von Industriedampfturbinenherstellern nicht individuell entworfen. Vielmehr wird, ähnlich zu den zylindrischen Schaufeln, auf eine vorgefertigte Palette an Schaufeln gewisser Sehnenlänge zurückgegriffen. Ausgangspunkt der Wahl der richtigen Schaufel ist wiederum durch die erforderliche Festigkeit gegeben. Bei Bedarf werden die vorgefertigten Endstufenschaufeln in der Länge gekürzt.

7.1. Verwindung

Die Drallverteilung über der Schaufelhöhe ist für Geometrie, Konstruktion und Arbeitsumsetzung der Stufe ausschlaggebend. Geht man von zylindrischen Meridianstromflächen und einer fehlenden Radialkomponente der Strömung $c_r = 0$ aus, kann die Bewegungsgleichung im Axialspalt zwischen zwei Schaufeln auf das radiale Gleichgewicht

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} \quad (7.1)$$

reduziert werden. Die Energiegleichung für die Strömung im Axialspalt lautet

$$h_t = h + \frac{c_r^2}{2} + \frac{c_u^2}{2} + \frac{c_m^2}{2}. \quad (7.2)$$

Zusammen mit der Gibbs'schen Gleichung,

$$dh = \frac{1}{\rho} dp + T ds \quad (7.3)$$

der Energiegleichung und dem radialen Gleichgewicht erhält man unter Annahme von $c_r = 0$ und $ds = 0$

$$\frac{c_u^2}{2} + c_u \frac{dc_u}{dr} + c_m \frac{dc_m}{dr} = \frac{dh_t}{dr}. \quad (7.4)$$

Werden zwei der drei Größen c_u , c_m und h_t vorgegeben, so lässt sich der Verlauf der dritten Komponente bestimmen. Wird die axiale Geschwindigkeit und die Totalenthalpie innerhalb des Spaltes konstant gehalten reduziert sich Gl. 7.4 auf

$$\frac{dr}{r} + \frac{dc_u}{c_u} = 0. \quad (7.5)$$

Durch Integration erhält man

$$\ln r + \ln c_u = \ln K \quad \text{bzw.} \quad r c_u = K \quad (7.6)$$

Diese Gleichung sagt aus, dass die Umfangskomponente der Geschwindigkeit entlang der Schaufelhöhe abnimmt. Sie wird als Potentialwirbel bezeichnet. Für die Strömungswinkel erhält man im Falle des Potentialwirbels mit $u = \omega r$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arctan \left(\frac{c_m}{c_{u1}} \right) = \arctan \left(\frac{c_m}{K_1} r \right) \\ \beta_1 &= \arctan \left(\frac{c_m}{w_{u1}} \right) = \arctan \left(\frac{c_m}{K_1 - \omega r^2} r \right) \\ \alpha_2 &= \arctan \left(\frac{c_m}{c_{u2}} \right) = \arctan \left(\frac{c_m}{K_2} r \right) \\ \beta_2 &= \arctan \left(\frac{c_m}{w_{u2}} \right) = \arctan \left(\frac{c_m}{K_2 - \omega r^2} r \right). \end{aligned} \quad (7.7)$$

Abbildung 7.1a veranschaulicht qualitativ die Verläufe der Strömungswinkel einer Stufe, ausgelegt nach dem Potentialwirbel. Wie man gut erkennen kann ist im Bereich der Nabe der Laufschaufeln eine große Umlenkung notwendig, wohingegen im Bereich des Gehäuses eine schwache Umlenkung auftritt. Die Arbeitsumsetzung ist entlang der Schaufelhöhe konstant und der Reaktionsgrad nimmt zu. Im Leitrad erfolgt entlang der Schaufelhöhe eine relativ geringe Änderung der Strömungswinkel. Naheliegender ist daher die Leiträder, wie in den vorhergehenden Stufen, durch zylindrische Profilformen aufzubauen. Dies ist in Abb. 7.1b dargestellt. Die Strömungswinkel und der Reaktionsgradverlauf sind in diesem Fall ähnlich zum reinen Potentialwirbel. Die spezifische Umfangsarbeit steigt von Nabe zum Gehäuse. Dies ist im Gegensatz zum Potentialwirbel auf eine geringere Steigerung des Winkels α_1 zurückzuführen.

Aus strömungstechnischer Sicht sollte der Reaktionsgrad so gewählt werden, dass er im Bereich der Nabe keinesfalls negativ und an der Schaufelspitze nicht größer als eins wird. *Gyarmathy und Schlachter* [21] geben für Endstufen einen minimalen Reaktionsgrad von 0,1 an der Nabe und einen maximalen Reaktionsgrad von 0,8 im Bereich der Schaufelspitze an. Da Endstufen oft in das Nassdampfgebiet expandieren kommt es zu Erosion durch aufschlagende Wassertropfen. Die Ausprägung der Erosion korreliert dabei mit der Umfangsgeschwindigkeit u an der Schaufelspitze. Sie liegt bei Industriedampfturbinen zwischen 250m/s und 420m/s [22].

Die Annahmen, dass $c_m = \text{konst.}$ und $c_r = \text{konst.}$ sind nur bei konstanter Dichte zulässig. Die Bewegungsgleichung (Gl. 7.1) kann in der Form

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\rho} \frac{d\rho}{dr} \quad (7.8)$$

angeschrieben werden. Bei isentroper Entspannung entspricht der Term $\sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = a$ der

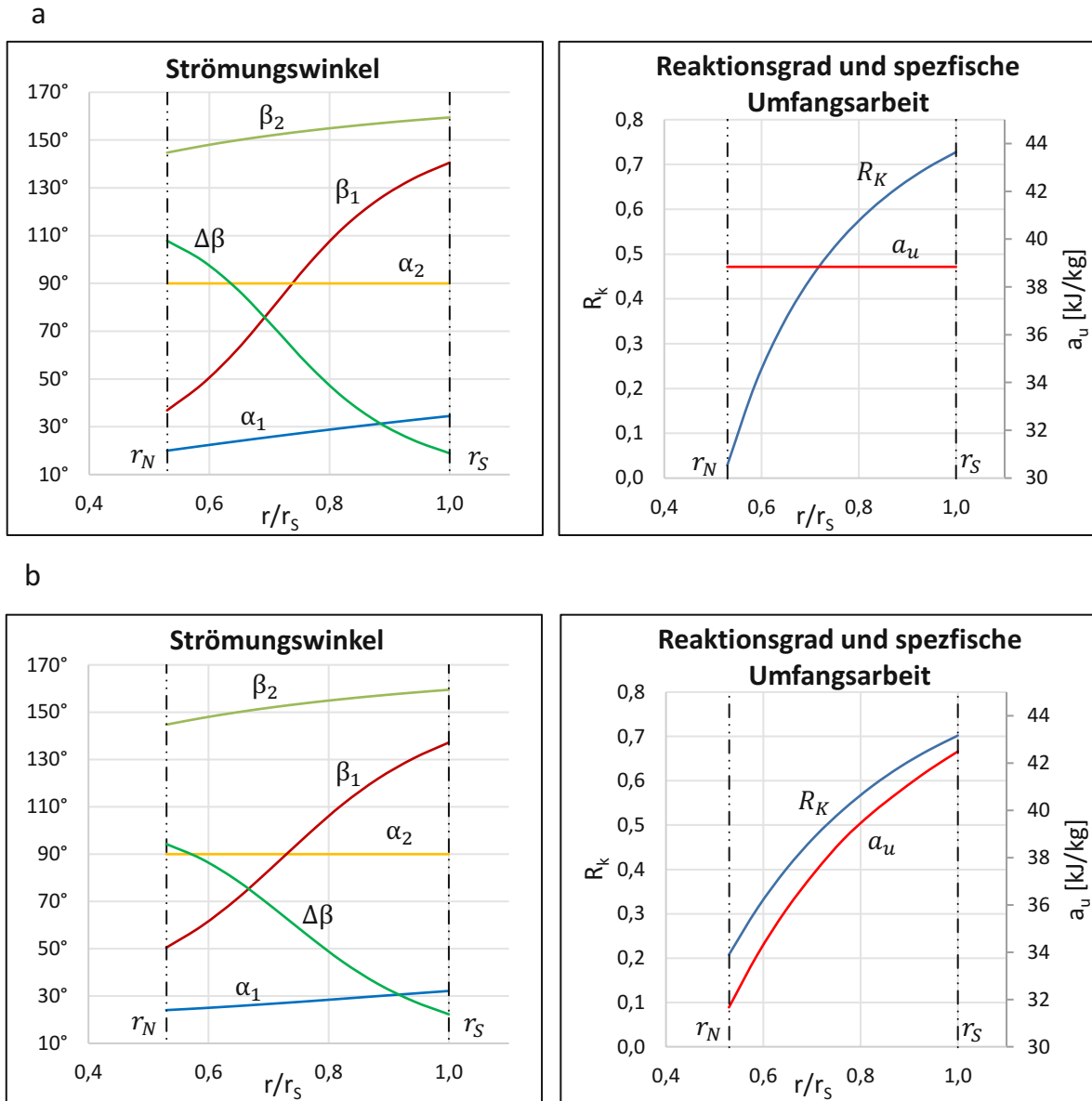


Abbildung 7.1: Strömungswinkel, Reaktionsgrad und Umfangsarbeit einer Endstufe
a) Potentialwirbel mit drallfreier Abströmung b) Leitreihe als zylindrisches Traupelprofil, Endstufe mit drallfreier Abströmung

Schallgeschwindigkeit. Die Änderung der Dichte lässt sich dann durch

$$\frac{d\rho}{dr} = \frac{1}{a^2} \frac{dp}{dr} \quad (7.9)$$

anschreiben. Der Gradient der Dichte verschwindet nur im inkompressiblen Fall. Wenn nun die Axialgeschwindigkeitskomponente c_m konstant sein soll, kann im kompressiblen Fluid die Radialgeschwindigkeitskomponente c_r nicht null sein. Tatsächlich werden we-

der $c_r = 0$ noch $c_m = konst.$ sein.

In dieser Arbeit wird für die grobe strömungstechnische Auslegung der Endstufe $c_m = konstant$ und $c_r = 0$ vorausgesetzt. Dies wird durch Anpassung der Schaufelhöhe entsprechend der veränderten Dichte am Laufradein- und Laufradaustritt der Endstufe kompensiert. Durch die Kompressibilität des Dampfes erhält man im Schaufelspalt zwischen Leit- und Laufschaufel für die Druck- sowie Dichtegradienten $\frac{dp}{dr} > 0$, $\frac{d\rho}{dr} > 0$. Nach der Laufschaufel erhält man für Druck- sowie Dichtegradienten $\frac{dp}{dr} < 0$, $\frac{d\rho}{dr} < 0$. Durch den vorhandenen Dichtegradienten müsste es zu einer Radialgeschwindigkeitskomponente kommen. Dies wird in der Auslegung jedoch vernachlässigt.

7.2. Verjüngung

Die maximale Länge einer Laufschaufel, ist abgesehen von den Strömungseigenschaften, maßgeblich durch die mechanische Beanspruchung begrenzt. Hier steht, durch die Länge der letzten Laufschaufeln, vor allem die Fliehkraftbeanspruchung im Vordergrund. Der Einfluss des Biegemoments ist aufgrund der geringen Druckunterschiede und geringen Dichten zweitrangig. Durch eine Verringerung der Querschnittsfläche entlang der Schaufelhöhe, lässt sich die auftretende Zugbeanspruchung im Schaufelfuß deutlich reduzieren. Diese Verjüngung erfolgt in den meisten Fällen nach bestimmten Verjüngungsgesetzen. Eine Übersicht über verschiedene Arten der Verjüngung ist in *Carikci* [23] zu finden.

Da der Reaktionsgrad entlang der Schaufelhöhe stark variiert ist der Einsatz unterschiedlicher Profilformen entlang der Schaufelhöhe sinnvoll. Aufgrund des niedrigen Reaktionsgrades im Bereich der Nabe wird hier ein etwas dickeres Gleichdruckprofil zum Einsatz kommen. Im Bereich der Spitze wird die Strömung hingegen nur noch leicht umgelenkt. Hier sind dünne Profile ausreichend. Durch diese Änderung der Profilform nimmt die Querschnittsfläche in Richtung Schaufelspitze ab. Durch eine abnehmende Sehnenlänge im Bereich der Schaufelspitze kann die Zugbeanspruchung noch weiter gesenkt werden. In Abb. 7.2 sind der Querschnittsverlauf und der Verlauf des minimalen Trägheitsmoments einer selbst entworfenen Endstufenschaufel abgebildet. Der Verlauf der Profilform ist in Anhang F dargestellt. Im Bereich der Nabe wurde ein Turbinengitter für schwachen Reaktionsgrad, im Mittelschnitt das *Traupel*-Profil und an der Schaufelspitze ein flaches Turbinenschaufelprofil gewählt. Dabei wurden die Profilformen aus *Traupel* [15] als Referenz herangezogen. Die Staffelungswinkel wurden, unter Berücksichtigung der *Sinus*-Regel so angepasst, dass die gewünschten Strömungswinkel entstehen. Des Weiteren nimmt die Sehnenlänge von der Nabe zur Spitze linear um 6,25% ab.

Wie aus Abb. 7.2 ersichtlich beträgt die Querschnittsfläche an der Schaufelspitze nur noch rund 28% der Querschnittsfläche an der Nabe. Der Verlauf ist dabei nicht linear sondern kann durch ein Polynom 3. Grades

$$\frac{A}{A_N} = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (7.10)$$

$$a = -7,241 \quad b = 19,157$$

$$c = -17,538 \quad d = 5,903$$

beschrieben werden.

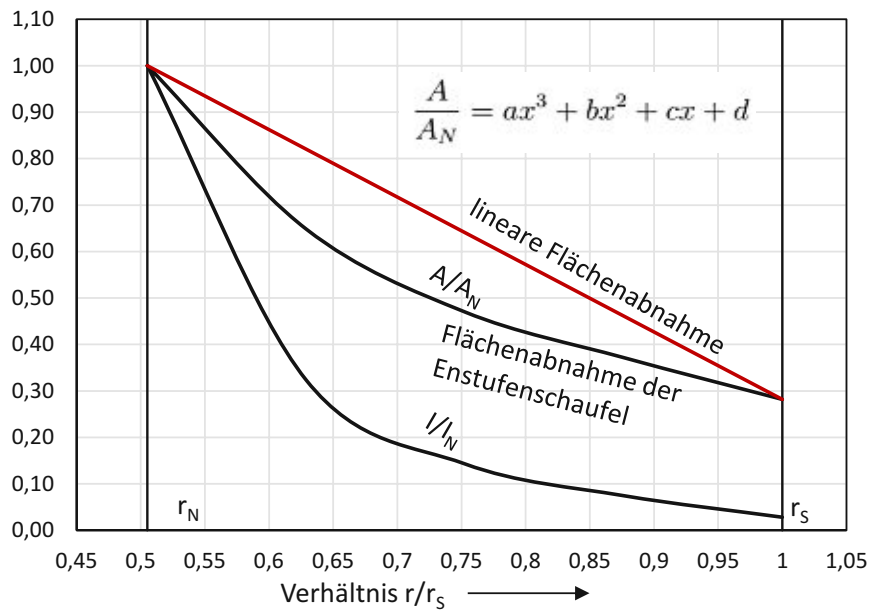


Abbildung 7.2: Flächenverlauf sowie Verlauf des minimalen Trägheitsmomentes für die in Anhang F entworfene Laufschaufel. Im Vergleich dazu ein linearer Flächenverlauf.

7.3. Festigkeitsnachweis

Radiale Richtung

Die Zugspannung am Radius r aufgrund der Fliehkraft kann analog zur zylindrischen Schaufel mit konstantem Querschnitt mittels

$$\sigma_z = \frac{\rho\omega^2}{A(r)} \int_r^{r_S} A(r) r \, dr \quad (7.11)$$

berechnet werden. Für die Zugspannung aufgrund der Fliehkraft an der Nabe gilt

$$\sigma_z = \frac{\rho\omega^2}{A_N} \int_{r_N}^{r_S} A(r) r \, dr. \quad (7.12)$$

Für den Fall der linearen Abnahme des Schaufelquerschnitts vereinfacht sich Gl. 7.12 zu

$$\sigma_z = \frac{\rho\omega^2}{A_N} \frac{r_S^2 - r_N^2}{2} \frac{A_N + A_S}{2}. \quad (7.13)$$

In Abb. 7.3 sind die Zugspannungsverläufe der entworfenen Endstufenschaufel sowie einer Laufschaufel mit linear abfallendem Profilquerschnitt abgebildet. Querschnittsflächen an der Nabe und der Schaufelspitze sind bei beiden Schaufeln ident. Die Spann-

gen sind dabei auf die jeweilige Zugspannung im Nabenschnitt bezogen. Es lässt sich gut erkennen, dass die maximale Zugspannung der entworfenen Laufschaufel, nicht am Nabenschnitt auftritt. Dies hat damit zu tun, dass die Profilquerschnittsfläche erst stärker und anschließend weniger stark abnimmt.

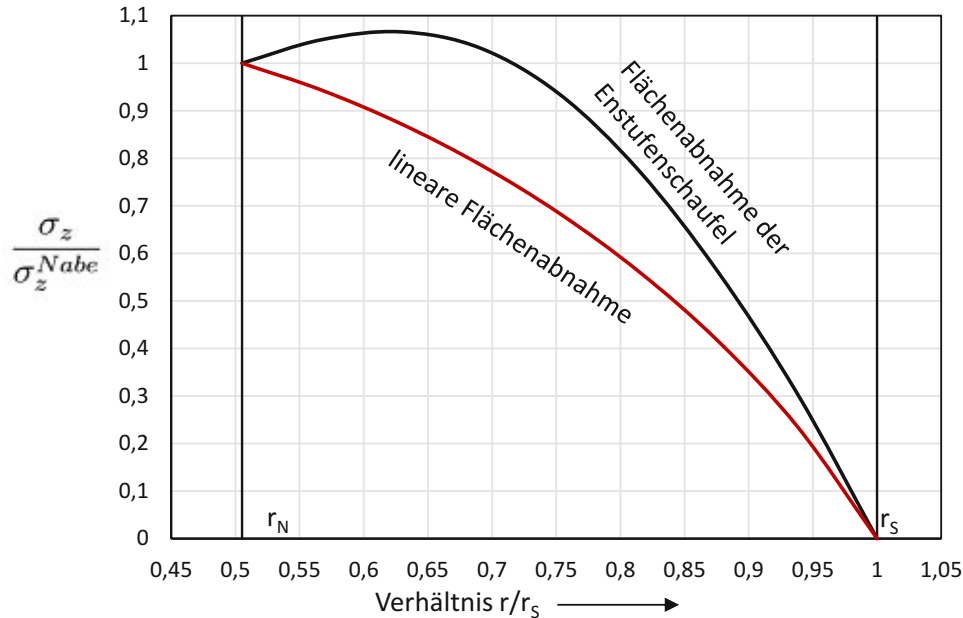


Abbildung 7.3: Spannungsverlauf aufgrund der Fliehkraft für die in Anhang F entworfene Laufschaufel, sowie Spannungsverlauf bei linearer Abnahme der Querschnittsfläche (rot dargestellt)

Bei der Interpretation von Abb. 7.3 muss beachtet werden, dass die jeweiligen Spannungsverhältnisse auf die jeweilige Spannung im Nabenquerschnitt, der jeweiligen Schaufel, bezogen sind. Da die Spannung bei linearer Abnahme an der Nabe höher ist erscheint das Spannungsverhältnis σ_z/σ_z^{Nabe} kleiner als bei vorliegender Endstufenschaufel. Die Zugspannung in Absolutwerten ist bei linearer Flächenabnahme jedoch größer als bei vorliegender Flächenabnahme.

An der Schaufel greifen, wie in Kapitel 6 bereits behandelt, Kräfte in Umfangs- und Axialrichtung an. Diese sind in Abb. 7.4 veranschaulicht.

Umfangsrichtung

Die Umfangskomponente der auf die Laufschaufel wirkenden Kraft kann mittels

$$dF_u = \rho c_m \Delta w_u(r) t dr = \frac{\rho c_m \Delta w_u(r) 2\pi r dr}{z} \quad (7.14)$$

angegeben werden. Für das Umfangsmoment gilt

$$dM_u = (r - r_N) dF_u. \quad (7.15)$$

Durch Integration der Teilmomente über der gesamten Schaufelhöhe erhält man das Biegemoment am Nabenquerschnitt

$$M_u = \frac{2\pi c_m}{z} \int_{r_N}^{r_S} \rho(r) \Delta w_u(r) r (r - r_N) dr. \quad (7.16)$$

Kennt man die Verläufe von $\rho(r)$ und $w_u(r)$ kann dieses Integral gelöst werden. Sie können in den meisten Fällen durch eine lineare Funktion angenähert werden.

Axiale Richtung

Die Axialkomponente der auf die Laufschaufel wirkenden Kraft kann mittels

$$dF_a = \frac{2\pi r \Delta p(r) dr}{z} \quad (7.17)$$

angegeben werden. Für das axiale Moment gilt

$$dM_a = (r - r_N) dF_a. \quad (7.18)$$

Durch Integration der Teilmomente über die gesamte Schaufelhöhe erhält man das Biegemoment am Nabenquerschnitt

$$M_a = \frac{2\pi}{z} \int_{r_N}^{r_S} \Delta p(r) r (r - r_N) dr. \quad (7.19)$$

Ist der Verlauf des Druckes entlang der Schaufelhöhe bekannt, kann auch dieses Integral gelöst werden. Die auftretende Spannung in Nabenschnitt kann analog zu Gl. 6.12 mittels

$$\sigma_b = M \left(\frac{c_\eta \cos(\gamma + \gamma_M)}{I_\zeta} + \frac{c_\zeta \sin(\gamma + \gamma_M)}{I_\eta} \right) \quad (7.20)$$

berechnet werden. Einen Überblick zu den auftretenden Kräften und Momenten bietet Abb. 6.2.

Torsionsbeanspruchung der Schaufel

In den meisten Fällen kann die Torsionsbeanspruchung von Axialschaufeln, speziell wenn diese nicht zu lange sind, vernachlässigt werden. Bei langen verwundenen Schaufeln müssen diese jedoch berücksichtigt werden. Sie entstehen durch Strömungskräfte sowie durch den Einfluss der Fliehkraft. An dieser Stelle wird nur auf den Einfluss der Fliehkraft eingegangen, da der Einfluss der Strömungskräfte auf die Torsionsbeanspruchung rechnerisch nur sehr schwer ermittelt werden kann. In Abb. 7.5 wird veranschaulicht, wie es zu einer Torsionsbeanspruchung aufgrund der Fliehkraft kommt. Auf das Massenelement dm wirkt aufgrund der Zentrifugalbeschleunigung die Kraft dF . Spaltet man diese in einen radialen Anteil dF_r und einen Umfangsanteil dF_u ist der Umfangsanteil dF_u für das Torsionsmoment

$$dM_t = a dF_u \quad (7.21)$$

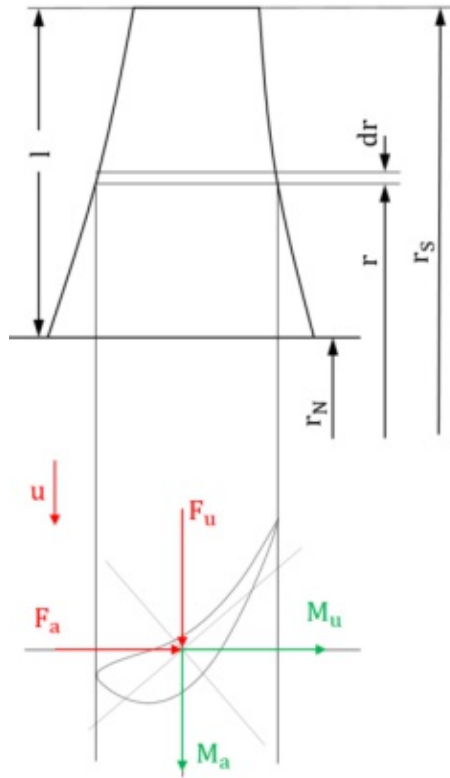


Abbildung 7.4: Strömungskräfte der Laufschaufel

verantwortlich. Das gesamte an der Schaufel angreifende Moment kann nach *Schneider* [24] mittels

$$M_t = \rho \omega^2 \int_{r_N}^{r_S} I_{xy} dr \quad (7.22)$$

berechnet werden. Dabei beschreibt I_{xy} das Flächenträgheitsmoment in xy -Richtung. Bei zylindrischen Schaufeln ist dieses entlang der Schaufelhöhe konstant. Bei verwundenen Schaufeln kann das Flächenträgheitsmoment durch eine Funktion $I_{xy}(r)$ in Abhängigkeit des Radius angenähert werden. Die maximal auftretende Torsionsspannung an der Nabe kann durch

$$\tau_t = \frac{M_t}{I_p} a_{max} \quad (7.23)$$

berechnet werden. Der Abstand a_{max} ist dabei der größte Abstand zwischen der neutralen Faser und der Profilaußenkontur.

Vergleichsspannung

Eine im Maschinenbau häufig eingesetzte Vergleichsspannung ist die *Mises* - Vergleichsspannung. Sie lautet für den allgemeine Spannungszustand

$$\sigma_{v,M} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_x \sigma_z - \sigma_y \sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}. \quad (7.24)$$

Für den vereinfachten Fall der Belastung der Schaufel in Form der einachsigen Zugbeanspruchung, Biegung und Torsion erhält man für die Vergleichsspannung

$$\sigma_{v,M} = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 3\tau_t}. \quad (7.25)$$

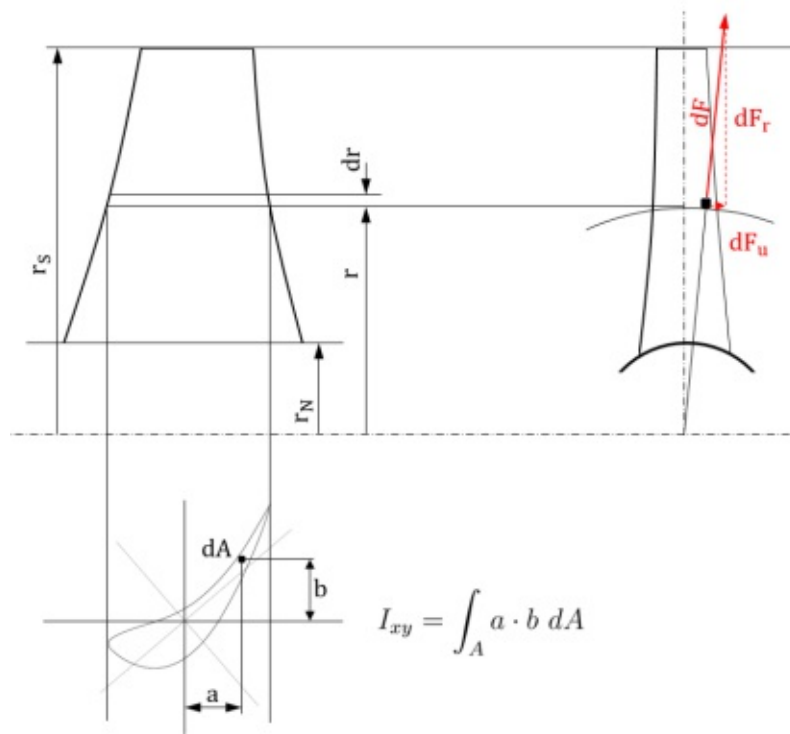


Abbildung 7.5: Zur Veranschaulichung der Torsionsbeanspruchung einer Laufschaufel

7.4. Berechnung der Eigenfrequenz

Die in Kapitel 6.3 angegebenen Formeln zur Berechnung der Biegeeigenfrequenz gelten nur für fest eingespannte, unverdrehte und zylindrische Schaufeln. Nach einer empirischen Formel nach Geiger [25] kann die Biegegrundfrequenz sowie die Eigenfrequenz der ersten Oberschwingung für fest eingespannte verjüngte Laufschaufeln mittels

$$f_{b1} \approx \frac{0,56}{l^2} \sqrt{\frac{EI_{0,23}}{\rho A_{0,77}}} \quad (7.26)$$

$$f_{b2} \approx \frac{3,5}{l^2} \sqrt{\frac{EI_{0,43}}{\rho A_{0,57}}} \quad (7.27)$$

abgeschätzt werden. Dabei sind die Werte für die Querschnittsfläche A sowie die kleinsten Flächenträgheitsmomente I an den Radien $r_N + 0,23l$, $r_N + 0,43l$, $r_N + 0,57l$, $r_N +$

0,77l einzusetzen (vgl. Abb. 7.6). Die angepasste Eigenfrequenz von fliehkraftbelasteten Schaufeln kann ebenfalls durch Gl. 6.34 berechnet werden.

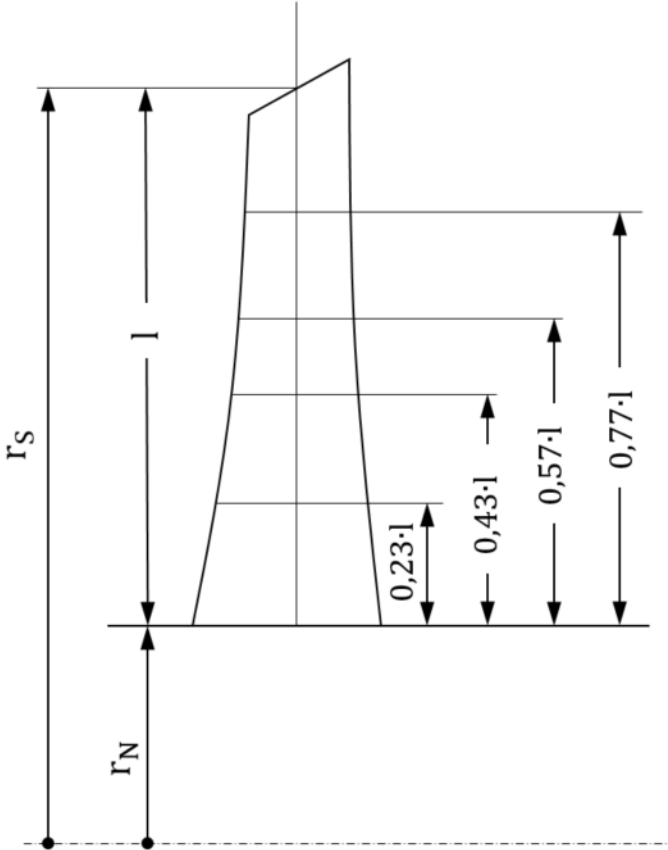


Abbildung 7.6: Zur Berechnung der Biegeeigenfrequenz von Axialschaufeln

8. Regelung der Dampfturbine

Durch die unveränderliche Geometrie der Beschauflung einer Dampfturbine ist eine Regelung nur durch Variation des Massenstroms oder Abschaltung einzelner Schauffelungsteile möglich. Je nach Auslegung der Anlage ergeben sich unterschiedliche Regelungsmöglichkeiten. Im Falle der in dieser Arbeit entworfenen Turbine kann mit Hilfe der Düsengruppenregelung am Eintritt der Hochdruckturbine sowie mittels Drosselregelung von Mitteldruck- und Niederdruckturbine geregelt werden. Auf diese beiden Regelungsarten wird im folgenden genauer eingegangen.

8.1. Düsengruppenregelung

Für Turbinen mit konstantem Frischdampfdruck ist die Düsengruppenregelung, deren Grundaufbau in Abb. 8.1 erläutert ist, die gebräuchlichste Art der Regelung. Der Druck, der sich im Radkammeraum der Regelstufe einstellt, hängt von der Stellung der Regelventile, sowie von der nachgeschalteten Turbine ab. Die Durchflusscharakteristik der Düsen der Regelstufe, aufgebaut mit dem Traupelprofil, entspricht dabei der Charakteristik einer Mündung (Gl. 8.4). Für den Turbinenteil sind die Zustandsgrößen nach *Stodola* über das Durchflussgesetz

$$\frac{\dot{m}^*}{\dot{m}} = \sqrt{\frac{p_1^{*2} - p_2^{*2}}{p_1^2 - p_2^2}} \sqrt{\frac{h_1}{h_1^*}} \quad (8.1)$$

festgelegt. Größen mit Index 1 beziehen sich auf den Zustand am Eintritt, Größen mit Index 2 auf den Austritt der Turbine. Größen ohne * beschreiben einen Referenzpunkt, beispielsweise den Auslegungspunkt. Größen mit * beschreiben die Zustände bei abweichendem Betriebspunkt. Bei kleinen Druckverhältnissen $\frac{p_2}{p_1} < 0,25$ kann Gl. 8.1 auf

$$\frac{\dot{m}^*}{\dot{m}} = \frac{p_1^*}{p_1} \sqrt{\frac{h_1}{h_1^*}} \quad (8.2)$$

umgeformt werden. Dies trifft in den meisten Fällen jedoch nur auf Kondensationsturbinen zu. Bei Gegendruckturbinen mit Düsengruppenregelung kann der Massenstrom in Abhängigkeit des Radkammerdrucks, bei konstantem Frischdampf- und Abdampfparametern angegeben werden. Dieser wird folgendermaßen berechnet ($p_1 = p_R$, $p_2 = p_2^*$):

$$\dot{m}^* = \dot{m} \sqrt{\frac{p_R^{*2} - p_2^2}{p_R^2 - p_2^2}} \sqrt{\frac{h_R}{h_R^*}} \quad (8.3)$$
$$h_R^* = h_0 - \eta_i (h_0 - h_{2s}^*) \quad h_{2s}^* = h(p_R, s_0)$$

Die Größen mit Index 0 in Gl. 8.3 beziehen sich auf den Frischdampf, Größen mit Index 2 auf den Zustand nach der Hochdruckturbine. Die Enthalpie h_{2s} beschreibt die Enthalpie bei isentroper Entspannung in der Radkammer. Setzt man einen konstanten inneren Wirkungsgrad η_i voraus, ist der Massenstrom nur vom Radkammerdruck p_R abhängig. *Anmerkung:* Der Radkammerdruck kann auch durch Vernachlässigung der veränderlichen Enthalpie in der Radkammer bestimmt werden. Die Abweichung vom Radkammerdruck fällt bei Berücksichtigung der Enthalpieveränderung sehr gering aus.

In Abb. 8.1 ist die Durchflusscharakteristik einer Düsengruppenregelung mit vier Düsengruppen abgebildet. Die Kennlinien der einzelnen Düsen sind dabei mit p_I bis p_{IV} bezeichnet. Dabei bedeutet p_I Düsengruppe I vollständig geöffnet, p_{II} Düsengruppe I und II vollständig geöffnet usw.. Die Kennlinie einer Düse kann nach [26] mittels

$$\dot{m} = \mu A_2 \rho_1 c_1^+ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\kappa} \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right]} \quad (8.4)$$

berechnet werden. Der Durchflussbeiwert μ berücksichtigt dabei die Gitterwirkungsgrade. In Abb. 8.2 ist der Massenstrom durch eine Düse in Abhängigkeit des Druckverhältnisses dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Massenstrom bis zum Erreichen des kritischen Drucks, erhöht werden kann.

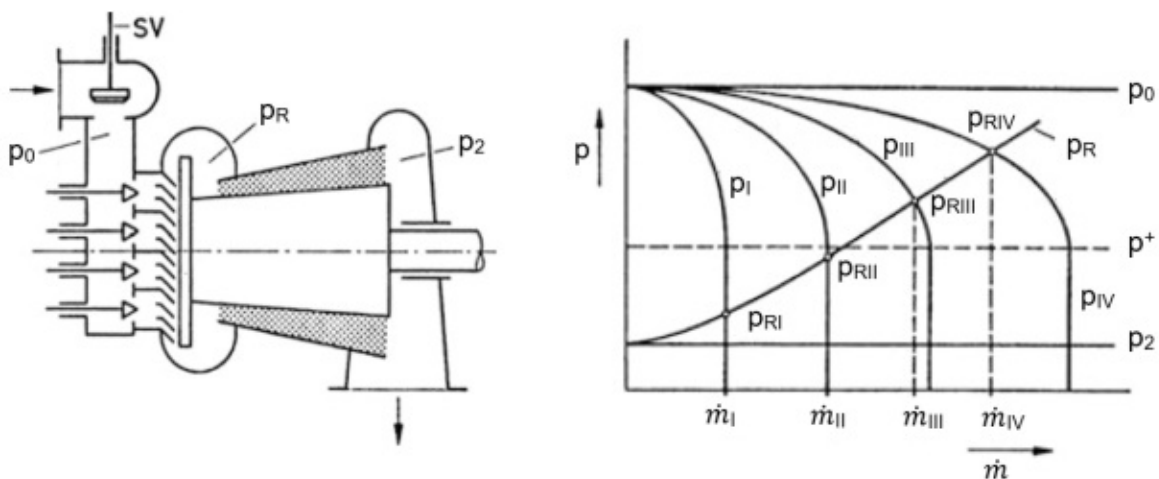


Abbildung 8.1: Durchflusscharakteristik Regestufe mit nachgeschalteter Turbine [27]

Im Falle der Düsengruppenregelung kann die Fläche A_2 in Gl. 8.4 für ein vollständig geöffnetes Ventil mittels

$$A_2 = t' l_2 \sin \alpha_1 z' \quad (8.5)$$

berechnet werden. Dabei ist zu beachten, dass für z' die Düsenanzahl der jeweiligen Düsengruppe einzusetzen ist.

Der kritische Druck p^+ kann durch

$$p^+ = p_0 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (8.6)$$

berechnet werden. Der Isentropenexponent κ kann durch Tab. 2 ermittelt werden. Die Kennlinie p_R in Abb. 8.1 beschreibt den Radkammerdruck, der sich aufgrund des Kegelgesetzes (Gl. 8.3) einstellt. Da bei einem Düsenelement der Frischdampfdruck p_0 und Radkammerdruck p_R anliegt, können bei vollkommen geöffneten Ventilen die jeweiligen Massenströme \dot{m}_I bis \dot{m}_{IV} mithilfe der Schnittpunkte p_{RI} bis p_{RIV} abgelesen werden. Bei teilweise geöffneten Regelventilen befindet man sich je nach Ventilöffnung immer auf der p_R Kennlinie.

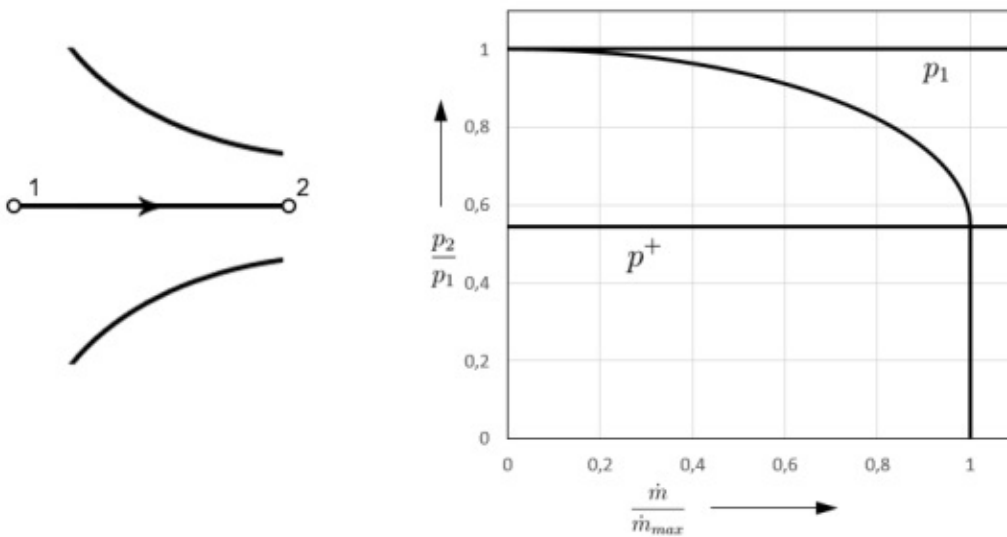


Abbildung 8.2: Strömung durch eine Düse und Strömungscharakteristik bei gewähltem A_2

8.2. Drosselregelung

Bei der Drosselregelung erfolgt die Variation des Dampfstromes durch Druckminderung am Turbineneintritt. Das anliegende Druckgefälle wird gesenkt, wodurch eine Verringerung des Massenstroms erzielt wird (vgl. Abb. 8.3). Da die spezifische Enthalpie beim Drosselvorgang unverändert bleibt kann der Massenstrom bei verändertem Eingangsdruck entsprechend Gl. 8.1 mittels

$$\dot{m}^* = \dot{m} \sqrt{\frac{p_1^{*2} - p_2^{*2}}{p_1^2 - p_2^2}} \quad (8.7)$$

angegeben werden. Der benötigte Regelventilquerschnitt kann durch Umformung von Gl. 8.4 mit

$$A_V = \frac{\dot{m}^*}{\mu \varrho_0 c_0^+ \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^{1/\kappa} \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right]}} \quad (8.8)$$

angegeben werden. Die Zusammenhänge der Gln. 8.7 und 8.8 sind in Abb. 8.3 dargestellt.

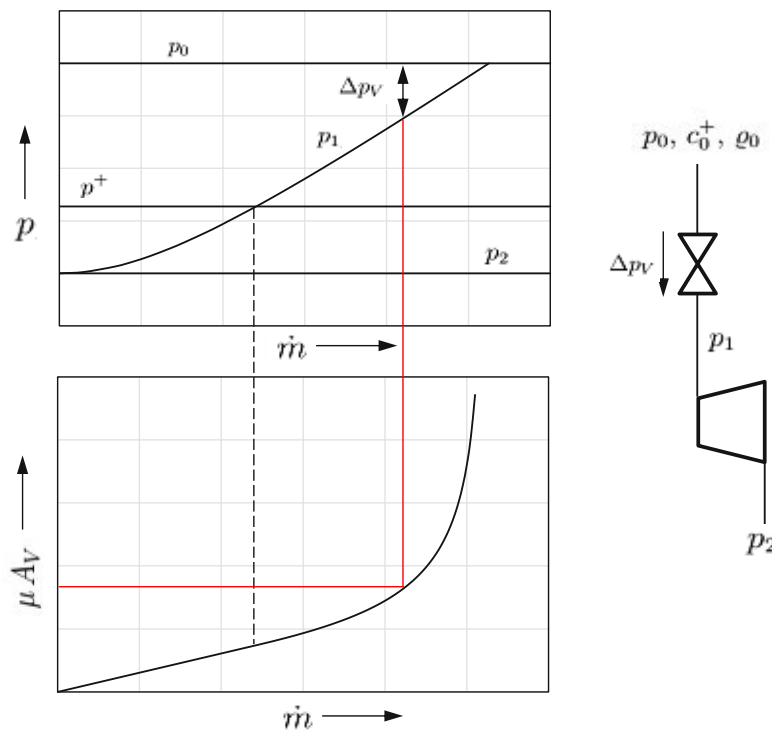


Abbildung 8.3: Diagramm zur Veranschaulichung des Zusammenhangs von Drosseldruck p_1 und Regelventilquerschnitt A_V

Nachteil der Drosselregelung ist der im Vergleich zur Düsenruppenregelung niedrigere Teillastwirkungsgrad, da der gesamte Massenstrom gedrosselt wird, bei der Düsenruppenregelung hingegen nur ein Teilmassenstrom.

8.3. Schluckvermögen

Als Schluckvermögen wird der maximal mögliche Dampfdurchsatz durch die Turbine bezeichnet. Für eine einfache Düse kann der Massenstrom solange erhöht werden, bis im engsten Querschnitt Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Dieser kann durch

$$\dot{m}^+ = \varrho^+ A_{min} c^+ \quad (8.9)$$

berechnet werden (vgl. Abb. 8.4). Die Werte ϱ^+ und c^+ beschreiben dabei die kritischen Größen (d.h bei Schallgeschwindigkeit) im Querschnitt A_{min} . Die kritischen Größen für Geschwindigkeit und Dichte sind nur von den Dampfparametern vor der Düse abhängig. Sie können nach *Kuhlmann* [26] mittels

$$c^+ = c_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1/2} \quad (8.10)$$

$$\varrho^+ = \varrho_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1/(\kappa-1)} \quad (8.11)$$

berechnet werden. Dabei beschreibt c_1 die Schallgeschwindigkeit für den Zustand 1 und ϱ_1 die Dichte des Dampfes vor den Düsen.

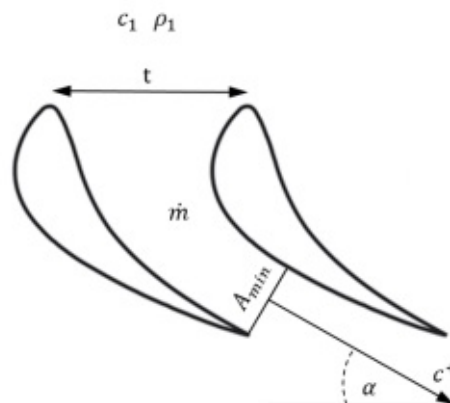


Abbildung 8.4: Strömung durch eine Düse

Wird eine Turbine ohne Regelorgan mit fixen Eingangs- und Ausgangsdrücken betrieben ist aufgrund der Geometrie der Massenstrom festgelegt. Er kann nur variiert werden, indem die Drücke am Ein- oder Austritt verändert werden. Sollen die Drücke, aufgrund von Entnahmen, konstant gehalten werden hängt das Schluckvermögen von der Art der Regelung ab. Bei der Düsengruppenregelung wird der maximale Massenstrom durch die Anzahl der Düsensegmente festgelegt. In Abb. 8.1 ist der maximal mögliche Massenstrom durch \dot{m}_{IV} gekennzeichnet. Bei der Drosselregelung stellt die Schluckgrenze jenen Massenstrom dar, der sich bei vollständig geöffnetem Drosselventil einstellt. Dies entspricht dem Massenstrom, der sich in der Auslegung, durch die aufgeprägten Drücke an Ein- und Austritt, ergibt.

8.4. Entnahme Diagramm

Die Kenntnisse des Dampfverbrauches bei gewissen Entnahmemassenströmen und der daraus resultierenden Leistung sind für den Dampfturbinenbetreiber wichtige Informationen. Diese werden in Dampfentnahmediagrammen festgehalten. Das in Abb. 8.5 dargestellte Entnahmediagramm beschreibt den Dampfverbrauch einer Entnahme - Kondensationsturbine. Der Frischdampfmassenstrom \dot{m}_{FD} durchläuft dabei die Hochdruckturbinen und anschließend die Niederdruckturbinen. Zwischen den beiden Turbinen besteht die Möglichkeit Dampf zu entnehmen.

Die beiden Turbinen haben für sich alleine betrachtet die Verbrauchskurven HD und ND . Streng genommen sind diese Verbrauchskurven keine Geraden. Sie können jedoch mit ausreichender Genauigkeit durch Geraden angenähert werden. Die Gesamtleistung der beiden Turbinensätze setzt sich additiv aus deren Teilleistungen zusammen. Die Leistung der Hochdruckturbinen ergibt sich aufgrund des Massenstroms \dot{m}_{FD} , die Leistung der Niederdruckturbinen aufgrund des Massenstroms \dot{m}_K . Für jeweils fixe Werte der Entnahmemenge \dot{m}_E können die Summenleistungen der beiden Turbinen \dot{m}_E^I , \dot{m}_E^{II} , usw. gebildet werden. Die Geraden 1, 2 und 3 in Abb. 8.5 symbolisieren Grenzen des zu verarbeitenden Massenstroms. Dabei beschreibt Gerade 1 die Schluckgrenze der Hochdruckturbinen und Gerade 3 die Schluckgrenze der Niederdruckturbinen. Diese verläuft parallel zur Verbrauchskurve der Hochdruckturbinen. Gerade 2 kennzeichnet die Maximalleistung des Generators.

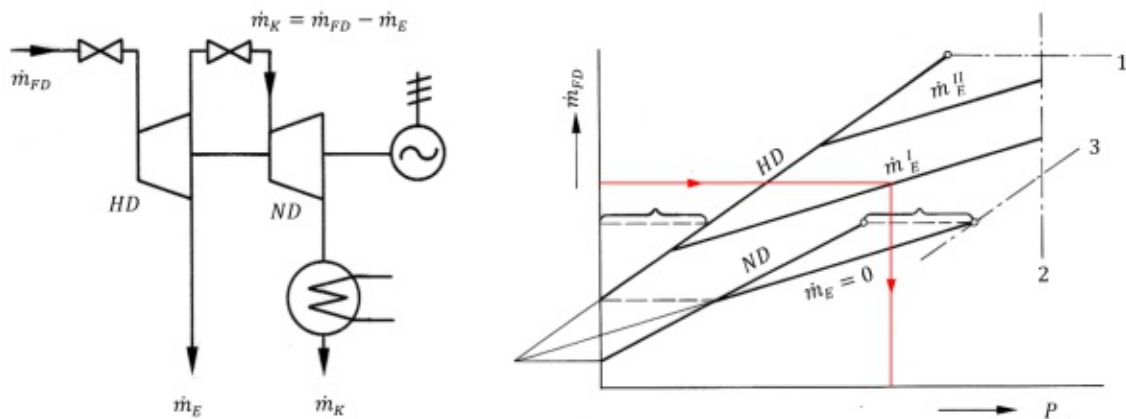


Abbildung 8.5: Schema und Entnahmediagramm für eine Entnahme-Kondensationsturbine [27]

Um die Leistung P bei festgelegtem Frischdampfmassenstrom \dot{m}_{FD} und festgelegter Entnahmemenge \dot{m}_E zu ermitteln wird der Schnittpunkt zwischen der Frischdampfmenge und passender Entnahmelinie ermittelt. Dies ist in Abb. 8.5 durch die beiden roten Linien angedeutet.

9. Lagerung des Rotors

Bei Industriedampfturbinen größerer Leistung kommen ausschließlich radiale und axiale Gleitlager zum Einsatz. Dabei handelt es sich in den meisten Fällen um hydrodynamisch geschmierte Lager mit hydrostatischer Wellenanhebevorrichtung beim Anfahren. Unter Druck wird Öl zwischen die gleitenden Teile gepresst um so eine bestimmte Schmierpaltdicke, unabhängig ob die Welle bewegt wird oder stillsteht, zu erzielen. So kann das sonst erhöhte Anfahrmoment durch Anheben des Zapfens beim Anfahrvorgang deutlich verringert werden. Meistens werden für die radiale als auch die axiale Lagerung sogenannte Kippsegmentlager verwendet. Diese Lager werden in der Regel nicht vom Turbinenhersteller selbst konstruiert sondern von spezialisierten Lagerherstellern zugekauft.

Nachfolgend wird ein grobes Übersichtsverfahren, basierend auf der hydrodynamischen Schmiertheorie, zur Vorauslegung der Lager vorgestellt. Zwischen den in der Theorie berechneten Größen und den sich tatsächlich im Lager einstellenden Größen können dabei erhebliche Differenzen entstehen. Dies ist auf eine variable Drehzahl, unterschiedliche Erwärmungen von Lagerschale und Welle sowie veränderliche Dichte und Viskosität des Öls zurückzuführen. Genaue Ergebnisse können deshalb nur durch Versuche ermittelt werden. Des Weiteren wird nicht auf die genaue Dimensionierung der Lager, wie Lagerspiele, Exzentrizität der Welle udgl. eingegangen. Dies kann in der Fachliteratur nachgelesen werden.

9.1. Radiallager

Bei Radiallagern wirkt die Kraftrichtung quer zur Wellenachse. Die Dimensionierung der Lager hängt vor allem von der Belastung, den verwendeten Werkstoffen, der Wärmeentwicklung im Lager sowie der Verformung der Welle ab. Um gute Notlaufeigenschaften zu erzielen werden weiche Lagerwerkstoffe, wie Weißmetalle eingesetzt. Diese weisen hohe Bestandteile an Blei und Zinn auf. Durch die Wahl eines geeigneten Lagerwerkstoffes kann die zulässige Pressung p_{max} angegeben werden. Durch schmale Lager $0,3d < b < 0,8d$ ist ein gleichmäßiges Tragen gewährleistet. Die minimalen Hauptabmessungen des Lagers können durch die Wahl des $b/d = \lambda$ Verhältnisses entsprechend

$$p_m = \frac{F_{r,max}}{bd} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{F_{r,max}}{\lambda p_{max}}} \quad (9.1)$$

berechnet werden. Die maximal auftretende Belastung $F_{r,max}$ hängt vom Gewicht des Rotors sowie vom Beaufschlagungsgrad der Regelstufe ab. Bei Weißmetalllagern kann die maximal zulässige Lagerpressung mit $p_{max} = 20bar$ abgeschätzt werden. Der mittlere Lagerdruck kann bei Wahl eines passenden Durchmessers durch

$$p_m = \frac{F_{r,max}}{\lambda d^2} \quad (9.2)$$

ermittelt werden. Die Reibleistung im Lager kann überschlagsmäßig nach dem *Coulomb*'schen Reibungsgesetz

$$P_r = \mu p_m \lambda d^2 \frac{d \pi n}{60} \quad (9.3)$$

berechnet werden. Für den Reibwert kann die Annahme $\mu = 0,01$ getroffen werden. Für

$$p_m \frac{d \pi n}{60} > 30 \frac{\text{bar} \cdot \text{m}}{\text{s}} \quad (9.4)$$

ist eine zusätzliche künstliche Kühlung notwendig. Der Term ist bei Industriedampfturbinen erheblich größer als 30, sodass die natürliche Kühlung nicht ins Gewicht fällt. Die vom Schmieröl aufzunehmende und im Ölkühler abzugebende Wärmemenge kann demnach durch

$$P_K = P_r \quad (9.5)$$

angegeben werden. Der erforderliche Ölmengenmassenstrom ermittelt sich aus der Wärmehaufnahme des Öls zu

$$\dot{m}_{oil} = \frac{P_K}{c_{oil} \Delta t_{oil}}. \quad (9.6)$$

Dabei beschreiben $c_{oil} \approx 1900 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ die spezifische Wärme und Δt_{oil} die Aufheizung des Öls im Lager. Die Temperaturerhöhung kann mit $10 - 15 \text{K}$ abgeschätzt werden. Bei der berechneten Ölmenge werden ca. 5 % für die Schmierung und 95 % für die Kühlung des Lagers verwendet [3].

Der mindest erforderliche Öleintrittsdruck der Ölversorgung kann nach *Bohl* [20] mittels

$$p_{zu,min} = \rho_{oil} \frac{d^2 \omega^2}{16} \quad (9.7)$$

angegeben werden. In Abb. 9.1 ist ein Kippsegmentlager einer Turbine dargestellt. Hier können durch die Einstellbarkeit der Kippsegmente geringere Laufspiele und größere Wellenschiefstellungen als bei herkömmlichen Lagern ermöglicht werden. Das untere Segment trägt das Eigengewicht des Läufers, die seitlichen Segmente dienen der Stabilisierung. Kippsegmentlager werden im Dampfturbinenbau bis zu Wellendurchmessern von 900mm und Umfangsgeschwindigkeiten von 150m/s eingesetzt.

9.2. Axiallager

Auch die Axiallager werden in der Regel mit Kippsegmenten ausgeführt. Nach Abb. 9.2 kann die Breite der einzelnen Kippsegmente durch

$$b = \frac{d_a - d_i}{2} \quad (9.8)$$

ermittelt werden. Der mittlere Durchmesser ergibt sich aus

$$d_m = \frac{d_a + d_i}{2} \quad (9.9)$$

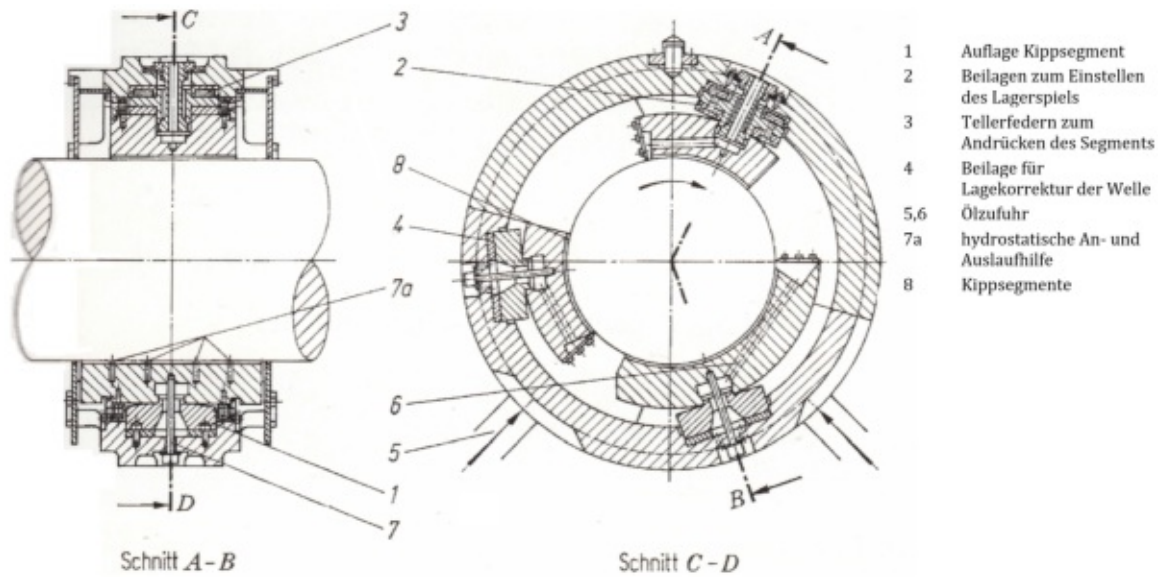


Abbildung 9.1: Radial-Kippsegmentlager für Dampfturbinen (Werkbild Brown, Boveri und Cie (BBC)) [28]

die Tragfläche der Kippsegmente aus

$$A = 0,8 \pi d_m b \quad (9.10)$$

wobei für die Länge der Segmente $0,8b < l < 1,33b$ gesetzt werden kann. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit beträgt

$$u_m = d_m \pi \frac{n}{60} \quad (9.11)$$

die mittlere Flächenpressung kann durch

$$p_m = \frac{F_a}{z_k l b} \quad (9.12)$$

berechnet werden. Die Reibleistung kann durch

$$P_r = \mu F_a u_m = P_K \quad (9.13)$$

abgeschätzt werden ($\mu \approx 0,01$).

Die benötigte Kühlmenge kann mittels

$$\dot{m}_{oil} = \frac{P_K}{c_{oil} \Delta t_{oil}} \quad (9.14)$$

abgeschätzt werden. Im Teillastbetrieb verändert sich der Axialschub aufgrund geänderter Druckverhältnisse am Ein- und Austritt der Turbine. Wird dies bei der Druckbeauf-

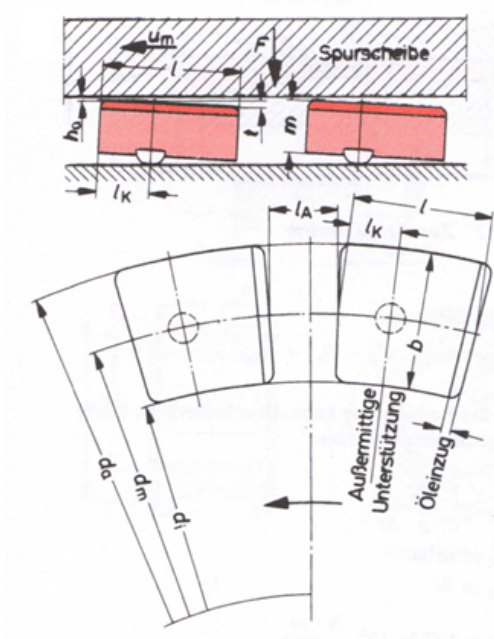


Abbildung 9.2: Axial Kippsegmentlager für eine Drehrichtung [20]

schlagung der Ausgleichkolben berücksichtigt, können die Axiallager wesentlich kleiner ausgeführt werden. Der Druck am Ausgleichkolben ist dann nicht konstant, sondern abhängig vom Teillastbetriebspunkt.

10. Ergebnisse

10.1. Thermodynamische Auslegung

Um den Massenstrom nach Gl. 2.6 abschätzen zu können, müssen einige Annahmen getroffen werden. Dies betrifft vor allem Turbinenwirkungsgrade und Leckageströme. Sämtliche Berechnungsdaten sind in Tab. 6 dargestellt. Felder mit grünem Hintergrund kennzeichnen dabei angenommene Werte.

Regelstufe			HD			MD			ND		
p_1	70,00	bar	p_1	50,47	bar	p_1	12,00	bar	p_1	4,00	bar
T_1	500,00	°C	T_1	456,35	°C	T_1	268,68	°C	T_1	156,90	°C
p_2	50,47	bar	p_2	12,00	bar	p_2	4,00	bar	p_2	0,20	bar
η	0,75		η	0,90		η	0,90		η	0,90	
T_2	456,35	°C	T_2	268,68	°C	T_2	156,90	°C	T_2	60,06	°C
h_1	3 411,25	kJ/kg	h_1	3331,43	kJ/kg	h_1	2984,76	kJ/kg	h_1	2768,30	kJ/kg
s_1	6,80	kJ/(kgK)	s_1	6,84	kJ/(kgK)	s_1	6,91	kJ/(kgK)	s_1	6,97	kJ/(kgK)
h_{2s}	3 304,82	kJ/kg	h_{2s}	2938,33	kJ/kg	h_{2s}	2744,25	kJ/kg	h_{2s}	2295,61	kJ/kg
h_2	3 331,42	kJ/kg	h_2	2977,64	kJ/kg	h_2	2768,30	kJ/kg	h_2	2342,88	kJ/kg
Δh_s	106,43	kJ/kg	Δh_s	393,09	kJ/kg	Δh_s	240,51	kJ/kg	Δh_s	472,69	kJ/kg
Δh	79,83	kJ/kg	Δh	353,78	kJ/kg	Δh	216,46	kJ/kg	Δh	425,42	kJ/kg
m_{RS}	327,98	t/h	m_{HD}	320,06	t/h	m_{MD}	188,66	t/h	m_{ND}	98,66	t/h
m_{RS}	91,11	kg/s	m_{HD}	88,91	kg/s	m_{MD}	52,41	kg/s	m_{ND}	27,41	kg/s
P	7,27	MW	P	31,45	MW	P	11,34	MW	P	11,66	MW

Massenströme		
m_{SD}	0,100	kg/s
m_{AKI}^I	2,200	kg/s
m_{AKI}^{II}	1,800	kg/s
m_{AKII}^I	2,000	kg/s
m_{EHD}	35,000	kg/s
m_{LHDA}	1,300	kg/s
m_{LMDE}	0,350	kg/s
m_{EMD}	25,000	kg/s

Generator		
Geforderte Leistung	50	MW
η_{el}	0,9	
η_m	0,9	

Tabelle 6: Annahmen (grün) und Ergebnisse des benötigten Massenstroms

Die Zustände am Ein- und Austritt des jeweiligen Turbinenteils sowie Entnahmemassenströme wurden dabei vorgegeben. Gesamtwirkungsgrade sowie Leckagemassenströme wurden angenommen. Die Annahme der Leckagemassenströme erfolgte dabei durch eine Abschätzung der Durchmesser an den Labyrinthen sowie die Annahme der Anzahl der Dichtspitzen.

Da es sich hier um eine Abschätzung des Massenstroms handelt, ist es nicht notwendig den genauen Radkammerdruck anzugeben.

Wie in Tab. 6 zu sehen wird eine Frischdampfmenge von ca. 91kg/s benötigt.

10.2. Regelstufe

Um die Regelradströmung zu berechnen müssen einige Annahmen getroffen werden. Diese sind in Tab. 7 angeführt.

Bezeichnung	Abkürzung	Annahme	Einheit
Mittlerer Regelraddurchmesser	d_m	1300	mm
Rotordrehzahl	n	3000	U/min
Drallfreie Düseneströmung	α_0	90	$^\circ$
Drallfreie Radkammerströmung	α_2	90	$^\circ$
Düsenaustrittswinkel	α_1	14	$^\circ$
Schaufellänge/Durchmesser	l/d_m	0,025	-

Tabelle 7: Annahmen Regelrad

Des Weiteren wird der Reaktionsgrad so gewählt, dass dieser an der Nabe gerade nicht negativ wird und die Düseneströmungsgeschwindigkeit der Laufradaustrittsgeschwindigkeit ($c_0 = c_2$) entspricht. Die Ergebnisse der Regelradströmung sind in Tab. 8 angeführt. In Abb. 10.1 sind die maßstäblichen Strömungsgeschwindigkeiten der Regelstufe zu sehen.

Bezeichnung	Abkürzung	Ergebnis	Einheit	Gleichung
Umfangsgeschwindigkeit	u_m	204,2	m/s	3.1
Nabenverhältnis	ν	0,95	-	3.4
Reaktionsgrad	R_k	0,049	-	3.3
Relativströmungswinkel Laufradeintritt	β_1	27,74	$^\circ$	3.7
Relativströmungswinkel Laufradaustritt	β_2^+	25,36	$^\circ$	3.8
Eintrittsgeschwindigkeit Laufrad	c_1	400,1	m/s	3.9
Meridianströmungsgeschwindigkeit	c_m	96,8	m/s	3.10
Eintrittsgeschwindigkeit Düse	c_0	96,8	m/s	3.10
Austrittsgeschwindigkeit Laufrad	c_2	96,8	m/s	3.10
Relativgeschwindigkeit Laufradeintritt	w_1	207,9	m/s	3.10
Relativgeschwindigkeit Laufradaustritt	w_2	226	m/s	3.10
Schaufelhöhe Laufradeintritt	l_1	32,5	mm	3.5

Tabelle 8: Ergebnisse der Regelradströmung

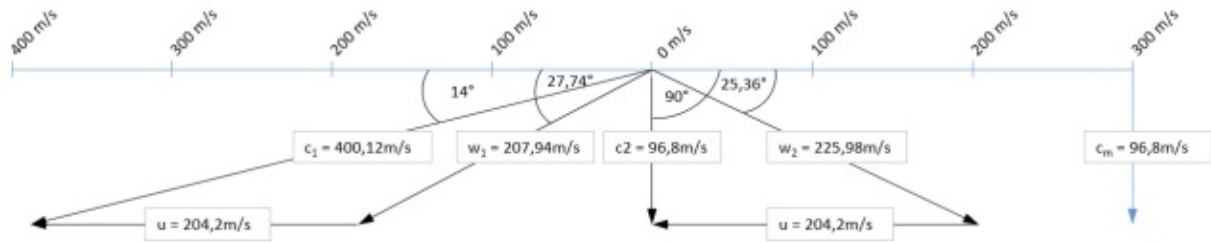


Abbildung 10.1: Geschwindigkeitsdreiecke Regelrad

Um die Größe des Profils berechnen zu können sind die Zustände an Schaufeleintritt und -austritt wichtig. In Tab. 9 sind die Zustandsverläufe für einen Frischdampfdruck von 70bar, einer Frischdampf Temperatur von 500°C sowie den angenommenen Gitterwirkungsgraden $\eta' = 0,91$, $\eta'' = 0,81$ enthalten. Sie wurden nach Gl. 3.12 berechnet.

Zustand	Enthalpie $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	Entropie $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$	Druck [bar]	Temperatur [°C]	Dichte $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
0	3411,25	6,78	70	500	20,76
1 ^s	3327,97	6,78	54,3	457	17,03
1	3335,88	6,81	54,3	460	16,93
2 ^s	3318,10	6,78	52,64	452	16,62
2 ^{s'}	3325,98	6,81	52,64	455	16,53
2	3331,97	6,82	52,64	458	16,46

Tabelle 9: Entspannungsverlauf unter Berücksichtigung der abgeschätzten Gitterwirkungsgrade $\eta' = 0,91$, $\eta'' = 0,81$ (vgl. Abb. 3.2)

Somit kann mit Gl. 6.15 die benötigte axiale Breite ($b = s$) der Laufschaufeln des Regelrades berechnet werden. Der Schaufelwerkstoff wurde dabei mit X22CrMoV 12-1 festgelegt. Die zulässige Spannung bei 500°C beträgt 335N/mm². Entsprechend der Normzahlreihe R10 und der Festigkeitsberechnung kann das Gleichdruckgitter mit einer axialen Breite von 40mm und eine Schaufelzahl $z'' = 120$ ausgeführt werden. Das t/b Verhältnis beträgt dabei 0,85. Das dabei entstehende Gleichdruckgitter ist in Anhang A zu finden.

Die Düsen werden mit dem Taupelprofil mit einer Sehnenlänge von 63mm aufgebaut. Der Staffelungswinkel beträgt bei einem gewählten Verhältnis von $t/s = 0,72$ dabei $\gamma = 38,2^\circ$. Durch den Beaufschlagungsgrad im Auslegungspunkt von $\varepsilon = 0,41$ (Gl.3.23) erhält man für die Düsenanzahl $z' = 37$.

Die Zusatzverluste der Regelstufe betragen:

$$\begin{aligned} \text{Spaltverluste } \zeta_{SP}'' &= 0,049 && \text{Gl. 3.16} \\ \text{Radreibungsverluste } \zeta_{RR} &= 0,005 && \text{Gl. 3.18} \\ \text{Ventilationsverluste } \zeta_V &= 0,047 && \text{Gl. 3.19} \end{aligned}$$

Der Enthalpieverlust aufgrund der Zusatzverluste beträgt

$$\Delta h_Z = 9,44 \text{ kJ/kg} \quad \text{Gl. 3.21}$$

Des Weiteren kann die Enthalpieerhöhung aufgrund der Strömungsvergleichmäßigung in der Radkammer angegeben werden. Man erhält

$$\begin{aligned} \Delta h &= 3,88 \text{ kJ/kg} \\ \bar{c}_2 &= 40 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

Somit gilt für den Zustand des Dampfes am Trommeleintritt:

$$\begin{aligned} p &= 52,64 \text{ bar} && h = 3345,29 \text{ kJ/kg} \\ s &= 6,81 \text{ kJ/(kgK)} && T = 463^\circ\text{C} && \rho = 16,3 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Der Entspannungsverlauf der Regelstufe ist in Abb. 10.2 dargestellt.

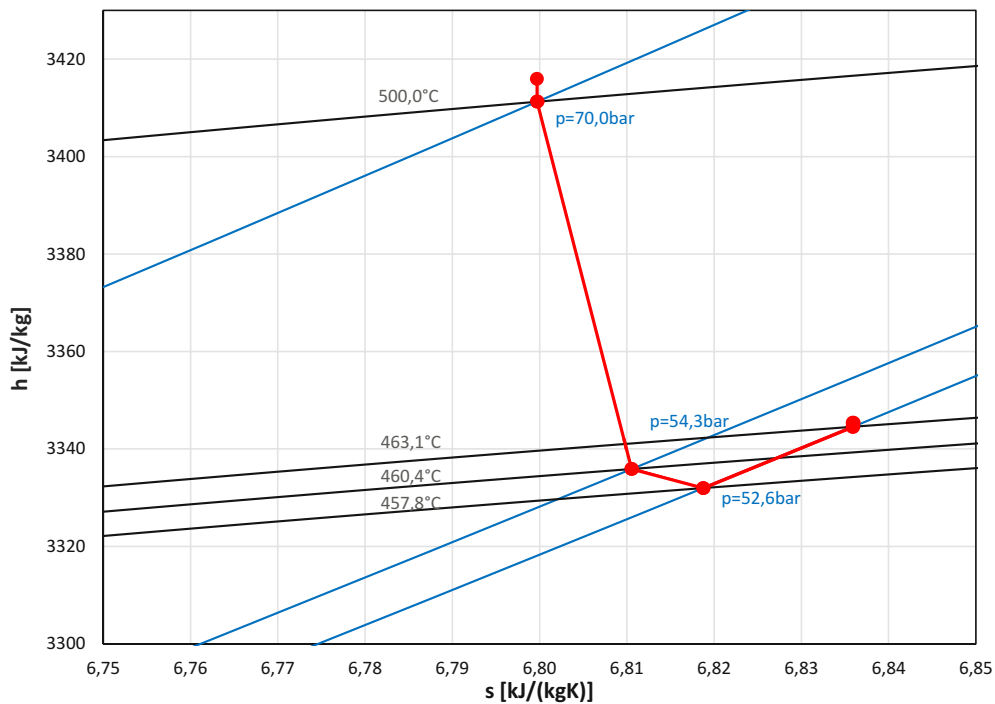


Abbildung 10.2: Entspannungsverlauf der Regelstufe

10.3. Trommelläufer

Um die Stufengruppe der Trommelläufer zu berechnen wurden folgende Annahmen getroffen:

- Turbinenstufen der Trommel werden als Überdruckstufen mit $R_k \approx 0,5$ ausgeführt
- Die Strömungswinkel α_1 und β_2 werden abhängig von Staffelungswinkel, Sehnenlänge und Teilung berechnet
- Die Abströmung α_2 der letzten Turbinenstufen soll im Auslegungspunkt möglichst drallfrei erfolgen ($\alpha_2 \approx 90^\circ$)
- Bis auf die letzte Stufe werden alle Schaufelreihen zylindrisch ausgeführt. Die Sehnenlängen werden nach der Normzahlreihe R10 abgestuft (10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80....)
- Die Gitterwirkungsgrade η' und η'' werden iterativ berechnet
- Staffelungswinkel γ' und γ'' werden in 1° Abstufungen ausgeführt

In Abb. 10.3 ist der Entspannungsverlauf des gesamten Turbinensatzes abgebildet. Die weiteren Ergebnisse der Trommelläufer sind in den Tab. 10 bis Tab. 13 abgebildet.

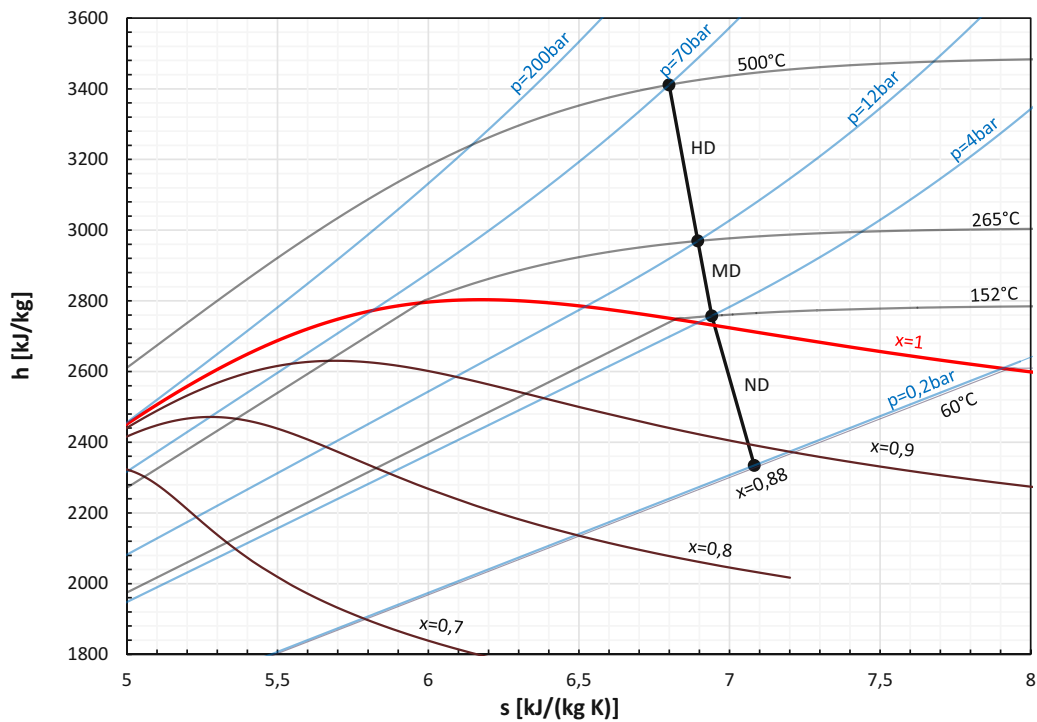


Abbildung 10.3: Entspannungsverlauf des gesamten Turbinensatzes

Stufe	T_0 [°]	h_0 [kJ/kg]	h_1 [kJ/kg]	h_2 [kJ/kg]	p_1 [bar]	p_2 [bar]	c_0 [m/s]	c_1 [m/s]	c_2 [m/s]	w_1 [m/s]	w_2 [m/s]	α_1 [°]	β_1 [°]	α_2^+ [°]	β_2^+ [°]	Δh_z [kJ/kg]	η'	η''
1	463,3	3344,9	3338,0	3332,1	51,4	50,3	48,6	127,3	49,9	49,7	128,0	22,7	81,4	80,5	22,6	1,1	0,915	0,911
2	456,5	3332,1	3325,1	3319,2	49,1	48,0	49,9	128,6	49,8	49,9	127,8	22,5	80,0	81,0	22,6	1,1	0,912	0,912
3	449,8	3319,2	3312,4	3306,5	46,9	45,9	49,8	126,9	49,7	49,6	127,7	22,8	82,5	81,5	22,7	1,0	0,912	0,915
4	443,0	3306,5	3299,5	3293,8	44,7	43,8	49,7	128,4	49,4	49,8	125,9	22,5	81,0	84,2	23,0	1,0	0,915	0,914
5	436,3	3293,8	3286,8	3281,1	42,7	41,8	49,4	128,2	49,4	49,7	125,7	22,6	81,6	84,7	23,0	0,9	0,918	0,916
6	429,6	3281,1	3274,3	3268,3	40,8	39,9	49,4	126,4	49,5	49,4	127,2	22,9	84,2	83,2	22,8	0,9	0,919	0,920
7	422,9	3268,3	3261,6	3255,8	38,9	38,1	49,5	126,2	49,3	49,4	125,4	22,9	84,8	85,8	23,1	0,8	0,919	0,920
8	416,3	3255,8	3248,4	3241,9	37,1	36,2	49,3	131,0	50,2	50,0	131,6	22,1	79,3	78,5	21,9	0,9	0,922	0,919
9	409,0	3241,9	3234,6	3228,6	35,2	34,4	50,2	130,8	49,4	49,9	127,4	22,1	79,9	84,1	22,7	0,9	0,919	0,921
10	402,0	3228,6	3222,0	3215,5	33,6	32,8	49,4	125,7	49,8	49,3	130,2	23,0	86,7	81,1	22,2	0,8	0,923	0,927
11	395,1	3215,5	3208,9	3203,0	32,0	31,2	49,8	125,6	49,2	49,2	124,7	23,1	87,4	88,5	23,2	0,7	0,923	0,926
12	388,5	3203,0	3196,3	3190,4	30,5	29,8	49,2	126,1	49,2	49,2	125,3	23,0	87,2	88,2	23,1	0,7	0,928	0,928
13	381,8	3190,4	3184,0	3177,9	29,1	28,4	49,2	123,5	49,2	49,2	125,8	23,5	90,9	88,0	23,0	0,7	0,930	0,930
14	375,2	3177,9	3170,8	3164,2	27,6	26,9	49,2	129,4	49,6	49,4	130,9	22,3	84,0	82,2	22,1	0,8	0,931	0,930
15	368,0	3164,2	3157,4	3150,8	26,2	25,5	49,6	126,2	49,5	49,2	130,6	23,0	88,6	83,0	22,1	0,7	0,928	0,932
16	360,9	3150,8	3144,6	3139,0	24,9	24,4	49,5	121,5	49,4	49,4	122,2	23,9	95,0	94,2	23,7	0,6	0,930	0,936
17	354,7	3139,0	3132,0	3125,5	23,7	23,1	49,4	128,3	49,3	49,3	129,0	22,5	87,0	86,2	22,4	0,7	0,938	0,936
18	347,6	3125,5	3119,1	3112,6	22,5	22,0	49,3	123,4	49,3	49,3	128,8	23,5	93,9	87,0	22,5	0,6	0,936	0,939
19	340,8	3112,6	3106,2	3099,8	21,4	20,9	49,3	123,2	49,2	49,4	128,5	23,5	94,7	87,9	22,5	0,6	0,937	0,940
20	334,0	3099,8	3093,4	3087,0	20,3	19,8	49,2	122,9	49,2	49,5	128,3	23,6	95,6	88,9	22,5	0,5	0,938	0,941
21	327,2	3087,0	3080,1	3073,6	19,3	18,8	49,2	127,3	49,2	49,2	128,0	22,7	90,9	89,9	22,6	0,6	0,939	0,940
22	320,2	3073,6	3066,8	3060,9	18,2	17,8	49,2	126,9	49,5	49,2	123,9	22,8	92,0	95,8	23,4	0,5	0,940	0,940
23	313,4	3060,9	3054,6	3048,6	17,3	16,9	49,5	122,1	49,5	49,8	124,4	23,8	98,7	95,9	23,3	0,5	0,943	0,945
24	306,9	3048,6	3041,9	3035,5	16,4	16,0	49,5	126,2	49,3	49,4	127,1	22,9	94,3	93,2	22,8	0,5	0,943	0,943
25	300,0	3035,5	3028,8	3022,5	15,5	15,1	49,3	126,0	49,4	49,5	126,7	23,0	95,4	94,5	22,8	0,5	0,942	0,943
26	293,1	3022,5	3015,8	3008,9	14,7	14,3	49,4	125,7	49,2	49,6	131,3	23,0	96,6	89,6	22,0	0,5	0,943	0,943
27	285,9	3008,9	3002,2	2995,9	13,9	13,5	49,2	125,4	49,5	49,7	126,9	23,1	97,9	95,9	22,8	0,4	0,942	0,945
28	279,0	2995,9	2989,3	2982,9	13,1	12,7	49,5	125,0	49,7	49,9	126,5	23,2	99,2	97,3	22,9	0,4	0,944	0,945
29	272,1	2982,9	2976,4	2969,5	12,4	12,0	49,7	124,7	49,3	50,1	131,1	23,2	100,6	92,6	22,0	0,4	0,945	0,945

 Tabelle 10: Ergebnisse HD Trommel ($1/2$) $d_N = 650\text{mm}$, $\dot{m} = 88,2\text{kg/s}$

Stufe	l_1 [mm]	s' [mm]	t' [mm]	$\frac{t'}{s'}$	$\frac{t'}{s'_{opt}}$	γ' [°]	z'	l_2 [mm]	s'' [mm]	t'' [mm]	$\frac{t''}{s''}$	$\frac{t''}{s''_{opt}}$	γ'' [°]	z''	f_b [Hz]	u [m/s]	R_k	λ_s	φ
1	50,0	40	51,0	0,77	0,77	47	71	51,0	40	30,6	0,76	0,75	47	72	2659	110	0,46	1,20	0,45
2	51,7	40	52,8	0,75	0,75	47	73	52,8	40	30,7	0,77	0,75	47	72	2486	110	0,45	1,21	0,45
3	53,6	40	54,6	0,78	0,75	47	71	54,6	40	30,7	0,77	0,76	47	72	2326	111	0,46	1,19	0,44
4	55,5	40	56,6	0,76	0,75	47	73	56,6	40	31,7	0,79	0,75	47	70	2174	111	0,45	1,18	0,44
5	57,4	40	58,6	0,76	0,76	47	73	58,6	40	31,8	0,80	0,76	47	70	2034	111	0,45	1,16	0,44
6	59,4	40	60,6	0,78	0,76	47	71	60,6	40	31,0	0,78	0,76	47	72	1905	112	0,47	1,15	0,44
7	61,5	40	62,7	0,79	0,76	47	71	62,7	40	32,0	0,80	0,76	47	70	1783	112	0,46	1,13	0,44
8	63,6	40	65,0	0,79	0,76	46	71	65,0	40	31,2	0,78	0,75	46	72	1663	112	0,47	1,23	0,44
9	66,1	40	67,5	0,79	0,74	46	71	67,5	40	30,9	0,77	0,75	47	73	1547	113	0,45	1,18	0,44
10	68,6	40	69,9	0,79	0,76	47	71	69,9	40	29,4	0,73	0,76	47	77	1446	113	0,49	1,14	0,44
11	71,1	40	72,5	0,80	0,75	47	71	72,5	40	32,4	0,81	0,77	47	70	1350	113	0,47	1,08	0,43
12	73,6	40	75,1	0,79	0,77	47	72	75,1	40	32,1	0,80	0,77	47	71	1262	114	0,47	1,08	0,43
13	76,2	40	77,7	0,76	0,77	48	75	77,7	40	31,8	0,79	0,78	47	72	1183	114	0,48	1,05	0,43
14	78,9	40	80,6	0,74	0,77	47	77	80,6	40	29,1	0,73	0,76	47	79	1102	115	0,48	1,15	0,43
15	81,9	40	83,7	0,79	0,76	47	73	83,7	40	29,2	0,73	0,77	47	79	1026	115	0,50	1,11	0,43
16	85,0	40	86,7	0,79	0,76	48	73	86,7	40	31,3	0,78	0,80	48	74	959	116	0,48	0,97	0,43
17	87,9	50	89,8	0,76	0,78	47	61	89,8	50	37,5	0,75	0,77	47	62	1114	116	0,48	1,09	0,42
18	91,3	50	93,1	0,76	0,77	48	61	93,1	50	37,7	0,75	0,78	47	62	1040	117	0,50	1,03	0,42
19	94,7	50	96,6	0,77	0,77	48	61	96,6	50	37,8	0,76	0,79	47	62	970	117	0,50	1,02	0,42
20	98,2	50	100,2	0,77	0,77	48	61	100,2	50	38,0	0,76	0,79	47	62	905	118	0,50	1,00	0,42
21	101,8	50	104,1	0,77	0,77	47	61	104,1	50	38,2	0,76	0,78	47	62	842	118	0,48	1,03	0,42
22	105,7	50	108,1	0,78	0,77	47	61	108,1	50	41,1	0,82	0,79	47	58	783	119	0,46	0,98	0,41
23	109,7	50	111,9	0,78	0,80	48	61	111,9	50	37,4	0,75	0,81	48	64	733	120	0,49	0,92	0,41
24	113,6	50	116,1	0,79	0,79	47	61	116,1	50	38,8	0,78	0,79	47	62	684	120	0,49	0,98	0,41
25	117,9	50	120,6	0,79	0,79	47	61	120,6	50	39,0	0,78	0,79	47	62	637	121	0,48	0,96	0,41
26	122,5	50	125,3	0,80	0,79	47	61	125,3	50	39,3	0,79	0,79	46	62	593	122	0,51	0,98	0,40
27	127,4	50	130,4	0,80	0,78	47	61	130,4	50	38,9	0,78	0,80	47	63	551	122	0,49	0,93	0,40
28	132,4	50	135,4	0,81	0,80	47	61	135,4	50	39,2	0,78	0,80	47	63	513	123	0,49	0,91	0,40
29	137,5	50	140,7	0,81	0,80	47	61	140,7	50	39,4	0,79	0,80	46	63	478	124	0,51	0,93	0,40

 Tabelle 11: Ergebnisse HD Trommel ($\varrho/2$) $d_N = 650\text{mm}$, $m = 88,2\text{kg/s}$

Stufe	T_0 [°]	h_0 [kJ/kg]	h_1 [kJ/kg]	h_2 [kJ/kg]	p_1 [bar]	p_2 [bar]	c_0 [m/s]	c_1 [m/s]	c_2 [m/s]	w_1 [m/s]	w_2 [m/s]	α_1 [°]	β_1 [°]	α_2^+ [°]	β_2^+ [°]	Δh_z [kJ/kg]	η'	η''	
1	267,6	2975,2	2960,8	2948,9	11,2	10,6	63,1	181,0	82,1	79,6	184,9	20,5	52,6	50,3	20,1	2,0	0,928	0,905	
2	253,5	2948,9	2935,0	2923,3	9,9	9,4	82,1	185,6	80,8	81,9	184,0	20,0	50,5	51,4	20,2	1,8	0,924	0,906	
3	239,9	2923,3	2909,9	2898,3	8,8	8,3	80,8	182,5	78,3	79,2	181,1	20,4	53,0	53,8	20,5	1,6	0,925	0,910	
4	226,5	2898,3	2883,8	2871,1	7,7	7,2	78,3	187,6	81,8	81,7	187,8	19,8	50,6	50,5	19,8	1,7	0,927	0,912	
5	212,0	2871,1	2854,9	2840,5	6,6	6,1	81,8	197,7	89,9	87,6	200,7	18,7	46,0	44,5	18,4	1,8	0,931	0,915	
6	195,7	2840,5	2827,1	2812,4	5,7	5,3	89,9	186,7	85,2	78,9	196,0	19,9	53,0	47,7	18,9	1,4	0,931	0,922	
7	180,8	2812,4	2798,0	2785,3	4,9	4,5	85,2	189,6	77,2	79,5	185,8	19,6	52,3	54,7	20,0	1,3	0,933	0,924	
8	166,4	2785,3	2770,6	2763,1	4,2	4,0	77,2	188,1	63,7	77,2	151,5	19,7	54,5	84,8	24,8	1,1	0,936	0,928	
Stufe	l_1 [mm]	s' [mm]	t' [mm]	$\frac{t'}{s'}$	$\frac{t'}{s'} \text{ opt}$ [°]	γ' [°]	z'	l_2 [mm]	s'' [mm]	t' [mm]	$\frac{t''}{s''}$	$\frac{t''}{s''} \text{ opt}$ [°]	γ'' [°]	z''	f_b [Hz]	u [m/s]	R_k	λ_s	φ
1	70,0	40	29,9	0,75	0,76	45	81	73,7	40	28,6	0,71	0,69	45	85	1354	121	0,45	1,92	0,52
2	76,7	40	28,4	0,71	0,69	45	86	80,7	40	28,9	0,72	0,69	45	85	1136	122	0,46	1,93	0,52
3	83,9	40	29,3	0,73	0,69	45	84	88,3	40	29,8	0,75	0,70	45	83	956	123	0,47	1,85	0,51
4	91,7	40	27,6	0,69	0,70	45	90	97,0	40	27,5	0,69	0,69	45	91	798	125	0,46	1,92	0,51
5	101,0	50	34,0	0,68	0,69	44	74	107,8	50	33,0	0,66	0,68	44	77	810	126	0,47	2,08	0,50
6	113,0	50	35,0	0,70	0,68	45	73	119,4	50	34,8	0,70	0,70	44	74	666	128	0,52	1,90	0,50
7	125,2	50	33,7	0,67	0,69	45	77	133,1	50	35,4	0,71	0,69	45	74	543	130	0,47	1,79	0,49
8	138,6	50	34,2	0,68	0,70	45	77	147,8	50	36,0	0,72	0,71	50	74	448	132	0,34	1,45	0,48

 Tabelle 12: Ergebnisse MD Trommel $d_N = 700\text{mm}$, $\dot{m} = 53,79\text{kg/s}$

Stufe	T_0 [°]	h_0 [kJ/kg]	h_1 [kJ/kg]	h_2 [kJ/kg]	p_1 [bar]	p_2 [bar]	c_0 [m/s]	c_1 [m/s]	c_2 [m/s]	w_1 [m/s]	w_2 [m/s]	α_1 [°]	β_1 [°]	α_2^+ [°]	β_2^+ [°]	Δh_z [kJ/kg]	η'	η''	
1	152,7	2758,9	2730,8	2705,8	3,37	2,94	112,0	262,2	137,6	137,5	262,4	22,9	47,6	47,6	22,9	5,5	0,865	0,865	
2	132,8	2711,3	2684,3	2655,7	2,46	2,09	137,6	270,2	147,4	141,7	277,8	22,2	45,7	43,4	21,6	4,7	0,886	0,886	
3	121,6	2660,5	2631,1	2604,8	1,71	1,46	147,4	283,6	141,8	149,2	273,9	21,1	42,6	45,4	21,9	4,0	0,892	0,892	
4	110,5	2608,7	2576,0	2547,1	1,17	0,97	141,8	292,6	146,3	152,4	284,8	20,4	41,2	43,3	21,0	3,5	0,911	0,911	
5	98,9	2550,5	2519,8	2491,5	0,78	0,65	146,3	288,0	136,1	143,6	277,8	20,8	44,0	47,1	21,6	2,6	0,917	0,917	
6	88,1	2494,1	2466,0	2436,2	0,53	0,43	136,1	273,3	128,3	127,1	275,2	21,9	51,3	50,6	21,8	2,0	0,924	0,924	
7	77,8	2438,2	2410,0	2380,1	0,35	0,28	128,3	269,8	118,6	117,7	271,4	22,2	56,6	56,0	22,1	1,6	0,927	0,927	
8	67,8	2381,8	2356,1	2331,8	0,23		118,6	255,8		105,5		23,5	69,8				0,926		
Stufe	l_1 [mm]	s' [mm]	t' [mm]	$\frac{t'}{s'}$	$\frac{t'}{s'}_{opt}$	γ' [°]	z'	l_2 [mm]	s'' [mm]	t' [mm]	$\frac{t''}{s''}$	$\frac{t''}{s''}_{opt}$	γ'' [°]	z''	f_b [Hz]	u [m/s]	R_k	λ_s	φ
1	45,0	32	24,7	0,79	0,78	47	120	51,5	32	24,7	0,78	0,69	47	121	2237	149	0,41	2,4	0,686
2	57,5	32	23,1	0,73	0,69	47	130	67,5	32	21,6	0,68	0,69	47	141	1317	151	0,47	2,6	0,675
3	76,5	32	22,7	0,72	0,68	46	135	91,5	32	22,4	0,71	0,68	47	139	729	155	0,43	2,6	0,661
4	102,5	40	26,7	0,67	0,68	46	118	125,1	40	25,4	0,63	0,68	47	127	505	159	0,44	2,6	0,641
5	141,4	40	27,7	0,69	0,68	46	118	171,9	40	27,4	0,68	0,68	47	123	289	166	0,45	2,3	0,615
6	192,9	40	28,6	0,72	0,69	47	120	232,1	40	28,0	0,70	0,70	47	127	186	175	0,50	2,0	0,584
7	261,4	50	36,9	0,74	0,70	47	99	316,6	50	36,4	0,73	0,71	47	105	148	187	0,50	1,8	0,547
8	354,1	80	55,5	0,69	0,71	49	71												

 Tabelle 13: Ergebnisse ND Trommel $d_N = 900\text{mm}$, $\dot{m} = 28,79\text{kg/s}$

10.4. Endstufe

Durch die Wahl einer unverwundenen Leitschaufelreihe, sowie drallfreier Abströmung der Laufschaufel ergibt sich die in Abb. 10.4 gezeigte Verteilung der Strömungswinkel, Reaktionsgrade sowie spezifischen Umfangsarbeit.

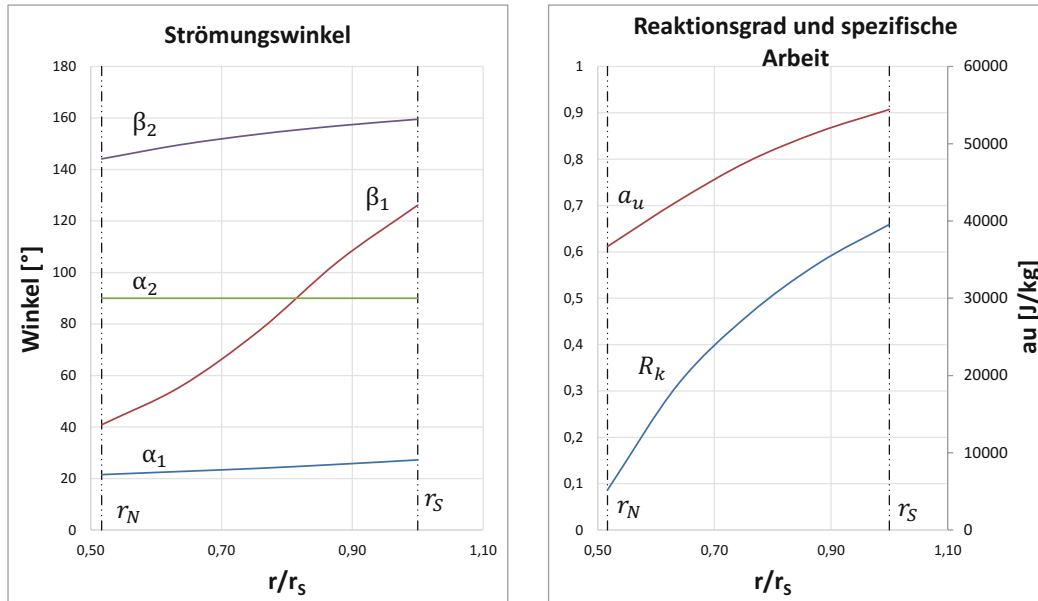


Abbildung 10.4: Strömungswinkel, Reaktionsgrad und spezifische Umfangsarbeit der Endstufe

In Tab. 14 sind weitere Ergebnisse der Endstufe in Abhängigkeit des Radius zu finden.

r/r_s	$c_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$c_2 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_2 [m/s]$	$h_1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$h_2 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$p_1 [bar]$	$p_2 [bar]$	R_k
0,51	279	102	156	174	2350	2347	0,22	0,21	0,09
0,63	264	102	123	202	2354	2341	0,23	0,21	0,32
0,75	251	102	104	232	2357	2336	0,23	0,20	0,47
0,88	237	102	106	262	2361	2332	0,24	0,19	0,58
1,00	223	102	128	293	2364	2329	0,25	0,18	0,66

Tabelle 14: Ergebnisse der Endstufe in Abhängigkeit des Radius r

Der Gitterwirkungsgrad der Endstufenlaufschaufel wurde mit $\eta'' = 0,91$ über der gesamten Höhe als konstant angenommen. Die Zusatzverluste der Endstufe betragen $h_z = 1,04 kJ/kg$. Der Zugspannungsverlauf der Laufschaufel kann Abb. 10.5 entnommen werden. Die maximale Zugspannung beträgt $\sigma_z = 196 N/mm^2$ und liegt am bezogenen Radius $r/r_s = 0,63$.

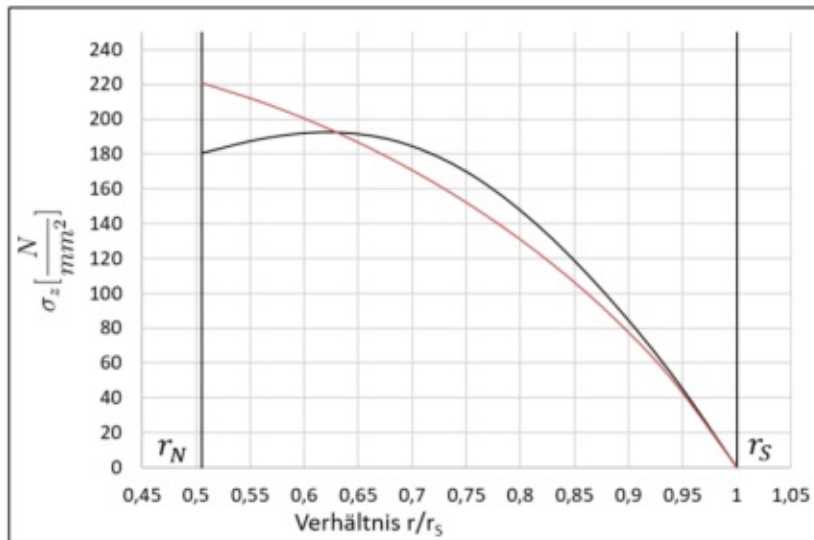


Abbildung 10.5: Verlauf der Zugspannung für $r_N = 900 \text{ mm}$ und $n = 1,27 \cdot 3000 \text{ U/min}$

Dabei beschreibt die schwarze Kurve die Zugspannung der entworfenen Laufschaufel. Die rote Kurve symbolisiert den Zugspannungsverlauf einer vergleichbaren Laufschaufel mit linearer Flächenabnahme. Die Querschnitte an Nabe und Spitze sind bei der entworfenen Laufschaufel ident gewählt.

An der Nabe beträgt die maximal auftretende Biegespannung

$$\sigma_b = 9,5 \text{ N/mm}^2.$$

Die maximale Torsionsspannung beträgt

$$\tau_t = 3,7 \text{ N/mm}^2.$$

Die Vergleichsspannung nach *Mises* beträgt an der Nabe

$$\sigma_{v,M} = 193 \text{ N/mm}^2.$$

Die erste Biegeeigenfrequenz sowie die zweite Biegeeigenfrequenz nach *Geiger* betragen

$$f_{b1} = 134 \text{ Hz}$$

$$f_{b2} = 537 \text{ Hz}.$$

10.5. Weitere ausgewählte Ergebnisse

Leistung im Auslegungspunkt

Turbinenteil	P_i [MW]	Innerer Wirkungsgrad η_i	Stufenzahl	P_{el} [MW] ($\eta_m = \eta_{el} = 0,9$)
RS	5,9	0,708	1	4,8
HD	33,1	0,923	29	26,8
MD	11,5	0,912	8	9,2
ND	12,2	0,891	8	9,8
				50,7

Tabelle 15: Leistung im Auslegungspunkt

Ausgleichkolben

In Tab. 16 sind die Angaben sowie Ergebnisse der Berechnung der Schubausgleichkolben sowie die Spaltmassenströme aufgelistet. Die Ausgleichkolben wurden so dimensioniert, dass 65% des Gesamtschubes vom jeweiligen Ausgleichkolben aufgenommen werden.

	p_R [bar]	p_B [bar]	p_A [bar]	d_k [mm]	z	\dot{m}_{SP} [kg/s]
AK HD	54,3	12	52,6	710	79	1,80
AK MD + ND		0,2	12	800	57	0,68

Tabelle 16: Angaben sowie Ergebnisse zur Berechnung der Ausgleichkolben

Radkammerdruck

In Abb. 10.6 ist der Verlauf des Radkammerdruckes in Abhängigkeit des Massenstroms angegeben. Der Beaufschlagungsgrad im Auslegungspunkt beträgt $\varepsilon = 0,41$. Dabei sind drei Ventile vollständig geöffnet. Die Schluckgrenze der Turbine ist bei fünf vollständig geöffneten Ventilen ($\varepsilon = 0,69$) erreicht. Der Massenstrom beträgt in diesem Fall 108 kg/s . Alle fünf Düsendgruppen wurden gleich groß gewählt.

Entnahmediagramm

In Abb. 10.7 sind die Leistungskurven des ausgelegten Dampfturbinensatzes abgebildet. Die Einzelkennlinien HD und MD geben die Generatorleistung der jeweiligen Turbine wieder. Sind zwei Punkte dieser Geraden bekannt, können sie konstruiert werden. Der erste Punkt stellt die bekannte Leistungsabgabe im Auslegungspunkt dar. Der zweite Punkt wurde durch Abschätzen der Reib- und Ventilationsleistung ermittelt. Für die mechanische Verlustleistung wurden 10% der Turbinenleistung im Auslegungspunkt herangezogen. Die mechanische Verlustleistung der Niederdruckturbine wurde zu der der Hochdruckturbine addiert, um auch den Fall, dass kein Dampf durch den ND-Teil geht, abbilden zu können. In Abb. 10.7 kann die Generatorleistung bereits abgelesen werden. Um diese zu berechnen wurde ein elektrischer Wirkungsgrad von $\eta_{el} = 0,9$ festgelegt.

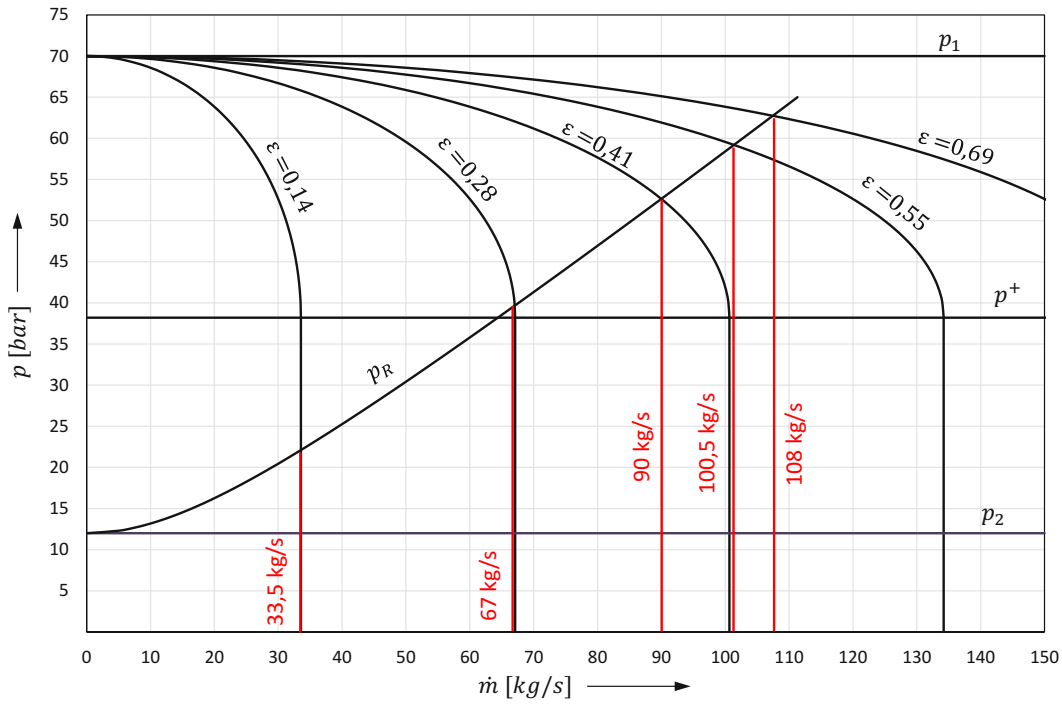


Abbildung 10.6: Massenstrom in Abhängigkeit der Ventilöffnungen für fünf idente Beaufschlagungssektoren

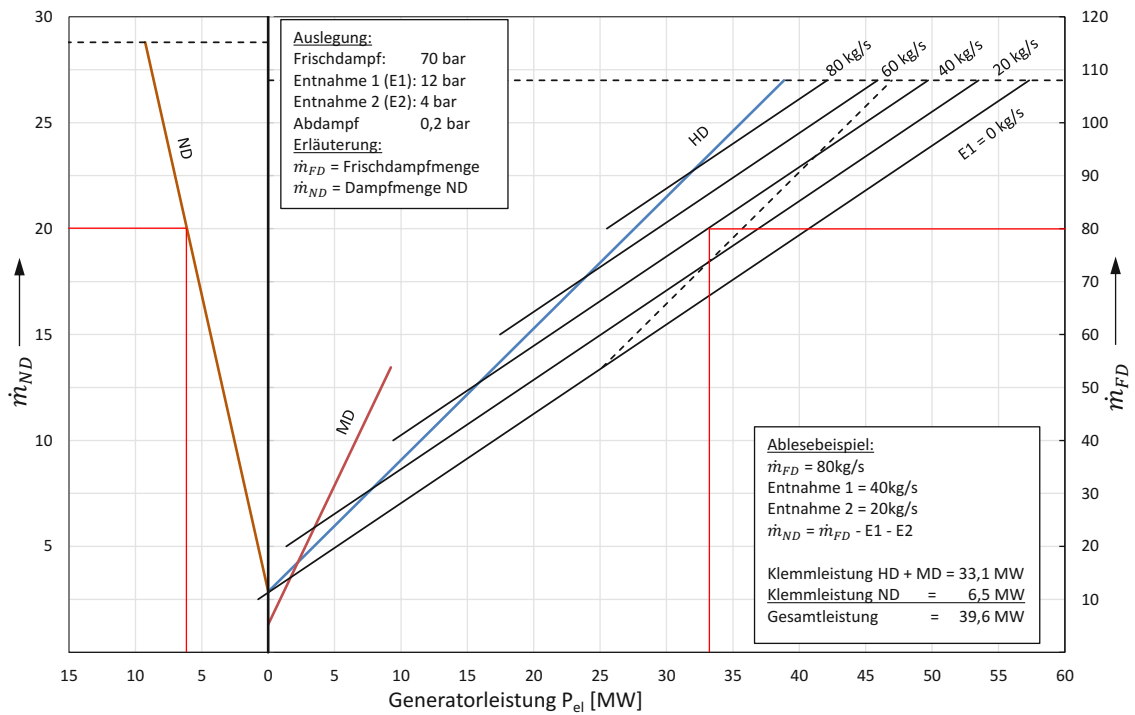


Abbildung 10.7: Entnahmediagramm des Dampfturbinensatzes

Lagerung

Die Lagerung der Turbinenläufer wird, wie in Abb. 10.8 dargestellt, vorgesehen. Dabei werden der HD Läufer sowie der MD-ND Läufer mit jeweils zwei Radiallagern und einem Axiallager versehen.

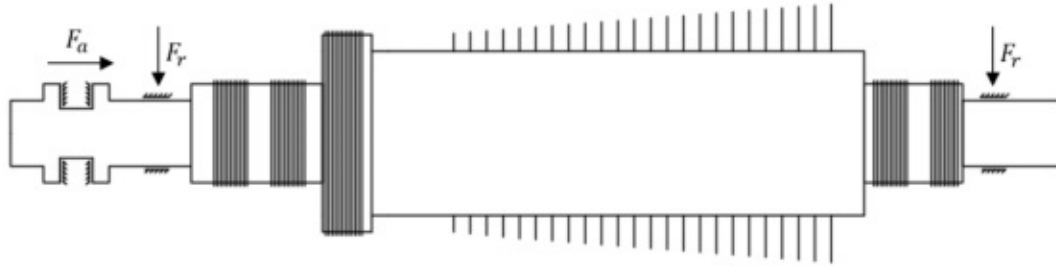


Abbildung 10.8: Prinzipskizze der Dampfturbinenlagerung

Für die Ermittlung der Radialkräfte werden die überschlagsmäßigen Massen des jeweiligen Rotors herangezogen. Dabei wird angenommen, dass sich die Radialkräfte jeweils auf beide Lagerstellen gleichmäßig aufteilen. Die Ergebnisse der Radiallager sind Tab. 17 zu entnehmen.

	F_r [N]	d_w [m]	λ	p_m [bar]	P_K [kW]	\dot{m}_{oil} [l/min]
HD Lager vorne	65000	0,3	0,5	14,4	30,6	107
HD Lager hinten	65000	0,3	0,5	14,4	30,6	107
MD+ND Lager vorne	75000	0,3	0,5	16,6	35,3	124
MD+ND Lager hinten	75000	0,3	0,5	16,6	35,3	124

Tabelle 17: Radiallager

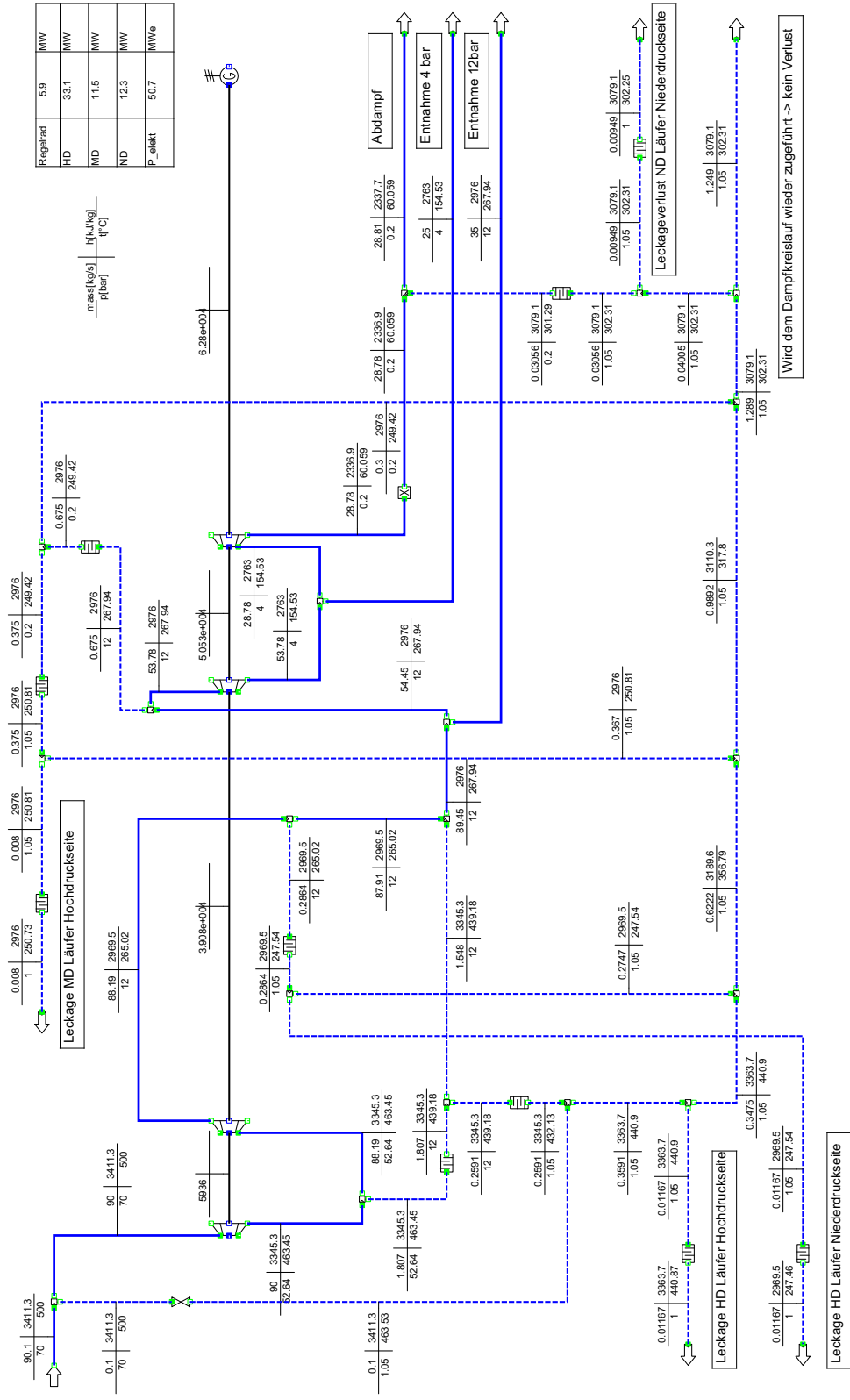
Der auftretende Schub im Auslegungspunkt beträgt am Axiallager des HD Läufer 138.234N und am Axiallager des MD+ND Läufers 70.566N.

	F_a [N]	d_a [m]	d_i [m]	z_k	p_m [bar]	P_K [kW]	\dot{m}_{oil} [l/min]
HD Läufer	138234	0,45	0,25	15	15,7	76	267
MD-ND Läufer	70566	0,45	0,25	15	20,4	39	136

Tabelle 18: Axiallager

Demnach muss der Ölkühler für eine Mindestleistung von 247kW ausgelegt sein.

Dampfprozess im Auslegungspunkt



10.6. Interpretation der Ergebnisse

Die überschlagsmäßige Abschätzung des benötigten Massenstroms hat erstaunlich gute Ergebnisse geliefert. Dies ist auf die verwendeten, in der Literatur angegebenen, Wirkungsgraden η_i zurückzuführen, die den Ergebnissen der Berechnung sehr nahe kommen. Durch die Wahl geeigneter Stufenzahlen, Staffelungswinkels sowie Schaufelzahlen können gewünschte Drücke sehr einfach realisiert werden. Die Wahl eines einzigen Profils für die gesamten Trommelbeschaufelungen macht die Implementierung der Berechnung einfach.

In den ersten beiden Stufen der Niederdruckturbine wären aus festigkeits- und schwingungstechnischer Sicht auch Profile mit 25mm Sehnenlänge möglich. Dies liegt vor allem daran, dass hier die Schaufeln noch relativ kurz sind, demzufolge die Fliehkraftbeanspruchung noch überschaubar ist, sowie die Biegebeanspruchung aufgrund geringer Dichte und Druckunterschiede des Dampfes nicht zu groß ist. Dennoch muss eine bestimmte Mindestsehnenlänge gegeben sein, um die Deckplatten mit den Dichtspitzen unterbringen zu können.

Die Realisierung der Laufschaufelbefestigung der letzten Stufen der Niederdruckturbine mittels Hammerkopffüßen kann nur sehr schwer umgesetzt werden. Der hohen Fliehkraftbelastung und die dementsprechend hohe Flächenpressung zwischen Schaufelfuß und Rotor kann durch den Einsatz von Tannenbaumfüßen entgegengewirkt werden.

Bei der Ausführung der Trommelbeschaufelung wurden die Sehnenlängen von Leit- und Laufschaufel ident gewählt. Für den Festigkeitsnachweis wurde dabei die höher belastete Laufschaufel herangezogen. Um die axiale Baulänge der Turbine sowie Kosten in der Herstellung zu senken können die Sehnenlängen von Leit- und Laufschaufel unterschiedlich ausgeführt werden. Vor allem bei Stufen an denen eine geringe Druckdifferenz anliegt sind die Leitschaufeln, aufgrund geringer Biegemomente, deutlich weniger belastet als die fliehkraftbelasteten Laufschaufeln. Sie könnten daher mit kürzere Sehnenlänge ausgeführt werden. Im Niederdruckteil der Turbine hat sich gezeigt, dass die Biegemomente aufgrund von Strömungskräften und Druckunterschieden eine untergeordnete Rolle spielen. Dies ist auf die geringe Dichte des Dampfes zurückzuführen. Die Fliehkraftspannungen wachsen wegen der langen Schaufeln deutlich an. Aufgrund der hohen Spannungen sowie geänderter Strömungsverhältnisse werden hier verwundene Schaufeln eingesetzt. Bei der Berechnung der Biegeeigenfrequenz der Endstufe liefert die Formel von *Geiger* brauchbare Ergebnisse. Durch den Vergleich mit den Ergebnissen einer FE-Simulationen hat sich gezeigt, dass die Ergebnisse bei Profilquerschnitten, die zur Schaufelspitze abnehmen, recht nahe an den Ergebnissen der Formel von *Geiger* liegen. Des Weiteren ist es in den letzten Stufen der Niederdruckturbine nicht möglich, dass die erste Eigenfrequenz über der sechsten Drehzahlharmonischen liegt. Beispiele aus der Praxis zeigen, dass die Eigenfrequenzen von Endstufen teilweise nur knapp über der zweiten Drehzahlharmonischen liegen. Außerdem kann beobachtet werden, dass durch die verjüngten Profile, Eigenfrequenzen höherer Ordnung näher zusammenrücken.

Die abschließende Berechnung des benötigten Kühllölmassenstroms der Lager darf nur als sehr grobe Überschlagberechnung verstanden werden.

11. Zusammenfassung und Ausblick

Im Laufe der Jahre haben verschiedene Turbinenhersteller interne Auslegungsprogramme, die eine einfache Grundauslegung sowie Optimierung der wesentlichen Dampfturbinen Parameter ermöglichen, entwickelt. Solche Auslegungsprogramme beruhen in vielen Fällen auf analytischen Berechnungsverfahren.

Das in dieser Arbeit verwendete eindimensionale Mittelschnittverfahren ist dabei ein gängiges Verfahren um bei bekannten Dampfparametern die Hauptabmessungen der Turbine festzulegen. Die beschriebene Vorgangsweise zur Auslegung einer zweigehäusigen Industriedampfturbine wurde in einer Excel-Datei implementiert, um eine rasche Auslegung bei geänderten Anforderungsparametern zu ermöglichen. Die Arbeit soll dabei neben der bekannten Fachliteratur bei einer einfachen analytischen Auslegung einer Dampfturbine unterstützen. Die Allgemeine Vorgangsweise dazu ist in Abb. 11.1 abgebildet.

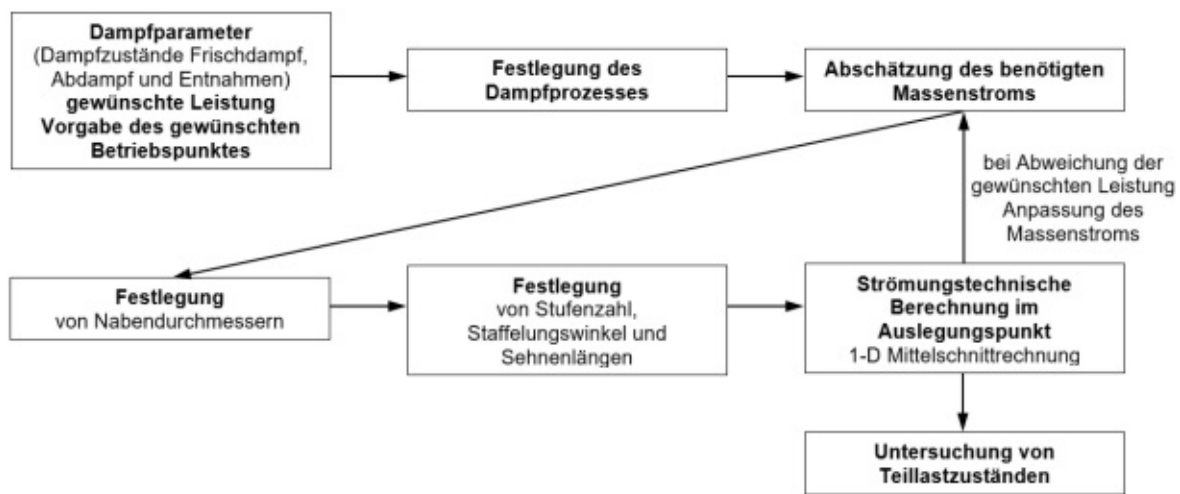


Abbildung 11.1: Flussdiagramm des Auslegungsprozesses

In einer weiterführend Auslegung lassen sich mittels CFD und FE Simulationen unterschiedliche Bauteile der Turbine weiter optimieren. Dies ist insbesondere im Bereich der Endstufe oder bei der Gestaltung von Radkammer, Abdampfgehäusen und Ventilen interessant. Im Bereich der Endstufe können auch diverse Erosionsschutzmaßnahmen genauer untersucht werden.

Durch unterschiedliche Berechnungsverfahren, wie das Stromlinienkrümmungsverfahren, kann auf den dreidimensionalen Charakter der Strömung eingegangen werden. In dieser Arbeit wurde $c_m = konstant$ und $c_r = 0$ vorausgesetzt. Dies ist in der Realität jedoch in den seltensten Fällen gegeben.

Des Weiteren spielt die Form des Strömungskanal eine wichtige Rolle. Eine detaillierte Auslegung stellt sicher, dass sich entlang der gesamten Schaufel konvergente Strömungskanäle befinden. Speziell bei verwundenen Schaufeln stellt dies eine Herausforderung dar.

Dynamische Belastungen, wie sie beispielsweise bei der teilbeaufschlagten Regelstufe vorkommen, wurden in dieser Arbeit durch die hohen Sicherheiten berücksichtigt. In einer weiterführenden Auslegung wäre eine genauere Betrachtung dieser dynamischen Belastungen interessant.

In einem weiteren Schritt kann auch die Rotordynamik des gesamten Turbinenstrangs bei der Betrachtung der kritischen Drehzahlen mit berücksichtigt werden.

Literatur

- [1] Anton Röder. *Experimentelle Bestimmung der Einzelverluste einer einstufigen Versuchsturbine*. Juris Druck + Verlag Zürich, 1969.
- [2] Walter Traupel. *Thermische Turbomaschinen Band 1*. Springer, 2001.
- [3] Stefan aus der Wiesche. *Handbuch Dampfturbinen: Grundlagen, Konstruktion, Betrieb*. Springer Vieweg, 2018.
- [4] Ingo Lukas. *Auslegung von Laufgittern für Axialturbinstufen mit kleinem Reaktionsgrad*. TU Wien, 2015.
- [5] Karl Trutnowsky. *Berührungsfreie Dichtungen*. VDI-Verlag, 1964.
- [6] Andreas Matthias. *Das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen*. TU Wien, 2007.
- [7] Adolf Egli. Journal of fuels and steam power. *Trans. ASME, Vol. 57 S.115-122*, 1935.
- [8] Markus Gregor Hinteregger. *Numerische Simulation der Strömung in einem Gleichdruckturbinegitter*. Diplomarbeit TU Wien, 2011.
- [9] *Industrie-Dampfturbinen, Trommel-Beschaufelung*. Siemens AG, 1999.
- [10] Claus Utz. *Experimentelle Untersuchung der Strömungsverluste in einer mehrstufigen Axialturbine*. Inst. Therm. Turbomaschinen ETH Zürich, Nr.19, 1972.
- [11] Mario Schinnerl. *Ursachenanalyse zur Bildung von Kondensatansammlungen in den Labyrinthen von Stufenabdichtungen in einer Industriedampfturbine*. TU Wien, 2013.
- [12] Reinhard Willinger. *Thermische Turbomaschinen*. Skriptum zur Vorlesung - TU Wien, 2015.
- [13] Johannes Hornbachner. *Festigkeitsberechnung einer Dampfturbinenschaufel*. Bachelorarbeit TU Wien, 2009.
- [14] *Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries - Steam Turbines - Special purpose Applications - API STANDARD 612*. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, August 2014.
- [15] Walter Traupel. *Thermische Turbomaschinen Band 2*. Springer-Verlag, 2001.
- [16] Klaus Körner. *Auslegungskriterien und Berechnung moderner Dampfturbinen*. 1978.
- [17] EN 10269:2013. *Stähle und Nickellegierungen für Befestigungselemente für den Einsatz bei erhöhten und/oder tiefen Temperaturen; Deutsche Fassung EN 10269:2013*.

- [18] Pouya Ghaffari; Reinhard Willinger. *Unterlagen zur Laborübung Schaufelschwingungen*. TU Wien, 2012.
- [19] Julius Kruschik. *Die Gasturbine*. Springer-Verlag, Wien 1960.
- [20] Willi Bohl. *Strömungsmaschinen 2, Berechnung und Konstruktion*. Vogel Fachbuch Kamprath-Reihe, 2013.
- [21] Georg Gyarmathy; Willy Schlachter. *Technology of turbine plant operating with wet steam*. British Nuclear Energy Society, London, 1988.
- [22] *Erosion in Niederdruckbeschaufelungen von Mittel- und Industriedampfturbinen*. BBC Brown Boveri Druckschrift Nr.CH-T 110 210D.
- [23] Nazan Carikci. *Einfluss unterschiedlicher Verjüngungsgesetze auf die Beanspruchung von Axialschaufeln*. Bachelorarbeit TU Wien, 2018.
- [24] Günther Schneider. *Verbrennungskraftmaschinen*. Carl Hanser Verlag, 1967.
- [25] Josef Geiger. *Ermittlung der Eigenschwingungszahlen von verjüngten Turbinenschaufeln*. Werft Rederei Hafen, 1943 Heft 4.
- [26] Hendrik Kuhlmann. *Strömungsmechanik - Eine kompakte Einführung für Physiker und Ingenieure*. Pearson, 2014.
- [27] Karl Josef Müller. *Thermische Strömungsmaschinen Auslegung und Berechnung*. Springer Verlag, 1978.
- [28] Karl Heinz Decker; Karlheinz Kabus. *Maschinenelemente Funktion, Gestaltung und Berechnung*. Carl Hanser Verlag, 2007.

A. Gleichdruckgitter

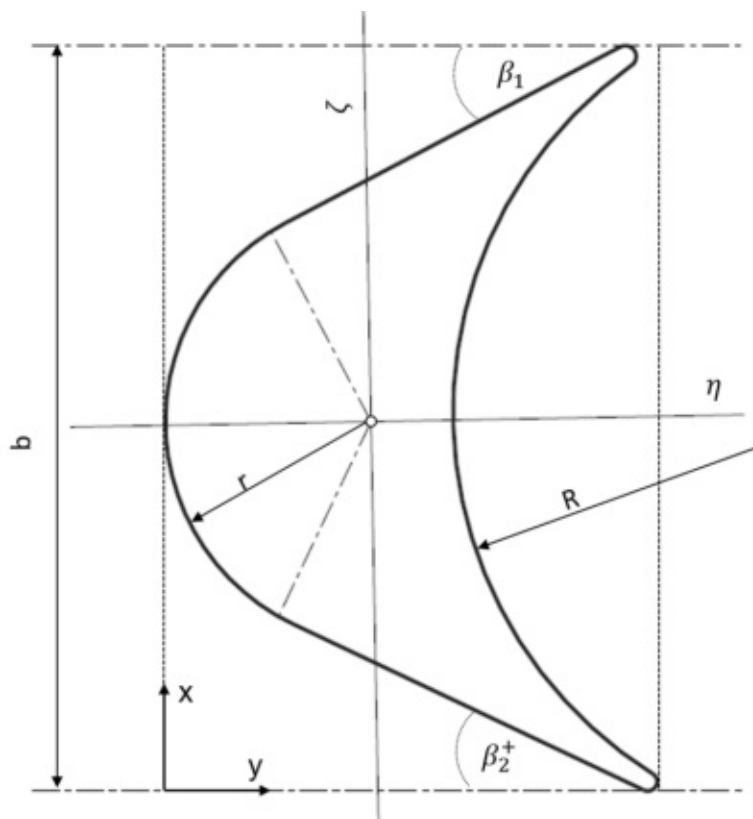


Abbildung A.1: Gleichdruckgitter für einen Reaktionsgrad $R_k = 0,049$

Das vorliegende Gleichdruckgitter wurde mit den in Kapitel 3.6 angegebenen Gleichungen erstellt. Die notwendigen Strömungswinkel β_1 und β_2^+ können durch Gln. 3.8 und 3.7 bestimmt werden. Mithilfe des *Zweifel*-Kriteriums kann das Verhältnis t/b festgelegt werden. Durch Vorgabe der axialen Sehnenlänge b folgen durch die Gln. 3.29 und 3.30 Saugseitenradius r und Druckseitenradius R . Durch die Verschiebung des Druckseitenradius R erhält man die Profildicke am Ein- und Austritt.

Durch den geringen Unterschied der Relativströmungswinkel β_1 und β_2^+ erhält man ein beinahe symmetrisches Schaufelprofil. Somit kommt es auch zu einem geringen Winkelversatz zwischen den Trägheitshauptachsen η , ζ und dem xy -Koordinatensystem. Dieser kann für den Festigkeitsnachweis vernachlässigt werden.

Die Profilkontur wurde mit der CAD-Software CREO Parametric 3.0 erstellt. Sämtliche geometrische Größen wurden durch das Konstruktionsprogramm ermittelt. Um diese Werte unabhängig von der Profilgröße angeben zu können wurden diese mit der axialen Sehnenlänge b entdimensioniert. Man erhält somit die dimensionlosen Werte:

Saugseitenradius	$\bar{r} = r/b = 0,24$
Druckseitenradius	$\bar{R} = R/b = 0,57$
Umfang	$\bar{U} = U/b = 2,99$
Fläche	$\bar{A} = U/b^2 = 0,261$
Flächenträgheitsmoment	$\bar{I}_\eta = I_\eta/b^4 = 1,29 \cdot 10^{-2}$
Flächenträgheitsmoment	$\bar{I}_\zeta = I_\zeta/b^4 = 4,95 \cdot 10^{-3}$

Die dimensionlosen Abstände zum Flächenschwerpunkt, bezogen auf das xy -Koordinatensystem in Abb. A.1 betragen:

$$\bar{c}_x = c_x/b = 0,496$$

$$\bar{c}_y = c_y/b = 0,276$$

B. Profilkordinaten (*Röder* [1])

Punkt	x	y	Punkt	x	y
1	1,98194	1,96894	41	1,15217	1,05152
2	1,96363	1,93684	42	1,18711	1,03670
3	1,94583	1,90552	43	1,22075	1,02485
4	1,92725	1,87446	44	1,25697	1,01688
5	1,90893	1,84314	45	1,29357	1,01293
6	1,89010	1,81194	46	1,33030	1,01389
7	1,87139	1,78023	47	1,36559	1,01911
8	1,85243	1,74956	48	1,40153	1,02835
9	1,83295	1,71927	49	1,43474	1,04197
10	1,81204	1,68962	50	1,46731	1,05844
11	1,79049	1,66024	51	1,49831	1,07918
12	1,76816	1,63085	52	1,52699	1,10211
13	1,74467	1,60224	53	1,55424	1,12646
14	1,72078	1,57414	54	1,58045	1,15185
15	1,69742	1,54669	55	1,60459	1,17930
16	1,67224	1,52105	56	1,62770	1,20726
17	1,64719	1,49580	57	1,64977	1,23678
18	1,62033	1,47054	58	1,67158	1,26733
19	1,59256	1,44623	59	1,69145	1,29801
20	1,56497	1,42313	60	1,71041	1,32972
21	1,53573	1,40123	61	1,72847	1,36156
22	1,50433	1,38140	62	1,74691	1,39378
23	1,47332	1,36273	63	1,76432	1,42549
24	1,44102	1,34575	64	1,78135	1,45785
25	1,40846	1,32992	65	1,79811	1,49046
26	1,37421	1,31565	66	1,81448	1,52333
27	1,34035	1,30228	67	1,83060	1,55594
28	1,30493	1,29033	68	1,84581	1,58945
29	1,26990	1,27929	69	1,86102	1,62245
30	1,23526	1,26876	70	1,87456	1,65610
31	1,19985	1,25746	71	1,89002	1,68948
32	1,16521	1,24525	72	1,90394	1,72338
33	1,12967	1,23188	73	1,91798	1,75741
34	1,09645	1,21735	74	1,93151	1,79092
35	1,06428	1,20010	75	1,94491	1,82560
36	1,03625	1,17614	76	1,95727	1,85989
37	1,03630	1,14251	77	1,96951	1,89456
38	1,06182	1,11436	78	1,98019	1,92949
39	1,08966	1,09035	79	1,99074	1,96494
40	1,12020	1,06996	80	2,00000	2,00000

C. Traupelprofil

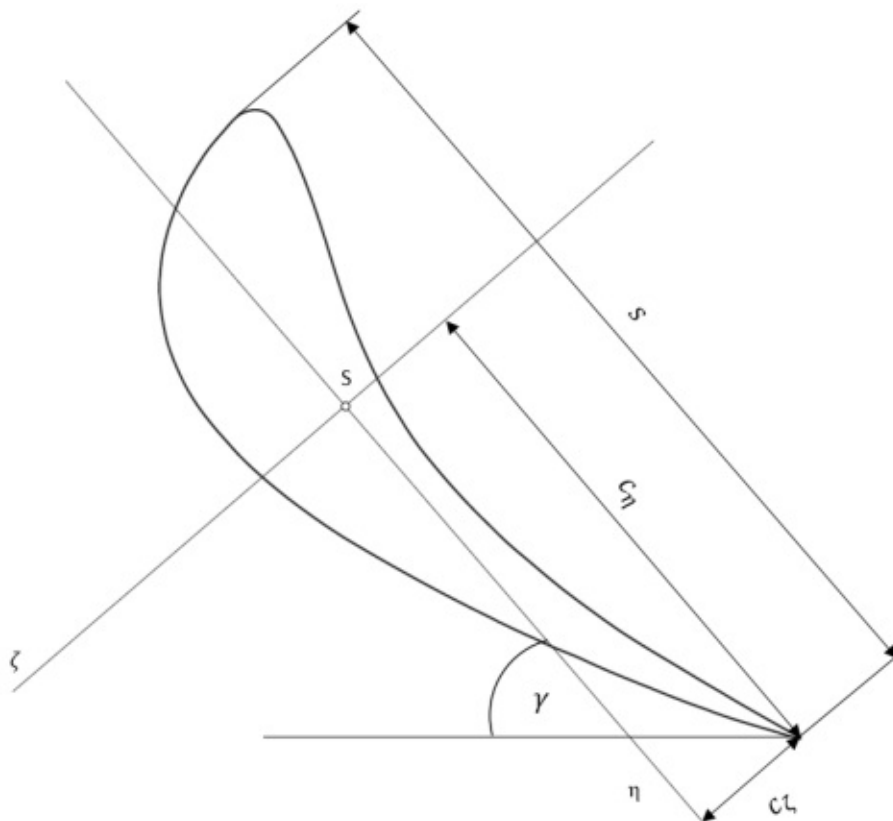


Abbildung C.1: Traupelprofil

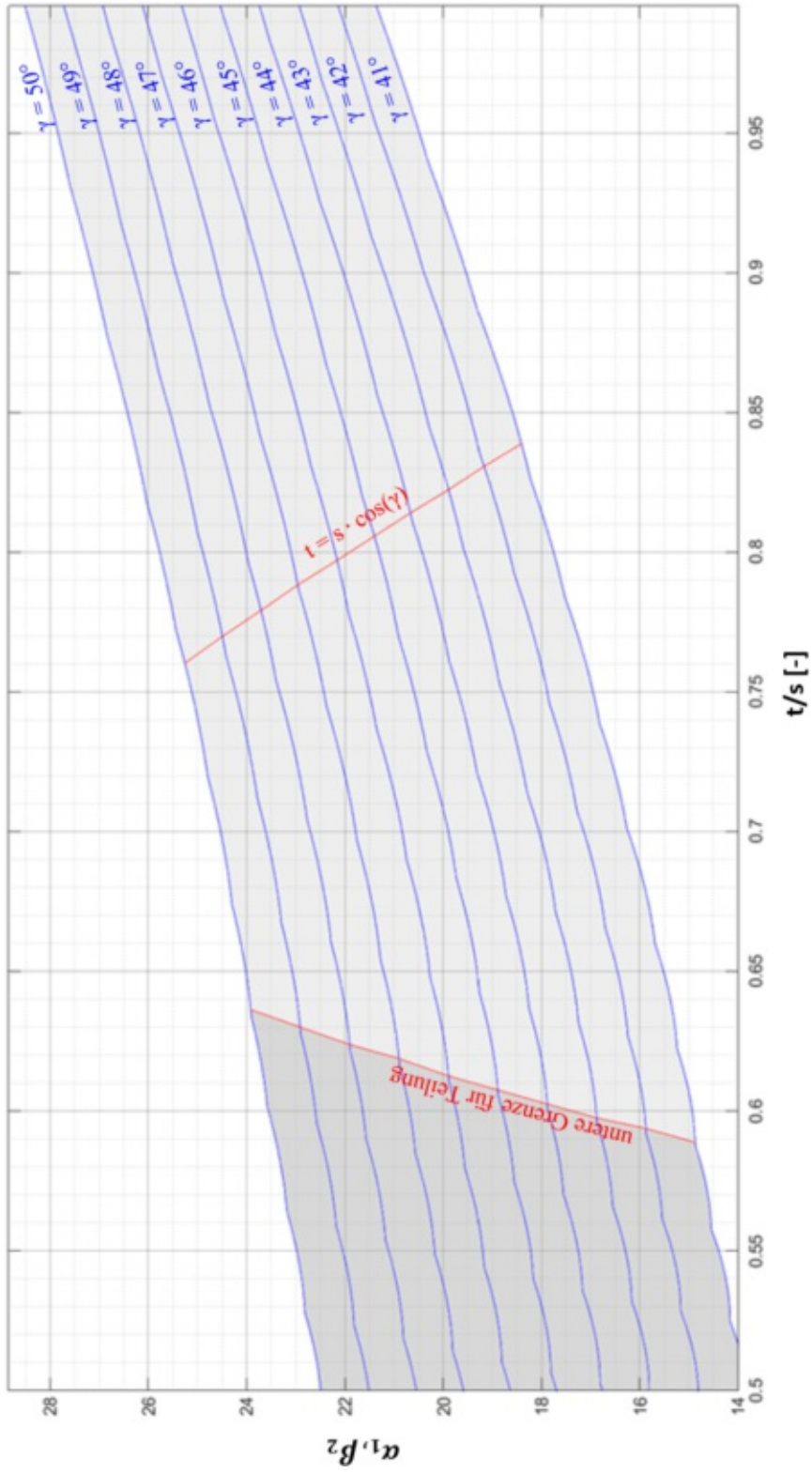
Das vorliegende Traupelprofil wurde mithilfe der Profilkordinaten aus Anhang B konstruiert. Die Profilkontur wurde mit der CAD-Software CREO Parametric 3.0 erstellt. Sämtliche geometrische Größen wurden durch das Konstruktionsprogramm ermittelt. Um diese Werte unabhängig von der Profilgröße angeben zu können wurden diese mit der Sehnenlänge s entdimensioniert. Man erhält somit die dimensionlosen Werte:

Umfang	$\bar{U} = U/s = 2,2707$
Fläche	$\bar{A} = U/s^2 = 0,1239$
Flächenträgheitsmoment	$\bar{I}_\eta = I_\eta/s^4 = 5,27 \cdot 10^{-4}$
Flächenträgheitsmoment	$\bar{I}_\zeta = I_\zeta/s^4 = 6,342 \cdot 10^{-3}$

Die dimensionlosen Abstände \bar{c}_η und \bar{c}_ζ der Hinterkante des Schaufelprofils zum Flächenschwerpunkt in Abb. C.1 betragen:

$$\begin{aligned}\bar{c}_\eta &= c_\eta/s = 0,654 \\ \bar{c}_\zeta &= c_\zeta/s = 0,154\end{aligned}$$

D. Strömungs-, Staffelungswinkel und Teilung Traupelprofil



E. Matlab-Skript

Nachfolgend das Matlab-Skript mit dem die Messpunkte des Profilhitters eingelesen und die Beziehungen zwischen α_1 , γ und t/s visualisiert wurde.

```
1 clear all
2 close all
3 clc
4
5 format long
6
7 % Einlesen der Profilkordinaten
8 [num] = xlsread('C:\Users\juelyc\Desktop\Traupelprofil.xlsx');
9
10 x = transpose(num(:,1));
11 x_1 = transpose(num(:,1));
12 y = transpose(num(:,2));
13 y_1 = transpose(num(:,2));
14
15 %Berechnung der Sehnenlange
16 for k =1:(length(x))
17     for l = 1:(length(x))
18         x_abst=abs(x(k)-x(l))
19         y_abst=abs(y(k)-y(l))
20         abst=sqrt(x_abst^2+y_abst^2)
21         if (k==1) && (l==1)
22             s=abst
23         elseif (abst > s)
24             s = abst
25         end
26     end
27 end
28
29 r=1
30 counter = 1
31 counter2 = 1
32 counter3 = 1
33
34 % Der aktuelle Staffelungswikel der eingelesenen Profilkordinaten betragt
35     49,5 Grad
36 % Drehen des Staffelungswinkels auf 50 Grad
37 gamma = 49.5
38 winkel = -0.5
39 gamma = gamma-winkel
40 for i = 1:80
41     x1(i)=x(i)
42     x(i) = (x(i)-2)*cosd(winkel) - (y(i)-2)*sind(winkel)+2
43     y(i) = (x1(i)-2)*sind(winkel) + (y(i)-2)*cosd(winkel)+2
44 end
45 % Nacheinander den Staffelungswinkel um 1 Grad Schirtte andern
46 for drehen = 1 : 1 : 10
47
```

```

48     p=1
49
50     %Erstellung der Alpha zu t/s Linien:
51     %Das Verhaltnis v=t/s wird in 0,025 Schritten variiert
52     for v = 0.4:0.00125:1
53         %Verschieben des Profils um die Teilung t
54         t = v*s
55         for i = 1:(length(x))
56             x2(i) = x(i)
57             y2(i) = y(i)+t
58         end
59         % Der kleinste Muendungsquerschnitt(a) zwischen den Profilen wird
           gesucht
60         for i = 1:(length(x))
61             abstandx = (x2(i) - 2)
62             abstandy = (y2(i) - 2)
63             abstand = sqrt(abstandx^2+abstandy^2)
64             if (i==1)
65                 a = abstand
66             elseif (abstand < a)
67                 a = abstand
68             end
69         end
70         Alpha = asind(a/t)
71         xAchse = v
72         counter = counter+1
73         %Befuellen der Matrix mit den Werten
74         matrix(p,r:r+2) = [gamma,v,Alpha]
75         p = p+1
76
77         % Der kleinste Stroemungquerschntt(amin) zwischen den Profilen wird
           gesucht
78         for i = 1:(length(x))
79             for j = 1:(length(x))
80                 abstandx = (x2(i) - x(j))
81                 abstandy = (y2(i) - y(j))
82                 abstand = sqrt(abstandx^2+abstandy^2)
83                 if (i==1)
84                     amin = abstand
85                 elseif (abstand < amin)
86                     amin = abstand
87                 end
88             end
89         end
90         if (amin < a )
91             matrix_min(counter3,1:3) = [gamma,v,Alpha]
92         end
93     end
94
95     %Maximal zulaessige Teilung tmax berechnen
96     tmax = max(y)-min(y)
97     %Verschieben des Profils um die Teilung tmax
    
```

```
98     for i = 1:(length(x))
99         x2(i) = x(i)
100        y2(i) = y(i)+tmax
101    end
102    % Der kleinste Stroemungsquerschnitt(a) zwischen den Profilen wird
103    % gesucht
104    for i = 1:(length(x))
105        abstandx = (x2(i) - 2)
106        abstandy = (y2(i) - 2)
107        abstand = sqrt(abstandx^2+abstandy^2)
108        if (i==1)
109            a = abstand
110        elseif (abstand < a)
111            a = abstand
112        end
113    end
114    Alpha_max = asind(a/tmax)
115    v = tmax/s
116    xAchse = v
117    matrix_max(counter2,1:4) = [gamma,v,Alpha_max,tmax]
118    counter2 = counter2+1
119    % Drehen des Profils um den Profilursprung (2/2) in 1 Grad Schritten
120    winkel2 = +1
121    for i = 1:80
122        x1(i)=x(i)
123        x(i) = (x(i)-2)*cosd(winkel2) - (y(i)-2)*sind(winkel2)+2
124        y(i) = (x1(i)-2)*sind(winkel2) + (y(i)-2)*cosd(winkel2)+2
125    end
126    gamma = gamma - winkel2
127    r = r+3
128    counter3 = counter3+1
129 end
130
131 % Plotten von matrix (t/s Alpha Linien), matrix_max (Durchblickgrenze),
132 % matrix_min(konvergenter Kanal Grenze)
133 counter = 1
134 for i = 1:1:10
135     hold on
136     grid on
137     grid minor
138     box on
139     plot(matrix(:,counter+1),matrix(:,counter+2),'b',matrix_max(:,2),
140         matrix_max(:,3),'r',matrix_min(:,2),matrix_min(:,3),'r')
141     xlabel('t/s [-]')
142     ylabel('\alpha1 [Grad]')
143     grid minor
144     counter = counter +3
145 end
```


F. Laufschaufel Endstufe

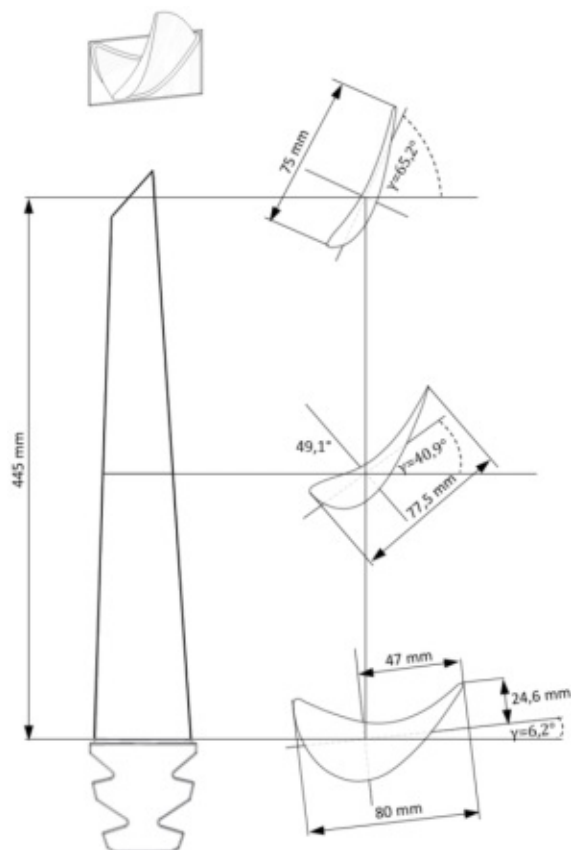


Abbildung F.1: Entworfenе Laufschaufel der Endstufe

Radius [mm]	Querschnittsfläche [mm ²]	I_1 [mm ⁴]	I_2 [mm ⁴]	I_{12} [mm ⁴]
450	1582	$1,32 \cdot 10^5$	$5,78 \cdot 10^5$	$4,93 \cdot 10^4$
561	1026	$4,29 \cdot 10^4$	$3,22 \cdot 10^5$	$1,13 \cdot 10^5$
673	743	$1,90 \cdot 10^4$	$2,28 \cdot 10^5$	$1,04 \cdot 10^5$
784	588	$9,91 \cdot 10^3$	$1,86 \cdot 10^5$	$8,33 \cdot 10^4$
895	446	$3,75 \cdot 10^3$	$1,52 \cdot 10^5$	$5,66 \cdot 10^4$

Tabelle 19: Profilgrößen (ohne Berücksichtigung der Abschrägung an der Schaufelspitze)