

Orthographiefehler im Buch "Dampfturbinen", von F. Dietzel, 1980

Seite	Zeile	Steht	soll stehen
171	3	nachner	nachher
190	1	Aussensanteil	Aussenanteil
231	8	-Buchse	-Büchse
248	letzte	Stufendurch messer	Stufendurchmesser
271	2	Leistungin	Leistung in
275	8	aufeiner	auf einer
338	3. letzte	Dampfturbinenlage	Dampfturbinenanlage
360	mitte	zurück gehen	zurückgehen
361	5	Massen durchsatz	Massendurchsatz
362	6. letzte	gleichzeitig	gleichzeitig
364	11. letzte	p_A'	p_A'
369	5. letzte	Lasteigerung	Laststeigerung
371	11. letzte	Wasseroder	Wasser- oder
375	7. letzte	Druckverkauf	Druckverlauf

Den 6. Sept. 2013

Fritz Dietzel

Dampfturbinen

Berechnung · Konstruktion · Teillast-
und Betriebsverhalten · Kondensation

3., völlig überarbeitete Auflage
mit 326 Abbildungen,
42 durchgerechneten Beispielen
und Düsentafeln im Anhang

Carl Hanser Verlag München Wien 1980

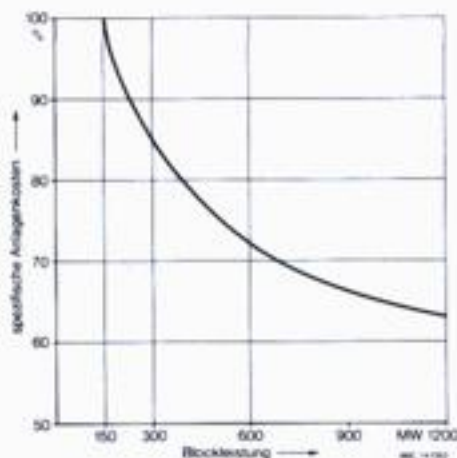


Bild 1.4.5 Die spezifischen Anlagekosten in Abhängigkeit von der Blockleistung bei Kohlekraftwerken

1.5 Wirkungsgrade, Enthalpiedifferenzen, Dampfdurchsatz, Leistung

Dampfturbinen werden für bestimmte Kupplungsleistungen ausgelegt.

Die Leistung erhält man aus dem gegebenen Enthalpiegefälle und dem Dampfdurchsatz (Massenstrom). Wegen der Verluste, die bei der Energieumsetzung innerhalb der Turbine auftreten, wird

$$\dot{m}_s \quad P = h_t \cdot \dot{m}_s \cdot \eta_i \cdot \eta_m \text{ in kW}$$

h_t kJ/kg das isentrope Enthalpiegefälle

\dot{m}_s kg/s der Dampfdurchsatz der Turbine (Massenstrom)

η_i - der innere Turbinenwirkungsgrad

η_m - der mechanische Wirkungsgrad von Turbine und gggbfs. Getriebe

dabei ist $\eta_i \cdot \eta_m = \eta_e$ der effektive oder Kupplungswirkungsgrad

Anmerkung zu den Einheiten

$$\text{Kraft } N = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} = \text{Masse kg} \cdot \text{Beschleunigung m/s}^2$$

$$\text{Arbeit Nm} = J = Ws = \text{Kraft} \cdot \text{Weg}$$

$$\text{Leistung} \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = \frac{J}{\text{s}} = W = \text{Arbeit in der Zeiteinheit}$$

$$1000 \text{ J/s} = 1000 \text{ W} = 1 \text{ kW}$$

Enthalpiedifferenz aus h - s -Diagramm in kJ/kg = h_t

$$\text{Leistung } P = h_t \cdot \dot{m} = \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

Die Wirkungsgrade sind wichtig für die Vorausbestimmung des notwendigen Dampfdurchsatzes. Den Dampfdurchsatz benötigt man zur Berechnung der Hauptabmessungen, worunter insbesondere die Raddurchmesser und Schaufellängen der Turbine zu verstehen sind.

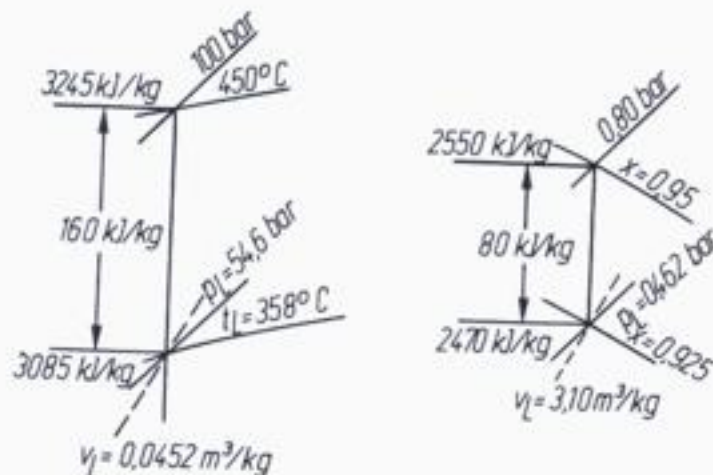


Bild 1.7.7 4. Berechnungsbeispiel, Zahlenwerte im h - s -Diagramm

- b) Für Naßdampf ist $\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x$; somit hier, bei $x = 0,95$ der Wert $\kappa = 1,035 + 0,095 = 1,13$. Der Lavaldruck ist also $p_L = 0,577 \cdot p_1 = 0,462$ bar. Durch Abtragen im h - s -Diagramm, B 1.7.7, erhält man $v_L = 3,10$ m³/kg, $x = 0,925$. Somit

$$c_L = \sqrt{1,13 \cdot 0,462 \text{ bar} \cdot 100000 \text{ (N/m}^2\text{) / bar} \cdot 3,10 \text{ (m}^3\text{/kg)}}$$

$$c_L = 100 \cdot \sqrt{16,2} = 403 \text{ m/s}$$

oder aus dem Gefälle $\Delta h = 80$ kJ/kg, B 1.7.7, auch

$$c_L = 44,72 \cdot \sqrt{80} = 400 \text{ m/s.}$$

Die kleine Differenz liegt am Betrag von κ , der als Mittelwert aus $x = 0,95$ und $x = 0,925$ einzusetzen wäre.

1.7.1 Ausführung der Strömungsquerschnitte von Dampfturbinen

Die Bemessung der Querschnitte von Leit- und Laufschaufeln muß so vorgenommen werden, daß der Dampf oder das Gas die erforderliche Geschwindigkeit c erreicht. Dabei muß außerdem eine Masse \dot{m} durchströmen, aus der sich die geplante Turbinenleistung ergibt. Allgemein gilt hierfür die Kontinuitätsgleichung $A = \dot{m} \cdot v / c$.

Dampfturbinen arbeiten mit Rücksicht auf Festigkeits- und Wirkungsgradprobleme mit Dampfgeschwindigkeiten, die kleiner sind als die Schallgeschwindigkeit, gelegentlich gibt es aber auch Fälle, wo Überschallgeschwindigkeit angewendet wird (z. B. Curtisrad, letzte Stufen großer Kondensationsturbinen).

Um zu klaren Bezeichnungen zu kommen, unterscheidet man:

Leitkanäle B 1.7.8

Die Austrittsgeschwindigkeit c_{aus} soll kleiner sein als die Schallgeschwindigkeit. Die Querschnitte nehmen von $A_{\text{ein}} = \infty$ am Eintritt (starke Abrundung) allmählich auf den Austrittsquerschnitt $A_{\text{aus}} = \frac{\dot{m} \cdot v_{\text{aus}}}{c_{\text{aus}}}$ ab. Die Längenerstreckung wird so gewählt, daß der Strahl den Kanal voll ausfüllt, ohne sich abzulösen. Ausführung s. Abschnitt 3.2.2. Bei der Ausführung müssen die Leitkanäle am Ende einen Schrägabschnitt erhalten, der den Strahl in die Laufschaufeln lenkt (vgl. B 1.2.1).

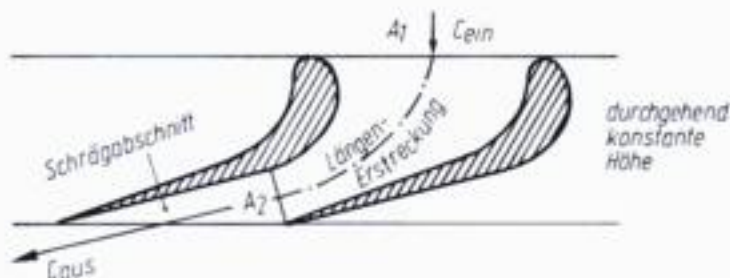


Bild 1.7,8 Leitkanal

Lavaldüsen. B 1.7,9

Die Austrittsgeschwindigkeit c_{aus} soll größer sein als die Schallgeschwindigkeit c_L . Die Querschnitte nehmen daher bis zum Erreichen von p_L und c_L auf A_{min} ab, dann wieder zu, bis $A_{aus} = \frac{\dot{m} \cdot c_{aus}}{\gamma_{aus}}$ erreicht ist. Für die Längenerstreckung gilt ebenfalls, daß der Strahl sich nicht ablösen darf (Abschnitt 3.2.1).

$$= \frac{\dot{m} \cdot v_{aus}}{s_{aus} \cdot c_{aus}}$$

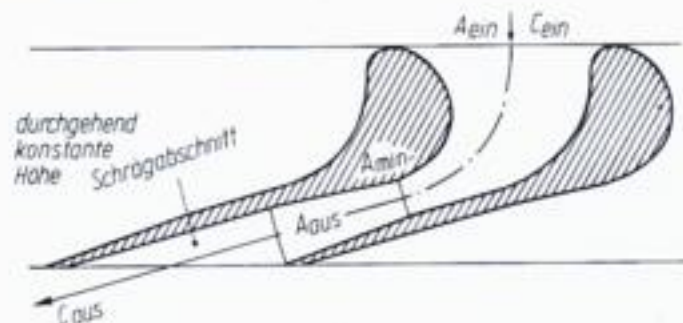


Bild 1.7,9 Lavaldüse

Laufschaufelkanäle. B 1.7,10

Bei den Laufschaufeln gibt es bezüglich der Profilform verschiedene Möglichkeiten. Sie liegen zwischen reiner Umlenkung der zugeführten Dampfstrahlen ohne Aenderung der Dampfgeschwindigkeit (Gleichdruck) und Umlenkung mit gleichzeitiger Geschwindigkeitszunahme (Überdruck).



Bild 1.7,10 Laufschaufeln

Verhalten bei abweichenden Betriebsbedingungen

Die Strömungsquerschnitte werden für den Vollast-Massenstrom ausgelegt. Hier soll die Turbine den besten Wirkungsgrad haben.

Arbeitet die Turbine mit Teillast oder mit Überlast, dann ändern sich, als Folge veränderter Massenströme, die Druckverhältnisse innerhalb der Stufen der mehrstufigen Turbinen; sie weichen mehr oder weniger stark von den Vollast-Druckverhältnissen ab.

Konstruktive Ausführung, B 1.8.3, Kurzfassung

Das Bild zeigt in der Mitte einen Schnitt durch eine Entnahmekondensationsturbine. Die wesentlichen Teile werden kurz besprochen.

Der Läufer besteht aus einer Einzelwelle, die in zwei Radial- und einem Axiallager geführt ist. Turbine und Stromerzeuger sind starr gekuppelt, das linke Stromerzeugerlager ist zu erkennen. Auf einige Einzelheiten sei hingewiesen.

- 1) Mit dem Läufer gekuppelte Kreiselpumpe, die zur Ölversorgung der Lager und der Steuerung dient.
- 2) Schnellschlußbolzen; er schlägt bei Überdrehzahl (10% , bis 12%) nach außen und betätigt ein mechanisch-hydraulisches System, das die Frischdampfhauptabspernung, die Einlaßventile und die Überströmventile schlagartig schließt; die Turbine darf in diesem Fall auch nicht durch Dampf aus dem Heizdampfnetz auf Überdrehzahl bleiben. Überdrehzahl kann bei plötzlichem Lastabwurf des Stromerzeugers erreicht werden.
- 3) Geradeausführung des vorderen Lagerbockes durch Nut und Feder zum Ausgleich der Wärmedehnungen; es muß dafür gesorgt sein, daß das Turbinengehäuse auch nicht durch die Wärmedehnung der Dampfleitungen aus der Mittellage abgedrängt wird (Schaufel- und Lagerschäden).
- 4) Zweiseitig belastbares Drucklager, das Axialschübe aufnehmen kann.
- 5) Vorderes Traglager.
- 6) Hochdruckseitige Labyrinthstopfbüchsen, welche Dampfaustritt entlang der Wellendurchführung durch das Gehäuse verhindern sollen.
- 7) Frischdampfzufuhr zum unteren Teil des Turbinengehäuses; Vollbeaufschlagung des Curtisrades (8) auf dem ganzen Umfang durch 5 Einlaß-Regelventile.
- 8) 2-C-Rad (Curtisrad) als erste Stufe (Regelstufe) der Turbine.
- 9) Weitere Stufen, hier Stufe 2 bis Stufe 18, im HD-Teil.
- 10) Drei wärmeelastisch im Außengehäuse abgestützte Leitschaufelträger, vgl. das Foto unten.
- 11) Zwischenstopfbüchse vor ND-Teil.
- 12) Stützen zum Anschluß der Heizdampfleitung. *19 ND hat nur 4 Stützen.*
- 13) Turbinenstufen 18 bis 22 im ND-Teil.
- 14) ND-Stopfbüchse, die auf der Gehäuse-Innenseite unter Unterdruck steht, deswegen: *a*
- 15) Zufuhr von Sperrdampf zur ND-Stopfbüchse, um Lufteinbruch in den Abdampfstopfen zu verhindern.
- 16) Mitte Abdampfstopfen; Festpunkt für die Auflage des Turbinengehäuses auf dem Fundament. Von hier aus gehen die Wärmedehnungen des Gehäuses nach links.
Dehnt sich das Gehäuse nach links, dann nimmt es über das Drucklager den Läufer mit. Dadurch gibt es nur geringe und nach gleichmäßiger Durchwärmung von Gehäuse und Läufer gar keine Veränderung der seitlichen Spiele zwischen Läufer- und Gehäuseteilen.
- 17) Hinteres Traglager.
- 18) Kupplung zwischen Turbine und Stromerzeuger.
- 19) Geradföhrung durch Nut und Feder.
- 20) Vorderes Generatorlager.
- 21) Abdampfkamin für Leckverluste der HD-Stopfbüchse.
- 22) Frischdampf-Regelventile, insgesamt 5 Ventile; drei Ventile auf dem Turbinengehäuse befestigt, zwei seitlich daneben angeordnet zur Beaufschlagung der im Unterteil liegenden Düsendgruppen.

im Fall von B 2.1.2 ist beispielsweise

$$\begin{array}{ll} c_{1u} \text{ positiv} & w_{1u} \text{ positiv} \\ c_{2u} \text{ negativ} & w_{2u} \text{ negativ} \end{array}$$

einzusetzen.

Satz vom Antrieb:

Masse mal wirksame Geschwindigkeit = Kraft mal Dauer der Krafteinwirkung

Dabei ist als Masse die strömende Dampfmenge, als ihre wirksame Geschwindigkeit die Differenz der Geschwindigkeiten w_1 und w_2 , in diesem Fall ihrer Umfangskomponenten w_{1u} und w_{2u} , einzusetzen.

Die Kraft ist F , hier F_u und die Dauer der Krafteinwirkung ein Zeitabschnitt dt .

Aus dem Antriebssatz wird

$$m \cdot dw = F \cdot dt$$

Wegen der ständig gleichbleibenden Umfangsgeschwindigkeit u und nach dem Integrieren erhält man

$$m \cdot (w_{2u} - w_{1u}) = F \cdot dt = -F_u \cdot (t_2 - t_1)$$

ist undeutlich, w_{1u} sein

Hier ist $-F_u$ die gedachte, von der Schaufel auf den Dampf wirkende Kraft.

Ist $m/(t_2 - t_1) = \dot{m}$, der in der Zeiteinheit wirkende Massenstrom in kg/s, dann erhält man die Umfangskraft F_u je kg/s strömender Dampfmenge.

Sind die u auf der Eintritts- und Austrittsseite der Lauf-Schaufel gleich groß, dann ist

$$w_{1u} - w_{2u} = c_{1u} - c_{2u}$$

Dies läßt sich grafisch dem Geschwindigkeitsplan entnehmen, vgl. B 2.1.2.

Bei Radialstufen, auf die später eingegangen wird, sind u_1 und u_2 verschieden groß, weil Ein- und Austritt auf verschiedenen Radien liegen, B 2.1.3.



Bild 2.1.3 Umfangsgeschwindigkeit bei Radial- und Axialstufen

2.1.2 Umfangskraft F_u und Leistung am Radumfang P_u

Umfangskraft

Die Umfangskraft, welche der strömende Dampf auf die Laufschaufel ausübt, erhält man aus dem Satz vom Antrieb allgemein zu

$$F_u = \dot{m}_v \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \doteq \dot{m}_v \cdot (c_{1u} - c_{2u})$$

Enthalpie + Strömungsenergie = konst. bei verlustlosem Vorgang

h_1, h_2 die Enthalpien

c_{0in} eine Zulaufgeschwindigkeit

c_{0aus} die Austrittsgeschwindigkeit nach der Umwandlung

Dabei ist hier $h_1 - h_2 = h_{st}$ allg. das isentrope Stufengefälle

So entsteht aus dem isentropen Stufengefälle h_{st} unter Vernachlässigung der Zulauf-Strömungsenergie (die in Einzelfällen verschieden groß sein kann) die Austrittsgeschwindigkeit c_{0aus} , die nun c_0 heißen soll

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2)}$$

Gleichdruck-Stufe, $r=0$, B 2.2.4, links

Wird das zur Verfügung vorgesehene isentrope Stufenenthalpiegefälle h_{st} allein in den Leit-Schaufeln der Stufe in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt, dann ist

$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st}}$ ohne Berücksichtigung einer Zulaufgeschwindigkeit

$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st} + c'^2}$ mit Zulaufgeschwindigkeit c'

Die wirkliche Geschwindigkeit ist c_1 , unter Berücksichtigung noch zu behandelnder Strömungsverluste.

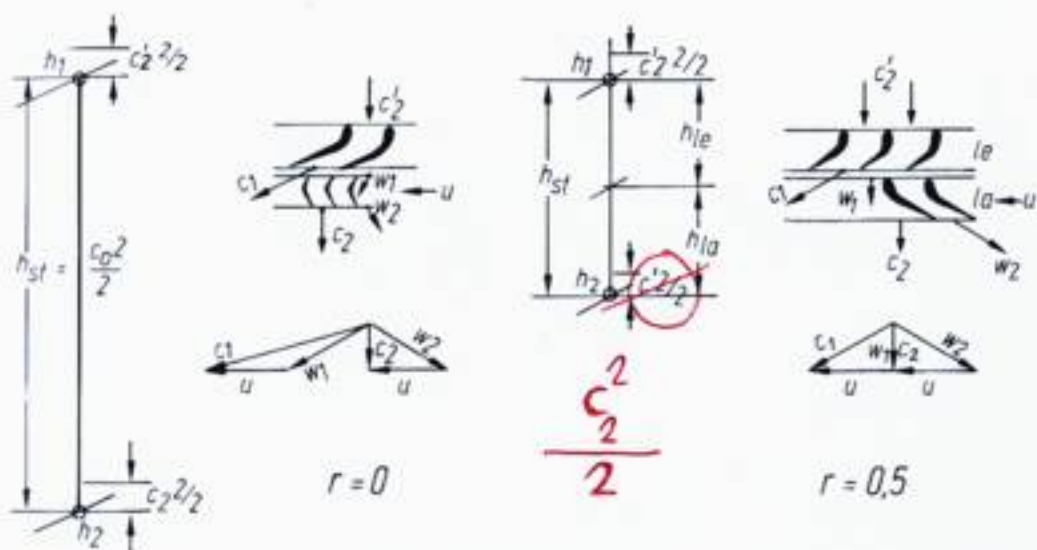


Bild 2.2.4 Bezeichnungen im h - s -Diagramm zum Schaufel- und Geschwindigkeitsplan einer theoretisch verlustlosen Gleichdruck- und Überdruckstufe

Überdruck-Stufe, hier $r=0,5$, B 2.2.4, rechts

Die Zulaufenergie wird mit berücksichtigt, weil ihr Anteil am Stufengefälle größer ist als bei der Gleichdruckstufe, somit einen nicht zu vernachlässigenden Einfluß hat.

Das isentrope Gefälle wird hier je zur Hälfte auf die Leit- und Laufschaufeln verteilt, und es ist $h_{st} = h_{le} + h_{la}$.

$$\text{Reaktionsgrad } r = \frac{h_{le}}{h_{le} + h_{la}} = \frac{h_{le}}{h_{la}}$$

$$h_{le} = h_{la} - h_{la}$$

$$h_{la} = r \cdot h_{la}$$

$$h_{le} = h_{la} - r \cdot h_{la} = h_{la} \cdot (1 - r)$$

Daraus wird die *Leitschaufel*-Austrittsgeschwindigkeit einer Ueberdruckstufe

$$\frac{c_0^2}{2} = h_{la} \cdot (1 - r) + \frac{c_2^2}{2}$$

$$c_0^2 = 2 \cdot [h_{la} \cdot (1 - r) + c_2^2/2]$$

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{la} \cdot (1 - r) + c_2^2} = \text{Leitschaufel-Austritt}$$

Die wirkliche Geschwindigkeit ist c_1 , unter Berücksichtigung von Strömungsverlusten.

Laufschaufel: das Restgefälle ist $h_{la} = h_{la} - h_{le}$.

Hieraus die Zunahme der Geschwindigkeit in der Laufschaufel, wobei

$$h_{la} = (w_2^2 - w_1^2)/2 \text{ oder}$$

$$w_2^2/2 = h_{la} + w_1^2/2$$

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot h_{la} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot r \cdot h_{la} + w_1^2}$$

Auch hier sind praktisch noch Strömungsverluste zu berücksichtigen, so daß w_2 etwas kleiner wird.

Ein Anwendungsbeispiel hierzu folgt im Abschnitt 2.2.5.

2.2.4 Gefälle- und Druckverteilung, Stufenenthalpiegefälle und spez. Leistung abhängig von r

Auf B 2.2.3 und auf der Tafel 2.2.3 A sind die Ergebnisse aus der Bestimmung der Stufengefälle und Druckverteilungen in Leit- und Laufschaufeln dargestellt.

Dabei war ein gegebenes Austrittsdreieck mit $u=200$ m/s und $c_2=100$ m/s Austrittsverlust als Ausgangspunkt für die Vergleichsrechnungen angenommen. Hieraus wurden die zugehörigen Eintrittsdreiecke entwickelt.

Eine Nachrechnung mit den im letzten Abschnitt 2.2.3. entwickelten Berechnungsgleichungen würde auf dieselben Geschwindigkeiten im Eintrittsdreieck und auf die gleiche Gefälleverteilung wie auf B 2.2.3 führen.

Es hatte sich ergeben:

Bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades u nehmen die Stufengefälle mit zunehmendem r ab. Dabei ändert sich auch die Verteilung des Gefälles auf Leit- und Laufschaufel. Innerhalb des mit r abnehmenden Stufengefälles nehmen die Anteile an Leitschaufelgefälle ab, die Laufschaufelgefälle zu.

Diese Gefälleänderungen bewirken auch eine entsprechende Druckverteilung; große Gefälle und große Geschwindigkeitszunahmen kommen aus großen Druckunterschieden und umgekehrt. Darin ist die Gültigkeit der Bernoulli'schen Gleichung bei der Umwandlung von Druck- in Geschwindigkeitsenergie zu erkennen, vgl. Abschnitt 1.7. Bei der Wärmekraftmaschine kommt die innere Energie hinzu, wobei Druckenergie plus innere Energie als Enthalpie einzusetzen sind. Damit können die Vorgänge im h - s -Diagramm dargestellt werden, wie auf B 2.2.3 geschehen.

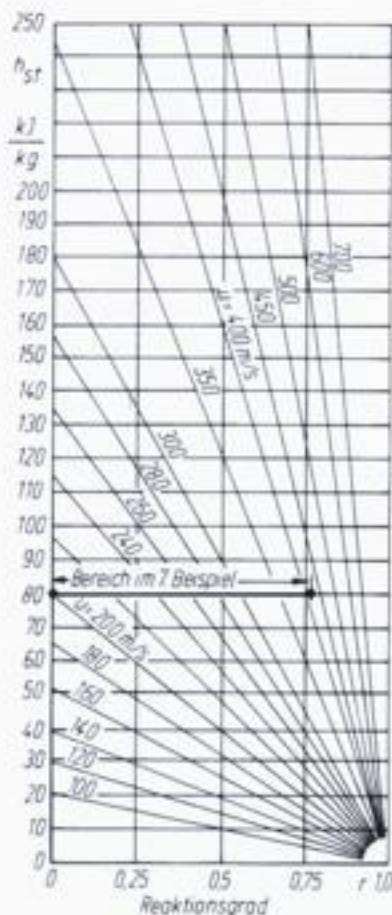


Bild 2.2.5 Stufengefälle h_{st} in kJ/kg, abhängig vom Reaktionsgrad r für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten. Informativische Werte für verlustfreie Strömung

Nach Diagramm B 2.2.5 muß sich also der Reaktionsgrad von $r=0$ bis auf $r=0,77$ ändern, um konstantes Stufengefälle $h_{st}=80$ kJ/kg über der Schaufellänge zu erhalten.

Zu berechnen sind die Geschwindigkeitspläne, um die Schaufelwinkel und Dampfgeschwindigkeiten von Schaufelfuß bis Schaufelspitze feststellen zu können. Der Reaktionsgrad soll entsprechend den Werten auf Diagramm B 2.2.5 gewählt werden.

$D_f=1,27$ am Schaufelfuß, $r_f=0$, Gleichdruckprofil

Gewählt $\alpha_1=17^\circ$ Leitschaufelaustritt, 5% Geschwindigkeitsverlust in der Leitschaufel, etwa 5% Geschwindigkeitsverlust in der Laufschaufel.

Eintrittsdreieck, vgl. B 2.2.6

Es wird eine mittlere Zulaufgeschwindigkeit $c_2=100$ m/s 5 kJ/kg zur Leitschaufel berücksichtigt. Dann ist theoretisch

$$c_0 = \sqrt{h_{st} \cdot (1-r) + c_2^2 / 2} \text{ bei } r=0 \text{ also } c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st} \cdot (1-r) + c_2^2}$$

$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{80 \text{ kJ/kg} + 5 \text{ kJ/kg}} = 44,72 \cdot \sqrt{85 \text{ kJ/kg}} = 435 \text{ m/s}$$

$c_1=0,95 \cdot c_0=412$ m/s; dies bedeutet eine geringe Überschreitung der Schallgeschwindigkeit, die ggfs. eine geringe Strahlablenkung zur Folge haben kann, auf die hier nicht eingegangen wird.

Aus $c_1=412$ m/s, $\alpha_1=17^\circ$ und $u=200$ m/s entsteht das Eintrittsdreieck mit $w_1=230$ m/s, $B_1=32^\circ$, B 2.2.6.

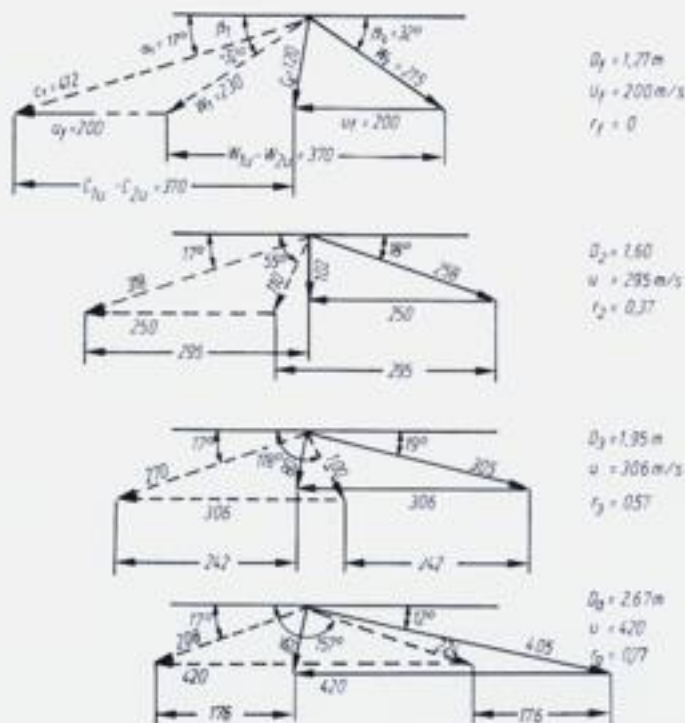
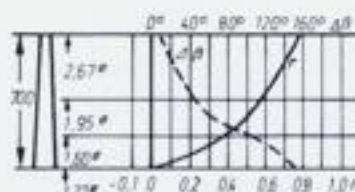


Bild 2.2.6 Geschwindigkeitspläne für verschiedene Durchmesser der letzten Stufe einer großen Kondensations-turbine; Berechnungsbeispiel



u	r	c_1	w_1	w_2	c_2	dR	$\frac{u}{c_2}$
200	0	412	220	215	120	146	0,68
295	0,37	218	110	258	102	107	0,93
306	0,57	270	100	305	80	42	1,13
420	0,77	209	224	405	85	11	2,07

Austrittsdreieck

Es wird $\beta_2 = \beta_1$ gewählt. Man kann auch $w_2 = 0,93 \cdot w_1 = 215 \text{ m/s}$ (Strömungsverluste) so aufragen, daß nach Abtragen von u die Richtung von c_2 senkrecht zu u liegt.

Weiter ist $c_{1u} - c_{2u} = w_{1u} - w_{2u}$ (Vorzeichen beachten) = 370 m/s; daraus wird $h_u = u \cdot (w_{1u} + w_{2u}) = 200 \text{ m/s} \cdot 370 \text{ m/s} = 74 000 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 74 \text{ kJ/kg}$.

Damit ist der Wirkungsgrad am Radumfang $\eta_u = h_u/h_{u0} = 74/85 = 0,87$, wobei die Zulaufenergie aus c_2 als ausnutzbar voll mitgerechnet ist.

Der Wirkungsgrad ist kleiner als 100% , weil von der Dampfgeschwindigkeit c_1 (kleiner c_0) nur der Anteil c_{1u} wirksam ist, der in Umfangsrichtung fällt. Dasselbe ist bei w_2 (kleiner w_1) der Fall. Außerdem ist die Austrittsenergie aus c_2 für diese Stufe verloren.

Durchmesser $D_2 = 1,6 \text{ m}$; $u = 250 \text{ m/s}$; $r = 0,37$ gewählt

Eintrittsdreieck

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{st} \cdot (1-r) + c_2^2} \quad 0,37$$

$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{h_{st} \cdot (1-r) + c_2^2/2} = 44,72 \cdot \sqrt{80 \cdot (1-0,37) + 5}$$

$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{50,5 + 5} = 335 \text{ m/s} \text{ und } c_1 = 0,95 \cdot c_0 = 318 \text{ m/s}$$

Nach Abtragen von $u = 250 \text{ m/s}$ wird $w_1 = 110 \text{ m/s}$; $\beta_1 = 55^\circ$.

Austrittsdreieck

w_2 muß der Größe des Restgefälles entsprechen. Aus $h_{1u} = (w_2^2 - w_1^2)/2$, mit $h_{1u} = h_u - h_u = 80 - 50,5 = 29,5 \text{ kJ/kg} = 29\,500 \text{ m}^2/\text{s}^2$ wird $w_2^2 = 2 \cdot h_{1u} + w_1^2 = 2 \cdot 29\,500 \text{ m}^2/\text{s}^2 + 110^2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ und $w_2 = 100 \cdot \sqrt{7,1} = 267 \text{ m/s}$; mit 4° Verlusten wird $w_2 = 258 \text{ m/s}$.

Außerdem soll auch an diesem Durchmesser die gleiche Enthalpiedifferenz wie vorher $h_u = 74 \text{ kJ/kg}$ verarbeitet werden. Aus $h_u = u \cdot (w_{1u} - w_{2u})$ wird hier $(w_{1u} + w_{2u}) = h_u/u = 74\,000 \text{ (m}^2/\text{s}^2)/250 \text{ (m/s)} = 295 \text{ m/s}$.

Aus dem Schnitt des Kreisbogens mit w_2 und der Senkrechten zu u im Abstand $w_{1u} + w_{2u} = 295$ vom Endpunkt w_1 aus erhält man die Lage des Endpunktes von w_2 und $\beta_2 = 18^\circ$.

Durchmesser $D_1 = 1,95 \text{ m}$; $u_1 = 306 \text{ m/s}$; $r = 0,57$

Lösung siehe B 2.2.6. Zu beachten ist hier, daß man $(w_{1u} - w_{2u})$ zu $(-w_{1u} - -w_{2u}) = w_{2u} - w_{1u} = 242 \text{ m/s}$ erhält.

Dasselbe gilt für den Außendurchmesser D_a .

Als Ergebnis dieser Berechnungen erhält man Einblick in die Probleme der Ausführung verwundener Schaufeln von letzten Stufen großer Kondensationsturbinen.

Auf diese und weitere damit zusammenhängenden Fragen wird im Abschnitt 3.2.4 . . . 6 näher eingegangen.

Der Verlauf von Reaktionsgrad und Schaufelwinkeländerung über der Schaufellänge ist auf dem Bild unten aufgetragen. Es sei auf B 1.4.3 verwiesen, das den Einbau einer solchen Endstufenschaufel zeigt.

2.2.6 Einfluß des Reaktionsgrades auf die konstruktive Gestaltung der Einzelstufe und der Gesamtturbine

Teil- und Vollbeaufschlagung der Stufe

Der Strömungsquerschnitt der Stufe ergibt sich als Kreisring mit dem Stufendurchmesser D und Schaufellänge L , s. B 1.6.1. Danach ist überschlägig $A = D \cdot \pi \cdot L$.

Den Durchmesser D bzw. die Umfangsgeschwindigkeit u wählt man so groß wie möglich, weil damit das verarbeitbare Stufengefälle in jedem Fall (r) zu- und die Stufenzahl abnimmt.

Die Schaufellänge L wird klein, wenn D groß gewählt wird. Zu kleine Schaufellängen, etwa unter 15 mm, haben verschlechterte Strahlführung zur Folge.

Beaufschlagt man nur Teile des Gesamtumfanges $D \cdot \pi$ mit Dampf, dann können die Schaufellängen in gleichem Verhältnis größer werden, wie der beaufschlagte Umfang abnimmt, B 2.2.7. Auf dem Bild ist der Radumfang in der Draufsicht und in der Abwicklung gezeichnet.

Für *Gleichdruckstufen*, $r = 0$, ist *Teilbeaufschlagung möglich*, weil das Stufen-Druckgefälle allein in den Leitschaufeln entspannt wird. Nicht angetriebene Laufschaufeln laufen leer an den Leitschaufeln vorbei, ohne daß sich Störungen in der Dampfströmung ergeben (vgl. den Antrieb nur eines oder nur weniger Schaufelbecher bei einer Pelton-turbine).

Überdruckstufen können so nicht betrieben werden. Da der Druck auf der Eintrittsseite der Laufschaufeln $p_{1,2}$ höher ist als auf ihrer Austrittsseite p_2 , würde der Dampf im Spalt zwischen Leit- und Laufschaufeln expandieren, was die Strömungsverhältnisse erheblich stört.

2.3 Die Gleichdruck-Dampfturbine; Grundlagen

Die erste mit dem Gleichdruck-Verfahren arbeitende Dampfturbine ist i. J. 1884 von dem Schweden *de Laval* gebaut und in Betrieb gesetzt worden. Sie diente zum Antrieb von Zentrifugen und war für die damals sehr hohe Umfangsgeschwindigkeit von 400 m/s bei $n = 17\,000$ 1/min und für eine Leistung von 7 kW ausgelegt.

Wesentlich am Gleichdruckverfahren ist, daß das Stufengefälle, dessen mögliche Größe noch bestimmt werden soll, allein in den Leitschaufeln in die Zulaufgeschwindigkeit c_1 umgewandelt wird. In den Laufschaufeln wird keine oder nur ein ganz geringes Gefälle verbraucht, so daß die Drücke vor und hinter dem Laufschaufelkranz gleich groß bleiben.

2.3.1 Leistung am Laufrad, Geschwindigkeitsverhältnis u/c , Radwirkungsgrad η_u

Leistung

Die Leistung P_u erhält man aus dem Produkt Umfangskraft F_u mal Umlaufgeschwindigkeit u

$$P_u = F_u \cdot u$$

Die Umfangskraft F_u ist aus dem *Satz vom Antrieb* oder aus dem *Impulssatz* mit der strömenden Dampfmasse \dot{m} , und der Änderung ihrer Geschwindigkeit zwischen Eintritt und Austritt aus der Laufschaufel nach Richtung und Größe

$$F_u = \dot{m} \cdot (w_{1u} - w_{2u})$$

Bei Gleichdruckstufen liegt die Geschwindigkeitskomponente w_{1u} immer in Richtung der Umlaufgeschwindigkeit, während die Austrittsgeschwindigkeit und ihre Umfangskomponente w_{2u} immer entgegengesetzt zu u gerichtet sind, **B 2.3.1**. Deswegen ist hier zu rechnen mit

$$(w_{1u} - w_{2u}) = (w_{1u} - [-w_{2u}]) = (w_{1u} + w_{2u})$$

$$F_u = \dot{m} \cdot (w_{1u} + w_{2u}) \text{ und } P_u = F_u \cdot u$$

Mit dem Dampfdurchsatz \dot{m} , in kg/s
Dampfgeschwindigkeiten in m/s wird

$$F_u = \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} = \text{N} \text{ und } P_u = \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = \text{Watt}; 1000 \text{ Watt} = 1 \text{ kW}$$

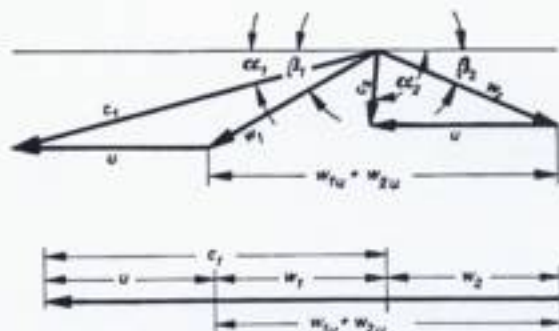


Bild 2.3.1 Geschwindigkeitsplan einer Gleichdruckstufe

Wesentlich ist, daß der Austrittsverlust im letzten Kranz so klein wie möglich und $c_{2,11}$ etwa senkrecht gerichtet ist.

Ein Berechnungsbeispiel (9. Beispiel) im Abschnitt 2.3.4.

2-C-Rad als Vorschaltstufe

Das 2-C-Rad kann, da es mit Gleichdruckwirkung arbeitet, teilbeaufschlagt werden. Deswegen ist es geeignet, als *Regelstufe*, d.h. als erste Stufe mehrstufiger Turbinen eingesetzt zu werden, weil Teillast-Dampfmassen ohne hervortretende Verlustwirkung verarbeitet werden können.

Außerdem bringt das hohe Stufengefälle eine starke Herabminderung des Frischdampfzustandes innerhalb des Turbinengehäuses. Damit werden die Gehäuseteile festigkeitsmäßig entlastet, außerdem wird die Temperaturbelastung mit ihren Wärmedehnungsproblemen verringert.

8. Beispiel

Durch einfache Übersichtsrechnung soll ermittelt werden, welcher Dampfzustand im Radraum eines 2-C-Rades herrscht, wenn der Frischdampf einen Zustand 150 bar, 535 °C hat. 2-C-Rad mit $u = 150$ m/s, $u/c_0 = 0,25$, $\eta_u = 0,75$.

Lösung

Bei $u = 150$ m/s ist $c_0 = 600$ m/s und $h_{st} = c_0^2/2 \cdot 1000 = 180$ kJ/kg, vgl. B 2.3.5.

Dieses Gefälle im h - s -Diagramm abgetragen und $\eta_u = 0,75$ entsprechend $h_u = \eta_u \cdot h_{st} = 0,75 \cdot 180 = 135$ kJ/kg berücksichtigt, führt auf den Dampfzustand $p = 82$ bar, $t = 450$ °C, $v = 0,037$ m³/kg, B 2.3.10.

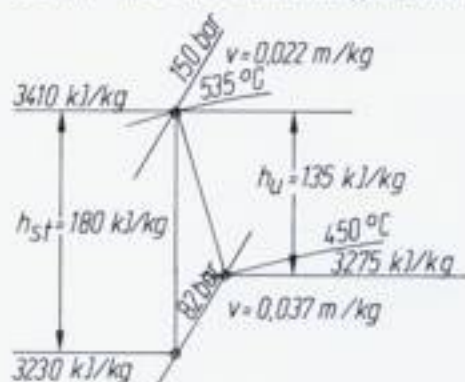


Bild 2.3.10 Dampfzustand im Radraum eines 2-C-Rades: Berechnungsbeispiel

Es ergibt sich also nicht nur eine erhebliche Druck- und Temperaturentlastung, sondern auch eine wesentliche Vergrößerung des spezifischen Volumens von 0,022 m³/kg am Eintritt auf $v = 0,037$ m³/kg. Dies bedeutet eine Vergrößerung der möglichen Schaufellängen oder des Beaufschlagungsgrades, denn der Strömungsquerschnitt $A = \dot{m}_c \cdot v / c = D \cdot \pi \cdot L$ nimmt mit v wesentlich zu.

Curtisstufe mit Reaktion

2-C-Räder werden mit einer kleinen Reaktionswirkung ausgelegt, wobei $r = r_1 + r_2 + r_3 = 0 + 0,06 + 0,08 = 0,14$ im 1. Laufkranz, Umlenkkranz, 2. Laufkranz.

Die Reaktionswirkung bringt eine geringe Beschleunigung in den Beschleunigungsteilen mit sich, was ein Gleichhalten der Strömungsgeschwindigkeiten begünstigt.

Geschwindigkeitsverluste werden ausgeglichen, was einer Grenzschichtbildung entgegenwirkt.

Reaktion soll nur in solchen Kränzen ausgeführt werden, in denen die Strömungsgeschwindigkeit kleiner als Schallgeschwindigkeit ist. Deswegen wird i. allg. der 1. Laufkranz noch mit $r=0$ betrieben.

2.3.4 Berechnungsbeispiel: 2-C-Rad mit Reaktion

9. Beispiel

Ein kurzes Beispiel soll die Anwendung zeigen. Die Strömungsverluste sind hier gegeben und später im Abschnitt 2.5, eingehend behandelt.

Die wählbaren Schaufelwinkel entsprechen den Werten auf Tafel 2.3.A. Weiter ist gegeben: Zustand vor den Lavaldüsen $p_1 = 20 \text{ bar}$, $t_1 = 380 \text{ }^\circ\text{C}$.

Raddurchmesser $D = 1000 \text{ mm}$; $n = 3000 \text{ 1/min}$.

Lösung

Es wird $u = D \cdot \pi \cdot n / 60 = 1 \text{ m} \cdot \pi \cdot 3000 \text{ 1/min} / 60 \text{ s/min} = 157 \text{ m/s}$

Mit $c_0 = 4 \cdot u$ ist $c_0 = 628 \text{ m/s}$ und das isentrope Stufengefälle, welches im 2-C-Rad verarbeitet wird $h_u = c_0^2 / 2000 = 197 \text{ kJ/kg}$.

Folgende Reaktionsgrade werden gewählt

1. Laufkranz $r_1 = 0$, da hohe Geschwindigkeit; Umlenkkranz $r_2 = 0,06$ und 2. Laufkranz $r_3 = 0,08$; gesamt $r = 0,14$.

Austritt aus den Lavaldüsen

$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{h_u \cdot (1 - r_1 + r_2 + r_3)} = 44,72 \cdot \sqrt{197 \cdot 0,86}$$

$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{h_{st} [1 - (r_1 + r_2 + r_3)]}$$

Geschwindigkeitsverlust bei $\eta = 0,95$, somit $c_1 = 550 \text{ m/s}$; gewählt $\alpha_1 = 18^\circ$ **B 2.3.11**. Mit $u = 157 \text{ m/s}$ wird $w_{1,1} = 400 \text{ m/s}$ und $w_{2,1} = 0,88 \cdot 400 = 352 \text{ m/s}$, weil 12° Strömungsverluste infolge hoher Dampfgeschwindigkeit und starker Umlenkung auf $\beta_{2,1} = 23^\circ$ (gewählt). Weiter wird $c_{2,1} = 215 \text{ m/s}$

Umlenkkranz

Hier wird von $c_{2,1} = 215 \text{ m/s}$ mit 6° des Stufengefälles beschleunigt auf

$$c_{2,11} = 44,72 \cdot \sqrt{h_u \cdot 0,06 + c_{2,1}^2 / 2000} = 44,72 \cdot \sqrt{11 + 23}$$

$$c_{2,11} = 260 \text{ m/s} \text{ verlustlos. Mit } 10^\circ \text{ Strömungsverlusten}$$

wird $c_{1,11} = 0,9 \cdot 260 = 234 \text{ m/s}$. Gewählt $\alpha_{1,11} = 30^\circ$.

2. Laufkranz

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit $w_{1,11} = 130 \text{ m/s}$ aus dem Geschwindigkeitsplan wird um 8° des Stufengefälles ($r_3 = 0,08$) beschleunigt, woraus mit entsprechendem Rechnungsgang

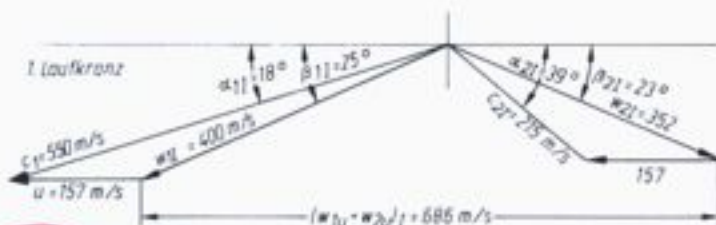
$$w_{2,11} = 219 \text{ verlustlos und } w_{2,11} = 0,93 \cdot 219 = 205 \text{ m/s}$$

Schließlich ergibt sich $c_{2,11} = 132 \text{ m/s}$ als Austrittsverlust.

Übertragen des Zustandsverlaufes in das h - s -Diagramm, **B 2.3.12**

Anfangs-Enthalpie $h_1 = 3205 \text{ kJ/kg}$

Das isentrope Gefälle $h_u = 197 \text{ kJ/kg}$ wird von $p_1 = 20 \text{ bar}/380 \text{ }^\circ\text{C}$ aus abgetragen und führt auf den Enddruck $p_2 = 9,9 \text{ bar}$.



Mit $c_{21} = 215,37$ in die Umlenkschaufeln, dort etwas beschleunigt und mit $c_{1II} = 266$ m/s unter $\alpha_{1II} = 30^\circ$ in den 2. Laufkranz. Profil des Umlenkkränzes aus α_{2I} und α_{1II}

$$215 \quad c_{1II} = 234$$

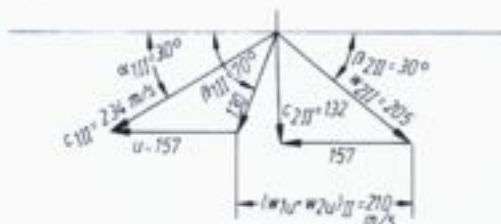


Bild 2.3,11 Berechnungsbeispiel: Geschwindigkeitspläne eines mit Reaktion arbeitenden 2-C-Rades

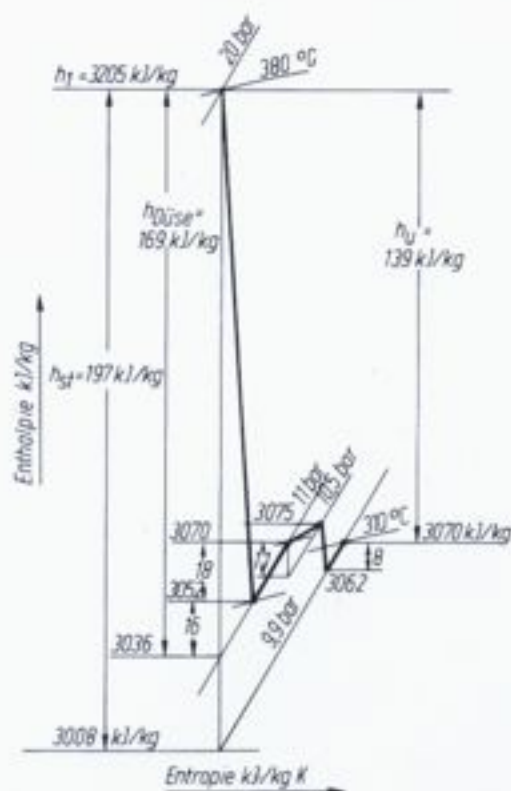


Bild 2.3,12 Zustandsverlauf des 2-C-Rades im h - s -Diagramm

Als wichtigster Einfluß besteht die Größe der Umlenkung.

Gleichdruck-Beschauflungen mit Umlenkungen von $(\beta_1 + \beta_2)/2$, etwa 25° bis 30° , haben schlechtere ζ -Werte. Man erkennt außerdem, daß sehr kleine Schaufelwinkel (theoretisch: alle Winkel 0°) große Verluste bringen. Beim Zeichnen der Geschwindigkeitspläne ist dies zu beachten.

Bei Überdruck-Beschauflungen ergeben sich günstigere Verhältnisse, weil die Umlenkungen und die Strömungsgeschwindigkeiten kleiner sind.

Um die Laufschaufelverluste im h - s -Diagramm darstellen zu können, sollen bei der Gleichdruck- und bei der Überdruckstufe verschiedene Rechnungswege gegangen werden.

Laufschaufelverlust in der Gleichdruckstufe

Bei Eintritt in die Laufschaufel hat der Strahl die Geschwindigkeit w_1 . Weitere Beschleunigung soll bei $r=0$ nicht stattfinden. Die Strömungsverluste haben zur Folge, daß w_2 kleiner wird als w_1 .

$$w_2 = \zeta_s \cdot w_1, \text{ woraus der Laufschaufelverlust } h_s$$

$$h_s = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2000} = \frac{w_1^2 - \zeta_s^2 \cdot w_1^2}{2000} = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \zeta_s^2)}{2000} \text{ kJ/kg } w \text{ in m/s}$$

12. Beispiel

Einer Gleichdruckstufe, die mit $u = 150 \text{ m/s}$ umläuft, steht ein Gefälle von $h_u = 50 \text{ kJ/kg}$ zur Verfügung (s. 11. Beispiel). Der Dampf verläßt die Leitschaufeln mit $c_1 = 300 \text{ m/s}$.

Der Geschwindigkeitsplan ist zu zeichnen, wobei $\alpha_1 = 15^\circ$ und $\beta_2 = \beta_1$ gegeben sind.

Zu berechnen ist der Laufschaufelverlust. Der Zustand des Dampfes bei Austritt aus den Laufschaufeln ist im h - s -Diagramm zu ermitteln.

Lösung, B 2.5.5

Aus dem Eintrittsdreieck erhält man $w_1 = 160 \text{ m/s}$ und $\beta_1 = 30^\circ$. Mit $\beta_2 = \beta_1$ ist der Verlustbeiwert $\zeta_s = 0,86$ (B 2.5.3).

Somit $w_2 = 0,86 \cdot 160 = 138 \text{ m/s}$ und

$$h_s = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \zeta_s^2)}{2000} = \frac{160^2 \cdot 0,26}{2000} = \frac{6640}{2000} = 3,3 \text{ kJ/kg}$$

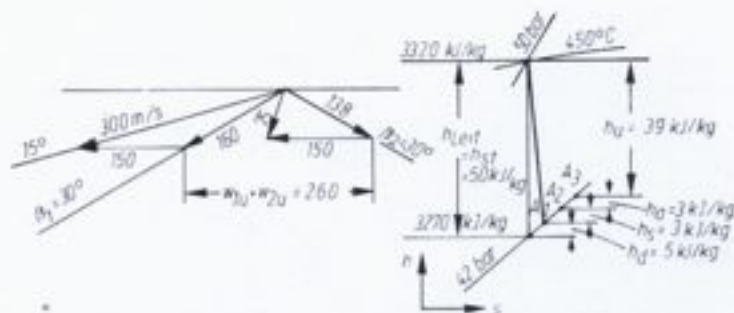


Bild 2.5.5 Laufschaufelverlust h_s und Darstellung im h - s -Diagramm; 12; Beispiel

In der Laufschaufel finden bei $r=0,5$ die gleichen Vorgänge statt. Um die Geschwindigkeit w_2 zu erreichen, muß zur Deckung der Reibungsverluste die Energie $(w_2^2/\zeta_1^2)/2000$ aufgewendet werden. Einschließlich der Zulaufenergie aus w_1 wird das isentrope Laufschaufelgefälle

$$h_{t,la} = \frac{(w_2^2/\zeta_1^2) - w_1^2}{2000}$$

Der Verlust in der Laufschaufel ist

$$h_s = \frac{(w_2^2/\zeta_1^2) - w_2^2}{2000}$$

Daraus ergibt sich der wirkliche Endzustand des Dampfes bei Austritt aus der Laufschaufel, B 2.5.6, rechts.

Schließlich erhält man für die Überdruckstufe $r=0,5$ das isentrope Stufengefälle aus

$$h_u = h_{t,b} + h_{t,la}$$

mit $h_{t,b} = h_{t,be}$ und $c_1 = w_2$; $c_2 = w_1$; $\zeta_b = \zeta$, wird daraus:

$$h_u = \frac{(c_1^2/\zeta_b^2 - c_2^2) + (w_2^2/\zeta_1^2 - w_1^2)}{2000}$$

$$h_u = \frac{c_1^2/\zeta_b^2 - w_1^2}{1000} \text{ in kJ/kg, wenn } c \text{ und } w \text{ in m/s}$$

13. Beispiel

Eine Überdruckstufe $r=0,5$ läuft mit $u=150$ m/s (vgl. das 12. Beispiel mit ebenfalls $u=150$ m/s).

Die Stufe soll für $u/c_1=0,80$ ausgelegt sein, um ein möglichst großes Stufengefälle verarbeiten zu können.

Dampfzustand vor der Stufe = 50 bar/450 °C (wie 11. Beispiel).

Zu berechnen sind das isentrope Stufengefälle h_u , die Verluste und die Dampfzustände am Austritt aus den Leit- und Laufschaufeln.

Der Umfangswirkungsgrad η_u der Stufe soll durch Berechnung und durch Zeichnen des Geschwindigkeitsplanes bestimmt werden.

Gegeben: Leitschaufelwinkel $\alpha_1 = 16^\circ$.

Lösung

$$\text{Stufengefälle } h_u = \frac{c_1^2/\zeta_b^2 - w_1^2}{1000}$$

w_1 aus dem Geschwindigkeitsplan bestimmen, B 2.5.7. Mit $u/c_1=0,8$ und $u=150$ m/s ist $c_1 = 150/0,8 = 187$ m/s. Aus $\alpha_1 = 16^\circ$ wird $\beta_1 = 48^\circ$ und $w_1 = 57$ m/s.

Handwritten notes: Q , $59,5$, $60,0^\circ$

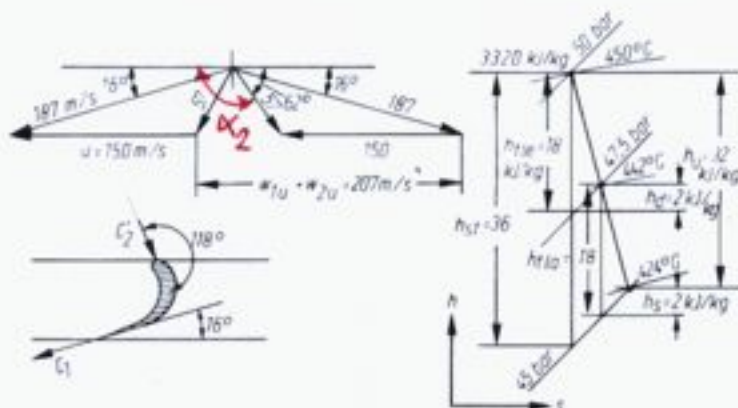


Bild 2.5.7 Geschwindigkeitsplan und Zustandsverlauf im h - s -Diagramm für eine Überdruckstufe $r=0,5$; Berechnungsbeispiel

Als mittlerer Umlenkungswinkel ist $(\alpha_1 + \alpha_2)/2 = (16^\circ + 118^\circ)/2 = 67^\circ$ zu setzen (Bild unten), wofür $\zeta_d = 0,95$ aus B 2.5.4 Somit

$$h_u = \frac{187^2/0,95^2 - 57^2}{1000} = 35,6 \text{ kJ/kg}$$

also $\alpha_2 = 180 - 62 = 118^\circ$

Am Radumfang ist nach dem Geschwindigkeitsplan

$$h_u = u \cdot (w_{1u} + w_{2u}) = 150 \cdot 207 = 31\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 31 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_u = 31/35,6 = 0,87 = 87\%$$

Rechnerisch erhält man für die Leitschaufel

$$h_{1l} = \frac{c_1^2/\zeta_d^2 - c_2^2}{2000} = \frac{187^2/0,95^2 - 57^2}{2000} = 17,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_d = \frac{c_1^2/\zeta_d^2 - c_1^2}{2000} = \frac{187^2/0,95^2 - 187^2}{2000} = 2 \text{ kJ/kg } 1,89$$

Dieselben Werte gelten wegen $r=0,5$ für die Laufschaufel.

Nach Übertragen in das h - s -Diagramm ergeben sich die Dampfzustände:

Leitschaufel-Austritt = 47,5 bar; 442 °C; $v = 0,067 \text{ m}^3/\text{kg}$

Laufschaufel-Austritt = 42,0 bar; 424 °C; $v = 0,070 \text{ m}^3/\text{kg}$

Das Stufengefälle ist $h_u = h_{1l} + h_{1u} = 17,8 \cdot 2 = 35,6 \text{ kJ/kg}$.

Am Umfang $h_u = 32 \text{ kJ/kg}$ (B 2.5.7) wirklich verarbeitet, somit $\eta_u = 32/35,6 = 0,9$, also etwas besser, aber nahezu gleich dem aus dem Geschwindigkeitsplan berechneten Wert. Die Differenz kommt aus Zeichengenauigkeit.

Der Austrittsverlust der Stufe, h_a

Der Dampf verläßt die Stufe mit der nicht mehr ausgenutzten Geschwindigkeit c_2 , die dem Austrittsverlust h_a entspricht,

$$h_a = \frac{c_2^2}{2000} \text{ in kJ/kg, wenn } c_2 \text{ in m/s}$$

Diese Energie kann aber in einer nachfolgenden Stufe nutzbar gemacht werden, wie an Beispielen schon gezeigt wurde.

Voraussetzung hierfür:

die Leitschaufeln der nachfolgenden Stufen haben geringen axialen Abstand und liegen auf gleichem Durchmesser - die nachfolgende Stufe ist voll beaufschlagt

Daran ist bei Entnahme- oder Anzapfturbinen zu denken, bei denen ein glatter Übergang von Stufe zu Stufe an den Entnahmestellen nicht immer gegeben ist.

Hinweis

Immer ist die Austrittsgeschwindigkeit der letzten Stufe eines Turbinenabschnittes, besonders bei Kondensationsturbinen, verloren. Dort handelt es sich oft um hohe Geschwindigkeiten, und der Austrittsverlust kann nicht vernachlässigt werden, weil beispielsweise $c_2 = 350 \text{ m/s}$ (was etwa der Schallgeschwindigkeit bei Naßdampf im Unterdruckbereich entspricht) einen Verlust von $h_d = c_2^2/2000 = 6 \text{ kJ/kg}$ zur Folge haben würde.

Im h - s -Diagramm erscheint h_d als dem Dampf zugeführte Wärmeenergie, was mit einer Entropiezunahme verbunden ist. **B 2.5.8.**

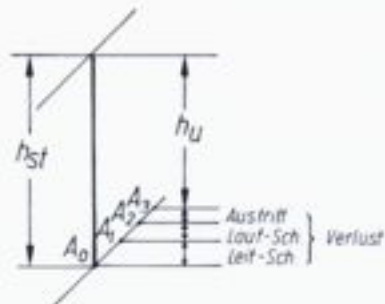


Bild 2.5.8 Wirkungsgrad am Radumfang η_u ; Ermittlung von h_d im Geschwindigkeitsplan und im h - s -Diagramm

Kurze Zusammenfassung der Schaufelungsverluste
Gleichdruck-Stufen $r=0$

Düsenverlust h_d aus $\zeta_d = 0,95$ bis $0,96$

$$h_d = \frac{c_0^2 \cdot (1 - \zeta_d^2)}{2000} \text{ kJ/kg; } c \text{ in m/s}$$

$$c_1 = \zeta_d \cdot c_0$$

Laufschaufelverlust

$$h_s = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \zeta_s^2)}{2000} \text{ kJ/kg; } w \text{ in m/s}$$

ζ_s aus B 2.5.4.

Überdruckstufen $r=0,5$

Leit- und Laufschaufelverlust

$$h_d = \frac{(c_2^2 \cdot \zeta_s^2) - c_1^2}{2000} \text{ kJ/kg; } c \text{ in m/s (Leit)}$$

$$h_s = \frac{(w_2^2 / \zeta_s^2) - w_1^2}{2000} \text{ kJ/kg; } w \text{ in m/s (Lauf)}$$

ζ_s - Werte aus B 2.5.4.

c_2^2
 w_2^2 sehen Sie Seite 95!

14. Beispiel

Die Radreibungsverluste der 1. Stufe einer Kondensationsturbine größerer Leistung sollen berechnet werden.

Die Turbine arbeitet mit Frischdampf vor den Leitschaufeln der 1. Stufe von 64 bar, 480 °C, der auf 0,05 bar expandiert. Das Gesamtgefälle ist also $H_t = 1295 \text{ kJ/kg}$ (B 2.5,12). Die Leistung soll $P = 65000 \text{ kW}$ an der Kupplung betragen, dabei $\eta_e = 0,83$ geschätzt (vgl. B 1.5,1). Drehzahl $n = 3000 \text{ l/min}$.

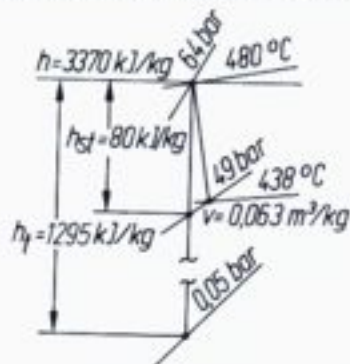


Bild 2.5,12 Bestimmung der Gefälle und der Dampfzustände im h - s -Diagramm; Berechnungsbeispiel

Die erste Stufe ist als teilbeaufschlagte Gleichdruckstufe ausgeführt; hier soll eine möglichst große Entspannung stattfinden, damit die nachfolgenden Überdruckstufen eine ausreichende Schauffellänge bei nicht zu kleinem Raddurchmesser erhalten können.

Die Abmessungen der 1. Stufe sind hier gegeben mit

$D = 1,27 \text{ m}$; Schauffellänge $L = 24 \text{ mm}$ bei einem Beaufschlagungsgrad von $\varepsilon \approx 0,5$ (50% des Radumfanges, 4 Düsensegmente für die Einlaßventile, vgl. B 2.2,7).

Lösung

Mit der gegebenen Drehzahl $n = 3000 \text{ l/min}$ ist $u = D \cdot \pi \cdot n / 60 = 1,27 \text{ m} \cdot \pi \cdot 3000 \text{ min}^{-1} / 60 \text{ (s/min)} = 200 \text{ m/s}$.

Mit $u/c_0 = 0,5$ für Gleichdruckstufen $r = 0$ wird $c_0 = 400 \text{ m/s}$.

Daraus das isentrope Stufengefälle $h_{st} = c_0^2 / 2000 = 80 \text{ kJ/kg}$.

Bei einem Düsenverlustbeiwert von $\zeta_d = 0,96$ verläßt der Dampf die Leitschaufeln mit $p = 49 \text{ bar}$, $t = 438 \text{ °C}$, $v = 0,063 \text{ m}^3/\text{kg}$, B 2.5,12.

Zur Berechnung des Beiwertes ζ_R benötigt man außerdem:

$$\text{Durchsatz-Zahl } \phi = \frac{\dot{m}_s \cdot v}{u \cdot \varepsilon \cdot D \cdot \pi \cdot L} \quad (\text{vgl. Tafel 2.6, A für } \phi\text{-Werte})$$

Der Dampfdurchsatz ist $\dot{m}_s = P_e / h_s \cdot \eta_e$

$$\dot{m}_s = 65000 \text{ kW} / 1295 \text{ kJ/kg} \cdot 0,83 \quad (1 \text{ kW} = 1 \text{ kJ/s})$$

$$\dot{m}_s = 60 \text{ kg/s}$$

$$v = 0,063 \text{ m}^3/\text{kg}, \text{ B 2.5,12.}$$

$$u = 200 \text{ m/s}; \varepsilon = 0,5; D = 1,27 \text{ m}; L = 24 \text{ mm} = 0,024 \text{ m}$$

eingesetzt erhält man die Durchsatz-Zahl

$$\phi = 3,78 / 9,6 = 0,393$$

$$\dot{m}_s = \frac{65000}{1295 \cdot 0,83} = 60,47 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Unklare Aufstellung

Druck-Zahl $\psi = h_u \cdot 2000 / u^2$

$$h_u = 80 \text{ kJ/kg} = 80\,000 \frac{\text{N m}}{\text{kg}} = 80\,000 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{kg}} = 80\,000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

$$\psi = 80 \text{ (m}^2/\text{s}^2) \cdot 2000 / 200^2 \text{ (m}^2/\text{s}^2) = 4,0 \text{ (vgl. Tafel 2.6.A, S. 125)}$$

$$\text{Oder: } \psi = 80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 2000 \frac{\text{J}}{\text{kJ}} \cdot \frac{2}{200^2 \text{ m}^2/\text{s}^2} = 4,0$$

$$u_N = 0,3 \cdot \pi \cdot \frac{3000}{60} = 47,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

wobei C_M aus B 2.5.11 nach Kenntnis der Reynoldszahl R_e .

Hier ist $R_e = u_N \cdot D_N / \nu$ mit $D_N = 0,3 \text{ m}$ Naben- \emptyset geschätzt, daraus $u_N = 47 \text{ m/s}$ und $\nu = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ für Dampf von 49 bar, 438 °C, 0,063 m³/kg (s. Anhang) wird

$$R_e = \frac{0,30 \cdot 47,1 \text{ m/s} \cdot 10^6}{1,9 \text{ m}^2/\text{s}} = 7,43 \cdot 10^6 \text{ und dafür}$$

$$C_M = 1,35 \cdot 10^{-4}$$

$$\zeta_R = \frac{2,54 \cdot 1,35}{10\,000 \cdot 0,5} \cdot \frac{(1 - 0,024 \cdot 1,2)^5}{(0,024 \cdot 1,2) \cdot 0,39 \cdot 4,0} = 0,02 = 0,021$$

Dieser ζ_R -Wert bedeutet, daß ein Radreibungsverlust von 2% des Stufengefälles auftritt. Bei $h_u = 80 \text{ kJ/kg}$ sind das $h_r = 0,02 \cdot h_u = 0,02 \cdot 80 = 1,6 \text{ kJ/kg}$.

Anmerkung: dies entspricht hier einer Leistung von $P_r = h_r \cdot \dot{m}_1 = 1,6 \text{ kJ/kg} \cdot 60 \text{ kg/s} = 100 \text{ kJ/s} = 100 \text{ kW}$ (Leistung eines größeren PKW-Motors).

Das Ergebnis zeigt, daß die Radreibung in diesem Fall einen sichtbaren absoluten Betrag ausmacht; die Scheibe hat einen großen Durchmesser, der Dampf hat ein sehr kleines spez. Volumen, ist also sehr dicht.

Andererseits bedeuten aber 100 kW in diesem Fall wenig, weil die Turbine insgesamt 65000 kW leistet, wobei auf die betrachtete erste Stufe etwa 4000 kW kommen würden ($= h_u \cdot \dot{m}_1 \cdot \eta_1 = 80 \cdot 60 \cdot 0,83$).

Radreibung bei Überdruckstufen $r = 0,5$

Überdruckstufen haben keine einzelnen Radscheiben; sie sind als Trommelläufer ausgeführt. Dort kann Radreibung nur an den Stirnseiten der Trommel auftreten. Sie ist sehr gering und kann i. allg. vernachlässigt werden.

Sehr kleine Verluste können an den Stirnflächen der Beschauflung auftreten, wenn diese mit geschlossenen umlaufenden Deckbändern ausgerüstet sind.

Ventilationsverlust, Beiwert ζ_V

Ventilationsverluste entstehen bei Teilbeaufschlagung, wenn also ein Laufrad nicht voll beaufschlagt ist. Die jeweils leer laufenden Schaufeln erfassen den im Radraum befindlichen Dampf, den sie umherwirbeln. Die so aufgewendete Ventilationsarbeit ist als Verlust zu rechnen.

Die Größe des Verlustes, der nur in Gleichdruckstufen auftreten kann, weil Überdruckstufen voll beaufschlagt sein müssen, richtet sich außer dem Beaufschlagungsgrad ε auch nach den Abmessungen der Beschauflung, nämlich axiale Schaufelbreite, Raddurchmesser, Zahl der Beaufschlagungselemente. Dabei ist:

$$\zeta_V = C \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon \cdot \phi \cdot \psi} + \frac{0,30 \cdot z_b \cdot b}{\varepsilon \cdot \sqrt{\psi}} \cdot \frac{b}{D}$$

Bremsbeiwerte C nach Traupel, siehe hierzu B 2.5,13.

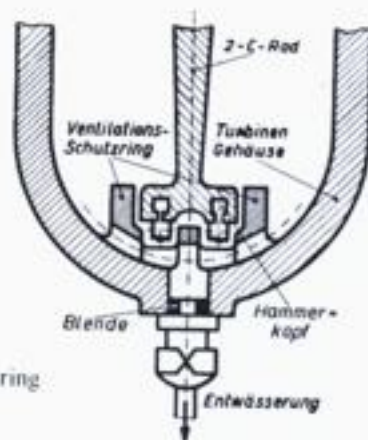


Bild 2.5.13 Ventilations-Schutzring

Laufkranz frei, Vorwärts-Drehung	$C \approx 0,04 + 0,52 L/D$
Laufkranz frei, Rückwärts-Drehung	$C \approx 0,88 - 13 (L/D)^2$
Laufkranz mit Schutzring, vorwärts	$C \approx 0,019 + 1,1 \cdot (0,125 - L/D)^2$
Laufkranz mit Schutzring, rückwärts	$C \approx 0,020 + 3,0 (0,125 - L/D)^2$

Bei Curtisirädern: freie Schaufelkränze, C etwa mit $\sqrt{\text{Zahl der Laufkränze}}$ multiplizieren.

In manchen Fällen werden Ventilationssschutzringe in das Turbinengehäuse eingegossen. Sie ersetzen die fehlenden Düsenaustritte und schränken das Umherwirbeln des Dampfes ein (Laufkranz mit Schutzring).

- ϵ = Beaufschlagungsgrad
- z_b = Zahl der Beaufschlagungselemente, z. B. 4 wenn 4 Ventile
- b = Breite des Radkranzes (in axialer Richtung) m
- D = Rad-Durchmesser m

15. Beispiel

In Fortsetzung des vorhergehenden 14. Beispiels sollen für die berechnete 1. Stufe der Ventilationsbeiwert ζ_v und die Ventilations-Verlustleistung berechnet werden.

Laufrad ohne Ventilationschutzring, deswegen

$$C = 0,04 + 0,52 L/D = 0,04 + 0,52 \cdot 0,024 / 1,2 = 0,05$$

Gegenben ist weiter

Zahl Beaufschlagungselemente $z_b = 4$

Schaufelbreite $b = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$

Die Werte $\epsilon = 0,5$; $\phi = 0,393$; $\psi = 4,0$; wie im 14. Beispiel

Lösung

$$\zeta_v = C \cdot \frac{1 - \epsilon}{\epsilon \cdot \phi \cdot \psi} + \frac{0,30 \cdot z_b \cdot b}{\epsilon \cdot \sqrt{\psi} \cdot D}$$

$$= 0,05 \cdot \frac{1 - 0,5}{0,5 \cdot 0,393 \cdot 4,0} + \frac{0,3 \cdot 4 \cdot 0,025}{0,5 \cdot \sqrt{4} \cdot 1,2} = 0,086 = 0,0554$$

kein Gleichheitszeichen!
soll • sein!

1,27

Damit werden 5,6% vom Stufengefälle für die Ventilation verbraucht. Bei dem gegebenen Stufengefälle $h_{st} = 80 \text{ kJ/kg}$ sind dies $h_V = 0,056 \cdot 80 = 4,5 \text{ kJ/kg}$ und mit dem Dampfdurchsatz der Stufe von $\dot{m}_1 = 60 \text{ kg/s}$ eine Ventilationsleistung $P_V = 4,5 \text{ kJ/kg} \cdot 60 \text{ kg/s} = 270 \text{ kJ/s} = 270 \text{ kW}$.

Bestimmung des Dampfzustandes in der Stufe unter Berücksichtigung der Radreibungs- und Ventilationsverluste

Radreibung und Ventilation haben eine Zufuhr von Reibungswärme an den Dampf zur Folge. Den Dampfzustand erhält man durch Übertragen der berechneten h_R - und h_V -Werte in das h - s -Diagramm, wie das folgende Beispiel zeigt.

16. Beispiel

In Fortsetzung der Berechnungen des 14. und 15. Beispiels soll der Dampfzustand in der betrachteten 1. Stufe einer mehrstufigen Turbine unter Berücksichtigung der Radreibungs- und Ventilationsverluste bestimmt werden.

Lösung

Zunächst muß der Umfangswirkungsgrad η_u bekannt sein. Er wird aus folgenden weiter gegebenen Werten berechnet:

Gleichdruckstufe ohne Reaktion also $r = 0$.

Stufengefälle $h_{st} = 80 \text{ kJ/kg}$; $\zeta_d = 0,96$

Düsenverlust aus $\zeta_d = 0,96$ mit $\alpha_1 = 15^\circ$

Laufschaufelverlust aus $\zeta_s = 0,9$ mit $\beta_2 = 25^\circ$

Dabei wird, B 2.5,14

$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{h_{st}} = 44,72 \cdot \sqrt{80} = 400,0 \text{ m/s}$$

$$c_1 = 0,96 \cdot c_0 = 384 \text{ m/s}$$

Aus dem Eintrittsdreieck $w_1 = 198 \text{ m/s}$

$$w_2 = \zeta_s \cdot w_1 = 0,90 \cdot 198 \text{ m/s} = 178 \text{ m/s}$$

$$w_{1u} + w_{2u} = 330 \text{ m/s}$$

$$h_w = u \cdot (w_{1u} + w_{2u}) = 200 \text{ m/s} \cdot 330 \text{ m/s} = 66000 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$h_w = 66 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_w = h_w / h_{st} = 66/80 = 0,825$$

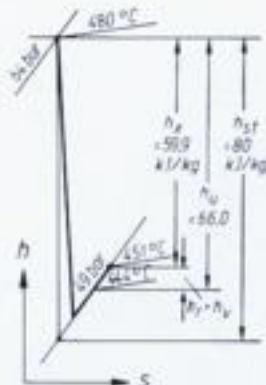
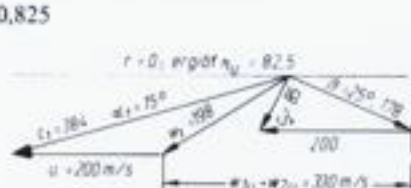


Bild 2.5,14 Bestimmung des Dampfzustandes im h - s -Diagramm; Berechnungsbeispiel

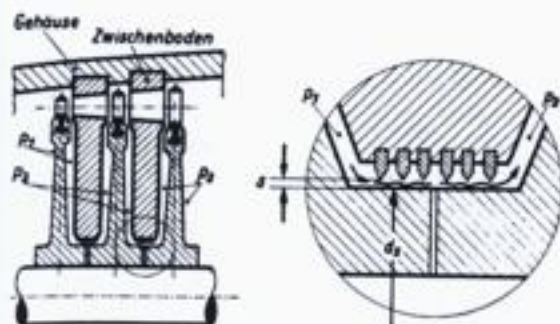


Bild 2.5.16 Spaltverluste bei einer Gleichdruckturbinenstufe

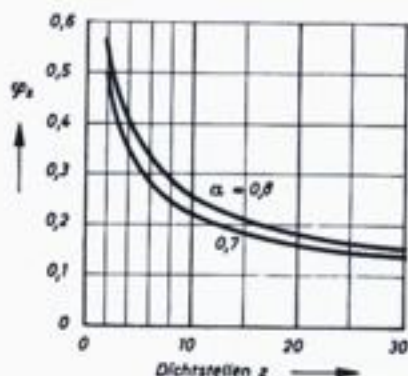


Bild 2.5.17 Beiwert ζ_{sp1} zur Berechnung der Spaltverluste

Herrscht an solchen Labyrinth *überkritisches* Druckgefälle, was jedoch nur bei Hintereinanderschaltung zweier 2-C-Räder (Schiffsrückwärtsturbinen) der Fall sein kann, dann ist

$$\dot{m}_{sp1} = 203 \cdot \zeta_{sp1} \cdot A_{sp1} \cdot \sqrt{p_1/v_1} \text{ in kg/s wenn } p_1 \text{ in bar, } v_1 \text{ in m}^3/\text{kg vor Labyrinth}$$

A_{sp1} in m^2

Hinweis: für die Berechnung der Wellenstopfbüchsen auf der HD- und ND-Seite des Läufers mit ihren zahlreichen (bis 50) Dichtstellen gelten andere Gleichungen, s. Abschnitt 2.5.5.

Radialspiel s an der Dichtstelle von Wellen-Labyrinth

Das Spiel muß Wärmedehnungen durch Temperaturunterschiede zwischen Welle und Gehäuse, die besonders beim Anfahren der Turbinen auftreten, außerdem die Wellendurchbiegung berücksichtigen. Es kann ausgeführt werden

$$s = 0,6 \cdot (d_s/1000) + 0,1 \text{ mm, starre Welle}$$

d_s = Durchmesser der Dichtstelle

Für elastische (dünne) Wellen etwa doppelt so große Werte.

d_s [mm] und s [mm]
Einheitsangabe fehlte

17. Beispiel

Zu berechnen ist der Spaltverlust, der in der 2. Stufe einer Gleichdruckturbinenstufe auftritt, B 2.5.18.

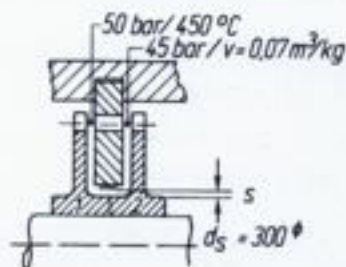


Bild 2.5.18 Berechnungsbeispiel Spaltverlust bei einer Gleichdruckstufe; gegebene Werte

Gegebene Werte:

Druck vor der Stufe 50 bar, 450 °C; Stufengefälle $h_w = 32$ kJ/kg; Zustand nach Leitschaufeln 45 bar, $v = 0,07$ m³/kg. Dampfgeschwindigkeit aus Stufengefälle $c_1 = 244$ m/s ($c_0 = 255$ m/s; $u/c_1 = 0,45$).

Nabendurchmesser = Labyrinthdurchmesser $d_s = 300$ mm. $z = 6$ Labyrinth, $a = 0,8$ da nur 6 Dichtkämme.

Lösung

Notwendiges Radialspiel $s = 0,6 \cdot (d/1000) + 0,1 = 0,6 \cdot (300/1000) + 0,1$. $s = 0,28$; es handelt sich um eine elastische Welle, deswegen wird das Spiel vergrößert auf $s = 0,5$ mm (= 1,7‰ vom Spaltdurchmesser).

Spaltquerschnitt $A_{sp1} = d_s \cdot \pi \cdot s = 30 \text{ cm} \cdot \pi \cdot 0,05 \text{ cm} = 4,7 \text{ cm}^2$, einsetzen $= 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$.

$$\zeta_{sp1} = 0,32 \text{ für } z = 6 \text{ und } a = 0,8, \text{ vgl. B 2.5.17}$$

$$\dot{m}_{sp1} = A_{sp1} \cdot \zeta_{sp1} \cdot c_1 / v = 4,7 \cdot 0,32 \cdot 244 / (10^4 \cdot 0,07) = 0,52 \text{ kg/s} = 1,9 \text{ t/h}$$

Diese Spaltdampfmasse ist nicht gering, doch kommt es darauf an, in welchem Verhältnis sie zur Gesamtmasse steht, die in der Stufe arbeiten soll. Bei einer Großturbine, mit einem Dampfdurchsatz von 200 t/h (≈ 60000 kW) wären dies nur 1% der Arbeitsdampfmenge, bei einer Kleinturbine entsprechend sehr viel mehr.

Spaltverlust h_{sp} im Wärmemaß

Die Spaltdampfmenge gibt ihre Wärme an die Stufe ab. In der Radkammer mischt sich der Arbeitsdampf \dot{m}_a mit dem Spaltdampf \dot{m}_{sp1} zu \dot{m}_i . Die Enthalpie des Spaltdampfes bleibt h_{1c} , B 2.5.19, weil der Durchtritt durch die Labyrinth ein Drosselvorgang ist, mit $h = \text{konst.}$

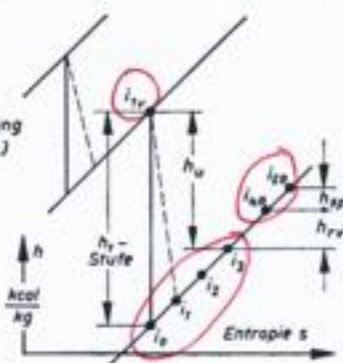
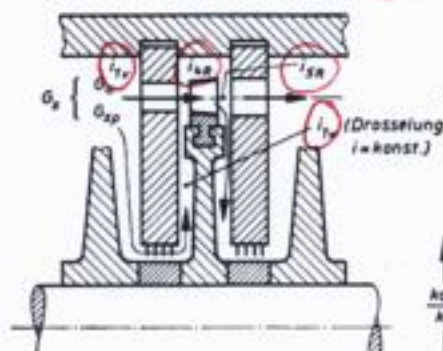


Bild 2.5.19 Spaltverlust h_{sp} und Dampfzustand in der Stufe

Dabei entsteht folgender Dampfzustand, berechnet aus der Mischungsregel:

vor der Stufe Zustand h_{1c} ; in der Radkammer, also nach den Leit- und Laufschaufeln einschl. Austrittsverlust, Radreibungs- und Ventilationsverlust h_{4R} ; in der Radkammer nach Zumischen des Spaltdampfes h_{5R} , wobei $h_{5R} - h_{4R} = h_{sp1}$. Mit Bezug auf B 2.5.19. wird:

$$\dot{m}_a \cdot h_{4R} + \dot{m}_{sp1} \cdot h_{1c} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{sp1}) \cdot h_{5R}$$

daraus h_{5R} und weiter $h_{sp1} = h_{5R} - h_{4R}$ zu

$$h_{sp1} = \frac{\dot{m}_a \cdot h_{4R} + \dot{m}_{sp1} \cdot h_{1c}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{sp1}} - \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_{sp1}) \cdot h_{4R}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{sp1}}$$

dabei $\dot{m}_a + \dot{m}_{sp1} = \dot{m}_s$, Brüche vereinfachen, dann

$$h_{sp1} = \frac{\dot{m}_{sp1}}{\dot{m}_s} (h_{1r} - h_{4R}) \text{ wobei } h_{1r} - h_{4D} = h_u - h_{rr}$$

daraus der Spaltverlust bei der Gleichdruckstufe

$$h_{sp1} = \frac{\dot{m}_{sp1}}{\dot{m}_s} \cdot (h_u - h_{rr}) \text{ in kJ/kg}$$

Da h_u und h_{rr} bei der Durchrechnung der Stufe schon bekannt sind, kann mit der Gleichung schnell auch h_{sp1} berechnet und in das h - s -Diagramm übertragen werden, B 2.5.19.

18. Beispiel

Im 17. Beispiel war $\dot{m}_{sp1} = 0,52 \text{ kg/s}$ berechnet worden. Die Turbine habe einen Dampfdurchsatz von $\dot{m}_s = 30 \text{ kg/s}$, $h_u = h_{sr} \cdot \eta_u = 32 \text{ kJ/kg} \cdot 0,87 = 27,8 \text{ kJ/kg}$ und $h_{rr} = 4,6 \text{ kJ/kg}$. Dann wird

$$h_{sp1} = \frac{0,52}{30} \cdot (27,8 - 4,6) \approx 0,4 \text{ kJ/kg} \quad 22,8 = 27,8 - [4,6 + 0,4]$$

Nach Übertragen in das h - s -Diagramm erhält man den inneren Wirkungsgrad der Stufe aus $\eta_i = h_i/h_u = 22,8/32 = 0,72$ und den Dampfzustand am Ende dieser Stufe, der gleich dem Dampfzustand vor der nächsten Stufe ist, zu $h_i = 22,8 \text{ kJ/kg}$. B 2.5.20.

Weitere Verluste treten in dieser Stufe nicht auf.

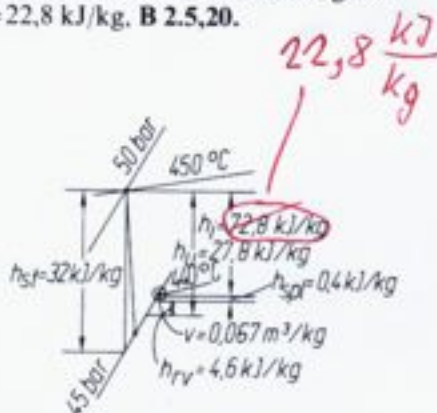


Bild 2.5.20 18. Berechnungsbeispiel: Spaltverlust

Strömungsquerschnitt der Leitkanäle

Bei der Berechnung der Strömungsquerschnitte der Leitkanäle muß beachtet werden, daß die Spaltverluste in Abzug zu bringen sind.

Es ist also mit $A_1 = (\dot{m}_s - \dot{m}_{sp1}) \cdot v_1 / c_1$ zu rechnen.

Andernfalls wird der Leitkanalquerschnitt zu groß und die Expansion führt auf einen tieferen Druck als vorgesehen war.

Die Spaltverluste ändern sich von Stufe zu Stufe; sie werden ständig kleiner, weil das spez. Volumen ständig zunimmt, die Dampfdichte abnimmt.

Hinweis

Hierzu s. auch *H. Pfeil* „Zur Frage der Spaltverluste in labyrinthgedichteten HD-Stufen von Dampfturbinen“, Konstruktion 23 (1971) S. 140/42.

Allgemeines

Die Spaltverluste nehmen von Stufe zu Stufe ab, weil die Schaufellängen, meist auch die Durchmesser, zunehmen; die Temperaturen nehmen ab, so daß die Spiele kleiner werden können.

Trägt man die Spaltverluste im h - s -Diagramm oberhalb h_u bzw. h_{R1} , was bei Überdruckstufen sehr klein ist, ab, dann ergibt sich das innere, wirklich nutzbar gemachte Stufengefälle h_i wie auf B 2.5.20. Der innere Stufenwirkungsgrad $\eta_i = h_i/h_u$.

Konstruktive Fragen

Der Spaltverlust hat in den HD-Teilen der Turbinen, die meist auch mit hohen Frischdampfzuständen arbeiten, Gewicht. Zunächst für Kleinturbinen hat Prof. *Roeder* (Hannover, 1935) eine Turbine mit Doppelmantelgehäuse konstruiert, bei welcher die Leit-schaufeln in einem auch von außen vom Dampf umspülten dünnwandigen, zweiteiligen Zylinder untergebracht sind, vgl. B 4.3.29. Hier können kleine Spalte vorgesehen werden, weil auch die Gehäuseteile durch die gegebene Konstruktion schnell durchwärmt werden. Bei den ersten Ausführungen wurden Spalten bis herab auf 1‰ vom Durchmesser ausgeführt, die sich unter schwierigsten Bedingungen, wie plötzliches Anfahren und große plötzliche Lastwechsel (d.s. auch Temperaturwechsel) sehr bewährt hatten. Diese Konstruktion wird heute auch für alle hochtemperaturbelasteten Großturbinen angewendet, wie spätere Bilder zeigen.

2.5.5 Innerer- η_i , Wärmerückgewinnung μ , mechanischer- η_m , effektiver Wirkungsgrad η_e .

Die Einzelverluste der Stufe sind besprochen als:

- Schaufelungsverlust (h_d, h_s, h_a), daraus h_u
- Radreibungs- und Ventilationsverlust $h_R + h_V$
- Spaltverlust h_{sp}

Daraus ergibt sich das in der Stufe wirklich verarbeitete Gefälle:

$$h_i = h_u - (h_d + h_s + h_a) - (h_R + h_V + h_{sp})$$

soll wohl sein $h_i = h_u - [h_R + h_V + h_{sp}]$

und der innere Stufenwirkungsgrad

$$\eta_i = h_i/h_u$$

da $h_u = h_{st} - [h_d + h_s + h_a]$

Dieser η_i ändert sich von Stufe zu Stufe, er wird i. allg. ständig besser. Eine Verschlechterung kann in Naßdampfstufen eintreten.

Der Gesamt- η_i der Turbine ist $\eta_i = h_i/h_u$, wobei h_i das gegebene isentrope Gesamtgefälle. Zur Bestimmung der Gesamtpolytrope muß der η_i der Turbine aus B 1.5.1 geschätzt werden, wobei $\eta_i = \eta_e/\eta_m$ aus η_e und η_m berechnet wird.

So erhält man den zu erwartenden Endzustand bei der Expansion in der Turbine und kann die wichtigen Werte der Abdampf Temperatur, Dampfnaße, spez. Volumen vorausschätzen.

Ebenso lassen sich die Dampfzustände vorausschätzen, die an Stellen herrschen werden, an denen Dampf entnommen werden soll oder die Trenndrücke bestimmen, die für die einzelnen Gehäuseabschnitte bei mehrgehäusigen Turbinen vorgesehen werden sollen.

Sehen Sie
Seite 98
und 217!

wird. Die Wirkungsgrade von Planetengetrieben liegen bei 98%, Stirnrad-Getriebe haben je nach Ausführung etwa 97% bis 98% Wirkungsgrad.

Für große Leistungen kann man für η_m etwa mit folgenden Werten rechnen (kein Getriebe).

$P = 100$	200	1000	MW
$\eta_m = 99,80$	99,83	99,85	%

Effektiver Turbinenwirkungsgrad η_e

Bezogen auf die an der Kupplung zur angetriebenen Maschine abgegebene Leistung ist der effektive Wirkungsgrad

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Die Werte können für den ersten Entwurf und für die erste Berechnung des erforderlichen Dampfdurchsatzes dem B 1.5.1. entnommen werden.

Die Kupplungsleistung ist

$$P_e = h_i \cdot \eta_e \cdot \dot{m}_i \text{ in kW}$$

h_i in kJ/kg
 \dot{m}_i in kg/s

Klemmenwirkungsgrad der Turbine η_{Kl}

Bezogen auf die an den Generatorklemmen eines Stromerzeugers abgegebene Turbinenleistung ist

$$P_{Kl} = h_i \cdot \eta_e \cdot \eta_{el} \cdot \dot{m}_i, \text{ wie oben}$$

$$\eta_{Kl} = \eta_e \cdot \eta_{el}$$

η_{el} = Generator-Wirkungsgrad, B 1.5.1.

2.5.6 Verluste in Wellenstopfbüchsen und Labyrinthen von Schubausgleichkolben

Dampfmengenverluste, verbunden mit Verlusten an Nutzleistung, entstehen an den Wellendurchführungen durch Turbinengehäuse.

Eine Abdichtung, ähnlich wie bei Kolbenmaschinen, ist wegen der hohen Umfangsgeschwindigkeiten und meist hohen Dampfzustände nicht möglich.

Der Dampfdurchsatz durch die Labyrinth ist abhängig vom durchströmten Querschnitt A_{sp} , von einer Durchflußzahl ζ_{sp} nach B 2.5.27 und vom Druckverhältnis p_2/p_1 , das zwischen Eintritt und Austritt aus dem Labyrinth herrscht. Dabei ist

$$\dot{m}_{sp} = A_{sp} \cdot \zeta_{sp} \cdot \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ in kg/s}$$

$$A_{sp} \text{ in m}^2 = d_{sp} \cdot \pi \cdot s_{sp}, \text{ B 2.5.26}$$

$$\zeta_{sp} (-) \text{ nach B 2.5.27}$$

$$p_1 \text{ in N/m}^2, \text{ Druck vor Labyrinth, } 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$v_1 \text{ in m}^3/\text{kg}, \text{ spez. Volumen vor Labyrinth}$$

*Spaltenverlust beiwert
sehen Sie Seite 15!*

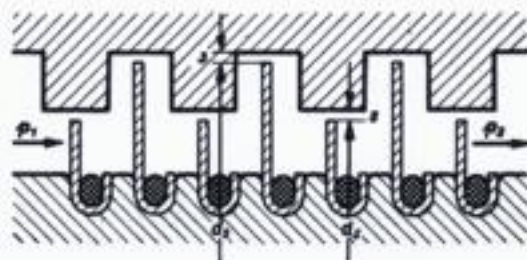
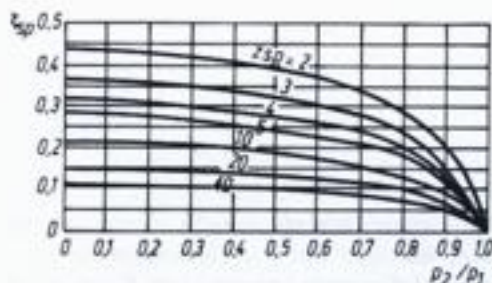


Bild 2.5,26 Bezeichnungen an einer Labyrinth-Stopfbüchse

Bild 2.5,27 Spaltverlustbeiwert ζ_{sp} für Labyrinth mit z_{sp} Dichtstellen und etwa 1,5‰ Spiel



Das Spiel s_{sp} kann etwa

$$s_{sp} = d_{sp}/1000 + 0,25 \text{ mm}$$

bei Dampf- und Gasturbinen gewählt werden.

Die genaue Berechnung der Durchflußmasse \dot{m}_{sp} stößt auf Schwierigkeiten. Beim Durchgang durch die Labyrinth folgen Drossel- und Expansionsvorgänge aufeinander, der Verlauf der Zustandsänderung (Fannokurve) läßt sich berechnen. Je nach herrschendem Druckverhältnis und Zahl der Labyrinth kann im letzten Spalt Überschallgeschwindigkeit auftreten.

B 2.5, 27

Der Beiwert ζ_{sp} auf B 2.5,26 berücksichtigt Labyrinthausführungen etwa nach B 2.5,15. Maßgebend ist das Druckverhältnis p_2/p_1 und die Zahl der Labyrinth. Näheres bei Traupel „Thermische Turbomaschinen 1. Bd.“, Abschnitt „Wellendichtungen“ oder Trutnowsky „Berührungsfreie Dichtungen“, VDI-Verlag.

Bei mehr als 40 Labyrinth wird sich ζ_{sp} umgekehrt verhältnismäßig \sqrt{z} ändern.

20. Beispiel

Eine Kondensationsturbine $P = 30\,000 \text{ kW}$, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ arbeitet mit Frischdampf von 65 bar, 500 °C, Abdampfdruck 0,053 bar.

Die 1. Stufe ist als 2-C-Rad mit $D = 1000 \text{ mm}$ ϕ ($u = 157 \text{ m/s}$) ausgeführt und verarbeitet mit $u/c_0 = 0,25$ ein Gefälle von 190 kJ/kg. B 2.3,15 *Gibt es nicht! B 2.5,28?*

- a) Wie groß sind die Stopfbüchsenverluste in der HD-seitigen Stopfbüchse, wenn der Wellendurchmesser $d_{sp} = 400 \text{ mm}$ ϕ , das Spiel $s_{sp} = 1,5\text{‰}$ von 400 = 0,6 mm und $z_{sp} = 40$ Labyrinthstellen gegeben sind?

Der Stb.-Abdampf wird in eine Ringleitung geführt, in welcher ein Druck von 1,1 bar herrscht.

Überdruckturbinen gleichwertig. Vorteile an einer der Verluststellen werden durch Nachteile an einer anderen Stelle wieder aufgehoben. Die Zusammenstellung auf der Tafel 2.5.A soll diesbezüglich an die verschiedenen Einflüsse noch einmal erinnern.

Verlustgröße	Gleichdruckstufe	Überdruckstufe
Düsen-, Leitkanal-, Leitschaufelverlust	größer weil höhere Dampfgeschwindigkeit	kleiner
Schaufelverlust	größer weil stärkere Umlenkung und höhere Dampfgeschwindigkeit	kleiner
Austrittsverlust	größer bei Teilbeaufschlagung; klein wenn Wiederverwendung	klein weil Vollbeaufschlagung und Wiederverwendung in folgender Stufe
Radreibungs- und Ventilationsverlust	größer weil einzelne, ggfs. teilbeaufschlagte Stufen	kaum vorhanden
Spaltverlust	Klein weil spalt am Wellendurchmesser klein wenn schlanke Welle	größer weil Spalt am Außen- ϕ ; größer wenn großes Wärmedehnungsspiel
Stopfbüchsenverlust	Kleiner	größer wegen Verlust am Schubaussgleichkolben

Tafel 2.5.A

Alle Verluste haben bei Kleinturbinen *stärkeres* Gewicht. Ihre absolute Größe muß in Zusammenhang mit dem Dampfdurchsatz gesehen werden; dabei sind Großturbinen immer im Vorteil.

Beim Entwurf einer Turbine kann die *konstruktive* Lösung den Anforderungen des Betreibers angepaßt werden.

Das öffentliche *Elektrizitätswerk* erwartet hohe Wirkungsgrade, weil dort die Anlagen in meist durchgehendem Tag- und Nachtbetrieb arbeiten.

Beim *Industriekraftwerk* können die Verhältnisse anders liegen; geringere Baukosten und hohe Betriebssicherheit durch größere Spaltquerschnitte können wichtiger sein.

Für den Antrieb großer *Seeschiffe* werden hohe Wirkungsgrade vorausgesetzt, weil die Maschinen bei langen Reisezeiten mit gleichbleibender Dauerlast betrieben werden.

2.6 Kennzahlen zur Entwurfsberechnung

Zur Berechnung der Hauptabmessungen, das sind die Stufendurchmesser und Schaufellängen der Einzelstufen sowie die Stufenzahl der Turbine oder bestimmter Turbinenabschnitte bei mehrgehäusigen Turbinen, sind dem Konstrukteur zunächst die verlangte Kupplungsleistung, die Dampfzustände von Frischdampf und Abdampf, daraus der voraussichtliche geschätzte Wirkungsgrad η , nach B 1.5.1. gegeben.

$u = D \cdot \pi \cdot n / 60$ mit der Drehzahl und mit dem Stufendurchmesser im Zusammenhang. Da die senkrechte Komponente c_{2n} der Austrittsgeschwindigkeit c_2 des Laufrades in Betracht kommt, besteht ein weiterer Zusammenhang mit den gewählten oder aus Herstellungsgründen vorgeschriebenen Schaufelwinkeln, also mit den Werten des Geschwindigkeitsplanes, B 2.6.1.

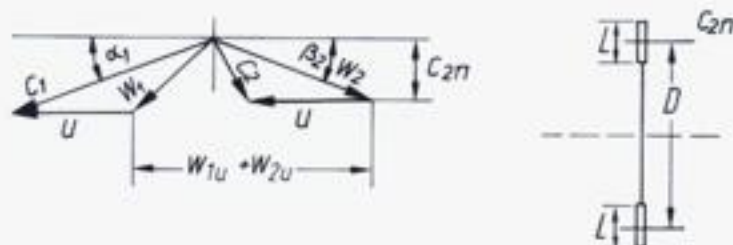


Bild 2.6.1 Geschwindigkeitsplan und Projektion des Schaufelquerschnittes $D \cdot \pi \cdot L$ mit der senkrecht gerichteten absoluten Austrittsgeschwindigkeits-Komponenten c_{2n}

So erhält schließlich die Kontinuitätsgleichung eine Form

$$\dot{m}_1 \cdot v_2 = \varepsilon \cdot D_2 \cdot \pi \cdot L_2 \cdot c_{2n}, \text{ wobei } c_{2n} = f\left(\frac{u}{u/c_1}\right)$$

2.6.1 Durchfluß-Zahl ϕ

Ersetzt man den Wert c_{2n} , der von u/c und von den Schaufelwinkeln beeinflusst wird, durch u und bezieht alle Werte (2) auf den Laufrad-Austritt, dann kann allgemein gültig geschrieben werden:

$$\text{Durchflußzahl } \phi = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_2}{u_2 \cdot \varepsilon \cdot D_2 \cdot \pi \cdot L_2}$$

Sie muß für die verschiedenen möglichen Ausführungen bestimmte mittlere Werte haben. Die Werte ϕ können der Zahlentafel 2.6.A entnommen werden.

Mit ihrer Hilfe lassen sich gesuchte Abmessungen mindestens schnell überschlagen, was die genaue Nachrechnung erleichtert.

Hierzu ein kurz einführendes Anwendungsbeispiel.

21. Beispiel

In Anlehnung an das 14. Beispiel seien folgende Werte gegeben:

Die Schaufellänge der 1. Stufe einer Turbine ist zu ermitteln. Bekannt $P = 65\,000$ kW; $n = 3000$ l/min; Frischdampf 64 bar, 480 °C, Gesamtgefälle $h_t = 1295$ kJ/kg; $\eta_e = 0,83$.

Gegeben ist aus Modellgründen (ähnl. Ausführung) der Durchmesser $D = 1,27$ m; weiter soll diese Stufe als voll beaufschlagte Gleichdruckstufe $r = 0$ ausgeführt werden.

Lösung

Durchflusszahl Sehen Sie Seite 16!

Aus Zahlentafel 2.6.A wird die Durchsatzzahl $\phi = 0,425$ gewählt. Dies bedeutet „Gleichdruck“, mittlerer Wert, Schaufelwinkel $\alpha_1 = 14^\circ$, $\beta_2 = 20^\circ$.

Daß das 2-C-Rad weitaus größere ψ - und λ -Werte hat als die einkränzigen Stufen, ergibt sich einfach daraus, daß sich dort die hohen Dampfgeschwindigkeiten in quadratischer Abhängigkeit auf die Größe der verarbeitbaren Gefälle auswirken.

Arbeitsverfahren	Gleichdruck	Überdruck	2-C-Rad
Reaktionsgrad r	0,05 0,25	0,5	0,05 0,15
Durchsatzzahl ϕ	0,40 0,45 1,20	0,30 0,40 1,20	0,40 0,90
Druckzahl ψ	4 6	2 3	16 24
Leistungszahl λ	3,4 5,5	1,7 2,8	13 20
$\sin \alpha_1; \alpha_1^0$	0,20; 11,5° 0,25; 14,5° 0,50; 30°	0,25; 14,5° 0,35; 23° 0,70; 44,5°	0,20; 11,5° 0,25; 14,5°
$\sin \beta_2; \beta_2^0$	0,30; 17,5° 0,40; 23,5° 0,70; 44,5°	0,25; 14,5° 0,35; 20,4° 0,70; 44,5°	siehe Tafel 2.3.A

Durchflusszahl
Sehen Sie
Seite 16!

Tafel 2.6.A: Kennzahlen von Turbinenstufen im Auslegungspunkt

2.6.3 Kennzahlen, mit deren Hilfe Wirkungsgrade vorausgeschätzt werden können

Die früher gelegentlich noch zu Vergleichszwecken herangezogene *Parsons-Zahl* $X = \sum u_m^2 / h$, mit der Summe der Mittelwerte u_m aller Stufen und h , dem Gesamtgefälle, hat an Bedeutung verloren, weil der Einfluß des Volumendurchsatzes nicht erfaßt wird. So kann eine HD-Stufe zwar für ein gutes u/c ausgelegt sein, aber durch Teilbeaufschlagung oder kurze Schaufeln einen schlechten Wirkungsgrad haben. Der Einfluß, den ein 2-C-Rad als 1. Stufe hat, müßte besonders berücksichtigt werden, wie überhaupt die Radreibungs- und Ventilationsverluste, ebenso wie die Spaltverluste vom Volumendurchsatz und dieser vom Dampfzustand abhängen. Solche Einflüsse werden aber mit der Parsons-Zahl nicht erfaßt.

Volumenkennzahl δ

Die Volumenkennzahl berücksichtigt den Volumendurchsatz und läßt eine Beurteilung von Beschauflungen zu, die besonders im Bereich kleiner Volumendurchsätze interessant ist, B 2.6.3.

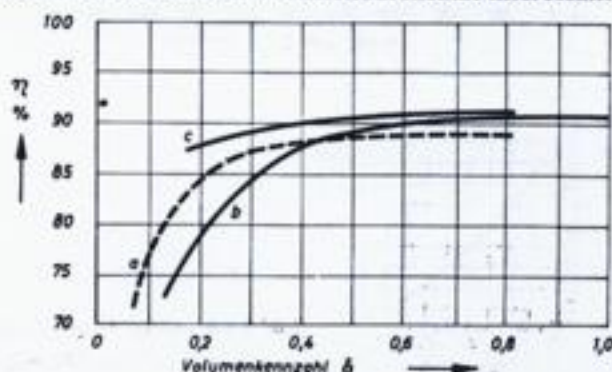


Bild 2.6.3 Wirkungsgrad einer Gleichdruckbeschaufung (a) und von Überdruckbeschaufungen (b) und (c) mit verschiedenen Spaltabdichtungen über der Volumenkennzahl δ

$$\delta = \frac{\dot{V}_m}{u_m \cdot r_m^2} \text{ oder } \frac{\dot{V}_m}{r_m^3 \cdot \pi \cdot n}$$

δ wird dimensionslos, ob $n \left[\frac{1}{s} \right]$, sonst nicht!

$$\dot{V}_m = \dot{m}_s \cdot \sqrt{v_1 \cdot v_2} \text{ in m}^3/\text{s}$$

v_1 und v_2 m³/kg spez. Volumen vor und nach dem betrachteten Abschnitt

u_m m/s mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Abschnitt

r_m m Rad-Halbmesser

n min⁻¹/Drehzahl

soll hier $n \left[\frac{1}{s} \right]$ sein!

Bei kleiner Volumenkenzahl fallen die Beschleunigungswirkungsgrade ab, weil die Spaltverluste durch Einfluß der Schaufellänge zunehmen (s. H. Reuter, BBC-Nachrichten, Juli 1966, S. 438 und 445).

Melan-Zahl

Die Melan-Zahl ist auf bestimmte Einheiten festgelegt. Sie ist nicht dimensionslos, was aber keine Bedeutung hat, denn sie wird ausschließlich zur Vorausbestimmung des Wirkungsgrades von Gegendruckturbinen und HD-Teilen mehrgewölbiger (Zwischenüberhitzer-) Turbinen benutzt.

$$\xi = 4,186 \cdot \frac{P_1 - P_2}{\dot{m}_h \cdot h_t} \cdot 10^4 \text{ B 2.6.4.}$$

P_1 ; P_2 bar Eintritts- und Austrittsdruck der Turbine

\dot{m}_h t/h Dampfdurchsatz

h_t kJ/kg Turbinengefälle

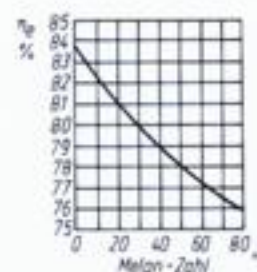
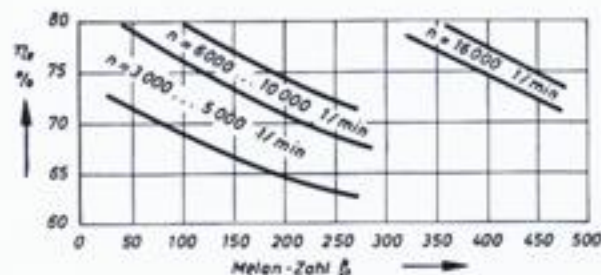


Bild 2.6.4 Oben: Gegendruckturbinen kleiner bis mittlerer Leistung
Unten: HD-Teile von Turbinen mit Zwischenüberhitzung

3.2 Strömungstechnische Abmessungen der Beschauflung

Die wärmetechnischen Strömungsfragen sind im Abschnitt 1.7 behandelt worden.

Zu unterscheiden sind Querschnittsformen für Unterschall- und Überschall-Geschwindigkeiten.

3.2.1 Die Abmessungen von Laval-Düsen

Der Laval-Druck ist für Heißdampf mit $\kappa = 1,3$ aus $p_2/p_1 = 0,546$ zu berechnen. Dabei p_1 der Druck zu Beginn der Expansion. Ist der Enddruck p_2 tiefer als der Lavaldruck, dann muß der Strömungsquerschnitt als Lavaldüse ausgeführt werden.

Die Lavaldüse erhält einen Eintrittsquerschnitt, der durch Abrundung gegeben ist. Dann folgt der sich verengende Teil, der bis zum engsten Querschnitt A_{\min} führt. Anschließend muß der Querschnitt umso mehr erweitert werden, je höher die Austrittsgeschwindigkeit werden soll.

Ein Berechnungsbeispiel über den Verlauf der Querschnitte im Abschnitt 1.7., Tafel 1.7.A.

Düsenhöhe a , Teilung t , Düsenzahl z

Eine einzelne Lavaldüse ist auf **B 3.2.1.** gezeichnet. Der erforderliche Gesamtquerschnitt aus $A = \dot{m} \cdot v/c$ muß auf z Düsen mit der radialen Höhe a und der Breite b verteilt werden, so daß andererseits $A = a \cdot b \cdot z$.

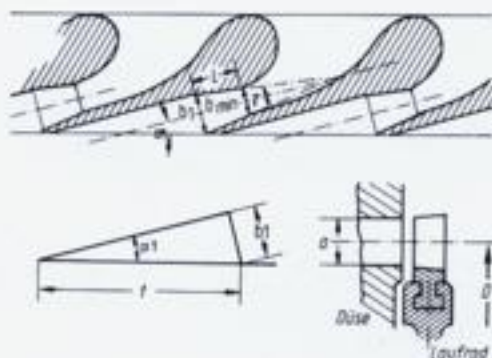


Bild 3.2.1 Bezeichnungen an der Lavaldüse

B 2.5,4 ?

Die Höhe a bleibt vom Eintritt in die Düse bis zum Austritt gleich. Dabei sollte eine Mindesthöhe von $a = 10$ mm ausgeführt werden, damit die Schaufellänge wenigstens 10 mm bis 12 mm wird, s. den Einfluß der Schaufelhöhe auf η_v , Abschnitt 2.5. **B 2.5.1** Besser wäre es, eine Kanalhöhe ab etwa $a = 20$ mm auszuführen, doch ist zu prüfen, welchen Einfluß eine Teilbeaufschlagung auf den Stufen- η_i wegen der Ventilationsverluste hat. Es käme auch ein Kompromiß in Betracht zwischen der Wahl kürzerer Schaufellängen und größerem ε , damit η_i noch einen Bestwert erreicht.

Die Breite b muß die Verengung und nachfolgende Erweiterung des Querschnittes ergeben. Bei gleichbleibender Düsenhöhe a und mit der Düsenzahl z ist dann

$$b_{\min} = \frac{A_{\min}}{a \cdot z} \quad \text{und} \quad b_1 = \frac{A_1}{a \cdot z}, \quad \text{s. Bild 3.2.2.}$$

Die erste Stufe hat (wie beispielsweise eine ähnliche Ausführung) einen Raddurchmesser von $D=1$ m. Die Kanalhöhe der Lavaldüsen ist so zu bemessen, daß das 2-C-Rad bei Vollast voll beaufschlagt wird.

Wird dabei die Kanalhöhe a kleiner als 20 mm, dann soll Teilbeaufschlagung mit $a=20$ mm ausgeführt werden.

Gegeben ist vom 2-C-Rad:

Düsen mit $\alpha_1 = 15^\circ$; Laufzahl $u/c_0 = 0,25$; Düsenverlustbeiwert $\zeta_d = 0,96$.

Lösung

Dampfdurchsatz \dot{m}_s aus $P_e = \dot{m}_s \cdot h_1 \cdot \eta_e$. Für $P_e = 50\,000$ kann man $\eta_e = 0,83$ annehmen, s. B 1.5.1. Das Gesamtgefälle ist mit dem Anfangszustand 70 bar, 480°C und $h_1 = 3365$ kJ/kg, isentroper Expansion auf 0,05 bar entsprechend $h_2 = 2050$ kJ/kg zu $h_1 = 3365 - 2050 = 1315$ kJ/kg aus dem h - s -Diagramm bekannt, B 3.2.2. Somit wird

$$\dot{m}_s = \frac{P_e}{h_1 \cdot \eta_e} = \frac{50\,000 \text{ kW}}{1315 \text{ kJ/kg} \cdot 0,83} = 45,8 \text{ kg/s} \quad (1 \text{ kW} = 1 \text{ kJ/s})$$

Dampfzustände in den Lavaldüsen vor dem 2-C-Rad: Eintritt 70 bar, 480°C entsprechend $v = 0,044$ m³/kg. Lavaldruck, da Heißdampf $p_L = 0,546 \cdot 70$ bar = 38,2 bar. Enddruck aus dem Gefälle h_{2C} des 2-C-Rades bestimmen:

Mit $D=1$ m und $n=3000$ min⁻¹ wird $u = D \cdot \pi \cdot n / 60 = 1 \text{ m} \cdot \pi \cdot 3000 \text{ min}^{-1} / 60 \text{ s} \cdot \text{min}^{-1} = 157$ m/s.

Weiter ist $u/c_0 = 0,25$ vorgegeben, woraus $c_0 = 157 / 0,25 = 628$ m/s. Dem entspricht ein isentroper Stufengefälle $h_{2C} = c_0^2 / 2000 = 628^2 / 2000 = 197,4$ kJ/kg.

Dieses im h - s -Diagramm abgetragen führt auf den Enddruck $p_1 = 37,5$ bar nach Lavaldüsen.

Die wirkliche Austrittsgeschwindigkeit ist $c_1 = \zeta_d \cdot c_0 = 0,96 \cdot 628 = 603,2$ m/s. Der Düsenverlust ist $h_d = (1 - \zeta_d^2) \cdot h_{2C} = (1 - 0,96^2) \cdot 197,4 = 15,5$ kJ/kg. Man erhält den Dampfzustand am Austritt aus den Lavaldüsen mit $p_1 = 37,5$ bar, $t_1 = 380^\circ\text{C}$, $v_1 = 0,082$ m³/kg, B 3.2.2. außerdem $c_1 = 605$ m/s.

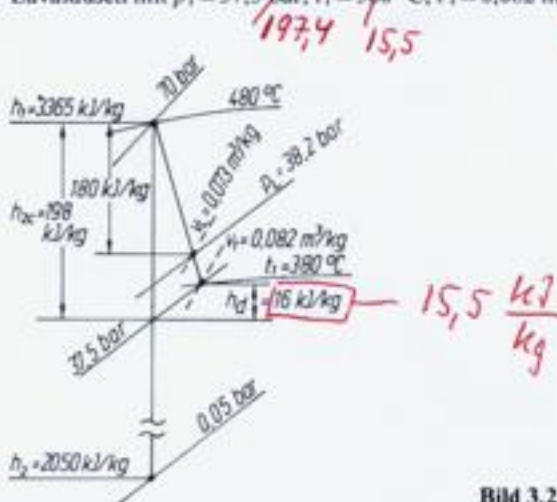


Bild 3.2.2 Daten des 22. Beispiels im h - s -Diagramm

Damit wird der gesamte Austrittsquerschnitt

$$A_1 = \frac{\dot{m}_s \cdot v_1}{c_1} = \frac{46 \text{ kg/s} \cdot 0,082 \text{ m}^3/\text{kg}}{605 \text{ m/s}} = 0,00632 \text{ m}^2$$

Düsenzahl, Teilung, Kanalhöhe a :

Mit $t = 40$ mm und $\varepsilon = 1$ bei voller Beaufschlagung wird die Düsenzahl $z = D \cdot \pi / t = 1000 \text{ mm} \cdot \pi / 40 \text{ mm} = 78,5$. Wählt man $z = 80$ Düsen, dann wird $t = D \cdot \pi / z = 39,2$ mm.

Kanalhöhe a aus der Gleichung für z , wobei

$$a = \frac{A_1}{z \cdot t \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,00632}{80 \cdot 0,0392 \text{ m} \cdot 0,259} = 0,00695 \text{ m}$$

$$a = 6,95 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm Düsenhöhe}$$

Um eine Kanalhöhe von 20 mm zu erhalten, muß die Düsenzahl und damit der Beaufschlagungsgrad verkleinert werden.

Umrechnung

$$z = \frac{A_1}{a \cdot t \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,00632 \text{ m}^2}{0,02 \text{ m} \cdot 0,0392 \text{ m} \cdot 0,259} = 31,2 \text{ Düsen}$$

Führt man 30 Düsen aus (Vollast), dann wird

$$a = 0,0208 \text{ m} = 20,8 \text{ mm}$$

$$\varepsilon = \frac{z \cdot t}{D \cdot \pi} = \frac{30 \cdot 39,2}{1000 \cdot \pi} = 0,374$$

Damit wird der Beaufschlagungsgrad $\varepsilon = z \cdot t / D \cdot \pi = 30 \cdot 39,2 / 1000 \cdot \pi = 0,374$ womit also 37,4% vom Umfang des Laufrades beaufschlagt sind. Die notwendigen Düsen lassen sich im Oberteil des Turbinengehäuses unterbringen. Ob dies aus Gründen gleichmäßiger Wärmebelastung ausgeführt wird oder ob man die Düsen so auf den Umfang verteilt, daß auch im Unterteil des Gehäuses Düsen angeordnet werden, hängt von der Frischdampf Temperatur und von der zu erwartenden Betriebsweise ab. Auch die Gehäusekosten spielen eine Rolle.

Festlegung der Düsenabmessungen h_{\min}

Aus $A_{\min} = a \cdot h_{\min} \cdot z$ wird h_{\min} berechnet.

$A_{\min} = \dot{m} \cdot r_L / c_L$ aus den Verhältnissen beim Laval-Druck.

$p_L = 38,2$ bar. Dazu das Gefälle $h_L = 180$ kJ/kg. B 3.2.2 und $r_L = 0,073$ m³/kg, $c_L = 597$ m/s aus der Leitertafel auf dem h - s -Diagramm.

$$A_{\min} = \frac{46 \text{ kg/s} \cdot 0,073 \text{ m}^3/\text{kg}}{597 \text{ m/s}} = 0,0055 \text{ m}^2$$

$$h_{\min} = \frac{A_{\min}}{a \cdot z} = \frac{0,0055 \text{ m}^2 \cdot 1000000 \text{ mm}^2/\text{m}^2}{20,8 \text{ mm} \cdot 30} = 8,8 \text{ mm} \quad 10^6$$

$$h_1 = \frac{A_1}{a \cdot z} = \frac{0,00632 \text{ m}^2 \cdot 10^6 \text{ mm}^2/\text{m}^2}{20,8 \text{ mm} \cdot 30} = 10,3 \text{ mm} \quad 10,13$$

(beachten, daß a zuletzt auf 20,8 mm geändert wurde).

Düsenlänge mit Erweiterungswinkel $\gamma = 15$

$$L = \frac{h_1 - h_{\min}}{2 \cdot \tan(\frac{\gamma}{2})} = \frac{10,3 \text{ mm} - 8,8 \text{ mm}}{2 \cdot 0,132} = 5,7 \text{ mm}$$

Die Düsenlänge ist kurz, weil auch die Erweiterung nicht groß ist. Beides liegt daran, daß der Lavaldruck und damit die Schallgeschwindigkeit nur wenig überschritten werden.

Spaltverluste noch vernachlässigt (etwa 5% von \dot{m}_s); $a=0,02$ m einsetzen; $\alpha_1=14^\circ$; $\tau=0,85$ geschätzt

$$D = 0,965 = 0,975 \text{ m}$$

Die Schätzung $D=950$ mm kommt dem Ergebnis $D=975$ mm näher. Für die Ausführung wird gewählt

$$D = 960 \text{ mm}$$

und dafür eine genauere Berechnung der Kanalhöhe durchgeführt.

$$u = 152 \text{ m/s}; c_1 = 152 \cdot 0,45 = 335 \text{ m/s}; c_0 = 335 \cdot 0,97 = 346 \text{ m/s}; h_a = 346^2 / 2000 = 60 \text{ kJ/kg}$$

Dies führt auf den Dampfzustand $p_1=31$ bar, $t_1=379^\circ\text{C}$; $v_1=0,093 \text{ m}^3/\text{kg}$, siehe B 3.2.5.

$$\text{Kanalhöhe } a = \frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_{sp}) \cdot v_1}{D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1}$$

$\dot{m}_{sp}=5\%$ von \dot{m}_s geschätzt; $\dot{m}_s=46 \text{ kg/s}$; $\dot{m}_{sp}=2,3 \text{ kg/s}$; $v_1=0,093 \text{ m}^3/\text{kg}$; $D=0,96 \text{ m}$.

$$\tau = \frac{(t - s / \sin \alpha_1)}{t}$$

$t=40$ mm geschätzt, ergibt $z = D \cdot \pi / t = 960 \text{ mm} \cdot \pi / 40 \text{ mm} = 75,4$ Kanäle. Ausführen $z=76$ Kanäle (durch 2 teilbar, weil die Zwischenböden wegen Zusammenbau 2-teilig sein müssen), womit $t=39,8$ mm, Stegstärke $s=1$ mm (geschätzt, gefräste Leitschaufeln), womit $\tau = (39,8 - 1,0 / 0,242) / 39,8 = (39,8 - 4,2) / 39,8 = 0,896$

$$a = \frac{(46 - 2,3) \text{ kg/s} \cdot 0,093 \text{ m}^3/\text{kg}}{0,96 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,896 \cdot 0,242 \cdot 335 \text{ m/s}} \cdot 1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}} = 18,65 \text{ mm} = 18,47$$

Der Richtwert $a/D = 18,65 / 960 = 0,0194$, dies ist gut ausreichend.

Damit können die gewählten Größen, $D=960$ mm \varnothing , $u/c_1=0,45$ bestehen bleiben.

Hinweis

Im weiteren Verlauf der Turbinendurchrechnung wird sich zeigen, wie groß die Stufenzahl insgesamt wird und ob man den Durchmesser kleiner oder größer macht, die Laufzahl u/c_1 größer oder kleiner wählt, was ebenfalls die Stufenzahl beeinflusst.

Nomogramm, B 3.2.6

Mit Hilfe des Nomogrammes kann der Stufendurchmesser für kleinere bis mittlere Leistungen leichter vorausgeschätzt werden. Das Nomogramm läßt gut den Einfluß der Drehzahl auf den Stufendurchmesser erkennen. Im Fall des eingezeichneten Beispiels ist bei $n=3000 \text{ min}^{-1}$ ein Durchmesser von 900 mm (Kanalhöhe 20 mm) zu erwarten. Kann mit Rücksicht auf die angetriebene Maschine oder auf die Getriebekosten die Drehzahl $n=5000 \text{ min}^{-1}$ ausgeführt werden, dann verkleinert sich der Stufendurchmesser auf etwa 700 mm (Kanalhöhe 20 mm).

Gleichdruckstufe mit geringer Reaktion

Soll ein Teil des Stufengefälles in den Laufschaufeln verarbeitet werden, dann ist dies bei der Übertragung in das h - s -Diagramm zu beachten. Man erhält eine entsprechend kleinere Austrittsgeschwindigkeit c_1 und ein kleineres spez. Volumen v_1 .

Schaufellängen der Laufschaufeln, B 3.2.7

Die Schauffellänge L_1 auf der Eintrittsseite wird etwas größer gemacht als die davorliegende Kanalhöhe a , um einen guten Übergang der Dampfstrahlen zu erhalten.

3.2.3 Die Schauffellängen der Überdruckstufen, $r=0,5$

Überdruckstufen müssen voll beaufschlagt sein. Die Schaufelprofile von Leit- und Laufschaufeln einer Stufe sind bei $r=0,5$ spiegelbildlich gleich. Außerdem verwendet man, so weit es aus Festigkeitsgründen möglich ist, für möglichst viele hintereinander folgende Stufen gleiche Profile, die sich nur durch die mit der Expansion und dem damit zunehmenden spez. Volumen ständig größer werdenden Schauffellängen unterscheiden.

Da Überdruckstufen größere Spaltverluste haben, die vom notwendigen Spalt am Schaufelende und von der Schauffellänge beeinflusst werden, müssen in der ersten Überdruckstufe größere Schauffellängen ausgeführt werden als bei Gleichdruckstufen.

Man rechnet mit $L/D=0,03$ bis $0,05$, für besten Wirkungsgrad bis $0,1$.

Berechnung der Schauffellänge

Für Berechnung der Schauffellängen gelten die gleichen Überlegungen wie bei der Gleichdruckstufe besprochen. Grundlage ist die Kontinuitätsgleichung.

Demnach ist, wobei statt der Kanalhöhe a die Schauffellänge L gesetzt wird

$$L = \frac{A_1}{D \cdot \pi \cdot \tau_s \cdot \sin \alpha_1} = \frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_{sp}) \cdot v_1}{D \cdot \pi \cdot \tau_s \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1}$$

\dot{m}_s = Arbeitsdampfmenge in kg/s; $P_e = \dot{m}_s \cdot h_s \cdot \eta_e$

\dot{m}_{sp} = Spaltdampfmenge in kg/s schätzen, zunächst etwa 3%

v_1 = spez. Volumen am Austritt der Schaufelreihe (Leit- oder Lauf)

D = mittlerer Stufendurchmesser in m

τ_s = Schaufelverengungsfaktor (-)

$$\tau_s = \frac{l_s - s_d \cdot \sin \alpha_1}{l_s} \quad \text{zunächst etwa } 0,9$$

α_1 oder β_2 Schaufelaustrittswinkel, etwa 16° bis 20° , **Bild 3.2.9.**

c_1 oder w_2 , aus u/c_1 hier $0,77 \dots 0,90$

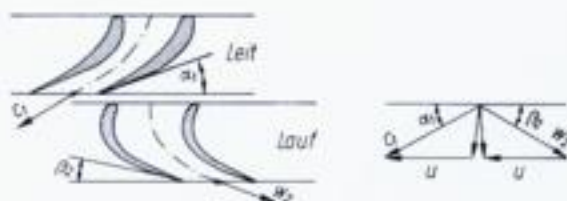


Bild 3.2.9 Leit- und Laufschaufeln, Geschwindigkeitsplan einer Überdruckstufe $r=0,5$

Die Stufengefälle und die Dampfgeschwindigkeiten sind bei Überdruckstufen wesentlich kleiner als bei Gleichdruckstufen.

Ebenso kann man den erforderlichen Stufendurchmesser aus der gleichen Überlegung finden wie vorher abgeleitet und erhält:

$$D = \sqrt{\frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_{sp}) \cdot (u/c_1) \cdot 60 \cdot c_1}{L \cdot n \cdot \sin \alpha_1 \cdot \pi^2 \cdot \tau_s}}$$

$u/c_1 = 0,77$ bis $0,90$ je nach Wirkungsgrad und Stufenzahl

n = Drehzahl min^{-1}

$p_{Le} = 36,2 \text{ bar}; t_{Le} = 404 \text{ } ^\circ\text{C}; v_{Le} = 0,0822 \text{ m}^3/\text{kg}$

$p_{La} = 35,0 \text{ bar}; t_{La} = 398 \text{ } ^\circ\text{C}; v_{La} = 0,0844 \text{ m}^3/\text{kg}$

Leitschaufellänge $L = (0,04 \dots 0,05) \cdot D = 32 \dots 40 \text{ mm}$, gewählt = 32 mm.

Damit wird

$D = \sqrt{\frac{(46 - 2) \text{ kg/s} \cdot 0,0822 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 0,85 \cdot 60 \text{ s/min}^{-1}}{0,035 \text{ m} \cdot 3000 \text{ min}^{-1} \cdot 0,31 \cdot 9,85 \cdot 0,92}}$

$C_1 = \frac{u}{0,85} = \frac{125}{0,85} = 147,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$D = \sqrt{\frac{185}{296}} = \sqrt{0,625} = 0,79 \text{ m}$

Dieses Ergebnis stimmt sehr nahe mit der Annahme überein.

Nachrechnung der Leitschaufellänge für $D = 800 \text{ mm}$ ø:

$L = \frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_p) \cdot v_1}{D \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1}$

$L_{Le} = \frac{(46 - 2) \text{ kg/s} \cdot 0,0822 \text{ m}^3/\text{kg}}{0,8 \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 0,92 \cdot 0,31 \cdot 147,8 \text{ m/s}} \cdot 1000 \text{ mm/m} = 34,1 \text{ mm}$

Das ergibt $L/D = 34,1/800 = 0,0426$, was gut ausreicht.

Genaue Durchrechnung kann erst folgen, wenn die Spaltverluste festliegen. Nach Aufzeichnen der Geschwindigkeitspläne können noch Änderungen an α_1 getroffen werden, um einen möglichst guten η_1 zu erhalten

Laufschaufellänge

Bei $r = 0,5$ ist das Profil der Laufschaukel spiegelbildlich gleich. Man hat also mit $\beta_2 = \alpha_1$ und $w_2 = c_1$ zu rechnen. Es ändert sich $v_2 = 0,0844 \text{ m}^3/\text{kg}$ wegen der Expansion in der Laufschaukel und man erhält:

$L_{La} = 34,9 \text{ mm}$.

Soll wohl Dichte von nassem Dampf sein also $\rho [\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$ sehen Sie Seite 177!

3.2.4 Die Durchmesser der letzten Stufen von Kondensationsturbinen

Kondensationsturbinen nutzen die Möglichkeiten, welche mit der Expansion des Wasserdampfes bis in das Unterdruckgebiet auf Drücke unterhalb 1 bar bis etwa 0,03 bar gegeben sind.

Der Unterdruck entsteht im *Kondensator*. Dort wird der aus der letzten Stufe der Turbine abströmende Dampf mit Hilfe von Kühlwasser, auch mittels Luft, wenn Wassermangel besteht, niedergeschlagen (kondensiert). Hierbei schrumpft das spez. Dampfvolumen von beispielsweise $v = 20 \text{ m}^3/\text{kg}$ auf das Wasservolumen $v = 0,061 \text{ m}^3/\text{kg}$ zusammen. Da sich dieser Vorgang in einem gegenüber der Umgebung dicht abgeschlossenen Behälter (Kondensator) vollzieht, entsteht dort eine tiefe Luftleere, die bis in die Turbinenstufen hinein wirkt.

$p = 0,061 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Vor dem Anfahren einer Kondensationsturbine kann das Vacuum bis zu den Einlaßventilen vordringen, wenn genügend Sperrdampf auf die Wellenstopfbüchsen gegeben wird, so daß die Außenluft keinen Zugang hat. Die Luft wird zunächst durch Pumpen aus der Turbine und aus dem Kondensator abgesaugt. Sobald Frischdampf in die Turbine eintritt, bleibt das von den Pumpen erzeugte Vacuum erhalten bezw. verstärkt es sich noch.

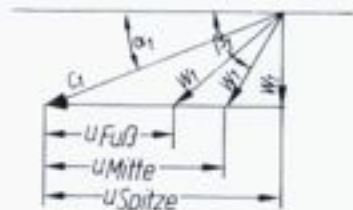


Bild 3.2.14 Eintrittsdreieck bei c_1 und $\alpha_1 = \text{const.}$ für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten bei langen Schaufeln

Eintrittswinkel β_1 vom Schaufelfuß bis zur Schaufelspitze ständig zunehmen müssen, um stoßfreien Eintritt in die Laufschaufel zu erhalten.

Es fragt sich, wie dann das Austrittsdreieck aussehen soll. Dafür gibt es drei wesentliche Bedingungen:

- 1) Die Austrittsgeschwindigkeit c_2 soll möglichst senkrecht zu u gerichtet sein, um ein gutes Abströmen in den Kondensator zu erreichen: zwischen Laufschaufelaustritt und Kondensatoreintritt entstehen Druckverluste infolge der Strömung bei gleichzeitiger Umlenkung. Je kleiner diese Druckverluste sind, umso größer ist das in der Turbine ausnutzbare Gefälle.
- 2) Die Austrittsgeschwindigkeit soll möglichst klein sein und etwa 290 m/s nicht überschreiten. Dies entspricht einem Austrittsverlust von $c^2/2000 = 42 \text{ kJ/kg}$; außerdem soll hierbei die Schallgeschwindigkeit (s. B 3.4.3) nicht erreicht werden.
- 3) Die Umfangsleistung aus $u \cdot (w_{1u} + w_{2u})$ soll möglichst über die ganze Schaufellänge gleich groß sein, um eine gleichbleibende Belastung von Schaufelfuß bis Schaufelspitze an der Laufschaufel einhalten zu können. Da u sich ändert, muß $(w_{1u} + w_{2u})$ entsprechend geändert werden nach $(w_{1u} + w_{2u}) = \text{const}/u$ (wobei $u \cdot \Sigma w_u = P_u/\dot{m}_1 =$ Umfangsleistung je kg/s).

Die Berücksichtigung dieser Bedingungen führt zu typischen Profilformen von Endstufen-Laufschaufeln, die am Fuß eine starke Umlenkung, ähnlich einem Gleichdruckprofil mit geringer Reaktion, an der Schaufelspitze ein flaches, tragflügelähnliches Profil mit ganz geringer Ablenkung und etwa in der Mitte ein Überdruckprofil $r = 0,5$ erhalten.

Den Entwurf einer solchen Schaufel kann man im Mittelschnitt mit einem Profil für $r = 0,5$ beginnen.

26. Beispiel

Die Geschwindigkeitspläne für die Endstufe der 50 MW-Kondensationsturbine, Enddruck 0,05 bar, spez. Volumen am Laufschaufelaustritt $v_1 = 25 \text{ m}^3/\text{kg}$, deren mittlerer Durchmesser im 25. Beispiel berechnet worden ist, sollen mit den Ergebnissen für $\lambda = D_m/L = 3,5$ entworfen werden.

Gegeben ist demnach (25. Beispiel):

$n = 3000 \text{ min}^{-1}$; $D_m = 2,80 \text{ m}$; $\beta_2 = 23^\circ$; $u/c_1 = 1$, $r = 0,5$ in Radmitte. Weiter soll c_2 senkrecht zu u gerichtet sein.

Die Schaufelprofile sollen entsprechend den Winkeln aus dem Geschwindigkeitsplan skizziert werden.

Der Zustand des Dampfes vor der letzten Stufe soll im h - s -Diagramm festgestellt werden.

Das Stufengefälle erhält man aus $h_{st} = c_1^2 / 1000$ mit $c_1 = 480$ m/s zu $h_{st} = 480^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 230,4$ kJ/kg.

Geschwindigkeitsplan am Schaufelfuß, $w_a = 314$ m/s.

Die Austrittsgeschwindigkeit sei $c_2 = 200$ m/s wie in Radmitte. Dann ergibt sich das Austrittsdreieck mit $w_2 = 375$ m/s und $\beta_2 = 33^\circ$.

Das Eintrittsdreieck erhält man zunächst durch Aufragen von $(w_{1a} + w_{2a}) = 194\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2 : 314$ m/s = 617 m/s.

An diese Strecke wird $u = 314$ angetragen und man erhält $c_1 = 650$ m/s unter $\alpha_1 = 19^\circ$, weiter $w_1 = 375$ m/s. Das Profil ist ein reines Gleichdruckprofil mit $w_1 = w_2$ und etwa $\beta_2 = \beta_1$.

Geschwindigkeitsplan an der Schaufelspitze.

An $c_2 = 200$ m/s unter $\alpha_2 = 90^\circ$ wird $u_s = 565$ m/s angetragen. Man erhält $w_2 = 595$ m/s unter $\beta_2 = 19^\circ$.

An das Ende von w_2 wird $(w_{1a} + w_{2a}) = 194\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2 : 565$ m/s = 344 m/s in Richtung u angetragen. Man erhält $w_1 = 295$ m/s. Weiter $u = 565$ m/s an das Ende von w_1 ergibt $c_1 = 400$ m/s unter $\alpha_1 = 31^\circ$.

Skizze der Schaufelprofile.

Die Schaufelprofile werden entsprechend den jeweiligen Schaufelwinkeln β_1 und β_2 aus den Geschwindigkeitsplänen gezeichnet.

Die Profildicke und der tragende Querschnitt nehmen vom Schaufelfuß bis zur Schaufelspitze ab, um die der Fliehkraft unterliegende Masse allmählich zu verkleinern.

Dampfzustand vor der letzten Stufe im h - s -Diagramm.

Gegeben ist der voraussichtliche Endzustand aus dem Anfangszustand 70 bar, 480 °C, dem Gesamtgefälle h_t und $h_a = h_t \cdot \eta_a$ mit 0,05 bar, $x = 0,873$ kg/kg, $r = 25 \text{ m}^3/\text{kg}$, $h_a = 2254$ kJ/kg (s. B 3-2,13)

Der Stufenwirkungsgrad η_a kann vorläufig aus

$$\eta_a = \frac{u \cdot (w_{1a} + w_{2a})}{h_{st}} = \frac{194\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{230\,400 \text{ m}^2/\text{s}^2} = \frac{194 \text{ kJ/kg}}{230,4 \text{ kJ/kg}} = 0,84$$

angenommen werden.

Durch Übertragen von $h_{st} = 230,4$ kJ/kg und $h_a = 0,84 \cdot 230,4 = 194$ kJ/kg in das h - s -Diagramm, s. das Bild, erhält man $h = 2477$ kJ/kg; $p = 0,27$ bar, $x = 0,918$ kg/kg ($t = t_s = 68^\circ\text{C}$), $r = 5,2 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Das spez. Volumen am Austritt aus der vorletzten Stufe ist also wesentlich kleiner als das bei Austritt aus der letzten Stufe.

Bemerkungen zu den Ergebnissen

Die Geschwindigkeitspläne auf B 3.2,15. zeigen, daß die Dampfgeschwindigkeiten sehr hoch liegen. Dies gilt besonders für c_1 am Schaufelfuß und w_2 an der Schaufelspitze.

Es fragt sich, wie groß die zugehörige Schallgeschwindigkeit c_L ist. Nach Abschnitt 1.7. (s. 4. Beispiel) ist

$$c_L = \sqrt{\kappa \cdot p_L \cdot v_L}$$

Im Naßdampf ist $\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x$. Im vorliegenden Beispiel beginnt die Expansion der letzten Stufe bei 0,27 bar, $x = 0,918$, $r = 5,2 \text{ m}^3/\text{kg}$ und man erhält

$$p_L = 0,577 \cdot p = 0,577 \cdot 0,27 = 0,156 \text{ bar}$$

als Lavaldruck.

Aus dem Schnitt der Isentropen vom Anfangspunkt mit der 0,156 bar-Linie findet man das zugehörige Gefälle zu 88 kJ/kg sowie $v_L = 9,5 \text{ m}^3/\text{kg}$ und $x = 0,903 \text{ kg/kg}$ (s. B 3.2.15.)

Damit ist die Schall-Geschwindigkeit mit $\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot 0,903 = 1,125$

$$c_L = \sqrt{1,125 \cdot 0,156 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)}/\text{bar} \cdot 9,5 \text{ m}^3/\text{kg}} = 409 \text{ m/s}$$

Weiter ist $M_a = 1$ bei $c_L = 409 \text{ m/s}$.

Somit liegen hier die Zuströmgeschwindigkeiten c_1 am Schaufelfuß und bis über die Radmitte hinaus im Überschallbereich. Die Leitschaufelprofile müssen mit ihrem Austrittswinkel so ausgelegt werden, daß die Strahlablenkung, die beim Betrieb von Leitkanälen mit Überschallgeschwindigkeit eintritt, berücksichtigt wird. Der Strahl soll vor den Laufschaufeln die Richtung α_1 , wie im Geschwindigkeitsplan vorgesehen, haben.

In den Laufschaufeln liegt w_1 hier überall im Unterschallbereich.

Dagegen liegen die Austrittsgeschwindigkeiten innerhalb der Laufschaufelgitter im Überschallgebiet also im transsonischen Bereich. Darauf soll im folgenden Abschnitt eingegangen werden.

Auf dem Bild sind die Geschwindigkeiten c_1 , w_1 , w_2 über der Schaufellänge und im Verhältnis zur Schallgeschwindigkeit aufgetragen.

Weiter ist der Verlauf des Reaktionsgrades dargestellt. Dabei ist hier $r = 0$ am Schaufelfuß, was sich bei den gewählten Abmessungen mit $\lambda = 3,5$ und der großen Schaufellänge so ergibt. Der Reaktionsgrad nimmt bis zur Radmitte auf $r = 0,5$ zu; die Stufe war für $r = 0,5$ in D_m ausgelegt. Nach außen nimmt r zu und man erhält für die Schaufelspitze $r = 0,63$ aus

$$r = h_{La}/h_{Luft} \text{ mit } h_{La} = (w_2^2 - w_1^2)/2000 \text{ und } h_w = 230,4 \text{ kJ/kg zu } r = 141 \text{ kJ/kg}/230,4 \text{ kJ/kg} = 0,63. \quad 0,612$$

Schließlich ist auf dem Bild noch gezeigt, wie stark das Schaufelprofil verdreht werden muß, was aus dem Verlauf von β_1 und β_2 über der Schaufellänge hervorgeht. Hierzu **B 3.2.16** mit dem Foto einer langen Endstufenschaufel.



Bild 3.2.16 Foto einer Endstufenschaufel

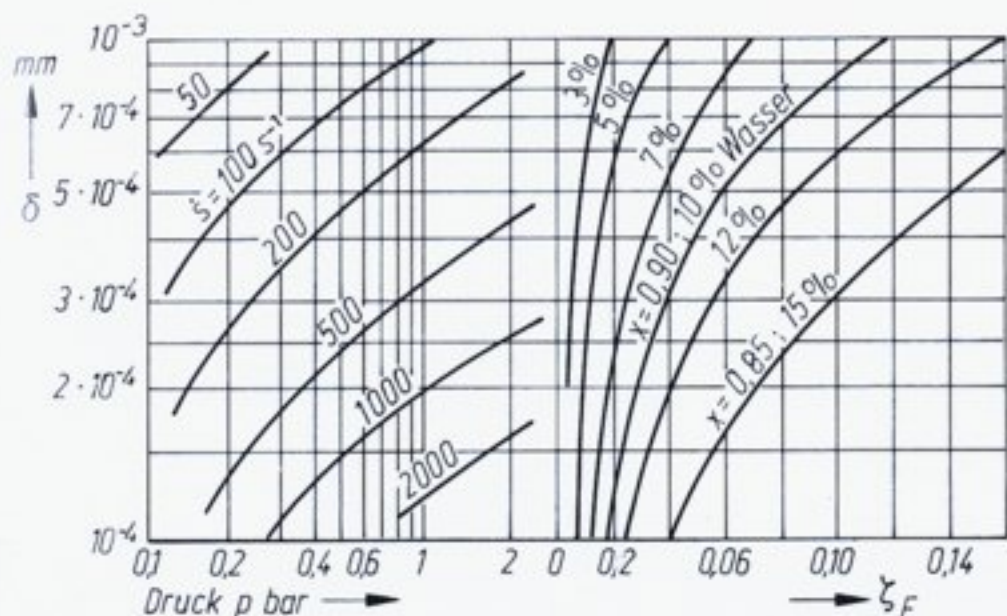


Bild 3.3.6 Diagramm zur Bestimmung der Bremsverluste im Naßdampfgebiet

S = Expansionsschnelligkeit $1/s$

δ = Tröpfchengröße mm

ζ_F = relativer Bremsverlust

Damit ist in der Naßdampfstufe

$$\eta_{i, \text{nass}} = \eta_i - \zeta_F$$

$$h_{i, \text{nass}} = h_i - \zeta_F \cdot h_{st}, \text{ B 3.3.7.}$$

Hierin η_i bzw. h_i der Stufenwirkungsgrad bzw. das in der Stufe verarbeitete Gefälle, wie früher im Abschnitt 2.5.5. berechnet.

*Soll gedreht werden
in gegenursinn bis
h_{st} senkrecht!*

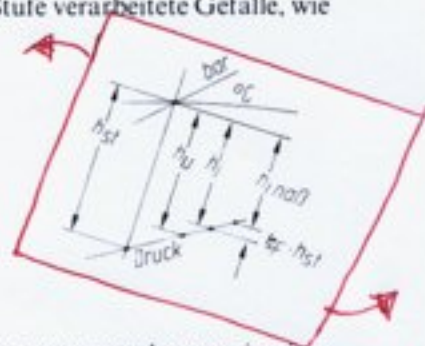


Bild 3.3.7 Endpunkt einer Naßdampfstufe im h - s -Diagramm

Literatur: Kreitmeier, F., Schlachter, W., Smutny, F. Strömungsuntersuchungen in einer Niederdruck-Modellturbinen zur Bestimmung der Nasseverluste; VDI-Berichte 361, Tagung Stuttgart 1980.

Querschnittsberechnung

In den Teilen der Beschauflung, welche kurz vor dem Erreichen der spontanen Kondensation liegen und mit unterkühltem Dampf arbeiten, müssen die Querschnitte unter Benutzung von v_1 für den unterkühlten Dampf berechnet werden. Sie werden kleiner als ohne diese Berücksichtigung.

Frequenz f	16 $\frac{1}{2}$	50	60	Hz
1 Polpaar	1000	3000	36000	min^{-1}
2 Polpaare	500	1500	1800	min^{-1}

3600

Als volltourig bezeichnet man Dampfturbinen mit den Drehzahlen $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ bzw. $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ (USA).

Je höher die Drehzahl, umso kleiner werden die Abmessungen der umlaufenden Teile wie Wellen- und mittlere Raddurchmesser.

Andererseits sind die Raddurchmesser und Schaufellängen durch die Fliehkräfte begrenzt. Die Fliehkraftspannung ist in diesem Fall grundsätzlich $\sigma_z = u^2 \cdot \rho$, wobei u (m/s) die Umfangsgeschwindigkeit, ρ (kg/m^3) die Dichte des Werkstoffes. So hat Titan bei fast gleicher zulässiger Festigkeit nur ein Drittel der Dichte von Stahl.

Liegt $u = \text{konst.}$ mit der zulässigen Werkstofffestigkeit fest, dann wird der mittlere Raddurchmesser

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} \text{ in m, wenn } u \text{ in m/s; } n \text{ in } \text{min}^{-1}$$

Für $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ist also der mögliche Raddurchmesser doppelt so groß wie bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$.

Damit wird der mögliche Strömungsquerschnitt der Endstufe, überschlägig $A = D^2 \cdot \pi/4$ bei halbtouriger Ausführung etwa 4 mal so groß wie bei der volltourigen Turbine.

Diese Überlegungen haben schon immer Bedeutung gehabt, wenn es sich um den Bau von Dampfturbinen großer Leistung handelt. Beispiele sind die Ausführungen, hier auf dem B 3.4.1, oder die halbtourigen 85 MW-Turbinen für das Kraftwerk Zschornowitz (Versorgung von Berlin mit „Braunkohlenstrom“ 1928), seinerzeit Spitzenleistungen (AEG und BBC) oder die 1300 MW-Anlage für die Kernkraftwerksturbine Biblis A.

Hier ist noch zu sagen, daß bei gleicher Festigkeitsbeanspruchung die Schaufelquerschnitte von 60 Hz-Maschinen im Verhältnis $(50/60)^2 = 0,7$ -fach kleiner ausfallen, wodurch sich die Schluckfähigkeit um rund 30% verringert.

Die Expansionslinien einer Sattdampfturbine für ein Kernkraftwerk und für eine fossil befeuerte Zwischenüberhitzerturbine, B 3.4.5, zeigen die erheblichen Unterschiede im Wärmegefälle h_1 . Der Einfluß von h_1 auf den Dampfdurchsatz ergibt sich aus $P_e = \dot{m} \cdot h_1 \cdot \eta_e$ für die Leistung.

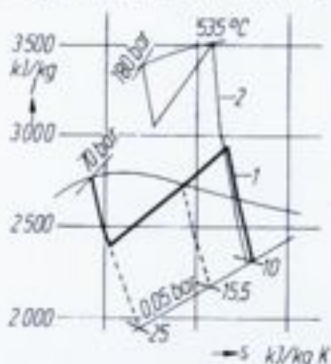


Bild 3.4.5 Expansionslinie im h - s -Diagramm

1 Sattdampfturbine für Kernkraftwerk, 2 Zwischenüberhitzerturbine

28. Beispiel

Es soll gezeigt werden, in welchem Umfang die Leistung einer 1-flutigen Endstufe zunimmt, wenn der Abdampfdruck höher gelegt wird.

Ausgangspunkt der Betrachtung ist ein Abdampfzustand von $p=0,04$ bar, $x=0,87$, $v=30$ m³/kg, $h=2240$ kJ/kg.

Für die Drücke 0,08 bar und 0,12 bar sind die neuen Werte einschließlich des Gefälleverlustes zu bestimmen. Es wird ein Expansionsverlauf entlang einer geschätzten Polytrope vorausgesetzt, B 3.4.8.

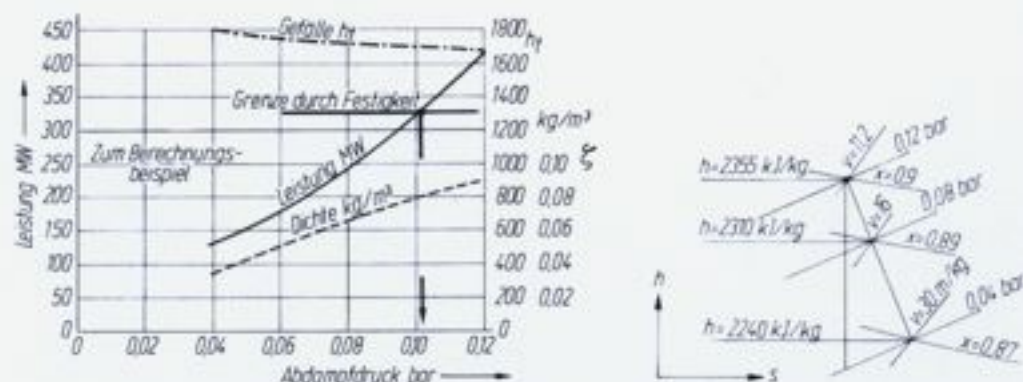


Bild 3.4.8 Leistung, Gefälle- und Dichteänderung in Abhängigkeit vom Abdampfdruck; Ergebnisse des Berechnungsbeispiels und Ermittlung der Zustandsgrößen im h - s -Diagramm

Das Gesamtgefälle wird entspr. B. 3.4.5. für eine Zwischenüberhitzer-Turbine mit $h_i=1800$ kJ/kg bei $p=0,04$ bar eingesetzt.

Die Leistungen sind zu berechnen, wenn $A=7,0$ m² und $\eta_r=0,85$.

Lösung

$\Delta h?$

Druck	0,04	0,08	0,12	bar
x	0,87	0,89	0,96	kg/kg
v	30,0	16,0	11,2	m ³ /kg
ρ	0,0333	0,0625	0,0893	kg/m ³
c_{Schall}	368	383	388	m/s
h	2240	2310	2355	kJ/kg
h	0	70	115	kJ/kg
m_x	85,5	168	244	kg/s
h_i	1800	1736	1685	kJ/kg
P_{max}	131 000	247 000	410 000	kW

Aus dem Bild ist der starke Einfluß des Abdampfdruckes zu erkennen.

pumpe, die das Lager- und ggfs. das Steueröl für eine Hauptturbine großer Leistung liefert.

Gegeben:

Leistung $P_e = 45 \text{ kW}$ an der Kupplung, Frischdampf $125 \text{ bar}/525^\circ\text{C}$, Abdampfdruck 6 bar .

Der Laufraddurchmesser ist aus Modellgründen mit $D = 250 \text{ mm}$ gegeben.

Lösung

Aus dem h - s -Diagramm ist $h_1 = 3400 \text{ kJ/kg}$ und $h_2 = 2650 \text{ kJ/kg}$, woraus das Turbinengefälle $h_t = 750 \text{ kJ/kg}$, **B 4.1.2**.

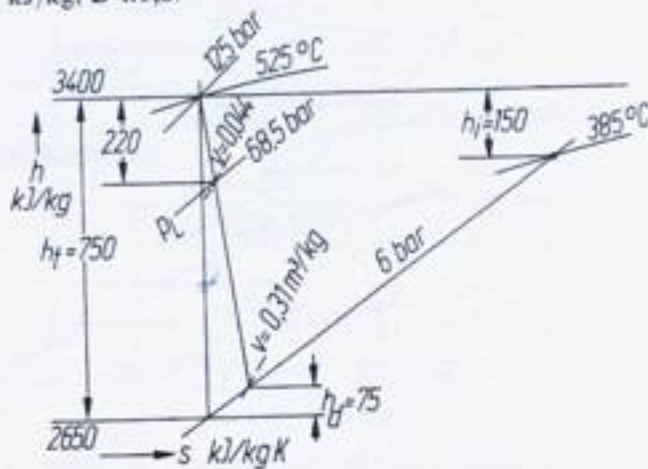


Bild 4.1.2 29. Beispiel, Zustandsverlauf im h - s -Diagramm

Daraus $c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{750} = 1225 \text{ m/s}$. Mit einem Düsenverlustbeiwert von $\zeta_d = 0,96$ wird $c_1 = 0,96 \cdot 1225 = 1180 \text{ m/s}$.

Die Umfangsgeschwindigkeit ist $u = D \cdot \pi \cdot n / 60$, somit $u = 0,25 \text{ m} \cdot \pi \cdot 3000 \text{ (l/min)} / 60 \text{ (s/min)} = 59 \text{ m/s}$; sie liegt also sehr niedrig.

Die Laufzahl wird $u/c_0 = 59/1225 = 0,048$. Aus B 2.3,8 findet man hierzu einen Umfangswirkungsgrad $\eta_u = 0,25$ also etwa 25%.

Berücksichtigt man zunächst noch Radreibungs- und Ventilationsverluste sowie die mechanischen Verluste, dann kann mit $\eta_e = 0,20$ als erstem Anhaltswert gerechnet werden.

Hinweis

Dieser Wirkungsgrad ist schlecht. Hier ist es jedoch viel wichtiger, überhaupt eine Turbine einsetzen zu können, die mit dem Frischdampf, der vom Dampferzeuger für die Hauptturbine kommt, arbeiten kann. Andernfalls müßte der Dampf aus einem Hilfsdampfkessel von einer anderen, mit Sicherheit unter Druck stehenden Leitung oder über eine Druckreduzierstation geliefert werden, alles für diese Anwendung viel zu kostspielige zusätzliche Aufwendungen. Die Hilfsölpumpe läuft jeweils nur etwa 1 bis 2 Stunden beim Anfahren und nach dem Abstellen der Hauptturbine.

Geschwindigkeitsplan

Aus dem Gefälle war $c_1 = 1180 \text{ m/s}$ gegeben. Der Düsenwinkel wird zu $\alpha_1 = 20^\circ$ gewählt, **B 4.1.3**. Nach Abtragen von $u = 59 \text{ m/s}$ wird $w_1 = 1115 \text{ m/s}$ und $\beta_1 = 21^\circ$.

In der Laufschaufel soll auf $\beta_2 = 23^\circ$ umgelenkt werden. Mit dem Schaufelbeiwert $\zeta_s = 0,80$ aus B 2.5.3. wird $w_2 = 895 \text{ m/s}$.

Weiter ist $w_{1u} + w_{2u} = 1850 \text{ m/s}$.

Es steht da $\eta_u = 0,705$

Beschaufung

Ein 2-C-Rad mit geringer Reaktionswirkung ist im Abschnitt 2.3.4. als 9. Beispiel berechnet. Dort hatte sich ein $\eta_u = 0,725$ ergeben. Die Geschwindigkeitspläne sind berechnet und gezeichnet, so daß hier nicht mehr weiter darauf eingegangen wird.

Dagegen sollen noch die Austrittsquerschnitte der Lavaldüsen kurz überschlagen werden.

$$A_1 = \frac{\dot{m}_s \cdot v_1}{c_1} \quad \text{mit } \dot{m}_s = 9,6 \text{ kg/s}$$

$$v_1 = 0,14 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ bei Austritt aus den Düsen } 16 \text{ bar, } 265 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$c_1 = 830 \text{ m/s s. oben}$$

$$A_1 = (9,6 \cdot 0,14 / 830) \cdot 10000 \text{ cm}^2/\text{m}^2 = 16 \text{ cm}^2 = 1600 \text{ mm}^2$$

Nimmt man eine Düsenhöhe von $a = 12 \text{ mm}$ an, dann wird die Breite b_1 am Austritt, **B 4.1.13.** für eine verschiedene Anzahl Düsen:

bei $a = 12 \text{ mm}$			
z	$\text{mm}^2/\text{Düse}$	wird $b_1 = \text{mm}$	Teilung mm
1	1600	—	—
4	400	33,3	102
8	200	16,6	52
12	130	11,2	36

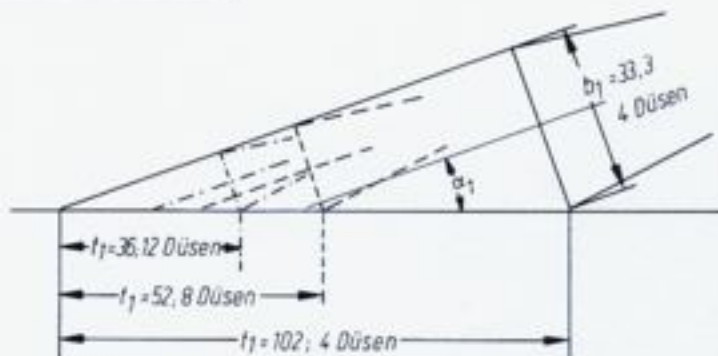


Bild 4.1.13 Düsenaustritt für verschiedene Düsenzahl; Beispiel

Wieviel Düsen schließlich ausgeführt werden, richtet sich danach, wie die Belastung zwischen Leerlauf und Vollast verteilt werden soll. Bei einem Raddurchmesser von $D = 400 \text{ mm}$ ist der Gesamtumfang $= D \cdot \pi = 1252 \text{ mm}$. Werden 12 Düsen vorgesehen, dann ist die Teilung, hier noch ohne Berücksichtigung der Stegstärke, etwa 36 mm; mit $t = 40 \text{ mm}$ würde der Beaufschlagungsgrad $\epsilon = 12 \cdot 40 / 1252 = 0,384 = \text{rd. } 40\%$.

Nimmt man eine größere Düsenhöhe, um längere Laufschaufeln zu erhalten, dann wird b_1 und t_1 kleiner, der Beaufschlagungsgrad ebenfalls kleiner. Eine Durchrechnung ergibt, welches die beste Lösung, mit optimalem Wirkungsgrad ist.

Dabei sind auch konstruktive Gesichtspunkte bezüglich der Herstellung und Unterbringung der Düsen im Turbinengehäuse zu berücksichtigen.

Die Turbine erhält meist 2 bis 4 Düsenventile, denen die Düsen so zugeteilt werden, wie in der Skizze angedeutet, **B 4.1.14.**

Turboverdichter für Luft oder Prozeßgas, beispielsweise in Kälteanlagen oder zur Instrumentenluftversorgung in Kraftanlagen und Raffinerien, als Gasverdichter auf Flüssiggastankern.

Antrieb von Schraubenverdichtern für petrochemische Anlagen, für die Farbchemie.

Antrieb von Kolbenverdichtern für NH_3 und CO_2 in Düngemittelfabriken, wofür immer Getriebeturbinen zum Einsatz kommen.

Antrieb von Turbogeneratoren für Industriekraftwerke, bei denen der Abdampf weitere Verwendung findet.

Antrieb von Notstromgeneratoren für Raffinerien, chemische Betriebe, Krankenanstalten.

Antriebe für Zuckerrohrmühlen, für Extruder in der Reifen- und Kunststoffindustrie.

In allen diesen Fällen kommt es auf eine einfach zu bedienende, betriebssichere und preiswerte Ausführung an, wobei der Dampfverbrauch nicht die entscheidende Rolle spielt.

4.2 Mehrstufige Dampfturbinen der Gleichdruck-Bauart

Wo es darauf ankommt, *aus weniger Dampf mehr Strom* zu erzeugen, werden auch in Industriekraftwerken bei kleinen und mittleren Leistungen mehrstufige Turbinen mit höheren Wirkungsgraden eingesetzt.

Turbinen großer Leistung, die hauptsächlich zum Antrieb von Stromerzeugern dienen, werden mit hohen Frischdampfzuständen und allen Verbesserungen des Dampfkraftprozesses, wie Zwischenüberhitzung (ZÜ) und Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf, betrieben. Diese Verfahren haben Einfluß auf die Auslegung der Turbine.

4.2.1 Berechnung der beiden ersten Stufen

müsste wohl $\beta 2,3,8$ oder $\beta 2,5,9$ sein

Die erste Schwierigkeit, die bei der Berechnung der Hauptabmessungen zu überwinden ist, ist die Bestimmung des Raddurchmessers der 1. Stufe; dieser muß oft in Zusammenhang mit dem Durchmesser und der Schauffellänge der 2. Stufe gesehen werden.

Der Durchmesser der 1. Stufe sollte nach Möglichkeit unter dem Gesichtspunkt festgelegt werden, daß wenigstens ab 2. Stufe volle Beaufschlagung mit einer Mindest-Kanalhöhe $a = 18 \text{ mm}$ erreicht wird, vgl. B 2.5.2. Einfluß der Schauffellänge auf η_u .

Ein weiterer Richtwert für die Mindest-Schauffellänge ist das Verhältnis L/D mit $L = (0,015 \dots 0,02) \cdot D$ bei Gleichdruckstufen.

Maßgebend für die Größe der Strömungsquerschnitte $A_1 = D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1$ ist das Durchsatzvolumen, das sich aus dem Dampfdurchsatz \dot{m}_1 in kg/s und dem spez. Volumen v_1 in m^3/kg am Austritt aus den Leitschaufeln ergibt.

Insgesamt besteht der Zusammenhang mit der Kontinuitätsgleichung, wonach $\dot{m}_1 \cdot v_1 = A_1 \cdot c_1$.

Die Werte \dot{m}_1 und v_1 sind bei jeder Turbine verschieden, die Leitschaufelaustrittsgeschwindigkeit c_1 wird über u/c vom Raddurchmesser und von der Drehzahl des Läufers beeinflusst, so daß man beim Entwurf der ersten beiden Stufen wegen der gegenseitigen Abhängigkeiten oft zunächst den Weg des Probierens gehen muß.

Hierzu können folgende Hinweise gegeben werden:

- 1) Schritt: Berechnen des Dampfdurchsatzes \dot{m}_s .

Gegeben ist die Kupplungsleistung P_e und das isentrope Gesamtgefälle h_t . Geschätzt wird der Turbinenwirkungsgrad η_e aus B 1.5, 1. Daraus

$$\dot{m}_s = P_e / (h_t \cdot \eta_e)$$

Wenn bei Stromerzeugerantrieben die Generatorleistung gegeben ist, muß η_e mit berücksichtigt werden.

Wenn Dampfenahmen zur Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf vorgesehen werden müssen, sind die später folgenden Ausführungen im Abschnitt 4.2.3. zu berücksichtigen.

- 2) Schritt: Bestimmung von v_1 der 1. Stufe für mehrere geschätzte Durchmesser.

Dazu muß das Stufengefälle h_u vorausberechnet werden. Eine Gleichdruckstufe arbeitet mit gutem Wirkungsgrad, wenn der Wert u/c bei 0,5 liegt. Dementsprechend kann zunächst mit $u/c_0 = 0,5$ als 1. Annahme gerechnet werden.

Für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten u wird c_0 und das isentrope Stufengefälle $h_u = c_0^2 / 2000$ festgestellt; hierzu kann auch das Diagramm auf B 2.3,5 benutzt werden.

Als Umfangsgeschwindigkeiten kommen für erste Stufen Werte zwischen etwa $u = 80$ m/s bis etwa $u = 160$ m/s in Betracht.

Der Betrag von h_u wird vom gegebenen Anfangszustand aus, unter Berücksichtigung von Drosselverlusten in den Einlaßventilen, in das h - s -Diagramm übertragen, wo die v_1 -Werte entnommen werden; dabei müssen die Düsenverluste noch nicht berücksichtigt werden.

Weiter $c_1 = \zeta_d \cdot c_0$ und danach den Austrittsquerschnitt der Leitkanäle $A_1 = \dot{m}_s \cdot v_1 / c_1$ berechnen. Es empfiehlt sich, A_1 in cm^2 oder mm^2 anzugeben.

- 3) Schritt: Wenn nichts weiter gegeben ist, Wahl oder Annahme von Drehzahl n oder Durchmesser D .

Es besteht der Zusammenhang

$$A_1 = D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1$$

Hierin $\tau = 0,85$ Verengungsfaktor; $\alpha_1 = 16^\circ$, also $\sin \alpha_1 = 0,276$ als erste Annahme.

Da für verschiedene u gerechnet wird, kann der Durchmesser über die Drehzahl aus $D = 60 \cdot u / \pi \cdot n$ ermittelt werden.

Wird dagegen der Durchmesser festgelegt, weil das Turbinengehäuse entsprechende Abmessungen bekommen soll, dann läßt sich daraus die Drehzahl berechnen; sie muß selbstverständlich zur angetriebenen Maschine passen, wobei aber auch ein Getriebe hinter die Turbine geschaltet werden kann.

- 4) Schritt: Berechnen der Kanälhöhe a ; prüfen, ob diese ausreicht, wobei der Richtwert für das Verhältnis $L/D = 0,015$ bis $0,02$ maßgebend ist. Hier kann etwa $a = L$ gesetzt werden.

Endgültige Entscheidungen treffen, dabei:

- 5) Schritt: Stufenzahl in Betracht ziehen, wobei der Wärmerückgewinn zu berücksichtigen ist.

Endgültigen Durchmesser bzw. Drehzahl festlegen.

Der Wirkungsgrad wird aus B 1.5.1. zu $\eta_e = 0,78$ geschätzt. Hierfür ist die Überlegung maßgebend, daß es sich um eine noch verhältnismäßig kleine Leistung handelt. Generatorwirkungsgrad $\eta_{el} = 0,97$. $P_{el} = P_{kt}$

$$\dot{m}_s = \frac{P_{el}}{h_1 \cdot \eta_e \cdot \eta_{el}} = \frac{12000 \text{ kW}}{1155 \text{ kJ/kg} \cdot 0,78 \cdot 0,97} = 13,6 \text{ kg/s}$$

Die Turbine arbeitet mit 5 Anzapfungen für die Vorwärmung des Kesselspeisewassers, siehe B 4.2.8. Um den Leistungsausfall durch den so entnommenen Arbeitsdampf auszugleichen, muß eine Frischdampfmenge von

$$\dot{m}_s = 16,2 \text{ kg/s}$$

durch die ersten Stufen strömen.

Hinweis

Auf die überschlägige Berechnung des Frischdampfbedarfes bei dem Verfahren „Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf“ wird im Abschnitt 4.2.3. eingegangen.

2. Schritt: erforderlichen Gesamtaustrittsquerschnitt A_1 berechnen, wenn die 1. Stufe als einkränniges Gleichdruckrad mit $u/c_0 = 0,5$ ausgeführt wird, B 4.2.3.

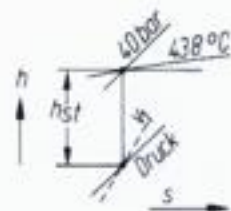


Bild 4.2.3 Überschlägige Bestimmung von v_1 im h - s -Diagramm

Es wird für die Werte $u = 80 \text{ m/s}$ bis 160 m/s gerechnet:

u	80	120	160	m/s
c_0	160	240	320	m/s
h_{st}	12,8	28,8	51,2	kJ/kg; $c_0^2/2000$
v_1	0,082	0,086	0,090	m^3/kg ; h - s -Diagr.
c_1	154	231	308	m/s; $\zeta_d = 0,96$
A_1	8600	6050	4840	mm^2

Unschön Aufgestellt

3) Schritt: Die Drehzahl ist mit $n = 3600 \text{ l/min}$ gegeben

Daraus die Raddurchmesser $D = 60 \cdot u / \pi \cdot n$ $D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$

D 425 638 850 mm

4) Schritt: Kanalhöhe $a = A_1 / D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha$ ausrechnen

$$a = \frac{A_1}{D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha}$$

a 27,6 12,8 7,6 mm

Hierzu sollen auch die Durchflußzahl ϕ und die Druckzahl ψ ausgerechnet und besprochen werden.

$$\phi = \frac{\dot{m}_s \cdot v_1}{u \cdot \epsilon \cdot D \cdot L \cdot \pi} \quad \text{wobei } L = a; \epsilon = 1 \text{ wegen voller Beaufschlagung.}$$

unschön Aufgestellt!

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = 0,742 \text{ m}$$

einer Welle unterzubringen sind. Die letzten Stufen erhalten dabei größere Durchmesser (Kondensationsturbine) und verarbeiten mehr Gefälle.

Mit $u = 140 \text{ m/s}$ und $D = 60 \cdot u / \pi \cdot n = 742 \text{ mm}$ bei $n = 3600 \text{ l/min}$ wird die Schaufellänge bei voller Beaufschlagung bei etwa 10 mm liegen. Nur durch Herabgehen auf $\varepsilon = 0,5$ wäre L auf 20 mm zu bringen; mit Wirkungsgradverschlechterungen, auch für die nachfolgenden Stufen, muß dann gerechnet werden.

Um diese Schwierigkeiten zu beseitigen, wird der Turbine ein 2-C-Rad als 1. Stufe vorgeschaltet.

4.2.2 Vorschalten eines 2-C-Rades; 31. Beispiel

Das 30. Beispiel wird fortgesetzt. Es gelten also weiter folgende Bedingungen:

Frischdampf vor Düsen 40 bar , 438 °C ; Drehzahl $n = 3600 \text{ l/min}$, Dampfdurchsatz $\dot{m}_s = 16,2 \text{ kg/s}$.

Grundlage für die Weiterrechnung

Die nach dem 2-C-Rad folgende 2. Stufe soll $D = 750 \text{ mm}$ bei $a = 20 \text{ mm}$ Kanalhöhe haben ($L/D = 21/750 = 0,028$).

Lösung

Um dies zu erreichen, muß am Austritt der Leitkanäle dieser 2. Stufe ein bestimmtes v_1 in m^3/kg gegeben sein, das zunächst berechnet wird.

$$\text{Aus } A_1 = \frac{\dot{m}_s \cdot v_1}{c_1} = D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \text{ wird das erforderliche}$$

$$v_1 = \frac{D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1}{\dot{m}_s}$$

Hierbei ist bereits bekannt bzw. wird angenommen

$$D = 0,75 \text{ m Stufendurchmesser } (u = 142 \text{ m/s})$$

$$a = 0,020 \text{ m Austritt aus den Leitschaufeln, was aber nicht auf den mm genau erreicht werden muß}$$

$$\tau = 0,85 \text{ als Mittelwert}$$

$$\alpha_1 = 16^\circ \text{ als Festlegung, } \sin \alpha_1 = 0,276$$

$$\dot{m}_s = 16,2 \text{ kg/s Dampfdurchsatz}$$

$$\dot{m}_{sp} = 0,8 \text{ kg/s Spaltverlust zwischen 1. und 2. Stufe, etwa 5\% von } \dot{m}_s$$

c_1 aus u und u/c_0 festlegen. Hier wird $u/c_0 = 0,5$ gewählt, um einen guten Wirkungsgrad zu bekommen.

Mit $u = 0,75 \cdot \pi \cdot 3600/60 = 142 \text{ m/s}$ wird $c_0 = 284 \text{ m/s}$ und

$$c_1 = \zeta_d \cdot c_0 = 0,96 \cdot 284 = 273 \text{ m/s.}$$

Dieses eingesetzt ergibt

$$v_1 = \frac{0,75 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,02 \text{ m} \cdot 0,85 \cdot 0,276 \cdot \pi \cdot 273 \text{ m/s}}{(16,2 - 0,8) \text{ kg/s}} = 0,204 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Die Expansion in der 1. und 2. Stufe muß also bis auf $v_1 = 0,2 \text{ m}^3/\text{kg}$ führen.

Hier soll kurz nur die Düsenhöhe bzw. der Beaufschlagungsgrad ermittelt werden.

$$\text{Austrittsquerschnitt } A_1 = \frac{\dot{m}_1 \cdot r_1}{c_1}$$

$$\dot{m}_1 = 16,2 \text{ kg/s}$$

$$c_1 = \zeta_d \cdot c_0 = 0,945 \cdot 740 \text{ m/s} = 700 \text{ m/s}$$

Düsenverlust $h_d = (1 - \zeta_d^2) \cdot h_{s,2c} = (1 - 0,99) \cdot 275 = 27,5 \text{ kJ/kg}$. Dieses abgetragen führt auf $r_1 = 0,176 \text{ m}^3/\text{kg}$ bei Austritt aus den Lavaldüsen. **B 4.2.5**

$$c_1 = \varphi_d \cdot \sqrt{2 \cdot 275 \cdot 1000} = 700,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\varphi_d = 0,945 \quad \varphi_d^2 = 0,8930$$

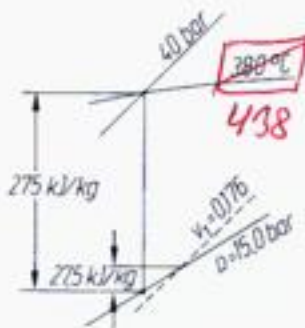


Bild 4.2.5 Spez. Volumen r_1 bei Austritt aus den Lavaldüsen

$$A_1 = \frac{16,2 \text{ kg/s} \cdot 0,176 \text{ m}^3/\text{kg}}{700 \text{ m/s}} \cdot 10^6 \text{ mm}^2/\text{m}^2 = 3980 \text{ mm}^2$$

Bei voller Beaufschlagung ist die Düsenhöhe a

$$a = \frac{A_1}{D \cdot \pi \cdot \tau_D \cdot \sin \alpha_1}$$

Dabei wird $\alpha_1 = 20^\circ$ und der Verengungsbeiwert $\tau_D = 0,75$ wegen der erforderlichen stärkeren Austrittsstege angenommen.

$$a = \frac{3980 \text{ mm}^2}{900 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 0,75 \cdot 0,342} = 5,5 \text{ mm}$$

Um eine größere Kanalhöhe a und Schauffellänge $L = a + 1 \text{ mm}$ zu erhalten, muß Teilbeaufschlagung ausgeführt werden. Mit $\epsilon = 0,3$ wird $a = 5,5 \cdot 0,3 = 18,2 \text{ mm}$ und die mittlere Schauffellänge beider Laufkränze etwa bei 20 mm liegen.

Berechnung der Abmessungen einer Laval-Düse wie im 22. Beispiel, Abschnitt 3.2.1.

Bevor nun weiter gerechnet wird, um die Abmessungen der 2. Stufe und die der weiteren Stufen zu ermitteln, wird folgender Abschnitt eingeschoben.

4.2.3 Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf; 32. Beispiel

Auf das Verfahren „Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf“ soll hier ganz kurz eingegangen werden, weil es auf die Auslegung der Turbine rückwirkt.

Der Turbine wird an verschiedenen Stellen Dampf entnommen, so daß am Ende weniger Dampf durch die letzten Stufen geht, als Frischdampf durch die Hauptabschließung zugeführt worden ist; siehe hierzu das später folgende B 4.2.8.

Die exakte Vorwärmung, wie z. B. hier auf $150\text{ }^\circ\text{C}$, muß nicht unbedingt erreicht werden; gewisse Toleranzen sind, wie leicht zu verstehen, unvermeidlich.

Der aus der Turbine bei E 1 entnommene Dampf hat hier den Druck $p_E = 5\text{ bar}$ und die Enthalpie h_E , die an der entsprechenden Stelle, auf der Polytrope der Turbinenexpansion, abgelesen werden kann.

Es fragt sich weiter, welche *Dampfmenge* E_1 entnommen werden muß, um die Speisewasservorwärmung in der vorgesehenen Höhe durchzuführen.

Aus der Gleichheit zwischen der Wärmeaufnahme durch das Hauptturbinenkondensat ($h_W - h_K$) und die Wärmeabgabe durch den im Wärmetauscher kondensierenden Anzapfdampf ($h_E - h_K$) ergibt sich

$$E_1 = \dot{m}_{FD} \cdot \frac{(h_W - h_K)}{(h_E - h_K)} \quad \begin{array}{l} \text{Anzapfdampfmenge} \\ \dot{m}_{FD} = \text{Frischdampfmenge} \end{array}$$

Ab der Anzapfstelle arbeiten dann nur noch $(\dot{m}_{FD} - E_1)\text{ kg/s}$ in den folgenden Stufen. Da die Turbine eine bestimmte Leistung abgeben soll, muß ihr entsprechend mehr Frischdampf zugeführt werden.

Zunächst ein Beispiel zur Berechnung der Anzapfdrücke.

32. Beispiel

Der 12000 kW-Kondensationsturbine auf B 4.2.1. soll an 5 Stellen Dampf für die Speisewasservorwärmung entnommen werden. Die hierfür in Betracht kommenden Anzapfdrücke sind zu berechnen.

Frischdampf vor den Düsen 40 bar, $438\text{ }^\circ\text{C}$; Abdampfdruck 0,07 bar, $\eta_r = 0,78$, $\eta_m = 0,985$.

Lösung

Die voraussichtliche Gesamtpolytrope der Turbinenexpansion wird in das h - s -Diagramm eingezeichnet. B 4.2.7.

Dabei ist $h_i = 1155\text{ kJ/kg}$; $\eta_i = \eta_r/\eta_m = 0,78/0,985 = 0,792$ und $h_i = 912\text{ kJ/kg}$.

Berechnen der Aufwärmspanne:

Bei $p = 0,07\text{ bar}$ Abdampfdruck hat das Kondensat $t_K = 39\text{ }^\circ\text{C}$ und $h_K = 160\text{ kJ/kg}$ (Dampf tabel, Sättigungszustand).

Bei $p = 45\text{ bar}$ im Dampferzeuger ist die Siedetemperatur $t_s = 255\text{ }^\circ\text{C}$ und die Enthalpie $h_W = 1120\text{ kJ/kg}$.

Aufwärmespanne bei $n = 5$ Anzapfungen

$$\Delta h = \frac{h_W - h_K}{n + 1} = \frac{1120\text{ kJ/kg} - 160\text{ kJ/kg}}{5 + 1} = 160\text{ kJ/kg}$$

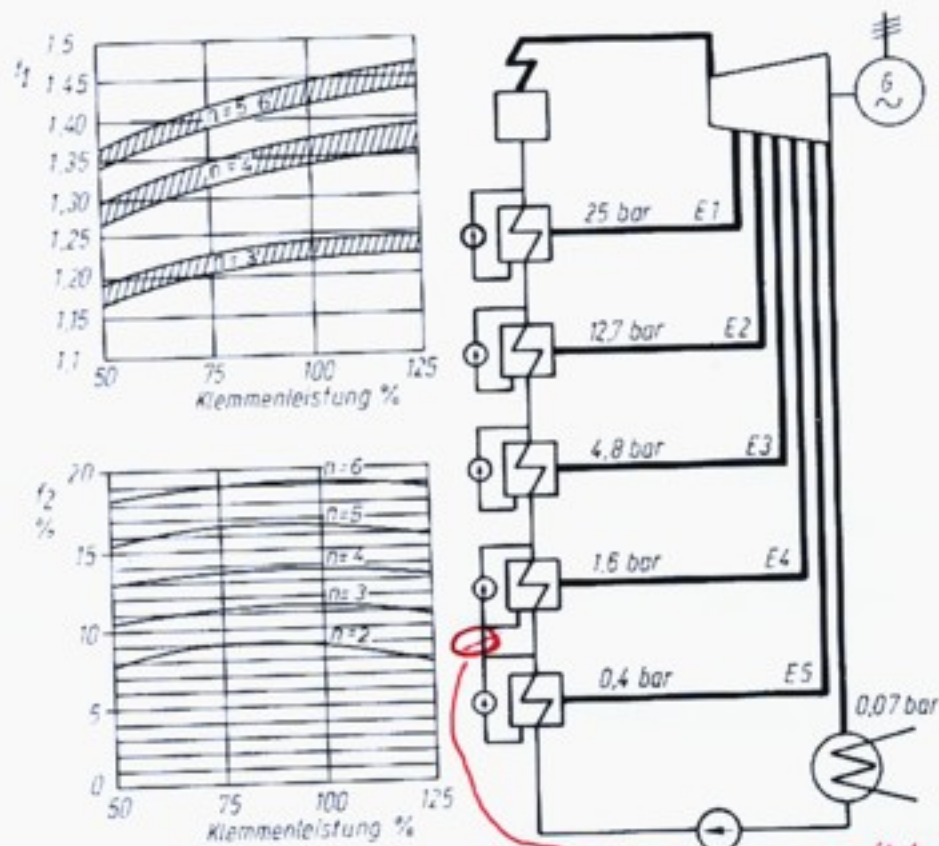


Bild 4.2.8 Links oben: $f_1 = \frac{\text{Frischdampfmenge}}{\text{Kondensationsdampfmenge}}$

für Anlagen ohne Zwischenüberhitzung und mit gleichbleibendem Frischdampfzustand

Links unten: $f_2 = \frac{\text{Leistungsanteil der Entnahmen } P_E}{\text{Gesamtleistung } P_K}$

für Anlagen ohne Zwischenüberhitzung und mit gleichbleibendem Frischdampfzustand

Rechts: vereinfachtes Schaltschema einer Kondensationssturbine mit $n=4$ ungesteuerten Entnahmen

Anzapf-Dampfmengen

Weiter ist zu fragen, welche Dampfmengen benötigt werden, um die vorhergesehene Speisewasser-Vorwärmung zu erhalten und welche Dampfmengen gleichzeitig erforderlich sind, damit außerdem die verlangte Generatorleistung erreicht wird.

Die beiden maßgeblichen Größen:

benötigte Entnahmedampfmengen *und* deren Leistungsanteil innerhalb der Turbine sind von den verschiedensten Einflüssen abhängig, die untereinander Wechselwirkungen ausüben.

soll keine Verbindung sein

Dazu gehören hauptsächlich: Zahl der Anzapfstellen, Aufwärmespanne, Lage der Expansionslinie im h - s -Diagramm, Turbinenwirkungsgrade, Schaltbild und Auslegung der Anlageteile.

Eine ausführliche Darstellung aller Zusammenhänge findet man in K. Schröder „Große Dampfkraftwerke“ **Bd. II**, S. 136 u. f. Springer, Berlin.

Danach ist bei einer Turbine ohne Zwischenüberhitzung der spez. Dampfverbrauch

$$d = \frac{3600 \cdot (1 - f_2) \cdot f_1}{h_i \cdot \eta_e \cdot \eta_{el}} \text{ kg/kWh}$$

$$f_1 = \frac{\dot{m}_{\text{Frischdampf}}}{\dot{m}_{\text{Kondensatordampf}}}$$

$$f_2 = \frac{P_{\text{Entnahme}}}{P_{\text{Generatorklemmen}}}$$

Die Beiwerte f_1 und f_2 ebenfalls aus B 4.2.8.

32. Beispiel - Fortsetzung

Die Anzapfdampfmengen sollen mit Hilfe der angegebenen Gleichung für den spez. Dampfverbrauch und mit den Beiwerten f_1 und f_2 aus dem Diagramm auf B 4.2.8. berechnet werden.

Lösung

Bei $n=5$ Anzapfungen, Turbine ohne Zwischenüberhitzung, ist $f_1=1,43$, außerdem $f_2=17\%$, also 0,17 einzusetzen.

$$d = \frac{3600 \cdot (1 - 0,17) \cdot 1,43}{1155 \cdot 0,78 \cdot 0,98} = 4,85 \text{ kg/kWh}$$

Für die erforderliche Klemmenleistung wird hier

$$\dot{m} = d \cdot P_{KI} = 4,85 \text{ (kg/kWh)} \cdot 12000 \text{ kW} = 58200 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_s = 58200/3600 = 16,2 \text{ kg/s.}$$

Ohne Anzapfungen, als reine Kondensationsturbine wäre

$$\dot{m}_s = \frac{P_{KI}}{h_i \cdot \eta_e \cdot \eta_{el}} = \frac{12000}{1155 \cdot 0,78 \cdot 0,98} = 13,6 \text{ kg/s} = 48500 \text{ kg/h}$$

Den Mehrverbrauch für die Anzapfungen kann man gleichmäßig auf die 5 Turbinenabschnitte verteilen. Bei der Berechnung der Strömungsquerschnitte aus $A_1 = \dot{m}_s \cdot v_1 / c_1$ können also je Abschnitt $2,6 \text{ kg/s} : 5 = 0,52 \text{ kg/s}$ weniger Dampfmenge eingesetzt werden, und man erhält folgende Arbeitsdampfmengen

Frischdampf vom Kessel	= 16,20 kg/s
nach Entnahme 1	= 15,68 kg/s
nach E 2	= 15,16 kg/s
nach E 3	= 14,64 kg/s
nach E 4	= 14,12 kg/s
nach E 5	= 13,60 kg/s

(zum K)

Der Dampfverbrauch 2,6 kg/s, stimmt nicht. Für Erwärmung von 39 oC bis 224 oC mit Beimischung von Dampfkondensat, wird 5,5 kg/s Dampf verbraucht.

Kondensat zu erwärmen			Wärmender Dampf			
t_K	m_K	h_K	t_D	p_D	h_D	m_D
oC	kg/s	kJ/kg	oC	bar(a)	kJ/kg	kg/s
39,0	13,6	163,4				
75,9	14,5	317,5	75,9	0,40	2636,0	E1: 0,91
113,2	15,5	474,9	140,0	1,60	2751,7	E2: 1,00
150,3	16,6	633,5	223,0	4,80	2905,6	E3: 1,08
190,5	17,9	809,8	312,0	12,70	3070,7	E4: 1,29
223,9	19,1	961,7	380,0	25,00	3195,1	E5: 1,22
Summa Dampfverbrauch:						5,50

Um weiter auf den ursprünglichen Punkt E 3 zu kommen, läßt man 5 Stufen mit ebenfalls $D=750$ mm und $h_u=40$ kJ/kg folgen, so daß in dieser Gruppe $4 \cdot 50 = 200$ kJ/kg verarbeitet werden, ebenfalls B 4.2.11. Der Punkt E 3 wird etwa bei 3,5 bar, $r=0,61$ m³/kg, $t=213$ C liegen.

Eine weitere gleiche Gruppe mit 5 Stufen von $D=750$ führt auf E 4 mit $p=1,2$ bar, $r=1,47$ m³/kg, $t=130$ C.

Die Punkte E 3 und E 4 unterscheiden sich in ihrer Lage nur noch ganz gering, um je etwa 20 kJ/kg, vom ursprünglichen Entwurf.

Durchrechnung der ersten Stufengruppe

Eine Zulaufgeschwindigkeit c_2 vom davorliegenden 2-C-Rad kann nicht verwertet werden, denn das 2-C-Rad ist im Durchmesser größer, so daß der Dampf gegen den Zwischenboden stößt. Die Energie der c_2 ist als in Wärme umgesetzt zu betrachten.

Die wichtigen Ergebnisse der folgenden Durchrechnung werden in die Tafel 4.2.A. übertragen, die später auch die Werte der folgenden Stufen enthält.

Die Stufen sollen mit 10° „Reaktion“, $r=0,1$, arbeiten. Mit $D=750$ mm, $n=3600$ 1/min ist $u=141$ m/s. Weiter $u/c_0=0,5$ und $c_0=282$ m/s, woraus das isentrope Stufengefälle $h_u=c_0^2/2000=39,6$ kJ/kg und der Enddruck der 2. Stufe 13,0 bar.

Bei $r=0,1$ wird das Leitschaufelgefälle $h_k=h_u \cdot (1-r)=39,6 \cdot 0,9=35,6$ kJ/kg und die theoretische Austrittsgeschwindigkeit

$$c_0 = 44,72 \cdot \sqrt{35,6} = 268 \text{ m/s.}$$

$$c_1 = \zeta_u \cdot c_0 = 0,97 \cdot 268 = 260 \text{ m/s.}$$

Nach Abtragen des Düsenverlustes mit $h_d=(1-\zeta_0^2) \cdot h_u=(1-0,97^2) \cdot 39,6=2,0$ kJ/kg ergibt sich $c_1=0,20$ m³/kg. **B 4.2.12.**

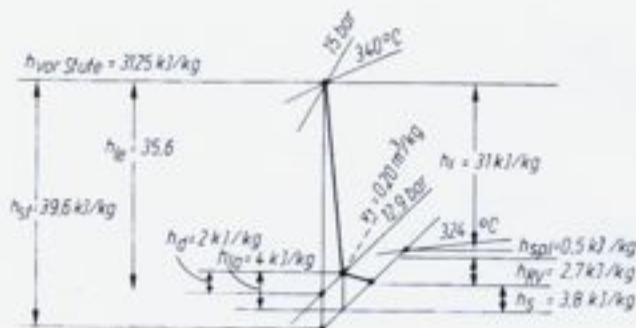


Bild 4.2.12 Durchrechnung der 2. Stufe im h - s -Diagramm

B 2.5.4

In der Tabelle 4.2, A steht $\varphi_s = 0,89$!

Gewählt wird für die Stufen der 1. Stufengruppe $\alpha_1 = 15^\circ$. Im Geschwindigkeitsplan, B 4.2.13, erhält man nach Abtragen von $u=141$ m/s hier $w_1=130$ m/s und $\beta_1=31^\circ$. Gewählt wird $\beta_2=25^\circ$. Weiter ist ζ_s nach B 2.5.3, für $\beta_1=31^\circ$ und $\beta_2=25^\circ$ mit 0,86 einzusetzen.

In der Laufschaufel wird das Restgefälle mit $h_{kr}=0,1 \cdot 39,6 \approx 4,0$ kJ/kg verarbeitet, woraus $w_2=0,86 \cdot 44,72 \cdot \sqrt{4,0+130^2/2000}=136$ m/s.

Der Schaufelverlust in der Laufschaufel ist

$$h_s = \frac{w_2^2/\zeta_s^2 - w_1^2}{2000} = \frac{136^2/0,86^2 - 130^2}{2000} = 3,8 \text{ kJ/kg}$$

ob $\varphi_s = 0,86 \Rightarrow h_s = 4,05$ ob $\varphi_s = 0,89 \Rightarrow h_s = 3,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

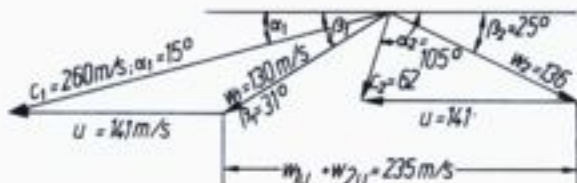
Tafel 4.2, A

Stufe	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
h vor Stufe	3125	3094	3060	3027	2992	2959	2926	2893	2860	2827	2794	2761	2728	2694
p vor Stufe	15,0	13,0	11,3	8,9	7,7	6,2	5,2	4,4	3,7	2,9	2,4	2,0	1,6	1,25
t vor Stufe	340	322	310	282	270	250	231	214	200	179	160	144	126	108
D	750	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
u	141	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
u/c_0	0,5	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
co-Stufe	282	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
$h_{st} = c_0^2/2$	39,6	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
p nach Stufe	13,0	11,3	8,9	7,7	6,2	5,2	4,4	3,7	2,9	2,4	2,0	1,6	1,25	1,0
Reaktion r	0,1	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
h_{st}	35,6	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
$c_0 \cdot h$	268	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
$c_1 \cdot h$	260	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
h_d	2,0	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
e_1	0,200	0,235	0,26	0,31	0,37	0,43	0,49	0,57	0,69	0,80	0,95	1,12	1,36	1,62
w_1	128	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
ζ_s	0,89	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
h_{st}	4,0	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
w_2	139	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
h_s	3,8	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
m_s	15,68	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→	→
m_{opt}	0,25	0,23	0,21	0,19	0,16	→	→	→	→	→	→	→	→	→
A_1	120	140	154	180	216	248	282	331	397	446	530	622	755	900
a	23,1	26,9	29,6	34,6	41,5	47,8	54,1	63,7	76,2	85,7	102	120	145	173
L	25	29	32	36	43	50	56	66	78	87	104	122	148	176
L/D	0,033	0,038	0,043	0,048	0,057	0,066	0,074	0,088	0,10	0,12	0,14	0,16	0,19	0,23
h_{st}	2,7	2,5	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,0
h_{opt}	0,50	0,48	0,46	0,44	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,20	0,15	0,10	0,10	0,10
h_i	31,0	32,4	32,6	32,8	33,0	33,1	33,2	33,3	33,4	33,5	33,5	33,7	33,8	34,0
η_i	0,785	0,815	0,825	0,83	0,84	0,845	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87
t nach Stufe	324	310	282	270	250	231	214	200	179	160	144	126	108	100/x=0,99
h nach Stufe	3094	3060	3027	2992	2959	2926	2893	2860	2827	2794	2761	2728	2694	2660

nicht 324 °C?

Seite
213
gibt
 $\varphi = 0,86$
an!

Bild 4.2.13 Geschwindigkeitsplan der 2. Stufe



Die Austrittsgeschwindigkeit ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsplan B 4.2.13. zu $c_2 = 62 \text{ m/s}$. Sie wird als Verlust nicht gewertet, sondern als Zulaufgeschwindigkeit zur nächsten Stufe nutzbar gemacht.

Der η_w wird hier nicht aus $u \cdot (w_{1u} + w_{2u})$ gebildet, weil dann der Austrittsverlust mit berücksichtigt wäre.

Den vorläufigen Endpunkt im h - s -Diagramm erhält man nach Abtragen von h_s , s. B 4.2.12.

Um den inneren Wirkungsgrad η_i zu bestimmen, müssen die Radreibungs- und Ventilationsverluste h_{RV} und die Spaltverluste h_{sp} berechnet werden.

Dazu gehört zunächst auch die Berechnung der Düsenhöhe a , Schauffellänge L und des Spaltverlustes \dot{m}_{sp} .

Spaltverluste

Spaltquerschnitt $A_{\text{sp}} = d_s \cdot \pi \cdot s$

d_s hier der Wellendurchmesser aus $d_w = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_t}{\tau_{\text{zul}}}}$

Woher kommt 9750?
ist es;
 $1000 \cdot \frac{60}{\pi} = 9549$?

$$W_v = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_t}{W_v} \quad d_w = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{\text{zul}}}}$$

Drehmoment $M_t = 9750 \cdot P/n$ in Nm, wenn P in kW, n in 1/min = $9750 \cdot 12000/3600 = 32400 \text{ Nm}$.

Verdrehspannung $\tau_{\text{zul}} = (10-30) \text{ N/mm}^2$ für Stahl; gerechnet mit $\tau_{\text{zul}} = 10 \text{ N/mm}^2$, weil die Welle unterhalb der kritischen Drehzahl laufen soll.

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 32400 \text{ Nm} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{10 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_w = \sqrt[3]{500 \cdot 32400 \text{ mm}^3} = 100 \cdot \sqrt[3]{16,2} = 254 \text{ mm } \emptyset$$

Im Bereich der vorderen Stufen, wo die Welle als Einstückläufer aufgebaut ist, wird mit $d_s = 400 \text{ mm } \emptyset$ gerechnet, wobei zwischen den einzelnen Radscheiben weniger Werkstoff herausgedreht werden muß. Gleichzeitig liegt die kritische Drehzahl höher; sie muß nach Vorliegen des Gesamtentwurfes nachgerechnet werden.

Wellenspalt $s = 0,6 \cdot (d_s/1000) + 0,1 \text{ mm}$

$$s = 0,6 \cdot (400/1000) + 0,1 = 0,34 \text{ mm}$$

$s = 0,5 \text{ mm}$ ausführen

$$A_{\text{sp}} = d_s \cdot \pi \cdot s = 40 \text{ cm} \cdot \pi \cdot 0,05 \text{ cm} = 6,3 \text{ cm}^2$$

Weiterrechnen mit $A_{\text{sp}} = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$$\zeta_{\text{sp}} = 0,30 \text{ für } z = 6 \text{ und } a = 0,75 \text{ aus B 2.5, 16.}$$

Spaltdampfmenge

$$\dot{m}_{\text{sp}} = A_{\text{sp}} \cdot \zeta_{\text{sp}} \cdot c_1 / v_1$$

$c_1 = 260 \text{ m/s}$ aus Geschwindigkeitsplan

$$v_1 = 0,20 \text{ m}^3/\text{kg}$$

B 2.5, 17

$$\dot{m}_{sp} = \frac{6,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 0,30 \cdot 260 \text{ m/s}}{0,20 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0,25 \text{ kg/s}$$

Höhe der Leitkanäle a bzw. Schaufellänge L

Mit Berücksichtigung der Spaltverluste ist

$$a = \frac{A_1}{D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1}, \text{ wobei } A_1 = \frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_{sp}) \cdot v_1}{c_1}$$

Hier ist \dot{m}_s = Frischdampfdurchsatz - E 1 = 15,68 kg/s, s. 32. Beispiel

$$A_1 = \frac{(15,68 \text{ kg/s} - 0,25 \text{ kg/s}) \cdot 0,20 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 10\,000 \text{ cm}^2/\text{m}^2}{260 \text{ m/s}} = 120 \text{ cm}^2$$

Kanalhöhe

$$a = \frac{120 \text{ cm}^2}{75 \text{ cm} \cdot \pi \cdot 0,85 \cdot 0,26} = 2,31 \text{ cm} = 23,1 \text{ mm}$$

mit dem Verengungsfaktor $\tau = 0,85$ geschätzt; $\alpha_1 = 15^\circ$.

Das ist eine gut ausreichende Kanalhöhe; die mittlere Schaufellänge kann mit $L = 25 \text{ mm}$ ausgeführt werden.

Radreibungs- und Ventilationsverlust

$$\zeta_R = \frac{2,54 \cdot C_M \cdot (1 - L/D)^5}{\epsilon \cdot (L/D) \cdot \phi \cdot \psi}$$

ψ ist vergessen worden.
Sehen Sie Seite 100!

Dabei sind, auch aus dem 31. und 32. Beispiel bekannt, $L = 0,025 \text{ m}$; $D = 0,75 \text{ m}$; $\phi = 0,45$; $\psi = 4$; $\epsilon = 1$, da volle Beaufschlagung.

$C_M = F(R_e)$ aus B 2.5, 11. mit

$$R_e = u_N \cdot D_N / \nu$$

$D_N = 0,4$ Nabendurchmesser hier gleich Wellen- \emptyset

$u_N = 58 \text{ m/s}$ mit $n = 3600 \text{ l/min}$

ν für Dampf von hier 13 bar, 322°C , $\nu = 0,2 \text{ m}^2/\text{kg} = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$R_e = \frac{58 \text{ m/s} \cdot 0,4 \text{ m} \cdot 10^6}{5,5} = 4,2 \cdot 10^6 \quad 5,48 \cdot 10^6$$

$$u_N = d_N \cdot \pi \cdot \frac{3600}{60} = 75,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

dafür $C_M = 1,4 \cdot 10^{-4}$

$$\zeta_R = \frac{2,54 \cdot 1,4 \cdot (1 - \frac{0,025}{0,75})^5}{1 \cdot 10000 \cdot \frac{0,025}{0,75} \cdot 0,45 \cdot 4} = 0,056 \quad 0,005513$$

das sind 5,6% des Stufengefälles. Bei $h_{st} = 39,6 \text{ kJ/kg}$ sind die Radreibungs- und Ventilationsverluste

$$h_{RV} = 0,056 \cdot 39,6 = 2,2 \text{ kJ/kg} \quad 0,218$$

Die Verluste sind also gering; die Radscheiben haben einen kleinen Durchmesser, es herrscht volle Beaufschlagung und der Dampfzustand ist niedrig.

Die Verluste entsprechen hier etwa einer Leistung von $P_{RV} = 2,2 \text{ kJ/kg} \cdot 15,68 \text{ kg/s} = 34 \text{ kJ/s} = 34 \text{ kW}$.

Spaltverluste im Wärmemaß

$$h_{sp} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}_s} \cdot (h_u - h_{rv})$$

soll \dot{m}_s sein

3,41 3,41

$$31,2 = 33,1 - 1,92$$

Hier wird zunächst mit $h_w = u \cdot (w_{1u} + w_{2u}) = 141 \cdot 235 = 33\,200 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 33,2 \text{ kJ/kg}$ gerechnet und davon die Auslaßenergie der $c_2 = 62 \text{ m/s}$ mit $62^2/2000 = 1,8 \text{ kJ/kg}$ in Abzug gebracht und man erhält

$$h_{\text{opt}} = (0,25/15,68) \cdot (31,4 - 2,7) = 0,5 \text{ kJ/kg}$$

Innerer Wirkungsgrad der Stufe η_i

Das verarbeitete Gefälle wird aus den Einzelbeträgen auf B 4.2.12. ermittelt wie folgt:

Verarbeitet	$h_i = 35,6 \text{ kJ/kg}$
- Düsenverlust	$h_{dV} = 2,0 \text{ kJ/kg}$
nutzbar	$= 33,6 \text{ kJ/kg}$
dazu Laufrad	$h_{l0} = 4,0 \text{ kJ/kg}$

$$37,6 \text{ kJ/kg}$$

Verluste $h_s = 3,8 \text{ kJ/kg}$

$$h_{dV} = 2,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{opt}} = 0,5 \text{ kJ/kg}$$

Bleiben umgesetzt $= 37,6 - 7,0 = 30,6 \text{ kJ/kg}$

$$\eta_i = 30,6 \text{ kJ/kg} / 39,6 \text{ kJ/kg} = 0,785 = 78,5\%$$

Gesamt-Enthalpie am Ende der 1. Stufe mit

$$h \text{ vor 1. Stufe} = 3125 \text{ kJ/kg}$$

nutzbar 1. Stufe = 31 kJ/kg (aufgerundet)

$$h \text{ nach 1. Stufe} = 3094 \text{ kJ/kg}$$

Dampfzustand nach 1. Stufe $p = 13 \text{ bar}$, $t = 322 \text{ }^\circ\text{C}$

Hinweis:

Infolge des Reaktionsgrades wirkt auf die Radscheibe ein geringes Druckgefälle von hier $13,0 - 12,9 = 0,1 \text{ bar}$ s. B 4.2.12. Zum Ausgleich dieser Druckdifferenz zwischen Vorder- und Rückseite des Laufrades sind die Radscheiben mit Ausgleichbohrungen versehen.

Berechnung der 3. Stufe

Die 4 Stufen der ersten Stufen-Gruppe sollen gleiche Schaufelprofile, also auch gleiche Geschwindigkeitspläne erhalten.

Es bleiben die Laufzahl $u/c_0 = 0,5$ und das Stufengefälle $h_w = 39,6 \text{ kJ/kg}$ wie vorher. Nach Abtragen im h - s -Diagramm findet man $p = 11,3 \text{ bar}$, B 4.2.14, außerdem $v_1 = 0,235 \text{ m}^3/\text{kg}$.

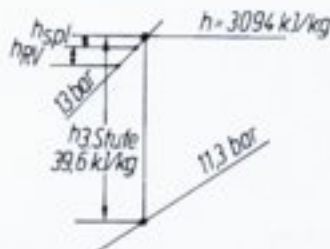


Bild 4.2.14 Isentrope der 3. Stufe im h - s -Diagramm

Dampfdurchsatz $\dot{m}_1 = 15,68 \text{ kg/s}$ und Spaltverlust $\dot{m}_{\text{sp}} = 0,23 \text{ kg/s}$ (geschätzt) ergeben einen Leitkanal-Austrittsquerschnitt $A_1 = 140 \text{ cm}^2$, woraus sich eine Kanalhöhe $a = 26,9 \text{ mm}$ und eine Schaufellänge von 29 mm ergibt.

Die Radreibungs- und Spaltverluste nehmen mit abnehmendem Dampfzustand ständig ab, der Stufenwirkungsgrad η_i entsprechend zu.

4. und 5. Stufe, Ende der I. Stufengruppe

Die Ergebnisse sind in der Tabelle 4.2.A. aufgeführt. Dort sind die festgelegten und gleichbleibenden Werte nicht weiter genannt.

Als Endzustand wird erreicht

$$p_5 = 8,2 \text{ bar}; t_5 = 270 \text{ }^\circ\text{C}; h = 2992 \text{ kJ/kg}$$

Damit liegt auch der Zustand des bei E 2 entnommenen Anzapfdampfes fest.

Kurz sei daran erinnert, daß dies der Vollastzustand ist. Bei Teillast nehmen die Drücke und Temperaturen ab, wie auf B 1.7,11. informatorisch dargestellt.

II. Stufengruppe

Entsprechend der Aufteilung des Gefälles bis zur Anzapf-Stelle E 3 auf B 4.2,11. stehen etwa 200 kJ/kg für die II. Stufengruppe zur Verfügung.

Es liegt nahe, hier anschließend 5 Stufen der gleichen Ausführung, also mit $D = 750 \text{ mm}$, $u/c_0 = 0,5$, $r = 0,1$ auszuführen. Daraus ergeben sich die gleichen Beschleunigungsprofile wie in der II. Stufengruppe.

Die Ergebnisse der tabellarischen Durchrechnung sind auf der Tafel 4.2.A. für die 6. bis 10. Stufe enthalten.

Zustand des bei E 3 am Ende der III. Stufengruppe entnommenen Dampfes

$$p_{10} = 3,7 \text{ bar}; t_{10} = 179 \text{ }^\circ\text{C}; h = 2822 \text{ kJ/kg}$$

Hinweis

Zur Bestimmung der Drücke, Temperaturen und spez. Volumen am Ende der Einzelstufen empfiehlt es sich, vom Beginn der Stufengruppe eine Polytrope in das h - s -Diagramm zu zeichnen, die dem zu erwartenden η_i von hier etwa $0,85$ entspricht. Auf dieser Polytrope können die Werte gut abgelesen werden.

III. Stufengruppe

Für die III. Stufengruppe gilt dasselbe wie für die vorhergehende. Ordnet man wieder 5 gleiche Stufen an, dann wird dasselbe Gefälle verarbeitet und der Punkt E 4 etwa wie vorgesehen erreicht.

Man könnte auch 3 oder 4 Stufen mit größerem Raddurchmesser vorsehen, die jeweils ein etwas größeres Gefälle verarbeiten. Die Herstellung als Einstückläufer ist aber einfacher als das Aufziehen einzelner Radscheiben mit Schrumpfsitz, was eine teure Bearbeitung der Welle und der Radnabe bedeutet. Das ist in diesem Turbinenabschnitt aber noch nicht nötig, da die Schaufelfliehkkräfte noch nicht sehr groß sind.

Die berechneten Werte sind der Tabelle zu entnehmen. Es gelten weiter die gleichen Überlegungen wie in der davor liegenden II. Stufengruppe.

Zustand des bei E 4 am Ende der III. Stufengruppe entnommenen Anzapfdampfes

$$p_{15} = 1,0 \text{ bar}; t_{15} = 100 \text{ }^\circ\text{C}; x = 0,99; h = 2652 \text{ kJ/kg}$$

Die bisher berechnete Gesamtexpansion ist auf B 4.2,15 dargestellt. Auf Einzelheiten mußte verzichtet werden, sie können der tabellarischen Berechnung entnommen werden.

Im B 4.2.17 steht 145

Mit Rücksicht auf die Anzapfstelle E 5, die bei $p = 0,4$ bar auf der Turbinenpolytrope liegen soll (32. Beispiel), kann der ND-Teil zwei Abschnitte mit Gefällen von 140 kJ/kg und mit 245 kJ/kg erhalten. Daraus ergibt sich folgende Aufteilung als Möglichkeit für die weitere Entwurfsberechnung:

16. und 17. Stufe je 70 kJ/kg, zwischen 17. und 18. Stufe liegt die Anzapfung E 5, 18. und 19. Stufe je 80 kJ/kg, 20. Stufe mit 90 kJ/kg.

Zunächst werden der Durchmesser, die Schauffellänge und der Geschwindigkeitsplan der letzten Stufe berechnet. Danach können die Durchmesser der davorliegenden Stufen entsprechend angepaßt werden.

Letzte Stufe

$$D = \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_s \cdot v_1 \cdot 60 \cdot \lambda \cdot (u/c_1)}{\pi^2 \cdot \tau \cdot n \cdot \sin \beta_2}}$$

$\dot{m}_s = 13,6$ kg/s gehen ab E 5 noch zum Kondensator

$v_1 = 18$ m³/kg aus dem h - s -Diagramm, s. Bild 4.2.17

$\lambda = 4 = D/L$ nach Vorausberechnung, um einen möglichst kleinen Durchmesser zu erhalten. Dadurch werden zwar die Schauffeln länger, was aber bei 0,07 bar Abdampfdruck, $v_1 = 18$ m³/kg und der Leistung von nur 12000 kW, $\dot{m}_s = 13,6$ kg/s keine Probleme ergeben kann.

$u/c_1 = 0,65$ um etwas Reaktion zu geben, damit die Dampfgeschwindigkeiten an der Schauffelspitze nicht zu hoch werden, und um das Stufengefälle von $h_M = 90$ kJ/kg unterzubringen. Für diese Überlegungen sind die Diagramme Bilder 2.2.5. und 2.3.5., 2.4.5. von Nutzen.

$\tau = 0,92$ Laufschaufel-Verengungsbeiwert

$n = 3600$ l/min

$\beta_2 = 30^\circ$ Vorausberechnung, um α_2 etwa 90° zu erhalten.

$$D = \sqrt[3]{\frac{13,6 \text{ kg/s} \cdot 18 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 60 \text{ s/min} \cdot 4 \cdot 0,65}{9,9 \cdot 0,92 \cdot 3600 \text{ l/min} \cdot 0,50}} = \sqrt[3]{2,32}$$

$D = 1,33$ m; ausführen $D = 1,30$ m mit $u = 246$ m/s.

Damit wird die Schauffellänge etwa $L = D/\lambda = 1,3 \text{ m}/4 = 0,325$ m.

Mit $L = 325$ mm werden die Umfangsgeschwindigkeiten

$u_{Fu\beta} = 184$ m/s

$u_{Mitte} = 246$ m/s *genauer 245,04 $\frac{m}{s}$*

$u_{Spitze} = 306$ m/s

Hierfür müssen die Geschwindigkeitspläne gezeichnet werden. Die Laufschaufel erhält ein verwundenes Profil, wobei die Leistung am Radumfang vom Schauffelfuß bis Schauffelspitze konstant bleiben soll, vgl. 26. Beispiel, Abschnitt 3.2.5.

Geschwindigkeitsplan in Rad-Mitte, B 4.2.18.

Ein erster Entwurf mit $u = 246$ m/s und $u/c_1 = 0,65$ führt zu keinem guten Ergebnis.

Deswegen wird mit $u/c_1 = 0,75$ neu berechnet, ohne den Raddurchmesser zu verändern.

Es wird mit $u = 246$ m/s jetzt $c_1 = 246/0,75 = 328$ m/s und $c_0 = c_1/\zeta_u = 328/0,96 = 341$ m/s. Daraus das Leitschaufelgefälle $h_{ls} = 341^2/2000 = 57,8$ kJ/kg und der Rest = $44,2$ kJ/kg für das Laufschaufelgefälle. Der Reaktionsgrad in Radmitte ist also $r = h_{ls}/h_M = 44,2 \text{ kJ/kg} : 90 \text{ kJ/kg} = 0,49 / 0,357$

Eintrittsdreieck: $c_1 = 328$ m/s unter $\alpha_1 = 20^\circ$ ergibt mit $u = 246$ m/s eine $w_1 = 127$ m/s unter $\beta_1 = 60^\circ$.

Austrittsdreieck: $w_2 = \zeta_a \cdot 44,72 \cdot \sqrt{h_{ls} + w_1^2/2000} = 0,85 \cdot 44,72 \cdot \sqrt{44,2 + 127^2/2000}$ *$W_2 = 241,0 \frac{m}{s}$*

340,3

57,8

32,1

326,7

340,3

Ab der 18. Stufe ist mit $m_s = 13,6 \text{ kg/s}$ zu rechnen, womit die Anzapfung E 5 berücksichtigt ist.

Die Durchmesser, Kanalhöhen und Schauffellängen dieser drei Stufen können mit Hilfe der Veränderung der Laufzahl u/c_0 , des Reaktionsgrades, der Schauffelwinkel α_1 und β_2 so ausgeführt werden, daß jeweils ein möglichst guter η_w erreicht und die Schauffellängen nicht sprunghaft, sondern allmählich zunehmend ausgeführt werden, wie auf der Skizze, von **B 4.2.20**, angedeutet. Auf die Rechnungsgänge hierfür ist bei der Auslegung der 16. und 20. Stufe schon eingegangen.

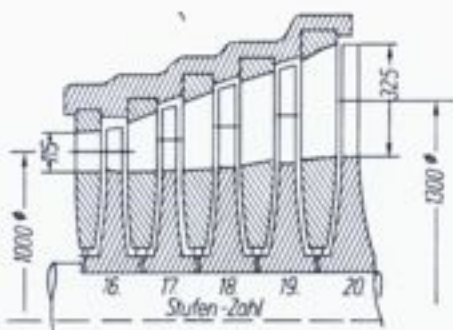


Bild 4.2.20 Allmähliche Zunahme der Durchmesser und Schauffellängen in den ND-Stufen der 12 000 MW-Kond-Turbine; informatorisch

Gesamt-Wirkungsgrad der 12 000 kW-Kond-Turbine

Die Expansion endet im ND-Teil bei 0,07 bar, $x = 0,895$ und $h = 2325 \text{ kJ/kg}$.

Damit ist das wirklich verarbeitete Gesamtgefälle $h_i = 3305 - 2325 = 980 \text{ kJ/kg}$ und der innere Turbinenwirkungsgrad $\eta_i = h_i/h_e = 980/1155 = 0,845 = 84,5\%$

Mit einem mechanischen Wirkungsgrad $\eta_m = 0,98$ wird

$$0,848 \cdot \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,845 \cdot 0,98 = 0,835 \text{ oder } \eta_e = 83,5\%$$

$0,848 \Rightarrow 84,8\%$
 $0,831 \Rightarrow 83,1\%$

Gegenüber der 1. Annahme mit $\eta_e = 0,78$ aus **B 1.5.1**, ergibt sich also nach der Durchrechnung der Stufen - soweit hier bis in die letzten Feinheiten geschehen - eine Verbesserung von 5,5%.

Dies ist zu erklären durch den geringen Gefälleanteil des 2-C-Rades, durch die Aufteilung in sehr viele Stufen im mittleren Teil und ebenso im ND-Teil der Turbine. Hierdurch macht sich ein hoher Wärmerückgewinn bemerkbar, vgl. Abschnitt 2.5.5., der den Wirkungsgrad verbessert.

Der Dampfdurchsatz kann also um etwa 5% verringert werden. Damit nehmen die Kanalhöhen entsprechend etwas ab.

Werden die berechneten Querschnitte belassen, dann würde die Turbine um 5% mehr Leistung abgeben.

4.2.7 Ausgeführte Kondensationsturbinen; Gleichdruckbauart

Eine im konstruktiven Aufbau fast gleiche Turbine mit der etwa 2,5-fachen Leistung, aber Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und tieferem Abdampfdruck auf **B 4.2.21**. Das 2-C-Rad hat $D = 1000 \text{ mm}$ und ist nur im Oberteil beaufschlagt. Der Frischdampf kommt über 5 Einlaßventile, die für sich in Düsenkästen untergebracht sind, zur Turbine. Der Mitteldruckteil ist ebenso wie das 2-C-Rad als Einstückerläufer gebaut, Stufendurchmesser 800 mm. Man erkennt Entnahmestutzen für Anzapfdampf zur Speisewasservorwärmung. Die ND-Stufen haben aufgeschrunpfte Laufradscheiben, die Leitschaufeln sind wärmeelastisch in einem Innengehäuse untergebracht, das selbst von einer Schweißkonstruktion getragen wird. Letzte Stufe: $D = 1750 \text{ mm}$, Schauffellänge $L = 490 \text{ mm}$, $\lambda = 3,6$. Die Schau-

Mit einem Generatorwirkungsgrad aus B 1.5.1. von $\eta_{el} = 0,98$ wird der Dampfdurchsatz

$$\dot{m}_s = \frac{P_{KI}}{h_s \cdot \eta_v \cdot \eta_{el}} = \frac{32\,000}{1250 \text{ kJ/kg} \cdot 0,837 \cdot 0,98} = 31,3 \text{ kg/s}$$

ohne Anzapfdampfmengen.

Berechnung der Vorwärmespanne, Anzapfdrücke, Enthalpien der Anzapfstellen E 1 bis E 4, Anzapfdampfmengen

Beim Kesseldruck (hier = Frischdampfdruck gesetzt) 70 bar ist die Siedetemperatur $t_s = 280 \text{ }^\circ\text{C}$; die Enthalpie des siedenden Wassers $h' = 1266 \text{ kJ/kg}$; bei $p = 0,685 \text{ bar}$ Abdampfdruck ist $t_s = 42,6 \text{ }^\circ\text{C}$ und $h' = 179 \text{ kJ/kg} = h_K$.

Aufwärmespanne bei $n = 4$

$$\Delta h = \frac{h_W - h_K}{n + 1} = \frac{1266 \text{ kJ/kg} - 179 \text{ kJ/kg}}{4 + 1} = 217 \text{ kJ/kg}$$

Damit ergeben sich folgende Siedetemperaturen und zugehörigen Siededrucke:

$h_K = 179 \text{ kJ/kg}$	$p_K = 0,085 \text{ bar}$	$t_K = 43 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_1 = 396 \text{ kJ/kg}$	$p_1 = 0,82 \text{ bar}$	$t_1 = 94 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_2 = 613 \text{ kJ/kg}$	$p_2 = 4,10 \text{ bar}$	$t_2 = 145 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_3 = 830 \text{ kJ/kg}$	$p_3 = 14,0 \text{ bar}$	$t_3 = 196 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_4 = 1047 \text{ kJ/kg}$	$p_4 = 35,0 \text{ bar}$	$t_4 = 240 \text{ }^\circ\text{C}$
$h_W = 1266 \text{ kJ/kg}$	$p = 70,0 \text{ bar}$	$t = 286 \text{ }^\circ\text{C}$

Anzapf-Dampfmengen

Aus B 4.2.8. ist für $n = 4$ zu entnehmen $f_1 = 1,36$ und $f_2 = 14\%$ also 0,14, woraus der spez. Dampfverbrauch

$$d = \frac{3600 \cdot (1 - f_2) \cdot f_1}{h_s \cdot \eta_v \cdot \eta_{el}} = \frac{3600 \cdot (1 - 0,14) \cdot 1,36}{1250 \cdot 0,82 \cdot 0,98} = 4,21 \text{ kg/kWh}$$

Der Dampfdurchsatz, Frischdampf zu den Düsen

$$\begin{aligned} \dot{m} &= d \cdot P_{KI} = 4,21 \text{ kg/kWh} \cdot 32\,000 \text{ kW} = 135\,000 \text{ kg/h} \\ \dot{m}_s &= 135\,000 \text{ kg/h} / 3600 \text{ s/h} = 37,5 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Ohne die Anzapfungen war $\dot{m}_s = 31,3 \text{ kg/s}$. Die Differenz ist $37,5 - 31,3 = 6,2 : 4 = 1,55 \text{ kg/s}$ je Abschnitt.

Es müssen also folgende Dampfmengen arbeiten

- ab 1. Stufe = 37,50 kg/s
- nach E 1 = 35,95 kg/s
- nach E 2 = 34,40 kg/s
- nach E 3 = 32,85 kg/s
- nach E 4 = 31,30 kg/s zum Kondensator

Die oben festgestellten Entnahmedrücke werden in die Turbinenpolytrope eingetragen, B 4.3.3., wobei folgende Zustandsgrößen an den Entnahmestellen innerhalb der Turbine festgestellt werden:

Düsenhöhe

Mit $D = 1,1$ m wird $u = 173$ m/s und mit $w/c_1 = 0,45$ die Austrittsgeschwindigkeit aus den Leitkanälen $c_1 = 384$ m/s sowie $c_0 = c_1/\zeta_d = 384/0,96 = 400$ m/s. Dann wird hier ein Gefälle von $h_u = c_0^2/2000 = 80$ kJ/kg verarbeitet. Dieses vom Anfangszustand 70 bar, 480 °C isentrop abgetragen, führt auf den Zustand $p = 53$ bar, $t = 440$ °C, $v = 0,058$ m³/kg.

Kanalhöhe a aus der Kontinuitätsgleichung mit $\alpha_1 = 12^\circ$:

$$a = \frac{\dot{m}_s \cdot v_1}{D \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1} = \frac{37,5 \text{ kg/s} \cdot 0,058 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{1,1 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,9 \cdot 0,208 \cdot 384 \text{ m/s}}$$

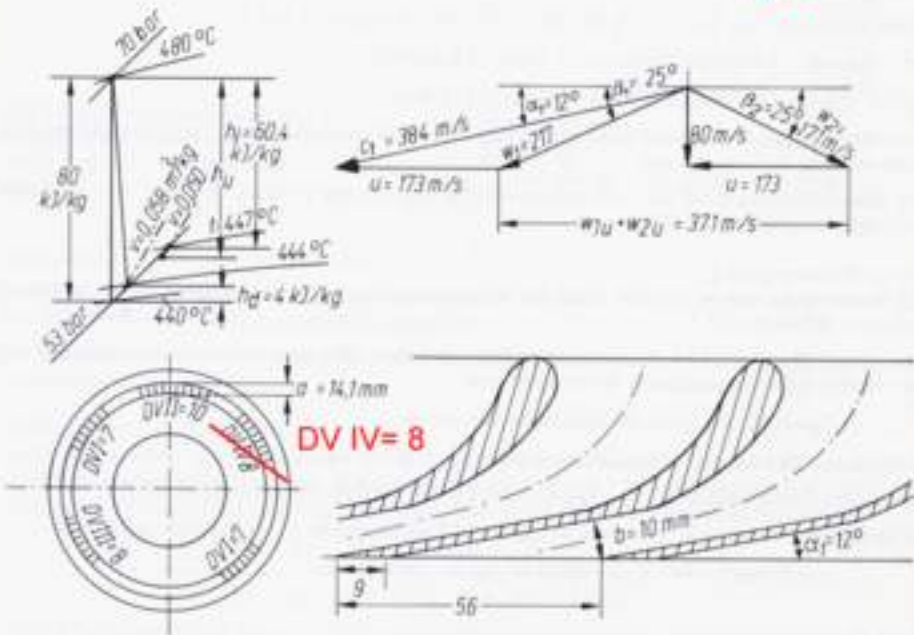
$a = 9,2$ mm für volle Beaufschlagung.

Durch Teilbeaufschlagung, die hier möglich und notwendig ist, nimmt die Kanalhöhe zu.

Bestimmung von η_u und η_i der Regelstufe

Der Geschwindigkeitsplan, **B 4.3.5**, wird mit $c_1 = 384$ m/s unter $\alpha_1 = 12^\circ$, $u = 173$ m/s aufgezeichnet und ergibt $(w_{1u} + w_{2u}) = 371$ m/s. Daraus $h_u = 173$ m/s \cdot 371 m/s \cdot ~~65,2~~ kJ/kg und $\eta_u = h_u/h_d = 65,2/80 = 0,815$.

64,18



DV IV = 8

Bild 4.3.5 Abmessungen der Regelstufe für die 32 MW-Turbine

Links oben: Expansion im h - s -Diagramm

Rechts oben: Geschwindigkeitsplan

Rechts unten: Leitschaufelaustritt

links unten: Verteilung der Leitkanäle auf die Düsenventile

Leitkanäle: Teilung, Kanalzahl, Düsenventile

Gesamt-Austrittsquerschnitt $A_1 = \dot{m}_s \cdot v_1 / c_1 = (37,5 \text{ kg/s} \cdot 0,058 \text{ m}^3/\text{kg} : 384 \text{ m/s}) \cdot 10000 \text{ cm}^2/\text{m}^2 = 56,5 \text{ cm}^2$.

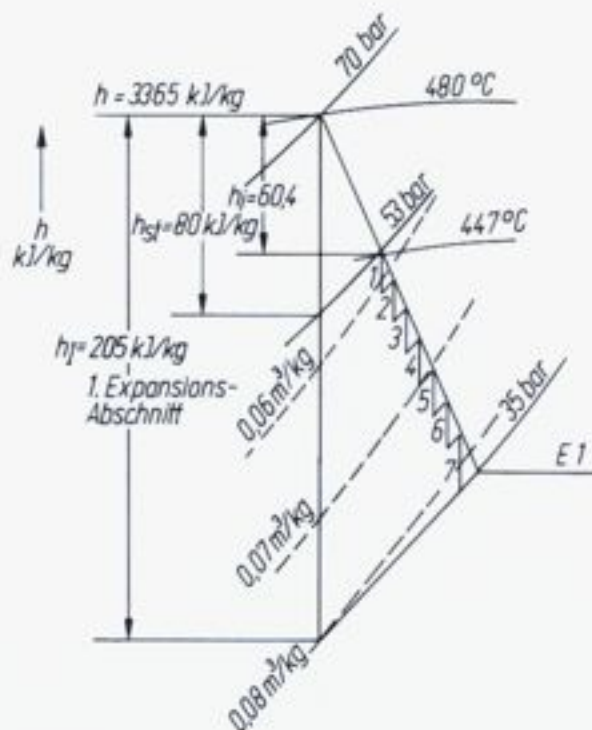


Bild 4.3.7 Übertragen der Stufenfälle in das h - s -Diagramm; Feststellen der Drücke und spez. Volumen in den Stufen

Als nächstes sind die Durchmesser und die Austrittsgeschwindigkeiten c_1 aus den Leitschaufeln der Stufen festzulegen, um danach die Schauffellängen bestimmen zu können und später die Geschwindigkeitspläne zu zeichnen.

Aus dem Stufenfalle erhält man c_0 , wobei $h_{st} = c_0^2/1000$ in kJ/kg. Alle Stufen werden für gleiches $u/c_0 = 0,9$ und für gleiche Schauffelwinkel $\alpha_1 = \beta_2$ ausgelegt, um gleiche Schauffelprofile verwenden zu können.

Für $(\alpha_1 + \beta_2)/2$ etwa 50° ist der Leitschaufelverlust aus $\zeta_1 = 0,95$ zu bestimmen, s. **B.2.5.3**. Damit ergibt sich

Stufe	1	2	3	4	5	6	7	
c_0	122	125	128	131	133	136	138	m/s
u	110	112,5	115	117,5	120	122,5	125	m/s
D	700	715	734	749	765	780	795	mm
c_1	116	119	122	125	127	129	131	m/s

stimmt nicht

B.2.5,4

$$\alpha_1 = 16^\circ$$

$$\beta_2 = 180^\circ - 16^\circ = 164^\circ$$

Hierbei sind die Zulaufgeschwindigkeiten c'_2 nicht berücksichtigt.

Berechnung der Schauffellängen, s. Abschnitt 3.2.3.

Aus der Kontinuitätsgleichung hatte sich ergeben

$$L = \frac{A_1}{D \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \alpha_1} = \frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_{sp}) \cdot v_1}{D \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1}$$

$$\frac{\alpha_1 + \beta_2}{2} = \frac{16^\circ + 164^\circ}{2} = 90^\circ$$

2. Stufe.

Zum Stufengefälle $h_{st} = 15,6 \text{ kJ/kg}$ kommt die Zulaufenergie aus $c_2 = 32 \text{ m/s}$ der 1. Stufe. Insgesamt wird $h_u = 14,0 \text{ kJ/kg}$ und $\eta_u = 0,895$.

7. Stufe.

$$\eta_u = h_u/h_{st} = 17,2 \text{ kJ/kg} : 19,1 \text{ kJ/kg} = 0,90$$

Spaltverluste und innerer Stufenwirkungsgrad η_i

Die Verlustbeiwerte, s. Abschnitt 2.5.4. betragen

$$\zeta_{spite} = K_{le} \cdot \frac{1}{y^2 - 1} \cdot \frac{s}{D - L} \quad \text{und} \quad \zeta_{spia} = K_{la} \cdot \frac{y^2}{y^2 - 1} \cdot \frac{s}{D + L}$$

1. Stufe

$L = 32,1 \text{ mm}$; $D = 700 \text{ mm}$; $s = 1,2 \text{ mm}$ entspr. $1,7\%$ von D . Für freie Schaufelenden ist $K_{le} = K_{la} = 10$.

$$y = \frac{1 + L/D}{1 - L/D} = \frac{1 + 32,1/700}{1 - 32,1/700} = 1,097 \quad y^2 = 1,201$$

$$\zeta_{spite} = 10 \cdot \frac{1}{1,201 - 1} \cdot \frac{1,2}{700 - 32,1} = 0,108 \quad \text{und} \quad \zeta_{spia} = 0,108$$

zusammen $= 0,1 + 0,108 = 0,208 = 20,8\%$ Spaltverluste.

$$h_i = h_u - h_{sp} = 13,2 - 0,208 \cdot h_{st} = 13,2 - 0,208 \cdot 14,9 = 10,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_i = h_i/h_{st} = 10,1/14,9 = 0,68 = 68\%$$

Es treten also hohe Spaltverluste auf, verursacht durch die kleine Schaufellänge und das mit $1,2 \text{ mm}$ große Radialspiel, das bei der Temperatur, die bei $400 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt, vorgesehen ist.

7. Stufe

$L = 33,6 \text{ mm}$; $D = 795 \text{ mm}$; $s = 1,0 \text{ mm}$ entspr. $1,26\%$ von D .

$$\zeta_{spite} = 0,082; \quad \zeta_{spia} = 0,088 \quad \text{und} \quad \eta_i = 73\%$$

Es zeigt sich ein starker Einfluß der Spaltverluste auf den Wirkungsgrad. Diese Verluste nehmen erst ab, wenn die Spaltweite gegenüber der Schaufellänge zurücktritt.

Damit sind die Hauptabmessungen im 1. Expansionsabschnitt ermittelt. Der Verlauf der Polytrope entspricht nicht ganz einer Geraden zwischen Frischdampfeintritt und Austritt in den Kondensator. Diese Gerade war für den ersten Entwurf aus $h_i = \eta_i \cdot h_{st}$ mit $\eta_i = 0,83$ eingetragen, s. B 4.3.3. Der mittlere Wirkungsgrad im 1. Expansionsabschnitt kann mit $\eta_i = 0,7$ angesetzt werden, wobei für die Regelstufe ein $\eta_i = 0,755$ berechnet war. Der Punkt E 1 wird für die weitere Entwurfsrechnung belassen wie zuerst vorgesehen, weil eine genaue Nachrechnung erst nach Vorliegen der Abmessungen der gesamten Turbine sinnvoll ist.

4.3.5 Hauptabmessungen in den nachfolgenden Abschnitten; 38. Beispiel

In den nachfolgenden Expansionsabschnitten stehen folgende Dampfmengen zur Verfügung:

nach E 1 = $39,95 \text{ kg/s}$ ohne Berücksichtigung von Spaltverlusten

nach E 2 = $34,40 \text{ kg/s}$, wie oben

nach E 3 = 32,85 kg/s, wie oben

nach E 4 = 31,30 kg/s, wie oben

Abschnitt E 1 bis E 2: Durchmesser, Stufenzahl, Geschwindigkeitspläne, Schaufellängen, η_u , η_s
 Aus B 4.3.3. ist hier das isentrope Gefälle $h_{11} = 240$ kJ/kg zu verarbeiten.

In Anlehnung an die Turbine auf B 4.3.2. werden folgende Durchmesser gewählt

erste Stufe $D = 810$ mm; $u = 127$ m/s

letzte Stufe $D = 950$ mm; $u = 149$ m/s

Um einen möglichst guten η_u zu bekommen, wird die Laufzahl $u/c_0 = 0,88$ vorgesehen. Damit werden die Gefälle

erste Stufe $u = 127$ m/s; $c_0 = 144,3$ m/s; $h_u = 20,8$ kJ/kg

letzte Stufe $u = 149$ m/s; $c_0 = 169$ m/s; $h_u = 29,0$ kJ/kg

Die Stufenzahl wird mit Hilfe der Konstruktion von B 4.3.1. ermittelt, B 4.3.9. Daraus ergeben sich 9 Stufen. Durch Übertragen der gefundenen Stufengefälle in das h - s -Diagramm lassen sich die mittleren spez. Volumen v_m wie folgt ermitteln:

Stufe	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
h_u	21,8	22	23	24	24,9	26,0	26,7	28	29	kJ/kg
v_m	0,087	0,096	0,102	0,115	0,12	0,13	0,143	0,156	0,17	m ³ /kg

Die Geschwindigkeitspläne werden mit $\alpha_1 = \beta_2 = 16^\circ$ gezeichnet. Daraus ergeben sich etwas größere Schaufellängen und bessere η_u -Werte. Geschwindigkeitspläne der 1. und 9. Stufe auf B 4.3.9. unten. Hierzu die Durchmesser, Umfangsgeschwindigkeiten, Dampfgeschwindigkeiten c_0 und c_1 mit $\zeta_s = 0,95$ sowie einer mittleren Zulaufgeschwindigkeit $c_2' = 40$ m/s bzw. 50 m/s (9. Stufe).

	D	u	h_u	h_{1r}	c_2'	c_1
1. Stufe	810	127	21,8	10,9	40	141
9. Stufe	950	149	29,0	14,5	50	169
	mm	m/s	kJ/kg	kJ/kg	m/s	m/s

Daraus

1. Stufe, $h_u = u \cdot (w_{1u} + w_{2u}) = 19100 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 19,1$ kJ/kg; $\eta_u = 0,875$

9. Stufe, $h_u = 149 \cdot 174 = 25900 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 25,9$ kJ/kg; $\eta_u = 0,893$

Schaufellängen

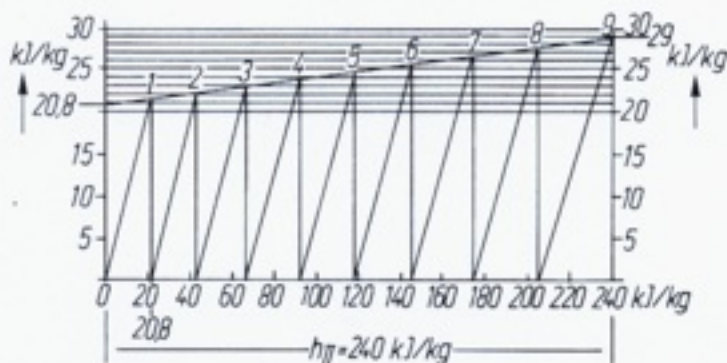
Hier arbeiten noch $\dot{m}_s = 35,95$ kg/s; abzüglich 7,5% Spaltverluste (geschätzt) sind $\dot{m}_s = 33$ kg/s einzusetzen in

$$L = \frac{\dot{m}_s \cdot v_1}{D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1} \quad \text{mit den Werten wie oben angegeben.}$$

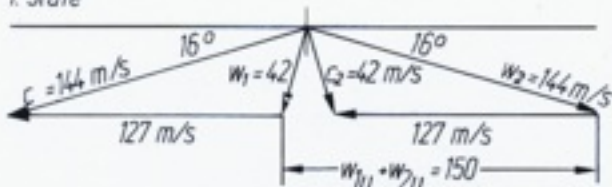
$$1. \text{ Stufe, } L = \frac{33 \text{ kg/s} \cdot 0,0875 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{0,81 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,9 \cdot 0,275 \cdot 144 \text{ m/s}} = 32 \text{ mm}$$

$$9. \text{ Stufe, } L = 44,5 \text{ mm; } L/D = 44,5/950 = 0,047.$$

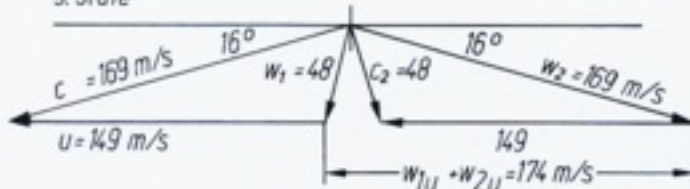
$$\eta_u = \frac{h_u}{h_{1r}} = \frac{19,1}{20,8} = 0,918$$

Abschnitt zwischen
E1 ... E2

1. Stufe



9. Stufe

Bild 4.3.9 Stufenzahl und
Stufengefälle, Geschwindig-
keitspläne der 1. und 9. Stufe
im Expansionsabschnitt
zwischen E1 und E2Spaltverluste und η_i Mit einer Spaltstärke von $s = 1,1$ mm entspr. $1,3\%$ von D wird1. Stufe $\zeta_{sp1} = 0,078$ und $\zeta_{sp2} = 0,085$

$$h_{sp1} = (0,078 + 0,085) \cdot h_{st} = 0,163 \cdot 21,8 \text{ kJ/kg} = 3,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_i = h_u - h_{sp1} = 19,1 - 3,5 = 15,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_i = 15,6 / 21,8 = 0,715 \approx 0,75$$

9. Stufe: $\zeta_{sp1} = 0,066$ und $\zeta_{sp2} = 0,072$

$$h_{sp1} = 0,158 \cdot h_{st} = 0,158 \cdot 29,0 = 4,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_i = h_u - h_{sp1} = 25,9 - 4,5 = 21,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_i = h_i / h_{st} = 21,4 / 29,0 = 0,74$$

Im Mittel kann man in diesem Abschnitt mit $\eta_i = 0,73$ rechnen.

21,9 0,755

Trägt man das isentrope Gefälle $h_{s1} = 124 \text{ kJ/kg}$ der Endstufe vom voraussichtlichen Abdampfzustand $p = 0,085 \text{ bar}$, $x = 0,89$ aus nach oben ab, **B 4.3.11**, dann ist $p = 0,22 \text{ bar}$ und $r = 6,5 \text{ m}^3/\text{kg}$ der Dampfzustand vor der Endstufe.

Abmessungen der 2. Stufe

Mit $h_{s1} = 110 \text{ kJ/kg}$ wird das Leitschaufelgefälle $h_{l1} = 55 \text{ kJ/kg}$ und $c_{l1} = 332 \text{ m/s}$. Trägt man dieses vom Anfangszustand der 3. Stufe aus nach oben ab, s. **B 4.3.11**, dann ist $v = 4,4 \text{ m}^3/\text{kg}$ am Austritt aus den Leitschaufeln zu erwarten.

Der Durchmesser wird in Anpassung an den Durchmesser der Endstufe zu $D = 1760 \text{ mm}$ gewählt. Dann ist $u = 276 \text{ m/s}$ und $u/c_{l1} = 276/332 = 0,845$, was einen guten η_u erwarten läßt.

$$\text{Schaufellänge } L = \frac{(\dot{m}_1 - \dot{m}_{sp1}) \cdot r_1}{D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1}$$

$(\dot{m}_1 - \dot{m}_{sp1}) = 30,5 \text{ kg/s}$, wie vorher; $r_1 = 4,4 \text{ m}^3/\text{kg}$; $\alpha_1 = 17^\circ$, $\sin \alpha_1 = 0,292$

c_1 unter Berücksichtigung von $c_2^2 = 90 \text{ m/s}$ (geschätzt) und mit $\zeta_s = 0,95$ aus $c_1 = 0,95 \cdot 44,72 \cdot \sqrt{55 + 4} = 326 \text{ m/s}$.

$$L = \frac{30,5 \text{ kg/s} \cdot 4,4 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{1,76 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,9 \cdot 0,292 \cdot 326} = 284 \text{ mm}$$

Überträgt man D und L in die Skizze auf **B 4.3.10**, dann zeigt sich eine gute Anpassung an die Endstufenabmessungen.

Umfangswirkungsgrad η_u

Aus dem Geschwindigkeitsplan auf **B 4.3.11** wird

$$h_u = \frac{276 \text{ m/s} \cdot 360 \text{ m/s}}{1000} = 99,5 \text{ kJ/kg} \text{ und } \eta_u = 99,5/110 = 0,905.$$

Spaltverluste ζ_{sp}

Mit $L = 284 \text{ mm}$, $D = 1760 \text{ mm}$, $s = 1,8 \text{ mm} = 1\text{‰}$ von D wird

$$\zeta_{sp1} = 0,0135; \zeta_{sp2} = 0,019, \text{ zusammen } \zeta_{sp} = 0,032 = 3,2\text{‰}$$

$$h_{sp1} = 0,032 \cdot h_{s1} = 0,032 \cdot 110 = 3,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_l = h_u - h_{sp1} = 99,5 - 3,5 = 96 \text{ kJ/kg}$$

Bild 3.3,6

Bremsverlust durch die Dampfneße, s. **Bild 3.3,5**, Abschnitt 3.3.2

In der Stufe liegt die Dampfneße zwischen $x = 0,92$ und $0,94$ vor. Mit $x = 0,93$, einem mittleren Stufendruck von $0,3 \text{ bar}$ und einer Tröpfchengröße von $\delta = 3 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$ wird $\zeta_F = 0,03$.

Damit ist der Bremsverlust $\zeta_F \cdot h_{s1} = 0,03 \cdot 110 = 3,3 \text{ kJ/kg}$ und $h_{l \text{ nass}} = h_l - 3,3 = 96 - 3,3 = 92,7 \text{ kJ/kg}$, s. **B 3.3.7**.

Daraus $\eta_t = 92,7/110 = 0,845 = 84,5\text{‰}$.

Abmessungen der 1. Stufe

Für diese Stufe war ein isentropes Gefälle von $h_{s1} = 92 \text{ kJ/kg}$ vorgesehen.

In Anpassung an die davor liegende 2. Stufe wird $D = 1600 \text{ mm}$ gewählt. Daraus $u = 252 \text{ m/s}$. Aus $h_{s1} = 92 \text{ kJ/kg}$ erhält man mit $h_{\text{leit}} = 46 \text{ kJ/kg}$ die Austrittsgeschwindigkeit $c_{l1} = 304 \text{ m/s}$ und $u/c_{l1} = 252/304 = 0,83$, was einen guten η_u erwarten läßt.

Um die Schaufellänge zu berechnen, trägt man die Hälfte des Stufengefalles, hier $h_{\text{leit}} = 46 \text{ kJ/kg}$ vom Anfangszustand bei **E 4** aus ab und erhält $r = 2,5 \text{ m}^3/\text{kg}$, s. **B 4.3.11**.

$$L = \frac{30,5 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{1,60 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,9 \cdot 0,292 \cdot 296 \text{ m/s}} = 192 \text{ mm}$$

Abschnitt E 2 bis E 3

Die Stufengefälle und die Durchmesser sollen allmählich zunehmen. Die Stufengefälle werden mit der Konstruktion nach B 4.3.1. ermittelt. Um den Einfluß der Wahl der Laufzahl zu zeigen, wird die Konstruktion für Werte $u/c_0 = 0,83$ und $0,88$ ausgeführt, B 4.3.12. So erhält man beispielsweise zunächst folgende Rechnung:

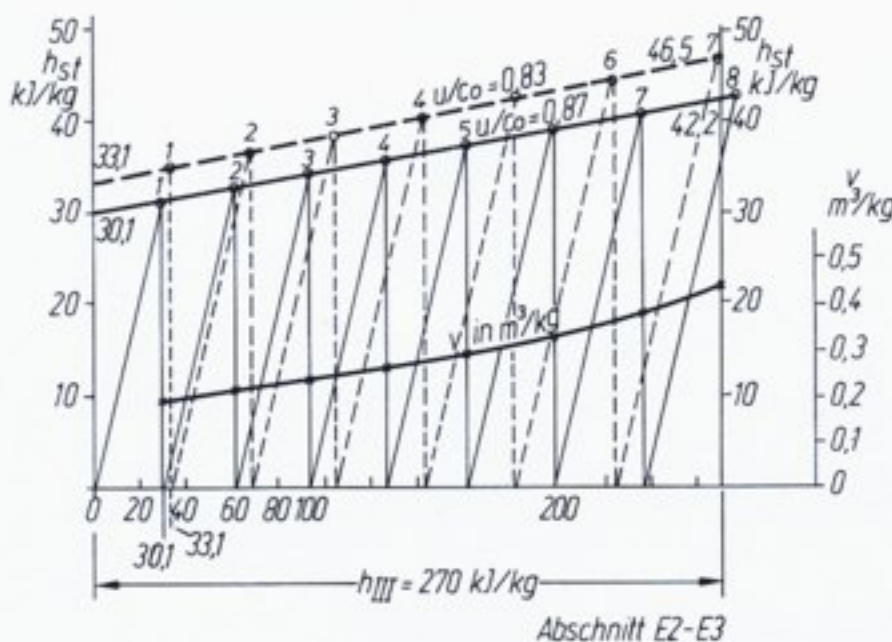
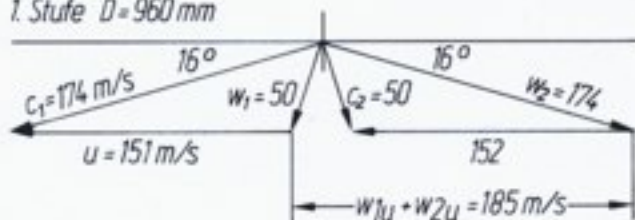
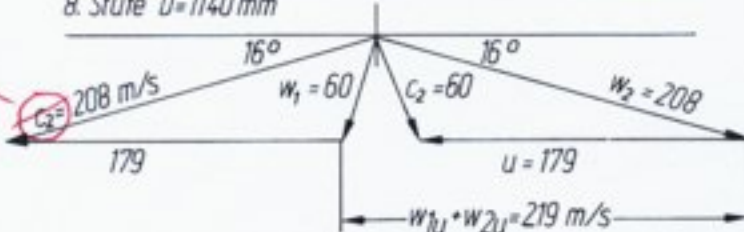
1. Stufe $D = 960$ mm8. Stufe $D = 1140$ mm

Bild 4.3.12 Ermittlung der Stufengefälle für die Laufzahlen $u/c_0 = 0,83$ und $u/c_0 = 0,87$, Verlauf der v_{III} -Werte; Geschwindigkeitspläne für die 1. und 8. Stufe im Expansionsabschnitt zwischen E 2 und E 3

erste Stufe, $D=960$ mm			letzte Stufe, $D=1140$ mm		
$u=151$ m/s			$u=179$ m/s		
u/c_0	c_0 m/s	h_{st} kJ/kg	u/c_0	c_0 m/s	h_{st} kJ/kg
0,90	168	28,0	0,90	199	49,5
0,85	177	31,4	0,85	211	44,0
0,80	189	35,6	0,80	224	50,0

Durch Probieren findet man, daß 7 Stufen benötigt werden, wenn $u/c_0=0,83$ gewählt wird (Werte gestrichelt auf dem Bild); mit $u/c_0=0,87$ ergeben sich 8 Stufen, wobei ein kleiner Gefälleüberschuß gebraucht wird. Bei Berücksichtigung von 2% Wärmerückgewinn, also $h_{II} \cdot 1,02 = 270$ kJ/kg $\cdot 1,02 = 276$ kJ/kg werden volle 8 Stufen mit $u/c_0=0,88 = \text{konst.}$ benötigt und die Expansion endet in E 3.

Für diesen Abschnitt werden 8 Stufen vorgesehen, um einen besseren Stufenwirkungsgrad η_u zu erhalten, der die hier noch hohen Spaltverluste ausgleicht.

Durch Übertragen der Stufengefälle in das h - s -Diagramm, s. auch B 4.3.7., erhält man folgende Werte für h_{st} und die spez. Volumen v in Stufenmitte:

Stufe	1	2	3	4	5	6	7	8	
h_{st}	31,2	32,5	34,1	35,8	37,4	39,0	40,6	42,5	kJ/kg
v_m	0,19	0,21	0,24	0,27	0,30	0,34	0,38	0,44	m ³ /kg

Mit $\zeta_s=0,95$ und unter Berücksichtigung einer Zulaufgeschwindigkeit c_2 sowie mit $\alpha_1=16^\circ$ und $\tau=0,9$ ergeben sich die Schauffellängen L der 1. und 8. Stufe im ersten Entwurf zu

$$L_1 = \frac{33 \text{ kg/s} \cdot 0,19 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{0,96 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,9 \cdot 0,276 \cdot 174 \text{ m/s}} = 48 \text{ mm}$$

$$L_8 = 76 \text{ mm}$$

Damit die Werte $L/D=48/960=0,05$ in der 1. Stufe

$$L/D=76/1140=0,067 \text{ in der 8. Stufe}$$

B 4.3.12

Aus den Geschwindigkeitsplänen auf B 4.3.11 erhält man die Umfangswirkungsgrade

1. Stufe: $h_u = 151 \text{ m/s} \cdot 185 \text{ m/s} = 28,0$ kJ/kg;

$$\eta_u = 28,0/31,2 = 0,90$$

8. Stufe: $h_u = 179 \text{ m/s} \cdot 219 \text{ m/s} = 39,2$ kJ/kg;

$$\eta_u = 39,2/42,5 = 0,92$$

39,2

Spaltverluste und η_i

1. Stufe: $\zeta_{spst} = 0,068 = 6,8\%$ Verlust

$$\zeta_{spst} = 0,075 = 7,5\% \text{ Verlust, zusammen } 14,3\%$$

$$h_{sp} = 0,143 \cdot h_{st} = 4,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_i = h_u - h_{sp} = 23,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_i = h_i/h_{st} = 23,6/31,2 = 0,756$$

0,756

8. Stufe: $\zeta_{spst} = 0,04$; $\zeta_{spst} = 0,045$; $\eta_i^* = 0,84$

Das Ergebnis zeigt, wie mit zunehmender Expansion, dabei zunehmenden Schaufellängen, die Stufenwirkungsgrade besser werden.

Abschnitt E 3 bis E 4

Zu verarbeiten $h_{IV} = 285$ kJ/kg; Dampfmenge $\dot{m}_s = 32,85$ kg/s – 0,85 für Spaltverluste, also $\dot{m}_s = 32$ kg/s für die Berechnung der Schaufellängen.

Es wird so verfahren wie im vorgehenden Abschnitt E 2 bis E 3 besprochen und man erhält 5 Stufen mit $u/c_0 = 0,87$ und folgenden Abmessungen

1. Stufe: $D = 1180$ mm; $u = 186$ m/s; $v_m = 0,56$ m³/kg; $L_1 = 91$ mm
5. Stufe: $D = 1560$ mm; $u = 245$ m/s; $v_m = 1,60$ m³/kg; $L_5 = 150$ mm

Die Umfangswirkungsgrade mit $\alpha_1 = 16^\circ$, $\zeta_s = 0,95$ werden

1. Stufe: $h_u = 186 \cdot 228 = 42,5$ kJ/kg; $\eta_u = 42,5/45,6 = 0,91$ *0,932*
5. Stufe: $h_u = 245 \cdot 343 = 71,5$ kJ/kg; $\eta_u = 71,5/78,0 = 0,92$ *muss etwa 292 $\frac{m}{s}$ sein*

Spaltverluste und η_i

1. Stufe: $\zeta_{sp1} = 0,033$; $\zeta_{sp2} = 0,038$; zusammen 7,1% Verluste
 $h_{sp} = 0,071 \cdot h_u = 0,071 \cdot 45,6 = 3,3$ kJ/kg
 $h_i = h_u - h_{sp} = 42,5 - 3,3 = 39,2$ kJ/kg; $\eta_i = 86\%$
5. Stufe: $\zeta_{sp1} = 0,023$; $\zeta_{sp2} = 0,028$; zusammen 5,1% Verluste
 $h_{sp} = 0,051 \cdot h_u = 0,051 \cdot 78 = 4,0$ kJ/kg
 $h_i = h_u - h_{sp} = 71,5 - 4,0 = 67,5$ kJ/kg; $\eta_i = 86,5\%$

Die Ergebnisse dieser Durchrechnung sind auf der Tafel 4.3,A zusammengefaßt.

Tafel 4.3,A: Zusammenstellung: 1-gehäusige 32 MW-Kondensationsturbine

Abschnitt	Stufe	D mm	u m/s	L mm	L/D	u/c ₀	h _u kJ/kg	η _u %	Spalt-Verl.			η _i %	ḡ _s kg/s
									L _e %	L _a %	ζ _F %		
bis E 1	A	1100	173	14,1	0,013	0,45	80,0	81,5	-	-	-	75,5	37,5
	1.	700	110	32,1	0,046	0,90	14,9	88,5	10	10,8	-	68	
	7.	795	125	33,6	0,042	0,90	19,1	90,0	8,2	8,8	-	73	
E1 ... E2	1.	810	127	32,0	0,039	0,88	21,8	87,5	7,8	8,5	-	71,5	35,95
	9.	950	149	44,5	0,047	0,88	29,0	89,0	6,6	7,2	-	74	
E2 ... E3	1.	960	151	48	0,050	0,88	31,2	90	6,8	7,5	-	76	34,40
	8.	1140	179	76	0,067	0,88	42,5	92	4,0	4,5	-	84	
E3 ... E4	1.	1180	186	91	0,077	0,87	45,6	91	3,3	3,8	-	86	32,85
	5.	1560	245	150	0,096	0,87	78,0	92	2,3	2,8	-	86,5	
Endstufen	1.	1600	252	192	0,12	0,83	92	87,7	1,8	2,3	1,0	83	31,30
	2.	1760	276	284	0,16	0,85	110	90,5	1,3	1,9	3,0	84,5	
	3.	1865	292	490	0,26	0,83	124	90,7	0,7	1,2	4,0	86	

Zusammenfassung

Das Beispiel zeigt, welche Wege gegangen werden können, um eine Aufgabenstellung wie diese zu bearbeiten und zu einer Lösung zu bringen.

$$F_a = \dot{m}_s \cdot (w_{1a} - w_{2a}) / z$$

meist ist w_{2a} gleichgerichtet wie w_{1a} , so daß die Differenz einzusetzen ist; die Werte erhält man aus dem Geschwindigkeitsplan (Axialkomponenten).

$$F_a = A \cdot (p_1 - p_2) / z \text{ in N}$$

A in m^2 , Projektion der Schaufellänge $(D_a^2 - D_i^2) \cdot \pi / 4$ $p_1 - p_2 =$ Differenz der Drücke vor und nach Laufschaufel in N/m^2 , 1 bar = $10^5 \text{ N}/\text{m}^2$, $z =$ Schaufelzahl.

Zwischenraum fehlt

Daraus die resultierende Schaufelkraft F

$$F = \sqrt{F_a^2 + (F_t^2 + F_r^2)}$$

wobei F_a oder F_r null sein können.

Hieraus, zusammen mit der Schaufellänge L das Biegemoment für einen einseitig eingespannten Träger mit Streckenlast

$$M_b = F \cdot L / 2$$

Die Biegespannung mit dem Widerstandsmoment des Profilquerschnittes ist

$$\sigma_b = \frac{F \cdot L}{2 \cdot W_y}$$

Zugbeanspruchung

Aus der Fliehkraft $C = m \cdot r \cdot \omega^2$ mit m der Masse je Schaufel, r Schwerpunktsabstand von Radmitte, $\omega = \pi \cdot n / 30$ mit $n = 1,25 \cdot n_{\text{Nct}}$ in min^{-1} wegen der Überdrehzahl beim Schleudern des Läufers wird

$$\sigma_z = C / A, \text{ wobei } A \text{ der tragende Querschnitt an der untersuchten Stelle.}$$

Zusammen wird die Beanspruchung

$$\sigma_b + \sigma_z \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Hohe Beanspruchungen treten in der ersten Laufschaufelreihe von 2-C-Rädern oder in der Regelstufe großer Turbinen auf. Zur Vergrößerung des Widerstandsmomentes werden 2 Schaufeln an den Deckplatten zusammengeschweißt, s. B 5.2.12., wenn die Höhe der Spannung dies erforderlich macht.

Beanspruchung im Schaufelfuß

Im Schaufelfuß ergibt sich Flächenpressung an den Stellen, wo vorspringende tragende Kanten zwischen Schaufelfuß und Nut im Läufer sich berühren.

Hinweis

Diese Angaben über die Festigkeitsbeanspruchungen genügen für die Dimensionierung in einfachen Fällen.

Zu den genannten Beanspruchungen kommen zusätzliche Belastungen durch Schwingungen, was besonders bei langen Schaufeln mit vom Fuß bis zur Spitze veränderlichen Profilen große Bedeutung für die Ermittlung der Hauptabmessungen hat. Auch bei kurzen, hoch belasteten Schaufeln gibt es Probleme mit der Auswahl des am besten geeigneten Schaufelprofils. Dabei muß die Gesamtwirtschaftlichkeit geprüft werden, weil außer den strömungstechnischen Gesichtspunkten auch mechanische Probleme zu

Das Innengehäuse ist über Tragarme unabhängig von Dehnungen des Außengehäuses direkt auf dem Fundament gelagert.

Gehäuseflansche

Die Flansche sind auf Biegung beansprucht, **B 5,4,9**. Sie werden besonders kräftig gemacht, um Verziehen oder Ovaldrücken des Gehäuses zu vermeiden. Die Zugkraft Z , die den Flansch aufbiegen will, ist entsprechend der Beanspruchung der Längsnaht

$$Z = d \cdot p \cdot t / 2$$

D = Zylinder-Durchmesser

p = größter Innendruck

t = Teilung, **B. 5.4,9** zunächst schätzen

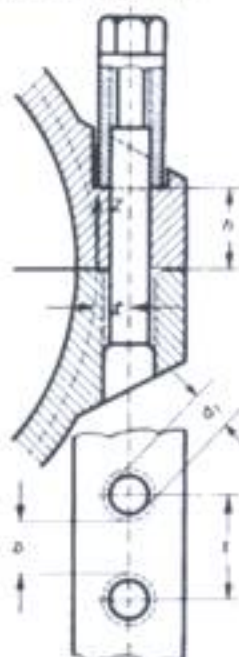


Bild 5,4,9 Flanschberechnung

Die Flanschhöhe h ergibt sich, wenn $Z \cdot L$ das Biegemoment und $W = b \cdot h^2 / 6$ das Widerstandsmoment, zu

$$h = \sqrt{\frac{Z \cdot L}{b \cdot \sigma_{zul}}} \quad \text{oder} \quad h = \sqrt{\frac{3 \cdot D \cdot p \cdot t \cdot L}{b \cdot \sigma_{zul}}}$$

Die Flanschhöhe nimmt bei eingehäusigen Turbinen von der Eintritts- zur Austrittsseite hin meist ab.

Flanschenschrauben

Die Schrauben müssen mit einer Vorspannung von etwa $1,3 \cdot Z$ berechnet werden, damit der Flansch dicht bleibt.

Der Schrauben-Kerndurchmesser ist dann

$$d_1 = \sqrt{1,3 \cdot 4 \cdot Z / \pi \cdot \sigma_{zul}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot Z}{\pi \cdot \sigma_{zul}}}$$

Bei hohen Frischdampfzuständen sind die Schrauben besonders hoch beansprucht, weil sie nicht nur die Zugbelastung aus dem Innendruck des Gehäuses, sondern während des Anfahrens aus kaltem Zustand zusätzliche Wärmespannungen aufzunehmen haben.

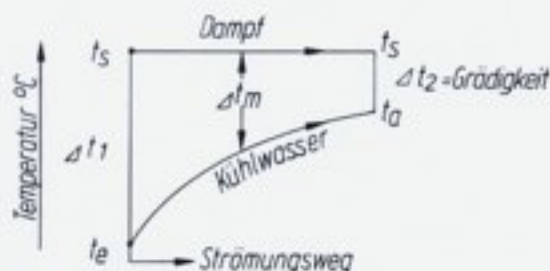


Bild 6.3.2 Bezeichnungen bei der Berechnung von Δt_m

Je kälter das eintretende Kühlwasser, umso besser ist dies für das Erreichen eines tiefen Vakuums; jedoch ist es allein noch nicht entscheidend.

Berechnung des erzielbaren Vakuums

Grundsätzlich ist $A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_m}$

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_m} \quad \text{Unschön Aufgestellt}$$

Der Wärmestrom \dot{Q} kann ausgedrückt werden

dampfseitig $\dot{Q}_D = \dot{m}_D \cdot (h_D - h_K)$

kühlwasserseitig $\dot{Q}_W = \dot{m}_W \cdot c_W \cdot (t_a - t_e)$; woraus $t_a = t_e + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_W \cdot c_W}$

und nach Einsetzen des dampfseitigen \dot{Q}

$$t_a = t_e + \frac{\dot{m}_D \cdot (h_D - h_K)}{\dot{m}_W \cdot c_W}$$

Weiter wird das Kühlwasserverhältnis $m = \dot{m}_W / \dot{m}_D$ eingeführt, woraus

$$t_a = t_e + \frac{(h_D - h_K)}{m \cdot c_W}$$

Die Kühlwasser-Austrittstemperatur t_a , die lt. B 6.3.2. bis auf die Grädigkeit der Vakuum-Temperatur entspricht und damit das Vakuum bestimmt, ist abhängig von der Kühlwasser-Eintrittstemperatur t_e , von der durch Kondensation dem Abdampf zu entziehenden Abwärmemenge $(h_D - h_K)$ und vom Kühlwasserverhältnis m ; die spez. Wärme des Kühlwassers $c_W = 4,2 \text{ kJ/kg K}$ ist als konst. zu betrachten.

Höhe des Vakuums

Mit dem Zusammenhang $p = f(t_a)$ für das Vakuum, vgl. B 6.2.2., erhält man aus der Gleichung oben für t_a die das Vakuum bestimmende Temperatur

$$t_a = t_e + \frac{h_D - h_K}{c_W \cdot m} + \Delta t_2$$

Aus B 6.3.3. kann das theoretisch erreichbare Vakuum abgelesen werden, gültig für den Betrag $(h_D - h_K) = 2250 \text{ kJ/kg}$.

Aus dem Nomogramm ist zu ersehen, daß steigende Kühlwassertemperaturen bis zu einem gewissen Grad durch Vergrößern des Kühlwasserverhältnisses m ausgeglichen werden können.

einschließlich der Kühltürme, der gesamte Kapitaldienst, die Benutzungsdauer der Anlage in Betracht gezogen werden.

Solche umfangreichen Berechnungen mit dem Ziel der wirtschaftlich optimalen Auslegung werden mit Hilfe entsprechend programmierter elektronischer Rechenanlagen ausgeführt.

Hierzu finden sich umfangreiche Hinweise in der am Ende dieses Hauptabschnittes gegebenen Literaturstelle.

40. Beispiel

Die Hauptabmessungen des wassergekühlten Kondensators zu der im 35. Beispiel, Abschnitt 4.3.2. berechneten 32 MW-Kondensationsturbine sollen überschlägig bestimmt werden.

Gegebene und bekannte Werte:

Turbinenleistung $P=32$ MW. Frischdampf 70 bar/480 °C, Abdampfdruck 0,085 bar. Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf mit $n=4$ Stufen. Dampf zum Kondensator nach Stelle E 4 = 31,3 kg/s. Zustand des Turbinenabdampfes $p=0,085$ bar, $x=0,89$ kg/kg, $h_D=2320$ kJ/kg, vgl. B 4.3.3.

Lösung

Bestimmung des Kühlwasserstromes \dot{m}_W .

Aus der Gleichheit der vom Turbinenabdampf abgegebenen und vom Kühlwasser aufgenommenen Wärmemengen wird \dot{m}_W bestimmt.

Dampfseitig ist $\dot{Q}_D = \dot{m}_D \cdot (h_D - h_K)$ in kJ/h

$$\dot{m}_D = 3600 \cdot \dot{m}_s = 3600 \text{ s/h} \cdot 31,3 \text{ kg/s} = 113\,000 \text{ kg/h} \quad \mathbf{112\,680}$$

$h_D = 2320$ kJ/kg entspr. 0,085 bar, $x = 0,89$

$h_K = 178$ kJ/kg entspr. $t_s = 43$ °C, Dampftafel

Zu wählende Werte

Es soll ein Naturzugkühler aufgestellt werden. Kühlwasser-Eintritt im Jahresmittel $t_e = 22$ °C.

Die Grädigkeit wird mit $\Delta t_2 = 3$ K gewählt.

Damit Kühlwasseraustritt $t_a = 40$ °C, B 6.4.1.

Somit auf der Kühlwasserseite

$\dot{Q}_W = \dot{m}_W \cdot c_W \cdot (t_a - t_e)$ und die Kühlwassermenge

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{m}_D \cdot (h_D - h_K)}{c_W \cdot (t_a - t_e)} = \frac{113\,000 \text{ kg/h} \cdot (2320 - 178) \text{ kJ/kg}}{4,2 \text{ (kJ/kg} \cdot \text{K)} \cdot (40 - 22) \text{ K}}$$

$$\dot{m}_W = 3\,260\,000 \text{ kg/h} \quad \mathbf{3\,201\,666 \text{ kg/h}}$$

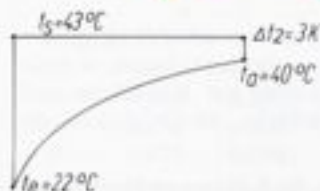


Bild 6.4.1 Temperaturverlauf zum Berechnungsbeispiel

Daraus das Kühlwasserverhältnis $m = \dot{m}_W / \dot{m}_D = 28,8$.

Es ist also sehr niedrig, was auf das niedrige Vakuum und die Grädigkeit mit $\Delta t_2 = 3 \text{ °C}$ zurückzuführen ist.

Eine Kontrollablesung auf B 6.3.3. zeigt gute Übereinstimmung der Werte.

Kühlfläche A

$$A = \frac{\dot{m}_W \cdot c_W}{k} \cdot \ln \frac{(h_D - h_K) + \Delta t_2}{\Delta t_2}$$

$$A = \frac{3\,260\,000 \text{ kg/h} \cdot 4,2 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}}{13\,500 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}} \cdot \ln \frac{2162 \text{ kJ/kg} + 3 \text{ K}}{3 \text{ K}}$$

$h_D - h_K = 2320 - 178 = 2142$

$$A = 1020 \text{ m}^2 \cdot \ln \frac{6,96 + 1970}{1970} = 1959 \text{ m}^2$$

6,90

Dabei ist der k -Wert aus B 6.3.1. für eine Wassergeschwindigkeit von 1,8 m/s und eine Kühlwasser-eintrittstemperatur von 22 °C mit $k = 13\,500 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$ eingesetzt.

Anzahl Rohre

Mit $L = 5 \text{ m}$ Rohrlänge und $d = 19 \text{ mm}$ Außendurchmesser wird die Fläche des Einzelrohres $a_R = d \cdot \pi \cdot L = 0,019 \text{ m} \cdot \pi \cdot 5 \text{ m} = 0,36 \text{ m}^2/\text{Rohr}$ und die Rohrzahl

$$R = A/a_R = 1970 \text{ m}^2 / 0,36 \text{ m}^2 = 5442 \text{ Rohre.}$$

Allgemeiner Hinweis

Es kommen also sehr viele Einzelrohre zum Einbau. Die Rohrböden und die Stützböden erhalten sehr viele Bohrungen, das Einbauen und Einwalzen der Rohrenden sind zeitraubende Arbeiten, der Kondensator wird teuer und hat bei großen Kondensationsturbinen sehr große Abmessungen, so daß Transportschwierigkeiten auftreten und der Zusammenbau gelegentlich erst im Kraftwerk vorgenommen wird. Um die Abmessungen begrenzen zu können, sind auch auf diesem Gebiet viele Forschungs und Entwicklungsarbeiten geleistet worden.

Hinweis: Verhalten bei Teillast und bei Abweichungen vom Auslegungszustand

Ändert sich die Wärmebelastung \dot{Q}_D des Kondensators und bleibt der Wasserdurchfluß gleich, dann ändern sich die Temperaturdifferenzen Δt_1 und Δt_2 . Es wird

$$\Delta t_1 = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{m}_W} \cdot \left(\frac{1}{e \cdot A \cdot k / \dot{m}_W - 1} + 1 \right)$$

$$\Delta t_2 = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{m}_W \cdot (e \cdot A \cdot k / \dot{m}_W + 1)}$$

Das Vakuum bzw. die neue Sattdampf Temperatur t_s' beim Wärmestrom \dot{Q}_D wird

$$t_s' = \Delta t_1 \cdot \frac{\dot{Q}_D}{\dot{Q}_D} + t_e$$

Weil das Verhältnis $\Delta t_1 / \Delta t_2 = e \cdot A \cdot k / \dot{m}_W$ konstant ist.

Damit wird das Vakuum besser, vorausgesetzt, daß der größere zu erwartende Luft einbruch abgesaugt wird.

Die im Drosselkegel entstandene hohe Geschwindigkeit geht anschließend verloren; hinter dem Drosselventil wird diese Energie als Reibungsenergie dem Dampf wieder zugeführt, so daß dann der Zustand $h = \text{konst.}$ mit kleinerem, gedrosseltem Druck, vorliegt.

Das Drosselventil selbst wird für die Vollastmenge und eine Dampfgeschwindigkeit von etwa 40 m/s bis 60 m/s wie in der Frischdampfleitung ausgelegt. Dabei wird der Querschnitt durch die Einbauten am Ventilsitz, der wegen der Druckentlastung als Doppelsitz ausgeführt wird, außerdem durch die Ventilschindel verengt wird, um etwa 20% grösser gemacht, als der Rechnung entspricht.

41. Beispiel

Für eine Kondensationsturbine $P_e = 10\,000$ kW, Frischdampf 20 bar, 386 °C, Abdampfdruck 0,05 bar, sollen die Querschnitte am Drosselkegel des Drosselventils berechnet werden.

Hinweis: die Turbine soll von der 1. Stufe an voll beaufschlagt sein; ob sie nach dem Gleichdruck- oder Überdruckverfahren arbeitet, ist gleichgültig.

Lösung

Aus dem h - s -Diagramm, s. B 7.2.1, ist $h_f = 1050$ kJ/kg. Der Vollastwirkungsgrad wird aus B 1.5.1. zu $\eta_e = 0,80$ geschätzt. Damit ist der Dampfdurchsatz

$$\dot{m}_s = \frac{P_e}{h_f \cdot \eta_e} = \frac{10\,000 \text{ kW}}{1050 \text{ kJ/kg} \cdot 0,80} = 11,9 \text{ kg/s}$$

Für den Leerlauf sei $\dot{m}_s' = 10\%$ 1,20 kg/s angenommen. Dann kann eine Gerade zwischen $\dot{m}_s = 1,2$ und $\dot{m}_s = 11,9$ in das B 7.2.2. eingezeichnet werden.

Der Leerlaufdruck errechnet sich aus $p_{A'} = p_A \cdot (\dot{m}_s' / \dot{m}_s) = 20 \cdot (1,2 / 11,9) = 2,02$ bar. Es wird eine weitere Gerade zwischen $p_{A'} = 2,0$ bar und $p_A = 20$ bar in das B 7.2.2. über der Belastung eingezeichnet.

Die Zwischenwerte werden grafisch ermittelt und in die Tafel 7.2.A eingetragen.

Der Lavaldruck wird erreicht, wenn $p_{A'} = 0,546 \cdot p_A = 10,9$ bar (Heißdampf). In diesem Fall ist $\dot{m}_s' = 6,4$ kg/s und $P = 4920$ kW = 49,2% Belastung.

Die im Ventilkegel auftretenden Geschwindigkeiten werden aus den Gefällen h_{dro} berechnet, die aus B 7.2.1. zu entnehmen sind, ebenso wie die spez. Volumen v_{dro} . Damit werden die Querschnitte A_{dro} berechnet, die der Drosselkegel freigeben muß.

Tafel 7.2.A

P	kW	0	2000	4000	4920	6000	8000	9000	10 000
\dot{m}_s'	kg/s	1,2	3,3	5,5	6,4	7,7	9,8	10,9	11,9
$p_{A'}$	bar	2,0	5,5	9,2	10,9	13,0	16,5	18,4	20,0
h_{dro}	kJ/kg	170	170	170	170	110	50	26	0
c_{dro}	m/s	550	550	550	550	440	300	215	0
v_{dro}	m ³ /kg	0,237	0,237	0,237	0,237	0,203	0,164	0,153	
A_{dro}	cm ²	5,2	14,2	23,7	27,6	35,5	53,5	77,7	∞

Diese Querschnitte sind in das B 7.2.2. zu übertragen. Da das Drosselventil 2-sitzig ausgeführt wird, erhält jeder Drosselkegel die Hälfte dieser Querschnitte. Eine Skizze auf B 7.2.3.

Lösung

Der Lavaldruck wird $p_L = 0,546 \cdot p_1 = 0,546 \cdot 17 = 9,4$ bar.

9,28

Von dort an muß mit c_L und v_L gerechnet werden.

Dampfdurchsatz \dot{m}_s' bei Teillast

Die Teillast- η_e -Werte werden entsprechend B 7.1.1. gewählt. Der Vollast- η_e ist mit 0,825 bekannt. Das Vakuum wird entsprechend B 7.1.1. berichtigt. Es ergeben sich folgende Werte, Tafel 7.3,A.

Tafel 7.3,A

Last	4/4	3/4	2/4	1/4	Leerlauf	
P	18 000	13 500	9000	4500	0	kW
η_e	0,825	0,79	0,77	0,67		-
p_{kond}	0,08	0,068	0,063	0,057	0,050	bar
h_t	995	1020	1030	1040		kJ/kg
\dot{m}_s'	22,0	16,8	11,4	6,5	2,2	kg/s
\dot{m}_s'/\dot{m}_s	1	0,765	0,52	0,295	0,10	-

Danach werden die Stufen-Teillastdrücke aus $p_A' = p_A \cdot (\dot{m}_s'/\dot{m}_s)$ berechnet. Die Werte sind auf Tafel 7.3, B zusammengestellt. Die Turbine ist von der ersten Stufe an voll beaufschlagt.

Tafel 7.3,B

Stufe	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4/4-Last p_A'	17	12,7	9,3	6,5	4,5	2,8	1,8	1,1	0,6	0,24	0,08
3/4-Last p_A'	17	9,7	7,2	5,0	3,4	2,2	1,4	0,8	0,43	0,18	0,068
2/4-Last p_A'	17	6,6	4,8	3,4	2,4	1,5	0,93	0,55	0,30	0,12	0,063
1/4-Last p_A'	17	3,8	2,8	1,9	1,3	0,83	0,53	0,31	0,17	0,07	0,057
Leerlauf p_A'	17	1,27	0,93	0,65	0,45	0,28	0,18	0,11	0,08	0,06	0,05

Erforderliche Leitkanalquerschnitte vor der 1. Stufe, $A_1 = \dot{m}_s' \cdot v_1 / c_1$

Aus dem Gefälle zwischen Frischdampfzustand 17 bar, 400 °C und dem Druck im Radraum der 1. Stufe wird c_1 und v_1 unter Berücksichtigung des Leitschaufelverlustes berechnet.

Nach Erreichen des Lavaldruckes bleiben $c_L = c_1$ und $v_1 = v_L$ am Austrittsquerschnitt der Leitschaufeln konstant. Die weitere Expansion auf den lastabhängigen Druck p_A' folgt unter Strahlablenkung im Radraum, je nach Tiefe des Druckes möglicherweise auch in den Laufschaufeln.

Die Berechnung ergibt: 4/4 Last, $h_{st} = 85$ kJ/kg und $c_1 = 396$ m/s; $v_1 = 0,23$ m³/kg

Bis zum Lavaldruck $p_L = 9,4$ bar ist $h_{st} = 170$ kJ/kg und $c_L = 560$ m/s, $v_L = 0,292$ m³/kg.

Hinweis

Auf diese bemerkenswerte Zunahme der Austrittsgeschwindigkeit aus den Leitkanälen der 1. Stufe bei Teillast wird später noch kurz zurückgekommen.

Der kritische Druck wird hier erreicht, wenn die Belastung etwas unter 3/4 beträgt.

Somit können die notwendigen Querschnitte A' und die Zahl der zu öffnenden Leitkanäle z berechnet werden. Dies geschieht zusammengefaßt auf der Tafel 7.3,C.