Ü 58 Angenommen, der durch Drosselung in den Regel- und Zuströmorganen entstehende Druckverlust betrage etwa 10 %. Der Dampfdruck vor den Düsen beträgt dann $p_7 = 0{,}9 \cdot p_{FDa} = 0{,}9 \cdot 10 = 9$ bar.

Bild 1 zeigt den Idealprozeß im (h,s)-Diagramm mit den zugehörigen Werte-Eintragungen.

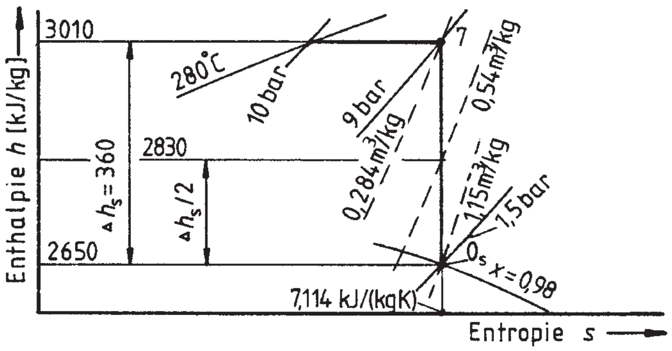

Bild 1. Lösungsskizze 1 zu Ü 58.
Erste Darstellung des Prozesses im (h,s)-Diagramm.

Erforderlicher Dampfdurchsatz:

Aus $P_e = \dot{m} \cdot \Delta h_e$ mit $\Delta h_e = \eta_e \cdot \Delta h_s$ und $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$:

$\dot{m} = P_e/(\eta_e \cdot \Delta h_s)$

Bei Kleinturbinen sind die η-Werte gering.

Angenommen: $\eta_i = 0{,}55$ und $\eta_m = 0{,}95$ Also
$\eta_e = 0{,}55 \cdot 0{,}95 = 0{,}52$ Damit

$\dot{m} = 90/(0{,}52 \cdot 360)$ [kW/(kJ/kg)] $= \underline{0{,}481 \text{ kg/s}}$

Kennzahl: Nach Unterabschnitt 4.3.3.5:

$n_y = n \cdot \dot{V}^{1/2} \cdot \Delta Y^{-3/4}$ Mit

$\dot{V} = \bar{\dot{V}} = \dot{m} \cdot \bar{v}$ wobei nach

FORNER $\bar{v} = 0{,}54$ m³/kg in Gefällemitte, aus (h,s)-Diagramm

PAPE $v = \sqrt{v_7 \cdot v_{0,s}} = \sqrt{1{,}15 \cdot 0{,}284}$ [m³/kg]

$\bar{v} = 0{,}57$ m³/kg

gerechnet mit $\bar{v} = 0{,}57$

$\bar{\dot{V}} = 0{,}481 \cdot 0{,}57$ [kg/s·m³/kg] $= 0{,}274$ m³/s

$\Delta Y = \Delta h_s = 360 \cdot 10^3$ J/kg $= 360 \cdot 10^3$ m²/s²

$n_y = 180 \cdot 0{,}274^{1/2} \cdot (360 \cdot 10^3)^{-3/4} = 0{,}0064$
$[1/s \cdot (m^3/s)^{1/2} \cdot (m^2/s^2)^{-3/4}]$ [1]

$\sigma = 2{,}1 \cdot n_y = 0{,}0135$

Hierzu folgt nach Bild 4-7: Soll keine mehrstufige Dampfturbine gebaut werden - die geringe Leistung rechtfertigt den größeren Bauaufwand nicht - ist eine einstufige Maschine mit Partiellbeaufschlagung erforderlich, was nur Gleichdruckwirkung ermöglicht. Deshalb ausgeführt:
Einstufige, partiell beaufschlagte Gleichdruckturbine (r = 0).

Nach Bild 4-7 bei $n_y = 0{,}006$: $D/b = 66{,}6$ und $\varepsilon = 0{,}05$

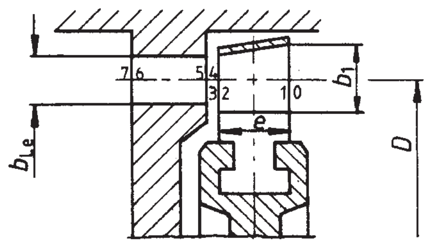

Bild 2. Lösungsskizze 2 zu Ü 58.
Meridianschnitt (Axialschnitt) der Beschaufelung.

Auslegung der Beschaufelung (*Bild 2*)

Düsen:

Düsenart: $\pi_{Le} = \pi_{St} = p_7/p_0 = 9/1{,}5 = 6$

Da $1/\pi_{Le} = 0{,}16 < P_L$ - bei Heißdampf $P_L = 0{,}546$ - sind LAVALdüsen notwendig (Unterabschnitt 7.3.3.2). Bei der auszulegenden einstufigen Gleichdruckturbine handelt es sich somit um eine LAVAL-Turbine.

Düsen-Austrittsgeschwindigkeit: Bei Vernachlässigen der relativ kleinen Zuströmgeschwindigkeit $c_6 \approx c_7$ wird nach Gl. (7-145):

$c_5 = \varphi_{Le} \cdot c_{5,s} = \varphi_{Le} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta h_s}$

$\varphi_{Le} \approx 0{,}95$ geschätzt oder aus [3]

$\Delta h_s = 360 \cdot 10^3$ J/kg $= 360 \cdot 10^3$ m²/s²

$c_{5,s} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_s} = \sqrt{2 \cdot 360 \cdot 10^3}$ [m/s] $= 848{,}53$ m/s

$\underline{c_5} = 0{,}95 \cdot 848{,}53$ [m/s] $= \underline{806{,}10 \text{ m/s} = c_4}$

Düsenverlust: Nach Gl. (7-150):

$\Delta h_{V,Le} = \Delta h_s \cdot (1 - \varphi_{Le}^2) = 360 \cdot (1 - 0{,}95^2)$ [kJ/kg]

$\Delta h_{V,Le} = 35{,}1$ kJ/kg ≈ 35 kJ/kg Damit

$h_4 = h_{5,s} + \Delta h_{V,Le} = 2650 + 35 = 2685$ kJ/kg

Hierzu bei $p_5 = p_4 = p_0 = 1{,}5$ bar (Gleichdruck) aus (h,s)-Diagramm $\underline{v_5 = v_4 \approx 1{,}17 \text{ m}^3/\text{kg} \approx v_2}$

Umfangsgeschwindigkeit: Aus Laufzahl (Gl. 11-9): Angen. Lz = 0,4 . Damit und $c_4 = c_3 = c_2$

$\underline{u} = Lz \cdot c_2 = 0{,}4 \cdot 806{,}1$ [m/s] $= \underline{322{,}4 \text{ m/s}}$

Der Wert liegt an der oberen Grenze des üblicherweise zulässigen Bereiches.

Beschauflungsdurchmesser: Aus $u = D \cdot \pi \cdot n$ folgt
$D = u/(\pi \cdot n) = 322{,}4/(\pi \cdot 180)$ [(m/s)/s⁻¹] $= \underline{0{,}570 \text{ m}}$

Düsenaustrittswinkel: Nach Unterabschnitt 6.2.5.3 ausgeführt $\alpha_5 = 16°$
α_5 möglichst klein (Drallerzeugung) jedoch nicht kleiner als 12°, da sonst Schaufeldicke am Austritt zu klein.

Düsenhöhe: Aus Durchflußgleichung

a) Vollbeaufschlagung

$\dot{V}_5 = \dot{m}\cdot v_5 = D\cdot\pi\cdot b_{5,voll}\, c_{5m}\cdot 1/\tau_5$. Hieraus mit

$\tau_5 = 1{,}08$ (geschätzt):

$c_{5m} = c_5\cdot \sin\alpha_5 = 806{,}1\cdot \sin 16^\circ\ [m/s] = 222{,}19\ m/s$

$$b_{5,voll} = \frac{\dot{m}\cdot v_5\cdot \tau_5}{D\cdot\pi\cdot c_{5m}} = \frac{0{,}481\cdot 1{,}17\cdot 1{,}08}{0{,}57\cdot\pi\cdot 222{,}19}\left[\frac{kg/s\cdot m^3/kg}{m\cdot m/s}\right]$$

$b_{5,voll} = 1{,}53\cdot 10^{-3}\ m = 1{,}53\ mm$

Dieser Wert ist nicht ausführbar, zumindestens technisch nicht sinnvoll. Mindestwert nach Unterabschnitt 7.3.3.2 $b_{Le} = 10\ldots 11$ mm. Deshalb Teilbeaufschagung notwendig (vergleiche auch oben).

b) Teilbeaufschlaung

Beaufschlagungsgrad ε bei ausgeführt $b_5 = b_{Le} = 10$ mm, da sonst alle Größen unverändert:

$\varepsilon = b_{5,voll}/b_5 = 1{,}53/10 = \underline{0{,}153}$

Beaufschlagungswinkel: $\gamma = 360^\circ\,;\varepsilon = 55{,}08^\circ$

Das restliche Berechnen der Düsen erfolgt entsprechend den Beziehungen der LAVALdüsen-Strömung [3] unter Zugrundelegen der mittleren Düsenlänge - Länge entlang der Düsen-Mittellinie - und den Richtwerten von Unterabschnitt 7.3.3.2. Der Schaufelverengungsfaktor $\tau_5 = t_5/(t_5 - \tau_5)$, bei $\sigma_5 = s_5/\sin\alpha_5$ ist dabei zu überprüfen und gegebenenfalls die Berechnung anschließend entsprechend zu korrigieren.

Laufschaufeln:

Geschwindigkeitsplan (Ge-Δ):

Druckkante: Mit $\alpha_2 = \alpha_5 = 16^\circ$ und $c_2 = c_5 = 806{,}1$ m/s

$c_{2u} = c_2\cdot\cos\alpha_2 = 806{,}1\cdot\cos 16^\circ\ [m/s] = 774{,}87\ m/s$

$c_{2m} = c_2\cdot\sin\alpha_2 = 806{,}1\cdot\sin 16^\circ\ [m/s] = 222{,}19\ m/s$

$w_{2u} = c_{2u} - u = 774{,}87 - 322{,}4\ m/s = 452{,}47\ m/s$

$\tan\beta_2^* = w_{2m}/w_{2u} = c_{2m}/w_{2u} = 222{,}19/452{,}47 = 0{,}4911 \longrightarrow$

$\beta_2^* = 26{,}15^\circ$ und $\beta_2 = 180^\circ - \beta_2^* = 153{,}85^\circ$

$w_2 = \sqrt{w_{2u}^2 + w_{2m}^2} = \sqrt{452{,}47^2 + 222{,}19^2} = 504{,}08\ m/s$

Saugseite: $\beta_1 = \beta_2^* = 26{,}15^\circ$ (vorerst angenommen!)

$w_1 = \varphi_{Le}\cdot w_2$ Hierbei

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = (180^\circ - \beta_2^*) - \beta_1 = 127{,}7^\circ \longrightarrow \varphi_{La} \approx 0{,}84$

$w_1 = 0{,}84\cdot 504{,}08\ [m/s] = 423{,}43\ m/s$

Gewählt: c_m = konst (sehr häufig ausgeführt)

Also $c_{1m} = c_{2m} = w_{2m} = w_{1m} = 222{,}19\ m/s$

$\sin\beta_1 = \frac{w_{1m}}{w_1} = \frac{222{,}19}{423{,}43} = 0{,}5247 \longrightarrow \beta_1 = 31{,}65^\circ$

Somit jedoch $\beta_1 \neq \beta_2$, also unsymmetrische Schaufel!

$w_{1u} = w_1\cdot\cos\beta_1 = 423{,}43\cdot\cos 31{,}65^\circ\ [m/s] = 360{,}45\ m/s$

$c_{1u} = w_{1u} - u = 360{,}45 - 322{,}4\ [m/s] = 38{,}05\ m/s$

$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1m}^2} = \sqrt{38{,}05^2 + 222{,}19^2} = 225{,}42\ m/s$

$\tan\alpha_1^* = \frac{c_{1m}}{c_{1u}} = \frac{222{,}19}{38{,}05} = 5{,}839 \longrightarrow \alpha_1^* = 80{,}28^\circ$

Mit diesen Werten lassen sich die Geschwindigkeitsdreiecke zeichnen (Bild 3).

Laufschaufelbreite (-höhe):

Wegen des geringen Dampfdurchsatzes werden die Schaufeln kurz (vergleiche $b_{Le} = 10$ mm) und können deshalb zylindrisch, d.h. nichtverwunden ausgeführt werden.

Die Eintrittsbreite b_2 (Druckkante) der Laufschaufeln sollte zum Vermeiden von Kantenstößen etwas größer sein als die Leitkranzerstreckung (Düsenhöhe). Ausgeführt: $b_2 = b_5 + 2\ mm = 12\ mm$

Die Austrittsbreite b_1 (Saugkante) ergibt sich aus der Durchflußgleichung:

$\dot{m}\cdot v_1 = \dot{V}_1 = \varepsilon\cdot D\cdot\pi\cdot b_1\cdot(1/\tau_1)\cdot c_{1m}$ Hieraus

$b_1 = (\dot{m}\cdot v_1\cdot\tau_1)/(\varepsilon\cdot D\cdot\pi\cdot c_{1m})$ mit

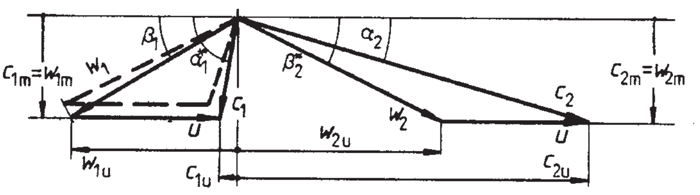

Bild 3. Lösungsskizze 3 zu Ü 58.
Geschwindigkeitsplan. Anfangs- und korrigierte Ausführung.

$\tau_1 = \tau_2 = 1{,}08$ (geschätzt)

v_1 aus (h,s)-Diagramm. Hierzu ist die Kenntnis des Laufschaufelverlustes $\Delta h_{V,La}$ notwendig. Nach Abschnitt 8.3.2

$\Delta h_{V,La} = w_2^2/2 - w_1^2/2 = (1 - \varphi_{La}^2)\cdot w_2^2/2$

$\Delta h_{V,La} = (1 - 0{,}84^2)\cdot 504{,}08^2/2\ [m^2/s^2] = 37510\ m^2/s^2$

$\underline{\Delta h_{V,La} = 37{,}51\ kJ/kg}$ Damit

$h_1 = h_2 + \Delta h_{V,La} = h_4 + \Delta h_{V,La}$

$h_1 = 2685 + 37{,}5\ [kJ/kg] = 2722{,}5\ kJ/kg$

Somit Dampfzustand an der Laufradsaugkante:

$p_1 = p_0 = 1{,}5$ bar und $h_1 = 2722{,}5$ kJ/kg

Dazu aus (h,s)-Diagramm $v_1 = 1{,}24\ m^3/kg$.

Dann wird

$$b_1 = \frac{0{,}481\cdot 1{,}24\cdot 1{,}08}{0{,}153\cdot 0{,}57\cdot\pi\cdot 222{,}19}\left[\frac{kg/s\cdot m^3/kg}{m\cdot m/s}\right] = 0{,}0106\ m$$

$b_1 = 10{,}6\ mm < b_2$!

Aus Gründen einfacher Herstellung ausgeführt:

$\underline{b_1 = b_2 = 12\ mm}$ Dann wird

$c_{1m} = c_{2m}\cdot 10{,}6/12 = 222{,}19\cdot 10{,}6/12 = 196{,}27\ m/s$

Dadurch ändert sich das Saugkanten-Ge-Δ entsprechend:

$w_{1m} = c_{1m} = 196{,}27$ m/s

$\sin\beta_1 = \frac{w_{1m}}{w_1} = \frac{196{,}27}{432{,}43} = 0{,}4539 \longrightarrow \underline{\beta_1 = 27^\circ}$

$\beta_1 \approx \beta_2^*$ also etwa symmetrische Laufschaufeln.

$w_{1u} = w_1 \cdot \cos\beta_1 = 432{,}43 \cdot \cos 27^\circ$ [m/s] $= 385{,}3$ m/s

$c_{1u} = w_{1u} - u = 385{,}3 - 322{,}4$ [m/s] $= 62{,}9$ m/s

$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1m}^2} = \sqrt{62{,}9^2 + 196{,}27^2} = 206{,}1$ m/s

$\tan\alpha_1^* = \frac{c_{1m}}{c_{1u}} = \frac{196{,}27}{62{,}9} = 3{,}1203 \longrightarrow \alpha_1^* = 72{,}2^\circ$

Damit kann der Austritts-Ge-Δ neu gezeichnet werden. In Ge-Plan, Bild 3 strichliert eingetragen.

Schaufelentwurf (Profil): Lt. Unterabschnitt 2.5.3.2

$e \approx 1{,}5 \cdot \sqrt{\Delta h_s + 25}$ [mm] mit Δh_s in kJ/kg (Gl. 2-101)

$e = 1{,}5 \cdot \sqrt{360 + 25} = 29{,}4 \approx 30$ mm

$r = 0{,}9 \cdot e/(\cos\beta_1 + \cos\beta_2^*)$ Gl. (2-102)

$r = \frac{0{,}9 \cdot 30}{\cos 27^\circ + \cos 26{,}15^\circ}$ [mm] $= 15{,}1$ mm ≈ 15 mm

$a = r/2 = 15/2 = 7{,}5$ mm Gl. (2-99)

$e_g = 0{,}1 \cdot e = 0{,}1 \cdot 30 = 3$ mm Gl. (2-98)

$s_1 = 0{,}5$ mm und nach Gl. (2-102)

$t = \frac{r}{2 \cdot \sin[(\beta_1 + \beta_2^*)/2]} = \frac{15 \text{ mm}}{2 \cdot \sin[(27 + 26{,}15)/2]}$

$t = 16{,}76$ mm $\approx \underline{16{,}8 \text{ mm}}$

$z = D \cdot \pi/t = 570 \cdot \pi/16{,}8 = 106{,}6$; ausgeführt $z = 106$

dazu $t = D \cdot \pi/z = 570 \cdot \pi/106$ [mm] $= 16{,}893$ mm

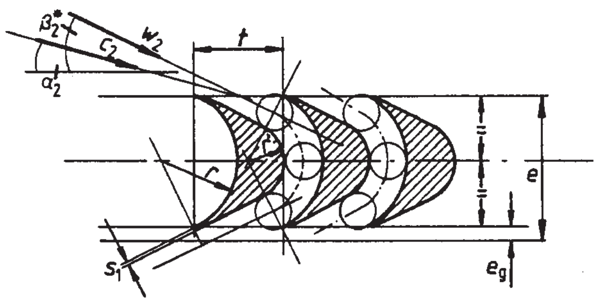

Bild 4. Lösungsskizze 4 zu Ü 58, Laufschaufel-Profil.

Mit diesen Werten ist in Bild 4 der Laufschaufelgitter (3 Schaufeln) gezeichnet.

Nun wären noch die Schaufelverengungsfaktoren τ zu überprüfen und gegebenenfalls entsprechende Korrekturen in der Berechnung vorzunehmen; soll aus Platzgründen jedoch unterbleiben.

Restliche Verluste:

Austrittsverlust:

$\Delta h_{V,As} = c_1^2/2 = 206{,}1^2/2$ [m²/s²] $= 21239$ m²/s²

$\underline{\Delta h_{V,As}} = 21{,}2$ kJ/kg

Schauflungsverlust:

$\Delta h_{V,Sch} = \Delta h_{V,Le} + \Delta h_{V,La} + \Delta h_{V,As}$

$\underline{\Delta h_{V,Sch}} = 35{,}1 + 37{,}5 + 21{,}2$ [kJ/kg] $= \underline{93{,}8 \text{ kJ/kg}}$

Radreibungs- und Ventilationsverlust: Nach Unterabschnitt 8.3.2.3

$\Delta h_{V,RV} = Z_{RV} = P_{RV}/\dot{m}$ Gl. (8-72)

Da Teilbeaufschlagung nach Gl. (8-79)

$P_{RV} = (1 - \varepsilon) \cdot C_{RV} \cdot \bar{\varrho} \cdot n^3 \cdot \bar{D}^4 \cdot \bar{b}$ Hierbei nach

FORNER: $C_{RV} = 3{,}8$ (1 Schaufelkranz)

TRAUPEL: $C_{RV} \approx 2 + 25 \cdot b/D$ (Kranz frei)

$C_{RV} \approx 2 + 25 \cdot 12/570 = 2{,}5$

Sehr großer Unterschied. Aus Sicherheitsgründen mit größerem Wert, also $C_{RV} = 3{,}8$, gerechnet.

$\bar{\varrho} = (\varrho_2 + \varrho_1)/2 = (1/v_2 + 1/v_1)/2$

Bei Reibungsfreiheit wäre infolge Gleichdruck $v_1 = v_2$
Bei Reibungsfreiheit wäre infolge Gleichdruckwirkung $v_1 = v_2$. Wegen Laufschaufelreibung (φ_{La}) ist jedoch $v_1 > v_2$. Da allerdings $\Delta h_{V,La}$ gering gilt näherungsweise $v_1 \approx v_2 = 1{,}24$ m³/kg.
Exakt wäre nach (h,s)-Diagramm:

Stelle 2 $p_2 = 1{,}5$ bar; $h_2 = 2685$ kJ/kg $\longrightarrow v_2 = 1{,}18$ m³/kg

Stelle 1 $p_1 = 1{,}5$ bar; $h_1 = 2722{,}5$ " $\longrightarrow v_1 = 1{,}24$ m³/kg

$\bar{v} = (v_2 + v_1)/2 = (1{,}18 + 1{,}24)/2 = 1{,}21$ m³/kg

$\bar{\varrho} = 1/\bar{v} = 0{,}826$ kg/m³

$\bar{D} \equiv D = 570$ mm ; $\bar{b} \equiv b_{La} = b_2 = b_1 = 12$ mm

Ausgewertet:

$P_{RV} = (1 - 0{,}153) \cdot 3{,}8 \cdot 0{,}826 \cdot 180^3 \cdot 0{,}57^4 \cdot 0{,}012$ [kg/m³ · s⁻³ · m⁴ · m]

$P_{RV} = 19640$ W $= 19{,}64$ kW Hiermit

$\underline{\Delta h_{V,RV}} = 19{,}64/0{,}481$ [(kJ/s)/(kg/s)] $= \underline{40{,}8 \text{ kJ/kg}}$

Spaltverlust: Nach Gl. (8-43) mit geschätztem Spaltverlust von 5 %, also $\dot{m}_{Sp} = 0{,}05 \cdot \dot{m}$; gering, da Gleichdruckwirkung.

$\Delta h_{V,Sp} \equiv Z_{Sp} = Y_{Sch} \cdot \dot{m}_{Sp}/\dot{m} = 0{,}05 \cdot Y_{Sch}$ Mit

$Y_{Sch} = \Delta h_{Sch} = \Delta h_s - \Delta h_{V,Sch}$

$Y_{Sch} = 360 - 93{,}8$ [kJ/kg] $= \underline{266{,}2 \text{ kJ/kg}}$

$\Delta h_{V,Sp} = 0{,}05 \cdot 266{,}2$ [kJ/kg] $= 13{,}3$ kJ/kg

Innerer Gesamtverlust:

$\Delta h_{V,i} = \Delta h_{V,Sch} + \Delta h_{V,RV} + \Delta h_{V,Sp}$

$\underline{\Delta h_{V,i}} = 93{,}8 + 40{,}8 + 13{,}3$ [kJ/kg] $= \underline{147{,}9 \text{ kJ/kg}}$

Kontrollrechnung für spez. Schaufelenergie nach EULER-Gleichung:

$Y_{Sch} \approx Y_{Sch\infty} = u \cdot (c_{2u} - c_{1u})$

Hierbei c_{1u} negativ, da entgegengesetzt zu u gerichtet, also $c_{1u} = -|c_{1u}|$ (Bild 16-37). Damit

$Y_{Sch} = u \cdot (c_{2u} + |c_{1u}|) = 322{,}4 \cdot (774{,}87 + 62{,}9)\ [m^2/s^2]$

$\underline{Y_{Sch}} = 270097\ m^2/s^2 \approx \underline{270\ kJ/kg}$

Etwa wie zuvor ($Y_{Sch} = 266{,}6$ kJ/kg). Abweichung bedingt durch Rechenungenauigkeiten.

In Bild 5 ist der gesamte Zustandsverlauf im (h,s)-Diagramm dargestellt.

Wirkungsgrade:

$\underline{\eta_{Sch}} = Y_{Sch}/\Delta h_s = 267/360 = \underline{0{,}74}$

$\eta_i = \Delta h_i/\Delta h_s$ Mit

$\Delta h_i = \Delta h_s - \Delta h_{V,i} = 360 - 147{,}9 = 212{,}1$ kJ/kg

$\underline{\eta_i} = 212{,}1/360 = 0{,}589 \approx \underline{0{,}59}$

(Angenommen war $\eta_i = 0{,}55$)

$\underline{\eta_e} = \eta_i \cdot \eta_m = 0{,}59 \cdot 0{,}95 = \underline{0{,}56}$

Mechanische Energieverluste $\Delta h_{V,m}$ (spez. Wert): Aus

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = \frac{\Delta h_i - \Delta h_{V,m}}{\Delta h_i} = 1 - \frac{\Delta h_{V,m}}{\Delta h_i}$$

$\Delta h_{V,m} = (1 - \eta_m) \cdot \Delta h_i = (1 - 0{,}95) \cdot 212{,}1\ [kJ/kg]$

$\underline{\Delta h_{V,m} = 10{,}6\ kJ/kg}$

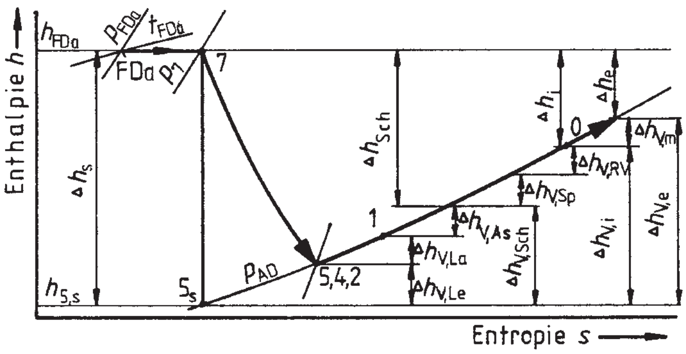

Bild 5. Lösungsskizze 5 zu Ü 58.
Gesamtverlauf der Zustandsänderung im (h,s)-Diagramm.

Effektives Enthalpiegefälle

$\underline{\Delta h_e} = \Delta h_i - \Delta h_{V,m} = 212{,}1 - 10{,}6\ [kJ/kg] = \underline{201{,}5\ kJ/kg}$

Gesamtverlust (Effektivverlust):

$\underline{\Delta h_{V,e}} = \Delta h_{V,i} + \Delta h_{V,m} = 147{,}9 + 10{,}6 = \underline{158{,}5\ kJ/kg}$

Kontrollrechnung:

$\Delta h_e = \Delta h_s - \Delta h_{V,e} = 360 - 158{,}5\ [kJ/kg] = 201{,}5$ kJ/kg

(Tatsächliche) effektive Turbinenleistung

$\underline{P_e} = \dot{m} \cdot \Delta h_e = 0{,}481 \cdot 201{,}5\ [kg/s \cdot kJ/kg] = \underline{96{,}9\ kW}$

Nun müßte noch die Nachrechnung der gesamten Maschine (einschließlich Festigkeit) erfolgten, um letztlich die Konstruktion ausarbeiten zu können. Darauf soll im Rahmen dieser Aufgabe verzichtet werden.