

# Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

**Intrede Straalbuis**  
(m<sup>2</sup>)

$$A_1 = \frac{\dot{m} \cdot s \cdot v_1}{C_1}$$

$A_1$  = Oppervlakte intrede straalbuis (m<sup>2</sup>)  
 $s, v_1$  = Soortelijk volume medium (m<sup>3</sup>/kg)  
 $C_1$  = Intredesnelheid (m/s)

**Keel straalbuis** (m<sup>2</sup>)

Idem als boven:  $s, v_1$  wordt eveneens uit Mollierdiagram of tabellen gehaald, waarbij  $p_k = \pm 0,57 p_b$ .  
 $C_1$  wordt d.m.v. formule Zeuner verder berekend.  
 Voor uittrede straalbuis geldt zelfde werkwijze.

**Kritische drukverhouding:**

$$p_e = \Pi_p \cdot p_b$$

$\Pi_p$  = Drukverhouding ( $\pm 0,57$  voor kritische drukverh.)  
 $p_e$  = Einddruk (bar)  
 $p_b$  = Begindruk (bar)  
 $c_a$  = Instroomsnelheid in straalbuis (m/s)  
 $c_{\max}$  = Maximale snelheid  
 $c_{\text{kritisch}}$  = Kritische snelheid, hoogst mog. stroomsnelheid.

Bij rechte straalbuis  $p_e \geq 0,57 p_b$   
 Bij divergerende (<) straalbuis  $p_e < 0,57 p_b$   
 Bij convergerende (>) straalbuis  $p_e \geq 0,57 p_b$   
 Bij converg-diverg straalbuis  $p_e < 0,57 p_b$

$C_{\max} = C_{\text{kritisch}}$   
 $C_{\max} > C_{\text{kritisch}}$  Toegepast to snelheden  $\pm 450$  m/s  
 $C_{\max} > C_{\text{kritisch}}$  De Lavalse buis genaamd

Schoepsnelheid U: Omtreksnelheid loopschoep. Omdat loopschoep van bepaalde lengte, snelheid aan top groter dan aan voet. Voor berekeningen neemt met halve schoephoogte

## LAVAL

= **gelijkdruk turbine**

**Formule Zeuner**  
**Uitstroomsnelheid**  
**straalbuis** (m/s)

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \Delta h + C_a^2}$$

$C_0$  = Theoretische uitstroomsnelheid straalbuis (m/s)  
 $\Delta h$  = Warmteval over straalbuis (kJ/kg)  
 $C_a$  = Aanstroomsnelheid voor straalbuis (m/s)

Stoomsnelheid C: absolute stoomsnelheid. Te berekenen bij uittrede straalbuis =  $C_1$  = intrede eerste schoep.  $C_2$  = uitstroom eerste schoep

**Kinetische energie** (J)

Kinetische energie stoom =  $\frac{1}{2} m \cdot C^2$

m = Massadeeltje stoom (kg)

**Wet behoud energie**

Relatieve snelheid W: Snelheid stoomdeeltje t.o.v. draaiende schoepenwiel.  $W = C_1 - U$  - vectorisch -  $U$  - vectorisch  
 $\frac{1}{2} m \cdot C_a^2 + m \cdot h_1 = \frac{1}{2} m \cdot C_0^2 + m \cdot h_2$   
 $U$  = Schoep omtreksnelheid (m/s)  
 $C_1$  = Stoom intreesnelheid (m/s)

**Ideale omtreksnelheid**  
(m/s)

$$U = \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$\alpha_1$  = Absolute intreehoek

Hiervoor geldt:  $\alpha_2 = 90^\circ \Rightarrow \cos \alpha_2 = 0$

Absolute intreehoek  $\alpha_1$ : hoek stoomuitstroom straalbuis = hoek waaronder hartlijn straalbuis op schoepenwiel staat.

**Relatieve intreesnelheid** (m/s)  
**Schoepuittrede**  
**snelheid** (m/s)

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1}$$

$$C_1 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2W_2 \cdot U \cdot \cos \beta_2}$$

$$W_2 = W_1$$

Relatieve intreehoek  $\beta_1$ : hoek stoom relatief gezien tussen schoepen komt = hoek waaronder schoepen geconstrueerd intreezijde bij juiste omtreksnelheid ontstaat botsingsarme intrede stoom loopschoepkanalen

**Relatieve uittreehoek**

$$\beta_2 = \beta_1 = \text{inv} \sin \left[ \frac{C_1}{W} \cdot \sin \alpha \right]$$

n = toerental, rotatiefrequentie (omwentelingen/sec) (=Hz)!!

**Aantal omwentelingen**

$$n = \frac{U}{\pi \cdot Dg} \quad n = \frac{C_1 \cos \alpha}{2 \cdot \pi \cdot Dg}$$

$D_s$  = Diameter schoepenwiel (m)

Absolute uittreehoek  $\alpha_2$ : hoek waaronder stoom uit schoep komt.

**Schoepkracht Laval** (N)

$$F_{\text{schoep}} = \dot{m} \cdot \Delta C_u \quad \dot{m} = \frac{m}{\Delta t}$$

$\dot{m}$  = Massastroom stoom door turbine (kg/s)  
 $m$  = Massadeeltje stoom (kg)

$$\Delta C_u = C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$\Delta C_u$  = Verandering van absolute stoomsnelheid (m/s)

$$F_{\text{schoep}} = \dot{m} \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

$C_2$  = Absolute uittreesnelheid (m/s)

$\alpha_2$  = Absolute uittreehoek, indien  $\alpha_2 = 90^\circ$ , dan

$$C_2 = C_1 \sin \alpha_1$$

(bij optimaal schoeprendement  $\alpha_2 = 90^\circ$ )

Relatieve uittreehoek  $\beta_2$ : hoek waaronder stoom relatief gezien uit schoep komt. Onder deze hoek zal schoep uittreezijde eindigen.

# Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

**Vermogen Laval (W)**

$$P_{schoep} = F_{schoep} \cdot U$$

**Stromingsrendement**

$$\eta_{schoep} = \frac{E_{k,in} - E_{k,uit}}{E_{k,in}}$$

$$\eta_{stro\ min\ g} = (1 - \sin^2 \alpha_1) \times 100\%$$

$$\eta_{stro\ min\ g} = \cos^2 \alpha_1 \times 100\%$$

**Termisch rendement (Rankine rendement)**

$$\eta_{th,therm} = \frac{h_{vs} - h_{as}}{h_{vs} - h_{vw}}$$

**Inwendige rendement turbine**

$$\eta_{th,therm} = \frac{h_{vs} - h_{as}}{h_{vs} - h_{asth}}$$

$E_{k,in}$  = Kinetische energie stoom intrede loopwiel

$$E_{k,in} = 1/2 m \cdot C_1^2$$

$E_{k,uit}$  = Kinetische energie stroom uitrede loopwiel

$$E_{k,uit} = 1/2 m \cdot C_2^2$$

$h_{vs}$  = Enthalpie verse stoom intrede turbine.

$h_{as}$  = Enthalpie afgewerkte stoom.

$h_{vw}$  = Enthalpie voedingswater.

$h_{asth}$  = Enthalpie afgewerkte stoom bij isentrope warmteval.

$\Delta h_0$  =  $h_{vs} - h_{asth}$  = isentrope warmteval

Schoepenwioldiameter D: Diameter schoepenwiel gemeten op gemiddelde schoep hoogte

## CURTIS

**Uitstroomsnelheid straalbuis (m/s)**

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \Delta h + C_a^2}$$

**Gunstigste omtreksnelheid (m/s)**

$$U = \frac{1}{2 \cdot m_c} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

bij ideale omtreksnelheids geldt tevens:

$$\Delta C_{u,1e\ trap} = (4m_c - 2) \cdot U$$

$$\Delta C_{u,1rtap} = (4a - 2) \cdot U$$

**Uitredesnelheid laatste loopwiel**

$$C_1 = C_2 \cdot \sin \alpha_1$$

**Uitredesnelheid loopwielen**

$$C_{tr} = \sqrt{(a \cdot U)^2 + C_1^2}$$

**Relatieve snelheden loopwielen**

$$W_{tr} = \sqrt{(b \cdot U)^2 + C_1^2}$$

$$W_{1,tr} = W_{2,tr}$$

= **gelijkdruk turbine**

$C_0$  = Theoretische uitstroomsnelheid straalbuis (m/s)

$\Delta h$  = Warmteval over straalbuis.

$C_0$  = Aanstroomsnelheid voor straalbuis (m/s)

$m_c$  = Aantal trappen.

$tr$  = trapnr.

$a$  =  $m_c - tr + 1$  = aantal trappen - trapnummer + 1

3 traps T 1<sup>e</sup> trap = 10U (4a - 2)

2<sup>e</sup> trap = 6U

3<sup>e</sup> trap = 2U

$C_1$  = Stoom uitredesnelheid laatste loopwiel (m/s)

$C_1$  = Stoom uitredesnelheid 1<sup>e</sup> loopwiel (m/s)

$tr$  = trapnr.

$a$  =  $m_c - tr + 1$  = aantal trappen + 1

3 traps T 1<sup>e</sup> trap = 6U (a.U)

2<sup>e</sup> trap = 4U

3<sup>e</sup> trap = 2U

$tr$  = trapnr.

$b$  =  $m_c - tr$  = aantal trappen - trapnummer

3 traps T 1e trap = 5U (b.U)

2e trap = 3U

3e trap = U

tbv snelheidsdriehoeken en drukval schema:

De drukval vindt volledig (in één keer) in de straalbuis plaats

volgorde snelheidslijnen tbv zig-zag model (schoep - omkeerschoep):  $W_1 - C_2 - \dots - W_{ij} - C_1$

**Schoepkrachten (N)**

$$F_{schoep,totaal} = F_{schoep,1} + F_{schoep,x}$$

Zie schoepkrachtenformule bij Laval

**Schoepvermogens (W)**

$$P_{schoep,tot} = P_{schoep,1} + P_{schoep,x} = \dot{m} \cdot \Delta h_0 \cdot \eta_{str,c}$$

Zie schoepvermogenformule bij Laval

**Stromingsrendement**

$$\eta_{stroming} = \frac{P_{schoep}}{P_{theoretisch}} = \frac{\sum \Delta C_u \cdot U}{1000 \cdot \Delta h_0}$$

$$\eta_{stroming} = \frac{E_{k,in} - E_{k,uit}}{E_{k,in}} = 1 - \left[ \frac{C_2}{C_1} \right]^2$$

$$\eta_{stroming} = 1 - \sin^2 \alpha_1 = \cos^2 \alpha_1$$

$$C_1 = \varphi \cdot C_0$$

**Straalbuis**

**Wrijvingcoëfficiënt**

Turbines indeelbaar naar:

- wijze van stoomafvoer

- condensatie turbine

- tegendruk turbine (SV processtoom);

- aftap-condensatie turbine (voorwarmers);

- aftap-tegendrukturbine

- naar bouwwijze

- meerhuizige turbine s (HD-MD-LD);

- turbines met meerhuizige uitlaten (diabolo vorm)

$C_0$  = uitredesnelheid stoom straalbuis (m/s)

$\varphi$  = Wrijvingcoëfficiënt (0.94 <  $\varphi$  < 0.97)

# Formule - Stoomturbines A

58.81

**Schoep  
wrijvingscoëfficiënt**

$$W_2 = \psi \cdot W_1$$

$W_1$  = Relatieve intredesnelheid trap (m/s)  
 $W_2$  = Relatieve uitredesnelheid trap (m/s)  
 $\psi$  = Schoepwrijvingscoëfficiënt

= Gelijkdrukturbine

## ZOELLY

**Uitstroomsnelheid  
straalbuis**

theoretisch:

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \frac{\Delta h_0}{m_z} + C_a^2}$$

$m_z$  = Aantal druktrappen

Stoomsnelheden (kinetische energie) nemen af met kwadraat aantal Zoelly-trappen

**Ideale omtreksnelheid**

$$\Delta h_{trap} = \frac{\Delta h_0}{m_z}$$

**Uitredesnelheid**

$$U = \frac{1}{2} C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Ideaal dan geldt:  $\alpha_2 = 90^\circ$ ;

$$C_2 = C_1 \cdot \sin \alpha_1$$

**Schoepkracht**

$$F_{schoep, totaal} = m_z \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u$$

= Idem Laval, vermenigvuldigd met aantal trappen

**Schoepvermogen**

$$P_{schoep, totaal} = m_z \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u \cdot U$$

= Idem Laval, vermenigvuldigd met aantal trappen

**Stromingsrendement**

$$\eta_{stroming} = \frac{P_{schoep}}{P_{theoretisch}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta C_u \cdot U}{\dot{m} \cdot 1000 \cdot \frac{\Delta h_0}{m_z}}$$

Uitstroomsnelheid vorige trap = aanstroomsnelheid betreffende trap ( $W_1 - W_2$ )

**Optimaal (maximaal)  
stromingsrendement**

$$\eta_{stroming, max} = \cos^2 \alpha_1$$

## PARSONS

= overdruk turbine

**reactieturbine**

Stoom expandeert zowel in leid- als loopschoepen, vandaar overdrukturbine. Reactiekracht als gevolg van expansieproces in loopschoepen benut, daardoor Parsonsturbine gerangschikt onder Reactieturbines

**reactiegraad**

$$R.G. = \frac{\text{reactie arbeid}}{\text{totale arbeid}} = \frac{\text{reactie arbeid}}{\text{reactie arbeid} + \text{actie arbeid}}$$

$$R.G. = \frac{\frac{1}{2} m \cdot (W_2^2 - W_1^2)}{\frac{1}{2} m \cdot (C_1^2 - C_2^2) + \frac{1}{2} m \cdot (W_2^2 - W_1^2)} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}$$

voor R.G. = 50% geldt:

**Relatieve  
intreesnelheid (m/s)**

$$C_1^2 - C_2^2 = W_2^2 - W_1^2 \Rightarrow W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1}$$

$$C_1 = W_2 \text{ en } W_1 = C_2$$

$$C_1 = W_2 \text{ en } W_1 = C_2$$

**Relatieve uitreehoek**

$$\beta_1 = \arcsin \left[ \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1} \right]$$

$$\alpha_1 = \beta_2 \text{ en } \beta_1 = \alpha_2$$

Belangrijkste verschil zuivere reactie- (ZRT) en actieturbine (AT):

- Mechanische energie (arbeid) bij ZRT ontstaat door toenemen relatieve stoomsnelheid in roterende straalbuizen, ook wel loopwielen, dus door snelheidsverandering stoom
- Mechanische energie (arbeid) bij AT ontstaat door afnemen absolute stoomsnelheid in schoepkanalen. Dit gebeurt door richtingverandering v/d stoom in loopschoepen (principe van gelijkdruk turbines)

**Turbine uitvoering**

Parsons: Trommelrotor  
 Zoelly: Schijvenrotor

# Formuleblad - stoomturbines A

58.81

**Naar uittrede  
werkende kracht (N)**

$$F_{\text{naar uittrede}} = \Delta p_{\text{gem}} \cdot A_{\text{gem}}$$

$$p_{\text{gem}} = \frac{p_{\text{intrede}} - p_{\text{uittrede}}}{2}$$

$$A_{\text{gem}} = \frac{1}{4} \pi \cdot (D_{\text{gem}}^2 - D_{\text{rotor}}^2)$$

$$D_{\text{gem}} = \frac{D_{\text{intrede,gem}} - D_{\text{uittrede,gem}}}{2}$$

F = Kracht in N  
 $p_{\text{gem}}$  = Druk in N/m<sup>2</sup>  
 $A_{\text{gem}}$  = Opp. in m<sup>2</sup>  
 $D_{\text{gem}}$  = Diameter in m

De naar uittrede werkende kracht kan gigantische waarden aannemen. Krachten worden opgevangen door evenwichtszuiger op rotor aangebracht. Een zijde zuiger in contact met intrede, andere zijde in contact met uittrede (drukvereffeningsleiding)

**100% balancering**

$$F_{\text{uittrede}} = F_{\text{intrede}}$$

$$\frac{p_{\text{in}} - p_{\text{uit}}}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{gem}}^2 - D_{\text{rotor}}^2) = (p_{\text{in}} - p_{\text{uit}}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{evenw}}^2 - D_{\text{rotor}}^2)$$

$$\frac{D_{\text{gem}}^2 - D_{\text{rotor}}^2}{2} = D_{\text{evenw}}^2 - D_{\text{rotor}}^2 \quad \backslash$$

$$D_{\text{evenw}} = \sqrt{\frac{D_{\text{gem}}^2 + D_{\text{rotor}}^2}{2}}$$

Resulterende krachten uittrede worden middels een Michell-blok opgevangen (beperking diameter balanceerzuiger, beter inwendig rendement).

**Uitstroomsnelheid  
straalbuis**

$$C_0 = \sqrt{2000 \cdot \frac{\Delta h_0}{2 \cdot m_p}}$$

Bij gelijke afmetingen draait Parsons Turbine meer omw/sec, en stroomsnelheden zijn afgenomen met factor  $\sqrt{2}$ . Ook uittredeverlies laatste trap is afgenomen. (beter inwendig rendement dan vergelijkbaar Zoelly)

**Omtreksnelheid**

$$U_p = C_{0,p} \cdot \cos \alpha_1 = \pi \cdot D_{\text{gem}} \cdot n \cdot \cos \alpha_1$$

Grootnadeel wanneer toegepast als hoge-druk machine,  $\Delta p$  over leidschotten groter; zware constructie nodig = duur, daarom weinig toegepast als hoge-druk turbine

**Uitstroom 1<sup>e</sup> schoep**

Bij rechthoekige snelheidsdriehoeken:  
 $C_2 = C_1 \cdot \sin \alpha_1$

Er geldt:  $C_2 = W_2$  en  $W_2 = C_1$

**rotatiefrequentie  
(toerental) turbine**

$$n = \frac{\sqrt{2000 \cdot \frac{\Delta h_0}{2 \cdot m_p} \cdot \cos \alpha_1}}{D_{\text{gem}} \cdot \pi}$$

n = Rotatiefrequentie (omw/s)

**Schoepkracht**

$$F_{\text{schoep,totaal}} = m_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u$$

**Schoepvermogen**

$$P_{\text{schoep,totaal}} = m_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta C_u \cdot U$$

**Stromingsrendement**

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{\Delta C_u \cdot U}{1000 \cdot \Delta h_0}$$

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{U \cdot (2C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U)}{1000 \cdot \Delta h_0}$$

$$\Delta h_0 = \frac{1}{2} C_1^2 + (W_2^2 - W_1^2)$$

en  $W_2 = C_1$ , dan geldt:

$$\Delta h_0 = \frac{1}{2} (C_1^2 + 2C_1 \cdot U \cdot \cos \alpha_1 - U^2)$$

Voor  $\Delta h_0$  uitgedrukt in J/kg vervalt deling met 1000 en geldt:

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{U \cdot (2C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U)}{\Delta h_0}$$

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{2 \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left[ \frac{U}{C_1} \right]^2}{\frac{1}{2} \left[ 1 + 2 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left[ \frac{U}{C_1} \right]^2 \right]}$$

Gemakshalve:

$$2 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left[ \frac{U}{C_1} \right]^2 = a$$

$$\eta_{\text{stro min g}} = \frac{a}{\frac{1}{2} [1 + a]}$$

Stromingsrendement wordt groter naarmate a groter wordt

De Parsonsturbine heeft een groter stromingsrendement dan Zoelly

# Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

**Optimaal (maximaal) stromingsrendement**

$$\frac{U}{C_1} = \cos \alpha_1$$

$$h_{stro \min g, \max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$

**Lungström**

= **radiale turbine** (vorige zijn axiaal)

Belangrijkste verschil: Mechanische energie ontstaat door

Zuivere actie's: afnemen absolute snelheid in schoepkanalen. Gebeurt door richtingsverandering stoom in loopschoenen (principe gelijk drukT's).

Zuivere reactieT's: door toenemen relatieve stroomsnelheid in roterende straalbuizen (loopwielen), dus door snelheidsverandering stoom.

	<b>Gelijkdrukturbines (Actie-turbines)</b>	<b>Overdrukturbines (Reactieturbines)</b>
Loopschoenen	Symmetrisch	A-symmetrisch
Doortocht van de loopschoepen	Gelijkblijvend	Afnemend (convergerend)
Druk vóór en achter loopwiel	Gelijk	Vóór het loopwiel groter
Kracht in axiale richting	Neen	Ja, als gevolg van $\Delta p$
Omzetting in kinetische energie	In straalbuizen, dus	De warmte vindt voor de helft in de leidschoepen en voor de helft in de loopschoepen plaats
	$C = \sqrt{2000 \Delta h_0}$	$C = \sqrt{2000 \frac{\Delta h_0}{2}}$
Relatieve snelheid	Constant, maar verandert van richting	Verandert van richting en grootte
Ontstaan van de schoepkracht	Door richtingsverandering v/d stoom	Door richtingsverandering en versnelling v/d stoom
Omtreksnelheid (in ideale geval)	$U = \frac{1}{2} C_1 \cdot \cos \alpha$	$U = C_1 \cdot \cos \alpha_1$

**Laval voor Zoelly**

Om warmteval in eerste trap wat groter te laten wordt deze vorm toegepast.

$$\frac{D_{g,l}}{D_{g,z}} = \frac{U_l}{U_z} = \frac{C_{1,l}}{C_{1,z}} = \sqrt{m_z}$$

$$m_z = \left[ \frac{D_{g,l}}{D_{g,z}} \right]^2$$

$$\frac{D_{g,c}}{D_{g,z}} = \frac{U_{g,c}}{U_{g,z}} = \frac{1}{m_c} C_{1,c} = \frac{1}{\sqrt{m_z}}$$

$$m_z = m_c^2 \left[ \frac{D_{g,c}}{D_{g,z}} \right]^2$$

**Curtis voor Zoelly**

Voordeel turbine korter, lichter (snelle druk en temp daling eerste trappen) en daarmee goedkoper bij zelfde vermogen.

**Laval voor Parsons**

Toegesapt i.v.m. regelmogelijkheden, straalbuisregeling is namelijk niet mogelijk. Voorgeschalkeld wiel heet regelwiel.

**Curtis voor Parsons**

Idem als boven, vaak voorgeschakelde Curtis uitgevoerd met 2 of 3 snelheidstrappen. Is lichter, korter en dus goedkoper.

$$\frac{D_{g,l}}{D_{g,p}} = \frac{U_l}{U_p} = \frac{1/2 C_{1,l}}{C_{1,p}} = 1/2 \sqrt{m_p}$$

$$m_p = 2 \cdot \left[ \frac{D_{g,l}}{D_{g,p}} \right]^2$$

$$\frac{D_{g,c}}{D_{g,p}} = \frac{U_{g,c}}{U_{g,p}} = \frac{1}{2 \cdot m_c} \cdot C_{1,c} = \frac{1}{2 \cdot m_c} \sqrt{m_p}$$

$$m_p = 2 \cdot m_c^2 \cdot \left[ \frac{D_{g,c}}{D_{g,p}} \right]^2$$

HD turbine uitgevoerd als Curtis of Laval

MD turbine uitgevoerd als Zoelly

LD turbine uitgevoerd als Parsons

**Centripetale kracht loopschoepen**

t.g.v. toerental:

$$F_{cp} = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$F_{cp} = m \cdot \omega^2 \cdot (\gamma + e)$$

$$\omega = 2\pi \cdot n \quad (n = f \text{ in Hz})$$

$$F_{cp} = A_{schoep} \cdot h \cdot \rho \cdot (2\pi \cdot n)^2 \cdot r$$

**Trekspanning op schoepvoet**

$$\sigma = \frac{F_{cp}}{A_{schoep}}$$

$F_{cp}$  = Centripetale kracht (N)

$m$  = Massa schoep (kg)

$\omega$  = Hoeksnelheid (rad/s)

$r$  = straal massamiddelpunt schoep (m)

$\gamma$  = Doorbuiging door centripetale kracht (m)

$e$  = Afstand massamiddelpunt t.o.v. geometrische as (m)

$A_{schoep}$  = Doorsnede schoep (m<sup>2</sup>)

$h$  = Hoogste schoep (m)

$\rho$  = Soortelijke massa schoepmateriaal (kg/m<sup>3</sup>)

$n$  = Rotatiefrequentie - toerental - (omw/s)

Schoeperosie door condenseren stoom in turbine (te hoog vacuüm condensor). Tevens aanslag HD-T losgemaakt die via herverhitter MD-LD-T kunnen beschadigen.

# Formuleblad - stoomturbines A

58.81

## Stabiele toestand

$$\omega^2 < \frac{F_e}{m}$$

$F_e$  = Kracht om as eenheid van afwijking te geven (N)

## Labiele evenwicht

$$\omega^2 = \frac{F_e}{m}$$

Kracht op loopschoepen:

- centripetale kracht
- axiale kracht tgv optredende wrijving
- tangentiële kracht tgv snelheidsverandering stoom
- tangentiële kracht tgv drukverschil over schoepen

## Kritieke hoeksnelheid

$$\omega_k = \sqrt{\frac{F_e}{m}}$$

Krachten op leischoppen:

- tangentiële kracht tgv snelheidsveranderingen stoom
- axiale kracht tgv drukverschil over schoepen.

## Kritieke rotatiefrequentie

$$n_k = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{F_e}{m}}$$

$$n_k = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f}}$$

$$F_e : 1 = G : f \quad \text{en} \quad G = m \cdot g$$

$$\gamma = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot e}{F_e - m \cdot \omega^2}$$

- G = Zwaartekracht (N)
- g = Valversnelling (m/s<sup>2</sup>)
- f = Doorzakking door zwaartekracht (m)
- $\gamma$  = Doorbuiging door centripetale kracht (m)
- e = Afstand massamiddelpunt tov geometrische as (m)

## CONDENSORS

**Omrekenverhoudingen** 1 bar = 10<sup>5</sup> Pa (N / m<sup>2</sup>)

meter vloeistofkolom  $p = \rho \cdot g \cdot h$  (hoogsteverschil)

1 mwk (meter waterkolom) = 9.91 · 10<sup>3</sup> Pa

1 mmkk (milimeter waterkolom) = 133 Pa

- p = Statische druk (Pa of N/m<sup>2</sup>)
- g = Zwaartekracht (m/s<sup>2</sup>)
- h = Kolomhoogte (m)

## warmtegeleidings plaat

(W of J/s)

$$Q = \frac{A \cdot \lambda \cdot \Delta T}{d}$$

- Q = Warmtestroom door de wand (W of J/s)
- A = Oppervlakte wand (m<sup>2</sup>)
- $\lambda$  = Warmtegeleidingscoëfficiënt (W/m.K)
- $\Delta T$  = Temp. verschil over de wand (K)
- d = Dikte wand (m)

Termen:

Warmtegeleidingsvermogen:  $k = \frac{\lambda}{d} \quad W / m^2 \cdot K$

Warmteweerstand:  $\frac{d}{\lambda} \quad m^2 \cdot K / W$

## Warmtegeleiding in ronde buis (W of J/s)

$$Q = \frac{2\pi \cdot l \cdot \lambda \cdot \Delta T}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

- r<sub>1</sub> = Binnenstraal buis
- r<sub>2</sub> = Buitenstraal buis
- l = Lengte buis

vereenvoudigde functie (geringe fout):

$$Q = \frac{\pi \cdot (r_1 + r_2) \cdot l \cdot \lambda \cdot \Delta T}{r_2 - r_1}$$

## Warmteoverdracht door convectie (W of J/s)

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

$\alpha$  = Warmteoverdrachtscoëfficiënt (W/m<sup>2</sup>.K)

In pijpenbundelwisselaar:

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta T_{gem}$$

- $\Delta T_{gem}$  = Log. gem. temp. verschil (K)
- $\Delta T_{groot}$  = Temp. verschil inkomende stoffen (A<sub>in</sub> - B<sub>in</sub>)
- $\Delta T_{klein}$  = Temp. verschil uitgaande stoffen (A<sub>uit</sub> - B<sub>uit</sub>)

$$\Delta T_{gem} = \frac{\Delta T_{groot} - \Delta T_{klein}}{\ln \frac{\Delta T_{groot}}{\Delta T_{klein}}}$$

- Stof A = Af te koelen stof
- Stof B = Koelmedium

# Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

**Totale warmte overdrachtscoëfficiënt**  
Totale WOC

$$k = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d}{\lambda}$$

- $\kappa$  = Totale warmteoverdrachtscoëfficiënt
- $\alpha_1$  = Warmteoverdracht door filmlaag warmteafgevend medium damp-staal (kW/m<sup>2</sup>.K)
- $\alpha_2$  = Warmteoverdracht door filmlaag warmte-opnemend medium staal-water (kW/m<sup>2</sup>.K)

**Wet van behoud van energie**

$$\dot{Q}_{toe} = \dot{Q}_{af}$$

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta T_{gem} = m_1 \cdot \Delta T_1 \cdot c_1 = m_2 \cdot \Delta T_2 \cdot c_2$$

$$\dot{m}_s \cdot (h_{turbine,uit} - h_{condensaat}) = \dot{m}_{kw} \cdot c_{kw} \cdot (t_{kw,uit} - t_{kw,in}) = k \cdot A \cdot \Delta T_{gem}$$

$$\Delta t_{max} = t_d - t_{kw,in}$$

$$\Delta t_{min} = t_d - t_{kw,uit}$$

- $m_1$  = Massastroom warmte-afgevend medium (Kg/s)
- $m_2$  = Massastroom warmte-opnemend medium (Kg/s)
- $c_1$  = Soortelijke warmte warmte-afgev.med. (KJ/Kg.K)
- $c_2$  = Soortelijke warmte warmte-opn.med. (KJ/Kg.K)
- $\kappa$  = WOC (W/m<sup>2</sup>.K)

**Formule van Grashof**

$$\Delta t_{gem} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{Q}{k \cdot A}$$

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t = k \cdot A \cdot \Delta t_{gem} = \dot{m}_s \cdot (h_{T,uit} - h_{cond})$$

- $c_{kw,uit}$  = Soortelijke warmte koelwateruitrede (kJ/kg.K)
- $\Delta t_{gem}$  =  $\Delta t_{gem}$  tussen koelwater<sub>in-uit</sub> en condensaat<sub>verz.temp</sub> (K)
- $t_d$  = condensaat<sub>verz.temp</sub> behorende bij vacuumdruk (K)
- $\Delta t_{max}$  = Temp.verschil koelwater<sub>in</sub> en condensaat<sub>verz.temp</sub> (K)
- $\Delta t_{min}$  = Temp.verschil koelwater<sub>uit</sub> en condensaat<sub>verz.temp</sub> (K)
- $c$  = Soortelijke warmte (water 4,2 kJ/kg.K)
- $\kappa$  = Warmte-overdrachtscoëfficiënt (kW/m<sup>2</sup>.k)

**Carnot rendement**

$$\eta_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$\eta_c = \frac{m \cdot (s_2 - s_1) \cdot T_1 - m \cdot (s_2 - s_1) \cdot T_2}{m \cdot (s_2 - s_1) \cdot T_1}$$

- $T_1$  = Toegevoerde warmte [van turbine] (K)
- $T_2$  = Afgevoerde warmte [van condensor] (K)
- $s_1$  = Entropie stoom (verzadiging)
- $s_2$  = Entropie condensaat/voedingswater (verzadiging)

**Koelwaterveelvoud**

$$KVV = \frac{\dot{m}_{kw}}{\dot{m}_s}$$

Ongeveer 50 - 60 liter koelwater nodig om 1 kg stoom te condenseren. In hoofdstuk koeltorens wordt zelfs over 70 liter gesproken.

**Grädigheid**

$$\Delta t_2 = t_d - t_u$$

Theoretische is grädigheid = 0, in praktijk blijkt deze ongeveer 2-5 °C te zijn onder normale omstandigheden en schone condensor

- $\Delta t_2$  = Grädigheid
- $t_d$  = Condensatietemp. (verzadigingstemp.) condensor behorende bij die condensordruk (°C)
- $t_u$  = Koelwateruitrede temp. (°C)

**Condensor vacuüm**

$$Vacuum = (1 - p_{con}) \cdot 100\% = \frac{b}{B} \cdot 100\%$$

$$p_{con} = B - b$$

- $p_{con}$  = Condensordruk
- $B$  = Omgevingsdruk
- $b$  = afgelezen barometerstand  
1 mm kwikkolom = 1,33 mbar
- $t_c$  = Stoomtemperatuur in condensor (condensaat)

**Stoomtemp Condensor**

$$t_c = \frac{t_{kw,uit} \cdot e^{\left(\frac{t_{kw,uit} - t_{kw,in}}{\Delta t_{gem}}\right)} - t_{kw,in}}{e^{\left(\frac{t_{kw,uit} - t_{kw,in}}{\Delta t_{gem}}\right)} - 1}$$

= Stoomdruk is in tabellenboek middels interpolatie af te leiden.

**Condensorbelasting**

$$CB = \frac{Q}{A}$$

- $GB$  = Condensorbelasting (kJ/m<sup>2</sup> . s)
- $Q$  = Energiewaarde (zie blz 5 onderaan: massabalans)

**Aantal pijpen**

$$x = D_s \cdot \frac{m_{kw} \cdot SV}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot V_c}$$

- $D_s$  = Aantal doorstroming v/h circulatiewater
- $M_{kw}$  = Massastroom koelwater (kg/s)
- $SV$  = Soortelijk volume koelwater ( $SV_{water} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$ )
- $d_i$  = Inwendige pijp diameter ( $d_i = 2x$  pijpdikte)
- $V_c$  = Snelheid circulatiewater door pijpjes (m/s)

Voor dubbele doorstroming geldt  $D_s = 2$

**Condensor pijplengte**

$$l = \frac{A}{x \cdot D_s \cdot \pi \cdot d_u}$$

- $l$  = Lengte 1 condensorpijp (m)
- $A$  = Verkoelend opp. VO (m<sup>2</sup>)
- $x$  = Aantal condensorpijpen (bij enkele doorstroming)
- $d_u$  = Uitwendige diameter condensorpijp (m)

# Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

## Regeneratieve Condensers

$$St_{af} + LL_c = T_c + T_{st,af} = RC$$

- $St_{af}$  = afgewerkte stoom uit turbine
- $LL_c$  = Onderste gedeelte condensor (hotwell)
- $T_c$  = Water dat met te lage temp in de hotwell valt
- $T_{st,af}$  = Voor opwarming hotw. tot verzadigingstemp.
- $RC$  = Regenereren van condensaat

## KOELTORENS Natte bol temp.

$$t_{natte\ bol} = t_{uit} - t_{omg}$$

$$\Delta t = t_{in} - t_{uit}$$

- $t_{natte\ bol}$  = Natte bol temp. Wandtemp koeltoeren (°C)
- $t_{uit}$  = Condensaattemp. koeltoerenuittrede (°C)
- $t_{omg}$  = Buitenlucht tempo. (°C)
- $t_{in}$  = Af te koelen condensaat, koeltoerenintrede (°C)
- $\Delta t$  = Koelzone (°C)

## OVERIGEN Afkoeeling turbinehuis

$$T - T_0 = (T_a - T_0)e^{-\frac{t}{\tau}}$$

$$\tau = \frac{T - T_0}{\ln \frac{T_a - T_0}{T - T_0}}$$

$$\tau = \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot A}$$

- $T$  = Gem. metaaltemp. Na t-uren (K)
- $T_0$  = Omgevingstemperatuur. (K)
- $T_a$  = Aanvangstemp. Direct na afzetten turbine (K)
- $t$  = tijd (s)
- $\tau$  = Afkoel-tijdconstante systeem (s)
- $c$  = Soortelijke warmte materiaal (kJ/kg.K)
- $m$  = Af te koelen massa (kg)
- $\alpha$  = Warmte overdrachtscoefficient (kJ/m<sup>2</sup>.s.K)
- $A$  = Af te koelen opp. (m<sup>2</sup>)

## Snelsluitinrichting

$$SSI = H - TB - AVB - VB - SODB$$

- $SSI$  = Snel Sluit Inrichting
- $H$  = met de hand
- $TB$  = De toerenbeveiliging
- $AVB$  = De Axiale verplaatsingsbewaking
- $VB$  = De Vacuumbeveiliging
- $SODB$  = De smeeroliedrukbeveiliging

## Lekverlies labyrintafdichting

$$m = 2 \cdot \frac{D \cdot h \cdot \Delta p}{\sqrt{z}}$$

$$\sum (E_k + E_p) = C_{ons\ tan\ t}$$

- $m$  = Massa weglekkende pakkingbusstroom (kg/h) !!
- $D$  = Pakkingbusdiameter  $D_{gem}$  gemeten hart spleet (mm)
- $h$  = Hoogte spleet (mm) !!
- $\Delta p$  = Drukverschil omgeving (bar) !!
- $z$  = aantal spleten

## Energie omzetting Labyrint

$$s = \uparrow en\ p = \downarrow$$

per afdichting geldt:

in spleet:  $E_k \uparrow, E_p \downarrow, v_{st} \uparrow, s \uparrow, h \downarrow$

in ruimte:  $v_{st} \downarrow, E_k \Rightarrow E_p, h \uparrow$  oorspronkelijke waarde

- $E_k$  = Kinetische energie
- $E_p$  = Potentiele energie
- $s$  = Entropie
- $h$  = Enthalpie
- $p$  = Druk medium (stoom)
- $v_{st}$  = Snelheid stoom

## Wet van Black

t.b.v. Luchtcondensor

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{m} \cdot (h_{as} - h_c)}{c_l \cdot \Delta t_l}$$

$$\dot{m}_{inspuit} = \frac{(\dot{m}_{st} - \dot{m}_{ontl}) \cdot (h_{os} - h_{koudeher})}{h_{koudeher} - h_{inspuit}}$$

- $\dot{m}$  = massastroom lucht / stoom (kg/s)
- $h$  = Enthalpie afgewerkte stoom / lucht (kJ/kg)
- $c$  = Soortelijke warmte materiaal (kJ/kg.K)

## Benodigde hoeveelheid inspuutwater

- $\dot{m}_{inspuit}$  = Massastroom inspuutwater (kg/s)
- $\dot{m}_{st}$  = Stoomproductie (kg/s)
- $\dot{m}_{ontl}$  = Stoomontwijkingen aftappen en ontluichten (kg/s)
- $h_{os}$  = Enthalpie oververhitte stoom (kJ/kg)
- $h_{koudeher}$  = Enthalpie koude been herverhitter (kJ/kg)
- $h_{inspuit}$  = Enthalpie inspuutwater / voedingswater (kJ/kg)

(Enige voorwarmer in install.)

## Percentage aftapstroom

$$\alpha = \frac{h_{vw} - h_c}{h_{aft} - h_c} \cdot 100\%$$

$$h_{vw} = \alpha \cdot h_{aft} + (1 - \alpha) \cdot h_c$$

- $\alpha$  = Percentage aftapstroom
- $h_{vw}$  = Enthalpie voedingswater na voorwarmer (water, gegeven druk)
- $h_{aft}$  = Enthalpie aftapstroom (stoom, gegeven druk, temp Stoomtabel 4)
- $h_c$  = Enthalpie condensaat (water bij condensordruk)

## Enthalpie voedingswater - ketel

$$\Delta h_{aft, vw} = \frac{(h_{vo} - h_c)}{n + 1}$$

- $\Delta h_{aft, vw}$  = Warmteval per voorwarmer
- $n$  = Aantal voorwarmers

## Warmteval per voorwarmer



# Formuleblad - Stoomturbines A

58.81

## Theoretische arbeid per kg stoom

Met 1 aftapvoorwarmer:

$$W_{th} = (1 - \alpha) \cdot (h_a - h_e) + \alpha \cdot (h_o - h_{aft})$$

$h_e$  = Enthalpie stoom intrede condensor

$h_o$  = Enthalpie oververhitte stoom

## Toe te voeren warmte in ketel

Met 1 aftapvoorwarmer:

$$q = h_o - h_{vw} = (1 - \alpha) \cdot (h_o - h_c) + \alpha \cdot (h_o - h_{aft})$$

## Thermische rendement

Zonder voorwarmer:

$$\eta_{therm} = \frac{h_o - h_e}{h_o - h_c}$$

Met 1 aftapvoorwarmer:

## T.T.D.

$$\eta_{therm} = \frac{(h_o - h_e) + \frac{\alpha(h_o - h_{aft})}{(1 - \alpha)}}{(h_o - h_c) + \frac{\alpha(h_o - h_{aft})}{(1 - \alpha)}}$$

$$\eta_{therm} = \max \text{ voor } \frac{\alpha(h_o - h_{aft})}{1 - \alpha}, \text{ dit is bij } 1/2(h_o - h_e)$$

Terminal Temperature Difference

$$TTD = T_{aft} - T_{vw,uit}$$

Bij mengvoorwarmers TTD = 0

TTD = Zo klein mogelijk (veroorzaakt therm. verlies)

$T_{aft}$  = Verzadigingstemp. aftapstoom (K)

$T_{vw,uit}$  = Temp. Uittredende voedingswater (K)