

## Řešení Úlohy 259

V této úloze nejsou uvažovány ztráty a výpočet je proveden pouze pro střední poloměr lopatek (referenční průměr). Výpočet Francisovy turbíny pro několik poloměrů a se ztrátami je proveden v [1, s. 194].

Značení jednotlivých veličin je podle obrázku [21.75].

Zadané parametry úlohy jsou:

$$\dot{V}=46 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}; h=136 \text{ m}; n=375 \text{ min}^{-1}.$$

Pro výpočet výstupního oběžného kola je nutné nejdříve zadat požadavku na výšku turbíny nad spodní hladinou a rychlosti na výstupu ze savky:

$$h_s=2 \text{ m}; c_3 \approx 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Vztah mezi rychlostí na výstupu ze savky a rychlostí na vstupu do savky z oběžného kola vychází z rovnice kontinuity a požadavku na úhel jejího rozšíření:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{d_3 - d_2}{2 h_s} \quad [21.75],$$

$$d_2 = d_3 - 2 \cdot h_s \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

$$\alpha = 10^\circ.$$

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} c_3 \rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot c_3}} = 2,4201 \text{ m}.$$

$$d_2 = 2,0701 \text{ m}.$$

$$c_2 \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} = c_3 \cdot \frac{\pi d_3^2}{4} \rightarrow c_2 = c_3 \left( \frac{d_3}{d_2} \right)^2 =$$

$$= 13,6667 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

$c_2$  [m·s<sup>-1</sup>] rychlost vody na vstupu do savky.

Rychlost  $c_2$  na výstupu z oběžného kola bude o něco vyšší, protože průtočný průřez je snížen o náboj oběžného kola a tloušťky lopatek [1, s. 142]. Pro první iteraci, ve které není známa přesně konstrukce oběžného kola lze přibližně psát:

$$c_2 \approx \frac{c_2'}{0,88} = 12,3001 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [1, \text{ s. } 197].$$

V tomto bodě výpočtu se musí zkontrolovat tlak  $p_2$  jestli není blízko tlaku syté páry při provozní teplotě turbíny. Z Bernoulliho rovnice [11.543]:

$$0 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot h_s - \frac{p_3}{\rho} - \frac{c_3^2}{2},$$

$$p_2 = \rho \left( \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} - g \cdot h_s \right),$$

$$\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}; p_3 = p_{\text{at}} = 101325,25 \text{ Pa};$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2},$$

$$p_2 = 41796,0787 \text{ Pa}.$$

Vypočítanému tlaku  $p_2$  odpovídá teplota syté vodní páry:

$$t_2 = 76,91 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [2].$$

Uvedená teplota je dostatečně vzdálená od očekávané teplotě vody v turbíně při provozu.

Nyní jsou známé veličiny celkového stavu vody před a za turbínou, takže lze stanovit energetickou bilanci turbíny podle i-s diagramu [20.180].

Vnitřní měrná práce turbíny podle Bernoulliho rovnice při zanedbání ztrát a výškového rozdílu mezi vstupem a výstupem do turbíny:

$$a_i = y_i - y_e,$$

$$y_i = \frac{p_{at}}{\rho} + g \cdot h = 1435,4853 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1};$$

$$y_e = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot h_s = 133,3253 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$a_i = 1302,1600 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Určení tlaku  $p_1$  vychází z měrné celkové energie kapaliny v bodě  $I$  a doporučeného tvaru rychlostního trojúhelníku v tomto bodě.

Měrná celková energie kapaliny za satorovou řadou lopatek musí být stejná jako měrná celková energie kapaliny před touto řadou, protože ve satoru se nekoná práce:

$$y_1 = y_i,$$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = y_i \rightarrow p_1 = \rho \left( y_i - \frac{c_1^2}{2} \right).$$

Rychlost  $c_1$  lze stanovit na základě teorie podobnosti. V [1, s. 193] je tabulka optimální poměrů rychlostí  $c_{1a}$  a  $c_2$  jako funkce specifických otáček Francisovy turbíny. Specifické otáčky v uvedené literatuře jsou definovány takto:

$$n_s = 333 n \frac{\sqrt{V}}{(g \cdot h)^{\frac{3}{4}}} = 63,9436 \text{ s}^{-1}.$$

Odtud je tedy zřejmé, že lze počítat s rovností:

$$c_{1a} = c_2.$$

Z rychlostního trojúhelníku pro výstupní rychlost ze satorové řady lopatek:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1}.$$

Vodní turbíny pracují s velkým

rozsahem parametrů, proto úhel rychlosti  $c_1$  bývá větší:

$$\alpha_1 \approx 20^\circ.$$

$$c_1 = 35,0635 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

V této chvíli pro konstrukci  $i$ -s diagramu chybí určit obvodové rychlosti a vstupní relativní rychlost. Obvodovou rychlost na vstupu do oběžného kola lze stanovit z rovnice pro obvodovou práci stupně lopatkového stroje [12.284]. Pro proudění beze ztrát při axiálním výstupu z oběžného kola lze psát:

$$l_u = a_i = u_1 \cdot c_{1u} \rightarrow u_1 = \frac{a_i}{c_{1u}},$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 32,9489 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$u_1 = 39,5206 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Obvodovou i absolutní rychlostí a jejím úhlem je dán rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola, takže relativní rychlost na vstupu a její úhel bude:

$$w_{1ref} = \sqrt{c_{1a}^2 + w_{1ref,u}^2},$$

$$w_{1ref,u} = c_{1u} - u_1 = -6,5716 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$w_{1ref} = 13,6750 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

$$\text{tg}(\beta_1 - 90^\circ) = \frac{w_{1u}}{c_{1a}} \rightarrow \beta_1 = \text{arctg} \frac{w_{1u}}{c_{1a}} + 90^\circ =$$

$$= 118,7219^\circ.$$

Průměr na středním poloměru podle vzorce pro obvodovou rychlost [11.548]:

$$d_{1ref} = \frac{u_1}{\pi \cdot n} = 2,0128 \text{ m}.$$

Výstupní obvodová rychlost na středním průměru se určí z rovnosti absolutní rychlosti  $c_1$  a relativní rychlosti  $w_2$  na středním poloměru, takže rovnici pro měrnou obvodovou práci [11.284] lze psát i ve tvaru:

$$a_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2},$$

$$a_i = \frac{2c_1^2 - c_2^2 - w_1^2 + u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2},$$

$$u_{2\text{ref}} = \sqrt{2c_1^2 - c_2^2 - w_{1\text{ref}}^2 + u_{1\text{ref}}^2 - 2 \cdot a_i} = 32,9489 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Odtud pro průměr oběžného kola na středním poloměru:

$$d_{2\text{ref}} = \frac{u_{2\text{ref}}}{\pi \cdot n} = 1,6781 \text{ m}.$$

Úhel výstupní relativní rychlosti na referenčním poloměru musí být stejný jako úhel absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola, protože axiální rychlost je stejná a relativní rychlost je stejná jako absolutní:

$$\beta_{2\text{ref}} = \arccos \frac{u_{2\text{ref}}}{w_{2\text{ref}}} = 20^\circ.$$

Na dalších poloměrech se postupuje od výstupního průměru oběžného kola. Tento průměr bude větší/menší než referenční průměr.

## Odkazy

1. PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig. Strömungsmaschinen, 2005. Berlín: Springer Verlag Berlin, Heidelberg New York, ISBN 3-540-

22173-5.

2. ŠIFNER, Oldřich, KLOFMAR, Jaroslav. *Mezinárodní standardy termofyzikálních vlastností vody a vodní páry. Zkrácené parní tabulky do 1000 °C a 1000 MPa*, 1996. Vydání 1. Praha: Academia, ISBN 80-200-0596-X.