



Funded by
the European Union

Hidraulične turbine

Autori: doc.dr. Adis Bubalo
Univerzitet Džemal Bijedić
Mašinski fakultet Mostar

Turbomašine 15.04.2025

"Funded by the European Union. Views and opinions expressed are however those of the author(s) only and do not necessarily reflect those of the European Union or the European Education and Culture Executive Agency (EACEA). Neither the European Union nor EACEA can be held responsible for them."

**Partnership for Promotion and Popularization of Electrical Mobility through
Transformation and Modernization of WB HEIs Study Programs/PELMOB**

Call: ERASMUS-EDU-2022-CBHE-STRAND-2

Project Number: 101082860

Hidraulične turbine

Udio hidroenergije u ukupnoj svjetskoj proizvodnji električne energije je 20%

Hidraulične turbine su različitih konstrukcija i oblika, a što je određeno prema padu i protoku kroz turbinu.

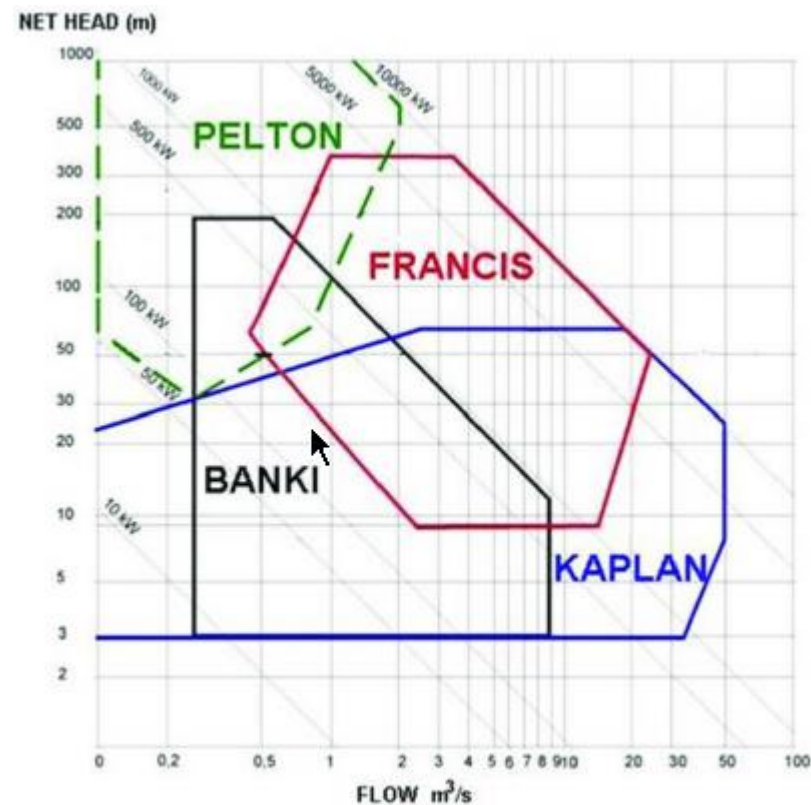
Tri osnovna tipa hidraulične mašine :

Peltonova

Francisova

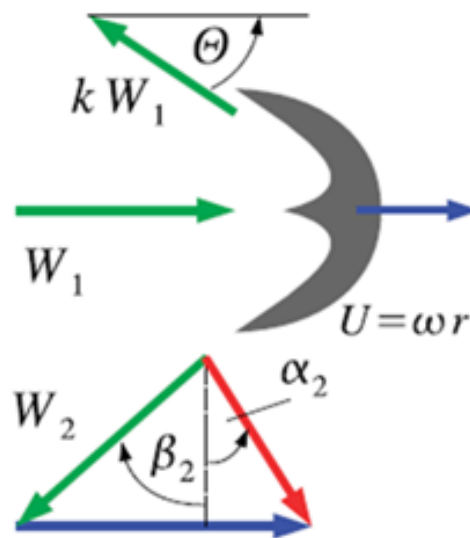
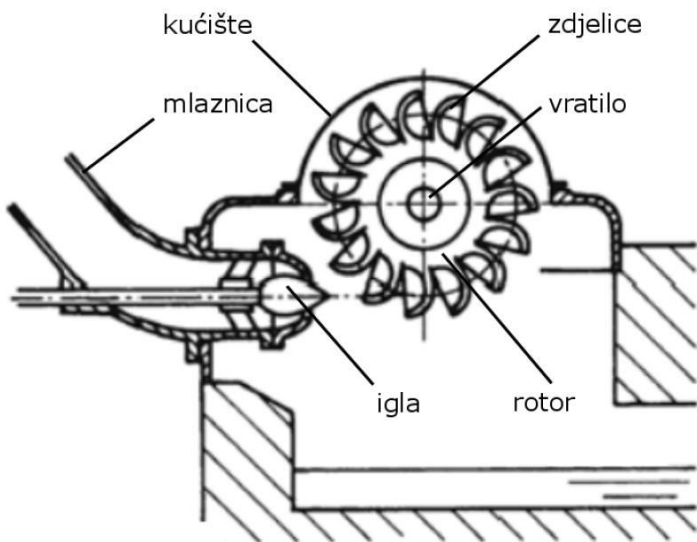
Kaplanova

Ostali tipovi su varijacije



Pelton turbine

- Koristi se za visoke padove od 300 do 4000 m.
- Stepenn korisnosti oko 90 %
- Može raditi na vema niskim protocima, i sa jako širokim radnim obimom



Presjek Peltonove turbine s osnovnim konstruktivnim dijelovima.

Analiza strujanja Peltonovog radnog kola

- polazi od jednostavne kontrole zapremine koja se može prikazati oko rotora lopatice i sile određene iz te analize.
- Takođe može i iz Eulerove formule, odnosno:

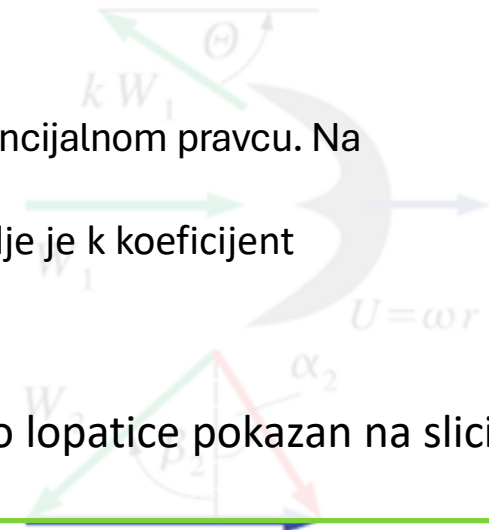
$$P = \dot{m}\omega(V_{2\theta}r_2 - V_{1\theta}r_1)$$

- Tako da ključni parametri uljučuju tangencijalnu brzinu na ulazu i izlazu.
- Na ulazu je situacija prava

$$V_{1\theta} = V_j$$

- Ggdje je V_j brzina mlaza, a mlaznica usmjerava mlaz samo u tangencijalnom pravcu. Na izlazu se mora koristiti trougao brzine (dole desno)
- Može se vidjeti da je: $W_1 = W_j - U$ tako da $W_2 = kW_1 = k(V_j - U)$ gdje je k koeficijent gubitaka trenja u lopatici.
- Iz trokuta brzine se dobije : $V_{2\theta} = U + W_{2\theta}$

$$W_{2\theta} = -W_2 \cos \Theta \quad \text{gdje je } \Theta \text{ ugao lopatice pokazan na slici}$$



Analiza strujanja Peltonovog radnog kola / nastavak

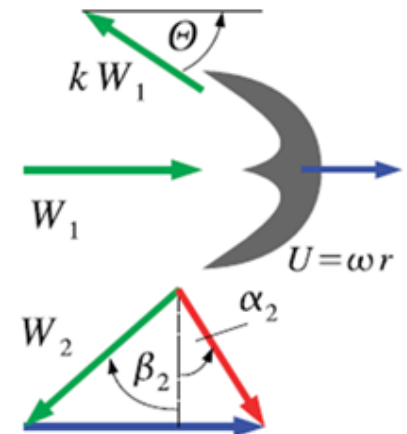
- Negativan predznak se pojavljuje kao znak skupa, tj. Kao pozitivan znak je u smjeru vrtnje. Zamjenjujući polje :

$$V_{2\theta} = U - W_2 \cos \Theta = U - k(V_j - U) \cos \Theta = -kv_j \cos \Theta + U(1 + k \cos \Theta)$$

- U izrazu za snagu se dobije:

$$P = \dot{m}U(V_j - U)(1 + k \cos \Theta)$$

U Peltonovom kolu sav tlak tekućine u lopaticu dolazi od udara iz mlaznice tako da mašina može biti klasificirana kao impulsna mašina.



Analiza Peltonovog radnog kola je prilično direktna, dok druge hidraulične turbine zahtijevaju pristup sa više detalja. Ovo je proces u tri koraka:

1. Za dati protok primjenom jednačine kontinuiteta dobije se radijalna ili aksijalna brzina.
2. Geometrija ugla lopatica i radijusi će dati apsolutnu i relativnu brzinu iz trokutova brzina.
3. Snaga se dobije iz Eulerove jednačine.

Empirijski dobivene vrijednosti za korisnost (ili dobivene na osnovu iskustva) povezuju proizvedenu snagu i gubitak pada glavnog mlaza kroz ma[inu

Analiza Peltonovog radnog kola

Postoje dvije metode koje se rade zavisno o informacijama koje imamo:

Ako je dat ukupan pad može se dobiti idealna snaga:

$$P_{ideal} = \rho \dot{Q} g H = \dot{m} g H$$

Uz idealnu snagu, imamo i realnu snagu (iz Eulerove jednačine gore) koja ce dati korisnost.

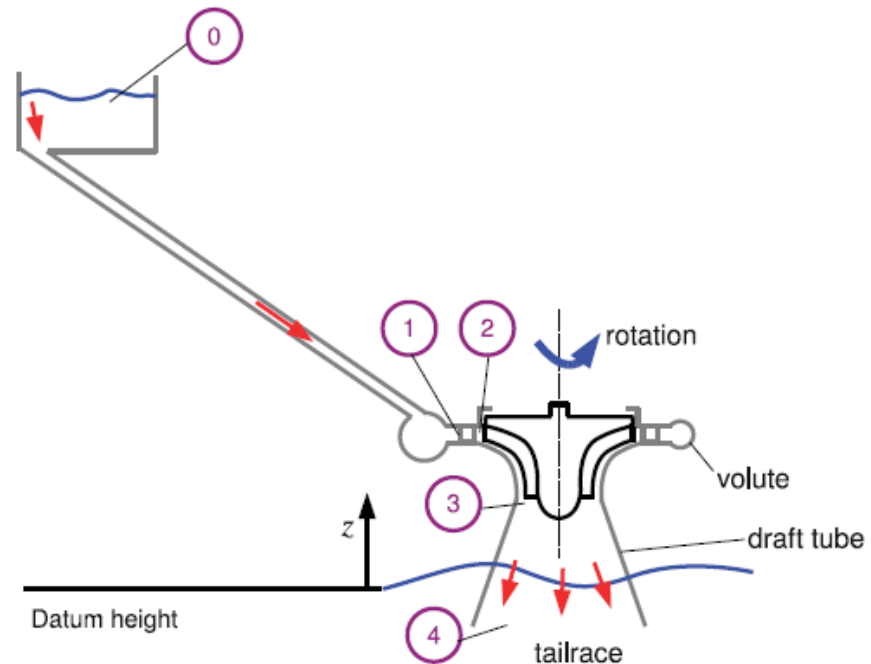
Ako nemamo sve informacije, realni pad dobijemo iz:

$$H_{actual} = \frac{P_{actual}}{\rho \dot{Q} g} + H_{loss}$$

Idealni pad je dat : $H_{actual} - H_{loss}$
tako da se za aktuelnu snagu može izračunati i gubitak korisnosti.

Analiza toka kroz Francis turbinu

1. Ulaz u sprovodno kolo. Može doći do pojave male obodne komponente brzine na ulasku u sprovodno kolo zbog rasporeda toka tekućine.
2. Izlaz iz sprovodnog kola. Protok skreće pod utjecajem lopatica statora da se dobije velika obodna brzina, time i veliki obrtni moment.
3. Izlaz iz radnog kola. Cilj je ovdje napraviti izlaz u kojem se teži da nema obodne komponente (apsolutna nula) jer će inače kinetička energija biti potrošena.
4. Difuzor turbine. Dozvoljava povratak izgubljene kinetičke energije aksijalnog protoka



Francis turbina

Tok vode od tačke 1 do tačke 2 ide kroz sprovodno kolo je radijalan prema unutra, zatim skrece i dobiva ugaoni moment.

Primjeni se jedanačina kontinuiteta odnosno : $Q_1 = Q_2$

$$Q_2 = V_{2r} 2\pi r_2 b_2 \text{ and } Q_1 = V_{1r} 2\pi r_1 b_1$$

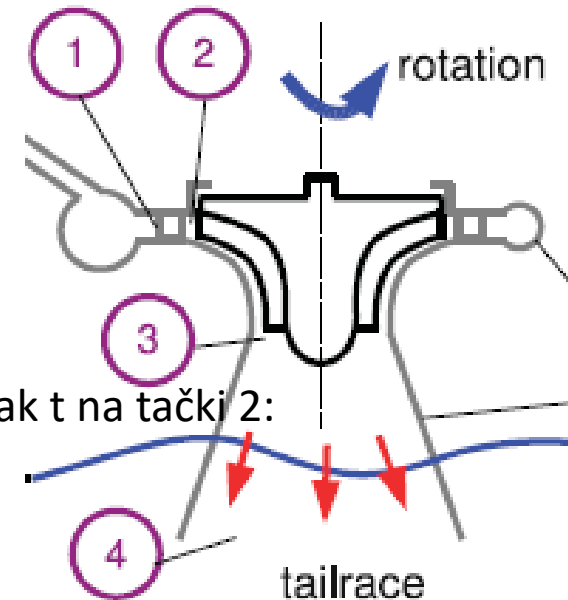
Ako su $b_1 = b_2$ (konstantna širina lopatica) onda je

$$V_{2r} r_2 = V_{1r} r_1$$

Pošto lopatice imaju debljinu (nisu nula), to predstavlja gubitak t na tački 2:

$$Q_2 = 2\pi r_2 b_2 (1 - t) V_{2r}$$

Tipično je $t = 0,08$ ili 8% površine ulaza je blokirano lopaticama.



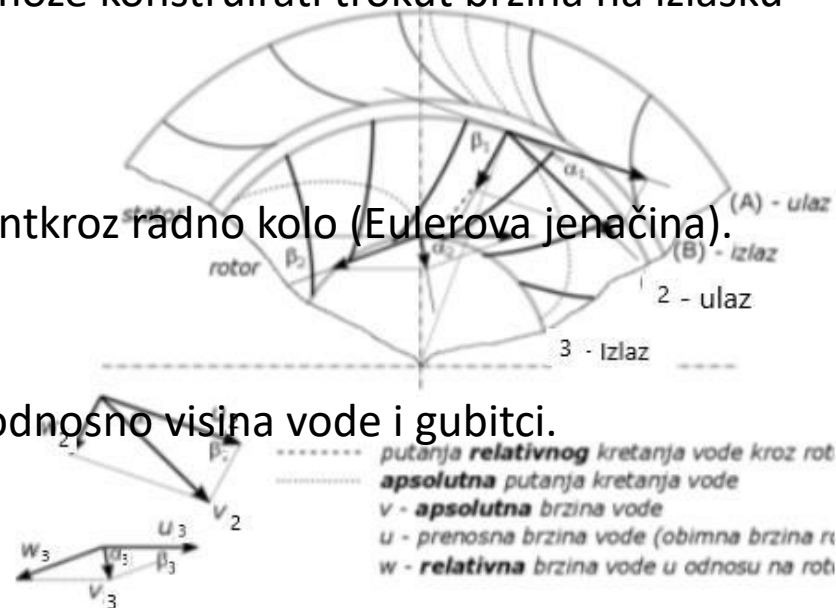
Francis turbina

Detaljna analiza procesa je kako slijedi:

Polazeći od vrijednosti V_{r2} , ugla toka na izlazu iz lopatica, brzine okretanja lopatice konstruiše se trougao brzine na izlazu iz lopatice 2.

Uobičajen dizajn je takav da nema obodne komponente na izlazu koja smanjuje kintetičku energiju, koja se onda gubi, $V_3\theta = 0$,. Tako se može konstruirati trokut brzina na izlasku lopatice radnog kola, tačka 3.

Dobije se ugao toka na ulazu i izlazu iz radnog kola i također snaga promjene ugaonog momenta kroz radno kolo (Eulerova jenačina).



Na kraju da bi dobili korisnost, potrebni su pad, odnosno visina vode i gubitci.



Program: ERASMUS-EDU-2022-CBHE-STRAND-2
Project number: 101082860



Funded by
the European Union

FRANCIS TURBINA



PRIMJER

Uzmimo jednu mašinu sa sljedećim specifikacijama:

Vanjski prečnik radnog kola, $2 r_2 = 2 \text{ m}$

Obrtna brzina, $N = 200$ obrtaja/minut

Visina sprovodnih lopatica, $b_2 = 0.3 \text{ m}$

Gubitak lopatica, $t=0.08$

Izlazni ugao lopatica $\alpha_2 = 75^\circ$

Dizajn radnog kola za aksijalni tok na izazu, $\alpha_3 = 0$, and $r_{3m} = 0.5 \text{ m}$; $b_3 = 0.4 \text{ m}$

Pad, $H_0=63\text{m}$, Protok $Q = 12 \text{ m}^3 / \text{s}$

Gubici protoka: 2 m gubitka u dovodnoj cijevi, 0.5 m gubitka u difuzoru

Brzina vode u difuzoru od 4 m/s

Zadatak: Odrediti relativne uglove na izlazu i ulazu radnog kola za preliminarnan dizajn radnog kola. Također odrediti izlaznu snagu.

RJEŠENJE

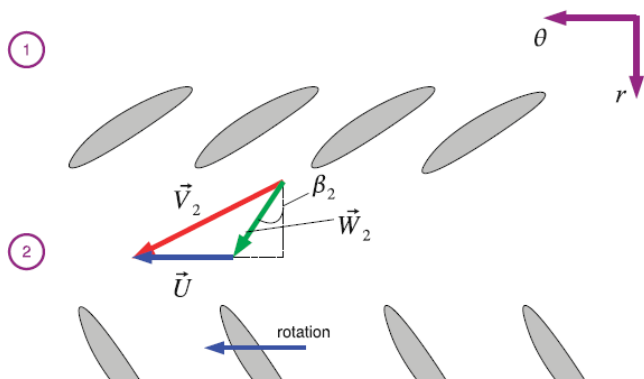
Plan je primjenjivanje analitičkih koraka urađenih ranije.

Najteži dio je crtanje trokuta brzina u tačkama 2 i 3.:

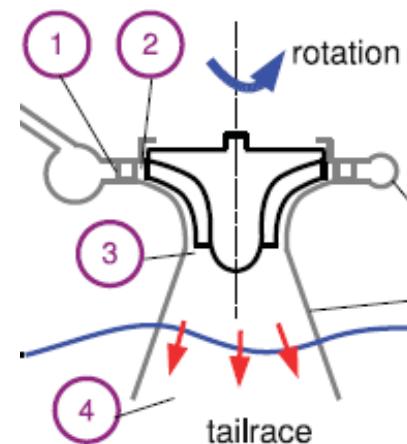
Na izlazu iz sprovodnog kola u tački 2:

$$Q = 2\pi r_2 b_2 (1 - t) V_{2r} \implies 12 = 2\pi \times 1.0 \times 0.3 (1 - 0.08) V_{r2}$$

Za ulazne podatke imamo da je $V_{2r} = 6,92 \text{ m/s}$



Trougao brzina u tački 2



Za određivanje snage iz Eulerova jednačine dovoljne su vrijednosti samo na ulazu i izlazu turbine, tako da skica na ulazu i izlazu će biti dovoljna.

U stvarnosti turbinske lopatica prolaze u osovinskom smjeru što može biti predstavljeni koristeći se CADom, ali u skici to nije lako. Trokut se nalazi u tangencijalnoj radijalnoj ravni.

$$V_{2\theta} = V_{2r} \tan \alpha_2 = 6.92 \tan 75^\circ \implies V_{2\theta} = 25.83 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \sqrt{V_{2r}^2 + V_{2\theta}^2} = \sqrt{6.92^2 + 25.83^2} = 26.74 \text{ m/s}$$

Iz trougla brzina:

$$V_{2\theta} = W_{2\theta} + \omega r_2$$

$$\omega r_2 = 2\pi \times \frac{200}{60} \times 1.0 = 20.94 \text{ m/s}$$

$$\implies W_{2\theta} = V_{2\theta} - \omega r_2 = 25.83 - 20.94 = 4.89 \text{ m/s}$$

Ugao relativnog toka u tački 2:

$$\tan \beta_2 = \frac{W_{2\theta}}{V_{2r}} \implies \beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{4.89}{6.92} \right) = 35.2^\circ$$

Brzina mlaza isticanja tečnosti je $\sqrt{2gH}$. Za ovu turbinu vrijedi: $V_2/\sqrt{2gH} = 0.76$.
Tako da se sve ubrzanje fluida ne pojavljuje u potpunosti iznad statora, postoji rekacija $R > 0$ i mašina **nije impulsna**.

KONTINUITET U TAČKI 3

Površina poprečnog presjeka je: $2\pi r_{3m} b_3$ so: $\rightarrow Q = 2\pi r_{3m} b_3 V_{3x}$

Odakle dobijemo: $V_{3x} = 12 / (2\pi \times 0.5 \times 0.4) = 9.55 \text{ m/s}$

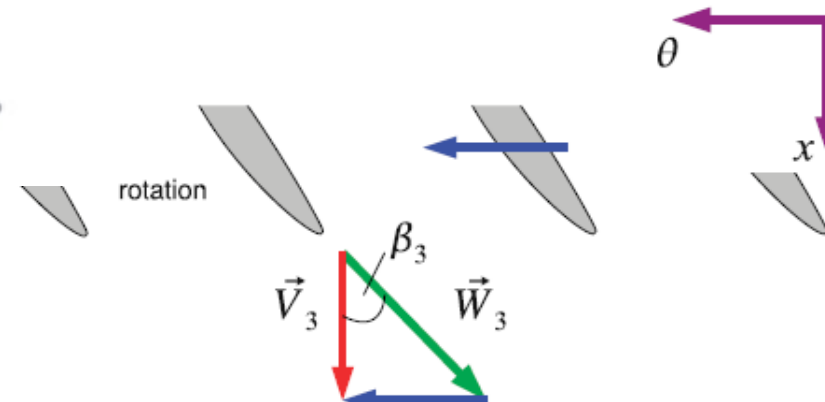
TROKUT BRZINE U TAČKI 3

Nema obodne brzine $V_{3\theta} = 0$

$$\therefore W_{3\theta} = -\omega r_{3m} = -2\pi \times \frac{200}{60} \times 0.5 = -10.47 \text{ m/s}$$

Tako da se može izračunati relativn ugao toka

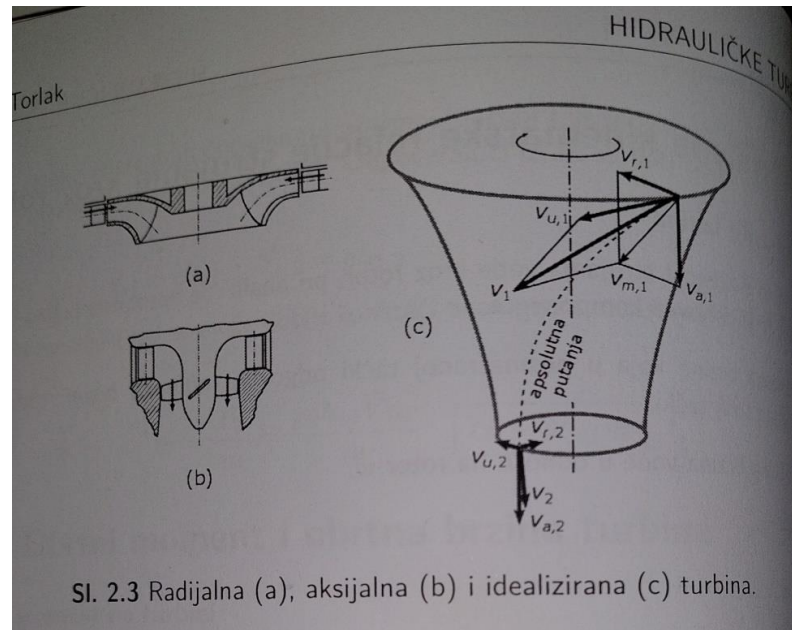
$$\tan \beta_3 = \frac{W_{3\theta}}{V_{3x}} \implies \beta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{-10.47}{9.549} \right) = -47.6^\circ$$



Sada računamo izlaznu snagu:

$$P = \dot{m}\omega (r_2V_{2\theta} - r_{3m}V_{\theta 3}) \quad \text{kako je} \quad V_{3\theta} = 0$$

$$P = \dot{m}\omega r_2V_{2\theta} = 1000 \times 12 \times 2\pi \times \frac{200}{60} \times 25.82 = 6.49 \text{ MW}$$

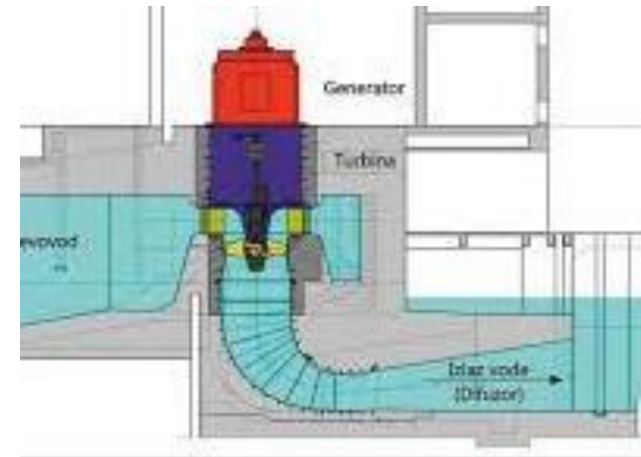
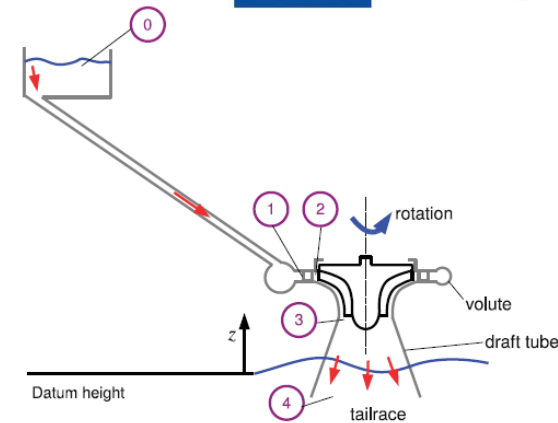


ANALIZA DIFUZORA

Difuzor je vanjski, stacionarni dio rotirajućih dijelova turbine. Difuzor je u principu cijev (kupasti dio) sa oko 7° divergencije koji smanjuje izlaznu kinetičku energiju u odlazećoj tekućini i povećava korisnost mašine u cjelosti. U ovom primjeru cilj je smanjiti izlaznu kinetičku energiju u tački 4, znajući da je h_4 uobičajeno ispod visine rijeke koja pritječe (ispod donje vode)

Ukupni pad u tački „0“ je :

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0$$



Ali $p_0 = 0$; u hidraulici mi uvijek koristimo tlak nula ambijentalni atmosferski tlak, u rezervoaru $V_0 = 0$ tako da ukupni pad u tački 0 bude $H_0 = z_0$

Prvo se treba izračunati pad turbine (između tačaka 1 i 3) $\Delta H = H_1 - H_3$

$H_1 = H_o - h_{fp}$ gdje je h_{fp} gubitak pada u cijevi zbog trenja.

Onda izračunamo kompletan pad sa drugog kraja mašine počevši od tačke 4:

$H_4 = H_3 - h_{fDT} \implies H_3 = H_4 + h_{fDT}$ gdje je h_{fDT} gubitak u difuzoru

Onda je ukupni pad u tački 4 dat jednačinom

$$H_4 = \frac{p_4}{\rho g} + \frac{V_4^2}{2g} + z_4$$

Pritisak u tački 4 mora biti jednak pritisku vode u rijeci u cjelini tako da je dat kao pritisak zbog visine fluida $p_4 = \rho g h_4$. $z_4 = -h_4$

Onda je $H_3 = h_{fDT} + \frac{V_4^2}{2g}$

A pad kroz turbinu $H_1 - H_3 = H_o - h_{fp} - \left(h_{fDT} + \frac{V_4^2}{2g} \right)$

Pojednostavimo

$$H_1 - H_3 = H_o - \frac{V_4^2}{2g} - h_{fp} - h_{fDT}$$

Za maksimalnu promjenu pada kroz turbinu, odnosno za maksimalnu snagu cilj je postići V_4 , h_{fp} , h_{fDT} **što je niže moguće.**

Da bi ovo primjenili na konkretan slučaj potrebni su gubitci toka, gubitci u difuzoru i brzina u tački 4. U našem primjeru:

$$h_{fp} = 2 \text{ m}, h_{fDT} = 0.5 \text{ m}, V_4 = 4 \text{ m/s}.$$

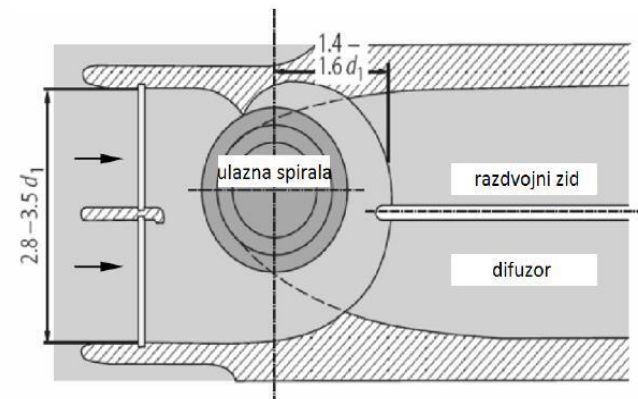
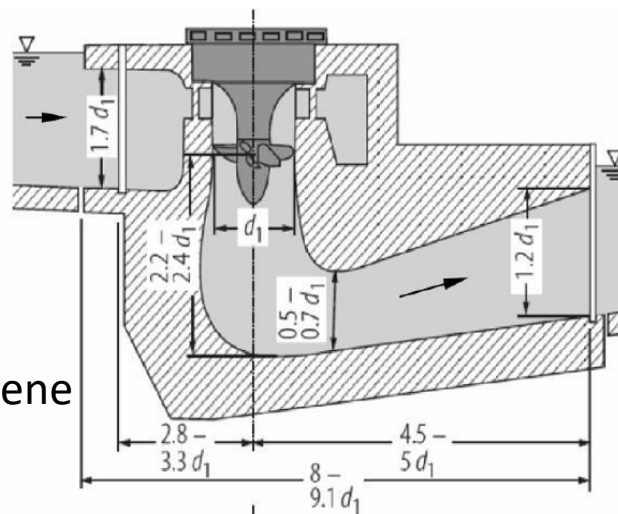
$$H_1 - H_3 = 63 - \frac{4^2}{2g} - 2 - 0.5 = 59.68 \text{ m}$$

Efikasnost turbine se onda može izračunati:

$$\eta_T = \frac{P_{actual}}{P_{ideal}} = \frac{6.49 \times 10^6}{1000 \times 12 \times 59.68 \times 9.81} = 0.92$$

DIFUZORI

Difuzori ili odsisne cijevi su cijevne konstrukcije postavljene na izlazu iz reakcionih turbina koje imaju ulogu da:



- odvode vodu od turbine prema izlaznoj građevini, odn. donjem rezervoaru,
- izoluju tok vode po izlasku iz rotora od atmosferskog pritiska,
- osiguraju iskorištenje potpunog pada vode (visinske razlike između nivoa slobodne površine gornjeg i donjeg rezervoara) bez obzira na položaj turbine,
- umanje brzinu vode pri odlasku u donji rezervoar radi smanjenja energetske gubitaka,
- umanje pritisak na samom izlazu iz rotora turbine, kako bi snaga predata turbini bila što veća.

DIFUZORI

- Glavna konstruktivna karakteristika difuzora im je povećanje površine poprečnog presjeka u pravcu kretanja vode.
- Po izlasku iz rotora voda prolazi kroz difuzor tako da nije izložena atmosferskom pritisku. U suprotnom slučaju posjedovala bi relativno veliku kinetičku energiju, koja bi ostala neiskorištena. Iskoristivi pad vode bi bio umanjen, određen nivoom vode u gornjem rezervoaru i nivoom izlaznog otvora turbine.
- Zahvaljujući difuzoru, turbina se može postaviti i iznad nivoa donje vode, dok se voda zatvorenim putem vodi dalje prema donjem rezervoaru.
- Tako se za pretvorbu energije na turbini koristi citav pad vode između gornjeg i donjeg rezervoara i ne umanjuje se efikasnost postrojenja
- Primjenom difuzora se postiže još jedna prednost. Ostvaruju se veće brzine strujanja vode na izlazu iz rotora. To neće dovesti do velikih gubitaka energije, jer voda u difuzoru usporava, a odabirom veće brzine na izlazu iz rotora uz isti zadati protok moguće je primijeniti manji prečnik turbine



Program: ERASMUS-EDU-2022-CBHE-STRAND-2
Project number: 101082860



Funded by
the European Union



Partnership for Promotion and Popularization of Electrical Mobility through Transformation and Modernization of WB HEIs Study Programs / PELMOB

CFD SIMULACIJA-PREDPROCESIRANJE DIJELOVA TURBINE

