VODNÍ TURBÍNY

– strana 9.3 – **Rozdělení a parametry**

– Úloha 1: – Výpočet rozměrů vodního kola

– Úloha 2: – Výpočet rozměrů Francisovy turbíny a sací trouby

– Úloha 3: – Výběr typu lopatkového stroje podle vypočítaných měrných otáček [Úloha 1 v čl. 6]

– Úloha 4: – Výpočet síly působící na lopatku vodní turbíny [Úloha 3 v čl. 2]

– Úloha 5: – Výpočet stupně reakce Francisovy turbíny [Úloha 7 v čl. 2]

– Úloha 6: – Rozložení rychlostí a tlaku před rotorem Kaplanovy turbíny [Úloha 8 v čl. 2]

– Úloha 7: – Výpočet aerodynamických veličin profilové mříže [Úloha 3 v čl. 4]

– strana 9.9 – **Energetická bilance**

– Úloha 8: – Výpočet výkonu turbosoustrojí [Úloha 3 v čl. 1]

– strana 9.10 – **Sací trouba**

– strana 9.11 – **Kavitace**

– strana 9.13 – **Odkazy**

– strany 9.14-9.25 – **Přílohy**

– **autor:** – ŠKORPÍK, Jiří (LinkedIn.com/in/jiri-skorpik)
– **datum vydání:** – Srpen 2025
– **název:** – Vodní turbíny
– **sborník:** – *turbomachinery.education*
– **provenience:** – Brno (Česká republika)
– **email:** – skorpik.jiri@email.cz

Copyright©Jiří Škorpík, 2025
Všechna práva vyhrazena.

Rozdělení a parametry

V současné době převažují pouze čtyři typy vodních turbín a jejich modifikace, viz podkapitola Historické poznámky. Mezi tuto čtveřici patří Peltonova turbína, Francisova turbína, Kaplanova turbína a Deriazova turbína. To jaký typ turbíny pro danou aplikaci je vhodné použít lze určit pomocí měrných otáček.

Historické poznámky

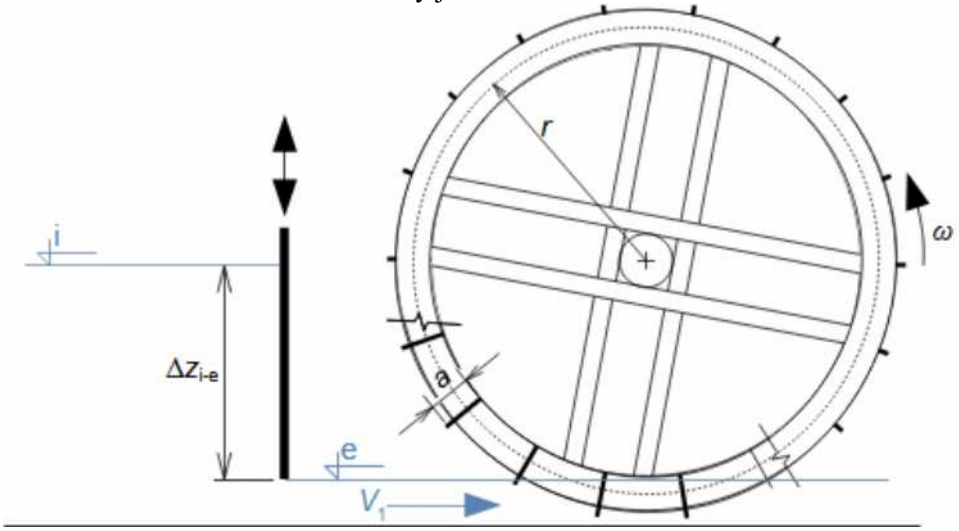
Poprvé Vodní kola používali v Mezopotámii v 6. století př. n. l. a byla určena k pohonu zavlažovacího systému. Na území ČR se první vodní kola pro pohon mlýnů a hamrů (Obrázek 1) začaly používat až ve 12. století, přičemž mlynáři a sekerníci (tesaři) byli po staletí nositeli technického umu a pokroku na našem území [Štěpán and Křivanová, 2000]. Mlýny byly v té době jedny z mála mechanických zařízení, které byly systematicky vylepšovány, viz Úloha 1.

– **1:** –

Vodní kolo na spodní vodu Velkopřevorského mlýna na Čertovce

– **Úloha 1:** – Navrhněte vodní kolo na dolní vodu, máte-li k dispozici jez o spádu 0,6 m, s objemovým tokem 0,7 $m^3 \cdot s^{-1}$. K výpočtu použijte empirické poznatky sekerníků a mlynářů [Štěpán, and Křivanová, 2000] a znalosti hydrodynamiky konce 18. století.

Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 1.



Vodní turbíny byly vyvinuty z teorie Segnerova kola

Princip vodních kol a jejich stavba byla závislá na intuici a zkušenosti jejich stavitelů, nicméně moderním vodním turbínám předcházel popis obecné teorie lopatkových strojů. Moderní teorii lopatkových strojů sestavil geniální fyzik a matematika Leonhard Euler (1707-1774), když chtěl popsat funkci Segnerova kola sestrojené Jánem Segnerem (1704-1777) kolem roku 1750. Na základě této teorie Euler navrhl první moderní turbínu, která již obsahovala klasické části jako rozváděcí a rotorové lopatky. Tento koncept údajně zapadl ve zprávách akademie věd a nebyl realizován [Hoch, 1941, s. 66-67], ale jeho teoretický popis používáme dodnes, viz článek Základní rovnice lopatkových strojů.

Vývoj vodních turbín v datech

Prakticky uplatnitelnou vodní turbínu sestrojil v roce 1827 Benoît Fourneyron (1802-1867), která měla výkon 4,47 kW při 80% účinnosti. Poté následovaly vynálezy dalších turbín, přičemž pro současnou energetiku mají význam tři: Francisova turbína sestrojená v roce 1849 Jamesem Francisem (1815-1892), Peltonova turbína sestrojená Lesterm Peltonem (1829-1908) v roce 1884 a Kaplanova turbína sestrojená v 1912 Viktorem Kaplanem (1876-1934). Každá z uvedených turbín je vhodná pro konkrétní rozsah spádů a objemových toků. V roce 1957 byly spuštěny v přečerpávací elektrárně Sir Adam Beck tzv. Dériazeovy turbíny (Paul Dériaze (1895-1987)), které jsou diagonálního typu a schopné střídavě turbínového i čerpadlového provozu.

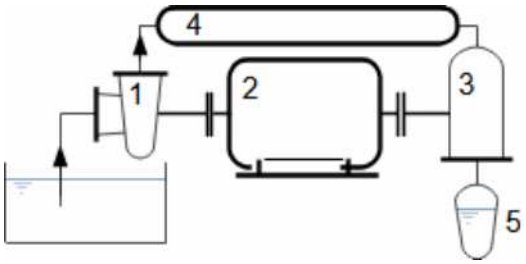
Zrod prvních vodních elektráren

Vodní turbíny jsou obvykle součástí turbosoustrojí s elektrickým generátorem. První vodní elektrárny pro výrobu elektřiny byly spuštěny v roce 1881 s výkony menšími jak 1 kW pro napájení žárovek [Jílek et al., 1980, s. 144]. V té době se jednalo o výrobu stejnosměrného proudu a první elektrárna pro výrobu střídavého proudu byla dána do provozu 26. srpna 1896 na Niagarských vodopádech. Výkon této vodní elektrárny byl 2x5000 koňských sil [Jonnesová, 2009, s. 340].

Využití vodní turbín regeneraci čerpací práce

Vodní turbíny lze instalovat klasicky mezi horní a dolní nádrž ve vodních elektrárnách (Obrázek 7), nebo i v průmyslových provozech, ve kterých je velká spotřeba vysokotlakové kapaliny (například pro čištění, proplachování nebo chlazení) s možností využití regenerace čerpací práce. Regenerace čerpací práce může vypadat jako na Obrázku 2, na kterém je turbosoustrojí Peltonova turbína-el. motor-čerpadlo. Taková sestava snižuje spotřebu el. energie na čerpání kapaliny tak, že v turbíně je transformována tlaková energie kapaliny zpět na práci. Regenerační hydraulická turbína o výkonu 2,5 MW je také nainstalována na ropovodu TAL na severním úpatí Alpského pohoří, které ropovod překonová od jihu, kde jsou naopak naistalována čerpadla pro čerpání ropy do vyšších nadmořských výšek. Přečerpávací vodní elektrárny patří také mezi regenrační.

– **2:** –



Princip regenerace čerpací práce: 1-turbočerpadlo; 2-elektrický motor; 3-Peltonova turbína; 4-tlaková nádoba, ve které se využívá voda o vysokém tlaku, přičemž při tomto procesu nedochází k velké ztrátě tlaku vody; 5-odpadní beztlakový kanál.

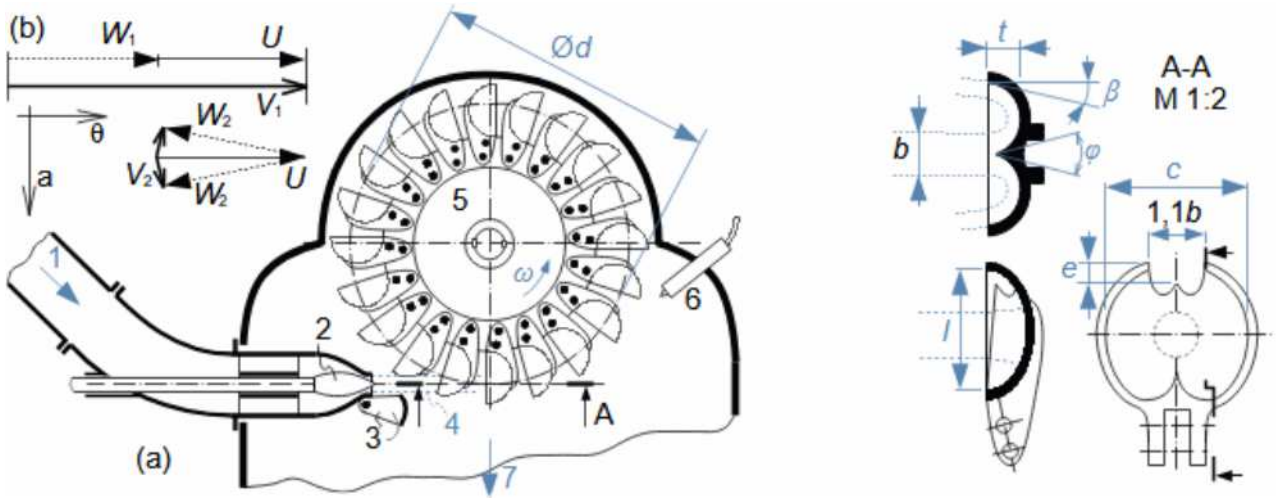
Peltonova turbína

Peltonovy turbíny nepřekračují výkon 400 MW, což je dáno tím, že jsou výhodné pro zpracování velmi vysokého sloupce vody, a takové lokality nedisponují velkými hmotnostními toky.

Popis činnosti Peltonovy turbíny

Regulačním orgánem Peltonovy turbíny je tryska s regulační jehlou (Obrázek 3). Posuv regulační jehly umožňuje změnu průtoku v širokém rozsahu při zachování hydraulické účinnosti, viz Obrázek 5. Peltonova turbína může po obvodu obsahovat i několik trysek, tímto způsobem se zvyšuje výkon turbíny. Na společné hřídeli s elektrickým generátorem mohou být i dva rotory, právě taková turbosoustrojí dosahují maximálních výkonů. Deviátor za tryskou se používá k odklonění proudu při požadavku na rychlé zastavení rotoru, protože hlavní uzávěr přívodu vody k trysce není schopen okamžitého uzavření bez vyloučení vzniku vodního rázu v potrubí.

– **3:** –



Hlavní části Peltonovy turbíny: (a) horizontální Peltonova turbína; (b) rychlostní trojúhelník P. turbíny podle [Shepherd, 1965, s. 351]. 1-přívody vody přes kulový uzávěr; 2-regulační jehla; 3-odchylovač (deviátor) vodního paprsku; 4-vodní paprsek; 5-lopatky usazené na disku oběžného kola; 6-brzdící tryska (snižuje čas doběhu turbíny při odstavení); 7-odvod vody šachtou. *Ød* [m] střední průměr lopatek; ω [rad·s^{-1}] úhlová rychlost otáčení rotoru; V [m·s^{-1}] absolutní rychlost; U [m·s^{-1}] obvodová rychlost; W [m·s^{-1}] relativní rychlost. θ-označení obvodového směru, a-označení axiálního směru (osa hřídele rotoru). Index $_1$ označuje stav před rotorem, index $_2$ označuje stav za rotorem.

Výpočet středního průměru lopatek

Na Obrázku 3b si lze všimnout přibližné rovnosti rychlostí $W_1=W_2\approx U$. To znamená, že platí i přibližná rovnost $2U\approx V_1$. Rychlost V_1 je dána výškou vodního sloupce. Tyto rychlosti a požadované otáčky rotoru postačují k výpočtu středního průměru lopatek *Ød*. Tyto vztahy mezi rychlostmi už znali a používali stavitelé vodních kol, které jsou také tangenciální stupně, viz Úloha 1.

Francisova turbína

Francisovy turbíny se používají ve velmi širokém rozsahu průtoků i výšek hladin a pro výkony přesahující i 1000 MW. Jedná se o radiální typ turbín obvykle s konstantním stupněm reakce po délce lopatek (viz Úloha 2). Radiální konstrukce umožňuje konstruovat i Francisovy čerpadlové turbíny pro přečerpávací elektrárny, avšak pro změnu účelu je nutná změna směru otáček rotoru.

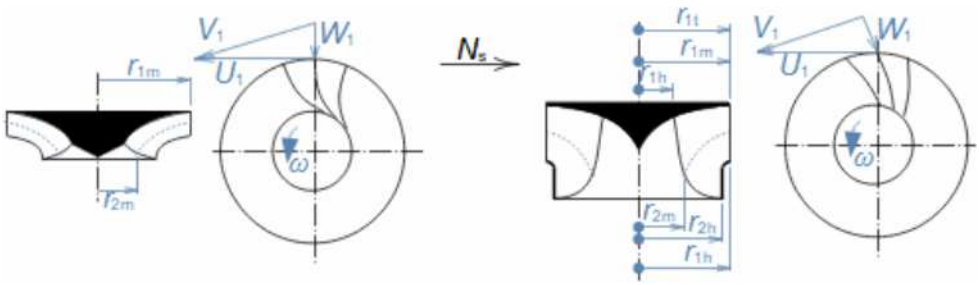
Stupeň reakce Francisových turbín

Stupeň reakce Francisových turbín je takový, aby vnitřní ztráty ve statoru i rotoru byly přibližně stejné na středním poloměru lopatek.

Vtokový poloměr Francisových turbín

Vtokový poloměr rotoru r_1 se zvyšuje s požadovanou Eulerovou prací turbíny (zvyšuje se U_1), a snižuje s rostoucími otáčkami, viz Obrázek 4. Nevýrazná axiální část rotorových lopatek je dalším charakteristickým rysem Francisových turbín (více v článku Tvary lopatek a průtočných částí lopatkových strojů a Úloze 2.

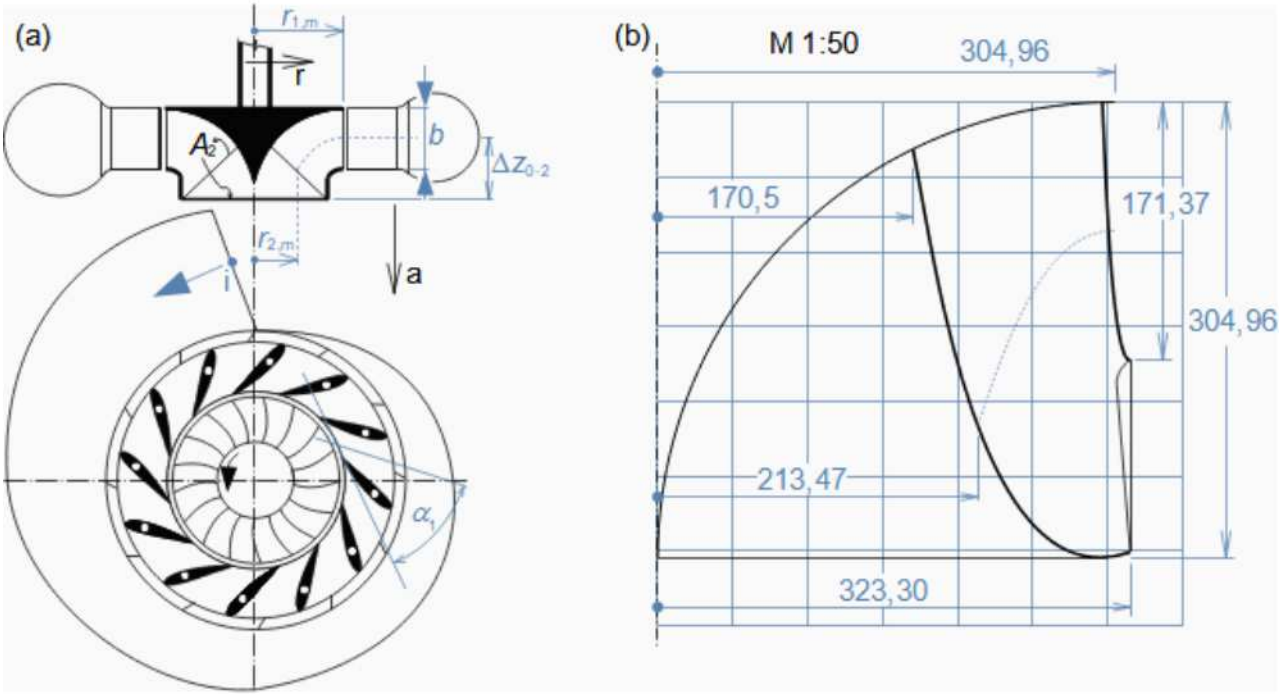
– **4:** –



S rostoucí hodnotou měrných otáček roste podíl obvodové rychlosti na velikosti Eulerovy práce turbíny. N_S [min^{-1}] měrné otáčky; r [m] poloměr. Index $_m$ označuje parametry na středním kvadratickém poloměru lopatek, index $_t$ na špici lopatek, index $_h$ u pat lopatek

– **Úloha 2:** – Proveďte první iteraci výpočtu hlavních rozměrů lopatkové části Francisovy turbíny na středním kvadratickém poloměru, špic a pat lopatek. Objemový tok turbínou musí být 3,12 m^3·s^{-1}. Další zadané parametry jsou: $\Delta z_{R\text{-}T}$=46,3 m; $\Delta z_{2\text{-}T}$=1,6 m, V_2=4 m·s^{-1}; $\Delta z_{2\text{-}e}$=2 m. Otáčky turbíny musí být 750 min^{-1}. Hladina přítokové nádrže je v nadmořské výšce 500 m, což odpovídá tlaku 92,8 kPa (tlak na hladině odtokové nádrže uvažujte stejný). V první iteraci odhadněte hodnotu poměrných vnitřních ztrát turbíny včetně sací trouby na 0,1 bez započítaní ztráty v kinetické energii rychlosti na výtoku sací trouby. Diskutujte vliv vodního sloupce před turbínou na rozměry turbíny.

Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 2.

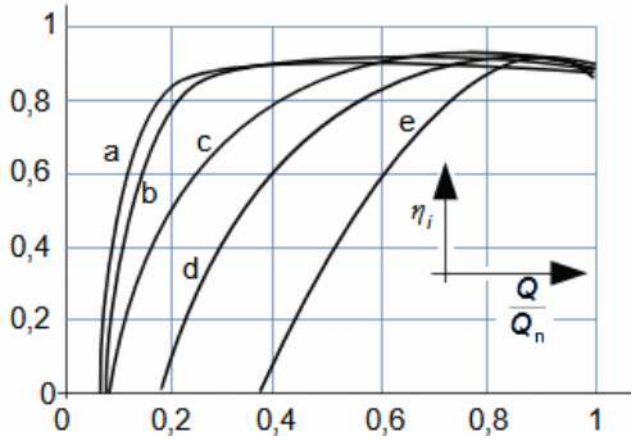


Rozměry na obrázku (b) jsou v mm.

Kaplanova turbína

Kaplanovy turbíny jsou vhodné pouze do určitých výšek hladin a zejména průtoků, protože s průtokem roste délka lopatek. Z těchto důvodů nepřekračují výkony největších kaplanových turbín 150 MW. Hlavní předností Kaplanových turbín je jejich schopnost udržení vysoké vnitřní účinnosti (Obrázek 5) v širokém rozsahu průtoků pomocí natáčení statorových i rotorových lopatek – zejména se jedná o udržení malé nebo nulové hodnoty obvodové složky výstupní rychlosti $V_{2\theta}$. Statorové lopatky jsou v provedení radiálním i axiálním – axiálním zejména u malých vrtulových turbín (nemá natáčivé rotorové lopatky).

– **5:** –

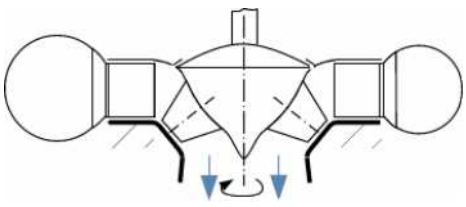


Vnitřní účinnost vodních turbín při změně průtoku: a-Peltonova turbína; b-Kaplanova turbína; c-Francisova turbína; d-Francisova turbína; e-vrtulová turbína. η_i [1] vnitřní účinnost, která nzývá i hydraulickou úšinností; Q [$m^3 \cdot s^{-1}$] objemový tok; Q_n [$m^3 \cdot s^{-1}$] jmenovitý objemový tok. Zdroj dat [Miller et al. 1972, s. 1237].

Deriazova čerpadlová turbína

Deriazov turbína s natáčivými rotorovými lopatkami v rozsahu je diagonální typ turbíny (Obrázek 6), která je schopná i čerpadlového provozu beze změny smyslu otáčení, takže se používá především u přečerpávacích elektráren. Na Obrázku 6 je příklad provedení diagonální turbíny s radiální statorovou řadou lopatek, ale používají se také v diagonální statorové řady lopatek. U čerpadlových turbín je nutné navíc počítat se změnou zatížení zejména radiálních ložisek, po změně režimu práce.

– **6:** –



Postup návrhu základních parametrů vodní turbíny

Vodní turbíny je nutné navrhovat v kontextu celého vodního díla, nicméně rozhodující veličinou při výběru nejvhodnějšího typu vodní turbíny jsou její měrné otáčky. Dalším krokem bývá přímý či nepřímý návrh meridiánové rychlosti a stupně reakce, viz Úloha 2. Přičemž meridiánová rychlost se pohybuje v rozmezí ~8...12 $m \cdot s^{-1}$ výjimečně i větší čísla, ale za cenu vyšších ztrát. Následně lze stanovit další parametry turbíny. Hodnoty klíčových veličin vodní turbíny pro první iteraci výpočtu jsou uvedeny například v [Nechleba, 1966, s. 312], [Pfleiderer and Petermann, 2005], [Gallano et al., 1998].

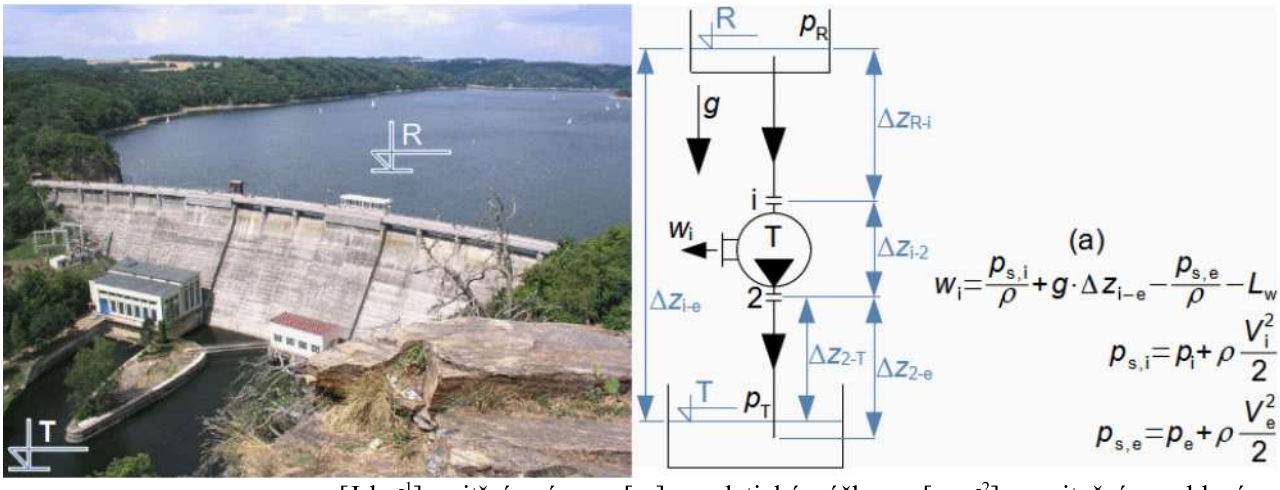
Energetická bilance

Vodní turbína může být součástí různých hydraulických systémů, obvykle se nachází mezi dvěma tlakovými nádržemi nebo atmosférickými nádržemi jako na Obrázku 7. Energetická bilance turbíny se provádí mezi vtokem do jejího vstupního hrdla *(index i) a výtokem z výstupního hrdla (index e), přičemž výstupní hrdlo u Francisových a Kaplanových funkcí má funkci sací trouby, viz další kapitola.*

Rovnice vnitřní práce a ztrát vodní turbíny

Vnitřní práci vodní turbíny w_i lze vypočítat pomocí Rovnice 7a, ze které je patrné, že vnitřní práce je tím větší, čím menší je celkový tlak na výtoku p_e a vnitřní ztráty L_w. Vnitřní ztráty vodních turbín L_w nepřesahují 5-7 % z vnitřní práce ideální vodní turbíny, nicméně výpočet vnitřní účinnosti vodních turbín se často vztahuje k celému systému (úsek R-T, nebo i-T), než je pouze úsek i-e, pak jsou ztráty vyšší.

– **7:** –



w_i [$J \cdot kg^{-1}$] vnitřní práce; z [m] geodetická výška; g [$m \cdot s^{-2}$] gravitační zrychlení; p [Pa] tlak. Index $_R$ označuje hladinu přítoku (Reservoir), index $_T$ označuje hladinu odtoku (Tailwater), index $_s$ označuje celkový tlak, index $_i$ označuje stav na vtoku do vstupního hrdla turbíny, index $_2$ označuje stav na výtoku z rotoru, index $_e$ označuje stav na výtoku z hrdla turbíny, respektive sací trouby. Na obrázku je hráz a strojovna Vranovské přehrady. Odvození rovnic je uvedeno v Příloze 3.

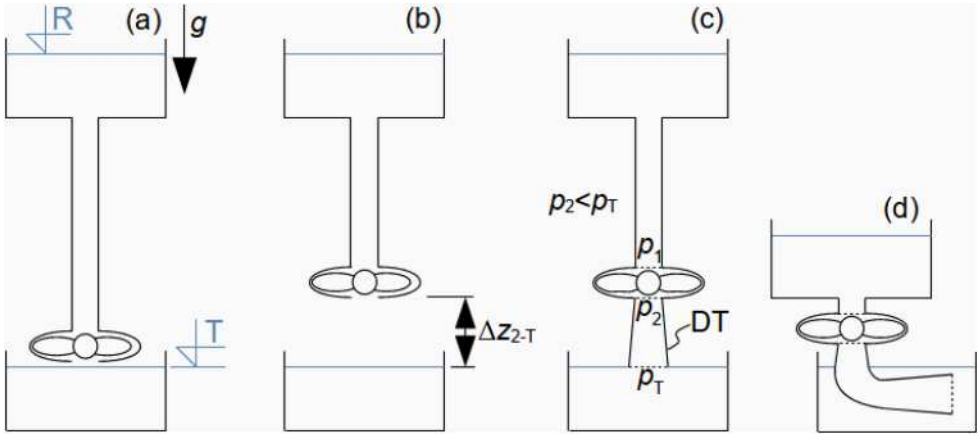
Sací trouba

Sací trouba je postupně se rozšiřující kanál, ve kterém dochází ke snižování celkového tlaku až na tlak na výtoku $p_{s,e}$ (Obrázek 8c-d) a tím i zvyšuje vnitřní práci turbíny.

Instalce sací trouby umožňuje nainstalovat turbínu nad hladinu odtoku

Sací trouba také umožňuje, aby turbína byla umístěna v určité výšce nad hladinou odtoku a tím byl k turbíně umožněn pohodlný přístup, a také se tím zabrání zatopení turbíny při potopě a zvednutí hladiny odtoku. Umístěním turbíny výše nad hladinu odtoku bez sací trouby (Obrázek 8b) by se totiž snížil využitelný disponibilní spád na turbínu odpovídající výšce $\Delta z_{2\text{-}T}$. Vložením plně zatopené sací trouby (Obrázek 8c) dosáhneme snížení tlaku za turbínou na tlak p_2, který je podle principu U-trubice menší než tlak nad hladinou odtoku – takže v ideálním případě bude výkon turbíny stejný, jako kdyby byla umístěna těsně nad hladinou.

– **8:** –



(a) turbína je těsně nad hladinou odtoku; (b) turbína je výše nad hladinou odtoku; (c) sací trouba sníží tlak za turbínou (případ $p_T=p_e$); (d) kolenová sací trouba umožňuje snížit výtokovou rychlost u turbín ($p_T<p_e$). DT-sací trouba (Draft tube). Index $_1$ označuje stav před rotorem, index $_2$ za rotorem.

Pokles výtokové rychlosti v kolenové sací troubě

Nejnižšího celkového tlaku $p_{s,e}$, lze dosáhnout u kolenových sacích troub (Obrázek 8d), protože statický tlak se s délkou trouby nemění (u přímé sací trouby roste, tak jako se sací trouby noří více pod hladinu) a dynamicky klesá, tak jak se sací trouba dále rozšiřuje.

Sací trouby u Přetlakových stupňů

Podmínkou užití sací trouby je taková konstrukce turbíny, která dokáže využít i tlakový spád mezi vtokem a výtokem rotoru, což dokáží pouze přetlakové stupně jako Francisova a Kaplanova turbína. Naopak u Peltonových turbín sací troubu nelze použít a v komoře rotoru je mírně vyšší tlak než nad hladinnou odtoku, viz Obrázek 3.

Definice účinnosti sacích trub

Účinnost sacích trub je definována jako účinnost transformace kinetické energie na energii tlakovou nebo potenicální (Vzorec 9), jiná transformace je považována za ztrátu. Čím menší je účinnost sací trouby, tím vyšší musí být tlak p_2 a tedy nižší bude vnitřní práce turbíny w_i.

– **9:** –

$$\eta_{DT} = \frac{\frac{V_2^2 - V_e^2}{2} - L_{DT}}{\frac{V_2^2 - V_e^2}{2}}$$

η_{DT} [1] účinnost sací trouby; L_{DT} [J·kg^{-1}] vnitřní ztráty v sací troubě; V [m·s^{-1}] absolutní rychlost.

Optimální parametry sací trouby

Vnitřní ztráty v sací troubě mimo vnitřního tření ovlivňuje i úhel rozšíření sací trouby (10° až 11°). Ústí sací trouby je vždy pod hladinou, aby nedocházelo k přisávání vzduchu, to znamená, že tlak p_e bude vždy vyšší o hydrostatický rozdíl geodetických výšek bodů-T a e než tlak p_T. Při sestavování anatomie proudění v sací troubě lze vycházet z teorie difuzorů, viz článek Proudění plynů a par difuzory [Škorpík, 2023]. Účinnost sacích trub se pohybuje od 0,7 do 0,8 u kuželových trub a od 0,6 do 0,73 u trub s kolenem [Kadrnožka, 2003, s. 146].

Kavitace

Kavitace *ve vodní turbíně vzniká tam, kde v mezní vrstvě lopatek poklesne tlak pod tlak sytých par. Kritické místo pro vznik kavitace je u odtokových hran lopatek rotoru v místě s nejvyšší rychlostí a nejnižším tlakem, tzn. na poloměru $r_{2,t}$. Podstaný vliv na pravděpodobnost vzniku kavitace ve vodní turbíně je výška mezi odtokovými hranami lopatek a hladinou odtoku $\Delta z_{2\text{-}T}$.*

Metodiky predikce vzniku kavitace

Metodika predikce vzniku kavitace ve vodní turbíně je podrobně popsána v [Pfleiderer and Petermann, 2005, s. 95] – zde autoři doporučují (s. 113), aby rozdíl 180-β_2 byl kolem 20°. Nicméně základní podmínkou je, aby tlak za rotorem p_2 byl výrazně vyšší než tlak sytých par – v takovém případě by došlo také k přetržení vodního sloupce v sací troubě. Teoretická výška sací trouby, při které, při proudění beze ztrát, se na vtoku do sací trouby nastaví právě tlak sytých par se označuje jako minimální sací výška turbíny *NPSH* (Net Positive Suction Head), přičemž rozdíl mezi *NPSH* a skutečné výšky sací trouby nad hladinou $\Delta z_{2\text{-}T}$ ku disponibilnímu vodnímu sloupci $\Delta z_{R\text{-}T}$ se označuje jako Thomaův součinitel σ (Vzorec 10a), který se využívá pro vyhodnocení rizika kavitace u vodních turbín.

– **10:** –

$$\text{(a)}\ \sigma = \frac{NPSH - \Delta z_{2-T}}{\Delta z_{R-T}} \qquad \text{(b)}\ \sigma_c = \frac{NPSHR - \Delta z_{2-T}}{\Delta z_{R-T}} \qquad \text{(c)}\ \omega_{SP} = \omega \frac{\sqrt{\frac{P_i}{\rho}}}{\left(g \cdot \Delta z_{R-T}\right)^{\frac{5}{4}}}$$

NPSH [m] minimální sací výška turbíny, viz Úloha 2; *NPSHR* [m] požadovaná minimální sací výška turbíny (oproti *NPSH* započítán i vliv obtékání lopatek a ztrát); σ [1] Thomaův součinitel (Thoma coefficient); σ_c [1] kritický Thomaův součinitel; ω_{SP} [rad·s^{-1}] výkonové měrné otáčky; P_i [W] vnitřní výkon turbíny; ρ [kg·m^{-3}] hustota.

Thomaův součinitel by měl být větší, než je jeho kritická hodnota

Tlak p_2 musí být výrazně vyšší než tlak sytých par, protože v okolí odtokových hran lopatek je tlak nižší než tlak p_2, viz článek Aerodynamika profilů [Škorpík, 2022]. To znamená, že reálná neboli požadovaná sací výška turbíny pro vyloučení kavitace bude muset být menší než *NPSH*. Požadovanou sací výšku označujeme jako *NPSHR* a zahrnuje vliv otáček turbíny i její ztráty a je definována Vzorcem 10b, kde σ_c označujeme jako kritický Thomaův součinitel. Pro zajištění bezkavitačního provozu turbíny by měla tedy na turbíně vycházet nerovnost $\sigma > \sigma_c$. Kritické Thomaovy součinitelé (Tabulka 11) jsou funkcí výkonových měrných otáček ω_{SP} (Vzorcem 11c), které zahrnují právě vliv otáček a ztrát v turbíně.

– **11:** –

Francisovy turbíny				Kaplanovy turbíny			
ω_{SP}	σ_c	ω_{SP}	σ_c	ω_{SP}	σ_c	ω_{SP}	σ_c
0,4	0,031	0,8	0,089	1,5	0,195	5	2
0,5	0,045	1	0,13	2	0,31	6	3,15
0,6	0,058	1,5	0,26	3	0,67		
0,7	0,071	2	0,41	4	1,15		

Údaje z [Dixon and Hall, 2010, s. 332].

Kavitace vs. Kolenová sací trouba

Všimněte si, že při vyhodnocování pravděpodobnosti kavitace velmi záleží na výšce turbíny nad hladinou $\Delta z_{2\text{-}T}$, kterou lze snížit použitím kolenové sací trouby z Obrázku 8d.

Odkazy

ŠKORPÍK, Jiří, 2022, Aerodynamika profilů, *fluid-dynamics.education*, Brno, https://fluid-dynamics.education/aerodynamika-profilu.html.

ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Proudění plynů a par difuzory, *fluid-dynamics.education*, Brno, https://fluid-dynamics.education/proudeni-plynu-a-par-difuzory.html.

DIXON, S., HALL, C., 2010, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Elsevier, Oxford, ISBN 978-1-85617-793-1.

GALLANO, Fernando, VEIGA DE OLIVEIRA, Ernesto, PEREIRA, Benjamin, 1998, *Layman's handbook, on how to develop a small hydro site*, 1998, A handbook prepared under contract for the Commission of the European Communities, Directorate-General for Energy by European Small Hydropower Association (ESHA), DG XVII – 97/010. Dostupné online z http://ec.europa.eu/energy/library/hydro/layman2.pdf.

HOCH, A., 1941, *Vynálezy, které změnily svět*, Orbis, Praha.

JAPIKSE, David, 1997, *Introduction to turbomachinery*, Oxford University Press, Oxford, ISBN 0–933283-10-5.

JÍLEK, František, KUBA, Josef, JÍLKOVÁ, Jaroslava, 1980 *Světové vynálezy v datech*, Mladá fronta, Praha.

JONNESOVÁ, Jill, 2009, *Říše světla*, Academia, Praha, ISBN 978-80-200-1664-5.

KADRNOŽKA, Jaroslav, 2003, *Lopatkové stroje*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-297-1.

MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.

NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef, 1966, *Hydraulické stroje*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.

PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.

SHEPHERD, D., 1965, *Principles of turbomachinery*, The Macmillab Company, New York.

ŠTĚPÁN, Luděk, KŘIVANOVÁ, Magda, 2000, *Dílo a život mlynářů a sekerníků v Čechách*, Argo, Praha, ISBN 80-7203-254-2.