Elektrárny
A1M15ENY

přednáška č. 10

Jan Špetlík

spetlij@fel.cvut.cz - v předmětu emailu „ENY”

Katedra elektroenergetiky, Fakulta elektrotechniky ČVUT, Technická 2, 166 27 Praha 6

Množství paliva: $$\dot{m}_{pal} = \frac{P_{net}}{\eta_{net}.Q_i^r} = \frac{1000}{0,33.15} = 202 \text{ kg.s}^{-1}$$

Množství síry v palivu: $$\dot{m}_S = \dot{m}_{pal}.S^r = 202.0,02 = 4,04 \text{ kg.s}^{-1}$$

Množství popela v palivu: $$\dot{m}_A = \dot{m}_A.A^r = 202.0,15 = 30,3 \text{ kg.s}^{-1}$$

Množství vody v palivu: $$\dot{m}_W = \dot{m}_W.W^r = 202.0,30 = 60,6 \text{ kg.s}^{-1}$$

Množství uhlíku v palivu: $$\dot{m}_C = \dot{m}_W.\left(1 - W^r - A^r - S^r\right) = 202.\left(1 - 0,3 - 0,15 - 0,02\right) = 107,1 \text{ kg.s}^{-1}$$

Množství přivedeného vzduchu:

$$\dot{V}_{vz} = \lambda.\dot{V}_{vzst} = \lambda.\frac{22,4}{0,21}.\left(\frac{\dot{m}_C}{12} + \frac{\dot{m}_S}{32}\right) = 1,3.\frac{22,4}{0,21}.\left(\frac{107,1}{12} + \frac{4,04}{32}\right) = 1,3.965 = 1255 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

což je: $$\frac{1255}{202} = 6,21 \text{ m}^3/\text{kg paliva}$$

Množství suchých spalin bez přebytku vzduchu:

$$\dot{V}_{snst} = \frac{22,3}{12}.\dot{m}_C + \frac{21,9}{32}.\dot{m}_S + 0,79.\dot{V}_{vzst} = 199,02 + 2,76 + 762,35 = 964 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Množství suchých spalin se zadaným přebytkem vzduchu:

$$\dot{V}_{sns} = \frac{22,3}{12}.\dot{m}_C + \frac{21,9}{32}.\dot{m}_S + 0,79.\dot{V}_{vzst} + \left(\lambda - 1\right).\dot{V}_{vzst} = 199,02 + 2,76 + 762,35 + \left(1,3 - 1\right).965 = 1253,6 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Přebytek kyslíku v suchých spalinách na výstupu z kotle za KV bude:

$$\omega_{O_2(KV)} = 0,21.\left(\lambda - 1\right)\frac{\dot{V}_{vzst}}{\dot{V}_{sns}} = 0,21.\left(1,3 - 1\right).\frac{965}{1253,6} = 4,8 \text{ \%}$$

Množství vlhkých spalin se zadaným přebytkem vzduchu:

$$\dot{V}_{sn} = \dot{V}_{sns} + 1,24.\dot{m}_W = 1253,6 + 1,24.60,6 = 1328,7 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Poměry za filtrem:

$$\dot{m}_{pop(F)} = X_{pop}.\left(1-O_c\right).\dot{m}_A = 0,9.\left(1-0,999\right).30,3 = 0,0272 \text{ kg.s}^{-1}$$

Poměry v odsiřovací jednotce:

Látkové množství zreagované síry:

$$\dot{n}_S = \frac{\eta_{ODS}.\dot{m}_S}{M_S} = \frac{0,95.4,04}{0,032} = 199,9 \text{ mol.s}^{-1}$$

Molární hmotnosti reaktantů a produktů:

$$M_{CaCO_3} = \left(40+12+3.16\right)/1000 = 0,1 \text{ kg.mol}^{-1}$$
$$M_{CaSO_4.2H_2O} = \left(40+32+4.16+2.2+2.16\right)/1000 = 0,152 \text{ kg.mol}^{-1}$$
$$M_{CO_2} = \left(12+2.16\right)/1000 = 0,044 \text{ kg.mol}^{-1}$$

Ve výsledné bilanci reakce platí

$$\dot{n}_S = \dot{n}_{CaCO_3} = \dot{n}_{CaSO_4.2H_2O} = 2.\dot{n}_{O_2}$$

Potřebná teoretická hmotnost vápence: $\dot{m}_{CaCO_3} = \dot{n}_{CaCO_3}.M_{CaCO_3} = 199,9.0,1 = \ 19,99 \text{ kg.s}^{-1}$

Množství vzniklého sádrovce: $\dot{m}_{CaSO_4.2H_2O} = \dot{n}_{CaSO_4.2H_2O}.M_{CaSO_4.2H_2O} = 199,9.0,152 = \ 30,38 \text{ kg.s}^{-1}$

Množství oxidu siřičitého: $\dot{m}_{SO_2(ODS)} = \left(1-\eta_{ODS}\right)\dot{n}_S.M_{SO_2} = \left(1-0,95\right).199,9.0,032 = \ 0,319 \text{ kg.s}^{-1}$

Změna bilance suchých spalin za odsířením:

Z původního množství *suchých* spalin ubude: $\Delta\dot{V}_{SO_2} = -\eta_{ODS}.\frac{21,9}{32}.\dot{m}_S = -0,95.\frac{21,9}{32}.4,04 = \ -2,63 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$

přibude CO2: $\Delta\dot{V}_{CO_2} = +22,3.10^{-3}.\dot{n}_{CO_2} = +22,3.10^{-3}.199 = \ +4,45 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$

přibude zbytek z oxid. vzduchu: $\Delta\dot{V}_{vz} = +22,4.10^{-3}.\dot{n}_{O_2}.\frac{0,79}{0,21} = +\frac{22,3.10^{-3}}{2}.199,9 = \ +8,42 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$

Celkově bilance: $\dot{V}_{sns(ODS)} = \dot{V}_{sns} + \Delta\dot{V}_{SO_2} + \Delta\dot{V}_{CO_2} + \Delta\dot{V}_{vz} = \ 1253,6\text{-}2,63\text{+}4,45\text{+}8,42\text{=}1263,8 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$

Přebytek kyslíku v suchých spalinách na výstupu z odsíření bude:

$$\omega_{O_2(ODS)} = 0,21.(\lambda - 1)\frac{\dot{V}_{vzst}}{\dot{V}_{sns(ODS)}} = 0,21.(1,3-1).\frac{965}{1263,8} = 4,8\ \%$$

Hmotnost emitovaného oxidu uhličitého:

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_C.\frac{M_{CO_2}}{M_C} + \dot{n}_{C(ODS)}.M_{CO_2} = 107,1.\frac{0,044}{0,012} + 199,9.0,044 = 392,7 + 8,79 = 401,5\ \text{kg.s}^{-1}$$

1.A EMISNÍ LIMITY TZL

$$c_{TZLref} = c_{TZL}.\frac{0,21-\omega_{O_2ref}}{0,21-\omega_{O_2(ODS)}} = \frac{\dot{m}_{pop(F)}}{\dot{V}_{sns(ODS)}}.\frac{0,21-\omega_{O_2ref}}{0,21-\omega_{O_2(ODS)}} = \frac{0,0272}{1263,8}.\frac{0,21-0,06}{0,21-0,048} = 19,9\ \text{mg.m}^{-3}$$

Emisní limity TZL splňuje

1.B EMISNÍ LIMITY SO2

$$c_{SO_2ref} = c_{SO_2}.\frac{0,21-\omega_{O_2ref}}{0,21-\omega_{O_2(ODS)}} = \frac{\dot{m}_{SO_2(ODS)}}{\dot{V}_{sns(ODS)}}.\frac{0,21-\omega_{O_2ref}}{0,21-\omega_{O_2(ODS)}} = \frac{0,319}{1263,8}.\frac{0,21-0,06}{0,21-0,048} = 233,7\ \text{mg.m}^{-3}$$

Emisní limity SO2 nesplňuje, příliš sirnaté uhlí a tomu neodpovídající účinnost odsíření

2 HMOTNOSTNÍ TOKY

$$\dot{m}_{pal} = 202\ \text{kg.s}^{-1}$$

$$\dot{m}_{CaCO_3} = 19,99\ \text{kg.s}^{-1}$$

$$\dot{m}_{CaSO_4.2H_2O} = 30,38\ \text{kg.s}^{-1}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 401,5\ \text{kg.s}^{-1}$$

3 EMISNÍ POVOLENKY

Na 1 vyrobenou a prodanou MWh připadá externalita:

$$E_{CO_2/MWh} = \frac{3600.\dot{m}_{CO_2}}{P_{net}}.E_{CO_2/t} = \frac{3600.401,5}{1000}.25 = 1445,4 \text{ kg.MWh}^{-1} \text{ . } 0,025 \text{ EUR.kg}^{-1} = 36,1 \text{ EUR.MWh}^{-1}$$

Bude-li tato elektrárna povolenky nakupovat, bude jen toto představovat podíl

$$\frac{E_{CO_2/MWh}}{V_{/MWh}} = \frac{36,1}{60} = 60\ \%$$

z obratu za vyrobenou elektrickou energii

Čerpadla

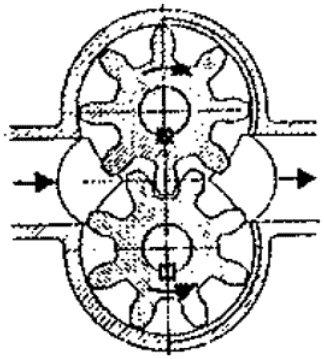
Příkon čerpadla:

$$P = \frac{Q.\rho}{\eta}\left(H.g + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2}\right) = \frac{Q.\rho}{\eta}.Y$$

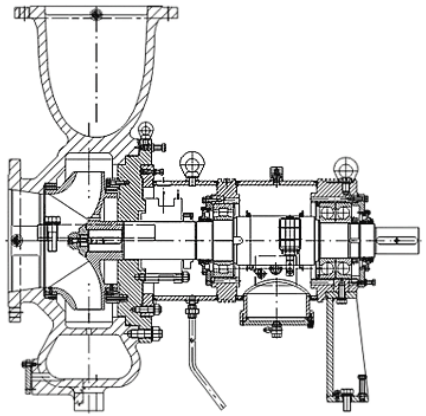
Y [J.kg^{-1}] měrná energie

Rozdělení čerpadel:

- **hydrostatická** – převažuje tlaková a potenciální energie $Y \approx H.g + \frac{p}{\rho}$
- **hydrodynamická** – převažuje kinetická složka energie $Y \approx \frac{c^2}{2}$

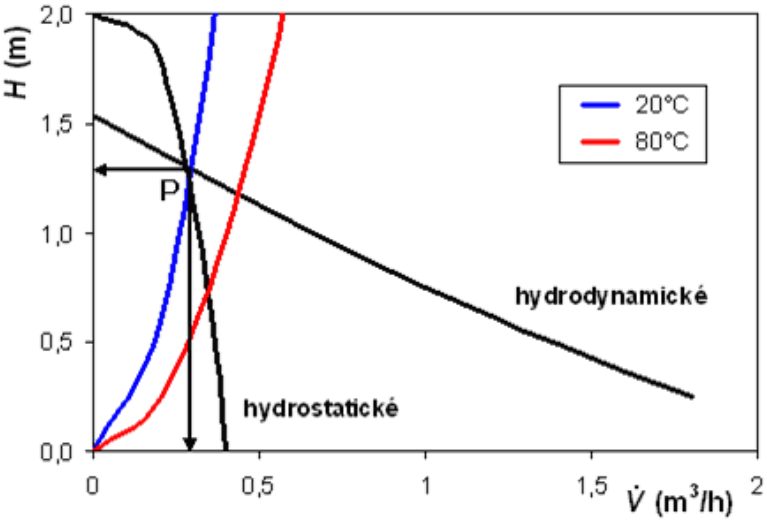


Hydrostatické
zubové čerpadlo



Hydrodynamické
procesní čerpadlo

Q-H charakteristika:



Ventilátory

Dopravní přetlak:

- do 1 kPa – nízkotlaké
- 1 až 3 kPa - středotlaké
- 3 až 10 kPa – vysokotlaké

Pro vyšší přetlaky – dmychadla a kompresory

Celková účinnost ventilátoru:

$\eta = \eta_m . \eta_i$

η_m mechanická účinnost (tření ložisek, vibrace)

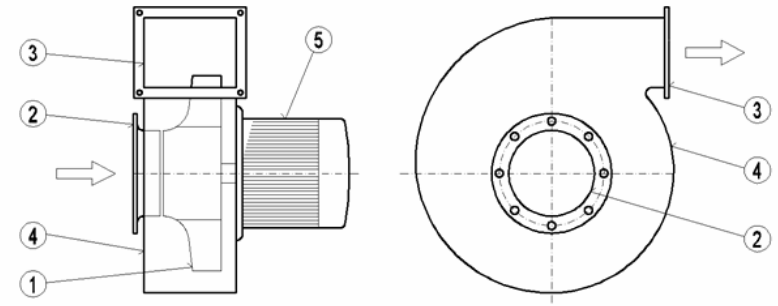
$\eta_i = \frac{\Delta p_c}{\Delta p_c + \Delta p_z}$ vnitřní účinnost (tlakové ztráty polytropického děje)

Příkon ventilátoru na spojce:

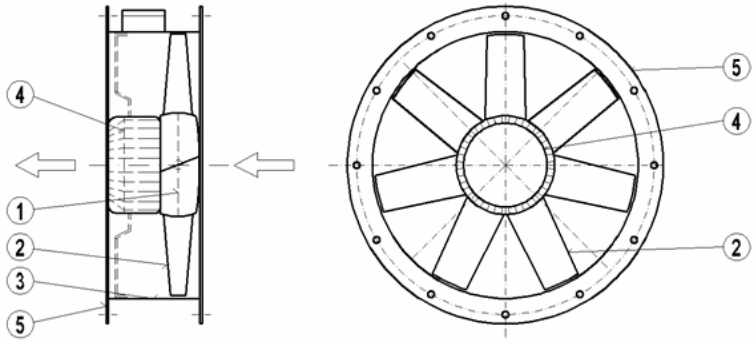
$$P_{mech} = \frac{\dot{V} . \Delta p_c}{\eta}$$

Rozdělení ventilátorů:

Radiální



Axiální

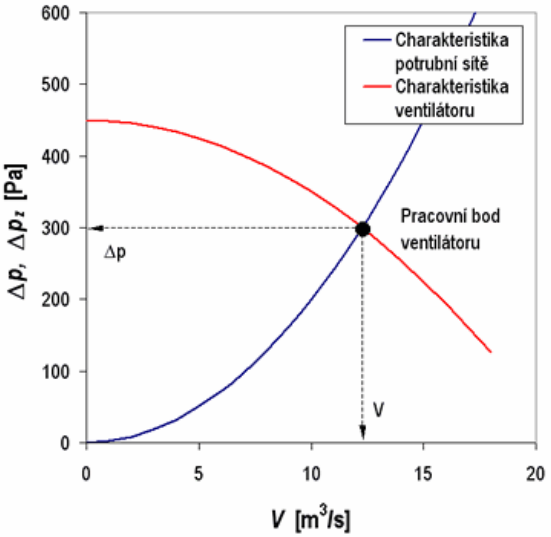


Ventilátory

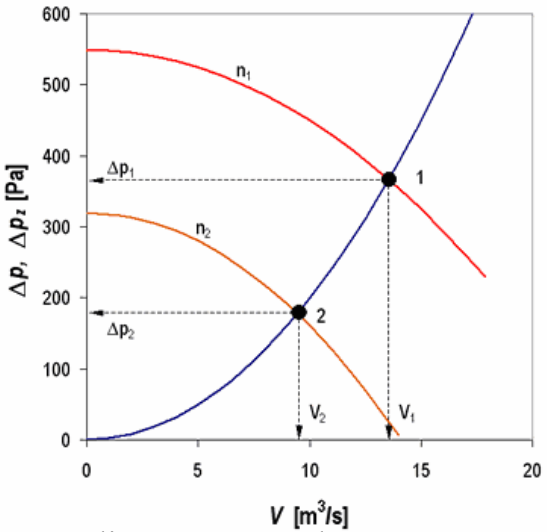
Pracovní charakteristika ventilátoru:

Závislost vyvozeného přetlaku na objemovém průtoku při konstantních otáčkách

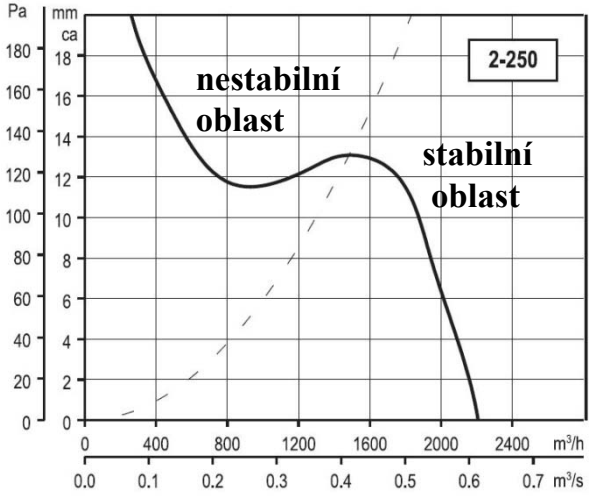
Pracovní bod se nachází v průsečíku pracovní charakteristiky a charakteristiky potrubní sítě



Charakteristika typická pro radiální ventilátor



Vliv změny otáček na novou pracovní charakteristiku



Charakteristika typická pro axiální ventilátor

Parametr	a) změna otáček při ρ = konst.	b) změna hustoty při n = konst.
Objemový průtok vzduchu V [m³/s]	$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1}$	$V_2 = V_1$
Celkový dopravní tlak Δp [Pa]	$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$	$\Delta p_2 = \Delta p_1 \frac{\rho_2}{\rho_1}$
Výkon ventilátoru P [W]	$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$	$P_2 = P_1 \frac{\rho_2}{\rho_1}$

Přehled největších TE v ČR

Elektrárna	Celkový instalovaný výkon [MW]	bloků	Rok uvedení do provozu	palivo	provozovatel
Prunéřov II	1 050	5	1981 - 82	hnědé uhlí	ČEZ
Počerady	1 000	5	1970 - 77	hnědé uhlí	ČEZ
Chvaletice	800	4	1977 - 78	hnědé uhlí	ČEZ
Dětmarovice	800	4	1975 - 76	černé uhlí	ČEZ
Tušimice II	800	4	1974 - 75	hnědé uhlí	ČEZ
Mělník III	500	1	1981	hnědé uhlí	ČEZ
Prunéřov I	440	4	1967 - 68	hnědé uhlí	ČEZ
Vřesová	370	2	1996	zemné plyn, energoplyn	Sokolovská uhelná
Opatovice	363	6	1960 - 97	hnědé uhlí	Elektrárny Opatovice
Mělník I	352	6	1961 - 95	hnědé uhlí	ENERGOTRANS
Kladno - Dubská	306	4	1976 - 99	hnědé uhlí, černé uhlí, biomasa	Alpiq Generation (CZ)
Ostrava-Kunčice	254	11	1957 - 2000	černé uhlí, hutné plyn	Arcelor Mittal
Komořany	239	8	1959 - 98	hnědé uhlí, zemní plyn	United Energy
Mělník II	220	2	1971	hnědé uhlí	ČEZ
Ledvice 2	220	2	1967	hnědé uhlí	ČEZ
Vřesová (teplárna)	220	4	1967 - 91	hnědé uhlí, zemní plyn	Sokolovská uhelná
Tisová I	184	4	1959 - 60	hnědé uhlí, biomasa	ČEZ
Třebovice	174	2	1961	černé uhlí, lehký topný olej	Dalkia
Litvínov T200	166	8	1942 - 55	hnědé uhlí	Unipetrol
Poříčí	165	3	1957	hnědé uhlí, černé uhlí, biomasa	ČEZ

Vodní elektrárny

Princip:
- přeměna kinetické energie proudící vody na rotační energii turbíny
- turbína je na společné hřídeli s generátorem

Výhody:
- obnovitelný zdroj (*ne však zcela z pohledu zákona 180/2005 Sb.*)
- neznečišťují ovzduší, neprodukují emise
- nezávislé na dopravě paliv a surovin
- špičkový zdroj (doba najetí na plný výkon ~ 100 s)
- vyžadují minimální obsluhu i údržbu a lze je ovládat na dálku
- nízké provozní náklady, minimální investiční riziko
- zapojitelné do vodohospodářského systému
- velmi vysoká životnost

Nevýhody:
- značná cena a čas výstavby, dlouhá doba návratnosti (až 15 let)
- nutnost zatopení velkého území
- závislost na stabilním průtoku vody

Zastoupení:
- v ČR cca 10% spotřeby elektrické energie

Vodní elektrárny

Podle principu akumulace vodní energie (typu vzdouvacího zařízení):

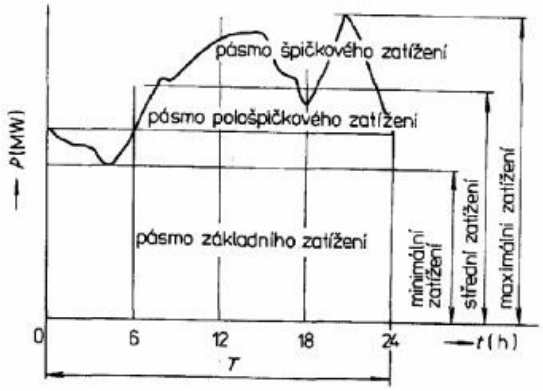
- **průtočné /jezové/** (spád je obvykle vytvořen jezem)
- **derivační / náhonové/** (spád je vytvořen umělým zařízením - náhonem)
- **přehradní /akumulační/** (využívají spád vytvořený přehradní zdí)
- **přečerpávací** (využívají vodu přečerpanou z dolní nádrže do horní)
- **přílivové /slapové/** (spád je vytvořen mořským přílivem a odlivem)

Podle spádu (výsledného tlaku):

- **nízkotlaké** (spád do 20 m)
- **středotlaké** (spád 20 – 100 m)
- **vysokotlaké** (spád nad 100 m)

Podle využití v DDZ:

- **základní** (doba využití $\tau \approx$ nad 6 tis. hod/rok)
- **pološpičkové** (doba využití $\tau \approx$ 2-4,5 tis. hod/rok)
- **špičkové** (doba využití $\tau \approx$ 0,7-1,5 tis. hod/rok)

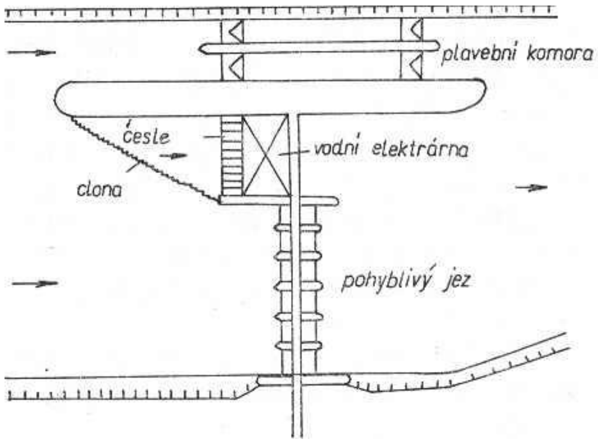


DDZ a nasazení různých typů elektráren

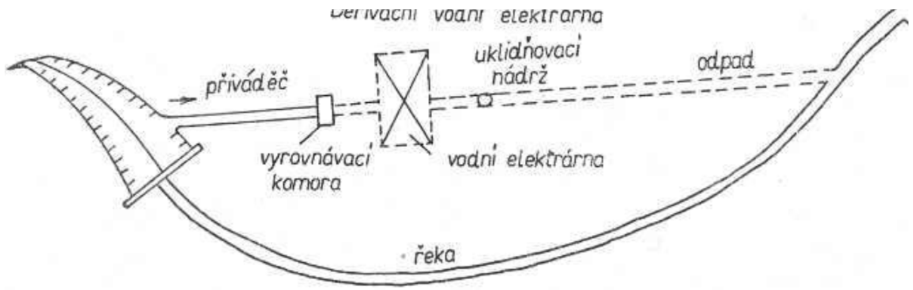
Podle výkonu:

- **malé vodní elektrárny /MVE/** (do 10 MW – počítají se mezi OZE)
- **(velké) vodní elektrárny /VE/** (nad 10 MW)

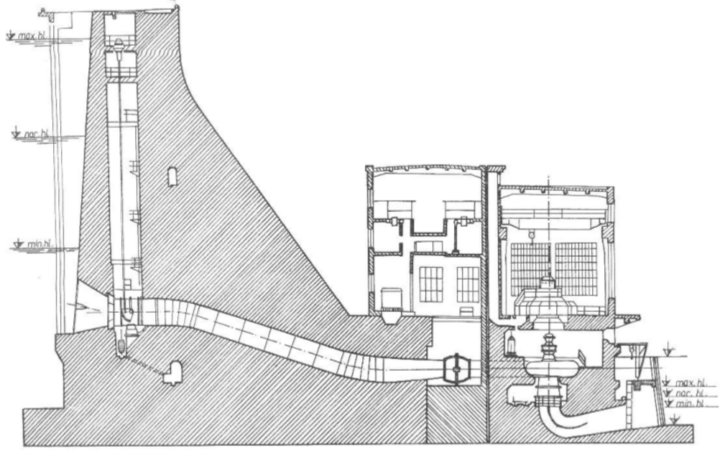
Vodní elektrárny



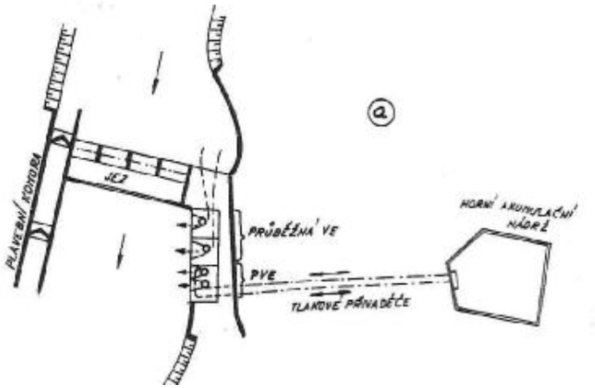
průtočná (jezová) elektrárna



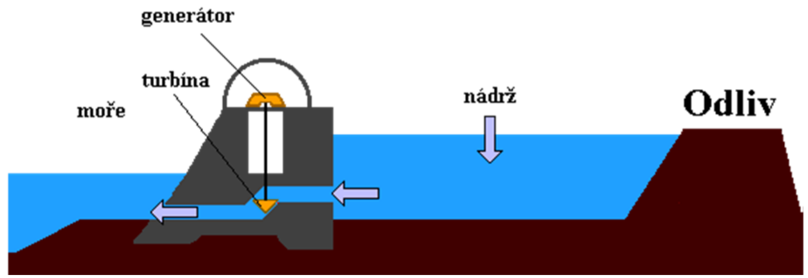
derivační (náhonová) elektrárna



akumulační (přehradní) elektrárna



přečerpávací elektrárna

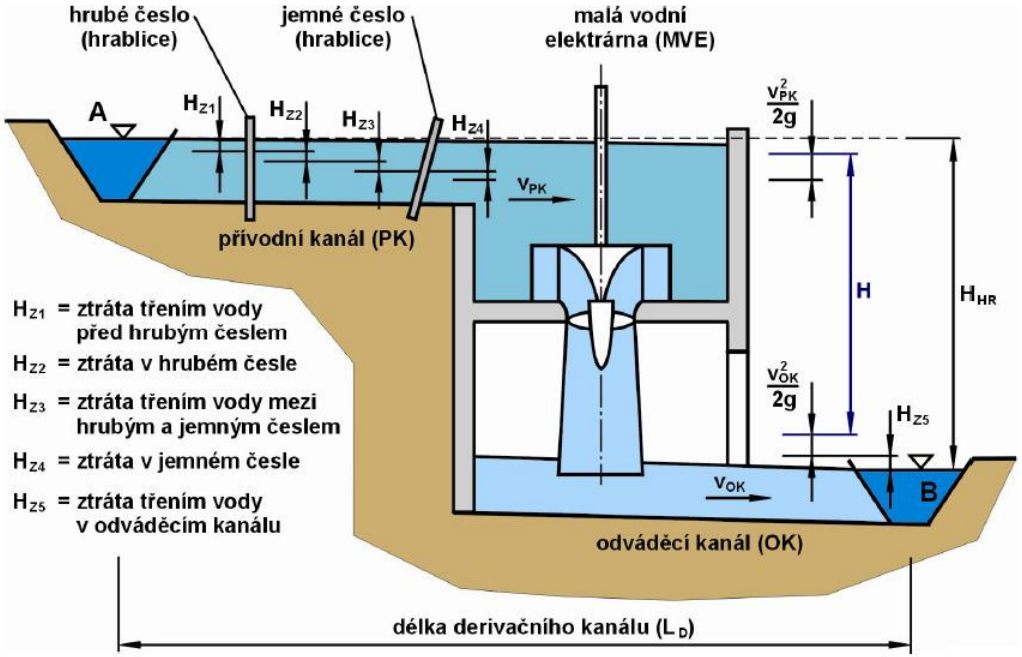


přílivová elektrárna

Základní pojmy a vztahy

Hrubý spád H_{HR}:
Hrubý (brutto) spád [m] je rozdíl hladin mezi profilem vzduté hladiny a profilem pod vzdouvacím objektem

Čistý spád H:
Čistý (užitečný) spád [m] je hrubý spád zmenšený o hydraulické ztráty vzniklé v přívodním kanálu a ztráty třením v odváděcím kanálu



$$H = H_{HR} - \sum_i H_{zi} - \frac{v_{OK}^2}{2.g} + \frac{v_{PK}^2}{2.g} =$$

$$= H_{HR} - H_{\Delta} \qquad \text{(v ustáleném stavu)}$$

Skutečný výkon turbíny:

$$P_t = \eta_o.\eta_t.\eta_m.\rho.Q_t.H.g = \eta_o.\eta_t.\eta_m.\rho.Q_t.Y$$

η_o [-] objemová účinnost

η_t [-] hydraulická účinnost turbíny

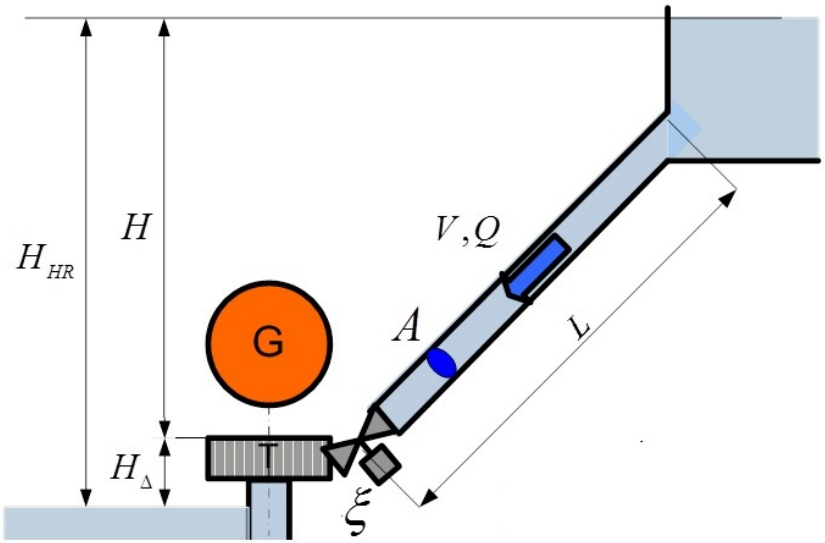
η_m [-] mechanická účinnost turbíny

Q_t [$m^3.s^{-1}$] průtok vody $\qquad \dot{m}_t = Q_t.\rho$

Y [$J.kg^{-1}$] měrná energie $\qquad Y = H.g$

Dynamický model turbíny

Principielní schéma:



Použité symboly:

označení veličiny	rozměr	název
A	[m^2]	průřez přivaděče
L	[m]	délka přivaděče
V, v	[m/s], [p.u.]	rychlost proudění kapaliny
ξ	[p.u.]	poloha ventilu (0-zavřeno,1-otevřeno)
P_t, p_t	[W], [p.u.]	Výkon turbíny
H, h	[m], [p.u.]	hydraulický (čistý) spád
ρ	[m^3/kg]	objemová hustota
K_{PQ}, K_{Pv}, K_{vH}		Konstanty proporcionality
s		Laplaceův operátor pro čas
M	[Nm]	kroutící moment
Q_t, q_t	[kg/s] [m^3/s]	hmotnostní průtokové množství objemové průtokové množství
T_w	[s]	Doba náběhu vody

Dynamický model turbíny

Vztah pro výkon turbíny v p.u.:

$$P_t = \eta_o.\eta_t.\eta_m.\rho.Q_t.H.g = \eta.\rho.Q_t.H.g = K_{PQ}.Q_t.H$$

Podělením bázovými (jmenovitými) veličinami získáváme:

$$\frac{P_t}{P_{tN}} = \frac{P_t}{\eta.\rho.Q_{tN}.H_N.g} = \frac{Q_t}{Q_{tN}}.\frac{H}{H_N}$$ a tedy $$p_t = q_t.h \ \ [\text{p.u.}]$$

Nebo také:

$$P_t = \eta.\rho.A.V_t.H.g = K_{Pv}.V_t.H$$ a obdobně $$p_t = v_t.h \ \ [\text{p.u.}]$$

Vztah pro rychlost proudění v p.u.:

Závisí na zdvihu (poloze ventilu) a na spádu:

$$V_t = \xi.\sqrt{2.g.H} = K_{vH}.\xi.\sqrt{H}$$ a tedy $$v_t = \xi.\sqrt{h} \ \ [\text{p.u.}]$$

$$h = \left(\frac{v_t}{\xi}\right)^2 \ \ [\text{p.u.}]$$

Celkově: $p_t = v_t.h = \xi.h^{\frac{3}{2}}$ [p.u.] a $q_t = v_t$ [p.u.]

Dynamický model turbíny

Lineární model:

Zjednodušení: tuhý přivaděč, nestlačitelná voda, použitelný pouze pro malé změny

Z rovnosti sil:

$$\rho LA.\frac{dV_t}{dt} = \overbrace{\underbrace{\left(H_{HR} - H - H_\Delta\right)\rho g\, A}_{F}}^{p} \qquad \frac{dV_t}{dt} = -\Delta H.\frac{g}{L}$$

v p.u.: $$\frac{dv_t}{dt} = \frac{d\Delta v_t}{dt} = -\Delta h.\frac{g.V_{tN}}{L.H_N} = -\frac{\Delta h}{T_{wN}}$$ kde $$T_{wN} = \frac{V_N.L}{g.H_N} = \frac{L.Q_N}{g.A.H_N}$$

Kde ***TwN*** je časová konstanta, za kterou se při jmenovitém spádu ***HN*** urychlí voda na jmenovitou rychlost (průtok) ***VN*** (***QN***). Typicky je ***TwN = 0,5 – 4 s.***

S použitím operátorů: $$\Delta \mathrm{v}_t = -\frac{\Delta \mathrm{h}}{T_{wN}.s}$$

Vyjádření diferenciálů:

$$\Delta v_t = \left(\frac{\partial v_t}{\partial \xi}\right)_0.\Delta\xi + \left(\frac{\partial v_t}{\partial h}\right)_0.\Delta h \qquad \Delta p_t = \left(\frac{\partial p_t}{\partial v_t}\right)_0.\Delta v_t + \left(\frac{\partial p_t}{\partial h}\right)_0.\Delta h$$

Dynamický model turbíny

odtud:

$$\Delta\xi = \frac{\Delta \mathrm{v}_t - \left(\frac{\partial v_t}{\partial h}\right)_0 .\Delta \mathrm{h}}{\left(\frac{\partial v_t}{\partial \xi}\right)_0} = \frac{\left(1 + T_{wN}.s.\left(\frac{\partial v_t}{\partial h}\right)_0\right)}{\left(\frac{\partial v_t}{\partial \xi}\right)_0}.\Delta \mathrm{v}_t$$

a

$$\Delta \mathrm{p}_t = \left(\left(\frac{\partial p_t}{\partial v_t}\right)_0 - T_{wN}.s.\left(\frac{\partial p_t}{\partial h}\right)_0\right).\Delta \mathrm{v}_t$$

parciální derivace:

$$\left(\frac{\partial v_t}{\partial h}\right)_0 = \left(\frac{\partial\left(\xi.\sqrt{h}\right)}{\partial h}\right)_0 = \frac{\xi_0}{2.\sqrt{h_0}} \qquad \left(\frac{\partial v_t}{\partial \xi}\right)_0 = \left(\frac{\partial\left(\xi.\sqrt{h}\right)}{\partial \xi}\right)_0 = \sqrt{h_0}$$

$$\left(\frac{\partial p_t}{\partial v_t}\right)_0 = \left(\frac{\partial\left(v_t.h\right)}{\partial v_t}\right)_0 = h_0 \qquad \left(\frac{\partial p_t}{\partial h}\right)_0 = \left(\frac{\partial\left(v_t.h\right)}{\partial h}\right)_0 = v_{t0} = \xi_0.\sqrt{h_0}$$

Dynamický model turbíny

Výsledný přenos mezi výkonem turbíny a zdvihem:

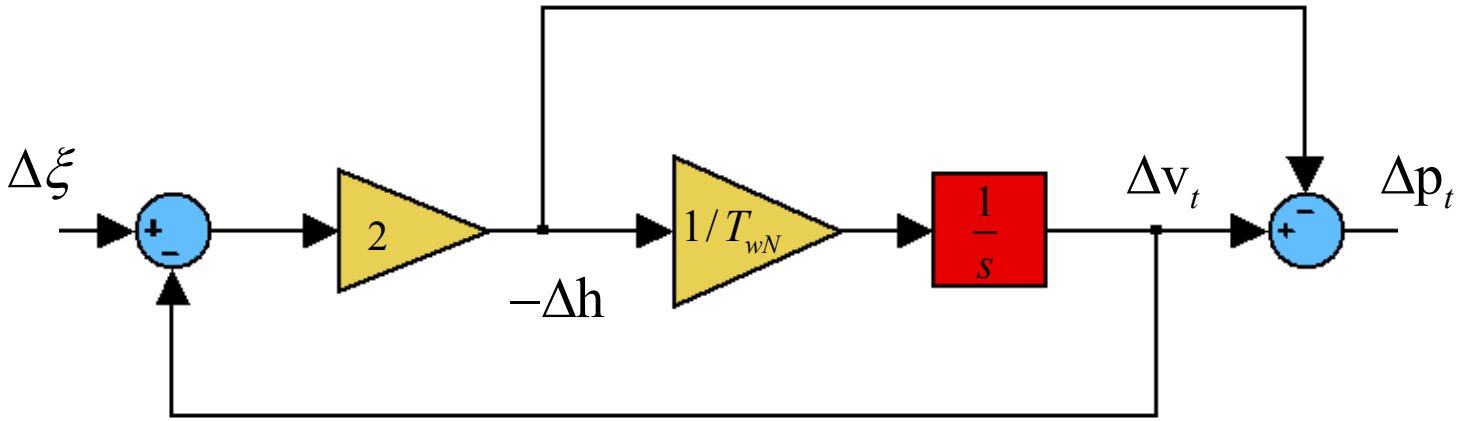
$$\frac{\Delta p_t}{\Delta \xi} = \frac{\left(\left(\frac{\partial p_t}{\partial v_t}\right)_0 - T_{wN}.s.\left(\frac{\partial p_t}{\partial h}\right)_0\right).\left(\frac{\partial v_t}{\partial \xi}\right)_0}{1 + T_{wN}.s.\left(\frac{\partial v_t}{\partial h}\right)_0} = \frac{\left(h_0 - T_{wN}.s.\xi_0.\sqrt{h_0}\right).\sqrt{h_0}}{1 + T_{wN}.s.\frac{\xi_0}{2.\sqrt{h_0}}}$$

pracuje-li turbína blízko nominálních parametrů, tj. $h_0 \to 1$ a $\xi_0 \to 1$

je přenos:

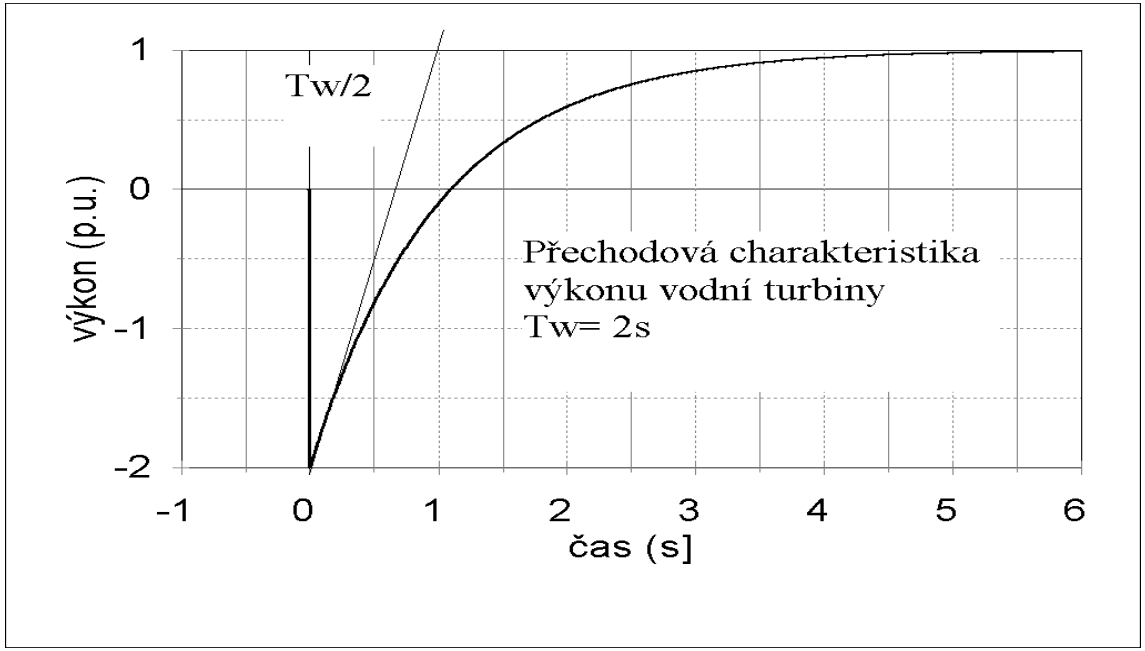
$$\frac{\Delta p_t}{\Delta \xi} = \frac{1 - T_{wN}.s}{1 + 0,5.T_{wN}.s}$$

a výsledný model:



Dynamický model turbíny

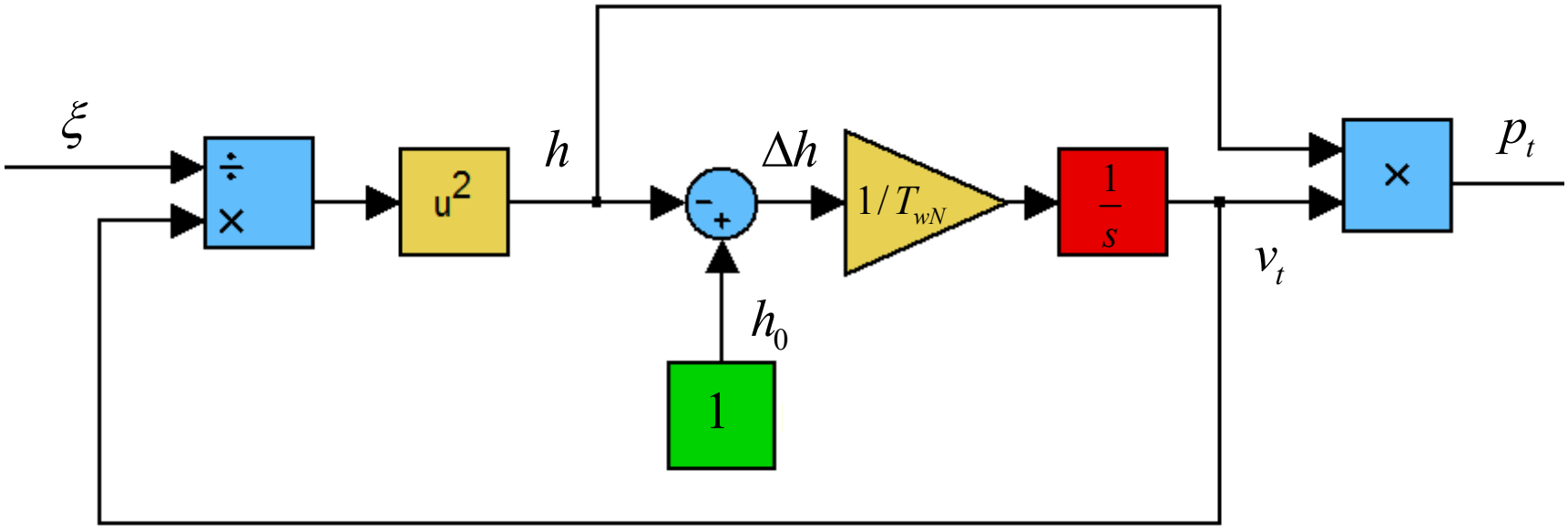
Projevuje se důležitá vlastnost:
Při rychlém otevírání dochází nejprve k poklesu výkonu (**opačné změně!**)
Na turbíně a až poté k jeho navyšování.
Rychlost proudění se vlivem setrvačnosti vody v přivaděči v prvním okamžiku nezmění (voda se postupně urychluje).
Tlak na turbíně ale skokově poklesne a způsobí snížení výkonu.



Dynamický model turbíny

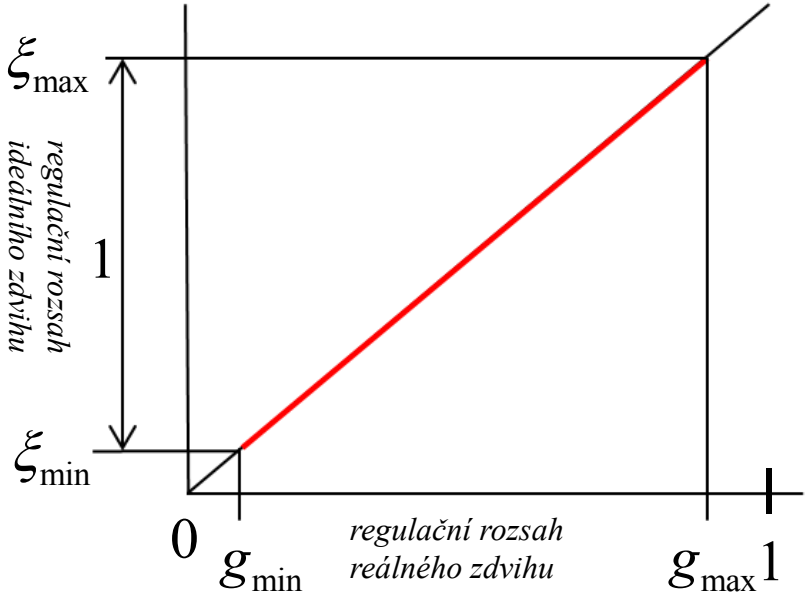
Nelineární model:

Zjednodušení: tuhý přivaděč, nestlačitelná voda, otáčky a hrubý spád jsou konst.
Využití: pro široký rozsah průtoků



Dynamický model turbíny

Vliv reálného zdvihu:



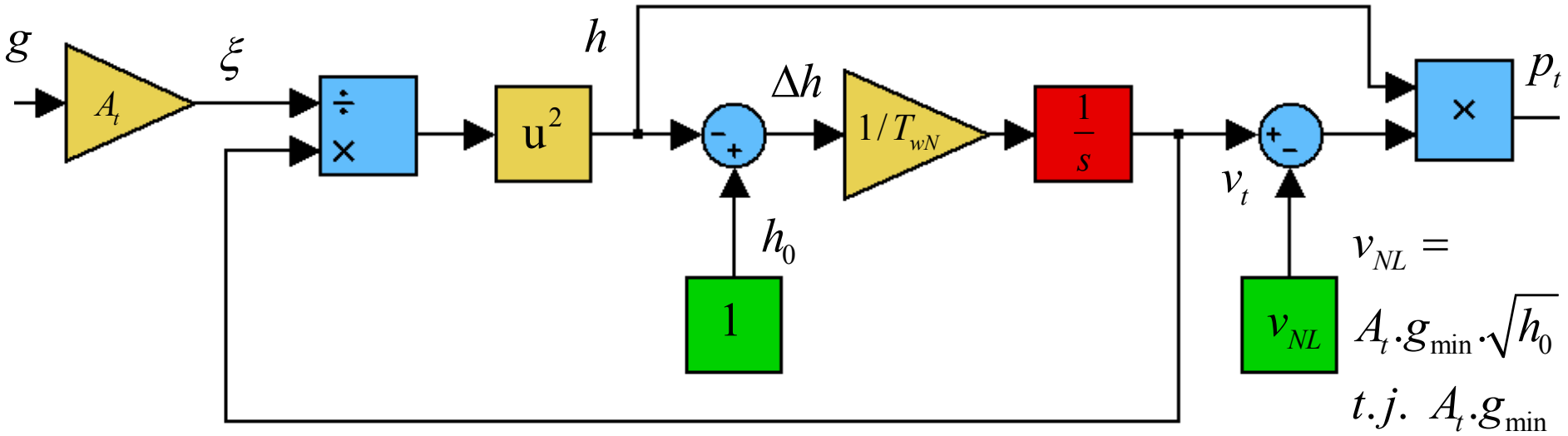
Ve skutečnosti není spodní mez regulačního rozsahu reálného zdvihu není nulová, ale daná minimálním průtokem v_{NL} (q_{NL}), při kterém je výkon turbíny nulový

Vztah mezi ideálním a reálným zdvihem je:

$$\xi = A_t . g$$

kde A_t je zesílení (zisk) turbíny

$$A_t = \frac{1}{g_{max} - g_{min}}$$



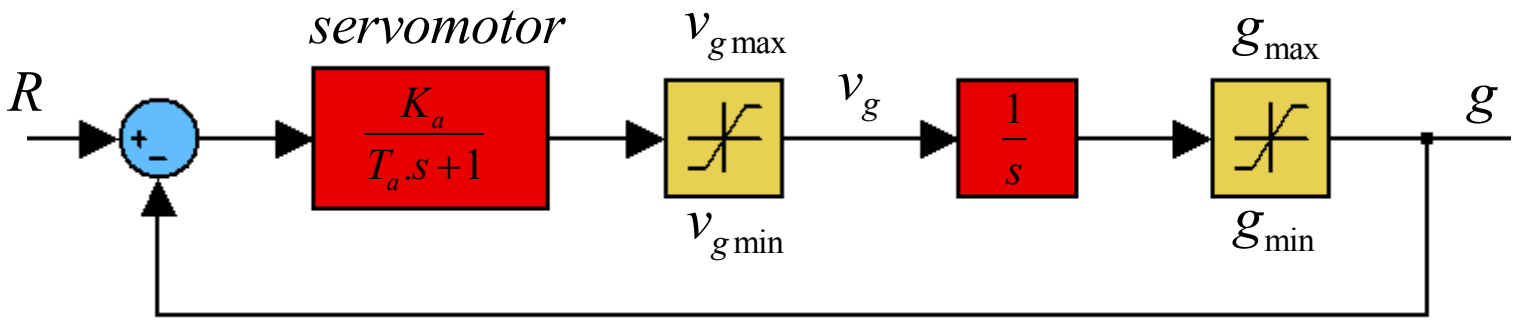
Dynamický reg. ventilu

Mechanismus otevírání ventilu:
Servomotor otevírá/uzavírá ventil, rychlost otevírání ventilu je omezena $v_{g\min} \div v_{g\max}$

Ventil může být otevřen v rozsahu zdvihu $g_{\min} \div g_{\max}$

Pro rychlost otevírání platí

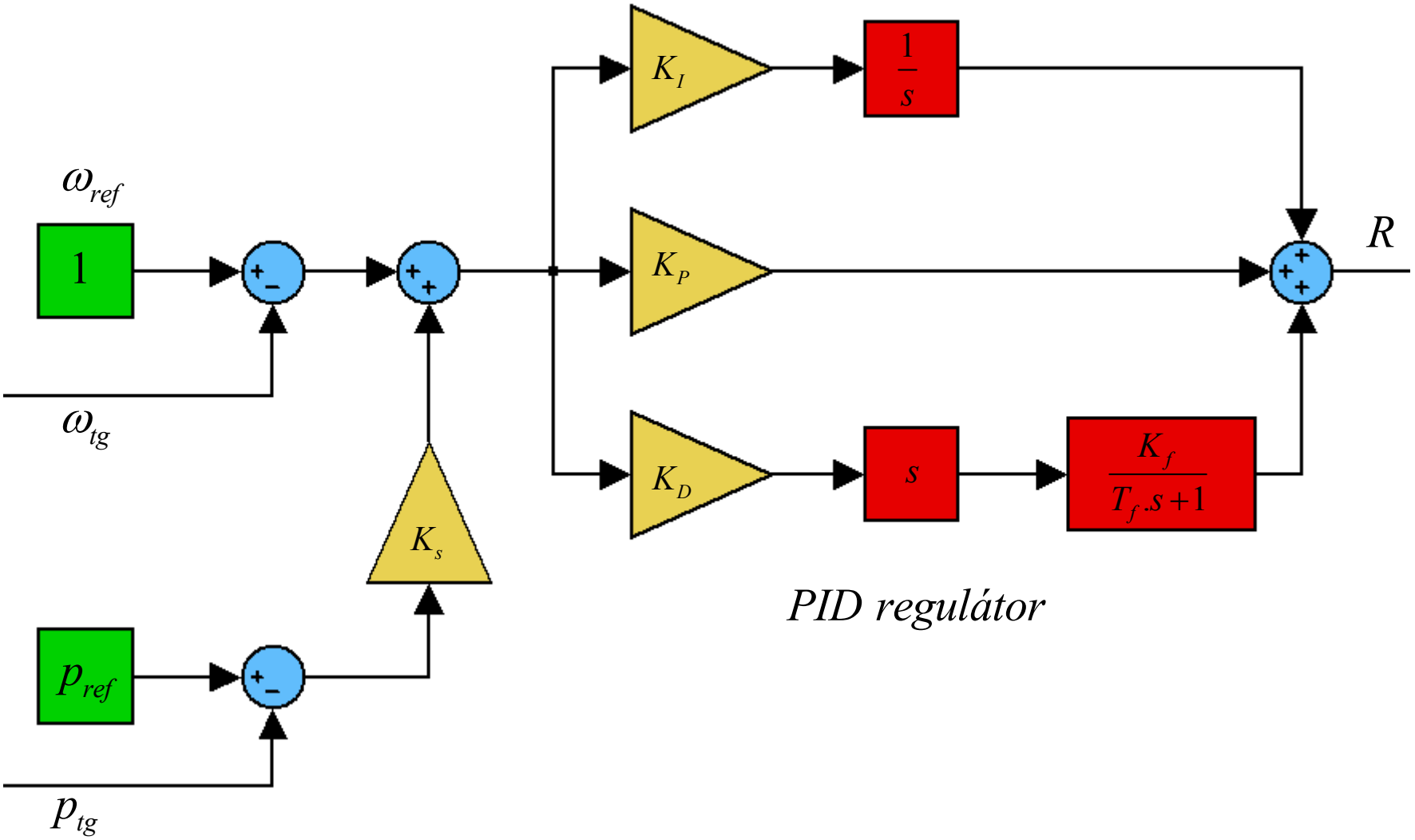
$$\frac{dg}{dt} = v_g$$



K_a [-] zesílení servomotoru

T_a [s] časová konstanta servomotoru

Dynamický model regulace turbíny



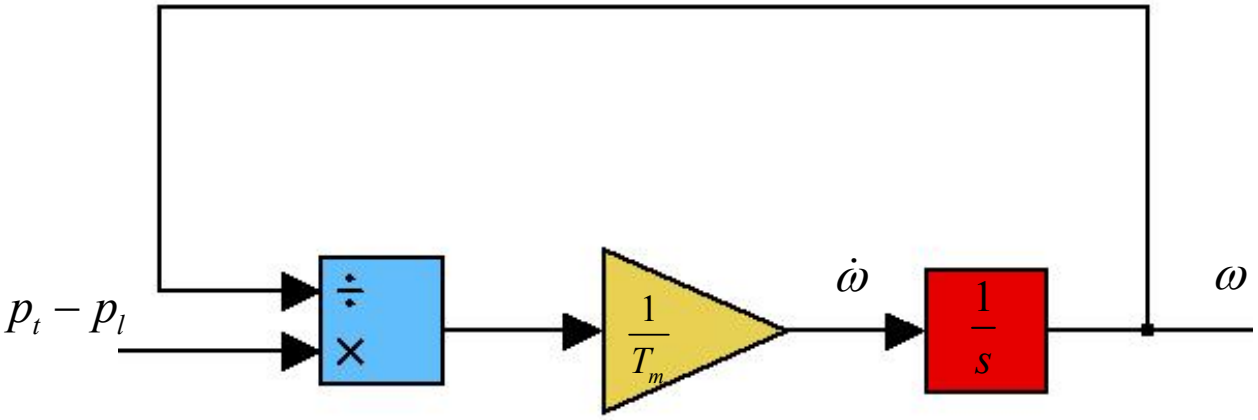
Dynamický model generátoru

Pro rotační stroj platí v p.u.:

$$p_t - p_l = \frac{J.\Omega_n^2}{S_n}.\dot{\omega}.\omega = \frac{GD^2.\Omega_n^2}{4.S_n}.\dot{\omega}.\omega = T_m.\dot{\omega}.\omega$$

Je-li $\omega \approx 1$ je možno psát

$$p_t - p_l = T_m.\dot{\omega}$$



p_l [-] činný výkon zátěže

T_m [s] mechanická časová konstanta turbosoustrojí

Vodní elektrárny

Základní pojmy:

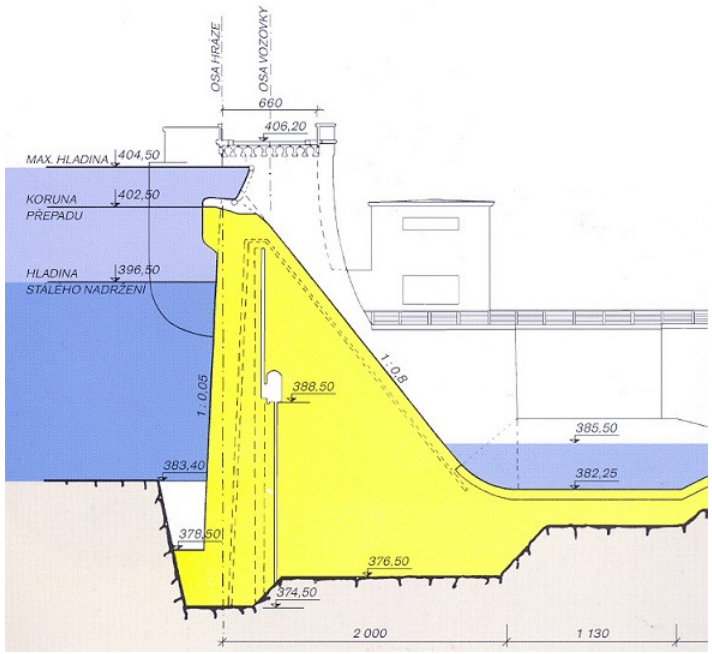
Vodní stroj – mění mechanickou energii vody (potenciální nebo kinetickou) na mechanickou energii tuhého tělesa (rotující hřídel, pohybující se píst) nebo naopak mechanickou energii tuhého tělesa na mechanickou energii vody
Vodní motor – mění mechanickou energii vody na mechanickou energii tuhého tělesa
Vodní čerpadlo – přeměňuje mechanickou energii hřídele nebo pístu na mechanickou energii vody
Hydroalternátor – přeměňuje mechanickou energii hřídele na střídavý elektrický proud
Motorgenerátor – schopen přeměňovat jak mechanickou energii na elektrickou, tak i opačně
Vodní soustrojí – celek tvořený vodním strojem a hydroalternátorem nebo motorgenernátorem

Součásti VE:

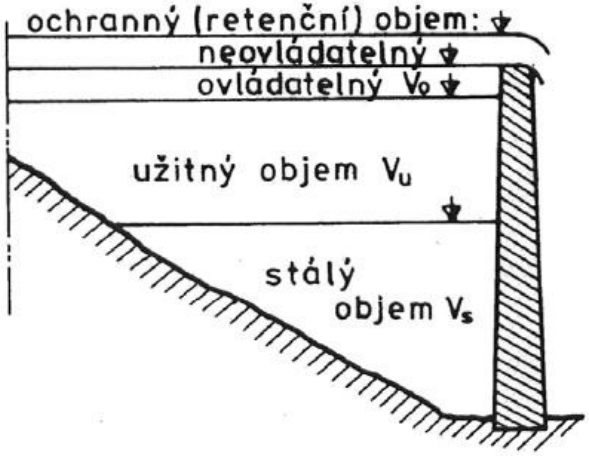
- **vtokový objekt**
- **přívodní potrubí (přivaděč)**
- **vyrovnávací věž (vyrovnávací komora)**
- **přívodní potrubí k turbíně**
- **spirála**
- **vodní turbína**
- **savka**
- **výtokový objekt (vývařiště, odváděcí kanál)**

Prvky vodní elektrárny

Přehrada:

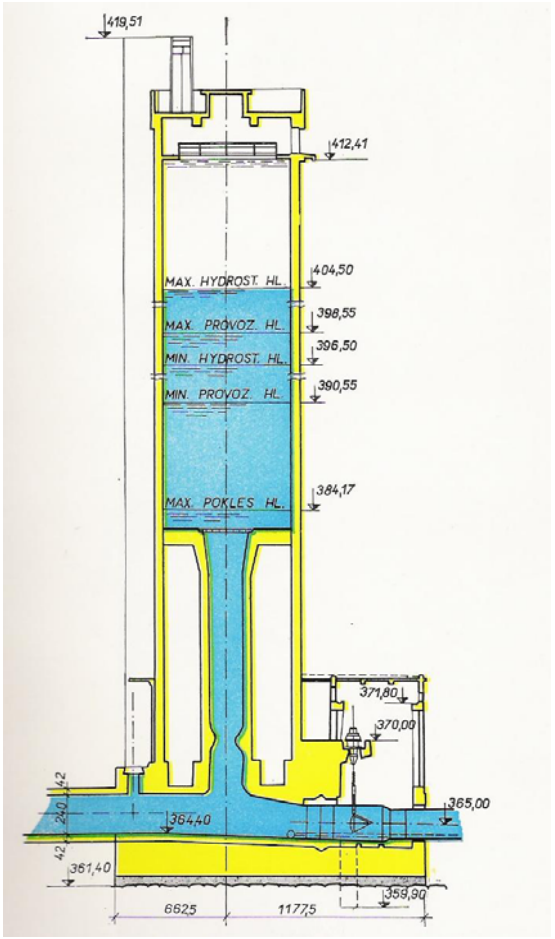


Přehrada Křižanovice I (VE Práčov)



Vyrovnávací komora:

Má za úkol vyrovnat rázové hydrodynamické jevy související s uzavíráním armatur případně přechodnými elektrodynamickými jevy v soustrojí turbína-generátor

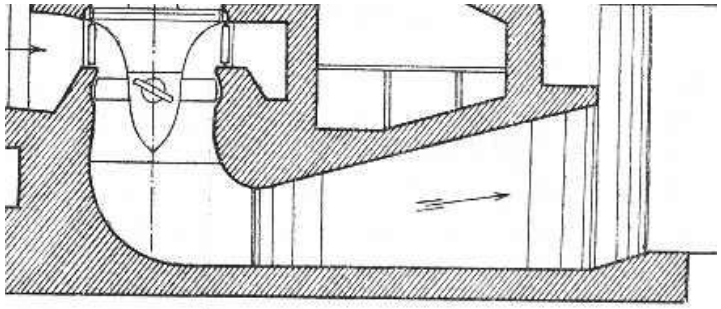


Vyrovnávací komora v přivaděči k VE Práčov

Prvky vodní elektrárny

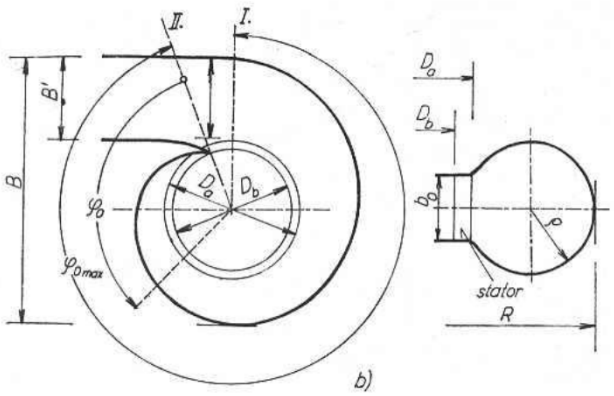
Savka:

Kónicky se rozšiřující potrubí vedoucí pod hladinu vývařiště. Vytváří podtlak na spodních částech lopatek turbíny (u přetlakových turbín). Tím dochází ke zvyšování relativní rychlosti v oběžném kole rotoru turbíny. Výsledná absolutní výtoková rychlost tak poklesne a turbíně je předána větší energie. Turbína tak může využít, jinak ztracený, zbytkový spád, který zaujímá výškový rozdíl mezi turbínou a vývařištěm

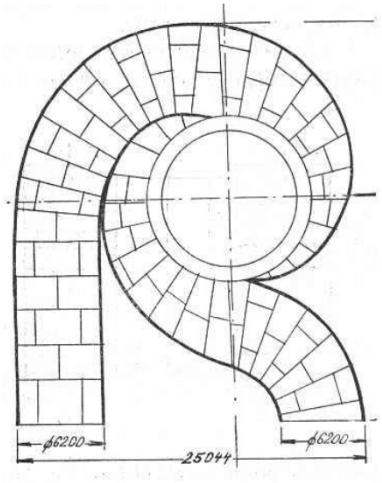


Spirála:

Zajišťuje rovnoměrný přítok do rozváděcích lopatek turbíny



jednoduchá spirála



dvojitá spirála

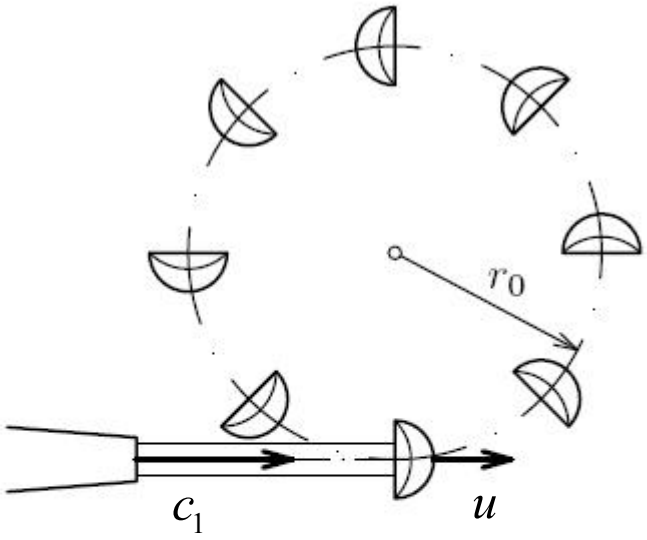
Vodní turbíny - teorie

Idealizovaná Peltonova turbína:

Voda vtéká do turbíny rychlostí c_1. Vzhledem k lopatce otáčející se rychlostí u se voda pohybuje rychlostí v tak, že při opuštění lopatky změní směr o 180°. Objemový průtok vody Q je konstantní a ztráty třením se zanedbávají.

Z bilance relativních rychlostí je reakční síla na lopatku:

$$2.Q.\left(c_1 - u\right) = R$$



Výkon turbíny:

$$P = R.u = 2.Q.\left(c_1 - u\right).u$$

Maximum výkonu nastane pro:

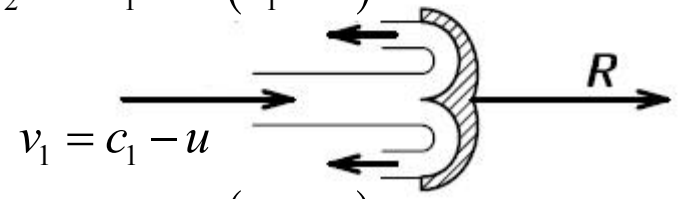
$$\frac{dP}{du} = 0 \Rightarrow u_{max} = \frac{c_1}{2}$$

Absolutní výtoková rychlost je:

$$c_2 = v_2 + u = -\left(c_1 - u\right) + u = -\left(c_1 - 2.u\right)$$

Relativní rychlosti na lopatce:

$$v_2 = -v_1 = -\left(c_1 - u\right)$$



$$v_2 = -v_1 = -\left(c_1 - u\right)$$

Hydraulická účinnost turbíny je:

$$\eta_t = 1 - \frac{P_{ztr}}{P_{přiv}} = 1 - \frac{\left(c_1 - 2.u\right)^2}{c_1^2}$$

a pro $c_2\Big|_{P=P_{max}} = -\left(c_1 - 2.\frac{c_1}{2}\right) = 0$ je $\eta_t = 1$

Vodní turbíny - teorie

Ve skutečnosti je děj složitější: jednotlivé rychlosti se musí sčítat vektorově v závislosti na vtokovém a výtokovém úhlu, obvodová rychlost se vlivem změny poloměru může měnit, relativní rychlost vody na oběžném kole se vlivem tlakových změn také mění

Obecně platí Eulerova turbínová věta:

$$Y = c_{1(u1)}.u_1 - c_{2(u2)}.u_2$$

přidáme-li ještě měrnou energii zmařenou průchodem turbínou na teplo:

$$Y_{id} = c_{1(u1)}.u_1 - c_{2(u2)}.u_2 + Y_{ztr}$$

Hydraulická účinnost je potom:

$$\eta_t = \frac{Y}{Y_{id}}$$

Vodní turbíny - teorie

Z hlediska přeměny energie dělíme turbíny na:

- **rovnotlaké**
- **reakční**

U rovnotlakých turbín:

Voda vstupuje do *rozváděcích lopatek*, kde se její tlaková energie mění na kinetickou. Správným zakřivením lopatek získává voda optimální směr pro vstup do opačně zakřivených *oběžných lopatek* turbíny. Voda vtéká do oběžného kola už za atmosférického tlaku. Tlak vody je tak po celé dráze oběžného kola konstantní a *relativní rychlost vzhledem k rotoru mění pouze svůj směr, ale nikoli velikost*. Po předání značné části své kinetické energie vytéká voda se zbytkovou rychlostí.

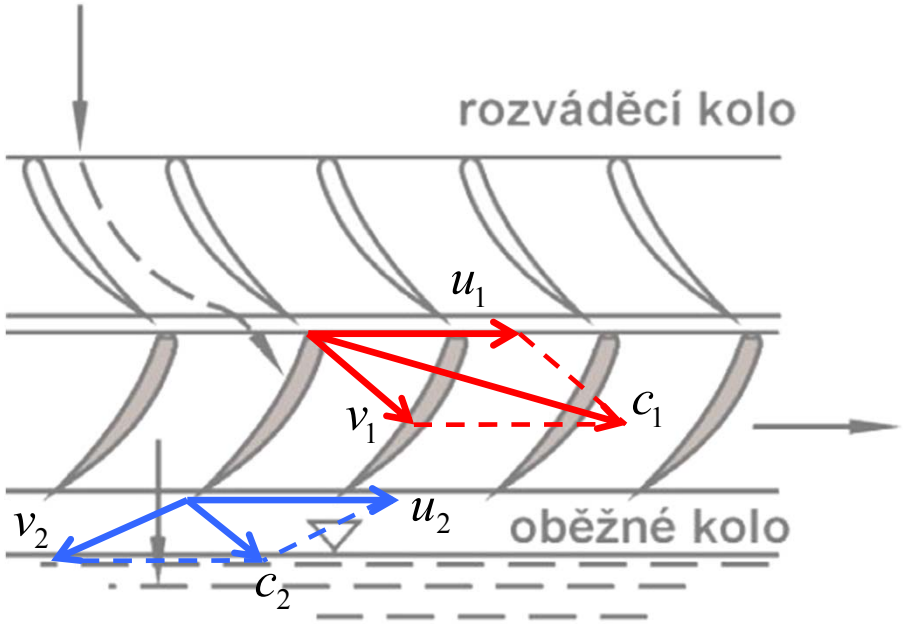
U reakčních turbín:

Voda vstupuje do *rozváděcích lopatek*, kde se její tlaková energie mění na kinetickou a vstupuje do oběžných lopatek. Díky použití savky vzniká ale rozdílový tlak před a za oběžnými lopatkami. To se projeví tím, že vlivem postupného úbytku tlaku vody *na oběžném kole roste její relativní rychlost* (tlaková energie se mění na kinetickou). Tím se sníží výsledná absolutní výtoková rychlost a zužitkuje se spád od lopatek turbíny k vývařišti.

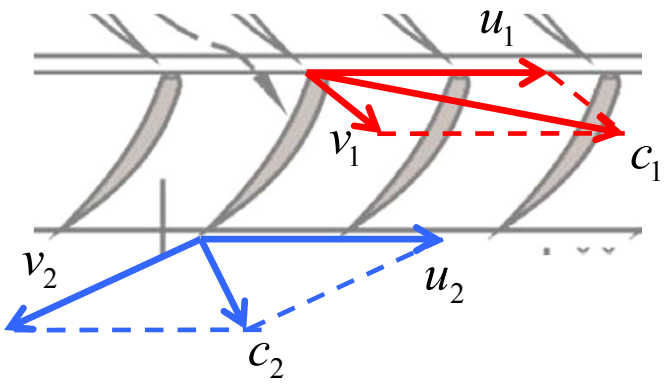
Pozn. Rozdělení na rovnotlaké a reakční turbíny je tedy stejný jako u parních turbín. Voda je ale na rozdíl od páry (téměř) nestlačitelná a platí pro ni rovnice kontinuity

Vodní turbíny - teorie

Rovnotlaká turbína:



Reakční turbína:



c_1 [m.s^{-1}]	vtoková absolutní rychlost vody	c_2 [m.s^{-1}]	výtoková absolutní rychlost vody
v_1 [m.s^{-1}]	vtoková relativní rychlost vody	v_2 [m.s^{-1}]	výtoková relativní rychlost vody
u [m.s^{-1}]	obvodová rychlost rotoru		

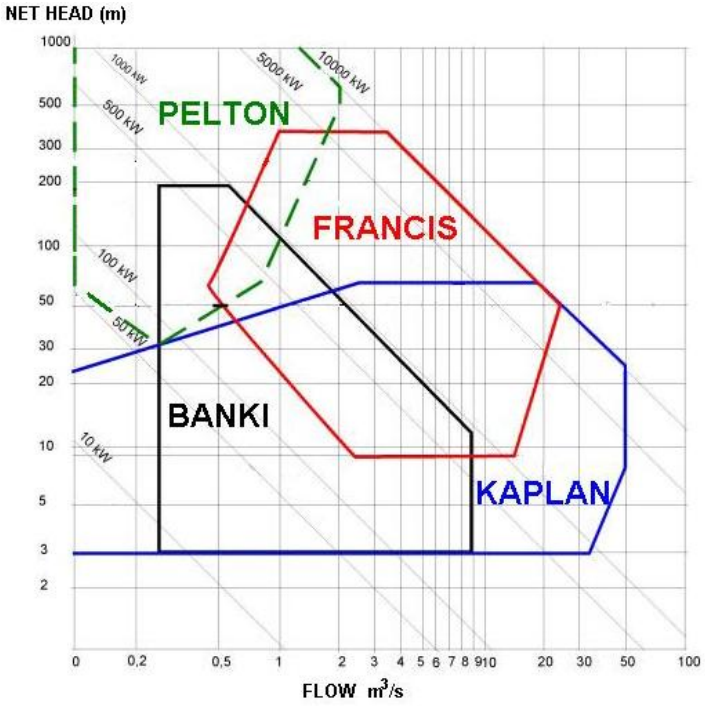
Pozn. "relativní" = vzhledem k poloze rotoru

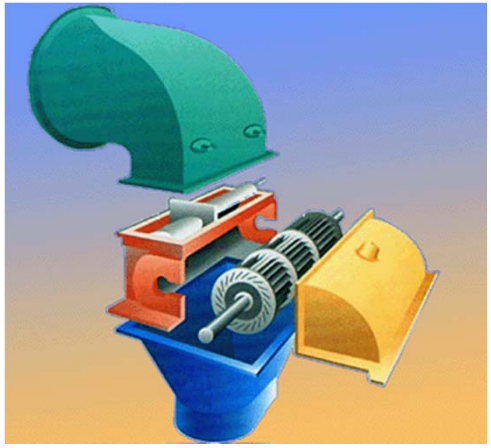
Vodní turbíny - konstrukce

Typy turbín používaných ve VE:

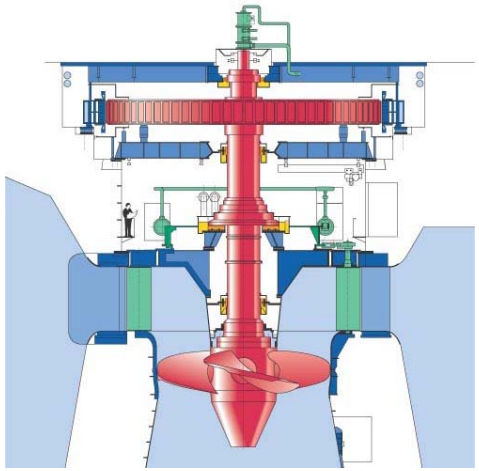
- **Bánkiho**
- **Kaplanova**
- **Francisova**
- **Peltonova**

Volba turbín dle rozsahu průtoku a spádu:

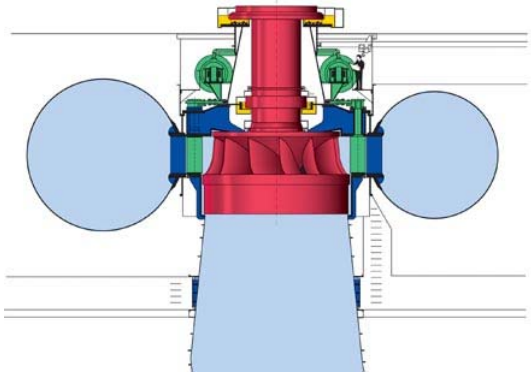




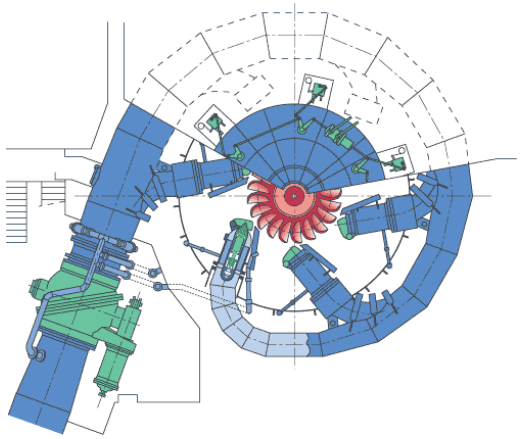
Bánkiho turbína



Kaplanova turbína



Francisova turbína

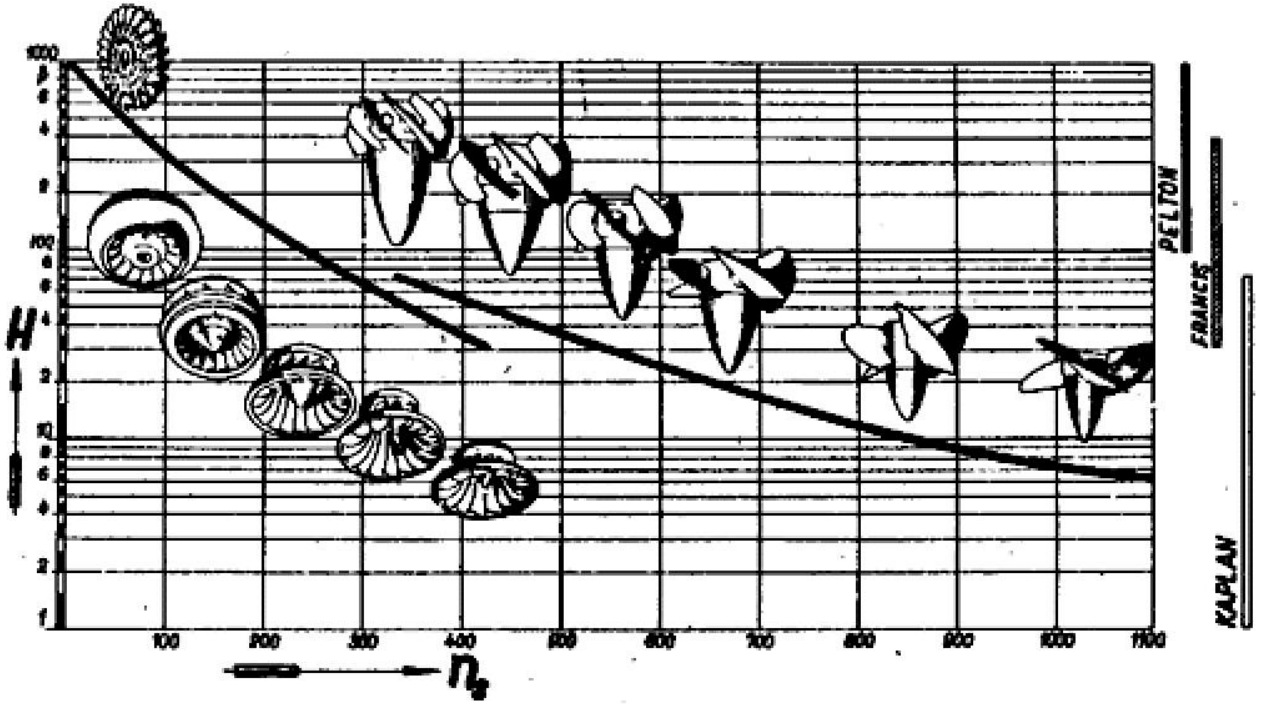


Peltonova turbína

Vodní turbíny - konstrukce

Volba turbín dle rozsahu otáček a spádu:

Typ turbíny	**provedení**	**n_s**
Peltonova	s jednou dýzou	4 - 35
	s dvěma dýzami	17 - 50
	se čtyřmi dýzami	24 - 70
Francisova	pomalubežná	80 - 120
	normální	120 - 220
	rychlobežná	220 - 350
	expresní	350 - 450
Kaplanova		450 - 1000



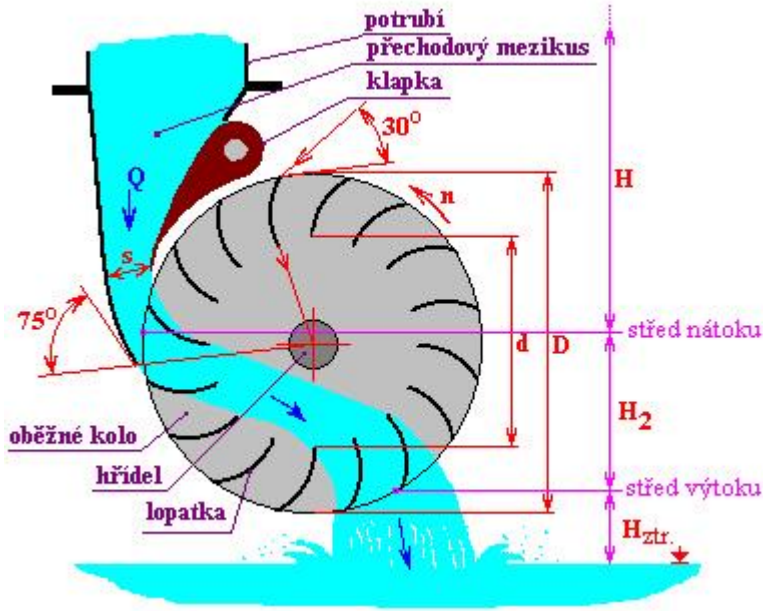
Bánkiho turbína

Popis:

- **rovnotlaká** turbína
- A.G.M. Mitchel (1903), pro praktické použití ji dopracoval maďarský profesor D. Banki v r.1918
- voda přiváděna k turbíně potrubím kruhového průřezu
- před turbínou mezikus měnící kruhový průřez na obdélný, na jeho konci klapka (regulace)
- voda předává lopatkám turbíny energii ve dvou místech
- při prvním průtoku lopatkami se turbíně předává asi **79**%, při druhém asi **21**% z celkového výkonu turbíny
- plně je využitý spád H**,** částečně i spád H_2„ výškový rozdíl mezi oběžným kolem a spodní hladinou H_{ztr} je spád ztracený

Použití

- pro malé průtoky a malé a středně velké spády
- cenově příznivé řešení



H činný spád

H_2 spád v kole

H_{ztr} výška naz spod. vodou (ztrátová)

D vnější průměr kola

d průměr, kde končí lopatky

Francisova turbína

Popis:

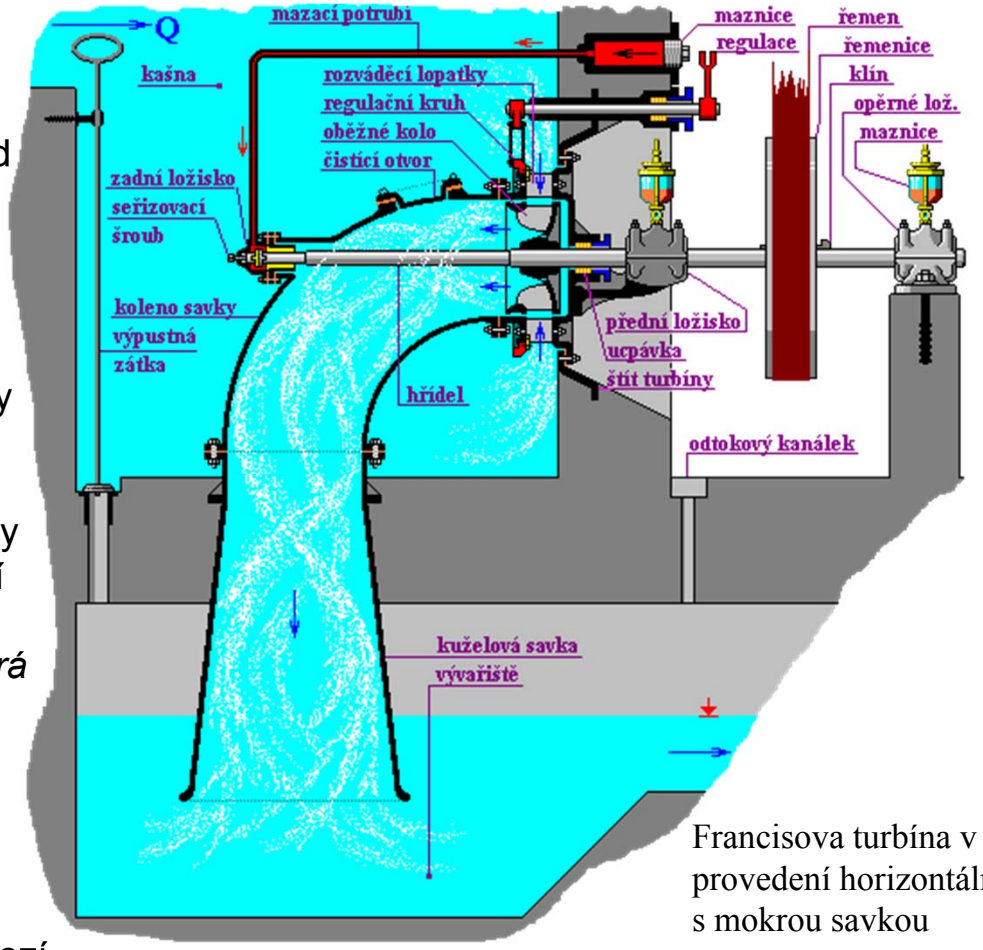
- **reakční** turbína
- J. B. Francis (1848)
- díky *sacímu efektu* využívá turbína celý spád i když je oběžné kolo nad hladinou vývařiště
- dvě varianty uložení hřídele: vertikální a horizontální

Horizontální provedení

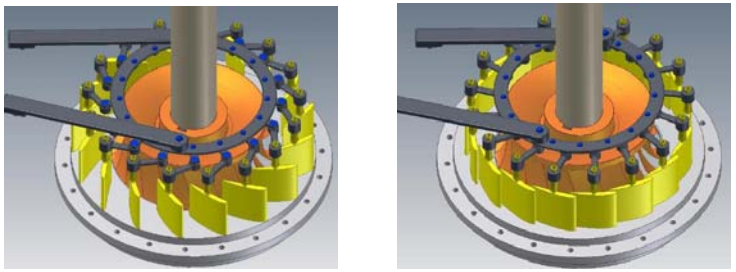
- turbína je umístěna ve stěně turbínové kašny naplněné vodou
- voda vniká z kašny do regulovatelných rozváděcích lopatek po celém obvodu turbíny
- turbína ve stěně kašny je vysoko nad spodní hladinou -> *kolenová savka*
- koleno může být vedeno uvnitř kašny – *mokrá savka*
- nebo strojovnou – *suchá savka*

Vertikální provedení

- turbína je umístěna na dně turbínové kašny naplněné vodou
- hřídel vede svisle vzhůru do strojovny - nehrozí její zaplavení
- voda vniká z kašny do regulovatelných rozváděcích lopatek po celém obvodu turbíny
- voda je z turbíny odváděna savkou, která vytváří podtlak přenášející se na odtokovou stranu oběžného kola

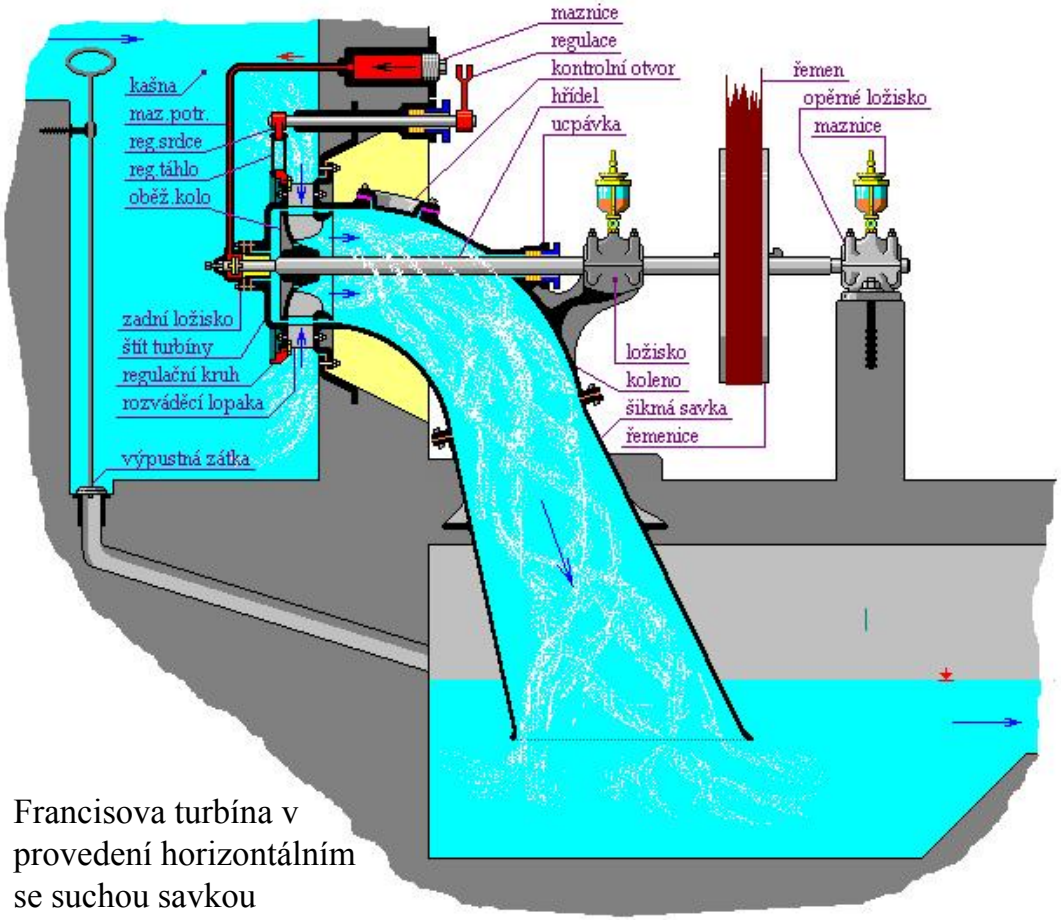


Francisova turbína v provedení horizontálním s mokrou savkou



Regulační věnec Francisovy turbíny

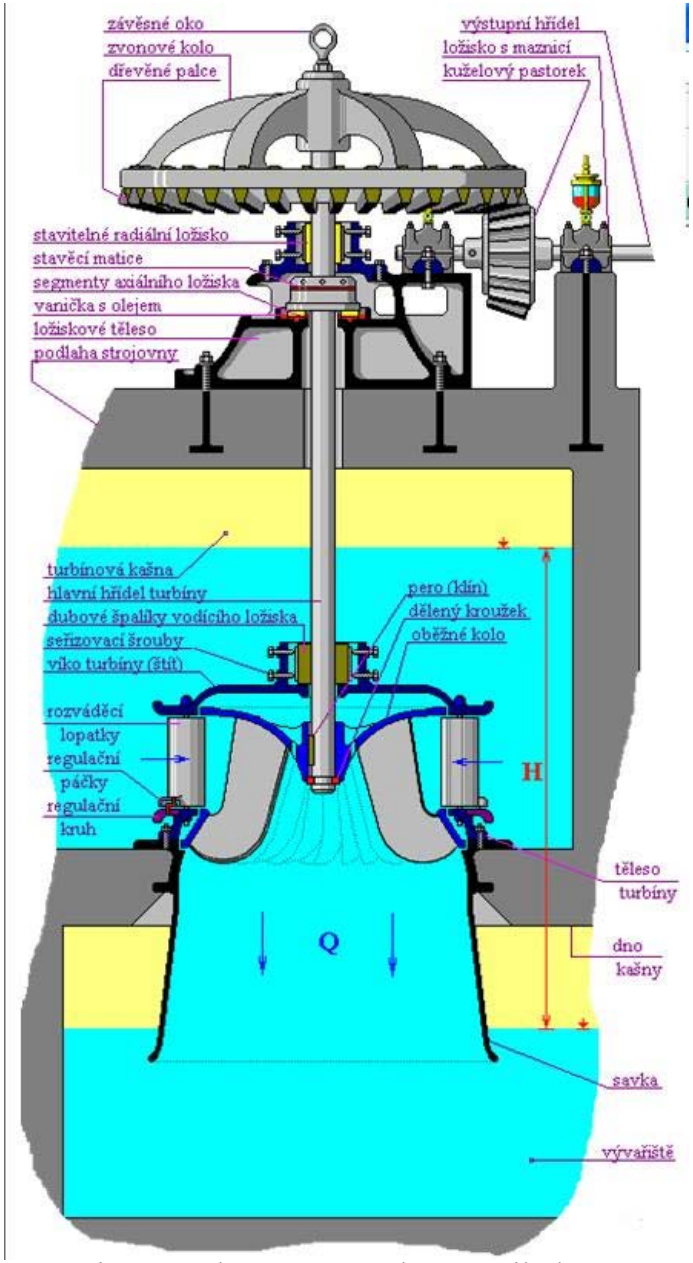
Francisova turbína



Francisova turbína v provedení horizontálním se suchou savkou

Použití

- pro středně velké spády a větší množství protékající vody
- Francisova reverzibilní turbína – vhodná do PVE
- dosahované účinnosti 75 – 90%

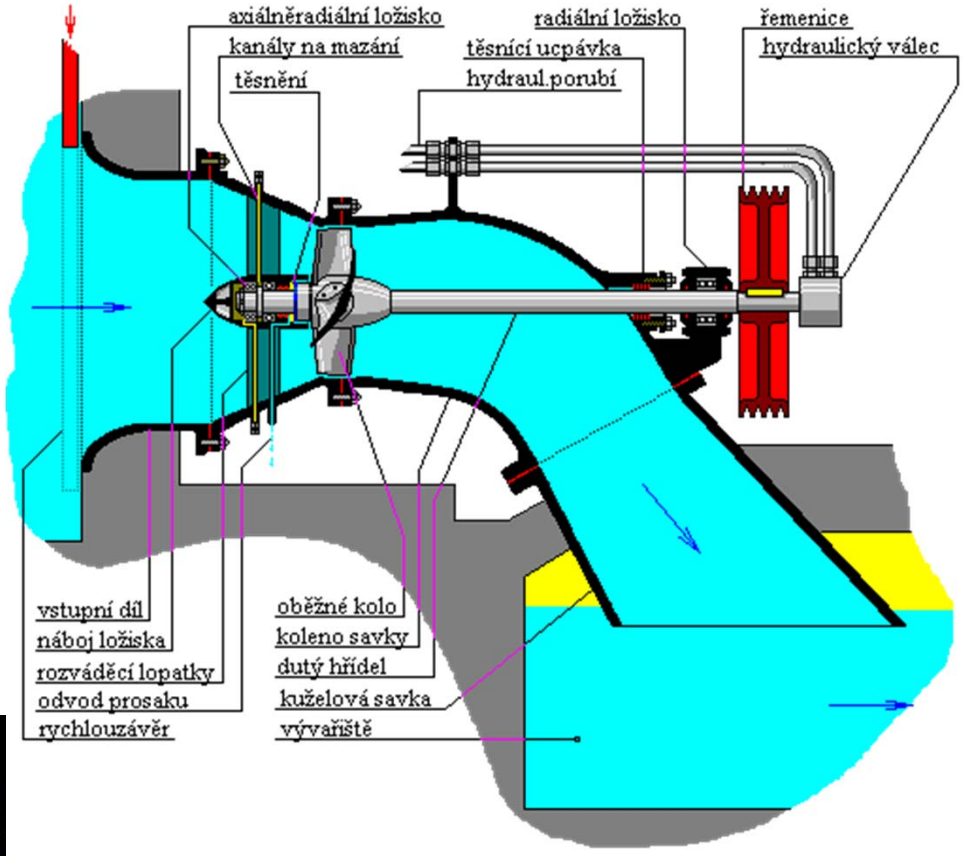


Francisova turbína v provedení vertikálním

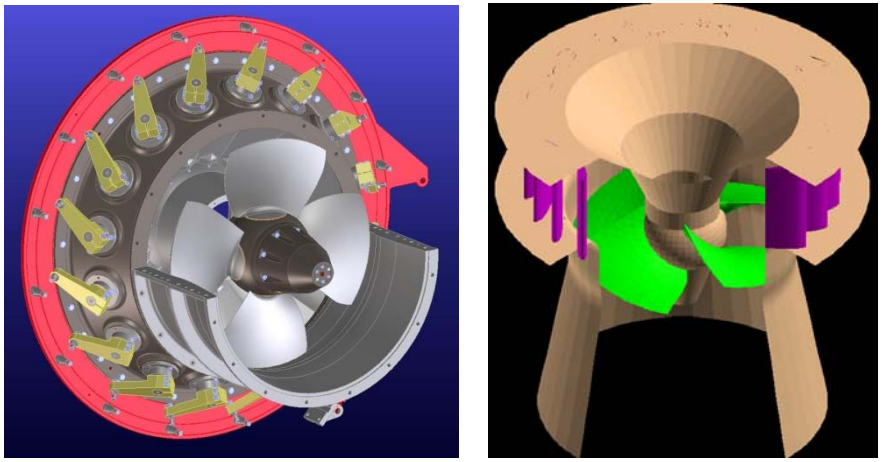
Kaplanova turbína

Popis:

- **reakční** turbína
- V. Kaplan (1912-13)
- vylepšená Francisova turbína, liší se tím, že oběžné kolo má vrtulový tvar s *nastavitelnými lopatkami*
- typická účinnost nad 90% v širokém rozmezí průtoků (max. až 95%)
- ze všech turbín dosahuje nejvyšších jmenovitých otáček
- **Kaplan-S:** regulace natočení rozváděcích i oběžných lopatek
- **Semi-Kaplan:** regulace natočení pouze oběžných lopatek



Turbína typu Semi-Kaplan

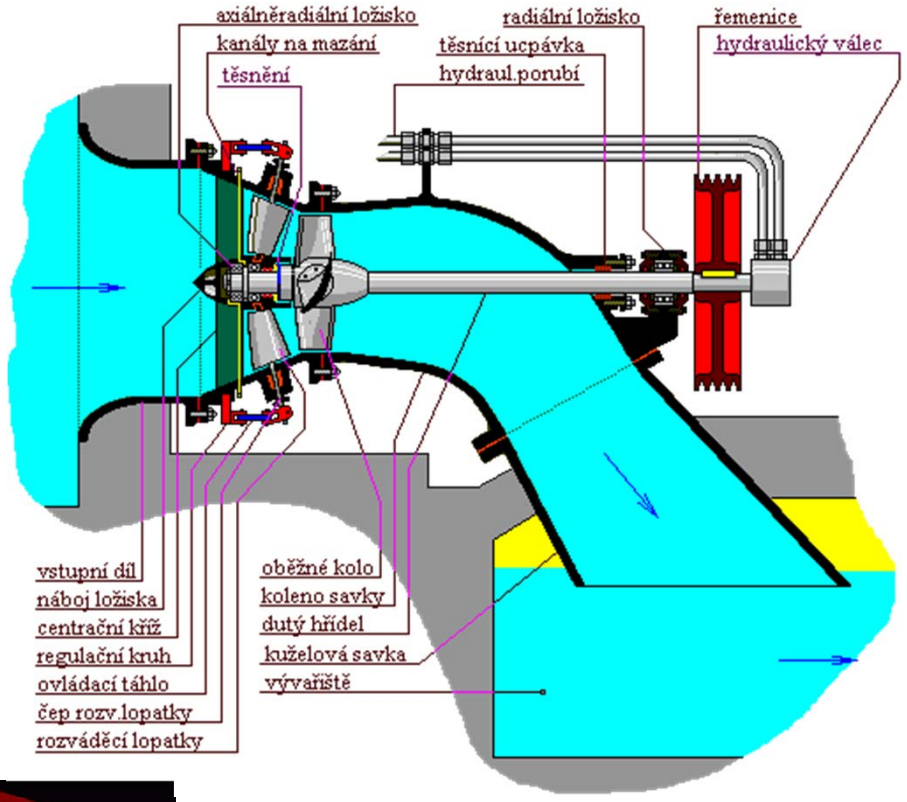


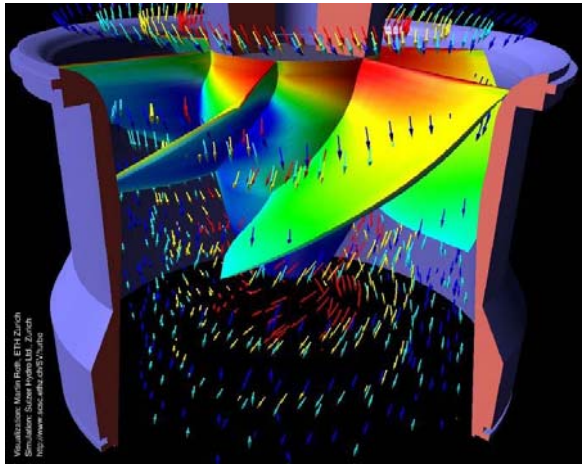
Regulační prvky Kaplanovy turbíny

Kaplanova turbína

Použití:

- vodní toky s proměnlivým průtokem (výhoda dvojité regulace)
- větší pořizovací náklady a nákladnější údržba (nevýhoda dvojité regulace)
- vhodné pro velké průtoky a menší spády





Turbína typu Kaplan-S

Srovnání tlakových a rychlostních poměrů u Kaplanovy a Francisovy turbíny

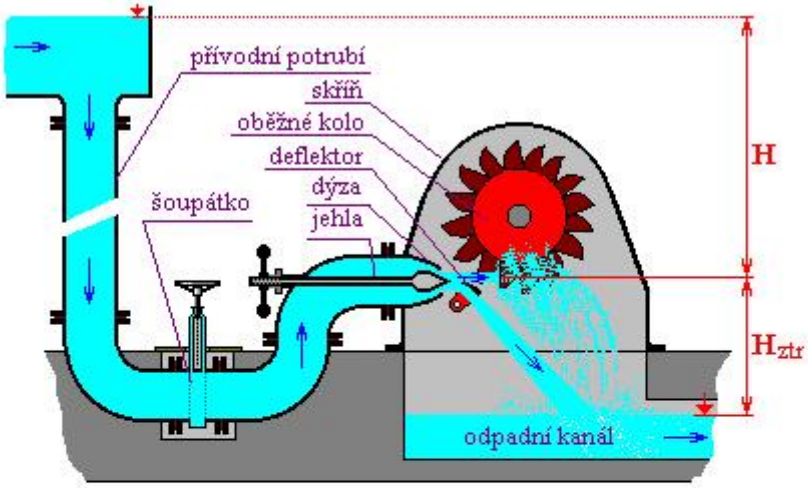
Peltonova turbína

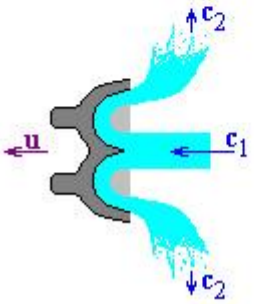
Popis:

- **rovnotlaká** turbína
- L. A. Pelton **(**1880**)**
- voda je přiváděna k turbíně potrubím kruhového průřezu, které vede k jedné nebo více dýzám
- z dýzy vytéká voda rychlostí c_1, voda vstoupí tangenciálně do oběžného kola osazeného lžícovitými lopatkami (parciální tangenciální ostřik)
- břit uprostřed lopatek rozdělí paprsek na dvě poloviny a lžícovitý tvar lopatky se snaží otočit směr tekoucí vody zpět
- vzájemným souběhem rychlosti vody tekoucí po lopatce při současném otáčení oběžného kola obvodovou rychlostí *u* dojde k tomu, že voda opouští lopatky na vnější straně s minimální zbytkovou rychlostí c_2
- Účinnost u malé turbíny **80 až 85%**, u velké **85 až 95%**
- Plně je využitý spád *H*, Výškový rozdíl H_{ztr} je ztracený a energeticky nevyužitý

Použití:

- Pro malé množství vody ve velkých spádech
- není náchylná ke kavitaci, odolná proti otěru pískem
- na menších spádech dává příliš malý počet otáček a vyžaduje převodovku





Regulační dýzy Peltonovy turbíny

Kavitace

Vznik kavitace:

Kavitace (z latinského *cavitas* - dutina) je vznik dutin v kapalině při lokálním poklesu tlaku, následovaný jejich implozí. Pokles tlaku může být důsledkem lokálního zvýšení rychlosti (tzv. hydrodynamická kavitace), případně průchodu intenzivní akustické vlny v periodách zředění (akustická kavitace). Kavitace je zpočátku vyplněna vakuem, později se vyplní párou okolní kapaliny nebo do ní mohou difundovat plyny z okolní kapaliny. Při vymizení podtlaku, který kavitaci vytvořil její bublina kolabuje za vzniku rázové vlny s *destruktivním účinkem na okolní materiál*.

Projevuje se zejména u **přetlakových turbín**, nejčastěji se vyskytuje v oběžném kole, u něhož dochází až k poruše materiálu. Kavitaci doprovází *místní ohřátí, akustické jevy, vibrace a luminiscence*. Při zanikaní bublin se kavitační dutiny vysokou rychlostí (až 300 $m \cdot s^{-1}$) vyplňují okolní kapalinou. Tento implozivní zánik dutin vyvolává tlakové vlny a hydrodynamické rázy, dosahující hodnoty až 10^3 MPa příčina hluku a kavitační koroze. Vznik dutin (bublin) při poklesu tlaku pod tlak syté páry může vést až ke zničení turbíny.

Ukázka působení kavitace

Kavitace

Faktory ovlivňující kavitaci:

obsah plynů v kapalině

Při snížení tlaku dochází k vylučování vzduchu z kapaliny do vzduchových bublin. V kapalinách, ve kterých při normálním tlaku nejsou bubliny viditelné, vznikají kavitační dutiny až při poklesu místního tlaku přibližně na hodnotu tlaku syté páry při dané teplotě. Tyto dutiny jsou vyplněny převážně sytou párou kapaliny.

teplota a tlakové poměry

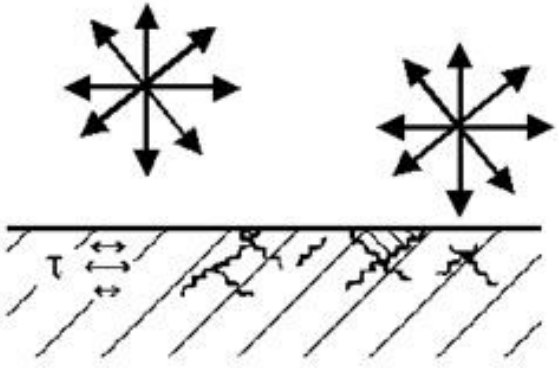
Se vzrůstající teplotou kapaliny se zvětšuje počet vznikajících kavitačních dutina zároveň se zvyšuje tlak nasycených par, takže vznikající dutiny mají menší objem. Tyto jevy působí na intenzitu kavitačního opotřebení protichůdně. Průběh kavitačního poškození v závislosti na teplotě má lokální maximum při určité teplotě, u vody je to v rozmezí asi 45 až 50 °C, asi při 80 °C je již intenzita poškození prakticky nulová. Důležitým faktorem je také rozdíl mezi vnějším tlakem a tlakem nasycených par. Čím je tento rozdíl větší, tím intenzivnější je kavitační opotřebení.

povrchové napětí a viskozita kapaliny

Povrchové napětí kapaliny má výrazný vliv na velikost kavitačních dutin. Čím je větší povrchové napětí, tím větší dutiny vznikají za jinak stejných podmínek. Větší dutiny znamenají větší intenzitu kavitačního opotřebení. Viskozita kapaliny má vliv na rychlost růstu kavitačních dutin. Podle současných představ však se vliv viskozity uplatňuje především těsně před zánikem kavitační dutiny a to tak, že snižuje rychlost, s jakou kapalina vniká do dutiny při její implozi

Předcházení kavitaci:

zvyšování tlaku nad tlak nasycených par = řízené pouštění vzduchu (Pa) do kavitačních oblastí, vhodné tvary a materiály.



Mechanismus kavitačního opotřebení

Přehled největších VE v ČR

Název	Vodní tok	Rok	Typ	Výkon [MW]	Výroba [GWh/rok]	Počet soustrojí /typ turbín	Celková hltnost [m^3/s]	Spád [m]
Dlouhé Stráně	Divoká Desná	1996	PŠ	650	*)	2/FR	137,2	510,7-547,5
Dalešice	Jihlava	1978	PŠ	450	*)	4/FR	600	60,5-90,7
Orlík	Vltava	1961-2	Š	364	400	4/K	600	44-70,5
Slapy	Vltava	1954-55	Š	144	280	3/K	300	27-56
Lipno I	Vltava	1959	Š	120	168	2/F	92	148-162
Štěchovice II	Vltava	1947/1996	PŠ	45	*)	1/FR	27	209,8-219,5
Kamýk	Vltava	1961	Š	40	76	4/K	360	10,5-15,5
Štěchovice I	Vltava	1943-4	PR	22,5	89,6	2/K	150	14,5-20
Střekov	Labe	1936	PR	19,5	80	3/K	300	6-8,7
Vranov	Dyje	1934	Š	18,9	30	3/F	45	25-42
Vrané	Vltava	1936	PR	13,9	57,3	2/K	180	8-11
Vír I	Svratka	1958	Š	12	15,5	2/F	24	max. 64
Nechranice	Ohře	1968	PR	12	55	2/F	32	17-44
Křižanovice – Práčov	Chrudimka	1952	Š	8,9	14	1/F	12	88,5
Fláje – Meziboří	Flájský potok – Divoký potok	1961	Š	7,6	0,9	2/F	3,6	236,7-261,2

Š – špičková, PŠ – položpičková, PR – průtočná

F – Francisova turbína, K – Kaplanova turbína, FR – Francisova reverzní turbína