

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

FAKULTA ŽIVOTNÍHO PROSTŘEDÍ

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2014

Strnad David

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

FAKULTA ŽIVOTNÍHO PROSTŘEDÍ

KATEDRA VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ A

ENVIROMENTÁLNÍHO MODELOVÁNÍ

PŘEČERPÁVACÍ VODNÍ ELEKTRÁRNY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vedoucí práce: Ing. Kuráž Michal, Ph.D.

Bakalant: Strnad David

2014

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra vodního hospodářství a environmentálního
modelování

Fakulta životního prostředí

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Strnad David

Vodní hospodářství

Název práce

Přečerpávací vodní elektrárny.

Anglický název

Pumped storage hydro power plants.

Cíle práce

Vytvoření rešeršního přehledu o přečerpávacích vodních elektrárnách a podrobná dokumentace stávajícího díla Štěchovice.

Metodika

studium literatury, odborné exkurze

Harmonogram zpracování

01-06/2013 - odborné exkurze

06-12/2013 - studium odborné literatury

01-03/2014 - vypracování textové části práce

04/2014 - kompletace příloh bakalářské práce, odevzdání

Rozsah textové části

30-40 stran

Klíčová slova

vodní energie, špičková energie, hydrodynamická stroje, reverzní Francisova turbína, Štěchovice

Doporučené zdroje informací

Melichar, J.: Hydraulické a pneumatické stroje, skriptum ČVUT v Praze, Praha 2013

Březina, J.: Vodní turbíny, SNTL Praha, Praha 1963

Vedoucí práce

Kuráž Michal, Ing., PhD.

Konzultant práce

Ing. V. Havlíček, PhD.

Elektronicky schváleno dne 31.3.2014

prof. Ing. Pavel Pech, CSc.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 31.3.2014

prof. Ing. Petr Sklenička, CSc.

Děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Michala Kuráže, Ph.D. Všechny literární prameny, ze kterých jsem čerpal jsem uvedl.

V Praze 10.4.2014

.....

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří se na mé bakalářské práci podíleli.

ABSTRAKT

Bakalářská práce shrnuje fakta o funkci vodních přečerpávacích elektráren a porovnává jejich využití s klasickými vodními elektrárnami. Úvod rešerše přibližuje význam vodní energie a popisuje charakteristiky používaných hydrodynamických strojů. Následně je rozebrána specifčnost přečerpávacích vodních elektráren a jejich význam. Dále se práce věnuje historii Vltavské kaskády s konkrétním zaměřením na vodní dílo Štěchovice. Popsány jsou principy a technologie použité při stavbě, provozu a zvláště pak rekonstrukci PVE Štěchovice z konce minulého století. Závěr práce přibližuje danou problematiku vlastním pozorováním a exkurzemi.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vodní energie, špičková energie, hydrodynamické stroje, reverzní Francisova turbína, Štěchovice.

ABSTRACT

This bachelor thesis summarizes facts of water pumped storage power plants function and compares its usage with classical water power plants. In the beginning the significance of hydropower is formulated and the characteristics of hydrodynamic machines are described. Next section is focused on specification of water pumped storage power plants and its importance. It also contains history of Vltava river dams series, especially water construction Štěchovice. Furthermore, the principles and technologies used during construction, service and, above all, reconstruction of water pumped storage power plant Štěchovice at the end of the last century are shown. In the end, these findings are compared to author's own observations.

KEYWORDS

Hydroelectric power, peak energy, hydrodynamic machines, reversible Francis turbine, Štěchovice.

OBSAH

ABSTRAKT	6
KLÍČOVÁ SLOVA	6
ABSTRACT	6
KEYWORDS	6
OBSAH	7
PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK, VELIČIN A JEJICH JEDNOTEK	9
1. Úvod	11
2. Cíle práce	11
3. Vodní energie	11
3.1 Význam vodní energie	12
3.2 Využití vodní energie v ČR	12
4. Hydrodynamické stroje	13
4.1 Základní parametry	13
4.2 Ztráty	16
4.3 Energetická rovnice a rychlostní trojúhelníky	16
4.4 Regulace výkonu	19
4.5 Základní rozdělení	20
4.5.1 Dělení čerpadel	20
4.5.2 Radiální odstředivé čerpadlo	21
4.5.3 Dělení turbín	21
4.5.4 Francisova turbína	23
4.5.5 Kaplanova turbína	23
4.5.6 Peltonova turbína	24
4.6 Kavitace	25
4.6.1 Princip kavitace	25
4.6.2 Kavitační opotřebení	26
5. Přečerpávací vodní elektrárny	27
5.1 Vývoj přečerpávacích soustrojí	27
5.2 Přidružené objekty	28
5.3 Efektivita PVE	29
6. Vltavská kaskáda a VD Štěchovice	30
6.1 Historie Vltavské kaskády	31
6.2 Historie VD Štěchovice	32
6.3 Těleso hráze a Štěchovická nádrž	34
6.4 Plavební zařízení	35
7. Energetická část VD Štěchovice	35
7.1 Středotlaká VE Štěchovice I	36

7.2 Původní vysokotlaká PVE Štěchovice II	36
7.2.1 Přidružené objekty	37
7.2.2 Soustrojí.....	37
7.3 Modernizace vysokotlaké PVE Štěchovice II.....	38
7.3.1 Přípravné práce.....	39
7.3.2 Modernizace přidružených objektů	40
7.3.3 Modernizace soustrojí	41
7.3.4 Uvedení do provozu	43
8. Charakteristika studijního území.....	43
9. Diskuze	44
10. Závěr.....	44
PŘEHLED LITERATURY A POUŽITÝCH ZDROJŮ	45
PŘÍLOHY	47

PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK, VELIČIN A JEJICH JEDNOTEK

ES	energetická soustava	
JE	jaderné elektrárny	
PE	parní elektrárny	
PVE	přečerpávací vodní elektrárny	
VE	vodní elektrárny	
D	průměr	mm, m
E	energie	J, GWh
E / Y	měrná energie	J / kg, m ² / s ²
F	síla	N
H	výška / výškový rozdíl / spád	m
M	moment síly	N m
Q	objemový průtok	m ³ / s
P	výkon / příkon	W, kW, MW
R	poloměr	mm, m
V	objem	m ³
c	střední / absolutní rychlost proudění	m / s
g	gravitační zrychlení	m / s ²
m	hmotnost	kg
n	otáčky turbíny	s ⁻¹
p	tlak	Pa
q	vnitřní nevyužitý objemový průtok	m ³ / s
u	obvodová rychlost kapaliny	m / s
w	relativní rychlost kapaliny	m / s
y	svislá vzdálenost	m
α	úhel absolutní rychlosti	°
	úhel rozváděcích lopatek	°

β	úhel relativní rychlosti	°
	úhel nastavení oběžných lopatek	°
ρ	měrná hmotnost	kg / m ³
η	účinnost	-, %
ω	úhlová rychlost	s ⁻¹

1. Úvod

Jako téma své bakalářské práce jsem si vybral „Přečerpávací vodní elektrárny“ především kvůli menšímu technickému povědomí o fungování a rostoucímu významu těchto zařízení. Úvodní část rešerše se zabývá obecným využitím vodní energie a k tomu sloužící technikou v klasických vodních elektrárnách. Posléze je práce zaměřena na přečerpávací vodní elektrárny, jejich využití v elektrizační soustavě a hydraulické specifikace. Dále je popsána historie Vltavské kaskády a konkrétněji pak vodní dílo Štěchovice. Zmíněny jsou technologie a principy použité při stavbě a následné rekonstrukci PVE z konce minulého století. Závěr práce pak přibližuje danou problematiku vlastním pozorováním při exkurzích a v přílohách dokládá fotografickou dokumentaci.

2. Cíle práce

Cílem práce je vytvoření obecného i technického přehledu o problematice využívání vodní energie. Okrajově jsou zmíněny klasické průtočné elektrárny, ale prioritou rešerše jsou elektrárny přečerpávací. Je přiblížen jejich význam, provoz i stavební a technická náročnost. Vlastním přínosem je následné zdokumentování stávajícího stavu na celém vodním díle Štěchovice a jeho fotodokumentace.

3. Vodní energie

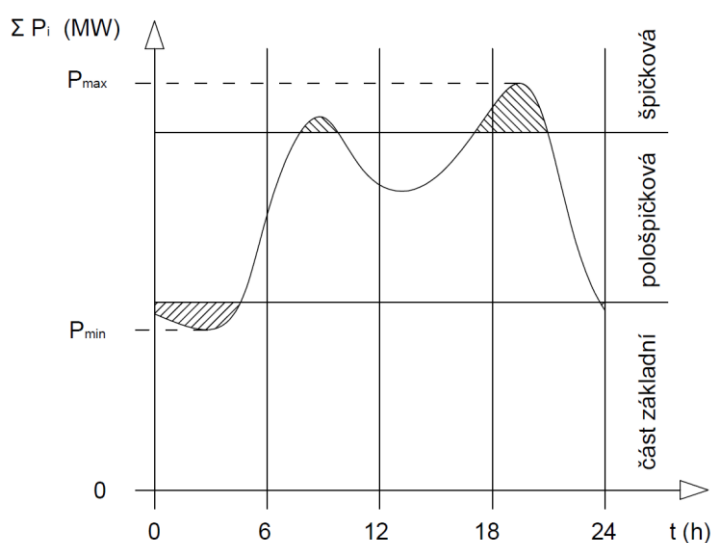
Vodní energie je nejdéle využívanou formou energie v historii lidstva a vývoj civilizací je s ní neodmyslitelně spjat. Za standardních podmínek jde o energii prakticky nevyčerpatelnou, čistou a relativně dostupnou. Nejpodstatnější složkou je mechanická vodní energie, která zastupuje energii vodních toků, srážek, ledovců, mořských proudů, vln, přílivu a odlivu. Z hlediska technického využití je pak nejvýznamnější mechanická energie vodních toků.

Souvisejícím pojmem je hydraulická akumulace, za kterou označujeme časově plánované zadržení vody v umělých nádržích za účelem využití její energie.

3.1 Význam vodní energie

Neustále rostoucí význam má dle [1] stabilizace energetické soustavy. Zatížení energetické sítě je během dne značně proměnné a vodní elektrárny jsou nejvhodnější k pokrytí těchto výkyvů. Důležitá je i regulace frekvence v síti, která je nezbytná z hlediska mezinárodní spolupráce nadřazených energetických soustav.

Na obr. 3.1 je znázorněn průběh denního zatížení energetické soustavy. Základní část potřeby kryjí vodní průtočné (VE), jaderné (JE) a parní (PE) elektrárny na tuhá paliva. Pološpičkovou energii dokážeme obstarat částečným zvýšením výkonu v parních elektrárnách a zapojením soustrojí v rezervě. O špičkovou energii se pak starají špičkové vodní elektrárny (VE) a přečerpávací vodní elektrárny (PVE) v turbínovém provozu. O šrafované minimum v základní části energetické potřeby se také starají PVE. Tentokrát ale elektrickou energii spotřebovávají a pracují v provozu čerpadlovém.



Obr. 3.1 - Denní průběh spotřeby elektrické energie, převzato z [2].

Získávání vodní energie má významný i ekologický přínos. Vodní elektrárny přímo nespotebovávají žádné suroviny a nevzniká v nich tedy ani žádný odpad.

3.2 Využití vodní energie v ČR

V našich podmínkách jsou vodní toky pouze doplňkovým zdrojem energie. Do poloviny 20. století byla vodní energie využívána převážně k mechanickým pohonům mlýnů, pil a textilních závodů. S masovým rozšířením elektrické energie

byla většina vodních děl zrušena jako neefektivní a význam převzala velká vodní díla celospolečenského významu. V posledních 30-ti letech dochází k opětovnému rozmachu malých vodních elektráren, ale jedná se převážně o obnovu a rekonstrukci lokalit, které vodní energii již využívaly. V současnosti je tedy na území ČR přibližně 1.400 malých vodních elektráren. Energeticky nejvyužívanější českou řekou je Vltava, dalším významným dílem jsou Dalešice na řece Jihlavě a PVE Dlouhé stráně na Divoké Desné, viz [3].

Výroční zpráva energetického regulačního úřadu [2] za rok 2012 uvádí, že vodní elektrárny pokryly přes 2% hrubé domácí spotřeby elektrické energie. K 31. 12. 2012 dosáhl instalovaný výkon na vodních elektrárnách 1.069 MW a na přečerpávacích vodních elektrárnách dokonce 1.147 MW, to dohromady představuje 10,8 % instalovaného výkonu v ES ČR. Veškeré vodní elektrárny za rok 2012 vyrobily 2.963 GWh, tedy necelé 3,4 % brutto vyrobené elektřiny.

4. Hydrodynamické stroje

Pro potřeby této práce jsou v následující kapitole popsány dva druhy hydrodynamických strojů. Podle [4] to jsou čerpadla nebo-li hydrogenerátory a motory nebo-li turbíny viz. [1]. Speciálním typem a jakýmsi mezičlánkem jsou dle [4] čerpadlové reverzní turbíny.

Vodní turbíny jsou rotační hydraulické stroje prioritně používané ve vodních elektrárnách a slouží k přeměně hydraulické energie na energii mechanickou. Oproti nim čerpadla pracují v opačném smyslu a mechanickou energii mění v hydraulickou. Reverzibilní stroje jsou pak schopny pracovat v obou těchto režimech. Hlavním pracovním prvkem všech tří strojů je lopatkové oběžné kolo, ve kterém dochází k přeměně výše zmíněných energií vlivem změny momentu hybnosti protékající kapaliny.

4.1 Základní parametry

Prvním hlavním parametrem všech hydrodynamických strojů je jejich průtok Q . Tato veličina nevystihuje vnější průsaky a jedná se tedy o celkové množství kapaliny protékající strojem za jednotku času. Podstatnou částí tohoto celkového průtoku Q je průtok Q_K , tedy množství vody protékající mezilopatkovým prostorem oběžného

kola a konající práci. Menší částí je pak průtok označovaný jako q , který uniká např. těsníciemi spárami mezi statorem a rotorem a není tak využit. Významný je i tzv. jmenovitý průtok Q_n , který odpovídá průtoku při nejlepších hydraulických vlastnostech a současně tak největší účinnosti stroje.

Druhým z hlavních parametrů je měrná energie Y popř. E , která je pro čerpadlo definována jako:

$$Y = Y_2 - Y_1 = (p_2 - p_1) / \rho + (c_2^2 - c_1^2) / 2 + g y \quad (4.1)$$

a pro turbínu:

$$E = E_1 - E_2 = (p_1 - p_2) / \rho + (c_1^2 - c_2^2) / 2 + g y, \quad (4.2)$$

kde: Y, E - měrná energie kapaliny (J / kg)
 p - průměrný statický tlak (Pa)
 ρ - měrná hmotnost kapaliny (kg / m³)
 c - střední rychlost proudění kapaliny (m / s)
 g - gravitační zrychlení (m / s²)
 y - svislá vzdálenost vztažných průřezů ke kterým jsou vztaženy hodnoty tlaku a rychlosti (m).

Indexy statického tlaku p a střední rychlosti proudění c jsou zde vztaženy k vstupnímu (1) a výstupnímu (2) průřezu oběžného kola. Starší [5] nebo zahraniční [6] literatura může označovat měrnou energii symbolem H . U čerpadel se v tom případě jedná o dopravní výšku a u turbín jde o užitný spád. Převodní vztah mezi těmito veličinami znázorňuje:

$$Y = E = g H. \quad (4.3)$$

Určující je opět tzv. jmenovitá měrná energie E_n , které je dosahováno při jmenovitém průtoku a jmenovitých otáčkách.

Otáčky stroje n se už řadí mezi tzv. přidružené parametry. Odvozeny jsou od hydraulického nebo konstrukčního řešení a optimalizují se k ideální obvodové rychlosti oběžného kola daného soustrojí. V případě přímého spojení vlastního hydrodynamického stroje s motorem nebo generátorem jsou otáčky podřízeny i jeho typu. Dílčími parametry jsou provozní otáčky, které se snaží přiblížit otáčkám jmenovitým n_n a průběžné otáčky n_p , které jsou významné pro návrh konstrukčního řešení a pevnostního výpočtu rotoru.

Za další z přidružených parametrů můžeme označit výkon turbíny, resp. příkon čerpadla P . Ten je opět definován několika dílčími parametry jejichž členění a názvosloví do jisté míry komplikuje opačný smysl provozu a proudění v soustrojích. Popsat tedy můžeme mechanický příkon čerpadla, který odpovídá i mechanickému výkonu turbíny:

$$P = M_k 2 \pi n, \quad (4.4)$$

kde: P - mechanický příkon / výkon (W)
 M_k - kroutící moment na hřídeli (N m)
 n - otáčky stroje (s^{-1}).

A dále hydraulický výkon čerpadla, který obdobně odpovídá hydraulickému příkonu turbíny:

$$P_h = Q_K \rho Y = Q \rho E, \quad (4.5)$$

kde: P_h - hydraulický výkon / příkon (W)
 Q_K - objemový průtok oběžným kolem (m^3 / s).

Takovéto rozdělení uvažuje ztráty v hydraulickém výkonu čerpadla a v mechanickém výkonu turbíny. Zmínit musíme opět i jmenovitý výkon P_n a u vodních turbín figuruje také tzv. instalovaný výkon, za který označujeme maximální mechanický výkon turbíny dosažený při nejpříznivějších podmínkách provozu.

Neopomenutelnou vlastností je výsledná účinnost stroje η definovaná jako poměr výše uvedených výkonů a příkonů. Pro čerpadlo platí odvození:

$$\eta_c = P_h / P = (Q \rho Y) / (M_k 2 \pi n) \quad (4.6)$$

a pro turbínu:

$$\eta_t = P / P_h = (M_k 2 \pi n) / (Q \rho E), \quad (4.7)$$

kde: η_c - účinnost čerpadla (-)
 η_t - účinnost turbíny (-).

Účinnosti (4.6) a (4.7) zohledňují všechny energetické ztráty a představují tak celkovou účinnost daného stroje. Hodnota celkové účinnosti je vždy menší než 1 a svého maxima dosahuje při jmenovitých provozních hodnotách soustrojí.

4.2 Ztráty

Výše zmíněná účinnost je těsně spjata se ztrátami, které prioritně rozdělujeme do tří kategorií podle způsobu jejich vzniku.

Objemové ztráty definuje tzv. objemová účinnost η_o , vyjádřená pomocí průtoku strojem Q a vnitřními nevyužitými průsaky q následovně:

$$\eta_o = 1 - q / Q. \quad (4.8)$$

Hydraulické ztráty ve strojích zastupují ztráty třením o drsné plochy a místní ztráty při změně směru proudění nebo změně průtočného profilu. Speciálními případy místních ztrát jsou tzv. ztráty rázem a ztráty vířením, které vznikají při nesprávném vstupu kapaliny do lopatkového prostoru. K vyjádření velikosti hydraulických ztrát slouží hydraulická účinnost η_h , která se obecně definuje jako:

$$\eta_h = 1 - E_z / E, \quad (4.9)$$

kde: E_z - část měrné energie ztracená (disipovaná) v důsledku existence hydraulických ztrát (J / kg).

Poslední ztráty mechanické nemají spojitost s proudící kapalinou a neovlivňují tak měrnou energii stroje. Připisují se tření v ucpávce hřídele nebo v ložiscích soustrojí. Bezrozměrným vyjádřením mechanických ztrát je mechanická účinnost η_m popsána jako:

$$\eta_m = 1 - P_z / P, \quad (4.10)$$

kde: P_z - pokles výkonu zapříčiněný mechanickými ztrátami v ucpávce hřídele nebo v ložiscích soustrojí (W).

Tyto dílčí účinnosti jsou v praxi těžko oddělitelné a rozpoznatelné, proto se častěji pracuje s celkovou účinností vyjádřenou jejich součinem

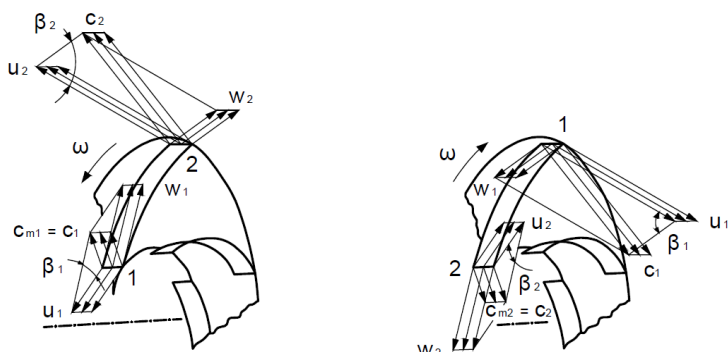
$$\eta = \eta_o \eta_h \eta_m, \quad (4.11)$$

nebo pomocí výše uvedených vzorců (4.6) a (4.7).

4.3 Energetická rovnice a rychlostní trojúhelníky

Výchozím teoretickým vztahem pro hydraulické řešení oběžných kol přetlakových hydrodynamických strojů je Eulerova energetická rovnice. Vychází z předpokladu, že proud kapaliny dokonale sleduje dráhu určenou tvarem lopatek a její odvození začíná

u znázornění kinematických poměrů na vstupu (bod 1) a výstupu (bod 2) z lopatkového prostoru. Eulerova energetická rovnice tedy popisuje místo přeměny hydraulické energie vody na energii mechanickou energii oběžného kola.



Obr. 4.1 - Rychlostní trojúhelníky radiálního oběžného kola turbíny při čerpádkovém (vlevo) a turbínovém (vpravo) provozu, převzato z [4].

Obr. 4.1 zobrazuje radiální oběžné kolo a kinematické poměry, které vystihují následující veličiny:

- u - obvodová (unášivá) rychlost kapaliny, popř. oběžného kola
- w - relativní rychlost kapaliny
- c - absolutní rychlost kapaliny
- c_u - obvodová (unášivá) složka absolutní rychlosti
- c_m - meridiánová složka absolutní rychlosti.

Vektorový součet obvodové a relativní složky rychlosti kapaliny tvoří absolutní rychlost a udává tím tzv. rychlostní trojúhelník.

Vzájemně kolmé složky absolutní rychlosti (c_u a c_m) souvisejí s měrnou energií a jejich transformaci mezi body 1 a 2 ovlivňuje změna hybnosti kapaliny. Tato změna hybnosti $F_2 - F_1$ je u čerpadel způsobena difuzorovým mezilopatkovým prostorem:

$$F_2 - F_1 = Q_K \rho (c_{u2} - c_{u1}). \quad (4.12)$$

U turbín se jedná o změnu hybnosti $F_1 - F_2$, způsobenou konfuzorovým mezilopatkovým prostorem a znázorněnou následovně:

$$F_1 - F_2 = Q_K \rho (c_{u1} - c_{u2}). \quad (4.13)$$

Dále je odvozen výsledný moment síly působící na hřídel čerpadla:

$$\begin{aligned} M &= F_2 D_2 / 2 - F_1 D_1 / 2 = (Q_K \rho) / 2 (D_2 c_{u2} - D_1 c_{u1}) = \\ &= Q_K \rho (R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}) \end{aligned} \quad (4.14)$$

a na hřídel turbíny:

$$\begin{aligned} M &= F_1 D_1 / 2 - F_2 D_2 / 2 = (Q_K \rho) / 2 (D_1 c_{u1} - D_2 c_{u2}) = \\ &= Q_K \rho (R_1 c_{u1} - R_2 c_{u2}), \end{aligned} \quad (4.15)$$

kde: D - průměr oběžného kola (m)

R - poloměr oběžného kola (m).

Úhlová rychlost oběžného kola ω :

$$\omega = u / R, \quad (4.16)$$

spolu s momenty sil (4.14) a (4.15) odpovídá přenesenému výkonu P . Pro výkon přenesený z oběžného kola čerpadla na kapalinu se jedná o:

$$P = M_k \omega = Q_K \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (4.17)$$

a pro výkon přenesený kapalinou na oběžné kolo turbíny je to:

$$P = M_k \omega = Q_K \rho (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}). \quad (4.18)$$

Pro čerpadlo i turbínu odpovídá člen v závorce měrné energii přeměněné v oběžném kole a je popsán Eulerovými rovnicemi. Eulerova pracovní rovnice pro čerpadlo je tedy definovaná jako:

$$Y_{12} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}. \quad (4.19)$$

A Eulerova energetická rovnice pro turbínu je vyjádřena následovně:

$$E \eta_h = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}. \quad (4.20)$$

Mimo popis takto přeměněné energie určují související vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky také vztah mezi vektory rychlosti kapaliny a tím udávají i úhly lopatek.

Předpokladem správného výpočtu pro turbínu je kladná složka absolutní rychlosti \mathbf{c}_{u1} , což znamená přivádění vody k běžnému kolu ve směru jeho rotace. Největšího výkonu se pak dosahuje maximalizací součinu $\mathbf{E} \eta_h$, který ovlivňujeme z druhé strany rovnice minimalizací součinu $\mathbf{u}_2 \mathbf{c}_{u2}$. Snahou je tedy směřovat vodu opouštějící lopatky takovým směrem, aby obvodová složka absolutní rychlosti \mathbf{c}_{u2} byla nulová.

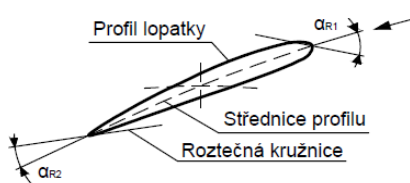
Čerpadlový výpočet obdobně předpokládá bezrotační vstup kapaliny do oběžného kola ($\mathbf{c}_{u1} = 0$ a tím i součin $\mathbf{u}_1 \mathbf{c}_{u1} = 0$) a rozhodující je tedy hybná složka \mathbf{c}_{u2} na výstupu z oběžného kola.

4.4 Regulace výkonu

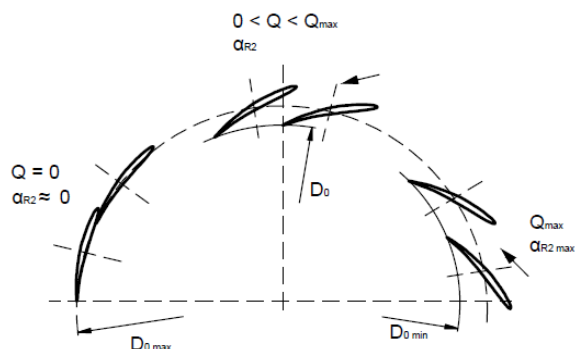
Tato kapitola je dle [1] prioritně vztažena k regulaci výkonu vodních turbín. Jejich provoz je ovlivňován dvěma základními okolnostmi. V první řadě to jsou hydrologické okolnosti na díle a dále pak aktuální stav poptávky po energii z dané turbíny. Neregulováním těchto změn by se otáčky turbíny dostávaly mimo předepsané meze a následně by nežádoucím způsobem kolísala i její výkon. Stabilizace požadovaného výkonu tedy vyvolává potřebu regulace.

Proces regulace je relativně rychlý a měrná energie turbíny se při něm považuje za neměnnou. Z ovlivnitelných veličin výkonu turbíny (4.5) se tedy pracuje pouze se změnou průtoku Q , čehož je nejnáze dosahováno změnou průtočných průřezů. Konstruktivní řešení těchto průtokových změn v moderních rovnotlakých turbínách představuje regulační dýza nebo klapka na vstupu do oběžného kola. U přetlakových turbín se pak používají natáčivé rozváděcí, popř. i oběžné lopatky.

Rozváděcí kolo s lopatkami je umístěno mezi oběžným kolem a přívodní spirálou nebo kašnou. V současné době používaná Finkova regulace natáčí rozváděcí lopatky (tím mění průtočné průřezy v turbíně) současně po celém obvodu rozváděcího kola. Toho je dosaženo pomocí vnějšího natáčecího ústrojí ovládaného tlakovým olejem. Další funkcí rozváděcích lopatek je přivádění vody k oběžnému kolu v ideální rychlosti a směru. Určující jsou vtokové a výtokové úhly kapaliny, které definují úhly vlastních lopatek a tím i jejich zakřivení. Úhel lopatky je dán její střednicí a tečnou k roztečné kružnici, na obr. 4.2 je označen jako α_R .



Obr. 4.2 - Vstupní a výstupní úhel lopatek,
převzato z [1].



Obr. 4.3 - Regulační rozmezí lopatek,
převzato z [1].

Vedlejší obr. 4.3 znázorňuje rozváděcí lopatky ve třech základních polohách: zavřeno, jmenovitá poloha a maximální otevření. Otvíráním rozváděče se zvětšuje

úhel lopatek a průtok. Tím se zmenšuje průměr D_0 a mění se i vzdálenost mezi výtokovou hranou rozváděcích lopatek a vtokovou hranou lopatek oběžných. Tato vzdálenost je obecně závislá na měrných otáčkách a s jejich růstem se zvětšuje. Profil rozváděcích lopatek je navrhován na minimální hydraulické ztráty a pevnostně se lopatky navrhují podle průměru rozváděcího kola.

Axiální Kaplanovy a diagonální Dériazovy turbíny umožňují současně i natáčení lopatek oběžných. Tato regulace pracuje s největším rozsahem průtoku, ale není vhodná pro větší výkyvy spádu. Natáčení oběžných lopatek pak ovlivňuje prioritně účinnost. Oběžné lopatky se tedy hlavně přizpůsobují směru nátoky kapaliny a zmenšují tak rázové ztráty v kapalině. Současná regulace rozváděcími a oběžnými lopatkami udává nejširší provozní pole turbíny.

4.5 Základní rozdělení

Na rozdělení hydrodynamických strojů můžeme pohlížet z mnoha pohledů. Jedním ze společných faktorů je směr proudění vody vzhledem k ose rotace oběžného kola.

4.5.1 Dělení čerpadel

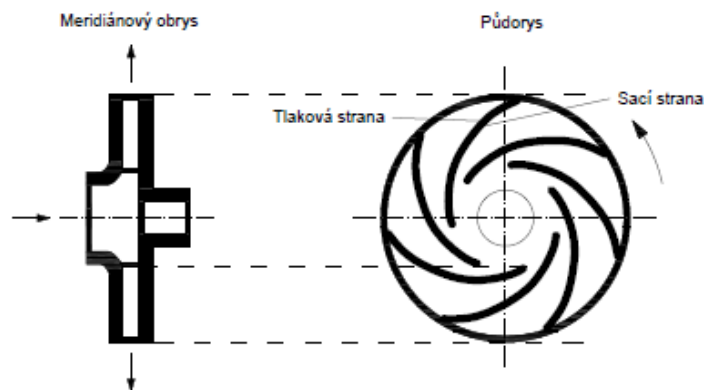
Principem fungování hydrodynamických čerpadel je změna mechanické energie pohonu na kinetickou energii kapaliny, která v dalších částech čerpadla zvyšuje tlak. Podle [4] již hydrodynamická čerpadla jistou podmnožinou čerpadel jsou, takže jejich další dělení se omezuje právě na již zmíněný směr proudění vody vzhledem k ose oběžného kola:

- radiální směr proudění - Kapalina přitéká rovnoběžně s osou rotace, v lopatkách oběžného kola mění směr a vytéká z nich kolmo k ose.
- diagonální směr proudění - Kapalina přitéká rovnoběžně s osou rotace, v lopatkách oběžného kola také mění směr, ale vytéká z nich šikmo.
- axiální směr proudění - Kapalina přitéká i odtéká rovnoběžně s osou rotace oběžného kola.

4.5.2 Radiální odstředivé čerpadlo

Statická část před vlastním oběžným kolem slouží k usměrnění kapaliny a navádí tak proudění co nejrovnoměrněji na oběžné lopatky. Oběžné kolo je s motorem spojeno hřídelí, která mu předává vzniklý kroučící moment. Rotující lopatky oběžného kola, zobrazené na obr. č. 4.4, mění hybnost kapaliny, resp. ji uvádí do rotačního pohybu a udělují ji tak kinetickou energii. Tlaková energie pak vzniká až za oběžným kolem v difuzoru, který je koncipován jako výtlačný prostor, obvykle ve tvaru spirální skříně.

Oběžná kola a zvláště pak tvar jejich lopatek je značně ovlivněn vlastnostmi čerpané kapaliny. Největší vlivy má viskozita a obsah suspenzí, ale význam může mít i proplynění a riziko degradace některých složek čerpané kapaliny. Výchozími parametry pro přepočty jsou ale vždy výkonové charakteristiky pro čerpání čisté vody.



Obr. 4.4 - Schéma oběžného kola radiálního odstředivého čerpadla, převzato z [4].

4.5.3 Dělení turbín

Vodní turbíny mají faktorů na zařazení více, viz [1]. Nejdůležitějším může být již samotný přenos vodní energie na oběžné lopatky:

- Rovnotlakové turbíny - pracují s tlakovou vodou, ale její energie se v řídicím ústrojí mění celá. Oběžné kolo pak pracuje pouze s energií kinetickou. Řídicí soustrojí přivádí vodu na lopatky oběžného kola ve formě volného kompaktního paprsku. Vodní paprsek nepůsobí na oběžné kolo po celém obvodu a mezilopátkový prostor je z části vyplněn vzduchem, mluvíme tedy o tzv. turbínách s parciálním

vtokem. Zmíněné řídicí soustrojí může být řešeno jako regulační klapka, regulační segment nebo dýza s jehlou.

- Přetlakové turbíny - kapalina vytéká ze spirály a statických rozváděcích kanálů do kanálů oběžných, které jsou zakřivené v opačném smyslu, než kanály rozváděcí. V rozváděcích kanálech se část tlakové měrné energie mění v kinetickou měrnou energii a zbývající větší část se pak mění až v lopatkovém prostoru oběžného kola. V přetlakových turbínách tedy oběžné kolo mění kinetickou i tlakovou energii vody a jeho průtočné kanály jsou zcela zaplněny vodou. Tyto turbíny pak bývají označovány jako turbíny s plným vtokem, protože voda vtéká do oběžného kola po celém jeho obvodu.

Daší z parametrů může být směr proudění kapaliny vzhledem k ose oběžného kola obdobně jako u čerpadel:

- radiálně odstředivé - vnitřní vtok a odtok kolmo od hřídele
- radiálně dostředivé - kolmý vnější vtok a odtok podél hřídele
- radiálně axiální - dostředivé, ale odtok není s hřídelí přímo totožný
- diagonální - vtok i odtok šikmo ke hřídeli
- axiální - vtok i odtok rovnoběžně s hřídelí
- tangenciální - vtok ve směru tečny ke kružnici se středem na ose rotace
- s dvojnásobným průtokem - vtok dostředivý a odtok odstředivý
- se šikmým průtokem - vtok z boční strany lopatek a odtok přibližně v osovém směru.

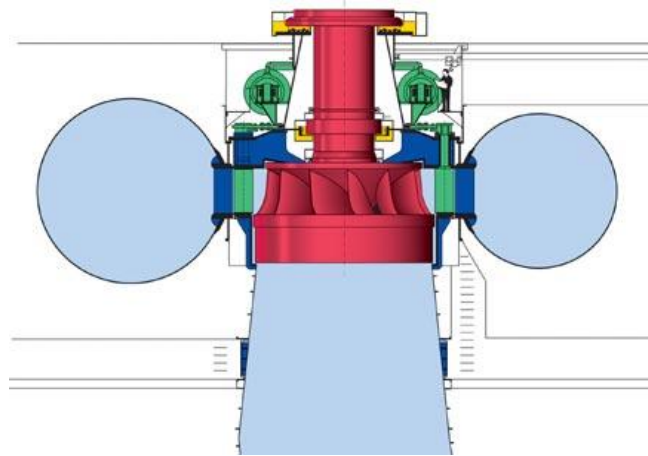
Z energetického hlediska je nejvýznamnější rozdělení podle výkonu:

- drobné do 1 MW
- malé do 10 MW
- střední do 100 MW
- velké nad 100 MW.

Konstrukční řešení pak rozděluje turbíny prioritně podle polohy osy otáčení na horizontální, vertikální a šikmé. Dále např. podle uspořádání zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu, uspořádání rozvaděče a jeho regulace nebo podle druhu zařízení pro odvod vody od oběžného kola. Rozdíly mohou být v lopatkách oběžného kola, ve velikosti měrných otáček i ve směru otáčení oběžného kola.

4.5.4 Francisova turbína

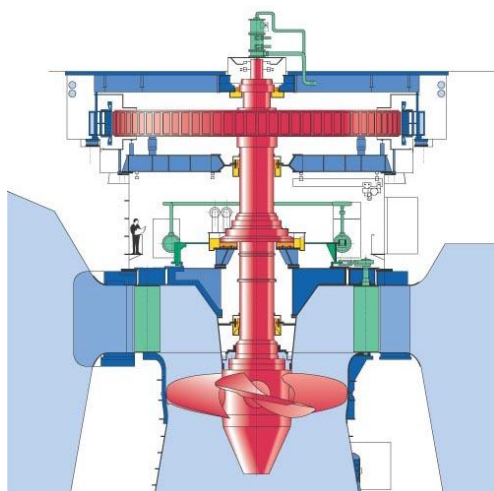
Z přetlakových turbín je nejdéle využívána turbína vyvinutá J. B. Franciséem v roce 1848. Podle dělení v kapitole 4.5.3 označujeme Francisovu turbínu jako radiálně axiální s obvykle vertikálním uspořádáním. Oběžné kolo je uzavřené víkem a jeho lopatky jsou pevně spojené s nábojem i věncem (červeně na obr. 4.5). Regulace průtoku probíhá pouze v rozváděcím kole (zeleně na obr. 4.5), do kterého je voda přiváděna přívodním potrubím, nejčastěji tvarovaného do spirály. Tato turbína je používána v lokalitách se středně velkými a stabilními průtoky (600 až 8.000 l/s), která zaručují relativně malé kolísání hladin. Při středních a větších spádech je tato turbína využívána i v přečerpávacích elektrárnách, kde soustrojí plní i reverzní funkci.



Obr. 4.5 - Schéma vertikální Francisovi turbíny, převzato z [7].

4.5.5 Kaplanova turbína

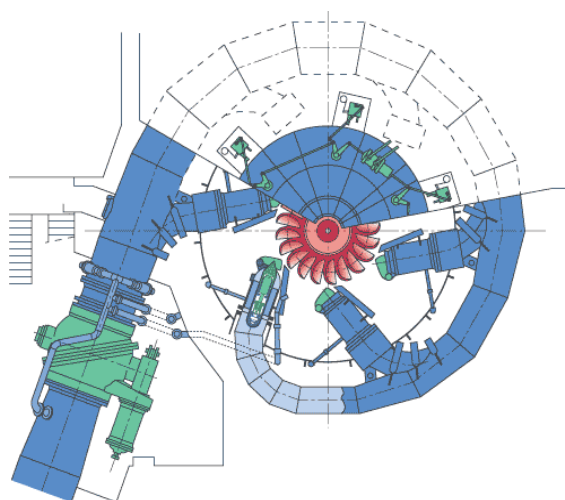
Snaha o maximální energetické využití toků s velkými průtoky a malými spády vedla rakouského profesora Brněnské techniky Viktora Kaplana k vynálezu dalšího typu turbíny. Obdobně jako Francisova je i tato turbína přetlaková, ale tok přes oběžné kolo je čistě axiální. Oběžné kolo Kaplanovy turbíny nemá vnější věnec a oběžné lopatky jsou tedy uloženy pouze v jeho náboji (červeně na obr. 4.6). Takto uložené lopatky jsou natáčivé a spolu s rozváděcími lopatkami (zeleně na obr. 4.6) slouží k regulaci a optimalizaci průtoku. Dvojitá regulace Kaplanových turbín zvyšuje jejich účinnost, ale i technickou náročnost a s tím spojené pořizovací náklady. Soustrojí se projektuje ve vertikálním i horizontálním provedení v závislosti na spádu. Pro malé spády je vhodné horizontální uspořádání s přímoproudou turbínou.



Obr. 4.6 - Schéma vertikální Kaplanovy turbíny, převzato z [8].

4.5.6 Peltonova turbína

Oproti dvěma předchozím se jedná o turbínu rovnotlakou s tangenciálním vtokem. Vynalezena byla L.A. Peltonem v roce 1880 a vyznačuje se velkou účinností pro vysoké spády a malé průtoky. Rozváděcí ústrojí, které zmínila kapitola 4.4 může tvořit 1 až 6 dýz s regulačními jehlami (zeleně na obr. 4.7). Tyto dýzy pak přivádějí kapalinu v kompaktních paprscích na oběžné lopatky (červeně na obr. 4.7). K jejich rychlému odstavení se používá tzv. deviátor nebo deflektor, tedy zařízení sloužící k odklonění nebo odříznutí vodního paprsku. Pro účinné použití při vysokých spádech (až 1800 m) je tato turbína často používána v PVE ve spojení se samostaným čerpadlem.



Obr. 4.7 - Schéma vertikální Peltonovy turbíny, převzato z [9].

4.6 Kavítace

Podle zdroje [10] vedly zvětšující se nároky na vodní turbíny počátkem 20. století ke zvyšování rychlooběžnosti a k vynálezu Kaplanovy turbíny. Po roce 1920 se právě na Kaplanových turbínách začaly objevovat závady a soustrojí přestávala dosahovat zaručovaných provozních parametrů. Za zdroj těchto problémů byla označena kavítace. Tu již v roce 1895 popsal S. W. Barnaby, ale pozorována byla v daleko menším rozsahu. Následný trend zvyšování spádu a výkonu podmíněného minimalizací investičních nákladů směřuje k dalšímu zvyšování rychlooběžnosti a většímu zatěžování soustrojí. To vše dále umocňuje intenzitu kavitačních jevů, které se tak v dnešní době stávají hlavním omezujícím parametrem zvyšování výkonu.

4.6.1 Princip kavítace

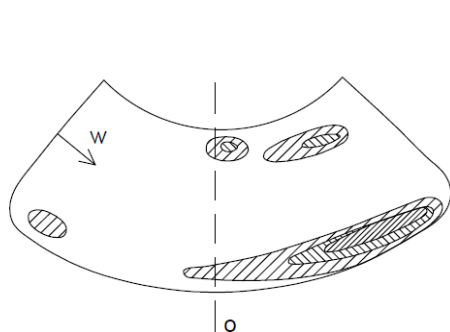
Kavítace v kapalině je dle [10] a [11] definována jako narušení její spojitosti. Popisuje tak vznik, vývoj a zánik kavitačních dutin/bublin za určitých stavů v kapalině. Tyto stavy určuje zejména tlak a teplota.

Při lokálním poklesu tlaku pod hodnotu p_w , tzv. tlaku nasycených par, dochází v okolí kavitačních jader k porušení souvislosti kapaliny a vzniká tak nestabilní kavitační bublina. Zmíněná kavitační jádra tvoří nejčastěji volné nerozpuštěné plyny. V oblastech vyššího tlaku pak plyny v kavitační bublině prudce kondezují a vlastní bublina se v implozi hroutí. Tyto imploze způsobují tlakové rázy, které negativně působí na materiál obtékaných součástí soustrojí a narušují ho tzv. kavitační erozí.

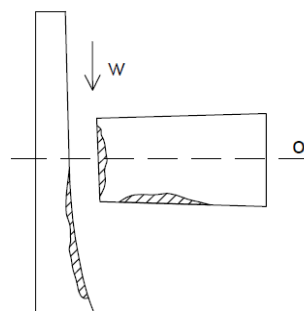
Mezi obtékané součásti, které kavítace nejvíce poškozuje patří lopatky oběžného kola, které tak ztrácí své hydraulické parametry a snižují tím celkovou účinnost stroje. Dále jsou kavitační jevy v soustrojí doprovázeny chvěním a hlukem, podle jehož frekvence se zjišťuje i intenzita kavítace. Modelová zařízení pro sledování kavítace mají část povrchu prosklenou a kavitační bubliny se tak mohou pozorovat stroboskopicky. Vyvinuta je i metoda při níž se oběžné lopatky slabě oplátují hliníkem a pozoruje se jeho množství uvolněné kavitačním opotřebením.

4.6.2 Kavitační opotřebení

Nejcitlivější jsou na kavitační opotřebení Kaplanovy rychlooběžné turbíny. Vyskytuje se zde kavítace plošná (obr. 4.8), spárová (obr. 4.9) a kavítace odtržením. Plošnou kavítací je poškozována sací plocha lopatky a prioritně pak její vstupní hrana. K poškození tlakové strany může docházet při provozu mimo optimální provozní oblast. Při spárové kavítaci dochází k poškození mezi lopatkou a nábojem nebo komorou oběžného kola. Kavítace odtržením pak vzniká za nahodilými nerovnostmi, jimiž jsou např. přesahy ve spojích komory. U dříve používaných uhlíkových ocelí dosahovalo kavitační poškození 20 až 50 % sací plochy lopatky a byly naměřeny úbytky hmotnosti až 400 kg po 10.000 provozních hodinách.

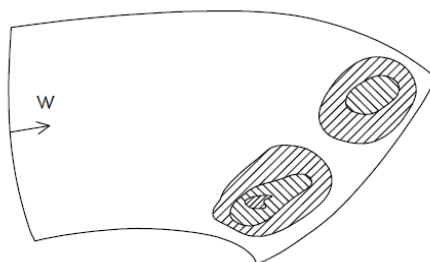


Obr. 4.8 - Plošná kavítace u Kaplanových turbín, převzato z [10].



Obr. 4.9 - Spárová kavítace u Kaplanových turbín, převzato z [10].

U Francisových turbín se vyskytují stejné tři druhy kavítace. Hlavní význam má plošné kavitační opotřebení na sací straně lopatky (obr. 4.10), přičemž nejohroženější je plocha před výstupní hranou a na přechodu lopatky do věnce.



Obr. 4.10 - Plošná kavítace u Francisových turbín, převzato z [10].

Dvojí smysl proudění v čerpadlových turbínách zvyšuje kavitační riziko a klade tak větší důraz na dokonalé hydraulické řešení nejen oběžného kola, ale i navazujícího hydraulického vedení kapaliny. V reverzních soustrojích má rychlejší a

pro provoz důležitější průběh kavitace za čerpadlového provozu. Vlivem těchto okolností se také tyto reverzní turbíny navrhují prioritně pro čerpadlový provoz.

5. Přecherčpávací vodní elektrárny

Jak již bylo nastíněno v kapitole 3.1, parní a zvláště pak jaderné elektrárny nejsou vhodné k provozu při částečném zatížení a přerušovaném provozu. Proto spolu s vodními elektrárnami plní vyrovnávací a špičkovou funkci právě přecherčpávací elektrárny, viz. [12].

Základním principem PVE je jejich "dvojí" provoz související se sekundární akumulací. Klasický turbínový využíváný ve špičkách energetické potřeby, při kterém voda z akumulační nádrže roztáčí turbínu a elektrickou energii vyrábí generátor obdobným způsobem jako v průtočných vodních elektrárnách. Druhou funkcí je provoz čerpadlový, který pracuje s nadbytkem energie v síti a využívá elektromotoru ke zpětnému čerpání vody do akumulační nádrže pro její opětovné špičkové využití.

Nezastupitelnost v provozu elektrizační soustavy je dána možností řízeného výkonu, dálkovou ovladatelností a zvláště pak stálou pohotovostí. U moderních PVE se předpokládá, že budou schopny najet na 100 % turbínového výkonu do 100 s, na čerpadlový provoz pak do 400 s. Přechodů mezi těmito provozy se pak za den můžou uskutečnit až desítky.

5.1 Vývoj přecherčpávacích soustrojí

Větší rozmach zaznamenaly PVE až na začátku 20. století a první v tehdejších Československu byla postavena na Šumavě v roce 1930. Jako akumulační nádrž jí slouží Černé jezero situované 247,7 m nad Peltonovou turbínou o instalovaném výkonu 1,5 MW.

Konstrukční uspořádání prvotních PVE vycházelo čistě z koncepce vodních turbín s odstředivým čerpadlem a představovalo tzv. čtyřstrojové provedení (turbína + generátor a čerpadlo + motor). Takto rozdělené soustrojí je sice konstrukčně jednoduché, ale má příliš velké nároky na obestavěný prostor a v dnešní době se již nevyužívá.

Modernizaci představuje společná hřídel ve třístrojovém uspořádání (turbína + motorgenerátor + čerpadlo). Otáčky motorgenerátoru jsou tedy tesně spjaty s optimálními otáčky turbíny i čerpadla.

V současné době nejmodernější je provedení dvoustrojové (motorgenerátor + reverzní turbína). Přejít mezi provoz může být řešen změnou směru otáčení oběžného kola, ale může být i zachován při přetáčení oběžných lopatek a do určité míry může být rozdílný i počet otáček při turbínovém a čerpadlovém chodu. Pro dřívější méně výkonná soustrojí bylo výhodnější horizontální uspořádání. Postupným zvyšováním výkonu však rostly rozměry strojů a takto projektované strojovny se stávaly neekonomické a přecházelo se k uspořádání vertikálnímu.

Jako reverzní turbíny jsou schopny pracovat všechny druhy reakčních turbín, pro potřeby PVE (menší objemy nádrží a větší spády) jsou však nejvíce vyhovující reverzní turbíny Francisovy. Nejvíce hydraulicky řešeným prvkem reverzních turbín je oběžné kolo s lopatkami a to hlavně při čerpadlovém provozu. Nesprávným řešením vstupních kanálů oběžného kola vzniká viz. [13] kavitace, která vede k předčasnému snižování výkonu. Případná kavitace objevující se při turbínovém provozu vzniká až na konci pracovního prostoru oběžného kola, její vliv na výkon a životnost stroje tedy není tak významný.

Prof. Ing. Josef Hušek ve své publikaci [12] z roku 1963 předpokládá, že díky současným výsledkům a dalšímu technickému pokroku budou některé už postavené vodní elektrárny rekonstruovány a jejich soustrojí budou nahrazena reverzními. Což plně odpovídá rekonstrukci PVE Štěchovice popsané dále v kapitole 7.3.

5.2 Přidružené objekty

Za přidružené objekty vlastního přečerpávacího soustrojí můžeme považovat dolní vyrovnávací a horní akumuláční nádrž. Dolní nádrž slouží prioritně k zajištění potřebného množství čerpané vody a také k vyrovnání jejího rychlého odtoku při turbínovém provozu. Funkce horních nádrží je pak pouze akumuláční a rozdělují se spíše podle technologie výstavby. Mohou být tedy koncipované jako přehrazená horská údolí nebo vznikají vyhloubením a vystavěním obvodových hrází.

Objektem spojujícím horní nádrž s přečerpávacím soustrojím je tlakový přivaděč. Až na výjimky charakterizující čerpadlový provoz se při návrhu přivaděče postupuje

podle klasických principů užívaných pro tlaková potrubí. Ztráty v přivaděči odpovídají hydraulickým ztrátám popsaným v kapitole 4.2.

5.3 Efektivita PVE

Celý přečerpávací cyklus je již ze své podstaty ztrátový, ale i tak představuje zatím nejefektivnější známý způsob akumulace velkého objemu energie. Prioritním numerickým vyjádřením je účinnost přečerpávání popsaná jako:

$$\eta = E_t / E_{\check{c}}, \quad (5.1)$$

kde: E_t - energie získaná turbínovým provozem (J / kg)

$E_{\check{c}}$ - energie dodaná čerpadlovému provozu (J / kg).

Tato účinnost představuje poměr energie získané zpracováním vody při turbínovém provozu, ku energii spotřebované při čerpání stejného množství do akumulární nádrže.

Účinnost přečerpávacího cyklu se dnes pohybuje kolem 75 % což odpovídá přibližně 1,4 kWh vynaložené k akumulaci na 1kWh získanou z akumulace. Energii akumulovanou v horní nádrži můžeme také vyjádřit pomocí:

$$E = m g H_{stř} = \rho g V_E H_{stř}, \quad (5.2)$$

kde: m - hmotnost vody v nádrži (kg)

g - gravitační zrychlení (m / s²)

$H_{stř}$ - střední spád (m)

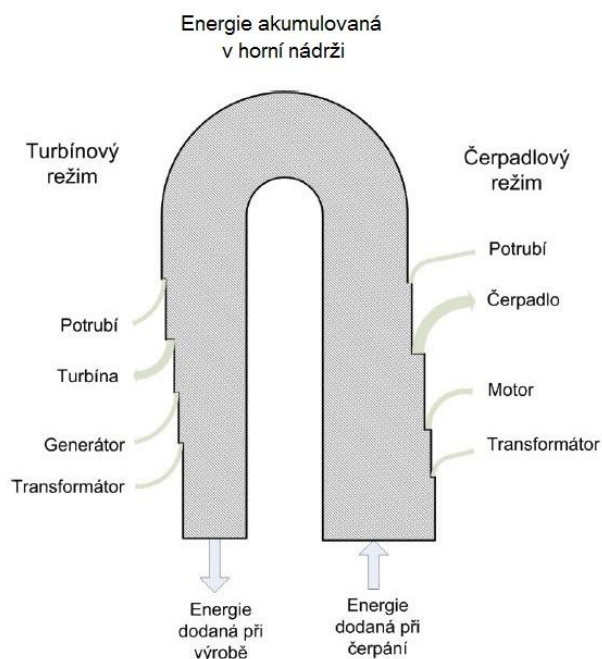
ρ - měrná hmotnost vody (kg / m³)

V_E - využitelný objem horní nádrže (m³).

Rozložení ztrát přečerpávacího cyklu znázorňuje obr. 5.1. Podle tohoto zobrazení a účinností (4.6) a (4.7) vyjádřených v kapitole 4.1 můžeme sestavit následující vztah:

$$E_{\check{c}} \eta_{\check{c}} \eta_t = E \eta_t = E_t. \quad (5.3)$$

Ten odpovídá snižujícímu se množství energie v průběhu přečerpávacího cyklu.



Obr. 5.1 - Ztráty přečerpávacího cyklu, převzato z [14].

Efektivita přečerpávacího cyklu je však jen jedním z faktorů ovlivňujících výstavbu nových PVE. V našich podmínkách je hlavním omezujícím prvkem spíše geomorfologie území. Efektivní dolní hranice spádu se pohybuje kolem 200 m a vhodná lokalita musí také splňovat podmínky pro vznik horní i dolní nádrže. Omezení představuje existence chráněných území nebo dopravní, technické infrastruktury a v dnešní době jsou neopomenutelná i vlastnická práva spojená s pozemky v zájmové lokalitě. Energetické faktory pak může zastupovat dostupnost připojení k elektrizační soustavě přes vhodnou rozvodnu nebo přebytek výkonu v dané lokalitě.

6. Vltavská kaskáda a VD Štěchovice

Do soutoku s Labem je Vltava dle [15] nejdelší a nejvodnatější Českou řekou. Protéká historickým centrem Čech a byla tak nepřímým svědkem většiny událostí v této lokalitě.

6.1 Historie Vltavské kaskády

Povodí Vltavy [16] datuje první zmínky o úpravě toku střední Vltavy již do středověku. Tehdejší hospodářské využití znamenalo převážně voroplavbu, dopravu dřeva, kamene a soli.

Historické prameny připisují první pokusy o mapování, soustavnou regulaci a zlepšování plavebních podmínek opatu Kryšpínu Fukovi z první poloviny 17. století.

Prvním vážným projektem na splavnění Vltavy v úseku České Budějovice - Mělník byl návrh firmy Lanna-Vering z roku 1894. V projektu bylo uvažováno o 33 nízkých stupních s jezy o výšce 2-4 m a plavebními komorami.

Vodocestný zákon z roku 1901 podobné projekty dále podporoval, ale až zákon "O soustavné elektrisaci" z roku 1919 zohledňoval i využití vodní energie. Po první světové válce se hlavní hospodářské zájmy ještě více střetávají a energetický aspekt se dynamicky rozvíjí. V roce 1922 vzniká návrh inženýrů Hromase a Štěpána na vybudování 10-ti stupňů, z nichž největší má mít 70 m a umístěním se blíží nynějšímu Štěchovickému zdymadlu. Tento projekt ovšem nedostatečně řeší možnost plavby a vysokými náklady je mimo tehdejší hospodářské možnosti.

Přináší ovšem vleklý spor o účelnost vltavských přehrad a první větší středovltavská stavba, vodní dílo Vrané nad Vltavou, se tak začíná realizovat až 30 let po vydání vodocestného zákona.

Druhá velká stavba, přehrada u Štěchovic, je realizována až roku 1938 a je tedy poznamenána druhou světovou válkou. Dokončena byla až roku 1944.

Po válce skončil i spor o účelnost vltavských přehrad a odborníci začali prosazovat velká vodní díla, která by akumulovala velké množství vody pro její další hospodářské a vodohospodářské využití. Rozhodnutí pomohla i obrovská finanční náročnost uvažovaného propojení Vltavy s Dunajem a plavební koncepce velkých lodí tak ztratila opodstatnění. Výsledkem je dnešní řešení velkých přehrad, Slapy a Orlik na střední Vltavě a Lipno na jejím horním toku.

Slapská přehrada navazuje na vzduť již vybudovaného vodního díla Štěchovice a využívá ho jako spodní nádrže k vyrovnávání svých špičkových průtoků. Vlastní hráz je situována v úzkém údolí Svatojánských proudů, což si vynutilo netradiční umístění elektrárny přímo pod jejími přelivy. Projektované zdvihadlo je již menší a

počítá s přepravou lodí do výtlačku pouze 300 t. Slapská hráz byla dokončena v roce 1955, ale plánované zdvihadlo nemá dodnes.

Dalším logickým krokem byla vysoká přehrada na konci vzdutí slapské nádrže, čemuž ovšem nevyhovují tamní morfologické a geologické poměry. Projektanti tak našli řešení ve vybudování dvou samostatných stupňů. Menší Kamýk slouží jako vyrovnávací nádrž pro nejvyšší stupeň Vltavské kaskády, Orlík. Na Orlíku je projektováno obdobné zdvihadlo jako na Slapské přehradě, ale vybudována je zatím jen jeho stavební část. Do plného provozu bylo vodní dílo uvedeno v roce 1962 a to 8 let od začátku přípravných prací.

6.2 Historie VD Štěchovice

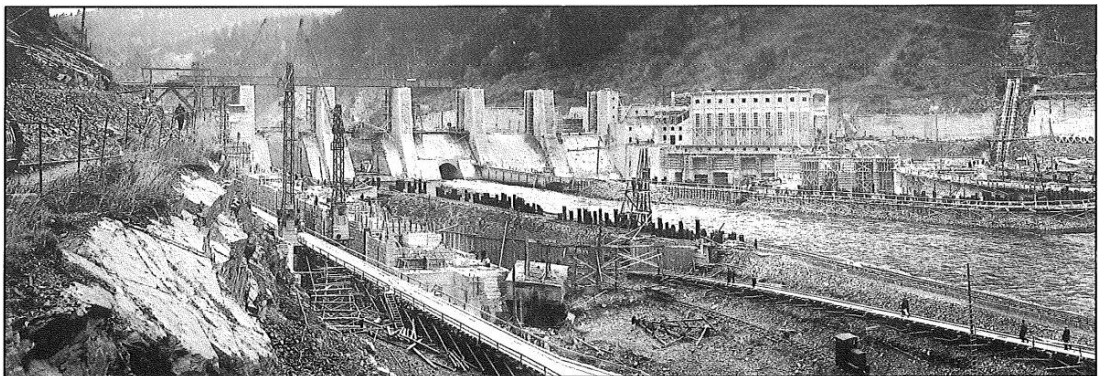
Zdroje [17] a [18] shodně datují první projekty na větší vodní dílo v oblasti Štěchovic do roku 1911 a spojují ho s myšlenkou na vznik vltavské kaskády. Rozhodnutí realizovat stavby na Vltavě následovaly řady návrhů a koncepčních úvah, ve kterých postupně převládal výše zmíněný energetický aspekt. Množství podnikatelských skupin a stavebních firem vyústilo ve tři nejvýraznější projekty. Ty podstoupily zdlouhavé posuzování tehdejšími státními úřady a znaleckými komisemi. Až v roce 1933 se (v pořadí třetí) komise znalců rozhodla pro projekt "Ředitelství pro výstavbu vodních děl - Praha". Tento návrh byl označován za střizlivý v otázce nákladů, hospodárnosti a ekologie, ale podle kritiků neoplýval příliš velkou technickou fantazií.

Ústřední elektrárny se sídlem v Holešovicích, zúčastněné na výstavbě technologické části středotlaké vodní elektrárny, plánovaly v této lokalitě i přečerpávací vodní elektrárnu. Ekonomické úvahy o ceně a vzrůstající potřebě špičkové elektrické energie vedly společnost k rozhodnutí postavit tuto vysokotlakou PVE i na vlastní náklady. Výhodnost této stavby vyplývala především z morfologie terénu (těsná blízkost strmého a souvislého svahu s dostatečně prostorným vrškem pro vybudování akumulací nádrže), možnosti společného provozu obou elektrotechnických soustrojí v jedné budově a v neposlední řadě i využití zdrže elektrárny Vrané jako spodní nádrže.

I zbylé části stavby a dodávky technologie byly zadány českým dodavatelům. Spolupracovala zde např. firma Křižík, Vítkovické horní a hutní těžířstvo, Škodovy

závody, Českomoravská Kolben - Daněk a stavební konsorcium Hlava - Lanna, které je přímým předchůdcem současných Vodních staveb Praha a. s.

Výkupem pozemků, návrhem rozpočtu, ale především počátečním dlouhotrvajícím projednáváním koncepce se nepodařilo plynule navázat na výstavbu ve Vraném a bylo ztraceno neobvykle příznivé období hospodářské i finanční konjunktury. Zahájení stavby na konci roku 1938 se tak dostalo do nepříznivé politické situace. Německá okupace zprvu vyvíjí nátlak na zastavení stavby. Množství materiálu pro stavební i technologické dodávky klesá spolu s počtem kvalifikovaných i pomocných pracovních sil. V květnu 1942 je však tento extrém nahrazen druhým. Neúspěšná blesková válka mění německou strategii a potřeba hospodářského přínosu nové elektrárny způsobuje její vyjmutí ze všeobecného zákazu staveb a do Štěchovic je ze dne na den přiděleno zhruba 1.000 dělníků nejrozmanitějších profesí. V době atentátu na zastupujícího říšského protektora Reinharda Heydricha byla stavba poznamenána i několika popravami. To vše vedlo ke sníženému pracovnímu výkonu a rychlost stavby dosahovala sotva poloviny původního předpokladu.



Obr. 6.1 - Stavba VD Štěchovice, převzato z [18].

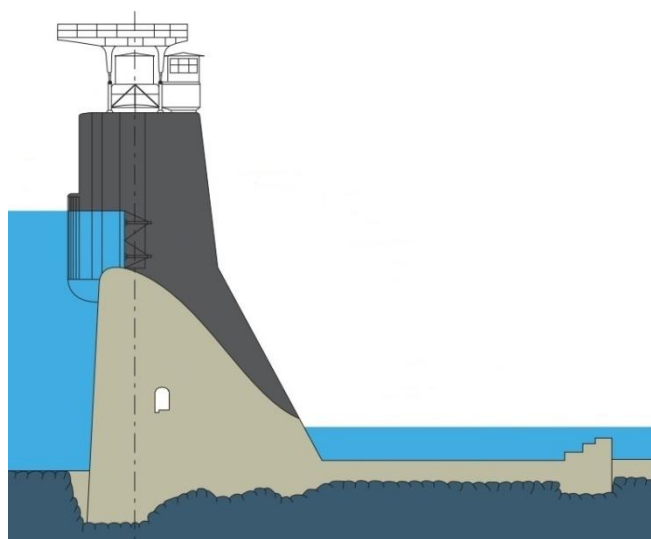
Německá okupace měla vliv i na architektonickou stránku díla. Rozsah technické koncepce byl sice zachován, ale původní návrh architekta Františka Roitha se štíhlými pilíři byl nahrazen dnešním masivním žulovým vzhledem. Dokončenou hrubou stavbu hráze dokumentuje fotografie na obr. 6.1.

Výstavbu několikrát narušily i nepříznivé přírodní vlivy, staveniště bylo vícekrát zatopeno a zvláště katastrofální následky měla povodeň z konce zimy 1939/40. Vzduťá hladina zatopila značnou část obce a naplavené ledové kry roztávaly až do července.

Přes všechna tato úskalí byla stavba středotlaké elektrárny Štěchovice I ukončena uvedením druhého soustrojí do provozu dne 23. 6. 1944. První soustrojí přečerpávací vodní elektrárny označované jako Štěchovice II bylo spuštěno 17. 12. 1947, druhé pak 5. 6. 1948.

6.3 Těleso hráze a Štěchovická nádrž

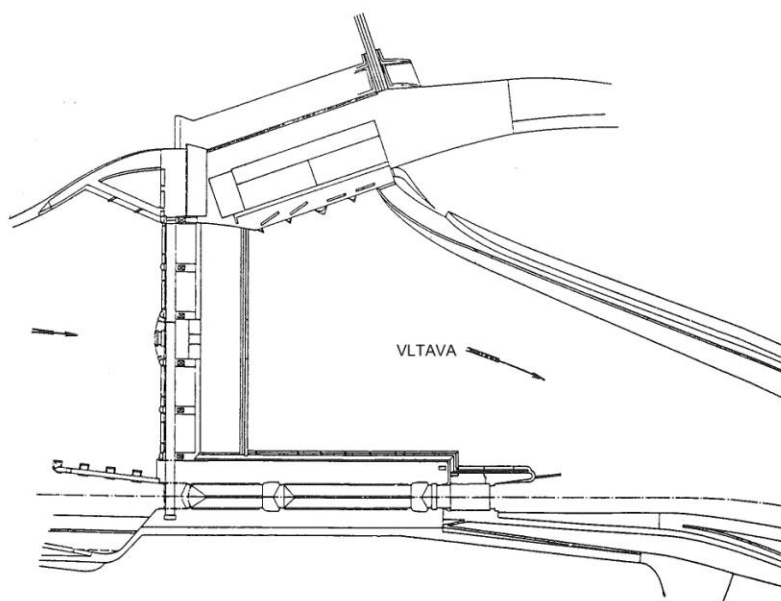
Podle informací provozovatele [19] má nádrž vodního díla objem 10,4 mil. m³ a plocha vodní hladiny dosahuje až 95,7 ha. Těleso hráze leží na 84,318 říčním kilometru, je 124 m dlouhé, 22 m vysoké a ve své koruně má výškovou kótu 220,8 m n. m. Pilíře a přepady jsou obloženy ochrannými žulovými bloky a základy hráze jsou ukotveny až ve skalnatém podloží. Řez hráze je znázorněn na obr. 6.2 a ukazuje i jednu ze dvou revizních štol, které jsou přístupné z krajních pilířů. K regulování průtoku slouží 5 korunových přelivných polí, každé o šířce 20 metrů, hrazených tabulovými stavidly a ovládaných z mostovky na betonových pilířích. Celková kapacita přelivů činí 2.397 m³/s a statický výpočet hráze je dimenzován na zatížení od průtoku až 3.600 m³/s. Pod středním přelivným polem je umístěn výpustný tunel, který sloužil k odvedení toku při stavbě hráze a nyní je zcela hrazený ocelovým stavidlem. Pohled na horní hladinu nádrže dokumentuje příloha č. 1 a v příloze č. 2 jsou od dolní hladiny vyfotografované pilíře, přelivná pole se stavidly a výpustný tunel.



Obr. 6.2 - Řez hrázovým tělesem, převzato z [19].

6.4 Plavební zařízení

Poslední důkaz o vlivu plavební koncepce je jasně patrný na pravém břehu, kde jsou do dolní vody vysunuté a za sebou umístěné dvě plavební komory o šířce 12 m a celkové délce 118,4 m. Unikát v Evropském vodním hospodářství představuje výška vzpěrných vrat komory. Ta dovolují překonat bezmála 20 m rozdíl hladin plavidlům do nosnosti 1.000 t. V roce výstavby patřila plavební komora k nejvyšším v Evropě. Současná podoba plavební komory je zdokumentována v příloze č. 3 a její situace vzhledem k tělesu hráze je znázorněna na obr. 6.3.



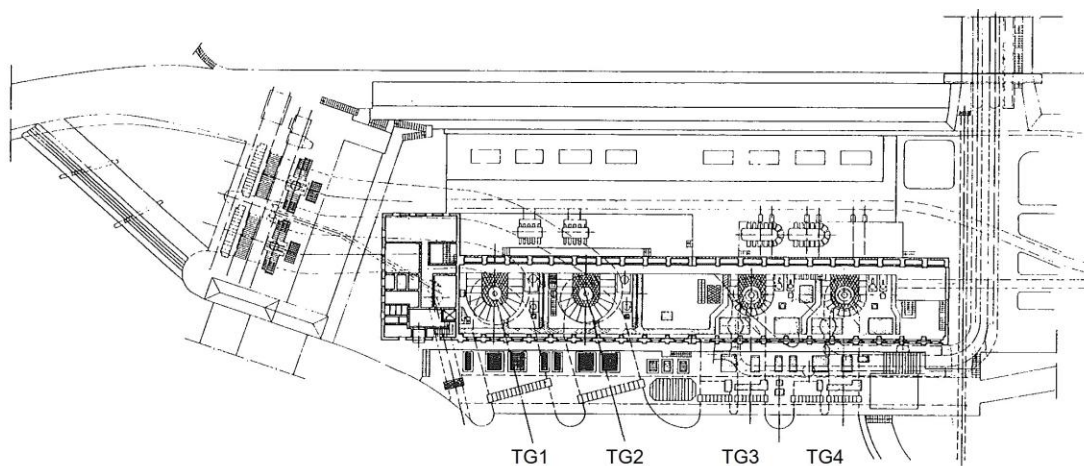
Obr. 6.3-Situace VD Štěchovice, převzato z [18].

7. Energetická část VD Štěchovice

Jak již bylo zmíněno v kapitole 6.2, o energetickou část VD se nestará povodí Vltavy, ale energetická organizace. Původní Ústřední elektrárny se sídlem v Holešovicích byly po II. světové válce znárodněny a vznikly České energetické výroby se sídlem v Kolíně, které ovšem neměly dlouhého trvání a oddělily Vltavské elektrárny se sídlem v Praze - Holešovicích. Během výstavby Vltavské kaskády se sídlo organizace opět přesouvalo, nejdříve do Štěchovic a následně i do Třebenic. Zahájením výstavby PVE Dalešice se působnost společnosti rozrůstá do celé ČR a v roce 1969 vznikají Vodní elektrárny (EVD). V současné době tento podnik spadá pod ČEZ, a.s., který podle [20] energetickou část VD Štěchovice spravuje i dnes.

7.1 Středotlaká VE Štěchovice I

Průběžnou středotlakou elektrárnu Štěchovice I tvoří dvě vertikální Kaplanovy turbíny situované na levém břehu za hrází (obr. 7.1, TG1 a TG2). Každá z turbín má instalovaný výkon 11,25 MW. Kaplanovy turbíny jsou zde voleny pro lepší průběh účinnosti s ohledem na větší a relativně proměnlivý průtok. Tyto konkrétní turbíny jsou schopny pracovat s rozsahem spádu od 14,5 do 20,1 m a maximální hltnost každé z nich je 80 m³/s. Oběžné kolo má v průměru 3.600 mm a jeho osa je přibližně 1 m pod spodní provozní hladinou nádrže. Tlak vodního sloupce a hmotnost oběžného kola pak vyvozují na axiální ložiska zatížení až 420 tun. Vzduchové chlazení generátoru má pak podle [18] i sekundární využití při vytápění provozní haly.



Obr. 7.1 - Situace středotlakých (TG1, TG2) a vysokotlakých (TG3, TG4) turbín, převzato z [18].

7.2 Původní vysokotlaká PVE Štěchovice II

Tato přidružená stavba využívá rozdílu hladin mezi dříve postavenou nádrží Vranské přehrady a nově zbudovanou umělou akumulací nádrží na přilehlém kopci Homole. Její vlastní stavba začala v roce 1941, viz. [18], ale vlivem technologické náročnosti bylo její druhé soustrojí spuštěno až 5. 6. 1948, tedy necelé 4 roky po dokončení středotlaké elektrárny. Ve své době byla tato stavba unikátní a technickými parametry patřila mezi tři největší koncepčně podobné stavby světa. Technický pokrok ovšem překonal jak použité konstrukční řešení, tak ekonomické parametry celé elektrárny a soustrojí bylo 28. 2. 1991 odstaveno k rekonstrukci.

7.2.1 Přidružené objekty

V roce 1941 vzniklo na přilehlém kopci Homole samostatné staveniště, ze kterého je dnes patrná pouze kostra betonárky zdokumentovaná v příloze č. 4. Roku 1945 zde byla vybudována akumulční nádrž jejíž půdorys má tvar nepravidelného pětiúhelníku o ploše 5 ha. Stěny nádrže jsou betonové, 12 až 16 m vysoké a z vnější strany zasypané. Dno je chráněno vrstvou šterku a je utěsněno jilem. S hloubkou 10 m má nádrž objem 0,5 mil. m³ (provozní objem činí 0,45 mil. m³) a maximální hladina dosahuje kóty 419,0 m n. m. Nádrž nemá přirozený přítok, ale i přesto je jedna její stěna osazena havarijním bezpečnostním přelivem. Odpad přelivu je spolu s drenážní štolou veden do uklidňovací nádrže zobrazené v příloze č. 5 a dále pak korytem do nádrže Štěchovické přehrady. Pohled na hladinu nádrže zachycuje také příloha č. 6. Až na budovu vtokového objektu z přílohy č. 7 a vyústění přivaděče, které tvoří část další obvodové stěny, nebyla akumulční nádrž součástí celkové modernizace PVE z roku 1991.

Přivaděč tvoří dvojice ocelových svařovaných potrubí o délce 524 m, která jsou vedena po povrchu i pod zemí. Potrubí jsou v maximálním sklonu 45° vedena přibližně po úbočí a jsou ukotvena osmi společnými betonovými bloky, mezi nimiž leží potrubí na sedlových podporách. Strmá část přivaděče je v pohledu na VD Štěchovice vyobrazena v příloze č. 8. Směrem k soustrojí se světlost potrubí zmenšuje (z 2.000 mm na vtoku na 1.700 mm v úrovni nádvoří) a tloušťka jeho stěny naopak roste (10 až 34 mm). Konstrukční řešení dvou původních třístrojových soustrojí si pod úrovní nádvoří vyžádalo na každém z přivaděčů ještě dvě zatáčky o 90° a odbočku k čerpadlu.

Podél přivaděče vede k horní nádrži osobní kolejová lanová dráha. Zajímavostí je kyvně zavěšená kabina, která zaručuje stálou horizontálnost podlahy na nepravidelně strmém svahu.

7.2.2 Soustrojí

Původní soustrojí bylo podle dělení v kapitole 5.1 třístrojové (vysokotlaká Francisova turbína + motorgenerátor + dvoustupňové čerpadlo), a pracovalo se spádem 209,8 - 219,5 m.

Turbína zasazená v ocelolitinové spirále měla hltnost $12,5 \text{ m}^3/\text{s}$ a při 375 otáčkách za minutu dosahovala na hřídeli výkonu 21 MW. Oběžné kolo mělo v průměru 2.400 mm a vlivem pokročilé kavitace bylo během provozu několikrát měněno.

Dvoustupňové odstředivé čerpadlo bylo situováno pod turbínou a společná hřídel tak procházela sacím kolenem turbíny. S příkonem 21 MW bylo konstruováno na dopravní výšku 230 m a průtok $7 \text{ m}^3/\text{s}$.

Účinnost přečerpávacího cyklu se pohybovala od počátečních 57 % do 64 % dosahovaných po částečné modernizaci v roce 1973. Vývoj roční výroby odvozený od počtu provozních hodin měl také značně kolísavý průběh. Projektované roční výroby 36.000 MW bylo prvně dosaženo třetí rok provozu a v dalších dvaceti letech pracovalo v přibližně stejných hodnotách. Mezi lety 1968 a 1978 elektrizační soustava ČSR rapidně narostla a stoupla tedy i potřeba její regulace. Průměrná roční výroba PVE Štěchovice v tomto období dosahovala až dvojnásobku projektovaného výkonu což odpovídá hodnotě přibližně 7.000 provozních hodin pro každé ze soustrojí. Po roce 1978 nastalo období prudkého poklesu využití a regulační funkci v soustavě přebraly modernější a výkonnější PVE Dalešice a Čierný Váh. Posledních deset let provozu pak charakterizoval útlum, nízká efektivita a někdy pouze technologicky vynucený provoz. Za téměř 45 let provozu tak PVE Štěchovice vyrobila 1.590 GWh špičkové a ekologicky čisté energie. V průběhu 338.338 provozních hodin se pak uskutečnilo 172.480 cyklů najetí a přechodů mezi jednotlivými druhy provozu. I přes minimální provoz v posledním desetiletí činí průměrná roční výroba 35,4 MWh a každé soustrojí absolvovalo minimálně 5 provozních startů denně.

Podle [18] byla obě soustrojí po ukončení provozu demontována a dochovaly se pouze části prvního soustrojí. Oběžné kolo Francisovi turbíny je k vidění na nádvoří elektrárny Štěchovice a před budovou Strojní fakulty ČVUT v Praze je vystaveno oběžné kolo prvního stupně čerpadla.

7.3 Modernizace vysokotlaké PVE Štěchovice II

Plány na rekonstrukci dosluhujících soustrojí vznikaly již od roku 1971 a do zahájení stavby jich vzniklo celkem 11. Investiční záměr byl vypracován pro variantu označovanou jako "L" a generální ředitelství Českých energetických závodů ho

schválilo 17. 6. 1989. Projekt rozpracoval koncepci jednoho přečerpávacího soustrojí s reverzní Francisovou turbínou (typové označení 180) umístěnou v šachtě pod stávajícím nádvořím. S dalšími úpravami se pak počítalo na přivaděčích, části horní nádrže a elektrické rozvodně.

Dodávky technologií a celá stavba byla opět zadána českým dodavatelům mezi nimiž nechyběl Hydroprojekt, Vodní stavby Praha, Vítkovické železářny a Hutní montáže Ostrava a konsorcium CESS tvořené ČKD Blansko, Škoda, Elektrické stroje Plzeň a Siemens Erlangen. Konečná smlouva na stavbu rekonstrukce PVE Štěchovice byla podepsána 30. 9. 1992

Na celou stavbu byly kladeny maximální technické požadavky a důraz byl dán i na ekologičnost budoucího provozu. Všechna použitá těsnění jsou bezazbestová, čepy rozváděcích lopatek jsou uloženy v bezmazných pouzdrech a jakákoliv olejová zařízení jsou opatřena plechovými záchytnými vanami. Vyrovnávací komora, vnitřní části spirály a nové úseky přivaděče jsou zkoušeny vodním tlakem, zinkovány a opatřeny ochranným nátěrem. I veškerá chladicí potrubí jsou nerezová a byla tlakově zkoušena.

7.3.1 Přípravné práce

Před samotnými přípravnými pracemi probíhala řada testů, zkoušek a posuzování na stávajícím zařízení. Samozřejmostí byl geologický průzkum spolu s posouzením stavu a další životnosti horní nádrže a přivaděčů.

Nejvíce stavebních prací se uskutečnilo na nádvoří původní vodní elektrárny. Probíhal zde výkop stavební jámy pro nové soustrojí, úprava části původních přivaděčů, stavba spojovací chodby do stávající VE, kabelového kanálu k elektrické rozvodně a částečně i nový vtok objekt z dolní nádrže.

Hydraulické parametry si již v projektu vyžádaly umístění výše zmíněné reverzní turbíny 29 m pod úrovní spodní hladiny. Tato skutečnost znamená téměř 45 m hlubokou stavební jámu, z čehož je 37 m ražených ve skalnatém podloží. Půdorys jámy je téměř čtvercový s rozměry dna 15,5 x 17,0 m, ale v úrovni skalního podloží už je rozměr v obou směrech o 2 m větší. Skalní podloží je v dané lokalitě geologicky označováno jako série keratofyrových krystalových tufů. Vzhledem k těsné blízkosti stávajících vzdouvacích a plavebních objektů je unikátem i

technologie hloubení jámy, které bylo za trvalého dohledu geologické služby prováděno řízeným výlomem pomocí trhavin. Vlastní stěny objektu v šachtě jsou pak tvořeny monolitickou železobetonovou konstrukcí o minimální tloušťce 1,30 m. Vertikálně je objekt rozdělen na 8 podzemních podlaží, která jsou vzájemně propojeny schodištěm, osobním výtahem a dopravně montážním prostorem portálového jeřábu.

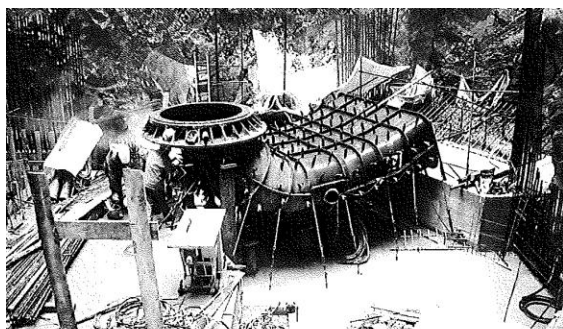
Součástí monolitické konstrukce objektu je i svislá odtoková šachta napojená pravoúhlým kolenem na savku, jejíž montáž je znázorněna na obr. 7.2. Šachta má obdélníkový profil o rozměrech 2,4 x 3,3 m a na úrovni dna řeky přechází druhým pravoúhlým kolenem do rozšiřujícího se výtokového profilu o rozměrech 3,7 x 5,0 m. Na konci výtokového objektu znázorněného v příloze č. 9 jsou svislé drážky ve kterých jsou vedeny ocelové tabule revizního a havarijního uzávěru a vytahovatelné česle.

V neposlední řadě pak vznikly pod povrchem nádvoří dva provozní tunely. Jedním z nich je chodba pro přímé pěší spojení nového objektu PVE a původní budovy VE. Druhým je pak kabelový kanál vyobrazený v příloze č. 10, který vede k venkovní elektrické rozvodně z přílohy č. 11.

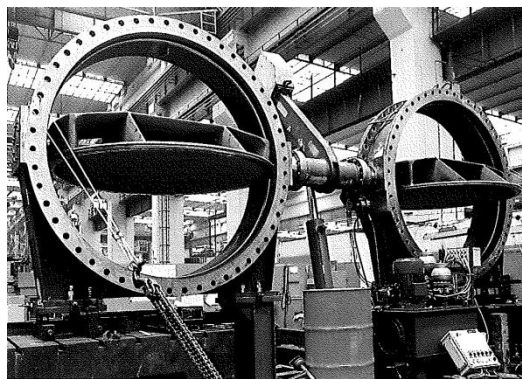
7.3.2 Modernizace přidružených objektů

Větší zásahy si vlivem nového umístění vlastního soustrojí vyžádaly i přivaděče. Jejich dvojí vedení bylo zachováno až do úrovně nádvoří, těsně pod povrchem je pak instalován kalhotový kus s vnitřním výstupním průměrem 2.200 mm. Přivaděč je tak napřímen a jediné koleno se nachází až v úrovni oběžného kola. V této úrovni se průměr přivaděče ještě zmenšuje až na hodnotu 1.600 mm a navazuje na hlavní kulový uzávěr zobrazený v příloze č. 12. Uzávěr je dimenzovaný na maximální pracovní tlak 3,8 MPa, průtok 27 m³/s a váží téměř 37,5 t.

Částečně rekonstruovaný je i vtokový objekt horní nádrže na Homoli. Na obou větvích přivaděče jsou zde instalovány dva klapkové uzávěry o světlosti 2.265 mm. Blíže k horní nádrži jsou revizní uzávěry, za nimi jsou pak na společné hřídeli rychlouzávěry nouzové, které jsou vidět na obr. 7.3 a v příloze č. 13. Společná hřídel slouží k synchronizaci a je ovládána olejovým hydromotorem, který je schopen uzavřít oba přivaděče do 60 s.



Obr 7.2 Montáž savky, převzato z [18].



Obr. 7.3 Výroba klapkových
rychlouzávěrů, převzato z [18].

Součástí projektu na rekonstrukci PVE byla i studie extrémních podmínek provozu v ČKD Blansko. Zpráva z této studie poukázala na značný rozkvyv hladiny hrozící při havarijním výpadku turbínového (+6 m) a zvláště pak čerpadlového (-11,3 m) provozu. Řešením těchto rozkvyvů, tlakových rázů a zvláště pak možného podtlaku je nová vyrovnávací komora s průměrem 7 m a výškou 35 m. Tato stavba umístěná před začátkem strmého úseku přivaděče a je vyfotografovaná v příloze č. 14.

7.3.3 Modernizace soustrojí

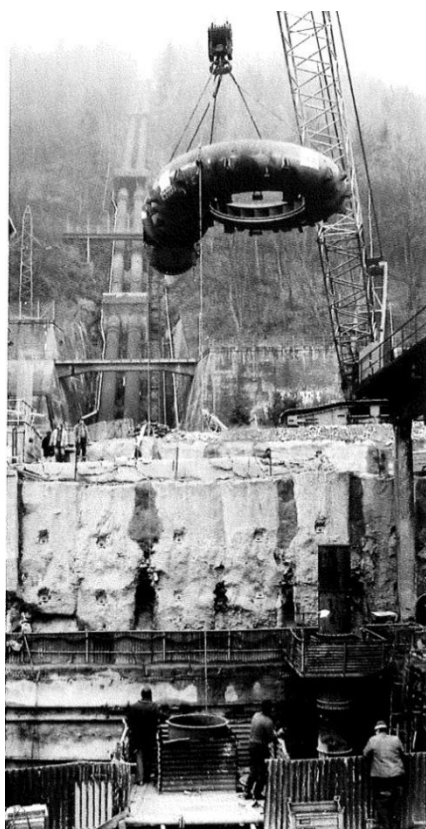
Pro reverzní turbínu a atypické nízkotlaké odvodné potrubí byl před samotnou výrobou proveden rozsáhlý experimentálně hydraulický výzkum. Jeho součástí bylo modelové měření účinnosti v turbínovém i čerpadlovém chodu v závislosti na průtoku, vliv kavitačního součinitele na účinnost, stroboskopické pozorování kavitačního obrazu na vstupní části oběžných lopatek při čerpadlovém chodu, a měření tlakových pulzací. Výsledky potvrdily projektované výškové umístění soustrojí a vymezyly frekvence sítě, při které bude oběžné kolo reverzní turbíny FR 180 pracovat v bezkavitační oblasti.

Pevnostní výpočet spirály před vlastní turbínou byl v ČKD Blansko proveden metodou konečných prvků a umožnil tak její maximálně ekonomické řešení. Špičky napjatostních stavů na předrozváděcích lopátkách jsou přesně lokalizovány a základní materiál (ocel 11.503) je v nich nahrazen vysokopevnostním návarem. Celá spirála včetně hrdla je bez pružného uložení zabetonována do stavby.

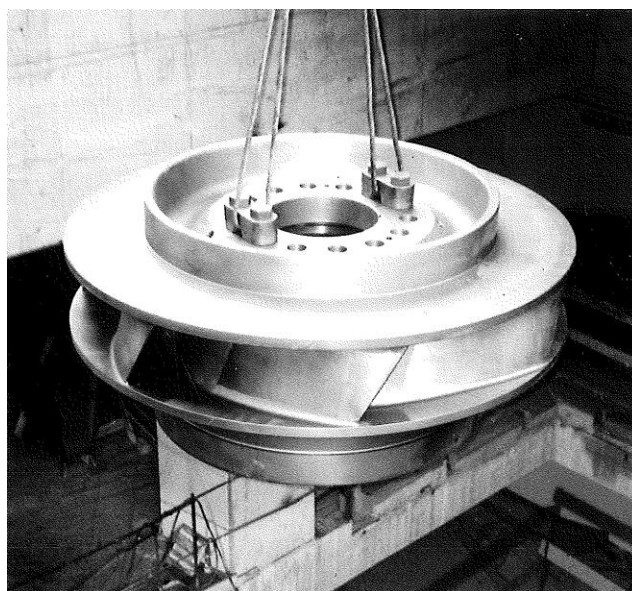
Rozváděcí ústrojí tvoří 20 rozváděcích lopatek, které jsou odlity z korozi-vzdorné oceli a detailně vyfoceny v příloze č. 15. Tyto lopatky jsou pohyblivě spojeny s regulačním kruhem obdobně jako u středotlaké Kaplanovy turbíny v příloze č. 16. Regulační mechanismus je ovládán tlakovým olejem a zajišťuje pohyb celého regulačního kruhu včetně automatických přechodů mezi jednotlivými provozními stavy. Programové otevření a uzavření rozváděcího kola proběhne během 20 s.

Vlastní oběžné kolo zobrazené na obr. 7.5 a v příloze č. 17 má v průměru 2.200 mm a 7 lopatek. Pro PVE Štěchovice bylo ve Vítkovických železárnách poprvé vyrobeno z vakuově lité korozi-vzdorné oceli s velmi nízkým obsahem uhlíku. Kvalitě výroby oběžného kola byla věnována maximální pozornost a drobné vady odlitku byly opravovány navařováním při nepřetržitém předehřevu celého kola na 100 až 180 °C téměř 3 týdny.

Obdobně důsledným procesem výroby prošlo i horní a dolní víko turbíny na něž jsou ovšem kladeny spíše tuhostní nároky.



Obr 7.4 Montáž spirální skříně,
převzato z [18].



Obr. 7.5 Montáž oběžného kola, převzato z [18].

Další důležitou součástí je radiální vodící ložisko složené z 10 segmentů a mazané olejovou lázní. Ložisko je vybaveno několika snímači a je dimenzováno na trvalé

zatížení 90.000 N. Přechodně pak ložisko snese až 180.000 N, tři minuty provozu bez chlazení a až 15 minut provozu v průběžných otáčkách. Obdobně axiální ucpávka v horním víku turbíny má garantovanou životnost až 45.000 provozních hodin.

Elektrotechnická část soustrojí je fakticky vymezena prostorem mezi spojkou turbíny a elektrickou rozvodnou a byla dodána firmou Škoda Plzeň. Zahrnuje vlastní motorgenerátor s budicí soupravou, blokový transformátor k vyvedení výkonu a transformátor buzení pro rozběhový reaktor.

Ve výsledku je celé soustrojí v turbínovém provozu levotočivé a v čerpadlovém pravotočivé.

7.3.4 Uvedení do provozu

Uvádění do provozu začalo v říjnu roku 1995 individuálními zkouškami všech instalovaných zařízení. První zavodnění turbíny se uskutečnilo 29. 11. 1995 a přivaděč byl napuštěn o 2 měsíce později. Následovaly dynamické zkoušky při kterých se objevila komplikace s nadměrnými vibracemi, hlukem a nepřiměřeným růstem teploty v ložiscích. ČKD Blansko proto 30. 5. 1996 demontovalo oběžné kolo turbíny na kterém byla (i přes všechna opatření a snahu zmíněnou v kapitole 7.3.3) zjištěna významná chyba statického vyvážení. Oběžné kolo bylo opraveno a kromě opětovného statického vyvážení bylo vyváženo i dynamicky. Zpětná montáž oběžného kola probíhala v červnu 1996 a byla provázena opětovnými individuálními zkouškami dotčených zařízení. Následovaly zkoušky při turbínovém i čerpadlovém chodu, přifázování k síti a celá stavba byla slavnostně uvedena do provozu 8. 11. 1996.

8. Charakteristika studijního území

V rámci vlastního pozorování jsem v roce 2013 osobně navštívil VD Štěchovice v době revizní odstávky a mohl jsem tak zdokumentovat i jinak nepřístupné části soustrojí (fotodokumentace je součástí přílohy). Exkurze mi také umožnila plně docenit výše zmiňovanou velikost a provozní parametry celého díla. Přínos pro vlastní zpracování práce měla i možnost virtuální prohlídky poskytované společností ČEZ zmíněná v [21].

9. Diskuze

Tuto část práce bych spíše než hodnocení technických parametrů a dokládání efektivnosti přečerpávacího cyklu věnoval vyzdvižení ekologických přínosů takto koncipovaného zdroje energie. Samotná obnovitelnost vodní energie a její využití ve špičkách spotřeby má v globálním měřítku rozhodně obrovský význam. Diskutabilní ovšem může být význam těchto přínosů pro neodbornou veřejnost. Běžná domácnost samozřejmě nemůže vědět, natož ovlivnit, jakou energii právě odebírá. Její zájem o tuto problematiku tak může být omezen pouze na cenu, za kterou je jí poskytována. Oproti tomu lidé, kteří v blízkosti takových energetických staveb žijí, budou mít jistě větší zájem o jejich ekologický provoz. Příkladné jsou v tomto ohledu právě vodní elektrárny, které v dnešní době neprodukují téměř žádný odpad a jejichž včlenění do krajiny může být mnohdy blízké i přírodě.

Zpracování této rešerše mě utvrzuje v názoru, že špičková elektrická energie bude stále důležitější a proto by se již dnes mělo pracovat na jejím pokrytí. Velké vodní elektrárny v našich podmínkách již vznikat nemohou, ale stále máme několik lokalit vhodných pro menší nádrže využívající přečerpávací elektrárny. Právě na projekty rámcově podobné PVE Dlouhé Stráně by se dle mého názoru měla zaměřit pozornost energetického průmyslu i širší veřejnosti. Uvedení nové PVE do provozu bude i tak trvat až 15 let.

10. Závěr

Bakalářská práce přiblížila problematiku využití vodní energie a shrnula obecné i technické informace o používaných hydrodynamických mechanismech. Podrobněji je popsána technologie přečerpávacích vodních elektráren s konkrétním zaměřením na PVE Štěchovice. Poukázáno je především na vysokou technickou vyspělost tohoto díla jak v době dokončení stavby, tak i po relativně nedávné rekonstrukci.

Práce tak plní funkci uceleného přehledu pro danou problematiku a jednotlivé její části jsou dobrým podkladem pro další případné rozšíření.

Studium PVE a celého VD Štěchovice pro mě mělo i osobní přínos. Lokalita této stavby je mi dobře známá, ale poznání její historie a technického významu mi umožnilo poznat celou její krásu.

PŘEHLED LITERATURY A POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Melichar J.: Hydraulické a pneumatické stroje, část vodní turbíny, nakladatelství ČVUT, Praha 2013.
- [2] ERÚ, 2013: Roční zpráva o provozu ES ČR 2012, online: www.eru.cz/cs/-/vyrocni-zprava-eru-za-rok-2012, cit. 18. 1. 2014.
- [3] ČEZ, 2014: Výroba elektřiny - vodní elektrárny, online: www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/obnovitelne-zdroje/voda/vodni-elektrarny-cez/ceska-republika.html, cit. 18. 1. 2014.
- [4] Melichar J.: Hydraulické a pneumatické stroje, část čerpadla, nakladatelství ČVUT, Praha 2009.
- [5] Březina J.: Vodní turbíny, SNTL, Praha 1963.
- [6] Raabe J.: Hydraulische Maschinen und Anlagen, Teil 2, Wasserturbinen, VDI, Düsseldorf, 1970.
- [7] Wikipedia, 2013: Francisova turbína, online: cs.wikipedia.org/wiki/Francisova_turbina, cit. 21. 1. 2014.
- [8] Wikipedia, 2013: Kaplanova turbína, online: cs.wikipedia.org/wiki/Francisova_turbina, cit. 21. 1. 2014.
- [9] Wikipedia, 2013: Peltonova turbína, online: cs.wikipedia.org/wiki/Francisova_turbina, cit. 21. 1. 2014.
- [10] Noskovič J. a kol.: Kavítace v hydraulických strojích a zařízeních, SNTL, Praha 1990.
- [11] Brdička M., Samek L., Taraba O.: Kavítace: Diagnostika a technické využití, NTL, Praha 1981.
- [12] Hušek J.: Přečerpávací vodní elektrárny, SNTL, Praha 1963.
- [13] Menšík P.: Kavítace radiálního oběžného kola odstředivého čerpadla, VUT, Brno, 1975.
- [14] VŠB, 2013: Katedra 410 - přednášky, online: www.fe1.vsb.cz/kat410/studium/studijni_materialy/el/prednasky/precerpavaci_vodni_elektrarny.pdf, cit. 24. 1. 2014.

- [15] VÚV TGM, 2006: Digitální báze vodohospodářských dat, online:
www.dibavod.cz/24/charakteristiky-toku-a-povodi-cr, cit. 28. 1. 2014.
- [16] PVL, 2013: Vodohospodářské informace - Vltavská kaskáda, online:
www.pvl.cz/vodohospodarske-informace/vodni-dila/vltavska-kaskada,
cit. 4. 2. 2014.
- [17] PVL, 2013: Vodohospodářské informace - Vodní dílo Štěchovice, online:
www.pvl.cz/vodohospodarske-informace/vodni-dila/vltavska-vodni-cesta/vodni-dilo-stechovice, cit. 4. 2. 2014.
- [18] Bernardin O.: Přečerpávací vodní elektrárna Štěchovice - historie a budoucnost, nakladatelství Kuklik, Praha 1996.
- [19] PVL, 2013: Vodohospodářské informace - Vltavská kaskáda, online:
www.pvl.cz/files/download/vodohospodarske-informace/vodni-dila-a-nadrze/stechovice.pdf, cit. 4. 2. 2014.
- [20] ČEZ, 2014: Výroba elektřiny - Štěchovice, online:
www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/obnovitelne-zdroje/voda/stechovice.html,
cit. 6. 2. 2014.
- [21] ČEZ, 2014: Virtuální prohlídky - Štěchovice, online:
www.virtualniprohlidky.cez.cz/cez-stechovice/, cit. 9. 2. 2014.

PŘÍLOHY

Příloha č. 1 - Pohled na horní hladinu nádrže VD Štěchovice.



Příloha č. 2 - Pohled na výpustný tunel a korunové přelivy hrazené tabulovými stavidly.



Příloha č. 3 - Pohled na plavební zařízení VD Štěchovice.



Příloha č. 4 - Budova betonárky používaná při stavbě horní akumulční nádrže.



Příloha č. 5 - Bezpečnostní přeliv s uklidňovací nádrží a drenážní štolou.



Příloha č. 6 - Horní akumulční nádrž v pohledu na stěny s vtokovým a přelivným objektem.



Příloha č. 7 - Pohled na stěnu akumulční nádrže s budovou vtokového objektu.



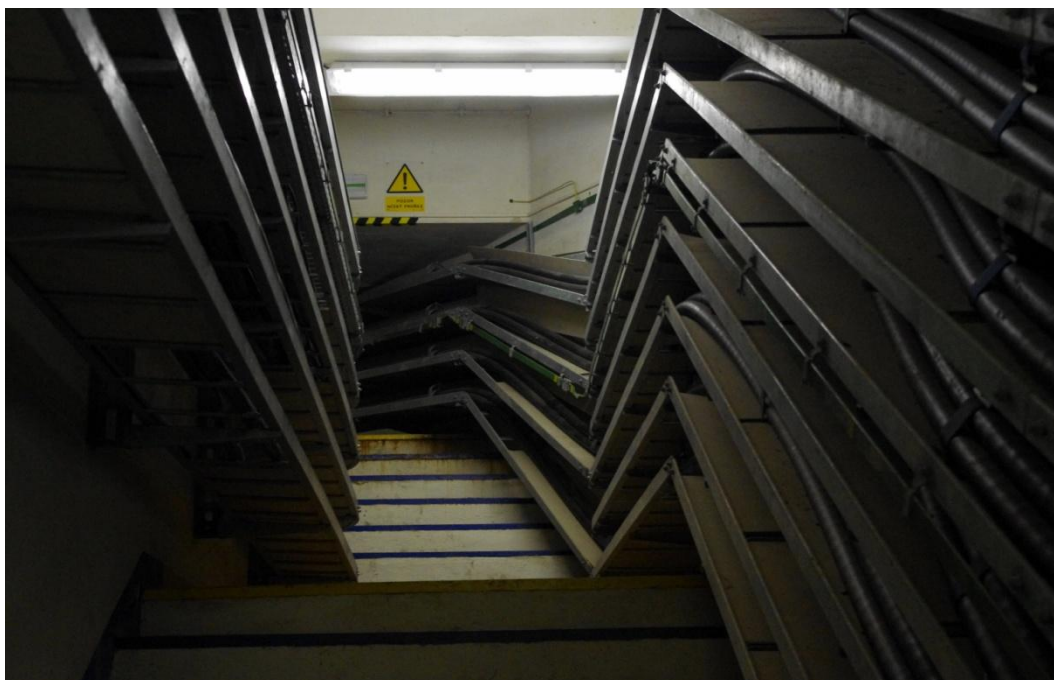
Příloha č. 8 - Strmě klesající přivaděč v pohledu od vyrovnávací nádrže.



Příloha č. 9 - Pohled na výtokový objekt a portálový jeřáb nad strojovnou PVE.



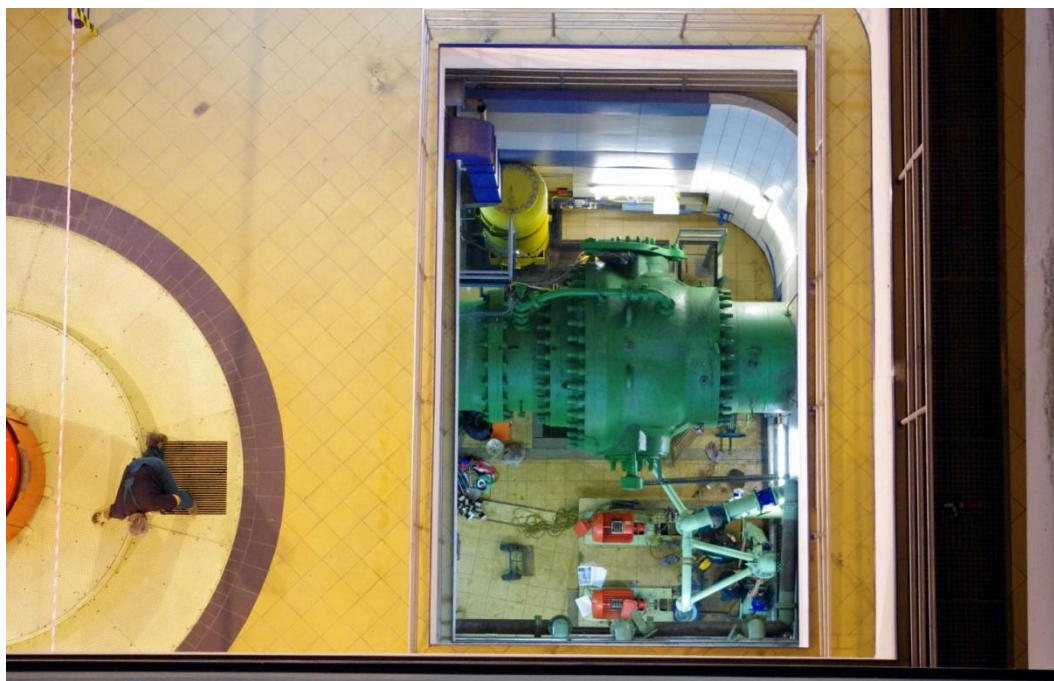
Příloha č. 10 - Kabelový kanál spojující objekt PVE s elektrickou rozvodnou.



Příloha č. 11 - Elektrická rozvodna kV.



Příloha č. 12 - Pohled skrz dopravně montážní prostor na kulový uzávěr.



Příloha č. 13 - Pohled na nouzové rychlouzávěry se závažím na společné hřídeli.



Příloha č. 14 - Vyrovnávací komora na přivadčích v pohledu od horní nádrže.



Příloha č. 15 - Předrozdávčí a rozváděcí lopatky reverzní Francisovy turbíny.



Příloha č. 16 - Rozváděcí kruh s ovládacím mechanismem na středotlaké Kaplanově turbíně.



Příloha č. 17 - Pohled na oběžné kolo reverzní turbíny skrz otevřené dolní víko.

