

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

REGULAČNÍ MECHANISMUS KAPLANOVY TURBÍNY

CONTROL DEVICE FOR KAPLAN TURBINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JOSEF VESELÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. JIŘÍ POSPÍŠIL, PH.D

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Josef Veselý

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Energetika, procesy a ekologie (3904R030)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

v anglickém jazyce:

Control device for Kaplan turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplň práce bude zaměřena na řešení kinematiky a silového působení v regulačním mechanismu oběžného kola Kaplanovy turbíny. Pozornost bude zaměřena na stanovení sil vyvozených hydraulickým prvkem pro zajištění pohybu lopatek oběžného kola v celém rozsahu provozních parametrů.

Cíle bakalářské práce:

1. Popsat konstrukci, využití a charakteristiky Kaplanovy turbíny.
2. Zpracovat dokumentaci mechanické části regulačního mechanismu.
3. Provést výpočty silového působení v klíčových prvcích mechanismu pro vybrané provozní parametry.

Seznam odborné literatury:

Števček Tomáš, Návrh malé vodní elektrárny, 2013

Hydraulické stroje - skripta FSI VUT

Statika - skripta FSI VUT

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 22.11.2013

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí oběžného kola Kaplanovy turbíny. Je v ní také popsáno rozdělení hydroenergetických děl a vodních turbín. Hlavní důraz je kladen na princip regulačního mechanismu a výpočet regulační síly, jakožto i vybraných částí v oběžném kole Kaplanovy turbíny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vodní elektrárna, Kaplanova turbína, oběžné kolo, mechanismus natáčení oběžných lopatek

ABSTRACT

This bachelor theses consists of usage and construction of Kaplan runner. It gives an overview of hydroelectric plants and water turbines. The main emphasis is on mechanism of Kaplan runner and calculation of regulating force and selected parts of mechanism.

KEY WORDS

Water dam, Kaplan turbine, Kaplan runner, rotating mechanism in runner

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VESELÝ, J. *Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 40 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a s konzultacemi ve firmě ČKD Blansko Holding, a.s.

V Blansku: Květen 2014

.....
Josef Veselý

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za připomínky a rady při zpracování bakalářské práce. Také chci poděkovat společnosti ČKD Blansko Holding, a.s., za její cenné informace a obohacující konzultace.

Dále chci poděkovat svým rodičům a příbuzným za podporu při studiu.

OBSAH

Obsah	9
Úvod	11
1 Teoretická část	12
1.1 Vodní energie	12
1.1.1 Skutečná energie vodního toku	13
1.2 Základní typy hydroenergetických děl	14
1.3 Typy vodních turbín.....	15
1.4 Kaplanova turbína	16
1.4.1 Obecné informace	17
1.4.2 Univerzální charakteristika	18
1.4.3 Mechanismus regulace oběžného kola	19
2 Vlastní řešení	21
2.1 Výpočet regulačního mechanismu	21
2.1.1 Geometrie mechanismu	21
2.1.2 Regulační síla bez pasivních odporů	23
2.1.3 Výpočet a kontrola čepu oběžné lopatky	25
2.1.4 Určení regulační síly s uvažováním pasivních odporů	28
2.1.5 Připojení listu lopatky k čepu	32
2.1.6 Kontrola táhla	33
Závěr	36
Seznam použitých zdrojů	37
Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	38

Úvod

Za posledních 25 let se u nás začínají prosazovat ekologičtější cesty, jak vyrobit elektrickou energii bez spalování fosilních paliv. Bohužel pro nás, těchto cest není mnoho a navíc jsou omezeny geografickou polohou. Česká republika leží v místě malé insolace, což je nevýhodou pro budování solárních elektráren a při využití větrných elektráren zase narážíme na problém kontinentálního mírného klimatu ČR. Z hlediska obnovitelných zdrojů jsou vodní elektrárny ty nejvýkonnější a nejvýnosnější cesty, kterým se můžeme dát.

Původně se využívala vodní energie vodními koly, jejichž vznik sahá až do období starověku. Turbíny, které tyto kola nahradily, mají podstatně vyšší účinnost a jejich výzkum a vývoj se datuje až na začátek 19. století. Vodní turbíny se dělí na rovnotlaké (Pelton, Banki) a přetlakové (Francis, Kaplan).

V teoretické části této práce je zaměření na vodní energii, dále na typy vodních děl a hlavně na strojní část oběžného kola Kaplanovy turbíny. Ve vlastním řešení je zpracován výpočet hlavních částí mechanismu natáčení oběžných lopatek a určení tlaku, který je potřeba vyvinout pro zavírání či otvírání oběžného kola.

Veškeré rozměry v mechanismu oběžného kola byly zadány společností ČKD Blansko Holding, a.s..

1. Teoretická část

1.1 Vodní energie

Řeky v ČR jsou sice doplňkovým, ale velmi cenným zdrojem energie. Velký rozmach hydroenergetiky byl v naší krajině započat kolem roku 1960, kdy byla vystavěna díla Vltavské kaskády (Lipno, Orlický, Slapy). Tyto přehradny mají za úkol vytvořit spád a akumulovat dostatečné množství vody pro provoz vodní turbíny. Aby se maximalizovalo využití celého toku řeky, budují se takzvané kaskády. To je několik vodních děl na jednom toku. [2]

Výroba energie pomocí vodních turbín je velmi efektivní, jelikož se účinnost může pohybovat okolo 75-90%. Moderní stroje dosahují účinnosti až 94%. Takovou mechanickou účinnost ani zdaleka nedosahujeme u jakéhokoli jiného stroje. Dále také nijak nezatěžujeme životní prostředí. Při výkonu nad 100 MW je ale bohužel větší zásah do přírody nutný, což notně mění ráz okolní krajiny. Další z nevýhod je, že elektrárna musí zachovat určitý minimální průtok řekou 365 dní v roce.

Největší průtočné elektrárny Lipno, Orlický, Kamýk, Slapy a Štěchovice ale tento problém moc řešit nemusí, díky velikému objemu akumulované vody. [7]

Z fyzikálního hlediska je vodní energie forma mechanické energie, která je složena z několika složek:

1 Potenciální energie:

- Polohová (geodetická) energie

$$W_g = m \cdot g \cdot z = m \cdot E_g \quad (1)$$

- Tlaková energie

$$W_p = m \cdot (p / \rho) = m \cdot E_p \quad (2)$$

2 Kinetická energie: (pohybová, rychlostní)

$$W_k = m \cdot (v^2 / 2) = m \cdot E_k \quad (3)$$

Kde:	g [m/s ²]	tíhové zrychlení, $g=9,81$ m/s ²
	ρ [kg/m ³]	měrná hmotnost (hustota) vody, $\rho=1000$ kg/m ³
	m [kg]	hmotnost vody v daném úseku toku, protéká v čase „t“: $m = \rho \cdot V = Q_m \cdot t$
	z [m n.m.]	nadmořská výška hladiny nebo dna toku v daném profilu toku
	$p \equiv p_a$ [Pa]	tlak působící na hladinu (tlak atmosférický)
	v [m.s ⁻¹]	střední průtočná rychlost vody v korytu
	E [J.kg ⁻¹]	měrná energie (E_g – geodetická, E_p – tlaková, E_k – kinetická): $E = g \cdot H = E_g + E_p + E_k$

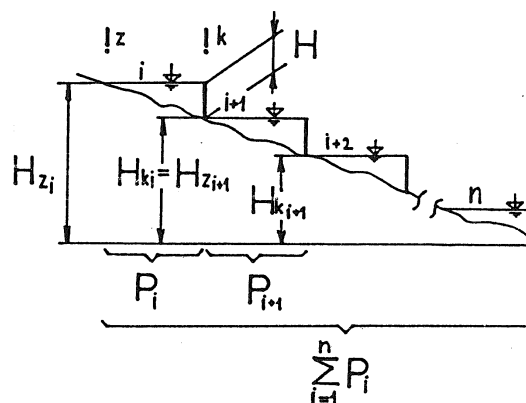
[1]

1.1.1 Skutečná energie vodního toku

Když vypočítáme teoretickou hodnotu energie, můžeme dále zjistit skutečnou hodnotu energie daného toku a to tak, že snížíme hodnotu o energetické ztráty. Ty jsou trojího druhu.

a. Ztráty na spádu

Spád je výškový rozdíl hladin mezi horní a spodní nádrží. (viz obr.1.1)



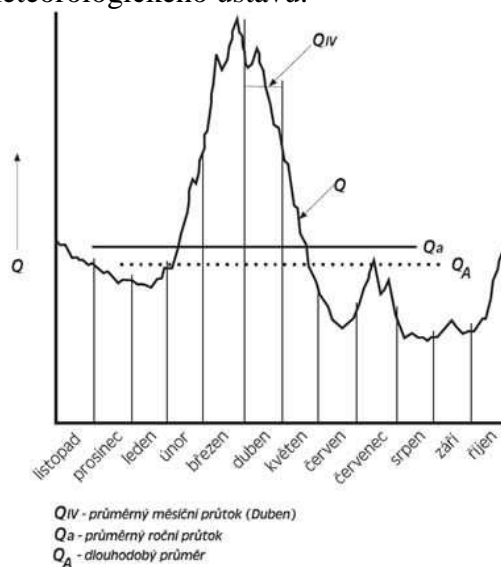
Obr.1.1 Spád [2]

Ztráty na spádu zahrnují:

- Tření o povrch koryta, o atmosféru, vnitřní tření
- Nárazy, víření vody
- Odplavení tuhých částic ze dna koryta, eroze koryta

b. Ztráty na průtoku

Průtok nám charakterizuje množství vody protékající daným profilem za čas. Prakticky se používají M-denní průtoky daného toku. Obr. 1.2 ukazuje příklad M-denní závislosti. Tuto informaci získáme z Českého hydrometeorologického ústavu.



Obr. 1.2 Příklad M-denní průtokové závislosti [10]

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

Ztráty na průtoku jsou dány:

- Využitím vodního toku pro jiné účely
- Výpary, průsaky
- Nevyužitím průtoku při zvýšeném průtoku z důvodu přepadu do jalové výpusti.

c. *Ztráty při transformaci energie*

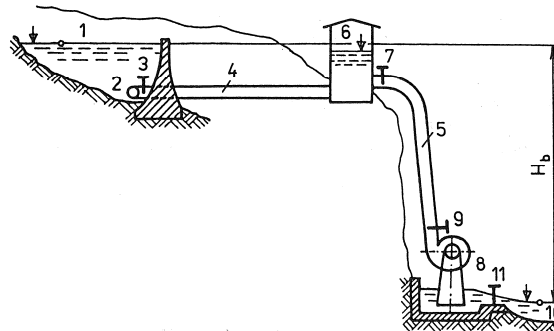
- Z hydraulické na mechanickou
- Z mechanické na elektrickou
- Při přenosu elektrické energie v rozvodných sítích [1]

1.2 Základní typy hydroenergetických centrál

Při návrhu využití vodního toku se hledají optimální řešení, které minimalizuje náklady, dopady na životní prostředí a zároveň maximalizuje využití energetického potenciálu. Dnes jsou limitujícími prvky pro výstavbu především urbanizace, průmysl a komunikace.[9]

Obecně se hydrocentrála se skládá z několika částí:

1. Nádrž
2. Jímací objekt
3. Stavidlo
4. Štola
5. Potrubí
6. Vodní zámek
(pro tlumení rázů při náhlém uzavření turbíny)
7. Rychlouzávěr
8. Turbína
9. Uzávěr
10. Odváděcí objekt
11. Uzávěr



Obrázek 1.3 Obecné schéma hydrocentrály [2]

Každá elektrárna je závislá na geologických, hydrologických a morfologických podmínkách lokality výstavby. Existuje mnoho způsobů řešení, které lze dělit do čtyř základních skupin.

- a. *Vzdouvací schéma* – spád a průtok jsou vytvořeny zařízením ke vzduť hladiny. (Jez, přehrada)
- b. *Derivační schéma* – tlaková a beztlaková derivace. Sklon odtokového kanálu je mnohem menší, než sklon dna toku.
- c. *Přehradně-derivační schéma* – spád získáme jak vzdouvacím zařízením, tak derivací.
- d. *Přečerpávací schéma* – Spád i průtok není definován přírodními podmínkami, ale špičkovým výkonem v elektrizační soustavě a přebytkem energie.

1.3 Typy vodních turbín

Specifičnost hydroenergetiky si vyžaduje využívání turbín o různých výkonech, rozměrech, typech a konstrukčního řešení. Při volbě typu vodní turbíny je důležité zohledňovat konkrétní konfiguraci terénu a hydrologické podmínky ve zvoleném místě stavby elektrárny.

Vodní turbíny se dělí na *přetlakové* a *rovnotlaké*:

Přetlakové turbíny: Voda vtéká z pevných zakřivených kanálů rozvaděče do kanálů oběžných, které jsou zakřiveny v opačném smyslu než kanály rozváděcí. Využívá se tlakové energie vody. Tedy před oběžným kolem je vyšší tlak, než za oběžným kolem. Nejčastějším typem je Francisova turbína pro střední spády a Kaplanova turbína pro malé až střední spády.



Obr. 1.4 Oběžné kolo Francisovy turbíny[13]



Obr. 1.5 Oběžné kolo Kaplanovy turbíny[13]

Rovnotlaké turbíny: Voda vytéká z dýzy do vhodně tvarovaných oběžných kanálů. Podle zákona akce a reakce nám voda působí stejnými silami na lopatky. Ty ustupují pod působením vody a oběžné kolo se otáčí. Využívá se tedy kinetické energie vody a tlak je před oběžným kolem stejný jako za oběžným kolem. Nejčastějším typem je Peltonova turbína pro nejvyšší spády a Bankiho turbína pro malé až střední spády.



Obr. 1.6 Oběžné kolo Peltonovy turbíny[13]



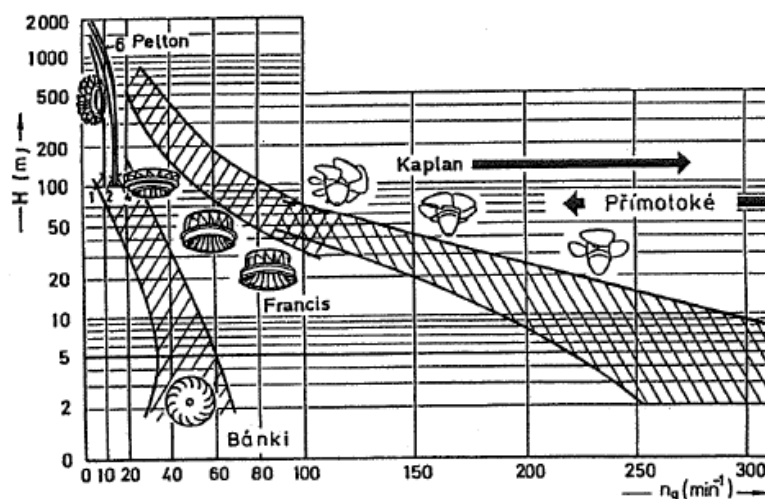
Obr. 1.7 Oběžné kolo Bankiho turbíny[14]

1.4 Kaplanova turbína

Kaplanova turbína je typickým strojem přetlakových vodních turbín. Takovýto typ turbín charakterizuje rozdílný tlak před turbínou a za turbínou. Tlaková energie se transformuje na energii mechanickou. Energie, která zbude, se využije k zajištění odtoku vody ze savky.

Tento typ turbíny byl vynalezen roku 1919 prof. Viktorem Kaplanem v Brně na půdě VUT (tehdy Německá technika v Brně). Jednalo se o zdokonalení vrtulového oběžného kola. Jeho vynález spočíval v tom, že oběžné kolo dokázalo natáčet své lopatky do co nejpříznivějších úhlů, v závislosti na průtoku. Díky tomu docílil širšího rozsahu průtoku při stejné účinnosti pro jednu turbínu.

Turbína je díky mechanismu natáčení oběžných lopatek značně komplikovanější, než ostatní druhy turbín a proto je i dražší. Obrázek (obr.1.8) nám ukazuje, jaké turbíny bychom měli použít pro daný spád. Údaje do tohoto grafu se získají na základě měření turbín v provozu. [9]



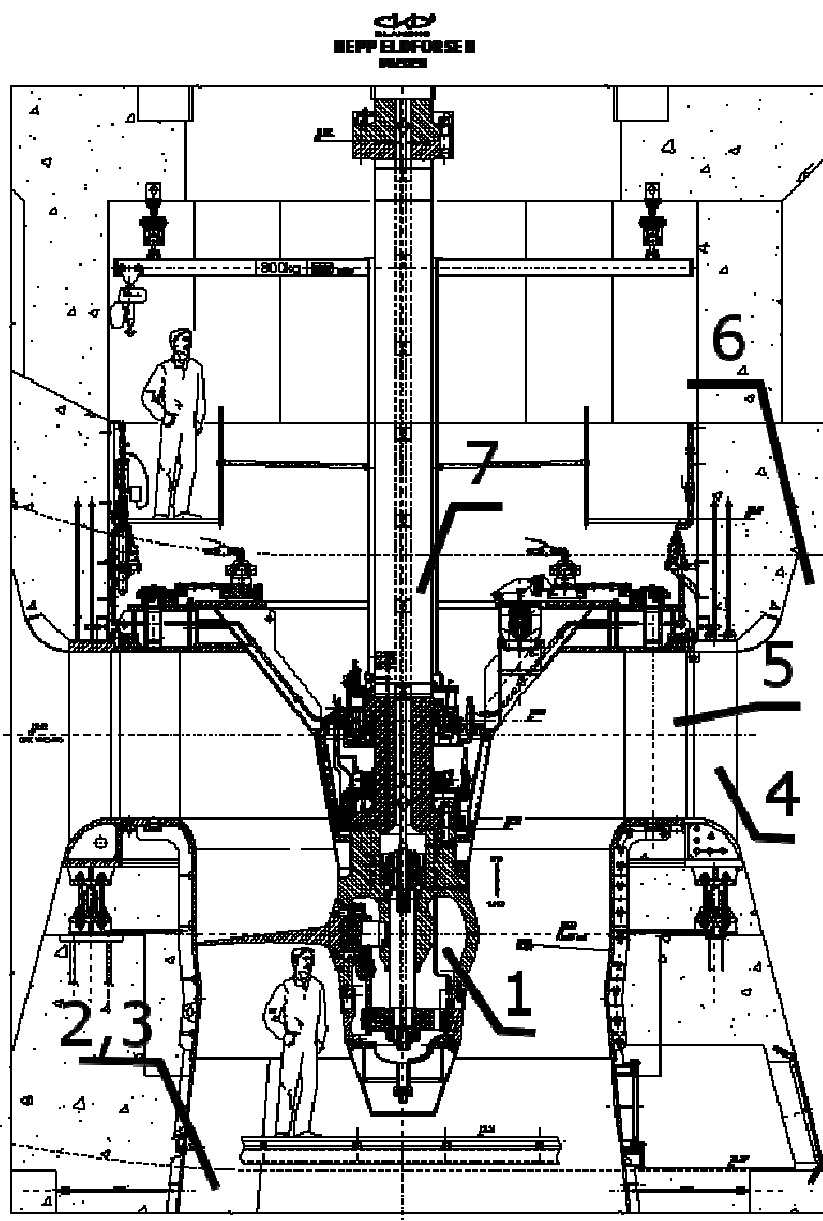
Obr. 1.8 Oblasti spádů H vhodné pro různé typy turbín [2]

1.4.1 Obecné informace

Nejčastěji používaný typ na nových malospádových elektrárnách i při přestavbě starších vodních děl, kde původně byla Francisova turbína, je Kaplanova turbína, která dosahuje vyšších výkonů.

Při hydraulickém návrhu Kaplanové (propelerové) turbíny se postupuje velmi podobně jako při návrhu Francisovy turbíny. Myšleno rozváděcí ústrojí, spirála a savka. Velmi se však liší s konstrukcí lopatek oběžného kola. Počet lopatek se pohybuje od 3-4 do 8-10. Lopatky jsou zároveň dlouhé v poměru k náboji oběžného kola. Proto vzniká značné rozvějíření a vůbec netvoří uzavřené kanály. Z důvodu malého počtu lopatek je velký rozdíl mezi tlakovou sací stranou. Také si můžeme povšimnout na obrázku 1.8, že čím vyšší otáčky, tím méně listů lopatek. [4]

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny



Obr.1.9 Strojní část turbíny [15]

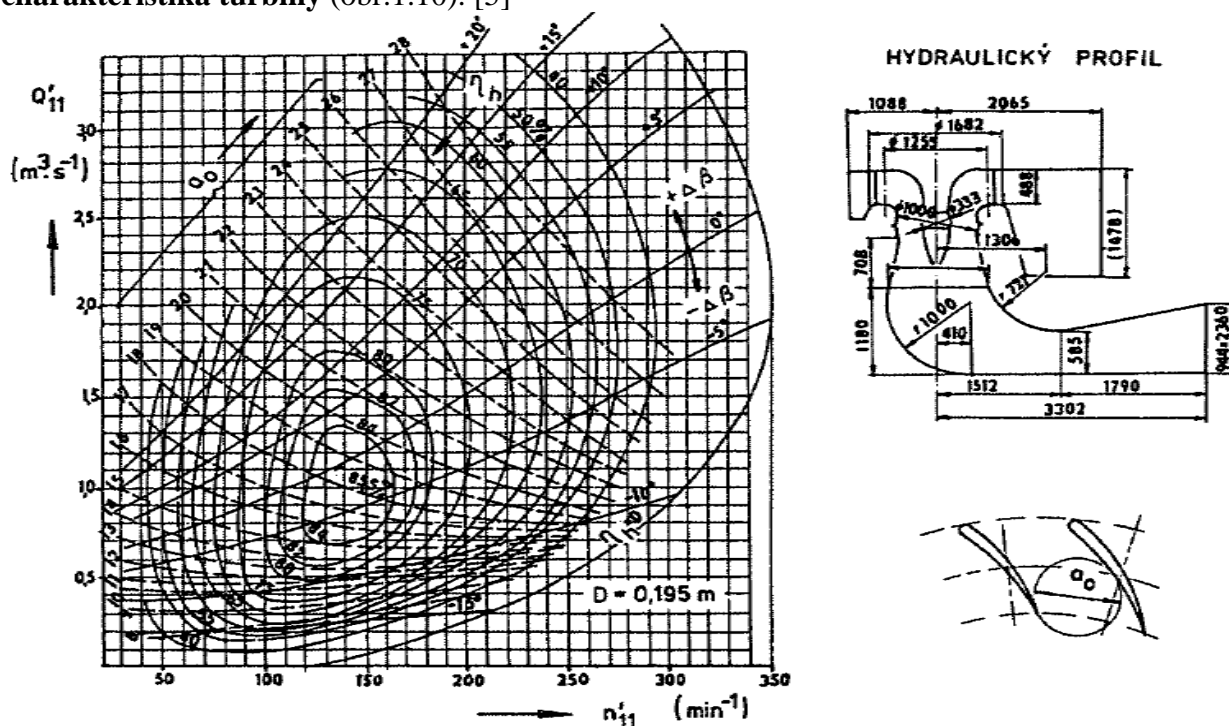
Na obrázku 1.9 můžeme vidět strojní část Kaplanovy turbíny. Voda se přivádí spirálou 6, která bývá buď z betonu, nebo z plechu (určujícím parametrem je spád). Spirála je opatřena po celém obvodu výstužnými (předrozdávěcími) lopatkami 4, které usměrňují proudění vody a také podpírají výše umístěné komponenty turbíny. Dále voda pokračuje do rozvaděče s rozvaděcími lopatkami 5, které jsou umístěny na otočných čepech a jsou natáčeny pomocí klik a táhel. V oběžném kole 1 jsou uloženy oběžné natáčecí lopatky. Celý náboj oběžného kola je naplněn olejem. Voda roztáčí oběžné kolo, které je pevně spojeno s dutým hřídelem 7 a přenáší mechanickou energii do generátoru. Poté voda pokračuje do kužele savky 2 a opouští strojní část savkou 3. Ta je navržena jako difuzor, aby voda ztratila rychlost a nevznikala kavitace.

1.4.2. Univerzální charakteristika turbíny

Výsledky teoretických řešení turbín se ověřují modelovou zkouškou. To vyžaduje, aby model turbíny dodržel určitou geometrickou podobnost, která je zakotvená v normě ČSN EN 60193. Např. pro jednotlivé typy turbíny se předepisuje minimální průměr oběžného kola D_s , respektive minimální zkušební spád. Zkušební stanice musí vyhovovat všeobecným podmínkám uvedeným v normě ČSN EN 60193. Musí modelovou zkouškou stanovit charakteristické údaje (křivky kavitačního součinitele, maximální průběžné otáčky, křivky účinnosti, závislost účinnosti na otáčkách). Záměrem této činnosti je dosáhnout při daném typu turbíny co nejvyšší účinnosti při zachování příznivých kavitačních vlastností oběžného kola.

Výsledky modelových měření se v dnešní praxi zpracovávají do grafů a různých závislostí. Např. v souřadném systému jednotkových hodnot turbíny (n_{11}' , Q_{11}') jsou sestavené křivky konst. účinností η , křivky otevření rozváděče a_0 , nastavení lopatek β , křivky konst. hodnot kavitačního koeficientu σ a křivky specifických otáček turbíny n_s .

Tyto naměřené hodnoty se zanesou do grafu, kterému říkáme **univerzální charakteristika turbíny** (obr.1.10). [5]



Obr.1.10 Univerzální charakteristika modelové Kaplanovy turbíny ČKD Blansko, typu 4-K-69; model o průměru oběžného kola 0,195m zkoušen při spádu 3m [2]

Převodní vztahy k jednotkovým hodnotám v soustavě SI:

$$n_{11}' = n \cdot D \cdot H^{-0,5} = 60 \cdot n_{11} \cdot g^{0,5} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (4)$$

$$Q_{11}' = Q \cdot D^{-2} \cdot H^{-0,5} = Q_{11} \cdot g^{0,5} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (5)$$

[2]

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

Za průměr volíme námi zvolený charakteristický průměr oběžného kola. U Kaplanových turbín volíme největší průměr oběžného kola. Do diagramu se hodnoty zadávají tak, že na osu X zanášíme otáčky n_{11}' a na osu Y zanášíme průtoky Q_{11}' a nakreslíme oblasti stejných účinností. Jak vidíme na obrázku 1.10, tak se do diagramu zakreslují i čáry stejného otevření rozvaděče a stejných úhlů otevření lopatek oběžného kola. Otevření rozvaděče určíme dle světlosti kanálu mezi rozváděcími lopatkami (obr.1.10c). Tuto hodnotu musíme přepočítat na průměr 1m. Dále se zakresluje čára nulové účinnosti. Tato čára určuje průběžné otáčky stroje. [4]

Při návrhu nového oběžného kola můžeme snadno přepočítat měrné otáčky z jednotkových hodnot tímto způsobem:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75 \cdot \sqrt{H}}} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot Q \cdot \eta}{D^2 \cdot \sqrt{H} \cdot 75}} \quad (6)$$

Takže

$$n_s = n_{11}' \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot Q_1' \cdot \eta}{75}} \quad (7)$$

Jednotkové otáčky se mění se spádem. Proto můžeme univerzální charakteristiku pro turbínu pracující v určitém spádovém rozmezí překótovat tak, že místo n_{11}' zaznačíme příslušné spády a místo Q_{11}' reálné průtoky, které vynásobíme daným spádem i účinností. Výslednou charakteristiku překreslíme a použijeme jen tu část, která leží mezi hodnotami n_{11}' (odpovídající krajním spádům). Výsledný graf nazýváme provozní charakteristika.

1.4.3 Mechanismus regulace oběžného kola

Abychom mohli mít elektrárnu zapojenou do elektrické soustavy, musíme dodržovat kmítočivou frekvenci. Tento požadavek zabezpečuje regulační mechanismus. Podle způsobu přenášení regulační síly na části turbíny známe:

Direktivní regulaci: Regulátor přímo působí na ovládací části turbíny bez silového převodu. Tento typ se používá jen u velmi malých hydroagregátů.

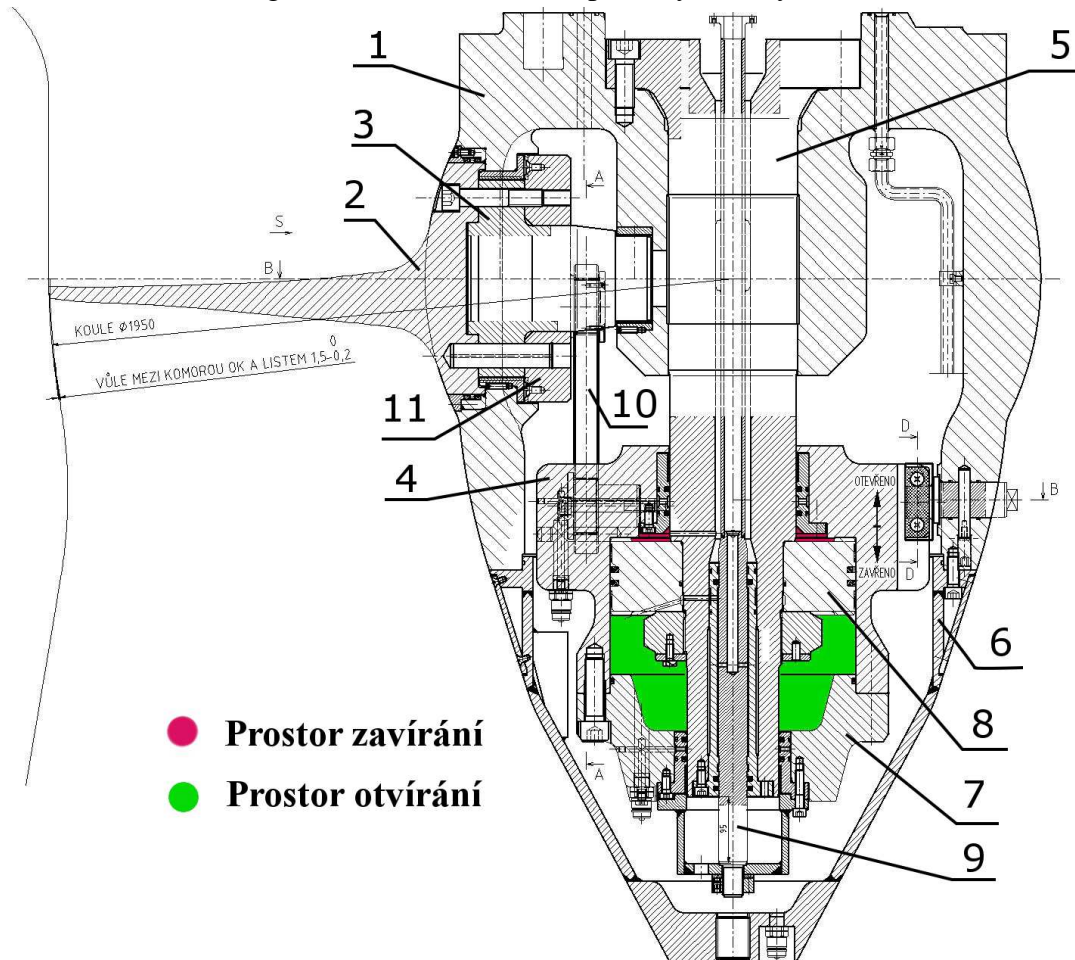
Indirektivní regulaci: Regulátor působí na ovládací mechanismus přes silový převod. V moderních strojích se používá tento způsob regulace. [5]

Když mají být otáčky generátoru konstantní, musí být rovnováha v elektrické soustavě mezi spotřebou a výrobou. V okamžiku změny rovnováhy, se začnou měnit otáčky stroje. Skutečnost, že chceme otáčky na stejné úrovni, nás vede k zahájení regulace.

Oběžné kolo je spojeno k turbínové hřídeli šrouby. Servomotor je ovládán tlakem oleje, který je čerpán pod či nad píst. Díky tomu dochází k otvírání nebo zavírání oběžného kola.

Regulační mechanismus je popsán na obrázku 1.11.

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny



Obr.1.11. Mechanismus natáčení oběžných lopatek [15]

	POZICE	DÍL
<p>Vůle mezi oběžným kolem a komorou bývá několik málo mm dle velikosti turbíny. Přestavný kříž 4 se uvede do pohybu tlakovým olejem přiváděným pod nebo nad píst vnitřní trubkou, která prochází dutým hřídelem. Posuvný pohyb přestavného kříže se mění na rotační díky táhlu a páce. Listy lopatek jsou pevně spojeny šroubovým spojením s čepem lopatky a pákou. Lopatky konají rotační pohyb a mohou se natáčet podle požadavků obsluhy zadávající jen tlak oleje pod a nad pístem.</p>	1	NÁBOJ OBĚŽNÉHO KOLA
	2	OBĚŽNÁ LOPATKA
	3	ČEP OBĚŽNÉ LOPATKY
	4	PŘESTAVNÝ KŘÍŽ
	5	PŘESTAVNÁ TYČ
	6	HROT OBĚŽNÉHO KOLA
	7	VÍKO SERVOMOTORU
	8	PÍST
	9	VNITŘNÍ TRUBKA
	10	TÁHLA
	11	PÁKA

2. Vlastní řešení

2.1 Výpočet regulačního mechanismu

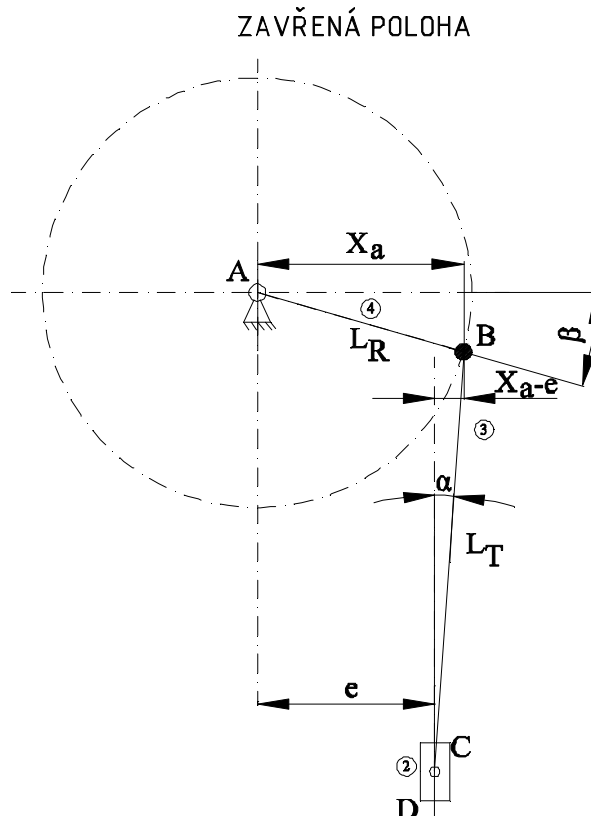
Jak obecně pracuje regulační mechanismus oběžného kola Kaplan, bylo již přibliženo v kapitole 1.3.3. Konkrétní návrh regulačního mechanismu je zpracován pro elektrárnu Otmuchow v Polské republice, kde je instalována vertikální pravotočivá Kaplanova turbína s průměrem oběžného kola 1950 firmou ČKD Blansko Holding a.s..

Elektrárna Otmuchow leží zhruba 30 km severně od Jeseníku. Použitá turbína má maximální výkon 3487,5kW, provozní otáčky $n = 272,7\text{min}^{-1}$, průběžné otáčky $n_p = 750\text{min}^{-1}$, maximální spád $H_{\max} = 18\text{m}$ a maximální průtok $Q_{\max} = 21,5\text{m}^3\text{s}^{-1}$.

- Ve vlastním řešení bude:
- výpočet regulačního tlaku pro vybranou polohu bez pasivních odporů
 - výpočet regulačního tlaku s vybranými pasivními odpory
 - připojení listu lopatky k čepu
 - pevnostní kontrola táhla ve vybraném průřezu

2.1.1 Geometrie mechanismu

Pro výpočet mechanismu musíme určit základní vstupní parametry geometrie. Tj. délku táhla, délku kliky, excentricitu mechanismu a úhel natočení oběžné lopatky.



Obrázek 2.1 Základní rozměry mechanismu

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

Potřebné rozměry pro výpočet minimální síly F_I :

$L_R = 145\text{mm}$	délka kliky
$L_T = 285\text{mm}$	délka táhla
$e = 120\text{mm}$	excentricita mechanismu
$\beta = -16^\circ \div +12^\circ$	úhel natočení OL

Dopočítáme úhel α :

$$\tan(\alpha) = \frac{X_A - e}{L_T} = \frac{\frac{L_R}{\cos(\beta)} - e}{L_T} \quad (8)$$

Moment M_{OL} byl získán z modelovým měřením. Tyto hodnoty byly poskytnuty firmou ČKD Blansko Holding, a.s. Tabulka 1 nám ukazuje závislost momentu na natočení oběžné lopatky při normálním provozu a pro maximální spád. Hodnoty v tabulce 2 jsou pro normální provoz a minimální spád.

Tabulka 1: Normální provoz, max. spád $H_{max} = 18\text{m}$, $n_{11} = 125,34\text{min}^{-1}$:

b [deg]	Q [m ³ /s]	M_{OL} [N.m]
-15	4,8	5108
-10	7,4	2868
-5	11,1	1034
0	14,8	1314
5	18,6	911
10	23,6	-27
15	28,6	-191

Tabulka 2 Normální provoz min. spád $H_{min} = 12\text{m}$, $n_{11} = 153,51\text{min}^{-1}$:

b [deg]	Q [m ³ /s]	M_{OL} [N.m]
-15	4,0	4930
-10	7,0	3224
-5	10,8	2769
0	14,2	2915
5	17,9	2869
10	22,4	2776
15	27,3	3057

Kladná hodnota působí na otvírání lopatky. Šedé hodnoty jsou teoreticky možné vzhledem ke konstrukci oběžného kola. Prakticky zde není možný provoz.

2.1.2 Regulační síla bez pasivních odporů

Rozbor:

Úlohu budeme brát jako rovinnou. Dále provedeme klasifikaci vazeb:

A – rotační vazba	$\xi_i = 2$
B – rotační vazba	$\xi_i = 2$
C – rotační vazba	$\xi_i = 2$
D – posuvná vazba	$\xi_i = 2$

Určení pohyblivosti:

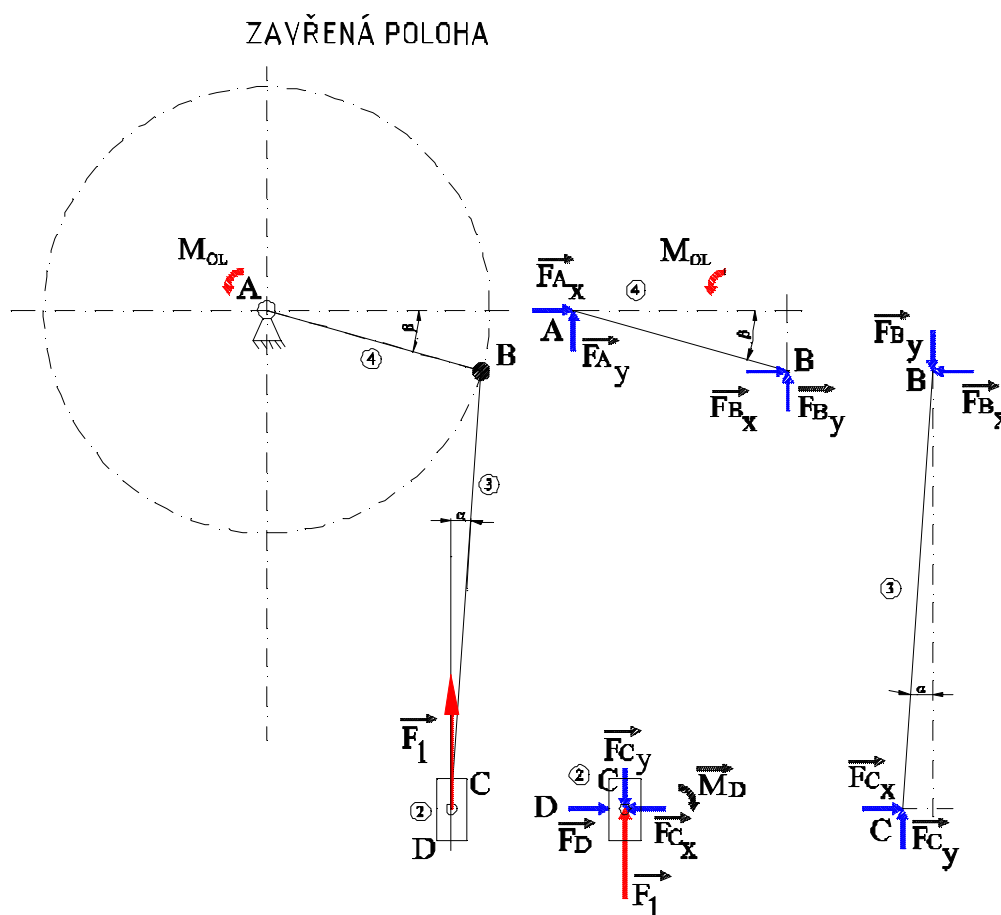
Počet členů soustavy je $n = 4$, počet omezených deformačních parametrů je $\kappa = 0$

$$i = (n-1)i_v - \sum \zeta_i + \kappa = 3 \cdot 3 - (2+2+2+2) = 1^\circ \quad (9)$$

Tento mechanismus má jeden stupeň volnosti.

Řešení:

Nejprve provedeme úplné uvolnění jednotlivých členů soustavy.



Obrázek 2.2 Úplné uvolnění

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

Statický rozbor:I. Určení π a π_R :

$$\pi = (\vec{M}_{OL})$$

$$\pi_R = (\vec{F}_A; \vec{F}_B; \vec{F}_C; \vec{F}_D, \vec{M}_D)$$

$$NP = [F_{Ax}; F_{Ay}; F_{Bx}; F_{By}; F_{Cx}; F_{Cy}; F_D; M_D; F_1]$$

$$\mu = 9; \mu_M = 1$$

II. Určení počtu použitelných statických podmínek rovnováhy v:

Všechny silové soustavy jsou obecné rovinné. Tedy $\nu_i = 3$ (v zákl. tvaru: $\nu_{Fi} = 2$; $\nu_{Mi} = 1$)

$$\nu = \sum \nu_i = 3 \cdot 3 = 9; \nu_F = 6; \nu_M = 3$$

III. Ověření nutné podmínky statické určitosti:

$$\mu = \nu$$

$$9 = 9$$

$$\mu_r + \mu_M \leq \nu_M$$

$$0 + 1 < 3$$

Obě části statické určitosti jsou splněny.

Výpočtové řešení:

Sestavení statických podmínek rovnováhy

2:

$$F_X : F_{Cx} - F_D = 0$$

$$F_Y : F_1 - F_{Cy} = 0$$

$$M_C : M_D = 0$$

3:

$$F_X : F_{Cx} - F_{Bx} = 0$$

$$F_Y : F_{Cy} - F_{By} = 0$$

$$M_B : F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) \cdot L_T - F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) \cdot L_T = 0$$

4:

$$F_X : F_{Ax} + F_{Bx} = 0$$

$$F_Y : F_{Ay} + F_{By} = 0$$

$$M_A : F_{By} \cdot \cos(\beta) \cdot L_R + F_{Bx} \cdot \sin(\beta) \cdot L_R + M_{OL} = 0$$

Po úpravě dostaneme vztah pro výpočet síly F_1 , která působí na jeden mechanismus:

$$F_1 = \frac{-M_{OL}}{\cos(\beta) \cdot L_R + \sin(\beta) \cdot L_R \cdot \tan(\alpha)} \quad (10)$$

Dosadíme a vypočteme pro natočení lopatky $\beta = -15^\circ$, tj. v uzavřené poloze:

$$F_1 = \frac{-5108}{\cos(15) \cdot 0,145 + \sin(15) \cdot 0,145 \cdot \frac{0,145}{0,285} - 0,12} = -35466N \quad (11)$$

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

Bez pasivních odporů je velikost síly F_1 při natočení lopatky $\beta = -15^\circ$ 35,5kN. Ve výsledku nám vyšlo záporné znaménko, tedy síla působí na opačnou stranu, než je znázorněno na obrázku 2.2.

Síla F_1 působí jen na jeden mechanismus. Vynásobíme tuto sílu počtem mechanismů v oběžném kole a získáme potřebnou sílu, nutnou k překonání momentu působící na oběžnou lopatku.

$$F_{SM1} = 35466 \cdot 5 = 177330N \approx 177kN \quad (12)$$

Dále vypočítáme tlak ve válci. Rozměry válce zjistíme z obrázku 2.9 Detail servomotoru. Tyto rozměry vychází z konstrukčního návrhu servomotoru.

$$P_{SM1} = \frac{F_{SM1}}{S} = \frac{F_{SM1}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{válec}^2 - d_{tyč}^2)} = \frac{177330}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,35^2 - 0,18^2)} = 2505921Pa \approx 2,5MPa \quad (13)$$

Z rovnice 13 vidíme velikost tlaku oleje, který musí být v prostoru nad válcem. Tento fakt vychází ze záporného znaménka u rovnice 11. Reálně bývá tento tlak i 2x větší, protože jsme v tomto příkladě jsme nepočítali s pasivními odpory.

2.1.3 Výpočet a kontrola čepu lopatky oběžného kola

Pro zjednodušení nahradíme moment oběžné lopatky hydraulickým axiálním tahem Fa_x .

$$Fa_x = p \cdot S = H \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{OK}^2 - d_k^2) \quad (14)$$

Kde:

Značka	Dosazujeme	Popis
H	18 m	max. spád
ρ	1000 kg/m ³	hustota vody
g	9,81 m*s ⁻²	tíhové zrychlení
D _{OK}	1,95 m	ϕ oběžného kola
d _k	Zanedbáváme	ϕ těsněné plochy
l	5	počet oběžných lopatek

$$Fa_x = 18 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1,95^2 = 527352N \quad (15)$$

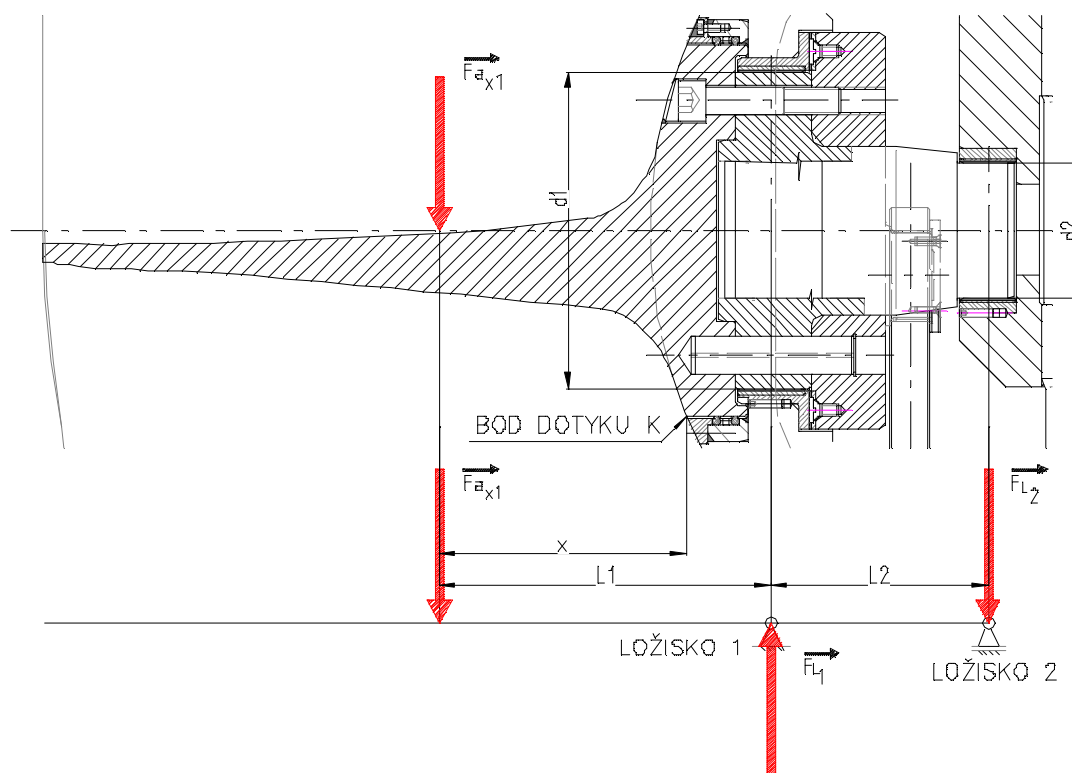
$$Fa_x \approx 530kN \quad (16)$$

Zjistili jsme hydraulický axiální tah pro celé oběžné kolo. Pro výpočet mechanismu potřebujeme znát hydraulický axiální tah jen pro jednu lopatku, tedy:

$$Fa_{x1} = \frac{Fa_x}{l} = \frac{530}{5} = 106kN \quad (17)$$

Abychom zjistili síly v ložiskách, využijeme rovnováhy sil a momentů.

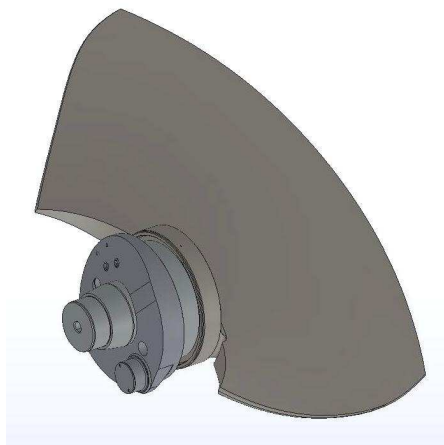
Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny



Obrázek 2.3 Detail čepu a lopatky

Pro výpočet uvažujeme, že hydraulický axiální tah pro jednu lopatku F_{ax1} působí na poloměr těžiště.

Z 3D modelu oběžné lopatky zjistíme tuto polohu.



Obrázek 2.4 Vizualizace ve 3D:
list OL, čep a páka [15]

Značka	Dosazujeme	Popis
L_1	0,3255m	vzdálenost F_{ax1} od ložiska 1
L_2	0,192m	vzdálenost mezi ložisky 1 a 2
x	0,315m	vzdálenost F_{ax1} od bodu K
d_1	0,28m	ϕ ložiska 1
d_2	0,12m	ϕ ložiska 2

$$\sum M_A = 0 \quad (18)$$

$$F_{ax1} \cdot L_1 - F_{L2} \cdot L_2 = 0 \quad (19)$$

$$F_{L2} = \frac{F_{ax1} \cdot L_1}{L_2} \quad (20)$$

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

$$F_{L2} = \frac{106000 \cdot 0,3255}{0,192} = 179703N \approx 180kN \quad (21)$$

Díky momentové rovnováze jsme vypočítali sílu v ložisku 2. Dále k silové rovnováze určíme sílu v ložisku 1.

$$\sum F = 0 \quad (22)$$

$$F_{ax1} + F_{L2} - F_{L1} = 0 \quad (23)$$

$$F_{L1} = F_{ax1} + F_{L2} = 106 + 180 = 286kN \quad (24)$$

Vypočítané síly v ložiskách jsou důležité pro výpočet měrného tlaku a následného návržení nejvhodnějšího typu ložiska.

Namáhání v průřezu ložiska 1 (viz. Obr.2.2)

Tento řez je namáhán ohybem, krutem a tahem.

a) Ohyb:

$$\sigma_{oh1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{F_{ax1} \cdot L1}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \quad (25)$$

Po dosazení:

$$\sigma_{oh1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{106000 \cdot 0,3255}{\frac{\pi \cdot 0,280^3}{32}} = 16009688Pa \approx 16MPa \quad (26)$$

Pro materiál GX4CrNi13-4+QT platí: $\sigma_{dovolená} > \sigma_{oh1} \rightarrow$ vyhovuje

b) Krut:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{oL}}{W_{k1}} = \frac{M_{oL}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \quad (27)$$

Po dosazení:

$$\tau_{k1} = \frac{M_{oL}}{W_{k1}} = \frac{5108}{\frac{\pi \cdot 0,280^3}{16}} = 1185077Pa \approx 1,2MPa \quad (28)$$

Pro materiál GX4CrNi13-4+QT platí: $\tau_{dovolená} > \tau_{k1} \rightarrow$ vyhovuje

c) Tah:

Namáhání na tah nám způsobuje odstředivá síla, díky které se zmenšuje ohybové napětí. Tah tedy zanedbáváme.

Namáhání v průřezu ložiska 2 (viz. Obr.2.2)

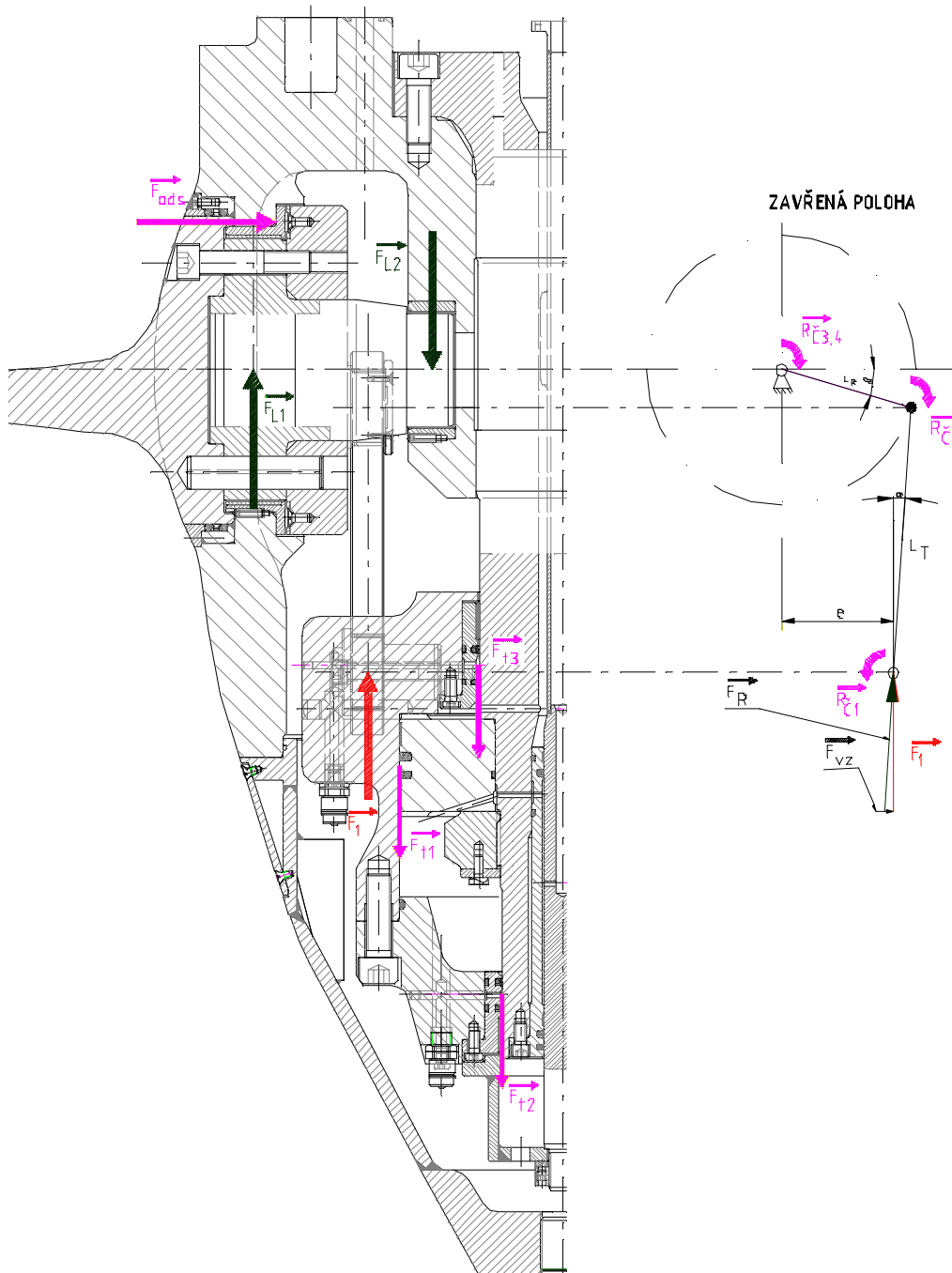
Tento průřez je namáhán pouze ohybem

$$\sigma_{oh2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{F_{L2} \cdot L2}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{180000 \cdot 0,192}{\frac{\pi \cdot 0,12^3}{32}} \approx 203MPa \quad (29)$$

Pro materiál GX4CrNi13-4+QT platí: $\sigma_{dovolená} > \sigma_{oh2} \rightarrow$ vyhovuje

2.1.4 Určení regulační síly s uvažováním pasivních odporů

Na styčných plochách v mechanismu servomotoru vznikají třecí síly či momenty. Obrázek 2.5 ukazuje všechny síly v mechanismu, včetně třecích sil. Pro zjednodušení výpočtu zanedbáme třecí síly ve válci servomotoru F_{t1} , F_{t2} , F_{t3} a také třecí momenty v táhle R_{C1} a R_{C2} . Tření vzniká i ve vodítkách přestavného kříže (ve výpočtu zanedbáno). Viz obrázek 2.10. Na vodítko se v ideálním případě nepřenáší žádná síla a nezachycuje rotaci přestavného kříže od excentricity mechanismu. Abychom ale měli přesnější výsledek, zvětšíme výslednou hodnotu F_{MS} o 5% z důvodů překonání zanedbaných třecích sil.



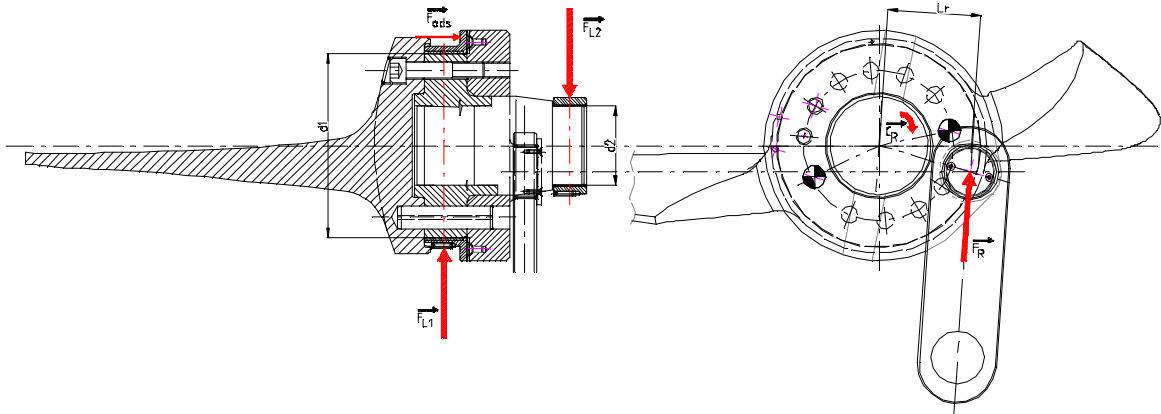
Obrázek 2.5 Třecí síly v mechanismu [15]

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

Pro stanovení regulační síly F_R na klice je nutno vyjít z rovnováhy kroutících momentů na čepu lopatky.

$$M_{OL} + C_R + f \cdot F_{L1} \cdot \frac{d_1}{2} + f \cdot F_{L2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_R \cdot L_r = 0 \quad (30)$$

f = koeficient tření (dle výrobce $f=0,04-0,15$...volím 0,1)



Obrázek 2.6 Vzdálenost bodu dotyku od šroubů [15]

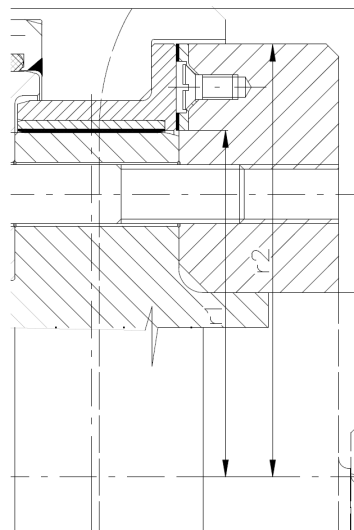
Z momentové rovnováhy vyjádříme:

$$F_R = \frac{M_{OL} + C_R + f \cdot F_{L1} \cdot \frac{d_1}{2} + f \cdot F_{L2} \cdot \frac{d_2}{2}}{L_r} \quad (31)$$

Moment čepového tření C_R vypočítáme ze zatížení axiální silou F_{ods} . Tu získáme z otáček při normálním provozu, hmotnosti lopatky, čepu, páky a táhla m a ze vzdálenosti těžiště těchto částí od osy rotace oběžného kola r .

$$F_{ods} = m \cdot r \cdot \omega^2 = 257 \cdot 0,466 \cdot 28,55^2 = 97618N \quad (32)$$

Tření čepu zatíženého axiální silou F_{ods} v prstencové dosedací ploše s poloměry r_1 a r_2 se součinitelem smykového tření f je dáno momentem čepového tření C_R . Předpokládáme uložení zaběhaného čepu:[11]



Obrázek 2.7 Poloměry r_1 a r_2 [15]

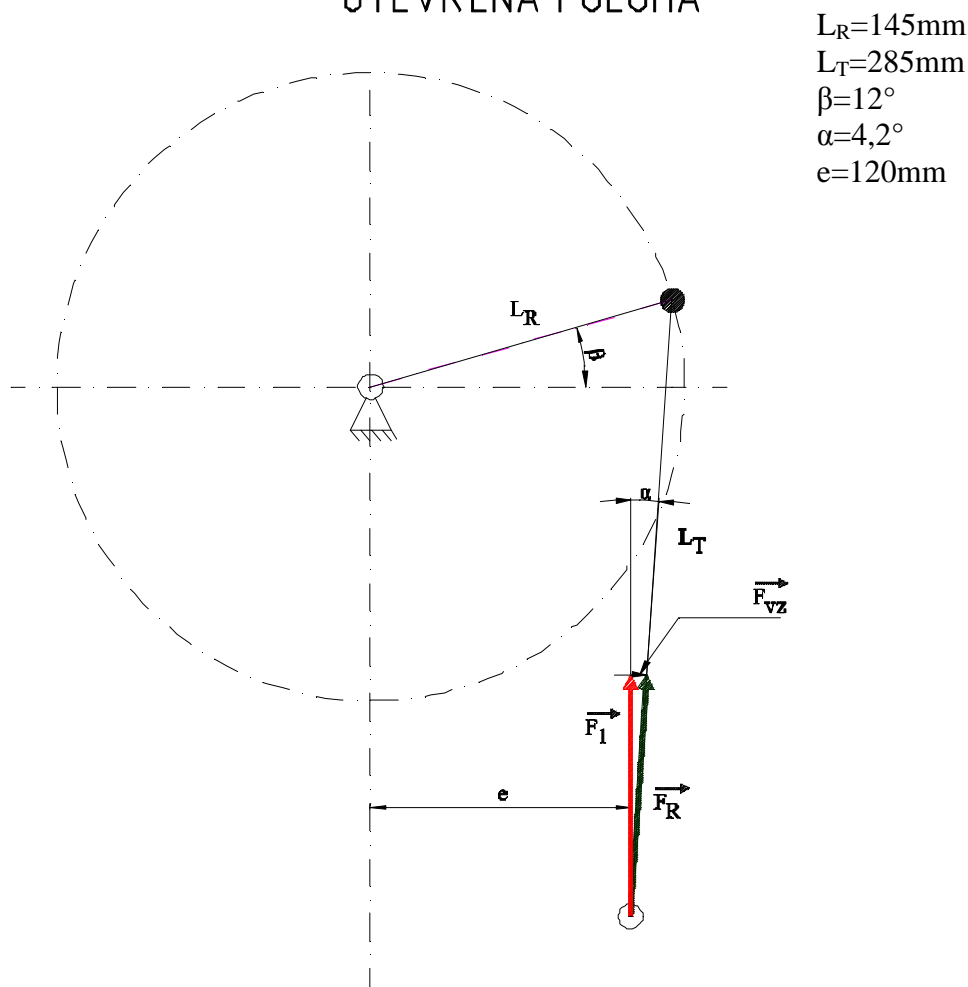
Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

$$C_R = F_{ods} \cdot f \cdot \frac{r_2 + r_1}{2} = 97618 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,176 + 0,141}{2} = 1547,2 Nm \quad (33)$$

Hodnoty dosadíme do rovnice 31 a vypočítáme sílu F_R

$$F_R = \frac{5108 + 1547,2 + 0,1 \cdot 286000 \cdot \frac{0,28}{2} + 0,1 \cdot 180000 \cdot \frac{0,12}{2}}{0,145} = 80959 N \approx 81 kN \quad (34)$$

OTEVŘENÁ POLOHA



Obrázek 2.8 Schematické zobrazení mechanismu

Z obrázku vidíme, že úhel α je nepatrný vzhledem k velikosti mechanismu a můžeme tedy říci že $F_R = F_I$

Pro návrh vodítka přestavného kříže je ale důležité vědět jak velká síla (F_{vz}) působí na vodítko. Tedy:

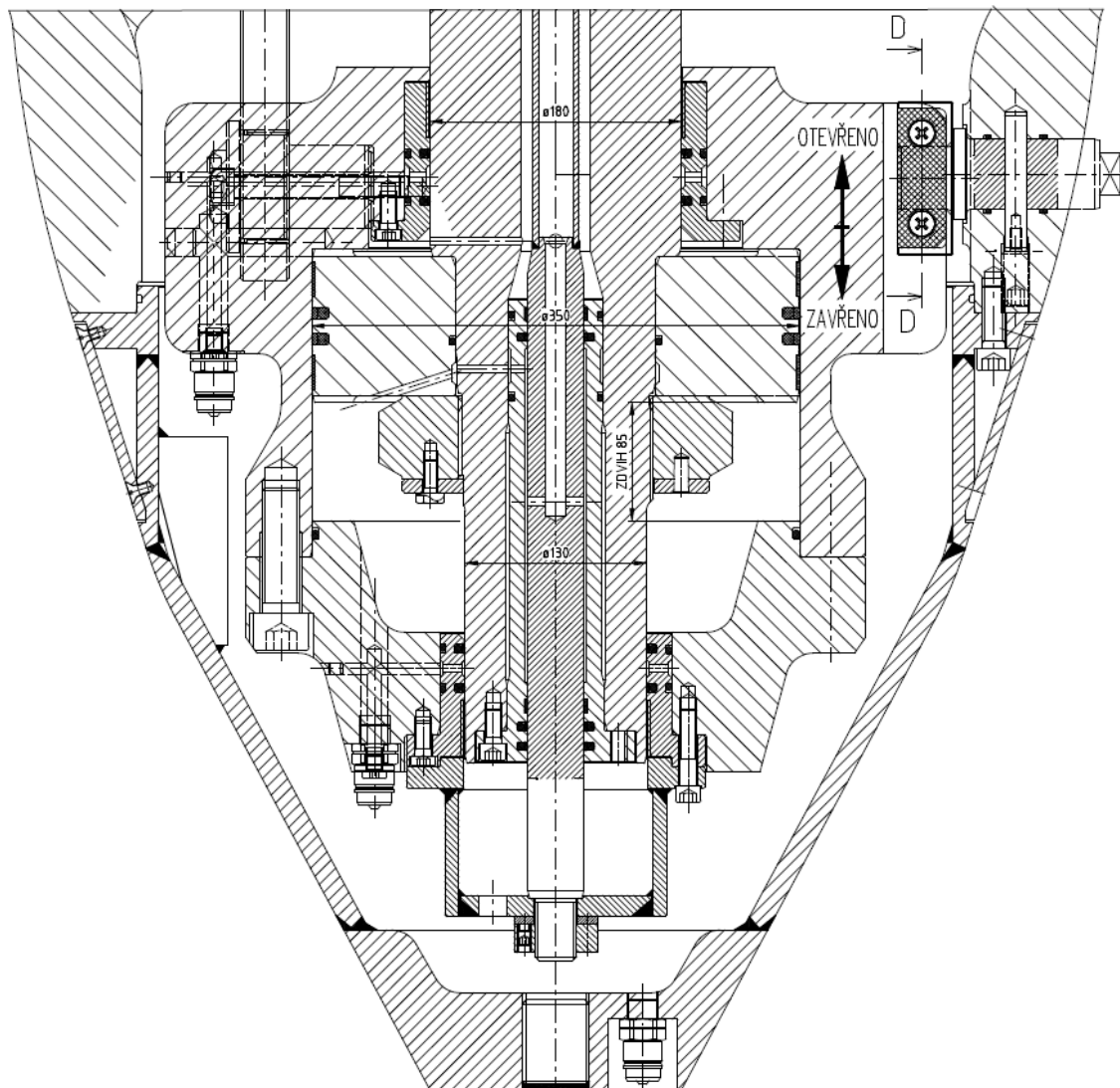
$$\sin(\alpha) = \frac{F_{vz}}{F_R} \Rightarrow F_{vz} = \sin(\alpha) \cdot F_R \quad (35)$$

Po dosazení do rovnice:

$$F_{vz} = \sin(4,2) \cdot 80959 = 5929 N \approx 5,9 kN \quad (36)$$

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

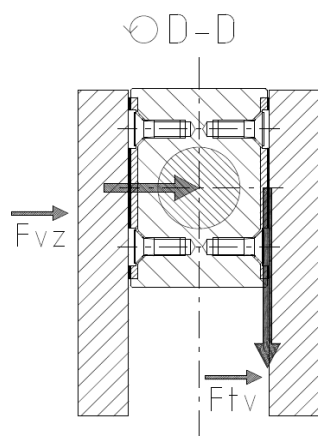
Síla F_1 připadá na jednu oběžnou lopatku. Abychom věděli sílu od válce, musíme sílu F_1 násobit počtem lopatek ($l=5$). $F_{SM}=40475N$. Na začátku kapitoly je řečeno, že sílu F_{SM} zvětšíme o 5%. Tedy: $F_{SM}=425034N$



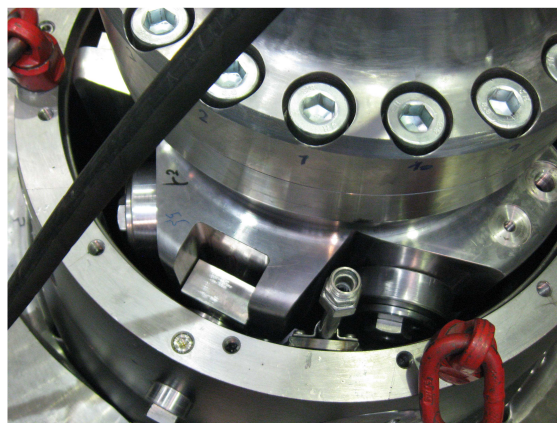
Obrázek 2.9 Detail servomotoru, řez D-D [15]

Nyní známe sílu servomotoru. Abychom určili tlak oleje ve válci, tak z obrázku 2.9 odečteme průměr válce servomotoru $D_{v\acute{a}lec}$ a průměr pístnice $d_{t\acute{y}\check{c}}$. Také je zde naznačen řez D-D, jehož detail je na obrázku 2.10 a naznačuje směr působení síly do vodítka.

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny



Obrázek 2.10 Detail vodítka, řez D-D [15]



Obrázek 2.11 Vodítka v přestavném kříži při montáži [15]

Dopočítáme maximální tlak oleje.

$$F_{SM} = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{válec}}^2 - d_{\text{tyč}}^2) \quad (37)$$

$$p = \frac{F_{SM}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{válec}}^2 - d_{\text{tyč}}^2)} \quad (38)$$

Po dosazení vypočítáme tlak oleje přiváděný nad píst:

$$p_{\text{píst}} = \frac{425034}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,35^2 - 0,18^2)} = 6006338 \text{ Pa} \approx 6 \text{ MPa} \quad (39)$$

Nyní jsme vypočítali maximální tlak oleje ve válci s uvažováním pasivních odporů.

2.1.5 Připojení listu lopatky k čepu

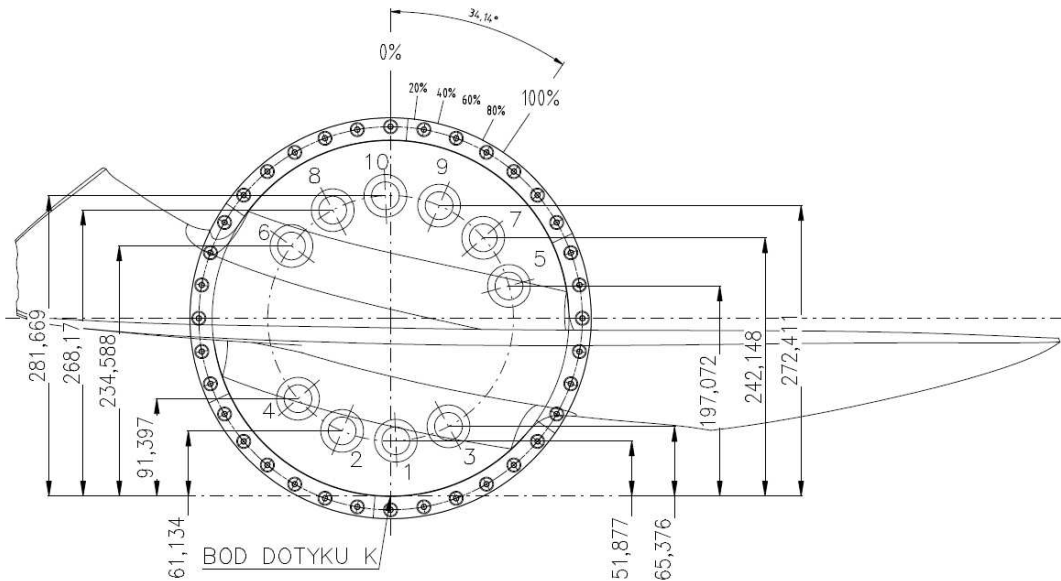
U oběžných kol většího průměru se dělají lopatky dělené a list lopatky je k čepu přišroubován šrouby. Tento spoj je velmi důležitý a šrouby musí být dimenzovány velmi přesně.

Při výpočtu budeme předpokládat, že ohybovým momentem od tlaku vody na lopatku se snaží příruba odtrhnout, přičemž se opírá o nejspodnější krajní bod K. Nejvíce je tedy namáhán šroub, který je nejvíce vzdálen od tohoto bodu. Na obrázku 2.12 máme zakótovány všechny vzdálenosti šroubu od nejspodnějšího bodu. Tento výpočet slouží pouze k předběžnému návrhu a uvažuje se ztráta předpětí ve šroubech.

Tabulka 3: Polohy šroubů:

Číslo šroubu	Vzdálenost y_i [m]	Číslo šroubu	Vzdálenost y_i [m]
1	0,051877	6	0,0234588
2	0,061134	7	0,0242148
3	0,065376	8	0,0268170
4	0,091397	9	0,0272411
5	0,019707	10	0,0281669

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny



Obrázek 2.12 Vzdálenost bodu dotyku od šroubů [15]

Podmínka rovnováhy je:

$$F_{ax1} \cdot x = \sum F_{i\check{s}} \cdot y_i \quad (40)$$

Síly působící ve šroubech jsou úměrné jejich vzdálenostem od bodu K. Platí tedy:

$$\frac{F_{1\check{s}}}{y_1} = \frac{F_{i\check{s}\max}}{y_{i\max}} \Rightarrow F_1 = F_{i\check{s}\max} \cdot \frac{y_1}{y_{i\max}} \Rightarrow \quad (41)$$

$$\Rightarrow F_{i\check{s}} = F_{i\check{s}\max} \cdot \frac{y_i}{y_{i\max}} \quad (42)$$

$$\sum F_{i\check{s}} \cdot y_i = \frac{F_{i\check{s}\max}}{y_{i\max}} \cdot \sum y_i^2 \quad (43)$$

Dosadíme do rovnice 42:

$$\sum F_{i\check{s}} \cdot y_i = F_{ax1} \cdot x = \frac{F_{i\check{s}\max}}{y_{i\max}} \cdot \sum y_i^2 \quad (44)$$

Jednoduchým dosazením získáme:

$$F_{i\check{s}} = \frac{F_{ax1} \cdot x \cdot y_i}{\sum y_i^2} \quad (45)$$

Následuje pevnostní výpočet každého šroubu. Volíme šrouby s vnitřním šestihranem a válcovou hlavou (DIN 912) M24x120. Abychom určili napětí, ze strojnických tabulek najdeme nejmenší průměr šroubu $d_o=22,773\text{mm}$.

$$\sigma_i = \frac{F_{i\check{s}}}{S_{\check{s}}} \quad (46)$$

Výpočet napětí pro šroub č.1:

$$F_{1\check{s}} = \frac{F_{ax1} \cdot x \cdot y_1}{\sum y_i^2} \quad (47)$$

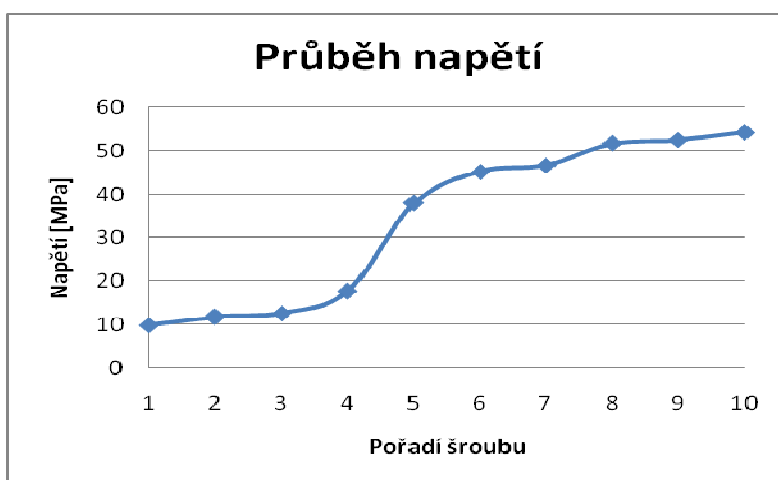
$$F_{1\check{s}} = \frac{106000 \cdot 0,315 \cdot 0,051877}{0,051877^2 + 0,061134^2 + \dots + 0,0281669^2} = 4362,9\text{N} \quad (48)$$

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

$$\sigma_{1\dot{s}} = \frac{F_{1\dot{s}}}{S_{\dot{s}}} = \frac{4 \cdot F_{1\dot{s}}}{\pi \cdot d_o^2} = \frac{4 \cdot 4362,9}{\pi \cdot 22,773^2} \approx 10 \text{ MPa} \quad (49)$$

Nyní můžeme pro urychlení výpočtu napětí použít EXCEL.

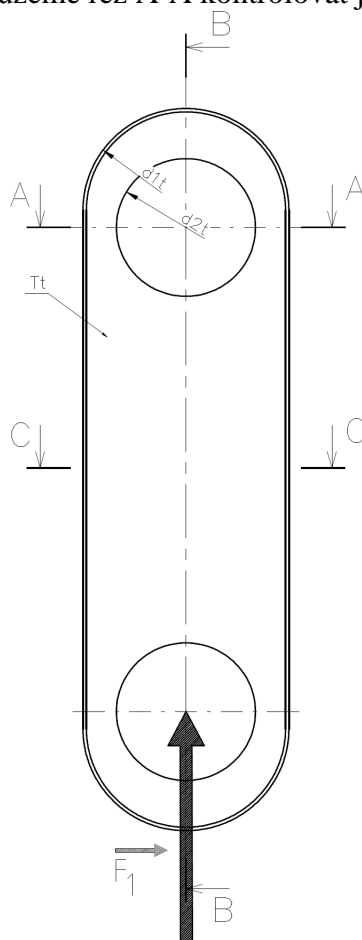
Moment od hydraulického tahu k bodu K	33390000	N*mm	Napětí ve šroubu:
Síla na šroub číslo 1	4362,9	N	10 MPa
Síla na šroub číslo 2	5141,4	N	12 MPa
Síla na šroub číslo 3	5498,2	N	13 MPa
Síla na šroub číslo 4	7686,6	N	18 MPa
Síla na šroub číslo 5	16574,0	N	40 MPa
Síla na šroub číslo 6	19729,1	N	48 MPa
Síla na šroub číslo 7	20364,9	N	49 MPa
Síla na šroub číslo 8	22553,4	N	55 MPa
Síla na šroub číslo 9	22910,1	N	56 MPa
Síla na šroub číslo 10	23688,7	N	58 MPa



Graf 1: Průběh napětí na šroubech

2.1.6 Kontrola táhla

Táhlo přenáší regulační sílu z přestavného kříže do čepu lopatky. Při dostatečně dimenzovaném řezu B-B můžeme řez A-A kontrolovat jenom na tah.



Obrázek 2.13 Táhlo servomotoru

Tedy:

$$\sigma_{\text{tahA-A}} = \frac{F_1}{(d_{1t} - d_{2t}) \cdot T_t} = \frac{81000}{(0,250 - 0,081) \cdot 0,035} = 13693998 \text{ Pa} \approx 13,7 \text{ MPa} \quad (50)$$

Pro materiál 1.4021 platí: $\sigma_{\text{dovolená2}} > \sigma_{\text{tahA-A}} \rightarrow$ vyhovuje

ZÁVĚR

V teoretické části této práce byl zpracován přehled hydroenergetických centrál a rozdělení nejčastěji využívaných turbín k přeměně vodní energie na energii mechanickou. Podrobněji byla rozebrána Kaplanova turbína a její mechanismus natáčení oběžných lopatek.

Při výpočtu tohoto mechanismu se vycházelo z parametrů již zkonstruované turbíny Otmuchow firmou ČKD Blansko Holding a.s., která poskytla základní rozměry turbíny a moment oběžné lopatky, který byl získán modelovým měřením. Výpočet byl zaměřen na řešení silového působení v regulačním mechanismu oběžného kola nejprve bez pasivních odporů (bez tření ve vodítkách, ucpávkách, ložiskách a čepech). V dalším kroku se počítal mechanismus s vybranými pasivními odpory (zanedbán třecí moment v táhle, třecí síla ve vodítkách, třecí síla ve vedení přestavné tyče). Bez pasivních odporů vyšel pro polohu 15° tlak oleje 3 MPa, který přivádíme nad píst. Potom jsme počítali pro stejnou polohu lopatky i s uvažovaným třením a tlak vyšel 2x větší (6 MPa). Z výsledku můžeme vidět, jak významné jsou ztráty třením v mechanismu, i když je součinitel tření ve styčných plochách velmi malý. Také bylo vypočítáno tahové napětí ve šroubech spojujících oběžnou lopatku s čepem. Lze vidět, že čím větší byla vzdálenost od bodu dotyku K, tím se zvětšovalo tahové napětí ve šroubu. Bod dotyku K je místo, kde se oběžná lopatka opře o náboj oběžného kola, při působení hydraulického axiálního tahu. Maximální napětí v nejbližším šroubu bylo 58 MPa, což je napětí při ztrátě předpětí šroubů. Díky síle F_1 bylo možné vypočítat tahové napětí v táhle. Napětí vyšlo 11,15 MPa. Tato hodnota zdaleka nepřesahuje dovolené tahové napětí a není proto třeba měnit navržené rozměry táhla.

Vodní turbíny jsou jedny z nejdokonalejších strojů, které umíme zkonstruovat. Jsou totiž schopny dosahovat velmi vysoké účinnosti. Proto se také stále usilovně hledají nové lokality pro výstavbu vodních elektráren. Další skutečností je, že vodní turbíny mají dlouhou životnost s relativně nízkými investičními nároky. Lze tedy předpokládat vzestupný trend výstavby vodních elektráren, až do využití veškerého hydroenergetického potenciálu České republiky.

Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠOB, František. Projektování vodních elektráren, ČKD Blansko
- [2] MELICHAR, Jan, Jan VOJTEK a Jaroslav BLÁHA. *Malé vodní turbíny: konstrukce a provoz*. Vyd. 1. Praha: Academia, 2002, 271 s. ISBN 80-010-1808-3.
- [3] [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: http://www.umel.feec.vutbr.cz/vit/index.php?option=com_content&view=article&id=112:kaplan-viktor&catid=43:osobnostivt&Itemid=54
- [4] NECHLEBA, M.. Vodní turbíny, SNTL Praha 1962
- [5] VILEM, Ján. *Projektovanie vodných elektrární*. 1. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 2001, 223 s. ISBN 80-227-1468-2.
- [6] FEILHAUER, Michal, Miroslav VARNER a Josef MIKULÁŠEK. Napěťová a deformační analýza mechanismu OK KT vodní elektrárny Gabčíkovo. 2010, s. 10.
- [7] HOLATA, Miroslav. *Malé vodní elektrárny: projektování a provoz*. Vyd. 1. Praha, 2002, 271 s. ISBN 80-200-0828-4.
- [8] NECHLEBA, Miroslav a Miloslav DRUCKMÜLLER. *Vodní turbíny*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 114 s. ISBN 80-214-0210-5.
- [9] *Malé vodní elektrárny*. 1. vyd. Bratislava: Jaga, 2003. ISBN 80-889-0545-1.
- [10] [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.ekowatt.cz/uspory/vodni-energie.shtml>
- [11] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka I*. 13. vyd. Praha: SNTL, 1977, 1294 s.
- [12] BEDNÁŘ, Josef. *Turbíny: (malé vodní elektrárny)*. Češkovice: Marcela Bednářová, c2013, 357 s. ISBN 978-80-905437-0-6.
- [13] [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.ckdblansko.cz>
- [14] [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.opravymve.cz>
- [15] ČKD Blansko Holding a.s. - archiv

Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin

W_g	[J]	Geodetická energie
W_p	[J]	Tlaková energie
W_{kin}	[J]	Kinetická energie
E_g	[J.kg ⁻¹]	Měrná geodetická energie
E_p	[J.kg ⁻¹]	Měrná tlaková energie
E_k	[J.kg ⁻¹]	Měrná kinetická energie
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
ρ	[kg/m ³]	Měrná hmotnost (hustota) vody
z	[m n.m.]	Nadmořská výška hladiny nebo dna toku v daném profilu toku
$p \equiv p_a$	[Pa]	Tlak působící na hladinu (tlak atmosférický)
v	[m.s ⁻¹]	Střední průtočná rychlost vody v korytu
H	[m]	Spád
n_q	[min ⁻¹]	Otáčky
D_s	[m]	Minimální průměr oběžného kola
n_{11}'	[min ⁻¹]	Jednotkové otáčky
Q_{11}'	[m ³ .s ⁻¹]	Jednotkový průtok
η	[-]	Účinnost
a_0	[m]	Otevření rozvaděče
β	[°]	Nastavení lopatek
σ	[-]	Kavitační koeficient
n_s	[min ⁻¹]	Specifické otáčky
n_p	[min ⁻¹]	Průběžné otáčky
H_{max}	[m]	Maximální spád
Q_{max}	[m ³ .s ⁻¹]	Maximální průtok
L_R	[m]	Délka kliky
L_T	[m]	Délka táhla
e	[m]	Excentricita mechanismu
M_{OL}	[N.m]	Moment oběžné lopatky
κ	[-]	Počet deformačních parametrů
ξ	[-]	Klasifikace kinematických dvojic
i	[-]	Počet stupňů volnosti
π	[-]	Znamé parametry
π_R	[-]	Síly v kinematických dvojicích
NP	[-]	Neznámé parametry
ν	[-]	Počet použitelných statických podmínek
F_{Ax}	[N]	Síla od bodu A v ose x
F_{Ay}	[N]	Síla od bodu A v ose y
F_{Bx}	[N]	Síla od bodu B v ose x
F_{By}	[N]	Síla od bodu B v ose y
F_{Cx}	[N]	Síla od bodu C v ose x
F_{Cy}	[N]	Síla od bodu C v ose y
F_D	[N]	Síla od bodu D
M_D	[N.m]	Moment od bodu D
F_1	[N]	Síla od pístu na 1 mechanismus
F_{SM1}	[N]	Síla od pístu na všechny mechanismy bez pasivních odporů

Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny

P_{SM1}	[MPa]	Tlak servomotoru bez pasivních odporů
$D_{v\acute{a}lec}$	[m]	Průměr válce
$d_{ty\acute{c}e}$	[m]	Průměr přestavné tyče
D_{OK}	[m]	Průměr oběžného kola
d_k	[m]	Průměr těsněné plochy
F_{a_x}	[N]	Hydraulický axiální tah
$F_{a_{x1}}$	[N]	Hydraulický axiální tah na jednu lopatku
l	[-]	Počet mechanismů v oběžném kole
L_1	[m]	Vzdálenost ložiska od axiálního tahu
L_2	[m]	Vzdálenost mezi ložisky
d_1	[m]	Průměr ložiska 1
d_2	[m]	Průměr ložiska 2
x	[m]	Vzdálenost axiálního tahu od bodu dotyku K
F_{L1}	[N]	Síla v ložisku 1
F_{L2}	[N]	Síla v ložisku 2
$\sigma_{oh1,2}$	[Pa]	Napětí v ohybu
$\sigma_{dovolen\acute{a},2}$	[Pa]	Dovolené napětí v ohybu
M_{o1}	[N.m]	Ohybový moment deformující těleso
τ_{k1}	[Pa]	Napětí v krutu
$\tau_{dovolen\acute{a}}$	[Pa]	Dovolené napětí v krutu
W_{k1}	[m ³]	Modul průřezu v krutu
$W_{o1,2}$	[m ³]	Modul průřezu v ohybu
F_{ods}	[N]	Odstředivá síla
F_{t1}	[N]	Třecí síla ve vedení pístu
$F_{t2,3}$	[N]	Třecí síla v přestavné tyči
F_{tv}	[N]	Třecí síla ve vodítku
F_{SM}	[N]	Síla od pístu na všechny mechanismy s pasivními odpory
$R\acute{C}_{1,2,3,4}$	[N.m]	Třecí moment
F_R	[N]	Síla v táhle
L_r	[m]	Vzdálenost síly F_R od osy lopatky
f	[-]	Koeficient tření
m	[kg]	Hmotnost vybraných částí
r	[m]	Vzdálenost těžiště od osy
ω	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost
C_R	[N.m]	Moment čepového tření
r_1	[m]	Vnitřní poloměr ložiska
r_2	[m]	Vnější poloměr ložiska
F_{vz}	[N]	Síla do vodítka
$p_{P\acute{I}ST}$	[Pa]	Tlak ve válci
$F_{i\acute{s}}$	[N]	Síla v i-tém šroubu
σ_i	[Pa]	Napětí v i-tém šroubu
$S_{\acute{s}}$	[m ²]	Minimální průřez šroubu
σ_{tahA-A}	[Pa]	Tahové napětí v řezu A-A
d_{1t}	[m]	Průměr táhla
d_{2t}	[m]	Průměr čepu táhla
T_t	[m]	Tloušťka táhla