



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky - Ú12112

Regulační mechanismus axiální vodní turbíny

Mechanism of Regulation for Axial Water Turbine

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

STUDIJNÍ PROGRAM: TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

STUDIJNÍ OBOR: BEZOBOROVÝ

VEDOUCÍ PRÁCE: PROF. ING. JAN MELICHAR, CSc.

ROBERT TURINSKÝ

Praha 2016

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Robert Turinský
Název BP:	Regulační mechanismus axiální vodní turbíny
Anglický název:	Mechanism of Regulation for Axial Water Turbine
Akademický rok:	2015/2016
Ústav:	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky
Vedoucí BP:	Prof. Ing. Jan Melichar, CSc.
Konzultant:	Ing. Ivo Frýdl
Bibliografické údaje:	TURINSKÝ R. <i>Regulační mechanismus axiální vodní turbíny</i> . Praha: České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. 2016. 42 s. Vedoucí práce Prof. Ing. Jan Melichar, CSc.
Klíčová slova:	Vodní energie, regulace vodní turbíny, regulační mechanismus
Keywords:	Hydropower, regulation of hydro turbine, regulatory mechanism
Anotace:	Tato bakalářská práce se týká regulace průtoku vodních turbín a je studijním návrhem regulačního mechanismu oběžných lopatek modelu malé axiální přímoproudé vodní turbíny, která bude součástí zkušebního standu. Předpokládá se, že stand vybuduje doktorand Ing. Ivo Frýdl na Fakultě strojní ČVUT v Praze v areálu laboratoří ČVUT v Praze Dejvicích. Uvádí důvody regulace průtoku natáčením lopatek oběžného kola. Shrnuje používané mechanismy a vybraný mechanismus rozvíjí do návrhu pro aplikaci v modelové turbíně.

Abstract:

This thesis describes the design of a regulation mechanism for the rotor blades of a small axial direct flow water turbines, which will be part of a testing stand, which will be built as a part of graduate work by Ing. Ivo Frýdl at the Faculty of Mechanical Engineering in Prague within the CTU labs Dejvice. It presents the reasons why regulate impeller. It summarizes the using mechanisms and the selected mechanism develop to a proposal for a given location.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, a souhlasím s tím, že její výsledky mohou být dále použity podle uvážení vedoucího bakalářské práce jako jejího spoluautora. Souhlasím také s případnou publikací výsledků bakalářské práce nebo její podstatné části, pokud budu uveden jako její spoluautor.

Poděkování

Děkuji především vedoucímu práce panu Prof. Ing. Janu Melicharovi, CSc. za cenné rady a připomínky, které výraznou měrou pomohly k vypracování této bakalářské práce. Děkuji také Ing. Ivo Frýdlovi za inspirující podněty ke vzniku mé bakalářské práce, jakožto studie konkrétní strojní části malé vodní turbíny.

V Praze dne

.....

Robert Turinský

OBSAH

1.	ÚVOD	7
2.	LITERÁRNÍ REŠERŠE – VÝVOJ, SOUČASNÝ STAV	8
2.1	Vývoj	8
2.2	Současný stav	10
2.2.1	Eulerova rovnice turbíny	11
3.	NÁVRH REGULAČNÍHO MECHANISMU OBĚŽNÝCH LOPATEK MODELU MALÉ AXIÁLNÍ PŘÍMOTOKÉ VODNÍ TURBÍNY	15
3.1	Motivace	15
3.2	Úvaha nad regulací a sledem následujících činností	15
3.3	Základní poznatky	17
3.3.1	Účel regulace	17
3.3.2	Řídicí ústrojí konvenčních přetlakových turbín	18
3.3.3	Způsoby regulace přetlakových turbín	21
3.4	Chronologie postupu konstrukce regulačního mechanismu	22
3.5	Návrh konstrukčního řešení regulačního mechanismu	23
3.5.1	Kinematika regulačního mechanismu	23
3.5.2	Silové poměry v mechanismu	25
3.5.3	Uložení a axiální zajištění čepu lopatky v náboji	28
3.5.4	Dělený pojistný kroužek	28
3.5.5	Převzaté, volitelné a závislé parametry mechanismu	29
3.6	Výsledky studijního návrhu	30
4.	ZÁVĚR	36
5.	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A VIDEÍ	37
6.	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN, JEDNOTEK A ZKRATEK	39
7.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	42

1. ÚVOD

Následující práce se týká studijního návrhu regulačního mechanismu natáčení lopatek oběžného kola malé axiální vodní turbíny s průměrem oběžného kola tři sta milimetrů. Předpokládá se, že tato modelová vodní turbína bude vyrobena a umístěna v měřicím standu v areálu laboratoří pražského ČVUT k jejímu otestování a měření jejích charakteristik. Měřicí stand bude následně možno užívat k měření dalších vodních turbín.

Modelovým příkladem nejprve objasníme nutnost natáčet lopatky oběžného kola axiální vodní turbíny. Necht' existuje požadavek na vývoj konstrukčního řešení vodní turbíny s regulovatelným oběžným kolem, která je umístěná do vodní elektrárny v dané lokalitě a napojená na přenosovou síť. Z podstaty koloběhu vody na Zemi je průtok vody v korytu řeky v čase proměnný. Zároveň odběr elektrické energie z přenosové soustavy je v průběhu roku respektive dne taktéž proměnný. Základní požadavek při konstrukci je co nejúčinněji využít danou lokalitu. U neregulovatelné vodní turbíny vzniká v krajních extrémních denních průtocích nezanedbatelně velký nevyužitý energetický potenciál a při jiném než optimálním stavu vody dochází ke snižování účinnosti turbíny. Účelné je proto bez značných nákladů přizpůsobovat provoz vodní turbíny aktuálním hydrologickým podmínkám tak, aby si zachovala příznivou účinnost. Jedním z řešení je možnost natáčet lopatky oběžného kola. Toto řešení ovšem přináší sérii dílčích problémů, které je nutno vyřešit. Oběžné kolo vodní turbíny koná vůči stacionárnímu souřadnicovému systému rotační pohyb a každá z lopatek koná vůči náboji oběžného kola taktéž rotační pohyb, i když jen v rozsahu obvykle několika desítek stupňů. Z toho vyplývá problematika konstrukčního řešení, která spočívá v dodání regulační energie z obecného pevného místa souřadnicového systému na čepy jednotlivých lopatek oběžného kola. A právě touto problematikou se zabývá následující text.

2. LITERÁRNÍ REŠERŠE – VÝVOJ, SOUČASNÝ STAV

2.1 Vývoj

Spojení vody s člověkem je nerozlučné. Z biologického hlediska plyne kontinuálně od vzniku života na Zemi. Pro tuto práci je ovšem základním stavebním kamenem náhled na toto spojení vody a člověka z hlediska využívání vodní energie. Jedná se totiž o nejdéle technicky využívanou formu přírodní energie. Tak jak plynul vývoj civilizací, tak se vyvíjelo i využívání vodní energie. Vše začalo splavováním dřeva jako stavebního materiálu prostřednictvím volného plavení kmenů, plavením vorů a v poslední řadě lodní dopravou.

S rostoucí spotřebou surovin začal člověk využívat vodní energii ke zvýšení a zefektivnění produkce výrobků a druhotných surovin. Začaly se stavět hamry, čerpadla, pily a vodní mlýny. Svoji zásluhu na tom měly často různé mnišské řády. Znamenalo to velký posun vpřed, když člověk přenechal pohon žentourů a rumpálů vodě a mohl tak svoji a zvířecí sílu využít k jiné činnosti. Doly byly raženy hlubší, protože čerpadla hnaná vodní energií byla náhle schopna odčerpávat větší množství vody. Hamry dosahovaly vyšších výkonů a tím vzrostla produkce nejrůznějších výrobků a stavebního materiálu. Na území českých zemí byly hamry v provozu až do poloviny dvacátého století. V dílnách a továrnách sloužily k pohonu strojů transmise, jež byly poháněny vodními koly. Vodní kola byla obvykle se spodním nebo horním nátokem. Nejmarkantněji však vodní energie sloužila vodním mlýnům k pohonu mlecích kamenů pro mletí obilí na mouku.

Nejstarším typem vodních motorů jsou vodní kola. Jejich éra, ve které byla využívána jako mechanický pohon jednoduchých zařízení, začíná ve 2. století př. n. l., vývoj pak vrcholil koncem 18. století našeho letopočtu. V technicky vyspělých zemích je v současnosti jejich použití ojedinělé. V provozu bývají spíše jako technická památka nebo technická rarita. Pokusy využít vodní kola k výrobě elektrické energie končily téměř vždy nepříliš úspěšně, a to z důvodu velkých rozměrů kol, nemožnosti využití větších spádů a získání relativně nízkých provozních otáček, tedy i malých dosahovaných výkonů. Tyto vodní motory využívají převážně polohovou měrnou energii vody. Kolo se však může otáčet i působením kinetické měrné energie vody, jestliže větší část polohové měrné energie vody byla před vstupem do kola převedena na kinetickou měrnou energii. Jako příklady lze uvést kolo Ponceletovo, Sabegienovo,

Piccardovo, Zupingerovo. Segnerovo kolo (1750) bylo základem přetlakových turbín. Je to v podstatě vodní kolo využívající reakční účinek při výtoku vody z nádrže. Eulerův stroj (1754) představuje zdokonalení ve využití reakčního principu. První provozuschopná přetlaková turbína byla Fourneyronova turbína. Byla to turbína radiální s vnitřním vtokem a odstředivým průtokem. Měla již rozváděcí kanály a v pozdějším provedení i difuzor (Boiden, 1844 – 1846). Na dřívější řešení Henschelovy turbíny (1837) navázalo řešení Jonvalovy turbíny. Jonvalova turbína byla axiální přetlaková s rozváděčem. Regulace průtoku byla prováděna uzavíráním rozváděcích kanálů, u turbíny byla použita sací trouba. Z Jonvalovy turbíny bylo odvozeno řešení Girardovy turbíny. Byla to turbína axiální rovnotlaká, později různě modifikovaná. Pro vyšší spády byla stavěna v úpravě Schwamkrugově. Na počátku 20. století se přestaly Jonvalovy turbíny vyrábět a nahradily je turbíny Francisovy, turbíny Girardovy byly nahrazovány turbínami Peltonovými. [1], str. 37 až 39.

Vždy byla regulace uskutečňována pomocí stavidla, případně v bezprostředním okolí stroje brzdou či spojkou. Jednalo se o jednoduchá a účelu postačující strojní opatření. Stavidlem se reguloval přítok vody na vodní kolo a tím se přímo reguloval výkon odváděný z vodního kola na hnaný stroj. Brzdy anebo spojky sloužily především k náhlému zastavení stroje a tyto plnily do jisté míry také ochrannou funkci.



Obr. 1 - Vodní kolo jako prostředek k čerpání vody do zavlažovacího systému, Sýrie, pozdní středověk [1]

2.2 Současný stav

Objevem elektrické energie a jeho důsledky dochází k poslednímu a nejzásadnějšímu kroku ve vývoji využití vodní energie až do současného stavu. Mouku dnes melou elektricky hnané stroje. Na druhém konci rozvodné sítě dnes můžeme symbolicky spatřit vodní elektrárnu produkující elektrickou energii.

Z hlediska technického využití je nejvýznamnější mechanická energie vodních toků. Využívá se její forma potenciální (polohová a tlaková) a okrajově i kinetická (rychlostní). Vodní toky jsou relativně doplňkovým, ale velice cenným, za normálních podmínek dostupným, prakticky nevyčerpatelným a trvalým zdrojem mechanické energie, využitelné pro výrobu elektrické energie; [1], str. 11.

Technický rozvoj vodních turbín nastal s příchodem průmyslové revoluce. Zejména vynálezci jako Viktor Kaplan (1876 – 1934) a James Bicheno Francis (1815 – 1892) přispěli k významnému pokroku v oboru vodních turbín, když zkonstruovali své charakteristické vodní turbíny, jež disponovaly výbornou účinností. Umístování těchto vodních turbín do mlýnů i nově budovaných vodních elektráren zvyšovalo produkci mouky, eventuálně podporovalo elektrifikaci měst. Vynálezci moderních vodních turbín si uvědomovali, že musejí zaručit chodem svých zařízení stabilitu rozvodné sítě a naopak nesmějí přispět k nestabilitě, která by s jistotou přišla okamžitě, pokud by svá zařízení neopatřili schopností reagovat na hydrologické výkyvy.

Nejdéle využívaným typem moderních turbín je turbína Francisova. Její řešení (1849) vycházelo z Howdovy turbíny (1838), u které byl poprvé použit dostředivý průtok u radiálního stroje. Zdokonalené současné řešení využívá Finkova návrhu (1868) regulace průtoku natáčením lopatek rozváděče. Spirální skříň se aplikuje roku 1880. Francisova turbína, která předcházela Kaplanově turbíně, je přetlaková, radiálně axiální. Dostředivě protékané uzavřené oběžné kolo je opatřeno oběžnými lopatkami pevně spojenými s věncem a nábojem kola. Plocha oběžných lopatek je prostorově zborcená. Regulačním orgánem je rozváděč s natáčivými lopatkami, které jsou ovládány regulačním mechanismem. Obvyklé provedení turbíny je vertikální nebo horizontální (vhodné pro menší výkony) se spirálou a sací troubou. Běžně používané bylo klasické provedení kašnové (pro nižší spády) nebo kotlové. Používají se také jako stroje reverzibilní (čerpadlové turbíny); [1], str. 39 a 33.

Snahy o využití velkých průtoků v oblastech s malými spády vedly až k axiální přetlakové turbíně Kaplanově (1913), na jejímž principu vznikla řada modifikací i zcela

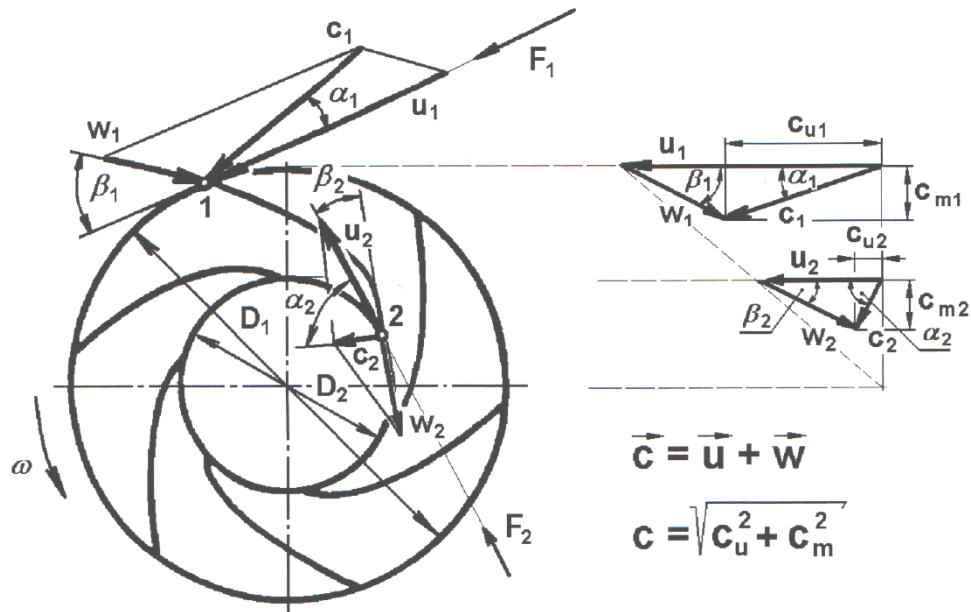
nová konstrukční řešení, jako je např. Dériazova turbína (1950). Kaplanova turbína je přetlaková axiální. Oběžné kolo bez vnějšího věnce má oběžné lopatky upevněny natáčivě v náboji kola. Náboj má hydrodynamicky vhodný tvar (v prostoru lopatek je plocha náboje kulová). Lopatky jsou ovládané regulačním mechanismem, osazeným uvnitř náboje kola. Osa čepů lopatek svírá s osou náboje úhel 90° . U standartních provedení se jejich plynulé natáčení provádí za provozu stroje. Rozváděč, který je u klasického provedení řešen jako radiální, má rovněž natáčivé lopatky, ovládané vlastním regulačním mechanismem. Změna polohy oběžných lopatek a rozváděcích lopatek je prováděna současně, vázaně. Obvyklé provedení turbíny je vertikální (u turbín větších výkonů), příp. horizontální, se spirálou. Běžná je sací trouba. Moderní řešení je přímoproudá axiální turbína nízkospádová, malých i velkých výkonů. U této axiální turbíny, která nemá spirálu, je rozváděč diagonální až axiální.

Variantami řešení Kaplanovy turbíny jsou turbíny:

- **axiální neregulovatelná**; oběžné i rozváděcí lopatky jsou pevné
- **propelerová**; oběžné lopatky jsou pevné, příp. přestavitelné po demontáži za klidu stroje, regulace se provádí nastavením rozváděcích lopatek, které jsou natáčivé (podobně jako u Francisových turbín)
- **semikaplan**; regulace turbíny je prováděna pouze nastavením lopatek oběžného kola, které jsou natáčivé za chodu, rozváděcí lopatky jsou pevné; [1], str. 39 a 35.

2.2.1 Eulerova rovnice turbíny

Na obr. 2 jsou schematicky znázorněny kinematické poměry na vstupu a výstupu lopatkového prostoru oběžného kola radiální turbíny. Přeměna hydraulické energie na mechanickou, resp. přenos energie z vody na oběžné kolo, začíná na vstupní hraně oběžné lopatky (bod 1) a končí na její výstupní hraně (bod 2). Předpokládejme, že proud kapaliny sleduje dokonale dráhu určenou tvarem lopatky.



Obr. 2 - Schéma kinematických poměrů v oběžném kole radiální pomaluběžné dostředivé turbíny; [2], str. 45

Kinematické poměry v oběžném kole vystihují následující rychlosti:

- u – unášivá (obvodová) rychlost kapaliny, popř. oběžného kola
- w – relativní rychlost kapaliny
- c – absolutní rychlost kapaliny.

Vektorový součet těchto rychlostí $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ udává, tzv. rychlostní trojúhelník.

Navzájem kolmé složky absolutní rychlostí jsou:

- c_u – unášivá (obvodová, hybná) složka absolutní rychlosti kapaliny
- c_m – meridiánová složka absolutní rychlosti;

$$c = \sqrt{c_u^2 + c_m^2}. \quad (2.1)$$

Souvislosti hybných složek absolutních rychlostí kapaliny na vstupu a výstupu lopatek oběžného kola s měrnou energií kapaliny lze určit ze změny hybnosti kapaliny v oběžném kole. Kapalina protékající konfuzorovými mezilopátkovými prostory oběžného kola mění hybnost mezi vstupní a výstupní hranou oběžných lopatek. Tuto změnu hybnosti lze vyjádřit jako:

$$F_1 - F_2 = Q_K \cdot \rho \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \quad [N] \quad (2.2)$$

Výsledný moment působící na hřídeli oběžného kola je:

$$M = F_1 \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{Q_K \cdot \rho}{2} \cdot (D_1 \cdot c_{u1} - D_2 \cdot c_{u2}) \quad [N \cdot m] \quad (2.3)$$

Tomuto momentu při otáčení oběžného kola úhlovou rychlostí $\omega = \frac{u}{R}$ odpovídá výkon:

$$M \cdot \omega = Q_K \cdot \rho \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad [N \cdot m], \quad (2.4)$$

kde člen v závorce představuje teoretickou měrnou energii turbíny $[J \cdot kg^{-1}]$. Tento výkon přenesený na oběžné kolo je roven hydraulickému výkonu $P_h = Q_K \cdot \rho \cdot E \cdot \eta_h$, takže platí rovnost:

$$Q_K \cdot \rho \cdot E \cdot \eta_h = Q_K \cdot \rho \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad [J \cdot kg^{-1}], \quad (2.5)$$

odkud:

$$E \cdot \eta_h = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (2.6)$$

Tato rovnice je Eulerova energetická rovnice vyjadřující proces přeměny energie v oběžném kole turbíny při respektování ztrát hydraulických. Rovnice platí i pro turbíny radiálně axiální a axiální. Bližší viz např. [2].

Pozn.: *Energetický obsah kapaliny se v turbíně mění o hodnotu E. V případě průtoku nevázké kapaliny, tedy teoreticky, by tato hodnota byla celá převedena na oběžné kolo. Při průtoku vody je převedena na kolo energie menší, a to o hodnotu součinu $E \cdot (1 - \eta_h)$. Předpoklad, že vodní proud sleduje dokonale dráhu určenou tvarem lopatky, platí jen pro nekonečný počet tenkých lopatek a je fikcí.*

Eulerova rovnice váže spolu vstupní rychlostní trojúhelník a výstupní rychlostní trojúhelník. Určuje tak vztah mezi úhly rychlostí kapaliny a tím i úhly lopatek. Tvar lopatek musí splnit podmínky předepsané Eulerovou rovnicí. Aby výkon turbíny byl co možná největší, musí být hodnota součinu $E \cdot \eta_h$ co největší. Toho lze dosáhnout, bude-li součin $u_2 \cdot c_{u2}$ minimální. Snahou proto je, aby voda opouštěla oběžné lopatky absolutní rychlostí takového směru, kdy unášivá složka c_{u2} je nulová. Složka c_{u1} musí být kladná, to znamená, že k oběžnému kolu musí být voda přiváděna ve směru otáčení kola. Značnou pozornost je třeba věnovat i hodnotě η_h , která se volí podle zkušeností. Výpočet s hodnotou η_h vyšší než odpovídá skutečně dosažitelné, by pak neodpovídal realitě. Zvolená vyšší hodnota, která by pak vzhledem ke skutečným hydraulickým ztrátám nebyla dosažena, by znamenala nesplnění Eulerovy rovnice a ve svém konečném důsledku pak nedosažení garantovaných parametrů turbíny.

Ze vstupního a výstupního trojúhelníka rychlostí plyne pomocí kosinové věty:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (2.7)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2. \quad (2.8)$$

Po úpravách vychází odečtením druhé rovnice od první:

$$\frac{1}{2} \cdot (w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 + c_1^2 - c_2^2) = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (2.9)$$

Z trojúhelníků rychlostí je:

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{u1} \quad (2.10)$$

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{u2} \quad (2.11)$$

a protože:

$$u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} = E \cdot \eta_h \quad (2.12)$$

dostáváme identické vyjádření Eulerovy rovnice, a to ve formě tzv. průtokové rovnice turbíny:

$$\underbrace{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}_{1'} + \underbrace{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}_{1''} + \underbrace{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}_2 = E \cdot \eta_h \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (2.13)$$

Jednotlivé členy rovnice znamenají:

- 1 ... úbytek tlakové měrné energie kapaliny $\frac{p_1 - p_2}{\rho}$ v kanálech oběžného kola (rozdíl tlaků je stejný v relativním i absolutním prostoru)
 - 1' ... zvětšení kinetické měrné energie kapaliny v konfuzorových kanálech oběžného kola (v relativním prostoru)
 - 1'' ... měrná energie potřebná k překonání odstředivé síly, která působí v oběžném kole na kapalinu
 - 2 ... úbytek kinetické měrné energie kapaliny při jejím průtoku oběžným kolem;
- [1], str. 45 až 47.

3. NÁVRH REGULAČNÍHO MECHANISMU OBĚŽNÝCH LOPATEK MODELU MALÉ AXIÁLNÍ PŘÍMOTOKÉ VODNÍ TURBÍNY

3.1 Motivace

Motivací pro vznik práce na uvedené téma je konkrétní záměr Ing. Ivo Frýdla provést výměnu turbíny v lokalitě Královské Poříčí. Instalaci nové axiální přímotoké vodní turbíny bude předcházet výroba a odměření modelu této turbíny. Návrh regulačního mechanismu lopatek oběžného kola této zmenšené vodní turbíny je předmětem mé práce. Lokalita se nachází v Karlovarském kraji a leží na řece Ohři. Dosahovaný spád činí 1,5 metru.

3.2 Úvaha nad regulací a sledem následujících činností

Regulace ano, nebo ne? A nebo regulovat ano, ale do jaké míry, co to bude obnášet a jakého výsledku se dosáhne? Otázka tedy zní, jestli regulovat průtok rozváděcím kolem, nebo oběžným kolem anebo kombinací obou variant. Pro odpověď je nutno uvážit návratnost investice v případě realizace stroje. To ovlivňuje roční denní průtoková charakteristika dané lokality. Dle profilu této charakteristiky lze stanovit regulační zařízení či jejich kombinaci. V dnešní době a na území ČR absolutně převládá trend plné regulace a dále u specifické konstrukce vodní turbíny regulace oběžným kolem. Plná regulace skýtá velice efektní využití nabízeného energetického potenciálu. Je to zapříčiněno adaptací funkčních ploch vodní turbíny aktuálním hydrologickým podmínkám, které se ve většině případů mění s časem. Zvláštním případem jsou zejména VVE akumulárního typu, kde se náhlé výkyvy průtoku zplošťují schopností akumulace. Jsou to ty případy, kdy lidský zásah ovlivní přirozený průtok vodním tokem. Ale i v těchto případech se uplatňuje plná regulace. Jednak kvůli změně spádu v důsledku akumulace vody, jež se projevuje nárůstem výšky hladiny, opět způsobující změnu hydraulických podmínek, a jednak z prosté možnosti pružně a relativně rychle regulovat výkon zařízení. Zvláštním případem turbíny s regulací průtoku pouze natáčením lopatek rozváděcího kola je přečerpávací vodní elektrárna Dlouhé Stráně v Olomouckém kraji osazená dvojicí reverzibilních Francisových turbín o celkovém výkonu 650 MW. Tato elektrárna plní úlohu špičkové elektrárny, jež spotřebovává

přebytek energie v rozvodné síti dodané zejména JE Temelín, která není schopna tak pružné regulace.

K vlastnímu konstrukčnímu řešení celého regulačního mechanismu bude velice cennou příručkou kniha *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství* od Dr. Ing. Miroslava Nechleby vydanou nakladatelstvím *SNTL* v šedesátých letech dvacátého století. Základním krokem konstrukční úlohy bude stanovení zatěžujících silových poměrů na oběžném kole. Tomu bude předcházet návrh velikosti oběžného kola. Nabízí se použití již řešených úloh či modelových turbín. Pomocí geometrických a hydraulických vazeb, respektive podmínky podobnosti se určí dané rozměry turbíny.

Budou-li známy vnější rozměry oběžného kola a i hydrologické podmínky společně s hmotnostní oběžné lopatky, přistoupí řešitel k výpočtům zatěžujících sil. Vypočte se odstředivá síla hmoty lopatky a ohybový a krouticí moment na list lopatky, přičemž ke zjištění těchto momentů vede několik cest přes empiricky vytvořené vzorce po simulační analýzy. Z těchto silových účinků se navrhnu jednotlivé části mechanismu. V průběhu toho může se stát, že některé dílce způsobí kolizi s nábojem oběžného kola. Východiskem může být zvolení jiného materiálu, jenž do návrhových podmínkových rovnic přinese benevolentnější hranice zatěžování, která povedou na zmenšení přípustných rozměrů navrhovaných kritických oblastí mechanismu.

Sled dalších činností bude obsahovat vyřešení utěsnění náboje oběžného kola v oblasti spoje s odtokovým kuželem a spojení s lopatkami, návrh výrobního postupu, zajištění mazání regulačního mechanismu, tepelné zpracování funkčních částí mechanismu, budou-li vyžadována, a vnější povrchové úpravy. Na řešení povrchových úprav bude kladen důraz zejména ve smyslu snižování hydraulických ztrát třením kapaliny na obtékaných plochách lopatek.

Vlastní výroba bude vyžadovat technologie na získání bezvadně opracovaného náboje a lopatek. Nabízí se třískové obrábění z masivního polotovaru nebo technologie přesného lití a možné doplnění následného opracování za dosažením přesnější geometrie a hladšího povrchu. Přesné odlévání je možné nahradit klasickým, přičemž pro výrobu předlohy (tzv. modelu) bylo by také možné využít moderní a dnes již rozšířené technologie 3D tisku. Touto technologií kladení vrstev taveného plastu zvanou FDM lze vyrobit velice přesné výrobky z termoplastů typu ABS, PLS, PE, PP a další, anebo metodou spékání vrstev kovového prachu, zvanou DMLS, zhotovit vlastní lopatky připravené k montáži. Tato metoda je ze všech uvedených finančně nejnákladnější.

Uvedené činnosti na sebe vážou další dílčí kroky a postupy a velice příhodně se nabízí těmto činnostem věnovat navazující studium a rozvinout je v realitu. Skrytý potenciál přichází i s následnou realizací měřicího standu, na kterém bude možné provádět laboratorní měření v rámci výuky nebo v komerčním smyslu a závěrečnou zprávou o měření.

3.3 Základní poznatky

3.3.1 Účel regulace

Využití energie vody poskytované přírodními hydrologickými podmínkami závisí na možnostech vodní turbíny. Řízení provozu turbín je dáno dvěma okolnostmi. Jednak jsou to hydrologické vlastnosti vodního díla a jednak okamžitý stav poptávky po energii získávané z turbín. Přizpůsobení provozních stavů vodního díla konkrétním hydrologickým poměrům a potřebě výroby elektrické energie se provádí regulací výkonu turbíny. Časový průběh regulace vyvolané změnou hydrologických podmínek, tj. kolísáním spádu a průtoku, je dlouhodobější než regulační pochod turbíny, který reaguje na okamžitou potřebu změny výkonu turbíny.

Kdyby turbína pracovala úplně bez regulace, tj. bez stálého přizpůsobování výkonu turbíny výkonu od ní odebíranému, vznikl by při změně zatížení přebytek, nebo nedostatek výkonu. Následkem toho by bylo zvýšení, nebo snížení provozních otáček turbíny až na hodnotu, při které by byla obnovena rovnováha mezi výkonem turbínou dodávaným a od ní odebíraným. Při změně zatížení se otáčky turbíny nesmí příliš měnit a musí zůstat v předepsaných mezích. Potřeba změny výkonu vyvolává potřebu regulačního zásahu.

Během relativně krátkého regulačního pochodu, vyvolaného potřebou změny výkonu turbíny, se prakticky nemění měrná energie (spád) turbíny. K regulaci výkonu turbíny zbývá tedy pouze změna průtoku Q turbínou. Změna průtoku se může nejvýhodněji uskutečnit změnou průtočných průřezů v turbíně. Proměnlivý průřez je u moderních turbín přetlakových konstrukčně řešen formou regulačních rozváděčích, popř. oběžných lopatek.

Podle místních podmínek, typu, velikosti a významu elektrárny může být regulace ruční nebo automatická.

Pozn.: *Vzhledem k požadavku stálé frekvence proudu odváděného z generátoru do elektrické sítě je doposud málo využíváno možnosti regulace vodních turbín změnou otáček. Tento druh regulace ve spojení s natáčením rozváděcích lopatek se však považuje za perspektivní pro turbíny MVE s velmi kolísavými spády vody; [1], str. 56 a 57.*

3.3.2 Řídicí ústrojí konvenčních přetlakových turbín

U turbín Francisových se při regulaci uskutečňuje změna průtoku natáčením rozváděcích lopatek. U Dériazových a Kaplanových turbín zároveň i natáčením oběžného kola, kdy poloha lopatek oběžných se přizpůsobí změněnému úhlu nátoky vody v důsledku změny polohy lopatek rozváděcích.

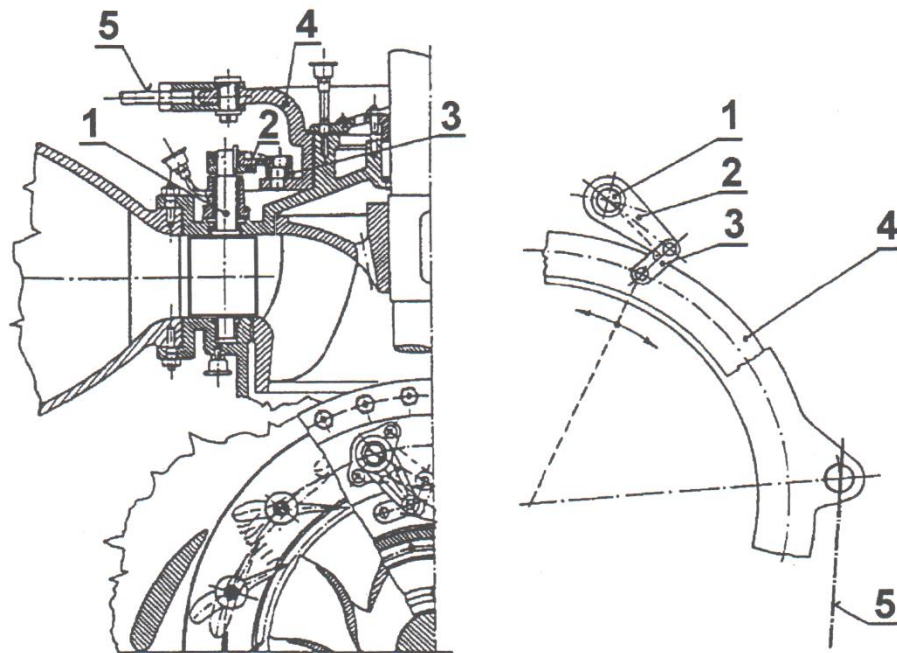
Změna polohy rozváděcích a oběžných lopatek regulačních přetlakových turbín za provozu se provádí pomocí regulačních mechanismů. Při automatické, plynulé regulaci axiálních a diagonálních turbín SVE a VVE se uplatňuje elektromechanické nebo hydraulickomechanické natáčení oběžných lopatek. Hydraulickomechanické se obvykle používá pro větší výkony servomotoru regulačního mechanismu (nad 4 kW). U malých axiálních turbín se často používá ruční natáčení oběžných lopatek, a to hlavně pro nastavení jejich požadované polohy za klidu turbíny na delší dobu, např. u občasných (sezónních) regulací průtoku podle hydrologické charakteristiky vodního díla.

Voda je k oběžnému kolu přiváděna rozváděcím kolem, tzv. rozváděčem, který je tvořen rozváděcími lopatkami. Určitý typ rozváděče, označovaný podle směru průtoku vody lopatkovým prostorem rozváděcího kola vůči ose hřídele turbíny, bývá přiřazen určitému typu turbíny, pro který je vhodný; [1], str. 57.

Francisova turbína má rozváděč radiální, Kaplanova turbína má rozváděč radiální nebo diagonální. Přímoproudá Kaplanova turbína má rozváděč diagonální nebo axiální.

K regulaci průtoku se u moderních typů turbín téměř výhradně používá natáčivých rozváděcích lopatek, tzv. Finkova regulace. Rozváděcí lopatky se natácejí současně po celém obvodu rozváděcího kola kolem čepů, uložených v horním a dolním lopatkovém kruhu. V současnosti se používá tzv. regulace vnější, kde prvky natáčecího mechanismu jsou umístěny vně průtočného prostoru turbíny. Princip této regulace je zřejmý z příkladu Francisovy turbíny na obr. 3. Na čep lopatky 1 je upevněna klika 2, čepem otočně spojená s tahélkem 3, které je dalším čepem otočně připojeno

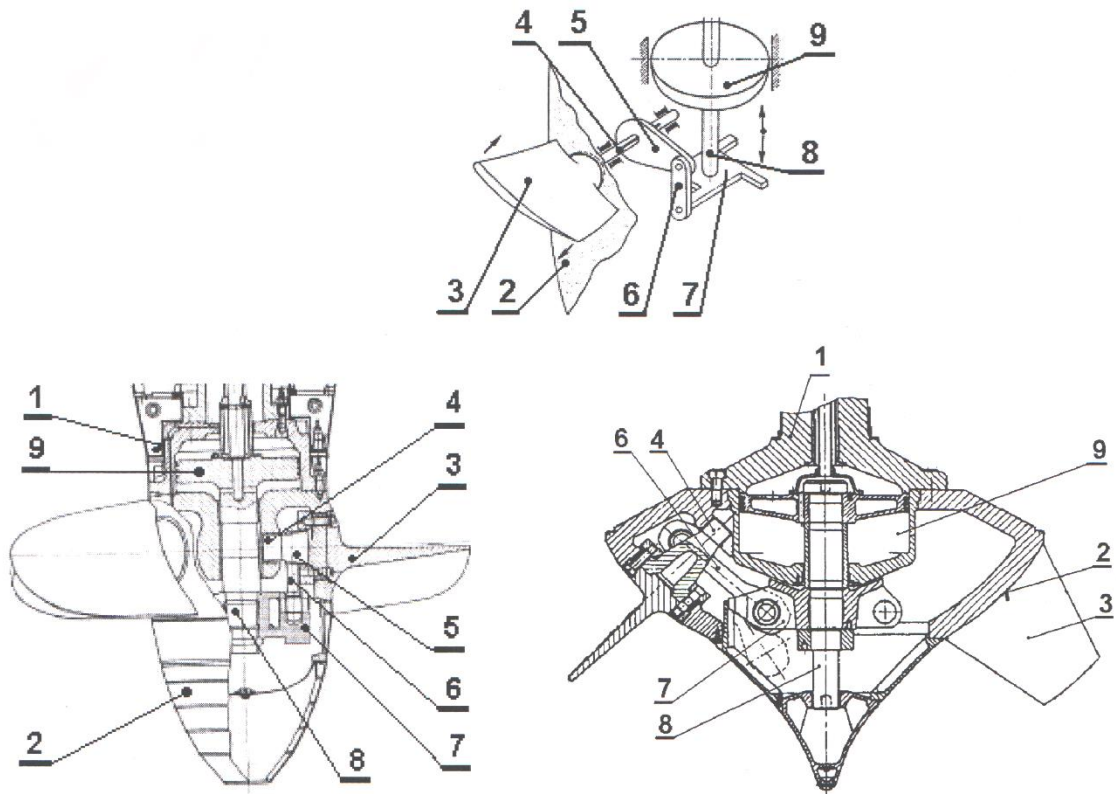
k regulačnímu kruhu 4. Regulační kruh se natáčí jedním nebo dvěma táhly 5, pohyb kruhu může být zajišťován i přímočarým hydromotorem. Natáčení rozváděcích lopatek bývá obvykle automatické; [1], str. 58.



Obr. 3 - Regulační mechanismus Francisovy turbíny; [2], str. 58

Účelem rozváděcích lopatek je přivést vodu k oběžnému kolu danou rychlostí a směrem a rovnoměrně po celém obvodu kola. Zakřivení rozváděcích lopatek a dané úhly určují vtokové a výtokové úhly kapaliny. Nejdůležitějším místem rozváděcích lopatek je jejich výstupní část, ostatní části nesmějí být zdrojem zbytečných hydraulických ztrát. Vlastní zakřivení rozváděcích lopatek je voleno podle toho, jestli voda k rozváděči přitéká z kašny, nebo spirály.

V případech, kdy se oběžné lopatky axiálních a diagonálních turbín nastavují plynule za provozu turbíny, je přestavný mechanismus oběžných lopatek umístěn v náboji oběžného kola (viz obr. 4).



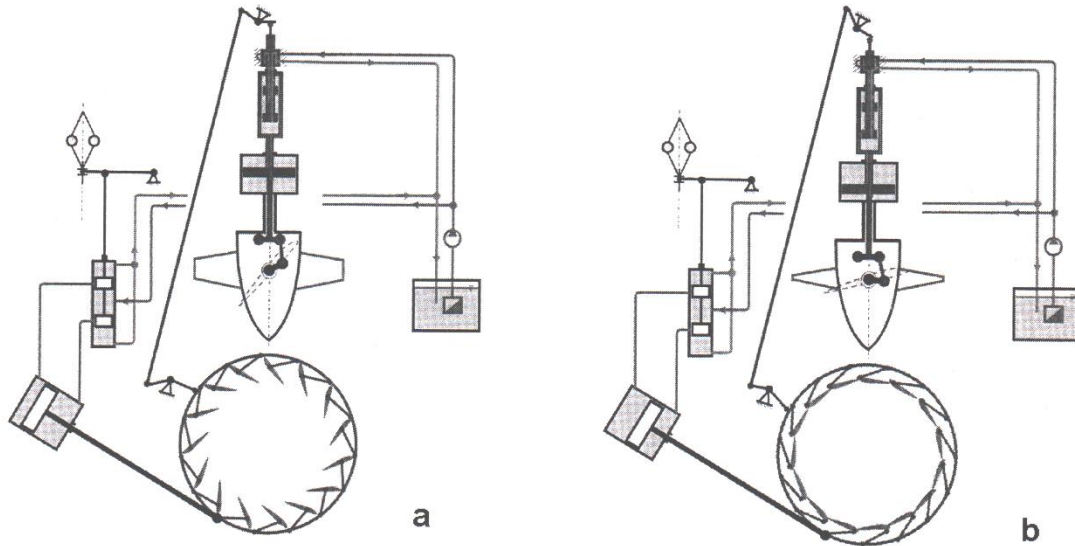
Obr. 4 - Varianty řešení mechanismu natáčení oběžných lopatek Kaplanovy turbíny (vlevo) a diagonální čerpadlové turbíny (vpravo);
 1 - hřídel turbíny, 2 - náboj oběžného kola, 3 - lopatka oběžného kola, 4 - čep lopatky, 5 - klika, 6 – táhlo, 7 – přestavný kříž, 8 – přestavná tyč, 9 – servomotor; [2], str. 61

Dutý hřídel turbíny 1 je připojen k náboji oběžného kola 2, ve kterém jsou otočně uloženy oběžné lopatky 3. Na čep lopatky 4 je upevněna klika 5, otočně spojená s táhlem 6, které je otočně připojeno k přestavnému kříži 7 upevněnému na přestavné tyči 8. U hydraulickomechanického natáčení oběžných lopatek je posuv přestavné tyče vyvozován servomotorem 9. U elektromechanického natáčení je v náboji oběžného kola osazen elektrický servomotor.

Obdobně jako při řešení rozváděcích lopatek je pro řešení mechanismu natáčení oběžných lopatek důležité vyšetření sil, které působí na lopatku při jejím obtékání. Výslednice sil vyvozuje k ose otáčení lopatek moment. Tento moment je vstupní hodnotou pro určení sil v přestavném mechanismu lopatek (bližší viz např. [3], str. 299 až 313).

Regulace současným natáčením rozváděcích a oběžných lopatek se uplatňuje u axiálních (Kaplanových) a diagonálních (Dériazových) turbín zejména SVE a VVE. Automatická regulace může řídit průtok otevíráním rozváděcích nebo oběžných lopatek, popř. obou současně ve vzájemné vazbě, kdy poloha lopatek oběžných se přizpůsobí

změněnému úhlu nátku vody v důsledku změny polohy lopatek rozváděcích. Schéma jedné z variant řešení synchronního natáčení rozváděcích a oběžných lopatek Kaplanovy turbíny je znázorněno na obr. 5; [1], str. 61 až 62.



Obr. 5 - Schéma synchronního natáčení rozváděcích a oběžných lopatek Kaplanovy turbíny; a - otevřeno, b - zavřeno; [2], str. 62

3.3.3 Způsoby regulace přetlakových turbín

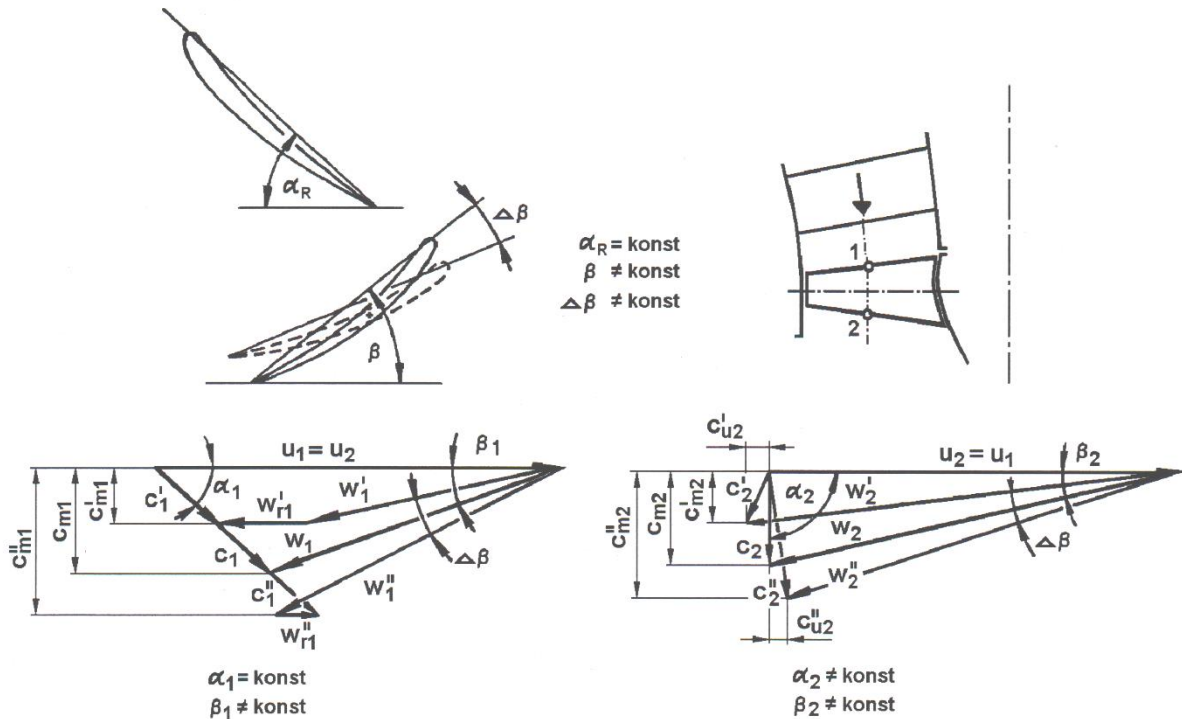
Kinematické poměry u přetlakových turbín vystihují rychlostní trojúhelníky na vstupní a výstupní části oběžných lopatek. Protože regulační změna průtoku je u přetlakových turbín vázána na polohu lopatek, je pro regulaci těchto turbín směrodatné nastavení rozváděcích lopatek, charakterizované úhlem α_R , a nastavení oběžných lopatek, udávané úhlem β .

Regulace výkonu přetlakových turbín se odvozuje z následujících tří kombinací změn úhlů α_R a β :

- 1) $\alpha_R \neq \text{konst}$, $\beta = \text{konst}$ - u turbín radiálně-axiálních (Francisových) axiálních turbín propelerových (např. kašnová Kaplanova)
- 2) $\alpha_R = \text{konst}$, $\beta \neq \text{konst}$ - u turbín axiálních (varianta semikaplan)
- 3) $\alpha_R \neq \text{konst}$, $\beta \neq \text{konst}$ - u turbín axiálních (Kaplanových), popř. diagonálních (Dériazových); [1], str. 62.

Pro tuto práci je zásadní případ $\alpha_R = \text{konst}$, $\beta \neq \text{konst}$, tedy kdy rozváděcí lopatky modelové axiální turbíny jsou pevné a lopatky oběžného kola jsou natáčivé.

V tomto případě regulace výkonu turbíny určují pevné rozváděcí lopatky směr absolutní rychlosti c_1 na vstupu do oběžného kola. Změnu úhlu postavení oběžných lopatek $\Delta\beta$ přizpůsobuje nátok kapaliny na oběžné lopatky tak, že se zmenšují rázové složky w_{r1} i rotační složky c_{u2} , vznikající při $Q < Q_n$ i $Q > Q_n$. Uvedené poměry jsou znázorněny v rychlostních trojúhelnících na obr. 6; [1], str. 63.

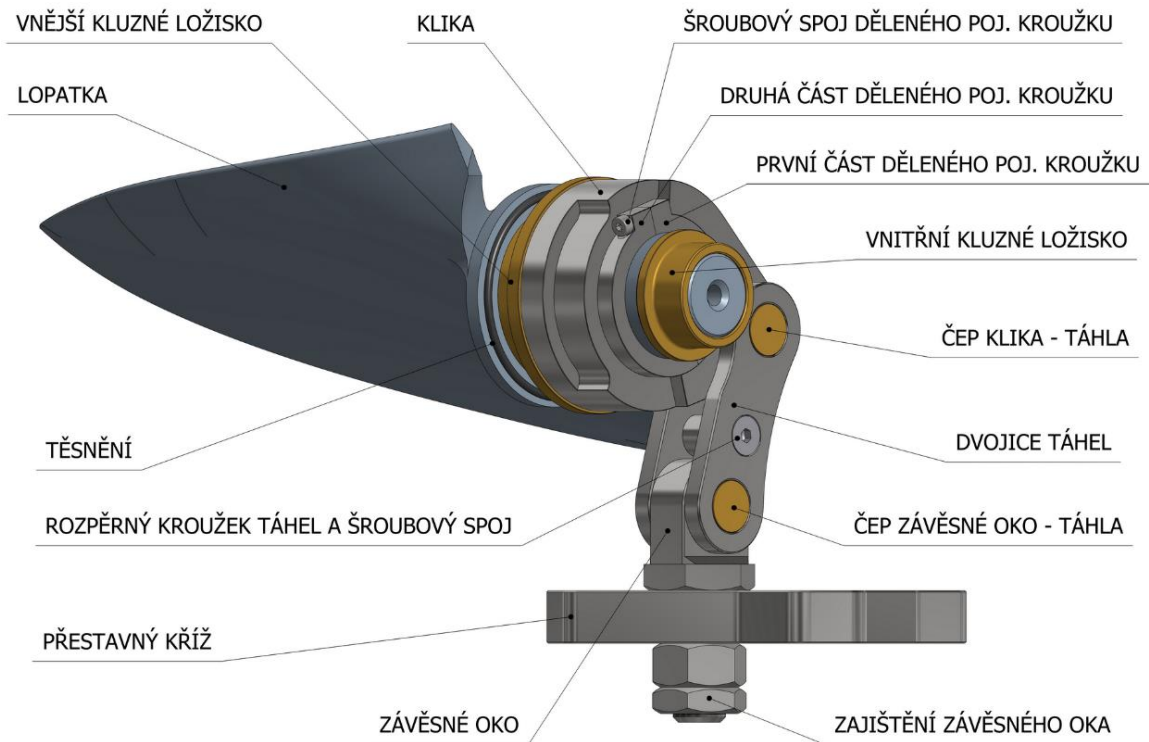


Obr. 6 - Kinematické poměry v axiálním oběžném kole při natáčení oběžných lopatek; [2], str. 64

3.4 Chronologie postupu konstrukce regulačního mechanismu

Výše popsánymi poznatky vyvstávají pevně stanovené body, kterými je nutné konstrukčním procesem projít. Prvním z nich je vyřešení kinematiky regulačního mechanismu a navazujícím je zjištění zatěžujících sil. Zásadními limitujícími faktory jsou vnitřní prostor náboje oběžného kola a mechanické vlastnosti použitých materiálů. Přirozeně je nezbytně nutné oba aspekty tolerovat s patřičnou vůlí respektive bezpečností, přičemž obě tato úskalí se navzájem ovlivňují. Jako příklad lze uvést ztenčení stěny náboje oběžného kola z důvodu zvětšení vnitřního prostoru pro krajní úvratě mechanismu. Důsledkem bude nárůst vnitřního napětí ve ztenčené stěně náboje jednak od odstředivých sil působících na samotný náboj a lopatku, jednak od sil mezi jednotlivými členy mechanismu a výslednice převážně hydrodynamických sil proudící kapaliny na lopatku a také vlastní tíží oběžného kola.

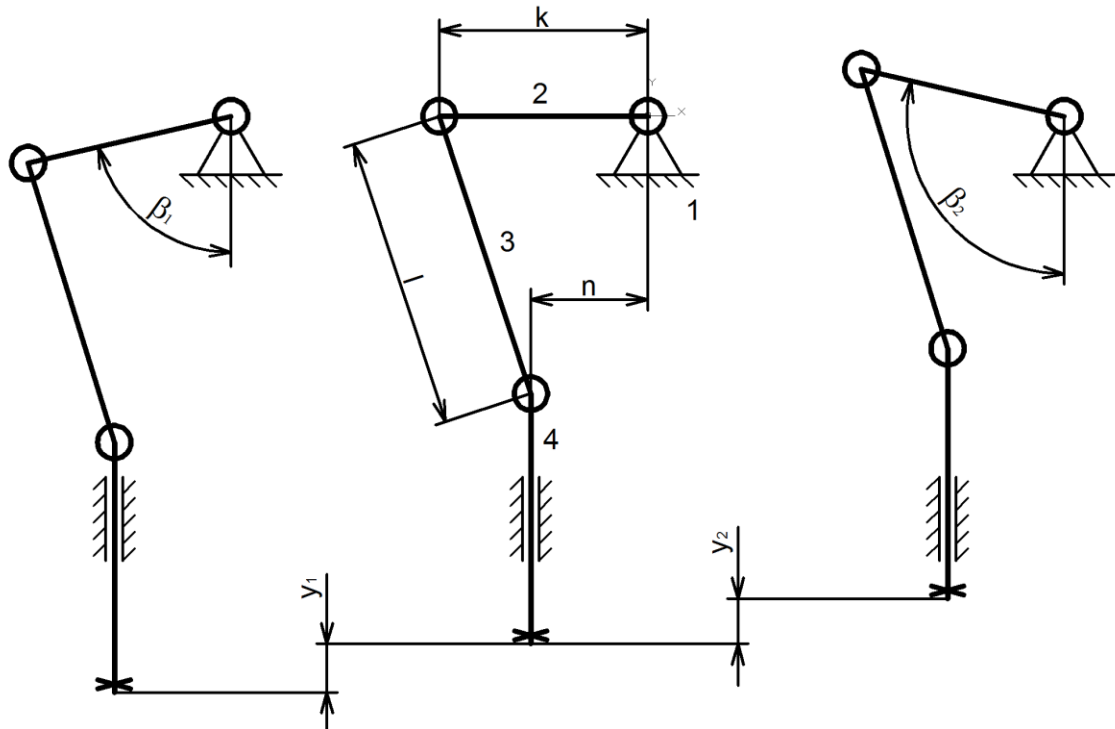
3.5 Návrh konstrukčního řešení regulačního mechanismu



Obr. 7 – Studijní návrh regulačního mechanismu malé axiální přímotoké vodní turbíny; [3]

3.5.1 Kinematika regulačního mechanismu

Jedním z daných vstupních parametrů, který je zásadní pro vyřešení problému kinematiky, je úhel naklápění oběžných lopatek od neutrální polohy. Tuto hodnotu položíme rovně nule. Pak krajní polohy naklopné oběžné lopatky jsou od nulové polohy pootočený o \pm daný úhel, jenž bývá cca v rozmezí 15° až 20° .



Obr. 8 – Kinematický návrh mechanismu;

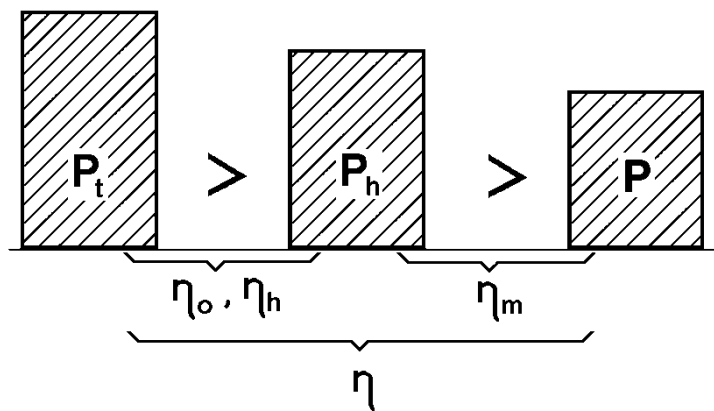
1 – rám (náboj oběžného kola), 2 – klika, 3 – táhlo, 4 – oko šroubovým spojem uchycené k přestavnému kříži; [3]

Z výše uvedeného návrhu kinematiky mechanismu vyplývá, že se nadále bude jednat o excentrický klikový mechanismus. Stanovím z důvodu prostorového uspořádání mechanismu uvnitř náboje nulovou polohu takovou, kde rameno kliky zaujímá vodorovnou polohu v takovém případě, kdy osa rotace oběžného kola je svislá (obr. 8 – prostřední situace). Pro návrh členu vyvíjejícího lineární pohyb přestavné tyče vyvstává nutnost stanovení velikosti posuvu z jedné krajní polohy do druhé. Na tuto úlohu aplikuji vektorovou metodu, jež je využívána v kinematice. Mechanismus má jeden stupeň volnosti. Mohu vyjádřit natočení lopatky v závislosti na lineárním posuvu přestavné tyče anebo lineární posuv přestavné tyče v závislosti na natočení lopatky. Jelikož je zásadní pro účinnost turbíny poloha lopatky, vyjádřím polohu přestavné tyče v závislosti na požadované poloze lopatky. Po úpravách dostávám následující vztah, kde celkové posunutí $y = |y_1 - y_2|$

$$y_i = k \cdot \cos\beta_i + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{k}{l} \cdot \sin\beta_i + \frac{n}{l}\right)^2} \quad [m]; \quad i = 1, 2 \quad (3.1)$$

3.5.2 Silové poměry v mechanismu

Tento krok bude vycházet ze zadaných parametrů turbíny (poskytl Ing. Frýdl), z nichž se vyjádří mechanický výkon turbíny. Vazbu mezi hydraulickým příkonem P_t , výkonem převedeným na oběžné kolo P_h a mechanickým výkonem turbíny uvádí vztahy (3.2), (3.3), (3.4) a schematicky (obr. 9). Na měřicím standu bude simulován spád $H = 2$ metry a maximální vteřinový průtok $Q = 0,4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Účinnost objemovou volím $\eta_o = 0,95$, účinnost hydraulickou $\eta_h = 0,95$ a účinnost mechanickou $\eta_m = 0,90$. Mechanickou účinnost ovlivňuje tření v kluzných ložiskách, čepech a především tření vzniklé systémem ucpávek.



Obr. 9 – Teoretický, hydraulický a mechanický výkon turbíny; [2], str. 44

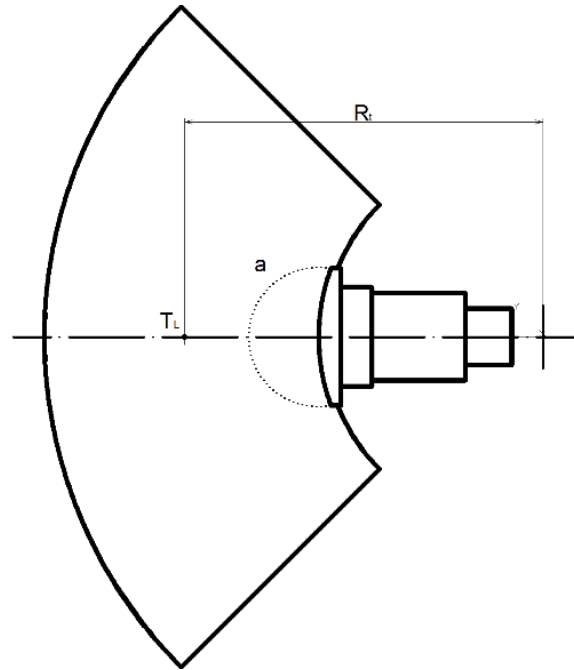
$$P_t = Q \cdot \rho \cdot E \quad (3.2)$$

$$P_h = P_t \cdot \eta_o \cdot \eta_h = Q \cdot \eta_o \cdot \rho \cdot E \cdot \eta_h = (Q - q) \cdot \rho \cdot E \cdot \eta_h = Q_K \cdot \rho \cdot E_K \quad (3.3)$$

$$P = P_h \cdot \eta_m = P_t \cdot \eta_o \cdot \eta_h \cdot \eta_m = P_t \cdot \eta = M_k \cdot 2\pi \cdot n \quad (3.4)$$

Pro počáteční návrh mechanismu bude nutné zohlednit a zařadit do výpočtů a kontrol namáhání čepu při průběžných otáčkách na tah odstředivou silou, neboť tlak vody na lopatku bude při průběžných otáčkách jen asi 30 % tlaku při otáčkách provozních, kdežto odstředivé síly se zvýší víc než čtyřnásobně. Při provozních otáčkách bude připojení listu lopatky k čepu (znázorněno na obr. 9 tečkovanou čarou *a*) namáháno jednak na tah odstředivou silou a jednak na ohyb a stříh silou, kterou voda působí na lopatku; [3], str. 349.

Zatěžující odstředivá síla bude určena z úhlové rychlosti oběžného kola a dále ze zjištěné hmotnosti lopatky a polohy jejího těžiště vůči ose rotace oběžného kola, do kterého je její hmotnost soustředěna. Hmotnost lopatky m_L a poloha těžiště lopatky R_L bude zjištěna pomocí CAD softwaru na základě kompletního modelu lopatky. Pro toto zjištění bude použit software Autodesk® INVENTOR®. Výpočet odstředivé síly O_L pak bude následovný:



Obr. 10 – Schéma lopatky; [3]

T_L – těžiště lopatky, R_t – vzdálenost polohy těžiště lopatky od osy rotace oběžného kola, a – kritická oblast přechodu lopatky v čep; [3]

$$O_L = m_L \cdot \omega^2 \cdot R_t \text{ [N]}. \quad (3.5)$$

Určením kritické oblasti a , vyznačující se nejmenší plochou průřezu $A_{L \text{ krit.tah}}$ (viz obr. 10), bude možné stanovit tahové napětí vyvolané odstředivou silou takto:

$$\sigma_t = \frac{O_L}{A_{L \text{ krit.tah}}} \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]}. \quad (3.6)$$

Toto napětí bude v procesu návrhu porovnáváno s příslušným dovoleným napětím.

Síly zatěžující lopatku od působící vody lze přesně určit na každé proudové ploše, protože jsou známé součinitele vztlaku i odporu z konstrukce profilů. Jejich složením ve výslednici lze dále určit polohu, směr i velikost výsledné síly na lopatku. Přibližně mohou síly na lopatku určit, předpokládám-li, že působí v těžišti plochy listu, což je splněno s dostatečnou přesností. Pak obvodovou složku P_u této síly P mohou určit z výkonu P a otáček n turbíny výrazem:

$$P_u = \frac{M}{R_t \cdot z_2} = \frac{P \cdot 60}{R_t \cdot z_2 \cdot 2\pi \cdot n} = \frac{9,549}{R_t \cdot z_2} \cdot \frac{P}{n} \left[\frac{1}{m \cdot 1} \cdot \frac{W}{s^{-1}} \right] = \text{[N]} \quad (3.7)$$

kde R_t je poloměr, na kterém rotuje těžiště plochy lopatky a z_2 je počet lopatek. Výsledná síla P působí téměř kolmo na lopatku, skloněnou k meridiální rovině pod úhlem γ a její hodnota je:

$$P = \frac{P_u}{\cos \gamma} = \frac{9,549 \cdot N}{R_t \cdot z_2 \cdot n \cdot \cos \gamma} [N]. \quad (3.8)$$

Vydělím-li tuto sílu dříve stanovenou plochou v místě kritického řezu, dostanu smykové napětí. Vynásobím-li ji ramenem od těžiště čáry tento kritický řez definující, dostanu ohybový moment a následným vydělením průřezovým modulem v ohybu získám ohybové napětí.

Kromě těchto sil působí voda na lopatku momentem, který se jí snaží natáčet. S tímto momentem se bude dále počítat při kontrole namáhání čepu, který je kromě toho zároveň namáhán ještě tahem od odstředivé síly a ohybem od síly P ; [3], str. 350. Maximální natáčecí moment lze zjistit buď přímým měřením na modelu, nebo lze přibližně vypočítat jeho maximální hodnotu pro jednu lopatku z následujícího výrazu:

$$M = (12 \text{ až } 15) \cdot g \cdot H \cdot D_1^3 [N \cdot m], \quad (3.9)$$

kde větší hodnota součinitele ve vztahu (3.9) v závorkách se volí u delších lopatek; [3], str. 304. Maximální krouticí moment vzniká při stojícím stroji a při jeho průběhu, což je zohledněno ve vztahu (3.9) podle [3], str. 354.

Nejprve známou výslednici tlaku vody na lopatku použiji pro určení reakcí v ložiskách. K těmto reakcím se ještě přičtou reakce od síly na kliku, kterou vyjádřím z maximálního momentu lopatky, jenž vydělím charakteristickým poloměrem kliky. Po složení obou reakcí určím ohybové namáhání čepu. Zároveň neopomenou zohlednit vliv kroucení od hydraulického momentu a tahové síly od odstředivé síly, která působí až do zachycení kliky a pokud tato síla nepůsobí v ose lopatky, respektive těžiště lopatky neleží na její ose, zohledním i její účinek projevující se dalším ohybovým momentem.

Ložiska budou volena kluzná s bronzovými pánvemi, u nichž se běžně dovoluje měrný tlak 15 až 20 Nmm^{-2} , v čepech táhel pak 25 až 35 Nmm^{-2} . Síly v mechanismu určuji s vlivem tření v čepových spojích a literatura uvádí velikost součinitele tření $\mu = 0,16$; [3], str. 356.

Efektivnější kontrola pevnosti může být provedena za využití počítačových simulací na základě realizovaného modelu lopatky.

3.5.3 Uložení a axiální zajištění čepu lopatky v náboji

Čep oběžné lopatky bude otočně uložen ve dvou kluzných ložiskách zaručujících vyšší statickou únosnost, mezi kterými na něj bude nasazena klika. Tyto součásti spolu musí být tvarově spojeny (např. těsným perem, klínem atp.), neboť je zapotřebí přenést krouticí moment z kliky na čep lopatky. Podstatným bude chronologie sestavení. To proběhne tak, že se nejprve správně orientovaná klika v náboji svým funkčním otvorem sestředí s otvory kluzných ložisek. Následně se vloží lopatka s čepem až na doraz s klikou. Zápich v čepu lopatky bude nyní přístupný, neboť bude na již vycházející části čepu z kliky, a vloží se do něj dělený pojistný kroužek (viz. 3.5.4 *Dělený pojistný kroužek*). V této fázi je čep lopatky pevně spojen s klikou. Od tohoto okamžiku bude klika přenášet působící krouticí moment pro její natáčení a zároveň axiálně zajišťovat čep lopatky v náboji. Dosaženo toho bude tím, že její vnější čelní plocha (vzdálenější od osy rotace oběžného kola) bude dosedat na čelo vnějšího kluzného ložiska, které bude radiálně axiálního typu. Toto kluzné ložisko bude mimo radiální síly přenášet vzniklou axiální sílu z kliky do náboje a tím dojde k zachycení axiálních silových účinků. Pro přenos axiální síly bude mít dva od sebe odsazené vnější průměry. Čelo mezi těmito dvěma vnějšími průměry bude dosedat na vnitřní stěnu náboje oběžného kola a přenos axiální síly bude probíhat v této stykové ploše.

3.5.4 Dělený pojistný kroužek

Nedílnou součástí návrhu bude volba rozměrů a následná pevnostní kontrola děleného pojistného kroužku, který axiálně zajistí lopatku v náboji. Postup sestavení náboje s čepem lopatky a klikou viz 3.5.3 *Uložení a axiální zajištění čepu lopatky v náboji*.

Dělený pojistný kroužek je stoosmdesátistupňovou výsečí mezikruhového tvaru. Důvodem dvou polovin je potřeba tento kroužek dostat do zápichu v čepu lopatky, a jelikož bude kroužek masivní, nebude možné jej deformovat způsobem, jako je tomu u normalizovaných pojistných kroužků normy ČSN 02 2930, které je díky speciálním kleštím možné ručně instalovat do zápichu. Na jedné straně budou obě poloviny kroužku spojeny tvarovým spojem, např. přesazením jednoho kroužku v druhý. Na druhém konci budou kroužky spojeny šroubem, jenž bude jedním kroužkem procházet volně a do druhého bude zašroubován. Vnitřní průměr děleného pojistného kroužku

je lícovaný na průměr zápichu v čepu lopatky a vnější průměr vychází přímo z kontroly na otlačení od působící odstředivé síly. Zvětšením tohoto průměru se zvětší styková plocha přenášející odstředivou sílu z kliky do náboje mezi klikou a děleným pojistným kroužkem a tím lze snížit tlakové napětí. Dělený pojistný kroužek bude tedy namáhán na stříh a tlak. Tloušťka $t_{kr.}$ děleného pojistného kroužku bude vyjádřena z návrhového výpočtu (3.10).

$$\tau_{střih. d.} \geq \tau_{střih.} = \frac{O_L}{A_{střih}} = \frac{O_L}{\pi \cdot d_{střih} \cdot t_{kr.}} [N \cdot mm^{-2}], \quad (3.10)$$

Vlastní vložení děleného pojistného kroužku bude spočívat v postupném vložení nejprve první poloviny děleného pojistného kroužku, který bude mít pro spojení s druhou polovinou otvor se závitem, do zápichu v čepu lopatky a jejím pootočení o půl otáčky. *Pozn.:* Vložením nejprve tohoto dílu se v závěru usnadní spojení obou polovin šroubem, jenž bude šroubován z pohledu vně, a bude pro tuto činnost lepší přístup. Následně se vloží druhá polovina děleného pojistného kroužku a obě se spojí šroubem. V konečné pozici se sestavený dělený pojistný kroužek zajistí proti pohybu jeho přišroubováním ke klice.

Pro montáž těchto dělených pojistných kroužků bude třeba zhotovit montážní přípravek, kterým se stlačí vždy protilehlé lopatky a příslušná těsnění na čepech lopatek a tím se zpřístupní zápichy v čepech lopatek pro instalaci dělených pojistných kroužků. Těsnění na čelních plochách mezi čepy lopatek a nábojem budou plnit svůj účel pouze tehdy, když budou stále předepjaté, tedy i po uvolnění přípravku. Pro bezproblémovou montáž dělených pojistných kroužků tak bude nezbytné jejich stlačení přes pracovní polohu a z toho plyne potřeba dostatečné vůle mezi vnějším stykovým čelem náboje s příslušným čelem na čepu lopatky.

3.5.5 Převzaté, volitelné a závislé parametry mechanismu

Samotný průběh konstruování zkušebnímu modelu turbíny vyjde z dostupných, již existujících konstrukcí. Z nich převezme především geometrii dutiny náboje oběžného kola. Z toho dále vyplyne členění čepu lopatky.

Dále je možné uvažovat nad potenciálem možnosti zvětšení maximálního otevření lopatek oběžného kola pro experimentování nastavení turbíny na měřícím standu. Z toho plyne zvětšení rozsahu pohybu mechanismu, konkrétně o navýšení z $\pm 13^\circ$ na $\pm 15^\circ$. Pro první konstrukční návrh uvažuji zvolit charakteristický poloměr kliky 25 milimetrů

a rozteč os táhla 35 milimetrů. Excentricitu klikového mechanismu volím 14 milimetrů s ohledem na maximální možnou velikost přestavného kříže tak, aby nedocházelo ke kolizi přestavného kříže s vnitřní plochou odtokového kuželu, v němž se přestavný kříž bude pohybovat. Tyto rozměry dávají potřebný základ pro vyřešení kinematiky mechanismu.

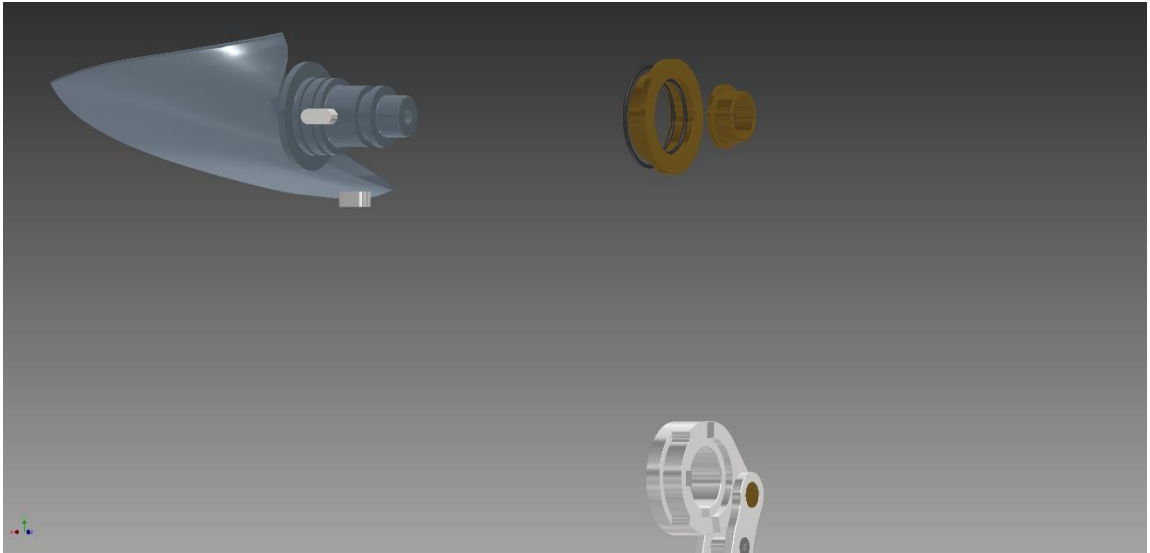
Před vyřešením působících sil přichází na řadu stanovení extrémních možných podmínek, které mohou nastat, tj. maximální průtok vody turbínou a její spád. Následně je možné stanovit veškeré silové účinky v mechanismu a dimenzovat jej.

Již bude možné ze známých silových účinků působících v mechanismu navrhovat a kontrolovat dílčí části mechanismu. Kliky bude kontrolována zejména na ohyb. Dále na otláčení v oblasti čepových spojů a tlak od odstředivé síly. Táhla budou navrhována s ohledem na jejich tloušťku, která bude limitována vnitřním prostorem náboje oběžného kola. Nutností bude táhla kontrolovat na tah, tlak i vzpěr. Závěsné oko otočně spojující táhla s přestavným křížem bude kontrolováno na tah, otláčení v oblasti kluzného spoje a jeho závitová část bude kontrolována na únosnost a otláčení závitu. Zbylé dva čepy mezi klikou a táhlem, respektive závěsným okem a táhlem, budou kontrolovány na stříh a otláčení.

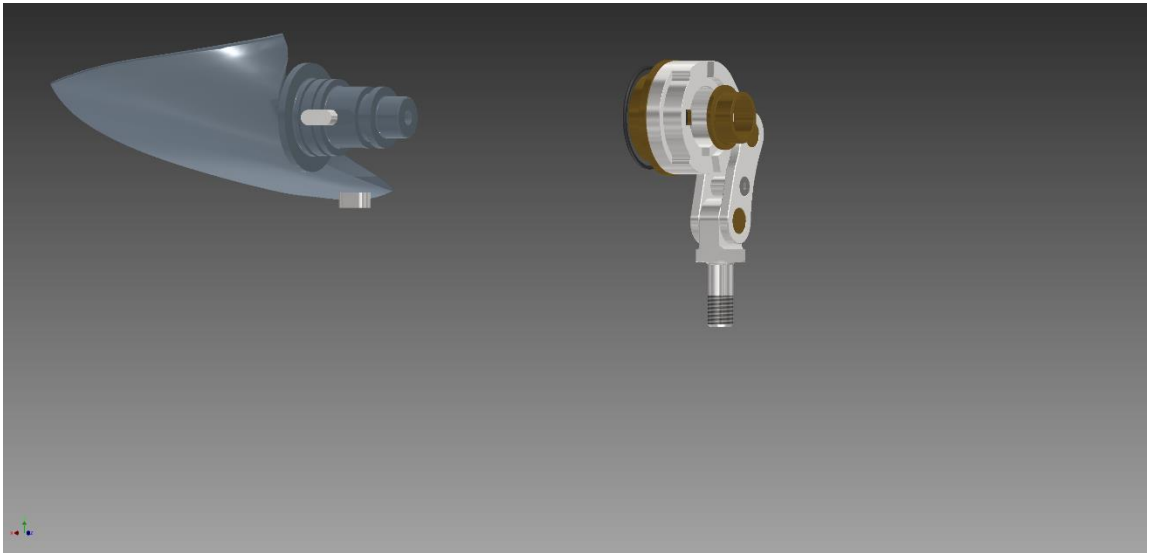
3.6 Výsledky studijního návrhu

Technickým výstupem této práce je počítačový model mechanismu natáčení oběžných lopatek malé axiální přímotoké vodní turbíny o průměru tři sta milimetrů oběžného kola. Podstatou je vlastní vnitřní stavba mechanismu, respektive vymezení jeho pracovního prostoru pro jeho pozdější konečný návrh, detailní pevnostní kontrolu a následnou konstrukci mechanismu. Tento model jsem vytvořil v aplikaci Autodesk® INVENTOR® Professional 2013 a nachází se na příloženém datovém nosiči v podobě sestavy formátu .iam, která obsahuje jednotlivé dílčí části typu .ipt. Dalším výstupem je rozpadová sestava vytvořená v tomtéž softwaru, která zobrazuje postup sestavení mechanismu. Každá komponenta je popsána trajektorií posunu a natočení vlastního těžiště. Dalšími příloženými soubory jsou rendrované obrázky studijního návrhu ve vysokém rozlišení, videa rozpadu sestavy a videa určená pro prezentaci práce. Tyto grafické výstupy dávám též k nahlédnutí online na adresách [4], v seznamu použitých obrázků a videí a na příloženém datovém nosiči.

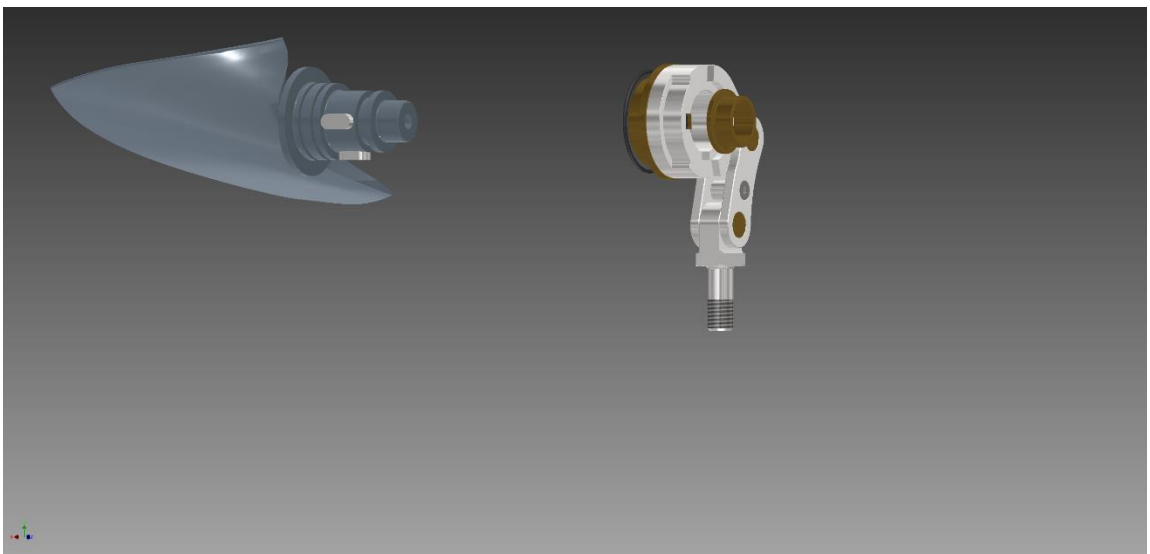
Následující sekvenční obrázek demonstruje sestavení mechanismu v náboji oběžného kola. Z důvodu přehlednosti není náboj znázorněn.



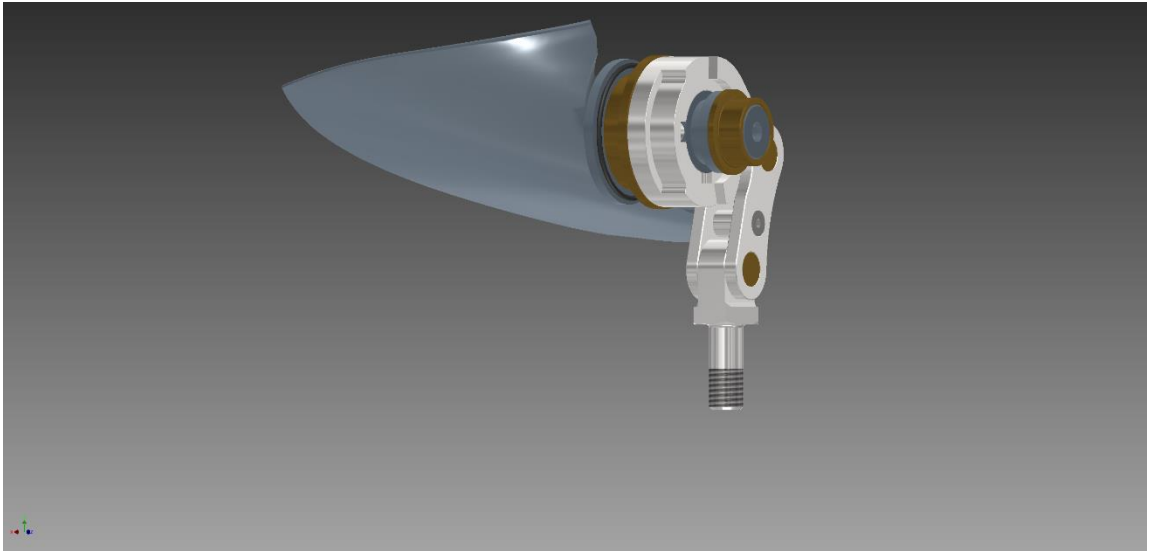
1)



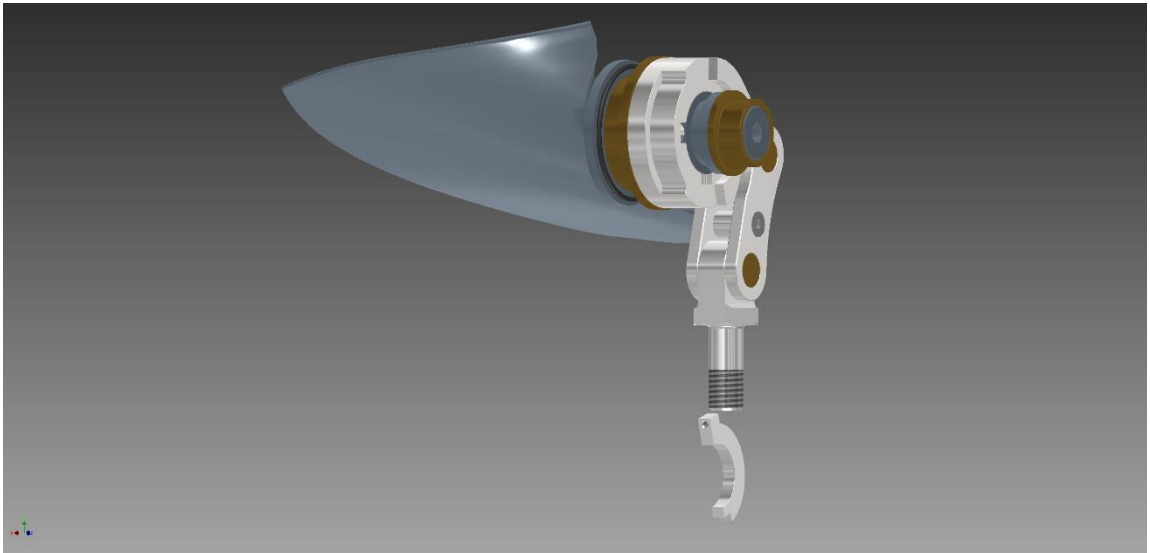
2)



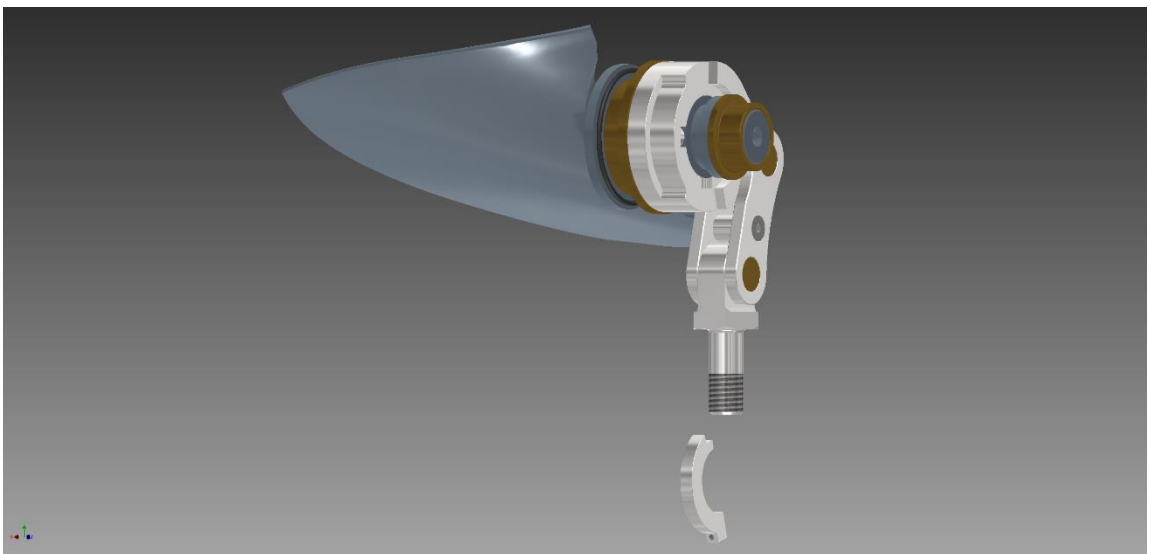
3)



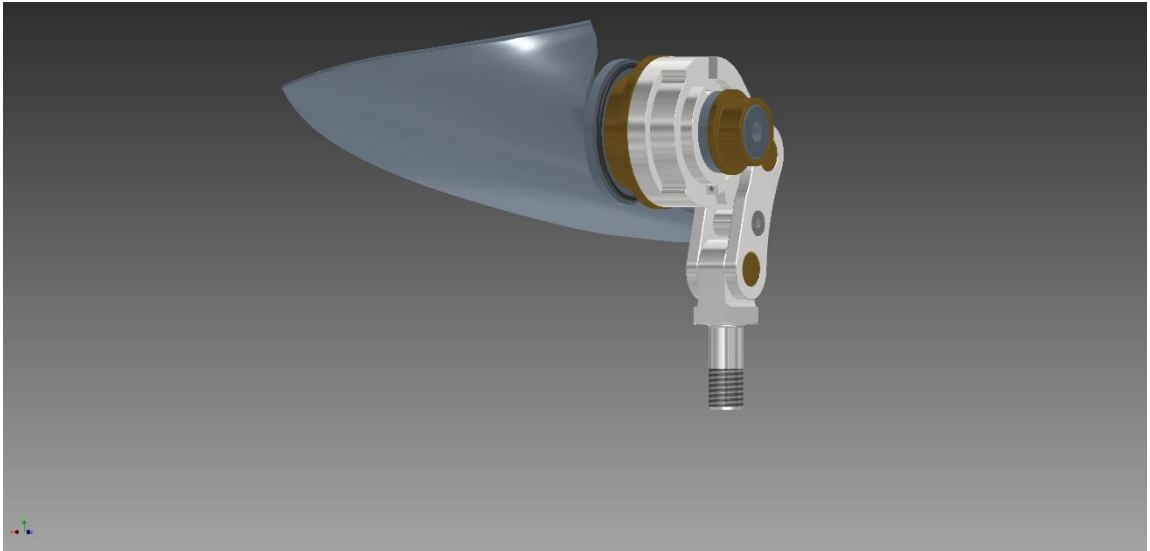
4)



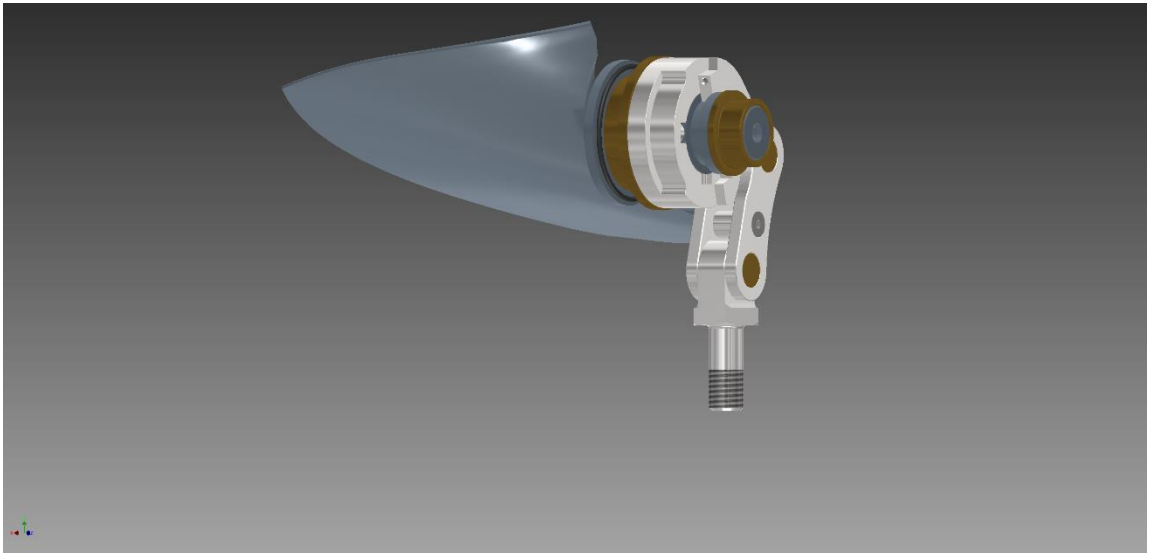
5)



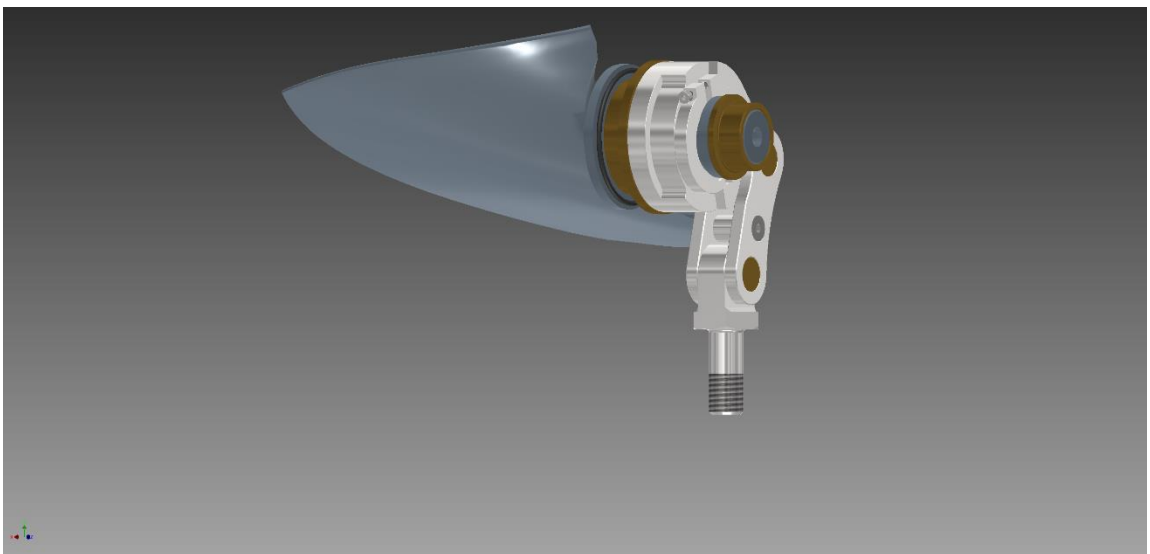
6)



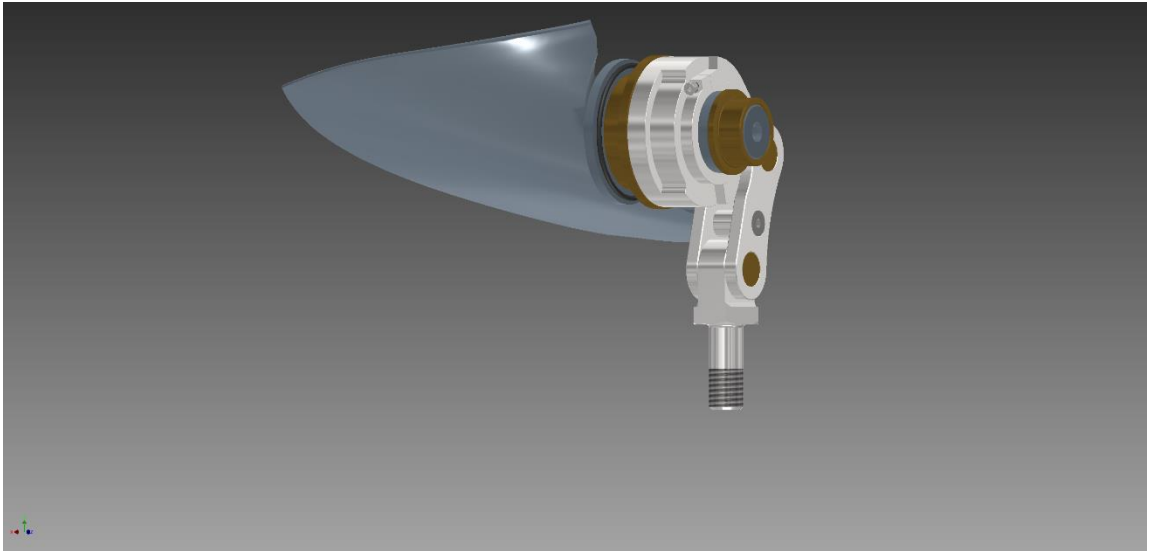
7)



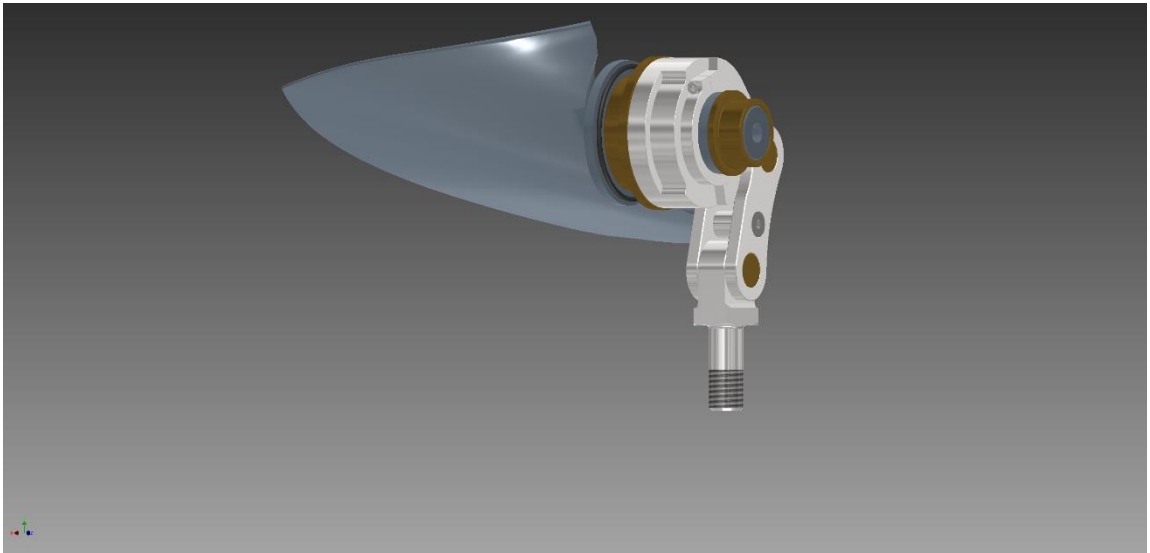
8)



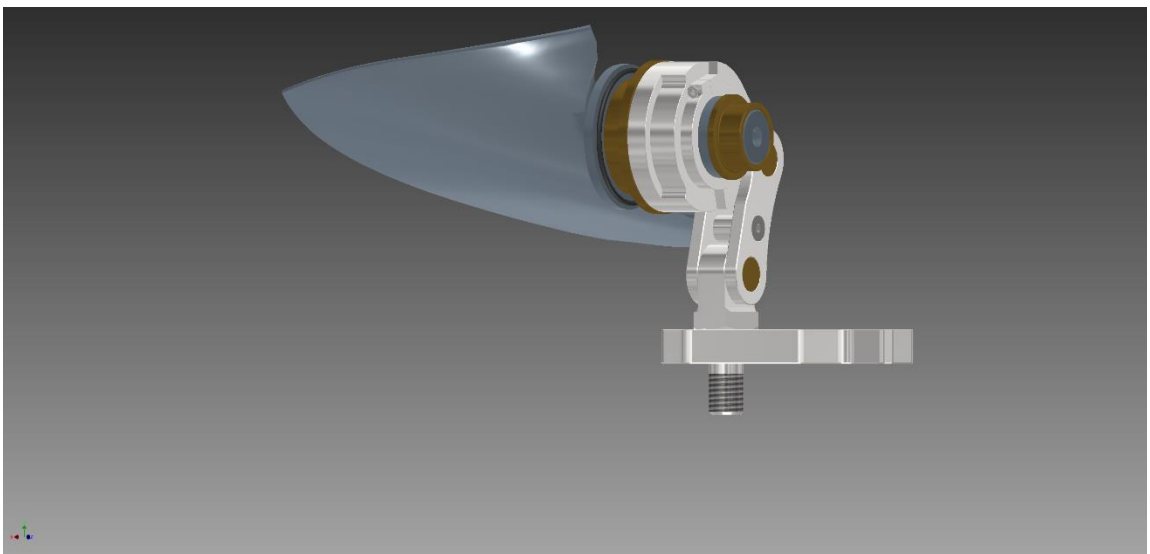
9)



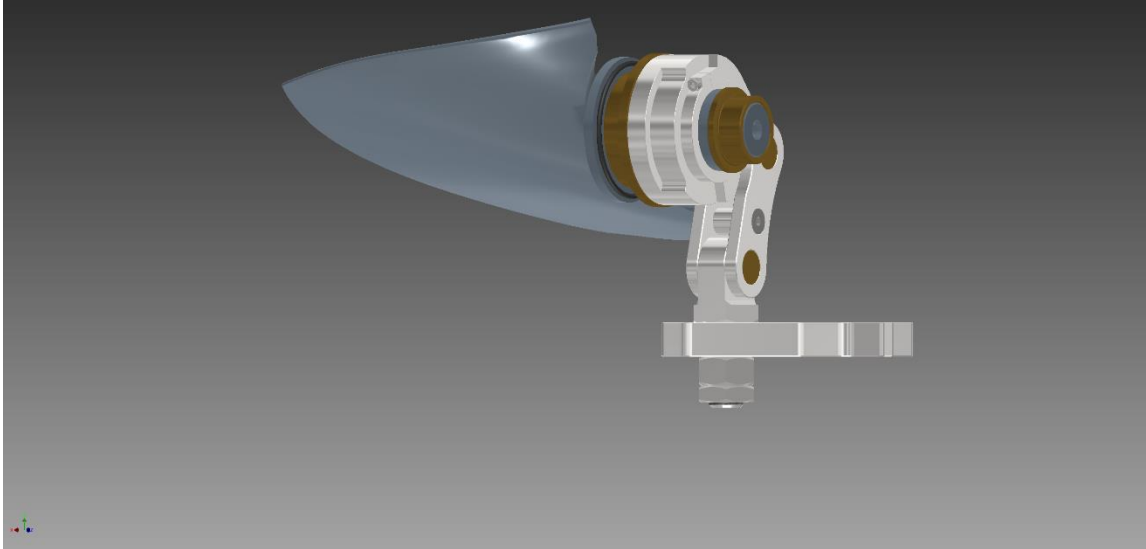
10)



11)



12)



Obr. 11 – Sekvence úkonů sestavení mechanismu; [3]

- 1) Nalisování kluzných ložisek do náboje a vložení těsnících kroužků. Složení dílů kliky – táhla – závěsné oko příslušnými čepy a zajištění vzájemné polohy táhel rozpěrným kroužkem a šroubem.
- 2) Vložení takto vzniklé podsestavy do náboje mezi kluzná ložiska tak, aby čepový otvor v klice byl souosý s kluznými ložisky a šroub závěsného oka vedl ven z prostoru náboje rovnoběžně s osou rotace oběžného kola.
- 3) Vložení těsných per do čepu lopatky. Poloha per může být jištěna šroubem se zápusťnou hlavou, čímž se usnadní montáž.
- 4) Vložení lopatky do náboje.
- 5) 6) 7) Vložení první části děleného pojistného kroužku dle obrázku 6) do zápichu v čepu lopatky. Pro tento úkon je klicka uzpůsobena v rovině boku zápichu vzdálenější dále od osy rotace OK tak, že v úhlové výšce větší jak 180° je tloušťka kliky ztenčena na takovou úroveň, kdy po zasunutí čepu lopatky do kliky se umožní vsunutí první části děleného pojistného kroužku do zápichu v čepu lopatky.
- 8) Pootočení první části děleného pojistného kroužku zhruba 180° . Odted' není možné tuto část kroužku vyjmout ze zápichu. Příčinou je přečnávající vnitřně válcová část kliky přes šíři zápichu, přičemž průměr vnitřně válcové části kliky je s vnějším průměrem pojistného kroužku lícovaný s vůlí.
- 9) 10) 11) Nasunutí druhé části děleného pojistného kroužku na jeho první části. Ty jsou na jedné straně spojeny přesazeným tvarovým spojem a na druhé straně spojeny šroubovým spojem. Nově vytvořený úplný pojistný kroužek je nyní možné pootočit o 90° , aby obě jeho poloviny byly maximální možností jištěny proti vysunutí ze zápichu a v této poloze zajištěny, například přišroubováním kroužku do kliky. Pootočení nutno zvážit, neboť není nutné. Nutností je však zajištění jeho polohy proti pootočení v zápichu, aby se zamezilo vzájemnému pohybu mezi klikou, čepem a kroužkem. Dosavadní úkony probíhají na všech vyskytujících se lopatkách současně.
- 12) Následuje nasunutí přestavného kříže na šroubové části závěsných ok v příslušných otvorech.
- 13) Jednotlivá závěsná oka se posléze zajistí proti pohybu v přestavném kříži dvojicí šestihranných matic pro tuhost spoje a zvýšení bezpečnosti proti povolení spoje. Tyto zásady je možné volit jiným způsobem zajištění, jako například šestihrannou maticí a pojistnou podložkou s jazýčkem nebo korunovou maticí a závlačkou. Důležité je při utahování matic na závěsném oku, aby toto nebylo při dotahování pootáčeno a nedocházelo ke křížení mechanismu, jež by zapříčinilo zadírání v pohyblivých spojích a zkrácení tak životnosti mechanismu.

4. ZÁVĚR

Prvním krokem této práce bylo seznámit se s historickým vývojem využívání vodní energie, jejíž význam pro lidstvo a šetrnost k přírodě je neoddiskutovatelný. Následně je v této práci zdůvodněn význam regulace vodních turbín. Regulací lze dosáhnout zefektivnění přeměny vodní energie v elektrickou energii. Zároveň je stabilizována přenosová síť tím, že samotná regulace a souběžný přechodový stav se chovají velice dynamicky a pružně a nedochází tak k extrémním výchylkám dodávek energie do sítě, jako je tomu u jiných zdrojů energie. Jelikož bude tato práce podkladem pro realizaci regulačního mechanismu modelové axiální přímotoké vodní turbíny určené ke zkoušení na měřicím standu, popisuje proto druhy regulace pouze u Kaplanovy turbíny. Chronologicky je přistupováno k hlavním úkonům návrhu konstrukce počínaje identifikací mechanismu a návrhem kinematiky regulačního mechanismu. Následuje řešení převládajících silových účinků, pro jejichž stanovení je užito odborné literatury. Součástí práce je návrh nového řešení axiálního zajištění čepu oběžné lopatky v náboji oběžného kola, pracovně nazvaného *axiální zajištění čepu oběžné lopatky pomocí děleného pojistného kroužku*. Dále byl mimo textovou část práce vypracován počítačový kompletní model oběžného kola o průměru tři sta milimetrů obsahující regulační mechanismus, zmiňované axiální zajištění čepu oběžné lopatky s videorozborem postupu sestavení regulačního mechanismu. Model obsahuje prvotní nástin umístění těsnících ucpávek ve vnějších kluzných ložiskách a utěsnění odtokového kuželu na náboji. Soubor počítačem vytvořených dat končí rozpadovou simulací celé sestavy, která znázorňuje sestavení celého oběžného kola. Tento počítačový model bude zdrojem dat při simulacích činnosti jednak samotného regulačního mechanismu a jednak pro analyzování efektivity oběžných lopatek.

Dojde-li k definitivnímu rozhodnutí zabývat se konstrukcí jak reálné, tak modelové vodní turbíny s definovanými parametry, bude možné při řešení základních otázek využít studijní návrh regulačního mechanismu, který je předmětem této práce.

5. SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A VIDEÍ

Obr. 1 – Vodní kolo jako prostředek k čerpání vody do zavlažovacího systému, Sýrie, pozdní středověk [1]	9
Obr. 2 – Schéma kinematických poměrů v oběžném kole radiální pomaloběžné dostředivé turbíny; [2], str. 45.....	12
Obr. 3 – Regulační mechanismus Francisovy turbíny; [2], str. 58	19
Obr. 4 – Varianty řešení mechanismu natáčení oběžných lopatek Kaplanovy turbíny (vlevo) a diagonální čerpadlové turbíny (vpravo); [2], str. 61	20
Obr. 5 – Schéma synchronního natáčení rozváděcích a oběžných lopatek Kaplanovy turbíny; [2], str. 62	21
Obr. 6 – Kinematické poměry v axiálním oběžném kole při natáčení oběžných lopatek; [2], str. 64.....	22
Obr. 7 – Studijní návrh regulačního mechanismu malé axiální přímotoké vodní turbíny; [3].....	23
Obr. 8 – Kinematický návrh mechanismu;	24
Obr. 9 – Teoretický, hydraulický a mechanický výkon turbíny; [2], str. 44	25
Obr. 10 – Schéma lopatky; [3].....	26
Obr. 11 – Sekvence úkonů sestavení mechanismu; [3]	31

[1] SÝRIE, LIBANON. TRAMP - TURIST Praha. Dr. Jiřina Knížková, CSc..

[online]. [cit. 2015-2-14]. Dostupné z:

http://www.trampturist.cz/stranky/letecky/grafika/syrie_01.jpg

[2] Melichar, J. *Hydraulické a pneumatické stroje, Část vodní turbíny*. 1. vyd. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2013. 146 s. ISBN 978-80-01-05283-9.

[3] Autor: Turinský Robert. [2016-II]. Vytvořeno digitální technologií v software Photo Filtre Studio X® a Autodesk® INVENTOR® Professional 2013

[4] Autor: Turinský Robert. [2016-II-13]. [online]. Grafický výstup studijního návrhu:

Obrázky dostupné z:

<https://drive.google.com/open?id=0B4PewXTt8FrlakJIZWxZaUd2Z2M>

Videa dostupná z:

<https://youtu.be/EMqiTAylScI>

https://youtu.be/_fDdnH_Ji1o

https://youtu.be/o_ef6Ffjic8

<https://youtu.be/3HRVomUKwto>

Grafický výstup studijního návrhu mimo výše odkazované uložen na příloženém datovém nosiči.

6. SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN, JEDNOTEK A ZKRATEK

Značka	Veličina	Rozměr
A	plocha	m^2
D	průměr	m
E	měrná energie	$J.kg^{-1}, m^2.s^{-2}$
F	síla	N
H	výška spádu	m
M	moment síly	N.m
O	odstředivá síla	N
P	výkon, příkon	W
	síla	N
Q	objemový průtok	$m^3.s^{-1}$
R	poloměr	m
T	těžiště	-
a	kritická oblast	-
c	absolutní rychlost kapaliny	$m.s^{-1}$
d	průměr	m
g	gravitační zrychlení	$m.s^{-2}$
i	počet	1
k	poloměr kliky	m
l	délka táhla	m
m	hmotnost	kg
n	počet otáček	s^{-1}
	excentricita	m
r	poloměr	m
u	unášivá rychlost	$m.s^{-1}$
w	relativní rychlost kapaliny	$m.s^{-1}$
z	počet lopatek	1

α	úhel absolutní rychlosti	°
	úhel nastavení rozváděcích lopatek	°
	úhel náběhu	°
β	úhel relativní rychlosti	°
	úhel nastavení oběžných lopatek	°
γ	úhel sklonění síly P k meridiální rovině	°
η	účinnost	1, %
ρ	měrná hmotnost	kg.m ⁻³
ω	úhlová rychlost	s ⁻¹

Indexy

L	lopatky
R	rozdávěcích lopatek, rozváděče
d	průměr
h	hydraulická
i	příslušný vyznačenému místu
kr.	kritická
krit.tah	vztaženo na případ kritického tahu
m	mechanická, meridiánová, vztaženo k meridiánové rychlosti
n	normálová, jmenovitá, náboje
r	radiální
střih	střihová
t	těžiště
u	unášivá
v	objemová
max	maximální
min	minimální
0	příslušná vyznačenému místu
1	na vstupu do turbíny, na vstupu do rozváděče nebo do oběžného kola, vstupující, příslušná vyznačenému místu, na vtoku

2	na výstupu z turbíny, na výstupu z rozváděče nebo do oběžného kola, vystupující, příslušná vyznačenému místu, na výtoku
Δ	rozdíl, změna úhlu lopatek
' ''	v určité regulační poloze, odlišení rozměru
MVE	malá vodní elektrárna (s instalovaným výkonem do 10MW)
SVE	střední vodní elektrárna (od 10MW do 200 MW)
VVE	velká vodní elektrárna (nad 200 MW)
JE	jaderná elektrárna

7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] **Melichar, J.** *Hydraulické a pneumatické stroje, Část vodní turbíny.* 1. vyd. Praha : Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2013. 146 s. ISBN 978-80-01-05283-9.
- [2] **Melichar, J., Vojtek, J., Bláha, J.** *Malé vodní turbíny, konstrukce a provoz.* 1. vyd. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1998. 299 s. ISBN 80-01-01808-0.
- [3] **Nechleba, M.** *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství.* 2. vyd., SNTL, Praha : 1964. 676 s. Typové číslo L13-C3-4-III/2624

