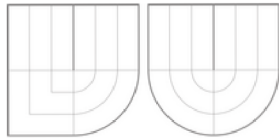


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA RYCHLOBĚŽNÁ

HIGH – SPEED STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE: Bc. MICHAELA VITOVSKÁ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE: doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.
SUPERVISOR

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michaela Vitovská

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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 diplomové práce:

Parní turbina rychloběžná

v anglickém jazyce:

High-speed Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete malou parní turbínu vysokootáčkovou pro pohon synchronního generátoru. Porovnejte jedno a vícestupňovou variantu parní turbíny pro zadané parametry páry.

Parametry:

pára na vstupu 1,2MPa / 220°C

protitlak (vakuum) 20 kPa

Hmotnostní průtok páry 10t/hod

Cíle diplomové práce:

Dp zpracujte v rozsahu:

- 1)Předběžný návrh počtu stupňů a srovnání s jedноступňovou variantou.
- 2)Detailní termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny, návrh konstrukční koncepce stroje
- 3)Dispoziční řešení turbogenerátoru
- 4)Technické srovnání obou variant

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady G-Team, PBS, Siemens

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.



Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 9.10.2013



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukci rychloběžné parní turbíny pro dané parametry od společnosti G-Team a.s. ve Velké Bíteši. V úvodní části diplomové práce je krátce zmíněno o historickém vývoji parních turbín, transformační proces a pracovní princip. Ve stěžejní části diplomové práce je nejprve udělán rozbor strojního zařízení, které se používá u rychloběžných parních turbín. Poté je proveden předběžný návrh počtu stupňů. Dále následuje termodynamický výpočet průtočného kanálu pro dané vstupní a výstupní parametry páry, návrh konstrukční koncepce, dispoziční řešení turbogenerátoru. Na základě výpočetní části je provedeno technické srovnání jednostupňové a vícestupňové rychloběžné parní turbíny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína rychloběžná, otáčky, převodovka, turbogenerátor, kondenzace, termodynamický výpočet, energie

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of a high-speed steam turbine at given parameters provided by G-Team a.s. in Velka Bíteš. The introductory part briefly focuses on historical development of steam turbines, their operational principle and process of energy transformation. In the main part the machinery analysis of high-speed turbines has been carried out. In addition, a preliminary design of the number of turbine stages has been done. Furthermore, a thermodynamic calculation of flow channel for given input and output parameters has been done together with the conception of construction design and turbogenerator layout. The final part introduces technical comparison of a one-stage and multy-stage high-speed steam turbine.

KEYS WORDS

High-speed steam turbine, revolutions, gearbox, turbogenerator, condensation, thermodynamic calculation, energy.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VITOVSKÁ, M. *Parní turbína rychloběžná*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Čestně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracovala samostatně pod odborným vedením pana doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr. s použitím literárních zdrojů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 26. 5. 2013

.....
Bc. Michaela Vitovská

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěla poděkovat doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za jeho odborné vedení a cenné rady při zpracování diplomové práce.

Děkuji také panu Ing. Jiřímu Klímovi, ze společnosti G – Team a.s., za jeho podporu, podněty a pomoc při získávání podkladů potřebných pro zpracování diplomové práce.

Největší vděk patří rodičům za jejich velkou podporu po celou dobu mého studia a jejich víru v mé schopnosti.

OBSAH

1. ÚVOD.....	10
2. KRÁTKÁ HISTORIE PARNÍCH TURBÍN	10
3. PRINCIP PARNÍCH TURBÍN.....	12
4. TRANSFORMACE ENERGIE	13
5. ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE	14
5.1 Zadaní diplomové práce	14
5.2 Použití rychloběžných parních turbín	14
5.3 Koncepce turbogenerátoru	15
5.4 Rozbor a popis zvolené koncepce	15
5.4.1 Volba otáček.....	15
5.4.2 Volba typu lopatkování	15
5.4.3 Volba počtu stupňů.....	16
5.4.4 Volba typu uložení	16
5.5 Konstrukce turbogenerátoru a konstrukční prvky	16
5.5.1 Turbína s převodovkou.....	16
5.5.2 Turbína bez převodovky.....	17
5.5.3 Asynchronní generátor	17
5.5.4 Vysokofrekvenční generátor	18
5.5.5 Ložiska	19
5.5.6 Parní ucpávky	19
5.6 Konstrukce turbínových skříní a rotoru	20
5.7 Olejové hospodářství.....	20
6. TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET I.	21
6.1 Popis výpočtového programu.....	21
6.2 Vstupní hodnoty pro výpočet	22
7. VÝPOČET JEDNOSTUPŇOVÉ TURBÍNY	22
7.1 Předběžný výpočet	23
7.1.1 Určení stavů páry pro předběžný výpočet	23
7.1.2 Určení rychlostního poměru a středního průměr oběžného kola	24
7.1.3 Výpočet délky výstupní lopatky.....	25
7.1.4 Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně.....	26

7.2	Detailní výpočet	27
7.2.1	Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně	27
7.2.2	Určení odklonu proudu	28
7.2.3	Výpočet rychlostních trojúhelníků	29
7.2.4	Výpočet průtočných průřezů stupně	31
7.2.5	Volba profilů a základní rozměry lopatkování	32
7.2.6	Výpočet redukované obvodové účinnosti	34
7.2.7	Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně	34
8.	TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET II. NÁVRHU	36
9.	VÝPOČET I. STUPNĚ TURBÍNY II. NÁVRHU	37
9.1	Vstupní hodnoty pro výpočet	37
9.2	Předběžný výpočet	37
9.2.1	Určení stavů páry pro předběžný výpočet	38
9.2.2	Určení rychlostního poměru a středního průměru oběžného kola	39
9.2.3	Výpočet délky výstupní lopatky	39
9.2.4	Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně	40
9.3	Detailní výpočet	41
9.3.1	Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně	41
9.3.2	Určení odklonu proudu	42
9.3.3	Výpočet rychlostních trojúhelníků	42
9.3.4	Výpočet průtočných průřezů stupně	44
9.3.5	Volba profilů a základní rozměry lopatkování	45
9.3.6	Výpočet redukované obvodové účinnosti	46
9.3.7	Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně	46
10.	VÝPOČET II. STUPNĚ TURBÍNY II. NÁVRHU	48
10.1	Předběžný výpočet druhého stupně	49
10.1.1	Určení stavů páry pro předběžný výpočet	49
10.1.2	Určení rychlostního poměru a středního průměru oběžného kola	50
10.1.3	Výpočet délky výstupní lopatky	50
10.1.4	Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně	51
10.2	Detailní výpočet II. stupně turbíny	52
10.2.1	Výpočet termodynamické účinnosti a výkonu	52
10.2.2	Určení odklonu proudu	53

10.2.3	Výpočet rychlostních trojúhelníků.....	53
10.2.4	Výpočet průtočných průřezů stupně	55
10.2.5	Volba profilů a základní rozměry lopatkování	56
10.2.6	Výpočet redukované obvodové účinnosti	57
10.2.7	Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu stupně.....	57
10.3	Výsledný výpočet termodynamické účinnosti a výkonu turbíny II. návrhu. ...	60
10.3.1	Výsledný předběžný výpočet celkové termodynamické účinnosti a výkonu turbíny	60
10.3.2	Výsledný detailní výpočet celkové termodynamické účinnosti a výkonu turbíny	60
11.	VYHODNOCENÍ TERMODYNAMICKÉH VÝPOČTU	61
12.	POPIS TURBOSOUSTROJÍ.....	67
12.1	Popis první verze jednostupňové turbíny typu TR 560.....	68
12.2	Popis druhé verze turbíny typu TRM 2	69
12.3	Převodovka.....	69
12.4	Regulační systém turbíny	70
12.4.1	Schéma a popis funkce.....	70
12.4.2	Regulační ventil	71
13.	ZÁVĚR	72
	SEZNAM ZKRATEK	73
	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	73
	SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ	74
	SEZNAM OBRAZKŮ	75
	SEZNAM GRAFŮ	75
	SEZNAM TABULEK.....	75
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	76

1. ÚVOD

Energetika je jednou z nejdůležitějších odvětví průmyslu a pro Českou republiku jako průmyslově exportní zemi tvoří páteř ekonomie. Nároky na spotřebu elektrické energie neustále rostou a s výhledem do budoucna tomu nebude jinak. Česká energetika je vybudovaná na tepelných a jaderných elektrárnách. V těchto zařízeních se právě elektrická energie získává pomocí parních turbín.

Parní turbínu si lze představit jako točivý stroj, který zastává v procesu transformace, energie člen mající za úkol přeměnu tepelné energie na mechanickou práci. Transformace energie je proces, který se skládá ze čtyř základních částí. Nejprve uvolnění energie vázané v palivu, přestup uvolněné tepelné energie do pracovního media, transformace tepelné energie na formu mechanické energie (nejčastěji tedy na kinetickou energii) a transformace kinetické energie na energii elektrickou. Každý tento stupeň přeměny energie je zatížen ztrátami. S úbytkem využitelných zdrojů paliv, které vstupují do prvního procesu, je logickou snahou, aby tyto ubývající zdroje energie byly využívány s co nejvyšší efektivitou. Proto se snažíme dosáhnout maximální možné účinnosti při návrhu turbíny, je tedy možné se nepřímo podílet na šetření energetických zdrojů, a tím podporovat ekologii.

Z důvodu neustálého zvyšování cen za elektrickou energii se větší průmyslové celky snaží o samovýrobu elektrické energie nebo tepla, které získávají z energeticky využitelného odpadu z výroby. Díky tomuto převratu se začali parní turbíny dostávat do běžných průmyslových podniků, které nemají jako hlavní cíl vyrábět elektrickou energii, ale snížit hlavně ekonomické a energetické náklady na provoz.

Český energetický průmysl má dlouhodobé zkušenosti na vysoké úrovni s výrobou všech typů parních turbín ve všech výkonech. Například společnost G – Team, a.s. má výrobu parních turbín zaměřenou převážně do průmyslového odvětví, ale i do elektráren. Tyto parní turbíny mají výkon až do 10 MW, které jsou vhodné pro pohon generátoru, napájecích čerpadel, dmýchadel, ale i třtinových mlýnů. Právě tyto důvody mě vedly ke studiu energetiky a psaní diplomové práce z oblasti termodynamického výpočtu a konstrukce rychloběžné parní turbíny.

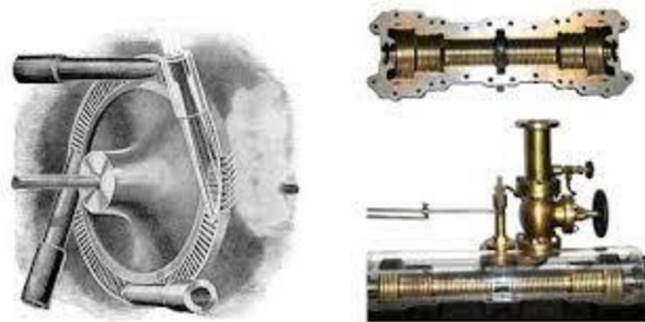
2. KRÁTKÁ HISTORIE PARNÍCH TURBÍN

O účincích vodní páry se vědělo již ve starověku (například zázraky egyptských kněží, Archimedovo parní dělo, Heronova koule, která se otáčela díky reakce vytékající páry, Aeolův míč čili aeolipila). Podle nauky starověkých učenců byla vodní pára plynem, vznikajícím působením elementu ohně na element vody.



Obr. 1 - Aeolův míč

První upotřebitelnou parní turbínu sestrojil v roce 1883 švédský inženýr de Laval. Použil jí na pohon odstředivek; turbína měla výkon 3,67 kW a 30 000 ot. / min. V roce 1884 předstoupil před veřejnost Angličan Parsons s turbínou o výkonu 7,35 kW při 17 000 ot. / min.



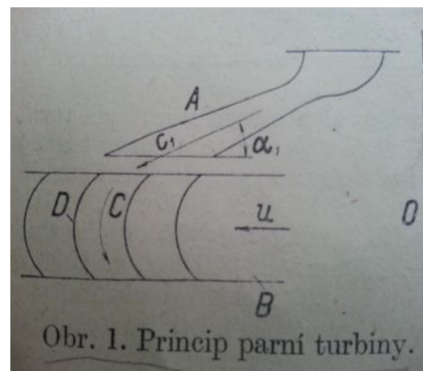
Obr. 2 - Lavalova a model Parsonovy turbíny [3]

V roce 1896 byla Charlesem Gordonem Curtisem patentována další koncepce parní turbíny, v jejímž řešení se kombinovaly jednotlivé prvky Lavalovy i Parsonovy turbíny. Jednalo se o rovnotlakou turbínu se dvěma, respektive třemi rychlostními stupni, která byla schopna zpracovávat větší tepelné spády. Veřejná společnost stále měla nedůvěru k Lavalově, Parsonově a Curtisově turbíně. Tato nedůvěra byla přelomena v roce 1900, kdy na výstavě v Paříži byla předvedena poprvé parní turbína s pohonem na elektrický generátor 500 kW, od té doby došlo k rychlejšímu vývoji parních turbín.[2,3]

V roce 1905 vzrostl výkon na 5000 kW, v roce 1914 na 10 000 kW až do roku 1928, kde byl výkon 200 000 kW. Tyto parní turbíny mohly zpracovávat páru podstatně o vyšší tlaku i teplotě a tak dosahovat vyšší účinnosti. Výstupní pára byla čistá, beze stop oleje, a proto byla vhodná pro technologické procesy. Zcela nové řešení pohonné mechanické jednotky, založené na rotačním principu, se do budoucna ukázalo jako revoluční. S příchodem nových dostupných výrobních technologií a v posledních letech také s rapidním rozvojem výpočetní techniky je dosahováno stále vyšších výkonů a účinností parních turbín. Lze také předpokládat, že tento trend bude pokračovat do budoucna.[1,2]

3. PRINCIP PARNÍCH TURBÍN

Parní turbína náleží do skupiny tepelných motorů, v nichž se teplo mění v mechanickou práci. To se děje prostřednictvím energie tlakové (potenciální, u pístových motorů) nebo pohybové (kinetické, u turbín). Teplo se přivádí k obíhající látce nejčastěji jako teplo vzniklé spalováním paliv. Podle toho, kde se spalování děje rozeznáváme tepelné motory se spalováním vnitřním i vnějším. U první varianty se vykonává spalování mimo obíhající těleso (mimo páru, v topeništi), takže látky, které se účastní při spalování, se zde nestýkají s obíhajícím tělesem. K těmto tepelným motorům patří stroje pístové a parní turbíny. Vnitřní spalování je spalování při vlastním oběhu (ve válci nebo ve spalovací komoře) a do této kategorie patří motory pístové a plynové turbíny. Parní turbína je parní motor, v němž je tepelná energie páry, proměněná v energii pohybovou a mění se v mechanickou práci.[1]



Obr. 3 - Princip parní turbíny [1]

Princip se zakládá na proměně energie páry, expansí v rozváděcím ústrojí v dýzách nebo rozváděcích kanálech (A obrázek 3). Nejprve v energii pohybovou o rychlosti c_1 , kterou vstupuje pára pod úhlem α_1 do oběžného kola (B), jež se otáčí, hřídelem (O) s obvodovou rychlostí u . Při průtoku vhodně zakřivenými oběžnými kanály C vyvíjí pára na oběžné lopatky (D) tlak, který koná při současném otáčení rotoru mechanickou práci. Rozváděcí ústrojí s příslušným věncem oběžných lopatek se nazývá stupeň turbíny. Tlakový spád turbíny může být využit buď v jednom stupni, tak zvaná turbína jednostupňová, nebo má turbína několik stupňů za sebou, v nichž pára postupně odevzdává svou energii, to je turbína mnohostupňová. Expanduje-li pára jen v rozváděcím ústrojí stupně, až na tlak za jeho oběžnými lopatkami, je tlak před i za nimi stejný, turbína je rovnotlaká. U přetlakové turbíny u níž pára expanduje i v oběžných kanálech stupně, vstupující do nich s přetlakem. Lavalova turbína byla stejnotlaková jednostupňová, Parsonsova přetlaková mnohostupňová.[1] Podle směru toku páry vzhledem k ose rotace parní turbíny, rozeznáváme turbíny axiální, kde pára proudí přibližně po obvodě válce souosého s osou rotace. Průběhu vývoje průmyslových parních turbín se vyvinuly dvě hlavní koncepce axiálních parních turbín, a to s akčními, nebo reakčními stupni. Druhým typem jsou turbíny radiální, kde pára proudí v rovině kolmé na osu rotace.[1] Zřídka kdy jsou radiální turbíny řešeny jako mnohostupňové. Používáme je zejména u expanzních turbín, turbodmychadel.

Podle způsobu využití výstupní páry rozeznáváme turbíny kondenzační, u nichž se kondenzační teplo výstupní páry bez dalšího využití předává chladící vodě při velmi nízkém protitlaku. Velikost kondenzačního tlaku je závislá především na teplotě a množství chladící vody a velikosti kondenzátoru. Dalším dělením turbín je na protitlaké, u nichž se entalpie výstupní páry využije k dalším účelům. Po vyexpandování pracovní látky na určitý tlak, bývá u turbín kondenzačních i protitlakých vybudován odběr páry pro průmyslové technologie a do teplárenské soustavy. Takové turbíny se nazývají turbíny s odběrem páry (odběrové). Odběry páry mohou být regulované, nebo neregulované. Počet otáček turbín je odvozen hlavně od otáček hnaných strojů při jejich přímém spojení. Nejvíce se parních turbín využívá k pohonu elektrických generátorů na střídavý proud o kmitočtu 50 Hz. Z tohoto důvodu většina turbín i pro velké jednotkové výkony pracuje při otáčkách 3000 1/min. Méně častým řešením je použití otáček u pomaloběžných strojů 1500 1/min.[2,3,1]

3.1 TRANSFORMACE ENERGIE

Průběh transformace energie pracovní látky v parní turbíně lze popsat pomocí prvního termodynamického zákona. Otevřená soustava stacionárního děje vyjádřena na rovnici.

$$\dot{Q} + \dot{m} \left(i_i + \frac{c_i^2}{2} + g \cdot z_i \right) = \dot{A} + \dot{m} \left(i_e + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) \quad (4-1)$$

Po úpravě vydělením celé rovnice hmotnostním tokem, rovnice přechází do tvaru pro jeden kilogram látky

$$q + i_i + \frac{c_i^2}{2} + g \cdot z_i = a + i_e + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot z_e \quad (4-2)$$

Převedení rovnice (4-2) do diferenciálního tvaru dostaneme:

$$dq = di + \frac{dc^2}{2} + g \cdot dz + da \quad (4-3)$$

O ději v parní turbíně uvažujeme jako o adiabatické expanzi, tedy $dq=0$. Změna potenciální energie vystupující a vystupující páry je zanedbatelná a dále s ní neuvažujeme. Proto za těchto předpokladů dostáváme tvar rovnice.

$$0 = di + \frac{dc^2}{2} + da_t \quad (4-4)$$

Po integraci:

$$a_t = \left(i_i + \frac{c_i^2}{2} \right) - \left(i_e + \frac{c_e^2}{2} \right) = i_{i,c} - i_{e,c} \quad (4-5)$$

Technická práce je rovna rozdílu celkových entalpií před a za strojem.

4. ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

4.1 ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Cílem diplomové práce je navrhnout malou parní turbínu vysokootáčkovou pro pohon synchronního generátoru. Porovnání s jednodušovou a více stupňovou variantou pro společnost G- team, a.s. Výpočet vychází z hodnot uvedených tabulce 1.

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}	10	t/h
Tlak pracovní látky na vstupu	P_0	1,2	MPa
Teplota pracovní látky na vstupu	t_0	220	°C
Tlak pracovní látky na výstupu	P_2	20	kPa

Tabulka 1 - Zadání diplomové práce

Cíle, kterých by mělo být dosaženo:

- Předběžný návrh počtu stupňů a srovnání s jednodušovou variantou.
- Detailní termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny, návrh konstrukční koncepce stroje.
- Dispoziční řešení turbogenerátoru
- Technické srovnání obou variant

4.2 POUŽITÍ RYCHLOBĚŽNÝCH PARNÍCH TURBÍN

V současné době se začali ve větší míře vyrábět a používat malé kompaktní energetické zdroje malých výkonů, které jsou vybaveny pro dodávku do elektrické sítě. Takové turbogenerátorové jednotky se používají tam, kde dochází k maření zbytkové páry vzniklé jako odpadní produkt při výrobě v chemickém průmyslu, ve strojírenství a jiných průmyslových odvětvích. Velké uplatnění nacházejí i v hospodářsky méně vyspělých zemích, kde není rozvinuta elektrizační soustava. Významného uplatnění také v teplárnách, kde se využívá přehřáté vodní páry, která jde z kotle do redukční stanice, kde se její tlak snižuje na hodnotu danou spotřebiči. Energie páry se škrcením maří, ačkoli by se pomocí točivé redukce mohla využít pro výrobu elektrické energie. Vzhledem ke skutečnosti, že jsou točivou redukcí zpracovávány relativně vysoké stavy páry i spád v jednom, popřípadě ve dvou stupních, turbína nepracuje v optimálních

stavech. Stroj tedy nedosahuje účinnosti, která by příslušela optimalizovanému stupni axiální turbíny.

Energie vyrobená točivou redukcí je ale vzhledem k předchozímu stavu vždy přínosem a proto jsou tyto stroje v dnešní době, kdy je snaha o maximální využití tepelné energie velice perspektivními zařízeními v mnoha průmyslových odvětvích.

4.3 KONCEPCE TURBOGENERÁTORU

Turbogenerátor je elektromechanické soustrojí složené obvykle z poháněcího točivého mechanického stroje - turbíny a elektrického generátoru (hnaný stroj). Oba dva stroje bývají navzájem propojeny spojkou. V běžných elektrárnách se obvykle jedná o spojení parní turbíny a alternátoru. Soustrojí zde slouží k přeměně tepelné energie na mechanickou energii, a s následně v elektrickou energii vyráběnou v alternátoru. Proto některé koncepční prvky ovlivňují termodynamické vlastnosti, konstrukci, kvalitu a tím i cenu. Je to především volba počtu stupňů, otáčky, uložení rotoru, a druh regulace.

4.4 ROZBOR A POPIS ZVOLENÉ KONCEPCE

4.4.1 VOLBA OTÁČEK

Turbosoustrojí můžeme konstruovat na základě velikosti rotoru turbíny a otáček, právě z toho nám vyplývají dvě koncepce řešení. První koncepce řešení je nízkootáčková turbína, která je přímo spojená s generátorem. Druhým řešením je vysokootáčková turbína, kde je vyžadováno navíc zařízení pro redukcí otáček, nebo pomocí změny frekvence generátoru. Pro redukcí otáček je uvažován převodový systém. V případě změny frekvence je využíván vysokofrekvenční generátor s elektronickým měničem. Dnes se navrhuje ve velké míře vysokootáčkové turbíny, jak středních, tak malých výkonů do 30 MW. Turbína navrhovaná v této diplomové práci právě patří mezi parní turbíny s malým výkonem, ale jako vysokootáčková. Při této koncepci víme, že při zvyšování otáček stroje roste obvodová rychlost, což umožňuje zpracovat velká entalpický spád s menším počtem stupňů.[4]

Zvyšovat otáčky ale můžeme jen do určitých limit, z důvodu pevnosti materiálů. Dále se zmenší průměr rotoru a počet stupňů a tím i axiální délka celé turbíny. Menší průměr rotoru také umožní prodloužení délky lopatek, až do té míry, že není nutné použít parciální ostřík lopatek a je možné použít totální ostřík lopatkování. Tím je dosaženo eliminování ztráty parciálním ostříkem a snížení okrajové ztráty. Výše popsané důvody způsobují především výrazně menší velikost turbíny, nižší hmotnost a s tím spojené menší náklady na materiál, výrobu a montáž. Celkově se dosahuje vyšší účinnosti při nízkých rozměrech. Nevýhoda vysokých otáček spočívá ve vyšší hladině vibrační a hlučnosti při použití převodovky.[4,1]

4.4.2 VOLBA TYPU LOPATKOVÁNÍ

Existují dvě základní koncepce typu lopatkování, a to akční což je rovnotlaká a reakční (přetlaková), případě jejich kombinace. Jinak rozdíl mezi parními turbínami s přetlakovými a rovnotlakými stupni ve smyslu vnitřní termodynamické účinnosti, není

tak výrazný. O typu turbíny spíše rozhoduje technologická základna výrobce. V tomto případě firma G- team volila rovnotlaké lopatkování (akční). [4,6]

4.4.3 VOLBA POČTU STUPŇŮ

Z hlediska teorii lze jakoukoliv turbínu navrhnout jako jednostupňovou, nehledě na výslednou účinnost. Turbíny o výkonu jednotek megawatt jsou koncipované jako vícestupňové, protože tepelný spád, který je nutné zpracovat u těchto zařízení mnohem větší i s výslednou přijatelnou účinností oproti jednostupňové. Další zásadní vliv na počet stupňů má volba otáček. S rostoucím počtem otáček klesá počet stupňů, tudíž i celkové rozměry stroje. [4,5,1]

4.4.4 VOLBA TYPU ULOŽENÍ

Rotor turbín může být uložen v ložiscích dvěma různými způsoby v závislosti na poloze lopatkování. První řešení spočívá v umístění lopatkování mezi ložiska. Toto řešení je používáno především u turbín větších a vyšších výkonů, jelikož zaručuje větší stabilitu vůči kmitání. Druhým řešením je umístění lopatek na převislý konec hřídele, tzv. letmé uložení. Letmé uložení je právě využito v mé práci, protože je vhodnější pro turbíny spíše nižších výkonů s vysokými otáčkami. Výhodou aplikace tohoto řešení je jednodušší konstrukce turbínového stupně a nutnost utěsnění rotoru parní ucpávkou pouze z jedné strany.[4]

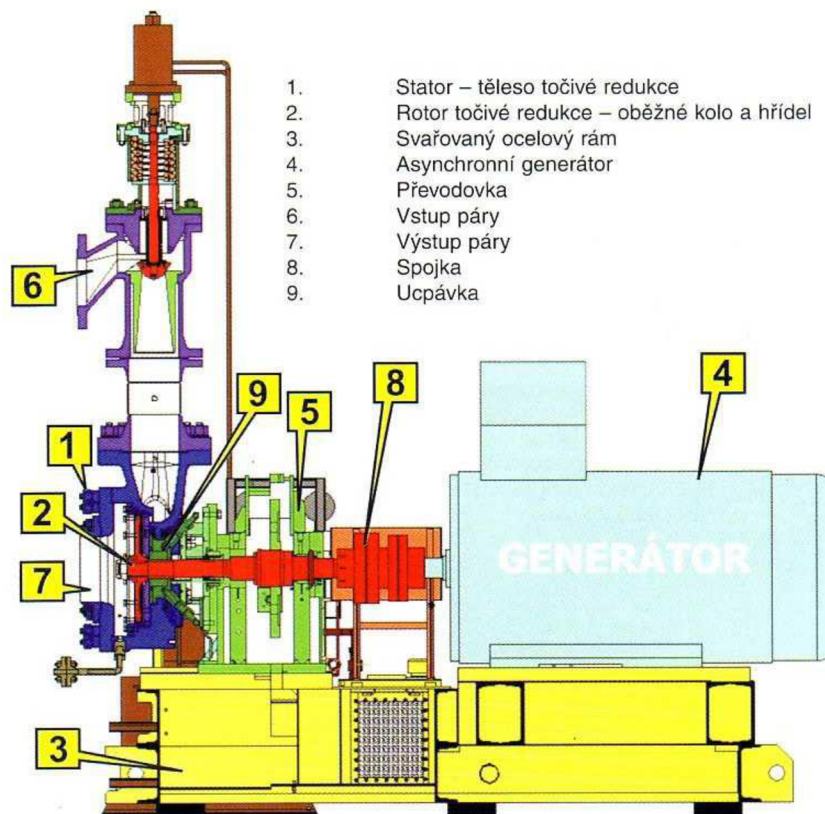
4.5 KONSTRUKCE TURBOGENERÁTORU A KONSTRUKČNÍ PRVKY

Typ turbosoustrojí s letmo uloženým turbínovým kolem, se díky svému rozměru navrhuje v blokovém uspořádání. Základ tvoří rám, olejová nádrž, na níž je umístěna konzola s generátorem a turbína s příslušenstvím. Podle volby otáček je turbína spojena s generátorem přímo nebo s převodovkou.

4.5.1 TURBÍNA S PŘEVODOVKOU

Používá se tam, kde je potřeba v jednom stupni zpracovat větší izoentropické spády. Požadavky na kvalitu převodovky jsou vysoká kvalita výroby ozubení, vysoká účinnost, životnost, spolehlivost materiálu. Nevýhodou je hlučnost a výskyt nepříznivých dynamických sil. Stator turbíny je uchycen na převodovku. Na základovém rámu, jehož součástí je olejové hospodářství, je umístěna převodovka, která je pomocí pružné spojky spojena s elektrickým generátorem. Těsnost rotoru turbíny je, proti úniku páry, zajištěna ucpávkou.

Na obrázku 4 je turbína typu TR 320, která je od společnosti G – Team navržena pro izoentropický spád páry větší než 120 KJ/kg s možností ovládnutí parciálního ostříku. Vyobrazená turbína pracuje s hmotnostním průtokem 4-25 t/hod při vstupním tlaku páry 0,6-6,0MPa a o maximální teplotě 550° C. Výstupní tlak je nižší a jeho hodnoty se pohybují v rozmezí 0,1-2,5MPa. Výkon této turbíny dosahuje hodnot 20-700 kW. Rozměry betonového základu, na kterém je turbosoustrojí umístěno, činí 1 400 x 2 900 mm. [7]



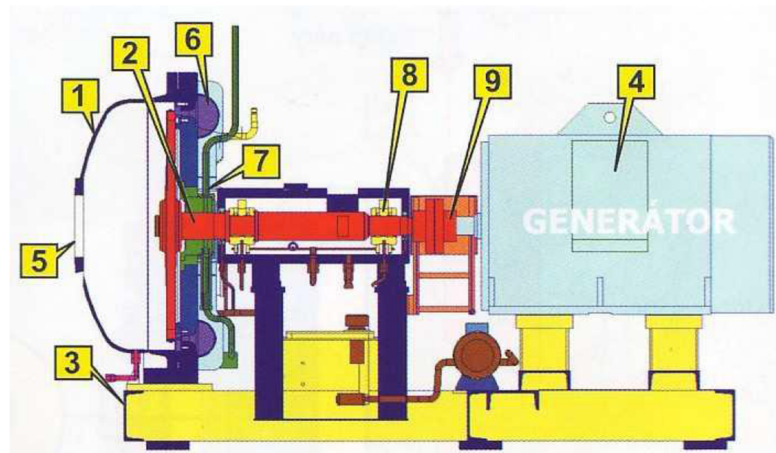
Obr. 4 - Princip parní turbíny s převodovkou [8]

4.5.2 TURBÍNA BEZ PŘEVODOVKY

Pro turbíny bez převodovky je charakteristické dvojitý typ uspořádání. Mezi první typ patří turbína s malým izoentropickým spádem, která pracuje s otáčkami 3000 min^{-1} a pomocí spojky je přímo spojena s asynchronním generátorem. Druhou možností je použití vysokofrekvenčního generátoru, který je schopen pracovat při otáčkách 30000 min^{-1} a je přímo spojen s turbínou. [7]

4.5.3 ASYNCHRONNÍ GENERÁTOR

Pro použití tohoto typu generátoru je důležité, aby turbína pracovala při otáčkách 3000 min^{-1} , což umožňuje zpracovat menší izoentropické spády do 120 kJ/kg . Tento typ použití asynchronního generátoru lze vidět na obrázku 5, kde turbína pracuje s hmotnostním průtokem $6 - 40 \text{ t/hod}$ při vstupním tlaku páry $0,6-2,1 \text{ MPa}$ a teplotě max. 300°C . Výstupní tlak je $0,1-0,8 \text{ MPa}$. Výkon této turbíny je $50-600 \text{ kW}$. Velikost betonového základu, na který je turbosoustrojí umístěno činí $900 \times 2700 \text{ mm}$. [7]

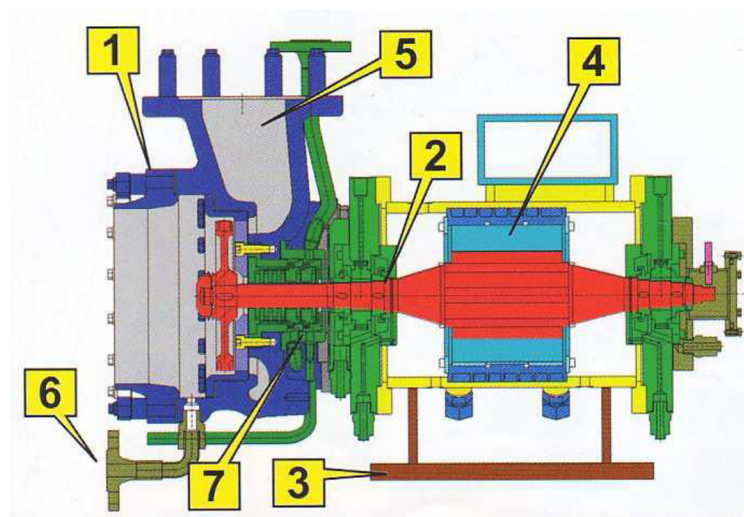


Obr. 5 - Princip parní turbíny s převodovkou [8]

1.Stator-těleso točivé redukce, 2.Rotor točivé redukce-oběžné kolo a hřídel, 3.Svařovaný ocelový rám
4.Asynchronní generátor, 5.Výstup páry, 6.Vstup páry, 7.Parní ucpávka, 8.Kluzná ložiska, 9.Pružná spojka

4.5.4 VYSOKOFREKVENČNÍ GENERÁTOR

Zde turbína pracuje s otáčkami až 30000 min^{-1} , při malém hmotnostním průtoku je schopná zpracovat velké izoentropické spády. Velkou výhodou v tomto uspořádání, že tu není převodovka, která je výrobně náročná na přesnost a zjednodušení celkové konstrukce. Na obrázku 6 je turbínová skříň se státorem elektrického generátoru tvořící celek bez spojky a bez druhotných rotujících částí. Turbínové kolo je letmo uchyceno na rotor vysokofrekvenčního elektrického generátoru. Těsnost rotoru proti úniku páry je zajištěna speciální ucpávkou.[7]



Obr. 6 - Princip parní turbíny s vysokofrekvenčním generátorem

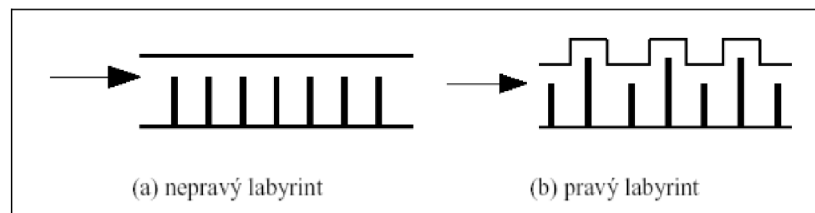
1.Těleso točivé redukce, 2.Rotor točivé redukce, 3.Svařovaný ocelový rám 4.Vysokofrekvenční generátor, 5.Vstup páry, 6.Odvod kondenzátu,7.Parní ucpávka

4.5.5 LOŽISKA

Ložiska dělíme do dvou skupin. První typem jsou valivá ložiska, která se používají u menších turbín, pomocných turbín s malou roční dobou využití. Problémem u tohoto typu ložisek bývá zpravidla vysoká teplota hřídele, která se u kluzných ložisek snižuje odvodem tepla olejem. Další nevýhodou je jejich malá únosnost při velkých obvodových rychlostech, vyšší náchylnost na problémy spojené s tepelnými dilatacemi, malá životnost a z toho nutnost pravidelné výměny. Výhodou je, že nepotřebují zásobování olejem a jestliže regulace nemá hydraulické prvky, lze olejové hospodářství zcela vynechat, a turbogenerátor se tím podstatně zjednoduší. U energetických turbín se tento typ ložisek skoro nepoužívá. Druhou skupinou jsou ložiska kluzná, které se používají ve většině turbosoustrojí. Pracují na hydromechanickém principu a nedochází tedy k přímému styku částí. Výhodou kluzných ložisek jsou především nízké ztráty, možnost vysokých otáček a velká životnost. Potřebují ale poměrně složitý systém zásobování oleje. Při jeho selhání může dojít k porušení kompozice a následné havárii, proto je nutně důležité části olejového systému zálohovat.[6,7]

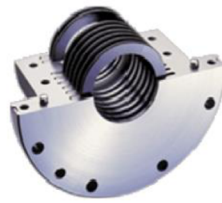
4.5.6 PARNÍ UCPÁVKY

Je to těsnění mezi statorovými a rotorovými částmi parních turbín, je provedeno pomocí ucpávek. V praxi se používají dva těsnící elementy. Bezdotykové labyrintové ucpávky, které jsou nejpoužívanější, mají velkou životnost (nepodléhá opotřebení). Trvalý průtok páry mezi břity však snižuje celkovou termodynamickou účinnost turbíny. Hlavní výhodou je téměř neomezená životnost. Existují dvě varianty s pravým a nepravým labyrintem.[6,7]



Obr. 7 - Bezkontaktní labyrintová ucpávka[7]

Dalším typem jsou dotykové ucpávky, jejich použití je limitováno životností ucpávky a obvodovou rychlostí rotoru v místě ucpávky. Používají se u turbín malých výkonů, zvláště pak u točivých redukcí. Skládají se z kroužků, které jsou vyrobeny z grafitu, nebo kompozitu. Kroužky jsou naskládány v ocelovém tělese s vertikální nebo horizontální dělicí rovinou. Jejich výhodou je menší hmotnostní průtok páry, malé rozměry, snadná montáž a jednoduchá výměna. Nevýhodou je hlavně omezená životnost.



Obr. 8 - Kontaktní kroužková ucpávka[7]

4.6 KONSTRUKCE TURBÍNOVÝCH SKŘÍNÍ A ROTORU

Převládá tvar válcový nebo kuželový, řidčeji kuželový (pevnostně nejvýhodnější). Materiály pro turbínové skříně, a též pro základní desky, se používají, při menších tlacích a teplotách ze šedé litiny, u více namáhaných skříní z ocelolitiny, zušlechtěné přidávkem niklu a chrom a nebo s molybdenem. Po odlití se nechá skříně ve formě zvolna vychladit, aby se zbavila vnitřního napětí. Po prvním hrubém obrobení se mají odlitky podrobit žihání a chladnutí po několik dní. Skříně může být dělená horizontálně, nebo vertikálně. Zatímco u horizontálně dělené skříně se rotor uloží do ložisek a následně se namontuje horní polovina. U vertikálně dělené skříně je to složitější. Hřídel se vsune do demontované skříně, podepře ložisky a potom se nasadí oběžné kolo a další díly. Mohou tam nastat problémy jak manipulační tak potíže s montáží ucpávek. Tento typ skříně se proto používá především u malých turbín, malého výkonu. Takový typ skříně bude použita pro konstrukčnímu návrhu v mé práci. Dle zvolené koncepce se u turbín volí dva druhy rotorů, diskový a bubnový typ. Disková koncepce se používá u rovnotlakých turbín. Druhý typ rotoru se používá u turbín s přetlakový lopatkováním.[7]



Obr. 9 - Rotor s oběžným kolem [7]

4.7 OLEJOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ

Je velice důležitou součástí pro turbíny. Hlavní úkolem je zajištění mazání ložisek a odvod tepla. Olejové hospodářství se skládá z olejové nádrže, hlavních a záložních

čerpadel, chladičem oleje, filtry, armaturami, potrubím a měřicím zařízením. Pro mnou navrhovanou turbínu je vhodné použít konstrukci vestavěné olejové nádrže do rámu, na kterém bude uchycena turbínový stupeň s převodovkou. Potřebný tlak je zajištěn čerpadly. Mazání kluzných ložisek je zajištěno samostatným olejovým okruhem s hlavním čerpadlem poháněným přímo od převodovky a pomocným čerpadlem poháněným elektromotorem. Pomocné čerpadlo je využito během chodu najíždění turbíny, a následně během odstavování turbíny, kdy hlavní čerpadlo nedává potřebný tlak oleje. Druhou smyčku tlakového olej tvoří čerpadlo s rozvody pro ovládání regulačních ventilů. Chlazení oleje je zajištěno trubkovým chladičem.[7]



Obr. 10 - Olejová nádrž s příslušenstvím [7]

5. TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET I.

Cílem je stanovit návrh průtočných částí turbíny, určení termodynamické účinnosti a výkonu jednostupňové turbíny.

5.1 POPIS VÝPOČTOVÉHO PROGRAMU

Pro výpočet jednotlivých termodynamických stavů pracovní látky expandující v turbíně jsou využity tabulky vlastností vody a vodní páry „X-Steam“. Tabulky jsou volně dostupné jako „open source“ z internetových stránek [9]. Termodynamické vlastnosti vody a vodní páry vycházejí z mezinárodně přijaté průmyslové formulce IAPWS IF-97 (International Association for Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997). Je zde využíváno standardu IF-97, který poskytuje velmi přesné stanovení vlastností vody a vodní páry v širokém rozmezí tlaků a teplot. Termodynamický výpočet jednotlivých částí parní turbíny je proveden v programu MS Excel s tím, že tabulky X-Steam jsou implementovány jako skript v prostředí a fungují jako jeho nadstavba.

5.2 VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET

Ukázkový výpočet je proveden pro turbínu s nejvyššími stavy páry, dle zadání diplomové práce. Otáčky jsou voleny dle zvolené konstrukce točivé redukce.

Vstupní tlak páry	$p_0 = 1,2 \text{ MPa}$
Vstupní teplota páry	$t_0 = 220 \text{ °C}$
Výstupní tlak páry	$p_2 = 0,02 \text{ MPa}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m} = 10 \text{ t/h} = 2,777 \text{ kg/s}$
Otáčky	$n = 13\,000 \text{ min}^{-1} = 216,666 \text{ s}^{-1}$

6. VÝPOČET JEDNOSTUPŇOVÉ TURBÍNY

Je proveden pro axiální akční stupeň A- kola s malou reakcí. Skládá se z předběžného a detailního výpočtu. Na obrázku 11 je pohled na jednostupňovou turbínu TR 560.

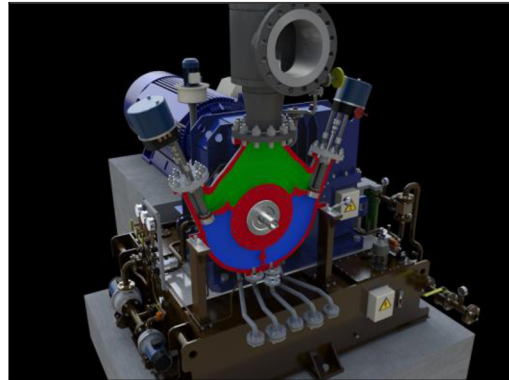


Obr. 11 – Turbína TR 560 Litovel [7]



Obr. 12 - Turbína TR 560 [7]

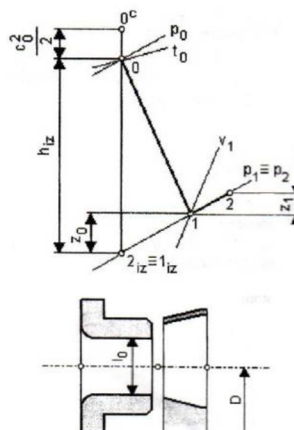
Pohled na konstrukci turbínové skříně turbíny TR 560 s rozděleným parním ostřikem.



Obr. 13 - Turbína TR 560 [7]

6.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Cílem je stanovit základní geometrické a výkonové parametry turbíny, včetně typu proudění. Je zde využito určitého zjednodušení, například oběžná lopatka má nulovou reakci a podrobné změny stavu páry na oběžných lopatkách jsou zanedbány, není také uvažováno se tlakovými ztrátami regulačního ventilu. Předběžný návrh expanze páry ve stupni je znázorněn na obrázku 14.



Obr. 14 - Expanze v regulačním stupni [6]

6.1.1 URČENÍ STAVŮ PÁRY PRO PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Stav páry na vstupu do turbíny (určeno s i – s diagramu)

$$i_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{2865,7 \text{ KJ} / \text{kg}}}$$

$$s_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{6,694 \text{ KJ} / \text{kgK}}}$$

$$v_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{0,17885 \text{ m}^3 / \text{kg}}}$$

Izoentropická entalpie za stupněm

$$i_{2iz} = f_i(p_2; s_0) = (0,02; 6,694) = \underline{\underline{2204,577 \text{ KJ} / \text{kg}}}$$

Izoentropický spád na stupni

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} = 2865,7 - 2204,577 = \underline{\underline{661,15 \text{ KJ / kg}}} \quad (7.1.1-1)$$

Ztráty na dýze

Rychlostní ztrátový součinitel pro dýzu $\varphi = 0,98$ volím dle literatury od G- Teamu.

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,98^2) \cdot 661,15 = \underline{\underline{26,18 \text{ KJ / kg}}} \quad (7.1.1-2)$$

Předběžný spád stupně

$$h_{pr} = h_{iz} - z_0 = 661,15 - 26,18 = \underline{\underline{634,97 \text{ KJ / kg}}} \quad (7.1.1-3)$$

Entalpie na výstupu z RLŘ

$$i_1 = i_0 - h_{pr} = 2865,7 - 634,67 = \underline{\underline{2230,759 \text{ KJ / kg}}} \quad (7.1.1-4)$$

$$v_1 = f_v(i_1; p_1) = f_v(2230,759; 0,02) = \underline{\underline{6,421 \text{ m}^3 / \text{kg}}} \quad (7.1.1-5)$$

Měrný objem za RLŘ se využije pro výpočet délky lopatky.

6.1.2 URČENÍ RYCHLOSTNÍHO POMĚRU A STŘEDNÍHO PRŮMĚR OBĚŽNÉHO KOLA

S ohledem na střední průměr oběžného kola, který z pevnostního hlediska nemůže přesáhnout velikost 600mm a vzhledem k minimální délce lopatky, která má být větší než 12mm, volím rychlostní poměr 0,4

$$\left(\frac{u}{c_{iz}} \right) = 0,4 \quad (7.1.2-1)$$

Rychlost v potrubí $c_0 = 32 \text{ m / s}$ volím dle doporučení.

Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 661,151,9 + 32^2} = \underline{\underline{1150,36 \text{ m / s}}} \quad (7.1.2-2)$$

Střední průměr oběžného kola

$$D = \left(\frac{u}{c_{iz}} \right) \cdot \frac{c_{1iz}}{\pi \cdot n} = 0,4 \cdot \frac{1150,36}{\pi \cdot 216,666} = \underline{\underline{0,6764 \text{ m}}} \quad (7.1.2-3)$$

Obvodová rychlost

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,6764 \cdot 216,666 = \underline{\underline{460,377 \text{ m / s}}} \quad (7.1.2-4)$$

Kritický tlak

$$p_{krit} = 0,577 \cdot p_0 = 0,577 \cdot 1,2 = \underline{\underline{0,6924 \text{ MPa}}} \quad (7.1.2-5)$$

Jelikož $p_2 \leq p_{krit}$, $0,02 \leq 0,6924$ dochází nadkritickému proudění, proto je navrhnutá rozšířená dýza .

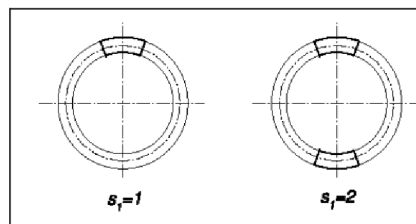
6.1.3 VÝPOČET DÉLKY VÝSTUPNÍ LOPATKY

Výstupní úhel proudu z dýzy $\alpha_{1p} = 17^\circ$ volím dle doporučené literatury

$$l_{0r} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_{1p}} = \frac{2,777 \cdot 6,705}{\pi \cdot 0,6764 \cdot 1150,36 \cdot 0,98 \cdot \sin(17)} = 0,0255\text{m} = \underline{\underline{25,5\text{mm}}} \quad (7.1.3-1)$$

Optimální délka rozváděcí lopatky

Konstanty pro A- kola $\frac{c}{a} = 0,1467$ a $\frac{b}{a} = 0,0398$ volím dle literatury (6). Součinitel zohlednění parciálního ostříku $s_1 = 2$ pro dělený a $s_1 = 1$ pro parciální ostřík vcelku. Volen je parciální ostřík vcelku.



Obr. 15 - Typy parciálních ostříků [6]

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,4}{\left(\frac{13000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,6764^{0,5}} = 0,0427$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,6764}{0,0398 \cdot 1 + 0,0427 \cdot 0,6764}} = \underline{\underline{3,1378}} \quad (7.1.3-3)$$

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0r}} = 3,1378 \cdot \sqrt{0,0255 \cdot 100} = 5,006\text{cm} = \underline{\underline{50,06\text{mm}}} \quad (7.1.3-4)$$

Zvolená délka lopatky

Po zaokrouhlení l_{opt} na celé číslo je skutečná délka lopatky $l_0 = 50\text{mm} = 5\text{cm}$.

Redukovaná délka ostří

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right) - \delta \cdot l_0} = \frac{5}{1 + \left(\frac{5}{5,006}\right) - 0,0427 \cdot 5} = \underline{\underline{2,801cm = 28,01mm}} \quad (7.1.3-5)$$

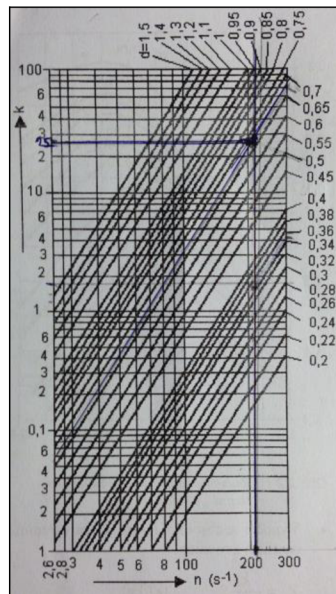
Parciální ostřík

$$\varepsilon = \frac{l_{or}}{l_0} = \frac{0,0255}{0,05} = \underline{\underline{0,509}} \quad (7.1.3-6)$$

6.1.4 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPNĚ

Ztráta třením a ventilací regulačního stupně

Součinitel $k = f(n; D) = f(216,666; 0,6764) = 25$ určený z digramu, který je zobrazen na obrázku 16. A je uvedený v literatuře [6].



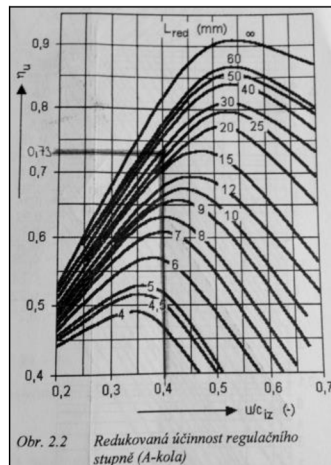
Obr. 16 - Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [6]

$$Z_5 = \frac{k}{\dot{m} \cdot v_1} = \frac{25}{2,777 \cdot 6,421} = \underline{\underline{1,402 KJ / kg}} \quad (7.1.4-1)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací regulačního stupně

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}} = \frac{1,402}{661,15} = \underline{\underline{0,00212}} \quad (7.1.4-2)$$

Hodnota redukované obvodové účinnosti $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}; L_{red}\right) = f(0,4; 28,01) = 0,73$ je to voleno z grafu, který je zobrazen na obrázku 17. A je uvedený v literatuře [6].



Obr. 17 - Redukovaná účinnost regulačního stupně (A - kola) [6]

Vnitřní termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{idi} = \eta_u - \xi_5 = 0,73 - 0,00212 = \underline{\underline{0,728}} \quad (7.1.4-3)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{idi} = 2,777 \cdot 661,15 \cdot 0,728 = \underline{\underline{1336,4KW}} \quad (7.1.4-4)$$

6.2 DETAILNÍ VÝPOČET

Cílem tohoto výpočtu je stanovení přesného průběhu expanze a spádu zpracovaným na jednotlivých lopatkových řadách. Dále pak výpočet rychlostních trojúhelníků, průtočných částí turbíny, vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu turbíny. V předběžném návrhu byly vypočteny hodnoty uvedené tabulce 2, které budou uvažovány v detailním výpočtu.

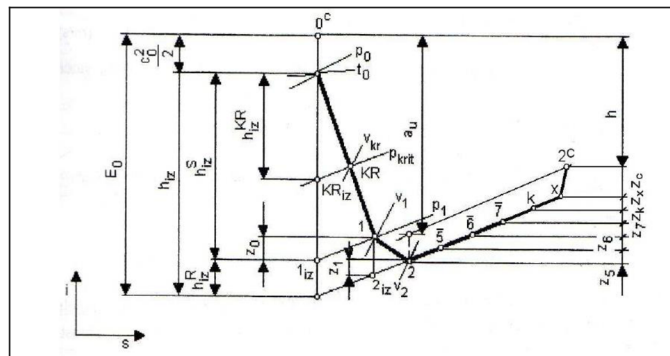
D	n	h_{iz}	p_{kr}	l_o	ε	$\frac{u}{c_{iz}}$
[m]	[s ⁻¹]	[KJ/kg]	[MPa]	[mm]	[-]	[-]
0,6764	216,666	661,15	0,6924	50	0,509	0,4

Tabulka 2 - Zadání hodnot z diplomové práce

6.2.1 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPNĚ

Detailní průběh expanze je z důvodu zmenšení ztrát rotorové oběžné řady, volím malý stupeň reakce $\rho = 0,05$ dle doporučení literatury (6). Zanedbávám tlakové ztráty

na regulačním ventilu. Z toho vyplývá, že i rotorové lopatky zpracovávají malý spád, který je znázorněn na obrázku 18.



Obr. 18 - Průběh expanze v A - kole [6]

Rozdělení tepelných spádů

Izoentropický spád na stator

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 661,15 = \underline{\underline{628,094 \text{ KJ / kg}}} \quad (7.2.1-1)$$

Izoentropický spád na rotor

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 661,15 = \underline{\underline{33,0576 \text{ KJ / kg}}} \quad (7.2.1-2)$$

Hodnoty entalpie v jednotlivých bodech expanze

$$i_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{2865,73 \text{ KJ / kg}}}$$

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 2865,73 - 628,094 = \underline{\underline{2237,64 \text{ KJ / kg}}}$$

$$i_{2iz} = f_i(p_2; s_0) = \underline{\underline{2204,577 \text{ KJ / kg}}}$$

Velikosti tlaků v jednotlivých bodech expanze

$$p_0 = 1,2 \text{ MPa}$$

Tlak za statorem

$$p_1 = f_p(i_{1iz}; s_0) = f_p(2237,635; 6,693671) = \underline{\underline{0,0258722 \text{ MPa}}}$$

$$p_2 = 0,02 \text{ MPa}$$

Jeli $p_1 < p_{krit}$ počítáme s kritickým prouděním a tedy s odklonem proudu páry, kdy výstupní úhel proudu α_1 má rozdílnou velikost od navrženého výstupního úhlu profilu α_{1p} .

6.2.2 URČENÍ ODKLONU PROUDU

Součinitel izoentropie $\kappa = 1,3$ volím dle literatury [7].

Tlak zabrzděného proudu

$$\bar{p}_0 = p_0 + \frac{c_0^2}{2 \cdot v_0} = 1,2 \cdot 10^6 + \frac{32^2}{2 \cdot 0,17885} = \underline{\underline{1202863 \text{ Pa} = 1,203 \text{ MPa}}} \quad (7.2.2-1)$$

Kontrola poměru tlaků

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{\bar{p}_0} = \frac{25872,2}{1202863} = \underline{\underline{0,0215}} \quad (7.2.2-2)$$

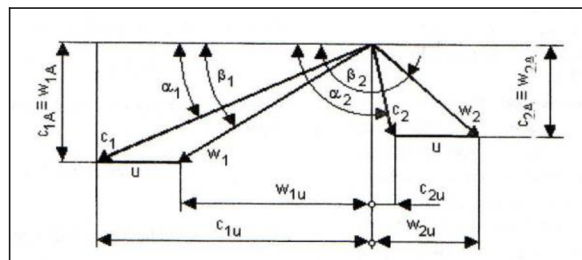
Machovo číslo na výstupu RLŘ

$$M_{1s} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left(\varepsilon_1^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{2}{1,3 - 1} \cdot \left(0,0215^{\frac{1-1,3}{1,3}} - 1 \right)} = \underline{\underline{3,0829}} \quad (7.2.2-3)$$

V závislosti na doporučení $M_{1s} = 3,0829$ volím dle doporučení odklon proudu $\delta_\alpha = 4^\circ$.

6.2.3 VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ

Velikost úhlů α_1 a β_1 je volena s ohledem na tvar průtočného kanálu a jeho pozvolné rozšiřování, tak aby nedošlo ke zkracování lopatek ve směru toku páry. Na obrázku 19 jsou znázorněny rychlostní trojúhelníky včetně označení, popisu všech úhlů a rychlostí.



Obr. 19 - Rychlostní trojúhelník [6]

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ

$$\alpha_1 = \alpha_{1p} + \delta_\alpha = 17^\circ + 4^\circ = \underline{\underline{21^\circ}} \quad (7.2.3-1)$$

Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi

$$\begin{aligned} c_{1iz} &= \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} = \\ &= \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 661,15 \cdot 1000 + 32^2} = \underline{\underline{1121,26 \text{ m/s}}} \end{aligned} \quad (7.2.3-2)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z RLŘ

Volím $\varphi = 0,98$ dle doporučení literatury

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 1121,26 \cdot 0,98 = \underline{\underline{1098,83 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-3)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z RLŘ

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{1098,83^2 + 460,3773^2 - 2 \cdot 1098,83 \cdot 460,3773 \cdot \cos(21^\circ)} = \quad (7.2.3-4) \\ &= \underline{\underline{689,07 \text{ m/s}}} \end{aligned}$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(21^\circ) = 1098,83 \cdot \cos(21^\circ) = \underline{\underline{1025,85 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-5)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 1025,85 - 460,3773 = \underline{\underline{565,47 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-6)$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 1098,83 \cdot \sin(21^\circ) = \underline{\underline{393,79 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-7)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z RLŘ

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{565,47}{689,07} = \underline{\underline{34,85^\circ}} \quad (7.2.3-8)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z OLŘ

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - 3) = 180 - (34,85 - 3) = \underline{\underline{148,15^\circ}} \quad (7.2.3-9)$$

Relativní rychlost na výstupu z OLŘ při izoentropické expanzi

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 661,15 + 689,07^2} = \underline{\underline{712,66 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-10)$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z OLŘ

Rychlostní součinitel se pohybuje rozmezí $\Psi = 0,75 - 0,85$. Proto volím dle doporučení $\Psi = 0,75$.

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2iz} = 0,75 \cdot 712,66 = \underline{\underline{534,49 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-11)$$

Absolutní rychlost na výstupu z OLŘ

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} = \\ &= \sqrt{570,13^2 + 460,3773^2 - 2 \cdot 534,49 \cdot 460,3773 \cdot \cos(180 - 148,15)} \quad (7.2.3-12) \\ &= \underline{\underline{282,15 \text{ m/s}}} \end{aligned}$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 534,49 \cdot \cos(148,15^\circ) = \underline{\underline{-454,0 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-13)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -454,0 + 460,3773 = \underline{\underline{6,37 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-14)$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 534,49 \cdot \sin(148,15^\circ) = \underline{\underline{282,07 \text{ m/s}}} \quad (7.2.3-15)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ

$$\bar{\alpha}_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \arctg \frac{282,07}{6,37} = \underline{\underline{88,71^\circ}} \quad (7.2.3-16)$$

$$\alpha_2 = 180 - |\bar{\alpha}_2| = 180 - |88,71| = \underline{\underline{91,29^\circ}} \quad (7.2.3-17)$$

6.2.4 VÝPOČET PRŮTOČNÝCH PRŮŘEZŮ STUPNĚ

Ztráty v jednotlivých bodech expanze

Rozváděcí mříž

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{1121,255^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = \underline{\underline{24892,81 \text{ J/kg}}} \quad (7.2.4-1)$$

Oběžná lopatková řada

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{712,66^2}{2} \cdot (1 - 0,75^2) = \underline{\underline{111098,6 \text{ J/kg}}} \quad (7.2.4-2)$$

Ztráta výstupní rychlosti

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{282,15^2}{2} = \underline{\underline{39802,91 \text{ J/kg}}} \quad (7.2.4-3)$$

Určení měrných objemů v jednotlivých bodech expanze

$$v_0 = f_v(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{0,17885 \text{ m}^3/\text{kg}}}$$

Izoentropický měrný objem za statorem

$$v_{1iz} = f_v(p_1; s_0) = f_v(0,0258; 6,693671) = \underline{\underline{5,03 \text{ m}^3/\text{kg}}}$$

Izoentropický měrný objem za rotorem

$$v_{2iz} = f_v(i_2; s_0) = f_v(0,02; 6,693671) = \underline{\underline{6,34 \text{ m}^3/\text{kg}}}$$

Délka lopatky na vstupu do RLŘ

$$\begin{aligned} l_0 &= \frac{\dot{m} \cdot v_{1iz}}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \\ &= \frac{2,777 \cdot 5,03}{\pi \cdot 0,676353 \cdot 0,509 \cdot 1098,83 \cdot \sin(21)} = \\ &= \underline{\underline{0,033 \text{ m} = 33 \text{ mm}}} \end{aligned} \quad (7.2.4-4)$$

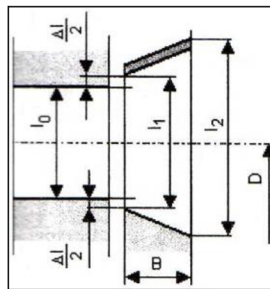
Délka lopatky na vstupu do OLŘ

$\Delta l = 0,001 \div 0,003$ já volím 0,002 m.

$$l_1 = l_0 + \Delta l = 0,033 + 0,002 = \underline{\underline{0,035m = 35mm}} \quad (7.2.4-5)$$

Délka lopatky na výstupu z OLŘ

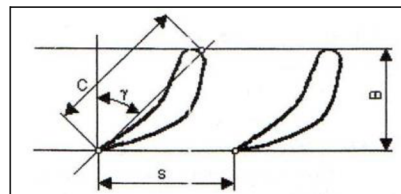
$$\begin{aligned} l_2 &= \frac{\dot{m} \cdot v_{2iz}}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} = \\ &= \frac{2,777 \cdot 6,34}{\pi \cdot 0,676353 \cdot 0,509 \cdot 534,49 \cdot \sin(148,15)} = \\ &= \underline{\underline{0,058m = 58mm}} \end{aligned} \quad (7.2.4-6)$$



Obr. 20 - Průtočný kanál A - kola [6]

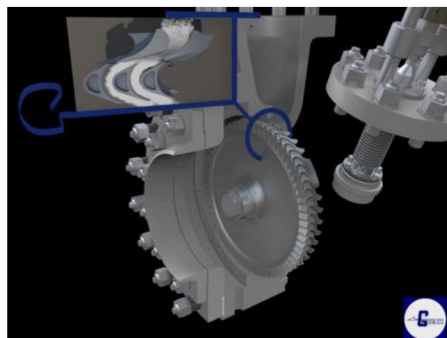
6.2.5 VOLBA PROFILŮ A ZÁKLADNÍ ROZMĚRY LOPATKOVÁNÍ

Na základě vypočítaných veličin se určí typ profilu lopatek. Konkrétní hodnoty volím z literatury [7]



Obr. 21 - Označení rozměrů charakterizující profil [6]

Proudění jaký je v lopatkování je zřejmé z obrázku 22.



Obr. 22 - Pára [7]

Rozváděcí lopatky

Z literatury [7] volím rozváděcí lopatky pro nadkritické proudění NPL – G1/10.

Poměrná rozteč: $\frac{s}{c} = 0,66$

Délka tětiny profilu : $c = 37,8\text{mm} = 0,0378\text{m}$

Úhel nastavení profilu: $\gamma = 65^\circ$

Šířka lopatky (axiální stavební délka)

$$B_{roz} = c \cdot \cos \gamma = 0,015975\text{m} = \underline{\underline{15,975\text{mm}}} \quad (7.2.5-1)$$

Rozteč lopatek

$$s_{roz} = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,0378 \cdot (0,66) = \underline{\underline{0,02495\text{m}}} = \underline{\underline{24,95\text{mm}}} \quad (7.2.5-2)$$

Počet lopatek

$$z_{roz} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,676353 \cdot 0,509}{0,02495} = \underline{\underline{43,37}} = \underline{\underline{43}} \quad (7.2.5-3)$$

Oběžné lopatky

Z literatury [7] volím rozváděcí lopatky pro nadkritické proudění PPL – G1/12.

Poměrná rozteč: $\frac{s}{c} = 0,63$

Délka tětiny profilu : $c = 20,3\text{mm} = 0,0203\text{m}$

Úhel nastavení profilu: $\gamma = 12,7^\circ$

Šířka lopatky (axiální stavební délka)

$$B_{ob} = c \cdot \cos \gamma = 0,019803\text{m} = \underline{\underline{19,8\text{mm}}} \quad (7.2.5-4)$$

Rozteč lopatek

$$s_{ob} = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,0203 \cdot (0,66) = \underline{\underline{0,012789\text{m}}} = \underline{\underline{12,789\text{mm}}} \quad (7.2.5-5)$$

Počet lopatek

$$z_{ob} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,676353 \cdot 0,509}{0,012789} = \underline{\underline{84,6}} = \underline{\underline{85}} \quad (7.2.5-6)$$

6.2.6 VÝPOČET REDUKOVANÉ OBVODOVÉ ÚČINNOSTI

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} =$$

$$= \frac{\left(661151,9 + \frac{32^2}{2}\right) - 24892,81 - 111098,6 - 39802,91}{\left(661151,9 + \frac{32^2}{2}\right)} = \quad (7.2.6-1)$$

$$= \underline{\underline{0,734}} = \underline{\underline{73,4\%}}$$

6.2.7 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPNĚ

VÝPOČET ZTRÁT

Poměrná ztráta ventilací disku

Součinitel $k_{if} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ volím dle doporučení literatury [7].

Průtočný průřez

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 =$$

$$= \pi \cdot 0,676353 \cdot 0,0348 \cdot 0,509 \cdot \sin(21) = \quad (7.2.7-1)$$

$$= \underline{\underline{0,013488 m^2}}$$

$$\xi_5 = k_{if} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,676353^2}{0,013488} \cdot \left(\frac{460,3773}{\sqrt{2 \cdot 661151,9}}\right)^3 \quad (7.2.7-2)$$

$$\xi_5 = \underline{\underline{0,001088}}$$

Poměrná ztráta parciálním ostríkem

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 =$$

$$= \frac{0,065}{\sin(21)} \cdot \frac{(1 - 0,509)}{0,509} \cdot \left(\frac{460,3773}{\sqrt{2 \cdot 661151,9}}\right)^3 \quad (7.2.7-3)$$

$$\xi_{61} = \underline{\underline{0,01121}}$$

Ztráta na okrajích pásma ostříku

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad (7.2.7-4)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,0203 \cdot 0,054}{0,013488} \cdot \left(\frac{460,3773}{\sqrt{2 \cdot 661151,9}} \right) \cdot 0,755 \cdot 1 = \underline{\underline{0,00615}}$$

Celková ztráta parciálním ostříkem

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,01121 + 0,00615 = \underline{\underline{0,01737}} \quad (7.2.7-5)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou

Uvažuje se lopatkování bez bandáže. Průtokový součinitel $\mu_1 = 0,5$ dle doporučení literatury [7].

Radiál mezera

$$\delta = \frac{1}{1000} \cdot D + 0,0002 = \frac{1}{1000} \cdot 676,353 + 0,0002 = \underline{\underline{0,00068m}} \quad (7.2.7-6)$$

Z důvodu provozních vůlí musím volit radiální mezera 0,0015m, menší rozměr se nedoporučuje.

Průřez radiální mezery

$$S_{1R} = \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta = \pi \cdot (0,676353 + 0,034784) \cdot 0,0015 = \underline{\underline{0,003351m^2}} \quad (7.2.7-7)$$

Stupeň reakce na špicí lopatky

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,676353}{0,03488}}{1 + \frac{0,676353}{0,03488}} = \underline{\underline{0,0965}} \quad (7.2.7-8)$$

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} =$$

$$= 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,003351 \cdot 0,734}{0,013488} \cdot \sqrt{\frac{0,0965}{1 - 0,05}} \quad (7.2.7-9)$$

$$\xi_7 = \underline{\underline{0,0436}}$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry

Měrné suchosti $x_0 = 1$ a $x_{2iz} = 0,83$

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_0 + x_{2iz}}{2} \right) = \left(1 - \frac{1 + 0,83}{2} \right) = 0,086 \quad (7.2.7-10)$$

Poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\left(\frac{l_2}{D}\right)^2}{2} = \frac{\left(\frac{0,058}{0,676353}\right)^2}{2} = \underline{\underline{0,0036}} \quad (7.2.7-11)$$

Ztráty vnitřní netěsností

Z důvodu snížení poměrné ztráty radiální mezerou (přetékání páry přes okraj lopatky) se na lopatkách oběžného kola provádí krycí bandáž. Toto opatření zabezpečuje příznivé obtékání špičkové části lopatky a zvyšuje účinnost stupně, u jednostupňových turbín zhruba v rozmezí 2-5% v závislosti na výšce lopatky. Existuje několik způsobů bandážování lopatkových stupňů. Jednou z možných variant je pásková obvodová bandáž. Tato bandáž je tvořena lopatkou buď frézovanou, nebo v případě statorových částí, lopatkou taženou z profilu. Moderním způsobem bandáže, ale méně využívaným je současné době voštinové nadbandážové těsnění, které umožňuje oproti labyrintové ucpávky zmenšení radiální vůle na polovinu. Další možností je kombinace grafitových nástříků na statorovou část turbínového stupně. Bandáže lopatkových stupňů se však u rychloběžných stupňů nepoužívají z důvodu vysokých obvodových rychlostí a vysoké pevnostního namáhání v místě upevnění bandáže. Ztrátu vnitřní netěsností volím $\xi_{ban} = 4\% = 0,04$

Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti stupně

$$\begin{aligned} \eta_{idi} &= \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 - \xi_x - \xi_v - \xi_{ban} \\ \eta_{idi} &= 0,734 - 0,001088 - 0,01759 - 0,0436 - 0,0858 - 0,0036 - 0,04 \\ \eta_{idi} &= \underline{\underline{0,543}} = 54,3\% \end{aligned} \quad (7.2.7-12)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{idi} = 2,777 \cdot 661,1519 \cdot 0,543 = \underline{\underline{996,29 \text{ KW}}} \quad (7.2.7-13)$$

Koncový bod expanze ve stupni

$$\begin{aligned} i_{2c} &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{idi} = 2865,729 + \frac{32^2}{2} - 661,1519 \cdot 0,543 \\ i_{2c} &= \underline{\underline{3018,96 \text{ KJ / kg}}} \end{aligned} \quad (7.2.7-14)$$

7. TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET II.NÁVRHU

Z důvodu zvýšení účinnosti, pro zadané parametry páry, je výhodnější použít dvoustupňovou turbínu. V druhém návrhu bude pára vstupovat do turbíny prvního stupně, a z té pak může být pára využita pro vytápění a nebo tu páru pošleme do turbíny druhého stupně. V této další části provedu termodynamický výpočet pro první stupeň turbíny a následně termodynamický výpočet pro turbínu druhého stupně.



Obr. 23 - Turbína TRM 2 [7]

8. VÝPOČET I. STUPNĚ TURBÍNY II. NÁVRHU

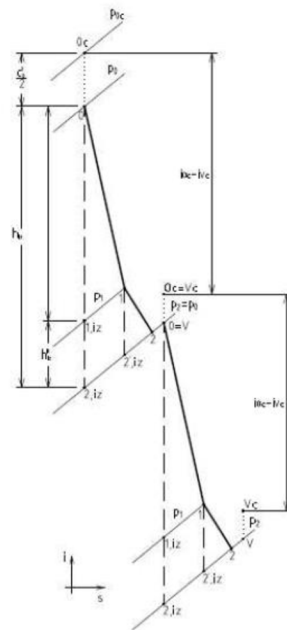
8.1 VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET

Ukázkový výpočet je proveden pro turbínu s nejvyššími stavy páry, dle zadání diplomové práce. Otáčky jsou voleny dle zvolené konstrukce rychloběžné turbíny.

Vstupní tlak páry	$p_0 = 1,2 \text{ MPa}$
Vstupní teplota páry	$t_0 = 220 \text{ °C}$
Výstupní tlak páry	$p_2 = 0,4 \text{ MPa}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m} = 10 \text{ t/h} = 2,777 \text{ kg/s}$
Průměr	$\varnothing = 320 - 340 \text{ mm} = 0,32 - 0,34 \text{ m}$
Otáčky	$n = 17\,000 \text{ min}^{-1} = 283,333 \text{ s}^{-1}$

8.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Cílem je stanovit základní geometrické a výkonové parametry turbíny, včetně typu proudění. Je zde využito určitého zjednodušení například oběžná lopatka má nulovou reakci, a podrobné změny stavu páry na oběžných lopatkách jsou zanedbány. Předběžný návrh expanze páry ve stupni je znázorněn na obrázku 24. Opět zanedbávám tlakové ztráty v regulačním ventilu.



Obr. 24 - Znázornění expanze pracovní látky ve stupni [7]

8.2.1 URČENÍ STAVŮ PÁRY PRO PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Stav páry na vstupu do turbíny (určeno s $i - s$ diagramu)

$$i_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{2865,7 \text{ KJ} / \text{kg}}}$$

$$s_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{6,694 \text{ KJ} / \text{kgK}}}$$

$$v_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{0,17885 \text{ m}^3 / \text{kg}}}$$

Izoentropická entalpie za stupněm

$$i_{2iz} = f_i(p_2; s_0) = (0,4; 6,694) = \underline{\underline{2653,976 \text{ KJ} / \text{kg}}}$$

Izoentropický spád na stupni

$$h_{izl} = i_0 - i_{2iz} = 2865,7 - 2653,976 = \underline{\underline{211,7528 \text{ KJ} / \text{kg}}} \quad (9.2.1-1)$$

Ztráty na dýze

Rychlostní ztrátový součinitel pro dýzu $\varphi = 0,99$ volím dle literatury od G- teamu.

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,99^2) \cdot 211,7528 = \underline{\underline{4,214 \text{ KJ} / \text{kg}}} \quad (9.2.1-2)$$

Předběžný spád stupně

$$h_{pr} = h_{iz} - z_0 = 211,7528 - 4,214 = \underline{\underline{207,54 \text{ KJ} / \text{kg}}} \quad (9.2.1-3)$$

Entalpie na výstupu z RLŘ

$$i_1 = i_0 - h_{pr} = 2865,7 - 207,54 = \underline{\underline{2658,19 \text{ KJ} / \text{kg}}} \quad (9.2.1-4)$$

$$v_1 = f_v(i_1; p_2) = f_v(2658,19; 0,4) = \underline{\underline{0,445 \text{ m}^3 / \text{kg}}}$$

Měrný objem za RLŘ se využije pro výpočet délky lopatky .

8.2.2 URČENÍ RYCHLOSTNÍHO POMĚRU A STŘEDNÍHO PRŮMĚRU OBĚŽNÉHO KOLA

S ohledem na střední průměr oběžného kola, který z pevnostního hlediska nemůže přesáhnout velikost 340mm a vzhledem k minimální délce lopatky, která má být větší než 12mm. Dle zadání známe střední průměr oběžného kola $D = 320\text{--}340 \text{ mm} = 0,32\text{--}0,34\text{m}$. Volím $D = 0,32\text{m}$. Rychlost v potrubí $c_0 = 32\text{m/s}$ volím dle doporučení.

Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{izl} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 211752,8 + 32^2} = \underline{\underline{651,56 \text{ m/s}}} \quad (9.2.2-1)$$

Rychlostní poměr

$$\left(\frac{u}{c_{1iz}} \right) = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{c_{1iz}} = \frac{0,32 \cdot 283,333 \cdot \pi}{651,56} = \underline{\underline{0,437 \text{ m}}} \quad (9.2.2-2)$$

Obvodová rychlost

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,32 \cdot 283,333 = \underline{\underline{284,838 \text{ m/s}}} \quad (9.2.2-3)$$

Kritický tlak

$$p_{krit} = 0,577 \cdot p_0 = 0,577 \cdot 1,2 = \underline{\underline{0,6924 \text{ MPa}}} \quad (9.2.2-4)$$

Jelikož $p_2 \leq p_{krit}$, $0,02 \leq 0,6924$ dochází nadkritickému proudění, proto je navrhnutá rozšířená dýza .

8.2.3 VÝPOČET DÉLKY VÝSTUPNÍ LOPATKY

Výstupní úhel proudu z dýzy $\alpha_{1p} = 17^\circ$ volím dle doporučené literatury.

$$l_{0r} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_{1p}} = \frac{2,777 \cdot 0,445}{\pi \cdot 0,32 \cdot 651,5594 \cdot 0,99 \cdot \sin(17)} \quad (9.2.3-1)$$

$$= \underline{\underline{0,0065 \text{ m}}} = \underline{\underline{6,5 \text{ mm}}}$$

Optimální délka rozváděcí lopatky

Konstanty pro A- kola $\frac{c}{a} = 0,1467$ a $\frac{b}{a} = 0,0398$ volím dle literatury (6). Součinitel zohlednění parciálního ostříku $s_1 = 2$ pro dělený a $s_1 = 1$ pro parciální ostřík vcelku. Volen je parciální ostřík vcelku.

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,437}{\left(\frac{17000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,32^{0,5}} = \underline{\underline{0,0643}} \quad (9.2.3-2)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,32}{0,0398 \cdot 1 + 0,0643 \cdot 0,32}} = \underline{\underline{2,302}} \quad (9.2.3-3)$$

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2,302 \cdot \sqrt{0,0065 \cdot 100} = 1,859 \text{ cm} = \underline{\underline{18,59 \text{ mm}}} \quad (9.2.3-4)$$

Zvolena délka lopatky

Po zaokrouhlení l_{opt} na celé číslo je skutečná délka lopatky $l_0 = 19 \text{ mm}$.

Redukovaná délka ostří

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right) - \delta \cdot l_0} = \frac{1,9}{1 + \left(\frac{1,9}{1,859}\right) - 0,0643 \cdot 2} = \underline{\underline{1,000 \text{ cm} = 10,00 \text{ mm}}} \quad (9.2.3-5)$$

Parciální ostřík

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,0065}{0,019} = \underline{\underline{0,343}} \quad (9.2.3-6)$$

8.2.4 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPNĚ

Ztráta třením a ventilací regulačního stupně

Součinitel $k = f(n; D) = f(283,333; 0,32) = 2,6$ určený z digramu uvedený v literatuře [6].

$$Z_5 = \frac{k}{\dot{m} \cdot v_1} = \frac{2,6}{2,777 \cdot 0,445} = \underline{\underline{2,103 \text{ KJ} / \text{kg}}} \quad (9.2.4-1)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací regulačního stupně

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{izl}} = \frac{2,103}{211,7528} = \underline{\underline{0,0099}} \quad (9.2.4-2)$$

Obvodová účinnost

$\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}; L_{red}\right) = f(0,437; 10,00) = 0,675$ je to voleno z grafu uvedeného v literatuř[6].

Vnitřní termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{idi} = \eta_u - \xi_5 = 0,675 - 0,0099 = \underline{0,665} = \underline{66,5\%} \quad (9.2.4-3)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot h_{izl} \cdot \eta_{idi} = 2,777 \cdot 211,7528 \cdot 0,665 = \underline{391,1KW} \quad (9.2.4-4)$$

8.3 DETAILNÍ VÝPOČET

Cílem tohoto výpočtu je stanovení přesného průběhu expanze a spádu zpracovaným na jednotlivých lopatkových řadách. Dále pak výpočet rychlostních trojúhelníků, průtočných částí turbíny, vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu turbíny. V předběžném návrhu byly vypočteny hodnoty uvedené tabulce 3, které budou uvažovány v detailním výpočtu.

D	n	h_{izl}	p_{kr}	l_o	ε	$\frac{u}{c_{iz}}$
[m]	[s ⁻¹]	[KJ/kg]	[MPa]	[mm]	[-]	[-]
0,32	283,333	211,7528	0,6924	19	0,343	0,437

Tabulka 3 - Zadání hodnot z diplomové práce I. stupně

8.3.1 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPNĚ

Detailní průběh expanze je z důvodu zmenšení ztrát rotorové oběžné řady, volím malý stupeň reakce $\rho = 0,05$ dle doporučení literatury (6).

Rozdělení tepelných spádů

Izoentropický spád na stator

$$h_{izl}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 211,7528 = \underline{201,165 KJ / kg} \quad (9.3.1-1)$$

Izoentropický spád na rotor

$$h_{izl}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 211,7528 = \underline{10,5876 KJ / kg} \quad (9.3.1-2)$$

Hodnoty entalpie v jednotlivých bodech expanze

$$i_0 = f_i(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{2865,73 KJ / kg}$$

$$i_{1iz} = i_0 - h_{izl}^S = 2865,73 - 201,65 = \underline{2664,56 KJ / kg} \quad (9.3.1-3)$$

$$i_{2iz} = f_i(p_2; s_0) = \underline{2653,976 KJ / kg}$$

Velikosti tlaků v jednotlivých bodech expanze

$$p_0 = 1,2 MPa$$

Tlak za statorem

$$p_1 = f_p(i_{1iz}; s_0) = f_p(2664,56; 6,693671) = \underline{\underline{0,4245 MPa}}$$

$$p_2 = 0,4 MPa$$

Jeli $p_1 < p_{krit}$ počítáme s kritickým prouděním a tedy s odklonem proudu páry, kdy výstupní úhel proudu α_1 má rozdílnou velikost od navrženého výstupního úhlu profilu α_{1p} .

8.3.2 URČENÍ ODKLONU PROUDU

Součinitel izoentropie $\kappa = 1,3$ volím dle literatury [7].

Tlak zabrzděného proudu

$$\bar{p}_0 = p_0 + \frac{c_0^2}{2 \cdot v_0} = 1,2 \cdot 10^6 + \frac{32^2}{2 \cdot 0,17885} = \underline{\underline{1202863 Pa = 1,203 MPa}} \quad (9.3.2-1)$$

Kontrola poměru tlaků

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{\bar{p}_0} = \frac{424471,4}{1202863} = \underline{\underline{0,3528}} \quad (9.3.2-2)$$

Machovo číslo na výstupu RLŘ

$$M_{1s} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left(\varepsilon_1^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{2}{1,3 - 1} \cdot \left(0,3528^{\frac{1-1,3}{1,3}} - 1 \right)} = \underline{\underline{1,346}} \quad (9.3.2-3)$$

V závislosti na doporučení $M_{1s} = 1,346$ volím dle doporučení odklon proudu $\delta_\alpha = 2^\circ$.

8.3.3 VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ

Velikost úhlů α_1 a β_1 je volena s ohledem na tvar průtočného kanálu a jeho pozvolné rozšiřování, tak aby nedošlo ke zkracování lopatek ve směru toku páry.

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ

$$\alpha_1 = \alpha_{1p} + \delta_\alpha = 17^\circ + 2^\circ = \underline{\underline{19^\circ}} \quad (9.3.3-1)$$

Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{izl} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 211,7528 \cdot 1000 + 32^2}$$

$$= \underline{\underline{635,1019 m/s}} \quad (9.3.3-2)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z RLŘ

Volím $\varphi = 0,99$ dle doporučení literatury

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 635,1019 \cdot 0,99 = \underline{\underline{628,75 m/s}} \quad (9.3.3-3)$$

Relativní rychlost na výstupu z RLŘ

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{628,75^2 + 284,8377^2 - 2 \cdot 628,75 \cdot 284,8377 \cdot \cos(19^\circ)} = \quad (9.3.3-4) \\ &= \underline{\underline{371,20 \text{ m/s}}} \end{aligned}$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 628,75 \cdot \cos(19^\circ) = \underline{\underline{594,496 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-5)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 594,496 - 284,8377 = \underline{\underline{309,66 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-6)$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 628,75 \cdot \sin(19^\circ) = \underline{\underline{204,70 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-7)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z RLŘ

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{309,66}{371,2} = \underline{\underline{33,47^\circ}} \quad (9.3.3-8)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z OLŘ

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - 3) = 180 - (33,47 - 3) = \underline{\underline{149,53^\circ}} \quad (9.3.3-9)$$

Relativní rychlost na výstupu z OLŘ při izoentropické expanzi

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{izl} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 211,7528 \cdot 1000 + 371,2^2} = \underline{\underline{385,119 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-10)$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z OLŘ

Rychlostní součinitel $\Psi = 0,75 - 0,85$ volím dle doporučení $\Psi = 0,85$.

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2iz} = 0,85 \cdot 385,199 = \underline{\underline{327,42 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-11)$$

Absolutní rychlost na výstupu z OLŘ

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} = \\ &= \sqrt{327,42^2 + 284,8377^2 - 2 \cdot 327,42 \cdot 284,8377 \cdot \cos(180 - 149,53)} = \quad (9.3.3-12) \\ &= \underline{\underline{166,04 \text{ m/s}}} \end{aligned}$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 327,42 \cdot \cos(149,53^\circ) = \underline{\underline{-282,21 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-13)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -282,21 + 284,8377 = \underline{\underline{2,63 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-14)$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 327,42 \cdot \sin(149,53^\circ) = \underline{\underline{166,015 \text{ m/s}}} \quad (9.3.3-15)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ

$$\bar{\alpha}_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \operatorname{arctg} \frac{166,015}{2,63} = \underline{\underline{89,093^\circ}} \quad (9.3.3-16)$$

$$\alpha_2 = 180 - |\bar{\alpha}_2| = 180 - |89,093| = \underline{\underline{90,907^\circ}} \quad (9.3.3-17)$$

8.3.4 VÝPOČET PRŮTOČNÝCH PRŮŘEZŮ STUPNĚ

Ztráty v jednotlivých bodech expanze

Rozváděcí mříž

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{635,1^2}{2} \cdot (1 - 0,99^2) = \underline{\underline{4013,38 J / kg}} \quad (9.3.4-1)$$

Oběžná lopatková řada

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{385,199^2}{2} \cdot (1 - 0,85^2) = \underline{\underline{20587,48 J / kg}} \quad (9.3.4-2)$$

Ztráta výstupní rychlosti

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{166,04^2}{2} = \underline{\underline{13783,94 J / kg}} \quad (9.3.4-3)$$

Určení měrných objemů v jednotlivých bodech expanze

$$v_0 = f_v(t_0; p_0) = (220; 1,2) = \underline{\underline{0,17885 m^3 / kg}}$$

Izoentropický měrný objem za statorem

$$v_{1iz} = f_v(p_1; s_0) = f_v(0,424471; 6,693671) = \underline{\underline{0,4216 m^3 / kg}}$$

Izoentropický měrný objem za rotorem

$$v_{2iz} = f_v(p_2; s_0) = f_v(0,4; 6,693671) = \underline{\underline{0,444 m^3 / kg}}$$

Délka lopatky na vstupu do RLŘ

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_{1iz}}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{2,777 \cdot 0,4216}{\pi \cdot 0,32 \cdot 0,343 \cdot 628,75 \cdot \sin(19)} = \underline{\underline{0,0166 m = 16,6 mm}} \quad (9.3.4-4)$$

Kvůli výrobě volím $l_0 = \underline{\underline{0,017 m = 17 mm}}$.

Délka lopatky na vstupu do OLŘ

$\Delta l = 0,001 \div 0,003$ já volím 0,003m.

$$l_1 = l_0 + \Delta l = 0,017 + 0,003 = \underline{\underline{0,0196 m = 19,6 mm}} \quad (9.3.4-5)$$

Kvůli výrobě volím $l_1 = \underline{\underline{0,02m = 20mm}}$.

Délka lopatky na výstupu z OLŘ

$$l_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_{2iz}}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} = \frac{2,777 \cdot 0,444}{\pi \cdot 0,32 \cdot 0,343 \cdot 327,42 \cdot \sin(149,53)} = \underline{\underline{0,02154m = 21,54mm}} \quad (9.3.4-6)$$

Kvůli výrobě volím $l_2 = \underline{\underline{0,022m = 22mm}}$.

8.3.5 VOLBA PROFILŮ A ZÁKLADNÍ ROZMĚRY LOPATKOVÁNÍ

Na základě vypočítaných veličin se určí typ profilu lopatek. Konkrétní hodnoty volím z literatury [7].

Rozváděcí lopatky

Z literatury [7] volím rozváděcí lopatky pro nadkritické proudění NPL – G1/10.

Poměrná rozteč: $\frac{s}{c} = 0,66$

Délka tětiny profilu : $c = 37,8mm = 0,0378m$

Úhel nastavení profilu: $\gamma = 65^\circ$

Šířka lopatky (axiální stavební délka)

$$B_{roz} = c \cdot \cos \gamma = 0,015975m = \underline{\underline{15,975mm}} \quad (9.3.5-1)$$

Rozteč lopatek

$$s_{roz} = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,0378 \cdot (0,66) = \underline{\underline{0,02495m = 24,95mm}} \quad (9.3.5-2)$$

Počet lopatek

$$z_{roz} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,32 \cdot 0,347}{0,02495} = \underline{\underline{13,99 = 14}} \quad (9.3.5-3)$$

Oběžné lopatky

Z literatury [7] volím rozváděcí lopatky pro nadkritické proudění PPL – G1/12.

Poměrná rozteč: $\frac{s}{c} = 0,63$

Délka tětiny profilu : $c = 20,3mm = 0,0203m$

Úhel nastavení profilu:

Šířka lopatky (axiální stavební délka)

$$B_{ob} = c \cdot \cos \gamma = 0,019803 \text{ m} = \underline{\underline{19,8 \text{ mm}}} \quad (9.3.5-4)$$

Rozteč lopatek

$$s_{ob} = c \cdot \left(\frac{s}{c} \right) = 0,0203 \cdot (0,66) = \underline{\underline{0,012789 \text{ m}}} = \underline{\underline{12,789 \text{ mm}}} \quad (9.3.5-5)$$

Počet lopatek

$$z_{ob} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,32 \cdot 0,347}{0,012789} = \underline{\underline{27,3}} = \underline{\underline{27}} \quad (9.3.5-6)$$

8.3.6 VÝPOČET REDUKOVANÉ OBVODOVÉ ÚČINNOSTI

$$\begin{aligned} \eta_u &= \frac{a_u}{E_0} = \frac{\left(h_{izl} + \frac{c_0^2}{2} \right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{izl} + \frac{c_0^2}{2}} = \\ &= \frac{\left(211752,8 + \frac{32^2}{2} \right) - 4013,38 - 20587,48 - 13783,94}{\left(211752,8 + \frac{32^2}{2} \right)} = \\ &= \underline{\underline{0,819}} = \underline{\underline{81,9\%}} \end{aligned} \quad (9.3.6-1)$$

8.3.7 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPNĚ

VÝPOČET ZTRÁT

Poměrná ztráta ventilací disku

Součinitel $k_{tr} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ volím dle doporučení literatury [7].

Průtočný průřez

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = \pi \cdot 0,32 \cdot 0,02 \cdot 0,343 \cdot \sin(19) = \underline{\underline{0,002199 \text{ m}^2}} \quad (9.3.7-1)$$

$$\xi_5 = k_{tr} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{izl}}} \right)^3 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,32^2}{0,002199} \cdot \left(\frac{284,8377}{\sqrt{2 \cdot 211752,8}} \right)^3 \quad (9.3.7-2)$$

$$\xi_5 = \underline{\underline{0,001952}}$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{izl}}} \right)^3 = \frac{0,065}{\sin(19)} \cdot \frac{(1-0,343)}{0,343} \cdot \left(\frac{284,8377}{\sqrt{2 \cdot 211752,8}} \right)^3 \quad (9.3.7-3)$$

$$\xi_{61} = \underline{\underline{0,03205}}$$

Ztráta na okrajích pásma ostříku

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{izl}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad (9.3.7-4)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,0203 \cdot 0,022}{0,002199} \cdot \left(\frac{284,8377}{\sqrt{2 \cdot 211752,8}} \right) \cdot 0,819 \cdot 1 = \underline{\underline{0,017821}}$$

Celková ztráta parciálním ostřikem

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,03205 + 0,017821 = \underline{\underline{0,04987}} \quad (9.3.7-5)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou

Uvažuje se lopatkování bez bandáže. Průtokový součinitel $\mu_1 = 0,3$ dle doporučení literatury [7].

Radiální mezera

$$\delta = \left(\frac{1}{1000} \cdot D \cdot 1000 + 0,0002 \right) / 1000 = \left(\frac{1}{1000} \cdot 320 \cdot 1000 + 0,0002 \right) / 1000 \quad (9.3.7-6)$$

$$\delta = \underline{\underline{0,00032m}}$$

Z důvodu provozních vůlí musím volit radiální mezera 0,0015m, menší rozměr se nedoporučuje.

Průřez radiální mezery

$$S_{1R} = \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta = \pi \cdot (0,32 + 0,02) \cdot 0,0015 = \underline{\underline{0,0016m^2}} \quad (9.3.7-7)$$

Stupeň reakce na špičce lopatky

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{0,32}{1 + \frac{0,32}{0,02}} = \underline{\underline{0,1048}} \quad (9.3.7-8)$$

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} = 1,5 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,0016 \cdot 0,819}{0,002199} \cdot \sqrt{\frac{0,1048}{1 - 0,05}} \quad (9.3.7-9)$$

$$\xi_7 = \underline{\underline{0,089}}$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry

Měrné suchosti $x_0 = 1$ a $x_{2iz} = 0,96$

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_0 + x_{2iz}}{2}\right) = \left(1 - \frac{1 + 0,96}{2}\right) = 0,0197 \quad (9.3.7-10)$$

Poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\left(\frac{l_2}{D}\right)^2}{2} = \frac{\left(\frac{0,022}{0,32}\right)^2}{2} = \underline{\underline{0,0023}} \quad (9.3.7-11)$$

Ztráta vnitřní netěsností

U jednostupňových turbín je ztráta volena v rozmezí $\xi_{ban} = 2 - 5\%$. Volím $\xi_{ban} = 2\% = 0,02$

Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti stupně

$$\begin{aligned} \eta_{idi} &= \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 - \xi_x - \xi_v - \xi_{ban} \\ \eta_{idi} &= 0,819 - 0,001952 - 0,04987 - 0,089 - 0,0197 - 0,0023 - 0,02 \\ \eta_{idi} &= \underline{\underline{0,636}} = 63,6\% \end{aligned} \quad (9.3.7-12)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot h_{izl} \cdot \eta_{idi} = 2,777 \cdot 211,7528 \cdot 0,636 = \underline{\underline{374,166 \text{ KW}}} \quad (9.3.7-13)$$

Koncový bod expanze ve stupni

$$\begin{aligned} i_{2c} &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{izl} \cdot \eta_{idi} = 2865,729 + \frac{32^2}{2} - 211,7528 \cdot 0,636 \\ i_{2c} &= \underline{\underline{3242,991 \text{ KJ/kg}}} \end{aligned} \quad (9.3.7-14)$$

9. VÝPOČET II. STUPNĚ TURBÍNY II. NÁVRHU

Cílem výpočtu je stanovit základní geometrické parametry prvního stupně turíny, včetně typu proudění. Je zde využito určitých usnadnění, oběžné kolo má nulovou reakci a podrobné změny stavu páry na oběžných lopatkách jsou zanedbány. Zde už nemůžeme zanedbat tlakovou ztrátu na regulačním ventilu. Dle doporučení literatury [7] volím tuto ztrátu $\Delta p_z = 0,04 \text{ MPa}$. Potom vstupní tlak vypočítám následovně.

$$p_{0II} = p_0 \cdot (1 - \Delta p_z) = 0,4 \cdot (1 - 0,04) = 0,384 \text{ MPa}$$

9.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET DRUHÉHO STUPNĚ

Ukázkový výpočet je proveden pro turbínu s nejvyššími stavy páry, dle zadání diplomové práce. Otáčky jsou voleny dle zvolené konstrukce vysokofrekvenčního generátoru.

Vstupní tlak páry	$p_{0II} = 0,384 \text{ MPa}$
Vstupní teplota páry	$t_0 = 143,6 \text{ °C}$
Výstupní tlak páry	$p_2 = 0,02 \text{ MPa}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m} = 10 \text{ t/h} = 2,777 \text{ kg/s}$
Průměr	$\varnothing = 560 - 650 \text{ mm} = 0,56 - 0,65 \text{ m}$
Otáčky	$n = 13\,000 \text{ min}^{-1} = 216,666 \text{ s}^{-1}$

9.1.1 URČENÍ STAVŮ PÁRY PRO PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Stav páry na vstupu do turbíny (určeno s i – s diagramu)

$$i_0 = f_i(t_0; p_0) = (143,6; 0,384) = \underline{\underline{2739,57 \text{ KJ / kg}}}$$

$$s_0 = f_s(t_0; p_0) = (143,6; 0,384) = \underline{\underline{6,917 \text{ KJ / kgK}}}$$

$$v_0 = f_v(t_0; p_0) = (143,6; 0,384) = \underline{\underline{0,4825 \text{ m}^3 / \text{kg}}}$$

Izoentropická entalpie za stupněm

$$i_{2iz} = f_i(p_2; s_0) = (0,02; 6,917) = \underline{\underline{2279,053 \text{ KJ / kg}}}$$

Izoentropický spád na stupni

$$h_{izII} = i_0 - i_{2iz} = 2739,57 - 2279,053 = \underline{\underline{460,52 \text{ KJ / kg}}} \quad (10.1.1-1)$$

Ztráty na dýze

Rychlostní ztrátový součinitel pro dýzu $\varphi = 0,98$ volím dle literatury od G- teamu.

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{izII} = (1 - 0,98^2) \cdot 460,52 = \underline{\underline{18,24 \text{ KJ / kg}}} \quad (10.1.1-2)$$

Předběžný spád stupně

$$h_{pr} = h_{izII} - z_0 = 460,52 - 18,24 = \underline{\underline{442,28 \text{ KJ / kg}}} \quad (10.1.1-3)$$

Entalpie na výstupu z RLŘ

$$i_1 = i_0 - h_{pr} = 2739,57 - 442,28 = \underline{\underline{2297,29 \text{ KJ / kg}}} \quad (10.1.1-4)$$

$$v_1 = f_v(i_1; p_2) = f_v(2297,29; 0,02) = \underline{\underline{6,637 \text{ m}^3 / \text{kg}}}$$

Měrný objem za RLŘ se využije pro výpočet délky lopatky .

9.1.2 URČENÍ RYCHLOSTNÍHO POMĚRU A STŘEDNÍHO PRŮMĚRU OBĚŽNÉHO KOLA

S ohledem na střední průměr oběžného kola, který z pevnostního hlediska nemůže přesáhnout velikost 650mm a vzhledem k minimální délce lopatky, která má být větší než 12mm. Dle zadání znám střední průměr oběžného kola $D = 560 - 650\text{mm} = 0,56 - 0,65\text{m}$.

Volím $D = 0,56\text{m}$

Rychlost v potrubí $c_0 = 30\text{m/s}$ volím dle doporučení.

Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi

$$c_{iz} = \sqrt{2 \cdot h_{izII} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 460,52 + 30^2} = \underline{\underline{960,17\text{m/s}}} \quad (10.1.2-1)$$

Rychlostní poměr

$$\left(\frac{u}{c_{iz}} \right) = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{c_{iz}} = \frac{0,56 \cdot 216,666 \cdot \pi}{960,17} = \underline{\underline{0,397}} \quad (10.1.2-2)$$

Obvodová rychlost

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,56 \cdot 216,666 = \underline{\underline{381,18\text{m/s}}} \quad (10.1.2-3)$$

Kritický tlak

$$p_{krit} = 0,577 \cdot p_{0II} = 0,577 \cdot 0,384 = \underline{\underline{0,22\text{MPa}}} \quad (10.1.2-4)$$

Jelikož $p_2 \leq p_{krit}$, $0,0208 \leq 0,22$ dochází nadkritickému proudění, proto je navrhnutá rozšířená dýza .

9.1.3 VÝPOČET DÉLKY VÝSTUPNÍ LOPATKY

Výstupní úhel proudu z dýzy se pohybuje $\alpha_{1p} = 16^0 - 18^0$ volím dle doporučení $\alpha_{1p} = 16^0$.

$$l_{0t} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_{1p}} = \frac{2,777 \cdot 6,637}{\pi \cdot 0,56 \cdot 960,17 \cdot 0,98 \cdot \sin(16)} = \underline{\underline{0,04039\text{m}}} = \underline{\underline{40,4\text{mm}}} \quad (10.1.3-1)$$

Optimální délka rozváděcí lopatky

Konstanty pro A- kola $\frac{c}{a} = 0,1467$ a $\frac{b}{a} = 0,0398$ volím dle literatury (6). Součinitel zohlednění parciálního ostříku $s_1 = 2$ pro dělený a $s_1 = 1$ pro parciální ostřík vcelku. Volen je parciální ostřík vcelku.

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,397}{\left(\frac{13000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,56^{0,5}} = \underline{\underline{0,0466}} \quad (10.1.3-2)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,56}{0,0398 \cdot 1 + 0,0466 \cdot 0,56}} = \underline{\underline{2,92}} \quad (10.1.3-3)$$

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2,92 \cdot \sqrt{0,0404 \cdot 100} = 5,86 \text{ cm} = \underline{\underline{58,6 \text{ mm}}} \quad (10.1.3-4)$$

Zvolená délka lopatky

Po zaokrouhlení l_{opt} na celé číslo je skutečná délka lopatky $l_0 = 59 \text{ mm}$

Redukovaná délka ostří

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right) - \delta \cdot l_0} = \frac{5,9}{1 + \left(\frac{5,9}{5,86}\right) - 0,0466 \cdot 5,9} = \underline{\underline{3,41 \text{ cm} = 34,1 \text{ mm}}} \quad (10.1.3-5)$$

Parciální ostřík

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,0404}{0,059} = \underline{\underline{0,685}} \quad (10.1.3-6)$$

9.1.4 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPŇĚ

Ztráta třením a ventilací regulačního stupně

Součinitel $k = f(n; D) = f(216,666; 0,56) = 12$ určený z digramu uvedený v literatuře [6].

$$Z_5 = \frac{k}{\dot{m} \cdot v_1} = \frac{12}{2,777 \cdot 6,64} = \underline{\underline{0,65 \text{ KJ / kg}}} \quad (10.1.4-1)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací regulačního stupně

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{izII}} = \frac{0,65}{460,52} = \underline{\underline{0,0014}} \quad (10.1.4-2)$$

Hodnota redukované obvodové účinnosti $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}; L_{red}\right) = f(0,56; 3,406) = 0,81$ je to voleno z grafu uvedeného v literatuře [6].

Vnitřní termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{idi} = \eta_u - \xi_5 = 0,80 - 0,0014 = \underline{\underline{0,809}} \quad (10.1.4-3)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m} \cdot h_{izII} \cdot \eta_{idi} = 2,777 \cdot 460,52 \cdot 0,809 = \underline{\underline{1034,065 \text{ KW}}} \quad (10.1.4-4)$$

9.2 DETAILNÍ VÝPOČET II. STUPNĚ TURBÍNY

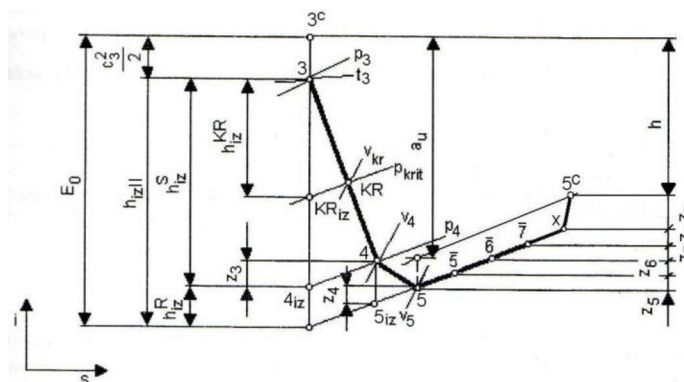
Cílem tohoto výpočtu je stanovení přesného průběhu expanze a spádu zpracovaným na jednotlivých lopatkových řadách druhého stupně turbíny. Dále pak výpočet rychlostních trojúhelníků, průtočných částí turbíny, vnitřní termodynamické účinnosti a výkonu turbíny. V předběžném návrhu byly vypočteny hodnoty uvedené tabulce 4, které budou uvažovány v detailním výpočtu.

D	n	h_{izII}	p_{kr}	l_o	ε	$\frac{u}{c_{iz}}$
[m]	[s ⁻¹]	[KJ/kg]	[MPa]	[mm]	[-]	[-]
0,56	216,666	460,52	0,22	59	0,685	0,397

Tabulka 4 - Zadání hodnot z diplomky II. stupně

9.2.1 VÝPOČET TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU

Detailní průběh expanze prvního stupně je znázorněn na obrázku 25. Z důvodu zmenšení ztrát rotorové oběžné řady, volím malý stupeň reakce $\rho = 0,05$ dle doporučení literatury (6).



Obr. 25 - Detailní průběh expanze v prvním stupni [6]

Rozdělení tepelných spádů

Izoentropický spád na stator

$$h_{izI}^S = (1 - \rho) \cdot h_{izII} = (1 - 0,05) \cdot 460,52 = \underline{\underline{437,49 \text{ KJ / kg}}} \quad (10.2.1-1)$$

Izoentropický spád na rotor

$$h_{izI}^R = \rho \cdot h_{izII} = 0,05 \cdot 460,52 = \underline{\underline{23,03 \text{ KJ / kg}}} \quad (10.2.1-2)$$

Hodnoty entalpie v jednotlivých bodech expanze

$$\begin{aligned} i_0 &= f_i(t_0; p_0) = (143,6; 0,384) = \underline{\underline{2739,57 \text{ KJ / kg}}} \\ i_{1iz} &= i_0 - h_{izII}^S = 2739,57 - 437,49 = \underline{\underline{2302,08 \text{ KJ / kg}}} \\ i_{2iz} &= f_i(p_2; s_0) = (0,02; 6,917) = \underline{\underline{2279,053 \text{ KJ / kg}}} \end{aligned} \quad (10.2.1-3)$$

Velikosti tlaků v jednotlivých bodech expanze

$$p_{0II} = 0,384 \text{ MPa}$$

Tlak za statorem

$$\begin{aligned} p_1 &= f_p(i_{1iz}; s_0) = f_p(2302,08; 6,917) = \underline{\underline{0,02379 \text{ MPa}}} \\ p_2 &= 0,02 \text{ MPa} \end{aligned}$$

9.2.2 URČENÍ ODKLONU PROUDU

Součinitel izoentropie $\kappa = 1,3$ volím dle literatury [7].

Tlak zabrzděného proudu

$$\begin{aligned} \bar{p}_0 &= p_0 + \frac{c_0^2}{2 \cdot v_0} = 0,384 \cdot 10^6 + \frac{30^2}{2 \cdot 0,483} = \\ &= \underline{\underline{384931 \text{ Pa}}} = \underline{\underline{0,385 \text{ MPa}}} \end{aligned} \quad (10.2.2-1)$$

Kontrola poměru tlaků

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{\bar{p}_0} = \frac{0,02379}{0,385} = \underline{\underline{0,062}} \quad (10.2.2-2)$$

Machovo číslo na výstupu RLŘ

$$M_{1s} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left(\varepsilon_1^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{2}{1,3 - 1} \cdot \left(0,062^{\frac{1-1,3}{1,3}} - 1 \right)} = \underline{\underline{2,449}} \quad (10.2.2-3)$$

V závislosti na doporučení $M_{1s} = 2,449$ volím dle doporučení odklon proudu $\delta_\alpha = 2^\circ$.

9.2.3 VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ

Velikost úhlů α_1 a β_1 je volena s ohledem na tvar průtočného kanálu a jeho pozvolné rozšiřování, tak aby nedošlo ke zkracování lopatek ve směru toku páry.

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ

$$\alpha_1 = \alpha_{1p} + \delta_\alpha = 16^\circ + 2^\circ = \underline{\underline{18^\circ}} \quad (10.2.3-1)$$

Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{izII} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 460,52 \cdot 1000 + 30^2} = \underline{\underline{935,89 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-2)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu z RLŘ

Volím $\varphi = 0,98$ dle doporučení literatury

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 935,89 \cdot 0,98 = \underline{\underline{917,17 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-3)$$

Relativní rychlost na výstupu z RLŘ

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} = \sqrt{917,17^2 + 381,18^2 - 2 \cdot 917,17 \cdot 381,18 \cdot \cos(18^\circ)} = \underline{\underline{567,02 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-4)$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 917,17 \cdot \cos(18^\circ) = \underline{\underline{872,28 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-5)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 872,28 - 381,18 = \underline{\underline{491,099 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-6)$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 917,17 \cdot \sin(18^\circ) = \underline{\underline{283,42 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-7)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z RLŘ

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{491,099}{567,02} = \underline{\underline{29,99^\circ}} \quad (10.2.3-8)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z OLŘ

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - 3) = 180 - (29,99 - 3) = \underline{\underline{153,01^\circ}} \quad (10.2.3-9)$$

Relativní rychlost na výstupu z OLŘ při izoentropické expanzi

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{izII} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 460,52 \cdot 1000 + 567,02^2} = \underline{\underline{586,97 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-10)$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z OLŘ

Rychlostní součinitel $\Psi = 0,8$ volím dle doporučení literatury [7].

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2iz} = 0,8 \cdot 586,97 = \underline{\underline{469,57 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-11)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z OLŘ

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} = \sqrt{469,57^2 + 381,18^2 - 2 \cdot 469,57 \cdot 381,18 \cdot \cos(180^\circ - 153,01^\circ)} = \underline{\underline{216,34 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-12)$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 469,57 \cdot \cos(153,01^\circ) = \underline{\underline{-418,43 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-13)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -418,43 + 381,18 = \underline{\underline{-37,25 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-14)$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 469,57 \cdot \sin(153,01^\circ) = \underline{\underline{213,11 \text{ m/s}}} \quad (10.2.3-15)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ

$$\bar{\alpha}_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \arctg \frac{213,11}{-37,25} = \underline{\underline{-80,085^\circ}} \quad (10.2.3-16)$$

$$\alpha_2 = 180 - |\bar{\alpha}_2| = 180 - |-80,085| = \underline{\underline{99,92^\circ}} \quad (10.2.3-17)$$

9.2.4 VÝPOČET PRŮTOČNÝCH PRŮŘEZŮ STUPNĚ

Ztráty v jednotlivých bodech expanze

Rozváděcí mříž

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{935,89^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = \underline{\underline{17342,48 \text{ J/kg}}} \quad (10.2.4-1)$$

Oběžná lopatková řada

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{586,97^2}{2} \cdot (1 - 0,8^2) = \underline{\underline{62015,63 \text{ J/kg}}} \quad (10.2.4-2)$$

Ztráta výstupní rychlosti

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{216,34^2}{2} = \underline{\underline{23401,44 \text{ J/kg}}} \quad (10.2.4-3)$$

Určení měrných objemů v jednotlivých bodech expanze

$$v_0 = f_v(t_0; p_0) = (143,6; 0,384) = \underline{\underline{0,4825 \text{ m}^3/\text{kg}}}$$

Izoentropický měrný objem za statorem

$$v_{1iz} = f_v(p_1; s_0) = f_v(0,02379; 6,917) = \underline{\underline{5,63 \text{ m}^3/\text{kg}}}$$

Izoentropický měrný objem za rotorem

$$v_{2iz} = f_v(p_2; s_0) = f_v(0,02; 6,917) = \underline{\underline{6,58 \text{ m}^3/\text{kg}}}$$

Délka lopatky na vstupu do RLŘ

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_{1iz}}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{2,777 \cdot 5,63}{\pi \cdot 0,56 \cdot 0,685 \cdot 917,17 \cdot \sin(18)} =$$

$$= \underline{\underline{0,046m = 46mm}} \quad (10.2.4-4)$$

Délka lopatky na vstupu do OLŘ

$\Delta l = 0,001 \div 0,003$ já volím 0,002 m.

$$l_1 = l_0 + \Delta l = 0,046 + 0,002 = \underline{\underline{0,048m = 48mm}} \quad (10.2.4-5)$$

Délka lopatky na výstupu z OLŘ

$$l_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_{2iz}}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} = \frac{2,777 \cdot 6,58}{\pi \cdot 0,56 \cdot 0,685 \cdot 469,57 \cdot \sin(153,01)} =$$

$$= \underline{\underline{0,0712m = 71,2mm}} \quad (10.2.4-6)$$

Kvůli výrobě zaokrouhlím délku výstupní hrany oběžného kola $l_2 = 71mm$.

9.2.5 VOLBA PROFILŮ A ZÁKLADNÍ ROZMĚRY LOPATKOVÁNÍ

Na základě vypočítaných veličin se určí typ profilu lopatek. Konkrétní hodnoty volím z literatury [7].

Rozváděcí lopatky

Z literatury [7] volím rozváděcí lopatky pro nadkritické proudění NPL – G1/15.

Poměrná rozteč: $\frac{s}{c} = 0,66$

Délka tětiny profilu : $c = 38,4mm = 0,0384m$

Úhel nastavení profilu: $\gamma = 70^\circ$

Šířka lopatky (axiální stavební délka)

$$B_{roz} = c \cdot \cos \gamma = 0,0384 \cdot \cos(70^\circ) = 0,01313m = \underline{\underline{13,13mm}} \quad (10.2.5-1)$$

Rozteč lopatek

$$s_{roz} = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,0384 \cdot (0,66) = \underline{\underline{0,02534m = 25,34mm}} \quad (10.2.5-2)$$

Počet lopatek

$$z_{roz} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,56 \cdot 0,685}{0,02534} = \underline{\underline{47,53 = 48}} \quad (10.2.5-3)$$

Oběžné lopatky

Z literatury [7] volím rozváděcí lopatky pro nadkritické proudění PPL – G1/12.

Poměrná rozteč: $\frac{s}{c} = 0,63$

Délka tělivity profilu : $c = 19,3\text{mm} = 0,0193\text{m}$

Úhel nastavení profilu: $\gamma = 12,5^\circ$

Šířka lopatky (axiální stavební délka)

$$B_{ob} = c \cdot \cos \gamma = 0,0188\text{m} = \underline{\underline{18,8\text{mm}}} \quad (10.2.5-4)$$

Rozteč lopatek

$$s_{ob} = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 0,0193 \cdot (0,63) = \underline{\underline{0,012159\text{m}}} = \underline{\underline{12,159\text{mm}}} \quad (10.2.5-5)$$

Počet lopatek

$$z_{ob} = \frac{\pi \cdot D \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,56 \cdot 0,685}{0,012159} = \underline{\underline{99,06}} = \underline{\underline{99}} \quad (10.2.5-6)$$

9.2.6 VÝPOČET REDUKOVANÉ OBVODOVÉ ÚČINNOSTI

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{\left(h_{izII} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{izII} + \frac{c_0^2}{2}} =$$

$$= \frac{\left(460517,2 + \frac{30^2}{2}\right) - 17342,48 - 62015,63 - 23401,44}{\left(460517,2 + \frac{30^2}{2}\right)} = \underline{\underline{0,777}} = \underline{\underline{77,7\%}} \quad (10.2.6-1)$$

9.2.7 VÝPOČET VNITŘNÍ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU STUPNĚ

VÝPOČET ZTÁT

Poměrná ztráta ventilací disku

Součinitel $k_{tr} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ volím dle doporučení literatury [7].

Průtočný průřez

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = \pi \cdot 0,56 \cdot 0,0478 \cdot 0,685 \cdot \sin(18) = \underline{\underline{0,017797 m^2}} \quad (10.2.7-1)$$

$$\xi_5 = k_{if} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{izII}}} \right)^3 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,56^2}{0,017797} \cdot \left(\frac{381,18}{\sqrt{2 \cdot 460517,2}} \right)^3 \quad (10.2.7-2)$$

$$\xi_5 = \underline{\underline{0,00055}}$$

Poměrná ztráta parciálním ostríkem

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{izII}}} \right)^3 = \frac{0,065}{\sin(18)} \cdot \frac{(1 - 0,685)}{0,685} \cdot \left(\frac{381,18}{\sqrt{2 \cdot 460517,2}} \right)^3 \quad (10.2.7-3)$$

$$\xi_{61} = \underline{\underline{0,00607}}$$

Ztráta na okrajích pásma ostríku

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{izII}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad (10.2.7-4)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,0193 \cdot 0,712}{0,017797} \cdot \left(\frac{381,17}{\sqrt{2 \cdot 460517,2}} \right) \cdot 0,777 \cdot 1 = \underline{\underline{0,00596}}$$

Celková ztráta parciálním ostríkem

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,00607 + 0,00596 = \underline{\underline{0,01203}} \quad (10.2.7-5)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou

Uvažuje se lopatkování bez bandáže. Průtokový součinitel $\mu_1 = 0,5$ dle doporučení literatury [7].

Radiál mezera

$$\begin{aligned} \delta &= \left(\frac{1}{1000} \cdot D \cdot 1000 + 0,0002 \right) / 1000 = \\ &= \left(\frac{1}{1000} \cdot 0,56 \cdot 1000 + 0,0002 \right) / 1000 = \\ \delta &= \underline{\underline{0,00056 m}} \end{aligned} \quad (10.2.7-6)$$

Z důvodu provozních vůlí musím volit radiální mezera 0,0015m, menší rozměr se nedoporučuje.

Průřez radiální mezery

$$S_{1R} = \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta = \pi \cdot (0,56 + 0,0478) \cdot 0,0015 = \underline{\underline{0,002864 m^2}} \quad (10.2.7-7)$$

Stupeň reakce na špičce lopatky

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,56}{0,0478}}{1 + \frac{0,56}{0,0478}} = \underline{\underline{0,1247}} \quad (10.2.7-8)$$

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,002864 \cdot 0,777}{0,017797} \cdot \sqrt{\frac{0,1247}{1 - 0,05}} \quad (10.2.7-9)$$

$$\xi_7 = \underline{\underline{0,0339}}$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry

Měrné suchosti $x_0 = 1$ a $x_{2iz} = 0,86$

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_0 + x_{2iz}}{2}\right) = \left(1 - \frac{1 + 0,86}{2}\right) = 0,0699 \quad (10.2.7-10)$$

Poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\left(\frac{l_2}{D}\right)^2}{2} = \frac{\left(\frac{0,0712}{0,56}\right)^2}{2} = \underline{\underline{0,0081}} \quad (10.2.7-11)$$

Ztráta vnitřní netěsností

U jednostupňových turbín je ztráta volena v rozmezí $\xi_{ban} = 2 - 5\%$.

Volím $\xi_{ban} = 2\% = 0,02$

Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti stupně

$$\eta_{idi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 - \xi_x - \xi_v - \xi_{ban} \quad (10.2.7-12)$$

$$\eta_{idi} = 0,777 - 0,00055 - 0,01203 - 0,0339 - 0,06999 - 0,0081 - 0,02$$

$$\underline{\underline{\eta_{idi} = 0,633 = 63,3\%}}$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_{il} = \dot{m} \cdot h_{izII} \cdot \eta_{idi} = 2,777 \cdot 460,52 \cdot 0,633 = \underline{\underline{808,84 KW}} \quad (10.2.7-13)$$

Koncový bod expanze ve stupni

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{izII} \cdot \eta_{idi} = 2739,57 + \frac{30^2}{2} - 460,52 \cdot 0,633 \quad (10.2.7-14)$$

$$i_{2c} = \underline{\underline{2898,306 KJ/kg}}$$

9.3 VÝSLEDNÝ VÝPOČET TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU TURBÍNY II. NÁVRHU.

9.3.1 VÝSLEDNÝ PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET CELKOVÉ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU TURBÍNY

Vnitřní výkon turbíny

$$P_{iT} = P_{iI} + P_{iII} = 374,166 + 1034,065 = \underline{\underline{1408,23KW}} \quad (10.3.1-1)$$

Izoentropický spád zpracovaný turbínou

$$h_{izT} = h_{izI} + h_{izII} = 211,753 + 460,517 = \underline{\underline{672,27 KJ / kg}} \quad (10.3.1-2)$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny

$$\eta_{diT} = \frac{P_{iT}}{\dot{m} \cdot h_{izT}} = \frac{1408,23}{2,777 \cdot 672,27} = 0,754 = \underline{\underline{75,4\%}}$$

9.3.2 VÝSLEDNÝ DETAILNÍ VÝPOČET CELKOVÉ TERMODYNAMICKÉ ÚČINNOSTI A VÝKONU TURBÍNY

Celkový vnitřní výkon turbíny

$$P_{iT} = P_{iI} + P_{iII} = 374,166 + 808,84 = \underline{\underline{1183,006KW}} \quad (10.3.2-1)$$

Izoentropický spád zpracovaný turbínou

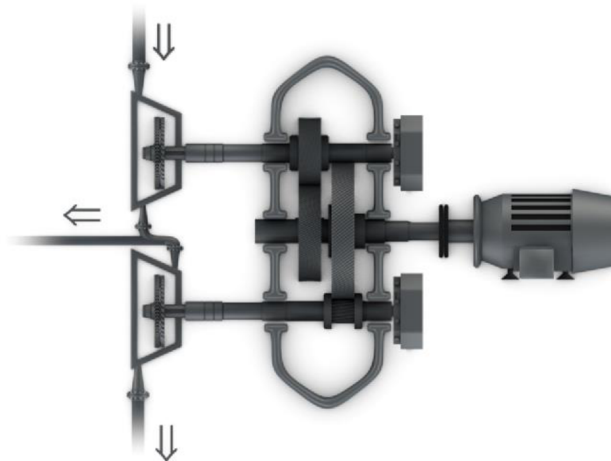
$$h_{izT} = h_{izI} + h_{izII} = 211,753 + 460,517 = \underline{\underline{672,27 KJ / kg}} \quad (10.3.2-2)$$

Celková vnitřní termodynamická účinnost turbíny

$$\eta_{diT} = \frac{P_{iT}}{\dot{m} \cdot h_{izT}} = \frac{1183,006}{2,777 \cdot 672,27} = 0,634 = \underline{\underline{63,4\%}} \quad (10.3.2-3)$$

10. VYHODNOCENÍ TERMODYNAMICKÉH VÝPOČTU

Termodynamický výpočet je proveden nejprve pro jednostupňovou turbínu. Poté pak pro první stupeň turbíny, z níž může být pára odvedena na odběr pro výrobu tepla nebo je pára odebrána do druhého stupně turbíny. V obou variantách jsou zvoleny otáčky, které odpovídají konstrukčnímu provedení turbíny přímo spojené s převodovkou a generátorem. V první a druhé variantě je u jednostupňových turbín uvažována koncepce akčního stupně (A – kola) s malou reakcí, která je zvolena z důvodu zmenšení ztrát v rotorové lopatkové řadě. V druhé variantě u dvoustupňové parní turbíny je rovněž volena koncepce akčního stupně s malou reakcí. Rychlostní poměr je vypočten podle daného průměru oběžného kola. Se zvětšujícím se středním průměrem se zkracuje délka lopatky a zmenšuje hodnota parciálního ostříku. Délka lopatky by z důvodu velkých okrajových ztrát neměla být menší než 12 mm. Další hodnoty potřebné pro výpočet průměru oběžného kola je obvodová rychlost, kterou jsem stanovila pomocí otáček převodovky. Menší průměry oběžného kola přispívají ke zmenšení nepříznivých dynamických jevů, jako jsou například vibrace vzniklé nevyvážením. Lze proto dosáhnout vyšší provozní spolehlivosti než u kol větších rozměrů stejné konstrukce vyráběných stejnou technologií. Pomocí následného výpočtu jsou pro obě varianty určeny základní rozměry, geometrické charakteristiky průtočného kanálu, termodynamická účinnost a vnitřní výkon. V tabulce 5 je zobrazeno srovnání obou dvou koncepcí turbín v předběžném výpočtu. A v tabulce 6 je to pro detailní výpočet obou verzí turbín. Z výsledných výpočtů zjistíme, že vyšší termodynamické účinnosti dosáhneme u druhé koncepce. Tato verze turbíny je složena ze dvou navzájem oddělených stupňů, jak je znázorněno na obrázku 26. Otáčky jednotlivých stupňů jsou následně redukovány na otáčky generátoru. Přívod páry z prvního stupně do druhého je zajištěn převáděcím potrubím.



Obr. 26 - Zobrazení procházení páry v II. koncepci [7]

Název	Označení	Jednotka	Hodnoty I. koncepce		Hodnoty II. koncepce			
					I. stupeň		II. stupeň	
Vstupní a volené hodnoty:				číslo vzorce		číslo vzorce		Číslo vzorce
Teplota na vstupu do stupně	t_0	$^{\circ}C$	220		220		143,6	
Tlak na vstupu do stupně	p_0	MPa	1,2		1,2		0,384	
Entalpie na vstupu do stupně	i_0	kJ / kg	2865		2865,7		2739,57	
Entropie na vstupu do stupně	s_0	$kJ / kg \cdot K$	6,694		6,694			
Měrný objem na vstupu do stupně	v_0	m^3 / kg	0,17885		0,17885			
Výstupní tlak ze stupně	p_2	MPa	0,02		0,4		0,02	
Otáčky	n	min^{-1}	13000		17000		13000	
Hmotnostní průtok	\dot{m}	t / h	10		10		10	
Střední průměr oběžného kola	D	m	0,6764	(7.1.2-3)	0,32		0,56	
Rychlostní poměr	u / c_{iz}	-	0,4	(7.1.2-1)	0,437	(9.2.2-2)	0,397	(10.1.2-2)
Vypočítané hodnoty:								
Izoentropická entalpie za stupněm	i_{2iz}	kJ / kg	2204,577		2653,976		2279,053	
Izoentropický spád na turbíně	h_{iz}	kJ / kg	661,15	(7.1.1-1)	211,7528	(9.2.1-1)	460,52	(10.1.1-1)
Předběžný spád stupně	h_{pr}	kJ / kg	634,97	(7.1.1-3)	207,54	(9.2.1-3)	442,28	(10.1.1-3)
Ztráty na dýze	z_0	-	26,18	(7.1.1-2)	4,214	(9.2.1-2)	18,24	(10.1.1-2)
Entalpie na výstupu z RLŘ	i_1	kJ / kg	2230,759	(7.1.1-4)	2658,19	(9.2.1-4)	2297,29	(10.1.1-4)
Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi	c_{1iz}	m / s	1150,36	(7.1.2-2)	651,56	(9.2.2-1)	960,17	(10.1.2-1)

Obvodová rychlost	u	m/s	460,377	(7.1.2-4)	284,838	(9.2.2-3)	381,18	(10.1.2-3)
Kritický tlak	P_{krit}	MPa	0,6924	(7.1.2-5)	0,6924	(9.2.2-4)	0,22	(10.1.2-4)
Délka výstupní lopatky	l_{0t}	m	0,0255	(7.1.3-1)	0,0065	(9.2.3-1)	0,04039	(10.1.3-1)
Optimální délka rozváděcí lopatky	l_{opt}	m	0,05006	(7.1.3-4)	0,01859	(9.2.3-4)	0,0586	(10.1.3-4)
Zvolená délka lopatky	l_0	m	0,050		0,019		0,059	
Redukovaná délka ostří	l_{red}	m	0,02801	(7.1.3-5)	0,0100	(9.2.3-5)	0,0341	(10.1.3-5)
Parciální ostřík	ε	-	0,509	(7.1.3-6)	0,343	(9.2.3-6)	0,685	(10.1.3-6)
Ztráta třením a ventilací regulačního stupně	z_5	kJ/kg	1,402	(7.1.4-1)	2,103	(9.2.4-1)	0,65	(10.1.4-1)
Poměrná ztráta třením a ventilací regulačního stupně	ξ_5	-	0,00212	(7.1.4-2)	0,0099	(9.2.4-2)	0,0014	(10.1.4-2)
Redukovaná obvodová účinnost	η_u	%	73		67,5		81	
Vnitřní termodynamická účinnost stupně	η_{tdi}	%	72,8	(7.1.4-3)	66,5	(9.2.4-3)	80,9	(10.1.4-3)
Vnitřní termodynamická účinnost turbíny	η_{tdiT}	%	72,8		76,3			(10.3.1-3)
Vnitřní výkon stupně	P_i	KW	1336,4	(7.1.4-4)	391,1	(9.2.4-4)	1034,065	(10.1.4-4)
			1336,4		1425,17			(10.3.1-3)

Tabulka 5 - Vypočítané hodnoty z předběžného výpočtu

Název	Označení	Jednotka	Hodnoty I. koncepce		Hodnoty II. koncepce			
					I. stupeň		II. stupeň	
Vstupní a volené hodnoty:				číslo vzorce		číslo vzorce		Číslo vzorce
Teplota na vstupu do stupně	t_0	$^{\circ}C$	220		220		143,6	
Tlak na vstupu do stupně	p_0	MPa	1,2		1,2		0,384	
Entalpie na vstupu do stupně	i_0	kJ / kg	2865,73		2865,7		2739,57	
Entropie na vstupu do stupně	s_0	$kJ / kg \cdot K$	6,694		6,694			
Měrný objem na vstupu do stupně	v_0	m^3 / kg	0,17885		0,17885			
Výstupní tlak ze stupně	p_2	MPa	0,02		0,4		0,02	
Otáčky	n	min^{-1}	13000		17000		13000	
Hmotnostní průtok	\dot{m}	t / h	10		10		10	
Průměr oběžného kola	D	m	0,6764		0,32		0,56	
Rychlostní poměr	u / c_{iz}	-	0,4		0,437		0,397	
Vypočítané hodnoty:								
Izoentropická entalpie za stupněm	i_{2iz}	kJ / kg	2204,577		2653,976		2279,053	
Izoentropický spád na stator	h_{iz}^S	kJ / kg	628,094	(7.2.1-1)	201,165	(9.3.1-1)	437,49	(10.2.1-1)
Izoentropický spád na rotor	h_{iz}^R	kJ / kg	33,0576	(7.2.1-2)	10,588	(9.3.1-2)	23,03	(10.2.1-2)
Tlak zabrzděného proudu	\bar{p}_0	MPa	1,203	(7.2.2-1)	1,203	(9.3.2-1)	0,385	(10.2.2-1)
Tlak za statorem	p_1	MPa	0,0259		0,4245		0,02379	
Machovo číslo na výstupu RLŘ	M_{1s}	-	3,0829	(7.2.2-3)	1,346	(9.3.2-3)	2,449	(10.2.2-3)

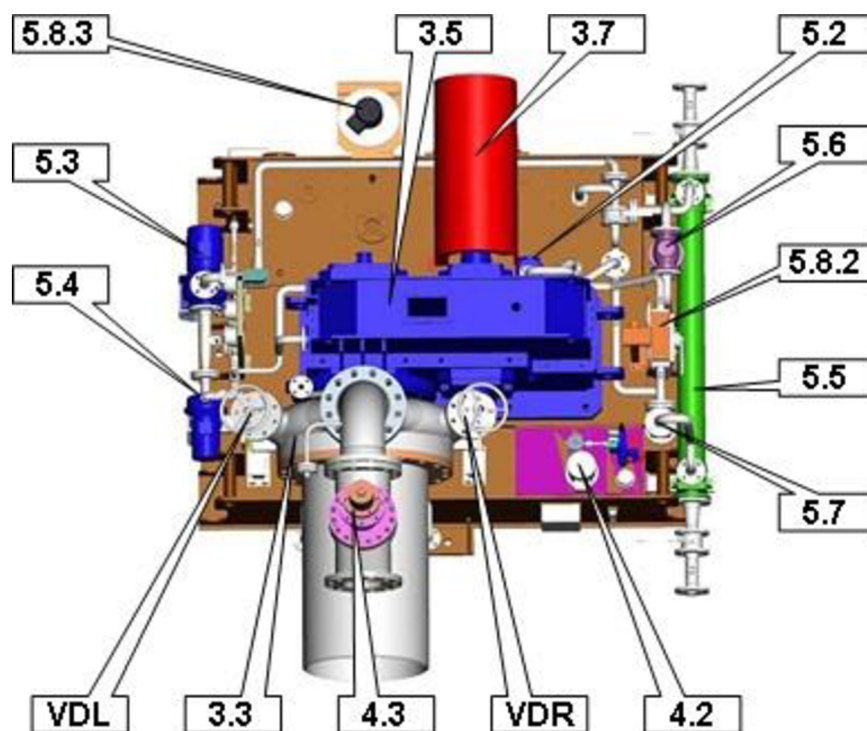
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z RLŘ	α_1	°	21	(7.2.3-1)	19	(9.3.3-1)	18	(10.2.3-1)
Absolutní rychlost na výstupu z RLŘ při izoentropické expanzi	c_{1iz}	<i>m / s</i>	1121,26	(7.2.3-2)	635,102	(9.3.3-2)	935,89	(10.2.3-2)
Skutečná absolutní rychlost na výstupu z RLŘ	c_1	<i>m / s</i>	1098,83	(7.2.3-3)	628,75	(9.3.3-3)	917,17	(10.2.3-3)
Relativní rychlost na výstupu z RLŘ	w_1	<i>m / s</i>	689,07	(7.2.3-4)	371,20	(9.3.3-4)	567,02	(10.2.3-4)
Úhel relativní rychlosti na výstupu z RLŘ	β_1	°	34,85	(7.2.3-8)	33,47	(9.3.3-8)	22,99	(10.2.3-8)
Úhel relativní rychlosti na výstupu z OLŘ	β_2	°	148,15	(7.2.3-9)	149,53	(9.3.3-9)	153,01	(10.2.3-9)
Relativní rychlost na výstupu z OLŘ při izoentropické expanzi	w_{2iz}	<i>m / s</i>	712,66	(7.2.3-10)	385,199	(9.3.3-10)	586,97	(10.2.3-10)
Skutečná relativní rychlost na výstupu z OLŘ	w_2	<i>m / s</i>	534,49	(7.2.3-11)	327,42	(9.3.3-11)	469,57	(10.2.3-11)
Absolutní rychlost na výstupu z OLŘ	c_2	<i>m / s</i>	282,15	(7.2.3-12)	166,04	(9.3.3-12)	216,34	(10.2.3-12)
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OLŘ	α_2	°	91,29	(7.2.3-17)	90,907	(9.3.3-17)	99,92	(10.2.3-17)
Ztráty v rozváděcí mříži	z_0	<i>J / kg</i>	24892,81	(7.2.4-1)	4013,38	(9.3.4-1)	17342,48	(10.2.4-1)
Ztráty v oběžné lopatkové řadě	z_1	<i>J / kg</i>	111098,6	(7.2.4-2)	20587,48	(9.3.4-2)	62015,63	(10.2.4-2)
Ztráty výstupní rychlosti	z_c	<i>J / kg</i>	39802,91	(7.2.4-3)	13783,94	(9.3.4-3)	23401,44	(10.2.4-3)
Délka lopatky na vstupu do RLŘ	l_0	<i>m</i>	0,033	(7.2.4-4)	0,017	(9.3.4-4)	0,046	(10.2.4-4)
Délka lopatky na vstupu do OLŘ	l_1	<i>m</i>	0,035	(7.2.4-5)	0,02	(9.3.4-5)	0,048	(10.2.4-5)
Délka lopatky na výstupu z OLŘ	l_2	<i>m</i>	0,058	(7.2.4-6)	0,022	(9.3.4-6)	0,071	(10.2.4-6)
Šířka RLŘ	B_{roz}	<i>m</i>	0,01597	(7.2.5-1)	0,01598	(9.3.5-1)	0,01313	(10.2.5-1)
Rozteč RLŘ	s_{roz}	<i>m</i>	0,02495	(7.2.5-2)	0,02495	(9.3.5-2)	0,02534	(10.2.5-2)
Počet RLŘ	z_{roz}	-	43	(7.2.5-3)	14	(9.3.5-3)	48	(10.2.5-3)
Šířka RLŘ	B_{ob}	<i>m</i>	0,0198	(7.2.5-4)	0,0198	(9.3.5-4)	0,0188	(10.2.5-4)
Rozteč RLŘ	s_{ob}	<i>m</i>	0,01279	(7.2.5-5)	0,01279	(9.3.5-5)	0,01216	(10.2.5-5)

Počet RLŘ	z_{ob}	-	85	(7.2.5-6)	27	(9.3.5-6)	99	(10.2.5-6)
Redukovaná obvodová účinnost	η_u	%	73,4	(7.2.6-1)	81,9	(9.3.6-1)	77,7	(10.2.6-1)
Poměrná ztráta ventilací disku	ξ_5	-	0,001088	(7.2.7-2)	0,001952	(9.3.7-2)	0,00055	(10.2.7-2)
Poměrná ztráta parciálním ostřikem	ξ_6	-	0,01737	(7.2.7-5)	0,04987	(9.3.7-5)	0,01203	(10.2.7-5)
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_7	-	0,0436	(7.2.7-9)	0,089	(9.3.7-9)	0,0339	(10.2.7-9)
Poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,0036	(7.2.7-11)	0,0023	(9.3.7-11)	0,0081	(10.2.7-11)
Poměrná ztráta vlhkostí parou	ξ_x	-	0,086	(7.2.7-10)	0,0197	(9.3.7-10)	0,0699	(10.2.7-10)
Ztráta vnitřní netěsností	ξ_{ban}	-	0,04		0,02		0,02	
Koncový bod expanze ve stupni	i_{2c}	kJ / kg	3018,96	(7.2.7-14)	3242,991	(9.3.7-14)	2898,306	(10.2.7-14)
Vnitřní termodynamická účinnost stupně	η_{tdi}	%	54,3	(7.2.7-12)	63,6	(9.3.7-12)	63,3	(10.2.7-12)
Vnitřní termodynamická účinnost turbíny	η_{tdiT}	%	54,3		63,4			(10.3.2-3)
Vnitřní výkon stupně	P_i	KW	996,29	(7.2.7-13)	374,166	(9.3.7-13)	808,84	(10.2.7-13)
			996,29		1183,006			(10.3.2-1)

Tabulka 6 - Vypočítané hodnoty z detailního výpočtu

11. POPIS TURBOSOUSTROJÍ

Celé soustrojí je pomocí ocelového rámu ukotveno pomocí speciálních patek zalitých do betonovém základu. Na ocelovém rámu je uchycena točivá redukce (3.3), horizontální čelní převodovka (3.5). Synchronní generátor je umístěn na samostatně vybudovaném betonovém základu. Oba stroje jsou spojeny membránovou spojkou (3.7), která umožňuje vyrovnat montážní a provozní nesouosost hřídelí. Průtok páry do točivé redukce je regulován regulačním ventilem s rychlouzavírací funkcí (4.3). Pod převodovkou, na které je umístěno hlavní olejové čerpadlo (5.2), je v rámu olejová nádrž (5.1) s olejoznakem. Na rámu u převodovky je upevněno pomocné olejové čerpadlo (5.3) poháněné elektromotorem 400V AC, vedle záložní olejové čerpadlo (5.4) poháněné el. motorem 230 V AC z UPS, mazací potrubí, přepouštěcí ventil (5.6), c (5.7) a filtr oleje (5.8.2). Součástí základového rámu je samostatný olejový systém regulace TR – hydraulický agregát (4.2). K separaci olejových par mazacího oleje a jejich navrácení zpět do olejové nádrže slouží odlučovač olejové mlhy (5.8.3). Ovládací panel regulace IRT1 zajišťuje řízení turbosoustrojí včetně měření. Tento rozvaděč elektrických spotřebičů s ochranami je umístěn samostatně v ovládací skříni mimo rám TR. Chlazení oleje TR je pomocí vodního chladiče oleje (5.5), který je umístěn na rámu turbíny, průtok vody je ovládán ručním ventilem a konstantní teplotu oleje udržuje regulátor teploty oleje (5.7). Všechno je zobrazeno detailně na obrázku 27.

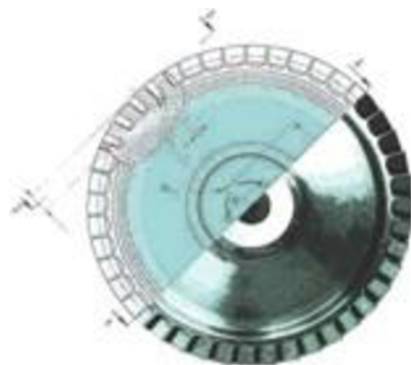


Obr. 27 - Zobrazení procházení páry v II. koncepci [7]

Kde zkratka VDL znamená zaslepen a VDR je označení pro servomotor.

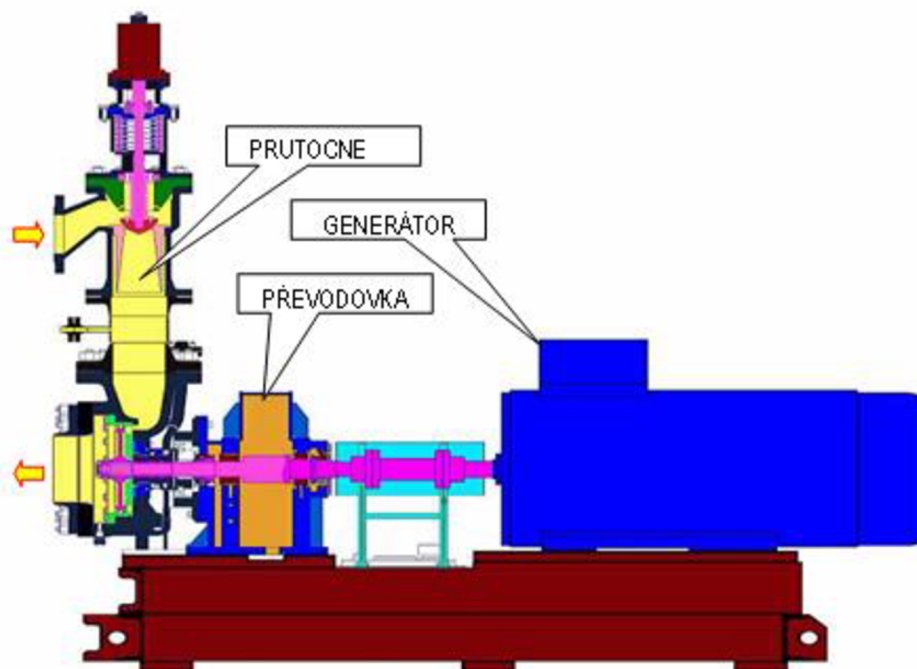
11.1 POPIS PRVNÍ VERZE JEDNOSTUPŇOVÉ TURBÍNY TYPU TR 560

Jenostupňovou turbínu také nazýváme jako točivou redukci. Parní protitlaková točivá redukce (dále **TR**) je jednotělesová, s oběžným kolem o jedné řadě rotorových lopatek. Skříň TR je odlita z ocelolitiny a je uzavřena vertikální přírubou uchycenou na převodovce. Oběžné kolo točivé redukce, které je zobrazeno na obrázku 28, je vykované a frézované ze speciální oceli a je nasazeno na pastorek - rychloběžný hřídel převodové skříně.



Obr. 28 - Oběžné kolo točivé redukce [7]

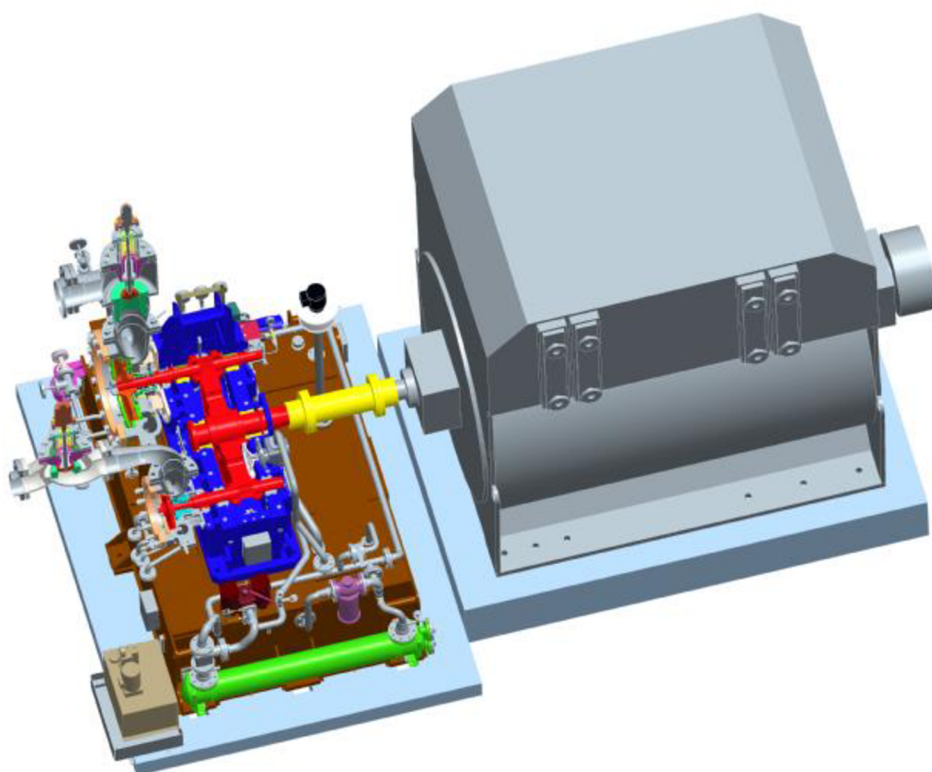
Pastorek je uložen ve dvou kluzných radiálních ložiskách s tlakovým mazáním. Axiální síla od protitlaku je přenášena pomocí opěrných kruhů na pomaluběžný hřídel, který je uložen ve dvou kluzných radiálních ložiskách, z nichž je jedno kombinované s axiálním, pro zachycení osových sil v obou směrech. Rotor je dynamicky vyvážen. Dýzy a oběžné lopatky jsou vyrobeny z legované oceli. Ucpávka rotoru točivé redukce je uhlíková, kontaktní. Celá koncepce je zobrazena na modelu v obrázku 29.



Obr. 29 - Točivá redukce typu TR 560 [7]

11.2 POPIS DRUHÉ VERZE TURBÍNY TYPU TRM 2

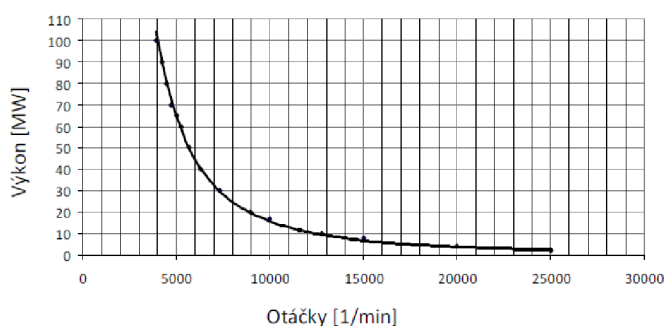
TRM 2 se skládá ze dvou turbínových stupňů, které jsou sériově zapojeny na dvou pastorcích převodovky. Rotor turbíny je společný pro oba stupně a je uložen do dvou kluzných ložisek. Jeho součástí je i rotor generátoru. Převodovka je uchycena na základový rám, jehož součástí je kompletní olejové hospodářství pro mazání kluzných ložisek převodovky. Mezi převodovkou a generátorem je pružná spojka. Těsnost rotorů je zajištěna ucpávkou, ze které je vyvedena komínová pára a odvodnění. Konstrukce a materiálové vlastnosti jsou stejné jako u turbíny typu TR 560, jen rozdíl je že tam má druhý stupeň turbíny.[8]



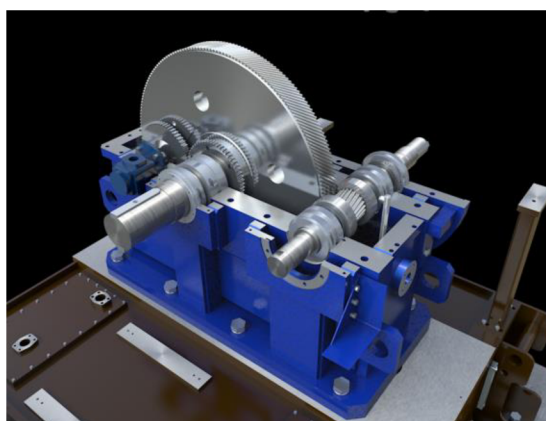
Obr. 30 - Točivá redukce typu TRM 2 [7]

11.3 PŘEVODOVKA

Při návrhu parní turbíny se snažíme navrhnout otáčky co největší, což vede k vyšší účinnosti a podstatnému zkrácení axiální délky turbíny, tudíž snížení počtu stupňů. Elektrický generátor pracuje při daleko nižších otáčkách, než jsou otáčky turbíny. Je velmi důležité redukovat vysoké otáčky rotoru turbíny na otáčky generátoru. Z toho důvodu je mezi turbínou a elektrickým generátorem zařazená převodovka, která dokáže přenést výkon s vysokou účinností. Na základě obecné charakteristiky převodovky (Graf 1), a přenášeného výkonu lze odečíst otáčky rotoru. Vysokootáčkové převodovky se používají více, kvůli menší spotřebě oleje v olejovém hospodářství. Společnost G – Team si kompletují převodovky sami ve své výrobní hale. Převodovky tohoto typu vyrábí například v německá společnost Renk.



Graf 1 - Obecná charakteristika převodovky [10]



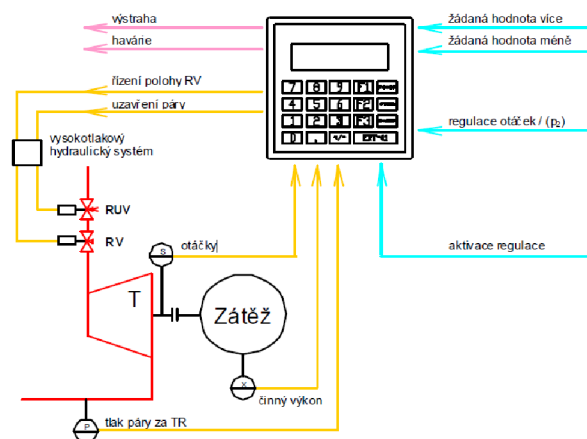
Obr. 31 - Převodovka [7]

11.4 REGULAČNÍ SYSTÉM TURBÍNY

Turbína navrhovaná v této diplomové práci využívá elektro – hydraulický regulační systém na bázi mikroprocesorem řízeného elektronického regulátoru s vysokotlakovým hydraulickým systémem. Výhodami tohoto systému jsou: jednoduchá konstrukce – spolehlivost, přesná a rychlá regulace, automatické najíždění turbíny na provozní otáčky po zvolené najížděcí křivce, možnost dálkového řízení provozní regulace, možnost sběru dat po datové sběrnici, modifikace ventilů dle aplikace, samostatný olejový systém – méně problémů s nečistotami a zanášení olejových filtrů.[7]

11.4.1 SCHÉMA A POPIS FUNKCE

Regulátor slouží pro najetí a provoz turbíny. Základem je regulátor otáček pro roztočení turbíny na jmenovité otáčky, jejich udržení při připojování generátoru a nakonec jejich omezení při náhlém odpojení generátoru. Další regulátor reguluje tlak za turbínou – regulátor protitlaku a třetí regulátor slouží k omezení činného výkonu generátoru. Všechny regulátory mají posloupnost na jeden akční člen, jimž je regulační ventil turbíny a posloupnost na něj má vždy ten regulátor, který dává nejnižší hodnotu akčního zásahu. [7]



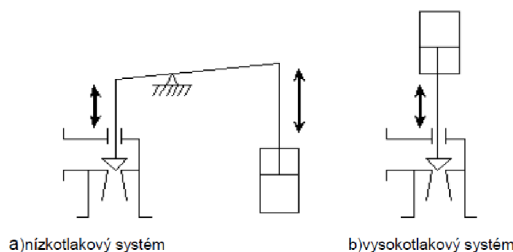
Obr. 32 - Schéma elektro - hydraulického systému regulace [7]

11.4.2 REGULAČNÍ VENTIL

Rychlouzavírací ventil se používá pro bezpečný provoz a regulaci průtoku páry. Montuje se přímo na skříň turbíny, nebo do potrubí vstupní páry. Jeho funkce je zdvojnásobena:

- I. Bezpečností armatura ve funkci rychlouzávěru – při poruchovém stavu uzavírá přívod páry do točivého stroje
- II. Regulační armatura - reguluje průtok páry do turbíny dle provozního stavu soustrojí. Profil kuželky je možné navrhnout s lineární nebo kvadratickou charakteristikou hmotnostního průtoku páry v závislosti na zdvihu kuželky. Úniku páry z pracovního prostoru do atmosféry brání ucpávka s grafitovou šňůrou, dotlačovanou k vřetenu ucpávkovými brýlemi.

Regulační ventil ve spojení s vysokotlakovým elektrohydraulickým systémem má oproti nízkotlakovému regulačnímu systému nespornou výhodu v jednoduchosti (obrázek 33). Odpadají mechanické převody a složitý olejový servopohon, který je nahrazen jednoduchým sériově vyráběným hydraulickým válcem. Výhodou je mechanická jednoduchost vysokotlakového systému, přesnost a spolehlivost. V rychlouzavíracím regulačním ventilu nejsou použity spojky ani klouby a tím odpadají nutné montážní vůle, které mají vliv jak na přesnost, tak na životnost. Je ovládán hydraulickým olejem a uzavírán silou pružiny. Tím je zajištěna bezpečnost zařízení při výpadu elektrické sítě popřípadě při poklesu tlaku hydraulického oleje.[7]



Obr. 33 - Schéma funkce ventilu [7]

12. ZÁVĚR

Díky rozvíjející se mu průmyslu a zvyšování životní úrovně lidské společnosti, dochází k vyšší poptávce po elektrické energii a požadavky na úspory energie stoupají. Hlavně v oblastech, kde nejsou dostatečné velké zdroje výroby elektřiny a elektrizační soustava není dostatečně rozvinutá, zde je využití malých zdrojů elektrické energie velice perspektivní. Parametry vstupní páry u těchto turbín, které nazýváme rychloběžné parní turbíny, jsou na nižší úrovni. Proto jejich výroba nevyžaduje speciální materiály nebo konstrukce. Uplatňujeme je především tam, kde je průmyslová spotřeba syté nebo mírně přehřáté páry produkované malými zdroji. Při výrobě tepla a energie se současně vyrábí technická pára pro vlastní spotřebu. Výhodami těchto rychloběžných parních turbín jsou nízké pořizovací náklady a relativně vysoká účinnost umožňující jejich nasazení do aplikací, které byly dosud ekonomicky nemožné. Velký a rychlý rozvoj mají tyto turbíny v rozvíjejících se zemích, jako jsou Čína, Indie, Indonésie, Afrika. Významné uplatnění ale také nachází tyto rychloběžné parní turbíny v průmyslově vyspělých zemích. Zdrojem páry pro tato zařízení jsou zplyňovací reaktory, jejichž palivem je biomasa.

Izoentropický tepelný spád na úrovni 661,15 KJ/kg je poměrně vysoký pro jednostupňovou turbínu a poměrně malý pro turbínu vícestupňovou. Aby byl izoentropický tepelný spád zpracován s dobrou účinností a přitom byla cena turbíny přiměřená, byla právě zvolena koncepce rychloběžné turbíny s převodovkou. Otáčky turbíny nejsou otázkou jen konstruktéra, ale je nutné respektovat technické omezení převodovky: obvodové rychlosti v ozubení, měrné tlaky a rychlosti v ložiskách. S ohledem na tyto skutečnosti a doporučení výrobce převodovky byli stanoveny otáčky 13 000 1/min a 17 000 1/min. Zadaný izoentropický tepelný spád lze zpracovat v jednom stupni za předpokladu vysokých obvodových rychlostí lopatkování a vysokých rychlostí páry. Spojení turbínové skříně, která pracuje s párou o teplotě kolem 500°C, se skříní převodovky, jejíž pracovní teplota je na úrovni 60°C, je poměrně složitý technický problém. Uvedení spojení musí nejen zamezit přestup tepla z turbínové skříně do převodovky. Zároveň musí být zajištěna souosost převodové turbínové skříně za všech provozních režimů, přenést povolené síly od potrubí, které působí na turbínu. Uvedeným podmínkám právě vyhovuje spojení s příčnými klíny. Turbína s olejovou nádrží je smontována ve výrobní hale a na stavbu jde jako celek.

Klíčovým bodem je detailní termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny. Z něj získáme vnitřní účinnost stupně a vnitřní výkon stupně. Z výpočtu je zřejmé, že ztráty mají největší vliv na účinnost stupně. Ze začátku turbíny, kde jsou lopatky krátké, mají dominantní vliv ztráty radiální mezerou. Jak se lopatky prodlužují, narůstá vliv ztráty rozvějířením a ztrátou vlhkostí. Jednou z velkých ztrát je ztráta vnitřními netěsnostmi, která je kolem 2 - 5%, protože bandáže lopatkových stupňů se však u rychloběžných turbín nepoužívají z důvodu vysokých obvodových rychlostí a vysoké pevnostního namáhání v místě upevnění bandáže. Vlivem ztrát se mi obrovsky ovlivnila vnitřní účinnost stupně a tím i vnitřní výkon stupně. Pokud porovnáme vnitřní výkon obou verzí rychloběžných turbín, které budou v provozu 8000 hodin za rok, tak turbína typu TR 560 vyrobí 7,97 GWh a turbína typu TRM 2 vyrobí 9,46 GWh. Z tohoto důvodu je výhodnější použít rychloběžnou turbínu TRM 2 neboť vyrobí o 1,49 GWh více než rychloběžná turbína TR 560.

Na základě vypočtených hodnot bylo možno přestoupit k třetí konstrukční části. A ta je zaměřena na teoretický popis turbosoustrojí, jak typu TR 560 tak TRM 2. Veškeré uspořádání obou dvou verzí turbosoustrojí je znázorněno ve výkresech, které se nachází

v příloze. Vývoj a výroba rychloběžných parních turbín zahrnuje velké množství strojírenských profesí a mnoho oblastí aplikované fyziky v podobě termomechaniky, hydromechaniky, dynamiky a pružnostně – pevnostních analýz. Lze tedy turbinářskou praxi považovat za jednu z nejsložitějších oblastí strojírenství.

I přes obrovský rozvoj technologie v poslední době, zůstane i nadále parní turbína nezastupitelným zařízením v oblasti energetiky. S dosavadním vzrůstem poptávky po elektrické energii, lze pouze uskutečnit novou výstavbu energetických celků ve kterých má parní turbína své místo.

SEZNAM ZKRATEK

RLŘ	rozváděcí lopatková řada
OLŘ	oběžná lopatková řada

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Symbol	Jednotka	Název
a	m/s	rychlost zvuku
a	kJ / kg	měrná práce
B	m	šířka lopatkové řady
b/a	-	konstanta pro A-kola
c	m/s	absolutní rychlost
c	m	délka těživy profilu
c/a	-	konstanta pro A-kola
D	m	průměr
g	m/s^{-2}	tíhové zrychlení
h	kJ / kg	tepelný spád
i	kJ / kg	měrná entalpie
k	-	konstanta
l	m	délka lopatky
M	-	Machovo číslo
\dot{m}	kg / s	hmotnostní tok pracovní látky
n	1/min	otáčky
p	MPa	tlak
P	kW	výkon
\dot{Q}	J	teplo
\dot{q}	J/s	tepelný tok
s	$kJ / kg \cdot K$	měrná entropie
s	m	rozteč lopatek
s	-	součinitel parciálního ostříku
S	m^2	průřez
s/c	-	poměrná rozteč
t	$^{\circ}C$	teplota
u	m/s	obvodová rychlost
v	m^3/kg	měrný objem
w	m/s	relativní rychlost
x	-	měrná suchost
z	-	počet segmentů
z	-	počet lopatek
z	kJ / kg	absolutní energetická ztráta
α	$^{\circ}$	úhel absolutní rychlosti

β	°	úhel relativní rychlosti
γ	°	úhel nastavení profilu
δ	°	odklon vektoru absolutní rychlosti
δ	mm	radiální vůle
ε	-	parciální ostřík
ε	-	tlakový poměr
η	%	účinnost
ψ	-	rychlostní součinitel pro oběžnou lopatkovou řadu
μ	-	průtokový součinitel
κ	-	Poissonova konstanta
ξ	-	poměrná energetická ztráta
π	-	tlakový poměr
ρ	-	stupeň reakce
φ	-	rychlostní součinitel

SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ

symbol	název
0	stav pracovní látky před RLŘ
1	stav pracovní látky za RLŘ
1p	výstupní proud
1S	výstup RLŘ
2	stav pracovní látky za OLŘ
a	axiální složka rychlosti, absolutní
ban	bandáže
c	celkový stav
e	výstupní stav
i	vnitřní hodnoty, vstupní stav
iz	stav pracovní látky po izoentropické expanzi pracovní látky
k	výstup
krit	kritický
ob	oběžná lopatková řada
opt	optimální
pr	předběžný
R	radiální, rotor
roz	rozvaděcí lopatková řada
red	redukováná
S	stator
segm	segmentové
š	špička lopatky
t	totalní
tdi	termodynamická
tdiT	termodynamická turbíny
tř	třecí
u	obvodová
x	vlhkost
z	ztrátový
I	prvního stupně
II	druhého stupně
α	odklon proudu
ν	rozvějířením

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 - Aeolův míč	11
Obr. 2 - Lavalova a model Parsonovy turbíny [3]	11
Obr. 3 - Princip parní turbíny [1]	12
Obr. 4 - Princip parní turbíny s převodovkou [8].....	17
Obr. 5 - Princip parní turbíny s převodovkou [8].....	18
Obr. 6 - Princip parní turbíny s vysokofrekvenčním generátorem.....	18
Obr. 7 - Bezkontaktní labyrintová ucpávka[7].....	19
Obr. 8 - Kontaktní kroužková ucpávka[7]	20
Obr. 9 - Rotor s oběžným kolem [7]	20
Obr. 10 - Olejová nádrž s příslušenstvím [7]	21
Obr. 11 – Turbína TR 560 Litovel [7].....	22
Obr. 12 - Turbína TR 560 [7].....	22
Obr. 13 - Turbína TR 560 [7].....	23
Obr. 14 - Expanze v regulačním stupni [6]	23
Obr. 15 - Typy parciálních ostříků [6]	25
Obr. 16 - Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [6].....	26
Obr. 17 - Redukovaná účinnost regulačního stupně (A - kola) [6].....	27
Obr. 18 - Průběh expanze v A - kole [6]	28
Obr. 19 - Rychlostní trojúhelník [6].....	29
Obr. 20 - Průtočný kanál A - kola [6]	32
Obr. 21 - Označení rozměrů charakterizující profil [6]	32
Obr. 22 - Pára [7]	32
Obr. 23 - Turbína TRM 2 [7]	37
Obr. 24 - Znázornění expanze pracovní látky ve stupni [7].....	38
Obr. 25 - Detailní průběh expanze v prvním stupni [6]	52
Obr. 26 - Zobrazení procházení páry v II. koncepci [7].....	61
Obr. 27 - Zobrazení procházení páry v II. koncepci [7].....	67
Obr. 28 - Oběžné kolo točivé redukce [7].....	68
Obr. 29 - Točivá redukce typu TR 560 [7].....	68
Obr. 30 - Točivá redukce typu TRM 2 [7]	69
Obr. 31 - Převodovka [7]	70
Obr. 32 - Schéma elektro - hydraulického systému regulace [7].....	71
Obr. 33 - Schéma funkce ventilu [7].....	71

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 - Obecná charakteristika převodovky [10].....	70
--	----

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Zadání diplomové práce	14
Tabulka 2 - Zadání hodnot z diplomové práce.....	27
Tabulka 3 - Zadání hodnot z diplomové práce I. stupně.....	41
Tabulka 4 - Zadání hodnot z diplomky II. stupně.....	52
Tabulka 5 - Vypočítané hodnoty z předběžného výpočtu.....	63
Tabulka 6 - Vypočítané hodnoty z detailního výpočtu	66

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KLÁG, Josef. *Parní turbíny*. 2. vyd. Praha: Jednota československých matematiků a fyziků, 1947.
- [2] SHLYAKIN, P.: *Steam Turbines, Theory and design*, University Press of the Pacific, Honolulu, Hawaii, 2005, ISBN 1-4102-2348- 5.
- [3] Kolektiv autorů společnosti Siemens Industrial Turbomachinery.: *History and current development of steam turbine production in Brno*, 2. vyd, Trilabit, Brno s. r. o, 2007, ISBN 978-80-902681-4-2.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [6] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny – Návrh a výpočet*. 1.vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [7] Podklady a materiály firmy G – Team.
- [8] Parní a plynové turbíny: Parní turbíny. Dostupné z: [Http://www.g-team.cz/produkty.html](http://www.g-team.cz/produkty.html) [online]. [cit.2014-05-23].
- [9] Excel Engineering, *X-steam* [online], poslední aktualizace 2. 02. 2013, Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>.
- [10] ŠKORPÍK, Jiří.: *Člověk a energie, vybrané pojmy z energetiky, Transformační technologie*[on-line], Brno, poslední aktualizace 1. 5. 20112009, ISSN 1804-8293, Dostupné z: <Http://www.transformacni-technologie.cz/clovek-a-energie-vybrane-pojmy-z-energetiky.html>.
- [11] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. 1. vyd. Praha:Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02409-1.