



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA 8 MW

TITLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. LUKÁŠ FLIMEL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

DOC. ING. JAN FIEDLER, DR.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Flimel

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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 turbína 8 MW

v anglickém jazyce:

Steam Turbine 8 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte protitlakovou parní turbínu pro pohon synchronního generátoru. Turbína je určena pro cukrovar v Indii.

Zadané vstupní hodnoty:

$P = 8 \text{ MW}$

$p_{\text{in}} = 43 \text{ BAR}$

$t_{\text{in}} = 490 \text{ °C}$

odběr $p = 0,9 - 1,0 \text{ MPa}$, 8 t/hod

výstup: $p_{\text{out}} = 0,2 \text{ MPa}$

Cíle diplomové práce:

Proveďte výpočet:

- termodynamický výpočet průtočného kanálu turbíny
- výpočet tlaků a sil v lopatkování
- návrh vybraných závěsů rotorových lopatek
- konstrukční výkresy vybraného uzlu turbíny

Seznam odborné literatury:

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

Škopek,J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

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

Kolektiv: 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 2014/2015.

V Brně, dne 3.11.2014

L.S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Anotace:

Diplomová práce je zaměřena na detailní výpočet parní protitlakové turbíny s reakčním lopatkováním s jedním neregulovaným odběrem o svorkovém výkonu 8 MW. V první části práce je proveden termodynamický výpočet průtočného kanálu a výpočet napětí v závěsu rotorové lopatky RS. V druhé části je předběžný návrh a popis jednotlivých celků parní turbíny. Zadání diplomové práce bylo vytvořeno ve společnosti EKOL spol. s.r.o..

Klíčová slova:

Protitlaková turbína
Neregulovaný odběr
Regulační stupeň
Lopatková část
Účinnost
Výkon

Annotation:

The master's thesis is focused on detail calculation of back-pressure steam turbine with reactionary blades, with non-control extraction line with electrical output 8 MW. Thermodynamic calculation of flow stage (canal) and stress calculation of rotor blade carrier of regulation stage, is carried out in first part of master's thesis. Preliminary turbine design and description, is carried out in second part of master's thesis. Master's thesis tasks has been created in EKOL spol. s.r.o.

Key words:

Back-pressure turbine
non-control extraction steam
regulation stage
blading
efficiency
output

Bibliografická citace:

FLIMEL, L. *Parní turbína 8 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 76 s., 4 s. příloh Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, bez cizí pomoci. Během práce jsem vycházel z vlastních znalostí, z odborné literatury a odborných konzultací.

V Brně 11.5. 2015

.....

Poděkování:

Děkuji vedoucímu práce Doc. Ing. Janovi Fiedlerovi, Dr. za vedení diplomové práce a za cenné rady, které mně byly poskytnuty.

Obsah:

1	Úvod	14
1.1	Popis řešeného problému	14
1.2	Stručný popis koncepce turbosoustrojí.....	14
1.3	Společnost EKOL spol. s.r.o.	14
2	Výpočet parní turbíny.....	15
2.1	Termodynamický výpočet průtočného kanálu.....	15
2.1.1	Výpočet regulačního stupně	15
2.1.1.1	Předběžný návrh regulačního stupně	15
2.1.1.1.1	Izoentropický spád RS	16
2.1.1.1.2	Kontrola tlakového poměru v dýze	17
2.1.1.1.3	Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky.....	17
2.1.1.1.4	Vnitřní výkon RS	19
2.1.1.2	Detailní výpočet regulačního stupně.....	21
2.1.1.2.1	Geometrické a rychlostní vlastnosti RS.....	21
2.1.1.2.2	Termodynamická účinnost a výkon RS.....	25
2.1.2	Výpočet hmotnostního toku do 1. SČ	29
2.1.3	Výpočet stupňové části	31
2.1.3.1	Předběžný výpočet SČ	32
2.1.3.1.1	Parametry celé SČ	45
2.1.3.2	Detailní výpočet SČ.....	46
2.2	Výsledek termodynamického výpočtu průtočného kanálu	53
2.3	Výpočet sil a napětí v rotorové lopatce RS.....	54
2.3.1	Výpočet sil od proudící páry v RS	54
2.3.2	Výpočet sil a napětí v závěsu od odstředivých sil.....	55
3	Popis turbosoustrojí	58
3.1	Koncepční uspořádání turbosoustrojí.....	58
3.2	Popis hlavních částí parní turbíny	59
3.2.1	Turbínová skříň.....	59
3.2.2	Rotor.....	59
3.2.3	Lopatkování.....	60
3.2.4	Nosiče statorových lopatek.....	60
3.2.5	Labyrintové ucpávky.....	61

3.2.6	Přední ložiskový stojan - PLS.....	62
3.2.7	Zadní ložiskový stojan - ZLS	63
3.2.8	Radiální ložisko	64
3.2.9	Axiální ložisko	65
3.2.10	Regulační ventily.....	65
3.2.11	Rychlo-závěrný ventil.....	67
3.2.12	Rám turbíny	67
3.2.13	Olejové hospodářství.....	68
3.2.14	Hnaný stroj	68
3.2.15	Převodová skříň	68
4	Konstrukční výkresy.....	69
5	Závěr	71
6	Seznam použité literatury	72
7	Seznam použitých symbolů	73
8	Seznam příloh	76

1 Úvod

Práce se zabývá termodynamickým výpočtem průtočného kanálu a návrhem závěsu lopatek RS parní turbíny. Dále je proveden předběžný návrh jednotlivých celků parní turbíny a jejich popis z funkčního, konstrukčního a technologického hlediska.

1.1 Popis řešeného problému

Pro pohon elektrického generátoru a výrobu tepla je požadována parní turbína typového označení **R8-4,3/0,22**. Z typového označení vyplývá, že se jedná o protitlakou parní turbínu o výkonu **8 MW**. Je požadován jeden neregulovaný odběr a následující parametry páry: tlak na rychlozávěrném ventilu (dále jen RZV) **4,3 MPa**, teplota na RZV **490 °C**, tlak v odběru páry **0,9 až 1 MPa**, průtokové množství páry odběrem **8 t·h⁻¹**, tlak v konečném ohříváku $p_{out} = 0,2 \text{ MPa}$, vlivem škrcení ve výstupním potrubí a v samotném ohříváku, uvažují tlak ve výstupním hrdle (dále jen VH) $p_k = 0,22 \text{ MPa}$.

1.2 Stručný popis koncepce turbosoustrojí

S přihlédnutím k výkonu soustrojí bude turbína uložena společně s převodovou skříní na jednom ocelovém rámu. Generátor ukotven k samostatnému betonovému základu. Turbína bude vybavena kovaným rotorem bubnového typu. Skříň turbíny zhotovena jako odlitek, statorové lopatky uloženy ve skříní pomocí nosičů lopatek. Výkon turbíny řízen pomocí regulace otáček, typ regulace skupinová (dýzová). Spojení turbína-převodovka a převodovka-generátor bude pomocí dvou pružných spojek.

Koncepce turbosoustrojí je zvolena v souladu se standardy společnosti EKOL spol. s.r.o.

1.3 Společnost EKOL spol. s.r.o.

Společnost EKOL spol. s.r.o. byla založena roku 1991. Hlavní činnost společnosti je projektování, výpočet, konstrukční zpracování, výroba a servis parních turbín do výkonu 100 MW, spalovacích turbín do 80 MW a kotlů. Dále společnost EKOL provádí projektování, konstrukci, výrobu, výstavbu a zprovoznění kompletních energetických celků.

2 Výpočet parní turbíny

V první části následující kapitoly je proveden termodynamický výpočet průtočného kanálu parní turbíny. V druhé části jsou vypočtena napětí v závěsu rotorové lopatky RS.

Veškeré volené součinitele potřebné pro výpočet jsou zvoleny podle standardů společnosti EKOL spol. s.r.o.

2.1 Termodynamický výpočet průtočného kanálu

Lopatkování turbíny je rozděleno na dvě hlavní části. Je to regulační stupeň (dále jen RS) s akčním lopatkováním a stupňová část (dále jen SČ) s reakčním lopatkováním. Jelikož obě části pracují odlišným způsobem (v akčním lopatkování je tlakový spád zpracováván pouze ve statoru, v reakčním lopatkování je tlakový spád rozdělen na stator i rotor) je výpočet samostatný pro obě části.

Během výpočtu je pro stanovování parametrů páry používán program XSteam_Excel_v2.6 i klasický tištěný i-s diagram vodní páry. Indexové označení dle přílohy P. 1.

Vstupní hodnoty pro výpočet:

svorkový výkon:	$P_{SV} = 8 \text{ MW}$
tlak páry na RZV:	$p_A = 4,3 \text{ MPa}$
teplota páry na RZV:	$t_A = 490 \text{ }^{\circ}\text{C}$
tlak páry v odběru:	$p_{odb} = 0,9 \div 1 \text{ MPa}$
hmotnostní tok odběrem:	$m_{odb} = 8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
tlak na výstupu z turbíny:	$p_k = 0,22 \text{ MPa}$

Ze vstupních parametrů lze dále určit pomocí programu XSteam_Excel_v2.6 další parametry, jsou to:

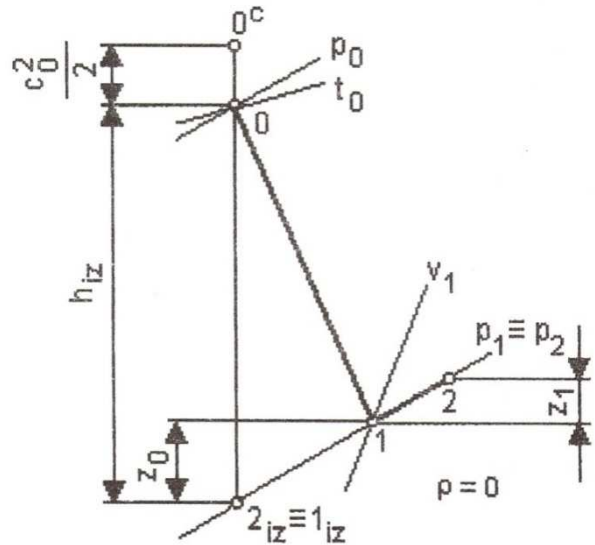
entalpie na RZV:	$i_A = 3419,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
entropie na RZV:	$s_A = 7,025 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
měrný objem páry na RZV:	$v_A = 0,079 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

2.1.1 Výpočet regulačního stupně

Jako RS volím A-kolo, vzhledem ke zvolené skupinové regulaci. Jedná se o jeden stupeň s akčním lopatkováním. RS složí k rychlému snížení parametru páry. Použití RS výrazně snižuje počet řadových stupňů lopatkování.

2.1.1.1 Předběžný návrh regulačního stupně

Během předběžného návrhu RS jsou vypočteny základní rozměry lopatkování, přibližné ztráty, přibližný výkon a parametry páry za RS. Pro zjednodušení je uvažováno během předběžného výpočtu, že se jedná o čistě akční stupeň ($\rho = 0$).



Obr. 1: průběh expanze v RS
pro případ čistě akčního lopatkování [1]

2.1.1.1.1 Izoentropický spád RS

Izoentropický spád RS se vypočte ze vztahu (1), vzhledem k relativně malé vstupní rychlosti c_0 , která bývá v rozmezí $30 \div 50 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$, je příspěvek energie od vstupní rychlosti malý, proto je možné vstupní rychlost zanedbat. Dále je nutné vypočíst izoentropickou rychlost na výstupu z dýz c_{1iz} dle vztahu (2). Vzhledem k typizaci volím střední průměr RS $D_{RS} = 550 \text{ mm}$ a otáčky rotoru turbíny vzhledem ke hnanému stroji a použití převodové skříně $n = 7500 \text{ min}^{-1}$. Dále je nutné zvolit rychlostní poměr u/c_{1iz} , pro nejvyšší účinnosti bývá v rozmezí $0,4 \div 0,5$. Pro výpočet volím $u/c_{1iz} = 0,465$.

Střední průměr RS	Otáčky rotoru	Rychlostní poměr
D_{RS}	n	u/c_{1iz}
[mm]	[min^{-1}]	[-]
550	7500	0,465

Tab. 1: zvolené hodnoty

$$h_{1z} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (1)$$

$$c_{1z} = \frac{u}{(u/c_{1z})} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2)$$

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot \frac{550}{1000} \cdot \frac{7500}{3600} = 215,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

$$c_{1z} = \frac{u}{(u/c_{1z})} = \frac{215,87}{0,465} = 464,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$h_{1z}^{RS} = \frac{c_{1iz}^2}{2} = \frac{464,27^2}{2} = 107.762 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \approx \underline{\underline{107,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

Z izoentropického spádu a pomocí programu XSteam_Excel_v2.6 lze vypočíst entalpii za RS a stanovit tlak za RS.

Entalpie za RS:

$$i_{2iz} = i_A - h_{iz}^{RS} = 3419,4 - 107,76 = \underline{\underline{3311,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}} \quad (4)$$

$$p_2 = \underline{\underline{3,09 \text{ MPa}}}$$

2.1.1.1.2 Kontrola tlakového poměru v dýze

Pro přehřátou páru je kritický tlak roven:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_A = 0,546 \cdot 4,3 = 2,3478 \text{ MPa} \quad (5)$$

Aby nedocházelo ke kritickému proudění je nutné, aby byla splněna rovnice (6):

$$p_2 \geq p_{krit} \quad (6)$$

$3,09 \geq 2,3478$ - podmínka splněna, nebude docházet ke kritickému proudění, lze využít nerozšířenou dýzu, tlakový poměr p_2/p_A by neměl překročit **0,8**

$$\frac{p_2}{p_A} = \frac{3,09}{4,3} = 0,718 - \underline{\underline{\text{podmínka splněna}}}$$

2.1.1.1.3 Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky

Pro stanovení délky statorové lopatky (dýzy) s určitým parciálním ostřikem je nutné prvně vypočítat délku statorové lopatky pro totální (celkový) ostřik. Délka rozváděcí lopatky se vypočte ze vztahu (14). Ze vztahu (14) je patrné že musíme prvně určit měrný objem páry za dýzou (statorem). Měrný objem stanovíme pomocí programu XSteam_Excel_v2.6 z tlaku a entalpie za dýzou - i_1 . Pro výpočet entalpie i_1 prvně stanovíme ztráty v dýze pomocí vztahu (7). Rychlostní součinitel pro dýzu volím podle doporučení v literatuře [1] $\varphi = 0,95$.

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{RS} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7)$$

$$z_0 = (1 - 0,945^2) \cdot 107,76$$

$$z_0 = \underline{\underline{10,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

$$i_1 = i_{2iz} + z_0 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (8)$$

$$i_1 = 3311,64 + 10,5$$

$$i_1 = \underline{\underline{3322,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}} \Rightarrow v_1 = \underline{\underline{0,103 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

Dále je nutné předběžně stanovit potřebné množství páry přiváděné do turbíny pomocí vztahu (9), (10) a (11), předběžně stanovit účinnost generátoru, převodovky, mechanickou a vnitřní termodynamickou účinnost turbíny. Účinnosti volím podle standardů firmy EKOL. Jak vyplývá ze vztahu (10), je zapotřebí stanovit izoentropické spády první a druhé SČ. Ty vypočteme jednoduchým odečtením entalpií za RS, entalpie v odběru a ve VH. Jednotlivé entalpie jsou odečteny z i-s diagramu pro případ izoentropické expanze. Vstupní úhel do rotorové mříže (lopatky) α_1 volím **11,5°**, dle doporučení společnosti EKOL. Izoentropickou teplotu v odběru t_{3iz} volím **265 °C**, pro tuto zvolenou teplotu a případ izoentropické expanze ($s_A = 7,025 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) vychází tlak v odběru **$p_3 = 0,936 \text{ MPa}$** .

$$P_u = P_{SV} \cdot \eta_G^{-1} \cdot \eta_{PR}^{-1} \cdot \eta_{MT}^{-1} \cdot \eta_{tdi}^{-1} \quad (9)$$

$$P_u = P_u^{RS} + P_u^{1.SČ} + P_u^{2.SČ} \quad (10)$$

$$P_u = h_{iz}^{RS} \cdot \dot{m}_{in} + h_{iz}^{1.SČ} \cdot \dot{m}_{in} + h_{iz}^{2.SČ} \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{odb}) \Rightarrow \dot{m}_{in} = \frac{P_u + h_{iz}^{2.SČ} \cdot \dot{m}_{odb}}{h_{iz}^{RS} + h_{iz}^{1.SČ} + h_{iz}^{2.SČ}} \quad (11)$$

Z i-s diagramu:

$$i_{2iz} = 3311,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_A \text{ a } p_3 \Rightarrow i_{3iz} = 2989 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_A \text{ a } p_k \Rightarrow i_{4iz} = 2682,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$h_{iz}^{1.S\check{C}} = i_{2iz} - i_{3iz} = 3311,64 - 2989 = \underline{322,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad (12)$$

$$h_{iz}^{2.S\check{C}} = i_{3iz} - i_{4iz} = 2989 - 2682,5 = \underline{306,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad (13)$$

η_G	η_{PR}	η_{MT}	η_{tdi}
[%]	[%]	[%]	[%]
97,0	98,5	98,5	87,0

Tab. 2: zvolené hodnoty účinností

$$P_u = P_{SV} \cdot \eta_G^{-1} \cdot \eta_{PR}^{-1} \cdot \eta_{MT}^{-1} \cdot \eta_{tdi}^{-1} = 8000 \cdot 0,97^{-1} \cdot 0,985^{-1} \cdot 0,985^{-1} \cdot 0,87^{-1} = \underline{9770 \text{ kW}}$$

$$\dot{m}_{in} = \frac{P_u + h_{iz}^{2.S\check{C}} \cdot \dot{m}_{odb}}{h_{iz}^{RS} + h_{iz}^{1.S\check{C}} + h_{iz}^{2.S\check{C}}} = \frac{9770,7 + 301 \cdot 2,22}{107,76 + 322,64 + 301} = 14,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \approx 52 \text{ T} \cdot \text{h}^{-1}$$

Potom délka výstupní hrany rozváděcí lopatky pro totální ostřík:

$$l_{0t} = \frac{\dot{m}_{in} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} \quad [\text{m}] \quad (14)$$

$$l_{0t} = \frac{14,44 \cdot 0,1022}{\pi \cdot 0,55 \cdot 464,27 \cdot 0,945 \cdot \sin 11,5}$$

$$l_{0t} = 0,0098 \text{ m} = \underline{9,8 \text{ mm}}$$

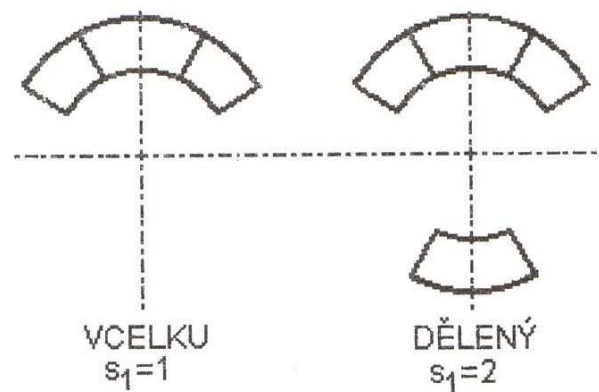
Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky pro totální ostřík vychází příliš krátká. Vzhledem k délce lopatek, uvažované skupinové regulaci i vzhledem ke zjednodušení konstrukce je výhodné využít parciální (částečný) ostřík lopatek. Poté bude rozváděcích lopatek méně, ale pro zachování průtočného průřezu bude délka statorové lopatky delší a bude mít vyšší účinnost. Délku rozváděcí lopatky a velikost parciálního ostříku určíme pomocí vzorců (15), (16), (17) a (18).

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} \quad [\text{m}] \quad (15)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = \sqrt{\frac{0,55}{0,0398 \cdot 1 + 0,0615 \cdot 0,55}} = \underline{2,734} \quad (16)$$

b/a – konstanta = 0,0398

s₁ – součinitel dělení parciálního ostříku, pro nedělený parciální ostřík = 1

Obr. 2 volba součinitele s_1 [1]

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{(0,465)}{\left(\frac{7500}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,55^{0,5}} = \underline{0,0615} \quad (17)$$

c/a – experimentální konstanta, pro A-kolo: 0,1467

potom délka výstupní hrany rozváděcí lopatky:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2,734 \cdot \sqrt{0,98} = 2,7 \text{ cm} = 27 \text{ mm} \Rightarrow l_0 = \underline{30 \text{ mm}}$$

hodnota parciálního ostříku:

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = \frac{9,8}{30} = \underline{0,326} \quad (18)$$

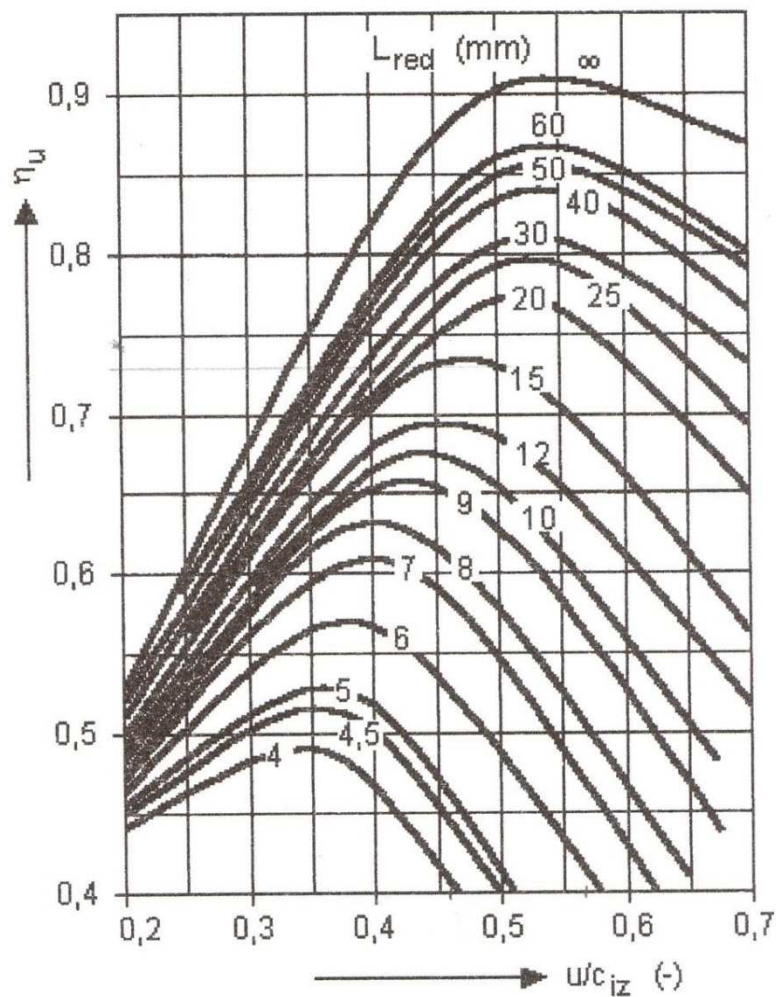
2.1.1.1.4 Vnitřní výkon RS

Pro vnitřní účinnost RS je nutné předběžně určit redukovanou účinnost RS – η_u (zahrnuje ztráty parciálním ostříkem). Redukovaná účinnost se určí z redukované délky rozváděcí lopatky – L_{red} a pomocí grafu redukované účinnosti RS. Redukovaná délka rozváděcí lopatky L_{red} je délka lopatky se kterou bychom dosáhli stejné účinnosti s totálním ostříkem jako při parciálním ostříku s naší délkou lopatky l_0 . Délka lopatky L_{red} se vypočítá podle vztahu (19), vše dosazeno v cm.

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} \quad [\text{cm}] \quad (19)$$

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{3}{1 + \left(\frac{3}{2,7}\right)^2 - 0,035 \cdot 3} = 1,445 \text{ cm} \approx \underline{14,45 \text{ mm}}$$

Potom z grafu na Obr. 2, redukovaná účinnost RS $\eta_u = 75 \%$.



Obr. 2: redukovaná účinnost RS [1]

Pro předběžný výpočet vnitřní termodynamické účinnosti RS musíme od redukované účinnosti odečíst ztrátu ventilací a třením, která se stanoví pomocí vztahu (20), (21) a přílohy P. 2.

Absolutní ztráta ventilací a třením:

Z přílohy P. 2 pro $n = 125 \text{ s}^{-1} \Rightarrow k = 3$

$$Z_5 = \frac{k}{\dot{m}_{in} \cdot v_1} = \frac{3}{14,44 \cdot 0,1022} = 2,032 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (20)$$

Poměrná ztráta ventilací a třením:

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}^{RS}} = \frac{2,032}{107,76} = 0,0189 \quad (21)$$

Termodynamická účinnost RS:

$$\eta_{tdi}^{RS} = \eta_u - \xi_5 = 0,75 - 0,0189 = 0,7311 \approx 73,1\% \quad (22)$$

Poté je již možné vypočítat vnitřní výkon RS ze vztahu (23):

$$P_i^{RS} = \dot{m}_{in} \cdot h_{iz}^{RS} \cdot \eta_{tdi}^{RS} \text{ [kW]} \quad (23)$$

$$P_i^{RS} = 14,44 \cdot 107,76 \cdot 0,731$$

$$P_i^{RS} = \underline{\underline{1137,63 \text{ kW}}}$$

Koncový bod expanze se zanedbáním vstupní rychlosti c_0 :

$$i_2 = i_A + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = i_A - \eta_{tdi}^{RS} \cdot h_{iz}^{RS} = 3419,4 - 0,731 \cdot 107,76 = 3340,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (24)$$

2.1.1.2 Detailní výpočet regulačního stupně

Detailní výpočet RS vychází z hodnot vypočtených v předběžném výpočtu. Z předběžného výpočtu RS jsou známy tyto parametry: celkový izoentropický spád RS, otáčky rotoru turbíny, tlak za RS, tvar dýzy, přibližná délka lopatky RS, velikost parciálního ostříku a hmotností průtok procházející RZV. Nyní během detailního výpočtu RS bude blíže vypočtena geometrie lopatkování, zvolený stupeň reakce RS a přesněji vypočtené ztráty a účinnost RS.

2.1.1.2.1 Geometrické a rychlostní vlastnosti RS

V první části detailního výpočtu jsou stanoveny všechny geometrické a rychlostní parametry RS. Postup výpočtu je následující:

Prvně je nutné zvolit stupeň reakce akčního lopatkování. V praxi se jen zřídka využívá akční lopatkování s nulovou reakcí. Vzhledem ke standardům společnosti EKOL volím stupeň reakce $\rho = 0,1$. Nyní je možné dle vztahů (25) a (26) vypočíst izoentropické spády připadající na stator - h_{iz}^S a rotor - h_{iz}^R RS.

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} \text{ [kJ/kg]} \quad (25)$$

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,1) \cdot 107,76 = \underline{\underline{96,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} \text{ [kJ/kg]} \quad (26)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,1 \cdot 107,76 = \underline{\underline{10,77 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

Když známe izoentropické spády v rotoru a statoru RS je možné z i-s diagramu odečíst tlak mezi rotorem a statorem – $p_1 = \underline{\underline{3,203 \text{ MPa}}}$.

Tlak zkontrolujeme s ohledem na možné kritické proudění dýzou. Pro podkritické proudění musí platit rovnice:

$$p_1 \geq p_{krit}$$

$3,203 \geq 2,3478 \Rightarrow$ nedochází ke kritickému proudění a nedochází k odklonu proudu páry od původně uvažované trajektorie, $\alpha_{1P} = \alpha_1$

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy, rychlost c_0 zanedbávám:

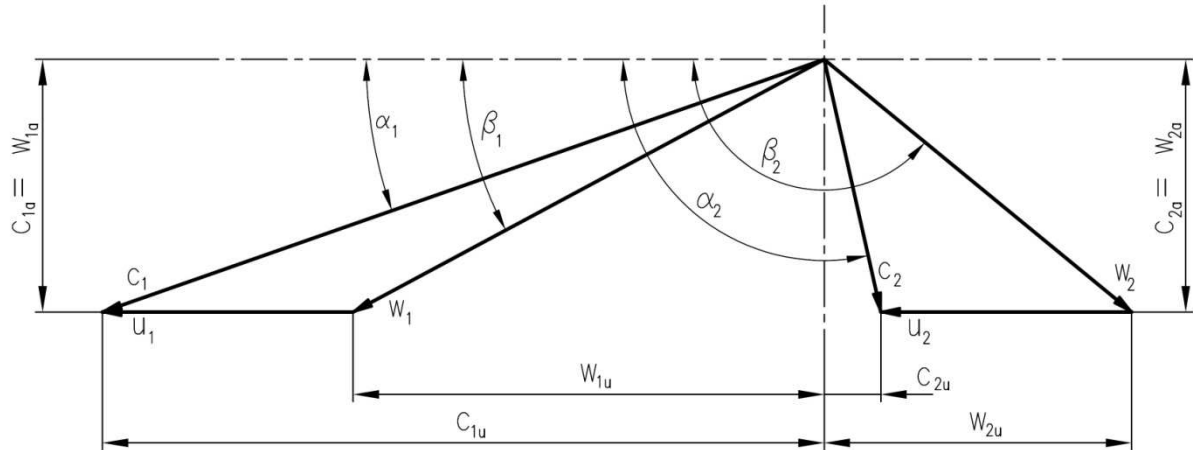
$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (27)$$

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz}} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,1) \cdot 107,76} = \underline{\underline{440,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Nyní jsou vypočteny rychlosti v rychlostním trojúhelníku i jejich složky v obvodovém i axiálním směru. Pro výpočet zmíněných rychlostí je nutné zvolit následující parametry, jsou to: rychlostní součinitel statoru – φ , rychlostní součinitel rotoru – ψ , výstupní úhel absolutní rychlosti z rozváděcí mříže – α_1 . Podle standardů firmy EKOL volím zmíněné parametry následovně:

φ	ψ	α_1
[-]	[-]	[st]
0,945	0,92	11,5

Tab. 3: zvolené parametry RS



Obr. 4: rychlostní trojúhelník RS

Potom, skutečná rychlost páry na výstupu z dýzy (vstupu do rotorové mříže):

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (28)$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,945 \cdot 440,4 \approx \underline{416,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (29)$$

$$w_1 = \sqrt{440,4^2 + 215,87^2 - 2 \cdot 440,4 \cdot 215,87 \cdot \cos 11,5} = \underline{209,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Složky do obvodového směru rychlostí na výstupu z dýzy:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (30)$$

$$c_{1u} = 440,4 \cdot \cos 11,5 = \underline{407,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (31)$$

$$w_{1u} = 407,85 - 215,87 = \underline{191,98 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Do axiálního směru:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (32)$$

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 440,4 \cdot \sin 11,5 = \underline{82,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Úhel vstupní relativní rychlosti do rotorové mříže:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \text{ [st]} \quad (33)$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{191,98}{209,15} \approx \underline{23,35^\circ}$$

Výstupní úhel relativní rychlosti z rotorové mříže:

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)^\circ] \text{ [st]} \quad (34)$$

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)^\circ] = 180 - (23,35 - 4,5) = \underline{161,15^\circ}$$

Teoretická relativní rychlost na výstupu z rotorové lopatky:

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (35)$$

$$w_{2iz} = \sqrt{0,1 \cdot 107,76 + 209,15^2} = \underline{233,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z rotorové lopatky:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (36)$$

$$w_2 = 0,92 \cdot 233,47 = \underline{214,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotorové lopatky:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (37)$$

$$c_2 = \sqrt{214,79^2 + 215,87^2 - 2 \cdot 214,79 \cdot 215,87 \cdot \cos(180 - 161,15)} = \underline{70,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Složky výstupních rychlostí do obvodového směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (38)$$

$$w_{2u} = 214,79 \cdot \cos(180 - 161,15) = \underline{203,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

$$c_{2u} = u - w_{2u} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (39)$$

$$c_{2u} = 215,87 - 203,16 = \underline{12,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Složky výstupních rychlostí do axiálního směru:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (40)$$

$$c_{2a} = w_{2a} = 214,79 \cdot \sin(161,15) \approx \underline{69,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Úhel výstupní absolutní rychlosti z rotorové mříže:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} \text{ [st]} \quad (41)$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{69,4}{12,71} = \underline{79,7^\circ}$$

Délka statorové lopatky (dýzy)

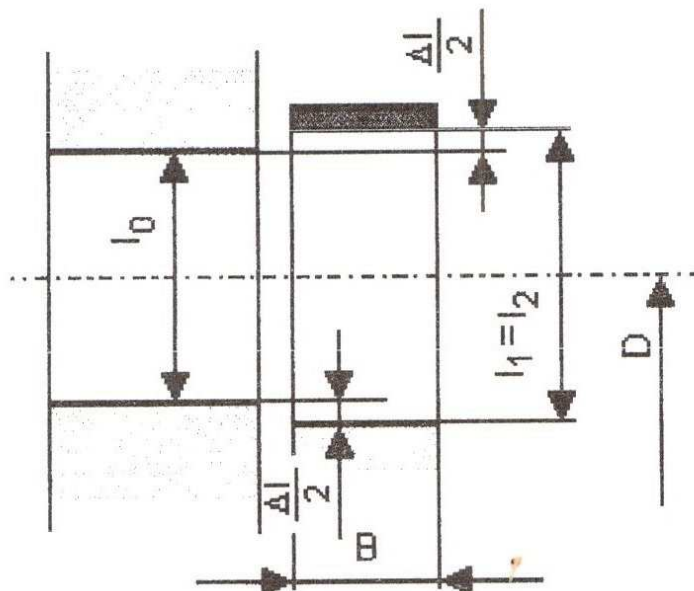
$$l_0 = \frac{\dot{m}_{in} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \text{ [m]} \quad (42)$$

$$l_0 = \frac{14,44 \cdot 0,103}{\pi \cdot 0,55 \cdot 0,326 \cdot 440,4 \cdot \sin(11,5)} = \underline{30,1 \text{ mm}}$$

Délka lopatky oběžného kola se vypočte pro případ válcového omezení průtočného kanálu z rovnice (43), přičemž Δl je v rozmezí $0,5 \div 3$ mm. Volím $\Delta l = 1,9$ mm.

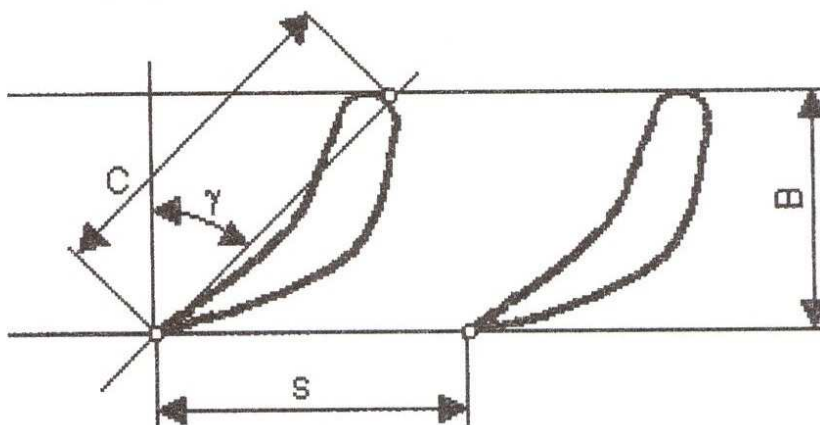
$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l \text{ [mm]} \quad (43)$$

$$l_1 = l_2 = 30,1 + 1,9 = \underline{32 \text{ mm}}$$



Obr. 5: schéma válcově omezeného kanálu RS [1]

Jako poslední geometrické parametry RS je nutné vypočítat: šířku lopatky – B, rozteč lopatek – s a počet lopatek – z. Pro to je nutné zvolit zvlášť pro rotor a stator: poměrnou rozteč oběžných lopatek – s/c, úhel nastavení profilu – γ a délku tětivy profilu c.



Obr. 6: schéma s označením parametrů profilu [1]

Rozváděcí lopatky:

$$s/c = (0,6 \div 0,95)$$

$$\text{Volím: } s/c = 0,64, \gamma = 54^\circ, c = 25 \text{ mm}$$

Šířka rozváděcích lopatek:

$$B = c \cdot \cos \gamma \text{ [m]} \quad (44)$$

$$B = 0,025 \cdot \cos(54) = 0,01469 \text{ m} \approx \underline{14,7 \text{ mm}}$$

Rozteč rozváděcích lopatek:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c} \right) \text{ [m]} \quad (45)$$

$$s = 0,025 \cdot (0,64) = 0,016 \text{ m} = \underline{16 \text{ mm}}$$

Počet rozváděcích lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D}{s} \cdot \varepsilon \text{ [m]} \quad (46)$$

$$z = \frac{\pi \cdot 0,55}{0,016} \cdot 0,322 = 34,75 \Rightarrow \underline{35}$$

Rotorové lopatky:

$$s/c = (0,5 \div 0,75)$$

$$\text{Volím: } s/c = 0,75, \gamma = 18^\circ, c = 30 \text{ mm}$$

Šířka rozváděcích lopatek:

$$B = c \cdot \cos \gamma \text{ [m]} \quad (44)$$

$$B = 0,03 \cdot \cos(18) = 0,0285 \text{ m} = \underline{28,5 \text{ mm}}$$

Rozteč rozváděcích lopatek:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c} \right) \text{ [m]} \quad (45)$$

$$s = 0,03 \cdot (0,75) = 0,0225 \text{ m} = \underline{22,5 \text{ mm}}$$

Počet rozváděcích lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D}{s} \text{ [m]} \quad (46)$$

$$z = \frac{\pi \cdot 0,55}{0,0225} = 76,75 \Rightarrow \underline{77}$$

2.1.1.2.2 Termodynamická účinnost a výkon RS

Ve druhé části detailního výpočtu budou přesněji (oproti předběžnému výpočtu) stanoveny ztráty, vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon RS. Postup výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti – η_{tdi} je následující: prvně jsou vypočteny dílčí ztráty RS jako: energetická ztráta v rozváděcí mříži – z_0 , ztráta v oběžných lopatkách – z_1 , ztráta výstupní rychlostí – z_c . Z těchto ztrát pomocí rovnice (50) vypočteme obvodovou účinnost – η_u . Dále stanovíme poměrné ztráty třením (ventilací) – ξ_5 , parciálním ostřikem – ξ_6 a ztrátu radiální mezerou – ξ_7 . Uvažuji že RS bude vybaven integrovanou bandáží se třemi břity. Po odečtení těchto ztrát od obvodové účinnosti získáme vnitřní termodynamickou účinnost RS.

Ztráta v rozváděcí mříži:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (47)$$

$$z_0 = \frac{440,4^2}{2} \cdot (1 - 0,945^2) = 10,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ztráta v rotorové mříži:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (48)$$

$$z_1 = \frac{233,47^2}{2} \cdot (1 - 0,92^2) = \underline{4,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \text{ [kJ/kg]} \quad (49)$$

$$z_c = \frac{70,53^2}{2} = \underline{2,48 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Obvodová účinnost RS:

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \text{ [-]} \quad (50)$$

$$\eta_u = \frac{h_{iz} - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz}} = \frac{107,76 - 10,37 - 4,18 - 2,48}{107,7} = 0,8418 \approx \underline{84,2\%}$$

Poměrná ztráta třením:

$$\xi_5 = k_{tr} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}}\right)^3 \text{ [-]} \quad (51)$$

$$k_{tr} = (0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}, \text{ volím } k_{tr} = 0,6 \cdot 10^{-3}$$

$$S - \text{průtočný průřez parciálního ostříku, } S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \text{ [m}^2\text{]} \quad (52)$$

$$S = \pi \cdot 0,55 \cdot 0,032 \cdot 0,322 \cdot \sin(11,5)$$

$$S = \underline{0,0035 \text{ m}^2}$$

$$\xi_5 = k_{tr} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}}\right)^3 \text{ [-]} \quad (53)$$

$$\xi_5 = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,55^2}{0,0035} \cdot \left(\frac{215,87}{\sqrt{2} \cdot 107,76}\right)^3 = \underline{0,0051}$$

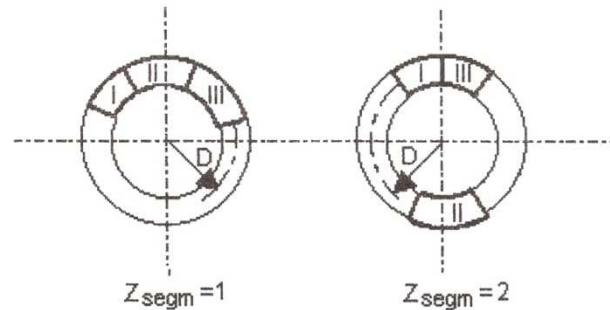
Poměrná ztráta parciálním ostříkem se skládá – ξ_6 ze ztrát ventilací neostříknutých lopatek – ξ_{61} a ze ztrát vznikajících na okrajích pásma ostříku – ξ_{62} . Pro snížení ztrát neostříknutých lopatek RS budou neostříknuté rotorové lopatky zakrytovány.

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon - 0,5 \cdot (1 - \varepsilon))}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}}\right)^3 \text{ [-]} \quad (54)$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(11,5)} \cdot \frac{(1 - 0,322 - 0,5 \cdot (1 - 0,322))}{0,322} \cdot \left(\frac{215,87}{\sqrt{2} \cdot 107,76}\right)^3 \approx \underline{0,57 \cdot 10^{-9}}$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{\text{segm}} [-] \quad (55)$$

z_{segm} – uvádí počet parciálních ostříků, viz Obr. 7



Obr. 7: volba parametrů Z_{segm} [1]

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,03 \cdot 0,032}{0,0035} \cdot \left(\frac{215,87}{\sqrt{2 \cdot 107,76}} \right) \cdot 0,842 \cdot 1 = \underline{0,0265}$$

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} [-] \quad (56)$$

$$\xi_6 = 0,57 \cdot 10^{-9} + 0,0265 \approx \underline{0,0265}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou:

Počítáno pro RS s integrální bandáží s vnitřní ucpávkou se třemi břity $z_r = 3$, radiální mezera $\delta_r = 0,9 \text{ mm}$, axiální mezera $\delta_a = 2 \text{ mm}$. Jelikož uvažuji, že bude RS vybaven bandáží je nutné pomocí vzorce (57) a z rozměru bandáže stanovit ekvivalentní vůli a stupeň reakce na špici lopatky (58). Po té již ze vztahu (59) je možné stanovit poměrnou ztrátu radiální mezerou.

Ekvivalentní vůle:

$$\delta_{\text{ekv}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} \quad (57)$$

$$\delta_{\text{ekv}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{0,00009^2}}} = \underline{9,97 \cdot 10^{-7} \text{ m}}$$

Stupeň reakce na špici lopatky RS:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} [-] \quad (58)$$

$$\rho_s = 1 - (1 - 0,1) \cdot \frac{0,55}{1 + \frac{0,55}{0,032}} = \underline{0,1495} \quad [-]$$

$$\xi_7 = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D + l_0)}{S} \quad [-] \quad (59)$$

$$\xi_7 = 9,97 \cdot 10^{-7} \cdot \sqrt{\frac{0,1495}{1 - 0,1}} \cdot 0,842 \cdot \frac{\pi \cdot (0,55 + 0,032)}{0,0035} = \underline{0,0001737}$$

Ztráta vlivem škracením na RZV:

Energetická ztráta na RZV je závislá na tlakové ztrátě v RZV. Pro výpočet se volí poměrná tlaková ztráta, tu volím $p_0/p_A = 0,98$. Ze zvolené poměrné tlakové ztráty je možné dopočítat pokles tlaku.

$$\frac{p_0}{p_A} = 0,98 \Rightarrow p_0 = 0,98 \cdot p_A = 0,98 \cdot 4,3 = 4,214 \quad [-] \quad (60)$$

Dále pomocí i-s diagramu:

z p_0 a $i_A \Rightarrow s_a = 7,034 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

z p_4 a $s_0 \Rightarrow$ entalpie na výstupu se ztrát v RZV $i_{4b}^{iz} = 2686 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

z p_4 a $s_A \Rightarrow$ entalpie na výstupu beze ztrát v RZV $i_{4iz} = 2682 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Pokles spádu vlivem škracení na RZV:

$$\Delta H_p = i_{4b}^{iz} - i_{4iz} = 2686 - 2682 = \underline{4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Poměrná přívodní ztráta:

$$\xi_p = \frac{\Delta H_p}{H_{iz}} = \frac{\Delta H_p}{i_A - i_{4b}^{iz}} = \frac{4}{3419,4 - 2686} = 0,0055 \quad (61)$$

Termodynamická účinnost RS:

$$\eta_{tdi} = \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 - \xi_p \quad [-] \quad (62)$$

$$\eta_{tdi} = 0,842 - 0,0051 - 0,0265 - 0,0001737 - 0,0055 = 0,8047 \Rightarrow \underline{\underline{80,47\%}}$$

Nyní, když známe vnitřní termodynamickou účinnost RS, je možné vypočítat vnitřní výkon RS a koncový bod expanze v RS.

$$P_i^{RS} = \dot{m}_{in} \cdot h_{iz}^{RS} \cdot \eta_{tdi} \quad [\text{kW}] \quad (23)$$

$$P_i^{RS} = 14,44 \cdot 107,76 \cdot 0,8047 = \underline{\underline{1252,16 \text{ kW}}}$$

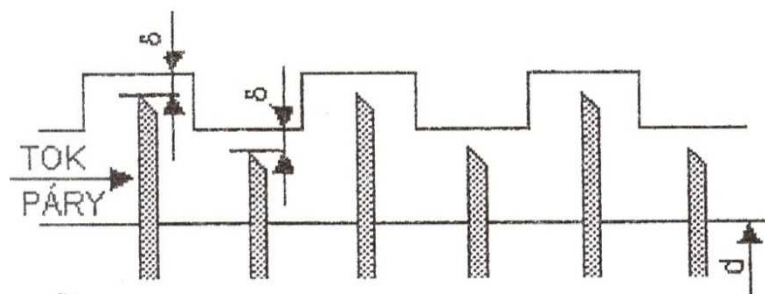
$$i_2 = i_A - h^{RS} = i_A - h_{iz}^{RS} \cdot \eta_{tdi} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (24)$$

$$i_2 = 3419,4 - 107,76 \cdot 0,8047 = \underline{3332,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Z i-s diagramu $s_2 = 7,055 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $v_2 = 0,103 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

2.1.2 Výpočet hmotnostního toku do 1. SČ

Jelikož počítaná turbína má SČ s reakčním lopatkováním, bude turbína vybavena vyrovnávacím pístem (dále jen VP) pro snížení axiální síly vznikající od reakcí ve SČ. VP je vybavený bezdotykovou ucpávkou, ale i přesto uniká přes VP část páry. Pro výpočet hmotnostního toku do SČ je nutné určit množství páry unikající přes VP.



Obr. 8: schéma parní ucpávky s rozměry [1]

Radiální vůle VP:

$$\delta = B \cdot \frac{d}{1000} + 0,25 [\text{mm}] \quad (63)$$

B – je konstanta charakterizující materiál ucpávky: feritické oceli B = 0,85
austenitické oceli B = 1,35

d – patní průměr VP [mm]

Uvažuji, že bude použita feritická ocel a průměr vyrovnávacího pístu vzhledem k průměru RS (550 mm) volím 485 mm.

$$\delta = B \cdot \frac{d}{1000} + 0,25 = 0,85 \cdot \frac{485}{1000} + 0,25 = 0,6614 \approx \underline{0,66 \text{ mm}}$$

Nyní pro další výpočet je potřebné určit kritičnost proudění v mezeře bezdotykové ucpávky. Vzhledem k provozu je výhodnější, aby v ucpávce nedocházelo ke kritickému proudění, a proto je nutné, aby byla splněna podmínka dle rovnice (64). Pro splnění rovnice volím parametry VP následovně: tlak před VP – $p_1 = 3,2 \text{ MPa}$ (odpovídá tlaku za rozváděcími dýzami RS), tlak za VP – $p_3 = 0,936$ (prostor za VP bude napojen do odběru parní turbíny), počet břitů bezdotykové ucpávky – $z = 72$, tvar průřezu břitů ucpávky - obdélníkový.

$$\frac{p_3}{p_1} > \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} [-] \quad (64)$$

$$\frac{0,936}{3,2} > \frac{0,82}{\sqrt{72 + 1,25}}$$

$0,2925 > 0,0958$ - podmínka splněna

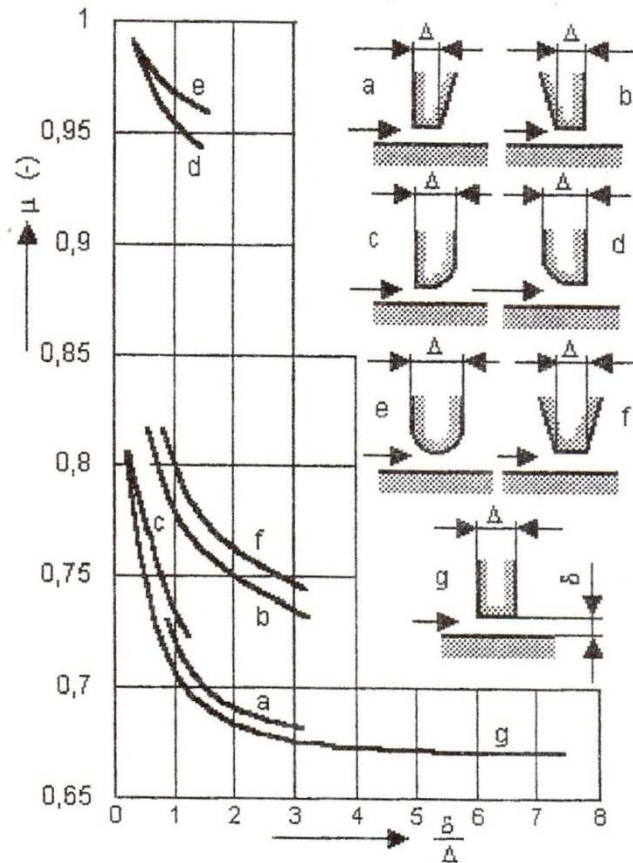
Nyní můžeme stanovit dle vzorce (65) množství páry, které ztrácíme ucpávkou VP. Po odečtení této hodnoty od celkového množství páry vstupujícího do turbíny získáme hmotnostní průtok páry první SČ.

$$\dot{m}_{VP} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_3^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (65)$$

μ – průtokový součinitel, určený dle Obr. 9

S_{VP} – průtočný průřez bezdotykové ucpávky VP, vypočtený dle vztahu $S_{VP} = \pi \cdot d \cdot \delta$

v_1 – měrná objem páry za rozváděcími dýzami RS



Obr. 9: průtokový součinitel ucpávky [1]

$$\dot{m}_{VP} = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_3^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}}$$

$$\dot{m}_{VP} = 0,685 \cdot \pi \cdot 0,485 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{3,2^2 - 0,936^2}{0,936 \cdot 0,0994 \cdot 72}} = 0,4322 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní tok páry do 1. SČ:

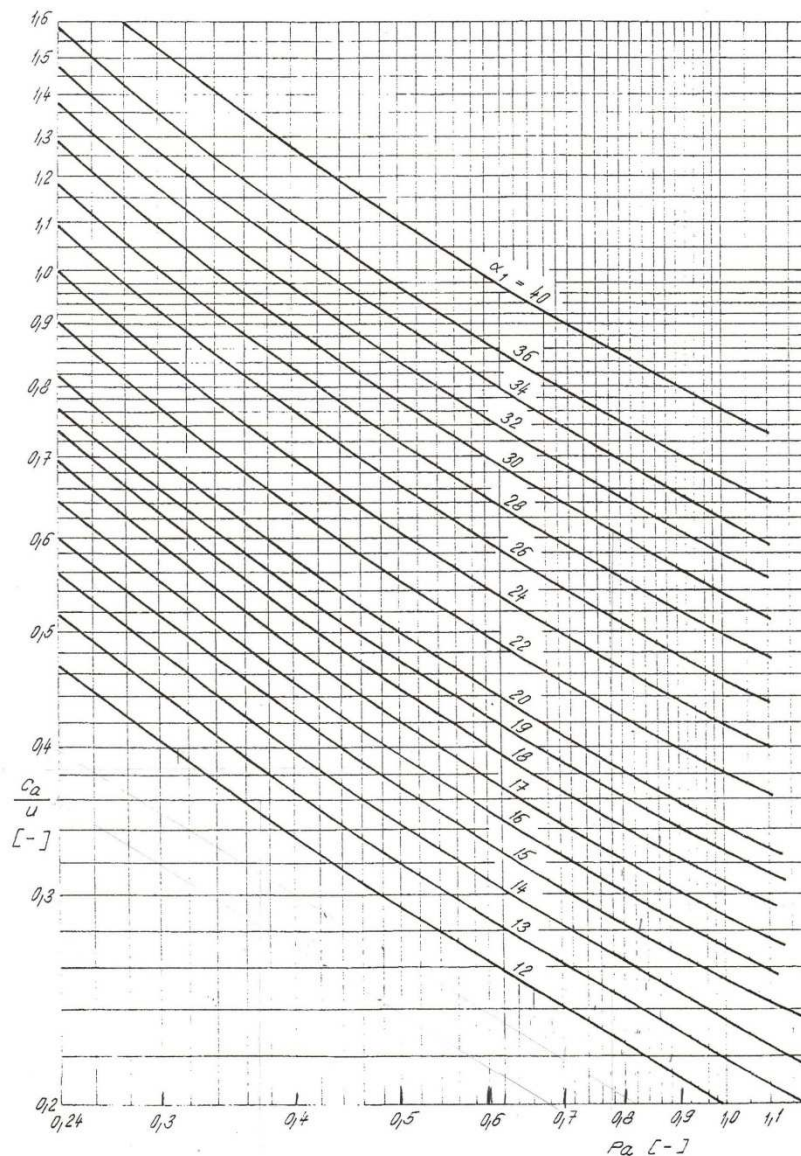
$$\dot{m}_{1.SČ} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{VP} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (66)$$

$$\dot{m}_{1.SČ} = 14,4444 - 0,4322 = 14,0122 \approx 14,01 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

2.1.3 Výpočet stupňové části

Další kapitola výpočtu je zaměřena na SČ turbíny. Stejně jako u RS je výpočet rozdělen na dvě části a to na předběžný výpočet SČ a detailní výpočet SČ. Vstupními hodnotami pro výpočet jsou parametry páry za RS, které byly vypočteny v detailním výpočtu RS. Celá SČ je vypočtena pomocí Parsonsova čísla (67), které je funkcí poměru c_a/u , $Pa = f(c_a/u)$.

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \left(\frac{c_a}{u} \right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \frac{c_a}{u} - 1} \quad (67)$$

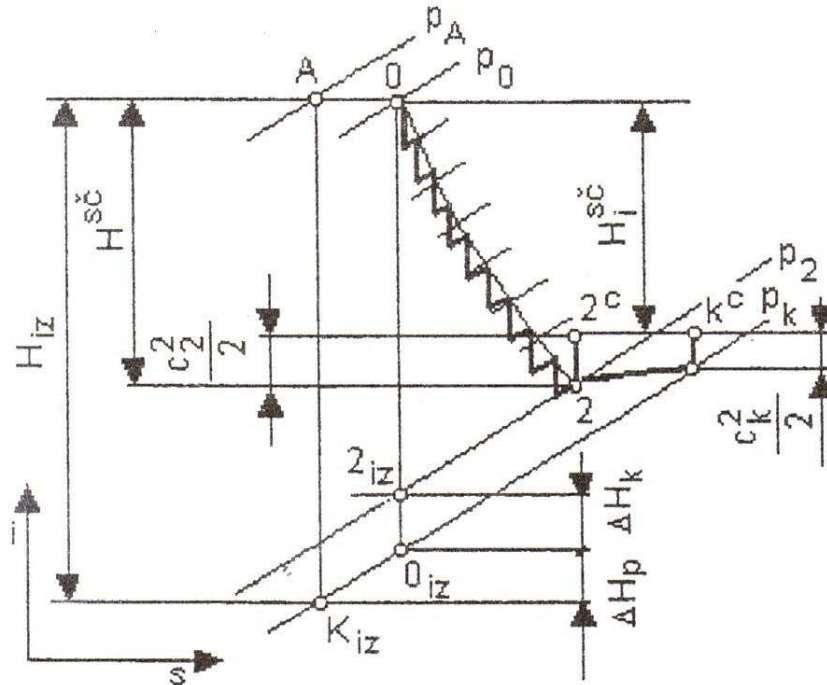


Obr. 10: grafická závislost Parsonsova čísla vykreslená pro různé úhly α_1 [1]

Jelikož turbína disponuje neregulovaným odběrem páry je nutné výpočet (předběžný i detailní) SČ rozdělit na dvě části a vypočítat je nezávisle na sobě jako dvě samostatné turbíny. Výpočet je pro obě části skoro totožný, liší se parametry.

2.1.3.1 Předběžný výpočet SČ

V předběžném výpočtu SČ je vypočten střední průměr lopatkování první a poslední řady, počet stupňů, stanoveny ztráty v lopatkování, účinnost a výkon SČ.



Obr. 11: zobrazení průběhu expanze páry v SČ v i-s diagramu se ztrátami na RZV, ve VH, výstupní rychlostí a s vlivem re-heat faktoru [1]

1. SČ: RS – odběr

První krok předběžného výpočtu SČ je zvolení středního Parsonsova čísla – Pa_s , Parsonsovo číslo bývá v rozmezí $0,6 \div 0,85$, vyšší hodnoty odpovídají vyšší obvodové účinnosti lopatkování, viz Obr. 12, volím $Pa_s = 0,8$. Dále volím výstupní úhel z rozváděcích lopatek – $\alpha_1 = 10,5^\circ$ a délku první rozváděcí lopatky – $l_1 = 32,98 \text{ mm}$. Volím podle doporučení společnosti EKOL.

Nyní je možné vypočítat Pa číslo pro první stupeň – Pa_1 a střední průměr prvního stupně lopatkování.

$$Pa_1 = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s \quad (68)$$

$$Pa_1 = 0,925 \cdot Pa_s = 0,925 \cdot 0,8 = \underline{0,74}$$

Z Pa_1 , úhlu α_1 a vztahu (64) je vypočten poměr $(c_a/u)_1 = 0,2018$

Střední průměr lopatkování prvního stupně:

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{m}_{1,SČ} \cdot v_2}{n \cdot l_1 \cdot (c_a/u)_1}} \text{ [m]} \quad (69)$$

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{14,01 \cdot 0,103}{125 \cdot 0,0328 \cdot 0,2018}} = 0,4198 \approx \underline{\underline{420 \text{ mm}}}$$

Při výpočtu středního průměru lopatkování poslední řady – D_n a délky lopatky – l_n není možné přímo zvolit délku lopatky, je nutné prvně zvolit poměr $(l/D)_n = (1/8 \div 1/10)$. Poměr volím $(l/D)_n = 0,1378$. Vhodný poměr byl zvolen po optimalizačním výpočtu v programu Excel. Měrný objem páry odpovídá stavu páry v odběru $v_3 = f(i_3 = 3039,7; p_3 = 0,936) = \mathbf{0,273 \text{ m}^3/\text{kg}}$. Entalpie i_3 byla vypočtena z izoentalpického spádu 1. SČ a odhadnuté termodynamické účinnosti 1. SČ $\eta_{tdi} = \mathbf{87\%}$. Entalpie $i_{3iz} = f(p_3 = 0,936; s_2 = 7,055) = \mathbf{2996 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}}$.

$$i_3 = i_2 - (i_2 - i_{3iz}) \cdot \eta_{tdi} \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (70)$$

$$i_3 = 3332,7 - (3332,7 - 2996) \cdot 0,87 = \underline{3039,7 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}}$$

Dále volím výstupní úhel ze statoru poslední řady $\alpha_{1n} = \mathbf{12,8^\circ}$, ze vzorce (64), úhlu α_{1n} a Pa_n vyplývá $(c_a/u)_n = \mathbf{0,2477}$.

Izoentropický spád 1. SČ:

$$H_{iz}^{1.SČ} = i_2 - i_3^{iz} \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (71)$$

$$H_{iz}^{1.SČ} = 3332,7 - 2996 = \underline{336,7 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}}$$

Parsonsovo číslo posledního stupně:

$$Pa_n = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s \quad (68)$$

$$Pa_n = 0,925 \cdot Pa_s = 0,925 \cdot 0,8 = \underline{0,74}$$

Střední průměr posledního stupně:

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_{1.SČ} \cdot v_3}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot (l/D)_n \cdot n}} \quad [\text{m}] \quad (72)$$

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{14,0078 \cdot 0,273}{\pi^2 \cdot 0,2477 \cdot 0,1378 \cdot 125}} = 0,4497 \text{ m} \approx \underline{\underline{450 \text{ mm}}}$$

Délka lopatky posledního stupně:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right) = 0,1378 \Rightarrow l_n = 0,1378 \cdot D_n = 0,1378 \cdot 450 \approx \underline{\underline{62 \text{ mm}}} \quad (73)$$

Střední obvodová rychlost 1. SČ:

$$u_s = \pi \left(\frac{D_1 + D_n}{2} \right) \cdot n \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (74)$$

$$u_s = \pi \left(\frac{420 + 450}{2} \right) \cdot 125 = \underline{170,66 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}}$$

Počet stupňů 1. SČ:

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}^{1.SČ}}{u_s^2} \quad [-] \quad (75)$$

$$z = \frac{0,8 \cdot 336700}{170,66^2} \approx 9,249 \Rightarrow \underline{\underline{10 \text{ stupňů lopatkování}}}$$

Další krok představuje stanovení ztrát radiální mezerou a rozvějířením. Ztráta vlhkostí páry odpadá, jelikož expanze probíhá v přehřáté páře. Ze zmíněných ztrát se dopočte vnitřní účinnost lopatkování, vnitřní termodynamická účinnost a výkon 1. SČ.

Ztráta radiální mezerou:

Vypočte se poměrná ztráta radiální mezerou prvního a posledního stupně dle vztahu (76), (78) a ztráta pro celé lopatkování dle vztahu (80). V případě SČ neuvažují, že budou stupně vybaveny bandážemi.

Poměrná ztráta prvního stupně:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 [-] \quad (76)$$

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + 0,68}{32,98} \cdot 4,5 = \underline{0,133}$$

kde k_1 je radiální vůle, dle vztahu (77) a l_1 je délka lopatky:

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x [mm] \quad (77)$$

$$k_1 = \frac{485,96}{1000} + 0,2 = \underline{0,68mm}$$

D_{v1} – vnější průměr lopatkování prvního stupně = 485,96 mm

x – výrobní tolerance, volím dle standardů firmy EKOL 0,2 mm

Poměrná ztráta posledního stupně:

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 [-] \quad (78)$$

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + 0,774}{62} \cdot 4,5 = \underline{0,0779}$$

kde k_n je radiální vůle, dle vztahu (79) a l_n je délka lopatky

$$k_n = \frac{D_{vn}}{1000} + x [mm] \quad (79)$$

$$k_n = \frac{574}{1000} + 0,2 = \underline{0,774mm}$$

D_{vn} – vnější průměr lopatkování prvního stupně = 574 mm

x – výrobní tolerance, volím dle standardů firmy EKOL 0,2 mm

Ztráta radiální mezerou pro celou 1. SČ:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} [-] \quad (80)$$

$$\xi_k = \frac{0,133 + 0,0779}{2} = \underline{0,1055}$$

Ztráta rozvějířením:

Obdobně jako u ztráty radiální mezerou je nutné prvně stanovit ztrátu rozvějířením prvního a posledního stupně (dle vztahů (81), (82)) a potom vypočíst ztrátu celé 1. SČ (83).

První stupeň lopatkování:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l}{D} \right)_1^2 [-] \quad (81)$$

$$\xi_{v1} = \left(\frac{32,98}{420} \right)^2 = \underline{0,006}$$

Poslední stupeň lopatkování:

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l}{D} \right)_n^2 [-] \quad (82)$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{62}{450} \right)^2 = \underline{0,019}$$

Ztráta rozvějířením celé 1. SČ:

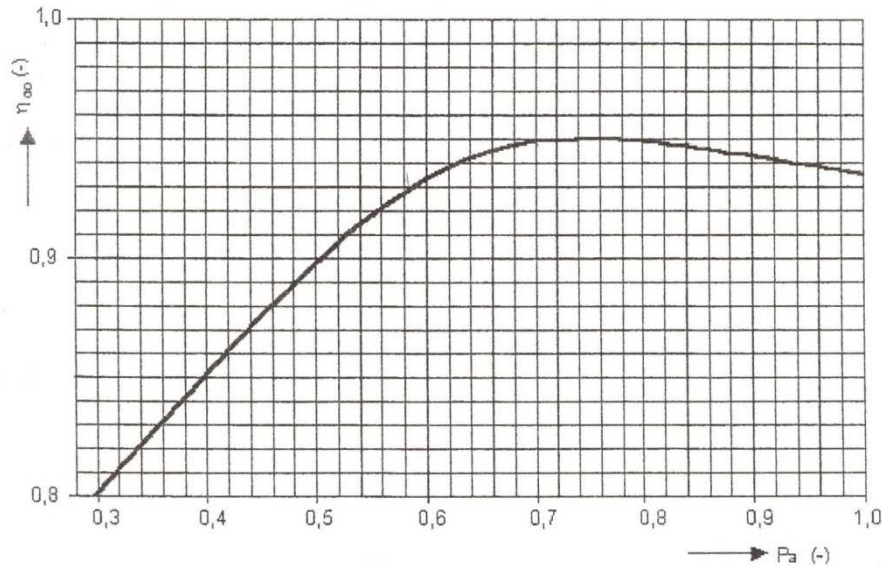
$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} [-] \quad (83)$$

$$\xi_v = \frac{0,006 + 0,019}{2} = \underline{0,0125}$$

Poté, co známe jednotlivé ztráty 1. SČ, je možné vypočítat dle vztahu (84) vnitřní účinnost SČ bez uvažování ztráty výstupní rychlosti. Ze vztahu vyplývá, že musíme určit účinnost lopatkování bez okrajových ztrát (pro nekonečně dlouhou lopatku) - η_∞ , tu určíme z diagramu na Obr. 12, dále je nutné stanovit re-heat faktor 1. SČ. Ten určíme pomocí vztahu (85), ze kterého je ale patrné, že re-heat faktor je funkcí doposud neznámé vnitřní termodynamické účinnosti. Proto je zapotřebí termodynamickou účinnost 1. SČ odhadnout, dopočítat re-heat faktor, a poté provádět postupné přibližování ke skutečnému výsledku. To znamená opakovat výpočet, dokud se výsledek neustálí na určité hodnotě. Takto vypočtený re-heat faktor a vnitřní termodynamickou účinnost je možné prohlásit za skutečné.

Celý výpočet byl proveden v programu Excel.

Vnitřní termodynamickou účinnost předběžně volím $\eta_{tdi} = 87 \%$, vnitřní účinnost bez okrajových ztrát plyne ze středního Parsonsova čísla a grafu na Obr. 12, $\eta_\infty = 94 \%$



Obr. 12: závislost obvodové účinnosti nekonečně dlouhé lopatky na Pa číslu [1]

Vnitřní účinnost bez ztrát výstupní rychlostí:

Jelikož je turbína při výpočtu rozdělena na dvě SČ, které na sebe bezprostředně navazují, neuvažují v 1. SČ ztráty výstupní rychlostí, matematicky $\eta_i \approx \eta_{tdi}$.

$$\eta_i = \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v) [-] \quad (84)$$

Re-heat faktor:

$$f_{1.SČ} = k \cdot (1 - \eta_{TDi}^{1.SČ}) \cdot \frac{H_{iz}^{1.SČ}}{419} \cdot \frac{z-1}{z} [-] \quad (85)$$

kde: k – experimentální konstanta, pro expanzi v přehřáté páře k = 0,2
z – počet stupňů

První přiblížení:

$$f_{1.SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,87) \cdot \frac{336,7}{419} \cdot \frac{10-1}{10} = 0,0188$$

$$\eta_i^{1.SČ} = 0,94 \cdot (1 + 0,017) \cdot (1 - 0,1055 - 0,0125) = 0,8443$$

Druhé přiblížení:

$$f_{1.SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,8443) \cdot \frac{336,7}{419} \cdot \frac{10-1}{10} = 0,0225$$

$$\eta_i^{1.SČ} = 0,94 \cdot (1 + 0,0222) \cdot (1 - 0,1055 - 0,0125) = 0,8473$$

Třetí přiblížení:

$$f_{1.SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,8473) \cdot \frac{336,7}{419} \cdot \frac{10-1}{10} = 0,0221$$

$$\eta_i^{1.SČ} = 0,94 \cdot (1 + 0,0221) \cdot (1 - 0,1055 - 0,0125) = 0,847$$

Čtvrté přiblížení:

$$f_{1.SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,847) \cdot \frac{336,7}{419} \cdot \frac{10 - 1}{10} = \underline{\underline{0,0221}}$$

$$\eta_i^{1.SČ} = 0,92 \cdot (1 + 0,0221) \cdot (1 - 0,1055 - 0,0125) = \underline{\underline{0,847}}$$

Od třetího přiblížení se hodnoty re-heat faktoru a vnitřní účinnosti ustálily. Můžeme hodnoty brát za výsledné.

Skutečná entalpický spád 1. SČ:

$$H^{1.SČ} = H_{iz}^{1.SČ} \cdot \eta_i \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (86)$$

$$H^{1.SČ} = 336,7 \cdot 0,847 = \underline{\underline{285,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

Skutečná entalpie i_3 :

$$i_3 = i_2 - H^{1.SČ} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (87)$$

$$i_3 = 3332,7 - 285,18 = \underline{\underline{3047,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

Vnitřní výkon 1. SČ:

$$P_i^{1.SČ} = H^{1.SČ} \cdot \dot{m}_{1.SČ} \text{ [kW]} \quad (88)$$

$$P_i^{1.SČ} = 285,18 \cdot 14,01 \approx \underline{\underline{3995,37 \text{ kW}}}$$

2. SČ: odběr - VH

Postup výpočtu 2. SČ je totožný jako v případě 1. SČ. Pouze při výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti je již zahrnutá ztráta výstupní rychlostí, matematicky $\eta_i \neq \eta_{tdi}$ a délku první lopatky za odběrem nevolím, ale je vypočtena ze vzorce (72), protože se v podstatě nejedná o první řadu lopatkování. Dále vypočítaný entalpický spád je zmenšený o ztrátu vzniklou ve VH.

Volba parametrů první řady lopatkování:

střední Parsonsovo číslo – $\mathbf{Pa_s = 0,82}$, výstupní úhel z rozváděcích lopatek – $\alpha_{11} = 10,8^\circ$, $(l/D)_1 = (1/8 \div 1/10)$, volím $(l/D)_1 = 0,11$, vhodný poměr byl zvolen po optimalizačním výpočtu v programu Excel.

$$Pa_1 = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s \quad (68)$$

$$Pa_1 = 0,925 \cdot Pa_s = 0,925 \cdot 0,82 = \underline{\underline{0,7585}}$$

Z Pa_1 , úhlu α_1 a vztahu (64) je vyjádřen a vypočten poměr $(c_a/u)_1 = \underline{\underline{0,2079}}$

Hmotnostní tok páry do 2. SČ:

$$\dot{m}_{2.SČ} = \dot{m}_{1.SČ} - \dot{m}_{odběr} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (88)$$

$$\dot{m}_{2.SČ} = 14,01 - 2,22 \approx \underline{\underline{11,79 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Střední průměr lopatkování prvního stupně lopatkování:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_{2,SČ} \cdot v_3}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_1 \cdot (l/D)_1 \cdot n}} \quad [\text{m}] \quad (72)$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{11,79 \cdot 0,273}{\pi^2 \cdot 0,2079 \cdot 0,11 \cdot 125}} = 0,48518 \text{ m} \approx \underline{\underline{485,5 \text{ mm}}}$$

Délka rotorové lopatky prvního stupně:

$$\left(\frac{l_1}{D_1}\right) = 0,11 \Rightarrow l_1 = 0,11 \cdot D_1 = 0,11 \cdot 485,5 = \underline{\underline{53,4 \text{ mm}}} \quad (73)$$

Volba parametrů poslední řady lopatkování:

výstupní úhel z rozváděcích lopatek – $\alpha_{1n} = 19^\circ$, $(l/D)_n = (1/8 \div 1/10)$, volím $(l/D)_n = \mathbf{0,159}$, vhodný poměr byl zvolen po optimalizačním výpočtu v programu Excel. Ze vzorce (67), úhlu α_{1n} a Pa_n vyplývá $(c_a/u)_n = \mathbf{0,3870}$.

$$Pa_n = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s \quad (68)$$

$$Pa_n = 0,925 \cdot Pa_s = 0,925 \cdot 0,82 = \underline{\underline{0,7585}}$$

Měrný objem páry odpovídá stavu páry za poslední řadou rotorových lopatek $v_4 = f(i_4 = 2772,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, p_4 = 0,22 \text{ MPa}) = \mathbf{0,876 \text{ m}^3/\text{kg}}$. Entalpie i_4 byla vypočtena pro předběžně odhadnutou vnitřní termodynamickou SČ – $\eta_{tdi} = \mathbf{87 \%}$. Entalpie $i_{4iz} = f(p_4 = 0,22, s_3 = 7,147) = \mathbf{2731,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$.

$$i_4 = i_3 - (i_3 - i_{4iz}) \cdot \eta_{tdi} \quad (89)$$

$$i_4 = 3047,5 - (3047,5 - 2731,5) \cdot 0,87 = \underline{\underline{2772,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

Střední průměr lopatkování posledního stupně:

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_{2,SČ} \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot (l/D)_n \cdot n}} \quad [\text{m}] \quad (72)$$

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{11,79 \cdot 0,876}{\pi^2 \cdot 0,387 \cdot 0,159 \cdot 125}} = 0,51447 \approx \underline{\underline{515 \text{ mm}}}$$

Délka rotorové lopatky posledního stupně:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right) = 0,159 \Rightarrow l_n = 0,159 \cdot D_n = 0,159 \cdot 515 \approx \underline{\underline{82 \text{ mm}}} \quad (73)$$

Střední obvodová rychlost 2. SČ:

$$u_s = \pi \left(\frac{D_1 + D_n}{2} \right) \cdot n \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (74)$$

$$u_s = \pi \left(\frac{0,4855 + 0,515}{2} \right) \cdot 125 = \underline{\underline{196,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Izoentropický spád 2. SČ:

$$H_{iz}^{2.SČ} = i_3 - i_4^{iz} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (90)$$

$$H_{iz}^{2.SČ} = 3047,5 - 2731,5 = \underline{316 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Počet stupňů 2. SČ:

$$z_{2.SČ} = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}^{2.SČ}}{u_s^2} [-] \quad (91)$$

$$z_{2.SČ} = \frac{0,8 \cdot 316000}{196,64^2} = 6,7 \Rightarrow \underline{7 \text{ stupňů lopatkování}}$$

Ztráta radiální mezerou:

V případě SČ neuvažuji, že budou stupně vybaveny bandážemi.

Poměrná ztráta prvního stupně:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 [-] \quad (76)$$

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + 0,794}{53,5} \cdot 4,5 = \underline{0,092}$$

kde k_l je radiální vůle, dle vztahu (77) a l_l je délka lopatky:

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x [\text{mm}] \quad (77)$$

$$k_1 = \frac{594}{1000} + 0,2 = \underline{0,794 \text{ mm}}$$

D_{v1} – vnější průměr lopatkování prvního stupně = 594 mm

x – výrobní tolerance, volím dle standardů firmy EKOL 0,2 mm

Poměrná ztráta posledního stupně:

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 [-] \quad (78)$$

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + 0,879}{82} \cdot 4,5 = \underline{0,064}$$

kde k_n je radiální vůle, dle vztahu (79) a l_n je délka lopatky

$$k_n = \frac{D_{vn}}{1000} + x [\text{mm}] \quad (79)$$

$$k_n = \frac{679}{1000} + 0,2 = \underline{0,879 \text{ mm}}$$

D_{vn} – vnější průměr lopatkování prvního stupně = 679 mm

x – výrobní tolerance, volím dle standardů firmy EKOL 0,2 mm

Ztráta radiální mezerou pro celou 2. SČ:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} [-] \quad (80)$$

$$\xi_k = \frac{0,092 + 0,064}{2} = \underline{0,078}$$

Ztráta rozvějířením prvního stupně lopatkování:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l}{D}\right)_1^2 [-] \quad (81)$$

$$\xi_{v1} = \left(\frac{53,5}{487}\right)^2 = \underline{0,012}$$

Ztráta rozvějířením posledního stupně lopatkování:

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l}{D}\right)_n^2 [-] \quad (82)$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{82}{515}\right)^2 = \underline{0,025}$$

Ztráta rozvějířením celé 2. SČ:

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} [-] \quad (83)$$

$$\xi_v = \frac{0,012 + 0,025}{2} = \underline{0,0185}$$

Termodynamickou účinnost předběžně volím $\eta_{tdi}^{2. SČ} = 87 \%$, vnitřní účinnost bez okrajových ztrát plyne ze středního Parsonsova čísla a grafu na Obr. 12, $\eta_\infty = 95 \%$.

Vnitřní účinnost bez ztrát výstupní rychlostí:

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v) [-] \quad (84)$$

Re-heat faktor:

$$f_{2.SČ} = k \cdot (1 - \eta_{TDi}^{2.SČ}) \cdot \frac{H_{iz}^{2.SČ}}{419} \cdot \frac{z-1}{z} [-] \quad (85)$$

kde: k – experimentální konstanta, pro expanzi v přehřáté páře k = 0,2
z – počet stupňů

První přiblížení:

$$f_{2.SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,87) \cdot \frac{316}{419} \cdot \frac{7-1}{7} = \underline{0,0168}$$

$$\eta_i^{2.SČ} = 0,95 \cdot (1 + 0,0168) \cdot (1 - 0,078 - 0,0185) = \underline{0,8724}$$

Entalpie páry na výstupu beze ztrát výstupní rychlostí:

$$i_4 = i_3 - H_{iz}^{2.SČ} \cdot \eta_i \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (80)$$

$$i_4 = 3047,5 - 316 \cdot 0,8724 = \underline{2771,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Měrný objem za poslední řadou z i-s:

$$v_4 = f(i_4 = 2771,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, p_4 = 0,22 \text{ MPa}) = 0,876 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Axiální výstupní rychlost:

$$c_{an} = \frac{\dot{m}_{2.S\check{C}} \cdot v_4}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (92)$$

$$c_{an} = \frac{11,79 \cdot 0,876}{\pi \cdot 0,515 \cdot 0,082} = \underline{77,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{[\cot g \alpha_{1n} - (u/c_a)]^2 + 1} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (93)$$

$$c_{2n} = 77,88 \cdot \sqrt{[\cot g(19) - (0,387)]^2 + 1} = \underline{81,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2 \cdot 1000} [\text{kJ/kg}] \quad (94)$$

$$z_c = \frac{81,82^2}{2 \cdot 1000} = \underline{3,34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Ztráta škrcením ve VH:

Energetická ztráta ve VH je závislá na tlakové ztrátě. Pro výpočet se volím poměrná tlaková ztráta, $p_0/p_A = 0,98$. Ze zvolené poměrné tlakové ztráty je možné dopočítat pokles tlaku.

$$\frac{p_4}{p_{4ZVH}} = 0,98 \Rightarrow p_{4ZVH} = \frac{p_4}{0,98} = \frac{0,22}{0,98} = \underline{0,224 \text{ MPa}} [-] \quad (95)$$

Dále pomocí i-s diagramu:

$$Z p_4 \text{ a } i_4 \Rightarrow s_4 = 7,244 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$z p_{4ZVH} \text{ a } s_4 \Rightarrow i_{4ZVH} = 2775,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pokles spádu vlivem škrcení ve VH:

$$\Delta H_k = i_{4ZVH} - i_4 = 2775,2 - 2771,8 = \underline{3,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad (96)$$

Poměrná výstupní ztráta:

$$\xi_k = \frac{\Delta H_k}{H_{iz}} = \frac{\Delta H_k}{i_A - i_{4b}} = \frac{3,4}{3419,4 - 2686} = 0,0046 \quad (97)$$

Skutečný entalpický spád 2. SČ:

$$H_{2.S\check{C}} = H_{iz}^{2.S\check{C}} \cdot \eta_i^{2.S\check{C}} - z_c - \Delta H_k [\text{kJ/kg}] \quad (98)$$

$$H_{2.S\check{C}} = 316 \cdot 0,8724 - 3,34 - 3,4 = \underline{268,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Termodynamická vnitřní účinnost 2. SČ:

$$\eta_{tdi} = \frac{H_{2.S\check{C}}}{H_{iz}^{2.S\check{C}}} [-] \quad (99)$$

$$\eta_{tdi} = \frac{268,9}{316} = 0,851 \Rightarrow \underline{85,1\%}$$

Druhé přiblížení:

$$f_{2,SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,851) \cdot \frac{316}{419} \cdot \frac{7-1}{7} = \underline{0,0193}$$

$$\eta_i^{2,SČ} = 0,95 \cdot (1 + 0,0193) \cdot (1 - 0,078 - 0,0185) = \underline{0,8745}$$

Entalpie páry na výstupu beze ztrát výstupní rychlostí:

$$i_4 = 3047,5 - 316 \cdot 0,8745 = \underline{2771,17 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Měrný objem za poslední řadou z i-s:

$$v_4 = f(i_4 = 2771,17 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, p_4 = 0,22 \text{ MPa}) = 0,875 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Axiální výstupní rychlost:

$$c_{an} = \frac{11,79 \cdot 0,875}{\pi \cdot 0,515 \cdot 0,082} = \underline{77,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = 77,79 \cdot \sqrt{[\cot g(19) - (0,387)]^2 + 1} = \underline{81,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{81,73^2}{2 \cdot 1000} = \underline{3,34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Ztráta škrcením ve VH:

$$\frac{p_4}{p_{4ZVH}} = 0,98 \Rightarrow p_{4ZVH} = \frac{p_4}{0,98} = \frac{0,22}{0,98} = \underline{0,224 \text{ MPa}} \quad [-]$$

Dále pomocí i-s diagramu:

$$Z p_4 \text{ a } i_4 \Rightarrow s_4 = 7,242 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Z p_{4ZVH} \text{ a } s_4 \Rightarrow i_{4ZVH} = 2774,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pokles spádu vlivem škrcení ve VH:

$$\Delta H_k = i_{4ZVH} - i_4 = 2774,4 - 2771,17 = \underline{3,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Poměrná výstupní ztráta:

$$\xi_k = \frac{\Delta H_k}{H_{iz}} = \frac{\Delta H_k}{i_A - i_{4b}^{iz}} = \frac{3,23}{3419,4 - 2686} = 0,0044$$

Skutečný entalpický spád 2. SČ:

$$H_{2,SČ} = 316 \cdot 0,8745 - 3,33 - 3,23 = \underline{269,78 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Termodynamická vnitřní účinnost 2. SČ:

$$\eta_{tdi} = \frac{269,78}{316} = 0,8537 \Rightarrow \underline{85,37\%}$$

Třetí přiblížení:

$$f_{2.SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,8537) \cdot \frac{316}{419} \cdot \frac{7-1}{7} = 0,0189$$

$$\eta_i^{2.SČ} = 0,95 \cdot (1 + 0,0189) \cdot (1 - 0,078 - 0,0185) = \underline{0,874}$$

Entalpie páry na výstupu beze ztrát výstupní rychlostí:

$$i_4 = 3047,5 - 316 \cdot 0,874 = \underline{2771,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Měrný objem za poslední řadou z i-s:

$$v_4 = f(i_4 = 2771,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, p_4 = 0,22 \text{ MPa}) = 0,875 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Axiální výstupní rychlost:

$$c_{an} = \frac{11,79 \cdot 0,875}{\pi \cdot 0,515 \cdot 0,082} = \underline{77,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = 77,79 \cdot \sqrt{[\cot g(19) - (0,379)]^2 + 1} = \underline{81,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{81,74^2}{2 \cdot 1000} = \underline{3,34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Ztráta škrcením ve VH:

$$\frac{p_4}{p_{4ZVH}} = 0,98 \Rightarrow p_{4ZVH} = \frac{p_4}{0,98} = \frac{0,22}{0,98} = \underline{0,224 \text{ MPa}} \quad [-]$$

Dále pomocí i-s diagramu:

$$\text{Z } p_4 \text{ a } i_4 \Rightarrow s_4 = 7,243 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\text{Z } p_{4ZVH} \text{ a } s_4 \Rightarrow i_{4ZVH} = 2774,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pokles spádu vlivem škrcení ve VH:

$$\Delta H_k = i_{4ZVH} - i_4 = 2774,8 - 2771,3 = \underline{3,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Poměrná výstupní ztráta:

$$\xi_k = \frac{\Delta H_k}{H_{iz}} = \frac{\Delta H_k}{i_A - i_{4b}} = \frac{3,5}{3419,4 - 2686} = 0,0047$$

Skutečný entalpický spád 2. SČ:

$$H_{2.SČ} = 316 \cdot 0,874 - 3,09 - 3,5 = \underline{269,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Termodynamická vnitřní účinnost 2. SČ:

$$\eta_{tdi} = \frac{269,6}{316} = 0,8532 \Rightarrow \underline{85,32\%}$$

Čtvrté přiblížení:

$$f_{2,SČ} = 0,2 \cdot (1 - 0,8532) \cdot \frac{316}{419} \cdot \frac{7-1}{7} = 0,019$$

$$\eta_i^{2,SČ} = 0,95 \cdot (1 + 0,019) \cdot (1 - 0,078 - 0,0185) = \underline{0,8746}$$

Entalpie páry na výstupu beze ztrát výstupní rychlostí a ve VH:

$$i_4 = 3047,5 - 316 \cdot 0,8746 = \underline{2771,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Měrný objem za poslední řadou z i-s:

$$v_4 = f(i_4 = 2771,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, p_4 = 0,22 \text{ MPa}) = 0,875 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Axiální výstupní rychlost:

$$c_{an} = \frac{11,79 \cdot 0,875}{\pi \cdot 0,515 \cdot 0,082} = \underline{77,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = 77,79 \cdot \sqrt{[\cot g(19) - (0,379)]^2 + 1} = \underline{81,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{81,73^2}{2 \cdot 1000} = \underline{3,34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Ztráta škrcením ve VH:

$$\frac{p_4}{p_{4ZVH}} = 0,98 \Rightarrow p_{4ZVH} = \frac{p_4}{0,98} = \frac{0,22}{0,98} = \underline{0,224 \text{ MPa}} \quad [-]$$

Dále pomocí i-s diagramu:

$$Z p_4 \text{ a } i_4 \Rightarrow s_4 = 7,242 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Z p_{4ZVH} \text{ a } s_4 \Rightarrow i_{4ZVH} = 2774,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pokles spádu vlivem škrcení ve VH:

$$\Delta H_k = i_{4ZVH} - i_4 = 2774,4 - 2771,2 = \underline{3,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Poměrná výstupní ztráta:

$$\xi_k = \frac{\Delta H_k}{H_{iz}} = \frac{\Delta H_k}{i_A - i_{4b}^{iz}} = \frac{3,2}{3419,4 - 2686} = 0,0044$$

Skutečný entalpický spád 2. SČ:

$$H_{2,SČ} = 316 \cdot 0,874 - 3,09 - 3,2 = \underline{269,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Termodynamická vnitřní účinnost 2. SČ:

$$\eta_{idi} = \frac{269,9}{316} = 0,854 \Rightarrow \underline{85,4\%}$$

Vnitřní termodynamická účinnost třetího a čtvrtého přiblížení se liší o **0,08%**. Je možné hodnoty ze čtvrtého přiblížení prohlásit za výsledné.

Vnitřní výkon 2. SČ:

$$P_i^{2.SČ} = H^{2.SČ} \cdot \dot{m}_{2.SČ} \text{ [kW]} \quad (100)$$

$$P_i^{2.SČ} = 269,9 \cdot 11,79 \approx \underline{\underline{3182,1kW}}$$

2.1.3.1.1 Parametry celé SČ**Termodynamická vnitřní účinnost celé turbíny:**

$$\eta_{tdi} = \frac{H^{RS} + H^{1.SČ} + H^{2.SČ}}{H_{iz}^{RS} + H_{iz}^{1.SČ} + H_{iz}^{2.SČ}} [\%] \quad (101)$$

$$\eta_{tdi} = \frac{86,74 + 285,15 + 269,9}{107,7 + 336,7 + 316} = 84,4\%$$

Vnitřní výkon celého turbosoustrojí:

$$P_i = P_i^{RS} + P_i^{1.SČ} + P_i^{2.SČ} \text{ [kW]} \quad (102)$$

$$P_i = 1252,16 + 3995,37 + 3182,1 = \underline{\underline{8429,63kW}}$$

Spojkový výkon turbosoustrojí:

$$P_{SP} = P_i \cdot \eta_M \text{ [kW]} \quad (103)$$

$$P_{SP} = 8429,63 \cdot 0,985 = \underline{\underline{8303,18kW}}$$

Svorkový výkon turbosoustrojí:

$$P_{SV} = P_{SP} \cdot \eta_G \text{ [kW]} \quad (104)$$

$$P_{SV} = 8303,18 \cdot 0,97 \approx \underline{\underline{8054,1kW}}$$

2.1.3.2 Detailní výpočet SČ

V detailním výpočtu jsou stanoveny parametry pro každý stupeň lopatkování ve vztažné rovině. Jsou to měrný objem, tlak, výška průtočného kanálu, průtočný průřez, obvodová rychlost, absolutní rychlost a rychlost v axiálním směru, výstupní úhel z rozváděcí mříže, Parsonsovo číslo, izoentropický entalpický spád stupně.

Detailní výpočet SČ je opět proveden zvlášť pro 1. a 2. SČ.

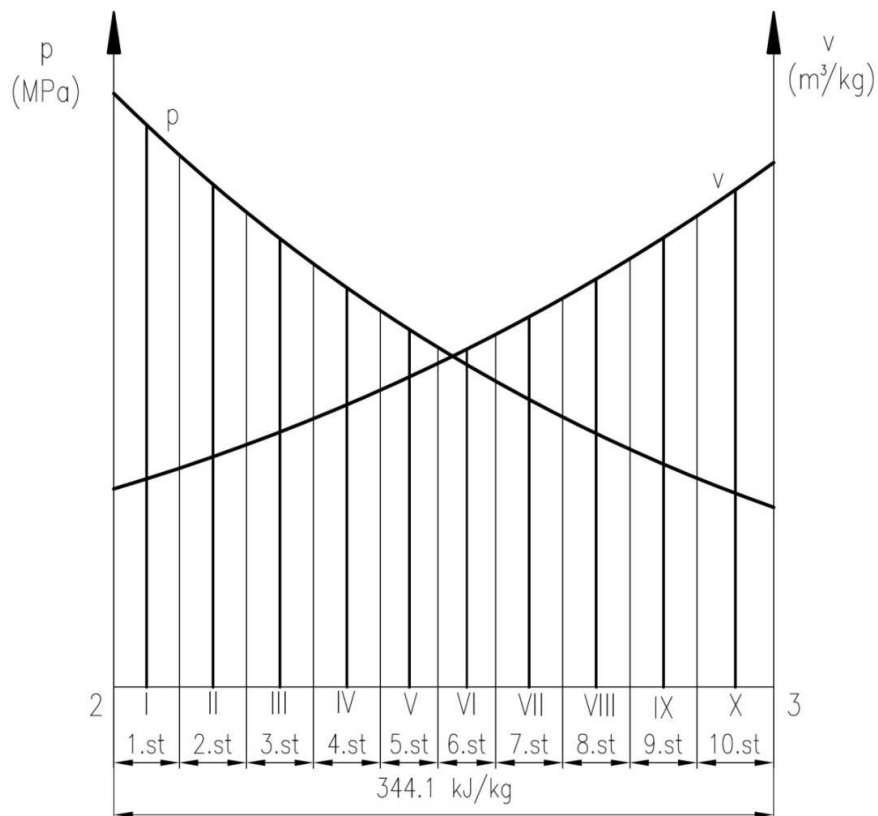
1. SČ:

Z předběžného výpočtu SČ známe vstupní a výstupní parametry SČ, počet stupňů, průměr a délku lopatek prvního a posledního stupně. Z parametrů páry na vstupu a výstupu je možné v i-s diagramu předběžně stanovit expanzní čáru, viz příloha P. 3. Po rozdělení expanzní čáry na počet částí, které odpovídají počtu stupňů (jednotlivé části jsou stejně veliké, protože neznáme jednotlivé entalpické spády pro jednotlivé stupně), je možné odečíst tlak a měrný objem ve vztažných rovinách jednotlivých stupňů, viz příloha P. 3. Vztažná rovina je kolmá k ose rotoru a nachází se v mezeře mezi satorovou a rotorovou lopatkou stupně. Odečtené hodnoty z i-s diagramu, pro 1. SČ, jsou zapsány do tabulky Tab. 4.

	P_i	v_i
vztažná rovina	[MPa]	[m ³ ·kg ⁻¹]
I	2,700	0,115
II	2,500	0,130
III	2,200	0,140
IV	1,950	0,162
V	1,750	0,170
VI	1,550	0,182
VII	1,350	0,200
VIII	1,200	0,225
IX	1,050	0,250
X	0,936	0,273

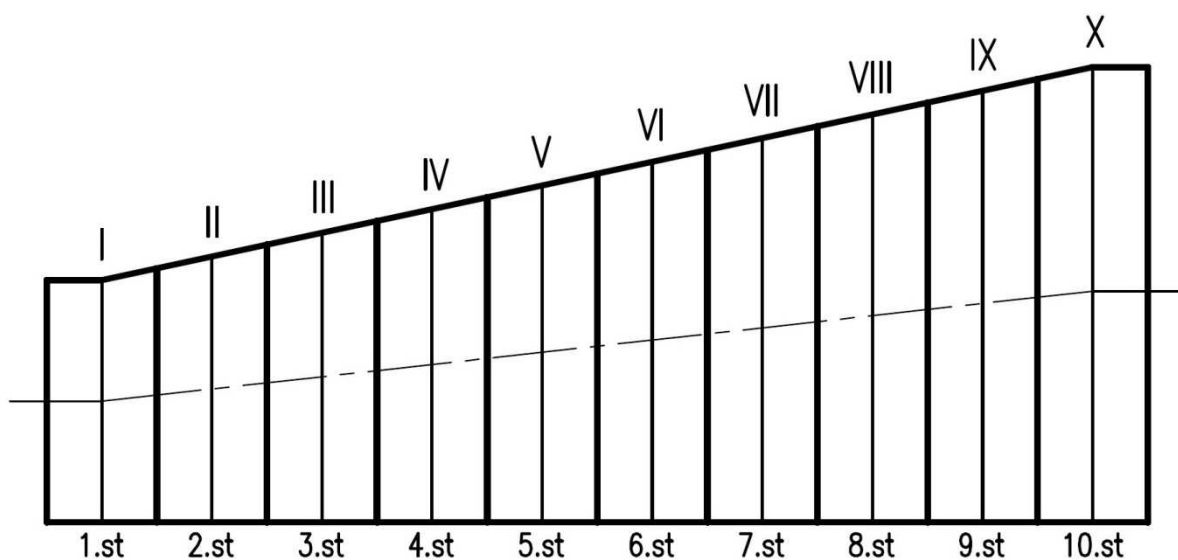
Tab. 4: hodnoty tlaků a měrných objemů
ve vztažných rovinách 1. SČ

Odečtené hodnoty se nanesou do p-v diagramu. Na ose x jsou vyneseny jednotlivé dílčí spády stupňů. Viz Obr. 13.



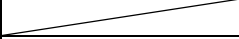
Obr. 13: p-v diagram 1. SČ

Nyní se nakreslí průtočný kanál 1. SČ. Vychází se ze středního průměru lopatkování a délky lopatky prvního a posledního stupně. Na axiální délce jednotlivých stupňů nezáleží. Patní průměr lopatkování je konstantní, vzhledem k jednodušší výrobě rotoru. Průtočný kanál se rozdělí na počet částí podle počtu stupňů, to je pro 1. SČ 10 polí.



Obr. 14: průtočný kanál 1. SČ

Z takto nakresleného průtočného kanálu je možné odečíst výšky kanálu a střední průměr v jednotlivých vztažných rovinách. Viz Tab. 5.

	D_i	l_i
vztažná rovina	[mm]	[mm]
I	420,0	32,98
II	423,2	36,20
III	426,6	39,40
IV	430,0	42,60
V	433,0	45,90
VI	436,6	49,10
VII	440,0	52,30
VIII	443,3	55,50
IX	446,6	58,70
X	450,0	62,00

Tab. 5: hodnoty středních průměrů a výšek kanálu ve vztažných rovinách 1. SČ

Nyní se pro každý stupeň odhadne izoentropický spád h_{iiz} a zanes se do i-s diagramu, pro každý $h_{iiz}/2$ se odečte z p-v diagramu měrný objem v_i a zvolí se výstupní úhel ze statorových lopatek – α_i , dále se vypočítá pro každou vztažnou rovinu axiální průtočná plocha – S_a , obvodová rychlost na středním průměru – u , axiální rychlost – c_a , rychlostní poměr – c_a/u , Parsonsovo číslo – Pa , z definice Pa (64) se vypočítá $(h_{iiz})_{vyp}$. Spády h_{iiz} a $(h_{iiz})_{vyp}$ se musí lišit maximálně o $5 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$. Jestliže je rozdíl větší je nutné znovu odhadnout h_{iiz} a výpočet opakovat. Ve výpočtu se postupuje od posledního stupně k prvnímu podle vzorců (105), (106), (107), (108). Hodnoty byly vypočteny v programu Excel, výsledky výpočtu v Tab. 6.

$$S_a = \pi \cdot D_z \cdot l_z [\text{m}^2] \quad (105)$$

$$u = \pi \cdot D_z \cdot n [\text{kW}] \quad (106)$$

$$c_a = \frac{M \cdot v_z}{S_a} [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (107)$$

$$(h_{iiz})_{vyp} = \frac{u^2}{Pa} [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (108)$$

	S_a	u	$(h_{iz})_{odh}$	v	c_a	c_a/u	α_1	Pa	$(h_{iz})_{vyp}$
vz. rovina	$[m^2]$	$[m \cdot s^{-1}]$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	$[m \cdot s^{-1}]$	$[m \cdot s^{-1}]$	$[-]$	$[st]$	$[-]$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
X	0,0876	176,6	40	0,258	41,26	0,234	12,8	0,84	37,16
IX	0,0822	174,9	35	0,233	39,66	0,226	13,0	0,92	33,27
VIII	0,0771	173,7	35	0,215	38,99	0,224	12,5	0,87	34,87
VII	0,0722	172,5	35	0,193	37,41	0,216	12,0	0,85	34,87
VI	0,0672	171,1	30	0,176	36,63	0,214	12,0	0,88	33,47
V	0,0624	169,9	30	0,162	36,36	0,219	12,0	0,88	32,97
IV	0,0575	168,6	35	0,147	35,77	0,212	11,5	0,82	34,75
III	0,0528	167,4	35	0,132	35,01	0,209	11,5	0,84	33,34
II	0,0481	166,1	35	0,120	34,95	0,211	11,0	0,76	36,21
I	0,0435	164,8	34	0,108	34,79	0,211	11,5	0,83	32,90

Tab. 6: vypočtené hodnoty pro 1. SČ

Nakonec je nutné výpočet zkontrolovat zda se výrazně neliší součet vypočtených izoentropických spádů a spád celé turbíny navýšený re-heat faktorem. Rozdíl musí být maximálně 1 %.

$$(H_{iz})_{vyp} = \sum (h_{iz})_{vyp} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (109)$$

$$(H_{iz})_{vyp} = 343,81 kJ \cdot kg^{-1}$$

$$\sum h_{iz} = (1 + f_{1,sč}) \cdot H_{iz} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (110)$$

$$\sum h_{iz} = (1 + 0,0221) \cdot 336,7 = 344,1 kJ \cdot kg^{-1}$$

$$\Delta h_{iz} = -(H_{iz})_{vyp} + \sum h_{iz} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (111)$$

$$\Delta h_{iz} = -343,81 + 344,1 = 0,29 kJ \cdot kg^{-1}$$

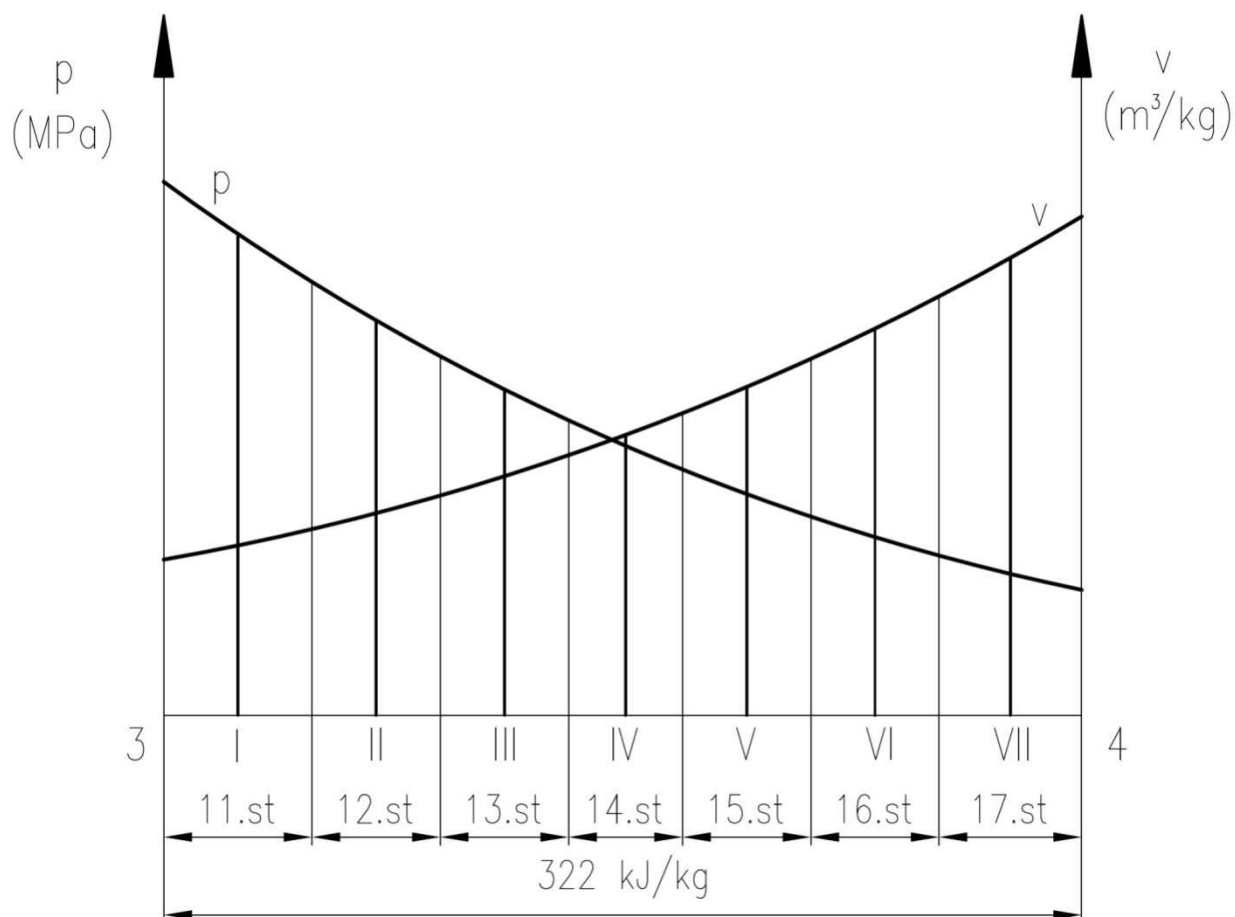
Rozdíl entalpických spádů je **0,08 %** což je dostačující přesnost.

2. SČ:

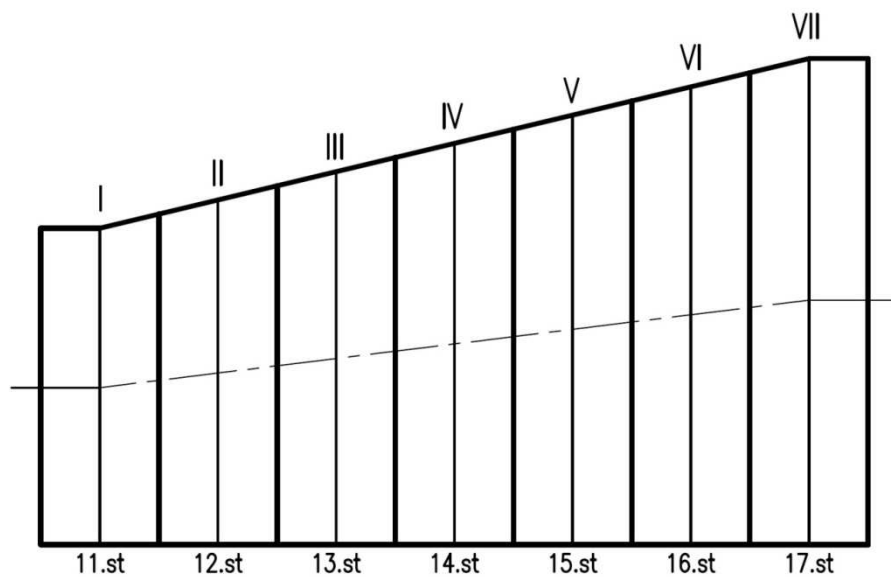
Detailní výpočet 2. SČ je proveden totožným postupem jako pro 1. SČ. Odečtené hodnoty, pro 2. SČ, jsou zapsány do tabulky Tab. 7. Expanzní čára 2. SČ v i-s diagramu je rozdělena na 7 dílů, viz příloha P. 3.

	p_i	v_i
vztažná rovina	[MPa]	[m ³ ·kg ⁻¹]
I	0,760	0,320
II	0,620	0,380
III	0,520	0,450
IV	0,430	0,530
V	0,310	0,620
VI	0,270	0,750
VII	0,220	0,880

Tab. 7: hodnoty tlaků a měrných objemů
ve vztažných rovinách 2. SČ



Obr. 15: p-v diagram 2. SČ



Obr. 16: průtočný kanál 2. SČ

	D_i	l_i
vztažná rovina	[mm]	[mm]
I	485,50	53,40
II	490,54	58,16
III	495,38	62,98
IV	500,22	67,70
V	505,07	72,47
VI	509,91	77,23
VII	515,00	82,00

Tab. 8: hodnoty středních průměrů a výšek kanálu ve vztažných rovinách 2. SČ

$$S_a = \pi \cdot D_z \cdot l_z [\text{m}^2] \quad (105)$$

$$u = \pi \cdot D_z \cdot n [\text{kW}] \quad (106)$$

$$c_a = \frac{M \cdot v_z}{S_a} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (107)$$

$$(h_{izz})_{\text{vyp}} = \frac{u^2}{Pa} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (108)$$

	S_a	u	$(h_{iz})_{odh}$	v	c_a	c_a/u	α_1	Pa	$(h_{iz})_{vyp}$
vz. rovina	$[m^2]$	$[m \cdot s^{-1}]$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	$[m \cdot s^{-1}]$	$[m \cdot s^{-1}]$	$[-]$	$[st]$	$[-]$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
VII	0,132	202,13	50	0,80	71,13	0,352	19	0,84	48,43
VI	0,124	200,13	45	0,67	64,64	0,323	18,5	0,94	42,30
V	0,115	198,24	45	0,575	58,98	0,297	16,3	0,85	46,02
IV	0,106	196,33	40	0,490	54,32	0,276	16,0	0,95	40,55
III	0,098	194,44	45	0,419	50,46	0,259	14,0	0,82	46,18
II	0,089	192,53	45	0,354	46,65	0,243	13,4	0,86	43,25
I	0,082	190,55	52	0,297	42,93	0,225	10,8	0,65	55,81

Tab. 9: vypočtené hodnoty pro 2. SČ

Kontrola, zda se výrazně neliší součet vypočtených izoentropických spádů a spád celé turbíny navýšený re-heat faktorem, rozdíl musí být maximálně 1 %:

$$(H_{iz})_{vyp} = \sum (h_{iz})_{vyp} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (109)$$

$$(H_{iz})_{vyp} = \underline{322,56 kJ \cdot kg^{-1}}$$

$$\sum h_{iz} = (1 + f_{1.sč}) \cdot H_{iz} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (110)$$

$$\sum h_{iz} = (1 + 0,019) \cdot 316 = \underline{322 kJ \cdot kg^{-1}}$$

$$\Delta h_{iz} = \sum h_{iz} - (H_{iz})_{vyp} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (111)$$

$$\Delta h_{iz} = 322 - 322,56 = 0,56 kJ \cdot kg^{-1}$$

Rozdíl entalpických spádů je přibližně **0,17 %** což je dostačující přesnost.

Zde je termodynamický výpočet průtočného kanálu ukončen. Dále by bylo možné vypočítat pro každý řadový stupeň okrajové ztráty, obvodovou účinnost, rychlosti v lopatkování a nakreslit rychlostní trojúhelníky.

2.2 Výsledek termodynamického výpočtu průtočného kanálu

Termodynamický výpočet průtočného kanálu se skládá z velkého množství dílčích výpočtů s dílčími výsledky a z volby mnoha parametrů. Pro konstrukční návrh a charakteristiku stroje jsou však důležité jen některé. Nejpodstatnější parametry stroje vyplývající z výpočtu jsou shrnuty v tabulce Tab. 10.

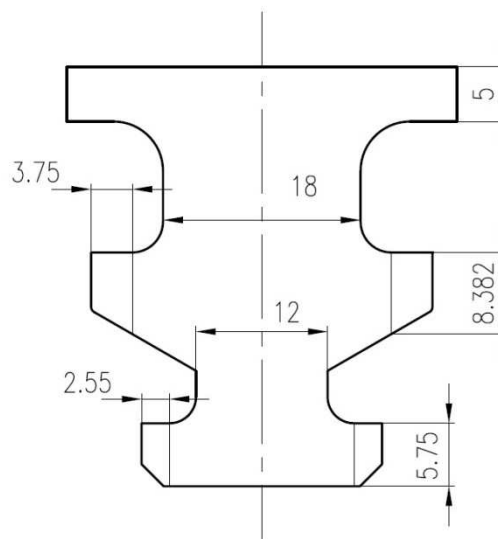
NÁZEV	HODNOTA	ZNAČKA	JEDNOTKA
tlak páry na RZV	4,3	p_A	MPa
teplota páry na RZV	490	t_A	st. C
entalpie páry na RZV	3419,4	i_A	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
množství páry vstupující do turbíny	52	$\dot{m}_{in}$	$\text{T}\cdot\text{h}^{-1}$
tlak páry v odběru	0,936	p_3	Mpa
teplota páry v odběru	293,6	t_3	st. C
entalpie páry v odběru	3047,5	i_3	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
množství páry vystupující odběrem	8,0	$\dot{m}_{odb}$	$\text{T}\cdot\text{h}^{-1}$
entalpický spád celé turbíny	641,8	H	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
svorkový výkon turbosoustrojí	8054,10	P_{sv}	kW
spojkový výkon turbíny	8303,18	P_{sp}	kW
vnitřní výkon turbíny	8429,63	P_i	kW
termodynamická vnitřní účinnost turbíny	84,4	η_{tdi}	%
mechanická účinnost turbíny	98,5	η_{MT}	%
účinnost generátoru	97,0	η_G	%
Regulační stupeň	A-kolo	-	-
celkový počet stupňů	17	Z_c	-
počet stupňů 1. SČ	10	$Z_{1. SČ}$	-
počet stupňů 2. SČ	7	$Z_{2. SČ}$	-

Tab. 10: hlavní vypočtené hodnoty

2.3 Výpočet sil a napětí v rotorové lopatce RS

V následující kapitole jsou vypočteny síly působící na rotorovou lopatku RS a je proveden zjednodušený výpočet napětí v závěsu rotorové lopatky RS. V současné době se přesné výpočty napětí v lopatce a závěsu lopatky provádí pomocí metody MKP.

Jako závěs rotorové lopatky RS jsem zvolil unifikovaný závěs typového označení T2K18V002, viz Obr. 17. Závěs jsem zvolil vzhledem k průměru RS a otáčkám rotoru turbíny dle standardů společnosti EKOL. Lopatka je vyrobená z materiálu 17 134 s pevností v tahu $R_m = 750 - 900 \text{ MPa}$, minimální mez kluzu $R_e = 600 \text{ MPa}$.



Obr. 17: závěs typu T2K18V002

2.3.1 Výpočet sil od proudící páry v RS

Na list rotorové lopatky působí od proudící páry dvě síly. Je to síla obvodová a axiální. Axiální síla se skládá ze síly od proudícího média a síly vznikající rozdílem tlaků před a za řadou. U čistě akčních stupňů ($\rho = 0$) je složka axiální síly od rozdílu tlaků rovna nule.

Obvodová síla:

$$F_u = \dot{m}_{in} \cdot (c_{1u} - c_{2u}) [\text{N}] \quad (112)$$

$$F_u = 14,44 \cdot (407,85 - 12,71)$$

$$F_u = 5705,8 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_A = \dot{m}_{in} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2) \cdot S [\text{N}] \quad (113)$$

$$F_A = \dot{m}_{in} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_{RS} \cdot l_1$$

$$F_A = 14,44 \cdot (82,93 - 69,4) + (3203000 - 3090000) \cdot \pi \cdot 0,55 \cdot 0,032$$

$$F_A = 6443,4 \text{ N}$$

Výsledná síla od proudícího media:

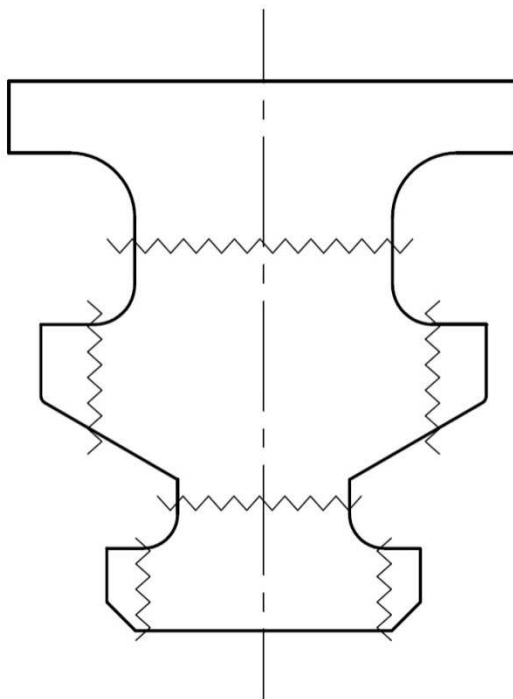
$$F_V = \sqrt{F_u^2 + F_A^2} \text{ [N]} \quad (114)$$

$$F_V = \sqrt{5705,8^2 + 6443,4^2}$$

$$F_V = \underline{\underline{8606,6 \text{ N}}}$$

2.3.2 Výpočet sil a napětí v závěsu od odstředivých sil

Výsledná odstředivá síla působící na závěs lopatky se skládá z odstředivé síly od závěsu, listu a bandáže. Poloměry na kterých působí jednotlivé síly, byly zjištěny grafickým způsobem. Plocha průřezu závěsu je **829,3 mm²**, plocha průřezu bandáže **136,5 mm²**, plocha průřezu listu lopatky **264 mm²**. Všechny průřezy byly odměřeny v programu AutoCAD LT.



Obr. 18: závěs lopatky s naznačenými rovinami napětí

Síla od závěsu:

$$F_z = \frac{m_z \cdot u_z^2}{0,5 \cdot D_z} = \frac{S_z \cdot t_z \cdot \rho \cdot \pi^2 \cdot D_z^2 \cdot n^2}{0,5 \cdot D_z} \text{ [N]} \quad (115)$$

$$F_z = \frac{829,3 \cdot 1000^{-2} \cdot 0,01948 \cdot 7850 \cdot \pi^2 \cdot 0,4776^2 \cdot 125^2}{0,5 \cdot 477,6} = \underline{\underline{18661 \text{ N}}}$$

kde t_z je přibližná šířka závěsu:

$$t_z = \frac{\pi \cdot D_z}{Z} \text{ [N]} \quad (116)$$

$$t_z = \frac{\pi \cdot 477,6}{77} = 19,48 \text{ mm}$$

Síla od listu:

$$F_L = \frac{m_L \cdot u_L^2}{0,5 \cdot D_{RS}} = \frac{S_L \cdot l_1 \cdot \rho \cdot \pi^2 \cdot D_{RS}^2 \cdot n^2}{0,5 \cdot D_{RS}} = 2 \cdot S_L \cdot l_1 \cdot \rho \cdot \pi^2 \cdot D_{RS} \cdot n^2 [\text{N}] \quad (117)$$

$$F_L = 2 \cdot 264 \cdot 1000^{-2} \cdot 0,032 \cdot 7850 \cdot \pi^2 \cdot 0,55 \cdot 125^2 = \underline{11238,2N}$$

Síla od integrované bandáže:

$$F_B = \frac{m_B \cdot u_B^2}{0,5 \cdot D_B} = \frac{S_B \cdot t_B \cdot \rho \cdot \pi^2 \cdot D_B^2 \cdot n^2}{0,5 \cdot D_B} = 2 \cdot S_B \cdot t_B \cdot \rho \cdot \pi^2 \cdot D_B \cdot n^2 [\text{N}] \quad (118)$$

$$F_B = 2 \cdot 136,5 \cdot 1000^{-2} \cdot 0,02395 \cdot 7850 \cdot \pi^2 \cdot 0,5873 \cdot 125^2 = \underline{4572,7N}$$

kde t_b je přibližná šířka bandáže:

$$t_B = \frac{\pi \cdot D_B}{Z} [\text{N}] \quad (119)$$

$$t_B = \frac{\pi \cdot 587,3}{77} = 23,95 \text{ mm}$$

Výsledná odstředivá síla od celé lopatky:

$$F_v = F_z + F_L + F_B [\text{N}] \quad (120)$$

$$F_v = 18661 + 11238,2 + 4572,7 = \underline{34472N}$$

Zatížení závěsu od odstředivých sil:

Jelikož jsem zvolil jako závěs RS 2T nožku, je nutné výslednou odstředivou sílu rozdělit na dvě, na sílu působící na horní část závěsu a spodní část závěsu. Výsledná síla je rozdělena v poměru, který je shodný s poměrem plochy horní a spodní části závěsu.

Poměr ploch:

$$x = \frac{t_z \cdot 2,55}{t_z \cdot 3,75} [-] \quad (121)$$

$$x = 0,68$$

$$0,68 = \frac{F_s}{F_H} [-] \quad (122)$$

$$F_v = F_H + F_s [\text{N}] \quad (123)$$

$$F_H = F_v - F_s$$

Po dosazení rovnice (123) do (122)

$$0,68 = \frac{F_s}{F_v - F_s} [-]$$

$$0,68 \cdot (F_v - F_s) = F_s \Rightarrow F_s = \frac{0,68 \cdot F_v}{1,68} = \frac{0,68 \cdot 34472}{1,68} = \underline{13953N}$$

$$F_H = F_v - F_s [\text{N}]$$

$$F_H = 34472 - 13953 = \underline{20519N}$$

Dále jsou vypočtena napětí ve spodní i horní části závěsu. Ve zjednodušeném výpočtu závěsu uvažují pouze napětí od odstředivých sil. Závěs je namáhaný tahem, střihem a otlačením.

Střihové namáhání horní části:

$$\tau_H = \frac{F_H}{S_H} [\text{MPa}] \quad (124)$$

$$\tau_H = \frac{20519}{2 \cdot 8,382 \cdot 19,48} = \underline{\underline{62,8 \text{ MPa}}}$$

Střihové namáhání spodní části:

$$\tau_S = \frac{F_S}{S_S} [\text{MPa}] \quad (125)$$

$$\tau_S = \frac{13953}{2 \cdot 5,75 \cdot 19,48} = \underline{\underline{62,3 \text{ MPa}}}$$

Tahové namáhání horní části:

$$\sigma_H = \frac{F_H}{S_H} [\text{MPa}] \quad (126)$$

$$\sigma_H = \frac{20519}{18 \cdot 19,48} = \underline{\underline{58,52 \text{ MPa}}}$$

Tahové namáhání spodní části:

$$\sigma_S = \frac{F_S}{S_S} [\text{MPa}] \quad (127)$$

$$\sigma_S = \frac{13953}{12 \cdot 19,48} = \underline{\underline{59,7 \text{ MPa}}}$$

Otlačení horní části:

$$p_H = \frac{F_H}{S_H} [\text{MPa}] \quad (128)$$

$$p_H = \frac{20519}{2 \cdot 3,75 \cdot 19,48} = \underline{\underline{140,5 \text{ MPa}}}$$

Otlačení spodní části:

$$p_S = \frac{F_S}{S_S} [\text{MPa}] \quad (129)$$

$$p_S = \frac{13953}{2 \cdot 2,55 \cdot 19,48} = \underline{\underline{140,5 \text{ MPa}}}$$

Z výsledků vyplývá, že největší namáhání vzniká při otlačení.

Bezpečnost proti střihu:

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\tau_H} [-] \quad (130)$$

$$k = \frac{0,6 \cdot \text{Re}}{\tau_H} = \frac{0,6 \cdot 600}{62,8} = \underline{\underline{5,7}}$$

Bezpečnost proti tahu:

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_S} [-] \quad (131)$$

$$k = \frac{\text{Re}}{\sigma_S} = \frac{600}{59,7} \approx \underline{\underline{10}}$$

Bezpečnost proti otlačení:

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{p_H} [-] \quad (132)$$

$$k = \frac{\text{Re}}{p_H} = \frac{600}{140,5} = \underline{\underline{4,27}}$$

Všechny bezpečnosti vyhovují. Bezpečnosti jsou vypočteny se zanedbáním dynamického namáhání lopatky, proto jsou vypočtené hodnoty bezpečností poměrně vysoké. Pro stanovení skutečné bezpečnosti s uvažováním všech zatěžujících faktorů (převážně zatížení parciálním ostřikem) by bylo nutné použít metod MKP.

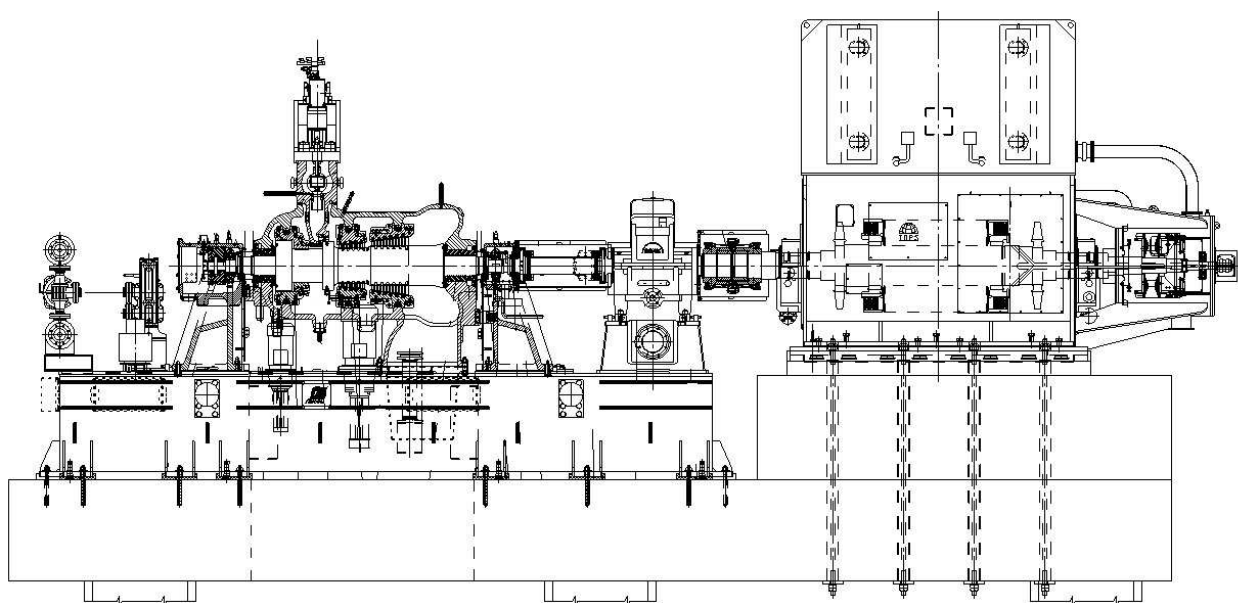
3 Popis turbosoustrojí

V následující kapitole je popsáno koncepční uspořádání turbosoustrojí a hlavní části parní turbíny z funkčního, konstrukčního a technologického hlediska.

3.1 Koncepční uspořádání turbosoustrojí

Turbosoustrojí tvoří protitlaká turbína s převodovou skříní a elektrickým generátorem. Turbína a převodová skříň je vzhledem k relativně malému výkonu ukotvena na jednom ocelovém rámu. Generátor je ukotvený na samostatném betonovém základu.

Turbína je jednotělesová, vysokootáčková s horizontální dělicí rovinou. Pára vstupuje do turbíny přes rychlo-závěrný ventil. Turbína je regulovaná pomocí čtyř regulačních ventilů řízených servopohony. Rotor je bubnového typu s jedním akčním regulačním stupněm a sedmnácti stupni reakčními. Reakční stupně jsou rozděleny na dvě části z důvodu neregulovaného odběru páry, neregulovaný odběr páry je umístěn za desátým reakčním stupněm lopatkování. Rotor je uložen ve dvou radiálních kluzných ložiskách. Ložiska jsou uložena v ložiskovém tělese, která jsou uložena na ložiskových stojanech. Radiální ložiska jsou segmentová. Pevný bod rotor-stator je umístěn v předním ložiskovém stojanu a je realizovaný pomocí axiálního ložiska. Pevný bod (turbínová skříň-rám) je umístěn na zadním ložiskovém stojanu. Turbína je vybavena parními ucpávkami, pára zachycená v parní ucpávce je kondenzována v kondenzátoru ucpávkové páry (KUP) a je vracena zpět do parního cyklu. Turbína s převodovou skříní a převodová skříň s generátorem jsou spojeny pomocí pružných spojek. Obě spojky jsou z důvodu bezpečnosti zakrytovány.

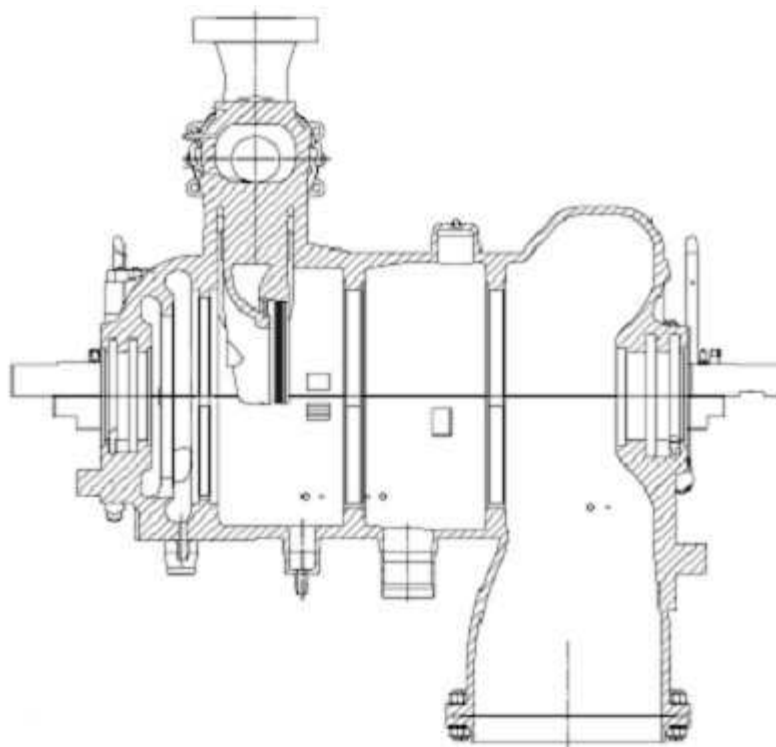


Obr. 19: podélný řez turbosoustrojím [2]

3.2 Popis hlavních částí parní turbíny

3.2.1 Turbínová skříň

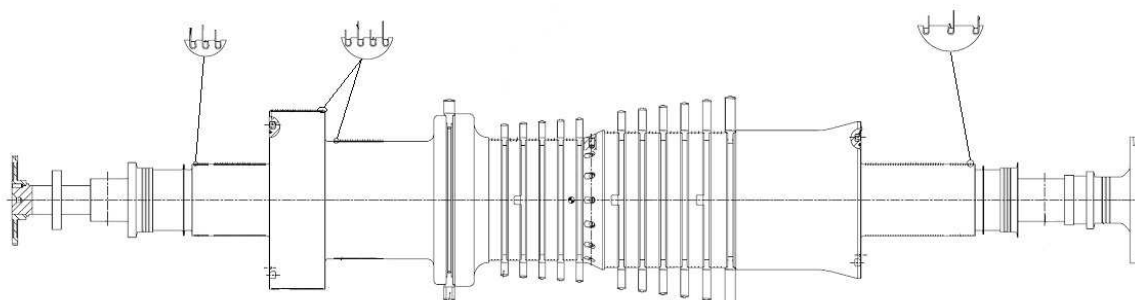
Turbínová skříň je zhotovena odléváním a následným obrobením. Turbínová skříň je horizontálně dělená. Dělicí rovina je broušená a je stažena stahovacími šrouby. Dosedací plochy na sebe dosedají bez těsnění (kov na kov). V horní polovině skříně je nálietek pro navaření vstupního hrdla. Výstupní hrdlo je součástí turbínové skříně. Ve spodní polovině turbínové skříně jsou nálitky pro pozdější přivaření potrubí neregulovaného odběru. Výstupní potrubí protitlaku je přišroubováno k přírubě výstupního hrdla. Turbínová skříň dále obsahuje nálitky pro termočlánky a dvě navařené trubky pro boroskop, kterým je možno bez otevření turbínové skříně pozorovat stav lopatkování regulačního stupně a poslední řady lopatkování.



Obr. 20: řez turbínovou skříní [2]

3.2.2 Rotor

Rotor turbíny je bubnového typu. Je zhotoven kováním a následným obráběním. Rotor má pod každou částí lopatkování konstantní průměr, což výrazně zjednodušuje výrobu. Drážky pro závěsy lopatek jsou zhotoveny soustružením. Rotor je vybaven třemi vnějšími parními ucpávkami, dvě jsou na vstupu a výstupu rotoru ze skříně, jedna se nachází na obvodu vyrovnávacího pístu. V přední, střední a zadní části jsou v rotoru otvory pro závěrečné vyvážení. V přední části je nakovaný disk pro axiální ložisko, v zadní části je nákovek pro rychloběžnou spojku.



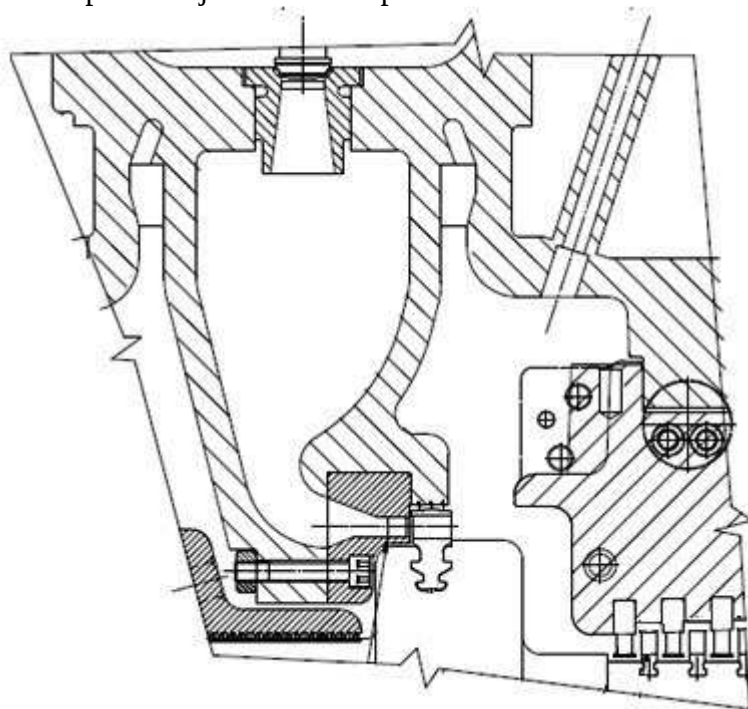
Obr. 21: zalopatkovaný rotor turbíny [2]

3.2.3 Lopatkování

V lopatkování se přeměňuje energie páry na technickou práci.

Lopatkování lze rozdělit na dvě části. První část je regulační stupeň. Regulační stupeň se skládá z jednoho stupně s akčním lopatkováním. Regulační stupeň má za úkol rychle snížit energii páry před vstupem do reakčního lopatkování. Použití regulačního stupně značně zkracuje délku rotoru a počet řadových stupňů. Druhá část lopatkování je složena z řadových stupňů s reakčním lopatkováním. Stupňová část je rozdělena na dvě menší skupiny z důvodu neregulovaného odběru.

Statorové i rotorové lopatky jsou vyrobeny obráběním a závěrečným broušením. Materiál lopatek představuje chromem legovaná ocel. Chromem legovaná ocel výrazně zvyšuje odolnost vůči korozi a prodlužuje životnost lopatek.



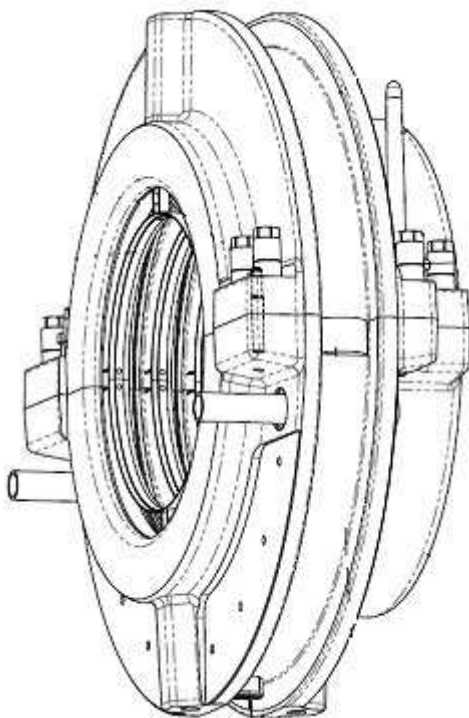
Obr. 22: lopatkování RS a SČ [2]

3.2.4 Nosiče statorových lopatek

Z důvodu unifikace turbínové skříňe a snadnější výroby jsou statorové lopatky uloženy v nosičích lopatek, které jsou připevněny k horní a spodní polovině turbínové skříňe.

Nosič statorových lopatek se skládá ze dvou polovin, které jsou spolu sešroubovány pomocí šesti šroubů na každé straně. Souosost obou polovin zajišťují dva kuželové kolíky. Ustavení celého nosiče vůči turbínové skříni zajišťují dva kameny na obou stranách nosiče a pero ve spodní části.

Ve spodní části nosiče jsou zamontovány dva vodící sloupy, které usnadňují montáž a zamezují poškození lopatek. Před uzavřením turbínové skříně je nutné vodící sloupy demontovat.

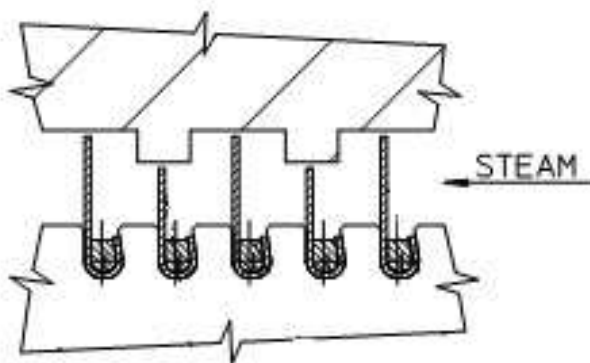


Obr. 23: nosič statorových lopatek [2]

3.2.5 Labyrintové ucpávky

Labyrintové ucpávky slouží k zamezení úniku páry z turbínové skříně okolo rotoru. Pára zachycená v labyrintových ucpávkách je odváděna do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP) a je vracena zpět do parního cyklu.

Parní ucpávka je zhotovena jako bezdotyková, což znamená, že nedochází k dotyku mezi rotorem a turbínovou skříní. Ucpávka se skládá ze dvou polovin. V tělese ucpávky jsou vysoustruženy hradby, do drážek v rotoru jsou zatěmčovány plíškové břity.



Obr. 24: parní labyrintová ucpávka [2]

3.2.6 Přední ložiskový stojan - PLS

Přední ložiskový stojan je na pevně přišroubovaný k turbínovému rámu. PLS je ustaven vůči turbínové skříni pomocí vodícího pera. Na PLS je ustaveno přední ložiskové těleso a turbínová skříň. PLS je vyroben odléváním a následným obrobením.

Na PLS je kluzně uloženo přední ložiskové těleso, které je během provozu turbíny axiálně posouváno tepelně dilatující skříní a rotorem. Přední ložiskové těleso obsahuje radiální a axiální ložisko (pevný bod rotor-stator). Ložiskové těleso je dvoudílné a je vyrobeno odléváním a následným obráběním. Obě poloviny ložiskového tělesa jsou sešroubovány a pro zajištění polohy zakolíkované kuželovými kolíky. V ložiskovém tělese je systém kanálů zajišťující přívod oleje do radiálního i axiálního ložiska.

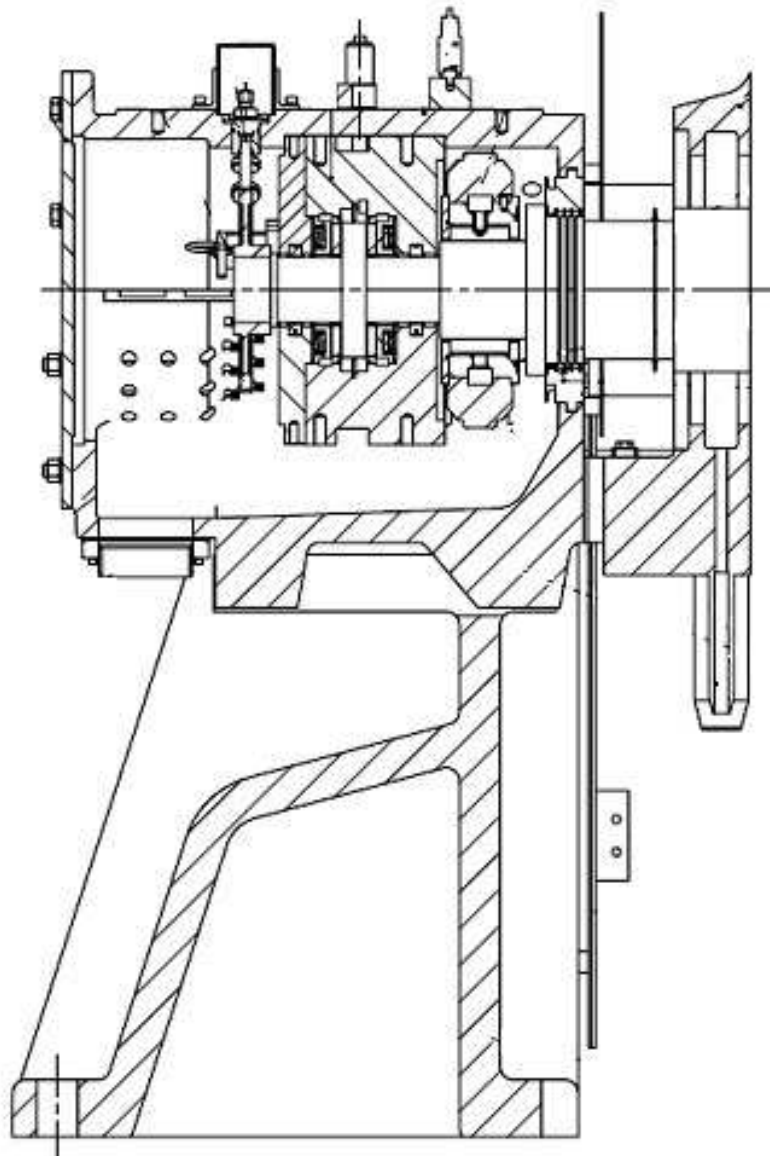
Radiální ložisko je uloženo v nosiči ložiska. Nosič ložiska je dvoudílný. Spodní díl je přivařený k spodní polovině ložiskového tělesa, horní díl je pomocí čtyř šroubů přišroubovaný ke spodní části nosiče ložiska, poloha je zajištěna zakolíkovaním pomocí dvou kuželových kolíků.

Axiální ložisko je obdobně uloženo jako radiální, je nalisováno v tělese a zajištěno kolíkem proti pootočení.

Na straně turbíny je ložiskové těleso vybaveno olejovou ucpávkou. Olejová ucpávka zabráňuje úniku oleje ven z ložiskového tělesa nebo opačně vniknutí vodní páry. Olejová ucpávka je horizontálně dělená a je koncipovaná jako břitová se třemi měděnými bezdotykovými břity a jedním dotykovým teflonovým břitem. Olejová ucpávka je uložena v ložiskovém tělese a je zajištěna proti otočení dvěma šrouby.

Na straně turbíny je k ložiskovému stojanu připevněn stínící plech pro snížení tepelného ovlivnění ložiska turbínou.

Na PLS je umístěno snímání relativního posuvu, vibrací a teploty segmentů radiálního a axiálního ložiska.



Obr. 25: podélný řez PLS [2]

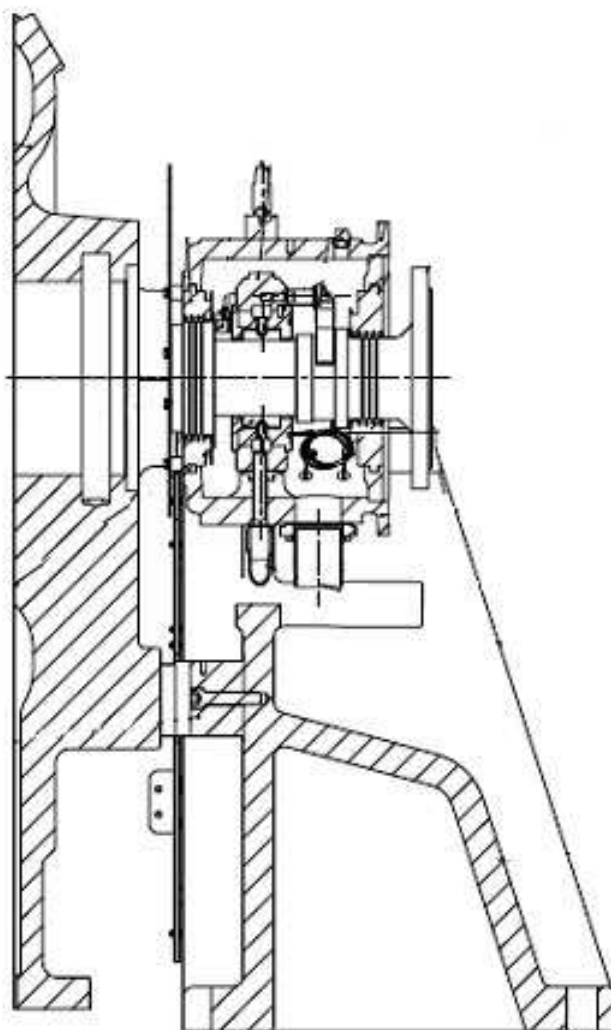
3.2.7 Zadní ložiskový stojan - ZLS

Samotný ZLS se neliší od PLS. Rozdíl je v ložiskovém tělese. Zadní ložiskové těleso neobsahuje axiální ložisko a je pevně přišroubováno k ZLS, čím vzniká pevný bod turbínarám. Uchycení a ustavení radiálního ložiska v ložiskovém tělese je provedeno totožným způsobem jako v PLS.

ZLS obsahuje dvě olejové ucpávky stejné koncepce jako v případě PLS.

Na straně turbíny je k ložiskovému stojanu připevněn stínící plech pro snížení tepelného ovlivnění ložiska turbínou.

ZLS obsahuje snímání relativního posuvu, vibrací a teploty segmentů radiálního ložiska.

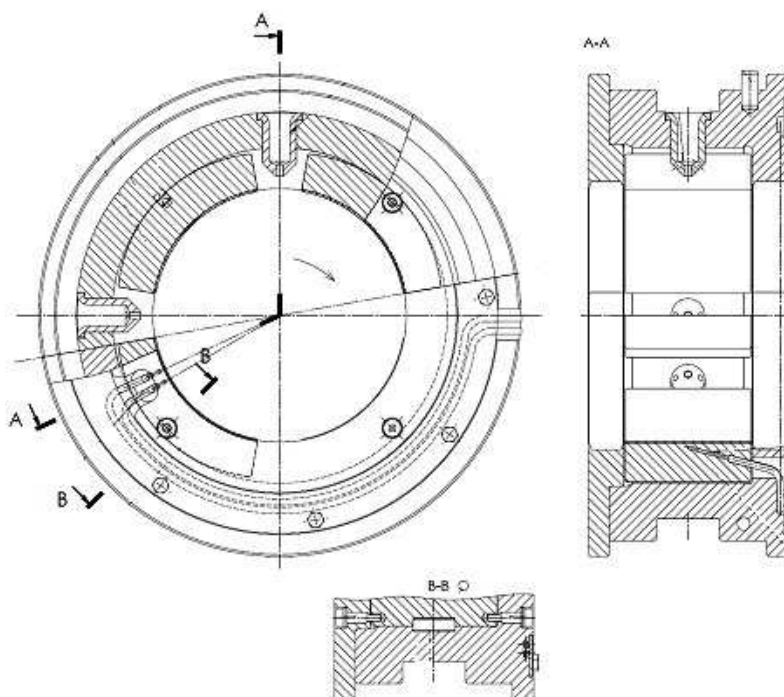


Obr. 26: podélný řez ZLS [2]

3.2.8 Radiální ložisko

Radiální čtyřsegmentové ložisko pro průměr čepu 120mm je složeno s nosiče segmentů, příložky s břity a čtyř olejových trysek. Nosič segmentů je dvoudílný s natočenou dělicí rovinou. Vyrobený soustružením, obě poloviny nosiče segmentů jsou společně sešroubovány pomocí dvou šroubů M12 a jsou zajištěny vůči sobě dvěma kuželových kolíků. Příložka s břity je vyrobena soustružením a je přišroubována k nosičům segmentů pomocí osmi šroubů M8. Olejové trysky jsou zalisovány do nosiče segmentů. Segmenty ložiska jsou naklápěcí, jejich poloha je radiálně i axiálně fixovaná pomocí pera. Segmenty jsou vyráběny obráběním a opatřeny tenkou vrstvou kluzné kompozice. Každý segment je pro montáž zajištěn pomocí dvou čepů. Celé radiální ložisko je v nosiči ložiska zajištěno proti otočení kolíkem o průměru 12 mm.

Jeden ze čtyř segmentů je vybaven dvojicí termočlánků pro snímání provozní teploty ložiskové kompozice.

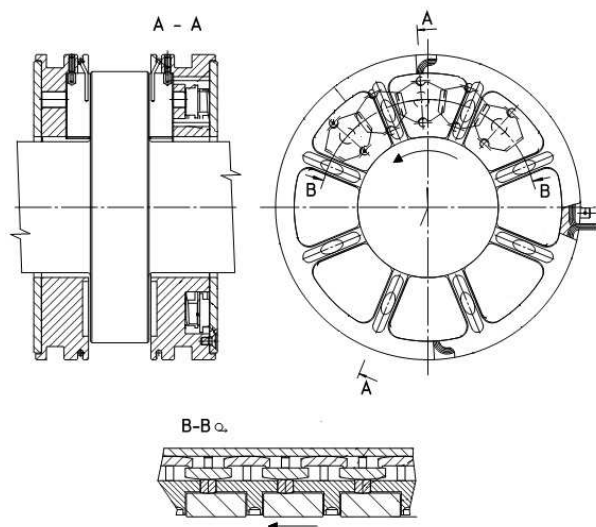


Obr. 27: radiální ložisko [2]

3.2.9 Axiální ložisko

Axiální ložisko je koncipováno jako segmentové. Slouží k zachycení zbytkové axiální síly a její dynamické složky vznikající při provozu. Axiální ložisko je navrženo jako obousměrné. Segmenty axiálního ložiska jsou uloženy v nosiči segmentů. Mazání zajišťuje soustava kanálů v nosiči segmentů. Pro usnadnění montáže jsou segmenty fixovány pomocí ustavovacích šroubů. Radiální natočení nosiče segmentů v ložiskovém tělese je zajištěno pomocí válcového kolíku. Segmenty axiálního ložiska se opírají o sadu vahadel, které zajišťují správné dosedání segmentů na rotor.

Axiální ložisko je vybaveno termočládky pro snímání teploty ložiskové kompozice.



Obr. 28: obousměrné axiální ložisko [2]

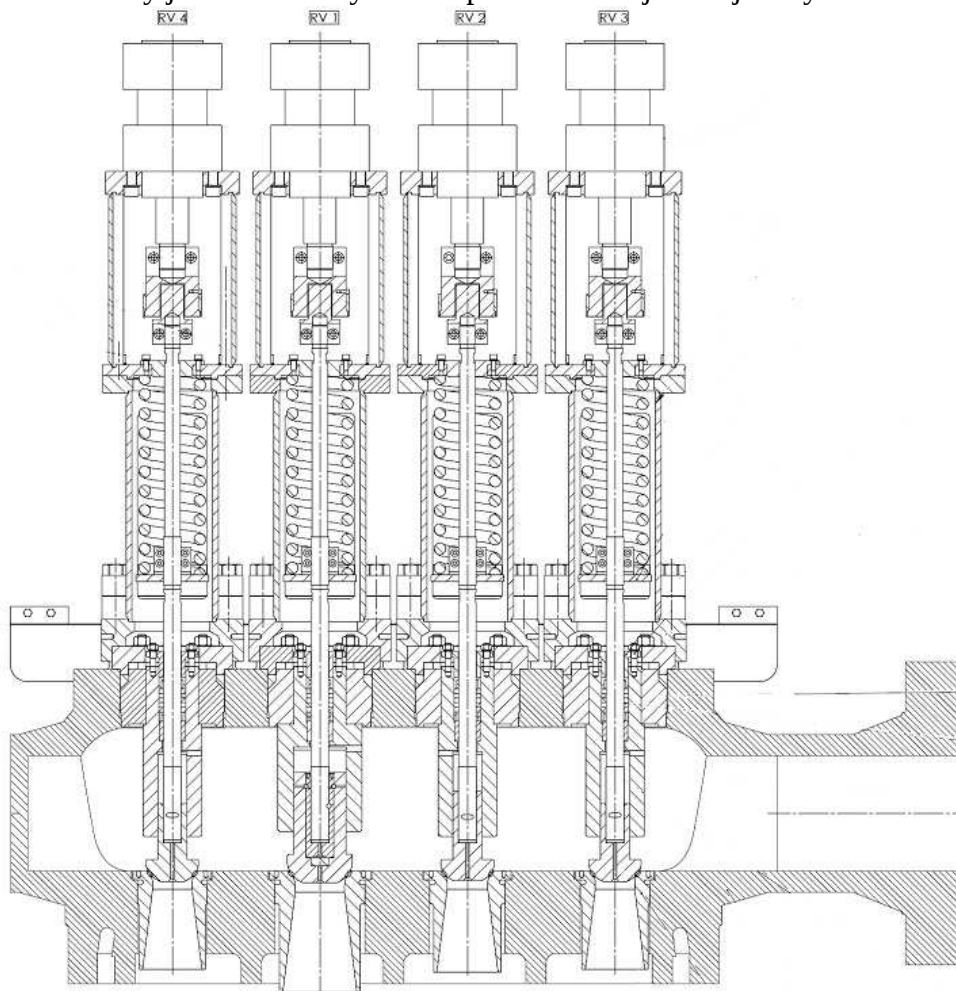
3.2.10 Regulační ventily

Turbína je regulovaná pomocí čtyř regulačních ventilů. Ventily jsou ovládány pomocí vysokotlakých servopohonů, servopohony regulační ventily otevírají. V případě ztráty tlaku

regulačního oleje regulační ventily zavřou pružiny. Servopohony jsou řízeny elektrickým impulzem z řídicí jednotky.

Regulační ventily jsou umístěny horizontálně, na horní polovině turbínové skříně. Jednotlivé ventily pracují jako škrtkí. Regulace turbíny je skupinová. Od jednotlivých regulačních ventilů je pára rozváděna čtyřmi kanály ke skupinám dýz. Výstupní komory kanálů na sebe po obdobu rotoru navazují. Turbína je zatížena ztrátou parciálním ostřikem.

Jednotlivé škrtkí ventily se skládají z klece, ve které je uloženo a vedeno vřeteno v kalených vodících pouzdrech. Na vřetenu je kuželka nalisována, nebo je přímo součástí vřetena (dle průmětu kuželky). Polotovary kuželek jsou ohrubovány, dosedací plochy jsou obvařeny tvrdonávarem, obrobeny najemno a konečně broušeny. Stejným postupem se vyrábějí i difuzory. Hotové difuzory jsou zalisovány do vstupního hrdla a jsou zajištěny svarem.

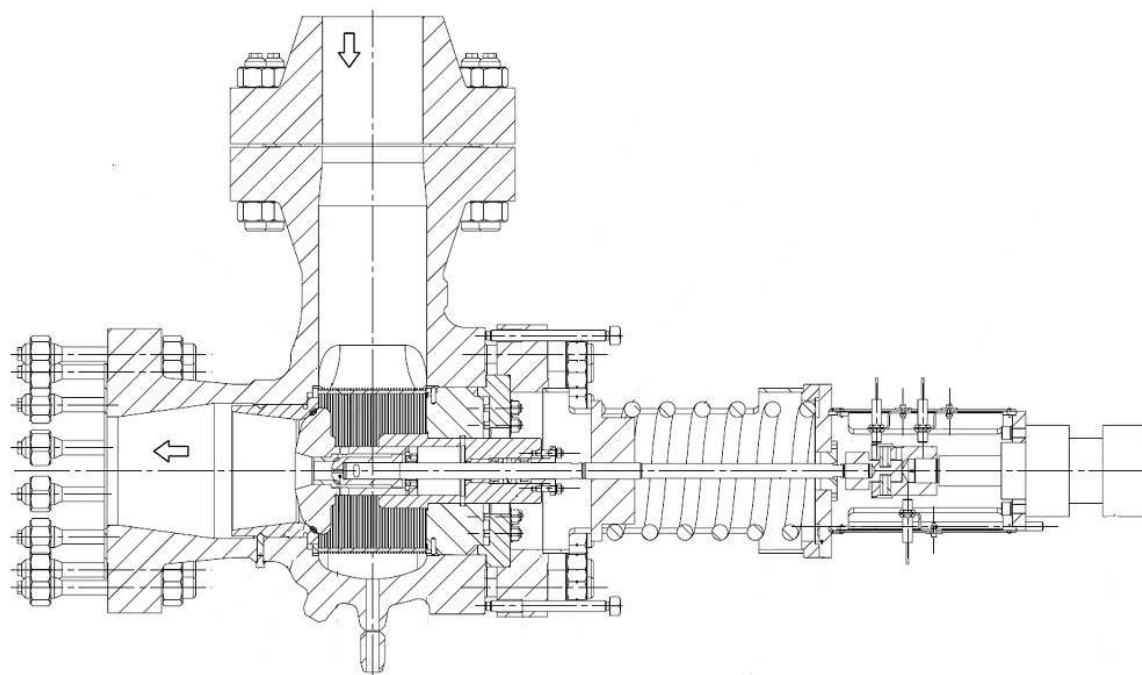


Obr. 29: řez regulačními ventily [2]

3.2.11 Rychlo-závěrný ventil

Před vstupem do regulačních ventilů se nachází ventil rychlozávěrný (RZV). Jedná se o ochranný ventil, který v případě poruchy zavře přívod páry do turbíny. Rychlozávěrný ventil je otevírán pomocí vysokotlakého servopohonu. V případě nutnosti zavření rychlozávěrného ventilu dojde k vypuštění tlakového oleje a pružina ventil uzavře.

Ventil je vybaven parním sítím, které zabraňuje vniku nečistot obsažených v páře do turbíny. Těleso ventilu je vyrobeno odlitím a následným obráběním. Kuželka a difuzor jsou vyrobeny stejným způsobem jako v případě regulačních ventilů. Kuželka RZV je složena ze dvou částí – z hlavní kuželky a najížděcí kuželky. Najížděcí kuželka je umístěna v ose hlavní kuželky a slouží pro vyrovnání tlaku před a za hlavní kuželkou, což má za následek zmenšení ovládací síly na otevření RZV.

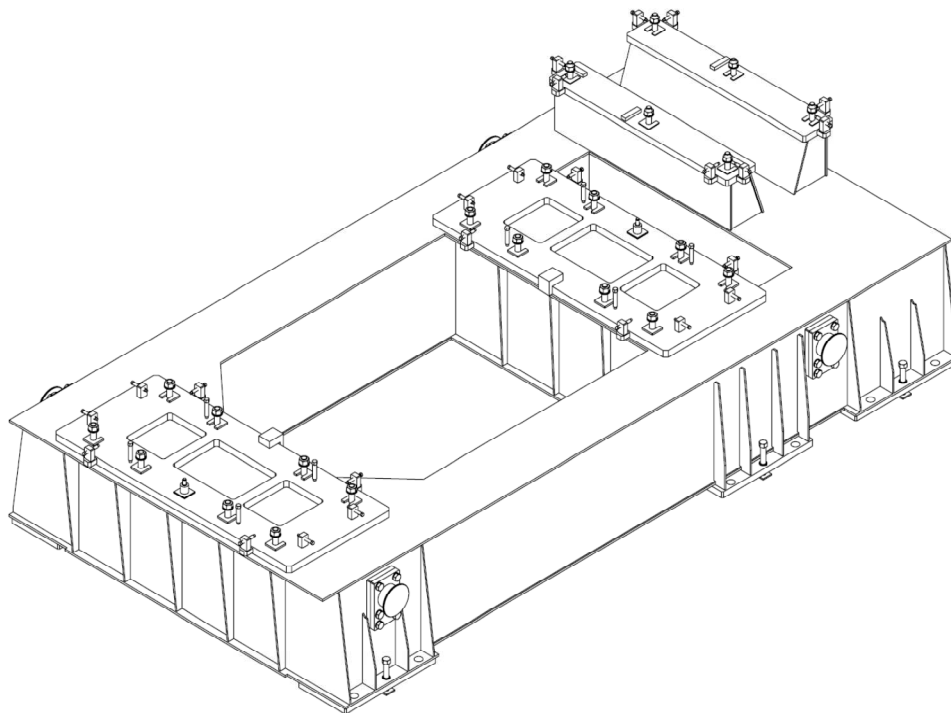


Obr. 30: rychlozávěrný ventil [2]

3.2.12 Rám turbíny

Turbína společně s převodovou skříní je uložena na ocelovém rámu. Generátor je uložen samostatně na betonovém základu. Uložení turbíny společně s převodovou skříní na jednom rámu značně ulehčuje a urychluje montáž u zákazníka a dopravu turbosoustrojí. Celkové ustavení a seřízení turbíny s převodovkou je možné provést v mateřském závodě. U zákazníka se provede pouze ustavení rámu s turbínou a převodovou skříní na betonový základ a seřízení s elektrickým generátorem.

Rám neslouží současně jako nádrž mazacího oleje. Je vyroben obrobením ze svařovaného polotovaru.



Obr. 31: rám turbíny [2]

3.2.13 Olejové hospodářství

Olejové hospodářství je rozděleno na dva nezávislé olejové systémy – vysoko- a nízkotlaký olejový systém. Olejové nádrže jsou uloženy na samostatných základech vedle turbínového rámu.

Vysokotlaký olejový okruh slouží k pohonu regulačních ventilů a k otevření rychlozávěrného ventilu. Nízkotlaký olejový okruh slouží k mazání ložisek rotoru.

Oba okruhy jsou vybaveny hlavními a vedlejšími čerpadly, chladiči a filtry oleje. Všechny komponenty olejových okruhů jsou stoprocentně zálohovány pro případ poruchy, odstávky či servisu komponent.

3.2.14 Hnaný stroj

Jak již bylo nastíněno výše, parní turbína je určena pro pohon elektrického generátoru. Elektrický generátor je třífázový, chlazený vzduchem. Olejový systém generátoru je napojený na olejový systém parní turbíny.

3.2.15 Převodová skříň

Elektrický generátor je poháněn přes jednostupňovou převodovou skříň. Rotor turbíny a rotor elektrického generátoru je spojen s převodovou skříní pomocí pružné spojky. Mezi převodovkou a elektrickým generátorem je pružná spojka s pojistným mechanismem proti přetížení.

Převodový poměr 5.

4 Konstrukční výkresy

Pro zpracování konstrukčních výkresů jsem zvolil uzel – zadní ložiskový stojan.

Zadní ložiskový stojan je přišroubovaný k turbínovému rámu pomocí osmi šroubů M36. ZLS je ustaven na rámu pomocí osmi odtlačovacích šroubů a podkládacích plechů. K zajištění souososti s turbínovou skříní je na zadní části ZLS přišroubovaná vodící drážka s kalenými plechy, do kterých zapadá pero které je součástí turbínové skříně. Na ZLS je přes patky ustavena turbínová skříň a uložené zadní ložiskové těleso. Obě součásti jsou k zadnímu ložiskovému stojanu přišroubovány. Šroubová spojení: turbínový rám – ZLS, ZLS – turbínová skříň a ZLS – ložiskové těleso tvoří společně pevný bod statorové části turbíny.

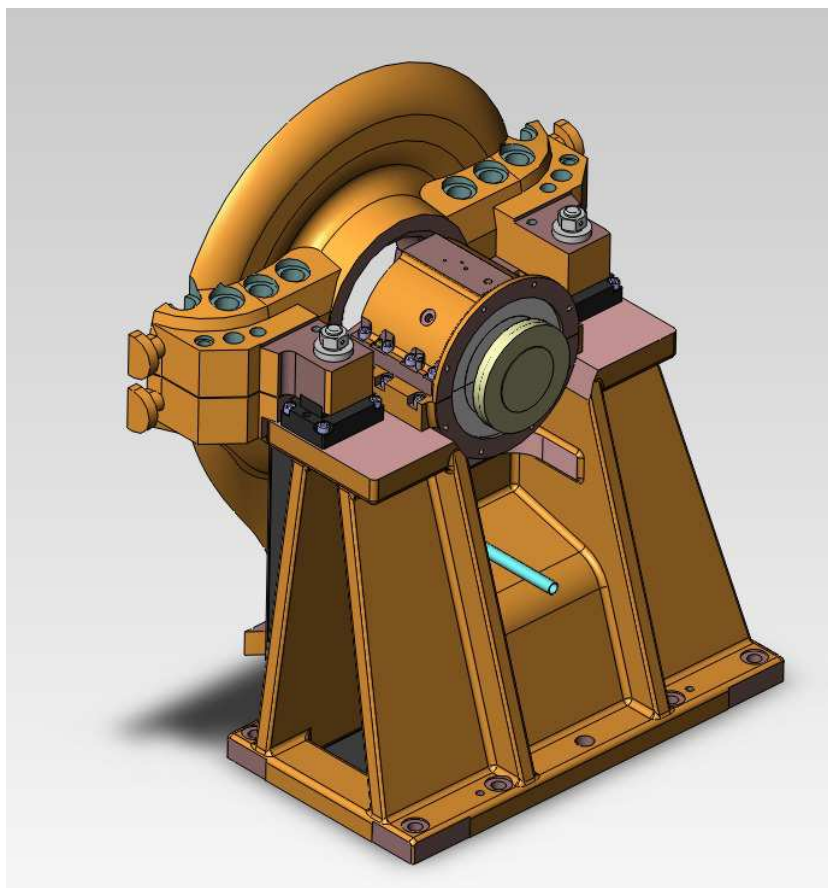
Zadní ložiskové těleso je uloženo na zadním ložiskovém stojanu, se kterým je pevně sešroubováno pomocí šesti šroubů M20. Toto pevné spojení se ZLS tvoří pevný bod turbína – rám. Po ustavení zadního ložiskového tělesa vůči turbíně je poloha tělesa zajištěna pomocí dvou kuželových kolíků průměr.

Zadní ložiskové těleso je složeno z radiálního ložiska, nosiče ložiska, dvou olejových ucpávek a z měřicí techniky.

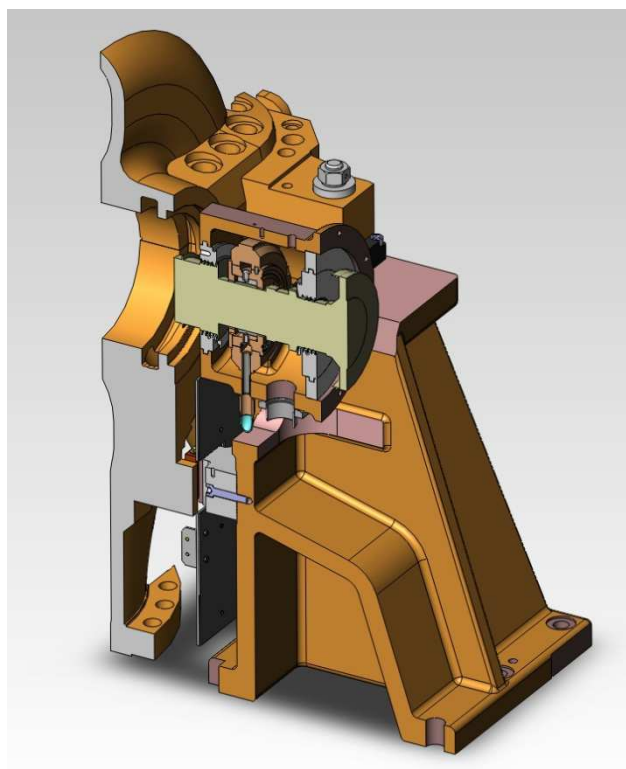
Nosič radiálního ložiska je horizontálně dělený, spodní část je přivařena přímo k ložiskovému tělesu, horní polovina je přišroubována ke spodní polovině pomocí čtyř šroubů M16, po ustavení je horní polovina zajištěna dvěma kuželovými kolíky. Do nosiče ložiska je nalisováno radiální ložisko (uložení hybné) pro průměr čepu 120mm. Osazení v radiálním ložisku a v nosiči ložiska tvoří po montáži přívodní kanál mazacího ložiskového oleje.

V ložiskovém tělese jsou nalisovány dvě olejové ucpávky, po nalisování jsou proti pootočení zajištěny, každá dvojicí zavrtaných šroubů M6. Každá olejová ucpávka je vybavena třemi bezdotykovými měděnými břitzy a jedním dotykovým teflonovým břítem. V tělese ucpávky jsou vyvrtány dva kanály pro odvod zachyceného oleje zpět do olejového hospodářství.

Zadní ložiskové těleso obsahuje měření teploty ložiskové kompozice, měření relativního posuvu a měření vibrací. Termočlánek je zavrtán ve spodním náběžném segmentu radiálního ložiska. Termočlánek je z důvodu spolehlivosti zdvojen. Měřič relativního posuvu je uchycen na třemenu nosiče radiálního ložiska. Měřič vibrací je umístěn na horní polovině ložiskového tělesa.



Obr. 32: ZLS



Obr. 33: podélný řez ZLS

5 Závěr

V první části diplomové práce je proveden termodynamický výpočet průtočného kanálu. Výpočet jsem provedl klasickým způsobem bez využití výpočtových programů, mimo programu Excel a XSteam_Excel_v2.6. Výpočet je rozdělený na předběžnou a detailní část. Zvlášť je spočítán regulační stupeň a stupňová část.

Nejpodstatnější výstup výpočtu představuje termodynamická vnitřní účinnost parní turbíny, $\eta_{tdi} = 84,4 \%$, je to současně veličina, která vypovídá o kvalitě stroje.

Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti byl také z hlediska rozsahu výpočtu nejnáročnější. Prvně byly stanoveny dílčí vnitřní termodynamické účinnosti, to jsou účinnosti RS, 1. a 2. SČ. Při výpočtu RS jsem postupoval metodou optimálního poměru u/c_{iz} , ze kterého plyne redukovaná účinnost RS. Po zvolení a výpočtu geometrie RS a dopočetní dalších ztrát v lopatkování (jako ztráta parciálním ostřikem, ztráta třením (ventilací) a ztráta radiální mezerou) je možné dopočítat vnitřní termodynamickou účinnost RS.

V případě 1. a 2. SČ jsem použil metodu c_a/u a Parsonsovo kritérium. Z Parsonsova čísla (které jsem volil v doporučeném rozmezí), zvoleného úhlu α_1 plyne poměr c_a/u a obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku. Z poměru c_a/u jsem dopočítal geometrii lopatkování a další ztráty (ztráta rozvějířením, radiální mezerou a výstupní rychlostí). Po odečtení poměrných ztrát dostáváme vnitřní termodynamickou účinnost stupňových částí. Vnitřní termodynamickou účinnost celé turbíny jsem spočítal z poměru součtů dílčích skutečných a izoentropických entalpických spádů.

Další stěžejní výstupy výpočtu z hlediska provozu turbíny jsou tyto parametry: spotřeba páry **52 t·h⁻¹**, tlak na RZV **4,3 MPa**, průtok páry odběrem **8 t·h⁻¹**, tlak páry v odběru **0,936 MPa**, tlak ve VH **0,22 MPa**, výkon na spojce turbíny **8303,18 kW**, elektrický výkon turbosoustrojí **8054,1 kW_e**.

Během detailního výpočtu stupňové části byly vypočteny střední průměry a výšky průtočného kanálu ve vztažných rovinách. Z těchto hodnot by se dále vycházelo při návrhu délek lopatek jednotlivých stupňů.

V kapitole 2.3 byl zvolen závěs rotorové lopatky RS a byl zkontrolován z hlediska pevnostního. Během výpočtu jsem uvažoval zatížení pouze od odstředivých sil, z čehož plyne, že výpočet byl zjednodušen. Pro přesnější výpočet by bylo nutné použít metod MKP.

Ve druhé části diplomové práce byl proveden návrh turbosoustrojí z hlediska konstrukčního. Během návrhu jsem vycházel ze standardní koncepce používané společností EKOL spol. s r.o. vzhledem k výkonu stroje. Pro přesné určení rozměrů hlavních částí (jako jsou rozměry rotoru, ložisková vzdálenost, průměr ložiskových čepů, velikost výstupního hrdla, množství průtoku oleje ložinami, velikost olejové nádrže, výkon chladiče ložiskového oleje a další) by bylo zapotřebí provést další tepelné, pevnostní a dynamické výpočty.

6 Seznam použité literatury

- [1] FIEDLER, Jan. *PARNÍ TURBÍNY: Návrh a výpočet*. Vyd. 1. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM s.r.o. Brno, 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] *Hlavní části turbíny – popis a zobrazení*. Brno: EKOL spol. s.r.o., 2013. 47 s.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory I: Základy a teorie výpočtu*. Vyd. 1. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM s.r.o. Brno, 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [4] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: ZČU Plzeň, 2007. 170 s. ISBN 978-80-7043-256-3
- [5] ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimírovič. *PARNÍ TURBÍNY: teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983. 367 s.
- [6] KRBEK, Jaroslav. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. 217 s. ISBN 80-214-1334-4
- [7] MICHELE, František. *Parní turbíny a kondenzace: plynové turbíny a turbokompresory: konstrukce*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1985. 255 s.
- [8] VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pro SPŠ strojnické*. Vyd.1. Praha: SNTL – nakladatelství technické literatury, 1983. 670 s.

7 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
a_u	obvodová práce	J
B	šířka rozváděcích lopatek	mm
c	délka tětiny profilu	mm
c_1	absolutní rychlost na vstupu do rotorové lopatky	$m \cdot s^{-1}$
c_{1AX}	axiální složka c_1	$m \cdot s^{-1}$
c_{1u}	obvodová složka c_1	$m \cdot s^{-1}$
c_2	absolutní rychlost na výstupu z rotorové lopatky	$m \cdot s^{-1}$
c_{2AX}	axiální složka c_2	$m \cdot s^{-1}$
c_{2u}	obvodová složka c_2	$m \cdot s^{-1}$
c_{1iz}	absolutní rychlost na vstupu do rotorové lopatky beze ztrát	$m \cdot s^{-1}$
c_O	absolutní rychlost na vstupu do statorové lopatky	$m \cdot s^{-1}$
c_a	axiální složka absolutní rychlosti ve vztahné rovině	$m \cdot s^{-1}$
D_1	střední průměr lopatkování první stupně	mm
D_n	střední průměr lopatkování posledního stupně	mm
D_{RS}	střední průměr lopatkování RS	mm
d	patní průměr VP	mm
D_{v1}	vnější průměr lopatkování prvního stupně	mm
D_{vn}	vnější průměr lopatkování posledního stupně	mm
D_i	střední průměr lopatkování ve vztahné rovině	mm
D_B	průměr polohy těžiště integrované bandáže	mm
D_L	průměr polohy těžiště listu lopatky	mm
D_Z	průměr polohy těžiště závěsu lopatky	mm
E_0	celková využitelná práce	J
$f_{1.SČ}$	re-heat faktor 1. SČ	-
$f_{2.SČ}$	re-heat faktor 2. SČ	-
F_A	axiální síla	N
F_B	odstředivá síla od integrované bandáže	N
F_D	síla na dolní část závěsu	N
F_H	síla na horní část závěsu	N
F_L	odstředivá síla od listu lopatky	N
F_U	obvodová síla	N
F_V	výsledná síla	N
F_Z	odstředivá síla od závěsu lopatky	N
h	skutečný entalpický spád	kJ
h_{iz}	izoentropický entalpický spád	kJ
h_{iz}^{RS}	izonetropický entalpický spád RS	kJ
$h_{iz}^{1.sč}$	izonetropický entalpický spád 1.sč	kJ
$h_{iz}^{2.sč}$	izonetropický entalpický spád 2.sč	kJ
i_A	entalpie na RZV	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_{2iz}	izoentropické entalpie za RS	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_1	skutečná entalpie za dýzou RS	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_3	entalpi za poslední řadou 1.sč	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_{3iz}	entalpie za poslední řadou 1.sč	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_4	entalpi za poslední řadou 2.sč	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_{4iz}	entalpie za poslední řadou 2.sč	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_{4ZVH}	entalpie za poslední řadou 2.sč se ztrátami ve VH	$kJ \cdot kg^{-1}$

k	součinitel státy střením	-
k	radiální vůle	mm
l_{ot}	délka výstupní hrany rozváděcí lopatky pro totální ostřík	mm
l_{opt}	optimální délka rozváděcí lopatky	mm
L_{red}	redukovaná délka lopatky	mm
l_0	skutečná délka rozváděcí lopatky	mm
l_1	délka rotorové lopatky vstupní hrana	mm
l_2	délka rotorové lopatky výstupní hrana	mm
l_i	výška kanálu ve vztažné rovině	mm
$\dot{m}_{ODB}$	průtokové množství páry odběrem	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{in}$	průtokové množství páry procházející přes RZV	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{VP}$	průtokové množství páry unikající přes VP	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{1.SČ}$	průtokové množství páry procházející 1. SČ	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{2.SČ}$	průtokové množství páry procházející 2. SČ	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
n	otáčky rotoru turbíny	s^{-1}
Pa	parsonsovo číslo	-
P_{SV}	svorkový výkon	MW
P_{SP}	výkon na spojce	MW
P_i^{RS}	vnitřní výkon RS	MW
$P_i^{1.SČ}$	vnitřní výkon 1. SČ	MW
$P_i^{2.SČ}$	vnitřní výkon 2. Č	MW
P_u^{RS}	obvodový výkon RS	MW
$P_u^{1.SČ}$	obvodový výkon 1. SČ	MW
$P_u^{2.SČ}$	obvodový výkon 2. SČ	MW
p_A	tlak na RZV	MPa
p_k	tlak na výstupu z turbíny	MPa
p_{krit}	kritický tlak	MPa
p_i	tlak ve vztažné rovině	MPa
p_{ODB}	tlak v neregulovaném odběru páry	MPa
p_0	tlak před vstupem do rozváděcích dýz RS	MPa
p_1	tlak za dýzami RS	MPa
p_2	tlak za RS	MPa
p_3	tlak za poslední řadou 1. SČ	MPa
p_4	tlak za poslední řadou 2. SČ	MPa
p_{4ZVH}	tlak za poslední řadou 2. SČ se ztrátami ve VH	MPa
s	rozteč rozváděcích lopatek	mm
S	průtočný průřez	mm^2
s_1	součinitel dělení parciálního ostříku	-
s_A	entropie na RZV	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
s_0	entropie přes dýzami RS	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
s_1	entropie za dýzami RS	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
s_2	entropie za RS	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
s_3	entropie za poslední řadou 1. SČ	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

s_4	entropie za poslední řadou 2. SČ	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
t_A	teplota na RZV	$^{\circ}\text{C}$
t_0	teplota přes dýzami RS	$^{\circ}\text{C}$
t_1	teplota za dýzami RS	$^{\circ}\text{C}$
t_2	teplota za RS	$^{\circ}\text{C}$
t_3	teplota za poslední řadou 1. SČ	$^{\circ}\text{C}$
t_4	teplota za poslední řadou 2. SČ	$^{\circ}\text{C}$
u	obvodová rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
u_s	střední obvodová rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w_1	relativní rychlost na vstupu do rotoru	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w_{1u}	relativní rychlost na vstupu do rotoru obvodová složka	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w_{1a}	relativní rychlost na vstupu do rotoru axiální složka	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w_2	relativní rychlost na výstupu do rotoru	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w_{2u}	relativní rychlost na výstupu do rotoru obvodová složka	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w_{2a}	relativní rychlost na výstupu do rotoru axiální slož.	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
x	výrobní tolerance	mm
z	počet lopatek	-
z_c	ztráta výstupní rychlostí	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
z_{segm}	udává počet parciálních ostřiků	-
z_r	počet břitů	-
z_0	ztráta ve statoru	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
z_1	ztráta v rotoru	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
z_5	absolutní ztráta třením a ventilací	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
α_1	vstupní úhel absolutní rychlosti do rotorové lopatky	st.
α_2	výstupní úhel absolutní rychlosti z rotorové lopatky	st.
β_1	úhel vstupu relativní rychlosti do rotorové lopatky	st.
β_2	úhel výstupu relativní rychlosti do rotorové lopatky	st.
γ	úhel nastavení profilu	st.
δ	vůle	mm
δ_a	axiální vůle	st.
δ_{ekv}	ekvivalentní vůle	-
δ_r	radiální vůle	mm
Δl	přídavek délky	mm
ΔH_p	pokles spádu vlivem škrcení v RZV	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
ΔH_K	pokles spádu vlivem škrcení ve VH	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
ε	hodnota parciálního ostřiku	-
η_i	vnitřní účinnost	-
η_G	účinnost generátoru	-
η_{MT}	mechanická účinnost turbíny	-
$\eta_{př}$	účinnost převodovky	-
η_u	redukováná účinnost	-
η_u	obvodová účinnost	-
η_{∞}	obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku	-
η_{tdi}	termodynamická účinnost	-
η_{tdi}^{RS}	termodynamická účinnost RS	-
$\eta_{tdi}^{1.SČ}$	termodynamická účinnost 1. SČ	-
$\eta_{tdi}^{2.SČ}$	termodynamická účinnost 2. SČ	-

μ	průtokový součinitel	-
v_A	měrná objem na RZV	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_i	měrná objem ve vztažné rovině	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_1	měrná objem za dýzou RS	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_2	měrná objem za RS	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_3	měrná objem za poslední řadou 1.sč	$m^3 \cdot kg^{-1}$
v_4	měrná objem za poslední řadou 2.sč	$m^3 \cdot kg^{-1}$
ξ_5	poměrná ztráta ventilací a třením	-
ξ_6	poměrná ztráta parciálním ostřikem	-
ξ_7	poměrná ztráta radiální mezerou	-
ξ_p	poměrná přívodní ztráta	-
ξ_{k1}	poměrná radiální ztráta prvního stupně	-
ξ_{kn}	poměrná radiální ztráta posledního stupně	-
ξ_k	poměrná radiální ztráta celé SČ	-
ξ_{v1}	poměrná ztráta rozvějířením prvního stupně	-
ξ_{vn}	poměrná ztráta rozvějířením posledního stupně	-
ξ_v	poměrná ztráta rozvějířením celé SČ	-
ξ_k	poměrná výstupní ztráta	-
π	ludolfovo číslo	-
ρ	stupeň reakce	-
ρ_s	stupeň reakce na špici	-
φ	rychlostní součinitel statoru	-
ψ	rychlostní součinitel rotoru	-

8 Seznam příloh

P. 1: schéma parní turbíny s vyznačenými pracovními body

P. 2: diagram ztráty třením a ventilací RS

P. 3: průběh expanze v lopatkování

P. 4: výkres sestavy: STOJAN LOŽISKOVÝ ZADNÍ – SESTAVA, č.v.: DP – SE - 1