



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

POROVNÁNÍ JEDNOTĚLESOVÉ A DVOUTĚLESOVÉ PARNÍ TURBÍNY

COMPARISON OF SINGLE-CYLINDER AND DOUBLE-CYLINDER STEAM TURBINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Patrik Bunčeka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Patrik Bunčeka
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Petr Kracík, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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:

Porovnání jednotělesové a dvoutělesové parní turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu do paroplynového cyklu ve variantním řešení jednotělesového a dvoutělesového provedení se vzduchovým kondenzátorem pro následující parametry:

tlak admisní páry 132,0 bar(a)
teplota admisní páry 564,0 °C
množství admisní páry 182,0 kg/s
tlak přídavné páry 42,5 bar(a)
teplota přídavné páry 352,0 °C
množství přídavné páry 10,0 kg/s
teplota procesního odběru 199,0 °C
tlak v procesním odběru 8,7 bar(a)
tepelný výkon procesního odběru 470 MWt
tlak na výstupu do kondenzátoru 0,1 bar(a)
frekvence sítě 60 Hz

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

Diplomovou práci zpracujte v rozsahu:

- 1) termodynamický návrh obou variant parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria,
- 2) porovnat termodynamickou účinnost turbíny a dosažený el. výkon na svorkách generátoru,
- 3) nakreslit podélný řez strojem s vyšší účinností.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce sa zaoberá návrhom a porovnaním kondenzačnej parnej turbíny s jedným regulovaným odberom pre paroplynový cyklus s využitím prídávnej pary a vzduchovým kondenzátorom pre jednotelesovú a dvojtelesovú variantu návrhu. Práca sa opiera o výpočet tepelnej schémy, na ktorý nadväzuje predbežný a následne aj detailný návrh stupňovej časti. Navrhnutá jednotelesová turbína má vypočítanú termodynamickú účinnosť 93,28 % a svorkový výkon generátora 136,2 MW. Návrhový postup bol zopakovaný pre dvojtelesovú turbínu. Vypočítaný svorkový výkon generátora dvojtelesovej turbíny je 134,4 MW s termodynamickou účinnosťou 92,1 %. Rozdelením rotoru turbíny na dve telesá má výsledná nízkotlaková turbína menší priemer rotoru, dlhšie lopatky a zároveň väčší počet stupňov. Pre dvojtelesové usporiadanie turbín bolo nutné počítať s dvojnásobným počtom radiálnych ložísk a upchávok. Vplyvom zväčšenia prietokového priemeru nízkotlakovou turbínou sa zvýšili straty súvisiace s geometriou stupňa. Práca je doplnená o výkres rezu turbínou s vyššou účinnosťou.

Klíčová slova

Parná turbína, termodynamický výpočet, pretlakové lopatkovanie, jednotelesová, dvojtelesová

ABSTRACT

The master thesis deals with design and comparison of condensing steam turbine for steam-gas cycle for single-cylinder and double-cylinder body with air condenser at its end, one regulated take and ability to use additive steam. Thesis is based on the calculation of thermal scheme which is followed by a preliminary and subsequently a detailed design of steam turbine. Thermodynamic efficiency for single-cylinder turbine was calculated at 93,28 % with terminal power 136,2 MW. The design procedure was repeated for a double-cylinder body. Calculated terminal power for two-cylinder turbine was 134,4 MW with thermodynamic efficiency of 92.1%. By dividing turbine into two rotors resulting low-pressure turbine has a smaller rotor diameter, a longer blade and at the same time a larger number of stages. For double-cylinder turbine, it was necessary to consider twice the number of seals and radial bearings. Due to the increase in flow diameter of low-pressure turbine, losses related to the geometry of the stage increased. Thesis is supplemented by a section drawing of steam turbine with higher efficiency.

Key words

Steam turbine, thermodynamic calculation, reaction blades, single-cylinder, double-cylinder

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BUNČEK, Patrik. *Porovnání jednotělesové a dvoutělesové parní turbíny* [online]. Brno, 2021. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131903>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Porovnání jednotělesové a dvoutělesové parní turbíny** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Patrik Bunčeka

PODĚKOVÁNÍ

Týmto by som sa chcel poďakovať vedúcemu mojej diplomovej práce Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. a odbornému poradcovi Ing. Jiřímu Makovcovi za vecné a konštruktívne rady, pripomienky a predovšetkým cenný čas, ktorý mi pri tvorbe tejto práce venovali.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelné schéma turbíny.....	12
1.1 Stav pary před prvním lopatkovým stupňem turbíny	12
1.2 Návrh vstupní špirálové skříně před prvním lopatkovým stupňem	13
1.3 Stav pary v turbíně ve významných místech	14
1.4 Stav pary na výstupu z turbíny	16
1.5 Stav pary v kondenzátore	17
1.6 Předpokládaný výkon turbíny	18
2 Predbežný návrh turbíny.....	20
2.1 Stav pary kužela	20
2.2 Geometria kužela.....	22
2.3 Straty kužela	24
2.4 Výkon kužela.....	25
3 Detailný výpočet mnohostupňovej časti turbíny	29
3.1 Východzí stav pary	30
3.2 Profil lopatiek	31
3.3 Rotor	34
3.4 Stator	36
3.5 Straty	38
3.6 Výkon.....	40
3.7 Charakteristiky stupňa	41
3.8 Optimalizácia	41
3.9 Pevnostné charakteristiky	55
3.10 Návrh vyrovnávacieho piestu	58
3.11 Návrh upchávok turbíny	60
3.12 Axiálne ložisko	62
3.13 Radiálne ložisko.....	65
3.14 Kritické otáčky.....	67
4 Návrh dvojtelesovej turbíny	68
5 Zhodnotenie detailného návrhu a pevnostného výpočtu turbín.....	79
5.1 Charakteristiky stupňa	79
5.2 Pevnostné charakteristiky	81
5.3 Geometria turbín	83
5.4 Výkon stupňa	85
ZÁVĚR.....	88
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	90
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	91
SEZNAM PŘÍLOH	95

ÚVOD

Cílem diplomové práce je navrhnout kondenzační turbínu do paroplynového cyklu so vzduchovým kondenzátorem pro jednotělesovou a dvoutělesovou variantu a vzájemně porovnat dosaženou termodynamickou účinnost a elektrický výkon na svorkách generátoru.

Parná turbína je lopatkový stroj v kterém probíhá kontinuální přeměna kinetické a tepelné energie páry na mechanickou energii. Je charakterizována vysokými otáčkami a velkým rozsahem výkonů od desítek kW až po stovky MW. Předchodcem parní turbíny je parný stroj kvůli kterému v Evropě začala průmyslová revoluce koncem 18. století.

Parná turbína byla navrhována pro parametry uvedené v zadání.

Parametry admisní páry

$$p_A = 132 \text{ bar} \quad (0.1)$$

$$t_A = 564 \text{ }^\circ\text{C} \quad (0.2)$$

$$m_A = 182 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (0.3)$$

Parametry přídavné páry

$$p_P = 42,5 \text{ bar} \quad (0.4)$$

$$t_P = 352 \text{ }^\circ\text{C} \quad (0.5)$$

$$m_P = 10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (0.6)$$

Parametry procesního odberu

$$p_{PO} = 8,7 \text{ bar} \quad (0.7)$$

$$t_{PO} = 199 \text{ }^\circ\text{C} \quad (0.8)$$

$$Q_t = 470 \text{ MWt} \quad (0.9)$$

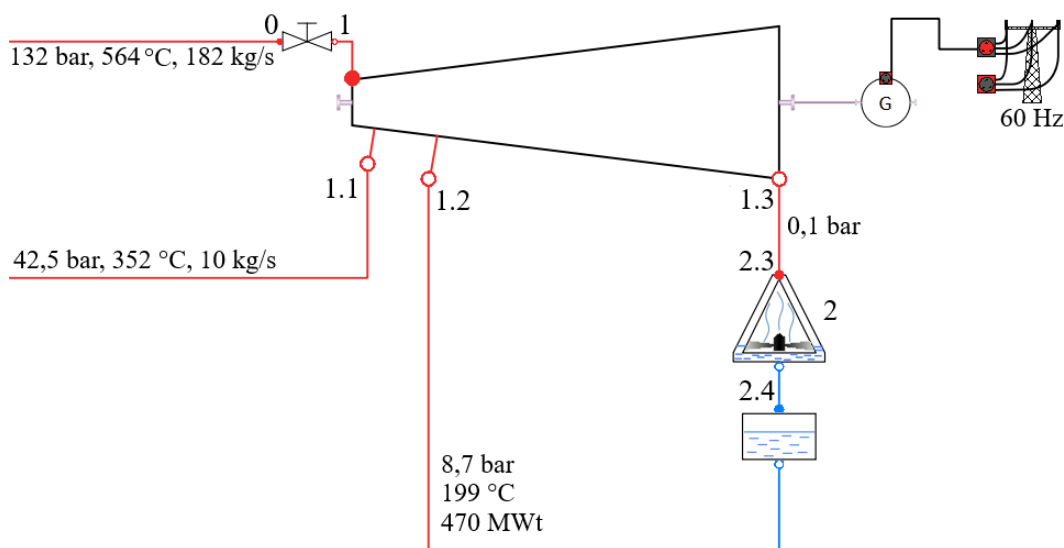
Frekvence sítě

$$f = 60 \text{ Hz} \quad (0.10)$$

Práce se skládá z pěti kapitol z kterých první 3 kapitoly slouží k názornému výpočtu jednotělesové turbíny. Návrh dvoutělesové turbíny probíhá v kapitole 4. V této kapitole budou uvedeny i rozdíly ve výpočtu oproti původnímu jednotělesovému návrhu, protože konceptní postup výpočtu dvoutělesové turbíny je až na rozdíly uvedené v kapitole 4 totožný. Poslední kapitola bude věnována zhodnocení návrhu turbín a jejich vzájemnému porovnání.

1 Tepelné schéma turbíny

Prvým krokem pri návrhu konštrukcie turbíny je rozvrhnutie tepelnej schémy obehu turbíny (obr. 1-1). Tepelné schéma vychádza z parametrov uvedených v úvode. Para (bod 0) je generovaná v dvojhubnovom (dvojtlakovom) kotle na odpadné teplo umožňujúce optimálneho využitia tepla spalín. Prídavná para (bod 1.1) je zavedená na turbínu v mieste tlaku zhodného s druhou tlakovou úrovňou kotla. Podľa zadania turbína bola navrhovaná v dvoch variantoch, jednotelesové a dvojtelesové prevedenie. Jediný rozdiel v tepelnom schéma sa nachádza v mieste procesného odberu (bod 1.2). Procesný odber sa na jednotelesovom prevedení nachádza priamo v telese turbíny s využitím clony. Pre dvojtelesové prevedenie bol procesný odber navrhnutý v potrubí, ktoré slúži na prívod pary z vysokotlakového telesa turbíny na nízkotlakové teleso turbíny. Mokrú paru z nízkotlakovkej časti turbíny (bod 1.3) smeruje do kondenzátora (2), kde prebieha kondenzácia až na sýtu kvapalinu. Na obr. 1-1 modrá farba znázorňuje kvapalnú fázu a červená farba znázorňuje paru. Obrázok bol vytvorený pomocou softwaru OpenModelica a jednotlivé prvky schémy boli prevzaté a vytvorené od Ing. Libor Kudela pre predmet Projektování a ekonomika. [8]



Obr. 1-1 Tepelné schéma zo zadanými parametrami, vytvorené pomocou [8]

V rámci tepelného schéma nebolo riešené zapojenie napájacej nádrže a ani iných regeneračných ohrievačov. Podľa zadania od spoločnosti Doosan Škoda Power je riešenie napájacej nádrže v rámci energetického celku inou cestou mimo predmetnú parnú turbínu.

1.1 Stav pary pred prvým lopatkovým stupňom turbíny

Zo zadania bolo možné presne určiť ostatné stavové veličiny pary v prívodnom parovode. Na základe zadaného tlaku a teploty

$$p_0 = 132 \text{ bar} \quad (1.1)$$

$$t_0 = 564 \text{ °C} \quad (1.2)$$

bola určená entalpia, entropia, merný objem a suchosť pary.

$$i_0 = f(p_0; t_0) = 3\,505,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.3)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.4)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0,0270 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.5)$$

Pri prechode pary hlavnou uzatváraciu armatúrou a vstupným ústrojom pred prvým stupňom dochádza k škrtiacemu deju. Tento dej spôsobuje tlakovú stratu pričom zachováva počas celého deja konštantnú entalpiu (izoentalpické škrtanie) pri zanedbaný tepelného úniku danej časti. Tlaková strata pri škrtaní zodpovedá 0,03 až 0,05 percentnej hodnote z pôvodného tlaku. Stratový súčiniteľ tlaku bol zvolený o hodnote, [2]

$$\xi_z = 0,038 \quad (1.6)$$

čím je tlak pred prvým lopatkovým stupňom turbíny redukovaný na

$$p_1 = p_0 \cdot (1 - \xi_z) = 132 \cdot (1 - 0,038) = 127 \text{ bar} \quad (1.7)$$

Entalpia pary po prechode hlavnou uzatváracou armatúrou.

$$i_1 = i_0 = 3\,505,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.8)$$

Z tlaku a entalpie pred prvým lopatkovým stupňom sú vyjadrené ostatné stavové parametre pary.

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 562,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.9)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.10)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,0281 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.11)$$

1.2 Návrh vstupnej špirálovej skrine pred prvým lopatkovým stupňom.

Šírka vstupného hrdla bola zvolená odhadom a následne iteračne spresnená, aby sa čo najviac blížila k rozmeru v rovnici (1.17) pre 270 stupňov, v ktorých sa rozširuje. Následne bola výsledná plocha prepočítaná do kruhového prierezu s postupne zmenšujúcim sa polomerom.

$$b_s = 0,7 \text{ m} \quad (1.12)$$

Najmenší vonkajší polomer špirálovej skrine vychádzajúci z detailného návrhu vstupného priemeru do prvého stupňa stupňovej časti, v rovnici (3.30).

$$r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{d_{v,0}}{2} = \frac{0,856}{2} = 0,43 \text{ m} \quad (1.13)$$

Absolútna rýchlosť na vstupe do statorovej dýzy prvého stupňa stupňovej časti bola zvolená na hodnotu.

$$c_0 = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.14)$$

Hustota pary určená pre tlak a entalpiu za vstupnou časťou turbíny.

$$\rho = f(p_1; i_1) = 35,42 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (1.15)$$

Objemový tok pary, spresnený výpočtom skutočného hmotnostného toku prvým lopatkovým stupňom turbíny v rovnici (3.21).

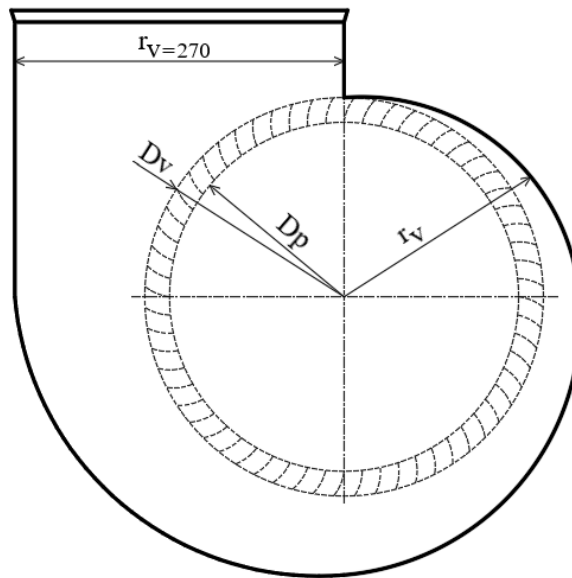
$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_1}{\rho} = \frac{182}{35,42} = 5,13 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.16)$$

Polomer skrine pri danom uhle φ .

$$r_v = r_i \cdot e^{\frac{\dot{V} \cdot \varphi}{360 \cdot b_s \cdot r_i \cdot c_{iu}}} = 0,43 \cdot e^{\frac{5,08 \cdot 270}{360 \cdot 0,7 \cdot 0,43 \cdot 50}} = 0,58 \text{ m} \quad (1.17)$$

Tab. 1-1 Rozmery špirálovej skrine

φ [°]	0	45	90	135	180	225	270
r_v [m]	0,43	0,47	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
r_k [mm]	0	92	132	166	195	224	250



Obr. 1-2 Ilustrácia špirálovej skrine

1.3 Stav pary v turbíne vo významných miestach

V mieste prídavnej pary dochádza k miešaniu dvoch pár o rozdielnych stavoch s rovnakým tlakom. Tlak pary v mieste miešania pár určuje druhá tlaková úroveň kotla

$$p_{1.1} = p_p = 42,5 \text{ bar} \quad (1.18)$$

Entalpia prídavnej pary určená tlakom a teplotou prídavnej pary zo zadania.

$$i_p = f(p_p; t_p) = 3\,092,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.19)$$

Entalpia pary turbíny v mieste miešaniu pár bola získaná pomocou odhadnutia termodynamickej účinnosti pre prvý iteračný výpočet, v rovnici (2.55) bola spresnená.

$$\eta_{TDi} = 0,8 \quad (1.20)$$

Izoentropická entalpia nutná pre získanie výslednej entalpie pary v mieste miešania pár.

$$i_{1.1,iz} = f(p_{1.1}; s_1) = 3\,158,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.21)$$

Entalpia pary po zmiešaní pár, vychádza z energetickej a hmotnostnej bilancie privedených médií.

$$i_{1.1} = \frac{\dot{m}_A \cdot [i_1 - \eta_{TDi} \cdot (i_1 - i_{1.1,iz})] + \dot{m}_P \cdot i_P}{\dot{m}_A + \dot{m}_P} \quad (1.22)$$

$$i_{1.1} = \frac{182 \cdot [3\,505,9 - 0,8 \cdot (3\,505,97 - 3\,158,4)] + 10 \cdot 3\,092,5}{182 + 10}$$

$$i_{1.1} = 3\,187,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametre pary po zmiešaní pár, určené z tlaku a entalpie.

$$t_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 390 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.23)$$

$$s_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 6,71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.24)$$

$$v_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 0,07 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.25)$$

Hmotnostný tok po miešaní prídávnej pary sa rovná súčtu hmotnostných tokov miešaných pár, iteračne spresnený na základe detailného výpočtu v kapitole 3.

$$\dot{m}_{1.1} = \dot{m}_A + \dot{m}_P = 182 + 10 = 192 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.26)$$

Poloha procesného odberu na turbíne bola zvolená na základe požadované tlaku procesného odberu.

$$p_{1.2} = 8,7 \text{ bar} \quad (1.27)$$

Predpokladaná termodynamická účinnosť pre prvý iteračný výpočet, v rovnici (2.55) bola spresnená.

$$\eta_{TDi} = 0,8 \quad (1.28)$$

Entalpia pary pri izoentropickej expanzii

$$i_{1.2,iz} = f(p_{1.2}; s_{1.1}) = 2\,804,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.29)$$

Entalpia pary za procesným odberom.

$$i_{1.2} = i_{1.1} - \eta_{TDi} \cdot (i_{1.1} - i_{1.2,iz}) = 3\,187,92 - 0,8 \cdot (3\,187,9 - 2\,804,5) \quad (1.30)$$

$$i_{1.2} = 2\,843,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametre pary za procesným odberom, určené z tlaku a entalpie.

$$t_{1.2} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 203,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.31)$$

$$s_{1.2} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 6,79 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.32)$$

$$v_{1.2} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 0,24 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.33)$$

Určenie hmotnostného toku procesného odberu vychádza z požadovaného tepelného výkonu zadania, iteračne spresnený na základe detailného výpočtu v kapitole 3.

$$\dot{m}_{1.2} = \dot{m}_{1.1} - \frac{Q_t \cdot 10^3}{i_{1.2}} = 192 - \frac{470 \cdot 10^3}{2\,843,4} = 26,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.34)$$

1.4 Stav pary na výstupe z turbíny

Tlak pary na výstupe z turbíny je zadáný.

$$p_{1.3} = 0,1 \text{ bar} \quad (1.35)$$

Predpokladaná termodynamická účinnosť pre prvý iteračný výpočet.

$$\eta_{TDi} = 0,8 \quad (1.36)$$

Entalpia pary pri izoentropickej expanzii.

$$i_{1.3,iz} = f(p_{1.3}; s_{1.2}) = 2\,149,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.37)$$

Entalpia na výstupe z turbíny.

$$i_{1.3} = i_{1.2} - \eta_{TDi} \cdot (i_{1.2} - i_{1.3,iz}) = 2\,843,4 - 0,9 \cdot (2\,843,4 - 2\,149,9) \quad (1.38)$$

$$i_{1.3} = 2\,219,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametre pary na výstupe z turbíny, určené z tlaku a entalpie..

$$t_{1.3} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 45,81 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.39)$$

$$s_{1.3} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 7,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.40)$$

$$v_{1.3} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 12,88 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.41)$$

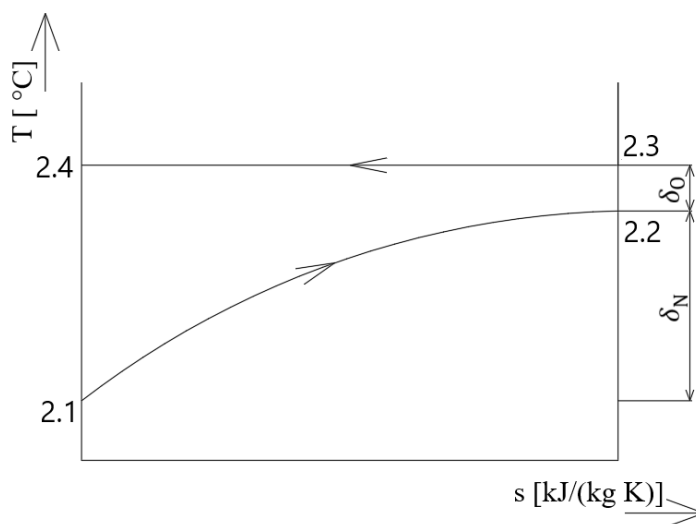
$$x_{1.3} = f(p_{1.2}; i_{1.2}) = 0,88 \quad (1.42)$$

Hmotnostný tok na výstupe z turbíny, iteračne spresnený na základe detailného výpočtu v kapitole 3.

$$\dot{m}_{1.3} = \dot{m}_{1.2} = 26,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.43)$$

1.5 Stav pary v kondenzátore

Kondenzátor slúži na skondenzovanie mokrej pary vystupujúcej z turbíny na sýtu kvapalinu. Pre návrh kondenzátoru je nutné zvolit' teplotu maximálneho ohriatia chladiaceho média a teplotu nedohriatia. Teplota nedohriatia určuje o koľko stupňov Celzia je teplota chladiaceho média nižšia ako kondenzujúca para na vstupe do kondenzátoru (obr. 1-2). Maximálna teplota ohriata chladiaceho média určuje o koľko stupňov Celzia sa chladiaca voda v kondenzátore ohreje.



Obr. 1-3 Priebeh teplôt v kondenzátore

Teplota kondenzujúcej pary na vstupe a výstupe kondenzátoru zostáva konštantná.

$$t_{2,3} = t_{2,4} = t_{1,3} = f(p_{1,3}; x = 0) = 45,81 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.44)$$

Teplota chladiaceho vzduchu na vstupe do kondenzátoru.

$$t_{2,1} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.45)$$

Maximálna teplota ohriatia.

$$\delta_0 = 13 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.46)$$

Teplota chladiaceho vzduchu na výstupe z kondenzátoru.

$$t_{2,2} = t_{2,1} + \delta_0 = 25 + 13 = 38 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.47)$$

Teplota nedohriatia.

$$\delta_N = t_{2,3} - t_{2,2} = 45,81 - 38,00 = 7,81 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.48)$$

1.6 Predpokladaný výkon turbíny

Výpočet predpokladaného výkonu prebehol pre maximálny procesný odber, v ktorom by mala byť turbína trvale prevádzkovaná. V prípade požiadavku na vyšší než navrhovaný kondenzačný režim by turbína musela byť navrhovaná v prevedení tzv. diavola aby návrh konštrukcie splňoval požiadavky.

Generátorová účinnosť bola zvolená.

$$\eta_{gen} = 0,97 \quad (1.49)$$

Mechanická účinnosť bola najskôr zvolená, neskôr pri návrhu ložísk upresnená výpočtom ložísk v kapitole 3.13.

$$\eta_{mech} = 0,97 \quad (1.50)$$

Predbežný svorkový výkon turbíny.

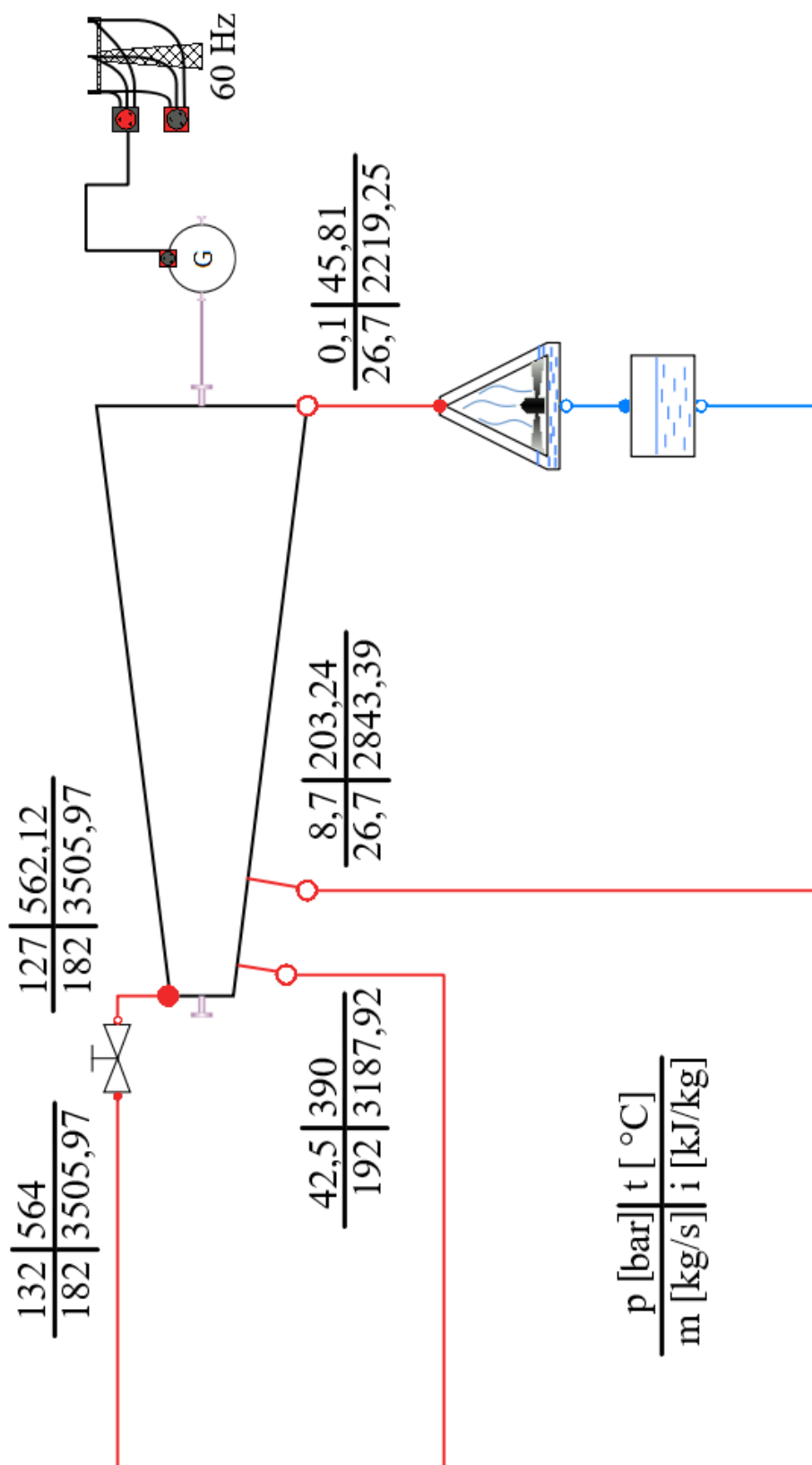
$$\eta = \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} = 0,97 \cdot 0,97 = 0,941 \quad (1.51)$$

$$P_{SV} = \eta \cdot [\dot{m}_1 \cdot (i_1 - i_{1.1}) + \dot{m}_2 \cdot (i_{1.1} - i_{1.2}) + \dot{m}_3 \cdot (i_{1.2} - i_{1.3})] \quad (1.52)$$

$$P_{SV} = 0,941 \cdot [182 \cdot (3\,505,97 - 3\,158,4) + 192 \cdot (3\,158,4 - 2\,843,4) + 26,7 \cdot (2\,843,4 - 2\,219,4)] = 132,1 \text{ MW}$$

Otáčky turbíny boli po konzultácii s vedúcim práce zvolené vo výške odpovedajúcej hodnote frekvencie v elektrizačnej sústave.

$$n = 60 \text{ s}^{-1} \quad (1.53)$$



Obr. 1-4 Detailné tepelné schéma, vytvorené pomocou [8]

2 Predbežný návrh turbíny

Predbežná výpočtová časť stupňovej časti turbíny, ktorá je bez regulačného stupňa, slúži ako podklad pri detailnom návrhu jednotlivých stupňov. Určuje približný tvar a veľkosť prietokového kanálu, predpokladané parametre pary na vstupe a výstupe z jednotlivých kužeľov a počet stupňov v jednotlivých kužeľoch.

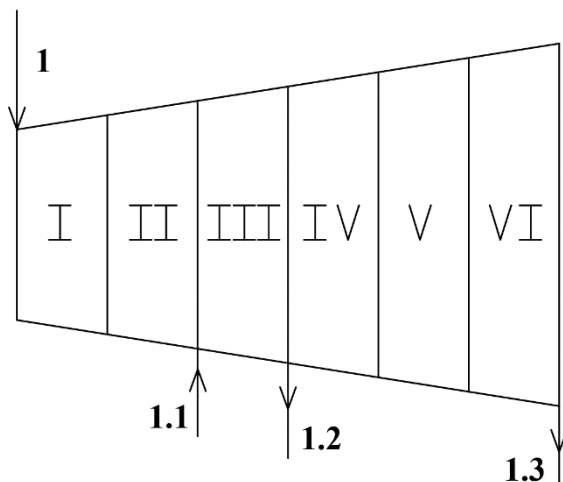
Pred samotným návrhom a výpočtom turbíny je potrebné jednoznačne vymedziť celú skupinu parametrov. Preto sa predbežný a následne aj detailný návrh opiera o podklady získané z výpočtu tepelného schéma v kapitole 1. Presnejšie z termodynamického výpočtu a hmotnostnej bilancie.

Požiadavky na reguláciu výkonu sú pri každej turbíne rozdielne a preto existuje viacero spôsobov regulácie. Regulácia výkonu môže byť v prevedení dýzová (skupinová), s kľavými parametrami pary, škrtiacia, prípadne môže byť vykonaná clonou v odberových miestach turbíny. Pre navrhovanú turbínu bude regulácia na vstupe realizovaná kľavými parametrami pary a clonou v mieste procesného odberu. [2]

V neposlednom rade je dôležitá voľba typu konštrukcie lopatiek. Existujú dve základné konštrukčné koncepcie typu lopatkovania. Akčný (rovnotlakový) stupeň a reakčný (pretlakový) stupeň. Konštrukčný typ lopatkovania je charakterizovaný stupňom reakcie (ρ). Pre akčné lopatkovanie je typicky stupeň reakcie $\rho = 0$. V praxi sa, kvôli veľkým stratám, nepoužíva $\rho = 0$ ale využíva sa mierneho stupňa reakcie (približne 0,05). Tlak pred satorovou radou lopatiek je totožný s tlakom za satorovou radou (rovnotlakový). Na rozdiel od reakčného typu lopatkovania, ktoré využíva stupeň reakcie $\rho = 0,5$, dochádza k expanzii pary aj v satorovej rade lopatkovania. Tlak pred satorovou radou lopatiek je väčší ako tlak za satorovou radou (pretlakový stupeň). Hlavnou výhodou reakčného stupňa je rovnaká geometria rotorových a satorových lopatiek z čoho vyplýva nižšia výrobná cena. Pre stupňovú časť turbíny bolo zvolené reakčné (pretlakové) lopatkovanie. [2]

2.1 Stav pary kužeľa

Pri predbežnom návrhu stupňovej časti bola turbína rozdelená na 6 kužeľov. Procesný odber a prídavná para rozdelili turbínu na tri kužele pričom prvý kužeľ bol kvôli veľkému tlakovému rozdielu a v širšom dôsledku i veľkému počtu stupňov v rámci jedného nosiča lopatiek rozdelený na dva kužele. Veľký tlakový rozdiel sa nachádzal aj v poslednom kuželi, ktorý bol rozdelený na tri ďalšie kužele (obr. 2-1).



Obr. 2-1 Turbína rozdelená na kužele

Parametre pary na vstupe do prvého kužela vychádzajú zo stavu určeného v kapitole 1.1.

$$p_1 = 127 \text{ bar} \quad (2.1)$$

$$i_1 = f(p_1; t_1) = 3\,505,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.2)$$

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 562,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.3)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.4)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,0281 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5)$$

Tlak na výstupe z prvého kužela bol zvolený tak aby nenastával veľký tlakový rozdiel medzi vstupom pary do kužela a miestom prídávnej pary. Rovnakým spôsobom boli zvolené tlaky na výstupe zo štvrtého a piateho kužela.

$$p_{2,iz} = p_2 = 77 \text{ bar} \quad (2.6)$$

Výstupná entalpia pri izoentalpickej expanzii je rovná entalpii na vstupe do kužela.

$$s_1 = s_{2,iz} = 6,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.7)$$

Ostatné stavové parametre pary pri izoentalpickej expanzii, určené z entalpie a tlaku.

$$t_{2,iz} = f(p_{2,iz}; s_{2,iz}) = 473,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.8)$$

$$i_{2,iz} = f(p_{2,iz}; s_{2,iz}) = 3\,336,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.9)$$

$$v_{2,iz} = f(p_{2,iz}; i_{2,iz}) = 0,04 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.10)$$

Izoentropický spád prvého kužela.

$$H_{iz} = i_1 - i_{2,iz} = 3\,505,97 - 3\,336,8 = 169,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.11)$$

Termodynamická účinnosť prvého kužela bola najskôr odhadnutá a následne spresnená v rovnici 2.55.

$$\eta_{TDi} = 0,8 \quad (2.12)$$

Predpokladaný entalpický spád pri zanedbaní kinetických energií.

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 169,2 \cdot 0,8 = 135,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.13)$$

Tlak na výstupe z kužela je rovný zvolenému tlaku pri izoentropickej expanzii.

Predbežná entalpia na výstupe z kužela pri zanedbaní kinetických energií.

$$i_2 = i_1 - H_i = 3\,505,97 - 135,4 = 3\,370,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.14)$$

Předpokladané parametre pary na výstupe z prvého kužela, určené z entalpie a tlaku

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 486,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.15)$$

$$s_2 = f(p_{2u}; i_{2u}) = 6,71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.16)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,043 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.17)$$

V mieste medzi druhým a tretím kuželom dochádza k miešaniu pary o rozdielnych entalpiách. Miešaním pár o rovnakom tlaku dochádza k zmene entalpie a množstvu hmotnosti pary, ktorá pokračuje v expanzii na turbíne. Tento stav nie je možné zanedbať a je nutné pri výpočte zo zmenou výslednej pary predpokladať.

2.2 Geometria kužela

Stredné Parsonsovo číslo bolo zvolené v odporúčanom rozmedzí 0,6 – 0,85, vyššie hodnoty stredného Parsonsovho čísla obvykle prislúchajú stredným stupňom turbíny. [1]

$$Pa_s = 0,72 \quad (2.18)$$

Predpokladaný pokles stredného Parsonsovho čísla na poslednom stupni kužela. [2]

$$Pa = 0,72 \cdot 0,94 = 0,7 \quad (2.19)$$

Výstupný uhol prvej statorovej lopatky v kuželi bol zvolený. Hodnota výstupného uhlu v priebehu expanzie turbínou rastie. Maximálna odporúčaná hodnota pre posledný stupeň turbíny zodpovedá 36 stupňom. [1]

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (2.20)$$

Zvolením stredného Parsonsovho čísla a výstupného uhla prvého stupňa kužela bola odčítaná z diagramu v prílohe 1, hodnota pomeru axiálnej zložky absolútnej rýchlosti a obvodovej rýchlosti prvého stupňa. [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = 0,24 \quad (2.21)$$

Dĺžka lopatky prvého stupňa bola zvolená s ohľadom na minimálnu odporúčanú dĺžku prvej lopatky stupňovej časti turbíny (30 mm). [1]

$$l_1 = 55 \text{ mm} \quad (2.22)$$

Stredný priemer lopatkovania prvého stupňa kužela.

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{182 \cdot 0,028}{60 \cdot \frac{55}{1000} \cdot 0,24}} = 0,809 \text{ m} \quad (2.23)$$

Pätý priemer je po celej dĺžke jedného kužela konštantný.

$$D_{p,1} = D_1 - l_1 = 0,809 - 0,055 = 0,754 \text{ m} \quad (2.24)$$

Vonkajší průměr prvního stupně kužela.

$$D_{v,1} = D_1 + l_1 = 0,809 + 0,055 = 0,864 \text{ m} \quad (2.25)$$

Výstupný úhol posledného stupňa kužela

$$\alpha_n = 17^\circ \quad (2.26)$$

Pomer axiálnej zložky absolútnej rýchlosti a obvodovej rýchlosti bol zvolený z diagramu v prílohe 1. [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = 0,33 \quad (2.27)$$

Zvyčajne nie je možné priamo zvoliť dĺžku lopatky posledného stupňa kužela a preto je nutné odhadnúť pomer dĺžky lopatky k strednému priemeru lopatkovania na výstupe.

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = 0,068 \quad (2.28)$$

Stredný priemer lopatkovania posledného stupňa kužela.

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{m \cdot v_1}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot n}} \quad (2.29)$$
$$D_n = \sqrt[3]{\frac{182 \cdot 0,43}{\pi^2 \cdot 0,33 \cdot 0,068 \cdot 60}} = 0,835 \text{ m}$$

Dĺžka lopatky posledného stupňa kužela.

$$l_n = D_n - D_{p,1} = 0,864 - 0,835 = 0,081 \text{ m} = 81 \text{ mm} \quad (2.30)$$

Vonkajší priemer posledného stupňa kužela.

$$D_{v,n} = D_n + l_n = 0,835 + 0,081 = 0,917 \text{ m} \quad (2.31)$$

Stredná obvodová rýchlosť kužela.

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \cdot n = \pi \cdot \left(\frac{0,809 + 0,835}{2}\right) \cdot 60 = 155 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.32)$$

Počet pretlakových stupňov kužela.

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}}{u_s^2} = \frac{0,72 \cdot 169}{155^2} = 5,07 \doteq 5 \quad (2.33)$$

2.3 Straty kužela

Predbežné straty boli vypočítané na základe strednej hodnoty strát nachádzajúcich sa v kuželi, získané z hodnôt prvého a posledného stupňa kužela.

Tolerancia vôle pre prvý a posledný stupeň.

$$x = 0,3 \text{ mm} \quad (2.34)$$

Radiálna vôľa stupňa.

$$k = D_{v,1} + x = 0,864 + 0,3 = 1,16 \text{ mm} \quad (2.35)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou prvého stupňa.

$$\xi_{k,1} = \frac{0,3 + k}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,16}{55} \cdot 4,5 = 0,12 \quad (2.36)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou posledného stupňa.

$$\xi_{k,n} = \frac{0,3 + k}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,16}{81} \cdot 4,5 = 0,08 \quad (2.37)$$

Stredná strata radiálnou medzerou.

$$\xi_k = \frac{\xi_{k,1} + \xi_{k,n}}{2} = \frac{0,12 + 0,08}{2} = 0,1 \quad (2.38)$$

Pomerná strata rozvėjířením prvého stupňa.

$$\xi_{v,1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = \left(\frac{0,055}{0,809}\right)^2 = 0,004 \quad (2.39)$$

Pomerná strata rozvėjířením posledného stupňa.

$$\xi_{v,n} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 = \left(\frac{0,081}{0,835}\right)^2 = 0,008 \quad (2.40)$$

Stredná strata rozvėjířením.

$$\xi_v = \frac{\xi_{v,1} + \xi_{v,n}}{2} = \frac{0,004 + 0,008}{2} = 0,006 \quad (2.41)$$

Stredná strata vlhkosti pary.

$$\xi_x = 1 - \frac{x_1 + x_n}{2} = 1 - \frac{1 + 1}{2} = 0 \quad (2.42)$$

2.4 Výkon kužela

Odhadovaná termodynamická účinnost byla spresněná na základě vypočítaných strát v kuželi a následně byla spresněná aj entalpia, resp. parametre pary na výstupe z kužela. Vplyv rozdielnej geometrie na absolútnu rýchlosť medzi kuželmi nebol v predbežnom výpočte zahrnutý. Zahrnutý bol až v detailnej časti výpočtu. Zo zmenou absolútnej rýchlosti nastáva aj zmena v entalpii celkového stavu medzi kuželmi, ktorá bola taktiež zahrnutá vo výpočte až v detailnej časti.

Reheat factor (Súčinitel' spätného využitia strát).

$$(1 + f) = 1 + \frac{z - 1}{z} \cdot (1 - \eta_{tdi}) \cdot \frac{t_1 - t_{2,iz}}{T_1 + T_2} \quad (2.43)$$

$$(1 + f) = 1 + \frac{5 - 1}{5} \cdot (1 - 0,8) \cdot \frac{564 - 473,3}{837,15 + 760} = 1,009$$

Účinnost' lopatky pre nekonečnú dĺžku bol získaný pomocou analytického vzťahu, ktorý opisuje závislosť zobrazenú v prílohe 2.

$$\eta_{\infty} = 0,468089 + 1,46673 \cdot P_a - 1,41229 \cdot P_a^2 + 0,415374 \cdot P_a^3 \quad (2.44)$$

$$\eta_{\infty} = 0,468089 + 1,46673 \cdot 0,7 - 1,41229 \cdot 0,7^2 + 0,415374 \cdot 0,7^3$$

$$\eta_{\infty} = 0,947$$

Vnútna účinnost' stupňa.

$$\eta_i = \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (2.45)$$

$$\eta_i = 0,947 \cdot (1 + 1,009) \cdot (1 - 0,1 - 0,006 - 0) = 0,854$$

Entalpia na poslednom stupni kužela.

$$i_n = i_1 - H_{iz} \cdot \eta_i = 3\,505,97 - 169,22 \cdot 0,854 = 3\,361,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.46)$$

Tlak na poslednom stupni kužela.

$$p_n = 77 \text{ bar} \quad (2.47)$$

Ostatné stavové parametre pary na výstupe z kužela, určené z entalpie a tlaku.

$$t_n = f(p_n; i_n) = 483,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.48)$$

$$s_n = f(p_n; i_n) = 6,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.49)$$

$$v_n = f(p_n; i_n) = 0,042 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.50)$$

Axiálna zložka absolútnej rýchlosti na výstupe z kužela.

$$c_{a,n} = \frac{m \cdot v_n}{\pi \cdot l_n \cdot D_n} = \frac{182 \cdot 0,042}{\pi \cdot 0,081 \cdot 0,835} = 36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.51)$$

Absolutná rychlost na výstupu z kužela.

$$c_n = c_{a,n} \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_n) - \left(\frac{c_a}{u}\right)_n\right]^2 + 1} \quad (2.52)$$

$$c_n = 36 \cdot \sqrt{[\cotg(17) - 0,33]^2 + 1} = 43,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Strata výstupnou rychlostí.

$$z_c = \frac{c_n^2}{2} = \frac{43,3^2}{2} = 0,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.53)$$

Vnútorná práca kužela pri zanedbaní vstupnej kinetickej energii.

$$a_i = (i_1 - i_{n,iz}) \cdot \eta_i - z_c = (3\,505,97 - 3\,336,8) \cdot 0,854 - 0,94 \quad (2.54)$$

$$a_i = 143,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Termodynamická účinnosť pri zanedbaní vstupnej kinetickej energii.

$$\eta_{TDi} = \frac{a_i}{i_1 - i_{n,iz}} = \frac{143,58}{3\,505,97 - 3\,336,8} = 0,845 \quad (2.55)$$

Vnútorný výkon kužela turbíny pri zanedbaní vstupnej kinetickej energie.

$$P_i = a_i \cdot m = 143,58 \cdot 182 = 26\,133,3 \text{ kW} = 26,133 \text{ MW} \quad (2.56)$$

Tab. 2-1 Výsledky predbežného návrhu stupňovej časti

Názov [Jednotka]	Kužel'					
	I	II	III	IV	V	VI
Parametre pary na vstupe do kužela						
p ₁ [bar]	127	77	42,5	8,7	1,9	0,35
t ₁ [°C]	564	486,90	402,47	225,67	118,60	72,68
h ₁ [kJ/kg]	3 505,97	3 370,59	3 215,88	2 894,45	2 663,36	2 456,02
s ₁ [kJ/(kg·K)]	6,66	6,71	6,75	6,89	7,04	7,21
v ₁ [m ³ /kg]	0,03	0,04	0,07	0,25	0,91	4,19
x ₁ [-]	1,00	1,00	1,00	1,00	0,98	0,92
\dot{m} [kg/s]	182,00	182,00	192,00	29,62	29,62	29,62
Izoentropické parametre pary na vstupe do kužela						
p _{iz} [bar]	77	42,5	8,7	1,9	0,35	0,1
t _{iz} [°C]	473,32	390,81	194,94	118,60	72,68	45,81
h _{iz} [kJ/kg]	3 336,75	3 187,96	2 823,89	2 605,59	2 397,54	2 284,30
s _{iz} [kJ/(kg·K)]	6,66	6,71	6,75	6,89	7,04	7,21
v _{iz} [m ³ /kg]	0,04	0,07	0,24	0,89	4,07	12,83
x _{iz} [-]	1,00	1,00	1,00	0,96	0,90	0,87

Tab. 2 I Výsledky predbežného návrhu stupňovej časti (pokračovanie I)

Názov [Jednotka]	Kúžeľ					
	I	II	III	IV	V	VI
Entalpický spád pary kúžeľa						
H_{iz} [kJ/kg]	169,22	182,63	391,99	288,86	265,81	171,73
n [-]	0,80	0,81	0,82	0,80	0,78	0,76
H [kJ/kg]	135,38	147,93	321,43	231,09	207,34	130,51
Parametre pary na výstupe z kúžeľa						
p_2 [bar]	77,00	42,5	8,7	1,9	0,35	0,1
t_2 [°C]	486,90	405,32	225,67	118,60	72,68	45,81
h_2 [kJ/kg]	3 370,59	3 222,66	2 894,45	2 663,36	2 456,02	2 325,51
s_2 [kJ/(kg·K)]	6,7	6,8	6,9	7	7,2	7,3
v_2 [m³/kg]	0,04	0,07	0,3	0,9	4,2	13,1
x_2 [-]	1,00	1,00	1,00	0,98	0,92	0,89
Geometria prvého stupňa kúžeľa						
Pa_s [-]	0,72	0,74	0,78	0,76	0,69	0,66
Pa_1 [-]	0,7	0,74	0,78	0,72	0,71	0,7
α_1 [°]	12	13,5	14,5	13	14	16,5
c_a/u [-]	0,24	0,26	0,27	0,26	0,28	0,33
l_1 [mm]	55	65	88	40	115	320
D_1 [m]	0,81	0,88	0,97	1,11	1,19	1,41
D_{v1} [m]	0,86	0,94	1,06	1,15	1,31	1,73
D_{p1} [m]	0,75	0,81	0,88	1,07	1,08	1,09
Geometria posledného stupňa kúžeľa						
Pa_n [-]	0,68	0,7	0,73	0,71	0,65	0,62
α_n [°]	17	19	26	34	36	33
c_a/u [-]	0,33	0,38	0,65	0,80	0,88	0,80
l/d [-]	0,07	0,07	0,09	0,04	0,10	0,23
l_n [mm]	81	98	236	98	275	445
D_n [m]	0,84	0,91	1,12	1,16	1,35	1,53
D_{vn} [m]	0,92	1,01	1,35	1,26	1,63	1,98
D_{pn} [m]	0,75	0,81	0,88	1,07	1,08	1,09
Počet stupňov kúžeľa						
u_s [m/s]	154,98	168,98	197,03	213,99	239,47	277,15
z [-]	5,07	4,73	7,88	4,79	3,2	1,48
z [-]	5	5	8	5	3	1
Straty a účinnosť kúžeľa						
ξ_{k1} [-]	0,120	0,107	0,085	0,196	0,075	0,033
ξ_{kn} [-]	0,081	0,071	0,032	0,080	0,031	0,024
k [-]	1,164	1,245	1,360	1,446	1,605	2,028

Tab. 2-1 Výsledky predbežného návrhu stupňovej časti (pokračovanie 2)

Názov [Jednotka]	Kužel'					
	I	II	III	IV	V	VI
ξ_k [-]	0,100	0,089	0,058	0,138	0,053	0,028
ξ_x [-]	0	0	0	0,009	0,047	0,092
ξ_{v1} [-]	0,004	0,005	0,007	0,001	0,008	0,034
ξ_{vn} [-]	0,008	0,009	0,030	0,006	0,029	0,051
ξ_v [-]	0,006	0,007	0,019	0,004	0,018	0,042
f [-]	0,01	0,01	0,03	0,02	0,01	0
$1+f$ [-]	1,01	1,01	1,03	1,02	1,01	1
η_{∞} [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i [-]	0,86	0,87	0,90	0,82	0,85	0,80
Výkon kužela						
c_{An} [m/s]	35,99	44,55	57,02	75,36	105,40	180,54
c_{2n} [m/s]	43,32	52,42	60,41	76,85	106,15	184,12
z_c [kJ/kg]	0,94	1,37	1,82	2,95	5,63	16,95
a_i [kJ/kg]	144,04	157,07	351,52	234,45	219,18	119,74
P_i [kW]	26 215,6	28 586,8	67 491,5	6 944,5	6 492,2	3 546,8

3.1 Východzí stav pary

Parametre pary za posledným stupňom vychádzajú z výpočtu v kapitole 1.4.

$$p_2 = 0,1 \text{ bar} \quad (3.1)$$

$$i_2 = 2\,255 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 45,81 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 7,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.4)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 12,65 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 0,863 \quad (3.6)$$

Pred navrhnutým samotnej geometrie jednotlivých stupňov je potrebné započítať straty z celého stupňa do entalpie. Medzi tieto straty patrí strata vlhkosti pary, strata radiálnou medzerou, strata rozvĕjřením a ostatné straty. Uvedené straty pri prvej iterácii detailného výpočtu je nutné odhadnúť.

Strata vlhkosti vzniká vtedy, keď expandujúca para dosiahne stavu nachádzajúceho sa v oblasti mokrej pary. Odhadnutá strata vlhkosťou pary (spresnená v rovnici 3.89).

$$\xi_x = 18,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.7)$$

Strata radiálnou medzerou vzniká kvôli potrebnej radiálnej vôle medzi lopatkou a skriňou turbíny. Je možné čiastočne stratu eliminovať zamedzením prúdeniu pary radiálnou medzerou pomocou bandáží (systém upchávok použitých na konci lopatky). [3]

Odhadnutá strata radiálnou medzerou (spresnená v rovnici 3.98).

$$\xi_k = 0,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.8)$$

Odhadnutá strata rozvĕjřením (spresnená v rovnici 3.101).

$$\xi_v = 10,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.9)$$

Odhadnuté ostatné straty (spresnená v rovnici 3.104).

$$\xi_o = 12,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.10)$$

Odhadnuté straty výstupnou rýchlosťou (spresnená v rovnici 3.105).

$$\xi_c = 39,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.11)$$

Profilová strata rotoru (spresnená v rovnici 3.53).

$$z^R = 3,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.12)$$

Profilová strata statoru (spresnená v rovnici 3.80).

$$z^S = 2,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.13)$$

Pri uvažovaných stratách nedochádza k zmene tlaku.

$$p_2' = p_2 = 0,1 \text{ bar} \quad (3.14)$$

Entalpia po zahrnutí odhadovaných strát.

$$i_2' = i_2 - (\xi_x + \xi_k + \xi_v + \xi_o - z^R - z^S) \quad (3.15)$$

$$i_{2u} = 2\,255 - (18,3 + 0,6 + 10,2 + 12,7 - 3,6 - 2,6) = 2\,219,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.16)$$

Ostatne stavové parametre pary po zahrnutí odhadovaných strát, určené z entalpie a tlaku.

$$t_2' = f(p_2'; i_2') = 45,81 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.17)$$

$$s_2' = f(p_2'; i_2') = 7,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.18)$$

$$v_2' = f(p_2'; i_2') = 12,44 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.19)$$

$$x_2' = f(p_2'; i_2') = 0,848 \quad (3.20)$$

Pri prvej iterácii detailného výpočtu nebol do bilancie hmotnostných tokov pary v turbíne zahrnutý hmotnostný tok upchávčkovej pary. Návrhu upchávčkovej pary bola venovaná kapitola 3.11. Hmotnostný tok procesného odberu bol v dôsledku zmeny entalpie v mieste odberu iteračne spresnený.

Bilancia hmotnostných tokov pary v turbíne.

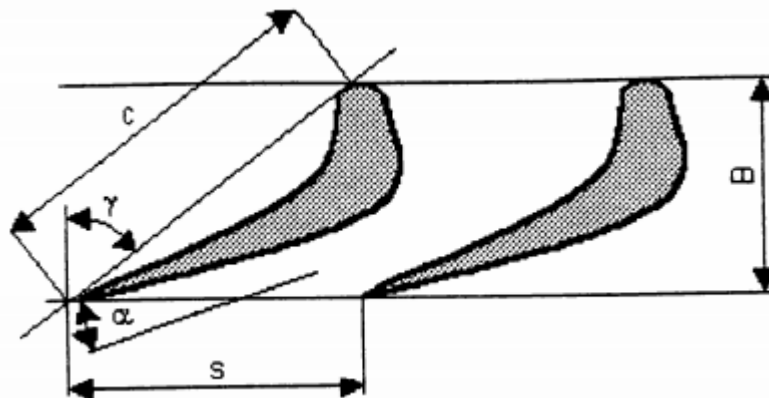
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_A - \dot{m}_{VP1} = 182 - 2 = 180 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_P + \dot{m}_{VP2} = 180 + 10 + 2 = 192 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_{PO} = 192 - 147,3 = 44,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.23)$$

3.2 Profil lopatiek

Na posledných stupňoch pretlakového lopatkovania sa v praxi používajú skrútené lopatky, avšak kvôli zložitosti výpočtu skrútených lopatiek boli lopatky všetkých stupňov navrhnuté ako prismatické (priame). Lopatkové profily boli najskôr vybrané odhadom a následne zvolené tak aby spĺňali podmienku bezpečnosti v ohybe.



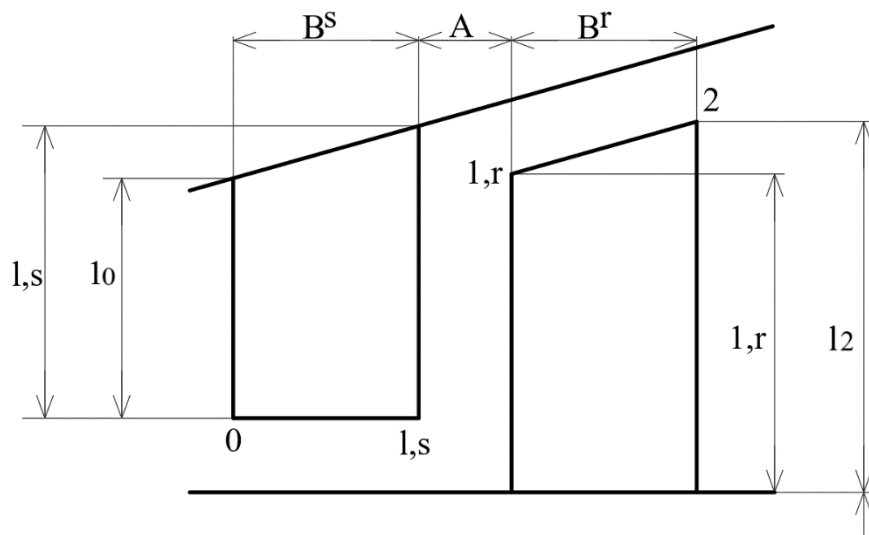
Obr. 3-2 Charakteristické rozmery lopatkovej rady [1]

Geometria prietokového kanálu turbíny bola volená na základe zohľadnenia optimalizácie turbíny (machové číslo, stupeň reakcie, tlakové číslo).

Tab. 3-1 Zvolený profil lopatiek posledného stupňa

Názov	Značka [Jednotka]	Stator	Rotor
Profil	- [-]	1560	1560
Šírka	B [mm]	35,3	35,3
Pomerná rozteč	s/c [-]	0,75	0,75
Dĺžka profilu tetivy	c [mm]	41	41
Rozteč	s [mm]	30,8	30,8
Uhol nastavenia profilu	γ [°]	27,5	27,5
Ohybový modul	W_{\min} [cm ³]	0,6509	0,6509
Plocha lopatky	S [cm ²]	3,74	3,74

Voľba prvej a poslednej lopatky kužela vychádzala z predbežného výpočtu.



Obr. 3-3 Priečny prierez stupňom

Vstupná délka statorovej rady stupňa.

$$l_0 = 320 \text{ mm} \quad (3.24)$$

Výstupná délka rotorovej rady stupňa.

$$l_2 = 460 \text{ mm} \quad (3.25)$$

Axiálna medzera medzi statorovou a rotorovou radou lopatiek.

$$A = \frac{B}{3} + 0,25 = \frac{35,3}{3} + 0,25 = 12,02 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Výstupná délka statorovej rady stupňa.

$$l_{1,s} = l_2 - \frac{(l_2 - l_0) \cdot (B^R + A)}{B^S + A + B^R} = 460 - \frac{(460 - 320) \cdot (35,2 + 12,02)}{35,2 + 12,02 + 35,2} \quad (3.27)$$

$$l_{1,s} = 379,8 \text{ mm}$$

Vstupná délka rotorovej rady stupňa.

$$l_{1,r} = l_2 - \frac{(l_2 - l_0) \cdot B^R}{B^S + A + B^R} = 460 - \frac{(460 - 320) \cdot 35,2}{35,2 + 12,02 + 35,2} \quad (3.28)$$

$$l_{1,r} = 400,2 \text{ mm}$$

Stredný priemer na vstupe do statorovej rady.

$$D_{s,0} = D_P + l_0 = 1,088 + 0,320 = 1,408 \text{ m} \quad (3.29)$$

Vonkajší priemer na vstupe do statorovej rady.

$$D_{v,0} = D_P + 2 \cdot l_0 = 1,088 + 2 \cdot 0,320 = 1,728 \text{ m} \quad (3.30)$$

Stredný priemer na výstupe zo statorovej rady.

$$D_{s,1s} = D_P + l_{1,s} = 1,088 + 0,3798 = 1,468 \text{ m} \quad (3.31)$$

Vonkajší priemer na výstupe zo statorovej rady.

$$D_{v,1s} = D_P + 2 \cdot l_{1,s} = 1,088 + 2 \cdot 0,3798 = 1,848 \text{ m} \quad (3.32)$$

Stredný priemer na vstupe do rotorovej rady.

$$D_{s,1r} = D_P + l_{1,r} = 1,088 + 0,4002 = 1,488 \text{ m} \quad (3.33)$$

Vonkajší priemer na vstupe do rotorovej rady.

$$D_{v,1r} = D_P + 2 \cdot l_{1,r} = 1,088 + 2 \cdot 0,4002 = 1,888 \text{ m} \quad (3.34)$$

Středný průměr na výstupu z rotorové rady.

$$D_{s,2} = D_P + l_2 = 1,088 + 0,460 = 1,548 \text{ m} \quad (3.35)$$

Vonkajší průměr na výstupu z rotorové rady.

$$D_{v,2} = D_P + 2 \cdot l_2 = 1,088 + 2 \cdot 0,460 = 2,008 \text{ m} \quad (3.36)$$

Středný přetokový průměr na vstupu do statorové rady.

$$S_{a,s0} = \pi \cdot D_{s,0} \cdot l_0 = \pi \cdot 1,408 \cdot 0,320 = 1,442 \text{ m}^2 \quad (3.37)$$

Středný přetokový průměr na výstupu ze statorové rady.

$$S_{a,s1} = \pi \cdot D_{s,1s} \cdot l_{1,s} = \pi \cdot 1,468 \cdot 0,3798 = 1,752 \text{ m}^2 \quad (3.38)$$

Středný přetokový průměr na vstupu do rotorové rady.

$$S_{a,r1} = \pi \cdot D_{s,1r} \cdot l_{1,r} = \pi \cdot 1,488 \cdot 0,4002 = 1,8710 \text{ m}^2 \quad (3.39)$$

Středný přetokový průměr na výstupu z rotorové rady.

$$S_{a,r2} = \pi \cdot D_{s,2} \cdot l_2 = \pi \cdot 1,548 \cdot 0,460 = 2,237 \text{ m}^2 \quad (3.40)$$

3.3 Rotor

Stav před rotorem byl určený pomocí zestrojení rychlostního trojúhelníka složeného z absolutní, relativní a obvodové rychlosti na vstupu a výstupu z rotora. Aby bylo možné provést výpočet rychlostního trojúhelníka, byla odhadnutá relativní rychlost na vstupu do rotora a rychlostní součinitel rotora. Hodnoty byly iteračně spresněny ve výpočtu rychlostního trojúhelníka statora v kapitole 3.4.

Odhadnutá relativní rychlost před rotorem (spresněná v rovnici 3.72).

$$w_1 = 180,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.41)$$

Odhadnutý rychlostní součinitel rotora (spresněný v rovnici 3.77).

$$\psi = 0,98 \quad (3.42)$$

Absolutní a relativní axiální složka rychlosti na výstupu z rotora.

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{m \cdot v_2'}{S_{a,r}} = \frac{44,68 \cdot 12,44}{2,237} = 248,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.43)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotora.

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin \beta_2} = \frac{248,4}{\sin 34^\circ} = 444,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.44)$$

Izoentropická relativní rychlost na výstupu z rotoru.

$$w_{2iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{444,2}{0,98} = 452,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.45)$$

Obvodová rychlost na výstupném středním průměru rotoru.

$$u_2 = \pi \cdot D_{s,2} \cdot n = \pi \cdot 1,548 \cdot 60 = 291,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.46)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru.

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (3.47)$$

$$c_2 = \sqrt{444,2^2 + 291,8^2 - 2 \cdot 444,2 \cdot 291,8 \cdot \cos 34} = 259,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru.

$$c_{2iz} = \frac{c_2^2}{\psi} = \frac{259,9^2}{0,98} = 264,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.48)$$

Výstupný uhol absolutnej rýchlosti z rotoru.

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \frac{c_{2a}}{c_2} = \sin^{-1} \frac{248,4}{259,9} = 72,9^\circ \quad (3.49)$$

Obvodová zložka absolutnej rýchlosti na výstupu z rotoru.

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 291,8 \cdot \cos 72,9^\circ = 76,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.50)$$

Obvodová zložka relatívnej rýchlosti na výstupu z rotoru.

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 444,2 \cdot \cos 34^\circ = 368,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.51)$$

Izoentropický spád rotoru.

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{452,2^2}{2} - \frac{180^2}{2} = 85,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.52)$$

Strata na rotore.

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{452,2^2}{2} \cdot (1 - 0,98) = 3,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.53)$$

Izoentropická entalpia pary na výstupu z rotoru.

$$i_{2,iz} = i_2' - z^R = 2219,48 - 3,6 = 2215,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.54)$$

Izoentropická entropia pary na výstupu z rotoru.

$$s_{2,iz} = f(p_2'; i_{2,iz}) = 6,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.55)$$

Entalpia pary na vstupe do rotoru.

$$i_1 = i_{2,iz} + H_{iz}^R = 2\,215,9 - 85,9 = 2\,301,79 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.56)$$

Tlak pary na vstupe do rotoru.

$$p_1 = f(i_1; s_{2,iz}) = 0,195 \text{ bar} \quad (3.57)$$

Ostatne stavové parametre pary na vstupe do rotora, určené z entalpie a tlaku.

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 59,54 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.58)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.59)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 6,81 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.60)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 0,87 \quad (3.61)$$

3.4 Stator

Výpočet stavu pred statorom prebiehal obdobne ako pri rotoru. Absolútna rýchlosť na vstupe bola vypočítaná na základe odhadu výstupnej rýchlosti predchádzajúceho stupňa a následne iteračne spresnená. Aby bol dosiahnutý čo najpresnejší výpočet rýchlostných trojuholníkov nie je možné uvažovať o rovnosti absolútnych rýchlostí medzi kužeľmi kvôli rozdielnym priemerom na výstupe z prechádzajúceho kužeľa a vstupe počítaného kužeľa. Tato výnimka platí iba pri výpočte prvého statora v kuželi. Pri výpočte ostatných statorových rád bol aplikovaný predpoklad rovnosti absolútnej rýchlosti predchádzajúcej rady.

Absolútna rýchlosť na výstupe z predchádzajúcej rady (spresnená vo výpočte predchádzajúceho stupňa).

$$c_2^* = 191,44 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.62)$$

Prietokový prierez na výstupe z prechádzajúcej rady (spresnený vo výpočte predchádzajúceho stupňa).

$$S_{a,r}^* = 1,142 \text{ m}^2 \quad (3.63)$$

Absolútna rýchlosť na vstupe do rotora pri zahrnutí vplyvu zmeny veľkosti prietokového kanálu medzi kužeľmi.

$$c_0 = \frac{c_2^* \cdot S_{a,r}^*}{S_{a,s0}} = \frac{191,44 \cdot 1,142}{1,752} = 154,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.64)$$

Zakrivenie prúdu absolútnej rýchlosti.

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 180 - 28 - 72,9 = 79,1^\circ \quad (3.65)$$

Analytický vzťah určenia rýchlostného súčiniteľa statora vychádzajúci z prílohy 3. [1]

$$\varphi = 0,985067 - 0,0001323 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\alpha} \quad (3.66)$$

$$\varphi = 0,985067 - 0,0001323 \cdot e^{0,0424951 \cdot 79,1} = 0,9813$$

Absolutná a relativná axiálna zložka rýchlosti na výstupe zo statora.

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{m \cdot v_1}{S_{a,s}} = \frac{44,68 \cdot 6,81}{1,752} = 173,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.67)$$

Absolutná rýchlosť na výstupe zo statora.

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_2} = \frac{173,7}{\sin 28^\circ} = 367 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.68)$$

Izoentropická rýchlosť na výstupe zo statora.

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{367}{0,9813} = 377 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.69)$$

Obvodová rýchlosť na výstupnom strednom priemere statora.

$$u_1 = \pi \cdot D_{s,1s} \cdot n = \pi \cdot 1,468 \cdot 60 = 276,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.70)$$

Stredná obvodová rýchlosť stupňa.

$$u = \pi \cdot \frac{D_{s,0} + D_{s,2}}{2} \cdot n = \pi \cdot \frac{1,408 + 1,548}{2} \cdot 60 = 278,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.71)$$

Relatívna rýchlosť na výstupe zo statora.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (3.72)$$

$$w_1 = \sqrt{367^2 + 276,7^2 - 2 \cdot 367 \cdot 276,7 \cdot \cos 28^\circ} = 180,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Uhol výstupnej relatívnej rýchlosti.

$$\beta_2 = \sin^{-1} \frac{w_{1a}}{w_1} = \sin^{-1} \frac{173,7}{180,7} = 73,9^\circ \quad (3.73)$$

Obvodová zložka absolútnej rýchlosti na výstupe z rotora.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 367 \cdot \cos 28^\circ = 326,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.74)$$

Obvodová zložka relatívnej rýchlosti na výstupe z rotora.

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_2 = 180,7 \cdot \cos 73,9^\circ = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.75)$$

Zakrivenie prúdu relatívnej rýchlosti.

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 180 - 73,9 - 34 = 72,5^\circ \quad (3.76)$$

Analytický vztah určení rychlostního součinitele rotoru vycházející z přílohy 3. [1]

$$\psi = 0,985068 - 0,0001323 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\beta} \quad (3.77)$$

$$\psi = 0,985068 - 0,0001323 \cdot e^{0,0424951 \cdot 72,5} = 0,9822$$

Izoentropický spád na statore.

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{377^2}{2} - \frac{367^2}{2} = 59,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.78)$$

Izoentropický spád stupňa.

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^S + H_{iz}^R = 59,2 + 85,91 = 145,06 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.79)$$

Strata na statore.

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{377^2}{2} \cdot (1 - 0,9813) = 2,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.80)$$

Izoentropická entalpia pary na výstupe zo statoru.

$$i_{1,iz} = i_1 - z^S = 2301,8 - 2,64 = 2299,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.81)$$

Izoentropická entropia pary na výstupe zo statoru.

$$s_{1,iz} = f(p_{1u}; i_{1,iz}) = 6,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.82)$$

Entalpia pary na vstupe do statora.

$$i_0 = i_{1,iz} + H_{iz}^S = 2299,15 + 59,2 = 2358,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.83)$$

Tlak pary na vstupe do statora.

$$p_0 = f(i_0; s_{1,iz}) = 0,3 \text{ bar} \quad (3.84)$$

Ostatne stavové parametre pary na vstupe do statora, určené z entalpie a tlaku.

$$t_0 = f(p_0; i_0) = 69,23 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.85)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.86)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 4,61 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.87)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0,89 \quad (3.88)$$

3.5 Straty

Strata vlhkosti pary stupňa.

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_2 + x_0}{2}\right) \cdot H_{iz}^{ST} = \left(1 - \frac{0,863 + 0,886}{2}\right) \cdot 145,06 \quad (3.89)$$

$$\xi_x = 18,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tolerancia radiálnej vôle rotora.

$$x = 0,3 \text{ mm} \quad (3.90)$$

Radiálna vôľa rotora.

$$k = \frac{D_{v,2}}{1000} + x = \frac{2,008}{1000} + 0,3 = 0,302 \text{ mm} \quad (3.91)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou na rotore.

$$\xi_{k,2} = \frac{0,3 + k}{l_2} \cdot x = \frac{0,3 + 0,302}{0,460} \cdot 0,3 = 0,0059 \quad (3.92)$$

Veľkostní súčiniteľ pre stratu radiálnou medzerou.

$$k_r^b = 1,235 \quad (3.93)$$

Počet britiev na bandáži statoru.

$$Z = 3 \text{ ks} \quad (3.94)$$

Radiálna vôľa statora.

$$\delta_r = 1 \text{ mm} \quad (3.95)$$

Ekvivalentná radiálna vôľa statora.

$$\delta_e = \delta_r \cdot z^{-0,5} = 1 \cdot 3^{-0,5} = 0,5774 \text{ mm} \quad (3.96)$$

Pomerná strata radiálnou medzerou na statore.

$$\xi_{k,0} = k_r^b \cdot \frac{\delta_e}{l_0 \cdot \cos \alpha_1} = 1,235 \cdot \frac{0,5774}{320 \cdot \cos 28^\circ} = 0,0025 \quad (3.97)$$

Strata radiálnou vôľou stupňa.

$$\xi_k = \frac{\xi_{k,0} + \xi_{k,2}}{2} \cdot H_{iz}^{ST} = \frac{0,0025 + 0,0059}{2} \cdot 145,06 = 0,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.98)$$

Pomerná strata rozvĕjřením rotora.

$$\xi_{v,2} = \left(\frac{l_2}{D_{s,2}} \right)^2 = \left(\frac{460}{1,548} \right)^2 = 0,09 \quad (3.99)$$

Pomerná strata rozvĕjřením statora.

$$\xi_{v,0} = \left(\frac{l_0}{D_{s,0}} \right)^2 = \left(\frac{320}{1,408} \right)^2 = 0,05 \quad (3.100)$$

Strata rozvějířením stupňa.

$$\xi_v = \frac{\xi_{v,0} + \xi_{v,2}}{2} \cdot H_{iz}^{ST} = \frac{0,05 + 0,09}{2} \cdot 145,06 = 10,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.101)$$

Skutočné Parsonsovo číslo.

$$P_a = \frac{u^2}{H_{iz}^{ST}} = \frac{278,6^2}{145,06} = 0,54 \quad (3.102)$$

Analyticky vzťah určenia obvodovej účinnosti nekonečne dlhej lopatky vychádzajúci z prílohy 2.

$$\eta_\infty = 0,468089 + 1,46673 \cdot P_a - 1,41229 \cdot P_a^2 + 0,415374 \cdot P_a^3 \quad (3.103)$$

$$\eta_\infty = 0,468089 + 1,46673 \cdot 0,54 - 1,41229 \cdot 0,54^2 + 0,415374 \cdot 0,54^3$$

$$\eta_\infty = 0,9122$$

Ostatne straty stupňa.

$$\xi_o = (1 - \eta_\infty) \cdot H_{iz}^{ST} = (1 - 0,9122) \cdot 145,6 = 12,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.104)$$

Pomerná strata stupňa výstupnou rýchlosťou.

$$\xi_c = \frac{\frac{c_2^2}{2}}{H_{iz}^{ST}} = \frac{\frac{259,9^2}{2}}{145,6} = 0,232 \quad (3.105)$$

3.6 Výkon

Vnútrotná účinnosť stupňa.

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 - \xi_x - \xi_k - \xi_v - \xi_o - \xi_c) \quad (3.106)$$

$$\eta_i = 0,9122 \cdot (1 - 0,1255 - 0,004 - 0,07 - 0,088 - 0,2319)$$

$$\eta_i = 0,43$$

Merná vnútrotná práca stupňa.

$$a_i^{ST} = \eta_i \cdot \left(\frac{c_0^2}{2} + H_{iz}^{ST} \right) \quad (3.107)$$

$$a_i^{ST} = 0,43 \cdot \left(\frac{154,4^2}{2} + 145,06 \right) = 62,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnútrotný výkon stupňa.

$$P_i^{ST} = m \cdot a_i^{ST} = 44,7 \cdot 62,2 = 3\,520,1 \text{ kW} \quad (3.108)$$

3.7 Charakteristiky stupňa

Aby sa jednotlivý stupeň dal považovať za vhodne navrhnutý, musí spĺňať určité charakteristické hodnoty stupňa pre pretlakový typ lopatkovania. Ide o Machovo číslo, tlakový pomer a stupeň reakcie.

Machovo číslo bolo skontrolované z hľadiska kritického prúdenia pary v stupni. Jeho hodnota bola určená pomerom relatívnej rýchlosti sýtej pary o danom tlaku a relatívnej rýchlosti na výstupe zo stupňa. Optimálna hodnota Machovho čísla na poslednom stupni turbíny je okolo 1,02.

Relatívna rýchlosť sýtej pary o tlaku nachádzajúcom sa na výstupe zo stupňa.

$$w = f(p_2; x = 1) = 440,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.109)$$

Machovo číslo.

$$Ma = \frac{w_2}{w} = \frac{444,2}{440,5} = 1,01 \quad (3.110)$$

Tlakový pomer vyjadruje zaťaženie stupňa. Ideálny tlakový pomer je považovaný blízky k hodnote 2,8. Tlakový pomer o nižšej hodnote je možné považovať za ľahko odťažený a pri vyššej hodnote je uvažované o stupni ako ľahko preťaženom. Pričom hodnoty tlakového pomeru na všetkých stupňoch by sa mali pohybovať v rozmedzí 2,2 - 3,8.

Tlakový pomer.

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{\frac{1}{2} \cdot u_2^2} = \frac{145,6}{\frac{1}{2} \cdot 291,8^2} = 3,408 \quad (3.111)$$

Pomer rozdelenia izoentalpického spádu medzi rotorovou radou a statorovou radou vyjadruje stupeň reakcie. U pretlakového lopatkovania je optimálna hodnota stupňa reakcie 0,5. Prijateľné hodnoty stupňa reakcia sa nachádzajú v rozpätí 0,49 – 0,6.

Stupeň reakcie.

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{85,91}{145,6} = 0,592 \quad (3.112)$$

3.8 Optimalizácia

Pri optimalizácii parnej turbíny prebehli rôzne úpravy iteračného charakteru aby sa dosiahlo čo najpresnejšieho stavu zodpovedajúcemu skutočnosti. Medzi optimalizačné úpravy patrí najmä úprava prietokového kanálu turbíny, úprava hmotnostných tokov vplyvom zmeny entalpie na odberoch a potrebnej upchávkovej pary.

Prvým krokom pri optimalizácii bolo rozdelenie turbíny z 3 kužeľov predbežného návrhu na 6 kužeľov, čím sa dosiahlo menšieho rozdielu tlakov na jednotlivých kužeľoch. Taktiež prebehla čiastočná úprava geometrie prietokových kanálov aby boli splnené charakteristiky stupňa.

Výpočtom vyrovnávacieho piestu v kapitole 3.10 a upchávok turbíny v kapitole 3.11 bola získaná presnejšia hodnota hmotnostného toku. Využitím časti hmotnostného toku, ktorý bol zavedený naspäť na turbínu za druhým kužeľom sa docielilo vyrovnanie axiálnych síl v turbíne. Zavedením upchávkovkej pary až za druhý kužeľ sa výrazne znížila potreba na materiál rotoru turbíny v dôsledku zníženia priemeru vyrovnávacieho piestu.

Entalpia medzi kužeľmi bola upravená aby zodpovedala celkovému stavu entalpie pri zmene absolútnej rýchlosti medzi kužeľmi s rozdielmi prietokovými kanálmi v rovnici 3.62.

$$i_2^* = i_2 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^{*2}}{2} = 2\,358,31 + \frac{154,42^2}{2 \cdot 10^3} - \frac{191,44^2}{2 \cdot 10^3} \quad (3.113)$$

$$i_2^* = 2\,351,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

V neposlednom rade prebehla úprava prietokového kanála turbíny posledných troch kužeľov. Úpravou sa umožnilo spracovanie väčšieho hmotnostného toku o 10 % z celkového procesného odberu, čím sa zväčšila prevádzková charakteristika.

Tab. 3-2 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 28-22

	Stupeň						
	28	27	26	25	24	23	22
Parametre pary na výstupe z rotora							
p_2 [bar]	0,1	0,3	0,6	0,9	1,3	2,0	2,7
i_2 [kJ/kg]	2258,0	2351,0	2431,4	2485,6	2533,5	2597,3	2646,3
t_2 [°C]	45,8	66,9	84,3	95,7	106,0	119,6	130,2
s_2 [kJ/(kg·K)]	7,1	7,0	6,9	6,9	6,9	6,9	6,8
v_2 [m ³ /kg]	12,672	5,053	2,628	1,777	1,282	0,857	0,643
x_2 [-]	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0
\dot{m} [kg/s]	42,5	42,5	42,5	42,5	42,5	42,5	42,5
Profil rotora							
Profil [-]	1560x1	560x	560x	560x	560x	560x1	560x1
B [mm]	75	43	43	43	43	38,8	38,8
s [mm]	68,7	37,2	37,2	37,2	37,2	44,4	44,4
c [mm]	91,6	49,7	49,7	49,7	49,7	59,1	59,1
γ [°]	35	30	30	30	30	49	49
W_{\min} [cm ³]	3,26	1,15	1,15	1,15	1,15	0,64	0,64
S [cm ²]	3,23	8,08	8,08	8,08	8,08	4,20	4,20
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Profil statora							
Profil [-]	1560x1	560x	560x	560x	560x	560x1	560x1
B [mm]	75	43	43	43	43	38,8	38,8
s [mm]	68,7	37,2	37,2	37,2	37,2	44,4	44,4
c [mm]	91,6	49,7	49,7	49,7	49,7	59,1	59,1
γ [°]	35	30	30	30	30	49	49
W_{\min} [cm ³]	3,26	1,15	1,15	1,15	1,15	0,64	0,64
S [cm ²]	3,23	8,08	8,08	8,08	8,08	4,20	4,20
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Geometria stupňa							
A_m [mm]	25,25	14,58	14,58	14,58	14,58	13,18	13,18
D_p [m]	1,09	1,08	1,08	1,08	1,07	1,07	1,07
l_2 [mm]	460	270	220	180	130	120	100
l_{r1} [mm]	400,1	248,6	202,9	169,3	125,7	111,5	95,7
l_{s1} [mm]	379,9	241,4	197,1	165,7	124,3	108,5	94,3
l_0 [mm]	320	220	180	155	120	100	90
D_{s2} [m]	1,55	1,35	1,30	1,26	1,20	1,19	1,17
D_{v2} [m]	2,01	1,62	1,52	1,44	1,33	1,31	1,27
D_{s1} [m]	1,49	1,32	1,28	1,25	1,19	1,18	1,16
D_{v1} [m]	1,89	1,57	1,48	1,41	1,32	1,29	1,26
D_{s1} [m]	1,47	1,32	1,27	1,24	1,19	1,18	1,16
D_{v1} [m]	1,85	1,56	1,47	1,41	1,32	1,28	1,26

Tab. 3-2 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 28-22 (pokračovanie 1)

	Stupeň						
	28	27	26	25	24	23	22
D_{s0} [m]	1,41	1,30	1,26	1,23	1,19	1,17	1,16
D_{v0} [m]	1,73	1,52	1,44	1,39	1,31	1,27	1,25
S_{ar} [m ²]	2,24	1,14	0,90	0,71	0,49	0,45	0,37
S_{as} [m ²]	1,75	1,00	0,79	0,65	0,47	0,40	0,34
$S_{as,0}$ [m ²]	1,42	0,90	0,71	0,60	0,45	0,37	0,33
α_1 [°]	28	27	25	22	20	18,5	16,5
α_2 [°]	76,0	76,6	89,6	84,8	72,1	89,4	88,4
$\Delta\alpha$ [°]	76,0	76,4	65,4	73,2	87,9	72,1	75,1
φ [-]	0,9817	0,9817	0,9829	0,9821	0,9795	0,9822	0,9819
β_1 [°]	71,9	71,0	85,2	83,1	68,6	79,4	77,2
β_2 [°]	34	32	27	25	23	20	18,5
$\Delta\beta$ [°]	74,1	77,0	67,8	71,9	88,4	80,6	84,3
ψ [-]	0,9820	0,9816	0,9827	0,9823	0,9794	0,9810	0,9803
Výpočet rotorovej rady							
c_{2a}, w_{2a} [m/s]	236,7	186,3	124,0	105,9	110,9	81,1	74,3
w_{2u} [m/s]	350,9	298,1	243,4	227,1	261,4	222,9	222,0
w_2 [m/s]	423,3	351,6	273,2	250,6	284,0	237,2	234,1
w_{2iz} [m/s]	431,1	358,2	278,0	255,1	289,9	241,8	238,8
c_{2u} [m/s]	59,1	44,4	0,9	9,7	35,7	0,9	2,1
c_2 [m/s]	244,0	191,5	124,0	106,3	116,6	81,1	74,3
u_2 [m/s]	291,8	253,7	244,3	236,8	225,6	223,7	220,0
H_{iz}^R [kJ/kg]	75,4	51,0	31,8	27,5	36,8	26,0	26,0
z^R [kJ/kg]	3,3	2,3	1,3	1,1	1,7	1,1	1,1
i_{2iz} [kJ/kg]	2222,1	2331,0	2421,5	2477,6	2524,9	2592,0	2641,9
s_{2iz} [kJ/(kg·K)]	7,01	6,95	6,91	6,89	6,86	6,84	6,83
p_1 [bar]	0,18	0,39	0,70	1,04	1,57	2,29	3,15
i_1 [kJ/kg]	2297,5	2382,0	2453,3	2505,1	2561,7	2618,0	2667,9
t_1 [°C]	57,8	75,5	89,8	100,6	112,7	124,5	135,2
s_1 [kJ/(kg·K)]	7,01	6,95	6,91	6,89	6,86	6,84	6,83
v_1 [m ³ /kg]	7,347	3,611	2,163	1,514	1,045	0,747	0,563
x_1 [-]	0,87	0,89	0,91	0,92	0,94	0,96	0,97
Výpočet statorovej rady							
c_{1a}, w_{1a} [m/s]	178,0	153,5	116,5	99,4	95,3	79,1	69,5
c_{1u} [m/s]	334,8	301,2	249,8	246,1	262,0	236,4	234,7
c_1 [m/s]	379,2	338,1	275,6	265,4	278,8	249,2	244,8
c_{1iz} [m/s]	386,3	344,4	280,4	270,2	284,6	253,7	249,3
w_{1u} [m/s]	58,1	52,9	9,8	12,0	37,4	14,8	15,8
w_1 [m/s]	187,3	162,3	116,9	100,1	102,4	80,5	71,3
u_1 [m/s]	276,7	248,3	240,0	234,1	224,6	221,6	218,9

Tab. 3-2 Výsledky detailného výpočtu pro stupeň 28-22 (pokračovanie 2)

	Stupeň						
	28	27	26	25	24	23	22
u_s [m/s]	278,6	249,0	240,5	234,4	224,7	221,9	219,0
H_{iz}^S [kJ/kg]	62,7	51,6	33,7	32,0	37,2	29,4	29,1
H_{iz}^{ST} [kJ/kg]	138,0	102,6	65,5	59,5	74,0	55,4	55,0
z^S [kJ/kg]	2,7	2,2	1,3	1,3	1,6	1,1	1,1
i_{liz} [kJ/kg]	2294,8	2379,8	2451,9	2503,8	2560,1	2616,8	2666,7
s_{liz} [kJ/(kg·K)]	7,01	6,94	6,91	6,88	6,86	6,84	6,83
p_0 [bar]	0,29	0,56	0,87	1,27	1,96	2,72	3,70
i_0 [kJ/kg]	2357,4	2431,4	2485,6	2535,8	2597,3	2646,3	2695,8
t_0 [°C]	68,0	84,3	95,7	106,4	119,6	130,2	140,9
s_0 [kJ/(kg·K)]	7,01	6,94	6,91	6,88	6,86	6,84	6,83
v_0 [m ³ /kg]	4,848	2,628	1,777	1,266	0,857	0,643	0,488
x_0 [-]	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,97	0,98
Straty a výkon stupňa							
x [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
ξ_{k2} [-]	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
k_{rb} [-]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
z [ks]	3	3	3	3	3	3	3
δ_r [mm]	1	1	1	1	1	1	1
δ_e [mm]	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
ξ_{k0} [-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01
ξ_k [kJ/kg]	0,58	0,70	0,55	0,60	1,00	0,83	0,97
ξ_{v2} [-]	0,09	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01
ξ_{v1} [-]	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01
ξ_v [kJ/kg]	9,66	3,54	1,62	1,08	0,81	0,49	0,37
ξ_x [kJ/kg]	17,23	10,79	5,76	4,39	4,32	2,30	1,44
ξ_o [kJ/kg]	11,02	7,14	3,40	3,25	4,19	2,90	2,83
ξ_c [kJ/kg]	0,22	0,18	0,12	0,09	0,09	0,06	0,05
P_a [-]	0,56	0,60	0,88	0,92	0,68	0,89	0,87
η_{∞} [-]	0,92	0,93	0,95	0,95	0,94	0,95	0,95
η_i [-]	0,47	0,56	0,67	0,71	0,73	0,78	0,80
a_i^{ST} [kJ/kg]	69,76	62,06	47,84	45,30	56,03	45,39	45,90
P_i^{ST} [kW]	2961,6	2634,9	2031,1	1923,2	2378,7	1926,9	1948,6
F_a^{ST} [N]	15392	12371	11683	11681	14945	14490	15664

Tab. 3-3 Výsledky detailného výpočtu pro stupeň 21-15

	Stupeň						
	21	20	19	18	17	16	15
Parametre pary na výstupu z rotoru							
p_2 [bar]	8	9	10	11	12	13	14
i_2 [kJ/kg]	3,7	4,9	6,4	8,7	11,1	14,0	17,2
t_2 [°C]	2695,8	2742,6	2788,0	2828,8	2876,2	2922,7	2967,7
s_2 [kJ/(kg·K)]	140,9	151,1	173,2	197,0	222,6	247,7	272,0
v_2 [m³/kg]	6,8	6,8	6,8	6,8	6,7	6,7	6,7
x_2 [-]	0,488	0,381	0,310	0,237	0,195	0,163	0,138
\dot{m} [kg/s]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Profil rotoru							
Profil [-]	550	550	550	560x0	560x0	560x0	560x0
B [mm]	38,8	38,8	38,8	46	46	46	46
s [mm]	37,2	37,2	37,2	39,8	39,8	39,8	39,8
c [mm]	49,6	49,6	49,6	53,1	53,1	53,1	53,1
γ [°]	38,5	38,5	38,5	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	0,29	0,29	0,29	1,67	1,67	1,67	1,67
S [cm²]	2,39	2,39	2,39	9,69	9,69	9,69	9,69
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Profil statora							
Profil [-]	550	550	550	560x0	560x0	560x0	560x0
B [mm]	38,8	38,8	38,8	46	46	46	46
s [mm]	37,2	37,2	37,2	39,8	39,8	39,8	39,8
c [mm]	49,6	49,6	49,6	53,1	53,1	53,1	53,1
γ [°]	38,5	38,5	38,5	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	0,29	0,29	0,29	1,67	1,67	1,67	1,67
S [cm²]	2,39	2,39	2,39	9,69	9,69	9,69	9,69
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Geometria stupňa							
A_m [mm]	13,18	13,18	13,18	15,58	15,58	15,58	15,58
D_p [m]	1,07	1,07	1,07	0,88	0,88	0,88	0,88
l_2 [mm]	90	78	71	157	140	127	117
l_{r1} [mm]	84,9	75,0	70,6	149,7	134,4	122,7	112,7
l_{s1} [mm]	83,1	74,0	70,4	147,3	132,6	121,3	111,3
l_0 [mm]	78	71	70	140	127	117	107
D_{s2} [m]	1,16	1,15	1,14	1,04	1,02	1,01	1,00
D_{v2} [m]	1,25	1,22	1,21	1,19	1,16	1,13	1,11
D_{s1} [m]	1,15	1,14	1,14	1,03	1,01	1,00	0,99
D_{v1} [m]	1,24	1,22	1,21	1,18	1,15	1,13	1,11
D_{s1} [m]	1,15	1,14	1,14	1,03	1,01	1,00	0,99
D_{v1} [m]	1,23	1,21	1,21	1,17	1,15	1,12	1,10

Tab. 3-3 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 21-15 (pokračovanie 1)

	Stupeň						
	21	20	19	18	17	16	15
D_{s0} [m]	1,15	1,14	1,14	1,02	1,01	1,00	0,99
D_{v0} [m]	1,22	1,21	1,21	1,16	1,13	1,11	1,09
S_{ar} [m ²]	0,33	0,28	0,25	0,51	0,45	0,40	0,37
S_{as} [m ²]	0,30	0,27	0,25	0,48	0,42	0,38	0,35
$S_{as,0}$ [m ²]	0,28	0,25	0,25	0,45	0,40	0,37	0,33
α_1 [°]	15	14	12,2	21	20	19	18
α_2 [°]	86,0	89,2	82,0	74,8	73,3	72,9	73,1
$\Delta\alpha$ [°]	79,0	76,8	85,8	84,2	86,7	88,1	88,9
φ [-]	0,9813	0,9816	0,9800	0,9803	0,9798	0,9795	0,9793
β_1 [°]	78,6	84,8	82,5	69,3	68,2	67,8	66,1
β_2 [°]	16,5	15	14	22	21	20	19
$\Delta\beta$ [°]	84,9	80,2	83,5	88,7	90,8	92,2	94,9
ψ [-]	0,9802	0,9811	0,9805	0,9793	0,9788	0,9784	0,9776
Výpočet rotorovej rady							
c_{2a}, w_{2a} [m/s]	63,3	57,6	51,7	88,7	83,4	77,8	72,3
w_{2u} [m/s]	213,6	215,0	207,2	219,6	217,2	213,8	209,8
w_2 [m/s]	222,8	222,6	213,6	236,9	232,7	227,5	221,9
w_{2iz} [m/s]	227,3	226,9	217,8	241,9	237,7	232,5	227,0
c_{2u} [m/s]	4,5	0,8	7,3	24,1	25,0	24,0	21,9
c_2 [m/s]	63,4	57,6	52,2	92,0	87,1	81,4	75,5
u_2 [m/s]	218,1	215,8	214,5	195,5	192,3	189,8	187,9
H_{iz}^R [kJ/kg]	23,9	24,2	22,6	24,9	24,4	23,7	22,8
z^R [kJ/kg]	1,0	1,0	0,9	1,2	1,2	1,2	1,1
i_{2iz} [kJ/kg]	2692,3	2739,4	2785,0	2825,7	2873,3	2919,9	2965,1
s_{2iz} [kJ/(kg·K)]	6,82	6,81	6,80	6,75	6,74	6,73	6,73
p_1 [bar]	4,22	5,57	7,12	9,81	12,43	15,48	18,95
i_1 [kJ/kg]	2716,1	2763,7	2807,5	2850,6	2897,7	2943,6	2987,8
t_1 [°C]	145,6	160,4	183,8	208,9	234,3	259,1	283,0
s_1 [kJ/(kg·K)]	6,82	6,81	6,80	6,75	6,74	6,73	6,73
v_1 [m ³ /kg]	0,434	0,343	0,283	0,215	0,179	0,150	0,128
x_1 [-]	0,99	1	1	1	1	1	1
Výpočet statorovej rady							
c_{1a}, w_{1a} [m/s]	61,4	54,9	47,7	87,0	81,3	75,6	70,9
c_{1u} [m/s]	229,2	220,1	220,6	226,6	223,4	219,6	218,3
c_1 [m/s]	237,3	226,8	225,7	242,7	237,8	232,2	229,6
c_{1iz} [m/s]	241,8	231,0	230,4	247,6	242,7	237,1	234,4
w_{1u} [m/s]	12,4	5,0	6,2	32,9	32,6	30,8	31,5
w_1 [m/s]	62,6	55,1	48,1	93,0	87,6	81,6	77,6
u_1 [m/s]	216,8	215,1	214,4	193,6	190,9	188,7	186,9

Tab. 3-3 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 21-15 (pokračovanie 2)

	Stupeň						
	21	20	19	18	17	16	15
u_s [m/s]	217,0	215,2	214,4	193,9	191,0	188,9	187,0
H_{iz}^S [kJ/kg]	27,6	25,3	26,0	26,9	26,1	25,3	24,8
H_{iz}^{ST} [kJ/kg]	51,4	49,5	48,5	51,8	50,6	49,0	47,6
z^S [kJ/kg]	1,1	1,0	1,1	1,2	1,2	1,1	1,1
i_{liz} [kJ/kg]	2715,0	2762,7	2806,5	2849,4	2896,6	2942,5	2986,7
s_{liz} [kJ/(kg·K)]	6,82	6,81	6,80	6,75	6,74	6,73	6,73
p_0 [bar]	4,90	6,35	8,08	11,12	13,96	17,23	20,97
i_0 [kJ/kg]	2742,6	2788,0	2832,5	2876,2	2922,7	2967,7	3011,5
t_0 [°C]	151,1	173,2	197,0	222,6	247,7	272,0	295,8
s_0 [kJ/(kg·K)]	6,82	6,81	6,80	6,75	6,74	6,73	6,73
v_0 [m³/kg]	0,381	0,310	0,256	0,195	0,163	0,138	0,118
x_0 [-]	1	1	1	1	1	1	1
Straty a výkon stupňa							
x [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
ξ_{k2} [-]	0,03	0,03	0,04	0,02	0,02	0,02	0,02
k_{rb} [-]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
z [ks]	3	3	3	3	3	3	3
δ_r [mm]	1	1	1	1	1	1	1
δ_e [mm]	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
ξ_{k0} [-]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_k [kJ/kg]	1,02	1,12	1,18	0,59	0,64	0,68	0,72
ξ_{v2} [-]	0,01	0,00	0,00	0,02	0,02	0,02	0,01
ξ_{v1} [-]	0,00	0,00	0,00	0,02	0,02	0,01	0,01
ξ_v [kJ/kg]	0,28	0,21	0,19	1,08	0,88	0,73	0,61
ξ_x [kJ/kg]	0,52	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_o [kJ/kg]	2,78	2,75	2,75	2,72	2,67	2,56	2,47
ξ_c [kJ/kg]	0,04	0,03	0,03	0,08	0,07	0,07	0,06
P_a [-]	0,91	0,93	0,95	0,73	0,72	0,73	0,73
η_{∞} [-]	0,95	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i [-]	0,82	0,83	0,84	0,79	0,80	0,81	0,82
a_i^{ST} [kJ/kg]	43,78	42,46	41,08	43,89	42,97	41,79	40,98
P_i^{ST} [kW]	1858,8	1802,5	1744,2	8425,4	8249,4	8023,0	7865,8
F_a^{ST} [N]	16907	18746	19224	56254	58395	60498	62549

Tab. 3-4 Výsledky detailného výpočtu pro stupeň 14-8

	Stupeň						
	14	13	12	11	10	9	8
Parametre pary na výstupu z rotora							
p_2 [bar]	15	16	17	18	19	20	21
i_2 [kJ/kg]	21,0	25,3	29,9	35,3	42,5	47,9	53,8
t_2 [°C]	3011,5	3054,8	3095,5	3137,2	3185,3	3217,6	3249,3
s_2 [kJ/(kg·K)]	295,8	319,2	341,2	363,8	389,7	407,1	424,2
v_2 [m³/kg]	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7
x_2 [-]	0,118	0,102	0,089	0,078	0,068	0,061	0,056
\dot{m} [kg/s]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Profil rotora							
Profil [-]	560x0	560x0	560x0	560x0	560x	560x	560x
B [mm]	46	46	46	46	43	43	43
s [mm]	39,8	39,8	39,8	39,8	37,2	37,2	37,2
c [mm]	53,1	53,1	53,1	53,1	49,7	49,7	49,7
γ [°]	30	30	30	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	1,67	1,67	1,67	1,67	1,15	1,15	1,15
S [cm²]	9,69	9,69	9,69	9,69	8,08	8,08	8,08
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Profil statora							
Profil [-]	560x0	560x0	560x0	560x0	560x	560x	560x
B [mm]	46	46	46	46	43	43	43
s [mm]	39,8	39,8	39,8	39,8	37,2	37,2	37,2
c [mm]	53,1	53,1	53,1	53,1	49,7	49,7	49,7
γ [°]	30	30	30	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	1,67	1,67	1,67	1,67	1,15	1,15	1,15
S [cm²]	9,69	9,69	9,69	9,69	8,08	8,08	8,08
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Geometria stupňa							
A_m [mm]	15,58	15,58	15,58	15,58	14,58	14,58	14,58
D_p [m]	0,88	0,88	0,88	0,88	0,82	0,82	0,82
l_2 [mm]	107	103	96	88	88	84	80
l_{r1} [mm]	105,3	100,0	92,6	87,1	86,3	82,3	79,1
l_{s1} [mm]	104,7	99,0	91,4	86,9	85,7	81,7	78,9
l_0 [mm]	103	96	88	86	84	80	78
D_{s2} [m]	0,99	0,98	0,98	0,97	0,90	0,90	0,90
D_{v2} [m]	1,09	1,09	1,07	1,06	0,99	0,98	0,98
D_{s1} [m]	0,99	0,98	0,97	0,97	0,90	0,90	0,89
D_{v1} [m]	1,09	1,08	1,07	1,05	0,99	0,98	0,97
D_{s1} [m]	0,98	0,98	0,97	0,97	0,90	0,90	0,89
D_{v1} [m]	1,09	1,08	1,06	1,05	0,99	0,98	0,97

Tab. 3-4 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 14-8 (pokračovanie 1)

	Stupeň						
	14	13	12	11	10	9	8
D_{s0} [m]	0,98	0,98	0,97	0,97	0,90	0,90	0,89
D_{v0} [m]	1,09	1,07	1,06	1,05	0,98	0,98	0,97
S_{ar} [m ²]	0,33	0,32	0,29	0,27	0,25	0,24	0,22
S_{as} [m ²]	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24	0,23	0,22
$S_{as,0}$ [m ²]	0,32	0,29	0,27	0,26	0,24	0,22	0,22
α_1 [°]	17	16	15	14	14,5	14	13,5
α_2 [°]	70,4	75,5	72,0	64,5	76,7	77,4	76,6
$\Delta\alpha$ [°]	92,6	88,5	93,0	101,5	88,8	88,6	89,9
φ [-]	0,9783	0,9794	0,9782	0,9752	0,9793	0,9793	0,9790
β_1 [°]	67,2	66,8	60,9	59,4	72,5	72,1	73,8
β_2 [°]	18	17	16	15	15	14,5	14
$\Delta\beta$ [°]	94,8	96,2	103,1	105,6	92,5	93,4	92,2
ψ [-]	0,9776	0,9772	0,9745	0,9733	0,9783	0,9781	0,9784
Výpočet rotorovej rady							
c_{2a}, w_{2a} [m/s]	68,3	61,5	58,2	56,1	48,7	46,5	44,7
w_{2u} [m/s]	210,3	201,2	202,9	209,2	181,7	179,9	179,4
w_2 [m/s]	221,2	210,4	211,1	216,6	188,1	185,8	184,9
w_{2iz} [m/s]	226,2	215,4	216,6	222,5	192,2	190,0	189,0
c_{2u} [m/s]	24,3	16,0	18,9	26,7	11,5	10,4	10,7
c_2 [m/s]	72,5	63,6	61,2	62,1	50,0	47,7	46,0
u_2 [m/s]	186,0	185,3	184,0	182,5	170,2	169,5	168,7
H_{iz}^R [kJ/kg]	23,1	21,0	21,3	22,8	17,2	16,9	16,8
z^R [kJ/kg]	1,1	1,0	1,2	1,3	0,8	0,8	0,8
i_{2iz} [kJ/kg]	3008,9	3052,4	3093,1	3134,6	3183,3	3215,5	3247,3
s_{2iz} [kJ/(kg·K)]	6,72	6,72	6,71	6,70	6,70	6,69	6,69
p_1 [bar]	23,00	27,39	32,35	38,34	45,09	50,75	56,92
i_1 [kJ/kg]	3032,0	3073,4	3114,3	3157,5	3200,5	3232,4	3264,2
t_1 [°C]	306,9	329,3	351,5	374,8	398,0	415,2	432,3
s_1 [kJ/(kg·K)]	6,72	6,72	6,71	6,70	6,70	6,69	6,69
v_1 [m ³ /kg]	0,110	0,096	0,084	0,073	0,064	0,059	0,053
x_1 [-]	1	1	1	1	1	1	1
Výpočet statorovej rady							
c_{1a}, w_{1a} [m/s]	65,1	60,3	57,7	53,3	47,8	45,8	43,5
c_{1u} [m/s]	212,9	210,3	215,2	213,7	184,8	183,8	181,1
c_1 [m/s]	222,7	218,8	222,8	220,3	190,9	189,5	186,3
c_{1iz} [m/s]	227,6	223,4	227,8	225,9	195,0	193,5	190,3
w_{1u} [m/s]	27,3	25,8	32,1	31,5	15,1	14,8	12,6
w_1 [m/s]	70,6	65,6	66,0	61,9	50,1	48,2	45,3
u_1 [m/s]	185,6	184,5	183,1	182,2	169,8	169,0	168,5

Tab. 3-4 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 14-8 (pokračovanie 2)

	Stupeň						
	14	13	12	11	10	9	8
u_s [m/s]	185,7	184,6	183,2	182,3	169,8	169,1	168,5
H_{iz}^S [kJ/kg]	23,9	23,1	24,0	24,4	17,9	17,7	17,2
H_{iz}^{ST} [kJ/kg]	47,0	44,1	45,3	47,2	35,1	34,5	34,0
z^S [kJ/kg]	1,1	1,0	1,1	1,3	0,8	0,8	0,8
i_{1iz} [kJ/kg]	3030,9	3072,4	3113,2	3156,2	3199,7	3231,7	3263,4
s_{1iz} [kJ/(kg·K)]	6,72	6,71	6,71	6,70	6,70	6,69	6,69
p_0 [bar]	25,25	29,88	35,32	41,78	47,94	53,84	60,20
i_0 [kJ/kg]	3054,8	3095,5	3137,2	3180,6	3217,6	3249,3	3280,6
t_0 [°C]	319,2	341,2	363,8	387,2	407,1	424,2	441,1
s_0 [kJ/(kg·K)]	6,72	6,71	6,71	6,70	6,70	6,69	6,69
v_0 [m³/kg]	0,102	0,089	0,078	0,068	0,061	0,056	0,051
x_0 [-]	1	1	1	1	1	1	1
Straty a výkon stupňa							
x [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
ξ_{k2} [-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
k_{rb} [-]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
z [ks]	3	3	3	3	3	3	3
δ_r [mm]	1	1	1	1	1	1	1
δ_e [mm]	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
ξ_{k0} [-]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_k [kJ/kg]	0,76	0,75	0,83	0,93	0,69	0,71	0,73
ξ_{v2} [-]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_{v1} [-]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_v [kJ/kg]	0,53	0,46	0,41	0,38	0,32	0,29	0,27
ξ_x [kJ/kg]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ξ_o [kJ/kg]	2,44	2,21	2,33	2,57	1,75	1,72	1,70
ξ_c [kJ/kg]	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03
P_a [-]	0,73	0,77	0,74	0,70	0,82	0,83	0,83
η_{∞} [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i [-]	0,82	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84
a_i^{ST} [kJ/kg]	40,15	38,30	39,42	40,10	30,49	30,04	29,51
P_i^{ST} [kW]	7708,2	7352,7	7566,6	7697,3	5489,8	5409,0	5314,5
F_a^{ST} [N]	66713	67587	72395	80322	65108	66733	69027

Tab. 3-5 Výsledky detailního výpočtu pro stupeň 7-1

	Stupeň						
	7	6	5	4	3	2	1
Parametre pary na výstupu z rotora							
p_2 [bar]	22	23	24	25	26	27	28
i_2 [kJ/kg]	60,2	67,1	74,4	83,6	93,0	103,4	114,7
t_2 [°C]	3280,6	3311,5	3342,1	3376,0	3408,4	3440,8	3473,3
s_2 [kJ/(kg·K)]	441,1	457,7	474,1	492,4	509,7	527,2	544,6
v_2 [m³/kg]	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7
x_2 [-]	0,051	0,047	0,043	0,039	0,036	0,033	0,031
\dot{m} [kg/s]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Profil rotora							
Profil [-]	560x	560x	560x	560x	560x	560x	560x
B [mm]	43	43	43	43	43	43	43
s [mm]	37,2	37,2	37,2	37,2	37,2	37,2	37,2
c [mm]	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7
γ [°]	30	30	30	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
S [cm²]	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Profil statora							
Profil [-]	560x	560x	560x	560x	560x	560x	560x
B [mm]	43	43	43	43	43	43	43
s [mm]	37,2	37,2	37,2	37,2	37,2	37,2	37,2
c [mm]	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7	49,7
γ [°]	30	30	30	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
S [cm²]	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08	8,08
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Geometria stupně							
A_m [mm]	14,58	14,58	14,58	14,58	14,58	14,58	14,58
D_p [m]	0,82	0,82	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
l_2 [mm]	78	74	64	63	60	57	54
l_{r1} [mm]	76,3	72,7	63,6	61,7	58,7	55,7	53,6
l_{s1} [mm]	75,7	72,3	63,4	61,3	58,3	55,3	53,4
l_0 [mm]	74	71	63	60	57	54	53
D_{s2} [m]	0,89	0,89	0,82	0,82	0,81	0,81	0,81
D_{v2} [m]	0,97	0,96	0,88	0,88	0,87	0,87	0,86
D_{s1} [m]	0,89	0,89	0,82	0,82	0,81	0,81	0,81
D_{v1} [m]	0,97	0,96	0,88	0,88	0,87	0,87	0,86
D_{s1} [m]	0,89	0,89	0,82	0,82	0,81	0,81	0,81
D_{v1} [m]	0,97	0,96	0,88	0,88	0,87	0,86	0,86

Tab. 3-5 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 7-1 (pokračovanie 1)

	Stupeň						
	7	6	5	4	3	2	1
D_{s0} [m]	0,89	0,89	0,82	0,81	0,81	0,81	0,81
D_{v0} [m]	0,96	0,96	0,88	0,87	0,87	0,86	0,86
S_{ar} [m ²]	0,22	0,21	0,16	0,16	0,15	0,15	0,14
S_{as} [m ²]	0,21	0,20	0,16	0,16	0,15	0,14	0,14
$S_{as,0}$ [m ²]	0,21	0,20	0,16	0,15	0,15	0,14	0,13
α_1 [°]	12,8	12,5	13,5	13	12,6	12,3	12,1
α_2 [°]	80,7	73,2	53,2	57,0	54,7	53,0	51,9
$\Delta\alpha$ [°]	86,5	94,3	113,3	110,0	112,7	114,7	116,0
φ [-]	0,9799	0,9778	0,9688	0,9709	0,9692	0,9677	0,9667
β_1 [°]	69,4	70,8	51,9	52,1	50,6	49,8	53,0
β_2 [°]	13,5	12,8	14	13,5	13	12,6	12,3
$\Delta\beta$ [°]	97,1	96,4	114,1	114,4	116,4	117,6	114,7
ψ [-]	0,9769	0,9771	0,9682	0,9679	0,9665	0,9655	0,9677
Výpočet rotorovej rady							
c_{2a}, w_{2a} [m/s]	42,1	40,9	47,2	43,8	42,4	41,1	40,1
w_{2u} [m/s]	175,2	179,9	189,5	182,4	183,4	183,9	183,8
w_2 [m/s]	180,2	184,5	195,3	187,6	188,3	188,4	188,1
w_{2iz} [m/s]	184,4	188,8	201,7	193,8	194,8	195,2	194,3
c_{2u} [m/s]	6,9	12,3	35,3	28,4	30,0	31,0	31,4
c_2 [m/s]	42,6	42,7	59,0	52,2	51,9	51,5	50,9
u_2 [m/s]	168,3	167,6	154,2	154,0	153,4	152,9	152,3
H_{iz}^R [kJ/kg]	16,0	16,9	18,7	17,3	17,5	17,6	17,7
z^R [kJ/kg]	0,8	0,8	1,3	1,2	1,3	1,3	1,2
i_{2iz} [kJ/kg]	3278,7	3309,7	3339,7	3373,9	3406,2	3438,7	3471,2
s_{2iz} [kJ/(kg·K)]	6,69	6,68	6,68	6,67	6,67	6,67	6,66
p_1 [bar]	63,40	70,74	78,86	88,05	97,96	108,79	120,57
i_1 [kJ/kg]	3294,7	3326,6	3358,4	3391,2	3423,7	3456,3	3488,9
t_1 [°C]	448,7	465,9	482,9	500,6	518,1	535,5	553,0
s_1 [kJ/(kg·K)]	6,69	6,68	6,68	6,67	6,67	6,67	6,66
v_1 [m ³ /kg]	0,049	0,045	0,041	0,038	0,035	0,032	0,029
x_1 [-]	1	1	1	1	1	1	1
Výpočet statorovej rady							
c_{1a}, w_{1a} [m/s]	41,7	40,2	45,6	43,3	41,9	40,8	38,9
c_{1u} [m/s]	183,5	181,2	189,7	187,4	187,5	187,0	181,6
c_1 [m/s]	188,2	185,6	195,1	192,4	192,2	191,4	185,7
c_{1iz} [m/s]	192,1	189,9	201,4	198,1	198,3	197,8	192,1
w_{1u} [m/s]	15,6	14,0	35,7	33,7	34,4	34,4	29,4
w_1 [m/s]	44,5	42,5	57,9	54,9	54,2	53,4	48,8
u_1 [m/s]	167,9	167,2	154,1	153,7	153,1	152,5	152,2

Tab. 3-5 Výsledky detailného výpočtu pre stupeň 7-1 (pokračovanie 2)

	Stupeň						
	7	6	5	4	3	2	1
u_s [m/s]	167,9	167,3	154,1	153,7	153,2	152,6	152,2
H_{iz}^S [kJ/kg]	17,5	16,8	18,9	18,3	18,3	18,3	18,1
H_{iz}^{ST} [kJ/kg]	33,6	33,7	37,6	35,6	35,8	35,9	35,8
z^S [kJ/kg]	0,7	0,8	1,2	1,1	1,2	1,2	1,2
i_{liz} [kJ/kg]	3294,0	3325,8	3357,1	3390,1	3422,5	3455,0	3487,7
s_{liz} [kJ/(kg·K)]	6,69	6,68	6,68	6,67	6,67	6,66	6,66
p_0 [bar]	67,06	74,56	83,56	93,00	103,37	114,65	126,89
i_0 [kJ/kg]	3311,5	3342,7	3376,0	3408,4	3440,8	3473,3	3505,8
t_0 [°C]	457,7	474,4	492,4	509,7	527,2	544,6	562,0
s_0 [kJ/(kg·K)]	6,69	6,68	6,68	6,67	6,67	6,66	6,66
v_0 [m³/kg]	0,047	0,043	0,039	0,036	0,033	0,031	0,028
x_0 [-]	1	1	1	1	1	1	1
Straty a výkon stupňa							
x [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
ξ_{k2} [-]	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05
k_{rb} [-]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
z [ks]	3	3	3	3	3	3	3
δ_r [mm]	1	1	1	1	1	1	1
δ_e [mm]	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
ξ_{k0} [-]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_k [kJ/kg]	0,75	0,79	1,01	0,98	1,04	1,09	1,14
ξ_{v2} [-]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00	0,00
ξ_{v1} [-]	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00
ξ_v [kJ/kg]	0,24	0,23	0,23	0,20	0,19	0,17	0,16
ξ_x [kJ/kg]	0	0	0	0	0	0	0
ξ_o [kJ/kg]	1,68	1,68	2,41	2,10	2,17	2,20	2,21
ξ_c [kJ/kg]	0,03	0,03	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04
P_a [-]	0,84	0,83	0,63	0,66	0,65	0,65	0,65
η_{∞} [-]	0,95	0,95	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
η_i [-]	0,85	0,85	0,80	0,82	0,82	0,81	0,81
a_i^{ST} [kJ/kg]	29,24	29,64	31,22	30,19	30,30	30,24	29,36
P_i^{ST} [kW]	5265,1	5337,2	5621,7	5436,1	5455,7	5444,7	5287,4
F_a^{ST} [N]	69910	75992	72517	72454	75926	78746	80949

3.9 Pevnostné charakteristiky

Stupeň splňajúci povolené hodnoty v kapitole 3.7, musí taktiež splňať maximálne povolené hodnoty z hľadiska bezpečnosti na ťah a ohyb. Prvý iteračný výber profilu lopatiek prebehol v kapitole 3.2. Po pevnostnom výpočte bol profil a materiál lopatiek vybraný aby splňal všetky požiadavky na bezpečnosť v ťahu a ohybu.

Uhlová frekvencia.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 60 = 377 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.114)$$

Pri prevádzke turbíny nesmie odstredivá sila žiadneho stupňa turbíny vytvoriť také napätie, ktoré by prekročilo hranicu pevnosti v ťahu výrobného materiálu lopatiek.

Ťahové napätie pôsobiace na stupeň.

$$\sigma_{tah} = l_2 \cdot \frac{D_{s,2}}{2} \cdot \rho_{Fe} \cdot \omega^2 = \frac{460}{1000} \cdot \frac{1,548}{2} \cdot 7850 \cdot 377^2 = 397,2 \text{ MPa} \quad (3.115)$$

Počet lopatiek stupňa.

$$z = \frac{\pi \cdot D_{s,2} \cdot 1000}{s} = \frac{\pi \cdot 1,548 \cdot 1000}{30,8} = 157,9 \doteq 158 \quad (3.116)$$

Axiálna sila pôsobiaca na lopatku je zložená zo sily vyvolanej zmenou hybnosti prúdu pary na lopatku v rotorovej rade a silou, ktorú zapríčinil rozdiel tlakov na vstupe a výstupe z rady.

Axiálna sila pôsobiaca na jednu lopatku rotorovej rady.

$$F_a = \frac{\dot{m} \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{z} - \frac{\pi \cdot l_2 \cdot D_{s,2} \cdot (p_1 - p_2)}{z} \quad (3.117)$$

$$F_a = \frac{44,7 \cdot (173,7 - 248,4)}{158} - \frac{\pi \cdot \frac{460}{1000} \cdot 1,548 \cdot (0,2 - 0,1)}{158}$$

$$F_a = 113,7 \text{ N}$$

Obvodová sila pôsobiaca na jednu lopatku rotorovej rady bola vyvolaná zmenou hybnosti obvodovej zložky absolútnej rýchlosti.

Obvodová sila pôsobiaca na jednu lopatku rotorovej rady.

$$F_u = \frac{\dot{m} \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{z} = \frac{44,7 \cdot (326,66 - 76,44)}{158} = 70,8 \text{ N} \quad (3.118)$$

Ohybový moment vyvolaný axiálnou silou.

$$M_{o,Fa} = \frac{l_2}{2} \cdot F_a = \frac{460}{2000} \cdot 113,7 = 26,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.119)$$

Ohybový moment vyvolaný obvodovou silou.

$$M_{o,Fu} = \frac{l_2}{2} \cdot F_u = \frac{460}{2000} \cdot 70,8 = 16,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.120)$$

Celkový ohybový moment pôsobiaci na jednu lopatku rotorovej rady.

$$M_o = \sqrt{M_{o,Fa}^2 + M_{o,Fu}^2} = 30,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.121)$$

Ohybové napätie.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{30,8}{0,6509} = 47,3 \text{ MPa} \quad (3.122)$$

Pri výbere profilov lopatiek z doporučenej literatúry prichádzalo k výraznému prekročeniu povoleného ohybového napätia. Preto boli využité profily lopatiek poskytnuté vedúcim práce.

Celková axiálna sila pôsobiaca na rotorovú radu stupňa.

$$F_a^R = F_a \cdot z = 113,7 \cdot 158 = 17,97 \text{ kN} \quad (3.123)$$

Tab. 3-6 Výsledky pevnostného výpočtu

Rada	σ_{tah} [MPa]	z [ks]	F_a [N]	F_u [N]	M_{oFa} [N·m]	M_{oFu} [N·m]	M_o [N·m]	σ_o [MPa]
56	397,2	71	216,8	164,9	49,9	37,9	62,6	19,2
55	-	67	282,5	-184,0	53,7	-35,0	64,0	19,6
54	202,7	114	108,5	95,6	14,6	12,9	19,5	17,0
53	-	111	133,5	-111,5	16,1	-13,5	21,0	18,3
52	159,0	109	107,2	97,0	11,8	10,7	15,9	13,8
51	-	90	95,8	-117,8	9,4	-11,6	15,0	13,0
50	126,1	106	110,2	94,7	9,9	8,5	13,1	11,4
49	-	88	175,7	-101,5	14,6	-8,4	16,8	14,6
48	86,8	101	148,0	95,1	9,6	6,2	11,4	10,0
47	-	84	207,7	-131,4	12,9	-8,2	15,3	13,3
46	79,5	84	172,5	119,0	10,3	7,1	12,6	19,6
45	-	83	197,5	-118,6	10,7	-6,4	12,5	19,5
44	65,1	83	188,7	119,0	9,4	5,9	11,2	17,4
43	-	82	226,6	-121,1	10,7	-5,7	12,1	18,9
42	58,1	98	172,5	97,4	7,8	4,4	8,9	30,6
41	-	97	205,8	-97,1	8,6	-4,0	9,5	32,4
40	49,8	97	193,3	96,0	7,5	3,7	8,4	28,9
39	-	96	190,8	-97,3	7,1	-3,6	7,9	27,2
38	45,1	96	200,2	94,3	7,1	3,3	7,9	27,0

Tab. 3-6 Výsledky pevnostního výpočtu (Pokračovanie)

Rada	σ_{tah} [MPa]	z [ks]	F_a [N]	F_u [N]	M_{oFa} [N·m]	M_{oFu} [N·m]	M_o [N·m]	σ_o [MPa]
37	-	96	271,6	-86,9	9,6	-3,1	10,0	34,4
36	90,8	82	686,0	473,9	53,9	37,2	65,5	39,2
35	-	81	748,0	-480,1	55,1	-35,4	65,4	39,2
34	79,7	80	729,9	476,2	51,1	33,3	61,0	36,5
33	-	80	785,8	-483,6	52,1	-32,0	61,2	36,6
32	71,3	79	765,8	475,3	48,6	30,2	57,2	34,3
31	-	79	829,5	-474,5	50,3	-28,8	57,9	34,7
30	65,1	79	791,8	477,3	46,3	27,9	54,1	32,4
29	-	78	874,6	-498,0	48,7	-27,7	56,0	33,5
28	58,9	78	855,3	464,3	45,8	24,8	52,1	31,2
27	-	78	920,6	-477,4	48,2	-25,0	54,3	32,5
26	56,5	78	866,5	478,4	44,6	24,6	51,0	30,5
25	-	77	977,7	-457,8	48,4	-22,7	53,4	32,0
24	52,3	77	940,2	489,4	45,1	23,5	50,9	30,5
23	-	77	931,7	-536,6	42,6	-24,5	49,1	29,4
22	47,5	76	1056,9	472,3	46,5	20,8	50,9	30,5
21	-	76	1184,3	-510,9	51,4	-22,2	56,0	33,5
20	44,3	76	856,7	410,8	37,7	18,1	41,8	36,4
19	-	76	900,2	-412,6	38,6	-17,7	42,4	36,9
18	42,1	76	878,1	410,8	36,9	17,3	40,7	35,4
17	-	76	925,2	-419,3	37,8	-17,1	41,5	36,1
16	39,9	76	908,2	403,8	36,3	16,2	39,8	34,6
15	-	75	964,1	-405,3	38,0	-16,0	41,2	35,9
14	38,9	75	932,1	424,2	36,4	16,5	39,9	34,7
13	-	75	932,2	-440,7	35,3	-16,7	39,0	33,9
12	36,7	75	1013,2	405,6	37,5	15,0	40,4	35,1
11	-	75	1043,1	-350,4	37,7	-12,7	39,8	34,6
10	29,2	69	1051,0	403,1	33,6	12,9	36,0	31,3
9	-	69	1101,4	-416,9	34,9	-13,2	37,3	32,5
8	28,7	69	1050,1	415,0	33,1	13,1	35,6	30,9
7	-	69	1121,4	-408,2	34,4	-12,5	36,6	31,8
6	27,2	69	1100,4	411,1	33,0	12,3	35,2	30,6
5	-	69	1161,5	-407,3	33,8	-11,9	35,9	31,2
4	25,8	68	1158,0	413,0	33,0	11,8	35,0	30,5
3	-	68	1103,2	-495,1	30,5	-13,7	33,4	29,1
2	24,3	68	1190,4	397,6	32,1	10,7	33,9	29,5
1	-	68	1156,1	-480,8	30,9	-12,8	33,4	29,1

3.10 Návrh vyrovnávacího piestu

Axiální síla vyvolaná rotorovými radami lopatek turbíny způsobuje významně velkou výslednici axiální síly působící na turbínu v směru průdení pary. Výsledná axiální síla nadobývá hodnoty, které by axiálně ložisko nebolo schopné zadržat. Preto sa u turbíny o veľkých výkonoch a veľkých hmotnostných prietokoch využíva prevedenia turbíny tzv. diavola, kedy sa jednotlivé stupňové časti navzájom vyrovnávajú vyvolanými axiálnymi silami. Z dôvodov uvedených v kapitole 1.6 bol zvolený spôsob vyrovnávania axiálnej sily pomocou vyrovnávacího piestu.

Vyváženie axiálnej sily pomocou vyrovnávacího piestu prebieha na princípe rozdielných tlakov pred a za vyrovnávacím piestom. Využitým vyrovnávacím piestom v turbíne dochádza k zníženiu výkonu na turbíne, kvôli časti pary potrebnej na zabezpečenie vyrovnania axiálnej sily pôsobiacej na turbínu. Odber pary nastáva ešte pred vstupom na stupňovú časť turbíny a časť je využitá na zahĺtenie upchávok turbíny. Para, ktorá nebola využívaná ako zahľcovania sa privádza naspäť na stupňovú časť turbíny. Aby nestávala zmena hmotnostného toku vo vnútri kužeľa je para zavádzaná vždy pred kužeľom, ktorý má totožnú hodnotu tlaku ako para vyrovnávacího piestu. Návrh vyrovnávacího piestu je väčšinou obmedzený pätným priemerom regulačného stupňa. Pokiaľ sa v turbíne nenachádza regulačný stupeň tak sa kladie doraz na množstvo použitého materiálu, ktoré sa výrazne zvyšuje s priemerom vyrovnávacího piesta.

Priemer vyrovnávacího piesta.

$$D_{VP} = 0,97 \text{ m} \quad (3.124)$$

Tlak pred vyrovnávacím piestom.

$$p_1 = 126,65 \text{ bar} \quad (3.125)$$

Merný objem pred vyrovnávacím piestom.

$$v_1 = 0,028 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.126)$$

Tlak za vyrovnávacím piestom.

$$p_2 = 42,5 \text{ bar} \quad (3.127)$$

Materiálová konštanta britiev z autentické ocele.

$$B = 1,35 \quad (3.128)$$

Počet britiev upchávky.

$$z = 40 \text{ ks} \quad (3.129)$$

Šírka britvy.

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (3.130)$$

Radiální vůle mezi britvami a skříňou turbíny.

$$\delta = B \cdot \frac{D_{VP}}{1000} + 0,25 = 1,35 \cdot \frac{1,03}{1000} + 0,25 = 0,25 \text{ mm} \quad (3.131)$$

Pomer radiálnej vôle a šírky britvy upchávky.

$$\frac{\delta}{\Delta} = \frac{0,25}{0,3} = 0,84 \quad (3.132)$$

Prietokový súčiniteľ odčítaný z prílohy 4.

$$\mu = 0,72 \quad (3.133)$$

Prietoková plocha vyrovnávacieho piestu.

$$S_{VP} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \frac{\delta}{1000} = \pi \cdot 0,97 \cdot \frac{0,25}{1000} = 0,00076 \text{ m}^2 \quad (3.134)$$

Tlakový pomer upchávky.

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{42,5}{126,66} = 0,336 \quad (3.135)$$

Hodnota kritického tlakového pomeru upchávky.

$$\pi_{kr} = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{40 + 1,25}} = 0,1277 \quad (3.136)$$

Hmotnostný tok vyrovnávacieho piestu pri kritickom prúdení ($\pi_{kr} \geq \pi$).

$$\dot{m}_{VP} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \quad (3.137)$$

$$\dot{m}_{VP} = 0,72 \cdot 0,00076 \cdot \sqrt{\frac{1}{40 + 1,25} \cdot \frac{126,6}{0,028}} = 1,82 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

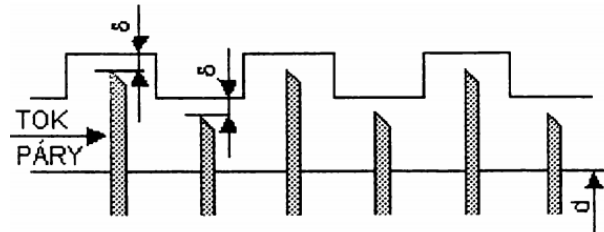
Hmotnostný tok vyrovnávacieho piestu pri nekritickom prúdení ($\pi_{kr} < \pi$).

$$\dot{m}_{VP} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad (3.138)$$

$$\dot{m}_{VP} = 0,72 \cdot 0,00076 \cdot \sqrt{\frac{126,6^2 - 42,5^2}{126,6 \cdot 0,028 \cdot 40}} = 1,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

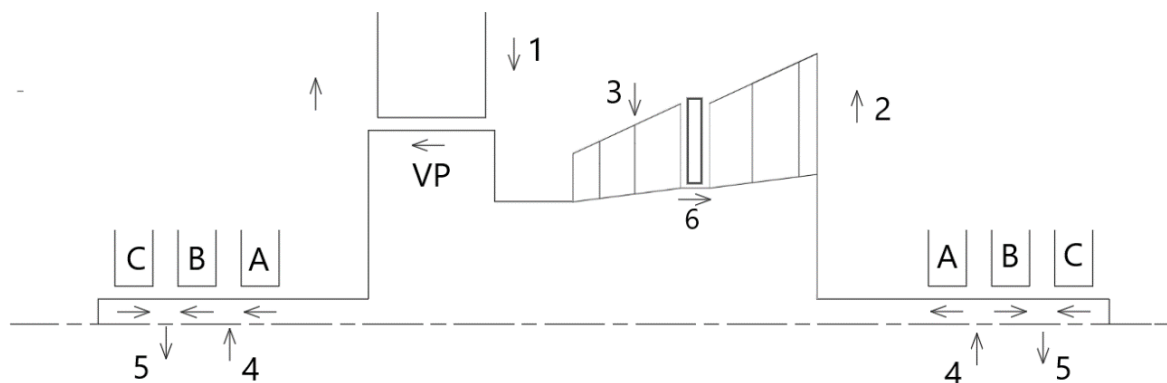
3.11 Návrh upchávok turbíny

Zamedzení úniku pary vo vysokotlakovej časti turbíny a vniknutiu vzduchu do nízkotlakovej časti turbíny zaručuje návrh upchávok. Predné (vysokotlakové) a zadné (nízkotlakové) upchávky sa skladajú z troch oddelených skupín britiev. [1]



Obr. 3-4 Detail upchávky [1]

Podľa obr. 3-5 v prednom systéme upchávok medzi upchávkou A a B dochádza pomocou časti upchávkovej pary k zahlcovaniu čím sa zabraňuje prechodu pary upchávkou A. Medzi upchávkami B a C dochádza k odberu zmesi vzduchu a zahlcovacej pary (bod 4). Jedná sa o odsávaciu paru (bod 5), ktorá ďalej pokračuje do kondenzátoru upchávkovej pary. V zadnom upchávkovom systéme dochádza k podobnému javu s jediným rozdielom. V upchávke A dochádza k prúdeniu časti zahlcovacej pary do turbíny. Posledný rad upchávok sa nachádza v mieste procesného odberu (bod 6), presnejšie v mieste medzi clonou a rotorom. Zvyšná para vyrovnávacieho piestu je zavadená naspäť do stupňovej časti turbíny za druhý kužel (bod 3). Para vstupuje do turbíny v mieste bodu 1 a vystupuje v mieste bodu 2.



Obr. 3-5 Schéma systému upchávok

Priemer upchávok.

$$D_{ucp} = 0,5 \text{ m} \quad (3.139)$$

Prietoková plocha upchávok.

$$S_{ucp} = \pi \cdot D_{ucp} \cdot \frac{\delta}{1000} = \pi \cdot 0,5 \cdot \frac{0,25}{1000} = 0,0004 \text{ m}^2 \quad (3.140)$$

Zahlcovací tlak.

$$p_z = 2 \text{ bar} \quad (3.141)$$

Odsávací tlak.

$$p_o = 0,8 \text{ bar} \quad (3.142)$$

Hustota vzduchu. [9]

$$\rho_{vzd} = 1,2041 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (3.143)$$

Merný objem vzduchu.

$$v_{vzd} = \frac{1}{\rho_{vzd}} = \frac{1}{1,2041} = 0,8305 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.144)$$

Merný objem zahlcovacej pary.

$$v_{zah} = f(p_{zah}; i_{zah}) = 1,806 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.145)$$

Merný objem odsávacej pary.

$$v_{ods} = f(p_{ods}; i_{ods}) = 4,516 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.146)$$

Tab. 3-7 Návrh upchávok

Názov [Jednotka]	Predné upchávky			VP	Clona	Zadné upchávky		
	C	B	A			A	B	C
p ₁ [bar]	1,013	2	42,5	127	8,7	0,1	2	1,013
p ₂ [bar]	0,8	0,8	2	42,5	8,1	2	0,8	0,8
i ₁ [kJ/kg]	-	3505,9	3505,9	3505,9	2828,8	2350	3505,9	-
v ₁ [m ³ /kg]	0,83	4,5	1,8	0,028	0,237	12,6	4,5	0,83
D _{ucp} [m]	0,5	0,5	0,5	0,97	0,88	0,5	0,5	0,5
B [-]	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35
z [-]	6	12	24	40	10	24	12	6
D [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
δ [mm]	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Tab. 3-7 Návrh upchávok (Pokračovanie)

Názov [Jednotka]	Predné upchávky			VP	Clona	Zadné upchávky		
	C	B	A			A	B	C
δ/D [-]	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83
μ [mm]	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
S_{ucp} [m ²]	0,0004	0,0004	0,0004	0,0008	0,0007	0,0004	0,0004	0,0004
π [-]	0,790	0,400	0,047	0,33	0,929	20	0,4	0,79
π_{kr} [-]	0,305	0,225	0,163	0,12	0,245	0,163	0,225	0,305
$\dot{m}_{ucp,nad}$ [m ³ /kg]	0,036	0,0167	0,087	1,93	0,286	0,001	0,0167	0,037
$\dot{m}_{ucp,pod}$ [m ³ /kg]	0,025	0,016	0,088	1,84	0,112	-	0,016	0,025

3.12 Axiálne ložisko

Axiálne ložisko slúži najmä na vymedzenie zostatkovej axiálnej sily turbíny. Vyrovnanie axiálnej sily stupňovej časti zabezpečuje vyrovnávací piest navrhnutý v kapitole 3.10. Výsledná axiálna sila by sa pri využití vyrovnávacieho piestom mala pohybovať medzi 20 – 30 kN.

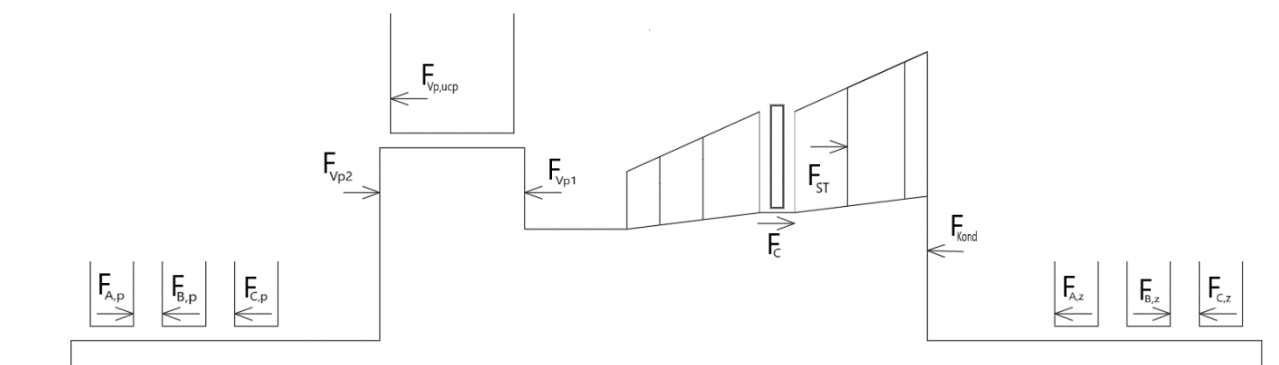
Axiálna sila pôsobiaca na stupňovú časť turbíny.

$$F_{ST} = \sum F_a^{ST} = 1\,403,2 \text{ kN} \quad (3.147)$$

Axiálna sila pôsobiaca na výstupnú plochu turbíny.

$$F_{Kond} = \frac{\pi \cdot (D_{p,2}^2 - D_{ucp}^2)}{4} \cdot p_K = \frac{\pi \cdot (1,088^2 - 0,5^2)}{4} \cdot 0,1 \cdot 10^2 \quad (3.148)$$

$$F_{Kond} = 7,333 \text{ kN} \quad (3.149)$$



Obr. 3-6 Axiálne sily pôsobiace na turbínu

Axiální síla působící na vyrovnávací piest zo strany stupňovej časti turbíny.

$$F_{VP1} = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - D_{p,1}^2)}{4} \cdot p_1 = \frac{\pi \cdot (0,97^2 - 0,754^2)}{4} \cdot 126,6 \cdot 10^2 \quad (3.150)$$

$$F_{VP1} = 3\,644 \text{ kN}$$

Axiální síla působící na vyrovnávací piest zo strany upchávok turbíny.

$$F_{VP2} = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - D_{ucp}^2)}{4} \cdot p_2 = \frac{\pi \cdot (0,97^2 - 0,5^2)}{4} \cdot 42,5 \cdot 10^2 \quad (3.151)$$

$$F_{VP2} = 2\,284 \text{ kN}$$

Axiální síla vyvolaná rozdielom tlaku v prietokovom priereze vyrovnávacieho piestu.

$$F_{VP,ucp} = S_{VP} \cdot (p_1 - p_2) = 0,00081 \cdot (126,6 - 42,5) \cdot 10^2 = 6,42 \text{ kN} \quad (3.152)$$

Axiálne sily pôsobiace na systém predných upchávok.

$$F_{A,p} = S_{ucp} \cdot (p_2 - p_z) = 0,0001 \cdot (42,5 - 2) \cdot 10^2 = 1,6 \text{ kN} \quad (3.153)$$

$$F_{B,p} = S_{ucp} \cdot (p_z - p_o) = 0,0001 \cdot (2 - 0,8) \cdot 10^2 = 0,047 \text{ kN} \quad (3.154)$$

$$F_{C,p} = S_{ucp} \cdot (p_{vzd} - p_o) = 0,0001 \cdot (1,013 - 0,8) \cdot 10^2 = 0,008 \text{ kN} \quad (3.155)$$

Axiálne sily pôsobiace na systém zadných upchávok.

$$F_{A,z} = S_{ucp} \cdot (p_z - p_K) = 0,0001 \cdot (2 - 0,1) \cdot 10^2 = 0,075 \text{ kN} \quad (3.156)$$

$$F_{B,z} = S_{ucp} \cdot (p_z - p_o) = 0,0001 \cdot (2 - 0,8) \cdot 10^2 = 0,047 \text{ kN} \quad (3.157)$$

$$F_{C,z} = S_{ucp} \cdot (p_{vzd} - p_o) = 0,0001 \cdot (1,013 - 0,8) \cdot 10^2 = 0,008 \text{ kN} \quad (3.158)$$

Axiální síla působící na upchávku clony

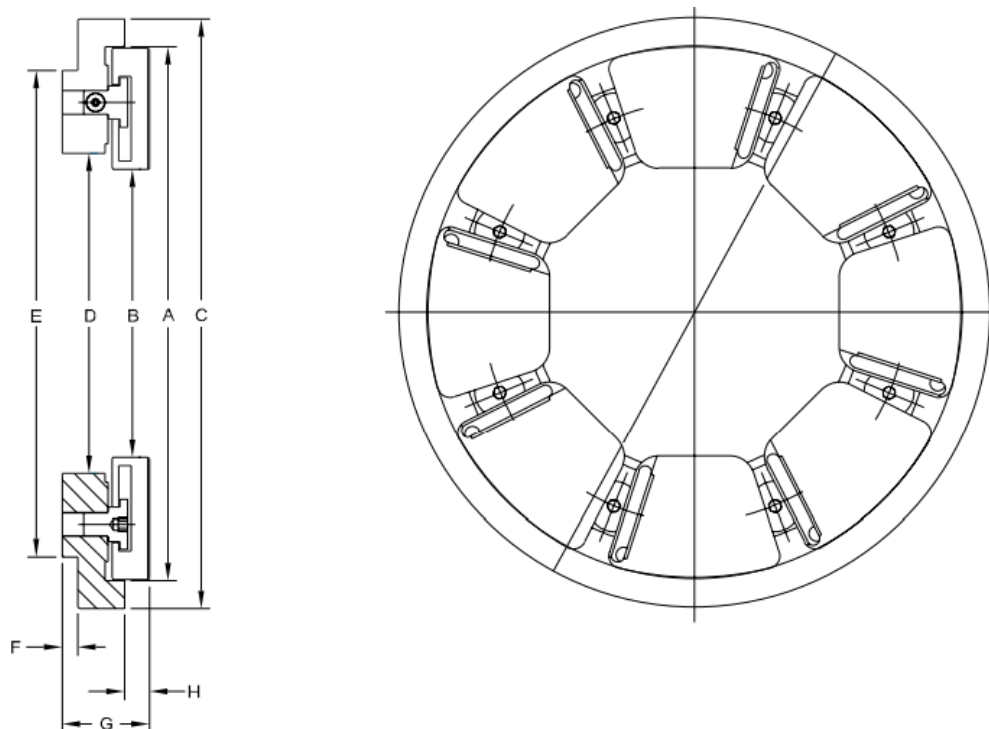
$$F_{clo} = S_{clo} \cdot (p_{clo,2} - p_{clo,1}) = 0,0008 \cdot (8,7 - 8,1) \cdot 10^2 = 0,4 \text{ kN} \quad (3.159)$$

Výsledná axiální síla.

$$F = F_{ST} - F_{Kond} - F_{VP1} + F_{VP2} - F_{VP,ucp} - F_{A,p} - F_{A,z} + F_{clo} \quad (3.160)$$

$$F = 1\,403,2 - 7,3 - 3\,644 + 2\,284 + 3\,644 - 6,42 - 1,6 - 0,075 + 0,4$$

$$F = 27,6 \text{ kN}$$



Obr. 3-7 Axiálne segmentové ložisko[11]

Podľa katalógu výrobcu ložísk KingCole bolo vybraný typ 8-pad serie 146. Axiálne ložisko bolo zvolené na základe zaistenia prenesenia požadovanej záťaže aspoň s tretinovou rezervou a minimálnej straty výkonu ložiskom.

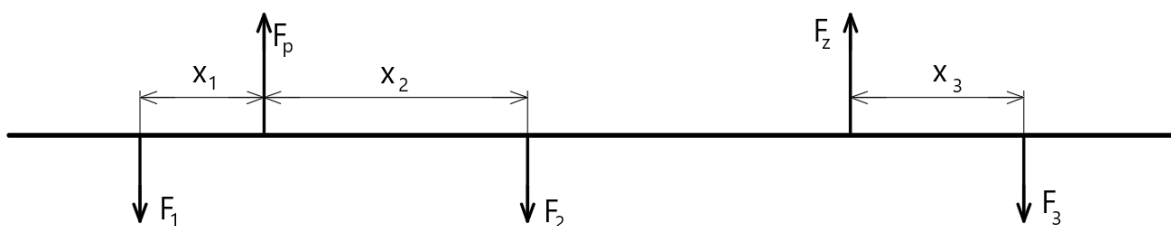
Tab. 3-8 Axiálne ložisko [11]

Séria	Priemer Segmentu		Šírka	Vonkajší priemer	Zaťaženie pri 3600 ot.	Strata
159	A [mm]	B [mm]	G [mm]	C [mm]	F [kN]	z_{ax} [kW]
	179	95,3	28,6	196,9	39	3,5

3.13 Radiálne ložisko

Radiálne ložisko bolo vybrané aby bolo schopné uniesť gravitačnú silu vyvolanú hmotnosťou rotorovej časti turbíny. Pre turbínu boli zvolené dve radiálne ložiská, ktoré boli umiestnené pred systém upchávok z každej strany.

Rozloženie síl je vidieť na obr. 3-8. Sily F_1 až F_3 vyjadruje pôsobenie gravitačného zaťaženia rotora. Sila F_p a F_z znázorňuje reakciu v radiálnych ložiskách vytvorenú pôsobením gravitačnej sily.



Obr. 3-8 Radiálne sily pôsobiace na rotor turbíny

Vzdialenosť medzi radiálnymi ložiskami.

$$L = 6,115 \text{ m} \quad (3.161)$$

Celková dĺžka turbíny.

$$L_{turb} = 7,25 \text{ m} \quad (3.162)$$

Gravitačná sila vyvolaná úsekom I.

$$F_1 = m_1 \cdot g = 97 \cdot 9,81 = 953 \text{ N} \quad (3.163)$$

Gravitačná sila vyvolaná úsekom II.

$$F_2 = m_2 \cdot g = 19600 \cdot 9,81 = 192\,278 \text{ N} \quad (3.164)$$

Gravitačná sila vyvolaná úsekom III.

$$F_3 = m_3 \cdot g = 111 \cdot 9,81 = 1\,089 \text{ N} \quad (3.165)$$

Momentová rovnováha vztiahnutá k zadnému ložisku.

$$F_1 \cdot (L + x_{T1}) + F_2 \cdot (L - x_{T2}) - F_3 \cdot x_{T3} - F_p \cdot L = 0 \quad (3.166)$$

Sila pôsobiaca na predné ložisko.

$$F_p = \frac{F_1 \cdot (L + x_{T1}) + F_2 \cdot (L - x_{T2}) - F_3 \cdot x_{T3}}{L} = 0 \quad (3.167)$$

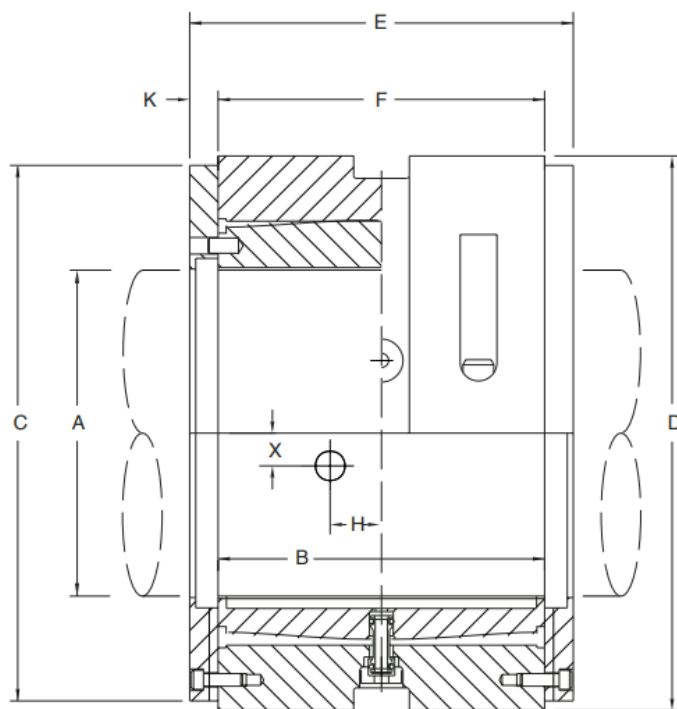
$$F_p = \frac{953 \cdot (6\,115 + 350) + 192\,278 \cdot (6\,115 - 3\,052) - 1\,089 \cdot 400}{6\,115}$$

$$F_p = 99\,280 \text{ N}$$

Sila pôsobiaca na zadné ložisko.

$$F_p = F_1 + F_2 + F_3 - F_p \quad (3.168)$$

$$F_z = 953 + 192\,278 + 1\,089 - 99\,280 = 95\,039 \text{ N}$$



Obr. 3-9 Rozměry radiálního hydrodynamického ložiska [12]

Podľa katalógu výrobcu ložísk kingsbury's bolo vybraný typ 1.0 B/A. Ložisko bolo zvolené na základe zaistenia prenesenia požadovanej záťaže aspoň s tretinovou rezervou a s minimálnou výkonovou stratou v ložisku.

Tab. 3-9 Návrh radiálneho ložiska [12]

Uloženie	Priemer rotora	Šírka dotykovej plochy	Vonkajší priemer	Celková šírka	Maximálne zaťaženie	Strata
	A [mm]	B [mm]	D [mm]	E [mm]	F [kN]	Z_{rad} [kW]
Predné	250	250	380,5	302	129 737	18
Zadné	250	250	380,5	302	129 737	18

Celkový vnitřní výkon turbíny

$$P_i = \sum P_i^{ST} = 138,2 \text{ MW} \quad (3.169)$$

Mechanická účinnost turbíny

$$\eta_{mech} = 1 - \frac{(z_{ax} + z_{rad,p} + z_{rad,z})}{P_i} \quad (3.170)$$

$$\eta_{mech} = 1 - \frac{(3,5 + 18 + 18)}{138,2 \cdot 10^3} = 0,9998 \quad (3.171)$$

3.14 Kritické otáčky

Keď sú prevádzkové otáčky nižšie ako kritické tak je možné uvažovať o rotore ako tuhom. Pokiaľ by prevádzkové otáčky boli vyššie ako kritické tak ide o elastický typ rotora. Pri elastickom type rotora je potrebné kritické otáčky rýchlo pri nabíhaní turbíny prejsť aby sa turbína v takejto polohe nachádzala čo najkratší časový úsek. Veľkosť chvenia pri prechode kritickými otáčkami závisí na tlmení. [10]

Približné kritické otáčky. [10]

$$n_{kr} = \frac{7,5}{60} \cdot \frac{\left(\frac{d_{p,max}}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{m_2}{L}}} = \frac{7,5}{60} \cdot \frac{\left(\frac{1\,088}{6,115}\right)^2}{\sqrt{\frac{19\,609}{6,115}}} = 73 \text{ s}^{-1} \quad (3.172)$$

Podľa vypočítaných kritických otáčok bol rotor turbíny určený ako tuhý.

4 Návrh dvojtelesové turbíny

Rozdělením turbíny na dvě různé tělesa byla umožněna výrazná změna v přítoku kanálu turbíny. Turbína byla rozdělena na dvě tělesa v místě procesního odberu (8,7 bar) na vysokotlakovou část s třemi kuželi a nízkotlakovou část taktéž s třemi kuželi. Změna přítokového kanálu nastala v nízkotlakové části. Mezi tyto změny patří značné zmenšení pátého průměru jednotlivých kuželů, zvětšení délky lopatek stupňů a zvýšený celkový počet stupňů nízkotlakové části.

Vysokotlakovou turbínu je možné považovat za protitlakovou, která je spojená odpojitelnou spojkou s nízkotlakovou turbínou pracující v kondenzačním režimu přičemž kondenzační turbína nebude nikdy pracovat zvlášť. Presná kompenzace axiálních sil by musela být řešena detailně podle zvoleného typu spojky, např. přidáním vyrovnávacího piestu kondenzační turbíny. V rámci výpočtu bylo uvažované s přenosem axiální síly cez spojkou a její kompenzace vo VP i axiálním ložisku.

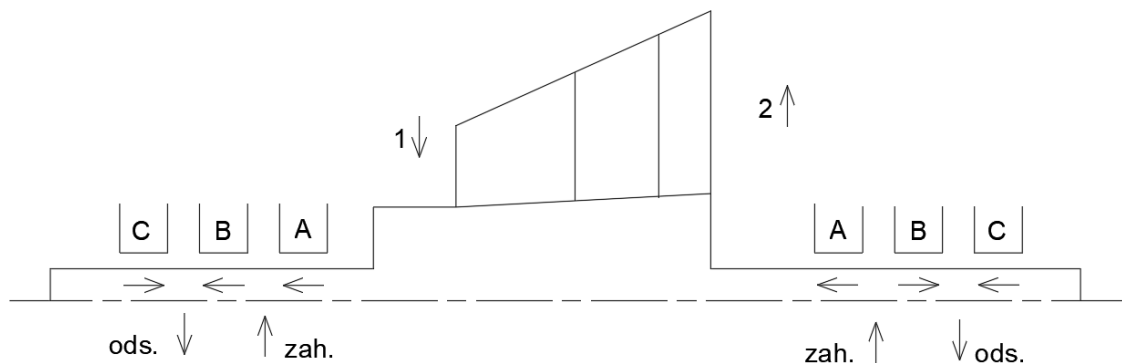
Pri návrhu dvojtelesové varianty turbíny bolo využité rovnakej koncepcie výpočtu a návrhu jednotlivých častí turbíny ako pri jednotelesové variante. Ďalej budú uvedené iba významné zmeny vo výslednom návrhu.

Prvá zmena oproti jednotelesovému návrhu je pravé v mieste procesného odberu. Procesný odber sa v dvojtelesovom prevedení nenachádza priamo na turbíne ale v záväzacom potrubí nízkotlakovej časti. Regulácia procesného odberu nenastáva s využitím clony v turbíne a preto nebola clona v dvojtelesovom návrhu zahrnutá. V mieste zavedenia pary na nízkotlakovú časť pribudol návrh radiálnej skrine. Hodnota vstupnej rýchlosti do radiálnej skrine turbíny bola zvolená na základe ideálnej rýchlosti pary v potrubí.

Tab. 4-1 Radiálna skriňa nízkotlakovej turbíny

φ [°]	0	45	90	135	180	225	270
r_v [m]	0,44	0,50	0,58	0,66	0,76	0,87	0,99
r_k [mm]	0	140	205	260	312	362	412

Pre návrh dvojtelesového prevedenia turbíny bolo potrebné prepočítať stavajúce zadné upchávky vysokotlakovej turbíny a previesť návrh pre novú sadu predných a zadných upchávok nízkotlakovej turbíny. Zmena výstupného tlaku turbíny z prvého telesa zapríčinila zmenu prúdenia zahlcovacej pary v zadnej upchávke A a tým aj smer a veľkosť pôsobenia sily upchávky A.



Obr. 4-1 Schéma systému upchávok nízkotlakovej turbíny

Vplyvom zmeny geometrie stupňov za procesným odberom prišlo i k zmene celkovej axiálnej sile pôsobiacej na turbínu a tým pádom musel byť VP, nachádzajúci sa vo vysokotlakovej turbíne, prepočítaný.

Tab. 4-2 Návrh upchávok nízkotlakovej turbíny a zmena upchávok VP

Názov [Jednotka]	VP	Predné upchávky			Zadné upchávky		
		C	B	A	A	B	C
p_1 [bar]	127	1,013	2	42,5	0,1	2	1,013
p_2 [bar]	42,5	0,8	0,8	2	2	0,8	0,8
i_1 [kJ/kg]	3505,9	-	3505,9	3505,9	2350	3505,9	-
v_1 [m ³ /kg]	0,028	0,83	2,61	1,05	12,96	2,62	0,83
D_{ucp} [m]	0,94	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
B [-]	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35	1,35
z [-]	40	6	12	24	24	12	6
Δ [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
δ [mm]	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
δ/Δ [-]	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
μ [mm]	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
S_{ucp} [m ²]	0,00074	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004
π [-]	0,335	0,8	0,4	9,6	20	0,4	0,8
π_{kr} [-]	0,128	0,305	0,225	0,163	0,163	0,225	0,305
$\dot{m}_{ucp,nad}$ [m ³ /kg]	1,76	0,04	0,02	0,11	0,0016	0,02	0,016
$\dot{m}_{ucp,pod}$ [m ³ /kg]	1,7	0,02	0,02	0,112	-	0,02	0,01

V nízkotlakovej časti pribudli dve radiálne ložiská, ktoré boli vybrané na základe vypočítaných silových výsledníc pôsobiacich na nízkotlakovú turbínu. Pri prepočítaní silovej výslednice radiálnej sily boli zvolené nové radiálne ložiská z katalógu KingCole typu 1.0 B/A.

Tab. 4-3 Návrh radiálneho ložiska

Uloženie	Priemer rotora	Šírka dotykovej plochy	Vonkajší priemer	Celková šírka	Maximálne zaťaženie	Strata
	A [mm]	B [mm]	D [mm]	E [mm]	F [N]	Z_{rad} [kW]
Vysokotlaková turbína						
Predné	225	225	379	277	100 518	16
Zadné	200	200	336	240	79 422	12
Nízkotlaková turbína						
Predné	200	200	336	240	79 422	12
Zadné	225	225	379	277	100 518	16

V tabuľke 4-4 sú uvedené výsledky výpočtu stupňov, pri ktorých prišlo k zmene prietokového kanálu (návrh nízkotlakovej turbíny). Oproti jednotělesovému návrhu sa zvýšil počet stupňov v 5. kužele o dva stupne a v 4. kužele o štyri stupne.

Tab. 4-4 Návrh nízkotlakové turbíny pro stupeň 33-27

	Stupeň						
	33	32	31	30	29	28	27
Parametre pary na výstupu z rotora							
p_2 [bar]	0,1	0,2	0,4	0,5	0,7	1,0	1,3
i_2 [kJ/kg]	2305,5	2363,0	2416,4	2457,0	2494,7	2531,4	2562,2
t_2 [°C]	45,8	60,5	73,8	83,0	91,5	99,6	106,4
s_2 [kJ/(kg·K)]	7,28	7,16	7,08	7,03	7,00	6,97	6,95
v_2 [m³/kg]	12,963	6,704	3,930	2,785	2,077	1,587	1,282
x_2 [-]	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94
\dot{m} [kg/s]	42,5	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3
Profil rotora							
Profil [-]	1560x	1560x1	560x0	560x	560x	560x	560x
B [mm]	81,0	75,0	46,0	43,0	43,0	43,0	43,0
s [mm]	77,1	68,7	39,8	37,2	37,2	37,2	37,2
c [mm]	102,8	91,6	53,1	49,7	49,7	49,7	49,7
γ [°]	38	35	30	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	5,4	3,3	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2
S [cm²]	3,7	3,2	9,7	8,1	8,1	8,1	8,1
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Profil statora							
Profil [-]	1560x	1560x1	560x0	560x	560x	560x	560x
B [mm]	81,0	75,0	46,0	43,0	43,0	43,0	43,0
s [mm]	77,1	68,7	39,8	37,2	37,2	37,2	37,2
c [mm]	102,8	91,6	53,1	49,7	49,7	49,7	49,7
γ [°]	38	35	30	30	30	30	30
W_{\min} [cm³]	5,4	3,3	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2
S [cm²]	3,7	3,2	9,7	8,1	8,1	8,1	8,1
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Geometria stupňa							
A_m [mm]	27,3	25,3	15,6	14,6	14,6	14,6	14,6
D_p [m]	0,7	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
l_2 [mm]	620	465	375	308	265	260	240
l_{r1} [mm]	620	426,5	346,4	289,6	262,9	251,4	237,9
l_{s1} [mm]	620	413,5	336,6	283,4	262,1	248,6	237,1
l_0 [mm]	480	375	308	265	260	240	235
D_{s2} [m]	1,32	1,14	1,05	0,98	0,94	0,93	0,91
D_{v2} [m]	1,94	1,60	1,42	1,29	1,20	1,19	1,15
D_{s1} [m]	1,32	1,10	1,02	0,96	0,93	0,92	0,91
D_{v1} [m]	1,94	1,52	1,36	1,25	1,20	1,17	1,15
D_{s1} [m]	1,32	1,08	1,01	0,95	0,93	0,92	0,91
D_{v1} [m]	1,94	1,50	1,34	1,24	1,19	1,17	1,14

Tab. 4-4 Návrh nízkotlakové turbíny pre stupeň 33-27 (pokračovanie 1)

	Stupeň						
	33	32	31	30	29	28	27
D_{s0} [m]	1,18	1,05	0,98	0,94	0,93	0,91	0,91
D_{v0} [m]	1,66	1,42	1,29	1,20	1,19	1,15	1,14
S_{ar} [m ²]	2,57	1,66	1,23	0,95	0,78	0,76	0,69
S_{as} [m ²]	2,57	1,41	1,06	0,85	0,77	0,72	0,68
$S_{as,0}$ [m ²]	1,78	1,23	0,95	0,78	0,76	0,69	0,67
α_1 [°]	26,0	30,0	29,5	29,0	25,5	23,5	21,0
α_2 [°]	77,5	66,6	75,1	76,2	76,6	83,8	82,8
$\Delta\alpha$ [°]	76,5	83,4	74,9	74,8	77,9	72,7	76,2
φ [-]	0,9817	0,9805	0,9819	0,9819	0,9814	0,9822	0,9817
β_1 [°]	73,5	70,4	74,5	73,1	70,9	75,9	75,5
β_2 [°]	35,5	31,0	30,0	29,5	29,0	25,5	23,5
$\Delta\beta$ [°]	71,0	79,1	75,5	76,9	80,1	78,6	81,0
ψ [-]	0,9824	0,9813	0,9818	0,9816	0,9811	0,9813	0,9809
Výpočet rotorovej rady							
c_{2a}, w_{2a} [m/s]	210,7	169,2	134,4	124,1	112,5	88,2	78,9
w_{2u} [m/s]	295,4	287,3	232,7	214,9	203,0	184,9	181,5
w_2 [m/s]	362,9	333,4	268,7	248,1	232,1	204,9	197,9
w_{2iz} [m/s]	369,4	339,8	273,7	252,8	236,6	208,8	201,8
c_{2u} [m/s]	46,6	73,3	35,8	30,5	26,8	9,6	10,0
c_2 [m/s]	215,8	184,4	139,1	127,8	115,7	88,7	79,6
u_2 [m/s]	248,8	213,9	197,0	184,3	176,2	175,3	171,5
H_{iz}^R [kJ/kg]	57,3	45,3	28,3	24,1	22,4	18,0	17,5
z^R [kJ/kg]	2,4	2,1	1,4	1,2	1,0	0,8	0,8
i_{2iz} [kJ/kg]	2270,3	2336,7	2402,9	2446,7	2485,8	2525,0	2556,7
s_{2iz} [kJ/(kg·K)]	7,17	7,08	7,04	7,00	6,98	6,96	6,94
p_1 [bar]	0,2	0,3	0,4	0,6	0,9	1,1	1,4
i_1 [kJ/kg]	2327,6	2382,0	2431,2	2470,8	2508,1	2543,0	2574,2
t_1 [°C]	54,7	67,9	78,5	87,2	95,3	102,8	109,5
s_1 [kJ/(kg·K)]	7,17	7,08	7,04	7,00	6,98	6,96	6,94
v_1 [m ³ /kg]	8,593	4,935	3,281	2,403	1,820	1,432	1,163
x_1 [-]	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
Výpočet statorovej rady							
c_{1a}, w_{1a} [m/s]	141,9	148,4	130,5	119,9	100,4	84,5	72,9
c_{1u} [m/s]	290,9	257,1	226,0	216,2	210,4	194,3	189,8
c_1 [m/s]	323,7	296,9	261,0	247,2	233,1	211,9	203,3
c_{1iz} [m/s]	329,7	302,8	265,8	251,8	237,5	215,8	207,1
w_{1u} [m/s]	42,1	52,9	36,3	36,5	34,7	21,2	18,8
w_1 [m/s]	148,0	157,6	135,4	125,3	106,2	87,1	75,3
u_1 [m/s]	248,8	204,2	189,7	179,7	175,7	173,1	171,0

Tab. 4-4 Návrh nízkotlakovej turbíny pre stupeň 33-27 (pokračovanie 2)

	Stupeň						
	33	32	31	30	29	28	27
u_s [m/s]	235,6	205,5	190,7	180,3	175,8	173,4	171,1
H_{iz}^S [kJ/kg]	39,6	36,2	27,2	25,0	24,3	20,1	18,4
H_{iz}^{ST} [kJ/kg]	96,9	81,5	55,5	49,1	46,6	38,1	35,9
z^S [kJ/kg]	2,0	1,8	1,3	1,1	1,0	0,8	0,8
i_{liz} [kJ/kg]	2325,7	2380,2	2429,9	2469,7	2507,1	2542,1	2573,4
s_{liz} [kJ/(kg·K)]	7,16	7,08	7,03	7,00	6,97	6,95	6,94
p_0 [bar]	0,2	0,4	0,5	0,7	1,0	1,3	1,6
i_0 [kJ/kg]	2365,2	2416,4	2457,0	2494,7	2531,4	2562,2	2591,8
t_0 [°C]	60,9	73,8	83,0	91,5	99,6	106,4	112,9
s_0 [kJ/(kg·K)]	7,16	7,08	7,03	7,00	6,97	6,95	6,94
v_0 [m³/kg]	6,606	3,930	2,785	2,077	1,587	1,282	1,054
x_0 [-]	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95
Straty a výkon stupňa							
x [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
ξ_{k2} [-]	0,004	0,006	0,007	0,009	0,010	0,010	0,011
k_{rb} [-]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
z [ks]	3	3	3	3	3	3	3
δ_r [mm]	1	1	1	1	1	1	1
δ_e [mm]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
ξ_{k0} [-]	0,002	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
ξ_k [kJ/kg]	0,29	0,33	0,27	0,29	0,31	0,26	0,26
ξ_{v2} [-]	0,22	0,17	0,13	0,10	0,08	0,08	0,07
ξ_{v1} [-]	0,17	0,13	0,10	0,08	0,08	0,07	0,07
ξ_v [kJ/kg]	18,70	12,09	6,32	4,41	3,69	2,81	2,46
ξ_x [kJ/kg]	10,68	8,06	4,88	3,84	3,19	2,26	1,82
ξ_o [kJ/kg]	7,46	7,61	3,34	2,91	2,76	1,90	1,79
ξ_c [kJ/kg]	0,24	0,21	0,17	0,17	0,14	0,10	0,09
P_a [-]	0,6	0,5	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8
η_{∞} [-]	0,92	0,91	0,94	0,94	0,94	0,95	0,95
η_i [-]	0,3473	0,4050	0,5247	0,5649	0,6048	0,6717	0,6989
a_i^{ST} [kJ/kg]	38,8	36,9	33,4	31,5	30,6	27,7	27,2
P_i^{ST} [kW]	1646,1	1563,3	1413,4	1334,5	1294,7	1173,9	1153,4
F_a^{ST} [N]	11263	12325	9584	8670	8463	8935	9611

Tab. 4-5 Návrh nízkotlakové turbíny pro stupeň 26-20

	Stupeň						
	26	25	24	23	22	21	20
Parametre pary na výstupu z rotora							
p_2 [bar]	1,6	2,0	2,6	3,2	3,8	4,6	5,5
i_2 [kJ/kg]	2590,9	2626,5	2660,2	2692,0	2722,6	2752,9	2782,6
t_2 [°C]	112,7	120,8	128,3	135,4	142,2	152,4	168,2
s_2 [kJ/(kg·K)]	6,94	6,92	6,90	6,89	6,88	6,87	6,86
v_2 [m ³ /kg]	1,059	0,839	0,682	0,566	0,477	0,408	0,356
x_2 [-]	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1	1
\dot{m} [kg/s]	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3	42,3
Profil rotora							
Profil [-]	560x	560x	560x	560,0	560,0	560,0	560x1
B [mm]	43,0	43,0	43,0	38,8	38,8	38,8	38,8
s [mm]	37,2	37,2	37,2	40,8	40,8	40,8	44,4
c [mm]	49,7	49,7	49,7	54,4	54,4	54,4	59,1
γ [°]	30	30	30	44,5	44,5	44,5	49
W_{\min} [cm ³]	1,2	1,2	1,2	0,5	0,5	0,5	0,6
S [cm ²]	8,1	8,1	8,1	3,2	3,2	3,2	4,2
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Profil statora							
Profil [-]	560x	560x	560x	560,0	560,0	560x1	560x1
B [mm]	43,0	43,0	43,0	38,8	38,8	38,8	38,8
s [mm]	37,2	37,2	37,2	40,8	40,8	44,4	44,4
c [mm]	49,7	49,7	49,7	54,4	54,4	59,1	59,1
γ [°]	30	30	30	44,5	44,5	49	49
W_{\min} [cm ³]	1,2	1,2	1,2	0,5	0,5	0,6	0,6
S [cm ²]	8,1	8,1	8,1	3,2	3,2	4,2	4,2
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Geometria stupňa							
A_m [mm]	14,6	14,6	14,6	13,2	13,2	13,2	13,2
D_p [m]	0,635	0,635	0,635	0,635	0,635	0,635	0,635
l_2 [mm]	220	190	171	158	143	136	128
l_{r1} [mm]	207,2	181,9	165,4	151,6	140,0	132,6	127,1
l_{s1} [mm]	202,8	179,1	163,6	149,4	139,0	131,4	126,9
l_0 [mm]	190	171	158	143	136	128	126
D_{s2} [m]	0,86	0,83	0,81	0,79	0,78	0,77	0,76
D_{v2} [m]	1,08	1,02	0,98	0,95	0,92	0,91	0,89
D_{s1} [m]	0,84	0,82	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76
D_{v1} [m]	1,05	1,00	0,97	0,94	0,92	0,90	0,89
D_{s1} [m]	0,84	0,81	0,80	0,78	0,77	0,77	0,76
D_{v1} [m]	1,04	0,99	0,96	0,93	0,91	0,90	0,89

Tab. 4-5 Návrh nízkotlakovej turbíny pre stupeň 26-20 (pokračovanie 1)

	Stupeň						
	26	25	24	23	22	21	20
D_{s0} [m]	0,83	0,81	0,79	0,78	0,77	0,76	0,76
D_{v0} [m]	1,02	0,98	0,95	0,92	0,91	0,89	0,89
S_{ar} [m ²]	0,59	0,49	0,43	0,39	0,35	0,33	0,31
S_{as} [m ²]	0,53	0,46	0,41	0,37	0,34	0,32	0,30
$S_{as,0}$ [m ²]	0,49	0,43	0,39	0,35	0,33	0,31	0,30
α_1 [°]	19,8	19,6	18,5	17,7	16,8	15,3	14,0
α_2 [°]	58,3	58,3	62,3	62,0	59,3	61,9	54,3
$\Delta\alpha$ [°]	101,9	102,1	99,2	100,3	103,9	102,8	111,7
φ [-]	0,9750	0,9749	0,9761	0,9757	0,9741	0,9746	0,9698
β_1 [°]	56,5	58,8	57,2	56,3	56,4	50,3	47,6
β_2 [°]	20,0	19,8	19,6	18,5	17,7	16,8	15,3
$\Delta\beta$ [°]	103,5	101,4	103,2	105,2	105,9	112,9	117,1
ψ [-]	0,9743	0,9752	0,9744	0,9735	0,9731	0,9690	0,9659
Výpočet rotorovej rady							
c_{2a}, w_{2a} [m/s]	75,7	72,0	66,6	60,9	57,8	52,3	49,0
w_{2u} [m/s]	207,9	200,0	186,9	181,9	181,0	173,3	179,0
w_2 [m/s]	221,3	212,6	198,4	191,8	190,0	181,0	185,6
w_{2iz} [m/s]	227,1	218,0	203,6	197,0	195,3	186,8	192,1
c_{2u} [m/s]	46,8	44,5	35,0	32,4	34,4	28,0	35,2
c_2 [m/s]	89,0	84,7	75,2	68,9	67,2	59,3	60,3
u_2 [m/s]	161,2	155,5	151,9	149,5	146,6	145,3	143,8
H_{iz}^R [kJ/kg]	21,8	20,4	17,8	16,8	16,9	15,2	16,5
z^R [kJ/kg]	1,3	1,2	1,0	1,0	1,0	1,1	1,2
i_{2iz} [kJ/kg]	2584,0	2621,0	2656,0	2688,6	2719,6	2750,4	2779,8
s_{2iz} [kJ/(kg·K)]	6,92	6,90	6,89	6,88	6,87	6,86	6,85
p_1 [bar]	1,8	2,3	2,8	3,5	4,2	5,0	6,0
i_1 [kJ/kg]	2605,8	2641,5	2673,8	2705,4	2736,5	2765,6	2796,3
t_1 [°C]	116,7	124,6	131,7	138,6	145,5	159,3	175,7
s_1 [kJ/(kg·K)]	6,92	6,90	6,89	6,88	6,87	6,86	6,85
v_1 [m ³ /kg]	0,941	0,754	0,623	0,521	0,440	0,382	0,332
x_1 [-]	0,96	0,97	0,98	0,99	1	1	1
Výpočet statorovej rady							
c_{1a}, w_{1a} [m/s]	74,6	69,7	64,2	59,9	55,1	51,1	46,3
c_{1u} [m/s]	207,3	195,7	192,0	187,7	182,5	187,0	185,9
c_1 [m/s]	220,4	207,7	202,5	197,1	190,7	193,8	191,6
c_{1iz} [m/s]	226,0	213,1	207,4	202,0	195,7	198,9	197,5
w_{1u} [m/s]	49,4	42,2	41,5	39,9	36,6	42,5	42,3
w_1 [m/s]	89,5	81,5	76,5	72,0	66,2	66,5	62,7
u_1 [m/s]	157,9	153,5	150,5	147,9	145,9	144,5	143,6

Tab. 4-5 Návrh nízkotlakovej turbíny pre stupeň 26-20 (pokračovanie 2)

	Stupeň						
	26	25	24	23	22	21	20
u_s [m/s]	158,3	153,7	150,7	148,1	146,0	144,6	143,6
H_{iz}^S [kJ/kg]	22,0	19,9	19,1	18,1	17,4	18,0	18,1
H_{iz}^{ST} [kJ/kg]	43,7	40,3	36,9	35,0	34,3	33,2	34,6
z^S [kJ/kg]	1,3	1,1	1,0	1,0	1,0	1,0	1,2
i_{liz} [kJ/kg]	2604,6	2640,4	2672,8	2704,4	2735,5	2764,6	2795,2
s_{liz} [kJ/(kg·K)]	6,92	6,90	6,89	6,88	6,87	6,86	6,85
p_0 [bar]	2,0	2,6	3,2	3,8	4,6	5,5	6,5
i_0 [kJ/kg]	2626,5	2660,2	2692,0	2722,6	2752,9	2782,6	2813,3
t_0 [°C]	120,8	128,3	135,4	142,2	152,4	168,2	184,7
s_0 [kJ/(kg·K)]	6,92	6,90	6,89	6,88	6,87	6,86	6,85
v_0 [m³/kg]	0,839	0,682	0,566	0,477	0,408	0,356	0,310
x_0 [-]	0,96	0,97	0,98	0,99	1	1	1
Straty a výkon stupňa							
x [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k [mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
ξ_{k2} [-]	0,012	0,014	0,016	0,017	0,019	0,020	0,021
k_{rb} [-]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
z [ks]	3	3	3	3	3	3	3
δ_r [mm]	1	1	1	1	1	1	1
δ_e [mm]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
ξ_{k0} [-]	0,004	0,004	0,005	0,005	0,005	0,006	0,006
ξ_k [kJ/kg]	0,36	0,38	0,38	0,39	0,42	0,43	0,47
ξ_{v2} [-]	0,07	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03
ξ_{v1} [-]	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
ξ_v [kJ/kg]	2,61	1,98	1,56	1,28	1,11	0,98	0,96
ξ_x [kJ/kg]	1,83	1,27	0,79	0,40	0,11	0	0
ξ_o [kJ/kg]	3,37	2,97	2,49	2,27	2,26	2,14	2,47
ξ_c [kJ/kg]	0,09	0,09	0,08	0,07	0,07	0,05	0,05
P_a [-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
η_{∞} [-]	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93	0,94	0,93
η_i [-]	0,6674	0,6923	0,7292	0,7551	0,7660	0,7857	0,7753
a_i^{ST} [kJ/kg]	31,6	29,9	28,7	28,1	27,6	27,5	27,9
P_i^{ST} [kW]	1337,2	1264,7	1214,0	1189,7	1168,6	1164,8	1181,7
F_a^{ST} [N]	12882	12583	11758	12159	12772	12695	14635

Tab. 4-6 Návrh nízkotlakové turbíny pro stupeň 19

Stupeň					
19					
Parametre pary		D _{s0} [m]	0,76	u _s [m/s]	143,2
p ₂ [bar]	6,5	D _{v0} [m]	0,88	H _{iz} ^S [kJ/kg]	17,3
i ₂ [kJ/kg]	2813,3	S _{ar} [m ²]	0,30	H _{iz} ST [kJ/kg]	33,1
t ₂ [°C]	184,7	S _{as} [m ²]	0,30	z ^S [kJ/kg]	1,1
s ₂ [kJ/(kg·K)]	6,85	S _{as,0} [m ²]	0,29	i _{liz} [kJ/kg]	2825,5
v ₂ [m ³ /kg]	0,310	α ₁ [°]	13,2	s _{liz} [kJ/(kg·K)]	6,84
x ₂ [-]	1	α ₂ [°]	54,6	p ₀ [bar]	7,8
\dot{m} [kg/s]	42,3	Δα [°]	112,2	i ₀ [kJ/kg]	2842,8
Profil Rotora		φ [-]	0,9695	t ₀ [°C]	200,6
Profil [-]	560x1	β ₁ [°]	50,7	s ₀ [kJ/(kg·K)]	6,84
B [mm]	38,8	β ₂ [°]	14,0	v ₀ [m ³ /kg]	0,273
s [mm]	44,4	Δβ [°]	115,3	x ₀ [-]	1
c [mm]	59,1	ψ [-]	0,9673	Straty a výkon	
γ [°]	49	Výpočet statora		x [mm]	0,3
W _{min} [cm ³]	0,6	c _{2a} , w _{2a} [m/s]	43,5	k [mm]	0,3
S [cm ²]	4,2	w _{2u} [m/s]	174,3	ξ _{k2} [-]	0,021
s/c [-]	0,75	w ₂ [m/s]	179,6	k _{rb} [-]	1,2
Profil Statora		w _{2iz} [m/s]	185,7	z [ks]	3
Profil [-]	560x1	c _{2u} [m/s]	30,8	δ _r [mm]	1
B [mm]	38,8	c ₂ [m/s]	53,3	δ _e [mm]	0,6
s [mm]	44,4	u ₂ [m/s]	143,4	ξ _{k0} [-]	0,006
c [mm]	59,1	H _{iz} ^R [kJ/kg]	15,8	ξ _k [kJ/kg]	0,45
γ [°]	49	z ^R [kJ/kg]	1,1	ξ _{v2} [-]	0,03
W _{min} [cm ³]	0,6	i _{2iz} [kJ/kg]	2810,8	ξ _{v1} [-]	0,03
S [cm ²]	4,2	s _{2iz} [kJ/(kg·K)]	6,84	ξ _v [kJ/kg]	0,89
s/c [-]	0,75	p ₁ [bar]	7,1	ξ _x [kJ/kg]	0
Geometria		i ₁ [kJ/kg]	2826,6	ξ _o [kJ/kg]	2,20
A _m [mm]	13,2	t ₁ [°C]	191,9	ξ _c [kJ/kg]	0,04
D _p [m]	0,635	s ₁ [kJ/(kg·K)]	6,84	P _a [-]	0,6
l ₂ [mm]	126	v ₁ [m ³ /kg]	0,291	η _∞ [-]	0,93
l _{r1} [mm]	124,7	x ₁ [-]	1	η _i [-]	0,7933
l _{s1} [mm]	124,3	Výpočet rotora		a _i ST [kJ/kg]	26,5
l ₀ [mm]	123	c _{1a} , w _{1a} [m/s]	41,6	P _i ST [kW]	1122,4
D _{s2} [m]	0,76	c _{1u} [m/s]	177,2	F _a ST [N]	15808
D _{v2} [m]	0,89	c ₁ [m/s]	182,0		
D _{s1} [m]	0,76	c _{1iz} [m/s]	187,7		
D _{v1} [m]	0,88	w _{1u} [m/s]	34,0		
D _{s1} [m]	0,76	w ₁ [m/s]	53,7		
D _{v1} [m]	0,88	u ₁ [m/s]	143,1		

Celkový vnitřní výkon turbíny

$$P_{i,NT} = \sum P_{i,NT}^{ST} = 19,2 \text{ MW} \quad (4.1)$$

$$P_{i,VT} = 117 \text{ MW}$$

Mechanická účinnost turbíny

$$\eta_{mech,NT} = 1 - \frac{(z_{rad,p,NT} + z_{rad,z,NT})}{P_{i,NT}} \quad (4.2)$$

$$\eta_{mech,NT} = 1 - \frac{(12 + 16)}{19,2 \cdot 10^3} = 0,998$$

$$\eta_{mech,VT} = 0,9997$$

Tab. 4-7 Výsledky pevnostního výpočtu nízkotlakové turbíny

Rada	σ_{tah} [MPa]	z [ks]	F_a [N]	F_u [N]	M_{oFa} [N·m]	M_{oFu} [N·m]	M_o [N·m]	σ_o [MPa]
66	456,5	54	208,6	192,1	64,7	59,5	87,9	16,2
65	-	54	272,7	-171,1	84,5	-53,0	99,8	18,4
64	294,4	52	237,0	149,6	55,1	34,8	65,2	19,9
63	-	50	211,3	-191,9	43,7	-39,7	59,0	18,1
62	218,6	82	116,9	98,2	21,9	18,4	28,6	17,6
61	-	79	111,7	-106,8	18,8	-18,0	26,0	16,0
60	168,0	83	104,5	94,7	16,1	14,6	21,7	18,9
59	-	80	102,2	-109,4	14,5	-15,5	21,2	18,4
58	138,2	79	107,1	98,4	14,2	13,0	19,3	16,8
57	-	79	127,5	-107,4	16,7	-14,1	21,9	19,0
56	134,9	78	114,5	100,3	14,9	13,0	19,8	17,2
55	-	77	92,0	-106,9	11,4	-13,3	17,5	15,2
54	121,8	77	124,8	98,9	15,0	11,9	19,1	16,6
53	-	77	147,1	-78,7	17,4	-9,3	19,8	17,2
52	104,9	72	178,9	94,4	19,7	10,4	22,3	19,4
51	-	71	181,1	-102,8	18,4	-10,4	21,1	18,4
50	87,4	70	179,8	91,4	17,1	8,7	19,2	16,7
49	-	69	178,8	-100,2	16,0	-9,0	18,4	16,0
48	76,9	68	172,9	97,8	14,8	8,4	17,0	14,8

Tab. 4-7 Výsledky pevnostného výpočtu nízkotlakovej turbíny (pokračovanie)

Rada	σ_{tah} [MPa]	z [ks]	F_a [N]	F_u [N]	M_{oFa} [N·m]	M_{oFu} [N·m]	M_o [N·m]	σ_o [MPa]
47	-	67	193,4	-99,6	15,8	-8,1	17,8	15,5
46	69,9	61	199,3	107,8	15,7	8,5	17,9	38,9
45	-	60	218,0	-112,7	16,3	-8,4	18,3	39,9
44	62,1	60	212,9	104,6	15,2	7,5	17,0	36,9
43	-	60	227,5	-104,0	15,8	-7,2	17,4	37,8
42	58,5	59	215,2	114,1	14,6	7,8	16,6	36,0
41	-	54	279,6	-122,4	18,4	-8,0	20,1	33,0
40	54,5	54	271,0	118,1	17,3	7,6	18,9	31,1
39	-	54	281,0	-145,7	17,8	-9,2	20,1	33,0
38	53,5	54	292,7	114,7	18,4	7,2	19,8	32,6
37	-	54	373,3	-115,2	23,2	-7,2	24,3	39,9

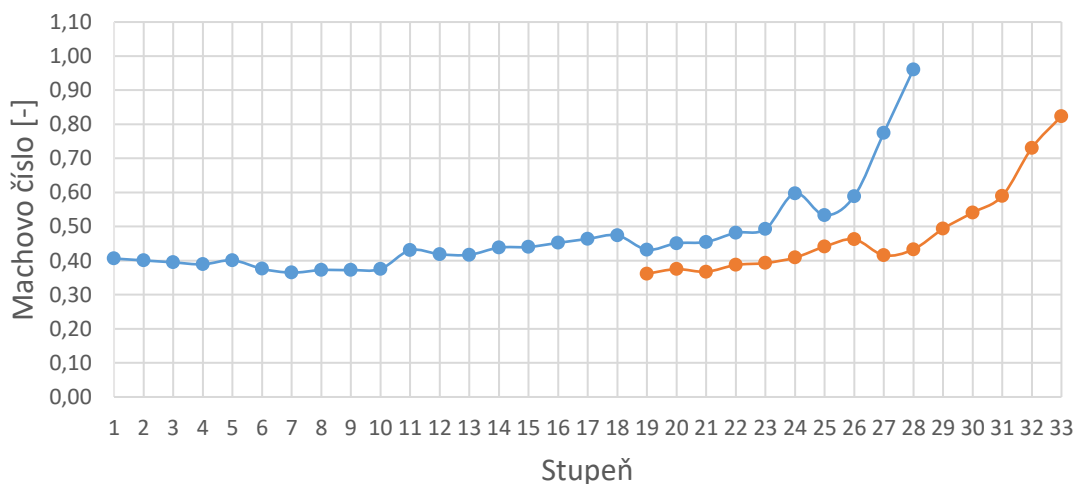
5 Zhodnotenie detailného návrhu a pevnostného výpočtu turbín

V nasledujúcej kapitole bolo uskutočnené zhodnotenie návrhu jednotelesové a dvojtelesové varianty turbín. Turbíny boli vyhodnotené z pohľadu kritérií získaných z detailného výpočtu samostatne aj medzi sebou s prihliadnutým na jednotlivé výhody a nevýhody, ktoré jednotlivé varianty nesú.

U dvojtelesové turbíny 1. až 18. stupeň sú stupňami vysokotlakovej turbíny a 19. až 33. stupeň patrí nízkotlakovej turbíne. Od 18. stupňa sú v grafoch znázornené 2 rozdielne závislosti (oranžová – dvojteleso, modrá – jednoteleso). Prípadne sú zobrazené dva grafy pod sebou, kde vrchný patrí jednotelesové variante a spodný patrí dvojtelesové variante.

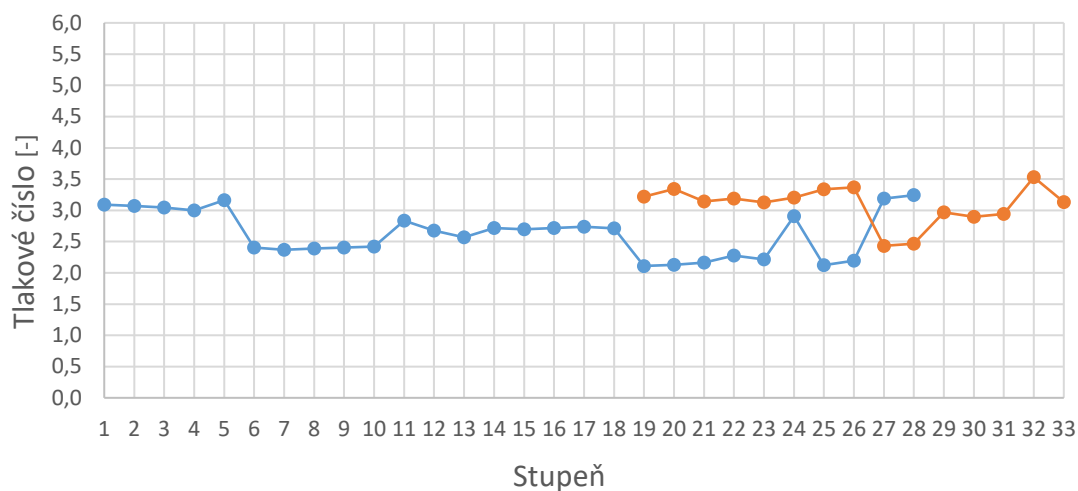
5.1 Charakteristiky stupňa

Machovo číslo prúdenia pary malo v turbíne rastúci charakter pričom v posledných stupňoch nastal výrazný nárast. Machovo číslo dosahuje mierne nižšie hodnoty u nízkotlakovej turbíny dvojtelesového návrhu oproti jednotelesovej variante. Návrh jednotelesové varianty sa na poslednom stupni blíži k doporučenej hodnote spomínanej v kapitole 3.7.



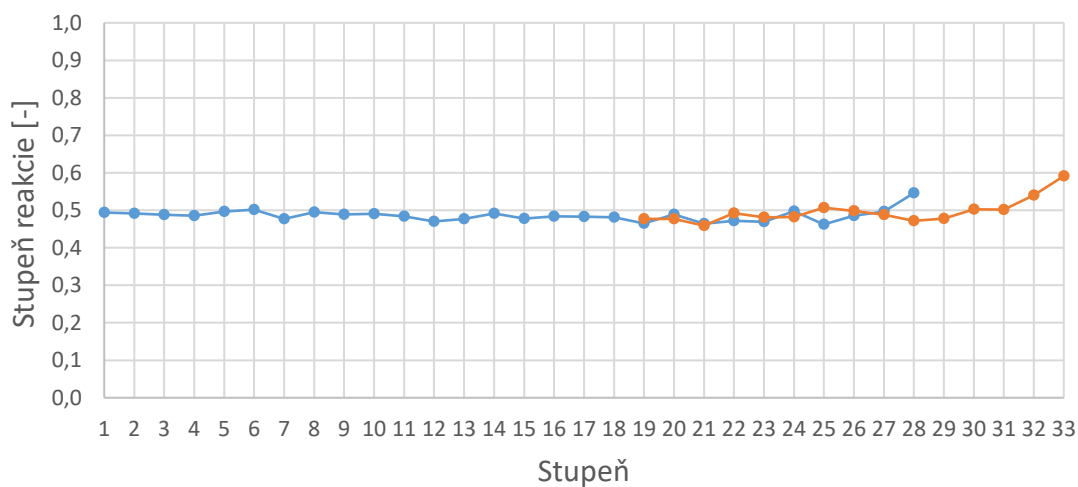
Obr. 5-1 Machovo číslo stupňa

Hodnoty tlakového čísla sa v oboch prípadoch pohybujú na odporúčanom intervale z kapitoly 3.7. Je možné pozorovať ľahké preťaženie niektorých stupňov u dvojtelesové varianty. V stupňoch jednotelesové turbíny 18 až 26 nastáva mierne odľahčenie.



Obr. 5-2 Tlakové číslo stupňa

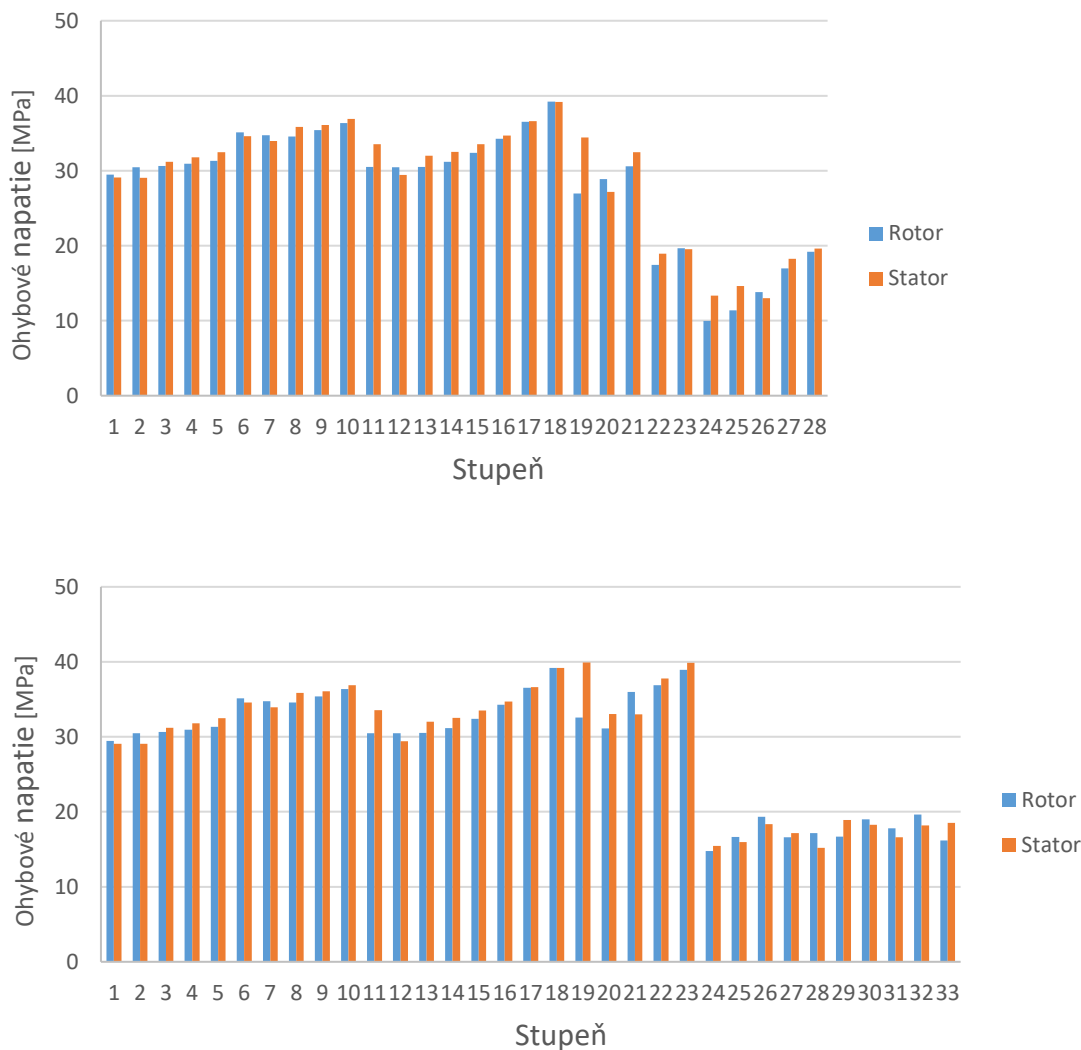
Stupeň reakcie dosahuje počas celej expanzie na turbíne ideálnu hodnotu okrem posledných stupňov turbíny, kde sa blíži ku hornej hranici odporúčanej v kapitole 3.7



Obr. 5-3 Stupeň reakcie stupňa

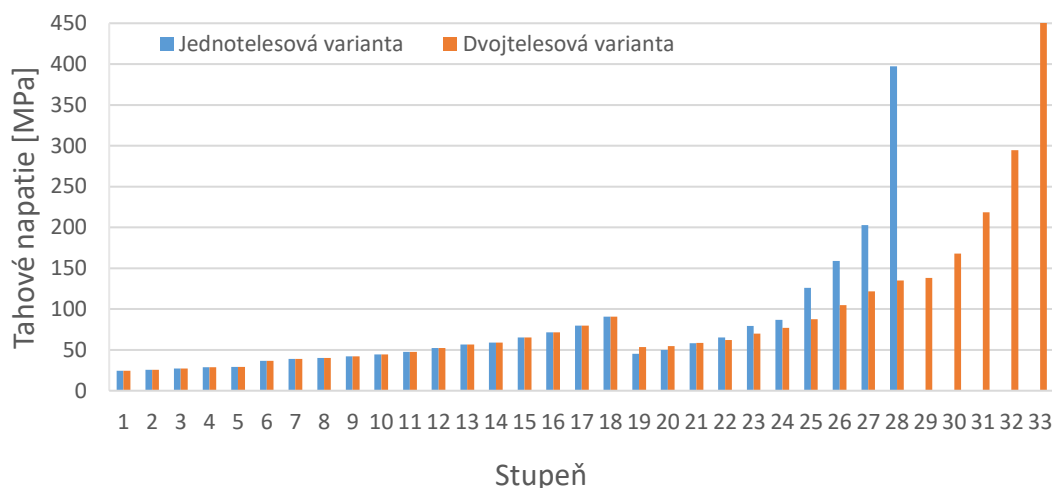
5.2 Pevnostné charakteristiky

Vplyvom veľkého množstva admisnej pary vstupujúcej na turbínu vznikali veľké sily pôsobiace na lopatky statorových a rotorových rád vytvárajúce výrazné ohybové napätie. U jednotelesové varianty je povolené ohybové napätie 40 MPa v prvých 21. stupňoch, od 22. stupňa hodnota suchosti pary klesá pod 0,97, čo zapríčiňuje povolené napätie iba do 20 MPa. Suchosť pary dvojtelesové turbíny klesá pod hodnotu 0,97 za 23. stupňom. Pretože v doporučene literatúre je iba obmedzený počet typov profilov, ktoré pevnostne nevyhovovali, boli vedúcim práce poskytnuté dva skrucovane profily (1560x, 1560x1) a 3 prismatické profily (560x, 560x1, 560x2)



Obr. 5-4 Ohybového napätie stupňa

Povolené ťahové napätie závisí na materiáli lopatiek a pre každý typ materiálu je iné. Ťahové napätie v turbíne v oboch prípadoch má rastúci trend zapríčinený zväčšujúcou sa dĺžkou lopatky. Je možné pozorovať skok vo výške hodnoty ťahového napätia medzi 18. a 19. stupňom turbíny zapríčinený procesným odberom. Zmenšenie hmotnostného toku za 18. stupňom procesným odberom umožnilo zmenu geometrie, t.j. zmenšenie prietokového prierezu (predovšetkým kratšiu dĺžku lopatky oproti predchádzajúcemu stupňu). Hodnota ťahového napätia neprekračuje povolené napätie pre zvolenú ocel lopatiek označenia 17 346 s pevnosťou v ťahu 540 MPa. [13]

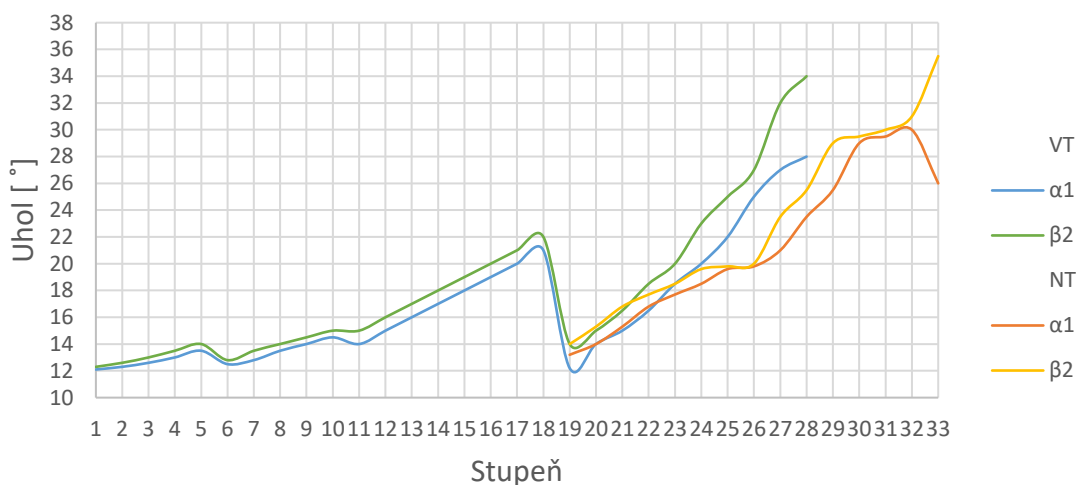


Obr. 5-5 Ťahového napätie stupňa

5.3 Geometria turbín

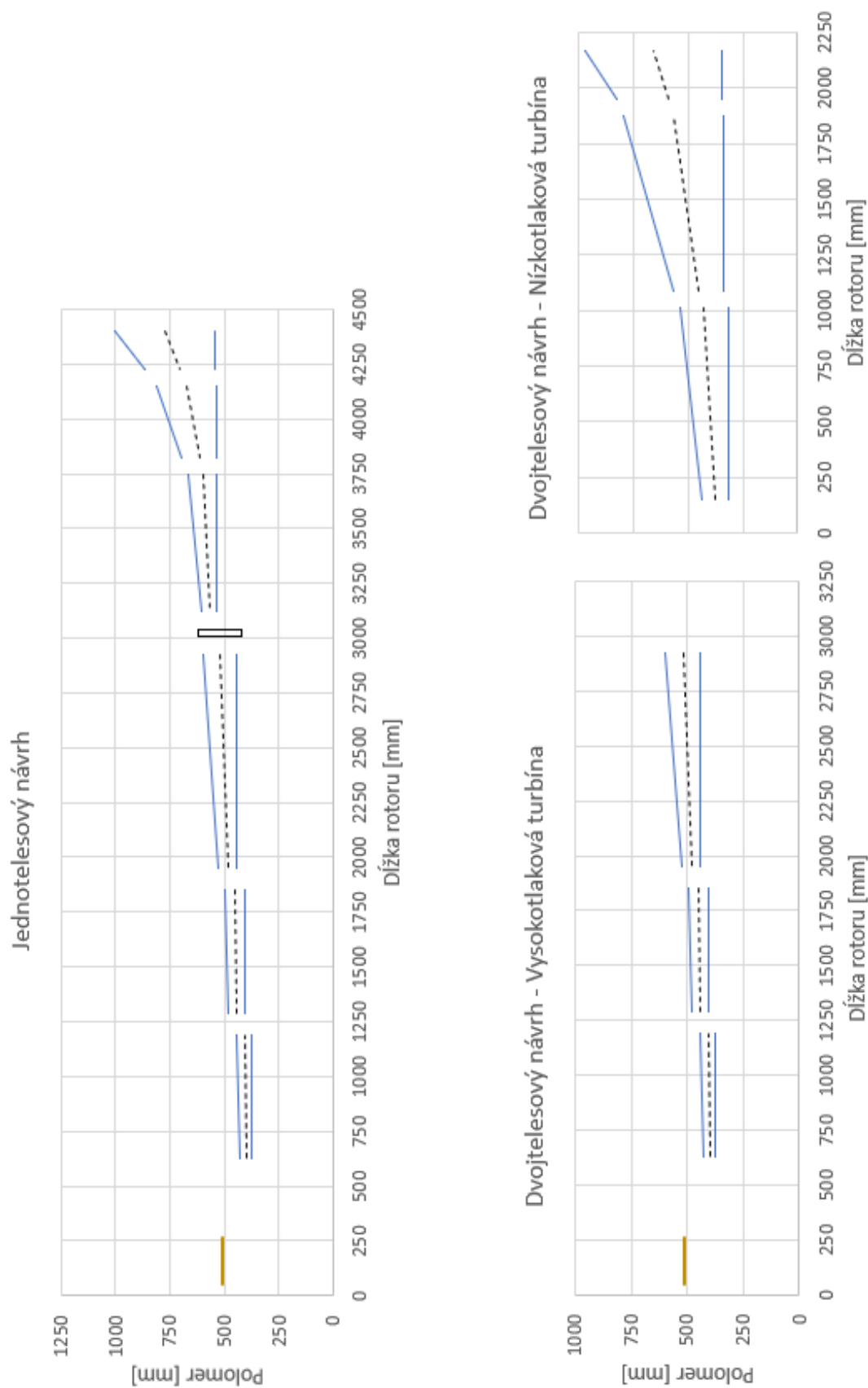
Z obr. 5-7 je vidieť výrazne menší polomer rotoru za procesným odberom u dvojtelesové turbíny, z čoho vyplýva výrazne menšia hmotnosť rotoru turbíny. Nielen že má rotor dvojtelesové turbíny menšiu celkovú hmotnosť oproti pôvodnému návrhu ale využitím odpojiteľnej spojky umožní výrobu rotorov samostatne (namiesto jedného rotoru veľkej dĺžky je možné vyrobiť dva rotory o menších dĺžkach). Na druhu stranu rozdelením turbíny na dve rozdielne telesá zapríčiní potrebu predných a zadných upchávok pre novú turbínu. Využitím väčšieho počtu stupňov v nízkotlakovej časti znamená väčšiu celkovú dĺžku turbínového celku oproti jednotelesovému návrhu. A v neposlednom rade zväčšenie dĺžky lopatiek jednotlivých stupňov nízkotlakovej turbíny spôsobí väčšiu hmotnosť materiálu potrebného na výrobu lopatiek za procesným odberom. Výsledná celková hmotnosť je pri zahrnutí spomínaných skutočností väčšia pre dvojtelesový návrh turbíny.

Uhly lopatkových profilov majú rastúci charakter s výrazným skokom vo veľkosti uhlov pri prechode medzi 18. a 19. stupňom turbíny.



Obr. 5-6 Výstupné uhly stupňa

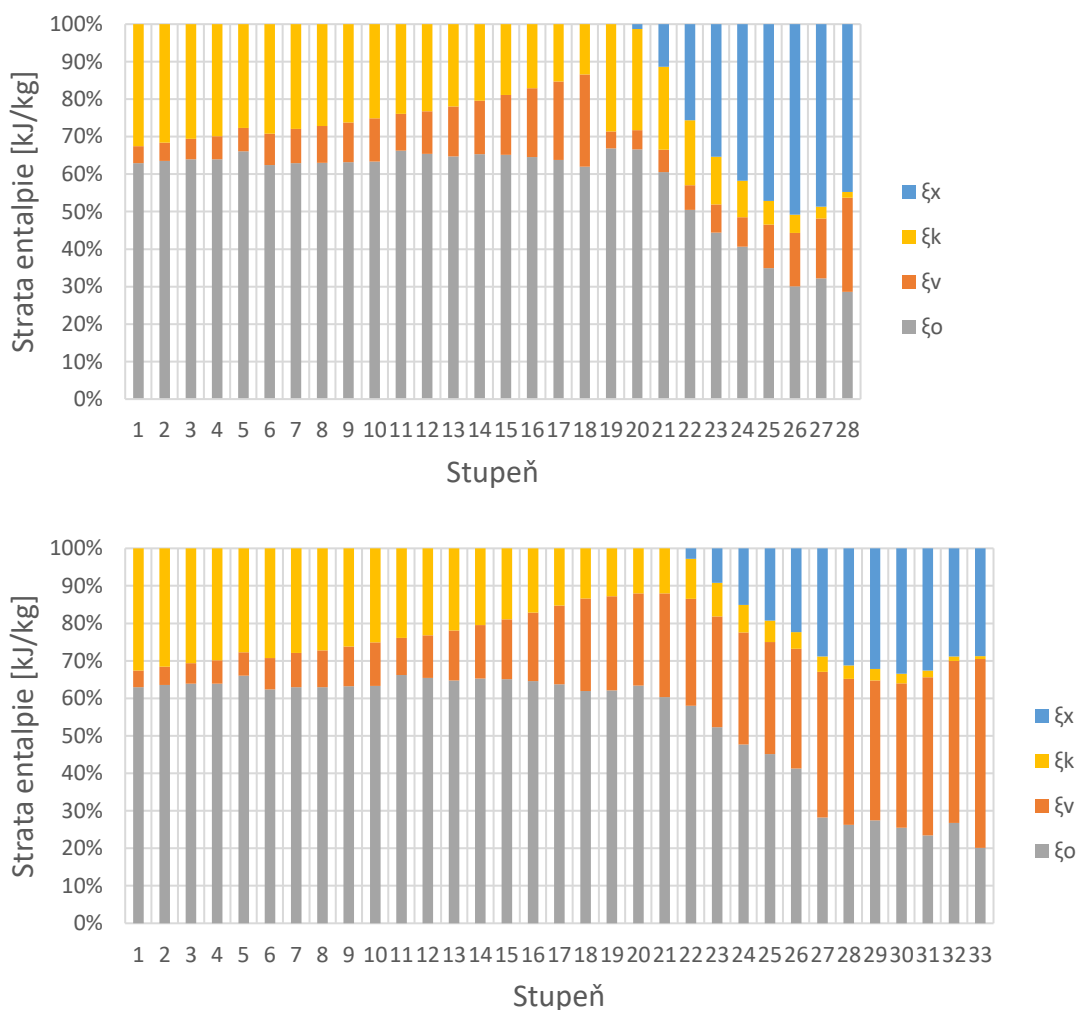
Vodorovná čiara hnedej farby na obr. 5-7 znázorňuje polomer vyrovnávacieho piestu turbín. Čierny obdĺžnik v prietokovom kanále jednotelesové turbíny značí polohu clony turbíny.



Obr. 5-7 Prietokový polomer turbín

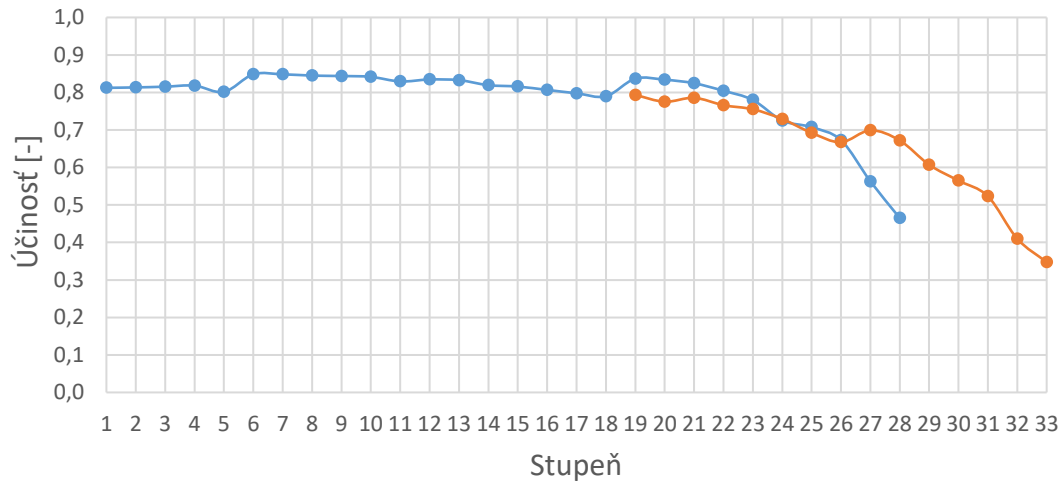
5.4 Výkon stupňa

Výsledné straty stupňov turbín majú predpokladaný charakter, t.j. percentuálne zvýšenie strát rozvážaním a vlhkosti pary posledných stupňov. Stratu radiálnou medzerou bolo možné eliminovať bandážami na statorovej strane lopatiek. Veľká strata vlhkosťou pary vzniká kvôli expanzii mokrej pary v oblasti s hodnotou suchosti 0,9 a nižšie. Významne väčšie straty rozvážaním a ostatné straty sú zapríčinené najmä geometriou stupňa. Stupeň musí mať vďaka expanzii pary výrazne väčšiu dĺžku lopatky, čo spôsobuje nárast spomínaných strát až na stratu vlhkosťou pary. Strata vlhkosťou pary priamo nesúvisí s geometriou lopatky ale je zapríčinená klesajúcou suchosťou pary v posledných stupňoch.



Obr. 5-8 Straty entalpie stupňa

Účinnost' stupňov turbín sa u väčšine stupňov pohybuje nad hodnotou 0,8. Účinnost' pod 0,8 je spôsobená stratami zobrazených na predchádzajúcich grafoch.



Obr. 5-9 Vnútoraná účinnosti stupňa

Celková termodynamická účinnost' návrhu

$$\eta_{TDi} = \frac{a_i}{a_{iz}} \quad (5.1)$$

$$= \frac{\frac{c_{0,1}^2}{2} + i_1 - i_{1,1} - \frac{c_{2,1,1}^2}{2} + \left(1 + \frac{\dot{m}_{1,1}}{\dot{m}_1}\right) \cdot \left(\frac{c_{0,1,1}^2}{2} + i_{1,1} - i_{1,2} - \frac{c_{2,1,2}^2}{2}\right) +}{\frac{c_{0,1iz}^2}{2} + i_{1iz} - i_{1,1iz} - \frac{c_{2,1,1iz}^2}{2} + \left(1 + \frac{\dot{m}_{1,1}}{\dot{m}_1}\right) \cdot \left(\frac{c_{0,1,1iz}^2}{2} + i_{1,1iz} - i_{1,2iz} - \frac{c_{2,1,2iz}^2}{2}\right) +}$$

$$\frac{\left(1 - \frac{\dot{m}_{1,3}}{\dot{m}_2}\right) \cdot \left(\frac{c_{0,1,2}^2}{2} + i_{1,2} - i_{1,3} - \frac{c_{2,1,3}^2}{2}\right)}{\left(1 - \frac{\dot{m}_{1,3}}{\dot{m}_2}\right) \cdot \left(\frac{c_{0,1,2iz}^2}{2} + i_{1,2iz} - i_{1,3iz} - \frac{c_{2,1,3iz}^2}{2}\right)}$$

$$\eta_{TDi, JT} = 0,933$$

$$\eta_{TDi, DT} = 0,921$$

Generátorová účinnost' zadaná spoločnosťou Doosan Škoda Power.

$$\eta_G = 0,9875 \quad (5.2)$$

Svorkový výkon jednotelesového návrhu

$$P_{SV} = P_i \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_G = 138,2 \cdot 0,9998 \cdot 0,9986 \cdot 0,9875 = 136,2 \text{ MW} \quad (5.3)$$

Svorkový výkon dvojtělesového návrhu

$$P_{SV} = (P_{i,VT} \cdot \eta_{mech,VT} \cdot \eta_{vol} + P_{i,NT} \cdot \eta_{mech,NT} \cdot \eta_{vol}) \cdot \eta_G \quad (5.4)$$

$$P_{SV} = (117 \cdot 0,9997 \cdot 0,9999 + 19,2 \cdot 0,998 \cdot 0,9997) \cdot 0,9875$$

$$P_{SV} = 134,4 \text{ MW}$$

Z výpočtu termodynamické účinnosti vyplývá, že jednotělesový návrh turbíny má vyšší účinnost o přibližně 1% oproti dvojtělesovému návrhu. Tuto skutečnost potvrzuje aj vypočítaný svorkový výkon obidvoch variant návrhu. Výsledný svorkový výkon na generátore jednotělesové turbíny je o 1,8 MW vyšší ako pri dvojtělesovom návrhu.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bol návrh turbíny vo variantnom riešení do paroplynového bloku so vzduchom chladeným kondenzátorom pre jednotelesové a dvojtelesové usporiadanie turbíny a následné vzájomné porovnanie výslednej termodynamickkej účinnosti a výsledného elektrického výkonu na svorkách generátoru. Výpočet pre obidve varianty mal iteračný postup, ktorý bol charakterizovaný prvotným odhadom niektorých parametrov a následne spresnený v nasledujúcej iterácii. Hodnoty uvedené v tabuľkách diplomovej práce zodpovedajú finálnemu návrhu po optimalizovaní turbínového celku. Názorný výpočet bol uskutočnený iba pre jednotelesovú variantu riešenia. Výsledky návrhu dvojtelesové turbíny sa nachádzajú v kapitole 4, ktorá obsahuje tabuľky s výsledkami dvojtelesové turbíny a poukazuje na rozdiely pri postupe výpočtu turbíny.

Pred samotným návrhom prietokového kanálu bolo potrebné rozvrhnúť tepelné schéma uvedené v kapitole 1. V tejto kapitole bol určený stav pary na vstupe a výstupe z turbíny a taktiež parametre pary vo významných miestach turbíny, t.j. boli určené parametre pary za procesným odberom (8,7 bar) a za prídavnou parou privádzanou na turbínu využitým odpadného tepla druhej tlakovej úrovne kotla (42,5 bar). Na konci kapitoly bola odhadnutá termodynamická účinnosť a vypočítaný predbežný výkon jednotelesové turbíny pre 100% procesný odber.

Po zhotovení tepelnej schémy nasledoval predbežný návrh turbíny v kapitole 2. Jednotelesová turbína bola rozdelená na 6 kužel'ov, bez regulačného stupňa (regulácia je realizovaná pomocou kľzavých parametrov kotla). Konštrukčná koncepcia lopatkovania bola zvolená ako pretlaková (reakčná). V kapitole prebehol iteračný výpočet parametrov pary na vstupe a výstupe z jednotlivých kužel'ov, ktorý umožnil návrh prvotnej geometrie prietokového kanálu kužel'ov turbíny. Pomocou vypočítaných stredných strát kužel'a bola prvý krát upresnená termodynamická účinnosť kužel'ov pri predpoklade rovnosti kinetických energií.

Určením predbežnej geometrie prvého a posledného stupňa kužel'ov turbíny pokračoval návrh jednotelesové turbíny v kapitole 3 detailným návrhom. Výpočet prebiehal od posledného stupňa po prvý stupeň turbíny. V úvode kapitoly boli najprv odhadnuté straty stupňa, ktoré boli spresnené po výpočte statorovej a rotorovej rady stupňa. Pri návrhu geometrie statorovej aj rotorovej rady bol vybraný profil lopatiek na základe odhadu a následne vypočítané rýchlostné trojuholníky statoru a rotoru. Výpočet pokračoval upresnením strát odhadnutých na začiatku kapitoly po ktorom bol celý stupeň prepočítaný aby zodpovedal zmene odhadnutých strát. Iteračný výpočet prebiehal pokým nebolo možné považovať zmenu straty entalpie za zanedbateľnú.

Nasledovala cielená úprava prietokového kanálu stupňov aby bolo zaručené splnenie jednotlivých charakteristík stupňa v požadovanom intervale, určeného v kapitole 4.7. Zmena geometrie stupňa ovplyvnila straty stupňom a tým pádom musela v celom stupni prebehnúť nová iterácia. V optimalizačnom výpočte bola zahrnutá zmena rýchlosti vplyvom rozdielnej geometrie medzi kužel'mi a v dôsledku zmeny kinetickej energie bolo nutné prepočítať entalpiu celkového stavu medzi kužel'mi. Prietokový kanál posledných troch kužel'ov turbíny bol v rámci optimalizácie rozšírený tak aby turbína bola schopná spoľahlivo pracovať pri 90% procesnom odbere.

Na základe pevnostného výpočtu napätia v ohybe v kapitole 4.9 boli spresnené profily statorových a rotorových rád lopatiek. Pre materiál lopatiek bola vybraná oceľ 17 346, ktorá má väčšiu medzu pevnosti v ťahu ako najvyššia hodnota napätia v ťahu lopatky turbíny.

Návrh pokračoval výpočtom vyrovnávacieho piestu v kapitole 3.10 a systémom upchávok turbíny v kapitole 3.11, ktorý upravuje hmotnostný tok prechádzajúci prietokovými plochami turbíny. Výpočet všetkých stupňom turbíny bol iteračne upravený aby zodpovedal hmotnostnému toku po návrhu upchávok a vyrovnávacieho piestu.

Axiálne ložisko bolo vybrané v kapitole 3.12 z katalógu Kingsbury's po vypočítaní axiálnych síl pôsobiacich na rotor turbíny. Výpočtom silovej rovnováhy v kapitole 3.13 boli získané reakcie v mieste radiálnych ložísk turbíny. Radiálne ložiská boli následne vybrané z katalógu KingCole.

V kapitole 4 sú zdôraznené rozdiely pri výpočte dvojtelesovej turbíny. Tabuľky zobrazujú výsledky stupňov pri ktorých prišlo k zmene hodnôt výpočtu a to najmä pri výpočte nízkotlakovej turbíny.

Posledná kapitola práce je venovaná zhodnoteniu návrhu oboch turbín a taktiež slúži k vzájomnému porovnaniu navrhovaných turbín. Turbíny boli zhodnotené na základe charakteristických parametrov stupňa, pevnostného výpočtu, vypočítaných strát stupňom, vnútornej účinnosti stupňov ale aj celkovej termodynamickej účinnosti a výsledného svorkového výkonu turbín pre obe varianty návrhu a v neposlednom rade z pohľadu geometrie.

Prílohou diplomovej práce je ideový výkres rezu jednotelesovej parnej turbíny, ktorá mala vyššiu účinnosť. Súčasťami výkresu sú radiálne ložiská, axiálne ložisko, ložiskový stojan, ložiskové puzdrá, ozubenie pre pretáčacie zariadenie, predné a zadné upchávky, upchávky clony, upchávky statorovej rady, vstupná dýza, stator, rotor, vstup prídávnej pary a spätné zavedenie upchávkovej pary, znázornenie odvodnenia jednotlivých častí turbíny, procesný odber a výstup pary kondenzačnej časti.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [3] KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [4] ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [5] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. Brno: Vysoké učení technické, 1986.
- [6] HOLMGREN, Magnus. X Steam: IAPWS IF97 Excel Steam Tables [počítačový soubor .xls – freeware]. Ver.2.6. [cit. 2021-04-11].
- [8] Open Source Modelica Consortium, OpenModelica [software]. [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: <https://www.openmodelica.org/index.php>
- [9] *Hustota vzduchu* [online]. [cit. 2021-04-11]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d_600.html
- [10] BEČVÁŘ, Josef. Tepelné turbíny. Praha: SNTL, 1968, 544 s. Řada strojírenské literatury.
- [11] *KingCole: Pivoting pad leg bearing* [online]. [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf?fbclid=IwAR1nbbx87ZRdfX480e24GH39s4dKwSCuyAFVhDtvHtLNKrlvMKtP4Ng3ong>
- [12] *Kingsbury's: Hydrodynamic LEG Bearings* [online]. [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>
- [13] *Materialove normy* [online]. [cit. 2021-4-30]. Dostupné z: <http://www.novel.sk/materialove-normy/>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
p	Tlak	<i>bar</i>
i	Entalpia	$J \cdot kg^{-1}$
t	Teplota	$^{\circ}C$
s	Entropia	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
v	Merný objem	$m^3 \cdot kg^{-1}$
x	Suchosť	—
m	Hmotnostný tok	$kg \cdot s^{-1}$
P	Výkon	<i>W</i>
ξ	Stratový súčiniteľ	$J \cdot kg^{-1}$
η	Účinnosť	—
δ	Rozdiel teplôt	$^{\circ}C$
n	Otáčky	s^{-1}
H	Entalpický spád	$J \cdot kg^{-1}$
Pa	Parsonsovo číslo	—
α	Vstupný uhol lopatkovej rady	$^{\circ}$
l	Dĺžka lopatky	<i>mm</i>
D	Priemer	<i>m</i>
z	Počet stupňov	—
x	Tolerancia vôle	<i>mm</i>
k	Radiálna vôľa	<i>mm</i>
f	Reheat factor	—
z	Profilová strata	$J \cdot kg^{-1}$
B	Šírka lopatky	<i>mm</i>
s/c	Pomerná rozteč	—
c	Dĺžka profilu tetivy	<i>mm</i>
s	Rozteč	<i>mm</i>
γ	Uhol nastavenia profilu	$^{\circ}$
W_{min}	Ohybový modul	cm^3
S	Plocha lopatky	cm^2
A	Axiálna medzera	<i>mm</i>
S	Prietokový priemer	cm^2
c	Absolútna rýchlosť	$m \cdot s^{-1}$
w	Relatívna rýchlosť	$m \cdot s^{-1}$
u	Obvodová rýchlosť	$m \cdot s^{-1}$
ψ	Rýchlostný súčiniteľ rotora	—
φ	Rýchlostný súčiniteľ statora	—
$\Delta\alpha$	Uhol zakrivenia prúdu	$^{\circ}$

β	Výstupný uhol lopatkovej rady	°
$\Delta\beta$	Uhol zakrivenia prúdu	°
k	Radiálna vôľa	mm
Z	Počet bandáží	—
δ	Radiálna vôľa	mm
Ma	Machovo číslo	—
ψ	Zaťaženie stupňa	—
ρ	Stupeň reakcie	—
ω	Uhlová rýchlosť	$rad \cdot s^{-1}$
σ	Napätie	MPa
F	Sila	N
M	Moment	$N \cdot m$
B	Materiálová konštanta britiev	—
a	Merná práca	$J \cdot kg^{-1}$
z	Počet britiev	—
Δ	Šírka britvy	mm
μ	Prietokový súčiniteľ	—
π	Tlakový pomer upchávky	—
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$
L	Dĺžka turbíny	m
b	Šírka	m
r	Polomer	mm
\dot{V}	Objemový prietok	$m^3 \cdot s^{-1}$

Horný index

R	Rotorová rada
S	Statorová rada
*	Predchádzajúca rada
ST	Stupeň turbíny

Dolný index

0	Stav pary pred vstupným ustrojom
z	Strata
1	Stav pary za vstupným ustrojom
1.1	Stav pary za prídavnou parou
1.2	Stav pary za procesným odberom
1.3	Stav pary na výstupe z turbíny
iz	Izoentropický stav
A	Admisný stav
P	Prídavný stav
tdi	Termodynamická

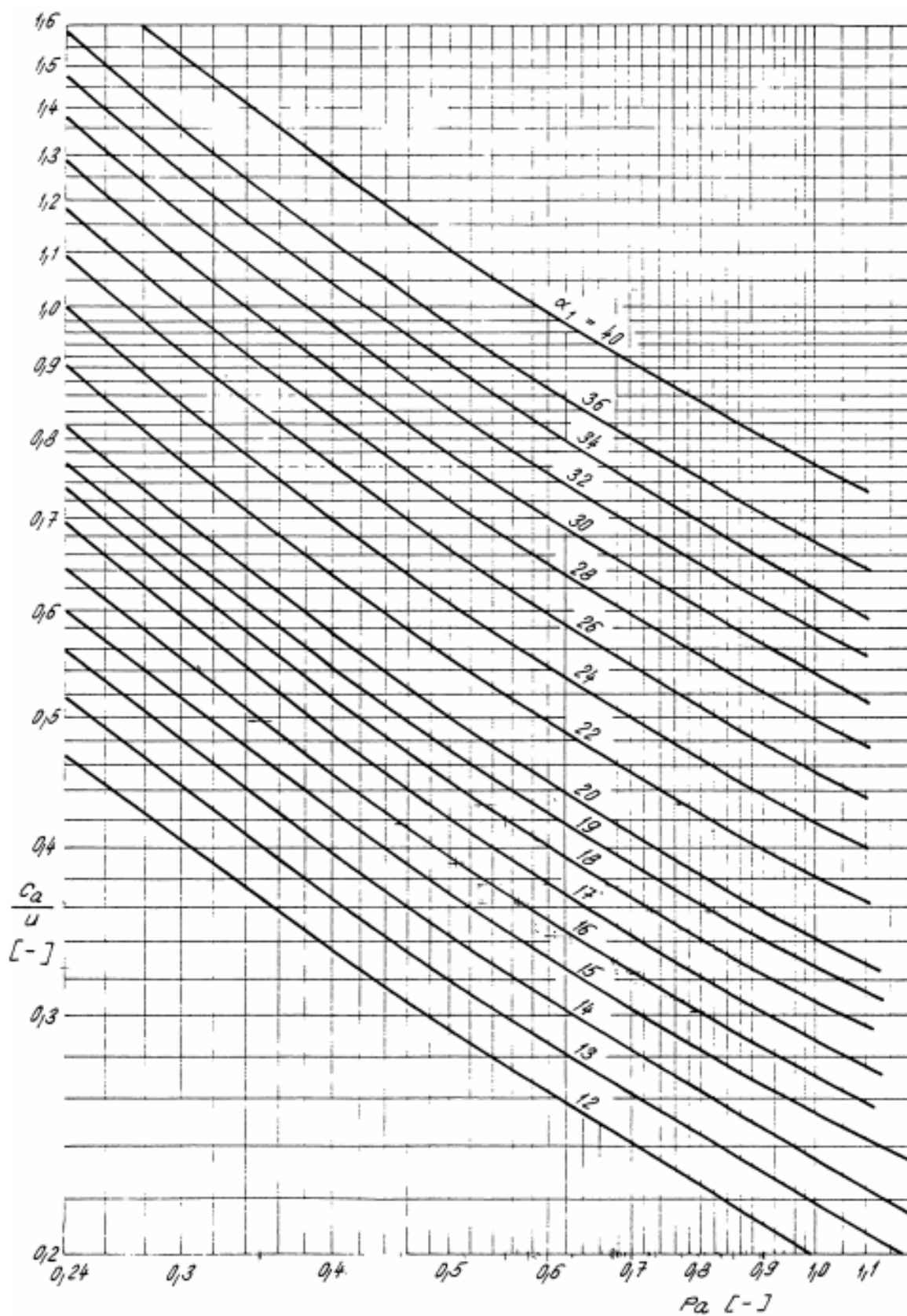
O	Ohriatie
N	Nedohriatie
2.1	Stav chladiace média na vstupe
2.2	Stav chladiace média na výstupe
2.3	Stav chladeného média na vstupe
2.4	Stav chladeného média na výstupe
gen	Generátorová
pr	Prevodovková
mech	Mechanická
SV	Svorkový
S	Stupňa
p	Pätný
v	Vonkajší
n	Posledný
s	Stredná
k	Radiálna, Kruh
v	Rozvějířením
x	Vlhkost'ou
o	Ostatné
∞	Nekonečna dĺžka lopatky
i	Vnútorňa
c	Absolútna rýchlosť
0	Vstup statora
1,s	Výstup statora
1,r	Vstup rotora
2	Výstup rotora
s0	Vstup statora
s1	Výstup statora
r1	Vstup rotora
r2	Výstup rotora
a	Axiálna
u,r	Obvodová, radiálna
e	Ekvivalentná
tah	Ťahové
O,o	Ohybové
Fa	Axiálna sila
VP	Vyrovňavací piest
kr	Kritické
upc	Upchávky
vzd	Vzduch
zah	Zahlcovacia

ods	Odsávací
Kond	Kondenzační část
p	Předná část
z	Zadná část
A,B,C	Označení upchávok
NT	Nízkotlaková turbína
VT	Vysokotlaková turbína
JT	Jednotělesová
DT	Dvoutělesová

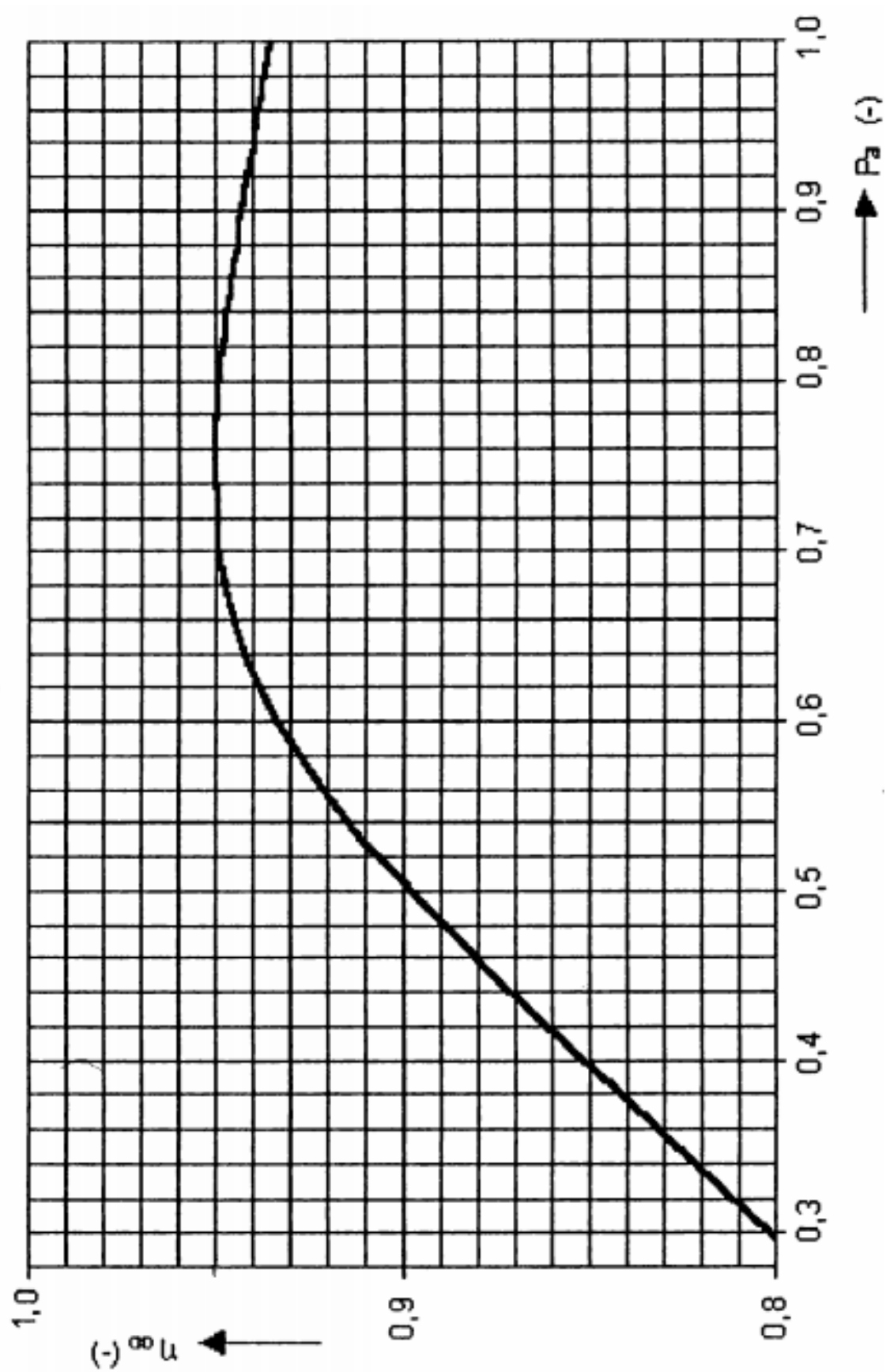
SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Diagram pre výpočet skupiny pretlakových stupňov metódou $\frac{c_a}{u}$
- 2 Účinnosť pretlakových stupňov
- 3 Závislosť rýchlostného súčiniteľa ψ , φ na ohnutí prúdu $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$
- 4 Prietokový súčiniteľ upchávok
- 5 Rez turbínou s väčšou účinnosťou (priložené vo forme .pdf výkresu)

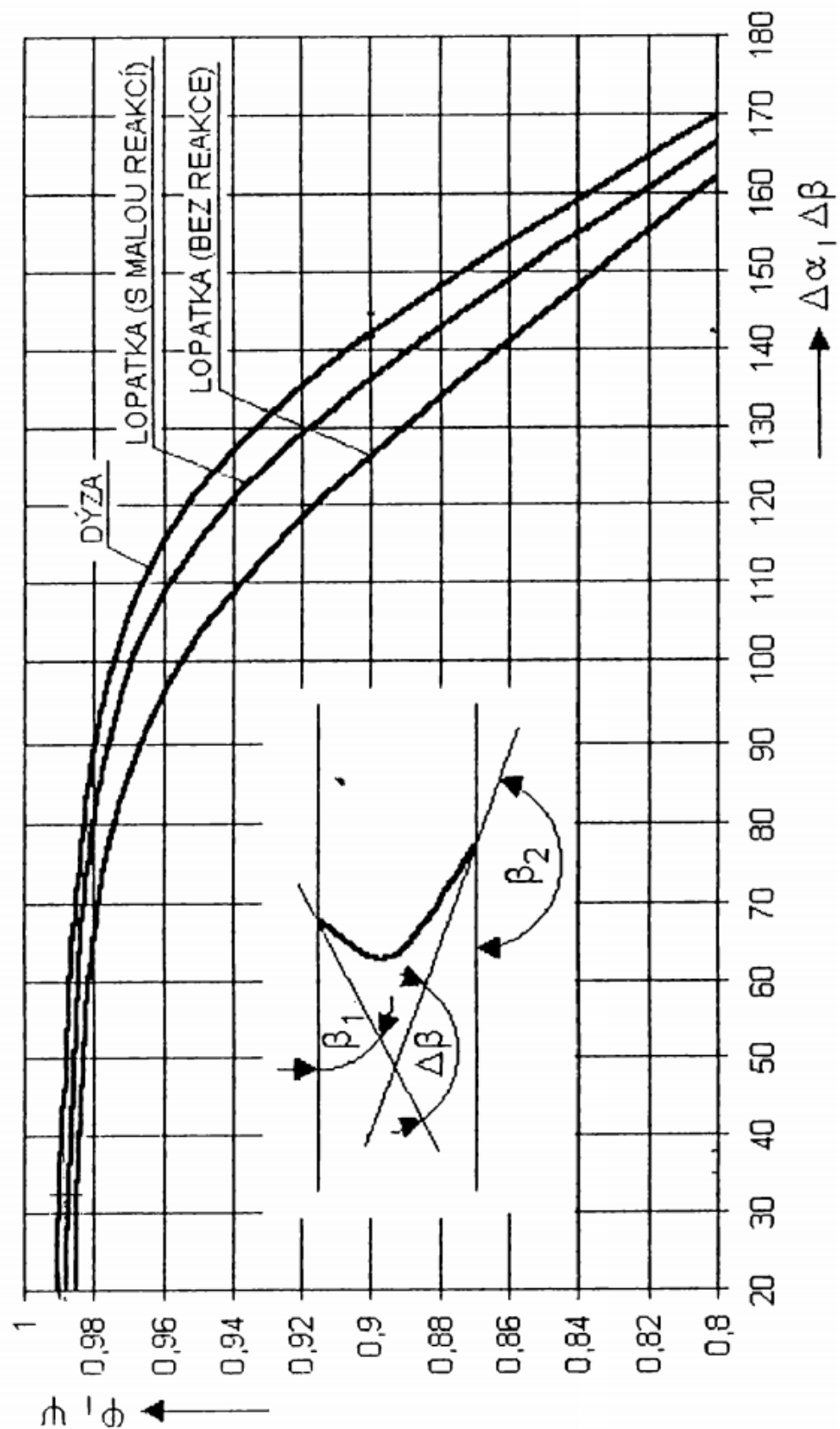
Príloha 1 - Diagram pre výpočet skupiny pretlakových stupňov metódou $\frac{c_a}{u}$



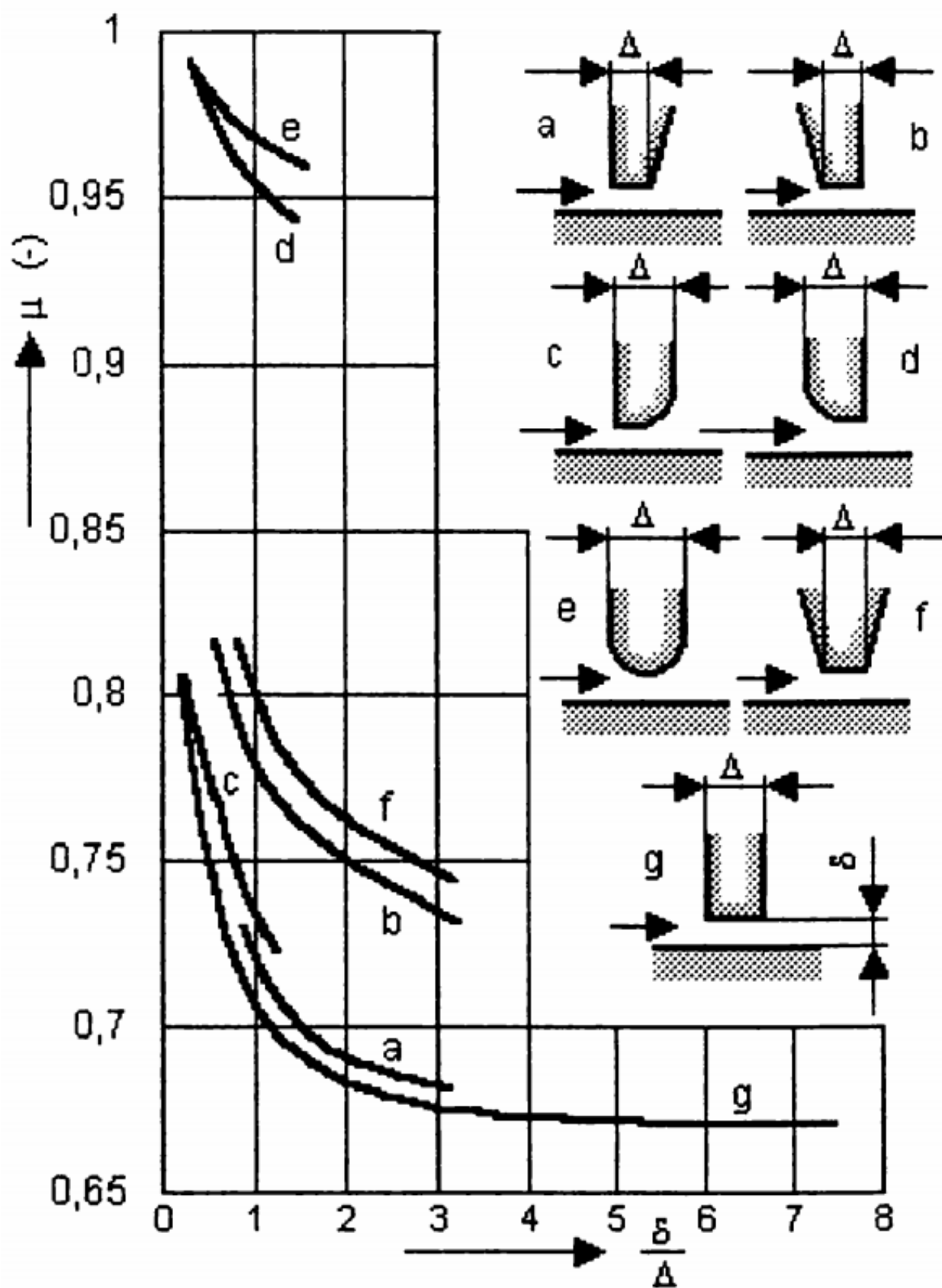
Príloha 2 - Účinnosť pretlakových stupňov



Príloha 3 – Závislosť rýchlostného súčiniteľa ψ , φ na ohnutí prúdu $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$



Príloha 4 – Prietokový súčiniteľ upchávok



Príloha 5 – Rez turbínou s väčšou účinnosťou (priložené vo forme .pdf výkresu)