



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA O VÝKONU 300 MW

STEAM TURBINE 300 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Veleba

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Lukáš Veleba**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2017/18

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

Parní turbína o výkonu 300 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte dvoutělesovou parní turbínu o výkonu 300 MW s kombinovaným VT–ST dílem a dvouproutým NT dílem do paroplynového cyklu s výstupem do vodou chlazeného kondenzátoru. Návrh proveďte s důrazem na účinnost ve vztahu k povoleným kritickým otáčkám.

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro následující parametry.

Teplota admisní / přehřáté páry: 565 °C / 565 °C

Tlak admisní páry: 166,6 bar(a)

Množství admisní páry 180,7 kg/s

Tlaková ztráta přehříváku: 4,7 bar(a)

Množství přídavné ST páry: 8,4 kg/s

Tlak přehřáté páry 43,0 bar

Tlak přídavné NT páry 5,3 bar

Množství přídavné NT páry: 27,0 kg/s

Entalpie přídavné NT páry: 3061,3 kJ/kg

Teplota chladicí vody: 27,0 °C

Otáčky turbíny: 3600 1/min.

Ostatní parametry vhodně zvolte.

Seznam doporučené literatury:

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

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

BEČVÁŘ, J. Parní turbíny, SNTL Praha 1980

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 2017/18.

V Brně, dne 14. 9. 2017



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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma Parní turbína o výkonu 300 MW obsahuje návrh turbosoustrojí pro parní část paroplynového cyklu. Je zpracován výpočet tepelného cyklu a termodynamický návrh průtočných kanálů turbíny pro kombinovaný vysoko-středotlaký díl a nízkotlaký díl. Dále je vypracováno pevnostní ověření některých částí a kontrola kritických otáček. Součástí práce je i výpočet parametrů částečných provozů a konstrukční výkres podélného řezu VT-ST dílem parní turbíny. Práce byla zadána společností Doosan Škoda Power.

Klíčová slova

Parní turbína, paroplynový cyklus, tepelné schéma, termodynamický výpočet, pevnostní výpočet

ABSTRACT

The Diploma thesis named Steam Turbine 300 MW contains the proposal of the Turboset for the steam section of the gas-steam cycle. There is a calculation of the thermal cycle, and a thermodynamic calculation of the combined high pressure - as well as intermediate pressure and low pressure parts. Strength calculation of particular parts and a check of the critical turbine speed follow on from this. This thesis includes a drawing of the cross-section of HP-IP and partial operations. My thesis has been commissioned by Doosan Škoda Power.

Key words

Steam turbine, gas-steam cycle, thermal cycle, thermodynamic calculation, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VELEBA, L. *Parní turbína o výkonu 300 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 74 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Parní turbína o výkonu 300 MW* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně, dne 20. 5. 2018

.....
Datum

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za cenné rady a čas, který mi věnoval při vypracování závěrečné práce, a mým kolegům z Doosan Škoda Power, kteří mi rovněž poskytli cenné informace. V neposlední řadě děkuji své rodině a přátelům, kteří mě podporovali po celou dobu studia.

OBSAH

1	Úvod	11
2	Tepelný výpočet cyklu.....	12
2.1	Zadané a volené parametry	15
2.1.1	Zadané parametry	15
2.1.2	Volené parametry	15
2.2	VT díl	16
2.3	ST díl.....	17
2.4	NT díl	19
2.5	Výkon turbíny	21
3	Předběžný výpočet stupňové části	23
3.1	Popis předběžného návrhu	23
3.2	Předběžný návrh VT části.....	23
3.2.1	První stupeň:.....	24
3.2.2	Poslední stupeň n:.....	24
3.2.3	Počet stupňů z:	25
3.2.4	Ztráty v lopatkování:	25
3.2.5	Vnitřní účinnost lopatkování:.....	26
3.2.6	Vnitřní výkon stupňové části lopatkování:.....	27
3.3	Předběžný návrh ST části	28
3.4	Předběžný návrh NT části.....	28
3.4.1	Určení konce expanze v i-s diagramu pro stupeň 3:	29
3.5	Výsledky jednotlivých předběžných návrhů.....	30
4	Detailní návrh stupňové části	33
4.1	Popis metody c_a/u	33
4.2	Výpočet VT dílu	33
4.3	Výpočet ST dílu	40
4.4	Výpočet NT dílu	46
5	Pevnostní výpočet lopatkování	52
5.1	Měřítkování profilů	52
5.2	Namáhání v ohybu	52
5.3	Tahové namáhání	53
5.4	Shrnutí výsledků pevnostního ověření.....	55
6	Kritické otázky	62

7 Částečné provozy	64
Závěr	67
Seznam použitých zdrojů	69
Seznam použitých symbolů a zkratk	70
Seznam příloh	71

1 Úvod

Lidstvo je dnes v situaci, kdy je více než kdy před tím závislé na energii - elektřině. Elektřina je součástí našich každodenních činností a život bez ní je pro miliony lidí nepředstavitelný. Je všeobecně známo, že spotřeba energie neustále stoupá, a tak je třeba navyšovat i její výrobu. K tomu slouží mimo jiné i parní turbíny, které mohou být vhodně kombinovány se spalovacími turbínami do celků nazývaných paroplynová zařízení.

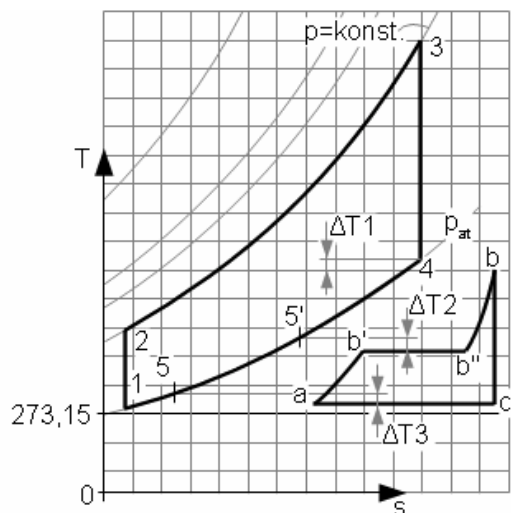
Paroplynové zařízení je vyvíjeno několik desetiletí. Od svého počátku se potýkalo s mnoha problémy. Přes všechna úskalí je to technologie hojně využívaná po celém světě. Jejího maximálního potenciálu zatím pravděpodobně nebylo dosaženo, neboť vývoj jde neustále vpřed, a tak je tu prostor pro další zvyšování účinnosti a posouvání limitů.

Paroplynový cyklus dnes chápeme jako tepelný oběh realizovaný spalovací turbínou, jejíž spaliny se dále využívají v parním kotli. Energie spalin v kotli přechází přes výměníky do vody (páry) a vzniká tak pára s dostatečně vysokými parametry pro pohon parní turbíny. Výsledkem je paroplynový cyklus, který převyšuje klasický parní cyklus svou účinností. Pro dosažení maximální účinnosti je třeba přivádět teplo do oběhu při co nejvyšší střední teplotě, a naopak teplo z oběhu odvádět při co nejnižší střední teplotě pracovní látky. První požadavek splňuje oběh spalovací turbíny a druhý parní oběh. [5] Tak jako všechny zdroje energie jsou i paroplynové elektrárny závislé na palivu. V tomto případě palivu vhodného ke spalování ve spalovacích turbínách.

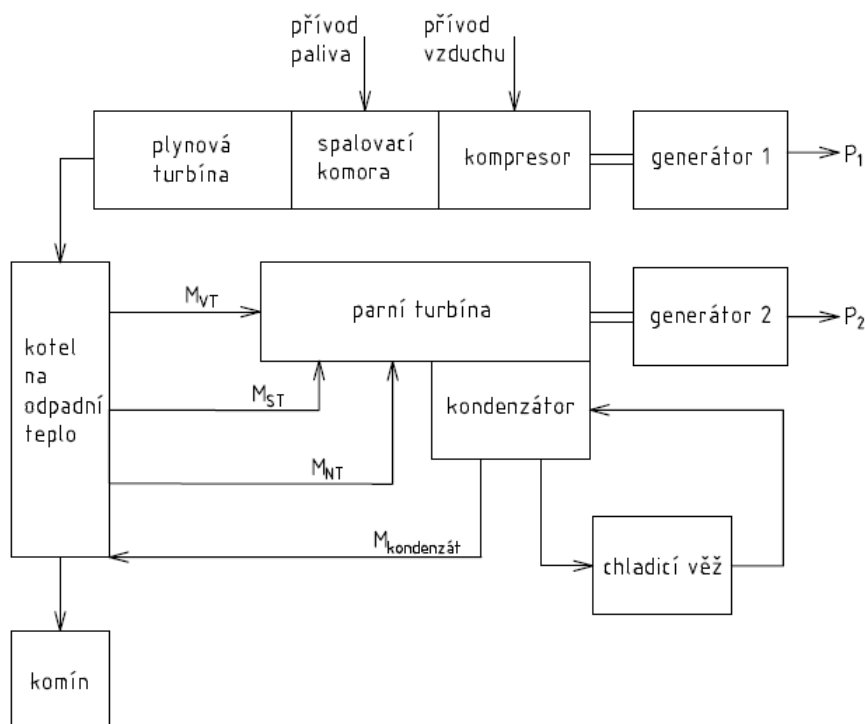
V této diplomové práci bude zpracován návrh parní turbíny pro paroplynový cyklus. Zadání poskytla firma Doosan Škoda Power (dále jen DSPW) a vychází z reálných parametrů, které jsou obsaženy v zadání. Základem je koncepce turbosoustrojí, jehož součástí jsou dvě tělesa parní turbíny. V rozsahu práce je i parní potrubí, které tato tělesa propojují a následně ústí do vodního kondenzátoru. Proto je první část práce věnována tepelnému oběhu a výpočtu parametrů páry v důležitých bodech cyklu. Následující část je věnována podrobnějšímu termodynamickému výpočtu jednotlivých průtočných částí a výpočtu částečných provozů. Výstupem z ní jsou informace o geometrii průtočné části, což je výchozí zdroj pro jejich pevnostní ověření. Součástí diplomové práce je i konstrukční návrh kombinovaného VT-ST dílu.

2 Tepelný výpočet cyklu

Parní turbína je částí paroplynového cyklu. Jak název napovídá, cyklus tvoří dvě hlavní části. První část cyklu je plynová turbína, která spaluje dodané palivo o vysoké energii v podobě například zemního plynu. Tato turbína pracuje podle Braytonova cyklu. Druhou část cyklu tvoří parní turbína, pracující podle Rankin-Clausiova cyklu, jejímž hnacím médiem je pára ohřátá v kotli na odpadní teplo. Právě v parním kotli jsou využity spaliny z plynové turbíny. Z toho vyplývá, že dodaná energie je pouze v podobě paliva pro plynovou turbínu, a tudíž může cyklus dosahovat vysokých účinností.



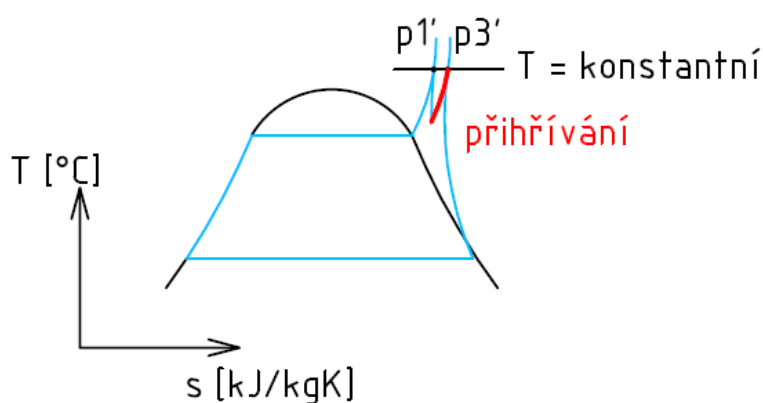
Obr. 2.1 Paroplynový cyklus v T - s diagramu [5]



Obr. 2.2 Paroplynový cyklus - schéma

Další výhodou je, že parní turbína nemusí mít žádné odběry pro regenerační ohříváky, a tak tímto způsobem nedochází ke ztrátám energie. Regenerační ohříváky jsou taktéž umístěny v parním kotli. Proto je také možné dobře vychladit spaliny a snížit tak tepelné ztráty.

Parní turbína v diplomové práci je navržena jako dvoutělesová. Skládá se z kombinovaného vysokotlakého a středotlakého dílu a dílu nízkotlakého. Po expanzi ve VT části bude pára přehřátá a vrácena k další expanzi do ST části. V těchto dvou průtočných částech proudí pára opačným směrem. Toto řešení má výhodu v tom, že dokáže minimalizovat výsledné axiální síly působící na rotor, a tudíž i předchází přetížení ložisek nebo jejich nadměrnému dimenzování. Po expanzi v ST části bude pára přivedena do NT části.



Obr. 2.3 Parní cyklus s přehřevem v T-s diagramu

NT část je typu diabolo, tedy dvě stejné turbíny na jednom rotoru proti sobě. Hmotnostní průtok se tak rozděluje na polovinu a pára protéká dvěma turbínami zároveň. Systém diabolo také využívá působení axiálních sil v opačných směrech. Po expanzi se opět pára z obou průtočných částí spojí a vstupuje do kondenzátoru. Obě tělesa parní turbíny jsou hřídelí propojena se společným alternátorem.

K potrubí mezi VT a ST částí je umístěný vstřík přídavné středotlaké páry. Stejně tak jako mezi ST a NT dílem je vstřík nízkotlaké páry. Jednotlivé díly jsou propojeny spojkami. Turbosoustrojí nemá převodovku z důvodu velikosti zařízení, a proto je přifázováno přímo k alternátoru. Frekvence sítě závisí na lokalitě, což je v našem případě 60Hz.

Jelikož nejsou zadány parametry napájecí vody do kotle, celková účinnost parního oběhu nemůže být vypočítána. Obecně však lze říci, že účinnosti podobných cyklů dosahují hodnot přes 50%.

2.1 Zadané a volené parametry

2.1.1 Zadané parametry

Elektrický výkon soustrojí:	$P_e = 300 \text{ MW}$
Teplota admisní páry:	$t_a = 565 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota přehřáté páry:	$t_3 = 565 \text{ }^\circ\text{C}$
Tlak admisní páry:	$p_a = 166,6 \text{ bar}(a)$
Množství admisní páry:	$\dot{m}_a = 180,7 \text{ kg/s}$
Tlaková ztráta přehříváku:	$\Delta p_{př} = 4,7 \text{ bar}(a)$
Množství přídavné ST páry:	$\dot{m}_{ST} = 8,4 \text{ kg/s}$
Tlak přehřáté páry:	$p_3 = 43,0 \text{ bar}(a)$
Tlak přídavné NT páry:	$p_{NT} = 5,3 \text{ bar}(a)$
Množství přídavné NT páry:	$\dot{m}_{NT} = 27,0 \text{ kg/s}$
Entalpie přídavné NT páry:	$i_{NT} = 3061,3 \text{ kJ/kg}$
Teplota chladicí vody:	$t_{w1} = 27,0 \text{ }^\circ\text{C}$
Otáčky turbíny:	$n = 3600 \text{ 1/min}$

2.1.2 Volené parametry

VT díl

Termodynamická vnitřní účinnost:	$\eta_{Tdi VT} = 0,83 [-]$
Poměrná tlaková ztráta ventilů:	$\xi_{RZV+RV} = 0,02 [-]$

ST díl

Termodynamická vnitřní účinnost:	$\eta_{Tdi ST} = 0,87 [-]$
Poměrná tlaková ztráta ventilu:	$\xi_{ZV} = 0,015 [-]$

NT díl

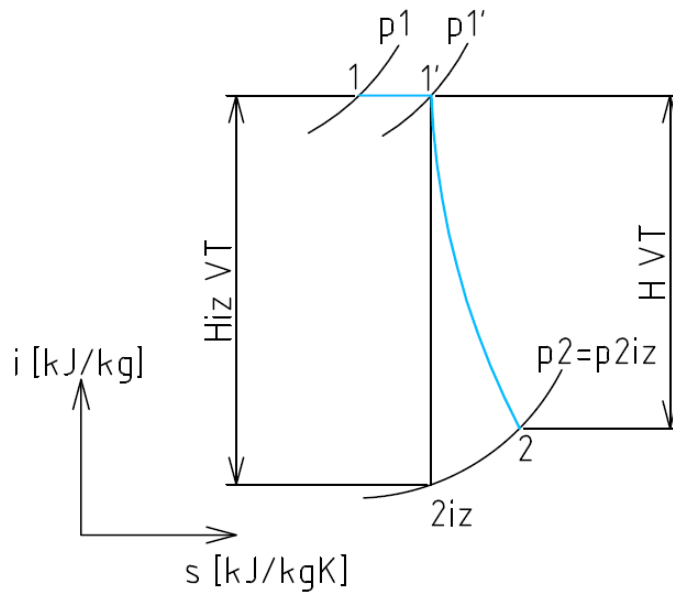
Termodynamická vnitřní účinnost:	$\eta_{Tdi NT} = 0,85 [-]$
Tlaková ztráta v převáděcím potrubí:	$\Delta p_{potrubí} = 0,01 [-]$
Tlaková ztráta klapky:	$\Delta p_{klapka} = 0,015 [-]$
Tlak NT páry:	$p_{NT} = 5,22 \text{ bar}(a)$

Kondenzátor

Nedohřev:	$\delta = 3 \text{ }^\circ\text{C}$
Ohřátí chladicí vody:	$\Delta t_w = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Parametry výše uvedené byly voleny na základě konzultace s vedoucím DP a zástupcem Doosan Škoda Power (dále DSPW). K výpočtu byl použit program Excel a jeho doplněk s tabulkami vody a vodní páry. Volené účinnosti jsou již výsledky výpočtů v následujících částech návrhu.

2.2 VT díl



Obr. 2.5 Expanzní čára VT dílu

Bod 1

Parametry přehřáté páry proudící z kotle.

$$p_1 = 166,6 \text{ bar} \quad (2.1)$$

$$t_1 = 565 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.2)$$

$$i_1 = f(p_1; t_1) = 3474,26 \text{ kJ/kg} \quad (2.3)$$

$$s_1 = f(p_1; t_1) = 6,508 \text{ kJ/kgK} \quad (2.4)$$

$$v_1 = f(p_1; t_1) = 0,0210 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.5)$$

$$x_1 = f(p_1; t_1) = 1 \quad (2.6)$$

Bod 1'

Parametry páry na vstupu do VT části turbíny.

$$p_{1'} = p_1 \cdot (1 - \xi_{RZV+RV}) \quad (2.7)$$

$$p_{1'} = 163,27 \text{ bar}$$

$$i_{1'} = i_1 = 3474,26 \text{ kJ/kg} \quad (2.8)$$

$$t_{1'} = f(p_{1'}; i_{1'}) = 563,78 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.9)$$

$$s_{1'} = f(p_{1'}; i_{1'}) = 6,516 \text{ kJ/kgK} \quad (2.10)$$

$$v_{1'} = f(p_{1'}; i_{1'}) = 0,0214 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.11)$$

$$x_{1'} = f(p_{1'}; i_{1'}) = 1 \quad (2.12)$$

Bod 2iz

Parametry páry po izoentropické expanzi ve VT dílu. Směšování s ST parou se uvažuje na stejné tlakové úrovni.

$$p_{2iz} = p_3 + \Delta p_{př} \quad (2.13)$$

$$p_{2iz} = 47,70 \text{ bar}$$

$$s_{2iz} = s_{1'} = 6,516 \text{ kJ/kgK} \quad (2.14)$$

$$i_{2iz} = f(p_{2iz}; s_{2iz}) = 3097,54 \text{ kJ/kg} \quad (2.15)$$

$$t_{2iz} = f(p_{2iz}; s_{2iz}) = 358,70 \text{ °C} \quad (2.16)$$

$$v_{2iz} = f(p_{2iz}; s_{2iz}) = 0,0559 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.17)$$

$$x_{2iz} = f(p_{2iz}; s_{2iz}) = 1 \quad (2.18)$$

Bod 2

$$p_2 = p_{2iz} = 47,70 \text{ bar} \quad (2.19)$$

$$i_2 = i_{1'} - H_{VT} \quad (2.20)$$

$$H_{VT} = H_{VTiz} \cdot \eta_{Tdi VT} \quad (2.21)$$

$$H_{VTiz} = i_{1'} - i_{2iz} \quad (2.22)$$

$$H_{VTiz} = 376,72 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{VT} = 312,67 \text{ kJ/kg}$$

$$i_2 = 3161,58 \text{ kJ/kg}$$

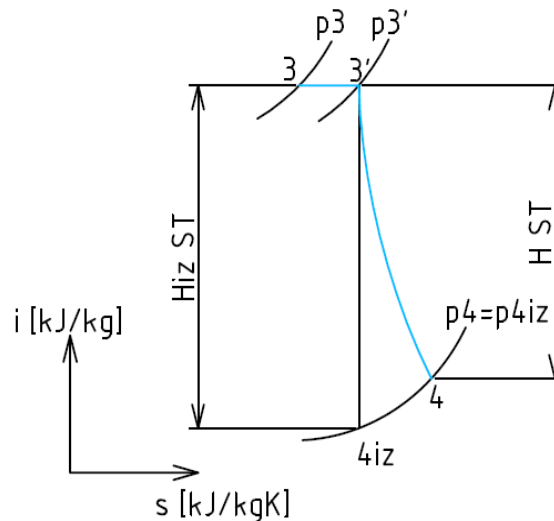
$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,616 \text{ kJ/kgK} \quad (2.23)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 384,07 \text{ °C} \quad (2.24)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,0590 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.25)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 1 \quad (2.26)$$

2.3 ST díl



Obr. 2.6 Expanzní čára ST dílu

Bod 3

$$p_3 = 43 \text{ bar} \quad (2.27)$$

$$t_3 = 565 \text{ °C} \quad (2.28)$$

$$i_3 = f(p_3; t_3) = 3591,87 \text{ kJ/kg} \quad (2.29)$$

$$s_3 = f(p_3; t_3) = 7,241 \text{ kJ/kgK} \quad (2.30)$$

$$v_3 = f(p_3; t_3) = 0,0878 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.31)$$

$$x_3 = f(p_3; t_3) = 1 \quad (2.32)$$

Bod 3'

Parametry páry na vstupu do ST části turbíny.

$$p_{3'} = p_3 \cdot (1 - \xi_{ZV}) \quad (2.33)$$

$$p_{3'} = 42,36 \text{ bar}$$

$$i_{3'} = i_3 = 3591,87 \text{ kJ/kg} \quad (2.34)$$

$$t_{3'} = f(p_{3'}; i_{3'}) = 564,76 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.35)$$

$$s_{3'} = f(p_{3'}; i_{3'}) = 7,248 \text{ kJ/kgK} \quad (2.36)$$

$$v_{3'} = f(p_{3'}; i_{3'}) = 0,0891 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.37)$$

$$x_{3'} = f(p_{3'}; i_{3'}) = 1 \quad (2.38)$$

Bod 4iz

Parametry páry po izoentropické expanzi v ST dílu. Směšování s NT parou se uvažuje na stejné tlakové úrovni. Proto jsou k tlaku p_4 přičteny ztráty v potrubí ještě než dojde ke směšování s NT parou.

$$p_{4iz} = p_4 = 5,27 \text{ bar} \quad (2.39)$$

$$s_{4iz} = s_{3'} = 7,248 \text{ kJ/kgK} \quad (2.40)$$

$$i_{4iz} = f(p_{4iz}; s_{4iz}) = 2960,67 \text{ kJ/kg} \quad (2.41)$$

$$t_{4iz} = f(p_{4iz}; s_{4iz}) = 250,23 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.42)$$

$$v_{4iz} = f(p_{4iz}; s_{4iz}) = 0,4497 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.43)$$

$$x_{4iz} = f(p_{4iz}; s_{4iz}) = 1 \quad (2.44)$$

Bod 4

$$p_4 = p_{5'} \cdot (1 + \Delta p_{\text{potrubí}}) \quad (2.45)$$

$$p_4 = 5,27 \text{ bar}$$

$$i_4 = i_{3'} - H_{ST} \quad (2.46)$$

$$H_{ST} = H_{STiz} \cdot \eta_{Tdi ST} \quad (2.47)$$

$$H_{STiz} = i_{3'} - i_{4iz} \quad (2.48)$$

$$H_{STiz} = 631,20 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{ST} = 549,14 \text{ kJ/kg}$$

$$i_4 = 3042,73 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_a + \dot{m}_{ST} \quad (2.49)$$

$$\dot{m}_4 = 189,1 \text{ kg/s}$$

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 7,399 \text{ kJ/kgK} \quad (2.50)$$

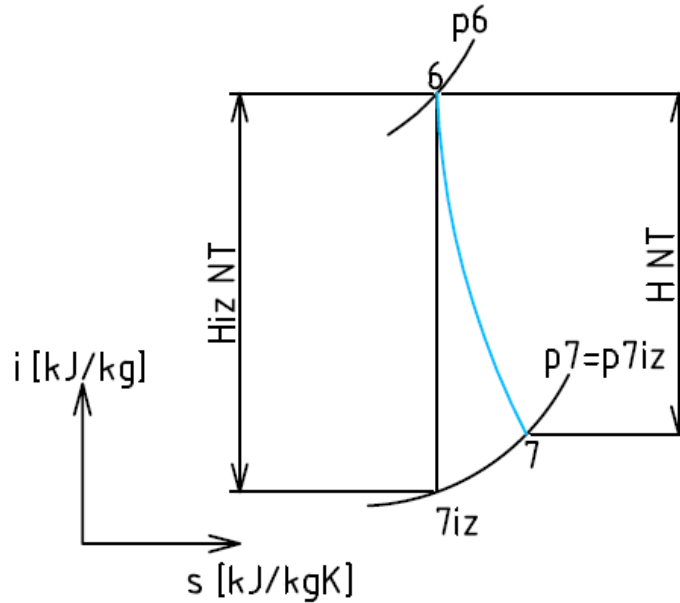
$$t_4 = f(p_4; i_4) = 289,77 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.51)$$

$$v_4 = f(p_4; i_4) = 0,4859 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.52)$$

$$x_4 = f(p_4; i_4) = 1 \quad (2.53)$$

2.4 NT díl

Mezi poslední lopatkou NT dílu a kondenzátorem není uvažována tlaková ztráta ve výstupním hrdle. Axiální koncepcí výstupu páry umožňuje jeho vhodné tvarování. Pokud je difuzorové hrdlo dobře navrženo, nedojde k tlakové ztrátě a tím se i prodlouží expanze.



Obr. 2.7 Expanzní čára NT dílu

Bod 5

Tento bod je plně zadán.

$$p_5 = p_{NT} = 5,3 \text{ bar} \quad (2.54)$$

$$i_5 = i_{NT} = 3061,30 \text{ kJ/kg} \quad (2.55)$$

$$s_5 = f(p_5; i_5) = 7,429 \text{ kJ/kgK} \quad (2.56)$$

$$t_5 = f(p_5; i_5) = 298,77 \text{ °C} \quad (2.57)$$

$$v_5 = f(p_5; i_5) = 0,4915 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.58)$$

$$x_5 = f(p_5; i_5) = 1 \quad (2.59)$$

Bod 5'

Dochází pouze k tlakovým ztrátám vlivem klapky.

$$p_{5'} = p_5 \cdot (1 - \Delta p_{klapka}) \quad (2.60)$$

$$p_{5'} = 5,22 \text{ bar}$$

$$i_{5'} = i_{NT} = 3061,30 \text{ kJ/kg} \quad (2.61)$$

$$\dot{m}_{5'} = \dot{m}_{NT} = 27,0 \text{ bar(a)} \quad (2.62)$$

$$s_{5'} = f(p_{5'}; i_{5'}) = 7,436 \text{ kJ/kgK} \quad (2.63)$$

$$t_{5'} = f(p_{5'}; i_{5'}) = 298,68 \text{ °C} \quad (2.64)$$

$$v_{5'} = f(p_{5'}; i_{5'}) = 0,4990 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.65)$$

$$x_{5'} = f(p_{5'}; i_{5'}) = 1 \quad (2.66)$$

Bod 6

Parametry tohoto bodu odpovídají spojení toků páry z ST části turbíny a přídavné NT páry.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{5'} \quad (2.67)$$

$$\dot{m}_6 = 216,1 \text{ kg/s}$$

$$m_6 \cdot i_6 = m_4 \cdot i_4 + m_{5'} \cdot i_{5'} \quad (2.68)$$

$$i_6 = \frac{(m_4 \cdot i_4) + (m_{5'} \cdot i_{5'})}{m_6} \quad (2.69)$$

$$i_6 = 3045,05 \text{ kJ/kg}$$

$$p_6 = p_{5'} = 5,22 \text{ bar} \quad (2.70)$$

$$s_6 = f(p_6; i_6) = 7,407 \text{ kJ/kgK} \quad (2.71)$$

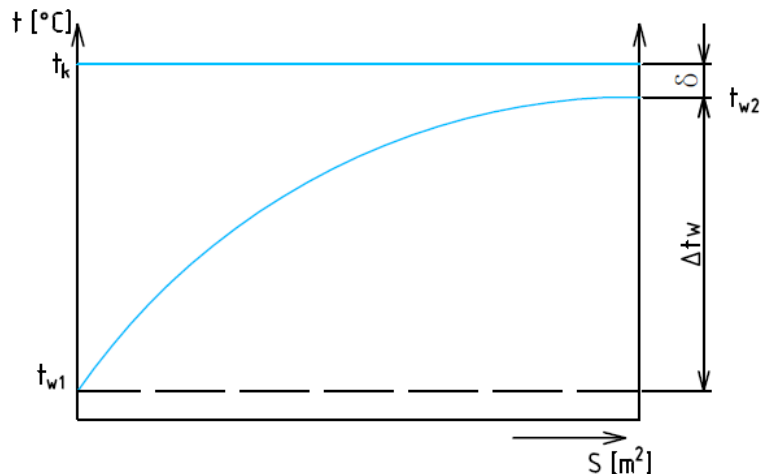
$$t_6 = f(p_6; i_6) = 290,82^\circ\text{C} \quad (2.72)$$

$$v_6 = f(p_6; i_6) = 0,4918 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.73)$$

$$x_6 = f(p_6; i_6) = 1 \quad (2.74)$$

Kondenzátor

Výpočet výstupní teploty chladicí vody z kondenzátoru a tlaku kondenzátu.



Obr. 2.8 Průběh teploty v kondenzátoru

$$\delta = 3^\circ\text{C} \quad (2.75)$$

$$t_{w1} = 27,0^\circ\text{C} \quad (2.76)$$

$$\Delta t_w = 10^\circ\text{C} \quad (2.77)$$

$$t_{w2} = t_{w1} + \Delta t_w \quad (2.78)$$

$$t_{w2} = 37^\circ\text{C}$$

$$t_k = t_{w2} + \delta \quad (2.79)$$

$$t_k = 40^\circ\text{C}$$

$$p_k = f(t_k; x = 0) = 0,0738 \text{ bar} \quad (2.80)$$

Bod 7iz

Parametry páry po izoentropické expanzi v NT dílu.

$$p_{7iz} = p_k = 0,0738 \text{ bar} \quad (2.81)$$

$$s_{7iz} = 7,388 \text{ kJ/kgK} \quad (2.82)$$

$$i_{7iz} = f(p_{7iz}; s_{7iz}) = 2307,907 \text{ kJ/kg} \quad (2.83)$$

$$t_{7iz} = f(p_{7iz}; s_{7iz}) = 40 \text{ °C} \quad (2.84)$$

$$v_{7iz} = f(p_{7iz}; s_{7iz}) = 17,3624 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.85)$$

$$x_{7iz} = f(p_{7iz}; s_{7iz}) = 0,89 \quad (2.86)$$

Bod 7

Na konci expanze je dosažená hodnota suchosti $x=0,93$, která je dána parametry páry na vstupu a protitlakem na výstupu. Podle DSPW je to běžná hodnota, a tudíž není třeba dělat opatření ke snížení vlhkosti. V jiných případech se vlhkost separuje nebo se chrání náběžné hrany lopatek např. kalením.

$$p_7 = p_k = 0,0738 \text{ bar} \quad (2.87)$$

$$i_7 = i_6 - H_{NT} \quad (2.88)$$

$$H_{NT} = H_{NTiz} \cdot \eta_{TdiNT} \quad (2.89)$$

$$H_{NTiz} = i_6 - i_{7iz} \quad (2.90)$$

$$H_{NTiz} = 737,140 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{NT} = 626,569 \text{ kJ/kg}$$

$$i_7 = 2418,478 \text{ kJ/kg}$$

$$s_7 = f(p_7; i_7) = 7,760 \text{ kJ/kgK} \quad (2.91)$$

$$t_7 = f(p_7; i_7) = 40 \text{ °C} \quad (2.92)$$

$$v_7 = f(p_7; i_7) = 18,2593 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.93)$$

$$x_7 = f(p_7; i_7) = 0,93 \quad (2.94)$$

Bod 8

Parametry kondenzátu za kondenzátorem ve stavu syté kapaliny.

$$t_8 = t_k = 40 \text{ °C} \quad (2.95)$$

$$x_8 = 0 \text{ [-]} \quad (2.96)$$

$$p_8 = p_k = 0,0738 \text{ bar} \quad (2.97)$$

$$i_8 = f(t_8; x_8) = 167,541 \text{ kJ/kg} \quad (2.98)$$

$$s_8 = f(p_8; i_8) = 0,572 \text{ kJ/kgK} \quad (2.99)$$

$$v_8 = f(p_8; i_8) = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.100)$$

2.5 Výkon turbíny

Po výpočtu tepelného cyklu je určen výkon jako součet výkonů jednotlivých těles. Výkony jednotlivých částí lze určit ze zpracovaných entalpických spádů a zadaných hmotnostních průtoků páry.

Vnitřní výkon VT dílu

$$H_{VT} = 312,67 \text{ kJ/kg} \quad (2.101)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_a = 180,7 \text{ kg/s} \quad (2.102)$$

$$P_{VT} = \dot{m}_1 \cdot H_{VT} \quad (2.103)$$

$$P_{VT} = 56,502 \text{ MW} \quad (2.104)$$

Vnitřní výkon ST dílu

$$H_{ST} = 549,14 \text{ kJ/kg} \quad (2.105)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_a + \dot{m}_{ST} = 189,1 \text{ kg/s} \quad (2.106)$$

$$P_{ST} = \dot{m}_2 \cdot H_{ST} \quad (2.107)$$

$$P_{ST} = 103,844 \text{ MW} \quad (2.108)$$

Vnitřní výkon NT dílu

$$H_{NT} = 626,57 \text{ kJ/kg} \quad (2.109)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_a + \dot{m}_{ST} + \dot{m}_{NT} = 216,1 \text{ kg/s} \quad (2.110)$$

$$P_{NT} = \dot{m}_3 \cdot H_{NT} \quad (2.111)$$

$$P_{NT} = 135,401 \text{ MW} \quad (2.112)$$

Celkový vnitřní výkon

$$P_{CV} = 295,75 \text{ MW} \quad (2.113)$$

Účinnosti průtočných částí jsou poměrně nízké oproti detailním výpočtům DSPW. Proto se dá očekávat, že reálně bude vnitřní výkon ještě vyšší. Je třeba navíc započítat mechanické ztráty v ložiscích a ztráty generátoru. Poté dostaneme žádaný elektrický výkon.

3 Předběžný výpočet stupňové části

I když je firma Doosan Škoda Power historicky zástupcem rovnotlakého lopatkování, je pro tuto diplomovou práci zvoleno lopatkování přetlakové. Ukazuje se totiž, že technologie přetlakového lopatkování lépe pokrývá některé aktuální požadavky zákazníka. Přetlakové lopatkování dosahuje trochu lepší účinnosti a také si ji lépe zachovává při nenominálních podmínkách, kdy se změní parametry páry na vstupu do turbíny. K tomuto jevu dochází z důvodu reakce provozovatele zařízení na rozdílné požadavky síťových operátorů či měnicích se potřeb průmyslových provozů a výroben napojených na parní potrubí. Tento trend firma Doosan Škoda Power zaznamenala, a proto i ona vyvíjí a úspěšně vyrábí své stroje s přetlakovým typem lopatkování. Přetlakové stupně mají i svou nevýhodu. Oproti rovnotlakým stupňům zpracují menší entalpický spád, a tudíž musí být použito větší množství stupňů. V některých případech se proto předřazuje rovnotlaký regulační stupeň, který snižuje počet přetlakových stupňů.

3.1 Popis předběžného návrhu

Kapitola 3 bude zaměřena na předběžný výpočet stupňové části jednotlivých dílů (VT, ST, NT). Výpočet je určen k předběžnému určení počtu stupňů, geometrie první a poslední lopatky, vnitřní termodynamické účinnosti a vnitřního výkonu. Na předběžný návrh bude navazovat detailní návrh, který bude proveden pomocí metody c_a/u . Základní předpoklad výpočtu je, že se počítá vždy pro konstantní hmotnostní průtok stupňovou částí. Pokud tomu tak není a hmotnostní průtok je ovlivněn např. regulovaným či neregulovaným odběrem, je nutné výpočet rozdělit a počítat zvlášť pro jednotlivé kužely s konstantním hmotnostním průtokem. V případě této DP je hmotnostní průtok stupňovou částí vždy konstantní, tj. turbína je bez odběrů. Změnu hmotnostního průtoku určuje pouze přídavná pára, která se zavádí mezi jednotlivými průtočnými částmi, a tudíž neovlivňuje průtok během expanze v jednotlivých průtočných částech.

Návrh vychází také z hodnot vypočítaných v kapitole 2 *Tepelný výpočet cyklu*. Odtud jsou použity počáteční a koncové hodnoty stavu páry pro jednotlivé expanze. Je třeba zvolit bezrozměrný součinitel nazývaný Parsonsovo číslo, který je jedním ze základních kamenů výpočtu, neboť jsou jeho prostřednictvím určeny další důležité parametry. Jak již bylo zmíněno, je třeba stanovit rozměry první a poslední lopatky (lopatkové řady). Moderní návrhy neuvažují konstantní patní průměr, a proto ani v této DP tomu tak není. Je snahou patní průměr mírně zvětšovat směrem k posledním řadám lopatek. Poté je třeba určit počet řad lopatek. Existují vazby mezi účinností a počtem řad lopatek, s čímž také souvisí i cena stroje. Ideální stav je, pokud mezi těmito údaji je nalezen vhodný průnik. V této práci je cena stroje nepodstatná, nicméně je i její snahou volit optimální počet stupňů, neboť cena turbíny má často rozhodující vliv na přidělení zakázky.

3.2 Předběžný návrh VT části

Následující postup je určen pouze pro VT část, a proto jsou všechny veličiny opatřeny dolními indexy obsahující VT.

V úvodu předběžného návrhu je třeba zvolit střední Parsonsovo číslo Pa_s . Toto číslo je vhodné volit v rozmezí 0,6 - 0,85 [3]. S rostoucím číslem roste i účinnost turbíny, která je však omezena horní hranicí tohoto rozpětí.

3.2.1 První stupeň:

$$\text{Voleno: } Pa_{vTs} = 0,72 [-] \quad (3.1)$$

Parsonsovo číslo prvního stupně:

$$Pa_{vT1} = (0,9 \text{ až } 0,95) \cdot Pa_{vTs} \quad (3.2)$$

$$\text{Voleno: } Pa_{vT1} = 0,95 \cdot 0,72 = 0,68 [-]$$

Podle přílohy 1 bylo zvoleno:

$$\alpha_{vT1} = 17^\circ \quad (3.3)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{vT1} = 0,35 [-] \quad (3.4)$$

Volba délky lopatky prvního stupně l_1 (minimální délka 30mm):

$$l_{vT1} = 35 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Střední průměr prvního stupně D_1 :

$$D_{vT1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{m}_{1'} \cdot v_{1'}}{n \cdot l_{vT1} \cdot (c_a/u)_{vT1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{180,7 \cdot 0,0214}{60 \cdot 0,035 \cdot 0,35}} = 730,46 \text{ mm} \quad (3.6)$$

3.2.2 Poslední stupeň n:

$$\text{Voleno: } Pa_{vTs} = 0,80 \quad (3.7)$$

Parsonsovo číslo posledního stupně:

$$Pa_{vTn} = (0,9 \text{ až } 0,95) \cdot Pa_{vTs} \quad (3.8)$$

$$\text{Voleno: } Pa_{vTn} = 0,95 \cdot 0,80 = 0,76 [-]$$

Podle přílohy 1 bylo zvoleno:

$$\alpha_{vTn} = 18^\circ \quad (3.9)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{vTn} = 0,35 [-] \quad (3.10)$$

Volba poměru $(l/D)_n$:

Podle literatury [1] je pro tento poměr vhodné rozmezí $(\frac{1}{8} \div \frac{1}{10})$, aby mohly být použity nezkrucované listy lopatek. Poměr byl zvolen následující:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_{vTn} = \frac{1}{10} \quad (3.11)$$

Střední průměr posledního stupně D_{vTn} :

$$D_{vTn} = \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_{1'} \cdot v_2}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_{vTn} \cdot (l/D)_{vTn} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{180,7 \cdot 0,0581}{\pi^2 \cdot 0,35 \cdot (1/10) \cdot 60}} \quad (3.12)$$

$$D_{vTn} = 797,22 \text{ mm}$$

Potom dostáváme délku poslední lopatky:

$$l_{VTn} = 79,7 \text{ mm} \quad (3.13)$$

3.2.3 Počet stupňů z:

$$z_{VT} = \frac{P_{aVTs} \cdot H_{VTiz}}{u_{VTs}} = \frac{0,72 \cdot 376,72}{143,98} = 13,06 \quad (3.14)$$

Počet stupňů byl zvolen 13.

Střední obvodová rychlost:

$$u_{VTs} = \pi \cdot \left(\frac{D_{VT1} + D_{VTn}}{2} \right) \cdot n \quad (3.15)$$

$$u_{VTs} = \pi \cdot \left(\frac{0,73046 + 0,79722}{2} \right) \cdot 60 = 143,98 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.2.4 Ztráty v lopatkování:

Ztráta radiální mezerou:

$$D_{VTv1} = 765,46 \text{ mm} \quad (3.16)$$

$$D_{VTvn} = 876,94 \text{ mm} \quad (3.17)$$

$$k_{VT1} = \frac{D_{VTv1}}{1000} + x_{VT1} = \frac{76546}{1000} + 0,3 = 1,07 \text{ mm} \quad (3.18)$$

$$k_{VTn} = \frac{D_{VTvn}}{1000} + x_{VTn} = \frac{87694}{1000} + 0,3 = 1,18 \text{ mm} \quad (3.19)$$

Výrobní tolerance:

$$x_{VT1} = 0,3 \text{ mm} \quad (3.20)$$

$$x_{VTn} = 0,3 \text{ mm} \quad (3.21)$$

$$\xi_{VTk1} = \frac{0,3 + k_{VT1}}{l_{VT1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,07}{35} \cdot 4,5 = 0,1756 [-] \quad (3.22)$$

$$\xi_{VTkn} = \frac{0,3 + k_{VTn}}{l_{VTn}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,18}{79,72} \cdot 4,5 = 0,0834 [-] \quad (3.23)$$

Střední hodnota ztráty radiální mezerou:

$$\xi_{VTk} = \frac{\xi_{VTk1} + \xi_{VTkn}}{2} = \frac{0,1498 + 0,0769}{2} = 0,1295 [-] \quad (3.24)$$

Ztráta rozvějířením:

$$\xi_{VTv1} = \left(\frac{l_{VT1}}{D_{VT1}} \right)^2 = \left(\frac{0,035}{0,73046} \right)^2 = 0,0023 [-] \quad (3.25)$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_{VTn}}{D_{VTn}} \right)^2 = \left(\frac{1}{10} \right)^2 = 0,01 [-] \quad (3.26)$$

Střední hodnota rozvějířením:

$$\xi_{VTv} = \frac{\xi_{VTv1} + \xi_{VTvn}}{2} = \frac{0,0023 + 0,01}{2} = 0,0061 [-] \quad (3.27)$$

Ztráta vlhkostí:

Ztráta vlhkostí ξ_x nemá vliv, neboť lopatky pracují v oblasti syté páry.

3.2.5 Vnitřní účinnost lopatkování:

Pro výpočet vnitřní účinnosti η_i je třeba stanovit součinitel zpětného využití ztrát (reheat faktor). K dosažení výsledku je použita teplota na konci expanze, předběžný počet stupňů a termodynamická účinnost vnitřní stupňové části bez uvažování ztráty výstupní rychlostí.

$$\eta_{VTi}^{sč} = \frac{H_{VT}}{H_{VTiz}} = \frac{331,51}{376,72} = 0,88 \quad (3.28)$$

$$f_{VT} = \left(\frac{z_{VT} - 1}{z_{VT}} \right) \cdot (1 - \eta_{VTi}^{sč}) \cdot \left(\frac{t_{1'} - t_{2iz}}{T_{1'} - T_2} \right) \quad (3.29)$$

$$f_{VT} = \left(\frac{13 - 1}{13} \right) \cdot (1 - 0,88) \cdot \left(\frac{563,78 - 358,70}{836,93 - 649,66} \right) = 0,015 [-]$$

Pro výpočet je třeba ještě odečíst z grafu na obrázku 3.1 hodnotu obvodové účinnosti pro nekonečně dlouhou lopatku. Tato hodnota je určena podle středního Parsonsova čísla. [3]

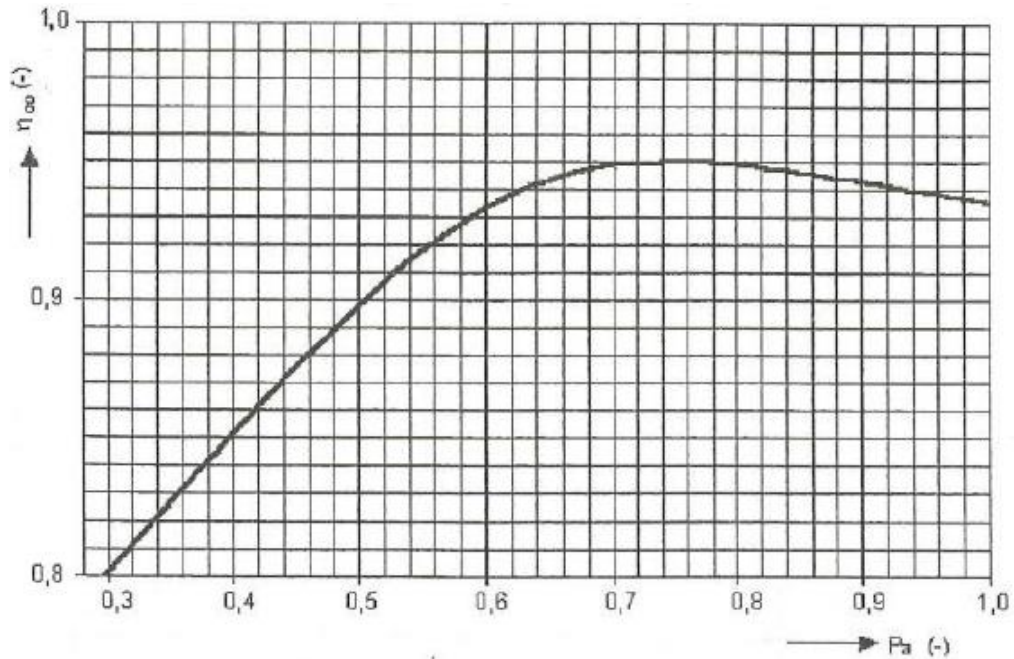
Obvodová účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_{VT\infty} = 0,95 [-] \quad (3.30)$$

Výsledná hodnota vnitřní účinnosti bez ztráty výstupní rychlostí:

$$\eta_{VTi} = \eta_{VT\infty} \cdot (1 + f_{VT}) \cdot (1 - \xi_{VTk} - \xi_{VTv} - \xi_{VTx}) \quad (3.31)$$

$$\eta_{VTi} = 0,95 \cdot (1 + 0,015) \cdot (1 - 0,13 - 0,006 - 0) = 0,83 [-]$$



Obr. 3.1 Graf obvodové účinnosti pro nekonečně dlouho lopatku [1]

3.2.6 Vnitřní výkon stupňové části lopatkování:

Na následujících řádcích bude popsán postup a výpočet vnitřního výkonu stupňové části, ve kterém je započítána ztráta výstupní rychlostí.

Skutečná entalpie páry na výstupu:

$$i_{vTn} = i_{1'} - H_{vTiz} \cdot \eta_{vTi} = 3474,26 - 376,72 \cdot 0,83 = 3160,18 \text{ kJ/kg} \quad (3.32)$$

Entalpii na výstupu odpovídá hodnota měrného objemu na výstupu při stejném tlaku:

$$v_{vTn} = f(p_2, i_{vTn}) = 0,0589 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.33)$$

Axiální výstupní rychlost:

$$c_{vTAn} = \frac{\dot{m}_{1'} \cdot v_{vTn}}{\pi \cdot D_{vTn} \cdot l_{vTn}} = \frac{180,7 \cdot 0,0589}{\pi \cdot 0,79722 \cdot 0,07972} = 53,30 \text{ m/s} \quad (3.34)$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek:

$$c_{vT2n} = c_{vTAn} \cdot \sqrt{\left[\cotg \alpha_{vTn} - \left(\frac{1}{0,35} \right)_{vTn} \right]^2 + 1} \quad (3.35)$$

$$c_{vT2n} = 53,30 \cdot \sqrt{\left[\cotg (18^\circ) - \left(\frac{1}{0,35} \right) \right]^2 + 1} = 54,58 \text{ m/s}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_{vTc} = \frac{c_{vT2n}^2}{2} = \frac{54,58^2}{2} = 1489,7 \text{ J/kg} \doteq 1,49 \text{ kJ/kg} \quad (3.36)$$

Entalpický spád se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí:

$$H_{VTi} = H_{VTiz} \cdot \eta_{VTi} - z_{VTc} = 376,72 \cdot 0,83 - 1,49 = 312,67 \text{ kJ/kg} \quad (3.37)$$

Vnitřní termodynamická účinnost:

$$\eta_{VTtdi} = \frac{H_{VTi}}{H_{VTiz}} = \frac{312,67}{376,72} = 0,83 [-] \quad (3.38)$$

Vnitřní výkon je spočítán následovně:

$$P_{VTi} = H_{VTi} \cdot \dot{m}_{1'} = 312,67 \cdot 180,7 = 56499,46 \text{ kW} \quad (3.39)$$

Předběžný návrh je teď kompletní. Slouží pouze jako odhad některých parametrů pro detailní návrh. Stejný postup bude aplikován i na následující ST a NT část.

3.3 Předběžný návrh ST části

V tabulce 3.1 bude přehled výsledků předběžného návrhu pro všechny průtočné části. U ST části je postup stejný, jako v kapitole 3.2 *Předběžný návrh VT části*. Pouze některé volené hodnoty se mohou lišit od názorného postupu. V návrhu by se neměly skokově lišit délky lopatek posledního stupně VT části a prvního stupně ST části. To stejné platí i pro střední průměry.

3.4 Předběžný návrh NT části

Návrh NT části bude celkově trochu odlišný od předešlých podkapitol. To, co je asi nejpodstatnější, je, že hmotnostní průtok páry bude poloviční, neboť turbína bude typu diablo. Znamená to, že turbína se skládá ze dvou průtočných částí na stejné hřídeli. Podobně je tomu u kombinovaného VT-ST dílu, nicméně zde jsou obě průtočné části stejné, a tudíž je výpočet jen jedné dostatečný.

Typ diablo má bezesporu velké uplatnění pro páru s nízkými parametry. Především se mohou turbíny osadit kratšími lopatkami, než kdyby pára proudila jednou velkou stupňovou částí. To by samozřejmě mělo vliv na požadovanou pevnost lopatek a vysoké nároky na použitý materiál. Další velká výhoda je eliminovaná axiální síla. Protože jsou turbíny totožné, ale opačně orientované, působí axiální síly obou turbín opačnými směry. Důsledkem je minimalizace axiální síly a tím i velikosti axiálního ložiska.

Součástí NT dílu jsou většinou zkrucované lopatky, nazývané jako modulová dvojice. Jsou to poslední lopatky průtočné části, které již pracují v částečně mokré páře. Stejně jako u jiných firem jsou i v DSPW tyto dlouhé lopatky součástí utajovaného know-how. Tyto lopatky nejsou součástí DP, a proto bude návrh NT dílu končit před první modulovou lopatkou ve směru toku páry. Po konzultaci se zástupcem DSPW mi byly poskytnuty velikosti zpracovaných entalpických spádů modulových lopatek, a tak je možné z expanzní čáry dopočítat stav páry před modulovou dvojicí.

V souladu s konzultacemi bylo stanoveno, že stupňovitá část v rozsahu DP bude počítána obdobně jako VT a ST část. Výsledky budou pravděpodobně méně přesné, nicméně pořadí dostačující pro DP. Průtočný kanál se v první části ještě příliš nerozšiřuje. Skokový nárůst délky lopatek totiž začíná až s modulovou dvojicí, a proto je možné použít metodu

využívající poměr rychlostí c_a/u a Parsonsovo číslo. Modulová dvojice lopatek se od těch ostatních vymezuje i v jiném směru. Poslední lopatky totiž reprezentují kolovou koncepci stupňů, zatímco první stupně lopatek jsou bubnového typu. I proto lze využít metodu c_a/u .

Jelikož krajní body expanze jsou vypočítané, lze určit expanzní čáru. Ke koncovému bodu expanze se přičte zpracovaný entalpický spád modulovou dvojicí a tím se zjistí koncový bod pro počítanou část turbíny. Hodnoty jsou již indexovány podle počtu stupňů, který je vypočítaný podle postupu v kapitole 3.2.3 pro VT část.

Získané entalpické spády posledního a předposledního stupně [6]:

$$h_{NT5} = h_{NTiz5} \cdot \eta_{NT5} = 165,82 \cdot 0,85 = 140,95 \text{ kJ/kg} \quad (3.40)$$

$$h_{NT4} = h_{NTiz4} \cdot \eta_{NT4} = 146,81 \cdot 0,91 = 133,60 \text{ kJ/kg} \quad (3.41)$$

3.4.1 Určení konce expanze v i-s diagramu pro stupeň 3:

Koncový bod expanze:

$$i_7 = 2396,938 \text{ kJ/kg} \quad (3.42)$$

$$s_7 = f(p_7; i_7) = 7,692 \text{ kJ/kgK} \quad (3.43)$$

Určení hodnoty entalpie pro 4. a 3. stupeň:

$$i_{NT4} = i_7 + h_{NT5} = 2396,938 + 140,95 = 2537,89 \text{ kJ/kg} \quad (3.44)$$

$$i_{NT3} = i_{NT4} + h_{NT4} = 2537,89 + 133,60 = 2671,49 \text{ kJ/kg} \quad (3.45)$$

Funkce entalpie a entropie popisující expanzní čáru NT dílu podle obrázku 3.2:

$$s_{NTi} = f(i) = \frac{18516,3814 - i_{NTi}}{2095,6918} \quad (3.46)$$

Určení hodnoty entropie pro 4. a 3. stupeň:

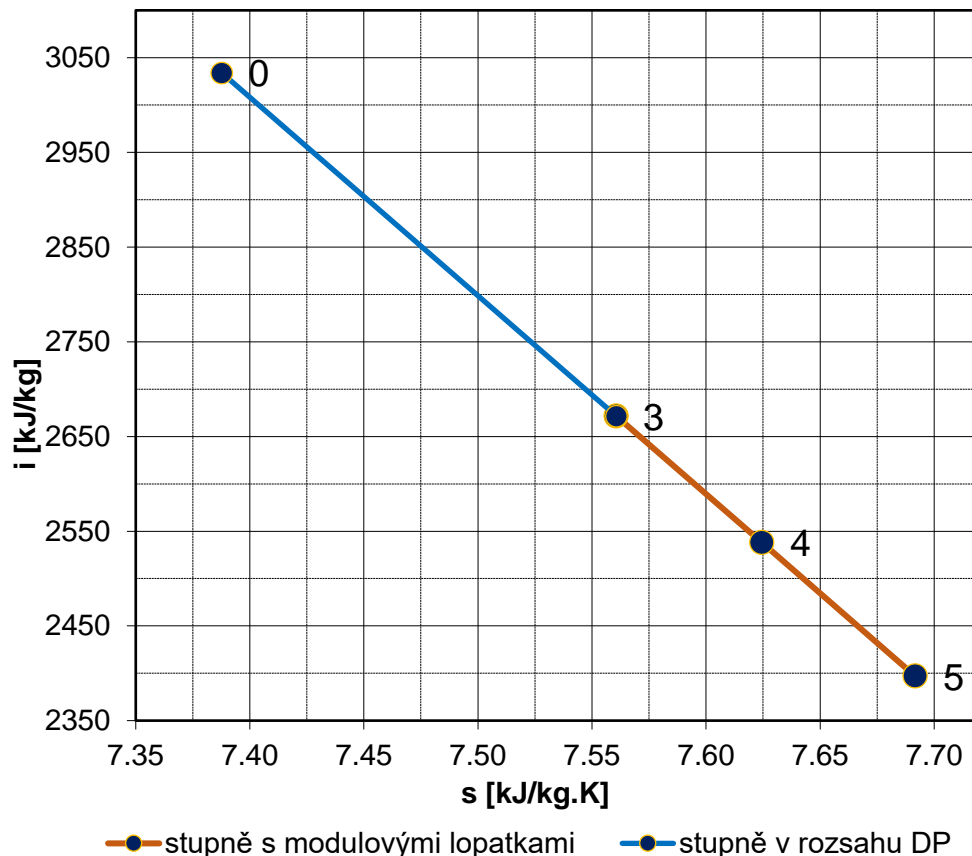
$$s_{NT4} = f(i) = \frac{18516,3814 - i_{NT4}}{2095,6918} \quad (3.47)$$

$$s_{NT4} = \frac{18516,3814 - 2537,89}{2095,6918} = 7,624 \text{ kJ/kgK} \quad (3.48)$$

$$s_{NT3} = f(i) = \frac{18516,3814 - i_{NT3}}{2095,6918} \quad (3.49)$$

$$s_{NT3} = \frac{18516,3814 - 2671,49}{2095,6918} = 7,561 \text{ kJ/kgK} \quad (3.50)$$

Výsledné body jsou naneseny do grafu na obrázku 3.2. Další postup výpočtu se týká pouze entalpického spádu mezi body 0 a 3. Průběh předběžného výpočtu je totožný s ostatními průtočnými částmi a výsledky jsou zobrazeny v tabulce 3.1 v následující podkapitole.



Obr. 3.2: Určení koncového bodu expanze

3.5 Výsledky jednotlivých předběžných návrhů

Následující tabulka zobrazuje výsledky předběžného návrhu pro všechny průtočné části. U ST a NT části je postup stejný jako v kapitole 3.2 *Předběžný návrh VT části*. Pouze některé volené hodnoty se mohou lišit od názorného postupu. Výpočet NT části končí třetím stupněm a hodnota průtoku je poloviční, neboť se NT díl skládá ze dvou totožných průtočných částí.

Tab. 3.1 Výsledky předběžných návrhů VT, ST a NT části

Název veličiny	Značka	Jednotka	VT část	ST část	NT část
Parametry páry na vstupu					
Měrný objem	v	m ³ /kg	0,0214	0,0891	0,4869
Tlak	p	bar	163,27	42,36	5,22
Teplota	t	°C	563,78	564,76	285,48
Entalpie	i	kJ/kg	3474,3	3591,87	3045,05
Entropie	s	kJ/kgK	6,516	7,248	7,407
Hmotnostní tok	m	kg/s	180,7	189,1	108,05
Parametry páry na výstupu					
Měrný objem	v _n	m ³ /kg	0,0590	0,4859	2,677
Tlak	p _n	bar	47,70	5,27	0,63
Teplota	t _n	°C	384,07	289,77	95,38

Entalpie	i_n	kJ/kg	3161,58	3042,73	2671,49
Izoentropický spád	H_{iz}	kJ/kgK	376,72	631,20	425,03
Účinnost	η_{tdi}	-	0,83	0,87	0,85
Entalpický spád	H	kJ/kg	312,67	549,14	373,56
Parametry první řady lopatek					
Střední Parsonsovo č.	Pa_s	-	0,72	0,65	0,72
Parsonsovo č. první řady	Pa_1	-	0,68	0,62	0,69
Výstupní úhel	α_1	°	17	24	17
Poměr c_a/u	$(c_a/u)_1$	-	0,35	0,54	0,34
Délka lopatky	l_1	m	0,035	0,080	0,090
Střední průměr stupně	D_1	m	0,7305	0,8118	1,7039
Parametry poslední řady lopatek					
Střední Parsonsovo č.	Pa_s	-	0,8	0,63	0,78
Parsonsovo č. poslední řady	Pa_n	-	0,76	0,60	0,74
Výstupní úhel	α_n	°	18	30	23
Poměr c_a/u	$(c_a/u)_n$	-	0,35	0,7	0,45
Poměr délek l/D	$(l/D)_n$	-	0,1	0,1429	0,156
Střední průměr stupně	D_n	m	0,7972	1,1533	1,9080
Délka lopatky	l_n	m	0,0797	0,1648	0,2981
Počet stupňů	z	-	13	12	3
Střední obvodová rychlost	u_s	m/s	143,98	185,20	340,42
Ztráty v lopatkování					
Radiální vůle první lopatky	k_1	mm	1,07	1,19	2,29
Radiální vůle poslední lopatky	k_n	mm	1,18	1,62	2,71
Výrobní tolerance první lopatky	x_1	mm	0,3	0,3	0,5
Výrobní tolerance poslední lopatky	x_n	mm	0,3	0,3	0,5
Ztráta radiální mezerou první lopatky	ξ_{k1}	-	0,176	0,084	0,13
Ztráta radiální mezerou poslední lopatky	ξ_{kn}	-	0,083	0,052	0,045
Střední hodnota ztráty radiální mezerou	ξ_k	-	0,13	0,07	0,09
Ztráta rozvějířením první lopatky	ξ_{v1}	-	0,002	0,01	0,003
Ztráta rozvějířením poslední lopatky	ξ_{vn}	-	0,01	0,02	0,02
Střední ztráta rozvějířením	ξ_v	-	0,006	0,015	0,014
Vlhkost na vstupu	x_1	-	1	1	1
Vlhkost na výstupu	x_n	-	1	1	1
Ztráta vlhkostí	ξ_x	-	0	0	0

Účinnost					
Reheat faktor	f	-	0,015	0,023	0,020
Účinnost pro nekonečnou délku lopatky	η_{∞}	-	0,95	0,945	0,94
Vnitřní účinnost	η_i	-	0,88	0,89	0,86
Ztráta výstupní rychlostí a výkon					
Entalpie páry na výstupu	i_n	kJ/kg	3160,2	3032,56	2671,61
Měrný objem páry na výstupu	v_n	m ³ /kg	0,0589	0,4815	2,6771
Axiální výstupní rychlost páry	c_{An}	m/s	53,30	152,52	161,87
Absolutní výstupní rychlost páry	c_{2n}	m/s	54,58	159,39	163,31
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	kJ/kg	1,49	12,70	13,33
Skutečný entalpický spád	H_i	kJ/kg	312,59	546,74	349,06
Vnitřní termodynamická účinnost	η_{tdi}	-	0,83	0,87	0,82
Vnitřní výkon	P_i	MW	56,499	103,388	37,715

4 Detailní návrh stupňové části

V návaznosti na předběžný návrh teď může být průtočný kanál vypočítán podrobněji. Pro výpočet byla zvolena metoda c_a/u , která se používá pro výpočet přetlakových stupňů. Aby byly výsledky dostatečně přesné, je třeba respektovat některá omezení a pravidla:

- konstantní hmotnostní průtok
- proudění je sledováno na středním průměru po válcové ploše
- axiální rychlost na vstupu a výstupu ze stupně je stejná
- stupeň reakce je roven 0,5

Přesnost metody však nezávisí pouze na předpokladech, viz. výše, ale také na změně měrného objemu páry během expanze a velikostech středních průměrů prvního a posledního stupně průtočné části. Lze totiž říci, že přesnost je tím vyšší, čím menší jsou rozdíly těchto dvou parametrů na začátku a na konci expanze. [1]

Pro VT i ST část jsou tyto podmínky splněny, jelikož má pára na konci expanze pořád relativně vysoké parametry. U NT části však měrný objem a střední průměry rychle rostou. Jelikož jsou dvě poslední modulové lopatky NT dílu zadané, zbývají dopočítat první stupně bubnové části. Zde se geometrie mění mnohem méně, a proto lze tuto metodu uplatnit i tady. Postup vychází ze zdrojů [1] a [3] doplněných konzultacemi s vedoucím práce.

4.1 Popis metody c_a/u

Metoda c_a/u se od předběžného návrhu v mnohém liší. Především nepřistupuje k průtočné části jako k celku, ale řeší každý stupeň zvlášť. Tedy pro každý stupeň budou zvlášť navrženy jeho základní geometrické rozměry. Zvlášť se řeší i stavy páry a to vždy ve vztažné rovině, která se nachází uprostřed každého stupně. Je určena jako střed mezery mezi statorem a rotorem.

Celý postup se opírá o Parsonsovo číslo a jeho vazby na další důležité veličiny. Především na poměr rychlostí c_a a u , které jsou vztaženy ke střednímu průměru v místech vztažné roviny a výstupní úhel ze statorových lopatek. Celý vztah je definován jako:

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (4.1)$$

Závislost $Pa = f\left(\frac{c_a}{u}\right)$ charakterizuje i graf v příloze 1, z kterého rovněž lze odečíst potřebné hodnoty.

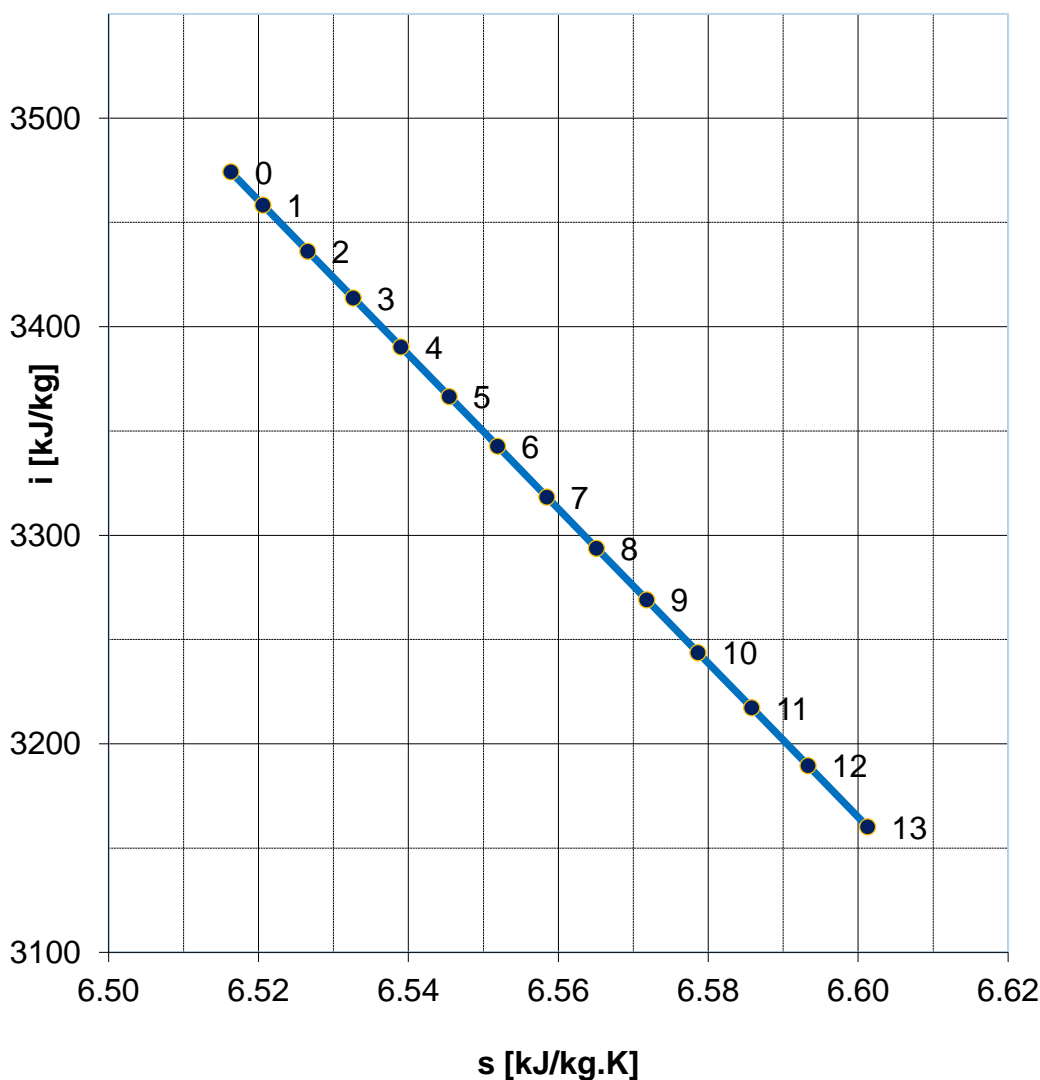
4.2 Výpočet VT dílu

V počátku této části je třeba vynést expanzní čáru do i - s diagramu. K tomu nám poslouží počáteční a koncový bod expanze, neboť tyto body jsou již dopočteny. Počáteční bod expanze je bod 1', který je získán z výpočtu cyklu a koncový bod VTn je vypočítán v předběžném návrhu VT části. Parametry obou bodů jsou pro přehlednost doplněny v tabulce 4.1.

Tab. 4.1: Parametry krajních bodů expanze VT dílu

Bod expanze	i [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	p [bar]	v [m ³ /kg]	t [°C]
Počáteční	3474,26	6,516	163,27	0,0214	563,78
Koncový	3160,18	6,614	47,7	0,0589	383,50

Expanzní čára se poté rozdělí podle počtu stupňů, který je vypočítán v předběžném výpočtu. Pro VT díl je to 13 stupňů. V první fázi je rozdělení rovnoměrné, jelikož ještě nejsou známy skutečné spády na jednotlivé stupně. Ty jsou dopočítány v pozdější fázi návrhu. Na obrázku 4.1 je již vykresleno rozdělení expanzní čáry podle skutečných spádů, a proto není rozdělení rovnoměrné. Proto lze z něj vyčíst hodnoty entalpií a entropií pro jednotlivé stupně. K dosažení přesnějších výsledků byla použita expanzní čára a její rovnice regrese.



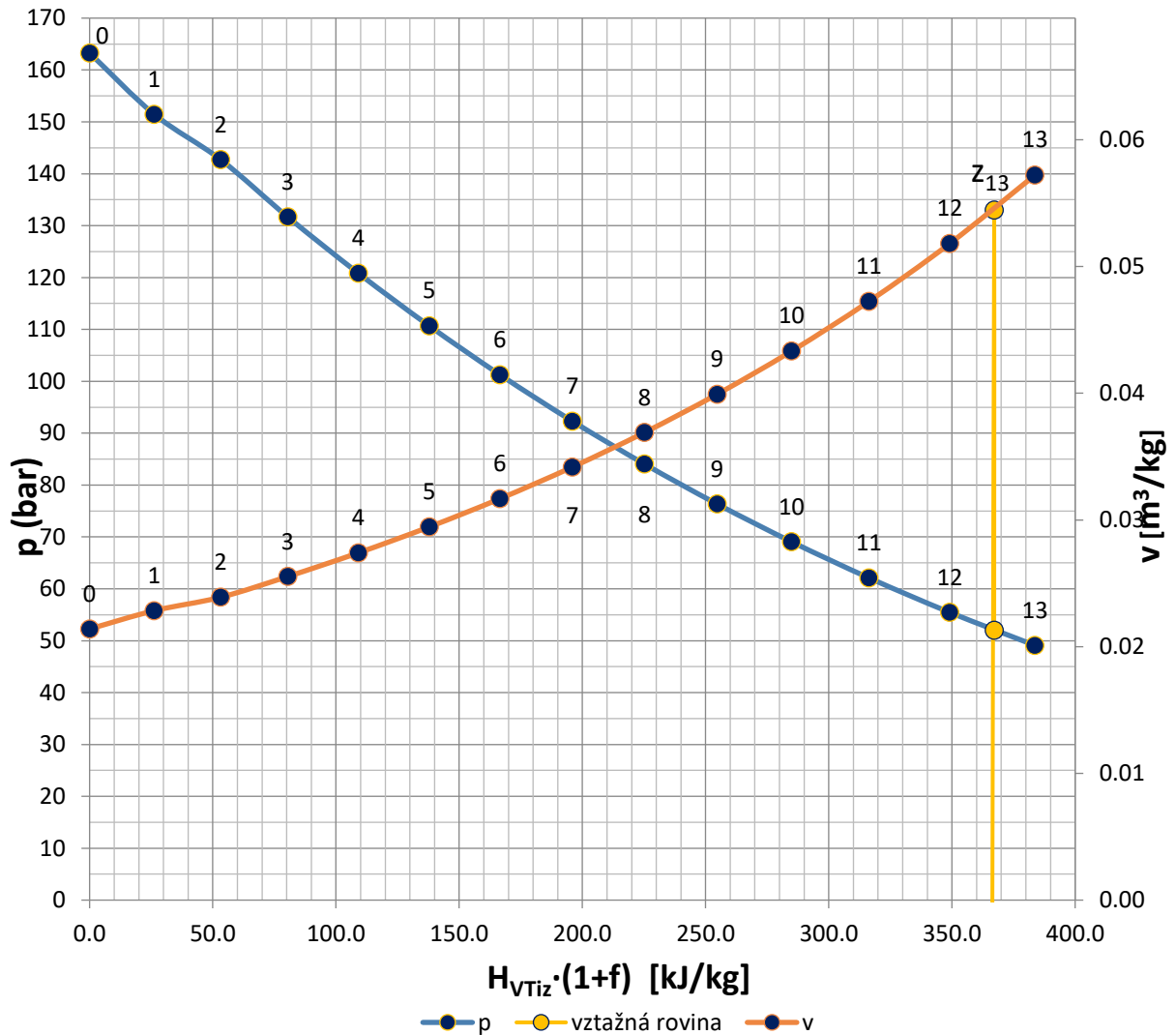
Obr. 4.1: Expanzní čára VT dílu

V následujícím kroku jsou z i-s diagramu zjištěny parametry jednotlivých bodů. Především je třeba zjistit hodnoty měrných objemů a tlaků pro každý navržený spád h_{iz} . Tyto hodnoty jsou naneseny v grafu, kde na ose x je součet všech izoentropických spádů VT části

rozšířený o příslušný reheat faktor, který byl získán z předběžného výpočtu. Rozsah osy x se tedy vypočítá:

$$\sum h_{VTiz} = (1 + f_{VT}) \cdot H_{VTiz} \quad (4.2)$$

$$\sum h_{VTiz} = (1 + 0,015) \cdot 376,72 = 382,47 \text{ kJ/kg}$$



Obr. 4.2: Graf závislosti tlaku a měrného objemu na izoentropickém spádu

Hodnoty tlaků a měrných objemů jednotlivých bodů vyznačených na obrázku 4.2 jsou dopočítány z hodnot entalpií a entropií bodů v obrázku 4.1 podle expanzní čáry. Počáteční a koncový bod (s indexy 1' a n) jsou pro další výpočty nahrazeny čísly 1 a 13. Stejně tak body mezi nimi jsou očíslovány a charakterizují pořadí stupně. Dopočet parametrů bodů expanze v obrázku 4.2 byl proveden podle parních tabulek dle následujícího postupu pro poslední bod expanzní čáry:

$$p_{13} = f(i_{13}; s_{13}) = 49,09 \text{ bar}(a) \quad (4.3)$$

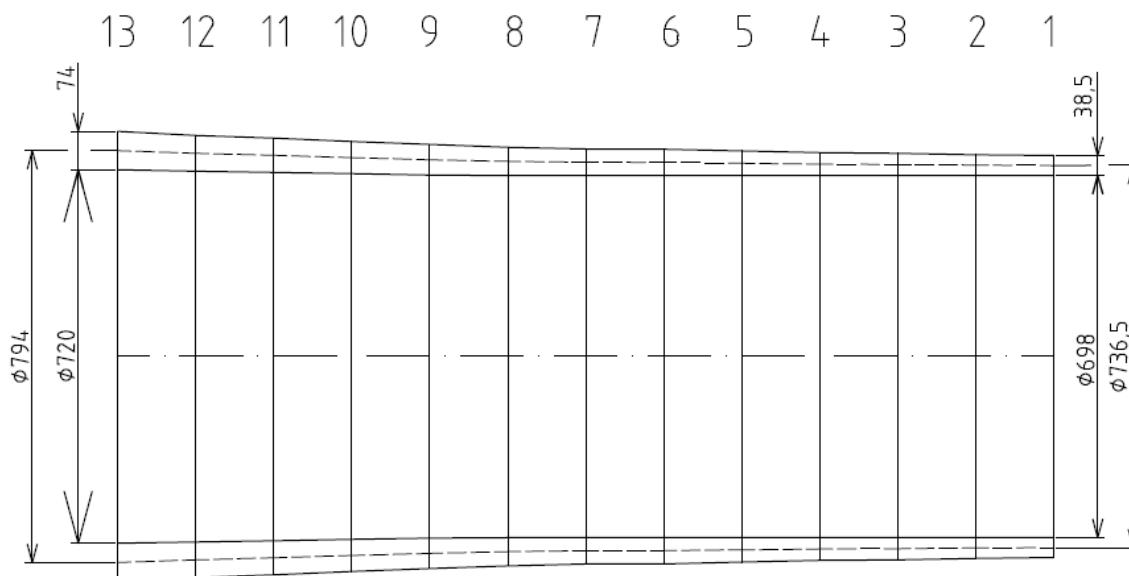
$$v_{13} = f(i_{13}; s_{13}) = 0,0572 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.4)$$

V grafech je možné vidět plynulý nárůst měrného objemu, jak pára v turbíně expanduje. Naproti tomu je zde klesající trend hodnot tlaku. Výsledky jsou pro přehlednost v tabulce 4.2. S touto částí souvisí i odhad izoentropických spádů na stupeň. Tyto spády se poté porovnávají s přesným výpočtem podle dalšího postupu. Za tolerovaný rozdíl se považuje hodnota do 5 kJ/kg na jeden stupeň. Pokud je hodnota rozdílu menší, může se pokračovat ve výpočtu dalšího stupně. Jelikož zde uvedená data nejsou odhady, ale již iterované výsledky, je toto pravidlo dodrženo a výsledky jsou s přesností na desetiny jednoho kJ.

Tab. 4.2: Parametry stupňů VT expanze

Parametry stupňů VT expanze				
číslo stupně	i [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [m ³ /kg]	p [bar]
13	3160,18	6,601	0,0572	49,09
12	3189,57	6,593	0,0518	55,47
11	3217,29	6,586	0,0472	62,11
10	3243,79	6,579	0,0433	69,07
9	3269,16	6,572	0,0399	76,35
8	3293,84	6,565	0,0369	84,05
7	3318,29	6,559	0,0342	92,32
6	3342,74	6,552	0,0317	101,27
5	3366,55	6,545	0,0294	110,69
4	3390,29	6,539	0,0274	120,81
3	3413,91	6,533	0,0255	131,67
2	3436,28	6,527	0,0239	142,70
1	3458,41	6,521	0,0228	151,46
0	3474,23	6,516	0,0214	163,27

Nyní je možné pokračovat dále nakreslením průtočného kanálu pro navržené stupně. Protože v této fázi výpočtu axiální rozměry nejsou podstatné, je možné nakreslit kanál v libovolném měřítku. Odrazovými hodnotami by měly být výsledky předběžného výpočtu, ze kterého je známá délka lopatky a střední průměr prvního a posledního stupně. Tyto hodnoty jsou pouze orientační, neboť se kanál bude měnit v závislosti na výpočtech jednotlivých stupňů podle dalšího postupu. Tvar kanálu je možné volit libovolný a může se uvažovat i několik proudových kuželových ploch. Dříve byl často volen průtočný kanál s neměnicím se patním průměrem. Toto řešení bylo uplatňováno z technologických důvodů, neboť opracování rotoru bylo dříve náročnou operací. Dnes je situace jiná díky číslicově řízeným strojům, které lehce zvládají opracovat i složitější rotor s proměnlivým patním průměrem.



Obr. 4.3: Schéma VT průtočného kanálu

Na obrázku 4.3 je kanál rozdělen na 13 dílů podle počtu stupňů. Jednotlivá čísla odpovídají vztahné rovině z (z_1 - z_{13}), která se vždy nachází uprostřed každého stupně, tedy v již zmíněné mezeře mezi státorem a rotorem. Názorné vyznačení vztahné roviny je v grafu 4.2. Další postup výpočtu je následující.

Je doporučeno začít výpočet od posledního stupně a pokračovat až k prvnímu. Z průtočného kanálu na obr. 4.3 se odečtou hodnoty středního průměru a délky lopatky.

$$l_{VT13} = 0,074 \text{ m} \quad (4.5)$$

$$D_{VTS13} = 0,794 \text{ m} \quad (4.6)$$

Axiální průtočná plocha:

$$S_{VTA13} = \pi \cdot D_{VTS13} \cdot l_{VT13} = \pi \cdot 0,794 \cdot 0,074 = 0,1846 \text{ m}^2 \quad (4.7)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_{VT13} = \pi \cdot D_{VTS13} \cdot n = \pi \cdot 0,794 \cdot 60 = 149,67 \text{ m/s} \quad (4.8)$$

Je třeba odhadnout entalpický spád na stupeň. Jelikož jej nelze určit správně napoprvé, přistupuje se k iteračnímu způsobu výpočtu. Nejprve se odhadne polovina spádu na poslední stupeň označeného jako h_{VTz13} . Tato hodnota se odečte od koncového bodu průběhu tlaku a měrného objemu v obrázku 4.2. Byly tak získány body vztahné roviny z_{13} a její parametry. Měrný objem ve vztahné rovině je využit v následujícím vzorci pro výpočet axiální rychlosti:

$$c_{VTA13} = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_{z13}}{S_{VTA13}} = \frac{180,7 \cdot 0,0544}{0,1846} = 53,28 \text{ m/s} \quad (4.9)$$

Je dopočten poměr $\frac{c_a}{u}$:

$$\frac{c_{VTA13}}{u_{VT13}} = \frac{53,28}{149,67} = 0,36 \quad (4.10)$$

Aby mohlo být stanoveno Parsonsovo číslo, je třeba ještě zvolit výstupní úhel proudu páry ze statorových lopatek α_{VT1} . To je možné pomocí diagramu v příloze 1 nebo pomocí rovnice:

$$Pa_{VT13} = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \frac{c_a^2}{u} + \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_{VT1}} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (4.11)$$

$$Pa_{VT13} = \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 17^\circ} \cdot 0,36^2 + \frac{2}{\operatorname{tg} 17^\circ} \cdot 0,36 - 1} = 0,65$$

Do rovnice je dosazen ztrátový součinitel $\lambda = 0,12$ dle [1] a $\alpha_{VT1} = 17^\circ$.

Zpracovaný izoentropický spád stupně:

$$h_{VTiz13} = \frac{u_{VT13}^2}{Pa} = \frac{149,67^2}{0,65} = 34,60 \text{ kJ/kg} \quad (4.12)$$

Po tento odstavec proběhla první iterace výpočtu entalpického spádu na stupeň. Směrodatný je rozdíl mezi původně odhadnutým spádem h_{VTiz13} a vypočítaným spádem $h_{VTiz13'}$. Ten nesmí být příliš velký. Tolerovaná hodnota rozdílu je do 5kJ/kg. Pokud je rozdíl větší, je třeba výpočet opakovat s jinou hodnotou odhadnutého spádu a iterovat k přesnějším výsledkům. Takto se opakuje celý výpočet pro každý stupeň od toho posledního po první. Výsledky VT části jsou přehledně shrnuty v následujících tabulkách hodnot 4.3 a 4.4 pro jednotlivé stupně.

Tab. 4.3: Parametry stupňů VT expanze pro vztážené roviny 13-8

Veličina	Jednotka	Stupeň					
		13	12	11	10	9	8
D_{VTs}	m	0,7940	0,7840	0,7760	0,7670	0,7589	0,7525
l_{VT}	m	0,0740	0,0690	0,0660	0,0620	0,0589	0,0545
D_{VTp}	m	0,7200	0,7150	0,7100	0,7050	0,7000	0,6980
S_{VTa}	m^2	0,1846	0,1699	0,1609	0,1494	0,1404	0,1288
u_{VT}	m/s	149,67	147,78	146,27	144,58	143,05	141,84
v	m^3/kg	0,0544	0,0495	0,0452	0,0416	0,0384	0,0355
c_{VTa}	m/s	53,28	52,59	50,80	50,29	49,38	49,80
$\frac{c_{VTa13}}{u_{VT13}}$	[-]	0,36	0,36	0,35	0,35	0,35	0,35
α_1	°	17	17	17	17	17	17
Pa_{VT}	[-]	0,65	0,67	0,68	0,69	0,69	0,69
h_{VTiz13}	kJ/kg	34,60	32,74	31,43	30,08	29,45	29,25

Tab. 4.4: Parametry stupňů VT expanze pro vztažné roviny 7-1

Veličina	Jednotka	Stupeň						
		7	6	5	4	3	2	1
D_{VTs}	m	0,7490	0,7485	0,7454	0,7424	0,7410	0,7380	0,7365
l_{VT}	m	0,0510	0,0505	0,0474	0,0444	0,0430	0,0400	0,0385
D_{VTp}	m	0,6980	0,6980	0,6980	0,6980	0,6980	0,6980	0,6980
S_{VTa}	m^2	0,1200	0,1187	0,1110	0,1036	0,1001	0,0927	0,0891
u_{VT}	m/s	141,18	141,09	140,50	139,94	139,68	139,11	138,83
v	m^3/kg	0,0329	0,0305	0,0284	0,0265	0,0247	0,0231	0,0219
c_{VTa}	m/s	49,53	46,47	46,24	46,16	44,59	45,09	44,45
$\frac{c_{VTa13}}{u_{VT13}}$	[-]	0,35	0,33	0,33	0,33	0,32	0,32	0,32
α_1	°	17	16	16	16	16	16	16
Pa_{VT}	[-]	0,68	0,69	0,69	0,68	0,71	0,72	0,70
h_{VTiz13}	kJ/kg	29,28	28,86	28,78	28,70	27,35	26,97	27,54

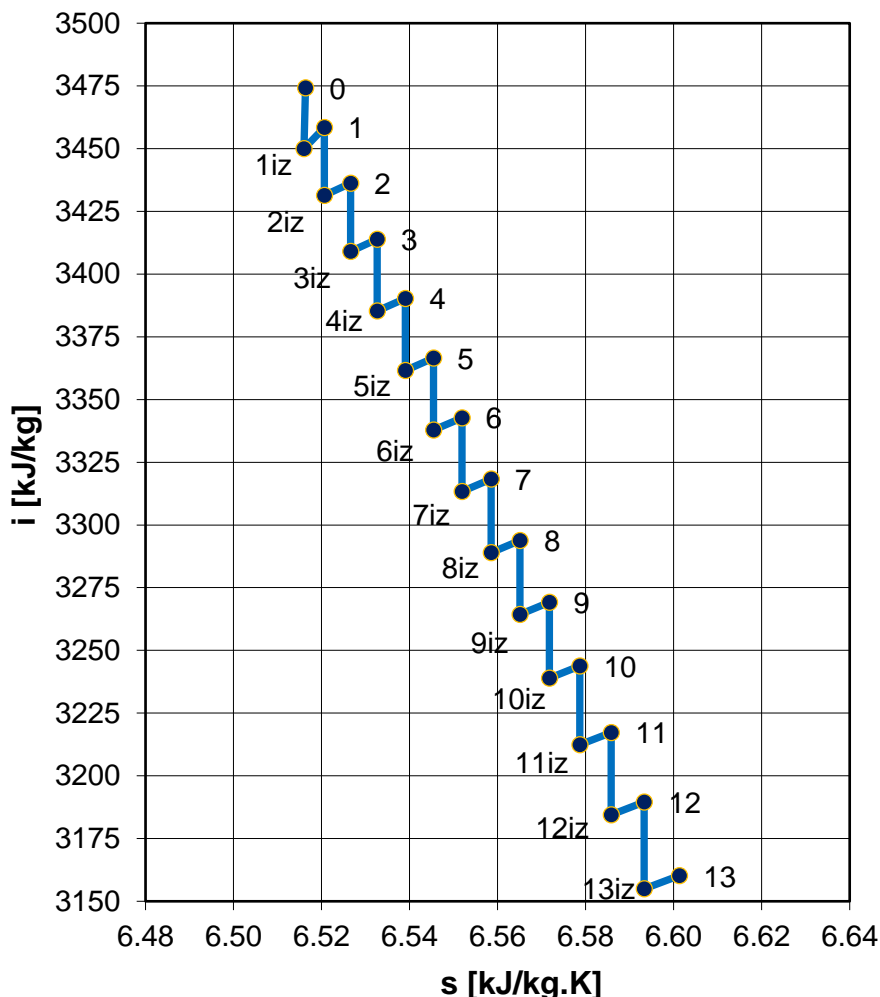
Výpočet je ukončen kontrolou celkových spádů. Je třeba provnat součet vypočtených izentropických spádů pro jednotlivé stupně se spádem dostupným pro průtočnou část VT dílu. Rozdíl by neměl být větší než 1% z dostupného spádu. Pro dosažení přesných výsledků a minimálních rozdílů byly využity některé úpravy průtočných kanálů. Mezi tyto změny lze zařadit úpravy délek lopatek, velikostí středních průměrů a korekce výstupního úhlu α_1 . Tyto modifikace mají pak vliv na poměr c_a/u , se kterým se mění i Parsonsovo číslo Pa . Při změnách geometrie průtočné části jsou dodrženy obecně platné zásady, mezi které patří:

- Patní průměr neklesá směrem od prvního k poslednímu stupni.
- Průtočný kanál se vždy rozšiřuje ve směru toku páry.
- Úhel α_1 může být stejný ve všech stupních nebo rostoucí se vzrůstajícím měrným objemem páry.

Tab. 4.5: Kontrola podmínky o rozdílu entalpických spádů VT části

Název	Vzorec	Jednotka	Hodnota
Entalpický spád k dispozici	$\sum h_{VTiz} = (1 + f_{VT}) \cdot H_{VTiz}$ (4.13)	kJ/kg	382,47
Součet entalpických spádů jednotlivých stupňů	$\sum_{i=1}^{z=13} h_{VTiz_i}$ (4.14)	kJ/kg	385,02
Rozdíl obou sum	$\Delta \sum h_{VTiz} = \sum_{i=1}^{z=13} h_{VTiz_i} - \sum h_{VTiz}$ (4.15)	kJ/kg	2,55
Rozdíl v %	$\frac{\Delta \sum h_{VTiz} \cdot 100}{\sum h_{VTiz}}$ (4.16)	%	0,67

Výstupem výpočtu může být i graf, kde jsou do expanzní čáry zahrnuty i izoentropické spády, jejichž konce se nacházejí na izobaře procházející i bodem určující další stupeň expanze.



Obr. 4.4: Expanzní čára VT dílu s vyznačenými spády

4.3 Výpočet ST dílu

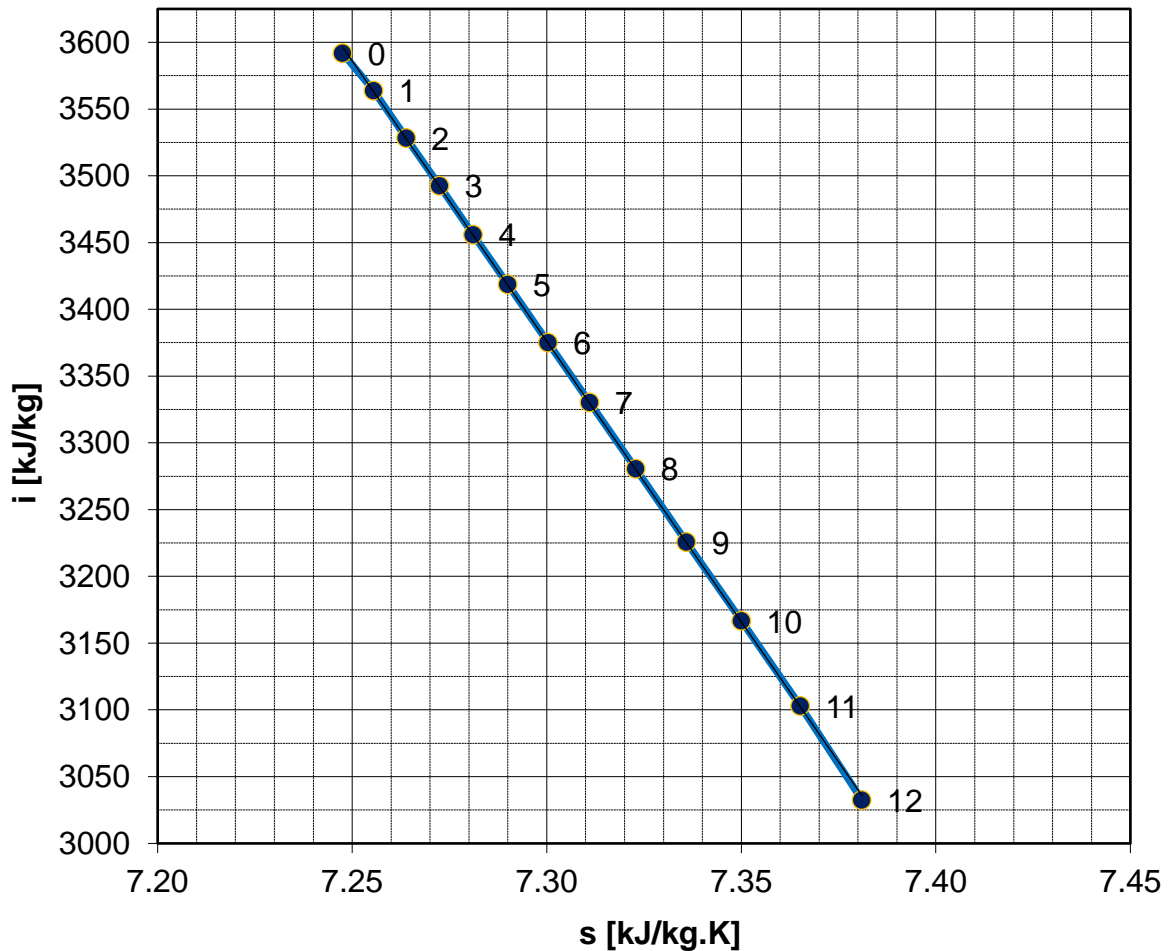
V této kapitole je postup podobný jako při výpočtu VT části. Všechny hodnoty jsou však jiné a je třeba volit jinak některé parametry. Jelikož jde o expanzi středotlakého dílu, průtok páry je zvětšený o přídatnou ST páru. Dalším velkým rozdílem je i fakt, že všechny následující hodnoty se nacházejí více napravo v i-s diagramu než je tomu u VT části. Je to způsobeno především nižším tlakem, neboť jeho velká část byla zpracována ve VT části.

Výpočet začíná počátečním bodem 3' získaným z tepelného výpočtu a koncovým bodem expanze podle předběžného výpočtu ST části.

Tab. 4.6: Parametry krajních bodů expanze ST dílu

Bod expanze	i [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	p [bar]	v [m ³ /kg]	t [°C]
Počáteční	3591,87	7,248	42,36	0,0891	564,76
Koncový	3032,59	7,381	5,27	0,4815	284,87

Expanzní čára je teď rozdělena na 12 částí podle počtu stupňů, který byl získán z předběžného výpočtu. Vykreslení entalpických spádů je na obr. 4.4 již podle detailních výpočtů jednotlivých stupňů.



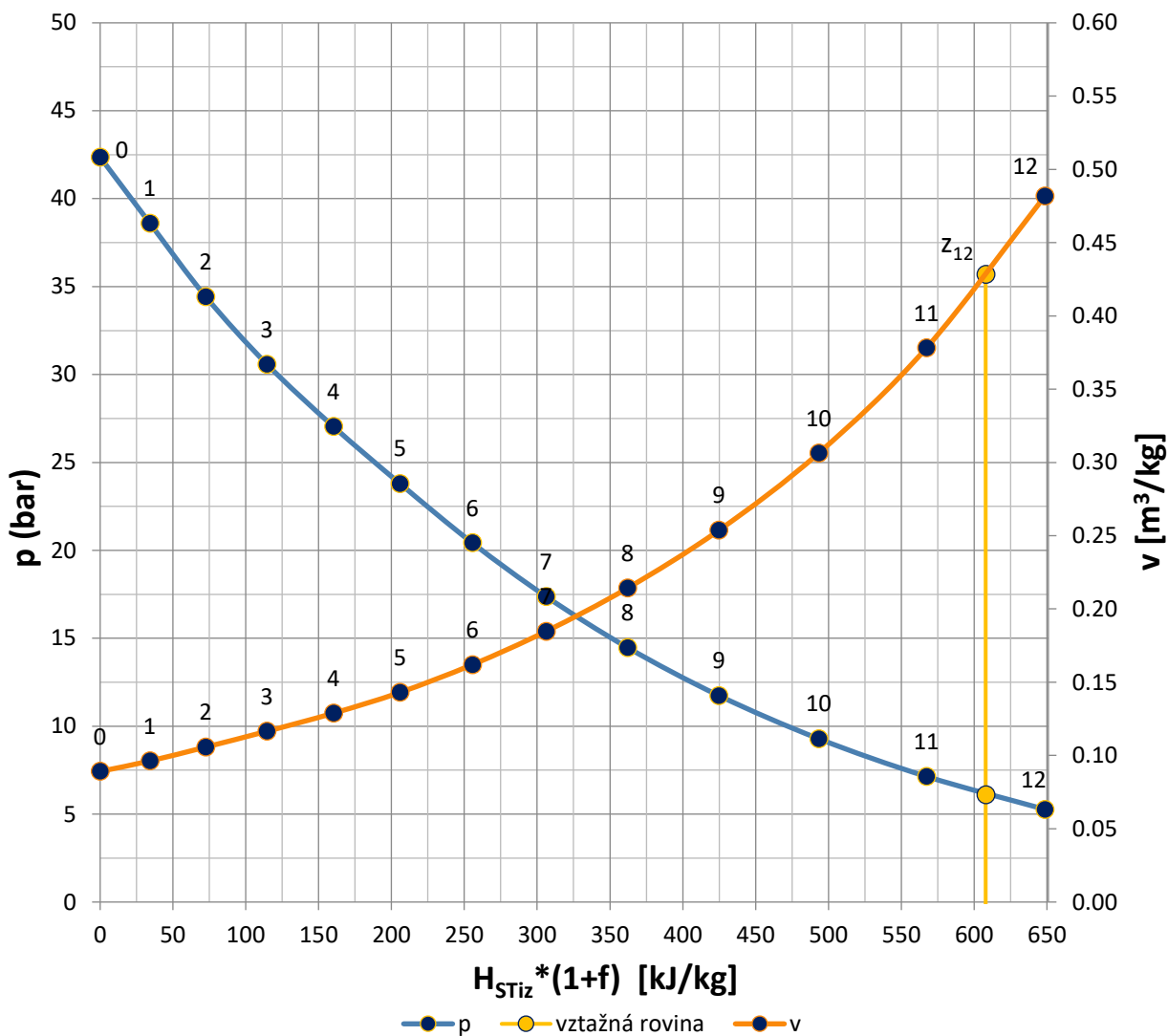
Obr.4.5: Expanzní čára ST dílu

Celkový součet izoentropických spádů ST části rozšířený o příslušný reheat faktor je následující:

$$\sum h_{STiz} = (1 + f_{ST}) \cdot H_{STiz} \quad (4.17)$$

$$\sum h_{STiz} = (1 + 0,023) \cdot 631,20 = 645,55 \text{ kJ/kg}$$

Na osu x na obr. 4.5 je nanesena hodnota $\sum h_{STiz_i}$ rozšířená o reheat faktor a k tomu hodnoty tlaků a měrných objemů jednotlivých stupňů na osu y. Následně se na křivkách tlaků a měrných objemů určí body, které se nacházejí uprostřed jednotlivých stupňů a které charakterizují vztažné roviny.



Obr. 4.6: Graf závislosti tlaku a měrného objemu na izoentropickém spádu

Vztažná rovina z_{12} je stejně jako u VT části v prvním kroku nejprve odhadnuta a poté jsou hodnoty entalpického spádu iterovány až na přesnost v řádu desetin kJ. Velikost tlaku a měrného objemu se určí podle rovnice spojnice bodů. Parametry stupňů ST části jsou přehledně zaneseny do tabulky 4.7.

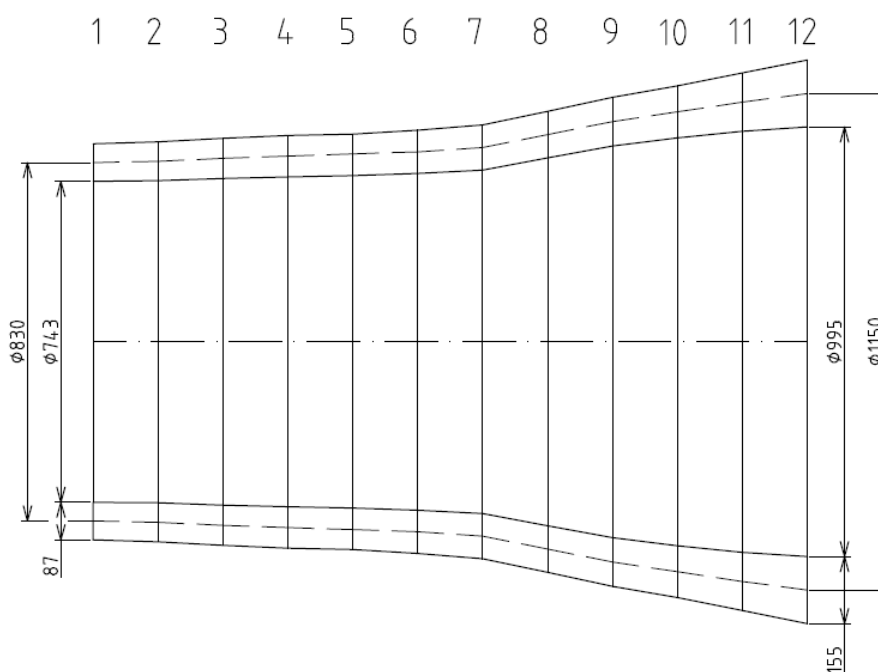
Tab. 4.7: Parametry stupňů ST expanze

Parametry stupňů ST expanze				
číslo stupně	i [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [m ³ /kg]	p [bar]
12	3032,59	7,381	0,4818	5,27
11	3103,09	7,365	0,3781	7,14
10	3166,71	7,350	0,3063	9,29
9	3225,87	7,336	0,2537	11,74
8	3280,74	7,323	0,2142	14,47

7	3330,20	7,311	0,1847	17,38
6	3375,18	7,300	0,1620	20,43
5	3418,76	7,290	0,1430	23,80
4	3456,03	7,281	0,1289	27,04
3	3492,60	7,272	0,1165	30,58
2	3528,42	7,264	0,1057	34,43
1	3563,72	7,255	0,0963	38,61
0	3591,87	7,248	0,0891	42,36

Podle dalšího postupu je možné kreslit průtočný kanál. Opět je první odhad opřen o výsledky předběžného výpočtu, nicméně po iteracích jsou rozměry do jisté míry upraveny. U ST dílu je jasné, že průtočný kanál bude mnohem širší, jelikož měrný objem páry je řádově větší. Z toho důvodu potřebuje pára větší prostor, aby si zachovala tolerované rychlosti proudění. Důsledkem toho je, že se zvětší patní průměr i délky lopatek (s čímž souvisí i střední průměr) oproti vysokotlakému dílu. Tam se měrný objem zvyšuje mnohem pozvolněji, a tak má vysokotlaká část průtočný kanál s menšími délkovými rozdíly. Naproti tomu je z obrázku 4.6 patrné, že měrný objem narůstá rychleji, a tak je i průtočný kanál strmější směrem k posledním lopatkám.

Podle předběžného výpočtu vyšlo 12 stupňů pro středotlakou část. Na obrázku 4.6 je vykreslen průřez rotorem, který v úrovních jednotlivých čísel zobrazuje vztažné roviny (z_1 - z_{12}), které se nacházejí vždy v axiální mezeře uprostřed daných stupňů. Následující podrobnější výpočet je obdobný jako u VT dílu, kromě výchozích parametrů a volby některých geometrických hodnot. Co se nemění, je začátek výpočtu od posledního stupně.



Obr. 4.7: Schéma ST průtočného kanálu

Rozměry posledního stupně:

$$l_{ST12} = 0,155 \text{ m} \quad (4.18)$$

$$D_{STs12} = 1,150 \text{ m} \quad (4.19)$$

Axiální průtočná plocha:

$$S_{STa12} = \pi \cdot D_{STs12} \cdot l_{ST12} = \pi \cdot 1,150 \cdot 0,155 = 0,560 \text{ m}^2 \quad (4.20)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_{ST12} = \pi \cdot D_{STs12} \cdot n = \pi \cdot 1,150 \cdot 60 = 216,77 \text{ m/s} \quad (4.21)$$

Obvodová rychlost je poněkud vyšší, nicméně po konzultaci s vedoucím práce je ještě přijatelná. Dále se iteračně dopočítá entalpický spád na stupeň h_{STiz12} . Stejně jako v předešlé části se od koncových bodů průběhu tlaku a měrného objemu odečte polovina entalpického spádu na ose x a určí se tak nové hodnoty tlaku a měrného objemu ve vztahné rovině z_{12} , s nimiž se dále počítá.

Axiální rychlost:

$$c_{STa12} = \frac{\dot{m}_2 \cdot v_{z12}}{S_{STa12}} = \frac{189,1 \cdot 0,4250}{0,560} = 143,50 \text{ m/s} \quad (4.22)$$

Je dopočten poměr $\frac{c_a}{u}$:

$$\frac{c_{STa12}}{u_{ST12}} = \frac{143,50}{216,77} = 0,66 \quad (4.23)$$

Dále je volen výstupní úhel proudu páry ze statorových lopatek α_{ST1} , který zároveň ovlivňuje velikost Parsonsova čísla:

$$Pa_{VT13} = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \frac{c_a^2}{u} + \frac{2}{\text{tg } \alpha_{ST1}} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (4.24)$$

$$Pa_{VT13} = \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 28^\circ} \cdot 0,66^2 + \frac{2}{\text{tg } 28^\circ} \cdot 0,66 - 1} = 0,58$$

Do rovnice je dosazeno $\lambda = 0,12$ dle [1] a $\alpha_{ST1} = 28^\circ$.

Zpracovaný izoentropický spád stupně:

$$h_{VTiz13'} = \frac{u_{ST12}^2}{Pa} = \frac{216,77^2}{0,58} = 81,23 \text{ kJ/kg} \quad (4.25)$$

Výpočet se takto opakuje pro všech 12 stupňů středotlaké části. Výsledky jsou shrnuty v následující tabulce.

Tab. 4.8: Parametry stupňů ST expanze pro vztažné roviny 12-7

Veličina	Jednotka	Stupeň					
		12	11	10	9	8	7
D_{STs}	m	1,1500	1,1100	1,0700	1,0200	0,9600	0,9000
l_{ST}	m	0,1550	0,1350	0,1250	0,1130	0,1080	0,1050
D_{STp}	m	0,9950	0,9750	0,9450	0,9070	0,8520	0,7950
S_{STa}	m^2	0,5600	0,4708	0,4202	0,3621	0,3257	0,2969
u_{ST}	m/s	216,77	209,23	201,69	192,27	180,96	169,65
v	m^3/kg	0,4249	0,3406	0,2782	0,2314	0,1966	0,1709
c_{STa}	m/s	143,50	136,83	125,22	120,84	114,12	108,84
$\frac{c_{STa}}{u_{ST}}$	[-]	0,66	0,65	0,62	0,63	0,63	0,64
α_1	°	28	28	27	27	27	27
Pa_{ST}	[-]	0,58	0,59	0,60	0,59	0,59	0,57
h_{STiz_i}	kJ/kg	81,23	74,10	67,58	62,73	55,90	50,60

Tab. 4.9: Parametry stupňů ST expanze pro vztažné roviny 6-1

Veličina	Jednotka	Stupeň					
		6	5	4	3	2	1
D_{STs}	m	0,8800	0,8660	0,8600	0,8500	0,8360	0,8300
l_{ST}	m	0,1000	0,09600	0,0960	0,0930	0,0900	0,0870
D_{STp}	m	0,7800	0,77	0,7640	0,7570	0,7460	0,7430
S_{STa}	m^2	0,2765	0,26118	0,2594	0,2483	0,2364	0,2269
u_{ST}	m/s	165,88	163,24	162,11	160,22	157,58	156,45
v	m^3/kg	0,1516	0,1364	0,1236	0,1123	0,1019	0,0921
c_{STa}	m/s	103,69	98,76	90,11	85,49	81,53	76,76
$\frac{c_{STa}}{u_{ST}}$	[-]	0,63	0,61	0,56	0,53	0,52	0,49
α_1	°	26	26	24	24	24	24
Pa_{ST}	[-]	0,55	0,58	0,58	0,62	0,66	0,73
h_{STiz_i}	kJ/kg	49,73	45,55	45,23	41,16	37,71	33,75

Nakonec je opět třeba kontrola celkového spádu. Porovnání dostupného spádu se sumou vypočtených spádů na jednotlivé stupně je v následující tabulce 4.10. Byly opět využity některé úpravy průtočného kanálu k dosažení maximální shody.

Tab. 4.10: Kontrola rozdílu entalpických spádů ST části

Název	Vzorec	Jednotka	Hodnota
Entalpický spád k dispozici	$\sum h_{STiz} = (1 + f_{ST}) \cdot H_{STiz}$ (4.26)	<i>kJ/kg</i>	645,55
Součet entalpických spádů jednotlivých stupňů	$\sum_{i=1}^{z=12} h_{STiz_i}$ (4.27)	<i>kJ/kg</i>	645,26
Rozdíl obou sum	$\Delta \sum h_{STiz} = \sum_{i=1}^{z=12} h_{VTiz_i} - \sum h_{STiz}$ (4.28)	<i>kJ/kg</i>	0,29
Rozdíl v %	$\frac{\Delta \sum h_{STiz} \cdot 100}{\sum h_{STiz}}$ (4.29)	%	0,05

4.4 Výpočet NT dílu

Výpočet NT dílu bude vycházet ze stejného postupu jako výpočet VT a ST části. Zřejmý rozdíl je však v průtočné části, neboť rozsah výpočtu stupňovité části končí modulovými lopatkami, které nejsou obsahem DP. Jelikož je výpočet prováděn od posledního stupně, bude se v tomto případě jednat o stupeň třetí. Celá expanze je po hodnoty třetího stupně umístěna v i-s diagramu v oblasti, kde $x = 1$. Což znamená, že tyto stupně ještě nepracují v oblasti mokré páry.

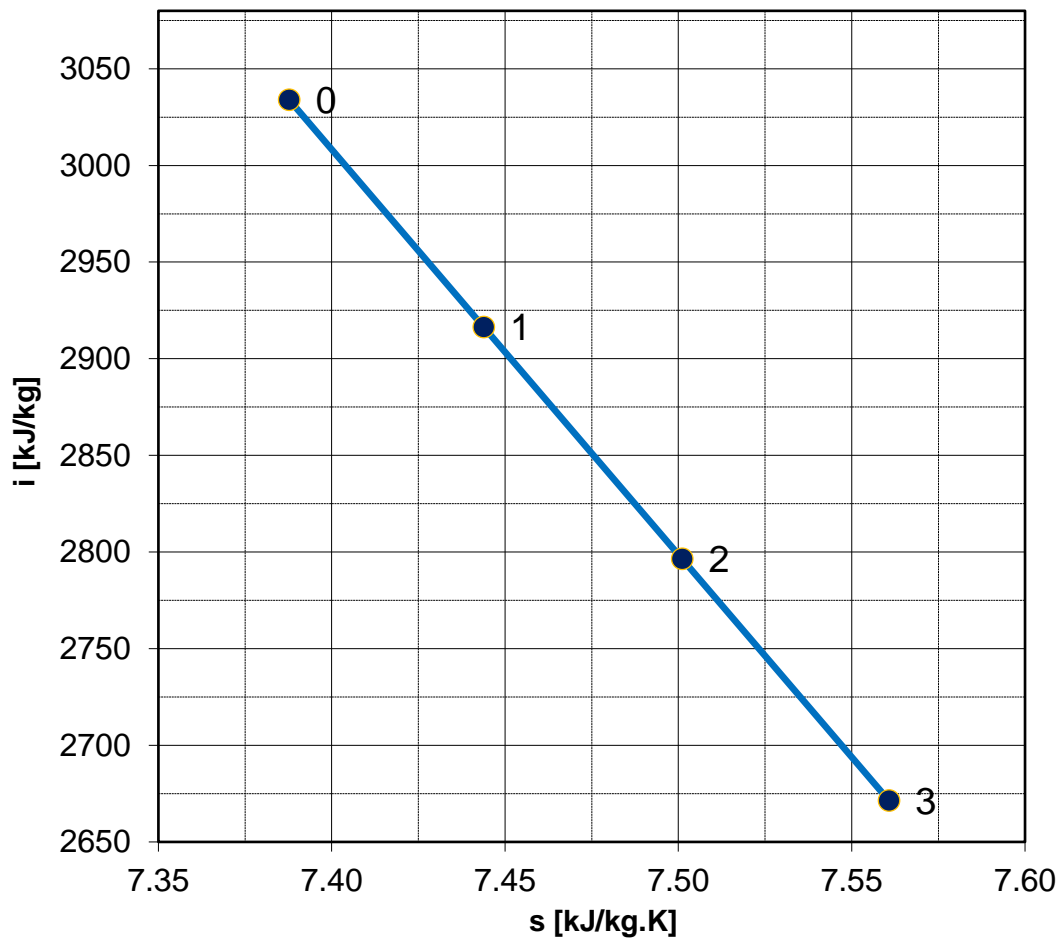
Celkový průtok do NT dílu je větší než průtok ST částí, neboť je mezi těmito dvěma tělesy zavedena přídatná nízkotlaká pára. Potom celkový průtok do NT dílu je rozdělen na dvě poloviny, protože NT díl je typu diabolo, jak již bylo zmíněno výše.

Výpočet začíná počátečním bodem 6 získaným z tepelného výpočtu a koncovým bodem expanze podle předběžného výpočtu NT části.

Tab. 4.11: Parametry krajních bodů expanze NT dílu

Bod expanze	i [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	p [bar]	v [m ³ /kg]	t [°C]
Počáteční	3034,00	7,388	5,22	0,4869	285,48
Koncový	2671,49	7,561	0,63	2,677	95,44

Expanzní čára je rozdělena na 3 částí podle počtu stupňů, který byl získán z předběžného výpočtu. Vykreslení entalpických spádů je na obr. 4.7 již podle detailních výpočtů jednotlivých stupňů.



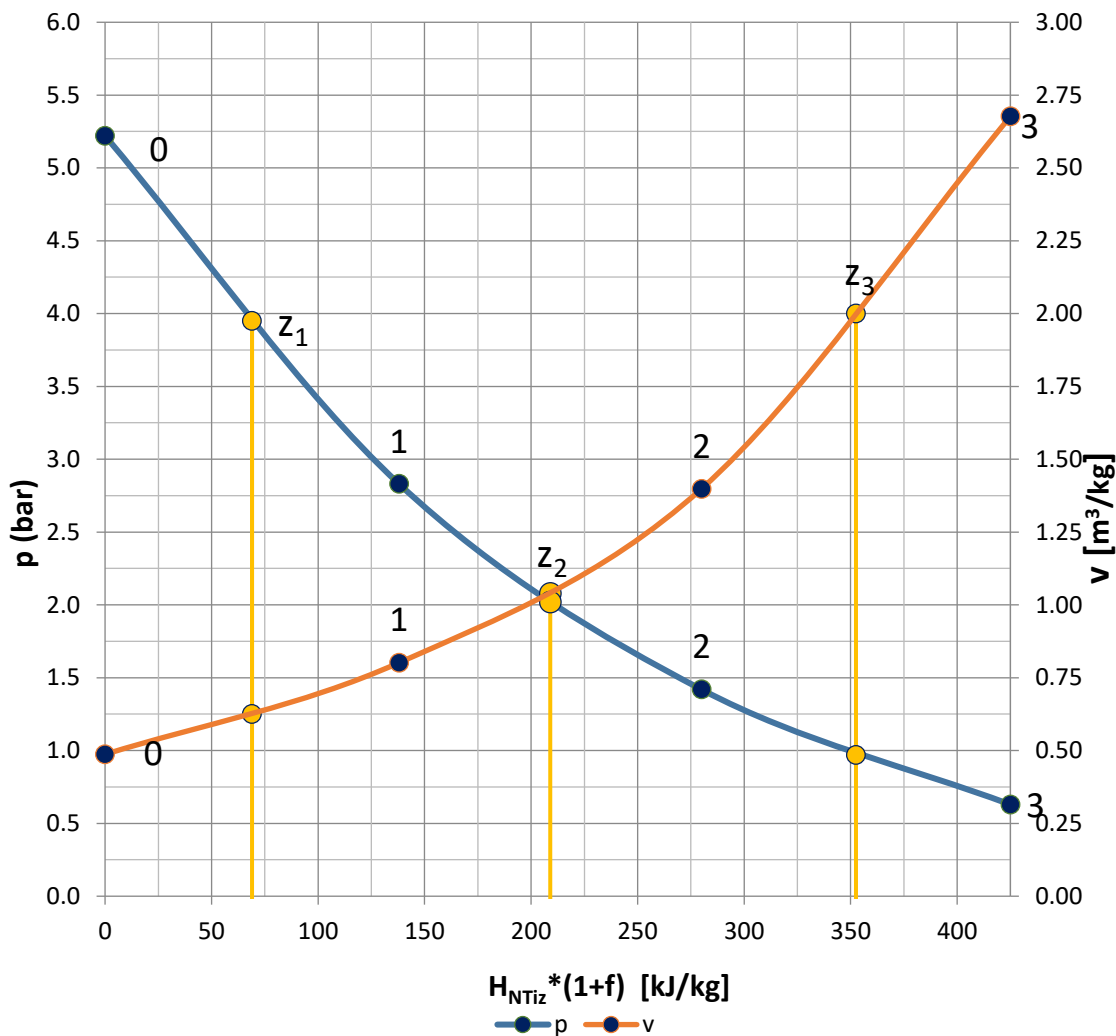
Obr. 4.8: Expanzní čára ST dílu

Celkový součet izoentropických spádů NT části rozšířený o příslušný reheat faktor je následující:

$$\sum h_{NTiz} = (1 + f_{NT}) \cdot H_{NTiz} \quad (4.30)$$

$$\sum h_{NTiz} = (1 + 0,020) \cdot 425,03 = 433,51 \text{ kJ/kg}$$

Rozsah osy x na obr. 4.8 představuje entalpický spád $\sum h_{NTiz}$, ke kterému byly na osu y vyneseny hodnoty tlaků a měrných objemů jednotlivých stupňů. Žlutě vyznačené přímky charakterizují vztažné roviny, které se nacházejí uprostřed axiální mezery v jednotlivých stupních.



Obr. 4.9: Graf závislosti tlaku a měrného objemu na izoentropickém spádu NT části

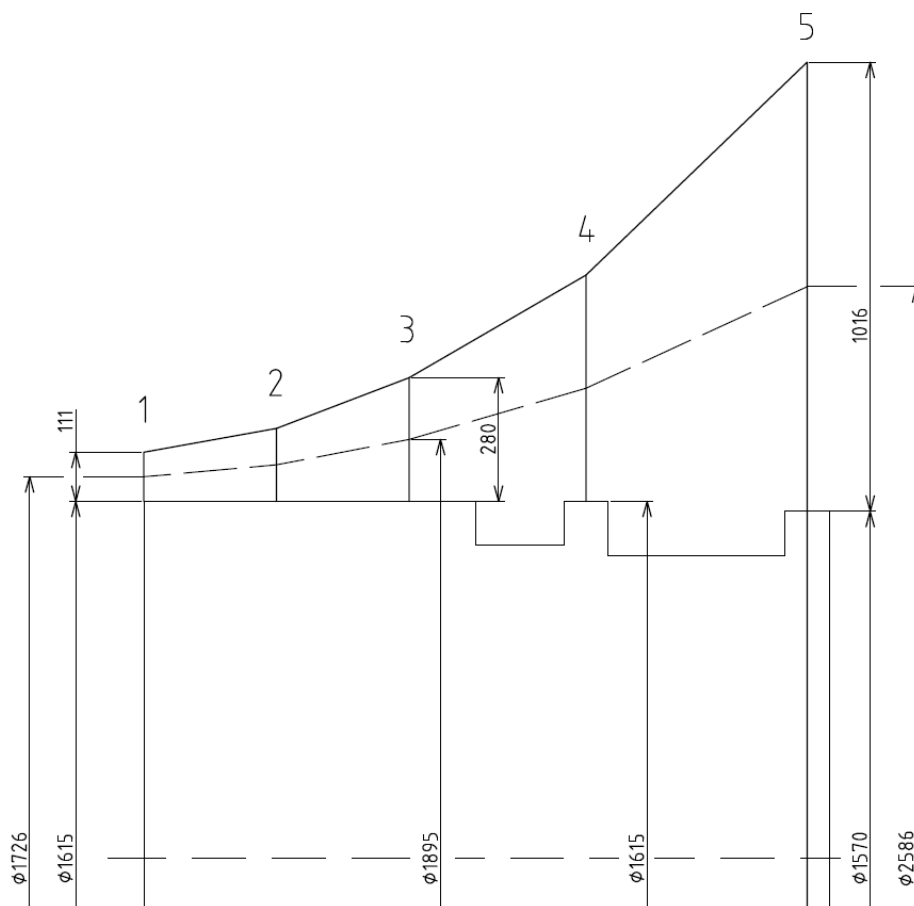
V případě NT části jsou navrhovány pouze 3 stupně, a proto jsou na obrázku 4.8 vyznačeny všechny vztažné roviny. Hodnoty tlaků a měrných objemů jsou určeny podle rovnice spojnice bodů expanze. Hodnoty z grafu jsou vneseny do tabulky 4.12.

Tab. 4.12: Parametry stupňů NT expanze

Parametry stupňů ST expanze				
číslo stupně	i [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [m³/kg]	p [bar]
3	2671,49	7,561	2,6766	0,63
2	2796,22	7,501	1,3985	1,42
1	2916,76	7,444	0,8015	2,83
0	3034,00	7,388	0,4869	5,22

Parametry NT části jsou řádově jiné než parametry VT a ST části. Jelikož je mnohem menší tlak a entalpie, znamená to nárůst měrného objemu. Z toho důvodu jsou NT díly většinou tak rozměrné.

Následuje vykreslení průtočného kanálu, kde axiální rozměry nejsou v měřítku. Délkové rozdíly lopatek prvních třech stupňů ještě nejsou tak markantní. Skoková změna přichází s modulovou dvojicí. Dále byl doporučen konstantní patní průměr pro první čtyři stupně.



Obr. 4.10: Schéma NT průtočného kanálu

Podle předběžného výpočtu vyšly 3 stupně pro bubnovou část. Obrázek 4.9 charakterizuje kanál se vztažnými rovinami. Následující podrobnější výpočet je obdobný jako u VT a ST dílu. Některé parametry jsou však voleny odlišně.

$$l_{NT3} = 0,280 \text{ m} \quad (4.31)$$

$$D_{NTS3} = 1,895 \text{ m} \quad (4.32)$$

Axiální průtočná plocha:

$$S_{NTa3} = \pi \cdot D_{NTS3} \cdot l_{NT3} = \pi \cdot 1,895 \cdot 0,280 = 1,667 \text{ m}^2 \quad (4.33)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_{NT3} = \pi \cdot D_{NTS3} \cdot n = \pi \cdot 1,895 \cdot 60 = 357,20 \text{ m/s} \quad (4.34)$$

Stejně jako v předešlé části se od koncových bodů průběhu tlaku a měrného objemu odečte polovina entalpického spádu na ose x a určí se tak nové hodnoty tlaku a měrného objemu ve vztahné rovině z_3 , s nimiž se dále počítá.

Axiální rychlost:

$$c_{NTa3} = \frac{\frac{\dot{m}_3}{2} \cdot v_{z3}}{S_{NTa3}} = \frac{\frac{216,1}{2} \cdot 1,928}{1,667} = 124,97 \text{ m/s} \quad (4.35)$$

Je dopočten poměr $\frac{c_a}{u}$:

$$\frac{c_{NTa3}}{u_{NT3}} = \frac{124,97}{357,20} = 0,35 \quad (4.36)$$

Dále je volen výstupní úhel proudu páry ze statorových lopatek α_{NT1} , který zároveň ovlivňuje velikost Parsonsova čísla:

$$Pa_{NT3} = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \frac{c_a^2}{u} + \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_{NT1}} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (4.37)$$

$$Pa_{NT3} = \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 19^\circ} \cdot 0,35^2 + \frac{2}{\operatorname{tg} 19^\circ} \cdot 0,35 - 1} = 0,85$$

Do rovnice je dosazeno $\lambda = 0,12$ dle [1] a $\alpha_{NT1} = 19^\circ$. Výstupní úhel α_{NT1} byl oproti předběžnému návrhu zmenšen, aby poslední lopatka bubnové části byla delší a průtočná část měla pozvolněji se rozšiřující geometrii.

Zpracovaný izoentropický spád stupně:

$$h_{VTiz3} = \frac{u_{NT3}^2}{Pa_{NT3}} = \frac{357,20^2}{0,85} = 149,38 \text{ kJ/kg} \quad (4.38)$$

Výpočet se takto opakuje pro dva další stupně nízkotlaké části. Výsledky jsou shrnuty v následující tabulce.

Tab. 4.13: Parametry stupňů NT expanze pro vztahné roviny

Veličina	Jednotka	Stupeň		
		3	2	1
D_{NTs}	m	1,895	1,780	1,726
l_{NT}	m	0,2800	0,1650	0,1110
D_{NTp}	m	1,615	1,615	1,615
S_{NTa}	m^2	1,6670	0,9227	0,6019
u_{NT}	m/s	216,77	209,23	201,69
v	m^3/kg	357,20	335,52	325,34

c_{NTa}	m/s	124,97	122,07	113,66
$\frac{c_{NTa}}{u_{NT}}$	[-]	0,35	0,36	0,35
α_1	°	19	19	18
Pa_{NT}	[-]	0,85	0,79	0,77
h_{NTiz}	kJ/kg	149,38	142,19	138,01

V závěru této části je třeba ještě kontrola celkového dostupného entalpického spádu vůči sumě entalpických spádů jednotlivých stupňů.

Tab. 4.14: Kontrola podmínky o rozdílu entalpických spádů NT části

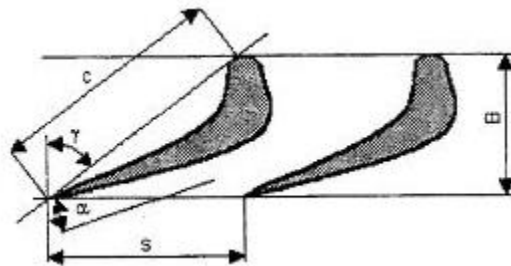
Název	Vzorec	Jednotka	Hodnota
Entalpický spád k dispozici	$\sum h_{NTiz} = (1 + f_{NT}) \cdot H_{NTiz}$ (4.39)	kJ/kg	433,51
Součet entalpických spádů jednotlivých stupňů	$\sum_{i=1}^{z=3} h_{NTiz_i}$ (4.40)	kJ/kg	429,58
Rozdíl obou sum	$\Delta \sum h_{NTiz} = \sum_{i=1}^{z=3} h_{NTiz_i} - \sum h_{NTiz}$ (4.41)	kJ/kg	3,93
Rozdíl v %	$\frac{\Delta \sum h_{NTiz} \cdot 100}{\sum h_{NTiz}}$ (4.42)	%	0,91

5 Pevnostní výpočet lopatkování

Lopatky v turbíně jsou namáhány hned v několika směrech a různými silami. Na statorové lopatky působí síla axiální od změny tlaku a síla obvodová, která je odvozena od výkonu stupně. Na oběžné lopatky působí navíc ještě síla odstředivá, která vytváří tahové namáhání a je způsobena otáčkami rotoru. Z toho vyplývá, že oběžné lopatky jsou namáhány mnohem více než ty statorové. Proto budou v následující kapitole pevnostně kontrolovány lopatky oběžné. U statorových lopatek je předpoklad, že při použití rozměrů oběžných lopatek budou rovněž vyhovovat. Pevnostní kontrola je vztažena na vysokotlakou a středotlakou část, kde jsou uvažovány válcové lopatky.

5.1 Měřítkování profilů

Výpočet vychází z přetlakových profilů PBS, které jsou uvedeny ve skriptech [1], jejichž hodnoty jsou zobrazeny v příloze 2. Původně byly tyto profily určeny na turbíny mnohem menších výkonů a menších otáček. Původní rozměry proto absolutně nedostačují a stávající namáhání by vysoce převyšovalo dovolené napětí. Proto je nutné profily zvětšovat a zmohutňovat tak, aby byla zachována jejich základní geometrie. Výsledkem je zvětšení patního průřezu na úkor zmenšení počtu lopatek v jedné řadě, neboť je zachována rozteč mezi jednotlivými lopatkami. Postup výpočtu je následující.



Obr.5.1: Přetlakový profil [1]

Průřezový modul v ohybu zvětšeného profilu:

$$W = W_m \cdot \left(\frac{B}{B_m}\right)^3 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (5.1)$$

Plocha patního průřezu zvětšeného profilu:

$$S = S_m \cdot \left(\frac{B}{B_m}\right)^2 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.2)$$

Poměr rozteče a tětivy zůstává konstantní, stejně jako úhel nastavení:

$$\frac{s}{c} = \frac{s_m}{c_m} \text{ [-]} \quad (5.3)$$

$$c = \frac{B}{\cos \gamma} \text{ [mm]} \quad (5.4)$$

5.2 Namáhání v ohybu

Počet lopatek v řadě:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{s} \text{ [-]} \quad (5.5)$$

Počet lopatek z je zaokrouhlen nahoru na nejbližší sudé číslo z' .

Skutečná rozteč:

$$s' = \frac{\pi \cdot D_s}{z'} [mm] \quad (5.6)$$

Kroutící moment stupně:

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} [N \cdot m] \quad (5.7)$$

Kroutící moment na lopatku:

Obvodová síla na lopatku:

$$F_{u1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_s} [N] \quad (5.8)$$

Ohybový moment na lopatku od obvodové síly:

$$M_{oFu1} = F_{u1} \cdot \frac{l}{2} [N \cdot m] \quad (5.9)$$

Axiální síla na jednu oběžnou lopatku:

$$F_{a1} = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot D_s \cdot l}{z'} [N] \quad (5.10)$$

Změna tlaku Δp vychází z termodynamického návrhu. Pro rotorovou řadu je to polovina celkové tlakové změny stupně.

Ohybový moment na lopatku od axiální síly:

$$M_{oFa1} = F_{a1} \cdot \frac{l}{2} [N \cdot m] \quad (5.11)$$

Celkový ohybový moment na lopatku:

$$M_o = \sqrt{M_{oFa1}^2 + M_{oFu1}^2} [N \cdot m] \quad (5.12)$$

Napětí v ohybu na lopatku:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W} [MPa] \quad (5.13)$$

5.3 Tahové namáhání

Tahové namáhání je způsobeno otáčením rotoru, kdy hmotnost lopatky a bandáže působí odstředivou silou. Kritické místo je průřez lopatky v místě patního průměru rotoru, neboť zde působí maximální síla. Výpočet je proveden pro otáčky o 10 % vyšší z důvodu bezpečnosti. K vyšším otáčkám by již nemělo docházet z důvodu instalovaných nadotáčkových ochran turbíny.

Objem lopatky:

$$V_{lop} = S \cdot l [m^3] \quad (5.14)$$

Odstředivá síla lopatky:

$$O_{lop} = \rho \cdot V_{lop} \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{110}}{30} \right)^2 [N] \quad (5.15)$$

Průměr bandáže:

$$D_b = D_s + l + a [m] \quad (5.16)$$

Objem bandáže:

$$V_b = \pi \cdot D_b \cdot a \cdot B [m^3] \quad (5.17)$$

Výška bandáže a je volena, zatímco šířka bandáže je stejná, jako šířka lopatky B .

Odstředivá síla bandáže:

$$O_b = \rho \cdot V_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{110}}{30} \right)^2 \cdot \frac{1}{z'} [N] \quad (5.18)$$

Celková odstředivá síla:

$$O_c = O_{lop} + O_b [N] \quad (5.19)$$

Tahové namáhání na patním průměru:

$$\sigma_t = \frac{O_c}{S} [MPa] \quad (5.20)$$

Celkové napětí v lopatce:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t [MPa] \quad (5.21)$$

Na lopatky byly použity dva druhy materiálu. Pro většinu lopatek byl aplikován materiál s hustotou 7850 kg/m^3 z přílohy 3. Pro první řady, kde je vysoká teplota, byl použit materiál T505SC, který vyniká svou zvýšenou pevností právě ve vyšších teplotách a jeho hustota má hodnotu 7800 kg/m^3 . Informace v následující tabulce byly poskytnuty konzultantem z firmy DSPW.

Tab.5.1: Dovolená napětí materiálu T505SC [6]

Teplota [°C]	460	480	500	510	520	530	540	550	560	570
Dovolené napětí [MPa]	175	156	137	128	119	109	100	91	81	72

5.4 Shrnutí výsledků pevnostního ověření

Tab. 5.2: Pevnostní výpočet lopatek pro 1. - 7. stupeň VT části

stupeň	1	2	3	4	5	6	7
Profil	1550	1550	1550	1550	1550	1550	1550
Základní výpočet geometrie							
B _m [mm]	29	29	29	29	29	29	27
B [mm]	29	29	29	29	29	29	29
s _m [mm]	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	26,3
s [mm]	22,7	22,7	22,7	22,7	22,7	22,7	27,2
cm [mm]	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0
c [mm]	33,8	33,8	33,8	33,8	33,8	33,8	36,3
α [°]	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00	17,00
γ [°]	31,00	31,00	31,00	31,00	31,00	31,00	37,00
W _m [mm ³]	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40
W [mm ³]	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40	502,33
S _m [mm ²]	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60
S [mm ²]	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60	314,48
s/c [-]	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,75
z [-]	102,1	102,3	102,7	102,9	103,3	103,7	86,4
z' [-]	104	104	104	104	104	104	88
s' [mm]	22,25	22,29	22,38	22,43	22,52	22,61	26,74
P [kW]	4379	4289	4348	4564	4576	4589	4656
Namáhání v ohybu od obvodové síly							
M _k [N•m]	11615,7	11376,0	11534,4	12106,7	12138,1	12172,0	12351,6
M _{k1} [N•m]	111,7	109,4	110,9	116,4	116,7	117,0	140,4
F _{u1} [N]	303,30	296,43	299,34	313,61	313,15	312,73	374,79
MoF _{u1} [N•m]	5838,5	5928,7	6435,9	6962,1	7421,7	7896,4	9557,2
Namáhání v ohybu od axiální síly							
Δp [Pa]	590500	438000	551500	543000	506000	471000	447500
F _{a1} [N]	505,79	390,58	530,82	540,68	540,05	537,80	610,26
MoF _{a1} [N•m]	9736,5	7811,5	11412,7	12003,0	12799,2	13579,4	15561,5
Celkové ohybové napětí							
Mo [N•m]	11352,8	9806,6	13102,3	13876,0	14795,3	15708,4	18262,0
σ _o [MPa]	28,0	24,2	32,3	34,2	36,5	38,7	36,4
Tahové namáhání							

Vlop [cm ³]	10,495	10,904	11,722	12,103	12,921	13,766	16,039
ρ [kg/m ³]	7800	7800	7800	7800	7800	7850	7850
Olop [N]	5184,1	5397,0	5825,4	6026,4	6459,6	6955,0	8108,4
a [m]	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
Db [m]	0,7800	0,7830	0,7890	0,7918	0,7978	0,8040	0,8050
Vb [m ³]	$0,36 \cdot 10^{-3}$	$0,36 \cdot 10^{-3}$	$0,36 \cdot 10^{-3}$	$0,36 \cdot 10^{-3}$	$0,36 \cdot 10^{-3}$	$0,37 \cdot 10^{-3}$	$0,37 \cdot 10^{-3}$
Ob [N]	1787,3	1801,0	1828,7	1841,7	1869,8	1911,1	2264,2
Oc [N]	6971,3	7198,1	7654,1	7868,2	8329,4	8866,1	10372,6
σ_t [MPa]	25,6	26,4	28,1	28,9	30,6	32,5	33,0
Celkové namáhání							
σ_c [MPa]	81,58	74,79	92,72	97,32	103,55	110,02	105,69
Kontrola pevnosti							
Materiál [2,6]	T505SC	T505SC	T505SC	T505SC	T505SC	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7
t [°C]	559	548	535	522	509	495	481
σ_{dov} [MPa]	82,00	92,80	104,50	117,00	128,90	147,00	163,00
$\sigma_{dov} < \sigma_c$	ano	ano	ano	ano	ano	ano	ano

Tab. 5.3: Pevnostní výpočet lopatek pro 8. - 13. stupeň VT části

stupeň	8	9	10	11	12	13
Profil	1550	1550	1550	1550	1550	1550
Základní výpočet geometrie						
B _m [mm]	27	27	27	27	27	27
B [mm]	29	29	29	29	29	30
s _m [mm]	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3
s [mm]	27,2	27,2	27,2	27,2	27,2	28,2
c _m [mm]	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0
c [mm]	36,3	36,3	36,3	36,3	36,3	37,6
α [°]	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00	17,00
γ [°]	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00
W _m [mm ³]	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40
W [mm ³]	502,33	502,33	502,33	502,33	502,33	556,10
S _m [mm ²]	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60
S [mm ²]	314,48	314,48	314,48	314,48	314,48	336,54
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
z [-]	86,8	87,5	88,5	89,5	90,4	88,5

z' [-]	88	88	90	90	92	90
s' [mm]	26,86	27,09	26,77	27,09	26,77	27,72
P [kW]	4652	4682	4783	4998	5206	5501
Namáhání v ohybu od obvodové síly						
Mk [N•m]	12339,6	12420,6	12687,2	13258,2	13810,5	14592,9
Mk1 [N•m]	140,2	141,1	141,0	147,3	150,1	162,1
Fu1 [N]	372,69	371,97	367,58	379,67	382,94	408,42
MoFu1 [N•m]	10155,7	10954,5	11395,1	12529,2	13211,6	15111,6
Namáhání v ohybu od axiální síly						
Δp [Pa]	413500	413500	413500	413500	413500	413500
Fa1 [N]	605,40	659,85	686,39	739,25	763,84	848,08
MoFa1 [N•m]	16497,3	19432,5	21278,0	24395,1	26352,5	31378,8
Celkové ohybové napětí						
Mo [N•m]	19372,6	22307,4	24137,2	27424,5	29478,8	34828,0
σ_o [MPa]	38,6	44,4	48,1	54,6	58,7	62,6
Tahové namáhání						
Vlop [cm ³]	17,139	18,523	19,498	20,756	21,699	24,904
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850	7850	7850	7850
Olop [N]	8705,3	9488,1	10094,1	10871,4	11482,8	13346,9
a [m]	0,005	0,005	0,006	0,006	0,006	0,006
Db [m]	0,8120	0,8228	0,8350	0,8480	0,8590	0,8740
Vb [m ³]	0,37•10 ⁻³	0,37•10 ⁻³	0,46•10 ⁻³	0,46•10 ⁻³	0,47•10 ⁻³	0,49•10 ⁻³
Ob [N]	2303,7	2365,4	2858,4	2948,1	2959,3	3239,6
Oc [N]	11009,1	11853,6	12952,5	13819,5	14442,0	16586,5
σ_t [MPa]	35,0	37,7	41,2	43,9	45,9	49,3
Celkové namáhání						
σ_c [MPa]	112,14	126,51	137,29	153,13	163,29	174,54
Kontrola pevnosti						
Materiál [2]	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7
t [°C]	467	453	439	424	409	393
σ_{dov} [MPa]	165,25	168,75	172,20	175,20	178,75	182,40
$\sigma_{dov} < \sigma_c$	ano	ano	ano	ano	ano	ano

Tab. 5.4: Pevnostní výpočet lopatek pro 1. - 6. stupeň ST části

stupeň	1	2	3	4	5	6
Profil	1551	1551	1551	1551	1551	1551
Základní výpočet geometrie						
B _m [mm]	29,4	29,4	29,4	29,4	30,1	30,1
B [mm]	62,5	62,5	62,5	45	45	45
sm [mm]	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3
s [mm]	54,0	54,0	54,0	38,9	38,0	38,0
cm [mm]	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0
c [mm]	72,0	72,0	72,0	51,9	50,7	50,7
α [°]	24,0	24,0	24,0	24,0	26,0	26,0
γ [°]	29,80	29,80	29,80	29,80	27,50	27,50
W _m [mm ³]	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40
W [mm ³]	3894,77	3894,77	3894,77	1453,72	1354,63	1354,63
S _m [mm ²]	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60
S [mm ²]	1231,94	1231,94	1231,94	638,64	609,28	609,28
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
z [-]	48,3	48,6	49,4	69,5	71,5	72,7
z' [-]	50	50	52	72	72	74
s' [mm]	52,15	52,53	51,35	37,52	37,79	37,36
P [kW]	5679	6346	6927	7612	7666	8369
Namáhání v ohybu od obvodové síly						
M _k [N•m]	15064,8	16832,6	18375,6	20191,1	20335,2	22200,4
M _{k1} [N•m]	301,3	336,7	353,4	280,4	282,4	300,0
F _{u1} [N]	726,02	805,39	831,47	652,17	652,27	681,83
MoF _{u1} [N•m]	31581,7	36242,5	38663,6	31304,0	31309,0	34091,5
Namáhání v ohybu od axiální síly						
Δp [Pa]	187500	209000	192500	177000	162000	168500
F _{a1} [N]	850,70	988,04	919,35	637,62	587,65	629,51
MoF _{a1} [N•m]	37005,6	44461,8	42749,6	30605,6	28207,4	31475,4
Celkové ohybové napětí						
Mo [N•m]	48650,0	57361,8	57640,3	43779,5	42141,5	46399,7
σ _o [MPa]	12,5	14,7	14,8	30,1	31,1	34,3
Tahové namáhání						
V _{lop} [cm ³]	107,179	110,875	114,571	61,309	58,491	60,928
ρ [kg/m ³]	7800	7800	7800	7800	7850	7850
O _{lop} [N]	59662,4	62165,9	65313,9	35362,1	34189,6	36189,9

a [m]	0,005	0,005	0,005	0,005	0,006	0,006
Db [m]	0,9220	0,9310	0,9480	0,9610	0,9680	0,9860
Vb [m ³]	0,91•10 ⁻³	0,91•10 ⁻³	0,93•10 ⁻³	0,68•10 ⁻³	0,82•10 ⁻³	0,84•10 ⁻³
Ob [N]	11194,5	11414,1	11379,6	6080,8	7451,1	7521,8
Oc [N]	70856,9	73580,0	76693,4	41442,9	41640,7	43711,8
σt [MPa]	57,5	59,7	62,3	64,9	68,3	71,7
Celkové namáhání						
σc [MPa]	82,50	89,18	91,85	125,12	130,56	140,25
Kontrola pevnosti						
Materiál [2,6]	T505SC	T505SC	T505SC	T505SC	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7
t [°C]	558	542	525	507	489	469
σdov [MPa]	83,00	98,20	114,00	130,70	153,00	164,75
σdov < σc	ano	ano	ano	ano	ano	ano

Tab. 5.5: Pevnostní výpočet lopatek pro 7. - 12. stupeň ST části

stupeň	7	8	9	10	11	12
Profil	1551	1551	1551	1551	1551	1551
Základní výpočet geometrie						
Bm [mm]	30,4	30,4	30,4	30,4	30,75	30,75
B [mm]	45	45	45	62,5	62,5	62,5
sm [mm]	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3	26,3
s [mm]	37,6	37,6	37,6	52,3	51,7	51,7
cm [mm]	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0
c [mm]	50,2	50,2	50,2	69,7	69,0	69,0
α [°]	27,0	27,0	27,0	27,0	28,0	28,0
γ [°]	26,25	26,25	26,25	26,25	25,00	25,00
W _m [mm ³]	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40	405,40
W [mm ³]	1314,92	1314,92	1314,92	3522,92	3403,99	3403,99
S _m [mm ²]	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60	272,60
S [mm ²]	597,32	597,32	597,32	1152,23	1126,15	1126,15
s/c [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
z [-]	75,1	80,1	85,2	64,3	67,4	69,9
z' [-]	76	82	86	66	68	70
s' [mm]	37,20	36,78	37,26	50,93	51,28	51,61
P [kW]	8515	9407	10558	11374	12471	13670
Namáhání v ohybu od obvodové síly						
Mk [N•m]	22587,3	24954,0	28005,0	30170,1	33081,3	36261,9
Mk1 [N•m]	297,2	304,3	325,6	457,1	486,5	518,0
Fu1 [N]	660,45	633,99	638,51	854,44	876,56	900,92

MoFu1 [N•m]	34673,4	34235,7	36075,7	53402,2	59167,7	69821,0
Namáhání v ohybu od axiální síly						
Δp [Pa]	152500	145500	136500	122500	107500	93500
Fa1 [N]	595,71	577,95	574,73	779,89	744,23	747,99
MoFa1 [N•m]	31275,0	31209,6	32472,2	48743,4	50235,4	57968,8
Celkové ohybové napětí						
Mo [N•m]	46694,5	46326,2	48537,6	72302,9	77617,1	90748,9
σ [MPa]	35,5	35,2	36,9	20,5	22,8	26,7
Tahové namáhání						
Vlop [cm ³]	62,718	64,510	67,497	144,029	152,030	174,553
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850	7850	7850	7850
Olop [N]	38099,8	41800,9	46469,7	104020,7	113904,2	135491,6
a [m]	0,006	0,006	0,007	0,007	0,007	0,007
Db [m]	1,0110	1,0740	1,1400	1,2020	1,2520	1,3120
Vb [m ³]	$0,86 \cdot 10^{-3}$	$0,91 \cdot 10^{-3}$	$1,13 \cdot 10^{-3}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	$1,72 \cdot 10^{-3}$	$1,80 \cdot 10^{-3}$
Ob [N]	7700,0	8053,7	10093,9	20308,6	21385,3	22813,1
Oc [N]	45799,8	49854,6	56563,6	124329,3	135289,5	158304,8
σ_t [MPa]	76,7	83,5	94,7	107,9	120,1	140,6
Celkové namáhání						
σ_c [MPa]	147,70	153,93	168,52	148,95	165,74	193,89
Kontrola pevnosti						
Materiál [2]	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7
t [°C]	447	423	397	368	337	303
σ_{dov} [MPa]	170,25	175,4	181,6	187,4	193,6	200,4
$\sigma_{dov} < \sigma_c$	ano	ano	ano	ano	ano	ano

Tab. 5.6: Pevnostní výpočet lopatek pro 1. - 3. stupeň NT části

stupeň	1	2	3
Profil	1561	1561	1561
Základní výpočet geometrie			
B _m [mm]	34	35,3	35,3
B [mm]	62,5	70,5	90
s _m [mm]	33,4	27,5	27,5
s [mm]	54,7	59,6	76,1
c _m [mm]	41,0	41,0	41,0
c [mm]	72,9	79,5	101,5
α [°]	18	19	19
γ [°]	31,00	27,50	27,50
W _m [mm ³]	650,90	650,90	650,90
W [mm ³]	4043,13	5185,10	10787,42
S _m [mm ²]	374,00	374,00	374,00
S [mm ²]	1263,79	1491,77	2431,12

s/c [-]	0,75	0,67	0,67
z [-]	99,2	93,8	78,2
z' [-]	100	94	80
s' [mm]	54,22	59,49	74,42
P [kW]	12824	13213	13881
Namáhání v ohybu od obvodové síly			
Mk [N•m]	34017,7	35047,4	36821,1
Mk1 [N•m]	340,2	372,8	460,3
Fu1 [N]	394,18	418,93	485,77
MoFu1 [N•m]	21876,9	34561,5	68007,4
Namáhání v ohybu od axiální síly			
Δp [Pa]	119500	119500	39500
Fa1 [N]	719,25	1172,99	823,05
MoFa1 [N•m]	39918,5	96771,6	115226,5
Celkové ohybové napětí			
Mo [N•m]	45520,2	102758,1	133798,9
σ_o [MPa]	11,3	19,8	12,4
Tahové namáhání			
Vlop [cm ³]	140,280	246,141	680,715
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850
Olop [N]	163427,4	295727,5	870686,3
a [m]	0,007	0,007	0,007
Db [m]	1,8440	1,9520	2,1820
Vb [m ³]	$2,53 \cdot 10^{-3}$	$3,03 \cdot 10^{-3}$	$4,32 \cdot 10^{-3}$
Ob [N]	31545,5	42418,6	79505,5
Oc [N]	194972,9	338146,0	950191,8
σ_t [MPa]	154,3	226,7	390,8
Celkové namáhání			
σ_c [MPa]	176,79	266,31	415,65
Kontrola pevnosti			
Materiál [6]	Bohler T552	Bohler T552	Bohler T552
t [°C]	255	193	128
σ_{dov} [MPa]	450	450	450
$\sigma_{dov} < \sigma_c$	ano	ano	ano

6 Kritické otáčky

Součástí každého návrhu turbíny je i kontrola rotoru na kritické otáčky. Jde o výpočet, který má určit hodnotu kritických otáček. Výsledkem by měl být rotor s takovou geometrií, aby jeho kritické otáčky byly v dostatečné vzdálenosti od provozních otáček. V případě, že má turbína kritické otáčky mimo rozmezí provozních otáček, očekává se klidný chod stroje. Pokud by došlo k chybě v návrhu a kritické otáčky by byly mimo toleranční pole, lze očekávat nežádoucí provozní stavy a v krajních případech i havárii.

Hodnota kritických otáček obecně rozděluje rotory na dva typy, tuhé a elastické. Tuhé rotory se vyskytují u přetlakových turbín a elastické u rovnotlakých. Přesné určení kritických otáček je složitý výpočet, neboť obsahuje funkci hmotnosti po délce rotoru, tuhosti, a několika dalších. [2]

Pro zjednodušené určení lze použít vzorec používaný při návrhu jednotělesové turbíny. Vztah je nejpřesnější pro rotory s rovnoměrně rozloženou hmotou a málo proměnným průměrem hřídele, což je i případ kombinovaného VT-ST dílu. [2]

$$n_k = \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L}}} [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.1)$$

Pro výpočet je třeba znát maximální průměr hřídele d_0 , který je znám z termodynamického výpočtu. Hmotu rotoru G se vypočítá jakou součet hmotností všech lopatek a hmotnosti hřídele včetně průměrů nacházejících se mimo průtočnou část, tedy části, kde jsou ucpávky a uložení v ložiscích. Ložisková vzdálenost L je změřena podle vypracovaného řezu turbínou, jenž je rovněž součástí DP.

Maximální průměr hřídele:

$$d_0 = 1005 \text{ mm} \quad (6.2)$$

Ložisková vzdálenost:

$$L = 7,19 \text{ m} \quad (6.3)$$

Hmotnost rotoru:

Hmotnost lopatkování:

$$m_{\text{lopVT}} = \sum_{i=1}^5 V_{\text{lopi}} \cdot \rho_1 \cdot z'_i + \sum_{i=6}^{13} V_{\text{lopi}} \cdot \rho_2 \cdot z'_i \quad (6.4)$$

$$m_{\text{lopVT}} = 47,17 + 108,32 = 155,49 \text{ kg}$$

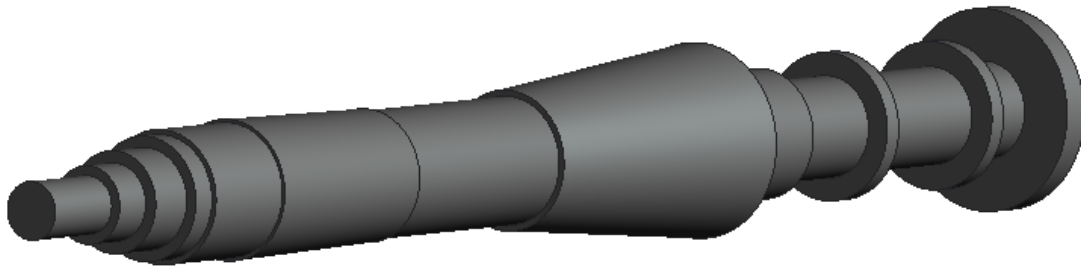
$$m_{\text{lopST}} = \sum_{i=1}^4 V_{\text{lopi}} \cdot \rho_1 \cdot z'_i + \sum_{i=5}^{12} V_{\text{lopi}} \cdot \rho_2 \cdot z'_i \quad (6.5)$$

$$m_{\text{lopST}} = 165,94 + 444,65 = 610,6 \text{ kg}$$

$$m_{\text{lop}} = m_{\text{lopVT}} + m_{\text{lopST}} = 155 + 611 = 766 \text{ kg} \quad (6.6)$$

Hmotnost hřídele:

Objem hřídele je získán z modelu vytvořeného pomocí programu Creo pro 3D modelování. Výsledný model hřídele je na obrázku 6.1.



Obr. 6.1: Hřídel rotoru

Celkový objem a hmotnost hřídele:

$$V_h = 2,967 \text{ m}^3 \quad (6.7)$$

$$m_h = V_h \cdot \rho = 2,967 \cdot 7850 = 23291 \text{ kg} \quad (6.8)$$

Hmotnost rotoru:

$$m_{rotor} = m_{lop} + m_h = 766 + 23291 = 24057 \text{ kg} \quad (6.9)$$

Kritické otáčky

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L}}} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{1005}{7,19}\right)^2}{\sqrt{\frac{24057}{7,19}}} = 2533 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.10)$$

Podle dostupných zdrojů [2], by měly být kritické otáčky voleny podle vztahu (6.11). Rozdíl je minimální, a proto lze konstatovat, že kritické otáčky podle tohoto kritéria vyhovují.

$$n_k = 0,7 \cdot n_{provozní} = 0,7 \cdot 3600 = 2520 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.11)$$

7 Částečné provozy

Výpočet částečného provozu je většinou požadován zákazníkem. Jsou to důležité informace, které v soutěži s konkurencí mohou rozhodnout o uzavření smlouvy a zahájení projektu. Částečný provoz může nastat z mnoha důvodů, a to například z důvodu plánované údržby, poruchy či regulace ze strany přenosové soustavy a mnoha dalších.

Pro účel diplomové práce budou počítány 80% a 60% provozy jmenovitého výkonu. Cílem je určit parametry a množství protékající páry při sníženém výkonu. Pro výpočet byly zavedeny podmínky, při kterých teploty páry zůstávají konstantní, neboť rozdíly jsou malé. Konstantní zůstává i tlak v kondenzátoru. Právě od tlaku v kondenzátoru se odvíjí celý výpočet. Výpočet vychází z následující rovnice [2]:

$$\left(\frac{m_1}{m_j}\right)^2 = \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2} \quad (7.1)$$

Poměr $\frac{m_1}{m_j}$ je poměr mezi nenávrhovým hmotnostním průtokem a tím jmenovitým.

Rozdíl tlaků je vždy mezi vstupním tlakem s indexem 1 a protitlakem s indexem 2. Tlaky s indexy 10 a 20 jsou nově přepočítané. V případě nízkého tlaku na výstupu u kondenzačních turbín jsou rozdíly ve vztahu k nenávrhovému průtoku tak malé, že se zanedbávají. Pravá strana rovnice po úpravě obsahuje pouze člen $\frac{p_1}{p_{10}}$, neboť mocniny se vyruší. Změna průtoku a tlaku se dle stejného vzorce odvozuje i pro ST a NT přídatnou páru. Se změnou průtoku dochází i ke změně účinnosti turbíny. Na doporučení byl pokles volen o 1 % pro 80% provoz a o 10 % pro 60% provoz. Celkový výkon je násoben účinností 0,985, která představuje mechanické ztráty ložisek a generátoru. Parametry provozů jsou přehledně zobrazeny v následujících tabulkách.

Tab. 6.1: 100% provoz turbíny

Provoz		100%		
Veličiny	Jednotky	NT	ST	VT
Tlak na výstupu	[bar]	0,0738	5,27	47,70
Tlak na vstupu	[bar]	5,22	42,36	163,27
Teplota na výstupu	[°C]	40,00	250,23	358,70
Teplota na vstupu	[°C]	290,82	564,76	563,78
Entalpie výstup	[kJ/kg]	2307,91	2960,68	3097,55
Entalpie vstup	[kJ/kg]	3045,05	3591,89	3474,28
Entalpický spád	[kJ/kg]	737,14	631,21	376,73
Průtok přídatné NT	[kg/s]	27,00		
Tlak přídatné NT	[bar]	5,30		
Průtok přídatné ST	[kg/s]		8,40	
Tlak přídatné ST	[bar]		47,70	
Průtok	[kg/s]	216,10	189,10	180,70

Účinnost	[-]	0,85	0,87	0,83
Výkon	[kW]	135401,53	103844,95	56502,50
Celkový výkon	[MW]	295,749		
Svorkový výkon	[MW]	291,313		

Tab. 6.2: 80% provoz turbíny

Provoz		80%		
Veličiny	Jednotky	NT	ST	VT
Tlak na výstupu	[bar]	0,0738	4,18	38,29
Tlak na vstupu	[bar]	4,14	33,09	117,85
Teplota na výstupu	[°C]	40,00	250,23	358,70
Teplota na vstupu	[°C]	290,82	564,76	563,78
Entalpie výstup	[kJ/kg]	2301,74	2964,40	3118,66
Entalpie vstup	[kJ/kg]	3047,91	3600,18	3519,18
Entalpický spád	[kJ/kg]	746,17	635,77	400,52
Průtok přídavné NT	[kg/s]	21,43		
Tlak přídavné NT	[bar]	4,21		
Průtok přídavné ST	[kg/s]		6,67	
Tlak přídavné ST	[bar]		37,85	
Průtok	[kg/s]	171,49	150,07	143,40
Účinnost	[-]	0,84	0,86	0,82
Výkon	[kW]	107488,28	82051,09	47095,92
Celkový výkon	[MW]	236,635		
Svorkový výkon	[MW]	233,086		

Tab. 6.3: 60% provoz turbíny

Provoz		60%		
Veličiny	Jednotky	NT	ST	VT
Tlak na výstupu	[bar]	0,0738	3,49	32,74
Tlak na vstupu	[bar]	3,46	27,62	98,12
Teplota na výstupu	[°C]	40,00	250,23	358,70
Teplota na vstupu	[°C]	290,82	564,76	563,78
Entalpie výstup	[kJ/kg]	2301,74	2966,75	3130,66
Entalpie vstup	[kJ/kg]	3049,71	3605,04	3538,09
Entalpický spád	[kJ/kg]	747,97	638,29	407,43
Průtok přídavné NT	[kg/s]	17,89		

Tlak přídavné NT	[bar]	3,51		
Průtok přídavné ST	[kg/s]		5,56	
Tlak přídavné ST	[bar]		25,08	
Průtok	[kg/s]	143,15	125,26	119,70
Účinnost	[-]	0,75	0,77	0,73
Výkon	[kW]	80303,80	61565,37	35601,53
Celkový výkon	[MW]	177,471		
Svorkový výkon	[MW]	174,809		

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout dvoutělesovou parní turbínu podle zadaných parametrů do paroplynového cyklu, sestávajícího z kombinovaného VT-ST dílu a dvouproudého NT dílu, který má výstup do vodou chlazeného kondenzátoru. Hlavními cíli bylo vypracovat tepelný oběh parní turbíny, vypočítat částečné provozy, navrhnout všechny průtočné části a ověřit pevnost hlavních částí. V zadání je také zmíněna i kontrola kritických otáček turbíny. Tyto části poté sloužily jako výchozí zdroj pro konstrukční výkres VT-ST dílu v podélném řezu, který byl rovněž cílem diplomové práce.

V uvažovaném tepelném schématu jsou základními prvky dvě tělesa turbíny, kondenzátor a přihřívák. Koncepce turbíny této diplomové práce se drží standardního schématu paroplynového cyklu. Turbína nemá technologické ani regenerační odběry, naopak má středotlakou a nízkotlakou přídavnou páru, která zvětšuje hmotnostní průtok a zvyšuje energetickou hodnotu páry. Mezi méně významné díly ve vztahu ke schématu se řadí ventily a v místech mezi ST a NT částí i délka potrubí, která způsobuje nezanedbatelnou tlakovou ztrátu. Podle dostupných informací jsou stanoveny vlastnosti páry a její hmotnostní průtoky v důležitých bodech schématu. Velikosti tlakových ztrát ventilů a potrubí byly voleny s ohledem na doporučení konzultanta DP. Velikosti účinností pro jednotlivé průtočné části jsou dosazeny z navazující kapitoly, která se jimi zabývá.

Navazující část je zaměřena na návrh průtočné části. Plzeňské turbíny jsou historickým zástupcem koncepce rovnotlakého lopatkování. V poslední době se ale firma orientuje i na stroje s přetlakovým lopatkováním a to nejen u menších, průmyslových aplikací, ale i u velkých celků. Proto i pro diplomovou práci byla volena tato varianta, neboť výpočet rovnotlakého lopatkování by byl krok zpět. Sice tento přístup skrýval některá úskalí, ale naproti tomu přinesl něco nového, neboť podle dostupných zdrojů turbína s přetlakovým lopatkováním na FSI VUT ještě nebyla zpracována. Pro návrh průtočné části je zvolena metoda výpočtu c_a/u , jejíž výpočet se odvíjí od Parsonsova čísla. Metoda je výhodná pro tuto práci, neboť jedním z důležitých předpokladů přesného výpočtu je konstantní hmotnostní průtok skupinou stupňů, přílišná neměnnost měrného objemu při expanzi a také to, že střední průměr posledního a prvního stupně se příliš neliší. Tyto předpoklady dobře odpovídají VT-ST dílu, méně poté NT dílu. U každé části je nejprve proveden předběžný výpočet, kde se stanoví některé parametry včetně ztrát v lopatkování a následně i účinnost. Účinnosti jednotlivých průtočných částí jsou vypočítány z parametrů jejich prvních a posledních stupňů. Tato účinnost je pak aplikována na stupně nacházející se mezi nimi. Z těchto hodnot pak vychází detailní návrh, kde se počítají parametry jednotlivých stupňů, jako je izoentropický spád na stupeň, délky lopatek, rychlosti páry a další. U nízkotlakého dílu tento výpočet ještě předchází stanovení konce expanze pro bubnovou část stroje, neboť za ní se nachází modulová dvojice lopatek, jež je koncepcí DŠPW a není v rozsahu diplomové práce.

Oběžné a statorové lopatky jsou namáhány na ohyb způsobený axiální a obvodovou silou. Oběžné lopatky jsou navíc ještě zatíženy odstředivou silou, a proto musí vydržet větší zatížení. Pevnostní výpočet je proto zaměřen na oběžné lopatky, neboť podle předchozí úvahy při zachování geometrie musí tytéž lopatky odolat i jako statorové. Jelikož mi nebyl umožněn přístup k novějším profilům přetlakových lopatek, výpočet musel vycházet z profilů PBS několik desítek let starých, jež jsou v příloze 3. Jsou to profily určené pro mnohem menší stroje a menší otáčky než 3600 min^{-1} , a proto se pevnostní výpočet neobešel bez komplikací.

Mezi velmi pevnostně namáhané stupně se řadí především ty první, neboť pára má zde vysokou teplotu a při vyšších teplotách dochází k rapidnímu poklesu dovoleného napětí používaného materiálu. Samotné měřítkování profilu, neboli jeho zvětšování v daném poměru, by nestačilo, a tak byl nakonec zvolen i jiný materiál - T505SC, který danou problematiku vyřešil. Všechny stupně proto vyhovují a jsou na bezpečné straně namáhání. U posledních stupňů se naopak osvědčilo právě měřítkování, neboť pára už nemá tak vysokou teplotu, ale poslední stupně přenášejí mnohem větší zatížení. Je tedy otázkou, kolik stupňů navíc přidávat, aby se izoentropické spády na poslední stupně snižovaly nebo naopak do jaké míry zvětšovat a zmohutňovat lopatky. Z tohoto hlediska si myslím, že v diplomové práci bylo dosaženo přijatelného kompromisu.

Součástí práce je i výpočet kritických otáček. Jde o přibližný výpočet, neboť do něj nevstupují pro tuto problematiku důležité faktory, jako je tuhost podpěr, vlastnosti oleje nebo útlum základu turbíny [2]. Je obecně známo, že přetlakové stroje mají tuhé rotory. V mém případě se, ale nepodařilo ložiskovou vzdálenost zmenšit natolik, abych se s hodnotou kritických otáček dostatečně vzdálil od těch provozních. Proto se využila druhá možnost a turbína byla prodloužena, což mělo za následek, že z tuhého rotoru se stal rotor elastický. V důsledku toho se kritické otáčky dostaly na hodnoty doporučených kritických otáček pro elastické rotory. Později vyšlo najevo, že i DSPW vyrábí přetlakové stroje s elastickými rotory.

V zadání je i požadavek na výpočet provozů 80% a 60% výkonů. Výpočet je proveden na doporučení dle skript [2]. Vychází z rovnice, ve které jsou poměry kvadrátů tlaků vztaženy ke kvadrátu poměru hmotnostních poměrů. Teploty i tlak v kondenzátoru, jenž byl výchozí, jsem uvažoval konstantní. Díky jsou iteracemi získány hodnoty, jež mají za výsledek požadovanou část jmenovitého výkonu.

Jedna z příloh závěrečné práce je i výkres podélného řezu VT-ST částí turbíny. Výkres vychází z výpočtů provedených v této diplomové práci. Ostatní prvky, které nejsou součástí diplomové práce, ale jsou nezbytné pro výkresovou dokumentaci, jsou vhodně zvoleny dle doporučení vedoucího DP a konzultanta za společnost DSPW.

Seznam použitých zdrojů

- [1] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [3] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [5] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelné turbíny a turbokompresory. Transformační technologie, [last updated 2016-06-16]*. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/>
- [6] Firemní podklady DSPW

Použitý software

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

Doplňěk IAPWS IF97 Microsoft Excel

Autodesk Autocad 2017

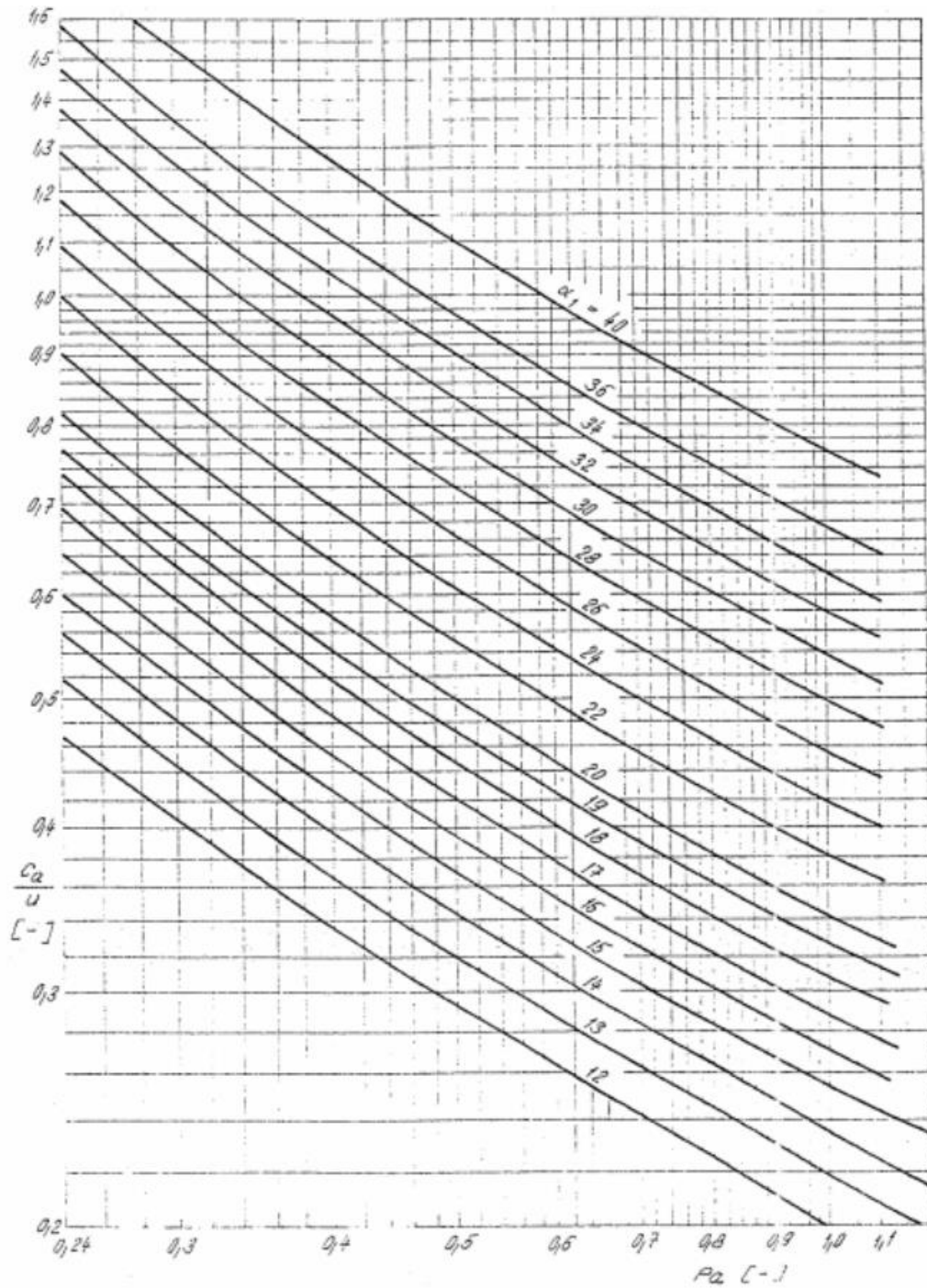
Creo 2.0

Seznam použitých symbolů a zkratek

p [MPa]	tlak	δ [°C]	nedohřev
t [°C]	teplota	z [-]	počet stupňů
i [kJ·kg ⁻¹]	entalpie	ξ [-]	poměrná tlaková ztráta
s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	entropie	(1+f) [-]	reheat faktor
x [-]	suchost páry	W [m ³]	průřezový modul ohybu
v [m ³ ·kg ⁻¹]	měrný objem	S [m ²]	plocha
\dot{m} [kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok	M_k [N·m]	krouticí moment
H [kJ·kg ⁻¹]	entalpický spád	M_o [N·m]	ohybový moment
η [-]	účinnost	F_u [N]	obvodová síla
P [MW]	výkon	F_a [N]	axiální síla
σ [MPa]	napětí	V [m ³]	objem
m [kg]	hmotnost	B [m]	šířka profilu
ρ [kg·m ⁻³]	hustota	c [m·s ⁻¹]	absolutní rychlost
n [min ⁻¹]	otáčky	u [m·s ⁻¹]	obvodová rychlost
Pa [-]	Parsonsovo číslo	VT	vysokotlaký
α [°]	výstupní úhel	ST	středotlaký
D, d [m]	průměr	NT	nízkotlaký
L, l [m]	délka	DSPW	Doosan Škoda Power

Seznam příloh

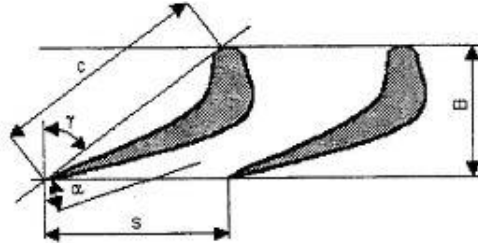
- 1 Výkres podélného řezu VT-ST dílem parní turbíny
- 2 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů [1]



3 Profily přetlakových lopatek [1]

10.2 Tabulky profilů lopatek parních turbín

Tab. 10.1 Přetlakové profily statorových a rotorových lopatek – doporučené hodnoty



Profil	B	α_0, s [mm]						c [mm]	γ	W_{min} [cm ³]	S [cm ²]					
		s/c = 0,67		s/c = 0,75		s/c = 0,815										
PB 500	8,5	s = 8,44	12	s = 9,9	13	s = 18,758	14	13,2	49°	0,0114	0,265					
	9,2											17	14	23,0	44°30'	
	9,7											20	18			41°30'
	10,1											23	21			
PB 510	11,8	s = 12,261	12	s = 13,725	13	s = 14,9145	14	18,3	49°	0,0304	0,5099					
	12,8											17	14	38°30'		
	13,4											20	18		35°	
	14,1											23	21			30°
	14,7											26				
PB 520	14,4	s = 15,008	12	s = 16,8	13	s = 18,256	14	22,4	49°	0,0543	0,780					
	15,7											17	14	38°30'		
	16,5											20	18		35°	
	17,2											23	20			30°
	18,0											26				
	19,1											30				
PB 530	18,7	s = 17,956	16	s = 20,1	17	s = 21,842	18	26,8	44°30'	0,0930	1,115					
	19,6											20	18	38°30'		
	20,5											23	21		35°	
	21,6											26				30°
	22,8											30				
PB 540	21,5	s = 20,77	16	s = 23,25	17	s = 25,265	18	31,0	44°30'	0,1439	1,496					
	22,8											20	18	38°30'		
	23,8											23	21		35°	
	24,9											26				30°
	26,4											30				
PB 550	27,4	s = 26,264	16	s = 29,4	17	s = 31,948	18	39,2	44°30'	0,2915	2,385					
	28,8											20	18	38°30'		
	30,1											23	21		35°	
	31,5											26				30°
	33,4											30				
PB 560	38,8	s = 30,552	16	s = 34,2	17	s = 37,164	18	45,6	44°30'	0,460	3,230					
	40,8											20	18	30°		

1500 1501	8,7 9,3 9,6 10,0 10,3 10,8 11,2	s = 8,0	(12) 16 19	s = 9,0	(13) 17 20 23 26 30 33	s = 9,8	14 18 21	12	41,5 37,0 34,0 31,0 27,5 22,5 17,5	16,4	32,2
1510 1511	11,6 12,3 12,8 13,3 13,8 14,4 14,9	s = 10,7	(12) 16 19	s = 12,0	(13) 17 20 23 26 30 33	s = 13,0	14 18 21	16	41,5 37,0 34,0 31,0 27,5 22,5 17,5	38,7	56,9
1520 1521	14,4 15,4 16,0 16,6 17,2 18,0 18,6	s = 13,4	(12) 16 19	s = 15,0	(13) 17 20 23 26 30 33	s = 16,3	14 18 21	20	41,5 37,0 34,0 31,0 27,5 22,5 17,5	76,3	89,8
1530 1531	17,3 18,5 19,2 19,9 20,6 21,6 22,3	s = 16,1	(12) 16 19	s = 18,0	(13) 17 20 23 26 30 33	s = 19,6	14 18 21	24	41,5 37,0 34,0 31,0 27,5 22,5 17,5	131,1	128,5
1540 1541	20,2 21,6 22,4 32,2 24,1 25,2 26,1	s = 18,8	(12) 16 19	s = 21,0	(13) 17 20 23 26 30 33	s = 22,8	14 18 21	28	41,5 37,0 34,0 31,0 27,5 22,5 17,5	207,9	174,7
1550 1551	25,3 27,0 28,0 29,0 30,1 31,4 32,6	s = 23,5	(12) 16 19	s = 26,3	(13) 17 20 23 26 30 33	s = 28,5	14 18 21	35	41,5 37,0 34,0 31,0 27,5 22,5 17,5	405,4	272,6
1560 1561	29,6 31,6 32,9 34,0 35,3 36,8 38,2	s = 27,5	(12) 16 19	s = 30,8	(13) 17 20 23 26 30 33	s = 33,4	14 18 21	41	41,5 37,0 34,0 31,0 27,5 22,5 17,5	650,9	374,0

4 Pevnost materiálů v závislosti na teplotě [2]

*ident	název mater.	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→T	E20	100	200	300	400	500	600	* poznámky až do konce	
00101	15 128.5	363	550	181	172	159	147	139	135	132	128	125	121	109	84	75	66	56	50	44	214	211	208	197	188	178	166	* plechy, výkrovky i nad 400° C	
00102	11 523.1	304	400	152	132	118	103	93	87	62										210	210	208	197	188			* plechy, výkrovky i do 400° C		
00103	422747.6	410	550	216	196	181	172	167	164	162	160	152	100	80	71	65	57	50	44	213	211	204	193	186	177	167	* odlitky i nad 400° C		
00104	422744.6	284	550	142	137	132	127	123	118	113	109	105	101	98	83	72	61	51	43	36	213	210	204	197	188	179	168	* odlitky i nad 400° C	
00105	422742.6	314	500	157	142	127	115	108	103	98	96	94	86	78	59					212	209	203	196	187	176	164	* odlitky i nad 400, do 500° C i do 8 tun		
00106	422713.5	245	400	123	113	98	83	69	59	49										212	208	202	193	184			* odlitky i do 400° C		
00107	422904.5	294	350	147	132	118	108	103												216	211	204	196	187			* korozivzd. (pro jaderné 220)		
00108	SN 422903.6	360	400	180	145	140	135	132	131	130										214	209	202	193	182			* korozivzd. (pro jaderné 1000)		
00109	422425	245	250	59	59	59	59													126	124	121	119				* slitina i do 250° C		
00201	15 128.5	274	550	220	214	207	196	172	172	172	153	133	133	133	86	86	86	59	59	59								* tyče, vt profily i nad 400° C	
00202	15 335.3	392	550	314	229	282	267	251	251	251	212	212	172	172	133	133	94	94	94									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00203	17 021.2	274	400	220	204	188	180	172	172	172																		* tyče, st profily i do 400° C	
00204	422745	319	550	255	245	240	235	220	220	220	208	208	134	134	88	88	59	59	59									* přesné odlitky u starých strojů	
00205	SN 422903	360	400	284	231	223	216	208	208	208																		* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00206	422904	294	400	235	220	206	191	186	186	186																		* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00207	422905	245	400	196	180	169	161	153	153	153																		* rozv. lop. zahráté v šedé litině (NT)	
00208	Alsth.C51R-J	441	550	353	328	309	279	258	258	258	231	231	147	147	115	115	88	88	88									* Alsthom, náhražka 15 335	
00301	15 335.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	113	103	98	93	88	82	76									* VT,ST rotory méně namáhané a studenější
00302	15 320.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	108	83	70	59	50	42	35								* VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00303	16 236.6	539	550	216	201	186	167	157	155	152	142	132	123	108	93	86	78	72	65	57									*
00304	16 431.6	588	500	235	216	196	176	167	162	157	152	137	118	98	73														*
00305	16 431.9	637	500	255	235	216	196	186	181	176	172	137	118	98	73														*
00306	16 444.6(9)	735	420	294	279	255	230	216	196	176	147																		* disky skládaných rotorů
00307	16 536.6	686	420	276	260	235	216	206	191	176	147																		* disky svař. NT rotorů, běžně používána
00308	16 536.6 a	314	420	314	299	276	245	230	206	176	147																		* disky do šířky 500 mm
00401	PAK 1.6	490	460	196	186	172	157	137	123	88	69	53	37																
00402	PAK 1.6 vyk.	539	420	216	206	186	172	152	132	98	78																		
00403	PAK 2MV.7	570	550	230	221	211	201	191	186	181	176	172	167	162	142	123	103	88	74	59									
00404	P-AK 1 TD	686	200	275	260	245																							
00501	15 320.9	588	550	157	150	144	125	115	110	105	102	99	96	82	63	52	44	37	31	26									

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]