

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T041 Stavba jaderně energetických zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Retrofit NT dílů turbíny 268 MW na sytou páru

Autor: **Bc. Jiří Šuma**

Vedoucí práce: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří ŠUMA**

Osobní číslo: **S16N0057P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba jaderně energetických zařízení**

Název tématu: **Retrofit NT dílů turbíny 268 MW na sytou páru**

Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Cílem práce je navrhnout vhodnou modernizaci NT dílů kondenzační turbíny 268 MW na sytou páru.

Návrh turbíny musí zohlednit napojení na původní nastavbu kondenzátoru a prostorové omezení původního základu.

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro následující parametry:

Výkon původní turbíny:	268.28 MWe
Teplota páry na vstupu do VT dílu:	255.66 °C
Tlak páry na vstupu do VT dílu:	43.7 bar(a)
Teplota páry na vstupu do NT dílů:	242.4 °C
Tlak páry na vstupu do NT dílů:	2.81 bar(a)
Entalpie NT páry:	2953.2 kJ/kg
Tlak v kondenzátoru:	0.025 bar(a)
Teplota napájecí vody:	226.89 °C
Země instalace:	Finsko

Ostatní parametry vhodně zvolte.

Konfiguraci turbíny proveďte s maximálním důrazem na účinnost parní části.

Proveďte:

- zpracování tepelného oběhu parní turbíny pro definované parametry na vstupu a okolí,
- návrh průtočné části nízkotlakého dílu parní turbíny,
- zpracování konstrukčního návrhu nízkotlakého dílu parní turbíny.

Rozsah grafických prací: **konstrukční návrh nízkotlakého dílu parní turbíny**

Rozsah kvalifikační práce: **50 - 70 stran**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- **Bečvář J. a kol.: Tepelné turbíny**
- **Fiedler J.: Parní turbíny - návrh a výpočet**
- **Škopek J.: Parní turbína - tepelný a pevnostní výpočet**

Doporučuje se znalost některého z 3D grafických programů (Catia, Autodesk Inventor atd.)

Vedoucí diplomové práce: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**
Katedra energetických strojů a zařízení

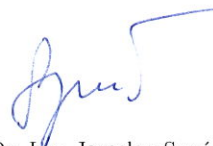
Konzultant diplomové práce: **Ing. Martin Novák**
Doosan Škoda Power s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **30. října 2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 25. října 2018

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat Ing. Martinu Novákovi a dalším pracovníkům společnosti Doosan Škoda Power a vedoucímu práce Dr. Ing. Jaroslavu Synáčovi za rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Šuma	Jméno Jíří		
STUDIJNÍ OBOR	2302T041 – Stavba jaderně energetických zařízení			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Dr. Ing. Synáč	Jméno Jaroslav		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Retrofit NT dílů turbíny 268 MW na sytou páru			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	91	TEXTOVÁ ČÁST	82	GRAFICKÁ ČÁST	9
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje návrh modernizace NT dílů turbíny 268 MW na sytou páru v jaderné elektrárně ve Finsku. Součástí práce je popis dané jaderné elektrárny, výpočet tepelného schématu sekundárního okruhu elektrárny, výpočet průtočné části včetně rychlostních trojúhelníků, pevnostní kontrolu a konstrukční návrh (výkres nových NT dílů).</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">jaderná elektrárna, turbína, výpočet průtočné části, tepelné schéma, retrofit, modernizace</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Šuma	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	2302T041 – Desing of nuclear power equipment		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Dr. Ing. Synáč	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Retrofit of LP parts of turbine 268 MW with saturated steam		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	91	TEXT PART	82	GRAPHICAL PART	9
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis is focused on modernization proposal of LP parts of turbine 268 MW with saturated steam located at nuclear power plant in Finland. The thesis is composed of introduction of this particular nuclear power plant, calculation of heat balance diagram, steam flow part including velocity triangles, strength analysis and a design proposal (technical drawing).</p>
KEY WORDS	<p>nuclear power plant, turbine, steam flow path, heat balance diagram, retrofit, modernization</p>

Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	3
Přehled zkratk	3
Přehled symbolů	3
1. Úvod.....	6
2. Představení jaderné elektrárny	7
2.1. Popis elektrárny a rozsah modernizace	7
2.2. Specifika turbín pro jaderné elektrárny	8
2.2.1. Sytá pára	9
2.2.2. Pasivní bezpečnostní systém – ledové kondenzátory	10
2.2.3. Tepelný spád	10
2.2.4. Spolehlivost.....	10
3. Modernizace elektrárny.....	10
4. Tepelné schéma elektrárny.....	11
4.1. Expanze ve VT části turbíny	13
4.2. Separace a mezipřihřívání	14
4.2.1. Separátor vlhkosti.....	14
4.2.2. Přihřátí páry.....	16
4.3. Expanze v NT části turbíny	17
4.4. Kondenzátor.....	18
4.5. Výpočet tepelných výměníků	19
4.5.1. Technologický tepelný výměník	19
4.5.2. Kondenzátor komínkové páry	20
4.5.3. Nízkotlakové ohříváky	21
4.5.4. Odplynovák s napájecí nádrží	26
4.5.5. Vysokotlakové ohříváky	28
4.6. Hmotnostní tok páry a výkon turbíny.....	31
5. Průtočná část turbíny.....	36
5.1. Základní parametry stupně	37
5.2. Parametry páry před rozváděcími lopatkami.....	39
5.3. Parametry páry za rozváděcími lopatkami	39
5.4. Parametry páry za oběžnými lopatkami	40

5.5.	Délka rozváděcích lopatek.....	41
5.6.	Délka oběžných lopatek.....	42
5.7.	Výpočet rychlostních trojúhelníků	44
5.8.	Termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně.....	51
5.9.	Lopatkový plán	53
5.9.1.	Rozváděcí lopatky	53
5.9.2.	Oběžné lopatky.....	55
5.9.3.	Lopatky posledního stupně.....	56
6.	Konstrukční návrh NT dílu	58
6.1.	Rotor	58
6.2.	Ucpávky.....	59
6.2.1.	Vnější ucpávky	59
6.2.2.	Vnitřní ucpávky.....	62
6.2.3.	Nadbandážové ucpávky.....	63
6.3.	Výstupní hrdlo	64
6.4.	Potrubí	65
7.	Pevnostní výpočet	65
7.1.	Namáhání rozváděcích lopatek.....	67
7.2.	Namáhání rozváděcích kol	69
7.3.	Namáhání oběžných lopatek.....	71
7.3.1.	Ohybové namáhání.....	71
7.3.2.	Tahové namáhání	72
7.4.	Namáhání závěsů	74
7.4.1.	Namáhání v tahu.....	75
7.4.2.	Namáhání ve smyku	76
7.4.3.	Namáhání na otláčení	77
8.	Závěr	79
	Seznam použité literatury	80
	Použitý software	80
	Seznam a zdroje obrázků.....	80
	Seznam tabulek	81
	Seznam příloh.....	82

Přehled použitých zkratk a symbolů

Přehled zkratk

G	elektrický generátor	O	odplyňovák
JE	jaderná elektrárna	SP	separátor
K	kondenzátor	ST	středotlakový
KČ	kondenzátní čerpadlo	TG	turbogenerátor
KKP	kondenzátor komínkové páry	TTV	technologický tepelný výměník
MP	mezipřihřívák	VT	vysokotlakový
NT	nízkotlakový	VTO	vysokotlakový ohřívák
NTO	nízkotlakový ohřívák		

Přehled symbolů

a	[kJ/kg]	měrná práce
a	[m/s]	rychlost zvuku (kapitola 7)
A	[mm ²]	plocha
b	[mm]	délka tětiny lopatky
b	[mm]	šířka rozvidlení (kapitola 7)
b_b	[mm]	výška bandáže
B_b	[mm]	šířka bandáže
c	[m/s]	absolutní rychlost páry
d	[mm]	vnitřní průměr
D	[m]	průměr
e	[kJ/kg]	celková energie stupně
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[m]	vzdálenost působíště síly
F	[N]	síla
h	[kJ/kg]	entalpie
h	[m]	šířka rozváděcího kola (kapitola 7)
H	[kJ/kg]	entalpický spád
J	[cm ⁴]	kvadratický moment průřezu

k	[-]	součinitel zvýšení průtoku pro nepravý labyrint (kapitola 6)
k	[-]	koeficient odlehčení pro zkroucené lopatky (kapitola 7)
l	[mm]	délka lopatky
L	[m]	ložisková vzdálenost
m	[kg]	hmotnost
\dot{m}	[kg/s]	hmotnostní průtok
M	[Nm]	ohybový moment
Ma	[-]	Machovo číslo
n	[1/min]	otáčky
n	[-]	počet rozvidlení (kapitola 7)
O	[N]	odstředivá síla
p	[bar]	tlak
p	[MPa]	otlačení
P	[kW]	výkon
Q	[kW]	tepelný výkon
r	[m]	vnitřní poloměr
r	[kJ/kgK]	specifická plynová konstanta vzduchu (kapitola 6)
R	[m]	vnější poloměr
s	[kJ/kgK]	entropie
S	[m ²]	plocha
t	[°C]	teplota
t	[mm]	rozteč (kapitola 5.9 a 7)
t	[mm]	axiální vzdálenost břitů ucpávky (kapitola 6)
T	[K]	termodynamická teplota
u	[m/s]	obvodová rychlost
v	[m ³ /kg]	měrný objem
w	[m/s]	relativní rychlost páry
w	[m/s]	rychlost páry (kapitola 6)
W	[cm ³]	modul průřezu v ohybu
x	[-]	suchost páry
y	[-]	poměrné množství

y	[mm]	průhyb (kapitola 7)
z	[-]	počet břitů ucpávky (kapitola 6)
z	[-]	počet lopatek (kapitola 7)
α	[°]	úhel absolutní rychlosti
β	[°]	úhel relativní rychlosti
γ	[°]	úhel nastavení profilu
δ	[mm]	ucpávková vůle
Δ	[mm]	šířka břitu ucpávky
Δp	[bar]	tlaková ztráta, tlakový rozdíl
Δt	[°C]	koncový teplotní rozdíl
ζ	[-]	ztráta
η	[-]	účinnost
κ	[-]	součinitel využití výstupní kinetické energie
μ	[-]	součinitel průtoku (kapitola 5)
μ	[-]	průtokový součinitel ucpávek (kapitola 6)
μ	[-]	koeficient pro průhyb (kapitola 7)
π	[-]	tlakový poměr
ρ	[-]	reakce stupně
σ	[MPa]	napětí
τ	[MPa]	smykové napětí
φ	[-]	rychlostní ztrátový součinitel rozváděcích lopatek (kapitola 5)
φ	[-]	koeficient pro namáhání v ohybu (kapitola 7)
ψ	[-]	rychlostní ztrátový součinitel oběžných lopatek
ω	[rad/s]	úhlová rychlost

1. Úvod

Cílem této diplomové práce je vytvořit návrh modernizace NT dílů turbíny 268 MW na jaderné elektrárně instalované ve Finsku. Diplomová práce se zabývá návrhem technických a konstrukčních parametrů projektu. Součástí podání nabídky pro zákazníka je však mnohem více dalších kategorií, jako například ekonomické parametry, časový harmonogram prací, záruční podmínky, právní předpisy a další.

Práce je rozdělena do několika částí. Nejdříve je celkově představena elektrárna, několik variant rozsahu modernizace a zvolena jedna varianta, která je v práci podrobněji zpracována. Dále jsou popsány některé specifické vlastnosti jaderné elektrárny, které odlišují její tepelné schéma od klasické tepelné elektrárny.

Ve třetí kapitole je rozepsán možný postup při návrhu modernizace, důvod modernizace a výhody modernizace oproti stavbě zcela nové elektrárny.

Ve čtvrté kapitole je proveden výpočet tepelného schématu. Výsledky tepelného výpočtu byly použity k výpočtu nové průtočné části NT dílů turbíny v páté kapitole, která je zakončena výpočtem výsledné termodynamické účinnosti nově navržené části. Některé veličiny jsou však vzájemně závislé, takže po výpočtu průtočné části bylo nutné znova přepočítat tepelný výpočet; celý výpočet je tedy proveden iteračním způsobem.

Šestá kapitola se zabývá konstrukčními výpočty – kontrolou rotoru na kritické otáčky, výpočtem průtoku páry ucpávkami, konstrukcí výstupního hrdla a rozměry přívodního potrubí a potrubí pro odběry páry pro regeneraci.

V poslední kapitole je zpracována pevnostní kontrola navržených lopatek a rozváděcích kol turbíny a jsou zde zvoleny materiály jednotlivých částí. Pevnostní výpočet je velmi zjednodušen, v současnosti se již ve firmách pevnostní kontrola provádí pomocí výpočtových programů na základě metody konečných prvků.

Vzorce použité v této práci jsou převzaty z literatury [1], [2], [3], [4] a [6].

2. Představení jaderné elektrárny

2.1. Popis elektrárny a rozsah modernizace [5]

Jaderná elektrárna se nachází v jižní části Finska, na pobřeží Baltského moře, celkový vnější pohled na elektrárnu je na obrázku 1. Elektrárna má dva bloky s tlakovodními reaktory typu VVER440 V213. Blok 1 disponuje elektrickým výkonem 507 MW a blok 2 výkonem 502 MW. Palivem je obohacený uran se 4,37 % štěpného izotopu U-235. Původní projektová tepelná účinnost byla 32 %.



Obrázek 1: Vnější pohled na jadernou elektrárnu.

Reaktor, parní turbína, elektrický generátor a další hlavní zařízení byla vyrobena v bývalém Sovětském svazu. Bezpečnostní systémy, systémy řízení a automatizace jsou Západního původu. Ocelový kontejnment s neobvyklými ledovými kondenzátory (viz kapitola 2.2.2) byl vyroben pod licencí americké firmy Westinghouse. V roce 1998 došlo k modernizaci elektrárny, během které vzrostl výkon o 10 % a dále byly zmodernizovány bezpečnostní a havarijní systémy elektrárny. V roce 2016 byly u dvou turbín TG1 a TG4 namontovány nové VT díly (původní šestikolový rotor byl vyměněn za sedmikolový). Původní rotor VT dílu a montáž nového VT dílu ukazuje obrázek 2. Celkové navýšení výkonu bylo 13,12 MW.

Roční produkce v roce 2017 byla 8,16 TWh, což zajišťuje pokrytí více než 10 % finské produkce elektřiny. Samotná elektrárna je schopna pokrýt veškerou elektrickou spotřebu měst Helsinky, Espoo a Vantaa (dohromady přibližně 1,2 milionu obyvatel).

Blok 1 byl spuštěn v roce 1977, druhý blok pak v roce 1980. Licence na provoz elektrárny je platná do roku 2027 v případě prvního bloku a do roku 2030 v případě bloku druhého, tedy jedná se o licenci na provoz po dobu 50 let. Provozovatel elektrárny, společnost Fortum Power and Heat Oyj, momentálně jedná o možnosti prodloužení licence na provoz z původních 50 na 60 až 70 let, pro úspěšné prodloužení by hrála mimo jiné i provedená modernizace NT dílu.



Obrázek 2: Montáž nového VT dílu (vlevo) a původní šestikolový VT rotor (vpravo).

Elektrárna disponuje dvěma reaktory, přičemž každý má 2 turbínové jednotky, každá jednotka je složena z jednoho vysokotlakového tělesa s jednoproudovým průtokem páry a ze dvou nízkotlakových těles s dvousměrným symetrickým průchodem páry (viz obrázek 3).

Požadavek zákazníka je modernizace všech nízkotlakových dílů turbín. Tyto turbíny by měly být navrženy pro kondenzační režim provozu, do nabídky by však měla být také zahrnuta alternativní nabídka s možností kogenerace, tedy současné produkce elektrické energie a tepla. V této práci však bude řešen pouze případ kondenzačního režimu provozu.

Zákazník od dodavatele požaduje zpracovat následující 3 varianty modernizace:

1. Výměna těchto vnitřních částí turbíny, které budou zasazeny do původního vnitřního tělesa:
 - Rotor
 - Průtočná část
 - Vnější ucpávky
2. Výměna vnitřních částí turbíny a vnitřního tělesa tak, aby pasovalo do původního vnějšího tělesa
3. Výměna všech částí nízkotlakových dílů turbíny se zachováním ložiskových stojanů.

V této práci bude zpracována varianta č. 3.

2.2. Specifika turbín pro jaderné elektrárny

Jaderné elektrárny s tlakovodními reaktory mají oddělený primární a sekundární okruh. Radioaktivní voda primárního okruhu s vysokým tlakem předává teplo napájecí vodě sekundárního okruhu v tepelném výměníku (parogenerátoru). Ten tvoří bariéru mezi jadernou a nejadernou částí tepelného cyklu. V tomto případě tedy pracovní médium, sytá vodní pára, vstupující do turbíny není radioaktivní.

2.2.1. Sytá pára [4]

Elektrárny s tlakovodními reaktory pracují v sekundárním okruhu se sytou párou. Hlavním důvodem tohoto omezení je relativně nízká teplota chladicí vody v primárním okruhu, jejíž zvýšení by vyžadovalo příliš velký tlak této vody.

Použití syté páry s sebou přináší určité potíže. Pára se již od počátku expanze nachází v oblasti mokré páry (kromě několika stupňů za mezipřihřívákem), takže na konci expanze má značnou vlhkost. To podstatně snižuje termodynamickou účinnost stupně – vysoké ztráty třením v mezní vrstvě, ztráty energie roztržitím vodních kapiček, ztráty za odtokovou hranou (dojde ke zvýšení tloušťky odtokové hrany o tloušťku kapalného filmu), některé kapičky na lopatky dopadají pod velmi nevhodným úhlem a brzdí tak otáčení kola. V turbínových stupních pracujících v oblasti mokré páry dochází k dalším nepříznivým jevům. Jedním z nich je eroze povrchu oběžných lopatek – dopadáním kapiček na povrch lopatek dochází k úbytku materiálu a vytrhávání částic kovu, a povrch lopatky je tak nerovný a drsný.

Ke snížení výstupní vlhkosti mokré páry slouží separace (často je doplněna mezipřihříváním – viz dále). Při určitém tlaku se pára po částečné expanzi odvede do separátoru, kde se vlhkost mechanicky odstraňuje – průchodem skrz lamely (žaluzie) a nucenou změnou směru proudění se z páry oddělují kapičky a pára vystupující ze separátoru je sytá (suchost bývá přibližně rovna 0,9995 [-]). Kondenzát vzniklý z kapiček obsahuje teplo, které lze využít v regeneračním systému k ohřevu napájecí vody, čímž se mírně zvyšuje tepelná účinnost cyklu.

Za separaci bývá zařazeno přihřívání, kde se ostrou parou z parogenerátoru přihřívá sytá pára a vystupuje pára mírně přehřátá. Tímto přihříváním se opět odstraňuje vlhkost páry na výstupu z turbíny. Ovšem na rozdíl od turbín tepelných elektráren pracujících s přehřátou párou se v tomto případě mezipřihříváním nezvyšuje tepelná účinnost cyklu, protože teplota přívodu tepla je nižší než v původním základním cyklu. Aby byly tlakové ztráty co nejnižší, konstruuje se separátor a přihřívák jako jedno zařízení.

Výše uvedená separace je tzv. vnější separace. Dalším opatřením pro snížení vlivu vlhkosti je separace vnitřní. Rozváděcí lopatky posledních NT stupňů jsou duté a na povrchu mají v různých místech (na přetlakové straně profilů, co nejbližší odtokových hran) umístěny štěrbin, kterými se zkondenzovaný vodní film odsává (podtlakem při přímém spojení s kondenzátorem), viz obrázek 12. Odstranění vlhkosti dále probíhá z prostoru za rozváděcími lopatkami – v mezeře mezi lopatkovými mřížemi. Zde se využívá odstředivého účinku, kdy kapky mají podstatně vyšší hustotu než pára, a proto dochází k jejich odstředování směrem k obvodu stupně. Současně však odsáváním vlhkosti se odsává i pára a narušuje se i proudění páry vstupující do oběžných lopatek, což značně snižuje účinnost stupně.

Další ochranu proti účinkům eroze zajišťuje použití nerezavějících ocelí u oběžných lopatek posledních stupňů a také pokrytí části povrchu lopatek (nátoková hrana) erozivzdorným materiálem (např. kobaltová slitina stelit).

2.2.2. Pasivní bezpečnostní systém – ledové kondenzátory [7]

Součástí bezpečnostních systémů na této jaderné elektrárně tvoří ledové kondenzátory. Jedná se o bloky vyplněné ledem umístěné na vnějším obvodu reaktorového sálu. V případě havárie s únikem primárního chladiva mají za úkol absorbovat teplo unikající páry a způsobit její kondenzaci, a tedy prudké snížení tlaku v kontejnmentu. Použití ledových kondenzátorů také umožňuje mít menší budovu kontejnmentu. Navíc vzniklý kondenzát z primárního chladiva je dále použit k dochlazování reaktoru. Tento bezpečnostní systém je ve světě poměrně ojedinělý, je použit pouze na sedmi elektrárnách.

2.2.3. Tepelný spád [4]

Protože pára má nižší parametry, je k dispozici menší tepelný spád než u turbín klasických elektráren. Proto pára expanduje pouze ve VT a NT části (tyto turbíny nemívají ST část) a v NT části vzniká přibližně 50-60 % výkonu turbíny, a tedy NT části mají nejvýznamnější vliv na ekonomičnost provozu. Významný vliv na účinnost turbíny mají ztráty škrcením ve vstupních orgánech, v převáděcích potrubích, v separátoru a přehříváku a ztráty výstupní rychlostí. Pro snížení ztráty výstupní rychlostí se turbíny projektují s velkou výstupní axiální plochou posledních stupňů, čehož lze dosáhnout vyšším počtem nízkotlakových těles – turbíny pracující se sytou párou mohou mít 3 až 4 NT tělesa (pro turbíny o výkonech 1000 MW a více).

Pro snížení tlakových ztrát se rychlozávěrné a regulační ventily pro vstupní páru slučují do jednoho. Mezi separátorem-přehřívákem a NT díly se často umísťují jako uzavírací orgány otočné klapky, které mají při plném otevření jen velmi malé tlakové ztráty.

2.2.4. Spolehlivost

I když sekundární (turbínový) okruh nepracuje s radioaktivní párou a nehrozí tak její únik, je nutné zajistit vysokou spolehlivost turbín jaderné elektrárny. Důvodem je to, že případné havarijní odstavení turbíny v jaderné elektrárně je více nákladné, z důvodu pomalého odstavování reaktoru, během kterého se stále produkuje pára, která se musí přepouštět do přepouštěcích stanic a dále do kondenzátoru, případně do atmosféry bez energetického užitku. Navíc po odstavení reaktoru ho nelze hned znovu spustit (jev zvaný jodová jáma) a ekonomické ztráty jsou tak podstatně vyšší než u elektráren na jiné druhy paliva.

3. Modernizace elektrárny [5]

Stejně jako všechna strojní zařízení, i parní turbína má omezenou dobu životnosti. V současné době se za limitní životnost elektrárenských bloků považuje 150 000 až 200 000 provozních hodin. Tomu přibližně odpovídá 22 až 30 let provozu. Tato udávaná životnost se uvádí pro celý elektrárenský blok, což ale neznamená, že všechna zařízení jsou už za hranicí své životnosti. Nejvíce namáhané jsou rotory (tepelné a únavové namáhání), vnitřní tělesa (tepelné namáhání) nebo ventily (tepelné a mechanické namáhání). Naproti tomu životnost vnějšího tělesa může být až 500 000 hodin provozu. To tedy znamená, že když se blíží doba

konce životnosti bloku, může být lepší a ekonomicky výhodnější vyměnit pouze některé části původní turbíny a jiné části mohou zůstat v provozu další desítky let bez ztráty provozuschopnosti. Vždy samozřejmě záleží na konkrétním projektu. Někdy naopak může být výhodnější nahrazení částí, které stále mají velkou rezervu do konce svojí životnosti, ale nové řešení přináší například výrazné zvýšení výkonu nebo účinnosti, a tedy vyšší fixní náklady na počátku modernizace budou kompenzovány vyššími budoucími zisky. Proto při návrhu modernizace je vhodné představit zákazníkovi více variant.

Na rozdíl od návrhu nové turbíny na „zelené louce“, při modernizaci je nutné splnit řadu okrajových podmínek. Nové části se musí rozměrově vejít do těch původních, spojovací a těsnící prvky na sebe musí přesně dosedat, nové materiály nesmí kontaktem s původními způsobovat žádné problémy apod. Je tedy zřejmé, že pro úspěšné zahájení návrhu modernizace je klíčové získat co nejvíce informací o původním stroji. Při současných modernizacích se většinou jedná o elektrárny vybudované od 70. let do konce minulého století. Problémem těchto starších turbín je, že původní výrobci dnes již neexistují, stejně tak jako podrobná a úplná technická dokumentace, včetně technických výkresů nebo informací o materiálech. V průběhu provozu elektrárny během odstávek nebo malých modernizací dochází k větším či menším změnám oproti původnímu projektu, a tyto změny ne vždy jsou přesně zaneseny do původní dokumentace. Tedy, ani pokud původní dokumentace k dispozici je, neznamená to, že přesně popisuje současný stav. Výhodným procesem při navrhování modernizace turbíny je proto tzv. reverse engineering (zpětné inženýrství).

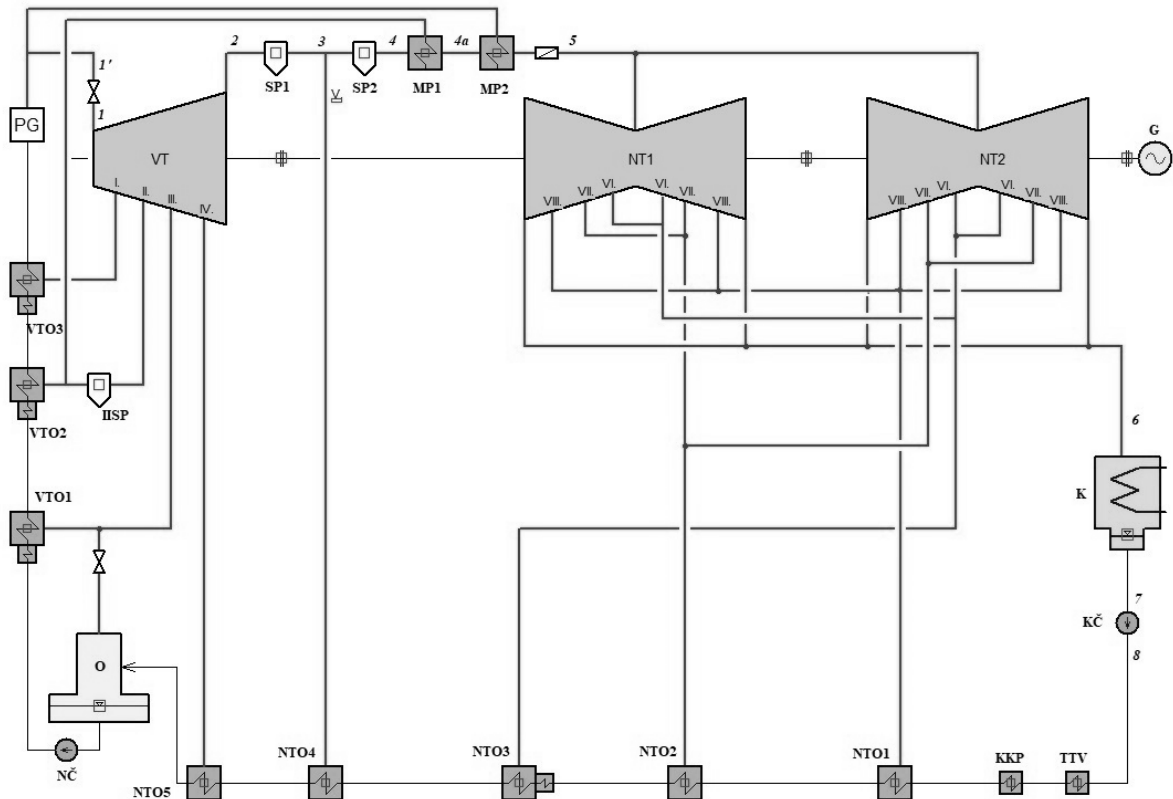
Principem reverse engineeringu je získání všech potřebných informací potřebných pro tvorbu nového návrhu. Tedy rozměry, způsoby namáhání, opotřebení během provozu a získání ucelené představy o konstrukci původního díla. Toho je možné dosáhnout metodou 3D skenování. Tato technologie umožňuje zachytit a nasnímat prostorové objekty a přenést je do 3D CAD modelů, se kterými lze dále pracovat v běžných konstrukčních programech. Na základě těchto dat se pak navrhne nový díl turbíny. Nově navržená část turbíny metodou reverse engineeringu se nazývá retrofit.

V této práci pro zvolený typ modernizace není nutné znát geometrické parametry původních částí, protože bude uvažována výměna celých NT dílů. Zachovány budou pouze ložiskové stojany, stačí tedy znát ložiskovou vzdálenost, která byla zjištěna z dostupných výkresů. Pro variantu 1. a 2. (dle kapitoly 2.1) se zachováním vnějšího nebo i vnitřního tělesa by bylo nutné provést naskenování dílů, které by zůstaly ponechány.

4. Tepelné schéma elektrárny

Tepelné schéma poskytuje přehled o vzájemných vazbách jednotlivých tepelných zařízení a o hlavních parametrech (hmotnostní tok, entalpie, tlak a teplota) v jednotlivých bodech tepelného cyklu sekundárního okruhu elektrárny. Níže uvedené vztahy jsou vzájemně provázané mezi sebou i s výpočtem průtočné části, z toho důvodu výpočet probíhá iteračně a některé hodnoty je v prvním kroku nutné odhadnout nebo použít z původního tepelného schématu před modernizací.

K výpočtům byl použit software Microsoft Excel s doplňkem pro výpočet vlastností vody a vodní páry X Steam version 2.6 (IAPWS IF97 Excel Steam Tables). Zjednodušené tepelné schéma je zobrazeno na obrázku 3. Výsledné tepelné schéma je zobrazeno v příloze 8.



Obrázek 3: Zjednodušené tepelné schéma sekundárního okruhu elektrárny.

Základní zadané parametry pro výpočet tepelného schématu uvádí tabulka 1. Další parametry nutné pro výpočet tepelného schématu (především parametry původního VT dílu, který zůstane zachován) budou odečteny z původní dokumentace, případně vhodně zvoleny.

Zadané parametry pro výpočet tepelného schématu			
teplota páry na vstupu do VT dílu	t'_1	[°C]	255,66
tlak páry na vstupu do VT dílu	p'_1	[bar]	43,7
teplota páry na vstupu do NT dílů	t_5	[°C]	242,4
tlak páry na vstupu do NT dílů	p_5	[bar]	2,81
tlak v kondenzátoru	p_K	[bar]	0,025
teplota napájecí vody	t_{NV}	[°C]	226,89
otáčky turbíny	n	[1/min]	3000
elektrický výkon na svorkách generátoru	P_G	[MW]	268

Tabulka 1: Zadané parametry pro výpočet tepelného schématu.

4.1. Expanze ve VT části turbíny

Do vysokotlakové části turbíny se přivádí pára z parogenerátoru. K zadanému vstupnímu tlaku p_1' [bar] a teplotě t_1' [°C] je třeba určit pomocí tabulek hodnotu entalpie h_0 [kJ/kg] a entropie s_0 [kJ/kgK]:

$$h_1' = f(p_1'; t_1') \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.1$$

$$s_1' = f(p_1'; t_1') \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 4.2$$

Expanze páry začíná až po průchodu rychlozávěrným a regulačním ventilem. Ve ventilech dochází ke škrcení páry, tedy k poklesu tlaku za konstantní entalpie. Vlivem této tlakové ztráty ζ_v^{VT} [%] se změní parametry páry na začátku expanze. Dle původní dokumentace je tlaková ztráta:

$$\zeta_v^{VT} = 4 \quad [\%]. \quad 4.3$$

Potom parametry za ventily budou:

$$p_1 = (1 - \zeta_v^{VT}) \cdot p_1' \quad [\text{bar}], \quad 4.4$$

$$h_1 = h_1' \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.5$$

$$t_1 = f(p_1; h_1) \quad [^\circ\text{C}], \quad 4.6$$

$$s_1 = f(p_1; h_1) \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 4.7$$

Tlak p_2 [bar] a teplota t_2 [°C] na výstupu z VT dílu byly zjištěny z původní dokumentace.

Pokud by expanze proběhla izoentropicky, entropie by zůstala konstantní:

$$s_{2iz} = s_1 \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 4.8$$

Dle hodnoty tlaku a entropie se pomocí tabulek určí entalpie při izoentropické expanzi:

$$h_{2iz} = f(p_2; s_{2iz}) \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.9$$

Izoentropický entalpický spád VT dílu je pak:

$$H_{iz}^{VT} = h_1 - h_{2iz} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.10$$

VT díl zůstane zachovaný, tedy skutečná výstupní entalpie h_2 [kJ/kg] zůstane stejná.

Skutečný entalpický spád mezi body 1 a 2 je:

$$H^{VT} = h_1 - h_2 \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.11$$

Pára vystupující z VT dílu má teplotu:

$$t_2 = f(p_2; h_2) \quad [^\circ\text{C}] \quad 4.12$$

a entropii:

$$s_2 = f(p_2; h_2) \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 4.13$$

Průběh expanze ve VT části uvádí tabulka 2.

Parametry expanze ve VT části turbíny					
bod ve schématu		$1'$	1	2_{iz}	2
h	[kJ/kg]	2798,8	2798,8	2350,2	2389,8
t	[°C]	255,66	253,21	-	135,61
p	[bar]	43,7	41,959	-	3,188
s	[kJ/kgK]	6,032	6,048	6,048	6,145
H_{iz}^{VT}	[kJ/kg]	448,68			
H^{VT}	[kJ/kg]	409,05			

Tabulka 2: Parametry expanze ve VT části turbíny.

4.2. Separace a mezipřihřívání

Protože pára po výstupu z vysokotlakové části turbíny má vysokou vlhkost, je zařazena separace vlhkosti a následné přehřívání. Tyto procesy byly vysvětleny v kapitole 2.2.1. Separátor a přehřívák zůstane na elektrárně nadále původní, jejich termodynamické hodnoty byly zjištěny z původní dokumentace a zůstanou zachovány.

4.2.1. Separátor vlhkosti

V tepelném oběhu se nachází dva separátory vlhkosti. První separátor je dynamický, ve kterém dochází k odloučení vlhkosti roztočením proudu ve válcové nádobě a odstředěním kapalné fáze směrem ke stěně, po které stéká do sběrače. Druhý separátor je statický žaluziového typu, jehož princip byl popsán v kapitole 2.2.1. Mezi prvním a druhým separátorem vlhkosti je umístěn odběr do NTO4.

Tepelné schéma separátorů zůstává stejné jako před modernizací. Parametry páry a odloučené vlhkosti (kondenzátu) jsou uvedeny v tabulce 3. Kondenzáty z obou separátorů se spojí a vstupují do NTO3 v poměrném množství:

$$y_{SP} = y_{SP1} + y_{SP2} \quad [-]. \quad 4.14$$

Poměrné množství je definováno jako poměr hmotnostního průtoku v daném místě k hmotnostnímu průtoku parogenerátorem (\dot{m} [kg/s]):

$$y_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}} \quad [-]. \quad 4.15$$

Parametry páry v separátorech				
		před SP1	mezi SP1 a SP2	za SP2
bod ve schématu		2	3	4
h	[kJ/kg]	2389,8	2709,6	2724,7
t	[°C]	135,61	134,62	133,96
p	[bar]	3,188	3,097	3,039
x	[-]	0,8478	0,9922	0,9996
Parametry odloučeného kondenzátu v separátorech				
		SP1	SP2	
h	[kJ/kg]	566,02	563,32	
t	[°C]	133,96	133,96	
y	[-]	0,1058	0,0044	
y_{SP}	[-]	0,1102		
h_{SP}	[kJ/kg]	565,91		

Tabulka 3: Parametry páry a odloučeného kondenzátu v separátorech.

Poměrné množství odloučeného kondenzátu v separátoru č. 1 je:

$$y_{SP1} = (x_3 - x_2) \cdot \left(1 - y_{MP2} - \sum_{i=1}^{IV} y_i \right) \quad [-], \quad 4.16$$

kde x_2 [-] je suchost páry v bodě 2 a x_3 [-] je suchost páry v bodě 3. Hodnoty suchosti byly odečteny z původní dokumentace.

Poměrné množství odloučeného kondenzátu v separátoru č. 2 je:

$$y_{SP2} = (x_4 - x_3) \cdot \left(1 - y_{MP2} - \sum_{i=1}^V y_i - y_{SP1} \right) \quad [-], \quad 4.17$$

kde x_3 [-] je suchost páry v bodě 3 a x_4 [-] je suchost páry v bodě 4.

Kondenzáty z obou separátorů se před vstupem do NTO3 spojí do jednoho proudu. Výsledná entalpie se určí z bilance spojovacího uzlu:

$$y_{SP1} \cdot h_{SP1} + y_{SP2} \cdot h_{SP2} = y_{SP} \cdot h_{SP}, \quad 4.18$$

odkud po vyjádření:

$$h_{SP} = \frac{y_{SP1} \cdot h_{SP1} + y_{SP2} \cdot h_{SP2}}{y_{SP}} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.19$$

4.2.2. Přihřátí páry

Mezipřihřívání je dvoustupňové, první přihřívák je vytápěn parou z druhého odběru, jeho kondenzát je odváděn do napájecí nádrže. Druhý přihřívák je vytápěn parou přímo z parogenerátoru, vzniklý kondenzát pokračuje do VTO3. Oba přihříváky zůstanou zachovány, jejich parametry uvádí tabulka 4.

Parametry na straně pracovní páry				
		před MP1	mezi MP1 a MP2	za MP2
bod ve schématu		4	4a	5
h	[kJ/kg]	2724,7	2863,2	2953,2
t	[°C]	133,96	198,60	242,40
p	[bar]	3,039	2,926	2,810
Parametry na straně topné páry				
$i=$		MP1	MP2	
h_{i-1}	[kJ/kg]	2798,4	2795,4	
h_{i-2}	[kJ/kg]	914,3	1104,1	
$t_{i-1} = t_{i-2}$	[°C]	213,62	253,77	
p_{i-1}	[bar]	20,491	42,350	

Tabulka 4: Parametry mezipřihřívání.

Energetická bilance pro mezipřihřívák č. 1 je:

$$y_{MP1} \cdot (h_{MP1_1} - h_{MP1_2}) = \left(1 - y_{MP2} - \sum_{i=1}^V y_i - y_{SP1} - y_{SP2} \right) \cdot (h_{4a} - h_4). \quad 4.20$$

Poměrné odběrové množství pro MP1 je:

$$y_{MP1} = \frac{\left(1 - \sum_{i=1}^V y_i - y_{SP1} - y_{SP2} \right) \cdot (h_{4a} - h_4)}{(h_{MP1_1} - h_{MP1_2}) + h_{4a} - h_4} \quad [-]. \quad 4.21$$

Energetická bilance pro mezipřihřívák č. 2 je:

$$y_{MP2} \cdot (h_{MP2_1} - h_{MP2_2}) = \left(1 - y_{MP2} - \sum_{i=1}^V y_i - y_{SP1} - y_{SP2} \right) \cdot (h_5 - h_{4a}). \quad 4.22$$

Poměrné odběrové množství pro MP2 je:

$$y_{MP2} = \frac{\left(1 - \sum_{i=1}^V y_i - y_{SP1} - y_{SP2} \right) \cdot (h_5 - h_{4a})}{(h_{MP2_1} - h_{MP2_2}) + h_5 - h_{4a}} \quad [-]. \quad 4.23$$

4.3. Expanze v NT části turbíny

Po odstranění vlhkosti a přehřátí pára pokračuje do dvou paralelně uspořádaných NT dílů s dvojsměrným průtokem páry. Parametry páry na vstupu do NT dílu jsou shodné s parametry za přehřívákem. Obdobně jako u VT dílu, i v NT dílu expanze začíná až po průchodu páry ventilem. V tomto případě je zde pouze uzavírací klapka, vzhledem k nízkému tlaku páry je i tlaková ztráta na klapce zanedbatelná.

Parametry na začátku expanze jsou dány tlakem a teplotou, pomocí nichž se určí vstupní entalpie a entropie:

$$h_5 = f(p_5; t_5) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.24$$

$$s_5 = f(p_5; h_5) \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 4.25$$

Tyto hodnoty jsou vstupními parametry pro výpočet průtočné části NT dílu v kapitole 5. Tlak páry na výstupu z NT dílu je rovný tlaku v kondenzátoru p_K [bar] (viz kapitola 6.3):

$$p_6 = p_K \quad [\text{bar}]. \quad 4.26$$

Při izoentropické expanzi by byla entropie na výstupu:

$$s_{6iz} = s_5 \quad [\text{kJ/kgK}] \quad 4.27$$

a entalpie:

$$h_{6iz} = f(p_6; s_{6iz}) \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.28$$

Entalpický spád při izoentropické expanzi by byl:

$$H_{iz}^{NT} = h_5 - h_{6iz} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.29$$

Termodynamická účinnost NT dílu pro první krok výpočtu byla zvolena:

$$\eta_{td}^{NT} = 0,80 \quad [-]. \quad 4.30$$

V dalších krocích už bude použita hodnota účinnosti dle vztahu 5.89, určená iterativně.

Skutečný entalpický spád H^{NT} [kJ/kg] je dán vztahem 5.88.

Skutečná entalpie páry na výstupu z NT dílu je:

$$h_6 = h_5 - H^{NT} \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.31$$

skutečná entropie páry je:

$$s_6 = f(p_6; h_6) \quad [\text{kJ/kgK}] \quad 4.32$$

a výstupní teplota je:

$$t_6 = f(p_6; h_6) \quad [^\circ\text{C}]. \quad 4.33$$

Průběh expanze v NT části turbíny uvádí tabulka 5.

Parametry expanze v NT části turbíny				
bod ve schématu		5	θ_{iz}	6
h	[kJ/kg]	2953,2	2209,12	2324,77
t	[°C]	242,40	-	21,08
p	[bar]	2,810	-	0,025
s	[kJ/kgK]	7,520	7,520	7,913
H_{iz}^{NT}	[kJ/kg]	744,04		
H^{NT}	[kJ/kg]	601,74		

Tabulka 5: Parametry expanze v NT části turbíny.

4.4. Kondenzátor

Kondenzátor slouží k přeměně mokré páry, která přichází z NT tělesa turbíny, na kondenzát, který dále pokračuje přes kondenzátní čerpadlo a nízkotlakovou regeneraci do napájecí nádrže. Kondenzátor je vyplněn teplosměnnými trubkami, kterými proudí chladicí kapalina a odebírá teplo mokré páře.

Chladicím médiem v tomto případě je mořská voda, která je svým složením velmi agresivní, proto tomu musí odpovídat volba materiálu. Původně byla jako materiál teplosměnných trubek použita slitina mědi a niklu, tzv. kupronikl. Během rekonstrukce provedené v roce 1990 došlo k výměně trubek za trubky z titanové slitiny, která se rovněž vyznačuje vysokou korozní odolností vůči mořské vodě a oproti původní slitině má nižší měrnou hmotnost.

Jaderná elektrárna se nachází na břehu moře, z toho důvodu je chladicí okruh zajištěn chlazením mořskou vodou, jedná se tedy o otevřený cyklus chlazení. To s sebou přináší řadu odlišností oproti uzavřenému cyklu, který je běžnější. Při otevřeném cyklu chlazení chladicí voda přijímá teplo páry, která svým odevzdáváním tepla mění své skupenství z páry na kapalný kondenzát. Chladicí voda přijme teplo od páry a toto teplo je odvedeno do moře. Tento způsob řešení přináší ušetření nákladů na výstavbu chladicích věží a bazénů a i jeho provoz je ekonomičtější, protože množství chladicí vody je větší a obvykle má i nižší teplotu než voda říční.

Nevýhodou je proměnlivá teplota chladicí vody během roku, to znamená i proměnlivá tepelná účinnost cyklu, a tedy i výstupního elektrického výkonu. Výpočet v této práci je proveden pro zadaný tlak v kondenzátoru:

$$p_K = 0,025 \text{ [bar]}, \quad 4.34$$

který odpovídá teplotě mořské vody (dle dokumentace dodané k poptávce):

$$t_{chl} = 5 \text{ [°C]}. \quad 4.35$$

Tlak v kondenzátoru je tlak na mezi sytosti. Tomu odpovídá teplota na mezi sytosti:

$$t_K = f'(p_K) \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad 4.36$$

Entalpie syté kapaliny (kondenzátu) vystupující z kondenzátoru se určí na základě tlaku:

$$h_7 = f'(p_K) \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.37$$

Změna parametrů za kondenzátorem vlivem přičerpání kondenzátu z NTO4 a TTV není uvažována z důvodu jejich zanedbatelného množství vůči množství hlavního kondenzátu. Za kondenzátorem se nachází kondenzátní čerpadlo (KČ), jehož parametry na výtlaku uvádí tabulka 6, společně s tepelnými parametry kondenzátoru.

Tepelné parametry kondenzátoru a kondenzátního čerpadla				
		před kondenzátorem	za kondenzátorem	za KČ
bod ve schématu		6	7	8
h	[kJ/kg]	2324,77	88,43	90,01
t	[$^{\circ}\text{C}$]	21,08	21,08	21,191
p	[bar]	0,025	-	15

Tabulka 6: Tepelné parametry kondenzátoru a kondenzátního čerpadla.

4.5. Výpočet tepelných výměníků

V této kapitole bude proveden tepelný výpočet nízkotlakových a vysokotlakových ohříváků a napájecí nádrže s odplynovákem. Ohříváky jsou součástí systému regenerace, kde se pomocí odběrů odebírá z turbíny určité množství páry po částečné expanzi a její teplo se využívá na předehřev kondenzátu, resp. napájecí vody. Tím se sníží teplo, které je nutné předat v parogenerátoru, a zvýší se tak tepelná účinnost celého cyklu.

Množství odběrové páry pro ohříváky bude určeno pomocí poměrných množství $y [-]$ z energetických bilancí každého ohříváku. Poměrné množství vyjadřuje podíl dané části páry na celkovém množství média v oběhu, tedy uvažuje se:

$$y_{PG} = 1 \quad [-]. \quad 4.38$$

Hodnoty poměrných množství do jednotlivých tepelných výměníků jsou uvedeny na konci této kapitoly v tabulce 11.

4.5.1. Technologický tepelný výměník

Jako první tepelný výměník za kondenzátorem je nestandardně umístěn technologický tepelný výměník pára-voda, který byl zákazníkem specifikován jako výměník s tepelným výkonem:

$$\dot{Q}_{TTV} = 3775 \quad [\text{kW}]. \quad 4.39$$

Vstupní parametry kondenzátu do TTV jsou shodné s výstupními parametry za kondenzátním čerpadlem (viz tabulka 6):

$$h_{K_TTV_1} = h_8 \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.40$$

$$t_{K_TTV_1} = t_8 \quad [^\circ\text{C}]. \quad 4.41$$

Tepelná bilance ohříváku je:

$$\dot{Q}_{TTV} = \dot{m} \left(1 - y_{VTO} - y_O - y_{MP1} - y_{MP2} - \sum_{i=2}^5 y_{NTOi} - y_{SP} \right) \cdot (h_{K_KKP_1} - h_8) \quad [\text{kW}], \quad 4.42$$

kde \dot{m} [kg/s] je celkové množství páry procházející parogenerátorem.

Výstupní entalpie hlavního kondenzátu z výměníku je po vyjádření:

$$h_{K_TTV_2} = \frac{\dot{Q}_{TTV}}{\dot{m} \left(1 - y_{VTO} - y_O - y_{MP1} - y_{MP2} - \sum_{i=2}^5 y_{NTOi} - y_{SP} \right)} + h_8 \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.43$$

Výstupní teplota hlavního kondenzátu z technologického tepelného výměníku se určí z tabulek:

$$t_{K_TTV_2} = f(p_8; h_{K_TTV_2}) \quad [^\circ\text{C}]. \quad 4.44$$

Parametry TTV uvádí tabulka 7.

4.5.2. Kondenzátor komínkové páry

Kondenzátor komínkové páry (KKP) je definován tepelným výkonem o velikosti:

$$\dot{Q}_{KKP} = 830 \quad [\text{kW}]. \quad 4.45$$

Vstupní parametry do KKP jsou shodné s výstupními parametry z TTV:

$$h_{K_KKP_1} = h_{K_TTV_2} \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.46$$

$$t_{K_KKP_1} = t_{K_TTV_2} \quad [^\circ\text{C}]. \quad 4.47$$

Tepelná bilance KKP je:

$$\dot{Q}_{KKP} = \dot{m} \left(1 - y_{VTO} - y_O - y_{MP1} - y_{MP2} - \sum_{i=2}^5 y_{NTOi} - y_{SP} \right) \cdot (h_{K_KKP_2} - h_{K_KKP_1}) \quad [\text{kW}], \quad 4.48$$

odkud se vyjádří výstupní entalpie hlavního kondenzátu z KKP jako:

$$h_{K_KKP_2} = \frac{\dot{Q}_{KKP}}{\dot{m} \left(1 - y_{VTO} - y_O - y_{MP1} - y_{MP2} - \sum_{i=2}^5 y_{NTOi} - y_{SP} \right)} + h_{K_KKP_1} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.49$$

Výstupní teplota hlavního kondenzátu z KKP se určí z tabulek:

$$t_{K_KKP_2} = f(p_8; h_{K_KKP_2}) \quad [^\circ\text{C}]. \quad 4.50$$

Parametry KKP uvádí tabulka 7.

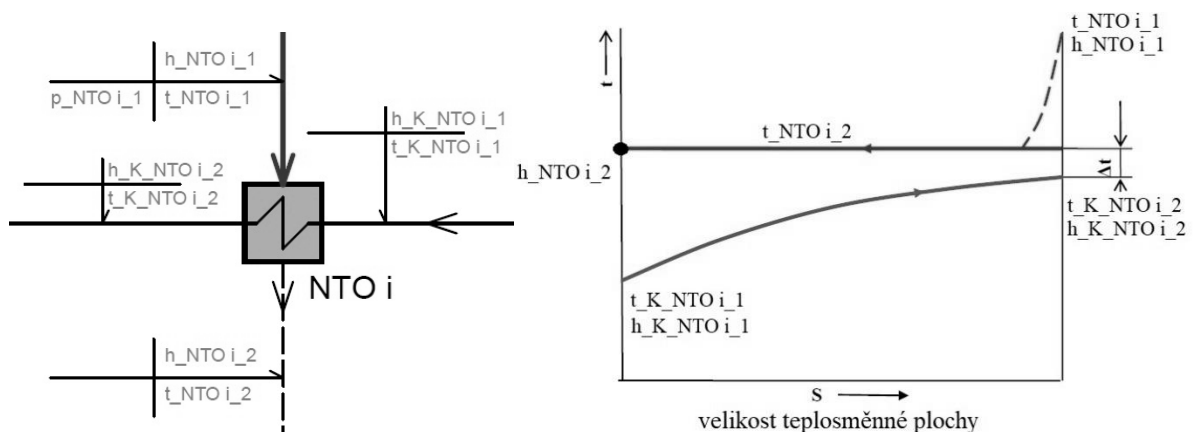
Parametry tepelných výměníků			
$i=$		TTV	KKP
$t_{K_i_1}$	[°C]	21,19	25,23
$h_{K_i_1}$	[kJ/kg]	90,01	107,11
$t_{K_i_2}$	[°C]	25,23	26,13
$h_{K_i_2}$	[kJ/kg]	107,11	110,87

Tabulka 7: Parametry TTV a KKP.

4.5.3. Nízkotlakové ohříváky

V jednom bloku elektrárny se nachází 5 nízkotlakových ohříváků. Ty slouží k postupnému přehřátí kondenzátu na trase od kondenzátního čerpadla do napájecí nádrže s odplyňovákem. Nízkotlakové ohříváky jsou řešeny jako kombinace kaskádování a přečerpávání. Při kaskádování je kondenzát z ohříváku o vyšších parametrech odváděn pomocí tlakového spádu do ohříváku s nižšími parametry a z posledního ohříváku až do kondenzátoru, bez použití čerpadla. Při přivedení kondenzátu z vyššího ohříváku do nižšího se z něj uvolní pára, která kondenzací na teplosměnných trubkách předá teplo hlavnímu kondenzátu, a ušetří se tak část páry z odběru. Při přečerpávání je kondenzát z odběrové páry přes čerpadlo zaveden do hlavního proudu kondenzátu.

Pára z odběru se na vstupu do ohříváku ochladí na mez sytosti. Předáním tepla hlavnímu kondenzátu kondenzuje a z ohříváku vystupuje jako sytá kapalina (pokud není použit podchlazovač – viz kapitola 4.5.3.3). Všechny ohříváky zůstanou na elektrárně zachovány. Hodnoty koncových rozdílů Δt_i [°C] (rozdíl mezi teplotou kondenzace odběrové páry a výstupní teplotou hlavního kondenzátu z ohříváku, daný konečnou velikostí teplosměnné plochy ohříváku) zůstaly zachovány dle původního schématu, protože celkové množství páry v oběhu se oproti původnímu schématu téměř nezměnilo. Princip značení parametrů a průběh teplot v NTO je patrný z obrázku 4.



Obrázek 4: Značení parametrů a průběh teplot v NTO.

4.5.3.1. NTO1

Do prvního nízkotlakového ohříváku proudí pára z posledního (VIII.) odběru turbíny. Není do něj nic kaskádováno a vzniklý kondenzát je kaskádován do kondenzátoru.

NTO1 je vytápěn parou z odběru za čtvrtým stupněm NT dílu. Parametry páry v odběru budou vypočteny v rámci výpočtu průtočné části v kapitole 5.4. V potrubní trase mezi místem odběru a ohřívákem dojde k tlakové ztrátě, která je uvažována:

$$\Delta p_{\text{potrubí}} = 4 \quad [\%]. \quad 4.51$$

Tlak odběrové páry na vstupu do ohříváku pak bude:

$$p_{\text{NTO1}_1} = p_{\text{VIII}} \cdot (1 - \Delta p_{\text{potrubí}}) \quad [\text{bar}]. \quad 4.52$$

Vstupní teplota odběrové páry do ohříváku se určí z tabulek na základě tlaku a entalpie:

$$t_{\text{NTO1}_1} = f(p_{\text{NTO1}_1}; h_{\text{NTO1}_1}) \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad 4.53$$

Teplota sytosti pro vstupní tlak odběrové páry (výstupní teplota kondenzátu odběrové páry) se určí z tabulek:

$$t_{\text{NTO1}_2} = f'(p_{\text{NTO1}_1}) \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad 4.54$$

Výstupní entalpie kondenzátu odběrové páry se určí z tabulek jako entalpie syté kapaliny:

$$h_{\text{NTO1}_2} = f'(t_{\text{NTO1}_2}) \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.55$$

Výstupní teplota hlavního kondenzátu z NTO1 se určí pomocí známého koncového rozdílu:

$$t_{\text{K}_\text{NTO1}_2} = t_{\text{NTO1}_2} - \Delta t_{\text{NTO1}} \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad 4.56$$

Výstupní entalpie hlavního kondenzátu z NTO1 se určí z tabulek na základě této teploty a tlaku na výtlaku kondenzátního čerpadla:

$$h_{\text{K}_\text{NTO1}_2} = f(p_8; t_{\text{K}_\text{NTO1}_2}) \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.57$$

Energetická bilance ohříváku je:

$$y_{\text{NTO1}} \cdot (h_{\text{NTO1}_1} - h_{\text{NTO1}_2}) = \left(1 - y^* - \sum_{i=2}^5 y_{\text{NTO}i}\right) \cdot (h_{\text{K}_\text{NTO1}_2} - h_{\text{K}_\text{NTO1}_1}), \quad 4.58$$

kde veličina y^* [-] je definována vztahem 4.83.

Poměrné odběrové množství do NTO1 je:

$$y_{\text{NTO1}} = \frac{\left(1 - y^* - \sum_{i=2}^5 y_{\text{NTO}i}\right) \cdot (h_{\text{K}_\text{NTO1}_2} - h_{\text{K}_\text{NTO1}_1})}{(h_{\text{NTO1}_1} - h_{\text{NTO1}_2})} \quad [-]. \quad 4.59$$

Nízkotlaková tělesa jsou dvě paralelně umístěná, každé s dvouproudovým průtokem páry. Skutečné odběrové množství z jednoho odběrového místa pro NTO 1 až 3 je tedy čtvrtinové (viz vztah 4.126).

4.5.3.2. NTO2

Tento ohřívač je vytápěn parou ze sedmého odběru (mezi druhým a třetím stupněm NT dílu). Dále je do něj kaskádován kondenzát z NTO3, a po předání tepla je kondenzát z NTO2 přečerpán do proudu hlavního kondenzátu mezi NTO2 a NTO3.

Určení výstupních parametrů hlavního kondenzátu i kondenzátu odběrové páry se provede stejně jako u NTO1 s využitím vztahů 4.51 až 4.57.

Vstupní entalpie hlavního kondenzátu do NTO2 je rovna výstupní entalpii z NTO1:

$$h_{K_NTO2_1} = h_{K_NTO1_2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.60$$

Energetická bilance ohřívačů je:

$$\begin{aligned} y_{NTO2} \cdot (h_{NTO2_1} - h_{NTO2_2}) + y_{NTO3} \cdot (h_{NTO3_2} - h_{NTO2_2}) = \\ = \left(1 - y^* - \sum_{i=2}^5 y_{NTOi} \right) \cdot (h_{K_NTO2_2} - h_{K_NTO2_1}). \end{aligned} \quad 4.61$$

Poměrné odběrové množství do NTO2 je po vyjádření:

$$y_{NTO2} = \frac{\left(1 - y^* - \sum_{i=3}^5 y_{NTOi} \right) \cdot (h_{K_NTO2_2} - h_{K_NTO2_1}) - y_{NTO3} \cdot (h_{NTO3_2} - h_{NTO2_2})}{(h_{NTO2_1} - h_{NTO2_2}) + (h_{K_NTO2_2} - h_{K_NTO2_1})} \quad [-]. \quad 4.62$$

4.5.3.3. NTO3

Tento ohřívač je ohříván parou z odběru za prvním stupněm NT dílu turbíny. Kromě toho je sem také zaveden kondenzát ze separátoru vlhkosti. Jako jediný ze všech NTO obsahuje podchlazovač. Z něj je kondenzát kaskádován do NTO2. Schéma NTO3 a průběh teplot ukazuje obrázek 5.

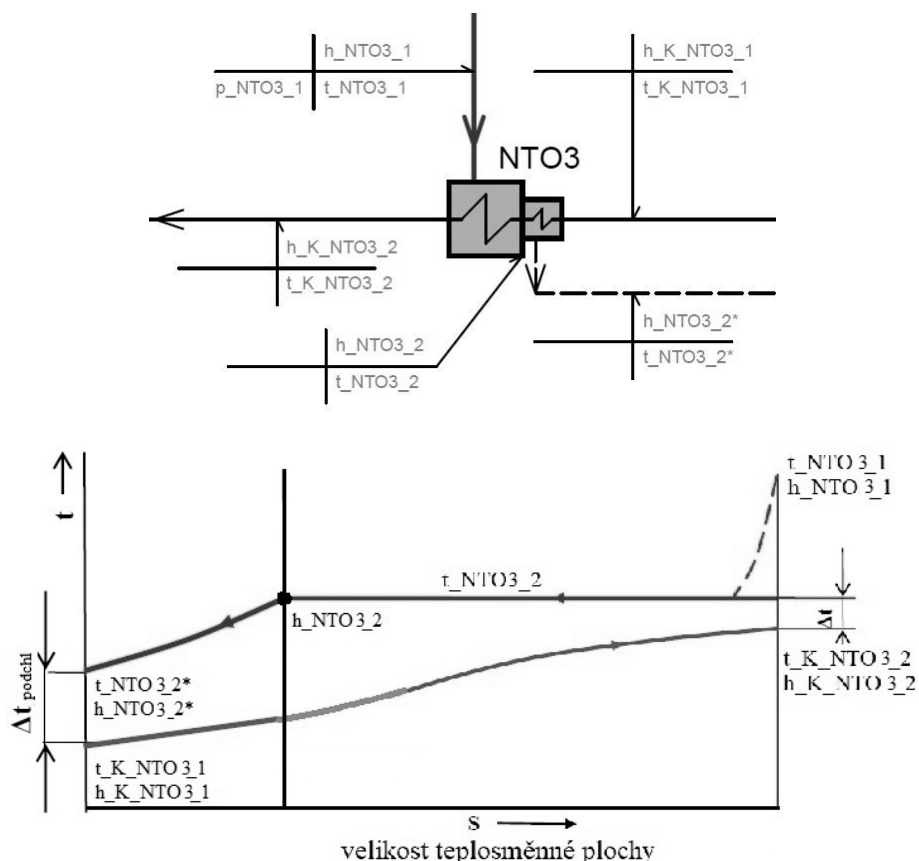
Použitím vztahů 4.51 až 4.57 se určí parametry hlavního kondenzátu i parametry kondenzátu odběrové páry na výstupu z ohřívačů. Vzhledem k použití podchlazovače ještě zbývá určit parametry kondenzátu odběrové páry na výstupu z podchlazovače.

Teplota odběrového kondenzátu na výstupu z podchlazovače $t_{NTO3_2^*}$ [°C] se určí z tabulek pomocí teploty hlavního kondenzátu na vstupu do podchlazovače a koncového teplotního rozdílu podchlazovače Δt_{podchl} [°C]:

$$t_{NTO3_2^*} = t_{K_NTO3_1} + \Delta t_{podchl} \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad 4.63$$

Entalpie odběrového kondenzátu na výstupu z podchlazovače se určí jako:

$$h_{NTO3_2^*} = f(p_{NTO3}; t_{NTO3_2^*}) \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.64$$



Obrázek 5: Značení parametrů a průběh teplot v NTO3 s podchlazovačem.

Vstupní entalpie hlavního kondenzátu do NTO3 je vyšší než výstupní entalpie z NTO2, a to díky přičerpání regeneračního kondenzátu z NTO2. Energetická bilance v potrubní trase mezi NTO2 a NTO3 je:

$$(y_{NTO2} + y_{NTO3} + y_{SP}) \cdot (h_{NTO2_2} - h_{K_NTO3_1}) = \left(1 - y^* - \sum_{i=2}^5 y_{NTOi} - y_{SP}\right) \cdot (h_{K_NTO3_1} - h_{K_NTO2_2}). \quad 4.65$$

Odkud po vyjádření:

$$h_{K_NTO3_1} = \frac{(y_{NTO2} + y_{NTO3} + y_{SP}) \cdot h_{NTO2_2} + h_{K_NTO2_2} \cdot \left(1 - y^* - \sum_{i=2}^5 y_{NTOi} - y_{SP}\right)}{\left(1 - y^* - y_{NTO5} - y_{NTO4}\right)} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.66$$

Energetická bilance ohříváku je:

$$\begin{aligned} y_{NTO3} \cdot (h_{NTO3_1} - h_{NTO3_2}) + y_{SP} \cdot (h_{SP} - h_{NTO3_2}) = \\ = \left(1 - y^* - y_{NTO4} - y_{NTO5}\right) \cdot (h_{K_NTO3_2} - h_{K_NTO3_1}). \end{aligned} \quad 4.67$$

Poměrné odběrové množství do NTO3 je:

$$y_{NTO3} = \frac{\left(1 - y^* - y_{NTO4} - y_{NTO5}\right) \cdot (h_{K_NTO3_2} - h_{K_NTO3_1}) - y_{SP} \cdot (h_{SP} - h_{NTO3_2})}{\left(h_{NTO3_1} - h_{NTO3_2}\right)} \quad [-]. \quad 4.68$$

4.5.3.4. NTO4

Tento ohřívák je ohříván parou z odběru po prvním stupni separace vlhkosti. Parametry v odběru viz kapitola 4.2.1. Do NTO4 je kaskádován kondenzát z NTO5, dále se ale už kondenzát nekaskáduje, ale čerpá se zpět do proudu hlavního kondenzátu mezi NTO4 a NTO5. Množství přivedeného hlavního kondenzátu do NTO4 je tedy nižší o poměrné odběrové množství pro NTO4.

Určení výstupních parametrů hlavního kondenzátu i kondenzátu odběrové páry se provede stejně jako u NTO1 s využitím vztahů 4.51 až 4.57.

Vstupní entalpie do NTO4 je zároveň výstupní entalpií z NTO3:

$$h_{K_NTO4_1} = h_{K_NTO3_2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.69$$

Energetická bilance ohříváku je:

$$\begin{aligned} y_{NTO4} \cdot (h_{NTO4_1} - h_{NTO4_2}) + y_{NTO5} \cdot (h_{NTO5_2} - h_{NTO4_2}) = \\ = (1 - y^* - y_{NTO5} - y_{NTO4}) \cdot (h_{K_NTO4_2} - h_{K_NTO4_1}). \end{aligned} \quad 4.70$$

Poměrné odběrové množství do NTO4 je po vyjádření:

$$y_{NTO4} = \frac{(1 - y^* - y_{NTO5}) \cdot (h_{K_NTO4_2} - h_{K_NTO4_1}) - y_{NTO5} \cdot (h_{NTO5_2} - h_{NTO4_2})}{(h_{NTO4_1} - h_{NTO4_2}) + (h_{K_NTO4_2} - h_{K_NTO4_1})} \quad [-]. \quad 4.71$$

4.5.3.5. NTO5

Poslední z nízkotlakových ohříváků je vytápěn parou ze čtvrtého odběru VT dílu. Parametry odběrové páry z VT dílu zůstanou po modernizaci zachovány a její hodnoty jsou uvedeny v tabulce 8.

Vstupní entalpie do NTO5 ($h_{K_NTO5_1}$ [kJ/kg]) je kvůli přičerpání regeneračního kondenzátu z NTO4 vyšší než výstupní entalpie hlavního kondenzátu z NTO4. Její hodnotu získáme z energetické bilance v potrubní trase mezi NTO4 a NTO5:

$$(y_{NTO4} + y_{NTO5}) \cdot (h_{NTO4_2} - h_{K_NTO5_1}) = (1 - y^* - y_{NTO4} - y_{NTO5}) \cdot (h_{K_NTO5_1} - h_{K_NTO4_2}). \quad 4.72$$

Odkud po vyjádření:

$$h_{K_NTO5_1} = \frac{(y_{NTO4} + y_{NTO5}) \cdot h_{NTO4_2} + h_{K_NTO4_2} \cdot (1 - y^* - y_{NTO4} - y_{NTO5})}{(1 - y^*)} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.73$$

Energetická bilance ohříváku je:

$$y_{NTO5} \cdot (h_{NTO5_1} - h_{NTO5_2}) = (1 - y^*) \cdot (h_{K_NTO5_2} - h_{K_NTO5_1}). \quad 4.74$$

Poměrné odběrové množství do NTO5 je:

$$y_{NTO5} = \frac{(1 - y^*) \cdot (h_{K_NTO5_2} - h_{K_NTO5_1})}{(h_{NTO5_1} - h_{NTO5_2})} \quad [-]. \quad 4.75$$

Parametry nízkotlakových ohříváků jsou uvedeny v tabulce 8.

Parametry hlavního kondenzátu						
<i>i=</i>		NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$t_{K_i_1}$	[°C]	26,13	41,46	81,65	101,87	127,77
$h_{K_i_1}$	[kJ/kg]	110,87	174,96	343,05	428,05	537,67
$t_{K_i_2}$	[°C]	41,46	78,84	101,87	127,26	144,80
$h_{K_i_2}$	[kJ/kg]	174,96	331,25	428,05	535,57	610,52
Parametry odběrové páry						
<i>i=</i>		NTO1	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
h_{i_1}	[kJ/kg]	2462,01	2721,23	2834,00	2709,60	2473,00
p_{i_1}	[bar]	0,101	0,722	1,422	2,981	4,737
t_{i_1}	[°C]	45,94	120,90	180,18	133,30	149,81
t_{i_2}	[°C]	45,94	90,76	109,76	133,30	149,81
$t_{i_2^*}$	[°C]	-	-	89,54	-	-
h_{i_2}	[kJ/kg]	192,37	380,17	460,37	560,51	631,43
$h_{i_2^*}$	[kJ/kg]	-	-	375,11	-	-
Δt	[°C]	4,48	11,92	6,93	6,04	5,01
Δt_{podchl}	[°C]	-	-	7,89	-	-

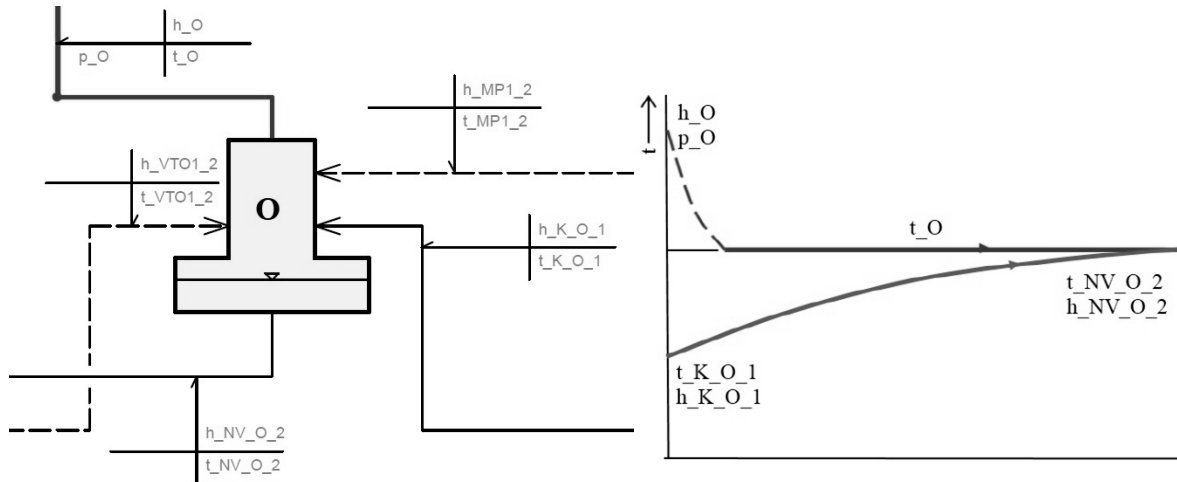
Tabulka 8: Parametry nízkotlakových ohříváků.

4.5.4. Odplyňovák s napájecí nádrží

Odplyňovák je zařízení, které slouží k odvodu plynů, které vznikají v kondenzátu a odběrové páře vlivem různých netěsností. Při styku vody se vzduchem se ve vodě rozpouští kyslík a oxid uhličitý, které způsobují korozi, proto je nutné je z vody odstraňovat. Zde je použit fyzikální princip termického odplynění. Odplyňovák je součástí napájecí nádrže, která mimo jiné kompenzuje případné výkyvy v průtočném množství kondenzátu. Jedná se o tlakovou nádobu, v jejíž horní části jsou umístěny trysky pro rozprášení vody na velmi malé kapičky. Shora je do odplyňováku přiváděn kondenzát, proti kterému proudí zespoda pára. Pára vodu ohřívá a difuzí odstraňuje rozpuštěné plyny. Tyto plyny se z horní části odplyňováku odvádějí do atmosféry.

Odplyňovák je směšovací tepelný výměník, do kterého je přiváděna kapalina a pára, a výstupem je ohřátá kapalina. Do odplyňováku přitéká hlavní kondenzát o parametrech za NTO5, dále kondenzát odběrové páry z VTO1 a kondenzát z prvního stupně mezipřehříváku. Ohřev pro termické odplynění je zajištěn parou ze třetího odběru VT dílu turbíny. Vstupní

parametry odběrové páry do odplyňováku h_o [kJ/kg], p_o [bar] a t_o [°C] jsou odečteny z původní dokumentace. Značení parametrů v odplyňováku a průběh teplot ukazuje obrázek 6.



Obrázek 6: Značení parametrů a průběh teplot v odplyňováku.

Teplota i entalpie kondenzátu na vstupu do odplyňováku jsou rovny výstupním hodnotám hlavního kondenzátu z NTO5:

$$t_{K_O_1} = t_{K_NTO5_2} \quad [^{\circ}\text{C}], \quad 4.76$$

$$h_{K_O_1} = h_{K_NTO5_2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.77$$

Entalpie napájecí vody na výstupu z odplyňováku se určí z tabulek jako entalpie na mezi sytosti pro teplotu odběrové páry vstupující do napájecí nádrže:

$$h_{NV_O_2} = f'(t_o) \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.78$$

Výstupní teplota napájecí vody z odplyňováku je rovna vstupní teplotě odběrové páry:

$$t_{NV_O_2} = t_o \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 4.79$$

Energetická bilance odplyňováku je:

$$\left[y_o \cdot (h_o - h_{NV_O_2}) + (y_{VTO1} + y_{VTO2} + y_{IISP} + y_{VTO3} + y_{MP2}) \cdot (h_{VTO1_2} - h_{NV_O_2}) + y_{MP1} \cdot (h_{MP1_2} - h_{NV_O_2}) \right] = 4.80$$

$$= (1 - y_{VTO1} - y_{VTO2} - y_{IISP} - y_{VTO3} - y_o - y_{MP1} - y_{MP2}) \cdot (h_{NV_O_2} - h_{K_NTO5_2}).$$

Pro zjednodušení vztahů se vyjádří celkové poměrné množství všech VTO ohříváků:

$$y_{VTO} = \sum_{i=1}^3 y_{VTOi} + y_{IISP} \quad [-]. \quad 4.81$$

Poměrné množství páry vstupující do odplyňováku potom je:

$$y_O = \frac{(1 - y^*) \cdot (h_{NV_O_2} - h_{K_NTO5_2})}{(h_O - h_{NV_O_2})} - \frac{[(y_{VTO} + y_{MP2}) \cdot (h_{VTO1_2} - h_{NV_O_2}) + y_{MP1} \cdot (h_{MP1_2} - h_{NV_O_2})]}{(h_O - h_{NV_O_2})} \quad [-], \quad 4.82$$

kde

$$y^* = y_{VTO} + y_O + y_{MP1} + y_{MP2} \quad [-]. \quad 4.83$$

Tepelné parametry odplyňováku uvádí tabulka 9.

Parametry hlavního kondenzátu / napájecí vody		
$t_{K_O_1}$	[°C]	144,80
$h_{K_O_1}$	[kJ/kg]	610,52
$t_{NV_O_2}$	[°C]	164,50
$h_{NV_O_2}$	[kJ/kg]	695,17
Parametry odběrové páry		
h_O	[kJ/kg]	2565,90
p_O	[bar]	6,922
$t_{O\cdot}$	[°C]	164,50

Tabulka 9: Parametry odplyňováku.

Za napájecí nádrží s odplyňovákem je umístěno napájecí čerpadlo, jehož výstupní parametry je možné zjistit ze vstupních parametrů VTO1 uvedených v tabulce 10.

4.5.5. Vysokotlakové ohříváky

Parametry odběrové páry i napájecí vody jsou uvedeny v tabulce 10. Princip značení parametrů VTO a průběh teplot ukazuje obrázek 7.

4.5.5.1. VTO1

VTO1 je ohříván parou ze třetího odběru VT dílu turbíny a kaskádovaným kondenzátem z VTO2, do kterého je ještě přiveden kondenzát ze separátoru vlhkosti v odběrovém potrubí druhého odběru. Poměrné množství kondenzátu odloučeného v tomto separátoru je dle původní dokumentace rovno:

$$y_{IISP} = 0,007 \quad [-], \quad 4.84$$

entalpie po smíchání kondenzátu ze separátoru a kondenzátu z VTO2 je rovna:

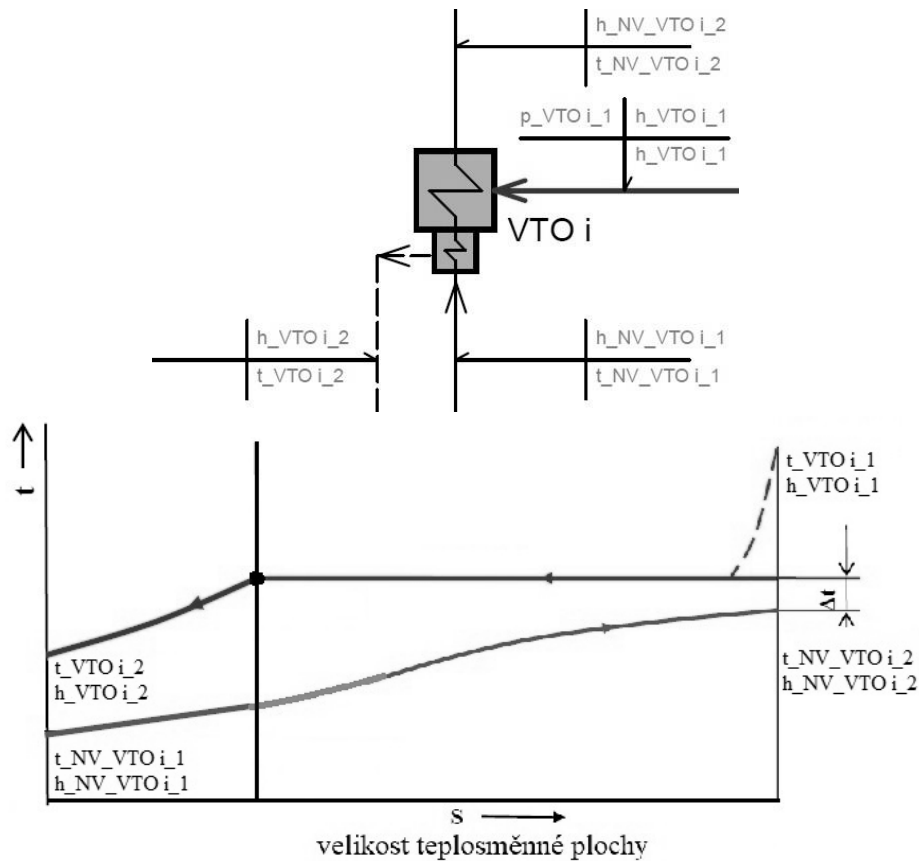
$$h_{VTO2_2^*} = 770,35 \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.85$$

Rovnice energetické bilance pro VTO1 je:

$$y_{VTO1} \cdot (h_{VTO1_1} - h_{VTO1_2}) + (y_{VTO2} + y_{IISP} + y_{VTO3} + y_{MP2}) \cdot (h_{VTO2_2^*} - h_{VTO1_2}) = h_{NV_VTO1_2} - h_{NV_VTO1_1} \quad 4.86$$

Poměrné odběrové množství páry do VTO1:

$$y_{VTO1} = \frac{h_{NV_VTO1_2} - h_{NV_VTO1_1} - (y_{VTO2} + y_{IISP} + y_{VTO3} + y_{MP2}) \cdot (h_{VTO2_2^*} - h_{VTO1_2})}{(h_{VTO1_1} - h_{VTO1_2})} \quad [-] \quad 4.87$$



Obrázek 7: Značení parametrů a průběh teplot ve VTO.

4.5.5.2. VTO2

Do VTO2 vstupuje pára z druhého odběru VT dílu turbíny a také přečerpaný kondenzát z VTO3. Entalpie napájecí vody na vstupu do VTO2 je rovna entalpii napájecí vody na výstupu z VTO1:

$$h_{NV_VTO2_1} = h_{NV_VTO1_2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.88$$

Rovnice energetické bilance je:

$$y_{VTO2} \cdot (h_{VTO2_1} - h_{VTO2_2}) + (y_{VTO3} + y_{MP2}) \cdot (h_{VTO3_2} - h_{VTO2_2}) = h_{NV_VTO2_2} - h_{NV_VTO2_1} \quad 4.89$$

Poměrné odběrové množství páry do VTO2 je:

$$y_{VTO2} = \frac{h_{NV_VTO2_2} - h_{NV_VTO2_1} - (y_{VTO3} + y_{MP2}) \cdot (h_{VTO3_2} - h_{VTO2_2})}{(h_{VTO2_1} - h_{VTO2_2})} [-]. \quad 4.90$$

4.5.5.3. VTO3

Do VTO3 je přivedena pára z prvního odběru ve VT dílu a také kondenzát z druhého stupně mezipřehříváku.

Entalpie napájecí vody na vstupu do VTO3 je rovna výstupní entalpii napájecí vody z VTO2:

$$h_{NV_VTO3_1} = h_{NV_VTO2_2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.91$$

Energetická bilance VTO3 je:

$$y_{VTO3} \cdot (h_{VTO3_1} - h_{VTO3_2}) + y_{MP2} \cdot (h_{MP2_2} - h_{VTO3_2}) = h_{NV_VTO3_2} - h_{NV_VTO3_1}. \quad 4.92$$

Poměrné odběrové množství do VTO3 je:

$$y_{VTO3} = \frac{h_{NV_VTO3_2} - h_{NV_VTO3_1} - y_{MP2} \cdot (h_{MP2_2} - h_{VTO3_2})}{(h_{VTO3_1} - h_{VTO3_2})} [-]. \quad 4.93$$

Parametry vysokotlakové regenerace udává tabulka 10.

Parametry napájecí vody				
<i>i=</i>		VTO1	VTO2	VTO3
$t_{NV_i_1}$	[°C]	165,5	177,7	210,2
$h_{NV_i_1}$	[kJ/kg]	702,4	755,3	900,1
$t_{NV_i_2}$	[°C]	177,7	210,2	226,9
$h_{NV_i_2}$	[kJ/kg]	755,3	900,1	976,1
Parametry odběrové páry				
<i>i=</i>		VTO1	VTO2	VTO3
h_{i_1}	[kJ/kg]	2565,9	2798,4	2728,5
p_{i_1}	[bar]	10,1	20,2	27,8
t_{i_1}	[°C]	180,4	213,0	229,7
t_{i_2}	[°C]	176,6	179,7	213,1
h_{i_2}	[kJ/kg]	748,2	762,2	912,2

Tabulka 10: Parametry vysokotlakových ohříváků.

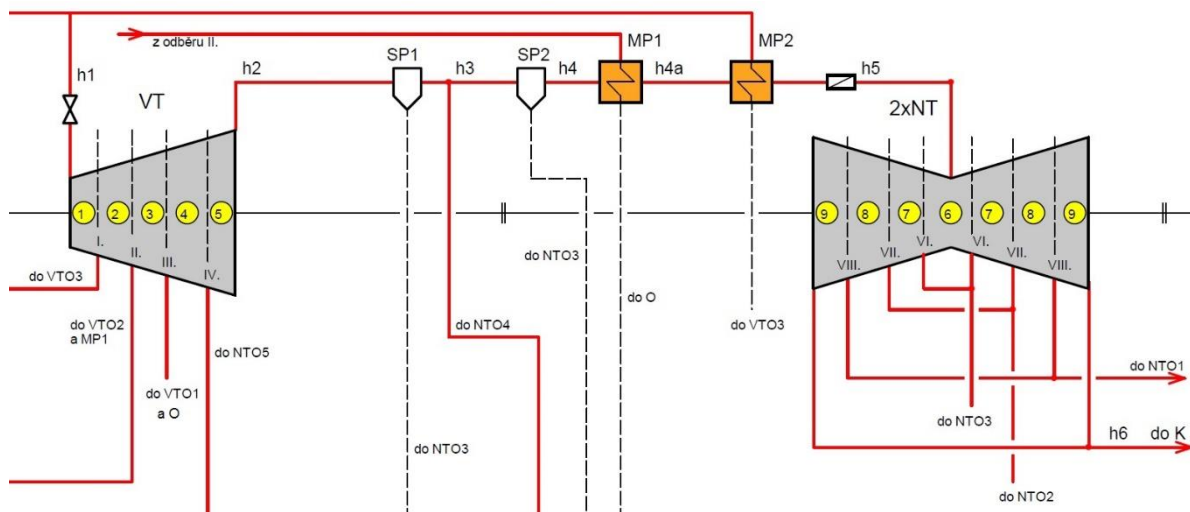
Poměrná odběrová množství					
y_{NT01}	y_{NT02}	y_{NT03}	y_{NT04}	y_{NT05}	y_O
[-]					
0,0181	0,0428	0,0156	0,0340	0,0302	0,0247
y_{VTO1}	y_{VTO2}	y_{IISP}	y_{VTO3}	y_{MP1}	y_{MP2}
[-]					
0,0280	0,0651	0,0070	0,0385	0,0424	0,0313

Tabulka 11: Poměrná odběrová množství.

4.6. Hmotnostní tok páry a výkon turbíny

S pomocí výše určených poměrných odběrových množství lze spočítat skutečný hmotnostní průtok páry v jednotlivých částech tepelného cyklu pro dosažení zadaného výkonu. V prvním kroku výpočtu bude počítáno s původním množstvím páry, v dalších iteračních krocích bude již počítáno nové potřebné množství páry v okruhu pro dosažení požadovaného výkonu.

Pro přehlednější výpočet byla celá turbína rozdělena na 9 sekcí, a to tak, že v každé sekci je konstantní hmotnostní tok páry. Rozdělení na sekce je patrné z obrázku 8. Úseky 6-9 jsou uvažovány jako součet obou proudů obou NT dílů.



Obrázek 8: Rozdělení turbíny na výpočtové sekce.

Poměrná průtočná množství do jednotlivých ohříváků byla spočtena v kapitole 4.5. V některých případech ale odběr neustí pouze do jednoho výměníku, ale zásobuje více zařízení. Určení poměrných množství v jednotlivých odběrech definují vztahy v tabulce 12.

Poměrné a skutečné množství páry v jednotlivých odběrech						
odběr	umístění	příjemce páry	poměrné množství	výpočtový vztah	y_i [-]	\dot{m}_i [kg/s]
0.	za PG	MP2	$y_0 = y_{MP2}$	4.94	0,0313	12,80
I.	VT	VTO3	$y_I = y_{VTO3}$	4.95	0,0385	15,76
II.	VT	VTO2, MP1	$y_{II} = y_{VTO2} + y_{MP1} + y_{IISP}$	4.96	0,1146	44,00
III.	VT	VTO1, O	$y_{III} = y_{VTO1} + y_O$	4.97	0,0527	21,57
IV.	VT	NTO5	$y_{IV} = y_{NTO5}$	4.98	0,0302	12,34
V.	za SP1	NTO4	$y_V = y_{NTO4}$	4.99	0,0340	13,89
VI.	NT	NTO3	$y_{VI} = y_{NTO3}$	4.100	0,0156	6,38
VII.	NT	NTO2	$y_{VII} = y_{NTO2}$	4.101	0,0428	17,50
VIII.	NT	NTO1	$y_{VIII} = y_{NTO1}$	4.102	0,0181	7,40

Tabulka 12: Poměrné a skutečné množství páry v jednotlivých odběrech.

Měrná práce celé turbíny a_T [kJ/kg] je součtem měrných prací jednotlivých úseků, na které je turbína rozdělena:

$$a_T = \sum_{i=1}^9 a_{Ti} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 4.103$$

Měrné práce jednotlivých úseků jsou:

$$a_{T1} = (1 - y_0) \cdot (h_1 - h_{VTO3-1}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.104$$

$$a_{T2} = (1 - y_0 - y_I) \cdot (h_{VTO3-1} - h_{VTO2-1}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.105$$

$$a_{T3} = \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{II} y_i\right) \cdot (h_{VTO2-1} - h_{VTO1-1}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.106$$

$$a_{T4} = \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{III} y_i\right) \cdot (h_{VTO1-1} - h_{NTO5-1}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.107$$

$$a_{T5} = \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{IV} y_i\right) \cdot (h_{NTO5-1} - h_2) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.108$$

$$a_{T6} = \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^V y_i - y_{SP}\right) \cdot (H_{už-1}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.109$$

$$a_{T7} = \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{VI} y_i - y_{SP}\right) \cdot (H_{už-2}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.110$$

$$a_{T8} = \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{VII} y_i - y_{SP}\right) \cdot (H_{už_{-3}} + H_{už_{-4}}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.111$$

$$a_{T9} = \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{VIII} y_i - y_{SP}\right) \cdot (H_{už_{-5}}) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 4.112$$

kde $H_{už_{-i}}$ [kJ/kg] u vztahů 4.109 až 4.112 je užitečný entalpický spád i -tého stupně NT dílu, který je definován vztahem 5.86.

Vztah pro výpočet potřebného hmotnostního průtoku páry turbínou v místě parogenerátoru je:

$$\dot{m} = \frac{1}{a_T} \cdot \left(\frac{P_G + P_{z_vnejsi_ucp}}{\eta_M \cdot \eta_G} \right) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.113$$

kde $P_{z_vnejsi_ucp}$ [kW] je ztrátový výkon únikem páry vnějšími ucpávkami (viz vztah 4.116), který je nutné kompenzovat zvýšením potřebného množství páry v oběhu. Výkon na svorkách generátoru P_G [MW] je nižší než vnitřní výkon celé turbíny o mechanické a generátorové ztráty. Tyto ztráty jsou vyjádřeny pomocí účinností η_M [-], resp. η_G [-]. Jejich hodnoty byly zjištěny z původní dokumentace:

$$\eta_M = 0,997 \quad [-], \quad 4.114$$

$$\eta_G = 0,99 \quad [-]. \quad 4.115$$

Ucpávkové ztráty jsou vyjádřeny jako ztrátový výkon $P_{z_vnejsi_ucp}$ [kW] v absolutní hodnotě. Vlivem netěsností ucpávek se určité množství páry nezúčastňuje expanze, a nekoná tedy práci. Tyto ztráty způsobuje pouze VT díl, protože z NT dílu díky podtlaku pára neuniká. Předními vnějšími ucpávkami VT dílu uniká pára, která se dále nezúčastňuje expanze ve VT dílu a ani v NT dílech. Zadními vnějšími ucpávkami VT dílu uniká pára, která se expanze ve VT dílu účastní, ale neúčastní se expanze v NT dílech. Celkový ztrátový výkon způsobený vnějšími ucpávkami VT dílu tedy je:

$$P_{z_vnejsi_ucp} = y_{vnejsi_predni_ucp} \cdot \dot{m} \cdot H^{VT} + (y_{vnejsi_predni_ucp} + y_{vnejsi_zadni_ucp}) \cdot \dot{m} \cdot H^{NT} \quad [\text{kW}], \quad 4.116$$

kde $y_{vnejsi_predni_ucp}$ [kg/s] je poměrné množství páry uniklé přední vnější ucpávkou VT dílu, $y_{vnejsi_zadni_ucp}$ [kg/s] je poměrné množství páry uniklé zadní vnější ucpávkou VT dílu, oboje množství zjištěna z původní dokumentace; H^{NT} [kJ/kg] je celkový užitečný entalpický spád NT dílu (definovaný vztahem 5.88).

Skutečné množství páry v jednotlivých úsecích turbíny uvádí následující vztahy:

$$\dot{m}_1 = \dot{m} \cdot (1 - y_0) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.117$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m} \cdot (1 - y_0 - y_1) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.118$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m} \cdot \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{II} y_i \right) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.119$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m} \cdot \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{III} y_i \right) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.120$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m} \cdot \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{IV} y_i \right) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.121$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m} \cdot \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^V y_i - y_{SP} \right) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.122$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m} \cdot \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{VI} y_i - y_{SP} \right) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.123$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m} \cdot \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{VII} y_i - y_{SP} \right) \quad [\text{kg/s}], \quad 4.124$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m} \cdot \left(1 - y_0 - \sum_{i=1}^{VIII} y_i - y_{SP} \right) \quad [\text{kg/s}]. \quad 4.125$$

Vzhledem k tomu, že NT díly jsou dva a oba dvouproudé, množství připadající na jednu větev jednoho NT dílu turbíny je čtvrtinové. Toto množství je použito k výpočtu průtočné části v kapitole 5:

$$\dot{m}_{jedn_i} = \frac{\dot{m}_i}{4} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{pro } i=6,7,8,9. \quad 4.126$$

Vnitřní výkon jednotlivých úseků dle obrázku 8 se vypočte podle vztahu:

$$P_i = \dot{m}_i \cdot a_{Ti} \quad [\text{kW}] \quad 4.127$$

Celkový vnitřní výkon VT části turbíny (VT dílu) se zahrnutím ucpávkové ztráty je:

$$P^{VT} = \sum_{i=1}^5 P_i - y_{vnejsi_predni_ucp} \cdot \dot{m} \cdot H^{VT} \quad [\text{MW}]. \quad 4.128$$

Vnitřní výkon jednotlivých stupňů NT dílu je (uvažován jeden proud jednoho NT dílu):

$$P_1^{st_jedn} = H_{už_1} \cdot \dot{m}_{jedn_6} \quad [\text{kW}], \quad 4.129$$

$$P_2^{st_jedn} = H_{už_2} \cdot \dot{m}_{jedn_7} \quad [\text{kW}], \quad 4.130$$

$$P_3^{st_jedn} = H_{už_3} \cdot \dot{m}_{jedn_8} \quad [\text{kW}], \quad 4.131$$

$$P_4^{st_jedn} = H_{už_4} \cdot \dot{m}_{jedn_8} \quad [\text{kW}], \quad 4.132$$

$$P_5^{st_jedn} = H_{už_5} \cdot \dot{m}_{jedn_9} \quad [\text{kW}]. \quad 4.133$$

Celkový vnitřní výkon NT části turbíny (obou proudů obou NT dílů) se zahrnutím ucpávkové ztráty je:

$$P^{NT} = 4 \cdot \sum_{i=1}^5 P_i^{st-jedn} - (y_{vnejsi_predni_ucp} + y_{vnejsi_zadni_ucp}) \cdot \dot{m} \cdot H^{NT} \quad [\text{MW}]. \quad 4.134$$

Součtem vnitřních výkonů VT a NT části se určí vnitřní výkon celé turbíny:

$$P = P^{VT} + P^{NT} \quad [\text{MW}]. \quad 4.135$$

Tento vnitřní výkon turbíny již zahrnuje ztráty vnějšími ucpávkami, jako kontrolní výpočet je možné určit elektrický výkon na svorkách generátoru, jehož hodnota bude odpovídat zadanému výkonu:

$$P_G = P \cdot \eta_M \cdot \eta_G = 268 \quad [\text{MW}]. \quad 4.136$$

Číselné hodnoty hmotnostních průtoků, měrných prací a výkonů uvádí tabulka 13.

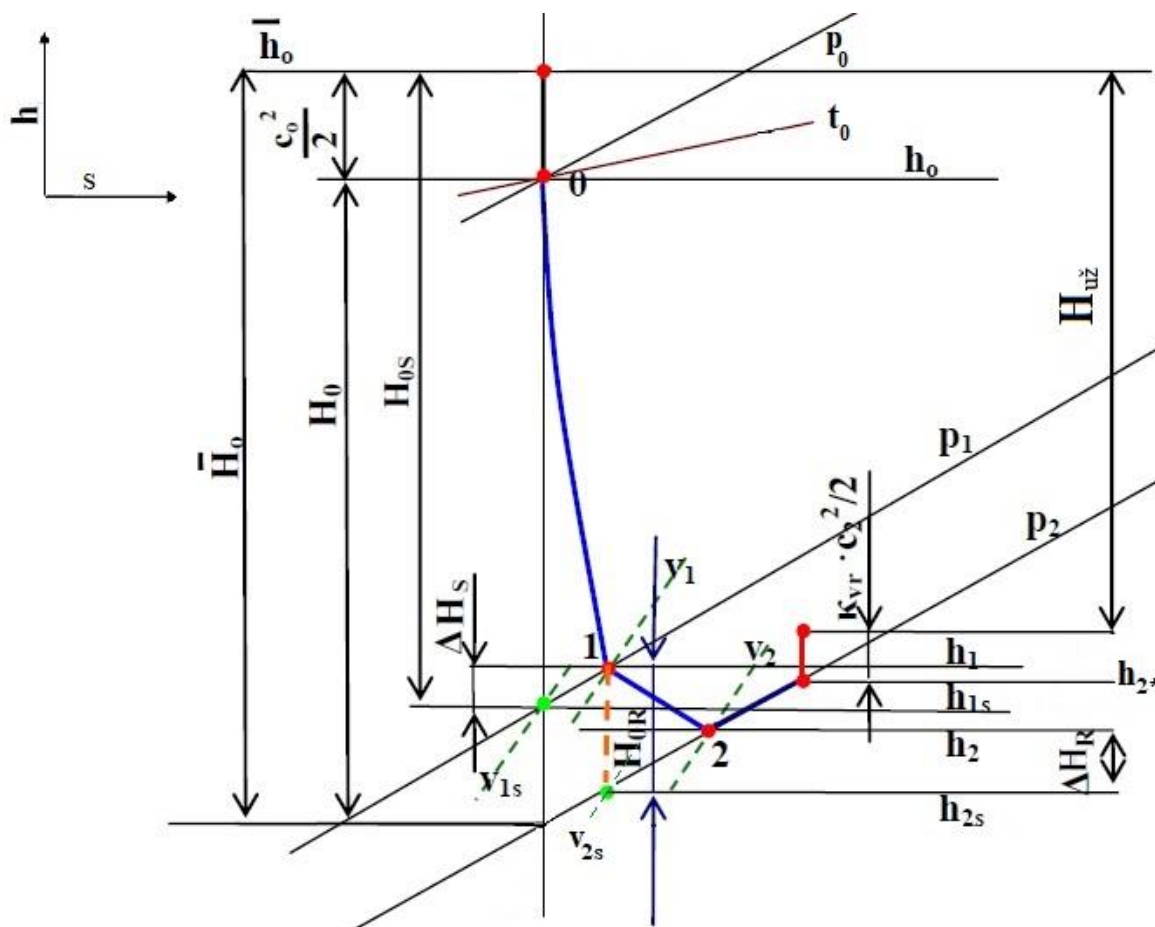
Hmotnostní průtoky páry a výkon jednotlivých úseků										
$i=$		1	2	3	4	5	6	7	8	9
a_{Ti}	[kJ/kg]	68,15	49,76	88,98	70,87	60,96	67,31	64,46	135,17	61,40
\dot{m}_i	[kg/s]	396,22	380,45	333,61	312,03	299,69	240,72	234,34	216,84	209,45
P_i	[kW]	27872,9	20354,2	36396,4	28987,7	24934,0	27529,9	26364,3	55288,9	25112,0
Výkon stupňů NT dílu										
$i=$		1	2	3	4	5				
P_i	[kW]	6882,40	6591,05	5741,88	8080,22	6278,12				
Ztrátové výkony ucpávek										
$y_{vnejsi_predni_ucp}$	[-]	0,00296								
$y_{vnejsi_zadni_ucp}$	[-]	0,00032								
$P_{z_vnejsi_ucp}$	[kW]	1301,58								
Celkový hmotnostní průtok páry parogenerátorem a celkové výkony										
\dot{m}	[kg/s]	409,02								
η_M	[-]	0,997								
η_G	[-]	0,99								
P^{VT}	[MW]	138,05								
P^{NT}	[MW]	133,49								
P	[MW]	271,54								
P_G	[MW]	268								

Tabulka 13: Hmotnostní tok páry a výkon turbíny.

5. Průtočná část turbíny

Průtočná část NT části turbíny je umístěna do dvou nízkotlakových vnějších těles, každé těleso je se symetrickým dvouproudým uspořádáním. Nízkotlaková část nemá regulační stupeň ani stupně s částečným ostřikem.

Průtočná část je tvořena z jednotlivých turbínových stupňů. Turbínovým stupněm se rozumí jedna řada rozváděcích lopatek a jedna řada oběžných lopatek. Návrh zahrnuje výpočet jednotlivých stupňů, termodynamické účinnosti stupňů, výpočet vnitřního výkonu stupně, rychlostních trojúhelníků a nakonec volbu skutečných profilů lopatek na základě katalogu. V celé NT části budou použity kroucené (zborčené) lopatky, s proměnným profilem po výšce lopatky. Návrh těchto lopatek je značně složitý a provádí se pomocí numerických výpočtových programů. Protože v této práci je výpočet prováděn analyticky, pro zjednodušení bude výpočet průtočné části proveden na středním průměru, rychlostní a geometrické parametry pak na patním, středním a špičkovém průměru. Volba profilů lopatek dle katalogu bude provedena pro patní průměr, kde je nutné znát parametry profilu kvůli pevnostní kontrole. Vztahy jsou vzájemně provázány, výpočet tedy probíhá pomocí iterací. Expanzi v jednom turbínovém stupni a značení parametrů znázorňuje obrázek 9. Výsledné hodnoty parametrů průtočné části uvádí tabulka 14 a tabulka 17. Výsledný tvar průtočného kanálu (uvažován jeden proud) znázorňuje obrázek 13.



Obrázek 9: Expanze v turbínovém stupni.

5.1. Základní parametry stupně

Počet otáček turbíny je zadán:

$$n = 3000 \text{ [ot/min]}. \quad 5.1$$

Střední průměr lopatkování D_s [mm] byl volen na základě původní dokumentace.

Obvodová rychlost mříže na středním průměru je:

$$u_s = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \text{ [m/s]}, \quad 5.2$$

na patním průměru (určení patního průměru viz vztah 5.51):

$$u_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60} \text{ [m/s]} \quad 5.3$$

a na špičkovém průměru oběžné lopatky (určení viz vztah 5.54):

$$u_s = \frac{\pi \cdot D_{s2} \cdot n}{60} \text{ [m/s]}. \quad 5.4$$

Celkový izoentropický tepelný spád stupně \bar{H}_0 [kJ/kg] vztažený k parametrům zabrzděného proudu je součtem tepelných spádů v rozváděcí mříži statoru H_{0S} [kJ/kg] a oběžné mříži rotoru H_{0R} [kJ/kg], tedy:

$$\bar{H}_0 = H_{0S} + H_{0R} \text{ [kJ/kg]}. \quad 5.5$$

Parametry zabrzděného proudu jsou statické parametry zvýšené o dynamickou složku rychlosti proudu:

$$\bar{h}_0 = h_0 + \frac{c_0^2}{2} \text{ [kJ/kg]}, \quad 5.6$$

kde h_0 [kJ/kg] je statická hodnota entalpie na vstupu do stupně a c_0 [m/s] je vstupní rychlost páry do stupně.

Poměr tepelného spádu v rozváděcí mříži k tepelnému spádu celého stupně se nazývá reakce stupně ρ [-]:

$$\rho = \frac{H_{0R}}{H_{0S} + H_{0R}} \text{ [-]}, \quad 5.7$$

Reakce byla volena na patním průměru ρ_p [-], přepočtení reakce na střední průměr se provede dle následujícího vztahu (za předpokladu konstantního úhlu α_1 [°] (viz obrázek 10) po výšce lopatky):

$$\rho_{stř} = 1 - (1 - \rho_p) \cdot \left(\frac{D_p}{D_s} \right)^{2 \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1} \quad [-], \quad 5.8$$

přepočet reakce na špičkový průměr se provede dle vztahu:

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho_p) \cdot \left(\frac{D_p}{D_{\xi 2}} \right)^{2 \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1} \quad [-]. \quad 5.9$$

Dalším ze základních parametrů pro výpočet stupně je rychlostní poměr u / c_f [-], kde c_f [m/s] je tzv. fiktivní rychlost, což je rychlost, kterou by měla mít pára při izoentropickém proudění a entalpickém spádu \bar{H}_0 [kJ/kg]. Tento poměr výrazně ovlivňuje účinnost stupně, jeho hodnota je volena na základě reakce stupně. Pro čistě rovnotlakový stupeň s reakcí $\rho = 0$ [-] je dosaženo maximální účinnosti stupně při rychlostním poměru $u / c_f = 0,5$ [-], se zvyšující se hodnotou reakce roste i optimální rychlostní poměr. Rychlostní poměr byl volen na patním průměru, jeho přepočet na střední průměr se provede dle vztahu:

$$\left(\frac{u}{c_f} \right)_s = \left(\frac{u}{c_f} \right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} \quad [-]. \quad 5.10$$

Na základě zvoleného rychlostního poměru a vypočtené obvodové rychlosti na středním průměru se vypočte fiktivní rychlost:

$$c_f = \frac{u_s}{\left(\frac{u}{c_f} \right)_s} \quad [\text{m/s}] \quad 5.11$$

Celkový izoentropický spád stupně se pak určí jako:

$$\bar{H}_0 = \frac{c_f^2}{2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.12$$

K určení výstupních průtokových průřezů rozváděcích i oběžných lopatek je nutné znát skutečné proudění turbínovou mříží. Vlivem nerovnoměrnosti rychlostních polí, sekundárního proudění a mezní vrstvy se skutečný průtok liší od teoretického. Poměr skutečného a teoretického hmotnostního průtoku mříží je charakterizován součinitelem průtoku μ [-]. Pro rozváděcí lopatky je součinitel průtoku uvažován:

$$\mu_1 = 0,98 \quad [-] \quad 5.13$$

a pro oběžné lopatky je uvažován:

$$\mu_2 = 0,93 \quad [-]. \quad 5.14$$

Dále je zaveden rychlostní ztrátový součinitel rozváděcích lopatek $\varphi [-]$. Jedná se o poměr mezi skutečnou výstupní rychlostí z rozváděcí mříže a výstupní rychlostí odpovídající izoentropické expanzi. Pro výpočet je hodnota součinitele uvažována:

$$\varphi = 0,98 [-]. \quad 5.15$$

Pro oběžné mříže je zaveden rychlostní ztrátový součinitel oběžných lopatek $\psi [-]$. Jeho hodnota byla pro prvotní výpočet bylo zvolena:

$$\psi = 0,90 [-], \quad 5.16$$

v dalších iteračních krocích výpočtu už byla jeho hodnota počítána dle empirického vztahu:

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 [-]. \quad 5.17$$

5.2. Parametry páry před rozváděcími lopatkami

Vstupní entalpie a tlak do prvního stupně NT dílu jsou zadány:

$$h_0 = 2953,16 \text{ [kJ/kg]}, \quad 5.18$$

$$p_0 = 2,81 \text{ [bar]}. \quad 5.19$$

Z těchto hodnot se pomocí tabulek určí entropie:

$$s_0 = f(p_0; h_0) \text{ [kJ/kgK]}, \quad 5.20$$

měrný objem páry:

$$v_0 = f(p_0; h_0) \text{ [m}^3\text{/kg]}, \quad 5.21$$

teplota páry:

$$t_0 = f(p_0; h_0) \text{ [kJ/kg]} \quad 5.22$$

a suchost:

$$x_0 = f(p_0; h_0) [-]. \quad 5.23$$

5.3. Parametry páry za rozváděcími lopatkami

Entalpický spád připadající na rozváděcí lopatky je dle 5.5 a 5.7:

$$H_{0s} = (1 - \rho_{str}) \cdot \bar{H}_0 \text{ [kJ/kg]}. \quad 5.24$$

Entalpie za rozváděcím kolem při izoentropické expanzi je:

$$h_{1s} = \bar{h}_0 - H_{0s} \text{ [kJ/kg]}. \quad 5.25$$

Entropie při expanzi beze ztrát zůstává stejná jako na vstupu do rozváděcí mříže:

$$s_{1s} = s_0 \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 5.26$$

Při proudění rozváděcí lopatkovou mříží vznikají energetické ztráty:

$$\Delta H_s = (1 - \varphi^2) \cdot H_{0s} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.27$$

Po započtení ztrát ΔH_s [kJ/kg] je entalpie páry na výstupu z rozváděcí mříže:

$$h_1 = h_{1s} + \Delta H_s \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.28$$

Na základě výstupní entalpie beze ztrát (5.25) se určí z tabulek výstupní tlak:

$$p_1 = f(h_{1s}; s_{1s}) \quad [\text{bar}], \quad 5.29$$

pomocí něhož se určí měrný objem při izoentropické expanzi:

$$v_{1s} = f(p_1; h_{1s}) \quad [\text{m}^3/\text{kg}], \quad 5.30$$

skutečný měrný objem za rozváděcí mříží pak je:

$$v_1 = f(p_1; h_1) \quad [\text{m}^3/\text{kg}], \quad 5.31$$

entropie za rozváděcí mříží je:

$$s_1 = f(p_1; h_1) \quad [\text{kJ/kgK}], \quad 5.32$$

teplota páry je:

$$t_1 = f(p_1; h_1) \quad [^\circ\text{C}] \quad 5.33$$

a suchost páry je:

$$x_1 = f(p_1; h_1) \quad [-]. \quad 5.34$$

5.4. Parametry páry za oběžnými lopatkami

Entalpický spád připadající na oběžnou lopatkovou mříž je dle 5.5 a 5.7:

$$H_{0R} = \rho_{stf} \cdot \bar{H}_0 \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.35$$

Při obtékání oběžné lopatkové mříže vznikají ztráty:

$$\Delta H_R = \frac{w_{2s}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad [\text{kJ/kg}], \quad 5.36$$

kde w_{2s} [m/s] je relativní výstupní rychlost z oběžné lopatkové mříže (na středním průměru) při izoentropickém proudění beze ztrát, určená vztahem 5.62.

Výstupní entropie při expanzi beze ztrát je:

$$s_{2s} = s_1 \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 5.37$$

Entalpie při izoentropické expanzi je:

$$h_{2s} = h_1 - H_{0R} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.38$$

Tlak za oběžnou mříží je:

$$p_2 = f(h_{2s}; s_{2s}) \quad [\text{bar}]. \quad 5.39$$

Skutečná entalpie po započtení ztrát ΔH_R [kJ/kg] je:

$$h_2 = h_{2s} + \Delta H_R \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.40$$

Výsledná entalpie na výstupu ze stupně h_{2s} [kJ/kg] (a tedy vstupní entalpie do následujícího stupně) zahrnuje další přídavné ztráty ve stupni a je definována v kapitole 5.8 vztahem 5.87.

Měrný objem páry při izoentropické expanzi je:

$$v_{2s} = f(p_2; s_{2s}) \quad [\text{m}^3/\text{kg}]. \quad 5.41$$

Skutečný měrný objem páry je:

$$v_2 = f(p_2; h_2) \quad [\text{m}^3/\text{kg}]. \quad 5.42$$

Skutečná entropie je:

$$s_2 = f(p_2; h_2) \quad [\text{kJ/kgK}]. \quad 5.43$$

Teplota páry je:

$$t_2 = f(p_2; h_2) \quad [^\circ\text{C}]. \quad 5.44$$

Suchost páry je:

$$x_2 = f(p_2; h_2) \quad [-]. \quad 5.45$$

5.5. Délka rozváděcích lopatek

Výchozí rovnicí pro výpočet délky lopatky je rovnice kontinuity aplikovaná na výstupní průřez rozváděcích lopatek:

$$\dot{m} \cdot v_{1s} = S_1 \cdot c_{1s} \cdot \mu_1, \quad 5.46$$

kde \dot{m} [kg/s] je hmotnostní průtok páry daným stupněm.

Výstupní průřez kruhové výseče za rozváděcím kolem je:

$$S_1 = \pi \cdot D_s \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [\text{m}^2], \quad 5.47$$

kde α_1 [°] je výstupní úhel proudu z rozváděcí mříže a jeho hodnota byla pro každý stupeň volena v rozmezí:

$$\alpha_1 \in \langle 12; 22 \rangle \text{ [}^\circ\text{]}. \quad 5.48$$

Absolutní výstupní rychlost z rozváděcí mříže, odpovídající izoentropické expanzi se zahrnutím reakce stupně je:

$$c_{1s} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho_{stř}) \cdot \bar{H}_0} \text{ [m/s]}. \quad 5.49$$

Dosazením vztahu 5.47 do 5.46 získáme vztah pro délku výstupní hrany rozváděcí lopatky:

$$l_1 = \frac{\dot{m} \cdot v_{1s}}{\pi \cdot D_s \cdot c_{1s} \cdot \mu_1 \cdot \sin \alpha_1} \text{ [mm]}. \quad 5.50$$

Skutečnou délku lopatky získáme zaokrouhlením na celé milimetry, tato hodnota bude označena jako l_{1p} [mm].

Patní průměr se vypočte jako:

$$D_p = D_s - l_{1p} \text{ [mm]}. \quad 5.51$$

Špičkový průměr rozváděcí lopatky je:

$$D_{1s} = D_s + l_{1p} \text{ [mm]}. \quad 5.52$$

5.6. Délka oběžných lopatek

Délka oběžné lopatky se nepočítá, ale určuje se zvětšením délky rozváděcí lopatky o tzv. přesah Δl [mm]:

$$l_2 = l_1 + \Delta l \text{ [mm]}. \quad 5.53$$

Tento přesah se dělá od 2 mm u krátkých lopatek VT dílu až do několika desítek mm u posledních stupňů NT dílu.

Špičkový průměr oběžné lopatky je:

$$D_{2s} = D_s + l_2 \text{ [mm]} \quad 5.54$$

Základní parametry stupně						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
$(u/c_f)_p$	[-]	0,53	0,53	0,53	0,42	0,38
$(u/c_f)_s$	[-]	0,56	0,59	0,61	0,56	0,63
u_p	[m/s]	281,80	275,36	269,55	260,75	235,62
u_s	[m/s]	300,34	306,31	311,80	345,89	394,27
u_s	[m/s]	319,34	337,25	354,06	431,03	552,92

ρ_p	[-]	0,33	0,33	0,31	0,17	0,20
$\rho_{stř}$	[-]	0,40	0,45	0,47	0,49	0,68
ρ_s	[-]	0,47	0,54	0,57	0,65	0,83
μ_1	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
μ_2	[-]	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
φ	[-]	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
ψ	[-]	0,90	0,91	0,94	0,92	0,94
c_f	[m/s]	531,70	521,52	509,54	617,90	628,32
\bar{H}_0	[kJ/kg]	141,35	135,99	129,82	190,90	197,39
Rozměrové parametry stupně						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
D_s	[mm]	1912	1950	1985	2202	2510
D_p	[mm]	1794	1753	1716	1660	1500
D_{s1}	[mm]	2030	2142	2229	2650	3470
D_{s2}	[mm]	2033	2147	2254	2744	3520
S_1	[m ²]	0,16606	0,28114	0,46972	0,91530	2,82422
l_1	[mm]	118,42	192,39	243,75	448,00	960,00
l_{1p}	[mm]	118	192	244	448	960
Δl	[mm]	3	5	25	-	-
l_2	[mm]	121	197	269	542	1010
Parametry páry před rozváděcími lopatkami						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
h_0	[kJ/kg]	2953,16	2834,00	2721,23	2611,49	2462,01
\bar{h}_0	[kJ/kg]	2954,41	2840,04	2727,54	2621,62	2472,57
p_0	[bar]	2,810	1,482	0,752	0,358	0,105
s_0	[kJ/kgK]	7,520	7,566	7,609	7,649	7,746
v_0	[m ³ /kg]	0,838	1,400	2,397	4,390	13,303
t_0	[°]	242,40	180,35	121,05	73,22	46,74
x_0	[-]	-	-	-	0,9914	0,9483
c_0	[m/s]	50,00	109,94	112,34	142,35	145,31
Parametry páry za rozváděcími lopatkami						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
H_{0s}	[kJ/kg]	84,36	75,13	69,25	96,99	63,05
ΔH_s	[kJ/kg]	3,34	2,98	2,74	3,84	2,50

h_{1s}	[kJ/kg]	2870,05	2764,92	2658,29	2524,63	2409,51
h_1	[kJ/kg]	2873,39	2767,89	2661,03	2528,47	2412,01
p_1	[bar]	1,944	1,047	0,523	0,203	0,071
s_{1s}	[kJ/kgK]	7,520	7,566	7,609	7,649	7,746
s_1	[kJ/kgK]	7,527	7,573	7,617	7,660	7,754
v_{1s}	[m ³ /kg]	1,111	1,823	3,160	7,288	18,770
v_1	[m ³ /kg]	1,115	1,830	3,173	7,300	18,791
t_1	[°]	201,17	145,80	89,39	60,33	39,38
x_1	[-]	-	-	-	0,9657	0,9334
Parametry páry za oběžnými lopatkami						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
H_{0R}	[kJ/kg]	56,99	60,86	60,57	93,91	134,34
ΔH_R	[kJ/kg]	12,57	11,18	8,18	15,32	15,81
h_{2s}	[kJ/kg]	2816,40	2707,03	2600,46	2434,56	2277,67
h_2	[kJ/kg]	2828,96	2718,21	2608,64	2449,89	2293,48
h_2^*	[kJ/kg]	2834,00	2721,23	2611,49	2462,01	2324,77
p_2	[bar]	1,482	0,752	0,358	0,105	0,025
s_{2s}	[kJ/kgK]	7,527	7,573	7,617	7,660	7,754
s_2	[kJ/kgK]	7,555	7,602	7,640	7,708	7,808
v_{2s}	[m ³ /kg]	1,371	2,352	4,369	13,142	48,618
v_2	[m ³ /kg]	1,392	2,387	4,385	13,232	48,969
t_2	[°]	177,83	119,53	73,22	46,74	21,02
x_2	[-]	-	-	0,9901	0,9432	0,8997

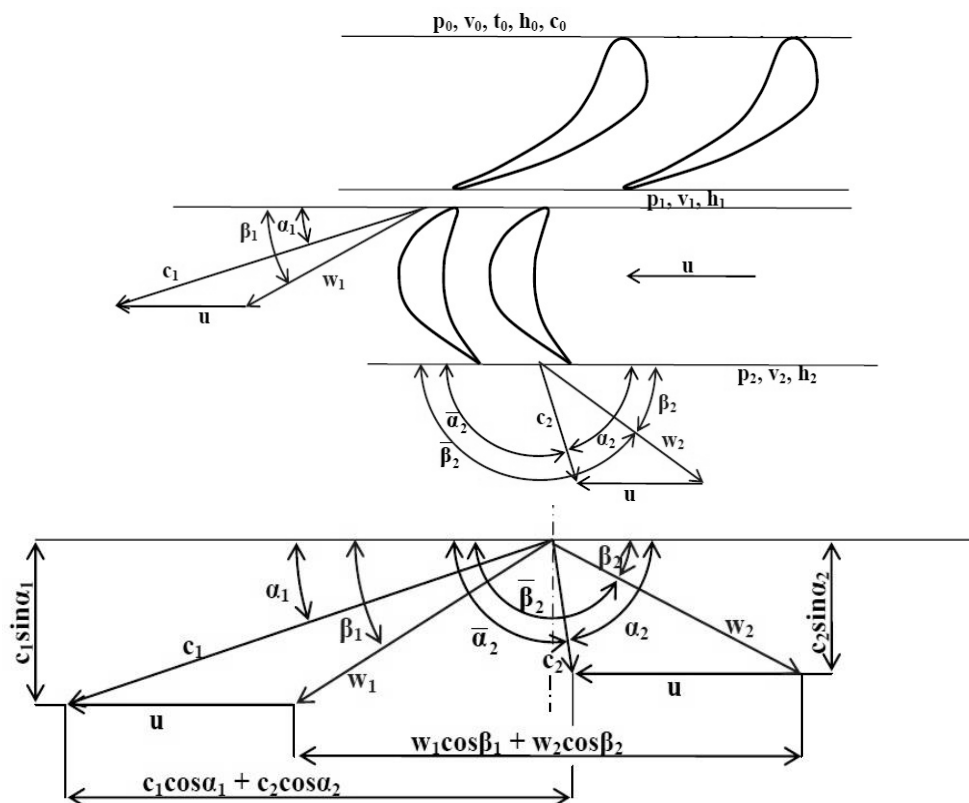
Tabulka 14: Vypočtené parametry průtočné části.

5.7. Výpočet rychlostních trojúhelníků

Velikost a směr proudu páry na výstupu z rozváděcích i oběžných lopatek lze graficky znázornit do tzv. rychlostních trojúhelníků, přičemž vstupní a výstupní trojúhelník vektorů rychlosti se umísťuje do společného bodu, viz obrázek 10.

Z důvodu použití zborcených lopatek se rychlostní trojúhelníky po výšce lopatky mění. Výpočet rychlostních trojúhelníků v této práci je v prvním kroku proveden na středním průměru. Na základě toho je možné dopočítat zbylé parametry průtočné části. Pro pevnostní kontrolu je nutné znát profily lopatek na patním průměru. Celý výpočet rychlostních trojúhelníků bude v dalším iteračním kroku proveden znova s tím, že místo reakce a obvodové rychlosti na středním průměru bude dosazena reakce a obvodová rychlost na patním průměru.

V třetím kroku bude stejný výpočet proveden s dosazením reakce a obvodové rychlosti na špičkovém průměru. Změna měrného objemu po výšce lopatky není uvažována.



Obrázek 10: Rychlostní trojúhelníky turbínového stupně.

Absolutní rychlost v lopatkových mřížích se skládá ze složky relativní a obvodové. Absolutní rychlosti se značí c , relativní w a obvodové u . Indexy 1 značí hodnoty mezi rozváděcí a oběžnou mříží (uvažuje se rovnost výstupních parametrů z rozváděcí mříže a vstupních parametrů do oběžné mříže), index 2 mají hodnoty na výstupu z oběžné mříže.

Skutečná absolutní výstupní rychlost z rozváděcí mříže je:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1s} \quad [\text{m/s}] \quad 5.55$$

Absolutní rychlost c_1 [m/s] lze rozložit do dvou složek, obvodové:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad [\text{m/s}] \quad 5.56$$

a axiální:

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [\text{m/s}]. \quad 5.57$$

Z kosinové věty pro obecný trojúhelník vychází vztah pro určení relativní rychlosti proudu vystupujícího z rozváděcí mříže a vstupujícího do oběžné mříže:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_s^2 - 2 \cdot u_s \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad [\text{m/s}], \quad 5.58$$

její obvodová složka je:

$$w_{1u} = c_{1u} - u_s \quad [\text{m/s}] \quad 5.59$$

a axiální složka je:

$$w_{1a} = c_{1a} \quad [\text{m/s}]. \quad 5.60$$

Relativní rychlost w_1 [m/s] svírá se směrem obvodové rychlosti úhel:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \quad [^\circ]. \quad 5.61$$

Relativní výstupní rychlost z oběžné lopatkové mříže při izoentropickém proudění beze ztrát je:

$$w_{2s} = \sqrt{2 \cdot \rho_{stf} \cdot \bar{H}_0 + w_1^2} \quad [\text{m/s}]. \quad 5.62$$

Po započtení ztrát v oběžné mříži je relativní výstupní rychlost:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2s} \quad [\text{m/s}], \quad 5.63$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné mříže se s využitím rovnice kontinuity vypočte:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\dot{m} \cdot v_{2s}}{\mu_2 \cdot w_{2s} \cdot \pi \cdot D_s \cdot l_2} \right) \quad [^\circ]. \quad 5.64$$

Rychlost w_2 [m/s] lze rozložit na složku obvodovou:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad [\text{m/s}] \quad 5.65$$

a axiální:

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad [\text{m/s}]. \quad 5.66$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžné mříže je podle kosinové věty dle obrázku 10:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_s^2 - 2 \cdot u_s \cdot w_2 \cdot \cos(\beta_2)} \quad [\text{m/s}], \quad 5.67$$

její obvodová složka je:

$$c_{2u} = w_{2u} - u_s \quad [\text{m/s}] \quad 5.68$$

a axiální složka je shodná s axiální složkou rychlosti unášivé:

$$c_{2a} = w_{2a} \quad [\text{m/s}]. \quad 5.69$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže je:

$$\alpha_2 = \arccos \left(\frac{c_{2u}}{c_2} \right) \quad [^\circ]. \quad 5.70$$

Při sestrojování rychlostních trojúhelníků se obvykle vrcholy trojúhelníků umísťují do jednoho bodu. Úhly α_2 [°] a β_2 [°] určují úhel absolutní, resp. relativní výstupní rychlosti páry z oběžné mříže vzhledem ke směru obvodové rychlosti a jsou definovány ve smyslu otáčení hodinových ručiček. Pro získání úhlů ve smyslu otáčení stejném jako úhly vstupující do oběžné mříže se zavádí úhly $\bar{\alpha}_2$ [°] a $\bar{\beta}_2$ [°], pro které platí tyto vztahy:

$$\bar{\alpha}_2 = 180 - \alpha_2 \quad [^\circ] \quad 5.71$$

$$\bar{\beta}_2 = 180 - \beta_2 \quad [^\circ]. \quad 5.72$$

Rozdíl vstupního a výstupního úhlu absolutní rychlosti je:

$$\Delta\alpha = \bar{\alpha}_2 - \alpha_1 \quad [^\circ], \quad 5.73$$

rozdíl vstupního a výstupního úhlu relativní rychlosti pak je:

$$\Delta\beta = \bar{\beta}_2 - \beta_1 \quad [^\circ]. \quad 5.74$$

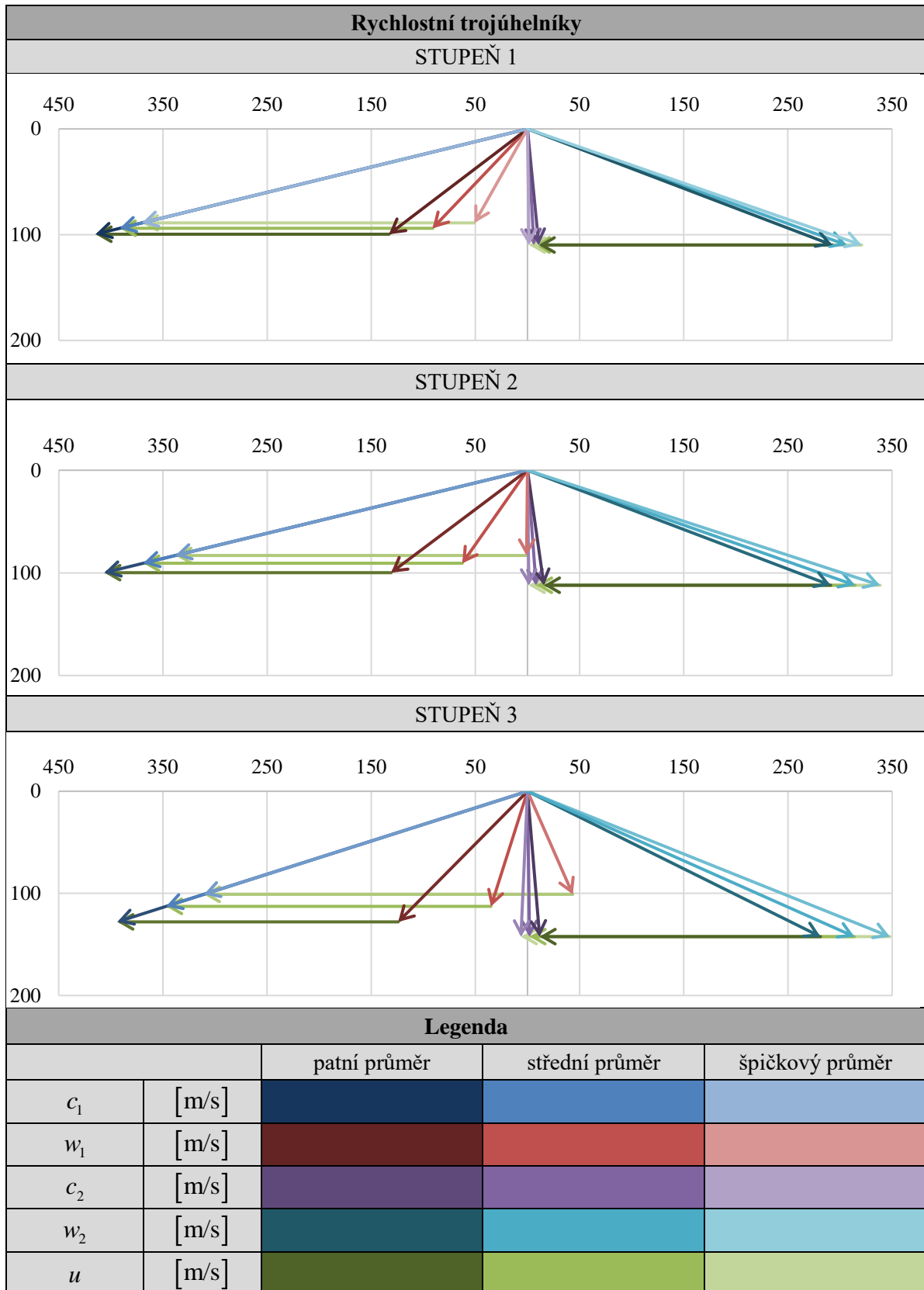
Geometrické parametry lopatek na patním, středním a špičkovém průměru uvádí tabulka 15. Pro poslední dva modulové stupně jsou hodnoty uvedeny pouze na středním průměru. Grafické znázornění rychlostních trojúhelníků prvních tří stupňů je v tabulce 16. Z výsledků je patrné, že se zvětšující se délkou lopatky rostou rozdíly mezi parametry na patním, středním a špičkovém průměru. Absolutní výstupní rychlost z rozváděcí mříže směrem od paty ke špičce klesá, relativní výstupní rychlost z oběžné mříže směrem od paty ke špičce naopak stoupá.

Geometrické parametry – střední průměr						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
α_1	[°]	13,5	13,8	18	18	15,5
β_1	[°]	45,89	55,36	72,72	65,50	75,00
α_2	[°]	86,80	85,79	89,21	67,55	78,25
β_2	[°]	19,71	19,60	24,40	18,50	27,60
$\bar{\alpha}_2$	[°]	93,20	94,21	90,79	112,45	101,75
$\bar{\beta}_2$	[°]	160,29	160,40	155,60	161,50	152,40
$\Delta\alpha$	[°]	79,70	80,41	72,79	94,45	86,25
$\Delta\beta$	[°]	114,40	105,04	82,88	96,00	77,40
c_{1s}	[m/s]	410,75	387,62	372,15	440,42	355,11
c_1	[m/s]	402,54	379,87	364,71	431,61	348,01
c_{1u}	[m/s]	391,42	368,91	346,86	410,49	335,35
c_{1a}	[m/s]	93,97	90,61	112,70	133,38	93,00
w_1	[m/s]	130,87	110,13	118,03	148,20	110,09

w_{1u}	[m/s]	91,08	62,60	35,06	64,60	-58,92	
w_{1a}	[m/s]	93,97	90,61	112,70	133,38	93,00	
c_2	[m/s]	109,94	112,34	142,35	145,31	236,22	
c_{2u}	[m/s]	6,13	8,26	1,97	55,49	48,11	
c_{2a}	[m/s]	109,77	112,04	142,34	134,30	231,27	
w_{2s}	[m/s]	362,09	365,86	367,52	458,02	529,91	
w_2	[m/s]	325,53	333,92	344,55	423,25	499,18	
w_{2u}	[m/s]	306,47	314,56	313,77	401,38	442,38	
w_{2a}	[m/s]	109,77	112,04	142,34	134,30	231,27	
Geometrické parametry – patní průměr							
		STUPEŇ 1		STUPEŇ 2		STUPEŇ 3	
α_1	[°]	13,5		13,8		18	
β_1	[°]	36,83		37,32		45,87	
α_2	[°]	84,35		81,97		85,32	
β_2	[°]	20,56		21,05		26,85	
$\bar{\alpha}_2$	[°]	95,65		98,03		94,68	
$\bar{\beta}_2$	[°]	159,44		158,95		153,15	
$\Delta\alpha$	[°]	82,15		84,23		76,68	
$\Delta\beta$	[°]	122,61		121,64		107,28	
c_{1s}	[m/s]	435,21		426,88		422,34	
c_1	[m/s]	426,51		418,34		413,89	
c_{1u}	[m/s]	414,73		406,27		393,63	
c_{1a}	[m/s]	99,57		99,79		127,90	
w_1	[m/s]	166,08		164,60		178,20	
w_{1u}	[m/s]	132,93		130,91		124,09	
w_{1a}	[m/s]	99,57		99,79		127,90	
c_2	[m/s]	110,30		113,15		142,82	
c_{2u}	[m/s]	10,86		15,81		11,66	
c_{2a}	[m/s]	109,77		112,04		142,34	
w_{2s}	[m/s]	347,67		341,83		336,19	
w_2	[m/s]	312,57		311,98		315,18	
w_{2u}	[m/s]	292,66		291,17		281,20	
w_{2a}	[m/s]	109,77		112,04		142,34	

Geometrické parametry – špičkový průměr				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
α_1	[°]	13,5	13,8	18
β_1	[°]	60,22	89,41	113,29
α_2	[°]	89,22	89,34	92,53
β_2	[°]	18,89	18,31	22,26
$\bar{\alpha}_2$	[°]	90,78	90,66	87,47
$\bar{\beta}_2$	[°]	161,11	161,69	157,74
$\Delta\alpha$	[°]	77,28	76,86	69,47
$\Delta\beta$	[°]	100,89	72,28	44,45
c_{1s}	[m/s]	388,49	355,27	333,25
c_1	[m/s]	380,72	348,16	326,59
c_{1u}	[m/s]	370,20	338,11	310,60
c_{1a}	[m/s]	88,88	83,05	100,92
w_1	[m/s]	102,40	83,05	109,88
w_{1u}	[m/s]	50,86	0,86	-43,45
w_{1a}	[m/s]	88,88	83,05	100,92
c_2	[m/s]	109,78	112,04	142,48
c_{2u}	[m/s]	1,50	1,30	-6,30
c_{2a}	[m/s]	109,77	112,04	142,34
w_{2s}	[m/s]	377,18	390,72	400,81
w_2	[m/s]	339,10	356,61	375,76
w_{2u}	[m/s]	320,84	338,55	347,76
w_{2a}	[m/s]	109,77	112,04	142,34

Tabulka 15: Geometrické parametry lopatek.



Tabulka 16: Rychlostní trojúhelníky.

5.8. Termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně

Mechanická práce odevzdaná párou oběžným lopatkám se určí jako:

$$a = \bar{H}_0 - \Delta H_S - \Delta H_R - \frac{c_2^2}{2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.75$$

Celková energie stupně je určena vztahem:

$$e = \bar{H}_0 - \kappa_{vr} \frac{c_2^2}{2} \quad [\text{kJ/kg}], \quad 5.76$$

kde $\kappa [-]$ je součinitel využití výstupní kinetické energie. V případě, že se celá výstupní kinetická energie páry využije v následujícím stupni, je tento součinitel roven jedné:

$$\kappa_{vr} = 1 \quad [-], \text{ pro stupně 1-4}, \quad 5.77$$

v posledním stupni se výstupní energie proudu dále nevyužije (tzv. ztráta výstupní rychlostí) a tento součinitel nabývá nulové hodnoty:

$$\kappa_{vr} = 0 \quad [-] \text{ pro stupeň 5}. \quad 5.78$$

Termodynamická lopatková účinnost stupně (obvodová účinnost) je vyjádřena poměrem mechanické práce stupně (vztažené na 1 kilogram páry) k celkové energii stupně:

$$\eta_o = \frac{a_u}{e_o} \quad [-]. \quad 5.79$$

Mezi další přídavné ztráty ve stupni jsou v této práci uvažovány ztráty rozvějířením:

$$\zeta_{\Theta} = 0,4 \cdot \left(\frac{l_{1p}}{D_s} \right)^2 \quad [-], \quad 5.80$$

ztráta třením disku:

$$\zeta_{\tau} = \frac{0,59}{10^3 \cdot \sin \alpha_1} \cdot \frac{D_s}{l_{1p}} \cdot \left(\frac{u_s}{\sqrt{2 \cdot \left(\bar{H}_0 - \frac{c_0^2}{2} \right)}} \right)^3 \quad [-], \quad 5.81$$

pro stupně alespoň částečně pracující v mokré páře pak ztráta vlhkostí:

$$\zeta_x = 1 - x_{stř} \quad [-], \quad 5.82$$

kde $x_{stř} [-]$ je střední suchost ve stupni, vypočtená dle vztahu:

$$x_{stř} = \frac{x_0 + x_2}{2} \quad [-]. \quad 5.83$$

Dále jsou uvažovány ztráty stupně netěsností labyrintových ucpávek. Tyto ztráty mají dvě složky. První složka je způsobena tím, že pára proudí mimo rozváděcí lopatkovou mříž, a to labyrintovou ucpávkou rozváděcího kola. Pokles účinnosti tímto únikem páry se určí jako:

$$\zeta_{u-s} = \frac{\dot{m}_u}{\dot{m}_i} \cdot \eta_o \quad [-] \quad 5.84$$

kde \dot{m}_u [kg/s] je množství páry protékající labyrintovou ucpávkou rozváděcího kola, určené vztahem 6.17.

Druhou složku ztráty netěsností labyrintových ucpávek tvoří ztráty únikem páry vně oběžných lopatek ζ_{u-b} [-]. Tato ztráta je určena vztahem 6.19 a 6.20.

Účinnost se zahrnutím přídatných ztrát se nazývá vnitřní termodynamická účinnost a vyjádří se jako:

$$\eta_{id} = \eta_o - \zeta_{\Theta} - \zeta_{\tau} - \zeta_x - \zeta_{u-s} - \zeta_{u-b} \quad [-]. \quad 5.85$$

Užitečný entalpický spád zpracovaný ve stupni je:

$$H_{u\dot{z}} = e_0 \cdot \eta_{id} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.86$$

Výsledná hodnota entalpie za stupněm, a tedy vstupní entalpie do následujícího stupně se určí jako:

$$h_{2*} = \bar{h}_o - H_{u\dot{z}} - \frac{c_2^2}{2} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.87$$

Celkový skutečný entalpický spád NT dílu je:

$$H^{NT} = \sum_{i=1}^5 H_{u\dot{z}_i} \quad [\text{kJ/kg}]. \quad 5.88$$

Termodynamická účinnost NT dílu se určí z rozdílu skutečného entalpického spádu a izoentropického entalpického spádu (vztah 4.29):

$$\eta_{id}^{NT} = \frac{H^{NT}}{H_{iz}^{NT}} \quad [-]. \quad 5.89$$

Vnitřní výkon stupně je součin užitečného entalpického spádu a hmotnostního toku páry daným stupněm, viz vztah 4.129.

Výsledné hodnoty uvádí tabulka 17.

Termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
e	[kJ/kg]	135,31	129,68	119,69	180,34	197,39
a	[kJ/kg]	119,40	115,53	108,77	161,18	151,19
η_o	[-]	0,88242	0,89087	0,90877	0,89374	0,76592
ζ_{\ominus}	[-]	0,00152	0,00388	0,00604	0,01656	0,06477
ζ_d	[-]	0,00237	0,00173	0,00122	0,00059	0,00035
ζ_x	[-]	0,00000	0,00000	0,00494	0,03332	0,07853
ζ_{u_s}	[-]	0,01547	0,00521	0,00318	0,00164	0,00040
ζ_{u_b}	[-]	0,01785	0,01250	0,00840	0,01511	0,01446
η_{td}	[-]	0,85	0,87	0,88	0,83	0,61
$H_{už}$	[kJ/kg]	114,36	112,50	105,92	149,05	119,90
$P_i^{ST_jedn}$	[kW]	6882,40	6591,05	5741,88	8080,22	6278,12
H^{NT}	[kJ/kg]	601,74				
η_{td}^{NT}	[-]	0,81				

Tabulka 17: Termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně.

5.9. Lopatkový plán

Profily lopatek musí být takové, aby při jejich obtékání vznikaly minimální ztráty, aby se zamezilo odtržení proudu, aby byly plynulé změny tlaku na povrchu a aby ztráty úplavem byly malé. Každý stupeň také musí vyhovět pevnostním a dynamickým podmínkám (viz kapitola 7).

Dle typu proudění rozlišujeme 4 typy lopatkových mříží:

- typ A – pro podzvukové proudění, pro hodnoty Machova čísla $Ma < 0,7 \div 0,9$
- typ B – pro transsonické proudění, pro hodnoty Machova čísla $0,9 < Ma < 0,15$
- typ C – pro nadzvukové proudění, pro hodnoty Machova čísla $1,1 < Ma < 1,3$
- typ D – rozšiřující se (Lavalovy) dýzy, pro nadzvukové proudění, pro hodnoty Machova čísla $Ma > 1,3 \div 1,5$.

5.9.1. Rozváděcí lopatky

Výběr profilu rozváděcích lopatek se provádí na základě výstupního úhlu z rozváděcího lopatkového kola α_1 [°] a Machova čísla, které se vypočte dle vztahu:

$$Ma_{RL} = \frac{c_1}{a_1} \quad [-], \quad 5.90$$

kde a_1 [m/s] je rychlost zvuku na výstupu z rozváděcích lopatek a určí se z tabulek, pro případ přehřáté páry (uvažován konstantní tlak a entalpie po výšce lopatky) jako:

$$a_1 = f(p_1; h_1) \quad [\text{m/s}], \quad 5.91$$

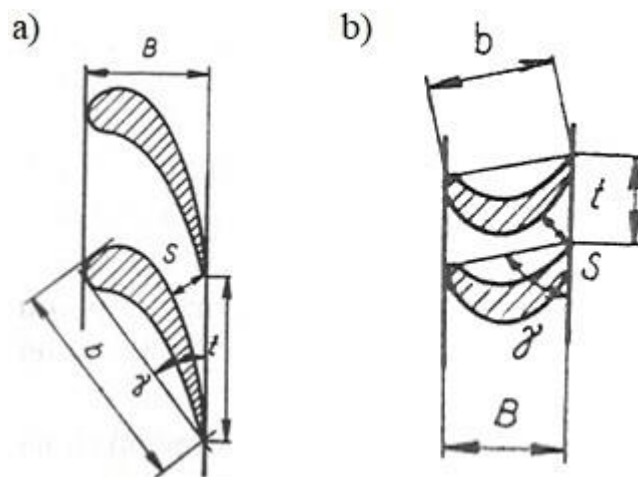
pro případ mokré páry pak jako:

$$a_1 = a(p_1; x = 0) + x_1 \cdot [a(p_1; x = 1) - a(p_1; x = 0)] \quad [\text{m/s}]. \quad 5.92$$

Na základě hodnot Machova čísla a úhlu α_1 [°] byly vybrány profily z katalogu profilů uvedeném v příloze 1. Poslední dva stupně tvoří modulové lopatky společnosti Doosan Škoda Power, proto nejsou v tabulce uvedeny a věnuje se jim kapitola 5.9.3. Zvolené profily rozváděcích lopatek platí pro patní průměr lopatky a jejich parametry uvádí tabulka 18. Parametr α_0 [°] značí vstupní úhel do rozváděcí lopatkové mříže, t_{opt} [-] je optimální rozteč lopatek, $b_{0,25}$ [mm] je délka tětivy zvoleného profilu lopatky, $S_{0,25}$ [cm²] je plocha profilu lopatky, $W_{0,25}$ [cm³] je ohybový moment plochy lopatky a $J_{0,25}$ [cm⁴] je kvadratický moment plochy lopatky. Grafické znázornění parametrů ukazuje obrázek 11. Uvedené hodnoty platí pro šířku lopatky:

$$B_{25} = 25 \quad [\text{mm}]. \quad 5.93$$

Pokud na základě pevnostních výpočtů bude nutné šířku změnit, bude nutné přepočítat i další parametry profilu uvedené v této tabulce, a to dle vzorců 7.5 až 7.7 uvedených v kapitole 7. Nově zvolenou šířku lopatek a přepočtené parametry udává tabulka 25.



Obrázek 11: Geometrické parametry rozváděcích (a) a oběžných (b) lopatek.

Parametry rozváděcích lopatek				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
zvolený profil		S-90-12A	S-90-12A	S-90-18A
rozmezí α_1	[°]	10-14	10-14	16-20
zvolené α_1	[°]	13,5	13,8	18
c_1	[m/s]	426,51	418,58	415,10
a_1	[m/s]	532,78	501,97	462,71
Ma_{RL}	[-]	0,801	0,833	0,894
rozmezí Ma_{RL}	[-]	do 0,85	do 0,85	do 0,90
typ proudění		A	A	A
rozmezí α_0	[°]	70-120	70-120	70-120
zvolené α_0	[°]	90	90	90
t_{opt}	[-]	0,72-0,87	0,72-0,87	0,70-0,80
zvolené t_{opt}	[-]	0,8	0,8	0,75
b_{0_25}	[mm]	6,25	6,25	4,71
S_{0_25}	[cm ²]	4,09	4,09	2,72
W_{0_25}	[cm ³]	0,575	0,575	0,330
J_{0_25}	[cm ⁴]	0,591	0,591	0,243

Tabulka 18: Volba typu rozváděcích lopatek a jejich parametry.

5.9.2. Oběžné lopatky

Výběr profilu oběžných lopatek se dělá na základě úhlů β_1 , β_2 a Machova čísla, které se vypočte dle vztahu:

$$Ma_{OL} = \frac{w_2}{a_2} \quad [-], \quad 5.94$$

kde a_2 [m/s] je rychlost zvuku na výstupu z oběžných lopatek a určí se z tabulek, pro případ přehřáté páry (uvažován konstantní tlak a entalpie po výšce lopatky) jako:

$$a_2 = f(p_2; h_2) \quad [\text{m/s}] \quad 5.95$$

a pro případ mokré páry pak jako:

$$a_2 = a(p_2; x=0) + x_2 \cdot [a(p_2; x=1) - a(p_2; x=0)] \quad [\text{m/s}]. \quad 5.96$$

Zvolené typy oběžných lopatek a jejich parametry uvádí tabulka 19.

Parametry oběžných lopatek				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
zvolený profil		R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A
vypočtené β_1	[°]	36,83	37,32	45,87
rozmezí β_1	[°]	25-40	25-40	30-50
vypočtené β_2	[°]	20,56	21,05	26,85
rozmezí β_2	[°]	19-24	19-24	22-28
w_2	[m/s]	312,57	311,98	315,18
a_2	[m/s]	520,16	486,53	468,34
Ma_{OL}	[-]	0,601	0,641	0,673
rozmezí Ma_{OL}	[-]	do 0,90	do 0,90	do 0,85
typ proudění		A	A	A
t_{opt}	[-]	0,58-0,68	0,55-0,65	0,55-0,65
zvolené t_{opt}	[-]	0,63	0,62	0,55
b_{0_25}	[mm]	2,56	2,54	2,54
S_{0_25}	[cm ²]	1,85	1,62	1,62
$W_{0_min_25}$	[cm ³]	0,234	0,168	0,168
$J_{0_min_25}$	[cm ⁴]	0,205	0,131	0,131

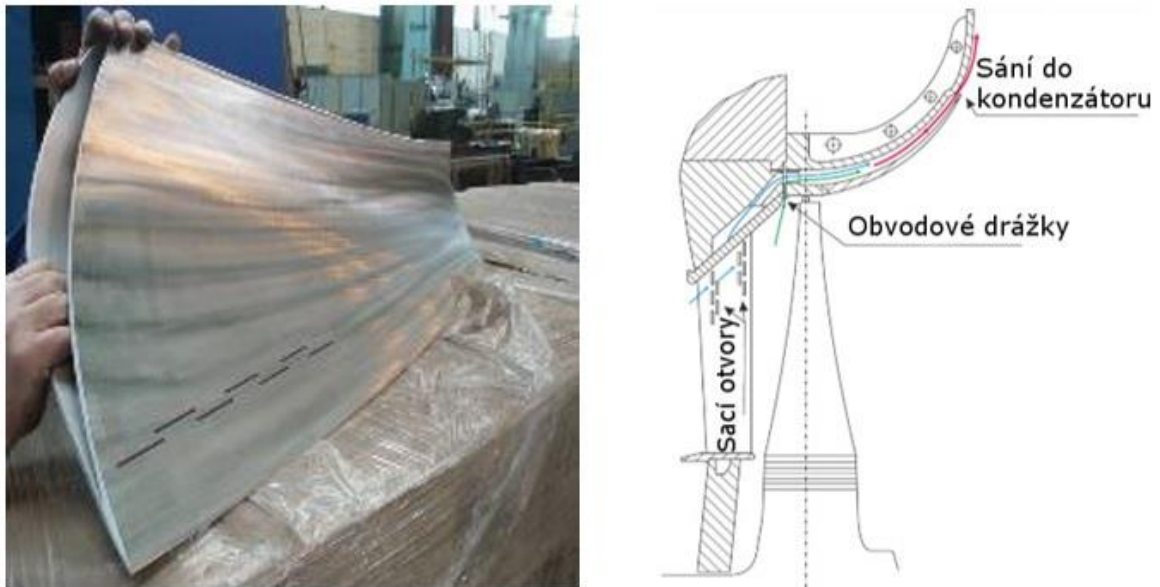
Tabulka 19: Volba typu oběžných lopatek a jejich parametry.

5.9.3. Lopatky posledního stupně

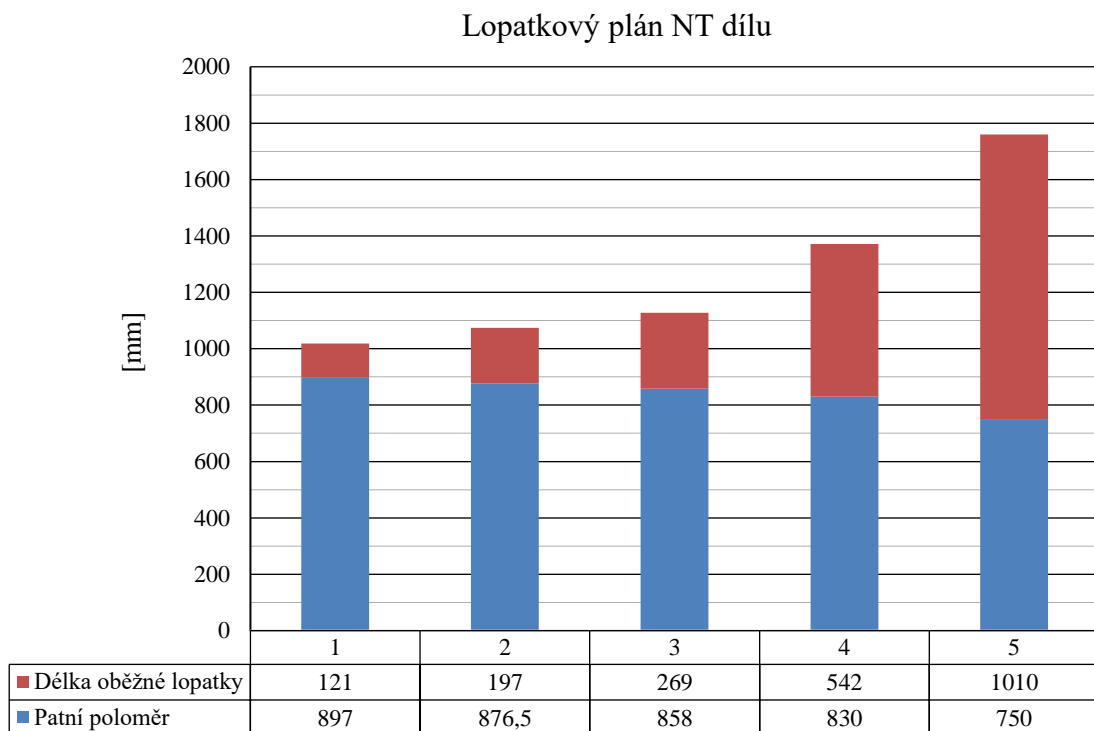
Lopatky posledních dvou stupňů NT dílů jsou obecně poměrně dlouhé a vysoce namáhané, pracují v oblasti mokré páry a právě návrh posledních stupňů lopatek tvoří významnou část know-how každého výrobce parních turbín. Z toho důvodu se ve firmách pro poslední jeden nebo dva stupně používají takzvané modulové lopatky, které jsou předem navrženy a pevnostně odzkoušené, a nedělají se tak na míru pro každou zakázku. Modulové lopatky použité v této práci jsou dány patním průměrem, délkou a úhly α_1, β_1 a β_2 [°] na středním průměru. Tyto lopatky jsou již pevnostně vyzkoušené a předem je daná i jejich geometrie, proto poslední dva stupně nejsou zahrnuty do výpočtu rychlostních trojúhelníků ani pevnostně kontrolovány. Z důvodu vysokých odstředivých sil je u posledních lopatek použit stromečkový závěs. Typ modulové lopatky také určuje rozměry a tvar výstupního hrdla.

Poslední stupně se nachází v oblasti mokré páry. Dochází k nárazům kapiček vody na listy lopatek, což má za následek vznik kavit a erozního opotřebení, a nepříznivě tak ovlivňuje mechanické vlastnosti a životnost lopatek. K omezení škodlivých vlivů vlhkosti jsou lopatky opatřeny návarem proti erozi. Ke snížení vlhkosti posledních stupňů se používají rozváděcí lopatky s odvodem vlhkosti. Tyto lopatky jsou duté, svařené ze dvou částí a jsou opatřeny

drážkami pro odvod kapalné fáze, která je dále vedena do kondenzátoru. Princip odstranění vlhkosti pomocí otvorů v rozváděcích lopatkách znázorňuje obrázek 12.



Obrázek 12: Odvod vlhkosti z posledního stupně NT dílu.



Obrázek 13: Průtočný kanál NT dílu.

6. Konstrukční návrh NT dílu

Výsledný konstrukční návrh NT dílu se nachází v příloze 9.

6.1. Rotor

Pro bezpečný provoz turbíny je nutné zabezpečit, aby se kritické otáčky rotoru nacházely dostatečně daleko od provozních otáček, a nedošlo tak k rezonanci a havárii zařízení. Hodnota kritických otáček závisí na velkém množství faktorů, na hmotnosti a tuhosti rotoru a jejich rozložení podél délky rotoru, dále na tuhosti a útlumu ložisek, olejového filmu a základu turbíny. Orientační hodnotu kritických otáček lze stanovit jako:

$$n_{krit} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{D_{max}}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{m_{rotor}}{L}}} \quad [1/min], \quad 6.1$$

kde D_{max} [mm] je největší průměr rotoru, L [m] je ložisková vzdálenost a m_{rotor} [kg] je přibližná hmotnost soustavy rotoru, závěsů a lopatek, určená z konstrukčního návrhu pomocí programu Catia.

Podle vztahu mezi provozními a kritickými otáčkami se rozlišují dva typy rotorů, tuhé a elastické. Pro tuhé rotory platí:

$$n_{krit} > n_{provoz}$$

a pro elastické:

$$n_{krit} < n_{provoz} \cdot$$

U tuhých rotorů platí následující podmínka pro jejich bezpečný provoz:

$$n_{krit_bezp} \geq 1,25 \cdot n_{provoz} \quad 6.2$$

a u elastických rotorů platí podmínka:

$$n_{krit_bezp_el} \leq 0,7 \cdot n_{provoz} \cdot \quad 6.3$$

Výsledky kontroly rotoru jsou uvedeny v tabulce 20.

Rotor je svařované konstrukce, z důvodu zkrácení doby prohřívání a odlehčení rotorové soustavy. Jsou na něm umístěny vyvažovací otvory, a to ve třech vyvažovacích rovinách – před vnějšími ucpávkami, před prvním stupněm (pouze v jedné polovině jinak symetrického NT dílu) a za druhým stupněm. Z důvodu umístění vyvažovacích otvorů před prvním stupněm chybí v této polovině dvouproudového NT dílu vnitřní ucpávka.

Kritické otáčky rotoru		
D_{\max}	[mm]	1850
L	[m]	5,15
m_{rotor}	[kg]	42000
n_{krit}	[1/min]	10716,90
n_{prov}	[1/min]	3000
$n_{\text{krit}} / n_{\text{prov}}$	[-]	3,57

Tabulka 20: Výpočet kritických otáček rotoru.

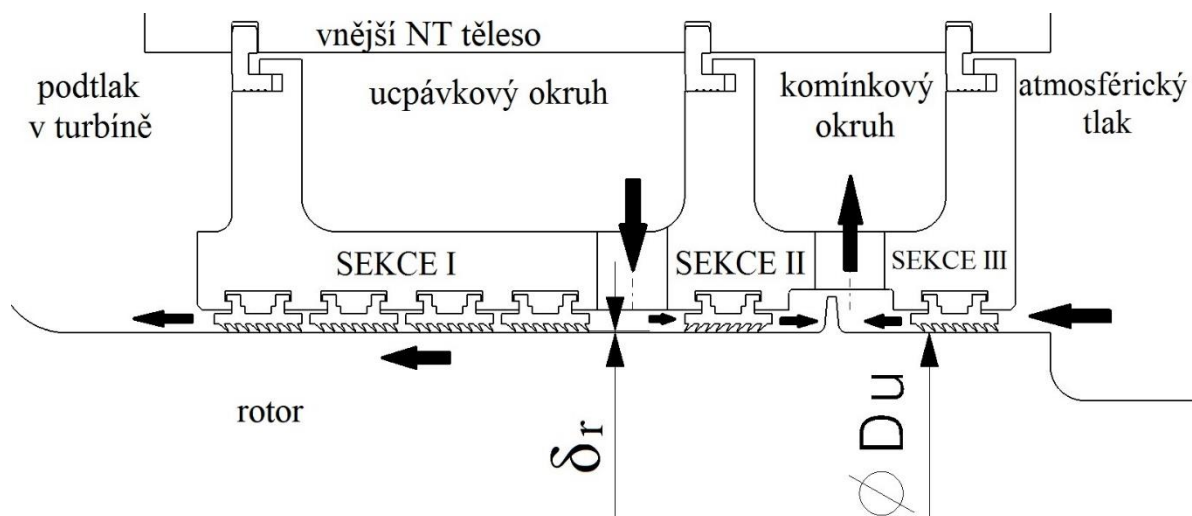
6.2. Ucpávky

Ucpávky slouží k utěsnění prostoru mezi statorom a rotorem turbíny (vnitřní ucpávky) a také k zabránění úniku páry z turbíny do strojovny nebo přísávání vzduchu do vnitřního prostoru turbíny (vnější ucpávky). Nejběžnějším typem těsnění jsou bezdotykové labyrintové ucpávky. Protože se jedná o ucpávky bezdotykové, dochází v nich k úniku páry a tím ke snížení účinnosti stroje.

6.2.1. Vnější ucpávky

Na elektrárně je použit NT díl s dvouproudým symetrickým uspořádáním, tedy vnější ucpávky zde slouží k zamezení přísávání vzduchu ze strojovny do vnitřního prostoru turbíny, kde je oproti atmosférickému tlaku podtlak. Na obou koncích NT dílu jsou tlakové parametry stejné, takže konstrukce ucpávek bude také stejná.

NT díl turbíny se nachází v poměrně velké vzdálenosti od axiálního ložiska, tedy dochází zde ke značným posuvům rotoru vůči statoru. Z toho důvodu je použit tzv. nepravý labyrint, kdy rotor má v místě ucpávky hladký povrch a ucpávkové břity jsou jen na statorové části.



Obrázek 14: Schéma vnějších ucpávek.

Vnější ucpávky jsou složeny ze tří sekcí, viz obrázek 14. Ucpávky první a druhé sekce jsou zahlcovány parou o tlaku mírně vyšším, než je tlak atmosférický. Mezi druhou a třetí sekcí ucpávek je parovzdušná směs odsávána do komínkového okruhu o tlaku mírně nižším, než je tlak atmosférický.

Radiální vůle ucpávky byla dle doporučení Doosan Škoda Power volena:

$$\delta_r = 0,7 \quad [\text{mm}]. \quad 6.4$$

Průtočná plocha ucpávky je:

$$S_u = \pi \cdot D_u \cdot \delta_r \quad [\text{m}^2], \quad 6.5$$

kde D_u [mm] je vnější průměr rotoru v místě ucpávky, viz obrázek 14.

Tlakový poměr před (p_1) a za (p_2) ucpávkou je:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad [-]. \quad 6.6$$

V sekci III je do ucpávky nasáván vzduch ze strojovny o parametrech:

$$p_1 = p_{atm} \quad [\text{bar}], \quad 6.7$$

$$v_1 = \frac{r \cdot T_{vzduch}}{p_{atm}} \quad [\text{m}^3/\text{kg}], \quad 6.8$$

kde p_{atm} [bar] je atmosférický tlak, $r = 287,1$ [J/kgK] je specifická plynová konstanta vzduchu, $T_{vzduch} = 308,15$ [K] je zvolená teplota vzduchu ve strojovně a v_1 [m³/kg] je měrný objem před ucpávkou.

Mezi sekcí II a III je odsávána parovzdušná směs o tlaku:

$$p_2 = 0,96 \quad [\text{bar}]. \quad 6.9$$

Prostor mezi sekcí I a sekcí II je zahlcován parou o tlaku:

$$p_1 = 1,02 \quad [\text{bar}] \quad 6.10$$

a měrném objemu (dle původní dokumentace):

$$v_1 = 1,8653 \quad [\text{m}^3/\text{kg}]. \quad 6.11$$

Hmotností průtok páry ucpávkou závisí na charakteru proudění. Kritériem pro určení charakteru proudění je kritický tlakový poměr:

$$\pi_{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z+1,25}} \quad [-], \quad 6.12$$

kde z [-] je počet břitů ucpávky.

Pokud platí nerovnost:

$$\pi \leq \pi_{krit}, \quad 6.13$$

dochází na posledním břitu labyrintové ucpávky ke kritickému proudění. V tomto případě se vypočte hmotnostní tok páry ucpávkou dle vztahu:

$$\dot{m}_u = k \cdot \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_1}{z + 1,25 \cdot v_1}} \quad [\text{kg/s}], \quad 6.14$$

kde $\mu [-]$ je průtokový součinitel ucpávek určený graficky dle diagramu v příloze 5 na základě radiální vůle a šířky břitu $\Delta [\text{mm}]$; $k [-]$ je součinitel zvýšení průtoku pro nepravý labyrint, který je u NT dílu použit. Vypočte se dle vztahu:

$$k = \sqrt{\frac{z}{(1-q) \cdot z + q}} \quad [-], \quad 6.15$$

kde součinitel $q [-]$ se určí jako:

$$q = 1 - \frac{1}{\left(1 + 16,6 \cdot \frac{\delta_r}{t}\right)} \quad [-], \quad 6.16$$

kde $t [\text{mm}]$ je axiální vzdálenost břitů ucpávky.

Pokud nerovnost dle vztahu 6.13 neplatí, hmotnostní tok páry ucpávkou se vypočte dle vztahu:

$$\dot{m}_u = k \cdot \mu \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad [\text{kg/s}]. \quad 6.17$$

V případě NT dílu vnější ucpávky nejsou zdrojem ztrátového výkonu, protože pára díky podtlaku z NT části turbíny neuniká. Průtoky páry jednotlivými sekcemi jedním koncem NT dílu jsou uvedeny v tabulce 21.

Průtok páry vnějšími ucpávkami				
		SEKCE I	SEKCE II	SEKCE III
p_1	[bar]	1,02	1,02	1,01325
p_2	[bar]	0,025	0,96	0,96
π	[-]	0,02	0,94	0,95
z	[-]	32	8	8
π_{krit}	[-]	0,20	0,27	0,27
typ proudění		KRITICKÉ	NEKRITICKÉ	NEKRITICKÉ
D_u	[m]	0,786	0,786	0,786
δ_r	[mm]	0,7	0,7	0,7

S_u	[m ²]	0,001729	0,001729	0,001729
Δ	[mm]	0,5	0,5	0,5
δ_r / Δ	[-]	1,4	1,4	1,4
μ	[-]	0,69	0,69	0,69
t	[mm]	6	6	6
v_1	[m ³ /kg]	1,87	1,87	0,87
q	[-]	0,66	0,66	0,66
k	[-]	1,66	1,54	1,54
\dot{m}_u	[kg/s]	0,1082	0,0512	0,0707

Tabulka 21: Průtok páry vnějšími ucpávkami.

6.2.2. Vnitřní ucpávky

Výpočet průtočného množství páry vnitřními ucpávkami je proveden na základě vztahů v kapitole 6.2.1 s tím, že radiální vůle δ_r [mm] je volena individuálně pro každý stupeň dle doporučení Doosan Škoda Power a to tak, že největší vůle je v prostřední části rotoru, kde dochází při jeho otáčení k největším výchylkám. První stupeň má z konstrukčních důvodů ucpávku jen na jedné straně dvou Prouděného tělesa. Výsledné hodnoty výpočtu průtoku vnitřními ucpávkami uvádí tabulka 22.

Průtok páry vnitřními ucpávkami						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
p_1	[bar]	2,81	1,48	0,75	0,36	0,10
p_2	[bar]	1,94	1,05	0,52	0,20	0,07
π	[-]	0,69	0,71	0,69	0,57	0,68
z	[-]	6	6	6	6	6
π_{krit}	[-]	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
typ proudění		NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.	NEKRIT.
D_u	[m]	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
δ_r	[mm]	1,9	1,2	1,2	1,1	1,1
S_u	[m ²]	0,004835	0,003054	0,003054	0,002799	0,002799
Δ	[mm]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
δ_r / Δ	[-]	3,8	2,4	2,4	2,2	2,2
μ	[-]	0,74	0,76	0,76	0,76	0,76
t	[mm]	8	8	8	8	8
v_1	[m ³ /kg]	0,84	1,40	2,40	4,39	13,30

q	[-]	0,80	0,71	0,71	0,70	0,70
k	[-]	1,73	1,57	1,57	1,54	1,54
\dot{m}_u	[kg/s]	1,0547	0,3425	0,1897	0,0998	0,0275

Tabulka 22: Průtok páry vnitřními ucpávkami.

6.2.3. Nadbandážové ucpávky

Nadbandážové ucpávky zabraňují obtoku páry vně oběžných lopatek. Pokud má oběžná lopatka bandáž, množství uniklé páry závisí na velikosti osové mezery δ_a [mm] mezi rozváděcím kolem a bandáží lopatek, a na velikosti radiální mezery δ_r [mm] mezi bandáží a statorem (viz obrázek 15). Tyto mezery lze nahradit ekvivalentní mezerou, odpovídající stejné velikosti průtoku:

$$\delta_{EKV} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + \frac{1,5 \cdot z}{\delta_r^2}}} \quad [\text{mm}] \quad 6.18$$

Velikost ztráty způsobené únikem páry bandáží se vyjádří vztahem:

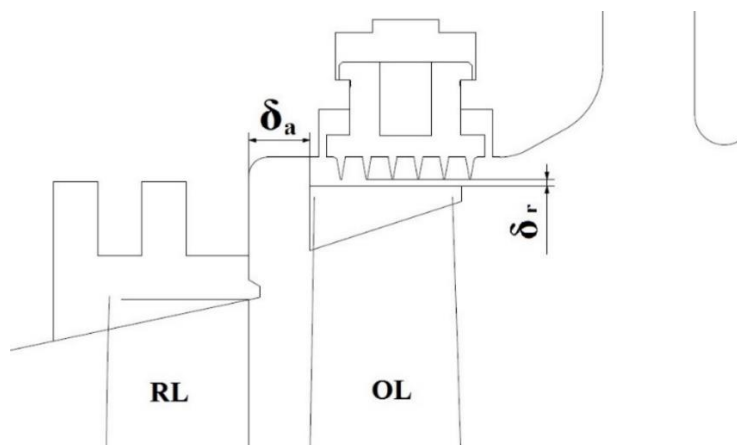
$$\zeta_{u-b} = \frac{\pi \cdot (D_{s2} + b_b) \cdot \delta_{EKV}}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho_{stř}}} \cdot \eta_o \quad [-] \quad 6.19$$

kde b_b [mm] je výška bandáže (odečtená z konstrukčního výkresu).

Pokud je lopatka bez bandáže, ztráta se určí dle vztahu:

$$\zeta_{u-b} = 0,75 \cdot \frac{\pi \cdot D_{s2} \cdot \delta_r}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho_{stř}}} \cdot \eta_o \quad [-] \quad 6.20$$

Výsledné hodnoty ztrát úniku páry vně oběžných lopatek uvádí tabulka 23.



Obrázek 15: Schéma nadbandážové ucpávky.

Ztráty únikem páry vně oběžných lopatek						
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3	STUPEŇ 4	STUPEŇ 5
$\rho_{stř}$	[-]	0,40	0,45	0,47	0,49	0,68
ρ_{δ}	[-]	0,47	0,54	0,57	0,65	0,83
δ_r	[mm]	1,8	1,8	1,8	4	4
δ_a	[mm]	10	14	16	20	-
z	[-]	6	6	6	4	-
δ_{EKV}	[mm]	0,60	0,60	0,60	1,61	-
b_b	[mm]	6	9	12	16	-
$D_{\delta 2}$	[mm]	2033	2147	2254	2744	3520
S_1	[m ²]	0,1661	0,2811	0,4697	0,9153	2,8242
η_o	[-]	0,88242	0,89087	0,90877	0,89374	0,76592
ζ_{u_b}	[-]	0,01785	0,01250	0,00840	0,01511	0,01446

Tabulka 23: Ztráty únikem páry vně oběžných lopatek.

6.3. Výstupní hrdlo

Výstupní hrdlo zajišťuje odvod páry v požadovaném směru do kondenzátoru při minimálních energetických ztrátách. V tomto případě je kondenzátor umístěný pod turbínou. Proud z posledního stupně vychází osově-radiálním směrem, otáčí se o 90° směrem dolů a vstupuje do kondenzátoru.

Výstupní hrdlo musí dále splnit nezbytné pevnostní požadavky, protože na něj působí tlakový rozdíl o velikosti v průměru:

$$\Delta p_{VH} = 0,1 \text{ [MPa]}. \quad 6.21$$

Dalším jeho úkolem je zajistit rovnoměrné rozložení tlaku v obvodovém směru za oběžnými lopatkami posledního stupně. Při nerovnoměrném rozložení tlaku by docházelo k silovému působení na lopatky a ke zvýšení jejich dynamického namáhání.

Také musí zaručit stacionární proudění a rovnoměrné rozložení rychlostního pole na vstupu do kondenzátoru. Jejich konstrukční provedení musí umožnit snadný přístup k ložiskovým stojanům z důvodu případných oprav.

V modernizovaném návrhu bude použito výstupní hrdlo s difuzorem. Konstrukční návrh difuzoru se řídí poslední lopatkou NT dílu, tedy pro modulovou lopatku je pevně daný. Tlakový rozdíl mezi výstupem z posledního stupně kondenzátorem ve výpočtech nebyl uvažován. Snížení tlaku za poslední lopatkou dosažené použitím difuzoru totiž přibližně odpovídá tlakovým ztrátám v nástavbě kondenzátoru. Bez použití difuzoru by tedy bylo nutné za posledním stupněm NT dílu uvažovat tlak vyšší, než je tlak v kondenzátoru.

6.4. Potrubí

Prívodní a odběrová potrubí jsou dimenzována na maximální rychlost páry:

$$w_{\max} = 50 \text{ [m/s]}. \quad 6.22$$

Vnitřní průměr potrubí se vypočte jako:

$$d_{\text{potrubí}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m} \cdot v}{\pi \cdot w_{\max}}} \text{ [mm]}, \quad 6.23$$

kde \dot{m} [kg/s] je hmotnostní průtok páry potrubím a v [m³/kg] je měrný objem páry v potrubí.

Na základě vypočteného průměru potrubí se určí normalizované potrubí o jmenovité světlosti (DN) nejbližší vyšší, než je vypočtená hodnota. Výsledky návrhu potrubí jsou uvedeny v tabulce 24.

Návrh rozměrů potrubí					
		přívodní potrubí	odběr do NTO3	odběr do NTO2	odběr do NTO1
\dot{m}	[kg/s]	120,36	1,60	4,37	1,85
v	[m ³ /kg]	0,84	1,39	2,39	13,23
$d_{\text{potrubí}}$	[mm]	1602,66	237,77	515,71	789,30
zvolené potrubí		DN1800	DN300	DN600	DN800

Tabulka 24: Návrh rozměrů potrubí.

7. Pevnostní výpočet

V této kapitole bude provedena pevnostní kontrola lopatek, jejich závěsů a rozváděcích kol. V současné době se k pevnostním výpočtům používají programy založené na metodě konečných prvků, které umožňují detailní analýzu jednotlivých částí turbíny. Zde použitý analytický postup je značně zjednodušený, ale pro prvotní návrh nutný k podání nabídky pro zákazníka je dostatečný.

Pro pevnostní výpočty je nejprve nutné určit počet lopatek každého stupně a jejich rozteč. Na základě optimální poměrné rozteče a délky tělivity profilu (viz tabulka 18 a tabulka 19) lze spočítat rozteč lopatek:

$$t = t_{\text{opt}} \cdot b_0 \text{ [mm]} \quad 7.1$$

a na základě rozteče lopatek pak počet lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{t} \text{ [-]}, \quad 7.2$$

kteřý je třeba zaokrouhlit na celé číslo, veličina je pojmenována jako skutečný počet lopatek a značena z_{skut} [-]. Na základě zaokrouhlení je nutné spočítat skutečnou rozteč lopatek pomocí vztahu:

$$t_{skut} = \frac{\pi \cdot D_s}{z_{skut}} \quad [\text{mm}]. \quad 7.3$$

Další veličinou charakterizující lopatkovou mříž je úhel nastavení profilu γ [°] (viz obrázek 11). Spočte se jako:

$$\gamma = \arccos \frac{B_{25}}{b_{0,25}} \quad [^\circ]. \quad 7.4$$

První krok pevnostního výpočtu bude proveden pro šířku lopatky $B_{25} = 25$ [mm]. Spočtené napětí bude porovnáno s napětím dovoleným pro danou teplotu. Pokud spočtené napětí bude vycházet vyšší než dovolené, bude nutné upravit šířku lopatky a výpočet opakovat. Při změně šířky lopatky se změní i pevnostní parametry uvedené v tabulce 18 a tabulce 19.

Pro přepočítání plochy profilu se použije vztah:

$$S_0 = S_{0,25} \cdot \left(\frac{B_0}{B_{0,25}} \right)^2 \quad [\text{cm}^2], \quad 7.5$$

pro přepočítání modulu průřezu v ohybu se použije vztah:

$$W_{0,\min} = W_{0,\min,25} \cdot \left(\frac{B_0}{B_{0,25}} \right)^3 \quad [\text{cm}^3] \quad 7.6$$

a délka tětiny se přepočte dle vztahu:

$$b_0 = \frac{B_0}{\cos \gamma} \quad [\text{mm}]. \quad 7.7$$

Přepočtené parametry rozváděcích i oběžných lopatek uvádí tabulka 25.

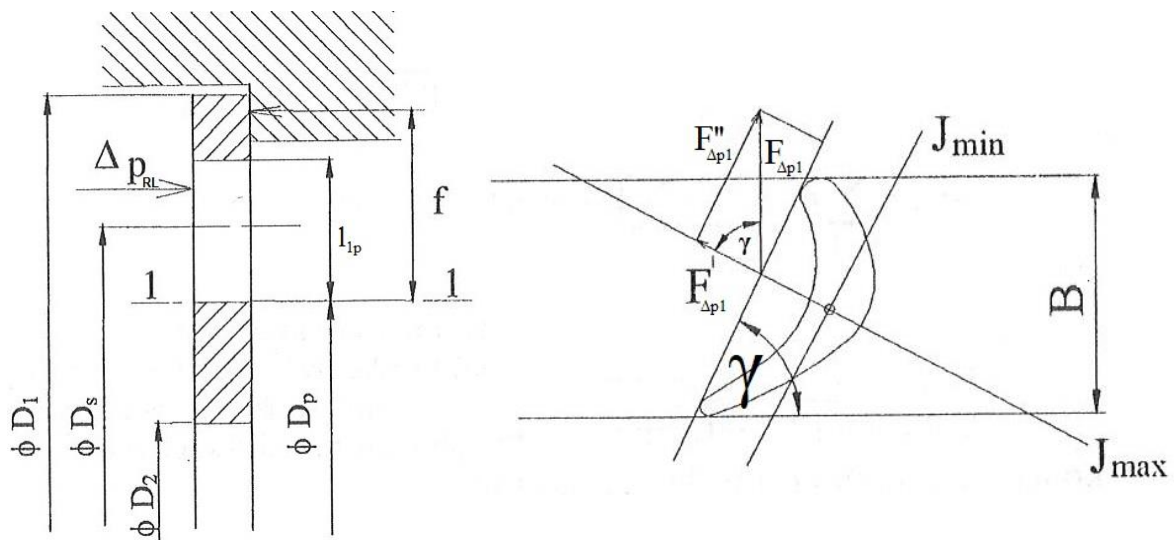
Přepočítání parametrů rozváděcích lopatek pro změněnou šířku B_0				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
$B_{0,25}$	[mm]	25	25	25
B_0	[mm]	50	45	45
t	[mm]	100,00	90,00	63,59
z	[-]	60,067	68,068	98,074
z_{skut}	[-]	60	68	98
t_{skut}	[mm]	100,11	90,09	63,63
γ	[°]	66,42	66,42	57,94

b_0	[mm]	125,00	112,50	84,78
S_0	[cm ²]	16,36	13,25	8,81
W_{0_min}	[cm ³]	4,600	3,353	1,925
Přepočet parametrů oběžných lopatek pro změněnou šířku B_0				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
B_{0_25}	[mm]	25	25	25
B_0	[mm]	30	35	45
t	[mm]	19,35	22,58	28,35
z	[-]	310,37	271,32	219,99
z_{skut}	[-]	310	271	220
t_{skut}	[mm]	19,38	22,61	28,35
γ	[°]	12,43	12,43	10,18
b_0	[mm]	30,72	35,84	45,72
S_0	[cm ²]	2,66	3,63	5,25
W_{0_min}	[cm ³]	0,404	0,642	0,980

Tabulka 25: Přepočet parametrů lopatek pro změněnou šířku B_0 .

7.1. Namáhání rozváděcích lopatek

Rozváděcí lopatky budou zkontrolovány na ohyb. Vyšetření namáhání je provedeno v rovině 1-1 (na patním průměru lopatky), viz obrázek 16, kde na rozváděcí lopatku působí největší ohybové napětí.



Obrázek 16: Namáhání rozváděcích lopatek.

V opěrné ploše působí síla od přetlaku Δp_{RL} [bar], který je dán rozdílem tlaků před a za rozváděcím kolem (označení tlaků ve shodě s výpočtem průtočné části v kapitole 5):

$$\Delta p_{RL} = p_0 - p_1 \quad [\text{bar}]. \quad 7.8$$

Přetlak působí na plochu rozváděcího kola:

$$S_{RK} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) \quad [\text{m}^2], \quad 7.9$$

kde rozměry D_1, D_2 [m] (viz obrázek 16) jsou určeny z konstrukčního návrhu v programu Catia.

Síla od přetlaku se pak určí jako:

$$F_{\Delta p} = S_{RK} \cdot \Delta p_{RL} \quad [\text{N}]. \quad 7.10$$

Síla působící na jednu lopatku je:

$$F_{\Delta p1} = \frac{F_{\Delta p}}{z_{skut}} \quad [\text{N}]. \quad 7.11$$

Složka síly $F_{\Delta p1}$ [N] v ose maximálního kvadratického momentu průřezu J_{\max} [cm⁴] se určí pomocí úhlu nastavení profilu:

$$F'_{\Delta p1} = F_{\Delta p1} \cdot \sin \gamma \quad [\text{N}]. \quad 7.12$$

Ohybový moment v patním profilu lopatky je:

$$M'_{\Delta p1} = F'_{\Delta p1} \cdot f \quad [\text{Nm}], \quad 7.13$$

kde f [m] je vzdálenost patního profilu lopatky od působíště síly $F_{\Delta p1}$ [N], hodnota je odečtena z konstrukčního návrhu v programu Catia.

Dovolené namáhání σ_D [MPa] závisí na použitém materiálu lopatek a na jejich teplotě. Výběr všech materiálů a zjištění dovolených hodnot namáhání byl proveden s použitím přílohy 6. Teplota rozváděcích lopatek se uvažuje o 50 °C nižší než teplota páry na vstupu do rozváděcího kola:

$$t_{RL} = t_0 - 50 \quad [^\circ\text{C}], \quad 7.14$$

kde teplota t_0 [°C] byla určena vztahem 5.22.

Ohybové napětí v patním profilu je dáno vztahem:

$$\sigma_o = \frac{M'_{\Delta p1}}{W_{0_min}} \quad [\text{MPa}]. \quad 7.15$$

Každá lopatka musí splnit podmínku:

$$\sigma_o \leq \sigma_D. \quad 7.16$$

Výsledky pevnostní kontroly rozváděcích lopatek jsou uvedeny v tabulce 26.

7.2. Namáhání rozváděcích kol

Rozváděcí kola jsou namáhána na ohyb vlivem tlakového rozdílu před a za nimi. Protože detailní výpočet je značně složitý, bude použit zjednodušený výpočet dle Taylora. Ten je založen na zobecnění experimentů, při nichž rozváděcí kolo je nahrazeno kruhovou půlenou deskou. Dále se při výpočtu neuvažuje s členitostí kola, kolo je uvažováno s jednotnou šířkou.

Vnější poloměr rozváděcího kola je:

$$R = \frac{D_1}{2} \quad [\text{m}], \quad 7.17$$

vnitřní poloměr je:

$$r = \frac{D_2}{2} \quad [\text{m}]. \quad 7.18$$

Maximální ohybové napětí je dáno vztahem:

$$\sigma_{o_max} = \varphi \cdot \Delta p_{RL} \cdot \frac{R^2}{h^2} \quad [\text{MPa}], \quad 7.19$$

kde $\varphi [-]$ je koeficient pro namáhání v ohybu stanovený z diagramu v příloze 2 na základě poměru vnitřního a vnějšího průměru rozváděcího kola; $h [\text{m}]$ je navržená šířka rozváděcího kola.

Dovolené napětí v ohybu je závislé na použitém materiálu a teplotě $t_{RL} [^\circ\text{C}]$, která byla určena vztahem 7.14.

Pro všechna rozváděcí kola musí platit:

$$\sigma_{o_max} < \sigma_D. \quad 7.20$$

Maximální průhyb je dán vztahem:

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta p_{RL} \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3} \quad [\text{mm}], \quad 7.21$$

kde $\mu [-]$ je koeficient pro průhyb stanovený z diagramu v příloze 3 na základě poměru vnitřního a vnějšího průměru rozváděcího kola; $E [\text{MPa}]$ je modul pružnosti v tahu, určený z diagramu v příloze 4 pro daný materiál a teplotu $t_{RL} [^\circ\text{C}]$.

Maximální dovolený průhyb je:

$$y_{max_D} = 0,002 \cdot \frac{D_1}{2} \quad [\text{mm}]. \quad 7.22$$

Pro všechna rozváděcí kola musí platit:

$$y_{\max} < y_{\max_D} \cdot$$

7.23

Výsledky pevnostní kontroly rozváděcích kol jsou uvedeny v tabulce 26.

Pevnostní kontrola rozváděcích lopatek				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
Δp_{RL}	[bar]	0,87	0,43	0,23
D_1	[m]	2,30	2,36	2,54
D_2	[m]	0,862	0,862	0,862
f	[m]	0,21	0,25	0,35
S_{RK}	[m ²]	3,57	3,79	4,48
$F_{\Delta p}$	[N]	309253,95	164739,29	103050,04
$F_{\Delta p1}$	[N]	5154,23	2422,64	1051,53
$F'_{\Delta p1}$	[N]	4723,93	2220,38	891,18
$M'_{\Delta p1}$	[Nm]	992,03	558,65	307,64
t_{RL}	[°C]	192,40	130,35	71,05
materiál		SN422903	422905	422905
σ_o	[MPa]	215,66	166,59	159,85
σ_D	[MPa]	224	177	186
$\sigma_o < \sigma_D$		ANO	ANO	ANO
Pevnostní kontrola rozváděcích kol				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
R	[m]	1,15	1,18	1,27
r	[m]	0,431	0,431	0,431
r/R	[-]	0,37	0,37	0,34
φ	[-]	2,05	2,05	2,16
h	[m]	0,12	0,09	0,08
$h/(R-r)$	[-]	0,17	0,12	0,10
μ	[-]	1,25	1,26	1,27
E	[MPa]	209000	212000	215000
materiál		422747.6	422747.6	422744.6
σ_{o_max}	[MPa]	163,04	153,14	125,12
σ_D	[MPa]	182	191	139
$\sigma_{o_max} < \sigma_D$		ANO	ANO	ANO
y_{\max}	[mm]	0,52	0,69	0,69

y_{\max_D}	[mm]	2,3	2,36	2,54
$y_{\max} < y_{\max_D}$		ANO	ANO	ANO

Tabulka 26: Pevnostní kontrola rozváděcích lopatek a rozváděcích kol.

7.3. Namáhání oběžných lopatek

Oběžné lopatky budou zkontrolovány na ohybové a tahové namáhání na patním průměru lopatky.

7.3.1. Ohybové namáhání

Na oběžné lopatky působí obvodová síla od přenášeného výkonu:

$$F_u = \dot{m} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{skut}} \quad [\text{N}] \quad 7.24$$

a axiální síla od proudící páry:

$$F_a = \frac{\dot{m}}{z_{skut}} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p_{OL} \cdot l_2 \cdot t_{skut} \quad [\text{N}], \quad 7.25$$

kde Δp_{OL} [bar] je rozdíl tlaků před a za oběžnou lopatkou (označení tlaků ve shodě s výpočtem průtočné části v kapitole 5):

$$\Delta p_{OL} = p_1 - p_2 \quad [\text{bar}]. \quad 7.26$$

Výsledná síla působící na lopatku se spočte z obvodové a axiální složky:

$$F_o = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} \quad [\text{N}]. \quad 7.27$$

Maximální ohybový moment je:

$$M_{o_max} = F_o \cdot \frac{l_2}{2} \quad [\text{Nm}]. \quad 7.28$$

Maximální ohybové napětí se vypočte jako:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_max}}{W_{0_min}} \quad [\text{MPa}] \quad 7.29$$

a pro každý stupeň musí být splněna podmínka:

$$\sigma_o \leq \sigma_D \quad [\text{MPa}], \quad 7.30$$

kde dovolené napětí pro stupně, za kterými se nachází odběr, je rovno:

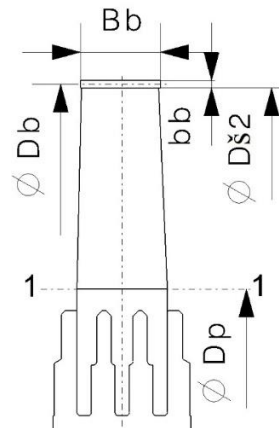
$$\sigma_D = 16 \quad [\text{MPa}] \quad 7.31$$

a pro ostatní stupně je rovno:

$$\sigma_D = 20 \quad [\text{MPa}]. \quad 7.32$$

7.3.2. Tahové namáhání

Tahové namáhání oběžných lopatek je způsobeno odstředivou silou, která je vyvozena celkovou hmotností, nacházející se nad průřezem 1-1 v obrázku 17, a odstředivým zrychlením.



Obrázek 17: Tahové namáhání oběžných lopatek.

Pro pevnostní kontrolu se uvažují zvýšené otáčky při zásahu pojistného regulátoru. Tyto otáčky jsou zvýšeny o 10 % oproti otáčkám nominálním:

$$n' = 1,1 \cdot n \quad [1/\text{min}], \quad 7.33$$

těmto otáčkám odpovídá zvýšená úhlová rychlost:

$$\omega' = \left(\frac{\pi \cdot n'}{30} \right) \quad [\text{rad/s}]. \quad 7.34$$

Odstředivá síla listu lopatky je:

$$O_l = \rho \cdot S_0 \cdot l_2 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 \cdot \frac{1}{k} \quad [\text{N}], \quad 7.35$$

kde ρ [kg/m^3] je hustota materiálu, zde uvažována ocel s hustotou:

$$\rho = 7850 \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad 7.36$$

a k [-] je koeficient odlehčení pro zkroucené lopatky. Udává, kolikrát by bylo napětí vyšší u lopatek stálého průřezu po výšce ve srovnání s lopatkou proměnlivého průřezu, u které se plocha profilu zmenšuje směrem od paty ke špičce lopatky. Koeficient se vypočte ze vztahu:

$$k = \sqrt{\frac{A_p}{A_s}} \quad [-], \quad 7.37$$

kde $\frac{A_p}{A_s}$ [-] je poměr ploch patního a špičkového profilu lopatky a je odečten z grafu v příloze 7 na základě délky oběžné lopatky.

Odstředivá síla bandáže je:

$$O_b = \rho \cdot \pi \cdot D_b \cdot B_b \cdot b_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega'^2 \cdot \frac{1}{z_{skut}} \cdot \frac{1}{k} \quad [\text{N}], \quad 7.38$$

kde D_b [mm] je průměr osy bandáže, B_b [mm] je šířka bandáže a b_b [mm] je výška bandáže, která byla odečtena z konstrukčního návrhu v programu Catia.

Celková odstředivá síla připadající na jednu lopatku je součtem odstředivé síly listu lopatky a odstředivé síly od bandáže:

$$O = O_l + O_b \quad [\text{N}]. \quad 7.39$$

Tahové namáhání ve vyznačeném řezu 1-1 pak je:

$$\sigma_t = \frac{O_c}{S_0} \quad [\text{MPa}]. \quad 7.40$$

Ohybové a tahové napětí se sjednotí a uvažuje se celkové namáhání podle vztahu:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t \quad [\text{MPa}]. \quad 7.41$$

Maximální dovolené napětí je opět závislé na teplotě, teplota oběžných lopatek se uvažuje o 50 °C nižší než teplota páry v tomto místě (ta byla určena vztahem 5.33):

$$t_{OL} = t_1 - 50 \quad [^\circ\text{C}]. \quad 7.42$$

Pro celkové namáhání musí platit nerovnost:

$$\sigma_c < \sigma_D. \quad 7.43$$

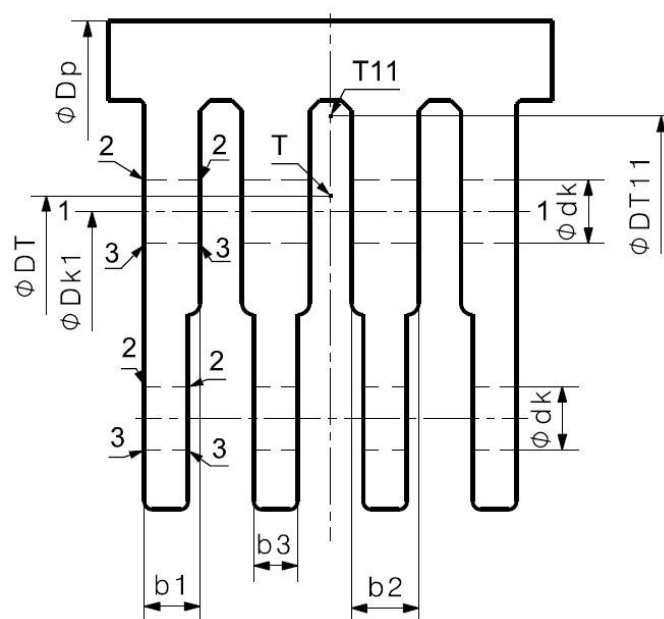
Výsledky pevnostní kontroly oběžných lopatek jsou uvedeny v tabulce 27.

Ohybové namáhání oběžných lopatek				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
Δp_{OL}	[bar]	0,46	0,29	0,16
F_u	[N]	78,40	84,41	94,12
F_a	[N]	-0,90	-1,34	-2,30
F_o	[N]	78,41	84,42	94,15
M_{o_max}	[Nm]	4,74	8,32	12,66
σ_o	[MPa]	11,73	12,95	12,92
σ_D	[MPa]	16	16	20
$\sigma_o < \sigma_D$		ANO	ANO	ANO
Tahové namáhání oběžných lopatek				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
D_b	[mm]	2039,0	2156,0	2266,0

B_b	[mm]	35,0	35,0	38,0
b_b	[mm]	6	9	12
n'	[1/min]	3300	3300	3300
ω'	[rad/s]	345,58	345,58	345,58
ρ	[kg/m ³]	7850	7850	7850
A_p / A_s	[-]	1,3	1,7	2,5
k	[-]	1,14	1,30	1,58
O_l	[N]	25337,31	50075,92	83085,95
O_b	[N]	3637,43	6102,24	9912,12
O	[N]	28974,75	56178,16	92998,07
σ_t	[MPa]	108,76	154,93	177,18
Celkové namáhání oběžných lopatek				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
materiál		PAK 1.6	PAK 1.6 vyk.	PAK 1.6 vyk
t_{OL}	[°C]	201,17	145,80	89,39
σ_c	[MPa]	132,23	180,83	203,03
σ_D	[MPa]	172	197	207
$\sigma_c < \sigma_D$		ANO	ANO	ANO

Tabulka 27: Namáhání oběžných lopatek.

7.4. Namáhání závěsů



Obrázek 18: Vidličkový závěs.

Vzhledem k velkým odstředivým silám v NT dílu bude pro první 3 stupně použit vidličkový typ závěsu. Poslední dva modulové stupně mají stromečkový závěs pevně daných rozměrů, proto tyto 2 poslední stupně do výpočtu nejsou zahrnuty.

Vidličkový závěs se kontroluje na tah (průřez 1-1), smyk (průřez 2-3) a otláčení (průřez 3-3). Schéma závěsu včetně značení jednotlivých rozměrů je na obrázku 18.

7.4.1. Namáhání v tahu

Plocha průřezu 1-1 namáhaného na tah je:

$$A_{11} = b_1 \cdot (t_{11} - d_k) \cdot n_{v1} + b_2 \cdot (t_{11} - d_k) \cdot n_{v2} \quad [\text{mm}^2], \quad 7.44$$

kde n_{v1} [-] je počet vnějších rozvidlení a n_{v2} [-] je počet vnitřních rozvidlení, d_k [mm] je průměr kolíku a t_{11} [mm] je rozteč v průřezu 1-1, která se vypočte jako:

$$t_{11} = \frac{\pi \cdot D_{k1}}{z_{skut}} \quad [\text{mm}], \quad 7.45$$

kde D_{k1} [mm] je průměr osy prvního kolíku, který je určen z konstrukčního návrhu v programu Catia. Závěsy byly vybírány z modelové řady společnosti Doosan Škoda Power na základě rozměrů lopatek.

K výpočtu odstředivé síly je nutné určit hmotnost části závěsu nad průřezem 1-1:

$$m_{z11} = \rho \cdot S_{z11} \cdot t_{T11} \quad [\text{kg}], \quad 7.46$$

kde S_{z11} [mm²] je plocha závěsu nad průřezem 1-1 určená pomocí programu Catia a t_{T11} [mm] je těžištní rozteč plochy závěsu nad průřezem 1-1, která se vypočte jako:

$$t_{T11} = \frac{\pi \cdot D_{T11}}{z_{skut}} \quad [\text{mm}], \quad 7.47$$

kde D_{T11} [mm] je těžištní průměr části závěsu nad průřezem 1-1, určený pomocí programu Catia.

Velikost odstředivé síly části závěsu je:

$$O_{z11} = m_{z11} \cdot \frac{D_{T11}}{2} \cdot \omega'^2 \quad [\text{N}], \quad 7.48$$

Velikost odstředivé síly působící na plochu průřezu 1-1 je součet odstředivé síly listu lopatky, bandáže a části závěsu nad průřezem 1-1:

$$O_{11} = O_l + O_b + O_{z11} \quad [\text{N}]. \quad 7.49$$

Tahové napětí od odstředivé síly působící na plochu průřezu 1-1 je:

$$\sigma_{t11} = \frac{O_{11}}{A_{11}} \quad [\text{MPa}]. \quad 7.50$$

Výsledné tahové napětí se opět porovná s dovoleným napětím pro teplotu t_{OL} [°C] určenou vztahem 7.42, a aby bylo možné vybraný vidličkový závěs použít, musí platit:

$$\sigma_{t11} < \sigma_D. \quad 7.51$$

Tento způsob výpočtu vychází z konzervativního přístupu, který předpokládá, že odstředivou sílu musí unést i sám horní kolík.

7.4.2. Namáhání ve smyku

Kromě tahového napětí je nutné vyšetřit smykové namáhání kolíku v průřezích 2-3 dle obrázku 18. Počet ploch, na kterých dochází ke smykovému namáhání je (pro upevnění závěsu dvěma kolíky):

$$n_s = 2 \cdot (n_{v1} + n_{v2}) \quad [-]. \quad 7.52$$

Plocha namáhaná na střiž v průřezu 1-2 je:

$$A_{23} = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \quad [\text{mm}^2]. \quad 7.53$$

Hmotnost závěsu se vypočte jako:

$$m_z = \rho \cdot S_z \cdot t_T \quad [\text{kg}], \quad 7.54$$

kde S_z [mm²] je plocha celého vidličkového závěsu určená z výkresu závěsu a t_T [mm] je rozteč na těžištním průměru závěsu D_T [mm]:

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z_{skut}} \quad [\text{mm}]. \quad 7.55$$

Odstředivá síla celého závěsu se určí dle vztahu:

$$O_{zc} = m_z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \omega^2 \quad [\text{N}]. \quad 7.56$$

Celková odstředivá síla způsobující smykové namáhání kolíku je součtem odstředivé síly listu, bandáže a závěsu:

$$O_c = O_l + O_b + O_{zc} \quad [\text{N}]. \quad 7.57$$

Smykové napětí pak je:

$$\tau_{23} = \frac{O_c}{A_{23} \cdot n_s} \quad [\text{MPa}]. \quad 7.58$$

Vypočtené smykové napětí se porovná s dovoleným smykovým napětím τ_D [MPa] pro teplotu t_{OL} [°C] určenou vztahem 7.42. Hodnoty dovoleného napětí pro kolíky jsou v příloze 6 již uvedeny jako dovolené hodnoty pro smykové namáhání. Daný vidličkový závěs vyhovuje pevnostní kontrole, pokud platí:

$$\tau_{23} < \tau_D \cdot \quad 7.59$$

7.4.3. Namáhání na otláčení

Plocha namáhaná na otláčení je:

$$A_{33} = b_1 \cdot d_k \cdot n_{v1} + b_2 \cdot d_k \cdot n_{v2} + b_3 \cdot d_k \cdot (n_{v1} + n_{v2}) \quad [\text{mm}^2]. \quad 7.60$$

Otláčení je:

$$p_{33} = \frac{O_c}{A_{33}} \quad [\text{MPa}]. \quad 7.61$$

Hodnota dovoleného otláčení se vypočte z dovoleného napětí v tahu uvedeného v příloze 6 pro daný materiál a teplotu t_{OL} [°C] dle vztahu:

$$p_D = 1,5 \cdot \sigma_D \quad [\text{MPa}]. \quad 7.62$$

Daný vidličkový závěs vyhovuje pevnostní kontrole, pokud platí:

$$p_{33} < p_D \cdot \quad 7.63$$

Výsledky pevnostní kontroly závěsů jsou uvedeny v tabulce 28.

Pevnostní kontrola vidličkového závěsu				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
d_k	[mm]	8	8	10
D_{k1}	[mm]	1754	1705	1668
t_{11}	[mm]	17,78	19,77	23,82
b_1	[mm]	11	7	10
b_2	[mm]	0	8,5	10,5
b_3	[mm]	8	5,5	8
A_{11}	[mm ²]	215,06	364,73	566,58
A_{23}	[mm ²]	50,27	50,27	78,54
A_{33}	[mm ²]	304	424	730
n_{v1}	[-]	2	2	2
n_{v2}	[-]	0	2	2
S_{z11}	[mm ²]	504,1	875,32	1115,6
D_{T11}	[mm]	1779,01	1735,85	1698,59
t_{T11}	[mm]	18,03	20,12	24,26
m_{z11}	[kg]	0,0713	0,1383	0,2124
O_{z11}	[N]	7578,52	14331,66	21544,61

S_z	[mm ²]	1027	1512,7	2012,1
D_T	[mm]	1745,21	1707,91	1668,78
t_T	[mm]	17,69	19,80	23,83
m_z	[kg]	0,1426	0,2351	0,3764
O_{zc}	[N]	14858,66	23976,52	37506,09
O_{11}	[N]	36553,27	70509,82	114542,68
O_c	[N]	43833,41	80154,67	130504,16
t_{OL}	[°C]	201,17	145,80	89,39
materiál		PAK 1.6	PAK 1.6 vyk.	PAK 1.6 vyk.
σ_{t11}	[MPa]	169,97	193,32	202,17
σ_D	[MPa]	172	197	207
$\sigma_{t11} < \sigma_D$		ANO	ANO	ANO
p_{33}	[MPa]	144,19	189,04	178,77
p_D	[MPa]	258	295,5	310,5
$p_{33} < p_D$		ANO	ANO	ANO
Pevnostní kontrola kolíku				
		STUPEŇ 1	STUPEŇ 2	STUPEŇ 3
materiál		15 320.9	15 320.9	15 320.9
τ_{23}	[MPa]	109,00	99,66	103,85
τ_D	[MPa]	144	147	151
$\tau_{23} < \tau_D$		ANO	ANO	ANO

Tabulka 28: Pevnostní kontrola vidličkového závěsu.

8. Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh modernizace nízkotlakového dílu třítělesové parní turbíny pro jadernou elektrárnu 268 MW ve Finsku. Po představení elektrárny a jednotlivých požadovaných variant modernizace byl proveden výpočet průtočné části turbíny a tepelné bilance cyklu. Na základě vypočtených hodnot byly zvoleny profily lopatek a navrženy rozměry jednotlivých částí turbíny, které byly následně pevnostně zkontrolovány. Vybrané materiály vyhovují pevnostní kontrole a byly zvoleny s ohledem na ekonomické náklady. Kromě výpočtů a číselných výsledků uvedených v tabulkách bylo vytvořeno tepelné schéma a výkres průtočné části, které se nacházejí v přílohách 8 a 9. Konstrukční výkres byl vytvořen tak, aby se NT díl rozměrově vešel do původních ložiskových stojanů. Pro zpracování varianty modernizace s ponecháním původních vnějších (příp. i vnitřních) těles by do návrhu vstupovala další okrajová podmínka ve formě rozměrového omezení navrhované průtočné části.

Výsledná vypočtená termodynamická účinnost NT dílu je 81 %. Pro požadovaný výstupní elektrický výkon 268 MW bylo vypočteno potřebné množství páry 409,02 kg/s. Dle původního schématu bylo potřebné množství páry 412,1 kg/s. Návrh modernizace tedy představuje snížení množství páry o 0,75 %. Při ponechání původního množství páry by tak došlo k navýšení výkonu o 2 MW na výkon 270 MW. Je třeba říci, že uvedených výsledků bylo dosaženo výpočtem pomocí analytických vztahů uvedených v použité literatuře. Tedy během výpočtu bylo přijato mnoho zjednodušujících předpokladů. Například výpočet ztrát ve stupni byl proveden podle literatury [2]. K výpočtu bylo použito mnoho koeficientů zjištěných pomocí experimentů. Podmínky těchto experimentů se však mohou lišit od provozních podmínek dané turbíny. V dnešní době mnoho strojírenských firem používá vlastní metodiku výpočtu ztrát včetně vlastních experimentálně zjištěných hodnot různých součinitelů, které se více blíží skutečným podmínkám v turbínách jejich výroby. Mimo to existuje mnoho dalších ztrát ve stupni, které do práce nebyly zahrnuty. Optimalizací průtočné části a detailním proudovým výpočtem by bylo možné získat účinnost NT dílu přes 84 %.

Přínos této práce spočívá v hlubším pochopení problematiky parních turbín a metodiky výpočtu. Protože veškeré výpočty proběhly v programu Microsoft Excel a nebyly použity žádné specializované programy pro turbinářské výpočty, bylo možné pochopit vzájemné provázanosti jednotlivých veličin, vlivu parametrů na výkon, účinnost, spotřebu páry a podobně.

Ve skutečném procesu vytváření nabídky modernizace pro zákazníka je zapojeno mnoho oddělení firmy a desítky zaměstnanců, takže každá část je detailněji zpracována, a kromě výpočtových oddělení se na vytvoření nabídky podílí celá řada dalších oddělení jako obchodní oddělení, právní oddělení, oddělení nákupu a další.

Seznam použité literatury

- [1] ŠČEGLAJEV, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1983, 630 s.
- [2] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: Tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2003, 159 s.
- [3] BEČVÁŘ, Josef a kol. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968, 544 s.
- [4] KRAJÍČ, Ladislav. *Parní turbíny a příslušenství*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017, 280 s.
- [5] Interní dokumentace Doosan Škoda Power.
- [6] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: Návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s.
- [7] Nuclear Power – Ice Condenser Containment Building [online, cit. 21. 04. 2019]
Dostupné z: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/containment-building/ice-condenser-containment-building/>

Použitý software

- [SW1] Microsoft Excel – numerické výpočty
- [SW2] doplněk X Steam version 2.6 (IAPWS IF97 Excel Steam Tables) – termodynamické vlastnosti vody a vodní páry
- [SW3] Catia V5 – konstrukční návrh
- [SW4] TeBil – interní program společnosti Doosan Škoda Power pro tvorbu tepelného schématu

Seznam a zdroje obrázků

- Obrázek 1: Vnější pohled na jadernou elektrárnu. [5] 7
- Obrázek 2: Montáž nového VT dílu (vlevo) a původní šestikolový VT rotor (vpravo). [5]..... 8
- Obrázek 3: Zjednodušené tepelné schéma sekundárního okruhu elektrárny. 12
- Obrázek 4: Značení parametrů a průběh teplot v NTO. 21

Obrázek 5: Značení parametrů a průběh teplot v NTO3 s podchlazovačem.....	24
Obrázek 6: Značení parametrů a průběh teplot v odplyňováku.	27
Obrázek 7: Značení parametrů a průběh teplot ve VTO.	29
Obrázek 8: Rozdělení turbíny na výpočtové sekce.	31
Obrázek 9: Expanze v turbínovém stupni.	36
Obrázek 10: Rychlostní trojúhelníky turbínového stupně.[4].....	45
Obrázek 11: Geometrické parametry rozváděcích (a) a oběžných (b) lopatek.[1]	54
Obrázek 12: Odvod vlhkosti z posledního stupně NT dílu.[5]	57
Obrázek 13: Průtočný kanál NT dílu.....	57
Obrázek 14: Schéma vnějších ucpávek.	59
Obrázek 15: Schéma nadbandážové ucpávky.	63
Obrázek 16: Namáhání rozváděcích lopatek.[2]	67
Obrázek 17: Tahové namáhání oběžných lopatek.....	72
Obrázek 18: Vidličkový závěs.	74

Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané parametry pro výpočet tepelného schématu.	12
Tabulka 2: Parametry expanze ve VT části turbíny.	14
Tabulka 3: Parametry páry a odloučeného kondenzátu v separátorech.	15
Tabulka 4: Parametry mezipřihřívání.....	16
Tabulka 5: Parametry expanze v NT části turbíny.....	18
Tabulka 6: Tepelné parametry kondenzátoru a kondenzátního čerpadla.	19
Tabulka 7: Parametry TTV a KKP.....	21
Tabulka 8: Parametry nízkotlakových ohříváků.	26
Tabulka 9: Parametry odplyňováku.	28
Tabulka 10: Parametry vysokotlakových ohříváků.....	30
Tabulka 11: Poměrná odběrová množství.	31
Tabulka 12: Poměrné a skutečné množství páry v jednotlivých odběrech.	32
Tabulka 13: Hmotnostní tok páry a výkon turbíny.	35
Tabulka 14: Vypočtené parametry průtočné části.....	44
Tabulka 15: Geometrické parametry lopatek.	49
Tabulka 16: Rychlostní trojúhelníky.....	50

Tabulka 17: Termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně.	53
Tabulka 18: Volba typu rozváděcích lopatek a jejich parametry.	55
Tabulka 19: Volba typu oběžných lopatek a jejich parametry.	56
Tabulka 20: Výpočet kritických otáček rotoru.	59
Tabulka 21: Průtok páry vnějšími ucpávkami.	62
Tabulka 22: Průtok páry vnitřními ucpávkami.	63
Tabulka 23: Ztráty únikem páry vně oběžných lopatek.	64
Tabulka 24: Návrh rozměrů potrubí.	65
Tabulka 25: Přepočítání parametrů lopatek pro změněnou šířku B_0	67
Tabulka 26: Pevnostní kontrola rozváděcích lopatek a rozváděcích kol.	71
Tabulka 27: Namáhání oběžných lopatek.	74
Tabulka 28: Pevnostní kontrola vidličkového závěsu.	78

Seznam příloh

Příloha 1: Katalog profilů rozváděcích a oběžných lopatek.	83
Příloha 2: Součinitel φ pro výpočet namáhání rozváděcího kola.	84
Příloha 3: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola.	85
Příloha 4: Závislost modulu pružnosti v tahu na teplotě.	86
Příloha 5: Průtokový součinitel ucpávky.	87
Příloha 6: Tabulka materiálů a jejich pevnostních vlastností v závislosti na teplotě.	88
Příloha 7: Poměr ploch patního a špičkového profilu.	89
Příloha 8: Tepelné schéma sekundárního okruhu elektrárny.	chlopně desek
Příloha 9: Konstrukční návrh NT dílu.	chlopně desek

Příloha 1: Katalog profilů rozváděcích a oběžných lopatek. [2]

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_{0_2} (cm ²)	$J_{0_{min}}$ (cm ⁴)	$W_{0_{min}}$ (cm ³)
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_{0_2} (cm ²)	$J_{0_{min}}$ (cm ⁴)	$W_{0_{min}}$ (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _k	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A _k	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B _k	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

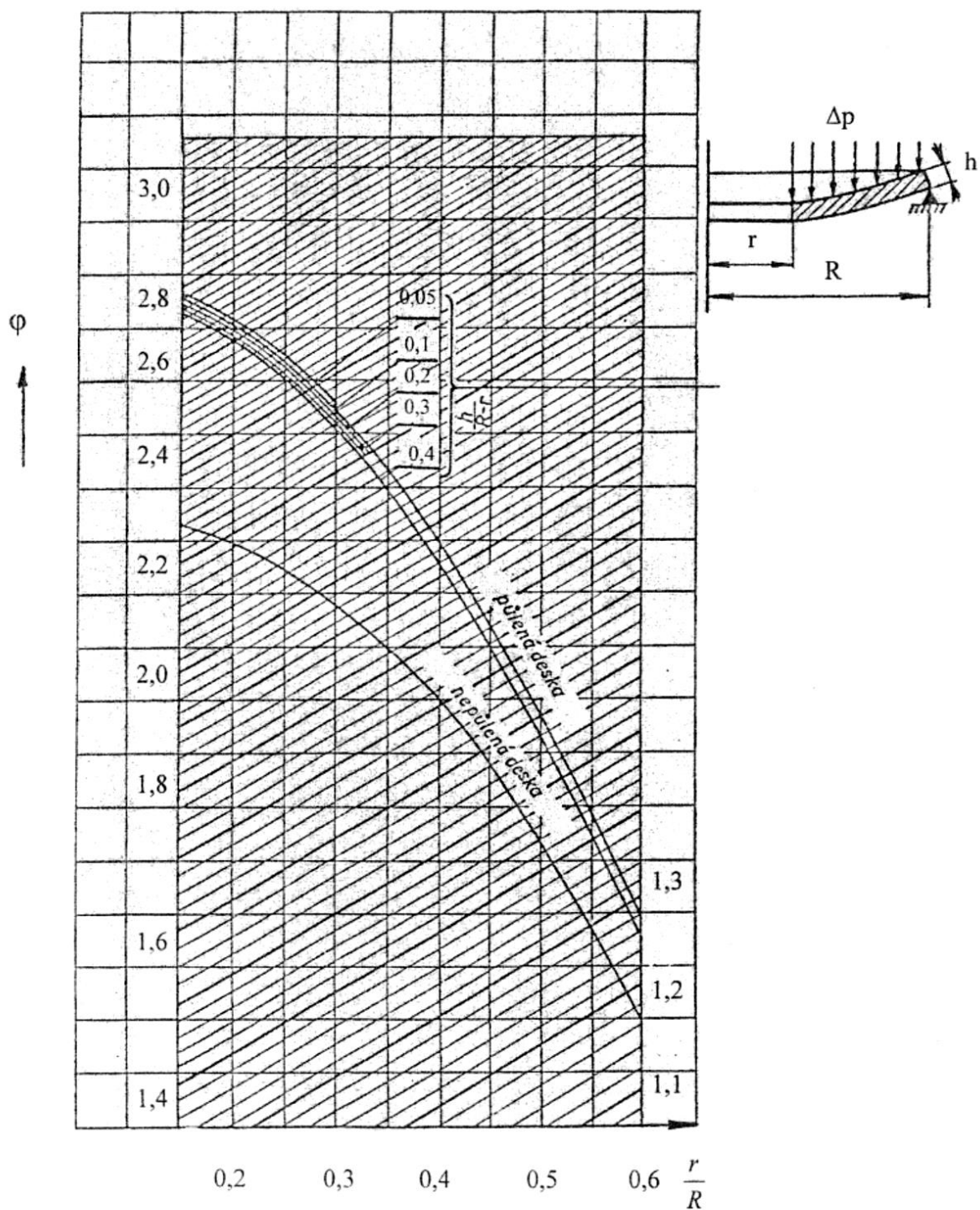
Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$

B (transonické) $0,9 < M < 1,15$

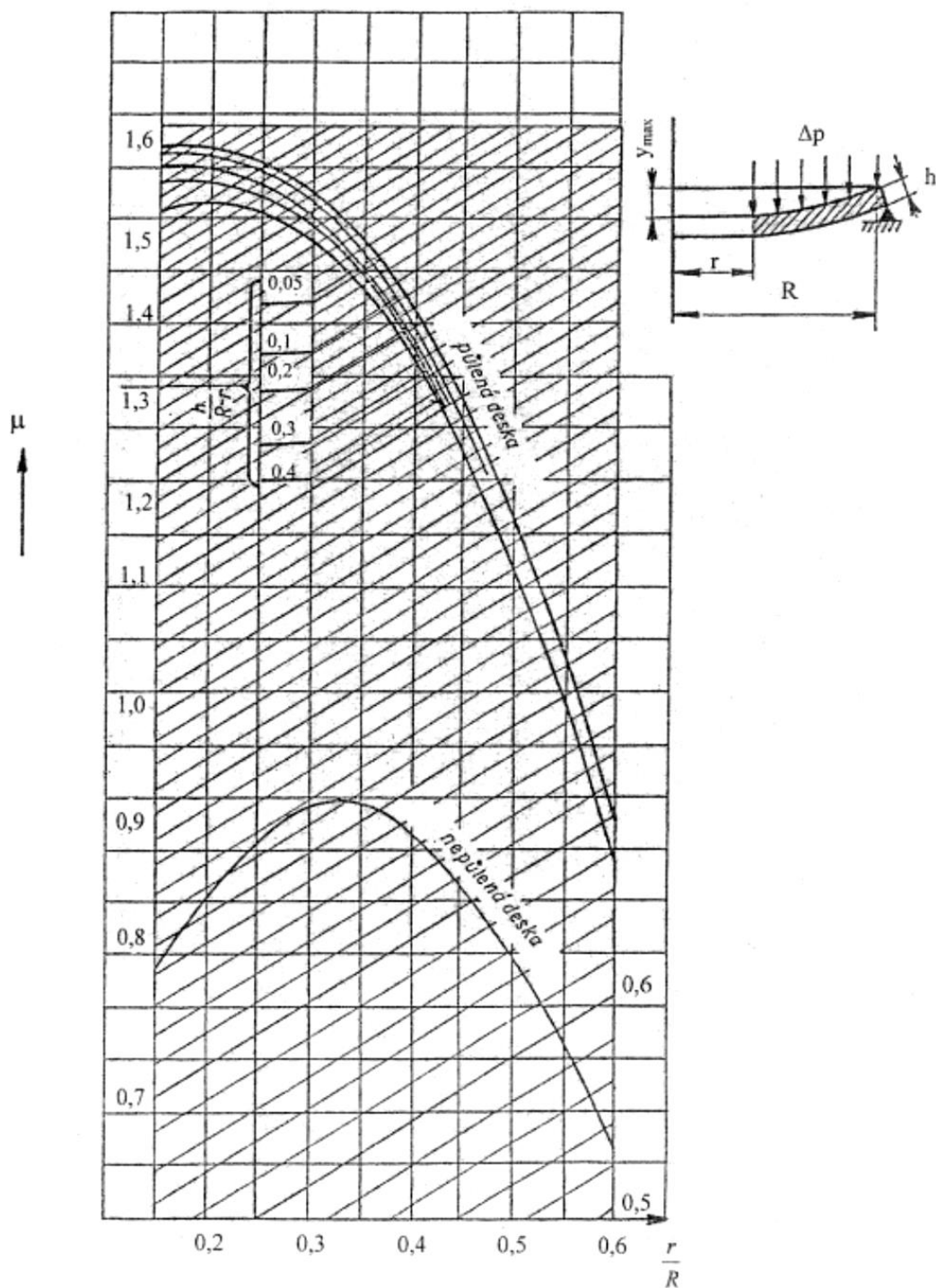
C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$

D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

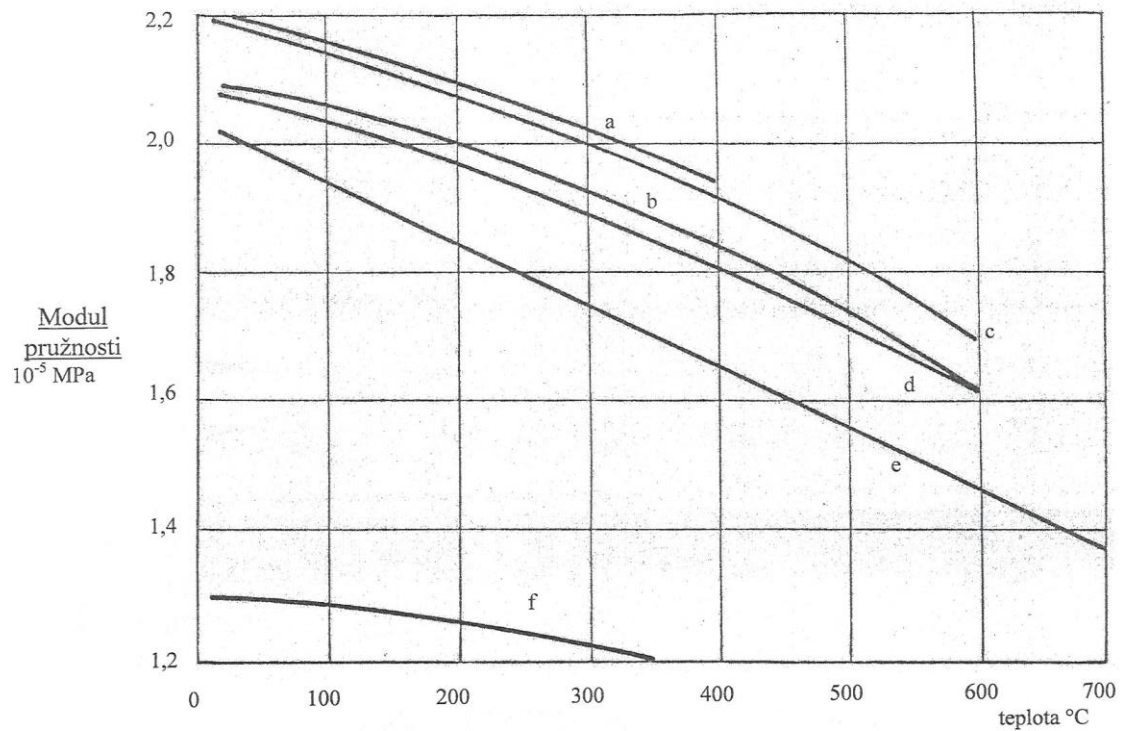
Příloha 2: Součinitel ϕ pro výpočet namáhání rozváděcího kola. [2]



Příloha 3: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola. [2]

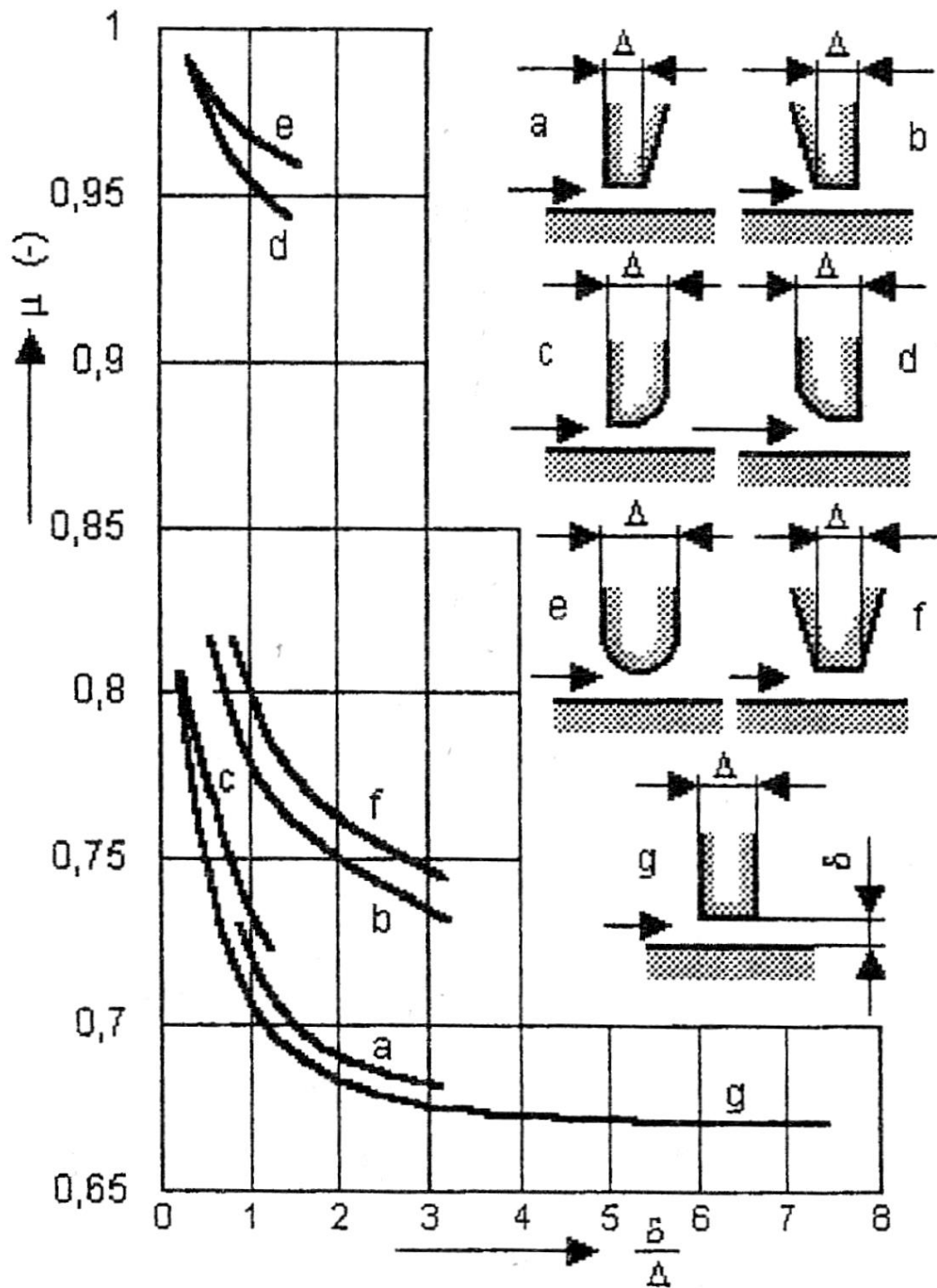


Příloha 4: Závislost modulu pružnosti v tahu na teplotě. [2]



a,b – uhlíkové oceli 500 – 600 Mpa, c – ocel 0.3 C, 0.11 Ni, 0.07 Cr, d – ocel 0.35 C, 4.21 Ni, 1.22 Cr,
e – austenitická ocel 18 Cr, 8 Ni, stabilizovaná Ti, f – litina

Příloha 5: Průtokový součinitel ucpávky. [6]



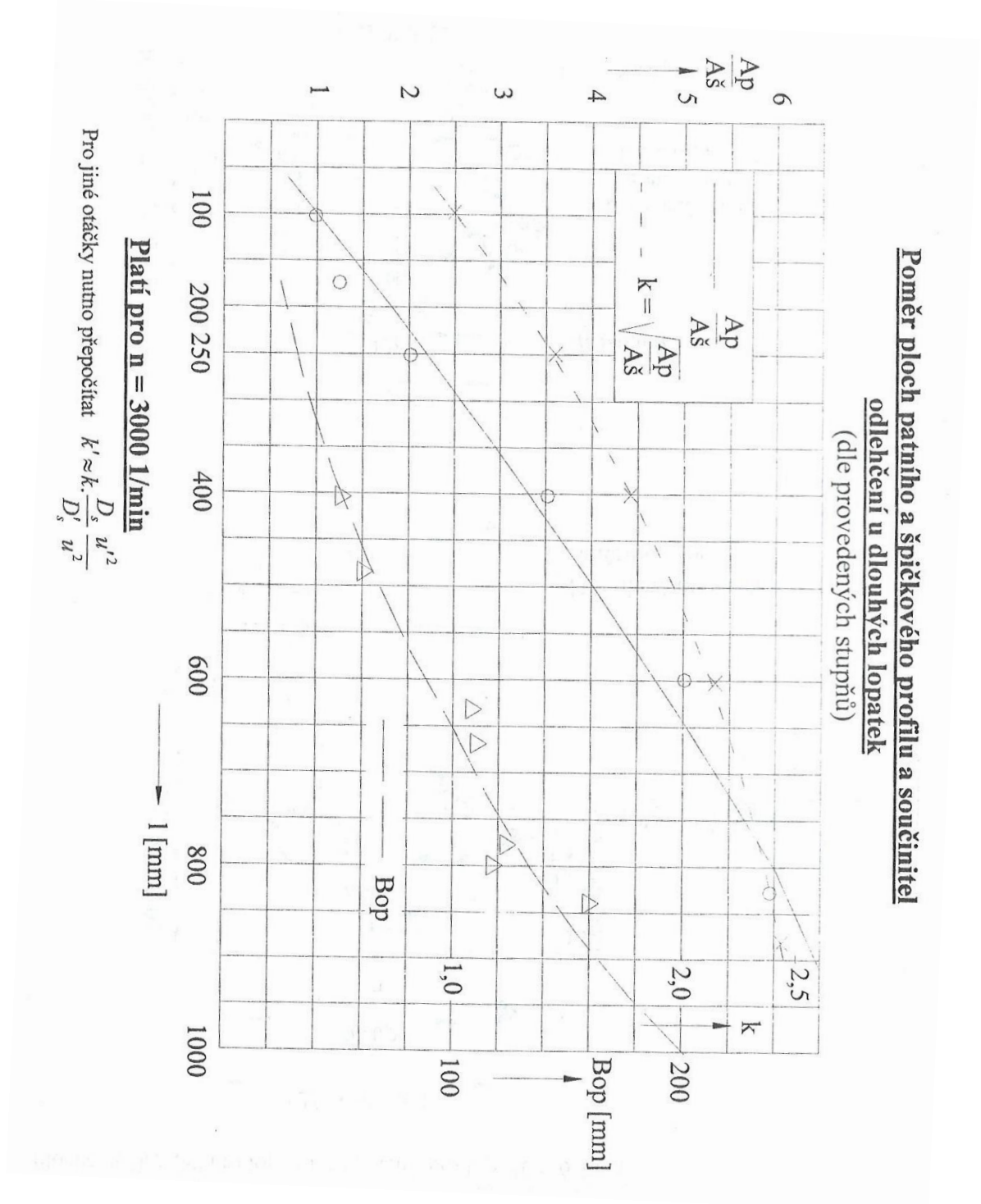
Příloha 6: Tabulka materiálů a jejich pevnostních vlastností v závislosti na teplotě. [2]

*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, výkovky i nad 400° C	
00102	11 523.1	304.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.	400.		210.	210.	208.	197.	188.		* plechy, výkovky i do 400° C		
00103	422747.6	410.	550.	216.	196.	181.	172.	167.	164.	162.	160.	152.	125.	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 jadermé 220)	
00108	SN 422903.6	360.	400.	180.	145.	140.	135.	132.	131.	130.												214.	209.	202.	193.	182.			* korozivzd. (pro jadermé 1000)	
00109	422425	245.	550.	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.	59.	59.	59.										* lyče, 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.										* lyče, vt profily i nad 400° C	
00203	17 021.2	274.	400.	220.	204.	188.	180.	172.	172.																				* lyče, 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 starych 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. zalité 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 I5 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 používaná	
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.																		
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 I 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]

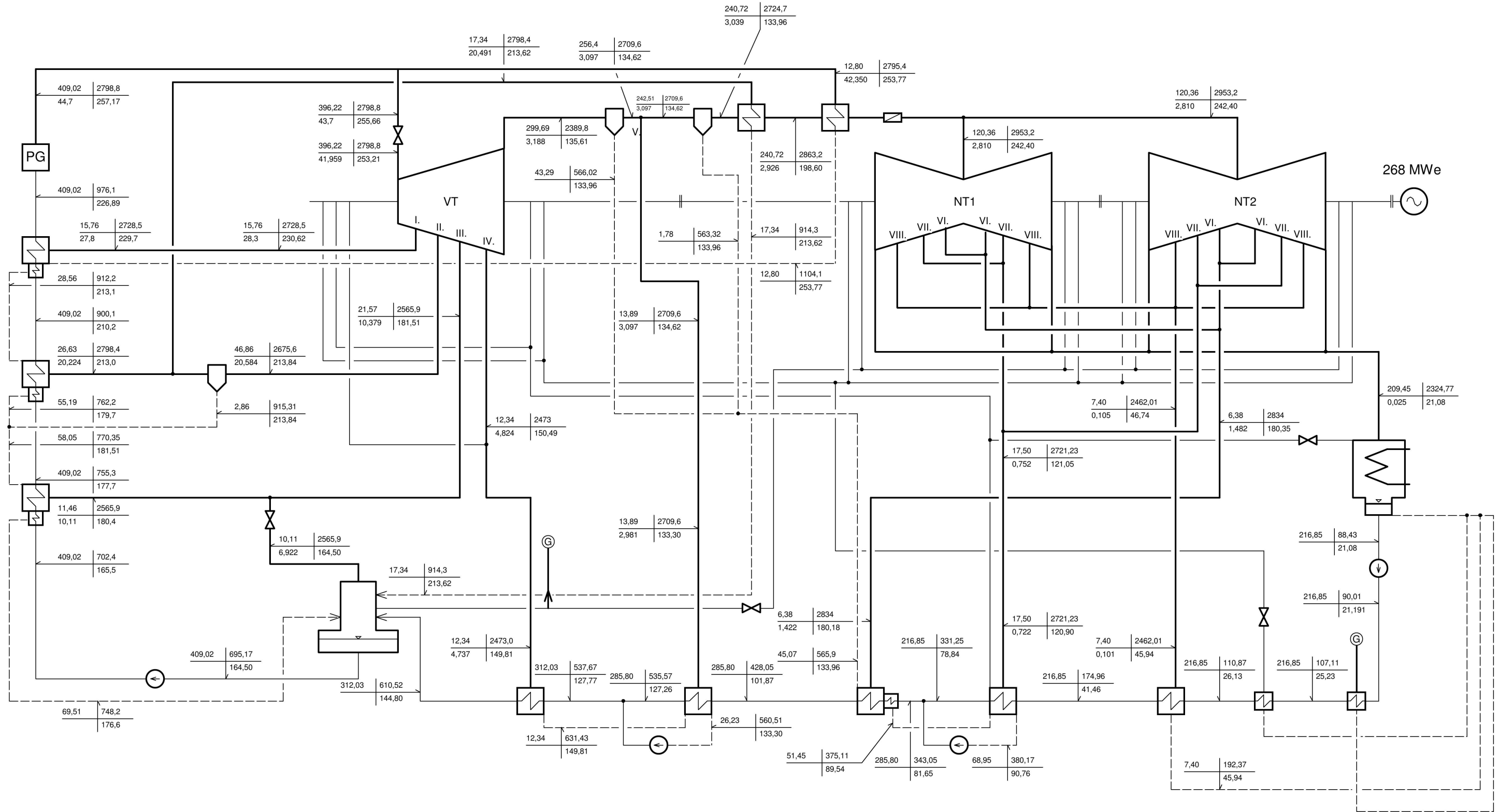
kolíky

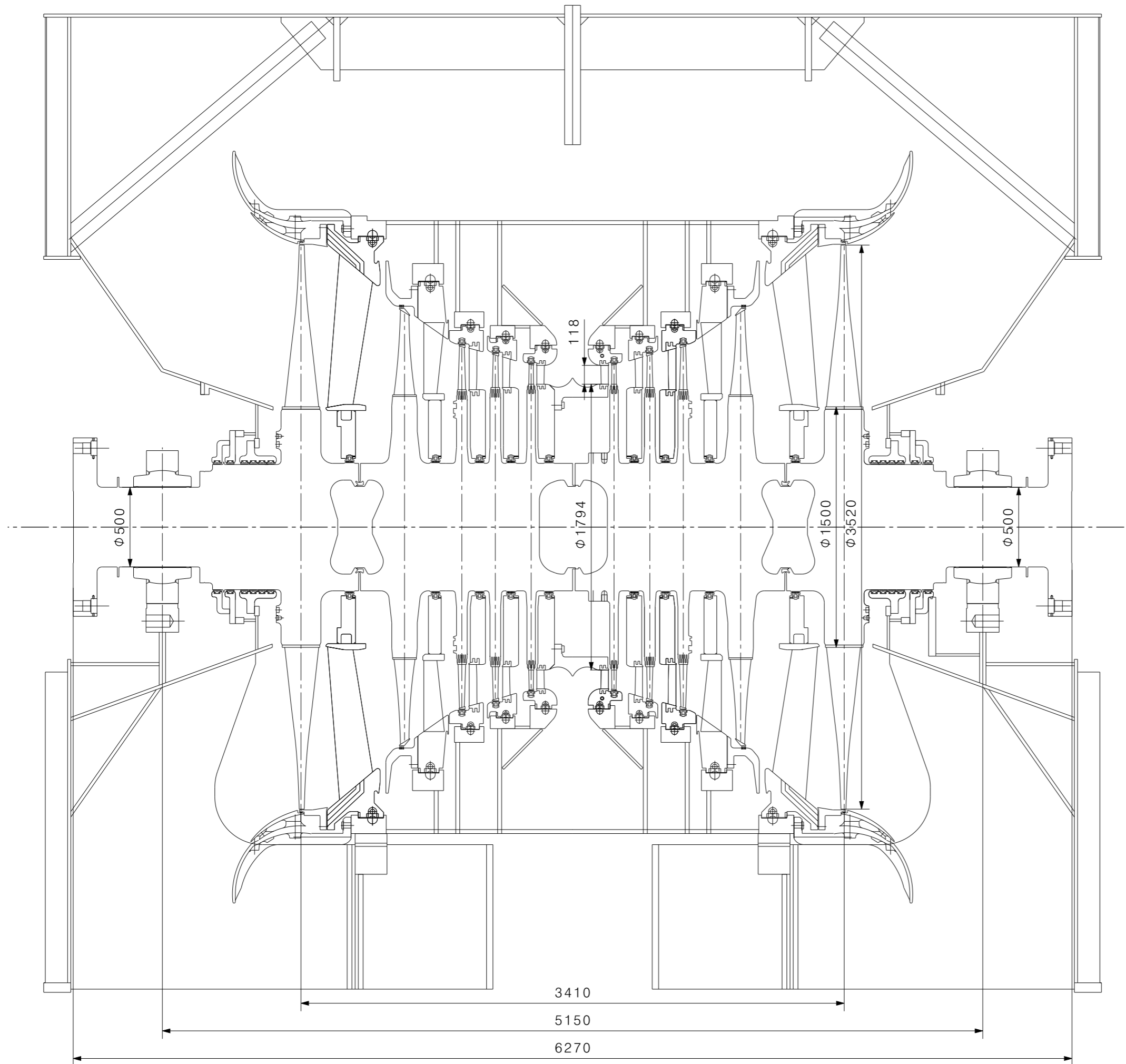
Příloha 7: Poměr ploch patního a špičkového profilu. [2]



Příloha 8: Tepelné schéma sekundárního okruhu.

kg/s | kJ/kg
bar | °C





Název / Title:	Turbína 268 MW - NT díl		
	Turbine 268 MW - LP part		
Vypracoval / Drawn by:	Jiří Šuma	Formát / Size:	A3
Č.výkresu:	DP_NT_01	Měřítko / Scale:	1 : 25
DWG. No.:		List / Sheet No.:	1
		Listů / Sheets:	1