



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO PAROPLYNOVÝ BLOK

STEAM TURBINE FOR A STEAM-GAS BLOCK

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Patrik Stoklasa

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Patrik Stoklasa**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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

Parní turbína pro paroplynový blok

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu s nízkotlakou regenerací a vzduchem chlazeným kondenzátorem pro paroplynový blok jehož součástí je plynová turbína o výkonu 117 MWe. Za tuto turbínu navrhněte základní parametry kotle na odpadní teplo, jehož součástí může být ve variantním řešení regenerace i předehřev topné vody. Dodávka tepla je uvažována pouze v zimním období. Zadané parametry jsou:

teplota spalin na výstupu z plynové turbíny 532,0 °C,
hmotnostní průtok spalin 368,0 kg/s,
minimální teplota spalin na výstupu z kotle 75,0 °C,
teplotní spád topné vody 70/90 °C,
požadovaný tepelný výkon do SCZT (v zimě) 30 MWt,
průměrná teplota okolí 25,0 °C.
Další nspecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- 1) návrh tepelného schématu s PT a kotlem na odpadní teplo ve variantním řešení,
- 2) termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria pro zvolenou variantu tepelného schématu,
- 3) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny pro paroplynový cyklus. Tento cyklus je tvořen plynovou turbínou se zadanými parametry, jejíž spaliny jsou využity v HRSG kotli, kde je generována admisní pára pro parní turbínu. Parní turbína pracuje ve dvou provozních režimech – v zimním režimu je část páry odebírána do základního ohříváku topné vody, zatímco po zbytek roku turbína pracuje v plně kondenzačním režimu. V úvodní části práce je proveden návrh základních parametrů kotle včetně určení parametrů páry a vody v jednotlivých bodech jeho oběhu. Následně jsou navržena tři variantní tepelná schémata. Základní varianta využívá regeneraci kondenzátu pomocí nízkotlakých ohříváků (NTO). První variantní řešení využívá odpadního tepla ze spalin v kotli k regeneraci, zatímco druhá varianta navíc zahrnuje předehřev topné vody. Na základě základní varianty tepelného schématu je následně proveden návrh parní turbíny, který zahrnuje návrh regulačního stupně typu A-kolo a stupňové části s reakčním typem lopatkování. Dále je práce doplněna výpočty z hlediska pevnostních kritérií. Navržená turbína pracuje při otáčkách 3000 min^{-1} a obsahuje celkem RS + 33 stupňů rozdělených do sedmi kuželů. Za čtvrtým kuzelem je umístěna regulační clona. Pro oba provozní režimy byly provedeny výpočty svorkového výkonu, který činí 40,42 MW v kondenzačním režimu a 36,78 MW v zimním režimu. Vnitřní termodynamická účinnost celé turbíny v těchto režimech dosahuje hodnot 0,821 [-] a 0,837 [-]. Na závěr byla sestavena provozní charakteristika turbíny.

Klíčová slova

Paroplynový blok, kondenzační parní turbína, HRSG kotel, variantní tepelná schémata, regulační stupeň, přetlakové lopatkování, pevnostní výpočet, provozní charakteristika

ABSTRACT

This thesis focuses on the design of a condensing steam turbine for a combined cycle. The cycle consists of a gas turbine with defined parameters, whose exhaust gases are utilized in a heat recovery steam generator to produce admission steam for the steam turbine. The steam turbine operates in two modes: in winter mode, a portion of the steam is extracted to a base heating water heater, while for the rest of the year the turbine operates in full condensing mode. The initial part of the thesis includes the design of basic boiler parameters, along with the determination of steam and water parameters at various points in the cycle. Subsequently, three variant heat balances are proposed. The basic variant employs condensate regeneration using low-pressure heaters (LPH). The first variant utilizes waste heat from the flue gas in the boiler for regeneration, while the second variant additionally includes preheating of the heating water. Based on the basic heat balance, the steam turbine is designed, including the regulatory stage of type A-wheel and a bladed section with reaction-type stages. The thesis also includes strength calculations for selected turbine components. The designed turbine operates at 3000 rpm and contains a total of 33 stages divided into seven cones. A regulating diaphragm is placed after the fourth cone. For both operating modes, the generator output was calculated, amounting to 40,42 MW in the condensing mode and 36,78 MW in the winter mode. The internal thermodynamic efficiency of the entire turbine reaches values of 0,821 [-] and 0,837 [-] for these respective modes. Finally, the operating characteristic of the turbine was constructed.

Key words

Combined cycle unit, condensing steam turbine, HRSG boiler, variant heat balances, regulatory stage, reaction staging, strength calculation, operating characteristics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STOKLASA, Patrik. *Parní turbína pro paroplynový blok*. Online, diplomová práce. Petr KRACÍK (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165583>. [cit. 2025-05-18].

PROHLÁŠENÍ

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

.....
Datum

Bc. Patrik Stoklasa

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při zpracování této diplomové práce. Poděkování patří také mé rodině a blízkým za podporu, trpělivost a motivaci po celou dobu mého studia.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelný výpočet kotle	12
1.1 Pilový diagram.....	13
1.2 Parametry vody a páry	14
1.3 Parametry spalin	15
1.4 Výpočet tepelných ztrát sáláním kotle.....	21
1.5 Parní výkon kotle.....	22
1.6 Výpočet zástřiku.....	22
1.7 Předané tepelné výkony na jednotlivých teplosměnných plochách	22
1.8 Teploty a entalpie spalin v bodech B, C, E	23
1.9 Souhrn vypočtených hodnot	23
2 Tepelné schéma oběhu.....	26
2.1 Stav páry na vstupu do turbíny	27
2.2 Kondenzátor.....	28
2.3 Napájecí čerpadlo	29
2.4 Napájecí nádrž s odplyněním	31
2.5 Kondenzační čerpadlo	32
2.6 Nízkotlaká regenerace	33
2.7 Dodávka tepla	36
2.8 Stav páry na výstupu z turbíny	38
2.9 Hmotnostní a energetická bilance.....	39
2.10 Výpočet předběžného výkonu	42
2.11 Shrnutí výsledků.....	42
3 Variantní tepelná schémata oběhu	45
3.1 Tepelné schéma s regenerací v HRSG kotli	45
3.1.1 Určení hmotnostních průtoků	45
3.1.2 Kondenzační čerpadlo 2	45
3.1.3 Výpočet regenerace	46
3.1.4 Výsledky 1. variantního schématu	47
3.2 Tepelné schéma s regenerací v HRSG kotli + předehřev TV.....	50
3.2.1 Předehřev topné vody	50
3.2.2 Výsledky 2. variantního schématu	51
3.3 Porovnání výsledků	53
3.4 Parametrická studie.....	54
4 Návrh regulačního stupně.....	58
4.1 Předběžný návrh A-kola	58
4.2 Detailní výpočet A-kola.....	63
4.2.1 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně	64
4.2.2 Výpočet průtočných průřezů regulačního stupně	66
4.2.3 Volba lopatek profilu regulačního stupně	66
4.2.4 Ztráty a výkon regulačního stupně	68
4.3 Pevnostní kontrola lopatek regulačního stupně	70

4.4	Shrnutí výsledků návrhu regulačního stupně	72
5	Předběžný návrh stupňové části	76
5.1	Vzorový výpočet prvního kužele	76
5.1.1	Parametry na vstupu a výstupu z kužele	76
5.1.2	Návrh geometrie výpočet rychlostí v prvním kuželu	77
5.1.3	Ztráty, účinnost a výkon prvního kužele	78
5.1.4	Výpočet ztráty výstupní rychlostní v posledním kuželu	80
5.2	Shrnutí výsledků předběžného návrhu stupňové části	81
6	Detailní návrh stupňové části	83
6.1	Volba profilů lopatek	83
6.2	Vstupní geometrie	85
6.3	Vzorový výpočet posledního stupně	87
6.3.1	Výpočet rotorové řady	88
6.3.2	Výpočet statorové řady	90
6.3.3	Ztráty, účinnost a výkon posledního stupně	93
6.3.4	Charakteristiky posledního stupně	95
6.3.5	Pevnostní výpočet stupně	95
6.4	Výpočet ostatních řadových stupňů	96
6.5	Regulační clona	97
6.6	Propojení detailního návrhu s ostatními výpočty	97
6.6.1	Propojení s regulačním stupněm	97
6.6.2	Propojení s tepelným schématem	102
6.6.3	Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami	104
6.7	Výsledky detailního návrhu stupňové části	104
7	Vyrovnávací píst a ucpávky	123
7.1	Vyrovnávací píst	123
7.1.1	Výpočet axiální síly	123
7.1.2	Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu	125
7.2	Ucpávkový systém turbíny	127
8	Komplexní výsledky návrhu parní turbíny	130
8.1	Výsledné parametry tepelného schématu	130
8.2	Výsledné parametry turbíny	131
8.3	Účinnost a výkon turbíny	138
8.4	Provozní charakteristika turbíny	140
	ZÁVĚR	142
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	144

ÚVOD

S rostoucími nároky na efektivní a ekologickou výrobu elektrické energie se v posledních desetiletích do popředí dostávají kombinované cykly, které umožňují lepší využití paliva a snížení emisí skleníkových plynů. Mezi nejvýznamnější z těchto technologií patří paroplynové cykly, které kombinují plynovou a parní turbínu ve společném energetickém celku. Díky využití odpadního tepla ze spalin plynové turbíny v kotli typu HRSG (Heat Recovery Steam Generator) je možné výrazně zvýšit celkovou účinnost zařízení.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny jako součásti paroplynového cyklu s plynovou turbínou o elektrickém výkonu 117 MWe. V rámci cyklu dochází ke spalování směsi zemního plynu a stlačeného vzduchu ve spalovací komoře, přičemž vzniklá energie je nejprve využita v plynové turbíně. Spaliny s vysokou teplotou následně vstupují do HRSG kotle, kde generují admisní páru pro parní část cyklu.

Výchozím krokem návrhu je stanovení základních parametrů HRSG kotle, včetně určení parametrů páry a spalin v jednotlivých jeho částech. To zahrnuje návrh parametrů admisní páry určené pro turbínu, napájecí vody a zpracování tzv. pilového diagramu. Na základě těchto údajů je vytvořeno tepelné schéma parního oběhu, které uvažuje dva různé provozní režimy. V zimním období je část páry odebírána do ohříváku topné vody za účelem zásobování teploty sítě (SCZT). Po zbytek roku pracuje turbína v plně kondenzačním režimu s cílem maximalizovat výrobu elektrické energie.

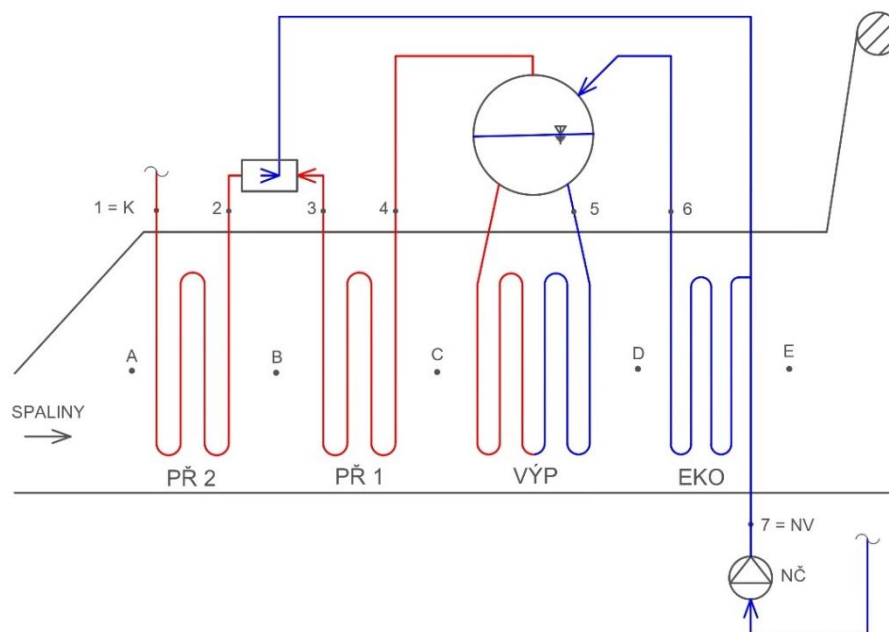
Součástí návrhu je také řešení regenerace tepla, které přispívá ke zvýšení účinnosti parního oběhu. V práci jsou zpracovány tři varianty tepelného schématu. Základní varianta využívá nízkotlaké ohříváky napájené párou z neregulovaných odběrů. Alternativní varianty se zaměřují na maximální využití tepla ze spalin v HRSG kotli, přičemž jedna z nich zahrnuje i předehřev topné vody. Pro všechny varianty je provedeno srovnání z hlediska svorkového výkonu a účinnosti, doplněné o parametrickou studii s cílem nalézt optimální provozní parametry admisní páry.

Na základě zvoleného schématu je následně navržena parní turbína, která obsahuje regulační stupeň typu A-kolo, stupňovou část s reakčním lopatkováním, vyrovnávací píst a ucpávkový systém. Výpočet stupňové části je rozdělen na předběžný a detailní výpočet. V předběžném výpočtu jsou stanoveny hodnoty průtočného kanálu, které tvoří vstupní údaje pro následný detailní návrh, jehož součástí je rovněž pevnostní kontrola lopatek. Nakonec dochází k propojení veškerých výpočtů, kde celý návrh bude optimalizován pomocí iteračních výpočtů jako jeden celek, kde budou získány finální parametry regulačního stupně a parametry páry v klíčových bodech tepelného schématu. Závěrem jsou vyhodnoceny svorkové výkony i účinnosti pro oba provozní režimy a je sestavena provozní charakteristika navržené turbíny.

Výpočtový model byl vytvořen v programu MS Excel s doplňkem X Steam Tables v2.6 [1], který obsahuje vlastnosti vody a vodní páry.

1.1 Pilový diagram

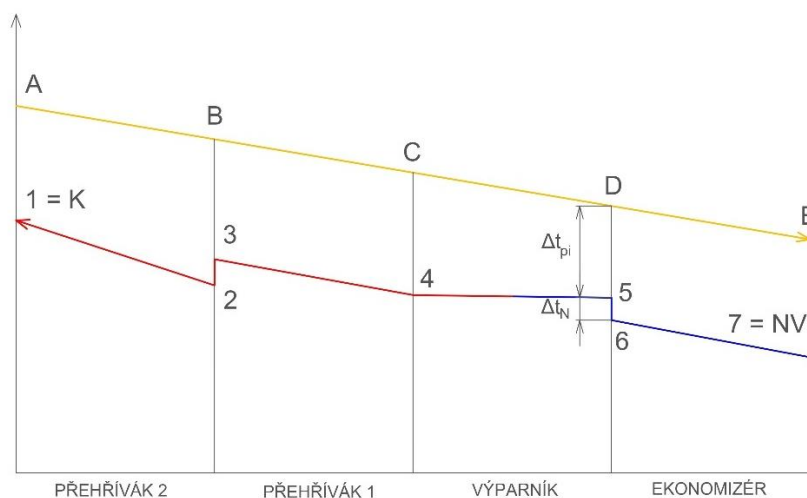
Na obr. 2 je znázorněno schéma HRSG kotle s vyznačenými řešenými stavy vody/páry a spalin.



Obr. 2 Schéma HRSG kotle

Prvním krokem tepelného výpočtu je sestavení pilového diagramu s cílem dosáhnout co nejefektivnějšího využití tepelné energie obsažené ve spalinách. Na obr. 3 je obecné schéma pilového diagramu, kde rozdíl mezi teplotou spalin v bodě D a teplotou parovodní směsi ve výparníku se nazývá “pinchpoint“ (Δt_{pi}). Jedná se o místo s minimálním teplotním rozdílem mezi spalinami a vodní párou v kotli, kde jeho hodnota ovlivňuje využití zbytkového tepla ze spalin.

Dalším významným faktorem je nedohřev mezi výparníkem a ekonomizérem, označovaný jako Δt_N . Pokud je tato hodnota nízká, vede to ke zvětšení plochy teplosměnných povrchů, což zvyšuje náklady na výrobu kotle. Naopak příliš vysoká hodnota Δt_N znamená nižší využití tepla obsaženého ve spalinách, což způsobuje vyšší komínovou ztrátu. Aby se komínová ztráta minimalizovala, je teplosměnná plocha přehříváku rozdělena na dvě části.



Obr. 3 Schéma pilového diagramu

Teplota a tlak v bodě 1 pro parní část v pilovém diagramu (na výstupu z HRSG kotle, v tepelných schématech značen jako K) jsou zvoleny na základě hodnot použitých v reálných průmyslových projektech srovnatelného charakteru, kde následně v diplomové práci budou získávány nejhodnější parametry v závislosti na optimalizaci tepelného schématu parní části s důrazem na maximalizaci svorkového výkonu parní turbíny a účinnosti schématu. V následujících výpočtech se již uvažuje s parametry, které jsou považovány za optimální pro daný oběh. Zbývající hodnoty jsou určeny pomocí softwaru X-Steam [1] nebo zvoleny na základě zdroje [2] (pinchpoint, tlakové ztráty, nedohřev atd.). Pro lepší přehlednost jsou všechny tyto zvolené hodnoty shrnuty v tab. 1.

Tab. 1 Zvolené hodnoty pro tepelný výpočet kotle [2]

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota	
Tlaková ztráta přehříváku 2	Δp_{pp2}	bar (a)	1	(1.5)
Tlaková ztráta přehříváku 1	Δp_{pp1}	bar (a)	1	(1.6)
Tlaková ztráta na ekonomizéru	Δp_{pe}	bar (a)	2	(1.7)
Entalpický spád na přehříváku 2	Δh_{ph2}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	250	(1.8)
Teplota nedohřevu	Δt_N	$^{\circ}\text{C}$	10	(1.9)
Teplota pinchpointu	Δt_{pi}	$^{\circ}\text{C}$	5	(1.10)

1.2 Parametry vody a páry

Tato podkapitola se věnuje stanovení hodnot tlaků, teplot a entalpií ve vybraných bodech okruhu. Tyto parametry budou následně využity k výpočtu parních výkonů, tlaku napájecí vody a k určení hmotnostního průtoku admisní páry pro parní turbínu.

Dané parametry přehřáté páry v bodě 1 jsou tlak přehřáté páry vystupující z HRSG kotle,

$$p_1 = p_K = 65,00 \text{ bar}(a) \quad (1.11)$$

teplota přehřáté páry,

$$t_1 = t_K = 475,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.12)$$

entalpie.

$$h_1 = h_K = f(p_1; t_1) = 3356,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.13)$$

Pomocí zvolené tlakové ztráty Δp_{pp2} a entalpického spádu Δh_{ph2} na přehříváku 2 je znám tlak v bodě 2:

$$p_2 = p_1 + \Delta p_{pp2} = 66,00 \text{ bar}(a) \quad (1.14)$$

$$h_2 = h_1 + \Delta h_{ph2} = 3106,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.15)$$

Teplota v bodě 2:

$$t_2 = f(p_2; h_2) = 377,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.16)$$

Určení parametrů páry v bodě 3 je přeskočeno, jelikož nejsou doposud známy hodnoty pro výpočet bilance vstříku.

Tlak v bodě 4 je zjištěn zvolením tlakové ztráty Δp_{pp1} na přehříváku 1:

$$p_4 = p_2 + \Delta p_{pp1} = 66,0 + 1 = 67,00 \text{ bar}(a) \quad (1.17)$$

a teplota odpovídá stavu syté páry:

$$t_4 = f(p_4; x = 1) = 282,9 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.18)$$

entalpie v bodě 4.

$$h_4 = f(p_4; x = 1) = 2776,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.19)$$

Ve výparníku dochází k izotermicko-izobarickému ději, kde na vstupu odpovídá stavu syté kapaliny, proto tlak a teplota je rovna:

$$p_5 = p_4 = 67,00 \text{ bar}(a) \quad (1.20)$$

$$t_5 = t_4 = 282,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.21)$$

Entalpie v bodě 5:

$$h_5 = f(p_4; x = 0) = 1251,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.22)$$

V bodě 5 a 6 se nachází pinchpoint, kde jeho velikost by se měla pohybovat v rozmezí 5 až 15 °C [2]. Teplota v bodě 6 je rovna:

$$t_6 = t_5 - \Delta t_{pi} = 282,9 - 5 = 277,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.23)$$

Tlak je roven tlaku v bodě 5:

$$p_6 = p_5 = 67,00 \text{ bar}(a) \quad (1.24)$$

Entalpie je určena jako:

$$h_6 = f(p_6; t_6) = 1225,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.25)$$

Tlak napájecí vody je určena pomocí zvolené tlakové ztrátě Δp_{pe} na ekonomizéru:

$$p_7 = p_{NV} = p_6 + \Delta p_{pe} = 67,00 + 2 = 69 \text{ bar}(a) \quad (1.26)$$

Teplota napájecí vody je vhodně zvolena s ohledem na teplotu odplynění, aby její hodnota byla minimálně 105 °C [3] a s ohledem na návrh nízkotlaké regenerace.

$$t_7 = t_{NV} = 110,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.27)$$

Entalpie v bodě 7 je potom určena jako:

$$h_7 = f(p_7; t_7) = 466,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.28)$$

1.3 Parametry spalín

Plynová turbína spaluje zemní plyn, kde objemové složení jednotlivých jeho složek společně s danými molárními hmotnostmi je uvedeno v tabulkách níže viz tab. 2 a tab. 3:

Tab. 2 Objemové složení jednotlivých složek zemního plynu [4]

<i>Veličina</i>	<i>Značka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Hodnota</i>
<i>Objemový podíl metanu</i>	x_{CH_4}	%	98,36 (1.29)
<i>Objemový podíl etanu</i>	$x_{C_2H_6}$	%	0,53 (1.30)
<i>Objemový podíl propanu</i>	$x_{C_3H_8}$	%	0,16 (1.31)
<i>Objemový podíl butanu</i>	$x_{C_4H_{10}}$	%	0,05 (1.32)
<i>Objemový podíl pentanu</i>	$x_{C_5H_{12}}$	%	0,01 (1.33)
<i>Objemový podíl dusíku</i>	x_{N_2}	%	0,84 (1.34)
<i>Objemový podíl oxidu uhličitého</i>	x_{CO_2}	%	0,05 (1.35)

Tab. 3 Molární hmotnosti daných prvků [4]

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota	
Molární hmotnost metanu	MW_{CH_4}	$g \cdot mol^{-1}$	16,04	(1.36)
Molární hmotnost etanu	$MW_{C_2H_6}$	$g \cdot mol^{-1}$	30,07	(1.37)
Molární hmotnost propanu	$MW_{C_3H_8}$	$g \cdot mol^{-1}$	44,10	(1.38)
Molární hmotnost butanu	$MW_{C_4H_{10}}$	$g \cdot mol^{-1}$	58,12	(1.39)
Molární hmotnost pentanu	$MW_{C_5H_{12}}$	$g \cdot mol^{-1}$	72,15	(1.40)
Molární hmotnost dusíku	MW_{N_2}	$g \cdot mol^{-1}$	28,02	(1.41)
Molární hmotnost oxidu uhličitého	MW_{CO_2}	$g \cdot mol^{-1}$	44,01	(1.42)

Pro následující výpočty je zapotřebí určit hmotnostní podíly pro jednotlivé složky zemního plynu, kde nejprve je vhodné si určit celkový součet hmotnostních podílů pro dané složky:

$$\begin{aligned} \sum \frac{x_i}{100} MW_i &= \frac{x_{CH_4}}{100} \cdot MW_{CH_4} + \frac{x_{C_2H_6}}{100} \cdot MW_{C_2H_6} + \frac{x_{C_3H_8}}{100} \cdot MW_{C_3H_8} + \\ &+ \frac{x_{C_4H_{10}}}{100} \cdot MW_{C_4H_{10}} + \frac{x_{C_5H_{12}}}{100} \cdot MW_{C_5H_{12}} + \frac{x_{N_2}}{100} \cdot MW_{N_2} + \frac{x_{CO_2}}{100} \cdot MW_{CO_2} \\ &= \frac{98,36}{100} \cdot 16,04 + \frac{0,53}{100} \cdot 30,07 + \frac{0,16}{100} \cdot 44,10 + \frac{0,05}{100} \cdot 58,12 + \\ &+ \frac{0,01}{100} \cdot 72,15 + \frac{0,84}{100} \cdot 28,02 + \frac{0,05}{100} \cdot 44,01 = 16,30 [-] \end{aligned} \quad (1.43)$$

Vzorový výpočet hmotnostního podílu pro metan:

$$w_{CH_4} = \frac{\frac{x_{CH_4}}{100} \cdot MW_{CH_4}}{\sum \frac{x_i}{100} MW_i} = \frac{\frac{98,36}{100} \cdot 16,04}{16,30} = 96,79 \cdot 10^{-2} [-] \quad (1.44)$$

Hodnoty zbylých parametrů jsou získány analogickým výpočtem.

$$w_{C_2H_6} = 97,77 \cdot 10^{-4} [-] \quad (1.45)$$

$$w_{C_3H_8} = 43,29 \cdot 10^{-4} [-] \quad (1.46)$$

$$w_{C_4H_{10}} = 17,83 \cdot 10^{-4} [-] \quad (1.47)$$

$$w_{C_5H_{12}} = 44,26 \cdot 10^{-5} [-] \quad (1.48)$$

$$w_{CO_2} = 13,50 \cdot 10^{-4} [-] \quad (1.49)$$

$$w_{N_2} = 14,44 \cdot 10^{-3} [-] \quad (1.50)$$

Pro stanovení objemového a hmotnostního složení spalin je důležité mít správně definované parametry vzduchu. V tomto případě je pro zjednodušení výpočtu použito suchého vzduchu, což znamená, že se nebere v potaz obsah vodní páry, která by mohla ovlivnit přesnost výsledků v reálných podmínkách.

Suchý atmosférický vzduch je směsí několika plynů, přičemž hlavní složky zahrnují dusík (N_2), kyslík (O_2), argon (Ar) a menší podíly dalších plynů (CO_2 , H_2). Při technických aplikacích, se často uvažuje složení suchého vzduchu pouze z kyslíku a z tzv. atmosférického dusíku, do kterého jsou započteny všechny složky suchého vzduchu, kromě kyslíku. [4]

Objemové složení atmosférického dusíku a kyslíku [4]:

$$x_{N_2,atm} = 79,01 \% \quad (1.51)$$

$$x_{O_2,air} = 20,10 \% \quad (1.52)$$

Zde je pro přesnější výpočet uvažován také vliv argonu, kde jeho objemové složení v suchém atmosférickém vzduchu je:

$$x_{Ar,air} = 0,94 \% \quad (1.53)$$

Objemové složení dusíku při započtení argonu je:

$$x_{N_2,air} = 100 - 20,10 - 0,94 = 78,96 \% \quad (1.54)$$

Obdobně jako u výpočtu jednotlivých složek zemního plynu je zapotřebí určit molární hmotnost (viz tab. 4) a hmotnostní podíly těchto prvků, které tvoří suchý vzduch.

Molární hmotnost atmosférického dusíku je odlišná než v případě čisté varianty dusíku. V tomto případě je však argon ze směsi vyloučen, a proto se uvažuje molární hmotnost čistého dvouatomového dusíku viz (1.56).

Tab. 4 Molární hmotnosti složek suchého vzduchu [4]

<i>Veličina</i>	<i>Značka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Hodnota</i>	
Molární hmotnost kyslíku	MW_{O_2}	$g \cdot mol^{-1}$	32,00	(1.55)
Molární hmotnost dusíku	MW_{N_2}	$g \cdot mol^{-1}$	28,02	(1.56)
Molární hmotnost argonu	MW_{Ar}	$g \cdot mol^{-1}$	39,95	(1.57)

Výpočet hmotnostních zlomků je analytický viz rovnice (1.44).

Získané parametry jsou potom:

$$w_{O_2,air} = 22,23 \cdot 10^{-2} [-] \quad (1.58)$$

$$w_{N_2,air} = 76,47 \cdot 10^{-2} [-] \quad (1.59)$$

$$w_{Ar,air} = 12,98 \cdot 10^{-3} [-] \quad (1.60)$$

V rámci návrhu spalovacího systému je uvažován přebytek vzduchu větší než 1, což odpovídá spalování chudé směsi. Tento způsob spalování je typický sníženými emisemi oxidů dusíku (NO_x) a oxidu uhelnatého (CO). Zároveň zajišťuje vysokou účinnost spalovacího procesu a dobré promíchání paliva se vzduchem, čímž se minimalizuje tvorba sazí a kouře. [5]

Konkrétní hodnota přebytku spalovacího vzduchu je stanovena na základě teploty vzduchu před vstupem do spalovací komory ($t_{SK,2}$) a teploty spalin na jejím výstupu ($t_{SK,3}$), která musí být minimálně 1300 °C [5], což je zásadní pro efektivní využití energie ve spalovacím cyklu, a zároveň i pro dosažení požadovaného výkonu paroplynového bloku. Obě tyto teploty jsou stanoveny ze zdroje [4],

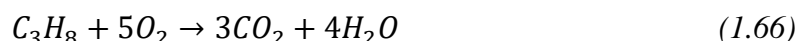
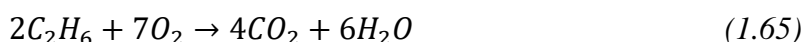
$$t_{SK,2} = 420,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.61)$$

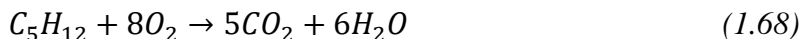
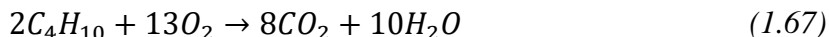
$$t_{SK,3} = 1300,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.62)$$

kde na základě těchto dvou hodnot z diagramu ve zdroji [4] je získána velikost přebytku vzduchu.

$$\alpha = 2,53 [-] \quad (1.63)$$

Spalování zemního plynu se suchým vzduchem probíhá na základě rovnic chemických reakcí spalování pro jednotlivé složky zemního plynu:





Z rovnic (1.64) – (1.68) je zapotřebí určit, kolik kyslíku je potřeba pro spotřebu 1 kg paliva.

$$\begin{aligned} m_{O_2, st} = & w_{CH_4} \cdot \frac{2 \cdot MW_{O_2}}{MW_{CH_4}} + w_{C_2H_6} \cdot \frac{7 \cdot MW_{O_2}}{2 \cdot MW_{C_2H_6}} + w_{C_3H_8} \cdot \frac{5 \cdot MW_{O_2}}{MW_{C_3H_8}} + \\ & + w_{C_4H_{10}} \cdot \frac{13 \cdot MW_{O_2}}{2 \cdot MW_{C_4H_{10}}} + w_{C_5H_{12}} \cdot \frac{8 \cdot MW_{O_2}}{MW_{C_5H_{12}}} = 96,79 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{2 \cdot 32,00}{16,04} \\ & + 97,77 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{7 \cdot 32,00}{2 \cdot 37,07} + 43,29 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{5 \cdot 32,00}{44,10} + \\ & + 17,83 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{13 \cdot 32,00}{2 \cdot 58,12} + 44,26 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{8 \cdot 32,00}{72,15} = 3,9 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \end{aligned} \quad (1.69)$$

Množství vzduchu, které je zapotřebí pro spálení jednotky hmotnosti paliva je získáno jako:

$$m_{O_2, st, air} = \frac{m_{O_2, st}}{w_{O_2, air}} = \frac{3,92}{22,23 \cdot 10^{-2}} = 17,6 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (1.70)$$

Výsledné množství vzduchu potřebného ke spálení 1 kg paliva je stanoveno s využitím přebytečného koeficientu α (1.63). Tento koeficient vyjadřuje poměr mezi množstvím vzduchu, které je potřebné pro úplné spálení 1 kg paliva, a množstvím vzduchu, které je skutečně k dispozici.

$$m_{air} = m_{O_2, st, air} \cdot \alpha = 17,6 \cdot 2,53 = 44,6 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (1.71)$$

Pro určení jednotlivých složek spalín se opět vychází z rovnic reakcí při spalování. Tentokrát je ovšem zaměřeno na pravou stranu rovnice, která popisuje produkty. Je patrné, že z reakce vystupují látky CO_2 a H_2O . Jejich množství je stanoveno analogickým výpočtem, jako v případě rovnice (1.69).

Získané hodnoty CO_2 a H_2O .

$$m_{CO_2}^{SP} = 2,7 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (1.72)$$

$$m_{H_2O}^{SP} = 2,2 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (1.73)$$

Výsledkem spalovacích reakcí je kromě oxidu uhličitého a vodní páry také přítomnost složek spalovacího vzduchu, a tedy dusíku, argonu a nespáleného kyslíku. Jejich množství je určeno jako:

$$\begin{aligned} m_{N_2}^{SP} = & w_{N_2} + w_{N_2, air} \cdot m_{air} = 14,44 \cdot 10^{-3} + 76,47 \cdot 10^{-2} \cdot 44,6 = \\ & = 34,1 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \end{aligned} \quad (1.74)$$

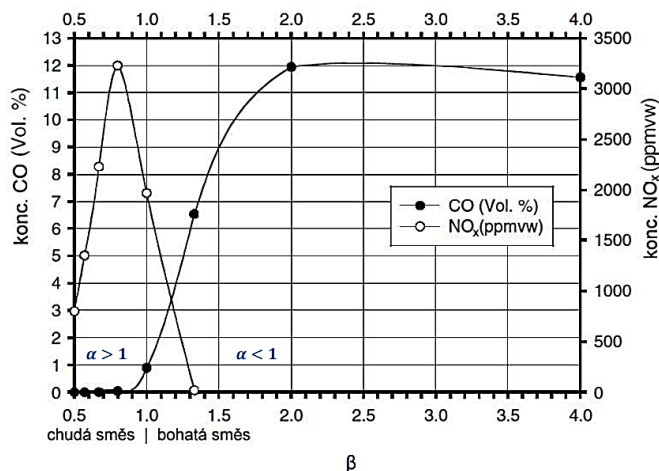
$$\begin{aligned} m_{O_2}^{SP} = & w_{O_2, air} \cdot (m_{air} - m_{O_2, st, air}) = 22,23 \cdot 10^{-2} \cdot (44,6 - 17,6) = \\ & = 6,0 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \end{aligned} \quad (1.75)$$

$$m_{Ar}^{SP} = w_{Ar, air} \cdot m_{air} = 12,98 \cdot 10^{-3} \cdot 44,6 = 0,58 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (1.76)$$

Jak již bylo zmíněno, při nedostatku spalovacího vzduchu mohou vznikat látky, jako například oxid uhelnatý, uhlovodíky, nebo oxidy dusíku. Závislost vzniklých emisí na základě bohaté a chudé směsi je znázorněna na obr. 4.

Výpočet koeficientu beta:

$$\beta = \frac{1}{\alpha} = \frac{1}{2,53} = 0,40 [-] \quad (1.77)$$



Obr. 4 Emise v závislosti na typu směsi [5]

Z obr. 4 je patrné, že pro stanovený koeficient přebytku vzduchu odpovídající spalování chudé směsi nedochází k tvorbě emisí oxidu uhelnatého. Naopak lze očekávat výskyt stopového množství oxidů dusíku (NO_x), které však není v dalším výpočtu uvažováno.

Výsledné množství spalin je potom dáno součtem všech složek:

$$m_{FG} = m_{N_2}^{SP} + m_{O_2}^{SP} + m_{Ar}^{SP} + m_{CO_2}^{SP} + m_{H_2O}^{SP} = 34,2 + 6,0 + 0,57 + 2,7 + 2,2 = 45,6 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (1.78)$$

Následně je zapotřebí určit hmotnostní podíly jednotlivých složek spalin, které jsou stanoveny podílem množství dané složky a ku celkovému množství spalin:

$$w_{N_2}^{SP} = \frac{m_{N_2}^{SP}}{m_{FG}} = \frac{34,1}{45,6} = 74,83 \cdot 10^{-2} [-] \quad (1.79)$$

Analogickým způsobem jsou zjištěny hmotnostní podíly zbylých složek. Výsledné hodnoty potom jsou:

$$w_{O_2}^{SP} = 13,15 \cdot 10^{-2} [-] \quad (1.80)$$

$$w_{H_2O}^{SP} = 48,27 \cdot 10^{-3} [-] \quad (1.81)$$

$$w_{Ar}^{SP} = 12,70 \cdot 10^{-3} [-] \quad (1.82)$$

$$w_{CO_2}^{SP} = 59,25 \cdot 10^{-3} [-] \quad (1.83)$$

Pro určení finálních hodnot objemového složení je zapotřebí zjistit látkové množství pro dané látky a jejich celkovou sumu.

Ukázka výpočtu látkového množství pro dusík.

$$n_{N_2}^{SP} = \frac{w_{N_2}^{SP}}{MW_{N_2}} = \frac{74,83 \cdot 10^{-2}}{28,02} = 26,71 \cdot 10^{-3} [-] \quad (1.84)$$

Určené hodnoty zbylých složek:

$$n_{O_2}^{SP} = 41,09 \cdot 10^{-4} [-] \quad (1.85)$$

$$n_{H_2O}^{SP} = 26,79 \cdot 10^{-4} [-] \quad (1.86)$$

$$n_{CO_2}^{SP} = 13,46 \cdot 10^{-4} [-] \quad (1.87)$$

$$n_{Ar}^{SP} = 31,78 \cdot 10^{-5} [-] \quad (1.88)$$

Součet látkového množství veškerých látek ve spalinách je:

$$n_{celkem}^{SP} = 35,16 \cdot 10^{-3} [-] \quad (1.89)$$

Posledním krokem při stanovení objemového složení jednotlivých složek spalin vznikajících spalováním zemního plynu se suchým vzduchem je výpočet poměru látkového množství dané složky k celkovému součtu látkových množství všech přítomných složek.

Ukázka výpočtu pro dusík obsažený ve spalinách.

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}^{SP}}{n_{celkem}^{SP}} = \frac{26,71 \cdot 10^{-3}}{35,16 \cdot 10^{-3}} \cdot 100 = 75,96 \% \quad (1.90)$$

Procentuální zastoupení zbylých složek ve spalinách:

$$y_{O_2} = 11,69 \% \quad (1.91)$$

$$y_{H_2O} = 7,62 \% \quad (1.92)$$

$$y_{CO_2} = 3,83 \% \quad (1.93)$$

$$y_{Ar} = 0,90 \% \quad (1.94)$$

V zadání je hmotnostní průtok spalin uveden v $kg \cdot s^{-1}$. Pro další výpočty je však nutné jej převést na $Nm^3 \cdot s^{-1}$, což umožní stanovení hodnot entalpie spalin v jednotlivých bodech pilového diagramu. K tomu je zapotřebí stanovit hustotu spalin. To je provedeno na základě údajů viz tab. 5 a zadaného objemového složení spalin.

Tab. 5 Hustota plynu obsaženého ve spalinách při $0^\circ C$ a $0,101 MPa$ [2]

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Hustota oxidu uhličitého	ρ_{CO_2}	$kg \cdot Nm^{-3}$	1,9768 (1.95)
Hustota dusíku	ρ_{N_2}	$kg \cdot Nm^{-3}$	1,2505 (1.96)
Hustota kyslíku	ρ_{O_2}	$kg \cdot Nm^{-3}$	1,4289 (1.97)
Hustota vodní páry	ρ_{H_2O}	$kg \cdot Nm^{-3}$	0,8040 (1.98)
Hustota argonu	ρ_{Ar}	$kg \cdot Nm^{-3}$	1,7839 (1.99)

Výpočet hustoty spalin při normálních podmínkách:

$$\begin{aligned} \rho_{SP} &= \rho_{CO_2} \cdot \frac{y_{CO_2}}{100} + \rho_{N_2} \cdot \frac{y_{N_2}}{100} + \rho_{O_2} \cdot \frac{y_{O_2}}{100} + \rho_{H_2O} \cdot \frac{y_{H_2O}}{100} + \rho_{Ar} \cdot \frac{y_{Ar}}{100} \\ &= 1,9768 \cdot \frac{3,83}{100} + 1,2505 \cdot \frac{75,96}{100} + 1,4289 \cdot \frac{11,69}{100} + 0,8040 \cdot \frac{7,62}{100} \\ &\quad + 1,7839 \cdot \frac{0,90}{100} = 1,2700 \text{ kg} \cdot Nm^{-3} \end{aligned} \quad (1.100)$$

Objemový průtok spalin je pak získán:

$$\dot{V}_{SP} = \frac{\dot{M}_{SP}}{\rho_{SP}} = \frac{368,0}{1,2700} = 289,8 \text{ Nm}^{-3} \cdot s^{-1} \quad (1.101)$$

Hodnoty entalpií pro jednotlivé složky spalin jsou znázorněny viz tab. 6, kde následuje vzorový výpočet entalpie zadaných spalin.

Tab. 6 Měrné entalpie složek spalín na 1 m^3 při $0 \text{ }^\circ\text{C}$ a $0,101 \text{ MPa}$ [2]

t [$^\circ\text{C}$]	i [$\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$]					I_{SP} [$\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$]
	N_2	O_2	H_2O	CO_2	Ar	
100	130	132	150	170	93	132,95
200	260	267	304	357	186	267,22
300	392	407	463	559	278	404,53
400	527	551	626	772	372	545,33
500	666	699	795	994	456	690,35
600	804	850	969	1225	557	835,84

Vzorový výpočet entalpie spalín pro teplotu $100 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}
 I_{SP100} &= \frac{y_{\text{N}_2}}{100} \cdot 130 + \frac{y_{\text{O}_2}}{100} \cdot 132 + \frac{y_{\text{H}_2\text{O}}}{100} \cdot 150 + \frac{y_{\text{CO}_2}}{100} \cdot 170 + \frac{y_{\text{Ar}}}{100} \cdot 93 \\
 &= \frac{75,96}{100} \cdot 130 + \frac{11,69}{100} \cdot 132 + \frac{7,62}{100} \cdot 150 + \frac{3,83}{100} \cdot 170 + \frac{0,90}{100} \cdot 93 = \\
 &= 132,95 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}
 \end{aligned} \tag{1.102}$$

Vypočtené veškeré entalpie jsou v tab. 6 na pravé straně. Následuje stanovení entalpie spalín v bodě A, kde je využito interpolace hodnot spalín (tab. 6) pro interval hodnot $500 \div 600 \text{ }^\circ\text{C}$. Výpočet je proveden dle vzorce:

$$\begin{aligned}
 I_{SPA} &= (t_{SP} - t_{500}) \cdot \frac{I_{SP600} - I_{SP500}}{t_{600} - t_{500}} + I_{SP500} = \\
 &= (532,0 - 500) \cdot \frac{835,84 - 690,35}{600 - 500} + 690,35 = 736,9 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}
 \end{aligned} \tag{1.103}$$

Teplota v bodě D je určena ze zvoleného nedohřevu Δt_N a pinchpointu Δt_{pi} , ze kterého vychází teplota t_5 :

$$t_D = t_5 + t_N = 282,9 + 10 = 292,9 \text{ }^\circ\text{C} \tag{1.104}$$

Entalpie v bodě D se určí obdobným způsobem jako u bodu A, tedy pomocí interpolace na výslednou teplotu t_D :

$$\begin{aligned}
 I_{SPD} &= (t_D - t_{200}) \cdot \frac{I_{SP300} - I_{SP200}}{t_{300} - t_{200}} + I_{SP200} = \\
 &= (292,9 - 200) \cdot \frac{404,53 - 267,22}{300 - 200} + 267,22 = 394,8 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}
 \end{aligned} \tag{1.105}$$

1.4 Výpočet tepelných ztrát sáláním kotle

Následuje určení ztráty sáláním kotle, která vyjadřuje množství tepla unikajícího přes plášť kotle do okolního prostředí. Je ovlivněna výkonem kotle, typem paliva a kvalitou tepelné izolace stěn. Pro její výpočet je nutné stanovit maximálně využitelný tepelný výkon spalín a také určit konstantu C, která je volená pro kotle na kapalná paliva a zemní plyn [2]:

$$C = 0,0113 [-] \tag{1.106}$$

Maximálně využitelný tepelný výkon se získá:

$$\dot{Q}_N = \dot{V}_{SP} \cdot I_{SPA} = 289,8 \cdot 736,9 = 213\,534,0 \text{ kW} \tag{1.107}$$

Ztráta sáláním je určena jako:

$$\dot{Q}_{RC} = C \cdot \dot{Q}_N^{0,7} = 0,0113 \cdot 213\,548,8^{0,7} = 60,8 \text{ kW} \quad (1.108)$$

$$Z_S = \frac{Q_{RC}}{Q_N} = \frac{60,8}{213\,534,0} = 28,46 \cdot 10^{-5} [-] \quad (1.109)$$

1.5 Parní výkon kotle

Pro výpočet parního výkonu je potřeba určit teplo odevzdané spaliny mezi body A až D, kde je také nutné započítat ztráty vzniklé sáláním:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SP,A-D} &= \dot{V}_{SP} \cdot (I_{SPA} - I_{SPD}) = 289,8 \cdot (736,9 - 394,8) = \\ &= 99\,145,9 \text{ kW} \end{aligned} \quad (1.110)$$

Tepelný výkon přijatý vodou/párou mezi body 2 – 6 při započtení ztráty sáláním:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{1-6} &= \dot{Q}_{SP,A-D} \cdot (1 - Z_S) = 99\,145,9 \cdot (1 - 28,46 \cdot 10^{-5}) = \\ &= 99\,117,7 \text{ kW} \end{aligned} \quad (1.111)$$

Průtok páry je stanoven z vypočtených hodnot předaného tepla \dot{Q}_{1-6} a entalpií média, kde se zároveň uvažuje s 5% zástríkem napájecí vody.

Hmotnostní průtok páry:

$$\begin{aligned} \dot{M}_P &= \frac{\dot{Q}_{1-6}}{(h_1 - h_2) + 0,95 \cdot (h_2 - h_6) + 0,05 \cdot (h_2 - h_7)} = \\ &= \frac{99\,117,7}{(3356,7 - 3106,7) + 0,95 \cdot (3106,7 - 1225,4) + 0,05 \cdot (3106,7 - 466,3)} \\ &= 45,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (1.112)$$

1.6 Výpočet zástríku

V bodě 3 mezi přehříváky je teplota páry regulována vstříkáním napájecí vody t_{NV} o dané teplotě. Pro výpočet entalpie se využívá bilanční rovnice vstříku. Na základě zdroje [2] byl zvolen jeden vstřík napájecí vody ve výši 5 %.

Výpočet entalpie v bodě 3:

$$h_3 = \frac{h_2 - 0,05 \cdot h_7}{0,95} = \frac{3106,7 - 0,05 \cdot 466,3}{0,95} = 3245,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.113)$$

Tlak je stejný jako v bodě 2:

$$p_3 = p_2 = 66,00 \text{ bar (a)} \quad (1.114)$$

Teplota je dána funkcí tlaku a entalpie.

$$t_3 = f(p_3; h_3) = 430,7 \text{ °C} \quad (1.115)$$

1.7 Předané tepelné výkony na jednotlivých teplosměnných plochách

V této části je uveden výpočet předpokládaného tepelného výkonu na jednotlivých výhřevných plochách. Na jeho základě je možné stanovit teploty a entalpie spalin v ostatních charakteristických bodech a sestavit odpovídající pilový diagram.

Výpočet předaného výkonu na obou přehřívácích:

$$\dot{Q}_{P2} = \dot{M}_P \cdot (h_1 - h_2) = 45,7 \cdot (3356,7 - 3106,7) = 11\,422,7 \text{ kW} \quad (1.116)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{P1} &= \dot{M}_P \cdot (h_3 - h_4) \cdot 0,95 = 45,7 \cdot (3245,7 - 2776,39) \cdot 0,95 = \\ &= 20\,371,6 \text{ kW}\end{aligned}\quad (1.117)$$

Předaný výkon na výparníku:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_V &= \dot{M}_P \cdot (h_4 - h_6) \cdot 0,95 = 45,7 \cdot (2776,4 - 1225,4) \cdot 0,95 = \\ &= 67\,323,5 \text{ kW}\end{aligned}\quad (1.118)$$

Předaný tepelný výkon na ekonomizéru:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_E &= \dot{M}_P \cdot (h_6 - h_7) \cdot 0,95 = 45,7 \cdot (1225,4 - 466,3) \cdot 0,95 = \\ &= 32\,949,0 \text{ kW}\end{aligned}\quad (1.119)$$

1.8 Teploty a entalpie spalin v bodech B, C, E

Výpočet entalpie spalin v bodě B vychází ze znalosti předaného tepelného výkonu ve druhém přehříváku, přičemž je zde zároveň zohledněna ztráta sáláním. Odpovídající teplota je poté určena interpolací na základě toho, do jakého intervalu spadá vypočtená hodnota entalpie.

$$\begin{aligned}I_{SPB} &= I_{SPA} - \frac{\dot{Q}_{P2}}{(1 - Z_S) \cdot \dot{V}_{SP}} = \\ &= 736,9 - \frac{11\,422,7}{(1 - 28,46 \cdot 10^{-5}) \cdot 289,8} = 697,5 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}\end{aligned}\quad (1.120)$$

Teplota je interpolována z rozmezí 500 ÷ 600 °C:

$$\begin{aligned}t_B &= (I_{SPB} - I_{SP500}) \cdot \frac{t_{600} - t_{500}}{I_{SP600} - I_{SP500}} + t_{500} = \\ &= (697,5 - 690,4) \cdot \frac{600 - 500}{835,8 - 690,4} + 500 = 504,9 \text{ °C}\end{aligned}\quad (1.121)$$

Ostatní hodnoty ve zbylých bodech jsou získány analogicky.

Parametry v bodě C:

$$I_{SPC} = 627,2 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (1.122)$$

$$t_C = 456,4 \text{ °C} \quad (1.123)$$

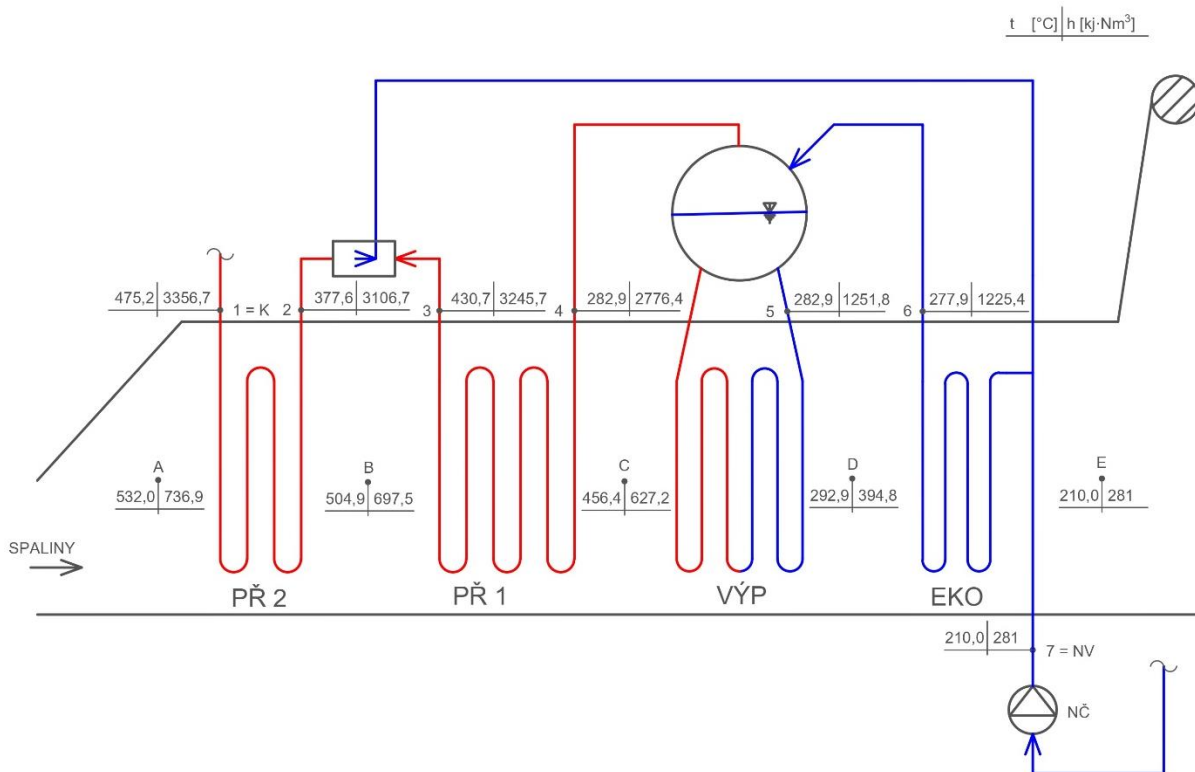
Parametry v bodě E:

$$I_{SPE} = 281,0 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (1.124)$$

$$t_E = 210,0 \text{ °C} \quad (1.125)$$

1.9 Souhrn vypočtených hodnot

V této části jsou pro lepší přehlednost shrnuty všechny klíčové vypočtené hodnoty. Jednotlivé stavové veličiny vody/páry a spalin v charakteristických bodech jsou uvedeny na obr. 5. Tab. 7 poskytuje přehled dalších důležitých vypočtených hodnot a tab. 8 prezentuje předané tepelné výkony na jednotlivých teplosměnných plochách. Na obr. 6 je vykreslen sestavený pilový diagram pro cílové hodnoty, kde na horizontální ose jsou vyznačeny předané tepelné výkony na jednotlivých teplosměnných plochách.



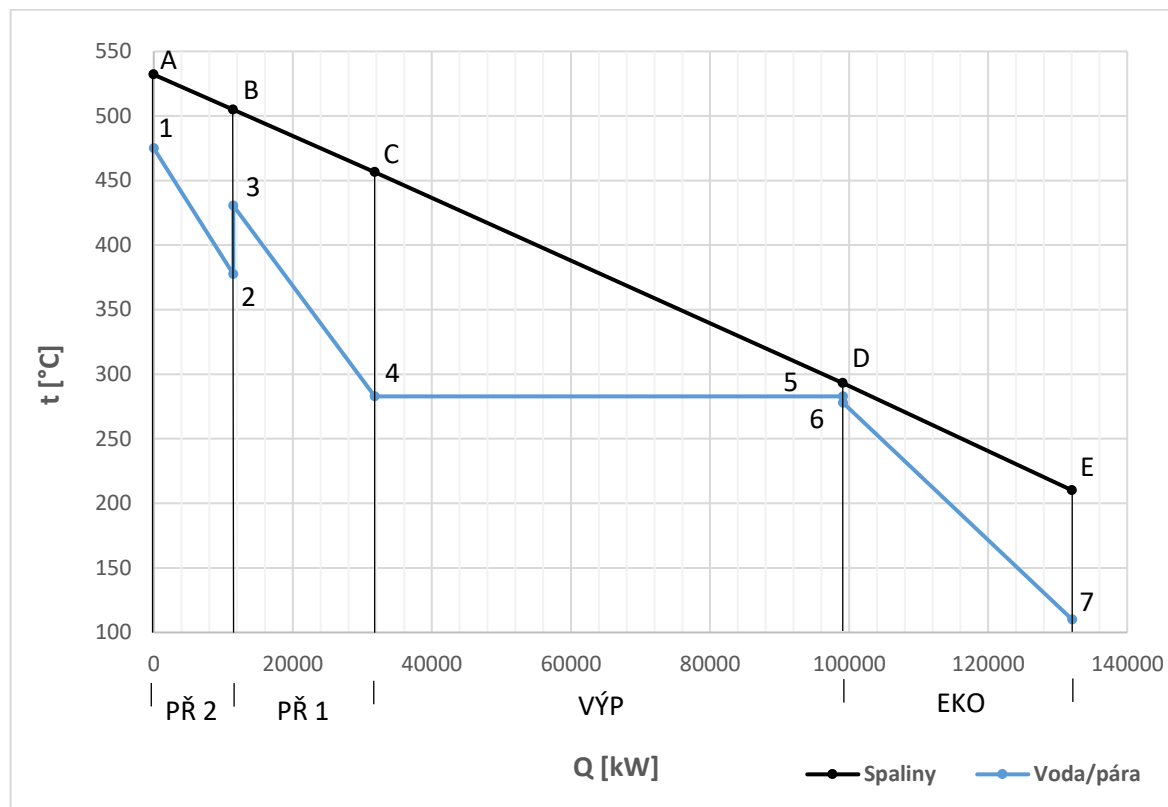
Obr. 5 Schéma HRSG kotle s vypočtenými hodnotami

Tab. 7 Přehled dalších vypočtených hodnot

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Hustota spalin	ρ_{SP}	$kg \cdot Nm^{-3}$	1,2700
Objemový průtok spalin	\dot{V}_{SP}	$Nm^{-3} \cdot s^{-1}$	289,8
Tepelné ztráty sáláním	Z_S	%	0,0285
Velikost zástřiku	vstřik	%	5
Hmotnostní průtok páry	\dot{M}_P	$kg \cdot s^{-1}$	45,7

Tab. 8 Předané tepelné výkony

Teplosměnná plocha	Velikost předaného tepla [kW]
Přehřívák 2	11 422,7
Přehřívák 1	20 371,6
Výparník	67 323,5
Ekonomizér	32 949,0



Obr. 6 Pilový diagram HRSG kotle

2 Tepelné schéma oběhu

Před samotným návrhem parní turbíny je nezbytné stanovit parametry páry v klíčových bodech tepelného oběhu, ve kterém by měla být provozována. Z tohoto důvodu je nejprve vytvořeno tepelné schéma, jehož základem jsou zadané vstupní hodnoty, zatímco ostatní parametry jsou vhodně voleny či dopočítány. Uvažována je taktéž dodávka tepla v zimním období, kde zadanými vstupními parametry jsou teplotní spád topné vody,

$$\Delta t_{zima} = 70/90 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

požadovaný tepelný výkon do SCZT,

$$\dot{Q}_{zima} = 30 \text{ MWt} \quad (2.2)$$

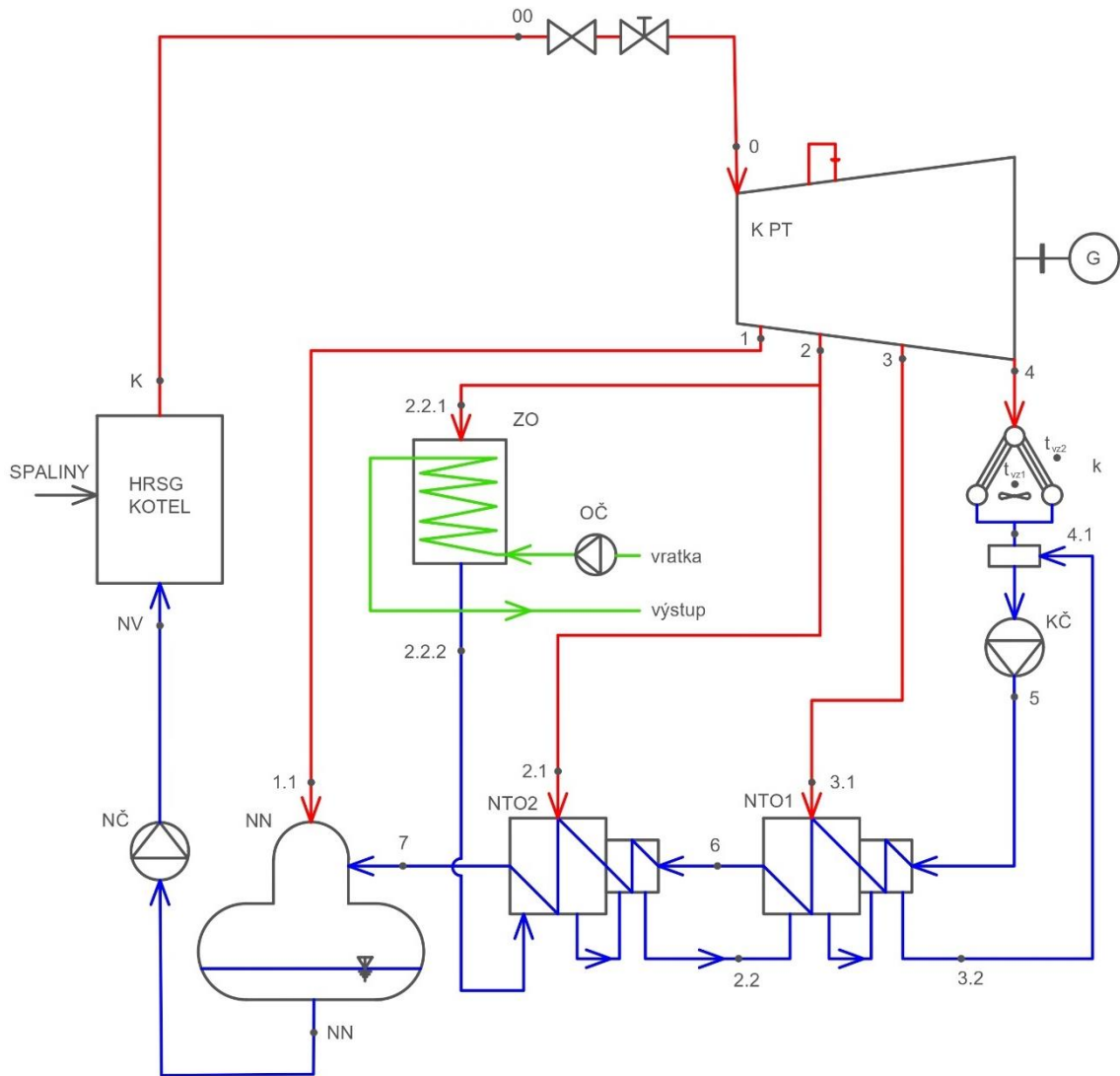
průměrná teplota okolí.

$$t_{vzd} = 25,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.3)$$

Tato kapitola se zaměřuje na návrh tepelného schématu pro konfiguraci s plynovou turbínou, kotlem na odpadní teplo (HRSG) a regenerací pomocí NTO – základní schéma. Navíc jsou zvažována další dvě variantní tepelná schémata, přičemž všechny tyto možnosti jsou následně porovnány a vyhodnoceny.

První variantní schéma zahrnuje regeneraci tepla pod napájecí nádrží využitím zbytkového tepla ze spalin v kotli HRSG. Druhé variantní schéma navíc zohledňuje přehřev topné vody. V rámci této varianty je analyzováno množství tepla, které může být předáno topné vodě při dodržení minimální teploty spalin na výstupu z kotle, jež činí 75 °C.

Diplomová práce se dále zaměřuje na návrh parní turbíny pro základní variantu tepelného oběhu, která počítá se dvěma provozními režimy. Prvním režimem je plně kondenzační režim (K) s neregulovanými odběry páry pro odplynění a nízkotlakou regeneraci, která je zajištěna pomocí dvou nízkotlakých ohříváků (NTO1 a NTO2). Druhým režimem je zimní režim (Z), ve kterém je navíc zahrnut regulovaný odběr páry do základního ohříváku topné vody (ZO), sloužícího k dodávce tepla do systému centrálního zásobování teplem (SCZT). Za tímto odběrem je pak uvažována clona, která udržuje požadovaný tlak v odběru a tím zajišťuje dodávku potřebného množství páry do základního ohříváku. Tento tepelný oběh dále zahrnuje HRSG kotel, kondenzační parní turbínu (K PT) s generátorem (G), vzduchem chlazený kondenzátor (k), kondenzátní čerpadlo (KČ), napájecí nádrž s odplyněním (NN), napájecí čerpadlo (NČ) a již zmíněný ZO s oběhovým čerpadlem (OČ). Na obr. 7 je zobrazeno schéma pro základní variantu s označením řešených stavů.



Obr. 7 Základní varianta pro tepelné schéma

2.1 Stav páry na vstupu do turbíny

Stav admisní páry vycházející z HRSG kotle je v tomto případě již určen. Tlak, teplota a entalpie jsou stanoveny podle rovnic (1.11), (1.12) a (1.13). Hmotnostní průtok páry je rovněž znám, a to z rovnice (1.112).

Dále je zapotřebí z těchto hodnot určit zbývající parametry páry,

$$s_K = f(p_K; t_K) = 6,7603 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.4)$$

$$v_K = f(p_K; t_K) = 0,05001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5)$$

Dále je zde odhadnuta tlaková ztráta potrubí mezi HRSG kotlem a hlavní uzavírací armaturou, která lze určit pomocí ztrátového součinitele, který se pohybuje v rozmezí 0,04 až 0,05 [6].

$$\xi_{z0} = 0,05 [-] \quad (2.6)$$

Tlak před vstupem do hlavní uzavírací armatury je zjištěn jako:

$$p_{00} = (1 - \xi_{z0}) \cdot p_K = (1 - 0,05) \cdot 65,00 = 61,75 \text{ bar}(a) \quad (2.7)$$

Zároveň dochází k tepelným ztrátám na hlavním parovodu, které je nutné zahrnout do výpočtu. Obvykle se pohybují v řádu jednotek procent [6],

$$\xi_{pp} = 0,02 [-] \quad (2.8)$$

kde následným výpočtem je určena entalpie před hlavní uzavírací armaturou.

$$i_{00} = (1 - \xi_{pp}) \cdot i_K = (1 - 0,02) \cdot 3356,7 = 3276,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.9)$$

Teplota, entropie a měrný objem jsou učeny jako funkce tlaku a entalpie:

$$t_{00} = f(p_{00}; i_{00}) = 440,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.10)$$

$$s_{00} = f(p_{00}; i_{00}) = 6,6722 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.11)$$

$$v_{00} = f(p_{00}; i_{00}) = 0,00700 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.12)$$

Před vstupem do regulačního stupně (RS) je umístěna hlavní uzavírací armatura a regulační ventil, kde dochází ke škrcení páry. Tento proces probíhá jako izoentalpický děj, při němž dochází k poklesu tlaku. Pro stanovení tlakové ztráty byl zvolen ztrátový součinitel z intervalu 0,03 až 0,05 [6].

$$\xi_{z1} = 0,05 [-] \quad (2.13)$$

Výpočet tlaku na vstupu do regulačního stupně turbíny, který je určen započtením tlakové ztráty v armaturách:

$$p_0 = (1 - \xi_{z1}) \cdot p_{00} = (1 - 0,05) \cdot 61,75 = 58,66 \text{ bar}(a) \quad (2.14)$$

Určení entalpie:

$$i_0 = i_{00} = 3276,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.15)$$

Určení zbývajících parametrů páry před vstupem do RS.

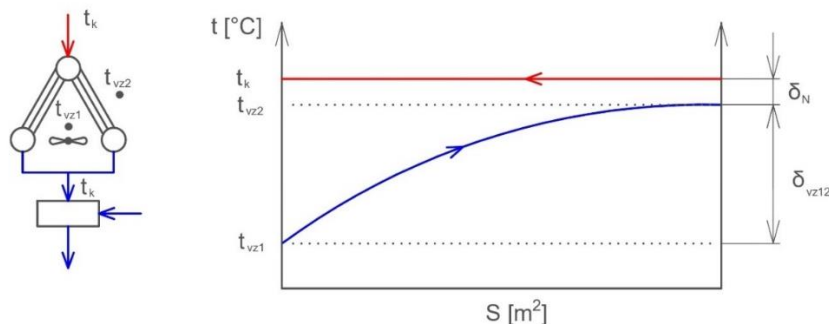
$$t_0 = f(p_0; i_0) = 438,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.16)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,6943 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.17)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0,05234 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.18)$$

2.2 Kondenzátor

Jedná se o tepelný výměník, který zajišťuje kondenzaci páry vystupující z turbíny zpět na kapalinu tím, že odvádí její latentní teplo. V tomto případě je využit vzduchem chlazený kondenzátor se zadanou teplotou okolního přiváděného vzduchu viz (2.3), kde je tepelná energie přenášena do něho. Schéma kondenzátoru s vyznačeným průběhem teplot a nedohřevem je znázorněno na obr. 8. Podchlazení kondenzátu zde není uvažováno.



Obr. 8 Schéma kondenzátoru se znázorněním průběhu teplot

Nedohřev kondenzátoru je zvolen z rozsahu 5 až 10 °C [3].

$$\delta_N = 5 \text{ °C} \quad (2.19)$$

Ohřátí chladícího vzduchu je mezi 10 až 15 °C [3]:

$$\delta_{vz12} = 10 \text{ °C} \quad (2.20)$$

Kondenzační teplota a tlak je dána součtem teploty okolního vzduchu, zvoleného ohřevu vzduchu a nedohřevu způsobeného přenosem tepla z kondenzující páry.

$$t_k = t_{vzd} + \delta_N + \delta_{vz12} = 25 + 5 + 10 = 40,0 \text{ °C} \quad (2.21)$$

Kondenzační tlak:

$$p_k = f(t_k; x = 0) = 0,074 \text{ bar}(a) \quad (2.22)$$

Vzhledem k tomu, že v kondenzátoru probíhá izotermicko-izobarický děj a není uvažováno podchlazení, na jeho výstupu odchází sytý kondenzát, jehož tlak a teplota odpovídají parametrům kondenzace.

$$t_{4.1} = t_k = 40,0 \text{ °C} \quad (2.23)$$

$$p_{4.1} = p_k = 0,074 \text{ bar}(a) \quad (2.24)$$

Ostatní parametry na výstupu z kondenzátoru jsou zjištěny na základě tlaku a suchosti.

$$i_{4.1} = f(p_{4.1}; x_{4.1}) = 167,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.25)$$

$$s_{4.1} = f(p_{4.1}; x_{4.1}) = 0,5726 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.26)$$

$$v_{4.1} = f(p_{4.1}; i_{4.1}) = 0,00101 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.27)$$

2.3 Napájecí čerpadlo

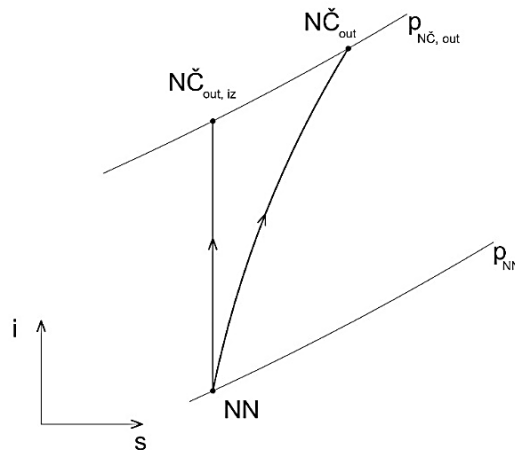
Napájecí čerpadlo musí zajistit požadovaný tlak napájecí vody na vstupu do HRSG kotle, který z tepelného výpočtu kotle vychází viz rovnice (1.26). Teplota byla určena viz rovnice (1.27). Zároveň byla odhadnuta účinnost napájecího čerpadla, která se volí jako 0,76 až 0,8 pro menší průtoky a 0,8 až 0,82 pro průtok vyšší než 500 m³/h [6]:

$$\eta_{N\check{c}} = 0,8 [-] \quad (2.28)$$

Z hodnot tlaku a teploty lze určit entalpii na výstupu z napájecího čerpadla:

$$i_{NV} = f(p_{NV}; t_{NV}) = 466,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.29)$$

Dalším krokem je stanovení stavu napájecí vody v napájecí nádrži (NN). Vzhledem k tomu, že teplota odplynění není předem zadána, je nutné ji určit iteračním výpočtem, přičemž se vychází z komprese v napájecím čerpadle. Průběh tohoto procesu je znázorněn v i-s diagramu na obr. 9.



Obr. 9 Komprese v NČ

V prvním kroku iteračního výpočtu se odhaduje teplota odplynění, respektive teplota napájecí vody před vstupem do napájecího čerpadla (bod NN). Tato teplota je mírně nižší než teplota vody na výstupu z čerpadla (bod NČ) v důsledku tlakového zvýšení při kompresi.

$$t_{NN} = 105,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.30)$$

Na základě prvního odhadu teploty odplynění lze dopočítat zbývající parametry napájecí vody v nádrži, jako jsou tlak, entalpie a entropie:

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 1,21 \text{ bar}(a) \quad (2.31)$$

$$i_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 440,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.32)$$

$$s_{NN} = f(s_{NN}; x = 0) = 1,3632 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.33)$$

Následně lze určit entalpii na konci ideální izoentropické komprese:

$$i_{NV, is} = f(p_{NV}; s_{NN}) = 447,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.34)$$

a následně pak skutečnou entalpii, která se stanoví ze vztahu pro výpočet účinnosti čerpadla,

$$\eta_{NČ} = \frac{i_{NV, is} - i_{NN}}{i_{NV, skut} - i_{NN}} \quad (2.35)$$

Při kterém je zanedbána kinetická energie NV na vstupu a výstupu z čerpadla.

Určení již vyjádřené skutečné entalpie:

$$\begin{aligned} i_{NV, skut} &= \frac{i_{NV, is} - i_{NN}}{\eta_{NČ}} + i_{NN} = \frac{447,3 - 440,2}{0,8} + 440,2 = \\ &= 449,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (2.36)$$

Z této entalpie lze získat skutečnou teplotu napájecí vody pro první odhad teploty odplynění:

$$t_{NV, skut} = f(p_{NV}; i_{NV, skut}) = 105,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.37)$$

Následně probíhá iterační přepočítání k určení skutečné teploty odplynění na základě vypočtených hodnot z předchozích vztahů. Iterace pokračuje, dokud rozdíl mezi t_{NV} a $t_{NV, skut}$ je zanedbatelný, přičemž je použit předem zvolený iterační krok. Přepočítání je určeno vztahem:

$$t_{NN, skut} = t_{NN} + \frac{t_{NV} - t_{NV, skut}}{100} \quad (2.38)$$

Konečné hodnoty iteračního výpočtu jsou:

$$t_{NN} = 109,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.39)$$

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 1,39 \text{ bar}(a) \quad (2.40)$$

$$i_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 457,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.41)$$

$$s_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 1,4084 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.42)$$

$$i_{NV, is} = f(p_{NV}; s_{NN}) = 464,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.43)$$

$$i_{NV, skut} = \frac{i_{NV, is} - i_{NN}}{\eta_{N\check{C}}} + i_{NN} = 466,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.44)$$

Výpočet měrné práce čerpadla:

$$a_i^{N\check{C}} = i_{NV, skut} - i_{NN} = 466,3 - 457,4 = 8,88 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.45)$$

2.4 Napájecí nádrž s odplyněním

Po stanovení parametrů napájecí vody před NČ, které odpovídají výstupním parametrům z NN je možné určit další parametry.

Pára potřebná pro odplynění přiváděného kondenzátu z nízkotlaké regenerace je dodána pomocí neregulovaného odběru z parní turbíny. Na vstupu této páry do odplyňovaku napájecí nádrže dochází k tlakové ztrátě, která je zvolena z intervalu 0,5 až 1 [3].

$$\Delta p_{NN} = 0,5 \text{ bar}(a) \quad (2.46)$$

Tlak topné páry na vstupu do NN je získán součtem této tlakové ztráty a tlaku v napájecí nádrži.

$$p_{1.1} = p_{NN} + \Delta p_{NN} = 1,39 + 0,5 = 1,89 \text{ bar}(a) \quad (2.47)$$

Tlak topné páry v odběru je nutné zvýšit o tlakové ztráty v potrubí mezi napájecí nádrží a místem odběru páry z turbíny. Proto se zavádí součinitel tlakové ztráty v potrubí mezi turbínou a ohřívákem se součinitelem j , který udává pořadí daného ohříváku nízkotlaké regenerace směrem od kondenzátoru [3].

$$j_{NN} = 3 [-] \quad (2.48)$$

Výpočet tlakové ztráty:

$$\delta p_{p1} = \frac{11 - j_{NN}}{100} = \frac{11 - 3}{100} = 0,08 [-] \quad (2.49)$$

Tlak páry v odběru při započtení tlakové ztráty potrubí,

$$p_1 = \frac{p_{1.1}}{1 - \delta p_{p1}} = \frac{1,89}{1 - 0,08} = 2,05 \text{ bar}(a) \quad (2.50)$$

Odhad vnitřní termodynamické účinnosti prvního kužele turbíny pro určení zbylých parametrů prvního odběru,

$$\eta_{tdi1} = 0,82 [-] \quad (2.51)$$

kde entalpie v odběru při izoentropickém ději je funkcí tlaku v odběru a entropie před RS, a tedy na vstupu páry do turbíny.

$$i_{iz,1} = f(p_1; s_0) = 2540,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.52)$$

Určení entalpie v prvním odběru je zjištěna pomocí odhadnuté termodynamické účinnosti prvního kužele bez zohlednění kinetické energie páry, která nebude zohledněna i u dalších částí PT, a vyjádřením ze vzorce pro její výpočet.

$$i_1 = i_0 - \eta_{tdi1} \cdot (i_0 - i_{iz,1}) = \quad (2.53)$$

$$= 3276,2 - 0,82 \cdot (3276,2 - 2540,4) = 2672,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Dále už lze zjistit zbylé parametry v prvním odběru páry:

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 121,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.54)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7,0303 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.55)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,85046 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.56)$$

Entalpie topné páry na vstupu do NN je shodná jako v prvním odběru z turbíny z důvodu zanedbání tepelné ztráty v potrubí na této trase.

$$i_1 = i_{1.1} = 2672,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.57)$$

Teplota a zbylé parametry topné páry na vstupu do NN.

$$t_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 118,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.58)$$

$$s_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 7,0673 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.59)$$

$$v_{1.1} = f(p_{1.1}; i_{1.1}) = 0,92117 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.60)$$

2.5 Kondenzační čerpadlo

Kondenzační čerpadlo zajišťuje přečerpávání kondenzátu ze sběrné nádrže kondenzátu do napájecí nádrže, přičemž musí překonat tlakové ztráty vznikající v nízkotlakých ohřívácích (NTO1 a NTO2). Obvyklá tlaková ztráta jednoho nízkotlakého ohříváku se pohybuje v rozmezí 0,5 až 1 bar [6]. V tomto případě tepelné schéma zahrnuje dva nízkotlaké ohříváky, pro které je zvolena stejná tlaková ztráta a započítána je také tlaková ztráta v potrubí [6].

Tlaková ztráta v jednom NTO:

$$\Delta p_{NTO} = 0,7 \text{ bar}(a) \quad (2.61)$$

Zvolená tlaková ztráta v potrubí:

$$\Delta p_{KP} = 0,5 \text{ bar}(a) \quad (2.62)$$

Účinnost kondenzačního čerpadla se volí stejným způsobem jako u napájecího čerpadla z rozmezí 0,76 až 0,8 pro menší průtoky a 0,8 až 0,82 pro průtok vyšší než 500 m³/h [6].

$$\eta_{K\check{c}} = 0,8 [-] \quad (2.63)$$

Tlak kondenzátu za kondenzačním čerpadlem je určen přičtením jednotlivých tlakových ztrát k požadovanému tlaku v napájecí nádrži:

$$\begin{aligned} p_5 &= 2 \cdot \Delta p_{NTO} + \Delta p_{KP} + p_{NN} = 2 \cdot 0,7 + 0,5 + 1,39 = \\ &= 3,29 \text{ bar}(a) \end{aligned} \quad (2.64)$$

Entalpie za kondenzačním čerpadlem při izoentropické kompresi:

$$i_{iz,5} = f(p_5; s_{4.1}) = 167,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.65)$$

Entalpie za kondenzačním čerpadlem je vypočtena pomocí vzorce pro účinnost čerpadla:

$$i_5 = \frac{i_{4.1} - (i_{4.1} - i_{iz,5})}{\eta_{K\check{c}}} = \frac{167,5 - (167,5 - 167,9)}{0,8} = \quad (2.66)$$

$$= 168,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ze známé entalpie a tlaku lze určit zbylé veličiny.

$$t_5 = f(p_5; i_5) = 40,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.67)$$

$$s_5 = f(p_5; i_5) = 0,5731 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.68)$$

$$v_5 = f(p_5; i_5) = 0,00101 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.69)$$

Výpočet měrné práce kondenzátního čerpadla:

$$a_i^{K\check{C}} = i_5 - i_{4,1} = 168,01 - 167,5 = 0,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.70)$$

2.6 Nízkotlaká regenerace

Teplota kondenzátu vstupujícího do napájecí nádrže musí být pro správnou funkci odplynění přibližně o 15 až 20 °C nižší než teplota v napájecí nádrži [3]. K dosažení této teploty je kondenzát předehříván v nízkotlakých ohřívácích (NTO), které využívají teplo z odběrové páry turbíny. Teplotní rozdíl mezi teplotou odplynění a teplotou přiváděného kondenzátu je zvolen jako:

$$\Delta t_{NN} = 18 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.71)$$

Celkové ohřátí v NTO je určeno jako rozdíl mezi teplotou kondenzátu před vstupem do napájecí nádrže a teplotou kondenzátu za napájecím čerpadlem.

$$\Delta t_{NTO} = (t_{NN} - \Delta t_{NN}) - t_5 = (109,1 - 18) - 40,1 = 51,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.72)$$

Následně se stanoví ohřev kondenzátu v jednotlivých NTO tak, aby teplotní nárůst v každém z nich byl přibližně v rozmezí 25 až 30 °C [3]. Součet těchto ohřevů musí odpovídat celkovému ohřátí určenému v předchozím vztahu (2.72). Volba ohřátí na NTO:

$$\Delta t_{NTO2} = 21,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.73)$$

$$\Delta t_{NTO1} = 30,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.74)$$

Na základě zvolených ohřátí v jednotlivých ohřívácích a jejich tlakových ztrát viz rovnice (2.61) se vypočítá teplota a tlak kondenzátu na výstupu z NTO1 a NTO 2.

Určení teplot:

$$t_6 = t_5 + \Delta t_{NTO1} = 40,1 + 30,0 = 70,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.75)$$

$$t_7 = t_6 + \Delta t_{NTO2} = 70,1 + 21,0 = 91,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.76)$$

Určení tlaků:

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{NTO} = 3,29 - 0,7 = 2,59 \text{ bar}(a) \quad (2.77)$$

$$p_7 = p_6 - \Delta p_{NTO} = 2,59 - 0,7 = 1,89 \text{ bar}(a) \quad (2.78)$$

Jako funkce tlaku a teploty jsou určeny entalpie a zbylé parametry v těchto bodech.

Zbylé parametry na výstupu z NTO1:

$$i_6 = f(p_6; t_6) = 293,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.79)$$

$$s_6 = f(p_6; t_6) = 0,9557 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.80)$$

$$v_6 = f(p_6; i_6) = 0,00102 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.81)$$

Zbylé parametry na výstupu z NTO2.

$$i_7 = f(p_7; t_7) = 381,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.82)$$

$$s_7 = f(p_7; t_7) = 1,2049 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.83)$$

$$v_7 = f(p_7; i_7) = 0,00104 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.84)$$

Pro stanové parametru odběrové páry z turbíny je zapotřebí určit tlakovou ztrátu v potrubí, kde záleží na pořadí daného ohříváku. Odběr pro NTO2 je v pořadí jako druhý.

$$j_{NTO2} = 2 [-] \quad (2.85)$$

Odběr pro NTO 1 v pořadí jako první ve směru od kondenzátoru.

$$j_{NTO1} = 1 [-] \quad (2.86)$$

Výpočet je stanoven pomocí vztahu:

$$\delta p_{p2} = \frac{11 - j_{NTO2}}{100} = \frac{11 - 2}{100} = 0,09 [-] \quad (2.87)$$

$$\delta p_{p3} = \frac{11 - j_{NTO1}}{100} = \frac{11 - 1}{100} = 0,1 [-] \quad (2.88)$$

Po započtení tlakových ztrát se dají určit tlaky na odběrech z turbíny,

$$p_2 = \frac{p_{2.1}}{1 - \delta p_{p2}} = \frac{0,817}{1 - 0,09} = 0,898 \text{ bar}(a) \quad (2.89)$$

$$p_3 = \frac{p_{3.1}}{1 - \delta p_{p3}} = \frac{0,356}{1 - 0,1} = 0,395 \text{ bar}(a) \quad (2.90)$$

Určení entalpie páry v druhém a prvním odběru z turbíny při izoentropické expanzi:

$$i_{iz,2} = f(p_2; s_1) = 2535,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.91)$$

$$i_{iz,3} = f(p_3; s_2) = 2429,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.92)$$

Dále je zapotřebí předběžným odhadem učít termodynamickou účinnost expanze v těchto částech turbíny, tedy mezi prvním a druhým odběrem páry, respektive druhým a třetím odběrem,

$$\eta_{tdi2} = 0,86 [-] \quad (2.93)$$

$$\eta_{tdi3} = 0,80 [-] \quad (2.94)$$

kde na základě této účinnosti a dalších entalpií lze předběžně určit entalpii páry v druhém odběru z turbíny pro NTO2, respektive ve třetím pro NTO1,

$$\begin{aligned} i_2 &= i_1 - \eta_{tdi2}(i_1 - i_{iz,2}) = 2672,9 - 0,86(2672,9 - 2535,4) = \\ &= 2554,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (2.95)$$

$$\begin{aligned} i_3 &= i_2 - \eta_{tdi3}(i_2 - i_{iz,3}) = 2554,7 - 0,80(2554,7 - 2429,6) = \\ &= 2454,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (2.96)$$

kteřá je shodná jako entalpie topné páry na vstupu do ohříváků, jelikož zde nejsou uvažovány tepelné ztráty v potrubí.

$$i_2 = i_{2.1} = 2554,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.97)$$

$$i_3 = i_{3.1} = 2454,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.98)$$

Výpočet zbylých parametrů páry na odběrech z turbíny:

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 96,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.99)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 7,0823 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.100)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 1,77728 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.101)$$

$$t_3 = f(p_3; i_3) = 75,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.102)$$

$$s_3 = f(p_3; i_3) = 7,1540 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.103)$$

$$v_3 = f(p_3; i_3) = 3,72244 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.104)$$

Určení entropie a měrného objemu topné páry na vstupu do NTO2 a NTO1.

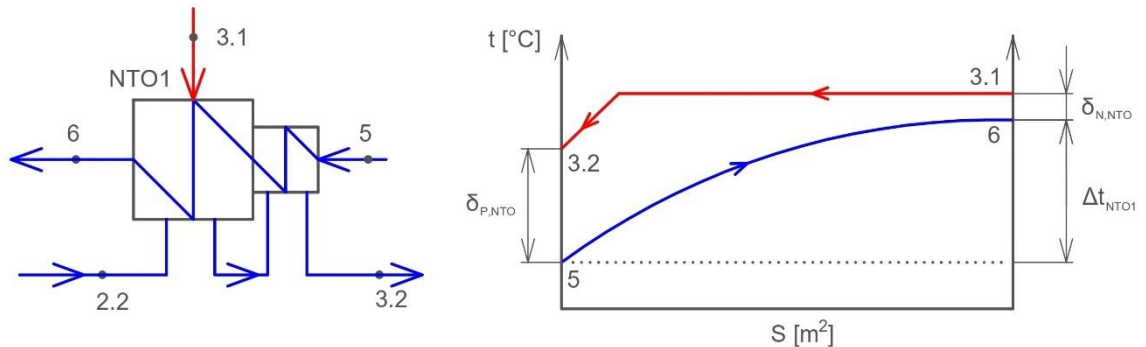
$$s_{2.1} = f(p_{2.1}; i_{2.1}) = 7,1231 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.105)$$

$$v_{2.1} = f(p_{2.1}; i_{2.1}) = 1,94519 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.106)$$

$$s_{3.1} = f(p_{3.1}; i_{3.1}) = 7,1986 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.107)$$

$$v_{3.1} = f(p_{3.1}; i_{3.1}) = 4,11767 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.108)$$

Na obr. 10 je schéma a znázornění průběhu teplot pro první ohřívák (NTO1), včetně vyznačení podchlazení a nedohřevu.



Obr. 10 Schéma a průběh teplot v NTO1

Byl zvolen nízkoteplotní ohřívák s chladičem páry, čemuž odpovídá nedohřev 1,5 až 3 °C [3] a podchlazení kondenzátu 2 až 10 °C [3]. Nedohřev a podchlazení u obou NTO jsou voleny stejně:

$$\delta_{N,NTO1} = \delta_{N,NTO2} = 3,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.109)$$

$$\delta_{P,NTO1} = \delta_{P,NTO2} = 8,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.110)$$

Ze zvoleného nedohřevu je dopočítána kondenzační teplota topné mokré páry na vstupu do obou ohříváků,

$$t_{2.1} = t_7 + \delta_{N,NTO} = 91,1 + 3,0 = 94,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.111)$$

$$t_{3.1} = t_6 + \delta_{N,NTO} = 70,1 + 3,0 = 73,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.112)$$

Z teploty kondenzace byl určen tlak syté kapaliny u obou ohříváků:

$$p_{2.1} = f(t_{2.1}; x = 0) = 0,817 \text{ bar (a)} \quad (2.113)$$

$$p_{3.1} = f(t_{3.1}; x = 0) = 0,356 \text{ bar (a)} \quad (2.114)$$

Aby byla maximálně využita energie přiváděné páry, je kondenzát podchlazen viz obr. 10, kde teplota zkondenzované páry na výstupu z NTO1 a NTO2 při započtení daného podchlazení (2.110) je:

$$t_{2.2} = t_6 + \delta_{P,NTO} = 70,1 + 8,0 = 78,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.115)$$

$$t_{3.2} = t_5 + \delta_{P,NTO} = 40,1 + 8,0 = 48,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.116)$$

Tlak kaskádovaného kondenzátu z NTO2 do NTO1 odpovídá tlaku topné mokré páry vstupující do NTO1, protože tlaková ztráta v ohříváku má zanedbatelný vliv.

$$p_{2.2} = p_{2.1} = 0,817 \text{ bar(a)} \quad (2.117)$$

Obdobně je to u kondenzátu kaskádovaného z NTO1 do KČ:

$$p_{3.2} = p_{3.1} = 0,356 \text{ bar(a)} \quad (2.118)$$

Určení zbylých parametrů v těchto stavech pro kondenzát vystupující z NTO2

$$i_{2.2} = f(p_{2.2}; t_{2.2}) = 326,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.119)$$

$$s_{2.2} = f(p_{2.2}; t_{2.2}) = 1,0523 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.120)$$

$$v_{2.2} = f(p_{2.2}; i_{2.2}) = 0,00103 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.121)$$

a pro vystupující z NTO1.

$$i_{3.2} = f(p_{3.2}; t_{3.2}) = 201,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.122)$$

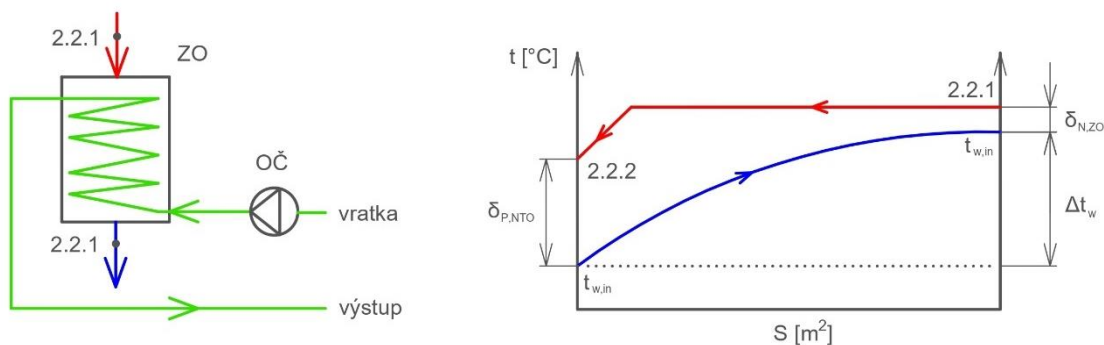
$$s_{3.2} = f(p_{3.2}; t_{3.2}) = 0,6788 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.123)$$

$$v_{3.2} = f(p_{3.2}; i_{3.2}) = 0,00101 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.124)$$

Kondenzát vznikající v nízkotlakových ohřívácích pro kondenzaci je nutné odvést. Lze jej buď kaskádově převést z daného výměníku do dalšího zařízení, kde je nižší tlak, nebo použít čerpadla k jeho přečerpání například do hlavního proudu ohřivaného kondenzátu. V tomto případě je zvoleno kaskádování, které sice nezvyšuje vlastní spotřebu energie zařízení pro pohon čerpadla, ale za cenu nižší tepelné účinnosti bloku. [3]

2.7 Dodávka tepla

Návrh zahrnuje základní ohřívák, kde na obr. 11 je schéma a znázornění jeho průběhu teplot.



Obr. 11 Schéma a průběh teplot základního ohříváku

ZO je v provozu pouze v zimním režimu (Z), zatímco ve zbytku roku pracuje turbína v režimu kondenzačním (K). Požadovaný tepelný výkon do soustavy činí 30 MW viz rovnice (2.2). Pro určení entalpie vody v SCZT je nutné stanovit tlak topné vody. Pro zjednodušení není ve výměníku uvažováno s tlakovou ztrátou, protože má v tomto případě zanedbatelný vliv na entalpii,

$$p_{tv} = 5,00 \text{ bar}(a) \quad (2.125)$$

kde následně pomocí zadaného teplotního spádu topné vody viz rovnice (2.1) lze dopočítat entalpii vratky ze SCZT

$$t_{w,in} = 70,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.126)$$

$$h_{w,in} = f(p_{tv}; t_{w,in}) = 293,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.127)$$

a entalpii topné vody vycházející ze základního ohříváku.

$$t_{w,out} = 90,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.128)$$

$$h_{w,out} = f(p_{tv}; t_{w,out}) = 377,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.129)$$

Nakonec lze určit hmotnostní průtok topné vody.

$$\dot{M}_{tv} = \frac{\dot{Q}_{zima}}{h_{w,out} - h_{w,in}} = \frac{30 \cdot 1000}{377,3 - 293,4} = 357,6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.130)$$

Při návrhu odběru do základního ohříváku (ZO) se vychází především z požadované kondenzační teploty, tlaku topné páry a ze zvoleného nedohřevu. V první fázi byly přerozděleny ohřevy mezi oba nízkotlaké ohříváky (NTO1 a NTO2) tak, aby teplota mokré páry na vstupu do NTO2 společně se zvoleným nedohřevem překročila teplotu 90,0 °C. Tento požadavek vychází z potřebné výstupní teploty topné vody ze ZO, která činí 90,0 °C viz (2.128). Díky tomu došlo ke snížení počtu odběrů z PT a pára pro topný ohřívák (ZO) i NTO2 proudí ze stejného odběru turbíny. Původní návrh s oddělenými odběry by zároveň neumožňoval jejich realizaci, jelikož turbína by nebyla schopna tyto parametry ve stupňové části zpracovat při zachování pouze dvou stupňů v příslušném kuželu (více viz kapitola 5).

Tlaková ztráta potrubí nabývá stejných hodnot, jelikož se jedná o stejný odběr.

$$\delta p_{pzo} = \delta p_{p2} = 0,09 \text{ [-]} \quad (2.131)$$

Tlak topné páry na vstupu do ZO je stanoven na základě již vypočteného tlaku v místě odběru z turbíny (2.89), se započtením tlakové ztráty v potrubí.

$$p_{2.2.1} = p_2 \cdot (1 - \delta p_{pzo}) = 0,898 \cdot (1 - 0,09) = 0,817 \text{ bar}(a) \quad (2.132)$$

Tepelné ztráty zde nejsou uvažovány, a proto:

$$i_{2.2.1} = i_2 = 2554,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.133)$$

Saturační teplota páry na vstupu do topného ohříváku je určena pomocí určeného tlaku topné páry:

$$t_{2.2.1} = f(p_{2.2.1}; x = 0) = 94,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.134)$$

Z toho vychází nedohřev na ZO,

$$\delta_{N,ZO} = t_{2.2.1} - t_{w,out} = 94,1 - 90 = 4,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.135)$$

který je v doporučených mezích 4 až 6 °C [3].

Dopočet ostatních parametrů na vstupu do ZO.

$$s_{2.2.1} = f(p_{2.2.1}; t_{2.2.1}) = 7,1231 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.136)$$

$$v_{2.2.1} = f(p_{2.2.1}; t_{2.2.1}) = 1,94519 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.137)$$

V topném výměníku dochází ke kondenzaci páry. Velikost podchlazení kondenzátu, která se pohybuje v rozmezí 5 až 10 °C [3], byla zvolena na základě místa, kam bude kondenzát kaskádově odváděn.

$$\delta_{p,ZO} = 10 \text{ °C} \quad (2.138)$$

Teplota kondenzátu vystupujícího z výměníku je rovna teplotě vstupující ohřívané vody, zvýšené o hodnotu zvoleného podchlazení.

$$t_{2.2.2} = t_{w,in} + \delta_{p,ZO} = 70 + 10 = 80 \text{ °C} \quad (2.139)$$

Z této hodnoty je patrné, že vzniklý kondenzát lze odvádět do druhého NTO, protože teplota na výstupu z topného ohříváku nabývá podobných parametrů. Jelikož je tato teplota o jednotky stupňů vyšší než teplota $t_{2.2}$ kaskádovaná z NTO2, bude docházet k využití zbytkového tepla. Z dispozičního hlediska je však nutné, aby geodetická výška ZO byla vyšší než u NTO2, aby kondenzát mohl správně dotéct.

Tlaková ztráta na straně páry ve výměníku, stejně jako u NTO, není uvažována, a proto se rovná tlaku páry na vstupu do ZO.

$$p_{2.2.2} = p_{2.2.1} = 0,817 \text{ bar}(a) \quad (2.140)$$

Dopočet zbylých parametrů na výstupu z topného ohříváku:

$$i_{2.2.2} = f(p_{2.2.2}; t_{2.2.2}) = 335,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.141)$$

$$s_{2.2.2} = f(p_{2.2.2}; t_{2.2.2}) = 1,0754 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.142)$$

$$v_{2.2.2} = f(p_{2.2.2}; i_{2.2.2}) = 0,00103 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.143)$$

2.8 Stav páry na výstupu z turbíny

Rychlost páry na výstupu z posledního stupně c_e je volena z rozmezí 150 až 300 m·s⁻¹ [6],

$$c_e = 200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.144)$$

Na výstupu z turbíny dochází ke ztrátě ve výstupním hrdle, kde ztrátový součinitel nabývá hodnot 0,6 až 1,4 [6]

$$\xi_{out} = 1,1 [-] \quad (2.145)$$

a tlaková ztráta je vypočtena z následujícího vztahu.

$$\begin{aligned} \Delta p_{out} &= 0,038 \cdot (\xi_{out} - 1) \cdot \left(\frac{c_e}{100}\right)^2 \cdot p_k = \\ &= 0,038 \cdot (1,1 - 1) \cdot \left(\frac{200}{100}\right)^2 \cdot 0,0738 = 0,001 \text{ bar}(a) \end{aligned} \quad (2.146)$$

Tlak za posledním stupněm turbíny je získán ze vztahu se započtenou tlakovou ztrátou.

$$p_4 = \frac{p_k}{1 - \Delta p_{out}} = \frac{0,074}{1 - 0,001} = 0,0739 \text{ bar}(a) \quad (2.147)$$

Termodynamická účinnost poslední části turbíny je předběžně odhadnuta

$$\eta_{t4} = 0,75 [-] \quad (2.148)$$

a entalpie za posledním stupněm při izoentropické expanzi je dána jako funkce tlaku na výstupu z turbíny a entropie ve třetím odběru,

$$i_{iz,4} = f(p_4; s_3) = 2228,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.149)$$

kde entalpie za posledním stupněm turbíny je určena na základě vzorce pro výpočet účinnosti čtvrté části turbíny.

$$\begin{aligned} i_4 &= i_3 - \eta_{t4} \cdot (i_3 - i_{iz,4}) = 2454,6 - 0,75 \cdot (2454,6 - 2228,7) \\ &= 2273,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (2.150)$$

Výpočet zbylých parametrů na výstupu z turbíny.

$$t_4 = f(p_4; i_4) = 40,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.151)$$

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 7,2983 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (2.152)$$

$$v_4 = f(p_4; i_4) = 17,068 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.153)$$

2.9 Hmotnostní a energetická bilance

Hmotnostní bilance byla řešena bez ztrát netěsnostmi, odluky / odkaly, doplňováním vody apod. Současně jsou předpokládány shodné hmotnostní toky na vstupu a výstupu z výměníků. Výpočet byl proveden pro zimní režim s odběrem tepla do SCZT a plně kondenzační režim turbíny bez odběru pro centrální zásobování teplem.

V následující kapitole je popsán výpočet hmotnostních průtoků pro zimní režim, kde použité vzorce pro kondenzační režim jsou analogické. Veškeré vypočtené hodnoty hmotnostních průtoků u obou režimů jsou zobrazeny v předběžně navržených schématech na obr. 12 a obr. 13.

Hmotnostní průtoky v jednotlivých bodech schématu jsou získány pomocí stanoveného poměrného odběrového množství α_i [-] v závislosti na celkovém hmotnostním toku páry vycházejícího z HRSG kotle, který je získán viz rovnice (1.112).

Výpočet vycházel ze zákona zachování energie (2.154) a hmoty (2.155). Na konci kapitoly jsou zobrazeny celkové termodynamické oběhy s vypočtenými hodnotami páry a vody pro oba režimy.

$$\sum_{i=1}^n \dot{M}_i \cdot i_i = 0 \quad (2.154)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{M}_i = 0 \quad (2.155)$$

Celkový hmotnostní tok vycházející z kotle zároveň odpovídá průtoku proudícího přes hlavní uzavírací armaturu a regulační armatury do turbíny. Zároveň se také rovná toku vody z napájecí nádrže přes napájecí čerpadlo do HRSG kotle.

$$\dot{M}_P = \dot{M}_K = \dot{M}_0 = \dot{M}_{00} = \dot{M}_{NN} = \dot{M}_{NV} = 45,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.156)$$

Výpočet hmotnostních průtoků procházejících napájecí nádrží vychází ze sestavených hmotnostních a energetických rovnic pomocí poměrného odběrového množství:

$$\alpha_{NN} = \alpha_7 + \alpha_{1.1} \text{ [-]} \quad (2.157)$$

$$\alpha_{NN} \cdot i_{NN} = \alpha_7 \cdot i_7 + \alpha_{1.1} \cdot i_{1.1} \text{ [-]} \quad (2.158)$$

Výsledná rovnice po vyjádření je potom:

$$\alpha_{1.1} = \frac{\alpha_{NN} \cdot i_7 - \alpha_{NN} \cdot i_{NN}}{i_7 - i_{1.1}} = \frac{1 \cdot 381,5 - 1 \cdot 457,4}{381,5 - 2672,9} = 0,03311 \text{ [-]} \quad (2.159)$$

Následně lze určit poměrné odběrové množství kondenzátu z nízkotlaké regenerace. Rovnice má tvar:

$$\alpha_7 = \alpha_{NN} - \alpha_{1.1} = 1 - 0,03311 = 0,96689 [-] \quad (2.160)$$

Vynásobením poměrného odběrového množství celkovým hmotnostním tokem jsou získány dané hmotnostní průtoky.

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_{1.1} = \alpha_{1.1} \cdot \dot{M}_P = 0,03311 \cdot 45,7 = 1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.161)$$

$$\dot{M}_7 = \alpha_7 \cdot \dot{M}_P = 0,96689 \cdot 45,7 = 44,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.162)$$

K sestavení rovnic u NTO2 je potřeba zjistit poměrné odběrové množství páry základního ohříváku. Tento tok se stanoví na základě energetické bilance, kde teplo předané odběrovou párou se rovná teplu přijatému topnou vodou. Tento vztah má následující podobu,

$$\dot{M}_{2.2.1} = \frac{\dot{Q}_{zima}}{i_{2.2.1} - i_{2.2.2}} = \frac{30\,000}{2554,7 - 335,0} = 13,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.163)$$

kde hmotnostní průtok páry je roven hmotnostnímu průtoku kondenzátu.

$$\dot{M}_{2.2.1} = \dot{M}_{2.2.2} = 13,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.164)$$

Poměrné odběrové množství je vypočteno jako:

$$\alpha_{2.2.1} = \alpha_{2.2.2} = \frac{\dot{M}_{2.2.1}}{\dot{M}_P} = \frac{13,5}{45,7} = 0,29580 [-] \quad (2.165)$$

Následně lze sestavit rovnice pro hmotnostní a energetickou bilanci pro NTO2:

$$\alpha_{2.1} + \alpha_{2.2.2} + \alpha_6 = \alpha_7 + \alpha_{2.2} [-] \quad (2.166)$$

$$\alpha_{2.1} \cdot i_{2.1} + \alpha_{2.2.2} \cdot i_{2.2.2} + \alpha_6 \cdot i_6 = \alpha_7 \cdot i_7 + \alpha_{2.2} \cdot i_{2.2} [-] \quad (2.167)$$

Zde se vychází ze skutečnosti, že kondenzát ze ZO je zaveden do NTO2, zároveň je na straně ohříváku kondenzátu konstantní hmotnostní průtok.

$$\alpha_7 = \alpha_6 [-] \quad (2.168)$$

Proto:

$$\dot{M}_7 = \dot{M}_6 \quad (2.169)$$

Z rovnic (2.166) a (2.167) je možné vyjádřit poměrné odběrové množství kondenzátu kaskádovaného do NTO1:

$$\begin{aligned} \alpha_{2.1} &= \frac{\alpha_6 \cdot i_6 + \alpha_{2.2.2} \cdot i_{2.2.2} - \alpha_6 \cdot i_7 - \alpha_{2.2.2} \cdot i_{2.2}}{i_{2.2} - i_{2.1}} = \\ &= \frac{0,96689 \cdot 293,5 + 0,29580 \cdot 335,0 - 0,96689 \cdot 381,5 - 0,29580 \cdot 326,9}{326,9 - 2554,7} \\ &= 0,03714 [-] \end{aligned} \quad (2.170)$$

Dosazením do druhé rovnice z rovnice (2.166) je možné stanovit:

$$\alpha_{2.2} = \alpha_{2.1} + \alpha_{2.2.2} = 0,03714 + 0,29580 = 0,33295 [-] \quad (2.171)$$

Určení hmotnostních průtoků v těchto bodech:

$$\dot{M}_{2.2} = \alpha_{2.2} \cdot \dot{M}_P = 0,33295 \cdot 45,7 = 15,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.172)$$

$$\dot{M}_{2.1} = \alpha_{2.1} \cdot \dot{M}_P = 0,03714 \cdot 45,7 = 1,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.173)$$

Hmotnostní průtok na druhém odběru z turbíny je vypočten jako:

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_{2.2.1} + \dot{M}_{2.1} = 13,4 + 1,7 = 15,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.174)$$

Ve výpočtu hmotnostní a energetické bilance u NTO1 je zahrnuta podmínka,

$$\alpha_6 = \alpha_5 [-] \quad (2.175)$$

Proto:

$$\dot{M}_6 = \dot{M}_5 \quad (2.176)$$

Sestavené rovnice pro NTO1 mají podobu:

$$\alpha_{3,1} + \alpha_{2,2} + \alpha_5 = \alpha_6 + \alpha_{3,2} [-] \quad (2.177)$$

$$\alpha_{3,1} \cdot i_{3,1} + \alpha_{2,2} \cdot i_{2,2} + \alpha_5 \cdot i_5 = \alpha_6 \cdot i_6 + \alpha_{3,2} \cdot i_{3,2} [-] \quad (2.178)$$

Vyjádřená forma vztahu pro výpočet poměrného odběrového množství topné páry do NTO1 má tvar:

$$\begin{aligned} \alpha_{3,1} &= \frac{\alpha_5 \cdot i_5 + \alpha_{2,2} \cdot i_{2,2} - \alpha_5 \cdot i_6 - \alpha_{2,2} \cdot i_{3,2}}{i_{3,2} - i_{3,1}} = \\ &= \frac{0,96689 \cdot 168,0 + 0,33295 \cdot 326,9 - 0,96689 \cdot 293,5 - 0,33295 \cdot 201,2}{201,2 - 2454,6} = \\ &= 0,03528 [-] \end{aligned} \quad (2.179)$$

Dosažením do rovnice (2.179) je určeno poměrné odběrové množství z NTO1 do KČ:

$$\alpha_{3,2} = \alpha_{3,1} + \alpha_{2,2} = 0,03528 + 0,33295 = 0,36823 [-] \quad (2.180)$$

Získání hmotnostních průtoků v daných stavech:

$$\dot{M}_{3,1} = \alpha_{3,1} \cdot \dot{M}_P = 0,03528 \cdot 45,7 = 1,6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.181)$$

$$\dot{M}_{3,2} = \alpha_{3,2} \cdot \dot{M}_P = 0,36823 \cdot 45,7 = 16,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.182)$$

Hmotnostní tok je shodný u vstupu do NTO1 a ze třetího odběru.

$$\dot{M}_{3,1} = \dot{M}_3 = 1,6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.183)$$

Poměrné odběrové množství procházející kondenzátorem zjištěno ze znalosti odečtení jednotlivých odběrů od celkového průtoku, kde

$$\begin{aligned} \alpha_4 &= \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 = \\ &= 1 - 0,03311 - 0,33295 - 0,03528 = 0,59866 [-] \end{aligned} \quad (2.184)$$

$$\alpha_4 = \alpha_{4,1} = 0,59866 [-] \quad (2.185)$$

Určení hmotnostního průtoku kondenzátorem:

$$\dot{M}_4 = \dot{M}_{4,1} = \alpha_4 \cdot \dot{M}_P = 0,59866 \cdot 45,7 = 27,4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.186)$$

Poměrné průtoky jednotlivými částmi turbíny mezi odběry:

$$\alpha_I = 1[-] \quad (2.187)$$

$$\alpha_{II} = 1 - \alpha_1 = 1 - 0,03311 = 0,96689 [-] \quad (2.188)$$

$$\alpha_{III} = \alpha_{II} - \alpha_2 = 0,96689 - 0,33295 = 0,63394 [-] \quad (2.189)$$

$$\alpha_{IV} = \alpha_{III} - \alpha_3 = 0,63394 - 0,03528 = 0,59866 [-] \quad (2.190)$$

Hmotnostní průtoky jednotlivými částmi turbíny mezi odběry:

$$\dot{M}_I = \dot{M}_P \cdot \alpha_I = 45,7 \cdot 1 = 45,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.191)$$

$$\dot{M}_{II} = \dot{M}_P \cdot \alpha_{II} = 45,7 \cdot 0,96689 = 44,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.192)$$

$$\dot{M}_{III} = \dot{M}_P \cdot \alpha_{III} = 45,7 \cdot 0,63394 = 29,0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.193)$$

$$\dot{M}_{IV} = \dot{M}_P \cdot \alpha_{IV} = 45,7 \cdot 0,59866 = 27,4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.194)$$

2.10 Výpočet předběžného výkonu

Prvním krokem k určení předběžného výkonu pro oba režimy je stanovení měrné vnitřní práce parní turbíny, tedy práce získané z jednoho kilogramu páry při zimním režimu (Z).

$$\begin{aligned} a_{i,z}^T &= \alpha_I \cdot (i_0 - i_1) + \alpha_{II} \cdot (i_1 - i_2) + \alpha_{III} \cdot (i_2 - i_3) + \alpha_{IV} \cdot (i_3 - i_4) = \\ &= 1 \cdot (3276,2 - 2672,9) + 0,96689 \cdot (2672,9 - 2554,7) + \\ &+ 0,63394 \cdot (2554,7 - 2454,6) + 0,59866 \cdot (2454,6 - 2273,9) = \\ &= 889,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (2.195)$$

Následně je nutné stanovení mechanické účinnosti,

$$\eta_{mech} = 0,99 \quad (2.196)$$

a účinnosti generátoru.

$$\eta_{gen} = 0,975 \quad (2.197)$$

Hodnoty mechanické účinnosti i účinnosti generátoru byly zvoleny na základě doporučení vedoucího práce. Stanovení předběžného výkonu parní turbíny pro zimní režim vychází z těchto stanovených parametrů a dříve určené měrné práce turbíny.

$$\begin{aligned} P_{SV,Z} &= a_{i,z}^T \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} = 0,8892 \cdot 0,975 \cdot 0,99 = \\ &= 39,4 \text{ MW} \end{aligned} \quad (2.198)$$

Výpočet měrné práce turbíny a svorkového výkonu u kondenzačního režimu (K) byl stanoven pomocí analogických vztahů, kde u výpočtu hmotnostní bilance nebylo uvažováno s odběrem do topného ohříváku. Měrná vnitřní práce pak vychází:

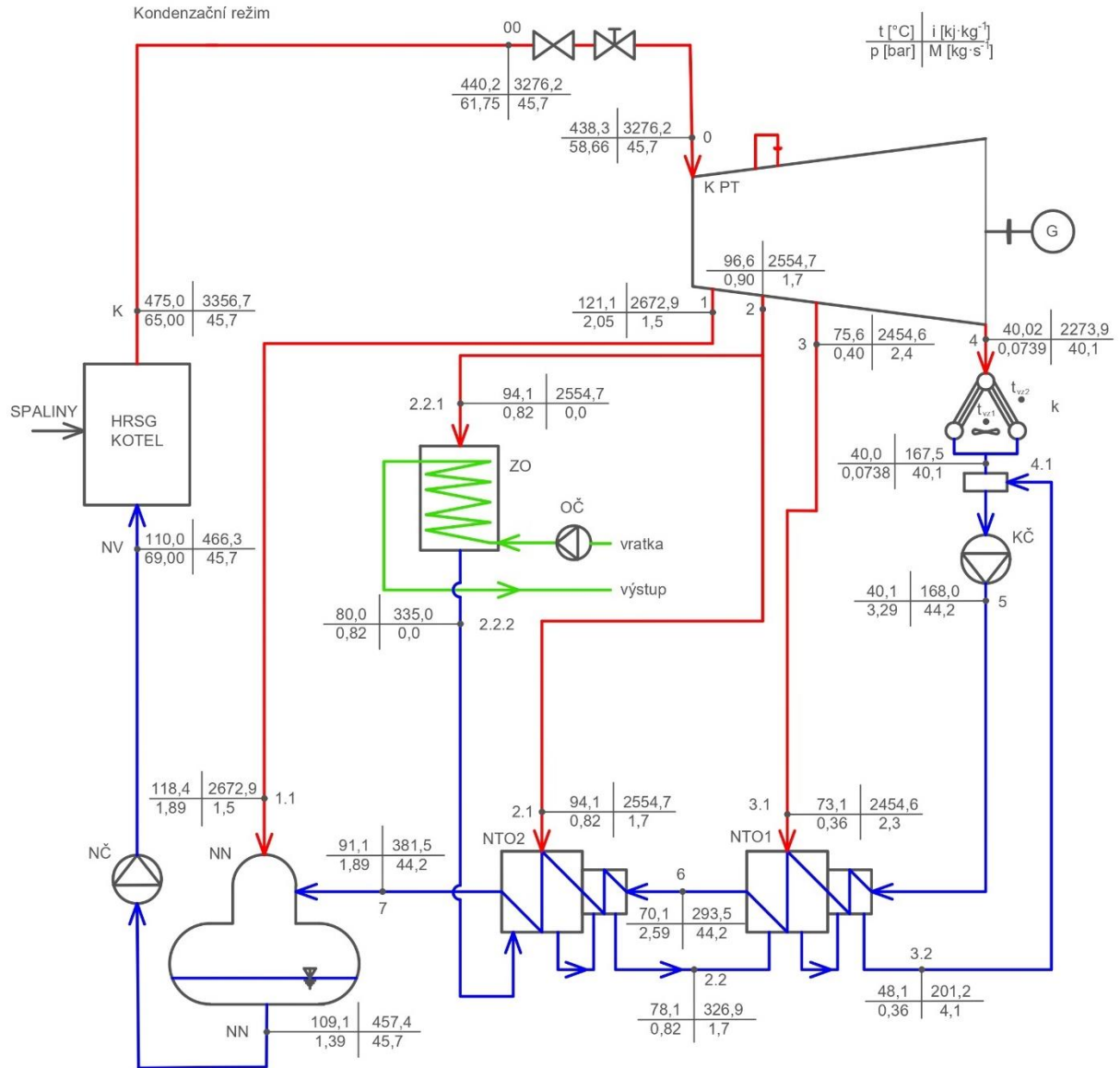
$$a_{i,K}^T = 969,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.199)$$

Svorkový výkon u kondenzačního režimu (K):

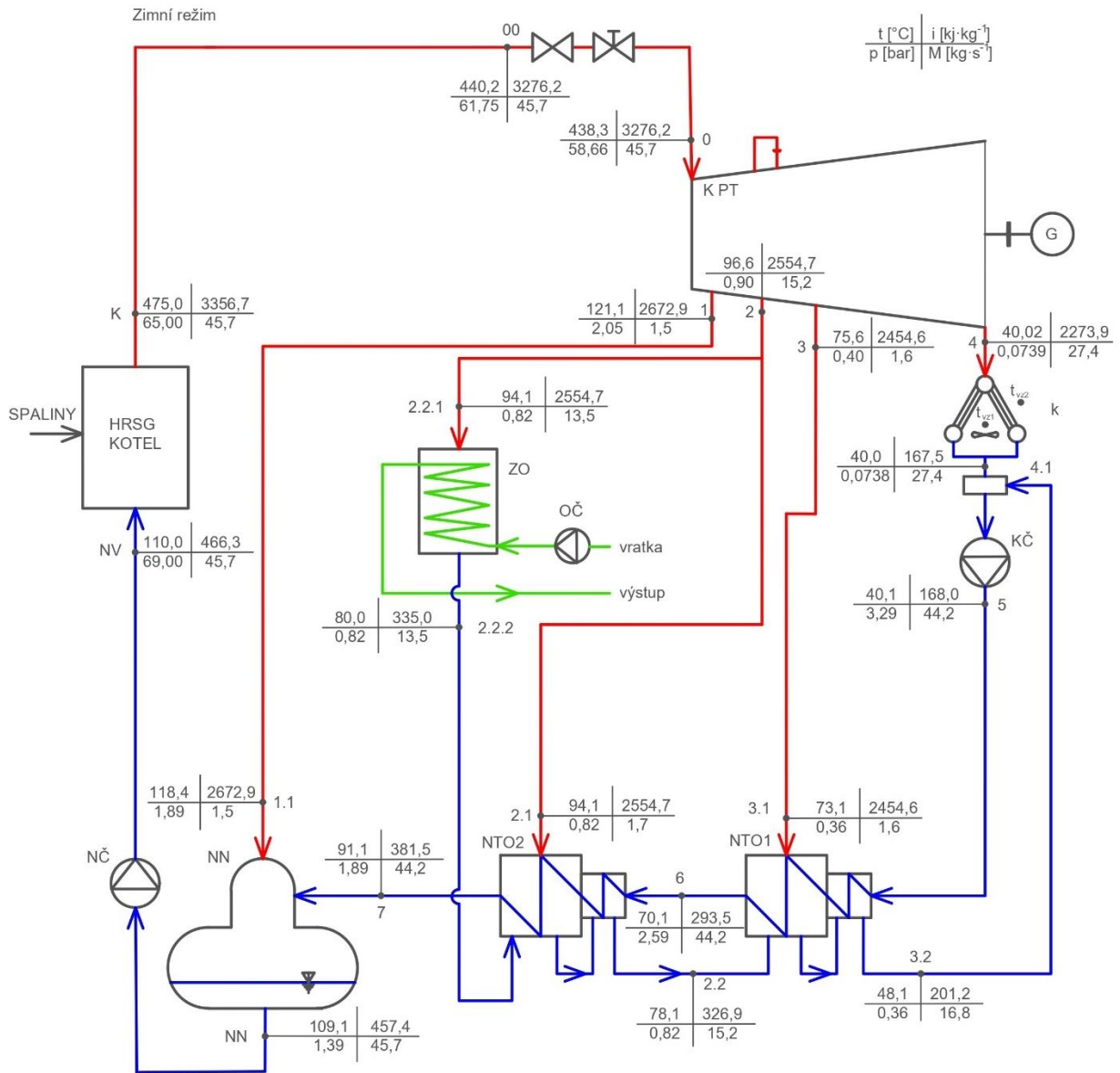
$$P_{SV,K} = 43,0 \text{ MW} \quad (2.200)$$

2.11 Shrnutí výsledků

V této kapitole jsou předběžně navržena tepelná schémata pro zimní a kondenzační režim. Jsou v nich vyznačeny zjištěné parametry páry, kondenzátu a hmotnostní průtoky v jednotlivých bodech cyklu, kde příslušné diagramy pro oba provozní stavy jsou uvedeny na obr. 12 a obr. 13. Hodnoty z kondenzačního režimu slouží jako jeden z možných podkladů pro další výpočty spojené s návrhem parní turbíny. Nejedná se však o výsledky zohledňující detailní termodynamický návrh parní turbíny, ale slouží primárně pro porovnání s dalšími variantami tepelného schématu.



Obr. 12 Tepelné schéma s hodnotami pro kondenzační režim



Obr. 13 Tepelné schéma s hodnotami pro zimní režim

3 Variantní tepelná schémata oběhu

Tato kapitola se zabývá návrhem variantních tepelných schémat oběhu, jejichž cílem je co nejefektivnější využití dostupné energie a zvýšení výroby elektrické energie. Návrhy vycházejí z technických možností systému a z potřeb efektivního provozu.

Součástí návrhu je rovněž snaha o efektivní využití zbytkové tepelné energie spalin v HRSG kotli, která zde zůstává za poslední teplosměnnou plochou parního oběhu, tedy za ekonomizérem. Tato energie je dále využívána v dalších výměnících, čímž dochází ke zlepšení celkových parametrů oběhu. Navržená schémata jsou následně porovnávána z hlediska jejich dosažených svorkových výkonů a účinnosti parního cyklu.

V následujících podkapitolách jsou uvedeny výpočty, které se liší od základního schématu. Ostatní výpočty, které zde nejsou zahrnuty, jsou řešeny analogicky se snahou o zachování volby stejných parametrů jako u základního oběhu (volba nedohřevů, podchlazení, rychlosti na výstupu z turbíny, ztrátové součinitele atd.). Zároveň je zde snaha o jednotné indexování, které usnadňuje přehlednost a porovnání jednotlivých schémat.

3.1 Tepelné schéma s regenerací v HRSG kotli

Na rozdíl od základní varianty nejsou v tomto řešení pro regeneraci kondenzátu použity nízkotlaké ohříváky (NTO). Regenerace je zde realizována přímo v HRSG kotli, konkrétně pod napájecí nádrží, kde se k ohřevu kondenzátu využívá odpadní teplo ze spalin. Tento způsob umožňuje nahradit klasické odběry páry do NTO a zjednodušuje uspořádání strojovny.

Dalším významným rozdílem je způsob odplynění kondenzátu v napájecí nádrži. Zatímco v základní variantě je kondenzát regenerován pomocí NTO a následně odplyněn topnou párou odebranou z turbíny, zde se odplynění i ohřev kondenzátu na požadovanou teplotu napájecí vody zajišťuje výhradně pomocí odpadního tepla z HRSG kotle. Tím odpadá potřeba odběru topné páry pro odplynění a systém je energeticky efektivnější.

Je však nutné pečlivě sledovat teplotu spalin za poslední výměnnou plochou HRSG kotle, aby neklesla pod minimální hranici 75 °C. Tento limit je klíčový pro zajištění bezproblémového provozu a zabránění kondenzace vodní páry ve spalinách.

Ve schématu zůstává pouze jeden odběr pro základní ohřívák topné vody. Celý systém opět umožňuje provoz ve dvou režimech: kondenzačním a zimním (s dodávkou tepla do SCZT). Veškeré výpočty v této kapitole jsou provedeny pro zimní režim. Pro výpočet kondenzačního režimu je postup analogický.

3.1.1 Určení hmotnostních průtoků

Stanovení hmotnostních průtoků je zde řešeno pomocí tepelné bilance v napájecí nádrži, přičemž hmotnostní průtok kondenzátu odcházejícího ze ZO je stejný viz rovnice (2.164) a hmotnostní průtok odcházející z napájecí nádrže je určen v rovnici (2.156). Jelikož zde není uvažován odběr z turbíny do odplynění, hmotnostní průtok přivedeného kondenzátu z kondenzačního čerpadla je určen jako:

$$\dot{M}_5 = \dot{M}_{NN} - \dot{M}_{2.2.1} \quad (3.1)$$

Dále se vychází z předpokladu, že hmotnostní průtok kondenzátu na výstupu z kondenzátoru je shodný s průtokem, který dále prochází kondenzačním čerpadlem.

$$\dot{M}_5 = \dot{M}_{4.1} = \dot{M}_4 \quad (3.2)$$

3.1.2 Kondenzační čerpadlo 2

Kondenzát vzniklý ze ZO je potřeba odvést do napájecí nádrže (NN). Vzhledem k tomu, že tlak na výstupu z ZO je nižší než tlak v NN, je potřeba využití kondenzačního čerpadla (KČ2), které zvýší tlak kondenzátu na požadovanou hodnotu.

K výpočtu je zapotřebí určit tlakovou ztrátu potrubí společně s účinností čerpadla. Obě hodnoty jsou shodné viz rovnice (2.62) a (2.63).

Určení tlaku za KČ2:

$$p_{2.2.3} = p_{NN} + \Delta p_{KP} = 1,39 + 0,5 = 1,89 \text{ bar (a)} \quad (3.3)$$

Izoentropická entalpie za KČ2:

$$i_{iz,2.2.3} = f(p_{2.2.3}; s_{2.2.2}) = 314,11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4)$$

Statická entalpie za KČ2:

$$i_{2.2.3} = i_{2.2.2} - \frac{i_{2.2.2} - i_{iz,2.2.3}}{\eta_{KČ}} = 314,01 - \frac{314,01 - 314,11}{0,8} =$$

$$= 314,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5)$$

Stanovení zbylých parametrů za KČ2:

$$t_{2.2.3} = f(p_{2.2.3}; i_{2.2.3}) = 75,01^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

$$s_{2.2.3} = f(p_{2.2.3}; i_{2.2.3}) = 1,0156 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (3.7)$$

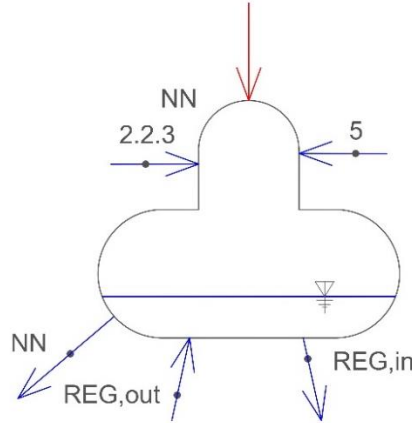
$$v_{2.2.3} = f(p_{2.2.3}; i_{2.2.3}) = 0,00103 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.8)$$

Výpočet měrné práce čerpadla.

$$a_i^{KČ} = i_{2.2.3} - i_{2.2.2} = 314,14 - 314,01 = 0,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.9)$$

3.1.3 Výpočet regenerace

Nejprve je nutné z rovnice tepelné bilance pro napájecí nádrž (viz obr. 14) určit množství tepla potřebného k ohřevu vody:



Obr. 14 Schéma napájecí nádrže pro 1. variantní schéma

$$\dot{Q}_{REG} = \dot{M}_5 \cdot (i_{NN} - i_5) + \dot{M}_{2.2.2} \cdot (i_{NN} - i_{2.2.3}) =$$

$$= 32,1 \cdot (457,4 - 167,8) + 13,5 \cdot (457,4 - 314,14) = 11\,246,5 \text{ kW} \quad (3.10)$$

Při započtení ztrát lze určit teplo odevzdané spalinami mezi body E a F.

$$\dot{Q}_{SP,E-F} = \frac{\dot{Q}_{REG}}{1 - Z_S} = \frac{11\,246,5}{1 - 28,46 \cdot 10^{-5}} = 11\,249,7 \text{ kW} \quad (3.11)$$

Výpočet entalpie spalin za napájecí nádrží.

$$I_{SP,F} = I_{SP,E} - \frac{\dot{Q}_{SP,E-F}}{\dot{V}_{SP}} = 281,0 - \frac{11\,249,7}{289,8} = 241,0 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (3.12)$$

Teplota je určena analogicky interpolací viz rovnice (1.103):

$$t_{SP,F} = 180,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.13)$$

Následně jsou určeny parametry kondenzátu na vstupu do regenerace. Entalpie je určena z tepelné bilance jako:

$$i_{REG,in} = i_{NN} - \frac{\dot{Q}_{REG}}{\dot{M}_5 + \dot{M}_{2,2.2}} = 457,4 - \frac{11\,246,5}{32,1 + 13,5} = 211,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.14)$$

Tlak je shodný tlaku v napájecí nádrži, který je určený v rovnici (2.40).

$$p_{REG,in} = p_{NN} = 1,39 \text{ bar}(a) \quad (3.15)$$

Stanovení zbývajících parametrů.

$$t_{REG,in} = f(p_{REG,in}; i_{REG,in}) = 50,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.16)$$

$$s_{REG,in} = f(p_{REG,in}; i_{REG,in}) = 0,7094 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (3.17)$$

$$v_{REG,in} = f(p_{REG,in}; i_{REG,in}) = 0,00101 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.18)$$

Parametry kondenzátu na výstupu z regenerace odpovídají parametrům kondenzátu na výstupu z NN, kde zde není uvažována tlaková ztráta, proto:

$$p_{REG,out} = p_{NN} = 1,39 \text{ bar}(a) \quad (3.19)$$

$$i_{REG,out} = i_{NN} = 457,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.20)$$

$$t_{REG,in} = t_{NN} = 109,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.21)$$

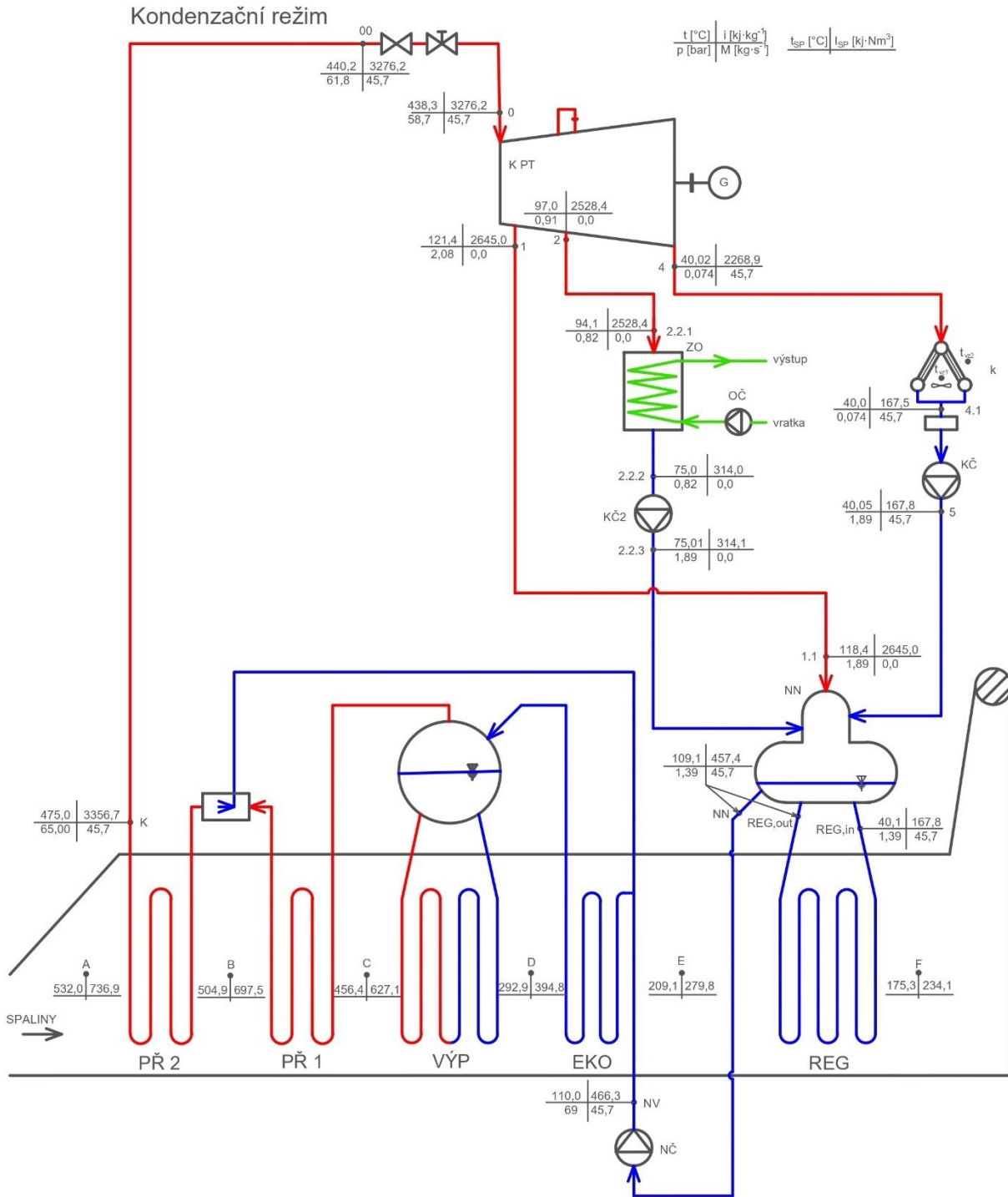
$$s_{REG,in} = s_{NN} = 1,4084 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (3.22)$$

$$v_{REG,in} = v_{NN} = 0,00105 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.23)$$

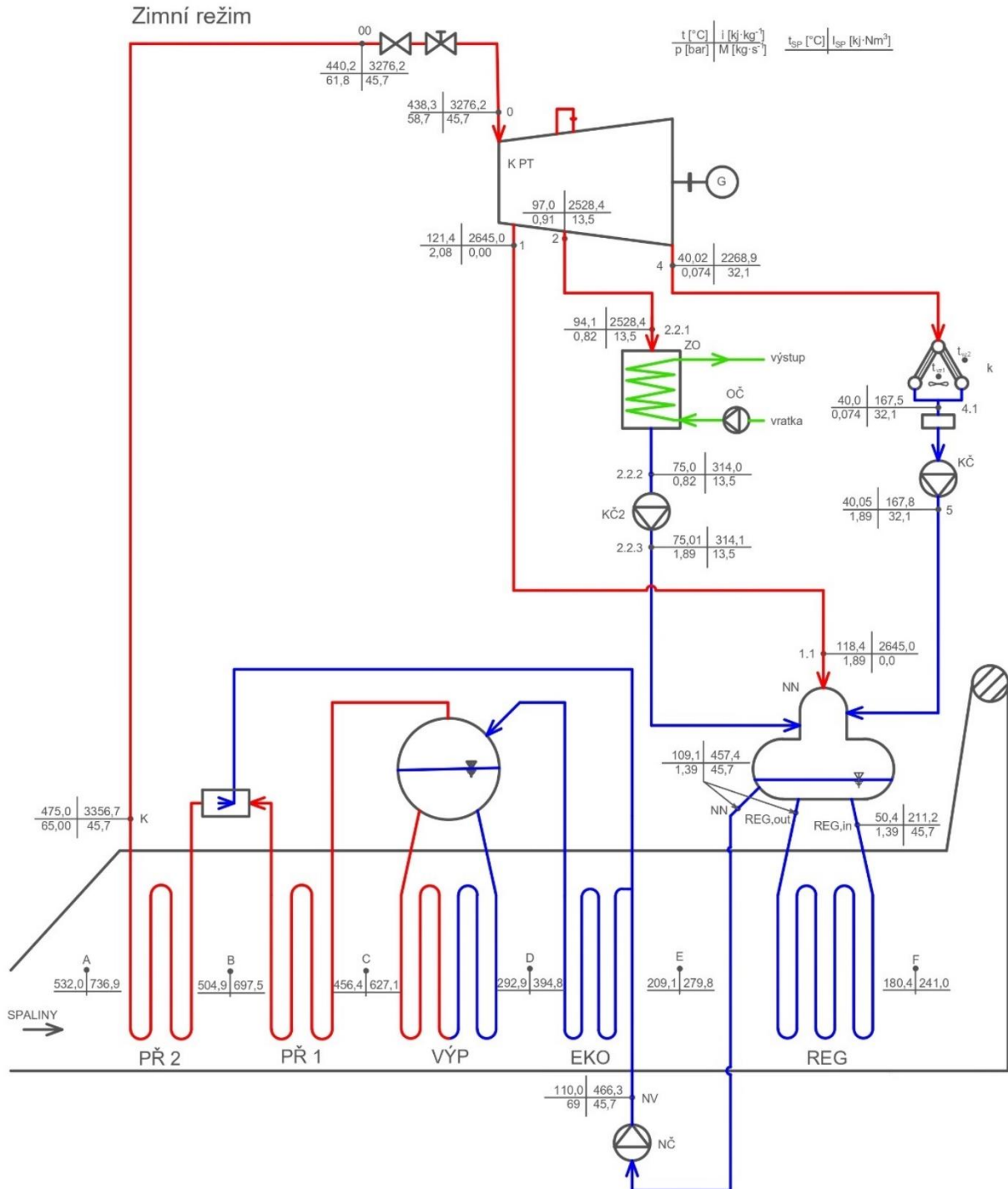
3.1.4 Výsledky 1. variantního schématu

Na obr. 15 a obr. 16 jsou uvedeny parametry páry v jednotlivých bodech 1. variantního schématu, které zároveň zobrazuje HRSG kotel s jednotlivými teplosměnnými plochami. Ve schématech jsou rovněž vyznačeny parametry spalin, zejména jejich teplota a entalpie v příslušných bodech. Zbylé výsledky jsou získány ze vztahů použitých v kapitolách 1 a 2.

Výpočet svorkového výkonu je proveden analogickým způsobem jako v kapitole 2.10, kde výsledky pro oba provozní režimy, včetně srovnání s ostatními schématy, jsou uvedeny v kapitolách 3.3 a 3.4.



Obr. 15 1. variantní schéma – Kondenzační režim



Obr. 16 1. variantní schéma – Zimní režim

Z vyobrazených výsledků na tepelných schématech je patrné, že u kondenzačního režimu je potřeba vyššího ohřevu kondenzátu v regeneraci pod NN. Je to způsobeno tím, že v kondenzačním režimu nedochází k odběru páry pro ohřev topné vody. Pára, která je v zimním režimu využita pro tento účel, zde kondenzuje až na teplotu 75,0 °C, a následně se smíchává s kondenzátem z kondenzátoru v NN. Tato směs vstupující do regenerace nabývá teploty 50,4 °C, oproti kondenzačnímu režimu, kdy zde vstupuje o teplotě 40,1 °C. V důsledku toho je nutné v zimním režimu odebrat ze spalin menší množství tepla. I při této skutečnosti je teplota spalin na výstupu z kotle 175,3 °C při plně kondenzačním režimu, proto je stále možné využití odpadního tepla v HRSG kotli.

Dále je patrné, že schémata zobrazují větve prvního odběru z turbíny pro odplynění. Ve standardním provozu však touto větví nepřechází žádná pára, neboť je odplynění řešeno přímo v HRSG kotli. Tato větev slouží pouze jako rezerva pro případné odplynění pomocí odběru z turbíny.

Pro zajištění správného odtoku kondenzátu z topného ohříváku do napájecí nádrže bylo v základní variantě nutné uvažovat se vhodným dispozičním uspořádání. Jednou z možností byl návrh dostatečného geodetického spádu mezi topným ohřívákem a napájecí nádrží. V rámci variantního řešení je však napájecí nádrž z důvodu regenerace navržena přímo na HRSG kotli, což je defacto na nejvyšším místě energetického zařízení a značně to komplikuje umístění ohříváku. Proto bylo zvoleno vhodnější řešení, kterým je doplnění kondenzátního čerpadla pro kondenzát ze ZO, které zajistí potřebný tlak pro dopravu kondenzátu do napájecí nádrže. Toto řešení vede k mírnému navýšení vlastní spotřeby cyklu (viz kapitola 3.3).

3.2 Tepelné schéma s regenerací v HRSG kotli + předeřev TV

V druhém variantním řešení je regenerace kondenzátu opět řešena pod napájecí nádrží v HRSG kotli. Oproti této variantě je zde navíc využito zbytkové teplo spalin za regenerací v dalším výměníku pro předeřev topné vody, což snižuje potřebné množství páry odebírané z oběhu. Odplynění je realizováno opět v pomoci zbytkového tepla spalin. Uvažovány jsou opět dva režimy – kondenzační a zimní (s dodávkou topné vody do SCZT). Při zimním režimu je počítána varianta celkového ohřevu topné vody v HRSG kotli v závislosti na minimální teplotě spalin na výstupu z kotle 75 °C. Výpočty jsou stanoveny pro zimní režim, kde pro kondenzační režim je postup analogický. Určení hmotnostních průtoků a výpočet regenerace vychází z 1. variantního schématu viz kapitoly 3.1.1 a 3.1.2.

3.2.1 Předeřev topné vody

Předeřev topné vody je zde realizován tepelným výměníkem v HRSG kotli. Výše ohřevu v topném ohříváku (ZO) je stanovena zvolenou hodnotou Δt_{ZO} , přičemž je kontrolována teplota spalin na výstupu. Pro vzorový výpočet je určeno celkové ohřátí v ZO:

$$\Delta t_{ZO} = 0 \text{ °C} \quad (3.24)$$

Teplota a tlak topné vody na vstupu do HRSG kotle jsou rovny:

$$t_{tv,in} = t_{w,in} = 70,0 \text{ °C} \quad (3.25)$$

$$p_{tv,in} = p_{tv} = 5,00 \text{ bar}(a) \quad (3.26)$$

Určení zbylých parametrů:

$$i_{tv,in} = f(p_{tv,in}; t_{tv,in}) = 293,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.27)$$

$$s_{tv,in} = (p_{tv,in}; t_{tv,in}) = 0,9547 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (3.28)$$

$$v_{tv,in} = (p_{tv,in}; t_{tv,in}) = 0,00102 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.29)$$

Ohřev topné vody v HRSG kotli je stanoven jako,

$$\Delta t_{tv,HRSG} = t_{w,out} - t_{tv,in} - \Delta t_{ZO} = 90,0 - 70,0 - 0 = 20 \text{ °C} \quad (3.30)$$

kde teplota topné vody na výstupu z HRSG kotle je určena:

$$t_{tv,out} = t_{tv,in} + \Delta t_{tv,HRSG} = 70,0 + 20,0 = 90 \text{ °C} \quad (3.31)$$

Tlaková ztráta zde není uvažována, proto:

$$p_{tv,in} = p_{tv,out} = 5,00 \text{ bar}(a) \quad (3.32)$$

Určení zbývajících parametrů topné vody na výstupu z HRSG kotle:

$$i_{tv,out} = f(p_{tv,out}; t_{tv,out}) = 377,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.33)$$

$$s_{tv,out} = (p_{tv,out}; t_{tv,out}) = 1,1923 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (3.34)$$

$$v_{tv,out} = (p_{tv,out}; t_{tv,out}) = 0,00104 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.35)$$

Následně lze stanovit množství tepla, které voda potřebuje přijmout pro dosažení požadovaného ohřevu. Hmotnostní průtok topné vody potřebný pro výpočet byl stanoven v rovnici (2.130).

$$\dot{Q}_{TV} = \dot{M}_{tv} \cdot (i_{tv,out} - i_{tv,in}) = 357,6 \cdot (0,3773 - 0,2934) = 30,0 \text{ MW} \quad (3.36)$$

Teplo přijaté vodou v ZO je stanoveno jako:

$$\dot{Q}_{ZO} = \dot{M}_{tv} \cdot (h_{w,out} - i_{tv,out}) = 357,6 \cdot (0,3773 - 0,3773) = 0 \text{ MW} \quad (3.37)$$

Celkový přijatý tepelný je potom,

$$\dot{Q}_{celk} = \dot{Q}_{TV} + \dot{Q}_{ZO} = 30,0 + 0 = 30,0 \text{ MW} \quad (3.38)$$

přičemž by mělo platit:

$$\dot{Q}_{celk} = \dot{Q}_{zima} \quad (3.39)$$

Teplo odevzdané spalinami mezi body F, G se určí stejným vztahem, jako v rovnici (3.11),

$$\dot{Q}_{SP,F-G} = 30\,011,1 \text{ kW} \quad (3.40)$$

kde entalpie spalin v bodě G je stanovena analogicky podle rovnice (3.12).

$$I_{SP,G} = 130,5 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (3.41)$$

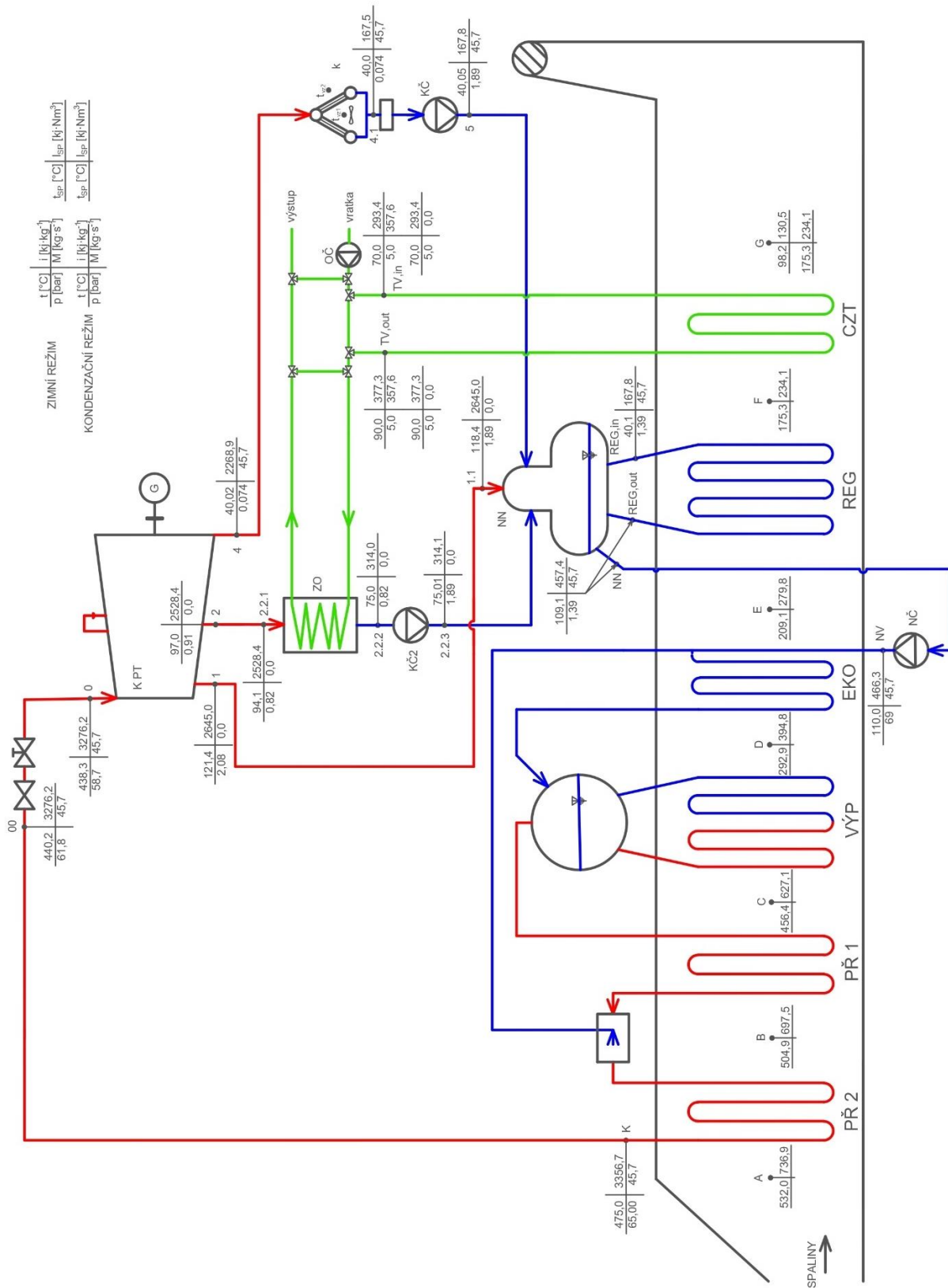
Teplota spalin v tomto bodě je stanovena interpolací viz (1.103).

$$t_{SP,G} = 98,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.42)$$

3.2.2 Výsledky 2. variantního schématu

Na obr. 17 jsou zobrazeny výsledky pro oba provozní režimy 2. variantního tepelného schématu. Výpočty ukázaly, že je možné zajistit kompletní ohřev topné vody v HRSG kotli, aniž by výstupní teplota spalin podkročila hodnotu 75 °C. To znamená, že ani v zimním režimu není nutné odebírat páru pro základní ohřívák, což vede ke zvýšení výroby elektrické energie. V důsledku tohoto řešení zůstávají parametry vody a páry v jednotlivých bodech oběhu pro oba režimy stejné; mění se pouze parametry spalin v bodech F a G tepelného oběhu.

Zbylé výsledky jsou získány ze vztahů použitých v kapitolách 1 a 2. Výpočet svorkového výkonu je proveden analogickým způsobem jako v kapitole 2.10, kde výsledky pro oba provozní režimy, včetně srovnání s ostatními schématy, jsou uvedeny v kapitolách 3.3 a 3.4.



Obr. 17 3. variantní tepelné schéma – Kondenzační a zimní režim

Znázorněné výsledky ukazují, že nejnižší výstupní teplota spalin, která je dosažena v zimním režimu při úplném ohřevu topné vody v HRSG kotli, činí 98,2 °C. Tím nedochází k podkročení minimální teploty 75 °C, a tedy ani ke kondenzaci vodní páry ve spalinách.

Stejně jako u první varianty je ve schématu znázorněna větev pro případný odběr topné páry k odplynění. V obou režimech nedochází k odběrům z turbíny pro další využití páry, a veškeré dostupné její množství tak vykonává práci. Turbína proto dosahuje maximálního možného elektrického výkonu, který je v obou režimech totožný (výsledky jsou znázorněny viz kapitola 3.3).

V zimním režimu je schéma navrženo s možností celkového ohřevu topné vody přímo v HRSG kotli. Pro zajištění této varianty je do systému zařazena obtoková větev umožňující vynechání základního ohříváku. Zároveň je však zachována i trasa přes základní ohřívák, kterou lze využít pro částečný nebo úplný ohřev topné vody dle provozních podmínek. Součástí trasy topné vody před jejím odběrem do SCZT je i paralelní větev, ve které je umístěn třicestný ventil. Tento ventil umožňuje směšování s vratnou vodou a slouží k regulaci výstupní teploty vody podle aktuálních požadavků systému.

Na rozdíl od 1. variantního schématu v zimním režimu není v této konfiguraci nutná integrace dalšího kondenzátního čerpadla, neboť zde nemusí docházet k odvádění kondenzátu ze ZO a nebyla by tak zvýšena vlastní spotřeba cyklu – ve výpočtu účinnosti parního cyklu tak KČ2 není uvažováno. Ve schématu je tato možnost zanechána z důvodu případného částečného ohřevu topné vody v ZO, kde by čerpadlo KČ2 bylo využito. Výpočet je shodný viz kapitola 3.1.2.

3.3 Porovnání výsledků

Následující kapitola obsahuje porovnání výsledků všech třech schémat pro původní hodnoty admisní páry, které byly učeny viz (1.11) a (1.12). Jsou zde vyobrazeny hodnoty svorkového výkonu pro oba režimy, který pro zbylé varianty schémat byl stanoven výpočtem uvedeným v kapitole 2.10. Dále k porovnání schémat je zapotřebí určit účinnost parního oběhu, který je stanoven následujícím vztahem

$$\eta_{pc} = \frac{a_i^T - (a_i^{N\check{C}} + a_i^{K\check{C}} + a_i^{K\check{C}2})}{i_0 - i_{NV,skut}} \quad (3.43)$$

Jednotlivé výsledky jsou přehledně zobrazeny v následující tabulce (tab. 9).

Tab. 9 Srovnání výkonových charakteristik

Veličina	Základní schéma		1. variantní schéma		2. variantní schéma	
	Kond. režim	Zimní režim	Kond. režim	Zimní režim	Kond. režim	Zimní režim
P_{SV} [MWe]	42,96	39,42	44,65	41,24	44,65	44,65
η_{pc} [–]	0,342	0,313	0,355	0,328	0,355	0,355

Z přiložené tabulky je patrné, že nejvyšších výkonostních parametrů je dosaženo v bezodběrových režimech, a to kvůli využití zbytkového tepla v HRSG kotli, kde oproti základnímu schématu v zimním režimu dochází k navýšení výkonu o necelých 6 MWe.

Maximální dosažený výkon je a 44,65 MWe s účinností 0,355 [–]. U 2. variantního schématu jsou tyto parametry dosaženy i v zimním režimu v důsledku celkového ohřevu topné vody ve výměňkových plochách HRSG kotle. Jelikož výstupní teplota spalin při tomto režimu je 98,2 °C, tudíž lze i nadále využívat zbytkového tepla.

Jednou z potenciálních variant je konstrukční rozdělení HRSG kotle na vysokotlakou (VT) a nízkotlakou (NT) část. Tomu by odpovídalo i dělení parní turbíny na VT a NT díl, což

by vedlo k navýšení generovaného elektrického výkonu společně s efektivnějším využitím zbytkového tepla.

Z přiložených výsledků je patrné, že přidané kondenzátní čerpadlo (KČ2) v 1. variantním schématu má pouze minimální vliv na účinnost parního cyklu, neboť vypočtené hodnoty účinnosti jsou shodné s 2. variantním schématem, ve které kondenzátní čerpadlo KČ2 není při výpočtu účinnosti uvažováno.

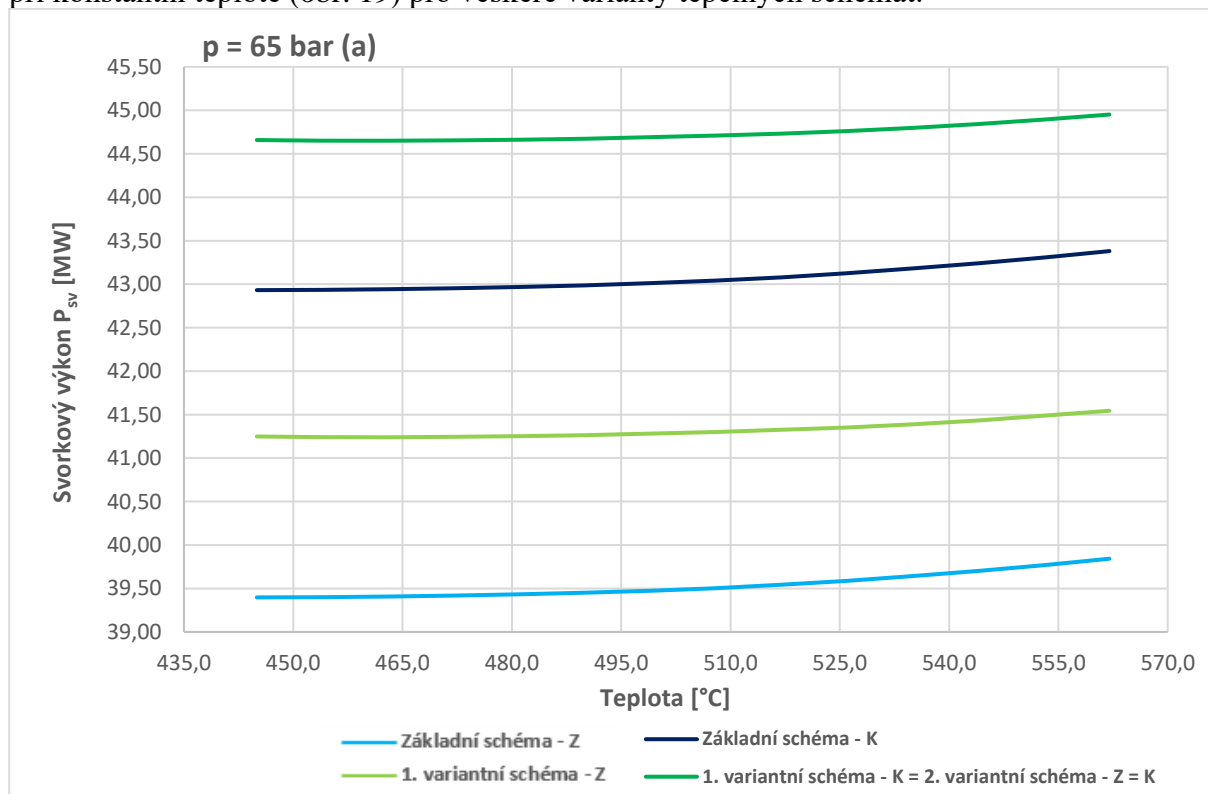
Zároveň je třeba brát v potaz to, že se jedná o předběžný výpočet výkonu, který vychází z tepelných schémat, kde jednotlivé termodynamické účinnosti kuželů jsou odhadované a výsledné skutečné výkony se budou lišit.

3.4 Parametrická studie

Cílem této kapitoly je provést analýzu vlivu parametrů admisní páry na dosažený elektrický výkon a účinnost parního cyklu. Parametrická studie je rozdělena na dvě části. V první je zkoumán vliv teploty páry při konstantním tlaku, ve druhé pak vliv tlaku při konstantní teplotě. V obou případech se sleduje závislost výkonu a účinnosti na změně vstupního parametru.

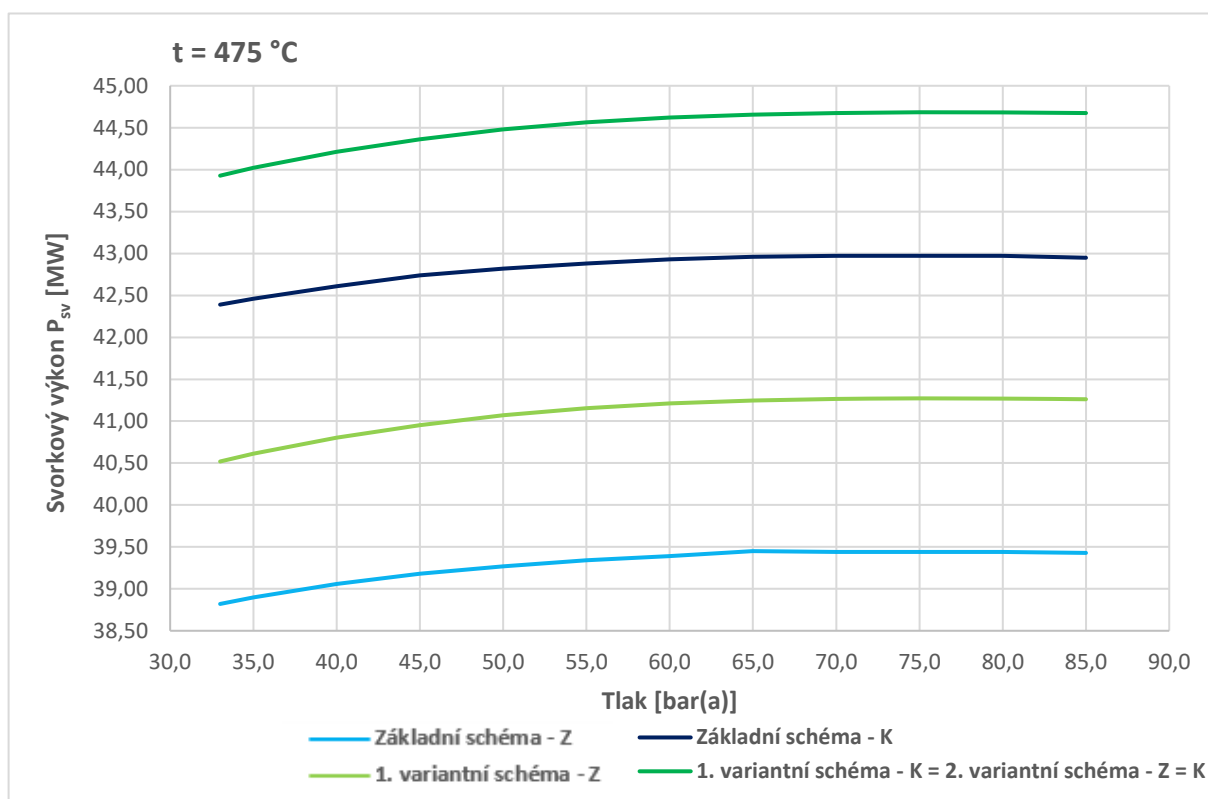
Důvodem provedení této studie je snaha nalézt optimální kombinaci vstupního tlaku a teploty, které povedou k co nejefektivnějšímu provozu turbíny. Původně byly uvažovány hodnoty tlaku 65 bar(a) a teploty 475,0 °C. Parametrická analýza proto slouží jako podklad pro případné úpravy těchto hodnot.

Na následujících grafech je zobrazen výkon získaný při konstantním tlaku (obr. 18) a při konstantní teplotě (obr. 19) pro veškeré varianty tepelných schémat.



Obr. 18 Výkonová charakteristika při konstantním tlaku 65,00 bar(a)

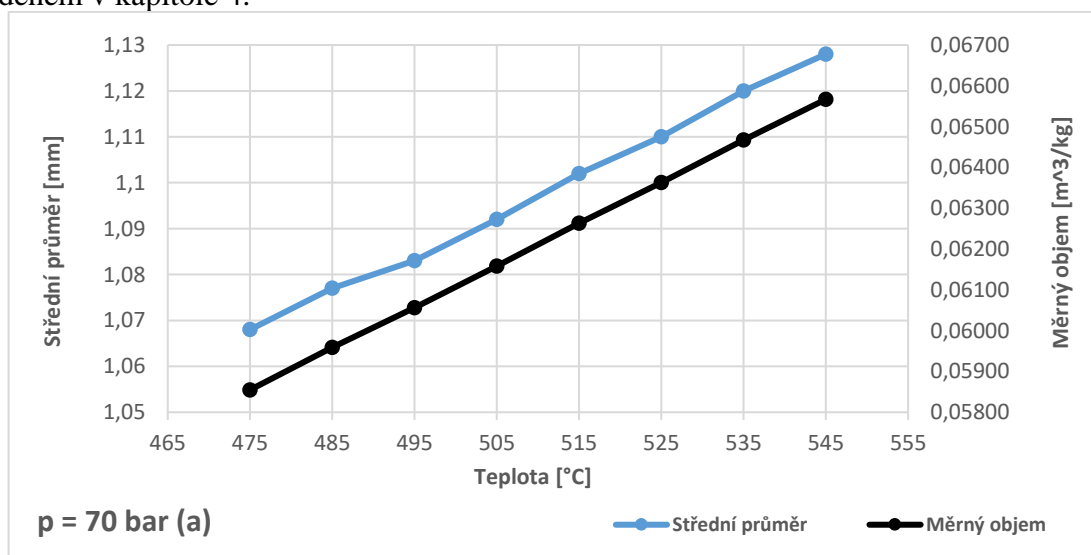
Z obr. 18 je patrné, že při konstantním tlaku a rostoucí teplotě je růst elektrického výkonu u všech variant tepelného schématu mírný (jednotky až desetiny MW) a má exponenciální charakter. Vyšší teplota totiž znamená vyšší entalpii vstupní páry, a tím i větší potenciál pro vykonání mechanické práce



Obr. 19 Výkonová charakteristika při konstantní teplotě 475 °C

Při konstantní teplotě 475 °C je nárůst výkonu v závislosti na tlaku zřetelný až do hodnoty cca 65,00 – 70 bar (a). Závislost má logaritmický charakter – zpočátku rychlý nárůst výkonu se s rostoucím tlakem zpomaluje. Nad hodnotou 70,00 bar již další zvyšování tlaku nevede k růstu výkonu, naopak v některých variantách dochází k mírnému poklesu.

Na obr. 20 je ukázka vlivu teploty admisní páry při tlaku 70,00 bar na měrný objem (pravá osa) výstupní páry z regulačního stupně a současně na potřebný střední průměr regulačního stupně (levá osa). Výpočet vychází z následujícího návrhu regulačního stupně uvedeném v kapitole 4.



Obr. 20 Vliv teploty admisní páry při tlaku 70 bar (a)

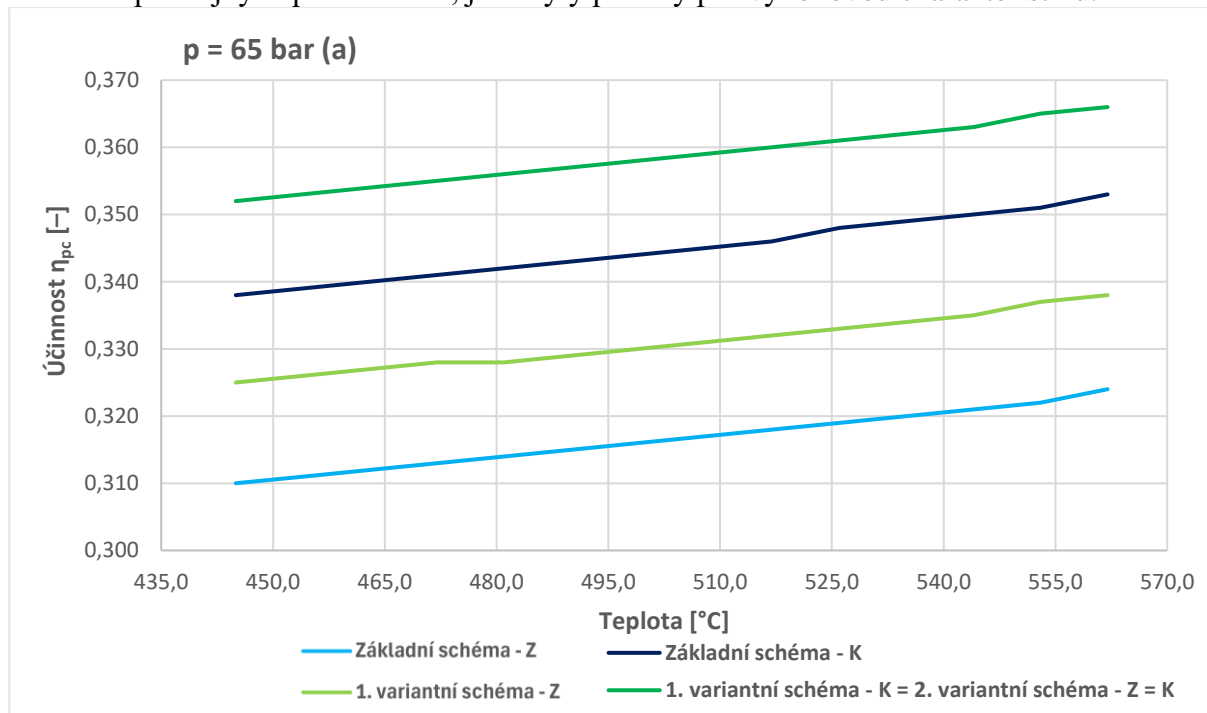
Je patrné, že s rostoucí teplotou admisní páry dochází k plynulému nárůstu měrného objemu na výstupu z regulačního stupně, což je dáno vyšší expanzí a vyšší entalpií páry. Zároveň při rostoucí teplotě bylo kontrolováno, zda je dosaženo podkritického proudění a zdali je dodržen tlakový poměr $\frac{p_{RS,2}}{p_0} < 0,8$. Z tohoto důvodu bylo nutné zvětšovat střední průměr regulačního stupně. Tím došlo ke zvětšení průtočné plochy, snížení výstupní rychlosti a následně i ke snížení výstupního tlaku, čímž se tlakový poměr dostal do požadovaného přípustného rozmezí. Zároveň bylo kontrolováno tlakové číslo, a pevnostní charakteristiky, které zůstaly v požadovaných mezích. Výpočet byl proveden viz kapitola 4.

Z provedené analýzy vyplývá, že optimální provozní bod z hlediska svorkového výkonu leží při tlaku v rozmezí 65,00 až 70,00 bar. Vzhledem k tomu, že vyšší hodnota v tomto intervalu již nepřináší významné zlepšení výkonu, je pro další výpočty v diplomové práci uvažován tlak admisní páry 65,00 bar(a) jako optimální.

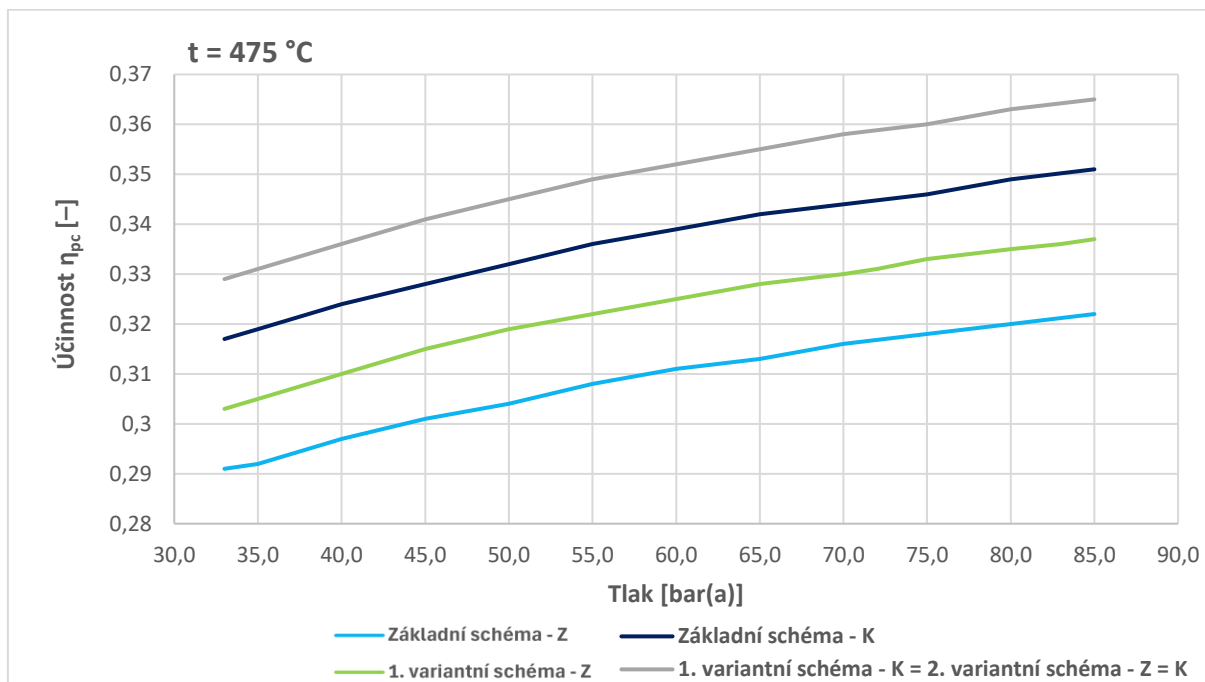
Dále bylo potvrzeno, že rostoucí teplota má vliv na konstrukci regulačního stupně, kde pro optimální provoz při vyšších teplotách je zapotřebí zvyšovat jeho střední průměr. Vyšší vstupní teplota zároveň vede ke zvýšení teploty páry na výstupu z regulačního stupně, která by z konstrukčního hlediska měla zůstat pod hranicí 400 °C (dle doporučení vedoucího práce). Při teplotě admisní páry 545 °C však výstupní teplota dosahuje hodnoty $t_{RS,2} = 474,2$ °C, což by z hlediska tepelného namáhání vyžadovalo použití materiálů odolnějších lopatek. Z tohoto důvodu byla pro další výpočty zvolena původně uvažovaná teplota admisní páry 475 °C, při které teplota páry na výstupu z regulačního stupně mírně překračuje 400 °C (viz kapitola 4), avšak toto překročení je z materiálového hlediska považováno za přijatelné.

Je třeba poznamenat, že v této fázi není řešeno kombinované měnění obou parametrů současně (např. různé dvojice tlak/teplota). Tato optimalizace by si žádala širší přístup, například ve formě vícerozměrné parametrické studie, která by umožnila určit skutečně ideální kombinaci tlaku a teploty vzhledem k požadovanému cíli.

Na následujících grafech (obr. 21 a obr. 22) je znázorněna charakteristika z hlediska parní účinnosti při stejných podmínkách, jaké byly použity pro výkonovou charakteristiku.



Obr. 21 Účinnost cyklu při konstantním tlaku 65,00 bar (a)



Obr. 22 Účinnosti cyklu při konstantní teplotě 475,0 °C

Z obou přiložených obrázků vyplývá, že se s rostoucími parametry admisní páry zvyšuje účinnost daného cyklu. Tento nárůst je pozvolný a pohybuje se řádově v jednotkách procent. Při konstantním tlaku má charakteristika téměř lineární průběh – účinnost se zvyšuje rovnoměrně s rostoucí teplotou napříč všemi variantami tepelného cyklu. Naopak při zvyšování tlaku při konstantní teplotě má průběh účinnosti logaritmický – nejvýraznější růst je patrný při nižších hodnotách tlaku, zatímco při vyšších tlacích růst účinnosti postupně zpomaluje a přínos dalšího zvyšování je zanedbatelný. Nejvyšší účinnosti dosahuje 2. variantní schéma, kde je aplikováno zlepšení jak v konfiguraci zimního provozu, tak i odběrového režimu.

4 Návrh regulačního stupně

U vícestupňových parních turbín, které využívají dýzovou regulaci, je před samotnou stupňovou částí zařazen tzv. regulační stupeň. Jeho úkolem je regulovat přívod páry do turbíny pomocí několika skupin statorových dýz. Průtok páry každou skupinou je regulován samostatně, což umožňuje plynulé řízení výkonu turbíny podle aktuální potřeby. V důsledku toho není pára rozváděna rovnoměrně po celém obvodu, ale jen do určité části lopatkového kanálu – tento jev se označuje jako parciální ostřík. Kvůli tomuto nerovnoměrnému přívodu páry musí být lopatkování regulačního stupně řešeno jako rovnotlaké (akční), kdy nedochází ke změně tlaku v rotorové lopatkové řadě, ale pouze ke zpracování kinetické energie. Regulační stupeň se obvykle provádějí ve dvou variantách – A-kolo a Curtisův stupeň. V tomto návrhu bylo zvoleno A-kolo, které díky své jednodušší konstrukci dosahuje vyšší účinnosti při nižším tepelném spádu.

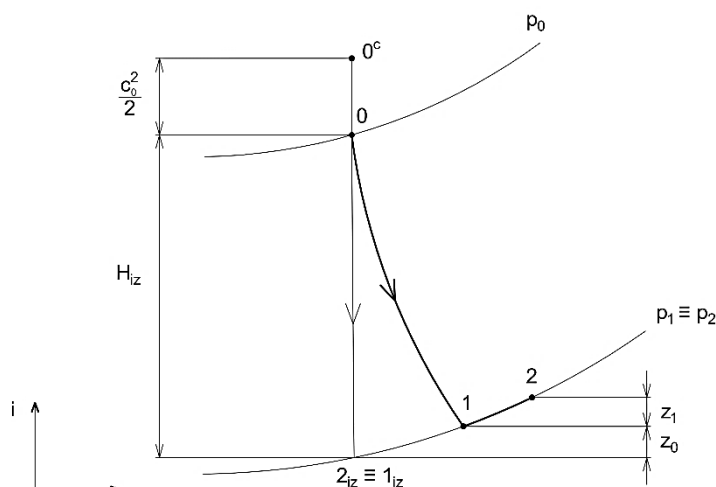
Tato kapitola popisuje předběžný a následně i detailní postup návrhu regulačního stupně základní varianty tepelného schématu pro návrhový kondenzační režim. Výsledky jsou uvedeny v tab. 10. Tyto hodnoty budou následně upravovány a optimalizovány po propojení s detailním návrhem stupňové části, což je popsáno v kapitole 6.6.1.

Postup návrhu RS vychází ze zdroje [7].

4.1 Předběžný návrh A-kola

Cílem předběžného návrhu je stanovení výchozích geometrických, termodynamických a výkonových charakteristik regulačního stupně. Součástí tohoto procesu je také volba některých parametrů, jejichž hodnoty nejsou předem známy. Tyto zvolené veličiny budou v průběhu návrhu dále upravovány a optimalizovány s cílem dosažení požadované účinnosti a provozní spolehlivosti turbíny. V rámci návrhu se stanovují základní veličiny, jako jsou otáčky rotoru, střední průměr regulačního stupně a rychlostní poměr. Pro výpočet se dále vychází z termodynamických parametrů páry na vstupu do stupně, které byly získány na základě tepelného okruhu.

Na obr. 23 je zobrazen zjednodušený průběh expanze páry v regulačním stupni, sloužící jako základ pro předběžný návrh. Bod 0 představuje stav pracovní látky před vstupem do statoru (dýzy), bod 1 odpovídá stavu mezi statorovou a rotorovou řadou lopatek a bod 2 pak značí stav na výstupu z rotorových lopatek. Pro účely tohoto návrhu je uvažován idealizovaný případ čistě rovnotlakého, tedy akčního, stupně. To znamená, že tlak páry zůstává konstantní při průchodu rotorovou částí a stupeň reakce je roven nule $\rho = 0$ [–].



Obr. 23 I-s diagram expanze páry v RS pro předběžný návrh

Parametry páry proudící do regulačního stupně byly určeny již v kapitole 2.1 v rovnicích (2.14) – (2.18).

Střední průměr lopatkování je zvolen jako:

$$D_{RS} = 1,08 \text{ m} \quad (4.1)$$

Otáčky rotoru jsou voleny s ohledem na přímé spojení s dvoupólovým synchronním generátorem bez použití převodovky. Tento generátor je navržen pro provoz při standardní frekvenci elektrizační soustavy 50 Hz.

$$n = 3000 \text{ min}^{-1} = 50 \text{ s}^{-1} \quad (4.2)$$

Z těchto parametrů je vypočítána obvodová rychlost na středním průměru, která by se měla pohybovat v rozmezí hodnot $160 \div 260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n = \pi \cdot 1,08 \cdot 50 = 169,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.3)$$

Následuje volba rychlostního poměru,

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,45 \quad (4.4)$$

který se pro dosažení nejvyšší účinnosti volí v rozsahu 0,4 až 0,5.

Výpočet izoentropické absolutní rychlosti na výstupu z dýzy:

$$c_{iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{169,65}{0,45} = 376,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

Absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy by se měla pohybovat dle doporučení v rozmezí 20 až $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [3].

$$c_0 = 30,00 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

Následně lze vypočítat entalpický spád při izoentropické expanzi zpracovaný regulačním stupněm,

$$H_{RS,iz} = \frac{c_{iz}^2 - c_0^2}{2} = \frac{376,99^2 - 30,00^2}{2} = 70,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.7)$$

pomocí něhož je určena izoentropická entalpie za regulačním stupněm.

$$i_{RS,2iz} = i_0 - H_{RS,iz} = 3276,2 - 70,6 = 3205,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.8)$$

Tlak za regulačním stupněm je stanoven jako funkce této entalpie a entropie před RS.

$$p_{RS,2} = f(i_{RS,2iz}; s_0) = 46,33 \text{ bar} (a) \quad (4.9)$$

Nyní je potřeba stanovit kritický tlak a ověřit, zda platí podmínka $p_{RS,2} > p_{krit}$. Pokud ano, proudění v dýze zůstává podkritické a postačí použít nerozšířenou dýzu.

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 58,66 = 32,03 \text{ bar} (a) \quad (4.10)$$

$$p_{RS,2} > p_{krit} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.11)$$

Následně musí být splněn tlakový poměr, který nesmí být větší než 0,8.

$$\frac{p_{RS,2}}{p_0} = \frac{46,33}{58,66} = 0,79 \leq 0,8 \quad (4.12)$$

Jelikož jsou obě tyto podmínky splněny, lze počítat s nerozšířenou dýzou.

Rychlostní součinitel pro stator při prvotním výpočtu byl zvolen z rozsahu $\langle 0,95 \div 0,98 \rangle$, kde následně prostřednictvím rovnice (4.46) přepočítán. Zde je už dosazena zpřesněná hodnota.

$$\varphi = 0,9817 [-] \quad (4.13)$$

Výpočet ztráty ve statoru,

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{iz}^2}{2} = (1 - 0,9817^2) \cdot \frac{376,99^2}{2000} = 2,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.14)$$

kde pomocí ní je určena entalpie v bodě 1 mezi dýzou a rotorem

$$i_{RS,1} = i_{RS,2iz} + z_0 = 3205,6 + 2,58 = 3208,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.15)$$

a měrný objem.

$$v_{RS,1} = f(p_{RS,2}; i_{RS,1}) = 0,06303 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.16)$$

Pro předběžný návrh je předpokládán nulový stupeň reakce, proto platí podmínka rovnotlakosti:

$$p_{RS,2} = p_{RS,1} = 46,33 \text{ bar (a)} \quad (4.17)$$

Výstupní úhel z rozváděcí mříže je volen z rozsahu 13° až 18° .

$$\alpha_1 = 15^\circ \quad (4.18)$$

Výpočet délky výstupní hrany lopatky při totálním ostříku.

$$l_{ot} = \frac{\dot{M}_0 \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varphi \cdot c_{iz} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{45,7 \cdot 0,06303}{\pi \cdot 1,08 \cdot 0,9817 \cdot 376,99 \cdot \sin 15} = 0,00896 \text{ m} \quad (4.19)$$

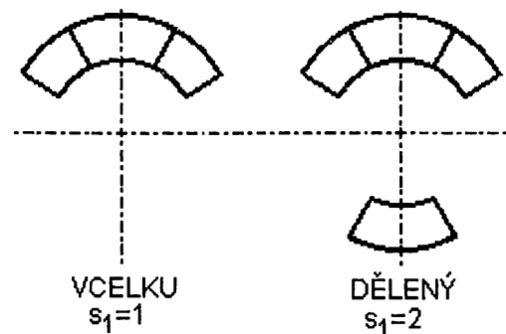
Empirické konstanty pro A-kolo,

$$\frac{c}{a} = 0,1467 [-] \quad (4.20)$$

$$\frac{b}{a} = 0,0398 [-] \quad (4.21)$$

kde pro nedělený parciální ostřík platí (viz obr. 24):

$$s_1 = 1 [-] \text{ (pro nedělený parciální ostřík)} \quad (4.22)$$



Obr. 24 Dělení parciálního ostříku [7]

Výpočet součinitele δ .

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_{RS}^{0,5}} =$$

$$= 0,1467 \cdot \frac{0,45}{\left(\frac{3000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 1,08^{0,5}} = 0,0510 [-] \quad (4.23)$$

Součinitel α .

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_{RS}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_{RS}}} = \sqrt{\frac{1,08}{0,0398 \cdot 1 + 0,0510 \cdot 1,08}} = 3,37 [-] \quad (4.24)$$

Optimální délka lopatky (dosazení l_{0t} v cm).

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 3,37 \cdot \sqrt{0,00886 \cdot 100} = 3,176 \text{ cm} \quad (4.25)$$

Zaokrouhlením l_{opt} na celé milimetry je stanovena skutečná délka lopatky.

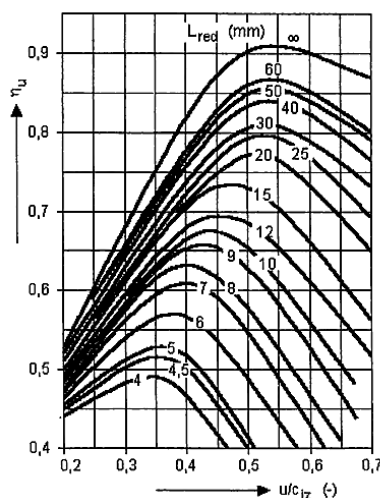
$$l_0 = 3,2 \text{ cm} \quad (4.26)$$

Redukovaná délka lopatky je taková teoretická délka, při níž by při plném ostříku lopatek byla dosažena stejná účinnost jako u skutečné lopatky o délce l_0 (dosazováno v cm) při parciálním ostříku.

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0}$$

$$= L_{red} = \frac{3,2}{1 + \left(\frac{3,2}{3,176}\right)^2 - 0,0510 \cdot 3,2} = 1,73 \text{ cm} \quad (4.27)$$

Redukovaná obvodová účinnost je odečtena z diagramu viz obr. 25 v závislosti na L_{red} a u/c_{iz} .



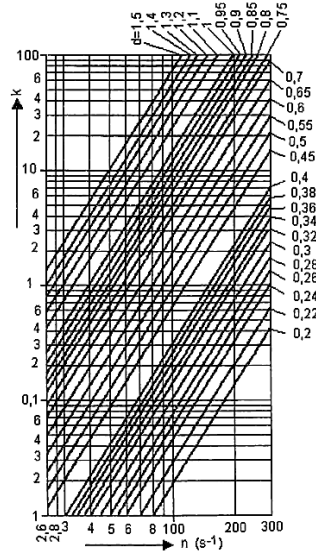
Obr. 25 Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kola) [7]

$$\eta_u = 0,74 [-] \quad (4.28)$$

Hodnota parciálního ostríku by měla vycházet v intervalu 0,2 až 0,5.

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,886}{3,2} = 0,2769 [-] \quad (4.29)$$

Součinitel k byl odečten z diagramu (viz obr. 26) ze zdroje [7],



Obr. 26 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [7]

$$k = 2,1 [-] \quad (4.30)$$

pomocí kterého byla vypočtena ztráta třením a ventilací.

$$z_5 = \frac{k}{\dot{M}_0 \cdot v_{RS,1}} = \frac{2,1}{45,7 \cdot 0,06303} = 0,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.31)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací.

$$\xi_5 = \frac{z_5}{H_{RS,iz}} = \frac{0,73}{70,6} = 0,0103 [-] \quad (4.32)$$

Určení předběžné vnitřní účinnosti regulačního stupně.

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,74 - 0,0103 = 0,730 [-] \quad (4.33)$$

Předběžný výpočet vnitřního výkonu regulačního stupně.

$$P_i = \dot{M}_0 \cdot H_{RS,iz} \cdot \eta_{tdi} = 45,7 \cdot 70,6 \cdot 0,730 = 2354,1 \text{ kW} \quad (4.34)$$

Entalpie v koncovém bodě na výstupu z rotorové řady.

$$i_{RS,2} = i_0 - \eta_{tdi} \cdot H_{RS,iz} = 3276,2 - 0,730 \cdot 70,6 = 3224,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.35)$$

Zbylé parametry páry v koncovém bodě expanze v regulačním stupni.

$$v_{RS,2} = f(p_{RS,2}; i_{RS,2}) = 0,06385 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.36)$$

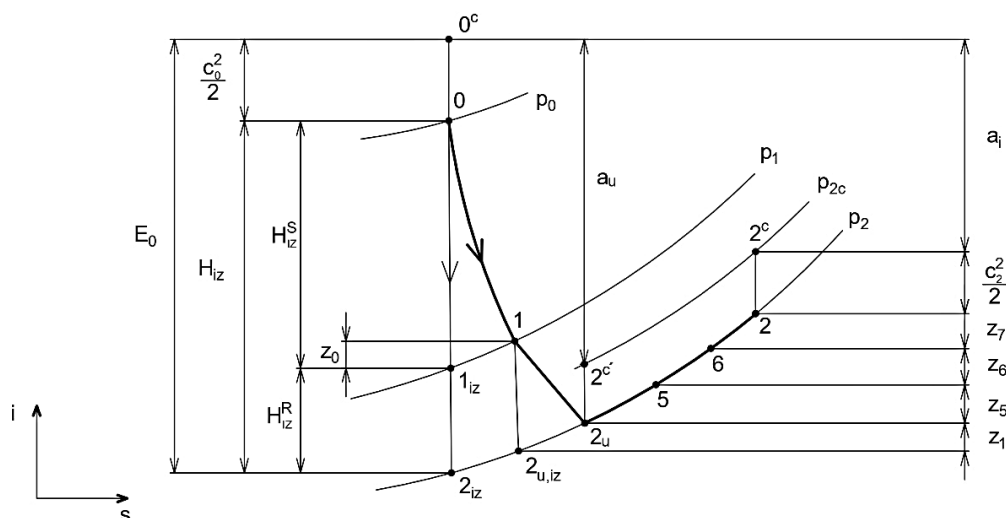
$$s_{RS,2} = f(p_{RS,2}; i_{RS,2}) = 6,7225 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.37)$$

$$t_{RS,2} = f(p_{RS,2}; i_{RS,2}) = 408,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.38)$$

4.2 Detailní výpočet A-kola

Detailní výpočet se provádí za účelem zpřesnění tvaru průtočného kanálu navrženého při předběžném výpočtu. Do výpočtu vstupují hodnoty získané v předchozích fázích návrhu a zároveň jsou v něm zohledněny geometrické ztráty, které mají vliv na výsledný návrh.

Průběh expanze společně s vyznačenými jednotlivými ztrátami v regulačním stupni je znázorněn na obr. 27.



Obr. 27 I-s diagram expanze páry v RS pro detailní návrh

V praxi se nepoužívá čistě akční stupeň, nýbrž se volí mírný stupeň reakce, obvykle v rozmezí 0,03 až 0,06. Tím dochází ke zlepšení proudových poměrů při obtékání oběžných lopatek. Volená hodnota:

$$\rho = 0,03 [-] \quad (4.39)$$

Rozdělení tepelných spádů na stator a rotor.

$$H_{RS,iz}^S = (1 - \rho) \cdot H_{RS,iz} = (1 - 0,03) \cdot 70,6 = 68,49 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.40)$$

$$H_{RS,iz}^R = \rho \cdot H_{RS,iz} = 0,03 \cdot 70,6 = 2,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.41)$$

Izoentropická entalpie mezi dýzou a rotorem.

$$i_{RS1,iz} = i_0 - H_{RS,iz}^S = 3323,2 - 66,5 = 3207,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.42)$$

Výpočet tlaku mezi statorem a rotorem.

$$p_{RS,1} = f(i_{RS1,iz}; s_0) = 46,67 \text{ bar}(a) \quad (4.43)$$

Opětovné ověření tlakového poměru, který nesmí být vyšší než 0,8.

$$\frac{p_{RS,1}}{p_0} = \frac{46,67}{58,66} = 0,8 \leq 0,8 \quad (4.44)$$

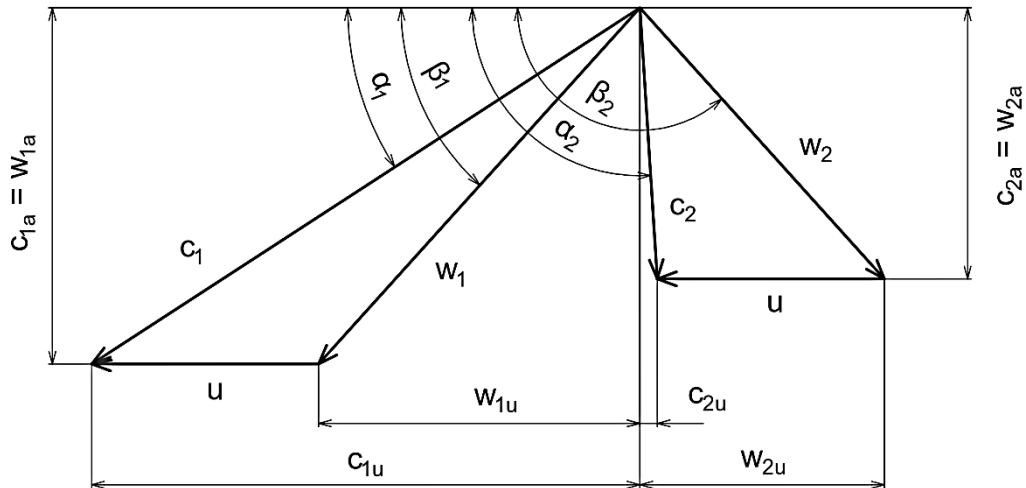
Kontrola další podmínky ohledně proudění, zda tlak $p_{RS,1}$ je vyšší než tlak kritický, který byl určen v rovnici (4.10).

$$p_{RS,1} = 46,67 \text{ bar} > p_{krit} = 30,30 \text{ bar}(a) \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.45)$$

Z těchto podmínek vychází, že nemusí být použita rozšířená dýza.

4.2.1 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

V této fázi je třeba stanovit parametry rychlostního trojúhelníku. Byly vypočteny absolutní a relativní rychlosti včetně jejich složek v obvodovém a axiálním směru i příslušné úhly. Obvodová rychlost a výstupní úhel z rozváděcí mříže zůstávají stejné jako v předběžném návrhu. Náčrt rychlostního trojúhelníku je uveden na obr. 28.



Obr. 28 Rychlostní trojúhelník RS

Pro výpočet rychlostí je nutné znát rychlostní součinitele – φ pro stator a ψ pro rotor. V první iteraci byly tyto součinitele zvoleny dle kapitoly 10.1 ve zdroji [7]. Jejich přesný výpočet je však možný až po stanovení hodnot ohnutí proudu $\Delta\alpha$ a $\Delta\beta$. Níže jsou uvedeny hodnoty již zpřesněné následným detailním výpočtem stupňové části.

$$\varphi = 0,985067 - 0,0001323 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\alpha} = \quad (4.46)$$

$$= 0,985067 - 0,0001323 \cdot e^{0,0424951 \cdot 76,37} = 0,9817 [-]$$

$$\psi = 0,98806 - 0,000556697 \cdot e^{0,0347117 \cdot \Delta\beta} = \quad (4.47)$$

$$= 0,98806 - 0,000556697 \cdot e^{0,0347117 \cdot 125,74} = 0,9443 [-]$$

Výpočet teoretické rychlosti na výstupu z dýzy.

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot H_{RS,iz}^S + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 68,49 \cdot 1000 + 30,00^2} = 371,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.48)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu ze statoru.

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,iz} = 0,9817 \cdot 371,33 = 364,52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.49)$$

Určení relativní rychlosti páry na výstupu z dýzy.

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{364,52^2 + 169,65^2 - 2 \cdot 364,52 \cdot 169,65 \cdot \cos(15^\circ)} = \quad (4.50) \\ &= 205,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned}$$

Stanovení obvodové složky absolutní a relativní rychlosti.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 364,52 \cdot \cos(15^\circ) = 352,10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.51)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 352,10 - 169,65 = 182,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.52)$$

Axiální složky absolutní a relativní rychlosti.

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 364,52 \cdot \cos(15^\circ) = 94,35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.53)$$

Výpočet úhlu relativní rychlosti mezi statorem a rotorem:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{182,46}{205,41}\right) = 27,34^\circ \quad (4.54)$$

Úhel relativní rychlosti je předběžně stanoven podle následujícího vzorce a následně zpřesněn dle rovnice (6.68). Níže uvedená hodnota již odpovídá zpřesněnému výsledku.

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)^\circ] = 153,08^\circ \quad (4.55)$$

Následuje výpočet rychlostí páry na výstupu z rotoru.

Teoretická výstupní relativní rychlost páry při izoentropické expanzi je určena podle vztahu:

$$w_{2,iz} = \sqrt{H_{RS,iz}^R + w_1^2} = \sqrt{2,1 \cdot 1000 + 205,41^2} = 210,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.56)$$

Určení relativní rychlosti páry na výstupu z rotorové řady.

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} = 0,9443 \cdot 210,50 = 198,77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.57)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z rotoru.

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180^\circ - \beta_2)} = \\ &= \sqrt{198,77^2 + 169,65^2 - 2 \cdot 198,77 \cdot 169,65 \cdot \cos(180^\circ - 153,08^\circ)} = \\ & \quad c_2 = 90,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.58)$$

Relativní a absolutní složky rychlosti do obvodového směru.

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 198,77 \cdot \cos(153,08^\circ) = 177,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.59)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 177,24 - 169,65 = 7,59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.60)$$

Složky rychlostí v axiálním směru.

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 198,77 \cdot \sin(153,08^\circ) = 89,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.61)$$

Výpočet úhlu absolutní rychlosti na výstupu z rotorové řady.

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2u}}{c_{2a}}\right) + 90 = \arctg\left(\frac{7,59}{89,99}\right) + 90^\circ = 91,37^\circ \quad (4.62)$$

Momentálně je možné vypočítat hodnoty $\Delta\alpha$ a $\Delta\beta$,

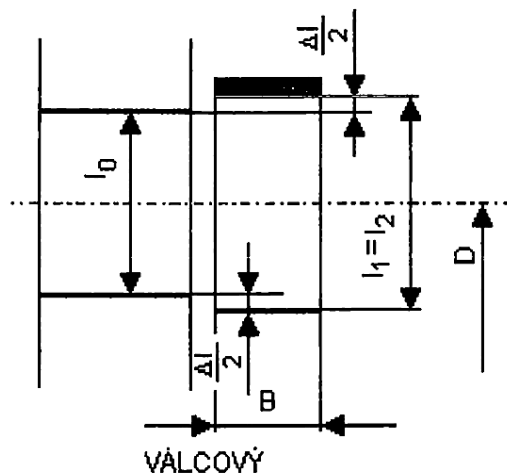
$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 91,37 - 15 = 76,37^\circ \quad (4.63)$$

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 153,08 - 27,34 = 125,74^\circ \quad (4.64)$$

Na základě těchto hodnot bylo možné dosadit do rovnic (4.46) a (4.47), čímž byly přesněji určeny rychlostní součinitele. Následně bylo možné iterovat celý výpočet pro zpřesnění výsledků.

4.2.2 Výpočet průtočných průřezů regulačního stupně

Zvolen byl válcový průtočný kanál, kde jeho hlavní rozměry jsou znázorněny viz obr. 29.



Obr. 29 Válcový průtočný kanál pro A-kolo [7]

Výstupní délka rozváděcích lopatek (dýzy) je vypočtena z rovnice kontinuity.

$$l_{RS,0} = \frac{\dot{M}_0 \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} =$$

$$= \frac{45,7 \cdot 0,06303}{\pi \cdot 1,08 \cdot 0,2769 \cdot 364,52 \cdot \sin(15^\circ)} = 0,0325 \text{ m} \quad (4.65)$$

Přesah lopatek je vybrán z rozsahu 1 až 3 mm.

$$\Delta l = 2 \text{ mm} \quad (4.66)$$

Součtem těchto dvou hodnot je určena oběžná lopatka.

$$l_{RS,1} = l_{RS,2} = l_{RS,0} + \Delta l = 32,5 + 2 = 34,5 \text{ mm} \quad (4.67)$$

Jelikož se jedná o válcový průtočný kanál, délka rozváděcí lopatky je shodná s délkou oběžné lopatky.

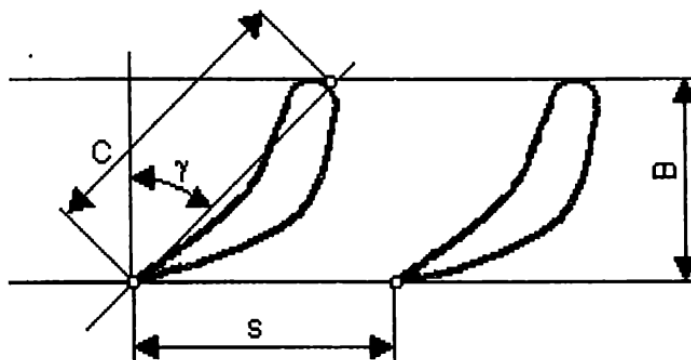
Na základě zjištěných hodnot lze následně korektně určit výstupní úhel z oběžných lopatek, který byl předběžně stanoven v rovnici (4.55).

$$\beta_2 = 180^\circ - \arcsin\left(\frac{\dot{M}_0 \cdot v_{RS,2}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_{RS,2}}\right) \quad (4.68)$$

$$\beta_2 = 180^\circ - \arcsin\left(\frac{45,7 \cdot 0,06385}{\pi \cdot 1,08 \cdot 0,2769 \cdot 198,77 \cdot 0,0345}\right) = 153,08^\circ$$

4.2.3 Volba lopatek profilu regulačního stupně

K výpočtu ztrát v lopatkovém kanále je nutné definovat konkrétní geometrii lopatek. Charakteristické rozměry zvolených profilů jsou znázorněny na obr. 30. Profily byly vybrány na základě údajů uvedených ze zdroje [7].



Obr. 30 Označení rozměrů charakterizujících profil [7]

Pro rozváděcí lopatky byl zvolen profil TS-1A, zatímco pro oběžné lopatky profil 40TR1. Parametry s indexem S odpovídají satorovému profilu, zatímco parametry s indexem R náležejí rotorovému profilu. Pro dané lopatky platí odpovídající následující charakteristiky.

Úhel nastavení profilu:

$$\gamma_S = 35^\circ \quad (4.69)$$

$$\gamma_R = 12,2^\circ \quad (4.70)$$

Délka těživy:

$$c_S = 0,05 \text{ m} \quad (4.71)$$

$$c_R = 0,03 \text{ m} \quad (4.72)$$

Rozteč lopatek:

$$s_S = 0,04 \text{ m} \quad (4.73)$$

$$s_R = 0,02 \text{ m} \quad (4.74)$$

Poměrná rozteč:

$$\left(\frac{s}{c}\right)_S = 0,78 [-] \quad (4.75)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_R = 0,66 [-] \quad (4.76)$$

Šířka profilu:

$$B_S = c_S \cdot \cos \gamma_S = 0,05 \cdot \cos(35^\circ) = 0,0410 \text{ m} \quad (4.77)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos \gamma_R = 0,03 \cdot \cos(12,2^\circ) = 0,0293 \text{ m} \quad (4.78)$$

Počet lopatek v řadě:

$$z_S = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_S} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 1,08}{0,04} \cdot 0,2769 = 24 [-] \quad (4.79)$$

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_R} = \frac{\pi \cdot 1,08}{0,02} = 170 [-] \quad (4.80)$$

Jako poslední jsou stanoveny parametry průřezu a ohybového modulu průřezu rotorového profilu, které budou následně využity při provedení pevnostní kontroly.

$$S_R = 4,618 \text{ cm}^2 \quad (4.81)$$

$$w_{\min,R} = 0,8945 \text{ cm}^3 \quad (4.82)$$

4.2.4 Ztráty a výkon regulačního stupně

Cílem této kapitoly je výpočet energetických ztrát v regulačním stupni a následné stanovení účinnosti a výkonu tohoto stupně.

Určení energetických ztrát v rozváděcí mříži

$$z_0 = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{371,33^2}{2 \cdot 1000} \cdot (1 - 0,9817^2) = 2,50 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.83)$$

a v oběžné řadě lopatek.

$$z_1 = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{210,50^2}{2 \cdot 1000} \cdot (1 - 0,9443^2) = 2,40 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.84)$$

Ztráta výstupní rychlostí.

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{90,31^2}{2 \cdot 1000} = 4,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.85)$$

Obvodová účinnost stupně.

$$\eta_u = \frac{\left(H_{RS,iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{H_{RS,iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (4.86)$$

$$\eta_u = \frac{\left(70,6 + \frac{30^2}{2 \cdot 1000}\right) - 2,50 - 2,40 - 4,08}{70,6 + \frac{30^2}{2 \cdot 1000}} = 0,874 [-]$$

Pro určení vnitřní termodynamické účinnosti regulačního stupně je nezbytné znát i ostatní poměrné ztráty.

Součinitel $k_{tř}$ je volen v rozsahu $\langle 0,00045 \div 0,0008 \rangle$:

$$0,00045 \quad (4.87)$$

Průtočný průřez:

$$S = \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS,1} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = \quad (4.88)$$

$$= \pi \cdot 1,08 \cdot 0,0345 \cdot 0,2769 \cdot \sin(15^\circ) = 0,00839 \text{ m}^2$$

Určení poměrné ztráty třením (ventilací) disku:

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D_{RS}^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RS,iz}}}\right)^3 \quad (4.89)$$

$$\xi_5 = 0,00045 \cdot \frac{1,08^2}{0,00839} \cdot \left(\frac{169,65}{\sqrt{2 \cdot 70,6 \cdot 1000}}\right)^3 = 0,0058 [-]$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem ξ_6 se skládá ze dvou složek. První z nich je ztráta způsobená ventilací neostříknutých lopatek v důsledku zakrytí části oběžného kola mimo oblast provedeného ostříku.

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{2 \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RS,iz}}}\right)^3 = \quad (4.90)$$

$$= \frac{0,065}{\sin(15^\circ)} \cdot \frac{(1 - 0,2769)}{2 \cdot 0,2769} \cdot \left(\frac{169,65}{\sqrt{2 \cdot 70,6 \cdot 1000}}\right)^3 = 0,0302 [-]$$

Druhá je ztráta vznikající na okraji pásma ostříku.

$$\begin{aligned}\xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_{RS,2}}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RS,iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_1 = \\ &= 0,25 \cdot \frac{0,03 \cdot 0,0345}{0,00839} \cdot \left(\frac{169,65}{\sqrt{2 \cdot 70,6 \cdot 1000}} \right) \cdot 0,874 \cdot 1 = 0,0122 [-]\end{aligned}\quad (4.91)$$

Výsledná ztráta parciálním ostřikem.

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0302 + 0,0122 = 0,0423 [-]\quad (4.92)$$

Poslední uvažovanou ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou. Pro její snížení se předpokládá bandážování rotorové řady lopatek. Výpočet této ztráty je proveden podle metodiky dle Traupela, popsané v literatuře [9]. Před samotným výpočtem je nutné stanovit několik vstupních parametrů.

První z nich je určení počtu břitů bandáže

$$z_b = 3 [-]\quad (4.93)$$

a axiální mezeru,

$$\delta_a = 0,002 \text{ m}\quad (4.94)$$

Výpočet radiální mezery.

$$\delta_r = \frac{D_{RS}}{1000} + \delta_a = \frac{1,08}{1000} + 0,0002 = 0,00308 \text{ m}\quad (4.95)$$

Určení ekvivalentní vůle

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_b}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{0,00308^2}}} = 0,00082 \text{ m}\quad (4.96)$$

a stupně reakce na špici lopatky.

$$\begin{aligned}\rho_s &= 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}}{1 + \frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}} = \\ &= 1 - (1 - 0,03) \cdot \frac{\frac{1,08}{0,0345}}{1 + \frac{1,08}{0,0345}} = 0,060 [-]\end{aligned}\quad (4.97)$$

Stanovení poměrné ztráty radiální mezerou:

$$\begin{aligned}\xi_7 &= \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_{RS} + l_0)}{S} \\ &= 0,00082 \cdot \sqrt{\frac{0,060}{1 - 0,03}} \cdot 0,874 \cdot \frac{\pi \cdot (1,08 + 0,032)}{0,00839} = \\ &= 0,0745 [-]\end{aligned}\quad (4.98)$$

Zohledněním všech uvedených poměrných ztrát lze určit výslednou vnitřní termodynamickou účinnost regulačního stupně.

$$\begin{aligned}\eta_{tdi,RS} &= \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = \\ &= 0,874 - 0,0058 - 0,0423 - 0,0745 = 0,751 [-]\end{aligned}\quad (4.99)$$

Energie přivedená do stupně,

$$E_{RS} = \frac{c_0^2}{2} + H_{RS,iz} = \frac{30^2}{2 \cdot 1000} + 70,6 = 71,06 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.100)$$

pomocí které je následně získána měrná vnitřní práce regulačního stupně.

$$a_{i,RS} = E_{RS} \cdot \eta_{tdi,RS} = 71,06 \cdot 0,751 = 53,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.101)$$

Vnitřní výkon RS:

$$P_{i,RS} = \dot{M}_0 \cdot a_{i,RS} = 45,7 \cdot 53,37 = 2\,438,4 \text{ kW} \quad (4.102)$$

Pro kontrolu je vypočteno tlakové číslo, které charakterizuje zatížení regulačního stupně. V případě rovnotlakého stupně by jeho hodnota měla ležet v intervalu $\langle 4,5 \div 5,5 \rangle$ [9].

$$\psi_{RS} = \frac{H_{RS,iz}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{70,6 \cdot 1000}{\frac{1}{2} \cdot 169,65^2} = 4,91 [-] \quad (4.103)$$

Určení celkové a statické entalpie v koncovém bodě expanze ve stupni.

$$\begin{aligned}i_{RS,2c} &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - a_{i,RS} = \\ &= 3276,2 + \frac{30^2}{2 \cdot 1000} - 53,37 = 3223,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\end{aligned}\quad (4.104)$$

$$i_{RS,2} = i_{RS,2c} - \frac{c_2^2}{2} = 3223,3 - \frac{90,31^2}{2 \cdot 1000} = 3219,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.105)$$

Zbývající stavové veličiny na výstupu ze stupně.

$$t_{RS,2} = f(p_{RS,2}; i_{RS,2}) = 406,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.106)$$

$$s_{RS,2} = f(p_{RS,2}; i_{RS,2}) = 6,7144 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad (4.107)$$

$$v_{RS,2} = f(p_{RS,2}; i_{RS,2}) = 0,06358 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.108)$$

$$p_{RS,2c} = f(i_{RS,2}; s_{RS,2}) = 46,97 \text{ bar}(a) \quad (4.109)$$

4.3 Pevnostní kontrola lopatek regulačního stupně

Působením proudící páry vzniká v lopatkách ohybové napětí, zatímco vlivem odstředivé síly dochází ke vzniku tahového napětí. Z tohoto důvodu je provedena pevnostní kontrola, jejímž cílem je ověřit, zda vypočtená napětí nepřekračují přípustné meze. Současně je určena celková axiální síla působící na oběžné kolo, která bude následně využita při návrhu vyrovnávacího pístu. Pevnostní posouzení je provedeno podle metodiky uvedené ve zdroji [10]. Počet ostříknutých rotorových lopatek při plném průtoku:

$$z_{R,o} = z_R \cdot \varepsilon = 170 \cdot 0,2769 \doteq 47 [-] \quad (4.110)$$

Tlakový rozdíl před a za rotorem.

$$\Delta p_{R,RS} = p_{RS,1} - p_{RS,2} = 46,67 - 46,33 = 0,34 \text{ bar}(a) \quad (4.111)$$

Výpočet obvodové a axiální síly působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_u = \dot{M}_0 \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{R,o}} = 45,7 \cdot \frac{352,10 - 7,59}{47} = 334,92 \text{ N} \quad (4.112)$$

$$\begin{aligned} F_{a1} &= \dot{M}_0 \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z_{R,o}} + \Delta p_{R,RS} \cdot l_{RS,2} \cdot s_r = \\ &= 45,7 \cdot \frac{94,35 - 89,99}{47} + 0,34 \cdot 10^5 \cdot 0,0345 \cdot 0,02 = 27,49 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.113)$$

Celková axiální síla působící na oběžné kolo regulačního stupně.

$$\begin{aligned} F_a^{RS} &= \dot{M}_0 \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p_{R,RS} \cdot \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS,2} = \\ &= 45,7 \cdot (94,35 - 89,99) + 0,34 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 1,08 \cdot 0,0345 = \\ &= 4\,151,97 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.114)$$

Výslednice sil působících na lopatku.

$$F_c = \sqrt{F_u^2 + F_{a1}^2} = \sqrt{334,92^2 + 27,49^2} = 336,04 \text{ N} \quad (4.115)$$

Maximální ohybový moment oběžné lopatky:

$$M_{o,max} = F_c \cdot \frac{l_{RS,2}}{2} = 336,04 \cdot \frac{0,0345}{2} = 5,80 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.116)$$

Nyní lze provést kontrolu ohybového napětí v lopatce, které by za daných provozních podmínek nemělo překročit hodnotu 30 MPa.

$$\sigma_{o,max} = \frac{M_{o,max}}{w_{min,R}} = \frac{5,80}{0,8945} = 6,48 \text{ MPa} \quad (4.117)$$

Vypočtená hodnota ohybového napětí činí 6,48 MPa, což je výrazně nižší než stanovený limit 30 MPa. Na základě tohoto výsledku by se nabízela možnost optimalizace konstrukce a volba štíhlejších profilů lopatek za účelem snížení předimenzování. Je však nutné zohlednit, že mezní napětí je ovlivněno také provozní teplotou páry na výstupu z regulačního stupně, která by neměla přesáhnout 400 °C podle doporučení vedoucího práce. V tomto návrhu však $t_{RS,2}$ dosahuje 406 °C viz rovnice (4.106), což zvyšuje nároky na pevnostní rezervu materiálu. Z tohoto důvodu bylo zvolené řešení navrženo jako kompromis mezi mechanickou pevností a tepelnou zátěží, přičemž finální parametry návrhu regulačního stupně po veškerých propojených výpočtech jsou uvedeny v kapitole 6.6.1.

Tahové zatížení vzniká vlivem odstředivé síly, kterou lze rozdělit na složku působící na těleso (list) lopatky a na složku působící na její horní bandáž. Pro konstrukci lopatek i bandáží byl zvolen materiál s hustotou:

$$\rho_{mat} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4.118)$$

Úhlová rychlost rotoru.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314,16 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.119)$$

Výpočet odstředivé síly působící na list lopatky:

$$\begin{aligned} F_{od,l} &= \rho_{mat} \cdot S_R \cdot \frac{D_{RS}}{2} \cdot l_{RS,2} \cdot \omega^2 = \\ &= 7850 \cdot 4,618 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1,08}{2} \cdot 0,0345 \cdot 314,16^2 = 6\,665,55 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.120)$$

Určení tloušťky a středního průměru bandáže:

$$t_b = 0,003 \text{ m} \quad (4.121)$$

$$D_b = D_{RS} + l_{RS,2} + t_b = 1,08 + 0,0345 + 0,003 = 1,118 \text{ m} \quad (4.122)$$

Odstředivá síla působící na jednu lopatku.

$$F_{od,b} = \frac{\rho_{mat} \cdot \pi \cdot D_b \cdot B_R \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2}{z_R} =$$

$$= \frac{7850 \cdot \pi \cdot 1,118 \cdot 0,0293 \cdot \frac{1,118}{2} \cdot 314,16^2}{170} = 786,43 \text{ N} \quad (4.123)$$

Celková odstředivá síla působící na jednu lopatku.

$$F_{od} = F_{od,l} + F_{od,b} = 6\,665,55 + 786,43 = 7\,451,98 \text{ N} \quad (4.124)$$

Na základě doporučení vedoucího práce by tahové napětí za daných provozních podmínek nemělo překročit hodnotu 60 MPa.

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_R} = \frac{7\,451,98}{4,618} \cdot 10^{-2} = 16,14 \text{ MPa} \quad (4.125)$$

4.4 Shrnutí výsledků návrhu regulačního stupně

V tab. 10 jsou uvedeny předběžné výsledky návrhu regulačního stupně pro uvažovaný kondenzační režim v rámci základní varianty tepelného schématu. Konečné hodnoty po propojení s detailním návrhem stupňové části a optimalizací jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 10 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

Označení	Jednotka	Hodnoty
Předběžný návrh		
p_0	bar(a)	58,66
i_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3276,2
s_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,6943
\dot{M}_0	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	45,7
n	min^{-1}	3000
n	s^{-1}	50
D_{RS}	m	1,08
u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	169,65
u/c_{iz}	–	0,45
c_{iz}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	376,99
c_0	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	30,00
$H_{RS,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	70,61
p_{krit}	bar	32,03
$i_{RS,2iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3205,6
$p_{RS,2}$	bar(a)	46,33
$p_{RS,2}/p_0$	–	0,79
φ	–	0,9817
z_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2,58
$i_{RS,1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3208,1
$p_{RS,1}$	bar	46,33
$v_{RS,1}$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,06303

Tab. 10 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

Označení	Jednotka	Hodnoty
α_1	°	15
l_{0t}	m	0,00886
c/a	—	0,1467
δ	—	0,0510
b/a	—	0,0398
s_1	—	1
α	—	3,37
l_{opt}	cm	3,176
l_0	cm	3,200
L_{red}	cm	1,728
η_u	—	0,74
ε	—	0,2769
k	—	2,1
z_5	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,73
ξ_5	—	0,0103
η_{TDi}	—	0,7297
P_i	kW	2354,13
$i_{RS,2}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3224,7
$v_{RS,2}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,06385
$s_{RS,2}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7225
$t_{RS,2}$	°C	408,9
Detailní výpočet A-kola		
ρ	—	0,03
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	68,49
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,12
$i_{RS,1iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3207,7
p_1	bar(a)	46,67
$p_{RS,1}/p_{RS,0}$	—	0,80
Rychlostní trojúhelníky RS		
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	371,33
φ	—	0,9817
c_1	$m \cdot s^{-1}$	364,52
w_1	$m \cdot s^{-1}$	205,41
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	352,10
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	182,46
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	94,35
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	94,35
β_1	°	27,34
ψ	—	0,9443
β_2	°	153,08
$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	210,50
w_2	$m \cdot s^{-1}$	198,77
c_2	$m \cdot s^{-1}$	90,31
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	177,24
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	7,59

Tab. 10 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

Označení	Jednotka	Hodnoty
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	89,99
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	89,99
α_2	°	91,37
$\Delta\alpha$	°	76,37
$\Delta\beta$	°	125,74
Výpočet průtočných průřezů stupně		
$l_{RS,0}$	m	0,0325
Δl	m	0,002
$l_{RS,1}$	m	0,0345
$l_{RS,2}$	m	0,0345
Volba profilů lopatek RS		
TS-1A		
γ_S	°	35
c_S	m	0,05
s_S	m	0,04
s/c_S	—	0,78
B_S	m	0,0410
z_S	—	24
40TR1		
γ_R	°	12,2
c_R	m	0,03
s_R	m	0,02
s/c_R	—	0,66
B_R	m	0,0293
z_R	—	170
S_R	cm^2	4,618
$w_{R,min}$	cm^3	0,8945
Ztráty, účinnost, výkon		
z_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,50
z_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,40
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	4,08
η_u	—	0,874
$k_{tř}$	—	0,00045
S	m^2	0,00839
ξ_5	—	0,0058
ξ_{61}	—	0,0302
ξ_{62}	—	0,0122
ξ_6	—	0,0423
z_b	—	3
δ_a	m	0,002
δ_r	m	0,00308
δ_{ekv}	m	0,00082
ρ_{ξ}	—	0,060
ξ_7	—	0,0745
E_{RS}	$kJ \cdot kg^{-1}$	71,06

Tab. 10 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

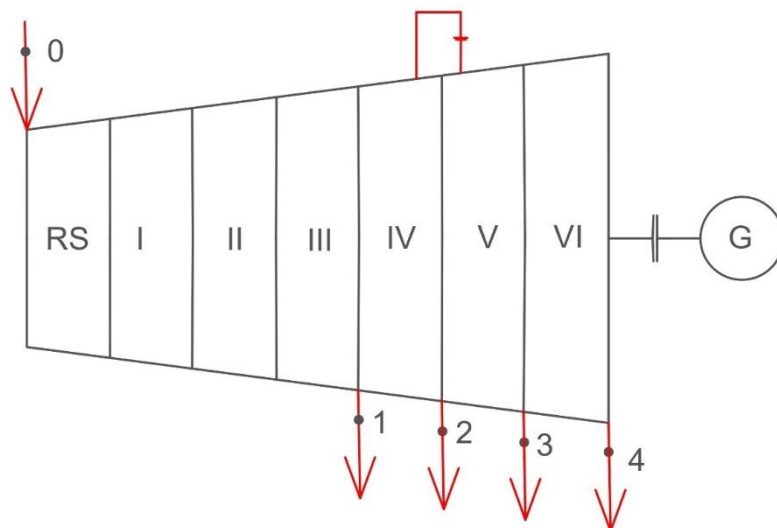
Označení	Jednotka	Hodnoty
η_{TDi}	—	0,7510
$a_{i,RS}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	53,37
$P_{i,RS}$	kW	2438,37
Ψ	—	4,91
Parametry na výstupu z RS		
$i_{RS,2c}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3223,3
$i_{RS,2}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3219,2
$s_{RS,2}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7144
$v_{RS,2}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,06358
$p_{RS,2c}$	$bar(a)$	46,97
Pevnostní výpočet RS		
Ohybové namáhání		
$Z_{R,0}$	—	47
F_u	N	334,92
$\Delta p_{RS,R}$	$bar(a)$	0,34
F_{a1}	N	27,49
F_a^{RS}	N	4151,97
F_c	N	336,04
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	5,80
σ_o	MPa	6,48
Tahové namáhání		
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850
ω	$rad \cdot s^{-1}$	314,16
$F_{od,l}$	N	6665,55
t_b	m	0,003
D_b	m	1,118
$F_{od,b}$	N	786,43
F_{od}	N	7451,98
σ_t	MPa	16,14

5 Předběžný návrh stupňové části

Návrh stupňové části (SČ), podobně jako návrh regulačního stupně, probíhá ve dvou fázích – předběžné a detailní. Cílem předběžného návrhu je stanovit celkový počet stupňů, jejich rozdělení do jednotlivých kuželů a určit vstupní a výstupní geometrické parametry každého kuželu. Při návrhu je nutné respektovat omezení maximálně 10 stupňů a minimálně 2 stupně na jeden kužel.

Návrh probíhá postupně, od prvního kužele k poslednímu, přičemž výstupní parametry jednoho kužele (index 2) slouží jako vstupní hodnoty pro kužel následující (index 1). Během návrhu se sledují hodnoty Parsonsova čísla a tlakového čísla, přičemž stupeň reakce je uvažován jako konstantní s hodnotou $\rho = 0,5 [-]$, což odpovídá přetlakovému lopatkování s rovnoměrnou izentropickou expanzí na statoru a rotoru.

První část turbíny byla rozdělena do tří kuželů z důvodu zpracování vysokého tlakového a entalpického spádu a ulehčení optimalizace průtočných kanálů v detailním návrhu. Tento entalpický a tlakový spád vychází z jejich hodnot na výstupu z regulačního stupně a z požadavku na realizaci prvního odběru pro odplynění. Předběžné schéma rozdělení kuželů v turbíně je znázorněno na obr. 31.



Obr. 31 Kužely parní turbíny u předběžného návrhu SČ

5.1 Vzorový výpočet prvního kužele

Postup výpočtu prvního kužele je popsán pro kondenzační režim. Výpočet dalších kuželů probíhá stejným způsobem, přičemž výstupní hodnoty z jednoho kužele slouží jako vstupní hodnoty pro kužel následující. Výsledky předběžného návrhu jsou uvedeny v tab. 11 a slouží pouze jako orientační vstupy pro detailní návrh, přičemž klíčové hodnoty budou určeny až na základě výsledků detailního návrhu.

5.1.1 Parametry na vstupu a výstupu z kužele

Do každého kužele vstupuje pára s parametry na výstupu z předešlého kužele. První kužel však leží na začátku stupňové části turbíny, a vstupními parametry páry jsou hodnoty na výstupu z regulačního stupně.

$$p_1^I = p_{RS,2} = 46,33 \text{ bar}(a) \quad (5.1)$$

$$i_1^I = i_{RS,2} = 3219,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.2)$$

$$t_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 406,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.3)$$

$$s_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 6,76144 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.4)$$

$$v_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 0,06358 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.5)$$

$$\dot{M}^I = \dot{M}_0 = 45,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.6)$$

Z důvodu velkého tlakového spádu byla první část rozdělena na tři kužely se dvěma vhodně zvolenými tlaky na výstupu z nich. Tlaky na výstupu z ostatních kuželů jsou dány odběry páry.

Zvolený tlak na výstupu z prvního kužele.

$$p_n^I = 28,00 \text{ bar}(a) \quad (5.7)$$

Zvolený tlak na výstupu z druhého kužele.

$$p_n^{II} = 12,00 \text{ bar}(a) \quad (5.8)$$

Tlak na výstupu z třetího kužele odpovídá tlaku v prvním odběru.

$$p_n^{III} = p_1 = 2,05 \text{ bar}(a) \quad (5.9)$$

Určení entalpie a teploty páry na výstupu z prvního kužele při izoentropické expanzi.

$$i_{n,iz}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 3078,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.10)$$

$$t_{n,iz}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 332,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.11)$$

Z toho vychází izoentropický spád na prvním kuželu:

$$H_{iz}^I = i_1^I - i_{n,iz}^I = 3219,2 - 3078,9 = 140,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.12)$$

5.1.2 Návrh geometrie výpočet rychlostí v prvním kuželu

Délka první lopatky se volí minimálně 20 mm.

$$l_1^I = 0,06 \text{ m} \quad (5.13)$$

Určený patní průměr je pro celý kužel konstantní.

$$D_p^I = D_{1,p}^I = D_{n,p}^I = 0,73 \text{ m} \quad (5.14)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu do kužele.

$$D_1^I = D_{1,p}^I + l_1^I = 0,73 + 0,06 = 0,79 \text{ m} \quad (5.15)$$

Délka poslední lopatky prvního kužele se volí tak, aby poměr l_n^I/D_n^I nepřesahoval maximální hodnotu 0,1 až 0,125. Tato podmínka zajišťuje, že bude možné použít prizmatické lopatky v prvním kuželu.

$$l_n^I = 0,09 \text{ m} \quad (5.16)$$

Z toho vychází střední průměr na konci kužele:

$$D_n^I = D_{n,p}^I + l_n^I = 0,73 + 0,09 = 0,82 \text{ m} \quad (5.17)$$

Kontrola poměru l_n^I/D_n^I .

$$\frac{l_n^I}{D_n^I} = \frac{0,09}{0,82} = 0,110 [-] < 0,125 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.18)$$

Podmínka je splněna, a v prvním kuželu lze tedy použít prizmatické lopatky. V následujících kuželech však tato podmínka již není splněna, a měly by být použity lopatky nakrucované, které lépe reflektují prostorový charakter proudění. Nicméně jejich návrh není předmětem této práce, a proto jsou ve výpočtu i nadále uvažovány prizmatické lopatky s výpočtem ke střednímu průměru.

Výpočet vstupních a výstupních hlavových průměrů prvního kužele.

$$D_{1,h}^I = D_1^I + l_1^I = 0,79 + 0,06 = 0,85 \text{ m} \quad (5.19)$$

$$D_{n,h}^I = D_n^I + l_n^I = 0,82 + 0,09 = 0,91 \text{ m} \quad (5.20)$$

Zvolený počet stupňů v kuželi I.

$$z^I = 6 [-] \quad (5.21)$$

Střední obvodová rychlost.

$$\begin{aligned} u_s^I &= \pi \cdot \left(\frac{D_1^I + D_n^I}{2} \right) \cdot n = \\ &= \pi \cdot \left(\frac{0,79 + 0,82}{2} \right) \cdot 50 = 126,45 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (5.22)$$

Střední hodnota Parsonsova čísla by měla ležet v intervalu přibližně $(0,6 \div 0,85)$ [7].

$$Pa_s^I = \frac{z^I \cdot (u_s^I)^2}{H_{I,iz}} = \frac{6 \cdot 126,45^2}{140,3} = 0,684 [-] \quad (5.23)$$

Pokles Parsonsova čísla u prvního a posledního stupně lze očekávat přibližně o $5 \div 10 \%$.

$$Pa_1^I = 0,9 \cdot Pa_s = 0,9 \cdot 0,609 = 0,615 [-] \quad (5.24)$$

$$Pa_n^I = 0,9 \cdot Pa_s = 0,9 \cdot 0,609 = 0,615 [-] \quad (5.25)$$

Rychlostní poměr c_a/u na vstupu a výstupu z kužele.

$$\begin{aligned} \left(\frac{c_a}{u} \right)_1^I &= \frac{\dot{M}^I \cdot v_1^I}{(\pi \cdot D_1^I)^2 \cdot n \cdot l_1^I} = \\ &= \frac{45,7 \cdot 0,06358}{(\pi \cdot 0,79)^2 \cdot 50 \cdot 0,06} = 0,157 [-] \end{aligned} \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{c_a}{u} \right)_n^I &= \frac{\dot{M}^I \cdot v_{n,iz}^I}{(\pi \cdot D_n^I)^2 \cdot n \cdot l_n^I} = \\ &= \frac{45,7 \cdot 0,09400}{(\pi \cdot 0,82)^2 \cdot 50 \cdot 0,09} = 0,144 [-] \end{aligned} \quad (5.27)$$

Na základě vypočtených rychlostních poměrů se odečítají hodnoty výstupního úhlu statorových lopatek prvního stupně z diagramu *obr. 5.11* ve zdroji [7]. Vyšší hodnota tohoto úhlu značí větší odlehčení lopatkové řady, avšak zároveň dochází ke snížení vykonané práce. Na začátku turbíny jsou nevhodnější co nejmenší úhly, přičemž ve směru proudění páry by se měly postupně zvětšovat až k maximálním přípustným hodnotám na konci turbíny.

Hodnoty úhlů α na vstupu a výstupu v prvním kuželi.

$$\alpha_1^I = f \left(Pa_1^I; \left(\frac{c_a}{u} \right)_1^I \right) = 10^\circ \quad (5.28)$$

$$\alpha_n^I = f \left(Pa_n^I; \left(\frac{c_a}{u} \right)_n^I \right) = 12^\circ \quad (5.29)$$

Kontrola obvodové rychlosti, která by neměla překročit hodnotu $200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$u_p^I = \pi \cdot D_p^I \cdot n = \pi \cdot 0,73 \cdot 50 = 114,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.30)$$

5.1.3 Ztráty, účinnost a výkon prvního kužele

Ztráty v lopatkování jednotlivých kuželů se stanovují jako střední hodnota ztrát na vstupu a výstupu z daného kužele.

Pro výpočet ztrát radiální mezerou je nutné znát velikost radiálních vůlí včetně uvažovaných tolerancí, které jsou určeny podle zdroje [7],

$$x_1 = 0,3 \text{ mm} \quad (5.31)$$

$$x_n = 0,3 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Radiální vůle na vstupu a výstupu z kužele.

$$k_1^I = D_{1,h}^I + x_1 = 0,85 + 0,3 = 1,15 \text{ mm} \quad (5.33)$$

$$k_n^I = D_{n,h}^I + x_n = 0,91 + 0,3 = 1,21 \text{ mm} \quad (5.34)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou na vstupu a výstupu z kužele.

$$\xi_{k,1}^I = \frac{0,3 + k_1^I}{l_1^I} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,15}{0,06 \cdot 1000} \cdot 4,5 = 0,1088 [-] \quad (5.35)$$

$$\xi_{k,n}^I = \frac{0,3 + k_n^I}{l_n^I} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,21}{0,09 \cdot 1000} \cdot 4,5 = 0,1133 [-] \quad (5.36)$$

Střední hodnota poměrné ztráty radiální mezerou.

$$\xi_k^I = \left(\frac{\xi_{k,1}^I + \xi_{k,n}^I}{2} \right) = \frac{0,1088 + 0,1133}{2} = 0,1110 [-] \quad (5.37)$$

Poměrná ztráta rozvějířením na vstupu a výstupu z kužele.

$$\xi_{v,1}^I = \left(\frac{l_1^I}{D_1^I} \right)^2 = \left(\frac{0,06}{0,79} \right)^2 = 0,0058 [-] \quad (5.38)$$

$$\xi_{v,n}^I = \left(\frac{l_n^I}{D_n^I} \right)^2 = \left(\frac{0,09}{0,82} \right)^2 = 0,0120 [-] \quad (5.39)$$

Jejich střední hodnota:

$$\xi_v^I = \left(\frac{\xi_{v,1}^I + \xi_{v,n}^I}{2} \right) = \left(\frac{0,0058 + 0,0120}{2} \right) = 0,0089 [-] \quad (5.40)$$

Poslední uvažovanou ztrátou je ztráta způsobená vlhkostí páry. Pro její výpočet je nutné znát suchost páry na vstupu a výstupu z kužele.

$$x_1^I = f(p_1^I; s_1^I) = 1,00 [-] \quad (5.41)$$

$$x_n^I = f(p_n^I; s_n^I) = 1,00 [-] \quad (5.42)$$

Ztráta způsobená vlhkostí páry se u prvního kužele neuvažuje, jelikož pracuje v oblasti přehřáté páry. Významně se však projevuje u posledních stupňů parní turbíny, a proto je uveden vzorový výpočet této ztráty.

$$\xi_x^I = \left(1 - \frac{x_1^I + x_n^I}{2} \right) = \left(1 - \frac{1 + 1}{2} \right) = 0 [-] \quad (5.43)$$

Část tepla vzniklého ve stupni v důsledku ztrát se dále využívá v následujících stupních. Tento jev je označován jako zpětné využití ztrát a pro jeho zohlednění se zavádí součinitel zpětného využití ztrát, tzv. reheat factor. Hodnota reheat faktoru $(1 + f)$ se na počátku volí v rozmezí $(1,02 \div 1,08)$, přičemž přesná hodnota se následně dopočítá na základě vztahu:

$$\begin{aligned} (1 + f)^I &= 1 + \frac{z - 1}{z} \cdot (1 - \eta_i^I) \cdot \frac{t_1^I - t_{n,iz}^I}{T_1^I + T_n^I} = \\ &= 1 + \frac{6 - 1}{6} \cdot (1 - 0,84) \cdot \frac{406,6 - 332,3}{(406,6 + 273,15) + (332,3 + 273,15)} = \\ &= 1,008 [-] \end{aligned} \quad (5.44)$$

Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku se určuje na základě hodnoty Parsonsova čísla pomocí diagramu na obr. 5.16 ve zdroji [7].

$$\eta_{\infty}^l = f(Pa_s^l) = 0,945 [-] \quad (5.45)$$

Stanovení vnitřní účinnosti prvního kužele.

$$\begin{aligned} \eta_i^l &= \eta_{\infty}^l \cdot (1 + f)^l \cdot (1 - \xi_k^l - \xi_v^l - \xi_x^l) = \\ &= 0,945 \cdot 1,008 \cdot (1 - 0,1110 - 0,0089 - 0) = 0,84 [-] \end{aligned} \quad (5.46)$$

Skutečný entalpický spád na kužel.

$$H_i^l = H_{iz}^l \cdot \eta_i^l = 140,3 \cdot 0,84 = 117,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.47)$$

Určení parametrů na výstupu z kužele:

$$i_n^l = i_1^l - H_i^l = 3219,2 - 117,6 = 3\,101,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.48)$$

$$t_n^l = f(i_n^l; p_n^l) = 341,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.49)$$

$$s_n^l = f(i_n^l; p_n^l) = 6,7516 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.50)$$

$$v_n^l = f(i_n^l; p_n^l) = 0,09587 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.51)$$

Vnitřní výkon kužele.

$$P_i^l = H_i^l \cdot \dot{M}^l = 117,6 \cdot 45,7 = 5\,372,77 \text{ kW} \quad (5.52)$$

Na závěr se provede kontrola středního tlakového čísla, jehož hodnota by měla v případě reakčního lopatkování předběžně spadat do intervalu $\{2 \div 4\}$.

$$\psi^l = \frac{2 \cdot H_{iz}^l}{z^l \cdot (u_s^l)^2} = \frac{2 \cdot 140,3 \cdot 1000}{6 \cdot 126,45^2} = 2,92 [-] \quad (5.53)$$

5.1.4 Výpočet ztráty výstupní rychlostní v posledním kuželu

U posledního kužele je nutné do výpočtu zahrnout také ztrátu výstupní rychlostí, která se u předchozích kuželů neuvažuje, neboť jejich výstupní rychlost je dále využita v následujícím kuželu. Výpočet této ztráty probíhá následovně:

Výpočet entalpie a měrného objemu páry na výstupu z posledního kužele.

$$i_n^{VI} = i_1^{VI} - H_{iz}^{VI} \cdot \eta_i^{VI} = \quad (5.54)$$

$$= 2438,4 - 224,2 \cdot 0,67 = 2287,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_n^{VI} = f(i_n^{VI}; p_n^{VI}) = 17,178 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.55)$$

Axiální složka výstupní rychlosti z kužele se určuje na základě rovnice kontinuity.

$$c_{2a,n}^{VI} = \frac{\dot{M}^{VI} \cdot v_n^{VI}}{\pi \cdot D_n^{VI} \cdot l_n^{VI}} = \frac{40,1 \cdot 17,178}{\pi \cdot 1,85 \cdot 0,8} = 148,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.56)$$

Absolutní výstupní rychlost z kužele.

$$c_{2,n}^{VI} = c_{2a,n}^{VI} \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_n^{VI}) - \left(\left(\frac{c_a}{u} \right)_n^{VI} \right)^{-1} \right]^2 + 1} = \quad (5.57)$$

$$= 148,04 \cdot \sqrt{[\cotg(29^\circ) - 0,492^{-1}]^2 + 1} = 151,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet ztráty výstupní rychlostí.

$$z_c^{VI} = \frac{(c_{2,n}^{VI})^2}{2} = \frac{151,88^2}{2 \cdot 1000} = 11,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.58)$$

Skutečný entalpický spád v posledním kuželi:

$$H_i^{VI} = H_{iz}^{VI} \cdot \eta_i^{VI} - z_c^{VI} \quad (5.59)$$

$$H_i^{VI} = 224,2 \cdot 0,67 - 11,5 = 139,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní výkon posledního kužele.

$$P_i^{VI} = H_i^{VI} \cdot \dot{M}^{VI} = 139,4 \cdot 40,1 = 5\,584,55 \text{ kW} \quad (5.60)$$

5.2 Shrnutí výsledků předběžného návrhu stupňové části

V tab. 11 jsou uvedeny výsledky předběžného návrhu jednotlivých kuželů pro kondenzační režim zpracující celý tepelný výkon. Tyto hodnoty slouží jako počáteční vstupní údaje pro detailní návrh, v jehož rámci budou dále optimalizovány.

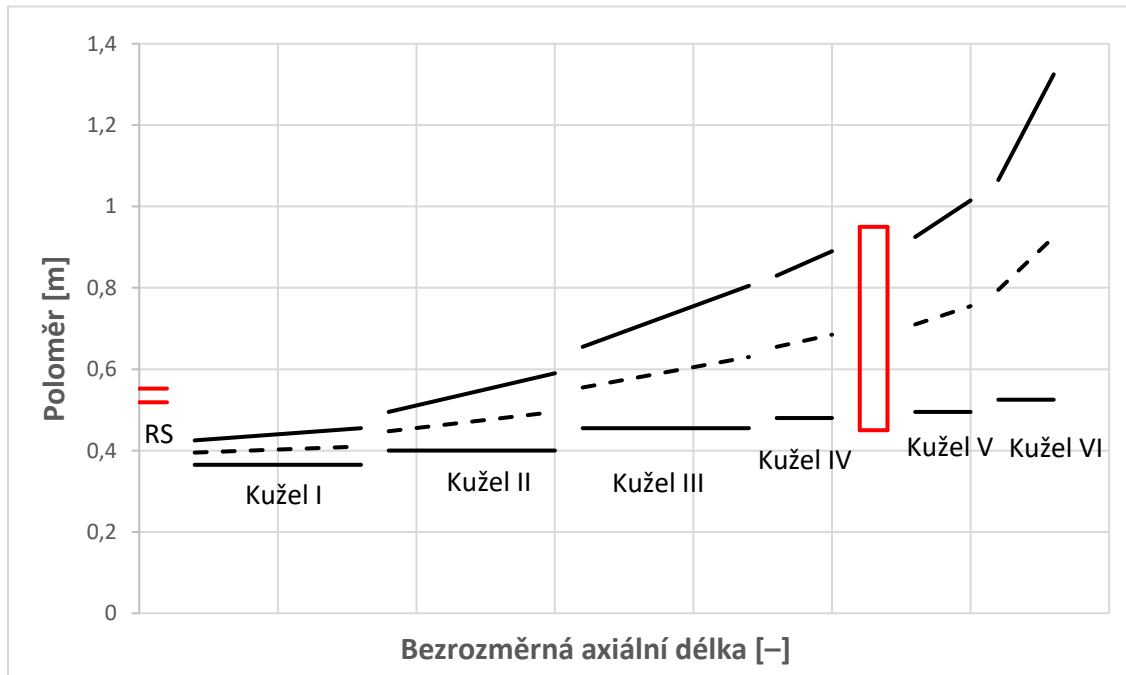
Tab. 11 Výsledky předběžného návrhu stupňové části

Ozn.	Jednotka	I	II	III	IV	V	VI
p_1	bar(a)	46,33	28,00	12,00	2,05	0,898	0,395
t_1	°C	3219,2	3101,6	2924,3	2639,2	2531,4	2438,4
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	406,6	341,9	245,0	121,1	96,6	75,6
s_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	6,7144	6,7516	6,8096	6,9449	7,0194	7,1074
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,06358	0,09587	0,19019	0,83725	1,7581	3,6942
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	45,7	45,7	45,7	44,18	42,43	40,07
p_n	bar(a)	28,00	12,00	2,05	0,898	0,395	0,0739
$v_{n,iz}$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,09400	0,18444	0,81632	1,7353	3,6407	16,5837
$i_{n,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3078,9	2894,7	2585,9	2503,8	2407,6	2214,1
$t_{n,iz}$	°C	332,3	232,2	121,1	96,6	75,6	40,0
H_{iz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	140,3	206,9	338,4	135,4	123,7	224,2
l_1	m	0,06	0,095	0,2	0,35	0,43	0,54
$D_{1,p}$	m	0,73	0,80	0,91	0,96	0,99	1,05
$D_{n,p}$	m	0,73	0,80	0,91	0,96	0,99	1,05
D_1	m	0,79	0,90	1,11	1,31	1,42	1,59
D_n	m	0,09	0,19	0,35	0,41	0,52	0,8
l_n	m	0,82	0,99	1,26	1,37	1,51	1,85
l_n/D_n	—	0,110	0,192	0,278	0,299	0,344	0,432
$D_{1,h}$	m	0,85	0,99	1,31	1,66	1,85	2,13
$D_{n,h}$	m	0,91	1,18	1,61	1,78	2,03	2,65
z	—	6	6	6	2	2	2
u_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	126,45	148,05	186,14	210,49	230,12	270,18
Pa_s	—	0,684	0,636	0,614	0,655	0,856	0,651
Pa_1	—	0,615	0,572	0,553	0,589	0,770	0,586
Pa_n	—	0,615	0,572	0,553	0,589	0,770	0,586
$(c/u)_1$	—	0,157	0,117	0,071	0,125	0,174	0,220
$(c/u)_n$	—	0,144	0,092	0,136	0,202	0,264	0,492
α_1	°	10	12	14	14	16	19
α_n	°	12	13	17	16	18	29
u_p	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	114,67	125,66	142,94	150,80	155,51	164,93
Ztráty, účinnost a výkon							
x	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	1,15	1,29	1,61	1,96	2,15	2,43
k_n	mm	1,21	1,48	1,91	2,08	2,33	2,95

Tab. 11 Výsledky předběžného návrhu stupňové části

Ozn.	Jednotka	I	II	III	IV	V	VI
$\xi_{k,1}$	—	0,1088	0,0753	0,0430	0,0291	0,0256	0,0228
$\xi_{k,n}$	—	0,1133	0,0843	0,0497	0,0306	0,0275	0,0271
ξ_k	—	0,1110	0,0798	0,0464	0,0298	0,0266	0,0249
$\xi_{v,1}$	—	0,0058	0,0113	0,0325	0,0714	0,0917	0,1153
$\xi_{v,n}$	—	0,0120	0,0368	0,0772	0,0896	0,1186	0,1870
ξ_v	—	0,0089	0,0240	0,0548	0,0805	0,1051	0,1512
x_1	—	1,000	1,000	1,000	0,969	0,939	0,915
x_n	—	1,000	1,000	0,945	0,927	0,902	0,851
ξ_x	—	0,0000	0,0000	0,0276	0,0522	0,0798	0,1172
$(1 + f)$	—	1,008	1,012	1,018	1,003	1,004	1,009
η_∞	—	0,945	0,945	0,95	0,948	0,95	0,944
η_i	—	0,84	0,86	0,84	0,80	0,75	0,67
i_n	$kJ \cdot kg^{-1}$	3101,6	2924,3	2639,2	2531,4	2438,4	2287,4
t_n	$^\circ C$	341,9	245,0	121,1	96,6	75,6	40,0
s_n	$kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}$	6,7516	6,8096	6,9449	7,0194	7,1074	7,3416
v_n	$kg \cdot m^{-3}$	0,09587	0,19019	0,83725	1,75805	3,69416	17,178
$c_{2a,n}$	$m \cdot s^{-1}$	—	—	—	—	—	148,04
$c_{2,n}$	$m \cdot s^{-1}$	—	—	—	—	—	151,88
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	—	—	—	—	—	11,5
H_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	117,6	177,3	285,1	107,8	93,0	139,4
P_i	kW	5372,77	8100,27	13026,61	4763,47	3947,16	5584,55
ψ	—	2,92	3,15	3,26	3,06	2,34	3,07

Na obr. 32 je znázorněno schéma průtočného kanálu z předběžného návrhu stupňovité části i regulačního stupně, včetně vyznačených odběrů. Vzhledem k tomu, že nebyly zvoleny konkrétní profily lopatek, je horizontální osa zobrazena v bezrozměrné délce.



Obr. 32 Tvar průtočného průřezu turbíny po předběžném návrhu

6 Detailní návrh stupňové části

Detailní návrh reakčního lopatkování stupňové části bude proveden na základě metody c_a/u popsané v literatuře [7], přičemž tato metoda je dále upravena tak, aby nemusela být předpokládána konstantní hodnota stupně reakce $\rho = 0,5$, ale mohla být stanovena přesněji na základě výpočtu. Vzhledem k délce lopatek u posledních stupňů by sice bylo vhodné uvažovat nakrucované lopatky a provádět výpočet ve více referenčních rovinách po výšce lopatky, nicméně tato práce se omezuje pouze na výpočet proudění na středním průměru.

Výpočet postupuje od posledního stupně směrem k prvnímu, přičemž pro každý stupeň je veden zvlášť. Vstupními parametry pro detailní návrh jsou hodnoty získané z předběžného návrhu, které slouží jako výchozí pro první iteraci. Tyto hodnoty jsou dále upravovány s cílem dosažení optimální kombinace parametrů, jako je tlakové číslo, stupeň reakce, Machovo číslo a vnitřní účinnost jednotlivých stupňů, při současném splnění základních pevnostních požadavků. Výsledky detailního výpočtu jsou následně propojeny s výpočtem ostatních částí návrhu turbíny, jako je tepelné schéma, regulační stupeň, vyrovnávací píst a ucpávky, přičemž tyto části jsou dále optimalizovány jako jeden celek.

Postup výpočtu je v jednotlivých podkapitolách podrobně ilustrován na příkladu posledního stupně, který je navrhován samostatně, přestože bude umístěn v kuželu o třech stupních, aby byl lépe reflektován velký nárůst měrného objemu, resp. bylo jednodušší optimalizovat geometrii průtočného kanálu. Výsledky pro ostatní stupně jsou shrnuty v přehledných tabulkách.

6.1 Volba profilů lopatek

Pro provedení detailního návrhu je nezbytné nejprve stanovit geometrii průtočného kanálu, což zahrnuje i volbu konkrétních profilů lopatek. Výběr profilů byl proveden na základě údajů z literatury [7], konkrétně z *tab. 10.1*. V rámci první iterace byly profily zpočátku pouze odhadnuty a následně upřesněny na základě výsledků pevnostní analýzy. Ukázalo se však, že u posledních stupňů překračují hodnoty ohybového napětí i přípustné meze nejpevnějších standardních profilů (např. profily s označením 1560). Z tohoto důvodu byly ve spolupráci s vedoucím práce zvoleny profily upravené, které jsou označovány v dalších částech práce písmenem „x0“. A to jeden prizmatický (560.x0) a jeden nakrucovaný (1560.x0). Tyto modifikované profily jsou uvedeny v tabulkách.

Kromě údajů převzatých přímo z tabulek profilů je rovněž nutné stanovit další geometrické parametry výpočtem.

Úhel profilu γ se stanovuje v závislosti na voleném výstupním úhlu ze statorových lopatek dle doporučení uvedeného v *tab. 12*.

Tab. 12 Závislost úhlu natočení γ na úhlu α_1 nebo Beta

Veličina	Jednotka	Hodnota							
α_1 a β_2	[°]	do 14,0	do 18,5	do 21,5	do 24,5	do 26,9	do 34,5	do 36	
γ	[°]	49,0	44,5	41,5	38,5	35,0	30,0	25,0	

Šířka profilu se vypočítá na základě tabulkových hodnot úhlu natočení profilu a délky tětiny.

$$B = c \cdot \cos \gamma \quad [m] \quad (6.1)$$

Počet lopatek v řadě se určí pomocí vztahu,

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{s} \quad [-] \quad (6.2)$$

kde hodnota s ve jmenovateli označuje rozteč a je určená z tabulek profilů. Počet lopatek z se zaokrouhlí na celé číslo a následně se vypočítá skutečná rozteč lopatek.

$$s_{skut} = \frac{\pi \cdot D_S}{z} [m] \quad (6.3)$$

Výsledné hodnoty stanovené pomocí těchto vztahů, spolu s přepočtenou poměrnou roztečí s_{skut}/c a ostatními parametry získanými z literatury [7] pro jednotlivé profily lopatek, jsou uvedeny v tab. 13. Uvedené hodnoty jsou již po optimalizaci návrhu.

Tab. 13 Jednotlivé profily lopatek

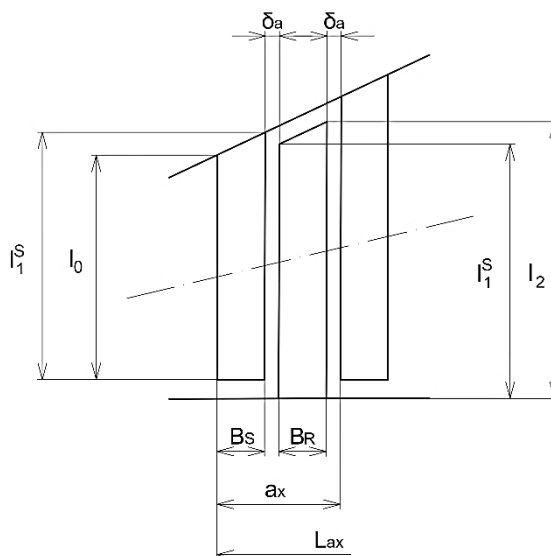
Kuž.	Stup.	Řada	Profil	B [mm]	s/c [-]	c [mm]	s_{skut} [mm]	γ [°]	w_{min} [cm ³]	S [cm ²]	z [-]
VII	33	66	1560.x0	35,51	0,75	41,0	30,7	30,0	2,8800	3,7400	158
		65	1560.x0	35,51	0,75	41,0	30,9	30,0	2,8800	3,7400	149
VI	32	64	1560.x0	33,59	0,75	41,0	30,7	35,0	2,8800	3,7400	146
		63	1560.x0	33,59	0,75	41,0	30,8	35,0	2,8800	3,7400	142
	31	62	1560.x0	32,09	0,75	41,0	30,9	38,5	2,8800	3,7400	138
		61	1560.x0	32,09	0,75	41,0	30,8	38,5	2,8800	3,7400	135
V	30	60	560.x0	30,56	0,75	40,8	30,7	41,5	1,3800	8,2400	131
		59	560.x0	30,56	0,75	40,8	30,6	41,5	1,3800	8,2400	129
	29	58	560.x0	30,56	0,75	40,8	30,5	41,5	1,3800	8,2400	127
		57	560.x0	30,56	0,75	40,8	30,6	41,5	1,3800	8,2400	124
IV	28	56	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,7	44,5	1,3800	8,2400	117
		55	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,7	44,5	1,3800	8,2400	114
	27	54	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,7	44,5	1,3800	8,2400	113
		53	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,5	44,5	1,3800	8,2400	113
	26	52	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	1,3800	8,2400	111
		51	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,7	44,5	1,3800	8,2400	109
III	25	50	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	1,3800	8,2400	106
		49	PB 560	32,52	0,75	45,6	34,3	44,5	0,4600	3,2300	94
	24	48	560.x0	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	1,3800	8,2400	104
		47	PB 550	27,96	0,75	39,2	29,4	44,5	0,2915	2,3850	108
	23	46	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,2	49,0	0,4600	3,2300	92
		45	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,5	49,0	0,2915	2,3850	106
	22	44	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,2	49,0	0,4600	3,2300	91
		43	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,4	49,0	0,2915	2,3850	105
	21	42	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,1	49,0	0,4600	3,2300	90
		41	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,3	49,0	0,2915	2,3850	104
	20	40	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,4	49,0	0,4600	3,2300	88
		39	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,4	49,0	0,2915	2,3850	102
	19	38	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,3	49,0	0,4600	3,2300	87
		37	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,3	49,0	0,2915	2,3850	101
II	18	36	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,3	49,0	0,2915	2,3850	98
		35	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,2	49,0	0,1439	1,4960	123
	17	34	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,3	49,0	0,2915	2,3850	97
		33	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,3	49,0	0,1439	1,4960	122
	16	32	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,5	49,0	0,2915	2,3850	96
		31	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,3	49,0	0,1439	1,4960	121
	15	30	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,3	49,0	0,2915	2,3850	96
		29	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,2	49,0	0,1439	1,4960	121
	14	28	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,4	49,0	0,2915	2,3850	95
		27	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,2	49,0	0,1439	1,4960	120
	13	26	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,2	49,0	0,1439	1,4960	120
		25	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	138

Tab. 13 Jednotlivé profily lopatek

Kuž.	Stup.	Řada	Profil	B [mm]	s/c [-]	c [mm]	S _{skut} [mm]	γ [°]	W _{min} [cm ³]	S [cm ²]	z [-]	
I	12	24	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,2	49,0	0,1439	1,4960	119	
		23	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	137	
	11	22	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,3	49,0	0,1439	1,4960	118	
		21	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,0	49,0	0,0930	1,1150	137	
	10	20	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,2	49,0	0,1439	1,4960	118	
		19	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	136	
	9	18	PB 540	20,34	0,75	31,0	23,3	49,0	0,1439	1,4960	117	
		17	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	135	
	I	8	16	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	130
			15	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	156
		7	14	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	130
			13	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	155
		6	12	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,0	49,0	0,0930	1,1150	130
			11	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	155
		5	10	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,2	49,0	0,0930	1,1150	129
			9	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	155
4		8	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	129	
		7	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	154	
3		6	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49,0	0,0930	1,1150	129	
		5	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	154	
2		4	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,0	49,0	0,0930	1,1150	129	
		3	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	154	
1		2	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,2	49,0	0,0930	1,1150	128	
		1	PB 520	14,70	0,75	22,4	16,8	49,0	0,0543	0,7800	153	

6.2 Vstupní geometrie

V detailním návrhu se vychází z geometrie získané v předběžném návrhu, kterou bylo nutné upravit v rámci optimalizace. Byly měněny hodnoty délek jednotlivých lopatek, patní průměry i výstupní úhly v jednotlivých řadách, aby byly splněny podmínky pro tlaková čísla, stupně reakce atd. Na obr. 33 je zobrazeno schéma značení rozměrů průtočného kanálu.



Obr. 33 Značení rozměrů průtočného kanálu

Axiální délka kužele je určena součtem všech šířek profilů lopatek v kuželu pro rotor a stator, včetně axiálních mezer mezi nimi,

$$L_{ax} = \sum_{i=1}^{2 \cdot z} B_i + \sum_{i=1}^{2 \cdot (z-1)} \delta_{a,i} \quad [m] \quad (6.4)$$

kde axiální mezera δ_a mezi řadami lopatek je

$$\delta_a = \frac{B}{3} + 0,25 \quad [mm] \quad (6.5)$$

Pro optimalizační iterace je volen nejprve konstantní patní průměr D_p , délka vstupní lopatky l_0 první statorové lopatky v kuželu, je délka výstupní hrany poslední rotorové lopatky l_2 v kuželu a následně, pomocí lineární interpolace mezi délkami lopatek na vstupu a výstupu z kužele, jsou určeny zbývající délky jednotlivých lopatek mezi nimi pomocí vztahu,

$$l_x = l_1 + (l_0 - l_1) \cdot \frac{a_x}{L_{ax}} \quad [m] \quad (6.6)$$

kde a_x je potom axiální poloha počítané délky lopatky.

Základní vstupní geometrie turbíny pro celý tepelný výkon je znázorněna v tab. 14 po optimalizaci.

Tab. 14 Základní geometrie turbíny

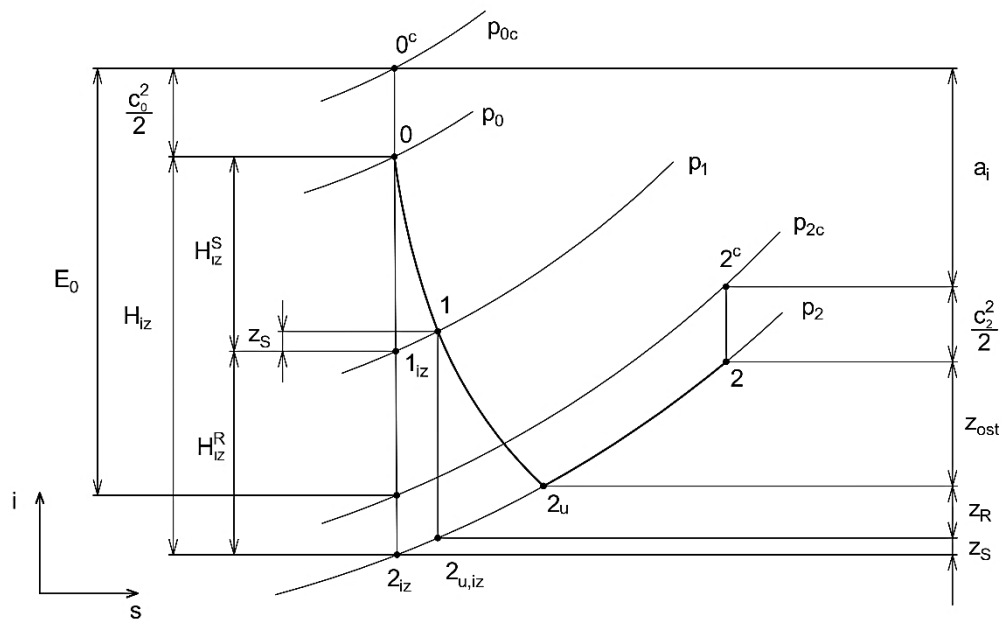
Kužel	Stup.	Řada	l_1 [m]	l_n [m]	δ_a [mm]	L_{ax} [m]	D_p [m]	α_1 [°]	β_2 [°]
VII	33	66	0,590	0,700		0,083	0,90	33,00	32,20
		65	0,540	0,590	12,09		0,90		
VI	32	64	0,513	0,540		0,165	0,90	26,00	29,90
		63	0,478	0,505	11,45		0,90		
	31	62	0,444	0,469	10,95		0,90	21,70	24,00
		61	0,410	0,435	10,95		0,90		
V	30	60	0,381	0,399		0,154	0,89	20,40	23,05
		59	0,358	0,375	10,44		0,89		
	29	58	0,334	0,351	10,44		0,89	19,25	20,40
		57	0,310	0,328	10,44		0,89		
IV	28	56	0,288	0,300		0,224	0,85	17,70	18,85
		55	0,241	0,284	9,95		0,85		
	27	54	0,241	0,269	9,95		0,85	16,50	17,30
		53	0,241	0,253	9,95		0,85		
	26	52	0,226	0,237	9,95		0,85	15,90	16,40
		51	0,210	0,222	9,95		0,85		
III	25	50	0,200	0,205		0,523	0,83	15,30	16,25
		49	0,192	0,198	11,09		0,83		
	24	48	0,185	0,190	9,95		0,83	14,25	14,95
		47	0,178	0,183	9,57		0,83		
	23	46	0,171	0,176	10,22		0,83	13,35	13,90
		45	0,164	0,169	8,82		0,83		
	22	44	0,157	0,163	10,22		0,83	12,63	13,10
		43	0,151	0,155	8,82		0,83		
	21	42	0,143	0,149	10,22		0,83	12,20	12,50
		41	0,137	0,142	8,82		0,83		
	20	40	0,130	0,136	10,22		0,83	12,10	12,28
		39	0,124	0,128	8,82		0,83		

Tab. 14 Základní geometrie turbíny

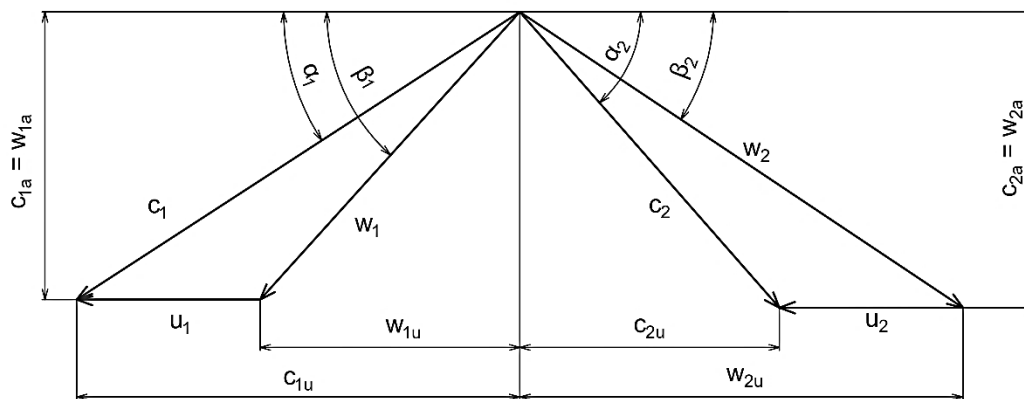
Kužel	Stup.	Řada	l_1 [m]	l_n [m]	δ_a [mm]	L_{ax} [m]	D_p [m]	α_1 [°]	β_2 [°]
II	19	38	0,116	0,122	10,22	0,588	0,83	12,30	12,30
		37	0,110	0,115	8,82		0,83		
	18	36	0,100	0,105			0,81	13,60	13,60
		35	0,098	0,099	7,03		0,81		
	17	34	0,095	0,097	8,82		0,81	13,10	13,45
		33	0,092	0,094	7,03		0,81		
	16	32	0,089	0,092	8,82		0,81	12,68	13,00
		31	0,087	0,089	7,03		0,81		
	15	30	0,084	0,086	8,82		0,81	12,37	12,60
		29	0,081	0,083	7,03		0,81		
	14	28	0,079	0,081	8,82		0,81	12,20	12,35
		27	0,076	0,078	7,03		0,81		
	13	26	0,074	0,076	7,03		0,81	11,97	12,20
		25	0,072	0,073	6,11		0,81		
	12	24	0,069	0,071	7,03		0,81	11,78	11,95
		23	0,067	0,069	6,11		0,81		
	11	22	0,065	0,067	7,03		0,81	11,65	11,80
		21	0,063	0,064	6,11		0,81		
	10	20	0,060	0,062	7,03		0,81	11,60	11,70
19		0,058	0,060	6,11	0,81				
9	18	0,056	0,058	7,03	0,81	11,65	11,70		
	17	0,054	0,056	6,11	0,81				
I	8	16	0,052	0,053		0,342	0,78	12,40	12,75
		15	0,052	0,052	5,15		0,78		
	7	14	0,051	0,051	6,11		0,78	11,97	12,30
		13	0,050	0,050	5,15		0,78		
	6	12	0,049	0,050	6,11		0,78	11,57	11,90
		11	0,048	0,049	5,15		0,78		
	5	10	0,047	0,048	6,11		0,78	11,22	11,50
		9	0,047	0,047	5,15		0,78		
	4	8	0,046	0,046	6,11		0,78	10,93	11,20
		7	0,045	0,046	5,15		0,78		
	3	6	0,044	0,045	6,11		0,78	10,65	10,90
		5	0,043	0,044	5,15		0,78		
	2	4	0,042	0,043	6,11		0,78	10,40	10,65
		3	0,042	0,042	5,15		0,78		
1	2	0,041	0,041	6,11	0,78	10,25	10,40		
	1	0,040	0,041	5,15	0,78				

6.3 Vzorový výpočet posledního stupně

V této kapitole byl proveden vzorový výpočet posledního stupně parní turbíny. Ostatní stupně se počítají analogicky. Na následujících obrázcích je znázorněn průběh expanze stupněm (obr. 34) a rychlostní trojúhelník pro přetlakový typ lopatkování (obr. 35).



Obr. 34 Průběh expanze stupněm pro přetlakový typ lopatkování



Obr. 35 Rychlostní trojúhelník pro přetlakový typ lopatkování

6.3.1 Výpočet rotorové řady

Konstantní patní průměr pro celý kužel.

$$D_p = 0,90 \text{ m} \quad (6.7)$$

Stanovená vstupní a výstupní délka rotorové lopatky.

$$l_1^R = 0,590 \text{ m} \quad (6.8)$$

$$l_2 = 0,700 \text{ m} \quad (6.9)$$

Z toho určené střední průměry rotorové řady lopatek.

$$D_{s,1}^R = D_p + l_1^R = 0,90 + 0,590 = 1,490 \text{ m} \quad (6.10)$$

$$D_{s,2} = D_p + l_2 = 0,90 + 0,700 = 1,600 \text{ m} \quad (6.11)$$

Hlavové průměry rotorové řady lopatek.

$$D_{h,1}^R = D_{s,1}^R + l_1^R = 1,490 + 0,590 = 2,080 \text{ m} \quad (6.12)$$

$$D_{h,2} = D_{s,2} + l_2 = 1,600 + 0,700 = 2,300 \text{ m} \quad (6.13)$$

Stanovení axiální průtočné plochy na výstupu z rotoru.

$$S_{a,2} = \pi \cdot D_{s,2} \cdot l_2 = \pi \cdot 1,600 \cdot 0,700 = 3,519 \text{ m}^2 \quad (6.14)$$

Volba výstupního úhlu relativní rychlosti:

$$\beta_2 = 32,20^\circ \quad (6.15)$$

Hmotnostní průtok posledního kužele je určen v rovnici (2.194) pro kondenzační režim. Zde je uvedena hodnota hmotnostního průtoku po propojení s ucpávkami a vyrovnávacím pístem.

$$\dot{M} = 40,0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.16)$$

Parametry páry na výstupu z turbíny, kde tlak je stanoven podle tepelným schématem a entalpie byla iteračně dopočtena tak, aby se rovnala celkové entalpii na výstupu z regulačního stupně a na vstupu do stupňové části (viz kapitola 6.6.1). Zbylé parametry byly určeny jako funkce tlaku a entalpie.

$$p_2 = f(p_2; i_2) = 0,07 \text{ bar}(a) \quad (6.17)$$

$$i_2 = f(p_2; i_2) = 2271,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.18)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 7,2913 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.19)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 17,050 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.20)$$

$$x_2 = f(p_2; i_2) = 0,875 [-] \quad (6.21)$$

Dále byla v první iteraci odhadnuta hodnota ostatních ztrát, zahrnující ztrátu radiální mezerou, ztrátu způsobenou rozvějířením a ztrátu vlhkostí páry, která je souhrnně označena jako z_{ost} . Následně byla tato hodnota zpřesněna výpočtem podle rovnice (6.96). Zde je uvedena již vypočtená hodnota.

$$z_{ost} = 24,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.22)$$

Určení entalpie při uvažování ztráty.

$$i_{2u} = i_2 - z_{ost} = 2271,7 - 24,83 = 2246,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.23)$$

Obvodová rychlost na středním průměru.

$$u_2 = \pi \cdot D_{s,2} \cdot n = \pi \cdot 1,600 \cdot 50 = 251,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.24)$$

Stanovení axiální složky absolutní a relativní výstupní rychlosti, které jsou shodné.

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{\dot{M} \cdot v_2}{S_{a,2}} = \frac{40,0 \cdot 17,050}{3,519} = 193,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.25)$$

Relativní a absolutní rychlost na výstupu z rotoru.

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin \beta_2} = \frac{193,74}{\sin(32,20^\circ)} = 363,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.26)$$

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos \beta_2} = \\ &= \sqrt{363,58^2 + 251,33^2 - 2 \cdot 363,58 \cdot 251,33 \cdot \cos(32,20^\circ)} = \\ &= 201,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (6.27)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru.

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_{2a}}{c_2}\right) = \arcsin\left(\frac{193,74}{201,76}\right) = 73,79^\circ \quad (6.28)$$

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti.

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 201,76 \cdot \cos(73,79^\circ) = 56,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.29)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 363,58 \cos(32,20^\circ) = 307,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.30)$$

Rychlostní součinitel pro rotor je odhadnut v první iteraci a po vypočtení úhlu β_1 lze určit hodnotu ohnutí proudu viz rovnice (6.55), která se dosadí do následujícího vztahu:

$$\begin{aligned} \psi &= 0,988060 - 0,000556697 \cdot e^{0,0347117 \cdot \Delta\beta} = \\ &= 0,988060 - 0,000556697 \cdot e^{0,0347117 \cdot 65,05} = 0,9827 [-] \end{aligned} \quad (6.31)$$

Následně lze určit teoretickou výstupní rychlost při izoentropické expanzi:

$$w_{2,iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{363,58}{0,9827} = 369,97 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.32)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru je opět odhadnuta v první iteraci, kde přesná hodnota se stanoví pomocí (6.58). Opět je zde uvedena konečná hodnota.

$$w_1 = 167,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.33)$$

Izoentropický spád na rotor.

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{369,97^2}{2} - \frac{167,03^2}{2} = 54,49 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.34)$$

Stanovení profilové ztráty na rotoru.

$$z_R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{369,97^2}{2} \cdot (1 - 0,9827^2) = 2,34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.35)$$

Daná entalpie a entropie při izoentropické expanzi na výstupu z rotoru.

$$i'_{2,iz} = i_{2u} - z_R = 2246,9 - 2,34 = 2244,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.36)$$

$$s'_{2,iz} = f(p_2; i'_{2,iz}) = 7,2046 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.37)$$

Entalpie mezi rotorovou a satorovou řadou.

$$i_1 = i'_{2,iz} + H_{iz}^R = 2244,5 + 54,49 = 2299,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.38)$$

Ostatní parametry na výstupu ze statoru.

$$p_1 = f(i_1; s'_{2,iz}) = 0,11 \text{ bar} (a) \quad (6.39)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7,2046 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.40)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 11,450 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.41)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 0,879 [-] \quad (6.42)$$

6.3.2 Výpočet satorové řady

Vstupní a výstupní délka lopatky satorové řady.

$$l_0 = 0,540 \text{ m} \quad (6.43)$$

$$l_1^S = 0,590 \text{ m} \quad (6.44)$$

Vstupní a výstupní střední průměr ze satorové řady.

$$D_{s,0} = D_p + l_0 = 0,90 + 0,540 = 1,440 \text{ m} \quad (6.45)$$

$$D_{s,1}^S = D_p + l_1^S = 0,90 + 0,590 = 1,490 \text{ m} \quad (6.46)$$

Vstupní a výstupní hlavový průměr ze statorové řady.

$$D_{h,0} = D_{s,0} + l_0 = 1,440 + 0,540 = 1,980 \text{ m} \quad (6.47)$$

$$D_{h,1}^S = D_{s,1} + l_1^S = 1,490 + 0,590 = 2,080 \text{ m} \quad (6.48)$$

Axiální průtočné plochy na vstupu a výstupu ze statorové řady lopatek:

$$S_{a,0} = \pi \cdot D_{s,0} \cdot l_0 = \pi \cdot 1,440 \cdot 0,540 = 2,443 \text{ m}^2 \quad (6.49)$$

$$S_{a,1}^S = \pi \cdot D_{s,1}^S \cdot l_1^S = \pi \cdot 1,490 \cdot 0,590 = 2,762 \text{ m}^2 \quad (6.50)$$

Úhel absolutní výstupní rychlosti ze statoru.

$$\alpha_1 = 33,00^\circ \quad (6.51)$$

Určení obvodové rychlosti na středním průměru.

$$u_1 = \pi \cdot D_{s,1}^S \cdot n = \pi \cdot 1,490 \cdot 50 = 234,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.52)$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu ze statorové řady.

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{S_{a,1}^S} = \frac{40,0 \cdot 11,445}{2,762} = 165,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.53)$$

Úhel výstupní relativní rychlosti ze statorové řady.

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{165,69}{167,03}\right) = 82,75^\circ \quad (6.54)$$

Stanovení ohnutí proudu relativní rychlosti.

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 180 - 82,75 - 32,20 = 65,05^\circ \quad (6.55)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = \frac{165,69}{\sin(33,00^\circ)} = 304,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.56)$$

Určení obvodové složky absolutní rychlosti na výstupu ze statoru.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 304,22 \cdot \cos(33,00^\circ) = 255,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.57)$$

Relativní rychlost na výstupu ze statorové řady, dříve přibližně odhadnutá v rovnici (6.33), se nyní určí pomocí následujícího vztahu:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{304,22^2 + 234,05^2 - 2 \cdot 304,22 \cdot 234,05 \cdot \cos(33,00^\circ)} \\ &= 167,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (6.58)$$

Stanovení ohnutí proudu absolutní rychlosti:

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 180 - 33,00 - 73,79 = 73,21^\circ \quad (6.59)$$

Rychlostní součinitel pro statorovou řadu:

$$\begin{aligned} \varphi &= 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot \Delta\alpha} = \\ &= 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot 73,21} = 0,9821 [-] \end{aligned} \quad (6.60)$$

Absolutní rychlost proudění na výstupu ze statoru za předpokladu izoentropické expanze.

$$c_{1,iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{304,22}{0,9821} = 309,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.61)$$

V první iteraci výpočtu se absolutní rychlost na vstupu do statorové řady lopatek pouze odhadne, přičemž po určení nezbytných veličin z předcházejícího stupně je následně stanovena pomocí rovnice kontinuity.

$$c_0^z = \left[\frac{S_{a,2}^{z-1} \cdot c_2^{z-1}}{v_2^{z-1}} - (\dot{M}^{z-1} - \dot{M}^z) \right] \cdot \frac{v_0^z}{S_{a,0}^z} \quad (6.62)$$

Index z v dané rovnici označuje číslo konkrétního stupně. Případné odběry či zavedení páry jsou zohledněny rozdílem hmotnostního průtoku mezi předchozím a aktuálním kuželem. Pro poslední stupeň pak rovnice nabývá následujícího tvaru:

$$\begin{aligned} c_0^{33.st.} &= \left[\frac{S_{a,2}^{32.st.} \cdot c_2^{32.st.}}{v_2^{32.st.}} - (\dot{M}^{32.st.} - \dot{M}^{33.st.}) \right] \cdot \frac{v_0^{33.st.}}{S_{a,0}^{33.st.}} = \\ &= \left[\frac{2,443 \cdot 147,84}{8,8845} - (40,0 - 40,0) \right] \cdot \frac{8,8846}{2,443} = \\ &= 147,84 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (6.63)$$

Obvodové složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu ze statorové řady.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 304,22 \cdot \cos(33,00^\circ) = 255,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.64)$$

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 = 167,03 \cdot \cos(82,75^\circ) = 21,09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.65)$$

Izoentropický spád na statorovou řadu.

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{309,76^2}{2} - \frac{147,84^2}{2} = 37,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.66)$$

Stanovení profilové ztráty statoru.

$$z_S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{309,76^2}{2} \cdot (1 - 0,9821^2) = 1,70 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.67)$$

Hodnoty entalpie a entropie páry na výstupu ze statoru odpovídající izoentropickému průběhu expanze.

$$i_{1,iz} = i_1 - z_S = 2299,0 - 1,70 = 2297,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.68)$$

$$s_{1,iz} = f(p_1; i_{1,iz}) = 7,1993 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.69)$$

Entalpie páry před státorem.

$$i_0 = i_{1,iz} + H_{iz}^S = 2297,3 + 37,05 = 2334,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.70)$$

Stanovení zbylých parametrů před statorovou řadou.

$$p_0 = f(i_0; s_{1,iz}) = 0,15 \text{ bar}(a) \quad (6.71)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 7,1993 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.72)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 8,8846 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.73)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0,889 [-] \quad (6.74)$$

Celková entalpie a celkový tlak před státorem.

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2334,4 + \frac{147,84^2}{2} = 2345,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.75)$$

$$p_{0c} = f(i_{0c}; s_0) = 0,16 \text{ bar}(a) \quad (6.76)$$

Tyto celkové parametry páry následně slouží jako vstupní veličiny pro výpočet předchozího kuželu, jak je uvedeno v kapitole 6.4.

6.3.3 Ztráty, účinnost a výkon posledního stupně

Izoentropický spád na stupně.

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^S + H_{iz}^R = 37,05 + 54,49 = 91,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.77)$$

Určení střední obvodové rychlosti ve stupni.

$$\begin{aligned} u_s &= \pi \cdot \frac{D_{s,0} + D_{s,2}}{2} \cdot n = \\ &= \pi \cdot \frac{1,440 + 1,600}{2} \cdot 50 = 238,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (6.78)$$

Parsonsovo číslo stupně:

$$Pa = \frac{u_s^2}{H_{iz}^{ST}} = \frac{238,76^2}{91,54} = 0,62[-] \quad (6.79)$$

Obvodová účinnost pro ideálně nekonečně dlouhou lopatku může být určena buď z diagramu uvedeného na obr. 5.16 ve zdroji [7], nebo přesněji vypočtena podle vzorce uvedeného v literatuře [8]. Vzhledem k vyšší přesnosti a možnosti snadné automatizace byla zvolena výpočtová metoda podle daného vzorce:

$$\begin{aligned} \eta_\infty &= 0,468089 + 1,46673 \cdot Pa - 1,41229 \cdot Pa^2 + 0,415374 \cdot Pa^3 = \\ &= 0,468089 + 1,46673 \cdot 0,62 - 1,41229 \cdot 0,62^2 + 0,415374 \cdot 0,62^3 \\ &= 0,93 [-] \end{aligned} \quad (6.80)$$

Ztráta způsobená radiální mezerou byla určena pomocí metody podle Traupela, jak je popsáno ve zdroji [9]. Pro minimalizaci této ztráty byly uplatněny bandážované lopatky, s výjimkou všech stupňů, kde jsou nakrucované lopatky viz tab. 13. Radiální vůle rotoru se následně stanoví podle následujícího vztahu,

$$\delta_r^R = D_{h,2} + x = 2,300 + 0,25 = 2,55 \text{ mm} \quad (6.81)$$

kde x je vůle určená podle tab. 5.4 ve zdroji [7].

Hodnota součinitele pro určení ztráty radiální mezerou v případě nepoužití bandáží se vybírá z intervalu $\langle 1,36 \div 1,62 \rangle$.

$$k_r^R = 1,4 [-] \quad (6.82)$$

Poměrná hodnota ztráty způsobené radiální mezerou v rotorové řadě lopatek bez použití bandáže.

$$\xi_k^R = k_r^R \cdot \frac{\delta_r^R}{l_2 \cdot \sin \beta_2} = 1,4 \cdot \frac{2,55}{0,7 \cdot \sin(32,20^\circ) \cdot 1000} = 0,0096 [-] \quad (6.83)$$

Statorová řada lopatek na posledním stupni je taktéž bez bandáží a výpočet je proveden analogicky jako v případě rotoru. Výsledná poměrná hodnota ztráty radiální mezerou je:

$$\xi_k^S = 0,0102 [-] \quad (6.84)$$

Výpočet ztrát vznikajících radiální mezerou při použití bandáže na prizmatické lopatce je proveden pro statorovou řadu 25. stupně.

Radiální vůle je stanovena jako:

$$\delta_r^S = D_{h,2} + x = 1,226 + 0,25 = 1,48 \text{ mm} \quad (6.85)$$

Počet břitů bandáže byl zvolen jako:

$$z_b^S = 3 [-] \quad (6.86)$$

Ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv}^S = \delta_r^S \cdot z_b^{-0,5} = 1,48 \cdot 3^{-0,5} = 0,85 \text{ mm} \quad (6.87)$$

V případě použití bandáží se součinitel ztráty způsobené radiální mezerou volí z intervalu $\langle 1,06 \div 1,41 \rangle$.

$$k_r^S = 1,2 [-] \quad (6.88)$$

Poměrná ztráta způsobená radiální mezerou ve statorové řadě lopatek opatřené bandáží 25. stupně je:

$$\xi_k^S = k_r^S \cdot \frac{\delta_{ekv}^S}{l_1^S \cdot \sin \alpha_1} = 1,2 \cdot \frac{0,85}{1000 \cdot 0,198 \cdot \sin(15,30^\circ)} = 0,0196 [-] \quad (6.89)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou posledního stupně.

$$\xi_k = \frac{\xi_k^R + \xi_k^S}{2} = \frac{0,0096 + 0,0102}{2} = 0,0099 [-] \quad (6.90)$$

Poměrná ztráta rozvějířením v rotorové a statorové řadě lopatek.

$$\xi_v^R = \left(\frac{l_2}{D_{s,2}} \right)^2 = \left(\frac{0,700}{1,600} \right)^2 = 0,1914 [-] \quad (6.91)$$

$$\xi_v^S = \left(\frac{l_1^S}{D_{s,1}^S} \right)^2 = \left(\frac{0,590}{1,490} \right)^2 = 0,1568 [-] \quad (6.92)$$

Poměrná ztráta rozvějířením ve stupni.

$$\xi_v = \frac{\xi_v^R + \xi_v^S}{2} = \frac{0,1914 + 0,1568}{2} = 0,1741 [-] \quad (6.93)$$

Poslední uvažovaná ztráta je ztráta vlhkostí páry.

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0,889 + 0,875}{2} = 0,1184 [-] \quad (6.94)$$

Energie přivedená do stupně:

$$\begin{aligned} e_0 &= H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = 91,54 + \frac{147,84^2}{2000} - \frac{201,76^2}{2000} = \\ &= 82,11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.95)$$

V tomto kroku je možné stanovit přesnou hodnotu ostatních ztrát, jejichž hodnota byla dříve pouze odhadnuta v rovnici (6.22).

$$\begin{aligned} z_{ost} &= e_0 \cdot (\xi_k + \xi_v + \xi_x) = 82,11 \cdot (0,0099 + 0,1741 + 0,1184) = \\ &= 24,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.96)$$

Vnitřní práce posledního stupně.

$$\begin{aligned} a_i &= H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - z_S - z_R - \frac{c_2^2}{2} - z_{ost} = \\ &= 91,54 + \frac{147,84^2}{2000} - 1,70 - 2,34 - \frac{201,76^2}{2000} - 24,83 = \\ &= 53,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.97)$$

Vnitřní výkon posledního stupně.

$$P_i = \dot{M} \cdot a_i = 40,0 \cdot 53,24 = 2128,6 \text{ kW} \quad (6.98)$$

Vnitřní termodynamická účinnost posledního stupně.

$$\eta_{TDi} = \frac{a_i}{e_0} = \frac{53,24}{82,11} = 0,65 [-] \quad (6.99)$$

6.3.4 Charakteristiky posledního stupně

Pro zjednodušení optimalizace byly do výpočtu zavedeny součinitele kinematické podobnosti, jejichž hodnoty by se v ideálním případě měly pohybovat v předem stanovených mezích. V případě reakčního lopatkování se doporučuje, aby tlakové číslo podle doporučení vedoucího práce optimálně spadalo do intervalu $\langle 2,5 \div 3 \rangle$

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{0,5 \cdot u_2^2} = \frac{91,54 \cdot 1000}{0,5 \cdot 251,33^2} = 2,90 [-] \quad (6.100)$$

a stupeň reakce by se měl ideálně pohybovat v rozmezí $0,5 \div 0,6$.

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{54,49}{91,54} = 0,60 [-] \quad (6.101)$$

Rychlost zvuku na výstupu ze stupně se v oblasti přehřáté páry stanovuje jako funkce tlaku a měrné entalpie.

$$a_2 = f(p_2; i_2) \quad (6.102)$$

V případě stupňů, které pracují v oblasti mokré páry, rychlost zvuku je vypočtena ze vztahu,

$$\begin{aligned} a_2 &= \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot 10^5 \cdot v_2} = \\ &= \sqrt{1,1225 \cdot 0,07 \cdot 10^5 \cdot 17,050} = 376,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (6.103)$$

kde Poissonova konstanta κ je stanovena jako [1]:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{f(p_2; t_2)}{f(p_2; t_2)} = 1,1225 [-] \quad (6.104)$$

Machovo číslo by z důvodu omezení tahového napětí v závěsu nemělo překročit hodnotu 1,05.

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{363,58}{376,14} = 0,967 [-] \quad (6.105)$$

6.3.5 Pevnostní výpočet stupně

Tato podkapitola se věnuje pevnostní analýze poslední řady lopatek, a to posouzením tahového a ohybového namáhání rotorové lopatky a ohybového namáhání lopatky statorové. Výpočet pevnosti je proveden podle metodiky uvedené v literatuře [10].

Nejdříve je kontrolováno ohybové napětí, které působí na oběžné lopatky rotorové části i na rozváděcí lopatky statoru. Výpočet je proveden pro oběžnou lopatku, přičemž stejný princip lze aplikovat i na lopatku rozváděcí.

Střední průměr rotorové řady:

$$D_S^R = \frac{D_{s,1}^R + D_{s,2}}{2} = \frac{1,490 + 1,600}{2} = 1,545 \text{ m} \quad (6.106)$$

Střední délka lopatky rotorové řady:

$$l_s^R = \frac{l_1^R + l_2}{2} = \frac{0,590 + 0,700}{2} = 0,645 \text{ m} \quad (6.107)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku:

$$F_u = \dot{M} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_R} = 40,0 \cdot \frac{255,14 - 56,33}{158} = 50,31 \text{ N} \quad (6.108)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku:

$$F_{a1} = \dot{M} \cdot \frac{(c_{1a} - c_{2a})}{z_R} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_S^R \cdot l_S^R}{z_R} =$$

$$= 40,0 \cdot \frac{(165,69 - 193,74)}{158} + \frac{(0,11 - 0,07) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 1,545 \cdot 0,645}{158} =$$

$$= 71,29 \text{ N} \quad (6.109)$$

Celková síla působící na celou rotorovou řadu:

$$F_a = z_R \cdot F_{a1} = 158 \cdot 71,29 = 11\,264,57 \text{ N} \quad (6.110)$$

Celková axiální síla bude následně využita při návrhu vyrovnávacího pístu v kapitole 7.1.1. Výsledná síla působící na jednu rotorovou lopatku se vypočítá pomocí Pythagorovy věty.

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_{a1}^2} = \sqrt{50,31^2 + 71,29^2} = 87,26 \text{ N} \quad (6.111)$$

Určení maximálního ohybového momentu:

$$M_{o,max} = F \cdot \frac{l_S^R}{2} = 87,26 \cdot \frac{0,645}{2} = 28,14 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.112)$$

Podle doporučení vedoucího práce by v oblasti mokré páry, při suchosti $x \leq 0,97$, ohybové napětí nemělo překročit 20 MPa. V oblasti přehřáté páry a při suchosti páry nad 0,97 může hodnota ohybového napětí dosáhnout až 40 MPa.

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max}}{w_{min}} = \frac{28,14}{2,8800} = 9,77 \text{ MPa} \quad (6.113)$$

Následuje kontrola tahového napětí, která se provádí pouze na rotorových řadách oběžných lopatek, protože ve statorových řadách je tahové napětí nulové. Hustota materiálu lopatek.

$$\rho_{mat} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (6.114)$$

Úhlová rychlost rotoru.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314,16 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.115)$$

Výpočet odstředivé síly působící na lopatku.

$$F_{od} = \rho_{mat} \cdot S_p \cdot l_S^R \cdot \frac{D_S^R}{2} \cdot \omega^2 =$$

$$= 7850 \cdot 3,7400 \cdot 10^{-4} \cdot 0,645 \cdot \frac{1,545}{2} \cdot 314,16^2$$

$$= 144\,377,40 \text{ N} \quad (6.116)$$

Dle doporučení vedoucího práce by tahové napětí nemělo přesáhnout hodnotu v rozmezí 550 až 600 MPa.

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_p} = \frac{144\,377,40}{3,7400 \cdot 100} = 368,04 \text{ MPa} \quad (6.117)$$

6.4 Výpočet ostatních řadových stupňů

Výpočty sousedních stupňů jsou propojeny pomocí výstupních a vstupních parametrů páry. Pro stupeň s číslem z platí, že jeho výstupní entropie, celkový tlak a celková entalpie jsou shodné se vstupními hodnotami následujícího stupně ($z + 1$).

$$i_{2c}^z = i_{0c}^{z+1} \quad (6.118)$$

$$p_{2c}^z = p_{0c}^{z+1} \quad (6.119)$$

$$s_2^z = s_0^{z+1} \quad (6.120)$$

Statická entalpie na výstupu ze stupně, tedy z rotorové řady, se určuje podle vztahu,

$$i_2^z = i_{2c}^z - \frac{(c_2^z)^2}{2} \quad (6.121)$$

kde absolutní rychlost na výstupu z rotoru c_2^z musí být nejprve odhadnuta a následně po výpočtu podle rovnice (6.27) zpětně upravena dosazením.

Statický tlak na výstupu ze stupně:

$$p_2^z = f(i_2^z; s_2^z) \quad (6.122)$$

Sousední stupně jsou dále propojeny výpočtem absolutní rychlosti na vstupu do stupně, která se určuje pomocí rovnice (6.63).

6.5 Regulační clona

Mezi čtvrtým a pátým kuzelem je umístěna regulační clona, která slouží k udržení požadovaného tlaku v odběru při vyšším toku páry odběrem. Ve výpočtu je clona zohledněna fixní hodnotou tlaku nastavenou za čtvrtým kuzelem (před clonou), která vychází z požadovaného tlaku pro topný ohřívák druhého odběru podle tepelného schématu.

$$p_{cl} = 9 \text{ bar}(a) \quad (6.123)$$

Při návrhovém kondenzačním režimu je clona plně otevřená, přičemž její tlaková ztráta by se podle doporučení vedoucího měla pohybovat v rozmezí 0,1 až 0,2 bar(a). Tato ztráta je ve výpočtech zohledněna úpravou geometrie lopatkování v pátém kuželu (za clonou) – konkrétně otevřenějším nastavením úhlů α_1 a β_2 . Tím dochází k odlehčení daných stupňů a zároveň ke vzniku tlakové ztráty, jejíž velikost je kontrolována tak, aby se nacházela v požadovaném rozmezí. Vypočtená tlaková ztráta lopatkováním při kondenzačním režimu (K) je:

$$\Delta p_{cl,K} = 0,09 \text{ bar}(a) \quad (6.124)$$

Při snižujícím se průtoku kondenzační části (za clonou) tlaková ztráta bude narůstat. Tlaková ztráta při zimním režimu (Z) je potom:

$$\Delta p_{cl,Z} = 0,37 \text{ bar}(a) \quad (6.125)$$

6.6 Propojení detailního návrhu s ostatními výpočty

Tato kapitola popisuje způsob propojení jednotlivých částí výpočtu s detailním návrhem stupňové části. Propojením všech částí výpočtu vznikne řada iteračních smyček, které umožní finální optimalizaci všech částí výpočtu současně.

6.6.1 Propojení s regulačním stupněm

Mezi regulačním stupněm a prvním řadovým stupněm musí platit stejná podmínka jako mezi ostatními sousedními stupni, a to rovnost výstupních a vstupních parametrů páry. Entropie, celková entalpie a celkový tlak na výstupu z regulačního stupně se tedy musí shodovat s těmito parametry na vstupu do prvního řadového stupně stupňové části, který je řešen ve výpočtu od posledního stupně.

$$i_{2c}^{RS} = i_{0c}^{1.st.} \quad (6.126)$$

$$p_{2c}^{RS} = p_{0c}^{1.st.} \quad (6.127)$$

$$s_2^{RS} = s_0^{1.st.} \quad (6.128)$$

V kapitole 4 byly výpočtem regulačního stupně určeny hodnoty, na jejichž základě byla navrhována stupňová část tak, aby se těmto hodnotám co nejvíce přiblížila. Je však nutné zajistit, aby hodnoty na výstupu z regulačního stupně odpovídaly hodnotám před prvním stupněm z výpočtu stupňové části. Toho se dosáhne iterací entalpie na výstupu ze stupňové části, kdy se výstupní entalpie upraví o setinu rozdílu mezi vypočtenou entalpií za regulačním stupněm a entalpií před prvním stupněm. Iterace bude ukončena, pokud rozdíl mezi entalpiemi bude menší než $0,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Hodnota změny entalpie na výstupu může být upravena podle potřeb výpočtu; pro vyšší přesnost lze zvolit menší krok, což však prodlouží výpočetní čas.

$$i_2^{33.st.} = i_2^{33.st.} + k \cdot (i_2^{RS} - i_0^{1.st.}) \quad (6.129)$$

Vyrovnaní celkových tlaků je dosaženo tím, že výpočet tlaku na výstupu z regulačního stupně v rovnici je nahrazen funkcí, která zajišťuje rovnost tlaků mezi regulačním stupněm a prvním stupněm stupňové části.

$$p_2^{RS} = f(i_2^{RS}; s_0^{1.st.}) \quad (6.130)$$

Po propojení dojde k přizpůsobení parametrů ve stupňové části i v regulačním stupni. Z tohoto důvodu je nezbytné provést kontrolu rychlostního poměru u/c_{iz} regulačního stupně. Proto je potřeba určit entalpii za regulačním stupněm při izoentropické expanzi.

$$i_{2,iz}^{RS} = f(p_2^{RS}; s_0^{RS}) = 3202,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.131)$$

Kontrola poměru u/c_{iz} , který by měl ležet v intervalu $\langle 0,4 \div 0,5 \rangle$.

$$\begin{aligned} \left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^{RS} &= \frac{u^{RS}}{\sqrt{(c_0^{RS})^2 - 2 \cdot (i_0^{RS} - i_{2,iz}^{RS})}} = \\ &= \frac{167,29}{\sqrt{30^2 - 2 \cdot (3276,2 - 3202,7) \cdot 1000}} = 0,435 [-] \end{aligned} \quad (6.132)$$

Po propojení došlo k přizpůsobení parametrů ve stupňové části i v regulačním stupni, což vyžaduje následnou optimalizaci délky lopatek a středního průměru regulačního stupně. Tento krok měl za cíl zajistit, aby hodnoty tlakového čísla ψ a parciálního ostříku ε vycházely v optimálních intervalech (viz kapitola 4), a zároveň byly splněny pevnostní kritéria ohybového a tahového napětí (viz kapitola 4.3).

Původně stanovená délka lopatky, vypočítaná dle rovnice (4.67), byla vzhledem k potřebám optimalizace parametrů nově zvolena, aby co nejlépe vyhovovala těmto požadavkům. Stejný postup byl aplikován i na střední průměr regulačního stupně (RS), který byl také optimalizován pro dosažení požadovaných parametrů.

Nově zvolené hodnoty délky lopatek a středního průměru RS:

$$l_{RS,1} = l_{RS,2} = 0,0370 \text{ m} \quad (6.133)$$

$$D_{RS} = 1,065 \text{ m} \quad (6.134)$$

Finální hodnoty návrhu regulačního stupně po propojení všech výpočtů a optimalizaci jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 15 Výsledky návrhu regulačního stupně po optimalizaci a propojení

Označení	Jednotka	Hodnoty
p_0	bar(a)	58,66
i_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3276,2
i_{0c}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3276,6
s_0	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	6,6943
\dot{M}_0	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	45,7
n	min^{-1}	3000
n	s^{-1}	50
p_{krit}	bar (a)	32,03
$p_{RS,2iz}$	bar (a)	45,87
$p_{RS,2}/p_0$	—	0,78
$i_{RS,2iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3202,7
$H_{RS,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	73,49
ρ	—	0,03
H_{iz}^S	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	71,28
H_{iz}^R	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2,20
ε	—	0,2774
$i_{RS,1,iz}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3204,9
p_1	bar (a)	46,22
$p_{RS,1}/p_{RS,0}$	—	0,79
Rychlostní trojúhelníky RS		
c_0	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	30
$c_{1,iz}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	378,77
c_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	371,82
c_{1a}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	96,23
c_{1u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	359,15
c_2	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	88,05
c_{2a}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	85,64
c_{2u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	20,49
w_1	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	214,64
w_{1a}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	96,23
w_{1u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	191,86
$w_{2,iz}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	219,72
w_2	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	206,38
w_{2a}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	85,64
w_{2u}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	85,64
u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	167,29
φ	—	0,9817
ψ	—	0,9393
α_1	°	15
α_2	°	91,50
β_1	°	26,64
β_2	°	155,48
$\Delta\alpha$	°	76,50
$\Delta\beta$	°	128,85
Průtočný průřez		

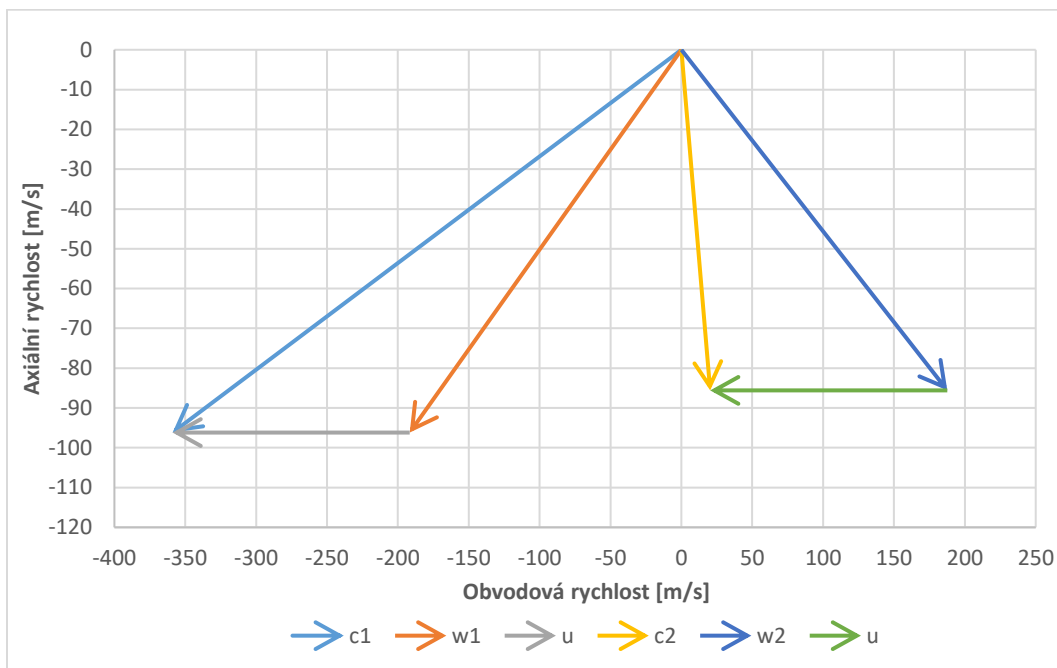
Tab. 15 Výsledky návrhu regulačního stupně po optimalizaci a propojení

Označení	Jednotka	Hodnoty
D_S	m	1,065
l_0	m	0,0350
Δl	m	0,002
$l_{RS,1} = l_{RS,2}$	m	0,0370
D_p	m	1,030
D_h	m	1,102
Zvolené profily lopatek		
Stator		TS1A
γ_S	°	35
s/c_S	—	0,77
c_S	m	0,05
s_S	m	0,04
$s_{S,skut}$	m	0,0387
z_S	—	24
B_S	m	0,0410
Rotor		40TR1
γ_R	°	12,2
s/c_R	—	0,66
c_R	m	0,03
s_R	m	0,02
$s_{R,skut}$	m	0,0199
z_R	—	168
B_R	m	0,0293
S_R	cm ²	4,618
$w_{R,min}$	cm ³	0,8945
Ztráty, účinnost, výkon		
z_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,61
z_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,84
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	3,88
η_u	—	0,874
$k_{tř}$	—	0,00045
S	m ²	0,00889
ξ_5	—	0,0048
ξ_{61}	—	0,0272
ξ_{62}	—	0,0119
ξ_6	—	0,0391
z_b	—	3
δ_r	m	0,003
δ_a	m	0,002
δ_{ekv}	m	0,00082
$\rho_{\dot{s}}$	—	0,063
ξ_7	—	0,0708
η_{TDi}	—	0,759
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	56,14

Tab. 15 Výsledky návrhu regulačního stupně po optimalizaci a propojení

Označení	Jednotka	Hodnoty
P_i	kW	2564,43
ψ	–	5,25
Parametry na výstupu z RS		
$i_{RS,2c}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3220,5
$i_{RS,2}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3214,6
$s_{RS,2}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7149
$p_{RS,2c}$	bar	46,48
$p_{RS,2}$	bar	45,87
$t_{RS,2}$	$^{\circ}C$	405,2
$v_{RS,2}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,06408
$i_{RS,2iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3202,7
$i_{RS,2c,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3220,5
Pevnostní výpočet RS		
Ohybové namáhání		
$z_{R,o}$	–	47
F_u	N	329,16
$\Delta p_{RS,R}$	$bar (a)$	0,35
F_{a1}	N	35,91
F_a^{RS}	N	4787,01
F_c	N	331,12
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	6,13
σ_o	MPa	6,85
Tahové namáhání		
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850
ω	$rad \cdot s^{-1}$	314,16
$F_{od,l}$	N	7049,28
t_b	m	0,003
D_b	m	1,105
$F_{od,b}$	N	778,08
F_{od}	N	7827,36
σ_t	MPa	16,95

Na obr. 36 je vykreslen výsledný rychlostní trojúhelník regulačního stupně turbíny po optimalizaci a všech propojení.



Obr. 36 Rychlostní trojúhelník RS stupně

6.6.2 Propojení s tepelným schématem

Při návrhu tepelného schématu byly hodnoty entalpie a tlaku v odběrových místech nejprve určeny předběžně na základě odhadovaných účinností jednotlivých stupňů a předpokládaných koncových teplotních rozdílů ve výměnících. V rámci detailního výpočtu však byly tyto parametry přesně stanoveny a následně zpětně dosazeny do tepelného schématu.

$$i_1 = i_2^{25.st.} = 2618,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.135)$$

$$i_2 = i_2^{28.st.} = 2514,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.136)$$

$$i_3 = i_2^{30.st.} = 2432,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.137)$$

$$p_1 = p_2^{25.st.} = 1,99 \text{ bar}(a) \quad (6.138)$$

$$p_2 = p_2^{28.st.} = 0,90 \text{ bar}(a) \quad (6.139)$$

$$p_3 = p_2^{30.st.} = 0,40 \text{ bar}(a) \quad (6.140)$$

V rovnici (2.144) byla dále odhadnuta absolutní rychlost páry na výstupu z turbíny. Její přesná hodnota, vypočtená v rovnici (6.27), je následně zpětně dosazena do návrhu tepelného schématu.

Tímto zpětným propojením dochází ke zpřesnění parametrů odběrové páry a ohřívaného kondenzátu, stejně jako k úpravě hmotnostních průtoků v jednotlivých částech řešeného schématu. Nejvýrazněji se tyto změny promítají do parametrů páry v odběrových větvích, což přímo ovlivňuje provozní podmínky jednotlivých nízkotlakých ohříváků a napájecí nádrže. Z tohoto důvodu je nutné nově stanovit reálné hodnoty nedohřevů a tlakové ztráty na vstupu do NN a v případě potřeby přehodnotit rozdělení tepelného výkonu mezi ohříváky. Současně bylo provedeno i nové nastavení podchlazení kondenzátu před napájecí nádrží (NN) a navíc byla snížena teplota napájecí vody.

Nově zvolená hodnota podchlazení před NN:

$$\Delta t_{NN,K} = 15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.141)$$

$$\Delta t_{NN,Z} = 15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.142)$$

Nově stanovené ohřevy v NTO1 a NTO2:

$$\Delta t_{NTO1,K} = 31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.143)$$

$$\Delta t_{NTO2,K} = 21 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.144)$$

$$\Delta t_{NTO1,Z} = 22 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.145)$$

$$\Delta t_{NTO2,Z} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.146)$$

Nově určená teplota napájecí vody:

$$t_{NV,K} = 108 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.147)$$

$$t_{NV,Z} = 108 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.148)$$

Postup výpočtu nedohřevu je vzorově uveden pro odběr do NTO1 (odběr 3).
Tlak odběrové páry na vstupu do NTO1,

$$p_{3,1} = p_3 \cdot (1 - \delta p_{p3}) = 0,40 \cdot (1 - 0,10) = 0,36 \text{ bar}(a) \quad (6.149)$$

kde součinitel tlakové ztráty δp_{p3} byl určen pomocí rovnice (2.88).

Z toho určená teplota odběrové mokré páry na vstupu do NTO1:

$$t_{3,1} = f(p_{3,1}; x = 1) = 73,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.150)$$

Skutečná hodnota nedohřevu v nízkotlakém ohříváku (NTO1) se určuje jako rozdíl mezi kondenzační teplotou odběrové páry na vstupu do ohříváku a teplotou hlavního kondenzátu na jeho výstupu, přičemž hodnota teploty kondenzátu je stanovena podle rovnice (2.75).

$$\delta_{N,NTO1,K} = t_{3,1} - t_6 = 73,3 - 71,1 = 2,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.151)$$

Zbylé skutečné hodnoty nedohřevů u NTO1 a NTO2 jsou

$$\delta_{N,NTO2,K} = 2,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.152)$$

$$\delta_{N,NTO1,Z} = 2,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.153)$$

$$\delta_{N,NTO2,Z} = 2,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.154)$$

Tlak odběrové páry na vstupu do NN:

$$p_{1,1} = p_1 \cdot (1 - \delta p_{p1}) = 1,98 \cdot (1 - 0,08) = 1,82 \text{ bar}(a) \quad (6.155)$$

Součinitel tlakové ztráty δp_{p1} byl určen v rovnici (2.49).

Určení tlakové ztráty na vstupu do NN, která by optimálně měla spadat do intervalu $0,5 \div 1$ bar.

$$\Delta p_{NN,K} = p_{1,1} - p_{NN} = 1,83 - 1,30 = 0,53 \text{ bar}(a) \quad (6.156)$$

Tlaková ztráta na vstupu do NN pro zimní režim:

$$\Delta p_{NN,Z} = 0,53 \text{ bar}(a) \quad (6.157)$$

Na základě nižšího tlaku v odběrovém místě, který vyplynul z detailního návrhu stupňové části turbíny, byla zvažována úprava lopatkování, konkrétně zvětšení průtočného kanálu či úprava výstupních úhlů, s cílem navýšení tlaku v odběru a dosažení požadovaného rozmezí tlakové ztráty. V tomto konkrétním případě však bylo v rámci tepelného schématu navrženo snížení teploty napájecí vody, čemuž odpovídá i nižší požadovaná teplota odplynění. Z toho důvodu byl nižší tlak v odběru naopak výhodný a odpovídal provozním požadavkům. Výsledná tlaková ztráta tak přirozeně spadá do požadovaného rozmezí bez nutnosti zásahu do geometrie stupně. Snížení teploty napájecí vody ovlivňuje množství tepla předaného spaliny, přičemž teplota

spalin na výstupu z HRSG kotle v případě základního schématu nově dosahuje 209,1 °C s odpovídající entalpií 279,77 kJ · kg⁻¹.

Finální hodnoty parametrů páry a vody v jednotlivých bodech tepelného schématu, získané po propojení všech výpočtů a optimalizaci, jsou pro variantu základního schématu uvedeny v kapitole 7.2.

6.6.3 Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami

Za regulačním stupněm je část páry odváděna k vyrovnávacímu pístu, jehož úkolem je kompenzace axiální síly působící na axiální ložisko. Tato pára je následně přivedena zpět do turbíny za třetí kužel. Z tohoto důvodu je nutné upravit hmotnostní průtoky kužely I, II a III, které musí být sníženy o hmotnostní průtok směřovaný k vyrovnávacímu pístu, stanovený podle rovnice (7.28),

$$\dot{M}^I = \dot{M}_{TS}^I - \dot{M}_{VP} = 45,69 - 3,12 = 42,57 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.158)$$

$$\dot{M}^{II} = \dot{M}_{TS}^{II} - \dot{M}_{VP} = 45,69 - 3,12 = 42,57 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.159)$$

$$\dot{M}^{III} = \dot{M}_{TS}^{III} - \dot{M}_{VP} = 45,69 - 3,12 = 42,57 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.160)$$

kde index TS označuje hodnotu hmotnostního průtoku určenou při návrhu tepelného schématu. Do turbíny však není vráceno celé množství páry z vyrovnávacího pístu \dot{M}_{VP} , neboť jeho část je odvedena do předních ucpávek turbíny. Z tohoto důvodu je od hmotnostních průtoků kužely IV, V a VI nutné odečíst hmotnostní průtok do přední ucpávky \dot{M}_A , který je stanoven v kapitole 7.2.

Určení hmotnostních průtoků zbylými kužely turbíny.

$$\dot{M}^{IV} = \dot{M}_{TS}^{IV} - \dot{M}_A = 44,39 - 0,14 = 44,25 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.161)$$

$$\dot{M}^V = \dot{M}_{TS}^V - \dot{M}_A = 42,61 - 0,14 = 42,46 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.162)$$

$$\dot{M}^{VI} = \dot{M}_{TS}^{VI} - \dot{M}_A = 40,14 - 0,14 = 39,98 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.163)$$

6.7 Výsledky detailního návrhu stupňové části.

V této kapitole jsou shrnuty finální výsledky návrhu parní turbíny zpracovávající celkový tepelný výkon HRSG kotle. Prezentované výsledky se týkají kondenzačního režimu, ve kterém není uvažován odběr do topného ohříváku. Z tohoto důvodu musí poslední stupně turbíny zpracovat veškeré množství páry, které zůstane po odběrech do NTO1, NTO2 a NN.

Turbína v první části musí zpracovat výrazný tlakový a entalpický spád mezi výstupem z regulačního stupně a prvním odběrem do napájecí nádrže. K tomu jsou v návrhu zařazeny tři kužely, které tento spád efektivně zpracovávají, čímž je dosaženo požadovaného tlaku a entalpie páry na výstupu.

Od třetího kužele turbínou proudí mokrá pára, což vede k nárůstu průtočného průřezu, respektive délky lopatek, vzhledem k větší expanzi a zvýšení měrného objemu páry. V této části turbíny dochází ke zvýšenému ohybovému namáhání lopatek, a od čtvrtého kužele jsou použity nakrucované lopatky, které efektivněji rozkládají napětí a zajišťují vyšší provozní spolehlivost. Jejich výpočet není předmětem práce a proudění je řešeno na středním průměru. Finální výsledky detailního návrhu stupňové části viz tab. 16 až tab. 21

Tab. 16 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (1/6)

<i>Kužel</i>		<i>VII</i>	<i>VI</i>		<i>V</i>		<i>IV</i>
<i>Stupeň</i>		<i>33</i>	<i>32</i>	<i>31</i>	<i>30</i>	<i>29</i>	<i>28</i>
Výpočet rotoru							
p_2	bar (a)	0,07	0,15	0,25	0,40	0,58	0,90
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	17,050	8,8846	5,5082	3,6690	2,5887	1,7406
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2271,7	2334,4	2385,6	2432,3	2475,7	2514,1
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,2914	7,1993	7,1380	7,0883	7,0494	7,0198
x_2	–	0,875	0,889	0,901	0,912	0,923	0,931
$D_{s,2}$	m	1,600	1,440	1,369	1,289	1,241	1,150
$D_{s,1}^R$	m	1,490	1,413	1,344	1,271	1,224	1,138
$D_{h,2}$	m	2,300	1,980	1,839	1,688	1,593	1,450
$D_{h,1}^R$	m	2,080	1,927	1,788	1,653	1,558	1,427
$S_{a,2}$	m	3,519	2,443	2,019	1,616	1,371	1,084
$S_{a,1}^R$	m^2	2,762	2,280	1,875	1,523	1,283	1,031
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2246,9	2317,5	2371,8	2421,5	2467,4	2507,1
u_2	$m \cdot s^{-1}$	251,33	226,19	215,09	202,48	195,01	180,64
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	193,74	145,41	109,09	96,41	80,18	71,06
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	193,74	145,41	109,09	96,41	80,18	71,06
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	307,66	252,88	245,02	226,59	215,60	208,15
w_2	$m \cdot s^{-1}$	363,58	291,71	268,20	246,25	230,02	219,95
c_2	$m \cdot s^{-1}$	201,77	147,84	113,12	99,38	82,78	76,20
α_2	°	73,79	79,60	74,66	75,96	75,60	68,84
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	56,33	26,68	29,93	24,11	20,59	27,51
ψ	–	0,9827	0,9804	0,9771	0,9753	0,9762	0,9726
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	369,97	297,54	274,49	252,48	235,63	226,14
w_1	$m \cdot s^{-1}$	167,03	128,98	103,72	95,75	79,70	73,21
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	54,49	35,95	32,29	27,29	24,58	22,89
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,34	1,72	1,71	1,55	1,30	1,38
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2244,6	2315,8	2370,1	2420,0	2466,1	2505,8
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,2046	7,1425	7,0923	7,0530	7,0227	6,9493
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2299,0	2351,8	2402,4	2447,3	2490,7	2528,7
p_1	bar	0,11	0,20	0,32	0,48	0,69	1,04
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,2046	7,1425	7,0923	7,0530	7,0227	6,9493
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	11,445	6,9293	4,4545	3,0903	2,2324	1,5245
x_1	–	0,879	0,891	0,904	0,915	0,927	0,934
Výpočet statoru							
$D_{s,1}^S$	m	234,05	1,405	1,335	1,265	1,218	1,134
$D_{s,0}$	m	165,69	1,378	1,310	1,248	1,200	1,123
$D_{h,1}^S$	m	165,69	1,910	1,771	1,640	1,545	1,419
$D_{h,0}$	m	21,09	1,856	1,720	1,605	1,510	1,395
$S_{a,1}^S$	m^2	304,22	2,228	1,826	1,492	1,254	1,013
$S_{a,0}$	m^2	255,14	2,069	1,687	1,401	1,169	0,962

Tab. 16 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (1/6)

	Kužel Stupeň	VII	VI		V		IV
		33	32	31	30	29	28
u_1	$m \cdot s^{-1}$	234,05	220,67	209,75	198,74	191,28	178,18
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	165,69	124,34	97,52	87,97	75,60	66,58
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	165,69	124,34	97,52	87,97	75,60	66,58
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	21,09	34,27	35,31	37,80	25,22	30,44
c_1	$m \cdot s^{-1}$	304,22	283,65	263,76	252,37	229,32	218,98
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	255,14	254,94	245,07	236,54	216,50	208,62
β_1	$^\circ$	82,75	74,59	70,09	66,75	71,55	65,43
$\Delta\beta$	$^\circ$	65,05	75,51	85,91	90,20	88,05	95,72
$\Delta\alpha$	$^\circ$	73,21	74,40	83,64	83,64	85,15	93,46
φ	—	0,9821	0,9819	0,9804	0,9804	0,9801	0,9780
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	309,77	288,86	269,02	257,41	233,97	223,90
c_0	$m \cdot s^{-1}$	147,84	110,14	89,26	109,36	75,76	67,07
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	37,05	35,65	32,20	27,15	24,50	22,82
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,70	1,49	1,40	1,28	1,08	1,09
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2297,3	2350,3	2401,0	2446,0	2489,6	2527,6
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,1993	7,1380	7,0883	7,0494	7,0198	6,9464
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2334,4	2385,9	2433,2	2473,1	2514,1	2550,4
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2345,3	2392,0	2437,2	2479,1	2517,0	2552,6
p_0	bar (a)	0,15	0,25	0,40	0,57	0,80	1,20
p_{0c}	bar (a)	0,16	0,27	0,41	0,60	0,82	1,22
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,1993	7,1380	7,0883	7,0494	7,0198	6,9464
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	8,8846	5,4966	3,6477	2,6279	1,9390	1,3435
x_0	—	0,889	0,901	0,913	0,923	0,933	0,941
Ztráty, účinnost, výkon							
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	91,54	71,60	64,50	54,44	49,08	45,71
u_S	$m \cdot s^{-1}$	238,76	221,32	210,43	199,22	191,75	178,49
Pa	—	0,623	0,684	0,687	0,729	0,749	0,697
η_∞	—	0,934	0,944	0,944	0,948	0,949	0,945
δ_r^R	mm	2,55	2,23	2,09	1,94	1,84	1,70
z_b	—	0	0	0	0	0	0
δ_{ekv}^R	mm	—	—	—	—	—	—
k_r	—	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
ξ_k^R	—	0,0096	0,0116	0,0153	0,0174	0,0211	0,0246
δ_r^S	mm	2,33	2,16	2,02	1,89	1,80	1,67
z_b	—	0	0	0	0	0	0
δ_{ekv}^S	mm	-	-	-	-	-	-
k_r	—	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
ξ_k^S	—	0,0102	0,0137	0,0176	0,0202	0,0233	0,0270
ξ_k	—	0,0099	0,0126	0,0164	0,0188	0,0222	0,0258
ξ_v^R	—	0,1914	0,1406	0,1175	0,0958	0,0802	0,0681

Tab. 16 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (1/6)

<i>Kužel</i>		VII	VI		V		IV
<i>Stupeň</i>		33	32	31	30	29	28
ξ_v^S	—	0,1568	0,1291	0,1063	0,0880	0,0724	0,0628
ξ_v	—	0,1741	0,1349	0,1119	0,0919	0,0763	0,0654
ξ_x	—	0,1184	0,1052	0,0933	0,0826	0,0716	0,0640
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	82,11	66,74	62,08	55,48	48,53	45,05
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	53,24	46,66	45,21	41,92	37,89	35,59
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	24,83	16,86	13,76	10,72	8,25	7,00
P_i	kW	2128,71	1865,74	1807,80	1779,81	1608,92	1574,74
η_{TDi}	—	0,648	0,699	0,728	0,756	0,781	0,790
Charakteristiky stupně							
ψ	—	2,90	2,80	2,79	2,66	2,58	2,80
ρ	—	0,60	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
κ	—	1,12	1,12	1,13	1,13	1,13	1,13
a_2	$m \cdot s^{-1}$	376,14	387,49	396,66	405,00	412,69	420,39
Ma_2	—	0,97	0,75	0,68	0,61	0,56	0,52
Pevnostní výpočet rotoru							
l_S^R	m	0,645	0,527	0,457	0,390	0,343	0,294
D_S^R	m	1,545	1,427	1,357	1,280	1,233	1,144
F_u	N	50,31	62,51	62,33	68,85	65,50	68,49
F_{a1}	N	71,29	68,87	89,14	94,76	105,67	125,67
F_a	N	11264,6	10055,1	12301,7	12414,0	13420,2	14703,3
F	N	87,26	93,01	108,77	117,14	124,32	143,12
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	28,14	24,50	24,83	22,85	21,30	21,05
σ_o	MPa	9,77	8,51	8,62	16,56	15,43	15,25
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00
F_{od}	N	144377	108882	89751,8	159423	134805	107434
σ_t	MPa	386,04	291,13	239,98	193,47	163,60	130,38
Pevnostní výpočet statoru							
l_S^S	m	0,565	0,491	0,423	0,366	0,319	0,278
D_S^S	m	1,465	1,391	1,323	1,256	1,209	1,128
F_u	N	-61,30	-63,58	-65,98	-53,18	-64,59	-69,65
F_{a1}	N	-5,44	-5,10	-3,28	-2,74	-1,77	-1,81
F	N	61,54	63,78	66,06	53,26	64,61	69,68
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	17,39	15,67	13,96	9,76	10,30	9,70
σ_o	MPa	6,04	5,44	4,85	7,07	7,46	7,03

Tab. 17 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (2/6)

Kužel Stupeň		IV		III			
		27	26	25	24	23	22
Výpočet rotoru							
p_2	bar (a)	1,20	1,56	1,99	2,47	3,03	3,68
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,3441	1,0612	0,854	0,705	0,588	0,495
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2550,3	2584,9	2618,3	2649,4	2680,2	2710,4
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,9464	6,9242	6,9050	6,8901	6,8774	6,8660
x_2	–	0,941	0,950	0,960	0,969	0,979	0,989
$D_{s,2}$	m	1,119	1,087	1,035	1,020	1,006	0,993
$D_{s,1}^R$	m	1,107	1,076	1,030	1,015	1,001	0,987
$D_{h,2}$	m	1,387	1,325	1,240	1,210	1,183	1,155
$D_{h,1}^R$	m	1,364	1,301	1,229	1,199	1,171	1,144
$S_{a,2}$	m	0,944	0,811	0,667	0,610	0,557	0,507
$S_{a,1}^R$	m^2	0,894	0,763	0,646	0,589	0,536	0,487
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2544,3	2579,9	2614,5	2646,5	2677,7	2708,4
u_2	$m \cdot s^{-1}$	175,72	170,80	162,58	160,25	158,06	155,93
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	62,99	57,92	54,52	49,21	44,91	41,53
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	62,99	57,92	54,52	49,21	44,91	41,53
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	202,23	196,80	187,06	184,29	181,47	178,45
w_2	$m \cdot s^{-1}$	211,82	205,15	194,85	190,75	186,94	183,21
c_2	$m \cdot s^{-1}$	68,34	63,49	59,77	54,77	50,64	47,24
α_2	°	67,17	65,82	65,82	63,96	62,47	61,53
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	26,51	26,00	24,48	24,04	23,40	22,52
ψ	–	0,9708	0,9694	0,9694	0,9677	0,9657	0,9637
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	218,19	211,62	201,01	197,12	193,58	190,12
w_1	$m \cdot s^{-1}$	67,05	63,53	58,08	53,50	50,09	47,52
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	21,56	20,37	18,52	18,00	17,48	16,94
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,37	1,35	1,22	1,24	1,26	1,29
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2543,0	2578,5	2613,3	2645,3	2676,5	2707,1
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,9270	6,9077	6,8924	6,8798	6,8684	6,8581
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2564,5	2598,9	2631,8	2663,3	2694,0	2724,0
p_1	bar (a)	1,37	1,77	2,22	2,74	3,34	4,03
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,9270	6,9077	6,8924	6,8798	6,8683	6,8581
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,1911	0,94995	0,77440	0,64252	0,53865	0,45566
x_1	–	0,944	0,954	0,964	0,974	0,983	0,993
Výpočet statoru							
$D_{s,1}^S$	m	1,103	1,072	1,028	1,013	0,999	0,985
$D_{s,0}$	m	1,091	1,060	1,022	1,008	0,994	0,981
$D_{h,1}^S$	m	1,356	1,293	1,226	1,196	1,168	1,141
$D_{h,0}$	m	1,333	1,270	1,214	1,186	1,159	1,131
$S_{a,1}^S$	m^2	0,877	0,746	0,640	0,583	0,530	0,481
$S_{a,0}$	m^2	0,827	0,699	0,616	0,563	0,513	0,464

Tab. 17 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (2/6)

		IV		III			
		27	26	25	24	23	22
Kužel							
Stupeň							
u_1	$m \cdot s^{-1}$	173,26	168,34	161,49	159,13	156,92	154,79
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	60,12	56,32	51,52	46,94	43,24	40,32
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	60,12	56,32	51,52	46,94	43,24	40,32
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	29,69	29,38	26,81	25,68	25,28	25,15
c_1	$m \cdot s^{-1}$	211,67	205,59	195,23	190,68	187,26	184,40
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	202,95	197,72	188,31	184,81	182,20	179,94
β_1	$^\circ$	63,72	62,45	62,50	61,32	59,68	58,05
$\Delta\beta$	$^\circ$	98,98	101,15	101,25	103,73	106,42	108,85
$\Delta\alpha$	$^\circ$	96,33	98,28	98,88	101,79	104,18	105,84
φ	—	0,9771	0,9764	0,9762	0,9751	0,9740	0,9732
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	216,62	210,55	199,98	195,55	192,26	189,48
c_0	$m \cdot s^{-1}$	62,18	59,01	54,22	50,10	46,70	44,30
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	21,53	20,42	18,53	17,87	17,39	16,97
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,06	1,03	0,94	0,94	0,95	0,95
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2563,5	2597,9	2630,9	2662,3	2693,0	2723,1
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,9242	6,9050	6,8901	6,8774	6,8660	6,8558
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2585,0	2618,3	2649,4	2680,2	2710,4	2740,0
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2586,9	2620,0	2650,9	2681,5	2711,5	2741,0
p_0	bar	1,56	1,99	2,47	3,03	3,68	4,42
p_{0c}	bar	1,58	2,01	2,49	3,05	3,70	4,45
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,9242	6,9050	6,8901	6,8774	6,8660	6,8558
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,0608	0,85364	0,70455	0,58781	0,49492	0,42028
x_0	—	0,951	0,960	0,970	0,979	0,989	0,999
Ztráty, účinnost, výkon							
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	43,09	40,80	37,04	35,86	34,87	33,91
u_S	$m \cdot s^{-1}$	173,57	168,65	161,54	159,28	157,12	154,99
Pa	—	0,699	0,697	0,704	0,707	0,708	0,708
η_∞	—	0,945	0,945	0,946	0,946	0,946	0,946
δ_r^R	mm	1,64	1,57	1,49	1,46	1,43	1,41
z_b	—	0	0	0	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	—	—	—	0,84	0,83	0,81
k_r	—	1,4	1,4	1,4	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	—	0,0287	0,0329	0,0364	0,0206	0,0234	0,0264
δ_r^S	mm	1,61	1,54	1,48	1,45	1,42	1,39
z_b	—	0	0	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	—	—	0,85	0,83	0,82	0,80
k_r	—	1,4	1,4	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	—	0,0313	0,0356	0,0196	0,0222	0,0252	0,0284
ξ_k	—	0,0300	0,0342	0,0280	0,0214	0,0243	0,0274
ξ_v^R	—	0,0577	0,0476	0,0392	0,0348	0,0307	0,0269

Tab. 17 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (2/6)

Kužel Stupeň		IV		III			
		27	26	25	24	23	22
ξ_v^S	—	0,0526	0,0428	0,0371	0,0327	0,0286	0,0249
ξ_v	—	0,0551	0,0452	0,0382	0,0337	0,0296	0,0259
ξ_x	—	0,0543	0,0447	0,0352	0,0257	0,0160	0,0062
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	42,68	40,52	36,73	35,62	34,68	33,78
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	34,30	33,11	30,85	30,56	30,04	29,53
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	5,95	5,03	3,72	2,88	2,43	2,01
P_i	kW	1517,71	1465,21	1312,96	1300,88	1278,83	1257,11
η_{TDi}	—	0,804	0,817	0,840	0,858	0,866	0,874
Charakteristiky stupně							
ψ	—	2,79	2,80	2,80	2,79	2,79	2,79
ρ	—	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
κ	—	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13
a_2	$m \cdot s^{-1}$	426,73	432,77	438,55	443,89	449,13	454,25
Ma_2	—	0,50	0,47	0,44	0,43	0,42	0,40
Pevnostní výpočet rotoru							
l_s^R	m	0,263	0,232	0,202	0,187	0,173	0,160
D_s^R	m	1,113	1,082	1,032	1,017	1,003	0,990
F_u	N	68,48	68,46	65,79	65,80	73,47	73,63
F_{a1}	N	136,56	143,47	140,02	153,39	184,10	194,56
F_a	N	15568,2	15925,0	14842,0	15952,2	16937,1	17704,8
F	N	152,77	158,96	154,70	166,90	198,22	208,03
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	20,08	18,40	15,65	15,64	17,19	16,63
σ_o	MPa	14,55	13,33	11,34	11,33	37,36	36,14
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00
F_{od}	N	93363,2	79918,8	66682,3	60872,2	21772,6	19797,1
σ_t	MPa	113,30	96,99	80,93	73,87	67,41	61,29
Pevnostní výpočet statoru							
l_s^S	m	0,247	0,216	0,195	0,180	0,167	0,153
D_s^S	m	1,097	1,066	1,025	1,010	0,997	0,983
F_u	N	-69,50	-70,62	-74,49	-63,71	-64,23	-64,08
F_{a1}	N	-1,32	-0,94	-1,27	-0,99	-0,88	-0,73
F	N	69,51	70,62	74,50	63,72	64,23	64,08
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	8,59	7,62	7,26	5,75	5,35	4,90
σ_o	MPa	6,23	5,52	15,79	19,73	18,36	16,82

Tab. 18 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim
(3/6)

Kužel Stupeň		III			II		
		21	20	19	18	17	16
Výpočet rotoru							
p_2	bar	4,42	5,27	6,21	7,24	8,32	9,50
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,420	0,365	0,320	0,283	0,254	0,228
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2740,0	2769,0	2797,3	2824,6	2850,1	2875,1
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8558	6,8463	6,8373	6,8290	6,8220	6,8152
x_2	—	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$D_{s,2}$	m	0,979	0,966	0,952	0,915	0,907	0,902
$D_{s,1}^R$	m	0,973	0,960	0,946	0,910	0,905	0,899
$D_{h,2}$	m	1,128	1,101	1,074	1,020	1,004	0,993
$D_{h,1}^R$	m	1,117	1,090	1,063	1,010	0,999	0,988
$S_{a,2}$	m	0,459	0,411	0,365	0,302	0,277	0,260
$S_{a,1}^R$	m^2	0,439	0,392	0,346	0,286	0,269	0,252
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2738,3	2767,3	2795,6	2823,2	2848,7	2873,6
u_2	$m \cdot s^{-1}$	153,80	151,67	149,54	143,73	142,48	141,64
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	39,01	37,79	37,36	39,94	39,04	37,41
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	39,01	37,79	37,36	39,94	39,04	37,41
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	175,95	173,60	171,34	165,09	163,24	162,06
w_2	$m \cdot s^{-1}$	180,22	177,66	175,37	169,85	167,84	166,32
c_2	$m \cdot s^{-1}$	44,86	43,69	43,26	45,29	44,22	42,62
α_2	°	60,41	59,87	59,73	61,86	62,00	61,37
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	22,15	21,93	21,81	21,36	20,76	20,42
ψ	—	0,9623	0,9615	0,9625	0,9659	0,9652	0,9640
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	187,28	184,77	182,20	175,85	173,90	172,53
w_1	$m \cdot s^{-1}$	45,77	45,16	44,61	46,19	44,44	43,21
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	16,49	16,05	15,60	14,39	14,13	13,95
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,30	1,29	1,22	1,04	1,03	1,05
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2737,0	2766,0	2794,4	2822,1	2847,6	2872,6
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8485	6,8394	6,8310	6,8237	6,8168	6,8100
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2753,5	2782,1	2810,0	2836,5	2861,8	2886,5
p_1	bar	4,83	5,72	6,71	7,77	8,89	10,13
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8485	6,8395	6,8310	6,8237	6,8168	6,8100
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,39055	0,34127	0,30055	0,26768	0,24038	0,21678
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Výpočet statoru							
$D_{s,1}^S$	m	0,972	0,958	0,945	0,909	0,904	0,899
$D_{s,0}$	m	0,967	0,954	0,940	0,908	0,902	0,897
$D_{h,1}^S$	m	1,114	1,086	1,059	1,009	0,998	0,987
$D_{h,0}$	m	1,104	1,077	1,050	1,005	0,994	0,984
$S_{a,1}^S$	m^2	0,433	0,386	0,340	0,284	0,267	0,250

Tab. 18 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim
(3/6)

<i>Kužel</i>		<i>III</i>			<i>II</i>		
<i>Stupeň</i>		<i>21</i>	<i>20</i>	<i>19</i>	<i>18</i>	<i>17</i>	<i>16</i>
$S_{a,0}$	m^2	0,417	0,370	0,325	0,278	0,261	0,245
u_1	$m \cdot s^{-1}$	152,65	150,52	148,39	142,85	142,01	141,17
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	38,39	37,63	37,59	40,10	38,29	36,84
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	38,39	37,63	37,59	40,10	38,29	36,84
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	24,92	24,98	24,01	22,91	22,55	22,58
c_1	$m \cdot s^{-1}$	181,68	179,49	176,45	170,55	168,96	167,84
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	177,58	175,51	172,40	165,76	164,56	163,75
β_1	$^\circ$	57,01	56,41	57,43	60,26	59,51	58,50
$\Delta\beta$	$^\circ$	110,49	111,31	110,27	106,14	107,04	108,50
$\Delta\alpha$	$^\circ$	107,39	108,03	107,97	104,54	104,90	105,95
φ	—	0,9724	0,9720	0,9721	0,9738	0,9736	0,9731
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	186,84	184,66	181,53	175,13	173,53	172,47
c_0	$m \cdot s^{-1}$	43,10	42,62	42,06	43,95	42,35	41,39
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	16,53	16,14	15,59	14,37	14,16	14,02
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,95	0,94	0,91	0,79	0,78	0,79
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2752,5	2781,1	2809,1	2835,7	2861,0	2885,8
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8462	6,8373	6,8290	6,8220	6,8152	6,8084
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2769,0	2797,3	2824,7	2850,1	2875,1	2899,8
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2770,0	2798,2	2825,6	2851,1	2876,0	2900,6
p_0	<i>bar</i>	5,27	6,21	7,25	8,32	9,50	10,79
p_{0c}	<i>bar</i>	5,29	6,24	7,28	8,36	9,54	10,83
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8463	6,8373	6,8290	6,8220	6,8152	6,8084
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,36494	0,32012	0,28307	0,25370	0,22833	0,20628
x_0	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Ztráty, účinnost, výkon							
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	33,02	32,19	31,20	28,76	28,29	27,97
u_S	$m \cdot s^{-1}$	152,86	150,73	148,59	143,15	142,10	141,26
Pa	—	0,708	0,706	0,708	0,712	0,714	0,713
η_∞	—	0,946	0,946	0,946	0,946	0,947	0,947
δ_r^R	<i>mm</i>	1,38	1,35	1,32	1,27	1,25	1,24
z_b	—	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	<i>mm</i>	0,80	0,78	0,76	0,73	0,72	0,72
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	—	0,0296	0,0325	0,0353	0,0356	0,0385	0,0418
δ_r^S	<i>mm</i>	1,36	1,34	1,31	1,26	1,25	1,24
z_b	—	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	<i>mm</i>	0,79	0,77	0,76	0,73	0,72	0,71
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	—	0,0315	0,0344	0,0371	0,0373	0,0406	0,0440
ξ_k	—	0,0306	0,0335	0,0362	0,0365	0,0395	0,0429

Tab. 18 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (3/6)

Kužel		III			II		
Stupeň		21	20	19	18	17	16
ξ_v^R	—	0,0232	0,0197	0,0164	0,0132	0,0115	0,0103
ξ_v^S	—	0,0213	0,0179	0,0147	0,0120	0,0108	0,0097
ξ_v	—	0,0222	0,0188	0,0156	0,0126	0,0111	0,0100
ξ_x	—	0,0006	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	32,94	32,15	31,14	28,70	28,21	27,92
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	28,93	28,24	27,40	25,47	24,96	24,60
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,76	1,68	1,61	1,41	1,43	1,48
P_i	kW	1231,45	1201,90	1166,34	1084,07	1062,63	1046,98
η_{TDi}	—	0,878	0,878	0,880	0,887	0,885	0,881
Charakteristiky stupně							
ψ	—	2,79	2,80	2,79	2,78	2,79	2,79
ρ	—	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
κ	—	1,13	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
a_2	$m \cdot s^{-1}$	459,24	500,58	509,06	517,00	524,23	531,18
Ma_2	—	0,39	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31
Pevnostní výpočet rotoru							
l_s^R	m	0,146	0,133	0,119	0,102	0,096	0,090
D_s^R	m	0,976	0,963	0,949	0,912	0,906	0,900
F_u	N	73,51	74,28	73,68	62,72	63,10	63,55
F_{a1}	N	203,07	207,66	205,87	157,14	160,91	167,20
F_a	N	18276,3	18274,5	17910,6	15399,4	15608,6	16051,3
F	N	215,97	220,55	218,66	169,19	172,84	178,87
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	15,79	14,63	13,02	8,67	8,28	8,09
σ_o	MPa	34,34	31,81	28,31	29,74	28,41	27,76
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00
F_{od}	N	17867,6	15984,2	14146,9	8640,11	8020,75	7526,73
σ_t	MPa	55,32	49,49	43,80	36,23	33,63	31,56
Pevnostní výpočet statoru							
l_s^S	m	0,139	0,126	0,112	0,099	0,093	0,088
D_s^S	m	0,969	0,956	0,942	0,909	0,903	0,898
F_u	N	-63,82	-64,27	-64,30	-50,22	-50,33	-50,34
F_{a1}	N	-0,45	-0,34	-0,21	-0,45	-0,39	-0,34
F	N	63,83	64,28	64,30	50,23	50,34	50,34
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	4,45	4,05	3,61	2,47	2,34	2,21
σ_o	MPa	15,27	13,88	12,39	17,19	16,29	15,36

Tab. 19 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (4/6)

Kužel		II				
Stupeň		15	14	13	12	11
Výpočet rotoru						
p_2	bar	10,79	12,20	13,74	15,40	17,20
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,206	0,187	0,170	0,155	0,142
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2899,8	2924,1	2947,9	2971,4	2994,6
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8084	6,8017	6,7951	6,7886	6,7821
x_2	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$D_{s,2}$	m	0,896	0,891	0,886	0,881	0,877
$D_{s,1}^R$	m	0,894	0,889	0,884	0,879	0,875
$D_{h,2}$	m	0,983	0,972	0,961	0,952	0,943
$D_{h,1}^R$	m	0,978	0,967	0,958	0,949	0,940
$S_{a,2}$	m	0,243	0,227	0,210	0,197	0,184
$S_{a,1}^R$	m^2	0,236	0,219	0,205	0,192	0,178
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2898,2	2922,5	2946,3	2969,7	2992,8
u_2	$m \cdot s^{-1}$	140,80	139,95	139,11	138,41	137,72
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	36,12	35,11	34,42	33,53	32,88
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	36,12	35,11	34,42	33,53	32,88
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	161,58	160,37	159,20	158,43	157,39
w_2	$m \cdot s^{-1}$	165,57	164,17	162,88	161,94	160,79
c_2	$m \cdot s^{-1}$	41,67	40,62	39,85	39,05	38,32
α_2	°	60,08	59,82	59,73	59,17	59,11
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	20,79	20,42	20,09	20,01	19,67
ψ	—	0,9631	0,9631	0,9625	0,9621	0,9616
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	171,91	170,46	169,22	168,31	167,21
w_1	$m \cdot s^{-1}$	42,15	41,05	40,27	39,45	39,01
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	13,89	13,69	13,51	13,39	13,22
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,07	1,05	1,05	1,05	1,05
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2897,2	2921,5	2945,3	2968,7	2991,7
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8033	6,7966	6,7901	6,7835	6,7770
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2911,0	2935,1	2958,8	2982,1	3004,9
p_1	bar	11,48	12,96	14,55	16,28	18,15
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8033	6,7966	6,7901	6,7835	6,7770
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,19613	0,17808	0,16227	0,14827	0,13587
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^S$	m	0,893	0,888	0,883	0,879	0,874
$D_{s,0}$	m	0,891	0,886	0,882	0,877	0,873
$D_{h,1}^S$	m	0,977	0,966	0,956	0,948	0,939
$D_{h,0}$	m	0,973	0,962	0,953	0,945	0,936
$S_{a,1}^S$	m^2	0,234	0,218	0,203	0,190	0,177
$S_{a,0}$	m^2	0,228	0,212	0,199	0,185	0,172

Tab. 19 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (4/6)

Kužel		II				
Stupeň		15	14	13	12	11
u_1	$m \cdot s^{-1}$	140,33	139,48	138,74	138,04	137,35
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	35,69	34,85	33,99	33,23	32,70
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	35,69	34,85	33,99	33,23	32,70
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	22,42	21,69	21,60	21,28	21,27
c_1	$m \cdot s^{-1}$	166,61	164,90	163,90	162,75	161,95
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	162,74	161,17	160,34	159,32	158,61
β_1	°	57,87	58,10	57,57	57,37	56,96
$\Delta\beta$	°	109,53	109,55	110,23	110,68	111,24
$\Delta\alpha$	°	107,55	107,98	108,30	109,05	109,24
φ	—	0,9723	0,9721	0,9719	0,9714	0,9713
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	171,36	169,64	168,64	167,53	166,73
c_0	$m \cdot s^{-1}$	40,33	39,55	38,74	37,99	37,68
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	13,87	13,61	13,47	13,31	13,19
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,80	0,79	0,79	0,79	0,79
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2910,2	2934,4	2958,0	2981,3	3004,2
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8017	6,7951	6,7886	6,7821	6,7756
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2924,1	2948,0	2971,4	2994,6	3017,4
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2924,9	2948,7	2972,2	2995,3	3018,1
p_0	bar	12,20	13,74	15,40	17,20	19,14
p_{0c}	bar	12,25	13,78	15,45	17,25	19,20
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8017	6,7951	6,7886	6,7821	6,7756
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,18695	0,17008	0,15521	0,14202	0,13030
x_0	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,76	27,29	26,98	26,70	26,41
u_S	$m \cdot s^{-1}$	140,42	139,57	138,80	138,11	137,41
Pa	—	0,710	0,714	0,714	0,714	0,715
η_∞	—	0,946	0,947	0,947	0,947	0,947
δ_r^R	mm	1,23	1,22	1,21	1,20	1,19
z_b	—	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,71	0,71	0,70	0,69	0,69
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	—	0,0453	0,0489	0,0525	0,0565	0,0606
δ_r^S	mm	1,23	1,22	1,21	1,20	1,19
z_b	—	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,71	0,70	0,70	0,69	0,69
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	—	0,0476	0,0511	0,0550	0,0591	0,0634
ξ_k	—	0,0465	0,0500	0,0538	0,0578	0,0620
ξ_v^R	—	0,0093	0,0083	0,0073	0,0065	0,0058

Tab. 19 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (4/6)

	Kužel Stupeň	II				
		15	14	13	12	11
ξ_v^S	—	0,0087	0,0077	0,0069	0,0061	0,0054
ξ_v	—	0,0090	0,0080	0,0071	0,0063	0,0056
ξ_x	—	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,70	27,25	26,93	26,66	26,38
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	24,29	23,82	23,45	23,10	22,76
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,54	1,58	1,64	1,71	1,78
P_i	kW	1034,06	1014,08	998,22	983,47	968,92
η_{TDi}	—	0,877	0,874	0,871	0,867	0,863
Charakteristiky stupně						
ψ	—	2,80	2,79	2,79	2,79	2,78
ρ	—	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
κ	—	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
a_2	$m \cdot s^{-1}$	537,88	544,38	550,64	556,69	562,55
Ma_2	—	0,31	0,30	0,30	0,29	0,29
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,085	0,080	0,075	0,070	0,066
D_s^R	m	0,895	0,890	0,885	0,880	0,876
F_u	N	62,94	63,07	49,75	49,83	50,12
F_{a1}	N	172,17	176,06	140,65	144,16	146,24
F_a	N	16528,7	16725,8	16877,5	17155,3	17256,8
F	N	183,32	187,02	149,18	152,53	154,59
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	7,80	7,46	5,57	5,36	5,09
σ_o	MPa	26,76	25,58	38,71	37,23	35,36
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00
F_{od}	N	7038,04	6554,67	3828,86	3583,90	3341,20
σ_t	MPa	29,51	27,48	25,59	23,96	22,33
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,082	0,077	0,072	0,068	0,064
D_s^S	m	0,892	0,887	0,882	0,878	0,874
F_u	N	-50,12	-50,10	-43,33	-43,44	-43,19
F_{a1}	N	-0,29	-0,24	-0,22	-0,19	-0,16
F	N	50,12	50,10	43,33	43,44	43,19
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	2,07	1,93	1,57	1,48	1,37
σ_o	MPa	14,35	13,41	16,88	15,89	14,77

Tab. 20 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (5/6)

	Kužel Stupeň	II		I		
		10	9	8	7	6
Výpočet rotoru						
p_2	bar	19,14	21,24	23,50	25,74	28,15
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,130	0,120	0,110	0,103	0,095
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3017,3	3039,8	3061,9	3082,5	3102,8
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7756	6,7690	6,7626	6,7570	6,7513
x_2	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$D_{s,2}$	m	0,872	0,868	0,833	0,831	0,830
$D_{s,1}^R$	m	0,870	0,866	0,832	0,831	0,829
$D_{h,2}$	m	0,935	0,926	0,886	0,883	0,879
$D_{h,1}^R$	m	0,931	0,922	0,885	0,881	0,878
$S_{a,2}$	m	0,171	0,158	0,139	0,134	0,130
$S_{a,1}^R$	m^2	0,165	0,153	0,137	0,132	0,128
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3015,5	3037,9	3060,2	3080,7	3100,9
u_2	$m \cdot s^{-1}$	137,02	136,33	130,85	130,59	130,33
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	32,47	32,31	33,89	32,54	31,35
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	32,47	32,31	33,89	32,54	31,35
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	156,81	156,00	149,79	149,26	148,75
w_2	$m \cdot s^{-1}$	160,14	159,31	153,58	152,76	152,02
c_2	$m \cdot s^{-1}$	38,03	37,82	38,83	37,52	36,36
α_2	°	58,65	58,66	60,80	60,16	59,57
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	19,78	19,67	18,95	18,66	18,42
ψ	—	0,9613	0,9614	0,9638	0,9627	0,9614
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	166,58	165,70	159,35	158,69	158,13
w_1	$m \cdot s^{-1}$	38,78	38,67	38,94	37,83	36,91
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	13,12	12,98	11,94	11,88	11,82
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,05	1,04	0,90	0,92	0,95
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3014,4	3036,8	3059,3	3079,7	3099,9
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7704	6,7639	6,7581	6,7524	6,7466
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3027,5	3049,8	3071,2	3091,6	3111,8
p_1	bar	20,17	22,35	24,60	26,92	29,41
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7704	6,7639	6,7581	6,7524	6,7466
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,12479	0,11488	0,10634	0,09887	0,09204
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^S$	m	0,870	0,866	0,832	0,830	0,829
$D_{s,0}$	m	0,868	0,864	0,832	0,830	0,828
$D_{h,1}^S$	m	0,930	0,921	0,884	0,881	0,878
$D_{h,0}$	m	0,927	0,918	0,883	0,880	0,877
$S_{a,1}^S$	m^2	0,164	0,151	0,136	0,132	0,127
$S_{a,0}$	m^2	0,159	0,147	0,135	0,130	0,126

Tab. 20 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (5/6)

Kužel		II		I		
		10	9	8	7	6
Stupeň						
u_1	$m \cdot s^{-1}$	136,65	135,96	130,71	130,45	130,19
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	32,42	32,39	33,21	31,95	30,81
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	32,42	32,39	33,21	31,95	30,81
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	21,28	21,13	20,34	20,25	20,32
c_1	$m \cdot s^{-1}$	161,22	160,39	154,66	154,05	153,64
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	157,93	157,09	151,05	150,70	150,51
β_1	°	56,72	56,88	58,52	57,63	56,59
$\Delta\beta$	°	111,58	111,42	108,73	110,07	111,51
$\Delta\alpha$	°	109,75	109,69	106,80	107,87	108,86
φ	—	0,9710	0,9711	0,9727	0,9721	0,9716
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	166,03	165,17	159,00	158,47	158,14
c_0	$m \cdot s^{-1}$	37,46	36,74	37,36	36,20	35,42
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	13,08	12,97	11,94	11,90	11,88
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,79	0,78	0,68	0,69	0,70
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3026,8	3049,0	3070,5	3090,9	3111,1
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7690	6,7626	6,7570	6,7513	6,7455
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3039,8	3062,0	3082,5	3102,8	3122,9
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3040,5	3062,7	3083,2	3103,5	3123,6
p_0	bar	21,25	23,50	25,74	28,15	30,72
p_{0c}	bar	21,30	23,57	25,81	28,22	30,79
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7690	6,7626	6,7570	6,7513	6,7455
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,11981	0,11042	0,10260	0,09546	0,08892
x_0	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	26,20	25,95	23,88	23,78	23,70
u_S	$m \cdot s^{-1}$	136,72	136,02	130,74	130,48	130,22
Pa	—	0,713	0,713	0,716	0,716	0,716
η_∞	—	0,946	0,946	0,947	0,947	0,947
δ_r^R	mm	1,18	1,18	1,14	1,13	1,13
z_b	—	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,68	0,68	0,66	0,65	0,65
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	—	0,0649	0,0694	0,0673	0,0717	0,0763
δ_r^S	mm	1,18	1,17	1,13	1,13	1,13
z_b	—	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,68	0,68	0,65	0,65	0,65
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	—	0,0678	0,0724	0,0702	0,0748	0,0798
ξ_k	—	0,0664	0,0709	0,0687	0,0733	0,0780
ξ_v^R	—	0,0051	0,0045	0,0040	0,0038	0,0036

Tab. 20 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (5/6)

	Kůžel Stupeň	II		I		
		10	9	8	7	6
ξ_v^S	—	0,0047	0,0041	0,0039	0,0037	0,0035
ξ_v	—	0,0049	0,0043	0,0040	0,0038	0,0035
ξ_x	—	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	26,18	25,91	23,82	23,73	23,66
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	22,48	22,14	20,51	20,29	20,08
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,87	1,95	1,73	1,83	1,93
P_i	kW	956,70	942,51	872,95	863,57	854,89
η_{TDi}	—	0,858	0,855	0,861	0,855	0,849
Charakteristiky stupně						
$v\psi$	—	2,79	2,79	2,79	2,79	2,79
ρ	—	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
κ	—	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
a_2	$m \cdot s^{-1}$	568,24	573,76	579,11	584,02	588,82
Ma_2	—	0,28	0,28	0,27	0,26	0,26
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,061	0,057	0,053	0,051	0,049
D_s^R	m	0,871	0,867	0,833	0,831	0,829
F_u	N	49,83	49,99	43,25	43,23	43,25
F_{a1}	N	146,84	147,04	116,68	120,79	124,76
F_a	N	17327,7	17203,5	15167,9	15703,2	16218,7
F	N	155,07	155,30	124,44	128,30	132,04
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	4,76	4,42	3,28	3,27	3,26
σ_o	MPa	33,08	30,75	35,23	35,20	35,05
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00
F_{od}	N	3100,78	2862,63	1894,16	1831,72	1768,82
σ_t	MPa	20,73	19,14	16,99	16,43	15,86
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,059	0,055	0,052	0,050	0,049
D_s^S	m	0,869	0,865	0,832	0,830	0,829
F_u	N	-43,33	-43,88	-36,14	-36,35	-36,22
F_{a1}	N	-0,13	-0,10	-0,22	-0,20	-0,19
F	N	43,33	43,88	36,14	36,35	36,22
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	1,28	1,20	0,94	0,91	0,88
σ_o	MPa	13,79	12,92	17,26	16,80	16,19

Tab. 21 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (6/6)

Kužel		I				
Stupeň		5	4	3	2	1
Výpočet rotoru						
p_2	bar	30,72	33,48	36,42	39,55	42,88
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,089	0,083	0,077	0,072	0,068
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3122,9	3142,9	3162,5	3181,9	3201,1
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7455	6,7396	6,7336	6,7274	6,7212
x_2	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$D_{s,2}$	m	0,828	0,826	0,825	0,823	0,821
$D_{s,1}^R$	m	0,827	0,826	0,824	0,822	0,821
$D_{h,2}$	m	0,876	0,873	0,870	0,866	0,863
$D_{h,1}^R$	m	0,875	0,871	0,868	0,865	0,862
$S_{a,2}$	m	0,125	0,121	0,116	0,111	0,107
$S_{a,1}^R$	m^2	0,123	0,119	0,114	0,110	0,105
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3120,9	3140,7	3160,3	3179,6	3198,6
u_2	$m \cdot s^{-1}$	130,07	129,81	129,55	129,29	129,03
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	30,27	29,29	28,42	27,64	26,96
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	30,27	29,29	28,42	27,64	26,96
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	148,76	147,90	147,58	147,00	146,88
w_2	$m \cdot s^{-1}$	151,81	150,78	150,29	149,57	149,34
c_2	$m \cdot s^{-1}$	35,57	34,42	33,65	32,82	32,33
α_2	°	58,31	58,30	57,62	57,36	56,49
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	18,69	18,09	18,02	17,70	17,85
ψ	—	0,9603	0,9597	0,9587	0,9578	0,9584
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	158,09	157,10	156,75	156,16	155,81
w_1	$m \cdot s^{-1}$	35,99	34,99	34,27	33,65	32,52
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	11,85	11,73	11,70	11,63	11,61
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,97	0,97	0,99	1,01	0,99
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3119,9	3139,8	3159,3	3178,6	3197,6
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7407	6,7347	6,7286	6,7223	6,7160
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3131,8	3151,5	3171,0	3190,2	3209,3
p_1	bar	32,08	34,93	37,96	41,19	44,62
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7407	6,7347	6,7286	6,7223	6,7160
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,08577	0,08004	0,07479	0,06996	0,06551
x_1	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^S$	m	0,827	0,826	0,824	0,822	0,821
$D_{s,0}$	m	0,827	0,825	0,823	0,822	0,820
$D_{h,1}^S$	m	0,874	0,871	0,868	0,864	0,861
$D_{h,0}$	m	0,873	0,870	0,867	0,863	0,860
$S_{a,1}^S$	m^2	0,123	0,118	0,114	0,109	0,105
$S_{a,0}$	m^2	0,121	0,117	0,112	0,108	0,103

Tab. 21 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (6/6)

		Kužel		I		
		Stupeň	5	4	3	2
u_1	$m \cdot s^{-1}$	129,93	129,67	129,41	129,15	128,89
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	29,78	28,86	28,04	27,31	26,67
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	29,78	28,86	28,04	27,31	26,67
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	20,20	19,78	19,70	19,65	18,60
c_1	$m \cdot s^{-1}$	153,06	152,21	151,72	151,29	149,88
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	150,14	149,45	149,11	148,81	147,49
β_1	°	55,85	55,58	54,91	54,26	55,11
$\Delta\beta$	°	112,65	113,22	114,19	115,09	114,49
$\Delta\alpha$	°	110,47	110,77	111,73	112,24	113,26
φ	—	0,9706	0,9704	0,9698	0,9695	0,9688
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	157,70	156,85	156,45	156,06	154,71
c_0	$m \cdot s^{-1}$	34,27	33,50	32,67	32,17	26,22
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	11,85	11,74	11,70	11,66	11,62
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,72	0,72	0,73	0,73	0,74
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3131,0	3150,8	3170,2	3189,5	3208,5
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7396	6,7336	6,7275	6,7212	6,7149
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3142,9	3162,5	3181,9	3201,1	3220,1
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3143,5	3163,1	3182,5	3201,6	3220,5
p_0	bar	33,49	36,42	39,55	42,88	46,43
p_{0c}	bar	33,56	36,49	39,62	42,96	46,48
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,7396	6,7336	6,7274	6,7212	6,7149
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,08292	0,07744	0,07240	0,06776	0,06349
x_0	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	23,70	23,47	23,40	23,29	23,23
u_S	$m \cdot s^{-1}$	129,96	129,70	129,44	129,18	128,92
Pa	—	0,713	0,717	0,716	0,717	0,715
η_∞	—	0,946	0,947	0,947	0,947	0,947
δ_r^R	mm	1,13	1,12	1,12	1,12	1,11
z_b	—	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,65	0,65	0,65	0,64	0,64
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	—	0,0814	0,0863	0,0916	0,0971	0,1030
δ_r^S	mm	1,12	1,12	1,12	1,11	1,11
z_b	—	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,65	0,65	0,65	0,64	0,64
k_r	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	—	0,0849	0,0900	0,0955	0,1013	0,1067
ξ_k	—	0,0831	0,0881	0,0936	0,0992	0,1048
ξ_v^R	—	0,0034	0,0032	0,0029	0,0027	0,0025

Tab. 21 Finální výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro kondenzační režim (6/6)

Kužel		I				
Stupeň		5	4	3	2	1
ξ_v^S	—	0,0033	0,0030	0,0028	0,0026	0,0024
ξ_v	—	0,0033	0,0031	0,0029	0,0027	0,0025
ξ_x	—	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	23,65	23,44	23,37	23,26	23,06
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	19,91	19,61	19,40	19,16	18,86
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,04	2,14	2,25	2,37	2,47
P_i	kW	847,58	834,63	825,58	815,37	802,68
η_{TDi}	—	0,842	0,837	0,830	0,823	0,818
Charakteristiky stupně						
ψ	—	2,80	2,79	2,79	2,79	2,79
ρ	—	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
κ	—	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
a_2	$m \cdot s^{-1}$	593,50	598,08	602,54	606,90	611,16
Ma_2	—	0,26	0,25	0,25	0,25	0,24
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,048	0,046	0,044	0,043	0,041
D_s^R	m	0,828	0,826	0,824	0,823	0,821
F_u	N	43,37	43,34	43,25	43,26	43,11
F_{a1}	N	130,48	133,42	137,14	140,17	144,49
F_a	N	16831,4	17211,7	17690,8	18081,9	18494,4
F	N	137,50	140,29	143,80	146,69	150,78
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	3,28	3,23	3,19	3,14	3,10
σ_o	MPa	35,28	34,75	34,34	33,72	33,32
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00	7850,00
F_{od}	N	1706,16	1643,73	1581,55	1519,59	1457,88
σ_t	MPa	15,30	14,74	14,18	13,63	13,08
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,047	0,045	0,044	0,042	0,040
D_s^S	m	0,827	0,825	0,824	0,822	0,820
F_u	N	-36,28	-36,35	-36,34	-36,22	-41,03
F_{a1}	N	-0,17	-0,16	-0,14	-0,13	-0,12
F	N	36,28	36,35	36,34	36,22	41,03
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	0,85	0,82	0,79	0,76	0,83
σ_o	MPa	15,67	15,14	14,59	13,99	15,22

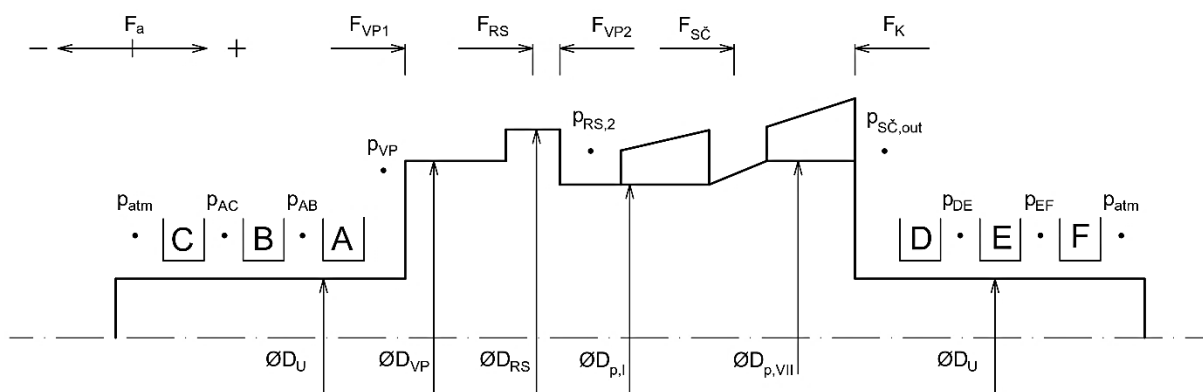
7 Vyrovnávací píst a ucpávky

7.1 Vyrovnávací píst

U mnohastupňových turbín s reakčním lopatkováním dosahuje axiální síla hodnot, které nelze zachytit standardním axiálním ložiskem, nebo by bylo extrémně velké. Kompenzace této síly je řešena vyrovnávacím pístem navrženým dle metodiky [7]. Pára z regulačního stupně je odváděna přes ucpávky vyrovnávacího pístu; menší část je přivedena do předních ucpávek turbíny, větší část je zaústěna zpět do turbíny za kužel II. Výpočtové modely byly zpracovány pro základní schéma kondenzační režim, kde výsledky jsou shrnuty v přehledných tabulkách.

7.1.1 Výpočet axiální síly

Na obr. 37 jsou schematicky znázorněny směry působících axiálních sil a hodnoty průměrů rotoru v klíčových charakteristických bodech.



Obr. 37 Schéma působících axiálních sil působících na rotor

Průměr vyrovnávacího pístu je volen v rozmezí mezi patním průměrem regulačního stupně a patním průměrem prvního kužele.

$$D_{VP} = 0,92 \text{ m} \quad (7.1)$$

Průměr pro ucpávky turbíny je odhadnut, ale vychází mimo jiné z pevnostní kontroly a dynamiky rotoru i zvyklostí výrobce. Vzhledem k tomu, že tato diplomová práce se detailním návrhem ložisek nezabývá, je průměr stanoven pouze orientačně.

$$D_U = 0,30 \text{ m} \quad (7.2)$$

Patní průměr prvního kužele.

$$D_p^I = 0,78 \text{ m} \quad (7.3)$$

Patní průměr posledního kužele:

$$D_p^{VII} = 0,90 \text{ m} \quad (7.4)$$

Atmosférický tlak:

$$p_{atm} = 1 \text{ bar}(a) \quad (7.5)$$

Tlak páry za vyrovnávacím pístem je stejný jako tlak na výstupu z kužele, za kterým je pára vrácena zpět. V tomto případě je pára z vyrovnávacího pístu nasměrována za kužel II, a proto platí:

$$p_{VP} = p_2^{II} = 7,24 \text{ bar}(a) \quad (7.6)$$

Tlak za regulačním stupněm.

$$p_{RS,2} = 45,87 \text{ bar}(a) \quad (7.7)$$

Tlak za posledním stupněm turbíny.

$$p_{S\check{c},out} = p_2^{33.st.} = 0,074 \text{ bar (a)} \quad (7.8)$$

Nyní je možné určit hodnoty jednotlivých axiálních sil zobrazených na obr. 37. Síly jsou určeny tlakem a plochou mezikruží, na kterou tento tlak působí.

Síly od vyrovnávacího pístu:

$$F_{VP1} = \pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - D_U^2}{4} \cdot p_{VP} = \pi \cdot \frac{0,92^2 - 0,30^2}{4} \cdot 7,24 \cdot 100 = \quad (7.9)$$

$$= 430,37 \text{ kN}$$

$$F_{VP2} = -\pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - (D_p^I)^2}{4} \cdot p_{RS,2} = -\pi \cdot \frac{0,92^2 - 0,78^2}{4} \cdot 45,87 \cdot 100 = \quad (7.10)$$

$$F_{VP2} = -857,49 \text{ kN}$$

Síla působící na mezikruží mezi patním průměrem posledního stupně a průměrem rotoru s ucpávkami.

$$F_K = -\pi \cdot \frac{D_{p,VII}^2 - D_U^2}{4} \cdot p_{S\check{c},out} \quad (7.11)$$

$$= -\pi \cdot \frac{0,90^2 - 0,30^2}{4} \cdot 0,074 = -4,18 \text{ kN}$$

Axiální síla, která působí na lopatky regulačního stupně, byla vypočtena podle rovnice (4.114). Konečná hodnota po optimalizaci je

$$F_a^{RS} = 4,79 \text{ kN} \quad (7.12)$$

Axiální síla působící na rotor od oběžných lopatek stupňové části je určena jako součet všech axiálních složek sil působících na jednotlivé rotorové řady lopatek, které jsou vypočteny podle rovnice (6.110).

$$F_{S\check{c}} = \sum_{i=1}^{33} F_{a,i} = 527,08 \text{ kN} \quad (7.13)$$

Axiální síly působící na ucpávky vyrovnávacího pístu a na přední a zadní ucpávky turbíny jsou určeny jako součet sil vypočítaných podle rovnice (7.33).

$$F_U = F_U^{VP} + \sum_{i=A}^F F_U^i = -46,23 \text{ kN} \quad (7.14)$$

Celková axiální síla působící na rotor turbíny je:

$$F_a = F_{VP1} + F_{RS} + F_{VP2} + F_{S\check{c}} + F_K + F_U = \quad (7.15)$$

$$= 430,37 + 4,79 - 857,49 + 527,08 - 4,18 - 46,23 = 54,36 \text{ kN}$$

Dle doporučení vedoucího práce by se měla zbytková axiální síla kompenzovaná v axiálním ložisku pohybovat v rozmezí 50 až 60 kN, což je v tomto případě splněno.

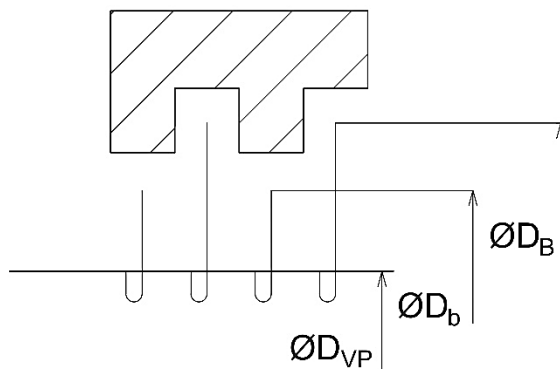
V tab. 22 jsou znázorněny výsledky výpočtu axiální síly pro základní variantu tepelného schématu.

Tab. 22 Výsledky výpočtu axiální síly pro oba režimy

Označení	Jednotka	Kondenzační režim	Zimní režim
D_{VP}	m	0,92	0,92
D_U	m	0,30	0,30
D_p^I	m	0,78	0,78
D_p^{VI}	m	0,90	0,90
p_{atm}	bar (a)	1,00	1,00
p_{VP}	bar (a)	7,24	7,24
$p_{RS,2}$	bar (a)	45,87	45,87
$p_{Sč,out}$	bar (a)	0,074	0,074
F_{VP1}	kN	430,37	430,37
F_{VP2}	kN	-857,49	-857,49
F_K	kN	-4,18	-4,18
F_{RS}	kN	4,79	4,79
$F_{Sč}$	kN	527,08	503,34
F_U	kN	-46,23	-46,23
F_a	kN	54,36	30,61

7.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu

Bezdotykové labyrintové ucpávky umístěné na vyrovnávacím pístu budou předmětem návrhu v této podkapitole. Schématický náčrt labyrintových ucpávek je uveden na obr. 38.



Obr. 38 Schéma rozměrů labyrintových ucpávek

Hodnota konstanty B pro austenitickou ocel.

$$B = 1,35 [-] \quad (7.16)$$

Stanovení radiální vůle mezi břity a tělesem statoru ucpávky.

$$\delta_{VP} = B \cdot D_{VP} + 0,25 = 1,35 \cdot 0,92 + 0,25 = 1,49 \text{ mm} \quad (7.17)$$

Zvolená šířka břitu ucpávky.

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (7.18)$$

Určení poměru radiální vůle a šířky břitu ucpávky.

$$\frac{\delta_{VP}}{\Delta} = \frac{1,49}{0,3} = 4,97 [-] \quad (7.19)$$

Na základě tohoto poměru byl z diagramu na obr. 6.2 ve zdroji [7] určen průtokový součinitel pro ucpávky. Pro břit typu g platí následující hodnota průtokového součinitele:

$$\mu_{VP} = f\left(\frac{\delta_{VP}}{\Delta}\right) = 0,67 [-] \quad (7.20)$$

Průtočná plocha ucpávek.

$$S_{VP} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta_{VP} = \pi \cdot 0,92 \cdot 1,49 = 0,0043 \text{ m}^2 \quad (7.21)$$

Měrný objem před ucpávkami odpovídá hodnotě za regulačním stupněm.

$$v_{RS,2} = 0,06408 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.22)$$

Zvolený počet břitů ucpávky:

$$z_{VP} = 60 [-] \quad (7.23)$$

Je nutné ověřit, zda v ucpávkách dochází ke kritickému nebo podkritickému proudění, jelikož výpočet hmotnostního průtoku se v těchto dvou případech liší.

Kritické proudění $\pi \leq \pi_{krit}$

$$\dot{M} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \quad (7.24)$$

Podkritické proudění $\pi > \pi_{krit}$

$$\dot{M} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad (7.25)$$

Tlakový poměr ucpávky.

$$\pi_{VP} = \frac{p_{VP}}{p_{RS,2}} = \frac{7,19}{45,45} = 0,158 [-] \quad (7.26)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{VP,kr} = \frac{0,82}{\sqrt{z_{VP} + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{60 + 1,25}} = 0,105 [-] \quad (7.27)$$

V tomto případě platí, že $\pi_{VP} > \pi_{VP,kr}$, což značí, že proudění v ucpávce je podkritické. Pro výpočet hmotnostního průtoku je proto použit vztah platný pro podkritické proudění:

$$\begin{aligned} \dot{M}_{VP} &= \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} = \\ &= 0,67 \cdot 0,0043 \cdot \sqrt{\frac{(45,87 \cdot 10^5)^2 - (7,24 \cdot 10^5)^2}{45,87 \cdot 10^5 \cdot 0,06408 \cdot 60}} = 3,12 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (7.28)$$

Na závěr je proveden výpočet axiální síly působící na ucpávky vyrovnávacího pístu. Délka delšího břitu ucpávky je:

$$l_B = 5 \text{ mm} \quad (7.29)$$

Délka kratšího břitu ucpávky:

$$l_b = 3 \text{ mm} \quad (7.30)$$

Vnější průměr delšího a kratšího břitu:

$$D_B = D_{VP} + 2 \cdot l_B = 0,92 + 2 \cdot l_B = 0,930 \text{ m} \quad (7.31)$$

$$D_b = D_{VP} + 2 \cdot l_b = 0,92 + 2 \cdot l_b = 0,926 \text{ m} \quad (7.32)$$

Určení axiální síly působící na ucpávky vyrovnávacího pístu je provedeno jako:

$$\begin{aligned}
 F_U^{VP} &= -\frac{\pi}{8} \cdot (D_B^2 + D_b^2 - 2 \cdot D_{VP}^2) \cdot (p_{RS,2} - p_{VP}) = \\
 &= -\frac{\pi}{8} \cdot (0,930^2 + 0,926^2 - 2 \cdot 0,92^2) \cdot (45,87 - 7,24) = \\
 &= -44,86 \text{ kN}
 \end{aligned}
 \tag{7.33}$$

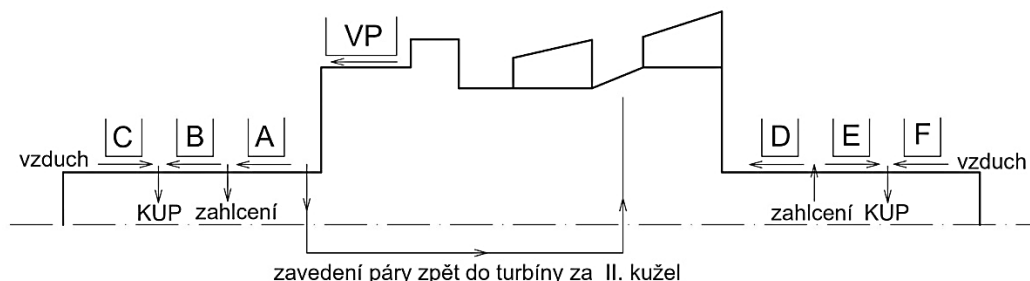
Výsledky návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu pro oba režimy jsou uvedeny v tab. 23.

Tab. 23 Výsledky návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu

Označení	Jednotka	Kondenzační režim	Zimní režim
B	—	1,35	1,35
δ_{VP}	mm	1,49	1,49
Δ	mm	0,3	0,3
δ_{VP}/Δ	—	4,97	4,97
μ_{VP}	—	0,67	0,67
S_{VP}	m ²	0,0043	0,0043
z_{VP}	—	60	60
π_{VP}	—	0,158	0,158
$\pi_{VP,krit}$	—	0,105	0,105
\dot{M}_{VP}	kg · s ⁻¹	3,12	3,12
l_B	mm	5	5
l_b	mm	3	3
D_B	m	0,930	0,930
D_b	m	0,926	0,926
F_U^{VP}	kN	-44,86	-44,86

7.2 Ucpávkový systém turbíny

Ucpávkový systém zabraňuje úniku páry mezerou mezi rotorem a skříní turbíny. Využívají se bezdotykové labyrintové ucpávky, které jsou zpravidla rozděleny do tří skupin. Mezi dvě vnitřní skupiny, umístěné blíže k turbíně, se přivádí ucpávková pára o mírně vyšším tlaku než atmosférickém. Jejím účelem je zahlcení ucpávek a tím zabránění pronikání okolního vzduchu do turbíny. Ve vzdálenější části, mezi vnějšími skupinami ucpávek, se za mírného podtlaku odsává směs ucpávkové páry a vzduchu nasátého ze strojovny. Tato směs je následně odváděna do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP). Schéma rozdělení ucpávek a toků v jednotlivých skupinách je znázorněno na obr. 39.



Obr. 39 Ucpávkový systém

Vzhledem k přísávání okolního vzduchu ze strojovny skrze vnější ucpávky je nutné jej zahrnout do výpočtů.

Hustota vzduchu o teplotě 25 °C, tlaku 1 bar a relativní vlhkosti 50 % je [11]:

$$\rho_{vz} = 1,161 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (7.34)$$

Z toho získaný měrný objem vzduchu je:

$$v_{vz} = \frac{1}{\rho_{vz}} = \frac{1}{1,161} = 0,86133 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.35)$$

Protože v ucpávkách vyrovnávacího pístu dochází k izoentalpickému škrcení, entalpie před ucpávkou A je rovna entalpii za regulačním stupněm.

$$i_A = i_{RS,2} = 3216,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.36)$$

Analogicky entalpie před zadní ucpávkou D je rovna entalpii páry vystupující z posledního stupně.

$$i_D = i_2^{33.st} = 2271,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.37)$$

Výpočet je proveden stejným postupem jako při návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu uvedeném v kapitole 7.1.2. Výsledky výpočtu jsou přehledně uvedeny v následujících tabulkách (tab. 24 a tab. 25).

Tab. 24 Výsledky návrhu ucpávek pro plně kondenzační režim

Označení	Jednotka	A	B	C	D	E	F
B	—		1,35			1,35	
δ	mm		0,655			0,655	
Δ	mm		0,3			0,3	
δ/Δ	—		2,18			2,18	
μ	—		0,68			0,68	
S	m ²		0,00062			0,00062	
p₁	bar	7,24	1,20	1,00	1,20	1,20	1,00
p₂	bar	1,20	0,90	0,90	0,07	0,90	0,90
i₁	kJ · kg ⁻¹	3216,6	3216,6	3216,6	2271,7	2271,7	2271,7
v₁	m ³ · kg ⁻¹	0,40854	2,46944	0,86133	1,16677	1,16677	0,86133
z	—	15	10	6	15	10	6
π	—	0,166	0,750	0,900	0,062	0,750	0,900
π_{krit}	—	0,203	0,244	0,305	0,203	0,244	0,305
\dot{M}	kg · s ⁻¹	0,14	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03
l_B	mm		5			5	
l_b	mm		3			3	
D_B	m		0,305			0,305	
D_b	m		0,303			0,303	
F_U	kN	-1,15	-0,06	0,02	-0,21	0,06	-0,02

Tab. 25 Výsledky návrhu ucpávek pro odběrový zimní režim

Označení	Jednotka	A	B	C	D	E	F
B	–		1,35			1,35	
δ	mm		0,655			0,655	
Δ	mm		0,3			0,3	
δ/Δ	–		2,18			2,18	
μ	–		0,68			0,68	
S	m ²		0,00062			0,00062	
p_1	bar	7,24	1,20	1,00	1,20	1,20	1,00
p_2	bar	1,20	0,90	0,90	0,07	0,90	0,90
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3216,6	3216,6	3216,6	2310,5	2310,5	2310,5
v_1	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	0,40854	2,46944	0,86133	1,19143	1,19143	0,86133
z	–	15	10	6	15	10	6
π	–	0,166	0,750	0,900	0,062	0,750	0,900
π_{krit}	–	0,203	0,244	0,305	0,203	0,244	0,305
\dot{M}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,14	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03
l_B	mm		5			5	
l_b	mm		3			3	
D_B	m		0,305			0,305	
D_b	m		0,303			0,303	
F_U	kN	-1,15	-0,06	0,02	-0,21	0,06	-0,02

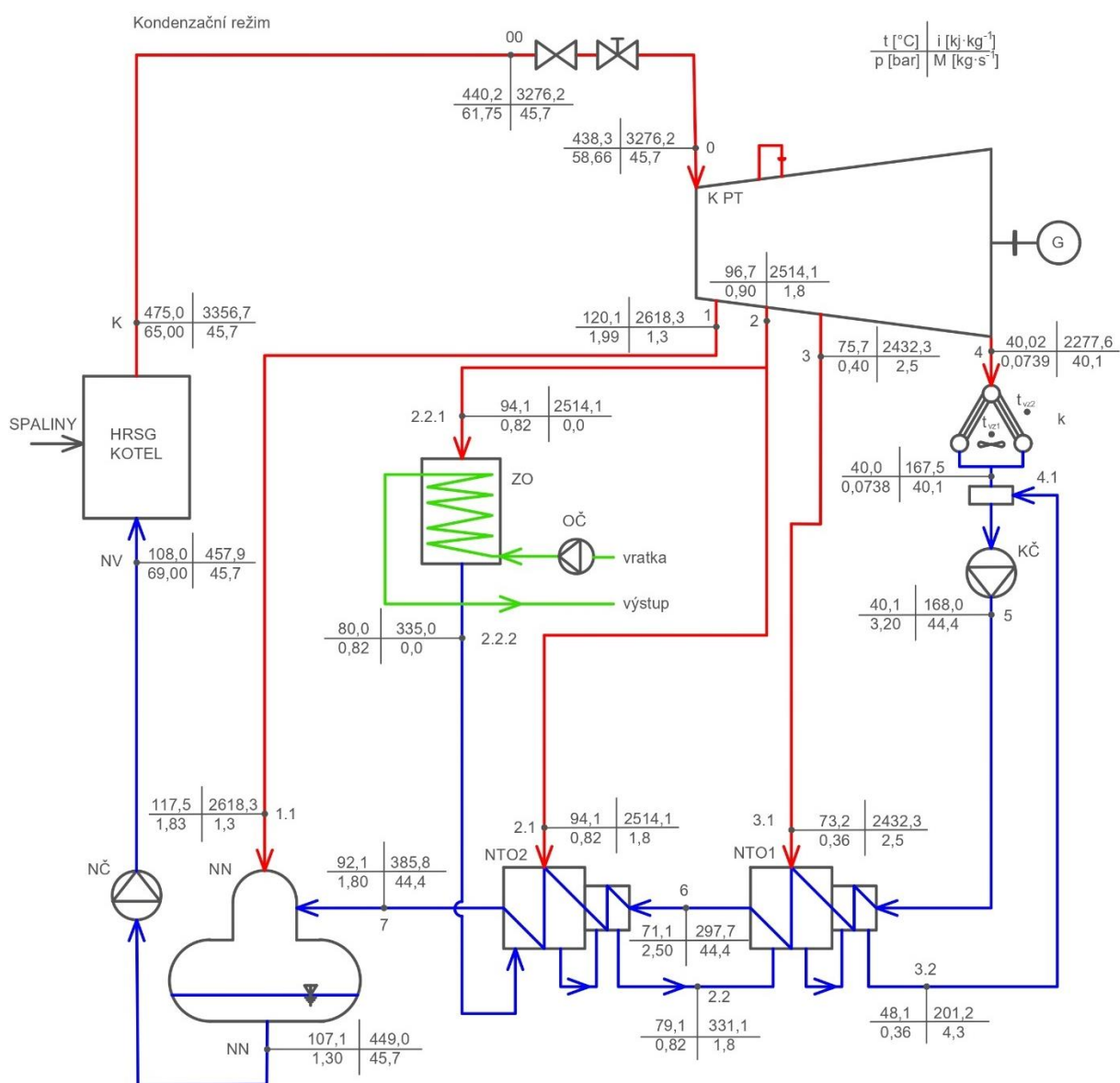
8 Komplexní výsledky návrhu parní turbíny

Tato kapitola shrnuje veškeré komplexní výsledky navrhované parní turbíny pro základní variantu tepelného schématu po veškerých optimalizačních i iteračních výpočtech a zároveň po propojení s veškerými dílčími částmi modelu – propojení s RS, propojení s tepelným schématem, propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami.

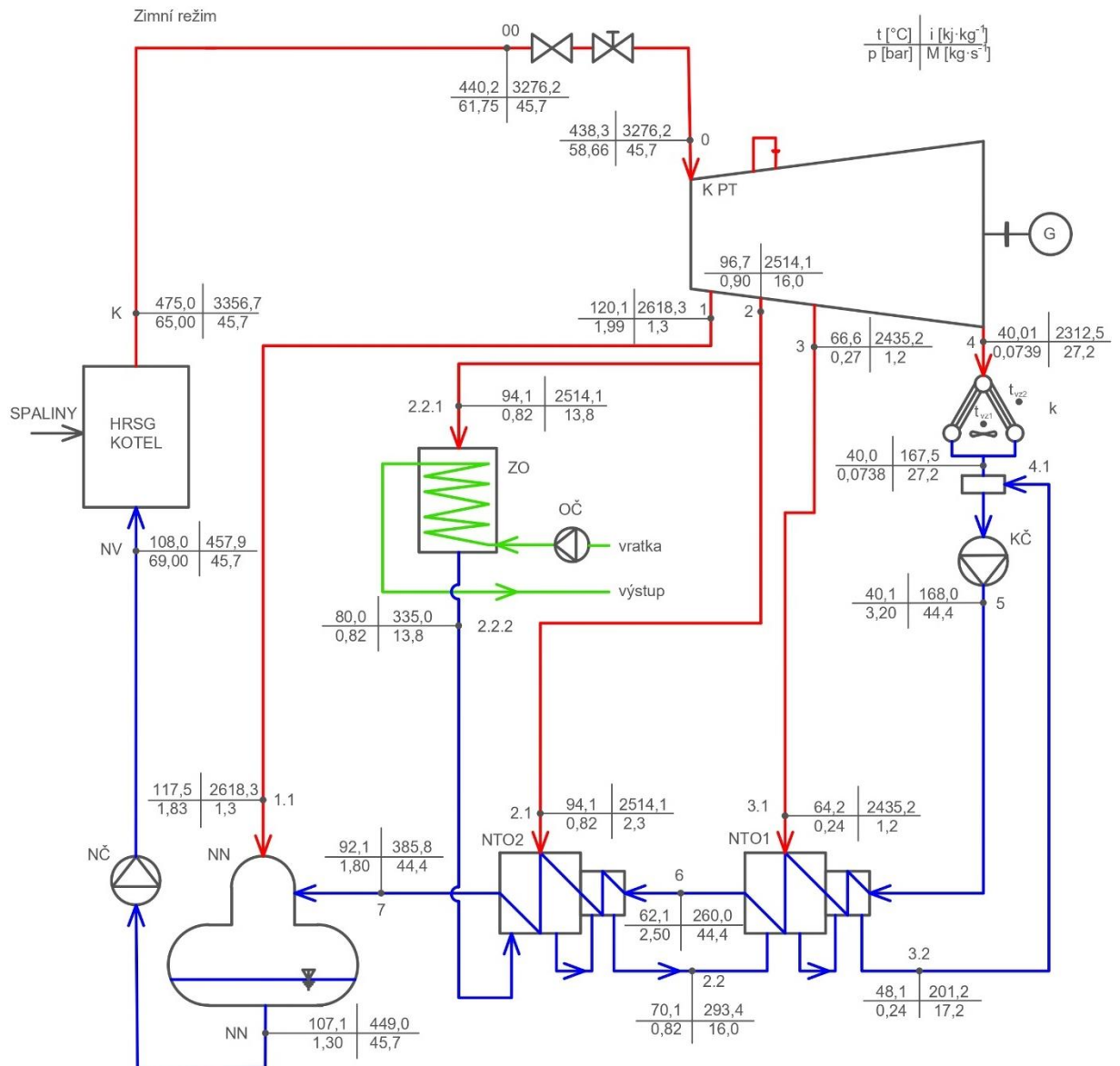
Zároveň v této kapitole dochází k stanovení vnitřní termodynamické účinnosti, vnitřního výkonu a svorkového výkonu celé turbíny. V další části kapitoly je potom stanovena provozní charakteristika navržené turbíny.

8.1 Výsledné parametry tepelného schématu

V této kapitole jsou uvedeny finální parametry páry v jednotlivých bodech tepelného schématu pro základní variantu po propojení všech výpočtů a veškerých optimalizací. Výsledné schéma pro oba režimy je znázorněno na obr. 40 a obr. 41.



Obr. 40 Tepelné schéma kondenzačního režimu s finálními hodnotami po optimalizaci



Obr. 41 Tepelné schéma zimního režimu s finálními hodnotami po optimalizaci

8.2 Výsledné parametry turbíny

Tato kapitola se zaměřuje na grafické znázornění výsledných charakteristických parametrů a veličin získaných z návrhu parní turbíny po provedení kompletní optimalizace.

Na obr. 42 je znázorněn tvar průtočného kanálu včetně clony umístěné mezi čtvrtým a pátým kuzelem. Jsou patrné tři vložené kužely, u nichž dochází k postupnému, pozvolnému zvětšování průtočné plochy. Od čtvrtého kužele však nastává výraznější nárůst této plochy v důsledku proudění mokré páry a její intenzivnější expanze.

V případě posledního stupně je navíc patrná jeho odlišná konstrukce – rotorové a statorové lopatky zde nejsou navrženy na základě interpolační metody, ale dochází k lomení průtočného kanálu. Tento přechod umožňuje vhodnější výškovou optimalizaci průtočného kanálu.

Součástí návrhu je rovněž výpočet axiálních mezer mezi jednotlivými kužely v místech odběrů. Tyto mezery jsou navrženy jako minimálně požadované, kde výpočet je odvozen z rovnice pro objemový průtok a průtočnou plochu. Pro ilustraci je zde uveden konkrétní

výpočet pro větev 2, kde je mezera největší z důvodu nejvyššího hmotnostního průtoku do ZO v zinním provozním režimu. Hmotnostní průtok v odběru po optimalizacích viz obr. 41 je:

$$\dot{M}_x = 16,0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.1)$$

Rychlost páry v odběru je zvolena z intervalu 25 až 30 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ [3]:

$$c_x = 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.2)$$

Měrný objem páry a hlavový průměr rotoru jsou učeny pomocí rovnic (2.101) a (6.13). Minimálně provozně nutná axiální mezera je stanovena pomocí vztahu:

$$x_{IV} = \frac{\dot{M}_x \cdot v_2}{c_x \cdot \pi \cdot D_{h,2}} = \frac{16,0 \cdot 1,7406}{30 \cdot \pi \cdot 1,450} = 0,204 \text{ m} \quad (8.3)$$

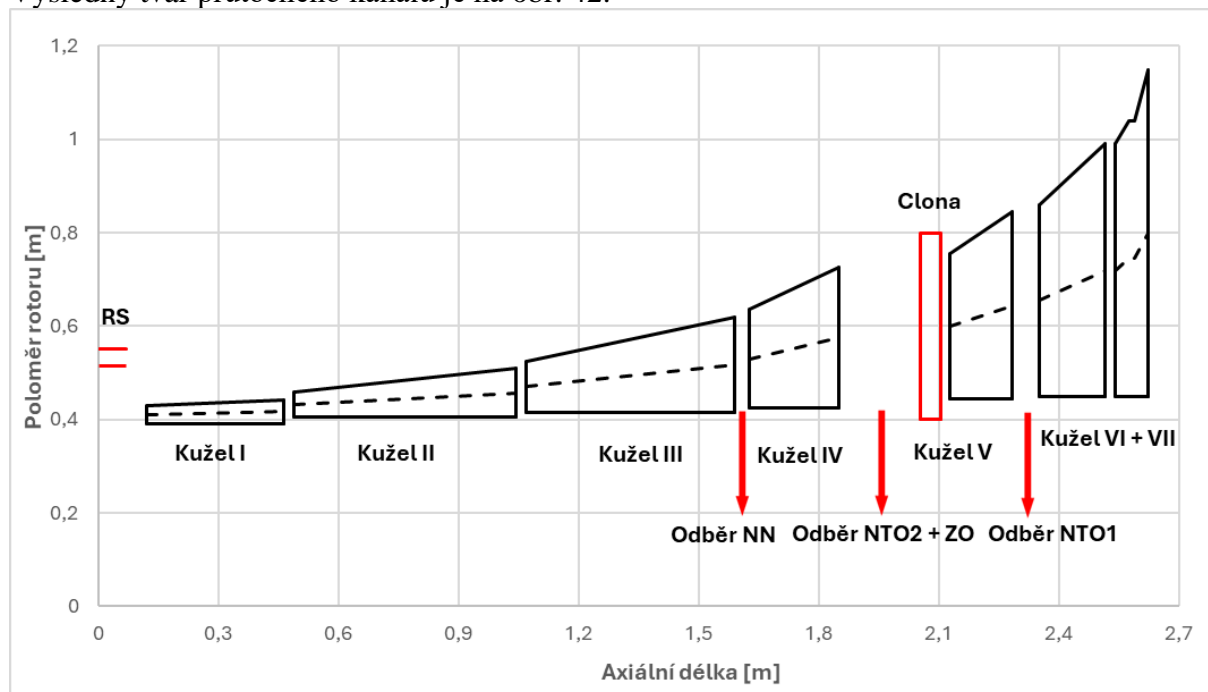
Zbýlé axiální mezery v odběrech jsou:

$$x_{III} = 0,009 \text{ m} \quad (8.4)$$

$$x_V = 0,039 \text{ m} \quad (8.5)$$

V případě mezery x_{III} , vyšla z výpočtu velmi malá axiální hodnota, která by byla konstrukčně obtížně realizovatelná. Jelikož se práce nezabývá konstrukčními rozměry, nutná axiální mezera pro odběr páry zde byla doplněna o pevně stanovenou rezervu, jejíž velikost byla převzata i pro mezery mezi kužely, kde nedochází k odběru páry.

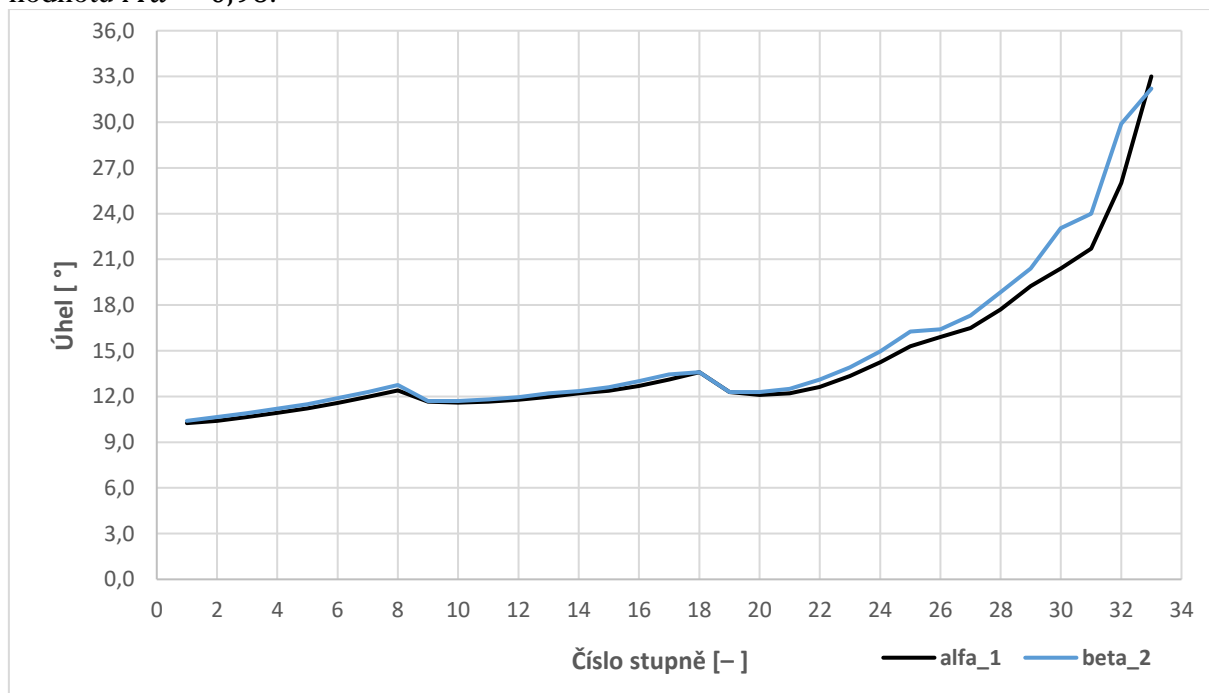
Výsledný tvar průtočného kanálu je na obr. 42.



Obr. 42 Průtočný kanál navržené parní turbíny

Na obr. 43 je zobrazen průběh výstupních úhlů z rotoru (β_2) a statoru (α_1). Z grafu je patrné postupné zvětšování těchto úhlů, což souvisí s otevíráním průtočného kanálu v důsledku expanze páry. Tento vývoj je výsledkem snahy o udržení vhodného tlakového čísla a stupně reakce v jednotlivých stupních turbíny. V křivce jsou patrná drobná narušení spojitosti ve stupních 8, 18 a 25, která odpovídají rozhraní jednotlivých kuželů. V těchto místech dochází z tohoto důvodu k narušení kontinuity proudění, které může být umocněno případným odběrem páry. Udržení požadovaného průběhu je v tomto případě zajištěno vhodným nastavením úhlů, kde případná varianta se nabízí jako úprava geometrie průtočného kanálu turbíny (tzn. délka lopatek, velikost patního průměru).

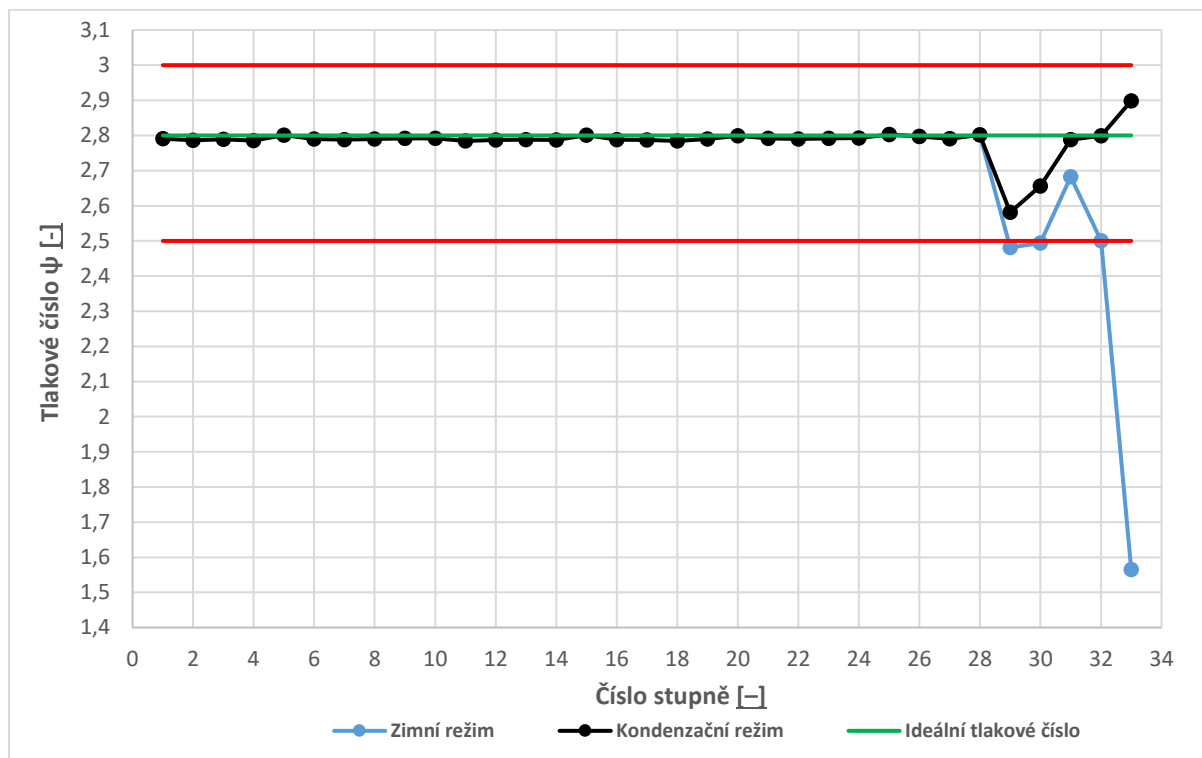
Výstupní úhel β_2 na posledním stupni výrazně ovlivňuje hodnotu výstupního Machova čísla. Jeho nastavení zde představuje kompromis mezi dosažením požadovaného stupně reakce a dosažením Machova čísla – $Ma = 1$. Výsledná hodnota je určena viz rovnice (6.105) a má hodnotu $Ma = 0,96$.



Obr. 43 Průběh výstupních úhlů α_1 a β_2

Na obr. 44 je ukázán průběh tlakového čísla napříč jednotlivými stupni turbíny. Hodnota tlakového čísla byla optimalizována tak, aby se nejvíce přiblížila cílové hodnotě 2,8. Od 28. stupně je patrný výraznější pokles této hodnoty, což je způsobeno odporem clony, která je umístěná za IV. kuzelem. Tato tlaková ztráta je promítnuta do poklesu tlakového čísla a vede k částečnému odlehčení stupňů 28 až 31 (viz kapitola 6.5). U kondenzačního režimu je poslední stupeň více zatížený, protože jeho návrh byl prováděn jako kompromis mezi dosažením požadovaného stupně reakce a optimální hodnoty výstupního Machova čísla.

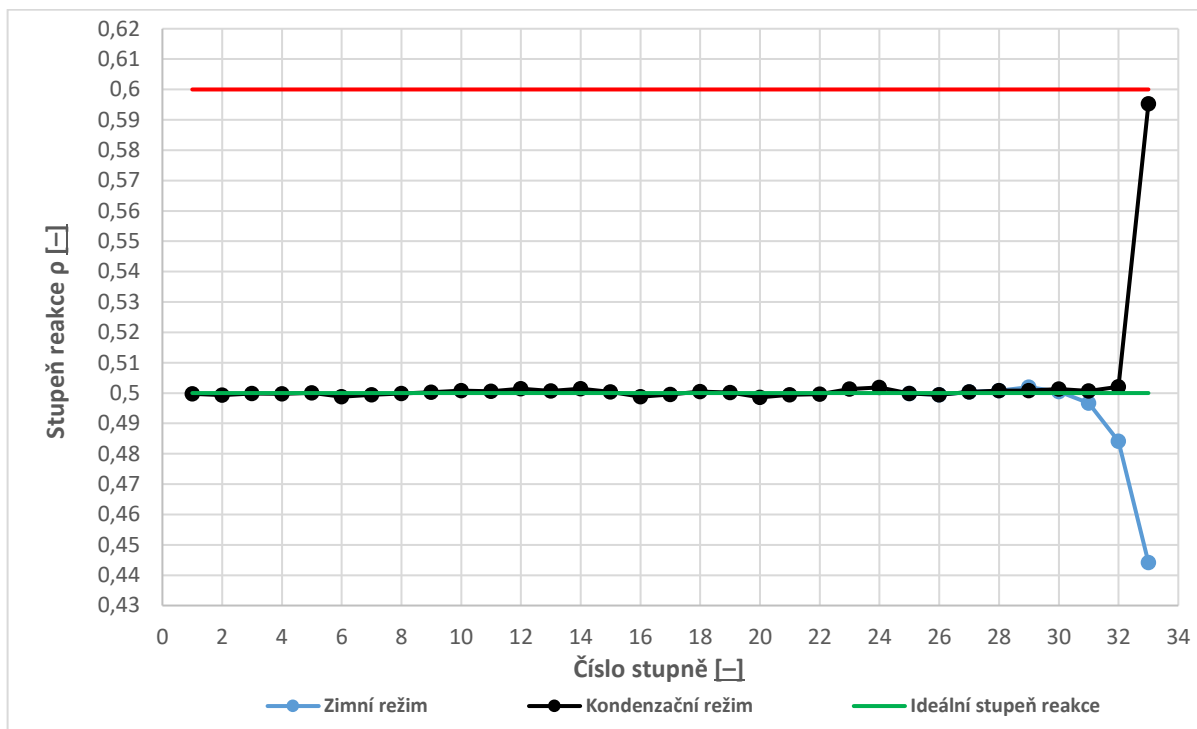
Průběh tlakového čísla u zimního režimu je totožný do 28. stupně s kondenzačním režimem. Zde dochází k odběru páry do topného ohříváku, čímž je výrazně snížen hmotnostní průtok v posledních stupních. To vede k jejich významnému odlehčení, přičemž největší odlehčení nastává u posledního stupně turbíny.



Obr. 44 Průběh tlakového čísla pro kondenzační a zimní režim

Stupeň reakce jednotlivých stupňů je ukázán na obr. 45. U přetlakového lopatkování se za optimální hodnotu stupně reakce považuje hodnota 0,5, přičemž doporučený rozsah je mezi 0,5 až 0,6. Z grafu je patrné, že této hodnoty se daří dosahovat ve všech stupních turbíny, s výjimkou posledního stupně. U kondenzačního režimu zde dochází k výraznému nárůstu stupně reakce. Tento nárůst je způsoben snahou nalézt kompromis mezi dosažením optimální hodnoty Machova čísla a udržení přiměřeného stupně reakce. Návrh posledního stupně je obecně specifický – často dochází k lomení kanálu mezi statorem a rotorem a rozdílné konstrukci lopatek. Při další iteraci návrhu by bylo možné stupni věnovat větší pozornost a případně dosáhnout výhodnějšího provozního bodu.

U zimního režimu dochází ke snížení stupně reakce za 28 stupněm z důvodu již zmíněného odběru páry do ZO.

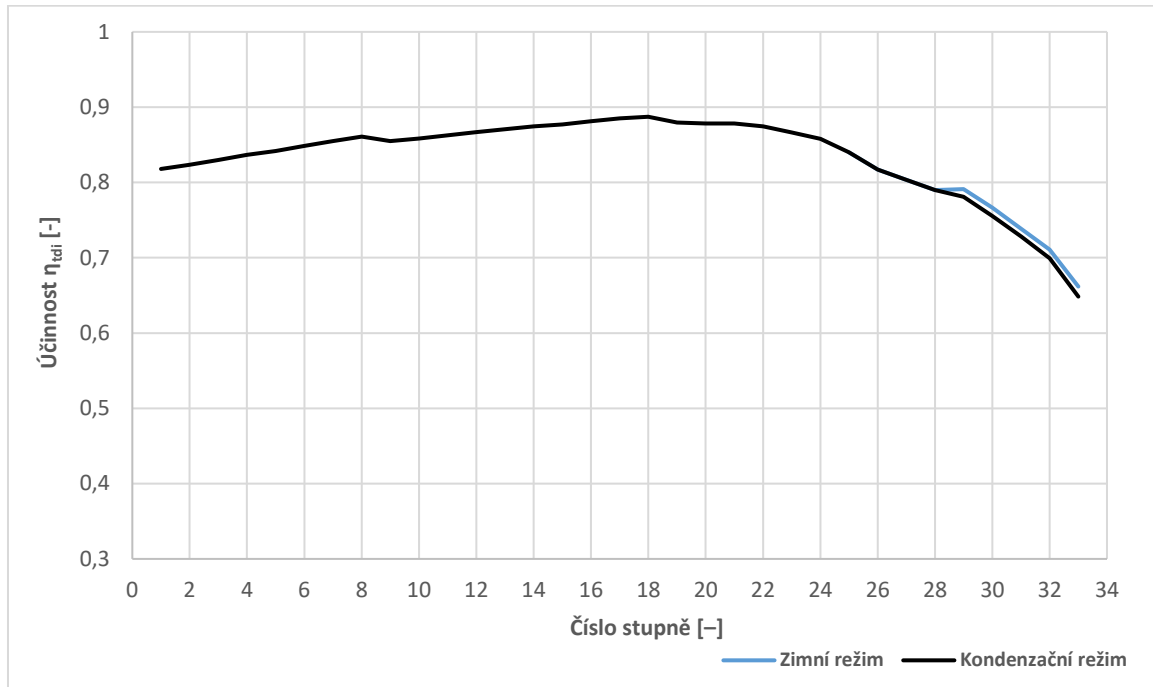


Obr. 45 Průběh stupně reakce pro kondenzační a zimní režim

Na obr. 46 je ukázán průběh termodynamické účinnosti pro oba režimy. Je patrné, že v prvních stupních je nižší účinnost, což je způsobeno vyšším relativním vlivem ztrát radiální mezerou. Tyto ztráty jsou výraznější u menších lopatek na začátku turbíny, kde je rovněž menší obvodová rychlost a nižší práce jednotlivých stupňů. Ve střední části účinnost stoupá a dosahuje maxima.

Od 22. stupně dochází k poklesu termodynamické účinnosti, protože turbína zde pracuje v oblasti mokré páry a zvyšuje se ztráta vlhkostí páry směrem k posledním stupňům.

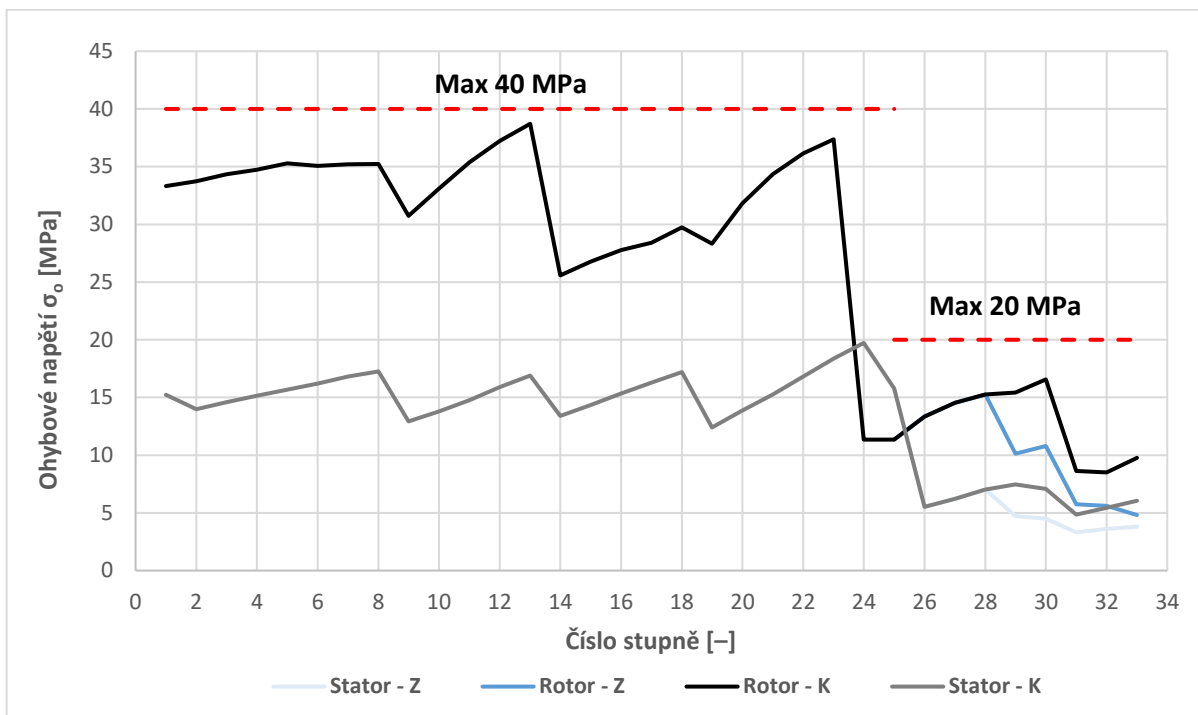
V zimním režimu parní turbína v posledních stupních má vyšší termodynamickou účinnost, jelikož zde dochází k odběru do ZO a kvůli nižšímu hmotnostnímu průtoku dochází v následujících stupních ke snížení proudových ztrát. Odlehčené profily pracují za příznivějších podmínek, což vede k mírnému zvýšení termodynamické účinnosti stupňů v zimním režimu oproti kondenzačnímu.



Obr. 46 Průběh termodynamické účinnosti jednotlivými stupni

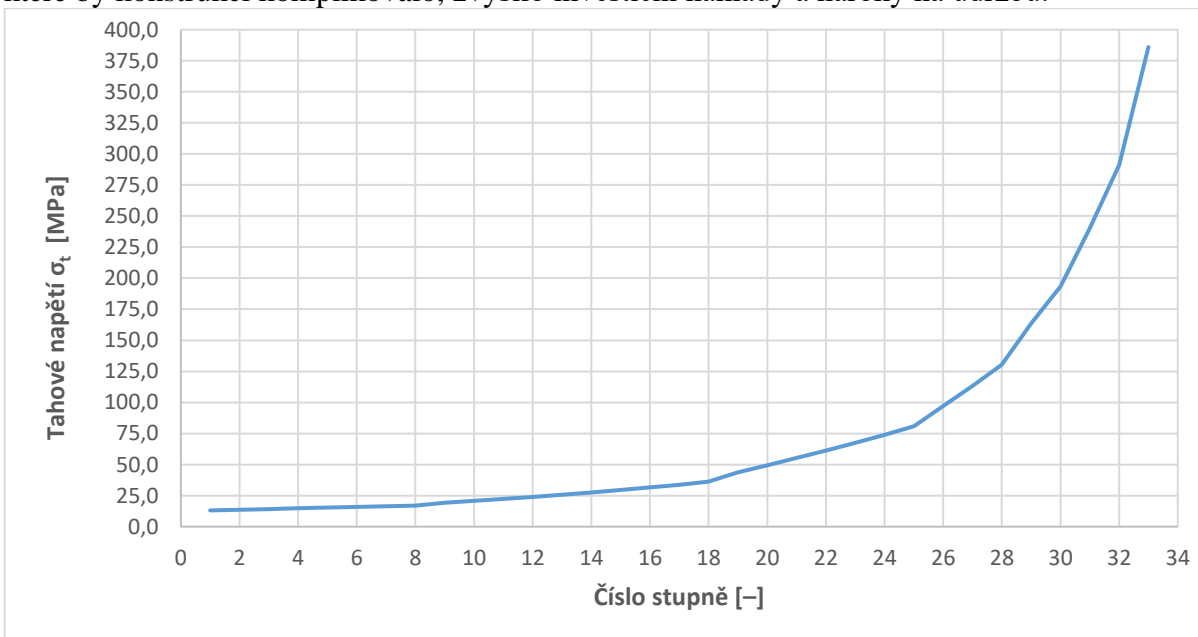
Na obr. 47 je zobrazen průběh ohybového napětí pro rotorové a statorové lopatky v obou provozních režimech. V oblasti, kde je suchost páry menší než 0,97, je stanovena maximální dovolená hodnota ohybového napětí 20 MPa. V suché části ($x > 0,97$) je přípustná hranice vyšší – až 40 MPa. Z grafu je patrné, že všechny lopatky uvedené požadavky splňují.

U statorových stupňů jsou však napětí výrazně nižší, což naznačuje jejich předdimenzování. Použití profilů s nižším ohybovým modulem by sice mechanicky vyhovělo, ale nedocházelo by zde k symetrickému uspořádání rotorových a statorových stupňů a zachování reakce stupně v optimální hodnotě 0,5. Proto je návrh výsledkem kompromisu mezi mechanickou rezervou a aerodynamickou návazností jednotlivých stupňů.



Obr. 47 Průběh ohybového napětí na statorových a rotorových lopatkách

Průběh tahového napětí je pro oba režimy shodný a je znázorněn na obr. 48. Zde je maximální přípustná hranice 600 MPa , která je dodržena. Je patrné, že se zde nachází rezerva, kde zvýšením otáček turbíny (například na 4000 min^{-1}) by došlo ke zvýšení obvodové rychlosti, čímž by se zvýšilo i tahové napětí na rotorových lopatkách. Zároveň by vyšší otáčky vedly k odlehčení stupňů – mohla by se snížit jejich výška a zmenšit průtočná plocha, což by mohlo vést k celkově kompaktnějšímu návrhu. Tento přístup ale představuje konstrukční kompromis. Zvýšené otáčky znamenají vyšší mechanické namáhání nejen rotoru, ale i ložisek a dalších rotačních částí. Navíc by změna otáček vyžadovala použití převodového zařízení, které by konstrukci komplikovalo, zvýšilo investiční náklady a nároky na údržbu.



Obr. 48 Průběh tahového napětí

8.3 Účinnost a výkon turbíny

Vzorový výpočet účinnosti a výkonových parametrů byl proveden pro kondenzační režim. Výsledné hodnoty účinností a výkonů pro oba režimy jsou přehledně uvedeny v tab. 26 Poměrné odběrové množství jednotlivými kuželi jsou:

$$\alpha^I = \frac{\dot{M}^I}{\dot{M}} = \frac{42,6}{45,7} = 0,93 [-] \quad (8.6)$$

$$\alpha^{II} = \frac{\dot{M}^{II}}{\dot{M}} = \frac{42,6}{45,7} = 0,93 [-] \quad (8.7)$$

$$\alpha^{III} = \frac{\dot{M}^{III}}{\dot{M}} = \frac{42,6}{45,7} = 0,93 [-] \quad (8.8)$$

$$\alpha^{IV} = \frac{\dot{M}^{IV}}{\dot{M}} = \frac{44,3}{45,7} = 0,97 [-] \quad (8.9)$$

$$\alpha^V = \frac{\dot{M}^V}{\dot{M}} = \frac{42,5}{45,7} = 0,93 [-] \quad (8.10)$$

$$\alpha^{VI} = \alpha^{VII} = \frac{\dot{M}^{VI}}{\dot{M}} = \frac{40,0}{45,7} = 0,88 [-] \quad (8.11)$$

Výpočet měrné vnitřní práce jednotlivých kuželů a regulačního stupně.

$$a_i^{RS} = i_{0c}^{RS} - i_{2c}^{RS} = 3276,6 - 3220,5 = 56,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.12)$$

$$\begin{aligned} a_i^I &= \alpha^I \cdot (i_{0c}^I - i_{2c}^I) = \\ &= 0,93 \cdot (3220,5 - 3062,7) = 147,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (8.13)$$

$$\begin{aligned} a_i^{II} &= \alpha^{II} \cdot (i_{0c}^{II} - i_{2c}^{II}) = \\ &= 0,93 \cdot (3062,7 - 2825,6) = 220,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (8.14)$$

$$\begin{aligned} a_i^{III} &= \alpha^{III} \cdot (i_{0c}^{III} - i_{2c}^{III}) = \\ &= 0,93 \cdot (2825,6 - 2620,6) = 191,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (8.15)$$

$$\begin{aligned} a_i^{IV} &= \alpha^{IV} \cdot (i_{0c}^{IV} - i_{2c}^{IV}) = \\ &= 0,97 \cdot (2620,0 - 2517,0) = 99,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (8.16)$$

$$\begin{aligned} a_i^V &= \alpha^V \cdot (i_{0c}^V - i_{2c}^V) = \\ &= 0,93 \cdot (2517,0 - 2437,2) = 74,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (8.17)$$

$$\begin{aligned} a_i^{VI} &= \alpha^{VI} \cdot (i_{0c}^{VI} - i_{2c}^{VI}) = \\ &= 0,88 \cdot (2437,2 - 2345,3) = 80,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (8.18)$$

$$\begin{aligned} a_i^{VII} &= \alpha^{VII} \cdot (i_{0c}^{VII} - i_{2c}^{VII}) = \\ &= 0,88 \cdot (2345,3 - 229,1) = 46,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (8.19)$$

Vnitřní práce celé turbíny:

$$a_i^T = a_i^{RS} + \sum_{z=I}^{VII} a_i^z = 916,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.20)$$

Měrné vnitřní práce jednotlivých kuželů a regulačního stupně při izoentropické expanzi:

$$a_{i,iz}^{RS} = i_{0c}^{RS} - i_{2c,iz}^{RS} = 3276,6 - 3206,6 = 70,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.21)$$

$$a_{i,iz}^I = \alpha^I \cdot (i_{0c}^I - i_{2c,iz}^I) = 0,93 \cdot (3220,2 - 3034,7) = 173,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.22)$$

$$a_{i,iz}^{II} = \alpha^{II} \cdot (i_{0c}^{II} - i_{2c,iz}^{II}) = 0,93 \cdot (3062,7 - 2795,2) = 249,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.23)$$

$$a_{i,iz}^{III} = \alpha^{III} \cdot (i_{0c}^{III} - i_{2c,iz}^{III}) = 0,93 \cdot (2825,6 - 2590,2) = 219,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.24)$$

$$a_{i,iz}^{IV} = \alpha^{IV} \cdot (i_{0c}^{IV} - i_{2c,iz}^{IV}) = 0,97 \cdot (2620,0 - 2492,3) = 123,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.25)$$

$$a_{i,iz}^V = \alpha^V \cdot (i_{0c}^V - i_{2c,iz}^V) = 0,93 \cdot (2517,0 - 2413,3) = 96,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.26)$$

$$a_{i,iz}^{VI} = \alpha^{VI} \cdot (i_{0c}^{VI} - i_{2c,iz}^{VI}) = 0,88 \cdot (2437,2 - 2309,0) = 112,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.27)$$

$$a_{i,iz}^{VII} = \alpha^{VII} \cdot (i_{0c}^{VII} - i_{2c,iz}^{VII}) = 0,88 \cdot (2345,3 - 2263,2) = 71,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.28)$$

Měrná vnitřní práce při izoentropické expanzi:

$$a_{i,iz}^T = a_{i,iz}^{RS} + \sum_{z=I}^{VII} a_{i,iz}^z = 1116,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.29)$$

Vnitřní termodynamická účinnost celé turbíny:

$$\eta_{TDi}^T = \frac{a_i^T}{a_{i,iz}^T} = \frac{913,8}{1120,5} = 0,821 [-] \quad (8.30)$$

Entalpie páry na výstupu z turbíny při izoentropické expanzi:

$$i_{2,iz}^T = f(p_2^{33.st.}; s_{RS,0}) = 2084,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.31)$$

Izoentropický spád na turbínu:

$$H_{iz}^T = i_0^T - i_{2,iz}^T = 3276,2 - 2084,7 = 1191,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.32)$$

Reheat faktor turbíny:

$$(1 + f)^T = \frac{H_{RS,iz} + \sum_{z=1.st.}^{33.st.} H_{iz}^z}{H_{iz}^T} = \frac{73,49 + 1162,6}{1191,4} = 1,0350 [-] \quad (8.33)$$

Vnitřní výkon turbíny:

$$P_i^T = P_{i,RS} + \sum_{z=1.st.}^{33.st.} P_i^z = 2564,61 + 39307,06 = 41871,66 \text{ kW} \quad (8.34)$$

Mechanická účinnost je odhadnuta jako:

$$\eta_{mech} = 0,99 [-] \quad (8.35)$$

Účinnost generátoru byla zvolena pro dané parametry na základě doporučení vedoucího práce:

$$\eta_{gen} = 0,975 [-] \quad (8.36)$$

Výpočet svorkového výkonu:

$$P_{SV} = P_i^T \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} = 41871,66 \cdot 0,99 \cdot 0,975 = 40416,62 \text{ kW} \quad (8.37)$$

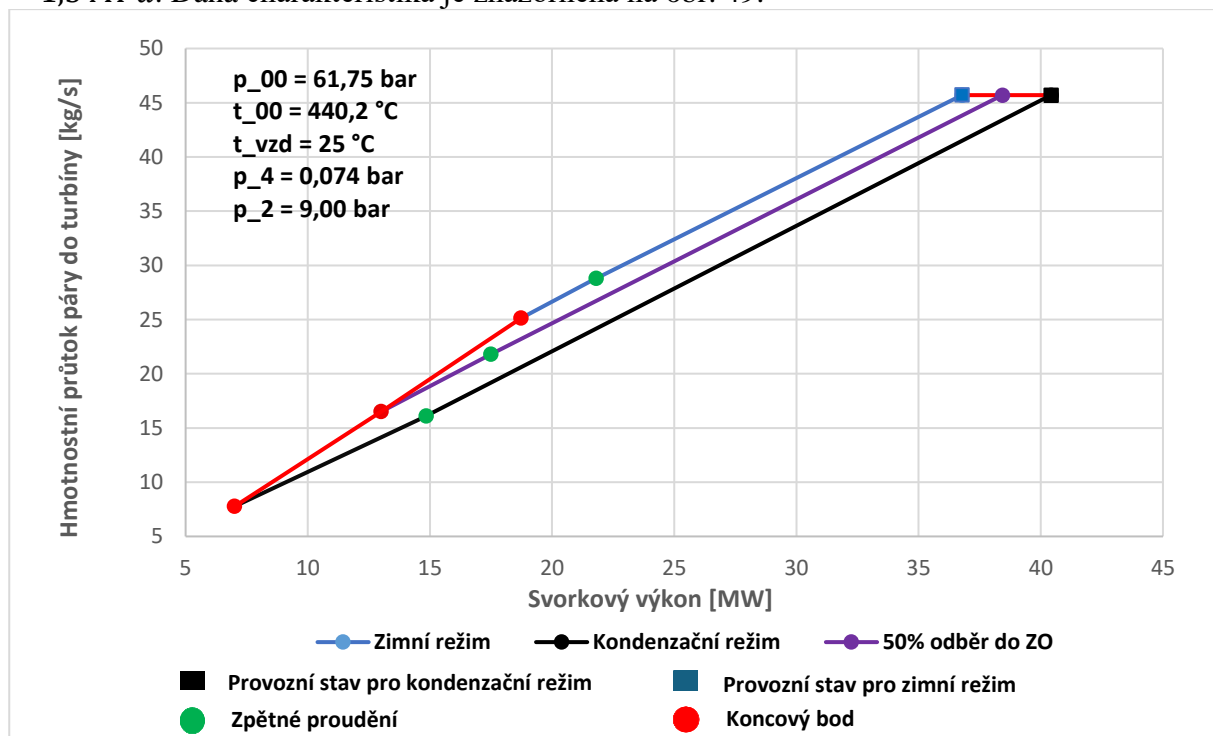
Výsledné parametry obou režimů jsou znázorněny v tab. 26.

Tab. 26 Výsledné parametry obou provozních režimů

Veličina	Jednotka	Kondenzační režim	Zimní režim
a_i^T	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	916,6	833,9
a_{iz}^T	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 116,0	996,8
η_{TDi}^T	–	0,821	0,837
H_{iz}^T	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 191,4	1 191,5
$(1 + f)^T$	–	1,04	1,01
P_i^T	kW	41 871,66	38 100,53
η_{mech}	–	0,975	0,975
η_{gen}	–	0,99	0,99
P_{sv}	kW	40 416,62	36 776,54

8.4 Provozní charakteristika turbíny

Provozní charakteristika znázorňuje závislost mezi svorkovým výkonem a celkovým hmotnostním průtokem páry vstupující do turbíny. Tento průtok zahrnuje jak množství páry vstupující do lopatkových stupňů, tak i část odváděnou do topného ohříváku. Počáteční body jsou návrhové provozní stavy při jmenovitém 100% průtoku při vstupních parametrech páry do turbíny – p_{00} , t_{00} , tlaku v regulovaném odběru p_2 a výstupním tlaku p_4 odpovídající zadané teplotě okolí t_{vzd} . Dále je vyznačen bod nulového izoentropického spádu na poslední rotorové řadě, od něhož dochází ke zpětnému proudění. V tomto režimu se stupeň začíná chovat jako kompresor a dochází k obrácení směru působení ohybového napětí na lopatkách posledního stupně. Koncový bod provozní charakteristiky představuje nejnižší hmotnostní průtok páry, při kterém je ještě zajištěn bezpečný provoz turbíny. Tohoto limitního stavu je dosaženo ve chvíli, kdy ohybové napětí na rotorových lopatkách posledního stupně dosáhne hodnoty – 1,5 MPa. Daná charakteristika je znázorněna na obr. 49.



Obr. 49 Provozní charakteristika turbíny

Charakteristika byla sestrojena pro tři úrovně odběru páry do základního ohříváku vody: 0 %, 50 % a 100 %, kde na obrázku jsou rovněž znázorněny dva návrhové provozní stavy – pro kondenzační a zimní režim.

Z provozní charakteristiky vyplývá, že minimální svorkový výkon, při kterém je ještě možné turbínu bezpečně provozovat, činí 7,81 MW. Při dalším snižování hmotnostního průtoku páry by v důsledku zpětného proudění došlo k překročení dovolených mechanických mezí.

Dále charakteristika ukazuje, že pro zajištění provozu ohříváku na 50 % výkonu je nutné, aby turbína pracovala při minimálním výkonu 13,08 MW. V případě 100% odběru páry do topného ohříváku je zapotřebí zvýšit výkon turbíny alespoň na 18,73 MW, aby byl zachován dostatečný hmotnostní průtok páry a nedošlo k narušení stability proudění a bezpečnosti provozu.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu pro paroplynový blok s kotlem na odpadní teplo, přičemž vstupní parametry byly dány plynovou turbínou. Parní turbína je navržena pro provoz ve dvou režimech. Součástí práce byl rovněž návrh variantních tepelných schémat s cílem optimálního využití tepelného potenciálu spalin v HRSG kotli. Pro jedno z těchto schémat byl následně proveden návrh parní turbíny, zahrnující termodynamický výpočet s ohledem na vybraná pevnostní kritéria a sestavení provozní charakteristiky navržené parní turbíny.

V první kapitole byl proveden tepelný výpočet kotle, v rámci kterého byly navrženy jeho základní parametry. Uvažovaný kotel se skládá z ekonomizéru, výparníku a dvou přehříváků. Na základě vstupních parametrů plynové turbíny, získaných spalováním zemního plynu se suchým vzduchem, byly určeny parametry vody a páry v jednotlivých částech kotle. Výpočet zahrnoval rovněž určení objemového složení spalin na základě složení paliva. V tepelné bilanci kotle bylo uvažováno s 5% zástřikem napájecí vody mezi přehříváky a teplota admisní páry na výstupu z kotle byla stanovena na 475 °C při tlaku 65 bar(a), přičemž vycházela z obdobných technologických řešení. Teplota napájecí vody byla určena na 110 °C a hmotnostní průtok páry vyšel z výpočtu 45,7 kg/s. Na základě těchto údajů byl sestaven pilový diagram, znázorňující teplotní průběh na straně páry i spalin včetně přenesených tepelných výkonů v jednotlivých částech kotle. Teplota spalin na výstupu z kotle dosáhla hodnoty 210,0 °C, což naznačuje potenciál pro další využití zbytkového tepla. Geometrie výměňkových ploch a jejich detailní dimenzování nebylo v rámci této práce řešeno.

Následně byl proveden výpočet základního tepelného schématu parního oběhu a určeny parametry páry v jednotlivých bodech oběhu. Schéma se skládá z dvou nízkotlakých ohříváků (NTO1 a NTO2), napájecí nádrže (NN), kondenzátního čerpadla (KČ), vzduchem chlazeného kondenzátoru, topného ohříváku (ZO) a napájecího čerpadla (NČ). Jsou zde řešeny dva regulované odběry do NN a NTO1. Dále je zde uvažován regulovaný odběr do ZO, přičemž z důvodu požadovaných podobných parametrů páry je její dodávka do NTO2 řešena pomocí stejného odběru. Výsledný svorkový výkon turbíny, který vzešel z tepelného schématu je 42,96 MWe pro kondenzátní režim a 39,42 MWe pro zimní režim s odpovídajícími účinnostmi 34,2 % a 31,3 %.

Následující kapitola se zabývá návrhem a výpočtem variantních tepelných schémat a jejich vzájemným porovnáním. První variantní schéma řeší regeneraci kondenzátu pomocí zbytkového tepla spalin pod napájecí nádrží v HRSG kotli, přičemž nedochází k odběru páry z turbíny do napájecí nádrže – odplynění je rovněž zajištěno využitím tepla ze spalin. Veškerý hmotnostní průtok páry tak v kondenzačním režimu prochází turbínou a koná práci, což vede ke zvýšení svorkového výkonu na 44,65 MWe a účinnosti 35,5 %. V zimním režimu s odběrem do ZO výkon klesá na 41,24 MWe a účinnost na 32,8 %. V jednom z provozních režimů je teplota spalin na výstupu z kotle 176,3 °C, což je dostatečně nad rosným bodem, a nedochází tak ke kondenzaci spalin. Druhé variantní schéma navíc zahrnuje přehřev topné vody v HRSG kotli, kde při zjišťování velikosti ohřevu je kontrolována teplota spalin na výstupu z kotle. Výpočty prokázaly, že veškerý požadovaný ohřev topné vody může být zajištěn využitím odpadního tepla, a to bez nutnosti odběrů z turbíny i v zimním režimu. Parametry tak zůstávají shodné s kondenzačním režimem první varianty. Druhé variantní schéma se jeví jako nejvýhodnější z hlediska možného dosaženého svorkového výkonu v obou režimech a celkové účinnosti cyklu. Zároveň i tak zde zůstává tepelná rezerva ve spalinách, kterou by bylo možné dále využít například návrhem dvoutlakého HRSG kotle, čímž by došlo k efektivnějšímu využití zbytkového tepla. V kapitole byla provedena parametrická studie admisní páry se zaměřením na stanovení optimálního provozního stavu pro danou konfiguraci. Jako nejvhodnější se ukázal tlak 65,00 až 70,00 bar(a). Při určování optimální teploty byla

analyzována závislost měrného objemu na výstupu z regulačního stupně. Vzhledem k tomu, že se měrný objem s rostoucí teplotou zvyšuje, je nutné zvětšovat průměr regulačního stupně pro zajištění optimálních provozních podmínek. Vyšší teploty současně znamenají vyšší nároky na tepelnou odolnost použitých materiálů, přičemž teplota páry na výstupu z RS by optimálně měla vycházet pod 400 °C. S ohledem na uvedené skutečnosti byla jako optimální teplota admisní páry pro spolehlivý provoz zvolena hodnota 475 °C a tlak 65,00 bar.

Regulační stupeň byl navržen jako A-kolo (akční lopatkování) se středním průměrem 1,065 m, válcovým průřezem a délkou lopatky 0,0370 m. Otáčky byly stanoveny na 3000 min⁻¹. Výsledný parciální ostřík činí 0,2774, vnitřní výkon stupně 2 564,63 kW, tlakové číslo 5,25 [–] a vnitřní termodynamická účinnost dosahuje 75,9 %.

V další kapitole byl proveden předběžný návrh stupňové části s přetlakovým typem lopatkování, přičemž výpočet probíhal po jednotlivých kuželech turbíny. Pro detailní návrh byla stanovena vstupní geometrie s 6 kužely a celkovým počtem 24 stupňů. Z důvodu zpracování vysokého tlakového a entalpického spádu byly před prvním odběrem vloženy 3 kužely.

Detailní výpočet stupňové části parní turbíny byl proveden pro kondenzační režim, neboť při něm dochází ke zpracování maximálního hmotnostního průtoku páry. Výpočet postupoval od posledního stupně směrem k prvnímu. Oproti předběžnému návrhu byl do výpočtu přidán jeden samostatný kužel, jelikož poslední stupeň byl řešen odděleně. Celkem turbína obsahuje 33 stupňů, rozdělených do 7 kuželů v konfiguraci 8–10–7–3–2–2–1. Výpočet byl provázán s návrhem regulačního stupně, tepelným schématem, výpočtem vyrovnávacího pístu a ucpávkového systému. Za čtvrtým kuželem byla uvažována regulační clona, která zajišťuje požadovaný tlak v odběru pro topný ohřívák. Výsledné parametry byly doladěny pomocí iteračních výpočtů a optimalizací geometrie průtočných kanálů i profilů lopatek tak, aby byly dodrženy požadované charakteristické veličiny – tlakové číslo $\psi \approx 2,8$, stupeň reakce $\rho = (0,5 \div 0,6)$, a Machovo číslo $Ma \approx 1$. Zároveň byly splněny pevnostní podmínky: maximální tahové napětí 600 MPa a ohybové napětí 20 MPa v oblasti mokré páry $x \leq 0,97$ a 40 MPa u páry o suchosti $x > 0,97$. Clona za čtvrtým kuželem byla ve výpočtech zohledněna odlehčením lopatek na kuželu nacházejícím se za ní, aby zde vznikla požadovaná tlaková ztráta, která je výraznější v zimním režimu kvůli menšímu hmotnostnímu průtoku. Lopatky posledního stupně při kondenzačním režimu jsou naopak více zatíženy, a to v důsledku kompromisu mezi dosažením Machova čísla $Ma \approx 1$ a udržení ostatních charakteristických veličin v požadovaném rozmezí. Z tohoto důvodu je zde navržen lomený kanál pro lepší přizpůsobení průtočné geometrie. Lopatky na posledních stupních jsou v zimním režimu výrazně odlehčené z důvodu odběru páry do ZO a tedy kvůli menšímu hmotnostnímu průtoku na těchto stupních. V posledních devíti stupních byly kvůli nevyhovujícím pevnostním charakteristikám použity nakrucované lopatky.

V sedmé kapitole byla stanovena axiální síla působící na rotor, jejíž velikost činí 54,36 N, a navržen vyrovnávací píst sloužící k jejímu vyvážení. Tlak za vyrovnávacím pístem byl zvolen tak, aby odpovídal tlaku v části turbíny, do které je pára z pístu zpětně přiváděna. Zpětné zavedení páry je zde realizováno za druhým kuželem. Součástí návrhu bylo také určení rozměrů a počtu břitů ucpávek a výpočet hmotnostního průtoku páry jak přes ucpávky vyrovnávacího pístu, tak přes celý ucpávkový systém turbíny.

V poslední kapitole byly zhodnoceny veškeré dosažené výsledky po optimalizaci a stanoveny finální parametry parní turbíny, včetně sestrojené provozní charakteristiky. Při plně kondenzačním režimu dosahuje turbína vnitřní termodynamické účinnosti 82,1 % a svorkového výkonu 40,42 MWe. V zimním režimu dochází vlivem odběru páry do ZO ke snížení svorkového výkonu na 36,78 MWe, přičemž vnitřní účinnost naopak vzrostla na 83,7 %

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HOLMGREN, Magnus. *X Steam Tables v2.6* [online]. In: . [cit. 2025-04-30]. Dostupné z: <http://www.x-eng.com>
- [2] MALÍKOVÁ, Veronika. *Návrh horizontálního spalínového kotle* [cvičení]. Brno, 24. září 2024. Předmět Kotle. Vysoké učení technické v Brně.
- [3] KRACÍK, Petr. *Tepelný oběh parní elektrárny* [přednáška]. Brno, 8. října 2024. Předmět Projektování v energetice. Vysoké učení technické v Brně.
- [4] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory: termodynamika a základy konstrukce*. 2007. Brno: [s.n.], 2007. ISBN 978-80-254-0418-8.
- [5] MILČÁK, Pavel. *Spalovací komory plynových turbín* [přednáška]. Brno, 19. listopadu 2024. Předmět Paliva a spalování. Vysoké učení technické v Brně.
- [6] KRBEK, Jaroslav a POLESNÝ, Bohumil. *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Editační středisko VUT Brno, 1986. ISBN ISBN 55-596-87.
- [7] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [8] KRBEK, Jaroslav; FIEDLER, Jan a POLESNÝ, Bohumil. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. ISBN 80-214-1334-4.
- [9] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory. [1], Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [10] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [11] *Omni Calculator* [online]. In: [cit. 2023-05-7]. Dostupné z: <https://www.omnicalculator.com/physics/air-density>