

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Protitlaková parní turbína

Autor: **Bc. Volodymyr SHYRYAYEV**  
Vedoucí práce: **Ing. Vladimír KŘENEK**  
Konzultant: **Ing. Václav ŽIŽKA**

Akademický rok 2016/2017

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Shyryayev	Jméno Volodymyr		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	N2301 „Stavba energetických strojů a zařízení“			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Křenek	Jméno Vladimír		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKE			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	Nehodící se <b>škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Protitlaková parní turbína			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	105	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	87	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	18
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>V diplomové práci je navržena protitlaková parní turbína pro výrobu elektrické energie a tepla pro nedaleké město o 50 000 obyvatelích. Byl navržen tepelný cyklus, konstrukční návrh turbíny a základní pevnostní výpočty. Grafickým výstupem práce je podélný řez turbínou.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	<p>Protitlaková turbína, bilanční schéma, tepelný výpočet, podélný řez, teplofikace</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Shyryayev	Name Volodymyr	
<b>FIELD OF STUDY</b>	N2301 „Design of power system machines and equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křenek	Name Vladimír	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Backpressure steam turbine		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	105	<b>TEXT PART</b>	87	<b>GRAPHICAL PART</b>	18
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The goal of this diploma thesis was to design a backpressure steam turbine to supply a town of 50 000 inhabitants with heat and electricity. This paper contains thermodynamic and basic structural calculation of the steam turbine.
<b>KEY WORDS</b>	Backpressure, steam turbine, heat balance diagram, heating,

## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Vladimíru Křenkovi za odborné vedení diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi panu Ing. Václavu Žižkovi za vstřícný přístup, ochotu a cenné rady při konzultacích.

# Obsah

<b>Přehled základních veličin a jednotek</b>	<b>8</b>
<b>1 Úvod</b>	<b>9</b>
<b>2 Výpočet potřebného výkonu turbíny</b>	<b>10</b>
2.1 Výpočet tepelných ztrát objektu . . . . .	10
2.1.1 Postup výpočtu . . . . .	10
2.1.2 Podklady pro výpočet . . . . .	13
2.1.3 Tepelná ztráta prostupem . . . . .	15
2.1.4 Tepelná ztráta větráním . . . . .	18
2.1.5 Celková tepelná ztráta města . . . . .	19
2.2 Potřeba tepla pro přípravu teplé užitkové vody . . . . .	19
2.3 Celkový tepelný výkon turbíny . . . . .	20
<b>3 Tepelný cyklus turbíny</b>	<b>21</b>
3.1 Návrh tepelného cyklu . . . . .	21
3.2 Volba dodatečných veličin . . . . .	24
3.3 Průběh expanze . . . . .	24
3.4 Výpočet regenerace . . . . .	26
3.4.1 Napájecí čerpadlo . . . . .	26
3.4.2 Vysokotlaký ohřívák . . . . .	27
3.4.3 Napájecí nádrž . . . . .	28
3.4.4 Nízkotlaký ohřívák . . . . .	29
3.5 Výpočet teplofikace . . . . .	30
3.5.1 Výpočet OTV ze strany vody . . . . .	31
3.5.2 Výpočet OTV ze strany páry . . . . .	32
3.6 Určení hmotnostních průtoků páry turbínou a odběry . . . . .	33
3.7 Elektrický výkon turbíny . . . . .	34
3.8 Závěr k výpočtu tepelného cyklu . . . . .	35
<b>4 Návrh průtočné části turbíny</b>	<b>37</b>
4.1 Regulační stupeň . . . . .	37
4.1.1 Určení parametrů páry a základních rozměrů stupně . . . . .	37
4.1.2 Ztráty v regulačním stupni . . . . .	41
4.2 Ostatní stupně turbíny . . . . .	43
4.3 Termodynamická účinnost a vnitřní výkon turbíny . . . . .	44
4.4 Shrnutí základních parametrů . . . . .	45
4.5 Rychlostní trojúhelníky . . . . .	47
4.6 Volba profilů lopatek . . . . .	48
<b>5 Pevnostní výpočet</b>	<b>50</b>
5.1 Oběžné lopatky . . . . .	50
5.1.1 Namáhání na ohyb . . . . .	50
5.1.2 Namáhání na tah . . . . .	52
5.1.3 Kombinované namáhání . . . . .	53
5.2 Závěsy oběžných lopatek . . . . .	53

5.2.1	T-nožka - 2. až 9 stupeň . . . . .	53
5.2.2	Vidličkové závěsy - 10. až 18. a regulační stupeň . . . . .	55
5.3	Namáhání a průhyb rozváděcích kol . . . . .	56
5.4	Rozváděcí lopatky . . . . .	57
5.5	Kontrola rotoru na krut . . . . .	58
5.6	Kontrola těles na přetlak . . . . .	59
<b>6</b>	<b>Vnější ucpávky</b>	<b>61</b>
6.1	Návrh přední ucpávky . . . . .	62
6.2	Návrh zadní ucpávky . . . . .	63
<b>7</b>	<b>Konstrukční provedení turbíny</b>	<b>64</b>
<b>8</b>	<b>Určení hmotnosti turbíny</b>	<b>65</b>
<b>9</b>	<b>Tepelný výpočet turbíny - upřesnění</b>	<b>68</b>
<b>10</b>	<b>Nenávrhový stav</b>	<b>69</b>
<b>11</b>	<b>Závěr</b>	<b>71</b>
	<b>Literatura</b>	<b>72</b>
	<b>Seznam příloh</b>	<b>73</b>

## Seznam obrázků

1	Místnost 2.1.02 - ložnice . . . . .	15
2	Průběh ohřátí vody při použití jednoho ohříváku . . . . .	21
3	Průběh ohřátí vody při použití dvou ohříváku . . . . .	21
4	Návrh tepelného schématu . . . . .	23
5	Průběh expanze v turbíně . . . . .	25
6	Průběh teplot ve výměníku s podchlazovačem . . . . .	27
7	Schéma toků v napájecí nádrži . . . . .	29
8	Schéma odběrů a poměrných hmotnostních průtoků . . . . .	33
9	Bilanční schéma tepelného cyklu . . . . .	36
10	Schématický lopatkový plán . . . . .	45
11	Termodynamická účinnost stupňů . . . . .	45
12	Expanzní čára turbíny . . . . .	46
13	Obecný rychlostní trojúhelník . . . . .	47
14	Charakteristiky lopatkové mříže . . . . .	49
15	Rozklad síly do hlavních os setrvačnosti . . . . .	51
16	Závěs typu T-nožka . . . . .	53
17	Závěs vidličkového typu . . . . .	55
18	Rozváděcí kolo . . . . .	57
19	Schématický nákres ucpávky . . . . .	61
20	Přední ucpávka . . . . .	62
21	Zadní ucpávka . . . . .	63

22	Náhrada skutečného profilu lopatky obdélníkovým průřezem . . . . .	65
23	Model rotoru turbíny . . . . .	66
24	Model rozváděcích kol . . . . .	66
25	Model těles a nosičů RK . . . . .	67

## Seznam tabulek

1	Izolační vlastnosti stavebních materiálů . . . . .	14
2	Rozměry a vlastnosti oken a dveří . . . . .	14
3	Teploty uvažované ve výpočtu . . . . .	15
4	Celková potřeba tepla . . . . .	20
5	Potřeba tepla mimo topnou sezónu . . . . .	20
6	Rozdělení ohřátí v systému regenerace . . . . .	22
7	Volené účinnosti zařízení . . . . .	24
8	Další volené parametry . . . . .	24
9	Rozdělení ohřátí mezi teplofikační ohříváky . . . . .	31
10	Průtočná množství a entalpické spády v jednotlivých částech turbíny .	34
11	Vnitřní výkony jednotlivých částí turbíny . . . . .	34
12	Parametry páry na vstupu do regulačního stupně . . . . .	38
13	Volené veličiny pro regulační stupeň . . . . .	38
14	Základní rozměry a parametry regulačního stupně . . . . .	40
15	Ztráty a termodynamická účinnost regulačního stupně . . . . .	42
16	Volené profily lopatek . . . . .	49
17	Kontrola rotoru na krut . . . . .	59
18	Namáhání vnitřního tělesa . . . . .	60
19	Namáhání vnějšího tělesa . . . . .	61
20	Návrh přední ucpávky . . . . .	63
21	Návrh zadní ucpávky . . . . .	64
22	Hmotnost turbíny . . . . .	68
23	Skutečná ohřátí v regeneraci . . . . .	68
24	Tlaky v odběrech při částečném provozu . . . . .	70



## Přehled základních veličin a jednotek

$p$	[bar], [Pa]	- tlak
$t, T, \Theta$	[°C], [K]	- teplota
$i$	[kJ/kg]	- entalpie
$h$	[kJ/kg]	- entalpický spád
$s$	[kJ/kg.K]	- entropie
$v$	[kg/m <sup>3</sup> ]	- měrný objem
$\dot{m}$	[kg/s]	- hmotnostní průtok
$\dot{Q}$	[m <sup>3</sup> /s]	- objemový průtok
$P$	[W]	- výkon
$x$	[-]	- suchost
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	- otáčky
$\eta$	[-]	- účinnost
$S, A$	[m <sup>2</sup> ]	- průřez, plocha
$\mu$	[-]	- průtokový součinitel
$e$	[-]	- parciálnost
$Z$	[-]	- ztráta
$\alpha$	[-]	- úhel absolutní rychlosti
$\beta$	[-]	- úhel relativní rychlosti
$c$	[m/s]	- absolutní rychlost
$u$	[m/s]	- obvodová rychlost
$w$	[m/s]	- relativní rychlost
$Ma$	[-]	- Machovo číslo
$B$	[mm]	- šířka profilu lopatky
$b$	[mm]	- tětiva lopatky
$W$	[mm <sup>3</sup> ]	- ohybový modul profilu lopatky
$\sigma, \tau$	[MPa]	- napětí v tahu, ohybu, krutu
$Rp_{0,2}$	[MPa]	- smluvní mez kluzu materiálu
$E$	[MPa]	- Youngův modul pružnosti
$k$	[-]	- bezpečnost

# 1 Úvod

V průtočné části běžné kondenzační turbíny je k výrobě elektrické energie využita pouze přibližně jedna třetina celkového energetického potenciálu přivedené páry. Zbylé dvě třetiny jsou nenávratně mařeny v kondenzátoru. Kogenerace, neboli kombinovaná výroba elektřiny a tepla, je způsob, jak dále využít toto nízkopotenciální teplo a zvýšit tak účinnost cyklu parní turbíny.

Příležitosti k vybudování kogeneračního zařízení jsou dány především poptávkou tepla pro vytápění či procesní páry pro průmyslové provozy. Protitlaková parní turbína je jednou z možností technické realizace zařízení dodávající společně elektrickou energii i teplo. Koncept protitlakové turbíny spočívá v tom, že po expanzi v průtočné části turbíny pára není vedena do kondenzátoru, jako v případě kondenzační turbíny, ale do ohříváků topné vody nebo jiných tepelných výměníků, kde je využita její zbývající energie. Tlak ve výměnících je podstatně vyšší, než bývá tlak v kondenzátoru klasické kondenzační turbíny, expanze tedy neprobíhá až téměř do vakua. To znamená, že protitlaková turbína má oproti ekvivalentní kondenzační turbíně sice menší elektrický výkon, ale díky využití zbytkového tepla v ohřívácích je celková účinnost cyklu protitlakové turbíny mnohem vyšší.

Inherentním nedostatkem protitlakové turbíny je, že elektrický výkon je přímo diktován poptávkou po tepelném výkonu. To se projeví, když poptávka po teple kolísá např. s průběhem ročních období. Turbína tak musí pracovat v částečném provozu, což zároveň omezí i výrobu elektrické energie.

## 2 Výpočet potřebného výkonu turbíny

Navrhovaná protitlaková parní turbína by měla zajistit vytápění pro město s přibližně 50 000 obyvateli a několika průmyslovými podniky. V první řadě je tedy třeba navrhnout potřebný tepelný výkon turbíny. Odběr tepla průmyslových podniků je znám ze zadání, a to konstantních 50 MWt v průběhu celého roku. Zbývá určit potřebu tepla pro vytápění obytných domů a ohřev teplé užitkové vody. Aby byla zajištěna tepelná pohoda v obytných domech daného města, množství tepla dodávané navrhovanou turbínou by se mělo rovnat tepelným ztrátám budov.

V rámci této práce byl proveden výpočet tepelných ztrát jednoho bytového domu. Tento bytový dům je čtyřpatrový a v každém patře se nachází čtyři bytové jednotky. Bylo uvažováno, že průměrný počet obyvatel na jeden byt je 2,5 osoby. To jest na celý bytový dům připadá v průměru 40 obyvatel. Dále bylo přijato zjednodušení, že hypotetické město se skládá pouze z tohoto jednoho typu bytového domu. Při 50 000 obyvatelích se pak tedy ve městě nachází 1250 daných bytových objektů. Budou-li známy tepelné ztráty jednoho domu, pak již lze snadno určit tepelnou ztrátu celého města.

Je zřejmé, že takovýto pohled na věc je velmi zjednodušující. Ve městech se samozřejmě nachází mnoho různých druhů budov. Velikost tepelných ztrát je závislá také na použitých stavebních materiálech, a tak i budovy, které jsou stavebně podobné, si nejsou, co se týče tepelných ztrát, rovnocenné. Nicméně pro získání základní představy o potřebném tepelném výkonu turbíny je tento pohled dostačující.

### 2.1 Výpočet tepelných ztrát objektu

#### 2.1.1 Postup výpočtu

Postup výpočtu byl s jistými zjednodušeními převzat z normy ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu [4]. Dle této normy je celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru rovna součtu tepelné ztráty prostupem tepla z vytápěného prostoru a tepelné ztráty větráním

$$\Phi_i = \Phi_{T,j} + \Phi_{V,j} \quad [W]. \quad (1)$$

Tepelná ztráta prostupem představuje množství tepla, které prochází stěnami objektu v důsledku rozdílu teplot  $\Delta\Theta$  mezi vnitřní a vnější stranou stěny. Dle normy se tato ztráta skládá celkem ze čtyř součinitelů představující prostupy mezi různými částmi budovy.

$$\Phi_{T,j} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\Theta_{int,i} - \Theta_e), \quad (2)$$

kde:

$H_{T,ie}$	[W/K]	- součinitel tepelné ztráty prostupem do venkovního prostředí pláštěm budovy
$H_{T,iue}$	[W/K]	- součinitel tepelné ztráty prostupem do venkovního prostředí nevytápěným prostorem
$H_{T,ig}$	[W/K]	- součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy
$H_{T,ij}$	[W/K]	- součinitel tepelné ztráty prostupem do venkovního prostředí prostorem vytápěným na jinou teplotu
$\Theta_{int,i}$	[°C]	- vnitřní výpočtová teplota
$\Theta_e$	[°C]	- venkovní výpočtová teplota

V rámci zjednodušeného výpočtu byl vliv součinitele prostupem tepla do zeminy zanedbán  $H_{T,ig} = 0$  [W/K]. Dále bylo uvažováno, že v budově se nenacházejí nevytápěné prostory, pouze prostory vytápěné na jinou (nižší) teplotu. Pak tedy platí i  $H_{T,iue} = 0$  [W/K].

Součinitel tepelné ztráty prostupem tepla do vnějšího prostředí pláštěm budovy zahrnuje všechny stěny a jiné stavební části, které oddělují uvažovaný prostor od venkovního prostředí a je určen rovnicí

$$H_{T,ie} = \sum_K A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \psi_l \cdot l_l \cdot e_l \quad (3)$$

kde:

$A_k$	[m <sup>2</sup> ]	- plocha stěny
$U_k$	[W/m <sup>2</sup> .K]	- součinitel prostupu tepla stavební části
$e_k, e_l$	[-]	- korekční součinitele zahrnující vliv povětrnostních a klimatických podmínek, dle přílohy D.4.1 v normě [4] $e_k = e_l = 1$
$\psi_l$	[W/m.K]	- součinitel lineárního prostupu tepla tepelným mostem
$l_l$	[m]	- délka lineárních tepelných mostů

Výpočtový postup stanovení součinitele  $\psi_l$  je pro účely tohoto přibližného výpočtu zbytečně složitý, proto byla použita zjednodušená metoda určení lineárních tepelných ztrát. Ta zavádí tzv. korigovaný součinitel prostupu tepla  $U_{kc}$  stavební konstrukce, který zahrnuje lineární tepelné mosty

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb} \quad (4)$$

kde:

$U_{kc}$	[W/m <sup>2</sup> .K]	- korigovaný součinitel prostupu tepla zahrnující tepelné mosty
$U_k$	[W/m <sup>2</sup> .K]	- součinitel prostupu tepla stavební části
$\Delta U_{tb}$	[W/m <sup>2</sup> .K]	- korekční součinitel závisející na druhu stavební části. Jeho hodnoty jsou uvedeny v příloze D.4.1. normy [4]

Jak již bylo zmíněno se součiniteli  $H_{T,iue}$  a  $H_{T,ig}$  v tomto výpočtu nebylo uvažováno. Zbývá tak určit poslední veličinu, a to součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného

prostoru do vnějšího prostředí prostorem vytápěným na jinou teplotu  $H_{T,ij}$ . Ten je definován jako

$$H_{T,ij} = \sum_K f_{i,j} \cdot A_k \cdot U_k, \quad (5)$$

kde:

$f_{i,j}$  [-] - redukční teplotní činitel korigující rozdíl mezi teplotou sousedního vytápěného prostoru a vnější výpočtovou teplotou

$$f_{i,j} = \frac{\Theta_{int,i} - \Theta_{sousední\ prostor}}{\Theta_{int,i} - \Theta_e} \quad (6)$$

$U_k$  [W/m<sup>2</sup>.K] - součinitel prostupu tepla

$A_k$  [m<sup>2</sup>] - plocha stěny.

Po určení příslušných součinitelů tepelných ztrát již lze stanovit tepelnou ztrátu místnosti prostupem dle rovnice 2. Tepelná ztráta prostupem tepla do venkovního prostředí celé budovy je pak rovna součtu tepelných ztrát jednotlivých místností

$$\Phi_T = \sum_j \Phi_{T,j}. \quad (7)$$

V současné době, při použití moderních stavebních materiálů s nízkým součinitelem prostupu tepla se tepelná ztráta prostupem snižuje a na významu nabývá tepelná ztráta větráním. Ta je dána průtokovým množstvím větracího vzduchu objektem. Norma ČSN EN 12831 pro výpočet ztráty větráním uvádí vzorec

$$\Phi_V = H_V \cdot (\theta_{int} - \theta_e), \quad (8)$$

kde:

$H_v$  [W/K] - součinitel návrhové tepelné ztráty větráním

$\Theta_{int}$  [°C] - vnitřní výpočtová teplota

$\Theta_e$  [°C] - venkovní výpočtová teplota.

Součinitel  $H_V$  je definován pomocí průtokového množství větracího vzduchu jako

$$H_V = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \quad (9)$$

Je-li uvažováno s konstantní hustotou vzduchu  $\rho$  a konstantní měrnou tepelnou kapacitou  $c_p$  zjednoduší se předchozí rovnice na

$$H_V = 0,34 \cdot \dot{V} \quad (10)$$

kde:

$\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/h] - objemový průtok větracího vzduchu

Průtokové množství větracího vzduchu je dáno hygienickými či technologickými potřebami objektu.

### 2.1.2 Podklady pro výpočet

Základním podkladem pro výpočet tepelných ztrát budovy je půdorysný výkres daného objektu. Z výkresu je nutné odečíst rozměry jednotlivých stěn či jiných konstrukcí, které se podílejí na prostupu tepla. Půdorysný plán uvažované budovy (viz příloha A) byl pro účely výpočtu tepelných ztrát v rámci této práce poskytnut panem Radkem Hoškem ze stavební fakulty ČVUT v Praze.

Jak již bylo zmíněno jedná se o čtyřpodlažní bytový dům. Podlaží dvě, tři a čtyři jsou shodná a jsou zobrazena na výkrese PŮDORYS 2.NP. Půdorysný plán přízemí je mírně odlišný kvůli vchodovým dveřím do budovy a je tak zobrazen na vlastním výkrese PŮDORYS 1.NP.

Další nutnou informací jsou použité stavební materiály a jejich tepelně izolační vlastnosti. Na výkresech jsou uvedeny použité stavebniny. Jedná se o zdivo Porotherm v různých tloušťkách. Vnější stěny objektu jsou navíc izolovány vrstvou expandovaného polystyrenu a tvoří tak se zdivem vícevrstvou sendvičovou konstrukci. V rámci výpočtu nebylo uvažováno s omítkami či jinými povrchovými úpravami stěn, které vzhledem k jejich malé tloušťce mají na prostup tepla nevýznamný vliv.

Součinitel prostupu tepla  $U$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je součástí technické specifikace daného stavebního materiálu a je uváděn v katalogu výrobce [2]. V některých případech výrobce neuvádí přímo součinitel prostupu  $U$ , ale tzv. tepelný odpor konstrukce  $R$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ] nebo dokonce koeficient tepelné vodivosti  $\lambda$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]. V těchto případech je nutné součinitel prostupu tepla  $U$  dodatečně určit. Mezi tepelným odporem  $R$  a koeficientem tepelné vodivosti  $\lambda$  platí následující vztah.

$$R = \frac{d}{\lambda}, \quad (11)$$

kde:  $d$  [m] - tloušťka vrstvy daného materiálu.

Součinitel prostupu tepla je pak definován jako

$$U = \frac{1}{R_{si} + R + R_{se}}, \quad (12)$$

resp. pro vícevrstvou stěnu z různých druhů stavebních materiálů

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_{i=1}^n R_i + R_{se}}. \quad (13)$$

kde:

$U$	[ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]	- součinitel prostupu tepla
$\sum_{i=1}^n R_i$	[ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ]	- součet tepelných odporů jednotlivých vrstev
$R_{si}$	[ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ]	- odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce
$R_{se}$	[ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ]	- odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce

Pro svislou konstrukci v zimním období platí  $R_{si} = 0,13$  a  $R_{se} = 0,04$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ].

Následující tabulka obsahuje shrnutí použitých stavebních materiálů pro uvažovanou stavbu a jejich tepelné vlastnosti. Součinitel prostupu tepla vnějších stěn skládající se z Porotherm 30 Profi a vrstvy expandovaného polystyrenu byl určen dle rovnice 13.

	U [W/m <sup>2</sup> K]	λ [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Porotherm 30 Profi	0,50	0,175	1,72
Porotherm 30 AKU P+D	0,90	0,34	0,88
Porotherm 11,5	1,65	0,34	0,34
Porotherm 8	1,90	0,29	0,28
EPS tl. 150mm	0,22	0,035	4,29
Sendvič P-30 Profi + EPS	0,1619		

Tabulka 1: Izolační vlastnosti stavebních materiálů

Kromě vlastností stavebních materiálů je třeba také znát součinitel prostupu tepla oken a dveří. Dle plánu jsou v objektu všechna okna plastová. Bylo tedy uvažováno s jednotným součinitelem  $U$  [W · m<sup>-2</sup> · K<sup>-1</sup>] a lišily se pouze rozměry oken. V případě dveří byly rozlišeny dva druhy. Hlavní vchodové dveře nacházející se v přízemním patře budovy a běžné dveře mezi jednotlivými místnostmi. Stejně jako v případě oken byla uvažována jednotná hodnota součinitele prostupu tepla. Přehled uvažovaných rozměrů oken a dveří je zobrazen v tabulce 2.

	Rozměry [m]	U [W/m <sup>2</sup> K]	Plocha [m <sup>2</sup> ]
Okno střední	2 x 1,5	3,0	3
Okno malé	1,25 x 1,5	3,0	1,875
Okno velké	2,25 x 1,5	3,0	3,375
Dveře vchodové	1,5 x 2,2	2,3	3,3
Dveře běžné	0,8 x 2	2,3	1,6

Tabulka 2: Rozměry a vlastnosti oken a dveří

Poslední vstupní veličiny do výpočtu, které je potřeba znát jsou teploty. Jednak výpočtová venkovní teplota a také teploty vnitřní v jednotlivých místnostech. Doporučené vnitřní teploty uvádí např. příloha D normy [4]. Tato příloha stanovuje vnitřní teploty pro trvale užívané obytné budovy dle druhu uvažované místnosti.

Teplota v obývacích místnostech a kuchyni byla volena 20 °C. V koupelně bylo pro udržení tepelné pohody člověka zvoleno 24 °C. Výpočtová teplota vedlejších místností jako jsou předsíně či chodby byla stanovena na 15 °C a pro technické místnosti nebo např. schodiště postačí teplota 10 °C.

Venkovní výpočtová teplota je také dána normou a může nabývat hodnot -12 °C, -15 °C nebo -18 °C v závislosti na poloze uvažovaného objektu v České Republice. Ze zadání je pouze známo, že uvažované město leží v severních Čechách. Vzhledem k blíže nespecifikované lokalitě byla výpočtová venkovní teplota volena -18 °C. To například odpovídá uváděné venkovní výpočtové teplotě pro severočeská města Liberec,

Jablonec nad Nisou či Trutnov.

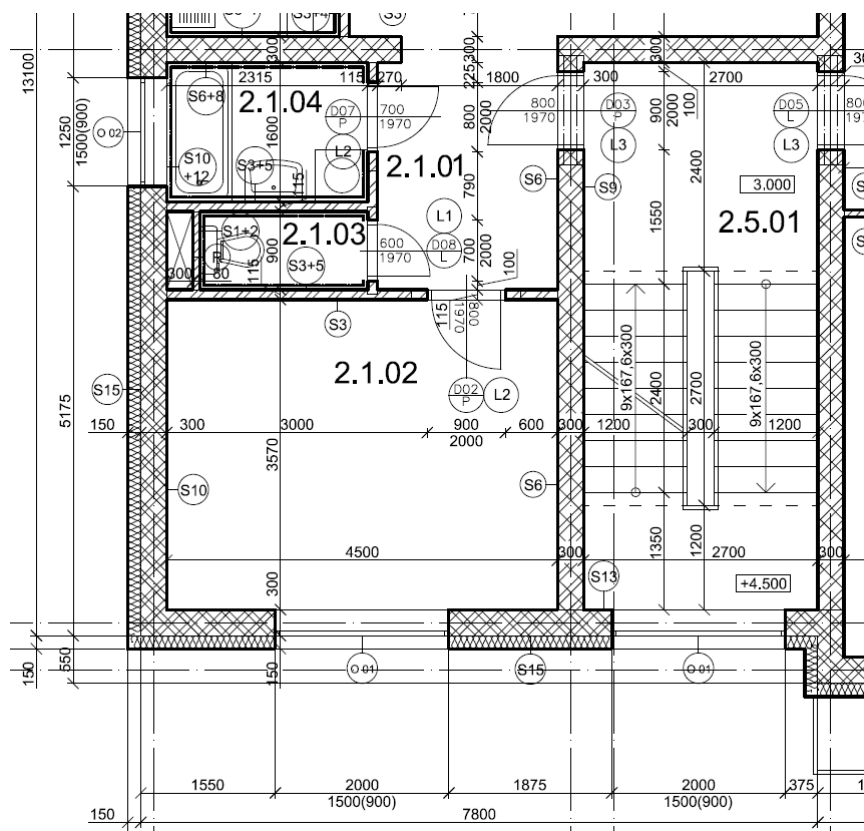
V následující tabulce jsou shrnuty všechny teploty uvažované v tomto výpočtu.

Teploty místností	
Obytné místnosti	20 °C
Koupelna	24 °C
Předsín, chodba	15 °C
Technické místnosti	10 °C
<b>Venkovní výpoč. teplota</b>	<b>-18 °C</b>

Tabulka 3: Teploty uvažované ve výpočtu

### 2.1.3 Tepelná ztráta prostupem

Jak již bylo zmíněno nejprve je třeba určit základní ztrátu prostupem  $\Phi_T$ . V této části bude názorně předveden výpočet základní tepelné ztráty pro jednu místnost. Analogickým způsobem pak byly stanoveny i ztráty zbylých místností.



Obrázek 1: Místnost 2.1.02 - ložnice

Obrázek 1 představuje výřez z půdorysného plánu budovy z přílohy A, zobrazující místnost 2.1.02. Dle legendy místností se jedná o ložnici. Vnitřní výpočtová teplota místnosti je tedy 20 °C, viz tabulka č. 3. Při výpočtu tepelné ztráty prostupem je



vhodné zavést určitý systém číslování jednotlivých stěn a dodržovat jej pro jednotlivé místnosti.

Začněme výpočet severní stěnou. Z obrázku vidíme, že část severní stěny je společná s prostorem 2.1.03, což je WC. Při výpočtu bylo WC uvažováno jako běžná obytná místnost o vnitřní teplotě 20 °C. Rozdíl teplot  $\Delta\Theta$  mezi prostory 2.1.02 a 2.1.03 je tedy nulový a neprobíhá žádný přestup tepla.

Budeme-li pokračovat ve směru hodinových ručiček, uvidíme, že další část severní zdi sousedí s místností 2.1.01, což dle plánu je předsíň. Pro tuto část konstrukce je tedy třeba určit součinitel ztrát prostupem do venkovního prostředí prostorem vytápěným na jinou teplotu  $H_{T,ij}$  [W/K]. Délka úseku stěny je  $l = 2,07$  m. Výška místností byla uvažována jednotná  $h = 2,7$  m. Při výpočtu plochy stěny je ovšem nutné také uvažovat, že v této části se také nacházejí dveře. Výsledná plocha zdi podílející se na přestupu tepla je tedy

$$A = l \cdot h - A_d \quad (14)$$

$$A = 2,07 \cdot 2,7 - 1,6 = 3,989 \text{ [m}^2\text{]}, \quad (15)$$

kde:  $A_d$  [m<sup>2</sup>] - plocha dveří (viz tabulka 2).

Z výkresu je patrné, že typ zdiva je Porotherm 11,5. Z tabulky 1 lze odečíst součinitel prostupu tepla  $U = 1,65$  [W/m<sup>2</sup>K]. Vnitřní výpočtová teplota v předsíni je 15 °C. Stanovíme redukční teplotní činitel  $f_{i,j}$  jako

$$f_{i,j} = \frac{\Theta_{int,i} - \Theta_{sousední\ prostor}}{\Theta_{int,i} - \Theta_e} \quad (16)$$

$$f_{i,j} = \frac{20 - 15}{20 - (-18)} = 0,1315 \quad [-]. \quad (17)$$

Na základě těchto údajů již lze vypočítat součinitel  $H_{T,ij}$

$$H_{T,ij} = f_{i,j} \cdot A \cdot U \quad (18)$$

$$H_{T,ij} = 0,1315 \cdot 3,989 \cdot 1,65 = 0,8655 \quad \text{[W/K]} \quad (19)$$

Další stěna odděluje místnost 2.1.02 od schodiště 2.5.01. Tato konstrukce je postavená z materiálu Porotherm 30 AKU se součinitelem prostupu tepla  $U = 0,90$  [W/m<sup>2</sup>K]. Teplota v prostoru schodiště je 10 °C. Délka oddělovací stěny je  $l = 3,57$  m. Ve zdi se tentokrát nenacházejí žádné prvky jako dveře nebo okna, a tak při výšce  $h = 2,7$  m je plocha této zdi  $A = l \cdot h = 9,639$  m<sup>2</sup>. Opět se jedná o sousední místnost vytápěnou na jinou teplotu. Postup je analogický jako v předchozím případě.

$$f_{i,j} = \frac{\Theta_{int,i} - \Theta_{sousední\ prostor}}{\Theta_{int,i} - \Theta_e} \quad (20)$$

$$f_{i,j} = \frac{20 - 10}{20 - (-18)} = 0,2632 \quad [-] \quad (21)$$

$$H_{T,ij} = f_{i,j} \cdot A \cdot U \quad (22)$$

$$H_{T,ij} = 0,2632 \cdot 9,639 \cdot 0,90 = 2,283 \quad \text{[W/K]} \quad (23)$$

Poslední úsek tvoří venkovní zeď. Při výpočtové venkovní teplotě  $-18\text{ °C}$  je na této části zdi největší  $\Delta\Theta$ , proto je venkovní zeď doplněna vrstvou izolace. Součinitel prostupu tepla takovéto konstrukce je pak  $U = 0,1619\text{ [W/m}^2\text{K]}$ , jak ukazuje tab. 1.

Jelikož tato stěna přímo odděluje vytápěnou místnost od venkovního prostoru je třeba stanovit součinitel tepelné ztráty pláštěm budovy  $H_{T,ie}\text{ [W/K]}$ . Vliv tepelných mostů byl do výpočtu zahrnut v podobě korigovaného součinitele prostupu tepla  $U_c$ .

$$U_c = U + \Delta U_{tb}, \quad (24)$$

kde hodnota korekčního součinitele  $\Delta U_{tb}$  byla stanovena dle přílohy D.4.1 normy [4]  $\Delta U_{tb} = 0,30\text{ [W/m}^2\text{.K]}$ .

$$U_c = 0,1619 + 0,30 = 0,4619\text{ [W/m}^2\text{.K]} \quad (25)$$

Délka konstrukce činí  $l = 8,07\text{ m}$ , ale ve zdi se nachází jedno okno o rozměrech  $2 \times 1,5\text{ m}$ .

$$A = l \cdot h - A_o \quad (26)$$

$$A = 8,07 \cdot 2,7 - 3 = 18,789\text{ [m}^2\text{]} \quad (27)$$

kde:

$A_o\text{ [m}^2\text{]}$  - plocha okna (viz tabulka 2).

Vypočteme součinitel ztráty  $H_{T,ie}$ .

$$H_{T,ie} = A \cdot U_c \quad (28)$$

$$H_{T,ie} = 18,789 \cdot 0,4619 = 8,678\text{ [W/K]} \quad (29)$$

Nyní je nutné určit tepelnou ztrátu samotného okna a dveří. Postup je identický jako v případech uvedených výše. Potřebné veličiny byly odečteny z tabulky 2 a přílohy D normy ČSN EN 12831.

$$H_{T,d} = f \cdot A_d \cdot U_d = 0,483\text{ [W/K]} \quad (30)$$

$$H_{T,o} = A_o \cdot U_c = 10,05\text{ [W/K]} \quad (31)$$

kde:

$H_{T,d}\text{ [W/K]}$  - součinitel tepelné ztráty prostupem dveřmi

$f_{i,j}\text{ [-]}$  - redukční teplotní činitel  $f_{i,j} = 0,1315\text{ [-]}$

$U_d\text{ [W/m}^2\text{.K]}$  - součinitel prostupu tepla dveřmi

$A_d\text{ [m}^2\text{]}$  - plocha dveří

$H_{T,o}\text{ [W/K]}$  - součinitel tepelné ztráty prostupem oknem

$A_o\text{ [m}^2\text{]}$  - plocha okna

$U_c\text{ [W/m}^2\text{.K]}$  - korigovaný součinitel prostupu tepla  $U_c = 3,35\text{ [W/m}^2\text{.K]}$

Výslednou tepelnou ztrátu místnosti prostupem  $\Phi_{T,j}$  lze nyní určit dle rovnice 2, kterou

lze také psát jako součin sumy všech součinitelů tepelných ztrát dané místnosti a rozdílu vnitřní a vnější výpočtové teploty.

$$\Phi_{T,j} = \sum_i H_{T,i} \cdot (\Theta_{int_i} - \Theta_e) \quad (32)$$

$$\Phi_{T,j} = 849,6 \quad [W] \quad (33)$$

Tímto způsobem byly postupně vypočteny tepelné ztráty prostupem jednotlivých místností. Celková ztráta budovy je pak součtem těchto jednotlivých tepelných ztrát.

$$\Phi_T = \sum_j \Phi_{T,j} \quad (34)$$

$$\Phi_T = 28758,33 \quad [W] \quad (35)$$

Kompletní přehled výsledků je uveden v příloze B této práce.

#### 2.1.4 Tepelná ztráta větráním

V současné době moderních stavebních materiálů a účinné izolace lze výrazně omezit tepelnou ztrátu objektu prostupem. Proto více nabývá na významu tepelná ztráta větráním. Ta je způsobená buď přirozeným větráním infilrací nebo nuceným větráním. Větrání infilrací bylo dříve významné především kvůli nedokonalé těsnícím oknům a dveřím. V současné době moderní těsnící materiály umožňují téměř dokonalé utěsnění spár a z hlediska tepelných ztrát se jeví významnější ztráta nuceným větráním.

Velikost tepelné ztráty nuceným větráním je závislá na objemovém toku větracího vzduchu prostorem  $\dot{V}_v$  [m<sup>3</sup>/h]. Potřebný objemový tok vzduchu je daný technologickými či hygienickými požadavky uvažovaného objektu a je definován pomocí součinitele intenzity výměny vzduchu  $n_h$  [h<sup>-1</sup>]. Doporučená hodnota intenzity výměny vzduchu pro obytné budovy je  $n_h = 0,5$  [h<sup>-1</sup>]. Součinitel návrhové tepelné ztráty  $H_V$  se pak vypočte jako

$$H_V = 0,34 \cdot n_h \cdot V \quad (36)$$

$$H_V = 614,19 \quad [W/K], \quad (37)$$

kde:

$n_h$	[h <sup>-1</sup> ]	- intenzita výměny vzduchu
$V$	[m <sup>3</sup> ]	- celkový objem místností v budově, $V \doteq 3612,9$ m <sup>3</sup> .

Tepelná ztráta budovy větráním je tedy rovna

$$\Phi_V = H_V \cdot (\Theta_i - \Theta_e) \quad (38)$$

$$\Phi_V = 23339,4 \quad [W] \quad (39)$$

kde:

$\Theta_i$	[°C]	- vnitřní výpočtová teplota $\Theta_i = 20$ [°C]
$\Theta_e$	[°C]	- venkovní výpočtová teplota $\Theta_e = -18$ [°C].

### 2.1.5 Celková tepelná ztráta města

Nyní jsou-li již známy tepelná ztráta prostupem i tepelná ztráta větráním budovy, je možné stanovit celkovou tepelnou ztrátu budovy jejich prostým součtem

$$\Phi = \Phi_T + \Phi_V \quad [\text{W}], \quad (40)$$

$$\Phi = 28758,3 + 23339,4 = 52097,7 \quad [\text{W}]. \quad (41)$$

Nyní provedme následující úvahu. V daném bytovém domě se nachází celkem 16 bytových jednotek. Při průměrném počtu 2,5 obyvatele na byt vychází, že celý dům pojme přibližně 40 lidí. V uvažovaném městě žije celkem 50000 obyvatel. Pro ubytování tohoto počtu lidí je tedy potřeba  $50000/40 = 1250$  daných bytových domů. Celková tepelná ztráta celého města je tedy rovna

$$Q = \Phi \cdot 1250 = 65122,14 \quad [\text{kW}]. \quad (42)$$

## 2.2 Potřeba tepla pro přípravu teplé užitkové vody

Součástí zásobování teplem je kromě vytápění, tedy pokrytí tepelných ztrát, také příprava teplé užitkové vody. Potřeba tepla pro úpravu TUV vychází z množství ohřívání vody a rozdílu teplot mezi studenou a požadovanou teplou vodou. Průměrná denní spotřeba vody na osobu se pohybuje okolo 100 litrů. Z toho přibližně polovina je TUV a druhá polovina SUV (studená užitková voda).

Uvažujme tedy denní specifickou spotřebu TUV  $\dot{V}_s = 50$  litrů na osobu na den. Což při počtu 50000 obyvatel znamená spotřebu města  $\dot{V}_{tuv} = 2500$  [m<sup>3</sup>/den]. Z hlediska výpočtu potřebného tepla je důležitý hmotnostní průtok v jednotkách [kg/s]. Ten získáme převedením jednotek a vynásobením objemového průtoku hustotou  $\rho = 1000$  [kg/m<sup>3</sup>] (v tomto výpočtu není nutné uvažovat s přesnou závislostí hustoty vody na teplotě, dopustíme se malé chyby budeme-li uvažovat s touto přibližnou hodnotou)

$$\dot{m}_{tuv} = \rho \cdot V_{tuv} = 28,935 \quad [\text{kg/s}]. \quad (43)$$

Potřebné množství tepla pro ohřátí tohoto průtoku vody lze stanovit z následující kalorimetrické rovnice (opět nebyla uvažována změna termodynamických veličin vody v závislosti na teplotě)

$$Q_{tuv} = \dot{m}_{tuv} \cdot c \cdot (t_h - t_s) \quad [\text{kW}], \quad (44)$$

$$Q_{tuv} = 6652,19 \quad [\text{kW}], \quad (45)$$

$$(46)$$

kde:

$c$	[kJ · kg · °C]	- měrná tepelná kapacita vody
$t_h$	[°C]	- výstupní teplota horké vody, $t_h = 60$ °C
$t_e$	[°C]	- vstupní teplota studené vody, $t_e = 5$ °C.

### 2.3 Celkový tepelný výkon turbíny

Potřebná dodávka tepla do města je součtem výkonu potřebného k pokrytí tepelných ztrát a výkonu k přípravě teplé užitkové vody. Zároveň je třeba pamatovat na konstantní potřebu průmyslových podniků, která dle zadání je 50 MWt. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 4.

Vytápění	65122,14	kW
TUV	6652,19	kW
Průmysl	50000	kW
<b>Celkem</b>	<b>121,78</b>	<b>MWt</b>

Tabulka 4: Celková potřeba tepla

Protitlaková parní turbína bude navržena pro dodávku 125 MWt do blízkého města. Elektrický výkon se bude odvíjet od tohoto výkonu tepelného.

Navržený tepelný výkon 125 MWt bude turbína podávat při práci v nominálním režimu. V tomto režimu bude provozována pouze v průběhu topné sezóny. V letních měsících, mimo topnou sezónu není potřeba dodávat teplo pro vytápění města. Stále je ovšem třeba zajistit teplo pro úpravu TUV a pro zabezpečení potřeb průmyslu. V následující tabulce je zobrazena potřebná dodávka tepla mimo topnou sezónu.

Vytápění	0	kW
TUV	6652,19	kW
Průmysl	50000	kW
<b>Celkem</b>	<b>56,65</b>	<b>MWt</b>

Tabulka 5: Potřeba tepla mimo topnou sezónu

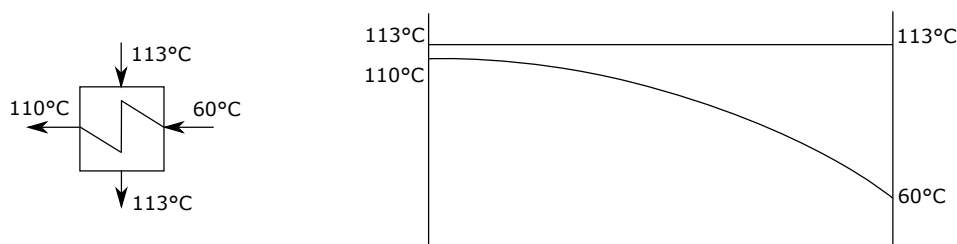
Potřeba tepla mimo topnou sezónu činí necelých 50% z nominálního výkonu turbíny. Z principu činnosti protitlakové parní turbíny je zřejmé, že i elektrický výkon bude v tomto částečném provozu snížený.

### 3 Tepelný cyklus turbíny

Bilanční výpočet tepelného cyklu představuje základní podklad pro další návrh turbíny a jiných zařízení. Cílem je stanovit termodynamické parametry a hmotnostní toky páry a vody v jednotlivých bodech cyklu. Z hlediska dalšího návrhu průtočné části turbíny jsou nejdůležitějšími parametry hmotnostní tok páry na vstupu do turbíny, tlaky a množství v odběrech turbíny a velikost protitlaku na výstupu. K výpočtu termodynamických veličin bylo využito rozšíření X-Steam v. 2.6 k programu MS Excel obsahující definice termodynamických vlastností páry a vody dle IAPWS IF97 [3].

#### 3.1 Návrh tepelného cyklu

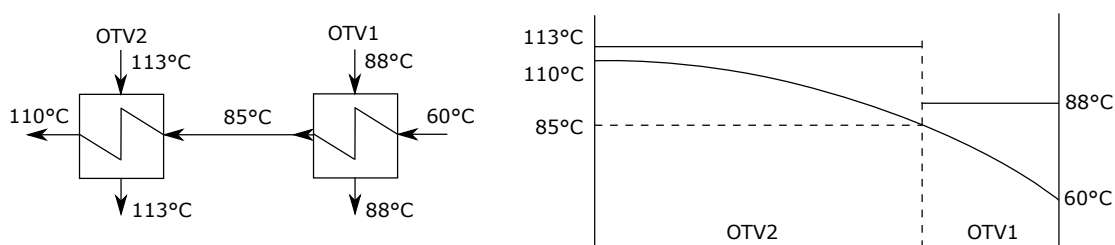
Ze zadání je patrné, že se jedná o protitlakovou turbínu bez přehřívání s regenerací. Základní návrh tepelného cyklu v tomto případě tedy spočívá především v určení počtu regenerativních ohříváků a návrhu systému teplofikace. Ohříváky teplé vody mají ohřát vodu ze vstupních 60°C na výsledných 110°C. Jelikož topná pára ohřívá teplou vodu tím, že v ohříváku kondenzuje a uvolňuje latentní teplo je teplota na straně páry konstantní.



Obrázek 2: Průběh ohřátí vody při použití jednoho ohříváku

Obrázek 2 zobrazuje průběh ohřevu při použití jediného ohříváku. Teplota na straně páry je konstantních 113°C - 3°C voleny jako koncový teplotní rozdíl na OTV. To znamená, že expanze páry v turbíně musí končit nejnižší na tlaku sytosti pro 113 °C.

Oproti tomu následující obrázek ukazuje průběh teplofikace při použití dvou ohříváků teplé vody.



Obrázek 3: Průběh ohřátí vody při použití dvou ohříváku

Při rozdělení ohřátí do dvou OTV je možné realizovat oba ohříváky na dvou různých tlacích. Pára v turbíně nyní může expandovat až na tlak sytosti pro teplotu 88°C (opět 3°C ponechány jako koncový teplotní rozdíl), což oproti předchozímu případu umožní

získat větší elektrický výkon. Z tohoto důvodu byl volen systém teplofikace se dvěma ohříváky teplé vody naznačený na obr. 3.

Při návrhu systému regenerace je třeba navrhnout počet ohříváků a rozdělit mezi ně ohřátí kondenzátu. Prozatím uvažujme, že vstupní teplota do prvního nízkotlakého ohříváku je shodná s výstupní teplotou OTV2 tj. 113°C. Teplota napájecí vody na vstupu do kotle, tedy na výstupu z posledního vysokotlakého ohříváku je dle zadání 210°C. To činí celkové ohřátí kondenzátu systémem regenerace

$$\Delta T = 210 - 113 = 97 \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad (47)$$

Toto ohřátí bylo na základě obecných doporučení uvedených na straně 16 v [5] rozděleno do celkem tří regeneračních ohříváků tak, aby se v jednotlivých ohřívácích kondenzát ohřál o 30 až 40°C.

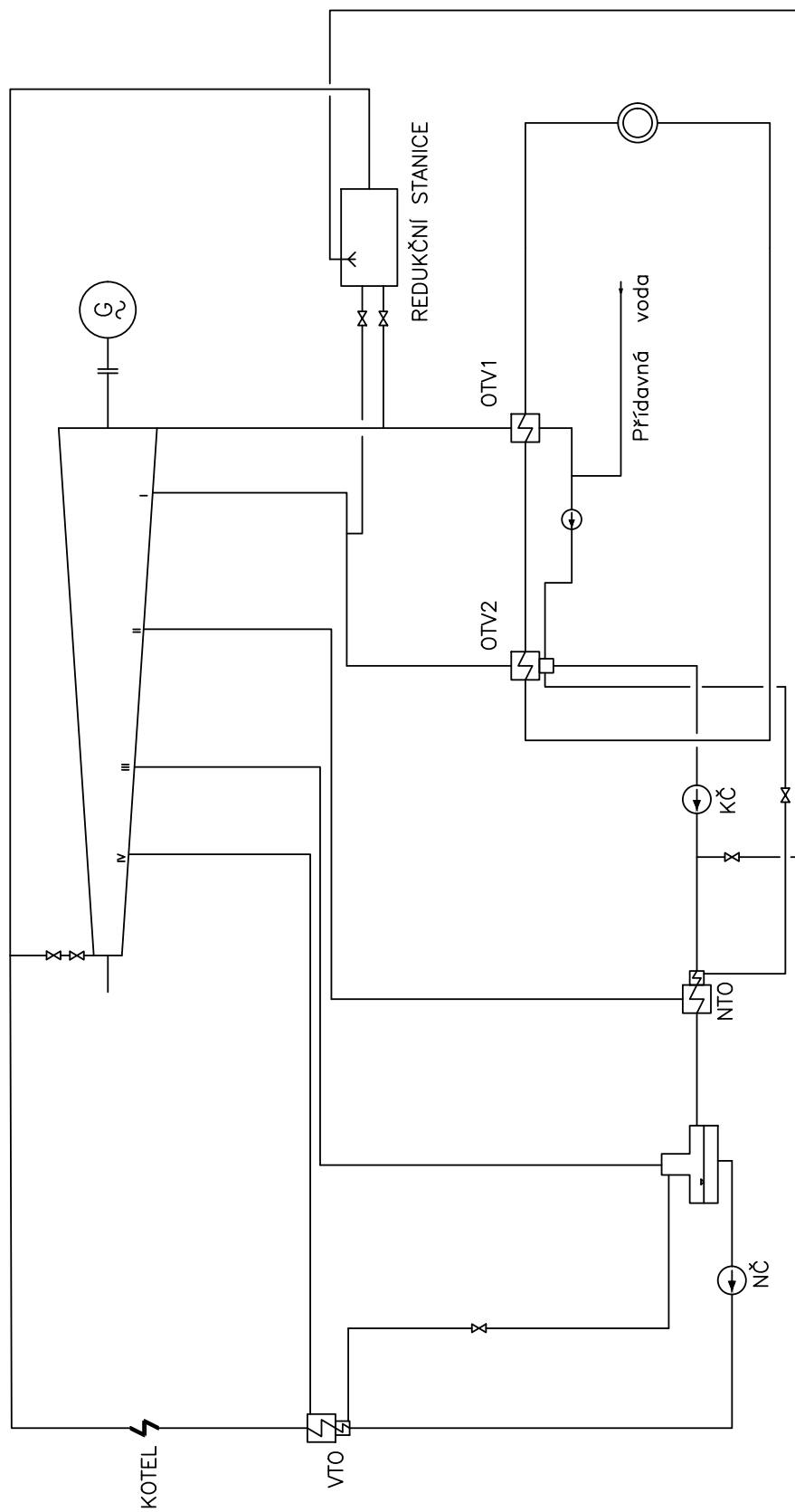
Druh ohříváku	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]
Nízkotlaký ohřívák	113	140
Napájecí nádrž	140	170
Vysokotlaký ohřívák	170	210

Tabulka 6: Rozdělení ohřátí v systému regenerace

Toto rozdělení je zatím pouze přibližné a v průběhu výpočtu se může mírně měnit. Například v tuto chvíli nebylo uvažováno s částečným ohřevem kondenzátu v kondenzátním a napájecím čerpadle. Po určení počtu regeneračních a teplofikačních ohříváků již lze navrhnout tepelné schéma cyklu.

Pára vstupuje do turbíny přes rychlozávěrné a regulační ventily. V turbíně se nacházejí odběry pro VTO, napájecí nádrž, NTO a teplofikační ohříváky. Kondenzát topné páry z VTO je odváděn kaskádováním do napájecí nádrže. Kondenzát topné páry z NTO je také odváděn kaskádou do malého směšovacího výměníku pod OTV2. Zde je také přečerpáván pomocí doplňkového čerpadla kondenzát z OTV1 s dodatečnou přídatnou vodou kryjící ztráty netěsnostmi. Pro zvýšení využití dostupného tepla jsou vysokotlaký a nízkotlaký ohřívák vybaveny podchlazovači kondenzátu.

Na schématu je také znázorněna bypassová redukční stanice páry vybavená sestřikem. Ta umožňuje udržet dodávku topné páry do ohříváků v dočasných provozech, kdy je turbína odstavena.



Obrázek 4: Návrh tepelného schématu



### 3.2 Volba dodatečných veličin

Před samotným výpočtem tepelného cyklu turbíny je třeba vhodně zvolit některé veličiny ztrát a účinností. Tyto hodnoty byly voleny na základě doporučení uvedených v [5] a [7].

Účinnosti zařízení byly voleny takto:

Termodynamická účinnost turbíny	$\eta_{TD}$	0,85 [-]
Účinnost VTO	$\eta_{VTO}$	0,975 [-]
Účinnost napájecí nádrže	$\eta_{NN}$	0,98 [-]
Účinnost NTO	$\eta_{NTO}$	0,975 [-]
Účinnost generátoru	$\eta_G$	0,98 [-]
Účinnost mechanická	$\eta_M$	0,99 [-]
Účinnost napájecího čerpadla	$\eta_{NC}$	0,78 [-]

Tabulka 7: Volené účinnosti zařízení

Mezi další volené veličiny patří poměrné tlakové ztráty na rychlozávěrných a regulačních ventilech, poměrná tlaková ztráta v odběrovém potrubí, koncový teplotní rozdíl na povrchových výměnících - anglicky terminal temperature difference (TTD) a poměrný průtok doplňkové vody. Napájecí nádrž jako taková je směšovací typ výměníku, proto je její koncový teplotní rozdíl roven 0.

Tlaková ztráta RZV a RV	$\varepsilon_{RZV,RV} = 0,03$ [-]
Tlaková ztráta příváděcího potrubí do NTO, VTO	$\varepsilon_{VTO,NTO} = 0,05$ [-]
Tlaková ztráta příváděcího potrubí do NN	$\varepsilon_{NN} = 0,1$ [-]
Tlaková ztráta příváděcího potrubí do OTV 1 a 2	$\varepsilon_{OTV} = 0,05$ [-]
Koncový teplotní rozdíl na NTO	$TTD_{NTO} = 3$ [°C]
Koncový teplotní rozdíl na VTO	$TTD_{VTO} = 4$ [°C]
Koncový teplotní rozdíl na OTV	$TTD_{OTV} = 3$ [°C]
Poměrný průtok doplňkové vody	$y_D = 0,03$ [-]

Tabulka 8: Další volené parametry

Po zvolení těchto dodatečných parametrů je možné provést výpočet tepelného cyklu turbíny.

### 3.3 Průběh expanze

V první řadě je třeba určit počátek a konec expanze na turbíně. Tento výpočet je prozatím pouze přibližný s volenou hodnotou termodynamické účinnosti turbíny. Později po propočtení průtočné části turbíny bude termodynamická účinnost upřesněna.

Ze zadání jsou známy parametry páry před rychlozávěrným ventilem

- $p_1 = 65 \text{ bar}$  - tlak páry před RZV
- $t_1 = 540 \text{ °C}$  - teplota páry před RZV
- $i_1 = 3512,63 \text{ kJ/kg}$  - entalpie páry před RZV,  $i_1 = f(p_1, t_1)$

Uvažujeme-li tlakovou ztrátu ve ventilech uvedenou v tabulce 8 je pak tlak páry na vstupu do turbíny

$$p_1^* = p_1 \cdot (1 - \varepsilon_{RZV,RV}) \quad (48)$$

Jelikož škrcení ve ventilech je izoentalpický děj je možné určit teplotu páry za ventilovou komorou a následně entropii na vstupu do turbíny.

- $p_1^* = 63,05 \text{ bar}$  - tlak páry na vstupu do turbíny
- $t_1^* = 539,17 \text{ °C}$  - teplota páry na vstupu do turbíny,  $t_1^* = f(p_1^*, i_1)$
- $s_1 = 6,97 \text{ kJ/kg.K}$  - entropie páry na vstupu  $s_1 = f(p_1^*, t_1^*)$

Co se týče konce expanze, tak díky použití dvou ohříváků užitkové vody na různých tlacích může pára expandovat až do úrovně tlaku sytosti pro teplotu 88°C (viz kapitola 3.1). Budeme-li v prvním přiblížení uvažovat expanzi jako ideální izoentropickou, je možné pak z tlaku a entropie určit entalpii na konci expanze.

- $p_2 = 0,65 \text{ bar}$  - tlak páry na konci expanze
- $s_2 = s_1 = 6,97 \text{ kJ/kg.K}$  - entropie na konci expanze
- $i_{2id} = 2465,61 \text{ kJ/kg}$  - entalpie na konci expanze  $i_{2id} = f(p_2, s_2)$

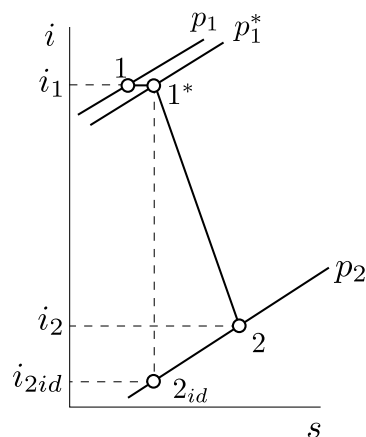
Skutečný stav na konci expanze se započtením termodynamické účinnosti lze určit z rovnice

$$(i_1 - i_{2id}) \cdot \eta_{TD} = i_1 - i_2, \quad (49)$$

po úpravě a vyčíslení

$$i_2 = i_1 - (i_1 - i_{2id}) \cdot \eta_{TD} = 2622,67 \text{ [kJ/kg]} \quad (50)$$

Následující obrázek zjednodušeně znázorňuje průběh expanze v i-s diagramu.



Obrázek 5: Průběh expanze v turbíně

### 3.4 Výpočet regenerace

Cílem tohoto výpočtu je sestavit bilanční rovnice pro jednotlivé výměníky a následně určit poměrné hmotnostní průtoky páry. Je třeba postupovat "odzadu" a jako první vypočítat vysokotlaký ohřívák. Důvod je ten, že z hlediska napájecí vody proudí přes VTO plný průtok a tak v bilanční rovnici zůstává pouze jedna neznámá - poměrný průtok topné páry.

#### 3.4.1 Napájecí čerpadlo

Před samotným sestavením bilanční rovnice pro vysokotlaký ohřívák si všimněme, že na trase mezi napájecí nádrží a VTO se nachází napájecí čerpadlo. Toto čerpadlo částečně zvýší teplotu kondenzátu. Teplota napájecí vody na vstupu do VTO tedy nebude přímo rovna výstupní teplotě kondenzátu z napájecí nádrže (jak bylo předpokládáno v tabulce 6). Ohrátí v napájecím čerpadle stanovíme následujícím způsobem.

Výstupní teplota z NN je 170°C. Kondenzát v důsledku procesu odplynění opouští napájecí nádrž ve stavu syté kapaliny. Na vstupu do NČ má tedy kondenzát tyto parametry.

$t_5 = 170^\circ\text{C}$	- teplota na vstupu NČ
$p_5 = 7,92 \text{ bar}$	- tlak sytosti pro $t_5$
$s_5 = 2,0419 \text{ kJ/kg.K}$	- entropie na vstupu NČ, $s_5 = f(t, x = 0)$
$i_5 = 719,21 \text{ kJ/kg}$	- entalpie na vstupu NČ, $i_5 = f(t, x = 0)$

Napájecí čerpadlo kondenzát stlačí na požadovaný tlak v kotli. Ten byl uvažován jako 115% tlaku ostré páry, který je dle zadání  $p_1 = 65 \text{ bar}$ . Ideální stlačení by bylo možné považovat za izoentropický děj, ovšem do výpočtu je třeba zahrnout nedokonalou účinnost čerpadla.

$p_6 = 65 \cdot 1,15 = 74,75 \text{ bar}$	- tlak na výtlaku NČ
$i_{6id} = 726,63 \text{ kJ/kg}$	- ideální entalpie na výtlaku NČ při 100% účinnosti

Skutečná entalpie napájecí vody na výstupu z čerpadla  $i_6$  se určí z rovnice

$$i_6 - i_5 = \frac{i_{6id} - i_5}{\eta_{NC}}, \quad (51)$$

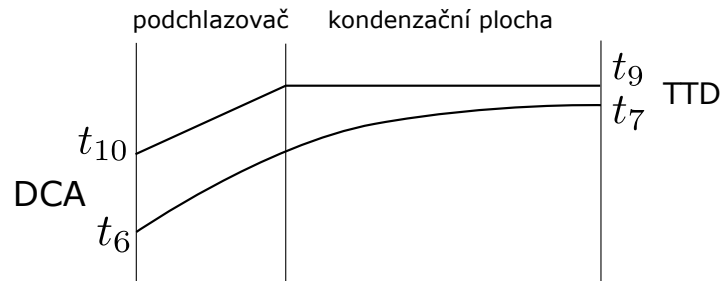
po úpravě a vyčíslení

$$i_6 = \frac{i_{6id} - i_5}{\eta_{NC}} + i_5 = 728,73 \quad [\text{kJ/kg}]. \quad (52)$$

Nyní lze zpětně z entalpie a tlaku napájecí vody na výtlaku napájecího čerpadla určit její teplotu  $t_6 = f(p_6, i_6) = 171,36^\circ\text{C}$ , což je tedy zároveň teplota napájecí vody na vstupu do VTO.

### 3.4.2 Vysokotlaký ohřívák

Vysokotlaký ohřívák způsobí ohřátí napájecí vody z vypočtených 171,36°C na 210°C. VTO je vybaveno podchlazovačem kondenzátu pro lepší využití tepla obsaženého v topné páře.



Obrázek 6: Průběh teplot ve výměníku s podchlazovačem

Pro sestavení bilanční rovnice vysokotlakého ohříváku je nutné určit parametry topné páry

- $t_9 = 214 \text{ °C}$  - teplota sytosti topné páry ( $210 + TTD_{VTO}$ )
- $p_9 = 20,64 \text{ bar}$  - tlak topné páry (tlak sytosti pro  $t_9$ )
- $p_8 = 21,73 \text{ bar}$  - tlak v odběru turbíny,  $p_9 +$  tlaková ztráta (viz tab. 8)

Entalpii páry v odběru lze určit z průběhu expanze v turbíne. Nejprve je uvažována dokonalá izoentropická expanze (entropie admisní páry  $s_1$  byla určena v kapitole 3.3) a následně se určí skutečná entalpie započtením termodynamické účinnosti turbíny dle rovnice 49.

- $i_{9id} = 3172,24 \text{ kJ/kg}$  - entalpie v odběru při ideální expanzi,  $i_{9id} = f(p_8, s_1)$
- $i_9 = 3223,3 \text{ kJ/kg}$  - skutečná entalpie páry v odběru

Parametry studeného konce VTO jsou definovány především koncovým teplotním rozdílem na podchlazovači - anglicky drain cooler approach (DCA). Ten byl volen 8°C dle doporučení v [8]. Parametry topného kondenzátu na výstupu z podchlazovače pak jsou

- $t_{10} = 179,36 \text{ °C}$  - teplota na výstupu z podchlazovače,  $t_{10} = t_6 + DCA$
- $i_{10} = 760,92 \text{ kJ/kg}$  - entalpie na výstupu z podchlazovače  $i_{10} = f(p_9, t_{10})$

Pro přehlednost je vhodné ještě shrnout parametry napájecí vody.

- $p_6 = 74,75 \text{ bar}$  - tlak napájecí vody
- $t_6 = 171,36 \text{ °C}$  - teplota napájecí vody na vstupu do VTO
- $i_6 = 728,73 \text{ kJ/kg}$  - entalpie NV na vstupu do VTO  $i_6 = f(p_6, t_6)$
- $t_7 = 210 \text{ °C}$  - teplota napájecí vody na výstupu z VTO
- $i_7 = 899,69 \text{ kJ/kg}$  - entalpie NV na výstupu z VTO  $i_7 = f(p_6, t_7)$

Nyní je možné sestavit rovnici energetické bilance pro vysokotlaký ohřívák. Platí, že součin poměrného průtoku a rozdílů entalpií na straně páry (se započtením účinnosti výměníku) je roven součinu průtoku a rozdílu entalpií na straně napájecí vody.

$$y_{VTO} \cdot (i_8 - i_{10}) \cdot \eta_{VTO} = (1 + y_d) \cdot (i_7 - i_6) \quad (53)$$

Tato rovnice obsahuje jednu neznámou, a to poměrný průtok topné páry do VTO  $y_{VTO}$ , který lze vyjádřit jako

$$y_{VTO} = \frac{(1 + y_d) \cdot (i_7 - i_6)}{(i_8 - i_{10}) \cdot \eta_{VTO}} \quad (54)$$

$$y_{VTO} = 0,073345 \quad [-]. \quad (55)$$

### 3.4.3 Napájecí nádrž

V celém systému regenerace je napájecí nádrž zpravidla jediný směšovací výměník. Nedílnou součástí napájecí nádrže je odplynovák. Při odplynění je přiváděný kondenzát ohříván na teplotu sytosti a využívá se jevu, kdy při teplotě sytosti klesá rozpustnost plynů ve vodě, které se následně z kondenzátu vyloučí. Pro výpočet napájecí nádrže je opět nutné určit některé parametry. Entalpie topné páry byla určena stejným způsobem jako v případě VTO.

$t_{13} = 170 \text{ °C}$	- teplota sytosti topné páry
$p_{13} = 7,92 \text{ bar}$	- tlak topné páry (tlak sytosti pro $t_{13}$ )
$p_{12} = 8,8 \text{ bar}$	- tlak v odběru turbíny, $p_{13} +$ tlaková ztráta (viz tab. 8)
$i_{13id} = 2939,29 \text{ kJ/kg}$	- entalpie v odběru při ideální expanzi
$i_{13} = 3025,29 \text{ kJ/kg}$	- skutečná entalpie páry v odběru

Jelikož napájecí nádrž je směšovací výměník je koncový teplotní rozdíl roven nule. Parametry kondenzátu na výstupu z NN jsou pak:

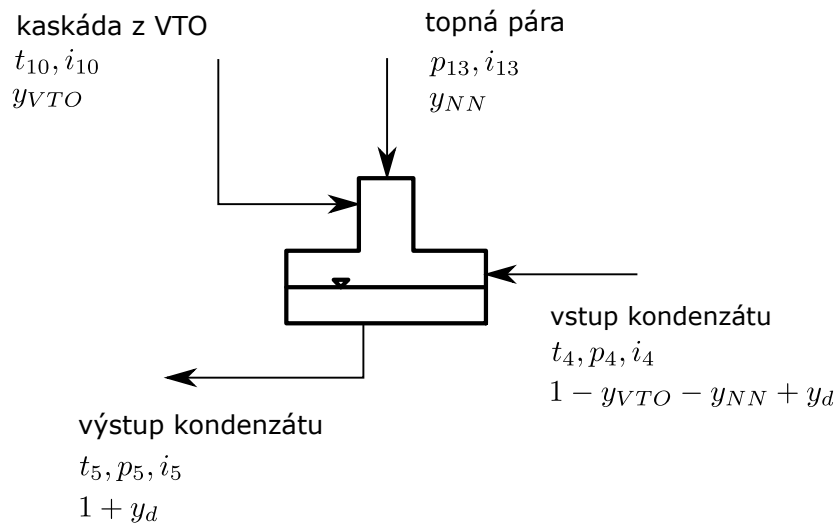
$t_5 = t_{13} = 170 \text{ °C}$	- teplota kondenzátu na výstupu NN
$p_5 = p_{13} = 7,92 \text{ bar}$	- tlak kondenzátu na výstupu NN (tlak sytosti pro $t_5$ )
$i_5 = 719,21 \text{ kJ/kg}$	- entalpie kondenzátu na výstupu NN, $i_5 = f(t_5, x = 0)$

Co se týče vstupních parametrů kondenzátu do NN, tak je třeba zvolit tlak kondenzátu vytvářený kondenzátním čerpadlem. Ten byl volen o 10 bar vyšší, než výstupní tlak z NN. Teplota kondenzátu na vstupu napájecí nádrže je rovna teplotě na výstupu z NTO volené v tab. 6.

$t_4 = 140 \text{ °C}$	- teplota kondenzátu na vstupu NN
$p_4 = 17,92 \text{ bar}$	- tlak kondenzátu na vstupu NN ( $p_5 + 10 \text{ bar}$ )
$i_4 = 590,13 \text{ kJ/kg}$	- entalpie kondenzátu na vstupu NN, $i_4 = f(t_4, p_4)$

Nyní již jsou určeny všechny potřebné termodynamické parametry pro sestavení bilanční rovnice. Je třeba ještě pamatovat na kaskádovaný kondenzát z VTO o entalpii

$i_{10} = 760,92 \text{ kJ/kg}$ . Co se týče poměrných hmotnostních toků, tak nastává v případě napájecí nádrže poněkud složitější situace viz následující obrázek.



Obrázek 7: Schéma toků v napájecí nádrži

Odběrem z turbíny přichází do NN topná pára o neznámém poměrném toku  $y_{NN}$ . Dále je kaskádováním přiveden kondenzát z VTO o toku  $y_{VTO}$  určeném v předchozí kapitole. Napájecí nádrž opouští plný hmotnostní průtok kondenzátu zvětšený o doplňkovou vodu ( $1+y_d$ ). Poměrný hmotnostní tok vstupního kondenzátu je tedy výstup zmenšený o odběry do VTO a napájecí nádrže, vyjádřeno  $(1-y_{VTO} - y_{NN} + y_d)$ .

Bilanční rovnice pro napájecí nádrž tedy vypadá následovně

$$[y_{NN} \cdot (i_{12} - i_5) + y_{VTO} \cdot (i_{10} - i_5)] \cdot \eta_{NN} = (1 - y_{VTO} - y_{NN} + y_d) \cdot (i_5 - i_4). \quad (56)$$

Z této rovnice již lze určit neznámý poměrný hmotnostní průtok odběrové páry do napájecí nádrže  $y_{NN}$ .

$$y_{NN} = 0,05043 \quad [-] \quad (57)$$

### 3.4.4 Nízkotlaký ohřívák

Nízkotlaký ohřívák je stejně jako VTO povrchový výměník. Je také vybaven integrovaným podchlazovačem kondenzátu. Tepelný výpočet je tedy velmi podobný jako v případě vysokotlakého ohříváku.

Výstupní teplota z kondenzátu z nízkotlakého ohříváku je dle tab. 6  $t_4 = 140^\circ\text{C}$ . Z tohoto lze určit parametry topné páry.

- $t_{15} = 143 \text{ }^\circ\text{C}$  - teplota sytosti topné páry ( $140 + TTD_{NTO}$ )
- $p_{15} = 3,93 \text{ bar}$  - tlak topné páry (tlak sytosti pro  $t_{15}$ )
- $p_{14} = 4,13 \text{ bar}$  - tlak v odběru turbíny
- $i_{15id} = 2778,87 \text{ kJ/kg}$  - entalpie páry při izoentropické expanzi
- $i_{15} = 2888,94 \text{ kJ/kg}$  - skutečná entalpie páry v odběru

Parametry na výstupu z podchlazovače kondenzátu závisí opět na jeho koncovém teplotním rozdílu (DCA). Ten byl stejně jako v případě vysokotlakého ohříváku volen 8°C. Zde ovšem nastává problém. Vstupní teplota kondenzátu do NTO není přímo rovna 113°C, tedy teplotě na výstupu z OTV2 (viz obr. 3). Do malého směšovacího výměníku pod OTV2 je přečerpáván kondenzát z OTV1 a také je zde zaveden kaskádovaný kondenzát z nízkotlakého ohříváku. V cestě mezi OTV2 a NTO je navíc kondenzátní čerpadlo, které také kondenzát částečně ohřeje. Vstupní teplota kondenzátu do nízkotlakého ohříváku je v tuto chvíli prozatím neznámá.

Toto je třeba řešit postupným přiblížením v iterativním výpočtu. V prvním kroku byl nízkotlaký ohřívák vypočten s uvažovanou vstupní teplotou kondenzátu 113°C. Následně byl vypočten směšovací výměník pod OTV2 a kondenzátní čerpadlo. Výsledkem byla nová vstupní teplota kondenzátu do NTO. Což zpětně ovlivnilo parametry kaskádovaného kondenzátu. Po několika iteracích se výpočet ustálil na vstupní teplotě kondenzátu do NTO  $t_3 = 100,93$  °C.

Z tohoto lze určit parametry na výstupu z podchlazovače.

$$\begin{aligned} t_{16} &= 108,93 \text{ °C} && - \text{teplota na výstupu z podchlazovače } (100,93 + \text{DCA}) \\ i_{16} &= 457,05 \text{ kJ/kg} && - \text{entalpie na výstupu z podchlazovače, } i_{16} = f(t_{16}, p_{15}) \end{aligned}$$

A parametry ohřívaného kondenzátu jsou:

$$\begin{aligned} p_3 = p_4 &= 17,92 \text{ bar} && - \text{tlak kondenzátu na vstupu do NTO} \\ t_3 &= 100,93 \text{ °C} && - \text{teplota kondenzátu na vstupu do NTO} \\ i_3 &= 424,32 \text{ kJ/kg} && - \text{entalpie kondenzátu na vstupu, } i_3 = f(t_3, p_3) \\ t_4 &= 140 \text{ °C} && - \text{teplota kondenzátu na výstupu z NTO} \\ i_4 &= 590,13 \text{ kJ/kg} && - \text{entalpie kondenzátu na výstupu, } i_4 = f(t_4, p_4) \end{aligned}$$

Po určení všech potřebných parametrů lze sestavit bilanční rovnici pro nízkotlaký ohřívák.

$$y_{NTO} \cdot (i_{15} - i_{16}) \cdot \eta_{NTO} = (1 - y_{VTO} - y_{NN} + y_d) \cdot (i_4 - i_3) \quad (58)$$

Z této rovnice je třeba opět stanovit neznámý poměrný hmotnostní průtok nízkotlakým ohřívákem  $y_{NTO}$ .

$$y_{NTO} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_{NN} + y_d) \cdot (i_4 - i_3)}{(i_{15} - i_{16}) \cdot \eta_{NTO}} \quad (59)$$

$$y_{NTO} = 0,06337 \quad [-] \quad (60)$$

### 3.5 Výpočet teplofikace

Teplofikační ohříváky jsou z hlediska návrhu cyklu velmi důležitou komponentou. Zajišťují dodávku tepla ke spotřebitelům a v podstatě tak diktují průtok páry turbínou. Výpočet ohříváků je nutné provést jak ze strany páry, tak i ze strany ohřívané technické vody.

### 3.5.1 Výpočet OTV ze strany vody

Technická voda se průtokem dvěma teplofikačními ohříváky ohřeje z 60°C na 110°C. Rozdělení ohřátí mezi jednotlivé OTV je následující:

	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]
OTV1	60	85
OTV2	85	110

Tabulka 9: Rozdělení ohřátí mezi teplofikační ohříváky

Aby ohřívána voda v OTV nevařila musí být její tlak přinejmenším roven tlaku sytosti pro 110°C, což je dle parních tabulek 1,433 bar. Pro zajištění dostatečného přepravního tlaku, byl ovšem tlak vody v ohřívácích volen jako 5 násobek tlaku sytosti  $p_{voda} = 5 \cdot 1,433 = 7,168$  bar. Pozn.: u vody v kapalně fázi je entalpie závislá na tlaku jen velmi málo. Případné zvýšení tlaku vody, tak nijak výrazně neovlivní energetickou bilanci v ohřívácích.

Po stanovení tlaku a teplot technické vody je možné určit její entalpii v jednotlivých ohřívácích.

$i_{OTV1,1} = 251,74$ kJ/kg	- entalpie vody na vstupu do OTV1
$i_{OTV1,2} = 356,46$ kJ/kg	- entalpie vody na výstupu z OTV1
$i_{OTV2,1} = 356,46$ kJ/kg	- entalpie vody na vstupu do OTV2, $i_{OTV2,1} = i_{OTV1,2}$
$i_{OTV2,2} = 461,78$ kJ/kg	- entalpie vody na výstupu z OTV2

Celková změna entalpie na obou ohřívácích tedy je

$$\Delta i = i_{OTV2,2} - i_{OTV1,1} = 210,04 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (61)$$

Potřebný tepelný výkon k zabezpečení dodávky tepla pro vytápění a průmysl byl v počátku stanoven na  $P_t = 125$  MWt. Pro zajištění tohoto výkonu při daném entalpickém spádu na ohřívácích  $\Delta i$  je potřeba hmotnostního průtoku vody

$$m_{voda} = \frac{P_t}{\Delta i} \quad (62)$$

$$m_{voda} = 595,12 \quad [\text{kg/s}] \quad (63)$$

Nyní při znalosti průtoku vody je možné celkový topný výkon 125 MWt rozdělit mezi jednotlivé ohříváky. To je důležité pro pozdější určení potřebných množství topné páry. Výkon na OTV1 je určen jako

$$P_{OTV1} = m_{voda} \cdot (i_{OTV1,2} - i_{OTV1,1}) \quad (64)$$

$$P_{OTV1} = 62323,35 \quad [\text{kWt}]. \quad (65)$$

Stejným způsobem pak topný výkon na OTV2

$$P_{OTV2} = m_{voda} \cdot (i_{OTV2,2} - i_{OTV2,1}) \quad (66)$$

$$P_{OTV2} = 62676,65 \quad [\text{kWt}]. \quad (67)$$



### 3.5.2 Výpočet OTV ze strany páry

Ze strany páry se jedná o velmi podobný postup jako v případě výpočtu NTO či VTO. Jako první bude proveden výpočet pro OTV1. Nejprve je třeba určit vstupní a výstupní parametry.

$t_2 = 88 \text{ °C}$	- teplota sytosti topné páry ( $85\text{°C} + TTD_{OTV}$ )
$p_2 = 0,65 \text{ bar}$	- tlak topné páry (tlak sytosti pro $t_2$ )
$p_{2'} = 0,68 \text{ bar}$	- tlak na výstupu z turbíny, $p_2 +$ tlaková ztráta (viz tab. 8)
$i_{2id} = 2473,38 \text{ kJ/kg}$	- entalpie páry při ideální expanzi
$i_2 = 2629,27 \text{ kJ/kg}$	- skutečná entalpie páry na vstupu do OTV1
$i_2^* = 368,55 \text{ kJ/kg}$	- entalpie kondenzátu na výstupu z OTV1, $i_2^* = f(p_2, x = 0)$

Opět platí, že množství energie odevzdané topnou párou se musí rovnat množství energie přijaté ohřivanou vodou. Protože v tomto případě je ovšem znám požadovaný výkon ohříváků (rovnice 65 a 67), je možné přímo určit absolutní průtok topné páry, bez uvažování relativních průtoků jako při výpočtu regenerace.

$$m_{OTV1} \cdot (i_2 - i_2^*) = P_{OTV1} \quad (68)$$

$$m_{OTV1} = \frac{P_{OTV1}}{(i_2 - i_2^*)} \quad (69)$$

$$m_{OTV1} = 27,568 \quad [\text{kg/s}] \quad (70)$$

Naprosto stejným způsobem byl proveden výpočet druhého teplofikačního ohříváku.

$t_{19} = 113 \text{ °C}$	- teplota sytosti topné páry ( $110\text{°C} + TTD_{OTV}$ )
$p_{19} = 1,58 \text{ bar}$	- tlak topné páry (tlak sytosti pro $t_{19}$ )
$p_{18} = 1,67 \text{ bar}$	- tlak v odběru turbíny, $p_{19} +$ tlaková ztráta (viz tab. 8)
$i_{19id} = 2615,94 \text{ kJ/kg}$	- entalpie páry při ideální expanzi
$i_{19} = 2750,44 \text{ kJ/kg}$	- skutečná entalpie páry na vstupu do OTV2
$i_{19}^* = 474,07 \text{ kJ/kg}$	- entalpie kondenzátu na výstupu z OTV2, $i_{19}^* = f(p_{19}, x = 0)$

$$m_{OTV2} \cdot (i_{19} - i_{19}^*) = P_{OTV2} \quad (71)$$

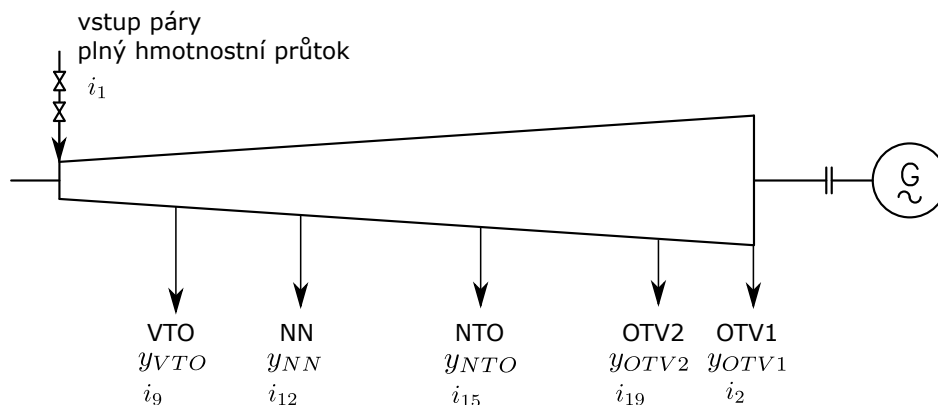
$$m_{OTV2} = \frac{P_{OTV2}}{(i_{19} - i_{19}^*)} \quad (72)$$

$$m_{OTV2} = 27,534 \quad [\text{kg/s}] \quad (73)$$

### 3.6 Určení hmotnostních průtoků páry turbínou a odběry

Oproti běžné kondenzační turbíně, kdy je průtokové množství admisní páry buď zadáno nebo se odvíjí od požadovaného elektrického výkonu, je hmotnostní průtok v protitlakové turbíně striktně diktován potřebou teplofikačních ohříváků. V předchozí sekci byly vypočteny hmotnostní průtoky páry jednotlivými OTV, které poslouží k výpočtu celkového množství a odběrů.

Následující obrázek ukazuje odběry v turbíně a jejich příslušné poměrné hmotnostní průtoky. Do turbíny vstupuje plný průtok páry (tedy poměrově 1) a v každém odběru tento průtok klesne o příslušný poměrný průtok.



Obrázek 8: Schéma odběrů a poměrných hmotnostních průtoků

Z obrázku je zřejmé, že platí rovnice

$$y_{OTV2} + y_{OTV1} = 1 - y_{VTO} - y_{NN} - y_{NTO}. \quad (74)$$

Jelikož průtoky páry OTV1 a OTV2 jsou již známy jako absolutní v [kg/s], tak lze celou rovnici přepsat do tvaru

$$m_{OTV1} + m_{OTV2} = (1 - y_{VTO} - y_{NN} - y_{NTO}) \cdot m_p, \quad (75)$$

kde:

$m_p$  [kg/s] - hmotnostní průtok admisní páry na vstupu do turbíny.

Úpravou této rovnice lze určit průtokové množství  $m_p$ .

$$m_p = \frac{m_{OTV1} + m_{OTV2}}{1 - y_{VTO} - y_{NN} - y_{NTO}} \quad (76)$$

$$m_p = \frac{27,568 + 27,534}{1 - 0,07334 - 0,05043 - 0,06337} \quad (77)$$

$$m_p = 67,788 \quad [\text{kg/s}] \quad (78)$$

Při znalosti množství páry na vstupu  $m_p$ , lze snadno určit průtoková množství v odběrech.

$$\begin{aligned}
 m_{VTO} &= m_p \cdot y_{VTO} = 4,971 \text{ kg/s} && - \text{ množství páry v odběru do VTO} \\
 m_{NN} &= m_p \cdot y_{NN} = 3,418 \text{ kg/s} && - \text{ množství páry v odběru do napájecí nádrže} \\
 m_{NTO} &= m_p \cdot y_{NTO} = 4,296 \text{ kg/s} && - \text{ množství páry v odběru do NTO}
 \end{aligned}$$

### 3.7 Elektrický výkon turbíny

Jsou-li známy průtočná množství jednotlivými sekcemi turbíny je možné předběžně určit její elektrický výkon. Nejprve bude určen tzv. vnitřní výkon turbíny, který nebere v potaz mechanické ztráty a ztráty v generátoru.

Vzhledem k tomu, že hmotnostní průtok páry vlivem odběrů klesá, je třeba stanovit výkony pro jednotlivé úseky turbíny. Výkon je definován jako součet průtoku páry a entalpického spádu na dané části.

Část turbíny	Hmotnostní průtok [kg/s]	Entalpický spád [kJ/kg]
Vstup - VTO	$m_p = 67,788$	$i_1 - i_9 = 291,28$
VTO - NN	$m_p - m_{VTO} = 62,816$	$i_9 - i_{12} = 198,00$
NN - NTO	$m_p - m_{VTO} - m_{NN} = 59,397$	$i_{12} - i_{15} = 136,35$
NTO - OTV2	$m_{OTV1} + m_{OTV2} = 55,102$	$i_{15} - i_{19} = 138,50$
OTV2 - OTV1	$m_{OTV1} = 27,568$	$i_{19} - i_2 = 121,16$

Tabulka 10: Průtočná množství a entalpické spády v jednotlivých částech turbíny

Část turbíny	Výkon [kW]
Vstup - VTO	$P_I = 19745,55$
VTO - NN	$P_{II} = 12438,03$
NN - NTO	$P_{III} = 8098,98$
NTO - OTV2	$P_{IV} = 7631,64$
OTV2 - OTV1	$P_V = 3340,381$

Tabulka 11: Vnitřní výkony jednotlivých částí turbíny

Celkový vnitřní výkon turbíny je pak

$$P_v = \sum_I^V P_i = 51254,6 \quad [\text{kW}]. \quad (79)$$

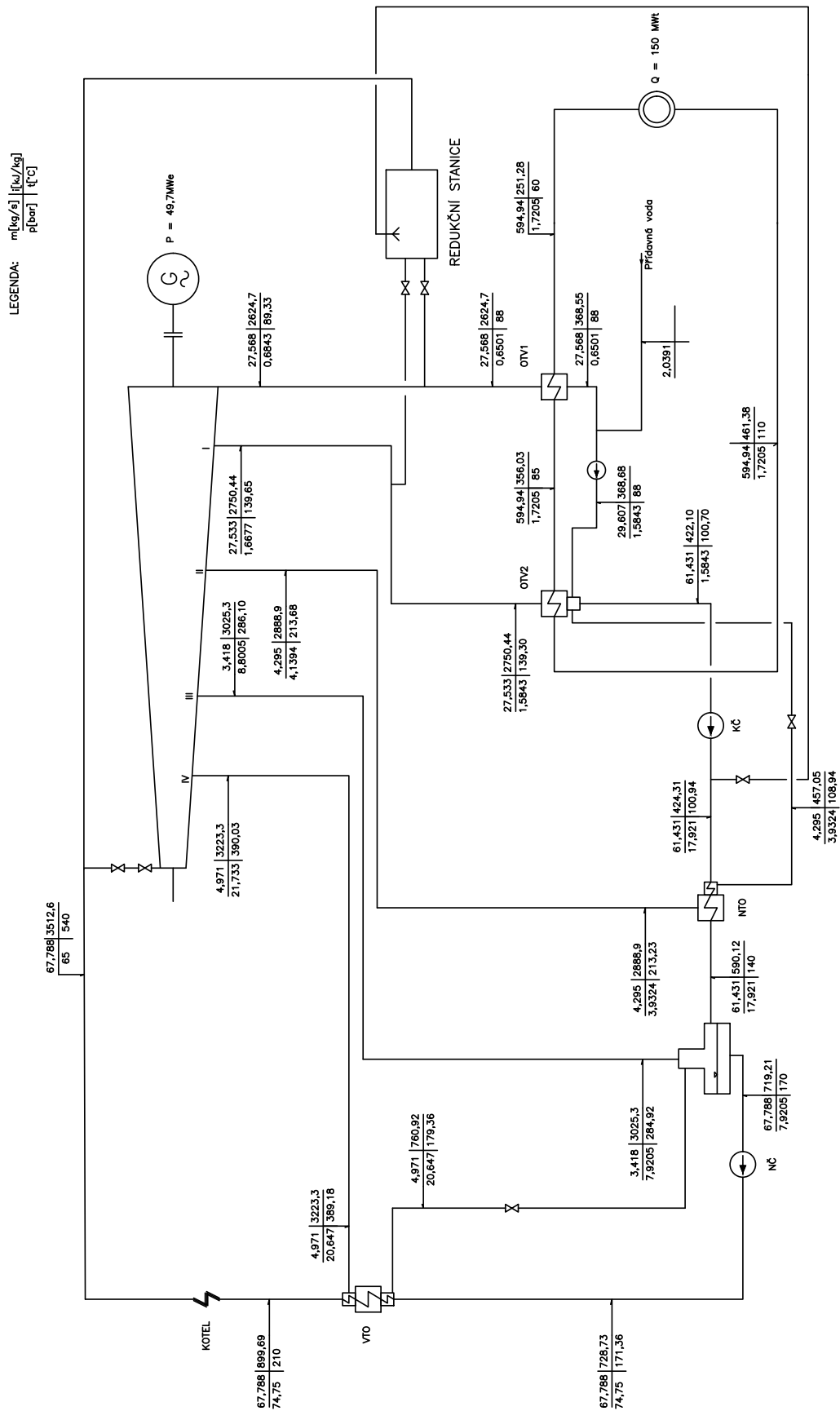
Po vynásobení mechanickou účinností a účinností generátoru (viz tabulka 7) získáme tzv. výkon na svorkách generátoru

$$P_{sv} = P_v \cdot \eta_M \cdot \eta_G = 49727,2 \quad [\text{kW}] \quad (80)$$

Výpočet výkonu touto metodou je prozatím pouze přibližný. V následujících částech bude elektrický výkon stanoven přesněji po propočtení průtočné části turbíny. Nicméně pro první přiblížení je tento postup dostatečný.

### **3.8 Závěr k výpočtu tepelného cyklu**

Cílem tepelného výpočtu bylo stanovení základních termodynamických parametrů páry a kondenzátu v jednotlivých bodech oběhu. Na základě těchto parametrů bylo vypracováno bilanční schéma tepelného cyklu. Toto schéma je prozatím pouze přibližné a později bude upřesněno po výpočtu průtočné části. Upřesnění se bude hlavně týkat termodynamické účinnosti turbíny a tlaků v odběrech. Odběry v turbíně je možné umístit pouze mezi jednotlivé stupně, a tak skutečné tlaky v odběrech nemusí přesně odpovídat zde vypočteným tlakům.



Obrázek 9: Bilanční schéma tepelného cyklu

## 4 Návrh průtočné části turbíny

Návrh a výpočet průtočné části v sobě obsahuje rozdělení entalpického spádu turbíny mezi jednotlivé stupně, výpočet termodynamických parametrů páry na vstupu a výstupu jednotlivých stupňů a určení základních rozměrů stupňů jako jsou průměr stupně a délka lopatky. Součástí tohoto návrhu je také stanovení ztrát ve stupních, což ovlivní termodynamickou účinnost turbíny.

Lopatkování turbíny bylo voleno rovnotlakové. To znamená, že ve stupni probíhá expanze páry pouze v rozváděcí lopatkové mříži. V oběžné lopatkové mříži již pára neexpanduje (resp. expanduje minimálně, řádově cca 5% z celkové expanze ve stupni) a pouze předá svojí kinetickou energii oběžným lopatkám. Koncepce turbíny byla vzhledem k volbě lopatkování a minimalizaci ceny volena jako kolová.

Jako nejvhodnější způsob regulace turbíny byla zvolena regulace skupinová (dýzová). Rozváděcí kolo regulačního stupně je rozděleno do čtyř skupin, kde každá skupina je napojena na oddělený regulační ventil. Výkon turbíny se tak reguluje změnou průtoku páry. Tento způsob byl zvolen proto, že navrhovaná protitlaková turbína bude poměrně dlouhou dobu muset pracovat v částečném letním provozu. V případě, že částečný provoz odpovídá úplnému otevření jednoho či více ventilů z celkových čtyř, pak ve ventilech nedochází ke škrcení a tedy nemění se entalpický spád jako v případě regulace škrcením.

### 4.1 Regulační stupeň

Jelikož byla zvolena skupinová regulace, pak první stupeň turbíny musí zákonitě být regulační. Regulační stupeň byl volen jako rovnotlakový jednověncový tzv. A-kolo. Druhou možností by byl dvouvěncový Curtisův stupeň. Ten sice dokáže zpracovat větší entalpické spády, ale dosahuje menší účinnosti, než A-kolo.

Jak bylo naznačeno v předchozí sekci, rozváděcí kolo regulačního stupně má parciální ostřík a je rozděleno do čtyř sekcí odpovídajícím čtyřem regulačním ventilům skupinové regulace. Kromě realizace skupinové regulace má parciální ostřík ještě druhou funkci. Průtokový průřez musí pro zpracování daného hmotnostního toku páry zůstat stejný jako v při totálním ostříku. To znamená, že při parciálním ostříku vycházejí delší lopatky, než při totálním. Tento fakt jednak eliminuje problém s vyrobiteľností velmi krátkých lopatek a také má pozitivní dopad do účinnosti stupně.

#### 4.1.1 Určení parametrů páry a základních rozměrů stupně

Návrh stupně vychází z volby rychlostního poměru

$$\frac{u}{c_f} \quad (81)$$

Pro rovnotlakové lopatkování platí (strana 84 v [6]), že z hlediska účinnosti je ideální poměr rychlostí přibližně

$$\frac{u}{c_f} = 0,47 \quad (82)$$

Postup výpočtu turbínového stupně a potřebné vzorce byly převzaty z [5] a [1].

Parametry páry na vstupu do regulačního stupně jsou:

Tlak na vstupu do stupně	$p_0$ [bar]	63,05
Teplota na vstupu do stupně	$t_0$ [°C]	539,17
Entalpie na vstupu do stupně	$i_0$ [kJ/kg]	3512,63
Entropie na vstupu do stupně	$s_0$ [kJ/kg.K]	6,975
Hmotnostní průtok	$m$ [kg/s]	67,788

Tabulka 12: Parametry páry na vstupu do regulačního stupně

Dále bylo třeba zvolit některé veličiny a součinitele.

Patní průměr	$D_p$ [m]	1
Rychlostní poměr	$u/c_f$ [-]	0,47
Stupeň reakce	$\rho$ [-]	0,05
Výstupní úhel z rozváděcí mříže	$\alpha_1$ [°]	13
Průtokový součinitel lopatkovou mříží	$\mu_1$ [-]	0,97

Tabulka 13: Volené veličiny pro regulační stupeň

Pro výpočet stupně byly použity tyto vzorce.

Střední průměr lopatkování:

$$D_s = D_p + l_1 \quad (83)$$

Určení středního průměru při znalosti průměru patního je dané délkou lopatky, která je v tuto chvíli neznámá. Výpočet délky lopatky se ovšem odvíjí od hodnoty středního průměru. Proto je tento výpočet nutné provést iterativně. Alternativou by bylo střední průměr volit a dle délky lopatky dopočítat patní průměr stupně  $D_p$ , což by vyústilo v odlišný tvar průtočné části.

Obvodová rychlost:

$$u = \pi \cdot D_s \cdot n \quad [\text{m/s}] \quad (84)$$

kde:

$$n \quad [\text{s}^{-1}] \quad - \quad \text{otáčky rotoru, } n = 50 \text{ ot/s}$$

Fiktivní rychlost:

$$c_f = \frac{u}{c_f} \quad [\text{m/s}] \quad (85)$$

Entalpický spád (izoentropický) zpracovaný stupněm:

$$h_0 = \frac{c_f^2}{2} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (86)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek (RL):

$$c_1 = \sqrt{1 - \rho} \cdot c_f \quad [\text{m/s}] \quad (87)$$

Entalpie na výstupu z RL:

$$i_1 = i_0 - h_0 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (88)$$

Tlak na výstupu z RL:

$$p_1 = f(i_1, s_0) \quad [\text{bar}] \quad (89)$$

Měrný objem páry na výstupu z RL:

$$v_1 = f(p_1, s_0) \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (90)$$

Průtokový průřez stupně:

$$m \cdot v_1 = S_1 \cdot c_1 \cdot \mu_1 \quad (91)$$

$$S_1 = \frac{m \cdot v_1}{c_1 \cdot \mu_1} \quad [\text{m}^2] \quad (92)$$

Délka lopatky při totálním ostříku:

$$l_t = \frac{S_1}{\pi D_s \sin \alpha_1} \quad [\text{m}] \quad (93)$$

Parciálnost:

$$e = \frac{l_t}{l_1} \quad [-] \quad (94)$$

kde:

$l_t$  [-] - délka lopatky při totálním ostříku

$l_1$  [-] - výsledná délka lopatky (určeno dále)

Pokud by na stupni byl totální ostřík, platilo by  $l_1 = l_t$  a samozřejmě parciálnost by byla rovna 1. Jelikož je ale ostřík parciální, bude výsledná lopatka delší. Proto je třeba určit tzv. optimální a redukovanou délku lopatky  $l_{opt}$  a  $l_{red}$ . Vzorce pro rovnotlakový lopatkový stupeň byly převzaty z [6].

$$l_{opt} = \sqrt{\frac{1 - \frac{u}{c_f}}{n_1 \cdot 1,26 + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_f}\right)^2}} \cdot \sqrt{D_s \cdot l_t} \quad [\text{m}], \quad (95)$$

kde:

$n_1$  [-] - počet ostříků,  $n_1 = 4$



$$l_{red} = \frac{\left(1 - \frac{u}{c_f}\right) \cdot \frac{u}{c_f}}{\left(1 - \frac{u}{c_f}\right) \cdot \frac{u}{c_f} \cdot \frac{1}{l_t} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n}{D_s \cdot e} \cdot \frac{u}{c_f} + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{e} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_f}\right)^3} \quad [\text{m}] \quad (96)$$

Potřeba parciálního ostříku regulačního stupně je dána skupinovou regulací. Proto je vhodné z hlediska účinnosti volit výslednou délku rovnou optimální délce  $l_1 = l_{opt}$ . Redukovaná délka lopatky  $l_{red}$  tak v tomto případě slouží pouze pro kontrolu. Platí, že je-li  $l_{red} > l_t$ , pak je vhodné volit u stupně parciální ostřík. Je-li  $l_{red} < l_t$  je vhodnější volit ostřík totální. Jak bude ukázáno později, pro tento případ skutečně platí  $l_{red} > l_t$ .

Jako doplnění je vhodné ještě určit tzv. rozvějíření stupně. To je definováno jako poměr délky lopatky ke střednímu průměru.

$$\frac{l_1}{D_s} \quad [-] \quad (97)$$

Rozvějíření je důležité pro určení ztráty rozvějířením, která postihuje stupně s dlouhými lopatkami. To jest hlavně zadní stupně turbíny.

Výše uvedeným postupem byly určeny základní rozměry regulačního stupně. Výsledky jsou shrnuty v následující tabulce.

Obvodová rychlost	$u$ [m/s]	162,58
Fiktivní rychlost	$c_f$ [m/s]	345,77
Entalpický spád na stupeň	$h_0$ [kJ/kg]	59,78
Absolutní rychlost na výstupu ze stupně	$c_1$ [m/s]	337,02
<b>Tlak na výstupu ze stupně</b>	$p_1$ [bar]	<b>53,23</b>
Měrný objem na výstupu	$v_1$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,065
Průtokový průřez	$S_1$ [m <sup>2</sup> ]	0,013
Parciálnost	$e$ [-]	0,53
<b>Délka lopatek</b>	$l_1$ [mm]	<b>34,6</b>
Optimální délka lopatek	$l_{opt}$ [mm]	34,60
Redukovaná délka lopatek	$l_{red}$ [mm]	22,1
Délka lopatek při plném ostříku	$l_t$ [mm]	18,47
Střední průměr stupně	$D_s$ [m]	1,0346
Rozvějíření	$l_1/D_s$ [-]	0,033

Tabulka 14: Základní rozměry a parametry regulačního stupně

#### 4.1.2 Ztráty v regulačním stupni

Určení ztrát ve stupni lze v zásadě provést dvěma způsoby. Tzv. nepřímou nebo přímou metodou. Nepřímá metoda stanovení ztrát vychází z experimentálního měření ztrát na stacionárních lopatkových mřížích. Na základě těchto měření jsou odvozeny rychlostní součinitele  $\varphi$  a  $\psi$ , které následně slouží ke stanovení ztrát v turbínovém stupni přes rychlostní trojúhelníky a energetickou analýzu.

Druhá metoda určení ztrát, která byla použita zde, je metoda přímá. Ta je založena na měření na experimentálních skutečných stupních. Rozbor je pak proveden podle druhu jednotlivých ztrát a výsledkem jsou empirické vzorce pro jejich výpočet.

Výchozím bodem při určení termodynamické účinnosti stupně je tzv. účinnost nekonečně dlouhé lopatky  $\eta_n$ . Od této hodnoty se odečítají všechny ztráty a výsledkem je pak termodynamická účinnost turbínového stupně.

$$\eta_n = 3,74 \cdot \left(1 - \frac{u}{c_f}\right) \cdot \frac{u}{c_f} \quad [-] \quad (98)$$

Ztráta konečnou délkou lopatky:

$$z_L = \eta_n \cdot \frac{0,0029}{l_1} \quad [-] \quad (99)$$

Ztráta konečnou délkou lopatky v sobě zahrnuje také ztrátu nadbandážovou ucpávkou. Co již není zahrnuto jsou ztráty mezi bandážemi jednotlivých lopatek a ztráty dané typem bandáže. Z tohoto hlediska byla tedy uvažovaná ideální bandáž.

Ztráta parciálností:

$$z_P = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{1}{e} \cdot \frac{u}{c_f} \quad [-] \quad (100)$$

Ztráta ventilací neostříknuté části:

$$z_V = \frac{0,045}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{e} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_f}\right)^3 \quad [-] \quad (101)$$

Ztráta třením disků:

$$z_T = 0,003 \cdot \frac{D_s}{l_1} \cdot \left(\frac{u}{c_f}\right)^3 \quad [-] \quad (102)$$

Obecně je třeba ještě uvažovat ztrátu rozvějířením, ztrátu vlhkostí páry a ztrátu výstupní rychlostí. Ovšem v případě regulačního stupně jsou tyto tři ztráty nulové. Po určení velikosti ztrát lze stanovit výslednou termodynamickou účinnost stupně

$$\eta_{TDi} = \eta_n - \sum z_i \quad [-] \quad (103)$$

kde:

- $\eta_n$  [-] - účinnost nekonečně dlouhé lopatky (rce 98)
- $\sum z_i$  [-] - součet ztrát

Je-li známa termodynamická účinnost stupně, lze stanovit skutečný (užitečný) entalpický spád na stupni a vnitřní výkon stupně

$$h_{uz} = h_0 \cdot \eta_{TDi} \quad [\text{kJ/kg}], \quad (104)$$

kde:

$h_0$  [kJ/kg] - izoentropický spád na stupni (rce 86).

$$P_i = h_{uz} \cdot m \quad [\text{kW}] \quad (105)$$

kde:

$m$  [kg/s] - hmotnostní průtok páry stupněm (tabulka 12).

Následně je třeba stanovit termodynamické parametry páry na výstupu ze stupně. Ty pak slouží jako vstupní parametry pro další stupeň.

$i_1 = i_0 - h_{uz}$  [kJ/kg] - entalpie na výstupu ze stupně  
 $t_1 = f(p_1, i_1)$  [°C] - teplota na výstupu ze stupně  
 $s_1 = f(p_1, i_1)$  [kJ/kg.K] - entropie na výstupu ze stupně  
 $x_1 = f(p_1, i_1)$  [-] - suchost páry na výstupu ze stupně

Přehled výsledků pro regulační stupeň je zobrazen v následující tabulce.

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky	$\eta_n$ [-]	0,93
Ztráty konečnou délkou lopatky	$z_L$ [-]	0,07808
Ztráty parciálností	$z_P$ [-]	0,02015
Ztráty ventilací neostříkнутé části	$z_V$ [-]	0,01811
Ztráty třením disků	$z_T$ [-]	0,00931
Ztráty rozvějířením	$z_{RZ}$ [-]	0
Ztráty vlhkostí páry	$z_X$ [-]	0
Ztráta výstupní rychlostí	$z_{VR}$ [-]	0
Termodynamická účinnost stupně	$\eta_{TDi}$ [-]	0,8055
Užitečný entalpický spád	$h_{uz}$ [kJ/kg]	48,18
Entalpie na výstupu	$i_1$ [kJ/kg]	3464,45
Teplota na výstupu	$t_1$ [°C]	514,37
Entropie na výstupu	$s_1$ kJ/kg.K	6,98
Suchost na výstupu	$x_1$ [-]	1
<b>Vnitřní výkon stupně</b>	<b><math>P_i</math> [kW]</b>	<b>3266,1</b>

Tabulka 15: Ztráty a termodynamická účinnost regulačního stupně

## 4.2 Ostatní stupně turbíny

Postup výpočtu ostatních stupňů turbíny je prakticky shodný s postupem předvedeným ve výpočtu regulačního stupně, proto zde již nebude podrobně popisován. U všech řadových stupňů byl volen totální ostřík. Proto na rozdíl od regulačního stupně, kde byl ostřík parciální, nebylo nutné počítat optimální a redukovanou délku lopatky.

Celkem má turbína 17 řadových stupňů. Patní průměry stupňů byly voleny tak, aby byl pokud možno zajištěn hladký tvar průtočného kanálu. Odběry byly umístěny do míst nejlépe odpovídajícím tlakovým poměrům vypočteným v tepelném cyklu. Odběr do VTO byl umístěn mezi 6. a 7. stupeň na tlaku 22,68 bar, odběr do napájecí nádrže je mezi 10. a 11. stupněm na tlaku 8,91 bar, odběr do NTO pak mezi 13. a 14. stupněm na tlaku 4,18 bar a poslední, největší odběr do OTV2 leží mezi 16. a 17. stupněm na tlaku 1,69 bar.

V řadových stupních turbíny se uplatňují stejné ztráty jako v regulačním stupni, viz rovnice 99 až 102. Samozřejmě vzhledem k totálnímu ostříku lopatek jsou ztráta parciálností a ztráta ventilací neostríknutých lopatek nulové. V řadových stupních se ovšem také uplatňují ztráty rozvějířením, vlhkostí páry a u posledního stupně ztráta výstupní rychlostí.

Ztráta rozvějířením se týká především posledních stupňů s dlouhými lopatkami. Uvažuje se pro ty stupně, kde je parametr rozvějíření  $l_1/D_s > 0,1$  [-]. Určí se jako

$$z_{RZ} = 0,42 \cdot \left( \frac{l_1}{D_s} - 0,08 \right) \quad [-] \quad (106)$$

Je zřejmé, že ztráta vlhkostí páry se bude týkat pouze stupňů ve kterých proudí pára o suchosti  $x < 1$  [-]. V případě navrhované turbíny to jsou poslední dva stupně.

$$z_X = 1 - x \quad [-] \quad (107)$$

Ztráta výstupní rychlostí postihuje samozřejmě pouze poslední stupeň, kdy rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek již není využita v dalším stupni.

$$z_{VR} = \frac{\frac{c_2^2}{2}}{h_0 \cdot 10^3} \quad [-] \quad (108)$$

kde:

$c_2$  [m/s] - absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek (určena dále z rychlostních trojúhelníků)

$h_0$  [kJ/kg] - izoentropický spád na stupeň

Kompletní tabulka s výsledky všech stupňů navrhované protitlakové turbíny je zobrazena v příloze C.

Pozn.: vypočtená délka lopatky  $l_1$  se týká rozváděcích lopatek. Délka oběžných lopatek byla volena jako 105 až 115%  $l_1$ , tak aby byla především dodržena plynulost průtočného kanálu. Tento přírůstek byl rozdělen v poměru 1/3 na patu oběžné lopatky a 2/3 na její špičku.

### 4.3 Termodynamická účinnost a vnitřní výkon turbíny

Jsou-li určeny skutečné (užitečné) entalpické spády na jednotlivé stupně, je možné stanovit termodynamickou účinnost celé turbíny. Celkový entalpický spád na turbíně je součet užitečných spádů na jednotlivých stupních.

$$h_c = \sum_1^{18} h_{uz} \quad (109)$$

$$h_c = 923,5 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (110)$$

Izoentropický spád lze určit jako

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} \quad (111)$$

$$h_{iz} = 1037,4 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (112)$$

kde:

$i_0$	[kJ/kg]	- entalpie na vstupu do turbíny, $i_0 = 3512,6$ [kJ/kg]
$i_{2iz}$	[kJ/kg]	- entalpie na výstupu z turbíny při uvažování izoentropické expanze, $i_{2iz} = f(p_2, s_0) = 2475,2$ [kJ/kg]
$p_2$	[bar]	- tlak na výstupu z turbíny (protitlak), $p_2 = 0,69$ [bar]
$s_0$	[kJ/kg.K]	- entropie na vstupu do turbíny, $s_0 = 6,97$ [kJ/kg.K]

Výsledná termodynamická účinnost turbíny je pak podíl skutečného entalpického spádu na turbíně ku izoentropickému spádu.

$$\eta_{TD} = \frac{h_c}{h_{iz}} \quad (113)$$

$$\eta_{TD} = 0,8901 \quad [-] \quad (114)$$

Po výpočtu průtočné části se ukázalo, že termodynamická účinnost turbíny je 89%, což je o 4% více, než původně předpokládaná účinnost 85% použita při výpočtu tepelného cyklu. S touto novou hodnotou účinnosti bude později cyklus přepočten a upřesněn.

Vnitřní výkon turbíny lze určit jednoduše jako sumu výkonů jednotlivých stupňů. Výkony stupňů byly vypočteny v předchozí části (rovnice 105).

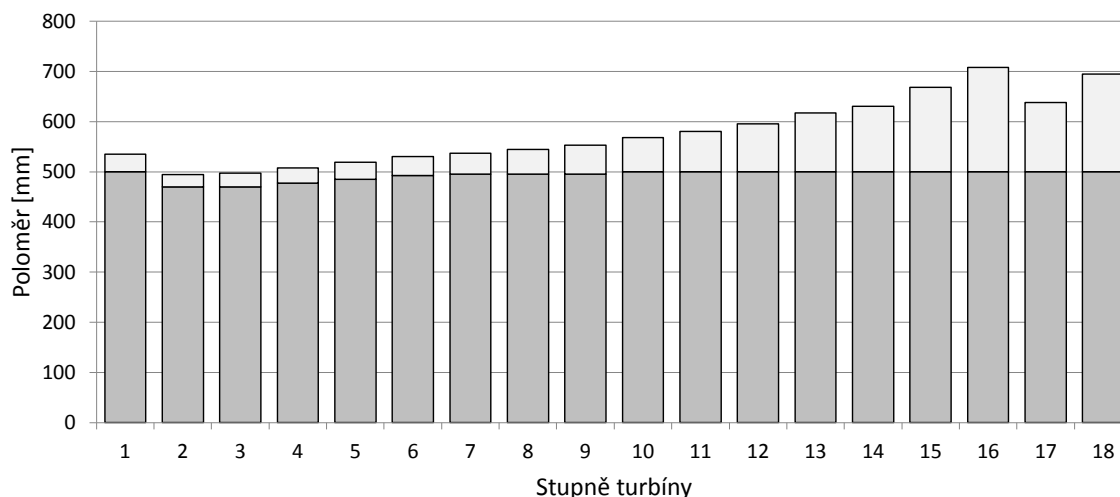
$$P_v = \sum_1^{18} P_i \quad (115)$$

$$P_v = 52843,4 \quad [\text{kW}] \quad (116)$$

Vnitřní výkon turbíny 52,8 MW je také o něco vyšší, než hodnota vypočtena z tepelného schématu.

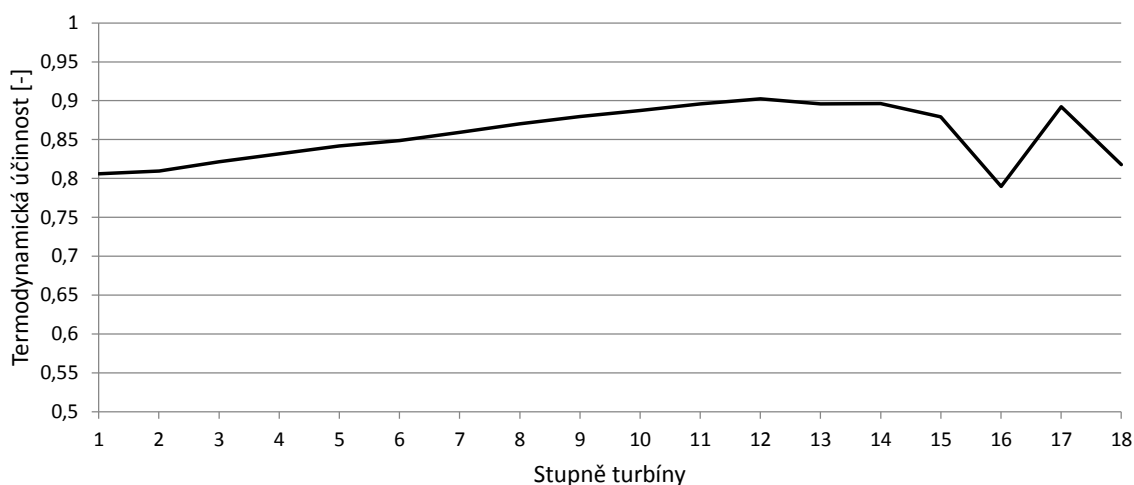
#### 4.4 Shrnutí základních parametrů

Turbína se tedy skládá celkem z osmnácti stupňů. První stupeň je regulační v provedení A-kolo s parciálním ostřikem. Odběry jsou umístěny za šestým, desátým, třináctým a šestnáctým stupněm. Na obrázku 10 je zobrazen schématický plán průtočné části. Při návrhu byl brán zřetel na to, aby byl tvar průtočného kanálu pokud možno plynulý bez náhlých změn průměrů. Do OTV2 je za stupněm 16 odebíráno přibližně 50% z protékající páry. Takto velký odběr způsobil nevyhnutelné zkrácení lopatek stupňů 17 a 18.



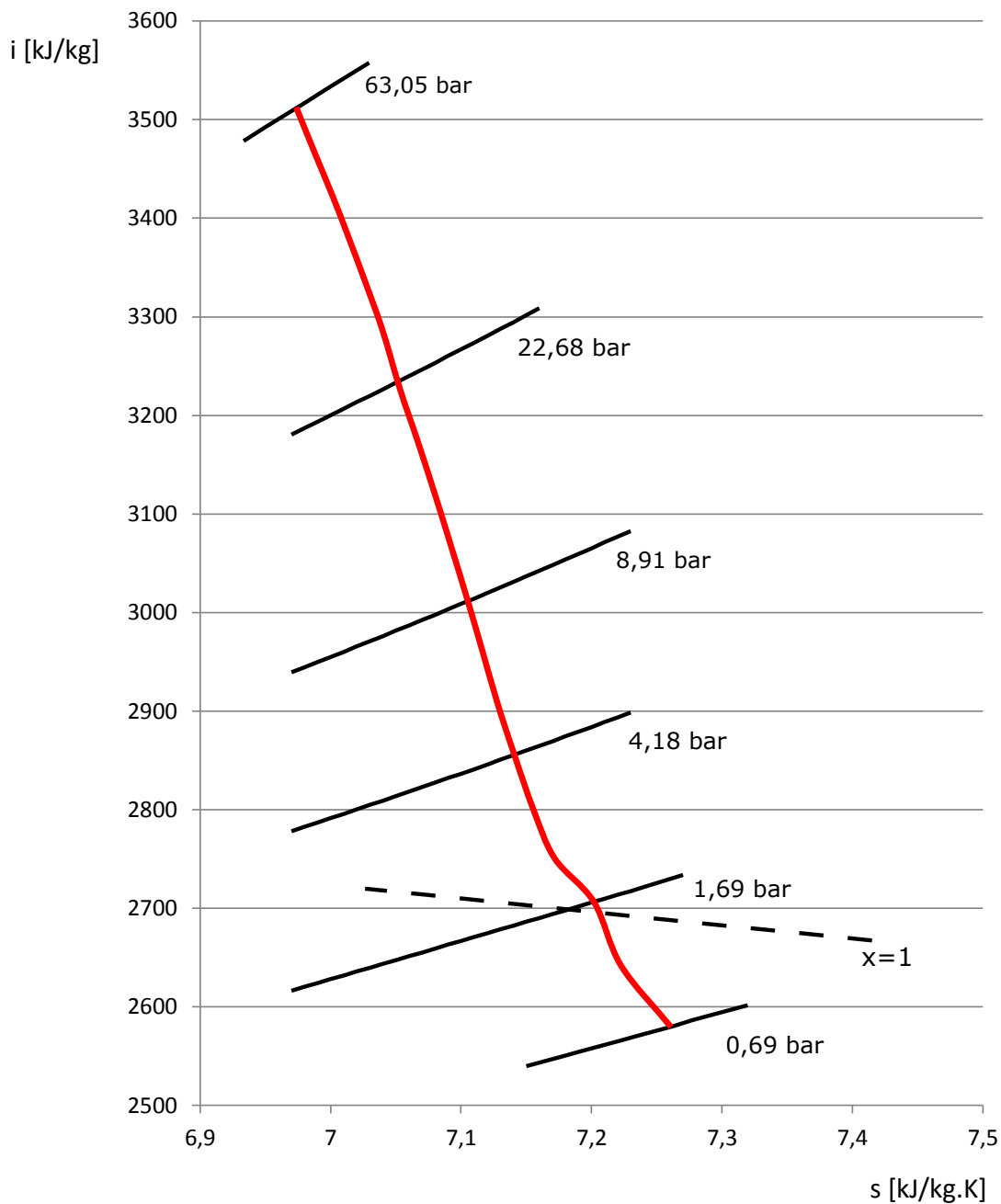
Obrázek 10: Schématický lopatkový plán

Na dalším grafu je zobrazena termodynamická účinnost jednotlivých stupňů. Nejnižší účinnost mají dle očekávání regulační stupeň a poslední stupně turbíny, obzvláště stupeň před odběrem do OTV2.



Obrázek 11: Termodynamická účinnost stupňů

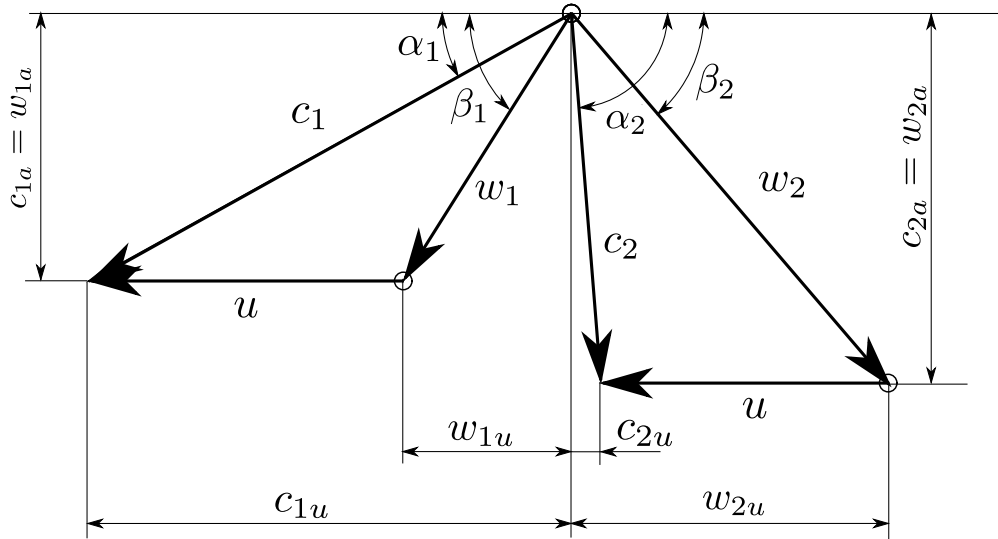
Na obrázku 12 je zobrazen zpřesněný průběh expanze v  $i$ - $s$  diagramu v průtočné části turbíny. Vyznačeny jsou izobary pro tlakové hladiny v odběrech a pravá mezní křivka suchosti  $x = 1$ .



Obrázek 12: Expanzní čára turbíny

## 4.5 Rychlostní trojúhelníky

Výpočet rychlostních trojúhelníků dává přehled o velikostech a směrech rychlostí v jednotlivých stupních. Na základě těchto znalostí je poté možné vhodně zvolit profily lopatek. Výpočet rychlostních trojúhelníků vychází z následujícího nákresu.



Obrázek 13: Obecný rychlostní trojúhelník

Absolutní rychlost  $c_1$  a obvodová rychlost  $u$  jsou známy dle rovnic 87 a 84. Úhel výstupu proudu z rozváděcích lopatek  $\alpha_1$  byl volen. Relativní rychlost  $w_1$  lze určit přes trigonometrické vztahy.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (117)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad (118)$$

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (119)$$

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} \quad (120)$$

A úhel relativní rychlosti určíme pak

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1}. \quad (121)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžné mříže stanovíme z

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_0 + w_1^2}, \quad (122)$$

kde:

- $\rho$  [-] - stupeň reakce,
- $h_0$  [kJ/kg] - izoentropický spád na stupeň.



Výstupní úhel relativní rychlosti  $\beta_2$  je volen. Je vhodné jej volit tak, aby následně úhel absolutní rychlosti  $\alpha_2$  byl blízký  $90^\circ$ . Zároveň je ale nutné dodržet určitá omezení stanovená profily lopatek.

Po zvolení úhlu  $\beta_2$  je možné určit další veličiny.

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (123)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (124)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad (125)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} \quad (126)$$

A výstupní úhel absolutní rychlosti  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2}. \quad (127)$$

Tabulka vypočtených hodnot rychlostí pro celou průtočnou část je k dispozici v příloze D.

## 4.6 Volba profilů lopatek

Profily lopatek byly voleny z katalogu profilů v příloze E na základě úhlů  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$  a  $\beta_2$ . Dalším kritériem pro volbu profilů je Machovo číslo v dané lopatkové mříži.

Rychlost zvuku ve stupni byla určena pomocí doplňku X-Steam pro MS Excel jako funkce teploty a tlaku v daném stupni

$$a = f(p, t) \quad [\text{m/s}]. \quad (128)$$

Machovo číslo v rozváděcí mříži bylo určeno jako

$$Ma_{RL} = \frac{c_1}{a} \quad [-]. \quad (129)$$

A Machovo číslo v oběžné lopatkové mříži jako

$$Ma_{OL} = \frac{w_2}{a} \quad [-]. \quad (130)$$

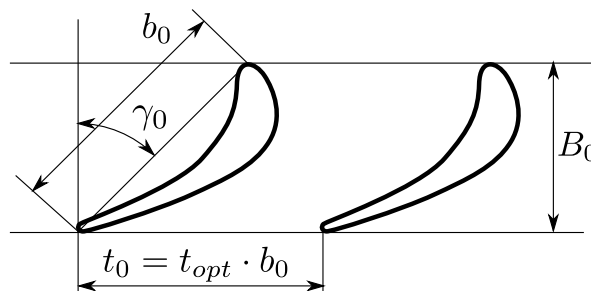
Výsledky ukazují (příloha D), že ve všech stupních se vyskytuje proudění subsonické. Byly tedy voleny lopatky podzvukového typu. V následující tabulce jsou shrnuty volené profily lopatek v rozváděcích a oběžných mřížích jednotlivých stupňů.

Stupeň	Rozváděcí lopatky	Oběžné lopatky
1	S-90-12A	R-26-17A
2	S-55-15A	R-26-17A
3	S-55-15A	R-26-17A
4	S-55-15A	R-26-17A
5	S-55-15A	R-26-17A
6	S-55-15A	R-26-17A
7	S-55-15A	R-26-17A
8	S-55-15A	R-26-17A
9	S-55-15A	R-26-17A
10	S-55-15A	R-26-17A
11	S-55-15A	R-30-21A
12	S-90-12A	R-30-21A
13	S-90-12A	R-30-21A
14	S-90-12A	R-30-21A
15	S-90-12A	R-30-21A
16	S-90-12A	R-35-25A
17	S-90-12A	R-26-17A
18	S-55-15A	R-30-21A

Tabulka 16: Volené profily lopatek

Z hlediska pevnostního výpočtu, který bude následovat jsou důležité některé charakteristiky lopatek, a to:

- $t_{opt}$  [-] - optimální poměrná rozteč lopatek,
- $B_0$  [mm] - šířka (axiální průmět) profilu,
- $b_0$  [mm] - délka tělivy profilu,
- $S_0$  [mm<sup>2</sup>] - plocha profilu,
- $W_0$  [mm<sup>3</sup>] - průřezový modul profilu k hlavní ose setrvačnosti  $J_{min}$ ,
- $\gamma_0$  [°] - úhel nastavení mříže,  $\gamma_0 = \arccos(B_0/b_0)$ .



Obrázek 14: Charakteristiky lopatkové mříže

## 5 Pevnostní výpočet

Při pevnostním výpočtu turbíny je třeba především zkontrolovat namáhání oběžných lopatek, jejich závěsů a rozváděcích kol s lopatkami.

### 5.1 Oběžné lopatky

Oběžné lopatky v turbíně jsou namáhány na ohyb od působení páry a také odstředivou silou na tah. Charakteristiky lopatkových profilů jsou v katalogu uvedeny pro šířku profilu  $B_0 = 25$  mm. Při dimenzování lopatek byla tato šířka zvětšována, či zmenšována dle potřeby. Proto je potřeba přepočítat zbylé charakteristiky profilu pro skutečnou zvolenou šířku profilu  $B_1$ .

Poměr  $B_1$  ku  $B_0$  vyjadřuje vlastně velikostní faktor zvoleného profilu ku profilu uvedenému v katalogu. Označme jej  $k$ ,

$$k = \frac{B_1}{B_0} \quad [-]. \quad (131)$$

Skutečnou délku tětiny, plochu profilu a jeho průřezový modul lze pak určit jako

$$b_1 = k \cdot b_0 \quad [\text{mm}], \quad (132)$$

$$S_1 = k^2 \cdot S_0 \quad [\text{mm}^2], \quad (133)$$

$$W_1 = k^3 \cdot W_0 \quad [\text{mm}^3]. \quad (134)$$

Pro další výpočty je třeba určit počty lopatek v jednotlivých mřížích. Velikost poměrné rozteče byla volena z rozsahu uvedeném v katalogu (příloha E) pro jednotlivé profily.

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{t_{opt} \cdot b_0} \cdot e \quad [-], \quad (135)$$

kde:

$D_s$  [mm] - střední průměr stupně,

$e$  [-] - parciálnost.

Při použití tohoto vzorce je třeba si uvědomit, že i když má regulační stupeň parciální ostřík, tak parciálnost ovlivní pouze počet rozváděcích lopatek. Oběžné lopatky regulačního stupně jsou samozřejmě instalovány po celém obvodu rotoru.

#### 5.1.1 Namáhání na ohyb

Na ohyb jsou namáhány všechny oběžné lopatky, které jsou vystavené působení proudu páry. Je třeba určit sílu působící na jednu lopatku a maximální ohybový moment.

Obvodová síla od výkonu:

$$F_u = \frac{P_i}{u \cdot z_o} \quad [\text{N}], \quad (136)$$

kde:

- $P_i$  [W] - vnitřní výkon daného stupně,
- $u$  [m/s] - obvodová rychlost,
- $z_o$  [-] - počet ostříknutých oběžných lopatek,

Axiální síla na lopatku:

$$F_a = \frac{m}{z} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) \quad [\text{N}], \quad (137)$$

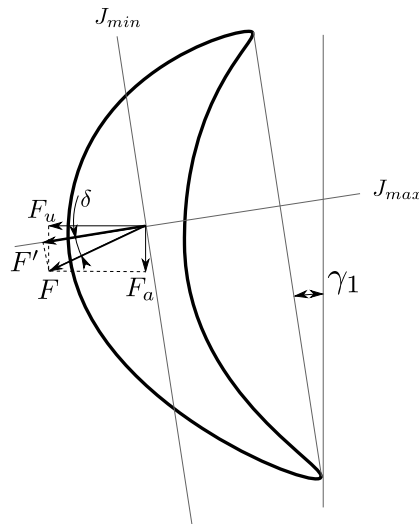
kde:

- $m$  [kg/s] - hmotnostní průtok stupněm,
- $c_{1a}, c_{2a}$  [m/s] - axiální složky absolutních rychlostí,

Výsledná síla je vektorový součet obvodové a axiální složky:

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} \quad [\text{N}]. \quad (138)$$

Nyní je třeba rozložit výslednou sílu  $F$  do směrů hlavních os setrvačnosti  $J_{max}$  a  $J_{min}$ . Lze předpokládat, že osa setrvačnosti  $J_{min}$  má rovnoběžný směr s těžovou profilu. Rozklad je třeba provést pomocí úhlu označeném na obr. 15 jako  $\delta$ .



Obrázek 15: Rozklad síly do hlavních os setrvačnosti

Z hlediska maximálního ohybového momentu je relevantní pouze složka síly působící kolmo k ose  $J_{min}$ , označme ji  $F'$ .

$$F' = F \cdot \cos \delta \quad [\text{N}] \quad (139)$$

Ohybový moment působící na lopatku se pak stanoví jako:

$$M_{max} = F' \cdot \frac{l}{2} \quad [\text{Nm}]. \quad (140)$$

kde:

- $l$  [m] - délka oběžné lopatky

Z čehož lze určit namáhání v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{min}} \quad [\text{MPa}]. \quad (141)$$

kde:

$W_{min}$  [mm<sup>3</sup>] - modul průřezu k ose  $J_{min}$ .

Velikost lopatek je třeba volit tak, aby napětí při ohybovém namáhání nepřekročilo:

$\sigma_{DOV} = 20$  [MPa] - pro řadové stupně

$\sigma_{DOV} = 16$  [MPa] - pro regulační stupeň

Pozn.: pro regulační stupeň je třeba zvážit zatížení v různých provozních stavech. Nemusí platit, že lopatky jsou nejvíce ohybově namáhány při jmenovitém provozu. Důvodem je, že u skupinové regulace se uzavřením ventilů sníží počet ostříknutých lopatek. Síla na jednu lopatku je tak větší. Ukázalo se, že v tomto případě skutečně větší zatížení způsobuje částečný provoz a lopatky regulačního stupně tak byly dimenzovány na něj.

### 5.1.2 Namáhání na tah

Namáhání na tah je způsobeno odstředivou silou vlastní tíhy lopatky a bandáže. Pro určení odstředivých sil je třeba znát úhlovou rychlost rotace.

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n'}{60} = 345,57 \quad [\text{rad/s}]. \quad (142)$$

kde:

$n' = 1,1 \cdot n = 55$  [ot/s] - otáčky při zásahu bezpečnostních ochran.

Odstředivá síla listu lopatky:

$$O_l = \rho \cdot S_1 \cdot l_1 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega^2 \quad [\text{N}], \quad (143)$$

kde:

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] - hustota oceli,  $\rho = 7850$  [kg/m<sup>3</sup>],

$S_1$  [m<sup>2</sup>] - průřez profilu,

$l_1$  [m] - délka lopatky,

$D_s$  [m] - střední průměr stupně.

Odstředivá síla bandáže:

$$O_b = \rho \cdot \pi \cdot D_b \cdot B \cdot b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{z_o} \quad [\text{N}], \quad (144)$$

kde:

$D_b$  [m] - střední průměr bandáže,

$B$  [m] - šířka bandáže,

$b$  [m] - výška bandáže,

Celková odstředivá síla působící na oběžnou lopatku:

$$O = O_l + O_b \quad [\text{N}]. \quad (145)$$

Napětí v tahu se pak určí jako:

$$\sigma_t = \frac{O}{S_1} \quad [\text{MPa}], \quad (146)$$

kde:

$S_1$  [mm<sup>2</sup>] - průřez profilu.

### 5.1.3 Kombinované namáhání

Pro komplexní posouzení napětí působící na lopatky je vhodné zavést kombinované namáhání  $\sigma_c$  a do něj sjednotit ohybovou a tahovou složku dle postupu v [7].

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t \quad [\text{MPa}] \quad (147)$$

Toto kombinované napětí musí splňovat podmínku  $\sigma_c < \sigma_{DOV}$ . Dovolené napětí  $\sigma_{DOV}$  je rovno mezi kluzu materiálu pro danou teplotu, zmenšenou o určitý koeficient bezpečnosti. Jako materiál pro výrobu lopatek byla volena žárupevná Cr-Mo-V ocel 17 134.7. Mez kluzu této oceli se pohybuje od 310 MPa při teplotě 550°C po 447 MPa při nízkých teplotách.

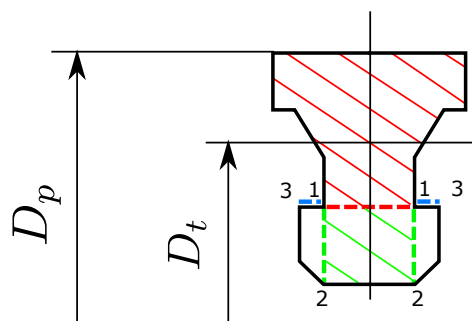
Výsledky pevnostního výpočtu oběžných lopatek jsou shrnuty v příloze H.

## 5.2 Závěsy oběžných lopatek

V turbíně byly použity dva typy závěsů. Pro krátké lopatky prvních stupňů, na které působí malá odstředivá síla byly zvoleny závěsy v provedení T-nožka. Od stupně č. 10 již z důvodu velkých odstředivých sil vycházely T-nožky příliš velké, a tak byl zvolen vidličkový závěs. Velikost a počet rozvidlení opět vycházely z působící odstředivé síly. Také pro regulační stupeň byl volen závěs vidličkového typu.

### 5.2.1 T-nožka - 2. až 9 stupeň

Obecný tvar závěsu byl navržen podle přílohy 22 v [5]. Tento tvar byl poté zvětšován či zmenšován dle potřeby pro dané stupně. Namáhání závěsu je třeba zkontrolovat v tahu, ve smyku a na otláčení.



Obrázek 16: Závěs typu T-nožka

Kritické místo pro namáhání závěsu na tah je průřez 1-1 vyznačený na obr. 16 červenou čárkovanou čarou. Na tento průřez působí jednak odstředivá síla lopatky a bandáže (určeno v předchozí kapitole), ale také odstředivá síly od hmoty části závěsu vyšrafované červeně.

Odstředivá síla červeně šrafované části závěsu se určí jako

$$O'_z = m' \cdot \omega^2 \cdot \frac{D_t}{2} \quad [\text{N}], \quad (148)$$

kde:

- $m'$  [kg] - hmotnost části závěsu nad průřezem 1-1,
- $\omega$  [m] - úhlová rychlost rotace,  $\omega = 345,57$  [rad/s],
- $D_t$  [m] - těžištní průměr závěsu.

Namáhání závěsu v tahu pak lze stanovit jako

$$\sigma_{11} = \frac{O_l + O_b + O'_z}{S_{11}} < \sigma_{DOV} \quad [\text{MPa}], \quad (149)$$

kde:

- $O_l, O_b$  [N] - odstředivé síly lopatky a bandáže (viz předchozí kapitola),
- $S_{11}$  [mm<sup>2</sup>] - plocha průřezu 1-1,
- $\sigma_{DOV}$  [MPa] - dovolené napětí v tahu.

Namáhání na smyk působí na průřezy 1-2 vyznačené na obrázku č.16 zelenou čárkovanou čarou. Napětí je opět způsobeno odstředivou silou. V tomto případě kromě červeně šrafované části závěsu působí smykem také odstředivá síla části šrafované zeleně.

$$O''_z = m'' \cdot \omega^2 \cdot \frac{D_t}{2} \quad [\text{N}], \quad (150)$$

kde:

- $m''$  [kg] - hmotnost části závěsu 1-2,

Smykové namáhání působí na dvě plochy 1-2, určí se jako

$$\tau_{12} = \frac{O_l + O_b + O'_z + O''_z}{2 \cdot S_{12}} < \tau_{DOV} \quad [\text{MPa}]. \quad (151)$$

Při použití konzervativního přístupu lze dovolené napětí ve smyku  $\tau_{DOV}$  uvažovat jako polovinu dovoleného napětí v tahu,  $\tau_{DOV} = \sigma_{DOV}/2$ .

Dále je třeba zkontrolovat plochu 1-3 (na obrázku 16 vyznačena čárkovaně modře) na otláčení. Na tuto plochu již působí tlakem odstředivá síla celého závěsu.

$$p_{13} = \frac{O_l + O_b + O_z}{2 \cdot S_{13}} \quad [\text{MPa}], \quad (152)$$

kde:

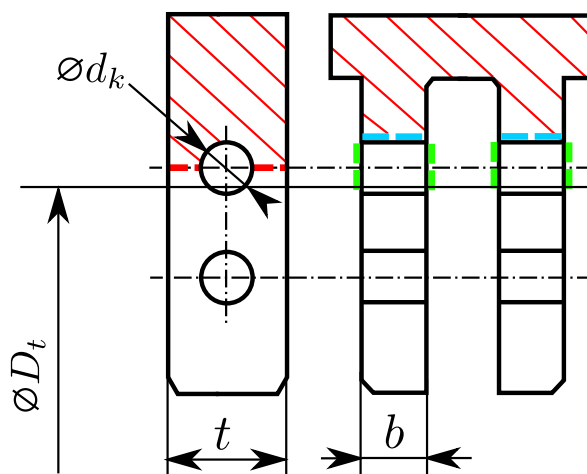
- $O_l, O_b$  [N] - odstředivé síly lopatky a bandáže,
- $O_z$  [N] - odstředivá síla celého závěsu,
- $S_{13}$  [mm<sup>2</sup>] - plocha průřezu 1-3.

Hodnota namáhání na otláčení  $p_{13}$  by se dle [5] měla pohybovat v rozmezí 150 - 200 MPa.

Výsledky dimenzování T-nožek jsou uvedeny v příloze I.

### 5.2.2 Vidličkové závěsy - 10. až 18. a regulační stupeň

Závěsy vidličkového typu je třeba zkontrolovat na tah v kritickém průřezu. Kolík závěsu se pak kontroluje na smyk a otláčení.



Obrázek 17: Závěs vidličkového typu

Na obrázku je zobrazen závěs se dvěma rozvidleními. Kritický průřez z hlediska namáhání tahem je vyznačen opět červeně. Na tento průřez působí stejně jako v případě T-závěsu působí odstředivá síla lopatky, bandáže a části šrafované červeně.

Napětí v tahu je pak určeno vzorcem:

$$\sigma_t = \frac{O_l + O_b + O'_z}{S_1} \quad [\text{Mpa}], \quad (153)$$

$$S_1 = (t - d_k) \cdot b \cdot n_v \quad [\text{mm}^2], \quad (154)$$



kde:

- $O'_z$  [N] - odstředivá síla červeně šrafované části závěsu,
- $S_1$  [mm<sup>2</sup>] - plocha kritického průřezu,
- $d_k$  [mm] - průměr kolíku,
- $n_v$  [-] - počet rozvidlení.

Namáhání na smyk působí na průřez kolíku vyznačený na obrázku 17 zelenou čárkovanou čarou. Velikost smykového napětí závisí od průměru kolíku a počtu rozvidlení.

$$\tau = \frac{O_l + O_b + O'_z}{\frac{\pi d_k^2}{4} \cdot 2 \cdot n_v} < \tau_{DOV} \quad [\text{Mpa}], \quad (155)$$

Materiál kolíku byl volen stejný jako materiál lopatky, tedy ocel 17 134. Mez kluzu této oceli je dostatečně vysoká i pro použití na velmi namáhané kolíky závěsů.

Kontrola na otažení mezi kolíky a závěsem se provádí na plochách vyznačených v obrázku modrou čárkovanou čarou.

$$p_{ot} = \frac{O_l + O_b + O'_z}{b \cdot d_k \cdot n_v} \quad [\text{MPa}]. \quad (156)$$

Opět platí, že velikost  $p_{ot}$  by se měla pohybovat zhruba do 200 MPa.

Při návrhu závěsů byla upravována jejich velikost a počet rozvidlení tak, aby vyhověli pevnostním podmínkám. V turbíně byly použity vidličkové závěsy od dvou do čtyř rozvidlení.

### 5.3 Namáhání a průhyb rozváděcích kol

Vlivem přetlaku ve stupni jsou rozváděcí kola namáhána na ohyb. Model jejich namáhání vychází z teorie desky podepřené na vnějším obvodu a namáhané rozdílem tlaků  $\Delta p$ . Příklad rozváděcích kol je o to složitější, že modelová deska je zeslabena rozváděcími lopatkami a také půlená horizontální rovinou.

Pro přesný výpočet namáhání rozváděcích kol je možné s výhodou využít analýzy metodou konečných prvků. Při zjednodušeném postupu lze využít empirických vztahů pro napětí a průhyb rozváděcího kola. Tyto vztahy vznikly zobecněním experimentů Timošenka a Taylora pro nepůlenou a půlenou desku.

Největší ohybové namáhání je dáno vztahem:

$$\sigma_{max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R^2}{h^2} \quad [\text{MPa}], \quad (157)$$

kde:

- $\varphi$  [-] - součinitel namáhání rozváděcího kola (příloha F),
- $\Delta p$  [MPa] - přetlak na rozváděcí kolo,  $\Delta p = p_0 - p_1$  [MPa],
- $R$  [m] - vnější poloměr rozváděcího kola,
- $h$  [m] - tloušťka rozváděcího kola.

Podobným empirickým vzorcem lze stanovit průhyb rozváděcích kol:

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3} \quad [\text{m}], \quad (158)$$

kde:

- $\mu$  [-] - součinitel průhybu rozváděcího kola (příloha G),
- $E$  [MPa] - Youngův modul pružnosti daného materiálu (příloha K).

Přičemž maximální dovolenou hodnotu průhybu lze stanovit jako

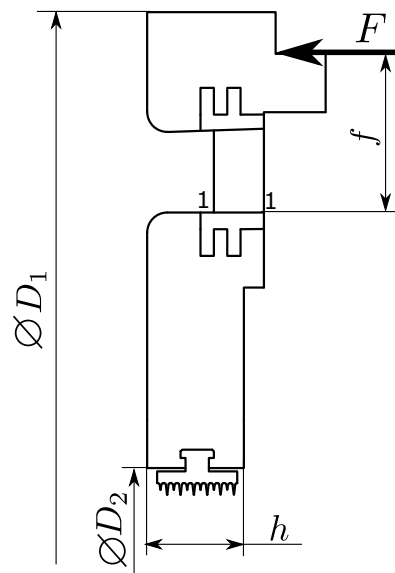
$$y_{DOV} = 0,002 \cdot R \quad [\text{m}]. \quad (159)$$

Opět platí, že maximální napětí  $\sigma_{max}$  by nemělo překročit dovolené napětí dané mezi kluzu příslušného materiálu a koeficientem bezpečnosti. Jako materiál rozváděcích kol byla volena žárupevná ocel na odlitky Cr-Mo-V 422744.6. Oproti oceli použité na lopatky obsahuje menší podíl chromu a molybdenu. Dosahuje nižších pevností při vysokých teplotách. Nicméně rozváděcí kola je většinou nutné dimenzovat především z hlediska dodržení maximálního dovoleného průhybu, namáhání od přetlaku pak vychází dostatečně malé.

Výsledky výpočtu jsou shrnuty v příloze J.

## 5.4 Rozváděcí lopatky

Kromě rozváděcích kol jsou přetlakem také namáhány rozváděcí lopatky. Nejkritičtější místo z tohoto hlediska je patní profil lopatky 1-1.



Obrázek 18: Rozváděcí kolo

Na lopatku působí síla od přetlaku  $F$ :

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot \Delta p \cdot \frac{1}{z} \quad [\text{N}] \quad (160)$$

kde:

$z$  [-] - počet rozváděcích lopatek,

Tato síla má axiální směr a je třeba jí rozložit do směrů hlavních os setrvačnosti, přičemž pro výpočet ohybového momentu je relevantní její složka  $F'$  kolmá k ose  $J_{min}$  (viz obrázek 15 na straně 51).

$$F' = F \cdot \sin \gamma_r \quad [\text{N}] \quad (161)$$

Tato síla působí na patní průřez lopatky na rameni  $f$ , což vytváří ohybový moment:

$$M'_{max} = F' \cdot f \quad [\text{Nm}]. \quad (162)$$

Namáhání ohybem na patním profilu rozváděcí lopatky v místě 1-1 tedy je:

$$\sigma_o = \frac{M'_{max}}{W_{min}} \quad [\text{MPa}] \quad (163)$$

kde:

$W_{min}$  [ $\text{mm}^3$ ] - průřezový modul lopatky,

Je třeba mít na paměti, že stejně jako v případě oběžných lopatek jsou i charakteristiky rozváděcích lopatek v katalogu uvedeny pro jmenovitou šířku  $B_0 = 25$  mm. Proto je třeba je přepočítat pro skutečnou šířku  $B$  pomocí rovnic 131 až 134 na str. 50.

Ohybová napětí rozváděcích lopatek vycházejí v řádech stovek megapascalů. Je nutné volit materiál s dostatečně vysokou mezí kluzu i za zvýšených teplot. Pro rozváděcí lopatky byla volena vysokopevnostní žárupevná Cr-Mo-V-W ocel 15 335.6.

Výsledky jsou shrnuty opět v příloze J.

## 5.5 Kontrola rotoru na krut

Kontrola na krut se provádí v místě, kde má rotor nejmenší průměr. Z konstrukčního návrhu turbíny (o kterém bude řeč dále) vyplynulo, že nejslabší místo rotoru je osazení pod předním radiálním ložiskem. V tomto místě má rotor průměr

$$D = 360 \quad [\text{mm}]. \quad (164)$$

Výpočet je nutné provádět nikoliv při jmenovitém kroutícím momentu, daném jmenovitým výkonem, ale při tzv. zkratovém momentu. Ten je jistým  $k$  násobkem jmenovitého momentu a dochází k němu při náhlém odpojení generátoru od sítě. Velikost zkratového momentu je dána vlastnostmi generátoru a v zásadě platí, že s rostoucím výkonem generátoru klesá. Jelikož navrhovaná turbína má relativně malý elektrický výkon byl volen vysoký koeficient zkratového momentu

$$k = 10 \quad [-] \quad (165)$$

Zkratový kroutící moment se určí jako

$$M_z = k \cdot M_j = k \cdot \frac{P_j}{\omega} \quad [\text{Nm}] \quad (166)$$

kde:

- $P_j$  [W] - jmenovitý výkon turbíny (přesněji jmenovitý výkon generátoru, ten je ale vlivem ztrát na spojce a účinností generátoru vždy nižší, než výkon turbíny, toto je tedy konzervativní přístup při pevnostním výpočtu),  
 $\omega$  [rad/s] - úhlová rychlost rotoru,  $\omega = 345,57$  [rad/s] (rovnice č.142 na str. 52).

Pro určení napětí v krutu je třeba znát modul průřezu v krutu pro daný průměr rotoru

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \quad [\text{m}^3]. \quad (167)$$

Nyní již lze určit namáhání rotoru v krutu

$$\tau_k = \frac{M_z}{W_k} \cdot 10^{-6} \quad [\text{MPa}] \quad (168)$$

Výsledky výpočtu jsou zpracovány v následující tabulce. Jak lze vidět napětí v krutu

Průměr rotoru	$D = 360$	[mm]
Jmenovitý výkon	$P_j = 52843,35$	[kW]
Zkratový součinitel	$k = 10$	[-]
Úhlová rychlost	$\omega = 345,5752$	[rad/s]
Zkratový moment	$M_z = 1529142$	[Nm]
Modul průřezu v krutu	$W_k = 0,009161$	[m <sup>3</sup> ]
<b>Napětí v krutu</b>	$\tau_k = \mathbf{166,92}$	<b>[Mpa]</b>

Tabulka 17: Kontrola rotoru na krut

vychází poměrně malé. Proto je třeba materiál rotoru volit hlavně z hlediska tepelného zatížení. Vzhledem ke vstupní teplotě páry 540°C byla zvolena žárupevná Cr-Mo-V ocel 15 320.6, která vykazuje stálost do teplot 550 - 600°C.

## 5.6 Kontrola těles na přetlak

V neposlední řadě je třeba provést kontrolní výpočet těles turbíny. Konstrukční řešení turbíny využívá kromě vnějšího tělesa také vnitřní těleso pro prvních šest stupňů. Obě tělesa je nutné vhodně nadimenzovat a zkontrolovat na působící přetlak. Teorie výpočtu vychází z modelu tlustostěnné válcové nádoby namáhané vnitřním přetlakem.

Označme vnější poloměr tělesa  $r_2$ , vnitřní poloměr  $r_1$  a obecný poloměr  $r$ , kdy  $r_1 < r < r_2$ . Jejich poměry pak označme  $Y$  a  $y$ .

$$Y = \frac{r_2}{r_1} \quad [-] \quad (169)$$

$$y = \frac{r}{r_1} \quad [-] \quad (170)$$

Dle teorie namáhání tlustostěnné nádoby určují jednotlivé složky napětí tyto rovnice.

Tangenciální složka napětí:

$$\sigma_{tp} = \frac{\Delta p}{y^2} \cdot \frac{Y^2 + y^2}{Y^2 - 1} \quad [\text{MPa}]. \quad (171)$$

Radiální složka napětí:

$$\sigma_{rp} = -\frac{\Delta p}{y^2} \cdot \frac{Y^2 - y^2}{Y^2 - 1} \quad [\text{MPa}]. \quad (172)$$

Axiální složka napětí:

$$\sigma_{ap} = \frac{\Delta p}{Y^2 - 1} \quad [\text{MPa}]. \quad (173)$$

Pro posouzení výsledného namáhání lze využít Guestovu hypotézu maximálních smykových napětí.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{tp} - \sigma_{rp}}{2} \quad (174)$$

Zároveň platí, že maximální smykové napětí způsobené přetlakem bude na vnitřním povrchu tělesa, tj. při  $r = r_1$ . V tom případě je poměr

$$y = \frac{r}{r_1} = 1 \quad [-] \quad (175)$$

Po dosazení všech veličin do předchozí rovnice dostáváme výraz pro maximální smykové napětí v tělese,

$$\tau_{max} = \Delta p \cdot \frac{2Y^2}{Y^2 - 1} \quad [\text{MPa}]. \quad (176)$$

Vnitřní těleso je namáhané rozdílem vstupního tlaku a tlaku za 6. stupněm. Těleso vnější pak tedy rozdílem mezi tlakem na výstupu 6. stupně a atmosférickým tlakem okolního prostředí. Výsledky jsou shrnuty do následujících dvou tabulek.

#### Vnitřní těleso

Vnitřní poloměr	$r_1$	[mm]	602
Vnější poloměr	$r_2$	[mm]	677
Tloušťka stěny tělesa	$h$	[mm]	75
Poměr poloměrů	$Y$	[-]	1,12
Vnitřní tlak	$p_1$	[bar]	63,05
Vnější tlak	$p_2$	[bar]	22,68
Delta p	$\Delta p$	[Mpa]	4,03
<b>Největší namáhání od přetlaku</b>	$\tau_{max}$	[Mpa]	<b>38,56</b>

Tabulka 18: Namáhání vnitřního tělesa

Vnější těleso			
Vnitřní poloměr	$r_1$	[mm]	894
Vnější poloměr	$r_2$	[mm]	954
Tloušťka stěny tělesa	$h$	[mm]	60
Poměr poloměrů	$Y$	[-]	1,067
Vnitřní tlak	$p_1$	[bar]	22,68
Vnější tlak	$p_2$	[bar]	1
Delta p	$\Delta p$	[Mpa]	2,16
<b>Největší namáhání od přetlaku</b>	$\tau_{max}$	[Mpa]	<b>35,60</b>

Tabulka 19: Namáhání vnějšího tělesa

Pro tělesa představuje nebezpečí hlavně velké teplotní namáhání. Materiál musí být dostatečně žárupevný. Jako materiál těles byla volena Cr-Mo-V ocel na odlitky 422745.6.

## 6 Vnější ucpávky

Labyrintové ucpávky jsou nedílnou součástí každé turbíny. U jednotělesových turbín s jedním proudem páry jsou obzvláště důležité přední vysokotlaké ucpávky, neboť v podstatě těsní plný tlak admisní páry vůči vnější atmosféře. Proto u tohoto typu turbín bývají přední ucpávky velmi masivní.

Při průtoku páry labyrintovou ucpávkou dochází ve štěrbinách mezi břitem ucpávky a rotorem k expanzi páry a navýšení její rychlosti. Následně v komůrce dojde ke snížení kinetické energie proudu a její disipaci na tepelnou. V ucpávce tak dochází ke střídavému urychlování páry a maření její kinetické energie. Výsledný stav tohoto děje leží na křivce stálé entalpie.

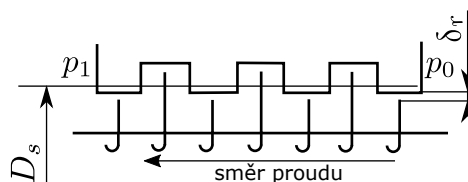
Pro výpočet množství páry uniklého ucpávkami lze použít vztah podle Stodoly (strana 61 v [5]). Uniklé množství páry závisí na velikosti průtočného průřezu ucpávkou  $S$  daném radiální mezerou mezi břitem a rotorem  $\delta_r$ .

$$S = \pi \cdot D_s \cdot \delta_r \quad [\text{m}^2], \quad (177)$$

kde:

$D_s$  [m] - střední průměr mezer  $\delta_r$ ,

$\delta_r$  [m] - radiální mezera.



Obrázek 19: Schématický náčrt ucpávky

Průtočné množství páry ucpávkou pak lze stanovit jako

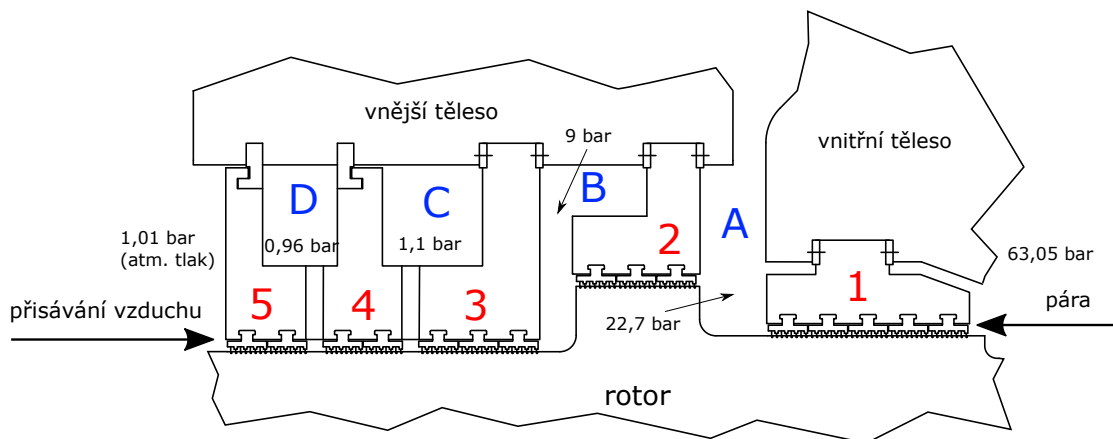
$$m = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} \quad [\text{kg/s}], \quad (178)$$

kde:

- $\mu$  [-] - průtokový součinitel,
- $p_0$  [Pa] - tlak na vstupu,
- $p_1$  [Pa] - tlak na výstupu,
- $v_0$  [m<sup>3</sup>/kg] - měrný objem na vstupu,
- $z$  [-] - počet břitů v ucpávce.

## 6.1 Návrh přední ucpávky

Ucpávky v turbínách jsou rozděleny do několika sekcí. Prostory mezi jednotlivými sekcemi tvoří komory odkud se pára odsává ucpávkovým potrubím. Komora před poslední sekcí ucpávek se nazývá komínkový prostor. Tlak v tomto prostoru je o něco menší, než atmosférický. Zatímco ze strany turbíny je do tohoto prostoru vpouštěná pára z předchozích sekcí ucpávek, z opačné strany je kvůli nižšímu tlaku přisáván vzduch. Tato parovzdušná směs se nazývá komínková pára a je potrubím z prostoru ucpávek odsávána a odváděná do kondenzátoru komínkové páry.



Obrázek 20: Přední ucpávka

Na obrázku 20 je zobrazen návrh přední ucpávky. Celkem se ucpávka skládá z pěti sekcí vyznačených červenými čísly. Tyto sekce tvoří čtyři komory vyznačené modrými písmeny. Sekce č.1 odděluje prostor vnitřního a vnějšího tělesa. Tato část byla volena poměrně masivní jelikož zpracovává největší rozdíl tlaků. Odděluje tlak admisní páry na vstupu do vnitřního tělesa  $p_0 = 63,05$  bar a tlak v prostoru A, který je roven tlaku v odběru pro VTO  $p_A = 22,7$  bar. Tlak v prostoru B by volen přibližně roven tlaku v odběru do napájecí nádrže  $p_B = 9$  bar. To z toho důvodu, aby bylo možné odsávání ucpávkové páry z tohoto prostoru zavést do odběrového potrubí NN.

Zbývá navrhnout tlaky v prostorech D a C. Komora D je tzv. komínkový prostor. Zde je třeba volit tlak nižší, než atmosférický - voleno  $p_D = 0,96$  bar. V důsledku tohoto bude ucpávkou č.5 do komínkového prostoru přisáván vnější vzduch. Tlak v prostoru C je nyní třeba volit dostatečně vysoký, aby nedošlo k nasátí vzduchu ucpávkou č.4 - voleno  $p_C = 1,1$  bar. Odsávání ucpávkové páry z prostoru C je zavedeno do výstupu z turbíny před OTV1.

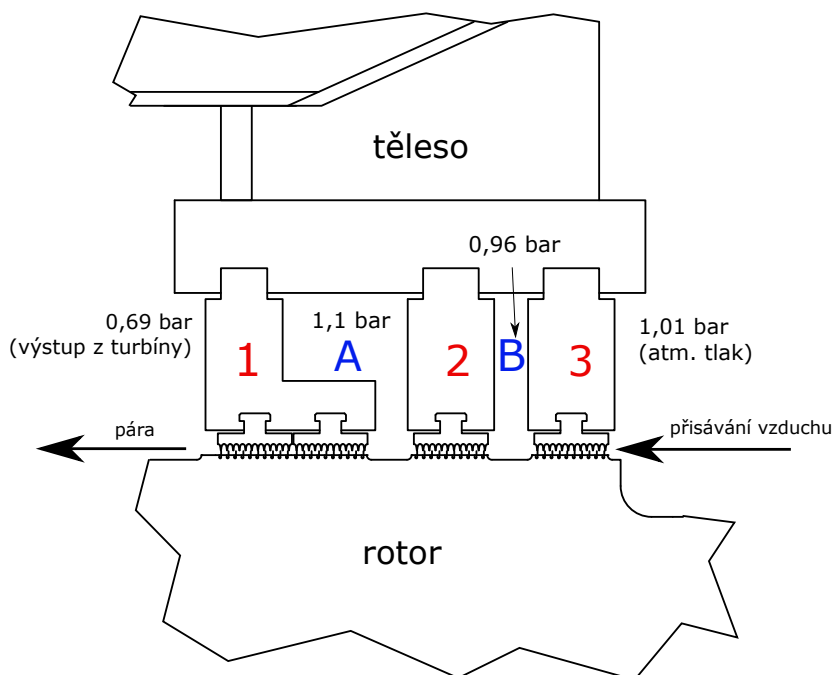
V tabulce jsou shrnuty průtoková množství přes jednotlivé sekce přední ucpávky.

Sekce	Tlak na vstupu [bar]	Tlak na výstupu [bar]	Množství [kg/s]
1	63,05	22,7	1,23
2	22,7	9	0,53
3	9	1,1	0,22
4	1,1	0,96	0,0177
5 (vzduch)	1,01325	0,96	0,022

Tabulka 20: Návrh přední ucpávky

## 6.2 Návrh zadní ucpávky

Zadní ucpávka je podstatně méně robustní, než přední, jelikož není vystavená tak velkým tlakovým rozdílům. Ovšem výstupní tlak z turbíny do OTV1 je nižší, než atmosférický tlak. A tak zatímco přední ucpávka bránila úniku páry z turbíny ven do okolí, zadní ucpávka v tomto případě brání přisávání okolního vzduchu do posledních stupňů turbíny.



Obrázek 21: Zadní ucpávka



Z obrázku 21 je zřejmé, že aby nedošlo k nasátí okolního vzduchu do turbíny, musí být meziucpávkový prostor A zahlcován párou na tlak vyšší, než atmosférický. V tomto případě bylo voleno  $p_A = 1,1$  bar. Z tohoto prostoru tedy pára částečně proudí ucpávkou jak do turbíny, tak do komínkového prostoru B. Zadní ucpávka je zahlcována párou odsátou z ucpávky přední.

Tabulka shrnuje výsledky výpočtu zadní ucpávky.

Sekce	Tlak na vstupu [bar]	Tlak na výstupu [bar]	Množství [kg/s]
1	1,1	0,69	0,043
2	1,1	0,96	0,033
3 (vzduch)	1,01325	0,96	0,041

Tabulka 21: Návrh zadní ucpávky

## 7 Konstrukční provedení turbíny

Nyní jsou již známy všechny údaje a parametry potřebné pro sestavení podélného řezu turbíny. V této kapitole budou popsány některé koncepce a konstrukční řešení použitá při sestrojování podélného řezu.

Turbína je tedy dle zadání jendotělesová v kolovém provedení. Jedná se o turbínu relativně malých rozměrů. Proto bylo provedení rotoru voleno jako celokované. Rozváděcí kola jsou vsazená do vnitřního tělesa turbíny a do nosičů. Důsledek toho je, že mezi vnitřním a vnějším tělesem, resp. mezi nosiči rozváděcích kol a vnějším tělesem turbíny vzniká prostor, do kterého lze umístit odběry bez narušení plynulosti průtočné části turbíny.

Zadní část turbíny je provedena jako plechová nástavba tělesa. V této části již nepůsobí nikterak velké tlaky a není tedy třeba tlustostěnného odlitku tělesa. Plechový svařenec je tak způsob jak snížit výrobní náklady turbíny. Nevýhodou takovéto konstrukce je, že v místě styku horizontální a vertikální příruby vzniká tzv. křížový spoj. Ten bývá nejproblematictější místem z hlediska utěsnění tělesa a při nedokonalém utěsnění hrozí únik páry tímto spojením do okolí.

Průměry potrubí pro odběry byly dimenzovány dle rovnice kontinuity.

$$m = \frac{S \cdot w}{v} \quad [\text{kg/s}], \quad (179)$$

$$S = \frac{m \cdot v}{w} \quad [\text{m}^2], \quad (180)$$

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} \quad [\text{m}], \quad (181)$$

kde:

- $m$  [kg/s] - hmotnostní průtok páry do odběru,
- $v$  [m<sup>3</sup>/kg] - měrný objem páry,
- $w$  [m/s] - rychlost páry v potrubí,
- $d$  [m] - výpočtový průměr potrubí.

Rychlost páry  $w$  byla pro odběry uvažována 40 až 50 m/s a pro odsávání ucpávek 30 m/s. Výsledný průměr potrubí  $d$  byl poté zaokrouhlen směrem nahoru na nejbližší standardizovaný průměr DN.

Jako problematické se ukázaly být výstupy páry do teplofikačních ohříváků. Jelikož se nacházejí v zadní části turbíny, má již pára v těchto místech velký měrný objem. Spolu s velkým hmotnostním průtokem páry do ohříváků toto ústí v neúměrně velké průměry potrubí. Např. pro odběr do OTV2 by bylo potřeba potrubí o průměru cca DN 1200, což by výrazně prodloužilo ložiskovou vzdálenost. Proto byly výstupy do ohříváků zvoleny obdélníkového tvaru. Tento tvar, oproti kruhovému tvaru potrubí, umožňuje lépe využít šířku turbíny a ve výsledku pak vychází kratší axiální délka odběru a tedy i kratší ložisková vzdálenost.

## 8 Určení hmotnosti turbíny

Pro určení hmotnosti turbíny byl vytvořen její zjednodušený 3D model a hmotnost jednotlivých částí byla následně určena pomocí funkcí modelovacího softwaru. Jelikož většina součástí turbíny je alespoň z části rotačně symetrická, byl s výhodou jako podklad využit podélný řez turbíny.

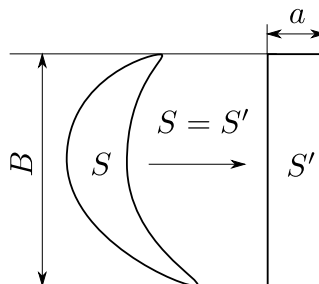
Skutečné profily lopatek byly v modelu nahrazeny obdélníkovými tvary o stejném průřezu. Přepočítání vycházelo ze známého průřezu skutečné lopatky  $S$  a její šířky  $B$ . Pro určení hmotnosti je toto zjednodušení naprosto postačující.

$$S = S' \quad (182)$$

$$S = a \cdot B \quad (183)$$

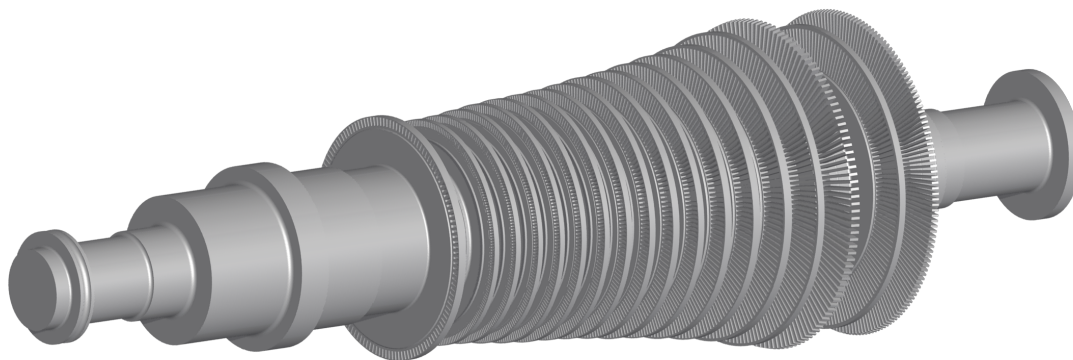
$$a = \frac{S}{B} \quad [\text{mm}] \quad (184)$$

Pro objasnění symbolů a značení poslouží následující obrázek.



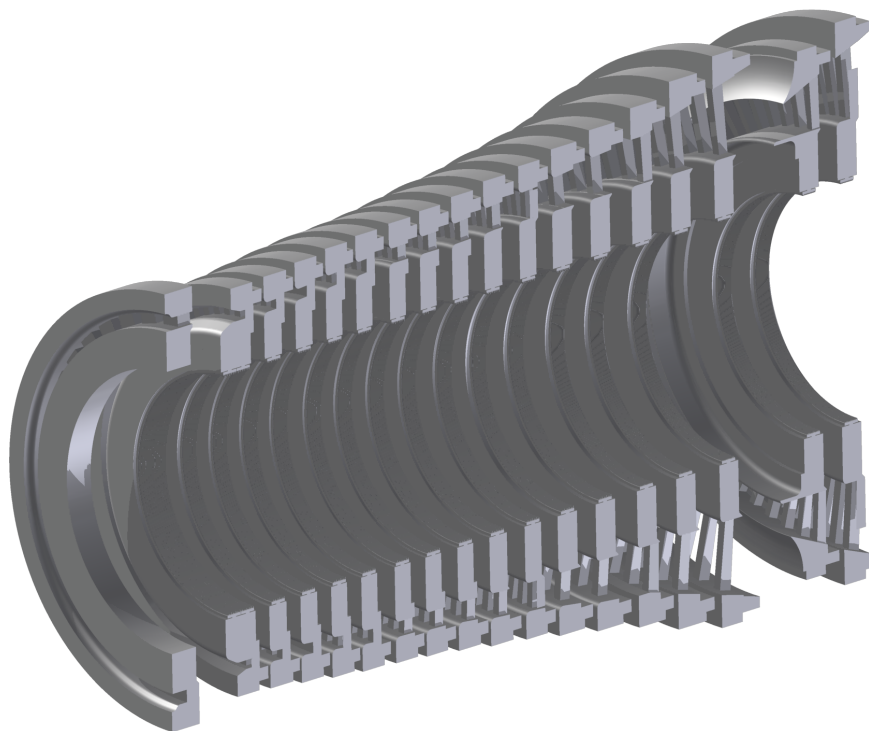
Obrázek 22: Náhrada skutečného profilu lopatky obdélníkovým průřezem

Tímto způsobem byl namodelován zalopatkovaný rotor.



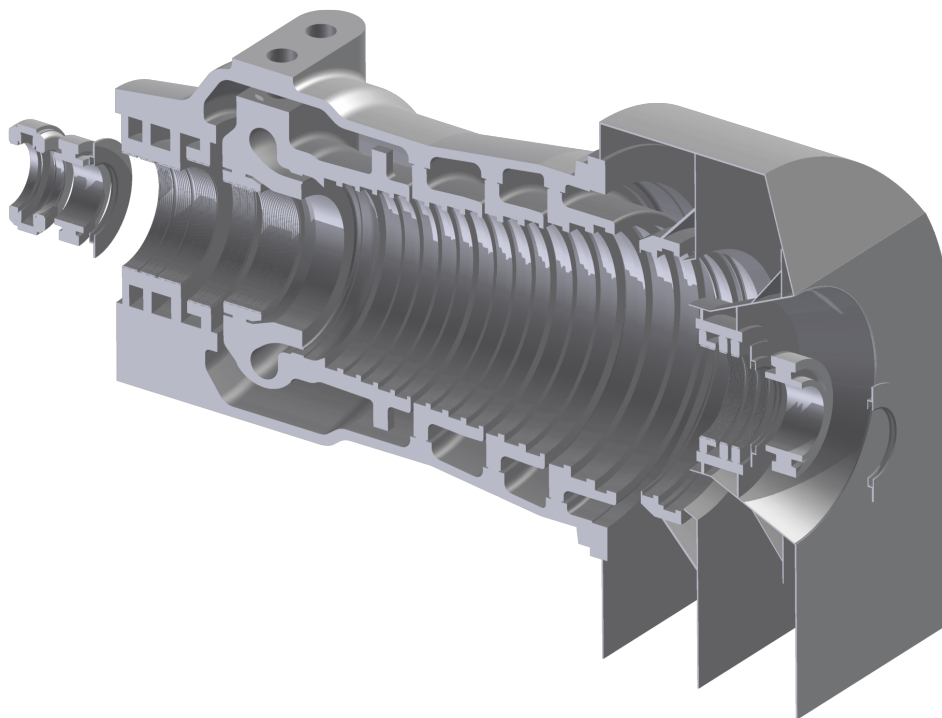
Obrázek 23: Model rotoru turbíny

Stejně tak byl vytvořen model rozváděcích kol s lopatkami. Zde zobrazen v polovičním řezu.



Obrázek 24: Model rozváděcích kol

Dále byly vymodelovány tělesa a nosiče rozváděcích kol.



Obrázek 25: Model těles a nosičů RK

V modelu byly zanedbány ložiskové stojany. Vytvořit jejich věrohodný 3D model s rozvody zvedacího a mazacího oleje uvnitř stojanu by bylo poměrně složité a není cílem této práce. Také byly zanedbány některé detaily jako hrdla odběrů nebo odsávání ucpávek, které nemají podstatný vliv na hmotnost turbíny.

Dále nebyly modelovány ventily skupinové regulace. Hmotnost ventilů lze ovšem odhadnout použitím teorie podobnosti. Reálná ventilová komora se čtyřmi regulačními ventily, použitá na turbíně o výkonu 70 MW má hmotnost přibližně  $m' = 7400$  [kg] a výšku  $h' = 1260$  [mm]. Navrhovaná ventilová komora, která je tvarově podobná je vysoká 785 mm. Je zřejmé, že objem, a tedy i hmotnost, se vůči lineárním rozměrům objektu mění se třetí mocninou. Označme poměr výšek komor:

$$n = \frac{h}{h'} = \frac{785}{1260} = 0,62 \quad [-] \quad (185)$$

Pak pro poměr hmotností platí:

$$\frac{m}{m'} = n^3 \quad (186)$$

$$m = m' \cdot n^3 = 1764 \quad [\text{kg}]. \quad (187)$$

Následující tabulka shrnuje hmotnosti jednotlivých částí turbíny.

Součást	Hmotnost
Rotor (bez lopatek)	14474 kg
Oběžné lopatky	1152 kg
Rozváděcí kola (věnec a náboj)	7366 kg
Rozváděcí lopatky	1386 kg
Vnitřní těleso a nosiče RK	18993 kg
Vnější těleso	23256 kg
Regulační ventily	1764 kg
<b>Celková hmotnost turbíny</b>	<b>68392 kg</b>

Tabulka 22: Hmotnost turbíny

## 9 Tepelný výpočet turbíny - upřesnění

Původní návrh tepelného schématu byl proveden pouze přibližně, kde řada veličin byla volena podle v praxi zavedených hodnot. Nyní po detailním výpočtu turbíny jsou již známy skutečné hodnoty těchto veličin. Jedná se hlavně o skutečný průběh expanzní čáry turbíny a její termodynamickou účinnost, kde  $\eta_{TD} = 0,8901 [-]$  (oproti původně volené 0,85).

Postup výpočtu je prakticky shodný, jen místo původně volených veličin se dosazují skutečné. Mírný rozdíl se vyskytuje ve výpočtu regenerace. Při návrhovém výpočtu byly voleny teploty ohřátí na jednotlivých ohřívácích. Tlaky v odběrech pak byly do počítány pomocí termodynamických vlastností páry. Nyní při opravném výpočtu jsou tlaky v odběrech pevně dány jejich polohou navrženou při výpočtu průtočné části turbíny. Ze znalosti tlaků poté vychází teploty na ohřívácích.

Důsledek je, že výsledná ohřátí na jednotlivých regenerativních ohřívácích jsou podřízená tlakovým poměrům a liší se od původně zvolených hodnot.

Druh ohříváku	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]
NTO	100,83	140,38
Napájecí nádrž	140,38	170,55
VTO	171,92	212,20

Tabulka 23: Skutečná ohřátí v regeneraci

Pro upřesněný tepelný výpočet bylo zpracováno bilanční schéma v příloze L.

## 10 Nenávrhový stav

Protitlaková parní turbína byla navržena pro jmenovitý provoz, při kterém je schopna dodat teplo pro vytápění města a průmysl v zimním období. V letních měsících, mimo topnou sezónu není potřeba vytápět obytné budovy a tak turbína musí dodávat do sítě podstatně nižší tepelný výkon. Jelikož turbína byla navržena se skupinovou regulací, lze snížení výkonu docílit změnou hmotnostního průtoku páry.

V částečném provozu je požadováno, aby protitlaková turbína dodávala 60 MW tepla, což znamená přibližně 50% průtok páry oproti návrhovému stavu. Bylo by vhodné toto vzít v potaz při návrhu regulačních ventilů, aby tento provoz byl možný při plném otevření několika skupin a nedocházelo tak ke škrcení v částečně otevřeném ventilu.

Průtok páry turbínou za změněných podmínek vychází z teorie průtoku dýzami. Průtokové průřezy jednotlivých stupňů (kromě regulačního stupně) zůstávají konstantní, a tak při zmenšeném průtokovém množství páry dochází k poklesu tlaků za stupni.

$$\frac{m}{m_j} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1j}^2 - p_{2j}^2}} \quad [-]. \quad (188)$$

kde:

- $m$  [kg/s] - hmotnostní průtok páry při částečném provozu,
- $m_j$  [kg/s] - hmotnostní průtok páry při jmenovitém provozu,
- $p_1$  [bar] - tlak páry na vstupu při částečném provozu,
- $p_{1j}$  [bar] - tlak páry na vstupu při jmenovitém provozu,
- $p_2$  [bar] - tlak páry na výstupu při částečném provozu,
- $p_{2j}$  [bar] - tlak páry na výstupu při jmenovitém provozu.

Tento vzorec lze využít pro stanovení tlaků  $p_1$  v jednotlivých odběrech při nenávrhovém provozu. Při výpočtu je postupováno směrem od posledních stupňů dopředu, přičemž protitlak v turbíně je udržován teplou vodou na konstantní hodnotě dle teploty na výstupu z OTV1.

Je třeba poznamenat, že výše uvedená rovnice 188 uvažuje zjednodušující předpoklad, že teploty páry v jednotlivých stupních jsou konstantní. U turbíny se skupinovou regulací při zmenšeném průtoku páry klesá v prvních stupních entalpie, což je spojeno s poklesem teploty. Přesnější tvar rovnice zahrnuje vliv absolutní teploty

$$\frac{m}{m_j} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1j}^2 - p_{2j}^2} \cdot \frac{T_{1j}}{T_1}} \quad [-]. \quad (189)$$

Nicméně tímto se do rovnice dostává druhá neznámá v podobě absolutní teploty za změněného stavu  $T_1$ . K řešení je pak nutno přistupovat iterativně metodou postupných přiblížení. Pro účely této práce postačí zjednodušená rovnice č. 188. Ta v podstatě představuje přiblížení v první iteraci výpočtu.

Následující tabulka shrnuje přepočtené tlaky v jednotlivých odběrech. Na základě těchto tlaků již lze přepočítat zbylé hodnoty parametrů páry a sestavit nové bilanční schéma cyklu pro částečný provoz.

	Odběr VTO	Odběr NN	Odběr NTO	Odběr OTV2
Tlak při jmen. provozu [bar]	22,69	8,92	4,18	1,70
Tlak při část. provozu [bar]	11,36	4,50	2,18	1,04

Tabulka 24: Tlaky v odběrech při částečném provozu

Nutno doplnit, že teplá voda diktuje protitlak pouze na výstupu z turbíny. Tlak v odběru do OTV2 se již chová dle rovnice 188. Jak vidíme v tabulce, při částečném provozu je tento tlak 1,04 bar namísto 1,70 bar. V důsledku to znamená, že teplá voda není schopna v částečném provozu dosáhnout ohřátí 110°C. Teplota vody na výstupu z OTV2 je teplotou sytosti pro odpovídající tlak topné páry v odběru. Pro tlak 1,04 bar to je 100,7°C.

Je-li nezbytně nutné dodržet předepsané ohřátí teplé vody (např. pro potřeby průmyslového využití), je pak třeba při návrhu postupovat opačně. To jest navrhnout průtočnou část turbíny, tak aby při částečném provozu byl v odběru do OTV2 potřebný tlak. To ovšem znamená, že při jmenovitém výkonu turbíny bude v tomto odběru zákonitě tlak vyšší. V případě navrhované turbíny, aby byl při částečném provozu tlak v odběru do OTV2 1,7 bar, musel by být v tomto místě při jmenovitém provozu tlak 3,17 bar. Což by znamenalo zvýšenou výstupní teplotu teplé vody z OTV2 135,4°C. Odběr topné páry do OTV2 by se v průtočné části musel přesunout do tlakově odpovídajícího místa, to jest o jeden či dva stupně dopředu, což by způsobilo zmenšení elektrického výkonu.

Protitlaková turbína v částečném provozu dodává 60,9 MW tepla a 26,9 MW elektrické energie. Bilanční schéma cyklu pro částečný provoz je zobrazeno v příloze M.

## 11 Závěr

V diplomové práci byla navržena jednotělesová protitlaková parní turbína pro kogeneraci, tedy kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Turbína zásobuje teplem město o přibližně 50 000 obyvatelích a několik průmyslových podniků. Ve jmenovitém provozu turbína dodává, ohřátím topné vody z 60°C na 110°C, do sítě 121,8 MW tepla a 51,26 MW elektrické energie. V tomto provozu dosahuje turbína nejvyšší účinnosti 89,01%.

V první části práce byla přibližně určena potřeba tepla daného města. Na základě toho byl navržen tepelný cyklus parní turbíny. Cyklus obsahuje dva teplofikační ohříváky a regeneraci v podobě jednoho NTO, napájecí nádrže a jednoho VTO. V další části byla navržena průtočná část turbíny. Entalpický spád byl rozdělen do celkem osmnácti stupňů a byla vypočtena délka lopatek.

Poté byly na základě rychlostních poměrů v průtočné části zvoleny profily lopatek a byly provedeny základní pevnostní výpočty turbíny. Neméně důležitou částí bylo stanovení hmotnosti turbíny. Následně bylo provedeno upřesnění tepelného výpočtu cyklu a také stanovení parametrů pro letní provoz turbíny. Hlavním grafickým výstupem práce je podélný řez turbínou.

Některé výpočty v práci byly uvažovány s menším či větším zjednodušením. V praxi by bylo nutné tyto výpočty zpřesnit. Například pevnostní výpočty by bylo třeba ověřit analýzou pomocí metody MKP. Lopatkování by bylo vhodné volit dle modulových řad vyvinutých společností DOOSAN Škoda Power, jelikož modulová koncepce značně snižuje výrobní náklady.



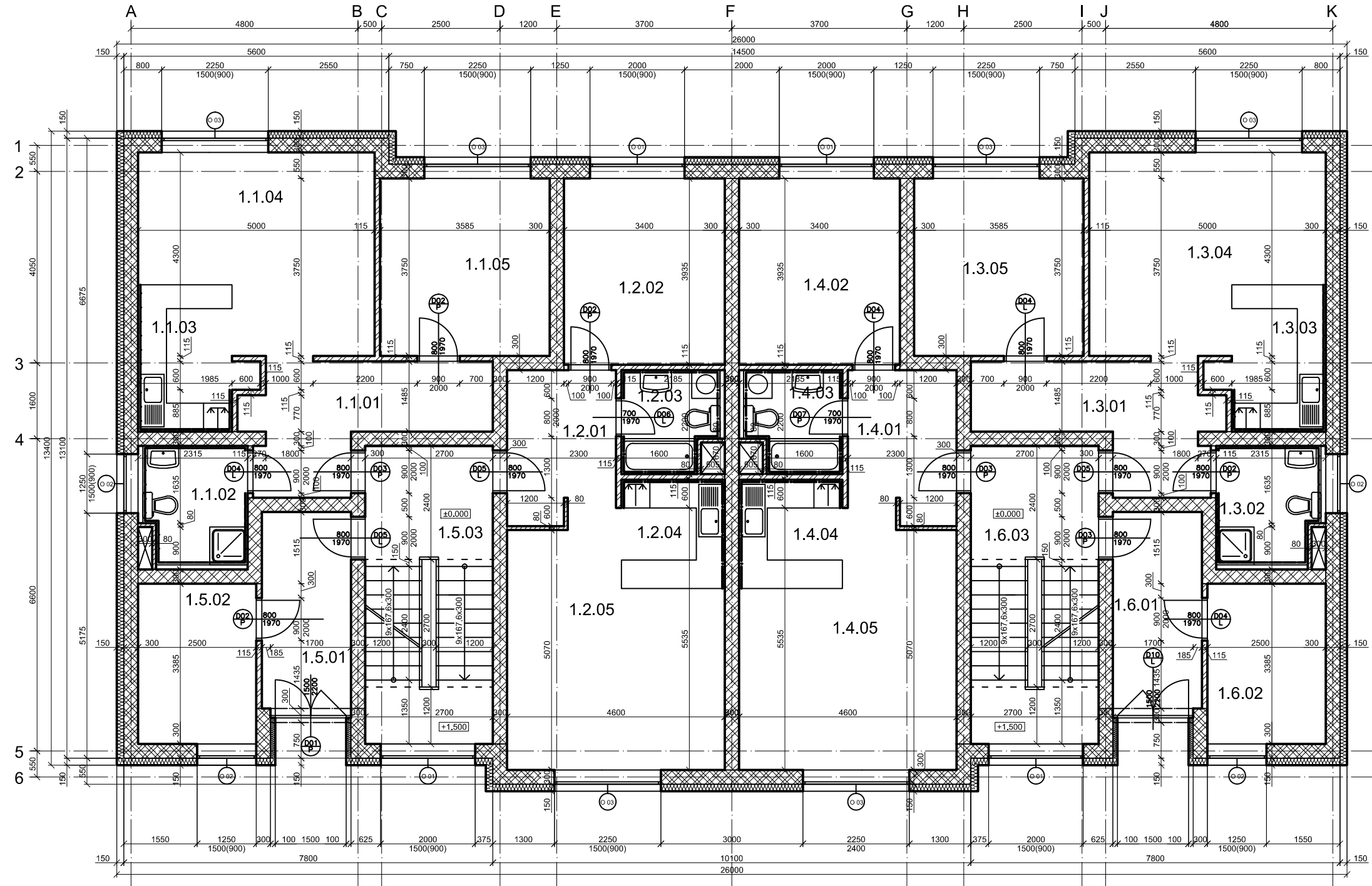
## Literatura

- [1] ŠČEGLJAJEV Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny*. Praha: SNTL, 1983.
- [2] Wienerberger cihlařský průmysl a.s. *Katalog produktů*. [online]. [cit. 22.5.2017]. Dostupné z <http://wienerberger.cz/produkty>.
- [3] Excel Engineering. *X-Steam tables for MS Excel*. [online]. [cit. 22.5.2017]. Dostupné z <http://xsteam.sourceforge.net/>.
- [4] Český normalizační institut. *ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu*. 2005. Česká technická norma.
- [5] ŠKOPEK Jan. *Parní turbína: Tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1 vyd., 2003. 107, 51 s. ISBN 80-7043-256-X.
- [6] ŠKOPEK Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1 vyd., 2010. 248 s. ISBN: 978-80-7043-862-6.
- [7] KUČERA Jiří. *Parní turbíny a kondenzátory (přednášky)*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2016.
- [8] LOUTHAN Jindřich. *Parní turbíny a kondenzátory (přednášky)*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2016.

## Seznam příloh

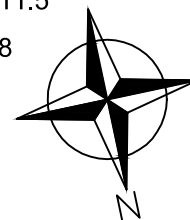
- Příloha A - Půdorysný plán bytového domu (2 výkresy)
- Příloha B - Tepelná ztráta bytového domu
- Příloha C - Parametry průtočné části turbíny
- Příloha D - Rychlostní poměry ve stupních
- Příloha E - Katalog profilů lopatek
- Příloha F - Součinitel  $\varphi$  namáhání rozváděcích kol
- Příloha G - Součinitel  $\mu$  průhybu rozváděcích kol
- Příloha H - Namáhání oběžných lopatek
- Příloha I - Namáhání závěsů oběžných lopatek
- Příloha J - Namáhání rozváděcích kol a rozváděcích lopatek
- Příloha K - Vybrané vlastnosti použitých materiálů
- Příloha L - Tepelné schéma pro jmenovitý provoz
- Příloha M - Tepelné schéma pro letní provoz
- Příloha N - Podélný řez turbínou

# PŮDORYS 1. NP



## LEGENDA MATERIÁLŮ:

- Zdivo Porotherm 30 Profi
- Zdivo Porotherm 30 AKU P+D
- Zdivo Porotherm 11.5
- Zdivo Porotherm 8
- EPS tl. 150mm



## LEGENDA MÍSTNOSTÍ:

Č. M.	Název místnosti	Plocha [m <sup>2</sup> ]	Povrch podlahy	Skladba podlahy	Povrch stěny	Skladba stěny
<b>BYT 1</b>						
1.1.01	PŘEDSÍŇ	10,4	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6
1.1.02	KOUPELNA	5,68	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5 + S6 + S8 + S10 + S12
1.1.03	KUCHYŇSKÝ KOUT	6,51	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3+S4+S6+S7+S10+S11
1.1.04	OBÝVACÍ POKOJ	18,52	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S10
1.1.05	LOŽNICE	13,44	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
<b>BYT 2</b>						
1.2.01	PŘEDSÍŇ	7,18	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S3 + 6
1.2.02	LOŽNICE	13,38	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
1.2.03	KOUPELNA	4,37	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5 + S6 + S8
1.2.04	KUCHYŇSKÝ KOUT	5,03	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S4 + S6 + S7
1.2.05	OBÝVACÍ POKOJ	21,15	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S6 + S10
<b>BYT 3</b>						
1.3.01	PŘEDSÍŇ	10,4	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6
1.3.02	KOUPELNA	5,68	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5 + S6 + S8 + S10 + S12
1.3.03	KUCHYŇSKÝ KOUT	6,51	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3+S4+S6+S7+S10+S11
1.3.04	OBÝVACÍ POKOJ	18,52	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S10
1.3.05	LOŽNICE	13,44	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
<b>BYT 4</b>						
1.4.01	PŘEDSÍŇ	7,18	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S3 + 6
1.4.02	LOŽNICE	13,38	PLOVOUCÍ PODL.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
1.4.03	KOUPELNA	4,37	PLOVOUCÍ LAMIN.	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5 + S6 + S8
1.4.04	KUCHYŇSKÝ KOUT	5,03	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S4 + S6 + S7
1.4.05	OBÝVACÍ POKOJ	21,15	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S6 + S10
<b>SPOLEČNÉ PROSTORY</b>						
1.5.01	DOMOVNÍ CHODBA	8,08	KERAM. DLAŽBA	P5	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S14
1.5.02	KOČÁRKÁRNA	8,46	KERAM. DLAŽBA	P5	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S13 + S14
1.5.03	SCHODIŠTĚ	17,01	KERAM. DLAŽBA	P5 + P6	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S13
1.6.01	DOMOVNÍ CHODBA	8,08	KERAM. DLAŽBA	P5	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S14
1.6.02	KOČÁRKÁRNA	8,46	KERAM. DLAŽBA	P5	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S13 + S14
1.6.03	SCHODIŠTĚ	17,01	KERAM. DLAŽBA	P5 + P6	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S13

Zpracoval:

Radek Hošek

Školní rok:

2014/2015

Fakulta stavební



Předmět: Projekt 1

Název úlohy:

Prováděcí dokumentace

Datum:

14.3.2015

Meřítko:

1:100

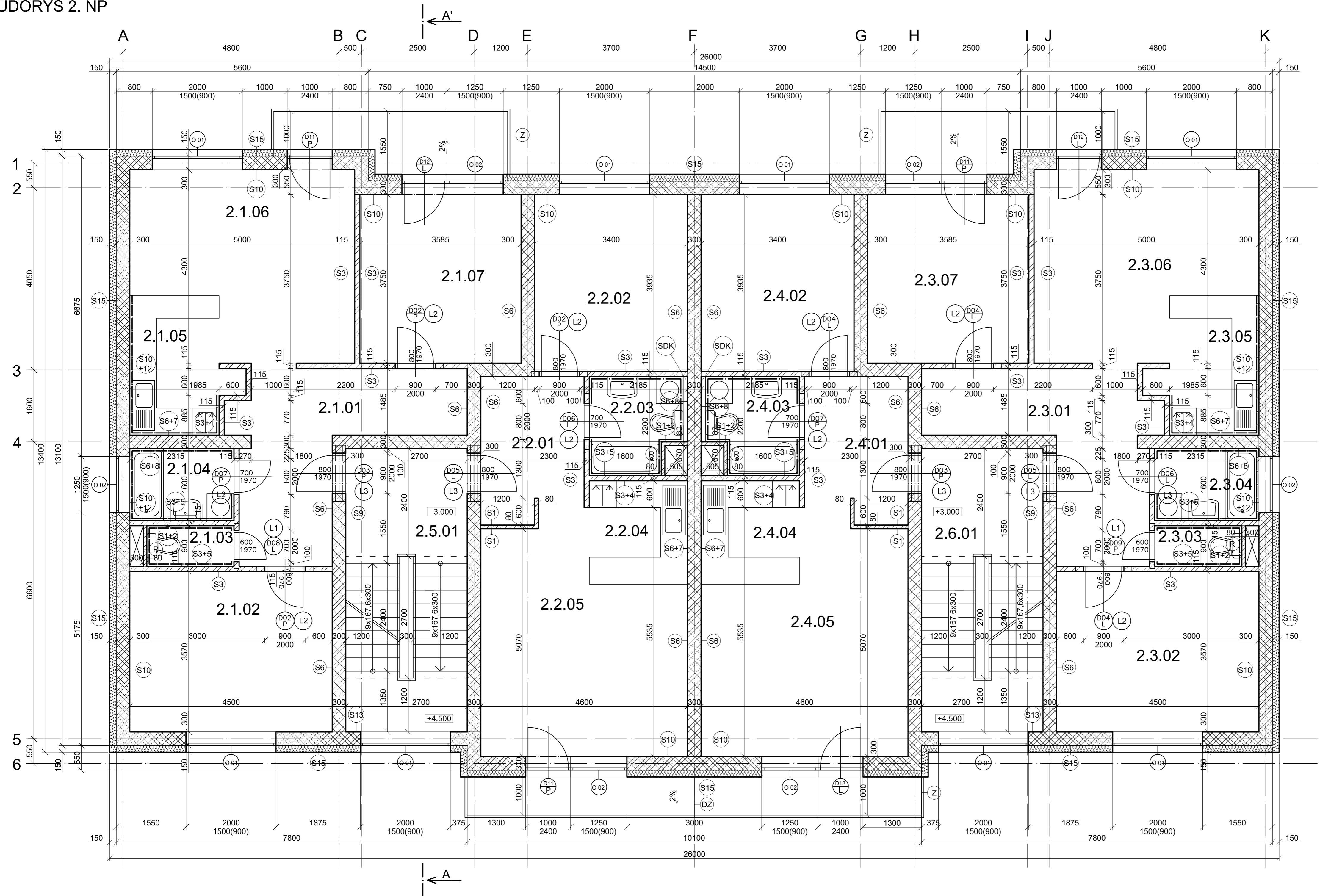
Číslo výkresu:

2

Název výkresu:

Půdorys 1. NP

PŮDORYS 2. NP

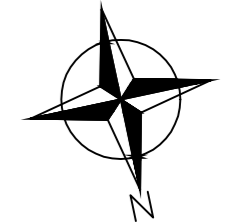


LEGENDA MÍSTNOSTÍ:

Č. M.	Název místnosti	Plocha [m <sup>2</sup> ]	Povrch podlahy	Skládka podlahy	Povrch stěny	Skládka stěny
<b>BYT 1</b>						
2.1.01	PŘEDSÍŇ	13,54	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6
2.1.02	LOŽNICE	16,07	KERAM. DLAŽBA	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
2.1.03	WC	1,74	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5
2.1.04	KOUPELNA	3,7	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S5 + S6 + S8 + S10 + S12
2.1.05	KUCHYŇSKÝ KOUT	6,51	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S4 + S6 + S7 + S10 + S11
2.1.06	OBÝVACÍ POKOJ	18,52	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S10
2.1.07	POKOJ	13,44	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
<b>BYT 2</b>						
2.2.01	PŘEDSÍŇ	7,18	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S3 + S6
2.2.02	LOŽNICE	13,38	KERAM. DLAŽBA	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
2.2.03	KOUPELNA	4,37	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5 + S6 + S8
2.2.04	KUCHYŇSKÝ KOUT	5,03	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S4 + S6 + S7
2.2.05	OBÝVACÍ POKOJ	21,15	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S6 + S10
<b>BYT 3</b>						
2.3.01	PŘEDSÍŇ	13,54	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6
2.3.02	LOŽNICE	16,07	KERAM. DLAŽBA	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
2.3.03	WC	1,74	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5
2.3.04	KOUPELNA	3,7	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S5 + S6 + S8 + S10 + S12
2.3.05	KUCHYŇSKÝ KOUT	6,51	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S4 + S6 + S7 + S10 + S11
2.3.06	OBÝVACÍ POKOJ	18,52	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S10
2.3.07	POKOJ	13,44	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
<b>BYT 4</b>						
2.4.01	PŘEDSÍŇ	7,18	KERAM. DLAŽBA	P1	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S3 + S6
2.4.02	LOŽNICE	13,38	KERAM. DLAŽBA	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S6 + S10
2.4.03	KOUPELNA	4,37	KERAM. DLAŽBA	P2	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S2 + S3 + S5 + S6 + S8
2.4.04	KUCHYŇSKÝ KOUT	5,03	KERAM. DLAŽBA	P3	KERAM. DLAŽBA + ŠTUK. OMÍTKA	S3 + S4 + S6 + S7
2.4.05	OBÝVACÍ POKOJ	21,15	PLOVOUCÍ LAMIN.	P4	ŠTUK. OMÍTKA	S1 + S6 + S10
<b>SPOLÉKNÉ PROSTORY</b>						
2.5.01	SCHODIŠTĚ	17,01	KERAM. DLAŽBA	P5 + P6	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S13
2.6.01	SCHODIŠTĚ	17,01	KERAM. DLAŽBA	P5 + P6	ŠTUK. OMÍTKA	S9 + S13

- VYSVĚTLIVKY:**
- Z BALKÓNOVÉ ZÁBRADLÍ
  - DZ DĚLÍCÍ BALKÓNOVÉ ZÁBRADLÍ
  - S VIZ SKLADBY STĚN
  - R REVIZNÍ DVÍŘKA 400x600mm
  - L1 POROTHERM Překlad 11.5 dl.1000mm (viz technický list)
  - L2 POROTHERM Překlad 11.5 dl.1250mm (viz technický list)
  - L3 POROTHERM Překlad 7 dl.1250mm (viz technický list)
  - SDK SÁDROKARTONOVÁ PŘEDSTĚNA tl. 100mm

- LEGENDA MATERIÁLŮ:**
- Zdivo Porotherm 30 Profi
  - Zdivo Porotherm 30 AKU P+D
  - Zdivo Porotherm 11.5
  - Zdivo Porotherm 8
  - EPS tl. 150mm



Zpracoval: <b>Radek Hošek</b>	Školní rok: 2014/2015	Fakulta stavební <b>ČVUT</b>
Předmět: Projekt 1		Datum: 14.3.2015
Název úlohy: Prováděcí dokumentace		Měřítko: 1:50
Název výkresu: Půdorys 2. NP		Číslo výkresu: 3

## Příloha B - Tepelná ztráta bytového domu

### První podlaží

	Číslo místnosti	Tepelná ztráta prostupem
<b>BYT 1.1.x</b>	1.1.01	-141,55 W
	1.1.02	393,11 W
	1.1.03 + 1.1.04	634,25 W
	1.1.05	566,22 W
<b>Celková tep. ztráta bytu</b>		<b>1452,04 W</b>
<b>BYT 1.2.x</b>	1.2.01	-230,92 W
	1.2.02	413,41 W
	1.2.03	201,75 W
	1.2.04 + 1.2.05	682,29 W
<b>Celková tep. ztráta bytu</b>		<b>1066,54 W</b>
<b>BYT 1.3.x</b>	1.3.01	-141,55 W
	1.3.02	393,11 W
	1.3.03 + 1.3.04	634,25 W
	1.3.05	566,22 W
<b>Celková tep. ztráta bytu</b>		<b>1452,043 W</b>
<b>BYT 1.4.x</b>	1.4.01	-230,92 W
	1.4.02	413,41 W
	1.4.03	201,75 W
	1.4.04 + 1.4.05	682,29 W
<b>Celková tep. ztráta bytu</b>		<b>1066,54 W</b>
<b>PROSTOR 1.5.x</b>	1.5.01	170,45 W
	1.5.02	164,13 W
	1.5.03	90,992 W
<b>Celková tep. ztráta prostoru</b>		<b>425,57 W</b>
<b>PROSTOR 1.6.x</b>	1.6.01	170,45 W
	1.6.02	164,13 W
	1.6.03	90,992 W
<b>Celková tep. ztráta prostoru</b>		<b>425,57 W</b>

<b>CELKOVÁ TEP. ZTRÁTA 1.NP</b>		
BYT 1.1.x	1452,04	W
BYT 1.2.x	1066,54	W
BYT 1.3.x	1452,04	W
BYT 1.4.x	1066,54	W
PROSTOR 1.5.x	425,57	W
PROSTOR 1.6.x	425,57	W
<b>CELKEM</b>	<b>5888,32</b>	<b>W</b>

## Druhé, třetí a čtvrté podlaží

	Číslo místnosti	Tepelná ztráta prostupem
BYT 2.1.x	2.1.01	-270,28 W
	2.1.02	849,61 W
	2.1.03	5,08 W
	2.1.04	437,19 W
	2.1.05 + 2.1.06	822,99 W
	2.1.07	523,78 W
	<b>Celková tep. ztráta bytu</b>	
BYT 2.2.x	2.2.01	-177,31 W
	2.2.02	441,59 W
	2.2.03	201,76 W
	2.2.04 + 2.2.05	657,65 W
<b>Celková tep. ztráta bytu</b>		<b>1123,69 W</b>
BYT 2.3.x	2.3.01	-270,28 W
	23.02	849,61 W
	2.3.03	5,08 W
	2.3.04	437,19 W
	2.3.05 + 2.3.06	822,99 W
	2.3.07	523,78 W
<b>Celková tep. ztráta bytu</b>		<b>2368,37 W</b>
BYT 2.4.x	2.4.01	-177,31 W
	2.4.02	441,59 W
	2.4.03	201,76 W
	2.4.04 + 2.4.05	657,65 W
<b>Celková tep. ztráta bytu</b>		<b>1123,69 W</b>
SCHODIŠTĚ 2.5.x	2.5.01	<b>-37,68 W</b>
SCHODIŠTĚ 2.6.x	2.6.01	<b>-37,68 W</b>

CELKOVÁ TEP. ZTRÁTA 2.NP, 3.NP a 4.NP	
BYT 2.1.x	2368,36 W
BYT 2.2.x	1123,69 W
BYT 2.3.x	2368,36 W
BYT 2.4.x	1123,69 W
SCHODIŠTĚ 2.5.x	-37,68 W
SCHODIŠTĚ 2.6.x	-37,68 W
<b>CELKEM</b>	<b>6908,75 W</b>

## Celková tepelná ztráta bytového domu

TEP. ZTRÁTA DOMU PROSTUPEM	$\Phi_t$	28758,33 W
TEP. ZTRÁTA DOMU VĚTRÁNÍM	$\Phi_v$	23339,39 W
<b>CELKOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA</b>	<b><math>\Phi</math></b>	<b>52097,72 W</b>

## Příloha C – Parametry průtočné části turbíny

Veličina	Symbol	Jednotka	odběr		odběr		odběr		odběr		odběr		odběr		odběr		odběr		odběr		
			VTO	NN	NN	NTO	NTO	NTO	NTO	NTO	NTO	OTV2	OTV2	OTV2	OTV2	OTV2	OTV2	OTV2	OTV2		
Stupeň			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
Otáčky rotoru	$n$	[ot/s]	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Tlak na vstupu do stupně	$p_0$	[bar]	63,050	53,236	45,774	39,156	33,144	27,723	22,688	17,899	14,419	11,458	8,918	7,031	5,435	4,184	3,076	2,304	1,696	1,113	
Teplota na vstupu do stupně	$t_0$	[°C]	539,175	514,372	492,773	470,651	447,422	422,989	391,174	364,842	337,567	309,451	279,897	252,875	224,814	197,925	168,101	142,181	118,734	102,615	
Entalpie na vstupu do stupně	$i_0$	[kJ/kg]	3512,63	3464,451	3422,555	3379,620	3334,546	3287,186	3225,813	3174,700	3122,219	3068,260	3011,711	2960,136	2906,710	2855,690	2799,221	2750,286	2706,513	2641,957	
Entropie na vstupu do stupně	$s_0$	[kJ/kg K]	6,974	6,988	7,002	7,014	7,027	7,040	7,053	7,067	7,079	7,092	7,105	7,117	7,128	7,141	7,156	7,172	7,202	7,223	
Hmotnostní průtok	$m$	[kg/s]	67,788	67,788	67,788	67,788	67,788	67,788	62,816	62,816	62,816	62,816	58,520	58,520	58,520	54,224	54,224	54,224	26,656	26,656	
Střední průměr	$D_s$	[m]	1,035	0,964	0,967	0,985	1,004	1,022	1,032	1,039	1,048	1,068	1,080	1,095	1,117	1,130	1,168	1,208	1,138	1,195	
Rychlostní poměr	$u/cf$	[-]	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47	0,46	0,47	0,47	0,47	0,47	0,5	0,5	0,52	0,5	0,55	0,57	0,47	0,48	
Stupeň reakce	$\rho$	[-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	
Výstupní úhel z rozváděcí mříže	$\alpha_1$	[°]	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	
Průtokový součinitel	$\mu_1$	[-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	
Obvodová rychlost	$u$	[m/s]	162,515	151,440	151,943	154,739	157,645	160,583	162,090	163,237	164,635	167,808	169,646	172,065	175,489	177,500	183,485	189,768	178,804	187,648	
Fiktivní rychlost	$cf$	[m/s]	345,776	322,214	323,283	329,232	335,415	349,092	344,873	347,313	350,288	357,039	339,292	344,130	337,480	355,000	333,609	332,926	380,434	390,934	
Entalpický spád na stupeň	$h_0$	[kJ/kg]	59,780	51,911	52,256	54,197	56,252	60,933	59,469	60,313	61,351	63,738	57,560	59,213	56,946	63,012	55,647	55,420	72,365	76,415	
Absolutní rychlost na výstupu ze stupně	$c_{1s}$	[m/s]	337,020	314,055	315,098	320,896	326,922	340,253	336,141	338,519	341,418	347,998	330,701	335,416	328,934	346,011	325,161	324,496	370,801	381,036	
<b>Tlak na výstupu ze stupně</b>	$p_1$	[bar]	<b>53,236</b>	<b>45,774</b>	<b>39,156</b>	<b>33,144</b>	<b>27,723</b>	<b>22,688</b>	<b>17,899</b>	<b>14,419</b>	<b>11,458</b>	<b>8,918</b>	<b>7,031</b>	<b>5,435</b>	<b>4,184</b>	<b>3,076</b>	<b>2,304</b>	<b>1,696</b>	<b>1,113</b>	<b>0,696</b>	
Měrný objem na výstupu	$v_1$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,065	0,074	0,084	0,096	0,111	0,131	0,159	0,189	0,227	0,277	0,335	0,410	0,505	0,642	0,807	1,032	1,502	2,279	
Průtokový průřez	$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	0,014	0,016	0,019	0,021	0,024	0,027	0,031	0,036	0,043	0,052	0,061	0,074	0,093	0,104	0,139	0,178	0,111	0,164	
Parciálnost	$e$	[-]	0,534	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
<b>Délka lopatek</b>	$l_1$	[mm]	<b>34,6</b>	<b>24,1</b>	<b>27,3</b>	<b>30,1</b>	<b>33,6</b>	<b>37,3</b>	<b>41,9</b>	<b>49,2</b>	<b>58,1</b>	<b>68,3</b>	<b>80</b>	<b>95,4</b>	<b>117,2</b>	<b>130</b>	<b>168,1</b>	<b>208,1</b>	<b>138,4</b>	<b>194,7</b>	
Optimální délka lopatek	$l_{opt}$	[mm]	34,606																		
Redukovaná délka lopatek	$l_{red}$	[mm]	22,107																		
<b>Délka lopatek při plném ostříku</b>	$l_t$	[mm]	<b>18,480</b>	<b>24,130</b>	<b>27,262</b>	<b>30,128</b>	<b>33,575</b>	<b>37,252</b>	<b>41,900</b>	<b>49,170</b>	<b>58,109</b>	<b>68,291</b>	<b>80,045</b>	<b>95,373</b>	<b>117,210</b>	<b>129,960</b>	<b>168,094</b>	<b>208,143</b>	<b>138,396</b>	<b>194,666</b>	
<b>Patní průměr stupně</b>	$D_p$	[m]	<b>1</b>	<b>0,94</b>	<b>0,94</b>	<b>0,955</b>	<b>0,97</b>	<b>0,985</b>	<b>0,99</b>	<b>0,99</b>	<b>0,99</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	
<b>Poměr délky ku průměru</b>	$l_1/D_s$	[-]	<b>0,033</b>	<b>0,025</b>	<b>0,028</b>	<b>0,031</b>	<b>0,033</b>	<b>0,036</b>	<b>0,041</b>	<b>0,047</b>	<b>0,055</b>	<b>0,064</b>	<b>0,074</b>	<b>0,087</b>	<b>0,105</b>	<b>0,115</b>	<b>0,144</b>	<b>0,172</b>	<b>0,122</b>	<b>0,163</b>	
Účinnost nekonečně dlouhé lopatky	$\eta_n$	[-]	0,932	0,932	0,932	0,932	0,932	0,929	0,932	0,932	0,932	0,932	0,935	0,935	0,934	0,935	0,926	0,917	0,932	0,934	
Ztráty konečnou délkou lopatky	$z_L$	[-]	0,078	0,112	0,099	0,090	0,080	0,072	0,064	0,055	0,047	0,040	0,034	0,028	0,023	0,021	0,016	0,013	0,020	0,014	
Ztráty parciálností	$z_P$	[-]	0,020	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Ztráty ventilací neostříkované části	$z_V$	[-]	0,018	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Ztráty třením disků	$z_T$	[-]	0,009	0,01246	0,0110	0,0101	0,0093	0,0080	0,0077	0,0066	0,0056	0,0049	0,0051	0,0043	0,0040	0,0033	0,0035	0,0032	0,0026	0,0020	
Ztráty rozvějířením	$z_{RZ}$	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0105	0,0147	0,0268	0,0387	0,0175	0,0349	
Ztráty vlhkostí páry	$z_X$	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,017	
Ztráta výstupní rychlostí	$z_{VR}$	[-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0721	0	0,048	
Termodynamická účinnost stupně	$\eta_{TDi}$	[-]	0,8060	0,8071	0,8216	0,8317	0,8419	0,8488	0,8595	0,8701	0,8795	0,8872	0,8960	0,9023	0,8959	0,8962	0,8794	0,7898	0,8921	0,8177	
Užitečný entalpický spád	$h_{uz}$	[kJ/kg]	48,1810	41,8956	42,9353	45,0746	47,3595	51,7187	51,1124	52,4810	53,9588	56,5490	51,5759	53,4260	51,0195	56,4695	48,9347	43,7728	64,5556	62,4823	
Entalpie na výstupu	$i_1$	[kJ/kg]	<b>3464,45</b>	<b>3422,5554</b>	<b>3379,6201</b>	<b>3334,5455</b>	<b>3287,1860</b>	<b>3235,43</b>	<b>3174,72</b>	<b>3122,22</b>	<b>3068,26</b>	<b>3011,71</b>	<b>2960,13</b>	<b>2906,70</b>	<b>2855,61</b>	<b>2799,22</b>	<b>2750,29</b>	<b>2706,51</b>	<b>2641,95</b>	<b>2579,42</b>	
Teplota na výstupu	$t_1$	[°C]	<b>514,37</b>	<b>492,77</b>	<b>470,65</b>	<b>447,4224</b>	<b>422,9891</b>	<b>396,2481</b>	<b>364,8418</b>	<b>337,5673</b>	<b>309,4506</b>	<b>279,8971</b>	<b>252,8752</b>	<b>224,8144</b>	<b>197,9249</b>	<b>168,1012</b>	<b>142,1814</b>	<b>118,7337</b>	<b>102,6147</b>	<b>89,7982</b>	
Entropie na výstupu	$s_1$	[kJ/kg K]	<b>6,988</b>	<b>7,0015</b>	<b>7,0141</b>	<b>7,0268</b>	<b>7,0396</b>	<b>7,0534</b>	<b>7,0666</b>	<b>7,0794</b>	<b>7,0922</b>	<b>7,1052</b>	<b>7,1166</b>	<b>7,1282</b>	<b>7,1409</b>	<b>7,1557</b>	<b>7,1719</b>	<b>7,2018</b>	<b>7,2226</b>	<b>7,2610</b>	
Suchost na výstupu	$x_1$	[-]	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>0,983</b>	<b>0,965</b>	
Vnitřní výkon stupně	$P_i$	[kW]	3266,10	2840,03	2910,50	3055,52	3210,41	3505,92	3210,69	3296,66	3389,49	3552,19	3018,24	3126,51	2985,68	3062,03	2653,45	2373,56	1720,82	1665,56	

## Příloha D – Rychlostní poměry ve stupních

Veličina			Symbol	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
Stupeň																							
Absolutní rychlost na výstupu z RL	$c_1s$	[m/s]		337,02	314,06	315,10	320,90	326,92	340,25	336,14	338,52	341,42	348,00	330,70	335,42	328,93	346,01	325,16	324,50	370,80	381,04		
Vstupní úhel absolutní rychlosti	$\alpha_1$	[°]		13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
Obvodová rychlost	$u$	[m/s]		162,51	151,44	151,94	154,74	157,65	160,58	162,09	163,24	164,64	167,81	169,65	172,07	175,49	177,50	183,48	189,77	178,80	187,65		
Axiální rychlost na vstupu	$c_1a = w_1a$	[m/s]		75,81	70,65	70,88	72,19	73,54	76,54	75,62	76,15	76,80	78,28	74,39	75,45	73,99	77,84	73,15	73,00	83,41	85,71		
Obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu	$c_1u$	[m/s]		328,38	306,01	307,02	312,67	318,54	331,53	327,53	329,84	332,67	339,08	322,23	326,82	320,50	337,14	316,83	316,18	361,30	371,27		
Obvodová složka relativní rychlosti na vstupu	$w_1u$	[m/s]		165,87	154,57	155,08	157,93	160,90	170,95	165,44	166,61	168,03	171,27	152,58	154,75	145,01	159,64	133,34	126,41	182,49	183,62		
<b>Relativní rychlost na vstupu</b>	<b><math>w_1s</math></b>	<b>[m/s]</b>		<b>182,37</b>	<b>169,95</b>	<b>170,51</b>	<b>173,65</b>	<b>176,91</b>	<b>187,30</b>	<b>181,90</b>	<b>183,18</b>	<b>184,75</b>	<b>188,31</b>	<b>169,75</b>	<b>172,17</b>	<b>162,80</b>	<b>177,61</b>	<b>152,09</b>	<b>145,97</b>	<b>200,65</b>	<b>202,64</b>		
Vstupní úhel relativní rychlosti	$\beta_1$	[°]		24,56	24,56	24,56	24,56	24,56	24,12	24,56	24,56	24,56	24,56	25,99	25,99	27,03	25,99	28,75	30,00	24,56	25,02		
Relativní rychlost na výstupu	$w_2s$	[m/s]		195,14	181,85	182,67	186,17	189,82	200,63	195,44	196,99	198,82	202,77	184,32	187,04	177,78	192,85	167,40	160,27	216,14	217,51		
Výstupní úhel relativní rychlosti	$\beta_2$	[°]		16	17	17	18	19	19	19	19	19	19	22	22	19	23	23	28	19	23		
Axiální absolutní/rel. rychlost na výstupu	$c_2a = w_2a$	[m/s]		53,79	53,17	53,41	57,53	61,80	65,32	63,63	64,13	64,73	66,02	69,05	70,07	57,88	75,35	65,41	75,24	70,37	84,99		
Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu	$w_2u$	[m/s]		187,58	173,91	174,68	177,06	179,48	189,70	184,79	186,26	187,99	191,73	170,89	173,42	168,10	177,52	154,10	141,51	204,37	200,22		
Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu	$c_2u$	[m/s]		25,06	22,47	22,74	22,32	21,84	29,12	22,70	23,02	23,35	23,92	1,25	1,36	-7,39	0,02	-29,39	-48,26	25,56	12,57		
<b>Absolutní rychlost na výstupu ze stupně</b>	<b><math>c_2</math></b>	<b>[m/s]</b>		<b>59,34</b>	<b>57,72</b>	<b>58,05</b>	<b>61,71</b>	<b>65,54</b>	<b>71,52</b>	<b>67,56</b>	<b>68,14</b>	<b>68,81</b>	<b>70,22</b>	<b>69,06</b>	<b>70,08</b>	<b>58,35</b>	<b>75,35</b>	<b>71,71</b>	<b>89,39</b>	<b>74,87</b>	<b>85,91</b>		
Výstupní úhel absolutní rychlosti	$\alpha_2$	[°]		65,02	67,09	66,93	68,79	70,54	65,97	70,36	70,26	70,16	70,08	88,96	88,89	97,28	89,99	114,19	122,68	70,04	81,58		
Rychlost zvuku ve stupni	$a$	[m/s]		677,06	667,75	659,53	650,94	641,74	631,85	618,20	607,28	595,24	582,43	568,50	555,31	541,12	527,03	510,74	495,99	482,20	473,58		
Machovo číslo v rozváděcích lopatkách	$Ma_{RL}$	[-]		0,50	0,47	0,48	0,49	0,51	0,54	0,54	0,56	0,57	0,60	0,58	0,60	0,61	0,66	0,64	0,65	0,77	0,80		
Machovo číslo v oběžných lopatkách	$Ma_{OL}$	[-]		0,29	0,27	0,28	0,29	0,30	0,32	0,32	0,32	0,33	0,35	0,32	0,34	0,33	0,37	0,33	0,32	0,45	0,46		



## Příloha E – Katalog profilů lopatek (převzato z [5])

### NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	$\alpha_1$ (°)	$\alpha_0$ (°)	$t_{opt}$	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	$b_r$ (cm)	$S_0$ (cm <sup>2</sup> )	$J_0^{min}$ (cm <sup>4</sup> )	$W_0^{min}$ (cm <sup>3</sup> )
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

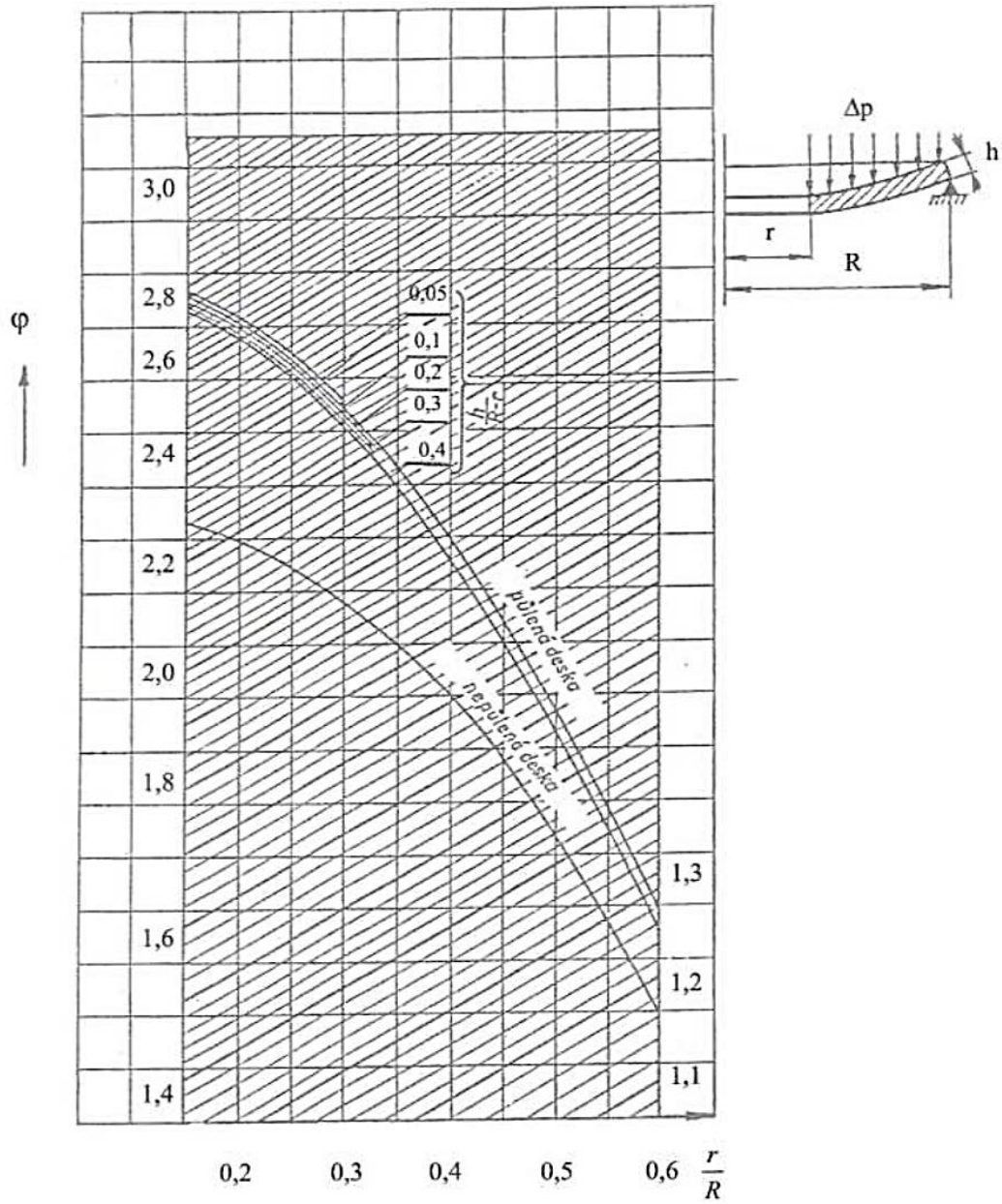
$\alpha_0$  ..... vstupní úhel

### NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

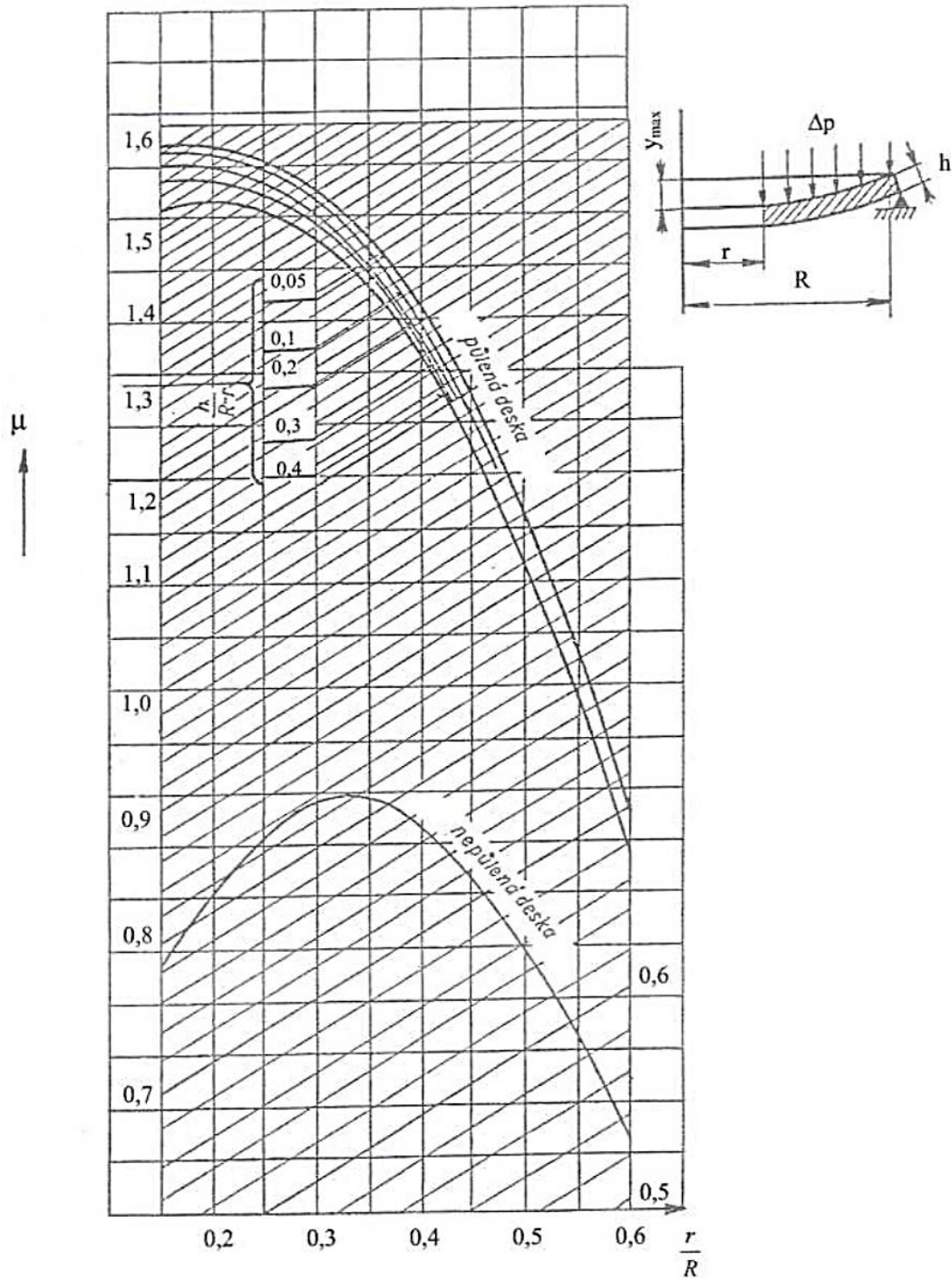
Označení Profilu	$\beta_2$ (°)	$\beta_1$ (°)	$t_{opt}$	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	$b_0$ (cm)	$S_0$ (cm <sup>2</sup> )	$J_0^{min}$ (cm <sup>4</sup> )	$W_0^{min}$ (cm <sup>3</sup> )
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A <sub>x</sub>	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A <sub>x</sub>	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B <sub>x</sub>	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

Platí pro profily o šířce  $B_0 = 25$  mm

**Příloha F – Součinitel  $\varphi$  namáhání rozváděcích kol (převzato z [5])**



**Příloha G – Součinitel  $\mu$  průhybu rozváděcích kol (převzato z [5])**



## Příloha H – Namáhání oběžných lopatek

Veličina	Symbol	Jednotka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Stupeň			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Profil oběžných lopatek			R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-26-17A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A	R-26-17A	R-30-21A
Šířka profilu	$B_2$	[mm]	36	19	20	22	23	25	25	27	29	32	30	33	35	37	37	45	32	32
Délka tělivity	$b_2$	[mm]	37,008	19,532	20,56	22,616	23,644	25,7	25,7	27,756	29,812	32,896	30,72	33,792	35,84	37,888	37,888	45,72	32,896	32,768
Plocha profilu	$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	429,24	119,56	132,48	160,30	175,20	207,00	207,00	241,44	278,54	339,15	266,40	322,34	362,60	405,22	405,22	524,88	339,15	303,10
Ohybový modul	$W_{2min}$	[mm <sup>3</sup> ]	671,85	98,77	115,20	153,33	175,20	225,00	225,00	283,44	351,20	471,86	404,35	538,19	642,10	758,58	758,58	979,78	471,86	490,73
Počet oběžných lopatek	$z_2$	[-]	136	240	228	212	206	194	196	182	170	158	176	162	156	150	154	140	168	182
Úhel sklonu síly F	$\delta$	[°]	11,40	9,79	9,86	10,52	11,17	11,41	11,23	11,26	11,29	11,32	11,42	11,44	9,26	11,98	10,77	10,74	11,33	12,30
<b>Namáhání na ohyb</b>																				
Obvodová síla působící na jednu ostříknutou lopatku	$F_u$	[N]	147,77	78,14	84,01	93,14	98,86	112,54	101,06	110,96	121,11	133,98	101,09	112,16	109,06	115,01	93,91	89,34	57,29	48,77
Axiální síla působící na jednu lopatku	$F_a$	[N]	10,98	4,94	5,20	4,69	3,86	3,92	3,84	4,15	4,46	4,88	1,78	1,95	6,04	0,90	2,72	-0,87	2,07	0,11
Celková síla	$F$	[N]	314,69	78,30	84,17	93,26	98,93	112,61	101,13	111,04	121,19	134,06	101,10	112,18	109,23	115,01	93,94	89,34	57,32	48,77
Složka síly působící na ohyb	$F'$	[N]	308,48	77,16	82,93	91,69	97,06	110,38	99,20	108,90	118,84	131,46	99,10	109,95	107,81	112,50	92,29	87,78	56,21	47,65
Ohybový moment na lopatku	$M_{max}$	[Nmm]	10673,37	1859,44	2263,99	2759,93	3261,26	4117,26	4156,44	5358,05	6904,64	8978,51	7928,06	10489,55	12634,80	14625,46	15514,09	18267,00	7778,86	9277,21
<b>Ohybové napětí v lopatce</b>	$\sigma_o$	<b>[MPa]</b>	<b>15,89</b>	<b>18,83</b>	<b>19,65</b>	<b>18,00</b>	<b>18,61</b>	<b>18,30</b>	<b>18,47</b>	<b>18,90</b>	<b>19,66</b>	<b>19,03</b>	<b>19,61</b>	<b>19,49</b>	<b>19,68</b>	<b>19,28</b>	<b>20,45</b>	<b>18,64</b>	<b>16,49</b>	<b>18,90</b>
<b>Namáhání na tah</b>																				
Měrná hmotnost oceli	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850
Otáčky při odstavení	$n$	[ot/s]	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55
Úhlová rychlost	$\omega$	[rad/s]	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58	345,58
Odstředivá síla listu lopatky	$O_l$	[N]	7930,81	1431,83	1802,01	2450,02	3049,53	4066,84	4615,66	6362,66	8744,09	12754,05	11867,67	17361,71	23811,19	30692,65	41023,89	67410,99	28808,12	37016,67
<b>Rozměry bandáže</b>																				
Výška bandáže	$b$	[mm]	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	5	5	5	6	4	6	4
Šířka bandáže	$B$	[mm]	38	21	22	24	25	27	27	29	31	34	32	35	37	39	39	47	34	34
Střední průměr bandáže	$D_b$	[m]	1,07	0,99	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09	1,11	1,14	1,16	1,20	1,24	1,27	1,34	1,42	1,28	1,39
Odstředivá síla bandáže	$O_b$	[N]	1895,57	507,39	566,77	692,67	774,95	927,37	942,58	1120,02	1323,88	1649,01	1451,04	2274,65	2682,53	3063,37	4030,92	3988,4	2942,48	2136,4
Odstředivá síla celková	$O = O_l + O_b$	[N]	9826,38	1939,22	2368,78	3142,69	3824,49	4994,21	5558,24	7482,68	10067,97	14403,06	13318,70	19636,36	26493,72	33756,02	45054,81	71399,99	31750,60	39153,67
<b>Tahové napětí lopatky</b>	$\sigma_t$	<b>[MPa]</b>	<b>22,89</b>	<b>16,22</b>	<b>17,88</b>	<b>19,60</b>	<b>21,83</b>	<b>24,13</b>	<b>26,85</b>	<b>30,99</b>	<b>36,15</b>	<b>42,47</b>	<b>50,00</b>	<b>60,92</b>	<b>73,07</b>	<b>83,30</b>	<b>111,18</b>	<b>136,43</b>	<b>93,62</b>	<b>129,13</b>
<b>Celkové napětí v lopatce</b>	$\sigma_c$	<b>[MPa]</b>	<b>54,42</b>	<b>53,39</b>	<b>56,69</b>	<b>55,22</b>	<b>58,74</b>	<b>60,45</b>	<b>63,49</b>	<b>68,49</b>	<b>75,15</b>	<b>80,22</b>	<b>89,06</b>	<b>99,76</b>	<b>112,01</b>	<b>173,31</b>	<b>151,85</b>	<b>165,79</b>	<b>126,33</b>	<b>166,98</b>
Materiál lopatek	-	[-]	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134	17134
Mez kluzu materiálu pro danou teplotu	$Rp0,2$	[MPa]	316,71	332,09	345,34	358,61	372,13	382,88	395,91	404,60	413,60	422,88	430,22	435,90	441,79	447,50	454,62	460,81	466,41	470,26
<b>Bezpečnost</b>	$k$	[-]	<b>5,82</b>	<b>6,22</b>	<b>6,09</b>	<b>6,49</b>	<b>6,34</b>	<b>6,33</b>	<b>6,24</b>	<b>5,91</b>	<b>5,50</b>	<b>5,27</b>	<b>4,83</b>	<b>4,37</b>	<b>3,94</b>	<b>3,67</b>	<b>2,99</b>	<b>2,65</b>	<b>3,69</b>	<b>2,81</b>

## Příloha I – Namáhání závěsů oběžných lopatek

Veličina	Symbol	Jednotka	2	3	4	5	6	7	8	9
<b>Stupeň</b>										
<b>T - závěsy</b>										
Výška nožky	$h$	[mm]	19,5	22,75	26	26	29,25	29,25	35,75	35,75
Tloušťka nožky pro tah	$a$	[mm]	7,2	8,4	9,6	9,6	10,8	10,8	13,2	13,2
Tloušťka nožky pro smyk	$b$	[mm]	6	7	8	8	9	9	11	11
Tloušťka nožky pro otláčení	$c$	[mm]	3,6	4,2	4,8	4,8	5,4	5,4	6,6	6,6
Poloha průřezu pro tah	$l$	[mm]	13,5	15,75	18	18	20,25	20,25	24,75	24,75
Horní šířka závěsu	$s$	[mm]	15	17,5	20	20	22,5	22,5	27,5	27,5
Obvodová šířka nožky	$t_{11}$	[mm]	11,95	12,52	13,62	14,24	15,30	15,22	16,23	17,38
Plocha nožky pro tah	$S_{11}$	[mm <sup>2</sup> ]	86,05	105,15	130,74	136,74	165,19	164,37	214,29	229,42
Odstředivá síla od lopatky a bandáže	$O_l + O_b$	[N]	1939,22	2368,78	3142,69	3824,49	4994,21	5558,24	7482,68	10067,97
Těžištní průměr nožky	$D_t$	[mm]	922,6	919,7	931,8	946,8	958,9	963,9	958,1	958,1
Plocha závěsu nad rovinou tahu	$S_z$	[mm <sup>2</sup> ]	226,04	310,00	407,18	407,18	517,59	517,59	778,07	778,07
Hmostnost závěsu nad rovinou tahu	$m_z$	[kg]	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06	0,10	0,11
Odstředivá síla od závěsu	$O'_z$	[N]	1168,23	1672,89	2421,94	2573,94	3558,20	3559,00	5672,75	6073,18
<b>Napětí závěsu v tahu</b>	<b><math>\sigma_{11}</math></b>	<b>[MPa]</b>	<b>36,11</b>	<b>38,44</b>	<b>42,56</b>	<b>46,79</b>	<b>51,77</b>	<b>55,47</b>	<b>61,39</b>	<b>70,36</b>
Dovolené napětí v tahu	$\sigma_{Dov}$	[MPa]	332,09	345,34	358,61	372,13	382,88	395,91	404,60	413,60
<b>Bezpečnost v tahu</b>	<b><math>k_t</math></b>	<b>[-]</b>	<b>9,20</b>	<b>8,98</b>	<b>8,43</b>	<b>7,95</b>	<b>7,40</b>	<b>7,14</b>	<b>6,59</b>	<b>5,88</b>
Obvodová šířka v místě smyku	$t_{12}$	[mm]	11,87	12,42	13,50	14,12	15,15	15,07	16,04	17,18
Plocha nožky pro smyk	$S_{12}$	[mm <sup>2</sup> ]	71,24	86,95	108,00	112,98	136,34	135,67	176,49	188,95
Odstředivá síla části závěsu 12	$O'_z''$	[N]	436,11	617,27	885,46	941,50	1291,39	1291,91	2030,01	2173,31
<b>Smykové napětí v závěsu</b>	<b><math>\tau_{12}</math></b>	<b>[MPa]</b>	<b>24,87</b>	<b>26,79</b>	<b>29,86</b>	<b>32,48</b>	<b>36,10</b>	<b>38,36</b>	<b>43,02</b>	<b>48,46</b>
Dovolené napětí ve smyku = 0,5 v tahu	$\tau_{Dov}$	[MPa]	166,04	172,67	179,30	186,07	191,44	197,96	202,30	206,80
<b>Bezpečnost ve smyku</b>	<b><math>k_s</math></b>	<b>[-]</b>	<b>6,68</b>	<b>6,45</b>	<b>6,00</b>	<b>5,73</b>	<b>5,30</b>	<b>5,16</b>	<b>4,70</b>	<b>4,27</b>
Odstředivá síla zbytku závěsu	$O_z'''$	[N]	109,03	154,32	221,36	235,38	322,85	322,98	507,50	543,33
<b>Namáhání na otláčení</b>	<b><math>p_{13}</math></b>	<b>[MPa]</b>	<b>84,90</b>	<b>91,55</b>	<b>102,06</b>	<b>110,80</b>	<b>123,09</b>	<b>130,59</b>	<b>146,46</b>	<b>164,39</b>

Veličina	Symbol	Jednotka	1	10	11	12	13	14	15	16	17	18
<b>Stupeň</b>			<b>1</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>Závěsy vidličkového typu</b>												
Výška nožky	$h$	mm	41,4	41,4	37,8	36	36	39,6	37,8	43,2	36	36
Tloušťka rozvidlení	$b$	mm	8,05	8,05	7,35	7	7	7,7	7,35	8,4	7	7
Tloušťka nožky	$s$	mm	34,5	34,5	31,5	30	30	33	31,5	36	30	30
<b>Počet rozvidlení</b>	$n_v$	-	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
Průměr roztečné kružnice kolíku	$D_1$	mm	978,15	978,15	980,05	981	981	979,1	980,05	977,2	981	981
Obvodová šířka nožky	$t$	mm	22,60	19,45	17,49	19,02	19,76	20,51	19,99	21,93	18,34	16,93
Průměr kolíku	$d_k$	mm	13	8	8	8,5	8	9	9	10	8	7,5
Plocha namáhaná na tahu	$S_1$	mm <sup>2</sup>	154,48	184,33	139,56	221,01	246,87	265,79	323,19	400,79	217,24	264,14
Těžištní průměr nožky	$D_t$	mm	956,3	956,3	960,1	962	962	958,2	960,1	954,4	962	962
Plocha závěsu nad rovinou tahu	$S_z$	mm <sup>2</sup>	416,42	456,67	375,59	334,50	338,00	407,44	368,24	483,36	338,00	341,50
Hmotnost závěsu nad rovinou tahu	$m_z$	kg	0,07	0,07	0,05	0,05	0,05	0,07	0,06	0,08	0,05	0,05
Odstředivá síla od lopatky a bandáže	$O_l + O_b$	N	9826,38	14403,06	13318,70	19636,36	26493,72	33756,02	45054,81	67410,99	31750,60	37016,67
Odstředivá síla od závěsu	$O'_z$	N	4217,56	3981,21	2956,89	2869,46	3011,00	3752,58	3313,17	4741,67	2795,93	2607,58
<b>Napětí závěsu v tahu</b>	$\sigma_t$	<b>Mpa</b>	<b>90,91</b>	<b>99,74</b>	<b>116,62</b>	<b>101,83</b>	<b>119,51</b>	<b>141,12</b>	<b>149,66</b>	<b>180,03</b>	<b>159,03</b>	<b>150,01</b>
<b>Napětí kolíku ve smyku</b>	$\tau$	<b>Mpa</b>	<b>26,45</b>	<b>91,44</b>	<b>80,95</b>	<b>66,10</b>	<b>97,83</b>	<b>98,27</b>	<b>95,04</b>	<b>114,83</b>	<b>114,55</b>	<b>112,11</b>
<b>Namáhání na otlačení</b>	$p_{ot}$	<b>MPa</b>	<b>67,10</b>	<b>142,74</b>	<b>138,40</b>	<b>126,08</b>	<b>175,62</b>	<b>180,42</b>	<b>182,80</b>	<b>214,74</b>	<b>205,63</b>	<b>188,69</b>
Dovolené napětí v tahu	$\sigma_{DOV}$	Mpa	316,71	422,88	430,22	435,90	441,79	447,50	454,62	460,81	466,41	470,26
<b>Bezpečnost v tahu</b>	$k_t$	-	<b>3,48</b>	<b>4,24</b>	<b>3,69</b>	<b>4,28</b>	<b>3,70</b>	<b>3,17</b>	<b>3,04</b>	<b>2,56</b>	<b>2,93</b>	<b>3,13</b>
Dovolené napětí ve smyku = 0,5 v tahu	$\tau_{DOV}$	Mpa	158,36	211,44	215,11	217,95	220,89	223,75	227,31	230,41	233,21	235,13
<b>Bezpečnost kolíku ve smyku</b>	$k_s$	-	<b>5,99</b>	<b>2,31</b>	<b>2,66</b>	<b>3,30</b>	<b>2,26</b>	<b>2,28</b>	<b>2,39</b>	<b>2,01</b>	<b>2,04</b>	<b>2,10</b>

## Příloha J – namáhání rozváděcích kol a rozváděcích lopatek

Veličina Symbol Jednotka																					
Stupeň			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
<b>Výpočet rozváděcích kol</b>																					
Výška věnce	$v_v$	[m]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	
Délka rozváděcí lopatky	$l_r$	[m]	0,03	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,12	0,13	0,17	0,21	0,14	0,19	
Výška náboje	$v_n$	[m]	0,20	0,17	0,17	0,18	0,19	0,19	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Vnější průměr RK	$D1$	[m]	1,17	1,09	1,09	1,12	1,14	1,16	1,17	1,19	1,21	1,24	1,26	1,29	1,33	1,36	1,44	1,52	1,38	1,49	
Vnitřní průměr RK	$D2$	[m]	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
Vnější poloměr RK	$R$	[m]	0,58	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59	0,59	0,60	0,62	0,63	0,65	0,67	0,68	0,72	0,76	0,69	0,74	
Vnitřní poloměr RK	$r$	[m]	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	$r/R$	[-]	<b>0,51</b>	<b>0,55</b>	<b>0,55</b>	<b>0,54</b>	<b>0,53</b>	<b>0,52</b>	<b>0,51</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,49</b>	<b>0,48</b>	<b>0,46</b>	<b>0,45</b>	<b>0,44</b>	<b>0,42</b>	<b>0,40</b>	<b>0,44</b>	<b>0,40</b>	
Tloušťka RK	$h$	[m]	0,10	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08	
Koeficient namáhání RK	$\varphi$	[-]	1,88	1,76	1,77	1,80	1,83	1,86	1,88	1,90	1,93	1,96	1,98	2,01	2,05	2,08	2,15	2,21	2,09	2,19	
Koeficient průhybu RK	$\mu$	[-]	1,13	1,03	1,03	1,06	1,09	1,11	1,13	1,15	1,17	1,19	1,21	1,24	1,27	1,28	1,32	1,36	1,29	1,35	
Rozdíl tlaků působící na RK	$\Delta p$	[bar]	9,81	7,46	6,62	6,01	5,42	5,04	4,79	3,48	2,96	2,54	1,89	1,60	1,25	1,11	0,77	0,61	0,58	0,42	
<b>Napětí v rozv. kole</b>	<b><math>\sigma_{max}</math></b>	<b>[MPa]</b>	<b>62,99</b>	<b>60,60</b>	<b>71,45</b>	<b>68,60</b>	<b>65,51</b>	<b>64,40</b>	<b>63,43</b>	<b>47,76</b>	<b>42,34</b>	<b>38,81</b>	<b>30,30</b>	<b>27,30</b>	<b>23,31</b>	<b>21,70</b>	<b>13,36</b>	<b>12,08</b>	<b>9,05</b>	<b>7,90</b>	
Youngův modul pružnosti	$E$	[MPa]	165000	170000	174000	176000	178000	180000	182000	185000	187000	190000	191000	193000	196000	199000	201000	203000	205000	207000	
Průhyb RK	$y_{max}$	[mm]	0,78	0,77	1,03	1,02	1,01	1,03	1,03	0,78	0,71	0,68	0,55	0,52	0,47	0,45	0,26	0,26	0,16	0,16	
<b>Výpočet rozváděcích lopatek</b>	<b><math>y_{dov}</math></b>	<b>[mm]</b>	<b>1,17</b>	<b>1,09</b>	<b>1,09</b>	<b>1,12</b>	<b>1,14</b>	<b>1,16</b>	<b>1,17</b>	<b>1,19</b>	<b>1,21</b>	<b>1,24</b>	<b>1,26</b>	<b>1,29</b>	<b>1,33</b>	<b>1,36</b>	<b>1,44</b>	<b>1,52</b>	<b>1,38</b>	<b>1,49</b>	
Profil rozváděcích lopatek			S-90-12A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-55-15A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-55-15A	
Délka tětivy	$b_1$	[mm]	112,5	54	54	54	54	54	54	54	54	54	48,6	87,5	87,5	87,5	87,5	87,5	70	61,2	
Počet lopatek	$z_1$	[-]	21	75	77	77	79	81	81	81	83	83	95	51	51	53	55	55	65	83	
<b>Šířka profilu</b>	<b><math>B_1</math></b>	<b>[mm]</b>	<b>45</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>30</b>	<b>27</b>	<b>35</b>	<b>35</b>	<b>35</b>	<b>35</b>	<b>35</b>	<b>28</b>	<b>34</b>	
Průřez profilu	$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	1325,16	635,04	635,04	635,04	635,04	635,04	635,04	635,04	635,04	635,04	514,3824	801,64	801,64	801,64	801,64	801,64	513,0496	815,6736	
Ohybový modul	$W_{imin}$	[mm <sup>3</sup> ]	3353,4	1575,93	1575,93	1575,93	1575,93	1575,93	1575,93	1575,93	1575,93	1575,936	1148,85	1577,8	1577,8	1577,8	1577,8	1577,8	807,83	2294,09	
Úhel sklonu lopatky	$\gamma_1$	[°]	66,42	56,25	56,25	56,25	56,25	56,25	56,25	56,25	56,25	56,25	56,25	66,42	66,42	66,42	66,42	66,42	66,42	56,25	
Síla na jednu lopatku	$F_1$	[N]	36964,08	6439,91	5658,05	5418,97	5028,95	4807,34	4725,93	3551,31	3067,50	2809,94	1915,45	3211,18	2736,61	2444,15	1877,70	1683,00	1083,17	1956,34	
Složka síly způsobující ohyb	$F_1'$	[N]	16261,51	5354,66	4704,56	4505,76	4181,47	3997,21	3929,51	2952,84	2550,56	2336,41	1592,66	2943,09	2508,15	2240,10	1720,94	1542,50	992,74	1626,66	
Rameno ohybového momentu	$f$	[mm]	59,60	49,10	52,30	55,10	58,60	62,30	66,90	74,20	83,10	93,30	105,00	120,40	142,20	155,00	193,10	233,10	163,40	219,70	
Ohybový moment na patě RL	$M_1'$	[Nm]	969,18	262,91	246,04	248,26	245,03	249,02	262,88	219,10	211,95	217,98	167,22	354,34	356,65	347,21	332,31	359,55	162,21	357,37	
<b>Namáhání v ohybu na patě RL</b>	<b><math>\sigma_o</math></b>	<b>[MPa]</b>	<b>289,02</b>	<b>166,83</b>	<b>156,13</b>	<b>157,54</b>	<b>155,48</b>	<b>158,02</b>	<b>166,81</b>	<b>139,03</b>	<b>134,49</b>	<b>138,32</b>	<b>145,56</b>	<b>224,58</b>	<b>226,05</b>	<b>220,06</b>	<b>210,62</b>	<b>227,88</b>	<b>200,80</b>	<b>155,78</b>	

## Příloha K – Vybrané vlastnosti použitých materiálů (převzato z materiálových listů daných ocelí)

### Ocel 17 134, dle ČSN 41 7134 – oběžné lopatky

Teplota [°C]	200	300	400	450	500	550	575	600	625	650
Mez kluzu $R_p 0,2$ [MPa] min za zvýšených teplot	447	426	393	371	341	310	293	276	257	236

### Ocel 42 2744, dle ČSN 42 2744 – rozváděcí kola

Mez kluzu za zvýšených teplot $R_p 0,2$ [MPa]	200°C	300°C	350°C	400°C	450°C	500°C	550°C	600°C
	270	260	250	230	215	195	180	155
Modul pružnosti v tahu za zvýšených teplot E [GPa]	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C	600°C	700°C	
	209,9	204,0	197,1	188,3	178,5	167,7	154,0	

### Ocel 15 335, dle ČSN 41 5335 – rozváděcí lopatky

Modul pružnosti E [GPa] za zvýšených teplot	20 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	600 °C
	213	210	205	199	191	180	168
Nejnižší mez kluzu $R_p 0,2$ [MPa] za zvýšených teplot	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C	500 °C
Polotovar [1] d, t do 250 mm	510	500	471	441	412	382	343
Polotovar [1] d, t nad 250 mm	402	392	372	353	333	319	304

Pozn: Polotovar [1] – výkovek

### Ocel 15 320, dle ČSN 41 5320 - rotor

Modul pružnosti E [GPa] za zvýšených teplot	20 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	600 °C
	206	201	191	181	172	162	152
Nejnižší mez kluzu $R_p 0,2$ [MPa] za zvýšených teplot	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C	
Polotovar [2] t do 600 mm, stav .5,.6	510	490	440	390	355	320	
Spojovací mat. (inf.), stav .5,.6	510	490	450	430	400	345	

Pozn: Polotovar [2] – výkovek

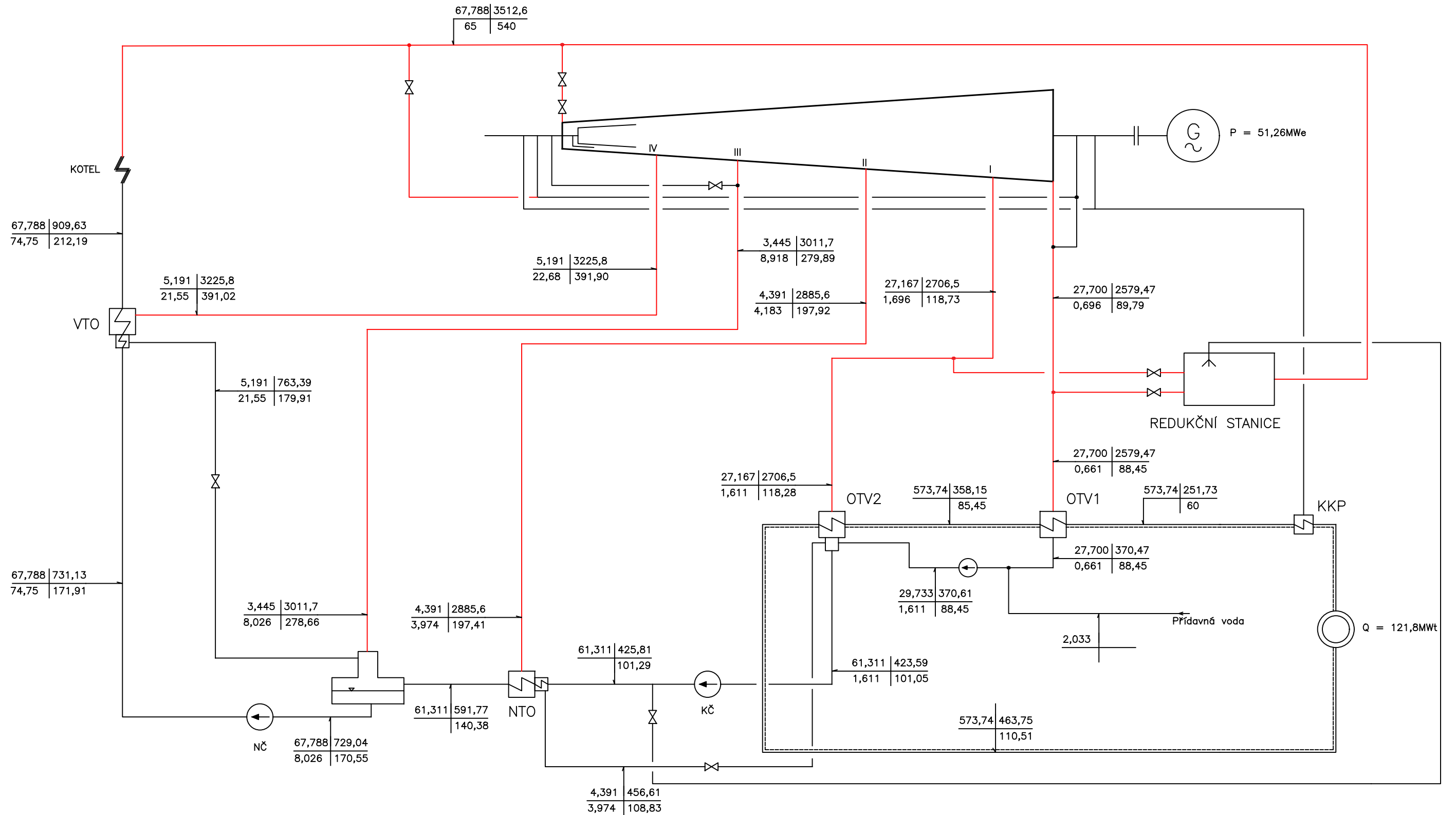
### Ocel 42 2745, dle ČSN 42 2745 - tělesa

Teplota [°C]	300	350	400	450	500		
Mez kluzu za zvýšených teplot $R_p 0,2$ [MPa]	294	284	275	260	240		
Teplota [°C]	100	200	300	400	500	600	700
Modul pružnosti v tahu za zvýšených teplot E [GPa]	209,9	204,0	198,7	189,8	177,8	163,8	148,1



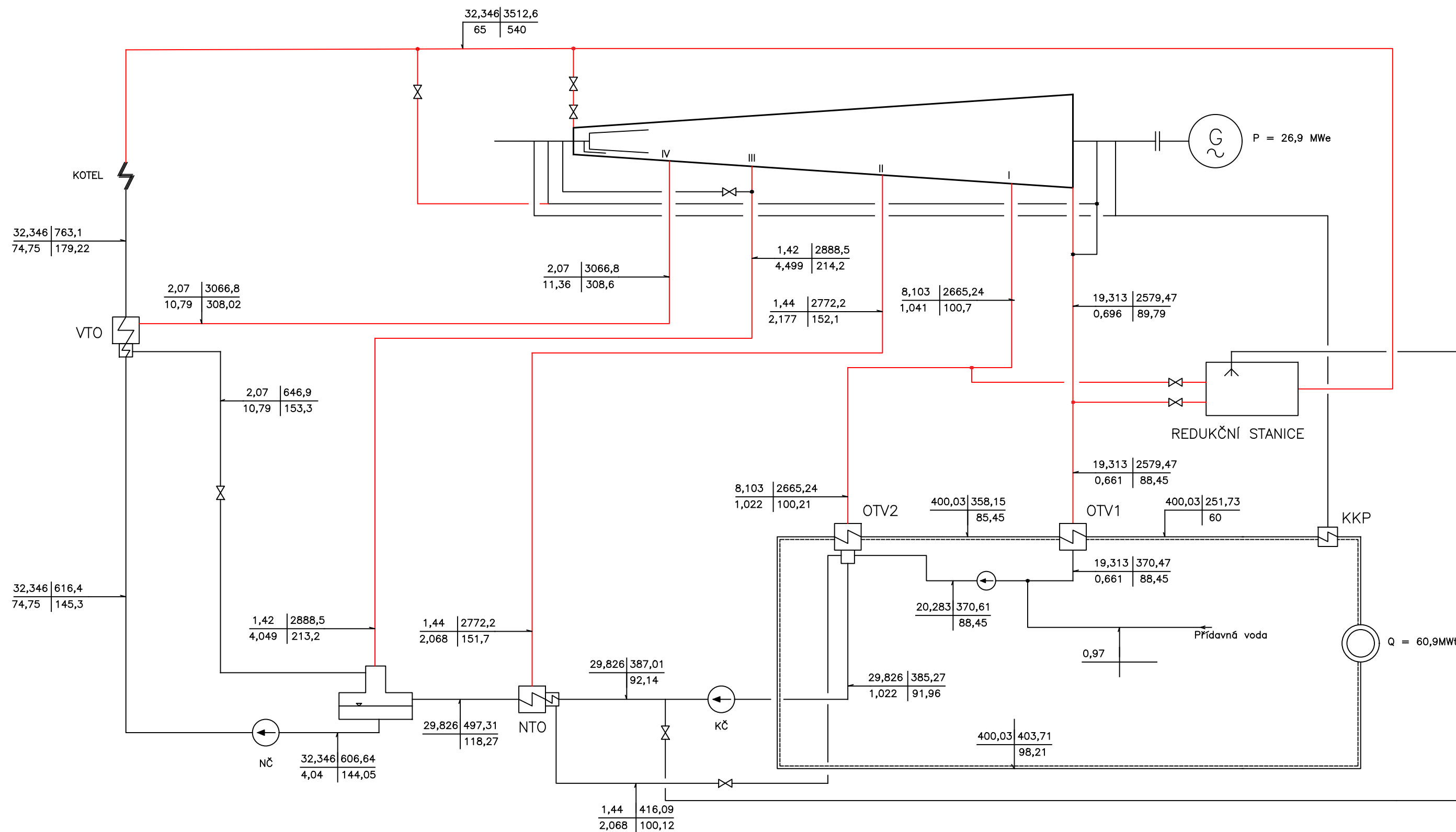
# Příloha L: BILANČNÍ SCHÉMA – jmenovitý provoz

LEGENDA:  $\frac{m[\text{kg/s}]}{p[\text{bar}]}$  |  $\frac{i[\text{kJ/kg}]}{t[^\circ\text{C}]}$

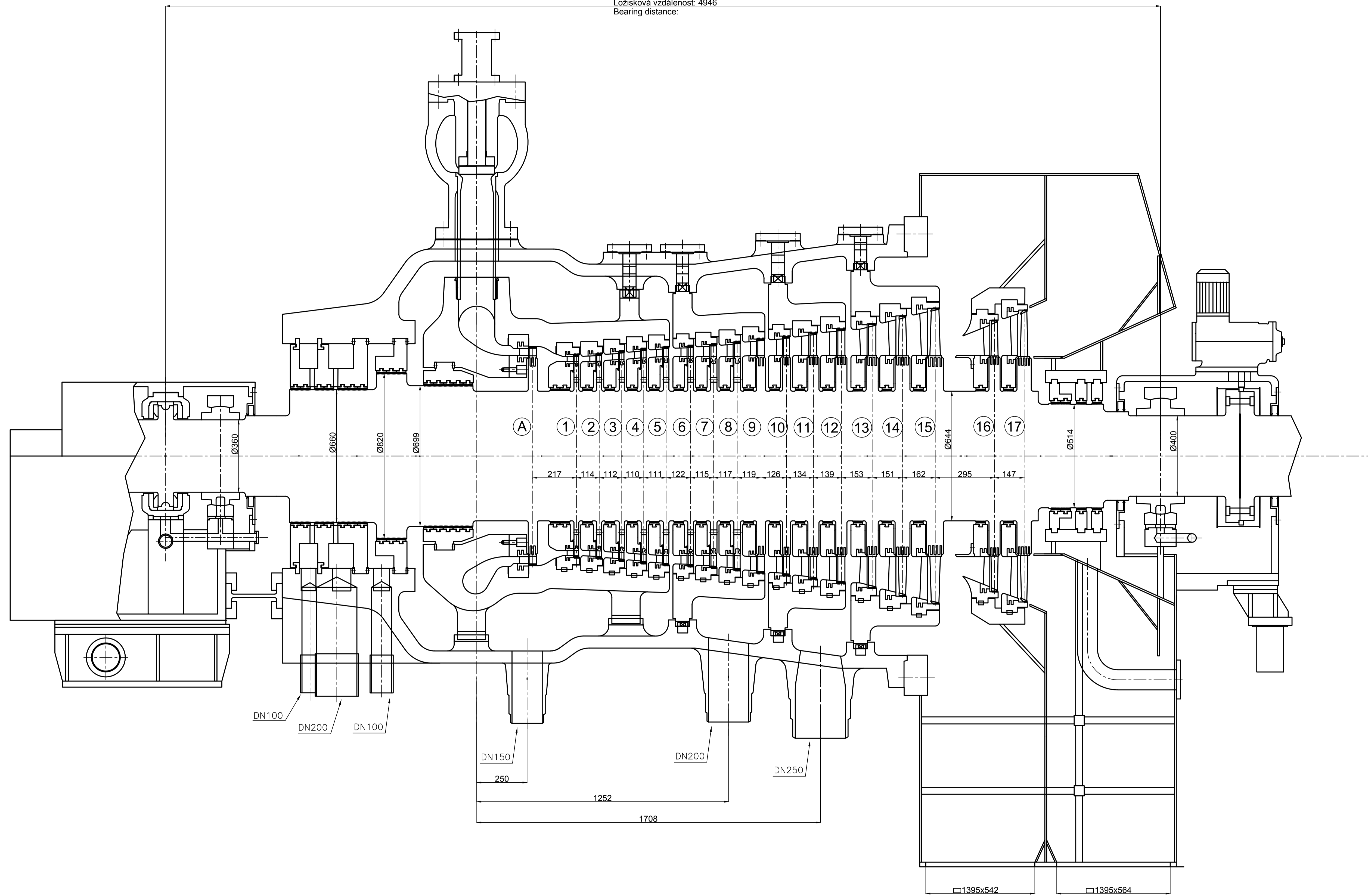



# Příloha M: BILANČNÍ SCHÉMA – letní provoz, 50% tep. výkonu

LEGENDA:  $\frac{m[\text{kg/s}]}{p[\text{bar}]}$  |  $\frac{i[\text{kJ/kg}]}{t[^\circ\text{C}]}$



Ložisková vzdálenost: 4946  
Bearing distance:



Měřítko 1:10	Hmotnost (kg) 69000	Promítání ☐	Formát A1
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Jméno SHYRYAYEV VOLODYMYR	Název Protitlaková parní turbína Backpressure steam turbine	Číslo dokumentu DP-KKE-2017-VS
	Katedra ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZARÍZENÍ	Datum Schválit Datum Druh dokumentu Diplomová práce - podélný řez	