



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## VYSOKOTLAKÝ DÍL PARNÍ TURBINY 65MW

HIGH PRESSURE PART STEAM TURBINE 65MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

Bc. MIROSLAV MARTINEK

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

SUPERVIZOR

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Miroslav Martinek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

### Vysokotlakový díl parní turbíny

v anglickém jazyce:

### High Pressure part Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a optimalizujte VT díl pro dvoutělesovou kondenzační turbínu pro tyto parametry:

elektrický výkon na svorkách generátoru  $P = 65$  MW

tlak admisní páry  $p_1 = 100$  bar(a)

teplota admisní / přehřáté páry  $t_1 = 380/t_3 = 380$  °C

tlaková ztráta přehříváku  $\eta_{p1} = 13\%$

teplota odplynění  $t_{odpl}$

Cíle diplomové práce:

Množství admisní páry  $m_1$  stanovte tak, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu. Další nespécifikované parametry cyklu vhodně zvolte.

Vhodně zvolte typ regulace turbíny, za předpokladu klouzavého vstupního tlaku.

Parní turbínu uvažujte s axiálním výstupem do vzduchem chlazeného kondenzátoru. Turbína bude pohánět elektrický generátor.

Regeneraci navrhněte se dvěma NT ohříváky, odplynovákem s napájecí nádrží a dvěma VT ohříváky. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny.

Vypracujte bilanční schémata pro variantu s plnootáčkovým VT dílem a pro variantu s VT dílem připojeným přes převodovku. Vypracujte srovnání a zvolte vhodné provedení VT dílu. Pro zvolený typ VT dílu dále proveďte další optimalizaci.

Nakreslete podélný řez vybraným VT dílem.

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Škopek, J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 13.10.2011

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Cílem práce je vypracovat bilanční srovnání zapojení variant s vysokootáčkovým a plnootáčkovým VT dílem parní turbíny a pro zvolenou vhodnější variantu vypracovat další optimalizaci. Optimalizace začíná průtočnou částí, pokračuje volbou profilu a konstrukčními výpočty. Pro nakreslení závěrečného podélného řezu VT dílem je provedena kontrola rotoru a základní výpočty potrubí.

### **KLÍČOVÁ SLOVA:**

VT díl, plnootáčkový, vysokootáčkový, průtočná část, turbína

## **ABSTRAKT**

The target of this work is to create balance comparison of versions of high speed and standard speed HP parts of steam turbine and for the more suitable version to make optimization. Optimization consists of flow part, chosen profile blades and construction calculations. Control calculations for rotor and pipeline were made in order to draw longitudinal section of HP part.

### **KEYWORDS:**

HP part, standard speed, high speed, flow part, turbine



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MARTINEK, M. *Vysokotlakový díl parní turbíny 65MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 74 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..



## **PROHLÁŠENÍ AUTORA**

Já, Bc. Miroslav Martinek, prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne: 25.05.2012

.....



## **OBSAH**

VYSOKOTLAKÝ DÍL PARNÍ TURBÍNY 65MW .....	13
1. ÚVOD .....	13
2. BILANČNÍ NÁVRH .....	14
2.1. zadané a volené parametry .....	14
2.2. celkový izoentropický spád turbíny, základní parametry .....	15
2.2.1. vstupní parametry páry do turbíny .....	15
2.2.2. výstupní parametry páry z turbíny .....	16
2.2.3. ovlivnění entalpického spádu reheat faktorem .....	17
2.2.4. rozdělení celkového ohřátí na jednotlivé ohříváky .....	18
2.3. volba dalších veličin pro výpočet tepelného schématu .....	19
2.3.1. volba vnitřní termodynamické účinnosti .....	19
2.3.2. volba parametrů pro vto, nto regenerační ohříváky .....	21
2.3.3. výpočet parametrů na odběrech .....	23
2.4. tepelná bilance ohříváků .....	27
2.4.1. REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK VTO2 .....	27
2.4.2. regenerační ohřívák vto1 .....	27
2.4.3. odplynovák .....	27
2.4.4. regenerační ohřívák nto2 .....	28
2.4.5. regenerační ohřívák NTO1 .....	28
2.5. měrná práce .....	29
2.5.1. měrná práce vt dílu .....	29
2.5.2. měrná práce stnt dílu .....	29
2.5.3. celková měrná práce turbíny .....	30
2.6. MNOŽSTVÍ PÁRY, varianta (a) plnotáčkový vt díl .....	31
2.6.1. množství páry proudící do turbíny (a) .....	31
2.6.2. množství páry pro jednotlivé ohříváky (A) .....	31
2.6.3. zůstatkové množství páry za každým odběrem (A) .....	32
2.7. technický výkon turbíny varianta (A) plnotáčkový vt díl .....	32
2.7.1. technický výkon vt dílu (a) .....	32
2.7.2. technický výkon stnt dílu (A) .....	33
2.7.3. celkový technický výkon turbíny (a) .....	33
2.8. MNOŽSTVÍ PÁRY, varianta (b) vt díl na převodovce .....	33
2.8.1. množství páry proudící do turbíny (B) .....	33

2.8.2. množství páry pro jednotlivé ohříváky (B).....	34
2.8.3. zůstatkové množství páry za každým odběrem (B).....	34
2.9. technický výkon turbíny varianta (B) VT díl připojený přes převodovku .....	34
2.9.1. technický výkon vt dílu (B).....	34
2.9.2. technický výkon stnt dílu (B) .....	34
2.9.3. celkový technický výkon turbíny (B).....	34
2.10. srovnání variant A,B v bilanci.....	35
3. NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI.....	36
3.1. prvotní návrh průtočné části vt dílu.....	36
3.1.1. průtočná část (a) plnootáčkový vt díl .....	36
3.1.2. průtočná část (b) vysokootáčkový vt díl.....	38
3.1.3. srovnání variant a výběr .....	40
3.2. optimalizace zvolené varianty (b) .....	41
3.2.1. lopatkové plány optimalizace varianty (b) .....	41
4. DALŠÍ OPTIMALIZACE VT DÍLU VARIANTY (B) .....	43
4.1. rychlostní trojúhelníky vt dílu .....	43
4.2. ZTRÁTY VE STUPNÍCH VT DÍLU.....	47
4.3. volba délky lopatek vt dílu .....	50
4.4. pevnostní výpočty lopatek vt dílu .....	51
4.4.1. pevnostní výpočet oběžných lopatek – parametry.....	51
4.4.2. pevnostní výpočet OL – ohybové namáhání .....	53
4.4.3. pevnostní výpočet OL – tahové namáhání .....	55
4.4.4. pevnostní výpočet OL – celkové namáhání.....	57
4.4.5. pevnostní výpočet rozváděcích lopatek – parametry.....	58
4.4.5. pevnostní výpočet RL – ohybové namáhání .....	60
4.5. kontrola navrženého rotoru pro výkres.....	64
4.6 základní dopočet předpokladu potrubí .....	68
5. ZÁVĚR.....	69
6. PŘÍLOHY.....	70
7. SEZNAM DŮLEŽITÝCH SYMBOLŮ.....	74
8. POUŽITÝ SOFTWARE .....	74
9. POUŽITÉ ZDROJE .....	74

# **VYSOKOTLAKÝ DÍL PARNÍ TURBÍNY 65MW**

## **1. ÚVOD**

Cílem práce je vypracovat výpočty bilančních schémat a návrhy průtočné části pro dvě varianty vysokotlakého dílu parní turbíny (dále jen VT díl).

První možná varianta je plnootáčkový VT díl (3000 ot/min) a druhá s vysokootáčkovým VT dílem (5500 ot/min) připojeným přes převodovku ke generátoru a na straně páry k středotlakému a nízkotlakému dílu (dále jen STNT díl).

Následně je třeba zvolit vhodnější z variant a vypracovat její další optimalizaci průtočné části.

Na základě těchto dat vypracovat výkres – podélný řez VT dílem. Údaje a detaily, které bude třeba při vytváření výkresové dokumentace, a které nevycházejí z výpočtů charakterizovaných zadáním práce (bilance, průtočné části), budou vhodně zvoleny na základě konzultací a firemní praxe ŠKODA POWER, tak aby byl výkres co nejúplnější.

Ze zadání pro výpočty vyplývá že, turbína je dvoutělesová a skládá se z VT dílu a jednoho STNT dílu.

Do bilančního schématu jsou také definovány další komponenty, které charakterizují výsledné parametry, jsou to: 2 vysokotlaké ohříváky (dále jen VTO), dva nízkotlaké ohříváky (dále jen NTO), napájecí nádrží s odplyňovákem (dále jen ODPL), axiální výstup z STNT dílu do kondenzátoru, vzduchem chlazený kondenzátor, generátor vstupní páry, přihřívák páry mezi VT a STNT dílem, vstupní regulační ventil před VT dílem a záchytný ventil před STNT dílem.

V návrhu a další optimalizaci vycházím z parametrů definovaných v zadání práce a dalších hodnot zvolených na základě informací od konzultanta diplomové práce za firmu ŠKODA POWER, které zohledňují používaná zařízení ve výrobě a empirické hodnoty ověřené v praxi.

## 2. BILANČNÍ NÁVRH

V základním bilančním návrhu určím množství páry proudící do turbíny, které bude stěžejní pro další výpočty návrhu průtočné části turbíny.

Parametry dopočtených entalpií, entropií, tlaků a teplot jsou vypočteny pomocí excelového výpočtového programu X Steam Tables (parní tabulky). Všechny výpočty byly provedeny pomocí excelového výpočtového programu, který byl vytvořen speciálně za účelem zpracování této diplomové práce, obsahuje všechny potřebné vzorce pro výpočet bilančního schématu. Vzorce jsou v této práci vždy u výpočtů uváděné. Náhled bilančního schématu je v kapitole příloha jako PŘÍLOHA č.1.

### 2.1. ZADANÉ A VOLENÉ PARAMETRY

tlak páry na spouštěcím ventilu	p1	100	bar	10	Mpa
teplota páry na spouštěcím ventilu	t1	380	°C		
výkon na svorkách generátoru	Pg	65	MW		
teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru	tv1				
protitlak turbíny	pk	0,2	bar	0,02	Mpa
otáčky turbíny	n	5500/3000	ot <sup>-1</sup>		
teplota napájecí vody za posledním ohřívákem	tNV	240	°C		

tab. 2.1.a - základní zadané parametry

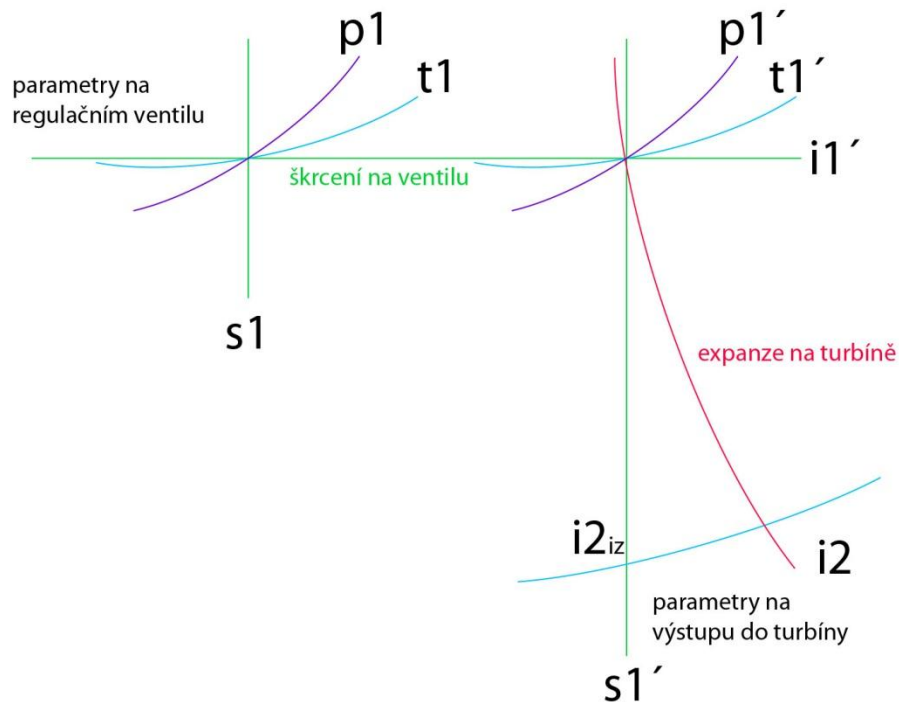
tlaková ztráta ve spouštěcím regulačním ventilu	$\Delta p(\Delta H)$	3	%	0,97
tlaková ztráta na záchytném ventilu STNT dílu (ŠP pozn.)	$\Delta p$	1,5	%	0,985
zvětšení izoentropického spádu vlivem reheat faktoru	rf	1,035		
ohřátí chladicí vody v kondenzátoru	$\Delta tv$			
koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru	$\delta tk$			
tlaková ztráta mezi výstupem z turbíny a kondenzátorem	$\Delta pk$			
počet ohříváků kondenzátu	NTO	2		
teplota odplynění	to	160	°C	
tlakové ztráty v potrubí regeneračních odběrů ODPL (ŠP pozn.)	$\Delta p$	10	%	0,9
tlakové ztráty v potrubí regeneračních odběrů VTO, NTO (ŠP pozn.)	$\Delta p$	4,5	%	0,955

tab. 2.1.b - základní a volné parametry

klouzavé parametry vstupních tlaků					
bez regulace - regulační stupeň A-kolo					
2X NTO, 2XVTO					
totální ostřík					
vzduchová kondenzace, teplota za NT dílem	tk	60	°C		
celkové mechanické ztráty		0,7	MW		
účinnost generátoru		98,75	%	0,9875	
účinnost převodovky		99	%	0,99	
přihřívák páry, parametry přihřáté páry	t3	380	°C		
tlaková ztráta přihříváku	$\Delta p$	13	%	0,87	
měrná tepelná kapacita vody	Cp	4,187	kJ/kg°C		

tab. 2.1.c – základní a volené parametry

## 2.2. CELKOVÝ IZOENTROPICKÝ SPÁD TURBÍNY, ZÁKLADNÍ PARAMETRY



obr. 2.2.a – obecné schéma expanzí na tělesech turbíny a ventilech

### 2.2.1. VSTUPNÍ PARAMETRY PÁRY DO TURBÍNY

Vycházíme ze zadaných parametrů páry, které mají vstupovat do turbíny přes první regulační ventil (tab. 2.2.1.a.). Regulační ventil sníží parametry vstupní páry tlakovou ztrátou 3%, tedy uvažujeme proces škrcení páry, přičemž je zachována hodnota entalpie páry, ale snižuje se tlak.

Vstupní parametry páry před ventilem	
p1	100 bar
t1	380 °C
i1(p1,i1)	3033,109579 kJ/kg

tab. 2.2.1.a. vstupní parametry páry, před regulačním ventilem

Pro novou hodnotu tlaku na vstupu dohledáme další parametry, entalpie zůstává. Výsledku jsou uvedeny v tabulce (tab. 2.2.1.b.) níže.

vstupní parametry na vstupu do turbíny, za regulačním ventilem		
ztráta na regulačním ventilu	$\Delta p$	0,97
tlak	p1'	97 bar
teplota (p1', i1')	t1'	377,6961 °C
entalpie	i1'	3033,11 kJ/kg
entropie (p1', i1')	s1'	6,128674 kJ/kgK

tab. 2.2.1.b. výstupní parametry páry do turbíny, za regulačním ventilem

## 2.2.2. VÝSTUPNÍ PARAMETRY PÁRY Z TURBÍNY

Optimalizace výstupních parametrů páry z turbíny respektive z STNT dílu je složitější proces. V první fázi vycházíme z předpokladů izoentropické expanze do tlaku kondenzátoru (vzduchový kondenzátor  $p_k = 0,2$  bar). To je nutné proto, abychom se dostali k prvnímu odhadu termodynamické účinnosti turbíny a mohli vůbec ve výpočtech pokračovat. Výsledky izoentropické expanze jsou uvedeny v (tab. 2.2.2a.).

výstupní parametry na výstupu z STNT dílu, izoentropická expanze			
tlak v na výstupu STNT (konden.)	$p_k$	0,2	bar
entalpie po izoentropické exp. ( $p_k, s_1'$ )	$ik$	2016,315	kJ/kg
izoentropický spád	$ho$	1016,795	kJ/kg

tab. 2.2.2.a. – výpočet hodnot výstupní páry z STNT při izoentropické expanzi

V další fázi již byla zvolena termodynamická účinnost celé turbíny, a tedy bylo možné provést, zatím ne zcela přesnou expanzi na turbíně a zvolit přesněji entalpii na výstupu z STNT dílu respektive celkový entalpický spád zpracovaný na turbíně. Tento postup v návrhu neuvažuje přihřívání páry. Termodynamická účinnost byla definována hodnotou 85%, jejíž dosažení je popsáno dále v práci (kap. 2.3.1.). Výsledky této expanze jsou uvedeny v (tab. 2.2.2.b.).

výstupní parametry na výstupu z STNT dílu			
tlak v na výstupu STNT (konden.)	$p_k$	0,2	bar
entalpie po izoentropické exp. ( $p_k, s_1'$ )	$ik$	2016,315	kJ/kg
izoentropický spád	$ho$	1016,795	kJ/kg
reálný entalpický spád ( $s$ Tdi)	$h$	864,2754	kJ/kg
reálná entalpie na výstupu z T.	$ik'$	2168,834	kJ/kg
entropie na výstupu	$sk'$	6,586403	kJ/kgK

tab. 2.2.2.b. – výpočet hodnot výstupní páry z STNT při expanzi s předběžnou termodynamickou účinností celé turbíny 85%

Poslední fáze optimalizace výstupních parametrů páry za turbínou respektive STNT dílem proběhla pomocí parametrů na posledním (ve směru toku páry turbínou) nízkotlakém ohříváku NTO1, jehož parametry páry pro ohřev napájecí vody a řazení jako poslední z odběrů jsou definující pro stav páry na tomto odběru (NTO1), který je posledním z odběrů u konce STNT dílu turbíny. Dále pak byly zvoleny termodynamické účinnosti rozdílné pro VT díl (85%) a STNT díl (89%), postup je uveden dále v práci (kap. 2.3.1.). Nakonec necháme páru expandovat s účinností STNT dílu až do tlaku kond. ( $p_k = 0,2$  bar). Výsledné hodnoty na výstupu z STNT dílu a celkový spád na celou turbínu jsou uvedeny v (tab. 2.2.2.c.).

výstupní parametry páry na výstupu z STNT dílu REVIDOVANÁ			
entropie v místě odběru	$s'_{NTO1}$	6,998892	kJ/kgK
reálná entalpie v místě odběru	$i'_{NTO1}$	2527,407	kJ/kg
tlak v na výstupu STNT (konden.)	$p_k$	0,2	bar
entalpie po izoentropické exp. ( $p_k, s'_{NTO1}$ )	$i_k$	2306,279	kJ/kg
izoentropický spád	$h_o$	221,1278	kJ/kg
reálný entalpický spád (s Tdi)	$h$	187,9586	kJ/kg
reálná entalpie na výstupu z T.	$i_k'$	2339,448	kJ/kg
entropie na výstupu	$i_s'$	7,098436	kJ/kgK

tab. 2.2.2.c – optimalizované parametry výstupní páry z turbíny a celkový entalpický spád na turbíně

### 2.2.3. OVLIVNĚNÍ ENTALPICKÉHO SPÁDU REAHEAT FAKTOREM

Reheat faktor (součinitel zpětného využití ztrát) uvažuje vliv zpětného ohřátí páry od komponentů turbíny, které mají akumulovanou energii z provozu, a tedy zpomalují ztrátu parametrů páry. Hodnota reheat faktoru je volená (v rozmezí 1,02 – 1,08)  $rf = 1,035$  na základě podkladů [2]. Výsledky viz. (tab. 2.2.3.a.).

$$h' = rf \cdot h = 1,035 \cdot 187,9586 = 194,5371$$

navýšení spádu vlivem reheat faktoru			
		entalpický spád $h$	187,9586 kJ/kg
$rf$	1,035	entalpický spád + RH faktor $h'$	194,5371 kJ/kg

tab. 2.2.3.a. – ovlivnění entalpického spáru reheat faktorem (RH)

## 2.2.4. ROZDĚLENÍ CELKOVÉHO OHŘÁTÍ NA JEDNOTLIVÉ OHŘÍVÁKY

Způsob odvodu kondenzátu z ohříváků je zvolen kaskádový, tedy vlivem tlakového spádu je transportován z VTO až do ODPL a podobně z NTO do kondenzátoru. Zde se volí konstantní poměr absolutních teplot za a před ohřívákem. Označení (n) je počet ohříváků, přičemž je ODPL považován za rovnocenný ostatním ohřívákům z hlediska velikosti ohřátí. Výsledky v tabulkách (tab. 2.2.4.a.) a (tab. 2.2.4.b.).

$$\Delta t = \frac{t_{ODPL} - t_k}{n} = \frac{160 - 60}{3} = 33,33 \cong 33^\circ\text{C}$$

Rozdělení teplot pro NTO po ODPL		
počet NTO vč. ODPL	n	3
teplota nap. vody za posl. ohřív.	t <sub>NV</sub>	240 °C
teplota kondenzátu	t <sub>k</sub>	60 °C
teplota odplynění	t <sub>odpl</sub>	160 °C
ohřev nap. vody v NTO a ODPL	Δt	33,33333 °C
zaokrouhleno	Δt	33 °C
teplota za kondenzátorem	t <sub>k</sub>	60 °C
teplota za prvním NTO1	t <sub>NTO1</sub>	93 °C
teplota za druhým NTO2	t <sub>NTO2</sub>	127 °C
teplota za nap. nad. a ODPL	t <sub>ODPL</sub>	160 °C

tab. 2.2.4.a. – teplotní rozdělení pro NTO

$$\Delta t = \frac{t_{NP} - t_{ODPL}}{n} = \frac{240 - 160}{2} = 40^\circ\text{C}$$

Rozdělení teplot pro VTO po ODPL		
počet VTO	n	2
teplota nap. vody za posl. ohřív.	t <sub>NV</sub>	240 °C
teplota kondenzátu	t <sub>k</sub>	60 °C
teplota odplynění	t <sub>odpl</sub>	160 °C
ohřev nap. vody v NTO a ODPL	Δt	40 °C
zaokrouhleno	Δt	40 °C
teplota za ODPL	t <sub>ODPL</sub>	160 °C
teplota za VTO1	t <sub>VTO1</sub>	200 °C
teplota za VTO2	t <sub>VTO2</sub>	240 °C

tab. 2.2.4.b. – teplotní rozdělení pro VTO

## 2.3. VOLBA DALŠÍCH VELIČIN PRO VÝPOČET TEPELNÉHO SCHÉMATU

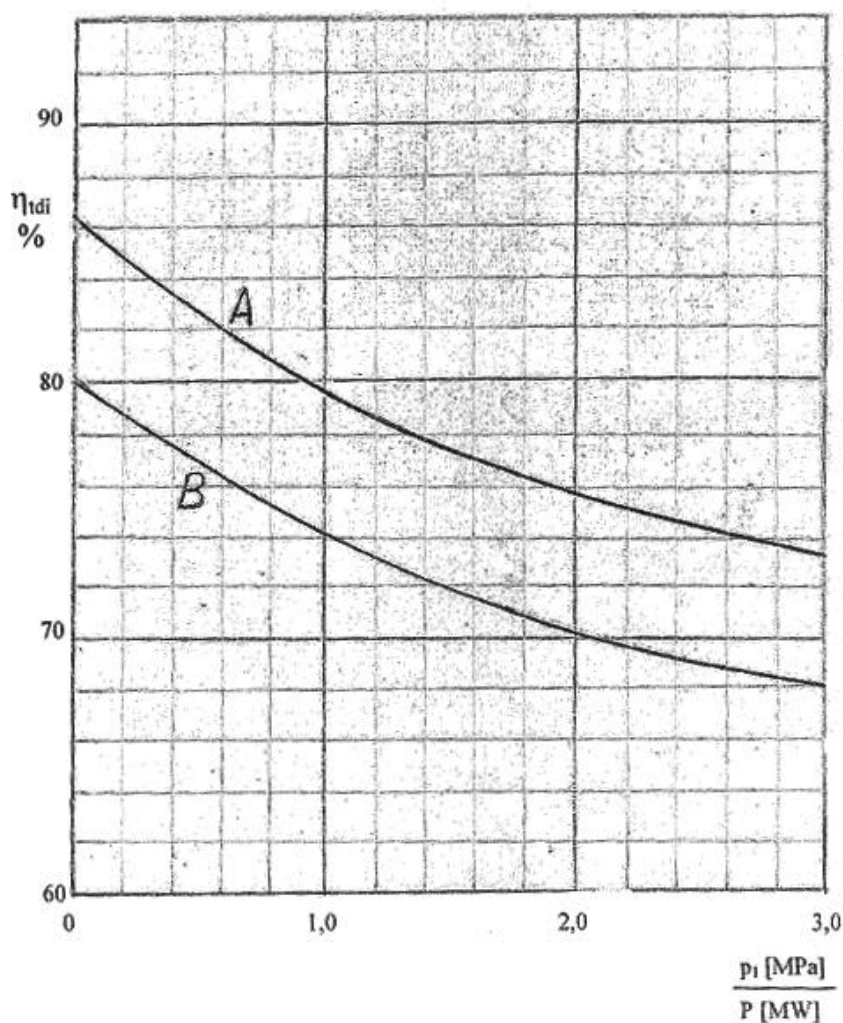
### 2.3.1. VOLBA VNITŘNÍ TERMODYNAMCKÉ ÚČINNOSTI

Zde je možné vycházet z empirických hodnot účinností, jež definuje poměr vstupního tlaku páry a výkonu turbíny, poté pomocí křivky (A) odečíst hodnotu odhadované termodynamické vnitřní účinnosti viz (obr. 2.3.1.a.).

Příloha 5

#### Vnitřní termodynamická účinnost turbíny v závislosti na poměru vstupního tlaku páry a výkonu

Křivka A platí pro dvoutělesové a bohatě vyložené turbíny  
 B pro levnější turbíny s Curtisovým stupněm



obr. 2.3.1.a. – graf pro odečtení vnitřní termodynamické účinnosti [1]

Výsledky pak budou odpovídat viz (tab. 2.3.1.a).

výkon na svorkách generatoru	$P_g$	65	MW
celk. mech ztráty		0,7	MW
účinnost generátoru		0,9875	%/100
vnitřní výkon turbíny	$PMW$	66,52278481	MW
vstupní tlak za vs. ventilem	$p_1'$	9,7	Mpa
poměr $p_1'/PMW$	$p_1'/PMW$	0,145814701	Mpa/MW
křivka A - dvoutělesové volba z grafu			
vnitřní termodynamická účinnost		85	%

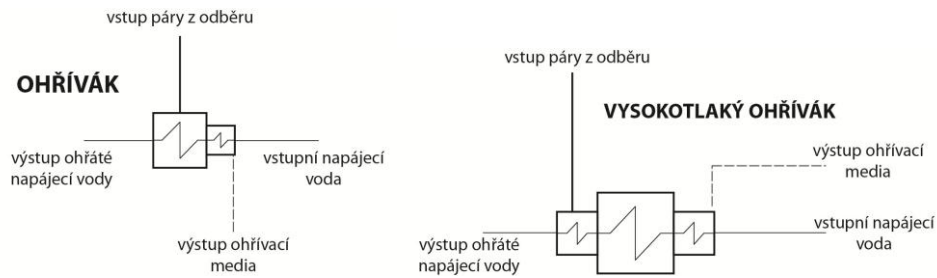
tab. 2.3.1.a. – tabulka volby termodynamické účinnosti z grafu

Pro přesnější výpočty byla volba termodynamické vnitřní účinnosti volena dle předpokladů konzultanta firmy ŠKODA POWER. Účinnost byla rozdělena pro VT díl a STNT díl, přičemž STNT díl disponuje vyšší účinností než VT díl. Výsledkem volby termodynamické účinnosti tedy bude viz (tab. 2.3.1.b.). Termodynamická účinnost (dále jen Tdi).

vnitřní termodynamická účinnost VT	85	%
vnitřní termodynamická účinnost STNT	89	%
ŠKODA POWER: doporučení 85% VT, 89% STNT		

tab. 2.3.1.b. – skutečné zvolené hodnoty termodynamických účinností

### 2.3.2. VOLBA PRAMETRŮ PRO VTO, NTO REGENERAČNÍ OHŘÍVÁKY



obr. 2.3.2.a – obecné schéma zapojení ohříváků NTO, VTO

Abychom mohli dopočítat množství potřebné vstupní páry na turbínu, je třeba nejdříve zjistit odběrové množství páry pro ohříváky, tedy je nutné zahájit výpočty volbou základních parametrů pro regenerační ohříváky VTO, NTO.

Nyní je nutno zvolit koncové teplotní rozdíly (viz tab. 2.3.2.a.) mezi teplotami napájecí vody na výstupu z ohříváků (tab. 2.3.2.b.) a teplotami na mezi sytosti páry (tab. 2.3.2.c.), odpovídající odběrovým tlakům v ohřívacích (tab. 2.3.2.d.).

Teplotní rozdíly ovšem záleží na teplosměnných plochách ohříváků. U NTO se teplotní rozdíl volí menší než u VTO, což symbolizuje menší plochy ve VTO ohřívacích. Velké plochy VTO ohříváků znamenají, díky využití vysokých parametrů páry, větší ztrátu do okolí.

U ODPL je koncový rozdíl teplot roven nule, protože se jedná o směšovací ohřívák.

Hodnoty koncových teplotních rozdílů jsou voleny na základě podkladů [1].

koncový tepl. rozdíl VTO	$\delta VTO$	4 °C
koncový tepl. rozdíl NTO	$\delta NTO$	3 °C
koncový tepl. rozdíl ODPL.	$\delta ODPL$	0 °C

tab. 2.3.2.a. – zvolené hodnoty koncových teplotních rozdílů VTO, NTO

VODA	teplota za kondenzátorem	$t_k$	60 °C
	teplota za prvním NTO	$t_{NTO1}$	93 °C
	teplota za druhým NTO	$t_{NTO2}$	127 °C
	teplota za nap. nad. a odp.	$t_{ODPL}$	160 °C
	teplota za prvním VTO	$t_{VTO1}$	200 °C
	teplota za druhým VTO	$t_{VTO2}$	240 °C

tab. 2.3.2.b. – teploty napájecí vody za ohříváky

Přičtením koncových teplotních rozdílů k teplotám na výstupu z ohříváků dostaneme teploty na mezi sytosti.

PÁRA	teplota na mezi sytosti	t'NTO1	96 °C
	teplota na mezi sytosti	t'NTO2	130 °C
	teplota na mezi sytosti	t'ODPL	160 °C
	teplota na mezi sytosti	t'VTO1	204 °C
	teplota na mezi sytosti	t'VTO2	244 °C

tab. 2.3.2.c. – teploty na mezi sytosti v ohřívácích

Tlaky jsou voleny na základě odpovídajících teploty na mezi sytosti z parních tabulek.

tlak v NTO1	pNTO1	0,877711	bar
tlak v NTO2	pNTO2	2,702596	bar
tlak v ODPL	pODPL	6,181392	bar
tlak v VTO1	pVTO1	16,89056	bar
tlak v VTO2	pVTO2	35,88428	bar

tab. 2.3.2.d. – tlaky odpovídající teplotám na mezi sytosti, tlaky v ohřívácích

Aby bylo možné považovat tlaky páry na ohřívácích (tab. 2.3.2.d) za odběrové tlaky (tab. 2.3.2.f.), je třeba započítat tlakovou ztrátu v potrubí, přičemž uvažujeme ztrátu potrubí pro ODLP vyšší, protože potrubí je delší. Hodnoty tlakových ztrát (tab. 2.3.2.e.) byly zvoleny na základě informací z firmy ŠKODA POWER.

tlakové ztráty v potrubí regeneračních odběrů ODPL	$\Delta p$	10 %
tlakové ztráty v potrubí regeneračních odběrů VTO, NTO	$\Delta p$	4,5 %

tab. 2.3.2.e. – zvolené hodnoty tlakových ztrát v potrubí ohříváků

tlak. ztrata v potr. VTO, NTO	0,955	%/100
tlak ztrata v potr. ODPL	0,9	%/100
tlak na odběru NTO1	p'NTO1	0,919069 bar
tlak na odběru NTO2	p'NTO2	2,829944 bar
tlak na odběru ODPL	p'ODPL	6,868213 bar
tlak na odběru VTO1	p'VTO1	17,68645 bar
tlak na odběru VTO2	p'VTO2	37,57516 bar

tab. 2.3.2.f. – tlaky navýšené o tlakové ztráty v potrubí k ohřívákům, odběrové tlaky

Následně určené entalpie (tab. 2.3.2.g.) pro tlaky v ohřívácích při kondenzaci páry podle tlaků (tab. 2.3.2.d) a stavu páry  $X = 0$  z parních tabulek.

stav páry	X	0	
entalpie po kond. Páry NTO1	ikNTO1	402,2321	kJ/kg
entalpie po kond. Páry NTO2	ikNTO2	546,3878	kJ/kg
entalpie po kond. Páry ODPL	ikODPL	675,5747	kJ/kg
entalpie po kond. Páry VTO1	ikVTO1	870,4627	kJ/kg
entalpie po kond. Páry VTO2	ikVTO2	1056,68	kJ/kg

tab. 2.3.2.g. – entalpie pro tlaky v ohřívácích po kondenzaci páry

### 2.3.3. VÝPOČET PARAMENTRŮ NA ODBĚRECH

Následný výpočet bere v úvahu termodynamické účinnosti VT a STNT a postupně dopočítává parametry od vstupu na turbínu po poslední odběr. Konečný výsledek posledního odběru (NTO1) byl posledním z prvků optimalizace výstupních parametrů páry z STNT dílu (viz kapitola 2.2.2.).

vstupní parametry páry na vstupu do turbíny:			
tlak	$p_1'$	97	bar
teplota	$t_1'$	377,6961	°C
entalpie	$i_1'$	3033,11	kJ/kg
entropie na vstupu	$s_1'$	6,128674	kJ/kgK
$(p_1'; t_1')$			
termodynamická účinnost VT	$T_{diVT}$	0,85	%/100
termodynamická účinnost STNT	$T_{diSTNT}$	0,89	%/100

tab. 2.3.3.a. – výčet známých vstupních parametrů

Výpočet parní strany každého z odběrů vychází vždy z předchozího výpočtu parametrů páry, podle následujícího postupu.

Na turbíně, zvláště ke každému dalšímu odběru, provedeme izentropickou expanzi až na tlak následujícího odběru, tedy podle parametru entropie na začátku expanze a tlaku, který je znám, daného odběru určíme entalpii po izentropické expanzi.

Podle entalpie na začátku izentropické expanze a na konci určíme izentropický spád.

Určený izentropický spád násobíme účinností turbíny (pozor VT, STNT), tím získáme reálný spád k odběru.

Pro zjištění entalpie v místě odběru odečteme od entalpie na začátku expanze reálný spád k odběru.

výpočet parametrů páry VTO2 odběru			
PÁRA	tlak v odběru VTO2	$p'_{VTO2}$	37,57516 bar
	entalpie po inzoentropické exp.	$i_{VTO2}$	2819,209 kJ/kg
	$(p'_{VTO2}; s_1')$		
	izentropický spád	$h_{oVTO2}$	213,9002 kJ/kg
	reálný entalpický spád (s $T_{diVT}$ )	$h_{VTO2}$	181,8151 kJ/kg
	reálná entalpie v místě odběru	$i'_{VTO2}$	2851,294 kJ/kg

tab. 2.3.3.b. – parametry páry na VTO2 odběru

Protože měrná tepelná kapacita se v průběhu procesu mění nelze vzít pro výpočet entalpií vody konstantní hodnotu, ale určit pomocí tabulek (X steam tables) a dané teploty.

výpočet parametrů vody VTO2 odběru			
VODA	teplota vody před ohřívákem	tvVTO2	200 °C
	teplota vody za ohřívákem	tv'VTO2	240 °C
	měrná tepelná kapacita vody	Cp	4,187 kJ/kg°C
	entalpie vody před ohřívákem	ivVTO2	852,3931 kJ/kg
	entalpie vody za ohřívákem	iv'VTO2	1037,523 kJ/kg

tab. 2.3.3.c. – parametry napájecí vody na VTO2

Parametry páry na VTO2 jsou identické s parametry na výstupu z VT dílu (tab. 2.3.3.d.), protože odběr VTO2 je řazen ihned za výstup z VT dílu.

parametry páry na výstupu z VT dílu			
tlak páry	p'VT	37,57516	bar
entalpie páry	i'VT	2851,294	kJ/kg

tab. 2.3.3.d. – parametry páry na výstupu z VT dílu

Mezi VT a STNT dílem je řazen přehřívák páry, který mění jen parametry teploty zpět na vstupní teplotu před VT dílem. Je také definovaná tlaková ztráta na přehříváku páry, ta činí 13%, o kterou bude výstupní tlak z VT dílu snížen ještě před záchytným ventilem a vstupem do STNT dílu. Opět uvažujeme pro tlakovou ztrátu prostý proces škrcení. Parametry viz (tab. 2.3.3.e.).

určení parametrů za přehřívákem páry			
teplota přehřáté páry	t3	380	°C
tlak před přehřívákem	p'VT	37,57516	bar
tlaková ztráta na přehříváku	13%	0,87	
tlak přehřáté páry (za přehřív.)	p3	32,69039	bar
entalpie za přehřívákem	i3	3180,74	kJ/kg
(t3, p3)			
entropie za přehřívákem	s3	6,808741	kJ/kgK
(t3, p3)			

tab. 2.3.3.e. – parametry páry za přehřívákem páry

Před vstupem do STNT dílu prochází pára záchytným ventilem STNT dílu, který mění parametry tlaku páry o tlakovou ztrátu 1,5%. Jedná se o prostý proces škrcení bez změny entalpie. Výsledná pára je již vstupem na STNT díl (tab. 2.3.3.f.).

Učení parametrů za regulačním ventilem - vstup na STNT díl			
tlaková ztráta reg. ventilu	$\Delta p$	0,985	1,5%
tlak před regulačním ventilem	$p_3$	32,69039	bar
tlak za regulačním ventilem	$p_3'$	32,20004	bar
entalpie za regulačním ventilem	$i_3' = i_3$	3180,74	kJ/kg
entropie za regulačním ventilem	$s_3'$	6,81537	kJ/kgK

tab. 2.3.3.f. – parametry páry za záchytným ventilem, vstup do STNT dílu

Následuje výpočet jednotlivých ohříváků, podle výše uvedeného postupu, demonstrovaného na VTO2 regeneračním ohříváku, proto je dále uveden jen výčet hodnot.

výpočet parametrů páry na VTO1 odběru			
PÁRA	tlak v odběru VTO1	$p'_{VTO1}$	17,68645 bar
	entalpie po inzoentropické exp. ( $p'_{VTO1}$ ; $s_3'$ )	$i_{VTO1}$	3020,188 kJ/kg
	izoentropický spád	$h_{oVTO1}$	160,5524 kJ/kg
	reálný entalpický spád ( $s_{TdiSTNT}$ )	$h_{VTO1}$	142,8916 kJ/kg
	reálná entalpie v místě odběru	$i'_{VTO1}$	3037,849 kJ/kg
	entropie v místě odběru ( $p'_{VTO1}$ ; $i'_{VTO1}$ )	$s'_{VTO1}$	6,846208 kJ/kgK

tab. 2.3.3.g. – parametry páry odběru na VTO1

výpočet parametrů vody VTO1 odběru			
VODA	teplota vody před ohřívákem	$t_{vVTO1}$	160 °C
	teplota vody za ohřívákem	$t_{v'VTO1}$	200 °C
	měrná tepelná kapacita vody	$C_p$	4,187 kJ/kg°C
	entalpie vody před ohřívákem	$i_{vVTO1}$	675,5747 kJ/kg
	entalpie vody za ohřívákem	$i_{v'VTO1}$	852,3931 kJ/kg

tab. 2.3.3.h. – parametry kondenzátu na VTO1

výpočet parametrů páry na ODPL odběru			
PÁRA	tlak v odběru ODPL	$p'_{ODPL}$	6,868213 bar
	entalpie po izoentropické exp. ( $p'_{ODPL}$ , $s'_{VTO1}$ )	$i_{ODPL}$	2821,625 kJ/kg
	izoentropický spád	$h_{oODPL}$	216,224 kJ/kg
	reálný entalpický spád ( $s_{TdiSTNT}$ )	$h_{ODPL}$	192,4394 kJ/kg
	reálná entalpie v místě odběru	$i'_{ODPL}$	2845,409 kJ/kg
	entropie v místě odběru ( $p'_{ODPL}$ ; $i'_{ODPL}$ )	$s'_{ODPL}$	6,897045 kJ/kgK

tab. 2.3.3.i. – parametry páry odběru na ODPL

výpočet parametrů vody ODPL odběru			
VODA	teplota vody před ohřívákem	tvODPL	127 °C
	teplota vody za ohřívákem	tv'ODPL	160 °C
	měrná tepelná kapacita vody	Cp	4,187 kJ/kg°C
	entalpie vody před ohřívákem	ivODPL	533,5862 kJ/kg
	entalpie vody za ohřívákem	iv'ODPL	675,5747 kJ/kg

tab. 2.3.3.j. – parametry kondenzátu v ODPL

výpočet parametrů páry na NTO2 odběru			
PÁRA	tlak v odběru NTO2	p'NTO2	2,829944 bar
	entalpie po izoentropické exp. (p'NTO2, s'ODPL)	iNTO2	2676,072 kJ/kg
	izoentropický spád	hoNTO2	169,3371 kJ/kg
	reálný entalpický spád (s TdiSTNT)	hNTO2	150,71 kJ/kg
	reálná entalpie v místě odběru	i'NTO2	2694,699 kJ/kg
	entropie v místě odběru (p'NTO2; i'NTO2)	s'NTO2	6,943072 kJ/kgK

tab. 2.3.3.k. – parametry páry na NTO2 odběru

výpočet parametrů vody NTO2 odběru			
VODA	teplota vody před ohřívákem	tvNTO2	93 °C
	teplota vody za ohřívákem	tv'NTO2	127 °C
	měrná tepelná kapacita vody	Cp	4,187 kJ/kg°C
	entalpie vody před ohřívákem	ivNTO2	389,595 kJ/kg
	entalpie vody za ohřívákem	iv'NTO2	533,5862 kJ/kg

tab. 2.3.3.l. – parametry kondenzátu na NTO2

výpočet parametrů páry na NTO1 odběru			
PÁRA	tlak v odběru NTO2	p'NTO1	0,919069 bar
	entalpie po izoentropické exp. (p'NTO1, s'NTO2)	iNTO1	2506,73 kJ/kg
	izoentropický spád	hoNTO1	187,9689 kJ/kg
	reálný entalpický spád (s TdiSTNT)	hNTO1	167,2923 kJ/kg
	reálná entalpie v místě odběru	i'NTO1	2527,407 kJ/kg
	entropie v místě odběru (p'NTO1; i'NTO1)	s'NTO1	6,998892 kJ/kgK

tab. 2.3.3.m. – parametry páry na NTO1 odběru

výpočet parametrů vody NTO1 odběru			
VODA	teplota vody před ohřívákem	tvNTO1	60 °C
	teplota vody za ohřívákem	tv'NTO1	93 °C
	měrná tepelná kapacita vody	Cp	4,187 kJ/kg°C
	entalpie vody před ohřívákem	ivNTO1	251,1544 kJ/kg
	entalpie vody za ohřívákem	iv'NTO1	389,595 kJ/kg

tab. 2.3.3.n. – parametry kondenzátu na NTO1

## 2.4. TEPELNÁ BILANCE OHŘÍVÁKŮ

Cílem výpočtů tepelné bilance ohříváků je zjištění poměrné hodnoty množství odebírané páry pro daný ohřívák ku celkovému množství páry, které bude do turbíny dodáváno. Výpočty vychází z [1] a každý vzorec je uveden před tabulkou výsledků. Dále je třeba určit účinnost ohříváků, dělíme na VTO a NTO (tab. 2.4.a.). Po dohodě s konzultantem ŠKODA POWER nezavádíme žádnou přídavnou vodu do systému.

účinnost VTO	0,98
účinnost NTO	0,99
konst.	1,03

tab. 2.4.a. – tabulka účinností ohříváků

### 2.4.1. REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK VTO2

$$Y_{VTO2} = \frac{1,03 \cdot (i'_{VTO2} - i_{VTO2})}{(i'_{VTO2} - i_{VTO2}) \cdot \eta_{VTO}}$$

entalpie v místě odběru	$i'_{VTO2}$	2851,294	kJ/kg
entalpie po kondenzaci páry	$i_{VTO2}$	1056,68	kJ/kg
entalpie vody před ohřívákem	$i_{VTO2}$	852,3931	kJ/kg
entalpie vody za ohřívákem	$i'_{VTO2}$	1037,523	kJ/kg
množství páry odběru	$y_{VTO2}$	0,108422	

tab. 2.4.1. – tepelná bilance VTO2

### 2.4.2. REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK VTO1

$$Y_{VTO1} = \frac{1,03 \cdot (i'_{VTO1} - i_{VTO1}) - Y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2} - i_{VTO1}) \cdot \eta_{VTO}}{(i'_{VTO1} - i_{VTO1}) \cdot \eta_{VTO}}$$

entalpie v místě odběru	$i'_{VTO1}$	3037,849	kJ/kg
entalpie po kondenzaci páry	$i_{VTO1}$	870,4627	kJ/kg
entalpie vody před ohřívákem	$i_{VTO1}$	675,5747	kJ/kg
entalpie vody za ohřívákem	$i'_{VTO1}$	852,3931	kJ/kg
množství páry odběru	$y_{VTO1}$	0,0764	

tab. 2.4.2. – tepelná bilance VTO1

### 2.4.3. ODPLYŇOVÁK

$$Y_{ODPL} = \frac{(i'_{ODPL} - i_{ODPL}) - Y_{VTO} \cdot (i'_{ODPL} - i_{ODPL}) + 0,03 \cdot (i'_{ODPL} - i_D) - Y_{VTO} \cdot (i_{VTO1} - i_{ODPL}) \cdot \eta_{NTO}}{(i'_{ODPL} - i_{ODPL}) \cdot \eta_{NTO} + (i'_{ODPL} - i_{ODPL})}$$

celkové množství páry VTO	$y_{VTO}$	0,1849	
entalpie v místě odběru	$i'_{ODPL}$	2845,409	kJ/kg
entalpie po kondenzaci páry	$i_{ODPL}$	675,5747	kJ/kg
entalpie vody před ohřívákem	$i_{ODPL}$	533,5862	kJ/kg
entalpie vody za ohřívákem	$i'_{ODPL}$	675,5747	kJ/kg
množství páry odběru	$y_{ODPL}$	0,0325	

tab. 2.4.3. – tepelná bilance ODPL

#### 2.4.4. REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK NTO2

$$Y_{NTO2} = \frac{(1 - Y_{VTO} - Y_{ODPL}) \cdot (i'_{NTO2} - i_{vNTO2})}{(i'_{NTO2} - i_{kNTO2}) \cdot \eta_{NTO}}$$

entalpie v místě odběru	$i'_{NTO2}$	2694,699	kJ/kg
entalpie po kondenzaci páry	$i_{kNTO2}$	546,3878	kJ/kg
entalpie vody před ohřívákem	$i_{vNTO2}$	389,595	kJ/kg
entalpie vody za ohřívákem	$i'_{NTO2}$	533,5862	kJ/kg
množství páry odběru	$y_{NTO2}$	0,0530	

tab. 2.4.4. – tepelná bilance NTO2

#### 2.4.5. REGENERAČNÍ OHŘÍVÁK NTO1

$$Y_{NTO1} = \frac{(1 - Y_{VTO} - Y_{ODPL}) \cdot (i'_{NTO1} - i_{vNTO1}) - Y_{NTO2} \cdot (i_{kNTO2} - i_{kNTO1}) \cdot \eta_{NTO}}{(i'_{NTO1} - i_{kNTO1}) \cdot \eta_{NTO}}$$

entalpie v místě odběru	$i'_{NTO1}$	2527,407	kJ/kg
entalpie po kondenzaci páry	$i_{kNTO1}$	402,2321	kJ/kg
entalpie vody před ohřívákem	$i_{vNTO1}$	251,1544	kJ/kg
entalpie vody za ohřívákem	$i'_{NTO1}$	389,595	kJ/kg
množství páry odběru	$y_{NTO1}$	0,0479	

tab. 2.4.5. – tepelná bilance NTO1

## 2.5. MĚRNÁ PRÁCE

Nyní určíme měrné práce na VT a STNT dílu. Jejich součet pak bude celkovou měrnou prací, která je základem ve výpočtu potřebného množství páry. Měrné práce jsou definovány entalpickým spádem, tedy rozdílem entalpií na začátku expanze a na konci.

### 2.5.1. MĚRNÁ PRÁCE VT DÍLU

Protože na VT dílu je jen jeden odběr, a ten je řazen až na výstupu z VT dílu, vychází měrná práce z entalpie na vstupu do turbíny a entalpie na odběru VTO2 (tab. 2.5.1.).

Určení jednotlivých expanzí mezi odběry - VT díl			
entalpie na vstupu do VT dílu	$i_1'$	3033,11	kJ/kg
ent. na výstupu z VT, odběru VTO2	$i'_{VTO2}$	2851,294	kJ/kg
spád na VT dílu k odběru VTO2	$h_1$	181,8151	kJ/kg

tab. 2.5.1. – měrná práce VT dílu

### 2.5.2. MĚRNÁ PRÁCE STNT DÍLU

Měrná práce STNT dílu je součet měrných prací respektive spádů mezi jednotlivými odběry, bez množství páry odebrané pro odběry, až k výstupním parametrům páry (tab. 2.5.2.), (kap. 2.5.3).

Určení jednotlivých expanzí mezi odběry - STNT díl			
entalpie za přehřívákem, vstup STNT	$i_3$	3180,74	kJ/kg
entalpie odběru VTO1	$i'_{VTO1}$	3037,849	kJ/kg
spád na STNT dílu k odběru VTO1	$h_2$	142,8916	kJ/kg
entalpie v místě odběru VTO1	$i'_{VTO1}$	3037,849	kJ/kg
entalpie v místě odběru ODPL	$i'_{ODPL}$	2845,409	kJ/kg
spád na STNT dílu k odběru ODPL	$h_3$	192,4394	kJ/kg
entalpie v místě odběru ODPL	$i'_{ODPL}$	2845,409	kJ/kg
entalpie v místě odběru NTO2	$i'_{NTO2}$	2694,699	kJ/kg
spád na STNT dílu k odběru NTO2	$h_4$	150,71	kJ/kg
entalpie v místě odběru NTO2	$i'_{NTO2}$	2694,699	kJ/kg
entalpie v místě odběru NTO1	$i'_{NTO1}$	2527,407	kJ/kg
spád na STNT dílu k odběru NTO1	$h_5$	167,2923	kJ/kg
entalpie v místě odběru NTO1	$i'_{NTO1}$	2527,407	kJ/kg
entalpie na výstupu STNT dílu	$i_k$	2339,448	kJ/kg
spád na STNT dílu k výstupu	$h_6$	187,9586	kJ/kg

tab. 2.5.2. – měrná práce STNT dílu

### 2.5.3. CELKOVÁ MĚRNÁ PRÁCE TURBÍNY

Je prostým součtem měrných prací respektive spádů VT a STNT dílů turbíny (tab. 2.5.3.).

$$a_{STNT} = (1 - Y_{VTO2}) \cdot h_2 + (1 - Y_{VTO2} - Y_{VTO1}) \cdot h_3 + (1 - Y_{VTO2} - Y_{VTO1} - Y_{ODPL}) \cdot h_4 + \\ + (1 - Y_{VTO2} - Y_{VTO1} - Y_{ODPL} - Y_{NTO2}) \cdot h_5 + (1 - Y_{VTO2} - Y_{VTO1} - Y_{ODPL} - Y_{NTO2} - Y_{NTO1}) \cdot h_6$$

$$a_{VT} = h_1$$

$$a_{CELK} = a_{VT} + a_{STNT}$$

<b>měrná práce - VT díl vč. odběrů</b>		
měrná práce VT dílu	aVT	181,8151 kJ/kg
<b>měrná práce - STNT dílu vč. odběrů</b>		
měrná práce STNT vč. odběrů	aSTNT	652,4425 kJ/kg
<b>celková měrná práce</b>		
celková měrná práce VT + STNT	aCELK	834,2577 kJ/kg

tab. 2.5.3. – celková měrná práce turbíny

## 2.6. MNOŽSTVÍ PÁRY, VARIANTA (A) PLNOOTÁČKOVÝ VT DÍL

### 2.6.1. MNOŽSTVÍ PÁRY PROUDÍCÍ DO TURBÍNY (A)

Základem pro výpočet potřebného množství páry je celková měrná práce, respektive celkový entalpický spád turbíny, požadovaný výkon, mechanické ztráty a účinnost generátoru (tab. 2.6.1.).

$$m_p = \frac{P}{a_{CELK} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \text{ respektive } m_p = \frac{P_g + \zeta_m}{a_{CELK} \cdot \eta_G}$$

Množství páry, které proudí do turbíny (VT dílu)			
výkon na svorkách generátoru	$P_g$	65	MW
mechanická účinnost - mech. ztráty	$\zeta_m$	0,7	MW
účinnost generátoru	$\eta_G$	0,9875	%/100
celková měrná práce	$a_{CELK}$	834,2577	kJ/kg
množství páry proudící do turbíny	$M_p$	78,90067	kg/s

tab. 2.6.1. – množství páry proudící do turbíny (A)

### 2.6.2. MNOŽSTVÍ PÁRY PRO JEDNOTLIVÉ OHŘÍVÁKY (A)

Množství páry pro jednotlivé ohříváky je prostým násobkem poměrného čísla (Y), které definuje množství páry (kap. 2.4.). Výsledky viz (tab. 2.6.2.).

$$m_{VTO2} = Y_{VTO2} \cdot m_p$$

Množství páry pro jednotlivé ohříváky			
množství páry pro VTO2	$m_{VTO2}$	8,554541	kg/s
množství páry pro VTO1	$m_{VTO1}$	6,03025	kg/s
množství páry pro ODPL	$m_{ODPL}$	2,561901	kg/s
množství páry pro NTO2	$m_{NTO2}$	4,180887	kg/s
množství páry pro NTO1	$m_{NTO1}$	3,779885	kg/s

tab. 2.6.2. – množství páry pro jednotlivé ohříváky (A)

### 2.6.3. ZŮSTATKOVÉ MNOŽSTVÍ PÁRY ZA KAŽDÝM ODBĚREM (A)

Je množství páry, které pokračuje v expanzi za každým daným odběrem (tab. 2.6.3.). Je prostým odečtením množství páry odběru od množství páry proudící k odběru.

$$m_{STNT} = m_p - m_{VTO2}$$

$$m'_{VTO1} = m_{STNT} - m_{VTO1}$$

$$\dots$$

množství páry proudící do STNT dílu	mSTNT	70,34613	kg/s
množství páry za odběrem VTO1	m'VTO1	64,31588	kg/s
množství páry za odběrem ODPL	m'ODPL	61,75398	kg/s
množství páry za odběrem NTO2	m'NTO2	57,5731	kg/s
množství páry za odběrem NTO1	m'NTO1	53,79321	kg/s

tab. 2.6.3. – množství páry pokračující za každým z odběrů (A)

## 2.7. TECHNICKÝ VÝKON TURBÍNY VARIANTA (A) PLNOTÁČKOVÝ VT DÍL

Technickým výkonem turbíny se rozumí výkon, který musí turbína dodávat generátoru, aby pokryla všechny ztráty a na svorkách generátoru byla požadované hodnota elektrického výkonu.

### 2.7.1. TECHNICKÝ VÝKON VT DÍLU (A)

Pro VT díl bude výpočet výrazně jednodušší, protože první odběr je až za VT dílem. Výpočet tedy bude podle následujícího vztahu.

$$Pt_{VT} = m_p \cdot (i_1' - i'_{VT})$$

entalpie na stupu do VT dílu	$i_1'$	3033,11	kJ/kg
entalpie na výstupu z VT dílu	$i'_{VT}$	2851,294	kJ/kg
množství páry na vstupu do VT dílu	$M_p$	78,90067	kg/s
technický výkon VT dílu	$Pt_{VT}$	14,34534	MW

tab. 2.7.1. – technický výkon VT dílu turbíny (A)

### 2.7.2. TECHNICKÝ VÝKON STNT DÍLU (A)

Výpočet technického výkonu STNT dílu bude náročnější, protože je nutné uvažovat úbytky množství páry vlivem odběrů. Výpočet bude podle následujícího vztahu. Výsledek (tab. 2.7.2.).

$$\begin{aligned}
 Pt_{STNT} = & (m_p - m_{VTO2}) \cdot (i_3' - i'_{VTO1}) + (m_p - m_{VTO2} - m_{VTO1}) \cdot (i'_{VTO1} - i'_{ODPL}) + \\
 & + (m_p - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{ODPL}) \cdot (i'_{ODPL} - i'_{NTO2}) + \\
 & + (m_p - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{ODPL} - m_{NTO2}) \cdot (i'_{NTO2} - i'_{NTO1}) + \\
 & + (m_p - m_{VTO2} - m_{VTO1} - m_{ODPL} - m_{NTO2} - m_{NTO1}) \cdot (i'_{NTO1} - i'_K)
 \end{aligned}$$

technický výkon STNT dílu	Pt <sub>STNT</sub>	51478,16	W
		51,47816	MW

tab. 2.7.2. – technický výkon STNT dílu (A)

### 2.7.3. CELKOVÝ TECHNICKÝ VÝKON TURBÍNY (A)

Je prostým součtem technických výkonů VT a STNT dílu.

$$Pt = Pt_{VT} + Pt_{STNT}$$

celkový technický výkon turbíny	Pt	65,82349	MW
---------------------------------	----	----------	----

tab. 2.7.3. – celkový technický výkon turbíny (A)

## 2.8. MNOŽSTVÍ PÁRY, VARIANTA (B) VT DÍL NA PŘEVODOVCE

### 2.8.1. MNOŽSTVÍ PÁRY PROUDÍCÍ DO TURBÍNY (B)

Pro výpočet a srovnání varianty (B) VT dílu připojeného přes převodovku se bilanční schéma mění v bodě, kdy jsou uvažované odlišné mechanické ztráty pro VT a STNT díl, připočítává se také účinnost převodovky. Což celé mění hodnotu množství páry jdoucí do turbíny a výpočty na to navazující.

$$m_p = \frac{P}{a_{CELK} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \text{ respektive } m_p = \frac{P_g + \zeta_{VT} + \zeta_{STNT}}{a_{CELK} \cdot \eta_G \cdot \eta_{PŘ}}$$

Množství páry, které proudí do turbíny (VT dílu)			
výkon na svorkách generátoru	P <sub>g</sub>	65	MW
mech. Ztráty VT dílu		0,065	MW
mech. Ztráty STNT dílu		0,5	MW
účinnost převodovky		0,99	%/100
účinnost generátoru		0,9875	%/100
celková měrná práce	a <sub>CELK</sub>	834,2577	kJ/kg
množství páry proudící do turbíny	m <sub>p</sub>	79,69749	kg/s

tab. 2.8.1. – množství páry na vstupu do turbíny (B)

## 2.8.2. MNOŽSTVÍ PÁRY PRO JEDNOTLIVÉ OHŘÍVÁKY (B)

Množství páry pro jednotlivé ohříváky			
množství páry pro VTO2	mVTO2	8,640933	kg/s
množství páry pro VTO1	mVTO1	6,091149	kg/s
množství páry pro ODPL	mODPL	2,587774	kg/s
množství páry pro NTO2	mNTO2	4,223109	kg/s
množství páry pro NTO1	mNTO1	3,818057	kg/s

tab. 2.8.2. – množství páry pro jednotlivé hříváky

## 2.8.3. ZŮSTATKOVÉ MNOŽSTVÍ PÁRY ZA KAŽDÝM ODBĚREM (B)

množství páry proudící do STNT dílu	mSTNT	71,05655	kg/s
množství páry za odběrem VTO1	m'VTO1	64,9654	kg/s
množství páry za odběrem ODPL	m'ODPL	62,37763	kg/s
množství páry za odběrem NTO2	m'NTO2	58,15452	kg/s
množství páry za odběrem NTO1	m'NTO1	54,33646	kg/s

tab. 2.8.3. – zůstatkové množství páry za odběry

## 2.9. TECHNICKÝ VÝKON TURBÍNY VARIANTA (B) VT DÍL PŘIPOJENÝ PŘES PŘEVODOVKU

### 2.9.1. TECHNICKÝ VÝKON VT DÍLU (B)

entalpie na stupu do VT dílu	$i_1'$	3033,11	kJ/kg
entalpie na výstupu z VT dílu	$i'_{VT}$	2851,294	kJ/kg
množství páry na vstupu do VT dílu	$M_p$	79,69749	kg/s
technický výkon VT dílu	$P_{tVT}$	14,49021	MW

tab. 2.9.1. technický výkon VT dílu (B)

### 2.9.2. TECHNICKÝ VÝKON STNT DÍLU (B)

technický výkon STNT dílu	$P_{tSTNT}$	51998,03	W
		51,99803	MW

tab. 2.9.1. – technický výkon STNT dílu (B)

### 2.9.3. CELKOVÝ TECHNICKÝ VÝKON TURBÍNY (B)

celkový technický výkon turbíny	$P_t$	66,48824	MW
---------------------------------	-------	----------	----

tab. 2.9.3. – celkový technický výkon turbíny (B)

## 2.10. SROVNÁNÍ VARIANT A,B V BILANCI

Z uvedených hodnot vyplývá, že by pro variantu (B) tedy vysokootáčkový VT díl ( $5500 \text{ min}^{-1}$ ) mělo být třeba větší množství páry. Z toho faktu by bylo možné usoudit, že bude výhodnější použití plnootáčkového VT dílu (A). Ale je třeba brát v úvahu, že bilanční výpočet je zatím v návrhové fázi a hodnoty nejsou konečné.

Návrh průtočné části VT dílu pomocí programu Turbina Delphy upraví účinnosti jednotlivých stupňů. Předpokládá se, že vzniknou i změny o v oblasti tlaků na odběrech, tedy bilance by byla třeba opravit o nová data a interace mezi výpočtem průtočné části a odběrových množství respektive celkového množství páry jdoucí na turbínu by se několikrát opakovala. Tuto úpravu tepelné bilance dále nerozvádím, výpočet je vzorový. Pro tento typ optimalizace jsou určeny specializované softwary firem, které se návrhem a výrobou turbín zabývají.

Finální výběr varianty se uskuteční až po výpočtech lopatkových plánů respektive průtočné části, kdy bude zřejmá zejména náročnost zařízení na výrobu a tedy její předpoklad finančních nákladů. Zejména jednoduchost a vyšší účinnost turbíny budou rozhodujícími parametry pro výběr varianty.

### 3. NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI

V návrhu průtočné části se budou vytvářet lopatkové plány pro každou z variant (A,B). Z lopatkových plánů vyplyne počet stupňů VT dílu, účinnosti jednotlivých stupňů a další parametry každého jednoho stupně. Na základě těchto parametrů bude zvolena jedna z variant VT dílu. Pro výpočet průtočných částí je použit software TurbinaDelphy.

#### 3.1. PRVOTNÍ NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI VT DÍLU

Pro potřebu prvotního návrhu a volby jedné z variant VT dílu k další optimalizaci použijeme jednotný optimální poměr rychlostí  $u/c_0 = 0,48$  na každý výpočtový stupeň.

Zvolený  $u/c_0$  je optimální na patě lopatky, program ho uvažuje na středním průměru, tedy je možné poměr zvýšit. Ale pro tuto fázi výpočtu postačí optimální hodnota na patě.

##### 3.1.1. PRŮTOČNÁ ČÁST (A) PLNOOTÁČKOVÝ VT DÍL

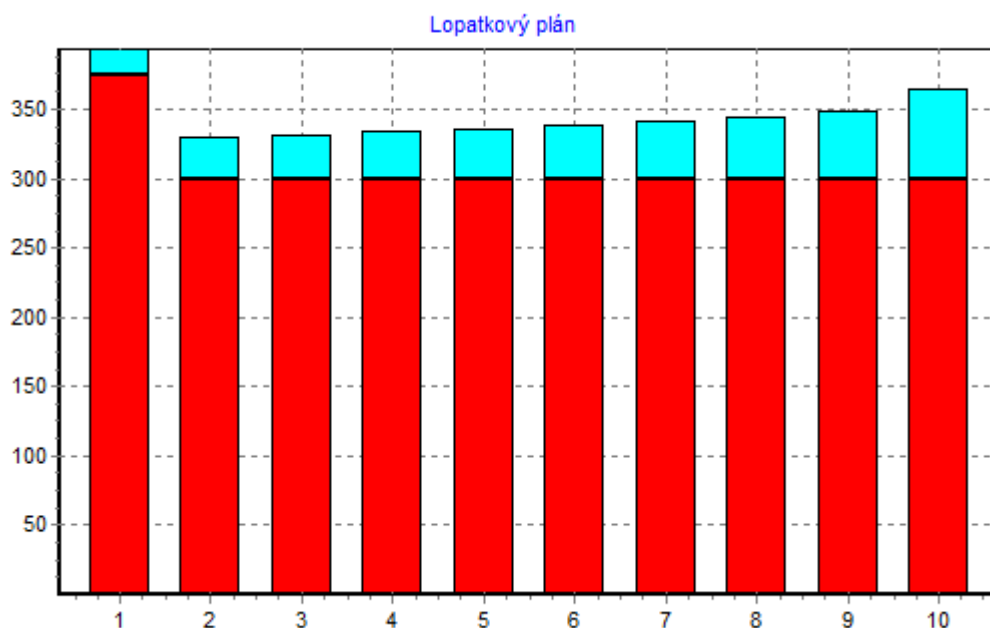
Z uvedených výsledků níže (tab. 3.1.1.a.), (obr. 3.1.1.a) vyplývá, že VT díl varianty (A) bude tvořen 10-ti stupni o průměrné celkové účinnosti dílu 84,7 %.

Zadané parametry:

hmotnostní tok páry  $M = 78,9007$  kg/s  
parametry páry na vstupu  $p_1 = 9,7$  MPa,  $t_1 = 377,6960$  °C  
otáčky  $n = 3000$  1/min  
požadovaný výstupní tlak  $p_2 = 3,7575$  MPa  
totální ostřík  
A kolo  
opt. poměru rychlostí  $u/c_0 = 0,48$   
patní průměr  $D_p = 0,75$  m,  $D_{p_x} = 0,6$  m

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
M[kg/s]	78,9007	78,9007	78,9007	78,9007	78,9007	78,9007	78,9007	78,9007	78,9007	78,9007
i1[kj/kg]	3034,25	3009,977	2992,465	2974,708	2956,699	2938,432	2919,9	2901,089	2881,992	2862,588
s1[kj/kgC]	6,1305	6,142	6,1478	6,1536	6,1593	6,165	6,1707	6,1763	6,1819	6,1875
t1[°C]	377,696	360,8758	349,3432	337,7755	326,1697	314,5273	302,8407	291,0909	279,2402	267,2154
p1[MPa]	9,7	8,535	7,8226	7,1561	6,5326	5,9504	5,4073	4,9016	4,4311	3,9938
x1[-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ds[m]	0,7683	0,6294	0,6314	0,6336	0,636	0,6386	0,6415	0,6446	0,6481	0,6648
Dp[m]	0,75	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
His[kj/kg]	31,6074	21,212	21,347	21,496	21,6592	21,8373	22,0354	22,2489	22,4911	12,9871
u[m/s]	120,6843	98,8659	99,1801	99,5257	99,9026	100,3126	100,7666	101,2535	101,8033	104,4265
c0[m/s]	251,4256	205,9707	206,6252	207,3451	208,1305	208,9846	209,9304	210,9449	212,0902	161,1653
u/c0[-]	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,6479
vr[m3/kg]	0,0285	0,0307	0,033	0,0356	0,0384	0,0416	0,045	0,0489	0,0532	0,056
alfa1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
Lt[mm]	18,2997	29,3802	31,4153	33,625	36,0288	38,6497	41,5056	44,6376	48,0603	64,8495
Lred[mm]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
OSTRIK	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
EPS[-]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
n1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Lopt[mm]	43,2418	52,9409	54,7756	56,7053	58,7379	60,8822	63,1432	65,5395	68,0723	52,8293
Lp[mm]	18,2997	29,3802	31,4153	33,625	36,0288	38,6497	41,5056	44,6376	48,0603	64,8495
Lp/Ds[-]	0,0238	0,0467	0,0498	0,0531	0,0566	0,0605	0,0647	0,0692	0,0742	0,0975
Btype	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
ETAn[%]	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	85,3138
Zd[%]	0,5561	0,8894	0,8846	0,8794	0,8736	0,8673	0,8604	0,853	0,8446	1,086
Zl[%]	14,7935	9,2142	8,6173	8,051	7,5139	7,0044	6,5224	6,0648	5,6328	3,8151
Zp[%]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Zv[%]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Zt[%]	1,1821	0,6032	0,5659	0,5305	0,497	0,4652	0,4352	0,4066	0,3797	0,71
Zr[%]	0,0227	0,0872	0,099	0,1127	0,1284	0,1465	0,1674	0,1918	0,22	0,3806
Zx[%]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ETAi[%]	76,7961	82,5564	83,1835	83,7768	84,3375	84,867	85,365	85,8343	86,2734	79,3221
Huz[kj/kg]	24,2733	17,5118	17,7572	18,0087	18,2668	18,5326	18,8105	19,0972	19,4039	10,3017
N[kW]	1915,177	1381,696	1401,053	1420,896	1441,263	1462,239	1484,162	1506,779	1530,978	812,8089
i2s[kj/kg]	3002,643	2988,765	2971,118	2953,212	2935,04	2916,595	2897,864	2878,84	2859,501	2849,601
i2[kj/kg]	3009,977	2992,465	2974,708	2956,699	2938,432	2919,9	2901,089	2881,992	2862,588	2852,287
s2[kj/kgC]	6,142	6,1478	6,1536	6,1593	6,165	6,1707	6,1763	6,1819	6,1875	6,1925
t2[C]	360,8758	349,3432	337,7755	326,1697	314,5273	302,8407	291,0909	279,2402	267,2154	260,4993
p2[MPa]	8,535	7,8226	7,1561	6,5326	5,9504	5,4073	4,9016	4,4311	3,9938	3,7575
x2[-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Výkon skupiny [kW]	14357,05									
Huz [kj/kg]	181,96									
His suma [kj/kg]	218,92									
His [kj/kg]	214,84									
Eta[%]	84,7									
Reheat f.	0,019									

tab. 3.1.1.a. – tabulka výsledků lopatkového plánu opt. varianty (A)



obr. 3.1.1.a. – schéma průtočné části VT dílu var. (A)

### 3.1.2. PRŮTOČNÁ ČÁST (B) VYSOKOOTÁČKOVÝ VT DÍL

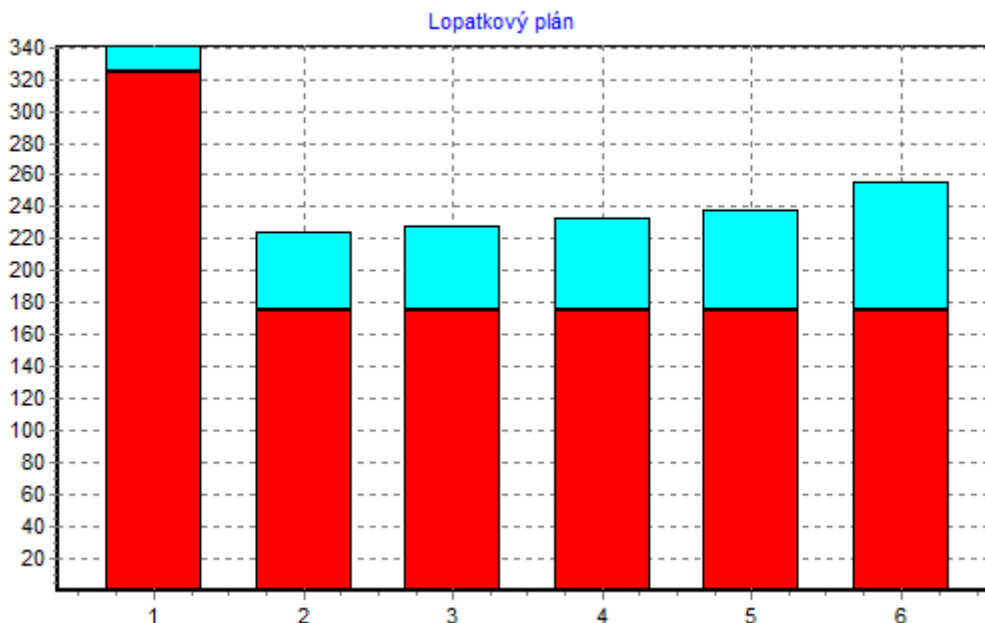
Z uvedených výsledků níže (tab. 3.1.2.a.), (obr. 3.1.2.a) vyplývá, že VT díl varianty (B) bude tvořen 6-ti stupni o průměrné celkové účinnosti dílu 84,07 %.

Zadané parametry:

hmotnostní tok páry  $M = 79,6975 \text{ kg/s}$   
parametry páry na vstupu  $p_1 = 9,7 \text{ MPa}$ ,  $t_1 = 377,6960$   
otáčky  $n = 5500 \text{ 1/min}$   
požadovaný výstupní tlak  $p_2 = 3,7575 \text{ MPa}$   
totální ostřík  
A kolo  
opt. poměru rychlostí  $u/c_0 = 0,48$   
patní průměr  $D_{p_1} = 0,65 \text{ m}$ ,  $D_{p_x} = 0,35 \text{ m}$

Stupeň	1	2	3	4	5	6
M[kg/s]	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975
i1[kJ/kg]	3034,25	2975,068	2950,022	2924,31	2897,88	2870,66
s1[kJ/kgC]	6,1305	6,1643	6,1703	6,1764	6,1826	6,189
t1[°C]	377,696	336,1243	320,4205	304,487	288,272	271,645
p1[MPa]	9,7	6,9717	6,1719	5,4336	4,7541	4,1305
x1[-]	-	-	-	-	-	-
Ds[m]	0,6658	0,3991	0,4034	0,4081	0,4134	0,4311
Dp[m]	0,65	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
His[kJ/kg]	79,7807	28,6664	29,2875	29,9739	30,7575	20,2007
u[m/s]	191,7366	114,9325	116,1709	117,524	119,051	124,148
c0[m/s]	399,4513	239,4428	242,0226	244,842	248,022	201,001
u/c0[-]	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,6176
vr[m3/kg]	0,0335	0,0375	0,0415	0,0463	0,0519	0,056
alfa1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
Lt[mm]	15,7793	49,1494	53,3514	58,0963	63,446	81,1053
Lred[mm]	0	0	0	0	0	0
OSTRIK	T	T	T	T	T	T
EPS[-]	1	1	1	1	1	1
n1	1	1	1	1	1	1
Lopt[mm]	39,1933	62,1993	64,9693	67,9831	71,2603	59,932
Lp[mm]	15,7793	49,1494	53,3514	58,0963	63,446	81,1053
Lp/Ds[-]	0,0237	0,1232	0,1323	0,1424	0,1535	0,1881
Btype	V	Z	Z	Z	Z	Z
ETAn[%]	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	93,3504	88,3234
Zd[%]	0,8021	0	0	0	0	0
Zl[%]	17,1564	5,508	5,0742	4,6598	4,2669	3,1581
Zp[%]	0	0	0	0	0	0
Zv[%]	0	0	0	0	0	0
Zt[%]	1,188	0,2286	0,2129	0,1978	0,1835	0,3189
Zr[%]	0,0225	0,2427	0,2799	0,3243	0,3769	0,5663
Zx[%]	0	0	0	0	0	0
ETAi[%]	74,1814	87,3711	87,7834	88,1686	88,5232	84,2802
Huz[kJ/kg]	59,1825	25,0462	25,7096	26,4276	27,2275	17,0252
N[kW]	4716,694	1996,117	2048,987	2106,21	2169,97	1356,86
i2s[kJ/kg]	2954,469	2946,401	2920,734	2894,34	2867,13	2850,46
i2[kJ/kg]	2975,068	2950,022	2924,312	2897,88	2870,66	2853,63
s2[kJ/kgC]	6,1643	6,1703	6,1764	6,1826	6,189	6,195
t2[C]	336,1243	320,4205	304,4873	288,272	271,645	260,909
p2[MPa]	6,9717	6,1719	5,4336	4,7541	4,1305	3,7575
x2[-]	-	-	-	-	-	-
Výkon skupiny [kW]	14394,84					
Huz [kJ/kg]	180,62					
His suma [kJ/kg]	218,67					
His [kJ/kg]	214,84					
Eta[%]	84,07					
Reheat f.	0,0178					

tab. 3.1.2.a. - tabulka výsledků lopatkového plánu opt. varianty (B)



obr. 3.1.2.a. - schéma průtočné části VT dílu var. (B)

### 3.1.3. SROVNÁNÍ VARINAT A VÝBĚR

Z uvedených výsledků vyplývá, že varianta (A) s plnootáčkovým VT dílem bude náročnější na výrobu (vyšší počet stupňů) než varianta (B) s vysokootáčkovým VT dílem. Také se předpokládá, že po optimalizaci bude mít typ (A) nižší účinnost oproti variantě (B), a to zejména z důvodu předpokladu použití delších lopatek v optimalizované variantě (B).

Je třeba brát v úvahu, že převodovka potřebná pro variantu (B) je nákladná součást a cenu celkového soustrojí výrazně zvyšuje.

Výběr varianty proběhl na základě konzultací s konzultantem ŠKODA POWER a výsledkem je varianta (B) s vysokootáčkovým VT dílem (5500 1/min) připojeným k STNT dílu a generátoru přes převodovku.

### 3.2. OPTIMALIZACE ZVOLENÉ VARIANTY (B)

Při detailnějším návrhu zvolené varianty (B) vysokotáčkového VT dílu (5500 1/min) bylo přihlédnuto k několika faktorům.

Při návrhu byl použit optimální poměr rychlostí ( $u/c_0 = 0,48$ ), který je ovšem vztažen k patě lopatky a program ho bere ke střednímu průměru. Tedy bylo třeba jeho hodnotu navýšit a pokračovat v optimalizaci.

Po konzultaci s firmou ŠKODA POWER byla vyhodnocena minimální délka první lopatky rozváděcího A-kola (pro VT 5500 1/min) 15 mm. Dále se při optimalizaci přihlíželo k vyrovnanějšímu rozložení výkonu na stupeň, což mělo další vliv na volbu  $u/c_0$  a rozměry lopatek.

#### 3.2.1. LOPATKOVÉ PLÁNY OPTIMALIZACE VARIANTY (B)

Z výsledků (tab. 3.2.1.b) a (obr. 3.2.1.a.) vylívá, že při další optimalizaci vybrané varianty bylo třeba provést další úpravy a narostla jak účinnost, tak počet stupňů. V první řadě bylo třeba optimalizovat přesněji poměr rychlostí ( $u/c_0$ ) na patě lopatky, protože, jak bylo výše uvedeno, program počítá poměr pro střední průměr ( $D_s$ ). Pro tento účel posloužil jednoduchý přepočítání na průměr paty lopatky (tab. 3.2.1.a). Dále bylo třeba udržet zatížení jednoho stupně v určité normě a s tím i rozložení zatížení mezi jednotlivými stupni. Bylo také zapotřebí udržet účinnost stupně poblíž požadované hodnotě a s tím i délku lopatky. Tyto faktory byly konzultovány s konzultantem firmy ŠKODA POWER, výsledky jsou uvedeny v tabulce lopatkového plánu (tab. 3.2.1.b).

$$(u/c_0)_p = D_p / (D_p + L_p) \cdot (u/c_0)_s$$

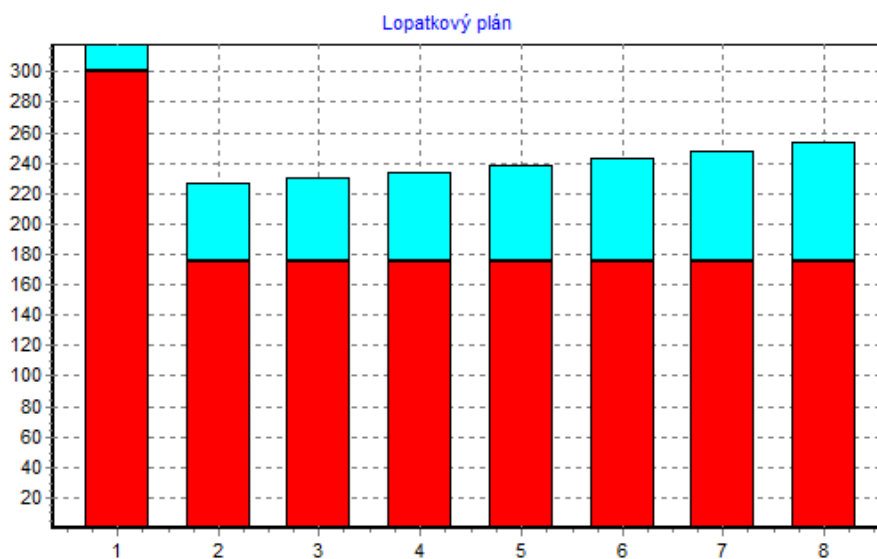
stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$(u/c_0)_p$ [-]	0,4806	0,4803	0,4804	0,4801	0,4803	0,4801	0,4802	0,4821
revize pro volbu $(u/c_0)_s$ ... $(u/c_0)_p$ by se mělo pohybovat kolem 0,48 jako optimum na patě, protože program TurbinaDelphy počítá rychlostní poměr na střed lopatky a my ho známe optimálně k patě.								

tab. 3.2.1.a – rychlostní poměr ( $u/c_p$ ) přepočtený na patu lopatky

Z výsledků v lopatkovém plánu vyplývá, že se potvrdil předpoklad lepší celkové účinnosti v souvislosti s použitím delších lopatek a byl zachován menší počet stupňů, tedy složitost a tím pádem i finanční náročnost je nižší – výhodnější.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
M[kg/s]	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975
i1[kJ/kg]	3034,2501	2984,9262	2965,8327	2946,7148	2927,5544	2908,4109	2889,2663	2870,1689
s1[kJ/kgC]	6,1305	6,1553	6,16	6,1648	6,1697	6,1747	6,1798	6,185
t1[°C]	377,696	343,5321	331,4223	319,3951	307,4358	295,5696	283,7492	271,9601
p1[MPa]	9,7	7,437	6,7796	6,1707	5,6067	5,0863	4,6055	4,163
x1[-]	-	-	-	-	-	-	-	-
Ds[m]	0,6179	0,4015	0,4051	0,409	0,4132	0,4177	0,4227	0,4283
Dp[m]	0,6	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
His[kJ/kg]	64,6128	22,0171	22,0124	22,0401	22,0215	22,0371	22,0243	21,8499
u[m/s]	177,9424	115,6237	116,6604	117,7835	118,9931	120,2947	121,7289	123,3415
c0[m/s]	359,4796	209,8434	209,8209	209,9528	209,8643	209,9384	209,8773	209,0448
u/c0[-]	0,495	0,551	0,556	0,561	0,567	0,573	0,58	0,59
vr[m3/kg]	0,0318	0,0346	0,0374	0,0404	0,0437	0,0474	0,0514	0,0559
alfa1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
Lt[mm]	17,943	51,4944	55,1062	58,9711	63,2107	67,7625	72,7176	78,3239
Lred[mm]	0	0	0	0	0	0	0	0
OSTRIK	T	T	T	T	T	T	T	T
EPS[-]	1	1	1	1	1	1	1	1
n1	1	1	1	1	1	1	1	1
Lopt[mm]	39,8458	54,8572	56,2308	57,6403	59,0026	60,3993	61,7228	62,7564
Lp[mm]	17,943	51,4944	55,1062	58,9711	63,2107	67,7625	72,7176	78,3239
Lp/Ds[-]	0,029	0,1283	0,136	0,1442	0,153	0,1622	0,172	0,1829
Btype	V	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
ETAη[%]	93,4907	92,5272	92,3271	92,1083	91,8211	91,507	91,1064	90,469
Zd[%]	0,9457	0	0	0	0	0	0	0
Zl[%]	15,1102	5,2108	4,8588	4,5296	4,2126	3,9162	3,6334	3,3497
Zp[%]	0	0	0	0	0	0	0	0
Zv[%]	0	0	0	0	0	0	0	0
Zt[%]	1,0633	0,3321	0,3217	0,3118	0,3034	0,2953	0,2887	0,286
Zr[%]	0,0337	0,2632	0,2961	0,3326	0,3744	0,421	0,4735	0,5351
Zx[%]	0	0	0	0	0	0	0	0
ETAi[%]	76,3376	86,7211	86,8506	86,9344	86,9307	86,8745	86,7108	86,2983
Huz[kJ/kg]	49,3239	19,0935	19,1179	19,1604	19,1435	19,1446	19,0974	18,8561
N[kW]	3930,9912	1521,7041	1523,6496	1527,038	1525,6858	1525,7761	1522,0151	1502,7807
i2s[kJ/kg]	2969,6373	2962,9091	2943,8203	2924,6747	2905,5329	2886,3738	2867,2421	2848,319
i2[kJ/kg]	2984,9262	2965,8327	2946,7148	2927,5544	2908,4109	2889,2663	2870,1689	2851,3129
s2[kJ/kgC]	6,1553	6,16	6,1648	6,1697	6,1747	6,1798	6,185	6,1907
t2[C]	343,5321	331,4223	319,3951	307,4358	295,5696	283,7492	271,9601	260,2034
p2[MPa]	7,437	6,7796	6,1707	5,6067	5,0863	4,6055	4,163	3,7575
x2[-]	-	-	-	-	-	-	-	-
Výkon skupiny [kW]	14579,64							
Huz [kJ/kg]	182,94							
His suma [kJ/kg]	218,62							
His [kJ/kg]	214,84							
Eta[%]	85,15							
Reheat f.	0,0176							

tab. 3.2.1.b. – lopatkový plán optimalizace varianty (B)



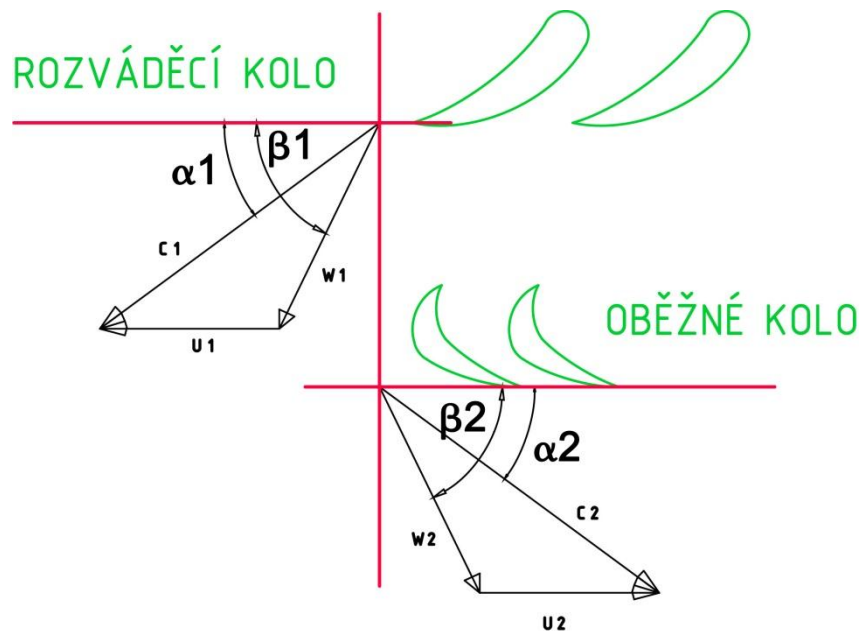
obr. 3.2.1.a. - schéma průtočné části optimalizovaného VT dílu var. (B)

## 4. DALŠÍ OPTIMALIZACE VT DÍLU VARIANTY (B)

V další optimalizace zvolené varianty VT dílu typu vysokootáčkový (5500 ot/min) bude prováděna výpočtem rychlostních trojúhelníků, volbou vhodných profilů lopatek, výpočtem ztrát ve stupních, volbou délky lopatek a pevnostními výpočty lopatek. Po této základní optimalizaci je možné již vykreslit základní výkres průtočné části.

### 4.1. RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY VT DÍLU

Výpočty rychlostních trojúhelníků vychází z hodnot lopatkového plánu, které se vypočítali pomocí programu Turbina Delphy, navíc je třeba definovat v průběhu výpočtů další parametry, které budou při výpočtech uvedeny. Výpočty jsou prováděny pomocí softwaru MS Excel do kterého jsou vloženy potřebné vzorce. V praxi je i pro tyto výpočty použit software, který umožňuje přesnější optimalizaci.



obr. 4.1.a – schéma rychlostních trojúhelníků

Rekapitulace a volba dalších parametrů pro výpočty. Volba reakce na patě válcové lopatky a zborčené lopatky. Maximální hodnota reakce na patě pro válcové lopatky (0,15), maximální hodnota reakce pro zborčené lopatky na patě (0,28).

otáčky	n[1/min]	5500
reakce na patě V lopatky	Rp	0,15
průtokový ztrátový součinitel	$\Phi$	0,97
rakce na patě Z lopatky	Rp	0,2

tab. 4.1.a – voba parametrů pro výpočet rychl. trojúhelníků

Použité vzorce pro výpočty rychlostních trojúhelníků v pořadí jak byly užity po sobě. Výsledkem jsou výpočty v (tab. 4.1.d).

Přepočet výsledných reakcí [-] na střední průměr, pro který budou vypočítány všechny rychlosti.

$$R_s = 1 - (1 - R_p) \cdot \left( \frac{D_p}{D_s} \right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2}$$

$D_p$ [m] – patní průměr,  $D_s$ [m] – střední průměr,  $\varphi$ [-] – průtokový ztrátový součinitel,  $\alpha_1$ [°] – výstupní úhel z RL

Absolutní rychlost na výstupu RL [m/s].

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{is}} \rightarrow [m/s]$$

$h_{is}$  [kJ/kg] – isoentropický spád na každý jeden stupeň

Rozklad absolutní rychlosti na výstupu z RL do složek axiální a obvodové.

$$c_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \rightarrow [m/s]$$

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

Výpočet obvodové rychlosti.

$$u = \pi \cdot D_s \cdot n \rightarrow [m/s]$$

Výpočet složek relativní rychlosti do axiálního a obvodového směru.

$$w_{1u} = c_{1ax} - u \rightarrow [m/s]$$

$$w_{1ax} = c_{1ax} \rightarrow [m/s]$$

Relativní rychlost v rozváděcím kole.

$$c_1 = \sqrt{w_{1ax}^2 + w_{1u}^2} \rightarrow [m/s]$$

Úhel relativní rychlosti.

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1ax}}{w_1} \rightarrow [^\circ]$$

Na základě velikosti úhlu  $\beta_1$  relativní rychlosti zvolíme z katalogu profilů (PŘÍLOHA č.2) vhodný profil, což nám definuje rozsah velikosti úhlu  $\beta_2$ . Pro další výpočty se budeme v tomto rozsahu pohybovat tak, aby výstupní úhel  $\alpha_2$  byl co nejbližší 90°. Později po spočtení Machova čísla se volba profilu může změnit a hodnotu bude třeba přepočítat.

R - 30 - 21A profil oběžných lopatek

použitelný rozsah  $\beta_2$

19 až 24

Součinitel podle Samoljoviče.

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^5 \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \rightarrow [-]$$

Výstupní relativní rychlost z OL.

$$w_2 = \psi_1 \cdot \sqrt{w_1^2 + R_s \cdot 2000 \cdot h_{is}} \rightarrow [m/s]$$

Přepočet výstupní relativní rychlosti do axiální a obvodové složky.

$$w_{2ax} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \rightarrow [m/s]$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \rightarrow [m/s]$$

Relativní výstupní rychlost v axiální a obvodovém směru. Relativní rychlost v axiálním směru bude pravděpodobně třeba po přepočtech optimalizace délky lopatek upravit hodnotami, které vyjdou ve výpočtech délek později.

$$c_{2ax} = w_{2ax} \rightarrow [m/s]$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u \rightarrow [m/s]$$

Absolutní rychlost oběžného kola na vstupu.

$$c_2 = \sqrt{c_{2ax}^2 + c_{2u}^2} \rightarrow [m/s]$$

Úhel absolutní rychlosti, který se snažíme změnou úhlu  $\beta_2$  a  $R_p$  optimalizovat k hodnotě  $90^\circ$ .

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2ax}}{c_2} \rightarrow [^\circ]$$

Profily se dělí podle dosahovaných Machových čísel do čtyř skupin, které jsou uvedeny v katalogu profilů, proto je třeba Machova čísla dopočítat a znovu přehodnotit volbu rozváděcích i oběžných lopatek.

$$Ma = \frac{c}{a} \rightarrow [-]$$

$c$ [m/s] – rychlost proudu na vstupu do lopatkové mříže,  $a$ [m/s] – rychlost zvuku vztahena na parametry páry před stupněm

$$a = \sqrt{k \cdot p \cdot V} \rightarrow [m/s]$$

$k$  [-] – isoentropický exponent závislý na teplotě a tlaku,  $p$ [MPa] – tlak za stupněm,  $V$ [m<sup>3</sup>] – měrný objem páry z funkce  $f(t,p)$

	1	2	3	4	5	6	7	8
cv	1,6206	1,5986	1,5912	1,5840	1,5771	1,5703	1,5638	1,5574
cp	2,1218	2,0973	2,0894	2,0817	2,0742	2,0669	2,0600	2,0532
k	1,3092	1,3120	1,3131	1,3142	1,3152	1,3163	1,3173	1,3183
c0	359,4796	209,8434	209,8209	209,9528	209,8643	209,9384	209,8773	209,0448
a	556,4428	554,7653	550,4925	545,5940	540,6818	536,0434	530,9189	526,2226
Ma RL	0,6460	0,3783	0,3812	0,3848	0,3881	0,3916	0,3953	0,3973

tab. 4.1.b – výpočet Machova čísla pro RL

	1	2	3	4	5	6	7	8
cv	1,6206	1,5986	1,5912	1,5840	1,5771	1,5703	1,5638	1,5574
cp	2,1218	2,0973	2,0894	2,0817	2,0742	2,0669	2,0600	2,0532
k	1,3092	1,3120	1,3131	1,3142	1,3152	1,3163	1,3173	1,3183
c1	317,4883	182,0588	182,0394	182,1539	182,0770	182,1415	182,0886	181,3662
a	556,4428	554,7653	550,4925	545,5940	540,6818	536,0434	530,9189	526,2226
Ma OL	0,5706	0,3282	0,3307	0,3339	0,3368	0,3398	0,3430	0,3447

4.1.c – výpočet Machova čísla pro OL

Po spočtení Machových čísel se revidoval profil rozváděcích lopatek, a pokud je třeba provede se přepočet hodnot znovu.

Dále pak podle úhlu  $\alpha_1$ , který vychází z lopatkového plánu je určen profil oběžných lopatek z katalogu profilů (PŘÍLOHA č.2).

volba profilu RL **S - 90 - 15A**

rozsah pro volbu  $\alpha_2$

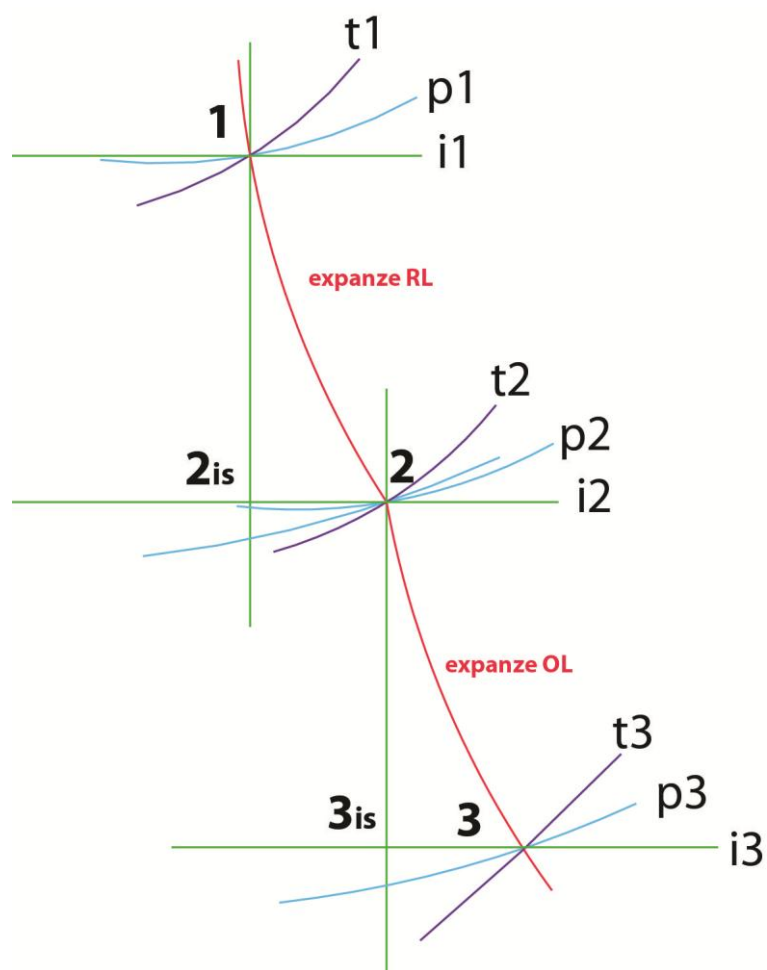
**70 až 120**

Výsledný souhrn výpočtů rychlostních trojúhelníků a volby profilů oběžných a rozváděcích lopatek je uveden v tabulce (tab. 4.1.d).

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
typ lop. Z,V	V	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
Dp[m]	0,6	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
Ds[m]	0,6179	0,4015	0,4051	0,409	0,4132	0,4177	0,4227	0,4283
His[kJ/kg]	64,6128	22,0171	22,0124	22,0401	22,0215	22,0371	22,0243	21,8499
alfa1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
φ[-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
Rp[-]	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Rs[-]	0,17098296	0,28813365	0,29351623	0,299248356	0,30530938	0,31167811	0,318607214	0,326189952
1-Rs[-]	0,82901704	0,71186635	0,70648377	0,700751644	0,69469062	0,68832189	0,681392786	0,673810048
c0[m/s]	359,4796	209,8434	209,8209	209,9528	209,8643	209,9384	209,8773	209,0448
c1[m/s]	317,488312	182,058845	182,039412	182,1539133	182,077036	182,1415159	182,0886108	181,3662412
c1ax[m/s]	70,291	43,7833	43,805	43,858	43,867	43,903	43,901	43,714
c1u[m/s]	308,844972	177,102453	177,083549	177,194933	177,120148	177,1828731	177,1314083	176,4287046
u[m/s]	177,942426	100,792764	100,792764	100,7927643	100,792764	100,7927643	100,7927643	100,7927643
w1u[m/s]	-104,365175	-58,601009	-58,6055123	-58,5789768	-58,596793	-58,58184985	-58,59411049	-58,76151813
w1[m/s]	127,693781	72,2095732	72,2105969	72,20457311	72,2086154	72,2052244	72,20800626	72,24639554
w1ax[m/s]	73,5772507	42,1917556	42,187252	42,21378753	42,1959713	42,21091446	42,19865381	42,03124617
β1[°]	35,1837641	35,7532623	35,7482744	35,77766532	35,7579314	35,77448284	35,76090248	35,57558069
β2 rozmezí[°]	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24	19 až 24
β2 volba[°]	19	24	24	24	24	24	24	24
β2 + β1[°]	54,1837641	59,7532623	59,7482744	59,77766532	59,7579314	59,77448284	59,76090248	59,57558069
ψ[-]	0,87854525	0,88812076	0,88811249	0,888161258	0,88812851	0,888155978	0,888133444	0,887825545
w2[m/s]	172,161419	118,828956	119,603278	120,4905494	121,322468	122,2644622	123,2177464	123,8953384
w2ax[m/s]	56,0502756	48,3320907	48,6470356	49,00792157	49,3462935	49,72943693	50,11717255	50,39277405
w2u[m/s]	162,78182	108,555653	109,263031	110,073594	110,83359	111,6941441	112,5650126	113,1840237
c2u[m/s]	-15,1606058	7,76288886	8,47026665	9,280829747	10,0408255	10,9013798	11,77224825	12,39125935
c2[m/s]	71,9073616	44,4661647	44,6164033	44,82920884	45,0014652	45,23619668	45,45199259	45,43629721
α2[°]	90	90	90	90	90	90	90	90
Ma[-] OL	0,57056776	0,32817275	0,33068467	0,33386348	0,33675452	0,339788727	0,3429688	0,344656862
Ma[-] RZ	0,64603156	0,37825619	0,38115128	0,384815078	0,38814753	0,391644383	0,395309544	0,397255434
profil OL	R - 30 - 21A	R - 30 - 21A	R - 30 - 21A	R - 30 - 21A	R - 30 - 21A	R - 30 - 21A	R - 30 - 21A	R - 30 - 21A
profil RL	S - 90 - 15A	S - 90 - 15A	S - 90 - 15A	S - 90 - 15A	S - 90 - 15A	S - 90 - 15A	S - 90 - 15A	S - 90 - 15A

tab. 4.1.d – tabulka souhrnu výpočtů rychlostních trojúhelníků a volby profilů

## 4.2. ZTRÁTY VE STUPNÍCH VT DÍLU



obr. 4.2.a – princip ztráty ve stupních

Výpočty ztrát na kolech RL a OL nám umožní získat hodnoty mezi jednotlivými koly stupňů, které jsme dosud neznali, protože program Turbina Delphy počítá parametry jen na celé stupně. Parametry pro výpočty známe z lopatkového plánu a výpočtů rychlostních trojúhelníků. Souhrn výsledků je uveden v tabulce (tab 4.2.a).

Vzorce pro výpočet ztrát na rozváděcích kolech na jednotlivých stupních.

Zpracovaný spád:

$$hisRL = (1 - Rs) \cdot his \rightarrow [kJ/kg]$$

Ztráta v RL:

$$Z_{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot hisRL \rightarrow [kJ/kg]$$

Entalpie za kolem po izoentropické expanzi:

$$i_{2isRL} = i_1 - hisRL \rightarrow [kJ/kg]$$

Skutečná entalpie za kolem:

$$i_{2RL} = i_{2isRL} + Z_{RL} \rightarrow [kJ/kg]$$

Tlak za RL:

$$p_{2RL} = (i_2; s_1) \rightarrow [MPa]$$

Teplota za RL:

$$t_{2RL} = (i_2; p_2) \rightarrow [^\circ C]$$

Měrný objem za RL:

$$v_{2RL} = (i_2; p_2) \rightarrow [m^3/kg]$$

Entropie za RL:

$$s_{2RL} = (i_2; p_2) \rightarrow [kJ/kgK]$$

Vzorce pro výpočet ztrát na oběžných kolech na jednotlivých stupních. Zbylé závislosti pro tlak, teplotu, objem a entropii jsou odvozené stejně jako u rozváděcích stupňů,

Zpracovaný spád:

$$hisOL = Rs \cdot his \rightarrow [kJ/kg]$$

Ztráta v OL:

$$Z_{OL} = \frac{(1 - \psi^2) \cdot w1}{2000} \rightarrow [kJ/kg]$$

Entalpie za kolem po izoentropické expanzi:

$$i_{3isOL} = i_{2RL} - hisOL \rightarrow [kJ/kg]$$

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
His[kJ/kg]	64,6128	22,0171	22,0124	22,0401	22,0215	22,0371	22,0243	21,8499
s1[kJ/kgC]	6,1305	6,1553	6,16	6,1648	6,1697	6,1747	6,1798	6,185
i1[kJ/kg]	3034,2501	2984,9262	2965,8327	2946,7148	2927,5544	2908,4109	2889,2663	2870,1689
φ[-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
1-Rs[-]	0,82901704	0,71186635	0,70648377	0,700751644	0,69469062	0,68832189	0,681392786	0,673810048
ψ[-]	0,87854525	0,88812076	0,88811249	0,888161258	0,88812851	0,888155978	0,888133444	0,887825545
w1[m/s]	127,693781	72,2095732	72,2105969	72,20457311	72,2086154	72,2052244	72,20800626	72,24639554
Rs[-]	0,17098296	0,28813365	0,29351623	0,299248356	0,30530938	0,31167811	0,318607214	0,326189952
<b>ROZVÁDĚCÍ KOLO</b>								
hisRL[kJ/kg]	53,5651123	15,6732326	15,5514034	15,4446363	15,2981294	15,16861831	15,00719914	14,72268218
zRL[kJ/kg]	3,16569814	0,92628805	0,91908794	0,912778005	0,90411945	0,896465342	0,886925469	0,870110517
i2isRL[kJ/kg]	2980,68499	2969,25297	2950,2813	2931,270164	2912,25627	2893,242282	2874,259101	2855,446218
i2RL[kJ/kg]	2983,85069	2970,17926	2951,20038	2932,182942	2913,16039	2894,138747	2875,146026	2856,316328
p2RL[MPa]	7,89011304	6,98574428	6,36417404	5,787222529	5,25334167	4,760210739	4,305996047	3,890667792
t2RL[°C]	265,364784	257,533572	247,550667	237,5379551	227,513356	217,4806234	207,4550702	197,5073526
v2RL[m3/kg]	0,0307144	0,03424202	0,03689519	0,039809745	0,04301171	0,046533839	0,05040916	0,054653658
s2RL[kJ/kg.K]	7,10924813	7,13850536	7,14441664	7,150403532	7,15645964	7,162578592	7,168752895	7,174980286
<b>OBĚŽNÉ KOLO</b>								
hisOL[kJ/kg]	11,0476877	6,34386741	6,46099657	6,595463698	6,7233706	6,868481686	7,017100855	7,127217823
zOL[kJ/kg]	1,86014019	0,55073011	0,55078406	0,550466343	0,55067962	0,550500724	0,550647492	0,552660214
i3isOL[kJ/kg]	2972,803	2963,83539	2944,73939	2925,587478	2906,43702	2887,270265	2868,128925	2849,189111
i3OL[kJ/kg]	2974,66314	2964,38612	2945,29017	2926,137944	2906,9877	2887,820766	2868,679573	2849,741771
p3OL[MPa]	7,59541037	6,81819902	6,20555889	5,636893711	5,11129144	4,625858721	4,179104475	3,771721093
t3OL[°C]	260,602199	254,531441	244,484024	234,3976059	224,303023	214,1912342	204,0850998	194,0780794
v3OL[m3/kg]	0,03162635	0,03488648	0,03761687	0,040621531	0,04392495	0,047565503	0,051576504	0,055967065
s3OL[kJ/kg.K]	7,1092429	7,13850114	7,1444148	7,15040444	7,1564633	7,162584619	7,168760462	7,174988181

tab. 4.2.a – souhrn výsledků výpočtů ztrát na RL, OL

### 4.3. VOLBA DÉLKY LOPATEK VT DÍLU

Z výpočtů programu Turbina Delphy jsme získali hodnotu výstupní délky rozváděcí lopatky, proto je třeba dopočítat či vhodně určit ostatní délky. Výsledky výpočtů délky lopatek jsou uvedeny v souhrnu (tab. 4.3.a). Pro výpočet výstupních délek je použito vzorce:

$$l_{OL} = \frac{m \cdot v3}{\pi \cdot Ds \cdot \varepsilon \cdot C2ax \cdot \varepsilon r} \rightarrow [mm]$$

$m$  [kg/s] – průtočné množství,  $v3$  [m<sup>3</sup>/kg] – měrný objem na výstupu z OL,  
 $Ds$  [m] – střední průměr,  $\varepsilon$  [-] – parcielnost,  $\varepsilon r$  [-] – kontrakční součinitel

Výstupní délka lopatky musí vycházet stejně velká nebo větší jako vstupní, pro tuto optimalizaci můžeme měnit rychlost  $C2ax$  z rychlostních trojúhelníků, taky abychom dosáhly požadované délky.

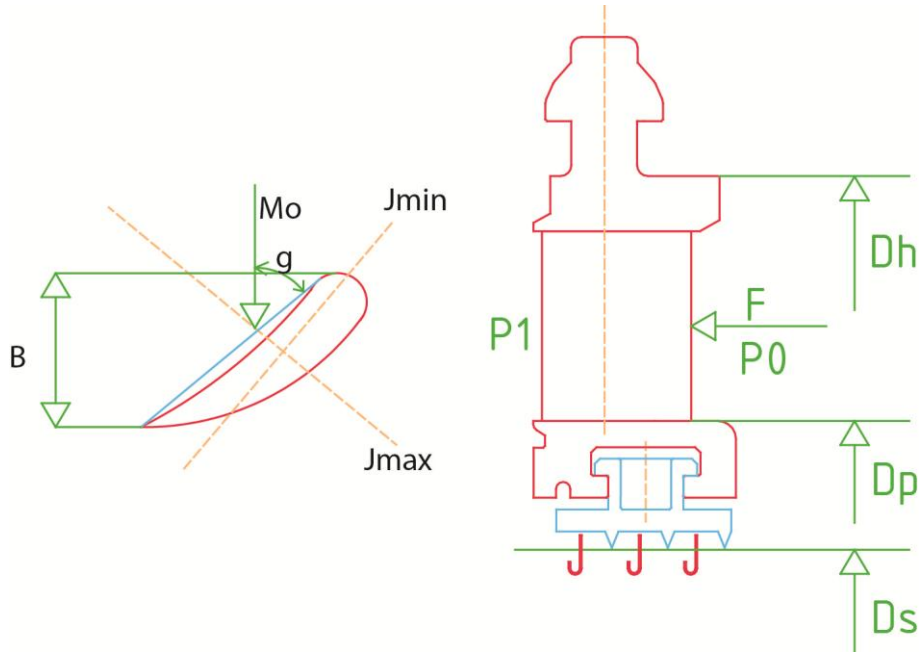
Pokud je použita tato optimalizace je třeba znovu upravit rychlost  $C2ax$  i ve výpočtech rychlostních trojúhelníků a překontrolovat úhly  $\alpha_2$  a  $\beta_2$ , které současně jsou definující pro volbu profilu.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
M[kg/s]	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975	79,6975
v3OL[m <sup>3</sup> /kg]	0,03162635	0,03488648	0,03761687	0,040621531	0,04392495	0,047565503	0,051576504	0,055967065
Ds[m]	0,6179	0,4015	0,4051	0,409	0,4132	0,4177	0,4227	0,4283
$\varepsilon$ [-]	1	1	1	1	1	1	1	1
$\varepsilon r$ [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
ROZVÁDĚCÍ LOPATKY - RL								
lvsRL[mm]	17,94	51,49	55,11	58,97	63,21	67,76	72,72	78,32
lyRL[mm]	17,94	51,49	55,11	58,97	63,21	67,76	72,72	78,32
OBĚŽNÉ LOPATKY - OL								
c2ax[m/s]	70,291	43,7833	43,805	43,858	43,867	43,903	43,901	43,714
lpi[mm]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
lvsOL[mm]	19,44	52,99	56,61	60,47	64,71	69,26	74,22	79,82
lyOL[mm]	19,44	52,99	56,61	60,47	64,71	69,26	74,22	79,82

tab. 4.3.a – souhrn výsledků výpočtů délky lopatek

#### 4.4. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY LOPATEK VT DÍLU

Pevnostní výpočty lopatek dělíme na dvě části, pro oběžné lopatky rotorové a rozváděcí lopatky statorové, oboje budou kontrolovány odděleně a na různém namáhání respektive kombinaci namáhání.



obr. 4.4.a – schéma zatížení lopatek

##### 4.4.1. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OBĚŽNÝCH LOPATEK – PARAMETRY

Oběžné lopatky kontrolujeme na kombinaci namáhání ohybem od obvodové síly odpovídající výkonu stupně a tahem v patním průřezu profilu od odstředivé síly všech hmot nad kontrolovaným průřezem.

Lopatka se kontroluje v závěsu na tah od odstředivé síly, protože směrem od průřezu se její výsledný součet hmoty nad průřezem bude zmenšovat a tedy předpokládáme, že pokud vydrží v závěsu, pak vydrží kdekoli po celé délce.

Pokud nevychází celková nebo dílčí dovolená namáhání lopatek, dále se optimalizuje šířka lopatek, které musí korespondovat se zvoleným profilem, popřípadě profilovou řadu změnit.

Volba základních parametrů výpočtu a odečet pro zvolený profil z katalogu profilů.

		1	2	3	4	5	6	7	8
úhel nastavení lopatky	$\gamma$ [°]	80	80	80	80	80	80	80	80
tětiva profilu	$c$ [cm]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
tětiva je v charakteristice profilu oběžných lopatek vedena jako $bo$ [cm]									

tab. 4.4.1.a – tabulka volených a odečtených hodnot z katalogu profilů

Výpočet šířky původního profilu lopatky z uvedených parametrů:

$$B = c \cdot \sin \gamma \rightarrow [cm]$$

$c$  [cm] – tětiva profilu,  $\gamma$  [°] – úhel nastavení lopatky

Následuje volba redukované šířky lopatky a přepočet tětivy profilu:

$$c' = \frac{B}{\sin \gamma} \rightarrow [cm]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
šířka lopatky redukována	$B'$ [cm]	3	3	3	3	3	3	3	3
tětiva profilu redukována	$c'$ [cm]	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463

tab. 4.4.1.b – volba redukované šířky a přepočet tětivy

Vypsání plochy odpovídající původní šířce lopatky a přepočet plochy pro redukované parametry.

$$S' = S \cdot \left(\frac{c'}{c}\right)^2 \rightarrow [cm^2]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
plocha odpovídající šířce lopatky	$S$ [cm <sup>2</sup> ]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
<i>S je uvedena u profilu jako S0[cm<sup>2</sup>]</i>									
plocha profilu redukována	$S'$ [cm <sup>2</sup> ]	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196

tab. 4.4.1.c – plocha původního profilu a přepočet na redukované hodnoty

Výpočet modulu pružnosti v ohybu pro redukované parametry a výčet modulu pro původní profil z katalogu profilů.

$$W_o' = W_o \cdot \left(\frac{c'}{c}\right)^3 \rightarrow [cm^3]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
modul pružnosti v ohybu vychází z profilu	$W_o$ [cm <sup>3</sup> ]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
modul pružnosti redukována	$W_o'$ [cm <sup>3</sup> ]	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943

tab. 4.4.1.d – původní modul pružnosti v ohybu a přepočtený

#### 4.4.2. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OL – OHYBOVÉ NAMÁHÁNÍ

Optimální poměrná rozteč volená z rozsahu odpovídajícímu profilu v katalogu profilů a přepočet přibližné rozteče.

$$t^* = \left( \frac{t}{c} \right)_{opt} \cdot c \rightarrow [cm]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
optimální poměrná rozteč	$t/c_{opt}[-]$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
vychází z profilu jako $t_{opt}$ rozsah 0,58 až 0,68									
přibližná rozteč lopatek	$t^*[mm]$	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777

tab. 4.4.2.a – optimální a přibližná rozteč lopatek

Celkový počet lopatek a zvolený technologický počet lopatek zaokrouhlený vždy nahoru a na sudé číslo.

$$Z = \frac{\pi \cdot D_s}{t^*} \rightarrow [ks]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
celkový počet lopatek	$Z[ks]$	106,206	69,010	69,629	70,299	71,021	71,795	72,654	73,617
technologický p. lopatek	$z[ks]$	108	70	70	72	72	72	74	74
zaokrouhlujeme vždy nahoru a na sudé číslo									

tab. 4.4.2.b – celkový a technologický počet lopatek

Přepočet skutečné rozteče a počet ostříknutých lopatek. Při použití totálního ostříku je hodnota parcielnosti (1), tedy je počet lopatek stejný.

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} \rightarrow [mm]$$

$$z' = z \cdot \varepsilon \rightarrow [ks]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
skutečná rozteč	$t[mm]$	17,9740	18,0193	18,1808	17,8460	18,0293	18,2256	17,9453	18,1830
počet ostříknutých lop.	$z'[ks]$	108	70	70	72	72	72	74	74

tab. 4.4.2.c – skutečná rozteč a počet ostříknutých lopatek

Kroutící moment na jednu lopatku (výsledky v souhrnu tab. 4.4.a).

$$M_i = \frac{P}{\omega} \cdot \frac{1}{z} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot \frac{1}{z} \rightarrow [Nm]$$

Působící obvodová síla na jednu lopatku (výsledky v souhrnu tab. 4.4.a).

$$F_u = \frac{2 \cdot M_i}{D_s} \rightarrow [N]$$

Ohybový moment působící na jednu lopatku (výsledky v souhrnu tab. 4.4.a).

$$M_o = F_u \cdot \frac{l_{vyOL}}{2} \rightarrow [Nm]$$

Namáhání v ohybu je výpočet stěžejní pro srovnání s dovoleným namáháním v ohybu, které je stanoveno na hodnotu (18MPa), kterou používá ŠKODA POWER. Pokud by lopatka nevyhověla, je třeba upravit šířku profilu.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o'} \rightarrow [Nm]$$

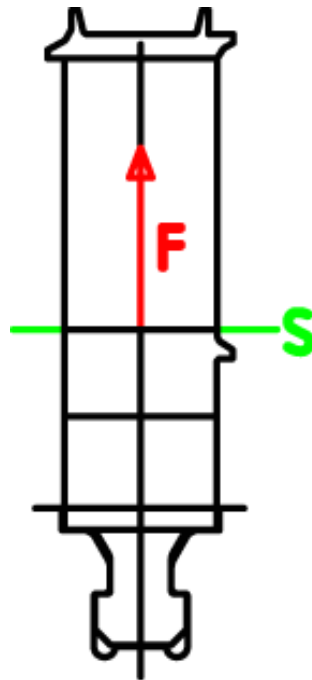
		1	2	3	4	5	6	7	8
modul pružnosti red.	$W_o'$ [m <sup>3</sup> ]	3,94281E-07	3,943E-07	3,943E-07	3,943E-07	3,943E-07	3,943E-07	3,94281E-07	3,943E-07
ohybový moment na jednu lop.	$M_o$ [Nm]	1,9887	4,9818	5,2808	5,4445	5,7619	6,1011	6,2702	6,5714
namáhání v ohybu	$\sigma_o$ [MPa]	5,0439	12,6353	13,3936	13,8087	14,6137	15,4740	15,9028	16,6669
dovolené namáhání v ohybu	$\sigma_{DOV}$ [MPa]	18	>=	$\sigma_o$ [MPa]	OK	pokud nevyhovuje volí se větší šířka profilu			
Hodnota pro lopatky v totálním ostříku		viz. ŠKODA POWER							

tab. 4.4.2.d – výsledky výpočtu ohybového namáhání OL

#### 4.4.3. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OL – TAHOVÉ NAMÁHÁNÍ

Tahové namáhání a kontrolu lopatek provádíme při uvažování zvýšených otáček o 20% oproti provozním (5500 ot/min). Pro lopatky VT dílu je na konci přidaná bandáž, která pomáhá zamezit úniku páry přes špičku lopatky, jejíž váhu musíme také započítat do hmoty, která lopatku namáhá tahem - vlivem odstředivé síly. Výpočty zborcené lopatky, které jsou po svojí délce odlehčené, je třeba upravit koeficientem korekce tahu.

Pro výpočty předpokládám hustotu oceli (7850 kg/m<sup>3</sup>) a z katalogu materiálu vybírám materiál pro lopatky VT dílu (PAK 1.6).



obr. 4.4.3.a – rotorová lopatka s naznačeným patním průměrem, působením síly a bandáží

Výpočet objemu lopatky, hmotnosti lopatky (výsledky v souhrnu tab. 4.4.a).

$$V = S \cdot l \rightarrow [m^3]$$

$$m = \rho \cdot V \rightarrow [kg]$$

Objem bandáže OL.

$$Vb = \pi \cdot (Ds + v + l) \cdot b \cdot v \rightarrow [m^3]$$

b [m] – šířka bandáže, v [m] – výška bandáže

		1	2	3	4	5	6	7	8
výška bandáže	v[m]	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045
šířka bandáže	b[m]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
střední průměr	Ds[m]	0,6179	0,4015	0,4051	0,409	0,4132	0,4177	0,4227	0,4283
délka lopatky výstupní OL	lv <sub>yOL</sub> [m]	0,0194	0,0530	0,0566	0,0605	0,0647	0,0693	0,0742	0,0798
objem bandáže	Vb[m <sup>3</sup> ]	0,000272216	0,0001947	0,0001977	0,000201	0,0002046	0,0002084	0,000212659	0,0002174

tab. 4.4.3.a – výpočet objemu bandáže

Hmotnost bandáže (výsledky v souhrnu tab. 4.4.a).

$$mb' = \frac{Vb \cdot \rho}{z} \rightarrow [kg]$$

Celková hmotnost bandáže i lopatky (výsledky v souhrnu tab. 4.4.a).

$$mc' = m' + mb' \rightarrow [kg]$$

Dostředivé zrychlení.

$$ad = r \cdot \omega^2 = \frac{Ds + v}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{120\%})^2 \rightarrow [m/s^2]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
otáčky navýšené o 20%	n120%[1/s]	110	110	110	110	110	110	110	110
střední průměr	Ds[m]	0,6179	0,4015	0,4051	0,409	0,4132	0,4177	0,4227	0,4283
výška bandáže	v[m]	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045
dostředivé zrychlení	ad[m/s^2]	148656,7711	96970,837	97830,677	98762,17	99765,317	100840,12	102034,339	103371,87

tab. 4.4.3.b – výpočet dostředivého zrychlení

Odstředivá síla.

$$Fod = mc' \cdot ad \rightarrow [N]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
odstř. síla	Fod[N]	8885,46	12684,52	13557,16	14445,91	15501,38	16654,43	17874,51	19352,40

tab. 4.4.3.c – výsledky výpočtu odstředivé síly

Namáhání v tahu válcových lopatek – platí pro první válcovou lopatku.

$$\sigma_v = \frac{Fod}{S} \rightarrow [MPa]$$

	1	2	3	4	5	6	7	8
	V	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
σ <sub>v</sub> [MPa]	33,9194	48,4220	51,7532	55,1459	59,1750	63,5767	68,2342	73,8760

tab. 4.4.3.d – namáhání v tahu pro válcovou lopatku 1.st

Namáhání v tahu zborcených lopatek – platí pro 2 – 8 stupeň.

$$\sigma_z = \frac{Fod}{S} \cdot k \rightarrow [MPa]$$

	1	2	3	4	5	6	7	8
	V	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
σ <sub>Z</sub> [MPa]	54,2710	77,4752	82,8051	88,2334	94,6801	101,7228	109,1748	118,2016

tab. 4.4.3.e – namáhání v tahu pro zborcené lopatky

#### 4.4.4. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OL – CELKOVÉ NAMÁHÁNÍ

Pro výpočet celkového namáhání je třeba uvažovat pracovní prostředí, ve kterém se bude materiál nacházet, tedy uvažujeme pracovní teplotu, která mění vlastnosti materiálu.

V katalogu materiálů (PŘÍLOHA č.3) pro zvolený materiál (PAK 1.6) vyčteme hodnoty dovolených namáhání při určitých teplotách, ty poté porovnáme s hodnotami celkového namáhání jednotlivých lopatek. (výsledky v souhrnu tab. 4.4.a).

$$\sigma_{celk} = \sigma + \sigma_t \rightarrow [MPa] < \sigma_d$$

Shrnutí výsledků pevnostních výpočtů oběžných rotorových lopatek (tab. 4.4.a).

stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
typ lopatky		V	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
délka lopatky výstupní OL	ly <sub>OL</sub> [mm]	19,4447	52,9949	56,6067	60,4721	64,7119	69,2635	74,2192	79,8243
střední průměr	D <sub>s</sub> [m]	0,6179	0,4015	0,4051	0,409	0,4132	0,4177	0,4227	0,4283
parcielnost	ε[-]	1	1	1	1	1	1	1	1
výkon	N[kW]	3930,9912	1521,7041	1523,6496	1527,038	1525,6858	1525,7761	1522,0151	1502,7807
otáčky	[1/min]	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500
profil OL		R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
těža profilu	c[cm]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
těža profilu red.	c <sub>red</sub> [cm]	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463	3,0463
plocha	S[cm <sup>2</sup> ]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
plocha red.	S <sub>red</sub> [cm <sup>2</sup> ]	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196	2,6196
poměrná rozteč opt.	t/c[-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
výstupní úhel	β <sub>2</sub> [°]	19	24	24	24	24	24	24	24
úhel nastavení lopatky	γ <sup>*</sup> [°]	80	80	80	80	80	80	80	80
šířka lopatky	B[mm]	25,2111	25,2111	25,2111	25,2111	25,2111	25,2111	25,2111	25,2111
šířka lopatky red.	B <sub>red</sub> [cm]	30	30	30	30	30	30	30	30
modul pružnosti v ohybu	wo <sub>o</sub> [cm <sup>3</sup> ]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
modul pružnosti v ohybu red.	wo <sub>red</sub> [cm <sup>3</sup> ]	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943	0,3943
<b>OHYBOVÉ NAMÁHÁNÍ</b>									
přibližná rozteč	t <sup>*</sup> [mm]	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777	18,2777
počet lopatek na kole	Z[ks]	106,2055	69,0104	69,6291	70,2995	71,0214	71,7949	72,6543	73,6168
počet lopatek technologický	z[ks]	108	70	70	72	72	72	74	74
skutečná rozteč	t[mm]	17,9740	18,0193	18,1808	17,8460	18,0293	18,2256	17,9453	18,1830
počet lop. v parciálním ostříku	z <sub>o</sub> [mm]	108	70	70	72	72	72	74	74
kroučící moment	M[Nm]	6825,1274	2642,0370	2645,4149	2651,2980	2648,9502	2649,1070	2642,5770	2609,1816
kroučící moment na 1 lopatku	Mi[Nm]	63,1956	37,7434	37,7916	36,8236	36,7910	36,7932	35,7105	35,2592
obvodová síla	Fu[N]	204,549682	188,01189	186,57932	180,06642	178,07829	176,17023	168,96381	164,64726
ohybový moment	Mo[Nm]	1,9887	4,9818	5,2808	5,4445	5,7619	6,1011	6,2702	6,5714
namáhání v ohybu	σ <sub>o</sub> [Mpa]	5,0439	12,6353	13,3936	13,8087	14,6137	15,4740	15,9028	16,6669
<b>TAHOVÉ NAMÁHÁNÍ</b>									
objem lopatky bez bandáže	V[m <sup>3</sup> ]	5,0937E-06	1,388E-05	1,483E-05	1,584E-05	1,695E-05	1,814E-05	1,944E-05	2,091E-05
hustota pro zvolený materiál	ρ[kg/m <sup>3</sup> ]	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850
hmotnost lopatky	m[kg]	0,03998558	0,10897713	0,11640429	0,12435304	0,13307156	0,14243138	0,15262213	0,16414822
šířka na špičce lopatky	b[m]	3	3	3	3	3	3	3	3
výška bandáže	c[m]	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045
objem bandáže	V <sub>b</sub> [m <sup>3</sup> ]	0,00027222	0,0001947	0,0001977	0,000201	0,0002046	0,0002084	0,0002127	0,0002174
hmotnost bandáže na 1 lopatku	m <sub>b</sub> [kg]	0,01978607	0,0218305	0,0221735	0,0219166	0,0223069	0,0227254	0,0225591	0,0230633
hmotnost lopatky s bandáží	m <sub>c</sub> [kg]	0,05977165	0,1308076	0,1385778	0,1462697	0,1553784	0,1651568	0,1751813	0,1872115
zvýšené otáčky	n <sup>*</sup> [1/s]	110	110	110	110	110	110	110	110
dostředivé zrychlení	a <sub>d</sub> [m/s <sup>2</sup> ]	148656,771	96970,837	97830,677	98762,17	99765,317	100840,12	102034,34	103371,87
odstředivá síla na 1 lopatku	F <sub>od</sub> [N]	8885,46013	12684,523	13557,157	14445,91	15501,38	16654,432	17874,505	19352,401
namáhání v tahu	σ <sub>t</sub> [MPa]	33,919429	77,475205	82,805126	88,233497	94,680152	101,72283	109,17485	118,20162
<b>CELKOVÉ NAMÁHÁNÍ</b>									
celkové namáhání	σ <sub>celk</sub> [MPa]	33,9194	77,4752	82,8051	88,2335	94,6802	101,7228	109,1749	118,2016
teplota páry před OL	t <sub>OL</sub> [°]	377,696	343,5321	331,4223	319,3951	307,4358	295,5696	283,7492	271,9601
volím materiál		PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6
dovolené namáhání při teplotě	σ <sub>d</sub> [MPa]	123	137	137	137	157	157	157	157

tab. 4.4.a – souhrn výsledků pevnostních výpočtů oběžných rotorových lopatek

#### 4.4.5. PEVNOSTNÍ VÝPOČET ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK – PARAMETRY

Rozváděcí lopatky VT dílu jsou relativně krátké a jsou zasazeny v dílu vnitřní vestavby skříně „nosiči lopatek“. Průměr rotoru je relativně malý a nejsou použity disky ani u rotoru ani statoru.

Zde je uvažováno namáhání od přetlaku na plochu lopatek. Dovolené namáhání budeme opět uvažovat pro různé provozní teploty na stupních, jako tomu bylo u rozváděcích lopatek.

Základní parametry pro výpočet se určují analogicky jako u oběžných lopatek rotoru. Materiál pro rozváděcí lopatky jsem zvolil 17 021.2 z katalogu materiálů (PŘÍLOHA č.3).

Základní parametry. volený úhel nastavení a tětiva profilu odpovídající příslušnému vybranému profilu lopatek.

		1	2	3	4	5	6	7	8
úhel nastavení lopatky	$\gamma$ [°]	30	30	30	30	30	30	30	30
tětiva profilu	c[cm]	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15
tětiva je v charakteristice profilu oběžných lopatek jako bo[cm]									

tab. 4.4.5.a – tabulka základních volených a odečtených parametrů

Šířka původní lopatky a volená redukovaná.

$$B = c' \cdot \sin \gamma \rightarrow [cm]$$

šířka lopatky	B[cm]	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575
šířka lopatky redukovaná	B'[cm]	5	4	4	4	4	4	4	4

tab. 4.4.5.b – šířka lopatky původní, redukovaná

Přepočet redukované tětivy profilu.

$$c' = \frac{B}{\sin \gamma} \rightarrow [cm]$$

tětiva profilu redukovaná	c'[cm]	10	8	8	8	8	8	8	8
---------------------------	--------	----	---	---	---	---	---	---	---

tab. 4.4.5.c – redukovaná přepočtená tětiva

Plocha odpovídající šířce lopatky v katalogu profilů.

		1	2	3	4	5	6	7	8
plocha odpovídající šířce lopatky	S[cm <sup>2</sup> ]	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3
S je uvedena u profilu jako S0[cm <sup>2</sup> ]									

tab. 4.4.5.d – plocha odpovídající původní lopatce

Přepočtená redukovaná plocha profilu lopatky.

$$S' = S \cdot \left(\frac{c'}{c}\right)^2 \rightarrow [cm^2]$$

plocha profilu redukovaná	S'[cm2]	12,4423	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631
---------------------------	---------	---------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

tab. 4.4.5.e – přepočtená redukovaná plocha profilu

Modul pružnosti v ohybu odpovídající původní lopatce a přepočtený redukovaný.

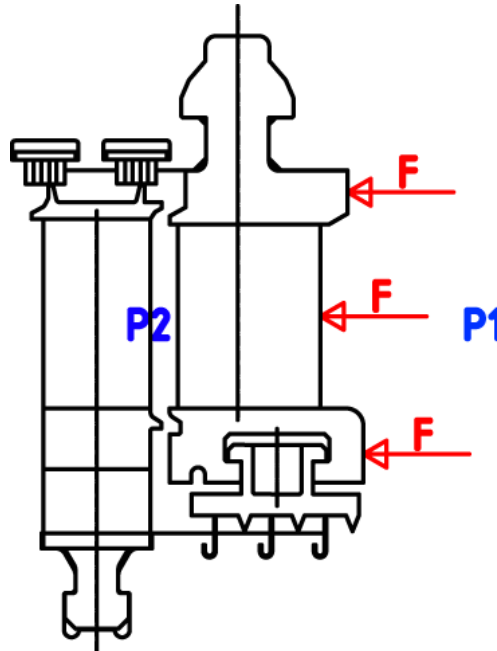
$$Wo' = Wo \cdot \left(\frac{c'}{c}\right)^3 \rightarrow [cm^3]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
modul pružnosti v ohybu vychází z profilu	Wo[cm3]	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
modul pružnosti red.	Wo'[cm3]	3,2945	1,6867	1,6867	1,6867	1,6867	1,6867	1,6867	1,6867

tab. 4.4.5.f – modul pružnosti v ohybu původní lopatky a redukovaný

#### 4.4.5. PEVNOSTNÍ VÝPOČET RL – OHYBOVÉ NAMÁHÁNÍ

Pro pevnostní výpočet rozváděcích lopatek statoru je vhodné mít vzorový výkres lopatky, kde budou patrné detaily lopatky. Zejména pak bandáže na špici lopatky, uchycení na ucpávky a podobně, aby bylo možné určit rozměry ploch na, které bude tlak působit. Souhrn výsledků je uveden v tabulce (tab. 4.4.5).



obr. 4.4.5.a – označení stavby lopatky

Optimální a přibližná rozteč lopatek.

$$t^* = \left( \frac{t}{c} \right)_{opt} \rightarrow [cm]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
optimální poměrná rozteč	$t/c \text{ opt}[-]$	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
vychází z profilu jako topt rozsah 0,7 až 0,85									
přibližná rozteč lopatek	$t^*[mm]$	75	60	60	60	60	60	60	60

tab. 4.4.5.a – optimální a přibližná rozteč

Celkový počet lopatek je třeba zaokrouhlit nahoru na celé sudé číslo.

$$Z = \frac{\pi \cdot D_s}{t^*} \rightarrow [ks]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
celkový počet lopatek	Z[ks]	25,88	21,02	21,21	21,42	21,64	21,87	22,13	22,43
technologický p. lopatek	z[ks]	26	22	22	22	22	22	24	24
zaokrouhlujeme vždy nahoru a na sudé číslo									

tab. 4.4.5.b – celkový a technologický počet lopatek

Přepočet skutečné rozteče a počet ostříkнутých lopatek. Při použití totálního ostříku je hodnota parcelnosti (1), tedy je počet lopatek stejný.

$$t = \frac{\pi \cdot Ds}{z} \rightarrow [mm]$$

$$z' = z \cdot \varepsilon \rightarrow [ks]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
skutečná rozteč	t[mm]	74,6612	57,3341	57,8481	58,4051	59,0048	59,6474	55,3313	56,0643
počet ostříkнутých lop.	z'[ks]	26	22	22	22	22	22	24	24
použit totální / parcelní ostřík									

4.4.5.c – skutečná rozteč, počet parcelně ostříkнутých lopatek

Plocha, na kterou působí přetlak.

$$S = \frac{\pi \cdot (Dh^2 - Ds^2)}{4} \rightarrow [m^2]$$

Přetlak vyvolující tahové namáhání.

$$\Delta p = p_0 - p_1 \rightarrow [MPa]$$

Ohybová síla působící na střed lopatky.

$$F = \Delta p \cdot S \rightarrow [N]$$

		1	2	3	4	5	6	7	8
výška bandáže RL	VbSL	0,026	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034	0,034
výška paty statorové lopatky	VpSL	0,011	0,0065	0,0065	0,0065	0,0065	0,0065	0,0065	0,0065
	DS[m]	0,548	0,282	0,282	0,282	0,282	0,282	0,282	0,282
	DH[m]	0,6579	0,4660	0,4732	0,4809	0,4894	0,4985	0,5084	0,5196

tab. 4.4.5.d – rozměry potřebné pro výpočet plochy

	1	2	3	4	5	6	7	8
p1	9,7	7,437	6,7796	6,1707	5,6067	5,0863	4,6055	4,163
p2	7,437	6,7796	6,1707	5,6067	5,0863	4,6055	4,163	3,7575
$\Delta p$ [Mpa]	2,263	0,6574	0,6089	0,564	0,5204	0,4808	0,4425	0,4055
F[N]	235517,42	71056,86	69059,11	67233,78	65399,19	63818,88	62203,29	60673,37

tab. 4.4.5.e – výsledky výpočtu plaku a síly

Ohybový moment působící na jednu lopatku.

$$M_o = \frac{F \cdot y}{z} \rightarrow [Nm]$$

y [m] – místo působení síly, z [ks] – počet lopatek

	1	2	3	4	5	6	7	8
y[m]	0,0549	0,0920	0,0956	0,0995	0,1037	0,1083	0,1132	0,1188
Zsk[ks]	26	22	22	22	22	22	24	24
Mo[Nm]	497,6936	297,1288	300,1127	303,9917	308,2998	314,0542	293,4378	300,3936
$\gamma$ [°]	30	30	30	30	30	30	30	30

tab. 4.4.5.f – výsledky výpočtu ohybového momentu

Ohybový moment rozdělení do složek, pro další výpočet bud použita jen jedna složka M2.

$$M1 = M_o \cdot \sin \gamma \rightarrow [Nm]$$

$$M2 = M_o \cdot \cos \gamma \rightarrow [Nm]$$

$\gamma$  [°] – efektivní úhel nastavení lopatky

	1	2	3	4	5	6	7	8
M1[Nm]	248,8468	148,5644	150,0564	151,9959	154,1499	157,0271	146,7189	150,1968
M2[Nm]	431,0153	257,3211	259,9052	263,2646	266,9955	271,9789	254,1246	260,1485

tab. 4.4.5.g – rozklad ohybového momentu do složek

Napětí v lopatce k porovnání s dovoleným napětím. Pokud lopatka nevyhovuje je třeba upravit šířku lopatky.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_2}{W_o} \rightarrow [Nm] \leq \sigma_{dov}$$

W <sub>o</sub> '	3,29451E-06	1,6868E-06	1,6868E-06	1,6868E-06	1,6868E-06	1,6868E-06	1,68679E-06	1,6868E-06
σ <sub>o max</sub> [Mpa]	130,8283546	152,550845	154,082828	156,074382	158,286232	161,240606	150,6558206	154,227049
	1	2	3	4	5	6	7	8
t1[°C]	377,696	343,5321	331,4223	319,3951	307,4358	295,5696	283,7492	271,9601
MAT	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2
σ <sub>D</sub> [Mpa]	172	172	172	172	172	180	180	180
vyhovuje	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO

tab. 4.4.5.h – výsledek pevnostních výpočtů

Výsledný souhrn pevnostních výpočtů rozváděcích statorových lopatek.

stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
otáčky rotoru	Ds[m]	0,6179	0,4015	0,4051	0,409	0,4132	0,4177	0,4227	0,4283
profil	n[1/s]	91,6667	91,6667	91,6667	91,6667	91,6667	91,6667	91,6667	91,6667
tětiva	c[cm]	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15
tětiva redukována	c'[cm]	10	8	8	8	8	8	8	8
plocha profilu	S[cm <sup>2</sup> ]	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3
plocha profilu redukována	S'[cm <sup>2</sup> ]	12,4423	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631	7,9631
poměrná rozteč	t/c[-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
modul pružnosti v ohybu	W <sub>o</sub> [cm <sup>3</sup> ]	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
modul pružnosti v ohybu red.	W <sub>o</sub> '[cm <sup>3</sup> ]	3,2945	1,6868	1,6868	1,6868	1,6868	1,6868	1,6868	1,6868
úhel nastavení lopatek	γ[°]	30	30	30	30	30	30	30	30
šířka lopatky	B[mm]	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575	2,575
šířka lopatky redukována	B'[mm]	5	4	4	4	4	4	4	4
přibližná rozteč	t*[mm]	75	60	60	60	60	60	60	60
počet lopatek na kole	Z[ks]	25,8825	21,0225	21,2110	21,4152	21,6351	21,8707	22,1325	22,4257
volený počet lopatek	Z'[ks]	26	22	22	22	22	22	22	24
skutečná rozteč	t[mm]	74,6612	57,3341	57,8481	58,4051	59,0048	59,6474	55,3313	56,0643
tlak před RL	p <sub>0</sub> [Mpa]	9,7	7,437	6,7796	6,1707	5,6067	5,0863	4,6055	4,163
tlak za RL	p <sub>1</sub> [Mpa]	7,437	6,7796	6,1707	5,6067	5,0863	4,6055	4,163	3,7575
rozdíl tlaků	Δp[Mpa]	2,263	0,6574	0,6089	0,564	0,5204	0,4808	0,4425	0,4055
patní průměr	D <sub>p</sub> [m]	0,6	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
střední průměr	D <sub>S</sub> [m]	0,548	0,282	0,282	0,282	0,282	0,282	0,282	0,282
	D <sub>H</sub> [m]	0,657886	0,4659888	0,4732124	0,4809422	0,4894214	0,498525	0,5084352	0,5196478
	S[m <sup>2</sup> ]	0,104073102	0,10808772	0,11341619	0,11920883	0,12567102	0,13273478	0,14057241	0,14962608
	F[N]	235517,4298	71056,8683	69059,1168	67233,7816	65399,1966	63818,884	62203,2919	60673,3735
	Mo[Nm]	497,693621	297,128817	300,112715	303,991737	308,299839	314,054179	293,437809	300,39362
	Mo'[Nm]	431,0153191	257,321103	259,905235	263,264567	266,995492	271,978897	254,124597	260,148506
	σ <sub>o</sub> [Mpa]	130,8283546	152,550845	154,082828	156,074382	158,286232	161,240606	150,655821	154,227049
teplota před RL	t[°C]	377,696	343,5321	331,4223	319,3951	307,4358	295,5696	283,7492	271,9601
zvolený materiál		17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2
dovolené napětí	σ <sub>D</sub> [Mpa]	172	172	172	172	172	180	180	180

tab. 4.4.5 – souhrn výsledků pevnostních výpočtů rozváděcích lopatek statoru

#### 4.5. KONTROLA NAVRŽENÉHO ROTORU PRO VÝKRES

Na základě parametrů průtočné části, konzultací s firmou Škoda Power byl navržen rotor turbíny, který je zobrazen ve výkresu řez turbínou a expotech z programu SolidWorks. Pro základní potvrzení vhodnosti návrhu rotoru se používá výpočet na krut a kritických otáček resp. porovnání dvou vztahů pro kritické otáčky.

$$\tau_{DK} = 0,5 \cdot Rp_{0,2}$$

Výpočet dovoleného napětí v krutu vychází z hodnoty na mezi v kluzu, která je pro definovaný materiál uvedena v katalogu materiálů (příloha).

materiál rotoru	MAT	16 536.6
mez kluzu materiálu rotoru	Rp0,2[Mpa]	686
dovolené napětí v krutu	$\tau_{DK}$ [Mpa]	343

tab. 4.5.a – parametry rotoru pro kontrolu krutu

$$Mk = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \eta_g} \rightarrow [Nm]$$

Ve výpočtu je uvažován (P) jako výkon VT dílu, (n) otáčky VT dílu a ( $\eta_g$ ) účinnost převodovky.

technický výkon VT dílu	P[W]	14490210
otáčky rotoru VT dílu	n[1/s]	91,66667
účinnost generátoru	$\eta_g$ [-]	0,9875
jmenovitý kroutící moment	Mk[Nm]	25476,88

tab. 4.5.b – výpočet kroutícího momentu

Dále jsou aplikovány vztahy pro zkratový kroutící moment, modul pružnosti v krutu a výsledné namáhání hřídele na krut porovnané s dovoleným.

$$M_{zk} = Mk \cdot k \rightarrow [Nm]$$

zkratový kroutící moment

zkratový součinitel	k[-]	10
zkratový kroutící moment	Mzk[Nm]	254768,8

$$Wk = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \rightarrow [m^3]$$

modul průřezu v krutu

průměr rotoru	d[m]	0,2
modul průřezu v krutu	Wk[m <sup>3</sup> ]	0,001571

$$\tau_k = \frac{M_z k}{W_k} \rightarrow [MPa]$$

napětí hřídele v krutu

napětí hřídele v krutu	$\tau_k [Mpa]$	162,1909	$\tau_k < \tau_{Dk} \Rightarrow$ vyhovuje
dovolené napětí v krutu	$\tau_{Dk} [Mpa]$	343	

Pro zvolený typ turbínového tělesa byly vybrány následující vztahy popisující kritické otáčky rotoru.

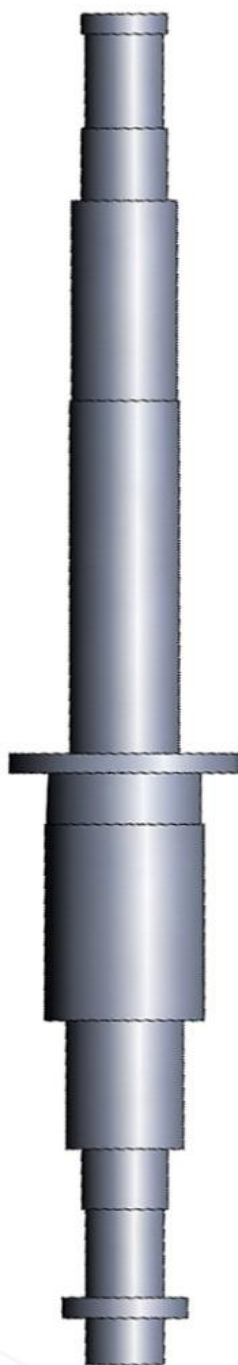
$$n_{k1} = 0,7 \cdot n_{provoz} \rightarrow [\text{min}^{-1}]$$

Koeficient 0,7 vychází z předpokladu elastického rotoru používaného pro daný typ turbínového tělesa firmou Škoda Power, provozní otáčky 5500 ot/min.

$$n_{k2} = \frac{300}{\sqrt{y}} \rightarrow [\text{min}^{-1}]$$

V tomto vztahu (y) znamená průhyb rotoru. Pro učení této hodnoty byl využit program SolidWorks a jeho nástroje pro výpočet nosníků a analýza nástroje COSMOS. K výsledné hmotnosti rotoru je třeba připočítat hmotnost lopatek, která je uvedena v kapitole 4.4. pevnostních výpočtů.

Pro provedení potřebných analýz nosníku bylo třeba vytvořit skicu rotoru a poté vytvořit 3D model. Modelu byly přiřazeny základní fyzikální vlastnosti: definované rozměry a materiál rotoru.



obr. 4.5.a – rotor pohled

Fyzikální vlastnosti pro rotor ( Part Configuration - Default )		
Výstupní souřadný systém: -- výchozí nastavení --		
Hustota = 0.01 gramy na milimetry krychlový		
Hmotnost = 1803234.45 gramy		
Objem = 231183903.47 milimetry krychlových		
Plošný obsah = 3686941.72 milimetry <sup>2</sup>		
Těžiště: ( milimetry )		
X = 1799.48		
Y = 0.00		
Z = 0.00		
Hlavní osy setrvačnosti a hlavní momenty setrvačnosti:		
Vybrané z těžiště.		
Ix = (1.00, 0.00, 0.00)	Px = 26046824138.47	
Iy = (0.00, 0.00, -1.00)	Py = 1203465277407.70	
Iz = (0.00, 1.00, 0.00)	Pz = 1203465277407.70	
Momenty setrvačnosti: ( gramy * milimetry čtverečných)		
Pochází z těžiště a je zarovnaný s výstupním souřadným systémem.		
Lxx = 26046824138.47	Lxy = 0.00	Lxz = 0.00
Lyx = 0.00	Lyy = 1203465277407.70	Lyz = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 1203465277407.70
Momenty setrvačnosti: ( gramy * milimetry čtverečných)		
Získány z výstupního souřadného systému.		
Ixx = 26046824138.47	Ixy = 0.00	Ixz = 0.00
Iyx = 0.00	Iyy = 7042598617637.82	Iyz = 0.00
Izx = 0.00	Izy = 0.00	Izz = 7042598617637.82

obr. 4.5.b – parametry rotoru ze sw SolidWorks

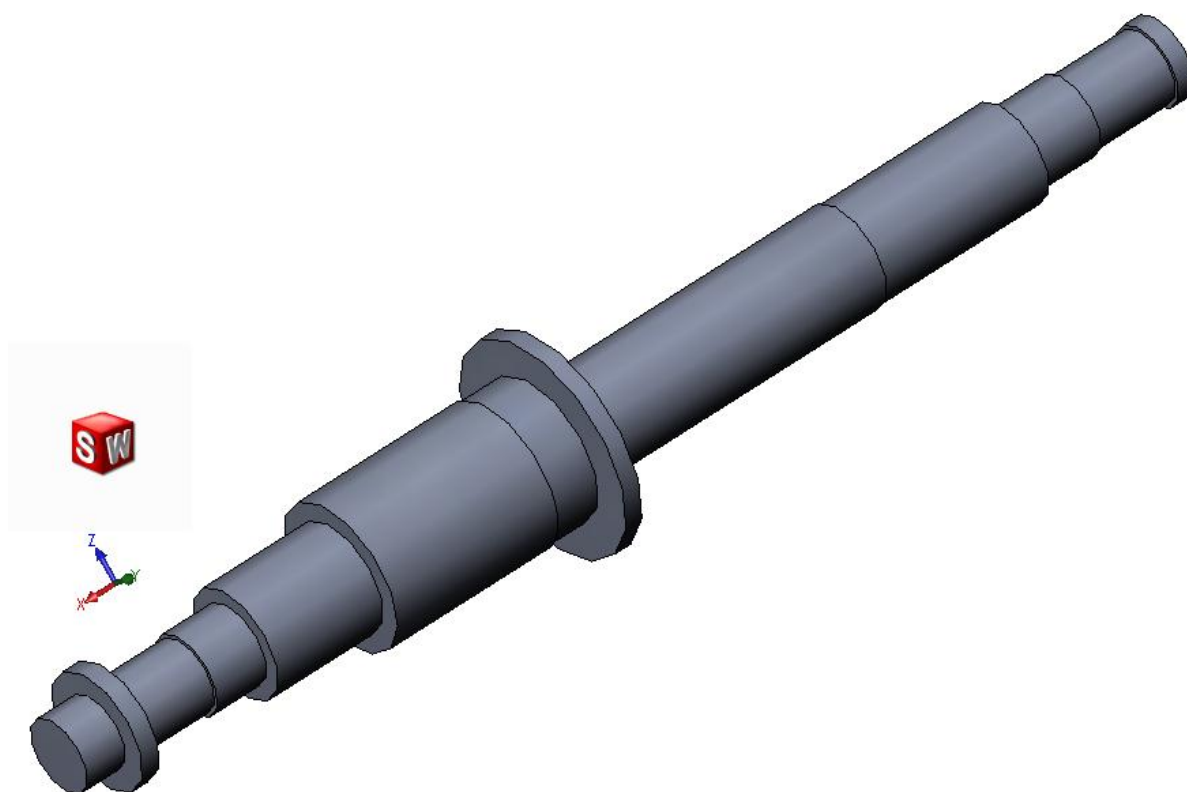
Výsledky výpočtů vzorců pro výpočet kritických otáček je třeba dát do vzájemného vztahu, podle následujícího vzorce, výsledek by neměl překročit hodnotu 70% - výsledky jsou uvedeny v (tab. 4.5.a).

$$[-] = \frac{nk1}{nk2} \cdot 100\%$$

provozní otáčky	nprovoz [min-1]	5500
kritické otáčky 1	nk1 [min-1]	3850
kritické otáčky 2	nk2 [min-1]	5669
průhyb	y [cm]	0,0028
poměr vztahů nk	[-]	67,90762

tab. 4.5.a – výsledky výpočtů rotoru

Z uvedeného vyplývá, že rotor by měl základním předpokladům vyhovět. Jeho detailní pohled je uveden ve výkrese podélného řezu turbínovým tělesem.



obr. 4.5.b – isometrický pohled na rotor

## 4.6 ZÁKLADNÍ DOPOČET PŘEDPOKLADU POTRUBÍ

Pro kompletaci výkresu je nutný základní předpoklad vstupního a výstupního potrubí, jejich hodnoty DN, počet vstupů a výstupů. Pro základní předpoklad uvažujeme dva vstupy a jeden výstup. Jako základní předpoklad uvažujeme ideální rychlost v potrubí (50 m/s). Výpočet vychází z rovnice kontinuity.

$$m = \frac{i \cdot w \cdot S}{v} \rightarrow [kg/s] \Rightarrow S \frac{m \cdot v}{i \cdot w} \rightarrow [m^2]$$

m [kg/s] – hmotnostní tok, i [ks] – počet potrubí, w [m/s] – rychlost páry v potrubí, S [m<sup>2</sup>] – průřez potrubí, v [m<sup>3</sup>/kg] – měrný objem páry

POTRUBÍ Č.1	NÁZEV:	VÝSTUP
hmotnostní tok	m[kg/s]	79,6975
rychlost v potrubí optimální	w1[m/s]	50
počet potrubí	i[ks]	1
měrný objem páry (lop. plán)	v[m <sup>3</sup> /kg]	0,0559
výpočet vychází z rovnice kontinuity		
potřebný průřez potrubí	S1[m <sup>2</sup> ]	0,089102
potřebný průměr potrubí	d[m]	0,33682
	d[mm]	336,8203
volené potrubí DN	DN	340
přepočet průřezu potrubí	S2[m <sup>2</sup> ]	0,090792
přepočet rychlosti v potrubí	w2[m/s]	49,06918

POTRUBÍ Č.2	NÁZEV:	VSTUP
hmotnostní tok	m[kg/s]	79,6975
rychlost v potrubí optimální	w1[m/s]	50
počet potrubí	i[ks]	2
měrný objem páry (lop. plán)	v[m <sup>3</sup> /kg]	0,0318
výpočet vychází z rovnice kontinuity		
potřebný průřez potrubí	S1[m <sup>2</sup> ]	0,025344
potřebný průměr potrubí	d[m]	0,179635
	d[mm]	179,635
volené potrubí DN	DN	180
přepočet průřezu potrubí	S2[m <sup>2</sup> ]	0,025447
přepočet rychlosti v potrubí	w2[m/s]	49,79743

## **5. ZÁVĚR**

Na základě výpočtů bilančních schémat pro dvě vybrané varianty vysokotlakého dílu parní turbíny 65MW a jejich následném porovnání vyšla nejprve výhodněji varianta plnootáčkového VT dílu (3000 min<sup>-1</sup>), protože druhá varianta v závěru bilančních výpočtů zahrnuje účinnost převodovky a ta výsledek deformovala v neprospěch vysokootáčkové varianty. Aby bylo možné objektivně zhodnotit vhodnost řešení, je třeba vytvořit ještě základní návrh průtočné části VT dílu, kde jsou patrné i ekonomické stránky projektu a výpočet účinností jednotlivých stupňů i celého tělesa je přesnější.

Proto až na základě výpočtů průtočné části byla zvolena vhodnější varianta, kterou byl vysokootáčkový VT díly (5500 min<sup>-1</sup>). Důvodem byl menší počet stupňů a tedy její relativní jednoduchost a nižší ekonomické náklady, které v praxi s hmotností zařízení rostou. Z hlediska účinností je třeba dodat, že vysokootáčkový díl dosáhl ve srovnání v plnootáčkovým lepších hodnot. Je to dáno větší délkou lopatek již na prvních stupních.

Pro další optimalizaci zvolené varianty byly provedeny výpočty rychlostních trojúhelníků a k tomu zvolen odpovídající profil lopatek. Dále dopočet ztrát ve stupních, volba délky lopatek a pevnostní výpočty lopatek.

Aby bylo možné sestavit výkres podélného řezu turbínovým tělesem bylo třeba navrhnout rotor a provést základní kontrolu na krut a kritické otáčky. Výsledkem je podélný řez turbínovým tělesem vysokootáčkového VT dílu parní turbíny 65 MW.



Příloha č.2 – katalog profilů lopatek [1]

## Profily lopatek

### NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	$\alpha_1$ (°)	$\alpha_0$ (°)	$t_{opt}$	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	$b_0$ (cm)	$S_{0_2}$ (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)	$S_{0_2}$ (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>k</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>k</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>k</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

(jen pro oběžné lopatky)

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

B (transonické)  $0,9 < M < 1,15$

C (nadzvukové)  $1,1 < M < 1,3$

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

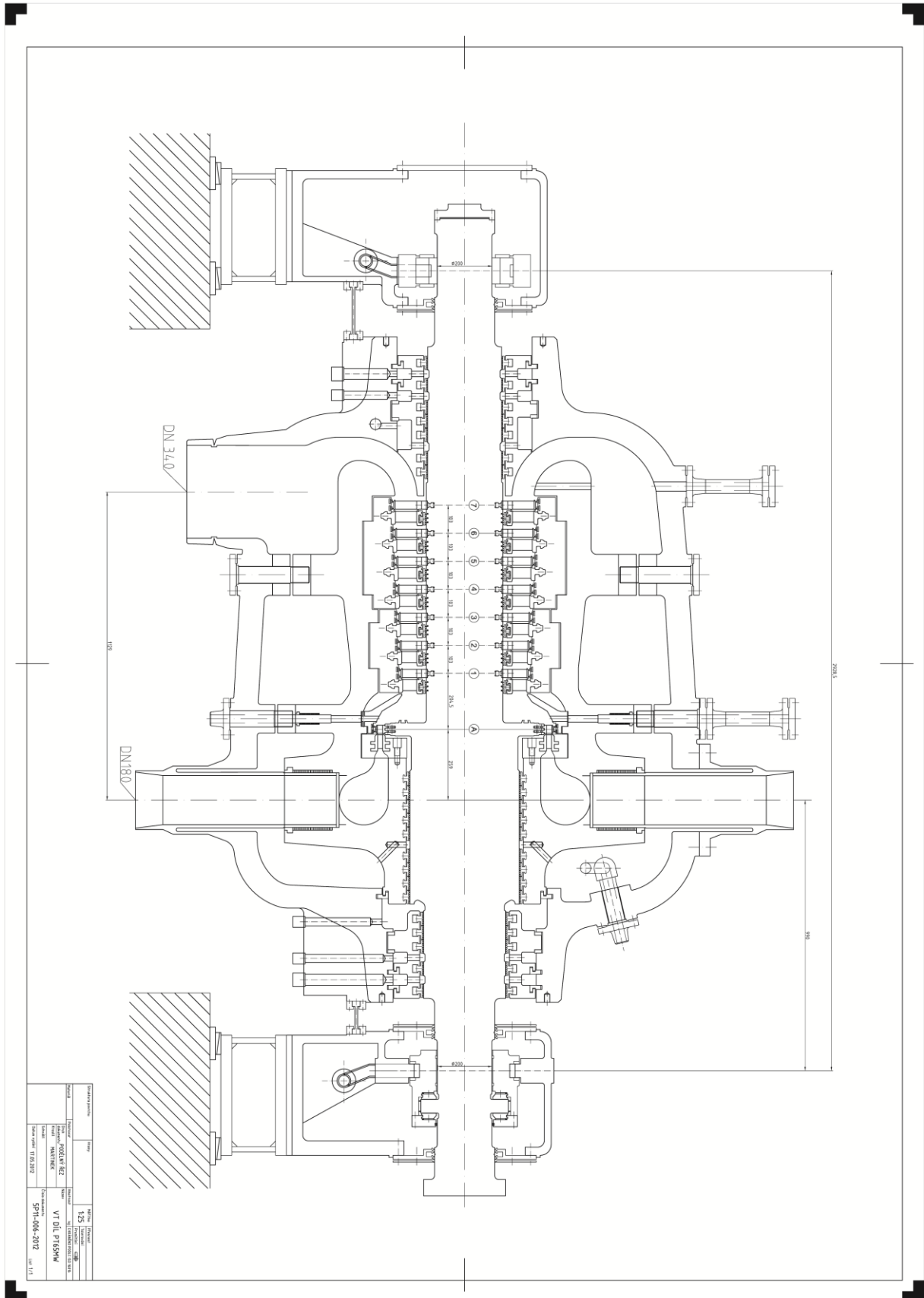
Příloha č.3 – katalog materiálů [1]

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

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

kolíčky

Příloha č.4 – náhled výkresu podélného řezu turbínovým tělesem



## **7. SEZNAM DŮLEŽITÝCH SYMBOLŮ**

VT	vysokotlaký díl
ST	středotlaký díl
NT	nízkotlaký díl
VTOx	vysokotlaký ohřívák napájecí vody č.x
NTOx	nízkotlaký ohřívák napájecí vody č.x
OL	oběžné lopatky
RL	rozváděcí lopatky
OK	oběžná kola
RK	rozváděcí kola
ODPL	odplyňovák
Dp	patní průměr
Ds	střední průměr
p [MPa]	tlak
t [°C]	teplota
i [kJ/kg]	entalpie
s [kJ/kg.K]	entropie
h [kJ/kg]	spád
m [kg/s]	hmotnostní tok

## **8. POUŽITÝ SOFTWARE**

[1sw] Microsoft Office: Excel, Word

[2sw] Turbina Delphy, výpočet průtočné části, Davidge & Kýša

[3sw] SolidWorks 2007

[4sw] AutoCAD 2009

## **9. POUŽITÉ ZDROJE**

- [1] ŠKOPEK J.; Parní turbína – tepelný a pevnostní výpočet; Plzeň ZČU-KKE; 2003
- [2] Doc. Ing. Jan FIEDLER, Dr.; PARNÍ TURBÍNY, návrh a výpočet; 2004
- [3] Jiří Klik; diplomová práce; JEDNOTĚLESOVÁ PARNÍ TURBÍNA 50 MW; Západočeská univerzita v Plzni; Fakulta strojní; 2009