



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA PROTITLAKOVÁ

BACKPRESSURE STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL CHRÁSTEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Chrástek Pavel, Bc.

který/která studuje v **magisterském 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:

Parní turbina protitlaková

v anglickém jazyce:

Backpressure Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Parní protitlaková turbina:

V rámci výpočtové části diplomové práce vypracujte základní návrh průtočné části turbíny (výpočet termodynamických parametrů při základních provozních režimech a s ním spojený návrh geometrie průtočné části).

V rámci konstrukční části diplomové práce nakreslete řez turbínou.

Cíle diplomové práce:

Proveďte základní termodynamický a konstrukční návrh parní protitlakové turbíny s těmito parametry:

tlak vstupní páry: 38 bar

teplota vstupní páry: 450°C

hmotnostní průtok vstupní páry: 60 t/h

protitlak: 2,8 (2-4) bar

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - skripta CERM 2004

Škopek, J. : Parní turbína - skripta ZČU Plzeň 2007

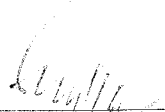
firemní literatura SIEMENS Turbomachinery Brno

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



Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá termodynamickým výpočtem a návrhem geometrie průtočné části protitlakové parní turbíny pro zadané parametry páry na vstupu do turbíny a pro zadaný protitlak za turbínou. Dalším cílem je nakreslit řez touto turbínou.

První tři čtvrtiny diplomové práce spočívají v termodynamickém výpočtu regulačního stupně, stupňové části turbíny a vyrovnávacího pístu. Poté je stanovena celková vnitřní účinnost turbíny a její výkon. V poslední čtvrtině je proveden základní výpočet parametrů převodovky, na základě kterých je převodovka z katalogu firmy RENK přiřazena turbíně a generátoru.

Klíčová slova: Protitlaková parní turbína, účinnost, výkon, převodovka

ABSTRACT

The diploma works demonstrates the thermodynamic calculation and design of the geometry flow profile of the back-pressure steam turbine for specified inlet and outlet conditions of steam. Next target of the work is to design the drawing of the turbine axial cross section.

Structuring of this diploma work calculation is following:

- regulating stage thermodynamic calculation
- turbine stages calculation
- equalizing-balancing piston calculation
- entire turbine intrinsic efficiency and power rating determination
- basic calculation of gearbox parameters and RENK-type gearbox selection for turbine and generator arrangement

Keywords: Backpressure steam turbine, efficiency, power, gearbox

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHRÁSTEK, P. *Parní turbína protitlaková*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně. Vycházel jsem ze svých znalostí, doporučené literatury uvedené v seznamu a z odborných konzultací.

V Brně dne:

Podpis:.....

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych velmi poděkovat svému vedoucímu panu Doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a zaměstnanci firmy Siemens panu Ing. Drahomíru Mašovi, kteří mně byli vždy ochotně nápomocni, a kteří mně vždy ochotně poskytovali odborné informace.

V Brně dne: 24. 4. 2009

Bc. Pavel Chrástek

OBSAH

1. ÚVOD	- 10 -
2. VÝPOČET PARNÍ TURBÍNY	- 11 -
2.1 ZADANÉ PARAMETRY TURBÍNY	- 11 -
2.2 VOLBA OTÁČEK TURBÍNY	- 11 -
2.3 REGULAČNÍ STUPEŇ A – KOLO	- 13 -
2.3.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET	- 13 -
2.3.2 DETAILNÍ VÝPOČET	- 17 -
2.4 STUPŇOVÁ ČÁST – PŘETLAKOVÉ LOPATKOVÁNÍ	- 28 -
2.4.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET	- 28 -
2.4.2 DETAILNÍ VÝPOČET	- 35 -
Návrh vyrovnávacího pístu	- 37 -
Metoda Ca/u	- 40 -
2.5 SHRUTÍ PARAMETRŮ A VÝSLEDKŮ CELÉ TURBÍNY	- 52 -
2.5.1 REGULAČNÍ STUPEŇ	- 52 -
2.5.2 STUPŇOVÁ ČÁST	- 53 -
2.5.3 CELÁ TURBÍNA	- 54 -
3. PŘIŘAZENÍ PŘEVODOVKY K TURBÍNĚ	- 55 -
4. USPOŘÁDÁNÍ TURBÍNA – PŘEVODOVKA – GENERÁTOR	- 60 -
5. ZÁVĚR	- 61 -

1. ÚVOD:

Tato diplomová práce řeší termodynamický výpočet parní protitlakové turbíny na parametry dané zadáním. Než přejdeme k vlastnímu návrhu a výpočtům tohoto zadání, řekneme aspoň jen úvodem co parní protitlaková turbína je, jaké má výhody a nevýhody a k čemu se používá.

Parní protitlaková turbína je točivý tepelný stroj, který přeměňuje kinetickou energii a tepelnou energii proudící páry na mechanický rotační pohyb přenášený na hřídel stroje, který točí nejčastěji s generátorem elektrického proudu. Označení protitlaková je proto, protože za posledním stupněm (na výstupu z turbíny) je tlak vyšší než je tlak atmosférický. Pára vyexpandovaná na tento tlak se dá dále použít k vytápění, a proto je nejčastější využití protitlakových turbín v městských teplárnách, kde svůj úkol plní nejlépe v zimním období, protože mimo výrobu elektřiny také produkuje teplou páru pro městské využití. Jejich nevýhodou je zejména provoz v letním období, kdy pára z turbíny je vedena do přetlakového kondenzátoru a tudíž se vyprodukované teplo, které není kde využít takto maří.

Každé takovéto turbosoustrojí je napojeno na elektrizační soustavu a musí být schopno zvýšit okamžitě svůj výkon dle požadavku (tzv. systémové služby řízené sekundární regulací). Z tohoto důvodu je většina turbín provozována na svorkovém výkonu, který je nižší než výkon maximální. Proto je vhodné turbínu navrhnout tak, aby její největší účinnost byla při běžném provozním zatížení, nikoli při zatížení maximálním.

Protitlakové turbíny jsou spojeny s generátorem střídavého proudu přes převodovku, protože jsou to obvykle vysokotáčkové stroje a tyto otáčky je potřeba redukovat na otáčky nižší, jejichž velikost je závislá na počtu pólových dvojic generátoru. Otáčky tohoto stroje závisí zejména na jeho celkové velikosti s níž obvykle souvisí i jeho cena.

2. VÝPOČET PARNÍ TURBÍNY:

Celý výpočet parní protitlakové turbíny je počítán pomocí programu Microsoft Excel, který je vhodně a efektivně propojen s elektronickými parními tabulkami X Steam version 2.6 IAPWS IF97. **Všechny vzorce a postup výpočtu průtočné části parní turbíny, s výjimkami uvedenými přímo v textu, jsou čerpány z literatury [1] !!!**

2.1 ZADANÉ PARAMETRY TURBÍNY:

vstupní pára:	tlak 38 bar	teplota 450 °C	entalpie i 3333,747 KJ/Kg	entropie S 6,964 KJ/Kg K
hmotnostní průtok páry:	60 t/h	16,66 Kg/s		
protitlak:	2,8 bar	(2-4 bar)		

2.2 VOLBA OTÁČEK TURBÍNY:

K volbě otáček turbíny použijeme diagram z firmy SIEMENS a sice závislost VÝKONU převodovky na OTÁČKÁCH viz obr. 2.2.2

Nyní tedy určíme předběžně výkon turbíny:

$$\begin{aligned}
 i_0 &= 3333,747 \text{ KJ/Kg} \\
 p_0 &= 38 \text{ bar} \\
 i_{niz} &= 2701,613 \text{ KJ/Kg} \\
 p_{niz} &= 2,8 \text{ bar} \\
 H_{iz} &= 632,134 \text{ KJ/Kg}
 \end{aligned}$$

odhadnutá zvolená účinnost parní turbíny: $\eta = 0,86$
potom:

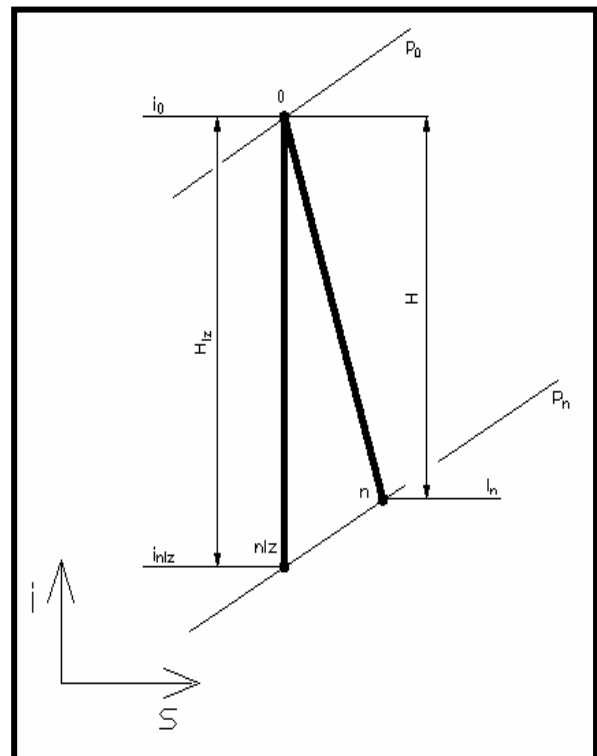
$$H = \eta \times H_{iz} = 543,635 \text{ KJ/Kg}$$

$$i_n = i_0 - H = 2790,112 \text{ KJ/Kg}$$

$$p_n = 2,8 \text{ bar}$$

Předběžný vnitřní výkon turbíny je:

$$P_i = M \times H = 9,06 \text{ MW}$$



obr. 2.2.1 předběžný entalpický spád turbín

Spojkový výkon:

$$P_{SP} = P_i - z_{mech} = 8,96 \text{ MW}$$

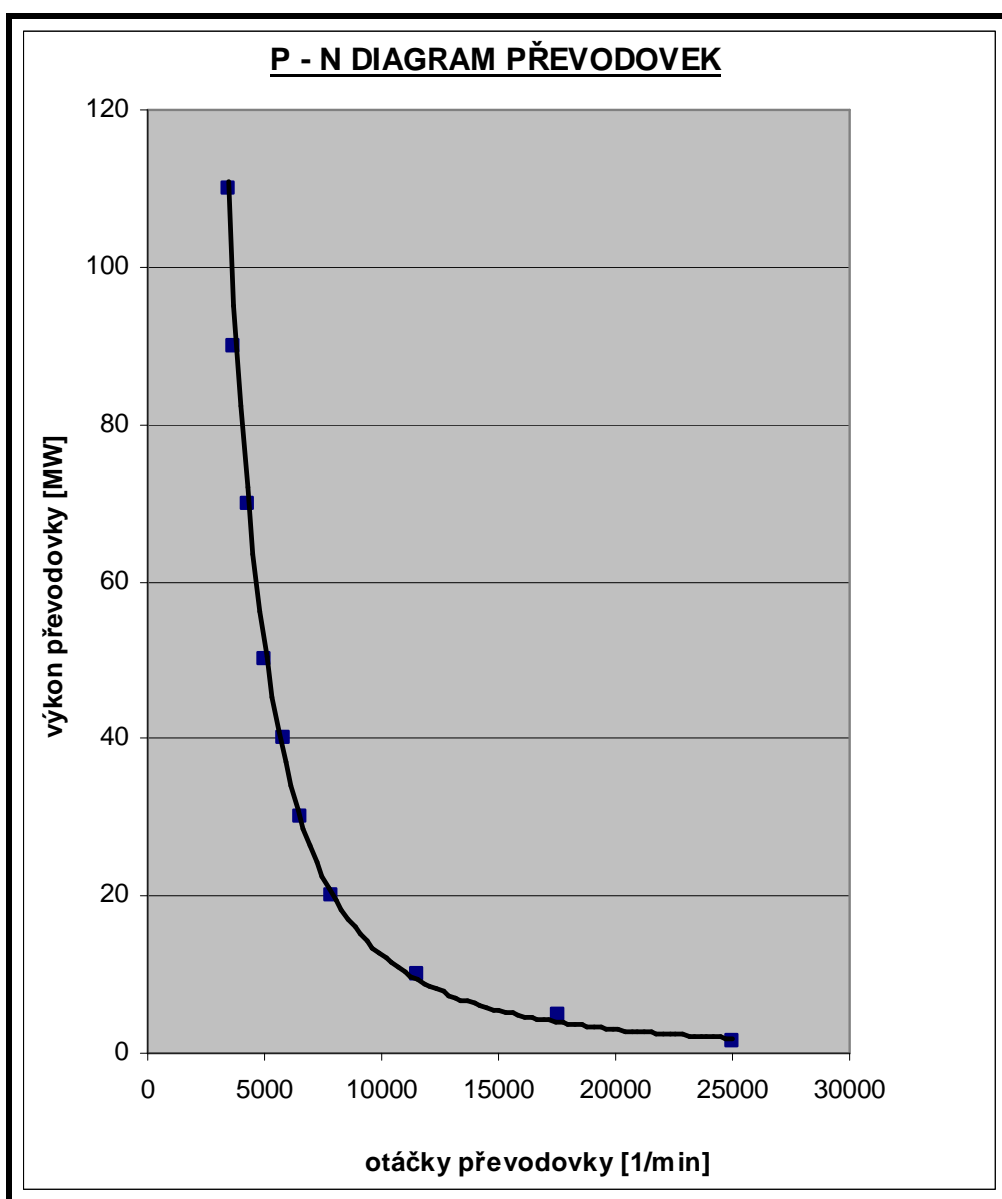
$$\text{volím asi } z_{mech} = 100 \text{ KW}$$

Spojkový výkon je výkon, který je přenášen převodovkou, a proto pro něj odečteme z diagramu P-n otáčky turbíny n:

Maximální otáčky, které převodovka přenesou jsou: $n_{max} = 12000 \text{ ot/min}$

Z důvodu bezpečnosti provozu je volen provozní bod převodovky blízko pod touto křivkou, čemuž odpovídají otáčky převodovky a tedy i turbíny:

$$n = 10500 \text{ ot/min}$$

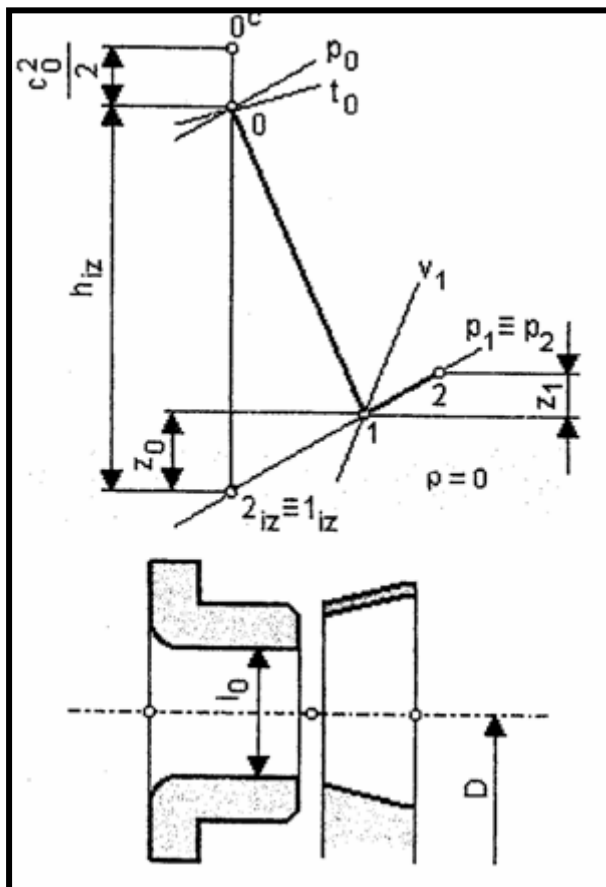


obr. 2.2.2 závislost výkonu převodovky na otáčkách

2.3 REGULAČNÍ STUPEŇ A – KOLO:

2.3.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET:

volba středního průměru D : $D = 420 \text{ mm}$
 otáčky n : $n = 10500 \text{ min}^{-1}$



obr.2.3.1 A-kolo, stupeň reakce 0
 Předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni

izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm:

$$h_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 130850 \text{ J/Kg}$$

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = 513,127 \text{ m/s}$$

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

$$u = \pi \times D \times n = 230,907 < (160 \text{ až } 260) \text{ m/s}$$

$$c_0 = 40 \quad (40 \text{ až } 50) \text{ m/s}$$

parametry za regulačním stupněm:

$$i_{1iz}=i_{2iz} = 3202,9 \text{ KJ/Kg}$$

$$p_2 = 24,7843 \text{ bar}$$

kontrola tlaku p_2 z hlediska krit. poměru v dýze:

$$p_{krit.} = 0,546 * p_0 \quad \text{pro přehřátou vodní páru}$$

$$p_{krit.} = 20,748 \text{ bar}$$

nemá tento poměr

$$p_2/p_0 = 0,65222 \quad \text{překročit hodnotu}$$

0,8 - vyhovuje

 $p_2 > p_{krit.}$ VYHOVUJE**měrný objem za dýzou, z i-s diagramu:**

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \times h_{iz} = 8,999 \quad \text{KJ/Kg} \quad \varphi = (0,95 - 0,98)$$

$$\text{volím} \quad \varphi = 0,965$$

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3211,9 \quad \text{KJ/Kg}$$

$$v_1 = 0,119 \quad \text{m}^3/\text{Kg}$$

výstupní úhel z rozváděcí mříže:

volím:

$$\alpha_1 = 15 \quad \text{rozmezí: } 13^\circ - 18^\circ$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$l_{ot} = \frac{M \times v_1}{\pi \times D \times c_{1iz} \times \varphi \times \sin \alpha_1} = 0,01169 \text{ m}$$

optimální délka rozváděcí lopatky:

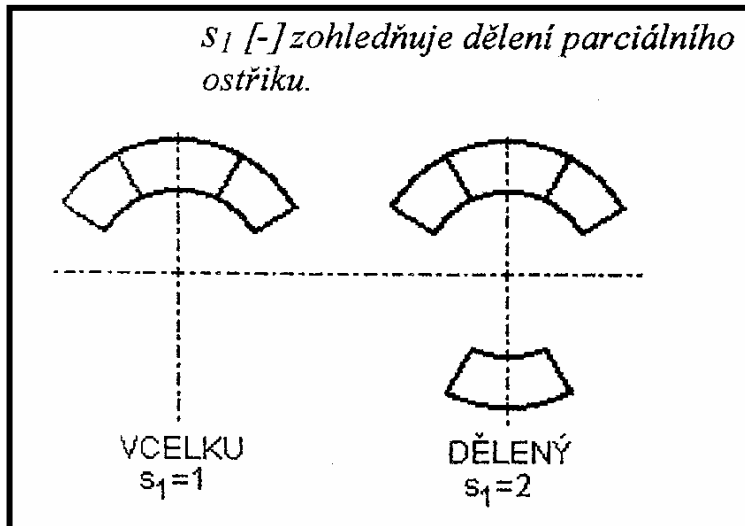
$$l_{opt} = \alpha \times \sqrt{l_{ot}} = 2,716 \quad \text{cm}$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \times S_1 + \delta \times D}} = 2,513$$

$$\delta = \frac{c}{a} \times \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \times D^{0,5}} = 0,064$$

zaokrouhlením na celé milimetry l_{opt} dostáváme skutečnou délku lopatky l_0 :

$$l_0 = 28 \quad \text{mm}$$



obr. 2.3.2 dělení parciálního ostříku

redukováná délka lopatky:

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \times l_0} = 1,486 \quad \text{cm}$$

parciální ostřík:

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = 0,42$$

ztráty třením a ventilací:

absolutní:

$$Z_5 = \frac{k}{M \times v_1} = 0,911 \quad \text{KJ/Kg}$$

k - z diagramu obr.2.3.3 $k = 1,8$

poměrná:

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}} = 0,007$$

vnitřní účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{idi} = \eta_u - \xi_s = 0,773$$

η_u – z diagramu obr.2.3.4 $\eta_u = 0,78$

vnitřní výkon stupně:

$$P_i = M \times h_{iz} \times \eta_{idi} = 1685,866 \quad \text{Kw}$$

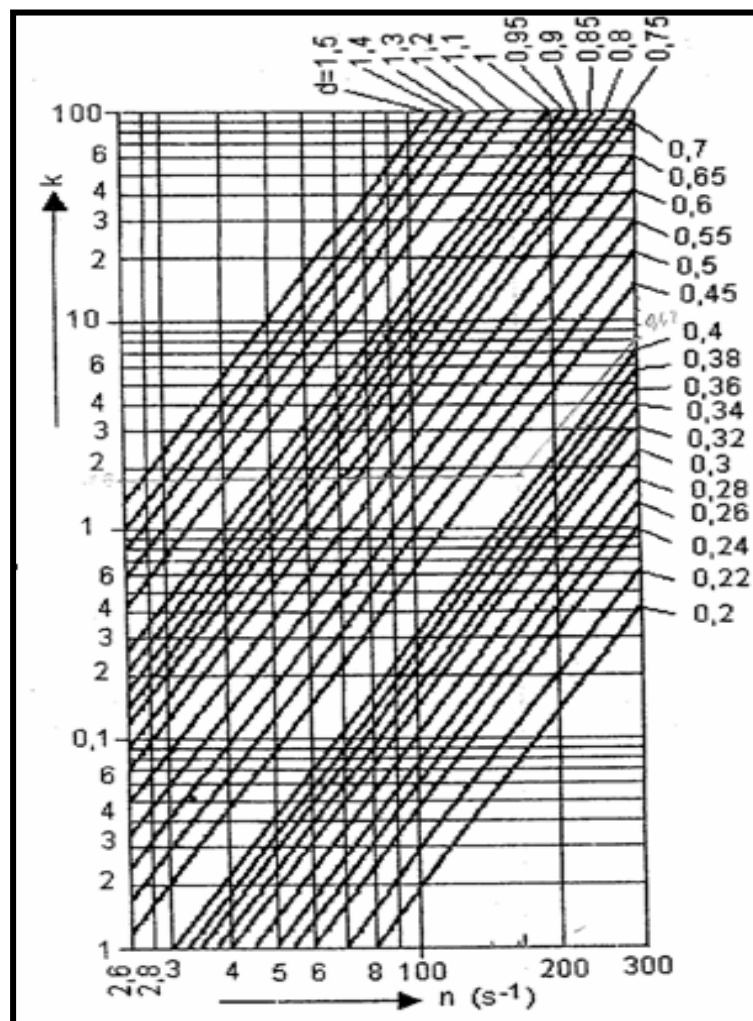
koncový bod expanze ve stupni:

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{idi} \times h_{iz} = 3233,396 \quad \text{KJ/Kg}$$

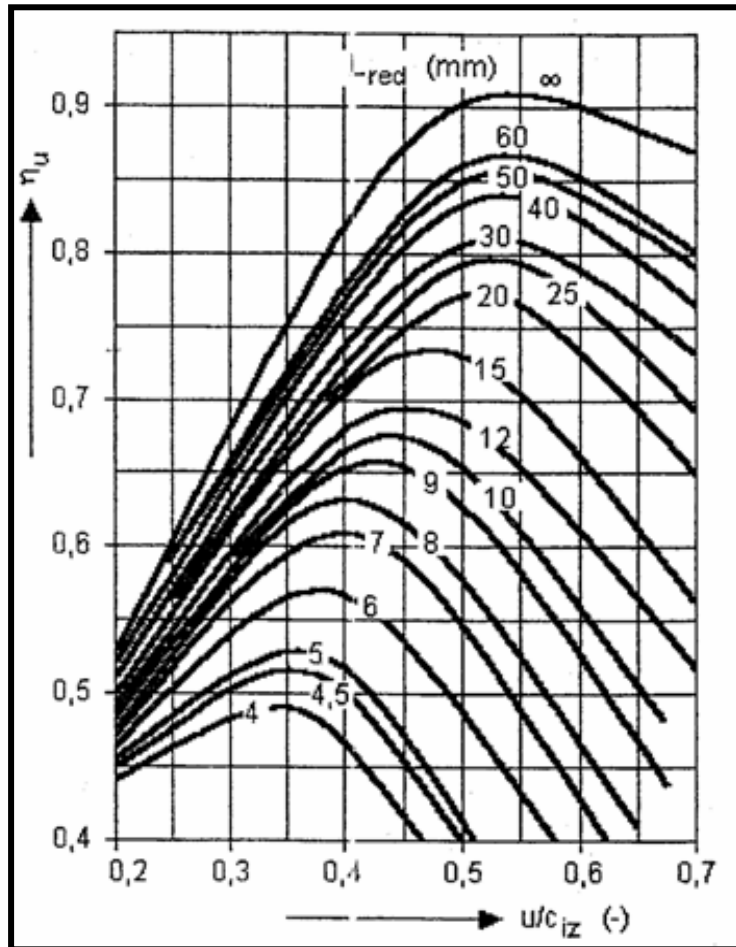
$$p_2 = 24,78 \quad \text{bar}$$

$$v_2 = 0,12 \quad \text{m}^3/\text{Kg}$$

$$t_2 = 396,9 \quad \text{°C}$$

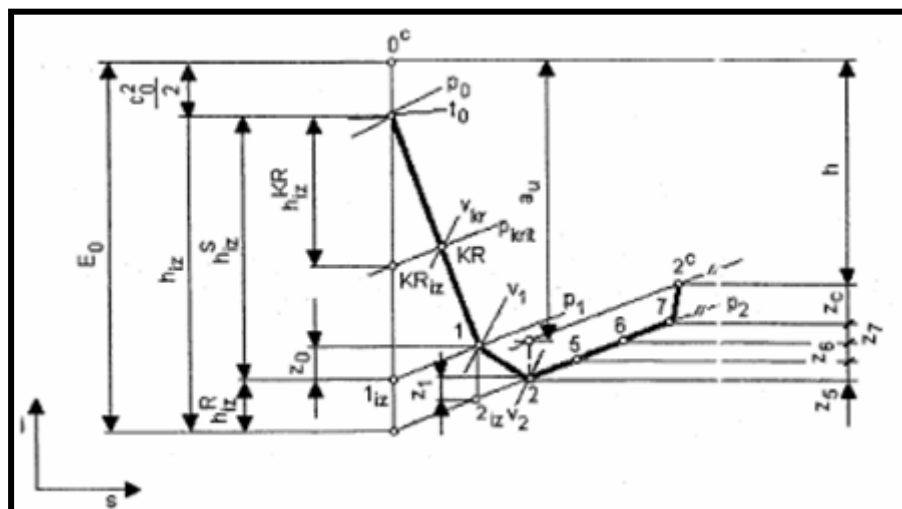


obr. 2.3.3 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně



obr. 2.3.4 Redukovaná účinnost regulačního stupně

2.3.2 DETAILNÍ VÝPOČET:



obr. 2.3.5 Průběh expanze v regulačním stupni A-kolo

volba stupně reakce:

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}} = 0,05$$

rozdělení tepelných spádů na:

stator:

$$h_{iz}^s = (1 - \rho)h_{iz} = 124307 \quad \text{J/Kg}$$

rotor:

$$h_{iz}^R = \rho h_{iz} = 6542 \quad \text{J/Kg}$$

stanovení tlaku p_1 a porovnání s tlakem p_{krit} :

$$i_{iz} = i_0 - h_{iz}^s = 3209,440 \quad \text{KJ/Kg}$$

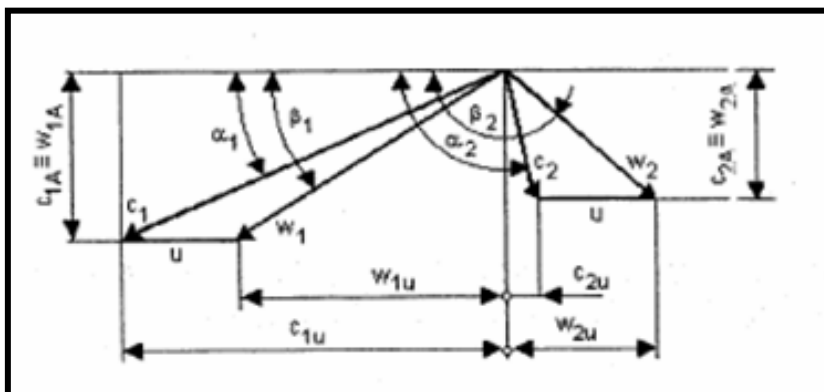
$$s_{iz} = s_0 = 6,965 \quad \text{KJ/KgK}$$

$$p_1 = \mathbf{25,34} \quad \text{bar}$$

$$p_{krit} = 0,546 \times p_0 = \mathbf{20,75} \quad \text{bar}$$

$p_1 > p_{krit} \Rightarrow$ nedochází ke kritickému proudění ve výstupním průřezu dýzy a úhel profilu $\alpha_{1P} = \alpha_1$ výstupního úhlu proudu páry. Bod KR leží na expanzní linii pod bodem 1 na obr. 2.3.5 se nevynáší.

systém kotování a značení rychlostních trojúhelníků:



obr. 2.3.6 kotování rychlostních trojúhelníků regulačního stupně

výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících stupně:**teoretická rychlost na výstupu z dýzy:**

$$c_{iz} = \sqrt{2 \times (1 - \rho) h_{iz} + c_0^2} = 500,2 \quad \text{m/s}$$

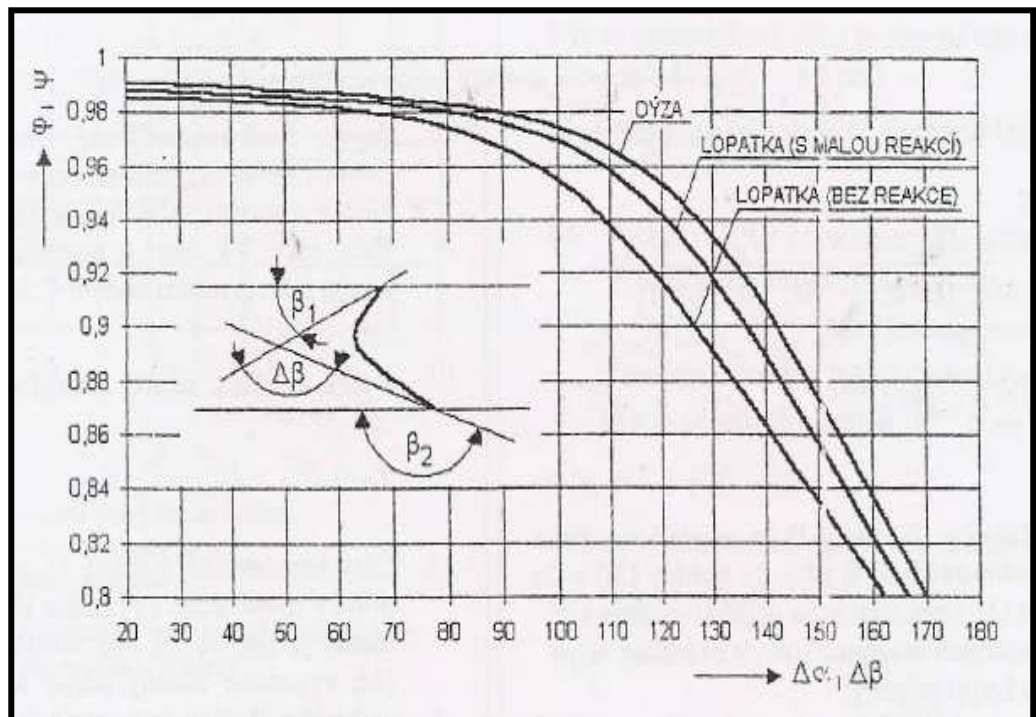
volba rychlostních součinitelů φ, ψ

Rychlostní součinitele nejprve zvolíme z diagramu obr. 2.3.7 pro odhadnuté vstupní a výstupní úhly profilu. Poté spočítáme tyto úhly a pak pro ně opět odečteme z diagramu přesnější hodnoty rychlostních součinitelů. Toto opakujeme do té doby až se nám rychl. souč. téměř nemění. Je to tedy metoda iterační.

Dále jsou pro přehlednost už uvedeny jen přesné hodnoty rychl. souč. posledního kroku iterace.

$$\varphi = 0,98$$

$$\psi = 0,92$$



obr. 2.3.7 rychlostní součinitele

$$\alpha_1 = 15$$

obvodová rychlost:

$$u = \pi \times D \times n = 230,9 \quad \text{m/s}$$

skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \varphi \times c_{1iz} = 490,2 \quad \text{m/s}$$

relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = 273,8 \quad \text{m/s}$$

složky rychlostí do obvodového směru:

$$c_{1u} = c_1 \times \cos \alpha_1 = 473,5 \quad \text{m/s}$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 242,6 \quad \text{m/s}$$

složky rychlostí do axiálního směru:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \times \sin \alpha_1 = 126,9 \quad \text{m/s}$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = 27,6$$

teoretická výstupní relativní rychlost páry:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \times \rho h_{iz} + w_1^2} = 296,7 \quad \text{m/s}$$

skutečná relativní rychlost páry:

$$w_2 = \psi \times w_{2iz} = 273,0 \quad \text{m/s}$$

$$(3^\circ \div 5^\circ)$$

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - 4^\circ] = 156,4$$

absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos(180 - \beta_2)} = 111 \quad \text{m/s}$$

složky rychlostí do obvodového směru:

$$w_{2u} = w_2 \times \cos \beta_2 = -250,1 \quad \text{m/s}$$

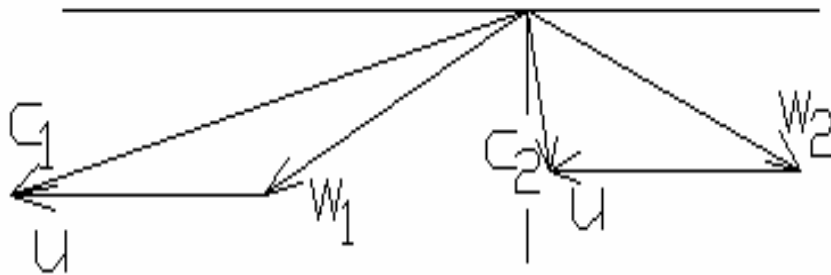
$$c_{2u} = w_{2u} + u = -19,2 \quad \text{m/s}$$

složky rychlostí do axiálního směru:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \times \sin \beta_2 = 109,3 \quad \text{m/s}$$

$$\alpha_2 = 180 - \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = 99,97$$

RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY REGULAČNÍHO STUPNĚ:



obr. 2.3.8 skutečné rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

$$u = \pi \times D \times n = 230,9 \quad \text{m/s}$$

$$c_1 = \varphi \times c_{1iz} = 490,2 \quad \text{m/s}$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1} = 273,8 \quad \text{m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos(180 - \beta_2)} = 111 \quad \text{m/s}$$

$$w_2 = \psi \times w_{2iz} = 273,0 \quad \text{m/s}$$

$$\alpha_1 = 15$$

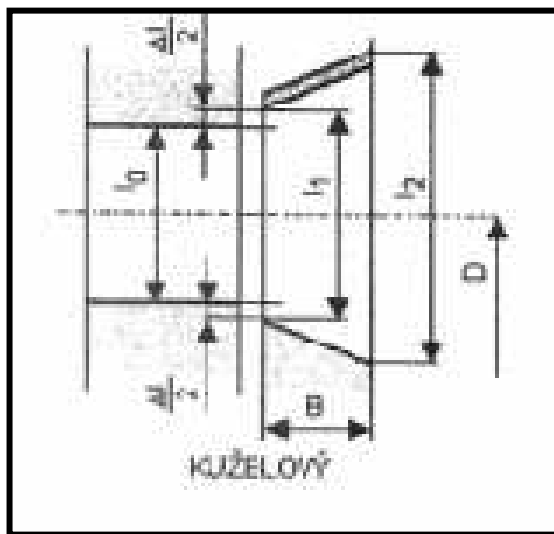
$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = 27,6$$

$$\alpha_2 = 180 - \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = 99,97$$

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - 4^\circ] = 156,4$$

výpočet průtočných průřezů stupně:

Pro stanovení délek lopatek dle obr. 2.3.9 použijeme rovnici kontinuity.



obr.2.3.9 průtočný kanál regulačního stupně A-kolo

výstupní délky lopatek:

Dýza (rozdávěcí lopatka):

$$l_0 = \frac{M \times v_1}{\pi \times D \times \varepsilon \times c_1 \times \sin \alpha_1} = 27,71 \quad \text{mm}$$

měrný objem v_1 :

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \times \frac{c_{1iz}^2}{2} = 4954 \quad \text{J/Kg}$$

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3214,39 \quad \text{KJ/Kg}$$

$$v_1 = \mathbf{0,12} \quad \mathbf{m^3/kg}$$

Oběžná lopatka:

$$l_2 = \frac{M \times v_2}{\pi \times D \times \varepsilon \times w_2 \times \sin \beta_2} = 32,89 \quad \text{mm}$$

měrný objem v_2 :

$$z_1 = (1 - \psi^2) \times \frac{w_{2iz}^2}{2} = 6761 \quad \text{J/Kg}$$

$$i_{2iz} = i_1 - h_{iz}^R = 3207,85 \text{ KJ/Kg}$$

$$i_2 = i_{2iz} + z_1 = 3214,61 \text{ KJ/Kg}$$

$$i_{2iz}^I = i_{1iz} - h_{iz}^R = 3202,9 \text{ KJ/Kg}$$

$$s_{2iz}^I = s_0 = 6,965 \text{ KJ/KgK}$$

$$p_2 = 24,78 \text{ bar}$$

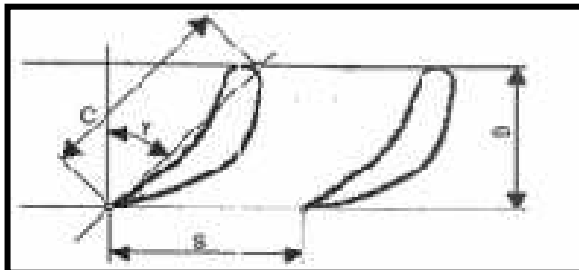
$$v_2 = \mathbf{0,12} \text{ m}^3/\text{kg}$$

maximální rozšíření :

$$\frac{l_2}{l_0} = \max 1, 2$$

$$\frac{l_2}{l_0} = 1,18712 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

volba profilu lopatek:



obr. 2.3.10 rozměry charakterizující profil

V tab. 10.2 a tab. 10.3 str. 59 literatura [1] je udán úhel $\gamma' = 90^\circ - \gamma$.

rozdávěcích:

Pro rozváděcí lopatky regulačního stupně volím profil **TS – 2A** z tab. 10.2 str. 59 literatura [1].

Tomuto profilu odpovídají tyto parametry:

$$s/c = 0,8$$

$$\gamma = 39$$

$$c = 25 - 70 \text{ mm}$$

volím $c = 25$ mm

Při zcela reálném výpočtu by musela být volba tětiny lopatek zpětně kontrolována z pevnostního hlediska. Pevnostní kontrola lopatkování je však už mimo rámec zadání diplomové práce.

šířka lopatky B:

$$B = c \times \sin \gamma = 15,73 \quad \text{mm}$$

rozteč lopatek:

$$s = c \times \left(\frac{s}{c}\right) = 20 \quad \text{mm}$$

počet lopatek:

$$z = \varepsilon \times \frac{\pi \times D}{s} = 28 \quad \text{lopatek}$$

Při zcela reálném návrhu by byla celková plocha průtočného průřezu rozváděcích lopatek (dýz) větší o "rezervu na hltnost". Tato rezerva vychází z požadavku spolehlivě dosáhnout požadované hltnosti i při reálně dosažitelné přesnosti výroby a reálné přesnosti výpočtového modelu.

Na to, aby regulační stupeň skutečně pracoval s dýzovou regulací, by bylo zapotřebí tuto dýzovou plochu rozčlenit na jednotlivé dýzové skupiny opatřené samostatnými regulačními ventily. Detailní návrh počtu a velikosti jednotlivých dýzových skupin však není předmětem zadání této diplomové práce.

oběžných:

Pro oběžné lopatky regulačního stupně volím profil **TR – 3A** z tab. 10.3 str. 59 literatura [1].

Tomuto profilu odpovídají tyto parametry:

$$s/c = 0,59$$

$$\gamma = 78$$

$$c = 25 - 70 \text{ mm}$$

$$\text{volím} \quad c = 25 \quad \text{mm}$$

šířka lopatky B:

$$B = c \times \sin \gamma = 24,45 \quad \text{mm}$$

rozteč lopatek:

$$s = c \times \left(\frac{s}{c}\right) = 14,75 \quad \text{mm}$$

počet lopatek:

$$z = \frac{\pi \times D}{s} = 90 \quad \text{lopatek}$$

Maximální úhel rozevření rotorové lopatky má být 30° - 40°.

$$\frac{\Delta l_{01}}{2} = 0,5 \text{ mm}$$

$$l_1 = l_0 + \Delta l = 28,71 \quad \text{mm}$$

rozměry jsou kotovány na obr. 2.3.9

$$\delta = \arctan \frac{\frac{l_2 - l_1}{2}}{B} = 4,89$$

rozevření tedy VYHOVUJE δ [°] degrees

ztráta výstupní rychlostí z_c :

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = 6160 \quad \text{J/Kg}$$

obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \mathbf{0,864}$$

vnitřní termody namická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = \mathbf{0,791}$$

ztráta ventilací disku:

$$\xi_5 = k_{ir} \times \frac{D^2}{S} \times \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = 0,00237827$$

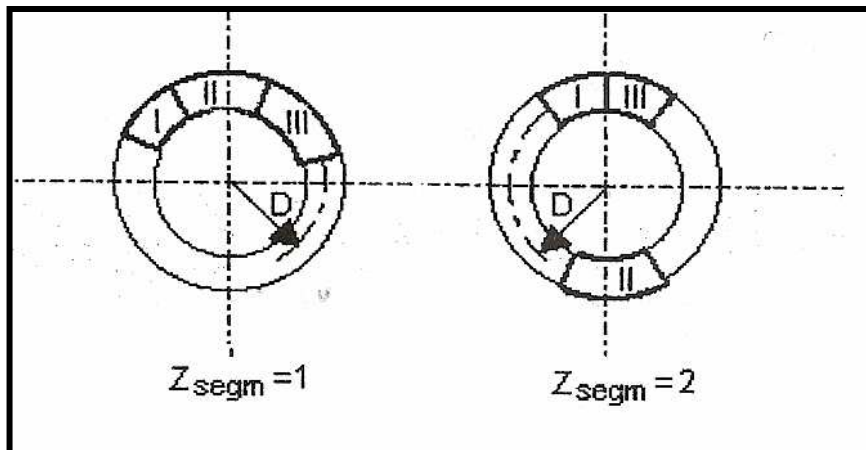
$$k_{ir} = (0,45 - 0,8) \times 10^{-3}$$

volím

$$k_{ir} = 0,0006$$

$$S = \pi \times D \times l_1 \times \varepsilon \times \sin \alpha_1 = 0,00409 \quad \text{m}^2$$

ztráta parciálním ostřikem:



obr. 2.3.11 dělení parciálního ostřiku

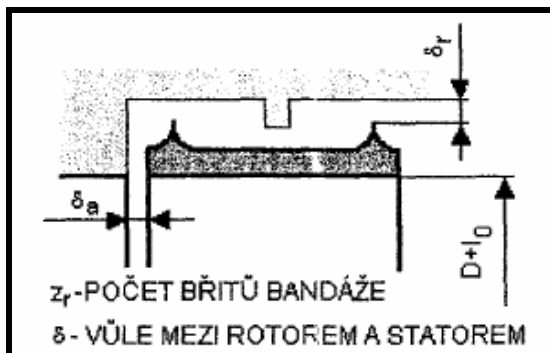
volím $Z_{\text{segm}} = 1$

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,05183$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \times \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \times \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 = 0,03223$$

$$\xi_{62} = 0,25 \times \frac{c \times l_2}{S} \times \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right) \times \eta_u \times z_{\text{segm}} = 0,01960$$

ztráta radiální mezerou pro bandážovaný stupeň:



obr. 2.3.12 bandáž na konci lopatky

$$\xi_7 = \delta_{ekv} \times \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \times \eta_u \times \frac{\pi \times (D+l_0)}{S} = 0,01898$$

ekvivalentní radiální vůle:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \times \frac{z_r}{\delta_r^2}}} = 0,00019$$

počet břitů	$z_r = 3$
axiální vůle	$\delta_a = 0,003 \quad \text{m}$
radiální vůle	$\delta_r = 0,0004 \quad \text{m}$

stupeň reakce na špici lopatky:

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho) \times \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 0,111$$

vnitřní výkon akčního stupně v provedení A-kolo:

$$P_i = M \times h_{iz} \times \eta_{tdi} = 1725,111 \quad \text{KW}$$

entalpie koncového bodu expanze ve stupni:

viz obr. 2.3.5

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \times \eta_{tdi} = 3231,04 \quad \text{KJ/Kg}$$

parametry bodu 7 z obr.2.3.5 je to vstupní bod do stupňové části turbíny:

$$p_z = p_7 = 24,78 \quad \text{bar} \quad 2478426 \text{ Pa}$$

$$i_z = i_7 = i_2 + z_5 + z_6 + z_7 = 3224,248 \quad \text{KJ/Kg}$$

$$z_5 + z_6 + z_7 = (\xi_5 + \xi_6 + \xi_7) \times E_0 = 9,634 \quad \text{KJ/Kg}$$

$$v_z = v_7 = 0,12 \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

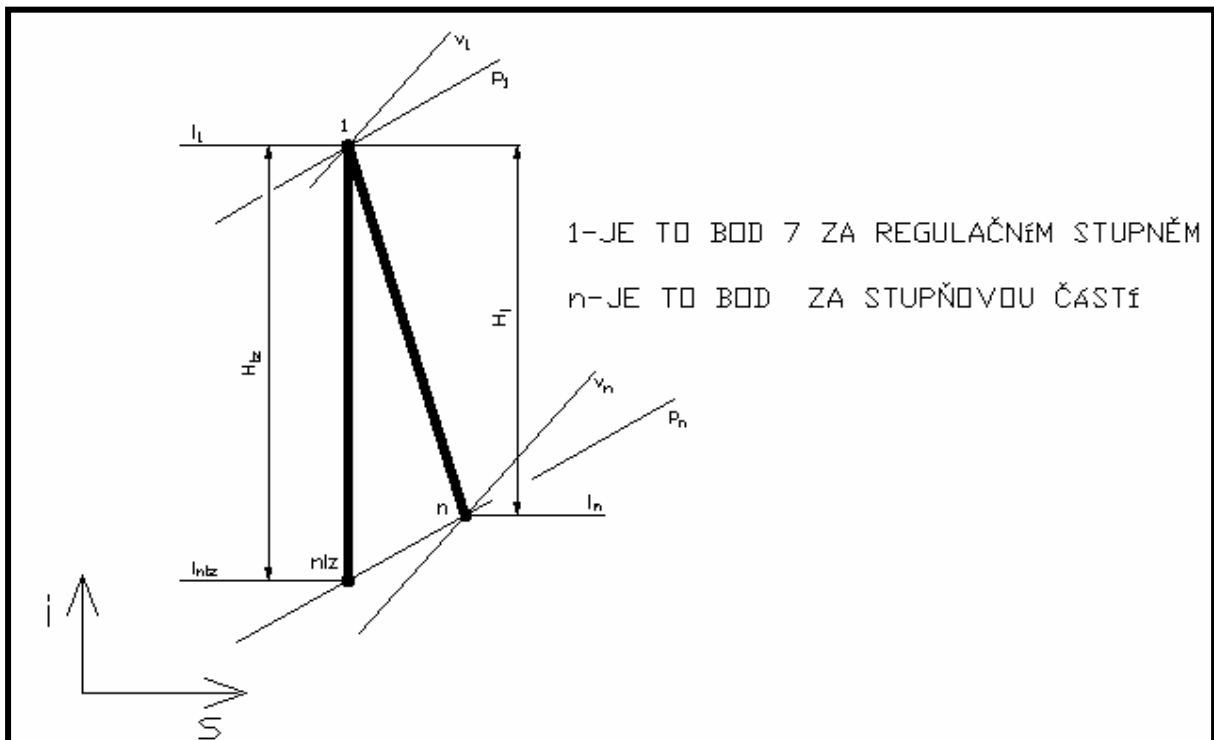
$$s_z = s_7 = 6,997 \quad \text{kJ}/(\text{kg K})$$

$$t_7 = 392,8 \quad \text{°C}$$

2.4 STUPŇOVÁ ČÁST – PŘETLAKOVÉ LOPATKOVÁNÍ:

Protože je toto zadání od firmy SIEMENS, která zhotovuje stupňové části zejména přetlakové, je volena proto i zde stupňová část jako přetlakové lopatkování. Přetlakové stupně mají výhodu především v tom, že mají obvykle nejvyšší účinnost, ale zpracují nejmenší tepelný spád, a proto na zpracování daného tepelného spádu jich musí být užito větší počet než např. stupňů akčních. Proto se většinou ke snížení výrobních nákladů předřazuje před přetlakové stupně jeden stupeň rovnotlaký (akční) obvykle ve funkci regulačního stupně.

2.4.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET:



obr. 2.4.1 tepelný spád na stupňovou část

střední Parsonsovo číslo:

$$Pa_s = (0,6 - 0,85)$$

volím: $Pa_s = 0,6$

0,6 bylo voleno z toho důvodu, že tento výpočet probíhá pro zátěžný bod se 100% zatížením. Přejdem na nižší zatížení dojde k "odlehčení" lopatkování a účinnost se v této oblasti bude s poklesem výkonu dále zvyšovat.

střední průměr D_1 a délka lopatky l_1 prvního stupně:

parsonsovo číslo prvního stupně:

$$Pa_1 = (0,9 \text{ až } 0,95) \times Pa_s$$

volím: $Pa_1 = 0,9 \times Pa_s = 0,54$

z diagramu obr. 2.4.2 volím:

$$\alpha_1 = 23$$

pak

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = 0,56$$

volba l_1 :

$$l_1 = \min 30\text{mm}$$

volím $l_1 = 36 \text{ mm}$

Únik ucpávkou přes vyrovnávací píst je volen 0,26 Kg/s. O tento únik se zmenší hmotnostní průtok na stupňovou část.

$$M = 16,4 \text{ Kg/s}$$

Tento průtok srovnáme s průtokem vypočteným v detailním výpočtu stupňové části. Když se tam nyní podíváme (str. 31), vidíme že odhad byl téměř přesný.

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \times \sqrt{\frac{M \times v_1}{n \times l_1 \times \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = 237,5 \text{ mm}$$

střední průměr D_n a délka lopatky l_n posledního stupně:

parsonsovo číslo posledního stupně:

$$Pa_n = (0,9 \text{ až } 0,95) \times Pa_s$$

volím: $Pa_n = 0,9 \times Pa_s = 0,54$

z diagramu obr. 2.4.2 volím:

$$\alpha_n = 30$$

pak

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = 0,78$$

volba poměru $(l/D)_n$:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n < \left(\frac{1}{8} \text{ až } \frac{1}{10}\right)$$

Firma Siemens připouští i mezní hodnotu $\left(\frac{l}{D}\right)_n < \frac{1}{4}$ aby nemusely ještě být zkřivené lopatky.

Firemní podklady dostupné pro tuto diplomovou práci však připouštějí i poměr L/D_p ještě 0,313. Pro poslední stupeň tedy volím jako maximální přípustnou délku prizmatické lopatky hodnotu, která je přibližně uprostřed mezi těmito kriterii, volím tedy:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n = \frac{1}{6} = 0,17 \Rightarrow l_n = 62,56 \text{ mm}$$

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{M \times v_n}{\pi^2 \times \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \times \left(\frac{l}{D}\right)_n \times n}} = 368,0 \quad \text{mm}$$

určení v_n :

$$\text{entropie} \quad s_1 = 6,997 \quad \text{kJ/(kg K)}$$

$$\text{entalpie} \quad i_{n_{iz}} = 2714,673 \quad \text{kJ/kg}$$

$$p_n = 2,8 \quad \text{bar}$$

$$t_{n_{iz}} = 131,2 \quad \text{°C}$$

$$t_n = 158,5 \quad \text{°C}$$

tepelný spád izoentropický:

$$H_{iz} = 509,574 \quad \text{kJ/kg}$$

termodinamická účinnost:

$$\eta_{tdi} = 0,82 \text{ až } 0,87$$

$$\text{volím:} \quad \eta_{tdi} = 0,87$$

$$\text{tepelný spád:} \quad \eta_{tdi} = \frac{H_i}{H_{iz}} \Rightarrow H_i = 443,330 \quad \text{kJ/kg}$$

$$\text{entalpie:} \quad i_n = 2780,918 \quad \text{kJ/kg}$$

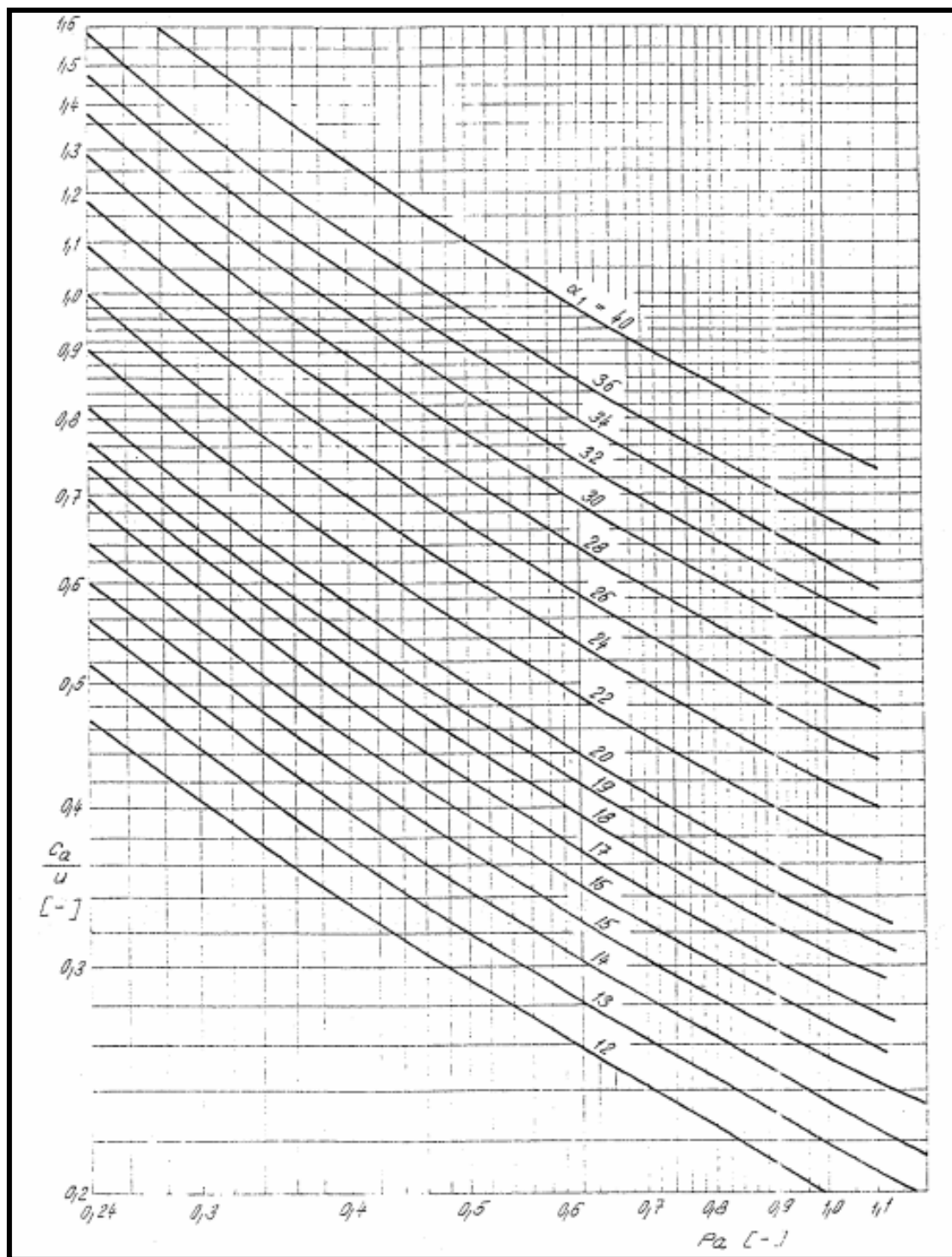
$$v_n = 0,696 \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

počet stupňů přetlakového lopatkování z:

$$z = \frac{Pa_s \times H_{iz}}{u_s^2} = 12$$

střední obvodová rychlost:

$$u_s = \pi \times \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \times n = 166,4 \quad \text{m/s}$$



obr. 2.4.2 diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u

ztráty v lopatkování:**ztáta radiální mezerou:**

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \times 4,5 = 0,0842$$

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \times 4,5 = 0,0669$$

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x_1 = 0,37 \quad \text{mm}$$

$$k_n = \frac{D_{vn}}{1000} + x_n = 0,63 \quad \text{mm}$$

$$D_{v1} = 273,5 \quad \text{mm}$$

$$D_{vn} = 430,5 \quad \text{mm}$$

tolerance x - dle tab. 2.4.3

$$x_1 = 0,1 \quad \text{mm}$$

$$x_n = 0,2 \quad \text{mm}$$

D_v – vnější průměr lopatkování

k – radiální vůle

l – délka lopatky

střední ztáta:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = 0,0756$$

Radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerance [mm]	+0,1	+0,2	+0,3

tab. 2.4.3

ztráta rozvějířením:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = 0,0230$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 = 0,0289$$

střední ztráta: $\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = 0,0259$

ztráta vlhkostí páry:

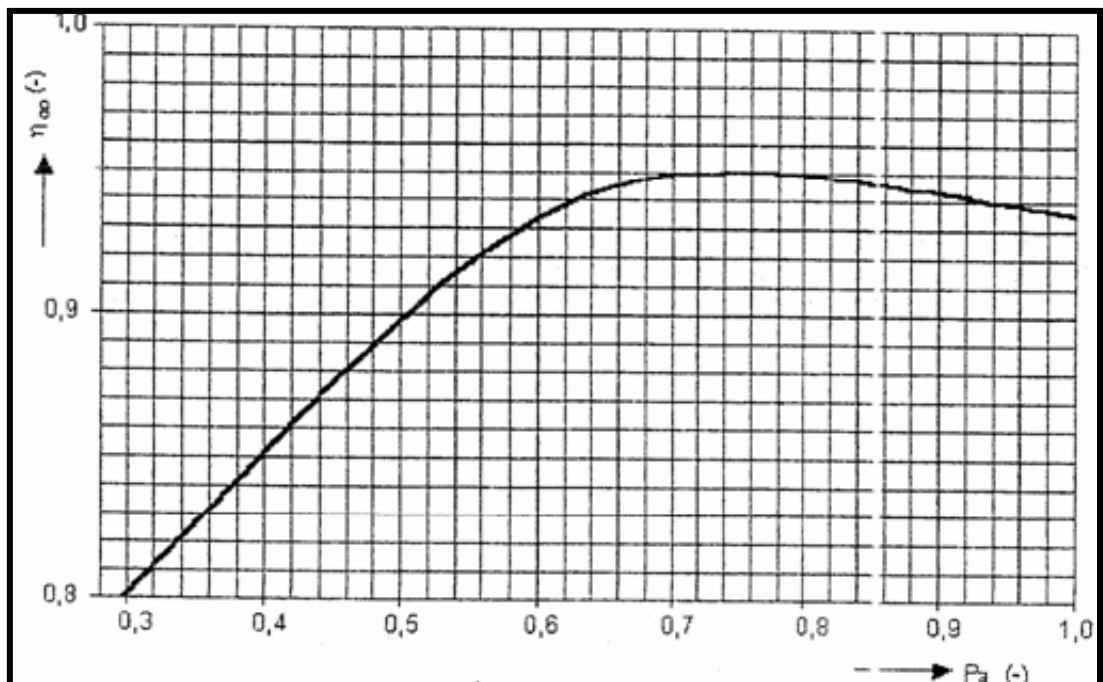
ξ_x tuto ztrátu neuvažujeme protože expanze končí na křivce suchosti, tudíž v syté páře.
ještě ale na straně páry přehřáté.

vnitřní účinnost stupňové části:

$$\eta_i = \eta_\infty \times (1 + f) \times (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 0,859$$

z diagramu obr. 2.4.4 odečteme pro střední parsonsovo číslo $Pa_s=0,6$:

$$\eta_\infty = 0,93$$



obr. 2.4.4 účinnost přetlakových stupňů

reheat faktor (faktor zpětného využití tepla) f :

$$f = \frac{z-1}{z} \times (1 - \eta_i^{s\check{c}}) \times \frac{t_1 - t_{niz}}{T_1 + T_n} = 0,0284$$

$\eta_i^{s\check{c}}$ – je termodynamická účinnost vnitřní stupňové části bez uvažování ztráty výstupní rychlosti.

To je vlastně ta účinnost, kterou jsme si výše

$$\text{zvolili: } \eta_i^{s\check{c}} = \frac{H_i^{s\check{c}}}{H_{iz}^{s\check{c}}} = \eta_{idi} = 0,87$$

t_1 [°C], T_1 [K] je teplota na vstupu do stupňové části

t_{niz} [°C] je teplota na konci izoentropické expanze ve stupňové části

T_n [K] je skutečná teplota na konci expanze ve stupňové části.

upřesnění parametrů za n-tým stupněm na základě vnitřní účinnosti:

$$\begin{aligned} i_n &= i_1 - H_{iz} \times \eta_i = \mathbf{2786,35 \text{ KJ/Kg}} \\ v_n &= \mathbf{0,70043 \text{ m}^3/\text{kg}} \\ s_n &= \mathbf{7,16885 \text{ kJ}/(\text{kg K})} \end{aligned}$$

ztráta výstupní rychlostí:

axiální výstupní rychlost páry z lopatkování:

$$c_{An} = \frac{M \times v_n}{\pi \times D_n \times l_n} = 158,8 \quad \text{m/s}$$

absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek:

$$c_{2n} = c_{An} \times \sqrt{[\cot g \alpha_{1n} - (\frac{c_a}{u})_n]^2 + 1} = 174,2 \quad \text{m/s}$$

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \mathbf{15170 \quad \text{J/Kg}}$$

skutečný entalpický spád, připadající na stupňovou část turbíny se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí:

$$H_i = H_{iz} \times \eta_i - z_c = \mathbf{422,727 \quad \text{KJ/Kg}}$$

vnitřní termodynamická účinnost stupňové části turbíny se zahrnutím ztráty výstupní rychlosti:

$$\eta_{tdi} = \frac{H_i}{H_{iz}} = 0,830$$

vnitřní výkon stupňové části:

$$P_i = H_i \times M = 6932,72 \text{ kW}$$

2.4.2 DETAILNÍ VÝPOČET:

Detailní výpočet stupňové části turbíny s přetlakovým lopatkováním může být proveden různými metodami. Je to obvykle buď metoda rychlostních trojúhelníků, která vychází z rychlostních trojúhelníků každého stupně, nebo metoda $\frac{C_a}{U}$.

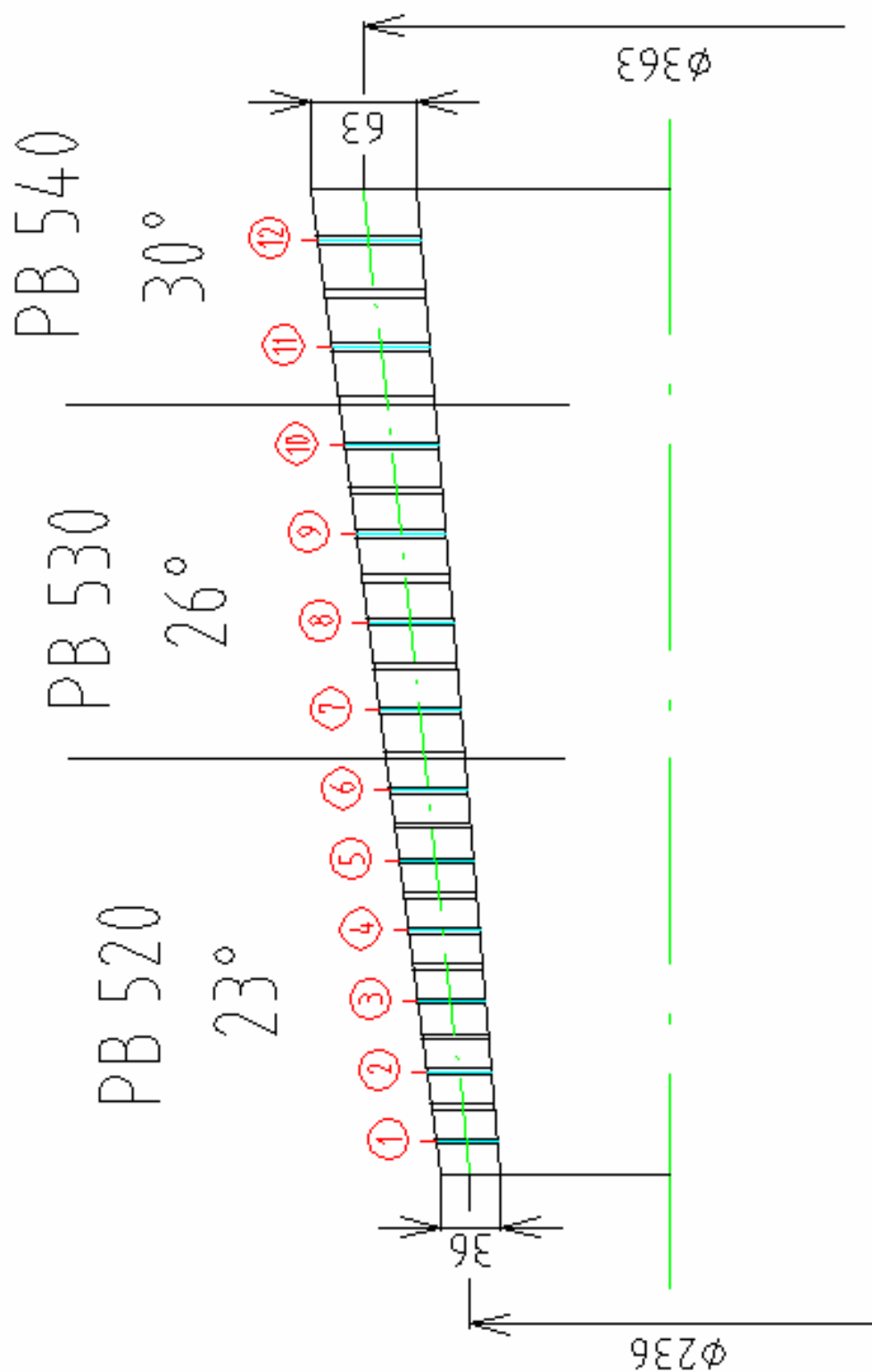
Metoda $\frac{C_a}{U}$ je častěji užívanou výpočtovou metodou, a proto i zde bude použita k detailnímu výpočtu a tedy k finálnímu návrhu stupňové části turbíny.

Metoda C_a/u je výpočtovou metodou iterační. Aby mohla být aplikována, musí být nejprve známa (předběžná) geometrie celé stupňové části a počet stupňů z předběžného výpočtu. Dle těchto rozměrů a počtu stupňů jsou zvoleny profily satorových a rotorových lopatek pro každý stupeň. Po každém iteračním kroku metody C_a/u tuto geometrii, počty stupňů a profily lopatek jsou vhodně upravovány tak, až bude stupňová část dle metody C_a/u vyhovující.

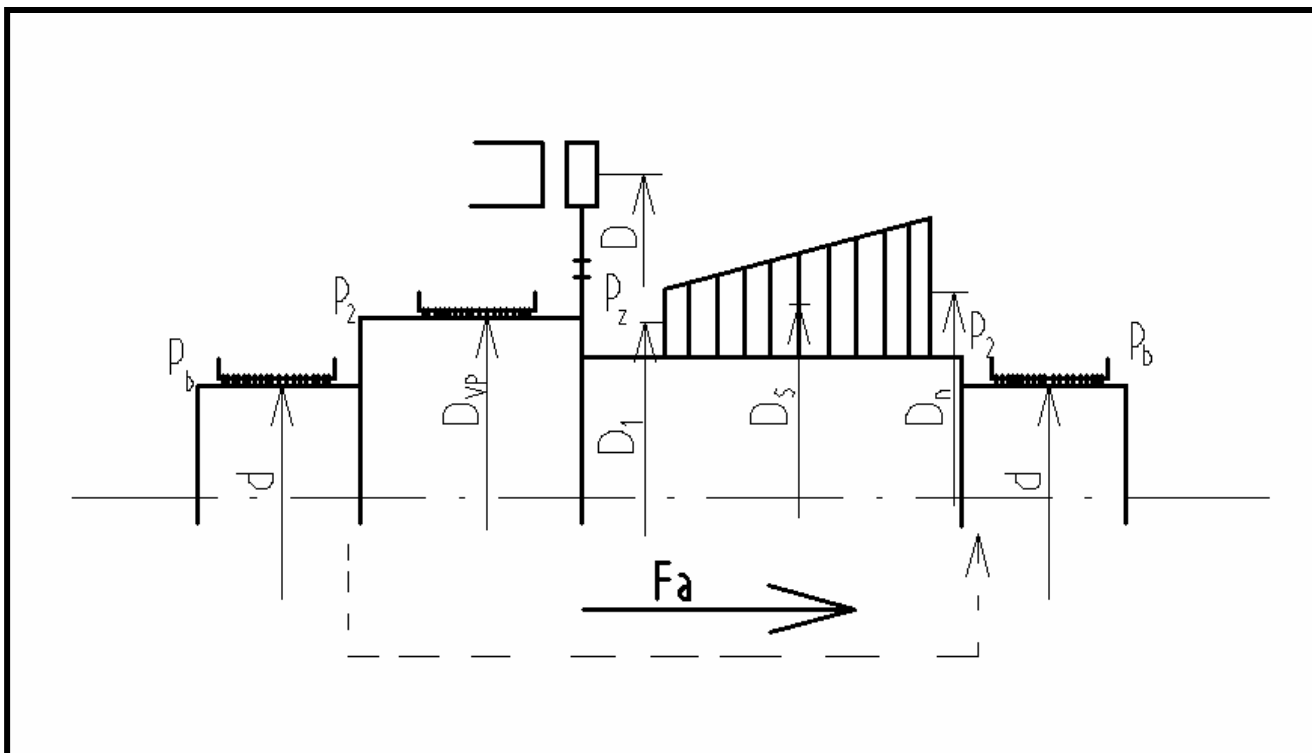
Před samotnou metodou C_a/u je nutné ještě zpřesnit původní odhad hmotnostního průtoku ucpávkami na vyrovnávacím pístu, aby bylo počítáno s přesným hmotnostním průtokem proudícím přes stupňovou část. Proto je ještě teď nutné navrhnout vyrovnávací píst a jeho ucpávky.

Finální návrh geometrie stupňové části po posledním kroku iterace metody C_a/U je na obr. 2.4.5.

Konečný návrh geometrie stupňové části po n-tém kroku
metody Ca/u:



obr. 2.4.5 geometrie stupňové části

Návrh vyrovnávacího pístu:

obr. 2.4.6 schema turbíny

$$D_1 = 236 \quad \text{mm}$$

$$D_{12} = 363 \quad \text{mm}$$

střední průměr D_s stupňovité části:

$$D_s = \frac{D_1 + D_n}{2} = \mathbf{299,5} \quad \text{mm}$$

volba průměru vyrovnávacího pístu:

Pro předběžný odhad průměru vyrovnávacího pístu byl po konzultaci uvažován průměr asi o 20 mm menší průměr než střední průměr lopatkování stupňové části turbíny.

Proto volím rozměr:

$$D_{VP} = \mathbf{280} \quad \text{mm}$$

osová síla působící na turbínu:

$$\begin{aligned}
 F_a &= (p_z - p_2) \times \frac{\pi \times D_s^2}{4} - (p_z - p_2) \times \frac{\pi \times D_{VP}^2}{4} = \\
 &= (p_z - p_2) \times \left(\frac{\pi \times D_s^2}{4} - \frac{\pi \times D_{VP}^2}{4} \right) = \mathbf{19511} \quad \text{N}
 \end{aligned}$$

tlak za regulačním stupněm:

$$p_z = 24,7842577 \text{ bar}$$

$$2,47842577 \text{ Mpa}$$

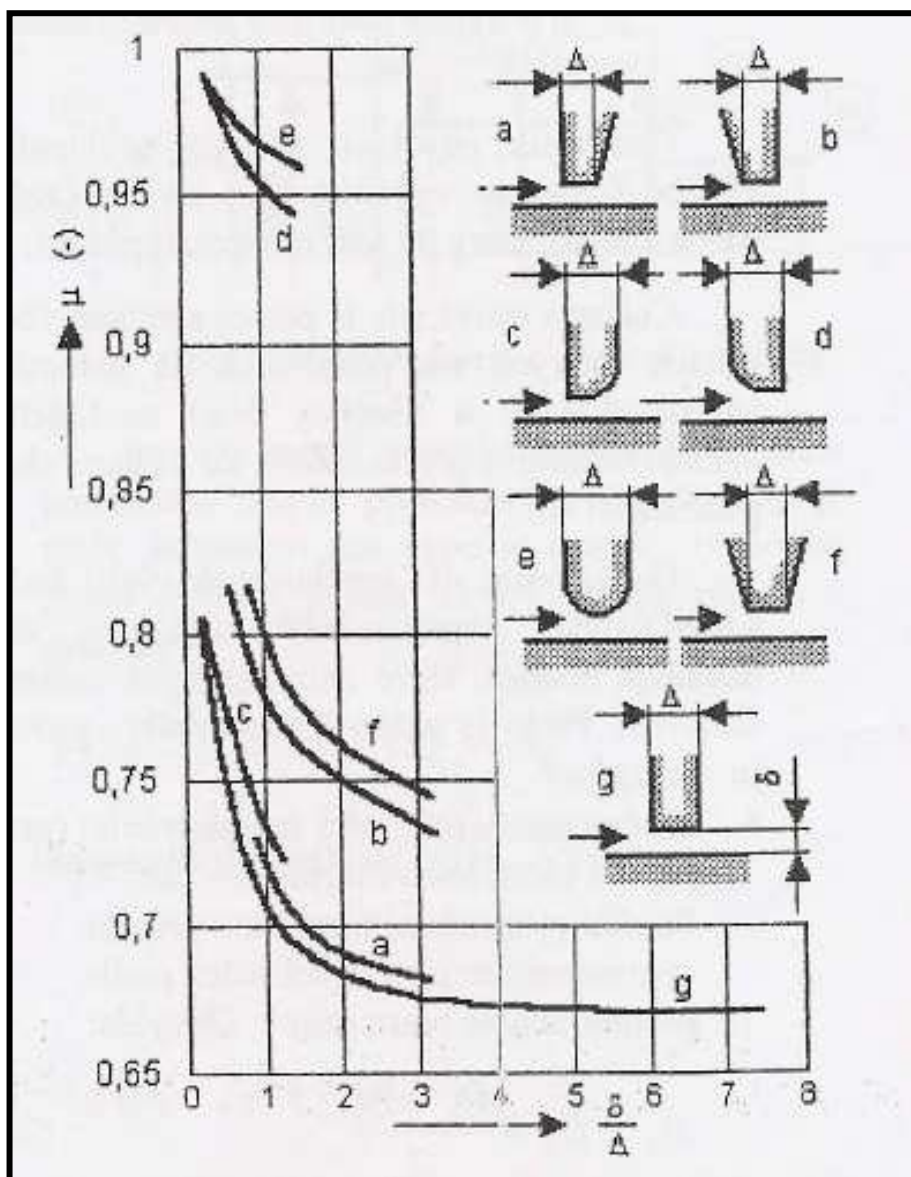
tlak na výstupu ze stupňové části, tedy protitlak:

$$p_2 = 2,8 \quad \text{bar}$$

$$0,28 \quad \text{Mpa}$$

Tato síla je z hlediska únosnosti axiálního ložiska vyhovující.

návrh ucpávky na vyrovnávacím pístu:



obr. 2.4.7 Průtokový součinitel ucpávek

radiální vůle:

$$\delta = B \times \frac{D_{VP}}{1000} + 0,25 = 0,63 \quad \text{mm}$$

pro austenitickou ocel je $B = 1,35$

poměr tlaků před ucpávkou a za ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_2}{p_z} = 0,113$$

$$\pi > \frac{0,82}{\sqrt{z+1,25}} \Rightarrow \text{nedochází v ucpávce ke kritickému proudění}$$

$$\Rightarrow z > \left(\frac{0,82}{\pi} \right)^2 - 1,25$$

$$z > 51,4321479 \quad \Rightarrow \quad \mathbf{52} \quad \mathbf{břitů}$$

pak hmotnostní průtok ucpávkou na vyrovnávacím pístu je:

$$M_{ucp} = \mu \times S \times \sqrt{\frac{p_z^2 - p_2^2}{p_z \times v_z \times z}} = \mathbf{0,237} \quad \mathbf{Kg/s}$$

volím dle obr. 2.4.7 dle typu ucpávky **g** pro

$$\frac{\delta}{\Delta} = 2 \quad \mu = 0,685$$

průtočný průřez ucpávky:

$$S = \pi \times D_{VP} \times \delta = 0,00055 \quad \text{m}^2$$

skutečný hmotnostní průtok stupňovou částí turbíny:

$$M_{skut} = M - M_{ucp} = \mathbf{16,429} \quad \mathbf{Kg/s}$$

METODA $\frac{C_a}{U}$:

Tuto metodu je možné použít za předpokladů:

- hmotnostní průtok skupinou stupňů se nemění (není odběr)
- výpočet proudění probíhá středním průměrem po válcové ploše
- axiální rychlost na vstupu a výstupu ze stupně je stejná
- stupeň reakce $\rho = 0,5$ tzn. rychlostní trojúhelníky jsou symetrické

Všechny tyto předpoklady jsou v našem případě v podstatě splněny až na druhý předpoklad, který je ale také akceptovatelný pro náš případ.

V našem případě je totiž stupňová část se středním průměrem na kuželové ploše, ale kuželovitost této stupňové části je malá a tudíž nárůst obvodové složky rychlosti na středním průměru na jednotlivé stupně je zanedbatelný. Tudíž lze tento předpoklad brát také za splněný.

Z hlediska přesnosti lze tuto metodiku použít za předpokladu, že měrný objem páry při expanzi nevzrůstá příliš rychle a střední průměry prvního a posledního stupně se příliš neliší, což pro náš případ také vyhovuje.

Metoda používá bezrozměrný součinitel, označovaný jako „Parsonsovo číslo“. Tento součinitel je pro celou skupinu přetlakových stupňů definován vztahem:

$$Pa = \frac{\sum_{j=1}^z u_j^2}{\sum_{j=1}^z h_{izj}}$$

u_j je obvodová rychlost na středním průměru j – tého stupně

h_{izj} je izoentropický spád zpracovaný j – tím stupněm

z je počet stupňů skupiny

Pro výše uvedené předpoklady lze Parsonsovo číslo pro každý stupeň vyjádřit ve tvaru používaném pro výpočet:

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

$$\lambda = 0,12$$

c_a , u jsou rychlosti na středním průměru lopatkování v rovině mezi statorovou a rotorovou řadou

α_1 je výstupní úhel proudu páry ze statorových lopatek

Závislost $Pa = f\left(\frac{c_a}{u}\right)$ dle vztahu je vynesena v diagramu obr. 2.4.2.

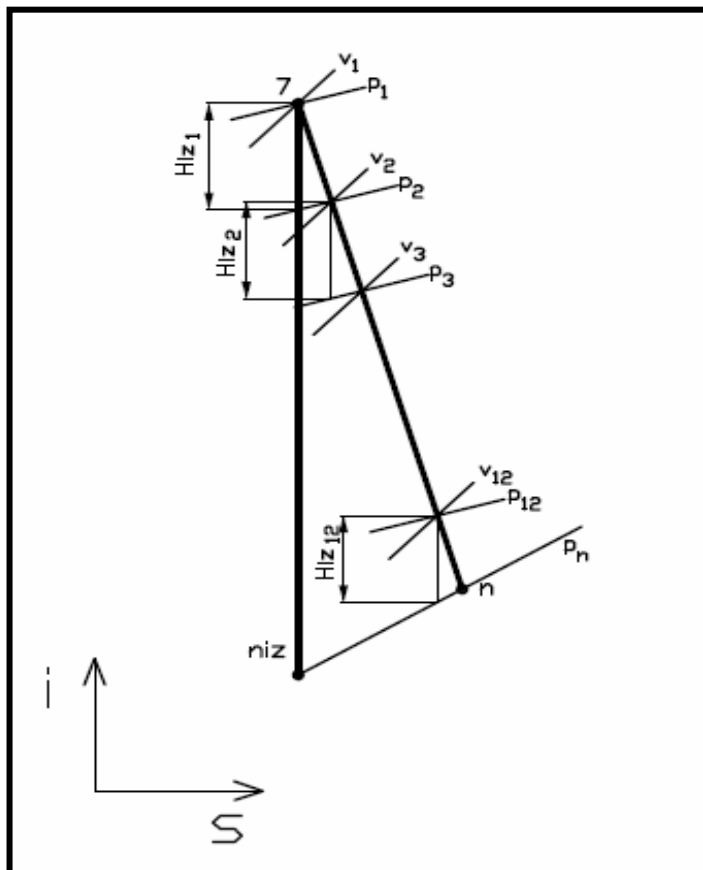
Při výpočtu skupiny přetlakových stupňů jsou z předběžného výpočtu známy tyto hodnoty:

- průměr a délka lopatky prvního a posledního stupně
- počet stupňů z ve skupině
- expanzní čára, její počáteční a koncový bod a průběh (viz obr. 2.4.8)

Na základě expanzní čáry v $i - s$ diagramu obr. 2.4.8 se sestrojí **průběh tlaku a měrného objemu** ($p - v$ diagram) páry při expanzi obr. 2.4.10. Po té se nakreslí **návrh geometrie stupňové části** včetně počtu stupňů a zvolených profilů, kde se označí vztahnou rovinou z střed každého stupně viz obr. 2.4.5. Nyní se **metodou Ca/u spočítají entalpické spády izoentropické na každý stupeň**. Součet těchto spádů musí být roven s přesností do max. 0,5% celkovému spádu, který je pro danou skupinu přetlakových stupňů k dispozici. Pokud není tato podmínka splněna, je nutno provést některou z doporučených úprav průtočného kanálu nebo jejich kombinaci tak, aby součet vypočtených entalpických spádů odpovídal původně zadanému.

Sestrojení $p - v$ diagramu

Expanzní čára obr. 2.4.8 se rozdělí na počet částí shodný s počtem stupňů z (rovnoměrně, protože zatím nejsou známy skutečné spády na jednotlivé stupně). Z $i - s$ diagramu se odečtou hodnoty tlaků a měrných objemů pro jednotlivé spády H_{iz} tj. pro H_{iz1} v místě 7 p_1, v_1 atd. (Bod 7 v obr.2.4.8 je koncový bod expanze regulačního stupně a tudíž je to zároveň vstupní bod 1 do stupňové části) Tyto hodnoty se nanesou do $p - v$ diagramu dle obr. 2.4.10, přičemž na ose x je součet dílčích izoentropických spádů.



obr. 2.4.8 expanzní čára stupňové části

pro přehled uvedeme znovu parametry bodů 1=7 a bodu n obr. 2.4.8:

Bod 1=7:

$$\begin{aligned}
 p_z = p_7 &= \mathbf{24,78} && \mathbf{bar} \\
 i_z = i_7 = i_2 + z_5 + z_6 + z_7 &= \mathbf{3224,25} && \mathbf{KJ/Kg} \\
 z_5 + z_6 + z_7 = (\xi_5 + \xi_6 + \xi_7) \times E_0 &= \mathbf{9,634} && \mathbf{KJ/Kg} \\
 v_z = v_7 &= \mathbf{0,12} && \mathbf{m^3/kg} \\
 s_z = s_7 &= \mathbf{6,997} && \mathbf{kJ/(kg K)}
 \end{aligned}$$

Bod n:

$$\begin{aligned}
 i_n &= \mathbf{2786,35} && \mathbf{KJ/Kg} \\
 v_n &= \mathbf{0,70043} && \mathbf{m^3/kg} \\
 s_n &= \mathbf{7,16885} && \mathbf{kJ/(kg K)}
 \end{aligned}$$

skutečný spád na stupňovou část:

$$H_i = i_1 - i_n = i_z - i_n = 437,896 \quad \text{KJ/Kg}$$

rozdíl entropií odpovídající tomuto spádu:

$$\Delta s_{1n} = s_n - s_1 = s_n - s_z = 0,172 \quad \text{kJ/(kg K)}$$

Entalpický spád a rozdíl entropií podělíme dvanácti (protože máme 12 stupňů) a dostaneme body j na spádové přímce 1-n, kde n je logicky pro náš případ číslo 13. Pro takto zjištěné body j dané entalpií a entropií odečteme hodnoty tlaků p a měrných objemů v z i – s diagramu a sestrojíme p-v diagram, který má dvě osy y, jenž levá je pro hodnoty tlaků p a pravá pro hodnoty měrných objemů v. Na osu x vynášíme izoentropické spády za sebou příslušející těmto bodům. Potom je vlastně na ose x

vynesen součet těchto izoentropických spádů $\sum_{j=1}^{12} H_{izj}$. (Tzn. jestliže mám bod j, tak

vynesu na osy y jeho tlak p a objem v a na osu x vynáším izoentropický spád tohoto bodu $H_{izj} = i_{j-1} - i_{jz}$ přičtený k izoentropickým spádům bodů předchozích, viz obr.

2.4.8). Abychom mohli rozdíl entalpií $i_{j-1} - i_{jz}$ určit, musíme znát hodnoty entalpií i_{jz} bodů jz . Tyto entalpie určíme z i – s diagramu, protože známe tlak p a entropii s tohoto bodu jz .

Všechny parametry bodů j na spádové přímce 1 – n jsou uvedeny v tab. 2.4.9.

Tab. 2.4.9 Parametry bodů j

body j	entalpie i KJ/Kg	entropie s kJ/(kg K)	tlak p bar	měrný objem v m ³ /kg	entalpie bodů j _{iz} KJ/Kg
1	3224,25	6,997	24,78	0,12	3224,248
2	3187,76	7,011	21,19	0,14	3178,531
3	3151,26	7,026	18,05	0,16	3142,314
4	3114,77	7,040	15,32	0,18	3106,096
5	3078,28	7,054	12,95	0,20	3069,879
6	3041,79	7,069	10,90	0,23	3033,663
7	3005,3	7,083	9,13	0,27	2997,448
8	2968,81	7,097	7,61	0,31	2961,234
9	2932,32	7,112	6,31	0,37	2925,020
10	2895,83	7,126	5,20	0,43	2888,806
11	2859,33	7,140	4,26	0,50	2852,588
12	2822,84	7,155	3,47	0,59	2816,368
13	2786,35	7,169	2,80	0,70	2780,145

izoentropický spád mezi body h _{izj} KJ/Kg	
H _{iz1}	45,716
H _{iz2}	45,442
H _{iz3}	45,168
H _{iz4}	44,894
H _{iz5}	44,619
H _{iz6}	44,343
H _{iz7}	44,065
H _{iz8}	43,788
H _{iz9}	43,511
H _{iz10}	43,237
H _{iz11}	42,966
H _{iz12}	42,697
$\sum H_{izj} =$	530,446

$$\sum H_{izj} = (1 + f) \times H_{iz} = 524,048$$

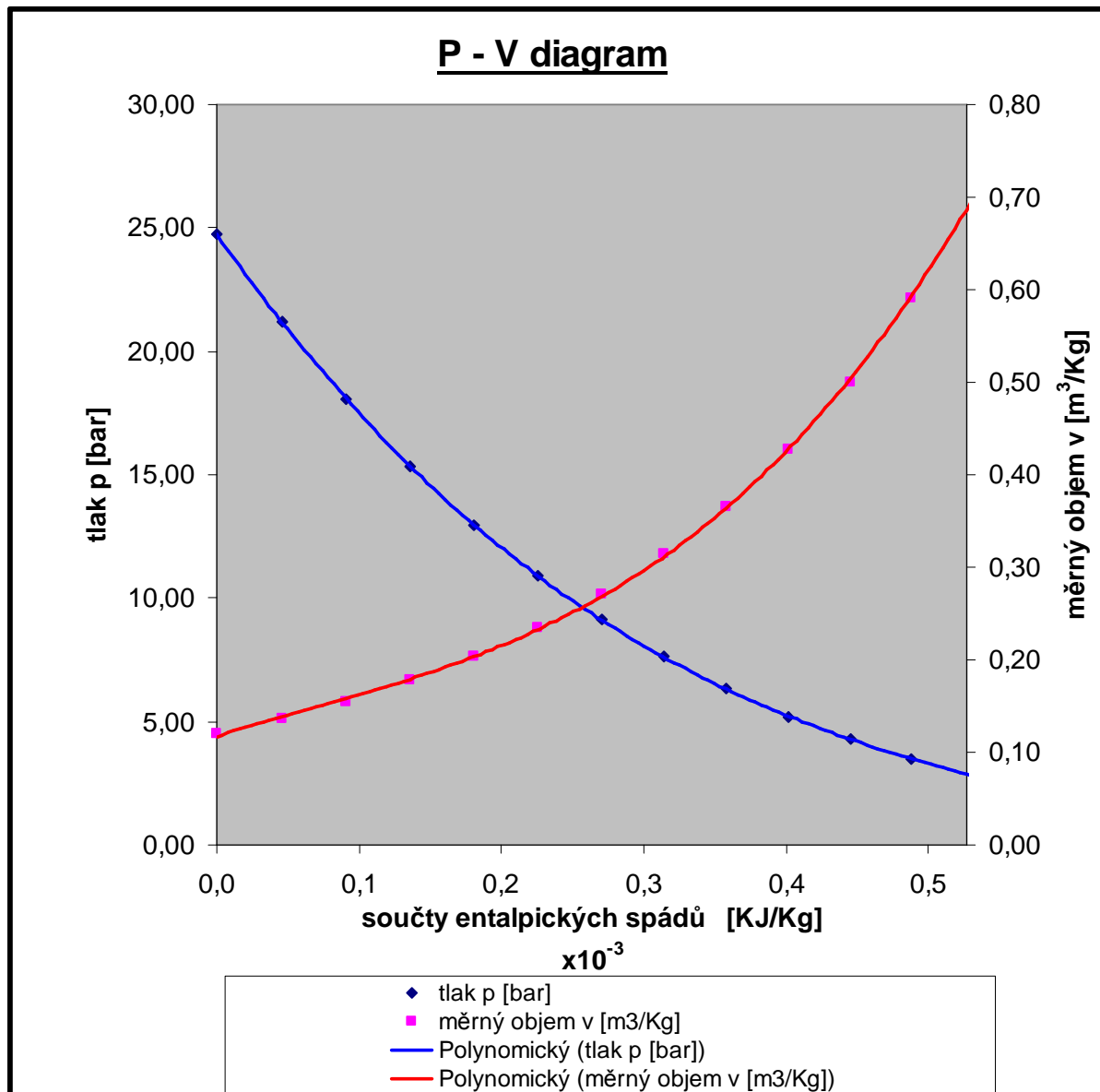
Do p - v diagramu obr. 2.4.10 na osu x nanášíme $\sum H_{izj}$. Tuto hodnotu bereme ze součtu jednotlivých izoentropických spádů, v našem případě tedy ze součtu dvanácti spádů, na které jsme si stupňovou část rozdělili. Jak je vidět, je to přesnější hodnota, než ze vztahu $\sum H_{izj} = (1 + f) \times H_{iz}$, kde byl reheat faktor f určen v předběžném výpočtu pro zvolenou účinnost.

Pro lepší zobrazení $p - v$ diagramu obr. 2.4.10 hodnoty na ose x násobíme 10^{-3} .

Tabulka hodnot k $p - v$ diagramu:

body j	součty entalpických spádů H_{izj} [KJ/kg]	tlak p [bar]	měrný objem v [m^3/Kg]
1	0,000	24,78	0,12
2	45,716	21,19	0,14
3	91,158	18,05	0,16
4	136,327	15,32	0,18
5	181,221	12,95	0,20
6	225,839	10,90	0,23
7	270,182	9,13	0,27
8	314,247	7,61	0,31
9	358,035	6,31	0,37
10	401,546	5,20	0,43
11	444,783	4,26	0,50
12	487,749	3,47	0,59
13	530,446	2,80	0,70

body j	součty entalpických spádů $\times 10^{-3}$
1	0,000
2	0,046
3	0,091
4	0,136
5	0,181
6	0,226
7	0,270
8	0,314
9	0,358
10	0,402
11	0,445
12	0,488
13	0,530



obr. 2.4.10 Diagram p – v

Rovnice křivek tlaku a objemu jsou vygenerovány pomocí Microsoft Excel a rovnice měrného objemu je dále využita ve výpočtu entalpických spádů jednotlivých stupňů stupňové části navržené dle obr. 2.4.5 metodou Ca/u viz níže.

rovnice tlaku a objemu:

fce tlaku p:	$y = -51,881x^3 + 104,53x^2 - 82,404x + 24,768$
fce měrného objemu v:	$y = 3,2606x^3 - 0,5674x^2 + 0,4651x + 0,1177$

Iterační výpočet entalpických izentropických spádů metodou Ca/u na navržené jednotlivé stupně dle obr. 2.4.5:

Tab. 2.4.11 (Zde je ukázán pouze poslední krok iterace - jsou to tedy konečné výsledky výpočtu)

vztažné roviny stupňů z	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
střední průměr stupně D_z [m]	0,357	0,343	0,330	0,319	0,307	0,296	0,285	0,276	0,267	0,258	0,249	0,240
délka lopatky l_z [m]	0,06164	0,05869	0,05597	0,05355	0,05113	0,04871	0,04652	0,04459	0,04267	0,04074	0,03881	0,03688
Axiální průtočná plocha $S_a = \pi \times D_z \times l_z =$ [m ²]	0,06906	0,06319	0,0580185	0,0536	0,0493422	0,04527	0,041722	0,03872	0,03584	0,03306	0,03039	0,02783
obvodová rychlost $u = \pi \times D_z \times n =$ [m/s]	196,1	188,4	181,4	175,1	168,9	162,6	157,0	152,0	147,0	142,0	137,0	132,0
odhadnutý entalpický spád na stupeň $H_{izz} =$ [KJ/Kg]	69,458	53,387	56,908	46,693	40,999	37,753	44,010	40,285	37,860	36,103	34,526	32,782
polovina ental. spádu $\frac{H_{izz}}{2} =$ [KJ/Kg]	34,729	26,694	28,454	23,346	20,500	18,877	22,005	20,143	18,930	18,051	17,263	16,391
měrný objem pro $H_{izz}/2$ odečteme z p- v diagramu dle rovnice pro měrný objem [m ³ /Kg] $v =$	0,606	0,480	0,390	0,324	0,278	0,245	0,216	0,192	0,172	0,155	0,140	0,125
axiální rychlost [m/s] $c_a = \frac{M \times v_z}{S_a} =$	144,2	124,7	110,5	99,2	92,6	88,9	85,1	81,3	78,8	77,1	75,6	73,8
poměr $\frac{c_a}{u} =$	0,735	0,662	0,609	0,566	0,549	0,547	0,542	0,535	0,536	0,543	0,552	0,559
parsonsovo číslo $Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \times \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\text{tg } \alpha_1} \times \frac{c_a}{u} - 1} =$ $\alpha_1 =$ $\lambda = 0,12$	0,5534	0,6649	0,5783	0,6570	0,6956	0,7005	0,5597	0,5733	0,5707	0,5585	0,5437	0,5318
zpracovaný skutečný entalpický spád $(H_{iz})_{vyp} = \frac{u^2}{Pa} =$ [KJ/Kg]	69,458	53,387	56,908	46,693	40,999	37,753	44,010	40,285	37,860	36,103	34,526	32,782

průměr.
Parsons
0,5990

suma
530,765

Všechny hodnoty v tab. 2.4.11 jsou ve vztažných rovinách z 1 – 12.

Výpočet jednotlivých stupňů je proveden od posledního stupně po stupeň první. To proto, že tlak za posledním stupněm stupňové části je dán ze zadání a přes spády zpracované jednotlivými stupni stupňové části se tzv. vzedme tlak před prvním stupněm stupňové části. Ten musí být stejný jako tlak, na který vyexpanduje pára za regulačním stupněm.

Jinak řečeno, součet jednotlivých izoentropických entalpických spádů vypočtených metodou Ca/u musí být téměř stejný jako součet izoentropických spádů z rovnoměrného rozdělení expanzní čáry 1 – n.

porovnání spádů:

izoentropický entalpický spád z rovnoměrného rozdělení: $\sum_{j=1}^{12} H_{izj} = 530,446 \text{ KJ/Kg}$

izoentropický entalpický spád z výpočtu met. Ca/u : $\sum_{z=1}^{12} (H_{izz})_{vyp} = 530,765 \text{ KJ/Kg}$

Z porovnání vidíme, že spády jsou si téměř rovny, čili stupňová část je správně navržena tak, aby vzedmula před prvním stupněm správný tlak.

popis iterace v tab. 2.4.11:

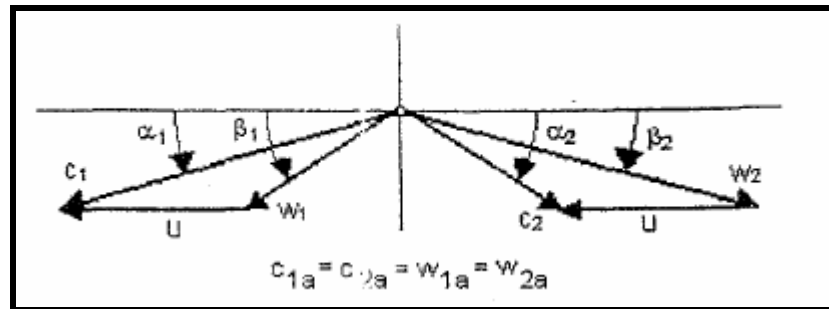
Pro odměřený střední průměr D_z a délku lopatky l_z z návrhu stupňové části viz obr. 2.4.5 jsme spočítali axiální průtočnou plochu S_a a obvodovou rychlost u . Potom jsme odhadli entalpický spád H_{iz} na každý stupeň a ten jsme podělili dvěma na $\frac{H_{iz}}{2}$ a tuto hodnotu dosadili do rovnice měrného objemu viz $p - v$ diagram a vypočetli měrný objem v_z ve vztažné rovině. Poté dosazením byla vypočtena axiální rychlost C_a , poměr Ca/u, Parsonsovo číslo a poté zpracovaný skutečný entalpický spád $(H_{iz})_{vyp}$.

Pak byly v programu Microsoft Excel zacykleny buňky $(H_{iz})_{vyp}$ a buňky s odhadnutým spádem H_{iz} a iteračně se tyto spády přepočítali až do posledního iteračního kroku, kde jsou si rovny. Tento krok už v tab. 2.4.11 vidíme.

Když váženě zprůměrujeme Parsonsovo číslo každého stupně dostaneme celkové Parsonsovo číslo celé stupňové části viz tab. 2.4.11 což je $Pa = 0,599$.

Vidíme, že zvolené Parsonsovo číslo z předběžného výpočtu $Pa = 0,6$ se shoduje s vypočteným výpočtu detailního, což vyhovuje.

rychlostní trojúhelníky posledního přetlakového stupně:



obr. 2.4.12 systém kótování rychl. trojúhelníků přetlakového stupně

axiální složky rychlostí:

$$c_a = c_{1a} = c_{2a} = w_{1a} = w_{2a} = 144,2 \quad \text{m/s}$$

absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} = 288,4 \quad \text{m/s}$$

relativní rychlost na vstupu do rotoru:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \times c_1 \times u \times \cos \alpha_1} = 153,8 \quad \text{m/s}$$

vstupní úhel proudu páry do rotoru:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} = 69,59$$

relativní izoentropická rychlost z rotoru:

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \times 2 \times h_{iz} + w_1^2} = 305,2 \quad \text{m/s}$$

skutečná relativní rychlost:

$$w_2 = w_{2iz} \times \psi = 299,4 \quad \text{m/s}$$

dle diagramu obr. 2.4.14 volím rychlostní součinitel:

$$\psi = 0,981$$

výstupní úhel relativní rychlosti:

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{2a}}{w_2} = 29,00$$

absolutní rychlost na výstupu ze stupně:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \times w_2 \times u \times \cos \beta_2} = 159,3 \quad \text{m/s}$$

Výstupní rychlost c_2 je celkem velká, ale do 200 m/s je to ještě akceptovatelná hodnota. Jak již bylo v předběžném výpočtu stupňové části řečeno, tento výpočet turbíny je počítán na plný výkon tzn. na 100% průtoku páry. Protože v tomto provozním stavu bude turbína provozována jen vyjíměčně (např. systémová služba) a většina provozní doby bude na nižším výkonu a průtoku, sníží se tak velikost axiální složky rychlosti c_a a tím se zmenší i rychlost c_2 a tedy ztráta výstupní rychlosti bude menší a účinnost turbíny selepší.

výstupní úhel absolutní rychlosti:

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} = 64,80$$

složky rychlostí do obvodového směru:

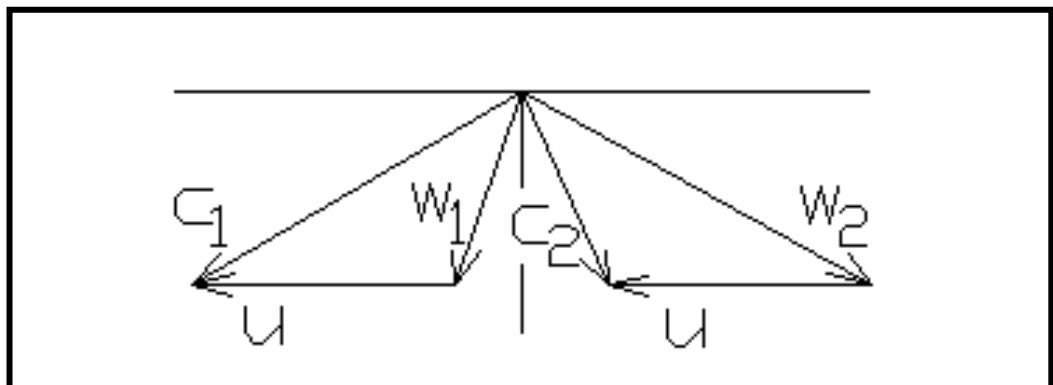
$$c_{1u} = c_1 \times \cos \alpha_1 = 249,7 \quad \text{m/s}$$

$$w_{1u} = w_1 \times \cos \beta_1 = 53,7 \quad \text{m/s}$$

$$c_{2u} = c_2 \times \cos \alpha_2 = 67,8 \quad \text{m/s}$$

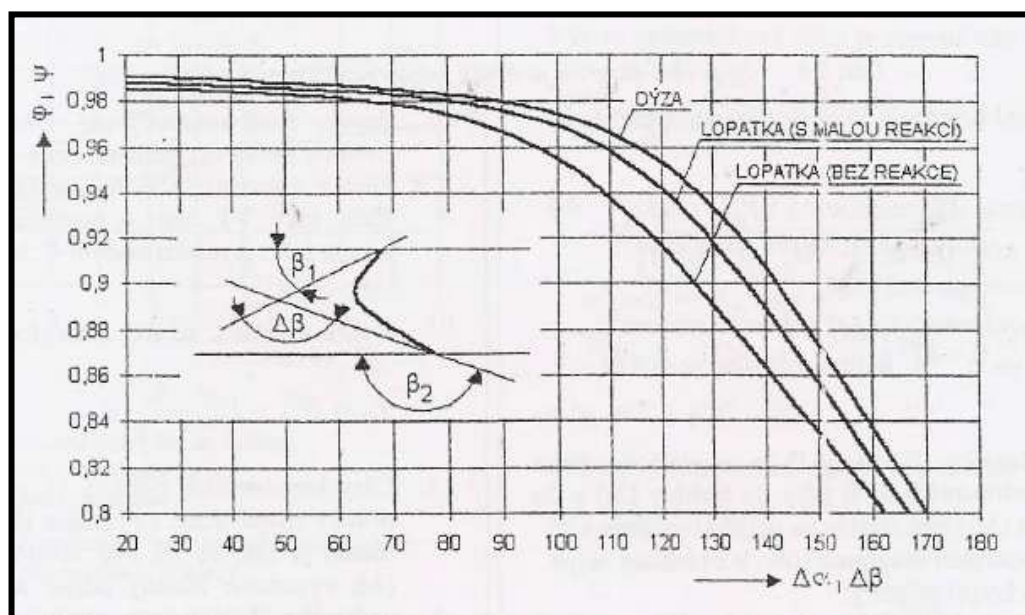
$$w_{2u} = w_2 \times \cos \beta_2 = 261,8 \quad \text{m/s}$$

RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY POSLEDNÍHO STUPNĚ STUPŇOVÉ ČÁSTI

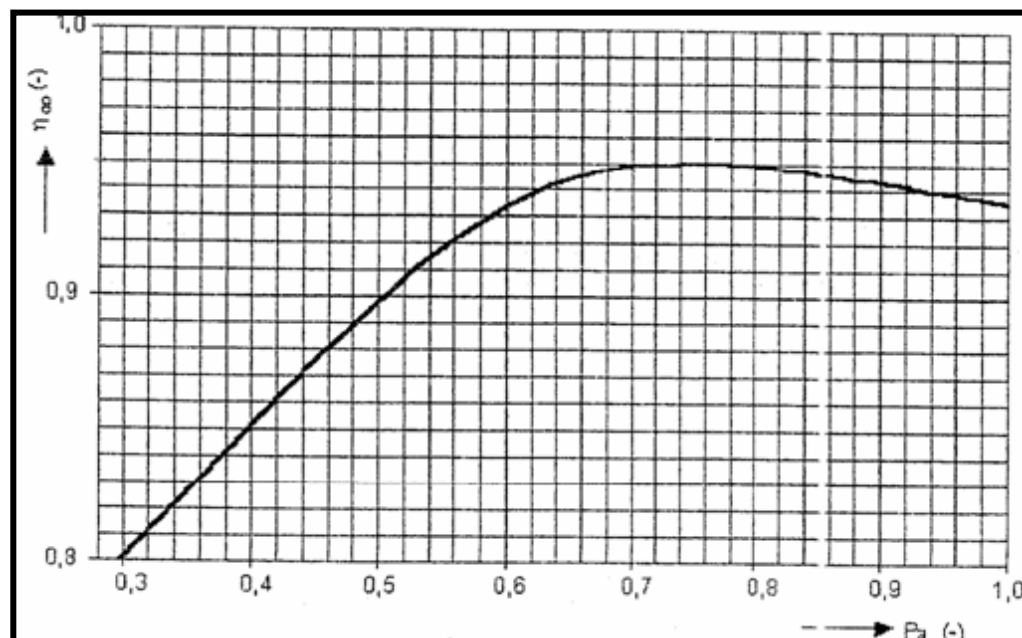


obr. 2.4.13 rychl. trojúhelníky posledního stupně stup. části

Následující dva diagramy už jsou jednou uvedeny, ale pro přehlednost k výpočtu jsou uvedeny ještě jednou.



obr. 2.4.14 rychlostní součinitele



obr. 2.4.15 účinnost přetlakových stupňů

VNITŘNÍ ÚČINNOST ŘADOVÝCH STUPŇŮ PŘETLAKOVÉHO LOPATKOVÁNÍ

Tab. 2.4.16 vnitřní účinnost řadových stupňů

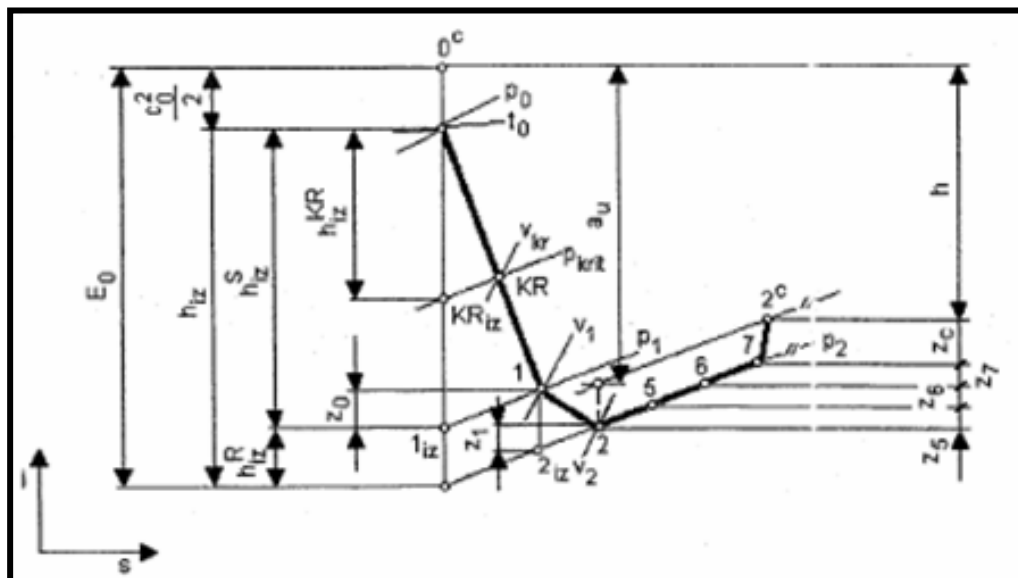
stupně přetlakové části	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
radiální vůle $k = \frac{D_v}{1000} + x =$	0,618	0,601	0,586	0,572	0,558	0,545	0,532	0,521	0,510	0,399	0,388	0,377
poměrná ztráta radiální mezerou $\xi_k = \frac{0,3+k}{l} \times 4,5 =$	0,0670	0,0691	0,0712	0,0733	0,0755	0,0780	0,0805	0,0829	0,0854	0,0772	0,0798	0,0826
poměrná ztráta rozvějířením $\xi_v = \left(\frac{l}{D}\right)^2 =$	0,0299	0,0293	0,0288	0,0283	0,0277	0,0271	0,0266	0,0260	0,0255	0,0249	0,0243	0,0236
z diagramu obr. 2.4.15 odečteno $\eta_\infty =$	0,92	0,95	0,93	0,95	0,95	0,95	0,92	0,925	0,93	0,92	0,915	0,91
vnitřní účinnost $\eta_i^{ST} = \eta_\infty \times (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) =$	0,831	0,856	0,837	0,854	0,852	0,850	0,822	0,824	0,827	0,826	0,820	0,813

Poznámka:

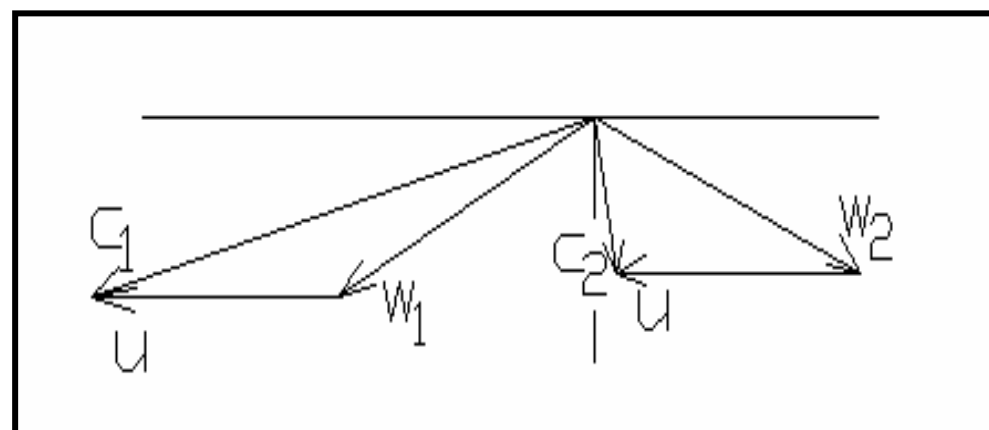
Poměrná ztráta vlhkostí páry je $\xi_x = 0$, protože se pohybujeme v oblasti přehřáté páry.

2.5 SHRnutí ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ A VÝSLEDKŮ CELÉ TURBÍNY:

2.5.1 REGULAČNÍ STUPEŇ:



obr. 2.5.1 průběh expanze v regulačním stupni A-kolo



obr. 2.5.2 rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

střední průměr lopatkování:
otáčky n:

D = 420 mm
n = 10500 min⁻¹

BOD 0:

p₀ = 38 bar
t₀ = 450 °C
i₀ = 3333,747 KJ/Kg
v₀ = 0,084 m³/Kg

BOD 1:

p₁ = 25,34 bar
i₁ = 3214,39 KJ/Kg
v₁ = 0,12 m³/Kg

BOD 2:

p₂ = 24,78 bar
i₂ = 3214,61 KJ/Kg
v₂ = 0,12 m³/Kg

BOD 5:

p₅ = 24,78 bar
i₅ = 3214,923 KJ/Kg
v₅ = 0,12 m³/Kg

BOD 6:

p₆ = 24,78 bar
i₆ = 3221,746 KJ/Kg
v₆ = 0,12 m³/Kg

BOD 7:

p₇ = 24,78 bar
t₇ = 392,8 °C
i₇ = 3224,245 KJ/Kg
v₇ = 0,12 m³/Kg

entalpie celkových bodů 0_c a 2_c:

i_{0c} = 3334,547 KJ/Kg
i_{2c} = 3231,04 KJ/Kg

entalpické spády:

E₀ = 131,649 KJ/Kg
h_{1z} = 130,849 KJ/Kg
h_{1z}^S = 124,307 KJ/Kg
h_{1z}^R = 6,542 KJ/Kg
a_u = 113,745 KJ/Kg
h = 104,134 KJ/Kg

obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{1z} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{1z} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{1z} + \frac{c_0^2}{2}} = \mathbf{0,864}$$

vnitřní termodynamická účinnost stupně se ztrátou výstupní rychlosti:

$$\eta_{tdi} = \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = \mathbf{0,791}$$

vnitřní výkon regulačního stupně v provedení A-kolo:

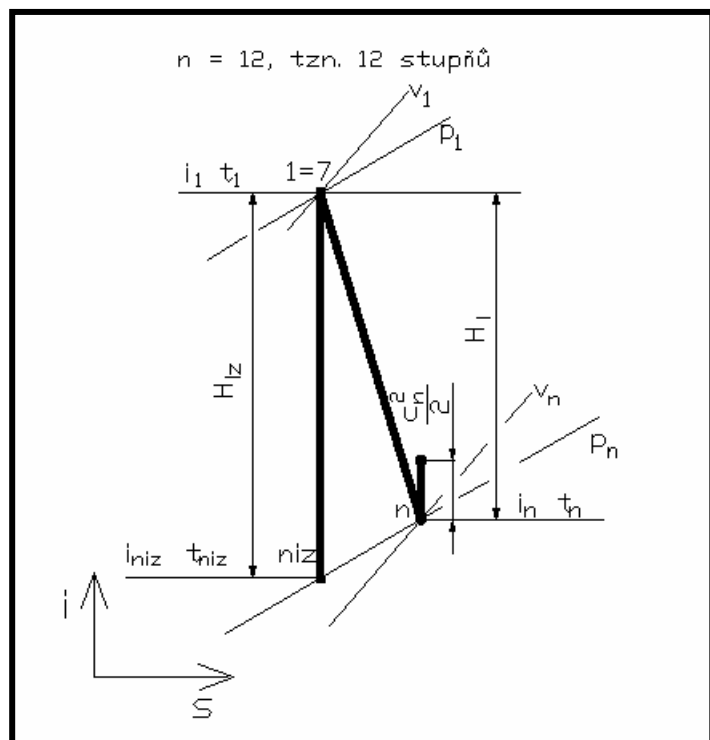
$$P_i = M \times h_{1z} \times \eta_{tdi} = \mathbf{1725,111 \text{ KW}}$$

rychlostní trojúhelníky:

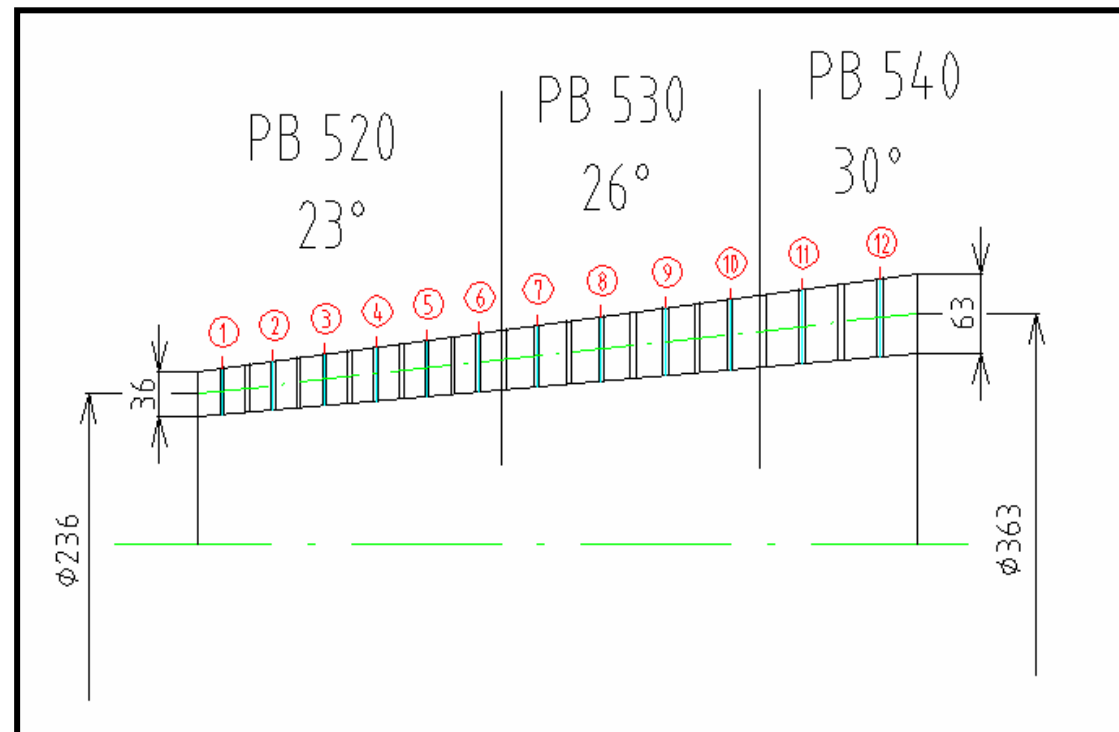
$$u = 230,9 \text{ m/s}$$

w ₁ = 273,8 m/s	w ₂ = 273 m/s
c ₁ = 490,2 m/s	c ₂ = 111 m/s
α ₁ = 15	α ₂ = 99,97
β ₁ = 27,6	β ₂ = 156,4

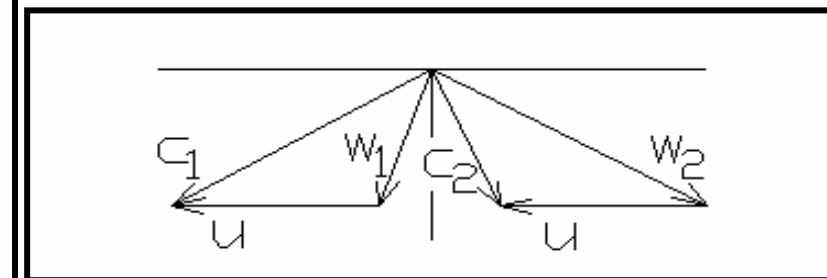
2.5.2 STUPŇOVÁ ČÁST:



obr. 2.5.3 průběh expanze ve stupňové části



obr. 2.5.4 schéma lopatkování stupňové části



obr. 2.5.5 rychlostní trojúhelníky posledního stupně

BOD 1:

$p_1 = 24,78 \text{ bar}$
 $t_1 = 392,8 \text{ °C}$
 $i_1 = 3224,245 \text{ KJ/Kg}$
 $v_1 = 0,12 \text{ m}^3/\text{Kg}$

BOD niz:

$p_{niz} = 2,8 \text{ bar}$
 $t_{niz} = 131,2 \text{ °C}$
 $i_{niz} = 2714,673 \text{ KJ/Kg}$

BOD n:

$p_n = 2,8 \text{ bar}$
 $t_n = 161,1 \text{ °C}$
 $i_n = 2786,35 \text{ KJ/Kg}$
 $v_n = 0,7 \text{ m}^3/\text{Kg}$

ztráta výstupní rychlosti:

$$\frac{c_n^2}{2} = 12,694 \text{ KJ/Kg}$$

entalpické spády:

$$H_{iz} = 509,574 \text{ KJ/Kg}$$

$$H_i = 437,895 \text{ KJ/Kg}$$

vnitřní termodynamická účinnost se zahrnutím ztráty výstupní rychlosti:

$$\eta_{tdi} = \frac{H_i - \frac{c_n^2}{2}}{H_{iz}} = 0,8344$$

vnitřní výkon stupňové části:

$$P_i = M_{skut} \times \left(H_i - \frac{c_n^2}{2} \right) = 6985,828 \text{ KW}$$

střední průměry prvního a posledního stupně:

$$D_1 = 236 \text{ mm}$$

$$D_{12} = 363 \text{ mm}$$

délky lopatek prvního a posledního stupně:

$$l_1 = 36 \text{ mm}$$

$$l_{12} = 63 \text{ mm}$$

profily lopatek stupňů:

1 – 6 stupeň : PB 520
 7 – 10 stupeň: PB 530
 11 – 12 stupeň: PB 540

otevření jednotlivých stupňů:

$\alpha_1 = \beta_2$
 1 – 6 stupeň : 23°
 7 – 10 stupeň: 26°
 11 – 12 stupeň: 30°

rychlostní trojúhelníky posledního stupně:

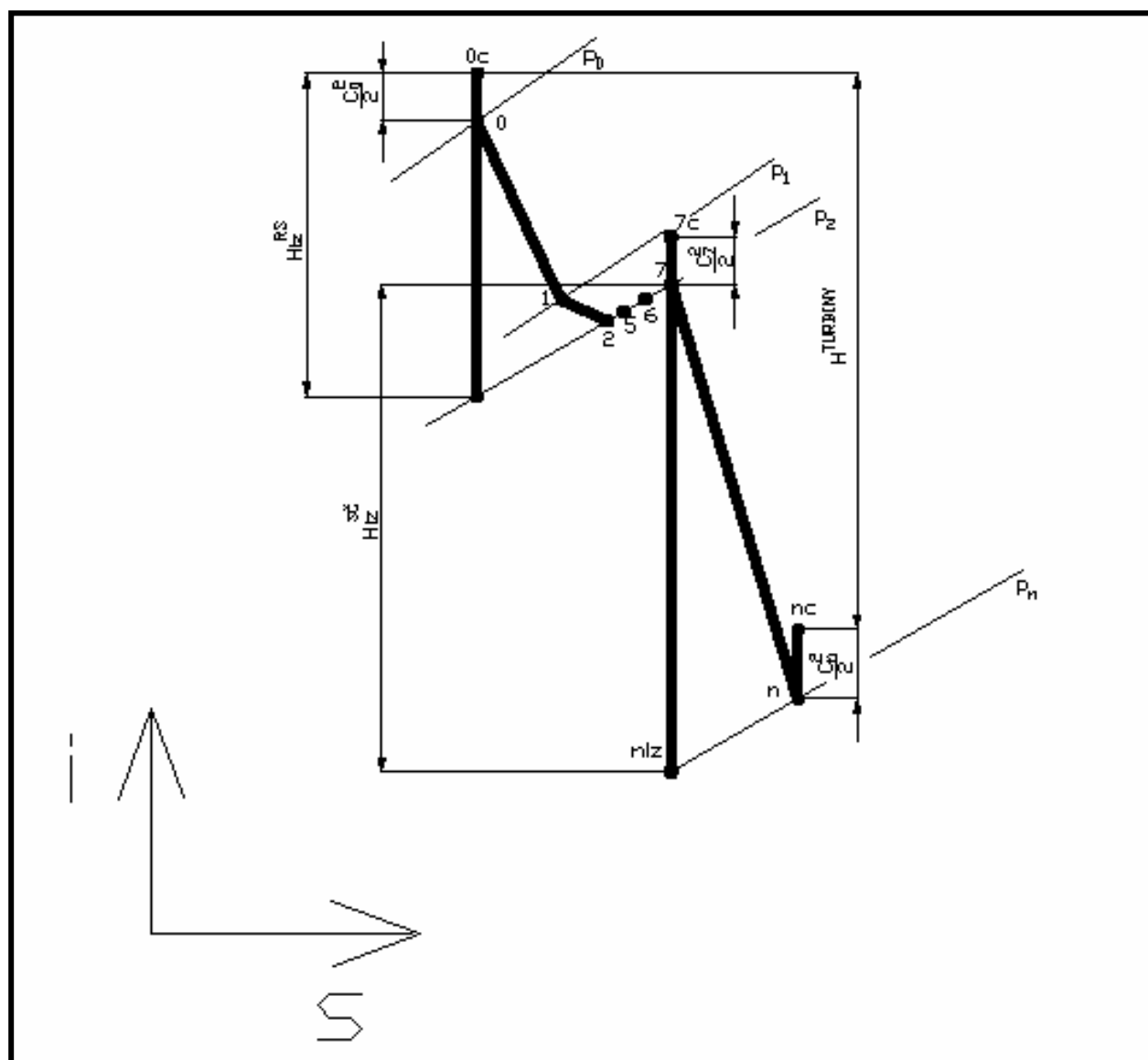
$$u = 196,1 \text{ m/s}$$

$$w_1 = 153,8 \text{ m/s} \quad w_2 = 299,4 \text{ m/s}$$

$$c_1 = 288,4 \text{ m/s} \quad c_2 = 159,3 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = 30^\circ \quad \alpha_2 = 64,8^\circ$$

$$\beta_1 = 69,6^\circ \quad \beta_2 = 29^\circ$$

2.5.3 CELÁ TURBÍNA:

obr. 2.5.6 průběh expanze celé turbíny

VNITŘNÍ VÝKON TURBÍNY:

$$P_i = P_i^{RS} + P_i^{SČ} = 1,725 + 6,985 = 8,71 \text{ MW}$$

TERMODINAMICKÁ ÚČINNOST CELÉ TURBÍNY SE ZAHRNUTÍM ZTRÁTY**VÝSTUPNÍ RYCHLOSTÍ:**

$$H_{iz}^{RS} = 131,649 \text{ KJ/Kg}$$

$$H_{iz}^{SČ} = 509,574 \text{ KJ/Kg}$$

$$H^{TURBÍNY} = 535,502 \text{ KJ/Kg}$$

$$\eta_{tdi}^{TURBÍNY} = \frac{H^{TURBÍNY}}{H_{iz}^{RS} + H_{iz}^{SČ}} = 83,51\%$$

Toto je účinnost stanovená jako poměr spádů v i-s diagramu. Tato účinnost nezahrnuje ztrátu vlivem vyrovnávacího pístu !!!

3. PŘIŘAZENÍ PŘEVODOVKY K TURBÍNĚ:

Protože turbína točí s generátorem střídavého proudu o frekvenci $f = 50$ Hz, je nutné v našem případě vložit mezi turbínu a generátor převodovku. Jak velký převodový poměr převodovky bude mezi rychloběžnou hřídelí (od turbíny) a pomaloběžnou hřídelí (od generátoru) záleží zejména na tom kolika pólový generátor zvolíme. Aby bylo dodrženo frekvence 50 Hz pro dvoupólový generátor musí mít 3000 ot/min, pro čtyřpólový generátor 1500 ot/min atd.

Protože je dvoupólový generátor mnohem levnější volím tuto variantu. Z toho vyplývá převodovka s větším převodovým poměrem.

Převodovka mezi turbínou a generátorem je jednostupňová a volím ji od firmy RENK

VÝBĚR PŘEVODOVKY Z KATALOGU FIRMY RENK:

Postup výběru převodovky:

výkonový faktor A:

$$A = \frac{P}{n_1} = \frac{8710}{10500} = 0,83$$

P – výkon, který má převodovky přenést (KW)

n_1 – otáčky rychloběžné hřídele (min^{-1})

převodový poměr i :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{10500}{1500} = 7$$

n_1 – otáčky hřídele turbíny (min^{-1})

n_2 – otáčky hřídele generátoru (min^{-1})

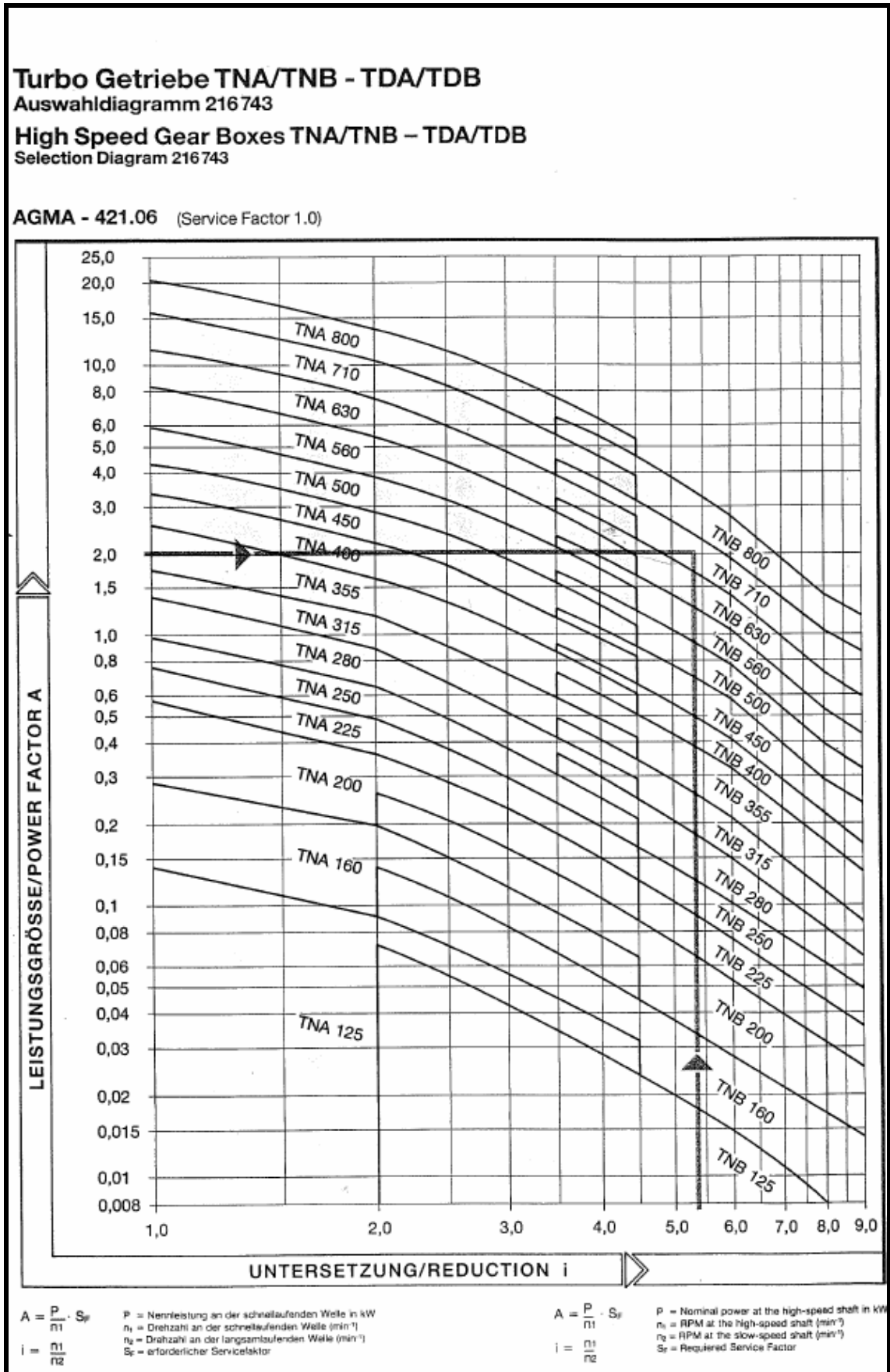
service faktor S_F :

volí se pro většinu případů $S_F = 1,3$

výkonový faktor A se service faktorem:

$$A = \frac{P}{n_1} \times S_F = \frac{8710}{10500} \times 1,3 = 1,078$$

Na základě těchto parametrů vybereme z tabulky obr. 3.1 typ převodovky:



obr.3.1 závislost A – i na druhu převodovky

Dle tab. obr. 3.1 pro naše hodnoty přísluší převodovka se šípovým ozubením typu **RENK TNB 710**.

Dle tabulky obr. 3.2 dále stanovíme maximální přípustné otáčky rychloběžného hřídele převodovky, které je schopna přenést.

Größe Size	Baureihe TNA oder TDA / Series TNA or TDA						Baureihe TNB oder TDB / Series TNB or TDB				
	Nennübersetzung / Rated reduction						Nennübersetzung / Rated reduction				
	1,25 bis/to 1,60	1,61 bis/to 2,00	2,01 bis/to 3,20	3,21 bis/to 3,70	3,71 bis/to 4,20	4,21 und größer and up	bis/to 4,20	4,21 bis/to 4,80	4,81 bis/to 5,80	5,81 bis/to 7,20	7,21 und größer and up
125	20.000	26.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000
160	20.000	26.000	26.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000
200	20.000	22.000	23.300	26.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000
225	18.000	20.000	21.000	23.300	26.000	26.000	26.000	30.000	30.000	30.000	30.000
250	16.300	18.000	19.000	21.000	23.300	26.000	23.300	26.000	30.000	30.000	30.000
280	14.500	16.000	16.800	19.000	21.000	23.000	21.000	23.300	26.000	30.000	30.000
315	13.000	14.200	15.000	16.800	19.000	21.000	19.000	21.000	23.300	26.000	30.000
355	11.500	12.600	13.100	15.000	16.800	16.800	16.800	19.000	21.000	23.300	26.000
400	10.200	11.000	11.600	13.100	15.000	16.800	16.800	16.800	19.000	21.000	23.300
450	9.100	10.000	11.600	11.600	13.100	15.000	15.000	15.000	16.800	19.000	21.000
500	8.200	9.000	10.500	10.500	11.600	13.100	13.100	13.100	15.000	16.800	19.000
560	7.200	8.000	9.300	9.300	10.500	11.600	11.600	11.600	13.100	15.000	16.800
630	6.500	7.100	8.400	8.400	9.300	10.500	10.500	10.500	11.600	13.100	15.000
710	5.700	6.300	7.500	7.500	8.400	9.300	9.300	9.300	10.500	11.600	13.100
800	5.100	5.700	6.600	6.600	7.500	8.400	8.400	8.400	9.300	10.500	11.600

obr. 3.2 maximální přípustné otáčky

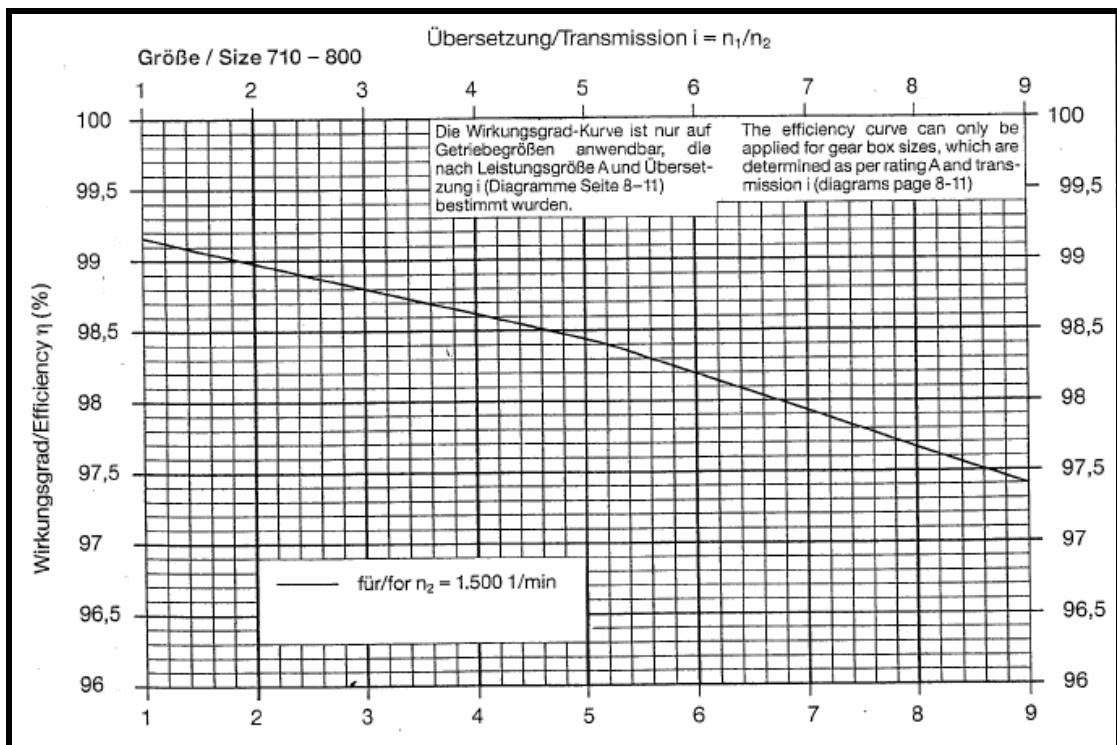
Vidíme, že pro TNB 710 a převodový poměr $i = 7$ jsou přípustné maximální otáčky rychloběžného hřídele převodovky $n_{\max} = 11600$ ot/min.

Otáčky naší turbíny jsou $n = 10500$ ot/min. Z toho vyplývá, že převodovka vyhovuje požadavkům.

Jestliže si všimneme, ve druhé kapitole volby otáček turbíny, vycházeli jsme z limitních otáček převodovky stanovených z P – n diagramu, což je křivka z firemní literatury firmy SIEMENS. Tam nám vyšly přípustné maximální otáčky rychloběžného hřídele převodovky $n_{\max} = 12000$ ot/min. To je téměř stejná hodnota, takže můžeme říci, že P – n diagram z firmy SIEMENS poskytuje dostatečně přesné hodnoty pro návrh otáček turbíny.

účinnost převodovky:

určíme ji podle diagramu obr. 3.3 Z toho vyplývá, že $\eta = 97,9\%$



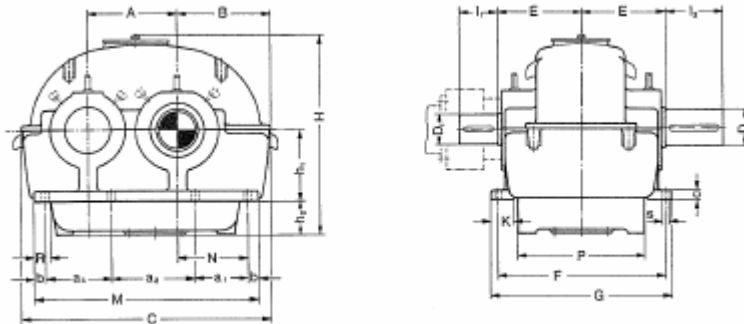
obr. 3.3 závislost převodového poměru na účinnosti

ztrátový výkon převodovky:

Je to výkon, který se zmaří v ozubení a v ložiskách převodovky. Z něho vlastně vychází účinnost převodovky.

$$P_{vo} = \frac{99,6 - \eta}{100} \times P = \frac{99,6 - 97,9}{100} \times 8710 = 148 \text{ KW}$$

Hlavní rozměry převodovky TNB 710 jsou uvedeny v obr. 3.4



Meßänderungen vorbehalten / Dimensions subject to modification

Größe Size	Type	Gehäuse / Housing											
		A	B	C	G	H	h ₁	h ₂	K	M	c	P	R
560	A	560	585	1570	1160	1370	500	240	160	1400	70	760	140
	B		625	1530	980	1410						580	
630	A	630	650	1750	1280	1800	580	240	200	1570	75	800	160
	B		700	1710	1100	1550						620	
710	A	710	730	1960	1420	1600	560	300	200	1760	80	860	160
	B		780	1920	1220	1650						750	
800	A	800	825	2230	1600	1770	630	300	200	2000	90	1100	180
	B		885	2160	1350	1650						850	

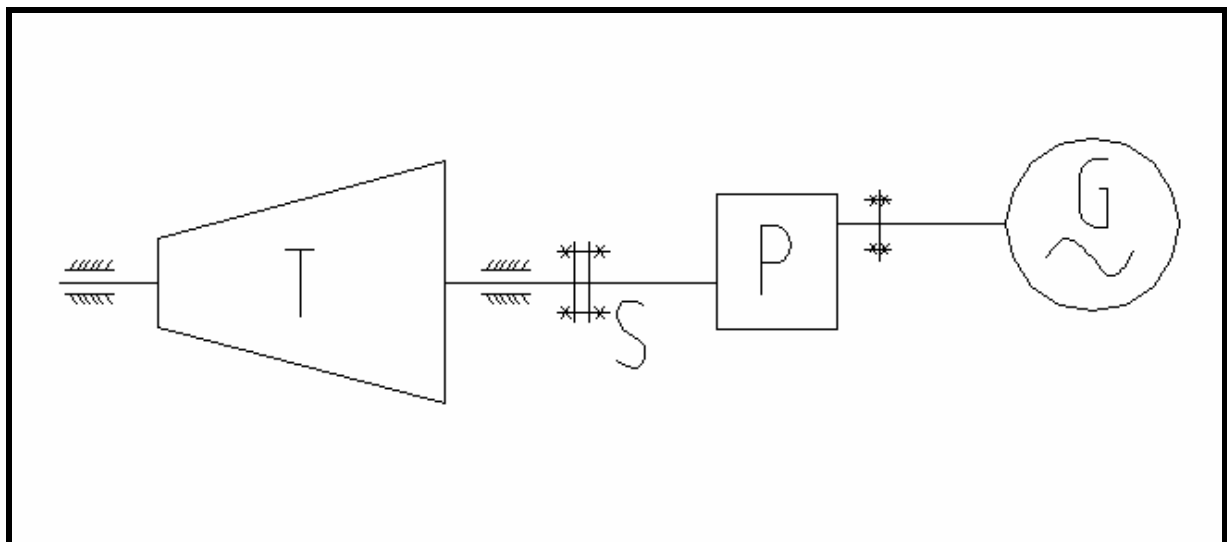
Größe Size	Type	Wellen / Shafts					Schrauben / Screws								Anzahl Number	Gewicht Weight kg
		D _{1,max}	l ₁	D _{2,max}	l ₂	E	F	N	a ₁	a ₂	a ₃	b	s			
560	A	220	320	240	350	580	1060	420	300	470	470	80	39	8	4860	
	B	170	280	220	320	470	900	480	360	440	440				4170	
630	A	240	350	270	400	630	1180	470	340	525	525	90	45	8	6660	
	B	190	300	240	350	510	1000	540	410	490	490				5650	
710	A	270	400	300	420	695	1290	530	380	590	590	100	45	8	9170	
	B	220	320	270	400	570	1120	600	450	555	555				7740	
800	A	300	420	340	500	760	1470	610	450	675	675	100	45	8	12600	
	B	240	350	310	450	630	1230	700	500	650	650				10700	

obr. 3.4 hlavní rozměry převodovky

4. USPOŘÁDÁNÍ TURBÍNA – PŘEVODOVKA – GENERÁTOR:

Celé soustrojí je řešeno v tomto pořadí: turbína – převodovka – generátor viz obr. 4.1.

Protože převodovka se šípovým ozubením neumožňuje vzájemný relativní posuv ozubených kol vůči sobě jako převodovka se šikmým ozubením a je řazena za turbínou, musí být tato dvě zařízení spojena spojkou, která umožní částečný axiální posuv turbínové hřídele při rozběhu celého soustrojí. Je to tzv. spojka trubková membránová. Je koncipovaná tak, že má dva dorazy 2 x 1,6 mm a při rozběhu soustrojí tyto dva dorazy na sebe dosednou a tím je vymezen axiální posuv rotoru turbíny. Po delší časové době se prohřeje i převodovka a generátor vlivem tření v ložiskách, v ozubení a ohřevem vinutí. Tím se tepelnou roztažností axiálně posunou celá tato dvě zařízení a spojka se opět odlehčí což je při jmenovitém dlouhodobém zatížení turbíny žádoucí. Dále je tato spojka schopna přenést i částečnou nesouosost hřídelů. Výhodou užití převodovky se šípovým ozubením je to, že nevzniká od soukolí žádná axiální síla jak je tomu u převodovek se zuby šikmými.



obr. 4.1 schéma uspořádání

- T – přetlaková turbína
- S – membránová spojka
- P – šípová převodovka
- G – čtyřpólový generátor 50 Hz

5. ZÁVĚR:

Protitlaková turbína byla navržena dle požadavků zadání. Parametry ze zadání byly uvažovány jako parametry 100% (stoprocentního) zatížení turbíny. Předpokládáme, že obvyklé provozní zatížení turbíny bude menší, protože bude zapojena v elektrizační soustavě, ve které bude muset plnit i funkci systémových služeb, tj. okamžité zvýšení výkonu jako požadavek z dispečinku, při nedostatku elektrické energie v elektrizační soustavě.

Protože bude tedy turbína provozována většinu provozní doby na menším zatížení, je nutné, aby pracovala v tomto režimu s nejvyšší možnou účinností. Proto je výpočet ve stoprocentním zatížení koncipován tak, aby turbína pracovala s nejvyšším výkonem, ale za cenu horší účinnosti. Při odlehčení cca na 80% výkon poklesne, ale účinnost se zvýší na maximální hodnotu. Princip je jasný z obr. 2.4.15, kde vidíme závislost Parsonsova čísla na účinnosti turbíny. Při jejím provozu se 100% zatížením je vhodné se pohybovat v levé půlce tohoto diagramu. Teprve při silném odlehčení turbíny může dojít k tomu, že by účinnost turbíny v „pravé polovině diagramu“ klesala.

Pro 100% zatížení byl na konci výpočtu stanoven **výkon turbíny 8,71 MW a účinnost turbíny 83,51%**.

Převodovka byla volena z katalogu firmy značky RENK a na základě výpočtu pro její výběr dle normy byla určena převodovka typu **TNB 710**. Je to převodovka se šípovým ozubením a její výhodou je tedy nulová axiální síla působící od soukolí.

Generátor byl volen jako čtyřpólový, což je mnohem levnější varianta oproti generátoru dvoupólovému. Proto převodovka převádí 10500 ot/min turbíny na 1500 ot/min generátoru za cílem dosažení výroby elektrického proudu s frekvencí 50 Hz.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:

- [1] Doc. Fiedler J, Parní turbíny Návrh a výpočet, CERM, BRNO 2004
- [2] Prof. Kadrnožka J, Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM, BRNO, 2004
- [3] Klomfar J, Molliérův h – s diagram vody a vodní páry, ACADEMIA, 2005
- [4] Firemní literatura Siemens
- [5] Magnus Holmgren, X Steam version 2.6, IAPWS IF97, Excel steam tables

SEZNAM NĚKTERÝCH POUŽITÝCH SYMBOLŮ:

D	-	průměr
l	-	délka
M	-	hmotnostní průtok
c	-	absolutní rychlost
h,H	-	tepelné spády
i	-	entalpie
n	-	otáčky
s	-	měrná entropie
P	-	výkon
p	-	tlak
S	-	plocha
t,T	-	teplota
u	-	obvodová rychlost
v	-	měrný objem
w	-	relativní rychlost
z	-	absolutní ztráta
α	-	úhel absolutní rychlosti
β	-	úhel relativní rychlosti
η	-	účinnost
ξ	-	poměrná ztráta
φ	-	rychlostní součinitel absolutní rychlosti
ψ	-	rychlostní součinitel relativní rychlosti

SEZNAM OBRÁZKŮ:

číslo	název	strana
obr. 2.2.1	předběžný entalpický spád turbíny	2
obr. 2.2.2	závislost výkonu převodovky na otáčkách	3
obr. 2.3.1	A-kolo, stupeň reakce 0 předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni	4
obr. 2.3.2	dělení parciálního ostříku	6
obr. 2.3.3	ztráta třením a ventilací regulačního stupně	7
obr. 2.3.4	redukovaná účinnost regulačního stupně	8
obr. 2.3.5	průběh expanze v regulačním stupni A-kolo	8
obr. 2.3.6	kotování rychlostních trojúhelníků regulačního stupně	9
obr. 2.3.7	rychlostní součinitele	10
obr. 2.3.8	skutečné rychlostní trojúhelníky regulačního stupně	12
obr. 2.3.9	průtočný kanál regulačního stupně A-kolo	13
obr. 2.3.10	rozměry charakterizující profil	14
obr. 2.3.11	dělení parciálního ostříku	17
obr. 2.3.12	bandáž na konci lopatky	17
obr. 2.4.1	tepelný spád na stupňovou část	19
obr. 2.4.2	diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u	22
obr. 2.4.4	účinnost přetlakových stupňů	24
obr. 2.4.5	geometrie stupňové části	27
obr. 2.4.6	schéma turbíny	28
obr. 2.4.7	průtokový součinitel ucpávek	29
obr. 2.4.8	expanzní čára stupňové části	32
obr. 2.4.10	diagram $p - v$	36

obr. 2.4.12 systém kótování rychl. trojúhelníků přetlakového stupně	39
obr. 2.4.13 rychl. trojúhelníky posledního stupně stup. části	40
obr. 2.4.14 rychlostní součinitele	41
obr. 2.4.15 účinnost přetlakových stupňů	41
obr. 2.5.1 průběh expanze v regulačním stupni A-kolo	43
obr. 2.5.2 rychlostní trojúhelníky regulačního stupně	43
obr. 2.5.3 průběh expanze ve stupňové části	44
obr. 2.5.4 schéma lopatkování stupňové části	44
obr. 2.5.5 rychlostní trojúhelníky posledního stupně	44
obr. 2.5.6 průběh expanze celé turbíny	45
obr. 3.1 závislost $A - i$ na druhu převodovky	47
obr. 3.2 maximální přípustné otáčky	48
obr. 3.3 závislost převodového poměru na účinnosti	49
obr. 3.4 hlavní rozměry převodovky	50
obr. 4.1 schéma uspořádání	51

SEZNAM TABULEK:

číslo	název	strana
Tab. 2.4.9	parametry bodů j	34
Tab. 2.4.11	iterační výpočet . . .	37
Tab. 2.4.16	vnitřní účinnost řadových stupňů	42

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

ŘEZ PARNÍ TURBÍNOU

DP – A0 – 00