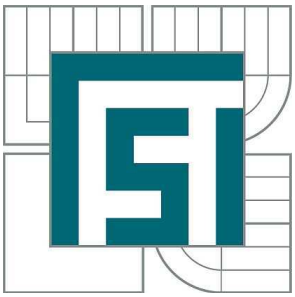
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBINA

STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. TOMÁŠ POKORNÝ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.
SUPERVISOR

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Pokorný

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:

Parní turbina

v anglickém jazyce:

Steam turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh kondenzační parní turbiny o svorkovém výkonu 5 500 kW a otáčkách 9 000 1/min.
Zadané parametry páry:
vstup: 3,1 MPa/410°C
Hmotnostní průtok páry 24 t/hod

Cíle diplomové práce:

Projektové schéma zapojení turbiny
Termodynamický výpočet průtočného kanálu
Návrh konstrukční koncepce turbiny
Ekonomické hodnocení provozu turbiny

Seznam odborné literatury:

Fiedler, J.: Parní turbiny-návrh a výpočet,CERM Brno 2001

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 25.10.2010

L.S.

_____	_____
doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Ředitel ústavu	Děkan fakulty

Abstrakt

Kondenzační parní turbína. Diplomová práce magisterského studia 2. ročníku. Uvedená diplomová práce je odborná technická zpráva. Obsahem této technické zprávy je rozbor strojního zařízení, které se používá pro kondenzační parní turbíny, termodynamický výpočet průtočného kanálu pro dané vstupní a výstupní parametry páry, návrh konstrukční koncepce, vyhotovení podélného řezu turbíny, provozní schéma turbíny a ekonomické zhodnocení provozu.

Klíčová slova: kondenzační parní turbína, termodynamický výpočet, návrh konstrukce, ekonomické zhodnocení, elektrická energie.

Abstract

Condensing steam turbine. Master's thesis of master's studies of 2th years. This master's thesis is technical research. The contents of this technical research are an analysis of a mechanical equipment of that are used for condensing steam turbine, thermodynamic calculations of passage channel for specified inlet and outlet conditions of steam, design and construction, drawing of the turbine axial cross section, operating scheme of turbine and economic analysis of operation.

Key words: condensing steam turbine, thermodynamic calculation, design and construction, economic analysis, electric power.

Bibliografická citace

Bc. POKORNÝ, T.: *Parní turbína.* Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 26. 5. 2011

. . . . . .

Bc. Tomáš Pokorný

Poděkování

Tato diplomová práce byla zpracovávána ve společnosti Ekol s využitím firemních dat, konstrukčních a projektových podkladů a s využitím konstrukčních a výpočtových programů používaných ve firmě. Tímto bych chtěl poděkovat všem zaměstnancům společnosti Ekol za maximální vstřícnost a odbornou konzultaci. Rovněž bych chtěl velmi poděkovat vedoucímu práce za odborné vedení a poskytnuté podklady a literaturu potřebnou pro výpočty. V neposlední řadě chci poděkovat rodině za podporu, kterou mi poskytovala po celou dobu studia.

V Brně dne 26. 5. 2011 Bc. Tomáš Pokorný

Obsah

1. Úvod.....4

2. Obecný popis jednotělesové kondenzační turbíny.....5

3. Návrh regulačního stupně v provedení A-kolo.....6

3.1 Předběžný výpočet regulačního stupně.....6

3.1.1 Stanovení izoentropického spádu zpracovaného regulačním stupněm.....7

3.1.2 Stanovení parametrů páry za regulačním stupněm.....8

3.1.3 Kontrola dosažení kritického tlakového poměru.....8

3.1.4 Teoretický rozbor kritického tlakového poměru pro turbínu.....9

3.1.5 Stanovení měrného objemu v_1 páry za dýzou.....14

3.1.6 Stanovení základních geometrických a rozměrových parametrů dýzy.....14

3.1.7 Stanovení základních typů ztrát a účinností.....16

3.1.8 Stanovení koncového bodu expanze ve stupni.....17

3.1.9 Tabulka výstupních hodnot z předběžného návrhu A-kola.....17

3.2 Detailní výpočet regulačního stupně.....18

3.2.1 Volba stupně reakce.....18

3.2.2 Rozdělení tepelných spádů.....19

3.2.3 Stanovení kinematických a geometrických parametrů v mříži.....19

3.2.4 Rychlosti páry ve vstupním trojúhelníku.....21

3.2.5 Rychlosti páry ve výstupním trojúhelníku.....21

3.2.6 Výpočet energetických ztrát v lopatkové mříži RS.....22

3.2.7 Stanovení parametrů páry 1,2.....22

3.2.8 Výpočet průtočného průřezu stupně.....23

3.2.9 Volba typu lopatkování.....24

3.2.10 Vnitřní termodynamická účinnost stupně.....27

3.2.11 Stanovení parametrů páry na výstupu z A-kola.....29

4. Návrh stupňové části s přetlakovým lopatkováním.....31

4.1 Předběžné návrh skupiny stupňů výpočet je proveden pro 2. skupinu 34

4.1.1 Stanovení parametrů páry potřebných pro návrh 2. skupiny stupňů.....34

4.1.2 Volba středního Parsonsovo čísla Pa_s.....35

4.1.3 Stanovení parametrů prvního stupně 2. SKUPINY.....35

4.1.4 Stanovení parametrů n-tého stupně 2. SKUPINY.....36

4.1.5 Účinnost stupňové části a stanovení vybraných typů ztrát.....37

4.2 Detailní návrh 2. skupiny stupňů metodou $\frac{C_a}{u}$.....43

4.2.1 Určení délky lopatek v jednotlivých řadách v druhé skupině.....43

4.2.2 Definice vztažných rovin.....46

4.2.3 Stanovení tepelných spádů.....47

4.2.4 Ukázka výpočtu pro 7. stupeň 2. skupiny stupňů.....47

4.2.5 p-v diagramy.....49

5. Konstrukční koncepce jednotělesové kondenzační turbíny 53

5.1 Olejové hospodářství.....53

5.2 Výstupní hrdlo.....54

5.3 Turbínová skříň..... 54

5.4 Nosné prvky turbíny.....55

5.4.1 Přední ložiskový stojan.....55

5.4.2 Zadní nosné prvky VH.....57

5.5 Rotor turbíny.....58

5.6 Podélný řez turbínou 59

6. Projektové schéma zapojení.....59

6.1 Projektové schéma zapojení voda-pára.....59

6.2 Projektové schéma zapojení olejového hospodářství 60

7. Ekonomické zhodnocení.....60

7.1 Obecný popis ekonomiky provozu.....60

7.2 Rozbor jednotlivých hledisek pro výběr projektu.....61

7.2.1 Hledisko efektivnosti vynaložených investic.....61

7.2.2 Hledisko nákladů a výnosů spojených s pořízením a provozem.....62

7.2.3 Hledisko přípustné míry rizika spojení s danou investicí.....62

8. Závěr.....63

9. Seznam použitých veličin, zkratek symbolů.....64

9.1 Latinka.....64

9.2 Řecké písmo.....66

9.3 Zkratky.....67

10. Příloha.....68

11. Použité informační zdroje.....73

1. Úvod

Energetika je nejdůležitější odvětví průmyslu a pro Českou republiku jako průmyslovou exportní zemi tvoří energetika páteř ekonomiky. Nároky na spotřebu všech forem energií, zejména elektrické, s výhledem do budoucna pouze porostou. Výrobu elektrické energie si lze ve velice zobecněné formě představit jako proces transformace energií. V oblasti tepelné energetiky se tento proces skládá ze 4 základních částí. Uvolnění energie vázané v palivu, přestup uvolněné tepelné energie do pracovního média, transformace tepelné energie na formu mechanické energie (nejčastěji tedy na kinetickou energii rotující hřídele turbíny) a transformace kinetické energie na energii elektrickou. Každý tento stupeň přeměny energie je zatížen ztrátami. S ubýváním ekonomicky využitelných zdrojů paliv, které vstupují do prvního procesu ve formě štěpitelných materiálů, fosilních paliv či biomasy, je logickou snahou, aby tyto ubývající zdroje energie byly využívány s co nejvyšší efektivitou. Toho docílíme právě minimalizací ztrát vstupujících do jednotlivých procesů transformací energií.

Tato diplomová práce je svým obsahem zaměřena na výpočet, konstrukci a projekci tepelné turbíny a hlavním cílem při vypracovávání jednotlivých kapitol byla právě minimalizace ztrát, respektive volba výpočtového a konstrukčního řešení s ohledem na dosažení co možná nejvyšší účinnosti. Tepelnou turbínu si lze v širším náhledu představit jako točivý stroj, který zastává v procesu transformace energie člen mající za úkol přeměnu tepelné energie na mechanickou práci. V procesu výroby elektrické energie, definovaném výše, zaujímá třetí pozici. Dle této struktury je nutné si uvědomit skutečnost, že primárním vstupem pro parní turbínu je energetická surovina. Snahou o dosažení maximální možné účinnosti při návrhu turbíny je tedy možné se nepřímo podílet na šetření energetických zdrojů, a tím podporovat rozumnou ekologii.

Česká energetika je z hlavní části vybudována na tepelných a jaderných elektrárnách. V těchto energetických zařízeních se elektrická energie vyrábí výhradně prostřednictvím parních turbín. Obecně lze říci, že parní turbína tvoří samotný základ české energetické koncepce a objevuje se v nějaké konstrukční formě prakticky v každém energetickém celku, ať už se jedná o elektrárnu, či teplárnu. Se stoupající cenou elektrické energie se větší průmyslové podniky z ekonomických důvodů snaží o samovýrobu elektrické energie nebo také mívají energeticky využitelný odpad z výroby, který mohou zužitkovat. Touto cestou se parní turbíny dostávají i do běžných průmyslových podniků, které nemají jako hlavní cíl své činnosti výrobu elektrické energie. Parní turbíny se v nějaké formě objevují napříč celým průmyslem. Český strojírenský průmysl má dlouholetou tradici ve výrobě energetických zařízení a zejména pak v Brně jsou rozsáhlé zkušenosti na světové úrovni s výrobou všech typů parních turbín ve všech výkonových řadách. To jsou základní důvody, které mě vedly ke studiu energetiky a psaní diplomové práce z oblasti termodynamického výpočtu, konstrukce a projekce parní turbíny.

2. Obecný popis jednotělesové kondenzační turbíny

Turbína byla dodána do průmyslového závodu, který se zabývá výrobou laminátových dřevotřískových desek. Základní surovinou pro výrobu je dřevní hmota. Pro samotnou výrobu desek se dřevo zpracovává v roztřískovačích, následně se vysouší a pojí se s pryskyřicemi. Při zpracování dřeva vzniká dřevotřískový odpad ve formě drcených pilin, dále pak při formátování vyrobených desek vznikají odřezky a část odpadu je tvořena i deskami, které neprojdou jakostní kontrolou. Odpad z výroby představuje energeticky využitelnou surovinu. Bylo tedy možné ho s výhodou likvidovat spalováním při současné výrobě elektrické energie pro samotný výrobní závod. Instalovanou turbínu bylo nutné naprojektovat přesně podle požadavků zákazníka.

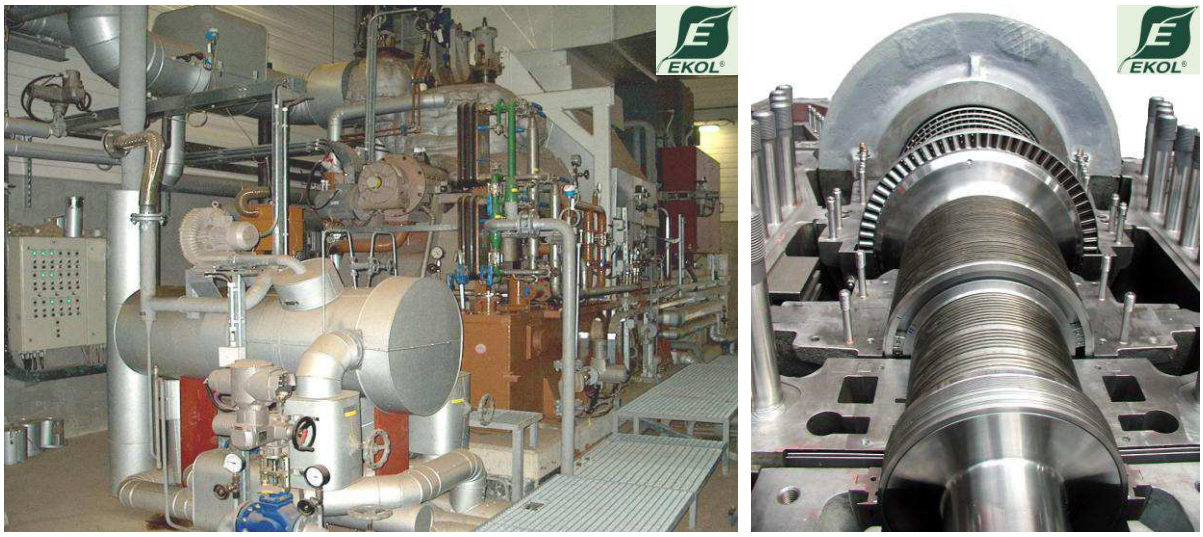
Výrobcem turbíny je společnost Ekol. Jedná se o energetickou společnost s dvacetiletou tradicí, která exportuje do zemí po celém světě. Zabývá se výrobou, vývojem a servisem parních protitlakých a kondenzačních turbín o instalovaném výkonu až 70 MW. Součástí vývoje a výrobního programu jsou i spalovací turbíny. Firma dodává rovněž energetické celky na klíč společně s kotlem, dále pak technologické celky jako jsou teplárny a elektrárny. Ekol je tedy schopen nabídnout komplexní služby v oblasti středně velké energetiky.

Výkonové parametry turbíny: Výkon P = 5500KW
Otáčky n = 9000 min^{-1}

Vstupní parametry páry v návrhovém bodě: p_0 =3,1 Mpa; t_0 =410^o C; m_0 =24 t/h

Parametry odběru v návrhovém bodě: p_{e1} = 0,29 Mpa; m_{e1} = 1,8 t/h

Turbína je konstruovaná a projektovaná jako jednotělesová kondenzační s jedním neregulovaným odběrem páry. Je použito dýzové regulace, jejíž součástí je regulační stupeň v provedení A-kolo. Regulační stupeň je konstruován jako čistě akční, samotná stupňová část je tvořena reakčním lopatkováním, uspořádaným do tří skupin stupňů.



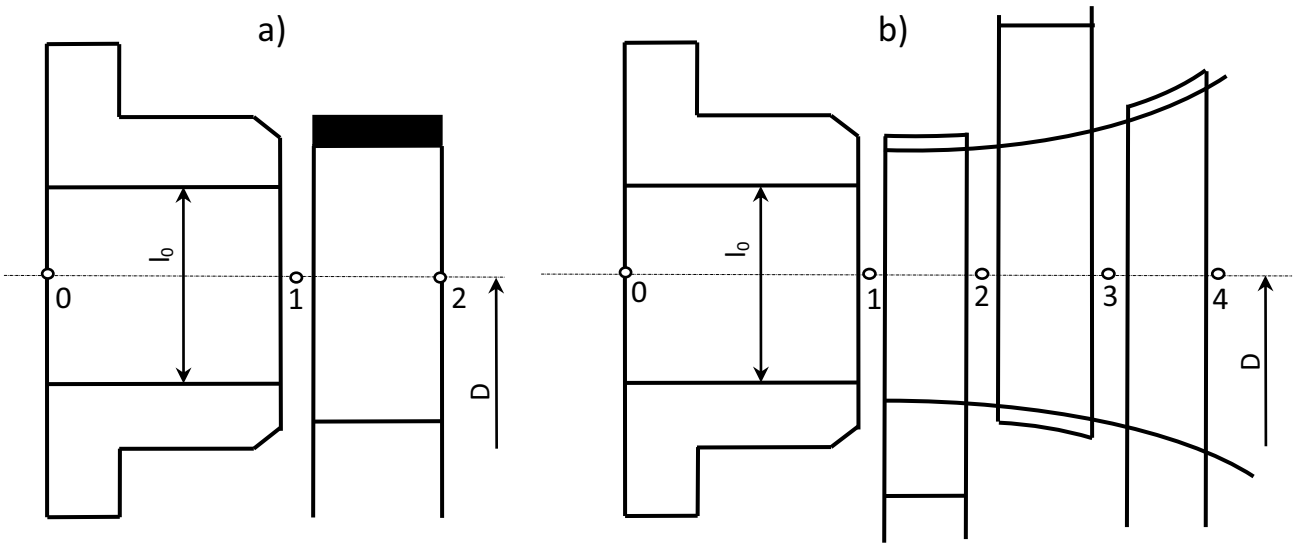
Obr. 2.1- 2.2 Parní kondenzační turbína [1]

3. Návrh regulačního stupně v provedení A-kolo

3.1 Předběžný výpočet regulačního stupně

U turbín s dýzovou regulací se první stupeň nazývá regulační a je možné ho použít ve čtyřech konstrukčních provedeních jako:

a) dvouvěncový Curtisův stupeň
b) rovnotlaký stupeň v provedení A-kolo
c) radiální stupeň centripetální
d) radiálně axiální stupeň centripetální



Obr. 3.1 Průřez průtočným kanálem a) A-kola b) 2^o C -kola

Principem předběžného návrhu regulačního stupně je stanovit základní geometrické a výkonové parametry, kterých je dosahováno na RS. Z těchto vypočtených a odhadnutých hodnot následně stanovit parametry páry za regulačním stupněm. Pro turbínu bylo použito řešení regulačního stupně ve formě A-kola. Jedná se o čistě akční člen, nebo-li veškerá reakce se realizuje ve statorovém lopatkování, v důsledku čehož je tlak na vstupu a výstupu z rotoru totožný. Tento první stupeň má větší průměr pro zpracování většího tepelného spádu h_0, což nám sníží počet řadových stupňů. Dojde tím ke snížení výrobních nákladů, jelikož je turbína výrazně kratší. Z hlediska parametrů páry dojde v důsledku zpracování velkého tepelného spádu na jednom stupni k výraznému poklesu teploty a především tlaku za tímto stupněm a díky tomu můžeme zkrátit systém labyrintových ucpávek. Větším průměrem regulačního stupně rovněž dosáhneme většího objemu páry před přetlakovou částí. Docílíme také menšího poklesu termodynamické účinnosti při částečném zatížení.

Pro zadané parametry páry p_0; T_0; M_0 na vstupu do RS a z výkonových a mechanických parametrů turbíny P_0; n jsem odhadl průměr oběžného kola regulačního stupně $D = 0{,}45\ m$. Z těchto zadaných a odhadnutých veličin jsem pak dopočítal základní termodynamické charakteristiky A-kola s ohledem na dosažení maximální obvodové účinnosti.

3.1.1 Stanovení izoentropického spádu zpracovaného regulačním stupněm

Teoretická absolutní rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = 482\,\frac{m}{s}$$

Kde: u je obvodová rychlost na středním průměru.

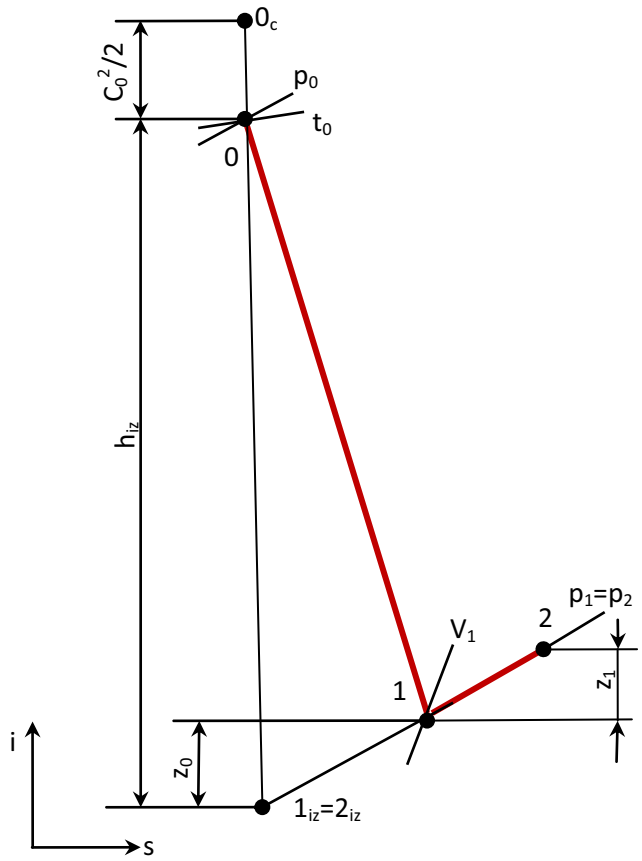
Závěsy lopatek jsou z pevnostního hlediska velmi namáhané od působení odstředivých sil. Je tedy nutné, aby se obvodová rychlost pohybovala v rozmezí 160 ÷ 260 m/s.

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 212\ \frac{m}{s}$$

$\frac{u}{c_{iz}}$ je rychlostní poměr. Hodnotu rychlostního poměru je nutné volit v blízkosti optimální hodnoty $\frac{u}{c_{iz}}_{opt}$, pro kterou bude dosaženo maximální hodnoty obvodové účinnosti η_u. Pro čistě akční člen je volen z rozsahu 0,4 - 0,5 [-].

Volím: $\frac{u}{c_{iz}} = 0{,}44$

Zanesení izoentropického spádu do zjednodušeného i-s diagramu



Obr. 3.2 Průběh expanze v A-kole

Izoentropický spád

$$h_{iz} = \frac{c_{iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = 115\ \frac{kJ}{kg}$$

Kde: c_o je absolutní rychlost na vstupu do dýzy.

Tato rychlost nabývá obvykle hodnot v rozmezí $c_0 = 30 \div 50\,\frac{m}{s}$. V porovnání s hodnotou teoretické absolutní rychlosti na výstupu z dýzy je patrné, že c_o je řádově menší, a tudíž bude mít na vypočtenou hodnotu izoentropického spádu pouze zanedbatelný vliv v řádu několika stovek joulů.

Volím: $c_0 = 45\ \frac{m}{s}$

3.1.2 Stanovení parametrů páry za regulačním stupněm

Z i-s diagramu a z vypočtené hodnoty izoentropického spádu zpracovaného na regulačním stupni dopočítáme parametry páry za regulačním stupněm.

$$i_{1iz} = i_{2iz} = i_0 - h_{iz} = 3137{,}6\ \frac{kJ}{kg}$$

$$p_1 = p_2 = 2{,}084\ Mpa$$

3.1.3 Kontrola dosažení kritického tlakového poměru

Tlak p_2 je nutno zkontrolovat z hlediska dosažení kritického tlakového poměru v dýze a na základě toho zvolit příslušný profil dýzy. Z důvodu konstrukčního zjednodušení je žádoucí, aby bylo možné použít nerozšiřující se dýzu a pro takový stav je nutné splnění podmínky $p_2 \geq p_{krit}$. Současně však musí být splněna podmínka poměru výstupního a vstupního tlaku páry $\frac{p_2}{p_0} \leq 0{,}8$.

Parametry páry na vstupu do regulačního stupně odpovídají stavu přehřáté páry, což je nutné zohlednit ve výpočtu velikosti kritického tlaku.

$$p_{krit} = 0{,}546 \cdot p_0 = 1{,}693\ Mpa$$

$$p_2 = 2{,}084\ Mpa \geq p_{krit} \quad \text{Vyhovuje.}$$

$$\frac{p_2}{p_0} = 0{,}672 \leq 0{,}8\ [-] \quad \text{Vyhovuje.}$$

3.1.4 Teoretický rozbor kritického tlakového poměru pro parametry turbíny

Tlakový poměr

Z konstrukčního hlediska je regulační stupeň soustava kanálů s velmi malou roztečí, respektive velmi hustou lopatkovou mříží. Průtočný profil těchto kanálů je vymezen spolusousedícími plochami lopatek regulačního stupně. Tento průtočný kanál je v podstatě zakřivená dýza se šikmo seříznutým výstupem. Při průchodu pracovní látky-páry zakřivenou dýzou dochází ke změně stavových veličin, především tlaku, který je společně s teplotou klíčovou veličinou z hlediska kinetiky proudění páry. (Toto modelové přiblížení lze aplikovat i na ostatní stupně, nejenom na stupeň regulační.) Zavádíme proto tzv. tlakový poměr π definovaný jako podíl vstupní a výstupní hodnoty tlakové energie.

$$\pi = \frac{p_{out}}{p_{in}} \quad [-]$$

Kde: p_{in} [Mpa] je tlak na vstupu z RS

p_{out} [Mpa] je tlak na výstupu do RS

Vliv tlakového poměru na rychlost proudění

Vliv změny poměru vstupního a výstupního tlaku na kinetiku proudění je patrný z grafické závislosti $c = f\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)$. Výpočet průběhu rychlosti proudění v dýze byl proveden pomocí Saint Vénantovy-Wantzelovy rovnice pro vstupní parametry páry v návrhovém bodě a pro tlakový poměr v rozsahu 0 až 1 (viz příloha Excel).

$$c = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad \left[\frac{m}{s}\right]$$

Kde: T_0 [K] je vstupní teplota pracovní látky

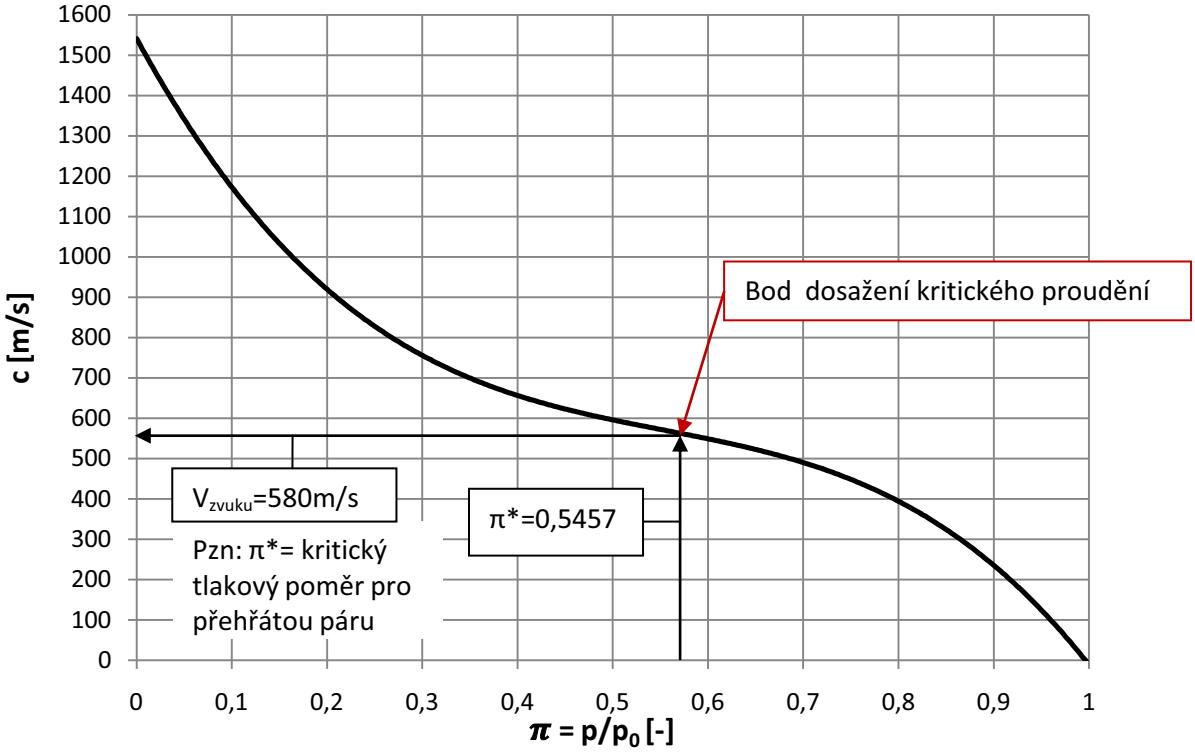
K [-] je adiabatický součinitel

p [Mpa] je tlak v příslušném místě dýzy

p_0 [Mpa] je tlak před vstupem do dýzy = p_{in}

r $\left[\frac{J}{Kg \cdot K}\right]$ je měrná plynová konstanta vyjádřená pro vstupní parametry páry T_0; p_0; v_0

Obr. 3.3 Průběh rychlosti proudění v dýze v závislosti na tlakovém poměru



Grafická závislost 3.3 je vyjádřena pro vstupní parametry páry: κ =1,30 [-]; r_0=443 [J/kg·K]; T_0=410 [^oC]; p_0= 3,1 [Mpa]

Grafická závislost $c = f\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)$ a následný odečet rychlosti zvuku, při které vznikne π*, je zatížen chybami, jelikož body 1 až 10 (dle tabulky) jsou proloženy polynomickou křivkou třetího řádu. Tato funkce vykreslí spojitý a hladký průběh, ale za cenu mírné aproximace.

Pořadí hodnot	Tlakový poměr	Rychlost proudící páry
-	P/P_0 [-]	c [m/s]
1.	0	1620,2
2.	0,1	1040,2
3.	0,2	902,4
4.	0,3	798,0
5.	0,4	707,3
6.	0,5	622,9
7.	0,6	540,3
8.	0,7	455,4
9.	0,8	363,0
10.	0,9	251,1
11.	1	0

Tab. 3.1 Hodnoty tlakových poměrů a rychlosti proudění vypočítané pomocí Saint Vénantovy-Wantzelovy rovnice. Hodnoty jsou použité pro sestrojení výše uvedené grafické závislosti (viz příloha Excel).

Ukázka výpočtu pro hodnotu 7.

$$c_7 = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{\mathrm{p}}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} =$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot 1{,}30}{1{,}30 - 1} \cdot 443 \cdot 683{,}15 \cdot \left[1 - (0{,}6)^{\frac{1{,}30-1}{1{,}30}}\right]} = 540{,}3 \quad \left[\frac{m}{s}\right]$$

Výtokovou rychlost lze spočítat i pomocí jednodušších vztahů, například z rozdílu entalpií. Zde je však vliv tlakové změny zahrnut v entalpickém rozdílu a není na první pohled patrný.

$$c = \sqrt{2 \cdot (i_0 - i)} \quad \left[\frac{m}{s}\right]$$

Kde: i_0 [kJ/Kg] je entalpie na vstupu

i [kJ/Kg] je entalpie na výstupu

Kritický tlakový poměr

Z hlediska návrhu mezilopatkového kanálu je kritický tlakový poměr velmi důležitý. Jedná se o stav, kdy proudící pára dosáhne rychlosti zvuku. Jak již bylo zmíněno, tlak se postupně při průchodu kanálem mění, především v důsledku změny průtočného průřezu. Mezilopatkový kanál se postupně zužuje a kritický tlakový poměr se nastaví právě v místě nejmenšího průřezu.

Expanze páry v turbíně je v ideálním případě možné považovat za děj bez sdílení tepla s okolím, nebo-li adiabatický děj $d(q) = 0$. Tento děj je současně dějem izonetropickým, kdy platí $d(s) = 0$. V rovnici adiabaty $p \cdot v^{\kappa} = konst.$ se vyskytuje adiabatický exponent κ. Tato veličina je sice funkční závislostí teploty a tlaku $\kappa = f(T, p)$, avšak v oblasti přehřáté páry se mění pouze mírně a tato změna má na výpočet kritického tlakového poměru pouze zanedbatelný vliv, proto z důvodu zjednodušení výpočtu předepíšeme pro přehřátou páru obecně hodnotu $\kappa = 1{,}30$. Kritický tlakový poměr pro přehřátou páru pak nabývá přibližně hodnoty $\pi^* = 0{,}545$ dle rovnice:

$$\pi^* = \frac{p_{krit}}{p_0} = \left[\frac{2}{\kappa + 1}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad [-]$$

Kde: $\mathrm{p}_{\mathrm{krit}}$ [Mpa] je kritický tlak

K [-] je adiabatický součinitel

Rychlost páry při kritickém proudění

Kritická rychlost, respektive vztah pro výpočet rychlosti zvuku pro příslušné parametry páry, které je dosaženo v nejužším místě dýzy, je možno odvodit dosazením rovnice pro výpočet tlakového poměru při kritickém proudění ve tvaru kritického tlaku do Saint Vénantovy-Wantzelovy rovnice za hodnotu tlaku p.

$$p_{krit} = p_0 \left[\frac{2}{\kappa+1}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \ [Pa] \quad ; \quad c = \sqrt{\frac{2\cdot\kappa}{\kappa-1}\cdot r\cdot T_0\cdot\left[1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \ \left[\frac{m}{s}\right]$$

Po dosazení a úpravách dostaneme vztah:

$$c_{krit} = v_{zvuku} = \sqrt{\frac{2\cdot\kappa}{\kappa+1}\cdot p_0\cdot v_0} = \sqrt{\frac{2\cdot 1{,}30}{1{,}30+1}\cdot 3{,}1\cdot 10^6\cdot 0{,}1} = 585 \ \left[\frac{m}{s}\right]$$

Kde: p_0 [Pa] je tlak na vstupu

v_0 [m^3/Kg] je měrný objem na vstupu

κ [-] je adiabatický součinitel

Graficky odečtená hodnota z průběhu funkční závislosti $c = f\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)$ a vypočtená hodnota se přibližně shodují. Pro ideální plyn lze součin tlaku a měrného objemu ve vzorci pro výpočet c_{krit} přepsat dle stavové rovnice $p_0\cdot v_0 = r\cdot T_0$ do tvaru $c_{krit} = v_{zvuku} = \sqrt{\frac{2\cdot\kappa}{\kappa+1}\cdot r\cdot T_0}$. Pak můžeme říci, že rychlost proudění v nejužším místě dýzy je závislá pouze na vstupní teplotě T_0.

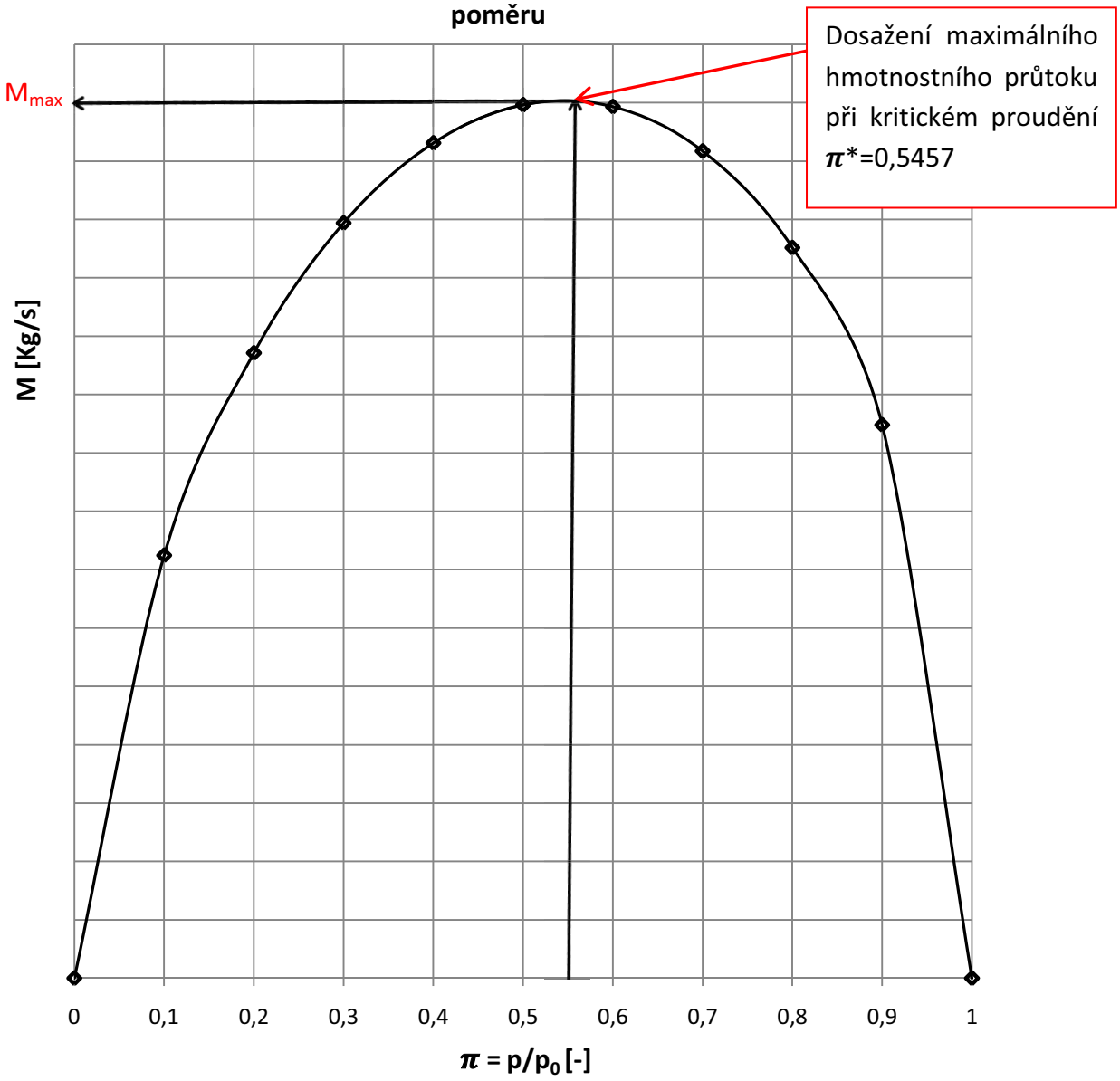
Hmotnostní průtok v závislosti na tlakovém poměru

Jak je možné vidět z grafické závislosti průběh $M = f\left(\frac{p}{p_0}\right)$ je přibližně eliptický a při kritickém tlakovém poměru dosáhne průtok páry maximální hodnoty, a tím je průtočný průřez kanálu maximálně využíván.

$$M = A\cdot\sqrt{\frac{2\cdot\kappa}{\kappa-1}\cdot\frac{p_0}{v_0}\cdot\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}}\cdot\left[1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad \left[\frac{Kg}{s}\right]$$

Kde: A [m^2] je plocha průtočného průřezu

Obr. 3.4 Pruběh hmotnostního průtoku dýzou v závislosti na tlakovém poměru



Grafická 3.4 závislost je vyjádřena pro vstupní parametry páry: κ=1,30 [-]; r_0=443 [J/kg·K]; T_0=410 [^oC]; p_0= 3,1 [Mpa].

Hodnoty použité pro sestrojení výše uvedené grafické závislosti (viz příloha Excel) jsou vypočítané pomocí Saint Vénantovy-Wantzelovy rovnice. Vypočet byl prováděn dosazováním hodnot tlakových poměrů v rozsahu 0 až 1 [-]. Jelikož z důvodu usnadnění výpočtu je průtočný průřez považován za jednotkovou konstantu, je tlakový poměr jediná proměnná, která vykresluje charakter grafické závislosti $M = f\left(\frac{p}{p_0}\right)$.

3.1.5 Stanovení měrného objemu v_1 páry za dýzou

Pro stanovení měrného objemu v_1 je nejprve nutné vypočítat velikost ztrát ve statorovém lopatkování z_0 a dle i-s diagramu (obr. 3.2) následně dopočítat velikost entalpie i_1. Výpočet tlaku p_1 za dýzou je proveden v části 3.1.2 Stanovení parametrů páry za regulačním stupněm. Ze znalosti těchto základních termomechanických parametrů páry, a sice i_1; p_1, zjistím velikost měrného objemu v_1.

Ztráty ve statoru

$$z_0 = (1-\varphi^2)\cdot h_{iz} = 11{,}2 \ \frac{kJ}{kg}$$

Kde: φ [-] je rychlostní součinitel

Je volen v rozsahu $\varphi = 0{,}95 - 0{,}98\ [-]$

Volím: $\varphi = 0{,}95\ [-]$

Parametry páry za dýzou

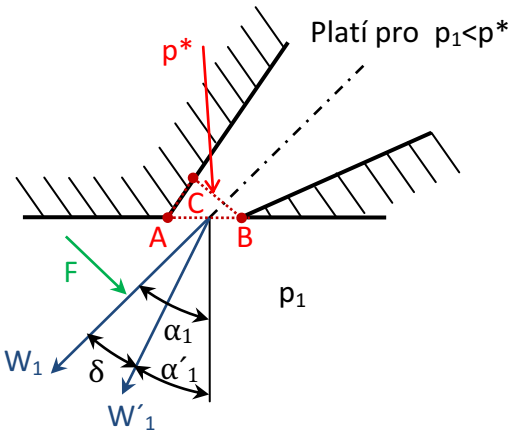
$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3148{,}8 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$v_1 = 0{,}1342 \ \frac{m^3}{kg}$$

3.1.6 Stanovení základních geometrických a rozměrových parametrů dýzy

Výstupní úhel z rozváděcí mříže α_1

Proud páry na výstupu z dýzy bývá v případě nastavení kritických parametrů proudění v nejužším místě dýzy odkloněn od ideálního výstupního uhlu α_1 o hodnotu tzv. deviačního úhlu δ. Problematika odklonu proudu na výstupu z dýzy je znázorněna na obr. 3.5 uvedeném níže.



Obr. 3.5 Odklonění proudu při kritickém proudění

Odklon proudu souvisí s tlakovou změnou po povrchu výstupní hrany dýzy. Na ploše A-C dochází k postupnému vyrovnání tlakové diference Δp vznikající mezi tlakem v dýze p* a

tlakem p_1, který přísluší prostředí, kam pára expanduje. Dle platnosti třetího pohybového zákona tlak p působící po ploše S vyvolá sílu $F = p \cdot S \ [N]$. Stejné fyzikální principy probíhají i na protější straně dýzy, avšak zde se tlaková diference vyrovnává skokově v bodě B. Jelikož vyrovnání neprobíhá po ploše, nýbrž se děje skokově v jednom bodě, nedochází na protější straně dýzy ke vzniku síly F. Tato silová nerovnováha na obou stranách dýzy způsobí, že osamocená síla F se opře kolmo do osy proudu a odkloní ho o hodnotu deviačního úhlu δ. Tento jev však nastává pouze v případě kritického proudění. Z tohoto důvodu jsem v předchozí části výpočtu stanovil hodnotu průměru lopatkování oběžného kola, respektive velikost izoentropického spádu zpracovaného na regulačním stupni tak, abych se kritickému proudění v dýze vyhnul. Není proto nutné provádět korekce výstupního úhlu α_1. Problematika kritičnosti proudění v mezilopatkovém kanále je detailně popsána v části 3.1.4 Teoretický rozbor kritického tlakového poměru pro parametry turbíny.

Je volen v rozsahu $\alpha_1 = 13 \div 18^o$
Volím: $\alpha_1 = 13^o$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostřiku

$$l_{0t} = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} = 0{,}614 \ cm$$

Kde: M [kg/s] je hmotnostní průtok páry

φ [-] je rychlostní součinitel pro dýzu
Je volen v rozsahu $\varphi = 0{,}95 \div 0{,}98 \ [-]$
Volím: $\varphi = 0{,}95 \ [-]$

Optimální délka rozváděcí hrany

$$l_{0t} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 2{,}02 \text{ cm}$$

Kde: α je součinitel zohledňující vliv parciálního ostřiku

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} = 2{,}578 \ [-]$$

$\frac{b}{a}$ [-] je konstanta = 0,0398
S_1 [-] je zohlednění parciálního ostřiku. Budu uvažovat parciální ostřik v celku tedy S_1=1 [-]

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} = 0{,}062\ [-]$$

u [m/s] je obvodová rychlost na středním průměru
n [1/min] jsou otáčky rotoru
$\frac{u}{c_{iz}}$ [-] je rychlostní poměr
$\frac{c}{a}$ [-] je experimentální konstanta $\frac{c}{a} = 0{,}1467\ [-]$

Zaokrouhlením hodnoty optimální délky lopatky l_{opt} na celé milimetry stanovím skutečnou délku lopatky l_o.

$$l_0 = 20\ mm$$

Redukovaná délka lopatky

Je taková délka lopatky, která nám zohledňuje plný parciální ostřik s ohledem k zachování účinnosti dosažené při použití skutečnou délkou lopatky l_0 s částečným parciálním ostřikem.

$$L_{red} = \frac{l_o}{1 + \left(\frac{l_o}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_o} = 1{,}08\ cm$$

3.1.7 Stanovení základních typů ztrát a účinností

Redukovaná obvodová účinnost

Je stanovena z diagramu funkční závislosti $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)$ pro příslušnou hodnotu L_{red} (obr. 10.1 viz příloha)

$$\eta_u = 0{,}69\ [-]$$

Parciální ostřik

Parciální ostřik ε je konstrukční uspořádání, při kterém je statorové lopatkování řešeno tak, aby se proud páry přiváděl na rotor pouze v určité části a nikoliv po celém obvodu. Tímto opatřením je docíleno prodloužení lopatek, které by jinak v důsledku malých objemových průtoků vycházely velmi krátké. Parciální ostřik se používá zejména u turbín s dýzovou regulací. Použití parciálního ostřiku však způsobuje zvýšení ztrát rozebraných v detailním návrhu regulačního stupně v části stanovení poměrných ztrát.

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_o} = 0{,}31\ [-]$$

Ztráta třením a ventilací

Absolutní ztráta:

$$Z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} = 1{,}676 \frac{kJ}{kg}$$

Kde: k [-] je součinitel náležící ztrátě třením a ventilací. Stanovení velikosti tohoto součinitele bylo provedeno z obr. 10.2 viz příloha.

M [kg/s] je hmotnostní průtok páry

v_1 [m^3/kg] je měrný objem páry v místě 1

Poměrná ztráta:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = 0{,}015\ [-]$$

Stanovení vnitřní účinnosti regulačního stupně

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0{,}68\ [-]$$

Stanovení vnitřního výkonu stupně

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 518{,}37\ kW$$

3.1.8 Stanovení koncového bodu expanze ve stupni

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = 3176\ \frac{kJ}{kg}$$

Parametry páry po expanzi v RS : p_2 = 2,084 Mpa

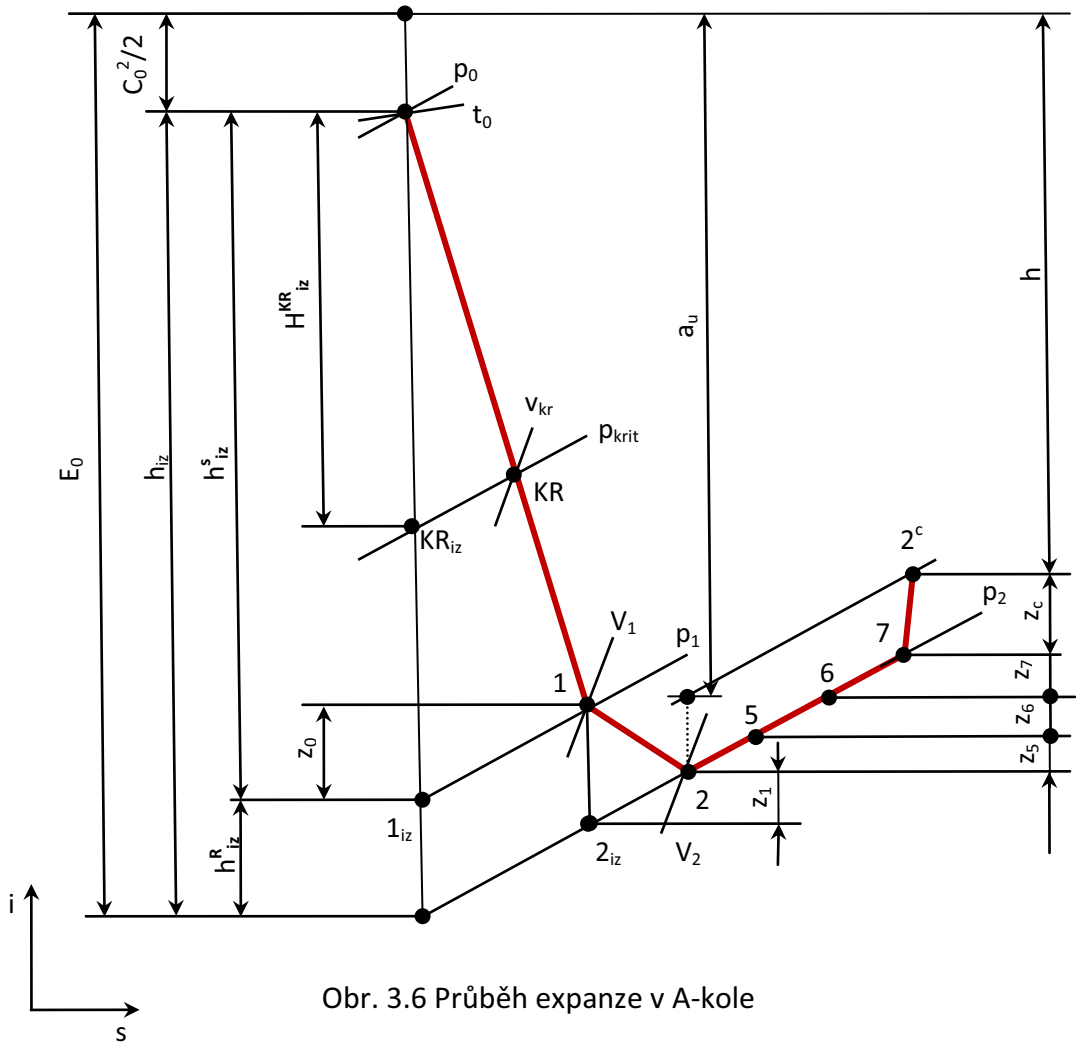
t_2 = 368 °C

v_2 = 0,137 m^3/kg

3.1.9 Tabulka 3.2 výstupních hodnot z předběžního návrhu A-kola

Název veličiny	označení	hodnota	jednotka
průměr lopatkování RS	D	0,45	m
optimální rychlostní poměr	u/c_{iz}	0,44	[-]
izoentropický spád na stupeň	h_{iz}	115,1	KJ/Kg
otáčky rotoru turbíny	n_t	150	n^{-1}
tlak páry za RS	p_2	2,084	MPa
kritický tlak	p_{krit}	1,693	MPa
dýza je nerozšířená	$p_2 \geq p_{krit}$	podmínka splněna	----------
délka rozváděcí lopatky	l_0	2,00	cm
parciální ostřik	ε	0,31	[-]
hmotnostní průtok páry	M	6,67	kg/s

3.2 Detailní výpočet regulačního stupně



Obr. 3.6 Průběh expanze v A-kole

3.2.1 Volba stupně reakce

Regulační stupeň provedení A-kola s částečným parciálním ostřikem je v podstatě stupeň s velmi krátkými lopatkami. Pro takové lopatkování se volí stupeň reakce v rozmezí $\rho = 0{,}03 - 0{,}06$. Stupeň reakce v A-kole má především vliv na kvalitu proudění páry v lopatkové mříži, a tím podstatně souvisí s účinností stupně. Stupeň reakce ze zmíněného rozsahu volím s ohledem na dosažení co nejvyšší účinnosti.

$$\rho = \frac{h^R_{iz}}{h_{iz}} = 0{,}05\ [-]\ \ volená\ hodnota\ z\ rozsahu\ 0{,}03 - 0{,}06$$

Kde: h^R_{iz} je izoentropický spád zpracovaný na rotoru RS $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

h_{iz} je celkový izoentropický spád zpracovaný na RS $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

3.2.2 Rozdělení tepelných spádů

$$h_{iz}^{S} = (1-\rho)\cdot h_{iz} = 109{,}4\ \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{iz}^{R} = \rho \cdot h_{iz} = 5{,}8\ \frac{kJ}{kg}$$

Kde: ρ je stupeň reakce [-]

Stanovení tlaku p_1 ve statorové mezeře

Ze znalosti zpracovaného tepelného spádu připadajícího na rotor- stator RS a z hodnoty statorových ztrát stanovíme velikost tlaku p_1 v mezeře mezi statorem a rotorem pomocí i-s diagramu a funkce pro výpočet parametrů páry (viz příloha Excel). Hodnotu tlaku p_1 je nutné zkontrolovat z hlediska dosažení kritického proudění. Je nutné, aby byla dodržena tlaková podmínka podzvukového proudění v nejužším místě dýzy $p_1 > p_{krit}$, na základě které můžu použít nerozšiřující se dýzu. Při podzvukovém proudění rovněž platí rovnost úhlu, pod kterým vystupuje pára z dýzy a úhlu profilu $\alpha_{1p} = \alpha_1$.

Hodnota entropie a entalpie za statorem při izoentropické expanzi

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^{S} = (i_0 - h_{iz} + h_{iz}^{R}) = 3143\ \frac{kJ}{kg}$$

$$s_{1iz} = s_o = 6{,}94\ \frac{kJ}{kg\cdot K}$$

Vypočtená a graficky zkontrolovaná hodnota tlaku p_1

$$p_1 = 2{,}127\ Mpa$$

Kontrola z hlediska dodržení požadavku podkritického proudění

$$p_{krit} = 0{,}546 \cdot p_0 = 1{,}693\ Mpa$$

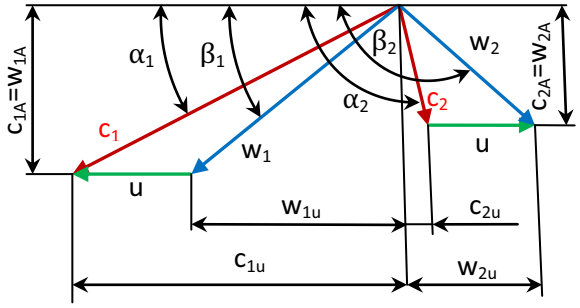
$$p_1 > p_{krit} \mapsto podmínka\ je\ splněna$$

3.2.3 Stanovení kinematických a geometrických parametrů v mříži

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{iz} = \sqrt{2\cdot(1-\rho)\cdot h_{iz} + c_0^2} = 470\ \frac{m}{s}$$

Rychlostní trojúhelník regulačního stupně



Obr. 3.7 Rychlostní trojúhelník regulačního

Volba rychlostních součinitelů φ; ψ

Těmito součiniteli roznásobím hodnoty relativní a absolutní rychlosti, které je dosaženo při izoentropickém, nebo-li bezeztrátovém proudění. Rychlostní součinitele zavádím z důvodu zpřesnění dosahovaných rychlostí v mříži. Tím zohledníme vliv nejvýznamnějších ztrát vznikajících při průchodu páry lopatkovou mříží regulačního stupně, což jsou především ztráty vířením, třením a rázem. Součinitel pro statorovou mříž se označuje jako φ a součinitel pro rotorovou mříž pak ψ.

Z obr. 10.5 , viz příloha, který vykresluje závislost rychlostních součinitelů φ; ψ na ohnutí proudu, byly odečteny hodnoty na základě interace. Odečet rychlostních součinitelů jsem provedl nejprve pro odhadnuté hodnoty vstupních a výstupních úhlů v mříži. Následně z důvodu zpřesnění výsledku byly dopočítány přesnější hodnoty vstupních a výstupních úhlů v lopatkové mříži a znovu odečteny hodnoty rychlostních součinitelů φ, ψ pro aktuálnější rozdíly úhlů $\Delta\beta, \Delta\alpha$. Tento interační proces jsem opakoval tak dlouho, dokud nebylo dosaženo minimální odchylky odečítaných rychlostních součinitelů ve dvou po sobě jdoucích krocích. Tím je zaručeno dosažení požadované přesnosti odečtu.

Rychlostní součinitele mají významný vliv na celkovou geometrii lopatek a významně také ovlivňují dosahované rychlosti, respektive dílčí složky rychlostí. Je tedy nutné, aby byly hodnoty odečteny s co možná nejvyšší přesností.

φ=0,97 [-] ⇨ rychlostní součinitel pro statorovou mříž

ψ=0,89 [-] ⇨ rychlostní součinitel pro rotorovou mříž

Hodnota výstupního úhlu z dýzy byla zvolena již v předběžném výpočtu RS a sice α_1 = 13°. Velikost úhlu je možné volit z rozsahu 13 - 18°. V důsledku malého objemového průtoku páry vychází malé délky lopatek $l_0 = 2\ cm$ při parciálním ostřiku $\varepsilon = 0{,}31\ [-]$. Z těchto důvodů jsem volil výstupní úhel z dýzy na dolní mezi voleného rozsahu, a sice 13°, dále pak z důvodu dosažení maximální hodnoty termodynamické účinnosti η_{tdi}.

Obvodová rychlost

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 212{,}1 \ \frac{m}{s}$$

3.2.4 Rychlosti páry ve vstupním trojúhelníku

Skutečná-absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 455{,}7 \ \frac{m}{s}$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot cos\alpha_1} = 253{,}7 \ \frac{m}{s}$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot cos\ \alpha_1 = 444{,}1 \ \frac{m}{s}$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 232 \ \frac{m}{s}$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot sin\ \alpha_1 = 102{,}5 \ \frac{m}{s}$$

$$\beta_1 = arccos\frac{w_{1u}}{w_1} = 23{,}8\ ^0$$

3.2.5 Rychlosti páry ve výstupním trojúhelníku

Teoretická výstupní relativní rychlost páry

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = 264{,}8 \ \frac{m}{s}$$

Skutečná relativní rychlost

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 235{,}6 \ \frac{m}{s}$$

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - 4] = 160{,}2^0$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot cos(180 - \beta_2)} = 80{,}5 \ \frac{m}{s}$$

Složky rychlosti do obvodového směru

$$w_{2u} = w_2 \cdot cos\,\beta_2 = -221{,}6\ \frac{m}{s}$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -9{,}6\ \frac{m}{s}$$

Složky rychlosti do axiálního směru

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot sin\,\beta_2 = 80\ \frac{m}{s}$$

$$\alpha_2 = arctg\frac{c_{2a}}{c_{2u}} = 96{,}8^0$$

3.2.6 Výpočet energetických ztrát v lopatkové mříži RS

Rozváděcí mříž

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = 6523\ \frac{J}{kg}$$

Oběžná lopatková řada

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = 7286\ \frac{J}{kg}$$

Ztráty výstupní rychlosti

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = 3243\ \frac{J}{kg}$$

3.2.7 Stanovení parametrů páry 1, 2

Stanovení parametrů páry v mezeře mezi statorem a rotorem bod 1 a za rotorem RS bod 2 Parametry páry dopočítám ze znalosti vypočteného tlaku p1 a hodnot ztrát dle obr. 3.6 popisující expanzi v A-kole.

Stanovení parametrů páry za statorem RS bod 1

$$p_1 = 2{,}127\ Mpa\ \ ;\ \ z_0 = 6523\,\frac{J}{kg}$$

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3155\ \frac{kJ}{kg}$$

$$v_1 = 0{,}132\ \frac{m^3}{kg}$$

Stanovení parametrů páry za rotorem RS bod 2

$$i_{2iz} = i_1 - h_{iz}^R = 3149\ \frac{kJ}{kg}$$

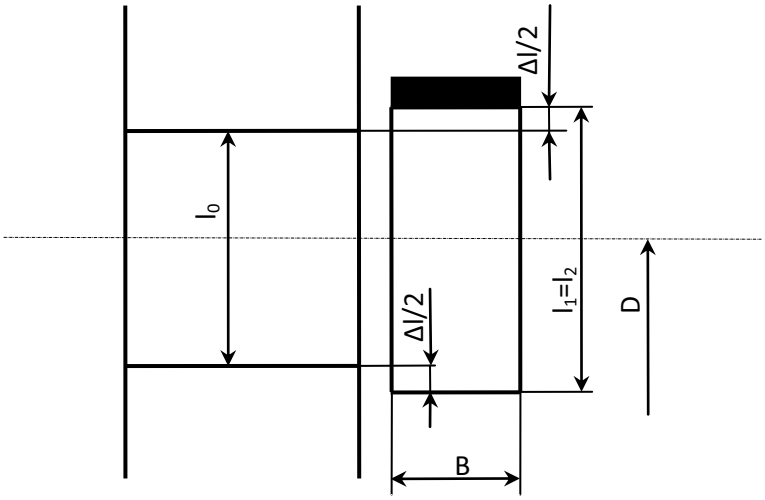
$$s_{2iz} = s_o = 6{,}94\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$p_2 = 2{,}170\ Mpa$$

$$i_2 = i_{2iz} + z_1 = 3156\ \frac{kJ}{kg}$$

$$v_2 = 0{,}130\ \frac{m^3}{kg}$$

3.2.8 Výpočet průtočného průřezu stupně



Obr. 3.8 Válcový průtočný kanál A kola

Na základě platnosti rovnice kontinuity se stanoví délka rozváděcí lopatky, nebo-li výška dýzy.

$$l_0 = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot sin\,\alpha_1} = 0{,}0198\ m$$

Jak je patrné z obrázku válcového uspořádání průtočného kanálu, platí $l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 0{,}0218\ m$, přesah lopatek volím $\Delta l = 2$ mm. Hodnota je volena z doporučeného rozsahu $1 \div 3\ mm$.

Z důvodu válcového uspořádání průtočného kanálu je dopočítán výstupní úhel z oběžných lopatek.

$$\beta_2 = 180 - arcsin \cdot \frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} = 157{,}2^0$$

3.2.9 Volba typu lopatkování

Lopatky jsou z tvarového hlediska roztříděny do mnoha skupin podle svých aerodynamických a pevnostních charakteristik. Pro modelové přiblížení a základní pochopení fyzikálních principů souvisejících s obtékáním profilu budu uvažovat přímou nezkroucenou lopatku. V řezu je patrné, že profil lopatky je tvořen vydutou a vypouklou částí. Pokud na takový profil aplikuji základní rovnice proudění, tedy rovnici kontinuit, Bernoulliho rovnici a fyzikální principy popisující proudění ideální nestlačitelné tekutiny, pak je možné si udělat představu o průběhu tlaků po profilu.

$$Q_V = S \cdot v \qquad p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_1^2 = p_i + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_i^2 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w_2^2$$

Kde: Bernoulliho rovnice

p_1; p_2 jsou tlaky v místě náběžné hrany 1 a v místě odtokové hrany 2 [Pa]

w_1; w_2 jsou hodnoty relativních rychlostí na vstupu a výstupu z lopatkové mříže $\left[\frac{m}{s}\right]$

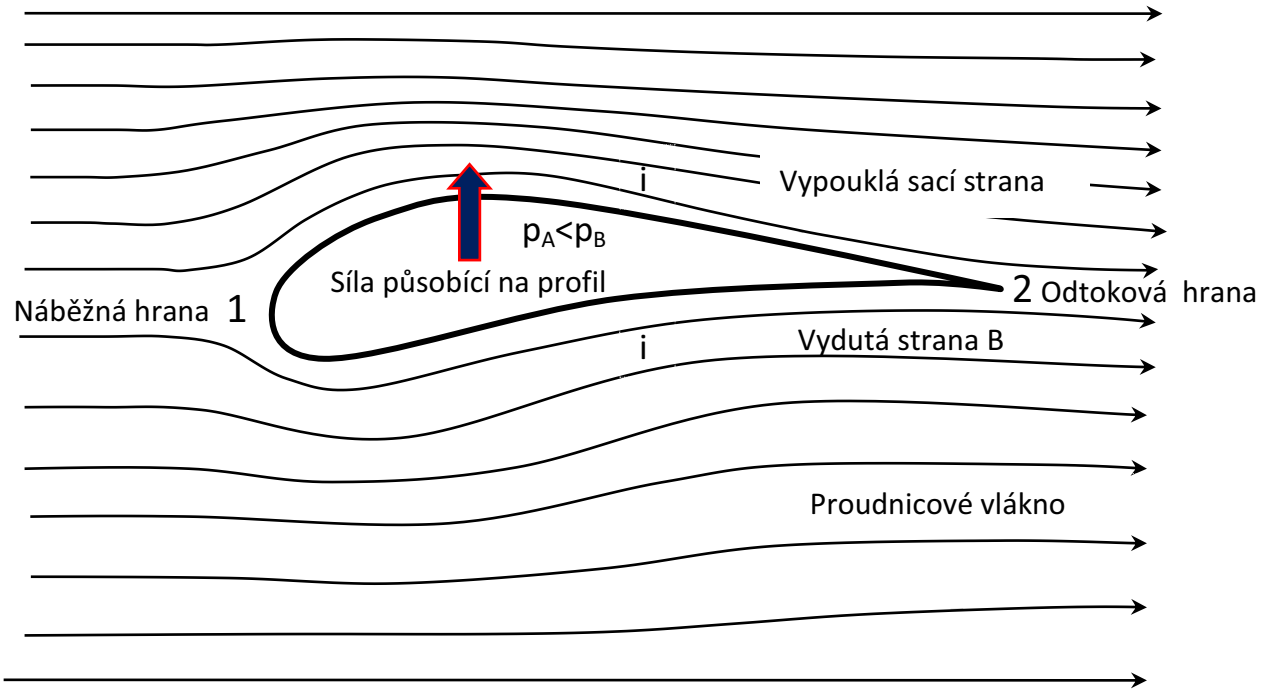
ρ je hustota proudícího média (páry) $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Rovnice kontinuity

Q_v je objemový průtok proudícího média (páry) $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

S je plocha průtočného průřezu $[m^2]$

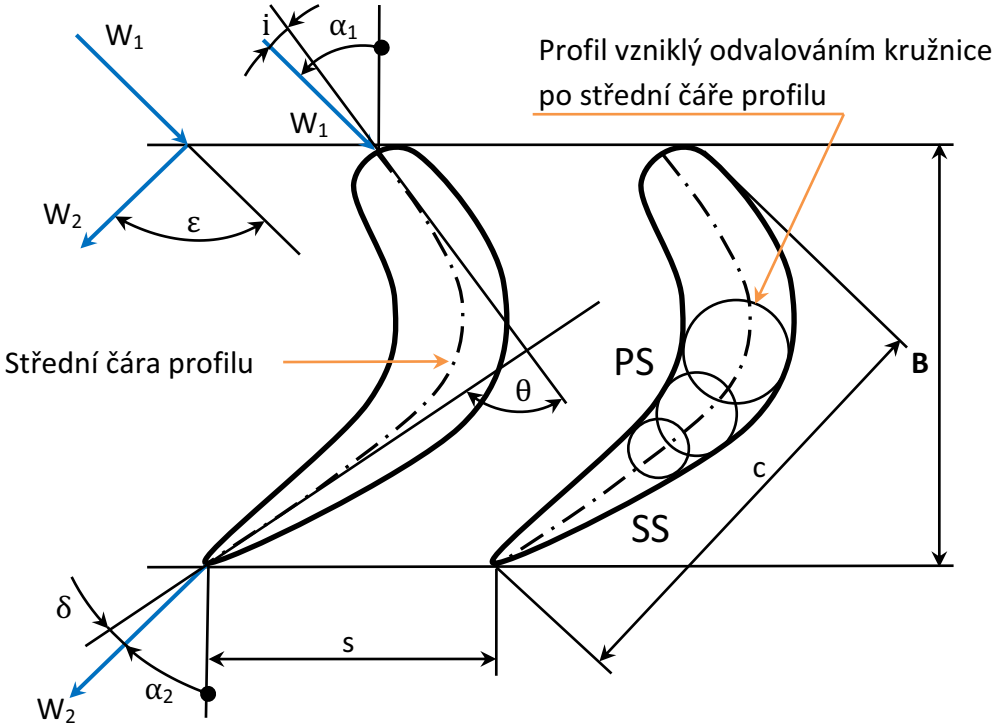
v je rychlost proudění $\left[\frac{m}{s}\right]$



Obr. 3.9 Průběh obtékání osamoceného profilu

Pára obtékající profil lopatky narazí na čelo břitu a rozdělí se na dva paralelní proudy. Proud obtékající lopatku po její vypouklé části musí urazit větší dráhu, a tudíž na této straně dochází k jeho urychlování, což dle platnosti rovnice kontinuity způsobí pokles tlaku. Na vypouklé straně

je tedy nižší tlak, než na straně vyduté, v důsledku čehož dochází k „nasávání“ lopatky od vypouklé strany, respektive vznikají vztlakové síly působící na profil. Podobný princip je u profilů leteckých křídel. Úhel náběhu, profil vypouklé části a další geometrické parametry je nutné volit tak, aby při obtékání nedocházelo k odtrhávání proudu od profilu lopatky, což by způsobilo nárůst profilových ztrát. Na vyduté straně se proud páry „opírá“ do lopatky, respektive se ohýbá po profilu, a tím předává svoji kinetickou energii na rotor turbíny. Tato transformace energie se děje prostřednictvím ohybového momentu, který se vytváří po profilu lopatky. Všechny tyto procesy jsou doprovázeny ztrátami a profil lopatek je nutné volit tak, abychom tyto ztráty maximálně eliminovali. Profilové ztráty mají značný vliv na celkovou účinnost lopatkových strojů.



Kde: i je úhel náběhu [°] ; δ je deviační úhel [°]; ε je úhel zakřivení proudu [°];
PS je přetlaková strana; SS je sací strana; c je délka tětivy profilu [mm];
s je lopatková rozteč [mm].

Obr. 3.10 Areodynamické a geometrické charakteristiky turbínové mříže

Poměrná rozteč $\frac{s}{c} = \frac{1}{\rho} \Rightarrow \rho = \frac{c}{s}$ je základní geometrický parametr lopatkování. Zjednodušeně lze říci, že nám vyjadřuje hustotu lopatkové mříže, čím menší je poměrná rozteč, tím je hustota mříže větší. Tento parametr je nutné volit tak, aby byla pára v mezilopatkovém kanále dobře vedena, což úzce souvisí s hustotou lopatkové mříže. Je-li hustota mříže vhodně volená, má to pozitivní vliv především na profilové ztráty, které pak budou nízké, jelikož v takové mříži nedochází k odtrhávání proudu od profilu lopatky a následnému vzniku turbulentního víření. Poměrná rozteč má rovněž značný vliv na rozložení tlaků po profilu, jelikož při velké poměrné rozteči, respektive řídké lopatkové mříži, je nutné volit větší deviační úhel, aby došlo k předání

kinetické energie proudící páry. V důsledku toho se prodlouží vzdálenost, kterou musí pára urazit při obtékání profilu po vypouklé straně. Pára se tedy bude muset pohybovat po této sací straně rychleji, čímž dle platnosti Bernoulliho rovnice dojde k poklesu tlaku. Lopatkové profily jsou pro každou firmu zabývající se výrobou parních turbín firemním tajemstvím. Profily lopatek se stanovují na základě složitých výpočtů a CAD simulací. Profil průřezu lopatky se dá vytvořit i jednoduše pomocí odvalování kružnice po střední čáře profilu, jak je tomu na obrázku 3.10.

Volba typu profilu pro stator

Z tabulky 10.1 rovnotlakých profilů pro stator (viz příloha) jsem na základě Machova čísla, výstupního a výstupního úhlu z mříže zvolil profil **TS-2A**. Tomuto profilu odpovídá optimální úhel nastavení γ v rozmezí $\gamma = 37 \div 41^0$ a optimální rozteč $\frac{s}{c}$ v rozsahu $\frac{s}{c} = 0{,}7 - 0{,}9$ [-] .

$$\textbf{Volím: } \frac{s}{c} = 0{,}7 \text{ [-]} ; \ \gamma = 37^0$$

Délka tětivy profilu c se volí z rozmezí $c = 27 \div 70\ mm$. V praxi by bylo nutné lopatku pro konkrétní délku tětivy zkontrolovat z hlediska pevnostního namáhání, aby byla zachována dostatečná pevnost lopatky a tuhost rozváděcího kola. Obecnou představu o tuhosti lopatky, respektive o napětí, které vzniká v průřezu lopatky v důsledku působení ohybových sil, mohu získat tak, že budu nahlížet na lopatku jako na prizmatický vetknutý nosník. Ohybové napětí se pak spočítá:

$$\sigma_{napětí} = \frac{F \cdot l_1}{2 \cdot W_{min}}$$

Kde: F je výsledná síla, která působí na profil lopatky a vyvolává ohybové napětí. Spočítá se jako výslednice složek obvodové síly F_u a axiální síly F_a dle vztahu $F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2}$

W_{min} je ohybový modul pro daný průřez lopatky

l_1 je délka výstupní hrany lopatky

$$\textbf{Volím: } c = 27\ mm$$

Šířka statorové lopatky

$$B = c \cdot cos\gamma = 22\ mm$$

Rozteč statorových lopatek

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) = 19\ mm$$

Počet statorových lopatek

$$z = \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot D}{s} = 23$$

Volba typu profilu pro rotor

Z tabulky 10.2 rovnotlakých profilů pro rotor (viz příloha) jsem na základě Machova čísla a výstupního úhlu z mříže zvolil profil **TR-2A**. Tomuto profilu odpovídá optimální úhel nastavení γ v rozmezí $\gamma = 73 - 79^0$ a optimální rozteč $\frac{s}{c}$ v rozsahu $\frac{s}{c} = 0{,}58 - 0{,}65$

$$\textbf{Volím: } \frac{s}{c} = 0{,}58\ [-]\ ;\ \gamma = 76^0$$

$$\textbf{Volím: } c = 30\ mm$$

Rozteč rotorových lopatek

$$s = c \cdot \left(\frac{S}{c}\right) = 17\ mm$$

Počet rotorových lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D}{s} = 81$$

Obvodová účinnost stupně na středním průměru lopatkování

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = 0{,}853$$

Kde: a_u [J/kg] je obvodová práce stupně; E_0 [J/kg] je využitelná energie na stupeň.

3.2.10 Vnitřní termodynamická účinnost stupně

Stanovení poměrných ztrát

a) Poměrná ztráta ventilací disku ξ_5: Ventilační ztráta vzniká v mezeře mezi statorem a rotorem v důsledku nárůstu obvodové složky rychlosti proudící páry z rychlosti nulové v místě výstupu ze statoru, až na rychlost shodnou s obvodovou rychlostí oběžných lopatek, které je dosaženo v místě styku s oběžnými lopatkami. Toto rychlostní vyrovnávání v proudící páře se pak děje jakoby po vrstvách, které se o sebe vzájemně třou, což je doprovázeno disipací energie.

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 = 0{,}0053\ [-]$$

kde: $k_{tř}$ je třecí součinitel v rozmezí $(0{,}45 \div 0{,}8) \cdot 10^{-3}\ [-]$

Volím: $k_{tř} = 0{,}65 \cdot 10^{-3}\ [-]$

S je průtočný průřez [m^2]

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = 0{,}002128\ m^2$$

b) Poměrná ztráta parciálním ostřikem ξ_6: je možné ji rozdělit na dvě hlavní složky.

1) Ztráta ventilací neostříknutých lopatek. Tuto ztrátu je možné omezit zakrytováním neostříknutých lopatek z důvodu minimalizace nežádoucího proudění.

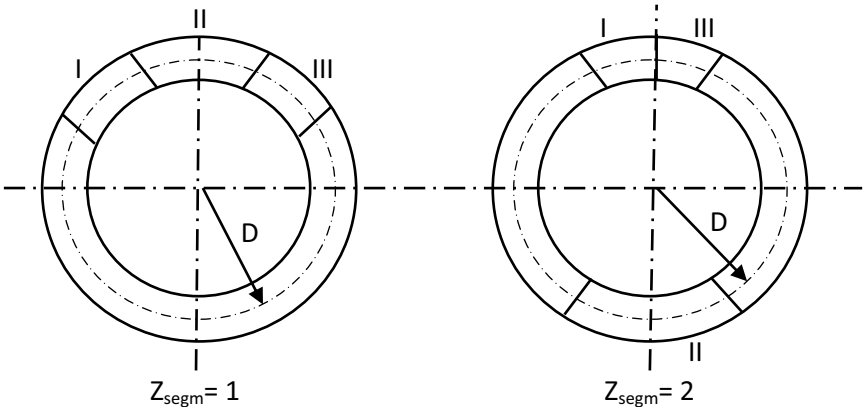
2) Ztráta na okrajích pásma ostřiku. Vzniká v okamžiku, kdy se lopatky oběžného kola dostávají do proudu páry. Mezilopatkový kanál rotoru je v oblasti mimo ostřik vyplněn skoro nepohyblivým pracovním mediem. Při vstupu do oblasti ostřiku pak dochází ke „kolizi“ tohoto stagnujícího média s rychle proudící parou, která přichází ze statorového lopatkování, což je doprovázeno vířením páry v mezilopatkovém kanále za vzniku ztrát.

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0{,}085\ [-]$$

$$\xi_{61} = \frac{0{,}065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 = 0{,}0562\ [-]$$

$$\xi_{62} = 0{,}25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} = 0{,}0289\ [-]$$

Kde: c je délka tětivy oběžných lopatek [m]
l_2 je délka výstupní hrany oběžné lopatky [m]
S je průtočný průřez [m^2]
z_{segm} je počet segmentů parciálního ostřiku po obvodu [-] (viz obr. 3.11)



Obr. 3.11 Konstrukční provedení segmentů parciálního ostřiku po obvodu

c) Poměrná ztráta radiální mezerou ξ_7: při konstrukci turbíny jako vysokootáčkového rotačního stroje je nutné pracovat s dostatečnými vůlemi, které jsou schopny pojmout délkovou dilataci v důsledku odstředivých sil a teplotní roztažnosti. Důležité je především zachování dostatečné vůle mezi oběžnými lopatkami a tělem turbínové skříně. Tato mezera se nazývá radiální vůle. Tyto konstrukční prvky však vytvářejí vnitřní netěsnosti, respektive cesty, po kterých může pára „prokličkovat“, a uniknout tak průchodu přes lopatkovou mříž. Důsledkem je, že nedojde

k předání energie na rotor turbíny, a tím dochází ke vzniku ztrát. Dalším významným konstrukčním prvkem z hlediska ztrát vnitřní netěsnosti je systém labyrintových ucpávek.

$$\xi_7 = 1{,}5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_š}{1-\rho}} = 0{,}042 \ [-]$$

kde: S je průtočný průřez [m^2]
ρ je stupeň reakce [-]
μ_1 je průtokový součinitel [-]

S_{1R} je průřez radiální mezery [m^2]
$S_{1R} = \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta = 0{,}000445 \ m^2$
δ je zvolená radiální mezera [m]

$\rho_š$ je stupeň reakce na špici lopatky

$$\rho_š = 1 - (1-\rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} = 0{,}09384$$

Výsledná termodynamická účinnost

$$\eta_{tdi} = \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0{,}72$$

Vnitřní výkon akčního stupně v provedení A-kolo

$$P_i = M \cdot h_{iz.} \cdot \eta_{tdi} = \ 553{,}05 \ kW$$

Koncový bod expanze ve stupni

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 3170{,}6 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$p_7 = p_2 = 2{,}17 \ Mpa$$

$$i_7 = i_2 + z_5 + z_6 + z_7 = 3171 \frac{kJ}{kg}$$

$$z_{567} = (\xi_5 + \xi_6 + \xi_7) \cdot E_0 = 15{,}39 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$v_7 = 0{,}131 \ \frac{m^3}{kg}$$

$$s_7 = 6{,}98 \ \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$t_7 = 367 \ {}^0C$$

Tab. 3.3 Parametry páry na výstupu z A-kola bod č. 7			
tlak	**p_7=p_2**	2,17	Mpa
entalpie	**i_7**	3171	kJ/kg
entropie	**s_7**	6,98	kJ/(kg K)
měrný objem	**v_7**	0,131	m^3/kg
teplota	**t_7**	367	°C

Tab. 3.3 Parametry páry na výstupu z regulačního stupně odpovídající bodu expanze č. 7 dle i-s diagramu popisující expanzi v A-kole - obr. 3.6

Pzn: označení bodu 7 na výstupu z RS odpovídá označení bodu 1 na vstupu do stupňové části.

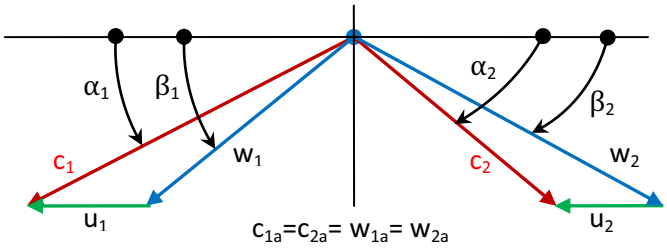
Tab. 3.4 Parametry páry pro první stupeň			
tlak	**p_1**	2,17	Mpa
entalpie	**i_1**	3171	kJ/kg
entropie	**s_1**	6,98	kJ/(kg K)
měrný objem	**v_1**	0,131	m^3/kg
teplota	**t_1**	367	°C

Tab. 3.4 Parametry páry na vstupu do stupňové části

4. Návrh stupňové části s přetlakovým lopatkovaním

Většina turbín vyráběných a projektovaných ve společnosti Ekol je konstruována jako přetlaková. Z těchto důvodů budu při návrhu stupňovité části uvažovat přetlakové lopatkování řešené výpočtovou metodou $\frac{C_a}{u}$. Pro aplikaci metody $\frac{C_a}{u}$ na výpočet stupňové části je nutné, aby byly splněny podmínky pro její použití:

a) nedochází ke změně hmotnostního průtoku páry
b) proudění se uvažuje na středním průměru
c) axiální rychlost je na vstupu a výstupu ze stupně stejná
d) uvažuje se čistě reakční stupeň $\rho = 0{,}5$, což předpokládá totožné profily lopatek statoru a rotoru se stejnými parametry v rychlostním trojúhelníku



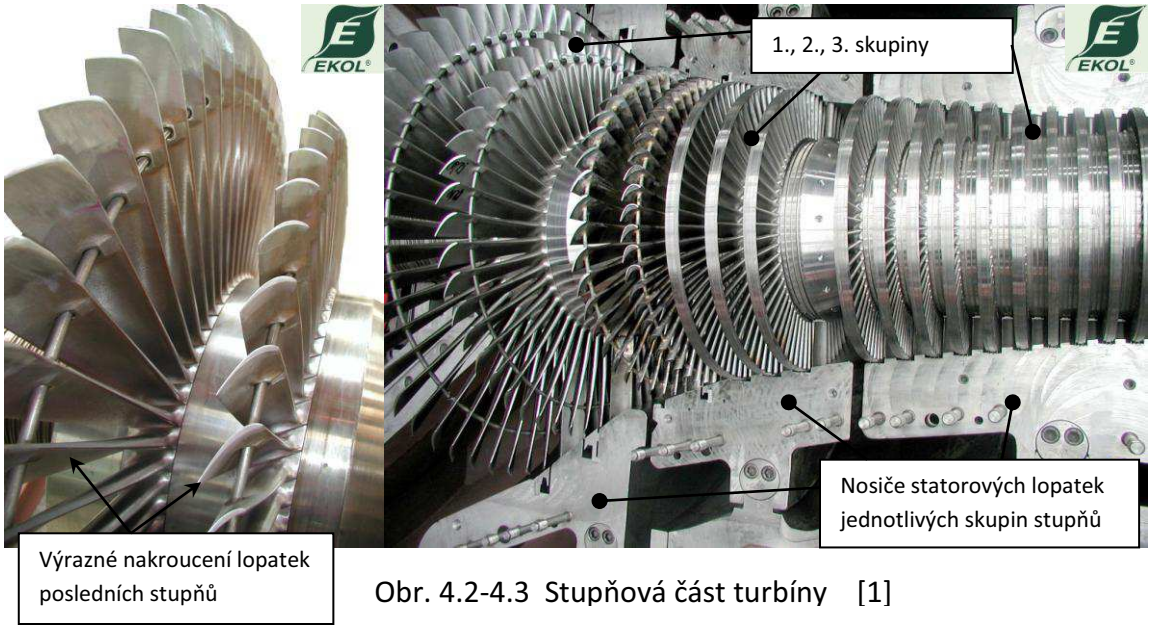
Obr. 4.1 Rychlostní trojúhelník přetlakového stupně ρ=0,5

Z hlediska konstrukce je u přetlakového, nebo-li reakčního, lopatkování použito stejného profilu rozváděcích i oběžných lopatek turbíny. Toto konstrukční uspořádání způsobí, že expanze probíhá jak ve statoru, tak v rotoru. Míra expanze, nebo-li velikost zpracovaného tepelného spádu ve statoru a rotoru je v podstatě určena stupněm reakce ρ. Pro reakční stupně se nejčastěji volí stupeň reakce $\rho = 0{,}5$, což nám zaručí, že zpracujeme stejně velký tepelný spad na rotoru i statoru. Tím je splněna podmínka „d)“ pro možnost aplikace výpočtové metody $\frac{C_a}{u}$.

Mezi největší výhody přetlakových turbín patří částečné zjednodušení konstrukce lopatkování v důsledku použití stejných profilů lopatek na statoru a rotoru turbíny. Dále se také přetlakové turbíny vyznačují vysokou účinností, ale za cenu většího počtu stupňů, jelikož není možné zpracovat tak velký tepelný spád na jednom stupni. Z tohoto důvodu je použit regulační stupeň v provedení A-kolo. Tím docílíme snížení počtu stupňů ve stupňové části, což vede ke zmenšení axiální délky turbíny.

Skutečná stupňová část turbíny je rozdělena trojím válcovitým odskočením průměru rotoru na tři samostatné skupiny stupňů o celkovém počtu 34 řad, jak je patrné na obrázku 4.3. V první a druhé skupině stupňů pak ještě dochází k pozvolnému rozevření průtočného kužele, a sice za 4. řadou první skupiny a 26. řadou druhé skupiny. Stupňová část je rozdělena celkem do 5 pomyslných celků a je opatřena jedním neregulovaným odběrem páry, který je řazen za třicátou řadou a odvádí dle potřeby část hmotnostního toku páry pro jiné využití. Maximální

hodnota odběru činí $M_{odběr} = 1{,}8\ \frac{kg}{s}$. Odběr páry však není konstantní. Doba chodu turbíny s hmotnostním průtokem páry bez odběru je mnohem větší, než doba, kdy je pára odebírána, Je proto výhodnější neprojektovat lopatkování stupňové části do plného objemového průtoku 24 t/h.



Obr. 4.2-4.3 Stupňová část turbíny [1]

Pro výpočet takto navržené stupňové části provedené výrobcem, bylo využito výpočtových metod, které uvažují lehce asymetrické rychlostní trojúhelníky. Rovněž od 27. řady je využito výrazně zkroucených profilů lopatek.

Jelikož pro výpočet stupňové části jsem neměl k dispozici firemní výpočtový software používaný pro přesný návrh parametrů stupňové části vycházel jsem z výpočtových postupů, které jsou popsané v literatuře PARNÍ TURBNY autora doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr. Výpočet je proveden analyticky s využitím programu Excel a programu X-Steam pro stanovení parametrů páry. Velké množství parametrů je rovněž odečítané z grafických závislostí uvedených ve zmíněné literatuře. Výpočet stupňové části byl nutný částečně aproximovat a samotnou stupňovou část jsem následně konstrukčně upravil dle vlastních vypočtených parametrů. Při mnou provedeném návrhu stupňové části jsem se snažil zachovat základní konstrukční koncepci stupňové části, tedy rozdělení do tří skupin stupňů, aby bylo možné porovnávat firemní výpočtová data udávající výkonové parametry a parametry páry na vstupu a výstupu z jednotlivých stupňů a současně aby bylo možné zachovat řešení se třemi statorovými nosiči lopatek a následně v maximální míře využít firemní výkresovou dokumentaci v části konstrukční koncepce.

Z důvodu splnění podmínek nutných pro aplikaci výpočtové metody $\frac{c_a}{u}$, kterou jsem provedl dle výše zmíněné literatury, bylo nutné počítat každý kužel samostatně a výpočet tedy provést třikrát. Vzorový výpočet předběžného a detailního návrhu stupňové části s ukázkou použitých výpočtových vztahů je pak proveden pro druhou skupinu stupňů.

Předběžné orientační stanovení výkonu a entalpického spádu připadající na stup. část

Účinnost expanze ve stupňové části se pohybuje v rozmezí η_{tdi}

$$\eta_{tdi} = 0{,}80 \div 0{,}88 \quad \boldsymbol{Volím}: \ \eta_{tdi} = 0{,}82$$

Výkon připadající na stupňovou část

$$P_{1-n} = P_{celková} - P_{RS} = 5500 - 553 = 4947\ kW$$

Stanovení skutečného entalpického spádu zpracovaného ve stupňové části

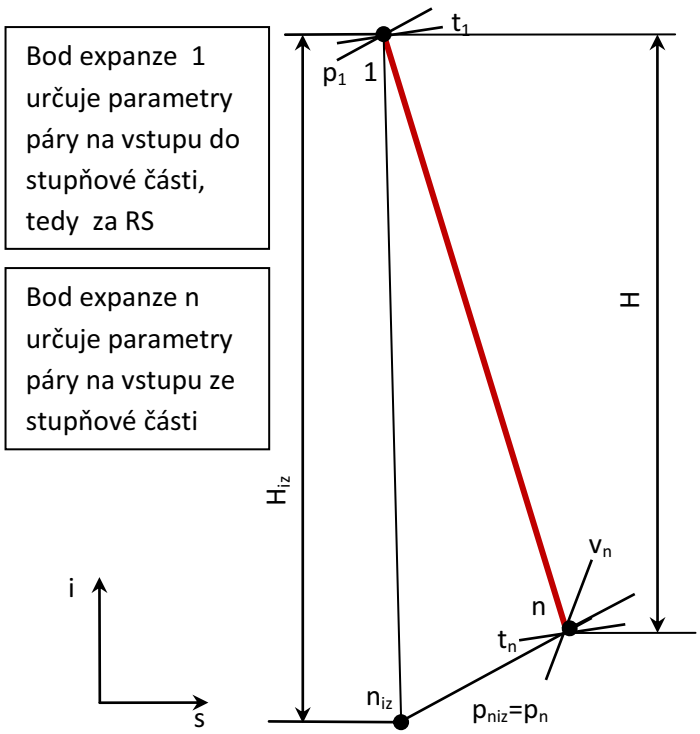
Ve výpočtu je nutné zohlednit vliv úniku páry přes systém labyrintových ucpávek. Velikost uniklé páry odhadnu $M_{ucpávkami} = 0{,}135\ \frac{kg}{s}$; o tuto hodnotu je nutné snížit hmotnostní průtok páry stupňovou částí. Pzn.: je zanedbán pokles výkonu na třetí skupině stupňů v důsledku odběru páry.

$$P_{1-n} = M \cdot H \Rightarrow H = \frac{P_{1-n}}{M} = 757\ \frac{kJ}{kg}$$

Stanovení celkového izoentropického spádu zpracovaného ve stupňové části

$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \Rightarrow H_{iz} = \frac{H}{\eta_{tdi}} = 923\ \frac{kJ}{kg}$$

Orientační znázornění tepelného spádu ve stupňové části



Obr. 4.4 Průběh expanze za RS ve stupňové části

4.1. Předběžný návrh skupiny stupňů metodou $\frac{c_a}{u}$; výpočet je proveden pro 2. skupinu

Výpočtová metoda $\frac{c_a}{u}$ využívá při výpočtu tzv. Parsonsovo číslo. To nám zásadním způsobem určuje počáteční konstrukční uspořádání z hlediska axiální délky turbíny, respektive počtu stupňů. Jedná se o bezrozměrný součinitel, který ve výpočtu stupňové části ovlivňuje zejména celkovou termodynamickou účinnost turbíny a cenu soustrojí právě prostřednictvím počtu stupňů, jak již je zmíněno výše. Velikost Parsonsovo čísla je možné stanovit na základě funkční závislosti $\eta = f(Pa)$, kterou lze odvodit empiricky pomocí měření. Parsonsovo číslo je také definované pro celou skupinu totožným výpočtovým vztahem.

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

Kde: u_j obvodová rychlost na středním průměru j-tého stupně
h_{izj} je izoentropický spád zpracovaný j-tým stupněm
z je počet stupňů

4.1.1.Stanovení parametrů páry potřebných pro návrh 2. skupiny stupňů

Tab. 4.1 Parametry páry před 2. skupinou stupňů			
tlak	p_1	3,43	Mpa
entalpie	i_1	2814	kJ/kg
entropie	s_1	7,14	kJ/(kg K)
měrný objem	v_1	0,591	m^3/kg
teplota	t_1	176	°C

Parametry páry na výstupu z 2. skupiny stupňů: Z podkladů výrobce je dán tlak za druhou skupinou stupňů $p_n = p_{niz} = 0{,}347\ Bar$. Ze znalosti tlaku dopočítám dle I-s parametry páry za druhou skupinou stupňů při izoentropické expanzi (označení níže). Následně jsem provedl předběžné stanovení parametrů páry, především pak hodnoty měrného objemu v_n při skutečné expanzi pro hodnotu účinnosti expanze ve stupňové části $\eta_{tdi} = 0{,}82$.

Ztrátové proudění pro odhadnutou $\eta_{tdi} = 0{,}82$

$t_n = 72\ ^0C$

$p_n = 0{,}347\ bar$

$i_n = 2490\ \frac{kJ}{kg}$

$v_n = 4{,}29\ \frac{m^3}{kg}$

$H = i_1 - i_n = 324{,}2\ \frac{kJ}{kg}$

Izoentropickém proudění

$s_1 = s_{niz} = 7{,}14\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$

$p_n = p_{niz} = 0{,}347\ bar$

$i_{niz} = 2431\ \frac{kJ}{kg}\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$v_{niz} = 4{,}17\ \frac{m^3}{kg}$

$H_{iz} = i_1 - i_{niz} = 383{,}4\ \frac{kJ}{kg}$

4.1.2. Volba středního Parsonsovo čísla Pa_s

Velikost středního Parsonsova čísla pro přetlakové lopatkování se pohybuje nejčastěji v rozmezí hodnot $Pa_s = 0{,}6 \div 0{,}85\ [-]$

Volím: $Pa_s = 0{,}68$

Při výpočtu je nutné uvažovat s poklesem Pa mezi prvním a posledním stupněm. Konstrukční řešení použité u turbíny vykazuje větší rozdíly ve velikosti Pa mezi prvními a posledními stupni. Výpočtové vztahy pro stanovení Pa_1 a Pa_n, které se vyskytují v dostupné literatuře, uvažuji rozdíl Pa_1 a Pa_n v rozmezí 5 až 10 %. Větší rozdíl Pa je pravděpodobně způsoben využitím jiných výpočetních metodik. Výrobce provedl výpočet přetlakového lopatkování metodou $\frac{c_a}{u}$ modifikovanou pro lehce nesymetrické trojúhelníky. Ve výpočtu rozměrových charakteristik jednotlivých stupňů budu tedy vycházet z výpočtových postupů uvedených v literatuře PARNÍ TURBÍNY.

4.1.3. Stanovení parametrů prvního stupně 2. SKUPINY

Parsonsovo číslo pro první stupeň Pa_1

$$Pa_1 = (0{,}9 \div 0{,}95) \cdot Pa_s$$

$$\boldsymbol{Volím}:\ Pa_1 = 0{,}9 \cdot Pa_s = 0{,}9 \cdot 0{,}68 = 0{,}61$$

Délka lopatky prvního stupně

V návaznosti na rozměry poslední lopatky 1. skupiny $l_n = 70\ mm$

$$\boldsymbol{Volím}:\ l_1 = 73\ mm$$

Výstupní úhel α_1 z první rozváděcí lopatky

Malou hodnotou výstupního úhlu z rozváděcí mříže lze docílit prodloužením lopatek prvních stupňů. Nevýhodou malého úhlu α_1 je, že na lopatky budou působit větší ohybové síly. V takovém případě je nutné provést pevnostní kontrolu. Nízká hodnota úhlu má však pozitivní vliv na ztrátu výstupní rychlosti.

$$\boldsymbol{Volím}:\ \alpha_1 = 11{,}5\ ^0$$

Grafický odečet hodnoty $\left(\frac{c_a}{u}\right)_1$ diagramu obr. 10.3 (viz příloha)

Velikost $\left(\frac{c_a}{u}\right)_1$ je odečtena pro hodnoty výrobcem stanovené velikosti výstupního úhlu ze statorové mříže α_1 a Parsonsova čísla. Diagram pro stanovení hodnoty $\left(\frac{c_a}{u}\right)_1$ dle dostupné literatury uvažuje s hodnotami α_1 v rozsahu $12 \div 40\ ^0$. Průběh α_1 pro hodnotu $\alpha_1 = 11{,}5^0$ v diagramu byl tedy odhadnut $\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = 0{,}250$.

Střední průměr lopatkování prvního stupně

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = 0,378\ m$$

Kde: M $\left[\frac{kg}{s}\right]$ je skutečný hmotnostní tok páry do stupňové části s uvažovanými ztrátami vlivem úniku přes ucpávky

n $[s^{-1}]$ jsou otáčky turbíny

v_1 $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$ je měrný objem páry

4.1.4. Stanovení parametrů n-tého stupně 2. SKUPINY

Parsonsovo číslo n-tého stupně Pa_n

Na základě konstrukční výpočetní metodiky používané výrobcem.

$$Pa_1 = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s$$

$\boldsymbol{Volím}$: $Pa_n = 0,94 \cdot Pa_s = 0,64$

Výstupní úhel poslední lopatky α_n

Je volen v rozsahu přípustných hodnot dle diagramu obr. 10.3 (viz příloha).

$\boldsymbol{Volím}$: $\alpha_n = 29^0$

Grafický odečet hodnoty $\left(\frac{c_a}{u}\right)_n$ diagramu obr. 10.3 (viz příloha)

Velikost je odečtena pro odhadnuté hodnoty výstupního úhlu z poslední lopatky a α_n a Parsonsova čísla Pa_n $\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = 0,65$

Délka lopatky posledního stupně l_n

Délku lopatky posledního stupně není možné v předběžním návrhu stupňové části početně zjistit. Existují však konstrukční omezení, jež je nutné respektovat a podle nichž se dá odhadnout rozmezí, ve kterém se musí délka lopatky posledního stupně pohybovat. Jedním z omezení je obvodová rychlost, která nesmí přesáhnout hodnotu 200 $\frac{m}{s}$ na vnitřním průměru rotoru, dále pak střední průměr lopatkování a další.

Pro zachování základní konstrukční koncepce průtočného kanálu volím poměr $\left(\frac{l}{D}\right)_n$ s ohledem na uvažovanou délku lopatky posledního stupně cca 144 mm.

Střední průměr lopatkování posledního stupně

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot n}} = 0{,}449\ m$$

Počet stupňů přetlakového lopatkování

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}}{u_s^2} = 6{,}9 = 7\ [-]$$

Kde: P_{as} [-] je střední zvolené Parsonsovo číslo

H_{iz} $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ je izoentropický spád připadající na stupňovou část turbíny

u_s $\left[\frac{m}{s}\right]$ je střední obvodová rychlost

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \cdot n = 194{,}8\ \frac{m}{s}$$

4.1.5. Účinnost stupňové části a stanovení vybraných typů ztrát

Poměrná ztráta radiální mezerou ξ_k

Velikost se stanoví jako střední hodnota mezi ztrátou radiální vůle prvního stupně ξ_{k1} a posledního stupně ξ_{kn} příslušné skupiny stupňů.

Stanovení radiální vůle*:* hodnota radiální vůle se zaokrouhlí na celé desetiny. Rozsah velikosti radiální vůle určuje výrobní a toleranci. Rozsah vůlí a jim příslušející výrobní tolerance jsou uvedeny v tabulce 4.2.

Tab. 4.2 Rozsah velikostí radiální vůle v lopatkování

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

První stupeň

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x = 0{,}61\ mm$$

Poslední stupeň

$$k_n = \frac{D_{vn}}{1000} + x = 0{,}72\ mm$$

Kde: D_v [mm] je vnější průměr lopatkování

x [mm] je výrobní tolerance určená velikosti rad. vůle dle tabulky 4.2

$$\xi_{k1} = \frac{0{,}3 + k_1}{l_1} \cdot 4{,}5 = 0{,}056\ [-]$$

$$\xi_{kn} = \frac{0{,}3 + k_n}{l_n} \cdot 4{,}5 = 0{,}032\ [-]$$

Kde : k [mm] je radiální vůle

l [mm] je délka lopatky

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = 0{,}044\ [-]$$

Poměrná ztráta rozvějířením ξ_v

Opět se stanoví jako střední hodnota mezi ztrátou rozvějířením prvního stupně ξ_{v1} a posledního stupně ξ_{vn} příslušné skupiny stupňů.

První stupeň

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = 0{,}037\ [-]$$

Poslední stupeň

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 = 0{,}103\ [-]$$

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = 0{,}070\ [-]$$

Ztráta vlhkostí páry ξ_x

Parametry páry na vstupu do 2. skupiny stupňů se pohybují v oblasti přehřáté páry. Ke kondenzaci v první skupině stupňů nedochází a pára má na vstupu do 2. skupiny 100 % suchost. Kondenzace nastane v průběhu expanze v druhé skupině. Výpočet je možné provést podle dvou různých výpočtových vztahů.

a) $\xi_x = \left(1 - \frac{1-x_n}{2}\right) \cdot \frac{H_x}{H_{iz}} = 0{,}0079\ [-]$ $b)\ \xi_x = \left(1 - \frac{x_0+x_2}{2}\right)$

Kde: x_n [-] je suchost páry na výstupu z lopatkování

$H_x \left[\frac{kJ}{kg}\right]$ je entalpický spád expanze probíhající v mokré páře

x_0; x_0 [-] je suchost páry před a za stupněm

Součinitel zpětného využití ztrát „Reheat factor“

Jeden ze základních fyzikálních zákonů, a sice zákon zachování energie, nám říká, že energie nemůže vznikat ani zanikat. V turbinářské praxi se běžně v souvislosti s energií používá slovo ztráta. Fyzikální fakt v podobě ZZE je však v přímém rozporu se slovem ztráta, jelikož energie se ztrácet nemůže. Vhodnější pojmenování je disipace energie. Disipace je v podstatě nevratná přeměna energií. Pod pojmem energetická ztráta při průchodu pracovní látky lopatkovou mříží je proto lepší si představovat disipaci kinetické energie proudící páry na energii tepelnou. Tento proces „dodává“ tepelnou energii a tím mírně zlepšuje parametry páry za stupněm. Při skutečném nebo-li ztrátovém proudění je v daném stupni, kde se generuje ztráta, vyšší teplota a tím i entalpie než v totožném stupni při izoentropické expanzi. Je možné částečné využití tepla vzniklého vlivem „ztrátového“ ohřevu v dalším stupni, na který pak v důsledku zvýšené entalpie připadá větší teplený spád než při izoentropické expanzi. Tento jev je nutné početně zahrnout do výpočtu vnitřní účinnosti stupňové části zejména u

vícestupňových turbín, kvůli čemuž se zavádí tzv. „Reheat facor“, nebo-li součinitel zpětného využití ztrát.

Stanovení součinitele zpětného využití ztrát se provede buď formou odhadu v mezích $f = (0{,}02 \div 0{,}08)$, nebo početně, přičemž existuje několik vztahů, které vznikly na základě měření praktických zkušeností a firemní zvyklosti. Proto existuje několik variant výpočtu pro „Reheat facor“:

a) dle výpočtového vztahu stanoveného jako poměr přírůstku spádu na stupni k celkovému izoentropickému spádu turbíny

$$f = \frac{\sum_{j=1}^{z} h_{izj} - H_{iz}^{sč}}{H_{iz}^{sč}} \ [-]$$

Kde: $\mathbf{h_{iz}}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ je izoentropický spád na jednotlivý stupeň; $\mathbf{H_{iz}^{sč}}$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$ je izoentropický spád na celou skupinu stupňů; **z** je počet stupňů.

b) dle empiricky odvozeného výpočtového vztahu

$$f = k \cdot \left(1 - \eta_{TDi}^{sč}\right) \cdot \frac{H_{iz}^{sč}}{419} \cdot \frac{z-1}{z} = 0{,}0172[-]$$

Kde: $\eta_{TDi}^{sč}$ je vnitřní termodynamická účinnost; k je experimentální konstanta

k = 0,2 pro expanzi v přehřáté páře

0,12 pro expanzi v oblasti syté páry

0,14 -0,18 pro expanzi z oblasti přehřáté páry do mokré páry

c) dle výpočtového vztahu používaného v PBS Brno

$$f = \frac{z-1}{z} \cdot \left(1 - \eta_i^{sč}\right) \cdot \frac{t_1 - t_{2iz}}{T_1 + T_2} = 0{,}0241 \ [-]$$

Kde: $\eta_i^{sč}$ je vnitřní termodynamická účinnost stupňové části

$$\eta_i^{sč} = \frac{H_i^{sč}}{H_{iz}^{sč}} = 0{,}846$$

t_1 [^{0}C]; T_1 [K] je teplota na vstupu do stupňové části

t_{2iz} [^{0}C] je teplota na konci izoentropické expanze ve stupňové části

T_2 [K] je skutečná teplota na konci expanze ve stupňové části

Výpočet součinitele zpětného využití ztrát jsem provedl podle empiricky stanoveného výpočtového vztahu b) i podle vztahu c) odvozeného v PBS Brno. Rozdíl ve výsledcích je v řádu sedmi tisícin. Lze tedy konstatovat, že oba vztahy generují výsledky s totožnou přesností. Ve výpočtu budu dále používat hodnotu stanovenou podle výpočtového vztahu odvozeného v PBS Brno tedy f = 0,0241.

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztrát výstupní rychlosti

Dle diagramu obr. 10.4 (viz příloha) vykreslující funkční závislost $\eta_\infty = f(Pa)$ odpovídá střední hodnotě Parsonsova čísla obvodová účinnost $\eta_\infty = 0{,}92$.

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 0{,}827$$

Ztráta výstupní rychlosti

Pro stanovení velikosti rychlostních ztrát je nutné nejprve stanovit vlastní hodnotu výstupních rychlostí c_2.

Hodnotu měrného objemu na konci expanze za 2. skupinou stupňů jsem předběžně stanovil při výpočtu středního průměru lopatkování posledního stupně D_n, a to sice pro odhadnutou účinnost expanze $\eta_{tdi} = 0{,}82$. Hodnotu termodynamické účinnosti expanze jsem však mohl odhadnout s velkou přesností na základě dat o výstupních parametrech páry za jednotlivými stupni, které mi poskytl k dispozici výrobce. Při výpočtu velikosti výstupní rychlosti však z důvodu dosažení co nejvyšší přesnosti použiji měrný objem připadající na vypočítanou hodnotu vnitřní účinnosti expanze v 2. skupině stupňů.

Parametry páry na výstupu z 2. skupiny stupňů pro vypočítanou účinnost expanze

$$i_n = i_1 - H_{iz} \cdot \eta_i = 2497 \ \frac{kJ}{kg} \qquad v_n = 4{,}301 \ \frac{m^3}{kg}$$

$$p_n = 0{,}35 \ bar \qquad t_n = 72 \ ^0C$$

Dosahované rychlosti na výstupu z 2. skupiny stupňů

Axiální výstupní rychlost z

$$c_{An} = \frac{M \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = 138 \ \frac{m}{s}$$

Absolutní výstupní rychlost páry

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{\left[cotg\alpha_{1n} - \left(\frac{u}{c_a}\right)_n\right]^2 + 1} = 210{,}7 \ \frac{m}{s}$$

Ztráta výstupní rychlosti

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = 22195 \ \frac{J}{kg}$$

Skutečný entalpický spád připadající na 2. skupinu stupňů

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_i - z_c = 295 \ \frac{kJ}{kg}$$

Vnitřní termodynamická účinnost 2. skupiny stupňů s uvažováním ztrát výstupní rychlosti

$$\eta_{tdi} = \frac{H_i}{H_{iz}} = 0{,}77$$

Vnitřní výkon 1. skupiny stupňů

$$P_i = H_i \cdot M = 1926 \ kW$$

Analogickým způsobem je proveden výpočet 1. a 3. skupiny. Výsledky jsou následně uspořádány v tabulce uvedené níže. Výstupní veličiny z předběžného návrhu, které pak slouží pro detailní výpočet stupňovité části, jsou v tabulce vyznačeny modrou kurzivou. Hmotnostní průtok a otáčky jsou pro všechny skupiny stupňů stejné.

Tab. 4.3 Vypočítané hodnoty z předběžného návrhu stupňové části				
Skupina stupňů		1.	2.	3.
Zpracovaný izoentropický spád	$H_{iz}\ \left[\frac{kJ}{kg}\right]$	428,5	383,4	102,4
Skutečný entalpický spád	$H\ \left[\frac{kJ}{kg}\right]$	351,5	324,2	82,2
Středního Parsonsovo číslo	$Pa_s\ [-]$	0,535	0,680	0,89
Parsonsovo číslo prvního stupně	$Pa_1\ [-]$	0,48	0,61	0,79
Délka lopatky prvního stupně	$l_1\ [mm]$	*25*	*73*	*145*
Výstupní úhel první lopatky	$\alpha_1\ [^0]$	*10*	*11,5*	*29*
Poměrná veličina pro první stupeň	$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1\ [-]$	0,250	0,250	0,580
Střední průměr lopatkování prvního stupně	$D_1[mm]$	*304*	*378*	*475*
Parsonsovo číslo posledního stupně	$Pa_n\ [-]$	0,51	0,64	0,98
Výstupní úhel poslední lopatky	$\alpha_n\ [^0]$	12,5	29	39
Poměrná veličina pro poslední stupeň	$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n\ [-]$	0,305	0,650	0,750
Střední průměr lopatkování posledního stupně	$D_n[mm]$	*350*	*449*	*513*
Počet stupňů přetlakového lopatkování	$z\ [-]$	*10*	*7*	*2*
Poměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_k[-]$	0,09	0,044	0,03
Poměrná ztráta rozvějřením	$\xi_v[-]$	0,023	0,070	0,110
Poměrná ztráta vlhkostí páry	$\xi_x[-]$	0	0,0079	0,0407
Součinitel zpětného využití ztrát „Reheat factor“	$f\ [-]$	0,0329	0,0241	0,0024
Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování	$\eta_i[-]$	0,834	0,827	0,78
Axiální výstupní rychlost	$c_{An}\ \left[\frac{m}{s}\right]$	50	138	181,6
Absolutní výstupní rychlost páry	$c_{2n}\ \left[\frac{m}{s}\right]$	216,3	210,7	201,8
Ztráta výstupní rychlostí	$z_c\ \left[\frac{kJ}{kg}\right]$	23,4	22,2	20,4
Skutečný entalpický spád	$H_i\ \left[\frac{kJ}{kg}\right]$	333,8	294,9	59,5
Vnitřní termodynamická účinnost uvažováním ztrát výstupní rychlostí	$\eta_{tdi}[-]$	0,78	0,77	0,68
Vnitřní výkon	$P_i\ [kW]$	2181	1926	389

4.2. Detailní návrh 2. skupiny stupňů metodou $\frac{c_a}{u}$

4.2.1. Určení délky lopatek v jednotlivých řadách v druhé skupině

Délky lopatek je možno stanovit pomocí odměření anebo početně odvozením funkční závislosti, kterou definuji pomocí obecné rovnice přímky *O* a vektorového počtu. Taková funkce bude popisovat průběh rozevírání průtočného kanálu a pomocí ní následně stanovím přesně délky lopatek v jednotlivých řadách. Pro stanovení takové funkce je nutné znát délky první a poslední lopatky na výstupní hraně, axiální délku průtočného kužele a rozteče mezi jednotlivými řadami. Tyto parametry byly stanoveny v předběžném návrhu stupňové části.

Postup výpočtu O: $ax + by + c = 0$, jedná se o obecnou rovnici přímky, kterou je možno řešit pomocí vektorového počtu. Z předběžného návrhu parametrů pro první skupinu stupňů jsou známy délky první a poslední lopatky vzhledem k výstupní hraně, a sice $l_1 = 73\ mm;\ l_n = 144\ mm$. Pro výpočet rovnice přímky *O* jsem definoval dvourozměrný souřadný systém $x; y$, kde osa *x* představuje spodní hranu lopatky, která je uchycena v rotoru turbíny, a vzdálenost po ose x pak udává rozteče mezi jednotlivými řadami. Hodnoty vynesené na ose *y* pak budou představovat výšku lopatky. Z parametrů vypočítaných v předběžném návrhu jsem dále stanovil celkovou axiální délku první skupiny stupňů, a sice 317, mm a počet stupňů z = 7, respektive počet řad 14. Na základě těchto parametrů je možné definovat souřadnice bodů *A; B,* respektive vrcholů výstupní hrany první a poslední lopatky. Poloha bodů je pak jednoznačně určena z výše definovaného souřadnicového systém $x; y$.

$$A = [0; 73]\ \ B = [332; 144]\ \Rightarrow\ \overrightarrow{ab} = B - A = \left(B_x - A_X; B_y - A_y\right) = (332\ ;\ 71)$$

Parametry *a; b* v obecné rovnici přímky reprezentují složky vektoru normály k vektoru $\overrightarrow{ab}$, respektive vektor kolmý na vektor $\overrightarrow{ab}$. Tento vektor normály stanovím pomocí skalárního součinu, který musí být roven nule.

$$\vec{n} \llcorner \overrightarrow{ab} \Rightarrow \vec{n} = \left(n_x; n_y\right) \qquad n_x \cdot ab_x + n_y \cdot ab_y = 0$$

$$n_x \cdot ab_x + n_y \cdot ab_y = 0$$

$$n_x \cdot 332 + n_y \cdot 71 = -71 \cdot 332 + 317 \cdot 71 = 0$$

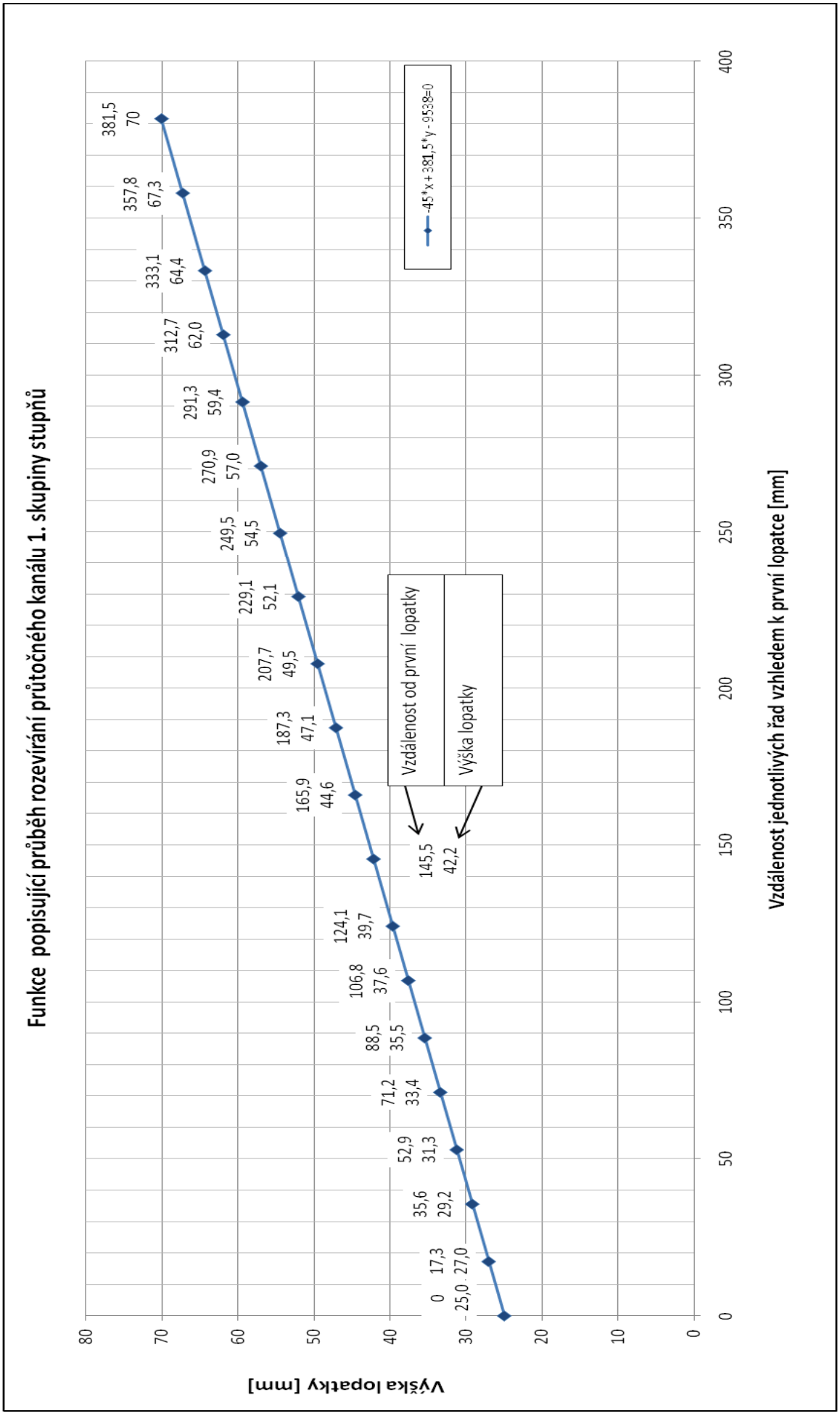
$$\vec{n} = (-71\ ; 332)$$

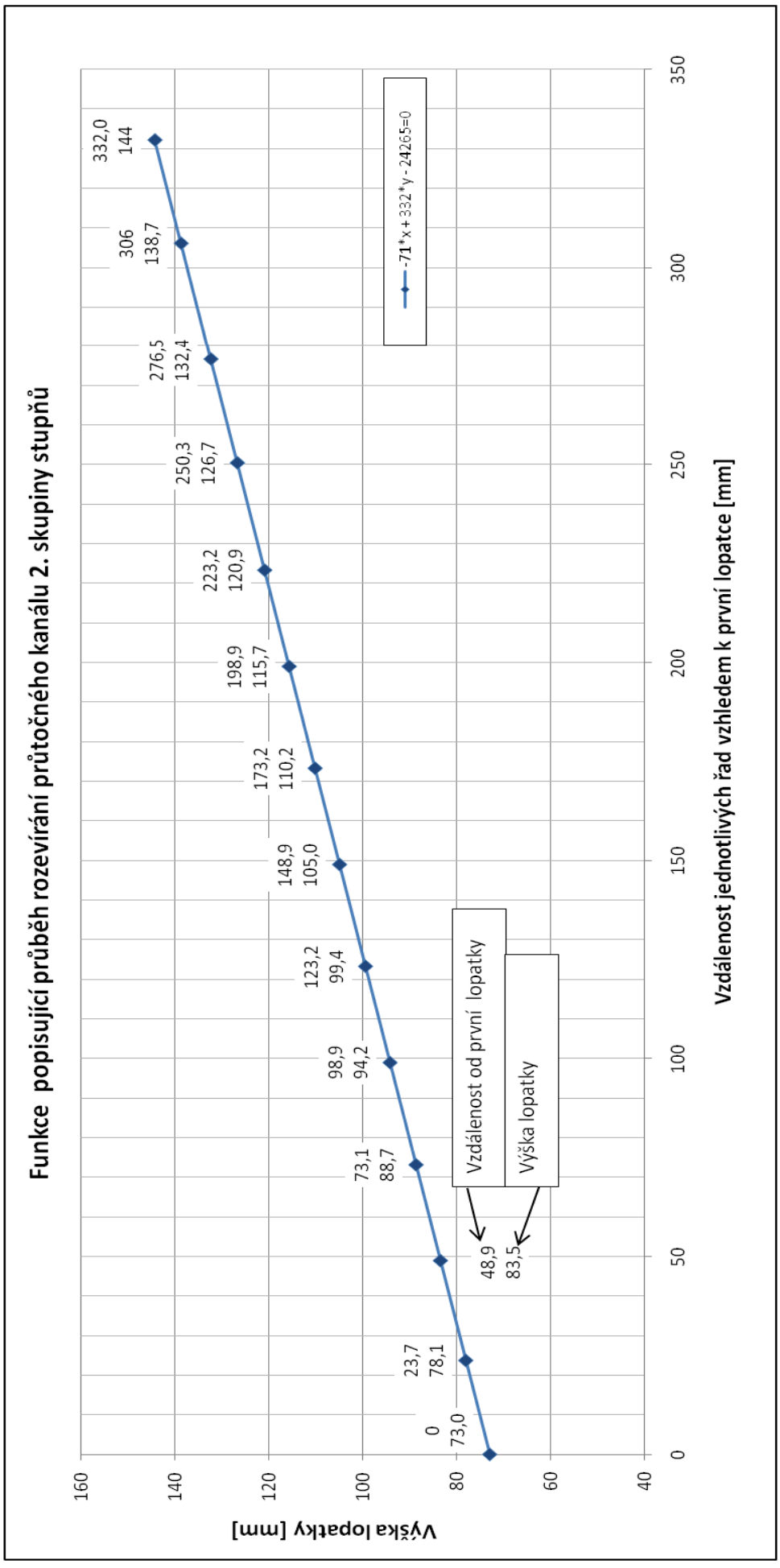
Po dosazení složek normály do obecné rovnice přímky je jedinou neznámou parametr *c,* který je možné vyjádřit dosazením bodu, jenž náleží přímce. Zde je možné využít bod A anebo bod B. Dosadím bod na výstupní hraně první lopatky $A = [0; 73]$

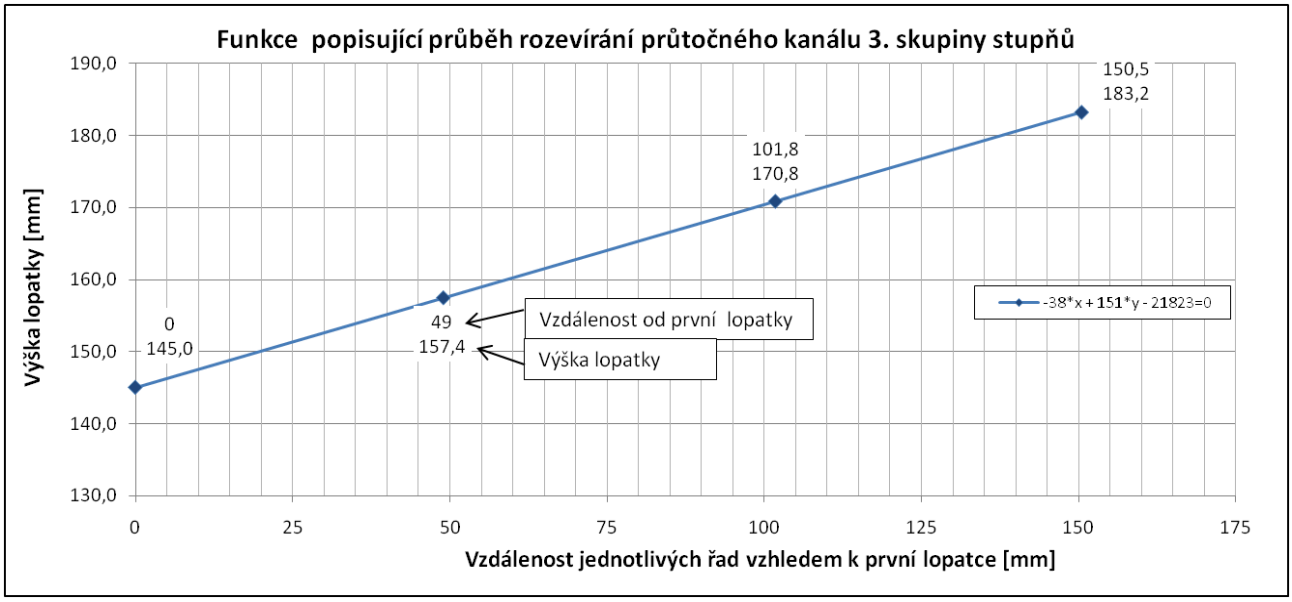
$$O:\ -71x + 332y + c = 0\ \Rightarrow\ -71 \cdot 0 + 332 \cdot 73 + c = 0$$

$$c = -24265$$

Obecná rovnice lineární přímky, respektive funkce $f(x; y)$ popisující průběh rozevírání průtočného kanálu první skupiny stupňů, má tvar $-71x + 332y\ - 24265\ = 0$


Funkce popisující průběh rozevírání průtočného kanálu 1. skupiny stupňů
Výška lopatky [mm]
Vzdálenost jednotlivých řad vzhledem k první lopatce [mm]
y = 45*x + 381,5*y - 9538=0
Vzdálenost od první lopatky
Výška lopatky
381,5 70
357,8 67,3
333,1 64,4
312,7 62,0
291,3 59,4
270,9 57,0
249,5 54,5
229,1 52,1
207,7 49,5
187,3 47,1
165,9 44,6
145,5 42,2
124,1 39,7
106,8 37,6
88,5 35,5
71,2 33,4
52,9 31,3
35,6 29,2
17,3 27,0
0 25,0
0 10 20 30 40 50 60 70 80
0 50 100 150 200 250 300 350 400


Funkce popisující průběh rozevírání průtočného kanálu 2. skupiny stupňů
Vzdálenost jednotlivých řad vzhledem k první lopatce [mm]
Výška lopatky [mm]
-71*x+332*y-24265=0
Vzdálenost od první lopatky
Výška lopatky
332,0
144
306
138,7
276,5
132,4
250,3
126,7
223,2
120,9
198,9
115,7
173,2
110,2
148,9
105,0
123,2
99,4
98,9
94,2
73,1
88,7
48,9
83,5
23,7
78,1
0
73,0
0
50
100
150
200
250
300
350
160
140
120
100
80
60
40



Tab. 4.4 Délky lopatek v 1., 2. , 3. skupině stupňů

Řada	Délka [mm]	Řada	Délka [mm]	Řada	Délka [mm]	Řada	Délka [mm]
1.	25,0	**11.**	47,1	**21.**	73,0	**31.**	126,7
2.	27,0	**12.**	49,5	**22.**	78,1	**32.**	132,4
3.	29,0	**13.**	52,1	**23.**	83,5	**33.**	138,7
4.	31,3	**14.**	54,5	**24.**	88,7	**34.**	144,0
5.	33,4	**15.**	57,0	**25.**	94,2	**35.**	145,0
6.	35,5	**16.**	59,4	**26.**	99,4	**36.**	157,4
7.	37,6	**17.**	62,0	**27.**	105,0	**37.**	170,8
8.	39,7	**18.**	64,4	**28.**	110,2	**38.**	183,2
9.	42,2	**19.**	67,3	**29.**	115,7	----------	
10.	44,6	**20.**	70	**30.**	120,9		

Délky lopatek v jednotlivých řadách byly stanoveny výpočtem dle odvozených funkčních závislostí. Přičemž řady 1 -20 připadají do první skupiny stupňů, řady 21-34 do druhé skupiny stupňů a poslední třetí skupina je tvořena řadami 35-38. Rozdělení do jednotlivých skupin je patrné z grafických závislostí.

4.2.2. Definice vztažných rovin

Pro detailní výpočet je nutné definovat tzv. vztažnou rovinu, vůči které se následně budou vztahovat vypočtené parametry. Taková rovina je vždy mezi statorem a rotorem ve středu axiální mezery. Vztažná rovina ponese označení "z". Všechny rozměrové a termodynamické veličiny popisující parametry v příslušné vztažné rovině budou označeny indexem z.

V jednotlivých vztažných rovinách jsou vypočítány délky lopatky L_z a střední průměr D_z pomocí výše odvozených funkčních závislostí $f(x;y)$, které popisují průběhy rozevírání průtočných kanálů první, druhé a třetí skupiny stupňů. Do zmíněných funkcí $f(x;y)$ dosazuji axiální vzdálenosti, které určují polohu jednotlivých vztažných rovin vůči první statorové lopatce příslušné skupiny.

4.2.3. Stanovení tepelných spádů

Pro detailní výpočet je nutné znát orientační velikosti tepelných spádů, které připadají na jednotlivé stupně. Přibližnou představu o velikosti zpracovávaného spádu na jednotlivých stupních je možné získat, pokud celkový tepelný spád připadající na příslušnou skupinu stupňů podělím počtem stupňů. Výpočet je proveden od posledního stupně; odhadl jsem spád připadající na poslední stupeň h_{iz} a pro hodnotu $\frac{h_{iz}}{2}$, následně jsem provedl stanovení parametrů páry ve vztažné rovině p_z; v_z . Tím uvažuji skutečnost, že tepelný spád je na všech stupních rovnoměrně rozdělen mezi stator a rotor v poměru $\frac{h_{iz}}{2}$. Vypočtené parametry páry pak vstupují do dalších vztahů nutných pro výpočet tepelného spádu $(h_{iz})_{vyp}$.

Pokud rozdíl mezi vypočtenou $(h_{iz})_{vyp}$ a odhadnutou hodnotou spádů h_{iz} bude do 5 $\frac{kJ}{kg}$, výpočet je možný považovat za dostatečně přesný. Jelikož je výpočet prováděn v programu Excel, postupoval jsem při výpočtu formou interace, kdy na základně vypočítané hodnoty spádu provedu zpřesnění odhadnutého spádu h_{iz}. Tento cyklický výpočet byl proveden opakovaně s cílem dosáhnout minimální výpočtové odchylky. Velikost teplných spádů na jednotlivých stupních jsem se snažil optimalizovat zejména pomocí velikosti výstupního úhlu α_1 při zachování ostatních parametrů, zejména pak těch geometrických, které jsou do jisté míry již dány konstrukční koncepcí výrobce. V důsledku toho jsou možnosti pro úpravy velikosti středního průměru nebo délek lopatek omezené.

4.2.4. Ukázka výpočtu pro 7. stupeň 2. skupiny stupňů

Tepelný spád připadající na poslední stupeň

Po několikanásobné interaci: $h_{iz}^{7} = 61{,}5\ \frac{kJ}{kg}$

Parametry páry ve vztažné rovině pro $\frac{h_{iz}}{2}$

$v_z = 3{,}4603\ \frac{m^3}{kg}$; $p_z = 0{,}43\ bar$

Axiální průtočná plocha ve vztažné rovině

$S_a = \pi \cdot D_z \cdot l_z = 0{,}1948\ m^2$

Obvodová rychlost na středním průměru ve vztažné rovině

$u = \pi \cdot D_z \cdot n = 209{,}5\ \frac{m}{s}$

Axiální rychlost ve vztažné rovině

$$c_a = \frac{M \cdot v_z}{c_a} = 116\ \frac{m}{s}$$

Poměrná veličina $\frac{c_a}{u}$

$$\frac{c_a}{u} = 0{,}554$$

Výpočet Parsonsova čísla

Výpočet je proveden pro zvolenou velikost výstupního úhlu $\alpha_1 = 26{,}5^0$

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{sin^2\alpha_1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{tg\alpha_1} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} = 0{,}711$$

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \quad pro\ \varphi = 0{,}945\ lze\ uvažovt\ \lambda = 0{,}12$$

Skutečný zpracovaný spád

$$(h_{iz})_{vyp} = \frac{u^2}{1000 \cdot Pa} = 61{,}72\,\frac{kJ}{kg}$$

Rozdíl mezi odhadnutým a skutečně zpracovaným spádem

$$\left|h_{iz}^7 - (h_{iz}^7)_{vyp}\right| = 0{,}22\,\frac{kJ}{kg} \Rightarrow 0{,}13\ \%$$

Je splněna podmínka přesnosti, lze pokračovat ve výpočtu stupně 6.

Kontrola přesnosti výpočtu 2. skupiny stupňů

Kontrola je provedena srovnáním entalpických spádů.

$$\sum h_{iz} = (1 + f) \cdot H_{iz} = 392{,}7\ \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{iz} = \sum h_{iz} - \sum (h_{iz})_{vyp} = 0{,}3\ \frac{kJ}{kg}$$

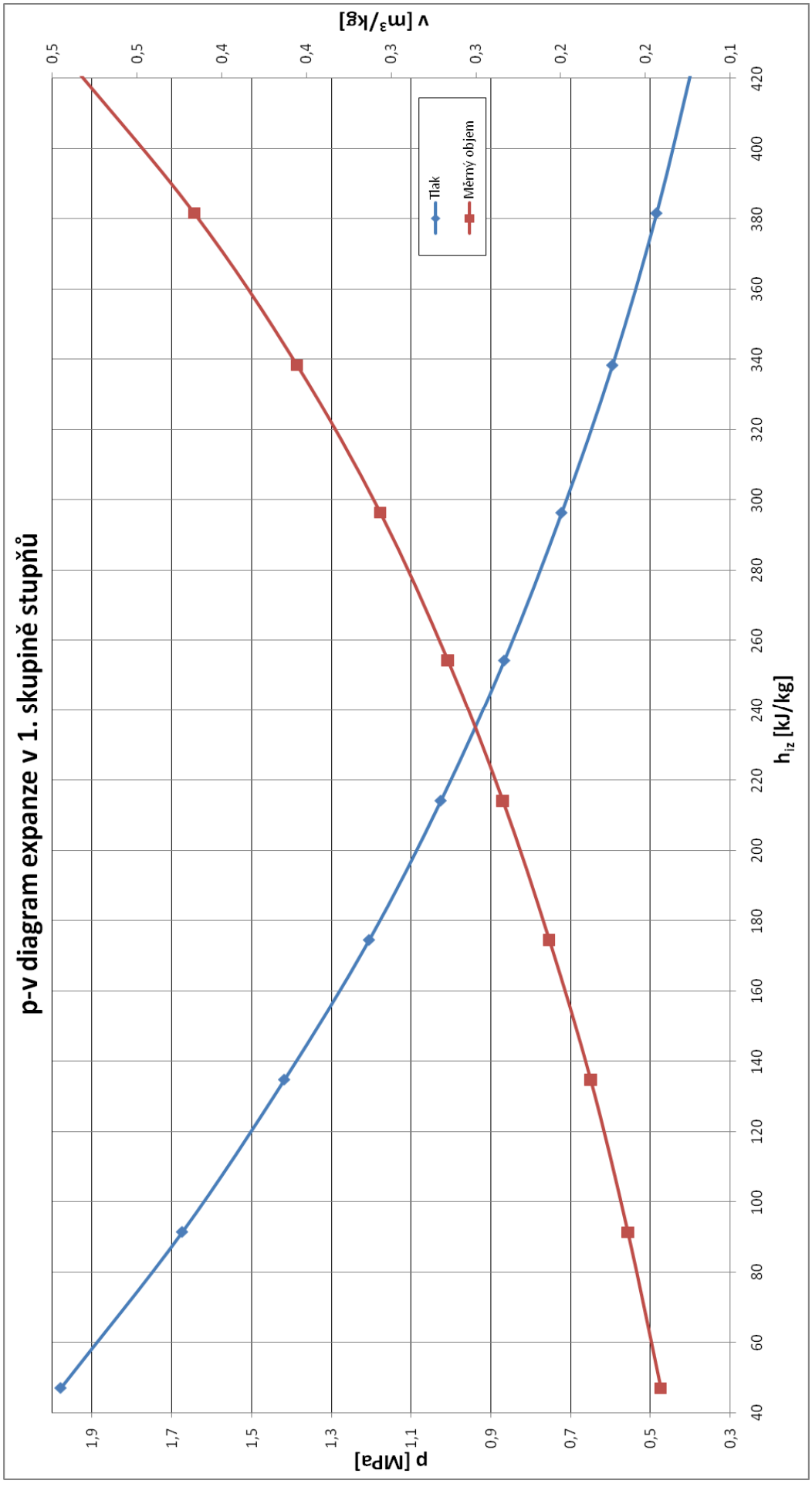
Tento rozdíl představuje 0,07 % z celkového tepelného spádu, který je k dispozici. Lze tedy říci, že přesnost výpočtu je velmi dobrá.

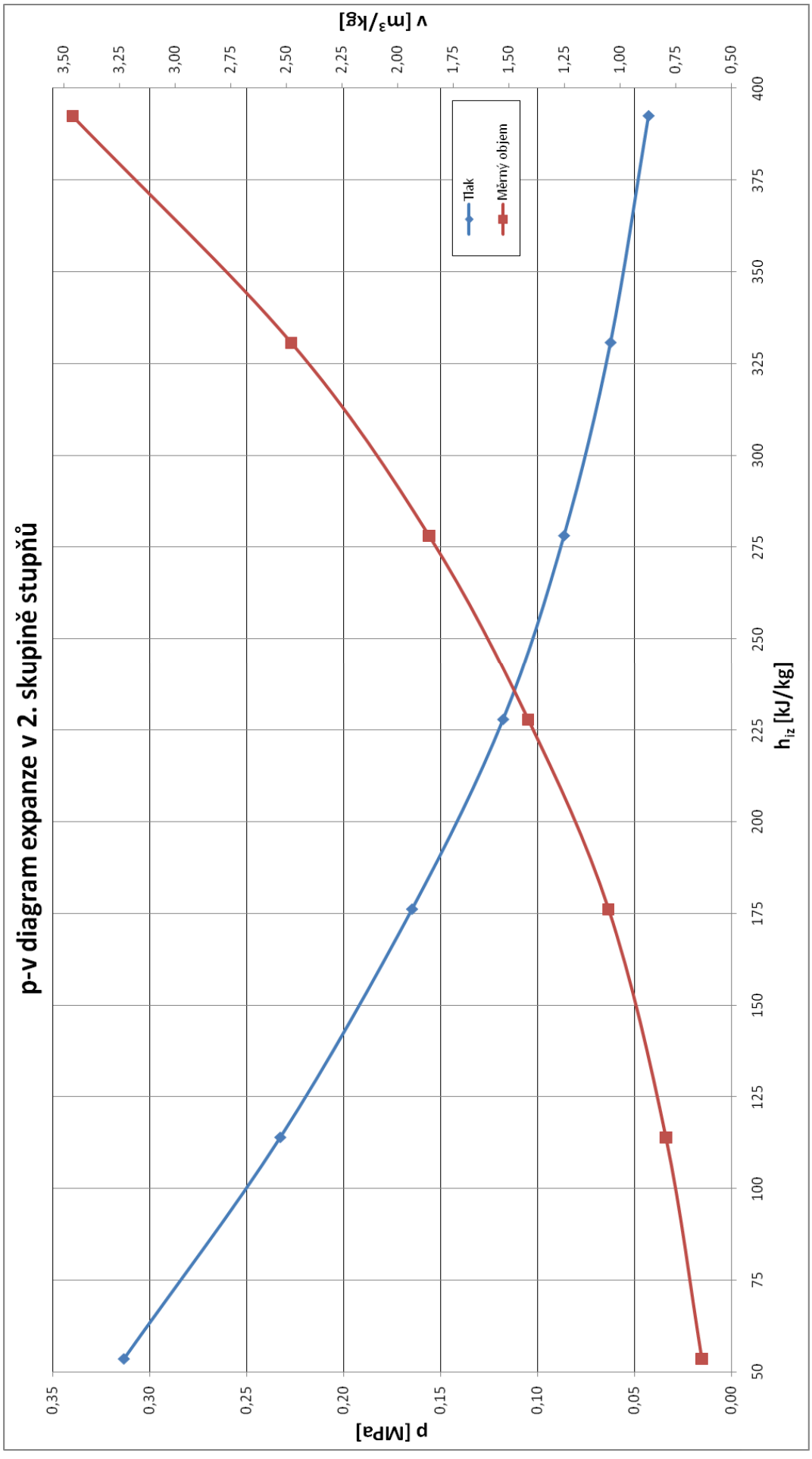
Tab. 4.5 Vypočítané hodnoty stupňové části metodou $\frac{c_a}{u}$

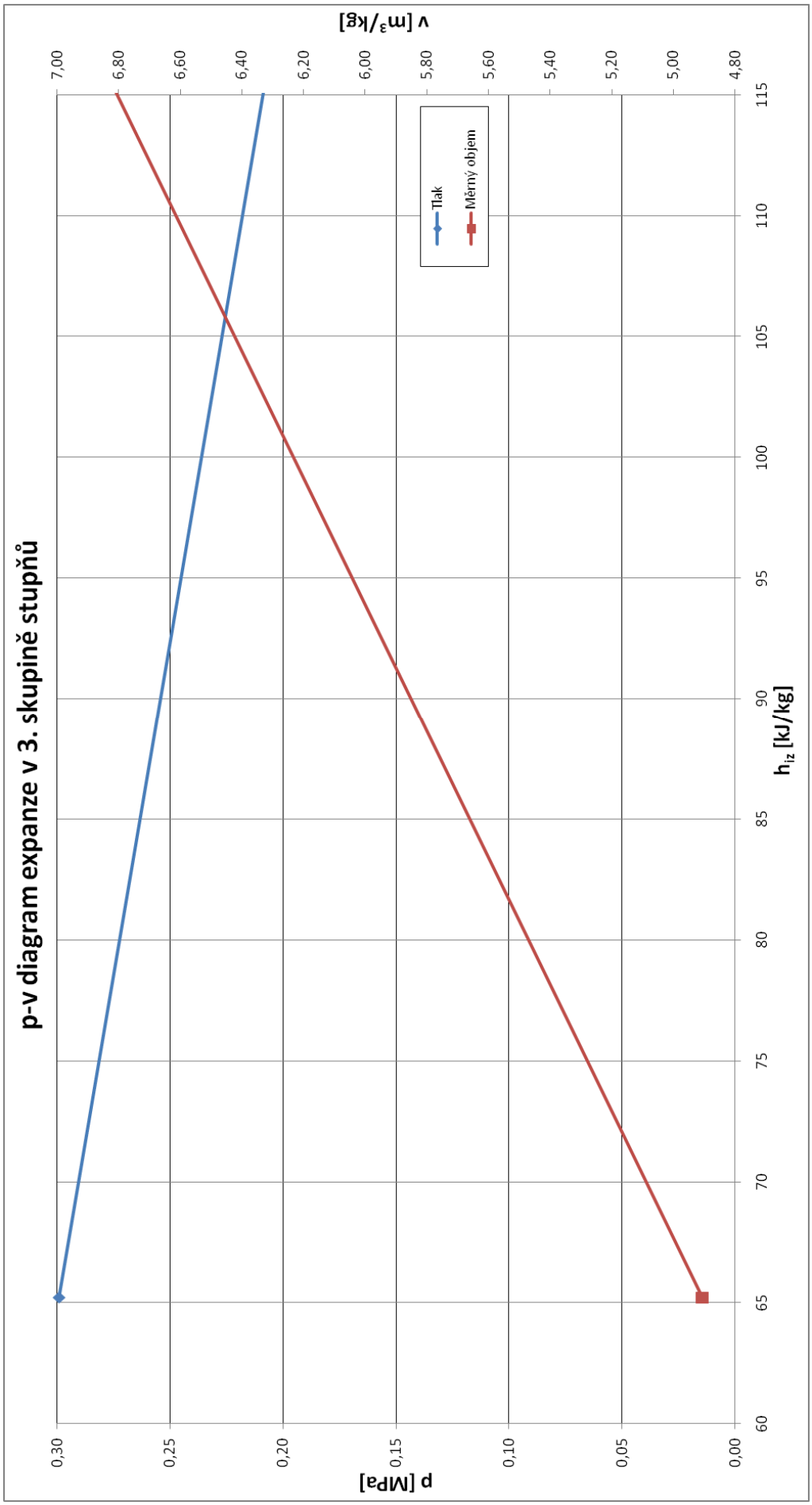
Stupeň	D_s	L	S	u	v	c_a	$\frac{c_a}{u}$	α_1	P_a	h_{iz}	$\sum h_{iz}$
/	$[mm]$	$[mm]$	$[m^2]$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	$[-]$	$[^0]$	$[-]$	$\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$	$\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$
Výstup z 38. řady	513,2	183,2	0,295	241,8	8,125	180	0,743	39,0	0,998	---------	---------
19.	503,0	173,0	0,273	237,0	6,922	165	0,698	38,0	1,063	52,9	503,0
18.	477,3	147,3	0,221	224,9	4,907	145	0,645	31,5	0,776	65,2	477,3
Výstup z 34. řady	449,0	144	0,204	211,6	4,171	134	0,632	29,0	0,673	---------	---------
17.	444,5	139,5	0,195	209,5	3,460	116	0,554	26,5	0,711	61,7	392,4
16.	432,5	127,5	0,173	203,8	2,477	93,4	0,458	23,5	0,790	52,6	330,6
15.	421,5	116,5	0,154	198,6	1,858	78,7	0,396	20,5	0,785	50,2	278,1
14.	410,7	105,7	0,136	193,5	1,413	67,7	0,350	17,5	0,725	51,7	227,8
13.	400,0	95,0	0,119	188,5	1,052	57,6	0,306	13,5	0,571	62,2	176,1
12.	389,2	84,2	0,103	183,4	0,795	50,4	0,275	12,0	0,557	60,4	113,9
11.	378,7	73,7	0,088	178,5	0,633	47,2	0,264	12,0	0,595	53,6	53,6
Výstup z 20. řady	350,4	70	0,077	165,1	0,542	45,9	0,278	12,5	0,586	---------	---------
10.	347,7	67,7	0,074	163,8	0,494	43,7	0,267	12,0	0,586	45,8	427,4
9.	342,3	62,3	0,067	161,3	0,416	40,6	0,252	11,5	0,601	43,3	381,6
8.	337,4	57,4	0,061	159,0	0,356	38,2	0,240	11,0	0,602	42,0	338,3
7.	332,4	52,4	0,055	156,6	0,306	36,6	0,233	10,5	0,583	42,1	296,3
6.	327,5	47,5	0,049	154,3	0,267	35,6	0,231	10,5	0,593	40,1	254,2
5.	322,6	42,6	0,043	152,0	0,234	35,5	0,233	10,5	0,583	39,6	214,1
4.	317,9	37,9	0,038	149,8	0,207	35,6	0,238	10,5	0,565	39,8	174,4
3.	313,7	33,7	0,033	147,8	0,182	35,8	0,242	10,0	0,504	43,3	134,7
2.	309,5	29,5	0,029	145,9	0,160	36,5	0,250	10,0	0,479	44,4	91,3
1.	305,3	25,3	0,024	143,9	0,141	37,9	0,264	10,0	0,441	46,9	46,9

4.2.5. p-v diagramy

Parametry páry ve vztažné rovině p_z; v_z vynesené do p-v diagramu vykreslují průběh expanze ve stupňové části.


p-v diagram expanze v 1. skupině stupňů
v [m³/kg]
0,5
0,5
0,4
0,4
0,3
0,3
0,2
0,2
0,1
Tlak
Měrný objem
p [MPa]
1,9
1,7
1,5
1,3
1,1
0,9
0,7
0,5
0,3
h_iz [kJ/kg]
420
400
380
360
340
320
300
280
260
240
220
200
180
160
140
120
100
80
60
40


p-v diagram expanze v 2. skupině stupňů
p [MPa]
v [m³/kg]
h_iz [kJ/kg]
Tlak
Měrný objem
0,35
0,30
0,25
0,20
0,15
0,10
0,05
0,00
3,50
3,25
3,00
2,75
2,50
2,25
2,00
1,75
1,50
1,25
1,00
0,75
0,50
50
75
100
125
150
175
200
225
250
275
300
325
350
375
400


p-v diagram expanze v 3. skupině stupňů
p [MPa]
0,30
0,25
0,20
0,15
0,10
0,05
0,00
v [m³/kg]
7,00
6,80
6,60
6,40
6,20
6,00
5,80
5,60
5,40
5,20
5,00
4,80
h_iz [kJ/kg]
60
65
70
75
80
85
90
95
100
105
110
115
Tlak
Měrný objem

5. Konstrukční koncepce jednotělesové kondenzační turbíny

5.1. Olejové hospodářství

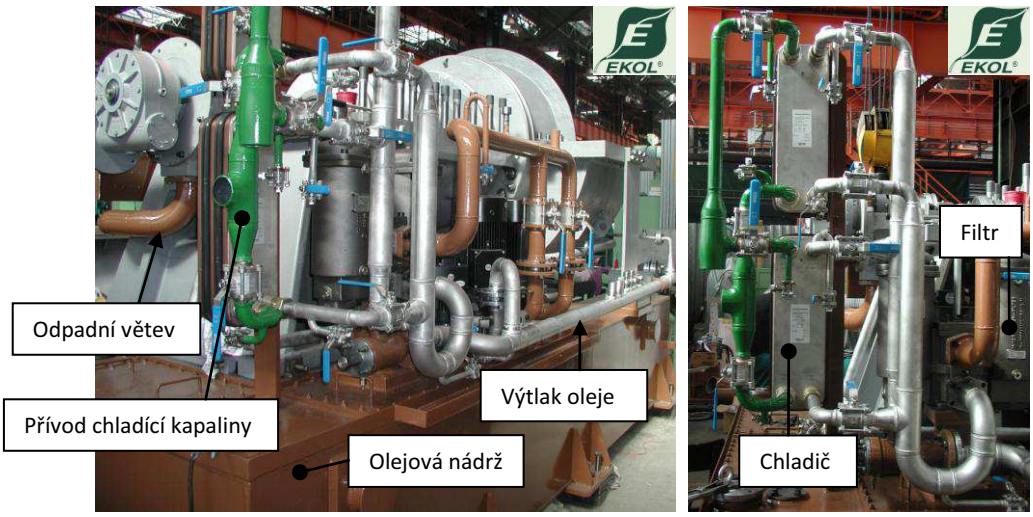
Olejové hospodářství tvoří z hlediska prostorového uspořádání podstatnou část. U turbíny Kronospan bylo použito uspořádání s olejovou nádrží integrovanou uvnitř nosného rámu turbíny. Použitím integrální koncepce docílíme úspory místa a použitého materiálu. Turbína s vestavěným olejovým hospodářstvím představuje kompaktní a konstrukčně elegantní celek. Rovněž se usnadní montáž na stavbě a samotná přeprava. Integrální olejové uspořádání je však použitelné pouze pro nižší výkonové řady, jelikož s výkonem turbíny rostou i požadavky na mazání, respektive chlazení, a tím i objem oleje v nádrži a velikost použitých komponent olejového hospodářství.

a) *Olejová nádrž:* obsahuje celou řadu pomocných komponent pro zajištění správné funkce olejového hospodářství. Za zmínku stojí především filtrovací systém, separátor olejové mlhy, pomocné a záložní čerpadlo či ohřívák oleje, který zajišťuje dostatečnou viskozitu zejména při najíždění turbíny.

b) *Výtlak, nebo-li tlaková větev:* přivádí upravený olej z olejové nádrže a dále se větví na přívod tlakového oleje k přednímu a zadnímu radiálnímu ložisku, axiálnímu ložisku, převodovce a generátoru. Je zpravidla vedeno v nerezu max. PN 1,6 Mpa.

c) *Odpadní větev:* odvádí olej z generátoru, převodovky a ložisek zpět do olejové nádrže. Z důvodu tlakových ztrát, které vznikají vlivem místních a třecích odporů při průchodu zařízením a potrubím, je tlak nižší a odpadní větev je vedena v obyčejné uhlíkové oceli třídy 11 XXX max. PN 0,6 Mpa.

d) *Sání a výtlak hlavního cirkulačního čerpadla*: poskytuje energii potřebnou pro oběh kapaliny systémem. Cirkulační čerpadlo je součástí převodovky.



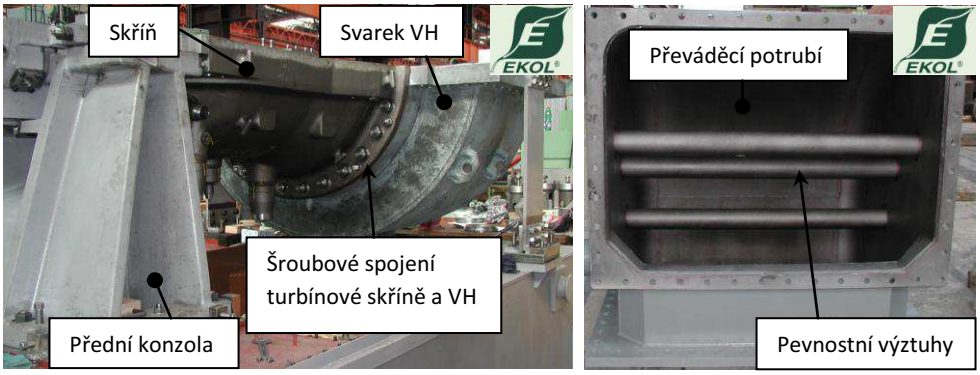
Obr. 5.1-5.2 Olejové hospodářství [1]

5.2.Výstupní hrdlo

Na turbíně Kronospan a obecně na všech turbínách projektovaných Ekolem bývá řešeno ve formě svařence z plechových pásů tloušťky cca 80 mm, který je přišroubovaný k turbínové skříni. Koncepce svařované konstrukce VH je technologicky a časově náročná, avšak umožňuje dodávat výstupní hrdla přesně dle požadavků zakázky. Nevýhodou je, že není možné při této koncepci zavést plnou unifikaci výroby.

Svarové spoje musí být podrobeny důkladným zkouškám z hlediska defektoskopie (magnetická zkouška a zkouška kapilární vzlínavosti), jelikož těleso VH je tepelně exponovaná část, kde dochází ke značnému tepelnému pnutí. Svarový spoj je z tohoto hlediska nevýhodou, protože taková konstrukce přináší další pnutí, a je rizikovým místem z hlediska vzniku defektu. Ve formě svarku jsou konstruovány i další prvky odvodu páry, například převáděcí potrubí. Takovéto svarové konstrukce však mají výrazně nižší tuhost než odlitek. Aby se zamezilo deformaci potrubí v důsledku tepelné dilatace vlastní hmotnosti a dalších vlivů, jsou vně takových konstrukcí umístěny výztuhy ve formě podélně orientovaných tyčí, které slouží k zvýšení tuhosti. Tyto pevnostní výztuhy umístěné v přímém toku páry však přináší ztráty z hlediska proudění.

Většina výstupních hrdel na unifikovaných řadách turbín se vyrábí ve formě odlitku, což přináší výhody zejména z hlediska schopnosti dodávat výstupní hrdla ze skladů, kde jsou již přichystaná ve formě neobrobeného polotovaru odlitku. Toto uspořádání je použito například u turbín projektovaných u Siemens Turbomachinery Brno.



Obr. 5.3-5.4 Turbínová tělesa [1]

5.3. Turbínová skříň

Skříň je z důvodu montáže a údržby rozdělena dělící rovinou, která prochází středem rotoru, na dva protikusy. Uspořádání turbínové skříně s dělící rovinou je využívána prakticky vždy, s výjimkou použití tzv. hrncového uspořádání, kdy se rotor vsouvá do skříně. Taková konstrukce je spíš výjimečná a uvádím ji jako zajímavost. Tvar a uspořádání skříně je dáno typem turbíny (protitlaká, kondenzační) a především také výkonovými parametry. Vně skříně jsou umístěny závěsy pro nosiče statorových lopatek. Při návrhu tvaru a uspořádání turbínové

skříně by měla být snaha zachovat co největší míru symetričnosti ve všech osách. Na základě těchto předpokladů pak bude tepelná dilatace rovnoměrná a v dělící rovině nebude vznikat při provozu neočekávané přepětí vlivem rozdílné dilatace vrchní a spodní poloviny skříně. Tvary je nutné volit zaoblené a vyvarovat se ostrým přechodům a hranám, jelikož takové místo se stává potenciálním iniciátorem vzniku trhliny. Tloušťky stěn je nutné vhodně dimenzovat, aby nebylo nutné používat zbytečně velké objemy materiálů. Pevnostně zbytečně předimenzovaná skříň je velmi masivní, a tím dochází ke komplikacím při odstávkách z hlediska montáže i prodlužování doby najíždění a odstavování turbíny. V masivních konstrukcích vlivem chladnutí a ohřevu rovněž vznikají nebezpečné tepelné uzly, které zvyšují napětí v materiálu. Celá turbínová skříň je pokryta tepelnou izolací. Je nutné ji konstruovat tak, aby po povrchu nebyly zbytečné pevnostní výztuhy a jiné konstrukční prvky, které pak působí jako dodatečné plochy pro odvod tepla. Vhodně zvolená konstrukce skříně rovněž usnadňuje technologii výroby.

Turbínové skříně se vyrábějí odléváním z normální nebo legované oceli nejčastěji do pískových forem. Zde se s výhodou využívá dělící roviny i při výrobě pískové formy.

5.4. Nosné prvky turbíny

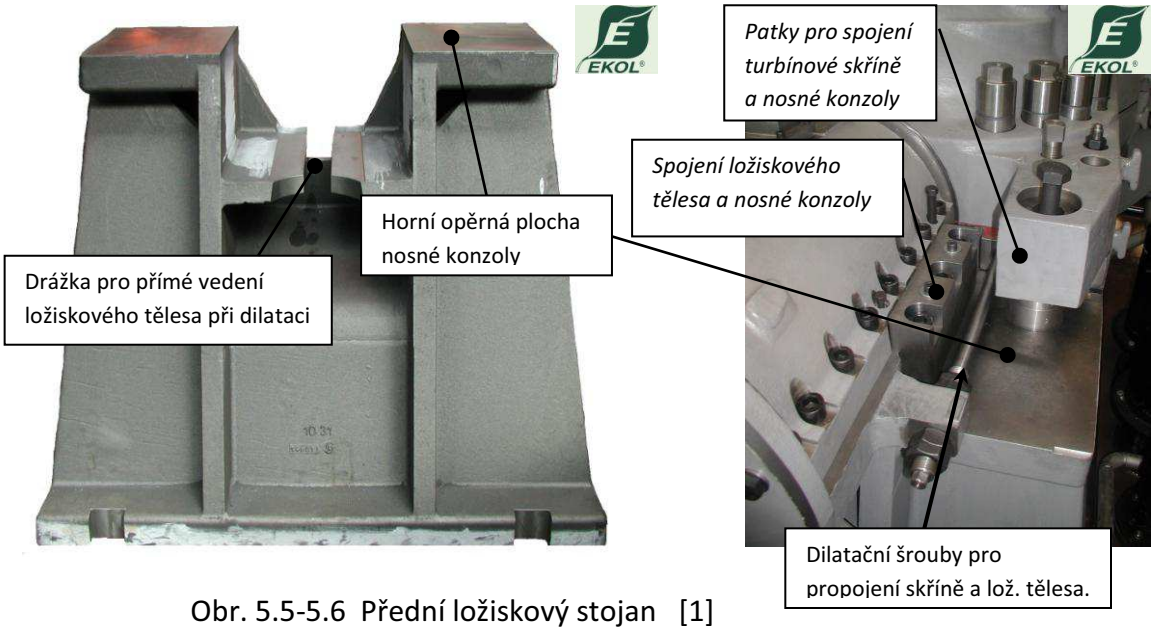
5.4.1. Přední ložiskový stojan: nosná konzola ložiskového tělesa a ložiskové těleso

Dilatace v důsledku tepelné roztažnosti je logicky největší v axiálním směru, což vyplývá z poměru axiální a radiální délky. V zadní části turbíny na výstupním hrdle v ose turbíny je umístěn tzv. pevný bod. Jedná se o místo, které ve všech osách vykazuje nulový posuv vlivem tepelné dilatace, z čehož vyplývá, že tepelná dilatace v axiálním směru se přenáší směrem k přední části turbíny, a je tedy řešena až u předního ložiskového stojanu.

Ložiskový stojan je jako celek tvořen nosnou konzolou a ložiskovým tělesem. Přední nosná konzola je řešena ve formě tuhého masivního odlitku. Konzola nese jednak ložiskové těleso, ve kterém jsou uložena radiální a axiální ložiska, a dále pak těleso turbínové skříně. Šroubové spojení nosné konzoly s rámem turbíny má nula stupňů volnosti, zamezuje tedy posuv konzoly vůči rámu ve všech směrech. Problematika posuvu vlivem tepelné dilatace se řeší až ve dvojici spojení: *a) ložiskové těleso – nosná konzola*

b) turbínová skříň – nosná konzola

Oba typy uložení jsou konstruovány jako navzájem nezávislé, což znamená, že tepelné dilatace a přenesení tíhových sil od rotoru a tělesa turbíny se řeší odděleně. Uložení je v obou případech provedeno s dostatečnou vůlí a vykazuje dva stupně volnosti. Umožňuje tak samostatný posuv ložiskového tělesa a turbínové skříně vůči konzole v axiálním směru a částečně i ve směru radiálním po systému kluzných podpěr.



Obr. 5.5-5.6 Přední ložiskový stojan [1]

a) *Spojení ložiskové těleso – nosná konzola:* Hmotnost rotoru je přes radiální ložisko přenášena do ložiskového tělesa a následně přes systém kluzného spojení, který je umístěn po obou stranách ložiskového tělesa, do konzoly. V ose konzoly je pak provedeno vybrání zajišťující přímé vedení ložiskového tělesa v konzole při axiální dilataci.

b) *Spojení turbínová skříň – nosná konzola:* Přenášení tíhy od turbínové skříně do nosné konzoly je zajištěno pomocí dvojice patek umístěných po obou stranách skříně. Nevýhodou je, že posuv patek turbínové skříně po systému kluzných podpěr není plynulý, protože vlivem tlakových sil a třecích odporů v místě styků dochází k posuvu v podobě odskakování. V okamžiku, kdy napětí naakumulované v kluzném spoji překoná třecí síly na styčných plochách, dojede k odtržení, respektive „odskočení“, a posuv vlivem tepelné dilatace tudíž není plynulý, což vnáší do soustrojí vibrace a rázy. Nosné patky jsou součástí vrchní poloviny skříně, což znamená, že po ustavení a zajištění rovinnosti mezi dělící rovinou turbínové skříně a nosné plochy konzoly je spodní část skříně nesena vrchním protikusem.

Poslední významné propojení jednotlivých prvků, ze kterých se celý přední ložiskový stojan skládá, je spojení mezi ložiskovým tělesem a turbínovou skříní. Zde je rozdíl v dilataci řešen pomocí propojovacích šroubů tvořících současně jediný šroubový spoj mezi ložiskovým tělesem a turbínovou skříní. Šrouby jsou štíhlé a dlouhé, čímž je zajištěna požadovaná míra pružnosti spoje, který je pak schopen pohltit rozdíl v tepelné dilataci. Délka spojovacích šroubů má ještě další výhodu, a sice minimalizuje přenos tepla vedením od turbínové skříně do ložiskového tělesa. Před ložiskovým stojanem je pak ještě umístěn tepelný štít pro eliminaci přenosu tepla radiací.

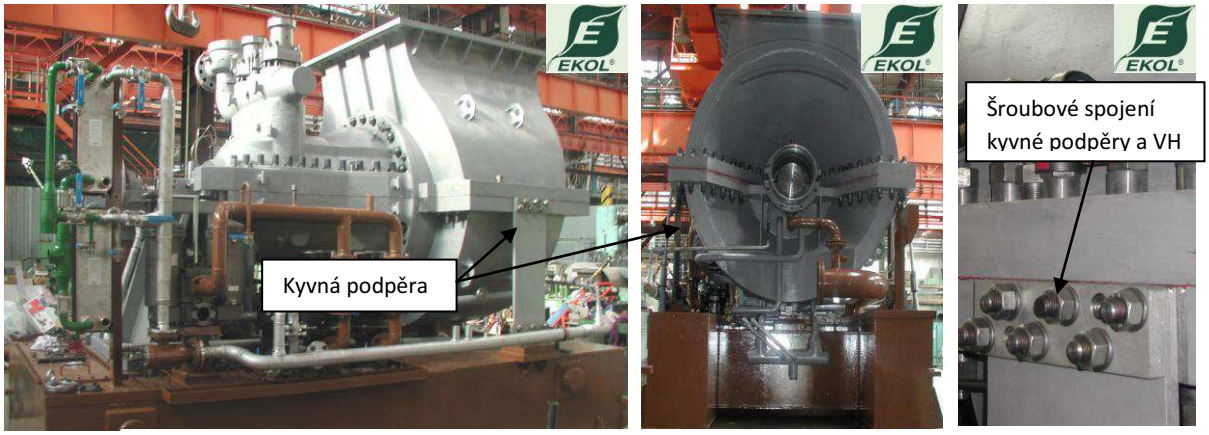
5.4.2. Zadní nosné prvky VH

Zadní nosné prvky je možné realizovat ve dvou konstrukčních provedeních, a sice v podobě tuhých konzol nebo kyvných podpěr. V zásadě lze říci, že rozlišujeme dva možné přístupy k řešení tepelné dilatace. Zadní ložiskové těleso, ve kterém je uloženo jedno radiální ložisko, je zabudované v prostoru za výstupním hrdlem.

a) *Zadní nosné prvky ve formě kyvných podpěr, řešení použité u turbíny Kronospan*

Jedná se v podstatě o sešroubované plechové pláty, které jsou umístěny rovnoběžně s osou soustrojí. Zásadní výhodou těchto nosných prvků je jejich konstrukční jednoduchost, velká úspora hmotnosti nosných prvků a z toho vyplývající nízká cena. Spojení kyvné podpěry s výstupním hrdlem a s rámem turbíny je řešeno jako šroubové s nula stupni volnosti. Šroubové spojení neumožňuje vzájemný pohyb součástí v žádném směru.

Radiální posuv se realizuje nikoliv ve spoji, ale v samotném těle nosné konzoly prostřednictvím ohnutí podpěry. Kyvné podpěry jsou schopny přeměnit radiální síly od tepelné roztažnosti na ohybový moment. Tuhost kyvné podpěry je možno při konstrukčním návrhu „nastavit“ přidáním nebo odebráním plechového plátu. Kyvná podpěra fakticky pracuje na stejném principu jako listové pružiny a je možné jednoduše zvýšit tuhost přidáním výztuhy do střední části podpěry. Takové výztuhy pak mívají tvar disku a jsou k podpěře přišroubovány. Výztuhy na turbíně Kronospan však nebylo nutné používat.



Obr. 5.7-5.8-5.9 Spojení VH a rámu turbíny pomocí kyvné podpěry [1]

Vlivem působení dilatace dochází jakoby ke kyvnému posuvu v radiálním směru - od toho název kyvné podpěry. Posuv je plynulý, což nevnáší do soustrojí nežádoucí vibrace vlivem odskakování. Schopnost absorbovat radiální posuv v důsledku pružnosti v radiálním směru je současně velký konstrukční problém, jelikož podpěry je nutné vhodně naladit s ohledem na vlastní frekvenci tak, aby nedocházelo k nežádoucímu kmitání a následnému přenášení vibrací do nosné konstrukce rámu, což bývá v praxi značný problém.

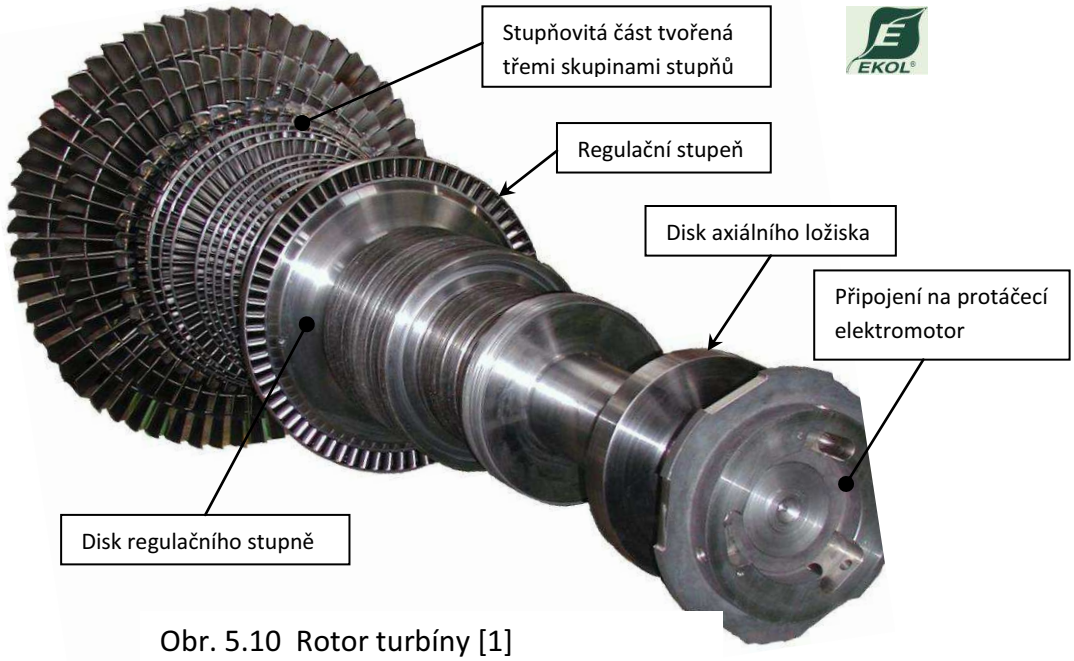
Koncepce kyvných podpěr, jejichž princip je popsán výše, je možné aplikovat i jako nosný prvek v přední části turbíny. Kyvné podpěry jsou v takovém případě umístěny po obou stranách turbíny. Velmi důležité je natočení kyvné podpěry vůči pomyslné rovině, která je kolmá k rámu a prochází osou soustrojí. Tímto natočením jsme schopni zachytit jak majoritní axiální posuv, tak i posuv radiální, který je však v přední části minimální. Natočením kyvné podpěry vůči této rovině je možné ovlivňovat tuhost podpěry k působící proti axiální a radiální tepelné dilataci. Pokud je kyvná podpěra orientovaná kolmo k pomyslné rovině, definované výše, dochází pak k zachycení pouze axiální dilatace. Použití kyvných podpěr v přední části turbíny je v praxi dosti ojedinělé.

b) *Zadní nosné prvky ve formě tuhých konzol*

Další přístup k řešení je pomocí dvojice tuhých konzol ve formě masivního odlitku, které nesou výstupní hrdlo a jsou umístěny v ose VH po obou stranách. Spojení nosných konzol VH s rámem turbíny je pak řešeno pomocí šroubových spojů zamezujících vzájemný pohyb rámu a nosné konzoly ve všech směrech, nebo-li nemá žádný stupeň volnosti. Spojení nosné konzoly VH a samotného výstupního hrdla umožňuje vzájemný posuv VH vůči konzole v radiálním směru. Výstupní hrdlo vlivem tepelné dilatace „klouže“ po nosné konzole v radiálním směru.

5.5. Rotor turbíny

Rotor turbíny je vyroben z předkovaného polotovaru v jednom celku. Polotovar v podobě výkovku se používá, jelikož kovaný materiál v důsledku spěchování vykazuje nejlepší mechanické vlastnosti.



Obr. 5.10 Rotor turbíny [1]

V přední části za ložiskovým stojanem je rotor napojen na protáčecí elektromotor, který v průběhu odstávky zajišťuje plynulé otáčení rotoru, aby nedošlo k deformaci prověšením vlivem vlastní hmotnosti rotoru. Napojení rotoru turbíny na spojku a následné vyvedení výkonu na hnaný hřídel převodovky je v zadní části turbíny za výstupním hrdlem. V prostoru stupňovité části je provedeno trojí válcové odstupňování průměru dané rozdělením stupňovité části do tří skupin stupňů. V přední části rotoru je provedeno vykování dvou disků. První disk pro umístění regulačního stupně a druhý disk je umístěn v prostoru axiálního ložiska. Zde tvoří funkci opěrné stěny pro zachycení axiálních sil. Oběžné lopatky jsou na rotoru turbíny zachyceny v první skupině pomocí T-závěsu, ve druhé a třetí skupině stupňů je z důvodu většího namáhání použito stromečkových závěsů.

5.6. Podélný řez turbínou

Hlavní část konstrukční koncepce tvoří podélný řez turbínou, který je vypracován z firemních podkladů. Výkres podélného řezu turbíny je přiložen k diplomové práci v elektronické podobě ve formátu pdf a rovněž v tištěné podobě. Stupňová část byla upravena na základě dat z termodynamického návrhu průtočného kanálu provedeného v kapitolách 3. a 4. Při výpočtovém návrhu stupňové části jsem se snažil zachovat základní konstrukční koncepci, která byla vyrobena. Výpočet je však kompletně prováděn pomocí literatury PARNÍ TURBÍNY. Snažil jsem se tedy v co největší míře skloubit vyrobenou konstrukční koncepci s obecným postupem výpočtu uvedeným v dostupné literatuře. Na základě výsledků ze zobecněného výpočtu byla následně upravena výkresová dokumentace. Ve srovnání se skutečně vyrobenou turbínou došlo ke změně v počtu řad, který se navýšil o 4 na celkových 38 řad. Došlo tedy k celkovému prodloužení axiální délky stupňové části. Změna v počtu řad je způsobena tím, že z důvodu zjednodušení výpočtu byly uvažovány přímé nezkroucené lopatky, které jsou schopny při dané výšce zpracovat menší spády. Dále pak došlo ke změně v délkách lopatek zejména u 3. skupiny stupňů. V důsledku těchto změn bylo nutné ve výkresu upravit statorové nosiče, rotor a celkové uspořádání stupňové části.

6. Projektové schéma zapojení

6.1. Projektové schéma zapojení voda-pára

Výkres projektového schématu zapojení voda-pára je přiložen k diplomové práci v elektronické podobě ve formátu pdf a rovněž v tištěné podobě. Výkres byl vypracován upravením a zjednodušením firemních podkladů. Ve schématu je vyobrazeno zapojení hlavních systémů přívodu a odvodu páry a chladící vody, systém kondenzace, schéma odvodu a úpravy kondenzátu, systém rozvodu technické páry a dále pak systémy měření a dýzová regulace. Schéma je barevně rozčleněné, aby byly snadno rozeznatelné jednotlivé okruhy. Pro parovod jsou na jednotlivých trasách uvedeny přibližné parametry proudící páry. Pro orientaci jsou pak všechny potrubní trasy popsány z hlediska svého vnějšího průměru DN.

6.2. Projektové schéma zapojení olejového hospodářství.

Výkres projektového schématu zapojení olejového hospodářství je přiložen k diplomové práci v elektronické podobě ve formátu pdf a rovněž v tištěné podobě. Výkres byl vypracován upravením a zjednodušením firemních podkladů. Schéma olejového hospodářství je rozděleno do tří hlavních technologických celků:

a) Olejová nádrž: je ve schématu zakreslena s pomocnými komponentami, které tvoří hlavní a záložní čerpadla, systém filtrace oleje v podobě olejových sít, systém vypouštění zbytkového oleje při odstávkách a ohřívák oleje pro zajištění požadované viskozity.

b) Okruh mazacího oleje okolo turbíny, převodovky a generátoru: ve schématu jsou tyto hlavní komponenty zobrazeny tmavě modrou barvou. Olejové schéma okolo turbíny je pak tvořeno tlakovým a odpadním potrubím, které přivádí a odvádí olej k radiálnímu a axiálnímu ložisku turbíny, dále pak potrubím přívodu mazacího oleje k protáčecímu elektromotoru, odpadním a výtlakovým olejovým potrubím pro převodovku a generátor.

c) Okruh chladících kapalin: slouží pro chlazení mazacího oleje. Chlazení se provádí nejčastěji obyčejnou filtrovanou vodou v protiproudém tepelném výměníku.

Těmito třemi projektovými celky jsou tvořeny hlavní potrubní okruhy olejového hospodářství.

7. Ekonomické zhodnocení

7.1. Obecný popis ekonomiky provozu

Znalosti ekonomiky provozu jsou důležité nejenom pro turbínu, ale pro jakýkoli typ strojního zařízení. Obecně lze říci, že investiční náklady spojené s pořízením a provozem energetických celků jsou jedny z nejvyšších a logicky vzato s rostoucími pořizovacími náklady roste i význam ekonomických analýz, a to zejména z hlediska návratnosti investice a životaschopnosti daného projektu. Výdaje na pokrytí energetických potřeb jsou z hlediska všech povinně vynaložených nákladů jedny z nejvyšších, a proto je logické, že stále větší počet průmyslových firem i fyzických osob se snaží o samovýrobu elektrické energie, čímž pokrývají vlastní spotřebu a případný přebytek ve výrobě jsou schopni prodat.

Ekonomika provozu, kupříkladu turbíny, není důležitá jenom v období umořování pořizovacích nákladů, ale rovněž pokud je daný energetický celek již zaplacen, jelikož všechny energetické celky mají v podstatě vlastní vnitřní ekonomický cyklus, který je tvořen náklady vázanými zejména na vstupní energetickou surovinu a údržbu zařízení a ziskem v podobě vyrobené tepelné či elektrické energie. Musí být tedy snaha jak náklady, tak zisk daného energetického zařízení vhodně zakomponovat do celkové ekonomické strategie podniku. Náklady vázané na pořízení energetické suroviny je možné s výhodou snížit například spalováním energeticky využitelného odpadu z výroby, jako tomu je v případě Kronospanu, což má pozitivní dopad i na náklady spojené s likvidací odpadu z výroby, které by jinak bylo nutné vynaložit. Dále je pak možné samotnou výrobu naplánovat a upravit s ohledem na „ořezání“

maximálních a minimálních extrémů v odběru elektrické energie, a tím docílit jednak plynulost ve výrobě, ale i v provozu samotného energetického zařízení, čímž je možno dosáhnout maximální míry efektivnosti vynaložených investic.

Investice do oblasti energií je velmi často doprovázena různou formou dotací z Evropské unie a nebo formou úlevy na dani. Kritéria pro dosažení finanční pomoci od Evropské unie jsou velmi přísná, jelikož podléhají velmi přísné finanční kontrole a kvalitně zpracované ekonomické hodnocení investice je naprostým základem pro získání prostředků kupříkladu z rozvojových fondů EU. Všechny rozsáhlejší investiční projekty a zejména pak ty energetické mívají z pravidla několik realizovatelných variant, které se pak od sebe mohou odlišovat například: použitím rozdílných technologií, rozsahem stavebních úprav nutných pro realizaci projektu, rozdílnou konstrukční koncepcí použitého strojního zařízení, způsobem financování projektu, atd. Obecně lze tedy říci, že úkolem ekonomického zhodnocení je stanovení třech základních hledisek pro posouzení výhodnosti projektu: [6]

a) Určit, která varianta projektu je nejvýhodnější z hlediska vynaložených investic.

b) Stanovit náklady a výnosy spojené s pořízením a provozem zařízení.

b) Stanovit přípustné míry rizika spojené s danou investicí. [6]

7.2. Rozbor jednotlivých hledisek pro výběr projektu

7.2.1. Hledisko efektivnosti vynaložených investic

V ekonomické praxi jsou využívány 4 základní modely pro posouzení efektivnosti investice:

a) Kriterium diskontovaného Cash-Flow: cílem je najít nejvyšší hodnotu souhrnného diskontovaného Cash-Flow: [6]

$$DCF = \sum_{t=o}^{T} \left(V - N_{pr} - N_{it}\right) \cdot (1+d)^{-t}$$

Kde: V [Kč] roční provozní výnosy (tržby, úspory atd.)
N_p [Kč] roční provozní náklady
N_{it} [Kč] investiční náklady vynaložené v uvažovaném roce

b) Kriterium vnitřního výnosového procenta: cílem je stanovit vnitřní úrokovou míru u, pro kterou pak platí že DCF = 0. Hledá se varianta, při které je úroková míra u vyšší než diskontní sazba centrální banky. [6]

$$DCF = \sum_{t=o}^{T} \left(V - N_{pr} - N_{it}\right) \cdot (1+u)^{-t} = 0$$

Kde: u je vnitřní úroková míra

c) Kriterium doby návratnosti investice: cílem je najít hodnotu doby T_s, za kterou bude zařízení ziskové, respektive výnosy z provozu převáží nad splácením pohledávek. [6]

$$DCF = \sum_{t=o}^{T_s} \left(V - N_{pr} - N_{it}\right) \cdot (1+d)^{-t} = 0$$

Kde: T_s [roky] je doba splatnosti

d) Rentabilita: jedná se o procentuelní vyjádření míry zisku. Stanoví se jako podíl průměrného ročního zisku a investovaných nákladů. [6]

7.2.2. Hledisko nákladů a výnosů spojených s pořízením a provozem zařízení

Náklady lze rozdělit do dvou skupin a sice: a) náklady stálé N_s, které jsou nezávislé na době provozu. Složka stálých nákladů se skládá z amortizačních nákladů N_a, nákladů na mzdy pracovníku N_m, nákladů spojených s provozem zařízení N_{uo} a z nákladů na režie N_r. [6]

$$N_s = N_a + N_m + N_{uo} + N_r$$

b) náklady proměnné, jejichž výše závisí na ročním období. Tyto náklady například zahrnují náklady na vytápění atd. [6]

Hledisko výnosů pro energetické zařízení je spojeno především s prodejem vyrobené energie ve formě tepla a nebo elektrické energie. Mnoho energetických zařízení se zabývá sdruženými dodávkami tepla a elektrické energie. V takovém případě pak hovoříme o tzv. kogeneraci. Základní představu o výnosech si můžeme získat, pokud provedeme orientační bilanční výpočet. [6]

Roční výroba elektrické energie: $E_r = P_{sv} \cdot \tau_r$ kde: P_{sv} [kW] je elektrický výkon zařízení
τ_r [h] je roční doba využití instal. výkonu

Roční výroba tepla: $Q_r = 3{,}6 \cdot Q_{max} \cdot \tau_r$ kde: Q_{max} [kW] je tepelný výkon
τ_r [h] je roční doba využití instal. výkonu

Roční tržby: a) za elektřinu $N_E = E_r \cdot c_E$ [Kč] kde: c_E [Kč/MWh] je cena elektrické energie

b) za teplo $N_Q = Q_r \cdot c_Q$ [Kč] kde: c_Q [Kč/GJ] je cena tepelné energie

Celkové výnosy: $V = N_E + N_Q$ [Kč]

7.2.3. Hledisko přípustné míry rizika spojené s danou investicí

Riziko spojené s peněžní investicí se snižuje v závislosti na kvalitně zpracovaném ekonomickém zhodnocení investice. Rizika je dále možné minimalizovat vhodným druhem pojištění investice.

8. Závěr

Úkolem diplomové práce bylo zpracování čtyř částí se zaměřením na problematiku týkající se parních turbín, a sice část: výpočtovou, konstrukční, projekční a ekonomickou, přičemž jádrem práce byl termodynamický výpočet průtočného kanálu a v návaznosti na výpočty následná volba vhodné konstrukční koncepce s vyhotovením výkresové dokumentace v podobě podélného řezu turbíny. Dále pak bylo provedeno navržení projektových schémat zapojení, která jsou tvořena výkresy olejového a parního hospodářství. Poslední část je tvořena ekonomickým rozborem investice, který je proveden formou slovního zhodnocení.

Diplomová práce byla zpracovávána v praxi na skutečně realizované zakázce. Termodynamický návrh průtočného kanálu jsem provedl dle výpočtových podkladů uvedených v dostupné univerzitní literatuře. Výpočet je tedy proveden pomocí metody c_a/u s využitím programu Excel a programu pro stanovení parametrů páry X-Steam. Při návrhu průtočného kanálu metodou c_a/u je možné laborovat v zásadě se čtyřmi veličinami, a tím vhodně usměrňovat výpočet pro získání optimálních konstrukčních proporcí a účinnosti. Jedná se o délku lopatky, střední průměr lopatkování a výstupní uhel α_1. Při výpočtu této diplomové práce jsem však byl ještě do jisté míry limitován konstrukcí, která již byla zvolena výrobcem. Bylo nutné dodržet základní konstrukční koncepci, která uvažovala rozdělení stupňové části do tří stupňových kuželů. Rovněž bylo nutné přibližně respektovat axiální délky jednotlivých kuželů, respektive počty stupňů. Snahou tedy bylo, co nejvíce skloubit realizovanou konstrukční koncepci s modelovým výpočtem.

Pro usnadnění výpočtu jsem provedl jisté konstrukční zjednodušení průtočné části, aby bylo možné aplikovat modelové výpočtové postupy. Nakroucené lopatkové profily, které použil výrobce, jsem musel nahradit prizmatickými nezkroucenými profily, aby bylo možné počítat na středním průměru a byly zachovány podmínky pro aplikaci výpočtové metody c_a/u. V důsledku této konstrukční aproximace došlo k navýšení počtu řad o 4 na celkových 38. Takové prodloužení axiální délky jsem však očekával, jelikož je logické, že použitím tvarově jednodušších profilů bude možno zpracovávat menší spády na jednom stupni. Výpočtové postupy použité výrobcem pro návrh skutečně vyrobené stupňové části jsou sofistikovanější. Umožňují tedy kupříkladu uvažovat lehce asymetrické rychlostní trojúhelníky. Díky použití výpočtového softwaru určeného pro výpočet parametrů stupňové části mohl být návrh stupňové části proveden mnohem detailněji a přesněji. Výrobce při výpočtu vychází ze zavedených firemních zvyklostí a zkušeností. Dále také pracuje s koeficienty, které byly odvozeny ve firmě a jsou tedy firemním tajemstvím.

Vývoj a výroba parních turbín v sobě zahrnuje velké množství strojírenských profesí a mnoho oblastí aplikované fyziky v podobě termomechaniky, hydromechaniky, dynamiky a pružnostně-pevnostních analýz. Všechny tyto oblasti jsou základními kameny studia na Fakultě strojního inženýrství, proto lze tedy turbinářskou praxi považovat za jednu z nejsložitějších oblastí strojírenství.

9. Seznam použitých veličin, zkratek, symbolů

9.1 Latinka

Zkratka	Název	Jednotky
A	plocha průtočného průřezu	[mm^2]
a_u	obvodová práce stupně	[J/kg]
B	šířka statorové lopatky	[mm]
c	délka tětivy profilu	[mm]
c	absolutní rychlost páry	[$m \cdot s^{-1}$]
c_a	složka absolutní rychlosti do axiálního směru	[$m \cdot s^{-1}$]
c_{iz}	teoretická absolutní rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]
c_u	složka absolutní rychlosti do obvodového směru	[$m \cdot s^{-1}$]
$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{1;n}$	poměrná veličina pro první stupeň	[-]
$D_{1;n}$	střední průměr lopatkování prvního a posledního stupně	[mm]
E_0	vnitřní energie stupně	[J/kg]
F	působící síla	[N]
f	součinitel zpětného využití ztrát „Reheat factor“	[-]
h_{iz}	izoentropický spád	[kJ/kg]
$i_{0;\ 1;\ 2;\ 1iz;\ 2iz}$	entalpie páry v příslušném místě i-s diagramu	[kJ/kg]
K	adiabatický součinitel	[-]
$k_{tř}$	třecí součinitel	[-]
l_0	skutečná délka lopatky (regulační stupeň)	[mm]
l_{0t}	optimální délka rozváděcí hrany (regulační stupeň)	[mm]
$l_{1;n}$	délka první a poslední lopatky	[mm]
L_{red}	redukovaná délka lopatky (regulační stupeň)	[mm]
$M_{odběr}$	hmotnostní průtok připadající na odběr	[kg/s]
$M_{ucpávkami}$	hmotnostní průtok páry systémem ucpávek	[kg/s]

$\mathbf{m_0}$	hmotnostní průtok na vstupu	[t/h]
$\mathbf{n}$	otáčky	[ot/min]
$\mathbf{p_{0;\ 1;\ 2;\ 1iz;\ 2iz}}$	tlak páry v příslušném místě i-s diagramu	[Mpa]
$\mathbf{P}$	výkon turbíny	[MW]
$\mathbf{P_i}$	výkon stupně	[kW]
$\mathbf{P_{i-n}}$	výkon připadající na daný počet stupňů (skupinu stupňů)	[kW]
$\mathbf{p_{krit}}$	kritický tlak	[Mpa]
$\mathbf{Q_v}$	objemový průtok proudícího média	[$m^3 \cdot s^{-1}$]
$\mathbf{r}$	měrná plynová konstanta	[J/kg·K]
$\mathbf{S}$	plocha průřezu	[mm^2]
$\mathbf{S_{1r}}$	plocha průřezu radiální mezery	[mm^2]
$\mathbf{s}$	lopatková rozteč	[mm]
$\mathbf{s_{0;\ 1;\ 2;\ 1iz;\ 2iz}}$	entropie páry v příslušném místě i-s diagramu	[kJ/kg·K]
$\frac{\mathbf{s}}{\mathbf{c}}$	poměrná rozteč	[-]
$\mathbf{t_{0;\ 1;\ 2;\ 1iz;\ 2iz}}$	teplota páry v příslušném místě i-s diagramu	[°C]
$\mathbf{u}$	obvodová rychlost na středním průměru	[$m \cdot s^{-1}$]
$\frac{\mathbf{u}}{\mathbf{c_{iz}}}$	rychlostní poměr	[-]
$\mathbf{v_{0;\ 1;\ 2;\ 1iz;\ 2iz}}$	měrný objem páry v příslušném místě i-s diagramu	[m^3/kg]
$\mathbf{w}$	relativní rychlost páry	[$m \cdot s^{-1}$]
$\mathbf{w_a}$	složka relativní rychlosti do axiálního směru	[$m \cdot s^{-1}$]
$\mathbf{w_{iz}}$	teoretická relativní rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]
$\mathbf{w_u}$	složka relativní rychlosti do obvodového směru	[$m \cdot s^{-1}$]
$\mathbf{z}$	počet lopatek (regulační stupeň)	[-]
$\mathbf{z}$	počet stupňů (stupňová část)	[-]
$\mathbf{z_0}$	ztráty výstupní rychlosti v rozváděcích lopatkách	[kJ/kg·K]
$\mathbf{z_1}$	ztráty výstupní rychlosti v oběžných lopatkách	[kJ/kg·K]

z_5	ztráta třením a ventilací (regulační stupeň)	[kJ/kg·K]
z_6	ztráta parciálním ostřikem (regulační stupeň)	[kJ/kg·K]
z_7	ztráta radiální mezerou (regulační stupeň)	[kJ/kg·K]
z_c	ztráty výstupní rychlosti	[kJ/kg·K]

9.2 Řecké písmo

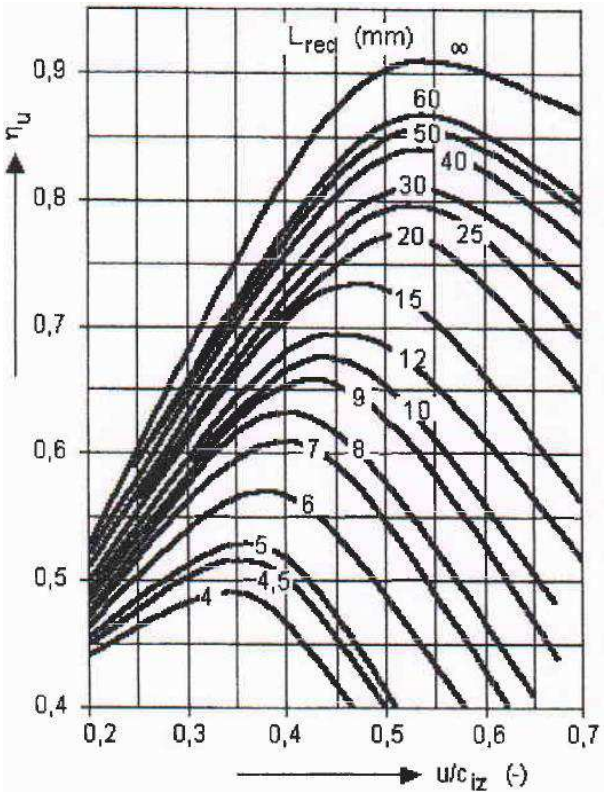
Zkratka	Název	Jednotky
α_1	výstupní úhel z rozváděcí mříže	[°]
β_2	výstupní úhel z oběžných lopatek	[°]
γ	úhel nastavení	[°]
δ	deviační úhel	[°]
ε	parciální ostřik	[-]
ε	úhel zakřivení proudu	[°]
η_i	vnitřní účinnost přetlakového lopatkování	[%]
η_{tdi}	vnitřní účinnost	[%]
η_u	redukovaná obvodová účinnost	[%]
μ_1	průtokový součinitel	[-]
ξ_5	poměrná ztráta třením a ventilací (regulační stupeň)	[-]
ξ_6	poměrná ztráta parciálním ostřikem (regulační stupeň)	[-]
ξ_7	poměrná ztráta radiální mezerou (regulační stupeň)	[-]
ξ_k	poměrná ztráta radiální mezerou (stupňová část)	[-]
ξ_v	poměrná ztráta rozvětřením (stupňová část)	[-]
ξ_x	poměrná ztráta vlhkostí páry (stupňová část)	[-]
π	tlakový poměr	[-]
π^*	kritický tlakový poměr	[-]
ρ	stupně reakce	[-]
$\rho_š$	stupně reakce na špici lopatky	[-]

$\sigma_{napětí}$	napětí	[N/m]
φ	rychlostní součinitel pro dýzu	[-]
φ_s	rychlostní součinitel pro statorovou mříž	[-]

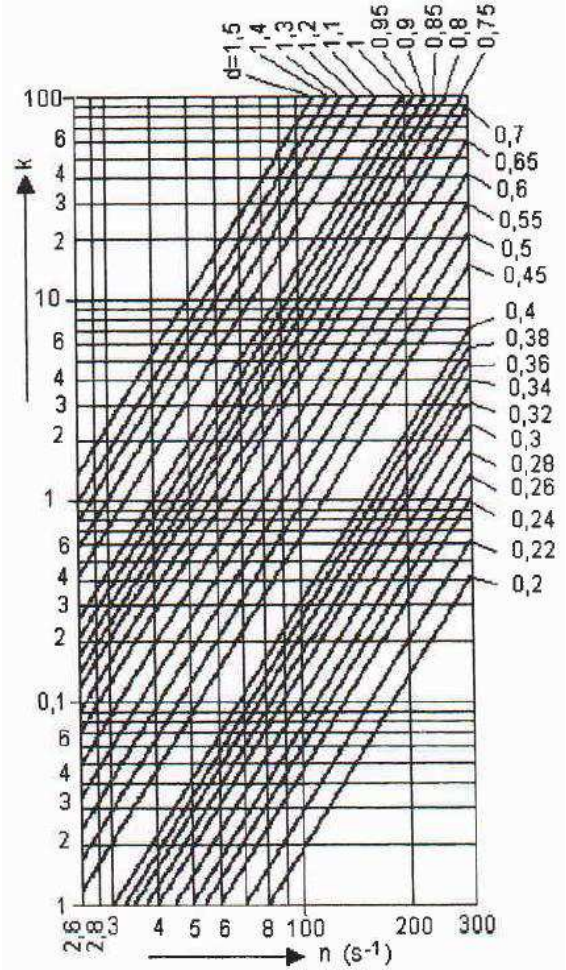
9.3 Zkratky

Ma	Machovo číslo
$Pa_{1;n;s}$	Parsonsovo číslo prvního stupně, posledního stupně, střední
PS	přetlaková strana
RS	regulační stupeň
SS	sací strana
VH	výstupní hrdlo
ZZE	zákon zachování energie

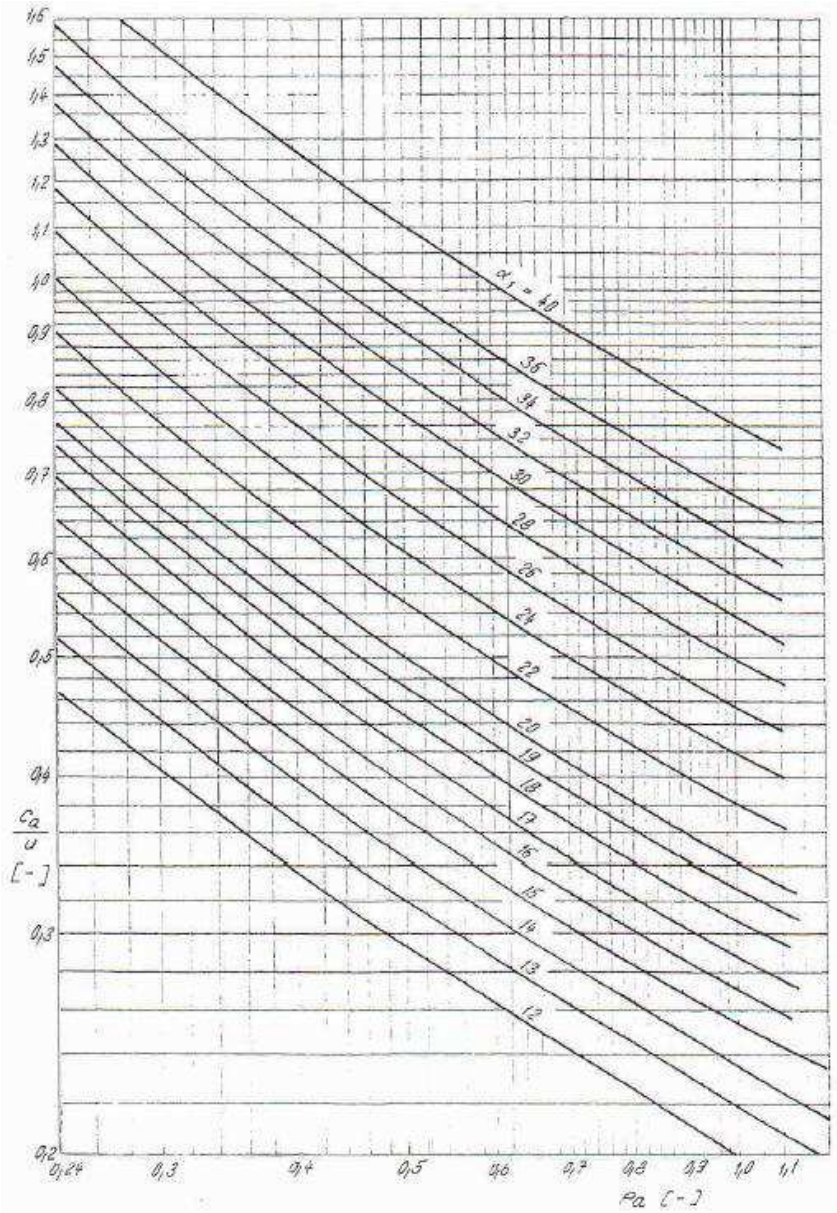
10. Příloha



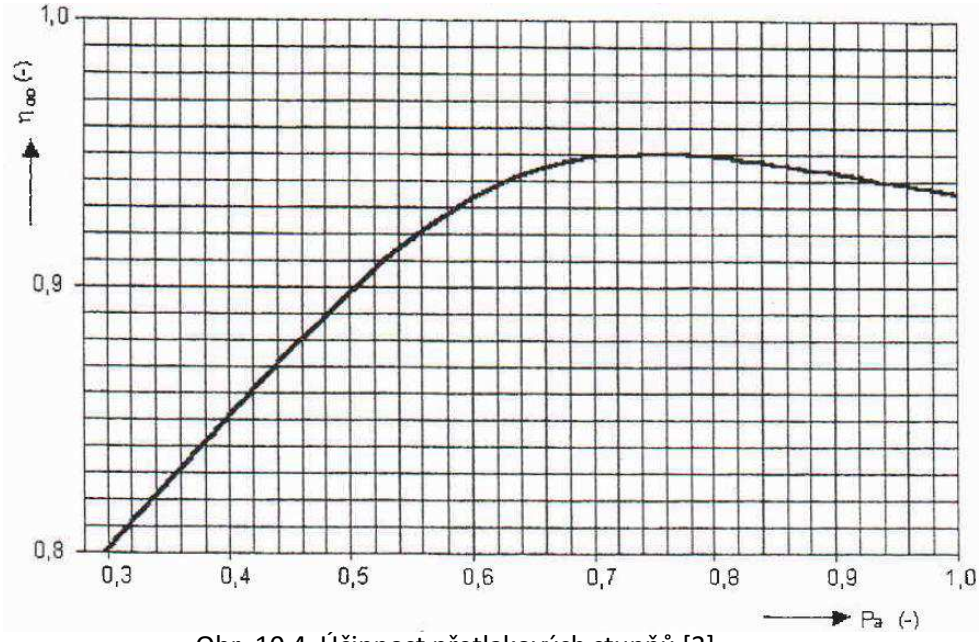
Obr. 10.1 Redukovaná účinnost regulačního stupně A-kola [2]



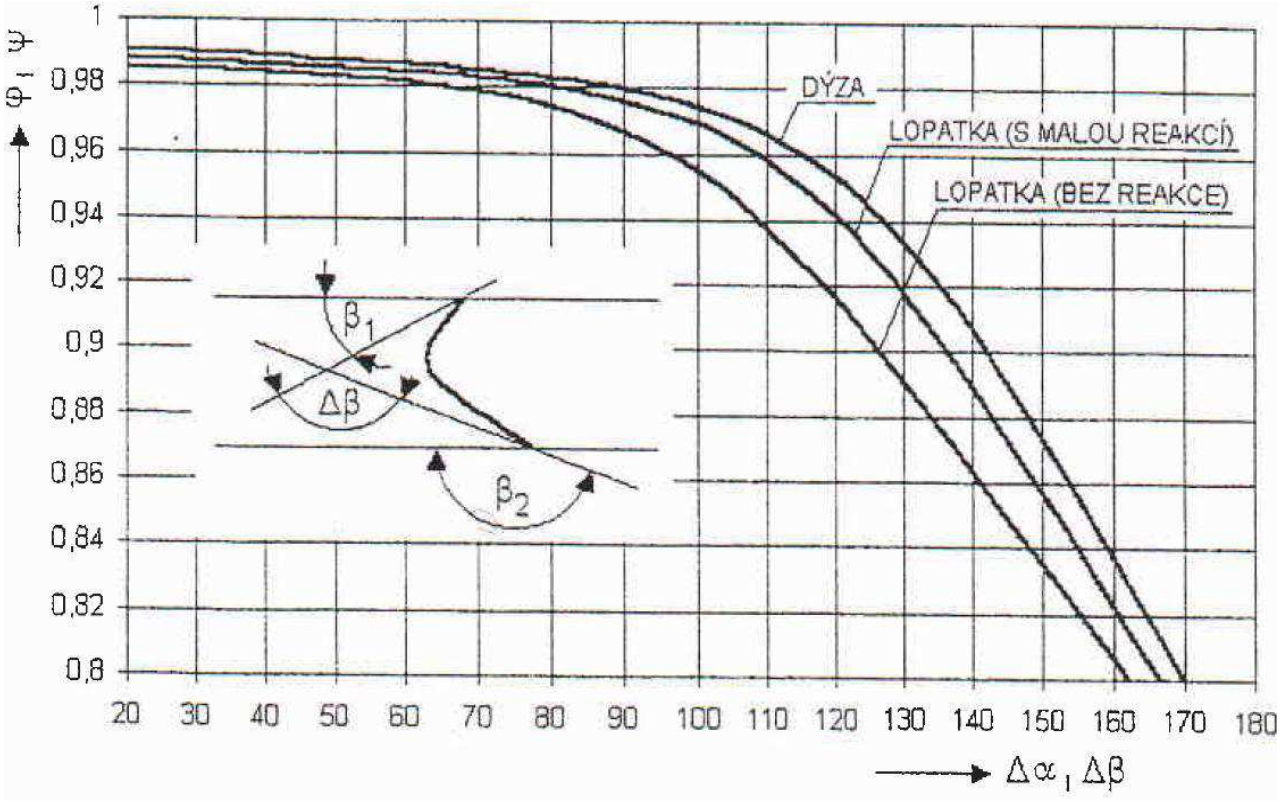
Obr. 10.2 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [2]



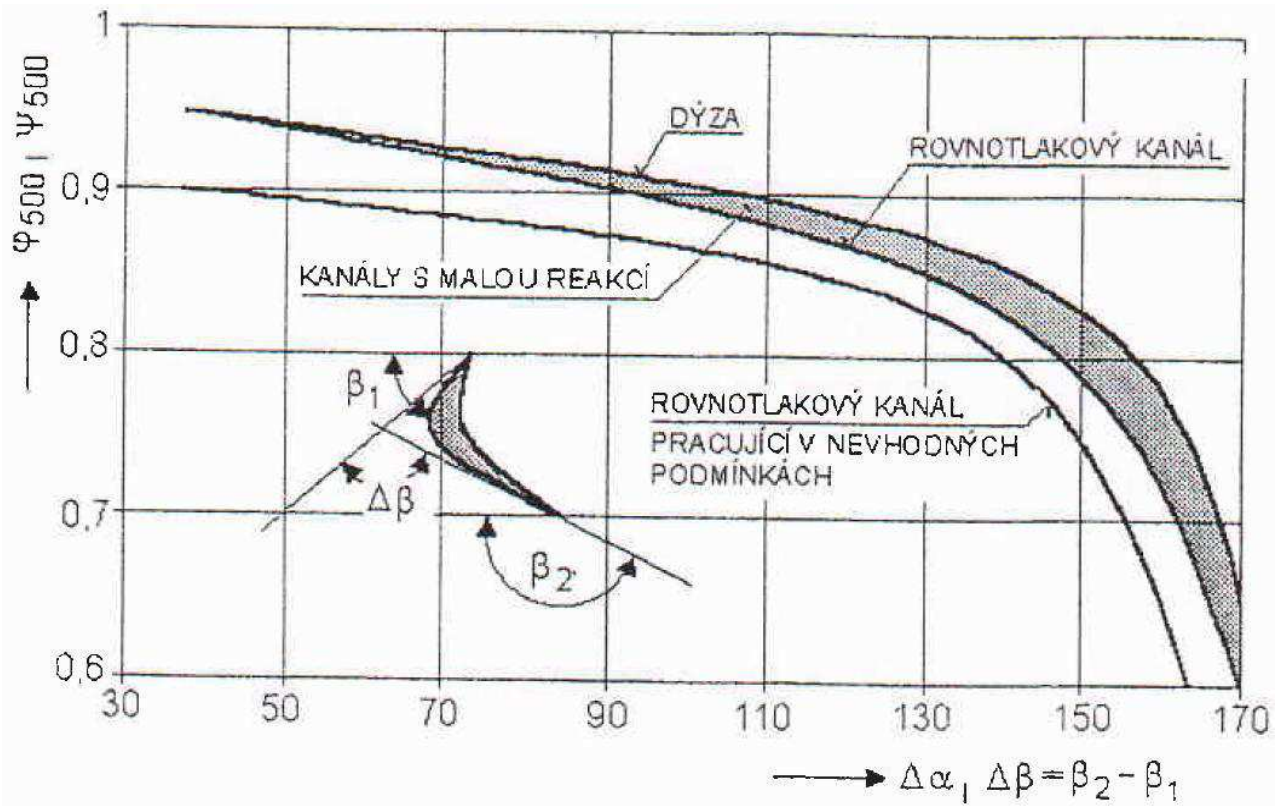
Obr. 10.3 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [2]



Obr. 10.4 Účinnost přetlakových stupňů [2]



Obr. 10.5 Závislost rychlostního součinitele ϕ;Ψ na ohnutí proudu Δα; Δβ [2]



Obr. 10.5 Závislost rychlostního součinitele při rychlosti páry 500m/s na ohnutí proudu [2]

Tab. 10.1 Tabulka rovnotlakých profilů – statorové [2]

Typ mříže	Rozsah Machova čísla	Vstupní úhly do mříže	Výstupní úhly z mříže	Označení profilu	Optimální rozteč s/c	Optimální úhel nastavení γ
Skupina A	0,3-0,9	70-100	8-11	TS-0A	0,76-0,95	30-33
			10-14	TS-1A	0,74-0,90	32-36
			13-17	TS-2A	0,70-0,90	37-41
			16-22	TS-3A	0,65-0,85	41-46
			22-27	TS-4A	0,60-0,74	43-46
			27-32	TS-5A	0,55-0,64	46-49
			33-37	TS-6A	0,52-0,60	53-56
		45-60	13-17	TS-1A-I	0,74-0,95	50-54
		55-70	17-22	TS-2A-I	0,70-0,90	56-60
		60-70	22-27	TS-3A-I	0,65-0,85	62-66
		65--80	27-32	TS-4A-I	0,60-0,74	68-72
			32-37	TS-5A-I	0,55-0,64	72-75
Skupina B	0,85-1,3	70-110	10-14	TS-1B	0,74-0,95	32-36
			13-17	TS-2B	0,70-0,90	37-41
			16-22	TS-3B	0,65-0,85	41-46
			22-27	TS-4B	0,58-0,74	44-50
			27-32	TS-5B	0,55-0,64	48-54
Skupina C	1,3-1,6	60-120	7-11	TS-1C	0,65-0,75	27-31
			11-15	TS-2C	0,65-0,75	37-41
			15-20	TS-3C	0,65-0,75	37-41
			20-25	TS-4C	0,65-0,75	46-50
		60-120	7-11	TS-1CR	0,55-0,65	27-31
			11-15	TS-2CR	0,55-0,65	37-41
			15-20	TS-3CR	0,52-0,65	37-41
			20-25	TS-4CR	0,55-0,65	46-50

Tab. 10.2 Tabulka rovnotlakých profilů – rotorové [2]

Typ mříže	Rozsah Machova čísla	Vstupní úhly do mříže	Výstupní úhly z mříže	Označení profilu	Optimální rozteč s/c	Optimální úhel nastavení γ
Skupina A	0,3-0,9	14-25	13-15	TR-0A	0,6-075	76-79
		18-33	16-19	TR-1A	0,6-0,7	76-79
		25-40	19-22	TR-2A	0,58-0,65	76-79
		28-45	24-28	TR-3A	0,54-0,64	77-80
		35-50	28-32	TR-4A	0,55-0,64	74-78
		40-55	32-36	TR-5A	0,52-0,60	76-79
		45-65	36-39	TR-6A	0,52-0,58	77-81
Skupina B	0,85-1,25	18-28	17-20	TR-1B	0,59-0,7	77-82
				TR-1Bk		
		22-33	19-22	TR-2B	0,58-0,65	81-85
				TR-3Bk		
		26-38	24-28	TR-3B	0,57-0,62	83-88
		30-42	27-32	TR-4B	0,55-0,60	84-88
		35-48	32-35	TR-5B	0,52-0,60	85-89
Skupina C	1,25-1,9	18-24	18-20	TR-1C	0,57-0,65	87-89
		20-26	20-23	TR-2C	0,58-0,63	87-89
		23-30	22-26	TR-3C	0,55-0,60	87-90
		26-32	25-28	TR-4C	0,54-0,58	87-90

Tab. 10.3 Rovnotlaké profily – příklad označení konkrétních profilů oběžných lopatek [2]

Profil	S	I_{min}	I_{max}	w_{min}	w_{max}	Těžiště x_t	Těžiště y_t	γ	β_1	$\overline{\beta}_2$	s
	cm^2	cm^4	cm^4	cm^3	cm^3	mm	mm	°	°	°	mm
20TR1	1,169	0,0825	0,2790	0,1016	0,2401	10,05	10,05	10°9′	19-33 18-33	19 17	14 12
25TR1	1,812	0,2078	0,6764	0,2078	0,4589	12,64	12,60	10°24′	19-33 18-33	19 17	17,5 15
30TR1	2,607	0,4148	1,3939	0,3420	0,7866	15,12	15,23	10°57′	19-33 18-33	19 17	21 18
40TR1	4,618	1,3731	4,4621	0,8945	1,8733	20,20	19,96	12°12′	19-33 18-33	19 17	28 24
20TR3	1,072	0,0604	0,2636	0,0937	0,2310	10,34	8,44	10°45′	25-45	24	13
25TR3	1,569	0,1330	0,6561	0,1630	0,4550	12,92	10,48	9°31′	25-45	24	16
30TR3	2,418	0,3085	1,3456	0,3158	0,7742	15,50	12,60	9°55′	25-45	24	13,5
40TR3	4,283	0,9637	4,2666	0,7313	1,8422	20,70	16,90	9°56′	25-45	24	26
20TR5	0,681	0,0201	0,1681	0,0392	0,1417	10,79	7,25	10°27′	40-55	32	11
25TR5	1,086	0,0440	0,4175	0,0686	0,2124	13,36	8,90	10°7′	40-55	32	14
30TR5	1,580	0,1018	0,8880	0,1456	0,4966	16,18	10,31	11°24′	40-55	32	16,5
40TR5	2,738	0,3130	2,6870	0,3050	1,1330	21,52	14,42	10°37′	40-55	32	22

11. Použité informační zdroje

[1] Firemní podklady **EKOL spol s.r.o. Brno, Křenová 65**

Seznam použité literatury:

[2] FIEDLER, J. **PARNÍ TURBÍNA-Návrh a výpočet**

[3] BEČVÁŘ, J. a kolektiv **Tepelné turbíny**

[4] KADRNOŽKA, J. **Tepelné turbíny a turbokompresory**

[5] KADRNOŽKA, J. **Lopatkové stoje**

[6] KRBEK, J., POLESNÝ, B., FIEDLER, J., **Strojní zařízení tepelných centrál-Návrh a výpočet**

[7] ŠKOPEK, J. **PARNÍ TURBÍNA-Tepelný a pevnostní výpočet**

[8] PAVELEK, M. **TERMOMECHANIKA,** Skriptum VUT-FSI

[9] ŠOB, F. **HYDROMECHANIKA**, Skriptum VUT-FSI

[10] HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J., **Fyzika, část 1. a 2.**

Internetové zdroje:

[11] Wikipedia [online]. Dostupné z < http://cs.wikipedia.org>

[12] Wikipedia [online]. Dostupné z <http://en.wikipedia.org>

[13] Sciencedirect [online]. Dostupné z <http://www.sciencedirect.com>

[14] Poweron [online]. Dostupné z <http://www.poweron.ch/de>

[15] U.S. Department of energy [online]. Dostupné z <http://www.eere.energy.gov>

[16] ČEZ [online]. Dostupné z <http://www.cez.cz>

[17] Excel-Engineering [online]. Dostupné z <http://www.x-eng.com>