

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**Fakulta strojní**

Studijní program: N2301      Strojní inženýrství

Studijní zaměření: 2302T013      Stavba energetických strojů a zařízení

**Diplomová práce**

Návrh funkčního P&ID strojovny turbíny 250MW  
se zaměřením na tlakové ztráty v regeneračních odběrech

Autor:

**Bc. Jan Sova**

Vedoucí práce:

**Ing. Vladimír Křenek**

Akademický rok 2015/2016

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: 17.5.2016

.....

podpis autora

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Sova	Jméno Jan		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2302T013-„Stavba energetických strojů a zařízení“			
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Křenek	Jméno Vladimír		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU-FST-KKE			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	Nehodící se škrtněte	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh funkčního P&ID strojovny turbíny 250MW se zaměřením na tlakové ztráty v regeneračních odběrech			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	90	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	73	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	17
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Diplomová práce obsahuje návrh zapojení P&amp;ID strojovny parní turbíny v rozsahu turbíny, VT regenerace, NT regenerace a napájecí nádrže. Dále je provedeno dimenzování potrubí pro regenerační odběry. V poslední části je proveden výpočet tlakových ztrát odběrů pro nízkotlakou regeneraci. Výpočet je proveden s konstantními parametry protékajícího média, dále je zopakován s parametry závislými na tlaku. V poslední části je věnována pozornost výpočtu tlakových ztrát při dvoufázovém proudění.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>P&amp;ID, Strojovna parní turbíny, Tlakové ztráty, Dvoufázové proudění</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Sova	Name Jan	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T013-„Design of Power Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křenek	Name Vladimír	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of function P&ID steam turbine 250MW with focus on the pressure drops in steam extraction pipelines		

<b>FACULTY</b>	Mechanical engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKE	<b>SUBMITTED IN</b>	2016
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	90	<b>TEXT PART</b>	73	<b>GRAPHICAL PART</b>	17
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This diploma work is focused on design of process and instrumentation diagram of steam turbine. Next part contains calculation of pressure drops in steam extraction pipelines for low pressure heaters. The calculation is executed in different ways. First calculation is with pressure independent parameters. Second calculation is with pressure depended parameters. In the last part is paid attention to pressure drops in two phase flow.
<b>KEY WORDS</b>	P&ID, steam turbine, pressure drops, two phase flow,

## OBSAH:

<b>1</b>	<b>PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ VČETNĚ JEDNOTEK .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>RANKIN – CLAUSIIŮV CYKLUS .....</b>	<b>4</b>
3.1	ZVYŠOVÁNÍ TEPELNÉ ÚČINNOSTI RANKIN-CLAUSIOVA CYKLU .....	5
3.1.1	Zvýšení parametrů admisní páry .....	6
3.1.2	Přihřívání páry .....	7
3.1.3	Regenerace .....	7
3.2	TEPELNÝ OBĚH ZKOUMANÉ STROJOVNY .....	9
<b>4</b>	<b>ZÁKLADNÍ TEORIE A POPIS FUNKCE ARMATUR A FUNKČNÍCH CELKŮ NA P&amp;ID .....</b>	<b>9</b>
4.1	ARMATURY .....	10
4.1.1	Základní rozdělení .....	10
4.1.2	Šoupátka .....	10
4.1.3	Klapky .....	11
4.1.4	Ventily .....	12
4.1.5	Kulové kohouty .....	13
4.2	POHON ARMATUR .....	14
4.2.1	Ruční pohon .....	14
4.2.2	Pneumatický membránový pohon .....	15
4.2.3	Pneumatický pístový pohon .....	16
4.2.4	Hydraulické pohony .....	17
4.2.5	Elektropohon .....	17
4.3	KKS KÓDOVÁNÍ .....	18
4.4	PARNÍ TURBÍNA .....	19
4.4.1	Najíždění .....	20
4.4.2	Prohřev parní turbíny a příslušenství .....	21
4.4.2.1	Prohřev parovodů a ventilových komor .....	21
4.4.2.1.1	Prohřev parovodů a ventilových komor ze studeného stavu .....	21
4.4.2.1.2	Prohřev parovodů a ventilových komor po odstávce .....	22
4.4.2.2	Prohřev VT dílu parní turbíny .....	22
4.4.2.3	Prohřev ST dílu parní turbíny .....	23
4.5	REGENERACE .....	23
<b>5</b>	<b>NÁVRH ZAPOJENÍ FUNKČNÍCH CELKŮ NA SCHÉMATU PÁRA-VODA .....</b>	<b>24</b>
5.1	NÁVRH ZAPOJENÍ ADMISNÍ PÁRY .....	24
5.2	NÁVRH ZAPOJENÍ VRATNÉ PÁRY .....	25
5.3	NÁVRH ZAPOJENÍ PŘIHRÁTÉ PÁRY .....	26
5.4	NÁVRH ZAPOJENÍ SYSTÉMŮ UCPÁVKOVÉ A KOMÍNKOVÉ PÁRY .....	26
5.4.1	Vnitřní okruh ucpávkové páry .....	26
5.4.2	VT ucpávkový okruh .....	27
5.4.3	NT ucpávkový okruh .....	27
5.4.4	Okruh komínkové páry .....	27
5.5	NÁVRH ZAPOJENÍ NÍZKOTLAKÝCH REGENERAČNÍCH OHŘÍVÁKŮ (NTO) .....	28
5.5.1	Ohřívák s kaskádováním kondenzátu .....	28
5.5.2	Ohřívák s přečerpáváním kondenzátu .....	29
5.6	NÁVRH ZAPOJENÍ NAPÁJECÍ NÁDRŽE .....	30
5.7	NÁVRH ZAPOJENÍ VYSOKOTLAKÝCH REGENERAČNÍCH OHŘÍVÁKŮ (VTO) .....	31
<b>6</b>	<b>VOLBA DN POTRUBÍ PRO REGENERAČNÍ ODBĚRY .....</b>	<b>32</b>
6.1	VHODNÉ MATERIÁLY PRO REGENERAČNÍ ODBĚRY .....	33
6.2	NÁVRH TLOUŠTKY STĚNY .....	33

6.2.1	Soubory zatížení .....	33
6.2.2	Výpočtový tlak .....	33
6.2.3	Výpočtová teplota .....	33
6.2.4	Dovolené namáhání .....	34
6.2.5	Vlastnosti vybraných materiálů .....	34
6.2.6	Výpočet minimální tloušťky stěny přímého úseku potrubí bez přídavků a mezních úchylek .....	36
6.2.7	Výpočet minimální tloušťky stěny oblouků bez přídavků a mezních úchylek .....	36
6.2.8	Přídavky .....	37
6.2.9	Výsledky výpočtu .....	37
6.3	KONTROLA VÝSLEDNÉ RYCHLOSTI V REGENERAČNÍCH ODBĚRECH .....	37
<b>7</b>	<b>VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT V REGENERAČNÍCH ODBĚRECH .....</b>	<b>38</b>
7.1	DOPAD TLAKOVÉ ZTRÁTY V REGENERAČNÍCH ODBĚRECH DO TEPELNÉ ÚČINNOSTI .....	38
7.2	ZÁKLADNÍ VZTAHY PRO VÝPOČET ZTRÁTY TLAKU V POTRUBÍ .....	41
7.3	POUŽITÉ VZTAHY PRO VÝPOČET ODPORU PŘÍMÉHO POTRUBÍ .....	42
7.4	POUŽITÉ HODNOTY PRO VÝPOČET MÍSTNÍCH SOUČINITELŮ .....	45
7.4.1	Ohyby .....	45
7.4.2	T-kusy .....	49
7.4.3	Ostatní ztrátové součinitele .....	50
7.5	VÝPOČET PŘI UVAŽOVÁNÍ KONSTANTNÍ RYCHLOSTI .....	50
7.5.1	Určení průtoku v regeneračních odběrech .....	51
7.5.2	Odběr I .....	53
7.5.3	Odběr II .....	55
7.5.4	Odběr III .....	57
7.5.5	Odběr IV .....	59
7.5.6	Odběr V .....	61
7.6	VÝPOČET S UVAŽOVÁNÍM ZMĚNY RYCHLOSTI PROUDĚNÍ .....	63
7.6.1	Výchozí rovnice a předpoklady pro výpočet .....	63
7.6.2	Vstupní údaje a výsledky pro jednotlivé odběry .....	66
7.7	TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI PROUDĚNÍ MOKRÉ PÁRY .....	72
7.7.1	Teoretický úvod k výpočtům tlakových ztrát při dvoufázovém proudění .....	72
7.7.1.1	Struktura proudění .....	72
7.7.1.2	Základní rovnice pro výpočet tlakových ztrát při dvoufázovém proudění .....	73
7.7.2	Výpočet objemového podílu plynu .....	75
7.7.3	Výpočet tlakové ztráty dle Lockharta-Martinelliho .....	77
7.7.4	Model dle Martinelliho-Nelsona .....	79
7.7.5	Model dle Friedela .....	81
7.7.6	Baroczyho model .....	82
7.7.7	Srovnání jednotlivých metod výpočtu tlakových ztrát při dvoufázovém proudění a volba vhodné metodiky .....	83
7.7.8	Vliv vlhkosti na tlakovou ztrátu odběru I .....	86
7.8	SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU TLAKOVÝCH ZTRÁT S GARANČNÍM MĚŘENÍM .....	88
7.9	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU TLAKOVÝCH ZTRÁT .....	90
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>91</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>93</b>

## **Seznam příloh:**

- Schéma pára voda
- Příloha A - Volba DN pro regenerační odběry
- Příloha B – Návrh tloušťky stěny regeneračních odběrů
- Příloha C – Kontrola rychlosti proudění v regeneračních odběrech
- Příloha D – Bilanční schéma
- Příloha E – Funkce pro výpočet součinitele tření rovného úseku potrubí
- Příloha F - Funkce pro výpočet tlakové ztráty potrubního úseku při proměnných parametrech pracovní látky
- Příloha G - Funkce pro výpočet tlakové ztráty potrubního úseku při proměnných parametrech pracovní látky a dvoufázovém proudění

## 1 Přehled použitých zkratk a symbolů včetně jednotek

Zkratka	Název	Jednotky
VT	Vysokotlaký	
ST	Středotlaký	
NT	Nízkotlaký	
OTV	Ohřívák topné vody	
VTO	Vysokotlaký ohřívák	
NTO	Nízkotlaký ohřívák	
EPK	Expandér provozních kondenzátů	
T	Termodynamická teplota	[K]
$\eta$	Účinnost	[-]
$D_o$	Vnější průměr	[mm]
$D_i$	Vnitřní průměr	[mm]
w	Rychlost	[m/s]
v	Měrný objem	[m <sup>3</sup> /kg]
m	Hmotnostní průtok	[kg/s]
$p_0$	Provozní tlak	[MPa(g)]
PS	Nejvyšší přípustný tlak	[MPa(g)]
$p_c$	Výpočtový tlak	[MPa(g)]
$t_0$	Provozní teplota	[°C]
TS	Nejvyšší přípustná teplota	[°C]
$t_c$	Výpočtová teplota	[°C]
$Re_{Ht}$	Horní mez kluzu při dané teplotě	[MPa]



$R_{P02t}$	Smluvní mez kluzu při dané teplotě	[MPa]
$S_{RTt}$	Střední hodnota meze pevnosti při tečení pro danou teplotu a dobu zatížení	[MPa]
$SF_{CR}$	Součinitel bezpečnosti v závislosti na čase zatížení	[-]
$z$	Součinitel hodnoty spoje	[-]
$f$	Dovolené namáhání	[MPa]
$e$	Tloušťka stěny	[mm]
$e_{int}$	Minimální tloušťka stěny na vnitřní straně oblouku	[mm]
$e_{ext}$	Minimální tloušťka stěny na vnější straně oblouku	[mm]
$R$	Poloměr oblouku	[mm]
$i$	Entalpie	[kJ/kg]
$\Delta p$	Tlaková ztráta	[Pa]
$\zeta$	Ztrátový součinitel	[-]
$h$	Výška	[m]
$\lambda$	Součinitel tření v potrubí	[-]
$L$	Délka	[m]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[-]
$\Delta$	Poměrná drsnost	[-]
$\delta$	Úhel ohybu	[°]
$A_2$	Součinitel vlivu geometrie oblouku	[-]
$\xi_{loc}$	Místní ztrátový součinitel ohybu	[-]
$k_{\Delta}$	Součinitel vlivu drsnosti	[-]
$k_{Re}$	Součinitel vlivu Reynoldsova čísla	[-]
$B_1$	Součinitel vyjadřující vliv velikosti poloměru oblouku	[-]
$A_1$	Součinitel vyjadřující vliv úhlu otočení proudu	[-]
$C_1$	Součinitel vyjadřující vliv tvaru průřezu	[-]

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

g	Gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
dx	Délkový krok	[m]
$\alpha$	Úhel potrubí	[°]
a	Měrná technická práce	[J/kg]
q	Měrné teplo	[J/kg]
$L_{ek}$	Ekvivalentní délka	[m]
$\varepsilon$	Objemový podíl plynné fáze	[-]
s	Faktor skluzu fází	[-]
x	Hmotnostní podíl plynné fáze	[-]
We	Weberovo číslo	[-]
$\sigma$	Povrchové napětí	[N/m]
S	Průtočná plocha	[m <sup>2</sup> ]
dp	Změna tlaku	[Pa]
$X_{LM}$	Lockhart-Martinellův faktor	[-]
$\Phi_g$	Dvoufázový součinitel pro plyn	[-]
$\Phi_L$	Dvoufázový součinitel pro kapalinu	[-]
Fr	Froudeho číslo	[-]
$\mu$	Dynamická vazkost	[kg/ms]
B	Baroczyho parametr	[-]

## 2 Úvod

Parní turbíny jsou důležitým prostředkem pro přeměnu tepelné energie v mechanickou práci. Po mnoho let tvoří důležitou součást energetiky a je pravděpodobné že tomu bude i v letech nadcházejících díky jejich spolehlivosti a dobré regulovatelnosti výkonu.

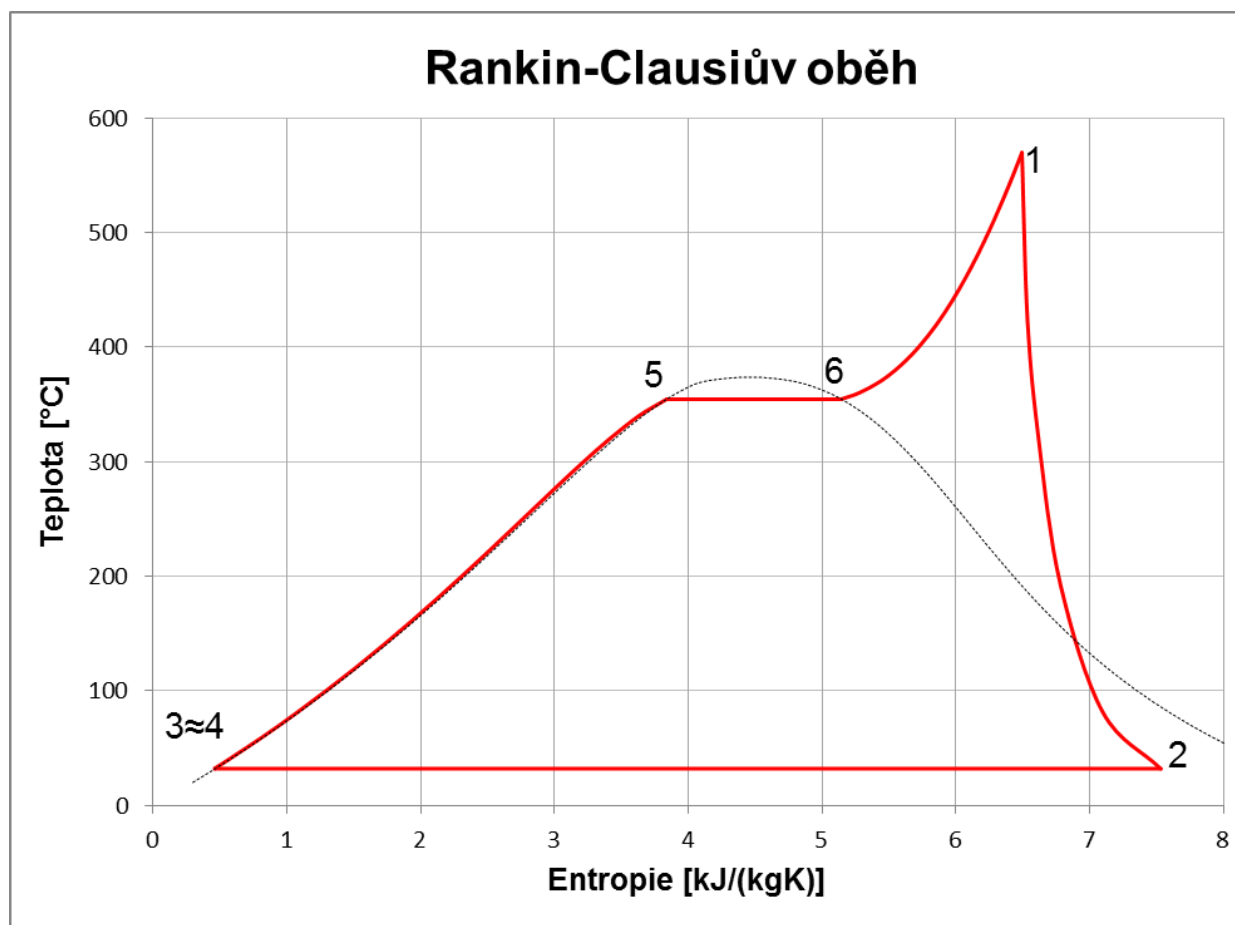
Zadání této práce pochází od výrobce parních turbín s více než stoletou tradicí v tomto odvětví a to od společnosti Doosan Škoda Power.sro. Pro správné fungování parní turbíny je nutné její správné zapojení s ostatními funkčními celky strojovny. Tomuto tématu je věnována první část práce.

Druhá část práce je zaměřena na výpočty tlakových ztrát v regeneračních odběrech. V této části práce je posuzováno několik metod výpočtu s různým stupněm zjednodušení. Dále je v této části věnována pozornost tlakovým ztrátám při dvoufázovém proudění a je také posouzen dopad tlakových ztrát do účinnosti. Výstupem této práce není pouhé zhodnocení tlakových ztrát v regeneračních odběrech na realizovaném projektu, ale i vytvoření dodatečných funkcí v jazyce VBA pro MS excel, které usnadní a zkvalitní výpočty tlakových ztrát v oddělení realizace společnosti Doosan Škoda Power.sro.

## 3 Rankin – Clausiův cyklus

Parní turbína pracuje na principu Rankin-Clausiova cyklu. Na následujícím obrázku je cyklus znázorněn v T-s diagramu. Tento digram je sestaven na základě hodnot z příloženého tepelného schématu. Od oběhu v příloženém tepelném schématu se velmi odlišuje. Zachovány jsou pouze základní parametry admisní páry, tlak v kondenzátoru a tlak napájecí vody. Výsledný T-s diagram bude postupně sestaven v několika dalších kapitolách věnujících se způsobům zvyšování účinnosti.

Bod 1 označuje stav admisní páry, která následně expanduje v turbíně, kde koná práci. Bod 2 znázorňuje výstup turbíny a vstup do kondenzátoru kde je realizován odvod tepla. Body 3 a 4 představují stlačení v napájecím čerpadle ohřátí vody i přírůstek entropie jsou velmi malé, a proto splývají v jeden bod. Body 4 až 5 znázorňují předehřev napájecí vody na mez sytosti. Body 5 a 6 představují vypařování a body 6 až 1 přehřívání páry. Teplo se do oběhu přivádí mezi body 4 a 1.



Obrázek 1 Rankin-Clausiusův oběh

### 3.1 Zvyšování tepelné účinnosti Rankin-Clausiova cyklu

V této kapitole budou stručně popsány vybrané způsoby zvýšení účinnosti. Maximální účinnost, které je možné dosáhnout pomocí oběhu, který pracuje mezi dvěma teplotami, je možné určit pomocí známého vztahu pro účinnost Carnotova cyklu (rovnice 2.1).

$$\eta_t = 1 - \frac{T_O}{T_P} \quad (2.1)$$

kde:  $\eta_t$  je tepelná účinnost Carnotova oběhu [-],  
 $T_O$  teplota odvodu tepla [K],  
 $T_P$  teplota přívodu tepla [K].

Z uvedeného vztahu je zřejmé, že teploty přívodu a odvodu tepla mají přímý dopad do tepelné účinnosti. Teplota odvodu tepla je dána okolním prostředím. Proto pro zvýšení účinnosti cyklu je nutné zvýšit teplotu přívodu tepla. Toto je základní princip většiny metod zvýšení tepelné účinnosti.

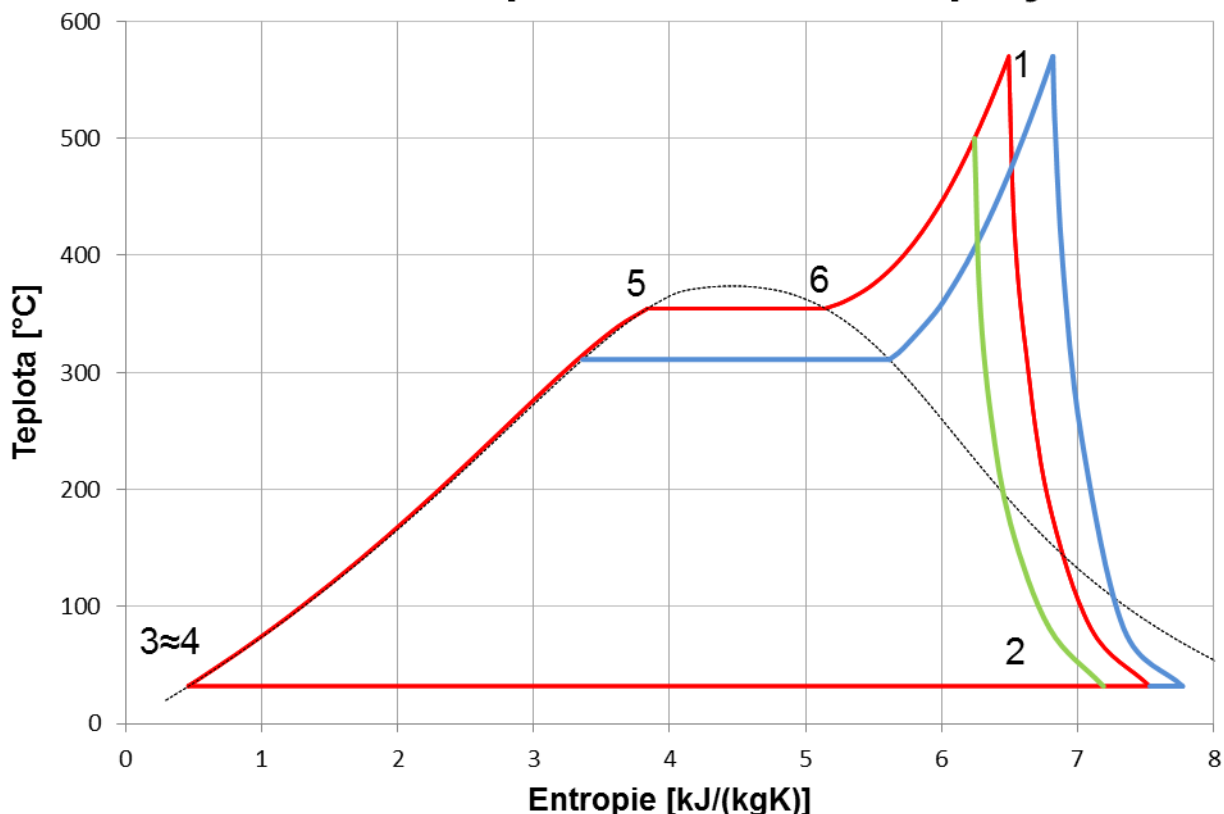
### 3.1.1 Zvýšení parametrů admisní páry

Zvýšení tlaku napájecí vody a tím i tlaku vstupní páry má za následek nárůst teploty sytosti vody. To je příznivé z hlediska teploty přívodu tepla. Pouhé zvyšování tlaku je příznivé jen do určité meze, protože klesá termodynamická účinnost turbíny kvůli kratším lopatkám vysokotlaké části a roste příkon napájecích čerpadel. Se zvyšováním tlaku také rostou tloušťky stěn všech potrubí, těles turbíny atd. Dále roste vlhkost páry na výstupu z turbíny a to je nepříznivé z hlediska životnosti a termodynamické účinnosti posledních stupňů.

Zvyšování vstupní teploty je také příznivé a na rozdíl od zvyšování tlaku vždy platí, že vyšší teplota je z hlediska účinnosti příznivá, teplota přívodu tepla se při přehřívání zvyšuje, vlhkost na výstupu z turbíny naopak klesá. Vstupní teplota je limitována žárupevností dostupných materiálů.

Na následujícím obrázku je stejný T-s diagram, jako na obrázku 1. Pouze byl doplněn o dva příklady oběhů, první modře znázorněný oběh je příklad oběhu s nižším vstupním tlakem a stejnou vstupní teplotou. Druhý, zelený oběh, znázorňuje případ se stejným vstupním tlakem, ale s nižší vstupní teplotou oproti oběhu červenému. Některé části oběhu nejsou těmito změnami ovlivněny, a proto se překrývají.

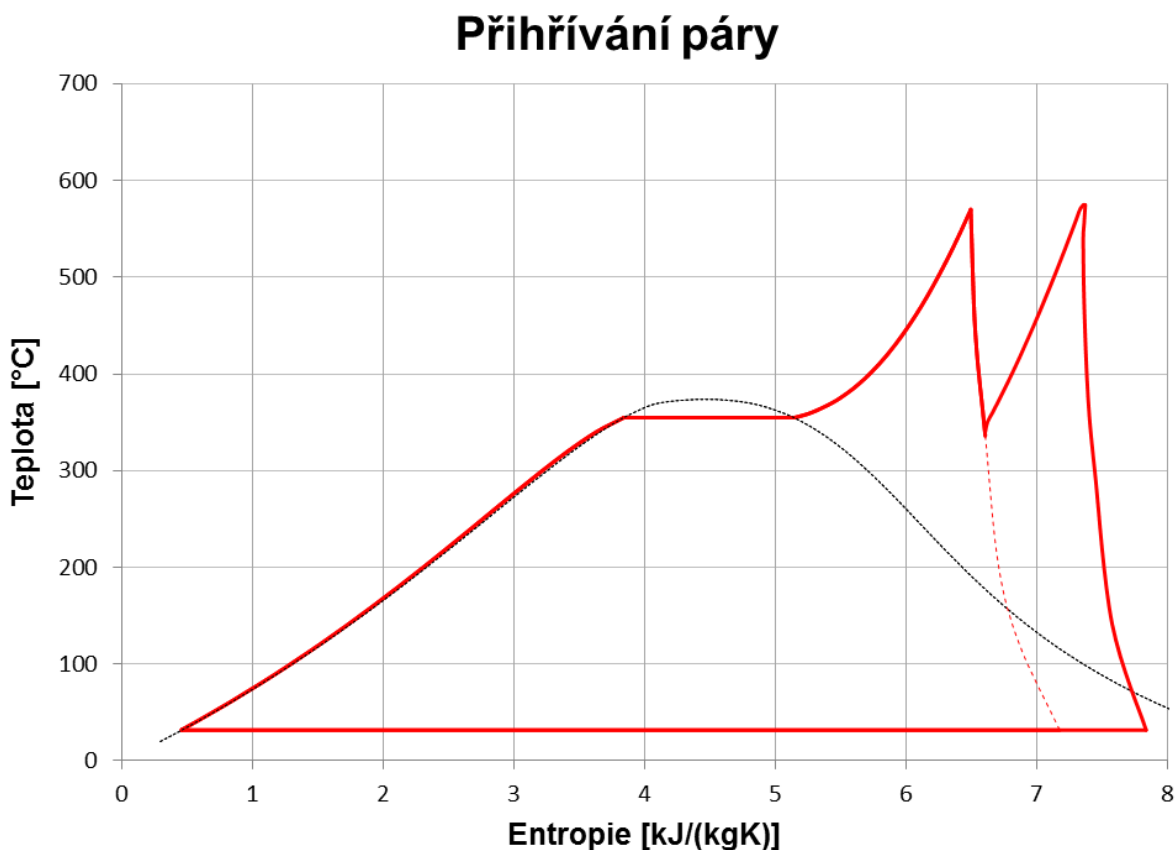
## Změna parametrů admisní páry



Obrázek 2 změna parametrů vstupní páry

### 3.1.2 Přihřívání páry

Po částečné expanzi je pára zavedena zpět do kotle. Snaha je zopakovat část cyklu s nejvyšší teplotou přívodu tepla. Dalším příznivým vlivem je snížení vlhkosti v nízkotlaké části parní turbíny. Obvykle se realizuje pouze jedno přihřívání, dvojí či trojí přihřívání páry se používá pouze u bloků s velmi velkým výkonem a vysokým vstupním tlakem. Obrázek 3 znázorňuje T-s diagram oběhu s přihříváním, čárkovanou čarou je znázorněn průběh expanze bez přihřívání.



Obrázek 3 Přihřívání páry

### 3.1.3 Regenerace

Provádí se odebrání částečně vyexpandované páry z turbíny, nebo z potrubí vratné páry. Podobně jako u předchozích způsobů zvyšování tepelné účinnosti i zde je snahou zvýšit teplotu přívodu tepla, konkrétně ohřevu napájecí vody. Tím že se část napájecí vody ohřeje odběrovou parou, začne přívod tepla na vyšší teplotě a tím se zvýší účinnost cyklu.

Regenerace má i příznivý vliv na termodynamickou účinnost turbíny, protože vysokotlakými stupni proudí více páry než nízkotlakými. Tím se prodlouží lopatky vysokotlaké části a naopak se zkrátí lopatky části nízkotlaké. V obou případech je to příznivé.

Přibližnou představu o principu regenerace dává následující T-s diagram. Tento diagram odpovídá případu, kdy by skrz regenerační ohřívák proudila veškerá pára z průtočné části, po

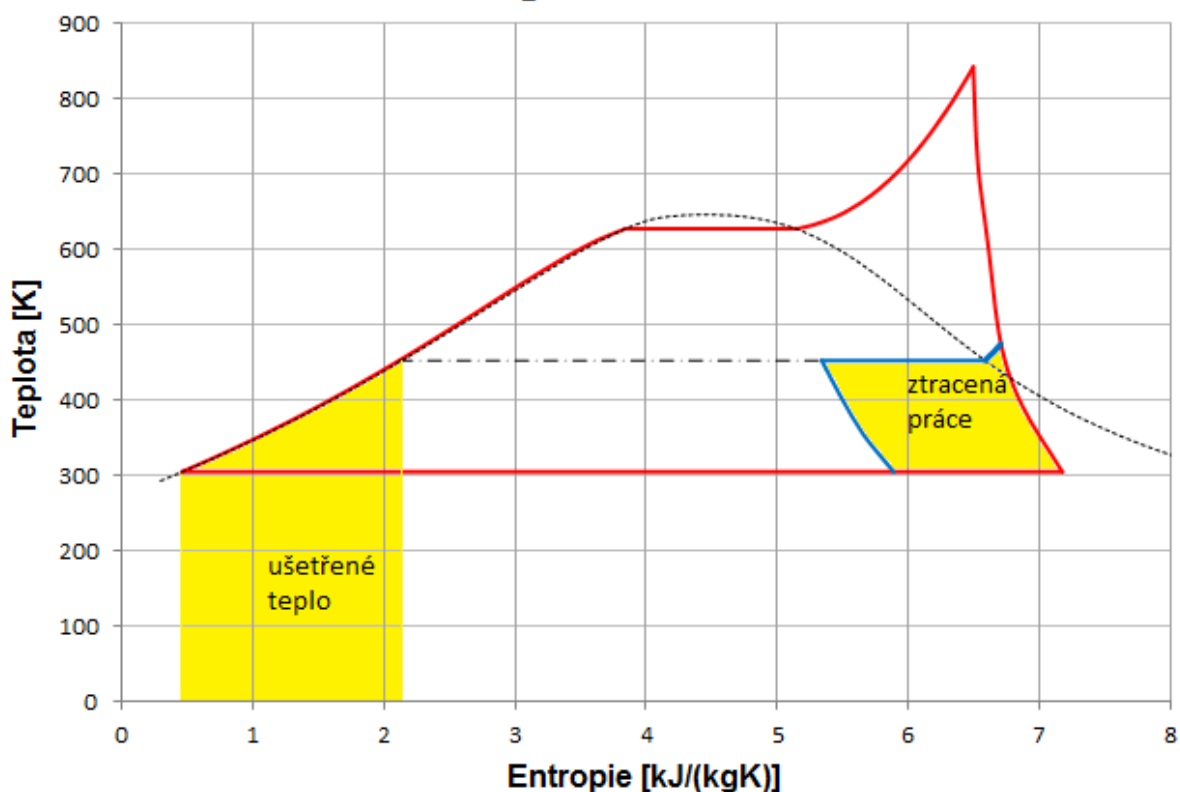
Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

ohřátí napájecí vody by tato pára dále expandovala. Dále je zde zakreslen původní oběh známý z předchozích kapitol. Původní oběh je znázorněn červeně, modře je znázorněno zchlazení páry v ohříváku a následná expanze.

Pokud bychom zakreslili reálný proces, část diagramu by platila pro 1kg média a část pro několikanásobné množství, v takovém diagramu by nebylo možné přímo zakreslit ztracenou práci a ušetřené teplo. Proto je princip regenerace vysvětlován na tomto technicky velmi nevhodném provedení. Z obrázku 4 vyplývá, že regenerací sice ztratíme určité množství práce 1kg páry, ale množství ušetřeného tepla je výrazně vyšší. Dále je patrné že přívod tepla začíná při vyšších teplotách a tím je celý oběh účinnější. Ideální zvýšení účinnosti regenerací nastane v případě nekonečného množství ohříváků a ohřevu napájecí vody až na mez sytosti.

## Regenerace

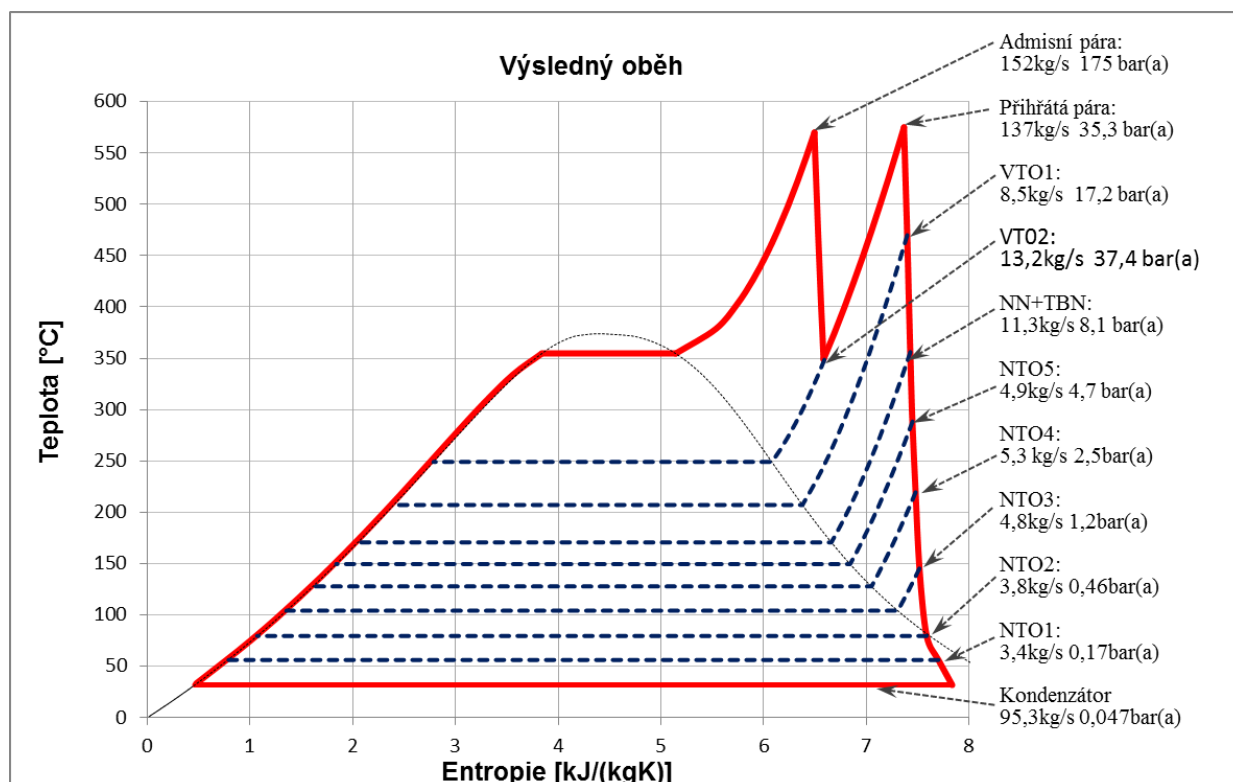


Obrázek 4 Regenerace

V praxi se odebírá část páry, která se nechá úplně zkondenzovat a vzniklý kondenzát se buďto přecherává do trasy hlavního kondenzátu, nebo se zavádí do ohříváku s nižším kondenzačním tlakem, také je volen vyšší počet výměníků (obvykle 1 až 3 VTO, 3 až 5 NTO a napájecí nádrž). Dnešní turbíny se staví téměř vždy z regenerací, výjimku tvoří případy, kde je k dispozici jiný zdroj tepla pro ohřev napájecí vody, který by jinak zůstal nevyužitý, např. paroplynové bloky. Konkrétní zapojení regeneračních ohříváků bude probráno v samostatné kapitole.

### 3.2 Tepelný oběh zkoumané strojovny

V našem případě máme tepelný oběh kondenzační turbíny se sedmi odběry pro regeneraci a jedním přehříváním páry. Na následujícím obrázku je znázorněn tento oběh v T-s diagramu. Diagram byl sestaven na základě hodnot v příložených tepelných schématech. Pro přesnější představu o oběhu jsou v diagramu uvedeny vybrané parametry pracovní látky. Za povšimnutí stojí poměr průtoků admisní a přehřáté páry k průtokům skrz odběry, přibližně třetina páry vystupuje z turbíny skrz odběry.



Obrázek 5 oběh zadané turbíny

## 4 Základní teorie a popis funkce armatur a funkčních celků na P&ID

Zkratka P&ID pochází z anglického pojmu „Process and Instrumentation Diagram“. Znázorňuje základní informace o určitém technologickém procesu, v našem případě se jedná o část strojovny tří tělesové parní turbíny o výkonu 200MW s odběry pro regeneraci a teplofikaci.

V tomto případě je rozsah P&ID omezený pouze na turbínu, nízkotlaké regenerační ohříváky, napájecí nádrž a vysokotlaké ohříváky. Navazující zařízení, jako jsou například turbo-napáječky, jsou zohledněny pouze znázorněním pokračování trasy. Dále se omezíme pouze na trasy pracující s vodní párou a vodou.



Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

P&ID neposkytuje žádné informace o dispozičním umístění jednotlivých zařízení, ani o skutečné délce a tvaru potrubních tras. Zobrazují se pouze informace o zapojení, požadované světlosti potrubí, umístění a typ armatur z hlediska funkce a umístění měření. Pokud je to požadováno mohou se zobrazit další informace, jako jsou například vnější průměr potrubí x tloušťka stěny, výpočtové parametry potrubí atd.

## 4.1 Armatury

### 4.1.1 Základní rozdělení

Dle konstrukce můžeme armatury dělit na:

- Šoupátka
- Ventily
- Klapky
- Kohouty
- Ostatní armatury

V následujících kapitolách je uveden základní popis vybraných typů armatur.

### 4.1.2 Šoupátka

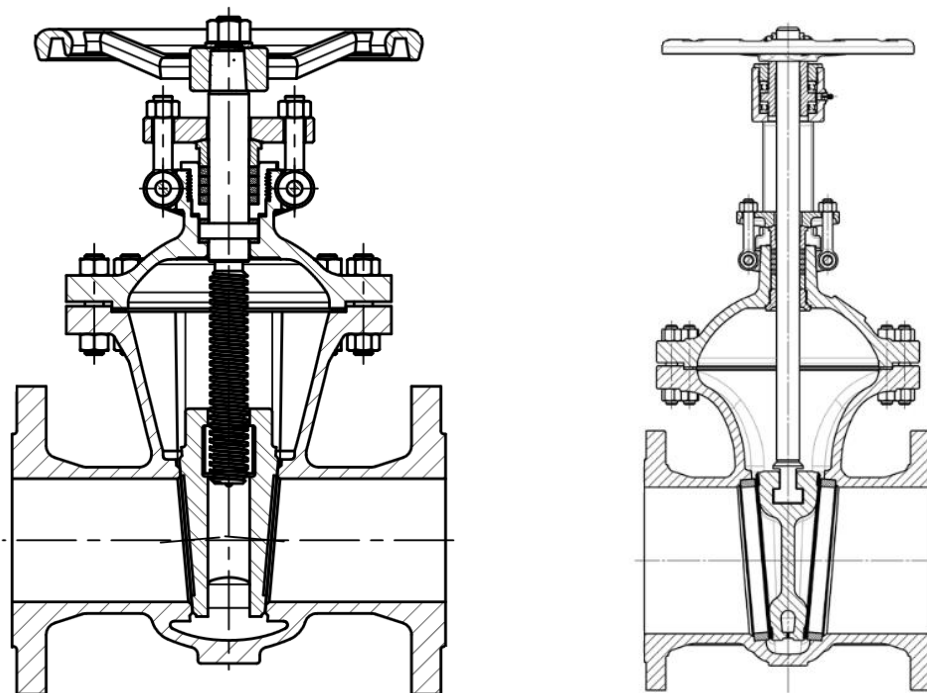
Jedná se o jednoduchou armaturu. Používá se převážně jako uzavírací armatura, ale je možné doplnit šoupátko tvarovanou deskou a poté může plnit i regulační funkci, v takovém případě ale dochází k určitému zúžení průtočného průřezu i při plném otevření. Uzavírací člen je klín, který se zasouvá mezi těsnící plochy.

Podle provedení klínu můžeme dělit šoupátka na klínová a paralelní. U paralelních šoupátek jsou těsnící plochy rovnoběžné. Dále můžeme šoupátka dělit na šoupátka s tuhým klínem a na šoupátka s pružným klínem. Šoupátka s tuhým klínem jsou jednodušší, ale na druhou stranu dosahují horší těsnosti.

Podle provedení a uložení vřeten můžeme rozlišovat šoupátka se stoupajícím a nestoupajícím vřetenem. U šoupátek s nestoupajícím vřetenem je v klínu umístěná matice, a vřeteno se při otevírání zasouvá do klínu. U šoupátek se stoupajícím vřetenem je matice uložena ve třmenu šoupátka. Šoupátka s nestoupajícím vřetenem potřebují méně volného prostoru nad armaturou, ale není na první pohled vidět, zda je armatura otevřena, či zavřena.

Oproti klapkám mají šoupátka výhodněji umístěné těsnící plochy. Vyrábí se i pro velmi velké průměry potrubí a velké provozní tlaky. Dále mají velmi nízkou tlakovou ztrátu díky tomu, že se nemění směr proudu, pouze dojde k mírnému narušení krajních proudnic.

Pro plné otevření je nutné vysunout klín o vzdálenost vnitřního průměru a šířku těsnící plochy. U ventilů stačí vysunout kuželku pouze o 25% až 30% vnitřního průměru. Z toho plyne, že se šoupátka nehodí tam, kde požadujeme rychlé otevření, nebo zavření armatury. Další nevýhodou je obtížná přístupnost těsnících ploch, to znesnadňuje opravu armatury.

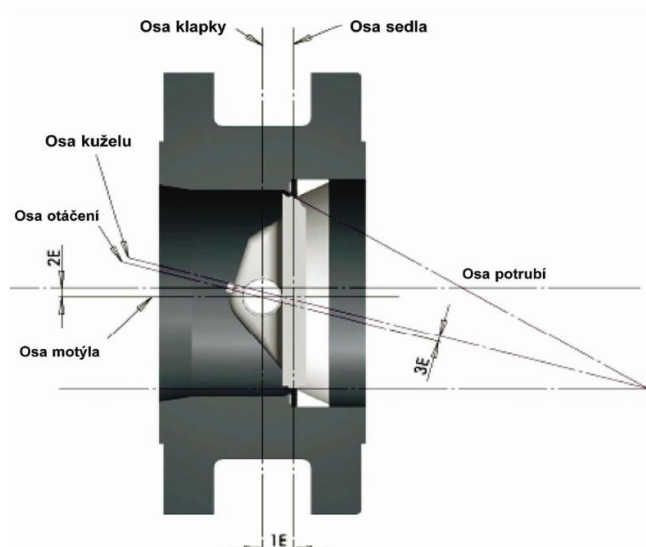


**Obrázek 6** Vlevo: šoupátko s nestoupajícím vřetenem a pevným klínem. Vpravo: šoupátko se stoupajícím vřetenem a pružným klínem (Armatury group) [4]

#### 4.1.3 Klapky

Používají se jako uzavírací armatury a regulační armatury pro méně náročnou regulaci. Jsou vhodné i pro potrubí velké světlosti. Obvykle se používají pro nižší pracovní tlaky média. Mají jednoduchou konstrukci, malou stavební délku a malé hydraulické ztráty. Na druhou stranu mají nevýhodně umístěné těsnící plochy. Uzavírání se provádí pomocí otočení talíře o  $90^\circ$ . Při uzavírání je talíř vmáčknut do těsnících ploch a tím je dosaženo těsnosti. Pro nízké parametry pracovního média se používají těsnící plochy z elastomerů. Pro vysoké tlaky se používají pružící prvky v sedlech tělesa, nebo kovová sedla. Pro vysoké teploty se používají kovová sedla v tělese a lamelová sedla z nerezavějící oceli a grafitu v talíři klapky.

Pokud je osa otáčení shodná s osou talíře, hovoříme o centrické klapce. Jedná se o nejjednodušší provedení a také má velmi malé tlakové ztráty. Toto provedení má nevýhodu v tom, že se talíř klapky při změně polohy otírá o sedlo v tělese, a tím dochází k opotřebení. Dále je zapotřebí větší ovládací moment. Další možné provedení je excentrická klapka. Na trhu jsou k dostání klapky s jednou excentricitou, dvojitou, trojitou, nebo dokonce čtyřnásobnou excentricitou. V případě jedné excentricity se o sebe těsnící plochy třou pouze v počáteční fázi otevírání. V případě vícenásobné excentricity od sebe sedla ihned odlehnou a tím je sníženo opotřebení a ovládací moment. Trojitá a čtyřnásobná excentricita se nevztahuje k poloze osy otáčení talíře, ale k tvaru kuželové těsnící plochy talíře.



**Obrázek 7 Trojitě excentrická klapka (Armast). [5]**

#### 4.1.4 Ventily

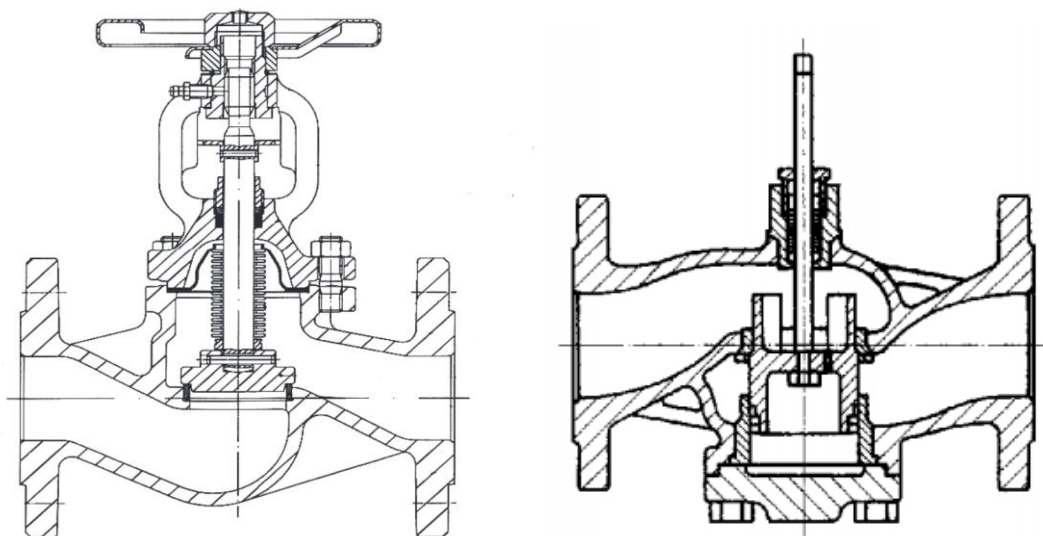
Používají se jako uzavírací i jako regulační armatury. Jsou vhodné i pro vysoké parametry pracovního média. Z uvedených armatur mají nejvýhodněji umístěné těsnící plochy. Uzavírací člen je kuželka umístěná kolmo na osu potrubí. Konstrukce regulačních a uzavíracích ventilů je velmi podobná. Hlavní rozdíl je v provedení kuželky. Nevýhodou ventilů je značná tlaková ztráta, protože průtočný kanál je velmi členitý.

Uzavírací ventily mají obvykle talířovou kuželku. Spojení kuželky s vřetenem je volné a umožňuje mírné naklápění a otáčení kuželky. Otočné uložení zabraňuje zadření a díky možnosti naklápění dojde k vyrovnání odchylek kolmosti těsnících ploch. Proto mají uzavírací ventily vynikající těsnost. Na druhou stranu toto volné uložení může vést k nepříznivým vibracím kuželky v mezipoloze. Ze stejného důvodu není vhodné používat uzavírací ventil pro regulaci, přestože má příznivou charakteristiku.

Na rozdíl od uzavíracích ventilů mají regulační ventily kuželku pevně spojenou s vřetenem. Proto není zaručena kvalitní těsnost jako u uzavíracích ventilů. Regulační ventily mají také odlišnou kuželku. Kuželka je buď tvarovaná, nebo válcová. Tvarovaná kuželka vytváří nejužší průtočný kanál mezi obvodovým pláštěm kuželky a tělesem armatury, někdy je kuželka vedena v kleci. Válcová kuželka vytváří nejužší průtočný kanál pomocí otvorů, nebo výřezů ve válcové části kuželky. Pro snížení potřebné ovládací síly je možné použít tlakově vyvážený ventil. Prodloužením kuželky vznikne nad kuželkou uzavřený prostor, který se propojí s prostorem pod kuželkou, tím se vyrovnají tlakové účinky na kuželku.

Na obrázku 8 vlevo je znázorněn uzavírací ventil s vlnovcem. Vlnovec slouží k zajištění těsnosti i po vychladnutí armatury. Na obrázku 8 vpravo je znázorněn tlakově odlehčený regulační ventil s válcovou kuželkou s výřezy

..

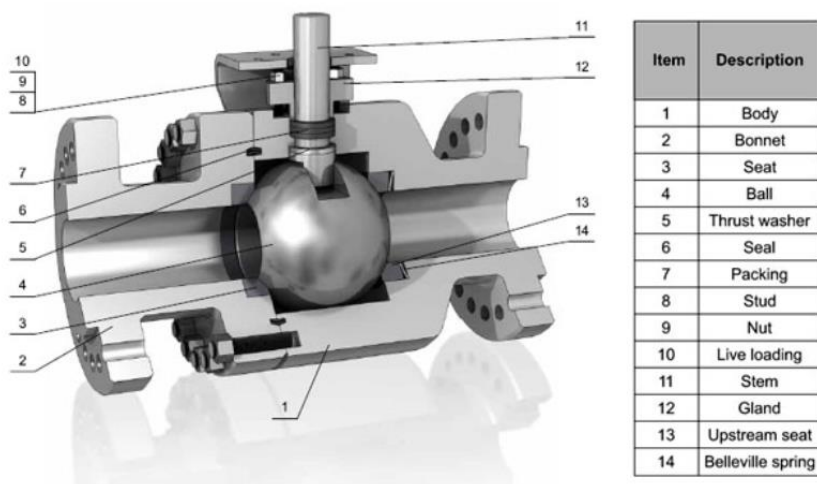


**Obrázek 8** Vlevo uzavírací ventil s vlnovcem (Armast) [5]. Vpravo tlakově vyvážený regulační ventil (LDM) [6]

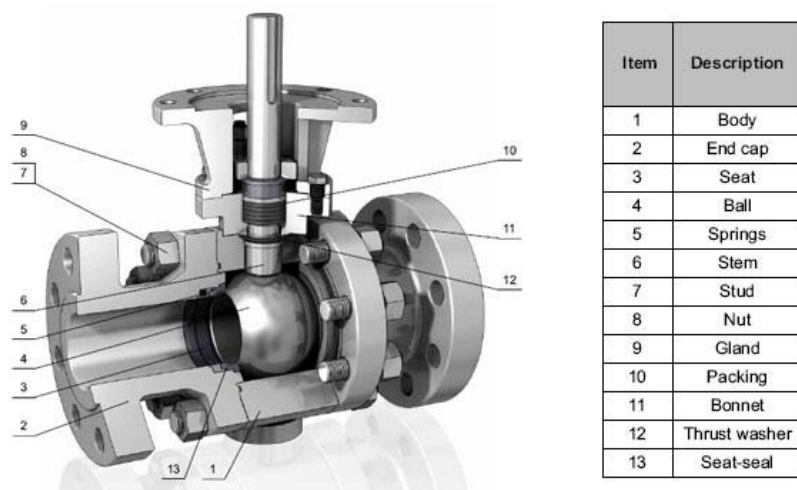
#### 4.1.5 Kulové kohouty

Uzavíracím členem je koule s válcovým otvorem o stejném průměru, jako je průměr potrubí. Při plném otevření je tlaková ztráta kulového kohoutu prakticky stejná, jako u přímého úseku potrubí. Vyrábí v širokém rozsahu světlostí a jsou vhodné i pro vysoké parametry pracovního média. Většinou se používají jako uzavírací armatury. Regulační kulové kohouty mají děrované clony umístěné v kouli nebo za ní, nebo průtočný kanál nekrhového průřezu. V obou případech se připravíme o výhodu velmi nízké tlakové ztráty v plném otevření.

Kulové kohouty se vyrábějí ve dvou základních provedeních. První provedení je kohout s plovoucí koulí. Toto provedení umožňuje osový posun koule v zavřené poloze. Tlak média zatlačí kouli do sedla na druhé straně koule a tím je zaručeno těsné uzavření. Druhé provedení je kohout s plovoucím sedlem. Koule je pevně spojena s vřetenem a naopak sedlo je uloženo posuvně. Tlak média přitlačí sedlo ke kouli a tím je zajištěna těsnost. Provedení s plovoucím sedlem se používá hlavně pro vysoké tlaky média, protože toto řešení vede k menším ovládacím momentům. Provedení s plovoucí koulí je jednodušší, ale je limitováno těsníci materiály sedla. Na obrázcích 9 a 10 jsou příklady obou provedení kulových kohoutů.



Obrázek 9 Kulový kohout s plovoucí koulí (Volk Flow control) [7]



Obrázek 10 Kulový kohout s plovoucími sedly (Volk Flow control) [7]

## 4.2 Pohon armatur

Zvolený způsob ovládání má zásadní vliv na správnou funkci armatury. Na strojově parní turbíny se běžně používají následující typy pohonů:

Ruční

Pneumatický membránový

Pneumatický pístový

Hydraulický

Elektromotor

### 4.2.1 Ruční pohon

Ruční pohon je nejjednodušší a nejlevnější řešení, na druhou stranu neumožňuje ovládání armatury na dálku, proto se používá pouze u armatur, u kterých není nutná častá změna

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

polohy. Používá se jak u uzavíracích armatur, tak i u regulačních. Regulační armatury s ručním pohonem slouží obvykle k jednorázovému seřízení průtoku. Například seřízení průtoku obtokem odvaděče kondenzátu, či k seřízení prohřevu prstence VT, nebo ST dílu turbíny.

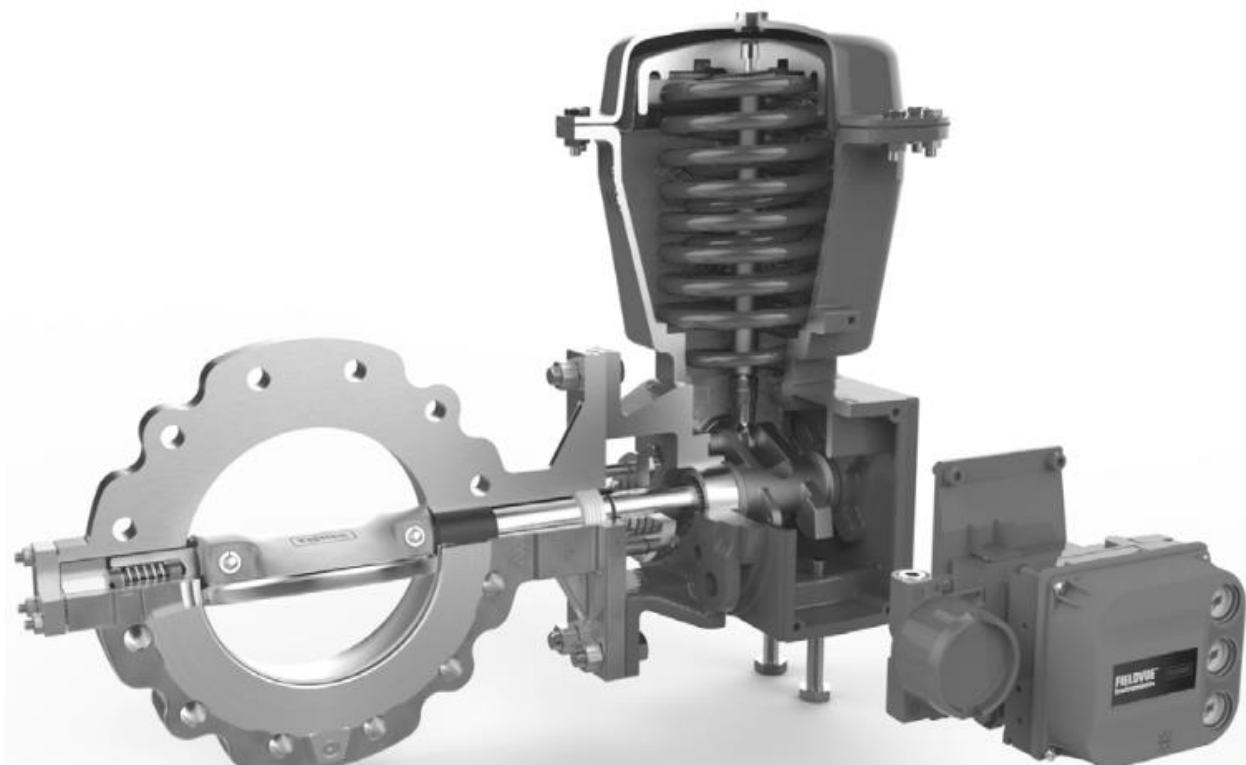
Konstruktivně může být proveden pomocí ručního kola spojeného přímo s vřetenem, nebo pomocí jednoduché převodovky pro armatury s velkou otevírací silou, kde by nebylo možné tyto armatury otevřít, nebo by to vyžadovalo velké úsilí. Ruční pohon je často součástí i ostatních druhů pohonů a slouží v případě poruchy.

#### 4.2.2 Pneumatický membránový pohon

Membránové pohony můžeme rozdělit na jednočinné a dvojčinné. U jednočinného pohonu působí stlačený vzduch pouze na jednu stranu membrány a z druhé strany je přitlačována pružinou. U dvojčinného pohonu působí stlačený vzduch na obě strany membrány. V praxi jsou membránové pohony poměrně oblíbené, díky příznivé ceně a kompaktním rozměrům. Velkou výhodou těchto pohonů je možnost nastavení bezpečné polohy v případě poruchy dodávky stlačeného vzduchu. Další výhodou je velmi rychlé otevření, či zavření armatury. Nevýhodou je poměrně malý zdvih pohonu (max cca 200mm) a nízký maximální tlak ovládacího vzduchu. Membránový pohon je tedy vhodný pouze pro armatury s malým zdvihem a nízkými ovládacími silami.

V případě regulačních armatur mají pneumatické pohony (jak membránové, tak pístové) další nevýhodu v tom, že síla vyvozovaná pohonem postupně narůstá a není tedy k dispozici ihned po impulzu. Seřízení takové regulace může být problematické.

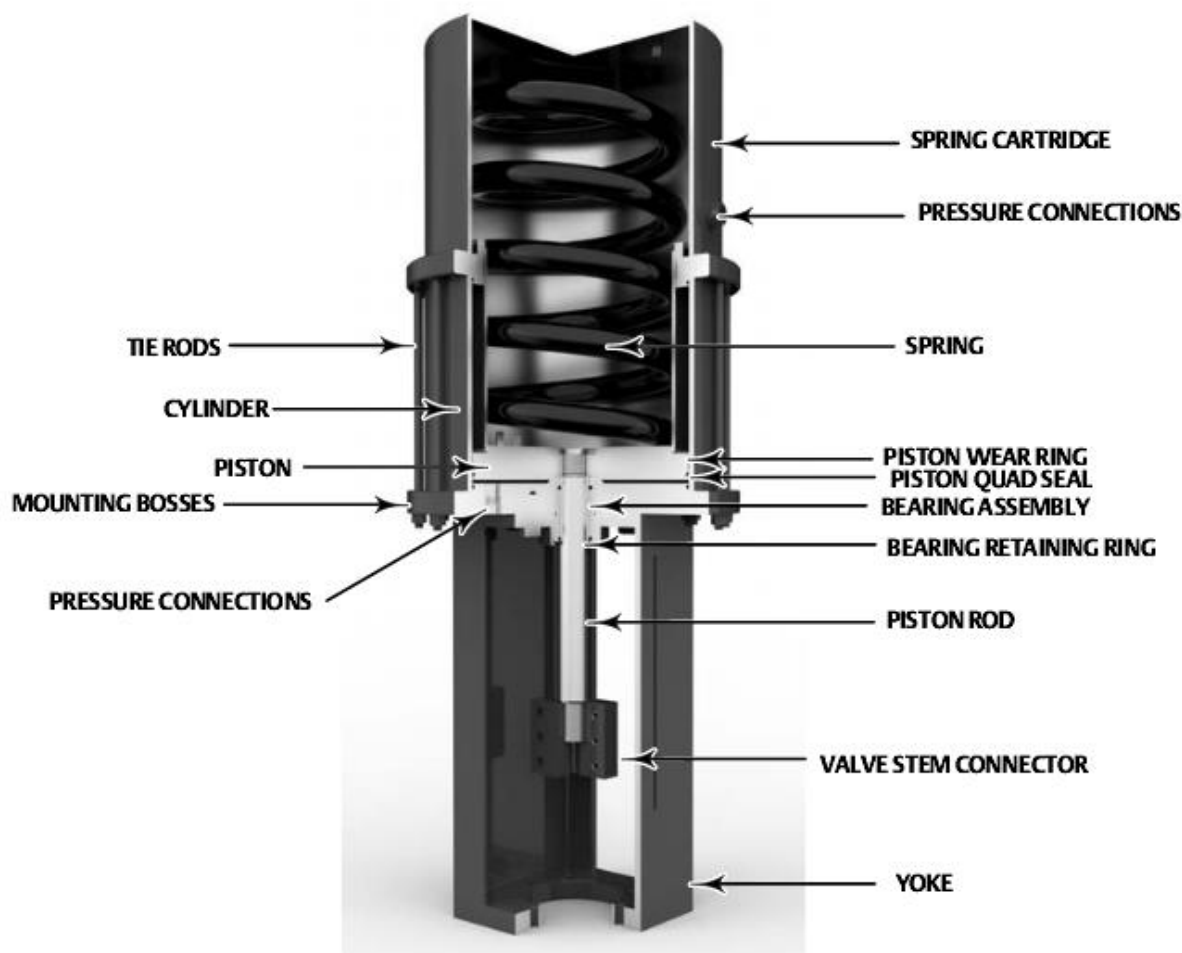
Na obrázku 6 je znázorněn rotační pneumatický membránový pohon v sestavě s motýlovou klapkou. Lineární pohon se liší tím, že zde není pákový převod.



**Obrázek 11** sestava excentrické klapky, membránového pneumatického pohonu a regulátoru (Emerson Process Management) [8]

#### 4.2.3 Pneumatický pístový pohon

Podobně jako membránové i tyto pohony se vyrábí jako jednočinné, nebo dvojčinné, také je možné zajistit bezpečnou polohu. Otevření armatury je také velmi rychlé. Oproti membránovým pohonům mohou mít tyto pohony vysoký zdvih. Na obrázku 7 je dvojčinný lineární pístový pohon. Rotační pohony se vyrábí buď s pákovým převodem, nebo s lineárním ozubeným hřebenem a ozubeným kolem.



**Obrázek 12** Lineární dvojčinný pneumatický pístový pohon (Emerson Process Management)[8]

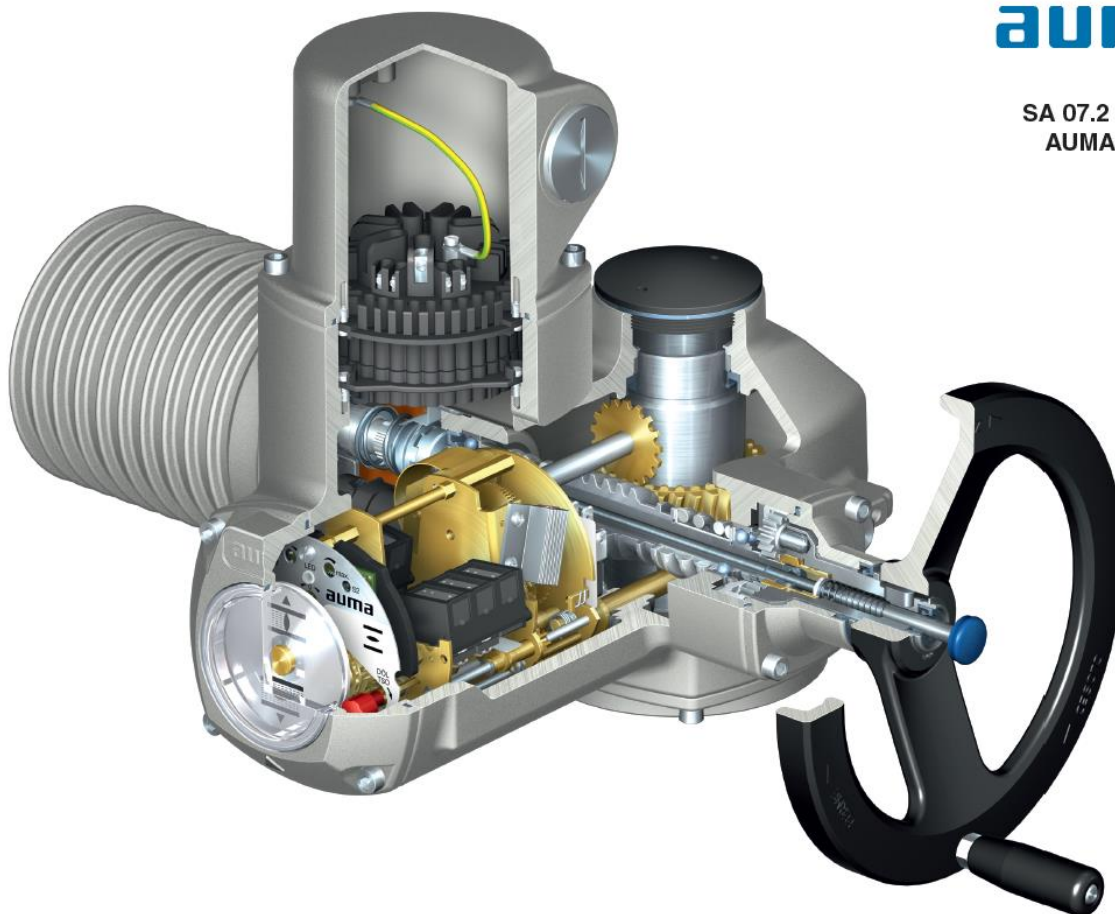
#### 4.2.4 Hydraulické pohony

Pracují na principu hydraulického válce a pístu. Používají se tam, kde jsou zapotřebí velké otevírací síly a přesná regulace. Podobně jako u pneumatických, je možné zajistit bezpečnou polohu. Nevýhodou je nutnost použití nákladného hydraulického agregátu. [Roček]

#### 4.2.5 Elektropohon

Obvykle se skládají z vysokootáčkového elektromotoru a převodovky. Jsou k dostání jak rotační, tak lineární pohony. Jsou vhodné pro přesnou regulaci. Naopak pro uzavírací armatury mají podstatně delší dobu přestavení oproti pohonům pneumatickým. Určitou nevýhodou je cena tohoto pohonu, která vychází ze složitosti konstrukce. Dále není možné nastavit bezpečnou polohu, z toho důvodu bývají opatřeny nouzovým ručním kolem. Na obrázku 8 je znázorněn elektropohon z ručním kolem vyráběný společností AUMA Riester GmbH & Co.





Obrázek 13 Víceotáčkový elektropohon (Auma Riester)[9]

### 4.3 KKS kódování

Pro zpřehlednění a jednoznačnou identifikaci jednotlivých prvků se používá kódování KKS (Kraftwerk Kennzeichen System). Kód se sestavuje na základě jednotlivých úrovní, díky tomu je možné pomocí kódu identifikovat umístění a typ jednotlivých zařízení. Následující seznam znázorňuje jednotlivé úrovně.

0. Stupeň – výroba
1. Stupeň – systém
2. Stupeň – agregát
3. Stupeň – provozní prostředek

Za každou úroveň následuje pořadové číslo, aby se zajistila jedinečnost kódu. Například v kódu LCJ20AA101 znamená písmeno L systém páry, vody, plynového okruhu, písmeno C

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

značí systém kondenzátu, písmeno J značí odvod topného kondenzátu z NTO, 20 je pořadové číslo, A značí mechanické vybavení, druhé A značí armatury a 101 je opět pořadové číslo.

#### 4.4 Parní Turbína

Jedná se o točivý stroj, jehož účelem je měnit tepelnou energii na mechanickou práci. Nejprve se tepelná energie mění na kinetickou energii a ta se posléze mění v mechanickou práci. Parní turbíny jsou v drtivé většině případů mnohostupňové. Každý stupeň má sadu rozváděcích lopatek a oběžných lopatek. Ve statorových lopatkách dochází k expanzi páry a tím k urychlení proudu. V oběžných lopatkách dochází ke změně směru proudění a tím pára působí na oběžné lopatky a vytváří zde točivý moment, který je dále přenášen na spojku.

Podle toho zda expanze probíhá i v oběžném kole můžeme rozdělit turbíny na akční a reakční. U akční turbíny pára expanduje pouze v rozváděcích lopatkách, zatímco u reakční i v oběžných lopatkách. V současné době toto rozdělení ztrácí význam, neboť vysokotlaké stupně jsou konstruovány jako stupně s velmi malou reakcí a naopak nízkotlaké stupně jako stupně reakční. Delší lopatky jsou zkroucené a u takových lopatek reakce postupně narůstá směrem od paty ke špičce.

Dle stavu páry na výstupu z turbíny můžeme dělit turbíny na kondenzační a protitlaké. U protitlaké turbíny se pára dále využívá pro jiné účely. U kondenzační je na výstupu umístěn kondenzátor. Výstup páry může být axiální, radiální, nebo laterální.

Parní turbína se může skládat z jednoho i více těles. O počtu těles rozhoduje ekonomika provozu. Z hlediska co nejvyšší účinnosti je vhodné navrhovat stupně na optimální poměr obvodové rychlosti ku změně entalpie ve stupni. Z toho důvodu má parní turbína velký počet stupňů. V jednom vysokotlakém tělese bývá cca 25 stupňů a ne víc než 40 stupňů. Větší počet stupňů má za následek větší ložiskovou vzdálenost a tím dopad do velikosti kritických otáček. S rostoucím počtem stupňů je možné snížit tepelný spád na stupeň a tím i patní průměr lopatek (snížení obvodové rychlosti), díky tomu můžeme použít delší lopatky ve vysokotlaké části. Proto jsou vícetělesové turbíny účinnější než turbíny jednotělesové. Vícetělesová konstrukce také umožňuje použití dvouproudého nízkotlakého dílu, který je vhodný pro velké objemové průtoky páry. Rozdělením turbíny na více částí se také usnadní transport a montáž turbíny. Na druhou stranu pořizovací náklady jednotělesové turbíny jsou vždy nižší než vícetělesové.

Parní turbína je uložena v kluzných radiálních ložiskách mazaných olejem, u velkých turbín je nutné přivést i tzv. zvedací olej o velmi vysokém tlaku, který slouží k mazání turbíny při nízkých otáčkách. V celé soustavě rotorů je umístěno jedno axiální ložisko. Toto ložisko je umístěno tak, aby byl rozdíl teplotních dilatací statorové a rotorové části minimální. Všechny rotory mají jeden společný pevný bod, zatímco každý stator má svůj pevný bod.

Aby se zabránilo tepelné deformaci rotoru způsobenou nerovnoměrným prohřevem či chladnutím je na hřídelové soustavě umístěno natáčecí zařízení. Dalším důvodem je zamezení nerovnoměrného prohřevu ucpávek při zahlcování. Při poruše natáčecího zařízení se musí při chladnutí turbíny otáčet rotorem ručně. Vždy o 180° každých 10 minut a při každém pátém opakování se rotor otočí pouze o 90° a to tak dlouho, dokud je teplota kovu vyšší než 150°C.

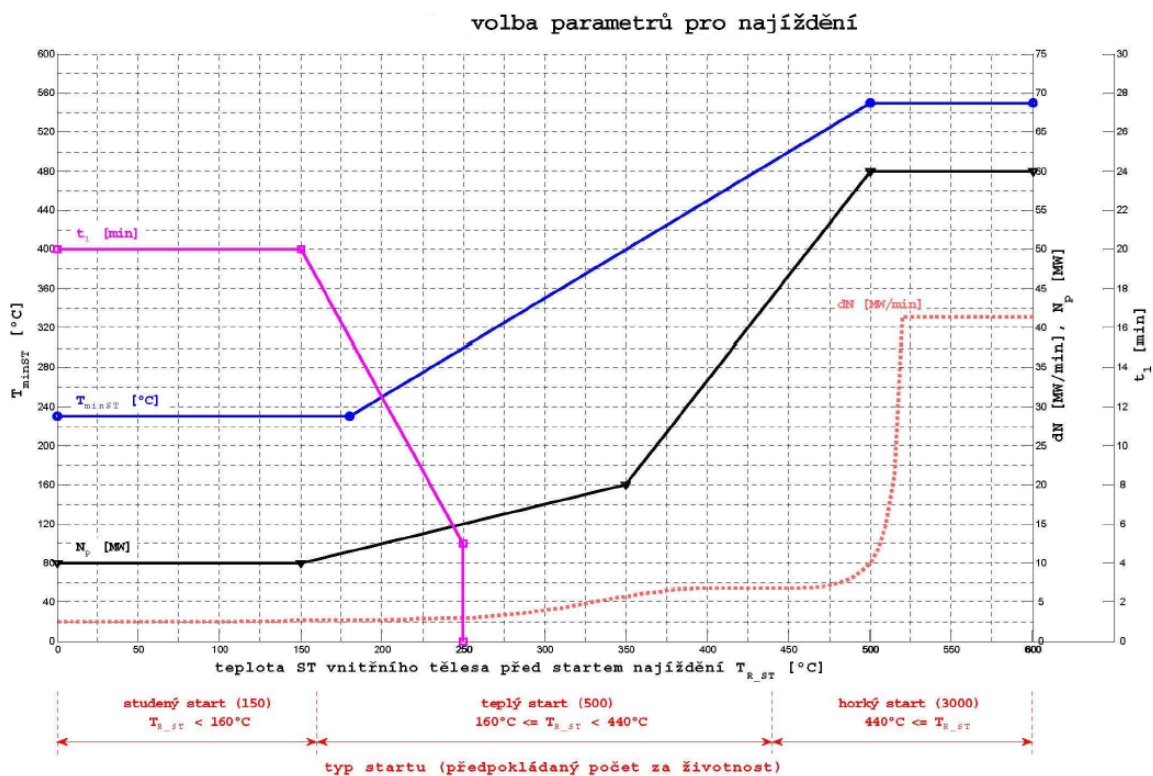
#### 4.4.1 Najíždění

Průběh najíždění parní turbíny je závislý na výchozím stavu. Najíždění je nutné provádět s ohledem na teplotní pnutí a tepelné deformace součástí, které jsou vystaveny vysokým provozním teplotám. Pokud se jedná o první najetí, je celý proces náročnější a předchází mu mnoho zkoušek jednotlivých funkčních celků (např. zkouška přetáčkových ochran, spadek vakua, generátorové ochrany atd.), podrobný popis veškerých prováděných zkoušek přesahuje rozsah této práce. Podrobně bude probrán pouze postup prohřevů parovodů a turbíny protože mají přímý dopad do zapojení ve schématu pára-voda.

Dle [10] se najetí skládá z následujících činností:

- a) Zprovoznění systému mazacího a zvedacího oleje
- b) Zprovoznění natáčecího zařízení
- c) Zprovoznění odvodnění
- d) Zahlcení ucpávek
- e) Bypassový provoz
- f) Zprovoznění agregátu vysokotlaké hydrauliky
- g) Zprovoznění prohřevů
- h) Najetí TG
- i) Synchronizace, přifázování
- j) Provoz se zatížením
- k) Zprovoznění regenerace, OTV

Podle střední integrální teploty tělesa turbíny rozlišujeme tři základní případy. Studený start, teplý start a horký start.



Obrázek 14 Najížděcí diagram [3]

#### 4.4.2 Prohřev parní turbíny a příslušenství

Účelem prohřevu je snížení teplotního namáhání všech částí, které jsou vystaveny vysokým provozním teplotám.

##### 4.4.2.1 Prohřev parovodů a ventilových komor

Abychom mohli zavést páru do turbíny, je nutné prohřát vstupní parovody ostré a přihráté páry. Pro prohřev parovodů je nutné, aby bylo zajištěno postupné zvyšování tlaku v parovodu. Toho se docílí pomocí regulační armatury v obtoku hlavní uzavírací armatury, nebo pomocí by-passu.

##### 4.4.2.1.1 Prohřev parovodů a ventilových komor ze studeného stavu

Teplota parovodů, ventilové komory i turbíny nedovoluje vstup páry. Předpokládá se současné najetí kotle. Parovody v rozsahu kotelný se prohřívají společně s parovody v rozsahu strojovny. Rychlozávěrné ventily jsou otevřené a prohřev parovodů i ventilových komor probíhá současně. Trend prohřevu odpovídá dovolenému trendu parovodů v rozsahu kotelný. Dále musí být splněna podmínka, že rozdíl teploty sytosti odpovídající tlaku parovodu před VT rychlozávěrnými ventily a teploty VT ventilových komor nesmí překročit  $120^\circ\text{C}$ . Pokud není tato podmínka splněna, je nutné snížit tlak pomocí by-passu.

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

V počáteční fázi prohřevu se postupně zvyšuje tlak v systému. Pára kondenzuje na studených površích všech komponent a tím dochází k jejich prohřevu. V této fázi je nutné odvádět ze systému velké množství kondenzátu. Tlak v systému je nižší než tlak, na který jsou navrženy odvaděče kondenzátu, proto jsou otevřeny obtoky odvaděčů kondenzátu. Při tlakování parovodu je hlavní uzavírací armatura zavřena a natlakování se provádí pomocí obtoku hlavní uzavírací armatury, kde je umístěn regulační a uzavírací ventil. V případě, že na trase ostré páry není uzavírací armatura, musí buď kotel, nebo by-pass zajistit postupný nárůst tlaku odpovídající dovolenému teplotnímu trendu.

Jakmile je parovod natlakovaný a prohřátý na teplotu sytosti při jmenovitém tlaku, uzavře se obtok hlavní uzavírací armatury a otevře se hlavní uzavírací armatura. Dále se otevírá trasa prohřevu ventilových komor. Prohřev nyní neprobíhá pomocí kondenzačního tepla, ale pomocí proudící páry. Pára je dále odváděna prohřívací trasou z ventilové komory. V našem případě do trasy přihřáté páry. Na této trase je umístěna uzavírací armatura s pohonem a ruční regulační ventil. Obvod páry z ventilových komor se uzavírá až při překročení prohřívacích otáček turbíny, nebo minimálního otevření VT, nebo ST regulačních ventilů.

Pokud by se jednalo o turbínu bez přihřívání, je nutné páru zavést do expandéru provozních kondenzátů, nebo do nástavby kondenzátoru. Pak je nutné zajistit její svlažení na dovolenou teplotu. Prohřívací páru je také možné přepouštět do atmosféry.

#### **4.4.2.1.2 Prohřev parovodů a ventilových komor po odstávce**

V tomto případě je teplota parovodů nižší než teplota ventilových komor. Nejprve se prohřeje parovod pomocí trasy prohřevu parovodu a po sesouhlasení teplot se otevře odvod prohřívací páry z ventilových komor a odvod prohřívací páry z parovodu se uzavře. Odvod prohřívací páry z ventilových komor zůstává otevřený až do překročení prohřívacích otáček, nebo minimálního otevření VT, nebo ST regulačních ventilů.

#### **4.4.2.2 Prohřev VT dílu parní turbíny**

Pokud je VT díl studený (teplota vrchní, nebo spodní části Vnějšího tělesa je nižší než 180°C) prohřev se provádí pomocí kondenzačního tepla. Regulační ventily jsou zavřené. Pára se přivádí do turbíny pomocí ochozu zpětné klapky umístěné na potrubí vratné páry. V ochozu je umístěno uzavírací šoupátko s krokovacím elektropohonem. Tlak v potrubí vratné páry je řízen pomocí NT by-passů. Tento způsob prohřevu probíhá, dokud není dosažena přípustná teplota pro vstup páry do turbíny.

Jakmile teplota VT dílu umožňuje vstup páry do turbíny, je možné najet na prohřívací otáčky. Ochoz zpětné klapky se uzavře a otevrou se ST regulační ventily, VT regulační ventily zůstávají zavřené. VT regulační ventily se otevírají až po přifázování. Aby se zabránilo přehřátí VT dílu vlivem ventilačních ztrát, je nutné VT díl evakuovat pomocí propojky potrubí vratné páry do kondenzátoru. Tato propojka se používá i za provozu při velmi malých výkonech, pokud dojde k překročení přípustné teploty na výstupu z VT dílu.

Po přifázování se otevírají VT regulační ventily a turbosoustrojí je postupně zatěžováno na základní zatížení dle najížděcího diagramu. Aby se snížil relativní posun rotoru vůči statoru, je část páry z převáděcího potrubí mezi VT regulačním ventilem a turbínou zaváděna do

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

prostoru mezi vnitřním a vnějším tělesem turbíny pomocí tzv. prohřívacích prstenců. Prohřívací prstence jsou dva, jeden v horní a druhý ve spodní části vnějšího tělesa. Každý z nich má na přívodu páry umístěný regulační ventil, který slouží k seřízení průtoku tak, aby se vnější těleso prohřívalo požadovanou rychlostí a aby se horní i spodní část prohřívala rovnoměrně.

#### 4.4.2.3 Prohřev ST dílu parní turbíny

Pokud je teplota ST vnitřního tělesa menší než 110°C, probíhá prohřev ST dílu současně s prohřevem ventilových komor a parovodů. V tomto případě otáčky turbíny postupně narůstají podle měnicích se parametrů páry, ale nesmí překročit hodnotu 600 ot/min.

Najetí na prohřívací otáčky je možné v případě, že teplota VT vnitřního tělesa je větší než 180°C, teplota ST páry je vyšší než teplota daná najížděcím diagramem a je zajištěné alespoň 50% vakuum. Podobně jako u VT dílu i ST dílu má prohřívací prstence. Po najetí na prohřívací otáčky následuje prodleva dle najížděcího diagramu a dále najetí na jmenovité otáčky, přifázování a najetí na základní zatížení. Dokud není turbosoustrojí přifázované, zůstávají VT regulační ventily zavřené. Po přifázování se otevírají společně s ST ventily a najetí na základní zatížení se provádí v režimu regulace výkonu.

## 4.5 Regenerace

Regenerace výrazně zvyšuje tepelnou účinnost oběhu parní turbíny. Její přínos do tepelné účinnosti byl již popsán v kapitole 2.1.3. Regeneraci dělíme na tři podsystémy:

- Nízkotlaká regenerace
- Napájecí nádrž
- Vysokotlaká regenerace

Nízkotlakou regenerací nazýváme systém povrchových výměníků na trase kondenzátu mezi kondenzátními čerpadly a napájecí nádrží. Obvykle se zde nachází 3 až 5 ohříváků. Číslování ohříváku je zvoleno od nejnižšího tlaku páry k nejvyššímu. To znamená, že první ohřívák ve směru proudění kondenzátu je označen NTO1 a odebírá páru z posledního odběru NT dílu parní turbíny. Číslování odběrů odpovídá číslování NTO proto jsou odběry z turbíny číslovány od výstupu.

Jako vysokotlaká regenerace jsou označovány povrchové výměníky na trase napájecí vody mezi výtlačkem napájecích čerpadel a kotlem. Obvykle se volí 1 až 3 vysokotlaké ohříváky a jeden samostatný srážec přehřátí.

Do systému regenerace můžeme také zařadit napájecí nádrž, protože také plní funkci regeneračního ohříváku, její hlavní účel však spočívá v akumulaci vody pro kotel a v odplynění napájecí vody. Aby došlo k odplynění vody, musí se ohřát na teplotu sytosti. Na

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

rozdíl od vysokotlaké a nízkotlaké regenerace se ohřev provádí pomocí směšování s odběrovou párou.

Výměníky NTO a VTO jsou obvykle vlásenkového provedení. Mohou být vertikální, nebo horizontální konstrukce. Pro efektivnější využití odběrové páry a tím zvýšení účinnosti oběhu se u některých výměníků instalují dodatkové teplosměnné plochy. Dodatkové teplosměnné plochy mohou být dvojího druhu.

První z nich je srážecí přehřátí, který se používá v případě, že teplota odběrové páry je minimálně o 90°C vyšší než teplota sytosti. Na výstupu ze srážecí je pára stále přehřátá a to cca o 40°C. Kondenzát ohřátý kondenzací odběrové páry dále proudí do srážecí, kde se ohřívá přehřátou vstupní párou. Díky srážecí přehřátí je možné ohřát kondenzát na vyšší teplotu oproti provedení bez srážecí (při stejně velké kondenzační ploše). Pro požadované ohřátí hlavního kondenzátu se tím sníží potřebná plocha kondenzační části ohříváku (je možné volit větší koncový rozdíl teplot), nebo se zvýší ohřátí hlavního kondenzátu a tím je možné předat více tepla na nižší tlakové úrovni.

Druhou dodatkovou teplosměnnou plochou je podchlazovač kondenzátu. Kondenzát vzniklý z odběrové páry proudí do podchlazovače kondenzátu. To umožňuje předat více tepla než při provedení bez podchlazovače a tím snížit spotřebu páry pro dosažení požadovaného ohřátí. Další výhodou je menší vývin páry při seškrbení pro kaskádu kondenzátu do ohříváku s nižším tlakem. Díky tomu klesá erozivní účinek parovodní směsi a roste propustnost regulačního ventilu.

Dodatkové teplosměnné plochy mohou být integrované v plášti výměníku nebo umístěné mimo jako samostatný výměník. V případě integrované dodatkové teplosměnné plochy je konstrukce výměníku složitější, ale méně náročná na prostor.

## 5 Návrh zapojení funkčních celků na schématu pára-voda

### 5.1 Návrh zapojení admisní páry

Na schématu jsou potrubní trasy ostré páry znázorněny tmavě růžovou barvou. Potrubí ostré páry zajišťuje přívod ostré páry do turbíny, prohřev parovodů, prohřev ventilových komor a přívod páry pro prohřívací prstenec. Zadaná turbína má dva ventilové bloky (MAA10AA901 a MAA20AA9011). Jeden ventilový blok obsahuje jeden rychlozávěrný ventil (MAA11AA110 a MAA20AA110) a dva regulační ventily (MAA11AA010, MAA12AA010, MAA21AA010 a MAA22AA010). Admisní pára je přiváděna do strojovny jednou společnou potrubní trasou, na výsledném schématu je znázorněna šedou barvou, protože spadá do rozsahu kotelny. Hranice rozsahu kotelny a strojovny je na společném hrdle Y kusu.

Z tohoto Y kusu jsou vyvedeny dvě trasy (LBA10BR010 a LBA20BR010) které slouží pro přívod ostré páry do ventilových bloků. Na každé z těchto tras je umístěn dynamický separátor (LBA10AT001 a LBA20AT002), který slouží k ochraně turbíny před vniknutím cizího tělesa. Protože se v dynamickém separátoru může hromadit voda, je nutné ho odvodnit (odvodňovací trasy LBA10BR110 a LBA20BR110). Dále je na trase měření tlaku (LBA10CP001 a LBA20CP001) a tři měření teploty (LBA10CT001, LBA10CT002

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

,LBA10CT003, LBA20CT001, LBA20CT002 a LBA20CT003). Dále je znázorněno garanční měření tlaku (LBA10CP701 a LBA20CP702) a teploty (LBA10CT701 a LBA20CT702), toto měření se instaluje dočasně pouze pro potřebu garančního měření. Oproti provozním měřením se u garančního měření používá snímačů s vyšší přesností.

Pro zajištění prohřevu parovodů admisní páry slouží trasy MAA10BR010 a MAA20BR010. Pro odvod prohřívací páry z ventilových komor slouží trasy MAA15BR010 a MAA25BR010. Aby bylo možné prohřev parovodů a ventilových komor dálkově ovládat, jsou na společných trasách prohřevů parovodů a ventilových komor (MAA15BR020 a MAA10BR020) umístěna uzavírací šoupátka ovládaná elektropohonem (MAA15AA101 a MAA10AA101). Tyto trasy se spojují ve společnou trasu (MAA15BR030) na které je umístěn ruční regulační ventil (MAA15AA001). Tato armatura slouží k seřízení trendu prohřevu, které stačí provést pouze jednou, proto není zapotřebí dálkově ovládaný pohon. Aby bylo možné sledovat teplotu ventilových komor, je na každém ventilovém bloku umístěno měření teploty (MAA10CT001 a MAA20CT001).

Od regulačních ventilů proudí pára do turbíny pomocí převáděcích potrubí (MAA11BR010, MAA12BR010, MAA21BR010 a MAA22BR010). Protože vniknutí vody do turbíny může mít fatální následky, je nutné převáděcí potrubí odvodnit (trasy odvodnění MAA11BR110 a MAA21BR110). Z převáděcího potrubí MAA22BR010 je vyvedena odbočka pro prohřev prstence VT dílu (MAA22BR020), která se rozděluje na dvě trasy pro prohřev horní a spodní části prstence VT dílu (MAA22BR030 a MAA22BR040). Na společné trase prohřevu prstence VT dílu je umístěno uzavírací šoupátko ovládané elektropohonem (MAA22AA101) a ručně ovládané uzavírací šoupátko (MAA22AA501).

## 5.2 Návrh zapojení vratné páry

Jako vratná pára se označuje pára, která prošla expanzí ve VT dílu a proudí do přehříváku kotle. Výstup VT dílu zadané turbíny má dvě hrdla. Z každého hrdla je vyvedena jedna trasa vratné páry (LBC91BR010 a LBC92BR010). Na každé trase je umístěno jedno měření teploty (LBC91CT001 a LBC92CT002) a jedno měření tlaku (LBC91CP001 a LBC92CP002). Aby bylo možné VT dílu evakuovat je nutné na trasy vratné páry umístit zpětné klapky (LBC11AA701 a LBC12AA701). Pro evakuaci VT dílu slouží trasa LBC15BR010 na této trase je umístěno uzavírací šoupátko s elektropohonem. Zpětné klapky brání prohřevu VT dílu, a proto je na klapce LBC11AA701 umístěn ochoz LBC11BR020 s uzavíracím šoupátkem LBC11AA101, které je ovládáno krokovacím elektropohonem. Parovody vratné páry musí být odvodněny (trasy odvodnění LBC11BR120 a LBC12BR120).

Dále jsou do potrubí vratné páry zavedeny trasy pro chlazení dýzových nástavců (MAA01BR125 a MAA01BR115). Část vratné páry se používá pro regeneraci, barbotáž napájecí nádrže a pro zahlcení regulovaného okruhu NT ucpávky při najíždění a při nízkých výkonech.

Odběr vratné páry pro regeneraci se provádí pomocí trasy LBQ80BR010. Na této trase je umístěna uzavírací klapka s pneumatickým pístovým pohonem (LBQ80AA101). Pneumatický pístový pohon byl zvolen, protože tato klapka slouží jako ochrana před vniknutím vody z ohříváku do potrubí vratné páry. Protože je v této trase poměrně vysoký



Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

tlak, je klapka doplněna ochozem (LBQ81BR010) s uzavíracím ventilem (LBQ81AA101), který snižuje sílu a tím i velikost pohonu nutnou pro otevření klapky.

Pára pro barbotáž napájecí nádrže je odebírána pomocí trasy LBC60BR10. Primárně se pro barbotáž používá odběr VI. Vratná pára se používá v případě, že odběrová pára nemá dostatečný tlak, nebo není k dispozici (najíždění, nízké výkony, by-passový provoz). Proto je na trase umístěno uzavírací šoupátko s elektropohonem (LBC60AA101). Tlak vratné páry je mnohem vyšší, než je tlak v napájecí nádrži proto je zde umístěn regulační ventil s elektropohonem (LBC60AA051).

Pro zahlcení ucpávky slouží trasa MAW15BR010. Pro kontrolu parametrů páry pro zahlcení je zde umístěno měření tlaku (MAW15CP001) a teploty (MAW15CT001). Pro regulaci tlaku v ucpávkovém systému je zde umístěn regulační ventil ovládaný elektropohonem (MAW15AA001) a ruční uzavírací ventil (MAW15AA501).

### 5.3 Návrh zapojení přehřáté páry

Přehřátá pára je označení pro páru vystupující z přehříváku kotle. Parovody přehřáté páry zajišťují přívod páry do ST dílu parní turbíny. Do parovodů vyúsťuje společná trasa prohřevu parovodů admisní páry a VT ventilových komor. V našem případě máme dvě ST ventilové komory. Vstupní parovody do ventilových komor jsou trasy LBB10BR010 a LBB20BR020. Na každé z těchto tras je umístěn dynamický separátor s odvodněním (LBB10AT001 a LBB20AT002). Za dynamickými separátory jsou vedeny trasy pro NT by-passy (LBB15BR010 a LBB25BR015). Před vstupem do ST ventilů je na každém parovodu jedno měření tlaku a tři měření teploty. Pro prohřev ST ventilů slouží trasy MAB10BR020 a MAB20BR020. Kromě prohřevů jsou z ST ventilů vyvedeny trasy pro přívod přítlačné páry (LBC10BR010 a LBC20BR010). Dále je na každém tělese ST ventilů umístěno měření teploty. S každého ST ventilu jsou vevedena dvě převáděcí potrubí, na převáděcích potrubí vstupujících do spodní části turbíny je umístěno odvodnění.

Ze společné trasy přehřáté páry je vyvedena odbočka pro prohřev NT by-passů (MAB30BR010). NT by-passy je nutné udržovat prohřáté, aby mohli být kdykoliv uvedeny do činnosti. Prohřev využívá tlakové ztráty parovodu přehřáté páry mezi vyvedením trasy prohřevu by-passů a vstupem do trasy NT- by passů, díky této tlakové ztrátě se zde udržuje stálý průtok páry.

### 5.4 Návrh zapojení systémů ucpávkové a komínkové páry

Systém ucpávek parní turbíny omezuje únik pracovní páry do okolí a zamezuje zavzdušňování systému. Ucpávka parní turbíny má několik sekcí rozdělených podle tlaku. Systém ucpávkové páry má několik okruhů.

#### 5.4.1 Vnitřní okruh ucpávkové páry

První z nich je vnitřní ucpávkový okruh. Slouží k odsávání prvních sekcí z ucpávek VT dílu (trasy MAW40BR010 a MAW41BR010) a první sekce na straně vstupu páry ST dílu (MAW42BR010). Tyto trasy se spojují do společné trasy MAW40BR020. Pokud není odběr

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

VI v provozu, je nutné zavést ucpávkovou páru z vnitřního okruhu do expandéru provozních kondenzátů. To se provádí pomocí náhradní trasy MAW40BR040. Pro přepínání mezi náhradní a hlavní trasou slouží elektropohonem ovládaná šoupátka MAW40AA101 a MAW40AA102. Pro zabránění zpětného proudění z odběru do ucpávek je zde instalovaná zpětná klapka MAW40AA701. Pro účely provozního měření je na společné trase umístěno měření teploty a tlaku. Průtok ucpávkové páry je pak možné stanovit z tepelné bilance.

#### 5.4.2 VT ucpávkový okruh

Druhým okruhem ucpávkové páry je VT ucpávkový okruh. Spojuje předposlední sekci ucpávek VT a ST dílu (trasy MAW20BR020, MAW21BR010, MAW23BR020 a MAW25BR010). Tyto trasy slouží k odsávání a zahlcování. Ucpávky se zahlcují při najíždění a nízkém výkonu turbosoustrojí, v případě, že tlak v tělese turbíny není dostatečně velký. Na rozdíl od vnitřního okruhu, kde je tlak dán spotřebičem, u VT ucpávkového okruhu je tlak regulovaný na hodnotu 1,02 bar(a). Regulace se provádí pomocí dvou regulačních ventilů. První z nich reguluje průtok páry pro zahlcování (MAW15AA001). Druhý ventil (MAW26AA001) je umístěn na společné trase (MAW26BR010) a reguluje průtok odsávané páry. Podobně jako u vnitřního okruhu i zde je snaha o využití tepla ucpávkové páry. Proto je pára ze společné trasy zaváděna do odběru II. Dále je použita náhradní trasa do expandéru provozních kondenzátů (MAW30BR020), podobně jako u vnitřního okruhu i zde jsou trasy přepínány pomocí šoupátek s elektropohonem (MAW30AA102 a MAW30AA101).

#### 5.4.3 NT ucpávkový okruh

NT ucpávkový okruh slouží k zahlcování ucpávek NT dílu. Výstup NT dílu je stále v podtlaku a proto je nutné ucpávky zahlcovat, jinak by došlo k zavzdušňování systému. Pro zahlčení se používá pára z parního polštáře v kombinaci s párou z ucpávkového okruhu turbonapajčky. Na trase pro zahlčení z napájecí nádrže (MAW10BR010) je umístěn odlučovač vlhkosti (MAW10BB001), protože pára v parním polštáři je na mezi sytosti. Tato trasa se rozděluje na trasu pro zahlčení NT ucpávkového okruhu (MAW10BR020) a trasu pro zahlčení ucpávek turbonapajčky (MAW10BR030). Na každé z těchto tras je umístěn regulační ventil s elektropohonem a ruční uzavírací ventil. Dále je mezi trasami pro zahlčení umístěno propojení (MAW10BR040) s pneumaticky ovládanou uzavírací klapkou. Tato trasa umožňuje využít přebytek páry z ucpávkového okruhu napajčky pro zahlčení NT dílu. Protože zatímco NT ucpávkový okruh se zahlcuje ve všech provozech, ucpávkový okruh turbonapajčky je zahlčován pouze při částečných provozech a najíždění. Zahlčení NT ucpávkového okruhu se dále rozděluje na trasy pro zahlčení jednotlivých ucpávek (MAW11BR010 a MAW12BR010). Na trase MAW12BR010 je umístěno měření tlaku (MAW12CP001) a teploty (MAW12CT001). Tyto měření slouží pro regulaci tlaku v okruhu a ochranu NT ucpávek před teplotním namáháním.

#### 5.4.4 Okruh komínkové páry

Spojuje poslední sekce všech ucpávek. V tomto okruhu je udržován slabý podtlak. V poslední části ucpávky dochází k mísení páry z NT okruhů se vzduchem. Trasy od jednotlivých ucpávek se spojují v jednu společnou trasu MAM20BR010 která pokračuje do kondenzátoru komínkové páry (KKP). Účelem KKP je snížení spotřeby DEMI vody pro blok a využití

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

zbytkového tepla parovzdušné směsi. Do trasy MAM20BR010 je také zavedena komínková pára z ucpávek turbonapajčky (trasa MAM45BR010). Na trase pro přívod komínkové páry od turbonapajčky i na trase pro přívod komínkové páry od turbosoustrojí je umístěno garanční měření teploty.

KKP je chlazen hlavním kondenzátem. Protože na zkondenzování komínkové páry stačí množství mnohem nižší než je průtok kondenzátu, je paralelně k KKP umístěna clona (LCA03BP001). Kondenzát vzniklý z parovzdušné směsi je dále odváděn do EPK přes plováková odvaděč kondenzátu (trasa MAM30BR010). Zbylý vzduch je odváděn pomocí dvou ventilátorů do atmosféry (trasy MAM50BR010, MAM50BR020 a MAM60BR010).

V případě poruchy KKP dojde k jeho odřazení na straně hlavního kondenzátu pomocí ručních uzavíracích klapek (LCA03AA501, LCA03AA502 a LCA03AA503). Na straně parovzdušné směsi se odřazení provede pomocí klapky MAM20AA101, dále se otevře obtok KKP pomocí klapky MAM25AA101. Parovzdušná směs pak proudí přes ventilátory do atmosféry. Aby se zabránilo vniknutí vody do ucpávky, je na KKP umístěno dvojí měření hladiny (MAM10CL301 a MAM10CL302) a havarijní přepad MAM40BR010. Pro ochranu před nedovoleným nárůstem tlaku je na vodní straně umístěna trasa LCA03BR040 s pojistným ventilem.

## 5.5 Návrh zapojení nízkotlakých regeneračních ohříváků (NTO)

### 5.5.1 Ohřívák s kaskádováním kondenzátu

Jedná se o zapojení NTO1, NTO2, NTO4 a NTO5. Protože je zapojení velmi podobné, bude podrobně popsáno pouze zapojení NTO2 a u ostatních ohříváků budou zdůrazněny odlišnosti od zapojení NTO2. Kaskádováním kondenzátu se nazývá přepouštění kondenzátu do NTO s nižším tlakem, to umožňuje využít zbytkové teplo kondenzátu z topné páry.

Pára pro ohřev NTO2 proudí z druhého odběru trasou LBS20BR010. Na této trase jsou umístěna měření tlaku a teploty (LBS20CP001 a LBS20CT001). Na odběru jsou umístěny dvě armatury. První z nich je zpětná odběrová klapka LBS20AA701. Tato klapka slouží k ochraně turbíny před nedovoleným zvýšením otáček při odstavení. Pára v parním prostoru NTO a parovodu by při odstavení roztáčela turbínu. Dále je na odběru umístěna uzavírací klapka s pneumatickým pohonem (LBS20AA101). Tato klapka slouží k odřazení NTO2 na parní straně.

Odběr musí být řádně odvodněn, jedno odvodnění se nachází před odběrovou klapkou (Trasa odvodnění LBS20BR110), aby se omezila eroze klapky. Druhé odvodnění se nachází před uzavírací klapkou na konci odběrového potrubí (trasa LBS20BR120).

Samotné NTO2 je označené kódem LCC20AC001. Na plášti NTO2 je umístěno místní měření tlaku, dálkové měření tlaku, garanční měření tlaku a měření hladiny. Kondenzát z NTO2 proudí do podchlazovače kondenzátu trasou LCJ20BR010. NTO2 je dále vybaveno trasou pro odsávání nezkondenzovatelných plynů (LCC20BR201), dále trasou pro vypouštění a odvodušnění (LCC20BR252) a pojistným ventilem na parní straně (LCC20AA301). Protože se NTO2 odrazuje společně s NTO1, mají společný pojišťovací ventil na vodní straně (LCA13AA301).

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Podchlazovač kondenzátu je označen kódem LCC20AC002. Podchlazený kondenzát je zaváděn do NTO1 trasou LLCJ20BR020. Na této trase je umístěn regulační ventil pro regulaci hladiny v NTO2 a uzavírací armatura. V případě NTO1 je kondenzát z podchlazovače zaveden do EPK.

NTO1 a NTO2 mají společný obtok na straně hlavního kondenzátu (LCA21BR010) s pneumaticky ovládanou uzavírací klapkou. Není možné tedy odřadit pouze NTO1, nebo NTO2. Samotná trasa hlavního kondenzátu je označena kódy LCA10BR010, LCA20BR010 a LCA30BR010. Pro odřazení NTO1 a NTO2 jsou na těchto trasách umístěny uzavírací klapky LCA10AA101 a LCA30AA101. Pro nastavení průtoku podchlazovačem slouží clona LCA20BP001. Podobně jako u KKP i zde neproudí podchlazovačem celý průtok hlavního kondenzátu, ale jen určitá část.

Za každým NTO se měří teplota pro účely provozního a garančního měření (LCA30CT001, LCA30CT701). Pro účely garančního měření se dále měří teplota kondenzátu z podchlazovače (LCJ20CT701). Pro účely provozního měření se dále měří teplota hlavního kondenzátu na vstupu do NTO (LCA20CT002) a teplota hlavního kondenzátu na výstupu z podchlazovače (LCA23CT001).

Zapojení NTO1 se od NTO2 téměř neliší. Protože se jedná o NTO s nejnižším tlakem, je kondenzát zaváděn do EPK trasou LCJ10BR020. Pro regulaci hladiny v NTO 1 je na této trase umístěn regulační ventil.

NTO4 má společný obtok s NTO3. Od zapojení NTO2 se liší tím, že zde je integrován podchlazovač kondenzátu a srážecí přehřátí. Proto není zapotřebí umístit clonu na trasu hlavního kondenzátu. Oproti NTO2 odpadají také měření spojená s použitím samostatného podchlazovače.

NTO5 má samostatný obtok na straně hlavního kondenzátu. Aby mohl být NTO5 v provozu i v případě odřazení NTO4, je na trase pro přepouštění kondenzátu do NTO4 (LCJ50BR10) umístěna náhradní trasa do EPK (LCJ55BR020). Ostatní trasy a měření mají obdobnou funkci jako u NTO2

### 5.5.2 Ohřívák s přečerpáváním kondenzátu

Jedná se o NTO3. Přečerpávání kondenzátu má tu výhodu, že zbytkové teplo topného kondenzátu je využito efektivněji. Kondenzát vzniklý z topné páry se přečerpává pomocí podávacích čerpadel do trasy hlavního kondenzátu. Tím se zbytkové teplo využije k zvýšení teploty hlavního kondenzátu na výstupu z NTO3. Sníží se tím spotřeba topné páry v NTO3 (při zachování velikosti ohřátí v NTO3). Pokud by bylo použito kaskádování, snížila by se spotřeba páry v NTO2, která má však menší schopnost konat práci oproti topné páře pro NTO3.

Zapojení samotného výměníku je velmi podobné jako u NTO2, proto je podrobný popis všech tras a měření vynechán. Popsány budou pouze odlišnosti od zapojení NTO2. NTO3 má společný obtok s NTO4. Na rozdíl od NTO2 zde není podchlazovač kondenzátu, protože je v tomto případě zbytečný (veškeré teplo se předá na vyšší tlakové úrovni díky přečerpání). Do NTO3 je zaveden kondenzát z NTO4 pomocí trasy LCJ40BR010. Kondenzát z NTO3

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

vstupuje do sání podávacích čerpadel pomocí trasy LCJ30BR010. Do této trasy je také zaveden kondenzát z ohříváků otopné vody trasou LCP10BR010.

Podávací čerpadla jsou dvě z důvodu zálohy (2x100% výkonu). Každé čerpadlo má v sání umístěný filtr (LCJ31AT001 a LCJ32AT002) a ručně ovládanou uzavírací klapku (LCJ31AA501 a LCJ32AA501). Na výtlaku podávacích čerpadel jsou ručně ovládané uzavírací klapky (LCJ31AA502 a LCJ32AA502). Díky klapkám v sání a výtlaku je možné čerpadlo odstavit a provést opravu a údržbu za provozu bloku. Každé čerpadlo má také trasu pro vypouštění a odvodu vzdušného (LCJ32BR110 a LCJ31BR110). Čerpadla jsou regulována škrcením, proto je na společném výtlaku (LCJ35BR010) umístěn regulační ventil ovládaný elektromotorem (LCJ35AA001). Protože čerpadla nemohou dlouhodobě pracovat při uzavřeném výtlaku, je před regulačním ventilem umístěna trasa minimálního obtoku (LCJ43BR010).

Odvod kondenzátu z NTO3 je zálohovaný pomocí náhradní trasy do EPK (LCJ33BR010). V případě poruchy čerpadla se uvede do provozu záložní čerpadlo. V případě prasklé trubky v ohříváku, se zvýšený průtok kondenzátu odvede pomocí obou čerpadel. Pokud však dojde k poruše regulačního ventilu, je nutné použít náhradní trasu.

Pro účely provozního měření jsou umístěna měření tlaku a hladiny v plášti ohříváku, měření teploty hlavního kondenzátu na výstupu z ohříváku. Na výtlaku podávacích čerpadel je měření průtoku, teploty a tlaku. Na sání podávacích čerpadel je umístěno místní měření tlaku.

## 5.6 Návrh zapojení napájecí nádrže

Napájecí nádrž slouží k akumulaci vody pro kotel, odplynění kondenzátu a je to také jeden ze stupňů regenerace. V našem případě je použit odplyňovač STORK. Kondenzát proudí do napájecí nádrže trasou LCA60BR010. Před napájecí nádrží je umístěna zpětná klapka, provozní a garanční měření tlaku a teploty a garanční měření průtoku. Po vstupu do napájecí nádrže je kondenzát rozprašen na drobné kapičky, které vytvářejí souvislý disk. Tím dojde k rychlému ohřátí kondenzátu a jeho částečnému odplynění.

Úplné odplynění se provede pomocí barbotáže. Na dně napájecí nádrže je umístěn rozdělovač, do kterého se přivádí topná pára a ve formě bublinek proudí k hladině. Tím dojde k ohřátí kondenzátu na mez sytosti. Topná pára se přivádí pomocí odběru VI. Podobně jako v případě odběrů pro regeneraci, i tento odběr je vybaven měřením tlaku a teploty, odvodněním, uzavírací klapkou a zpětnou odběrovou klapkou s asistenčním pohonem. Pro lepší ochranu turbíny před překročením přípustných otáček je zpětná odběrová klapka zdvojnásobena, vzhledem k velké akumulaci páry v napájecí nádrži. Dále je do tohoto odběru zavedena ucpávková pára (MAW40BR020) a pára ze záložního zdroje (LBC61BR010). Na vstupu do napájecí nádrže je z trasy topné páry vyvedena odbočka LAA20BR010, která je vybavena zpětnou klapkou. Tato odbočka slouží k vyrovnání tlaku v napájecí nádrži při stoupání hladiny.

Prostor nad hladinou kondenzátu je vyplněn sytou párou a nezkondenzovatelnými plyny. Odsávání nezkondenzovatelných plynů do atmosféry je umístěno nad rozprašovač kondenzátu. Parovzdušná směs tedy musí projít skrz rozprašený kondenzát. Protože rozprašovaný kondenzát je cca o 20°C chladnější než je mez sytosti, pára z kondenzuje a nad

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

rozprašovač se dostanou nezkondenzovatelné plyny a velmi malé množství páry, které dále proudí do atmosféry.

Do napájecí nádrže jsou dále zavedeny minimální obtoky napájecích čerpadel, topný kondenzát z vysokotlaké regenerace (LCH10BR010) a odvodušnění VTO (LAD20BR201). Napájecí nádrž je dále vybavena pojistným ventilem LCA10BR301 a trasou pro vypouštění a havarijním přepadem (LAA20BR251 a LAA10BR251). Napájecí nádrž je vybavena provozním měřením hladiny, tlaku a teploty, dále garančním měřením tlaku a teploty.

## 5.7 Návrh zapojení vysokotlakých regeneračních ohříváků (VTO)

Dle zadaného HBD je systém vysokotlaké regenerace tvořen dvěma VTO s integrovanými podchlazovací kondenzátu. VTO1 je vybaven samostatným srážecem přehřátí, který je umístěn až za VTO2. Důvod tohoto umístění je patrný z T-s diagramu v kapitole 2.2. VTO1 je topený prvním odběrem z ST dílu, a proto je topná pára značně přehřátá (o 270°C). VTO2 je topený odběrem z vratné páry a proto je jeho přehřátí mnohem nižší (o 110°C).

Oba VTO jsou vybaveny společným obtokem na straně napájecí vody (LAB80BR010). Odřazení na straně napájecí vody se provádí pomocí třicestných ventilů ovládaných elektropohonem (LAB30AA101 a LAB70AA101). Ventil LAB30AA101 má obtok s regulačním ventilem (LAB31AA001) pro postupné natlakování a prohřev VTO. Trasa napájecí vody je dále doplněna ručními uzavíracími šoupátky.

Každý VTO má pojištění proti tlaku na parní straně. Pojištění tlaku na vodní straně je provedeno jedním společným pojišťovacím ventilem (LAB35AA301). Dále je každý VTO vybaven měřením hladiny a tlaku. Dále se měří teplota napájecí vody před a za každým VTO a teplota kondenzátu z VTO. Podobně jako u NTO i zde musí být výměníky vybaveny odvodušněním a vypouštěním. Dále je nutné systém vybavit trasami pro vypouštění napájecí vody. Před každým VTO je umístěna jedna taková trasa. VTO je nutné také vybavit odvodem nezkondenzovatelných plynů. Na rozdíl od NTO je parovzdušná směs zavedena do napájecí nádrže. V napájecí nádrži je využita část zbytkového tepla parovzdušné směsi a průchodem přes odplyňovač je omezen únik páry.

Kondenzát z VTO2 je zaváděn do VTO1 pomocí tras LCH20 -BR020, BR030, BR040, BR050. Podobně jako u NTO, i u VTO se měří teplota kondenzátu. Kondenzát z VTO1 je zaveden do napájecí nádrže trasou LCH10BR010. Pro případ kdy je v napájecí nádrži příliš vysoká hladina, nebo kondenzát nemá dostatečný tlak, slouží náhradní trasa do EPK (LCH11BR010). Na náhradní trase je pneumaticky ovládaná uzavírací klapka, zatímco na trase pro přepouštění do napájecí nádrže je ručně ovládaná uzavírací klapka. Proto je na trase do napájecí nádrže umístěna zpětná klapka, která zabraňuje proudění z napájecí nádrže do EPK.

## 6 Volba DN potrubí pro regenerační odběry

Volba jmenovitého průměru se provádí na základě rychlosti proudění v potrubí. Dle [11] se pro přehřátou páru volí rychlost v rozmezí 30 až 80 m/s. Pro sytou páru se volí rychlost 20 až 50 m/s. Pro VTO je zvolena maximální rychlost 45m/s. Pro NTO5 a napájecí nádrž je zvoleno 50m/s. Pro ostatní NTO je zvoleno 60m/s, kromě NTO1 kde je zvoleno 50m/s protože zde proudí sytá pára. Pro zvolenou maximální rychlost můžeme vypočítat minimální vnitřní průměr pomocí následujícího vztahu:

$$D_i = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot v}{\pi \cdot w}} \quad (5.1)$$

kde:  $D_i$  je vnitřní průměr [mm],  
 $m$  je hmotnostní průtok potrubím [kg/s],  
 $v$  je měrný objem páry [m<sup>3</sup>/kg],  
 $w$  je lineární rychlost proudění [m/s].

Pro regenerační odběry platí dále podmínka, že rychlost by neměla v žádném provozu podkročit hodnotu 10m/s. Pokud se tak stane, může dojít k periodickému otevírání a zavírání odběrových klapek a to má negativní vliv na jejich životnost. Následující tabulka udává minimální vnitřní průměry potrubí pro odběr V. ve všech provozech.

**Tabulka 1 minimální průměr potrubí pro odběr V.**

odběr V. -zvoleno DN350						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	4,4953	3041,5	0,56945	4,8851	60	242,97
Zima max, odběrový	3,8068	3005,7	0,65069	5,504	60	275,68
200MW tw1=32°C	4,6341	3037,2	0,55022	5,1473	60	245,15
160MW	3,6651	3051,6	0,70499	3,6845	60	234,78
100MW	2,4267	3053,7	1,06713	2,1606	60	221,20
160MW <sub>e</sub> + 80MW <sub>t</sub>	3,6623	3029,3	0,69140	3,6734	60	232,15
100MW <sub>e</sub> + 80MW <sub>t</sub>	3,6485	3103,4	0,74099	1,2541	60	140,43
VTO A TBN vypnuté	5,7066	3052	0,45270	6,0671	60	241,42

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Pro odběr V bylo zvoleno potrubí o jmenovitém průměru DN350. Stejný postup byl zopakován pro všechny ostatní odběry pro regeneraci. Návrh DN odběrů pro teplofikaci není v rozsahu této práce. Tabulky výsledků jsou v příloze A. Po návrhu DN následuje pevnostní výpočet a volba tloušťky stěny. Poté je nutné zkontrolovat rychlosti proudění pro zvolené rozměry potrubí.

## 6.1 Vhodné materiály pro regenerační odběry

Rozhodujícím faktorem pro volbu materiálu potrubí pro regenerační odběry je teplota proudícího média. V našem případě se maximální teplota pro jednotlivé odběry pohybuje v rozmezí 62°C až 471°C. Pro teploty pod 450°C je možné použít uhlíkovou ocel pro tlaková zařízení P235GH. Pro teploty do 500°C je nutné použít kvalitnější materiál 16Mo3, který se používá pro teploty do 500°C.

## 6.2 Návrh tloušťky stěny

Návrh tloušťky stěn potrubí byl proveden dle ČSN EN 13 480-3.

### 6.2.1 Soubory zatížení

Soubory zatížení odpovídají nejnepříznivějším návrhovým podmínkám současně působícího pracovního tlaku a pracovní teploty, které mohou v potrubí existovat.

### 6.2.2 Výpočtový tlak

Výpočtový se určuje pro nejnepříznivější soubory zatížení. Nesmí být menší než příslušný pracovní tlak. Je nutné uvažovat takové podmínky, které vedou na nejvyšší tloušťku stěny.

Dále musí být splněny následující minimální podmínky:

- $p_o$  (provozní tlak) =  $P_S$  (nejvyšší přípustný tlak) =  $p_c$  (Výpočtový tlak)
- $t_c$  (výpočtová teplota) musí odpovídat kap. 5.2.3 pro  $T_S$  (Nejvyšší přípustná teplota) =  $t_o$  (provozní teplota)

Pokud je rozhodující podmínkou tečení materiálu, výpočtový tlak se uvažuje rovný provoznímu při příslušné provozní teplotě.

### 6.2.3 Výpočtová teplota

Výpočtovou teplotou se rozumí maximální teplota ve středu stěny trubky při výpočtovém tlaku. Regenerační odběry jsou tepelně izolované. Dle ČSN EN 13 480-3 se pro izolované potrubí používá výpočtová teplota větší nebo rovná maximální provozní teplotě. (u některých typů potrubí se připouští její snížení vůči provozní teplotě např. pro neizolované potrubí).



Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

### 6.2.4 Dovolené namáhání

Pro zvolené materiály se dovolené namáhání stanovuje jako minimum z následujících hodnot:

- $R_{eHt}/1,5$ , nebo  $R_{p02t}/1,5$
- $R_m/2,4$
- $S_{RTt}/SF_{CR}$

kde:  $R_{eHt}$  je horní mez kluzu při dané teplotě [MPa],  
 $R_{p02t}$  je smluvní mez kluzu při dané teplotě [MPa],  
 $R_m$  je mez pevnosti [MPa],  
 $S_{RTt}$  je střední hodnota meze pevnosti při tečení pro danou teplotu a dobu zatížení [MPa],  
 $SF_{CR}$  je součinitel bezpečnosti v závislosti na čase zatížení [-].

### 6.2.5 Vlastnosti vybraných materiálů

V tabulce 2 jsou uvedeny smluvní meze kluzu materiálů P235GH a 16Mo3 v závislosti na teplotě, které jsou potřebné pro výpočet tloušťky stěny potrubí. Hodnoty byly převzaty z ČSN EN 10216-2.

**Tabulka 2 smluvní mez kluzu**

Rp02 [MPa]		teplota [°C]									
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
	P235GH	--	198	187	170	150	132	120	112	108	--
	16Mo3	--	--	--	224	205	173	159	156	150	146

V tabulce 3 jsou uvedeny hodnoty meze při tečení pro 200 000 hodin a 100 000 hodin. Dle ČSN EN 13 480-3 se pro výpočet přednostně používají hodnoty pro 200 000 hodin a dělí se součinitelem bezpečnosti 1,25. Pokud se použije hodnota pro 100 000 hodin, použije se součinitel bezpečnosti 1,5. Hodnoty byly převzaty z ČSN EN 10216-2.

**Tabulka 3 Mez pevnosti při tečení pro 100 000 hodin a 200 000 hodin**

Teplota [°C]	Mez pevnosti při tečení pro 200 000 hod. [MPa]		Mez pevnosti při tečení pro 100 000 hod. [MPa]	
	P235GH	16Mo3	P235GH	16Mo3
380	--	--	--	
390	--	--	--	
400	128	--	141	
410	115	--	128	
420	102	--	114	
430	89	--	100	
440	77	--	88	
450	66	218	77	236
460	56	188	66	205
470	46	158	56	176
480	33	129	47	149
490	26	105	39	124
500	24	84	32	102
510	--	67	--	83
520	--	53	--	65
530	--	42	--	51
540	--	34	--	40
550	--	25	--	32

### 6.2.6 Výpočet minimální tloušťky stěny přímého úseku potrubí bez přídavek a mezních úchylek

Dle ČSN 13 480-3 se minimální tloušťka stěny přímého potrubního úseku určí dle rovnice 5.2, nebo 5.3 v závislosti na rozměrech potrubí.

Pro  $D_o/D_i \leq 1,7$ :

$$e = \frac{p_c \cdot D_o}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \quad (5.2)$$

Pro  $D_o/D_i \geq 1,7$ :

$$e = \frac{D_o}{2} \left( 1 - \sqrt{\frac{f \cdot z - p_c}{f \cdot z + p_c}} \right) \quad (5.2)$$

kde:	e	je minimální tloušťka stěny bez přídavek a mezních úchylek	[mm],
	$p_c$	je výpočtový tlak	[MPa],
	$D_o$	je vnější průměr potrubí	[mm],
	$D_i$	je vnitřní průměr potrubí	[mm],
	f	je dovolené namáhání	[MPa],
	z	je součinitel hodnoty spoje	[-].

### 6.2.7 Výpočet minimální tloušťky stěny oblouků bez přídavek a mezních úchylek

Dle ČSN EN 13 480-3 se minimální tloušťka stěny ohybů stanoví pomocí rovnic 5.3 a 5.4.

$$e_{\text{int}} = e \cdot \frac{\frac{R}{D_o} - 0,25}{\frac{R}{D_o} - 0,5} \quad (5.3)$$

$$e_{\text{ext}} = e \cdot \frac{\frac{R}{D_o} + 0,25}{\frac{R}{D_o} + 0,5} \quad (5.4)$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Kde:  $e_{int}$  je minimální tloušťka stěny na vnitřní straně oblouku [mm],  
 $e_{ext}$  je minimální tloušťka stěny na vnější straně oblouku [mm],  
 $R$  je poloměr oblouku [mm],  
 $e$  je minimální tloušťka stěny přímého úseku potrubí [mm],  
 $D_o$  je vnější průměr potrubí [mm].

### 6.2.8 Přídavky

Navrhnutou tloušťku stěny  $e$  je nutné zvýšit o přídavek na korozi a erozi, výrobní tolerance a o přídavek na možné zeslabení během výroby.

Přídavek na korozi se dle ČSN 383350 se pro přehřátou páru volí roven **0,5 mm** a pro sytou páru se volí **1 mm**.

Přídavek na zápornou výrobní toleranci byl stanoven dle ČSN EN 10 217 – 5 a ČSN EN 10 216 -2. Použité přídavky na zápornou toleranci jsou uvedeny v tabulce 4.

**Tabulka 4 přídavek na výrobní toleranci**

	T/D	0 až 0,025	0,025 až 0,05	0,05 až 0,1	větší než 0,1
Bezešvé trubky	$D \leq 219,1$ mm	±12,5% nebo ±0,4mm platí větší hodnota			
	$D > 219,1$ mm	±20%	±15%	±12,50%	±10%
Svařované trubky	$T \leq 5$	±10%, minimálně ±0,3 mm			
	$5 < T \leq 40$	±8%, maximálně ±2 mm			

### 6.2.9 Výsledky výpočtu

V příloze B jsou uvedeny vstupní data, minimální tloušťky stěn potrubí a zvolné tloušťky stěn pro všechny regenerační odběry.

## 6.3 Kontrola výsledné rychlosti v regeneračních odběrech

Rychlost proudění se vypočítá pomocí rovnice 5.5. Kontroluje se, zda v některém z provozů není rychlost příliš velká a zda není v úsecích na kterých je umístěna zpětná odběrová klapka podkročena rychlost 10m/s. Výsledky kontroly rychlosti jsou uvedeny v příloze C.

$$w = \frac{4 \cdot m \cdot v}{\pi \cdot \left(\frac{D_i}{1000}\right)^2} \quad (5.5)$$

kde: $D_i$	je vnitřní průměr	[mm],
$m$	je hmotnostní průtok potrubím	[kg/s],
$v$	je měrný objem páry	[m <sup>3</sup> /kg],
$w$	je lineární rychlost proudění	[m/s].

## 7 Výpočet tlakových ztrát v regeneračních odběrech

Výpočet tlakových ztrát byl proveden pomocí softwaru MS excel 2010. Výsledný soubor není vytvořen pouze pro jednorázové použití v rámci této práce, ale měl by sloužit jako standardně používaná pomůcka pro výpočty tlakových ztrát pro potřeby projektantů ve společnosti Doosan Škoda Power s.r.o.

Kromě samotného výpočtu tlakových ztrát byla vytvořena databáze rozměrů potrubí dle ČSN EN 10 217 – 5, ČSN EN 10 216 -2 Dále výsledný soubor obsahuje interaktivní knihovnu součinitelů místních tlakových ztrát, kterou je možné snadno doplňovat o další součinitele bez větších omezení pro metodiku výpočtu jednotlivých součinitelů. Soubor je navržen tak, aby bylo možné na jednom listu provést výpočet více potrubních úseků a tím zachovat informace o výpočtu pro další použití.

Z těchto důvodů je v této práci porovnáváno několik přístupů k výpočtu. Dále jsou v následujících kapitolách popsány různé metody výpočtu tlakových ztrát při dvoufázovém proudění, přestože pro výpočet tlakové ztráty v odběru I to není bezpodmínečně nutné, protože se zde vyskytuje poměrně malá vlhkost.

### 7.1 Dopad tlakové ztráty v regeneračních odběrech do tepelné účinnosti

Tlaková ztráta v regeneračním odběru způsobí, že pára v regeneračním výměníku kondenzuje při nižším tlaku a tím i při nižší teplotě. Proto je nutné tlakovou ztrátu zohlednit již při návrhu tepelných schémat. Protože v této fázi nejsou k dispozici žádné informace o budoucích trasách regeneračních odběrů, používá se empirická hodnota. Pro výpočet pro výpočet HBD se používá hodnota tlakové ztráty 4,5% vstupního tlaku a pro napájecí nádrž 10% vstupního tlaku.

Pokud v realizovaném projektu dojde k tomu, že je tlaková ztráta vyšší, než je předpokládáno v HBD, sníží se ohřátí kondenzátu (nebo napájecí vody) v příslušném výměníku. Následující výměník je chlazen studenějším médiem, a díky tomu vzroste spotřeba odběrové páry v tomto

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

výměníku. Princip snížení účinnosti spočívá v tom, že pro ohřívání kondenzátu (napájecí vody) používáme páru, ze které bylo možné získat ještě určité množství práce.

Pro demonstraci bude uvažován případ vycházející z přiloženého bilančního schématu. Snahou bude určit snížení účinnosti cyklu, pokud dojde ke zvýšení tlakové ztráty v odběru II na 6,5% při provozu 200 MW. V návrhovém provozu v NTO2 probíhá ohřev hlavního kondenzátu z teploty 50,81°C na teplotu 75,42 °C. Pokud dojde ke zvýšení tlakové ztráty v odběru, klesne teplota za NTO2.

Pro řešení dopadu zvýšení tlakové ztráty budou použity následující předpoklady:

1. Koncové teplotní rozdíly na výstupu z jednotlivých výměníků zůstávají neměnné. (V reálném případě se budou mírně měnit, ale protože z HBD nelze získat všechny potřebné informace pro takový výpočet, je použit tento předpoklad.)
2. Změny průtoku odběrem jsou ve srovnání s průtokem páry příslušnou částí parní turbíny malé, a proto nemají vliv na průběh expanze v parní turbíně
3. Následující ohřívák (NTO3) provede ohřev na původní teplotu dle HBD. NTO4 za tohoto předpokladu nebude ovlivněn.
4. Bude zanedbán vliv změněného množství topného kondenzátu pro NTO1, protože teplo předané topným kondenzátem v kaskádě je vůči teplu získanému kondenzací páry velmi malé. Tedy vstupní teplota do NTO2 a průtok odběrem I zůstává konstantní.
5. Tlaková ztráta odběru pro NTO3 zůstane při zvýšeném průtoku konstantní
6. Entalpie vody je závislá pouze na teplotě (v HBD chybí údaje o tlaku hlavního kondenzátu a kaskád)

Pokud bychom neprovedli tyto zjednodušení, bylo by nutné vytvořit velmi složitý a rozsáhlý výpočetní model zahrnující celý systém regenerace a turbíny, nejlépe pomocí k tomu určeného speciálního softwaru. Po zavedení těchto zjednodušení je možné tento problém řešit analyticky.

Pro každé NTO musí být splněna tepelná bilance (rovnice 6.1.1).

$$m_{HK} \cdot (i_{k\_out} - i_{l\_in}) = m_P \cdot (i_{p\_in} - i_{drain}) + m_{kas} \cdot (i_{kas\_in} - i_{drain}) \quad (6.1.1)$$

$$m_P = \frac{m_{HK} \cdot (i_{k\_out} - i_{l\_in}) - m_{kas} \cdot (i_{kas\_in} - i_{drain})}{(i_{p\_in} - i_{drain})} \quad (6.1.2)$$

Kde:  $m_{HK}$  je hmotnostní průtok hlavního kondenzátu [kg/s],  
 $i_{k\_out}$  je entalpie hlavního kondenzátu na výstupu z NTO [kJ/kg],  
 $i_{k\_in}$  je entalpie hlavního kondenzátu na vstupu do NTO [kJ/kg],  
 $m_{kas}$  je hmotnostní průtok kondenzátu z vyššího NTO [kJ/kg],

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

$i_{kas\_in}$	je entalpie kondenzátu z vyššího NTO	[kJ/kg],
$i_{drain}$	je entalpie kondenzátu z NTO za podchlazovačem	[kJ/kg],
$m_p$	je hmotnostní průtok páry	[kg/s],
$i_{p\_in}$	je entalpie páry na vstupu do NTO	[kJ/kg].

Výsledky výpočtu průtoku pro odběr II a III jsou uvedeny v následující tabulce

**Tabulka 5** určení průtoku NTO2 a NTO3

		NTO3	NTO2
<b>Kondenzát</b>	teplota před NTO [°C]	74,90	50,81
	teplota za NTO [°C]	100,26	74,903
	tlak [bar(a)]	10,00	10,00
	entalpie před NTO [kJ/kg]	314,34	213,57
	entalpie za NTO [kJ/kg]	419,49	314,34
	Průtok hlavního kond. [kg/s]	111,77	111,77
<b>Topná pára</b>	tlak [bar(a)]	1,1747	0,46481
	entalpie [kJ/kg]	2765,9	2743,2
<b>kaskáda</b>	entalpie [kJ/kg]	462,03	0
	průtok [kg/s]	10,117	0
<b>NTO</b>	tlak v NTO [bar(a)]	1,1218	0,4346
	koncový rozdíl NTO	2,59	2,961
	teplota sytosti v NTO	102,85	77,86
	koncový rozdíl podchlazovač/výstup NTO	0,00	9,891
	Teplota na výstupu z podchlazovače/NTO	102,85	60,70
	Entalpie na výstupu z podchlazovače/NTO [kJ/kg]	431,09	254,11
	Předané teplo [kW]	11439,80	11263,15
<b>Průtok páry [kg/s]</b>		<b>4,8997</b>	<b>4,5250</b>
<b>Průtok páry dle HBD [kg/s]</b>		<b>4,7873</b>	<b>4,6234</b>

Pro určení dopadu do účinnosti je nutné provést přepočítání průtoku zbylou částí NT dílu a vyjádřit ztracený výkon. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 6. Zvýšení tlakové ztráty v NTO z 4,5% na 6% způsobí snížení výkonu NT dílu o 18kW. Vůči celkovému elektrickému výkonu je to poměrně malé číslo, proto je dopad do celkové hodnoty účinnosti poměrně malý.

Za povšimnutí v tabulce 6 stojí několik poznatků. Největší snížení výkonu je u části mezi odběrem III a II. To není nijak překvapivé. Zvýšení průtoku odběrem III je ovšem poměrně dobře kompenzováno snížením průtoku odběrem II. Tedy výkon dalších navazujících částí NT dílu se snižuje podstatně méně. Z 18,6 kW ztraceného výkonu je 15,2 ztraceno právě mezi odběrem III a II. Pokud bychom srovnání provedli na vyšším NTO, nebo VTO tento podíl by

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

se snižoval, protože snížený průtok by postihl větší část průtočné části. Tedy čím vyšší je tlak v ohříváku, tím vyšší je i dopad tlakové ztráty do tepelné účinnosti.

**Tabulka 6 Změna výkonu po zvýšení tlakové ztráty**

	Průtok dle HBD [kg/s]	Průtok po zvýšení tl. Ztráty [kg/s]	Entalpie na vstupu do úseku [kJ/kg]	Výkon dle HBD [kW]	Výkon po zvýšení tl. Ztráty [kW]
Vstup - odběr III	107,900	107,900	2908	<b>15332,6</b>	<b>15332,6</b>
Odběr III-odběr II	103,113	103,000	2765,9	<b>13909,9</b>	<b>13894,7</b>
Odběr II-odběr I	99,353	99,339	2631	<b>11664,1</b>	<b>11662,4</b>
Odběr I - kondenzátor	96,004	95,990	2513,6	<b>12662,9</b>	<b>12661,1</b>
Kondenzátor	96,004	95,990	2381,7		
Ucpávková pára	0,864	0,864			
Odběr III	4,787	4,900			
Odběr II	3,760	3,661			
Odběr I	3,349	3,349			
Odběr II + ucpávka	4,623	4,525			
<b>Celkový výkon NT dílu dle HBD [kW]</b>				<b>53569,5</b>	
<b>Celkový výkon NT dílu po zvýšení tlakové ztráty [kW]</b>				<b>53550,8</b>	
<b>Rozdíl [kW]</b>				<b>18,6</b>	

## 7.2 Základní vztahy pro výpočet ztráty tlaku v potrubí

Pro určení ztráty tlaku třením a místními odpory v potrubí slouží rovnice 6.2.1.

$$\Delta p_f = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (6.2.1)$$

Kde:  $\Delta p_f$  je ztráta tlaku třením [Pa],  
 $\zeta$  je ztrátový součinitel [-],  
 $\rho$  je hustota proudícího média [kg/m<sup>3</sup>],  
 $w$  je lineární rychlost v potrubí [m/s].

Tlakové ztráty obecně vznikají neustálou disipací pohybové energie. Přesný matematický popis těchto dějů je velmi složitý a pro praktické účely často obtížně použitelný. Proto se ztrátový součinitel pro různé případy určuje experimentálně. Složitost problému se tedy přesune na určení hodnoty tohoto součinitele.



Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Kromě ztráty tlaku třením je nutné brát v potaz také změnu hydrostatického tlaku, ta se určí pomocí rovnice 6.2.2.

$$\Delta p_h = h \cdot \rho \cdot g \quad (6.2.2)$$

Kde:  $\Delta p_h$  je změna tlaku rozdílem výšky [Pa],  
 $g$  je gravitační zrychlení [-],  
 $h$  je výška [m],  
 $\rho$  je hustota proudícího média [ $\text{kg/m}^3$ ].

### 7.3 Použité vztahy pro výpočet odporu přímého potrubí

Pro určení ztrátového součinitele přímého potrubního úseku platí rovnice 6.3.1

$$\xi = \lambda \cdot \frac{L}{D_i} \quad (6.3.1)$$

Kde:  $\xi$  je ztrátový součinitel [-],  
 $\lambda$  je součinitel tření v potrubí [-],  
 $L$  je délka úseku potrubí [mm],  
 $D_i$  je vnitřní průměr potrubí [mm].

Součinitel tření  $\lambda$  obecně závisí na střední rychlosti proudící kapaliny  $w$ , drsnosti stěny  $k$ , vlastnostech proudící kapaliny a vnitřním průměru trubky  $D_i$ . Pro určení součinitele rozeznáváme 6 oblastí druhu proudění:

- laminární proudění kde  $\lambda = f(\text{Re})$ ,
- Přechodová oblast mezi laminárním prouděním a turbulentním prouděním v hydraulicky hladkém potrubí  $\lambda = f(\text{Re})$ ,
- Turbulentní proudění v hydraulicky hladkém potrubí  $\lambda = f(\text{Re})$ ,
- Přechodová oblast mezi turbulentním prouděním v hydraulicky hladkém a hydraulicky drsném potrubí  $\lambda = f(\text{Re}, k/D_i)$
- Turbulentní proudění v hydraulicky drsném potrubí (také se nazývá automodelní oblast, nebo kvadratická oblast)  $\lambda = f(k/D_i)$

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Při laminárním proudění nemá drsnost stěny potrubí vliv na tlakovou ztrátu, součinitel tření je závislá pouze na Reynoldsově číslu. Při turbulentním proudění je v blízkosti stěny vždy vazká podvrstva. Tato vazká podvrstva se s narůstajícím Reynoldsovým číslem zmenšuje. Při nižších Reynoldsových číslech nevystupují nerovnosti z vazké podvrstvy a jejich vliv je tedy potlačen, součinitel tření závisí pouze na Reynoldsovu číslu, hovoříme o hydraulicky hladkém potrubí.

Při vyšších Reynoldsových číslech začínají nerovnosti vystupovat z vazké podvrstvy a začíná se projevat jejich vliv, hovoříme o tzv. Hydraulicky drsném potrubí. V přechodové oblasti mezi hydraulicky hladkým a drsným potrubí je součinitel tření závislý na Reynoldsově číslu a poměrné drsnosti  $k/D_i$ . Při zvyšování Reynoldsova se jeho vliv snižuje a proudění přejde do kvadratické oblasti kde je součinitel tření závislý pouze na poměrné drsnosti.

Tlakovou ztrátu při laminárním proudění lze odvodit analyticky. Vztahy pro ostatní oblasti byly získány zobecněním měření. Vztahy pro výpočet součinitele tření byly převzaty z [17] a [18]

Pro oblast laminárního proudění byl použit Hagen – Poiseuilleův vztah (rovnice 6.3.2). Hranice laminárního proudění je při  $Re=2320$ .

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.3.2)$$

Kde:  $\lambda$  je součinitel tření v potrubí [-],  
 $Re$  je Reynoldsovo číslo [-].

Pro přechodovou oblast ( $Re=2320$  až  $2818$ ) byla použita interpolace mezi Hagen – Poiseuilleovo vztahem a Filonenko Altshulovo vztahem (rovnice 6.3.3). Pro oblast hydraulicky hladkého proudění je použit vztah Filonenko Altshulův (rovnice 6.3.3). Hranice hydraulicky hladkého proudění potrubí se určí pomocí vztahu 6.3.4

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log(Re) - 1,64)^2} \quad (6.3.3)$$

Kde:  $\lambda$  je součinitel tření v potrubí [-],  
 $Re$  je Reynoldsovo číslo [-].

$$Re_{lim} = \frac{15}{\Delta} \quad (6.3.4)$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

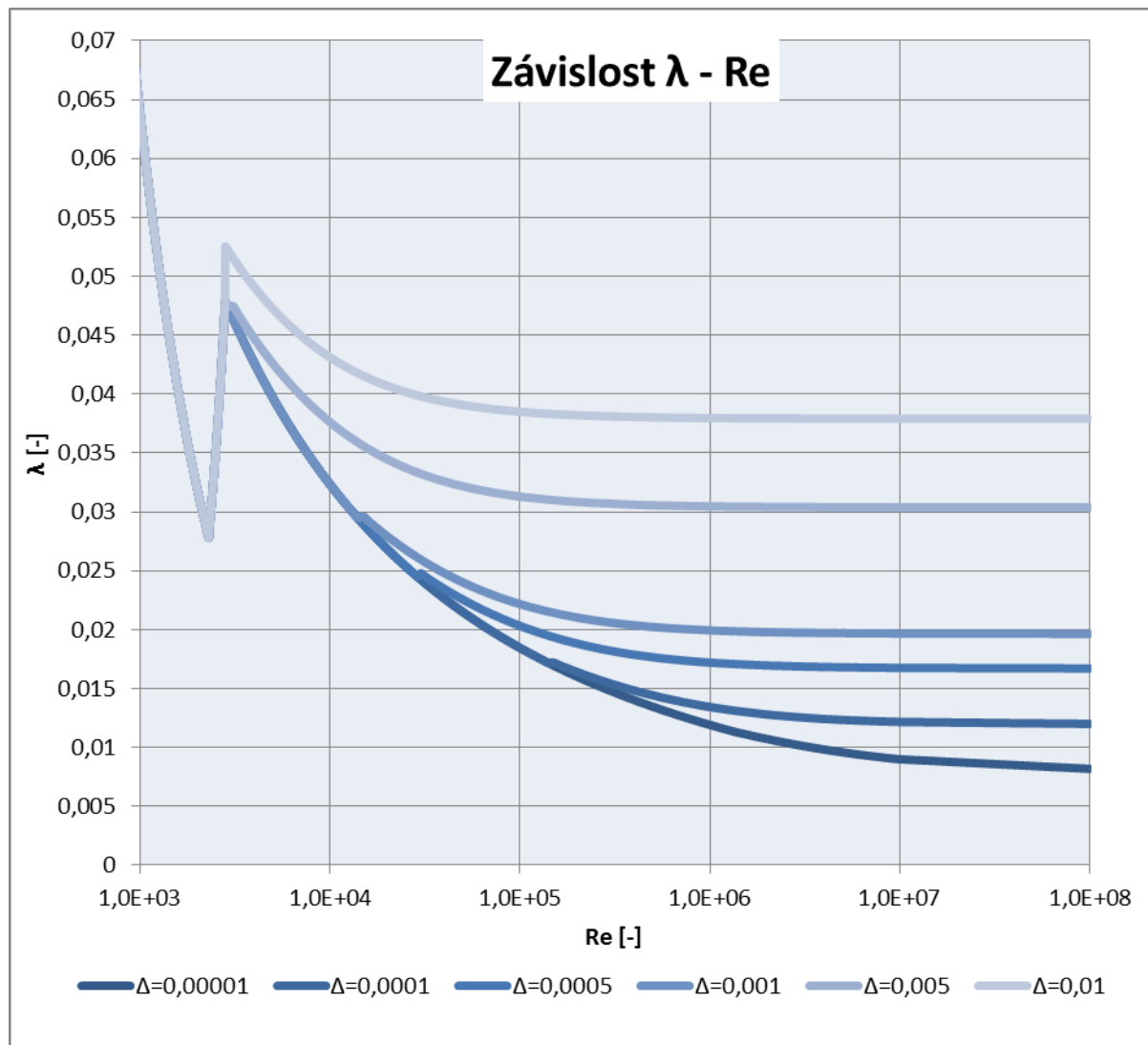
Kde:  $Re_{lim}$  je Reynoldsovo číslo hranice hydraulicky hladké oblasti [-]  
 $\Delta$  je poměrná drsnost potrubí ( $\Delta=k/D_i$ ) [-].

Pro přechodovou oblast mezi hydraulicky hladkým a drsným potrubím a pro proudění v kvadratické oblasti je použit Colebrook Whittův vztah (rovnice 6.3.5). Tento vztah je zadán implicitně, a proto je nutné ho řešit iterativně, to ovšem nepřináší do výpočtu žádné větší potíže, protože velmi rychle konverguje.

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \cdot \log\left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}}\right) + \frac{\Delta}{3,7}\right)^2} \quad (6.3.5)$$

Kde:  $\lambda$  je součinitel tření v potrubí [-],  
 $\Delta$  je poměrná drsnost potrubí [-],  
 $Re$  je Reynoldsovo číslo [-].

V příloze E je uvedena funkce v jazyce VBA, která slouží pro výpočet součinitele tření rovného úseku potrubí. Následující graf zobrazuje závislost součinitele tření na Reynoldsovo číslo pro vybrané hodnoty poměrné drsnosti.

Obrázek 15 Závislost  $\lambda$  - Re

## 7.4 Použité hodnoty pro výpočet místních součinitelů

### 7.4.1 Ohyby

Metodika výpočtu ztrátového součinitele ohybu byla převzata z [17]. Ztrátový součinitel ohybu závisí na úhlu otočení, poměru poloměru ohybu ku vnitřnímu průměru potrubí, drsnosti potrubí a Reynoldsovu číslu. V některé literatuře se vliv drsnosti povrchu a Reynoldsova čísla zanedbává.

Pro ztrátový součinitel oblouku s nenulovou drsností stěny byly použity rovnice 6.4.1 a 6.4.2. Pro  $Re < 10^4$  platí rovnice 6.4.1 pokud je  $Re \geq 10^4$  platí rovnice 6.4.2. Tyto rovnice se skládají ze dvou částí, první vyjadřuje ztrátu odtržením proudu a tvorbou vírů, druhá vyjadřuje ztrátu třením na stěnách tak jako u přímého potrubí.

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

$$\zeta = \frac{A_2}{\text{Re}} + \zeta_{loc} + 0,0175 \cdot \frac{R}{D_i} \cdot \delta \cdot \lambda \quad (6.4.1)$$

$$\zeta = k_{\Delta} \cdot k_{\text{Re}} \cdot \zeta_{loc} + 0,0175 \cdot \frac{R}{D_i} \cdot \delta \cdot \lambda \quad (6.4.2)$$

Kde:  $\xi$  je ztrátový součinitel oblouku [-],  
 $A_2$  je součinitel vlivu geometrie oblouku [-],  
 $\xi_{loc}$  je místní ztrátový součinitel [-],  
 $k_{\Delta}$  je součinitel vlivu drsnosti [-],  
 $k_{\text{Re}}$  je součinitel vlivu Reynoldsova čísla [-],  
 $R$  je poloměr oblouku [mm],  
 $D_i$  je vnitřní průměr potrubí [mm],  
 $\delta$  je úhel oblouku [°],  
 $\lambda$  je součinitel tření přímého úseku potrubí [-].

Pro vyhodnocení rovnice 6.4.1 je nutné stanovit velikost součinitele  $A_2$ . Následující tabulka udává jeho závislost na geometrickém simplexu  $R/D_i$ .

**Tabulka 7 Stanovení součinitele  $A_2$**

$R/D_i$	0,5 až 0,55	0,55 až 0,7	0,7 až 1	1 až 2	2 až 2,5
$A_2 \times 10^{-3}$	4	6,5	4 až 2	1	0,6

Dále je nutné stanovit velikost místního ztrátového součinitele  $\xi_{loc}$ . Ten se určí dle rovnice 6.4.3.

$$\xi_{loc} = A_1 \cdot B_1 \cdot C_1 \quad (6.4.3)$$

Kde:  $A_1$  je součinitel vyjadřující vliv úhlu otočení proudu [-],  
 $B_1$  je součinitel vyjadřující vliv velikosti poloměru oblouku [-],  
 $C_1$  je součinitel vyjadřující vliv tvaru průřezu [-].

Součinitel  $A_1$  byl stanoven na základě tabulky 8. Kde  $\delta$  značí úhel ohybu. Pro použití ve výpočtu byla tato tabulka nahrazena polynomem šestého stupně ( rovnice 6.4.4).

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

**Tabulka 8** Určení součinitele  $A_1$ 

Úhel ohybu $\delta$ [°]	<70°	90°	100°
Součinitel $A_1$	$0,9 \cdot \sin(\delta)$	1	$0,7 + 0,35 \cdot \frac{\delta}{90^\circ}$

$$A_1 = 0,00000016 \cdot \delta^3 - 0,00008158 \cdot \delta^2 + 0,01714184 \cdot \delta \quad (6.4.4)$$

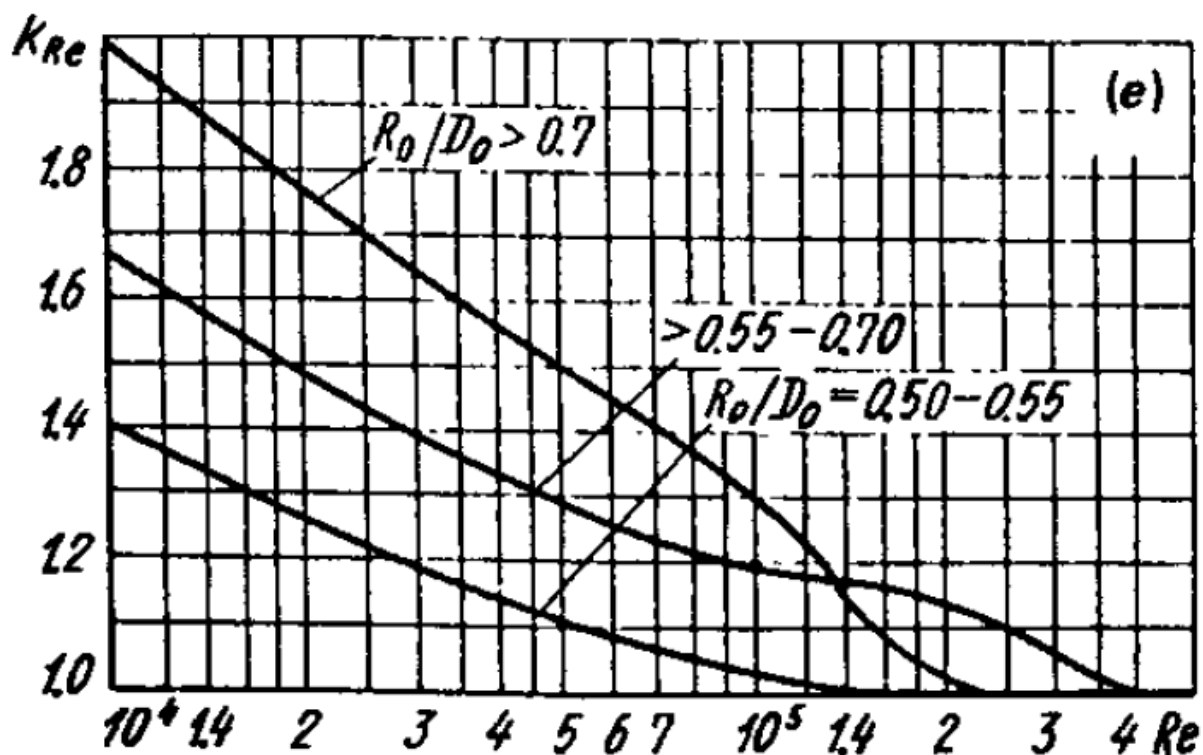
Kde  $A_1$  je součinitel vyjadřující vliv úhlu otočení proudu [-],  
 $\delta$  je úhel otočení [°].

Součinitel  $B_1$  byl určen na základě vztahů uvedených v tabulce 9. Kde  $R$  značí poloměr ohybu,  $D_i$  značí vnitřní průměr potrubí.

**Tabulka 9** určení součinitele  $B_1$ 

$R/D_i$	0,5 až 1	>1
$B_1$	$B_1 = \frac{0,21}{\left(\frac{R}{D_i}\right)^{2,5}}$	$B_1 = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R}{D_i}}}$

Korekční součinitel vlivu Reynoldsova čísla byl stanoven na základě grafu na obrázku 10.



Obrázek 16 Korekční součinitel vlivu Reynoldsova čísla [17]

Korekční součinitel vlivu drsnosti stěny byl stanoven na základě vztahů uvedených v tabulce 10. Kde  $Re$  značí Reynoldsovo číslo,  $\Delta$  značí poměrnou drsnost,  $\lambda$  značí součinitel tření v potrubí o stejných parametrech jako oblouk,  $\lambda_{sm}$  značí součinitel tření hydraulicky hladkého potrubí, pro jeho stanovení se používá rovnice 6.3.3.

**Tabulka 10** určení  $k_{\Delta}$ 

$R/D_i$	0,5 až 0,55		0,55 až 1			>1,5
Re	$3 \cdot 10^3$ až $4 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^3$ až $4 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$ až $2 \cdot 10^5$	$>2 \cdot 10^5$	$>4 \cdot 10^4$
$\Delta=0$	1	1	1	1	1	1
$\Delta=0$ až 0,001	1	$1+0,5 \cdot \Delta \cdot 10^3$	1	$\lambda/\lambda_{sm}$	$1+\Delta \cdot 10^3$	$1+\Delta^2 \cdot 10^6$
$\Delta>0,001$	1	1,5	1	2	2	2

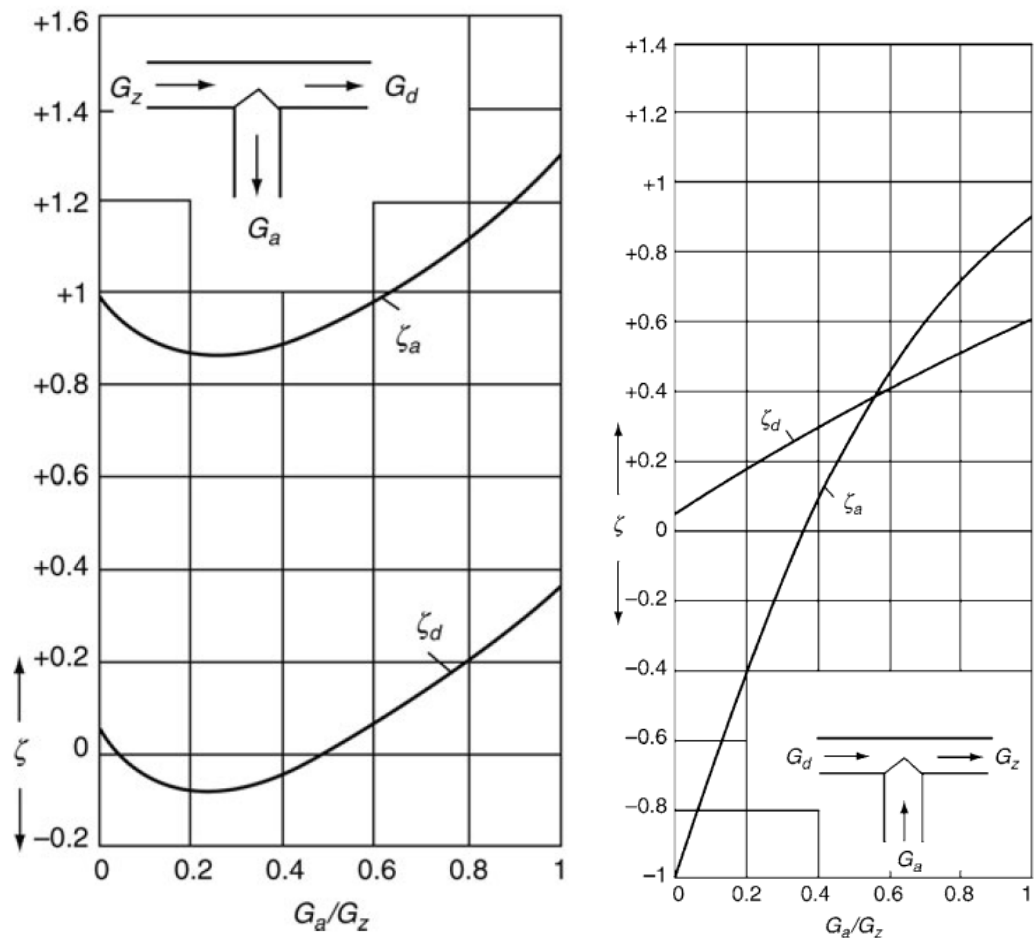
Výsledná funkce v jazyce VBA pro určení ztrátového součinitele oblouků je uvedena v příloze F.

#### 7.4.2 T-kusy

V tomto případě je ztrátový součinitel závislý na poměru ploch jednotlivých hrdel a na poměru objemových průtoků. Je nutné rozlišovat T-kusy podle smyslu proudění a také mezi kterými hrdly je tlaková ztráta počítána.

Na obrázku 17 je uvedena závislost ztrátového součinitele pro případ odtékání média bočním hrdlem a pro případ přitékání média bočním hrdlem. Tyto grafy platí pro T-kusy se stejnými hrdly. Podobné závislosti pro ostatní smysly proudění a pro nestejná hrdla je možné nalézt v literatuře např [17], [19] nebo [20].





Obrázek 17 Ztrátový součinitel T-kusu se stejnými hrdly [20]

### 7.4.3 Ostatní ztrátové součinitele

Ostatní použité ztrátové součinitele jsou brány jako konstanty, anebo závisí pouze na geometrii daného potrubního prvku. Proto není v této práci uveden podrobný popis všech ztrátových součinitelů, ale pouze hodnoty použité pro výpočet tlakových ztrát v odběrech pro NTO. Použité hodnoty jsou uvedeny v kapitolách věnující se výpočtu tlakových ztrát. Ztrátové součinitele jednotlivých potrubních prvků je možné nalézt v literatuře např. [17], [19] nebo [20], cenným zdrojem jsou také produktové katalogy výrobců armatur.

### 7.5 Výpočet při uvažování konstantní rychlosti

Tento výpočet je založen na předpokladu, že tlakové ztráty jsou malé a proto změny měrného objemu a vazkosti po délce potrubní trasy jsou zanedbatelné. Dále je uvažováno, že dodatečné tlakové ztráty způsobené prouděním mokré páry jsou natolik malé, že je možné je zanedbat.

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

**7.5.1 Určení průtoku v regeneračních odběrech**

Průtok jednotlivými odběry byl stanoven pomocí hodnot z garančního měření. Pro NTO musí platit rovnice 6.5.1. Průtok páry se pak vypočte z rovnice 6.5.2. Je zde uvažována přírážka na tepelné ztráty ohříváku rovna 1,5%.

$$\frac{m_{HK} \cdot (i_{k\_out} - i_{l\_in})}{0,985} = m_p \cdot (i_{p\_in} - i_{drain}) + m_{kas} \cdot (i_{kas\_in} - i_{drain}) \quad (6.5.1)$$

$$m_p = \frac{\frac{m_{HK} \cdot (i_{k\_out} - i_{l\_in})}{0,985} - m_{kas} \cdot (i_{kas\_in} - i_{drain})}{(i_{p\_in} - i_{drain})} \quad (6.5.22)$$

Kde:	$m_{HK}$	je hmotnostní průtok hlavního kondenzátu	[kg/s],
	$i_{k\_out}$	je entalpie hlavního kondenzátu na výstupu z NTO	[kJ/kg],
	$i_{k\_in}$	je entalpie hlavního kondenzátu na vstupu do NTO	[kJ/kg],
	$m_{kas}$	je hmotnostní průtok kondenzátu z vyššího NTO	[kg/s],
	$i_{kas\_in}$	je entalpie kondenzátu z vyššího NTO	[kJ/kg],
	$i_{drain}$	je entalpie kondenzátu z NTO za podchlazovačem	[kJ/kg],
	$m_p$	je hmotnostní průtok páry	[kg/s],
	$i_{p\_in}$	je entalpie páry na vstupu do NTO	[kJ/kg].

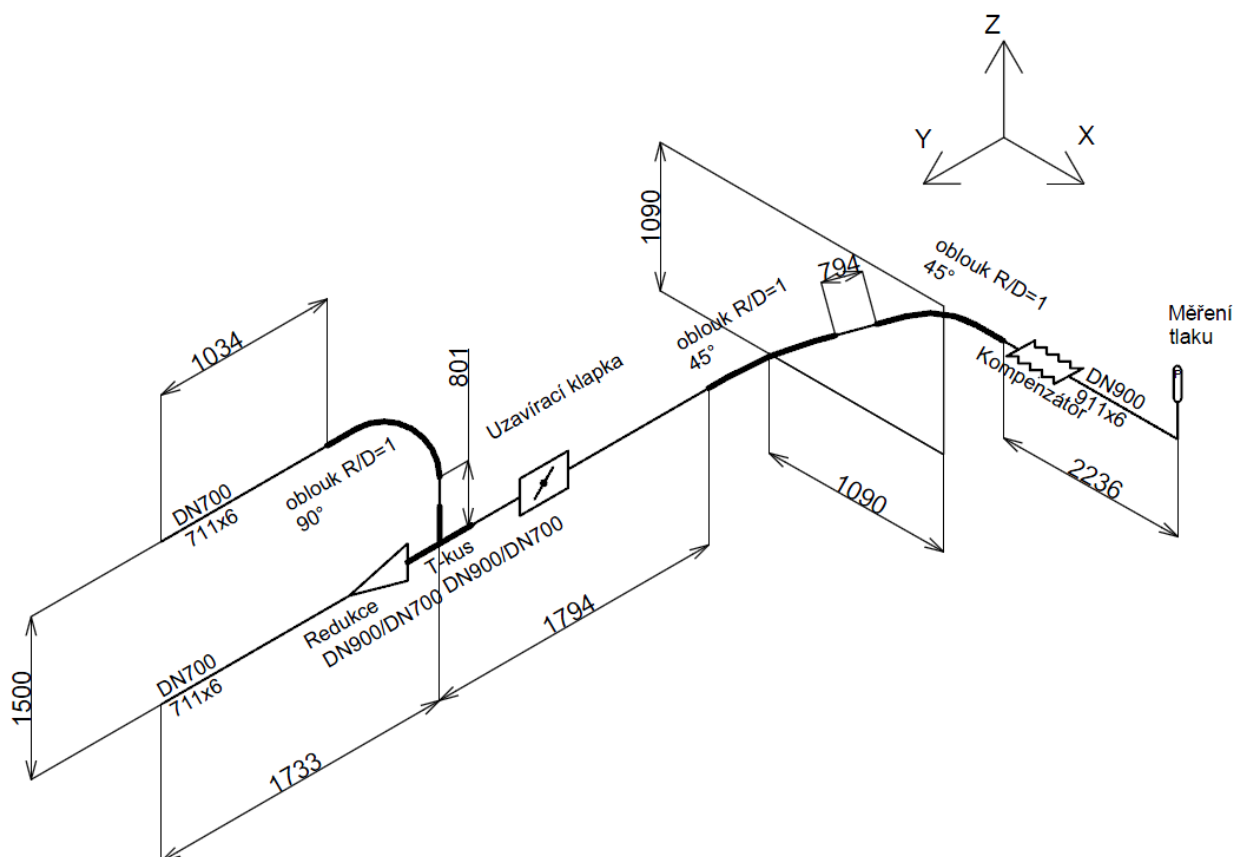
V případě NTO 5 a NTO 2 je průtok kondenzátu z vyššího NTO nulový, protože NTO5 je poslední a na NTO3 se provádí přečerpávání kondenzátu.

Následující tabulka udává výsledné hodnoty průtoku pro jednotlivé odběry. Hodnoty převzaté z garančního měření jsou zvýrazněny tučným písmem. Při výpočtu byla zohledněna ucpávková pára, která je zaváděna do odběru II. Průtok ucpávkové páry byl uvažován rovný hodnotě uvedené v HBD. Výsledek odpovídá průtoku společnou trasou. Garanční měření se provádí po dobu jedné hodiny. Při garančním měření je snaha udržovat turbosoustrojí v ustáleném stavu. Proto jsou v práci použity střední hodnoty naměřených veličin.

Tabulka 11 Stanovení průtoku v regeneračních odběrech

		NTO5	NTO4	NTO3	NTO2	NTO1
Kondenzát	teplota před NTO [°C]	125,05	101,17	75,71	50,24	29,24
	teplota za NTO [°C]	146,24	125,05	100,54	75,71	50,24
	tlak [bar(a)]	9,90	11,30	12,60	14,00	15,40
	entalpie před NTO [kJ/kg]	525,80	424,80	317,92	211,52	123,98
	entalpie za NTO [kJ/kg]	616,39	525,89	422,24	318,03	211,65
	Průtok hlavního kond. [kg/s]	124,71	124,71	114,76	114,76	114,76
Kondenzát z NTO	teplota [°C]	131,96	108,45	102,20	59,20	38,20
	tlak [bar(a)]	4,51	2,45	1,08	0,44	0,16
	entalpie [kJ/kg]	623,70	532,41	426,97	247,81	160,03
	průtok [kg/s]	4,71	9,94	14,86	4,99	9,14
Odběrová pára	teplota [°C]	295,73	213,28	105,20	78,09	53,74
	tlak [bar(a)]	4,34	2,29	1,15	0,46	0,16
	entalpie [kJ/kg]	3057,47	2896,28	2684,51	2737,01	2511,78
kondenzát z vyššího NTO	teplota [°C]	0,00	126,72	101,86	0,00	54,84
	tlak [bar(a)]	0,00	2,45	1,08	0,00	0,16
	entalpie [kJ/kg]	0,00	623,70	532,41	0,00	247,81
	průtok [kg/s]	0,00	4,71	9,94	0,00	4,99
Předané teplo [kW/kg]		11469,09	12798,60	12154,57	12408,70	10214,24
Průtok páry		4,71	5,23	4,92	4,99	4,16

## 7.5.2 Odběr I



Obrázek 18 schématické znázornění trasy odběru I

Výsledky výpočtu pro odběr I jsou uvedeny v tabulce 12. Tučným písmem jsou zvýrazněny hodnoty tlakové ztráty pro jednotlivé úseky a celková tlaková ztráta. Tabulka dále obsahuje vstupní data a soupis vložených místních odporů.

V případě ohřívačku se dvěma hrdly je použit předpoklad, že rozdíl tlakové ztráty přívodních tras je kompenzován vnitřní tlakovou ztrátou v NTO. Řešení vnitřního proudění v NTO je velmi složitý problém, jehož řešení přesahuje rozsah této práce.

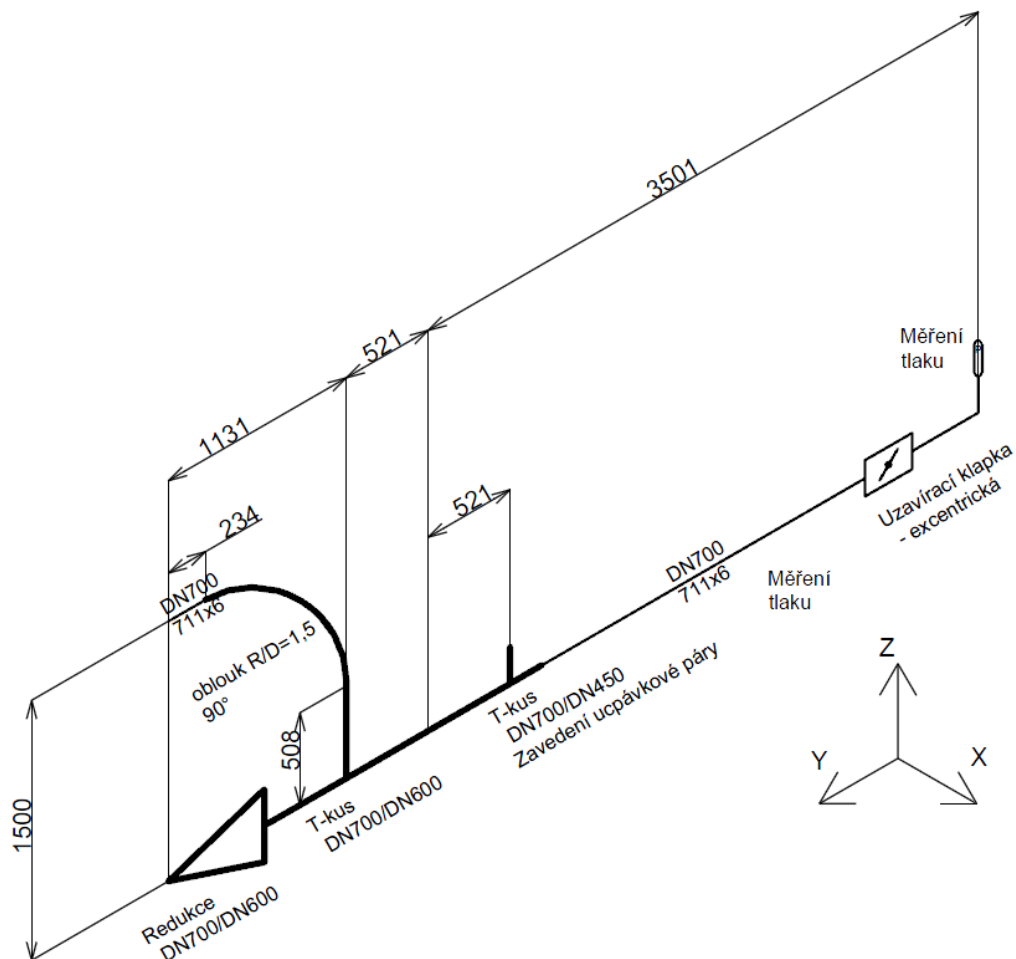
Pokud by byla uvažována podmínka shodného protitlaku, získali bychom nerovnoměrné rozdělení průtoku, a to takové, že téměř veškerá pára proudí přímou trasou.

Tabulka 12 Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty odběru I

popis trasy	Měření tlaku - T-kus	T-kus NTO1 horní	T-kus NTO1 spodní
průtok [kg/s]	4,15719	2,07859	2,07859
tlak [bar]	0,15926	0,15926	0,15926
Entalpie [kJ/kg]	2511,8	2511,8	2511,8
Di [mm]	902	699	699
drsnost [mm]	0,05	0,05	0,05
W [m/s]	59,31	49,38	49,38
Re	5,44E+05	3,51E+05	3,51E+05
Lambda	0,01374	0,01482	0,01482
rozdíl výšky [m]	-1,09	1,5	0
délka [m]	4,824	0,742	1,733
<b>Tlaková ztráta [Pa]</b>	<b>523,7</b>	<b>309,7</b>	<b>101,5</b>
<b>Celkem</b>	<b>625,2 až 833,4 Pa</b>		
<b>Místní odpor 1</b>	2ks Ohyb Ksí=0,15	T_kus - Boční_odtok	T_kus - Boční_odtok
	Úhel= 45	Vstupní hrdlo -> boční hrdlo	Vstupní hrdlo -> Výstupní hlavní hrdlo
	R/D= 1	$\zeta=1,399$	$\zeta=0,03$
	<b>d_p= 57,3 Pa</b>	<b>d_p=269,91 Pa</b>	<b>d_p=5,79 Pa</b>
<b>Místní odpor 2</b>	1ks Excentrická klapka	1ks Ohyb $\zeta=0,25$	1ks Redukce $\zeta=0,7$
	$\zeta= 0,35$	Úhel= 90	$\zeta=0,7$
		R/D= 1	
	<b>d_p= 67,53 Pa</b>	<b>d_p= 33,25 Pa</b>	<b>d_p= 93,62 Pa</b>
<b>Místní odpor 3</b>	1ks Kompenzátor		
	$\zeta= 2$		
	<b>d_p= 385,89 Pa</b>		

### 7.5.3 Odběr II

Pro výpočet tlakové ztráty v odběru II byly použity stejné předpoklady jako pro odběr I. Množství zaváděné ucpávkové páry odpovídá HBD. Parametry ucpávkové páry odpovídají garančnímu měření. Schéma trasy je na obrázku 19. V tabulce 13 jsou uvedeny výsledky.



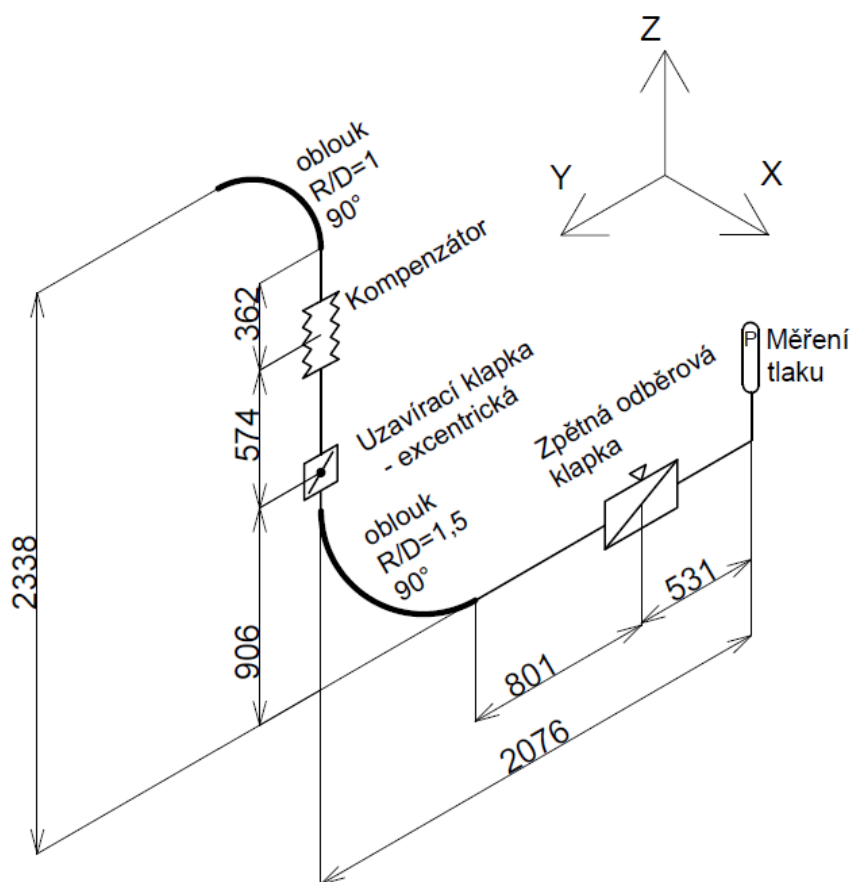
Obrázek 19 schématické znázornění trasy odběru II

Tabulka 13 Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty odběru II

popis trasy	Měření tlaku - zavedení ucpávky	zavedení ucp. - T-kus	T-kus - NTO horní	T-kus - NTO spodní
průtok [kg/s]	4,121114949	4,985014949	2,492507475	2,492507475
tlak [bar]	0,46282	0,46282	0,46282	0,46282
Entalpie [kJ/kg]	2642	2737	2737	2737
Di [mm]	699	699	598	598
drsnost [mm]	0,05	0,05	0,05	0,05
W [m/s]	37,41	51,67	35,3	35,3
Re	6,49E+05	6,80E+05	3,98E+05	3,98E+05
Lambda	0,01365	0,01357	0,01468	0,01468
rozdíl výšky [m]	0	0	1,5	0
délka [m]	2,980	1,042	0,742	1,131
<b>Tlaková ztráta [Pa]</b>	<b>199,4</b>	<b>6,8</b>	<b>411</b>	<b>95,9</b>
<b>Celkem</b>	<b>302,1 až 617,2 Pa</b>			
<b>Místní odpor 1</b>	T_kus - Boční_přítok		T_kus - Boční_odtok	T_kus - Boční_odtok
	Vstupní hrdlo (hlavní) -> Výstupní hrdlo (hlavní)		Vstupní hrdlo (hlavní) -> boční hrdlo (výstupní)	Vstupní hrdlo (hlavní) -> Výstupní hrdlo (hlavní)
	$\zeta=0,35$		$\zeta=1,1$	$\zeta=0,03$
	<b>d_p= 117,37 Pa</b>		<b>d_p=369,9 Pa</b>	<b>d_p=10,07 Pa</b>
<b>Místní odpor 2</b>	1ks Excentrická klapka		1ks Ohyb $\zeta=0,22$	Redukce
	$\zeta= 0,35$		Úhel= 90	$\zeta=0,52$
			R/D= 1,5	
	<b>d_p= 70,3 Pa</b>		<b>d_p= 34,57 Pa</b>	<b>d_p= 81,45 Pa</b>

### 7.5.4 Odběr III.

Na obrázku 20 je znázorněno schéma odběru III. Výsledky výpočtu tlakové ztráty a soupis použitých součinitelů místních odporů je uveden v tabulce 14.



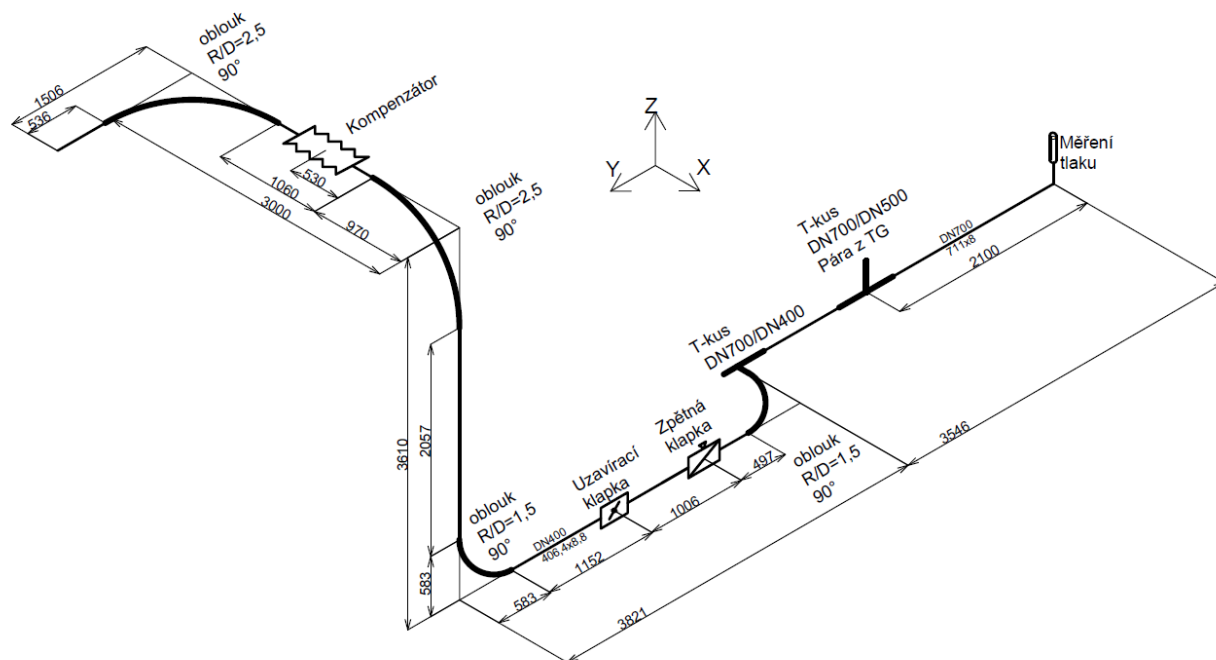
Obrázek 20 Schématické znázornění trasy odběru III



**Tabulka 14 Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty odběru III**

popis trasy	Měření tlaku - NTO		
průtok [kg/s]	4,919527	Místní odpor 1	Zpětná klapka $\zeta=0,89$
tlak [bar]	1,154639		<b>d_p= 431,32 Pa</b>
Entalpie [kJ/kg]	2684,5	Místní odpor 2	Uzavírací klapka $\zeta=0,35$
Di [mm]	496		<b>d_p= 168,73 Pa</b>
drsnost [mm]	0,05	Místní odpor 3	Kompenzátor $\zeta=2$
W [m/s]	37,9		<b>d_p= 964,18 Pa</b>
Re	1,01E+06	Místní odpor 4	1ks Ohyb $\zeta=0,22$
Lambda	0,013437		Úhel= 90; R/D= 1,5
rozdíl výšky [m]	2,338		<b>d_p= 106,4 Pa</b>
délka [m]	2,43	Místní odpor 5	1ks Ohyb $K_{s1}=0,25$
<b>Tlaková ztráta [Pa]</b>	<b>1839,6</b>		<b>d_p= 121,77 Pa</b>

### 7.5.5 Odběr IV



**Obrázek 21** Schématické znázornění trasy odběru IV

Odběr IV je vyveden z výstupu ST dílu pomocí dvou tras. Protože se jedná o regulovaný odběr, je vybavený pojištěním. Dále je zde vyvedena trasa pro OTV. V našem případě je OTV odraženo. Úsekem mezi měřením tlaku a T-kusem „pára z TG“ proudí polovina celkového množství. T- kus DN700/DN400 rozděljuje proud páry mezi trasu pro OTV a NTO4.

Proto je nutné výpočet rozdělit do několika úseků a to na :

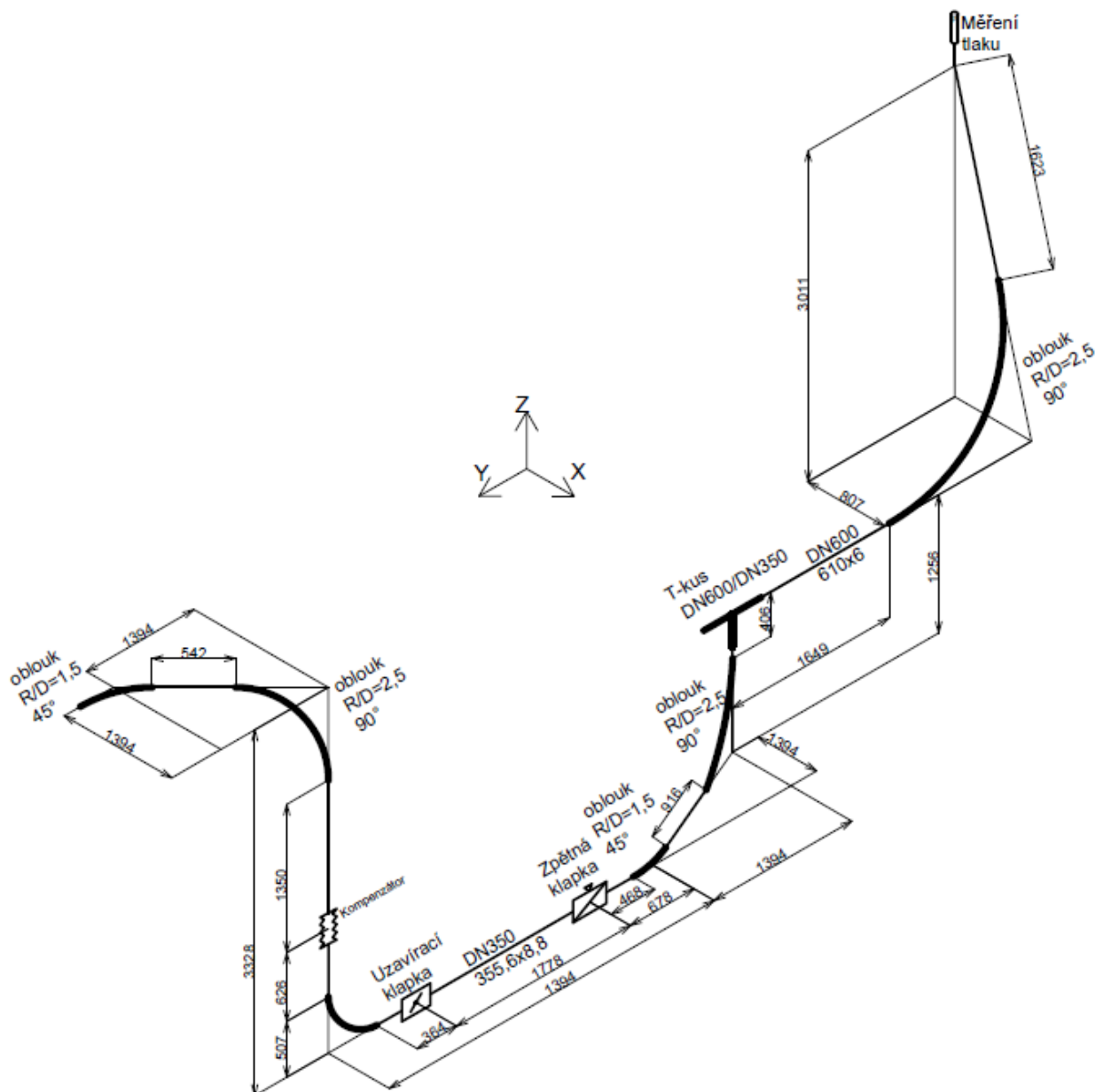
- Úsek mezi měřením tlaku a T-kusem „pára z TG“.
- Úsek mezi T-kusem „pára z TG“ a T-kusem DN700/DN400
- Úsek mezi T-kusem DN700/DN400 a NTO4

Výsledky výpočtu tlakové ztráty jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 15 Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty odběru IV

popis trasy	Měření tlaku - T-kus "pára z TG"	T-kus "pára z TG" - T-kus DN700/DN400	T-kus DN700/DN400 - NTO4
průtok [kg/s]	2,6161	5,2323	5,2323
tlak [bar]	2,2854	2,2854	2,2854
Entalpie [kJ/kg]	2896,3	2896,3	2896,3
Di [mm]	695	695	388,8
drsnost [mm]	0,05	0,05	0,04
W [m/s]	6,7	13,4	42,83
Re	2,87E+05	5,75E+05	1,03E+06
Lambda	0,0153	0,0139	0,0135
rozdíl výšky [m]	0	0	3,61
délka [m]	2,1	1,446	6,433
Tlaková ztráta [Pa]	<b>49,6</b>	<b>1116,1</b>	<b>5312</b>
<b>Celkem</b>	<b>6 477,7 Pa</b>		
Místní odpor 1	T_kus - Boční_přítok	T_kus - Boční_odtok	2ks Ohyb $\zeta=0,22$
	Vstupní hrdlo(hlavní) -> Výstupní hrdlo(hlavní)	Vstupní hrdlo(hlavní) -> boční hrdlo (výstupní)	Úhel= 90
	$\zeta=0,525$	$\zeta=12,045$	R/D= 1,5
	<b>d_p=48,53 Pa</b>	<b>d_p=1113,45 Pa</b>	<b>d_p= 417,37 Pa</b>
Místní odpor 2			2ks Ohyb $\zeta=0,19$
			Úhel= 90
			R/D= 1,5 <b>d_p= 353,64 Pa</b>
Místní odpor 3			1ks Excentrická klapka
			$\zeta= 0,35$ <b>d_p= 330,35 Pa</b>
Místní odpor 4			1ks Zpětná odběrová klapka
			$\zeta= 2,2$ <b>d_p= 2076,46 Pa</b>
Místní odpor 5			1ks Kompenzátor
			$\zeta= 2$ <b>d_p= 1887,69 Pa</b>

## 7.5.6 Odběr V.



Obrázek 22 Schématické znázornění odběru V.

Protože v T-kusu je se trasa rozděluje na trasu pro NTO5 a OTV3 je nutné výpočet rozdělit do dvou úseků. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 16.

Tabulka 16 Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty odběru V

popis trasy	Měření tlaku - T-kus	T-kus - NTO5
průtok [kg/s]	4,7125	4,7125
tlak [bar]	4,3449	4,3449
Entalpie [kJ/kg]	3057,5	3057,5
Di [mm]	598	338
drsnost [mm]	0,05	0,04
W [m/s]	10,0	31,4
Re	5,00E+05	8,84E+05
Lambda	0,0142	0,0138
rozdíl výšky [m]	-3,011	2,072
délka [m]	3,272	6,45
Tlaková ztráta [Pa]	<b>950,3</b>	<b>5234,1</b>
<b>Celkem</b>	<b>6 184,4 Pa</b>	
Místní odpor 1	T_kus - Boční_odtok	2ks Ohyb $\zeta=0,19$
	Vstupní hrdlo(hlavní) - > boční hrdlo (výstupní)	Úhel= 90
	$\zeta=12,045$	R/D= 2,5
	<b>d_p=977,21 Pa</b>	<b>d_p= 312,1 Pa</b>
Místní odpor 2	1ks Ohyb $\zeta=0,19$	2ks Ohyb $\zeta=0,14$
	Úhel= 90	Úhel= 45
	R/D= 2,5	R/D= 1,5
	<b>d_p= 15,98 Pa</b>	<b>d_p= 223,29 Pa</b>
Místní odpor 3		1ks Ohyb $\zeta=0,14$
		Úhel= 90
		R/D= 1,5
		<b>d_p= 185,2 Pa</b>
Místní odpor 4		1ks Excentrická klapka
		$\zeta= 0,53$
		<b>d_p= 436,9 Pa</b>
Místní odpor 5		1ks Zpětná odběrová klapka
		$\zeta= 2,64$
		<b>d_p= 2176,27 Pa</b>
Místní odpor 6		1ks Kompenzátor
		$\zeta= 2$
		<b>d_p= 1648,69 Pa</b>

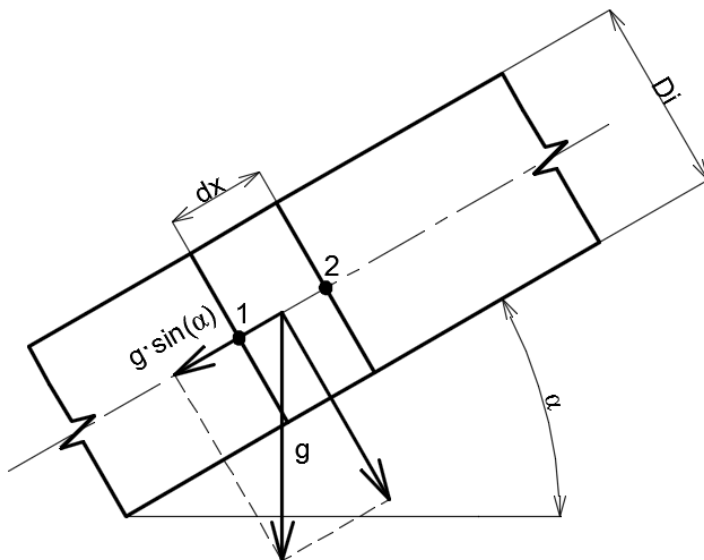
## 7.6 Výpočet s uvažováním změny rychlosti proudění

Vlivem tlakových ztrát dochází k vzrůstu měrného objemu páry. Protože průřez potrubí zůstává v jednotlivých výpočetních úsecích konstantní, dochází k nárůstu rychlosti. Proto pro dlouhé trasy je vhodné zahrnout do výpočtu změnu rychlosti. Pro krátké potrubní trasy je možné páru považovat za nestlačitelnou, s rostoucí délkou potrubní trasy nabývá nárůst rychlosti na důležitosti. Výpočet byl proveden numericky rozdělením potrubní trasy na velký počet elementárních úseků  $dx$ . Pro každý elementární úsek musí být splněny rovnice uvedené v následující kapitole. Místní odpory byly zohledněny převedením ztrátového součinitele  $\xi$  na ekvivalentní délku potrubí.

### 7.6.1 Výchozí rovnice a předpoklady pro výpočet

Výpočet je proveden za následujících předpokladů:

- Proudění bez přívodu tepla
- Jednodimenzionální proudění
- Stacionární proudění
- Průtočný průřez se po délce trasy nemění
- Součinitel tření je v daném elementárním úseku konstantní



Obrázek 23

Pro 1D stacionární proudění s konstantním průtočným průřezem platí rovnice kontinuity dle rovnice 6.6.1.

$$w_1 \rho_1 = w_2 \rho_2 \quad (6.6.1)$$

Kde:  $w_1$  je střední rychlost na vstupu do elementu [m/s],  
 $w_2$  je střední rychlost na výstupu z elementu [m/s],  
 $\rho_1$  je hustota na vstupu do elementu [kg/m<sup>3</sup>],  
 $\rho_2$  je hustota na výstupu z elementu [kg/m<sup>3</sup>].

Zákon zachování energie odpovídá rovnici 6.6.2. po aplikaci zjednodušujících podmínek získáme rovnici 6.6.3. Z elementárního úseku potrubí neodvádíme žádnou práci ani nepřivádíme teplo. Rovnice 6.6.2 poté přejde do tvaru 6.6.3. Rozdíl výšek si můžeme vyjádřit jako  $\sin(\alpha) dx$ . Po zavedení celkové entalpie získáme rovnici 6.6.4.

$$i_1 + g \cdot h_1 + \frac{w_1^2}{2} + q = i_2 + g \cdot h_2 + \frac{w_2^2}{2} + a \quad (6.6.2)$$

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_2 + g \cdot (h_2 - h_1) + \frac{w_2^2}{2} \quad (6.6.3)$$

$$i_{c1} = i_{c2} + g \cdot \sin(\alpha) \cdot dx \quad (6.6.4)$$

Kde:  $i_1$  je entalpie na vstupu do elementu [J/kg],  
 $i_2$  entalpie na výstupu t elementu [J/kg],  
 $g$  je gravitační zrychlení [m/s<sup>2</sup>],  
 $h_1$  je geodetická výška na vstupu do elementu [m],  
 $h_2$  je geodetická výška na výstupu z elementu [m],  
 $w_1$  je rychlost na vstupu do elementu [m/s],  
 $w_2$  je rychlost na výstupu z elementu [m/s],  
 $i_{c1}$  je celková entalpie na vstupu [J/kg],  
 $i_{c2}$  je celková entalpie na výstupu [J/kg],  
 $dx$  je dálkový krok [m],  
 $\alpha$  je úhel potrubí měřený od vodorovné roviny [°],  
 $q$  je teplo přivedené z vnějšího zdroje [J/kg],  
 $a$  je odvedená technická práce [J/kg].

Děle můžeme pro elementární úsek potrubí psát větu o změně toku hybnosti (rovnice 6.6.5). Kontrolní objem odpovídá obrázku 23. Na levé straně rovnice jsou síly, které jsou vyvozeny kapalinou, na pravé straně je změna toku hybnosti. Význam jednotlivých členů rovnice 6.6.5 je postupně zleva takovýto:

- Síla vyvozená tlakem kapaliny na výstupní průřez v bodě 2
- Síla vyvozená tlakem kapaliny na vstupní průřez v bodě 1
- Síla nutná k překonání účinků gravitace

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

- Síla nutná k překonání účinků tření
- Vstupní tok hybnosti
- Výstupní tok hybnosti

Po vydělení rovnice 6.6.5 průřezem a změně znamének získáme rovnici 6.6.6. V této rovnici mají všechny členy rozměr tlaku, můžeme tedy nahradit člen vyjadřující sílu k překonání tření známým vztahem pro výpočet tlakové ztráty. Dále je provedena úprava pomocí rovnice kontinuity. Tím získáme rovnici 6.6.7. Z této rovnice vyplývá, že změna tlaku mezi body 1 a 2 je způsobena třemi příčinami a to rozdílem geodetické výšky, třením na stěně potrubí a rozdílem tlaku pro urychlení proudu.

$$p_2 \cdot S - p_1 \cdot S + S \cdot \rho_{stř} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot dx + F_T = \rho_1 \cdot S \cdot w_1^2 - \rho_2 \cdot S \cdot w_2^2 \quad (6.6.5)$$

$$p_1 - p_2 = \rho_{stř} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot dx + \frac{F_T}{S} + \rho_2 \cdot w_2^2 - \rho_1 \cdot w_1^2 \quad (6.6.6)$$

$$p_1 - p_2 = \rho_{stř} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot dx + \lambda \cdot \frac{dx}{D_i} \cdot \rho_{stř} \cdot \frac{w_{stř}^2}{2} + \rho_1 \cdot w_1 \cdot (w_2 - w_1) \quad (6.6.7)$$

Kde:	S	je průtočný průřez	[m <sup>2</sup> ],
	p <sub>2</sub>	je tlak na výstupu z elementárního úseku	[Pa],
	p <sub>1</sub>	je tlak na vstupu do elementárního úseku	[Pa],
	ρ <sub>stř</sub>	je střední hustota média v elementárním úseku	[kg/m <sup>3</sup> ],
	g	je gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ],
	α	je úhel potrubí měřený od vodorovné roviny	[°],
	F <sub>t</sub>	je síla nutná k překonání tření	[N],
	ρ <sub>1</sub>	je hustota média na vstupu do elementárního úseku	[kg/m <sup>3</sup> ],
	ρ <sub>2</sub>	je hustota média na výstupu z elementárního úseku	[kg/m <sup>3</sup> ],
	w <sub>1</sub>	je vstupní rychlost	[m/s],
	w <sub>2</sub>	je výstupní rychlost	[m/s],
	λ	je součinitel tření	[-],
	dx	je délka elementárního úseku	[m],
	D <sub>i</sub>	je vnitřní průměr potrubí	[m],
	W <sub>stř</sub>	je střední rychlost proudění v elementárním úseku	[m/s]

Střední rychlost a hustota je určena jako aritmetický průměr vstupních a výstupních hodnot.

Pro zohlednění místních ztrát je proveden převod ztrátového součinitele na ekvivalentní délku pomocí rovnice 6.6.8.

$$L_{ek} = \frac{\xi \cdot D_i}{\lambda} \quad (6.6.8)$$

Kde:	L <sub>ek</sub>	je ekvivalentní délka	[m],
	ξ	je ztrátový součinitel	[-],



Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

$D_i$  je vnitřní průměr potrubí [m],  
 $\lambda$  je součinitel tření [-].

Výpočet byl proveden pomocí k tomu vytvořené funkce v jazyce VBA pro software MS Excel 2010. Kód funkce je uveden v příloze F. Pro určení stavových parametrů páry byly použity tabulky xSteam dostupné online z: <http://xsteam.sourceforge.net/>. Tyto tabulky odpovídají IF97. Stavové parametry jsou v každém délkovém kroku určeny iteračně, v první iteraci jsou uvažovány stejné parametry na vstupu i výstupu z elementárního úseku. Výpočet je proveden s fixním počtem iterací. Stavové veličiny konvergují velmi, rychle a proto bohatě postačuje 10 iterací pro jeden délkový krok.

### 7.6.2 Vstupní údaje a výsledky pro jednotlivé odběry

V tabulkách 17 až 21 jsou uvedeny výsledky výpočtu tlakové ztráty odběrů při uvažování změny rychlosti. Místní ztrátové součinitele jsou stejné jako v případě výpočtu s neměnnou rychlostí. Protože tlaková ztráta je závislá na kvadrátu rychlosti, jsou výsledky tlakové ztráty vyšší.

**Tabulka 17** Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty při proměnné rychlosti pro odběr I

Úsek tab. 12	Měření tlaku - T-kus			T-kus NTO1 spodní		T-kus NTO1 horní			
	Úsek	měření tlaku - ohyb 45°	Ohyb 45° - Ohyb 45°	Ohyb 45° - T-kus	T-kus- přímá trasa	T-kus- NTO1 spodní	T-kus- boční trasa	T-kus- NTO1 horní	
vstupní údaje úseku	m [kg/s]	4,157	4,157	4,157	4,157	2,079	4,157	2,079	
	p1 [bar]	0,15926	0,15519	0,15458	0,15381	0,15375	0,15381	0,15092	
	i1 [kJ/kg]	2511,78	2511,69	2511,69	2511,67	2511,67	2511,67	2511,60	
	Di [mm]	902	902	902	902	699	902	699	
	L+Lek [m]	133,49	20,29	24,77	1,97	34,754	91,84	25,16	
	k [mm]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	
	ΔH [m]	0	-1,09	0	0	0	0	1,5	
	informativní údaje	w1 [m/s]	59,31	60,80	61,03	61,32	51,07	61,32	51,99
ρ1 [kg/m <sup>3</sup> ]		0,10968	0,10700	0,10660	0,10609	0,10605	0,10609	0,10419	
hc1 [kJ/kg]		2513,54	2513,54	2513,55	2513,55	2512,98	2513,55	2512,95	
Δp <sub>λ</sub> [Pa]		397,23	61,23	75,08	5,98	102,2	281,53	75,24	
Δp <sub>ΔH</sub> [Pa]		0,00	-1,14	0,00	0,00	0,00	0,00	1,53	
Δp <sub>Δw</sub> [Pa]		9,65	1,51	1,90	0,15	1,8	7,29	1,40	
ΣΔp [Pa]		406,89	61,60	76,98	6,14	104,00	288,81	78,17	
výstup z úseku		w2 [m/s]	60,80	61,03	61,32	61,34	51,41	62,44	52,25
	ρ2 [kg/m <sup>3</sup> ]	0,10700	0,10660	0,10609	0,10605	0,10537	0,10419	0,10367	
	hc2 [kJ/kg]	2513,54	2513,55	2513,55	2513,55	2512,98	2513,55	2512,94	
	h2 [kJ/kg]	2511,69	2511,69	2511,67	2511,67	2511,65	2511,60	2511,57	
	p2 [bar]	0,15519	0,15458	0,15381	0,15375	0,15271	0,15092	0,15014	
	určení ekvivalentní délky	ζ <sub>2</sub>		0,148					
ζ <sub>1</sub>		2	0,148	0,35	0,03	0,7	1,399	0,247	
Σζ		2	0,297	0,35	0,03	0,7	1,399	0,247	
Re [-]		5,44E+05	5,45E+05	5,45E+05	5,45E+05	3,51E+05	5,45E+05	3,51E+05	
Di [mm]		902	902	902	902	699	902	699	
Δ [-]		5,54E-05	5,54E-05	5,54E-05	5,54E-05	7,15E-05	5,54E-05	7,15E-05	
λ [-]		0,013744	0,013741	0,013741	0,013741	0,014818	0,013741	0,014818	
Lek [m]		131,254	19,494	22,975	1,969	33,02	91,836	11,663	
L [m]		2,236	0,794	1,794	0	1,733	0	13,498	
L+Lek [m]		133,490	20,288	24,769	1,969	34,754	91,836	25,161	
celková tlaková ztráta pro spodní trasu [Pa]					655,59				
celková tlaková ztráta pro horní trasu [Pa]					912,44				

**Tabulka 18** Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty při proměnné rychlosti pro odběr II

Úsek v tab. 13		Měření tl.- zavedení ucp.	zavedení ucp-T-kus	T-kus -NTO2 spodní		T-kus-NTO2 horní	
Úsek		měření tlaku - zavedení ucp	zavedení ucp-T-kus	T-kus přímá trasa	T-kus NTO2 spodní	T-kus -boční trasa	T-kus NTO2 horní
vstupní údaje úseku	průtok [kg/s]	4,121	4,985	4,985	2,493	4,985	2,493
	tlak[bar]	0,46282	0,46199	0,46073	0,46063	0,46073	0,45694
	i1 [kJ/kg]	2642,00	2737,00	2736,99	2736,99	2736,99	2736,97
	Di [mm]	699	699	699	598	699	598
	L+Lek [m]	20,91	19,06	1,55	22,31	56,77	10,11
	k [mm]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
	$\Delta H$ [m]	0	0	0	0	0	1,5
informativní údaje	w1 [m/s]	37,41	51,76	51,90	35,5	51,90	35,75
	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,28709	0,25096	0,25027	0,25022	0,25027	0,24823
	ic1 [kJ/kg]	2642,70	2738,34	2738,34	2737,62	2738,34	2737,61
	$\Delta p_\lambda$ [Pa]	82,06	124,55	10,11	86,29	373,08	39,38
	$\Delta p_{\Delta H}$ [Pa]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	3,65
	$\Delta p_{\Delta w}$ [Pa]	0,71	1,84	0,15	0,59	5,56	0,29
	$\Sigma \Delta p$ [Pa]	82,78	126,39	10,26	86,88	378,65	43,32
výstup z úseku	w2 [m/s]	37,47	51,90	51,92	35,53	52,33	35,78
	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,28658	0,25027	0,25022	0,24975	0,24823	0,24800
	ic2 [kJ/kg]	2642,70	2738,34	2738,34	2737,62	2738,34	2737,59
	i2 [kJ/kg]	2642,00	2736,99	2736,99	2736,99	2736,97	2736,95
	p2 [bar]	0,46199	0,46073	0,46063	0,45976	0,45694	0,45651
určení ekvivalentní délky	$\zeta_2$						
	$\zeta_1$	0,35	0,350	0,030	0,52	1,10	0,22
	$\Sigma \zeta$	0,35	0,350	0,030	0,52	1,10	0,22
	Re [-]	6,49E+05	6,80E+05	6,80E+05	3,98E+05	6,80E+05	5,45E+05
	Di [mm]	699	699	699	598	699	598
	$\Delta$ [-]	7,15E-05	7,15E-05	7,15E-05	8,36E-05	7,15E-05	8,36E-05
	$\lambda$ [-]	0,013645	0,013570	0,013570	0,014681	0,013570	0,014093
	Lek [m]	17,929	18,015	1,545	21,181	56,775	9,365
	L [m]	2,98	1,042	0	1,131	0	0,742
L+Lek [m]	20,909	19,057	1,545	22,312	56,775	10,107	
celková tlaková ztráta pro spodní trasu [Pa]				306,31			
celková tlaková ztráta pro horní trasu [Pa]				631,13			

**Tabulka 19** Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty při proměnné rychlosti pro odběr III

Úsek v tab. 14		Měření tlaku-NTO3			
Úsek		Měření tlaku-NTO3			
vstupní údaje úseku	průtok [kg/s]	4,92	určení ekvivalentní délky	$\zeta_5$	0,253
	tlak [bar]	1,15464		$\zeta_4$	0,221
	$i_1$ [kJ/kg]	2684,51		$\zeta_3$	2,000
	$D_i$ [mm]	496		$\zeta_2$	0,350
	$L+Lek$ [m]	139,67		$\zeta_1$	0,895
	$k$ [mm]	0,05		$\Sigma\zeta$	3,718
	$\Delta H$ [m]	2,34		Re [-]	1,01E+06
	informativní údaje	$w_1$ [m/s]		37,87	$D_i$ [mm]
$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]		0,67	$\Delta$ [-]	1,01E-04	
$i_{c1}$ [kJ/kg]		2685,23	$\lambda$ [-]	0,013437	
$\Delta p_\lambda$ [Pa]		1838,91	Lek [m]	137,243	
$\Delta p_{\Delta H}$ [Pa]		15,30	L [m]	2,43	
$\Delta p_{\Delta w}$ [Pa]		15,76	L+Lek [m]	139,673	
<b><math>\Sigma\Delta p</math> [Pa]</b>		<b>1869,98</b>			
výstup z úseku		$w_2$ [m/s]	38,49		
	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,66151			
	$i_{c2}$ [kJ/kg]	2685,20			
	$i_2$ [kJ/kg]	2684,46			
	$p_2$ [bar]	1,13594			

**Tabulka 20** Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty při proměnné rychlosti pro odběr IV

Úsek v tab. 15	měření tlaku - Pára z TG	Pára z TG - T- kus	T-kus-NT04	
Úsek	měření tlaku - Pára z TG	Pára z TG - T- kus	T-kus-NT04	
vstupní údaje úseku	průtok [kg/s]	2,616	5,232	5,232
	tlak[bar]	2,28536	2,28535	2,27366
	i1 [kJ/kg]	2896,28	2896,28	2896,27
	Di [mm]	695	695	388,8
	L+Lek [m]	2,10	631,91	161,55
	k [mm]	0,05	0,05	0,04
	$\Delta H$ [m]	0	0	3,61
	informativní údaje	w1 [m/s]	6,70	13,41
$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]		1,02888	1,02887	1,02361
ic1 [kJ/kg]		2896,30	2896,37	2897,20
$\Delta p_{\lambda}$ [Pa]		1,07	1167,64	5366,76
$\Delta p_{\Delta H}$ [Pa]		0,00	0,00	35,81
$\Delta p_{\Delta w}$ [Pa]		0,00	0,95	46,44
$\Sigma \Delta p$ [Pa]		1,07	1168,59	5449,01
výstup z úseku		w2 [m/s]	6,70	13,47
	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,02887	1,02361	0,99915
	ic2 [kJ/kg]	2896,30	2896,37	2897,17
	i2 [kJ/kg]	2896,28	2896,27	2896,19
	p2 [bar]	2,28535	2,27366	2,21917
	určení ekvivalentní délky	$\zeta_7$		
$\zeta_6$				2,200
$\zeta_5$				0,350
$\zeta_4$				0,187
$\zeta_3$				0,187
$\zeta_2$			12,045	0,221
$\zeta_1$			0,525	0,221
$\Sigma \zeta$		0	12,570	5,367
Re [-]		2,87E+05	5,75E+05	1,03E+06
Di [mm]		699	695	388,8
$\Delta$ [-]		7,15E-05	7,19E-05	1,03E-04
$\lambda$ [-]		0,015274	0,013857	0,013452
Lek [m]		0,000	630,462	155,114
L [m]		2,1	1,45	6,433
L+Lek [m]		2,100	631,912	161,547
<b>celková tlaková ztráta [Pa]</b>			<b>6618,67</b>	

**Tabulka 21** Vstupní údaje a výsledky výpočtu tlakové ztráty při proměnné rychlosti pro odběr V

Úsek tab. 16		Měření tlaku - T-kus		T-kus - NTO5	
Úsek		měření tlaku - oblouk 90°	Oblouk 90°- T-kus	Tkus-oblouk 40°	Oblouk 40°- NTO5
vstupní údaje úseku	průtok [kg/s]	4,712	4,712	4,712	4,712
	tlak[bar]	4,34491	4,34521	4,33503	4,33210
	i1 [kJ/kg]	3057,47	3057,50	3057,50	3057,51
	Di [mm]	598	598	338	338
	L+Lek [m]	9,60	507,30	9,26	146,18
	k [mm]	0,05	0,05	0,04	0,04
	$\Delta H$ [m]	-3,011	0	-1,256	3,61
informativní údaje	w1 [m/s]	10,03	10,03	31,46	31,49
	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,67307	1,67314	1,66922	1,66807
	i <sub>c1</sub> [kJ/kg]	3057,52	3057,55	3057,99	3058,01
	$\Delta p_\lambda$ [Pa]	19,24	1017,84	313,13	4976,10
	$\Delta p_{\Delta H}$ [Pa]	-49,40	0,00	-20,55	58,71
	$\Delta p_{\Delta w}$ [Pa]	-0,01	0,40	1,14	19,47
	$\Sigma \Delta p$ [Pa]	-30,17	1018,24	293,72	5054,29
výstup z úseku	w2 [m/s]	10,03	10,05	31,49	31,86
	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,67314	1,66922	1,66807	1,64865
	i <sub>c2</sub> [kJ/kg]	3057,55	3057,55	3058,01	3057,97
	i2 [kJ/kg]	3057,50	3057,50	3057,51	3057,46
	$\rho_2$ [bar]	4,34521	4,33503	4,33210	4,28155
určení ekvivalentní délky	$\zeta_6$				0,135
	$\zeta_5$				0,190
	$\zeta_4$				2,000
	$\zeta_3$				0,225
	$\zeta_2$			0,135	0,530
	$\zeta_1$	0,190	12,045	0,189	2,640
	$\Sigma \zeta$	0,190	12,045	0,325	5,720
	Re [-]	5,00E+05	5,00E+05	8,84E+05	8,84E+05
	Di [mm]	598	598	338	338
	$\Delta$ [-]	8,36E-05	8,36E-05	1,18E-04	1,18E-04
	$\lambda$ [-]	0,014245	0,014245	0,013835	0,013835
	Lek [m]	7,976	505,652	7,934	139,749
	L [m]	1,623	1,649	1,322	6,433
	L+Lek [m]	9,599	507,301	9,256	146,182
	<b>celková tlaková ztráta [Pa]</b>				<b>6336,07</b>

## 7.7 Tlakové ztráty při proudění mokré páry

Při výpočtu v kapitole 6.6 nebyly zohledněny dodatečné ztráty způsobené dvoufázovým prouděním, to se týká odběru I a částečně odběru II. Při dvoufázovém proudění vznikají dodatečné ztráty vzájemným třením fází, dále se část energie spotřebuje na urychlení kapek vody.

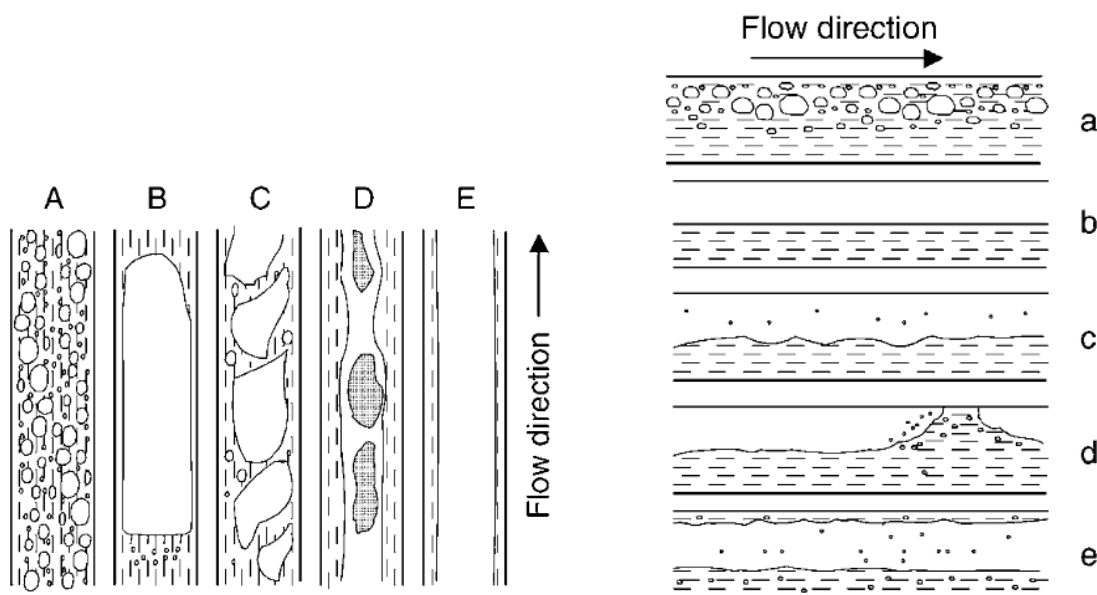
V literatuře lze dohledat různě náročné metody výpočtu tlakových ztrát. Od nejjednodušších empirických modelů až po náročné metody vycházející z výpočtu rychlostního profilu mezní vrstvy při dvoufázovém proudění a výpočtu tečného napětí na stěně. Tato práce se dále omezuje pouze na jednoduché empirické modely, které se dají poměrně snadno použít pro praktické výpočty. Dále se omezíme pouze na modely popisující proudění směsi kapalné a plynné fáze.

Podrobný popis složitějších metod výpočtu je možné dohledat v literatuře [18], [21].

### 7.7.1 Teoretický úvod k výpočtům tlakových ztrát při dvoufázovém proudění

#### 7.7.1.1 Struktura proudění

Proudění směsi plynu a kapaliny v potrubí může mít různou strukturu v závislosti na rychlostních a hmotnostních poměrech jednotlivých fází. Různé struktury proudění pro horizontální a vertikální potrubí jsou znázorněny na obrázku 24. S narůstajícím podílem plynu ve směsi proudění postupně přechází od proudění obsahující malé rovnoměrně rozptýlené bublinky, přes proudění obsahující parní zátky, chaotické proudění po proudění obsahující rovnoměrně rozptýlené kapky vody.



Obrázek 24 Struktura proudění [20]

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Z obrázku 24 je patrné, že v případě dvoufázového proudění v potrubí je v některých případech rychlostní pole nestacionární, a rozložení hmotnosti je v některých případech nerovnoměrné. Zohlednění těchto vlivů vede k velmi složitým výpočtům, které dalece přesahují rozsah této práce.

Výpočetní modely použité v této práci mají společné to, že se nezabývají vnitřní strukturou proudění, pouze zohledňují fakt, že rychlosti obou fází mohou být odlišné. Samotná metodika výpočtu tlakových ztrát se tím velmi zjednoduší. Proto se tyto modely opírají o empiricky získané rovnice. Na druhou stranu, v některých případech mohou být tyto modely nepřesné.

### 7.7.1.2 Základní rovnice pro výpočet tlakových ztrát při dvoufázovém proudění

Pro výpočet tlakové ztráty při dvoufázovém proudění byly použity stejné zjednodušující předpoklady jako v kap. 6.6. Tyto předpoklady jsou doplněny o další zjednodušení a to že rychlost kapalně i plynné fáze je v daném průřezu konstantní, ale může se lišit. Poté je možné vyjádřit střední hustotu směsi pomocí objemového podílu plynné fáze (rovnice 6.7.6). Podíl plynné fáze je definován rovnicí 6.7.1. Dále je vhodné definovat hmotnostní podíl plynné fáze (rovnice 6.7.2) a faktor skluzu fází (rovnice 6.7.3). Mezi těmito veličinami platí rovnice 6.7.4 a 6.7.5.

$$\varepsilon = \frac{S_G}{S_G + S_L} = \frac{S_G}{S} \quad (6.7.1)$$

$$x = \frac{m_G}{m_G + m_L} = \frac{m_G}{m} \quad (6.7.2)$$

$$s = \frac{w_G}{w_L} \quad (6.7.3)$$

$$s = \frac{x}{1-x} \cdot \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_g} \quad (6.7.4)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_L} \cdot s} \quad (6.7.5)$$

$$\rho = \rho_G \cdot \varepsilon + \rho_L \cdot (1 - \varepsilon) \quad (6.7.6)$$

Kde:  $\varepsilon$  je objemový podíl plynné fáze [-],  
 $S_G$  je část průřezu vyplněná plynnou fází [m<sup>2</sup>],  
 $S_L$  je část průřezu vyplněná kapalnou fází [m<sup>2</sup>],  
 $S$  je celkový průřez potrubí [m<sup>2</sup>],  
 $\rho$  je hustota směsi [kg/m<sup>3</sup>],  
 $w$  je rychlost [m/s],



Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

m	je hmotnostní průtok	[kg/s],
s	je faktor skluzu fázi	[-],
x	je hmotnostní podíl plynné fáze	[-].
indexy:		
L	značí kapalnou fázi,	
g	značí plynnou fázi.	

Pro proudění dvoufázové směsi musí platit první zákon termodynamiky, tedy zákon zachování energie (rovnice 6.7.7). Na rozdíl od kapitoly 6.6, zde není psán pro 1kg látky, ale pro celkový průtok potrubím. Opět je uvažováno proudění bez vnějšího přívodu tepla a práce. Vyjádřením hmotnostního průtoku jako součinu rychlosti, plochy a hustoty příslušné fáze získáme rovnici 6.7.8. Po dosažení objemového podílu plynu získáme rovnici 6.7.9. Po vytknutí průřezu a formální úpravě získáme rovnici 6.7.10.

$$i_1 \cdot m + m_g \frac{w_{1g}^2}{2} + m_L \frac{w_{1L}^2}{2} + m \cdot g \cdot h_1 = i_2 \cdot m + m_g \frac{w_{2g}^2}{2} + m_L \frac{w_{2L}^2}{2} + m \cdot g \cdot h_2 \quad (6.7.7)$$

$$\begin{aligned} i_1 \cdot m + S_{1g} \cdot \rho_{1g} \cdot \frac{w_{1g}^3}{2} + S_{1L} \cdot \rho_{1L} \frac{w_{1L}^3}{2} + m \cdot g \cdot h_1 = \\ = i_2 \cdot m + S_{2g} \cdot \rho_{2g} \frac{w_{2g}^3}{2} + S_{2L} \cdot \rho_{2L} \frac{w_{2L}^3}{2} + m \cdot g \cdot h_2 \end{aligned} \quad (6.7.8)$$

$$\begin{aligned} i_1 \cdot m + S \cdot \varepsilon_1 \cdot \rho_{1g} \cdot \frac{w_{1g}^3}{2} + S \cdot (1 - \varepsilon_1) \cdot \rho_{1L} \frac{w_{1L}^3}{2} + m \cdot g \cdot h_1 = \\ = i_2 \cdot m + S \cdot \varepsilon_2 \cdot \rho_{2g} \frac{w_{2g}^3}{2} + S \cdot (1 - \varepsilon_2) \cdot \rho_{2L} \frac{w_{2L}^3}{2} + m \cdot g \cdot h_2 \end{aligned} \quad (6.7.9)$$

$$i_1 \cdot m = i_2 \cdot m + \frac{S}{2} \cdot (\varepsilon_2 \cdot \rho_{2g} \cdot w_{2g}^3 + (1 - \varepsilon_2) \cdot \rho_{2L} \cdot w_{2L}^3 - \varepsilon_1 \cdot \rho_{1g} \cdot w_{1g}^3 - (1 - \varepsilon_1) \cdot \rho_{1L} \cdot w_{1L}^3) + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot dx \quad (6.7.10)$$

Kde: i	je entalpie	[j/kg],
m	je hmotnostní průtok	[kg/s],
S	je průřez	[m <sup>2</sup> ].
ε	je objemový podíl plynné fáze	[-],
ρ	je hustota	[kg/m <sup>3</sup> ],
w	je rychlost	[m/s],
α	je úhel potrubí měřený od vodorovné roviny	[°],

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

dx je délka elementárního úseku potrubí [m],

h je geodetická výška [m]

indexy:

1 značí vstup do kontrolního objemu,

2 značí výstup z kontrolního objemu,

g značí plynnou fázi,

L značí kapalnou fázi.

Stejně jako v kapitole 6.6 i zde jsou tlakové ztráty změnou geodetické výšky, urychlením média a třením. Tlaková ztráta na urychlení plynu se vypočte pomocí rovnice 6.7.11. Tlaková ztráta na překonání geodetické výšky se určí pomocí rovnice 6.7.12. K těmto rovnicím bychom dospěli podobným způsobem jako v případě rovnice 6.7.10. Určení tlakové ztráty třením se liší podle zvoleného modelu a bude popsáno v kapitolách věnujícím se jednotlivým výpočetním modelům.

$$\Delta p_a = w_{2g}^2 \cdot \rho_{2G} \cdot \varepsilon_2 + w_{2L}^2 \cdot \rho_{2L} \cdot (1 - \varepsilon_2) - w_{1g}^2 \cdot \rho_{1G} \cdot \varepsilon_1 - w_{1L}^2 \cdot \rho_{1L} \cdot (1 - \varepsilon_1) \quad (6.7.11)$$

$$\Delta p_H = \rho \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot dx = (\rho_G \cdot \varepsilon + \rho_L \cdot (1 - \varepsilon)) \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot dx \quad (6.7.12)$$

Kde:  $\varepsilon$  je objemový podíl plynné fáze [-],  
 $\rho$  je hustota [kg/m<sup>3</sup>],  
 $w$  je rychlost [m/s],  
 $\alpha$  je úhel potrubí měřený od vodorovné roviny [°],  
 $dx$  je délka elementárního úseku potrubí [m],  
 $g$  je gravitační zrychlení [m/s<sup>2</sup>],  
indexy:

1 značí vstup do kontrolního objemu,

2 značí výstup z kontrolního objemu,

g značí plynnou fázi,

L značí kapalnou fázi.

### 7.7.2 Výpočet objemového podílu plynu

Z předchozí kapitoly je patrné, že objemový podíl plynné fáze je zásadní veličina pro výpočet tlakových ztrát při dvoufázovém proudění. V literatuře [18], [21], [22], [23] lze nalézt různě náročné metody určení podílu plynné fáze. Náročnost jednotlivých metod závisí na míře zjednodušení.

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Nejjednodušší metodou je homogenní model, v tomto případě se předpokládá dokonalé promísení fází, a proto se vychází z předpokladu, že obě fáze proudí stejnou rychlostí, tedy  $s=1$ .

Složitější heterogenní modely se opírají o empiricky určené vztahy, těchto vztahů je poměrně velké množství. V této práci je srovnáván vztah Chisholmův ( rovnice 6.7.13) převzatý z [22] a vztah Premoliův ( rovnice 6.7.14) převzatý z [23]. Pomocné proměnné se stanoví pomocí rovnic 6.7.15 až 6.7.18.

$$s = \left[ 1 - x \cdot \left( 1 - \frac{\rho_L}{\rho_g} \right) \right]^{0,5} \quad (6.7.13)$$

$$s = 1 + E_1 \cdot \left( \frac{y}{1 + y \cdot E_2} - y \cdot E_2 \right) \quad (6.7.14)$$

$$y = \frac{x \rho_L}{\rho_g \cdot (1 - x)} \quad (6.7.15)$$

$$E_1 = 1,578 \cdot (\text{Re}_L)^{-0,19} \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{0,22} \quad (6.7.16)$$

$$E_2 = 0,0273 \cdot \text{We} \cdot \text{Re}^{-0,51} \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{-0,08} \quad (6.7.17)$$

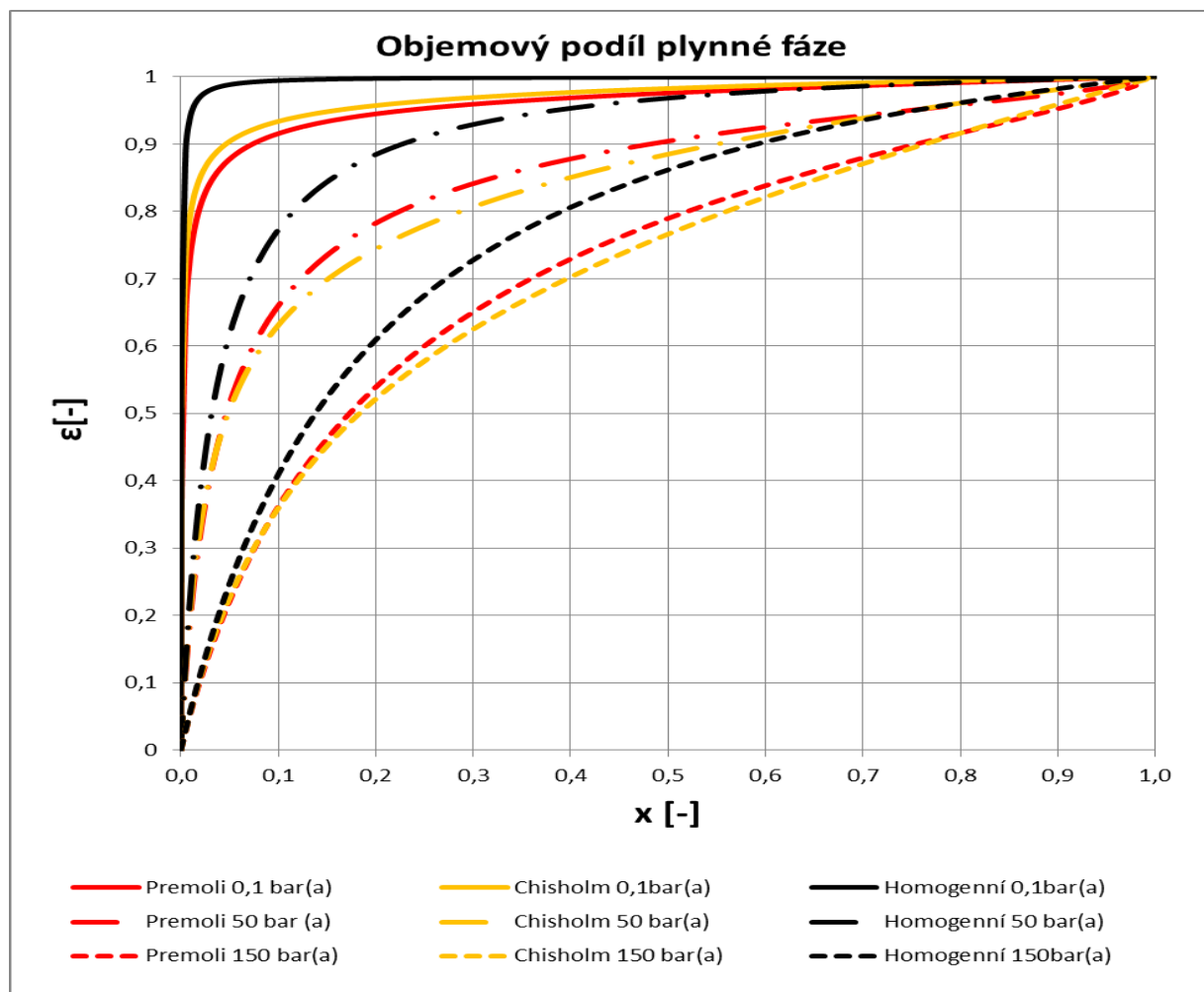
$$\text{We} = \frac{\left( \frac{m}{S} \right)^2 \cdot D_i}{\rho_L \cdot \sigma} \quad (6.7.18)$$

Kde:  $x$  je hmotnostní podíl plynné fáze [-],  
 $\rho$  je hustota [ $\text{kg/m}^3$ ],  
 $s$  faktor skluzu [-],  
 $\text{Re}_L$  je Reynoldsovo vztažené k viskozitě kapaliny [-],  
 $\text{We}$  je Weberovo číslo [-],  
 $\sigma$  je povrchové napětí mezi fázemi [ $\text{N/m}$ ],  
 $D_i$  je vnitřní průměr potrubí [m],  
 indexy:  
 $L$  značí kapalnou fázi,  
 $g$  značí plynnou fázi.

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Na obrázku 25 je zobrazena závislost objemového podílu plynné fáze na tlaku a hmotnostním podílu plynné fáze. Z tohoto obrázku je patrný poměrně značný rozdíl mezi homogenním a heterogenními modely. Naopak rozdíl mezi dvěma zkoumanými heterogenními modely není příliš velký, v oblastech ve kterých bude proveden výpočet prakticky zanedbatelný. Z toho důvodu bude pro výpočet použit heterogenní model dle Chisholma, protože je mnohem jednodušší než model dle Premoliho.



**Obrázek 25** Závislost objemového podílu plynné fáze

### 7.7.3 Výpočet tlakové ztráty dle Lockharta-Martinelliho

Dle [18] se tento výpočet opírá o myšlenku, že tlakovou ztrátu při dvoufázovém proudění je možné vyjádřit pomocí tlakových ztrát jednotlivých fází určených tak jako by v potrubí proudili samotné, neovlivněné druhou fází. Výsledná tlaková ztráta se určí pomocí empiricky získaného součinitele vyjadřující podíl tlakových ztrát obou fází na výsledné tlakové ztrátě. Jedná se o první model tlakové ztráty při dvoufázovém proudění, proto má své nedostatky.

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Byl určen na základě měření tlakové ztráty směsi vody a vzduchu při atmosférickém tlaku. Dle [21] tento model dává příliš vysoké výsledky při velkých tlacích, a příliš nízké výsledky při proudění ve vakuu.

V prvním kroku je nutné určit tlakový spád na délkový úsek potrubí pro plyn proudící samostatně (rovnice 6.7.19) a pro kapalinu proudící samostatně (rovnice 6.7.20).

$$\frac{dp_g}{dx} = \lambda_g \cdot \frac{\left(\frac{m_g}{S}\right)^2}{2\rho_g D_i} \quad (6.7.19)$$

$$\frac{dp_L}{dx} = \lambda_L \cdot \frac{\left(\frac{m_L}{S}\right)^2}{2\rho_L D_i} \quad (6.7.20)$$

Kde: dp je změna tlaku [Pa],  
 $\lambda$  je součinitel tření [-],  
 m je hmotnostní průtok [kg/s],  
 S je průřez potrubí [m<sup>2</sup>],  
 $\rho$  je hustota [kg/m<sup>3</sup>],  
 $D_i$  je vnitřní průměr potrubí [m],  
 indexy:  
 L značí kapalnou fázi,  
 g značí plynnou fázi.

Dále se stanoví Lockhart-Martinellův faktor definovaný rovnicí 6.7.21. Dvofázové třecí součinitele jsou definované rovnicemi 6.7.22 a 6.7.23.

$$X_{LM}^2 = \frac{dp_L}{dp_g} = \frac{\phi_g^2}{\phi_L^2} \quad (6.7.21)$$

$$\phi_g^2 = \frac{dp}{dx} \quad (6.7.22)$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

$$\phi_L^2 = \frac{\frac{dp}{dx}}{\frac{dp_L}{dx}} \quad (6.7.23)$$

Dvoufázové součinitele se určí pomocí empirických rovnic 6.7.24 a 6.7.25.

$$\phi_g = \sqrt{1 + C \cdot X_{LM} + X_{LM}^2} \quad 6.7.24$$

$$\phi_L = \sqrt{1 + \frac{C}{X_{LM}} + \frac{1}{X_{LM}^2}} \quad 6.7.25$$

Kde:	$X_{LM}$	je Lockhart-Martinellův faktor	[-],
	$\Phi_g$	je dvoufázový součinitel pro plyn	[-],
	$\Phi_L$	je dvoufázový součinitel pro kapalinu	[-],
	$dp$	je tlaková ztráta úseku	[Pa],
	$dp_g$	je tlaková ztráta samostatně proudícím plynem v daném úseku	[Pa],
	$dp_L$	je tlaková ztráta samostatně proudící kapalinou v daném úseku	[Pa],
	$dx$	je zvolený délkový úsek	[m].

Konstanta  $C$  se dle [18] určí dle Reynoldsova čísla samostatně proudících fází a to následovně:

- $Re_g < 2300$  a  $Re_L < 2300$  .....  $C=5$
- $Re_g < 2300$  a  $Re_L > 2300$  .....  $C=10$
- $Re_g > 2300$  a  $Re_L < 2300$  .....  $C=12$
- $Re_g > 2300$  a  $Re_L > 2300$  .....  $C=20$

Výsledná tlaková ztráta se určí z rovnice 6.7.22 nebo z rovnice 6.7.23.

#### 7.7.4 Model dle Martinelliho-Nelsona

Tento model od předchozího liší tím, že se dvoufázový součinitel vztahuje k tlakové ztrátě kapaliny proudící potrubím samostatně, ale hmotnostním průtokem rovným průtoku směsi. Tlaková ztráta kapalně fáze se stanoví dle rovnice 6.7.26. Dvoufázový součinitel je definován pomocí rovnice 6.7.23, podobně jako u Lockhart-Martinelliho metody. Rozdíl je pouze v tom, že nyní se vztahuje k tlakové ztrátě kapalně fáze o průtoku rovném celkovému průtoku směsi,

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

zatímco u předchozí metody se použil skutečný průtok kapalně fáze. Tento model vychází z měření parovodní směsi, v případě vysokých tlaků by měl být přesnější než model Lockhart-Martinellův. Není vhodný pro výpočet dvoufázového proudění dvou odlišných látek.

$$\frac{dp_L}{dx} = \frac{\lambda_L \cdot \left(\frac{m}{S}\right)^2}{2 \cdot \rho_L \cdot D_i} \quad (6.7.26)$$

Kde: dp je změna tlaku [Pa],  
 $\lambda$  je součinitel tření [-],  
 m je hmotnostní průtok [kg/s],  
 S je průřez potrubí [m<sup>2</sup>],  
 $\rho$  je hustota [kg/m<sup>3</sup>],  
 D<sub>i</sub> je vnitřní průměr potrubí [m],  
 indexy:  
 L značí kapalnou fázi,

Závislost pro určení dvoufázového součinitele byla v případě této metody publikována formou grafu. V literatuře [24] jsou uvedeny rovnice pro výpočet dvoufázového součinitele dle Martinelli-Nelsona. Tyto rovnice jsou závislé na tlaku a hmotnostním poměru fází.

$$\phi_L = \sqrt{10^{F \cdot G}} \quad (6.7.27)$$

Pro  $p/p_{kr} < 0,5$  platí:

$$F = 1,257 - 1,059 \cdot \left(\frac{p}{p_{kr}}\right)^{0,261} \quad (6.7.28)$$

Pro  $p/p_{kr} > 0,5$  platí:

$$F = 10,621 \cdot \left(1 - \frac{p}{p_{kr}}\right)^{0,715} \quad (6.7.29)$$

Pro  $x < 0,8$

$$G = 3 \cdot x^{0,2} \quad (6.7.30)$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Pro  $x > 0,8$ 

$$G = 2.869 \cdot (1 - 1,154 \cdot (x - 0,8)^2) \quad (6.7.31)$$

Kde:  $x$  je hmotnostní podíl plynné fáze [-],  
 $\rho$  je hustota [kg/m<sup>3</sup>],  
 $\Phi_L$  je dvoufázový součinitel pro kapalinu [-],  
 $p$  je tlak [bar(a)],  
 $p_{kr}$  je kritický tlak [bar(a)],

### 7.7.5 Model dle Friedela

Tento model zohledňuje vliv povrchového napětí a gravitace. Dvoufázový součinitel se v tomto modelu aplikuje stejně jako u metody Martinelli-Nelsona. Friedelův model je popsán rovnicemi 6.7.32 až 6.7.37.

$$\phi_L = \sqrt{E + \frac{3,24 \cdot F \cdot H}{Fr^{0,045} \cdot We^{0,035}}} \quad (6.7.32)$$

$$E = (1 + x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_L}{\rho_g} \cdot \frac{\lambda_g}{\lambda_L} \quad (6.7.33)$$

$$F = x^{0,78} \cdot (1 - x)^{0,24} \quad (6.7.34)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_g}\right)^{0,91} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{0,19} \cdot \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_L}\right)^{0,7} \quad (6.7.35)$$

$$Fr = \frac{w^2}{g \cdot D_i} \quad (6.7.36)$$

$$We = \frac{\rho \cdot w^2 \cdot D_i}{\sigma} \quad (6.7.37)$$

Kde:  $\Phi_L$  je dvoufázový součinitel pro kapalinu [-],  
 $x$  je hmotnostní podíl plynné fáze [-],  
 $\lambda$  je součinitel tření [-],  
 $Fr$  je Froudeho číslo [-],  
 $We$  je Weberovo číslo [-],  
 $\mu$  je dynamická vazkost [kg/ms],  
 $g$  je gravitační zrychlení [m/s<sup>2</sup>],  
 $w$  je rychlost [m/s],  
 $\rho$  je hustota [kg/m<sup>3</sup>],



Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

indexy:

L značí kapalnou fázi,

g značí plynnou fázi.

### 7.7.6 Baroczyho model

Baroczyho model je popsán rovnicemi 6.7.38 a 6.7.39. Dvoufázový součinitel se aplikuje stejným způsobem jako u metody Martinelli-Nelsona

$$\phi_L = \sqrt{1 + (Y^2 - 1) \cdot \{B \cdot [x \cdot (1 - x)]^{0,875} + x^{1,75}\}} \quad (6.7.38)$$

$$Y = \sqrt{\frac{\frac{dp_g}{dx}}{\frac{dp_L}{dx}}} \quad (6.7.39)$$

Kde:  $\Phi_L$  je dvoufázový součinitel pro kapalinu [-],  
 $dp$  je změna tlaku [Pa],  
 $dx$  je délkový krok [m],  
 $B, Y$  jsou Baroczyho parametry [-]  
 $x$  je hmotnostní podíl plynné fáze [-],  
indexy:  
L značí kapalnou fázi,  
g značí plynnou fázi.

Baroczyho součinitel  $B$  se určí v závislosti na bezrozměrném parametru  $Y$  dle následující tabulky.

**Tabulka 22 Určení Baroczyho součinitele**

9,5≥Y		9,5<Y<28		Y≥28
(m/S)≤500	B=4,8	(m/S)≤600	$B = \frac{520}{Y \cdot \sqrt{\frac{m}{S}}}$	$B = \frac{15000}{Y^2 \cdot \sqrt{\frac{m}{S}}}$
500<(m/S)<1900	$B = \frac{2400 \cdot S}{m}$	(m/S)>600	$B = \frac{21}{Y}$	
1900≤(m/S)	$B = \frac{55}{\sqrt{\frac{m}{S}}}$			

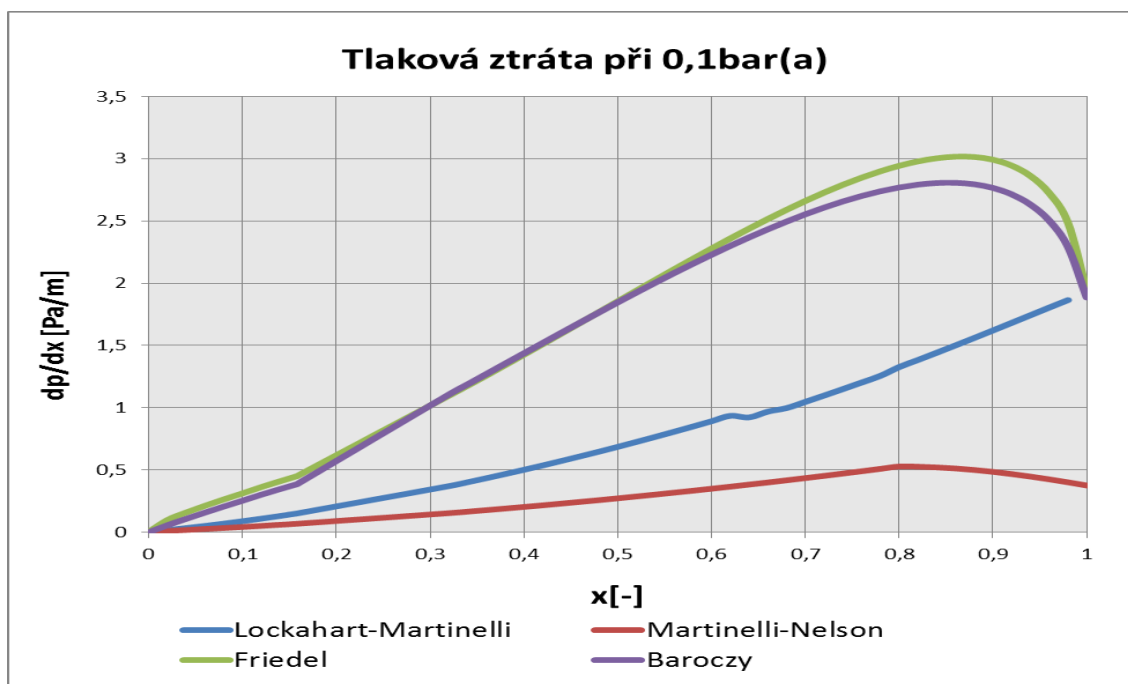
### 7.7.7 Srovnání jednotlivých metod výpočtu tlakových ztrát při dvoufázovém proudění a volba vhodné metodiky

Srovnání bylo provedeno pro čtyři různé tlaky, pro proudění potrubím o daném neměnném průřezu. Společná podmínka pro všechny případy byla taková, že pro  $x=1$  bude rychlost v potrubí rovna 40m/s volba průměru má pro toto srovnání zanedbatelný vliv, bylo zvoleno potrubí o vnitřním průměru 902 mm. Pro výpočet objemového podílu plynné fáze byl použit Chisholmův vztah.

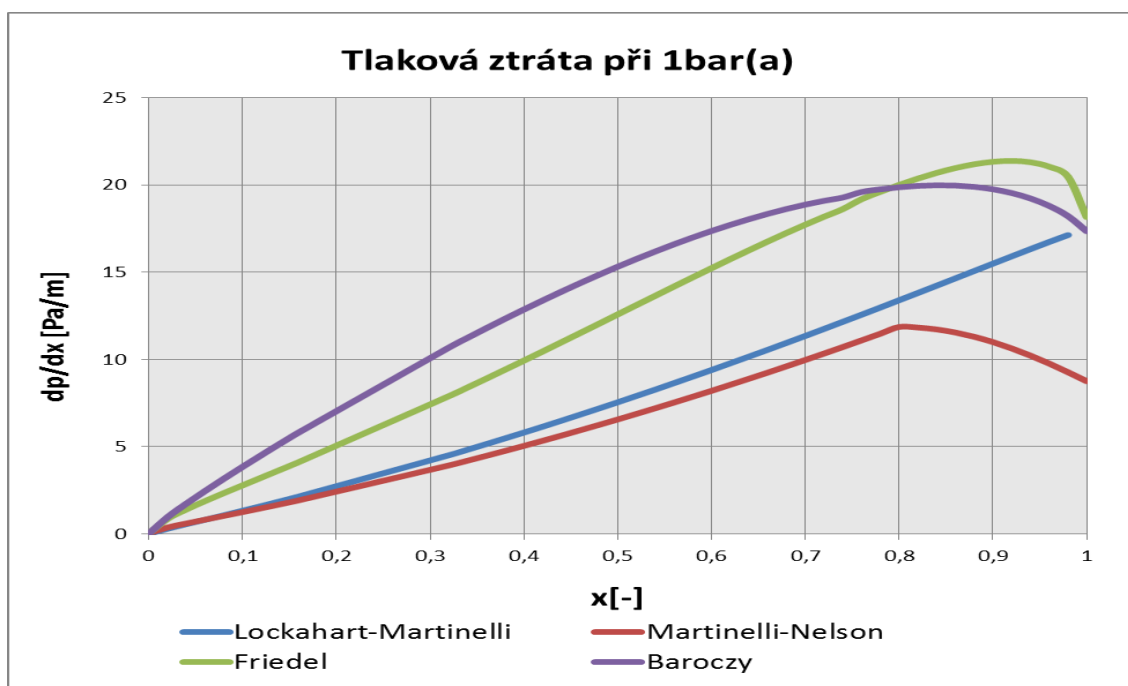
Na obrázcích 26 až 29 jsou závislosti měrné tlakové ztráty v závislosti na hmotnostním podílu plynné fáze. Protože metoda Lockharta-Martinelliho používá dvoufázový součinitel vztahený k jinak definované tlakové ztrátě, není vhodné srovnávat samotné dvoufázové součinitele.

Při tlaku 0,1 bar(a) jsou velmi velké rozdíly mezi výsledky. S rostoucím tlakem se tento rozdíl snižuje a při tlaku 10bar(a) se již výsledky liší podstatně méně. Při velmi vysokých tlacích dochází k selhání metody Lockharta-Martinelliho.

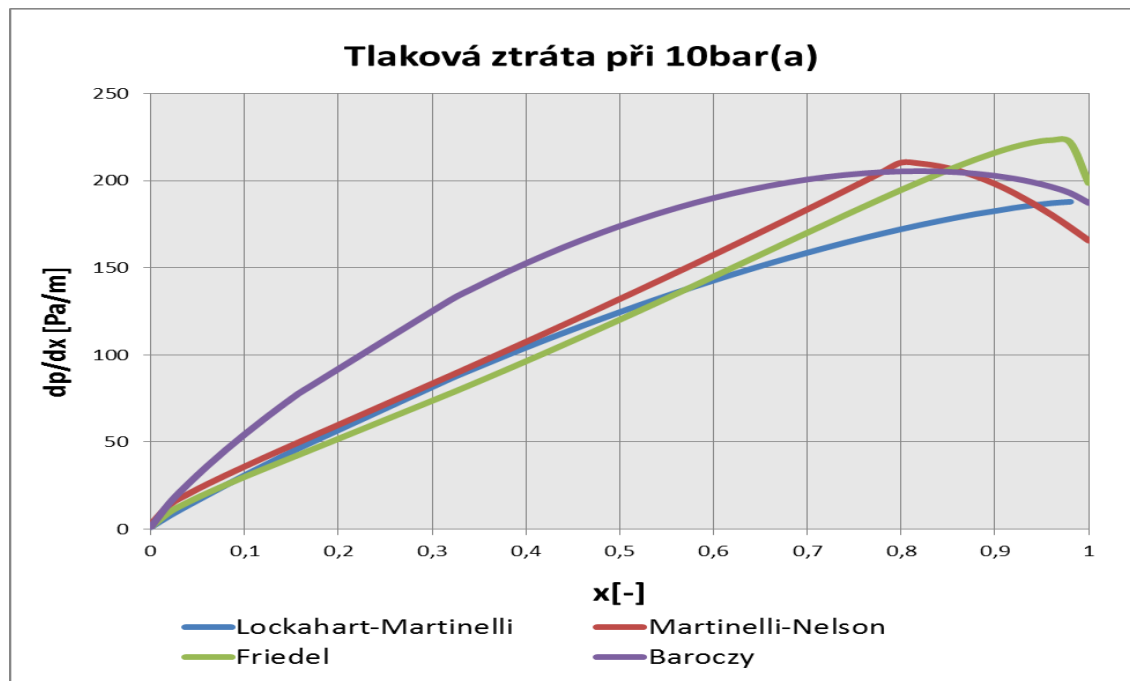
Pro výpočet tlakové ztráty byla zvolena metoda dle Friedela. Důvod zvolení této metody je takový, že přestože se vztahuje k tlakové ztrátě kapalně fáze, zohledňuje i součinitel tření plynné fáze. Podobně tomu je i u Baroczyho metody, i tato metoda se zdá být vhodná. Metoda Martinelliho-Nelsona nezohledňuje součinitel tření plynné fáze, to je důvodem proč se tak výrazně odlišuje od Friedelova a Baroczyho metody v případě tlaku menším než 1 bar(a). Měrná tlaková ztráta získaná Martinelliho-Nelsonovo metodou je v případě  $x=1$  mnohem nižší, než v případě výpočtu při jednofázovém proudění. Metody dle Lockhardta-Martinelliho a Martinelliho-Nelsona nezohledňují heterogenní model pro objemový podíl plynné fáze, zatímco Baroczyho a Friedelova jsou závislé na zvoleném modelu objemového podílu plynné fáze. To je další důvod značné odchylky mezi výsledky.



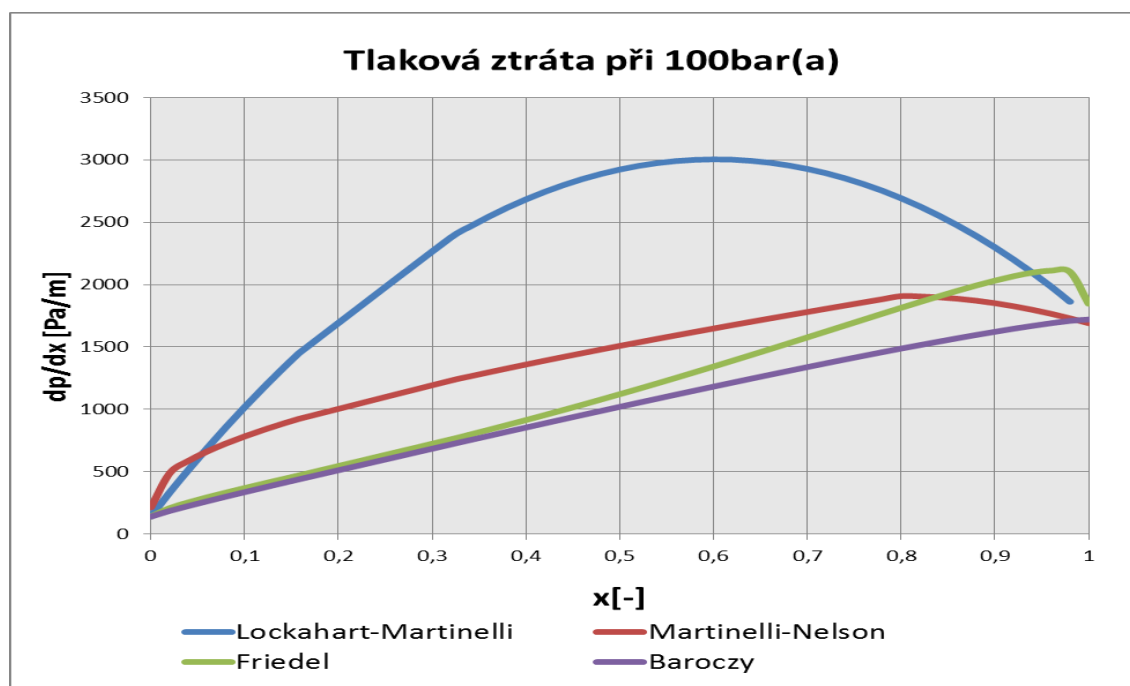
Obrázek 26 Měrná tlaková ztráta pro tlak 0,1 bar(a)



Obrázek 27 Měrná tlaková ztráta pro tlak 1 bar(a)



Obrázek 28 Měrná tlaková ztráta pro tlak 10 bar(a)



Obrázek 29 Měrná tlaková ztráta pro tlak 100 bar(a)

### 7.7.8 Vliv vlhkosti na tlakovou ztrátu odběru I

Výpočet tlakové ztráty mokré páry byl proveden Friedelovo metodou. Tento výpočet byl proveden za předpokladu stejné ekvivalentní délky potrubí jako v případě výpočtu s uvažování nárůstu rychlosti.

Takovýto postup byl zvolen, protože ztrátové součinitele vyšetřované při jednofázovém proudění jsou obtížně přenositelné na proudění dvoufázové. Z toho důvodu je pro popsání vlivu vlhkosti na velikost tlakové ztráty použito srovnání s přímým potrubím o stejné ekvivalentní délce, jako v případě výpočtu v kapitole 6.6. Také stanovení objemového podílu plynu pomocí heterogenního modelu pro přímé potrubí může být nepřenositelné na některé místní odpory, a to takové kde lze očekávat dobré promísení fází např. regulační armatury, v některých případech může být naopak volba heterogenního modelu opodstatněná a to tam, kde lze očekávat odloučení fází např. ohyby.

Tlakové ztráty při dvoufázovém proudění místními odpory se stanovují podobně jako v případě přímých úseků, tedy pomocí dvoufázového součinitele vztaženého na tlakovou ztrátu kapalně fáze o průtoku rovném celkovému průtoku. Metody stanovení dvoufázového součinitele místních odporů jsou pro každý typ odporu jiné. Jedná se o stejně obsáhlou a komplikovanou problematiku, jako u přímého potrubí. Jejich srovnání a volba vhodné metody přesahuje rozsah této práce a bude předmětem budoucí práce.

V tabulce 23 jsou uvedeny vstupní hodnoty a výsledky výpočtu tlakové ztráty při dvoufázovém proudění. Výsledná tlaková ztráta je citelně vyšší, než u jednofázového výpočtu. Tomu odpovídá i vyšší nárůst rychlosti, než v případě stlačitelného jednofázového výpočtu. Tento nárůst rychlosti je v tomto případě podporován nárůstem hmotnostního podílu plynné fáze vlivem poklesu tlaku.

Tabulka 23 Výpočet tlakové ztráty při dvoufázovém proudění

	Úsek tab. 10	Měření tlaku - T-kus		T-kus NTO1 spodní		T-kus NTO1 horní		
	Úsek	měření tlaku - ohyb 45°	Ohyb 45° - Ohyb 45°	Ohyb 45° - T-kus	T-kus-přímá trasa	T-kus-NTO1 spodní	T-kus-boční trasa	T-kus-NTO1 horní
vstupní údaje úseku	průtok [kg/s]	4,16	4,16	4,16	4,16	2,08	4,16	2,08
	tlak [bar]	0,15926	0,15346	0,15261	0,15150	0,15141	0,15150	0,14733
	i1 [kJ/kg]	2511,78	2511,65	2511,65	2511,62	2511,62	2511,62	2511,52
	Di [mm]	902	902	902	902	699	902	699
	L+Lek [m]	133,49	20,29	24,77	1,97	5,04	91,84	25,16
	k [mm]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
	$\Delta H$ [m]	0	-1,09	0	0	0	0	1,5
	informativní údaje	w1 [m/s]	13,15	13,59	13,66	13,75	11,45	13,75
wl1 [m/s]		0,62598	0,63704	0,63871	0,64090	0,53375	0,64090	0,54069
wg1 [m/s]		59,34	61,48	61,80	62,23	51,84	62,23	53,22
$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]		0,49	0,48	0,48	0,47	0,47	0,47	0,46
$\epsilon_1$ [-]		0,999605	0,999618	0,999620	0,999622	0,999622	0,999622	0,999631
x1 [-]		0,962559	0,963108	0,963194	0,963301	0,963309	0,963301	0,963707
$\Delta p_\lambda$ [Pa]		566,65	87,84	107,88	8,61	21,58	406,53	110,94
$\Delta p_{\Delta H}$ [Pa]		0,00	-5,10	0,00	0,00	0,00	0,00	6,77
$\Delta p_{\Delta w}$ [Pa]		13,62	2,08	2,74	0,22	0,38	10,70	2,21
$\Sigma \Delta p$ [Pa]		580,27	84,82	110,63	8,83	21,96	417,23	119,91
výstup z úseku	w2 [m/s]	13,59	13,66	13,75	13,75	11,47	14,09	11,82
	wl2 [m/s]	0,64	0,64	0,64	0,64	0,53	0,65	0,54
	wg2 [m/s]	61,48	61,80	62,23	62,27	51,92	63,92	53,63
	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,48	0,48	0,47	0,47	0,47	0,46	0,46
	$\epsilon_2$ [-]	0,999618	0,999620	0,999622	0,999622	0,999623	0,999631	0,999634
	x2 [-]	0,963108	0,963194	0,963301	0,963309	0,963331	0,963707	0,963823
	h2 [kJ/kg]	2511,65	2511,65	2511,62	2511,62	2511,61	2511,52	2511,48
	p2 [bar]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
celková tlaková ztráta pro spodní trasu [Pa]				806,50				
celková tlaková ztráta pro horní trasu [Pa]				1312,86				

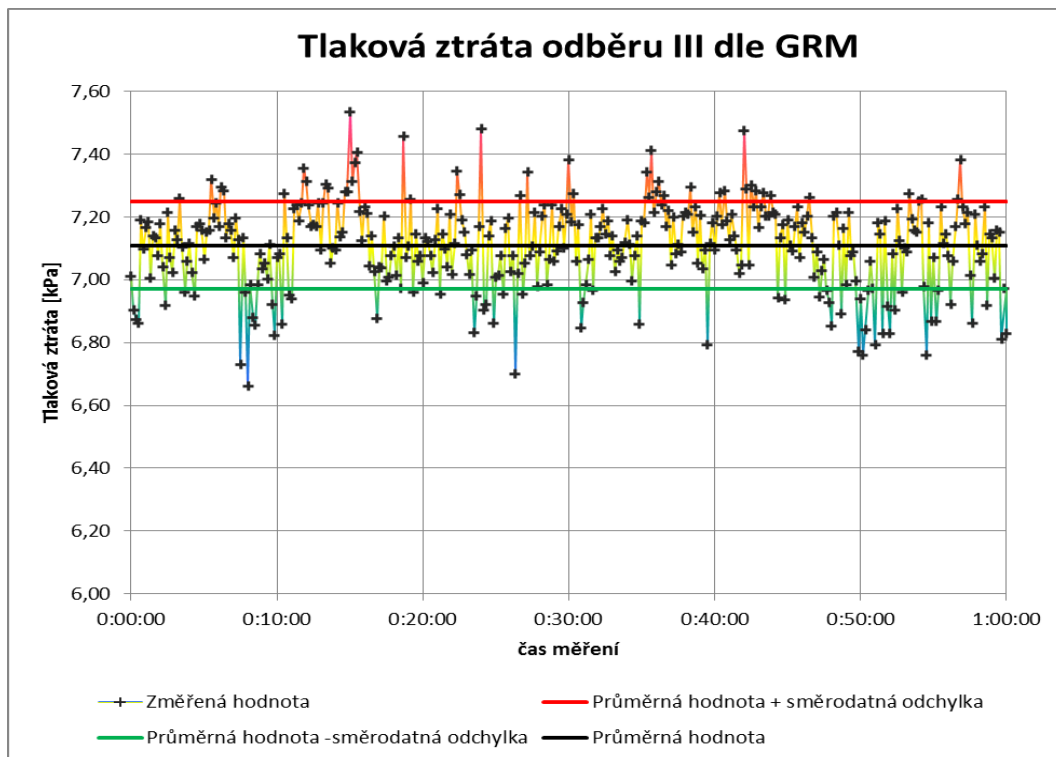
## 7.8 Srovnání výsledků výpočtu tlakových ztrát s garančním měřením

Tento bod zadání nemůže být splněn, protože hodnoty garančního měření jsou pro tento účel nepoužitelné. Důvodem je pravděpodobně ovlivnění výsledků měření kondenzací páry v impulzních trubiciích a ovlivnění měřené hodnoty vodním sloupcem. V tabulce 22 jsou uvedeny naměřené hodnoty tlaků a jejich rozdíl. Hodnoty uvedené v tabulce jsou stanoveny z průměrných hodnot, pokud bychom použily přímo odečtené vzorky, dospěli bychom k podobnému závěru, jak ukazuje obrázek 30, kde je grafické znázornění hodnot získaných garančním měřením pro odběr III. Obrázek 31 ukazuje průběh tlaku po dobu měření.

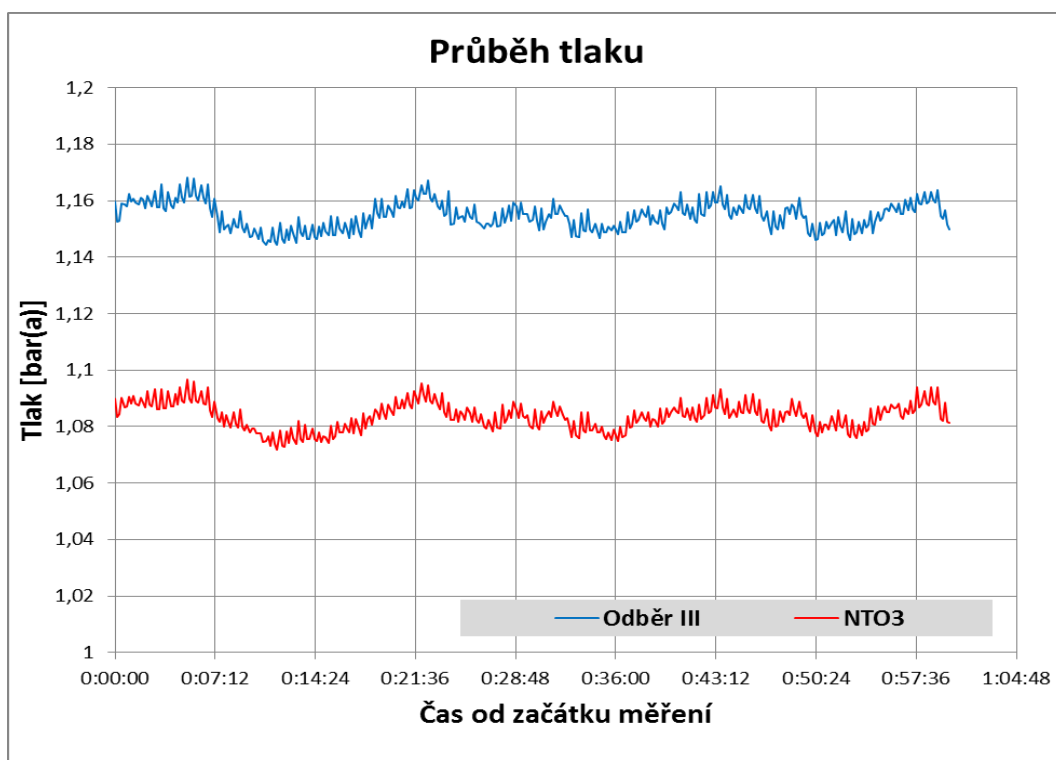
Podezření na silné ovlivnění měření kondenzací páry v impulzní trubici podporuje fakt, že u NTO4 a NTO5 vychází rozdíl tlaků záporný, tyto ohřívačky jsou vybaveny integrovanými srážeci přehřátí a proto pára v ohřívačku snáze zkondenzuje než pára v parovodu.

**Tabulka 24 Hodnoty tlakové ztráty dle GRM**

	Parovod [Mpa(a)]	NTO [Mpa(a)]	Rozdíl tlaků [Pa]
<b>Odběr I</b>	0,0159263	0,015638	288,3
<b>Odběr II</b>	0,046282	0,0444557	1826,3
<b>Odběr III</b>	0,1154639	0,1083547	7109,2
<b>Odběr IV</b>	0,2285359	0,2448043	-16268,4
<b>Odběr V</b>	0,4344913	0,4513482	-16856,9



Obrázek 30 Průběh naměřené tlakové ztráty po dobu měření



Obrázek 31 Změřený průběh tlaku



## 7.9 Zhodnocení výsledků výpočtu tlakových ztrát

V tabulce 25 je uvedeno srovnání výsledků výpočtu tlakových ztrát. Pokud srovnáme výsledky výpočtu s hodnotami uvedenými v HBD zjistíme, že rezerva je ve většině případů více než dostatečná. Výjimkou je odběr I, kde se ukázala jako nedostatečná, je to způsobeno tím, že tento odběr pracuje s velmi nízkým tlakem a proto je rezerva stanovená z procentuální hodnoty vstupního tlaku nedostatečná v případě trasy k hornímu hrdlu ohříváku. Navíc odběr I je v provedení bez zpětné klapky, která je v ostatních odběrech zdrojem výrazné tlakové ztráty.

Toto srovnání může být napadnuto tím, že výpočet byl proveden od měření tlaku, zatímco hodnota v HBD je tlaková ztráta mezi tlakem v průtočné části a tlakem v ohříváku. Měření tlaku se ovšem umísťuje blízko hrdla turbíny, proto je možné tyto výsledky považovat za srovnatelné. Dalším slabým místem tohoto srovnání je fakt, že tlaková ztráta v odběrech je z drtivé většiny tvořena místními odpory, proto bylo srovnání výpočtu s garančním měřením jedním z bodů zadání. Správnost výsledku je v tomto případě velmi závislá na správné volbě místních ztrátových součinitelů.

Pokud srovnáme výsledky výpočtu tlakové ztráty pro konstantní rychlost a pro proměnnou rychlost, zjistíme, že se výsledky v některých případech liší až o 9,48%. Platí pravidlo, že čím větší jsou odpory trasy, tím větší chyby se dopustíme zanedbáním nárůstu rychlosti. Patrné je to z výsledků pro odběry I a II, na jejichž konci jsou NTO se dvěma vstupními hrdly. V případě trasy k hornímu hrdlu je odchylka podstatně větší, než v případě trasy k spodnímu hrdlu. Zatímco trasa k spodnímu hrdlu je přímá s minimálními odpory, trasa k hornímu hrdlu obsahuje vždy ohyb a tlakovou ztrátu T-kusu (tlaková ztráta mezi vstupním a bočním hrdlem je u T-kusu mnohem vyšší než tlaková ztráta přímé trasy).

Výpočet zahrnující vliv vlhkosti na tlakovou ztrátu není do závěrečného zhodnocení zahrnut, protože byl proveden za velkých zjednodušení. Mezi nejslabší místa tohoto výpočtu patří velmi zjednodušené zohlednění místních odporů a dále zanedbání změny hmotnostního průtoku kapalné fáze díky odvodnění a zanedbání odloučené vody z průtočné části (byla použita suchost dle HBD). Srovnávání těchto výsledků by proto bylo zavádějící a tento výpočet tedy slouží hlavně jako motivace pro bližší zkoumání tlakových ztrát při dvoufázovém proudění.

**Tabulka 25 Srovnání výsledků výpočtu**

	Tlaková ztráta dle HBD [Pa]	Tlaková ztráta pro $W=kons$ [Pa]	Tlaková ztráta pro $w\neq konst.$ [Pa]	Odchylka mezi výpočty v % výsledku pro $w=kons$
Odběr I - horní	751	833,4	912,4	9,48%
Odběr I - spodní	751	625,2	655,6	4,86%
Odběr II - horní	2 092	617,2	631,1	2,25%
Odběr II - spodní	2 092	302,1	306,3	1,39%
Odběr III	5 290	1 839,6	1870	1,65%
Odběr IV	11 370	6 477,7	6 618,7	2,18%
Odběr V	21 190	6 184,4	6 336,1	2,45%

## 8 Závěr

Úvodní část této práce se zabývá návrhu zapojení části strojovny parní turbíny o výkonu 200MW. Práce je doplněna stručným popisem jednotlivých typů armatur, který zdaleka není úplný, přesto dává určitou představu o různorodosti jejich provedení. Část věnovaná návrhu zapojení může sloužit jako užitečná literatura pro začínající strojní projektanty.

Dále byl proveden návrh DN potrubí pro regenerační odběry a návrh tloušťky stěny a kontrola výsledné rychlosti proudění v odběrech. Návrh tloušťky stěny byl proveden na základě kontroly na zatížení vnitřním přetlakem, takto navržené tloušťky stěn se mohou v průběhu projektu ještě zvýšit, protože nebyla provedena kontrola na stabilitu při podtlaku, na dodatečné zatížení od tepelné roztažnosti, hmotnosti potrubí, a izolace atd. Tyto dodatečné kontroly vychází z dispozičního řešení a to je zcela mimo rozsah této práce.

Velká pozornost byla věnována výpočtu tlakových ztrát. V úvodu této části práce byl demonstrován dopad tlakové ztráty do účinnosti cyklu. Který byl proveden za určitých zjednodušení, která byla nutná k tomu, aby mohl být výpočet proveden na základě dostupných informací a bez nutnosti vytvoření náročného výpočetního modelu. Dopad do tepelné účinnosti se ukázal jako poměrně malý v porovnání s výsledným výkonem parní turbíny, přesto dává dobrou motivaci pro věnování pozornosti tlakovým ztrátám v regeneračních odběrech.

Výpočet tlakových ztrát byl nejprve proveden při uvažování parametrů pracovní látky nezávislých na tlaku. Tento výpočet byl proveden v softwaru MS excel. Pro tento výpočet byly vytvořeny užitečné funkce v jazyce VBA. Jsou to funkce pro výpočet součinitele tření v potrubí a funkce pro výpočet ztrátového součinitele ohybů. Tyto funkce by měli sloužit k usnadnění výpočtu tlakových ztrát v praxi.

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

Dále byl proveden výpočet se zahrnutím nárůstu měrného objemu. Výsledky tohoto výpočtu ukazují, že v případě parních potrubí, je možné se dopustit značné chyby zanedbáním změny rychlosti s poklesem tlaku. Pro umožnění výpočtu tlakové ztráty s uvažováním nárůstu rychlosti v praxi byla vytvořena k tomu určená funkce v jazyce VBA, která může sloužit jako užitečná pomůcka při projektování parních potrubí. Typickými příklady, kde takový výpočet může najít uplatnění, jsou trasy přívodní páry pro paroproudé vývěvy, či trasy prohřevů parní turbíny.

Nemalá pozornost byla také věnována výpočtu tlakových ztrát při dvoufázovém proudění. Byla vytvořena funkce pro výpočet proudění mokré páry, která je aplikovatelná na výpočet tlakových ztrát přímých úseků potrubí, ale otázka zohlednění místních ztrát zůstává stále otevřená a před uvedením tohoto výpočtu do praxe je nutné jí vyřešit. Toto téma se ukázalo jako velmi komplikované a obsáhlé, a proto nebylo vyřešeno v rámci této práce. Dále se ukázalo, že je nutné věnovat pozornost zvolenému výpočetnímu modelu. Ukázalo se, že některé publikované modely selhávají při nízkých, nebo při vysokých tlacích. Pro uvedení výpočtu tlakových ztrát při proudění mokré páry do praxe je nutné vyřešit otázku volby homogenního a heterogenního modelu pro objemový podíl plynné fáze, provést širší srovnání výpočetních modelů od více autorů a vyřešit zohlednění místních ztrát.

Přesto byl proveden výpočet tlakové ztráty odběru I při uvažování stejné ekvivalentní délky jako v případě předchozího způsobu výpočtu. I přes výše zmiňovaná slabá místa tento výpočet naznačuje, že při proudění mokré páry vznikají značné dodatečné ztráty.

Nepodařilo se provést srovnání výsledků výpočtu s garančním měřením, protože se hodnoty získané garančním měřením ukázali pro tento účel nepoužitelné. Protože je velká část tlakové ztráty odběrů tvořena místními odpory, sloužilo by toto srovnání pouze jako přibližný ukazatel správnosti volby součinitelů místních odporů. To ovšem nemusí být důvodem k zavrnutí myšlenky využití realizovaných projektů k ověření metodiky výpočtu tlakových ztrát. Pouze by bylo vhodné nalézt delší potrubí s menším počtem místních odporů, dále je nutné věnovat pozornost samotnému provedení měření. Všechny ostatní body zadání se podařilo splnit.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968.
- [2] ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. Praha: SNTL, 1983.
- [3] BLOVSKÝ, Jiří. *Příručka pro začínající projektanty*. Plzeň: Doosan Škoda Power s.r.o, 2010.
- [4] *Produktové katalogy společnosti Armatury group as*. Dostupné z :  
<http://www.armaturygroup.cz/cz/produkty/armatury-kulove-kohouty-klapky-soupatka-ventily-hutni-armatury/>
- [5] *Produktové katalogy společnosti Armast sro*. Dostupné z:  
<http://www.armast.cz/klapky>
- [6] *Produktové katalogy společnosti LDM spol sro*. Dostupné z:  
<http://www.ldmvalves.com/cz/vyroby/regulacni-a-uzaviraci-ventily.html>
- [7] *Produktové katalogy společnosti Volk Flow Controls inc*. Dostupné z:  
<http://www.volkvalves.com/bv2.html>
- [8] *Produktové katalogy společnosti Emerson Process Mannagement*. Dostupné z:  
<http://www2.emersonprocess.com/cz-CZ/products-services/Pages/ProductsandServices.aspx>
- [9] *Produktové katalogy společnosti AUMA Riester GmbH & Co*. Dostupné z:  
<https://www.auma.com/en/products/multi-turn-actuators/>
- [10] *Firemní literatura společnosti Doosan Škoda Power sro*.
- [11] MIKULA, Julius. *Potrubí a Armatury*. Praha: SNTL, 1974.
- [12] ČSN EN 13 480-3
- [13] ČSN 383350
- [14] ČSN EN 10 217 -5
- [15] ČSN EN 10 216 -2
- [16] LINHART, Jiří. *Mechanika tekutin I*. Plzeň: Západočeská Univerzita v Plzni, 2006. ISBN 80-7043-511-9.
- [17] IDELCHIK, I.E. *Handbook of hydraulic resistance: Second Edition*. Berlin: Springer-Verlag, 2006. ISBN 3-540-15962-2

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

- [18] KOLEV, Nikolay, I. *Multiphase Flow Dynamics 2: Mechanical and Thermal Interactions*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2002. ISBN 3-540-43017-2.
- [19] MILLER, D, S.. *Internal flow systems*. Cranfield, Bedford MK43 0AJ, UK: BHRA, 1990. ISBN 0-947711-77-5.
- [20] *VDI heat atlas*. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 3540778764.
- [21] LEVY, Salomon. *Two-phase flow in complex systems*. New York: John Wiley, 1999. ISBN 0471329673.
- [22] AWAD, M, M a MUZYCHKA, Y, S. *Bounds on two-phase flow: part II- void fraction in circular pipes*. 2005. Dostupné z: <http://www.engr.mun.ca/muzychka/IMECE2005-81543.PDF>
- [23] HEWITT a GEOFFREY. Thermopedia. *Void fraction*. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/276/>
- [24] HEIMISSION, Ingi. *Headloss in two phase Flow of water and steam in geothermal gathering pipe systems*. Reykjavik: University of Iceland, 2014. Dostupné z : [http://skemman.is/stream/get/1946/19858/45636/1/Lokaverkefni - Ingi Heimisson.pdf](http://skemman.is/stream/get/1946/19858/45636/1/Lokaverkefni_-_Ingi_Heimisson.pdf)
- [25] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, 2002.
- [26] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury: Teorie a praxe*. Praha: SNTL, 1975.
- [27] JANALÍK, Jaroslav. *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava*. Ostrava: VŠB-TU, 2010. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/HaPDRozsirenePDF.pdf>





## **PŘÍLOHA A**

### **Návrh DN pro regenerační odběry**



## úvod

Minimální potřebný průměr potrubí byl určen na základě rovnice 5.1. Jmenovitý průměr DN byl zvolen nejbližší s ohledem na minimální potřebný průměr.

$$D_i = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot v}{\pi \cdot w}} \quad (5.1)$$

kde:  $D_i$  je vnitřní průměr [mm],  
 $m$  je hmotnostní průtok potrubím [kg/s],  
 $v$  je měrný objem páry [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ],  
 $w$  je lineární rychlost proudění [m/s].

### odběr I.

odběr I společná trasa LBS10BR010 -zvoleno DN900						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	0,15942	2513,6	9,11595	3,3492	50	<b>881,74</b>
Zima max, odběrový	0,10734	2473,4	13,07587	2,3545	50	<b>885,43</b>
200MW tw1=32°C	0	0	0,00000	0	50	<b>0,00</b>
160MW	0,13102	2521,1	11,03299	2,3476	50	<b>812,14</b>
100MW	0,088221	2525,2	16,13280	1,0179	50	<b>646,66</b>
160MW <sub>e</sub> + 80MW <sub>t</sub>	0,093085	2504,7	15,19138	1,6799	50	<b>806,14</b>
100MW <sub>e</sub> + 80MW <sub>t</sub>	0,061669	2595,9	24,25162	0,47159	50	<b>539,66</b>
VTO A TBN vypnuté	0,21099	2523	7,00197	1,8357	50	<b>572,11</b>
odběr I. Trasy z NT dílu LBS11BR010 a LBS12BR010 -zvoleno DN600						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	0,15942	2513,6	9,11595	1,6746	55	<b>594,47</b>
Zima max, odběrový	0,10734	2473,4	13,07587	1,17725	55	<b>596,96</b>
200MW tw1=32°C	0	0	0,00000	0	55	<b>0,00</b>
160MW	0,13102	2521,1	11,03299	1,1738	55	<b>547,54</b>
100MW	0,088221	2525,2	16,13280	0,50895	55	<b>435,98</b>
160MW <sub>e</sub> + 80MW <sub>t</sub>	0,093085	2504,7	15,19138	0,83995	55	<b>543,50</b>
100MW <sub>e</sub> + 80MW <sub>t</sub>	0,061669	2595,9	24,25162	0,235795	55	<b>363,84</b>
VTO A TBN vypnuté	0,21099	2523	7,00197	0,91785	55	<b>385,72</b>

**Odběr II.**

<b>odběr II. LBS20BR010 - zvoleno DN700</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	0,44389	2743,2	4,18082	4,6234	60	<b>640,46</b>
Zima max, odběrový	0,29864	2754,4	6,30386	2,9805	60	<b>631,43</b>
200MW tw1=32°C	0,45269	2720,5	3,97864	5,7408	60	<b>696,20</b>
160MW	0,35575	2759,6	5,32736	3,4491	60	<b>624,44</b>
100MW	0,23917	2769,5	8,02325	2,0683	60	<b>593,42</b>
160MWe + 80MWt	0,25726	2811,8	7,85451	2,3785	60	<b>629,64</b>
100MWe + 80MWt	0,17499	2986,9	13,91920	1,3304	60	<b>626,87</b>
VTO A TBN vypnuté	0,57563	2759,2	3,29127	5,7606	60	<b>634,30</b>

**Odběr III.**

<b>odběr III. LBS30BR010 - zvoleno DN500</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	1,1218	2765,9	1,70377	4,7873	60	<b>416,04</b>
Zima max, odběrový	0,73561	2698,8	2,37864	3,0233	60	<b>390,65</b>
200MW tw1=32°C	1,1535	2762,3	1,64952	5,0785	60	<b>421,62</b>
160MW	0,91923	2775,7	2,10451	3,7869	60	<b>411,24</b>
100MW	0,61463	2780,4	3,16535	2,2877	60	<b>392,00</b>
160MWe + 80MWt	0,64642	2750,1	2,89716	2,4928	60	<b>391,48</b>
100MWe + 80MWt	1,3801	2889,5	1,59814	1,3801	60	<b>216,34</b>
VTO A TBN vypnuté	1,4503	2775,7	1,33421	6,0112	60	<b>412,55</b>

**Odběr IV.**

odběr IV. Společná trasa LBD20BR010 -zvoleno DN700						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	2,5276	2908	0,88969	5,2516	60	<b>314,88</b>
Zima max, odběrový	1,8855	2853,1	1,12393	16,816	60	<b>633,30</b>
200MW tw1=32°C	2,6028	2904	0,86034	5,5606	60	<b>318,62</b>
160MW	2,0672	2918,2	1,09958	3,9785	60	<b>304,69</b>
100MW	1,3753	2921,7	1,65905	2,3304	60	<b>286,43</b>
160MWe + 80MWt	2,2055	2911,8	1,02376	20,929	60	<b>674,30</b>
100MWe + 80MWt	3,0008	3060,7	0,86824	27,913	60	<b>717,14</b>
VTO A TBN vypnuté	3,2632	2919,3	0,69717	6,7424	60	<b>315,83</b>
odběr IV. Trasy z ST dílu LBD20BR011 a LBD20BR012 -zvoleno DN500						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	2,5276	2908	0,88969	2,6258	60	<b>222,65</b>
Zima max, odběrový	1,8855	2853,1	1,12393	8,408	60	<b>447,81</b>
200MW tw1=32°C	2,6028	2904	0,86034	2,7803	60	<b>225,30</b>
160MW	2,0672	2918,2	1,09958	1,98925	60	<b>215,45</b>
100MW	1,3753	2921,7	1,65905	1,1652	60	<b>202,54</b>
160MWe + 80MWt	2,2055	2911,8	1,02376	10,4645	60	<b>476,80</b>
100MWe + 80MWt	3,0008	3060,7	0,86824	13,9565	60	<b>507,09</b>
VTO A TBN vypnuté	3,2632	2919,3	0,69717	3,3712	60	<b>223,33</b>
odběr IV. Trasa do NTO4 LBS40BR010 -zvoleno DN400						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	2,4139	2908	0,93162	5,2516	60	<b>322,21</b>
Zima max, odběrový	1,8855	2853,1	1,12393	5,3924	60	<b>358,63</b>
200MW tw1=32°C	2,4857	2904	0,90090	5,5606	60	<b>326,04</b>
160MW	1,9742	2918,2	1,15141	3,9785	60	<b>311,78</b>
100MW	1,3134	2921,7	1,73727	2,3304	60	<b>293,11</b>
160MWe + 80MWt	2,1063	2911,8	1,07200	6,1726	60	<b>374,72</b>
100MWe + 80MWt	2,8658	3060,7	0,90917	6,6958	60	<b>359,42</b>
VTO A TBN vypnuté	3,1164	2919,3	0,73004	6,7424	60	<b>323,19</b>

**Odběr V.**

<b>odběr V. Společná trasa LBD30BR010-zvoleno DN600</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	4,7072	3041,5	0,54378	4,8651	50	<b>259,55</b>
Zima max, odběrový	3,9862	3005,7	0,62138	17,094	50	<b>520,08</b>
200MW tw1=32°C	4,8524	3037,2	0,52543	5,1473	50	<b>262,43</b>
160MW	3,8378	3051,6	0,67323	3,6845	50	<b>251,33</b>
100MW	2,541	3053,7	1,01910	2,1606	50	<b>236,79</b>
160MWe + 80MWt	3,8349	3029,3	0,66025	12,996	50	<b>467,44</b>
100MWe + 80MWt	3,8204	3103,4	0,70762	6,9568	50	<b>354,06</b>
VTO A TBN vypnuté	5,9755	3052	0,43229	6,0671	50	<b>258,43</b>
<b>odběr V.do NTO5 LBS50BR010 -zvoleno DN350</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	4,4953	3041,5	0,56945	4,8851	50	<b>266,15</b>
Zima max, odběrový	3,8068	3005,7	0,65069	5,504	50	<b>301,99</b>
200MW tw1=32°C	4,6341	3037,2	0,55022	5,1473	50	<b>268,55</b>
160MW	3,6651	3051,6	0,70499	3,6845	50	<b>257,19</b>
100MW	2,4267	3053,7	1,06713	2,1606	50	<b>242,31</b>
160MWe + 80MWt	3,6623	3029,3	0,69140	3,6734	50	<b>254,31</b>
100MWe + 80MWt	3,6485	3103,4	0,74099	1,2541	50	<b>153,83</b>
VTO A TBN vypnuté	5,7066	3052	0,45270	6,0671	50	<b>264,46</b>

**Odběr VI.**

<b>odběr VI. Trasa do NN LBS60BR020 -zvoleno DN250</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	7,2555	3174,4	0,39469	3,7428	50	<b>193,95</b>
Zima max, odběrový	6,9183	3164,5	0,41070	4,5822	50	<b>218,91</b>
200MW tw1=32°C	7,487	3169,9	0,38110	3,8936	50	<b>194,39</b>
160MW	5,8974	3185,8	0,49013	2,9001	50	<b>190,25</b>
100MW	3,8868	3194,1	0,74885	1,823	50	<b>186,45</b>
160MWe + 80MWt	6,2696	3176,5	0,45762	3,5959	50	<b>204,70</b>
100MWe + 80MWt	5,112	3204,2	0,57371	1,6582	50	<b>155,64</b>
VTO A TBN vypnuté	9,452	3194,4	0,30765	6,0001	50	<b>216,81</b>
<b>odběr VI. Společná trasa LBS60BR010-zvoleno DN350</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	8,0616	3174,4	0,35516	11,345	50	<b>320,32</b>
Zima max, odběrový	7,687	3163,6	0,36930	10,795	50	<b>318,62</b>
200MW tw1=32°C	8,3189	3169,9	0,34293	13,388	50	<b>341,92</b>
160MW	8,295	3185,8	0,34828	8,295	50	<b>271,23</b>
100MW	4,3187	3194,1	0,67390	1,823	50	<b>176,87</b>
160MWe + 80MWt	6,9662	3176,5	0,41180	9,8439	50	<b>321,29</b>
100MWe + 80MWt	5,6799	3204,2	0,51628	5,3562	50	<b>265,36</b>
VTO A TBN vypnuté	10,502	3194,4	0,27683	6,0001	50	<b>205,66</b>

**Odběr VII.**

<b>odběr VII. LBQ70BR010 - zvoleno DN250</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	17,209	3404,5	0,19611	8,464	50	<b>205,59</b>
Zima max, odběrový	17,025	3402,2	0,19794	8,8049	50	<b>210,67</b>
200MW tw1=32°C	17,964	3402,7	0,18763	8,9078	50	<b>206,30</b>
160MW	13,864	3412	0,24472	6,5047	50	<b>201,34</b>
100MW	8,6879	3395,7	0,38664	3,6966	50	<b>190,78</b>
160MWe + 80MWt	15,102	3408,1	0,22406	7,447	50	<b>206,13</b>
100MWe + 80MWt	11,144	3408,6	0,30388	4,5497	50	<b>187,64</b>
VTO A TBN vypnuté	0	0	0,00000	0	50	<b>0,00</b>

**Odběr VIII.**

<b>odběr VIII. LBQ80BR010 - zvoleno DN150</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	max. rychlost [m/s]	min. Di [mm]
200MW	37,428	3091,6	0,07097	13,221	50	<b>154,58</b>
Zima max, odběrový	37,312	3090,9	0,07115	13,314	50	<b>155,31</b>
200MW tw1=32°C	39,151	3085,7	0,06748	14,162	50	<b>156,00</b>
160MW	30,037	3118,3	0,09061	9,4984	50	<b>148,05</b>
100MW	18,731	3146,9	0,14916	5,0231	50	<b>138,13</b>
160MWe + 80MWt	32,915	3108	0,08192	10,955	50	<b>151,17</b>
100MWe + 80MWt	23,677	3142,9	0,11749	6,5717	50	<b>140,22</b>
VTO A TBN vypnuté	0	0	0,00000	0	50	<b>0,00</b>

## **PŘÍLOHA B**

**Návrh tloušťky stěny regeneračních odběrů**

Metodika návrhu tloušťky stěny je popsána v kap. 5.2.

odběr I společná trasa LBS10BR010 - zvoleno 914x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	60	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
Zima max, odběrový	50	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
200MW tw1=32°C	0	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
160MW	55	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
100MW	45	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
160MWe + 80MWt	50	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
100MWe + 80MWt	55	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
VTO A TBN vypnuté	65	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	914	0,85	0,54	0,67	1	0,4	2,07	4
odběr I. Trasy z NT dílu LBS11BR010 a LBS12BR010 - zvoleno 610x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	60	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4
Zima max, odběrový	50	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4
200MW tw1=32°C	0	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4
160MW	55	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4
100MW	45	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4
160MWe + 80MWt	50	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4
100MWe + 80MWt	55	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4
VTO A TBN vypnuté	65	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	0,36	0,45	1	0,4	1,85	4



odběr II. LBS20BR010 - zvoleno 711x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	135	0,15	P235GH - svařované	150,0	126,9	---	126,9	711	0,85	0,49	0,62	0,5	0,4	1,52	4
Zima max, odběrový	140	0,15	P235GH - svařované	150,0	126,1	---	126,1	711	0,85	0,50	0,62	0,5	0,4	1,52	4
200MW tw1=32°C	0	0,15	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	711	0,85	0,42	0,52	0,5	0,4	1,42	4
160MW	145	0,15	P235GH - svařované	150,0	125,4	---	125,4	711	0,85	0,50	0,62	0,5	0,4	1,52	4
100MW	150	0,15	P235GH - svařované	150,0	124,7	---	124,7	711	0,85	0,50	0,63	0,5	0,4	1,53	4
160MWe + 80MWt	170	0,15	P235GH - svařované	150,0	120,1	---	120,1	711	0,85	0,52	0,65	0,5	0,4	1,55	4
100MWe + 80MWt	265	0,15	P235GH - svařované	150,0	96,4	---	96,4	711	0,85	0,65	0,81	0,5	0,4	1,71	4
VTO A TBN vypnuté	145	0,15	P235GH - svařované	150,0	125,4	---	125,4	711	0,85	0,50	0,62	0,5	0,4	1,52	4
odběr III. LBS30BR010 - zvoleno 508x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	150	0,1	P235GH - svařované	150,0	124,7	---	124,7	508	0,85	0,24	0,30	0,5	0,4	1,20	4
Zima max, odběrový	115	0,15	P235GH - svařované	150,0	129,8	---	129,8	508	0,85	0,35	0,43	0,5	0,4	1,33	4
200MW tw1=32°C	0	0,1	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	508	0,85	0,20	0,25	0,5	0,4	1,15	4
160MW	155	0,15	P235GH - svařované	150,0	123,5	---	123,5	508	0,85	0,36	0,45	0,5	0,4	1,35	4
100MW	155	0,15	P235GH - svařované	150,0	123,5	---	123,5	508	0,85	0,36	0,45	0,5	0,4	1,35	4
160MWe + 80MWt	140	0,15	P235GH - svařované	150,0	126,1	---	126,1	508	0,85	0,36	0,44	0,5	0,4	1,34	4
100MWe + 80MWt	215	0,1	P235GH - svařované	150,0	109,3	---	109,3	508	0,85	0,27	0,34	0,5	0,4	1,24	4
VTO A TBN vypnuté	155	0,1	P235GH - svařované	150,0	123,5	---	123,5	508	0,85	0,24	0,30	0,5	0,4	1,20	4

odběr IV. Společná trasa LBD20BR010 - zvoleno 711x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	225	0,2	P235GH - svařované	150,0	106,7	---	106,7	711	0,85	0,78	0,98	0,5	0,4	1,88	4
Zima max, odběrový	195	0,1	P235GH - svařované	150,0	114,5	---	114,5	711	0,85	0,37	0,46	0,5	0,4	1,36	4
200MW tw1=32°C	0	0,2	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	711	0,85	0,56	0,70	0,5	0,4	1,60	4
160MW	230	0,2	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	711	0,85	0,79	0,99	0,5	0,4	1,89	4
100MW	230	0,1	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	711	0,85	0,40	0,50	0,5	0,4	1,40	4
160MWe + 80MWt	230	0,2	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	711	0,85	0,79	0,99	0,5	0,4	1,89	4
100MWe + 80MWt	305	0,3	P235GH - svařované	150,0	87,2	---	87,2	711	0,85	1,44	1,79	0,5	0,4	2,69	4
VTO A TBN vypnuté	235	0,3	P235GH - svařované	150,0	104,0	---	104,0	711	0,85	1,20	1,51	0,5	0,4	2,41	4
odběr IV. Trasy z ST dílu LBD20BR011 a LBD20BR012 - zvoleno 508x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	225	0,2	P235GH - svařované	150,0	106,7	---	106,7	508	0,85	0,56	0,70	0,5	0,4	1,60	4
Zima max, odběrový	195	0,1	P235GH - svařované	150,0	114,5	---	114,5	508	0,85	0,26	0,33	0,5	0,4	1,23	4
200MW tw1=32°C	0	0,2	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	508	0,85	0,40	0,50	0,5	0,4	1,40	4
160MW	230	0,2	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	508	0,85	0,57	0,71	0,5	0,4	1,61	4
100MW	230	0,1	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	508	0,85	0,28	0,35	0,5	0,4	1,25	4
160MWe + 80MWt	230	0,2	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	508	0,85	0,57	0,71	0,5	0,4	1,61	4
100MWe + 80MWt	305	0,3	P235GH - svařované	150,0	87,2	---	87,2	508	0,85	1,03	1,28	0,5	0,4	2,18	4
VTO A TBN vypnuté	235	0,3	P235GH - svařované	150,0	104,0	---	104,0	508	0,85	0,86	1,08	0,5	0,4	1,98	4

odběr IV. Trasa do NTO4 LBS40BR010 - zvoleno 406,4x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	225	0,2	P235GH - svařované	150,0	106,7	---	106,7	406	0,85	0,45	0,56	0,5	0,4	1,46	4
Zima max, odběrový	195	0,1	P235GH - svařované	150,0	114,5	---	114,5	406	0,85	0,21	0,26	0,5	0,4	1,16	4
200MW tw1=32°C	0	0,2	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	406	0,85	0,32	0,40	0,5	0,4	1,30	4
160MW	230	0,2	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	406	0,85	0,45	0,57	0,5	0,4	1,47	4
100MW	230	0,1	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	406	0,85	0,23	0,28	0,5	0,4	1,18	4
160MWe + 80MWt	230	0,2	P235GH - svařované	150,0	105,3	---	105,3	406	0,85	0,45	0,57	0,5	0,4	1,47	4
100MWe + 80MWt	305	0,3	P235GH - svařované	150,0	87,2	---	87,2	406	0,85	0,82	1,03	0,5	0,4	1,93	4
VTO A TBN vypnuté	235	0,3	P235GH - svařované	150,0	104,0	---	104,0	406	0,85	0,69	0,86	0,5	0,4	1,76	4
odběr V. Společná trasa LBD30BR010 - zvoleno 610x4															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	295	0,5	P235GH - svařované	150,0	89,2	---	89,2	610	0,85	2,00	2,51	0,5	0,4	3,41	4
Zima max, odběrový	280	0,4	P235GH - svařované	150,0	92,8	---	92,8	610	0,85	1,54	1,93	0,5	0,4	2,83	4
200MW tw1=32°C	0	0,5	P235GH - svařované	150,0	---	---	150,0	610	0,85	1,19	1,49	0,5	0,4	2,39	4
160MW	300	0,4	P235GH - svařované	150,0	88,0	---	88,0	610	0,85	1,63	2,03	0,5	0,4	2,93	4
100MW	300	0,2	P235GH - svařované	150,0	88,0	---	88,0	610	0,85	0,81	1,02	0,5	0,4	1,92	4
160MWe + 80MWt	290	0,4	P235GH - svařované	150,0	90,4	---	90,4	610	0,85	1,58	1,98	0,5	0,4	2,88	4
100MWe + 80MWt	325	0,4	P235GH - svařované	150,0	84,0	---	84,0	610	0,85	1,70	2,13	0,5	0,4	3,03	4
VTO A TBN vypnuté	305	0,6	P235GH - svařované	150,0	87,2	---	87,2	610	0,85	2,46	3,07	0,5	0,4	3,97	4

odběr V.do NTO5 LBS50BR010 -zvoleno 355,6x8															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	295	0,4	P235GH - bezešvé	150,0	89,2	---	89,2	356	1	0,80	0,99	0,5	1,6	3,09	<b>8</b>
Zima max, odběrový	280	0,4	P235GH - bezešvé	150,0	92,8	---	92,8	356	1	0,76	0,96	0,5	1,6	3,06	<b>8</b>
200MW tw1=32°C	0	0,4	P235GH - bezešvé	150,0	---	---	150,0	356	1	0,47	0,59	0,5	1,6	2,69	<b>8</b>
160MW	300	0,3	P235GH - bezešvé	150,0	88,0	---	88,0	356	1	0,61	0,76	0,5	1,6	2,86	<b>8</b>
100MW	300	0,2	P235GH - bezešvé	150,0	88,0	---	88,0	356	1	0,40	0,50	0,5	1,6	2,60	<b>8</b>
160MWe + 80MWt	290	0,3	P235GH - bezešvé	150,0	90,4	---	90,4	356	1	0,59	0,74	0,5	1,6	2,84	<b>8</b>
100MWe + 80MWt	325	0,3	P235GH - bezešvé	150,0	84,0	---	84,0	356	1	0,63	0,79	0,5	1,6	2,89	<b>8</b>
VTO A TBN vypnuté	305	0,6	P235GH - bezešvé	150,0	87,2	---	87,2	356	1	1,22	1,52	0,5	1,6	3,62	<b>8</b>
odběr VI. Trasa do NN LBS60BR020 -zvoleno 273x6,3															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm /2,4	Rp02/1,5	SRTt/1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	365	0,7	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	78,4	---	78,4	273	1	1,21	1,52	0,5	1,26	3,28	<b>6,3</b>
Zima max, odběrový	360	0,7	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	78,9	---	78,9	273	1	1,21	1,51	0,5	1,26	3,27	<b>6,3</b>
200MW tw1=32°C	0	0,8	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	---	---	150,0	273	1	0,73	0,91	0,5	1,26	2,67	<b>6,3</b>
160MW	370	0,6	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	77,9	---	77,9	273	1	1,05	1,31	0,5	1,26	3,07	<b>6,3</b>
100MW	370	0,4	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	77,9	---	77,9	273	1	0,70	0,87	0,5	1,26	2,63	<b>6,3</b>
160MWe + 80MWt	365	0,6	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	78,4	---	78,4	273	1	1,04	1,30	0,5	1,26	3,06	<b>6,3</b>
100MWe + 80MWt	375	0,5	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	77,3	---	77,3	273	1	0,88	1,10	0,5	1,26	2,86	<b>6,3</b>
VTO A TBN vypnuté	375	1	<b>P235GH - bezešvé</b>	150,0	77,3	---	77,3	273	1	1,75	2,19	0,5	1,26	3,95	<b>6,3</b>

odběr VI. Společná trasa LBS60BR010-zvoleno 355,6x6,3															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm/ 2,4	Rp02/ 1,5	SRTt/ 1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	365	0,8	P235GH - bežešvé	150,0	78,4	---	78,4	356	1	1,81	2,26	0,5	1,26	4,02	6,3
Zima max, odběrový	360	0,8	P235GH - bežešvé	150,0	78,9	---	78,9	356	1	1,79	2,24	0,5	1,26	4,00	6,3
200MW tw1=32°C	0	0,9	P235GH - bežešvé	150,0	---	---	150,0	356	1	1,06	1,33	0,5	1,26	3,09	6,3
160MW	370	0,9	P235GH - bežešvé	150,0	77,9	---	77,9	356	1	2,04	2,55	0,5	1,26	4,31	6,3
100MW	370	0,4	P235GH - bežešvé	150,0	77,9	---	77,9	356	1	0,91	1,14	0,5	1,26	2,90	6,3
160MWe + 80MWt	365	0,7	P235GH - bežešvé	150,0	78,4	---	78,4	356	1	1,58	1,98	0,5	1,26	3,74	6,3
100MWe + 80MWt	380	0,6	P235GH - bežešvé	150,0	76,8	---	76,8	356	1	1,38	1,73	0,5	1,26	3,49	6,3
VTO A TBN vypnuté	375	1,1	P235GH - bežešvé	150,0	77,3	---	77,3	356	1	2,51	3,14	0,5	1,26	4,90	6,3
odběr VII. LBQ70BR010 -zvoleno 273x6,3															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm/ 2,4	Rp02/ 1,5	SRTt/ 1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	480	1,8	16Mo3 - bežešvé	187,5	98,4	103,2	98,4	273	1	2,47	3,09	0,5	1,26	4,85	6,3
Zima max, odběrový	480	1,8	16Mo3 - bežešvé	187,5	98,4	103,2	98,4	273	1	2,47	3,09	0,5	1,26	4,85	6,3
200MW tw1=32°C	0	1,9	16Mo3 - bežešvé	187,5	---	---	187,5	273	1	1,38	1,72	0,5	1,26	3,48	6,3
160MW	485	1,5	16Mo3 - bežešvé	187,5	98,1	93,6	93,6	273	1	2,17	2,71	0,5	1,26	4,47	6,3
100MW	470	0,9	16Mo3 - bežešvé	187,5	98,9	---	98,9	273	1	1,24	1,55	0,5	1,26	3,31	6,3
160MWe + 80MWt	480	1,6	16Mo3 - bežešvé	187,5	98,4	103,2	98,4	273	1	2,20	2,75	0,5	1,26	4,51	6,3
100MWe + 80MWt	480	1,2	16Mo3 - bežešvé	187,5	98,4	103,2	98,4	273	1	1,65	2,07	0,5	1,26	3,83	6,3
VTO A TBN vypnuté	0	0,15	16Mo3 - bežešvé	187,5	---	---	187,5	273	1	0,11	0,14	0,5	1,26	1,90	6,3

odběr VIII. LBQ80BR010 - zvoleno 168,3x7,1															
Provoz	tc [°C]	pc [Mpa] (g)	Materiál	Rm/ 2,4	Rp02/ 1,5	SRTt/ 1,25	f	Do	z	e	e_int	c0	c1	e+c0+c1	Zvoleno e [mm]
200MW	355	4,1	P235GH - bezešvé	150,0	79,5	---	79,5	168	1	4,23	5,29	0,5	0,89	6,68	7,1
Zima max, odběrový	355	4	P235GH - bezešvé	150,0	79,5	---	79,5	168	1	4,13	5,16	0,5	0,89	6,55	7,1
200MW tw1=32°C	0	4,2	P235GH - bezešvé	150,0	---	---	150,0	168	1	2,32	2,90	0,5	0,89	4,29	7,1
160MW	360	3,2	P235GH - bezešvé	150,0	78,9	---	78,9	168	1	3,34	4,18	0,5	0,89	5,57	7,1
100MW	365	2	P235GH - bezešvé	150,0	78,4	---	78,4	168	1	2,12	2,65	0,5	0,89	4,04	7,1
160MWe + 80MWt	360	3,6	P235GH - bezešvé	150,0	78,9	---	78,9	168	1	3,75	4,69	0,5	0,89	6,08	7,1
100MWe + 80MWt	365	2,5	P235GH - bezešvé	150,0	78,4	---	78,4	168	1	2,64	3,30	0,5	0,89	4,69	7,1
VTO A TBN vypnuté	0	0,15	P235GH - bezešvé	150,0	---	---	150,0	168	1	0,08	0,11	0,5	0,89	1,49	7,1

## **PŘÍLOHA C**

### **Kontrola rychlosti proudění v regeneračních odběrech**

Kontrola rychlosti proudění v jednotlivých regeneračních odběrech byla provedena pomocí rovnice 5.5. V žádném úseku s odběrovou klapkou není podkročena rychlost 10m/s. Výsledné rychlosti nepřekračují doporučené rozmezí, není tedy třeba opakovat volbu DN.

$$w = \frac{4 \cdot m \cdot v}{\pi \cdot \left(\frac{D_i}{1000}\right)^2} \quad (5.5)$$

kde:  $D_i$  je vnitřní průměr [mm],  
 $m$  je hmotnostní průtok potrubím [kg/s],  
 $v$  je měrný objem páry [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ],  
 $w$  je lineární rychlost proudění [m/s].

<b>odběr I společná trasa LBS10BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie [kJ/kg]	měrný objem [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]	průtok [kg/s]	$D_i$ [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	0,15942	2513,6	9,11595	3,3492	906	<b>47,36</b>
Zima max, odběrový	0,10734	2473,4	13,07587	2,3545	906	<b>47,76</b>
200MW $tw_1=32^\circ\text{C}$	0	0	0,00000	0	906	<b>0,00</b>
160MW	0,13102	2521,1	11,03299	2,3476	906	<b>40,18</b>
100MW	0,088221	2525,2	16,13280	1,0179	906	<b>25,47</b>
160MWe + 80MWt	0,093085	2504,7	15,19138	1,6799	906	<b>39,59</b>
100MWe + 80MWt	0,061669	2595,9	24,25162	0,47159	906	<b>17,74</b>
VTO A TBN vypnuté	0,21099	2523	7,00197	1,8357	906	<b>19,94</b>
<b>odběr I. Trasy z NT dílu LBS11BR010 a LBS12BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie [kJ/kg]	měrný objem [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]	průtok [kg/s]	$D_i$ [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	0,15942	2513,6	9,11595	1,6746	602	<b>53,63</b>
Zima max, odběrový	0,10734	2473,4	13,07587	1,17725	602	<b>54,08</b>
200MW $tw_1=32^\circ\text{C}$	0	0	0,00000	0	602	<b>0,00</b>
160MW	0,13102	2521,1	11,03299	1,1738	602	<b>45,50</b>
100MW	0,088221	2525,2	16,13280	0,50895	602	<b>28,85</b>
160MWe + 80MWt	0,093085	2504,7	15,19138	0,83995	602	<b>44,83</b>
100MWe + 80MWt	0,061669	2595,9	24,25162	0,235795	602	<b>20,09</b>
VTO A TBN vypnuté	0,21099	2523	7,00197	0,91785	602	<b>22,58</b>



<b>odběr II. LBS20BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	0,44389	2743,2	4,18082	4,6234	703	<b>49,80</b>
Zima max, odběrový	0,29864	2754,4	6,30386	2,9805	703	<b>48,41</b>
200MW tw1=32°C	0,45269	2720,5	3,97864	5,7408	703	<b>58,84</b>
160MW	0,35575	2759,6	5,32736	3,4491	703	<b>47,34</b>
100MW	0,23917	2769,5	8,02325	2,0683	703	<b>42,75</b>
160MWe + 80MWt	0,25726	2811,8	7,85451	2,3785	703	<b>48,13</b>
100MWe + 80MWt	0,17499	2986,9	13,91920	1,3304	703	<b>47,71</b>
VTO A TBN vypnuté	0,57563	2759,2	3,29127	5,7606	703	<b>48,85</b>
<b>odběr III. LBS30BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	1,1218	2765,9	1,70377	4,7873	500	<b>41,54</b>
Zima max, odběrový	0,73561	2698,8	2,37864	3,0233	500	<b>36,63</b>
200MW tw1=32°C	1,1535	2762,3	1,64952	5,0785	500	<b>42,66</b>
160MW	0,91923	2775,7	2,10451	3,7869	500	<b>40,59</b>
100MW	0,61463	2780,4	3,16535	2,2877	500	<b>36,88</b>
160MWe + 80MWt	0,64642	2750,1	2,89716	2,4928	500	<b>36,78</b>
100MWe + 80MWt	1,3801	2889,5	1,59814	1,3801	500	<b>11,23</b>
VTO A TBN vypnuté	1,4503	2775,7	1,33421	6,0112	500	<b>40,85</b>
<b>odběr IV. Společná trasa LBD20BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	2,5276	2908	0,88969	5,2516	703	<b>12,04</b>
Zima max, odběrový	1,8855	2853,1	1,12393	16,816	703	<b>48,69</b>
200MW tw1=32°C	2,6028	2904	0,86034	5,5606	703	<b>12,33</b>
160MW	2,0672	2918,2	1,09958	3,9785	703	<b>11,27</b>
100MW	1,3753	2921,7	1,65905	2,3304	703	<b>9,96</b>
160MWe + 80MWt	2,2055	2911,8	1,02376	20,929	703	<b>55,20</b>
100MWe + 80MWt	3,0008	3060,7	0,86824	27,913	703	<b>62,44</b>
VTO A TBN vypnuté	3,2632	2919,3	0,69717	6,7424	703	<b>12,11</b>

<b>odběr IV. Trasy z ST dílu LBD20BR011 a LBD20BR012</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	2,5276	2908	0,88969	2,6258	500	<b>11,90</b>
Zima max, odběrový	1,8855	2853,1	1,12393	8,408	500	<b>48,13</b>
200MW tw1=32°C	2,6028	2904	0,86034	2,7803	500	<b>12,18</b>
160MW	2,0672	2918,2	1,09958	1,98925	500	<b>11,14</b>
100MW	1,3753	2921,7	1,65905	1,1652	500	<b>9,85</b>
160MWe + 80MWt	2,2055	2911,8	1,02376	10,4645	500	<b>54,56</b>
100MWe + 80MWt	3,0008	3060,7	0,86824	13,9565	500	<b>61,71</b>
VTO A TBN vypnuté	3,2632	2919,3	0,69717	3,3712	500	<b>11,97</b>
<b>odběr IV. Trasa do NTO4 LBS40BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	2,4139	2908	0,93162	5,2516	398,4	<b>39,25</b>
Zima max, odběrový	1,8855	2853,1	1,12393	5,3924	398,4	<b>48,62</b>
200MW tw1=32°C	2,4857	2904	0,90090	5,5606	398,4	<b>40,19</b>
160MW	1,9742	2918,2	1,15141	3,9785	398,4	<b>36,75</b>
100MW	1,3134	2921,7	1,73727	2,3304	398,4	<b>32,48</b>
160MWe + 80MWt	2,1063	2911,8	1,07200	6,1726	398,4	<b>53,08</b>
100MWe + 80MWt	2,8658	3060,7	0,90917	6,6958	398,4	<b>48,83</b>
VTO A TBN vypnuté	3,1164	2919,3	0,73004	6,7424	398,4	<b>39,48</b>
<b>odběr V. Společná trasa LBD30BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	4,7072	3041,5	0,54378	4,8651	602	<b>9,29</b>
Zima max, odběrový	3,9862	3005,7	0,62138	17,094	602	<b>37,32</b>
200MW tw1=32°C	4,8524	3037,2	0,52543	5,1473	602	<b>9,50</b>
160MW	3,8378	3051,6	0,67323	3,6845	602	<b>8,71</b>
100MW	2,541	3053,7	1,01910	2,1606	602	<b>7,74</b>
160MWe + 80MWt	3,8349	3029,3	0,66025	12,996	602	<b>30,15</b>
100MWe + 80MWt	3,8204	3103,4	0,70762	6,9568	602	<b>17,30</b>
VTO A TBN vypnuté	5,9755	3052	0,43229	6,0671	602	<b>9,21</b>

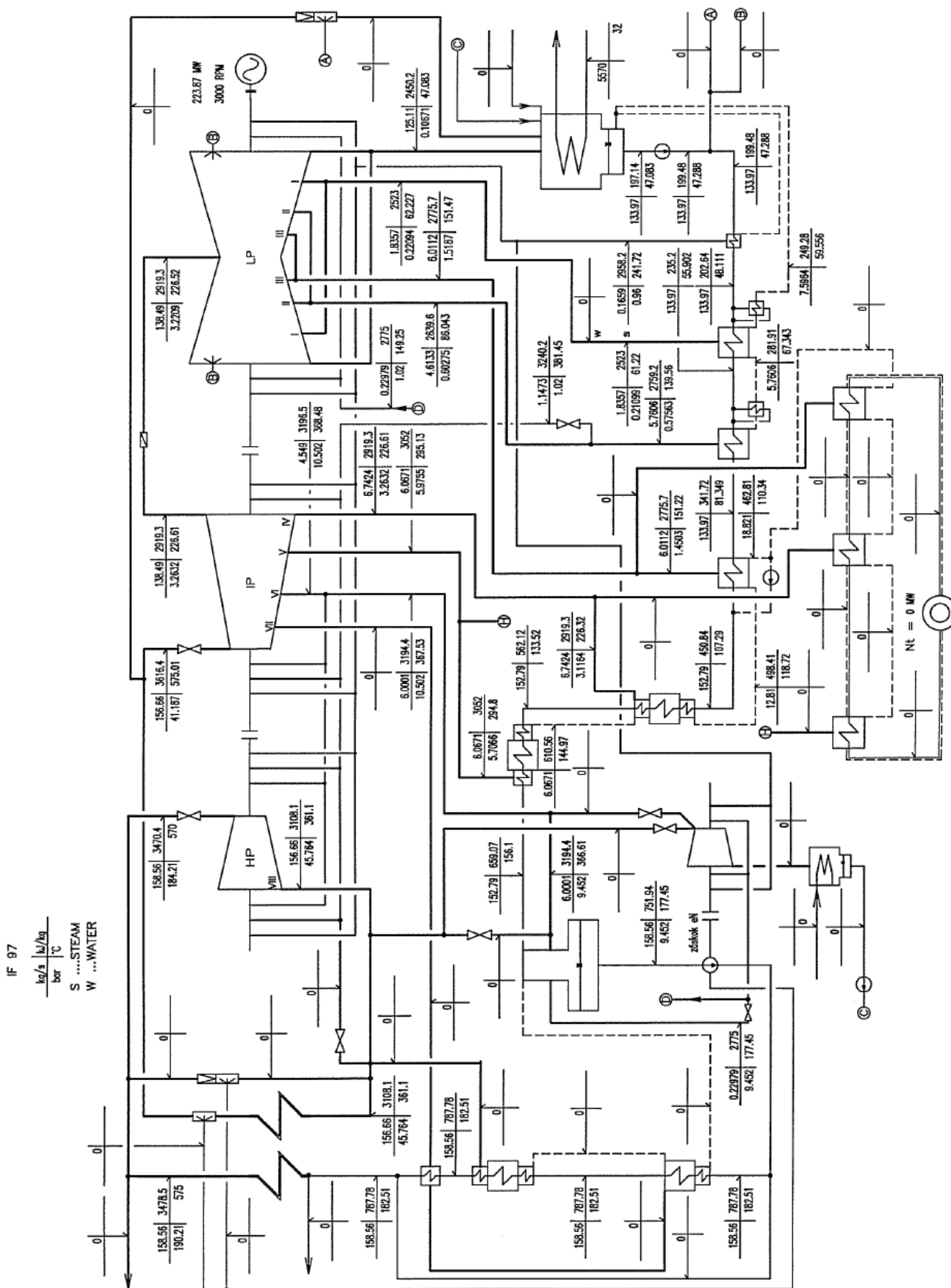
<b>odběr V.do NTO5 LBS50BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m3/kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	4,4953	3041,5	0,56945	4,8851	339,6	<b>30,71</b>
Zima max, odběrový	3,8068	3005,7	0,65069	5,504	339,6	<b>39,54</b>
200MW tw1=32°C	4,6341	3037,2	0,55022	5,1473	339,6	<b>31,27</b>
160MW	3,6651	3051,6	0,70499	3,6845	339,6	<b>28,68</b>
100MW	2,4267	3053,7	1,06713	2,1606	339,6	<b>25,45</b>
160MWe + 80MWt	3,6623	3029,3	0,69140	3,6734	339,6	<b>28,04</b>
100MWe + 80MWt	3,6485	3103,4	0,74099	1,2541	339,6	<b>10,26</b>
VTO A TBN vypnuté	5,7066	3052	0,45270	6,0671	339,6	<b>30,32</b>
<b>odběr VI. Trasa do NN LBS60BR020</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m3/kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	7,2555	3174,4	0,39469	3,7428	260,4	<b>27,74</b>
Zima max, odběrový	6,9183	3164,5	0,41070	4,5822	260,4	<b>35,34</b>
200MW tw1=32°C	7,487	3169,9	0,38110	3,8936	260,4	<b>27,86</b>
160MW	5,8974	3185,8	0,49013	2,9001	260,4	<b>26,69</b>
100MW	3,8868	3194,1	0,74885	1,823	260,4	<b>25,63</b>
160MWe + 80MWt	6,2696	3176,5	0,45762	3,5959	260,4	<b>30,90</b>
100MWe + 80MWt	5,112	3204,2	0,57371	1,6582	260,4	<b>17,86</b>
VTO A TBN vypnuté	9,452	3194,4	0,30765	6,0001	260,4	<b>34,66</b>
<b>odběr VI. Společná trasa LBS60BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m3/kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	8,0616	3174,4	0,35516	11,345	343	<b>43,61</b>
Zima max, odběrový	7,687	3163,6	0,36930	10,795	343	<b>43,14</b>
200MW tw1=32°C	8,3189	3169,9	0,34293	13,388	343	<b>49,69</b>
160MW	8,295	3185,8	0,34828	8,295	343	<b>31,27</b>
100MW	4,3187	3194,1	0,67390	1,823	343	<b>13,30</b>
160MWe + 80MWt	6,9662	3176,5	0,41180	9,8439	343	<b>43,87</b>
100MWe + 80MWt	5,6799	3204,2	0,51628	5,3562	343	<b>29,93</b>
VTO A TBN vypnuté	10,502	3194,4	0,27683	6,0001	343	<b>17,98</b>

<b>odběr VII. LBQ70BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	17,209	3404,5	0,19611	8,464	260,4	<b>31,17</b>
Zima max, odběrový	17,025	3402,2	0,19794	8,8049	260,4	<b>32,73</b>
200MW tw1=32°C	17,964	3402,7	0,18763	8,9078	260,4	<b>31,38</b>
160MW	13,864	3412	0,24472	6,5047	260,4	<b>29,89</b>
100MW	8,6879	3395,7	0,38664	3,6966	260,4	<b>26,84</b>
160MWe + 80MWt	15,102	3408,1	0,22406	7,447	260,4	<b>31,33</b>
100MWe + 80MWt	11,144	3408,6	0,30388	4,5497	260,4	<b>25,96</b>
VTO A TBN vypnuté	0	0	0,00000	0	260,4	<b>0,00</b>
<b>odběr VIII. LBQ80BR010</b>						
Provoz	tlak [bar(a)]	entalpie[kJ/kg]	měrný objem [m <sup>3</sup> /kg]	průtok [kg/s]	Di [mm]	Rychlost [m/s]
200MW	37,428	3091,6	0,07097	13,221	154,1	<b>50,31</b>
Zima max, odběrový	37,312	3090,9	0,07115	13,314	154,1	<b>50,79</b>
200MW tw1=32°C	39,151	3085,7	0,06748	14,162	154,1	<b>51,24</b>
160MW	30,037	3118,3	0,09061	9,4984	154,1	<b>46,15</b>
100MW	18,731	3146,9	0,14916	5,0231	154,1	<b>40,17</b>
160MWe + 80MWt	32,915	3108	0,08192	10,955	154,1	<b>48,12</b>
100MWe + 80MWt	23,677	3142,9	0,11749	6,5717	154,1	<b>41,40</b>
VTO A TBN vypnuté	0	0	0,00000	0	154,1	<b>0,00</b>

## **PŘÍLOHA D**

**Výchozí tepelné bilanční schéma (HBD)**





## **PŘÍLOHA E**

**Funkce pro výpočet součinitele tření rovného úseku  
potrubí**





## Popis proměnných:

- RE je Reynoldsovo číslo
- Epsilon je poměrná drsnost potrubí
- Re\_lim1 je limitní Reynoldsovo číslo pro konec hydraulicky hladké oblasti
- Coolebrook\_white je součinitel tření dle Coolebrook Whittova vztahu
- Pom je pomocná proměnná pro iterace

## Zápis funkce:

Function Lambda(RE, epsilon)

Dim Coolebrook\_white As Double

Dim Re\_lim1 As Double

Dim pom As Double

'limitní RE pro konec hydraulicky hladké oblasti

Re\_lim1 = 15 / epsilon

'iterování coolebrook-whitova vztahu

Coolebrook\_white = 0.01

For i = 1 To 30

'VBA má problém s dekadickým logaritmem, proto se to počítá jako přirozený a dělí log(10).

'Na základě vztahu  $\log_{10}(X) = \ln(x) / \ln(10)$

$pom = (-2 * \log((2.51 / (RE * Coolebrook\_white^{0.5})) + epsilon / 3.7) / \log(10))^{-2}$

Coolebrook\_white = pom

Next i

'Rozhodování o výsledné hodnotě funkce

If RE <= 2300 Then

    Lambda = 64 / RE

Elseif RE < 2818 Then

    Lambda = 0.028 \* ((RE / 2300) ^ 2.667)

Elseif RE < Re\_lim1 Then

    Lambda = (1.8 \* (Log(RE) / Log(10)) - 1.64) ^ -2

Else

    Lambda = Coolebrook\_white

End If

End Function

## **PŘÍLOHA F**

**Funkce pro výpočet tlakové ztráty potrubního úseku při proměnných parametrech pracovní látky**

**Zápis funkce:**

Function stlacitelne\_pr(vstup As Range)

Dim pole\_vstup As Variant

Dim pole\_vystup(11, 0) As Variant

Dim g As Double

Dim m As Double

Dim L As Double

Dim dx As Double

Dim Di As Double

Dim dr As Double

Dim h\_in As Double

Dim z As Double

Dim p\_in As Double

Dim ws As Double

Dim ros As Double

Dim nys As Double

Dim ps As Double

Dim alfa As Double

Dim epsilon As Double

Dim lam As Double

Dim i As Integer

Dim j As Integer

Dim dz As Double

Dim pocet\_kroku As Integer

pocet\_kroku = 100

ReDim dp\_t(pocet\_kroku) As Double

ReDim dp\_h(pocet\_kroku) As Double

ReDim dp\_a(pocet\_kroku) As Double

ReDim p(pocet\_kroku) As Double

ReDim hc(pocet\_kroku) As Double

ReDim ny(pocet\_kroku) As Double

ReDim ro(pocet\_kroku) As Double

ReDim w(pocet\_kroku) As Double

ReDim H(pocet\_kroku) As Double

ReDim Re(pocet\_kroku) As Double

pole\_vstup = vstup.Value2

g = 9.80665

m = pole\_vstup(1, 1)

p\_in = pole\_vstup(2, 1)

h\_in = pole\_vstup(3, 1)

Di = pole\_vstup(4, 1)

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

```
L = pole_vstup(5, 1)
dr = pole_vstup(6, 1)
z = pole_vstup(7, 1)
```

```
dx = L / pocet_kroku
dz = z / pocet_kroku
alfa = WorksheetFunction.Asin(z / L)
alfa_deg = alfa * 180 / WorksheetFunction.Pi
epsilon = dr / Di
```

### 'pocetecni rozlozeni hodnot na pozici 0

```
p(0) = p_in
H(0) = h_in
ro(0) = 1 / v_ph(p(0), H(0))
w(0) = (m / ro(0)) / (WorksheetFunction.Pi * 0.25 * (Di * 0.001) ^ 2)
hc(0) = (H(0) * 1000 + 0.5 * w(0) ^ 2) / 1000
If H(0) < h_px(p(0), 1) Then
    ny(0) = my_ph(p(0), h_px(p(0), 1)) / ro(0)
Else
    ny(0) = my_ph(p(0), H(0)) / ro(0)
End If
Re(0) = w(0) * Di * 0.001 / ny(0)
```

```
pole_vystup(0, 0) = w(0)
pole_vystup(1, 0) = ro(0)
pole_vystup(2, 0) = hc(0)
```

### 'urceni parametru na vystupu elementarniho useku

For i = 1 To pocet\_kroku

```
p(i) = p(i - 1)
H(i) = H(i - 1)
ro(i) = ro(i - 1)
w(i) = w(i - 1)
hc(i) = hc(i - 1)
ny(i) = ny(i - 1)
Re(i) = Re(i - 1)
```

```
j = 0
For j = 0 To 5
```

### 'urceni strednich parametru z predchoziho kroku

```
ps = (p(i - 1) + p(i)) / 2
Hs = (H(i - 1) + H(i)) / 2
ros = (ro(i - 1) + ro(i)) / 2
ws = (w(i - 1) + w(i)) / 2
```

```
If Hs < h_px(ps, 1) Then
```

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

```

    nys = my_ph(ps, h_px(ps, 1)) / ros
    Else
    nys = my_ph(ps, Hs) / ros
End If

Res = ws * Di * 0.001 / nys
'tlakova ztrata trenim
lam = Lambda(Res, epsilon)
dp_t(i) = 0.5 * ros * ws * ws * lam * dx / (Di * 0.001)
'tlakova ztrata rozdilem vysky
dp_h(i) = ros * g * Sin(alfa) * dx
'tlakova ztrata urychlenim proudu
dp_a(i) = ro(i - 1) * w(i - 1) * (w(i) - w(i - 1))

'urceni parametru navystupu z elementu
p(i) = (p(i - 1) * 100000# - dp_t(i) - dp_h(i) - dp_a(i)) / 100000#
hc(i) = (hc(i - 1) * 1000# - g * Sin(alfa) * dx) / 1000#
H(i) = (hc(i) * 1000# - 0.5 * w(i) ^ 2) / 1000#
ro(i) = 1 / v_ph(p(i), H(i))

If H(i) < h_px(p(i), 1) Then
    ny(i) = my_ph(p(i), h_px(p(i), 1)) / ro(i)
    Else
    ny(i) = my_ph(p(i), H(i)) / ro(i)
End If

w(i) = (m / ro(i)) / (WorksheetFunction.Pi * 0.25 * (Di * 0.001) ^ 2)
Re(i) = w(i) * Di * 0.001 / ny(i)
Next j
Next i
i = 4
For i = 1 To pocet_kroku
pole_vystup(3, 0) = pole_vystup(3, 0) + dp_t(i)
pole_vystup(4, 0) = pole_vystup(4, 0) + dp_h(i)
pole_vystup(5, 0) = pole_vystup(5, 0) + dp_a(i)
Next i
pole_vystup(6, 0) = pole_vystup(3, 0) + pole_vystup(4, 0) + pole_vystup(5, 0)
pole_vystup(7, 0) = w(pocet_kroku)
pole_vystup(8, 0) = ro(pocet_kroku)
pole_vystup(9, 0) = hc(pocet_kroku)
pole_vystup(10, 0) = H(pocet_kroku)
pole_vystup(11, 0) = p(pocet_kroku)

stlacitelne_pr = pole_vystup
End Function

```

## **PŘÍLOHA G**

**Funkce pro výpočet tlakové ztráty potrubního úseku při proměnných parametrech pracovní látky a dvoufázovém proudění**

## Zápis funkce:

Function stlacitelne\_dvoufazove(vstup As Range)

```
Dim pole_vstup As Variant      'vstupni udaje-VEKTOR
Dim pole_vystup(17, 0) As Variant 'vystupni udaje-VEKTOR
Dim g As Double                'gravitacni zrychleni
Dim m As Double                'hmotnostni prtok
Dim L As Double                'delka potrubí
Dim dx As Double               'delkovy krok
Dim Di As Double               'vnitri prumer
Dim dr As Double               'drsnost potrubí
Dim h_in As Double             'vstupni entalpie
Dim z As Double                'zmena vysky
Dim p_in As Double             'vstupni tlak
Dim ws As Double               'stredni rychlost v elementarnim useku
Dim ros As Double              'stredni hustota v elementarnim useku
Dim ps As Double               'stredni tlak v elementarnim useku
Dim alfa As Double             'uhel potrubí
Dim epsilon As Double          'pomerna drsnost
Dim i As Integer               'pomocna promenna
Dim j As Integer               'pomocna promenna
Dim eps1 As Double             'objemovy podil plynu na vstupu
Dim eps2 As Double             'objemovy podil plz=ynu na vystupu
Dim s As Double                'faktor skluzu
Dim prurez As Double           'prurez
Dim REL As Double              'Reynoldsovo cislo kapaliny o prutoku=m
Dim reg As Double              'Reynoldsovo cislo plynu o prutoku=m
Dim myg As Double              'dynamicka vazkost plynu
Dim myl As Double              'dynamicka vazkost kapaliny
Dim xs As Double               'stredni hmotnostni podil plynne faze
Dim f As Double                'Friedelova konst.1
Dim hh As Double               'Friedelova konst.2
Dim ee As Double               'Friedelova konst.3
Dim lamg As Double             'souc. treni pro plyn
Dim laml As Double             'souc treni pro kapalinu
Dim Fr As Double               'Freudeho cislo
Dim We As Double               'Weberovo cislo
Dim dz As Double               'vyskove krok
Dim pocet_kroku As Integer     'pocet elementarnich useku
Dim Wll As Double              'rychlost kapaliny pri ml=m
Dim wgg As Double              'rychlost plynu pri mg=m
Dim alfa_deg As Double         'sklon potrubí ve stupnich
Dim hs As Double               'stredni entalpie
Dim rogs As Double             'stredni hustota plynu
```



Dim rols As Double 'stredni hustota kapaliny  
 Dim DPL As Double 'tlakova ztrata kapaliny  
 Dim FiL As Double 'dvoufazovy soucinitel  
 Dim DH\_A As Double 'zmena entalpie urychlenim  
 Dim DH\_H As Double 'zmena entalpie od vysky

pocet\_kroku = 200

ReDim dp\_t(pocet\_kroku) As Double 'tlakova ztrata treci -VEKTOR  
 ReDim dp\_h(pocet\_kroku) As Double 'tlakova ztrata vyskou -VEKTOR  
 ReDim dp\_a(pocet\_kroku) As Double 'tlakova ztrata urychlenim -VEKTOR  
 ReDim p(pocet\_kroku) As Double 'tlak -VEKTOR  
 ReDim ro(pocet\_kroku) As Double 'hustota smesi -VEKTOR  
 ReDim rol(pocet\_kroku) As Double 'hustota kapaliny -VEKTOR  
 ReDim rog(pocet\_kroku) As Double 'hustota plynu -VEKTOR  
 ReDim wl(pocet\_kroku) As Double 'stredni rychlost smesi -VEKTOR  
 ReDim wg(pocet\_kroku) As Double 'stredni rychlost plynu -VEKTOR  
 ReDim h(pocet\_kroku) As Double 'entalpie smesi -VEKTOR  
 ReDim x(pocet\_kroku) As Double 'hmotnostni podil plynu -VEKTOR  
 ReDim eps(pocet\_kroku) As Double 'objemovy podil plynu -VEKTOR

pole\_vstup = vstup.Value2

g = 9.80665

m = pole\_vstup(1, 1)

p\_in = pole\_vstup(2, 1)

h\_in = pole\_vstup(3, 1)

Di = pole\_vstup(4, 1)

L = pole\_vstup(5, 1)

dr = pole\_vstup(6, 1)

z = pole\_vstup(7, 1)

dx = L / pocet\_kroku

dz = z / pocet\_kroku

alfa = WorksheetFunction.Asin(z / L)

alfa\_deg = alfa \* 180 / WorksheetFunction.Pi

epsilon = dr / Di

prurez = (WorksheetFunction.Pi \* 0.25 \* (Di \* 0.001) ^ 2)

'pocetecni rozlozeni hodnot na pozici 0

p(0) = p\_in

h(0) = h\_in

x(0) = (h(0) - h\_px(p(0), 0)) / ((h\_px(p(0), 1) - h\_px(p(0), 0)))

rol(0) = 1 / v\_ph(p(0), h\_px(p(0), 0))

rog(0) = 1 / v\_ph(p(0), h\_px(p(0), 1))

s = (1 - x(0) \* (1 - (rol(0) / rog(0)))) ^ 0.5

eps(0) = 1 / (1 + ((1 - x(0)) / x(0)) \* s \* rog(0) / rol(0))

ro(0) = rog(0) \* eps(0) + rol(0) \* (1 - eps(0))

Katedra energetických strojů a zařízení

Jan Sova

$$wl(0) = (m * (1 - x(0)) / (rol(0) * prurez * (1 - eps(0))))$$

$$wg(0) = (m * (x(0)) / (rog(0) * prurez * (eps(0))))$$

### 'urceni parametru na vystupu elementarniho useku

For i = 1 To pocet\_kroku

$$p(i) = p(i - 1)$$

$$h(i) = h(i - 1)$$

$$x(i) = x(i - 1)$$

$$rol(i) = rol(i - 1)$$

$$rog(i) = rog(i - 1)$$

$$eps(i) = eps(i - 1)$$

$$ro(i) = ro(i - 1)$$

$$wl(i) = wl(i - 1)$$

$$wg(i) = wg(i - 1)$$

$$j = 0$$

For j = 0 To 7

### 'urceni strednich parametru z predchoziho kroku

$$ps = (p(i - 1) + p(i)) / 2$$

$$hs = (h(i - 1) + h(i)) / 2$$

$$ros = (ro(i - 1) + ro(i)) / 2$$

$$rogs = (rog(i - 1) + rog(i)) / 2$$

$$rols = (rol(i - 1) + rol(i)) / 2$$

$$xs = (hs - h\_px(ps, 0)) / ((h\_px(ps, 1) - h\_px(ps, 0)))$$

### 'tlakova ztrata trenim

'=====

$$Wll = m / (rols * prurez)$$

$$wgg = m / (rogs * prurez)$$

$$myg = my\_ph(ps, h\_px(ps, 1))$$

$$myl = my\_ph(ps, h\_px(ps, 0))$$

$$REL = (m / (prurez * ros)) * rols * Di * 0.001 / myl$$

$$reg = (m / (prurez * ros)) * rogs * Di * 0.001 / myg$$

$$lamg = Lambda(reg, epsilon)$$

$$laml = Lambda(REL, epsilon)$$

$$DPL = laml * rols * Wll * Wll / (2 * Di * 0.001)$$

$$f = ((xs) ^ 0.78) * (1 - xs) ^ 0.24$$

$$hh = ((rols / rogs) ^ 0.91) * ((myg / myl) ^ 0.19) * (1 - (myg / myl)) ^ 0.7$$

$$Fr = (((m / prurez) / ros) ^ 2) / (g * Di * 0.001)$$

$$We = ((m / prurez) ^ 2) / (ro(i - 1) * st\_p(p(i - 1)))$$

$$ee = ((1 - xs) ^ 2) + ((xs) ^ 2) * (rols / rogs) * (lamg / laml)$$

$$FiL = (ee + ((3.24 * f * hh) / (((Fr) ^ 0.045) * ((We) ^ 0.035)))) ^ 0.5$$

$$dp\_t(i) = DPL * FiL * FiL * dx$$

### 'tlakova ztrata rozdilem vysky

$$dp\_h(i) = ros * g * Sin(alfa) * dx$$

### 'tlakova ztrata urychlenim proudu

$$dp\_a(i) = wl(i) * wl(i) * rol(i) * (1 - eps(i)) + wg(i) * wg(i) * rog(i) * eps(i) - wg(i-1) * wg(i-1) * rog(i-1) * eps(i-1) - wl(i-1) * wl(i-1) * rol(i-1) * (1 - eps(i-1)))$$

### 'určení parametru navystupu z elementu

```

p(i) = (p(i-1) * 100000# - dp_t(i) - dp_h(i) - dp_a(i)) / 100000#
DH_A = (prurez / 2) * (eps(i) * rog(i) * (wg(i) ^ 3) + (1 - eps(i)) * rol(i) * (wl(i) ^ 3) - eps(i-1) * rog(i-1) * (wg(i-1) ^ 3) - (1 - eps(i-1)) * rol(i-1) * wl(i-1) ^ 3) / m
DH_H = g * Sin(alfa) * dx
h(i) = ((h(i-1) * 1000# - DH_A - DH_H)) / 1000#
x(i) = (h(i) - h_px(p(i), 0)) / ((h_px(p(i), 1) - h_px(p(i), 0)))
rol(i) = 1 / v_ph(p(i), h_px(p(i), 0))
rog(i) = 1 / v_ph(p(i), h_px(p(i), 1))
s = (1 - x(i) * (1 - (rol(i) / rog(i)))) ^ 0.5
eps(i) = 1 / (1 + ((1 - x(i)) / x(i)) * s * rog(i) / rol(i))
ro(i) = rog(i) * eps(i) + rol(i) * (1 - eps(i))
wl(i) = (m * (1 - x(i)) / (rol(i) * prurez * (1 - eps(i))))
wg(i) = (m * x(i)) / (rog(i) * prurez * (eps(i)))

```

Next j

Next i

i = 1

pole\_vystup(0, 0) = m / (prurez \* ro(0))

pole\_vystup(1, 0) = wl(0)

pole\_vystup(2, 0) = wg(0)

pole\_vystup(3, 0) = ro(0)

pole\_vystup(4, 0) = eps(0)

pole\_vystup(5, 0) = x(0)

For i = 1 To pocet\_kroku

pole\_vystup(6, 0) = pole\_vystup(6, 0) + dp\_t(i)

pole\_vystup(7, 0) = pole\_vystup(7, 0) + dp\_h(i)

pole\_vystup(8, 0) = pole\_vystup(8, 0) + dp\_a(i)

Next i

pole\_vystup(9, 0) = pole\_vystup(6, 0) + pole\_vystup(7, 0) + pole\_vystup(8, 0)

pole\_vystup(10, 0) = m / (prurez \* ro(pocet\_kroku))

pole\_vystup(11, 0) = wl(pocet\_kroku)

pole\_vystup(12, 0) = wg(pocet\_kroku)

pole\_vystup(13, 0) = ro(pocet\_kroku)

pole\_vystup(14, 0) = eps(pocet\_kroku)

pole\_vystup(15, 0) = x(pocet\_kroku)

pole\_vystup(16, 0) = h(pocet\_kroku)

pole\_vystup(17, 0) = p(pocet\_kroku)

stlacitelne\_dvoufazove = pole\_vystup

End Function



