

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetiky

Analýza tlakové ztráty na parametry zařízení FLEXIVIT

Analysis of the Influence of Pressure Loss on the Parameters of the FLEXIVIT Device

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Student:

Bc. Michal Tmej

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Ladislav Vilímeč, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Tmej**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Analýza vlivu tlakové ztráty na parametry zařízení FLEXIVIT**
Analysis of the Influence of Pressure Loss on the Parameters
of the FLEXIVIT Device.

Zásady pro vypracování.

- 1 Vypracujte rešerši na využití technologie FLEXIVIT u bioplynových stanic a na plynové turbíny s nepřímým ohřevem
2. Vypočtete stechiometrii spalování, vlastnosti vlhkého vzduchu a parovzduchové směsi
- 3 Vypracujte matematický model FLEXIVIT pro zohlednění vlivu tlakových ztrát pracovního média
4. Analyzujte vliv velikosti tlakové ztráty na vstupu a na výstupu z plynové turbíny na její parametry
- 5 Navrhněte opatření ke snížení tlakové ztráty u vybraných zařízení FLEXIVIT

Seznam doporučené odborné literatury:

DLOUHÝ, T.. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
Firemní literatura VÍTKOVICE POWER ENGINEERING a.s.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

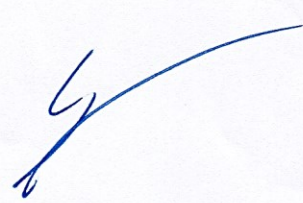
Datum zadání. 13.12.2013

Datum odevzdání. 19.05.2014





prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: 19.05.2014

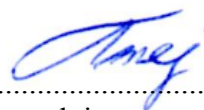


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního (§60 – školní dílo);
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude archivována v elektronické formě v databázi Ústřední knihovny VŠB – TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB– TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním podle zákona č. 111/1998Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách) bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.05.2012



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Tmej

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Tato diplomová práce se zabývá vlivem tlakových ztrát na výstupní elektrický výkon jedné z aplikací Flexibilního energetického systému, kterou je FLEXIVIT. Ve FLEXIVITU je pracovním médiem parovzduchová směs. V tomto oběhu jsou čtyři základní výměníky, u kterých počítám tlakové ztráty. Následně analyzuji vliv tlakových ztrát výměníků umístěných před a za turbínou na výstupní elektrický výkon. Po analýze optimalizuji tlakové ztráty vřazenými odpory a u potrubí optimalizuji tlakové ztráty třením, tak abych dosáhl co nejvyššího elektrického výkonu za předpokladu reálné proveditelnosti mnou navržených úprav.

KLÍČOVÁ SLOVA: Parovzduchová směs, FLEXIVIT, tlakové ztráty, analýza.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

This thesis examines the influence of pressure losses on the output electric power of one of the applications of a flexible energy system, which is FLEXIVIT. In FLEXIVIT the working substance is an air-water vapor mixture. There are four basic exchangers in the cycle, where the pressure losses are calculated. Subsequently an analysis of the impact of losses of pressure exchangers arranged in front of and behind the turbine on the output electrical power is taking place. After analyzing an optimisation of pressure losses with in-line resistors and an optimisation of pipe friction pressure losses is done, in order to reach the highest electrical power under the condition of a real feasibility of the proposed modifications.

KEY WORDS: air-water vapor, FLEXIVIT, pressure loss, analysis.

Poděkování:

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Ladislavu Vilímcovi za cenné rady a připomínky k diplomové práci a také v neposlední řadě panu Ing. Jaroslavu Konvičkovi za cenné rady při řešení výpočtové části v programu EES. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu, trpělivost, a za to že mi vždy věřily a stály za mnou v každé situaci.

Obsah

1	Úvod	12
2	Co je to FLEXIVIT a k čemu slouží	13
3	Využití technologie FLEXIVIT u bioplynových stanic.....	15
3.1	Teoretické základy.....	15
3.2	Výhody technologie FLEXIVIT.....	16
4	Plynové turbíny.....	17
4.1	Rozdělení plynových turbín [6].....	19
4.2	Rozdělení pracovních oběhů plynových turbín [7]	19
4.3	Pracovní oběh s nepřímým ohřevem [1].....	20
5	Parovzduchová směs [8]	22
5.1	Zadání pro výpočet fyzikálních vlastností parovzduchové směsi	22
5.2	Hmotnostní koncentrace a parciální tlaky	23
5.2.1	Hmotnostní koncentrace složek směsi.....	23
5.2.2	Parciální tlaky složek směsi.....	24
5.3	Termodynamické vlastnosti parovzduchové směsi	24
5.3.1	Entalpie parovzduchové směsi	24
5.3.2	Hustota parovzduchové směsi	25
5.4	Transportní vlastnosti parovzduchové směsi.....	26
5.4.1	Tepelná vodivost pvs	26
5.4.2	Viskozita parovzduchové směsi	27
5.4.3	Kinematická viskozita <i>pvs</i> :.....	27
6	Stechiometrie bioplynu.....	28
6.1	Výpočet stechiometrie	28
7	Matematický model pro FLEXIVIT	33

7.1	Zadání pro tvorbu matematického modelu.....	33
7.2	Vytvoření funkcí.....	34
7.3	Zjištění účinnosti kompresoru	36
7.4	Parametry vzduchu	36
7.5	Parametry parovzduchové směsi před turbínou.....	37
8	Tlakové ztráty [9]	39
8.1	Třecí ztráty v potrubí	39
8.2	Místní ztráty.....	40
8.3	Implementování tlakových ztrát do jednotlivých výměníků	44
8.3.1	Tlakové ztráty v průtočném parogenerátoru.....	44
8.3.2	Tlakové ztráty v ohříváku PVS	44
8.3.3	Tlakové ztráty v parovzduchovém ohříváku vody	45
8.3.4	Tlakové ztráty v žárotrubném parogenerátoru.....	46
9	Analýza vlivu velikosti tlakové ztráty na vstupu a na výstupu z plynové turbíny a na její parametry.....	49
10	Návrh opatření ke snížení tlakových ztrát	51
10.1	Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u průtočného parogenerátoru	51
10.2	Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u ohříváku PVS.....	53
10.3	Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u parovzduchového ohříváku vody	54
10.4	Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u žárotrubného parogenerátoru.....	55
10.5	Hodnoty v hlavních bodech oběhu po snížení tlakových ztrát.....	56
11	Závěr	58
	Seznam použité literatury	60
	Seznam příloh.....	61

Seznam použitých symbolů a zkratek

Zkratky

FES	flexibilní energetický systém
Obj.	objem
Pozn.	poznámka
PVS	parovzduchová směs

apod.	a podobně
atd.	a tak dále
max.	maximum
např.	například
resp.	respektive
tj.	to jest
tzn.	to znamená

Symboly

CH_4	[obj. %]	koncentrace methanu v bioplynu
C_nH_m	[obj. %]	úhlovodík
CO_2	[obj. %]	koncentrace oxidu uhličitého v bioplynu
C_xH_y	[obj. %]	nenasycený úhlovodík
M_{sv}	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost suchého vzduchu
M_{vp}	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost vodní páry
N_2	[obj. %]	koncentrace dusíku v bioplynu
O_2	[obj. %]	koncentrace kyslíku v bioplynu
T_{sm}	[K]	teplota parovzduchové směsi
T_{sv}	[K]	teplota suchého vzduchu
T_{vp}	[K]	teplota vodní páry
V_{CO_2}	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}]$	množství oxidu uhličitého
$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}]$	množství vody
V_{O_2}	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}]$	množství kyslíku
$V_{\text{O}_2,t}$	$[\text{m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}]$	stechiometrické množství kyslíku

V_{N_2}	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	množství dusíku
V_{sps}^s	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	množství spalín skutečných suchých
V_{sps}^v	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	množství spalín skutečných vlhkých
V_{spt}^s	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	množství spalín teoretických suchých
V_{vzs}^s	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	množství vzduchu skutečného suchého
V_{vzs}^v	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	množství vzduchu skutečného vlhkého
V_{vzt}^s	$[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$	množství vzduchu teoretického suchého
$c_{p, str}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	střední měrná tepelná kapacita suchého vzduchu
d	$[kg \cdot kg^{-1}]$	měrná vlhkost vlhkého vzduchu
e_z	$[J]$	ztrátová energie
$fi[1]$	$[1]$	relativní vlhkost vzduchu na sání kompresoru
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační součinitel
i_{sm}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie parovzduchové směsi
i_{sv}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie suchého vzduchu
i_{vp}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie vodní páry
n	$[-]$	přebytek vzduchu
$p[1]$	$[bar]$	tlak na sání kompresoru
$p[7]$	$[bar]$	tlak na vstupu do turbíny
p_{bar}	$[bar]$	barometrický tlak vzduchu
p_c	$[bar]$	celkový tlak parovzduchové směsi
$p_{p, vl}$	$[bar]$	parciální tlak vodní páry ve vlhkém vzduchu
$p_{p, s}$	$[bar]$	parciální tlak suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu
p_{sv}	$[bar]$	parciální tlak suchého vzduchu v <i>pvs</i>
p_{vp}	$[bar]$	parciální tlak vodní páry v <i>pvs</i>
p_z	$[bar]$	tlaková ztráta
r_{sv}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K]$	měrná plynová konstanta suchého vzduchu
r_{vp}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K]$	měrná plynová konstanta vodní páry
$t[1]$	$[°C]$	teplota na sání kompresoru
$t[7]$	$[°C]$	teplota na vstupu do turbíny
t_{sm}	$[°C]$	teplota parovzduchové směsi
y_{sv}	$[kmol \cdot kmol^{-1}]$	molární koncentrace suchého vzduchu v <i>pvs</i>

y_{vp}	$[\text{kmol.kmol}^{-1}]$	molární koncentrace vodní páry v <i>pvs</i>
v	$[\text{m.s}^{-1}]$	
$w[7]$	$[\text{kg.kg}^{-1}]$	koncentrace vodní páry v <i>pvs</i> na vstupu do turb
$w_{\text{CO}_2,s}$	$[\%]$	koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách suchých
$w_{\text{CO}_2,v}$	$[\%]$	koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách vlhkých
$w_{\text{H}_2\text{O},v}$	$[\%]$	koncentrace vodní páry ve spalinách vlhkých
$w_{\text{O}_2,s}$	$[\%]$	koncentrace kyslíku ve spalinách suchých
$w_{\text{O}_2,v}$	$[\%]$	koncentrace kyslíku ve spalinách vlhkých
$w_{\text{N}_2,s}$	$[\%]$	koncentrace dusíku ve spalinách suchých
$w_{\text{N}_2,v}$	$[\%]$	koncentrace dusíku ve spalinách vlhkých
w_{pd}	$[\text{kg.kg}^{-1}]$	koncentrace vodní páry ve vlhkém vzduchu
w_{pp}	$[\text{kg.kg}^{-1}]$	koncentrace procesní páry v <i>pvs</i>
w_s	$[\%]$	koncentrace spalin suchých
w_{sv}	$[\text{kg.kg}^{-1}]$	koncentrace suchého vzduchu v <i>pvs</i>
w_v	$[\%]$	koncentrace spalin vlhkých
w_{vp}	$[\text{kg.kg}^{-1}]$	koncentrace vodní páry v <i>pvs</i>
η_{sm}	$[\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}]$	dynamická viskozita <i>pvs</i>
η_{sv}	$[\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}]$	dynamická viskozita suchého vzduchu
η_{vp}	$[\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}]$	dynamická viskozita vodní páry
λ_{sm}	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost <i>pvs</i>
λ_{sv}	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost suchého vzduchu
λ_{vp}	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost vodní páry
v	$[-]$	vlhkost v palivu
ν_{sm}	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita <i>pvs</i>
ρ	$[\text{kg.m}^{-3}]$	hustota
ρ_{sm}	$[\text{kg.m}^{-3}]$	hustota <i>pvs</i>
$\rho_{sm,N}$	$[\text{kg.m}^{-3}]$	hustota <i>pvs</i> při normálních podmínkách
φ	$[1]$	relativní vlhkost vlhkého vzduchu

1 Úvod

Původce myšlenky FLEXIVITu (jedné z aplikací Flexibilního energetického systému) je doc. Ing. Ladislav Vilímc. Na tomto projektu pracuje s týmem lidí pracujících ve Vítkovících Power Engineering v sekci výzkum a vývoj a jejich partnery (VŠB-TU Ostrava, VUT Brno, VZLU Praha, SVUM Praha, SAGE Energo Brno). Tento projekt byl realizován v rámci grantového projektu MPO FR-TI1/073 a vývoje „Integrovaného zdroje pro bioplynové stanice...“ v rámci grantového projektu MPO FR- TI1/074.

Základní myšlenkou bylo nalezení energeticky výhodného systému pro využití zbytkového tepla ze spalin z nejrůznějších agregátů. Řešení s názvem FLEXIVIT je založené na principu otevřeného Braytonova oběhu, ve kterém je nahrazena spalovací komora spalínovým výměníkem. Pracovním médiem je směs vzduchu a vodní páry tzv. parovzduchová směs.

Cílem této práce je vypracování matematického modelu pro jeden z flexibilních energetických systémů a tím je FLEXIVIT, ve kterém zohledňují vliv tlakových ztrát pracovního média v potrubí a u čtyř výměníků (průtočný parogenerátor, ohřívač parovzduchové směsi, parovzduchový ohřívač vody, žárotrubný parogenerátor). Analýza vlivu velikosti tlakové ztráty před turbínou a za turbínou na její hlavní parametr, kterým je elektrický výkon. V poslední části se zabývám návrhem opatření pro snížení jednotlivých tlakových ztrát u výměníků.

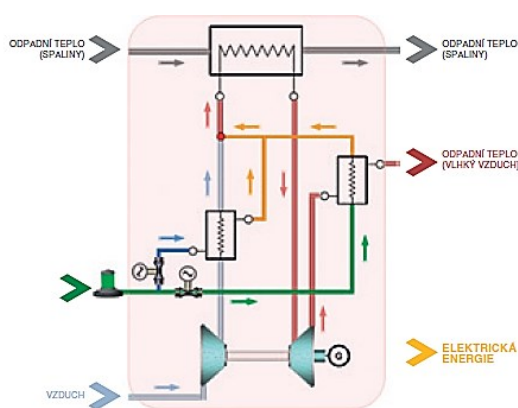
2 Co je to FLEXIVIT a k čemu slouží

FLEXIVIT je energetické zařízení, které lze umístit za každý energetický systém s minimální teplotou spalin na výstupu kolem 460 °C. Využívá entalpii spalin, kterou využije ve spalinovém výměníku. Tento výměník předává teplo parovzduchové směsi, která dále předá svou kinetickou energii plynové turbíně a roztáčí ji na požadovné otáčky hřídele, na kterou je připojený jak kompresor na nasávání vzduchu z okolí, tak i generátor elektrické energie, celé toto zařízení se nazývá turbogenerátor. Dále může být teplo parovzduchové směsi využito i na výrobu tepla.

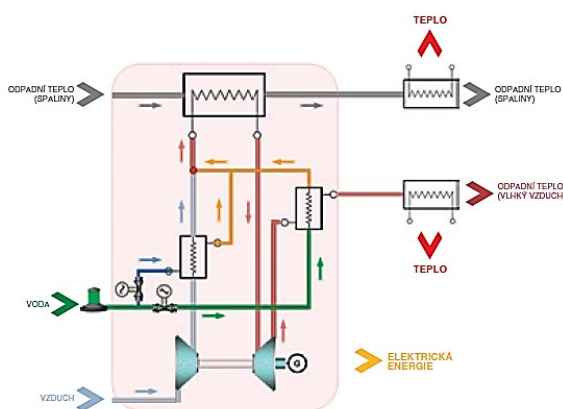
Ve shrnutí, FLEXIVIT je energetický systém využívající zbytkové (odpadní) teplo spalin pro transformaci na elektřinu nebo kogeneraci (viz obr. 2.1 a obr. 2.2).

Primární energií pro tento oběh je zbytkové (odpadní) teplo ze spalovacích motorů spalujících bioplyn, důlní plyn, skládkový plyn, nebo jiná plynná i kapalná paliva. Je možné využití spalin i z jiných aplikací.

FLEXIVIT se vyrábí v kontejnerovém provedení. V kontejneru je umístěná veškerá technologie z čehož vyplývá, že už nemá nároky na další zastavěný prostor. Hlavní komponenty FLEXIVITu jsou: turbogenerátor, spalinový ohřívák, žárotrubný parogenerátor, průtočný parogenerátor a kondenzátor (viz Obr. 2.3).



Obr. 2.1 Provedení s preferencí výroby elektřiny [1]



Obr. 2.2 Kogenerační provedení [1]



Obr.2.3 Komponenty a jejich umístění [1]

3 Využití technologie FLEXIVIT u bioplynových stanic

Biomasa se vyskytuje v nejrůznějších formách. Je to jeden z největších představitelů obnovitelných zdrojů energie. Dnes je její potenciál hlavně využíván pro výrobu tepla a jen z malé části je využíván pro výrobu elektrické energie. Spalování biomasy a výroba elektrické energie v parních turbínách s elektrickým výkonem pod 10 MWe už nedosahuje tak vysoké elektrické účinnosti ($< 20\%$) a pro výkony nižší ($< 2,5$ MWe) není už vůbec ekonomicky akceptovatelné kvůli příliš vysokým investičním a provozním nákladům. Použití výkonnějších energetických zdrojů má za následek zvýšení nároků na logistiku spojenou se shromažďováním, dopravou a skladováním potřebných palivových kapacit.

Alternativou k přímému spalování biomasy v klasických elektrárnách je její termokonverze (pyrolýza, zplyňování) na hořlavý plyn spalovaný v plynovém motorgenerátoru. Vysoká účinnost výroby elektrické energie v motorgenerátoru (více než 40%) v kombinaci s 65% účinnosti výroby hořlavého plynu umožňuje dosažení až 25% celkové účinnosti výroby elektrické energie v malé kogenerační jednotce. Hlavním problémem aplikace uvedené technologie je nízká kvalita produkovaného plynu obsahujícího vysoké koncentrace dehtu a tuhých znečišťujících látek (TZL). Provoz spalovacích zařízení (motor, turbína) vyžaduje instalaci účinného čištění plynu. Dosavadní zkušenosti aplikace vhodných čistících procesů v malých kogeneračních jednotkách nejsou zatím dostatečně úspěšné, a tak bohužel stále znemožňují využití výhod uvedené technologie v praxi. Proto je snaha o zjednodušení koncepce kogenerační jednotky eliminující potřebu čištění plynu před jeho spalováním v motoru nebo turbíně. Takovou alternativou je výroba elektrické energie prostřednictvím expanzní plynové turbíny z tepla, nikoliv uvolňovaného při přímém spalování surového plynu přímo v turbíně, ale expanzí horkého stlačeného pracovního media ohřátého spalinami v externím vysokoteplotním výměníku. Spalování surového plynu může probíhat v externí spalovací komoře, a to bez jeho předběžného čištění od dehtu a TZL. [3]

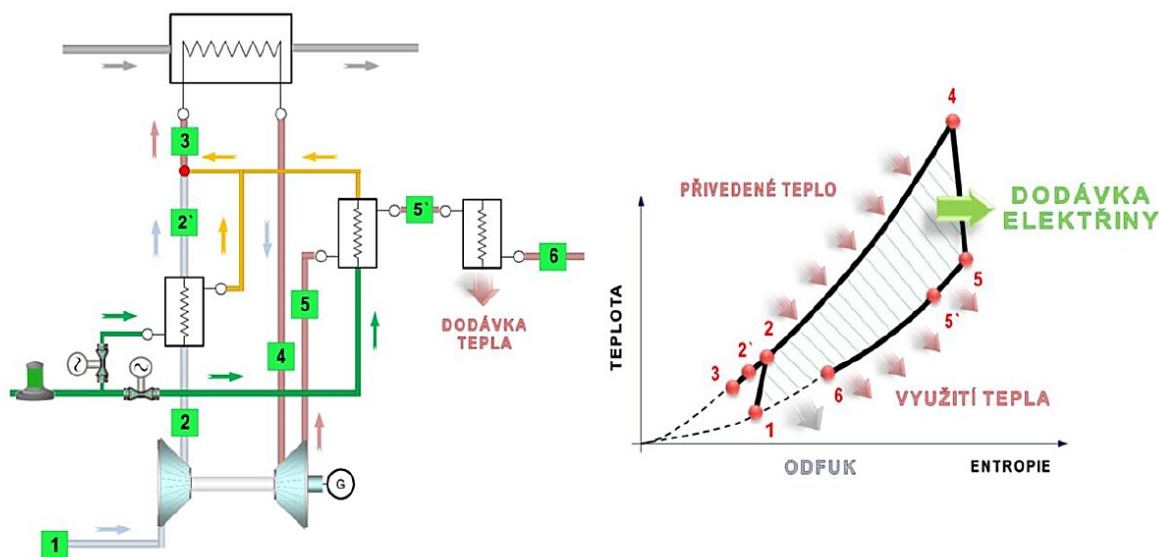
3.1 Teoretické základy

Kogenerační systém by mohl být realizován i jako uzavřený pracovní cyklus, ale v tom případě by muselo být použité jiné pracovní médium, a tím by bylo helium. Byla by vyšší účinnost, která je vykompenzována vyššími nároky na materiálové a dílenské zpracování, zvyšující celkové investiční náklady.

V případě otevřeného pracovního cyklu, který je ve FLEXIVITu aplikován (viz *Obr. 3.1*), se využívá jako pracovní médium parovzduchová směs. Do kompresoru

(turbosoustrojí) se nasává vždy čerstvé plynné medium, zpravidla vzduch (1-2), který dále proudí do průtočného parogenerátoru, kde dochází k ochlazení vzduchu přivedenou vodou (2-2'). Poté se smísí vzduch a v oběhu vyrobená vodní pára (2'-3). Vzniklá parovzduchová směs se ohřeje na pracovní teplotu ve spalínovém ohříváku (3-4) a tato ohřátá parovzduchová směs vyexpanduje v plynové turbíně (4-5). Vyexpandovaná parovzduchová směs předá teplo vodě v žárotrubném parogenerátoru (5-5'). Může zde být umístěn i výměník pro dodávku tepla (5'-6). V konečné fázi dochází k odfuku vlhkého vzduchu do okolí (6).

Ideální základní pracovní cyklus turbíny s nepřímým ohřevem v otevřeném cyklu v T-S diagramu, který je zobrazen na Obr. 3.1 včetně znázornění základního schématu této technologie FLEXIVIT s možností dodatečného využití zbytkové (odpadní) entalpie spalin a expandované parovzduchové směsi (kogenerační provoz). Celý pracovní cyklus se skládá z izoentropické komprese (1 - 2), izobarického ohřevu (2 - 4), izoentropické expanze (4 - 5) a izobarického ochlazení (5 - 6). [1,3,4]



Obr. 3.1 Schéma technologie FLEXIVIT [1]

3.2 Výhody technologie FLEXIVIT

Tato vyvinutá technologie výroby elektrické energie s možností kogeneračního provozu disponuje nespornými výhodami, jejichž vliv je nezanedbatelný a které budou v celkovém kontextu tvořit významný podíl na celkové úspěšnosti této technologie v porovnání s technologiemi konkurenčními.

Výhody technologie FLEXIVIT:

- Hlavním provozním médiem jsou přírodní látky-voda a vzduch.
- Pro provoz technologie se využívají běžná strojní zařízení, jež jsou dlouhodobě ověřená a které tedy disponují dobrou provozní spolehlivostí.
- Technologie FLEXIVIT je k technologii primární paralelně připojena. Nedochází tedy k žádnému ovlivnění dosavadního provozu této primární technologie.
- Možnost vysokého instalovaného elektrického výkonu jednotky – do **200 kWe**.
- Při požadavku na vyšší elektrický výkon lze jednotky FLEXIVIT řadit k primárnímu energetickému zdroji paralelně.
- Možnost dodatečné instalace této technologie ke stávajícím primárním energetickým zdrojům, nebo dodávka ke zdrojům nově budovaným.
- Nízká vlastní spotřeba elektřiny.
- Nízké provozní náklady.
- Turbogenerátor nemá převodovku.
- Celá technologie FLEXIVIT je vybavena vlastním řídicím systémem s dálkovým ovládáním. Ve své koncepci se jedná o automatizovaný systém START/STOP.
- Možnost provozu v rámci kogeneračního režimu. Jak již bylo výše uvedeno, lze využít odpadní teplo ve formě spalin, či expandované parovzduchové směsi.
- Celková dodávka technologie je zajištěna v podobě zapojeného a odzkoušeného zařízení v kontejneru. V případě lokality s nevyhovující dopravní dostupností pro speciální dopravu nadrozměrných nákladů lze dodávku technologie realizovat v podobě dvou zapojených a odzkoušených běžných kontejnerů, které lze na místě určení opět jednoduše sestavit do podoby jednoho kontejneru. [5]

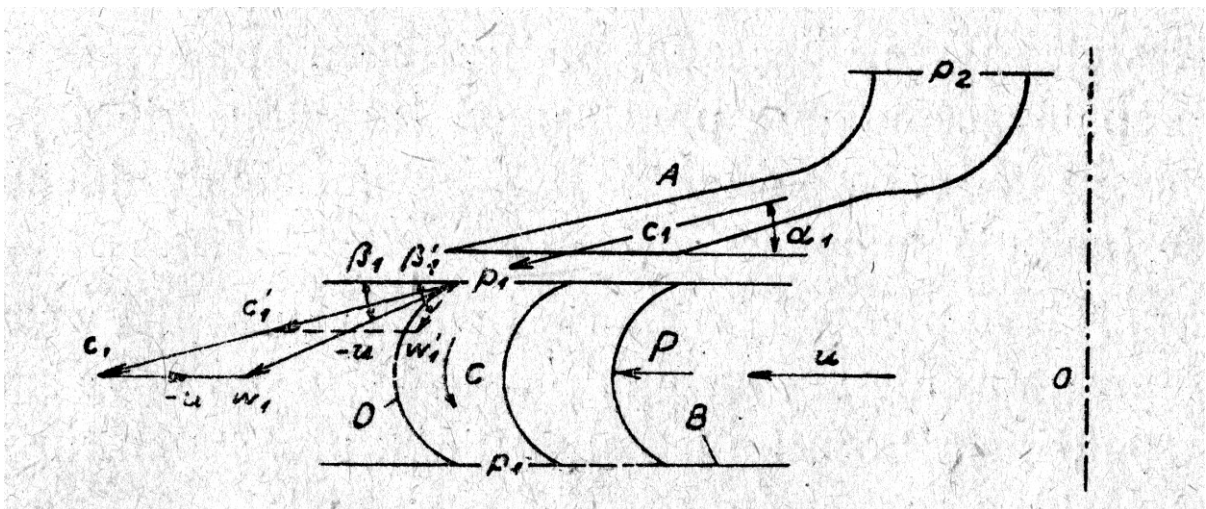
4 Plynové turbíny

Plynová turbína je plynový motor s otáčivým pohybem hnacího soustrojí (oběžného kola). Způsob práce plynové turbíny je podobný jako u spalovacího pístového motoru. Oba tyto motory nelze spustit vlastní silou. Ke zvýšení tepelné účinnosti (teoretické) je jak u spalovacího motoru, tak u plynové turbíny je využito předchozí stlačování (komprese) vzduchu nebo palivové směsi a nebo parovzduchové směsi. Zatím co u spalovacího motoru

probíhá komprese ve vlastním válci, tak u plynové turbíny obstarává stlačování vzduchu turbokompresor, který bývá radiální (odstředivý) nebo axiální (osový). První je vhodný pro menší komprese, zpravidla tam, kde se vystačí s jedním až třemi stupni. Pro větší komprese, jichž lze dosáhnout jen více stupni, je výhodnější použití vícestupňového axiálního kompresoru. [6]

Celé turbinové soustrojí (turbogenerátor) se spouští buď zvláštním turbomotorem na straně turbokompresoru, nebo generátorem na straně turbíny, který pracuje při spouštění jako elektromotor. Kompresor stlačí atmosférický vzduch z barometrického tlaku vzduchu (p_{bar}) na požadovaný tlak (na 3÷5 bar i více), jenž se vede u plynových turín se spalovací komorou do spalovací komory, kde se souběžně pod tlakem přivedené palivo (plynné, kapalné) vstříkuje, následně se zapálí elektrickými svíčkami. Uvolněným teplem ze spáleného paliva se zvýší teplota pracovního plynu (např. na 600 °C), a tím i jeho entalpie (tepelný obsah). Předpokládejme prozatím, že se toto spalování děje za stálého požadovaného tlaku a s teplotou 600 °C. Pracovní plyn přivedeme do turbíny, kde přemění svou entalpii v mechanickou energii (ovšem jen z části). [6]

U plynové turbíny (obr. 4.1) se přemění entalpie plynu expanzí z tlaku p_2 na tlak p_1 v rozváděcím ústrojí **A** (v dýzách (tryskách) nebo v rozváděcích kanálech) nejprve v pohybovou energii s rychlostí c_1 . Touto rychlostí vstupuje plyn pod úhlem α_1 do oběžného kola **B** otáčejícího se s hřídelem **O** obvodovou rychlostí u . Plyn protéká zakřivenými oběžnými kanály **C** a přitom vyvíjí na oběžné lopatky **D** tlak **P** (jako každá hmota, která se pohybuje po zakřivené dráze). Při současném otáčení kola **B** koná zmíněný tlak **P** mechanickou práci. [6]



Obr. 4.1 Princip plynové turbíny [6]

4.1 Rozdělení plynových turbín [6]

Plynové turbíny je možno dělit dle nejrůznějších hledisek.

Nejdříve si ujasníme rozdíl mezi plynovou a spalovací turbínou. Označení plynová turbína chce zdůraznit, že pracovní látkou je tu plyn, kdežto u parní turbíny je to pára, u vodní turbíny voda. V tomto širším slova smyslu se používá v názvu plynová turbína nejčastěji. Je tu však ještě druhé, užší pojetí tohoto pojmenování. Pracovní plyn, který pohání plynovou turbínu, může být různého druhu.

Např. u spalovacího pístového motoru jeho výfukový plyn, ženoucí plynovou turbínku, která pohání turbokompresor na stlačování plnicího vzduchu před vstupem do válce spalovacího motoru, aby se zvýšil jeho celkový výkon. Jindy to může být ohřátý stlačený vzduch nebo i jiný plyn např. helium. Výhodně se dá použít horkého plynu při rafinaci petroleje. Zde všude jde o plynovou turbínu v užším slova smyslu.

Nejčastěji se však pracovní plyn získává spalováním nějakého paliva ve spalovací komoře před samotnou turbínou, která je pak poháněna spaliny a horkým vzduchem. Taková turbína se nazývá spalovací.

Základní rozdělení plynových turbín:

- Rozdělení podle působení tlaku plynu v kanálech oběžného kola turbíny na rovnotlaké (akční) a přetlakové (reakční) nebo kombinované působení tlaku. Rovnotlaké mohou mít jeden a více tlakových nebo rychlostních stupňů (např. Curtisova kola).
- Rozdělení podle směru proudění plynu na axiální a radiální (radiální plynové turbíny se víceméně nepoužívají).

4.2 Rozdělení pracovních oběhů plynových turbín [7]

Základními prvky pracovních oběhů plynových turbín jsou turbokompresor pro stlačení pracovní látky, spalovací komora, spalovací motor anebo spalínový výměník pro zvýšení entalpie spalin, vlastní plynová turbína pro transformaci entalpie spalin na kinetickou energii a generátor. Dále se obvykle umísťuje pomocný startovací motor a palivové čerpadlo pro kapalná paliva. Blíže jsou tyto prvky popsány v předchozích kapitolách.

Kombinací výše uvedených prvků realizujeme pracovní oběhy, které jsou vhodné pro hnaný stroj. Pracovní oběhy plynových turbín dělíme podle následujících hledisek:

Podle pracovní látky na oběhy:

- Plynové – otevřené a uzavřené,
- Kombinované (vícelátkové).

Podle spalovacích poměrů na:

- Plynové turbíny se spalováním při konstantním tlaku (izobarické) – Braytonův oběh,
- Plynové turbíny se spalováním při konstantním objemu (izochorické) – Humpreyův oběh.

Podle způsobu regenerace tepla:

- Oběhy s výměníkem tepla,
- Oběhy bez výměníku tepla.

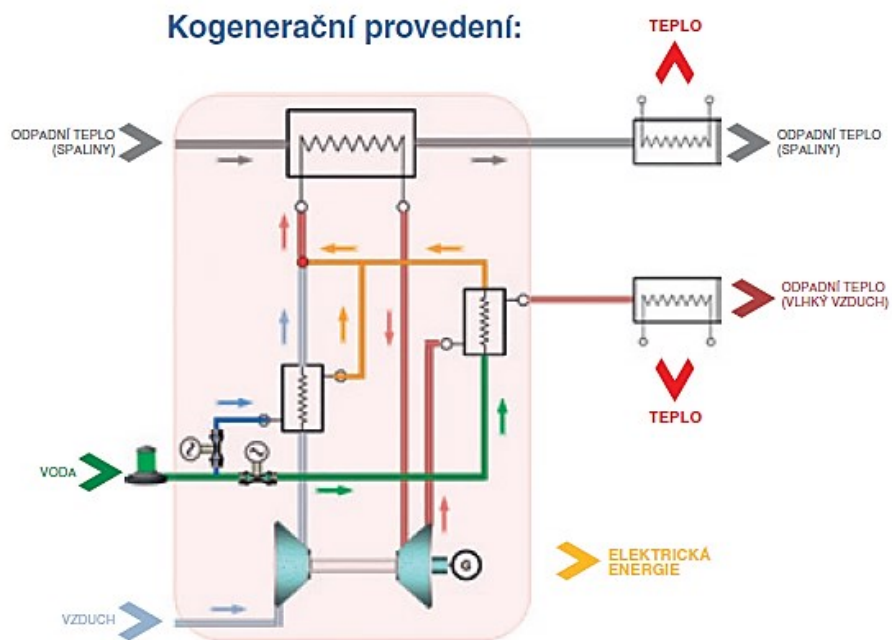
Podle způsobu zvýšení entalpie pracovní látky:

- Oběh s přímým ohřevem (spalovací komora, spalovací motor)
- Oběh s nepřímým ohřevem (spalinový výměník)

4.3 Pracovní oběh s nepřímým ohřevem [1]

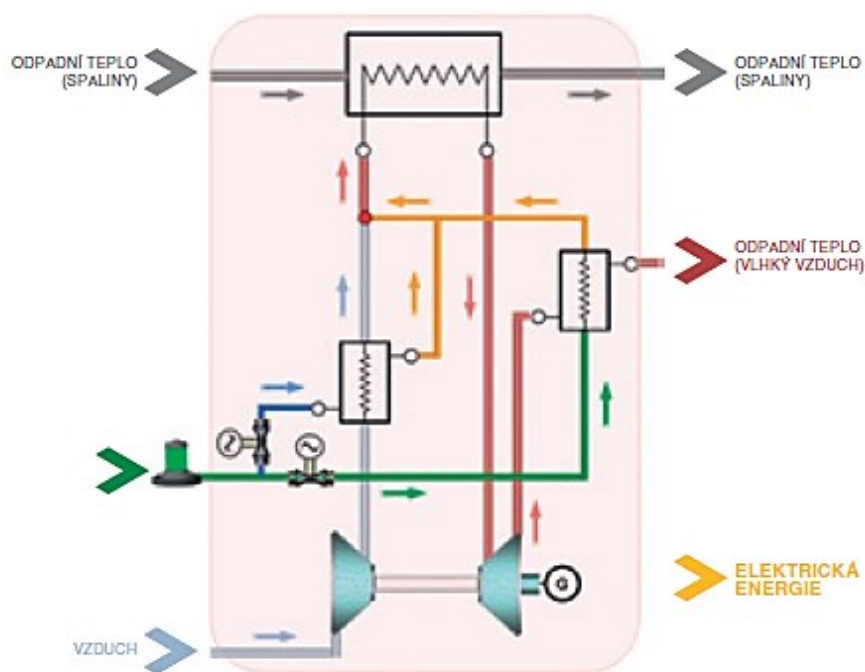
Rozdíl mezi přímým a nepřímým ohřevem je, že místo obvykle používané spalovací komory se do oběhu umístí spalinový výměník, který se nazývá spalinový ohřívák. V pracovním oběhu využívaném u FLEXIVITu ohřívá parovzduchovou směs. Parovzduchová směs bývá obvykle tvořena z 15 % vodní páry a z 85 % nasávaného vzduchu z okolí.

Pracovní oběh s nepřímým ohřevem můžeme rozdělit podle způsobu provozu na kogenerační provedení a na jednotku s preferencí výroby elektrické energie. Oběh v kogeneračním provedení využívá nízkopotenciální teplo parovzduchové směsi vystupující z parogenerátoru a také zbytkové teplo spalin za spalinovým ohřívákem. Kdežto u jednotky s preferencí výroby elektrické energie se veškeré využitelné teplo využije pro výrobu elektrické energie, pro ohřev parovzduchové směsi a páry.



Obr. 4.2 Kogenerační provedení [4]

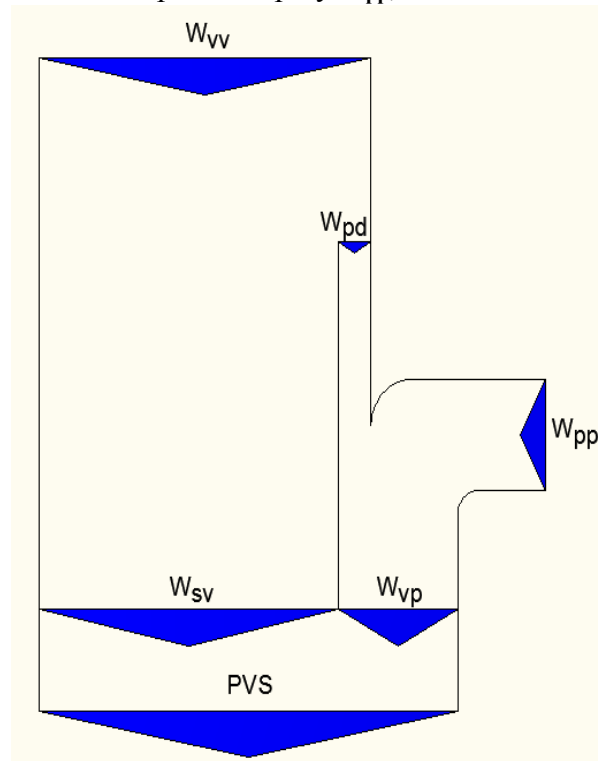
Provedení s preferencí výroby elektřiny:



Obr. 4.3 Provedení s preferencí výroby elektřiny [4]

5 Parovzduchová směs [8]

Parovzduchová směs, zkráceně *pvs* je směsí reálného vlhkého vzduchu stlačeného kompresorem a procesní páry. Hned na začátku je třeba definovat pojem vodní pára a procesní pára. Procesní páru lze definovat několika způsoby. Může se jednat o páru, která vzniká v důsledku nepřímého chlazení (chlazená spalovací komora kotle) nebo páru která vzniká v důsledku přímého chlazení (vstřík vody do vzduchu, popř. již přímo do *pvs*). Ve všech následujících kapitolách se budeme řídit množstvím procesní páry w_{pp} , které nám bude určovat koncentraci procesní páry v parovzduchové směsi, avšak vlastní výpočty termodynamických a transportních vlastností *pvs* budou provedeny se skutečnou koncentrací vodní páry w_{vp} . Označení vodní pára tedy znamená souhrnné množství procesní páry a vlhkosti, která je obsažena ve vzduchu. Vodní pára v *pvs* může existovat v přehřátém stavu, v případě dosažení rosného bodu (daného parciálním tlakem) ve stavu nasyceném. V případě nasyceného stavu odpovídá množství vodní páry v *pvs* právě parciálnímu tlaku vodní páry. Definice pojmů vodní a procesní pára je zřejmá z obrázku Obr. 5.1 Množství vodní páry je tedy větší o vlhkost obsaženou ve vzduchu.



Obr. 5.1 Definice parovzduchové směsi

5.1 Zadání pro výpočet fyzikálních vlastností parovzduchové směsi

Pro požadavky FES cyklu je nutné stanovit termodynamické a transportní vlastnosti parovzduchové směsi. Parovzduchová směs je definována teplotou 134,7 °C celkovým tlakem 4,546 bar a množstvím přiváděné procesní páry 12,79 %.

Ve výpočtu se uvažuje s reálným vlhkým vzduchem nasávaným kompresorem o teplotě 15 °C, barometrickém tlaku 1,013 bar a relativní vlhkostí 60 %.

5.2 Hmotnostní koncentrace a parciální tlaky

Pro výpočty termodynamických a transportních vlastností pvs je nutné znát hmotnosti koncentrace složek w_i směsi a parciální tlaky složek p_i směsi. V kapitole 1.4 se vyskytuje i molární koncentrace y_i složek směsi.

5.2.1 Hmotnostní koncentrace složek směsi

Jak již bylo řečeno pvs tvoří procesní pára a reálný vlhký vzduch. Dle *obr. 5.1* je však pro výpočty podstatné znát koncentraci vodní páry w_{vp} a koncentraci suchého vzduchu w_{sv} . Reálný vlhký vzduch je definován svojí teplotou, barometrickým tlakem a relativní vlhkostí. Abychom dostali skutečné množství w_{vp} je nutné znát měrnou vlhkost vzduchu d , která se vypočte dle rovnice (5.1). Do rovnice (5.1) vstupují měrné plynové konstanty r a parciální tlaky p_p .

Měrná vlhkost nasávaného vzduchu:

(teplotě 15 °C odpovídá parciální tlak páry na mezi sytosti 0,01706 bar)

$$d = \frac{r_{sv}}{r_{vp}} \cdot \frac{p_{p,vl}}{p_{p,s}} \quad [\text{kg/kg}] \quad (5.1)$$

$$d = \frac{r_{sv}}{r_{vp}} \cdot \frac{\varphi \cdot p_{pp}''}{p_{bar} - \varphi \cdot p_{pp}''} \quad [\text{kg/kg}] \quad (5.2)$$

$$d = \frac{287,1}{461,5} \cdot \frac{0,6 \cdot 0,01706}{1,013 - 0,6 \cdot 0,01706} \quad [\text{kg/kg}]$$

$$\underline{d = 0,00635} \quad [\text{kg/kg}]$$

Vzhledem k tomu, že měrná vlhkost d je vyjádřena, jako podíl množství páry k množství suchého vzduchu je nutný přepočítání na koncentraci páry ve vlhkém vzduchu. Koncentrace páry ve vlhkém vzduchu w_{pd} se vypočte tedy ze známé hodnoty měrné vlhkosti d podle (5.3).

Koncentrace páry ve vlhkém vzduchu:

$$w_{pd} = \frac{d}{1 + d} \quad [\text{kg/kg}] \quad (5.3)$$

$$w_{pd} = \frac{0,00635}{1 + 0,00635} \quad [\text{kg/kg}]$$

$$\underline{w_{pd} = 0,00631} \quad [\text{kg/kg}]$$

Tomuto odpovídá koncentrace vodní páry w_{vp} v parovzduchové směsi:

$$w_{vp} = (1 - w_{pp}) \cdot w_{pd} + w_{pp} \quad [\text{kg/kg}] \quad (5.4)$$

$$w_{vp} = (1 - 0,1279) \cdot 0,00631 + 0,1279 \quad [\text{kg/kg}]$$

$$\underline{w_{vp} = 0,1334} \quad [\text{kg/kg}]$$

A koncentrace suchého vzduchu w_{sv} v parovzduchové směsi:

$$w_{sv} = 1 - w_{vp} \quad [\text{kg/kg}] \quad (5.5)$$

$$w_{sv} = 1 - 0,1334 \quad [\text{kg/kg}]$$

$$\underline{w_{sv} = 0,8666} \quad [\text{kg/kg}]$$

5.2.2 Parciální tlaky složek směsi

Pro termodynamické a transportní vlastnosti pvs je nutné znát parciální tlaky složek směsi. Parciální tlak vodní páry nám rovněž určuje rosný bod směsi.

Známe-li hmotnostní koncentraci vodní páry w_{vp} v pvs , můžeme vypočítat parciální tlak vodní páry p_{vp} v pvs dle rovnice (5.6).

Parciální tlak vodní páry p_{vp} v pvs :

$$p_{vp} = p_c \cdot \left[1 - \frac{w_{sv} \cdot \Gamma_{sv}}{w_{sv} \cdot \Gamma_{sv} + w_{vp} \cdot \Gamma_{vp}} \right] \quad [\text{bar}] \quad (5.6)$$

$$p_{vp} = 4,546 \cdot \left[1 - \frac{0,8666 \cdot 287,1}{0,8666 \cdot 287,1 + 0,1334 \cdot 461,5} \right] \quad [\text{bar}]$$

$$\underline{p_{vp} = 0,9018} \quad [\text{bar}]$$

Dále je parciální tlak suchého vzduchu p_{sv} :

$$p_{sv} = p_c - p_{vp} \quad [\text{bar}] \quad (5.7)$$

$$p_{sv} = 4,546 - 0,9018 \quad [\text{bar}]$$

$$\underline{p_{sv} = 3,644} \quad [\text{bar}]$$

5.3 Termodynamické vlastnosti parovzduchové směsi

5.3.1 Entalpie parovzduchové směsi

Termodynamické vlastnosti pvs je možné určovat z termodynamických vlastností standardního suchého vzduchu, jehož termodynamické vlastnosti jsou tabelovány stejně jako termodynamické vlastnosti vodní páry. Entalpie pvs je obecně funkcí teploty, celkového tlaku

a hmotnostního podílu vodní páry v parovzduchové směsi. Entalpie je tedy aditivním součtem entalpie suchého vzduchu a entalpie vodní páry. Entalpie dílčích složek jsou závislé na jejich hmotnostním podílu a parciálním tlaku složek směsi.

(entalpie vodní páry při teplotě směsi a parciálním tlaku je $2747 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

$$i_{sm} = w_{sv} \cdot i_{sv} + w_{vp} \cdot i_{vp} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (5.8)$$

$$i_{sm} = 0,8666 \cdot 136,5 + 0,1334 \cdot 2747 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\underline{i_{sm} = 484,8} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Entalpii suchého vzduchu i_{sv} potřebnou pro výpočet celkové entalpie pvs lze vyjádřit jako součin střední měrné tepelné kapacity suchého vzduchu při konstantním tlaku a dané teplotě vodní páry.

$$i_{sv} = c_{p, \text{str}} \cdot t_{vp} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (5.9)$$

$$i_{sv} = 1,013 \cdot 134,7 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\underline{i_{sv} = 136,5} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Výhodné se mi v těchto případech jeví využití programu EES. Program obsahuje rozsáhlou databázi termodynamických a transportních vlastností látek. U programu EES je však důležité si uvědomit jakou veličinu počítá. Příkladem může být právě měrná tepelná kapacita. EES vrací hodnotu pravé tepelné kapacity, avšak při termodynamických výpočtech celkové entalpie pvs je nutno počítat se střední tepelnou kapacitou. U tepelných kapacit je tedy nutné provést přepočty pravá – střední.

Entalpii vodní páry i_{vp} je nutno vzít přímo z databáze EES, vzhledem k tomu, že tepelná kapacita se mění v závislosti na skupenství voda – přehřátá pára. Software EES disponuje rozsáhlou databází vlastností vody a vodní páry podle mezinárodně uznávané asociace IAPWS.

5.3.2 Hustota parovzduchové směsi

V nejjednodušším pojetí lze hustotu parovzduchové směsi vyjádřit podle vztahu (5.10) jako aditivní součet hustoty suchého vzduchu a hustoty vodní páry. Při použití EES se hustota pvs spočte jako součet hustot suchého vzduchu a vodní páry při teplotě směsi a parciálním tlaku.

Hustota pvs při celkovém tlaku a teplotě pvs:

$$\rho_{sm} = \frac{p_{sv}}{r_{sv} \cdot T_{sm}} + \frac{p_{vp}}{r_{vp} \cdot T_{sm}} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (5.10)$$

$$\rho_{sm} = \frac{3,644 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 407,85} + \frac{0,9018 \cdot 10^5}{461,5 \cdot 407,85} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\underline{\rho_{sm} = 3,591} \quad [\text{kg/m}^3]$$

5.4 Transportní vlastnosti parovzduchové směsi

Pro stanovení součinitele přestupu tepla α , vycházejícího z Nusseltova kritéria je nezbytné znát transportní součinitele parovzduchové směsi. Těmito základními součiniteli jsou:

- Součinitel tepelné vodivosti pvs
- Součinitel dynamické viskozity pvs

5.4.1 Tepelná vodivost pvs

Součinitel tepelné vodivosti je fyzikálním parametrem látky. Součinitel tepelné vodivosti je teplo, které projde za jednotku času jednotkovou plochou izotermického povrchu, přičemž v tělese je jednotkový teplotní gradient. Obecně závisí na teplotě, tlaku a složení látky a určuje se většinou měřením hustoty tepelného toku, gradientu teploty a potom výpočtem z rovnice (13).

$$\mathbf{q} = -\lambda \cdot \mathbf{grad} \, t \quad [\text{W/m}^2] \quad (5.11)$$

Tepelná vodivost plynů je z pohledu kinetické teorie dána výměnou energie při pohybu molekul, a proto je vzájemně vázána s viskozitou a měrnou tepelnou kapacitou.

S růstem tlaku tepelná vodivost roste tím více, čím je nižší teplota.

$$\lambda_{sm} = \frac{y_{sv} \cdot \lambda_{sv} \cdot M_{sv}^{1/3} + y_{vp} \cdot \lambda_{vp} \cdot M_{vp}^{1/3}}{y_{sv} \cdot M_{sv}^{1/3} + y_{vp} \cdot M_{vp}^{1/3}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (5.12)$$

$$\lambda_{sm} = \frac{0,8016 \cdot 25,50 \cdot 10^{-3} \cdot 28,96^{1/3} + 0,1984 \cdot 27,54 \cdot 10^{-3} \cdot 18,02^{1/3}}{0,8016 \cdot 28,96^{1/3} + 0,1984 \cdot 18,02^{1/3}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}]$$

$$\underline{\lambda_{sm} = 25,771 \cdot 10^{-3}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}]$$

5.4.2 Viskozita parovzduchové směsi

Viskozita se rozlišuje dynamická η v jednotkách [Pa.s], což odpovídá základním jednotkám [kg.m⁻¹.s⁻¹] a kinematická ν v jednotkách [m².s⁻¹]. Mezi oběma platí vztah:

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (5.13)$$

S růstem tlaku dynamická viskozita podobně jako tepelná vodivost roste tím více, čím je nižší teplota.

Dynamická viskozita $\rho\nu_{sm}$:

$$\eta_{sm} = \frac{\eta_{vp}}{1 + \frac{\left[1 + \left(\frac{\eta_{vp}}{\eta_{sv}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{M_{sv}}{M_{vp}}\right)^{1/4}\right]^2}{\sqrt{8} \cdot \left(1 + \frac{M_{vp}}{M_{sv}}\right)^{1/2}}} \cdot \frac{y_{sv}}{y_{vp}}} + \frac{\eta_{sv}}{1 + \frac{\left[1 + \left(\frac{\eta_{sv}}{\eta_{vp}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{M_{vp}}{M_{sv}}\right)^{1/4}\right]^2}{\sqrt{8} \cdot \left(1 + \frac{M_{sv}}{M_{vp}}\right)^{1/2}}} \cdot \frac{y_{vp}}{y_{sv}}} \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (5.14)$$

$$\eta_{sm} = \frac{13,59}{1 + \frac{\left[1 + \left(\frac{13,59}{23,42}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{28,96}{18,02}\right)^{1/4}\right]^2}{\sqrt{8} \cdot \left(1 + \frac{18,02}{28,96}\right)^{1/2}}} \cdot \frac{0,8016}{0,1984}} + \frac{23,42}{1 + \frac{\left[1 + \left(\frac{23,42}{13,59}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{18,02}{28,96}\right)^{1/4}\right]^2}{\sqrt{8} \cdot \left(1 + \frac{28,96}{18,02}\right)^{1/2}}} \cdot \frac{0,1984}{0,8016}} \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}]$$

$$\underline{\eta_{sm} = 27,08 \cdot 10^{-6}} \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}]$$

5.4.3 Kinematická viskozita $\rho\nu_{sm}$:

Kinematická viskozita se stanoví jako podíl viskozity dynamické a hustoty.

$$\nu_{sm} = \frac{\eta_{sm}}{\rho_{sm}} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (5.15)$$

$$\nu_{sm} = \frac{27,08 \cdot 10^{-6}}{3,591} \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

$$\underline{\nu_{sm} = 7,542 \cdot 10^{-6}} \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

6 Stechiometrie bioplynu

Vzorek bioplynu, u kterého byl proveden daný rozbor, se odebíral v kogenerační jednotce v Pustějově. Pro stanovení koncentrace methanu, vyšších uhlovodíků, oxidu uhličitého, dusíku a kyslíku se provedla analýza na plynovém chromatografu. Výsledkem této analýzy je následující složení bioplynu (viz tab. 6.1):

Složka	Vzorek „Pustějov“ (obj. %)
CH ₄	60,00
CO ₂	38,17
O ₂	0,35
N ₂	1,48

Tab. 6.1 Složení plynného paliva [8]

6.1 Výpočet stochiometrie

Pro výpočet stochiometrie musíme naměřené hodnoty převést na bezrozměrnou hodnotu:

$$\text{CH}_4 = \frac{60,00}{100} = 0,6 \quad [-] \quad (6.1)$$

$$\text{CO}_2 = \frac{38,17}{100} = 0,3817 \quad [-] \quad (6.2)$$

$$\text{O}_2 = \frac{0,35}{100} = 0,0035 \quad [-] \quad (6.3)$$

$$\text{N}_2 = \frac{1,48}{100} = 0,0148 \quad [-] \quad (6.4)$$

Výpočet stochiometrického množství kyslíku:

$$V_{\text{O}_2,t} = 0,5 \cdot \text{H}_2 + 0,5 \cdot \text{CO} + \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \text{C}_x\text{H}_y - \text{O}_2 \quad [\text{m}_N^3 / \text{m}_N^3] \quad (6.5)$$

$$V_{\text{O}_2,t} = \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 0,6 - 0,0035 \quad [\text{m}_N^3 / \text{m}_N^3]$$

$$\underline{V_{\text{O}_2,t} = 1,197} \quad [\text{m}_N^3 / \text{m}_N^3]$$

Množství teoretického vzduchu suchého:

$$V_{vzt}^s = \left(\frac{1}{0,21} \right) \cdot V_{O_2,t} \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.6)$$

$$V_{vzt}^s = \left(\frac{1}{0,21} \right) \cdot 1,197$$

$$\underline{V_{vzt}^s = 5,698}$$

Z výpočtu stechiometrického množství kyslíku si odvodíme vzorec pro výpočet přebytku vzduchu:

$$V_{O_2,t} = 0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vzt}^s \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.7)$$

$$n = \frac{V_{O_2,t}}{V_{vzt}^s \cdot 0,21} + 1 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$n = \frac{1,197}{5,698 \cdot 0,21} + 1 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{n = 2} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

Množství skutečného vzduchu suchého:

$$V_{vzs}^s = V_{vzt}^s \cdot n \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.8)$$

$$V_{vzs}^s = 5,698 \cdot 2 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{vzs}^s = 11,395} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

Množství skutečného vzduchu vlhkého:

$$V_{vzs}^v = V_{vzs}^s \cdot v \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.9)$$

$$V_{vzs}^v = 11,395 \cdot 1,04 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{vzs}^v = 11,851} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

Množství vzniklých spalin teoretických suchých:

$$V_{spt}^s = V_{N_2} + V_{CO_2} \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.10)$$

$$V_{spt}^s = 4,516 + 0,982 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{spt}^s = 5,498} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{vzt}^s + N_2 \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.11)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 5,698 + 0,015 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{N_2} = 4,516} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$V_{CO_2} = CO_2 + CH_4 \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.12)$$

$$V_{CO_2} = 0,382 + 0,600 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{CO_2} = 0,982} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

Množství vzniklých spalin skutečných suchých:

$$V_{sps}^s = V_{spt}^s + (n-1) \cdot V_{vzt}^s \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.13)$$

$$V_{sps}^s = 5,498 + (2-1) \cdot 5,698 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{sps}^s = 11,195} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

Množství vzniklých spalin teoretických vlhkých:

$$V_{sps}^v = V_{sps}^s + V_{H_2O} \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.14)$$

$$V_{sps}^v = 11,195 + 1,420 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{sps}^v = 12,615} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$V_{H_2O} = \left(\frac{y}{2}\right) \cdot CH_4 + (v-1) \cdot V_{spt}^s \quad [m_N^3 / m_N^3] \quad (6.15)$$

$$V_{H_2O} = \left(\frac{4}{2}\right) \cdot 0,6 + (1,04-1) \cdot 5,498 \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

$$\underline{V_{H_2O} = 1,420} \quad [m_N^3 / m_N^3]$$

Koncentrace suchých spalin:

$$W_{CO_2,s} = \left(\frac{V_{CO_2}}{V_{sps}^s}\right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.16)$$

$$W_{CO_2,s} = \left(\frac{0,982}{11,195}\right) \cdot 100 \quad [\%]$$

$$\underline{W_{CO_2,s} = 8,769} \quad [\%]$$

$$W_{N_2,s} = \left(\frac{V_{N_2} + 0,79 \cdot V_{vzt}^s \cdot (n-1)}{V_{sps}^s} \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.17)$$

$$W_{N_2,s} = \left(\frac{4,516 + 0,79 \cdot 5,698 \cdot (2-1)}{11,195} \right) \cdot 100 \quad [\%]$$

$$W_{N_2,s} = 80,544 \quad [\%]$$

$$W_{O_2,s} = \left(\frac{V_{O_2}}{V_{sps}^s} \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.18)$$

$$W_{O_2,s} = \left(\frac{1,197}{11,195} \right) \cdot 100 \quad [\%]$$

$$W_{O_2,s} = 10,688 \quad [\%]$$

$$W_s = W_{CO_2} + W_{N_2} + W_{O_2} \quad [\%] \quad (6.19)$$

$$W_s = 8,769 + 80,544 + 10,688 \quad [\%]$$

$$W_s = 100,000 \quad [\%]$$

Koncentrace vlhkých spalin:

$$W_{CO_2,v} = \left(\frac{V_{CO_2}}{V_{sps}^v} \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.20)$$

$$W_{CO_2,v} = \left(\frac{0,982}{12,615} \right) \cdot 100 \quad [\%]$$

$$W_{CO_2,v} = 7,782 \quad [\%]$$

$$W_{N_2,v} = \left(\frac{V_{N_2} + 0,79 \cdot V_{vzt}^s \cdot (n-1)}{V_{sps}^v} \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.21)$$

$$W_{N_2,v} = \left(\frac{4,516 + 0,79 \cdot 5,698 \cdot (2-1)}{12,615} \right) \cdot 100 \quad [\%]$$

$$W_{N_2,v} = 71,478 \quad [\%]$$

$$W_{O_2,v} = \left(\frac{V_{O_2}}{V_{sps}^v} \right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.22)$$

$$W_{O_2,v} = \left(\frac{1,197}{12,615} \right) \cdot 100 \quad [\%]$$

$$\begin{aligned}
 \underline{W_{O_2,v}} &= 9,485 & [\%] \\
 W_{H_2O,v} &= \left(\frac{V_{H_2O}}{V_{sps}^v} \right) \cdot 100 & [\%] & (6.23) \\
 W_{H_2O,v} &= \left(\frac{1,420}{12,615} \right) \cdot 100 & [\%] \\
 \underline{W_{H_2O,v}} &= 11,256 & [\%] \\
 W_v &= W_{CO_2,v} + W_{N_2,v} + W_{O_2,v} + W_{H_2O,v} & [\%] & (6.24) \\
 W_v &= 7,782 + 71,478 + 9,485 + 11,256 & [\%] \\
 W_v &= 100,000 & [\%]
 \end{aligned}$$

Pro potvrzení správnosti výpočtu musí vyjít součet koncentrací suchých i vlhkých spalin rovných 100 %.

7 Matematický model pro FLEXIVIT

Matematický model jsem vypracoval v programu EES, který je pro problematiku tepelných výpočtů ideální.

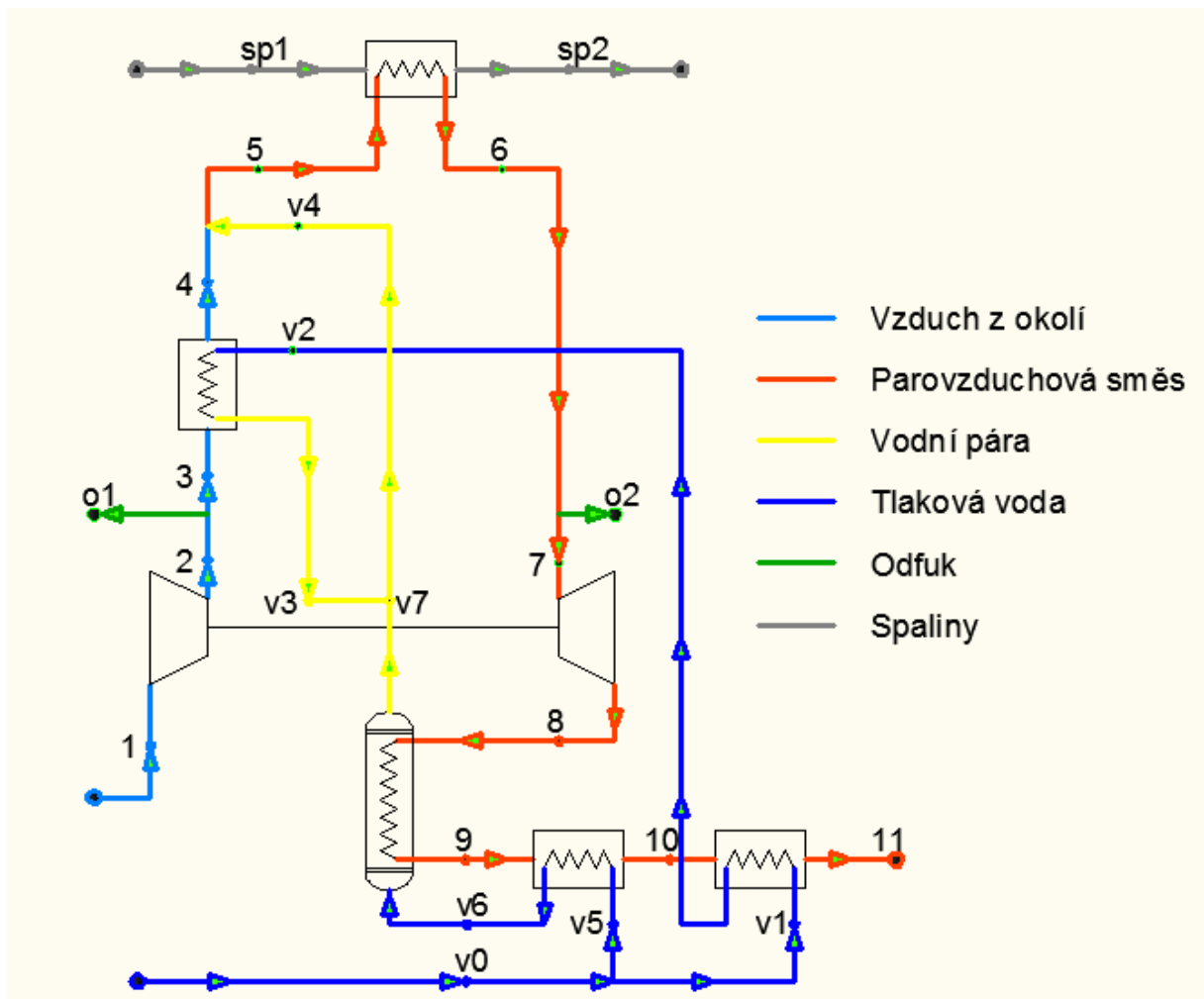
Mnou řešená problematika se zabývá vlivem tlakových ztrát (ve výměnících) před a za turbínou na výstupní parametr turbíny (elektrický výkon).

7.1 Zadání pro tvorbu matematického modelu

Vytvořte matematický model pro FLEXIVIT, který bude zohledňovat vliv tlakových ztrát pracovního média.

Pro tvorbu matematického modelu jsem měl k dispozici schéma oběhu (viz obr. 7.1) a následující hodnoty:

Palivo		bioplyn	
Energetický zdroj		pístový spalovací motor	
Teplota spalin – výstup	t_{sp1}	600	[°C]
Množství spalin – výstup	m_{sp1}	1,195	[kg/s]
Tlak spalin- výstup	p_{sp1}	1,013	[bar]
Teplota nasávaného vzduchu	t_1	15	[°C]
Tlak nasávaného vzduchu	p_1	1,01325	[bar]
Relativní vlhkost nasávaného vzduchu	φ_1	60	[%]
Množství nasávaného vzduchu	m_1	1,152	[kg/s]
Teplota vody – vstup	t_{v0}	15	[°C]
Tlak vody – vstup	p_{v0}	4,546	[bar]
Teplota PVS – výstup	t_{11}	100,5	[°C]
Tlak PVS – výstup	p_{11}	1,013	[bar]
Průtok PVS – výstup	m_{11}	1,308	[Kg/s]
Koncentrace vodní páry v <i>pvs</i> – výstup	w_{11}	0,1279	[-]



Obr. 7.1 Schéma zadaného oběhu

7.2 Vytvoření funkcí

V první fázi jsem si vytvořil funkce, jako jsou například funkce pro výpočet enthalpie, hustoty, teploty atd. Pro vytvoření funkcí, dle kterých se tyto hodnoty vypočítávají, jsem vycházel z výše uvedeného výpočtu v bodě 5, kde jsou uvedeny vzorce pro jednotlivé vlastnosti parovzduchové směsi.

Do každé funkce se musí dosadit určité proměnné. Zde pro znázornění uvádím příklad funkce ve tvaru zadání:

$$\text{FUNCTION } \text{rho}pvssk(t_okoli;p_b;fi_okoli;t_sm;p_c;w_proc_para) \quad (7.1)$$

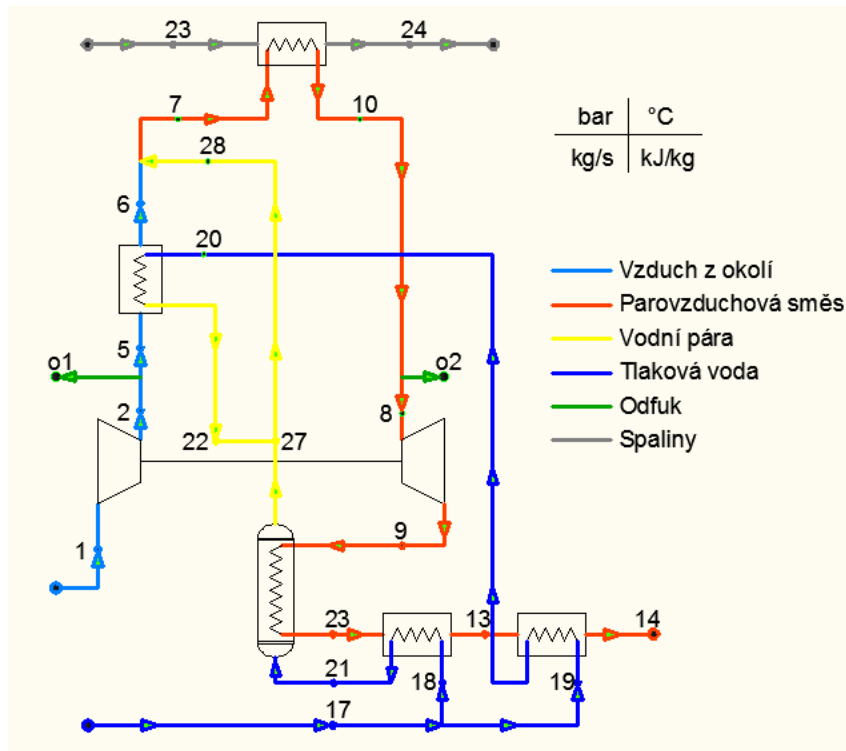
A pro porovnání také uvedu funkci dosazenou přímo ve výpočtové části:

$$\text{rho}[7]=\text{rho}pvssk(t[1];p[1];fi[1];t[7];p[7];w[7]) \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (7.2)$$

Zde je názorně ukázané, že pro zjištění určité hodnoty v daném výpočtovém bodě je zapotřebí zadat hodnoty v okolí a v oběhu. V této ukázce dané funkce pro výpočet hustoty se

musí dosadit hodnoty okolního prostředí a mého výpočtového bodu. To je v mém případě vstupní teplota, tlak, relativní vlhkost okolního prostředí a teplota, tlak, absolutní vlhkost výpočtového bodu 7. V průběhu výpočtů jsem dělal i jednotlivé mezivýpočty, kvůli kterým jsem změnil označení jednotlivých výpočtů (viz Obr. 7.2) z důvodu zjednodušení činnosti a přehlednosti v programu EES.

Pozn.: V průběhu výpočtu uvažuji v jednotlivých úsecích, dle daného média konstantní tlak. Tlak počítám až v závěrečné části, ve které počítám tlakové ztráty.



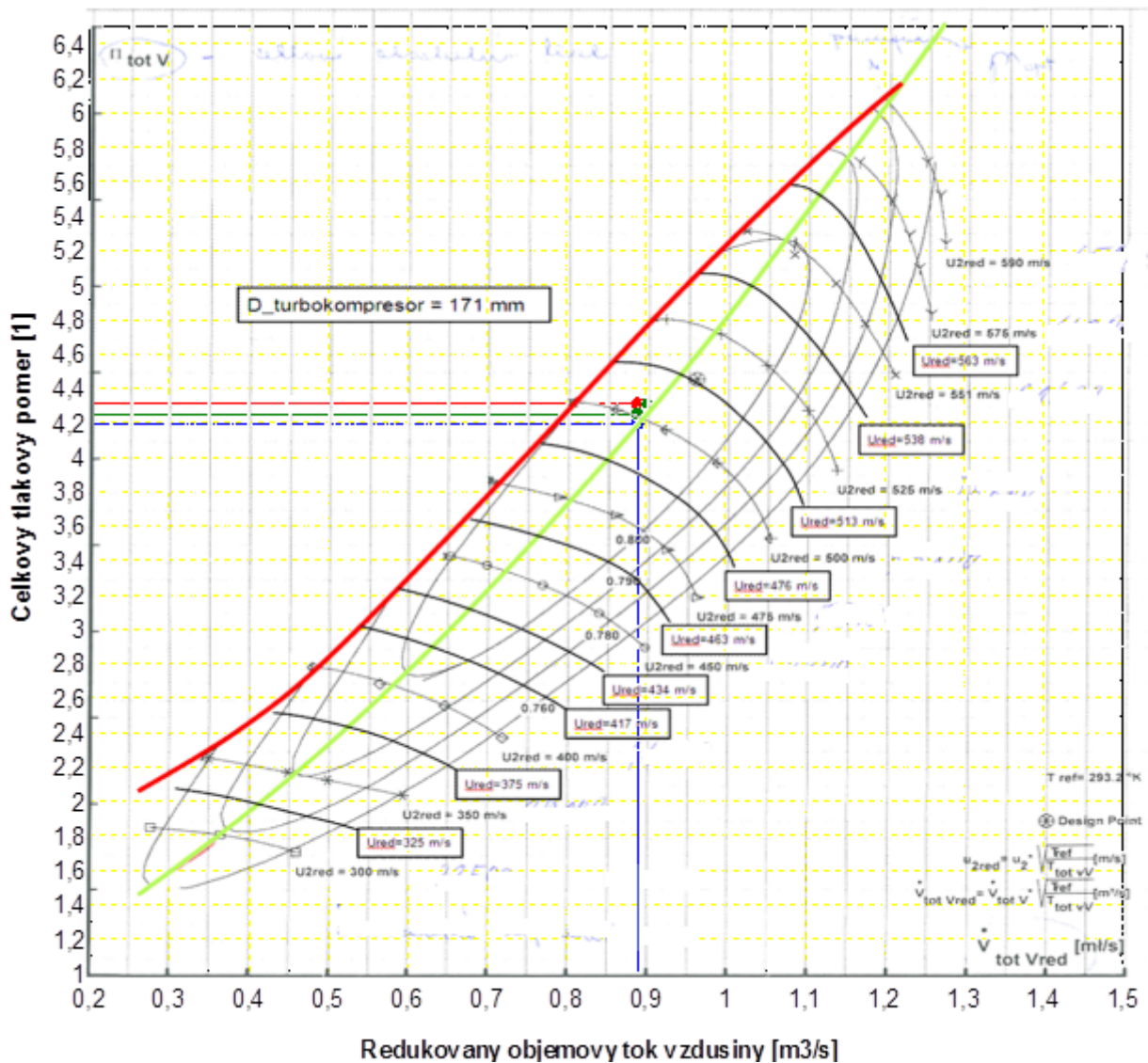
Vlastnosti parovzduchové směsi					
	Zadané		Vypočtené		
			Před turbínou	Za turbínou	
1	1,013	15	4,475	203,6	9
	1,152	31,14	1,152	224,2	
o1			4,475	203,6	12
	0,002		1,150	224,2	
o2			4,468	149,4	13
	0,002		1,150	168,3	
Spaliny					
7	1,013	600,0	4,468	124,7	14
	1,195	681,3	1,300	456,9	
Vypočtené sp					
10	1,013	135,9	4,462	533,6	8
	1,195	145,8	1,300	939,1	

Obr. 7.2 Výpočtové schéma oběhu s vypočtenými hodnotami

7.3 Zjištění účinnosti kompresoru

V prvních krocích jsem si stanovil parametry kompresoru podle charakteristiky kompresoru (viz graf 7.1). Celkový kompresní poměr je 4,308 a redukovaný objemový tok je $0,8972 \text{ m}^3/\text{s}$. V grafu vidíme zelenou čáru, která nám značí možný pohyb hodnot při změně parametrů a červená čára nám značí hraniční oblast.

Z grafu jsem vyčetl účinnost kompresoru, která je 80 %.



Graf 7.1 Charakteristika kompresoru [8]

7.4 Parametry vzduchu

Výpočet dále pokračoval určením jednotlivých vlastností (enthalpie, relativní vlhkosti, měrné vlhkosti, entropie atd.) vzduchu před turbokompresorem a za kompresorem. U odvodu za kompresorem odečítám pouze odvedené množství a se změnami vlastností nasávaného

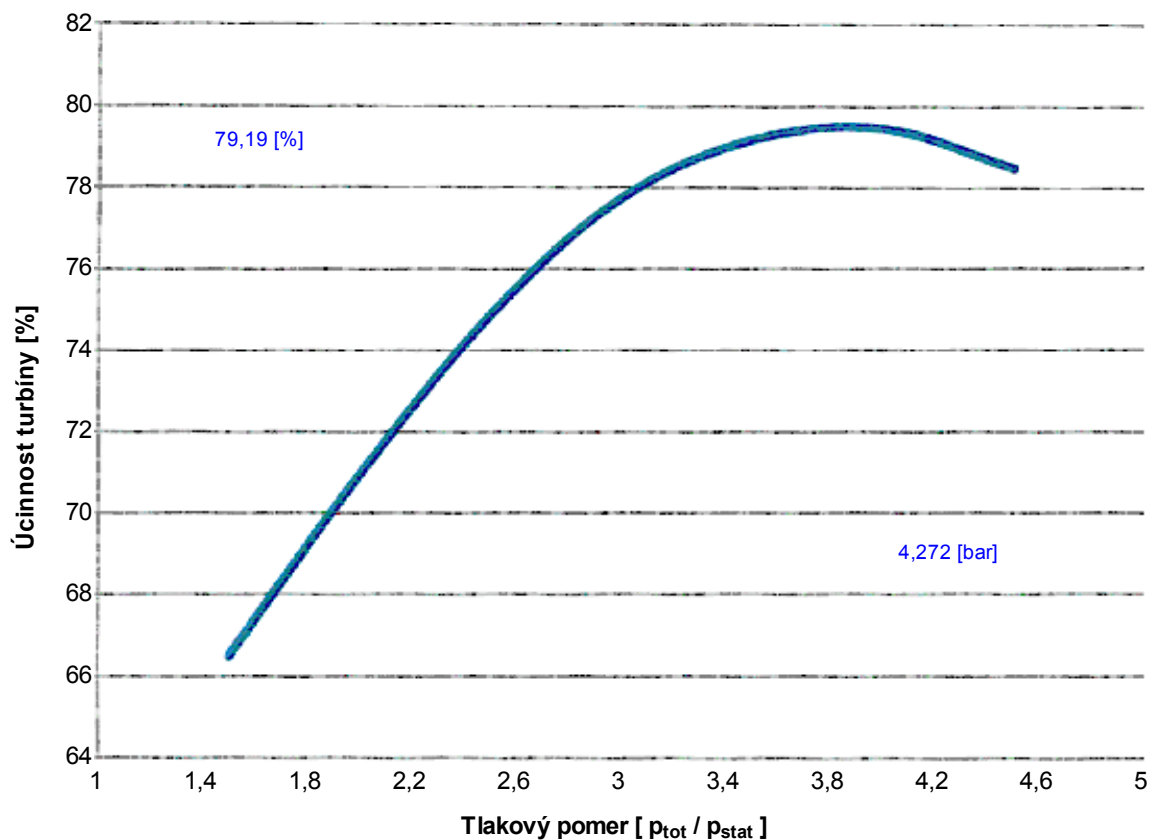
vzduchu nepočítám. Nepočítám se změnami z důvodu minimálního množství odfuku, které je pouze 0,2% z nasávaného množství.

Dále jsem musel dopočítat vlastnosti vzduchu před vstřikem, za vstřikem a také parovodní směsi vystupující z parogenerátoru, abych byl schopný dopočítat vlastnosti tlakové vody vstupující do parogenerátoru a vlastnosti samotného parogenerátoru pomocí procedury, která je v příloze jedna zapsána jako „PROCEDURE VYMENIK_VSTRIKU“. Parogenerátor je výměník, ve kterém vzduchem ohříváme tlakovou vodu.

V závěru této části jsem dopočítal vlastnosti vstřikované parovodní směsi.

7.5 Parametry parovzduchové směsi před turbínou

Pro určení dalších parametrů jsem vypočítal vlastnosti spalin a spalinového výměníku (ohříváku parovzduchové směsi). Dále jsem dopočítal vlastnosti PVS za výměníkem a vlastnosti odfuku, díky kterým jsem zjistil hodnoty PVS před turbínou. Dále jsem si vypočítal tzv. totální tlak v bodě 8. Tento tlak jsem porovnal s tlakem statickým. Výsledkem tohoto poměru je tlak 4,272 bar. Tento tlak jsem zanesl do účinnostní charakteristiky turbíny (viz Graf 7.1) a zjistil jsem, že turbína pracuje s účinností 79,19 %.



Dále jsem vypočítal vlastnosti parovzduchové směsi po expanzi jako např. parciální tlaky, entropie a také jsem přepočítal parametry průtoků nutných pro provoz turbíny.

V této části se dostáváme k jednomu z nejdůležitějších výpočtů této práce, a tím je výpočet elektrického výkonu turbíny. Účinnost generátoru je 95 %. Následujícími výpočty bych chtěl ukázat jaký je elektrický výkon bez tlakových ztrát a s tlakovými ztrátami.

$$\text{Mechanicky}_{\text{vykon};\text{turbo}} = \text{Turbina}_{\text{PVS}} - \text{Kompresor} \quad [\text{kW}] \quad (7.3)$$

$$\text{Elektricky}_{\text{vykon};\text{turbo}} = \text{Mechanicky}_{\text{vykon};\text{turbo}} \cdot \text{Účinnost}_{\text{generátoru}} \quad [\text{kW}] \quad (7.4)$$

Výpočet elektrického výkonu bez tlakových ztrát:

$$\text{Mechanicky}_{\text{vykon}_\text{turbo}_\text{bez}_\text{ΔPz}} = 319,5 - 223,1$$

$$\text{Mechanicky}_{\text{vykon}_\text{turbo}_\text{bez}_\text{ΔPz}} = \underline{\underline{96,4}} \quad [\text{kW}]$$

$$\text{Elektricky}_{\text{vykon}_\text{turbo}_\text{bez}_\text{ΔPz}} = 96,4 \cdot 0,95$$

$$\text{Elektricky}_{\text{vykon};\text{turbo}} = \underline{\underline{91,59}} \quad [\text{kW}]$$

Výpočet elektrického výkonu s tlakovými ztrátami:

$$\text{Mechanicky}_{\text{vykon}_\text{turbo}_\text{bez}_\text{ΔPz}} = 313,1 - 223,1$$

$$\text{Mechanicky}_{\text{vykon}_\text{turbo}_\text{bez}_\text{ΔPz}} = \underline{\underline{90}} \quad [\text{kW}]$$

$$\text{Elektricky}_{\text{vykon}_\text{turbo}_\text{bez}_\text{ΔPz}} = 90 \cdot 0,95$$

$$\text{Elektricky}_{\text{vykon};\text{turbo}} = \underline{\underline{85,5}} \quad [\text{kW}]$$

Rozdíl elektrického výkonu je 6,09 kW. Tímto výkonem by se mohl pohánět kompresor o výkonnosti 180 m³/h. Kompresor, který by stačil pro větší průmyslový závod.

V závěru, ještě před tlakovými ztrátami jsem vypočítal vlastnosti žárotrubného parogenerátoru, který se skládá z výparníku a parovzduchového ohříváku vody. Ve výparníku jsem ještě počítal přimíchání přehřáté páry. A v závěru jsem počítal vlastnosti PVS u posledního výměníku, kterým je kondenzátor. U kondenzátoru neuvažuji s tlakovými ztrátami.

8 Tlakové ztráty [9]

Tlakové neboli hydraulické ztráty jsou tzv. disipací (nevratnou změnou) energie, způsobenou vazkostí tekutiny (tj. hydraulické ztráty způsobené překonáváním odporů) je závislá na řadě parametrů např. viskozitě tekutiny, geometrii potrubí a jeho drsnosti, ale hlavně na rychlosti proudění. Při výpočtu se ztráty vyjadřují jako násobek kinetické energie (vztaženou na střední objemovou rychlost):

$$e_z = g \cdot h_z = \frac{p_z}{\rho} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \quad (8.1)$$

kde ζ je ztrátový součinitel, závislý na druhu ztrát. Hodnotu ztrátového součinitele ζ najdeme v různých příručkách, vztaženou vždy na místní rychlost. U dlouhých potrubí převažuje ztráta třením, u krátkých potrubí se uplatní ztráty způsobené vířením tekutiny v tzv. místních ztrátách, např. v ohybech nebo při změně průřezu.

Zpravidla předpokládáme, že se každý hydraulický odpor projevuje nezávisle na účinku ostatních odporů. Celková ztráta je pak dána součtem jednotlivých ztrát způsobených každým odporem samostatně.

8.1 Třecí ztráty v potrubí

Třecí ztráty jsou závislé jednak na tekutině dopravované potrubím (na množství, hustotě, viskozitě, koncentraci příměsí), jednak na potrubí (na jeho délce, průměru, drsnosti). Protože tyto veličiny se mohou během používání potrubí měnit, (např. průměr se může zmenšovat vlivem zarůstání potrubí, drsnost zvětšovat vlivem koroze), budou i ztráty závislé na čase. Pro výpočet tlakových ztrát třením se dnes v Evropě nejčastěji počítá s Weisbachovým vzorcem:

$$e_z = g \cdot h_z = \frac{p_z}{\rho} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (8.2)$$

kde v (m/s) je střední objemová rychlost, l (m) délka potrubí, d (m) průměr potrubí, λ (m) je součinitel třecích ztrát.

Pro určení třecích ztrát je důležité i správně stanovit součinitele třecích ztrát λ , který je funkcí střední rychlosti v , viskozity ν a délky potrubí d a l , koncentrace příměsí atd.

$$\lambda = f(v, \nu, d, l, \dots) \quad (8.3)$$

V případě proudění potrubím nekruhového průřezu, musím do Weisbachova vzorce (8.2) místo průměru potrubí dosadit jiný rozměr charakterizující geometrii potrubí.

Může to být např. hydraulický průměr:

$$d_h = 4 \cdot \frac{S}{o} \quad (8.4)$$

kde S (m^2) je průřez a o (m) je smočený obvod, tj. ta část obvodu potrubí, která se stýká s proudící tekutinou.

8.2 Místní ztráty

Místní ztráty jsou přídavné ztráty k třecím ztrátám, způsobené změnou velikosti průřezu nebo změnou směru, což má za následek vznik vírů v tekutině. Kinetická energie těchto vírů se odebírá z energie hlavního pohybu proudu tekutiny, tj. energie se změní v teplo – dissipuje.

Velikost místní ztráty se počítá ze vztahu

$$e_z = \zeta \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (8.5)$$

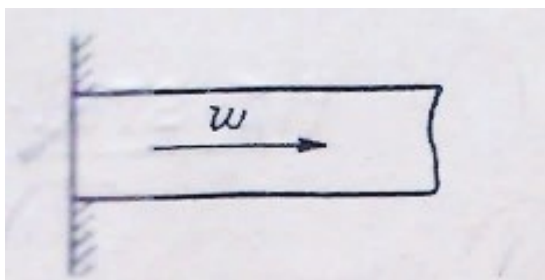
kde ztrátový součinitel ζ je závislý na geometrii místní ztráty, ale při nižších hodnotách Reynoldsova čísla se většinou určuje experimentálně a jeho hodnoty lze nalézt v různých příručkách.

Uvedu nyní místní ztráty, se kterými jsem se ve výměnících setkal:

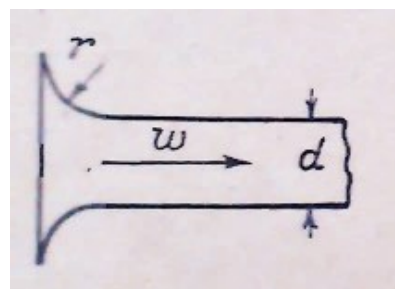
- Vstup do potrubí (ztráta vtokem)
- Změna směru proudu (obrat proudu, koleno)
- Náhlé rozšíření průřezu
- Kónické zúžení průřezu
- Průchod svazkem trubek kruhového průřezu uspořádaných vystřídane

- Vstup do potrubí [10]

Pro ostrohranný pravoúhlý vstup $\zeta = 0,5$ (Obr. 8.1), pro rozválcovaný svtup je ztrátový součinitel $\zeta = 0,15$ (Obr. 8.1).



Obr. 8.1 Ostrohranný pravoúhlý vstup [10]



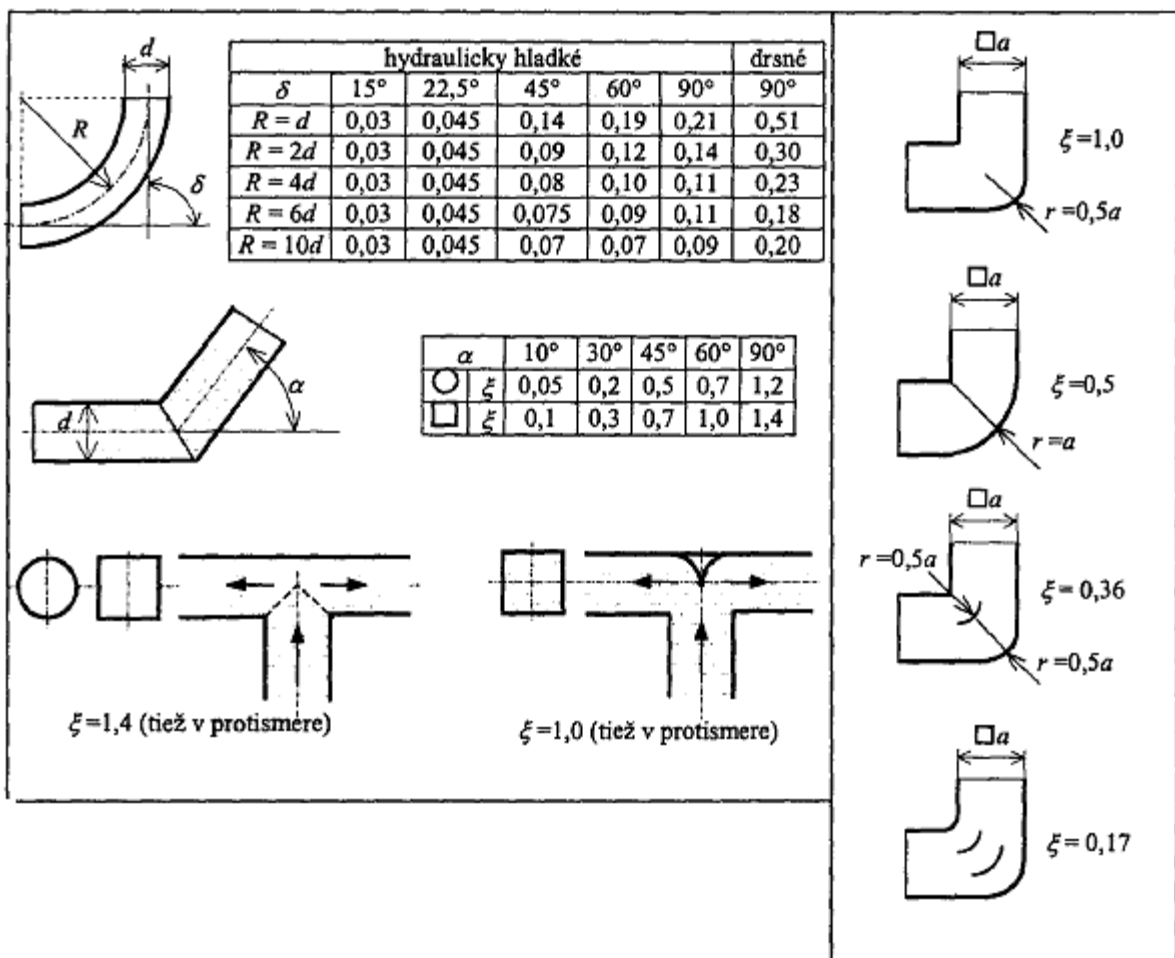
Obr. 8.2 rozválcovaný svtup [10]

b) Změna směru proudu

Ztráta v kolenu nebo v ohybu. Vzhledem k nerovnoměrnému rozložení rychlostí ve vstupním průřezu (max. rychlost je v ose potrubí) a vlivem účinku odstředivých sil bude proudění v těchto případech vždy prostorové. Částice tekutiny se pohybují v ohybech po šroubovici. Za ohybem dochází na vnitřní straně k odtržení proudu. Ztrátový součinitel bude závislý na velikosti změny směru proudu a na relativním poloměru zakřivení R/d .

U ostrohranných ohybů se vytváří víry i na vnější straně. Ke snížení ztrát se do těchto ohybů vkládají usměrňovací lopatky.

Velikost jednotlivých ztrátových součinitelů je uvedena na Obr. 8.3.

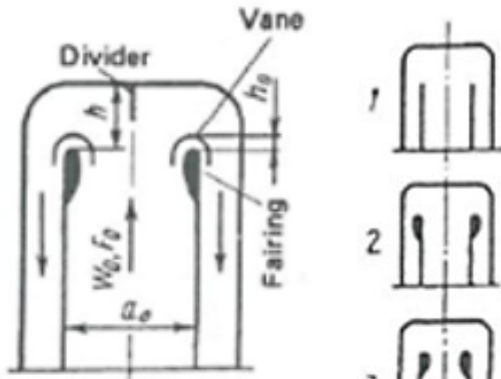


Obr. 8.3 Koeficient místních ztrát v kolenu nebo v ohybu [11]

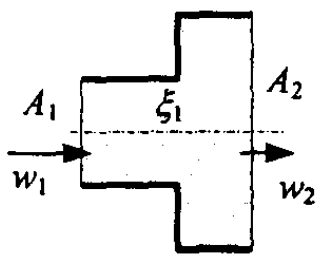
Při tzv. ztrátě obratem proudu je ztrátový součinitel ζ funkcí poměru výšky h a vnitřním průměru a_0 (8.4.). [11]

$$\zeta = f\left(\frac{h}{a_0}\right) \quad (8.7)$$

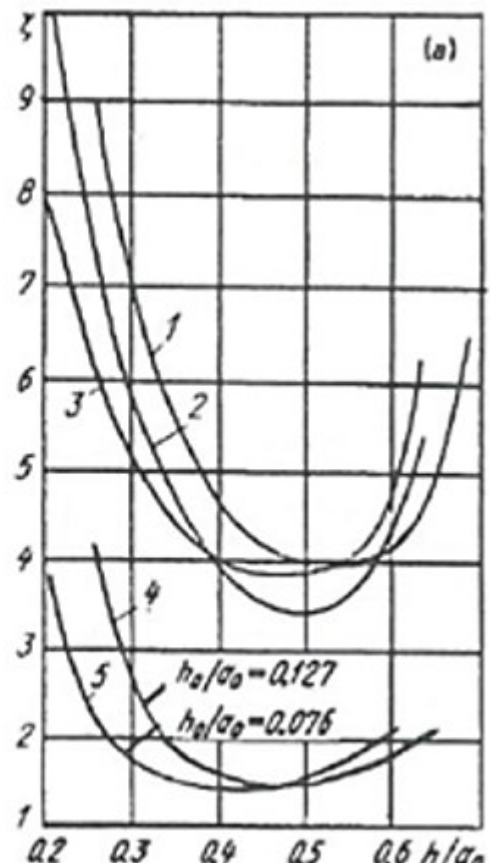
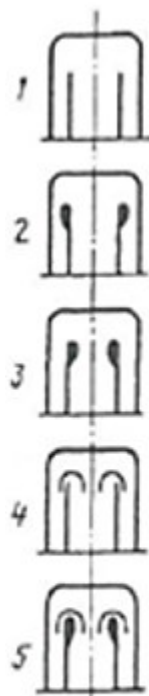
Pro zmenšení ztrátového součinitele a tím zároveň i tlakové ztráty, tak se může přechodový prvek zaoblit nebo upravit. Jednotlivé úpravy jsou uvedeny v grafu 8.1, kde jsou k jednotlivým prvkům uvedeny i jednotlivé charakteristiky tlakových ztrát.



Obr. 8.4 Schéma obratu tekutiny [11]



Obr. 8.5 Schéma náhlého rozšíření průřezů [11]



Graf 8.1 Závislost ztrátového součinitele na poměru výšky a vnitřním průměru [11]

c) Náhlé rozšíření průřezu

Velikost ztrátového součinitele závisí na poměru průměrů A_1 a A_2 (Obr. 8.5) podle rovnic (8.5) a (8.6).

$$\zeta_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 < 1 \quad (8.8)$$

resp.

$$\zeta_2 = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)^2 > \zeta_1 \quad (8.9)$$

d) Kónické zúžení průřezu

Ztráta kónickým zúžením průřezu je závislá na úhlu, pod kterým se potrubí zužuje.
(viz Tab. 8.1)

$2 \cdot \delta$	5°	7°	10°	20°	30°	60°
ξ_{kz}	0.06	0.12	0.16	0.20	0.24	0.32

Tab. 8.1 hodnoty součinitele místní ztráty kónického zúžení [11]

e) Průchod svazkem trubek kruhového průřezu uspořádaných vystřídane

Při výpočtu ztrátového součinitele odporu ξ svazků s vystřídáními trubkami se rozlišují tři případy provedení svazků:

$$I) \quad \frac{s_1}{D} < 2,0 ; 0,14 \leq \frac{s_1 - D}{s_2} < 1,7 \quad (8.10)$$

pak platí

$$\xi = \left[(4,6 - 2,7 \cdot x_{sv}) \cdot \left(2 - \frac{s_1}{D} \right) + 3,2 \right] \cdot \text{Re}^{-0,27} \cdot (z_t + 1) \quad [-] \quad (8.11)$$

$$II) \quad \frac{s_1}{D} > 2,0 ; 0,14 \leq \frac{s_1 - D}{s_2} < 1,7 \quad (8.12)$$

$$\xi = 3,2 \cdot \text{Re}^{-0,27} \cdot (z_t + 1) \quad [-] \quad (8.13)$$

$$III) \quad \frac{s_1}{D} \geq 1,0 ; 1,7 \leq \frac{s_1 - D}{s_2} < 2 \quad (8.14)$$

$$\xi = 0,44 (x_{sv} + 1)^2 \cdot \text{Re}^{-0,27} \cdot (z_t + 1) \quad (8.15)$$

kde je

$$x_{sv} = \frac{s_1 - D}{s_2} \quad [-] \quad (8.16)$$

$$s_2 = \sqrt{\frac{D^2}{4} + s_1^2} \quad [\text{m}] \quad (8.17)$$

kde D (m) je průměr obtékaných trubek, x_{sv} (-) rozměrový součinitel, s_1 (m) vertikální mezera mezi trubkami, s_2 (m) horizontální mezera mezi trubkami, z_t (-) počet řad trubek po směru proudu.

8.3 Implementování tlakových ztrát do jednotlivých výměníků

U všech výměníků je nejdůležitější, aby výpočet tlakových ztrát byl prováděn jednotným způsobem.

Veškeré výpočty tlakových ztrát jsem prováděl v programu EES, podle výše uvedených způsobů výpočtů tlakových ztrát. (viz Příloha A)

8.3.1 Tlakové ztráty v průtočném parogenerátoru

Průtočný parogenerátor je umístěn jako první výměník mezi body 5 a 6 (viz obr.7.2). Vzduchem o teplotě 204 °C ohřívá vodu z 58 °C na 131 °C. Vzduch má na výstupu teplotu 150 °C.

Průtočný parogenerátor je zobrazen na obr. 8.6, kde je modrou barvou znázorněn průtok vzduchu, u kterého počítám tlakové ztráty. V příloze č. 1 jsou vzorce, funkce a procedury, které byly ve výpočtu tlakových ztrát průtočného parogenerátoru použity. Čísla na obr. 8.6 znázorňují jednotlivé ztráty:

- 0 Tlaková ztráta třením v potrubí před výměníkem
- 1 Místní tlaková ztráta kónickým zúžením potrubí
- 2 Místní tlaková ztráta v ostrém ohybu proudu
- 3 Tlaková ztráta třením
- 4 Místní tlaková ztráta obratem proudu
- 5 Místní tlaková ztráta průchodem svazku trubek kruhového průřezu uspořádaných vystřídane
- 6 Místní tlaková ztráta obratem proudu
- 7 Místní tlaková ztráta vtokem
- 8 Tlaková ztráta třením
- 9 Tlaková ztráta třením v potrubí za výměníkem

8.3.2 Tlakové ztráty v ohříváku PVS

Ohřívák PVS nebo se také může nazývat jako spalínový ohřívák PVS. Tento výměník je umístěn mezi body 7 a 10. Spaliny vstupující do výměníku o teplotě 600 °C ohřívají PVS z teploty 149 °C na teplotu 534 °C.

Ohřívák PVS je zobrazen na obr. 8.7, kde je červenou barvou znázorněný průtok PVS, u které počítám tlakové ztráty. V příloze č. 1 jsou vzorce, funkce a procedury, které byly ve výpočtu tlakových ztrát ohříváku PVS použity. Čísla na obr. 8.7 znázorňují jednotlivé ztráty:

- 1 Místní tlaková ztráta náhlým rozšířením potrubí
- 2 Místní tlaková ztráta vtokem
- 3 Tlaková ztráta třením
- 4 Místní tlaková ztráta v ostrém ohybu proudu
- 5 Místní tlaková ztráta vtokem
- 6 Tlaková ztráta třením v potrubí za výměníkem

8.3.3 Tlakové ztráty v parovzduchovém ohříváku vody

Parovzduchový ohřívák vody je první výměník za turbínou. V oběhu se nachází za bodem 9 a přímo navazuje na poslední výměník, na žárotrubný parogenerátor, který je poslední výměník, u kterého jsem počítal tlakové ztráty. Do výměníku vstupuje ohřívací médium PVS o teplotě 336 °C. Ohřívání médium je voda, která opouští tento výměník o teplotě 152 °C.

Parovzduchový ohřívák vody je zobrazený na obr. 8.8, kde je červenou barvou znázorněný průtok PVS, u které počítám tlakové ztráty. V příloze č. 1 jsou vzorce, funkce a procedury, které byly ve výpočtu tlakových ztrát parovzduchového ohříváku vody použity. Čísla na obr. 8.8 znázorňují jednotlivé ztráty:

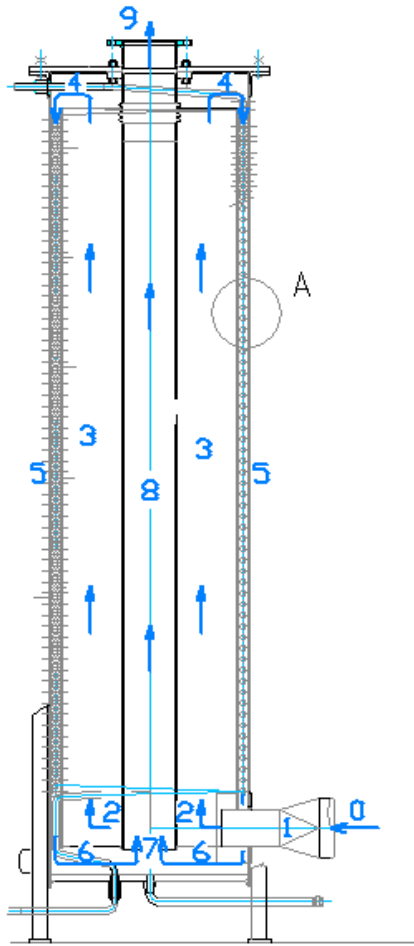
- 1 Místní tlaková ztráta kónickým zúžením potrubí
- 2 Tlaková ztráta třením
- 3 Místní tlaková ztráta v ostrém ohybu proudu
- 4 Místní tlaková ztráta průchodem svazku trubek kruhového průřezu uspořádaných vystřídane
- 5 Místní tlaková ztráta obratem proudu
- 6 Místní tlaková ztráta průchodem svazku trubek kruhového průřezu uspořádaných vystřídane
- 7 Místní tlaková ztráta obratem proudu

8.3.4 Tlakové ztráty v žárotrubném parogenerátoru

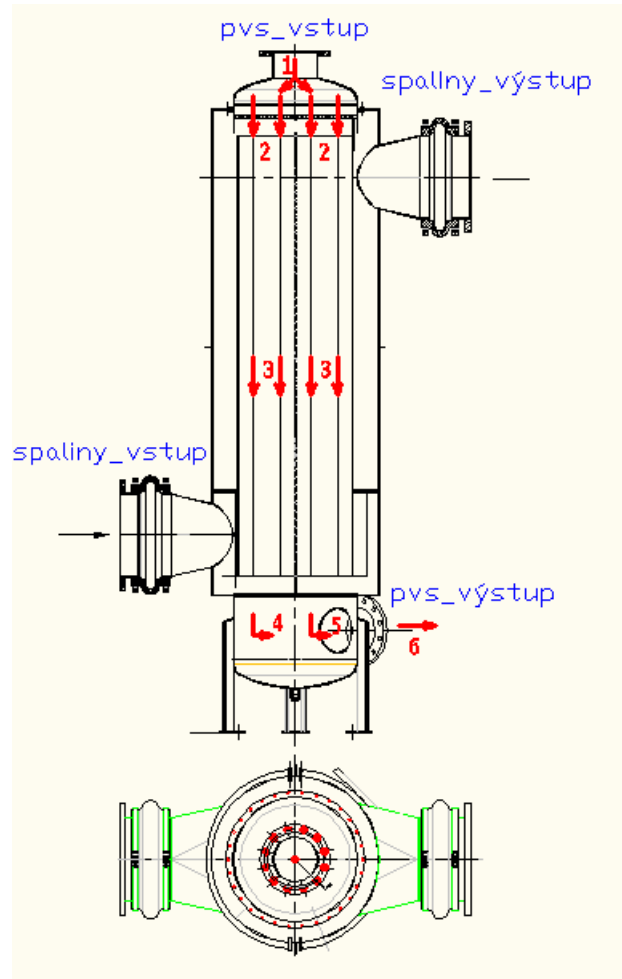
Žárotrubný parogenerátor je poslední výměník v oběhu, u kterého počítám tlakové ztráty. V oběhu se nachází před bodem 12 a přímo navazuje na parovzduchový ohřívák vody. Z výměníku vystupuje PVS o teplotě 157 °C.

Žárotrubný parogenerátor je zobrazený na obr. 8.9, kde je červenou barvou znázorněný průtok PVS, u které počítám tlakové ztráty. V příloze č. 1 jsou vzorce, funkce a procedury, které byly ve výpočtu tlakových ztrát žárotrubný parogenerátoru použity. Čísla na obr. 8.9 znázorňují jednotlivé ztráty:

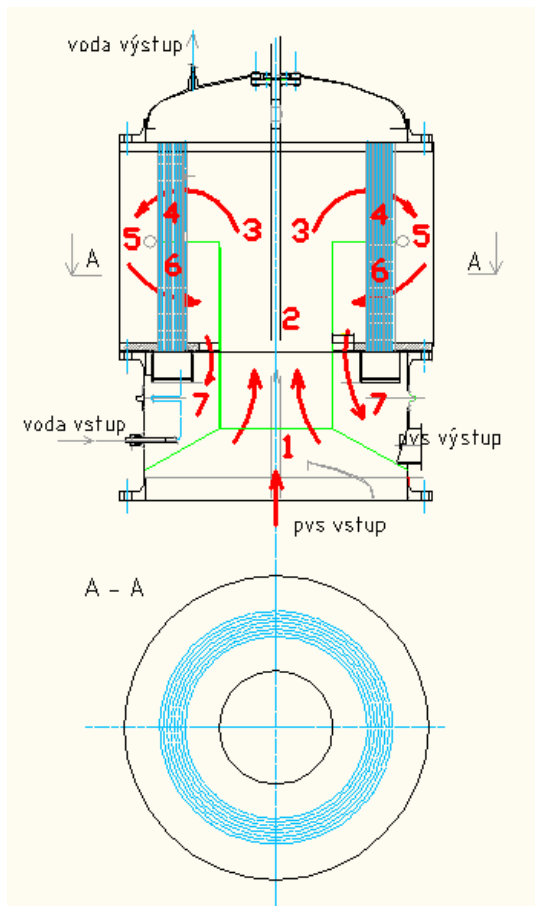
- 1 Tlaková ztráta třením
- 2 Místní tlaková ztráta v ostrém ohybu proudu
- 3 Místní tlaková ztráta v ostrém ohybu proudu (koleno)
- 4 Tlaková ztráta třením v prvním tahu
- 4v Místní tlaková ztráta vtokem
- 5 Místní tlaková ztráta obratem proudu
- 6 Tlaková ztráta třením v druhém tahu
- 6v Místní tlaková ztráta vtokem
- 7 Místní tlaková ztráta obratem proudu
- 8 Tlaková ztráta třením ve třetím tahu
- 8v Místní tlaková ztráta vtokem
- 9 Tlaková ztráta třením v potrubí za výměníkem



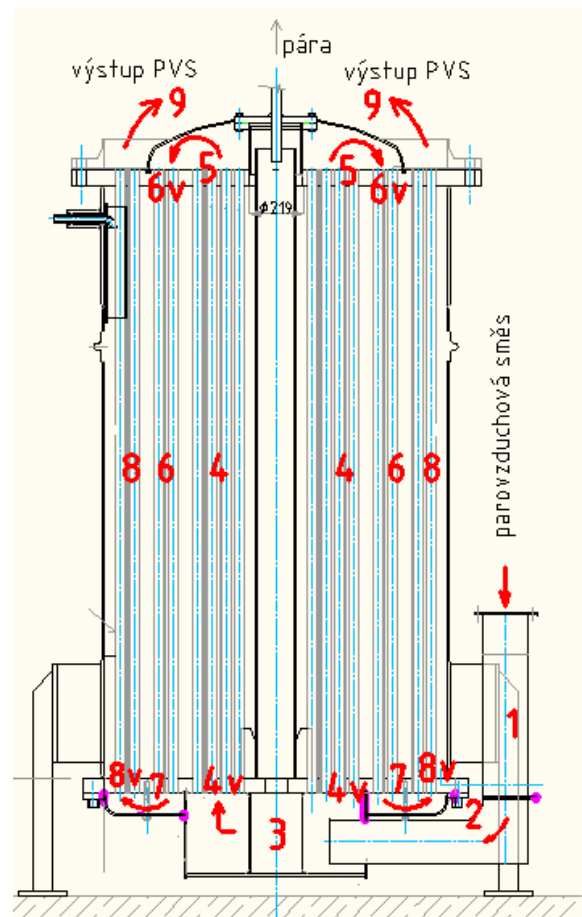
Obr. 8.7 Tlakové ztráty v průtočném parogenerátoru [8]



Obr. 8.6 Tlakové ztráty v ohříváku PVS [8]



Obr. 8.9 Tlakové ztráty v parovzduchovém ohříváku vody [8]



Obr. 8.8 Tlakové ztráty v žárotrubném parogenerátoru [8]

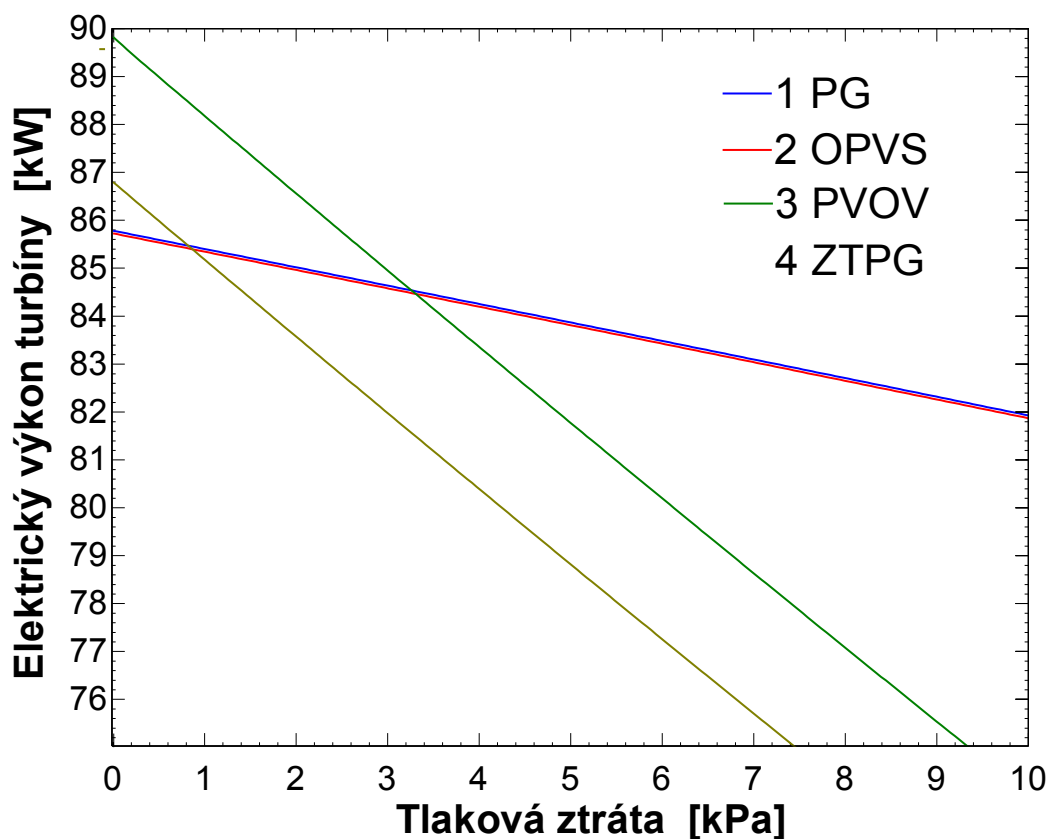
Tlakové ztráty [Pa]					
	PG	OPVS	PVOV	ZTPG	
0	65,17				0
1	5,571	10,78	0,3553	3,886	1
2	2,092	2,904	0,1818	11,79	2
3	0,1674	495,1	3,109	1,509	3
4	19,55	3,209	1271	231,3	4
5	273,7	9,124	80,35	208,6	4v
6	162,5	34,7	1271	68,08	5
7	8,541		103,9	232,5	6
8	51,76			208,6	6v
9	113			70,62	7
10				222,6	8
11				208,6	8v
12				14,04	9

Tab. 8.2 Velikost jednotlivých tlakových ztrát

9 Analýza vlivu velikosti tlakové ztráty na vstupu a na výstupu z plynové turbíny a na její parametry

Analýzu vlivu velikosti tlakové ztráty na vstupu a na výstupu z plynové turbíny provedu ve vztahu k nejdůležitějšímu parametru, kterým je výstupní elektrický výkon, který by mohl jít do sítě.

Tlakové ztráty mají nejvýznamější význam u výměníků za turbínou (viz graf. 9.1 a graf 9.2), kterými jsou parovzduchový ohřívák vody a žárotrubný parogenerátor.



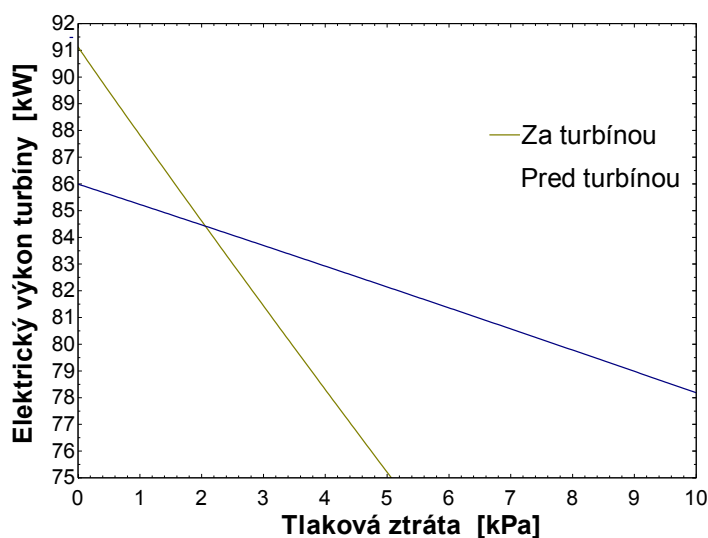
Graf. 9.1 Charakteristiky jednotlivých výměníků

Graficky znázorněný vliv tlakové ztráty u jednotlivých výměníků na výstupní elektrický výkon (viz Graf 9.1) poukazuje na největší vliv parovzduchového ohříváku vody, který má při nulové tlakové ztrátě hodnotu 89,83 kW_e. Druhý výměník, u kterého se vykazuje o 3 kW_e menší vliv tlakové ztráty na elektrický výkon je žárotrubný parogenerátor, který má při nulové tlakové ztrátě elektrický výkon 86,6 kW_e. Oba tyto výměníky jsou umístěné za turbínou. Poslední dva výměníky, které jsem ještě nezmínil, jsou umístěné před turbínou a tlakové ztráty u těchto výměníků jsou skoro totožné hodnoty a průběhy. Více významný vliv ztráty má parogenerátor. Při nulové tlakové ztrátě má turbína elektrický výkon 85,78 kW_e. U ohříváku PVS při nulové tlakové ztrátě má turbína elektrický výkon 85,73 kW_e.

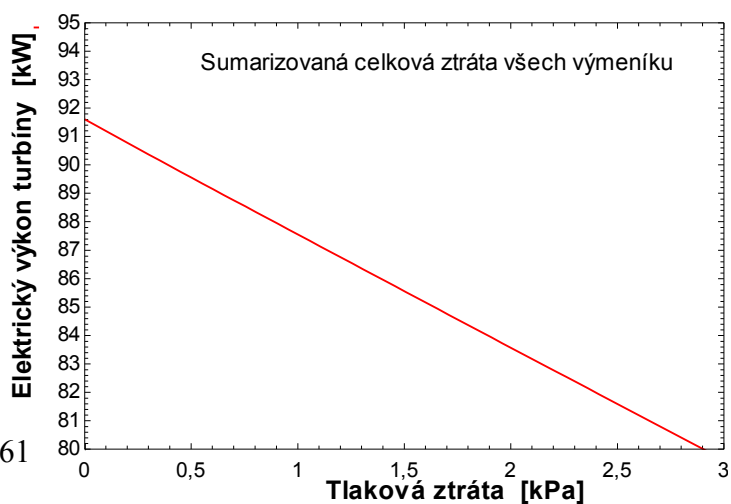
U výměníků umístěných za turbínou je viditelné, že tlakové ztráty mají větší vliv na elektrický výkon turbíny do tlakové ztráty 2 kPa z důvodů strmější charakteristiky než je tomu u výměníků před turbínou.

Elektrický výkon v součtové charakteristice výměníků (viz Graf. 9.2) dosahuje maximální hodnotu, při nulových ztrátách u výměníků za turbínou 91,13 kW_e a u výměníků před turbínou 85,99 kW_e.

A v celkové součtové charakteristice (viz Graf. 9.3) je znázorněná závislost elektrického výkonu turbíny na součtové tlakové ztrátě všech mnou počítaných výměníků. V ideálním případě, kde tlaková ztráta by byla rovna nule, tak elektrický výkon turbíny v oběhu FLEXIVIT by vykazoval hodnotu 91,61 kW_e



Graf. 9.2 Součtová charakteristika výměníků před a za turbínou



Graf. 9.3 Celková součtová charakteristika

10 Návrh opatření ke snížení tlakových ztrát

Opatření ke snížení tlakových ztrát nesmí ovlivňovat tepelný výpočet výměníků a z toho vyplývá, že se nesmí měnit uspořádání teplosměnných ploch, rozměrové změny ve výměnících, zásadní tvarové změny atd.

Z toho vyplývá, že tlakové ztráty třením se mohou ovlivňovat pouze u potrubí před a za výměníky, změnou průměru, protože umístění výměníků je dané. Změna průměru zapříčiní změnu rychlosti, která zásadně ovlivňuje velikost tlakové ztráty třením (viz bod 8.1).

Tlakovou ztrátu vřazenými odpory mohou ovlivnit za předpokladu, že je splněná již zmíněná podmínka (nesmí se ovlivnit tepelný výpočet výměníků) a poté mohou nahradit stávající ztrátový součinitel ζ jiným u daného vřazeného odporu s nejnižší možnou hodnotou. Ale musím brát ohled na praktickou proveditelnost mnou navržené změny.

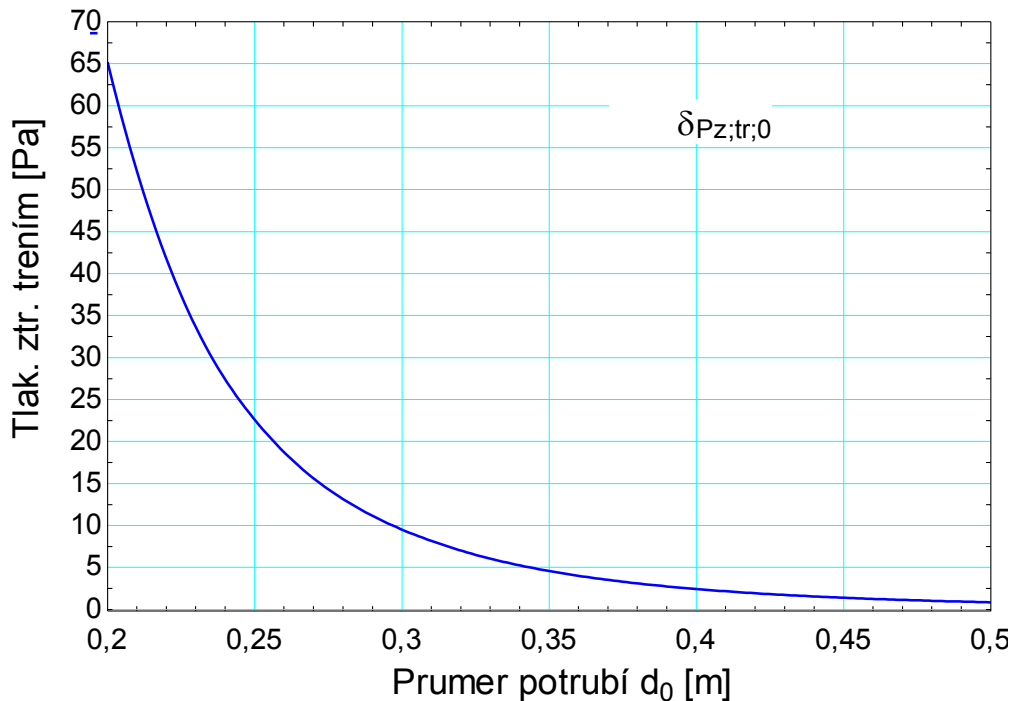
10.1 Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u průtočného parogenerátoru

Opatření ke snížení tlakových ztrát u průtočného parogenerátoru mohou provést pouze u některých tlakových ztrát vřazenými odpory a také u tlakových ztrát třením v potrubí před a za výměníkem:

1. První tlaková ztráta, kterou mohu snížit je ztráta třením v potrubí před průtočným parogenerátorem. Délka tohoto potrubí jsou 3 m a zadaný průměr je 0,2 m. Při optimalizování tlakové ztráty v potrubí, musím klást na opatrnost se zvětšováním průměru potrubí z důvodu prostorové náročnosti, protože FLEXIVIT se bude dělat v kontejnerovém provedení.

Kompromis mezi prostorovou náročností a tlakovou ztrátou třením, která je v tomto potrubí 60,17 Pa při stávajícím průměru 0,2 m tak volím dle závislosti tlakových ztrát v tomto potrubí na průměru potrubí (viz Graf. 10.1) zvětšení průměru na 0,3 m. Tímto zásahem tlaková ztráta klesne na 9,498 Pa.

Za ideálních podmínek, kdyby FLEXIVIT nebyl v kontejnerovém provedení a nebylo by žádné prostorové ani finanční omezení tak bych volil průměr 0,5 m a více (viz Graf. 10.1).

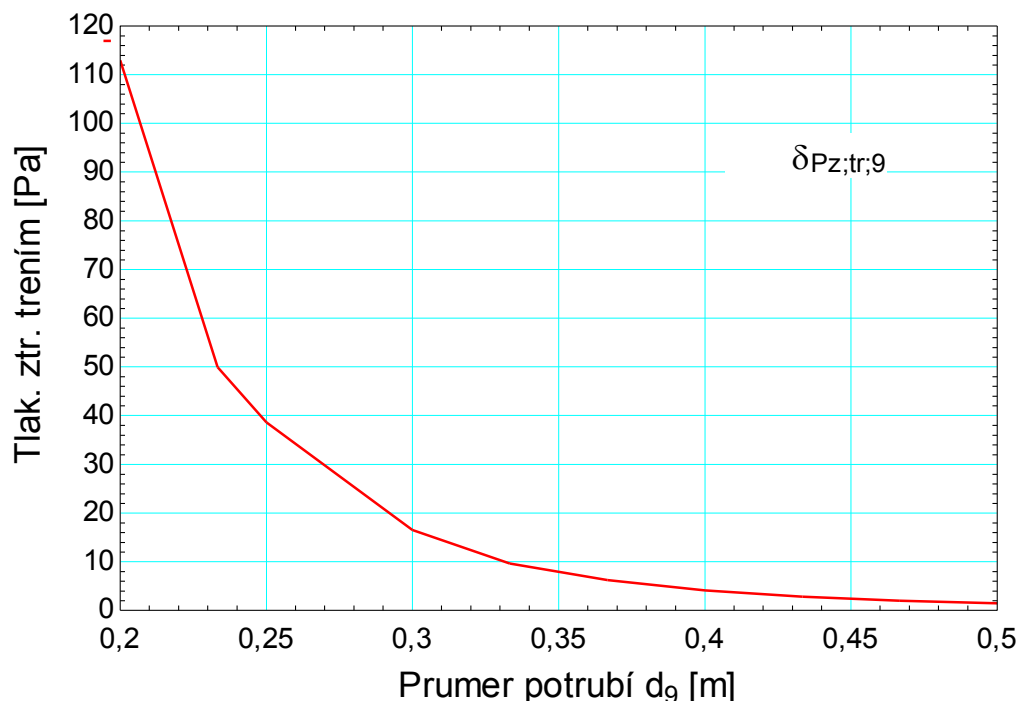


Graf. 10.1 Závislost tlakové ztráty na průměru potrubí před PG

2. Dále mohu snížit místní tlakovou ztrátu v ostrém ohybu proudu, umístěním usměňovacích lopatek z hodnoty ztrátového součinitele $\zeta = 1,4$ na hodnotu $\zeta = 0,76$. Tato změna mi sníží tlakovou ztrátu z 2,092 Pa na 1,136 Pa.
3. Místní tlakovou ztrátu obratem mohu snížit vytvořením zaoblení tzv. výtokové hrany (viz Graf 8.1, křivka číslo 3 a nákres výtokové hrany číslo 3), a tím snížit vřazený odpor, místní tlakovou ztrátu obratem v bodě 4. (viz Obr. 8.7) z 19,55 Pa na 16,23 Pa a v bodě 6. ze 162,5 Pa na 119,8 Pa.
Jiné provedení úpravy výtokové hrany nevolím z důvodu obtížnosti proveditelnosti.
4. Místní tlakovou ztrátu vtokem mohu zmenšit rozválcováním vstupní hrany potrubí, kde zmenším tlakovou ztrátu z 8,541 Pa na 2,562 Pa.
5. Poslední tlaková ztráta, kterou mohu snížit je ztráta třením v potrubí za průtočným parogenerátorem. Délka tohoto potrubí je 6 m a zadaný průměr je 0,2 m. Při optimalizování tlakové ztráty v potrubí, musím být opatrný se zvětšováním průměru potrubí z důvodu prostorové náročnosti, protože FLEXIVIT se bude dělat v kontejnerovém provedení.

Kompromis mezi prostorovou náročností a tlakovou ztrátou třením, která je v tomto potrubí 113 Pa při stávajícím průměru 0,2 m tak volím dle závislosti tlakových ztrát v tomto potrubí na průměru potrubí (viz Graf. 10.2) zvětšení průměru na 0,3 m. Tímto zásahem tlaková ztráta klesne na 16,46 Pa.

Za ideálních podmínek, kdyby FLEXIVIT nebyl v kontejnerovém provedení a nebylo by žádné prostorové ani finanční omezení tak bych volil průměr 0,5 m a více (viz Graf. 10.2).



Graf. 10.2 Závislost tlakové ztráty na průměru potrubí za PG

10.2 Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u ohříváku PVS

Opatření ke snížení tlakových ztrát u ohříváku PVS mohou provést pouze u čtyř tlakových ztrát vřazenými odpory a u tlakových ztrát třením v potrubí za výměníkem.

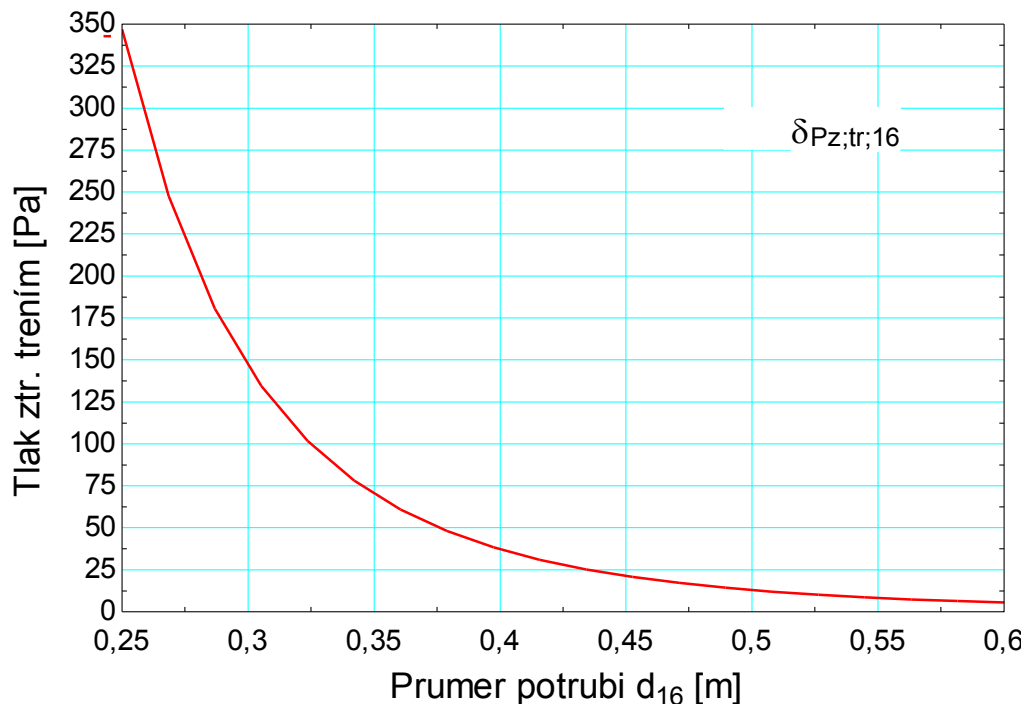
Opatření, kterými můžu snížit tlakovou ztrátu u ohříváku PVS, jsou následující:

1. Místní tlakovou ztrátu vtokem mohou snížit v bodě 2 a 5 (viz. obr. 8.5) rozválcováním vstupní hrany potrubí. Touto změnou se sníží ztrátový součinitel $\zeta = 0,5$ na hodnotu $\zeta = 0,15$. Tlakovou ztrátu v bodě 2 snížím z 2,904 Pa na 0,8711 Pa a v bodě 5 z 9,124 Pa na 2,124 Pa.
2. Místní tlakovou ztrátu v ostrém ohybu proudu, umístěním usměňovacích lopatek z hodnoty ztrátového součinitele $\zeta = 1,4$ na hodnotu $\zeta = 0,76$. Tato změna mi sníží tlakovou ztrátu ze 3,209 Pa na 2,209 Pa.

3. Tlaková ztráta třením v potrubí za ohřívákem PVS. Délka tohoto potrubí je 20 m a zadaný průměr je 0,25 m. Při optimalizování tlakové ztráty v potrubí, musím být opatrný se zvětšováním průměru potrubí z důvodu prostorové náročnosti, protože FLEXIVIT se bude dělat v kontejnerovém provedení a toto potrubí je nejdelší v celém oběhu.

Kompromis mezi prostorovou náročností a tlakovou ztrátou třením, která je v tomto potrubí 347 Pa při stávajícím průměru 0,25 m tak volím dle závislosti tlakových ztrát v tomto potrubí na průměru potrubí (viz. Graf. 10.3) zvětšení průměru na 0,35 m. Tímto zásahem tlaková ztráta klesne na 70,18 Pa.

Za ideálních podmínek, kdyby FLEXIVIT nebyl v kontejnerovém provedení a nebylo by žádné prostorové ani finanční omezení tak bych volil průměr 0,6 m a více (viz Graf. 10.3).



Graf. 10.3 Závislost tlakové ztráty na průměru potrubí za OPVS

10.3 Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u parovzduchového ohříváku vody

Opatření ke snížení tlakových ztrát u ohříváku PVS mohou provést pouze u tří tlakových ztrát vřazenými.

Opatření, kterými můžu snížit tlakovou ztrátu u ohříváku PVS, jsou následující:

1. Místní tlakovou ztrátu v ostrém ohybu proudu, umístěním usměřovacích lopatek z hodnoty ztrátového součinitele $\zeta=1,4$ na hodnotu $\zeta=0,76$. Tato změna mi sníží tlakovou ztrátu ze 3,109 Pa na 1,109 Pa.
2. Místní tlakovou ztrátu obratem muhu snížit vytvořením zaoblení tzv. výtokové hrany a umístěním usměřovacích lopatek (viz Graf 8.1, křivka číslo 5 a nákres výtokové hrany číslo 5) tím snížit vřazený odpor, místní tlakovou ztrátu obratem v bodě 5. (viz Obr. 8.9) z 80,35 Pa na 28,68 Pa a v bodě 7. ze 103,9 Pa na 37,75 Pa.

10.4 Návrh opatření ke snížení tlakové ztráty u žárotrubného parogenerátoru

Opatření ke snížení tlakových ztrát u ohříváku PVS mohou provést pouze u všech tlakových ztrát vřazenými odpory a u tlakových ztrát třením v potrubí za výměníkem.

Opatření, kterými můžu snížit tlakovou ztrátu u ohříváku PVS, jsou následující:

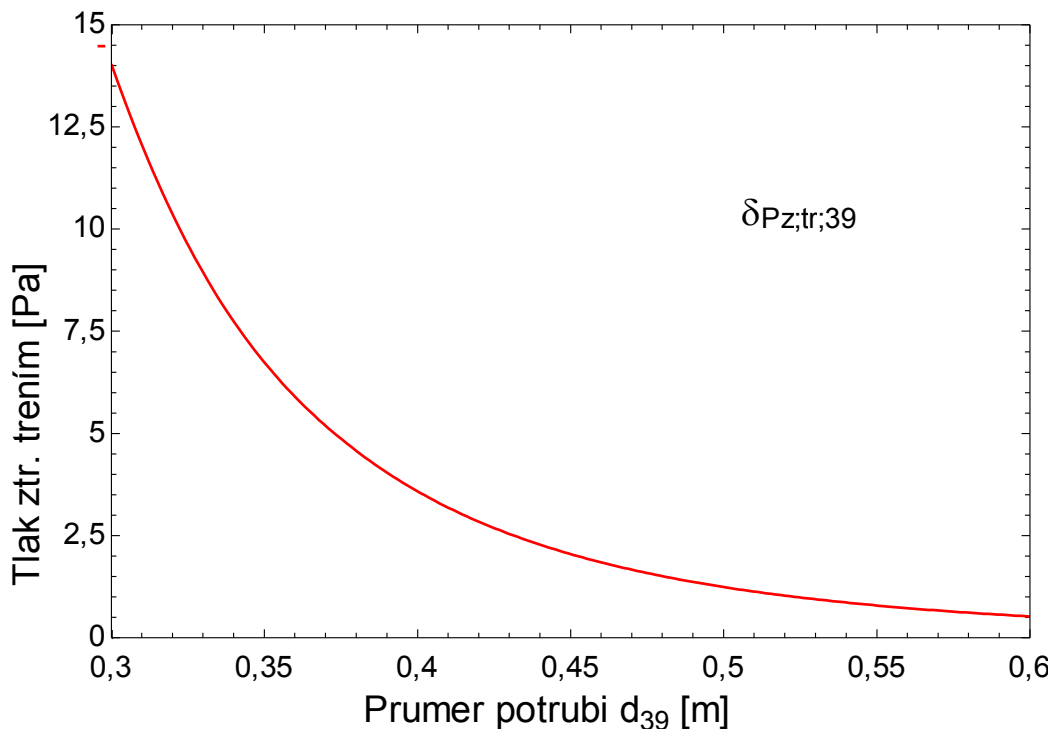
1. Místní tlakové ztráty v ostrém ohybu proudu (viz body 4 a 3 v Obr. 8.8), umístěním usměřovacích lopatek z hodnoty ztrátového součinitele $\zeta=1$ na hodnotu $\zeta=0,36$ u obdélníkového. Tato změna mi sníží tlakovou ztrátu u ohybu proudu 2 z 11,790 Pa na 4,245 Pa a u ohybu proudu 3 z 1,509 Pa na 0,543 Pa.
2. Místní tlakovou ztrátu vtokem mohu snížit v bodě 4v, 6v a 8v (viz obr. 8.8) rozválcováním vstupní hrany potrubí. Touto změnou se sníží ztrátový součinitel $\zeta=0,5$ na hodnotu $\zeta=0,15$. Tlakovou ztrátu v bodě 4v snížím z 208,6 Pa na 62,58 Pa a u zbylých dvou vstupů 6v a 8v jsou hodnoty totožné.
3. Místní tlakovou ztrátu obratem muhu snížit vytvořením zaoblení tzv. výtokové hrany (viz Graf 8.1, křivka číslo 3 a nákres výtokové hrany číslo 3), a tím snížit vřazený odpor, místní tlakovou ztrátu obratem v bodě 5. (viz Obr. 8.8) z 68,08 Pa na 64,03 Pa a v bodě 7. ze 70,62 Pa na 66,78 Pa.

Jiné provedení úpravy výtokové hrany nevolím z důvodu obtížnosti proveditelnosti.

4. Poslední tlaková ztráta, kterou mohu snížit je ztráta třením v potrubí za žárotrubným parogenerátorem. Délka tohoto potrubí je 4 m a zadaný průměr je 0,3 m. Při optimalizování tlakové ztráty v potrubí, musím být opatrný se zvětšováním průměru potrubí z důvodu prostorové náročnosti, protože FLEXIVIT se bude dělat v kontejnerovém provedení.

Kompromis mezi prostorovou náročností a tlakovou ztrátou třením, která je v tomto potrubí 14,04 Pa při stávajícím průměru 0,3 m, tak volím dle závislosti tlakových ztrát v tomto potrubí na průměru potrubí (viz. Graf. 10.2) zvětšení průměru na 0,4 m. Tímto zásahem klesne tlaková ztráta na 3,58 Pa.

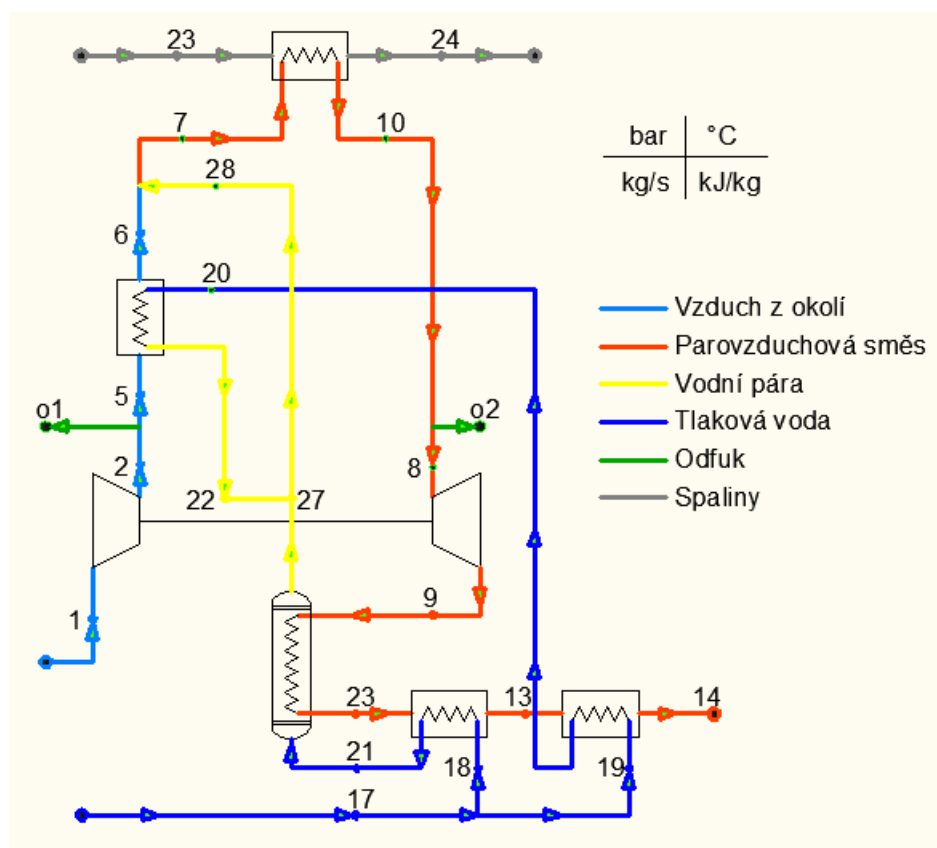
Za ideálních podmínek, kdyby FLEXIVIT nebyl v kontejnerovém provedení a nebylo by žádné prostorové ani finanční omezení tak bych volil průměr 0,6 m a více (viz Graf. 10.4).



Graf. 10.4 Závislost tlakové ztráty na průměru potrubí za ZTPG

10.5 Hodnoty v hlavních bodech oběhu po snížení tlakových ztrát

Vypočtené vlastnosti parovzduchové směsi po optimalizaci tlakových ztrát, jsem znázornil ve výpočtovém schématu oběhu (viz Obr.10.1).



Vlastnosti parovzduchové směsi

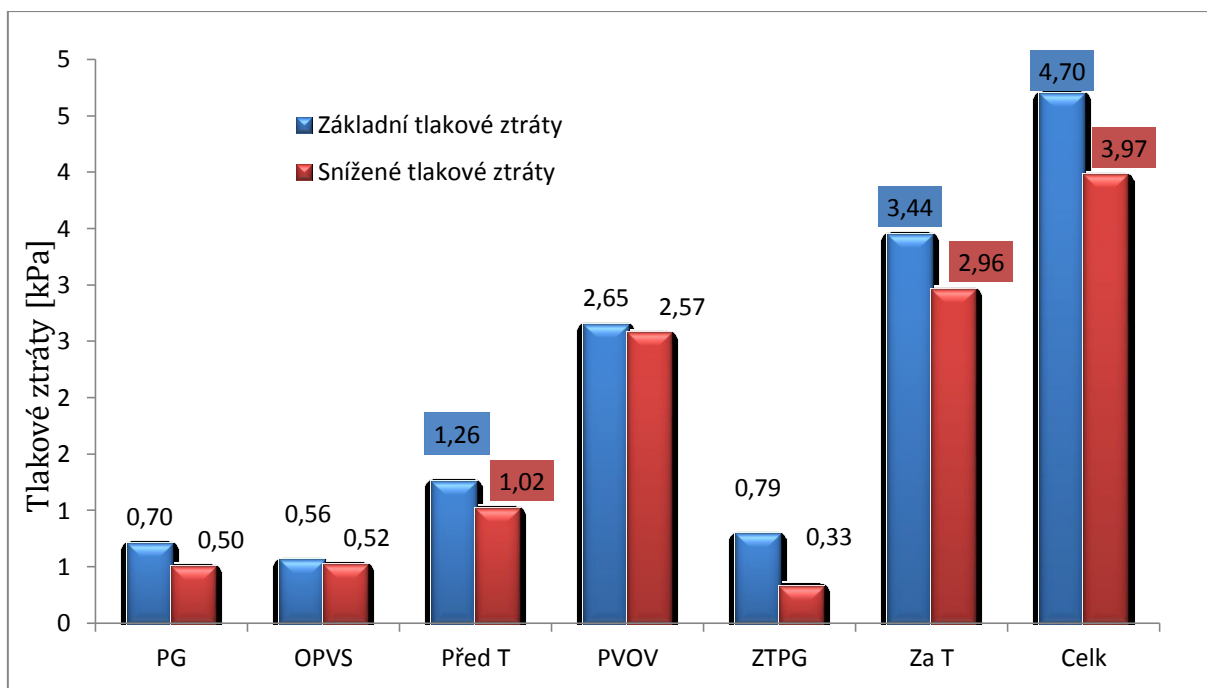
	Zadané		Vypočtené po optimalizaci tlakových ztrát					
			Před turbínou		Za turbínou			
1	1,013	15,0	2	4,472	203,5	9	1,043	335,4
	1,152	31,14		1,152	224,1		1,298	699,6
o1			5	4,472	203,5	12	1,040	157,4
	0,002			1,150	224,1		1,298	494,2
o2			6	4,467	149,4	13	1,014	114,7
	0,002			1,150	168,3		1,298	445,8
Spaliny			7	4,467	124,2	14	1,013	111,5
	1,013	600,0		1,300	456,2		1,298	442,2
7	1,195	681,3	10	4,462	533,6			
	Vypočtené sp			1,300	939,1			
10	1,013	135	8	4,462	533,6			
	1,195	145		1,298	939,1			

Obr. 10.1 Výpočtové schéma oběhu s vypočtenými hodnotami po optimalizaci tlakových ztrát

11 Závěr

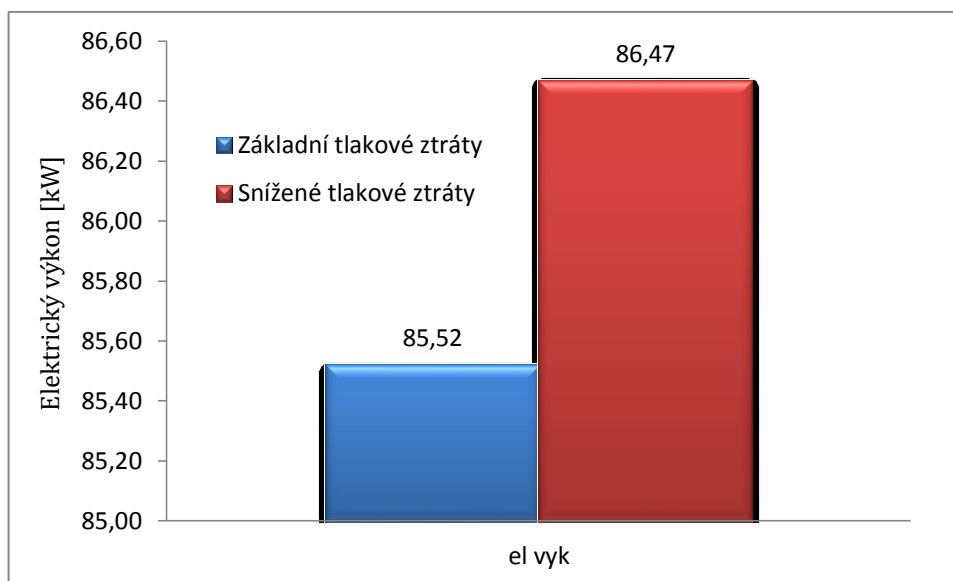
Celkové tlakové ztráty v oběhu FLEXIVIT jsem snížil ze 4,7 kPa na 3,97 kPa (viz Obr. 11.1) za pomoci optimalizace tlakových ztrát dostupných prostředků s důrazem na možnost realizace. Aby mnou navržené úpravy pro snížení tlakových ztrát bylo možné v budoucí výrobě realizovat, a tím zvýšit efektivitu výroby elektrické energie.

Abych zjistil, jaké tlakové ztráty mají největší vliv na výrobu elektrické energie, a u kterých výměníků je disipace energie proudu teplotnosného média nejvíce ztrátová pro výrobu elektrické energie, tak jsem provedl analýzu. V té jsem zjistil, že největší vliv mají tlakové ztráty za turbínou, což jsou tlakové ztráty u žárotrubného parogenerátoru a u parovzduchového ohříváku vody. Z těchto dvou výměníků má bohužel větší vliv parovzduchový ohřívák vody, který má největší tlakovou ztrátu ze všech mnou počítaných výměníků. Tlakovou ztrátu se mi podařilo snížit pouze o 0,08 kPa (viz Obr. 11.1), protože dvě největší tlakové ztráty v tomto výměníku jsou místní tlakové ztráty průchodem svazku trubek kruhového průřezu uspořádaných vystřídane a ty nemohu ovlivnit, protože uspořádání trubek je dané. Snížil jsem pouze dvě místní tlakové ztráty (ostrý ohyb proudu a obrat proudu), ale u žárotrubného parogenerátoru se mi podařilo snížit tlakovou ztrátu skoro o 0,5 kPa (viz Obr. 11.1).



Obr. 11.1 Hodnoty tlakových ztrát před optimalizací a po optimalizaci

Díky snížení tlakových ztrát výměníků před turbínou a hlavně za turbínou jsem byl schopný zvýšit výstupní elektrický výkon z 85,52 kW_e na 86,47 kW_e což je více o 1,11 % bodů (viz Obr. 11.1).



Obr. 11.2 Hodnoty elektrického výkonu

Ale musím vzít v potaz, že zvýšení elektrického výkonu snížením tlakových ztrát něco stojí. Pro uvedená opatření snižující tlakové ztráty obecně platí, že vždy vedou ke zvýšení ceny. Touto prací bych chtěl poukázat na vliv tlakových ztrát na výrobu elektrické energie a doporučit následovně ekonomické zhodnocení mnou navržených opatření ke snížení tlakových ztrát.

Seznam použité literatury

- [1] *FLEXIVIT_leták*, Vítkovice Power engineering, a.s.
- [2] VILÍMEC, Ladislav. *Stav vývoje flexibilního energetického systému a navazujících technologií*, VÍTKOVICE POWER ENGINEERING, a.s., 2013.
- [3] OCHODEK, Tadeáš. NAJSER, Jan. BURIAN, Petr. SKOLIBLIA, Sjarhei. DEDEK, Karel. LISÝ, Martin. *Plynové turbíny s externě zahříváním pracovním médiem v kogeneračních jednotkách*. VŠB-TU Ostrava, VUT Brno, 2011
- [4] VILÍMEC, Ladislav. KONVIČKA, Jaroslav. *FLEXIVIT přihláška příloha 1*. VÍTKOVICE POWER ENGINEERING, a.s., 2013
- [5] KONVIČKA, Jaroslav. VILÍMEC, Ladislav. *Zvýšení elektrického výkonu plynového energetického zdroje využitím jeho odpadního tepla*. VÍTKOVICE POWER ENGINEERING, a.s., 2013
- [6] KLÁG, Josef. *Parní a plynové turbíny*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1955 [cit. 2014-03-16]. 188s. - 191s.
- [7] DVOŘÁK, Ladislav. *Parní turbíny a turbokompresory*. Praha 1: Ediční středisko ČVUT, 1984 [cit. 2014-03-16]. 111s., 112s.
- [8] Interní literatura VÍTKOVICE POWER ENGINEERING
- [9] JEŽEK, Jan. VÁRADIOVÁ, Blanka. ADAMEC, Josef. *Mechanika tekutin*. Vydavatelství ČVUT, 2000 [cit. 2014-05-11]. 67s. – 73s.
- [10] MOČANA, S.I. *Aerodynamičeskij rozčet kotělných ustanovok*. Moskva, 1961 [cit. 2014-05-11]. 9s.
- [11] TARABA, Bohumil. BEHÚLOVÁ, Mária. KRAVÁRIKOVÁ, Helena. *Mechanika tekutin termomechanika zbirka príkladov, STU Bratislava, 2000* [cit. 2014-05-11] 213s.
- [12] HAVLÍK, Aleš. CVUT, *Hydraulika potrubí*, 2007 [online]. [cit. 2014-05-11]. http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubu.pdf

Seznam příloh

- Příloha A Matematický model FLEXIVITu pro zohlednění tlakových ztrát před optimalizací tlakových ztrát
- Příloha B Matematický model FLEXIVITu pro zohlednění tlakových ztrát po optimalizaci tlakových ztrát