



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav energetiky

Mikro – paroplynový oběh

Micro combi cycle

Diplomová práce

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 3907T002

Vedoucí práce: doc. Ing. Michal Kolovratník, CSc.

Bc. Jan Novotný

Praha 2014

Vysoká škola: **ČVUT v Praze** Fakulta: **strojn**
Ústav: **Ú12115 Ústav energetiky** Ak. rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno studenta(ky): **Bc. Jan NOVOTNÝ**

Program: **Strojní inženýrství**

Obor: **Energetika**

Název (česky): **Mikro - paroplynový oběh**

Název (anglicky): **Micro combi cycle**

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je na základě rešerše paroplynových oběhů aplikovaných i navrhovaných pro elektrárenské a teplárenské technologie v oblasti nízkých až mikro výkonů navrhnout parní oběh pro využití tepla spalin z plynové mikroturbíny, provést jeho bilanční výpočet a formulovat výhody, nevýhody a problémové okruhy jeho aplikace.

Práce bude obsahovat:

1. Rešerši problematiky paroplynových oběhů nízkých výkonů.
2. Variantní návrh parního oběhu pro využití tepla za spalovací mikroturbínou s výkonem 100 kWe, výběr vhodné pracovní látky, bilanční výpočet.
3. Porovnání účinností vybraných oběhů pro různé teplotní úrovně spalin.
4. Základní ověření realizovatelnosti navržených parních oběhů z pohledu expandéru. Výběr varianty.
5. Závěrečná doporučení.

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury:


Invernizzi C. et al.: Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. Applied Thermal Eng. 27, 2007, pp. 100–110

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Michal Kolovratník, CSc.

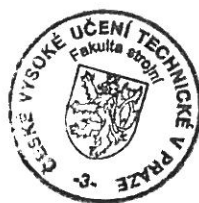
Konzultant: doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.

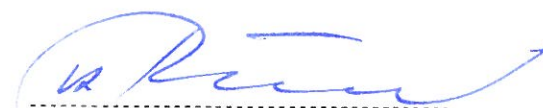
Datum zadání diplomové práce: 3.10.2014

Termín odevzdání diplomové práce: 18.12.2014



doc. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
vedoucí Ú 12115






prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 3.10.2014

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ:

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Michala Kolovratníka, CSc. a s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 18. 12. 2014



.....

Bc. Jan Novotný

PODĚKOVÁNÍ:

Děkuji panu doc. Ing. Michalu Kolovratníkovi, CSc. za cenné rady a pomoc při vypracování této diplomové práce.

Můj dík také patří mé rodině a všem, kteří mě podporovali během zpracování této práce i v průběhu mého studia.

ABSTRAKT

Tématem práce je vyšetření možnosti provedení paroplynového oběhu, který vznikne sériovým připojením parního oběhu za spalovací mikroturbínu. Vzhledem k tomu, že spalovací mikroturbína je komerčně dostupný produkt, tak je pozornost věnována především vyšetření bilančního výpočtu parního oběhu využívajícího odpadní teplo obsažené ve spalinách ze spalovací mikroturbíny o elektrickém výkonu 100 kW, výběru vhodné pracovní látky pro parní oběh a návrhu expandéru pro navržený parní oběh. Samotnému vyšetření možnosti provedení paroplynového oběhu předchází úvod do problematiky paroplynových oběhů a mikroparoplynových oběhů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Paroplynový oběh, mikroparoplynový oběh, spalovací mikroturbína, parní oběh, organický parní oběh, expandér

ABSTRACT

The main theme of this thesis is an examination of feasibility option of combined cycle that is created by serial connection of a steam cycle behind micro gas turbine. Due to the fact that the micro gas turbine is a commercially available product, primarily attention is paid to the examination of the balance calculation of steam cycle utilizing the waste heat contained in the flue gas from the micro gas turbine with an electrical output of 100 kW, selection of a suitable working fluid for steam cycle and design of an expander for designed steam cycle. The preface of the thesis deals with an introduction to the issue of combined cycles and micro combined cycles.

KEY WORDS

Combined cycle, micro combined cycle, micro gas turbine, Rankine cycle, organic Rankine cycle, expander

OBSAH

1. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A JEDNOTEK	10
2. PAROPLYNOVÉ OBĚHY	13
2.1 Princip činnosti	13
2.2 Základní typy.....	15
2.3 Realizované paroplynové oběhy nejmenších výkonů	17
3. MIKROPAROPLYNOVÝ OBĚH	20
3.1 Spalovací mikroturbína	20
3.2 ORC	25
3.3 Parní turbíny nejmenších výkonů	32
4. CÍL PRÁCE	34
5. SPALOVACÍ MIKROTURBÍNA	35
5.1 Zvolená spalovací mikroturbína	35
5.2 Stechiometrické výpočty	35
5.2.1 Použité palivo	36
5.2.2 Spalovací vzduch	36
5.2.3 Vzniklé spaliny	37
5.2.4 Hustota vzduchu a spalin	39
5.3 Tepelný oběh.....	39
5.3.1 Určení entalpie vzduchu a spalin	39
5.3.2 Výpočet hlavních parametrů	41
5.3.3 Účinnost spalovací mikroturbíny	42
5.3.3.1 S regeneračním ohřevem vzduchu	42
5.3.3.2 Bez regeneračního ohřevu vzduchu	43
5.3.4 Odvedené teplo ze spalovací mikroturbíny.....	44
5.3.4.1 S regeneračním ohřevem vzduchu	44
5.3.4.2 Bez regeneračního ohřevu vzduchu	45

6. NÁVRH PARNÍHO OBĚHU	46
6.1 Konvenční parní oběh při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu	47
6.2 Konvenční parní oběh při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu	52
6.3 ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu	57
6.3.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa	57
6.3.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek	60
6.4 ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu	62
6.4.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa	62
6.4.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek	64
6.5 ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu	66
6.5.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa	66
6.5.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek	70
6.6 ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu	72
6.6.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa	72
6.6.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek	74
7. POROVNÁNÍ ÚČINNOSTÍ NAVRŽENÝCH VARIANT MIKROPAROPLYNOVÉHO OBĚHU	76
8. NÁVRH EXPANDÉRU PRO PARNÍ OBĚH	80
8.1 Návrh jednostupňové rovnotlaké parní turbíny	80
8.2 Těsnění hřídele turbíny	89
9. ZÁVĚR	91
10. POUŽITÁ LITERATURA	93
11. SEZNAM OBRÁZKŮ	95
12. SEZNAM TABULEK	97

1. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A JEDNOTEK

c [m/s]	Absolutní rychlost
D [m]	Střední průměr lopatek turbíny
e [-]	Částečný ostřík
H_{ad} [J/kg]	Adiabatický entalpický spád
h_{ad} [J/kg]	Adiabatický entalpický spád zpracovaný v turbínovém stupni
i [J/kg]	Měrná entalpie
i [J/Nm ³]	Měrná entalpie
I_S [J/Nm ³]	Entalpie vlhkých spalin vzniklých při spálení 1 Nm ³ paliva při spalování s přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha > 1$
i_S [J/kg]	Měrná entalpie vlhkých spalin
I_{Smin} [J/Nm ³]	Entalpie vlhkých spalin vzniklých při spálení 1 Nm ³ paliva při stechiometrickém spalování
i_v [J/kg]	Měrná entalpie vlhkého vzduchu
I_{Vmin} [J/Nm ³]	Entalpie vlhkého vzduchu potřebného pro spálení 1 Nm ³ paliva při stechiometrickém spalování
l_1 [m]	Délka statorových lopatek
l_2 [m]	Délka rotorových lopatek
M_p [kg/s]	Hmotnostní průtok páry
M_{spal} [kg/s]	Hmotnostní průtok spalin
M_{vzd} [kg/s]	Hmotnostní průtok vzduchu
n [1/s]	Otáčky
o [Nm ³ /Nm ³]	Objem dílčí složky paliva připadající na 1 Nm ³ paliva
O [Nm ³ /Nm ³]	Objem dílčí složky suchých spalin připadající na 1 Nm ³ suchých spalin
O_{O2min} [Nm ³ /Nm ³]	Objem kyslíku potřebného pro spálení 1 Nm ³ paliva při stechiometrickém spalování
O_{SSmin} [Nm ³ /Nm ³]	Objem suchých spalin vzniklých při spálení 1 Nm ³ paliva při stechiometrickém spalování
O_{SV} [Nm ³ /Nm ³]	Objem vlhkých spalin vzniklých při spálení 1 Nm ³ paliva při spalování s přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha > 1$
O_{SVmin} [Nm ³ /Nm ³]	Objem vlhkých spalin vzniklých při spálení 1 Nm ³ paliva při stechiometrickém spalování
O_{VSmin} [Nm ³ /Nm ³]	Objem suchého vzduchu potřebného pro spálení 1 Nm ³ paliva při stechiometrickém spalování
O_{VVmin} [Nm ³ /Nm ³]	Objem vlhkého vzduchu potřebného pro spálení 1 Nm ³ paliva při stechiometrickém spalování
p [Pa]	Tlak
p'' [Pa]	Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti odpovídající teplotě okolního vzduchu

P_{ELM} [W]	Příkon elektromotoru
P_K [W]	Výkon kompresoru
$P_{K,pal}$ [W]	Příkon palivového kompresoru
$P_{KČ}$ [W]	Výkon kondenzátního čerpadla
$P_{NČ}$ [W]	Výkon napájecího čerpadla
P_{netto} [W]	Čistý elektrický výkon
PP [°C]	Pinchpoint
P_{sv} [W]	Svorkový výkon
P_T [W]	Vnitřní výkon turbíny
$P_{už}$ [W]	Užitečný mechanický výkon
Q_{EKO} [W]	Tepelný výkon ekonomizéru
Q_{HRSG} [W]	Tepelný výkon parogenerátoru
Q_{KOND} [W]	Tepelný výkon kondenzátoru
Q_{KOTEL} [W]	Tepelný výkon kotle
Q_o [W]	Odvedený tepelný výkon ze spalovací mikroturbíny
Q_{pal} [W]	Teplo v palivu
$Q_{PŘ}$ [W]	Tepelný výkon přehříváku
Q_{RO} [W]	Tepelný výkon regeneračního ohříváku
Q_{SROV} [W]	Tepelný výkon spalivového regeneračního ohříváku vody
$Q_{VÝP}$ [W]	Tepelný výkon výparníku
R [-]	Reakce turbínového stupně
s [J/kgK]	Měrná entropie
T [°C]	Teplota
u [m/s]	Obvodová rychlost
v [m ³ /kg]	Měrný objem
w [m/s]	Relativní rychlost
y [-]	Vlhkost páry
z_o [J/kg]	Profilová ztráta obvodovou mříží
z_r [J/kg]	Profilová ztráta rozváděcí mříží
z_v [J/kg]	Ztráta výstupní rychlostí

α [-]	Součinitel přebytku spalovacího vzduchu
α [°]	Úhel absolutní rychlosti
β [°]	Úhel relativní rychlosti
η_{elm} [-]	Účinnost elektromotoru
η_g [-]	Účinnost generátoru
η_{gross} [-]	Hrubá elektrická účinnost
η_m [-]	Mechanická účinnost
η_{netto} [-]	Čistá elektrická účinnost
η_{RO} [-]	Účinnost regeneračního ohříváku
η_{sk} [-]	Účinnost spalovací komory
η_{td} [-]	Termodynamická účinnost parní turbíny

η_u [-]	Obvodová účinnost
μ [-]	Průtokový součinitel
ξ [-]	Poměrná tlaková ztráta
$\xi_{\check{c}}$ [-]	Ztráta částečným ostřikem
ξ_K [-]	Ventilační ztráta kotouče
ξ_L [-]	Ventilační ztráta neostříkнутých lopatek
ξ_o [-]	Okrajová ztráta
ξ_v [-]	Ztráta vějířová
ξ_Y [-]	Ztráta vlhkostí páry
ρ [kg/Nm ³]	Hustota
φ [-]	Relativní vlhkost vzduchu
φ [-]	Rychlostní součinitel absolutní rychlosti
χ_v [-]	Součinitel určující podíl vodní páry ve vzduchu
ψ [-]	Rychlostní součinitel relativní rychlosti

Dolní indexy:

a	Admisní
ad	Adiabatický
e	Emisní
kr	Kritická
sk	Skutečná
teor	Teoretická
vzd	Okolní vzduch

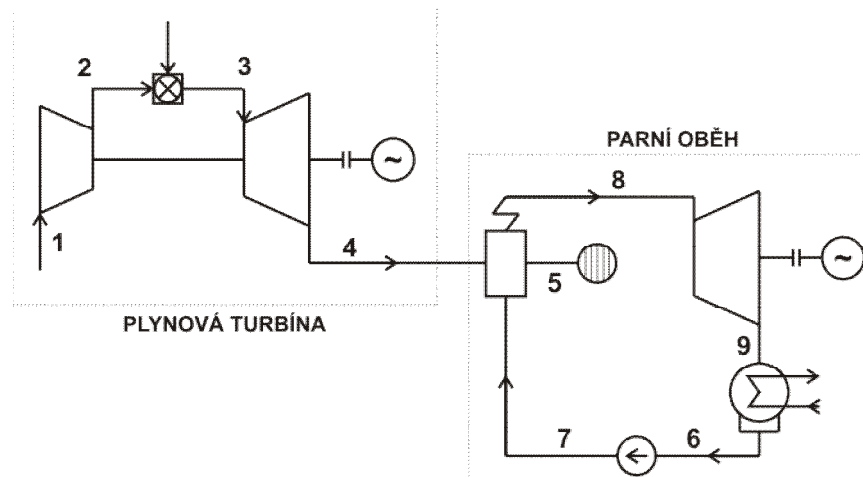
Horní indexy:

G	Oběh spalovací mikroturbíny
KČ	Kondenzátní čerpadlo
NČ	Napájecí čerpadlo
P	Parní oběh
PPO	Paroplynový oběh
S	Spaliny
V	Spalovací vzduch

2. PAROPLYNOVÉ OBĚHY

2.1 Princip činnosti

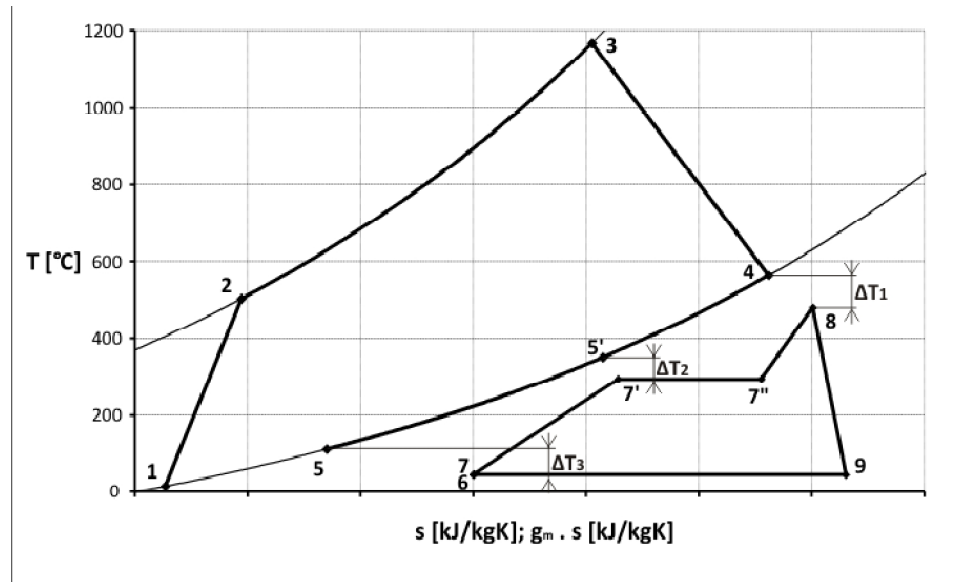
Účinnost tepelných oběhů je tím vyšší, čím vyšší je střední teplota, při které je teplo přiváděno do oběhu a čím nižší je střední teplota, při které je teplo odváděno z oběhu. Požadavek na vysokou teplotu, při které je teplo přiváděno do oběhu splňuje oběh spalovací turbíny, požadavek na nízkou teplotu, při které je teplo odváděno z oběhu splňuje oběh parní turbíny. Spojením výhod spalovací a parní turbíny vznikne tzv. paroplynový oběh (PPO), jehož schéma zapojení je na obrázku 2.1; podle [1] a [2].



Obr. 2.1 Schéma zapojení paroplynového oběhu; podle [2]

Okolní vzduch je nasáván kompresorem a je stlačen ze stavu 1 do stavu 2. Ve spalovací komoře dochází ke spalování paliva smíšeného se stlačeným vzduchem a vzniku spalin o parametrech odpovídajících stavu 3. Spaliny expandují v turbíně ze stavu 3 do stavu 4 a potom jsou zavedeny do kotle na odpadní teplo, kde jsou použity jako zdroj tepla pro parní oběh a poté odchází komínem do okolí ve stavu 5. V kotli na odpadní teplo je z napájecí vody vyráběna pára pro pohon parní turbíny. V parní turbíně pára expanduje ze stavu 8 do stavu 9 a následně kondenzuje v kondenzátoru. Zkondenzovaná kapalina odpovídá stavu 6. Kapalina je čerpadlem dopravována do kotle na odpadní teplo při parametrech odpovídajících stavu 7 a v kotli se z ní vyrábí přehřátá pára o parametrech odpovídajících stavu 8 a dále se

cyklus opakuje. Stavové změny pracovních látek v paroplynovém oběhu zobrazené v T-s diagramu jsou na obrázku 2.2; podle [1] a [2].



Obr. 2.2 Stavové změny pracovních látek v paroplynovém oběhu zobrazené v T-s diagramu; podle [2]

Návrh parního oběhu a jeho optimalizace se provádí na základě tepelného toku vystupujícího ze spalovací turbíny a teplotě spalin za turbínou T_4 . Maximální teplota parního oběhu bude nižší než teplota spalin T_4 o ΔT_1 , jak je zobrazeno v T-s diagramu na obrázku 2.2. Teplota syté páry $T_{7''}$ je dána potřebným teplotním rozdílem ve výparníku kotle ΔT_2 . Minimální teplotní rozdíl mezi spalinami a napájecí vodou kotle je označen teplotním rozdílem ΔT_3 . Cílem návrhu je parní oběh o maximálním možném výkonu, kdy se teplota spalin vychladí co nejvíce – snaha po dosažení co nejnižšího teplotního rozdílu ΔT_3 . Toho se někdy dosahuje vícetlakým řešením parního oběhu. Kotel na odpadní teplo je možné vybavit přídatnými hořáky a realizovat tzv. přitápění, kdy se využívá přebytku kyslíku ve spalinách a spaluje se další palivo, aby bylo možné dosáhnout vyšších parametrů páry; podle [2].

Celkový výkon paroplynového oběhu je dán součtem výkonu parní turbíny a výkonu spalovací turbíny. Tepelná účinnost paroplynového oběhu je potom dána poměrem jeho celkového výkonu a tepla, které se přivedlo v palivu. Tepelná účinnost současných nejlepších paroplynových oběhů se blíží k 60 %; podle [2].

2.2 Základní typy

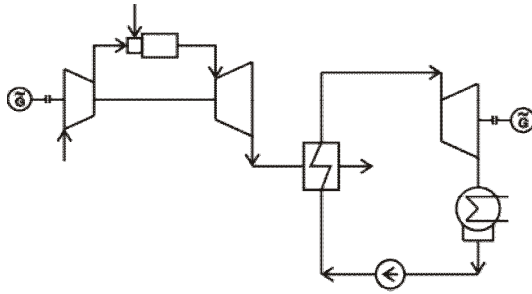
Podle [1] existuje mnoho různých druhů paroplynových oběhů a je možné je rozdělit následovně:

Z hlediska přivádění tepla do oběhu:

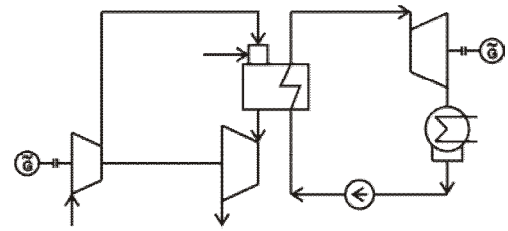
- *Sériové* – teplo je přiváděno nejprve do oběhu plynové turbíny, kde se částečně transformuje v práci a zbytek tepla se předá do parního oběhu, v němž pokračuje přeměna tepla v práci
- *Paralelní* – teplo je přiváděno současně do plynového i parního oběhu ve spalovací komoře vybavené příslušnými teplosměnnými plochami
- *Sériově paralelní* – kombinace předchozích dvou typů

Z hlediska konstrukčních a provozních charakteristik:

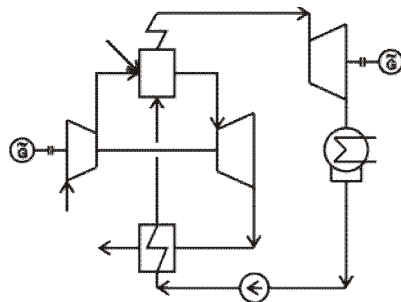
- Paroplynové elektrárny, u nichž je pracovní látka plynového a parního oběhu oddělena teplosměnnou plochou
 - *Se sériově řazenými oběhy*
 - Bez přitápění a s nízkými parametry páry
 - S mírným přitápěním a se středními parametry páry
 - S vysokým přitápěním a s vysokými parametry páry
 - S ohřevem napájecí vody spaliny ze spalovací turbíny
 - *S paralelně řazenými oběhy*
 - S přetlakovým kotlem na straně spalin
 - Se vzduchovou turbínou
- Paroplynové elektrárny se směřováním plynné a parní pracovní látky
- Speciální a zvláštní paroplynové elektrárny – obvykle jsou vytvořeny kombinací uvedených typů paroplynových elektráren



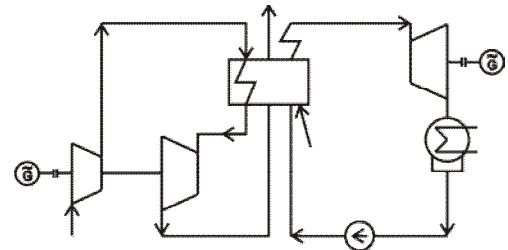
Obr. 2.3 Sériový PPO; podle [1]



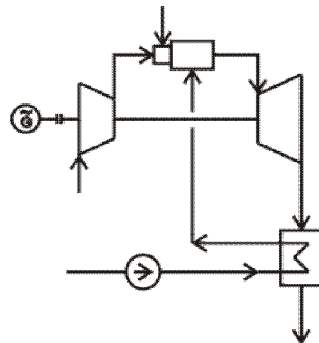
Obr. 2.4 Paralelní PPO; podle [1]



Obr. 2.5 PPO s přetlakovým kotlem; podle [1]



Obr. 2.6 PPO se vzduchovou turbínou; podle [1]



Obr. 2.7 PPO se směšováním parní a plynné pracovní látky; podle [1]

Na obrázku 2.5 je zobrazeno principiální schéma paroplynového oběhu s přetlakovým kotlem na straně palin. Palivo je spalováno v přetlakovém kotli. Část tepla se odvede do parního oběhu a tím se spaliny vychladí na teplotu potřebnou pro vstup do plynové turbíny. Po expanzi v plynové turbíně je možné teplo obsažené ve výfukových plynech využít v atmosférické části parního kotle, kterou nejčastěji bývá ohřívák vody. Parní kotel nemá obvykle ohřívák spalovacího vzduchu. Spalovací vzduch je ohříván jen při kompresi a pro přiměřené vychlazení palin je nutné použít nižší teploty napájecí vody. Zvýšením tlaku na

straně spalin vzrůstá součinitel přestupu tepla a tím se zmenšuje potřebná velikost teplosměnné plochy a hmotnost kotle. Také se zmenšuje velikost spalovacího prostoru, takže i obestavěný objem a zastavěná plocha kotlem jsou malé. Naopak nevýhodou je nutnost používat kvalitnějšího a dražšího materiálu, zvětšení tlakové ztráty na straně vody a páry a obtíže při čištění a opravách kvůli značné kompaktnosti kotle; podle [1].

Na obrázku 2.6 je zobrazeno principiální schéma paroplynového oběhu se vzduchovou turbínou. Teplo, které se uvolní spálením paliva, je předáváno v parním kotli do parního oběhu a zároveň ve výměníku ze spalin do stlačeného vzduchu plynového oběhu. Ohřátý vzduch je po expanzi v turbíně zaveden do ohniště kotle jako spalovací a teplotonosná látka. Je nutné použít nižší teplotu napájecí vody, aby se dosáhlo přiměřeného vychlazení spalin. Největší návrhové a konstrukční problémy jsou spojeny s výměníkem, v němž se předává teplo ze spalin o atmosférickém tlaku do stlačeného vzduchu – je rozměrný, náročný na materiál a drahý; podle [1].

Na obrázku 2.7 je zobrazeno principiální schéma paroplynového oběhu se směřováním plynové a parní pracovní látky. Tento typ oběhu patří mezi oběhy se sériově paralelním řazením oběhů. Ke směřování dochází ve spalovací komoře plynové turbíny, do níž se zároveň se vzduchem a palivem zavádí pára, čímž se zvýší hmotnostní průtok turbínou a tím dojde ke zvýšení užitečného výkonu soustrojí. Nevýhodou je velká spotřeba přídavné vody. Výroba páry zaváděné do spalovací komory se provádí ve výměníku zařazeném za spalovací turbínou; podle [1].

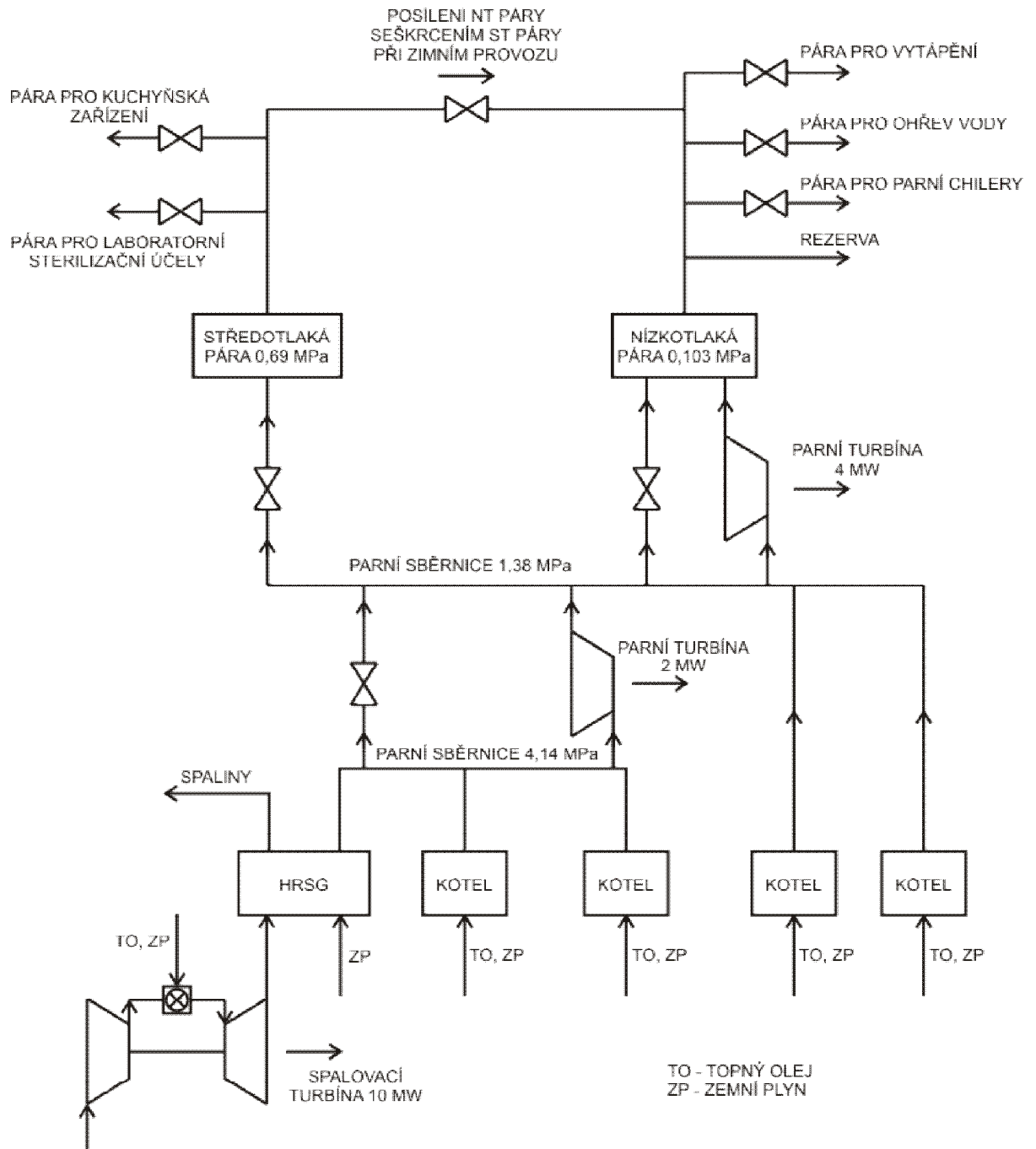
2.3 Realizované paroplynové oběhy nejmenších výkonů

Paroplynové elektrárny a teplárny se běžně realizují s výkonem v řádech stovek MW. Jednotek s elektrickým výkonem pod 50 MW není mnoho. Několik takovýchto malých paroplynových jednotek se nachází např. v Německu nebo v Itálii. Většinou se jedná o jednotky pracující v teplárenském provozu. V tabulce 2.1 jsou uvedeny některé z nejmenších realizovaných paroplynových jednotek a jejich elektrický výkon.

Tab. 2.1: Nejmenší realizované paroplynové oběhy; podle [3] a [4]

Jednotka	Stát	Elektrický výkon [MW]
Teplárna Halle	Německo	2 x 40
Teplárna Gera Nord	Německo	2 x 37
Teplárna Oberbruch	Německo	23
Teplárna Lemgo West	Německo	12,8
Teplárna Ludwigshafen	Německo	10,4
Teplárna Rivoli	Itálie	19
Elektrárna Spinetto Marengo	Itálie	29
Teplárna Cremona	Itálie	15
Teplárna Livny	Rusko	42
Teplárna Panevezys	Litva	35
Teplárna Amherst	USA	16

Detailní informace o jednotkách uvedených v tabulce 2.1 nejsou k dohledání. Jen v [4] je popsána teplárenská jednotka nacházející se ve Spojených státech ve státě Massachusetts ve městě Amherst. Tato jednotka slouží pro pokrytí elektrických a tepelných potřeb místní univerzity. Vznikla rekonstrukcí původní teplárny, která byla vybavena parní turbínou o výkonu 4 MW a kotli pro spalování uhlí, zemního plynu a topného oleje. Roku 2010 byla dokončena přestavba na paroplynovou teplárnu, která je vybavena spalovací turbínou o výkonu 10 MW. Kromě kotle na odpadní teplo obsahuje tato jednotka čtyři kotle, ve kterých se spaluje stejně jako ve spalovací turbíně zemní plyn a topný olej. Byla zachována původní parní turbína o výkonu 4 MW a navíc k ní přibyla ještě parní turbína o výkonu 2 MW. Vysokotlaká pára slouží pro pohon parních turbín. Středotlaká pára je používána pro laboratorní sterilizační účely a pro kuchyňská zařízení. Nízkotlaká pára je používána pro vytápění, ohřev vody, parní chilery a rezervní účely. Schéma zapojení této teplárenské paroplynové jednotky je uvedeno na obrázku 2.8.



Obr. 2.8 Schéma zapojení teplárenské paroplynové jednotky v univerzitním kampusu ve městě Amherst; podle [4]

3. MIKROPAROPLYNOVÝ OBĚH

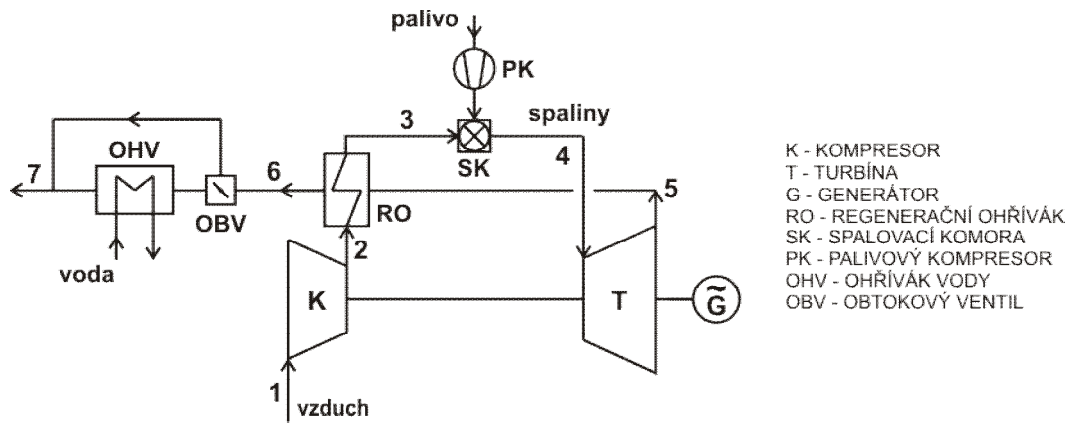
Mikroparoplynový oběh, jenž je předmětem této práce, je složen ze spalovací mikroturbíny a následujícího sériově zařazeného parního oběhu. V rozsahu mikro výkonů je podle [5] vhodnější použít organický parní oběh, tzv. ORC, používající jako pracovní látku organickou tekutinu na bázi chladiv a silikonových olejů než konvenční parní oběh, který používá jako pracovní látku vodu. Nicméně existují i parní turbíny pro konvenční parní oběhy s výkonem v řádu desítek kW a tak je v této práci zvažován jak organický parní oběh, tak konvenční parní oběh.

3.1 Spalovací mikroturbína

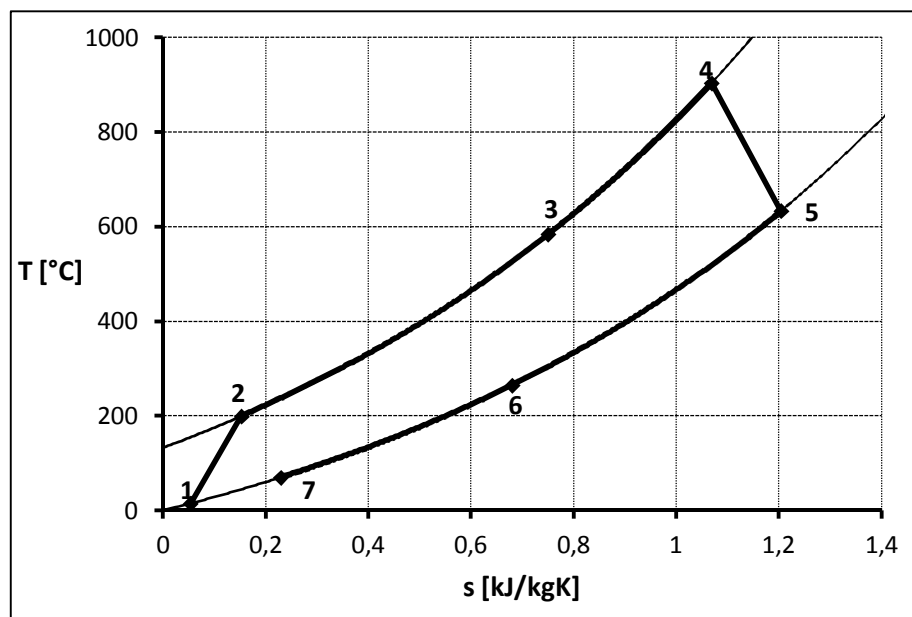
Spalovací turbíny s výkonem menším jak 1 MW jsou označovány jako spalovací mikroturbíny. Malá velikost výkonu mikroturbín má za následek důsledky, které mají vliv na celou strukturu stroje. Zejména nízký hmotnostní průtok spalin se projevuje na velikosti stroje a jeho otáčkách – čím vyšší otáčky, tím menší velikost stroje. Mikroturbíny se od velkých spalovacích turbín liší hlavně v:

- Typu používaného turbosoustrojí
- Přítomností regeneračního ohříváku vzduchu
- Velikosti otáček

Spalovací mikroturbíny obvykle používají vysokootáčkové jednostupňové radiální turbosoustrojí. Důsledkem vysokých otáček je vyrobený vysokofrekvenční elektrický proud, který je potom elektronicky převeden na frekvenci sítě. Turbokompresor a turbína jsou namontovány na stejné hřídeli jako elektrický generátor, který zároveň slouží jako startovací motor. Jednostupňové radiální stroje poskytují omezené velikosti tlakových poměrů a potřebují oběh s regenerací tepla, aby dosáhly přijatelné elektrické účinnosti. Proto je regenerační výměník tepla obvykle zapojen mezi kompresor a spalovací komoru. Schéma zapojení a jemu odpovídající T-s diagram typické kogenerační mikroturbíny jsou zobrazeny na obrázcích 3.1 a 3.2; podle [6].



Obr. 3.1 Schéma zapojení kogenerační mikroturbíny; podle [6]



Obr. 3.2 Oběh kogenerační mikroturbíny v T-s diagramu; podle [6]

Okolní vzduch (stav 1 na obrázcích 3.1 a 3.2) je stlačen kompresorem a potom vstupuje do regenerátoru (2), kde je přehřán spaliny vystupujícími z turbíny. Ohřátý vzduch vystupující z regenerátoru (3) je zaveden do spalovací komory, kde je smíchán s palivem (nejčastěji zemním plynem) a dochází zde ke spalování, aby se dosáhlo teploty, při které spaliny vstupují do turbíny (4). Po expanzi v turbíně (5) vstupují spaliny do regenerátoru a přehřívají vzduch stlačený kompresorem. Za regenerátorem (6) mají spaliny ještě poměrně vysokou teplotu a tak jsou běžně využívány k ohřevu teplé vody. Po ohřevu teplé vody spaliny odcházejí komínem do okolí (7). V případě, že potřeba tepla je nižší než teplo, které je obsaženo ve spalinách, tak může být část spalin odvedena přímo do komína

otevřením obtokového ventilu. Mikroturbína je vybavena pomocnými systémy, které zahrnují:

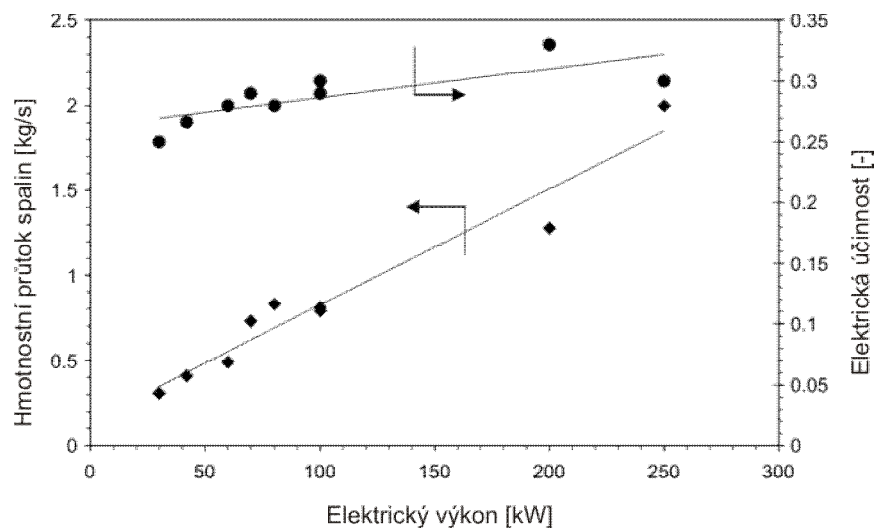
- Palivový systém
- Mazací systém
- Chladicí systém
- Řídící systémy

Palivový systém stlačuje palivo na potřebný vstřikovací tlak a reguluje jeho průtok do spalovací komory v souladu s právě požadovanými provozními podmínkami. Mazací systém dodává olej ke komponentám vyžadujícím snížení tření a odvod tepla. Chladicí systém udržuje přijatelné provozní teploty různých komponent a mazacího oleje. Chladicí tekutinou může být vzduch, voda nebo obojí. Elektronické řídicí systémy monitorují provoz mikroturbíny plynulým sledováním jeho hlavních provozních parametrů; podle [6].

Dle [6] je možné provoz mikroturbín rozdělit podle potřeby uživatele do dvou provozních režimů:

- **Nekogenerační** – Mikroturbína vyrábí pouze elektřinu o výkonu, který potřebuje uživatel a veškeré dostupné teplo ve spalinách je vypouštěno přes obtokový ventil do okolí.
- **Kogenerační** – Mikroturbína vyrábí elektřinu i teplo. Mikroturbína pracující v kogeneračním režimu může být nastavena, aby pracovala s elektrickou nebo tepelnou prioritou.
 - *Elektrická priorita:* Je vyráběna elektřina o výkonu, který potřebuje uživatel, zatímco výroba tepla je regulována otevíráním obtokového ventilu. Tento režim není optimální z hlediska účinnosti, protože v podmínkách potřeby vysokého elektrického výkonu a nízkého tepelného výkonu odchází značné množství tepla do okolí.
 - *Tepelná priorita:* Obtokový ventil je zcela uzavřen, takže veškeré spaliny jdou přes výměník pro ohřev teplé vody. Tepelný výkon je regulován nastavením elektrického výkonu. Tento režim maximalizuje celkovou účinnost mikroturbíny.

Na trhu jsou dle [5] dostupné mikroturbíny s výkonem od 30 do 250 kW, jejichž účinnost se pohybuje okolo 30 %. Na obrázku 3.3 je zobrazen hmotnostní průtok spalin a elektrická účinnost dostupných mikroturbín na trhu v závislosti na jejich elektrickém výkonu.

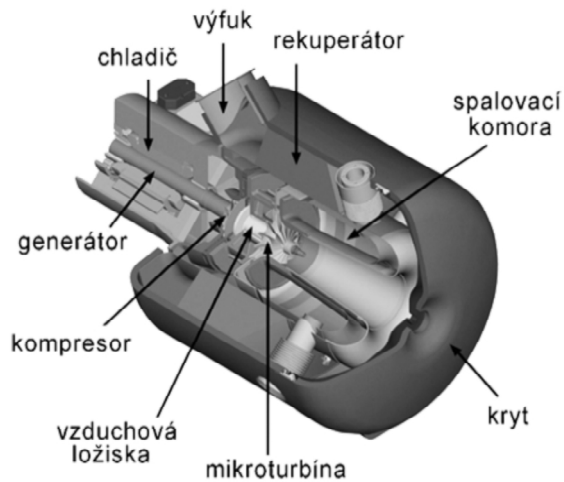


Obr. 3.3 Hmotnostní průtok spalin a elektrická účinnost mikroturbín; podle [5]

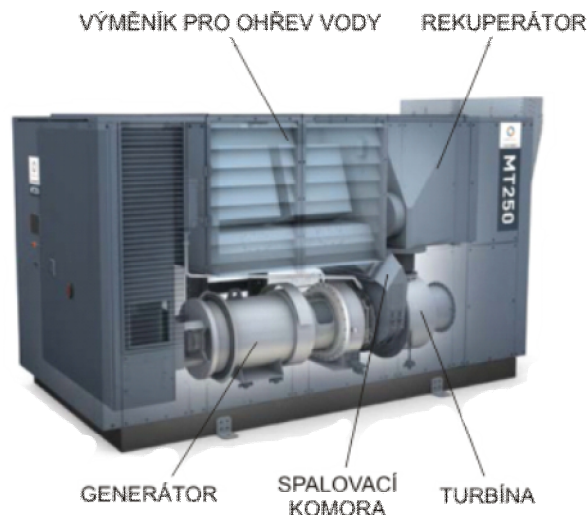
Mezi hlavní výrobce mikroturbín ve světě patří dle [7] firmy Capstone (USA), Turbec (Itálie), Ingersoll-rand (USA) a Elliott power system (USA – Japonsko). Jednotlivé typy mikroturbín, které vyrábějí a jejich jmenovitý elektrický výkon a jmenovitá elektrická účinnost jsou uvedeny v tabulce 3.1. Na obrázcích 3.4 a 3.5 jsou zobrazeny jednotlivé části mikroturbíny Capstone C30 a mikroturbína Ingersoll-rand MT250.

Tab. 3.1: Typy vyráběných mikroturbín a jejich elektrický výkon a účinnost; podle [7]

Společnost	Typ	Elektrický výkon [kW]	Elektrická účinnost [%]
Capstone	C30	30	26
	C65	65	29
	C200	200	33
Turbec	T100	100	30
Ingersoll-rand	MT70	70	28
	MT250	250	30
Elliott power system	TA100	100	29



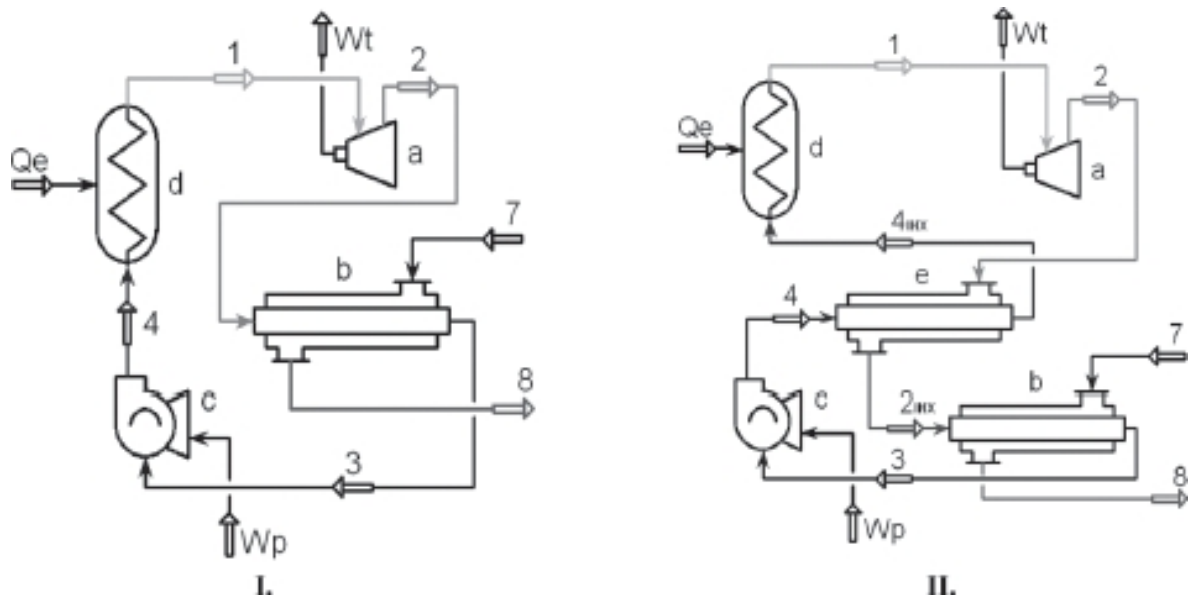
Obr. 3.4 Komponenty mikroturbíny Capstone C30 [7]



Obr. 3.5 Mikroturbína Ingersoll-rand MT250 [7]

Jak je uvedeno v [5], spalovací mikroturbíny jsou výhodné především z hlediska nízkých emisí, ale nevýhodou je, že oproti svým hlavním konkurentům ve své výkonové hladině – spalovacím motorům – mají nižší elektrickou účinnost. Jednou z možností jak zvýšit elektrickou účinnost mikroturbíny je projekt firmy Capstone, který je uveden v [8]. Cílem tohoto projektu je vyvinout spalovací mikroturbínu C370, která bude mít výkon 370 kW a elektrickou účinnost 42 %. Bude se jednat o dvou hřídelový turbínový systém složený z nízkotlaké a vysokotlaké části. Nízkotlakou část bude tvořit upravená mikroturbína C200 a

vystupující parou z turbíny přehřívá kapalinu před vstupem do výparníku. Schéma zapojení s regeneračním výměníkem i bez něj je zobrazeno na obrázku 3.8; podle [9] a [10].



Obr. 3.7 Schéma zapojení ORC [9]

Na obrázku 3.7 značí:

I. Zapojení bez regeneračního výměníku tepla

II. Zapojení s regeneračním výměníkem tepla

a – Turbína

b – Kondenzátor

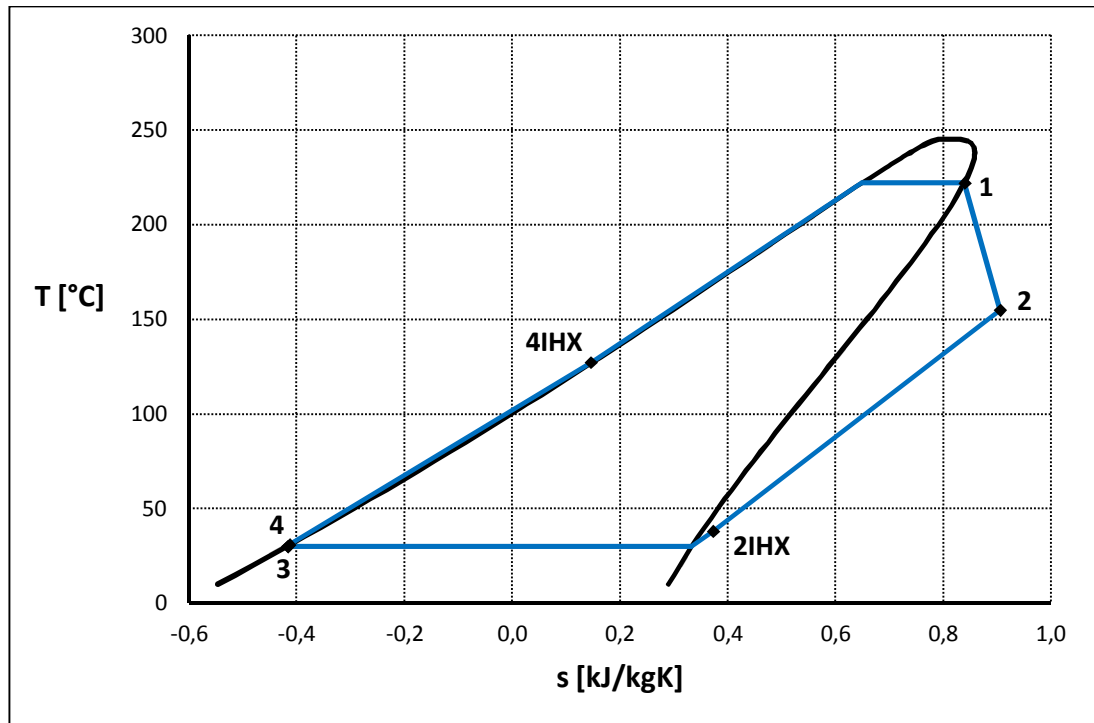
c – Čerpadlo

d – Výparník

e – Regenerační výměník tepla

Na obrázku 3.8 je v T-s diagramu zakreslena změna stavů pracovní látky MM v ORC. V souladu s označením stavů na obrázku 3.7 jsou v diagramu označeny jednotlivé změny. Změna 3–4 označuje stlačení kapaliny čerpadlem. Mezi stavy 4–4_{IHX} je přehřev kapaliny regeneračním výměníkem tepla. Následující změna 4_{IHX}–1 představuje ohřev kapaliny na teplotu sytosti a její vypaření. Vyrobená pára expanduje v turbíně mezi stavy 1–2, potom pára

předehřeje kapalinu v regeneračním výměníku tepla mezi stavy 2–2IHX a mezi stavy 2IHX–3 z kondenzuje v kondenzátoru; podle [9] a [10].

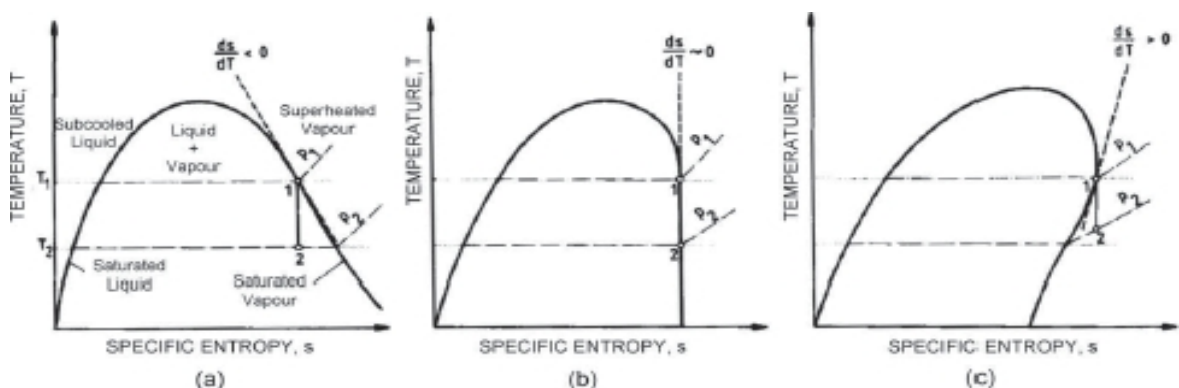


Obr. 3.8 Změna stavů pracovní látky MM v ORC v T-s diagramu; podle [9]

Výběr pracovní látky pro ORC je dle [9] klíčové hledisko, protože v závislosti na aplikaci, zdroji tepla a jeho teplotě, musí mít pracovní látka optimální termodynamické vlastnosti při provozních teplotách a tlacích a musí splňovat některá kritéria, jako např. být ekonomicky dostupná, netoxická, nehořlavá, ekologicky příznivá, umožňující vysoké využití energie dostupné ze zdroje tepla atd. Hlavní hlediska při výběru vhodné pracovní látky jsou:

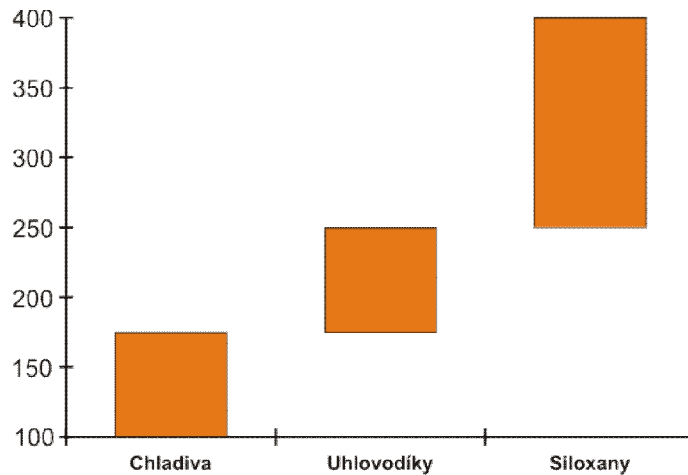
- **Vliv na životní prostředí:** Některé látky jsou omezeny mezinárodními dohodami [11] a [12] v závislosti na jejich potenciálu poškozovat ozonovou vrstvu a způsobovat skleníkový efekt.
- **Bezpečnost:** Látka musí být netoxická, nekorozivní a nehořlavá.
- **Chemická stabilita:** Chemická stabilita použité látky může omezit teplotu zdroje tepla, protože při určitých teplotách se látka může začít rozkládat a tvořit látky, které by mohly změnit způsob, jakým cyklus pracuje.

- **Provozní tlaky:** Když látka vyžaduje vysoké tlaky, aby se dosáhlo přijatelné účinnosti, tak jsou vyšší náklady na zařízení, protože se zvyšuje jeho složitost.
- **Dostupnost a nízká cena:** Nízká dostupnost látky nebo vysoká cena omezuje její použití z důvodu finanční proveditelnosti projektu.
- **Výparné teplo a molární hmotnost:** Čím je vyšší molární hmotnost a výparné teplo látky, tím více energie může být přijato ze zdroje tepla ve výparníku a proto velikost jednotky a spotřeba čerpadla může být menší díky menšímu hmotnostnímu průtoku látky.
- **Nízká teplota tuhnutí:** Teplota tuhnutí musí být nižší, než je nejnižší teplota látky v oběhu.
- **Mezní křivka:** Termodynamické vlastnosti látky určují tvar mezní křivky. Horní mezní křivka může mít záporný, vertikální nebo kladný sklon, což podstatně ovlivňuje návrh a účinnost ORC. Na obrázku 3.9 jsou v T-s diagramu zobrazeny látky se záporným (a), vertikálním (b) a kladným (c) sklonem horní mezní křivky, které se jinak také nazývají mokrá, izoentropická a suchá tekutina. Jelikož cílem ORC je zaměřením se na využití tepla při nízkých a středních teplotách, tak přehřívání páry jako u konvenčních parních oběhů není vhodné. Jak je ukázáno na obrázku 3.8, když probíhá expanze u mokré tekutiny bez přehřívání páry, tak expanze končí v oblasti mokré páry způsobující riziko pro turbínu v podobě eroze lopatek a zhoršení její účinnosti. Opačným případem je expanze u izoentropické a suché tekutiny, která i bez přehřívání vždycky končí v oblasti přehřáté páry.



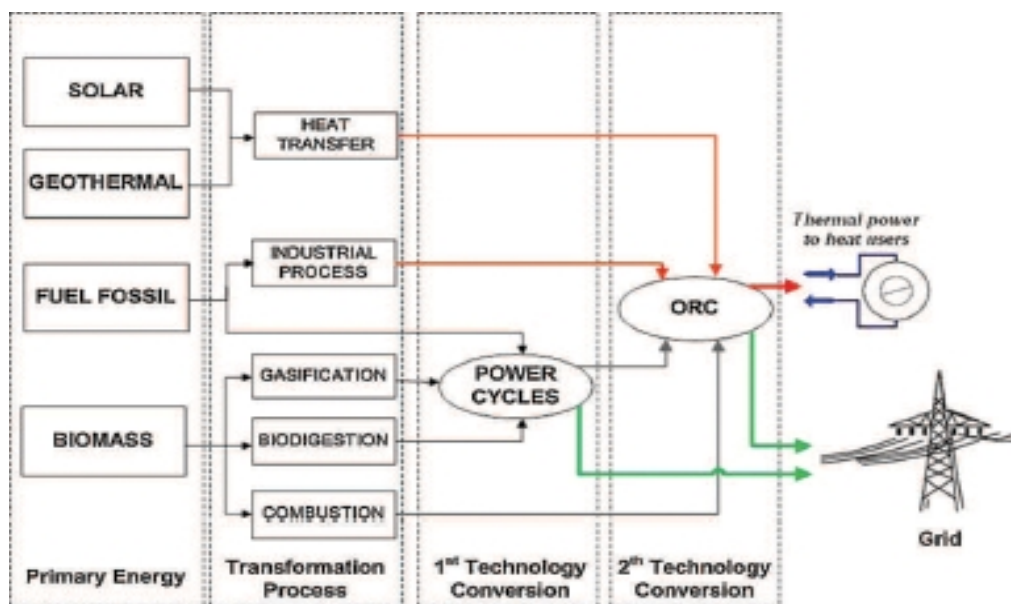
Obr. 3.9 Mokrá, izoentropická a suchá tekutina v T-s diagramu [9]

Pracovní látky pro ORC je dle [9] možné rozdělit na následující typy: chladiwa, uhlovodíky a siloxany. Podle teploty zdroje tepla je možné vybrat vhodný typ pracovní látky. Obrázek 3.10 ukazuje vhodné typy pracovních látek dle rozsahů teplot zdroje tepla.



Obr. 3.10 Vhodné typy pracovních látek pro ORC dle teploty zdroje tepla; podle [9]

Na obrázku 3.11 jsou ukázány nejrůznější aplikace ORC technologie, které mohou být provedeny. Je vidět, že v závislosti na zdroji tepla – využití solární energie, geotermální energie, spalování fosilních paliv a biomasy nebo rekuperace odpadního tepla – umožňuje výrobu elektřiny a v závislosti na teplotě chladiče i získávat teplo, které je využitelné pro výrobu chladu nebo vytápění a sušení.



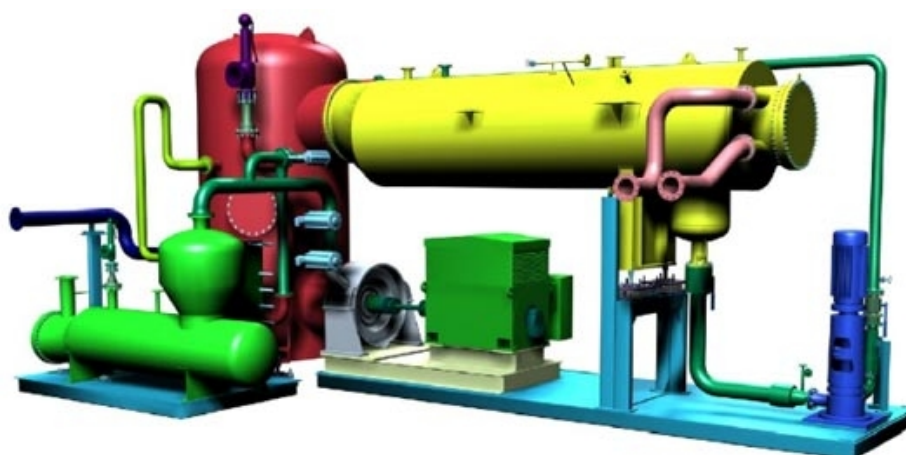
Obr. 3.11 Možnosti využití ORC technologie [9]

ORC technologie je k dispozici na trhu od počátku 80. let 20. století. Výrobci ORC technologie realizují jednotky pro spalování biomasy, rekuperaci tepla, využití solární nebo geotermální energie. V tabulce 3.2 jsou uvedeni hlavní výrobci ORC technologie ve světě a aplikace, pro které jsou jejich ORC jednotky určeny; podle [9] a [10].

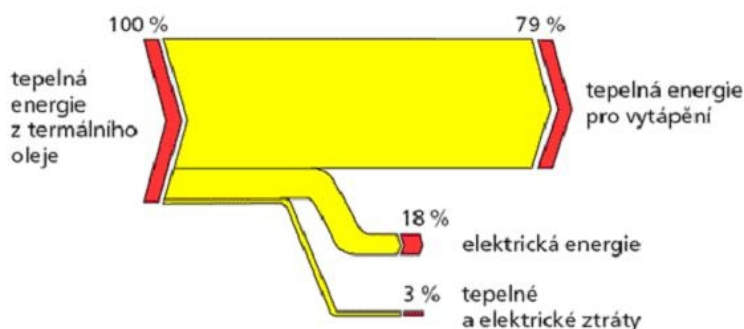
Tab. 3.2: Hlavní výrobci ORC technologie; podle [9] a [10]

Společnost	Aplikace	Rozsah výkonů [MW]
Turboden (Itálie)	Biomasa, solární a geotermální energie, rekuperace tepla	0,4 – 2,2
Ormat (USA)	Solární a geotermální energie, rekuperace tepla	0,2 – 22
Pratt & Whitney Power Systems (USA)	Biomasa, solární a geotermální energie, rekuperace tepla	0,22 – 0,26
FREEPOWER (Anglie)	Biomasa, solární a geotermální energie, rekuperace tepla	0,12
Infinity Turbine (USA)	Geotermální energie, rekuperace tepla	0,01 – 0,25
Maxxtec-Adoratec (Německo)	Biomasa, geotermální energie, rekuperace tepla	0,3 – 1,6
Barber Nichols (USA)	Geotermální energie, rekuperace tepla	0,7 – 2,7
GMK (Německo)	Biomasa, geotermální energie, rekuperace tepla	0,5 – 2
LTi REEnergy (Německo)	Rekuperace tepla	0,03
TRI-O-GEN (Nizozemsko)	Rekuperace tepla	0,06 – 0,16
Eneftech (Švýcarsko)	Biomasa, solární a geotermální energie, rekuperace tepla	0,005 – 0,03
Electratherm (USA)	Biomasa, solární a geotermální energie, rekuperace tepla	0,03 – 0,05
GE Power & Water (USA)	Biomasa, solární energie, rekuperace tepla	0,12
TransPacific Energy (USA)	Solární a geotermální energie, rekuperace tepla	0,1 – 5

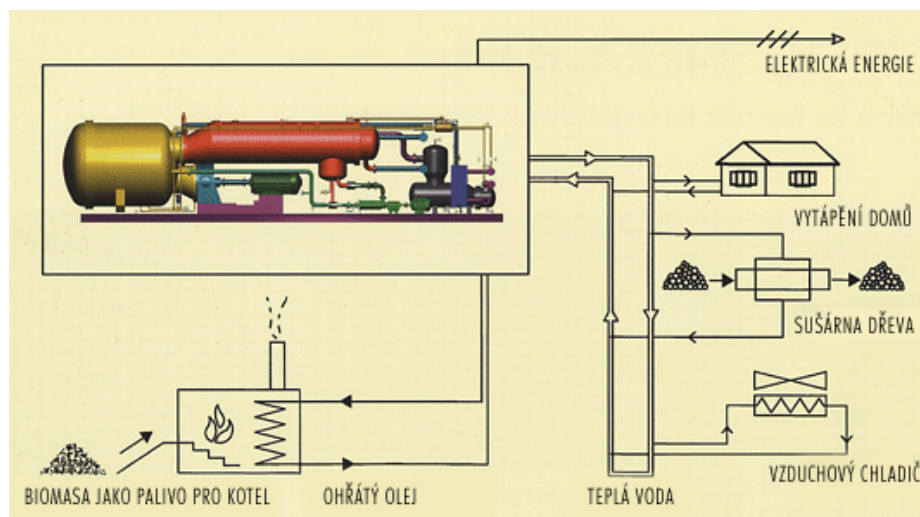
Na obrázku 3.12 je model ORC jednotky firmy Turboden, jejíž jednotky na českém trhu nabízí firma Schiestl s.r.o. Na tomto modelu je výparník zobrazen světle zelenou barvou, turbína světle modrou barvou, generátor tmavě zelenou barvou, regenerační výměník tepla červenou barvou, kondenzátor žlutou barvou a čerpadlo tmavě modrou barvou. Tepelná energie dodávaná do ORC jednotky je získávána spalováním biomasy, avšak teplo není předáváno do ORC přímo ze spalin. Teplo získané spalováním biomasy je předáno do termooleje a až z něj je předáno do pracovní látky ORC jednotky, ve které je přeměněno v elektrickou energii a teplo v kondenzátoru odvedené je použitelné pro vytápění nebo sušení. Turbíny pro ORC jednotky jsou většinou pomaloběžné, tak jsou spojeny přímo s generátorem bez převodovky. Typická energetická bilance kogenerační ORC jednotky je uvedena na obrázku 3.13. Na obrázku 3.14 je zobrazeno schéma ORC kogenerace s kotlem na biomasu; podle [13].



Obr. 3.12 Model ORC jednotky firmy Turboden [13]



Obr. 3.13 Energetická bilance kogenerační ORC jednotky [13]

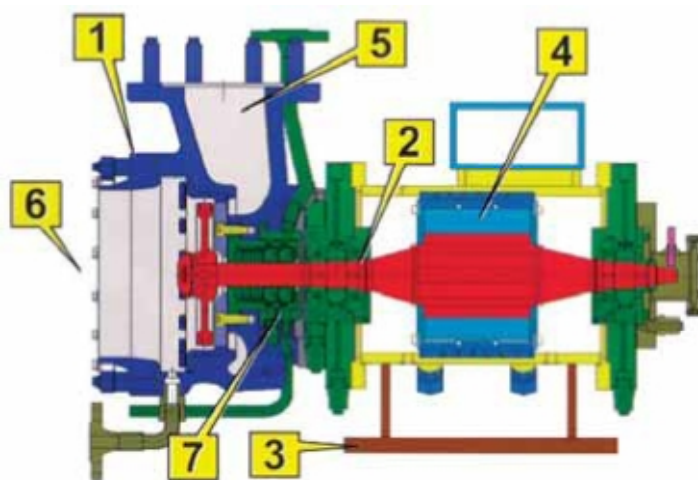


Obr. 3.14 Schéma ORC kogenerace s kotlem na biomasu [13]

3.3 Parní turbíny nejmenších výkonů

Nejmenší výkony současných parních turbín se pohybují okolo 100 kW. Tyto turbíny se konstruují jako jednostupňové a mezi jejich výrobce patří firmy Siemens, Dresser-Rand nebo Elliott. Firma Siemens vyrábí turbínu SST-040, která může být použita v kondenzačním i protitlakém provozu. Firmy Elliott a Dresser-Rand vyrábějí v tomto rozsahu výkonů turbíny pro provoz v protitlakém provozu; podle [14], [15] a [16].

Existují i malé vysokootáčkové turbíny používající vysokofrekvenční elektrický generátor, které mají výkony ještě menší. Mezi výrobce těchto vysokootáčkových turbín patří např. holandská firma Green Turbine nebo česká firma G-Team. Na obrázku 3.15 je zobrazena vysokootáčková parní turbína TR Hi 150 od firmy G-Team. Jednotlivé části na obrázku jsou: 1 – těleso turbíny, 2 – rotor turbíny, 3 – svařovaný ocelový rám, 4 – vysokofrekvenční elektrický generátor, 5 – vstup páry, 6 – výstup páry, 7 – parní ucpávka. V tabulce 3.3 jsou uvedeny technické parametry uvedených parních turbín; podle [17] a [18].



Obr. 3.15 Vysokootáčková parní turbína G-Team TR Hi 150 [17]

Tab. 3.3: Technické parametry vybraných parních turbín nejmenších výkonů; podle [14], [15], [16], [17], [18]

Turbína	Výkon [kW]	Tlak vstupní páry [MPa]	Teplota vstupní páry [°C]	Tlak výstupní páry [MPa]	Průtok páry [kg/s]	Otáčky [1/min]
Siemens SST-040	75 až 300	0,2 až 4	400	0,01 až 0,7	-	-
Dresser- Rand RLA-12L	max. 79	4,7	440	0,8	-	6 000
Elliott PYR	max. 150	4,5	400	0,69	-	5 000
G-Team TR Hi 150	20 až 150	0,3 až 4	420	0,05	0,056 až 1,67	32 000
Green Turbine 15 kW	max. 15	1 až 1,2	200 až 220	0,01	0,04	26 000

4. CÍL PRÁCE

Cílem práce je navrhnout parní oběh pro využití tepla spalin z plynové mikroturbíny o elektrickém výkonu 100 kW a vybrat vhodnou pracovní látku pro parní oběh. Dílčím cílem je navrhnout expandér pro navržený parní oběh.

5. SPALOVACÍ MIKROTURBÍNA

5.1 Zvolená spalovací mikroturbína

Pro výkonovou hladinu 100 kW elektrických nabízí spalovací mikroturbínu ve svém portfoliu několik výrobců. Pro tuto práci byla vybrána spalovací mikroturbína Elliott TA-100 z důvodu největší dostupnosti technických parametrů. V tabulce 5.1 jsou uvedeny technické parametry spalovací mikroturbíny Elliott TA-100.

Tab. 5.1: Technické parametry mikroturbíny Elliott TA-100; podle [19], [20] a [21]

Čistý elektrický výkon	100	kW
Svorkový elektrický výkon	105	kW
Příkon palivového kompresoru	5	kW
Teplo přivedené v palivu	362	kW
Elektrická účinnost (bez uvažování vlastní spotřeby)	0,29	-
Otáčky	68 000	1/min
Hmotnostní průtok vzduchu	0,88	kg/s
Hmotnostní průtok spalin	0,887	kg/s
Kompresní poměr	4	-
Termodynamická účinnost kompresoru	0,76	-
Termodynamická účinnost turbíny	0,848	-
Účinnost spalovací komory	0,98	-
Účinnost generátoru	0,903	-
Účinnost mechanická 1	0,992	-
Účinnost mechanická 2	0,982	-
Součinitel přebytku spalovacího vzduchu	5,6	-

5.2 Stechiometrické výpočty

Cílem stechiometrických výpočtů je na základě chemického složení paliva určit potřebné množství spalovacího vzduchu, složení a množství vzniklých spalin a hustotu vzduchu a spalin. Stechiometrické výpočty jsou spočítány podle skriptu [22].

5.2.1 Použité palivo

Jako palivo pro spalovací mikroturbínu je uvažován tranzitní zemní plyn. Složení tranzitního zemního plynu je uvedeno v tabulce 5.2.

Tab. 5.2: Složení tranzitního zemního plynu; podle [23]

Složka	o_i [Nm^3/Nm^3]
CH ₄	0,9839
C ₂ H ₆	0,0044
C ₃ H ₈	0,0016
C ₄ H ₁₀	0,0007
C ₅ H ₁₂	0,0003
N ₂	0,0084
CO ₂	0,0007

5.2.2 Spalovací vzduch

Minimální objem kyslíku, který je potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm^3 paliva, je určen rovnicí (5.1) a na základě potřebného minimálního objemu kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 Nm^3 paliva je určen rovnicí (5.2) minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 Nm^3 paliva.

$$\begin{aligned}
 O_{\text{O}_2\text{min}} &= 0,5 \cdot o_{\text{H}_2} + 0,5 \cdot o_{\text{CO}} + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot o_{\text{C}_m\text{H}_n} - o_{\text{O}_2} = \\
 &= 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 0,9839 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,0044 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,0016 + \\
 &+ \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,0007 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot 0,0003 - 0 = 1,9982 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}^3]
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

$$O_{\text{vSmin}} = \frac{O_{\text{O}_2\text{min}}}{0,21} = \frac{1,9982}{0,21} = 9,5150 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}^3] \tag{5.2}$$

Uvažované podmínky okolního vzduchu jsou uvedeny v tabulce 5.3. Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti odpovídající teplotě okolního vzduchu je určen pomocí tabulek vlastností vlhkého vzduchu [24].

Tab. 5.3: Podmínky okolního vzduchu

Tlak okolního vzduchu	101,325	kPa
Teplota okolního vzduchu	15	°C
Relativní vlhkost okolního vzduchu	60	%
Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti odpovídající teplotě okolního vzduchu	1,7041	kPa

Součinitel určující podíl vodní páry připadající na 1 Nm³ suchého vzduchu je určen vztahem (5.3), potom je určen minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm³ paliva rovnicí (5.4) a objem vodní páry ve spalovacím vzduchu rovnicí (5.5).

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_{\text{vzd}} - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{60}{100} \cdot \frac{1,7041}{101,325 - \frac{60}{100} \cdot 1,7041} = 1,010 \quad (5.3)$$

$$O_{\text{vVmin}} = \chi_v \cdot O_{\text{vSmin}} = 1,010 \cdot 9,5150 = 9,6120 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} \quad (5.4)$$

$$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{v}} = O_{\text{vVmin}} - O_{\text{vSmin}} = 9,6120 - 9,5150 = 0,0970 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} \quad (5.5)$$

5.2.3 Vzniklé spaliny

Dílčí složky suchých spalin, které vzniknou při stechiometrickém spalování, jsou oxid uhličitý, dusík, argon a oxid siřičitý. Objemy dílčích složek suchých spalin jsou dány rovnicemi (5.6) až (5.9). Objem oxidu uhličitého je

$$\begin{aligned} O_{\text{CO}_2} &= o_{\text{CO}_2} + 0,994 \cdot (o_{\text{CO}} + \sum m \cdot o_{\text{C}_m\text{H}_n}) + 0,0003 \cdot O_{\text{vSmin}} = \\ &= 0,0007 + 0,994 \cdot (0 + 1 \cdot 0,9839 + 2 \cdot 0,0044 + 3 \cdot 0,0016 + 4 \cdot 0,0007 + \\ &\quad + 5 \cdot 0,0003) + 0,0003 \cdot 9,515 = 0,9993 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Objem dusíku je

$$O_{N_2} = o_{N_2} + 0,7805 \cdot O_{V_{Smin}} = 0,0084 + 0,7805 \cdot 9,515 = 7,4349 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}^3\text{]} \quad (5.7)$$

Objem argonu je

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{V_{Smin}} = 0 + 0,0092 \cdot 9,515 = 0,0875 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}^3\text{]} \quad (5.8)$$

Objem oxidu siřičitého je

$$O_{SO_2} = o_{SO_2} = 0 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}^3\text{]} \quad (5.9)$$

Výsledný objem suchých spalin vzniklých při stechiometrickém spalování je dán součtem dílčích složek rovnicí (5.10).

$$\begin{aligned} O_{SSmin} &= O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} + O_{SO_2} = \\ &= 0,9993 + 7,4349 + 0,0875 = 8,5217 \text{ [Nm}^3 / \text{Nm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Objem vodní páry ve spalinách po stechiometrickém spalování a objem vlhkých spalin vzniklých při stechiometrickém spalování jsou

$$\begin{aligned} O_{H_2O}^S &= o_{H_2O} + o_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot o_{C_mH_n} + O_{H_2O}^V = \\ &= 0 + 0 + \frac{4}{2} \cdot 0,9839 + \frac{6}{2} \cdot 0,0044 + \frac{8}{2} \cdot 0,0016 + \frac{10}{2} \cdot 0,0007 + \\ &\quad + \frac{12}{2} \cdot 0,0003 + 0,0970 = 2,0897 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (5.11)$$

$$O_{SVmin} = O_{SSmin} + O_{H_2O}^S = 8,5217 + 2,0897 = 10,6114 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}^3\text{]} \quad (5.12)$$

Objem spalin vzniklých při spálení 1 Nm³ paliva ve spalovací mikroturbíně při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha = 5,6$ je

$$\begin{aligned} O_{SV} &= O_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin} = \\ &= 10,6114 + (5,6 - 1) \cdot 9,6120 = 54,8266 \text{ [Nm}^3 / \text{Nm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (5.13)$$

5.2.4 Hustota vzduchu a spalin

Hustota vlhkého vzduchu je dána rovnicí (5.14). Hustota spalin vzniklých při stechiometrickém spalování a při spalování ve spalovací mikroturbíně s přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha = 5,6$ jsou dány rovnicemi (5.15) a (5.16).

$$\begin{aligned}\rho_{VV} &= \frac{O_{VSmin} \cdot \rho_{VS} + (\chi_v - 1) \cdot O_{VSmin} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{VVmin}} = \\ &= \frac{9,5150 \cdot 1,29279 + (1,010 - 1) \cdot 9,5150 \cdot 0,8058}{9,6120} = 1,2879 \text{ [kg/Nm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned}\rho_{SVmin} &= \frac{\sum O_i \cdot \rho_i}{O_{SVmin}} = \\ &= \frac{0,9993 \cdot 1,9768 + 7,4349 \cdot 1,25047 + 0,0875 \cdot 1,78385 + 2,0897 \cdot 0,8058}{10,6114} = \\ &= 1,2357 \text{ [kg/Nm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned}\rho_{SV} &= \frac{O_{SVmin} \cdot \rho_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin} \cdot \rho_{VV}}{O_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin}} = \\ &= \frac{10,6114 \cdot 1,2357 + (5,6 - 1) \cdot 9,6120 \cdot 1,2879}{10,6114 + (5,6 - 1) \cdot 9,6120} = 1,2778 \text{ [kg/Nm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (5.16)$$

5.3 Tepelný oběh

5.3.1 Určení entalpie vzduchu a spalin

Hodnoty entalpií vlhkého vzduchu a spalin v závislosti na teplotě jsou počítány podle vztahů (5.17), (5.18), (5.19), (5.20) a (5.21), které jsou uvedeny ve skriptu [22]. Hodnoty tlaků a teplot v jednotlivých místech spalovací mikroturbíny jsou převzaty z [19] a jsou uvedeny v tabulce 5.4 společně s hodnotami vypočítaných entalpií. Schéma spalovací mikroturbíny je zobrazeno na obrázku 5.1.

$$I_{Vmin} = O_{VSmin} \cdot i_{VS} + O_{H2O}^V \cdot i_{H2O} \quad [kJ/Nm^3] \quad (5.17)$$

$$i_V = \frac{I_{Vmin}}{O_{VVmin} \cdot \rho_{VV}} \quad [kJ/kg] \quad (5.18)$$

$$I_{Smin} = O_{SO2} \cdot i_{SO2} + O_{CO2} \cdot i_{CO2} + O_{N2} \cdot i_{N2} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} + O_{H2O}^S \cdot i_{H2O} \quad [kJ/Nm^3] \quad (5.19)$$

$$I_S = I_{Smin} + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin} \quad [kJ/Nm^3] \quad (5.20)$$

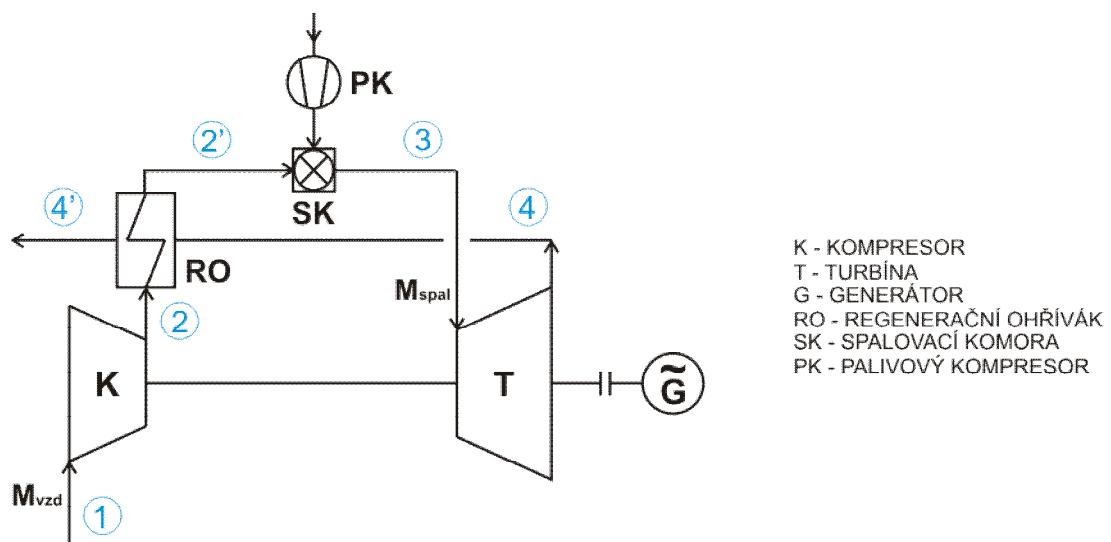
$$i_S = \frac{I_S}{O_{SV} \cdot \rho_{SV}} \quad [kJ/kg] \quad (5.21)$$

V uvedených rovnicích pro výpočet entalpie vzduchu a spalin jednotlivé veličiny znamenají:

$I_{Vmin} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie vlhkého vzduchu potřebného pro spálení $1 Nm^3$ paliva při stechiometrickém spalování
$i_{VS} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie $1 Nm^3$ suchého vzduchu
$i_{H2O} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie $1 Nm^3$ vodní páry
$i_V [kJ/kg]$	Měrná entalpie $1 kg$ vlhkého vzduchu
$I_{Smin} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie spalin vzniklých spálením $1 Nm^3$ paliva při stechiometrickém spalování
$i_{SO2} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie $1 Nm^3$ oxidu siřičitého
$i_{CO2} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie $1 Nm^3$ oxidu uhličitého
$i_{N2} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie $1 Nm^3$ dusíku
$i_{Ar} [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie $1 Nm^3$ argonu
$I_S [kJ/Nm^3]$	Měrná entalpie spalin vzniklých spálením $1 Nm^3$ paliva při spalování s přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha > 1$
$i_S [kJ/kg]$	Měrná entalpie $1 kg$ spalin

Tab. 5.4: Hodnoty tlaků, teplot a vypočítaných entalpií v tepelném oběhu spalovací mikroturbíny; podle [19]

Stav	Médium	Tlak [kPa]	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]
1	Vzduch	100,82	15	15,20
2	Vzduch	403,27	199,4	207,60
2'	Vzduch	393,19	583,7	626,80
3	Spaliny	379,43	903,6	1021,88
4	Spaliny	107,04	633,1	695,96
4'	Spaliny	105,33	264,7	280,06



Obr. 5.1 Schéma spalovací mikroturbíny

5.3.2 Výpočet hlavních parametrů

Mezi hlavní parametry spalovací mikroturbíny patří výkon kompresoru a turbíny, užitečný mechanický výkon na hřídeli, který je možné přeměnit v elektrickou energii, svorkový elektrický výkon, čistý elektrický výkon a tepelný výkon regeneračního ohříváku vzduchu a jeho účinnost. Výkon kompresoru je

$$P_K = M_{vzd} \cdot (i_2 - i_1) = 0,88 \cdot (207,60 - 15,20) = 169,31 \text{ [kW]} \quad (5.22)$$

Výkon turbíny je

$$P_T = M_{\text{spal}} \cdot (i_3 - i_4) = 0,887 \cdot (1021,88 - 695,96) = 289,10 \text{ [kW]} \quad (5.23)$$

Užitečný mechanický výkon na hřídeli, který je možné přeměnit v elektrickou energii, je

$$P_{\text{už}} = (P_T - P_K) \cdot \eta_{m1} = (289,10 - 169,31) \cdot 0,992 = 118,42 \text{ [kW]} \quad (5.24)$$

Výkon na svorkách generátoru je

$$P_{\text{sv}} = P_{\text{už}} \cdot \eta_{m2} \cdot \eta_g = 118,42 \cdot 0,982 \cdot 0,903 = 105,01 \text{ [kW]} \quad (5.25)$$

Čistý elektrický výkon po odečtení vlastní spotřeby – příkonu palivového kompresoru – je

$$P_{\text{netto}} = P_{\text{sv}} - P_{K,\text{pal}} = 105,01 - 5 = 100,01 \text{ [kW]} \quad (5.26)$$

Tepelný výkon regeneračního ohříváku vzduchu a jeho účinnost jsou

$$\begin{aligned} Q_{\text{RO}} &= M_{\text{spal}} \cdot (i_4 - i_{4'}) = M_{\text{vzd}} \cdot (i_{2'} - i_2) = \\ &= 0,887 \cdot (695,96 - 280,06) = 0,88 \cdot (626,80 - 207,60) = 368,89 \text{ [kW]} \end{aligned} \quad (5.27)$$

$$\eta_{\text{RO}} = \frac{T_{2'} - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{583,7 - 199,4}{633,1 - 199,4} = 0,8861 \text{ [-]} \quad (5.28)$$

5.3.3 Účinnost spalovací mikroturbíny

5.3.3.1 S regeneračním ohřevem vzduchu

Teplo v palivu, které je potřebné přivést do spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu je dáno vztahem (5.29). Hrubá a čistá elektrická účinnost spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu jsou určeny rovnicemi (5.30) a (5.31).

$$Q_{\text{pal}} = \frac{M_{\text{spal}} \cdot i_3 - M_{\text{vzd}} \cdot i_2'}{\eta_{\text{sk}}} = \frac{0,887 \cdot 1021,88 - 0,88 \cdot 626,80}{0,98} = 362,07 \text{ [kW]} \quad (5.29)$$

$$\eta_{\text{gross}} = \frac{P_{\text{sv}}}{Q_{\text{pal}}} = \frac{105,01}{362,07} = 0,2900 \text{ [-]} \quad (5.30)$$

$$\eta_{\text{netto}} = \frac{P_{\text{netto}}}{Q_{\text{pal}}} = \frac{100,01}{362,07} = 0,2762 \text{ [-]} \quad (5.31)$$

5.3.3.2 Bez regeneračního ohřevu vzduchu

Zvolená spalovací mikroturbína Elliott TA-100 se vyrábí s regeneračním ohřevem vzduchu ale pro tuto práci je uvažována i hypotetická varianta bez regeneračního ohřevu vzduchu. Díky absenci regeneračního ohříváku vzduchu je oproti variantě s regeneračním ohřevem vzduchu potřebné teplo přivedené v palivu větší a elektrická účinnost spalovací mikroturbíny menší. Teplo v palivu, které je potřebné přivést do spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu je dáno vztahem (5.32). Hrubá a čistá elektrická účinnost spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu jsou dány rovnicemi (5.33) a (5.34).

$$Q_{\text{pal}} = \frac{M_{\text{spal}} \cdot i_3 - M_{\text{vzd}} \cdot i_2}{\eta_{\text{sk}}} = \frac{0,887 \cdot 1021,88 - 0,88 \cdot 207,60}{0,98} = 738,49 \text{ [kW]} \quad (5.32)$$

$$\eta_{\text{gross}} = \frac{P_{\text{sv}}}{Q_{\text{pal}}} = \frac{105,01}{738,49} = 0,1422 \text{ [-]} \quad (5.33)$$

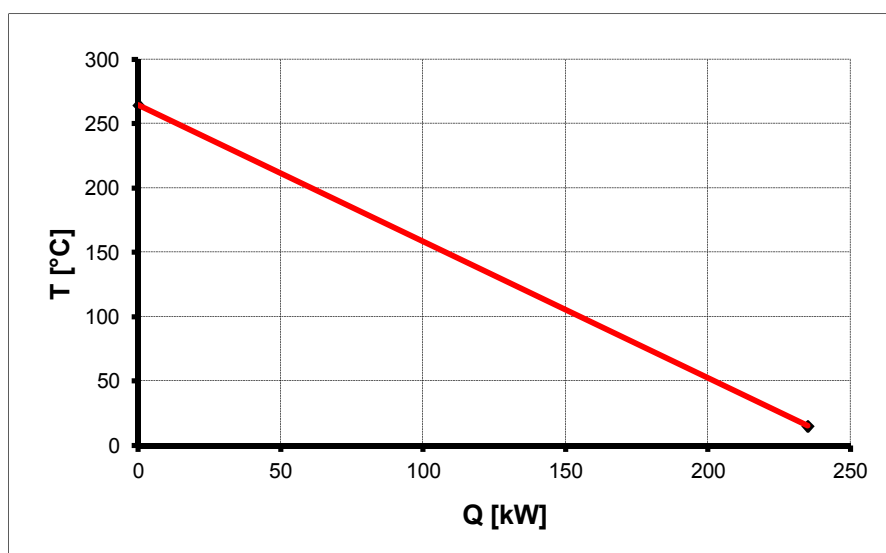
$$\eta_{\text{netto}} = \frac{P_{\text{netto}}}{Q_{\text{pal}}} = \frac{100,01}{738,49} = 0,1354 \text{ [-]} \quad (5.34)$$

5.3.4 Odvedené teplo ze spalovací mikroturbíny

5.3.4.1 S regeneračním ohřevem vzduchu

Odvedené teplo ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu při ochlazení spalin na teplotu okolí je dáno vztahem (5.35). Za předpokladu, že měrná tepelná kapacita spalin je konstantní, tak grafická závislost odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny v závislosti na teplotě ochlazení spalin je přímková. Tato grafická závislost je zobrazena v Q-T diagramu na obrázku 5.2. Rovnice (5.36) je rovnicí přímky popisující závislost na obrázku 5.2. Koeficienty a a b v rovnici (5.36) jsou určeny pomocí vztahů (5.37) a (5.38).

$$Q_o = M_{\text{spal}} \cdot (i_{4'} - i_1) = 0,887 \cdot (280,06 - 15,20) = 234,93 \text{ [kW]} \quad (5.35)$$



Obr. 5.2 Závislost odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu v závislosti na teplotě ochlazení spalin v T-Q diagramu

$$T = a \cdot Q + b = -1,0629 \cdot Q + 264,7 \text{ [°C]} \quad (5.36)$$

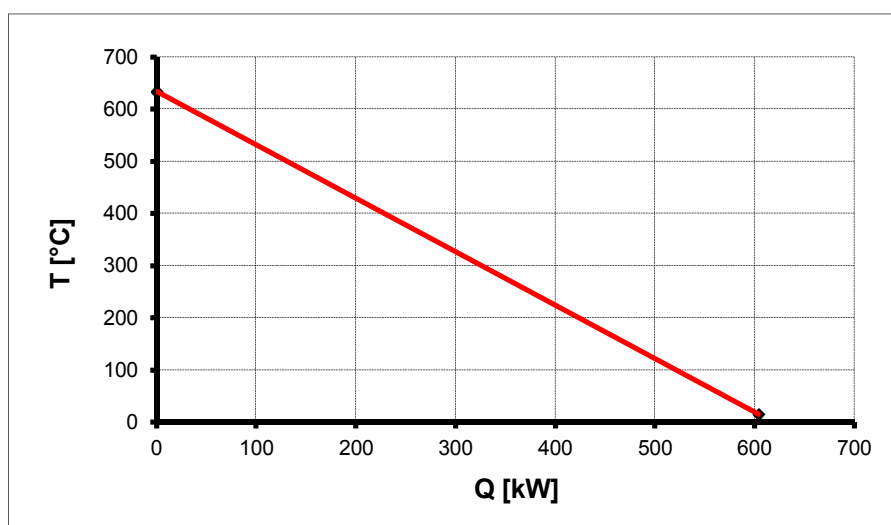
$$a = \frac{T_{4'} - T_1}{Q_o} = \frac{264,7 - 15}{234,93} = -1,0629 \text{ [°C/kW]} \quad (5.37)$$

$$b = T_{4'} = 264,7 \text{ [°C]} \quad (5.38)$$

5.3.4.2 Bez regeneračního ohřevu vzduchu

Jak bylo řečeno ve stati 5.3.3.2 spalovací mikroturbína bez regeneračního ohřevu vzduchu je jen hypotetická varianta uvažovaná pro tutu práci. Oproti variantě s regeneračním ohřevem vzduchu je díky absenci regeneračního ohříváku vzduchu větší teplota spalin na výstupu ze spalovací mikroturbíny a odvedené teplo při ochlazení spalin na teplotu okolí je také větší. Odvedené teplo ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu při ochlazení spalin na teplotu okolí je dáno vztahem (5.39). Grafická závislost odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny v závislosti na teplotě ochlazení spalin je za předpokladu konstantní měrné tepelné kapacity spalin přímková a je zobrazena v Q-T diagramu na obrázku 5.3. Rovnice (5.40) je rovnicí přímky popisující závislost na obrázku 5.3. Koeficienty a a b v rovnici (5.40) jsou určeny pomocí vztahů (5.41) a (5.42).

$$Q_o = M_{\text{spal}} \cdot (i_4 - i_1) = 0,887 \cdot (695,96 - 15,20) = 603,83 \text{ [kW]} \quad (5.39)$$



Obr. 5.3 Závislost odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu v závislosti na teplotě ochlazení spalin v T-Q diagramu

$$T = a \cdot Q + b = -1,0236 \cdot Q + 633,1 \text{ [°C]} \quad (5.40)$$

$$a = \frac{T_4 - T_1}{Q_o} = \frac{633,1 - 15}{603,83} = -1,0236 \text{ [°C/kW]} \quad (5.41)$$

$$b = T_4 = 633,1 \text{ [°C]} \quad (5.42)$$

6. NÁVRH PARNÍHO OBĚHU

Návrh parního oběhu je proveden ve třech variantách. První variantou je konvenční parní oběh využívající jako pracovní látku vodu. Druhou variantou je parní oběh v podobě ORC bez regeneračního ohřevu a třetí variantou je ORC s regeneračním ohřevem. Každá varianta je ještě zvlášť spočítána při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu a při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu. Uvažované organické pracovní látky jsou R245fa, R245ca, isopentan, isobutan, MM, MDM a toluen. V tabulce 6.1 jsou uvedeny kritické parametry veškerých uvažovaných pracovních látek.

Tab. 6.1: Kritické parametry pracovních látek pro parní oběh; podle [5] a [6]

	Voda	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
p_{kr} [MPa]	22,06	3,64	3,93	3,41	3,68	1,91	1,44	4,11
T_{kr} [°C]	373,95	154,05	174,42	187,83	135,92	245,55	291,25	318,60

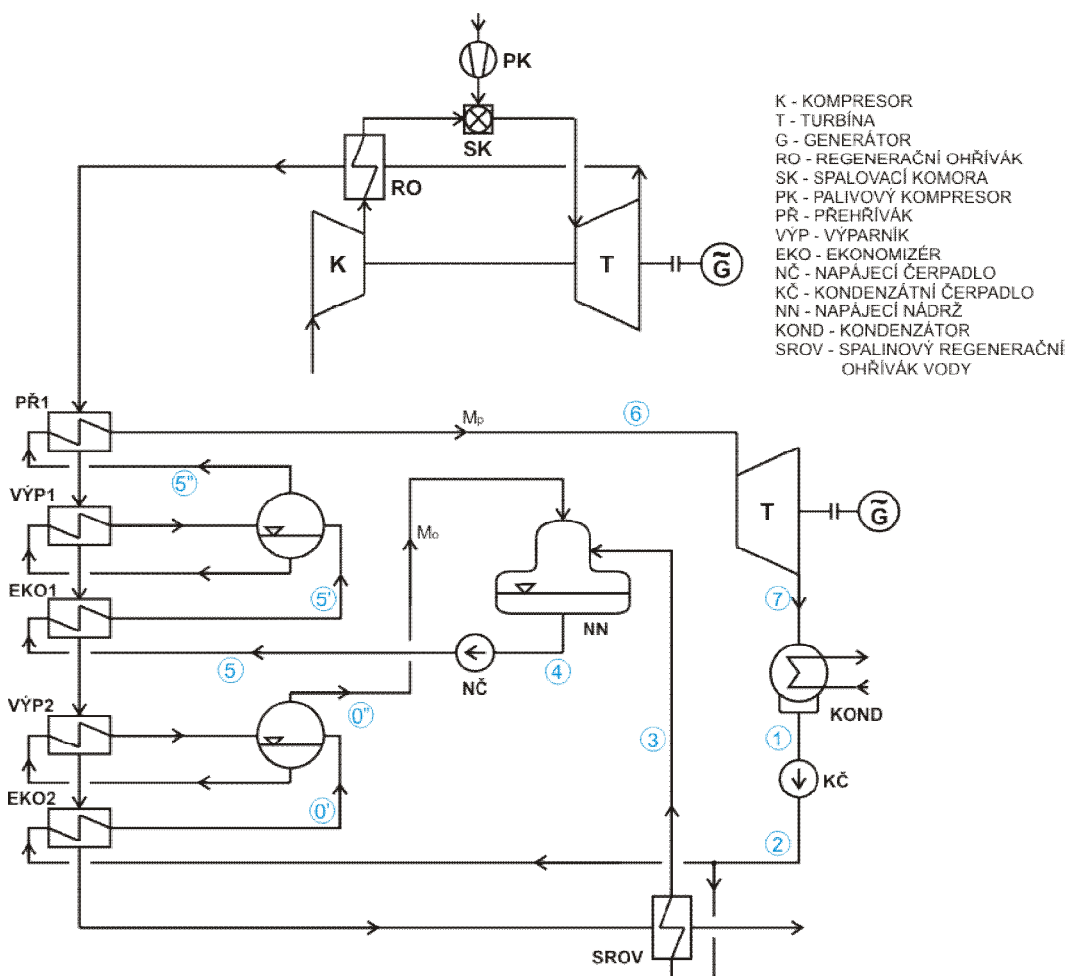
Ve všech variantách parního oběhu jsou uvažovány stejné hodnoty termodynamické účinnosti parní turbíny a čerpadel, mechanické účinnosti parní turbíny a čerpadel, účinnosti generátoru a účinnosti elektromotorů pohánějící čerpadla, aby bylo možné jednotlivé varianty mezi sebou lépe porovnat. Jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.2 a jsou zvoleny dle [5], [6] a [25]. Velikost pinchpointu v parogenerátoru (kotli na odpadní teplo) je ve všech variantách uvažována $PP = 10$ °C stejně jako v [25]. Kondenzační teplota je ve všech variantách uvažována 30 °C. Maximální přípustná vlhkost mokré páry po expanzi v parní turbíně je uvažována 10 %.

Tab. 6.2: Uvažované hodnoty účinností komponent parního oběhu; podle [5], [6] a [25]

Termodynamická účinnost parní turbíny	0,75
Termodynamická účinnost čerpadel	0,6
Mechanická účinnost parní turbíny a čerpadel	0,97
Účinnost generátoru	0,94
Účinnost elektromotorů čerpadel	0,92

6.1 Konvenční parní oběh při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu

Na obrázku 6.1 je zobrazeno navržené schéma zapojení paroplynového oběhu s konvenčním parním oběhem používajícím vodu jako pracovní látku při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu. Spaliny z mikroturbíny slouží k výrobě přehřáté páry v kotli na odpadní teplo pro pohon parní turbíny. Za parní turbínou pára kondenzuje v kondenzátoru a za kondenzátorem následuje kondenzátní čerpadlo, které část kondenzátu čerpá přes spalínový regenerační ohřívák vody do napájecí nádrže a druhá část kondenzátu je zavedena do kotle na odpadní teplo, kde je z něj vyrobena sytá pára, která slouží k termickému odplynění napájecí vody v napájecí nádrži. Z napájecí nádrže je voda dopravována napájecím čerpadlem do kotle na odpadní teplo, kde se z ní vyrábí přehřátá pára pro pohon parní turbíny a cyklus se opakuje.

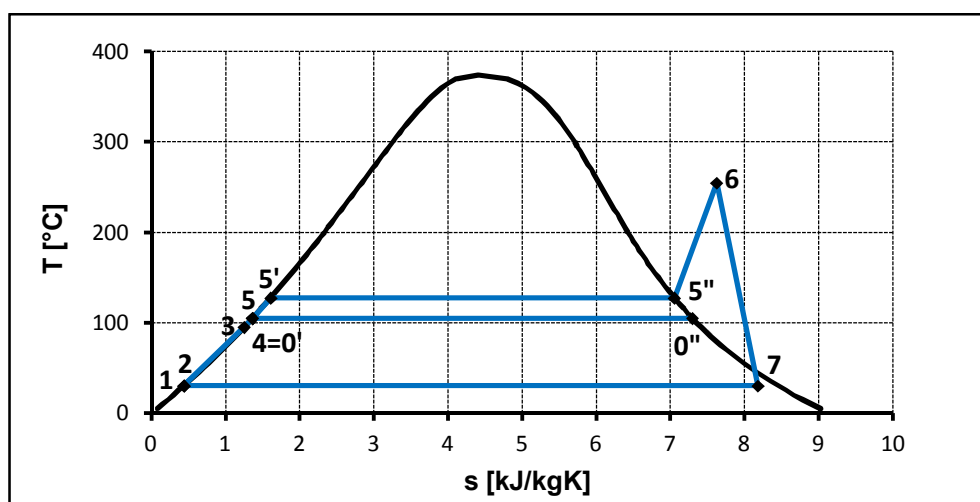


Obr. 6.1 Schéma zapojení paroplynového oběhu s konvenčním parním oběhem

Parametry v jednotlivých místech parního oběhu – teploty, tlaky, entropie a entalpie – jsou odečteny pomocí programu „XSteam“. Optimalizace admisních parametrů z hlediska maximálního výkonu parní turbíny probíhala v rozsahu tlaků 0,2 MPa až 2 MPa a optimální admisní teplota je 254,7 °C – maximální možná dosažitelná teplota při uvažovaném pinchpointu 10 °C. Teplota vody v napájecí nádrži je zvolena 105 °C a teplota vody za spalínovým regeneračním ohřívákem vody je zvolena 95 °C. V tabulce 6.3 jsou uvedeny parametry pracovní látky v jednotlivých místech konvenčního parního oběhu. Na obrázku 6.2 je zobrazena změna stavů pracovní látky v konvenčním parním oběhu v T-s diagramu.

Tab. 6.3: Parametry pracovní látky v konvenčním parním oběhu

	T [°C]	p [MPa]	s [kJ/kgK]	i [kJ/kg]
1	30,00	0,004	0,437	125,75
2ad	30,02	0,121	0,437	125,85
2	30,04	0,121	0,437	125,93
3	95,00	0,121	1,250	398,05
4	105,00	0,121	1,363	440,21
5ad	105,02	0,250	1,363	440,36
5	105,04	0,250	1,364	440,46
5'	127,41	0,250	1,607	535,35
5''	127,41	0,250	7,052	2716,50
6	254,70	0,250	7,623	2979,10
7ad	30,00	0,004	7,623	2304,15
7	30,00	0,004	8,179	2472,89
0'	105,00	0,121	1,363	440,21
0''	105,00	0,121	7,295	2683,39



Obr. 6.2 Změna stavů pracovní látky v konvenčním parním oběhu v T-s diagramu

Pomocí závislosti odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu v závislosti na teplotě ochlazení spalin – rovnice (5.36) v kapitole 5.3.4.1 – a při uvažovaném pinchpointu 10 °C na teplém konci ekonomizéru se určí tepelný výkon na vypaření a přehřátí páry z rovnice (6.1). Koeficienty a' a b' v rovnici (6.1) jsou určeny pomocí vztahů (6.2) a (6.3). Hmotnostní průtok páry je potom dán rovnicí (6.4).

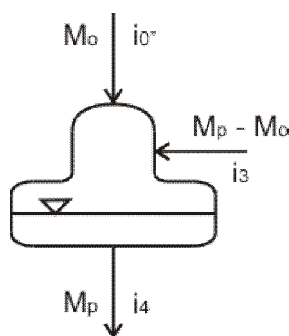
$$Q_{V\dot{Y}PI} + Q_{PR1} = \frac{T_{S'} - b'}{a'} = \frac{127,41 - 254,7}{-1,0629} = 119,76 \text{ [kW]} \quad (6.1)$$

$$a' = a = -1,0629 \text{ [°C/kW]} \quad (6.2)$$

$$b' = b - PP = 264,7 - 10 = 254,7 \text{ [°C]} \quad (6.3)$$

$$M_p = \frac{Q_{V\dot{Y}PI} + Q_{PR1}}{i_6 - i_{S'}} = \frac{119,76}{2979,10 - 535,35} = 0,049 \text{ [kg/s]} \quad (6.4)$$

Pro určení hmotnostního průtoku páry potřebného pro termické odplynění napájecí vody je sestavena bilanční rovnice napájecí nádrže (6.5) podle obrázku 6.3. Z bilanční rovnice napájecí nádrže je vyjádřen a určen potřebný hmotnostní průtok páry pro termické odplynění napájecí vody rovnicí (6.6).



Obr. 6.3 Bilance napájecí nádrže

$$M_o \cdot i_{o''} + (M_p - M_o) \cdot i_3 = M_p \cdot i_4 \quad (6.5)$$

$$M_o = \frac{i_4 - i_3}{i_{o''} - i_3} \cdot M_p = \frac{440,21 - 398,05}{2683,39 - 398,05} \cdot 0,046 = 0,001 \text{ [kg/s]} \quad (6.6)$$

Tepelné výkony teplosměnných ploch v kotli na odpadní teplo – ekonomizéru 1, výparníku 1, přehříváku 1, ekonomizéru 2, výparníku 2 a spalínového regeneračního ohříváku vody – jsou určeny dle rovnic (6.7), (6.8), (6.9), (6.10), (6.11) a (6.12). Celkový tepelný výkon kotle je dán jejich součtem dle rovnice (6.13). Na obrázku 6.4 je T-Q diagram, ve kterém je zobrazeno předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do konvenčního parního oběhu v kotli na odpadní teplo.

$$Q_{EKO1} = M_p \cdot (i_5' - i_5) = 0,049 \cdot (535,35 - 440,46) = 4,65 \text{ [kW]} \quad (6.7)$$

$$Q_{VYP1} = M_p \cdot (i_5'' - i_5') = 0,049 \cdot (2716,50 - 535,35) = 106,89 \text{ [kW]} \quad (6.8)$$

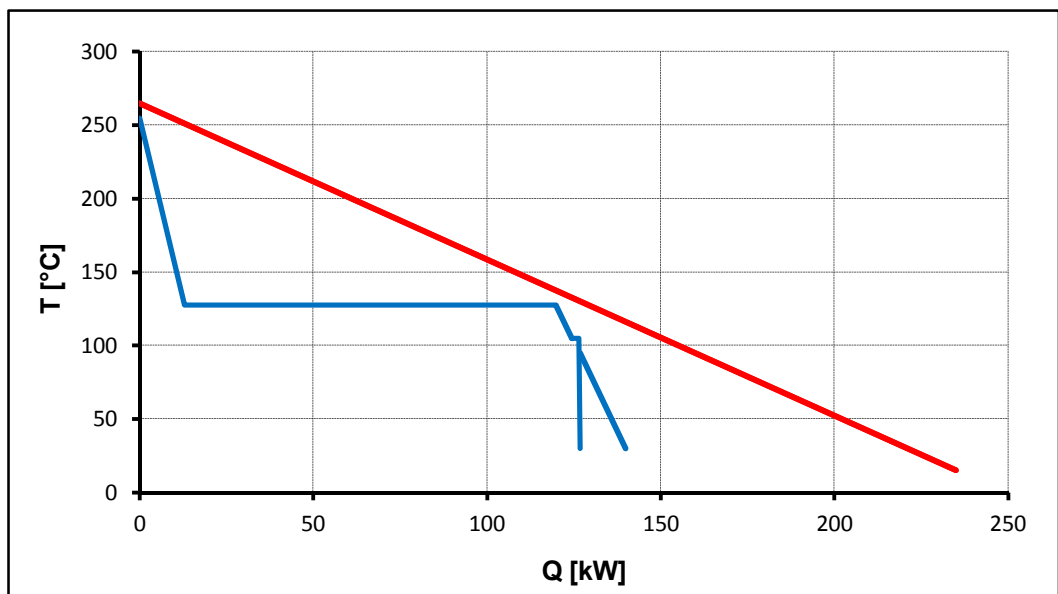
$$Q_{PR1} = M_p \cdot (i_6 - i_5'') = 0,049 \cdot (2979,10 - 2716,50) = 12,87 \text{ [kW]} \quad (6.9)$$

$$Q_{EKO2} = M_o \cdot (i_0' - i_2) = 0,001 \cdot (440,21 - 125,93) = 0,28 \text{ [kW]} \quad (6.10)$$

$$Q_{VYP2} = M_o \cdot (i_0'' - i_0') = 0,001 \cdot (2683,39 - 440,21) = 2,03 \text{ [kW]} \quad (6.11)$$

$$Q_{SROV} = (M_p - M_o) \cdot (i_3 - i_2) = (0,049 - 0,001) \cdot (398,05 - 125,93) = 13,09 \text{ [kW]} \quad (6.12)$$

$$\begin{aligned} Q_{KOTEL} &= Q_{EKO1} + Q_{VYP1} + Q_{PR1} + Q_{EKO2} + Q_{VYP2} + Q_{SROV} = \\ &= 4,65 + 106,89 + 12,87 + 0,28 + 2,03 + 13,09 = 139,81 \text{ [kW]} \end{aligned} \quad (6.13)$$



Obr. 6.4 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do konvenčního parního oběhu v kotli na odpadní teplo

Kondenzátorem odvedené teplo z parního oběhu je

$$Q_{\text{KOND}} = M_p \cdot (i_7 - i_1) = 0,049 \cdot (2472,89 - 125,75) = 115,02 \text{ [kW]} \quad (6.14)$$

Adiabatický entalpický spád parní turbíny je určen rovnicí (6.15) a vlhkost mokré páry po expanzi v parní turbíně je určena pomocí entalpie a tlaku za parní turbínou pomocí programu „XSteam“ – viz vztah (6.16). Vnitřní výkon parní turbíny určuje rovnice (6.17) a výkon na svorkách generátoru je dán rovnicí (6.18).

$$H_{\text{ad}} = i_6 - i_{7\text{ad}} = 2979,10 - 2304,15 = 674,95 \text{ [kJ/kg]} \quad (6.15)$$

$$y_7 = f(i_7, p_7) = 0,0340 \text{ [-]} \quad (6.16)$$

$$P_T = M_p \cdot H_{\text{ad}} \cdot \eta_{\text{td}} = 0,049 \cdot 674,95 \cdot 0,75 = 24,81 \text{ [kW]} \quad (6.17)$$

$$P_{\text{sv}}^{\text{P}} = P_T \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 24,81 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 22,62 \text{ [kW]} \quad (6.18)$$

Vlastní spotřebu parního oběhu představují elektromotory kondenzátního a napájecího čerpadla. Elektromotor čerpadla vody v chladícím okruhu je zanedbán. Výkon kondenzátního a napájecího čerpadla určují rovnice (6.19) a (6.20), příkony jejich elektromotorů jsou dány rovnicemi (6.21) a (6.22).

$$P_{\text{KČ}} = M_p \cdot (i_2 - i_1) = 0,049 \cdot (125,93 - 125,75) = 0,009 \text{ [kW]} \quad (6.19)$$

$$P_{\text{NČ}} = M_p \cdot (i_5 - i_4) = 0,049 \cdot (440,46 - 440,21) = 0,012 \text{ [kW]} \quad (6.20)$$

$$P_{\text{ELM}}^{\text{KČ}} = \frac{P_{\text{KČ}}}{\eta_m \cdot \eta_{\text{elm}}} = \frac{0,009}{0,97 \cdot 0,92} = 0,010 \text{ [kW]} \quad (6.21)$$

$$P_{\text{ELM}}^{\text{NČ}} = \frac{P_{\text{NČ}}}{\eta_m \cdot \eta_{\text{elm}}} = \frac{0,012}{0,97 \cdot 0,92} = 0,014 \text{ [kW]} \quad (6.22)$$

Celkový svorkový výkon paroplynového oběhu a celkový čistý elektrický výkon paroplynového oběhu po odečtení vlastní spotřeby – příkonu elektromotorů kondenzátního a

napájecího čerpadla a příkonu palivového kompresoru spalovací mikroturbíny – jsou určeny rovnicemi (6.23) a (6.24).

$$P_{sv}^{PPO} = P_{sv}^G + P_{sv}^P = 105,01 + 22,62 = 127,63 \text{ [kW]} \quad (6.23)$$

$$P_{netto}^{PPO} = P_{sv}^{PPO} - P_{K,pal} - P_{ELM}^{KČ} - P_{ELM}^{NČ} = 127,63 - 5 - 0,010 - 0,014 = 122,61 \text{ [kW]} \quad (6.24)$$

Hrubá elektrická účinnost vztažená k celkovému svorkovému výkonu paroplynového oběhu je dána rovnicí (6.25) a čistá elektrická účinnost vztažená k celkovému čistému elektrickému výkonu paroplynového oběhu je dána rovnicí (6.26).

$$\eta_{gross}^{PPO} = \frac{P_{sv}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{127,63}{362,07} = 0,3525 \text{ [-]} \quad (6.25)$$

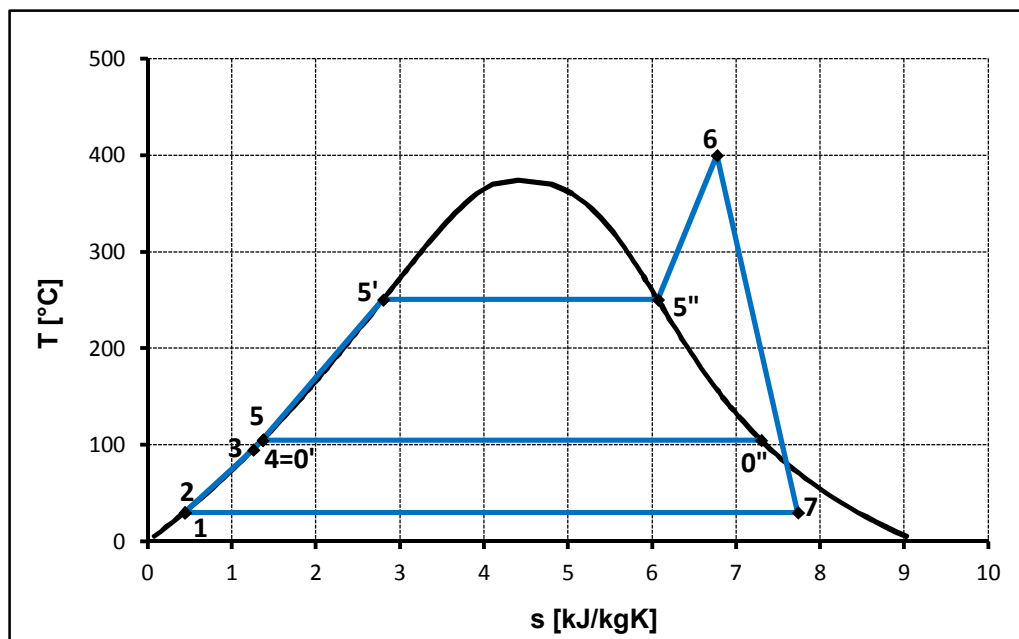
$$\eta_{netto}^{PPO} = \frac{P_{netto}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{122,61}{362,07} = 0,3386 \text{ [-]} \quad (6.26)$$

6.2 Konvenční parní oběh při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu

Zapojení paroplynového oběhu je stejné jako na obrázku 6.1 v kapitole 6.1 jen s tím rozdílem, že spalovací mikroturbína neobsahuje regenerační ohřívák vzduchu, takže spaliny za mikroturbínou mají vyšší teplotu oproti variantě se spalovací mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu. Vzhledem k vyšší teplotě spalin za spalovací mikroturbínou je možné jít v parním oběhu na vyšší admisní parametry. Optimalizace admisních parametrů z hlediska maximálního výkonu parní turbíny proběhla v rozsahu tlaků 0,5 MPa až 4 MPa a v rozsahu teplot 250 °C až 400 °C. Stejně jako v předchozí variantě je zvolena teplota vody v napájecí nádrži 105 °C a teplota vody za spalinovým regeneračním ohřívákem 95 °C. V tabulce 6.4 jsou uvedeny parametry pracovní látky v jednotlivých místech parního oběhu. Parametry jsou odečteny pomocí programu „XSteam“. Na obrázku 6.5 je zobrazena změna stavů pracovní látky v konvenčním parním oběhu v T-s diagramu.

Tab. 6.4: Parametry pracovní látky v konvenčním parním oběhu

	T [°C]	p [MPa]	s [kJ/kgK]	i [kJ/kg]
1	30,00	0,004	0,437	125,75
2ad	30,02	0,121	0,437	125,85
2	30,04	0,121	0,437	125,93
3	95,00	0,121	1,250	398,05
4	105,00	0,121	1,363	440,21
5ad	105,28	4,000	1,363	444,28
5	105,93	4,000	1,370	447,00
5'	250,36	4,000	2,797	1087,43
5''	250,36	4,000	6,070	2800,90
6	400,00	4,000	6,771	3214,37
7ad	30,00	0,004	6,771	2046,01
7	30,00	0,004	7,735	2338,10
0'	105,00	0,121	1,363	440,21
0''	105,00	0,121	7,295	2683,39



Obr. 6.5 Změna stavů pracovní látky v konvenčním parním oběhu v T-s diagramu

Pomocí odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu v závislosti na teplotě ochlazení spalin – rovnice (5.40) v kapitole 5.3.4.2 – a při pinchpointu 10 °C na teplém konci ekonomizéru se určí tepelný výkon na vypaření a přehřátí

páry z rovnice (6.27). Koeficienty a' a b' v rovnici (6.27) jsou určeny pomocí vztahů (6.28) a (6.29). Hmotnostní průtok páry je potom dán rovnicí (6.30).

$$Q_{VÝPI} + Q_{PRI} = \frac{T_{5'} - b'}{a'} = \frac{250,36 - 623,1}{-1,0236} = 364,13 \text{ [kW]} \quad (6.27)$$

$$a' = a = -1,0236 \text{ [°C/kW]} \quad (6.28)$$

$$b' = b - PP = 633,1 - 10 = 623,1 \text{ [°C]} \quad (6.29)$$

$$M_p = \frac{Q_{VÝPI} + Q_{PRI}}{i_6 - i_{5'}} = \frac{364,13}{3214,37 - 1087,43} = 0,171 \text{ [kg/s]} \quad (6.30)$$

Bilanční rovnice napájecí nádrže potřebná pro určení hmotnostního průtoku páry potřebného pro termické odplynění napájecí vody je stejná jako v kapitole 6.1 – viz vztah (6.5). Potřebný hmotnostní průtok páry pro termické odplynění napájecí vody tedy je

$$M_o = \frac{i_4 - i_3}{i_{0''} - i_3} \cdot M_p = \frac{440,21 - 398,05}{2683,39 - 398,05} \cdot 0,171 = 0,003 \text{ [kg/s]} \quad (6.31)$$

Tepelné výkony teplosměnných ploch v kotli na odpadní teplo – ekonomizéru 1, výparníku 1, přehříváku 1, ekonomizéru 2, výparníku 2 a spalínového regeneračního ohříváku vody – jsou určeny dle rovnic (6.32) až (6.37). Celkový tepelný výkon kotle je dán jejich součtem dle rovnice (6.38). Na obrázku 6.6 je T-Q diagram, ve kterém je zobrazeno předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do konvenčního parního oběhu v kotli na odpadní teplo.

$$Q_{EKO1} = M_p \cdot (i_{5'} - i_5) = 0,171 \cdot (1087,43 - 447,00) = 109,64 \text{ [kW]} \quad (6.32)$$

$$Q_{VÝPI} = M_p \cdot (i_{5''} - i_{5'}) = 0,171 \cdot (2800,90 - 1087,43) = 293,35 \text{ [kW]} \quad (6.33)$$

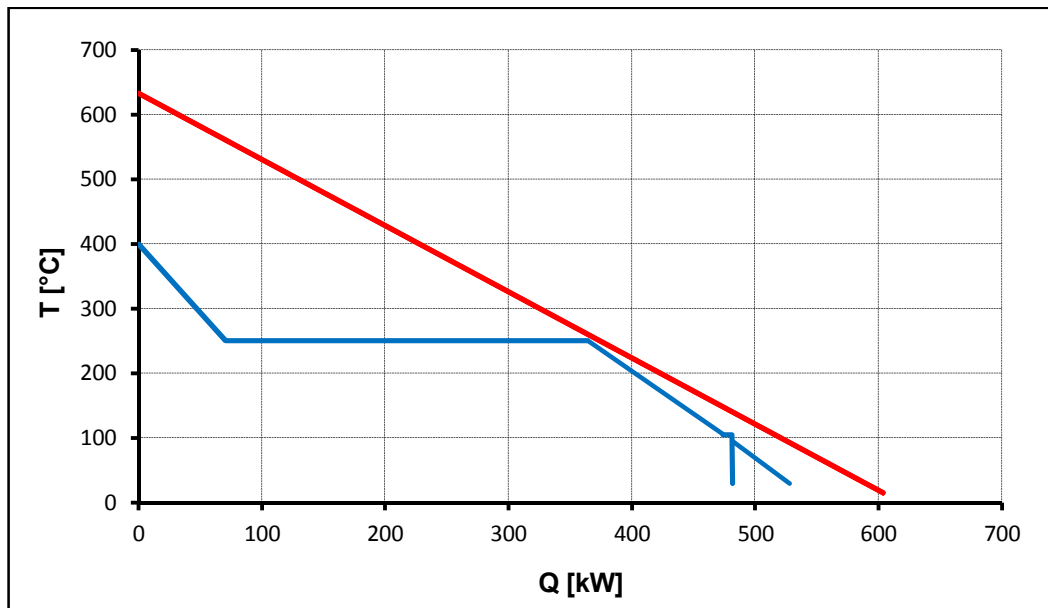
$$Q_{PŘ1} = M_p \cdot (i_6 - i_{5''}) = 0,171 \cdot (3214,37 - 2800,90) = 70,79 \text{ [kW]} \quad (6.34)$$

$$Q_{EKO2} = M_o \cdot (i_{0'} - i_2) = 0,003 \cdot (440,21 - 125,93) = 0,99 \text{ [kW]} \quad (6.35)$$

$$Q_{VÝP2} = M_o \cdot (i_{0''} - i_{0'}) = 0,003 \cdot (2683,39 - 440,21) = 7,09 \text{ [kW]} \quad (6.36)$$

$$Q_{\text{SROV}} = (M_p - M_0) \cdot (i_3 - i_2) = (0,171 - 0,003) \cdot (398,05 - 125,93) = 45,73 \text{ [kW]} \quad (6.37)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{KOTEL}} &= Q_{\text{EKO1}} + Q_{\text{VÝP1}} + Q_{\text{PŘ1}} + Q_{\text{EKO2}} + Q_{\text{VÝP2}} + Q_{\text{SROV}} = \\ &= 109,64 + 293,35 + 70,79 + 0,99 + 7,09 + 45,73 = 527,58 \text{ [kW]} \end{aligned} \quad (6.38)$$



Obr. 6.6 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do konvenčního parního oběhu v kotli na odpadní teplo

Kondenzátorem odvedené teplo z parního oběhu je

$$Q_{\text{KOND}} = M_p \cdot (i_7 - i_1) = 0,171 \cdot (2338,10 - 125,75) = 378,76 \text{ [kW]} \quad (6.39)$$

Adiabatický entalpický spád parní turbíny je určen rovnicí (6.40) a vlhkost mokré páry po expanzi v parní turbíně je určena pomocí entalpie a tlaku za parní turbínou pomocí programu „XSteam“ – viz vztah (6.41). Vnitřní výkon parní turbíny určuje rovnice (6.42) a výkon na svorkách generátoru je dán rovnicí (6.43).

$$H_{\text{ad}} = i_6 - i_{7\text{ad}} = 3214,37 - 2046,01 = 1168,36 \text{ [kJ/kg]} \quad (6.40)$$

$$y_7 = f(i_7, p_7) = 0,0895 \text{ [-]} \quad (6.41)$$

$$P_T = M_p \cdot H_{ad} \cdot \eta_{td} = 0,171 \cdot 1168,36 \cdot 0,75 = 150,02 \text{ [kW]} \quad (6.42)$$

$$P_{sv}^P = P_T \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 150,02 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 136,79 \text{ [kW]} \quad (6.43)$$

Výkon kondenzátčního a napájecího čerpadla určují rovnice (6.44) a (6.45), příkony jejich elektromotorů jsou dány rovnicemi (6.46) a (6.47).

$$P_{KČ} = M_p \cdot (i_2 - i_1) = 0,171 \cdot (125,93 - 125,85) = 0,031 \text{ [kW]} \quad (6.44)$$

$$P_{NČ} = M_p \cdot (i_5 - i_4) = 0,171 \cdot (447,00 - 440,21) = 1,16 \text{ [kW]} \quad (6.45)$$

$$P_{ELM}^{KČ} = \frac{P_{KČ}}{\eta_m \cdot \eta_{elm}} = \frac{0,031}{0,97 \cdot 0,92} = 0,035 \text{ [kW]} \quad (6.46)$$

$$P_{ELM}^{NČ} = \frac{P_{NČ}}{\eta_m \cdot \eta_{elm}} = \frac{1,16}{0,97 \cdot 0,92} = 1,30 \text{ [kW]} \quad (6.47)$$

Celkový svorkový výkon paroplynového oběhu a celkový čistý elektrický výkon paroplynového oběhu jsou určeny rovnicemi (6.48) a (6.49). Do vlastní spotřeby paroplynového oběhu je započítán příkon palivového kompresoru a příkon elektromotorů kondenzátčního a napájecího čerpadla stejně jako v kapitole 6.1.

$$P_{sv}^{PPO} = P_{sv}^G + P_{sv}^P = 105,01 + 136,79 = 241,80 \text{ [kW]} \quad (6.48)$$

$$P_{netto}^{PPO} = P_{sv}^{PPO} - P_{K,pal} - P_{ELM}^{KČ} - P_{ELM}^{NČ} = 241,80 - 5 - 0,035 - 1,30 = 235,46 \text{ [kW]} \quad (6.49)$$

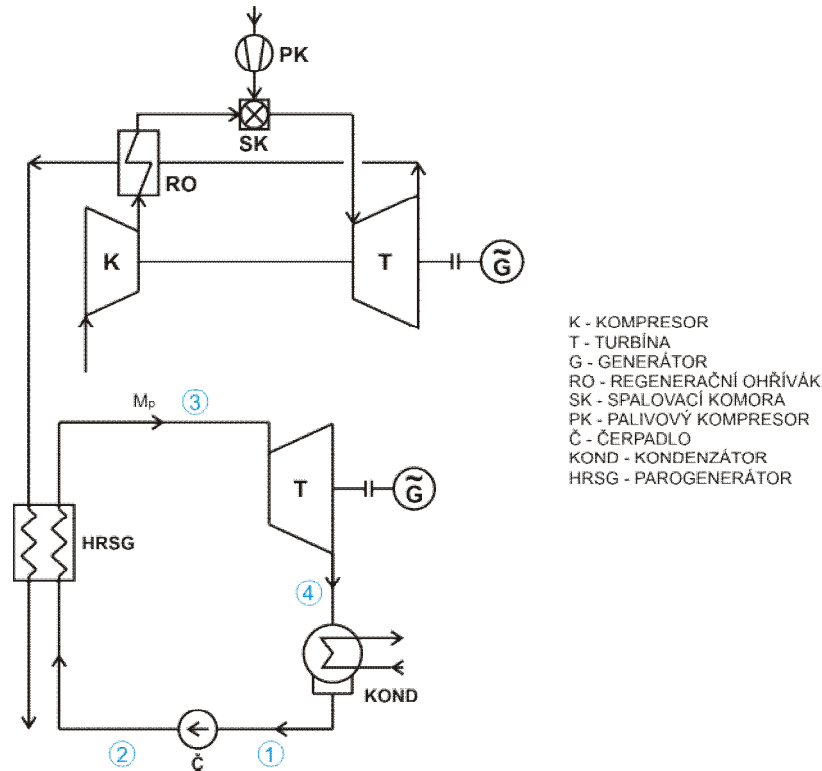
Hrubá a čistá elektrická účinnost paroplynového oběhu se spalovací mikroturbínou bez regeneračního ohřevu vzduchu jsou určeny rovnicemi (6.50) a (6.51).

$$\eta_{gross}^{PPO} = \frac{P_{sv}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{241,80}{738,49} = 0,3274 \text{ [-]} \quad (6.50)$$

$$\eta_{netto}^{PPO} = \frac{P_{netto}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{235,46}{738,49} = 0,3188 \text{ [-]} \quad (6.51)$$

6.3 ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu

6.3.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa

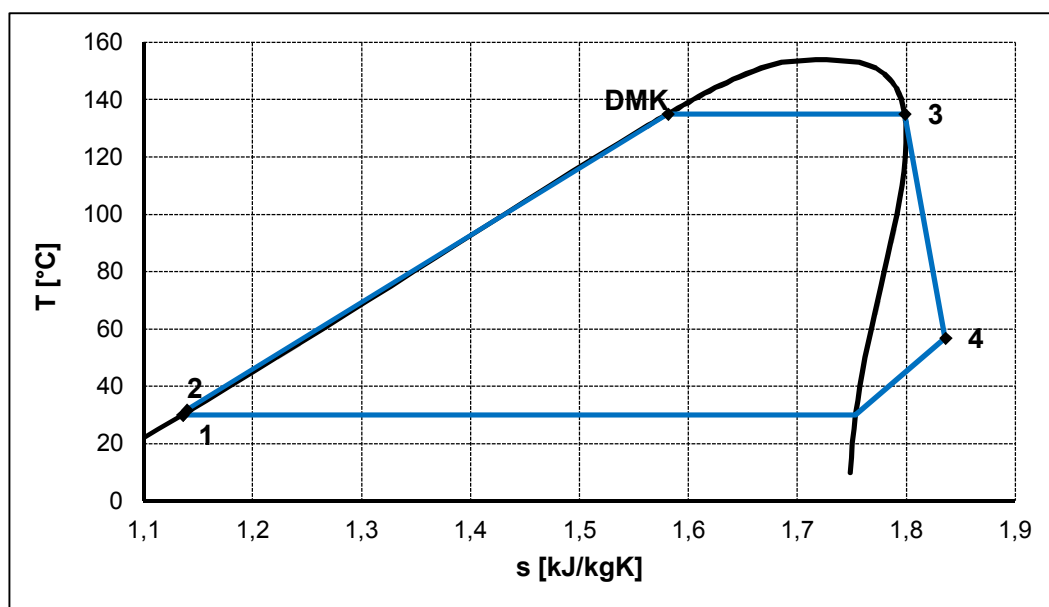


Obr. 6.7 Schéma zapojení paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu

Na obrázku 6.7 je schéma zapojení paroplynového oběhu se spalovací mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu při použití organického parního oběhu bez regeneračního ohřevu. Spaliny ze spalovací mikroturbíny předávají v parogenerátoru teplo do parního oběhu k výrobě syté páry, která expanduje v parní turbíně a následně kondenzuje v kondenzátoru. Zkondenzovaná kapalina je čerpadlem dopravována do parogenerátoru, kde se z ní opět vyrobí sytá pára a cyklus se opakuje. Admisní parametry pracovní látky R245fa byly optimalizovány z hlediska maximálního výkonu parní turbíny. Hodnoty teplot, tlaků, entropií a entalpií pracovní látky R245fa v jednotlivých místech parního oběhu jsou odečteny pomocí programu „Refprop“ a jsou uvedeny v tabulce 6.5. Na obrázku 6.8 je zobrazena změna stavů pracovní látky R245fa v organickém parním oběhu v T-s diagramu.

Tab. 6.5: Parametry pracovní látky R245fa v ORC bez regeneračního ohřevu

	T [°C]	p [MPa]	s [kJ/kgK]	i [kJ/kg]
1	30,00	0,178	1,135	239,10
2	31,76	2,577	1,139	242,12
DMK	135,00	2,577	1,581	399,81
3	135,00	2,577	1,798	488,57
4ad	-	0,178	1,798	440,40
4	56,84	0,178	1,836	452,44



Obr. 6.8 Změna stavů pracovní látky R245fa v ORC bez regeneračního ohřevu v T-s diagramu

Pomocí odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu v závislosti na teplotě ochlazení spalin – rovnice (5.36) v kapitole 5.3.4.1 – a při uvažovaném pinchpointu 10 °C na studeném konci ekonomizéru se určí tepelný výkon na vypaření a ohřátí kapaliny na teplotu sytosti z rovnice (6.52). Hodnoty koeficientů a' a b' v rovnici (6.52) jsou stejné jako v kapitole 6.1. Hmotnostní průtok páry je dán rovnicí (6.53).

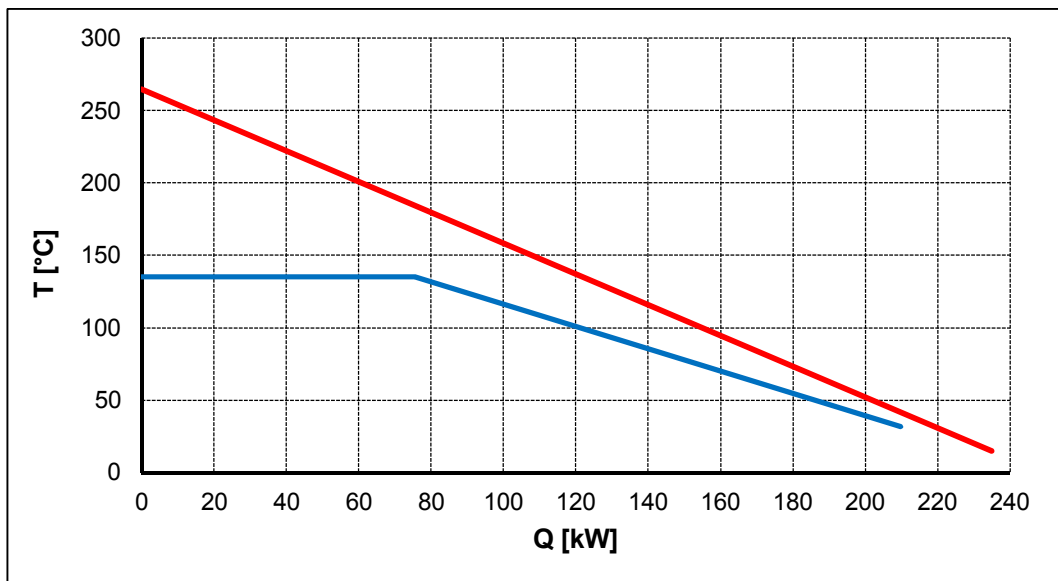
$$Q_{\text{vÝP}} + Q_{\text{EKO}} = Q_{\text{HRSG}} = \frac{T_2 - b'}{a'} = \frac{31,76 - 254,7}{-1,0629} = 209,75 \text{ [kW]} \quad (6.52)$$

$$M_p = \frac{Q_{\text{HRSG}}}{i_3 - i_2} = \frac{209,75}{488,57 - 242,12} = 0,851 \text{ [kg/s]} \quad (6.53)$$

Dílčí tepelné výkony na ohřátí kapaliny a její vypaření jsou určeny dle rovnic (6.54) a (6.55). Na obrázku 6.9 je zobrazen T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do ORC bez regeneračního ohřevu v parogenerátoru.

$$Q_{\text{EKO}} = M_p \cdot (i_{\text{DMK}} - i_2) = 0,851 \cdot (399,81 - 242,12) = 134,22 \text{ [kW]} \quad (6.54)$$

$$Q_{\text{VÝP}} = M_p \cdot (i_3 - i_{\text{DMK}}) = 0,851 \cdot (488,57 - 399,81) = 75,54 \text{ [kW]} \quad (6.55)$$



Obr. 6.9 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do ORC bez regeneračního ohřevu v parogenerátoru

Kondenzátorem odvedené teplo z parního oběhu je

$$Q_{\text{KOND}} = M_p \cdot (i_4 - i_1) = 0,851 \cdot (452,44 - 239,10) = 181,57 \text{ [kW]} \quad (6.56)$$

Adiabatický entalpický spád parní turbíny, její vnitřní výkon a výkon na svorkách generátoru jsou dány rovnicemi (6.57), (6.58) a (6.59).

$$H_{\text{ad}} = i_3 - i_{4\text{ad}} = 488,57 - 440,40 = 48,16 \text{ [kJ/kg]} \quad (6.57)$$

$$P_T = M_p \cdot H_{\text{ad}} \cdot \eta_{\text{id}} = 0,851 \cdot 48,16 \cdot 0,75 = 30,74 \text{ [kW]} \quad (6.58)$$

$$P_{\text{sv}}^P = P_T \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 30,74 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 28,03 \text{ [kW]} \quad (6.59)$$

Vlastní spotřebu paroplynového oběhu s organickým parním oběhem bez regeneračního ohřevu představuje elektromotor napájecího čerpadla a palivový kompresor spalovací mikroturbíny. Spotřeba elektromotoru čerpadla v chladicím okruhu je zanedbána. Výkon napájecího čerpadla je určen rovnicí (6.60) a příkon elektromotoru, kterým je poháněno, je dán rovnicí (6.61).

$$P_{\check{c}} = M_p \cdot (i_2 - i_1) = 0,851 \cdot (242,12 - 239,10) = 2,56 \text{ [kW]} \quad (6.60)$$

$$P_{\text{ELM}} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_m \cdot \eta_{\text{elm}}} = \frac{2,56}{0,97 \cdot 0,92} = 2,87 \text{ [kW]} \quad (6.61)$$

Celkový svorkový výkon paroplynového oběhu je spočítán dle rovnice (6.62) a čistý elektrický výkon paroplynového oběhu po odečtení vlastní spotřeby určuje rovnice (6.63). Hrubá a čistá elektrická účinnost paroplynového oběhu jsou dány rovnicemi (6.64) a (6.65).

$$P_{\text{sv}}^{\text{PPO}} = P_{\text{sv}}^{\text{G}} + P_{\text{sv}}^{\text{P}} = 105,01 + 28,03 = 133,04 \text{ [kW]} \quad (6.62)$$

$$P_{\text{netto}}^{\text{PPO}} = P_{\text{sv}}^{\text{PPO}} - P_{\text{K,pal}} - P_{\text{ELM}} = 133,04 - 5 - 2,87 = 125,17 \text{ [kW]} \quad (6.63)$$

$$\eta_{\text{gross}}^{\text{PPO}} = \frac{P_{\text{sv}}^{\text{PPO}}}{Q_{\text{pal}}} = \frac{133,04}{362,07} = 0,3675 \text{ [-]} \quad (6.64)$$

$$\eta_{\text{netto}}^{\text{PPO}} = \frac{P_{\text{netto}}^{\text{PPO}}}{Q_{\text{pal}}} = \frac{125,17}{362,07} = 0,3457 \text{ [-]} \quad (6.65)$$

6.3.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek

Postup bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu je u ostatních organických pracovních látek stejný jako v případě pracovní látky R245fa a proto jsou uvedeny jen jejich výsledky. V tabulce 6.6 jsou uvedeny parametry veškerých uvažovaných organických pracovních látek v ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu a v tabulce 6.7 jsou uvedeny výsledky bilančního výpočtu

paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu.

Tab. 6.6: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
T_1 [°C]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
T_2 [°C]	31,76	31,72	32,25	32,26	30,37	30,10	30,18
T_{DMK} [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	168,00	164,00	150,00
T_3 [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	168,00	164,00	150,00
T_4 [°C]	56,84	70,85	88,93	50,25	122,23	128,47	75,30
p_e [kPa]	177,8	121,2	109,2	404,7	7,1	0,7	4,9
p_a [MPa]	2,577	2,808	2,798	2,602	0,518	0,135	0,275
i_1 [kJ/kg]	239,10	240,99	4,99	271,24	-141,06	-239,97	-149,69
i_2 [kJ/kg]	242,12	244,24	12,32	277,95	-139,93	-239,70	-149,17
i_{DMK} [kJ/kg]	399,81	437,41	419,59	517,26	149,94	24,42	82,04
i_3 [kJ/kg]	488,57	527,30	546,31	685,81	300,44	171,68	415,12
i_{4ad} [kJ/kg]	440,40	466,67	425,14	614,37	214,87	96,40	283,37
i_4 [kJ/kg]	452,44	481,83	455,43	632,23	236,26	115,22	316,31

Tab. 6.7: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
Q_{HRSG} [kW]	209,75	209,79	209,30	209,28	211,06	211,32	166,88
M_p [kg/s]	0,851	0,741	0,392	0,513	0,479	0,514	0,296
Q_{EKO} [kW]	134,22	143,17	159,63	122,80	138,93	135,67	68,38
Q_{VYP} [kW]	75,54	66,62	49,67	86,48	72,13	75,65	98,51
Q_{KOND} [kW]	181,57	178,50	176,55	185,23	180,84	182,46	137,82
P_C [kW]	2,56	2,41	2,87	3,44	0,54	0,14	0,16
P_{ELM} [kW]	2,87	2,70	3,22	3,86	0,61	0,16	0,17
H_{ad} [kJ/kg]	48,16	60,63	121,17	71,43	85,57	75,29	131,75
P_T [kW]	30,74	33,70	35,62	27,49	30,76	29,00	29,22
P_{sv}^P [kW]	28,03	30,73	32,48	25,07	28,05	26,45	26,65
P_{sv}^{PPO} [kW]	133,04	135,74	137,49	130,08	133,06	131,46	131,66
P_{netto}^{PPO} [kW]	125,17	128,04	129,27	121,22	127,45	126,30	126,48
Q_{pal} [kW]	362,07	362,07	362,07	362,07	362,07	362,07	362,07
η_{gross}^{PPO} [-]	0,3675	0,3749	0,3797	0,3593	0,3675	0,3631	0,3636
η_{netto}^{PPO} [-]	0,3457	0,3536	0,3570	0,3348	0,3520	0,3488	0,3493

Z výsledků bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu je vidět, že volbou pracovní látky pro ORC bez regeneračního ohřevu je dosaženo rozdílu až 2,22 procentního bodu v čisté účinnosti paroplynového oběhu. V této variantě paroplynového oběhu je dosaženo nejvyšší čisté účinnosti při použití isopentanu jako pracovní látky v ORC bez regeneračního ohřevu. Oproti ostatním organickým pracovním látkám má isopentan sice poměrně malý hmotnostní průtok páry, ale má z uvedených pracovních látek druhý největší adiabatický entalpický spád na turbíně, a tak je v jeho případě dosaženo největšího výkonu turbíny.

6.4 ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu

6.4.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa

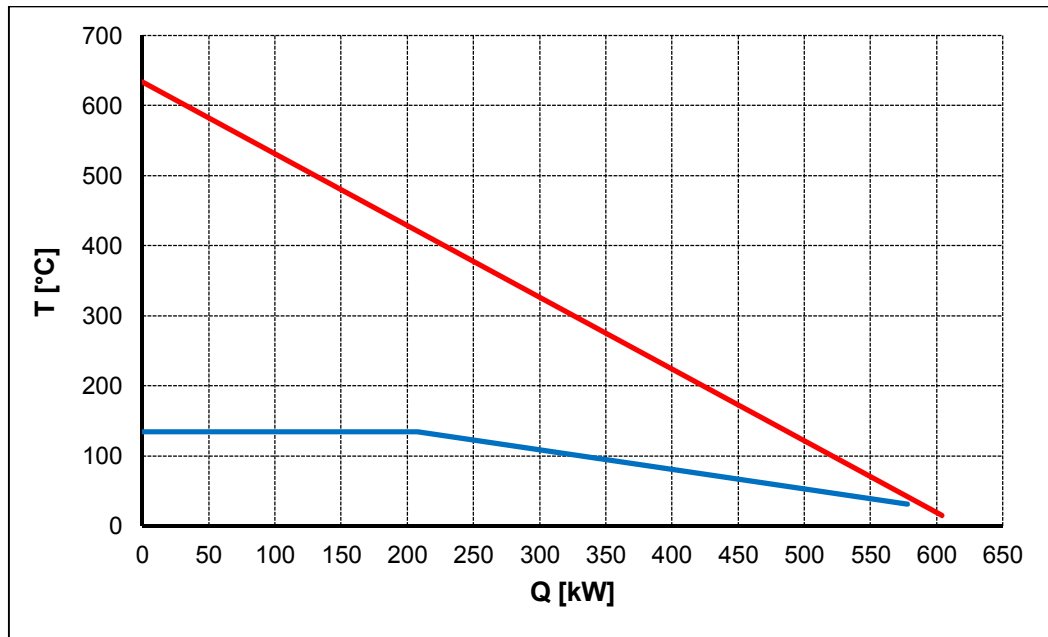
Parametry parního oběhu jsou stejné jako v kapitole 6.3.1 – viz tabulka 6.5. Vzhledem k vyšší teplotě spalin se ale do parního oběhu přivede více tepla oproti variantě při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu. Tepelný výkon parogenerátoru je dán rovnicí (6.66) a hmotnostní průtok páry rovnicí (6.67). Hodnoty koeficientů a' a b' v rovnici (6.66) jsou stejné jako v kapitole 6.2. Dílčí tepelné výkony na ohřátí kapaliny a její vypaření jsou určeny dle rovnic (6.68) a (6.69). Na obrázku 6.10 je zobrazen T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do ORC bez regeneračního ohřevu v parogenerátoru.

$$Q_{\text{HRSG}} = \frac{T_2 - b'}{a'} = \frac{31,76 - 623,1}{-1,0236} = 577,69 \text{ [kW]} \quad (6.66)$$

$$M_p = \frac{Q_{\text{HRSG}}}{i_3 - i_2} = \frac{577,69}{488,57 - 242,12} = 2,344 \text{ [kg/s]} \quad (6.67)$$

$$Q_{\text{EKO}} = M_p \cdot (i_{\text{DMK}} - i_2) = 2,344 \cdot (399,81 - 242,12) = 369,65 \text{ [kW]} \quad (6.68)$$

$$Q_{\text{VÝP}} = M_p \cdot (i_3 - i_{\text{DMK}}) = 2,344 \cdot (488,57 - 399,81) = 208,04 \text{ [kW]} \quad (6.69)$$



Obr. 6.10 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do ORC bez regeneračního ohřevu v parogenerátoru

Kondenzátorem odvedené teplo z parního oběhu je

$$Q_{\text{KOND}} = M_p \cdot (i_4 - i_1) = 2,344 \cdot (452,44 - 239,10) = 500,07 \text{ [kW]} \quad (6.70)$$

Do vlastní spotřeby paroplynového oběhu je započítán palivový kompresor spalovací mikroturbíny a elektromotor napájecího čerpadla. Elektromotor čerpadla v chladícím okruhu je stejně jako v kapitole 6.3 zanedbán. Výkon napájecího čerpadla a příkon elektromotoru, kterým je poháněno, jsou

$$P_{\check{c}} = M_p \cdot (i_2 - i_1) = 2,344 \cdot (242,12 - 239,10) = 7,06 \text{ [kW]} \quad (6.71)$$

$$P_{\text{ELM}} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_m \cdot \eta_{\text{elm}}} = \frac{7,06}{0,97 \cdot 0,92} = 7,91 \text{ [kW]} \quad (6.72)$$

Vnitřní výkon parní turbíny a výkon na svorkách generátoru jsou dány rovnicemi (6.73) a (6.74). Adiabatický entalpický spád na turbíně je stejný jako v kapitole 6.3.1 – viz rovnice (6.57). Svorkový výkon paroplynového oběhu a jeho celkový čistý elektrický výkon

po odečtení vlastní spotřeby jsou dány rovnicemi (6.75) a (6.76). Hrubá a čistá elektrická účinnost paroplynového oběhu jsou určeny rovnicemi (6.77) a (6.78).

$$P_T = M_p \cdot H_{ad} \cdot \eta_{td} = 2,344 \cdot 48,16 \cdot 0,75 = 84,67 \text{ [kW]} \quad (6.73)$$

$$P_{sv}^P = P_T \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 84,67 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 77,20 \text{ [kW]} \quad (6.74)$$

$$P_{sv}^{PPO} = P_{sv}^G + P_{sv}^P = 105,01 + 77,20 = 182,22 \text{ [kW]} \quad (6.75)$$

$$P_{netto}^{PPO} = P_{sv}^{PPO} - P_{K,pal} - P_{ELM} = 182,22 - 5 - 7,91 = 169,30 \text{ [kW]} \quad (6.76)$$

$$\eta_{gross}^{PPO} = \frac{P_{sv}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{182,22}{738,49} = 0,2467 \text{ [-]} \quad (6.77)$$

$$\eta_{netto}^{PPO} = \frac{P_{netto}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{169,30}{738,49} = 0,2293 \text{ [-]} \quad (6.78)$$

6.4.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek

Postup bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu je u ostatních organických pracovních látek stejný jako v případě pracovní látky R245fa a proto jsou uvedeny jen jejich výsledky. V tabulce 6.8 jsou uvedeny parametry veškerých uvažovaných organických pracovních látek v ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu a v tabulce 6.9 jsou uvedeny výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu.

Tab. 6.8: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
T_1 [°C]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
T_2 [°C]	31,76	31,72	32,25	32,26	31,28	30,91	32,21
T_{DMK} [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	240,00	285,00	300,00
T_3 [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	240,00	285,00	300,00
T_4 [°C]	56,84	70,85	88,93	50,25	159,75	213,30	145,27
p_e [kPa]	177,8	121,2	109,2	404,7	7,1	0,7	4,9
p_a [MPa]	2,577	2,808	2,798	2,602	1,777	1,295	3,276
i_1 [kJ/kg]	239,10	240,99	4,99	271,24	-141,06	-239,97	-149,69
i_2 [kJ/kg]	242,12	244,24	12,32	277,95	-137,15	-237,32	-143,34
i_{DMK} [kJ/kg]	399,81	437,41	419,59	517,26	336,08	315,95	467,70
i_3 [kJ/kg]	488,57	527,30	546,31	685,81	390,96	360,95	602,07
i_{4ad} [kJ/kg]	440,40	466,67	425,14	614,37	274,90	235,86	356,92
i_4 [kJ/kg]	452,44	481,83	455,43	632,23	303,92	267,13	418,21

Tab. 6.9: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu

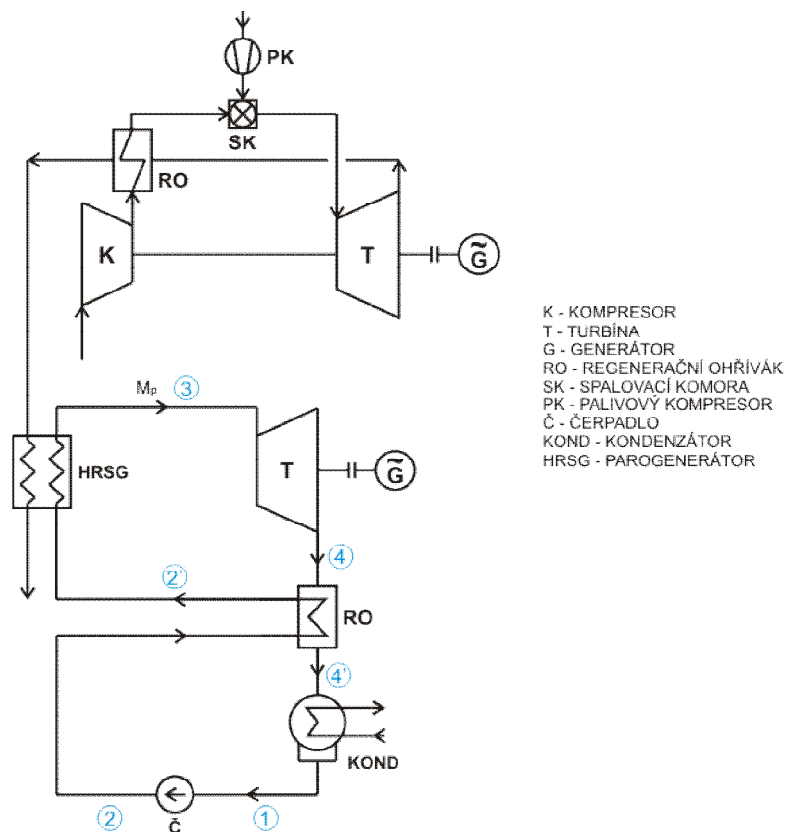
	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
Q_{HRSG} [kW]	577,69	577,72	577,21	577,19	578,15	578,51	577,25
M_p [kg/s]	2,344	2,041	1,081	1,415	1,095	0,967	0,774
Q_{EKO} [kW]	369,65	394,27	440,23	338,67	518,08	535,00	473,19
Q_{VYP} [kW]	208,04	183,45	136,98	238,52	60,07	43,51	104,06
Q_{KOND} [kW]	500,07	491,55	486,90	510,87	487,14	490,36	439,78
$P_{\dot{c}}$ [kW]	7,06	6,64	7,92	9,49	4,27	2,57	4,92
P_{ELM} [kW]	7,91	7,44	8,88	10,64	4,79	2,88	5,51
H_{ad} [kJ/kg]	48,16	60,63	121,17	71,43	116,05	125,09	245,15
P_T [kW]	84,67	92,81	98,24	75,82	95,29	90,72	142,38
P_{sv}^P [kW]	77,20	84,62	89,57	69,13	86,88	82,72	129,83
P_{sv}^{PPO} [kW]	182,22	189,63	194,58	174,15	191,90	187,73	234,84
P_{netto}^{PPO} [kW]	169,30	177,20	180,70	158,51	182,11	179,85	224,33
Q_{pal} [kW]	738,49	738,49	738,49	738,49	738,49	738,49	738,49
η_{gross}^{PPO} [-]	0,2467	0,2568	0,2635	0,2358	0,2598	0,2542	0,3180
η_{netto}^{PPO} [-]	0,2293	0,2399	0,2447	0,2146	0,2466	0,2435	0,3038

Volbou pracovní látky pro následující ORC bez regeneračního ohřevu je dosaženo rozdílu až 8,92 procentního bodu v čisté účinnosti paroplynového oběhu, který používá spalovací mikroturbínu bez regeneračního ohřevu vzduchu. V této variantě paroplynového

oběhu je dosaženo nejvyšší čisté účinnosti při použití toluenu jako pracovní látky v ORC bez regeneračního ohřevu. Oproti ostatním organickým pracovním látkám má toluen sice nejmenší hmotnostní průtok páry, ale má z uvedených pracovních látek největší adiabatický entalpický spád na turbíně, a tak je v jeho případě dosaženo největšího výkonu paroplynového oběhu.

6.5 ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu

6.5.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa



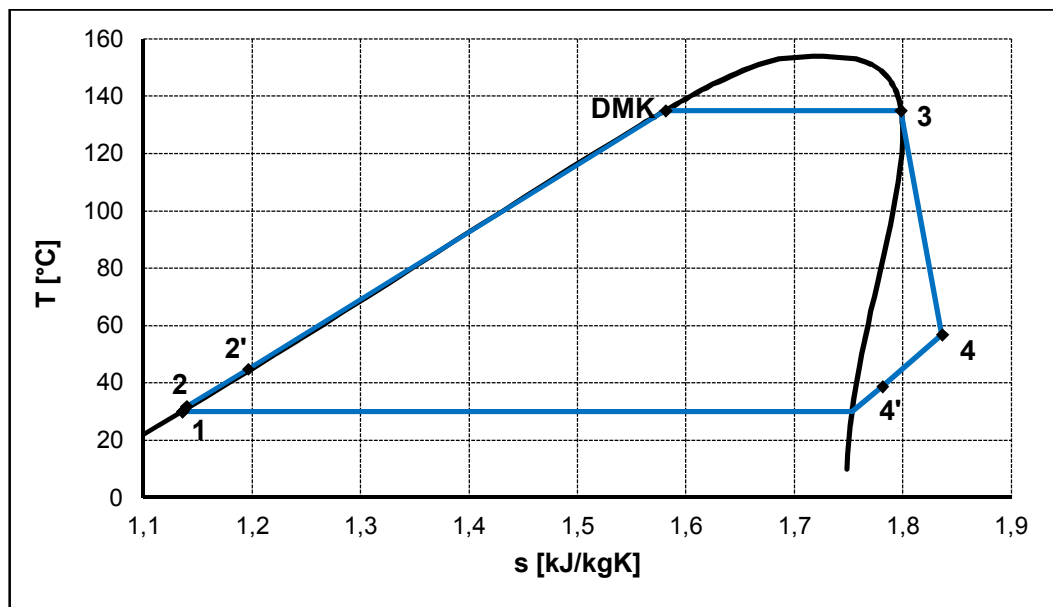
Obr. 6.11 Schéma zapojení paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem

Na obrázku 6.11 je schéma zapojení paroplynového oběhu se spalovací mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a s organickým parním oběhem s regeneračním ohřevem. V parogenerátoru je do parního oběhu předáno teplo ze spalin ze spalovací mikroturbíny. Pára vyrobená v parogenerátoru expanduje v turbíně a potom je zavedena do regeneračního

ohříváku, kde předeřívá kapalinu před vstupem do parogenerátoru. Za regeneračním ohřívákem pára kondenzuje v kondenzátoru. Zkondenzovaná kapalina je čerpadlem dopravována přes regenerační ohřívák do parogenerátoru, kde se z ní vyrábí sytá pára a cyklus se opakuje. Pinchpoint v regeneračním ohříváku je zvolen 7 °C. Optimalizované parametry pracovní látky R245fa z hlediska maximálního výkonu parní turbíny jsou uvedeny v tabulce 6.10. Parametry pracovní látky R245fa v jednotlivých místech parního oběhu jsou odečteny pomocí programu „Refprop“. Na obrázku 6.12 je zobrazena změna stavů pracovní látky R245fa v organickém parním oběhu s regeneračním ohřevem v T-s diagramu.

Tab. 6.10: Parametry pracovní látky R245fa v ORC s regeneračním ohřevem

	T [°C]	p [MPa]	s [kJ/kgK]	i [kJ/kg]
1	30,00	0,178	1,135	239,10
2	31,76	2,577	1,139	242,12
2'	44,80	2,577	1,196	259,63
DMK	135,00	2,577	1,581	399,81
3	135,00	2,577	1,798	488,57
4	56,84	0,178	1,836	452,44
4ad	-	0,178	1,798	440,40
4'	38,76	0,178	1,781	434,93



Obr. 6.12 Změna stavů pracovní látky R245fa v ORC s regeneračním ohřevem v T-s diagramu

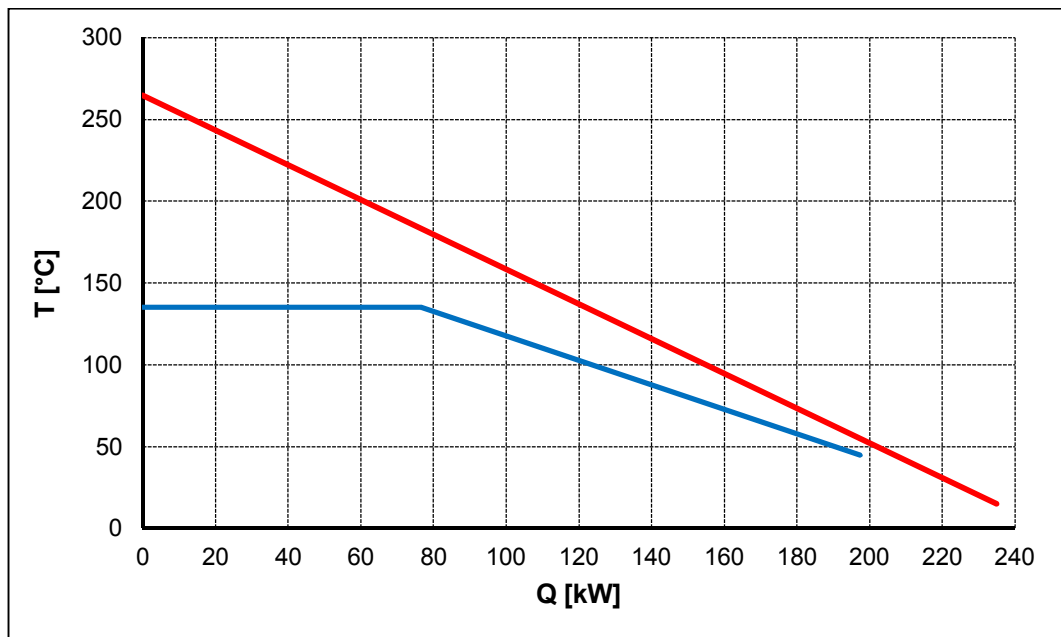
Tepelný výkon parogenerátoru a vyrobený hmotnostní průtok páry jsou určeny rovnicemi (6.79) a (6.80). Dílčí tepelné výkony na ohřátí kapaliny a její vypaření jsou dány rovnicemi (6.81) a (6.82). Na obrázku 6.13 je zobrazen T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do organického parního oběhu s regeneračním ohřevem v parogenerátoru. Hodnoty koeficientů a' a b' v rovnici (6.79) jsou stejné jako v kapitole 6.1.

$$Q_{\text{HRSG}} = \frac{T_2' - b'}{a'} = \frac{44,8 - 254,7}{-1,0629} = 197,48 \text{ [kW]} \quad (6.79)$$

$$M_p = \frac{Q_{\text{HRSG}}}{i_3 - i_2'} = \frac{197,48}{488,57 - 259,63} = 0,863 \text{ [kg/s]} \quad (6.80)$$

$$Q_{\text{EKO}} = M_p \cdot (i_{\text{DMK}} - i_2') = 0,863 \cdot (399,81 - 259,63) = 120,92 \text{ [kW]} \quad (6.81)$$

$$Q_{\text{VÝP}} = M_p \cdot (i_3 - i_{\text{DMK}}) = 0,863 \cdot (488,57 - 399,81) = 76,56 \text{ [kW]} \quad (6.82)$$



Obr. 6.13 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do ORC s regeneračním ohřevem v parogenerátoru

Tepelný výkon regeneračního ohříváku je určen rovnicí (6.83) a kondenzátorem odvedené teplo z parního oběhu je určeno rovnicí (6.84).

$$\begin{aligned}
 Q_{RO} &= M_p \cdot (i_4 - i_{4'}) = M_p \cdot (i_2' - i_2) = \\
 &= 0,863 \cdot (452,44 - 434,93) = 0,863 \cdot (259,63 - 242,12) = 15,11 \text{ [kW]} \quad (6.83)
 \end{aligned}$$

$$Q_{KOND} = M_p \cdot (i_4' - i_1) = 0,863 \cdot (434,93 - 239,10) = 168,92 \text{ [kW]} \quad (6.84)$$

Adiabatický entalpický spád parní turbíny, vnitřní výkon parní turbíny a výkon na svorkách generátoru jsou dány rovnicemi (6.85), (6.86) a (6.87). Výkon napájecího čerpadla je určen rovnicí (6.88) a příkon elektromotoru, kterým je poháněno, rovnicí (6.89).

$$H_{ad} = i_3 - i_{4ad} = 488,57 - 440,40 = 48,16 \text{ [kJ/kg]} \quad (6.85)$$

$$P_T = M_p \cdot H_{ad} \cdot \eta_{id} = 0,863 \cdot 48,16 \cdot 0,75 = 31,16 \text{ [kW]} \quad (6.86)$$

$$P_{sv}^P = P_T \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 31,16 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 28,41 \text{ [kW]} \quad (6.87)$$

$$P_{\check{c}} = M_p \cdot (i_2 - i_1) = 0,863 \cdot (242,12 - 239,10) = 2,60 \text{ [kW]} \quad (6.88)$$

$$P_{ELM} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_m \cdot \eta_{elm}} = \frac{2,60}{0,97 \cdot 0,92} = 2,91 \text{ [kW]} \quad (6.89)$$

Celkový svorkový výkon paroplynového oběhu a čistý elektrický výkon po odečtení vlastní spotřeby jsou dány rovnicemi (6.90) a (6.91). Vlastní spotřebu představuje elektromotor pohánějící napájecí čerpadlo a palivový kompresor spalovací mikroturbíny. Elektromotor čerpadla v chladícím okruhu je zanedbán. Hrubá a čistá elektrická účinnost paroplynového oběhu jsou určeny rovnicemi (6.92) a (6.93).

$$P_{sv}^{PPO} = P_{sv}^G + P_{sv}^P = 105,01 + 28,41 = 133,42 \text{ [kW]} \quad (6.90)$$

$$P_{netto}^{PPO} = P_{sv}^{PPO} - P_{K,pal} - P_{ELM} = 133,42 - 5 - 2,91 = 125,51 \text{ [kW]} \quad (6.91)$$

$$\eta_{gross}^{PPO} = \frac{P_{sv}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{133,42}{362,07} = 0,3685 \text{ [-]} \quad (6.92)$$

$$\eta_{\text{netto}}^{\text{PPO}} = \frac{P_{\text{netto}}^{\text{PPO}}}{Q_{\text{pal}}} = \frac{125,51}{362,07} = 0,3467 \text{ [-]} \quad (6.93)$$

6.5.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek

Postup bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu je u ostatních organických pracovních látek stejný jako v případě pracovní látky R245fa a proto jsou uvedeny jen jejich výsledky. V tabulce 6.11 jsou uvedeny parametry veškerých uvažovaných organických pracovních látek v ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu a v tabulce 6.12 jsou uvedeny výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu.

Tab. 6.11: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
T ₁ [°C]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
T ₂ [°C]	31,76	31,72	32,25	32,26	30,35	30,08	30,18
T _{2'} [°C]	44,80	54,03	70,83	40,56	97,83	101,54	57,26
T _{DMK} [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	165,00	159,00	150,00
T ₃ [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	165,00	159,00	150,00
T ₄ [°C]	56,84	70,85	88,93	50,25	120,22	124,57	75,30
T _{4'} [°C]	38,76	38,72	39,25	39,26	37,35	37,08	37,18
p _e [kPa]	177,8	121,2	109,2	404,7	7,1	0,7	4,9
p _a [MPa]	2,577	2,8077	2,7982	2,6019	0,4879	0,1196	0,275
i ₁ [kJ/kg]	239,10	240,99	4,99	271,24	-141,06	-239,97	-149,69
i ₂ [kJ/kg]	242,12	244,24	12,32	277,95	-139,99	-239,73	-149,17
i _{2'} [kJ/kg]	259,63	275,48	105,03	298,52	-4,85	-104,18	-101,44
i _{DMK} [kJ/kg]	399,81	437,41	419,59	517,26	142,95	13,73	82,04
i ₃ [kJ/kg]	488,57	527,30	546,31	685,81	295,74	163,33	415,12
i _{4ad} [kJ/kg]	440,40	466,67	425,14	614,37	211,74	90,48	283,37
i ₄ [kJ/kg]	452,44	481,83	455,43	632,23	232,74	108,69	316,31
i _{4'} [kJ/kg]	434,93	450,59	362,72	611,66	97,60	-26,86	268,58

Tab. 6.12: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
Q_{HRSG} [kW]	197,48	188,81	173,00	201,47	147,59	144,10	152,77
M_p [kg/s]	0,863	0,750	0,392	0,520	0,491	0,539	0,296
Q_{EKO} [kW]	120,92	121,41	123,32	113,79	72,57	63,52	54,26
Q_{VYP} [kW]	76,56	67,39	49,68	87,68	75,02	80,59	98,51
Q_{RO} [kW]	15,11	23,42	36,34	10,70	66,35	73,02	14,12
Q_{KOND} [kW]	168,92	157,15	140,24	177,09	117,17	114,80	123,70
P_C [kW]	2,60	2,44	2,87	3,49	0,52	0,13	0,16
P_{ELM} [kW]	2,91	2,73	3,22	3,91	0,58	0,15	0,17
H_{ad} [kJ/kg]	48,16	60,63	121,17	71,43	84,01	72,85	131,75
P_T [kW]	31,76	34,09	35,63	27,87	30,93	29,43	29,22
P_{sv}^P [kW]	28,41	31,09	32,49	25,41	28,21	26,84	26,65
P_{sv}^{PPO} [kW]	133,42	136,10	137,50	130,43	133,22	131,85	131,66
P_{netto}^{PPO} [kW]	125,51	128,37	129,28	121,52	127,63	126,70	126,48
Q_{pal} [kW]	362,07	362,07	362,07	362,07	362,07	362,07	362,07
η_{gross}^{PPO} [-]	0,3685	0,3759	0,3798	0,3602	0,3679	0,3642	0,3636
η_{netto}^{PPO} [-]	0,3467	0,3545	0,3571	0,3356	0,3525	0,3499	0,3493

Na základě zvolené pracovní látky pro ORC s regeneračním ohřevem je dosaženo rozdílu 2,15 procentního bodu v celkové čisté účinnosti paroplynového oběhu. Nejvyšší čisté elektrické účinnosti paroplynového oběhu je dosaženo při použití pracovní látky isopentan v ORC s regeneračním ohřevem. Oproti ostatním organickým pracovním látkám má isopentan sice poměrně malý hmotnostní průtok páry, ale má z uvedených pracovních látek druhý největší adiabatický entalpický spád na turbíně, a tak je v jeho případě dosaženo největšího výkonu turbíny stejně jako ve variantě paroplynového oběhu se spalovací mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a následujícím parním oběhem v podobě ORC bez regeneračního ohřevu. Při seřazení pracovních látek od nejvhodnější po nejméně vhodnou z hlediska celkové čisté účinnosti paroplynového oběhu je pořadí pracovních látek následující: isopentan, R245ca, MM, MDM, toluen, R245fa a isobutan.

6.6 ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu

6.6.1 Výpočet s pracovní látkou R245fa

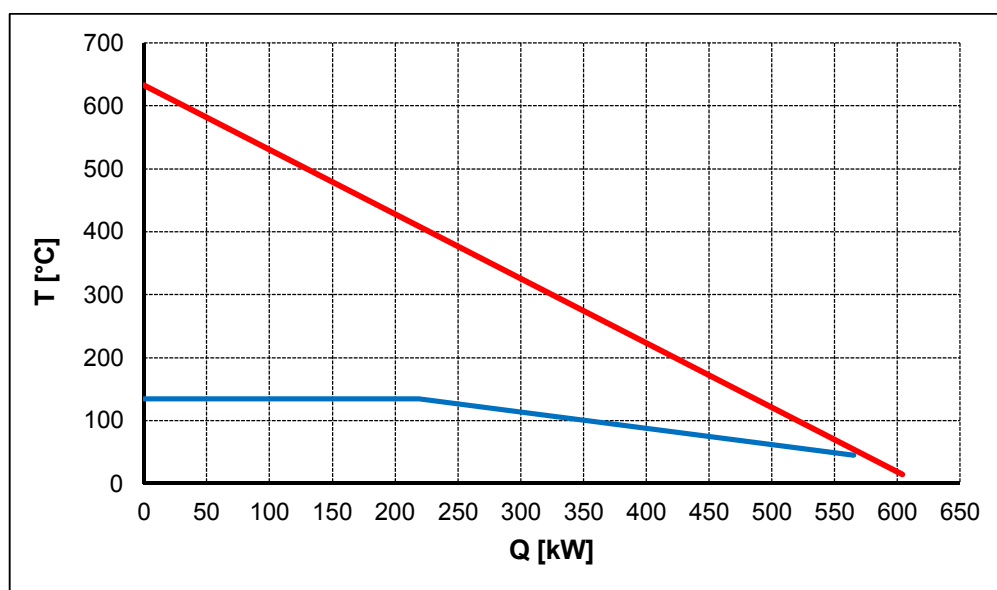
Parametry pracovní látky R245fa v parním oběhu jsou stejné jako v kapitole 6.5.1 – viz tabulka 6.10. Tepelný výkon parogenerátoru je dán rovnicí (6.94) a hmotnostní průtok vyrobené páry rovnicí (6.95). Hodnoty koeficientů a' a b' v rovnici (6.94) jsou stejné jako v kapitole 6.2. Dílčí tepelné výkony na ohřátí kapaliny a její vypaření jsou určeny dle rovnic (6.96) a (6.97). Na obrázku 6.14 je zobrazen T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do ORC s regeneračním ohřevem v parogenerátoru.

$$Q_{\text{HRSG}} = \frac{T_{2'} - b'}{a'} = \frac{44,8 - 623,1}{-1,0236} = 564,94 \text{ [kW]} \quad (6.94)$$

$$M_p = \frac{Q_{\text{HRSG}}}{i_3 - i_{2'}} = \frac{564,94}{488,57 - 259,63} = 2,468 \text{ [kg/s]} \quad (6.95)$$

$$Q_{\text{EKO}} = M_p \cdot (i_{\text{DMK}} - i_{2'}) = 2,468 \cdot (399,81 - 259,63) = 345,93 \text{ [kW]} \quad (6.96)$$

$$Q_{\text{VÝP}} = M_p \cdot (i_3 - i_{\text{DMK}}) = 2,468 \cdot (488,57 - 399,81) = 219,01 \text{ [kW]} \quad (6.97)$$



Obr. 6.14 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do ORC s regeneračním ohřevem v parogenerátoru

Tepelný výkon regeneračního ohříváku je určen rovnicí (6.98) a kondenzátorem odvedené teplo z parního oběhu je určeno rovnicí (6.99).

$$\begin{aligned} Q_{RO} &= M_p \cdot (i_4 - i_{4'}) = M_p \cdot (i_2' - i_2) = \\ &= 2,468 \cdot (452,44 - 434,93) = 2,468 \cdot (259,63 - 242,12) = 43,23 \text{ [kW]} \end{aligned} \quad (6.98)$$

$$Q_{KOND} = M_p \cdot (i_{4'} - i_1) = 2,468 \cdot (434,93 - 239,10) = 483,23 \text{ [kW]} \quad (6.99)$$

Adiabatický entalpický spád parní turbíny je určen rovnicí (6.100). Vnitřní výkon parní turbíny určuje rovnice (6.101) a výkon na svorkách generátoru je dán rovnicí (6.102). Výkon napájecího čerpadla je určen rovnicí (6.103) a příkon elektromotoru, kterým je poháněno, je dán rovnicí (6.104).

$$H_{ad} = i_3 - i_{4ad} = 488,57 - 440,40 = 48,16 \text{ [kJ/kg]} \quad (6.100)$$

$$P_T = M_p \cdot H_{ad} \cdot \eta_{td} = 2,468 \cdot 48,16 \cdot 0,75 = 89,14 \text{ [kW]} \quad (6.101)$$

$$P_{sv}^P = P_T \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 89,14 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 81,28 \text{ [kW]} \quad (6.102)$$

$$P_{\check{c}} = M_p \cdot (i_2 - i_1) = 2,468 \cdot (242,12 - 239,10) = 7,43 \text{ [kW]} \quad (6.103)$$

$$P_{ELM} = \frac{P_{\check{c}}}{\eta_m \cdot \eta_{elm}} = \frac{7,43}{0,97 \cdot 0,92} = 8,33 \text{ [kW]} \quad (6.104)$$

Celkový svorkový výkon paroplynového oběhu je určen rovnicí (6.105) a čistý elektrický výkon po odečtení vlastní spotřeby – příkonu palivového kompresoru a elektromotoru napájecího čerpadla – určuje rovnice (6.106). Elektromotor čerpadla v chladícím okruhu je zanedbán. Hrubá a čistá elektrická účinnost paroplynového oběhu jsou určeny rovnicemi (6.107) a (6.108).

$$P_{sv}^{PPO} = P_{sv}^G + P_{sv}^P = 105,01 + 81,28 = 186,29 \text{ [kW]} \quad (6.105)$$

$$P_{netto}^{PPO} = P_{sv}^{PPO} - P_{K,pal} - P_{ELM} = 186,29 - 5 - 8,33 = 172,96 \text{ [kW]} \quad (6.106)$$

$$\eta_{gross}^{PPO} = \frac{P_{sv}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{186,29}{738,49} = 0,2523 \text{ [-]} \quad (6.107)$$

$$\eta_{netto}^{PPO} = \frac{P_{netto}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{172,96}{738,49} = 0,2342 \text{ [-]} \quad (6.108)$$

6.6.2 Výsledky veškerých organických pracovních látek

Postup bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu je u ostatních organických pracovních látek stejný jako v případě pracovní látky R245fa a proto jsou uvedeny jen jejich výsledky. V tabulce 6.13 jsou uvedeny parametry veškerých uvažovaných organických pracovních látek v ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu a v tabulce 6.14 jsou uvedeny výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu.

Tab. 6.13: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
T_1 [°C]	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
T_2 [°C]	31,76	31,72	32,25	32,26	31,28	30,91	32,21
$T_{2'}$ [°C]	44,80	54,03	70,83	40,56	131,50	178,31	111,53
T_{DMK} [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	240,00	285,00	300,00
T_3 [°C]	135,00	155,00	175,00	115,00	240,00	285,00	300,00
T_4 [°C]	56,84	70,85	88,93	50,25	159,75	213,30	145,27
$T_{4'}$ [°C]	38,76	38,72	39,25	39,26	38,28	37,91	39,21
p_e [kPa]	177,8	121,2	109,2	404,7	7,1	0,7	4,9
p_a [MPa]	2,577	2,8077	2,7982	2,6019	1,7770	1,2945	3,276
i_1 [kJ/kg]	239,10	240,99	4,99	271,24	-141,06	-239,97	-149,69
i_2 [kJ/kg]	242,12	244,24	12,32	277,95	-137,15	-237,32	-143,34
$i_{2'}$ [kJ/kg]	259,63	275,48	105,03	298,52	67,76	55,49	3,90
i_{DMK} [kJ/kg]	399,81	437,41	419,59	517,26	336,08	315,95	467,70
i_3 [kJ/kg]	488,57	527,30	546,31	685,81	390,96	360,95	602,07
i_{4ad} [kJ/kg]	440,40	466,67	425,14	614,37	274,90	235,86	356,92
i_4 [kJ/kg]	452,44	481,83	455,43	632,23	303,92	267,13	418,21
$i_{4'}$ [kJ/kg]	434,93	450,59	362,72	611,66	99,00	-25,67	270,97

Tab. 6.14: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
Q_{HRSG} [kW]	564,94	555,93	539,52	569,09	480,24	434,52	499,76
M_p [kg/s]	2,468	2,208	1,223	1,469	1,486	1,423	0,835
Q_{EKO} [kW]	345,93	357,50	384,58	321,43	398,70	370,51	387,49
Q_{VYP} [kW]	219,01	198,43	154,94	247,66	81,54	64,01	112,27
Q_{RO} [kW]	43,23	68,96	113,35	30,23	304,49	416,53	123,02
Q_{KOND} [kW]	483,23	462,73	437,37	500,21	356,71	304,85	351,45
P_C [kW]	7,43	7,18	8,96	9,85	5,80	3,78	5,31
P_{ELM} [kW]	8,33	8,04	10,04	11,04	6,50	4,23	5,94
H_{ad} [kJ/kg]	48,16	60,63	121,17	71,43	84,01	72,85	245,15
P_T [kW]	89,14	100,38	111,11	78,73	129,33	133,45	153,61
P_{sv}^P [kW]	81,28	91,53	101,31	71,78	117,93	121,68	140,06
P_{sv}^{PPO} [kW]	186,29	196,54	206,32	176,79	222,94	226,70	245,08
P_{netto}^{PPO} [kW]	172,96	183,50	191,28	160,75	211,44	217,46	234,13
Q_{pal} [kW]	738,49	738,49	738,49	738,49	738,49	738,49	738,49
η_{gross}^{PPO} [-]	0,2523	0,2661	0,2794	0,2394	0,3019	0,3070	0,3319
η_{netto}^{PPO} [-]	0,2342	0,2485	0,2590	0,2177	0,2863	0,2945	0,3170

Na základě zvolené pracovní látky pro ORC s regeneračním ohřevem je rozdíl v celkové čisté účinnosti paroplynového oběhu až 9,93 procentního bodu. Nejvhodnější z hlediska celkové účinnosti paroplynového oběhu je použít toluen jako pracovní látku v ORC s regeneračním ohřevem. Toluén má z uvedených pracovních látek největší adiabatický entalpický spád na turbíně, a tak je v jeho případě dosaženo nejvyššího výkonu parní turbíny. Při seřazení pracovních látek od nejvhodnější po nejméně vhodnou z hlediska celkové čisté účinnosti paroplynového oběhu je pořadí pracovních látek následující: toluen, MDM, MM, isopentan, R245ca, R245fa a isobutan.

7. POROVNÁNÍ ÚČINNOSTÍ NAVRŽENÝCH VARIANT MIKROPAROPLYNOVÉHO OBĚHU

V tabulce 7.1 je uvedeno porovnání účinností navržených variant mikroparoplynového oběhu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu a bez regeneračního ohřevu vzduchu – s nižší a vyšší teplotou spalin na výstupu z mikroturbíny.

Tab. 7.1: Porovnání účinností navržených variant mikroparoplynového oběhu

		Mikroturbína s regeneračním ohřevem vzduchu					Mikroturbína bez regeneračního ohřevu vzduchu				
		P_{sv} [kW]	P_{netto} [kW]	Q_{pal} [kW]	η_{gross} [-]	η_{netto} [-]	P_{sv} [kW]	P_{netto} [kW]	Q_{pal} [kW]	η_{gross} [-]	η_{netto} [-]
Konvenční parní oběh		127,63	122,61	362,07	0,3525	0,3386	241,80	235,46	738,49	0,3274	0,3188
ORC bez regeneračního ohřevu	R245fa	133,04	125,17	362,07	0,3675	0,3457	182,22	169,30	738,49	0,2467	0,2293
	R245ca	135,74	128,04	362,07	0,3749	0,3536	189,63	177,20	738,49	0,2568	0,2399
	Isopentan	137,49	129,27	362,07	0,3797	0,3570	194,58	180,70	738,49	0,2635	0,2447
	Isobutan	130,08	121,22	362,07	0,3593	0,3348	174,15	158,51	738,49	0,2358	0,2146
	MM	133,06	127,45	362,07	0,3675	0,3520	191,90	182,11	738,49	0,2598	0,2466
	MDM	131,46	126,30	362,07	0,3631	0,3488	187,73	179,85	738,49	0,2542	0,2435
	Toluen	131,66	126,48	362,07	0,3636	0,3493	234,84	224,33	738,49	0,3180	0,3038
ORC s regeneračním ohřevem	R245fa	133,42	125,51	362,07	0,3685	0,3467	186,29	172,96	738,49	0,2523	0,2342
	R245ca	136,10	128,37	362,07	0,3759	0,3545	196,54	183,50	738,49	0,2661	0,2485
	Isopentan	137,50	129,28	362,07	0,3798	0,3571	206,32	191,28	738,49	0,2794	0,2590
	Isobutan	130,43	121,52	362,07	0,3602	0,3356	176,79	160,75	738,49	0,2394	0,2177
	MM	133,22	127,63	362,07	0,3679	0,3525	222,94	211,44	738,49	0,3019	0,2863
	MDM	131,85	126,70	362,07	0,3642	0,3499	226,70	217,46	738,49	0,3070	0,2945
	Toluen	131,66	126,48	362,07	0,3636	0,3493	245,08	234,13	738,49	0,3319	0,3170

Ve všech navržených variantách je dosaženo vyšší účinnosti při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu než při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu. Použitá spalovací mikroturbína se standardně vyrábí s regeneračním ohřevem vzduchu a má jmenovitou účinnost 29 % (bez uvažování vlastní spotřeby). Těto hodnoty nebylo dosaženo ve většině navržených variant mikroparoplynového

oběhu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu. Jen u následujícího konvenčního parního oběhu, následujícího ORC bez regeneračního ohřevu při použití toluenu jako pracovní látky a následujícího ORC s regeneračním ohřevem při použití pracovních látek MM, MDM a toluen je tato hodnota mírně vyšší. S ohledem na účinnost tedy postrádá smysl realizovat paroplynový oběh se spalovací mikroturbínou bez regeneračního ohřevu vzduchu, když většina navržených variant při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu ani nedosahuje účinnosti, kterou má samostatná spalovací mikroturbína s regeneračním ohřevem vzduchu, tak jak se standardně vyrábí.

Při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu je dosaženo nejnižší účinnosti při použití následujícího konvenčního parního oběhu a v případě isobutanu při použití následujícího ORC s regeneračním ohřevem i bez regeneračního ohřevu. V případě použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu tedy z hlediska účinnosti postrádá smysl realizovat následující parní oběh v podobě konvenčního parního oběhu, jelikož v případě následujícího ORC je dosaženo vyšších účinností (kromě ORC s isobutanem jako pracovní látkou). A navíc, oproti ORC konvenční parní oběh je složen z více komponent a tak má i větší zastavěnou plochu. Hmotnostní průtok páry ve variantě s konvenčním parním oběhem je velmi malý a tak se dá očekávat, že by ani parní turbína nedosahovala hodnoty termodynamické účinnosti, která byla uvažována v bilančním výpočtu.

Nejvyšších hodnot účinností je dosaženo při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu a následujícím ORC. V případě použití stejné pracovní látky v ORC je dosaženo téměř stejné hodnoty účinnosti v případě použití ORC bez regeneračního ohřevu i s regeneračním ohřevem. Rozdíl v účinnosti je minimální. Rozdíl v těchto variantách je především v tom, že v případě ORC bez regeneračního ohřevu vstupuje kapalina do parogenerátoru při nižší teplotě, a proto se spaliny při průchodu parogenerátorem více vychladí a komínová ztráta je tedy menší. V případě ORC s regeneračním ohřevem je situace opačná – kapalina vstupující do parogenerátoru má vyšší teplotu, neboť je přehřívána v regeneračním ohříváku parou vystupující z turbíny, a proto se spaliny při průchodu parogenerátorem méně vychladí a komínová ztráta je větší. Ve variantě ORC s regeneračním ohřevem se také dají očekávat větší tlakové ztráty jak za čerpadlem, tak za turbínou. Větší tlakové ztráty za čerpadlem znamenají větší spotřebu elektromotoru pohánějícího čerpadlo. Větší tlakové ztráty za turbínou znamenají menší zpracovaný entalpický spád a tím pádem i menší výkon turbíny. Z těchto důvodů je tedy výhodnější z hlediska celkové čisté elektrické

účinnosti paroplynového oběhu realizovat následující parní oběh v podobě ORC bez regeneračního ohřevu.

Nejvyšší celkové čisté elektrické účinnosti paroplynového oběhu je dosaženo při použití isopentanu jako pracovní látky v ORC a tak se zdá být nejvhodnější pracovní látkou. V pořadí druhá a třetí nejvhodnější pracovní látka z tohoto hlediska je R245ca a MM a dále v sestupném pořadí jsou pracovní látky toluen, MDM, R245fa a isobutan. V tabulce 7.2 jsou uvedeny admisní parametry páry a emisní tlaky páry odpovídající kondenzační teplotě 30 °C, hmotnostní průtoky páry a adiabatické entalpické spády ve všech navržených variantách mikroparoplynového oběhu.

Tab. 7.2: Parametry páry, hmotnostní průtoky páry a adiabatické entalpické spády navržených parních oběhů

		Mikroturbína s regeneračním ohřevem vzduchu					Mikroturbína bez regeneračního ohřevu vzduchu				
		p_a [MPa]	T_a [°C]	p_e [kPa]	M_p [kg/s]	H_{ad} [kJ/kg]	p_a [MPa]	T_a [°C]	p_e [kPa]	M_p [kg/s]	H_{ad} [kJ/kg]
Konvenční parní oběh		0,25	254,7	4,2	0,049	674,95	4	400	4,2	0,171	1168,36
ORC bez regeneračního ohřevu	R245fa	2,577	135	177,8	0,851	48,16	2,577	135	177,8	2,344	48,16
	R245ca	2,808	155	121,2	0,741	60,63	2,808	155	121,2	2,041	60,63
	Isopentan	2,798	175	109,2	0,392	121,17	2,798	175	109,2	1,081	121,17
	Isobutan	2,602	115	404,7	0,513	71,43	2,602	115	404,7	1,415	71,43
	MM	0,518	168	7,1	0,479	85,57	1,777	240	7,1	1,095	116,05
	MDM	0,135	164	0,7	0,514	75,29	1,294	285	0,7	0,967	125,09
	Toluen	0,275	150	4,9	0,296	131,75	3,276	300	4,9	0,774	245,15
ORC s regeneračním ohřevem	R245fa	2,577	135	177,8	0,863	48,16	2,577	135	177,8	2,468	48,16
	R245ca	2,808	155	121,2	0,750	60,63	2,808	155	121,2	2,208	60,63
	Isopentan	2,798	175	109,2	0,392	121,17	2,798	175	109,2	1,223	121,17
	Isobutan	2,602	115	404,7	0,520	71,43	2,602	115	404,7	1,469	71,43
	MM	0,488	165	7,1	0,491	84,01	1,777	240	7,1	1,486	116,05
	MDM	0,120	159	0,7	0,539	72,85	1,294	285	0,7	1,423	125,09
	Toluen	0,275	150	4,9	0,296	131,75	3,276	300	4,9	0,835	245,15

Při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu je hmotnostní průtok páry v následujícím parním oběhu větší než při použití spalovací mikroturbíny

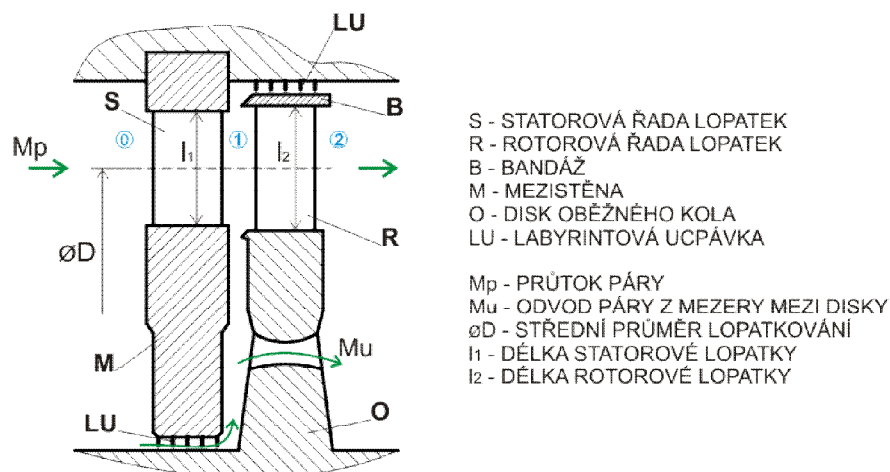
s regeneračním ohřevem vzduchu. To je dáno tím, že v případě použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu je do následujícího parního oběhu přivedeno více tepla ze spalin. U pracovních látek R245fa, R245ca, isopentan a isobutan jsou při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu i bez regeneračního ohřevu vzduchu stejné admisní parametry páry a tedy i stejné adiabatické entalpické spády. Pracovní látky MM, MDM a toluen mají vyšší kritickou teplotu než je teplota spalin při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu, a proto se v jejich případě při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu jde na vyšší admisní parametry páry a tedy se i zpracují větší entalpické spády. U pracovní látky MDM odpovídá uvažované kondenzační teplotě příliš nízký tlak. Udržet tento tlak v kondenzátoru by bylo velmi obtížné, a proto v případě použití této pracovní látky by bylo nutné zvýšit kondenzační teplotu.

8. NÁVRH EXPANDÉRU PRO PARNÍ OBĚH

8.1 Návrh jednostupňové rovnotlaké parní turbíny

Je zvolena koncepce expandéru s dynamickým pracovním principem v podobě axiální jednostupňové rovnotlaké parní turbíny a jeho návrh je proveden podle teorie parních turbín popsané ve skriptu [26]. Na obrázku 8.1 je zobrazena konstrukce rovnotlakého turbínového stupně s číselným označením stavů páry. Číselné označení stavů páry na uvedeném obrázku znamená:

- 0 – vstup do statorové řady lopatek
- 1 – mezera mezi statorovou a rotorovou řadou lopatek
- 2 – výstup z rotorové řady lopatek



Obr. 8.1 Rovnotlaký turbínový stupeň; podle [27]

Návrh turbíny je proveden jen pro parní oběh v podobě ORC bez regeneračního ohřevu, jelikož tato varianta se z výsledků bilančního výpočtu zdá být nejvhodnější. Tlakové ztráty za turbínou jsou zanedbány, proto je tlak za turbínou uvažován stejný jako tlak v kondenzátoru, který odpovídá kondenzační teplotě 30 °C. V této kapitole je proveden ukázkový výpočet rovnotlakého turbínového stupně pro pracovní látku R245fa. U ostatních pracovních látek jsou uvedeny jen jejich výsledky. Pro všechny pracovní látky byl proveden návrh turbíny pro hodnoty otáček turbíny 3000, 6000 a 9000 1/min ale ukázkový výpočet s pracovní látkou R245fa i výsledky ostatních pracovních látek jsou uvedeny jen pro optimální hodnotu otáček.

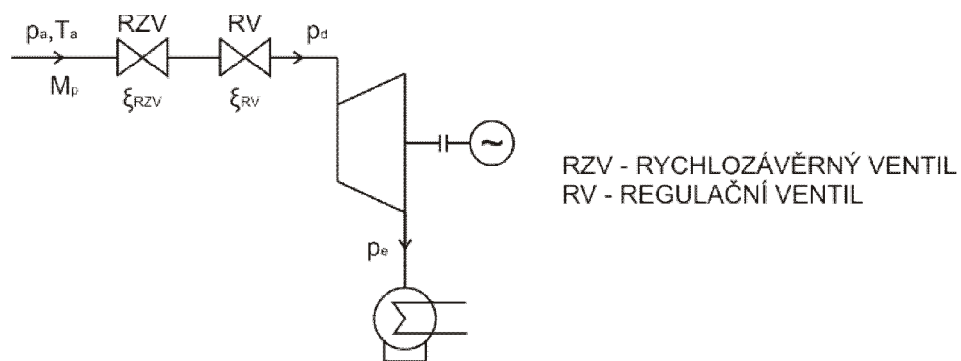
Vzhledem k tomu, že vyrobená pára v parogenerátoru proudí před vstupem do lopatkového prostoru turbíny přes rychlozávěrný a regulační ventil, tak u ní dochází k tlakovým ztrátám a do lopatkového prostoru turbíny vstupuje s nižším tlakem než je tlak vyrobené páry. Na obrázku 8.2 je schéma s označením tlakových ztrát páry ve ventilech před vstupem do lopatkového prostoru turbíny a na obrázku 8.3 je i-s diagram, ve kterém je zobrazena změna stavů vyrobené páry při proudění přes ventily a během expanze v turbíně. Parametry a množství vyrobené páry jsou:

$$T_a = 135 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (8.1)$$

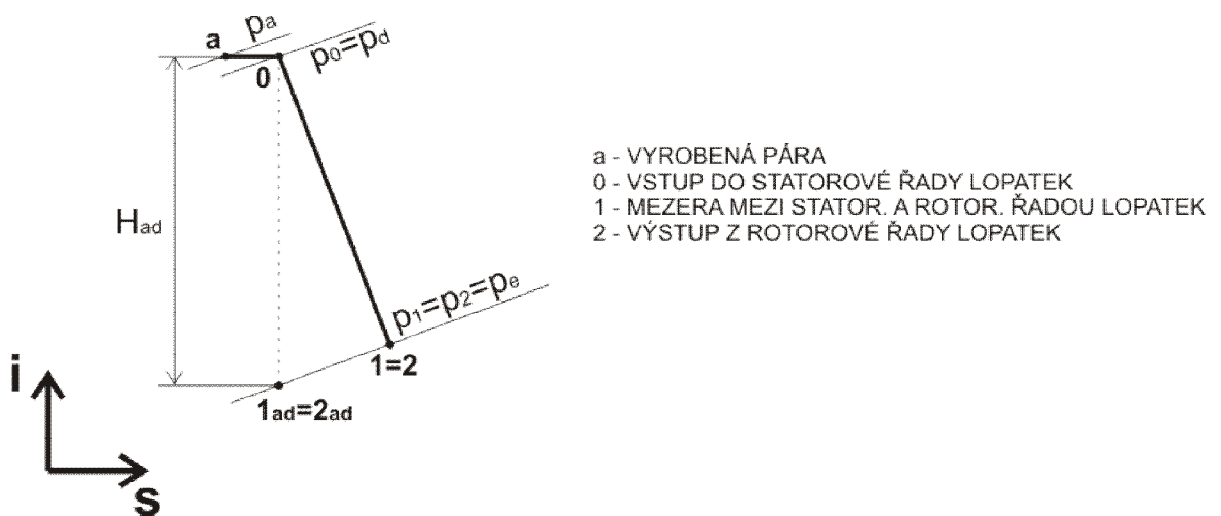
$$p_a = 2,577 \text{ [MPa]} \quad (8.2)$$

$$i_a = 488,57 \text{ [kJ/kg]} \quad (8.3)$$

$$M_p = 0,851 \text{ [kg/s]} \quad (8.4)$$



Obr. 8.2 Označení tlakových ztrát ve ventilech před vstupem do turbíny



Obr. 8.3 Změna stavů vyrobené páry před vstupem do turbíny a během expanze v i-s diagramu

Poměrná tlaková ztráta v potrubí mezi parogenerátorem a vstupem do lopatkového prostoru turbíny při plně otevřeném rychlozávěrném a regulačním ventilu je

$$\xi_d = \xi_{RZV} + \xi_{RV} = 0,04 \quad [-] \quad (8.5)$$

Tlak na vstupu do lopatkového prostoru turbíny potom je

$$p_d = p_a \cdot (1 - \xi_d) = 2,577 \cdot (1 - 0,04) = 2,474 \quad [\text{MPa}] \quad (8.6)$$

Entalpie za rychlozávěrným a regulačním ventilem je stejná jako admisní entalpie. Pro určení adiabatického entalpického spádu zpracovaného turbínou je ještě nutné určit adiabatickou emisní entalpii, která se určí podle entropie za rychlozávěrným a regulačním ventilem a podle emisního tlaku.

$$i_d = i_a = 488,57 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8.7)$$

$$s_d = f(p_d, i_d) = 1,800 \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (8.8)$$

$$i_{e,ad} = f(s_d, p_e) = 440,87 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8.9)$$

$$H_{ad} = i_d - i_{e,ad} = 488,57 - 440,87 = 47,70 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8.10)$$

Hodnoty středního průměru lopatek, otáček turbíny, rychlostního poměru a reakce stupně jsou

$$D_1 = D_2 = D = 249,06 \quad [\text{mm}] = 0,24906 \quad [\text{m}] \quad (8.11)$$

$$n = 9000 \quad [1/\text{min}] = 150 \quad [1/\text{s}] \quad (8.12)$$

$$u/c_{ad} = 0,38 \quad [-] \quad (8.13)$$

$$R = 0 \quad [-] \quad (8.14)$$

Obvodová rychlost a adiabatická absolutní rychlost jsou dány rovnicemi (8.15) a (8.16). Za předpokladu, že rychlost $c_0 = 0$, je potom adiabatický entalpický spád zpracovaný v turbínovém stupni dán rovnicí (8.17).

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,24906 \cdot 150 = 117,37 \quad [\text{m/s}] \quad (8.15)$$

$$c_{ad} = \frac{u}{0,38} = \frac{117,37}{0,38} = 308,86 \text{ [m/s]} \quad (8.16)$$

$$h_{ad} = \frac{c_{ad}^2 - c_0^2}{2 \cdot (1 - R)} = \frac{308,86^2 - 0^2}{2 \cdot (1 - 0)} = 47698 \text{ [J/kg]} = 47,70 \text{ [kJ/kg]} \quad (8.17)$$

Zvolené hodnoty úhlu absolutní rychlosti na výstupu ze statorové řady lopatek α_1 a součinitelů μ_1 , μ_2 , φ a ψ – průtokový součinitel ve statorové a rotorové řadě lopatek, rychlostní součinitel absolutní a relativní rychlosti – jsou

$$\alpha_1 = 10 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8.18)$$

$$\mu_1 = 0,97 \text{ [-]} \quad (8.19)$$

$$\mu_2 = 0,95 \text{ [-]} \quad (8.20)$$

$$\varphi = 0,98 \text{ [-]} \quad (8.21)$$

$$\psi = 0,97 \text{ [-]} \quad (8.22)$$

Pro výpočet délky lopatky ve statorové řadě lopatek je nutné určit adiabatický měrný objem páry za touto lopatkovou řadou, který se určí podle tlaku a entalpie v bodě 1ad – viz i-s diagram na obrázku 8.3.

$$i_{1ad} = i_{2ad} = i_{e,ad} = 440,87 \text{ [kJ/kg]} \quad (8.23)$$

$$p_1 = p_2 = p_e = 0,1778 \text{ [MPa]} \quad (8.24)$$

$$v_{1ad} = v_{2ad} = f(p_1, i_{1ad}) = 0,10482 \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (8.25)$$

Teoretická délka statorové lopatky určená pomocí rovnice kontinuity statorové řady lopatek je

$$l_{1teor} = \frac{M_p \cdot v_{1ad}}{\mu_1 \cdot \pi \cdot D \cdot c_{ad} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,851 \cdot 0,10482}{0,97 \cdot \pi \cdot 0,24906 \cdot 308,86 \cdot \sin 10^\circ} = 0,0022 \text{ [m]} = 2,2 \text{ [mm]} \quad (8.26)$$

Vypočítaná teoretická délka statorové lopatky z rovnice kontinuity je menší než minimální vyrobiteľná délka lopatky a musí být tedy větší. Zvolená skutečná délka lopatky, částečný ostřík a délka rotorové lopatky jsou

$$l_{1sk} = 20 \text{ [mm]} \quad (8.27)$$

$$e = \frac{l_{1teor}}{l_{1sk}} = \frac{2,2}{20} = 0,1096 \text{ [-]} \quad (8.28)$$

$$l_2 = l_{1sk} + 3 = 20 + 3 = 23 \text{ [mm]} \quad (8.29)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu ze statorové řady lopatek je dána vztahem (8.30). Protože $R = 0$, tak adiabatická relativní rychlost na výstupu z rotorové řady lopatek je stejná jako relativní rychlost na výstupu ze statorové řady lopatek, což je zřejmé z rovnice (8.31) a určí se pomocí kosinové věty z rychlostních trojúhelníků statorové řady lopatek.

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1ad} = 0,98 \cdot 308,86 = 302,69 \text{ [m/s]} \quad (8.30)$$

$$\frac{w_{2ad}^2 - w_1^2}{2} = R \cdot h_{ad} \quad (8.31)$$

$$\begin{aligned} w_{2ad} = w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos\alpha_1} = \\ &= \sqrt{302,69^2 + 117,37^2 - 2 \cdot 302,69 \cdot 117,37 \cdot \cos 10^\circ} = 188,21 \text{ [m/s]} \end{aligned} \quad (8.32)$$

Aby bylo možné určit rychlostní trojúhelníky rotorové řady lopatek, je nezbytné určit úhel relativní rychlosti na výstupu z rotorové řady lopatek z rovnice kontinuity této řady.

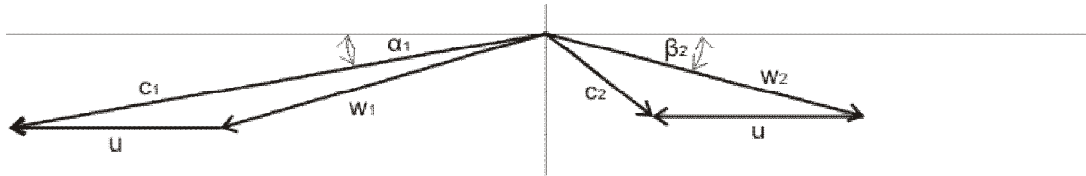
$$\arcsin\beta_2 = \frac{M_p \cdot v_{2ad}}{\mu_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_2 \cdot w_{2ad} \cdot e} = \frac{0,851 \cdot 0,10482}{0,95 \cdot \pi \cdot 0,24906 \cdot 0,023 \cdot 188,21 \cdot 0,1096} = 14,66 [^\circ] \quad (8.33)$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z rotorové řady lopatek je dána vztahem (8.34). Absolutní rychlost na výstupu z rotorové řady lopatek je určena pomocí kosinové věty z rychlostních trojúhelníků rotorové řady lopatek vztahem (8.35). Rychlostní trojúhelníky navrženého turbínového stupně jsou zobrazeny na obrázku 8.4.

$$w_2 = \psi \cdot w_{2ad} = 0,97 \cdot 188,21 = 182,56 \text{ [m/s]} \quad (8.34)$$

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos\beta_2} =$$

$$= \sqrt{182,56^2 + 117,37^2 - 2 \cdot 182,56 \cdot 117,37 \cdot \cos 14,66^\circ} = 75,13 \text{ [m/s]} \quad (8.35)$$



Obr. 8.4 Rychlostní trojúhelníky navrženého turbínového stupně

Pro určení obvodové účinnosti turbínového stupně je třeba určit ztrátu výstupní rychlostí a profilové ztráty rozváděcí a oběžné mříže – viz vztahy (8.36) až (8.38). Obvodová účinnost je potom určena rovnicí (8.39).

$$z_v = \frac{c_2^2}{2} = \frac{75,13^2}{2} = 2822 \text{ [J/kg]} \quad (8.36)$$

$$z_r = \frac{c_{1ad}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{308,86^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = 1889 \text{ [J/kg]} \quad (8.37)$$

$$z_o = \frac{w_{2ad}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{188,21^2}{2} \cdot (1 - 0,97^2) = 1047 \text{ [J/kg]} \quad (8.38)$$

$$\eta_u = \frac{h_{ad} - (z_v + z_r + z_o)}{h_{ad}} = \frac{47698 - (2822 + 1889 + 1047)}{47698} = 0,8793 \text{ [-]} \quad (8.39)$$

Pro určení termodynamické účinnosti turbínového stupně je ještě potřebné určit přídavné ztráty ve stupni – ztrátu okrajovou, ztrátu částečným ostřikem, ventilační ztrátu neostříknutých lopatek, ventilační ztrátu kotouče, ztrátu vějířovou a ztrátu vlhkostí páry. Přídavné ztráty jsou určeny rovnicemi (8.40) až (8.49) a termodynamická účinnost stupně rovnicí (8.50).

$$\xi_o = \frac{9,9 \cdot \left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^2}{l_1} = \frac{9,9 \cdot (0,38)^2}{20} = 0,0715 [-] \quad (8.40)$$

$$\xi_\varepsilon = 0,25 \cdot \frac{b_2 \cdot l_2}{S_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{ad}}\right) \cdot \eta_u \cdot z = 0,25 \cdot \frac{23 \cdot 23}{297,77} \cdot (0,38) \cdot 0,8793 \cdot 1 = 0,1484 [-] \quad (8.41)$$

$$S_1 = \pi \cdot D_1 \cdot l_1 \cdot \sin\alpha_1 \cdot e = \pi \cdot 249,06 \cdot 20 \cdot \sin 10^\circ \cdot 0,1096 = 277,77 [\text{mm}^2] \quad (8.42)$$

$$b_2 \sim l_2 = 23 [\text{mm}] \quad (8.43)$$

$$z = 1 [-] \quad (8.44)$$

$$\begin{aligned} \xi_L &= \left(0,04 + 0,5 \cdot \frac{l_1}{D_1}\right) \cdot \frac{1-e}{e \cdot \sin\alpha_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^3 = \\ &= \left(0,04 + 0,5 \cdot \frac{20}{249,1}\right) \cdot \frac{1-0,1096}{0,1096 \cdot \sin 10^\circ} \cdot (0,38)^3 = 0,2058 [-] \end{aligned} \quad (8.45)$$

$$\xi_K = K \cdot \frac{(D_2 - l_2)^2}{S_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^3 = 0,00048 \cdot \frac{(249,06 - 23)^2}{297,77} \cdot (0,38)^3 = 0,0045 [-] \quad (8.46)$$

$$K = 0,00048 [-] \quad (8.47)$$

$$\xi_v = 0,77 \cdot \left(\frac{l_2}{D_2}\right)^2 = 0,77 \cdot \left(\frac{23}{249,06}\right)^2 = 0,0066 [-] \quad (8.48)$$

$$\begin{aligned} \xi_y &= 2 \cdot \frac{u}{c_{ad}} \cdot [0,9 \cdot y_0 + 0,35 \cdot (y_2 - y_0)] = \\ &= 2 \cdot 0,38 \cdot [0,9 \cdot 0 + 0,35 \cdot (0 - 0)] = 0 [-] \end{aligned} \quad (8.49)$$

$$\begin{aligned} \eta_{id} &= \eta_u - \sum \xi_i = \\ &= 0,8793 - (0,0715 + 0,1484 + 0,2058 + 0,0045 + 0,0066) = 0,4425 [-] \end{aligned} \quad (8.50)$$

Výkon na svorkách generátoru této turbíny je dán rovnicí (8.51). Celkový svorkový výkon a čistý elektrický výkon paroplynového oběhu po odečtení vlastní spotřeby jsou dány rovnicemi (8.52) a (8.53). Do vlastní spotřeby je započítán příkon palivového kompresoru a elektromotoru napájecího čerpadla, příkon elektromotoru čerpadla v okruhu chladicí vody je zanedbán. Hrubá a čistá elektrická účinnost paroplynového oběhu jsou potom dány rovnicemi (8.54) a (8.55).

$$P_{sv}^P = M_p \cdot H_{ad} \cdot \eta_{td} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 0,851 \cdot 47,70 \cdot 0,4425 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 16,38 \text{ [kW]} \quad (8.51)$$

$$P_{sv}^{PPO} = P_{sv}^G + P_{sv}^P = 105,01 + 16,38 = 121,39 \text{ [kW]} \quad (8.52)$$

$$P_{netto}^{PPO} = P_{sv}^{PPO} - P_{K,pal} - P_{ELM} = 121,39 - 5 - 2,87 = 113,52 \text{ [kW]} \quad (8.53)$$

$$\eta_{gross}^{PPO} = \frac{P_{sv}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{121,39}{362,07} = 0,3353 \text{ [-]} \quad (8.54)$$

$$\eta_{netto}^{PPO} = \frac{P_{netto}^{PPO}}{Q_{pal}} = \frac{113,52}{362,07} = 0,3135 \text{ [-]} \quad (8.55)$$

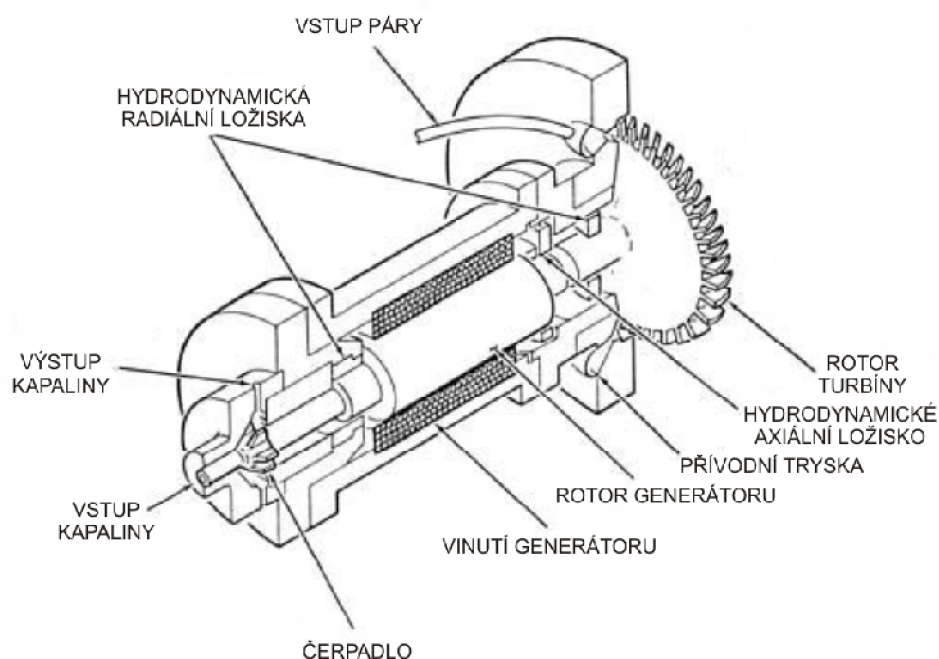
V tabulce 8.1 jsou uvedeny výsledky návrhu axiální jednostupňové rovnotlaké parní turbíny pro veškeré pracovní látky. Z hlediska termodynamické účinnosti parní turbíny a zároveň z hlediska celkové čisté elektrické účinnosti paroplynové jednotky dopadla nejlépe pracovní látka MDM, avšak tlak za turbínou u této pracovní látky je příliš nízký. Udržet tento tlak v kondenzátoru by bylo velmi obtížné. Jako druhá a třetí nejlepší pracovní látka z uvedených hledisek je MM a toluen, u kterých je dosaženo skoro stejné hodnoty termodynamické účinnosti. Další v pořadí jsou pracovní látky R245ca a R245fa. V porovnání s prvními třemi pracovními látkami mají R245ca a R245fa mnohem větší ztrátu částečným ostřikem a ventilační ztrátu neostřiknutých lopatek. Z hlediska návrhu turbíny se zdá být nejméně vhodný isopentan a isobutan, u kterého je parní turbína dokonce nerealizovatelná, jelikož termodynamická účinnost parní turbíny vyšla záporná.

Tab. 8.1: Výsledky návrhu turbíny pro ORC bez regeneračního ohřevu

	R245fa	R245ca	Isopentan	Isobutan	MM	MDM	Toluen
M_p [kg/s]	0,851	0,741	0,392	0,513	0,479	0,514	0,296
T_a [°C]	135	155	175	115	168	164	150
p_a [MPa]	2,577	2,808	2,798	2,602	0,518	0,135	0,275
p_d [MPa]	2,474	2,695	2,686	2,498	0,497	0,130	0,264
p_c [kPa]	177,8	121,2	109,2	404,7	7,1	0,7	4,9
H_{ad} [kJ/kg]	47,70	60,15	120,34	70,38	84,92	74,78	130,65
D [mm]	249,06	279,70	395,61	302,53	332,33	935,53	412,21
n [1/min]	9000	9000	9000	9000	9000	3000	9000
u/c_{ad} [-]	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
R [-]	0	0	0	0	0	0	0
u [m/s]	117,37	131,80	186,43	142,56	156,61	146,95	194,25
c_{ad} [m/s]	308,86	346,86	490,60	375,17	412,12	386,72	511,18
c₁ [m/s]	302,69	339,92	480,79	367,66	403,88	378,98	500,96
c₀ [m/s]	0	0	0	0	0	0	0
w₁ [m/s]	188,21	211,36	298,95	228,61	251,13	235,65	311,49
w_{2ad} [m/s]	188,21	211,36	298,95	228,61	251,13	235,65	311,49
α₁ [°]	10	10	10	10	10	10	10
β₂ [°]	14,66	14,66	14,66	14,66	14,66	15,99	14,66
w₂ [m/s]	182,56	205,02	289,98	221,75	243,60	228,58	302,15
c₂ [m/s]	75,13	84,37	119,34	91,26	100,25	96,25	124,34
v_{1ad} [m³/kg]	0,10482	0,16289	0,35563	0,10052	2,76164	19,96733	5,94396
v_{2ad} [m³/kg]	0,10482	0,16289	0,35563	0,10052	2,76164	19,96733	5,94396
l_{1teor} [mm]	2,19	2,35	1,36	0,86	18,26	53,58	15,77
l_{1sk} [mm]	20,00	20,00	20,00	20,00	20,00	53,58	20,00
e [-]	0,1096	0,1176	0,0679	0,0429	0,9131	1	0,7883
l₂ [mm]	23,00	23,00	23,00	23,00	23,00	56,58	23,00
z_v [kJ/kg]	2,82	3,56	7,12	4,16	5,02	4,63	7,73
z_r [kJ/kg]	1,89	2,38	4,77	2,79	3,36	2,96	5,17
z_o [kJ/kg]	1,05	1,32	2,64	1,54	1,86	1,64	2,87
η_u [-]	0,8793	0,8793	0,8793	0,8793	0,8793	0,8765	0,8793
ξ_o [-]	0,0715	0,0715	0,0715	0,0715	0,0715	0,0267	0,0715
ξ_č [-]	0,1484	0,1232	0,1509	0,3118	0,0133	0,0097	0,0125
ξ_L [-]	0,2058	0,1796	0,2833	0,5145	0,0021	0,0000	0,0055
ξ_k [-]	0,0045	0,0048	0,0125	0,0145	0,0008	0,0007	0,0011
ξ_v [-]	0,0066	0,0052	0,0026	0,0045	0,0037	0,0028	0,0024
ξ_y [-]	0	0	0	0	0	0	0
η_{td} [-]	0,4425	0,4950	0,3585	-0,0375	0,7879	0,8365	0,7864
P_{sv}^P [kW]	16,38	20,12	15,42	-	29,24	29,30	27,71
P_{sv}^{PPO} [kW]	121,39	125,13	120,43	-	134,25	134,31	132,72
P_{netto}^{PPO} [kW]	113,52	117,43	112,21	-	128,64	129,15	127,54
η_{gross}^{PPO} [-]	0,3353	0,3456	0,3326	-	0,3708	0,3709	0,3665
η_{netto}^{PPO} [-]	0,3135	0,3243	0,3099	-	0,3553	0,3567	0,3523

8.2 Těsnění hřídele turbíny

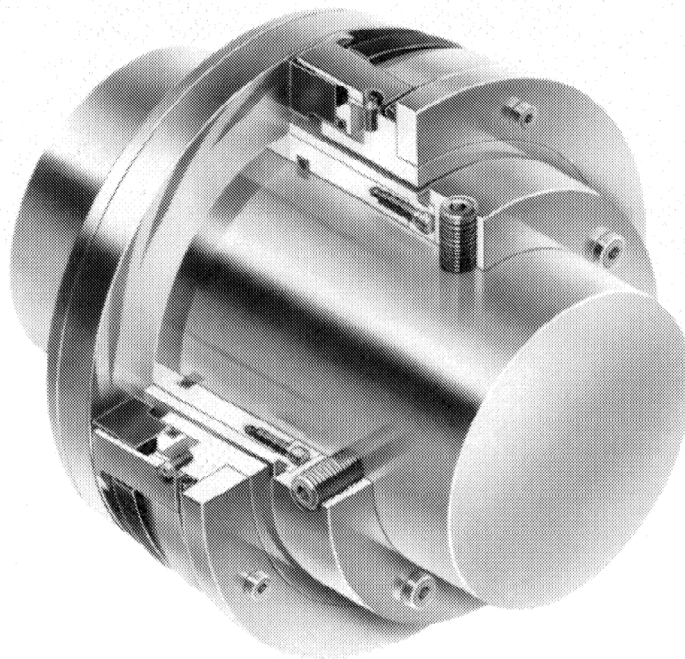
Konstrukce turbíny pro ORC může být provedena jako zcela uzavřená (hermetická) nebo otevřená. Ve zcela uzavřené konstrukci je hřídel turbíny spojen s vysokofrekvenčním generátorem a čerpadlem uvnitř hermeticky uzavřeného pláště, takže při tomto provedení k únikům páry do okolí vůbec nedochází. Na obrázku 8.5 je zobrazena konstrukce vysokorychlostního turbosoustrojí pro ORC v hermetickém provedení. V otevřené konstrukci je hřídel turbíny spojen s externím generátorem. Pára může unikat do atmosféry díky vysokému rozdílu tlaků mezi párou uvnitř turbíny a okolní atmosférou. Z důvodu úniku páry do okolí nelze použít u turbíny pro ORC klasické labyrintové ucpávky jako u konvenčních parních turbín. Nejběžnější těsnicí systém pro otevřenou konstrukci je suché plynové těsnění; podle [28].



Obr. 8.5 Vysokorychlostní turbosoustrojí pro ORC v hermetickém provedení; podle [29]

Suché plynové těsnění patří mezi bezdotykové ucpávky a bylo používáno především u odstředivých turbokompresorů od 80. let 20. století. Je složeno z rotačního a nerotačního kroužku, které jsou podobné konvenčním těsnícím kroužkům ale s rozdílem, že těsnicí plochy

jsou širší a na rotačním kroužku jsou spirálovité drážky. Účel spirálovitých drážek je čerpat velmi malý průtok páry mezi těsnícími plochami, čímž dojde k vytvoření tlakového gradientu mezi nimi, který způsobí těsnící efekt. Díky tlakovému gradientu dojde také k oddělení těsnících ploch a vytvoření stabilní provozní mezery o velikosti 0,0025 až 0,0051 mm. Molekuly páry tvoří tuhou vrstvu tekutiny v mezeře mezi těsnícími plochami. Tento nepatrný kontakt umožňuje suchému plynovému těsnění pracovat po dobu několika let bez výrazného opotřebení. Průtok páry mezerou mezi těsnícími plochami je obvykle menší než 0,181 kg/h. Na obrázku 8.6 je zobrazeno suché plynové těsnění se spirálovitými drážkami; podle [30] a [31].



Obr. 8.6 Suché plynové těsnění se spirálovitými drážkami [30]

9. ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout parní oběh pro využití tepla spalin z plynové mikroturbíny o elektrickém výkonu 100 kW a vybrat vhodnou pracovní látku pro parní oběh. Dílčím cílem bylo navrhnout expandér pro navržený parní oběh.

Provedení paroplynového oběhu bylo posouzeno z hlediska použití spalovací mikroturbíny ve dvou variantách:

- Spalovací mikroturbína s regeneračním ohřevem vzduchu (standardní výroba)
- Spalovací mikroturbína bez regeneračního ohřevu vzduchu (hypotetická varianta)

Sériově zařazený parní oběh za spalovací mikroturbínou byl posouzen v podobě:

- Konvenčního parního oběhu
- ORC bez regeneračního ohřevu
- ORC s regeneračním ohřevem.

Pracovní látky uvažované pro ORC byly R245fa, R245ca, isopentan, isobutan, MM, MDM a toluen.

Z bilančního výpočtu vyplývá, že paroplynový oběh se spalovací mikroturbínou bez regeneračního ohřevu vzduchu nemá smysl realizovat, protože účinnost nedosahuje (případně jen mírně převyšuje) hodnotu účinnosti samostatné spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu, tak jak se standardně vyrábí. Nejvyšších hodnot účinností paroplynového oběhu je dosaženo při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu s následujícím parním oběhem v podobě ORC bez regeneračního ohřevu i s regeneračním ohřevem. Obě provedení mají při stejné pracovní látce téměř shodnou účinnost. Rozdíl je především v tom, že v případě ORC bez regeneračního ohřevu se spaliny při průchodu parogenerátorem více vychladí a předá se tedy více tepla ze spalin do parního oběhu. V případě ORC s regeneračním ohřevem má kapalina vstupující do parogenerátoru vyšší teplotu oproti variantě ORC bez regeneračního ohřevu, protože je přehřívána v regeneračním ohříváku parou vystupující z turbíny, a proto se spaliny při průchodu parogenerátorem vychladí méně a předá se méně tepla ze spalin do parního oběhu. A navíc, ve variantě ORC s regeneračním ohřevem se dají očekávat větší tlakové ztráty za turbínou a tím pádem i menší výkon turbíny, protože kvůli větším tlakovým ztrátám zpracuje menší entalpický spád.

Z hlediska účinnosti zjištěné z bilančního výpočtu se zdá být nejvhodnější realizovat paroplynový oběh se spalovací mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a parním oběhem v podobě ORC bez regeneračního ohřevu s pracovní látkou isopentan. V této nejvhodnější variantě paroplynového oběhu bylo dosaženo čisté elektrické účinnosti 35,70 %. Čistá elektrická účinnost uvažované spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu je 27,61 %. Účinnost se tedy zvýší o 8,09 procentního bodu.

Expandér byl navrhován jen pro nejvhodnější variantu parního oběhu – pro ORC bez regeneračního ohřevu. Byla zvolena koncepce expandéru s dynamickým pracovním principem v podobě axiální jednostupňové rovnotlaké parní turbíny. Z hlediska maximálního výkonu turbíny se jako nejvhodnější pracovní látka zdá být MDM. V případě této pracovní látky má parní turbína výkon na svorkách generátoru 29,30 kW. Avšak pro příliš nízký tlak za turbínou v případě pracovní látky MDM (jen 0,7 kPa), který by byl v kondenzátoru velmi obtížně udržitelný, by bylo vhodné použít jinou pracovní látku. Jako druhá nejvhodnější z hlediska maximálního výkonu turbíny je pracovní látka MM. V případě pracovní látky MM má parní turbína výkon na svorkách generátoru 29,24 kW. Rozdíl ve výkonu na svorkách generátoru v případě pracovních látek MDM a MM je tedy minimální.

Na základě provedených výpočtů doporučuji pro případnou realizaci mikroparoplynového oběhu použít koncepci se spalovací mikroturbínou s regeneračním ohřevem vzduchu a následujícím parním oběhem v podobě ORC bez regeneračního ohřevu. S ohledem na maximalizaci výkonu navrženého expandéru pro parní oběh – axiální jednostupňové rovnotlaké turbíny – a s ohledem na přijatelný tlak za turbínou doporučuji v parním oběhu použít pracovní látku MM.

10. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. 1. vyd. Praha : SNTL, 1984. 608 s.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelná turbína a turbokompresor, *Transformační technologie*, 2011-02, [date of last update 2012-10]. Brno : Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelna-turbina-a-turbokompresor.html>.
- [3] *Power Plants Around The World* [online]. Dostupné z <http://www.industcards.com/>
- [4] MASSACHUSETTS ENERGY EFFICIENCY PARTNERSHIP. *Case Study: 16 MW Combined Cycle Cogeneration Plant for a University Campus* [online]. Dostupné z <https://www.maeep.org>
- [5] INVERNIZZI, Costante; IORA, Paolo; SILVA, Paolo. *Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines*. *Applied Thermal Engineering* 27, 2007, 100-110.
- [6] CARESANA, Flavio; COMODI, Gabriele; PELAGALLI, Leonardo; VAGNI, Sandro. *Micro Gas Turbines*. *Gas Turbines*, 2010, 145-168.
- [7] *Asociace mikroturbin* [online]. Dostupné z <http://mikroturbina.cz/mikroturbina.htm>
- [8] U. S. DEPARTMENT OF ENERGY. *Improving the Operating Efficiency of Microturbine-Based Distributed Generation at an Affordable Price* [online]. Dostupné z <http://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/09/f18/capstone.pdf>
- [9] VÉLEZ, Fredy at al. *A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 2012, 4175-4189.
- [10] QUOILIN, Sylvain at al. *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22, 2013, 168-186.
- [11] *Montrealský protokol* [online]. Dostupné z <http://www.mzp.cz/>
- [12] *Kjótský protokol* [online]. Dostupné z <http://www.mzp.cz/>
- [13] *Podklady firmy Schiestl* [online]. Dostupné z <http://www.schiestl.cz/>
- [14] *Podklady firmy Siemens* [online]. Dostupné z <http://www.energy.siemens.com/>
- [15] *Podklady firmy Elliot* [online]. Dostupné z <http://www.elliott-turbo.com/>
- [16] *Podklady firmy Dresser-Rand* [online]. Dostupné z <http://www.dresser-rand.com/>
- [17] *Podklady firmy G-Team* [online]. Dostupné z <http://www.g-team.cz/>
- [18] *Podklady firmy Green Turbine* [online]. Dostupné z <http://www.greenturbine.eu/>

- [19] GAS TECHNOLOGY INSTITUTE. *Development of a partial oxidation gas turbine for combined electricity and hydrogen – enriched fuel gas production* [online]. Dostupné z <http://www.energy.ca.gov/>
- [20] INDUSTRIAL GROUP GENERATION. *Micro-turbine plants Elliott Energy Systems* [online]. Dostupné z <http://generation-ig.com/>
- [21] ELLIOTT MICROTURBINES. *100 kW CHP Microturbine* [online]. Dostupné z <http://www.helioselectric.com/manuals/microturbines/ta-100.pdf>
- [22] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha : ČVUT, 2007. 212 s. Fakulta strojní. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [23] *Technická zařízení budov* [online]. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/>
- [24] *Vlastnosti vlhkého vzduchu* [online]. Dostupné z <http://ottp.fme.vutbr.cz/predmety/termomechanika/vzduch.htm>
- [25] CLEMENTE, Stefano at al. *Bottoming organic Rankine cycle for a small scale gas turbine: A comparison of different solutions*. Applied Energy 106, 2013, 355-364.
- [26] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. Praha : ČVUT, 1984. 281 s. Fakulta strojní.
- [27] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-06, [date of last update 2013-05]. Brno : Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelné-turbíny-a-turbokompresory.html>.
- [28] WONG, Choon Seng at al. *Selection and conversion of turbocharger as turbo-expander for organic Rankine cycle*. New Zealand Geothermal Workshop 35, 2013.
- [29] *Power from the sun* [online]. Dostupné z <http://www.powerfromthesun.net/>
- [30] MORRIS, James R. at al. *Retrofit of a steam turbine with dry gas seals*. Proceedings of the twenty-second turbomachinery symposium, 1993, 45-50.
- [31] BOND, Theodore E. at al. *Application of dry gas seals in special purpose steam turbines*. Proceedings of the 26th turbomachinery symposium, 1997, 151-158.
- [32] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Praha : ČVUT, 2008. 187 s. Fakulta strojní. ISBN 978-80-01-04022-5.

11. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Schéma zapojení paroplynového oběhu	13
Obr. 2.2 Stavové změny pracovních látek v paroplynovém oběhu zobrazené v T-s diagramu	14
Obr. 2.3 Sériový PPO	16
Obr. 2.4 Paralelní PPO	16
Obr. 2.5 PPO s přetlakovým kotlem	16
Obr. 2.6 PPO se vzduchovou turbínou	16
Obr. 2.7 PPO se směřováním parní a plynné pracovní látky	16
Obr. 2.8 Schéma zapojení teplárenské paroplynové jednotky v univerzitním kampusu ve městě Amherst	19
Obr. 3.1 Schéma zapojení kogenerační mikroturbíny	21
Obr. 3.2 Oběh kogenerační mikroturbíny v T-s diagramu	21
Obr. 3.3 Hmotnostní průtok spalin a elektrická účinnost mikroturbín	23
Obr. 3.4 Komponenty mikroturbíny Capstone C30	24
Obr. 3.5 Mikroturbína Ingersoll-rand MT250	24
Obr. 3.6 Schéma zapojení spalovací mikroturbíny C370	25
Obr. 3.7 Schéma zapojení ORC	26
Obr. 3.8 Změna stavů pracovní látky MM v ORC v T-s diagramu	27
Obr. 3.9 Mokrý, izoentropická a suchá tekutina v T-s diagramu	28
Obr. 3.10 Vhodné typy pracovních látek pro ORC dle teploty zdroje tepla	29
Obr. 3.11 Možnosti využití ORC technologie	29
Obr. 3.12 Model ORC jednotky firmy Turboden	31
Obr. 3.13 Energetická bilance kogenerační ORC jednotky	31
Obr. 3.14 Schéma ORC kogenerace s kotlem na biomasu	32
Obr. 3.15 Vysokootáčková parní turbína G-Team TR Hi 150	33
Obr. 5.1 Schéma spalovací mikroturbíny	41
Obr. 5.2 Závislost odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu v závislosti na teplotě ochlazení spalin v T-Q diagramu	44

Obr. 5.3 Závislost odvedeného tepla ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu v závislosti na teplotě ochlazení spalin v T-Q diagramu	45
Obr. 6.1 Schéma zapojení paroplynového oběhu s konvenčním parním oběhem	47
Obr. 6.2 Změna stavů pracovní látky v konvenčním parním oběhu v T-s diagramu	48
Obr. 6.3 Bilance napájecí nádrže	49
Obr. 6.4 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do konvenčního parního oběhu v kotli na odpadní teplo	50
Obr. 6.5 Změna stavů pracovní látky v konvenčním parním oběhu v T-s diagramu	53
Obr. 6.6 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do konvenčního parního oběhu v kotli na odpadní teplo	55
Obr. 6.7 Schéma zapojení paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu	57
Obr. 6.8 Změna stavů pracovní látky R245fa v ORC bez regeneračního ohřevu v T-s diagramu	58
Obr. 6.9 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do ORC bez regeneračního ohřevu v parogenerátoru	59
Obr. 6.10 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do ORC bez regeneračního ohřevu v parogenerátoru	63
Obr. 6.11 Schéma zapojení paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem	66
Obr. 6.12 Změna stavů pracovní látky R245fa v ORC s regeneračním ohřevem v T-s diagramu	67
Obr. 6.13 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu do ORC s regeneračním ohřevem v parogenerátoru	68
Obr. 6.14 T-Q diagram předání tepla ze spalin ze spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu do ORC s regeneračním ohřevem v parogenerátoru	72
Obr. 8.1 Rovnotlaký turbínový stupeň	80
Obr. 8.2 Označení tlakových ztrát ve ventilech před vstupem do turbíny	81
Obr. 8.3 Změna stavů vyrobené páry před vstupem do turbíny a během expanze v i-s diagramu	81
Obr. 8.4 Rychlostní trojúhelníky navrženého turbínového stupně	85
Obr. 8.5 Vysokorychlostní turbosoustrojí pro ORC v hermetickém provedení	89
Obr. 8.6 Suché plynové těsnění se spirálovitými drážkami	90

11. SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1: Nejmenší realizované paroplynové oběhy	18
Tab. 3.1: Typy vyráběných mikroturbín a jejich elektrický výkon a účinnost	23
Tab. 3.2: Hlavní výrobci ORC technologie	30
Tab. 3.3: Technické parametry vybraných parních turbín nejmenších výkonů	33
Tab. 5.1: Technické parametry mikroturbíny Elliott TA-100	35
Tab. 5.2: Složení tranzitního zemního plynu	36
Tab. 5.3: Podmínky okolního vzduchu	37
Tab. 5.4: Hodnoty tlaků, teplot a vypočítaných entalpií v tepelném oběhu spalovací mikroturbíny	41
Tab. 6.1: Kritické parametry pracovních látek pro parní oběh	46
Tab. 6.2: Uvažované hodnoty účinností komponent parního oběhu	46
Tab. 6.3: Parametry pracovní látky v konvenčním parním oběhu	48
Tab. 6.4: Parametry pracovní látky v konvenčním parním oběhu	53
Tab. 6.5: Parametry pracovní látky R245fa v ORC bez regeneračního ohřevu	58
Tab. 6.6: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu	61
Tab. 6.7: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu	61
Tab. 6.8: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu	65
Tab. 6.9: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC bez regeneračního ohřevu při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu	65
Tab. 6.10: Parametry pracovní látky R245fa v ORC s regeneračním ohřevem	67
Tab. 6.11: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu	70
Tab. 6.12: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny s regeneračním ohřevem vzduchu	71
Tab. 6.13: Parametry veškerých organických pracovních látek v ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu	74
Tab. 6.14: Výsledky bilančního výpočtu paroplynového oběhu s ORC s regeneračním ohřevem při použití spalovací mikroturbíny bez regeneračního ohřevu vzduchu	75

Tab. 7.1: Porovnání účinností navržených variant mikroparoplynového oběhu	76
Tab. 7.2: Parametry páry, hmotnostní průtoky páry a adiabatické entalpické spády navržených parních oběhů	78
Tab. 8.1: Výsledky návrhu turbíny pro ORC bez regeneračního ohřevu	88