

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270013 Stavba energetických strojů a zařízení

Studijní zaměření: N0715A270013S01 Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Energetické zařízení využívající odpadní teplo

Autor: **Bc. Tereza Kubíková**

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Žitek**

Odborný konzultant: **Ing. Jiří Kučera, Ph.D.**

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Tereza KUBÍKOVÁ**
Osobní číslo: **S20N0043P**
Studijní program: **N0715A270013 Stavba energetických strojů a zařízení**
Specializace: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Téma práce: **Energetické zařízení využívající odpadní teplo**
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Zásady pro vypracování

Pro energetické využití odpadního tepla cementárny navrhnete zařízení pro výrobu elektrické energie. Proveďte rozbor a porovnání vhodných pracovních cyklů: cyklu s pracovní látkou kysličník uhličitý (CO_2) v nadkritickém stavu a Rankinova cyklu s organickou pracovní látkou (ORC). Pro kritickém zhodnocení zvolte optimální variantu cyklu proveďte základní dimenzovací výpočet dvou klíčových komponent cyklu tj. expanzní turbíny a kondenzátoru (dochlazovacího výměníku).

Zadávací hodnoty:

Tepelný výkon odpadního zdroje – spalin z cementárny: 15 MW_t

Vstupní teplota spalin do primárního výměníku: $380 \text{ }^\circ\text{C}$

Výstupní teplota spalin z primárního výměníku: $180 \text{ }^\circ\text{C}$

Chlazení vzduchové s teplotou okolního vzduchu 20°C a relativní vlhkostí 15%

Frekvence elektrické sítě: 50 Hz

Rozsah diplomové práce: **50 – 70 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- MACCHI, E., ASTOLFI, M. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Technologies and Applications*: Woodhead Publishing 2017 <https://books.google.cz/books?id=SoZ4CgAAQBAJ>
- BRUN K., FRIENMAN, P., DENNIS, R. *Fundamental and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*: Woodhead Publishing 2017 <https://books.google.cz/books?id=o-HxDAAAQBAJ>
- ASTOLFI, M., ALFANI, D., LASANA, S., MACCHI, E. *Comparison between ORC and CO₂ power systems for the exploitation of low-medium*: Energy, Volume 161, 15 October 2018, Pages 1250-1261 <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544218313963>

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Pavel Žitek**
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Kučera, Ph.D.**
Doosan Škoda Power s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **29. října 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **27. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Doc. Ing. Václav Dostál, Sc.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne: 27.5.2022

.....

Poděkování

Tímto bych chtěla poděkovat panu Ing. Jiřímu Kučerovi, Ph.D. a panu Ing. Pavlu Žitkovi za cenné rady, předané zkušenosti, ochotu a trpělivost při vedení mé diplomové práce. Dále bych chtěla poděkovat za konzultace pracovníkům Doosan Skoda Power s.r.o. Poděkování patří zejména Ing. Jindřichu Louthanovi a Ing. Slavomíru Zemanovi za pomoc a předané praktické znalosti při výpočtech a konstrukčním návrhu kondenzátoru a rekuperátoru včetně výkresové části. Dále bych chtěla velmi poděkovat za cenné rady a podporu při tvorbě výpočetního skriptu turbíny Ing. Petrovi Milčákovi. Za ochotu, podporu a předané praktické zkušenosti při návrhu turbíny a tvorbě výkresů bych chtěla velmi poděkovat Ing. Richardu Fichtlovi a Ing. Michalovi Buršíkovi.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Kubíková	Jméno Tereza	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270013S01 Stavba energetických strojů a zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Energetické zařízení využívající odpadní teplo		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	132	TEXTOVÁ ČÁST	80	GRAFICKÁ ČÁST	53
STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Cílem diplomové práce je návrh zařízení zpracovávající odpadní teplo z cementárny. Při návrhu je nejprve proveden výběr mezi dvěma uzavřenými alternativními cykly – nadkritickým CO₂ cyklem (sCO₂) a Organickým Rankinovým cyklem (ORC) včetně výběru vhodného pracovního média. Po finálním výběru cyklu následuje detailní výpočet komponent – turbíny a kondenzátoru včetně tvorby výkresů. Pro oba hodnocené cykly (ORC a sCO₂) včetně detailního propočtu komponent (kondenzátoru a turbíny) vybraného cyklu byly vytvořeny výpočetní skripty pomocí programovacího jazyka Python ve vývojovém prostředí Spyder IDE.</p>				
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>ORC, WHR, sCO₂, turbína, uzavřený cyklus, tepelné výměníky, alternativní média, toluen</p>				

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Kubiková	Name Tereza	
FIELD OF STUDY	N0715A270013S01 „Design of Power Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Žitek	Name Pavel	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Energy device using waste heat		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	132	TEXT PART	80	GRAPHICAL PART	52
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma's thesis suggests a suitable closed thermodynamic cycle for waste heat from a cement plant by using the alternative working fluids. A pair of closed working cycles is compared: supercritical CO ₂ cycle (sCO ₂) and Organic Rankine Cycle (ORC). In the case of ORC, the suitable working fluid has to be selected. The final selection of the cycle is followed by a detailed calculation of components - turbine and condenser, including the creation of drawings. Both cycles (ORC and sCO ₂) including the detailed component analysis are calculated by using Python language within the framework of Spyder IDE.
KEY WORDS	ORC, WHR, sCO ₂ , turbine, closed cycle, heat exchangers, alternative working fluids, toluene

Seznam zkratek a vysvětlivek

Zkratka		Název	Jednotka
CCGT	Closed Cycle Gas Turbine	Uzavřený cyklus s plynovou turbínou	-
NPP	Nuclear Power Plant	Jaderná elektrárna (JE)	-
WHR	Waste Heat Recovery	Zpětné využití odpadního tepla	-
ORC	Organic Rankine Cycle	Organický Rankinův cyklus	-
BC	Brayton cycle	Braytonův cyklus	-
sCO ₂	Supercritical CO ₂ cycle	Nadkritický CO ₂	-
SRC	Steam Rankine Cycle	Rankinův parní cyklus	-
VT, ST, NT	-	Vysoko-, středně-, nízkotlaký	-
NV	-	Napájecí voda	-
NČ	-	Napájecí čerpadlo	-
ODP	Ozone Depleting Potential	Potenciál poškození ozónové vrstvy	-
GWP	Greenhouse Warming Potential	Potenciál skleníkového efektu	-
OTEC	Ocean Thermal Energy Conversion	Přeměna tepelné energie oceánu	-
c _p	Specific-heat capacity	Měrná tepelná kapacita	kJ/kg.K
CSP	Concentrating Solar Power	Koncentrovaná solární energie	-
TTD	Terminal Temperature Difference	Konečný teplotní rozdíl	°C
RL	-	Rozváděcí lopatky	-
OL	-	Oběžné lopatky	-

Seznam obrázků

Obr. 1: Otevřený cyklus spalovací turbíny	17
Obr. 2: T-s diagram Braytonova cyklu	17
Obr. 3: Cykly, které lze využít pro WHR aplikace – rozděleno dle teploty z externího zdroje a požadovaného výkonu	19
Obr. 4: Uzavřený cyklus spalovací turbíny	19
Obr. 5: Uzavřený cyklus spalovací turbíny s mezichlazením, rekuperací a přehříváním	22
Obr. 6: Schéma uzavřeného cyklu s heliovou turbínou La Fleur, USA.....	23
Obr. 7,8: Vlevo: základní parametry, vpravo: schéma cyklu teplárny Oberhausen 2	24
Obr. 9: p-h diagram binárního dvoutlakového cyklu	25
Obr. 10,11: vlevo: T-s diagram binárního dvoulátkového cyklu, vpravo: T-Q diagram ohřevu a vypařování pracovních látek (fluid 1,2) proti vychlazení solanky (brine)	26
Obr. 12,13: p-V (vlevo) a T-s diagram (vpravo) Stirlingova cyklu	27
Obr. 14: Schéma Stirlingova motoru	28
Obr. 15: Isobarická fázová změna směsi H ₂ O - NH ₃ v závislosti na teplotě	30
Obr. 16: Porovnání T-Q diagramů Kalinova a SRC cyklu	30
Obr. 17: Srovnání T-s diagramu SRC (a) a Kalinova cyklu (b).....	31
Obr. 18 : Schéma Kalinova cyklu	32
Obr. 19: Rozdělení zdrojů tepla využitelných pro WHR.....	33
Obrázek převzat z práce Liu (3).....	33
Obr. 20: T-s diagram ORC cyklu	36
Obr. 21: Schéma ORC cyklu.....	36
Obr. 22 :Schéma ORC cyklu pro teplo ze spalování biomasy s vloženým okruhem teplonosného média	37
Obr. 23 :Porovnání SRC a ORC cyklu.....	38
Obr. 24:Sklony pravé mezní křivky: a) wet (R22), b) isentropic (R11), c) dry (isopentan)	39
Obr. 25: T-s diagram porovnání ORC s SRC cyklem z hlediska použitých médií.....	39
Obr. 26 :T-s diagramy podkritického (vlevo) a nadkritického (vpravo) ORC	40
Obr. 27 :Chování pracovních médií v podkritickém stavu a v blízkosti stavu kritickému	41
Obr. 28 :Chování pracovních médií v podkritickém a nadkritickém stavu pro dvě různá média	41
Obr. 29:Výměník tepla s U-trubkami	43
Obr. 30: Typy uspořádání U-trubkových výměníků – dvoutahový, čtyřtahový	43
Obr. 31: Tvary trubkových svazků.....	44
Obr. 32:Vodou chlazený kondenzátor.....	45
Obr. 33:Vzduchový kondenzátor	45
Obr. 34:Schéma konstrukce turbína - rekuperátor v nástavbě kondenzátoru - kondenzátor	46
Obr. 35:T-Q diagram teplotního profilu podkritického ORC – pohled na minimální teplotní rozdíly	47
Obr. 36: Spirální expandér	48

Obr. 37: Schéma konstrukce hermetické obálky (turbína, generátor, čerpadlo) společnosti Triogen pro zamezení úniku média (toluen)	49
Obr. 38: T-s diagramy isotermického vypařování a kondenzace.....	52
Obr. 39: ORC cyklus pro geotermální aplikace	55
Obr. 40: ORC cyklus pro solární aplikace	55
Obr. 41: Model vystavěné ORC jednotky (4 MWt a 1 MWe) společnosti Turboden ...	56
Obr. 42: Přehledový graf instalovaného výkonu a počtu ORC jednotek z pohledu zdrojů tepla (k roku 2016)	57
Obr. 43: T-s diagram nadkritického CO ₂ Braytonova (červeně) a Rankinova (modře) cyklu	59
Obr. 44: T-s diagram a schéma nadkritického CO ₂ cyklu s rekuperací.....	60
Obr. 45: p-T diagram sCO ₂ cyklu	60
Obr. 46: Změny vlastností sCO ₂ poblíž kritického bodu: Rychlost zvuku, hustota, měrná tepelná kapacita a dynamická viskozita	61
Obr. 47: T-Q diagramy cyklu s fázovou změnou a sCO ₂ cyklu.....	62
Obr. 48: Příklady konfigurací „Single flow“ sCO ₂ cyklu	63
Obr. 49: Příklady konfigurací „Split flow“ sCO ₂ cyklu.....	64
Obr. 50: T-s diagramy různých konfigurací sCO ₂ cyklu	65
Obr. 51: Volba kompresoru, turbíny/expandéru, ložisek a připojení ke generátoru dle otáček, výkonu a průměru	67
Obr. 52: Schéma suchého plynového těsnění (Dry gas seal).....	68
Obr. 53: Řez tepelným výměníkem typu „micro-tube“	69
Obr. 54: Příklady geometrií průtočného kanálu výměníků.....	69
Obr. 55: Teplotní meze slitin používaných pro sCO ₂ cyklus pro trubku o průměru 50,8 mm s tlakem 30 MPa.....	70
Obr. 56: Schéma možných uspořádání generátor/motor – turbína/expandér – kompresor	71
Obr. 57: Zdroje odpadního tepla využitelné pro sCO ₂ cyklus z hlediska zdrojové teploty a výkonu	72
Obr. 58: Schéma sCO ₂ cyklu s rekuperací a s výkonem 10 MWe STEP Demo projektu	73
Obr. 59: Schéma Allamova cyklu	75
Obr. 60: T-s diagram sCO ₂ cyklu s rekuperací tepla.....	78
Obr. 61: T-Q diagram sCO ₂ cyklu – Primární výměník se spaliny/ohřívání médium.....	79
Obr. 62: T-Q diagram sCO ₂ cyklu – studená a horká strana rekuperátoru	79
Obr. 63: T-Q diagram sCO ₂ cyklu – dochlazovací výměník/vzduchem chlazený primární výměník.....	80
Obr. 64: T-s diagram ORC cyklu s rekuperací média MM.....	84
Obr. 65: T-Q diagramy média MM.....	85
Obr. 66: T-s diagram ORC cyklu s rekuperací - ethylbenzene	86
Obr. 67: T-Q diagramy média ethylbenzen	87
Obr. 68: T-s diagram ORC cyklu s rekuperací média CycloHexane.....	87
Obr. 69: T-Q diagramy média CycloHexane	88
Obr. 70: T-s diagram toluenového ORC cyklu s rekuperací.....	90

Obr. 71: T-Q diagram ORC cyklu – Primární a sekundární smyčka přívodu tepla (spaliny – termální olej)	91
Obr. 72: T-Q diagram ORC cyklu – teplotní profil mezi sekundární smyčkou přívodu tepla a pracovním médiem	91
Obr. 73: T-Q diagram ORC cyklu – studená a horká strana rekuperátoru	92
Obr. 74: T-Q diagram ORC cyklu – teplotní profil vychlazování toluenu ve vodním kondenzátoru a vzduchovém chladiči	93
Obr. 75: Čtyřtahový nedělený kondenzátor ORC cyklu (řez pláštěm před výztuhami) .	97
Obr. 76: T-Q diagram kondenzovaného toluenu/vodního kondenzátoru/vzduchového chladiče ORC cyklu s toluenem	99
Obr. 77: T-Q diagram studené a horké strany rekuperátoru ORC cyklu s toluenem....	104
Obr. 78: Profil rozváděcí lopatky S-90-18A	121

Seznam tabulek

Tabulka 1 Tabulka 1 Výhody a nevýhody uzavřeného cyklu s plynovou turbínou.....	21
Tabulka 2 Rozdělení WHR zdrojů dle teploty.....	34
Tabulka 3 Reálné nadkritické ORC jednotky-dle společnosti, místa výstavby, typu aplikace, pracovního média, výkonu (kW) a roku výstavby, převzato z práce: Lecompte (26)	42
Tabulka 4 Vybraná pracovní média studovaná a komerčně využívaná pro ORC s nízkým ODP a GWP potenciálem (vlastnosti převzaty z: Macchi (13), CoolProp, ThermoFisher Scientific, Solvay Fluorides)	51
Tabulka 5 Společnosti zabývající se výstavbou ORC jednotek - včetně počtu vystavěných jednotek a instalovaného výkonu (informace k roku 2016 převzaty z práce Tartiere (32)).....	54
Tabulka 6 Přehledová tabulka dělení a návrhu ORC jednotek, převzata z práce: Colonna (21)	58
Tabulka 7 Minimální teplotní rozdíly (pinch pointy) výměníků sCO ₂ cyklu	80
Tabulka 8 Vybrané vlastnosti sCO ₂ – objemový průtok, teplota, tlak, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, hustota, dynamická a kinematičká viskozita	82
Tabulka 9 Přehled výkonů komponent cyklu, tepelná účinnost	82
Tabulka 10 Potenciální pracovní média ORC cyklu s rekuperací	84
Tabulka 11 Teploty sekundární chladicí smyčky s MEG	93
Tabulka 12 Minimální teplotní rozdíly tepelných výměníků ORC cyklu.....	93
Tabulka 13 Vybrané vlastnosti ORC cyklu s toluenem – objemový průtok, teplota, tlak, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, hustota, dynamická a kinematičká viskozita	94
Tabulka 14 Výsledná tabulka výkonů a tepelných účinností ORC cyklu beze ztrát	95
Tabulka 15 Výsledná tabulka výkonů a tepelných účinností ORC cyklu se ztrátami	96
Tabulka 16 Výsledky výpočtu kondenzátoru.....	102
Tabulka 17 Výsledky výpočtu kondenzátoru - pokračování.....	103
Tabulka 18 Výsledky výpočtu rekuperátoru	105
Tabulka 19 Výsledky výpočtu studené strany rekuperátoru í.....	105
Tabulka 20 Výsledky výpočtu horké strany rekuperátoru	107
Tabulka 21 Výsledky výpočtu rekuperátoru - pokračování 4.....	109
Tabulka 22 Vstupní parametry (1) - Alfa1k, patní průměr, reakce na střed, tlak před stupněm	113
Tabulka 23 Vstupní parametry (2)	114
Tabulka 24 Odhady účinností na vstupu do výpočtů.....	114
Tabulka 25 Výpočet ucpávek.....	114
Tabulka 26 Výpočet A-kola	115
Tabulka 27 Prodloužení OL (delta_L) dle délky RL	118
Tabulka 28 Volba min délky tětiny dle poměru délky OL k min délce tětiny.....	118
Tabulka 29 Pevnostní výpočty - profil lopatek S-90-18-A.....	122
Tabulka 30 Parametry pro výpočet kritických otáček.....	122

Tabulka 31 Výsledková tabulka - patní průměr, vstupní tlak, teplota a entalpie, adiabatický spád, hmotnostní průtok.....	124
Tabulka 32 Výsledková tabulka - plochy a délky rozváděcích a oběžných lopatek.....	124
Tabulka 33 Výsledková tabulka - absolutní, relativní rychlosti a jejich složky, obvodová rychlost a Machova čísla a jejich složky	125
Tabulka 34 Výsledková tabulka - vstupní a výstupní úhly rozváděcích a oběžných lopatek	125
Tabulka 35 Výsledková tabulka - termodynamická účinnost, u/c_0 , reakce na středu, počet lopatek, krouticí moment, ohybový moment, ohybové namáhání	126
Tabulka 36 Výsledková tabulka.....	126

Obsah

Úvod.....	16
1. Teoretický úvod	17
1.1 Úvod do uzavřených cyklů s alternativními médii.....	17
1.1.1 Uzavřené cykly s plynovou turbínou (CCGT – Closed Cycle Gas Turbine)	19
1.1.2 Binární cykly	24
1.1.3 Stirlingův cyklus.....	26
1.1.4 Kalinův cyklus.....	30
1.2 WHR (Waste Heat Recovery) aplikace.....	33
1.3 Organic Rankine Cycle (ORC).....	35
1.3.1 Rozdíly ORC a SRC cyklů	37
1.3.2 Porovnání sklonu pravé mezní křivky vůči křivce isoentropické expanze	38
1.3.3 Podkritické a nadkritické ORC cykly.....	40
1.3.4 Komponenty	42
1.3.5 Pracovní média	50
1.3.6 Srovnání se SRC.....	52
1.3.7 Příklady provedených instalací ORC jednotek.....	53
1.3.8 Zhodnocení ORC	57
1.4 Supercritical CO ₂ Cycle (sCO ₂)	59
1.4.1 Možné konfigurace cyklu	62
1.4.2 Komponenty	66
1.4.3 Varianty uspořádání turbíny/expandéru a kompresoru s generátorem, motorem.....	71
1.4.4 Příklady testovacích sCO ₂ jednotek	72
1.4.5 Allamův cyklus.....	74
1.4.6 Jaderné elektrárny IV. Generace	75
1.4.7 Zhodnocení sCO ₂	76
2. Výpočetní část.....	77
2.1. Zadání	77
2.2. Porovnání a zhodnocení obou cyklů.....	78
2.2.1 sCO ₂ cyklus.....	78
2.2.2 ORC	83
2.2.3 Finální výběr alternativního cyklu a média	89
2.3. ORC cyklus s toluenem.....	89

2.4.	Výpočet komponent cyklu.....	96
2.4.1	Kondenzátor a rekuperátor	96
2.4.2	Axiální turbína.....	112
3.	Závěr	127
4.	Reference.....	128
5.	Přílohy	132

Úvod

Zpětné využití odpadního tepla (WHR) z industriální procesů či z obnovitelných zdrojů přináší řadu výhod např. generování dalšího výkonu, možnost vytápění, navýšení tepelné účinnosti cyklu a bezemisní optimalizace cyklu. Zbytkové teplo lze rekuperovat ve stávajícím cyklu nebo ho převést do externího uzavřeného cyklu s alternativními médii např. uzavřený cyklus s plynovou turbínou (CCGT), Kalinův cyklus, ORC, sCO₂ cyklus atd., které budou představeny v teoretické úvodní části. Využití jiných médií (organických, CO₂, NH₃, He atd.) než konvenčních přináší výhodu v možnosti volby média, které může mít vhodnější termodynamické vlastnosti než voda. Rekuperaci tepla se rozumí ohřátí zkomprimovaného média (za čerpadlem, kompresorem) vyexpandovaným médiem (za turbínou, expandérem) o vysokém potenciálu, které by se jinak zmařilo v kondenzátoru. Tím dojde k navýšení tepelné účinnosti cyklu a ke snížení množství paliva potřebného k ohřátí média před vstupem do turbíny. Nevýhodou je ovšem tepelný výměník (rekuperátor), který má rozměrnou teplosměnnou plochu, kvůli nízkým hodnotám součinitelů prostupu a přestupu tepla, čímž se stává velmi nákladnou komponentou cyklu.

Cílem této práce je návrh zařízení k výrobě elektrické energie, které by zpracovalo 15 MWt odpadního tepla z cementárny. Návrh jednotky je proveden pro dva uzavřené cykly – Organický Rankinův Cyklus (ORC) včetně výběru vhodného organického média (viz kapitola 1.3) a nadkritický cyklus s oxidem uhličitým (sCO₂) viz kapitola 1.4. ORC cyklus je charakteru konvenčního Rankinova s rozdílem organického média místo vody/páry. Nadkritický CO₂ cyklus je charakteru Braytonova cyklu s pracovním médiem oxidem uhličitým.

ORC a sCO₂ jsou podrobeny rozboru (v kapitole 2.2) z hlediska tepelné účinnosti, výkonu jednotlivých komponent, vlastností médií, návrhu výměníků atd. Pro zhodnocení výměníků (primárních, rekuperátoru, kondenzátoru) jsou vytvořeny T-Q diagramy vychlazování teplejšího a ohřátí studenějšího média včetně minimálních teplotních rozdílů mezi médii. Pro oba cykly jsou vytvořeny i T-s diagramy, v nichž jsou kromě zásadních bodů cyklu znázorněny čárkovanými přímkami primární výměníky – spalin z cementárny a vzduchový kondenzátor.

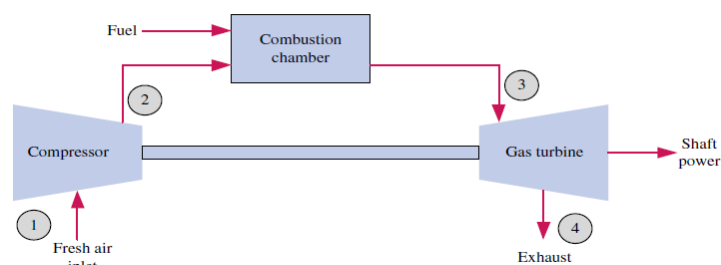
Po finálním zhodnocení obou cyklů následuje detailnější výpočet dvou komponent vybraného cyklu – kondenzátoru (dochlazovacího výměníku) včetně rekuperátoru viz kapitola 2.4.1 a turbíny viz kapitola 2.4.2. K oběma komponentám jsou zhotoveny náčrtky/výkresy v programu AutoCAD včetně spojeného náčrtku kondenzátoru s turbínou viz Přílohy 1-3. Pro výpočty cyklů (včetně T-s, T-Q diagramů a výsledkových tabulek) a turbíny jsou sestaveny dva samostatné skripty v programovacím jazyku Python.

1. Teoretický úvod

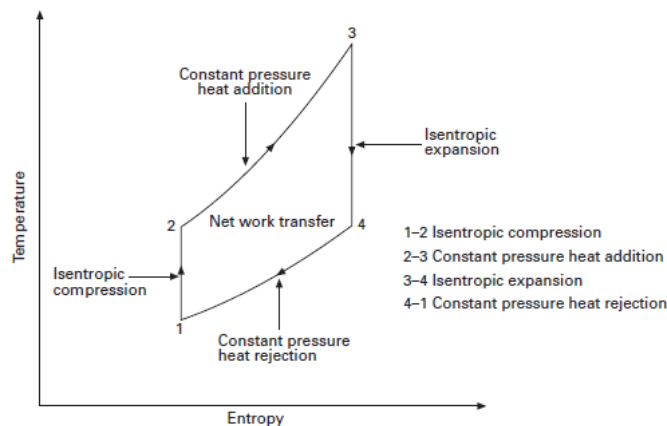
Tato práce je rozdělena do dvou hlavních částí: teoretický úvod a výpočetní část. V úvodu budou představeny uzavřené cykly s alternativními médii, kde bude popsáno několik typických zástupců (CCGT, binární cykly, Stirlingův cyklus, Kalinův cyklus). Zadání této práce spočívá ve využití odpadního tepla z cementárny, proto je jedna podkapitola věnována WHR aplikacím. Předmětem této práce je zvolit vhodný cyklus pro využití odpadního tepla, proto jsou další dvě podkapitoly určeny ORC a sCO₂ cyklům, které se zdají být nejvhodnější dle zadaných parametrů. Ve výpočetní části nastane samotné vyhodnocení obou cyklů dle zadání a konečná volba cyklu. Kondenzátor/dochlazovací výměník a expanzní část cyklu budou detailněji počítány pouze pro vybraný cyklus.

1.1 Úvod do uzavřených cyklů s alternativními médii

Obecně lze cykly rozdělit na otevřené a uzavřené. Otevřené cykly lze definovat jako cykly, ve kterých je umožněna výměna pracovního média s okolím. Příkladem může být otevřený cyklus spalovací turbíny viz obr. 1 a 2, který sestává z kompresoru (1-2), spalovací komory (2-3) a plynové turbíny (3-4), přičemž výměna média (vzduchu) probíhá při sání studeného vzduchu do kompresoru (1) a výfuku z plynové turbíny (4).



Obr. 1: Otevřený cyklus spalovací turbíny
Obrázek převzat z práce Adefarati (1)



Obr. 2: T-s diagram Braytonova cyklu
Obrázek převzat z práce Razak (2)

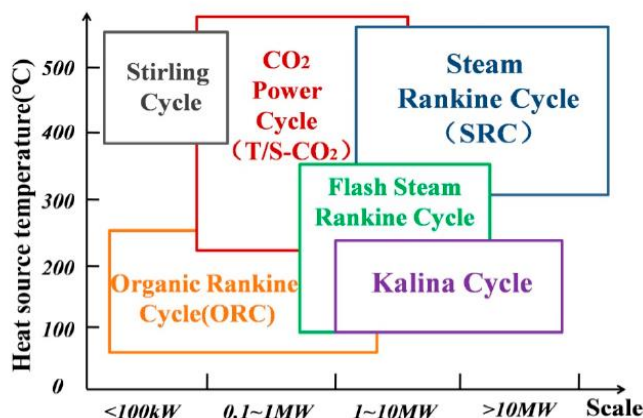
Za uzavřený cyklus lze naopak považovat Rankinův cyklus parní turbíny (SRC), ve kterém je pracovní látkou voda, jež je v různých stavech vychlazována a ohřívána (případně také vypařována a přehřívána) prostřednictvím výměníků a cyklus s okolím si takto vyměňuje pouze tepelnou energii.

Uzavřené cykly s alternativními médii se liší od konvenčního parního cyklu hlavně v možnosti volby pracovního média, které může mít pro danou aplikaci mnohdy vhodnější termodynamické vlastnosti, než by měla voda/pára. Výhodou oproti otevřeným cyklům je možnost spalování méně ušlechtilých paliv, protože produkty spalovacího procesu předávají teplo přes výměník a nedostávají se až do (expanzní části) cyklu. U uzavřených cyklů není limitace spodním tlakem (v sání, ve výfuku) jako u otevřených cyklů a je možné si tlak dle použitého média volit. Platí, že čím vyšší tlaky, tím bude kompaktnější jednotka. Takové cykly jsou většinou využívány pro WHR (Waste Heat Recovery) aplikace, tedy zpětné využití odpadního tepla, které budou projednány dále.

Mezi úskalí uzavřených cyklů patří hlavně výměna tepla přes výměníky, kdy je třeba předem vědět, jaký typ chladicího média (např. věžové, průtočné) bude k dispozici a také předpokládat, že použitím více výměníků vzrostou náklady a ztráty tepla v cyklu. Dále je třeba uvažovat složitější, nákladnější údržbu vzhledem k použitým pracovním látkám, které mohou být životnímu prostředí a také člověku nebezpečné a je tedy nutno dodržovat přísná bezpečnostní opatření. Při obrácení smyslu uzavřeného cyklu vzniká cyklus tepelného čerpadla.

Uzavřené cykly lze obecně dělit dle jejich charakteru cyklu:

- *Cykly na základě Braytonova cyklu:*
 - Uzavřené cykly s plynovou turbínou (CCGT)
- *Cykly na základě Rankinova cyklu:*
 - ORC cyklus (Organic Rankine Cycle) – předmětem diplomové práce
 - Binární cykly
- *Ostatní cykly, které nelze jednoznačně zařadit mezi výše zmíněné:*
 - Nadkritický CO₂ cyklus (sCO₂) – předmětem diplomové práce
 - Stirlingův cyklus
 - Kalinův cyklus

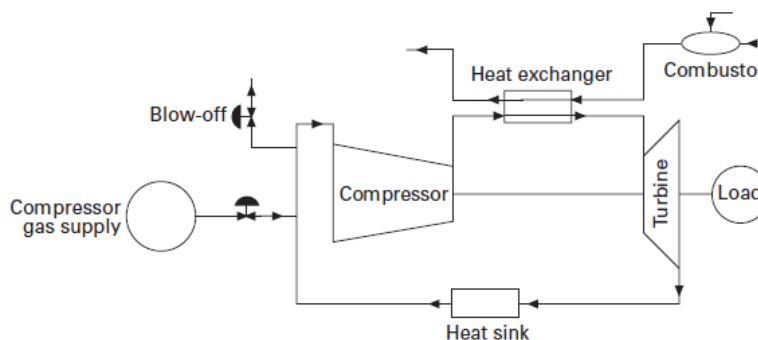


Obr. 3: Cykly, které lze využít pro WHR aplikace – rozděleno dle teploty z externího zdroje a požadovaného výkonu
Obrázek převzat z práce Liu (3)

Na obr. 3 je znázorněno rozdělení zdrojů odpadního tepla, které se využívají jako primární zdroje tepla pro cykly s alternativními médii. Srovnání těchto zdrojů je dle obrázku omezeno na Rankinovy cykly a porovnáno s konvenčním parním cyklem (SRC). Lze si povšimnout, že cykly s alternativními médii, které jsou předmětem této práce, jsou omezeny na nižší výkony, ale jsou schopny využít vysoko- i nízkopotenciální teplo, což je výhoda zejména tam, kde nelze parní cyklus uplatnit, buď z ekonomických důvodů, nebo z důvodu nízkých vstupních teplot. (1) (2) (3)

1.1.1 Uzavřené cykly s plynovou turbínou (CCGT – Closed Cycle Gas Turbine)

Plynová turbína je rotační tepelný lopatkový motor, jehož účelem je přeměnit tepelnou a tlakovou energii stlačeného horkého plynu na kinetickou energii a posléze mechanickou práci s velmi vysokou účinností, která je využita pro pohon různých zařízení. Plynová turbína bývá nejčastěji využita v cyklu spalovací turbíny (obr. 4), buď u leteckého turbokompresorového motoru či u pozemních stacionárních spalovacích turbín jako pohon kompresoru a dalších komponent. Dále může být využita k pohonu čerpadel, lodí, lokomotiv a automobilů. (2)



Obr. 4: Uzavřený cyklus spalovací turbíny
Obrázek převzat z práce Razak (2)

Stejně jako u otevřeného cyklu plynové turbíny se uzavřený cyklus sestává z těchto částí:

1. *Kompresa* v axiálním nebo odstředivém kompresoru, kde se již nepřivádí vzduch z okolí, ale pracovní médium je vychlazeno ve výměníku (Heat sink).
2. *Přívodu tepla* přes výměník z externího zdroje, který nahrazuje spalovací komoru otevřeného cyklu (viz obr. 1 – Combustion chamber). V tomto bodě se zkomprimované médium ohřeje na vysokou pracovní teplotu.
3. *Expanze* v plynové turbíně, která kromě konverze energie na mechanickou práci hřídele pohání kompresor.
4. *Dochlazovací výměník* (Heat sink), jehož úkolem je dochladiť pracovní médium na nízkou teplotu pro vstup do kompresoru.

Z popisu a názvu cyklu vyplývá, že s okolím je vyměňována pouze tepelná energie nikoli pracovní médium. Nutno podotknout, že tlaky před kompresorem a za expanzní částí cyklu nedosahují atmosférických hodnot jako u otevřeného cyklu, ale vzhledem k druhu pracovního média jsou na značně vyšších hodnotách. (2)

Pracovní tekutiny pro CCGT (2):

- *Helium* (He) je nehořlavý, netoxický, inertní plyn. Díky nízké atomové hmotnosti a radiační stabilitě se hodí jako moderátor neutronů v aktivní zóně. Další využití může díky své velké měrné tepelné kapacitě a tepelné vodivosti nalézt opět v primárním okruhu JE jako chladivo či v sekundárním okruhu jako pracovní médium. Vzhledem k těmto zvláštním termodynamickým vlastnostem má heliová turbína/kompresor oproti standardnímu cyklu se vzduchem mnohem kratší lopatky na větším patním průměru, což znamená větší sekundární ztráty, více stupňů s malým tlakovým spádem, a tedy horší účinnost cyklu. Zhoršení ovšem vykompenzují nižší Machova čísla ($<0,3$) a vysoká Reynoldsova čísla ($>5 \times 10^6$). Další nevýhodou cyklu s heliem je jeho vysoká cena, problémy se zatěsněním a velmi vysoké teploty (vysoké náklady na materiál, tečení materiálu).
- *Argon* (Ar) je v mnohém podobný heliu s rozdílem, že má větší hustotu. Lze ho využít ve směsi s heliem.
- *Dusík* (N₂) má podobné termodynamické vlastnosti jako vzduch, tudíž lze využít již otestované materiály a ověřené znalosti z otevřených/uzavřených cyklů se vzduchem. Oproti heliu už ale není radiačně stabilní a nelze ho použít jako chladivo primárního okruhu, ale pouze jako pracovní médium sekundárního okruhu JE. Dusík je také vhodný pro tvorbu směsi s heliem.
- *Oxid uhličitý* (CO₂) lze využít v několika cyklech např. v ORC, v Braytonově cyklu (BC) a v cyklu s nadkritickým oxidem uhličitým (sCO₂), a to díky poloze kritického bodu (31°C; 73,8 bar). Nejčastěji však bývá využit v sCO₂ cyklu, který bude podrobně rozebrán v kapitole 1.4. Výhodou je, že při volbě oxidu uhličitého jako pracovního média v uzavřeném cyklu, lze dosahovat nižších pracovních teplot než u cyklu s heliem a to za stejné účinnosti, proto se použití CO₂ jeví z hlediska nákladů na materiál ekonomičtěji.

- *Vzduch* se díky zkušenostem z otevřených cyklů často volí i v uzavřených cyklech, viz příklady instalací.

Výhody a nevýhody uzavřených cyklů s plynovou turbínou:

Tabulka 1 Tabulka 1 Výhody a nevýhody uzavřeného cyklu s plynovou turbínou

Výhody
Flexibilita paliva – možnost vhodného výběru dle aplikace
Nízké počáteční náklady
Rychlá dodávka a montáž
Rychlé najíždění
V porovnání s parní turbínou menší velikost a hmotnost
Nedochází k erozi lopatek
Bez omezení „spodním“ (atmosférickým) tlakem jako u otevřeného cyklu
Využití horších paliv (tuhých, kapalných, plyných) pro ohřev pracovního média, protože se přímo nepodílí na cyklu, pouze na převodu tepelné energie skrz výměník, což znamená ekonomičtější provoz

Nevýhody
Vzhledem k vyšším pracovním teplotám a tlakům jsou vyšší nároky na materiál, a tedy celkově vyšší náklady
Ke spuštění je třeba externí zdroj nebo výkonovou turbínu
Kompresory (oproti čerpadlům v parním cyklu) jsou mnohem více energeticky náročné (cca 60% výkonu turbíny)
Zdravotní rizika pro člověka a pro životní prostředí (ucpávkové úniky, výměna média, opravy)
Pro ohřátí a vychlazení média je třeba použít velkých výměníků (další zvýšení nákladů)
Pokud jsou pracovní plyny jednoatomové a mají nízkou molární hmotnost (např. He, Ar), hrozí větší ucpávkové úniky
Vyšší pracovní teploty mohou omezovat životnost komponent

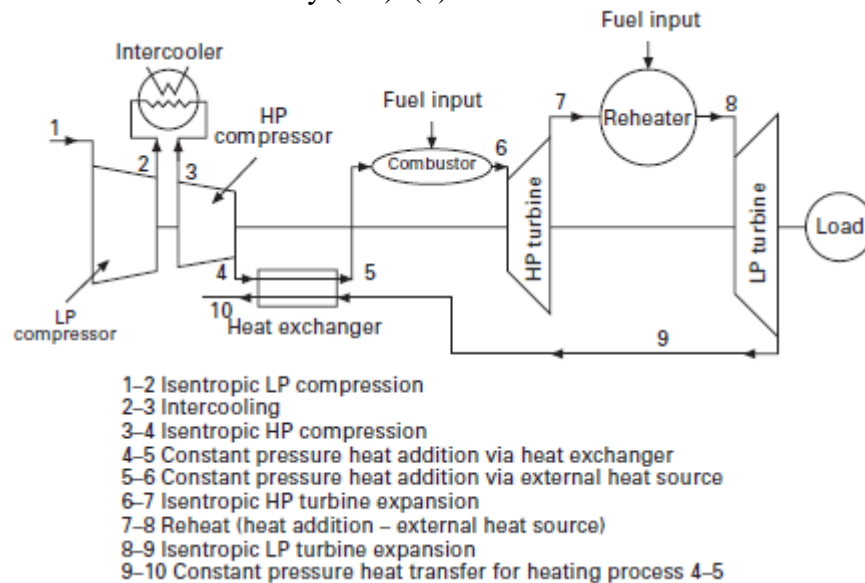
Převzato z: <http://www.mechanicalwalkins.com/closed-cycle-gas-turbine-components-working-advantages-disadvantages-and-applications/>,
https://www.linquip.com/blog/closed-cycle-gas-turbine/#Working_Fluid-2,
<https://www.ques10.com/p/17197/closed-cycle-gas-turbine-power-plant/>

Metody zvyšování účinnosti uzavřeného cyklu s plynovou turbínou (obr. 5):

Rekuperace může probíhat v tepelném výměníku - rekuperátoru, což je zařízení tepelné energie, skrz které se přenáší tepelná energie z jedné části cyklu do druhé. Typicky se teplo přenáší mezi výstupem z plynové turbíny (9-10) a výstupem z kompresoru (4-5).

Mezichlazení se využívá ke snížení příkonu kompresoru, čímž se ušetří výkon turbíny, který lze využít například pro pohon zátěže. Mezichladič (Intercooler, 2-3) vychlazuje médium mezi jednotlivými stupni kompresoru a tímto způsobem odevzdané teplo je možné dále využít pro WHR.

Přihřívání probíhá stejně jako u konvenčních parních cyklů na straně turbíny po částečné expanzi (6-7), kdy se plyn přehřeje v přihříváku (Reheater, 7-8) a pokračuje v expanzi v dalších tělesech turbíny (8-9). (2)



Obr. 5: Uzavřený cyklus spalovací turbíny s mezichlazením, rekuperací a přihříváním
Obrázek převzat z práce Razak (2)

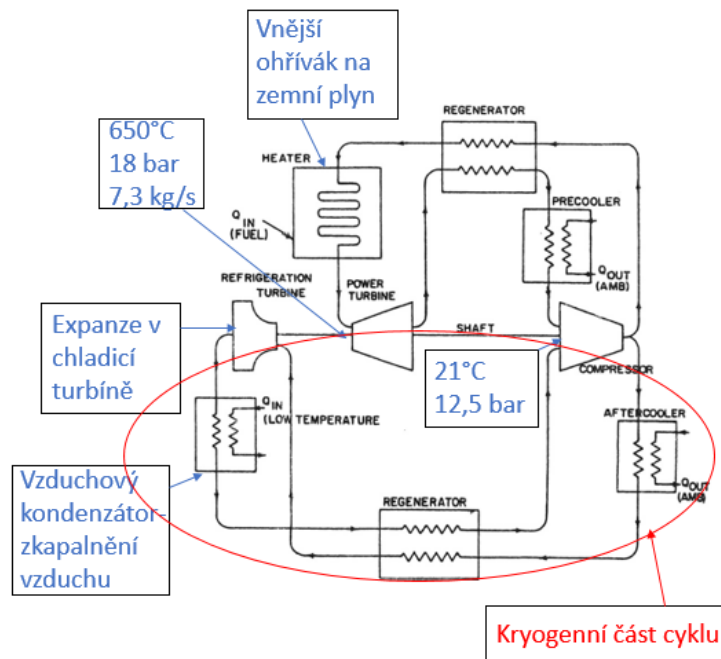
Zdroje tepla:

- JE
 - HTGR (High Temperature Gas Reactor)
 - LS-VHTR (Molten Salt Very High Temperature Reactor)
 - LFTR (Liquide Fluoride Thorium Reactor)
- Spalovny odpadu/biomasy
- Solární elektrárny
- Akumulace energie do roztavených solí

Příklady instalací dle Frutschi (4):

- AK36 - 2 MW (firma Escher Wyss, Německo, 1939)
 - Pracovní médium – vzduch
 - Palivo pro ohřev média přes výměník – LTO
 - Uspořádání dvouhřídelové, cyklus s rekuperací - VT, NT kompresor s mezichlazením + předchlazením a VT turbína s převodovkou 8000/3000 ot/min, NT turbína spojena s generátorem
 - Tepelná účinnost - 31,6 % (při 700 °C)
- Paris - 12 MW (firma Escher Wyss, Francie, 1952)
 - Velmi podobné uspořádání jako AK36 (včetně média, otáček) s rozdílem složitějšího cyklu (2 radiální VT kompresory, ST a NT kompresor, VT a NT turbína, rekuperace, mezichlazení)
 - Tepelná účinnost - 28,2 %

- Ravensburg - 2,3 MW (firma Escher Wyss, Německo, 1956-1977)
 - Pracovní médium – vzduch
 - Palivo pro ohřev média přes výměník – asphaltové uhlí
 - Uspořádání dle AK36 s rozdílem v otáčkách na 12750/3000 ot/min
 - Tepelná účinnost – 23 %
- La Fleur (USA, 1962)
 - Pracovní médium – helium
 - Palivo pro ohřev média přes výměník – zemní plyn
 - Bez výroby elektřiny, pouze pro kryogenní účely (viz schéma cyklu na obr. 6) – výroba zkapalněného vzduchu (generátor byl k dispozici a po připojení by mohl mít výkon 2 MWe)
 - Průkopník v oblasti heliových turbín (La Fleur Corporation postavila záhy v roce 1966 podobný cyklus s heliovou turbínou Phoenix, USA pro výrobu zkapalněného dusíku)



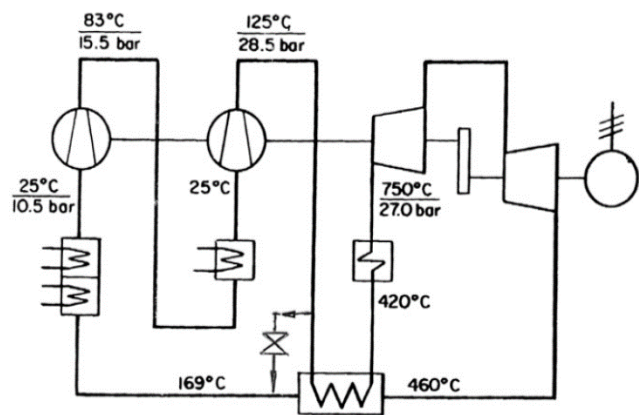
Obr. 6: Schéma uzavřeného cyklu s heliovou turbínou La Fleur, USA
Obrázek převzat z práce Frutschi (4)

- teplárna Oberhausen 2 - 50 MWe (dosaženo pouze 30 MWe kvůli velkým ztrátám) a 53,5 MWt (Německo, 1975-1988)
 - Pracovní médium – helium
 - Palivo pro ohřev média přes výměník – koksárenský plyn
 - Vývoj v rámci 4. atomového programu na VHTR s He turbínou
 - Schéma cyklu viz obr. 8 – dvouhřídelové uspořádání:
 - o Dvoustupňový kompresor (VT, NT) s předchlazením a mezichlazením
 - o Rekuperátor ohřívající helium ze 125 °C na 420 °C

- Primární výměník pro přestup tepla z koksárenského plynu (ohřátí ze 420 °C na 750 °C)
- VT a NT turbína, přičemž VT, NT kompresor a VT turbína mají společný hřídel a s NT turbínou jsou spojeny přes převodovku 5500/3000 ot/min. NT turbína je napřímo spojena s generátorem.
- Tepelná účinnost – 23 %
- Regulační ventil naznačený mezi výstupem z NT kompresoru a výstupem z rekuperátoru slouží k regulaci výkonu přívodem/odvodem He z/do skladovacích nádob odstupňovaných dle tlaku.

Oberhausen II plant helium turbomachinery.

Plant design electrical power, MW	50
District heating thermal supply, MW	53.5
Plant design efficiency at terminals, %	31.3
Thermodynamic cycle	ICR
Control method	Helium inventory, compressor bypass
Rotor arrangement	2 Shaft (geared together)
Helium mass flow, kg/sec	85
Overall pressure ratio	2.7
Generator efficiency, %	98
Design system pressure loss, %	10.4
Compressor	LP HP
Inlet pressure, MPa	1.05 1.54
Inlet temperature, °C	25 25
Vol. flow, inlet/outlet, m ³ /s	50/40 40/25
Efficiency, %	87.0 85.5
Rotational speed, rpm	5500 5500
Number of stages	10 15
Blade height, inlet/outlet, mm	103/85 72/53
Turbine	LP HP
Inlet pressure, MPa	1.65 2.70
Inlet temperature, °C	582 750
Efficiency, %	90.0 88.3
Rotational speed, rpm	3000 5500
Number of stages	11 7
Vol. flow, inlet/outlet, m ³ /sec	92/120 67/92
Blade height, inlet/outlet, mm	200/250 150/200



Obr. 7,8: Vlevo: základní parametry, vpravo: schéma cyklu teplárny Oberhausen 2
Obrázek převzat z práce McDonald (5)

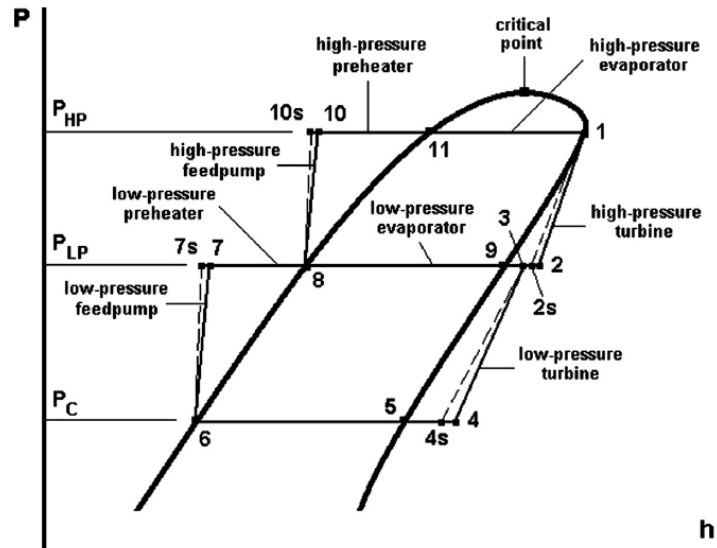
1.1.2 Binární cykly

Binární cykly lze dělit na dvoutlaké a dvoulátkové.

Dvoutlaké cykly viz p-h diagram na obr. 9 se používají pro snížení termodynamických ztrát ve výměnících tepla. Tyto ztráty vznikají v důsledku velmi rozdílných teplot mezi teplým zdrojovým médiem (např. solanka-, „brine“ u geotermálních elektráren) a chladnějším pracovním médiem. Na p-h diagramu lze vidět VT (P_{HP}), NT (P_{LP}) a kondenzační (P_C) tlakové úrovně. Mezi body 8-9 se nachází NT výparník, který odpaří NT napájecí vodu na mírně přehřátou páru, která se následně mísí s částečně vyexpandovanou párou z VT části turbíny (1-2). Po smíšení vznikne stav 3, následně médium doexpanduje v NT části turbíny (3-4), pokračuje do NT napájecích čerpadel (6-7), NT ohříváku NV (7-8) a za ním se rozdělí mezi NT výparník a VT napájecí čerpadlo (8-10), VT část pokračuje přes ohřívák (10-11) a výparník (11-1) VT NV a sytá pára vstupuje do VT turbíny (1)

Oproti základnímu cyklu (jednotlakému) dosahuje dvoutlaký cyklus nižší tepelné účinnosti, ale vyšší účinnosti využití („Utilization efficiency“), jejíž velikost závisí na míře konverze co největšího množství tepla z primárního zdroje (solanky). Dvoutlakému binárnímu cyklu záporně ovlivňuje tepelnou účinnost hlavně stav mezi body 8-9, kdy je třeba na odpaření NV v NT výparníku velké množství tepla.

První instalací byla 5MW elektrárna Raft-River, USA, která byla rok (1981-1982) provozována jako demonstrační jednotka binárního dvoutlakového cyklu.



Obr. 9: p-h diagram binárního dvoutlakového cyklu
Obrázek převzat z práce DiPippo (6)

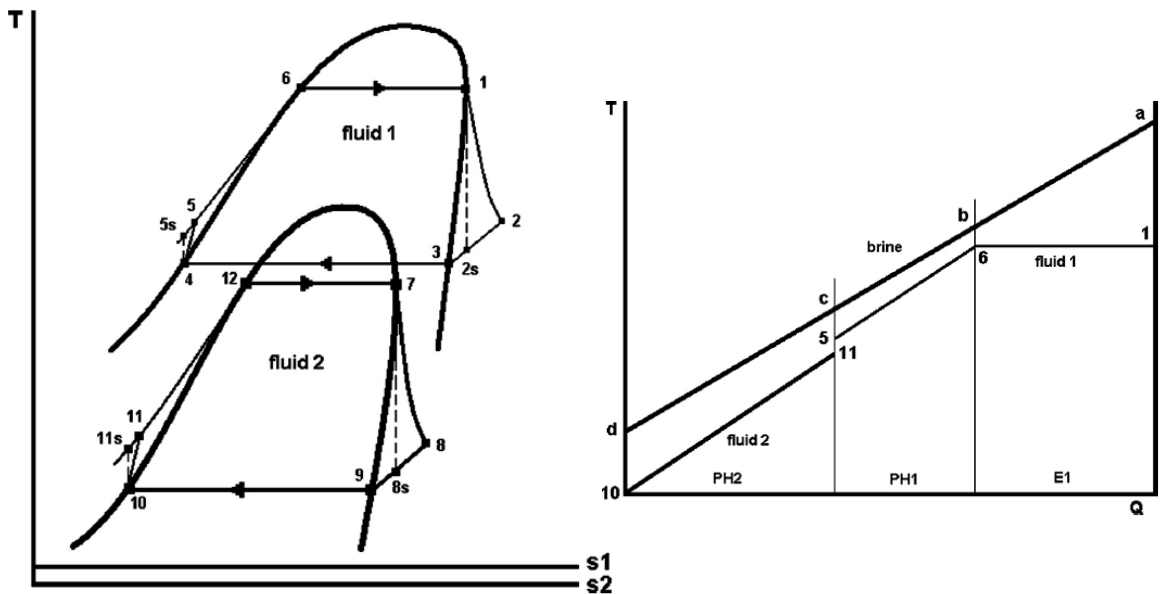
Dvoulátkové binární cykly byly stejně jako dvoutlakové vytvořeny pro optimalizaci cyklu a to tím způsobem, aby došlo k co nejlepšímu přestupu tepla mezi zdrojovým médiem (např. solankou) a pracovními médii. Cyklus se dá připodobnit k paroplynovému cyklu, kdy je cílem co nejefektivněji vychladit spaliny, aby se co nejvíce tepla přeneslo do parního cyklu a zároveň byla co nejmenší komínová ztráta.

Na obr. 10 je znázorněn T-s diagram dvoulátkového oběhu, na kterém si lze povšimnout dvou linií entropie (s_1 pro médium 1, s_2 pro médium 2). Teplo z cyklu s vyšším potenciálem přejde během kondenzace média 1 (3-4), které má i během kondenzace stále vysokou teplotu, do cyklu s nižším potenciálem v linii isobarického přívodu tepla média 2 (body 11-7 – ohřev, vypařování, případně přehřívání média 2).

Na základě T-Q diagramu (obr. 11) přestupu tepla mezi primárním médiem a médiem 1 (isobarický přívod tepla 1-11) a následně médiem 2, je třeba vybrat pracovní látky s co nejlepšími termodynamickými vlastnostmi, aby bylo ohřívání médií co nejvíce rovnoběžné s křivkou ochlazování zdroje (solanka). Tím je dosaženo co nejmenších ztrát a co nejvyšší tepelné účinnosti potažmo účinnosti využití. Zbytek nevyužitého zdrojového tepla se používá pro předehřev média 2 (10-11)

Zmíněné diagramy platí pro média s podkritickým tlakem, pokud by byla zvolena nadkritická média, bylo by možno dosáhnout značného přiblížení mezi křivkami (přiblížení teplotních profilů), hlavně v oblasti vypařování média 1(1-6) a vychlazování zdroje (a-b). Využitím nadkritického média bylo by dosaženo o 12% vyšší účinnosti za cenu 45% navýšení práce čerpadel.

První dvoulátkový cyklus Magmamax, USA složený ze dvou samostatných ORC cyklů, jedním nadkritickým (médium – isobutan) a jedním podkritickým (médium – propan) byl postaven v roce 1979 s výkonem 12,5 MW. (6)



Obr. 10,11: vlevo: T-s diagram binárního dvoulátkového cyklu, vpravo: T-Q diagram ohřevu a vypařování pracovních látek (fluid 1,2) proti vychlazení solanky (brine)
Obrázek převzat z práce DiPippo (6)

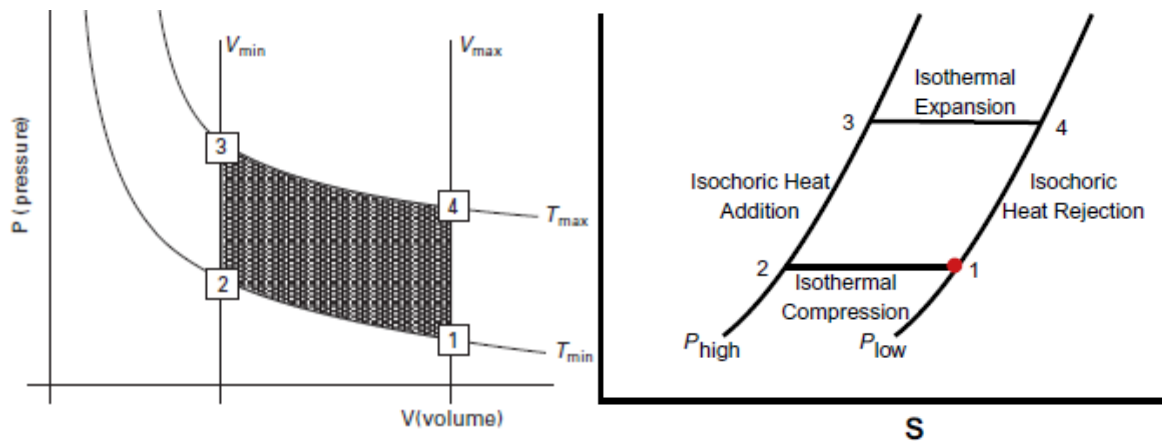
1.1.3 Stirlingův cyklus

Stirlingův motor je motor s vnějším spalováním. Externím zdrojem tepla mohou být rozmanité zdroje energie – např. spalování biomasy, odpadu, zemního plynu či využití solární energie (CSP) a jiné WHR zdroje. Pracovní plyn obíhající uvnitř cyklu je zcela oddělen od atmosféry a spalovacího i chladicího procesu a přestup tepla je uskutečněn přes výměníky tepla. To je omezením Stirlingova motoru, protože plocha válce je relativně malá pro rychlý převod/odvod tepla.

Oproti spalovacím motorům jsou výhodou Stirlingova motoru nízké emise a vysoká účinnost cyklu. Vzhledem k používaným pracovním tekutinám se dají očekávat vysoké tlaky (až 20 MPa) a teploty (kolem 800 - 1000 °C) v cyklu, a tedy nároky na materiál a na cenu. (7) (8)

Pracovní děje dle T-s a p-V diagramu na obr. 12,13:

- *Isotermická komprese* (1-2) - tento děj začíná při maximálním objemu plynu, médium se komprimuje (pomocí vytlačovacího pístu) za konstantní teploty a odevzdává teplo přes výměník chladicímu médium
- *Isochorický přívod tepla* (2-3) - probíhá za konstantního objemu a teplo je v této části cyklu přiváděno přes regenerátor z části 4-1. V této části stále pracuje vytlačovací píst, který tlačí médium k horkému konci válce.
- *Isotermická expanze* (3-4) – stejně jako komprese probíhá expanze plynu (pohyb pracovního pístu) za konstantní teploty a během tohoto děje dochází k přívodu tepla ze zdroje
- *Isochorický odvod tepla* (4-1) – probíhá za konstantního objemu, pracovní plyn protéká přes regenerátor, kde odevzdá teplo pro ohřev zkomprimovaného média (2-3) a uzavírá cyklus

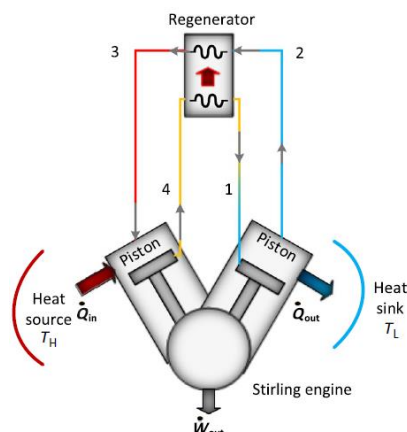


Obr. 12,13: p - V (vlevo) a T - s diagram (vpravo) Stirlingova cyklu
Obrázek převzat z práce: Harrison (7), Emrich (8)

Hlavní části motoru dle obr. 14:

- *Teplý válec s pístem* (vytlačovačem, tzv. „displacer“), který převádí horké médium do studeného + výměník (pro kontinuální přívod tepla, palivo např. zemní plyn) – tato část může mít teplotu až 800 °C
- *Regenerátor (rekuperátor)*
 - Vřazený akumulátor mezi písty pro předávání tepla ze dvou isochorických částí cyklu (jedna strana se vychlazuje a druhá je přijatým teplem ohřívána)
 - Slouží k navýšení účinnosti
 - Může být vyroben z pórovitého materiálu, jímž médium protéká
- *Studený válec s pístem* (pracovní píst), který je vystaven výslednému tlaku a koná práci + výměník (kontinuální odvod tepla – chlazené cirkulující vodou) – teplota této části dosahuje cca 80 °C

Existují dva typy Stirlingových motorů. Prvním je *kinematický*, který převádí pohyb pístu na mechanickou práci hřídele. V tomto případě je pohyb vytlačovače uskutečňován mechanickým spojem. Druhý typ je s tzv. *volnými písty*, tento motor je charakteristický tím, že nemá žádné rotující části. Výkon je ve většině případů odebírán z lineárního alternátoru (permanentní magnet) připojeného k pístu a vytlačovač je ovládán změnou tlaku v prostoru pod pístem. (9)



Obr. 14: Schéma Stirlingova motoru
Obrázek převzat z práce: Dincer (9)

3 typické konfigurace vytlačovacího a pracovního pístu:

- *Alfa konfigurace* - u tohoto typu se pracovní plyn pohybuje mezi dvěma písty. Jeden píst provádí kompresi ve studeném válci a druhý expanzi v horkém válci
- *Beta konfigurace* - jak komprese, tak expanze jsou prováděny pracovním pístem, v jednom válci, přičemž pracovní plyn je převáděn mezi horkým a studeným prostorem pomocí (nepracovního) vytlačovače
- *Gamma konfigurace* – třetí konfigurace je velmi podobná alfa konfiguraci s tím, že jeden válec obsahuje pracovní píst, druhý válec vytlačovač a mezi nimi je umístěn regenerátor

Bylo zjištěno, že beta konfigurace dosahuje nejvyšší účinnosti, což ale není vždy cíl návrhu, jelikož se návrh nemusí z technicko-ekonomického hlediska vyplatit a investice může být tak vysoká, že se nevrátí.

Používaná pracovní média:

- Helium
- Dusík
- Amoniak
- Oxid uhličitý
- Argon
- Vzduch
- Vodík

Příklady instalací:

- micro-CHP (Combined Heat and Power) aplikace – menší jednotky pro domácí použití:
 - WhisperGen - kinematický Stirlingův motor s výkonem 1 kWe a celkově 14 kWt, 140 kg, firma E.ON, UK; společnost Magic Boiler Company, Nizozemí; společnost Sanevo, Německo
 - MEC (Microgen) lineární Stirlingův motor s volnými písty s výkonem 1 kWe a celkem 6 kWt – firma BG Group, US
 - Sunmachine, Německo s výkonem 3kWe (el. účinnost – 20 % a tepelná účinnost 70 %). Tento motor využívá jako zdroj tepla biomasu, která je spalována přímo pod žebrovaným válcem, přes jehož stěnu je předáváno teplo médiu.
 - Solo (Cleanenergy AB) s výkonem 9 kWe, 26 kWt a s el.účinností 22 %, tento motor je konstruován s alfa konfigurací a pracovním médiem je helium, zařízení je větší než předešlé a váží 460 kg
- CSP (Concentrating Solar Power), konkrétně PD (Parabolic Dish-stirling) dle Pheng (10), Hoffschmidt (11),Pitz-Paal (12)

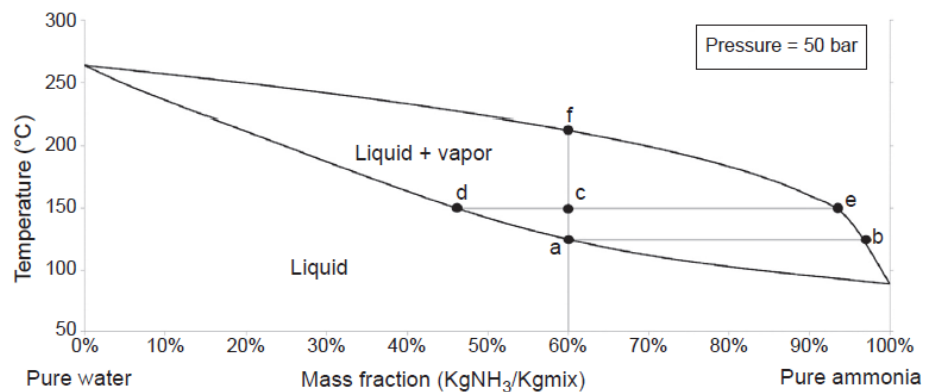
Stirlingovy motory lze mimo jiné využít s koncentrátory slunečních paprsků v solární energetice. Tyto cykly sestávají ze Stirlingova motoru, generátoru, koncentrátoru (parabolická zrcadla) a přijímače. Motor a generátor jsou umístěny v ohnisku uvnitř jednotky pro přeměnu energie PCU (Power Conversion Unit). Parabola se využívá k soustředění slunečních paprsků do přijímače, který přenáší teplo ze sluneční energie do pracovního média. Stirlingův motor poté běžně pracuje dle cyklu a schéma, jak bylo již nastíněno v předchozích částech této kapitoly a dojde k přeměně tepelné energie na mechanickou energii a k výrobě elektrické energie v generátoru. Další důležitou součástí je natáčecí systém, který neustále udržuje parabolu nasměrovanou na slunce. Jednotlivé PD jednotky se skládají do solárních polí, které vygenerují velké množství elektrické energie (samostatně dosahují desítek kW). První instalace začaly již od roku 1970 od 5-50kWe po celém světě. Mezi nejvýznamnější se řadí 25kWe jednotka Vanguard (firma ADVANCO, USA), která dosáhla účinnost konverze mezi solární a elektrickou energií cca 30 %. Z možných CSP technologií patří PD díky velikosti a tvaru koncentrátoru (paraboly) k nejvýznamnějším z hlediska koncentrace sluneční energie (koncentrační poměr – 1000-3000 oproti např. solárním věžím – 300-1000 nebo Fresnelovým reflektorům, které dosahují pouze 25-100).

- EuroDish (Francie, Itálie, Španělsko) s výkonem 10 kWe, plyn – helium
- SunCatcher (firma Stirling Energy Systems, Arizona) – první testovací 6x25 kWe (11,6 m vysoký a 12,2 m široký); v roce 2010 bylo postaveno solární pole Maricopa Solar LLC (firma Tessera Solar, Arizona) – 60x PD s celkovým výkonem 1,5 MWe s účinností 31,25 %, plyn – vodík.
- EnviroDish (Španělsko) – 2x10 kWe
- Společnosti SAIC a STM Power vyvíjí PD od roku 1993 – instalace po celé Americe o výkonu 22,9 kWe a 20 % účinností

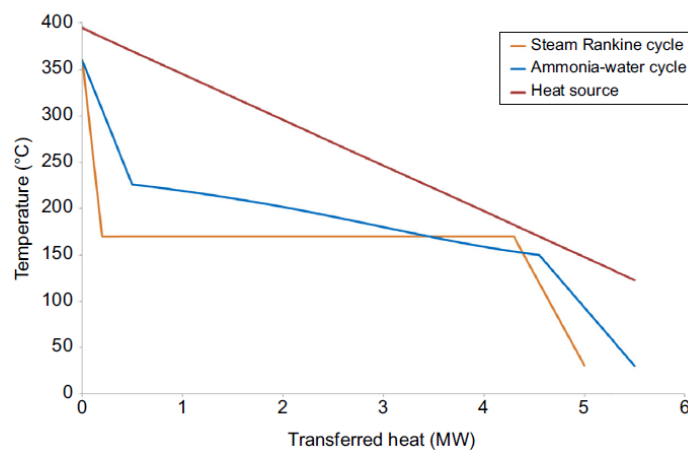
1.1.4 Kalinův cyklus

Tento cyklus je v podstatě binárním cyklem využívajícím jako pracovní médium směs vody (H_2O) a amoniaku (NH_3) v určitých koncentračních poměrech. Typ této směsi se nazývá zeotropní, což znamená, že jedna ze složek (amoniak) je těkavější než druhá a má nižší jak bod varu, tak i kondenzační teplotu.

Závislost koncentrace směsi na teplotě je znázorněna na obr. 15, kde je možno pohlížet na probíhající děje ze dvou úhlů. Buď z pohledu vypařování (počátek v bodu a), nebo z pohledu kondenzace (počátek v bodu f). Např. kondenzace je isobarická fázová změna probíhající (konkrétně na z obr. 15 při tlaku 50 bar) za stálého tlaku a za klesající teploty. Při počátku kondenzace v bodě f bude směs kondenzovat za stálé koncentrace 60% a za stálého tlaku z teploty cca 220 °C do bodu c , který má stejných podmínek nižší teplotu. Na úsečce $d-c-e$ je možno pozorovat částečně zkondenzovanou směs, která má za stále teploty cca 150 °C rozdílné koncentrace amoniaku v kapalně (d) a v plynné složce (e). Během kondenzace se snižuje teplota, roste podíl kapalně fáze na úkor fáze plynné (páry) a roste podíl amoniaku v obou fázích. Na konci kondenzace se dospěje koncového bodu a (při teplotě asi 120 °C), kdy je veškerá směs ve stavu v kapalném (stále s koncentrací 60% NH_3). (13)

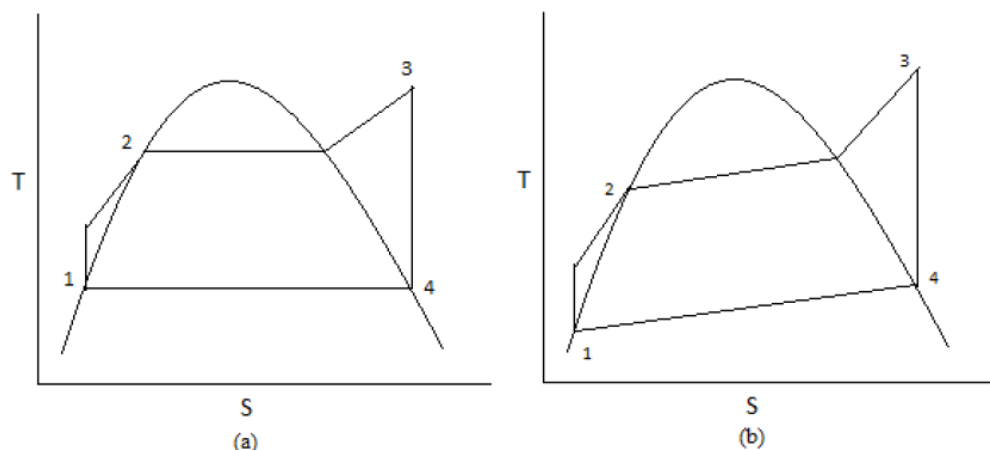


Obr. 15: Isobarická fázová změna směsi $H_2O - NH_3$ v závislosti na teplotě
Obrázek převzat z práce Macchi (13)



Obr. 16: Porovnání T-Q diagramů Kalinova a SRC cyklu
Obrázek převzat z práce Macchi (13)

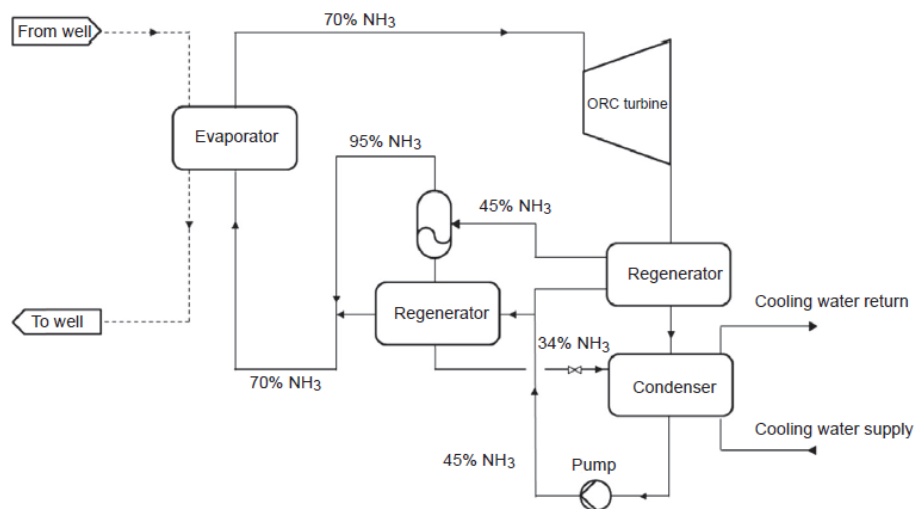
Na obr. 16 je pomocí T-Q diagramu znázorněno porovnání Kalinova a konvenčního parního Rankinova cyklu. Z tohoto diagramu, kde je vidět křivka chladnutí zdroje a křivky ohřívání, vypařování a přehřívání směsi H_2O-NH_3 a čisté vody, lze konstatovat, že Kalinův cyklus je vhodnější pro zdroje s proměnnou teplotou, jelikož dochází k rovnoměrnějšímu přestupu tepla ze zdroje do cyklu. Důvodem je, že isobarické vypařování (ani kondenzace) neprobíhá za konstantní teploty jako je to u SRC cyklu (viz obr. 17). Přitom, srovnají-li se „*Pinch-pointy*“ obou cyklů (z obr. 16), ležící mezi hranou výparník-ekonomizér a zdrojem, vyjde minimální teplotní rozdíl mezi těmito body min. $5\text{ }^\circ\text{C}$ u obou cyklů. Pinch point charakterizuje místo, do kterého se lze dostat s teplotou vypařování vůči teplotě např. spalin, které se vychlazují. Tento pevný bod také rozhoduje o množství generované páry (čím nižší pinch point, tím větší množství média). Existuje také ještě druhý bod „*Approach point*“, který se nachází na výstupu z přehříváku (zde $350\text{ }^\circ\text{C}$) a vstupní teplotou zdroje. Ten bývá min. $10\text{ }^\circ\text{C}$ a rozhoduje o teplotě generované páry ve výparníku. Dohromady tyto body ovlivňují střední logaritmický spád, a tedy velikosti výměníků (čím nižší stř. logaritmický spád, tím větší výměníky). (14)



Obr. 17: Srovnání T-s diagramu SRC (a) a Kalinova cyklu (b)
Obrázek převzat z práce Gharde (14)

Popis cyklu dle obr. 18:

- *Výparník* - odpaření směsi obsahující 70 % NH_3
- *Expanze v turbíně*
- *Ochlazení v regenerátoru*
- *Kondenzátor* – ještě před kondenzací je směs ochlazena 34% směsí NH_3 (hlavním účelem je snížení tlaku před kondenzátorem) a do samotného kondenzátoru vstupuje 45% směs NH_3 , která se vychlazuje vodou a je zkapalněna
- *Čerpadlem* je navýšen tlak
- *Průchod (pravým) regenerátorem*, kde je směs opětovně ohřáta
- *Separátor* („Flash tank“) – Proškrčení na nižší tlak a separace na ochuzenou kapalinu (34 % NH_3), která je přes škrťací ventil vpuštěna před kondenzátor a na bohatou parní směs (95 % NH_3), která se míchá s částí směsí z výstupu čerpadla. Výsledkem je 70% NH_3 , která se odpaří a pokračuje před turbínu zpět do cyklu.



Obr. 18 : Schéma Kalinova cyklu
Obrázek převzat z práce Macchi (13)

Výhodou Kalinova cyklu je podobnost se SRC cyklem a lze tedy použít stávající komponenty a znalosti z konvenčního cyklu. Oproti ORC, se kterým si konkurují, má výhodu v použitém médiu, které není tak nebezpečné pro životní prostředí a pro obsluhu jako organická média. Nevýhodami, jako jsou údržba, komplikovanost cyklu a manipulace se samotným amoniakem, se ale blíží k ORC cyklům. (13)

Obecně lze o tomto cyklu říci, že kondenzace probíhá za nízkého tlaku, proto je ve směsi pouze 45 % NH_3 . Naproti tomu jsou na vstupu do turbíny vysoké tlaky a z toho důvodu má směs při vypařování a na počátku expanze vyšší koncentraci amoniaku (70 % NH_3) viz obr. 18.

Příklady instalací:

Kalinův cyklus je výhodné využívat v geotermálních a jiných nízkoteplotních aplikacích, protože s sebou, i přes nízkou vstupní teplotu ze zdroje, nese vysokou účinnost. Dalším důvodem je, že při vyšších teplotách (cca 400 °C) se stává amoniak nestabilní a hrozí nitridace.

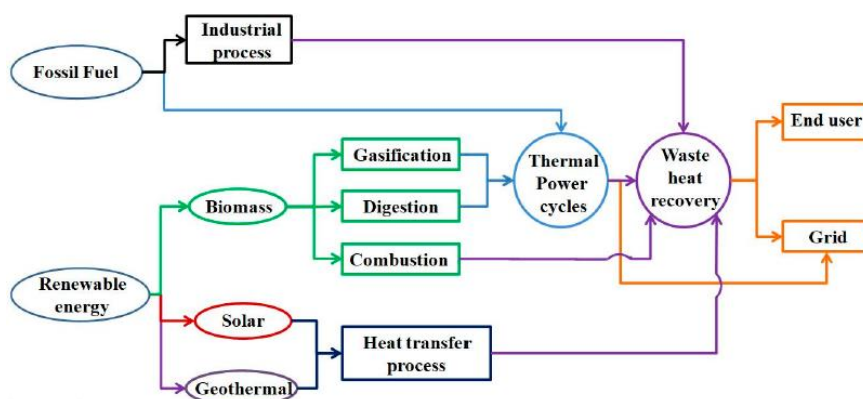
- Húsavík (Island) s výkonem 2 MWe – zdroj tepla – geotermální (solanka) se vstupní teplotou 124 °C vyhlazená na 80 °C a dále používána pro účely vytápění.
- Dle Mirolli (15) byl vypracován návrh Kalinova cyklu KCS1-2 se zdrojem tepla z cementárny
- Dle Knudsen (16) byl vypracován návrh cyklu, který byl využíval jako zdroj tepla solární energii akumulovanou v nádrži s roztavenými solemi (aby nebyla překročena teplota nestabilní oblasti 400 °C)
- Dle Singh (17) byl vypracován návrh vložení Kalinova cyklu do stávajícího cukrovaru v Indii s výkonem 16 MW, využity by byly spaliny o teplotě 160 °C a celkově Kalinův cyklus vyprodukoval navíc cca 400 kW s nepatrným navýšením účinnosti.
- Další návrhy dle Zhang (18)

1.2 WHR (Waste Heat Recovery) aplikace

Znovu využití odpadního tepla (WHR) z procesů, které by se jinak zmařilo vypuštěním do atmosféry či do kondenzátoru, lze provést ve stávajícím cyklu či využitím dalšího cyklu např. ORC, sCO₂, CCGT, Kalinova cyklu atd. a vygenerovat navíc externí elektrickou energii (případně teplo k vytápění).

Pokud by se teplo rekuperovalo lokálně, znamená to, že se pomocí spalín nebo ohřátého média na výstupu z turbíny předehřeje spalovací vzduch nebo napájecí voda na vstupu do kotle. Tím dojde ke snížení energie (tedy snížení množství paliva) potřebné k ohřátí média, zvýší se účinnost cyklu a sníží se náklady. Další výhodou WHR je v podstatě bezemisní optimalizace stávajícího i externího cyklu.

Při zařazení alternativního cyklu (např. kvůli vhodnějším termodynamickým vlastnostem pracovního média pro využití tepla o nízkém potenciálu), předávají spaliny (zdroj) svou energii přes výměník tepla a ohřívají pracovní látku externího cyklu a má to opět výhodu ve zvýšení účinnosti celého cyklu, produkce dalšího výkonu a bezemisní chod. (3)



Obr. 19: Rozdělení zdrojů tepla využitelných pro WHR
Obrázek převzat z práce Liu (3)

Na obr. 19 je schematicky znázorněno rozdělení některých zdrojů tepla. Základní dělení je na obnovitelné (Renewable energy) a neobnovitelné (Fossil fuel) zdroje, z jejichž procesů lze využít odpadní teplo pro alternativní cykly. Co se týče obnovitelných zdrojů, mezi významné zástupce z této oblasti patří spalování biomasy, solární a geotermální energie a z neobnovitelných zdrojů se využívá hlavně teplo z průmyslových procesů. (3)

Johnson (19) také rozděluje WHR zdroje dle kvality tepla, a to dle teploty zdroje (teplota využitelná pro rekuperaci nebo jako zdroj v alternativním cyklu) viz Tabulka 2:

Tabulka 2 Rozdělení WHR zdrojů dle teploty

<p>Vysoká kvalita ($>650\text{ }^{\circ}\text{C}$) nebo dle Jouraha (20) ($>400\text{ }^{\circ}\text{C}$)</p>	<p>Pece na výrobu niklu, mědi El. obloukové pece Základní kyslíkové pece Sklářenské pece Koksářenské, keramické, kupolní pece</p>
<p>Střední kvalita ($230\text{--}650\text{ }^{\circ}\text{C}$) nebo dle Jouraha (20) ($100\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$)</p>	<p>Výstup z parního kotle Výfuk plynové turbíny Výfuk spalovacího motoru Pece na tepelné zpracování, sušící pece Spaliny z cementárny - předmět této práce</p>
<p>Nízká kvalita ($<230\text{ }^{\circ}\text{C}$) nebo dle Jouraha (20)($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$)</p>	<p>Procesní pára Teplo odebrané z chlazení: -spalovacích motorů, -kompresorů, -žhacích pecí atd.</p>

U nízkoteplotních aplikací je třeba zvolit vhodný materiál a typ výměníků, jelikož při nízkých teplotách se může začít tvořit koroze, zároveň díky malým teplotním rozdílům mezi dvěma proudy budou mít výměníky velmi velké teplosměnné plochy, což bude mít dopad z ekonomického hlediska. Zároveň jsou ale nízkopotenciální zdroje velmi snadno dostupné a využívány.

Metody WHR zahrnují přenos odpadního tepla z procesu za pomoci tekutiny zpět do cyklu jako externí zdroj energie, díky němuž je vygenerován větší výkon a je dosaženo větší tepelné účinnosti. Platí, že čím vyšší kvalita tepla (tedy čím vyšší potenciál), tím větší účinnosti rekuperace lze dosáhnout.

Technologie rekuperace tepla se skládá především z různých druhů výměníků tepla:

- *Regenerátory neboli ohříváky vzduchu* (rotační, rekuperativní) – využívají potenciál spalin z nízko- a středněteplotních procesů k předehřátí spalovacího vzduchu před míšením s palivem (výfuky plynových turbín, rekuperace tepla z pecí a parních kotlů)
- *Rekuperátory a ekonomizéry* – bývají trubkové nebo žebrované tepelné výměníky, které rekuperují středně- a nízkopotenciální teplo k ohřevu kapalného média (předehřev napájecí vody)
- *Kotle na odpadní teplo* – rekuperace tepla vysoko- a středněpotenciálních výfukových plynů k výrobě páry
- *Tepelné trubice* – zařízení, které dokáže přenášet teplo přes stěnu trubky pomocí kondenzace a odpařování pracovního média (voda, aceton, metanol, čpavek)
- *Spalinový kotel* (HRSG – Heat Recovery Steam Generator) – systém několika tepelných výměníků (ekonomizér, výparník, přehřívák), který využívá teplo ze zdroje (spaliny) k ohřevu, vypaření a přehřátí jiného média (páry). Typicky je toto zařízení využíváno v paroplynových cyklech, kde je teplo z výstupu plynové turbíny BC cyklu přenášeno přes HRSG do Rankinova parního cyklu

- *Zařízení pro přímou přeměnu tepla na elektrickou energii (termoelektrické, piezoelektrické a termofotovoltaické články) – nejsou zatím tolik rozšířené kvůli nízké účinnosti*

Pro WHR je možno aplikovat i tepelná čerpadla (kompresorový chladicí cyklus, který je smyslem pracovních dějů obrácený k SRC cyklu). Skládá se z komprese chladiva, kondenzace chladiva za vyšší teploty (i tlaku) a odvodu tepla do okolí, seškrvení na ventilu následované částečným odpařením z důvodu poklesu tlaku, vypařování za nízké teploty (i tlaku) a příjem tepla z cyklu/okolí. Tepelné čerpadlo se dá tedy použít jako klimatizační i vytápěcí jednotka s využitím nízkopotenciálních zdrojů tepla.

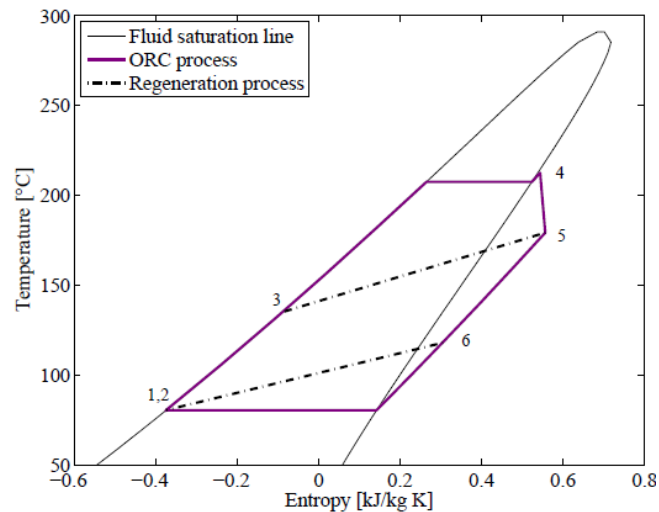
1.3 Organic Rankine Cycle (ORC)

Organický Rankinův cyklus (ORC) je uzavřený cyklus charakteru Rankinova cyklu s vodní párou, který využívá jako pracovní média organické látky. ORC je vhodný pro středně a nízkoteplotní zdroje odpadního tepla dle předchozí kapitoly, u kterých již není možno využít parní cyklus a dále pro obnovitelné zdroje energie jako jsou solární, geotermální elektrárny a spalovny biomasy. (21)

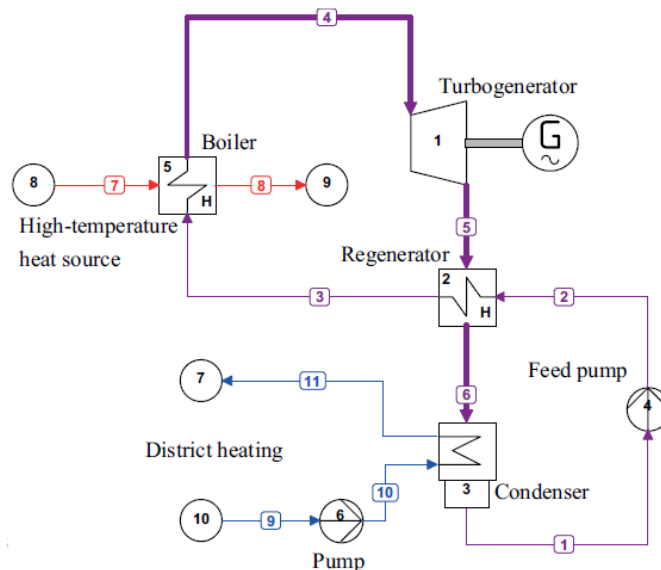
T-s diagram a schéma ORC cyklu na obr. 20 a 21:

- **1-2 Čerpadlo** – isoentropická komprese zkondenzovaného média na vyšší teplotu a tlak
- **2-3 Studená strana rekuperátoru** (výměník tepla) – přívod tepla z vyexpandovaného média 5-6 a ohřátí zkomprimovaného média před přívodem tepla z primárního zdroje
- **3-4 Výměník tepla** – isobarický přívod tepla z primárního zdroje WHR – ohřátí, vypaření a případné přehřátí pracovní tekutiny
- **4-5 Isoentropická** (dle obr. 20 polytropická) **expanze v turbíně/expandéru** a výroba mechanické energie k pohonu hřídele a výrobě elektrické energie na generátoru. Za ORC turbínou/expandérem se médium většinou nachází ve stavu lehce nebo vysoce přehřátém a v obou případech se vyplatí zařadit rekuperaci
- **5-6 → Horká strana rekuperátoru** – vyexpandované médium předává nevyužitě teplo zkomprimovanému médiu, které by se mařilo v kondenzátoru, dojde k navýšení účinnosti a výkonu cyklu
- **6-1 → Kondenzátor** (vodní, vzduchový) – isobaricko-isotermický odvod tepla z cyklu

Dle schéma je linie **7-8** vychlazování primárního média (předávání tepla pracovní látce cyklu) a **9-10-11** odebírání tepla (vychlazování) pracovního média vodou.

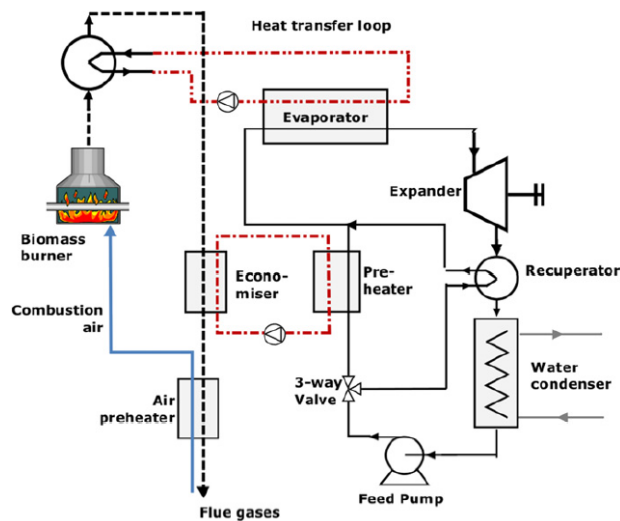


Obr. 20: T-s diagram ORC cyklu
Obrázek převzat z práce: Colonna (21)



Obr. 21: Schéma ORC cyklu
Obrázek převzat z práce: Colonna (21)

Kvůli teplotní stabilitě organického média, které by se mohlo za vyšších teplot z primárního zdroje rozkládat nebo začít hořet, se vkládá mezi primární zdroj a pracovní médium sekundární okruh s teplotně stabilním médiem (Heat transfer loop), které převádí teplo ze zdroje (v oblasti ekonomizéru, výparníku, případně přehříváku) do ORC cyklu. Přenosovým médiem bývá termální olej, který je dle tabulek CoolProp teplotně stabilní do 400°C. (21) (22)



Obr. 22 :Schéma ORC cyklu pro teplo ze spalování biomasy s vloženým okruhem teplotnosného média

Obrázek převzat z práce: Quoilin (22)

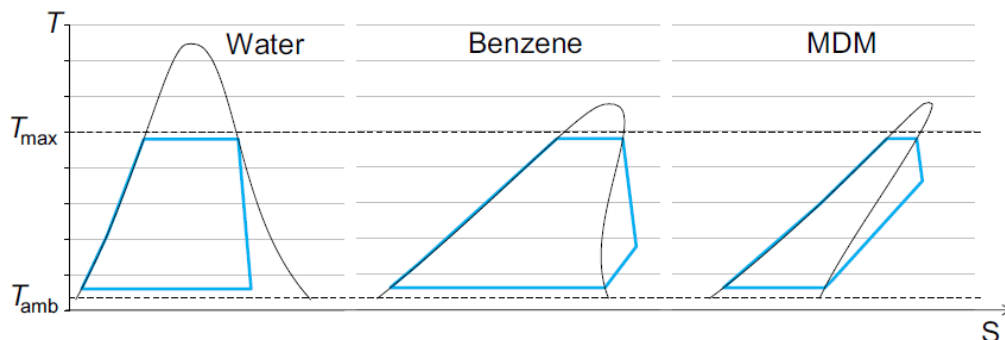
1.3.1 Rozdíly ORC a SRC cyklů

Oba cykly lze porovnat např. dle počtu atomů dle obr. 23, kde hodnotí tři pracovní tekutiny od nejjednodušší po nejsložitější molekuly. Jak se mění molekulární složitost, mění se také sklon isoentropie (expanzní část cyklu) a termodynamické vlastnosti média. Podstatným způsobem se se složitostí molekul mění Machovo číslo, které nabývá nadzvukových hodnot.

- Voda (3 atomy) – v SRC cyklu je přiváděno malé množství tepla do ekonomizéru, kde probíhá předehřev NV a zbylé množství tepla je přiváděno do výparníku, což zapříčiňuje velké množství výparného tepla a velkou teplosměnnou plochu výparníku. Pokud by se do T-s diagramu dodělala křivka chladnutí média primárního zdroje, byla by očividná míra neefektivnosti chladnutí (velký teplotní rozdíl - pinch point)
- Benzen (12 atomů) – expanzní část cyklu se nachází nad mezí sytosti a teplota na výstupu z turbíny/expandéru se nachází blízko kondenzační teploty. Přívod tepla do ekonomizéru je mnohem větší než do výparníku a zlepšuje se tak přestup tepla z primárního zdroje.
- MDM (octamethyltrisiloxan – 37 atomů) – reprezentuje pracovní látky, které disponují velkým přívodem tepla v ekonomizéru (velký výměník) a pouze malým přívodem tepla výparníkem. Z těchto 3 uvedených médií je u MDM nejmenší neefektivita chladnutí, jelikož křivka chladnutí je s ekonomizérem téměř rovnoběžná a jsou mezi nimi malé teplotní rozdíly.

Sledovaná média jsou omezena okolní teplotou (T_{amb} , např. 15°C) a maximální teplotou (T_{max} , např. 250°C). Při porovnání těchto tří tekutin pro reálné komponenty včetně rekuperace v ORC cyklech, lze přesto dosáhnout velmi podobných výkonů. MDM má kvůli vřazené rekuperaci ztráty na účinnosti, ale naproti tomu menší ztráty v přenosu

tepla ze zdroje. Voda jako druhý extrém má velké ztráty za neefektivitu sdílení tepla, ale naopak bez ztrát v rekuperátoru dožene ztráty na účinnosti. (13)

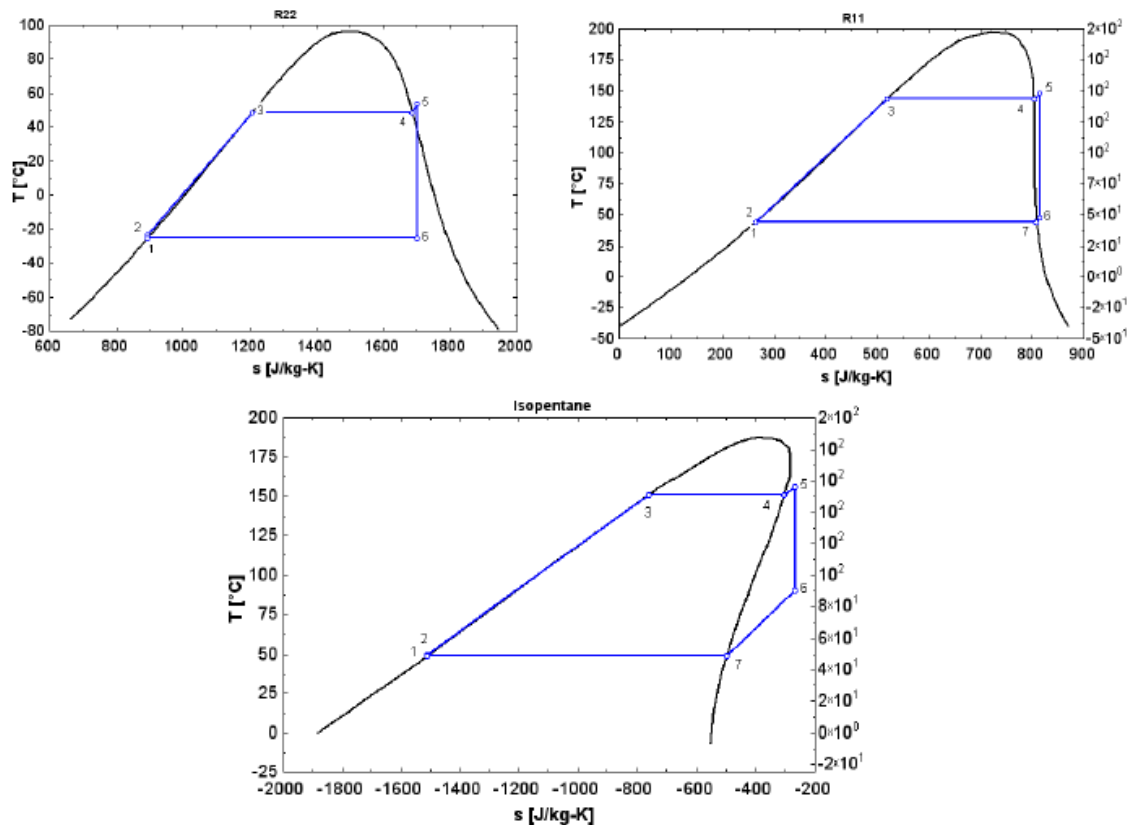


Obr. 23 : Porovnání SRC a ORC cyklu
Obrázek převzat z práce: Macchi (13)

1.3.2 Porovnání sklonu pravé mezní křivky vůči křivce isoentropické expanze

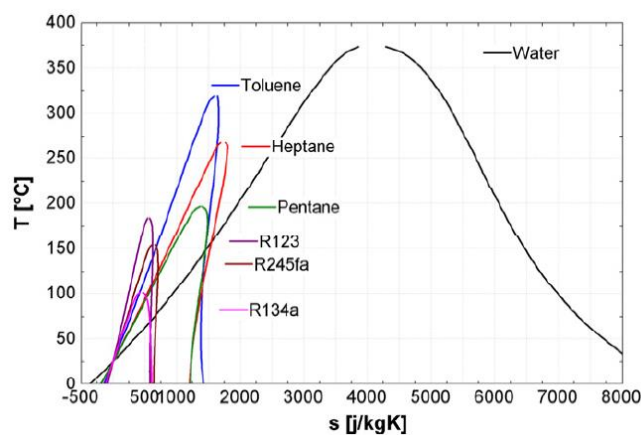
Dle použitého druhu pracovního média může být v T-s diagramu rozdílný sklon pravé mezní křivky. Dle tohoto sklonu se rozlišují pracovní tekutiny na typ:

- „Wet“ (např. R22, voda, R134a, propan) – záporný sklon isoentropy. Počátek expanze je v přehřáté páře a konec se nachází v mokré páře. Nevýhodou je jako u SRC parního cyklu možnost eroze lopatek kapičkami zkondenzovaného média.
- „Dry“ (např. toluen, isopentan, isobutan, benzen, R113,) – pozitivní sklon (inverzní k wet) isoentropy. Pracovní látky typu dry bývají nejčastější volbou pro provoz cyklu. Expanze začíná blízko meze sytosti a končí ve výrazně přehřáté páře. Toto teplo se dále využívá v rekuperátoru k předehřátí zkomprimovaného média.
- „Isentropic“ (např. R11, R12, R123, R245fa) – vertikální sklon, který je ideální, protože isoentropa sleduje sklon pravé mezní křivky. Počátek i konec expanze je v mírně přehřáté páře. Tento průběh je ale typický pro tekutiny (R11), které mají vysoké ODP (Ozone Depletion Potential), tedy index, který má s rostoucí hodnotou negativní vliv na ozonovou vrstvu.



Obr. 24: Sklony pravé mezní křivky: a) wet (R22), b) isentropic (R11), c) dry (isopentane)
Obrázek převzat z práce: Quolin (22)

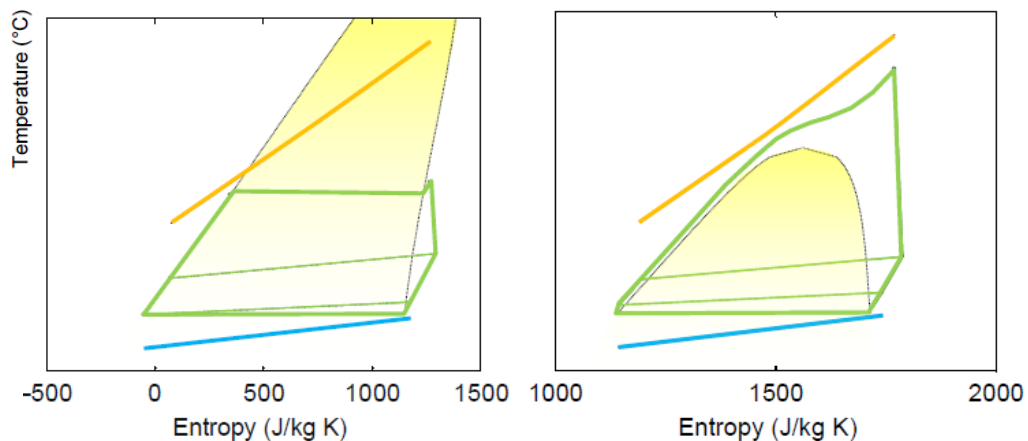
ORC a SRC cyklus lze také dále srovnávat z hlediska T-s diagramu (obr. 25), kde je porovnáno několik typických ORC médií s vodou. Kromě viditelně odlišného sklonu pravé mezní křivky, je další rozdíl v rozsahu entropie v oblasti mokré páry, která je u ORC cyklů velmi malá, z toho důvodu je potřebná entalpie k odpaření média menší. Pokud by byl ve výparníku odebírán stejný výkon pro oba cykly, musí organickým cyklem protékat mnohem větší hmotnostní průtok média než u konvenčního cyklu s vodou, což znamená větší zátěž čerpadla. (22)



Obr. 25: T-s diagram porovnání ORC s SRC cyklem z hlediska použitých médií
Obrázek převzat z práce: Quolin (22)

1.3.3 Podkritické a nadkritické ORC cykly

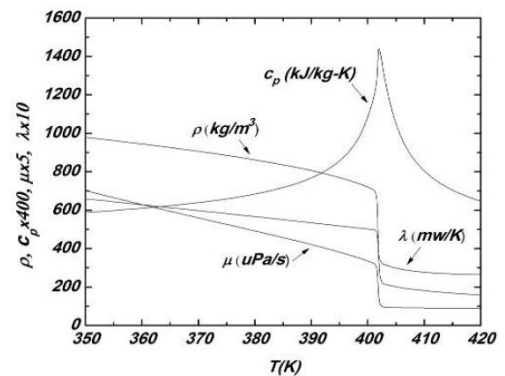
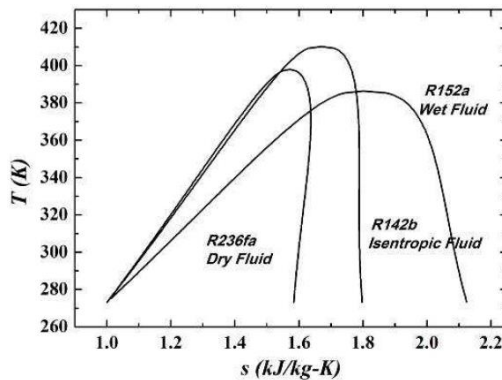
Rozdíl mezi podkritickým a nadkritickým typem cyklu (viz obr. 26) tkví v maximálním tlaku. Jakýkoliv podkritický cyklus má maximální tlak nižší než je kritický tlak a ohřev, vypařování a přehřívání média ve výměnících probíhá pod kritickým tlakem. Kritické podmínky u konvenčního parního cyklu jsou ovlivněny kritickým tlakem 22 MPa a kritickou teplotou 374 °C. U ORC médií se tyto podmínky liší dle typu použitého média.



Obr. 26 :T-s diagramy podkritického (vlevo) a nadkritického (vpravo) ORC
Obrázek převzat z práce: Macchi (13)

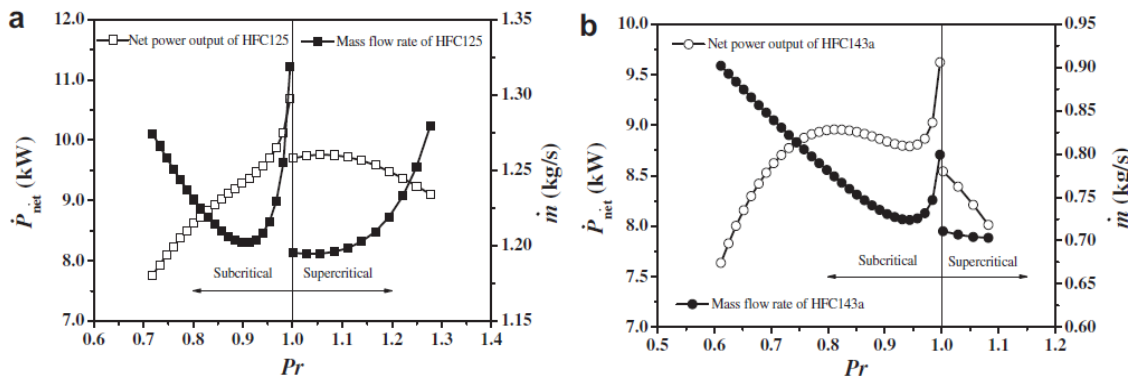
Pan (23) dokázal, že největší generovaný výkon leží právě v okolí této kritické oblasti, která je zároveň velmi nestabilní z hlediska termodynamických vlastností médií (např. hustota, tepelná vodivost, měrná tepelná kapacita atd.), které se v této oblasti prudce mění. Wang (24) ve své práci porovnal tři nízkoteplotní média typu wet, dry a isentropic ve stavu podkritickém a ve stavu blízkém kritickému bodu (tzv. Near Critical ORC). Na obr. 27 (vpravo) v oblasti kritického bodu 410 K, je zřetelný skokový pokles tepelné vodivosti, hustoty a viskozity a zároveň více než dvojnásobný nárůst měrné tepelné kapacity (izobarické).

Nejen, že je velmi náročný výběr média (viz kapitola 1.3.5), ale po konečné volbě je nutno určit, jak „vysoko“ lze s tlakem jít tak, aby se médium nenacházelo v nestabilní oblasti. Trela (25) ověřil, že hranice okolí kritického bodu NRB (Near-critical Region Boundary) má pro každý typ média rozdílnou hodnotu. Autor uvádí několik zkoumaných tekutin a jejich poměry tlaků, které udávají rozsah kritické oblasti pod a nad kritickým bodem. Např. pro CO₂ udává rozsah mezi $0,35 < p/p_c < 2,46$, R143a má rozsah $0,55 < p/p_c < 2,18$ nebo dle Wang (24) pro R142b je poměr tlaků $0,64 < p/p_c < 1$.



Obr. 27 : Chování pracovních médií v podkritickém stavu a v blízkosti stavu kritickému
Obrázek převzat z práce: Wang (24)

Na obr. 28 jsou znázorněny diagramy závislosti výkonu (P_{net}), hmotnostního průtoku (\dot{m}) na vertikálních osách a tlakového poměru (Pr) na horizontální ose pro dvě pracovní tekutiny. U podkritického ORC nejprve množství s rostoucím tlakovým poměrem klesá, až přejde do nestabilní oblasti ($Pr = 0.9 - 1$), kde prudce naroste. Výkon naproti tomu konstantně roste a v okolí kritického bodu až skokově. Na obrázku vpravo u jiného média má ale výkon odlišný průběh, kdy v nestabilní oblasti nejdříve mírně poklesne a poté skokově vzroste. Nadkritická oblast na podkritickou nenavazuje a skokově se snižuje výkon i množství média. S dalším vzrůstem tlakového poměru výkon obou látek klesá a potřebný průtok roste pouze u média vlevo.



Obr. 28 : Chování pracovních médií v podkritickém a nadkritickém stavu pro dvě různá média
Obrázek převzat z práce: Pan (23)

Tato fakta tedy potvrzují, že oblast blízka kritickému bodu je abnormální a termodynamické vlastnosti, výkon i hmotnostní průtok se v ní skokově mění a nelze je brát za jednoznačné a směřodaté. Z tohoto důvodu je pro zaručení pravdivosti dat a správné předpovědi chování cyklu spolehlivější pohybovat se s tlakem dostatečně daleko od nestabilní oblasti v okolí kritického bodu.

Podkritické ORC cykly jsou používanějšími než nadkritické cykly (sORC), přestože jsou schopny dosáhnout vyšší účinnosti než cykly pod kritickým tlakem a mají mnohem efektivnější přestup tepla z primárního zdroje díky nízkému teplotnímu rozdílu (pinch pointu) mezi médii. Důvodem jejich malého využití je právě vyšší tlak, který zapříčiňuje vyšší nároky na materiál všech komponent, a tedy dražší jednotky. Konkurentem nadkritických ORC cyklů jsou nadkritické CO_2 cykly. (23)

Pilotní vystavěné jednotky sORC viz Tabulka 3 dle Lecompte (26):

Tabulka 3 Reálné nadkritické ORC jednotky-dle společnosti, místa výstavby, typu aplikace, pracovního média, výkonu (kW) a roku výstavby, převzato z práce: Lecompte (26)

Plant/Company Name	Country	Type	Working Fluid	Output (kW)	Year of Commissioning
Granite Power	Australia	Solar	GRANEX ^R	30	2014
TAS	USA	Geothermal	R134a	22,000	2012
Atlas Copco	Canada	Waste Heat	Butane	7500	2012
Turboden	Italy	Geothermal	-	500	2012
San Emidio	USA	Geothermal	R134a	8000	2013

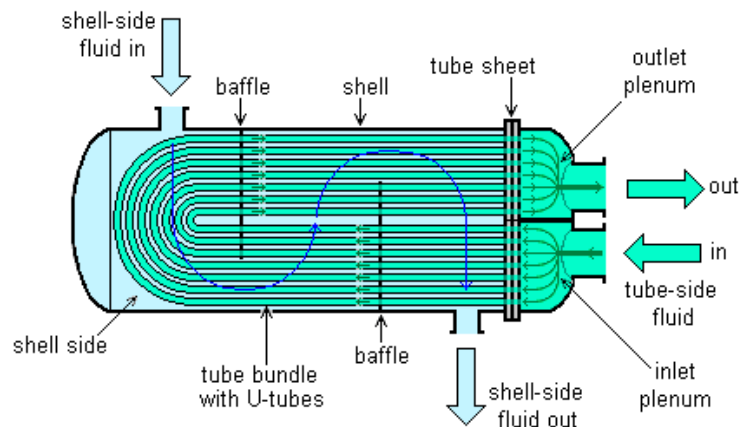
1.3.4 Komponenty

Tepelné výměníky

Výměníky tepla se v ORC cyklu objevují hned na několika místech, a to při přívodu tepla z primárního zdroje, při odvodu tepla z cyklu (kondenzátor) a při rekuperaci tepla mezi vyexpandovaným a zkomprimovaným médiem (rekuperátor). Návrh výměníků závisí na aplikaci, provozních parametrech cyklu a na typu pracovní látky. Konstrukce výměníků pro organická média je velmi podobná s parními výměníky, rozdíl bývá v použitých materiálech. U podkritických cyklů jsou výměníky koncipovány do 3 částí: ohřívák (ekonomizér), výparník, přehřívák, na rozdíl od nadkritických cyklů, kde fázový přechod probíhá kontinuálně, jsou použity průtočné tepelné výměníky. Nejběžnějším používaným konstrukčním materiálem bývá nerezová ocel a její slitiny, případně titan. Výměníky tepla jsou často největšími a nejnákladnějšími komponentami v cyklu.

Nejčastěji používanými typy výměníků jsou trubkové, hlavně pro přestup ze zdroje tepla a pro kondenzátory, u rekuperátorů se využívají také, ale s žebrovanými trubkami. Případně se také volí pro určité typy aplikací deskové výměníky.

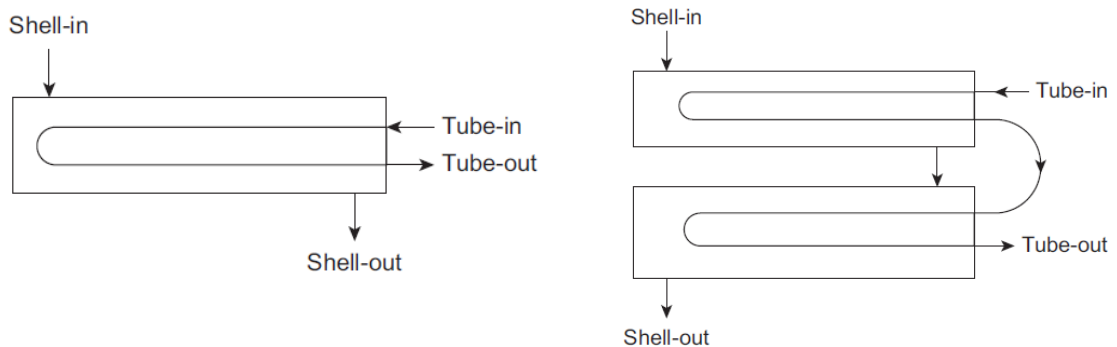
Trubkové ohříváky lze dále dělit především na vlásenkové (s U-trubkami) viz obr. 29 a přímotravné (s rovnými trubkami), kolektorové (pro velké průměry trubkovic a vysoké tlaky). Výhoda použití vlásenkových (U-trubkových) výměníků tkví v kompenzaci teplotních dilatací, jelikož se vlásenky mohou volně ohýbat v plášti ohříváku (oproti přímotravným, které jsou napevno z obou stran uloženy v trubkovicích), jsou levnější a vhodnější pro vyšší tlaky než přímé trubky. (13) (27)



Obr. 29: Výměník tepla s U-trubkami
Obrázek převzat z práce: Stewart (27)

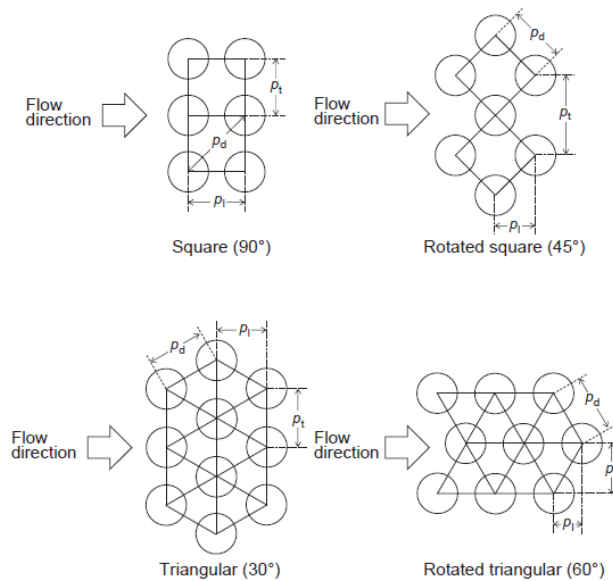
Na obr. 29 je znázorněn podélný řez tepelným výměníkem (např. rekuperátorem) s vlásenkovými trubkami. Zelenými šipkami In/Out jsou znázorněny vstupní/výstupní hrdla zkomprimovaného organického média (v konvenčním cyklu-kondenzátu, napájecí vody). Za/před vstupním/výstupním hrdlem jsou vodní komory (např. válcové, polokulové), kde se shromažďuje kapalina. Ta pokračuje z vodní komory trubkami, kde dojde k jejímu ohřátí přehřátým vyexpandovaným médiem a horká kapalina vystupuje z výměníku zpět do cyklu. Vstupní modrou šipkou je naznačen vstup přehřátého organického média a vystupující modrou šipkou odvod ochlazeného topného média. Jednotlivé trubky jsou zaválcovány a zavařeny do tzv. trubkovnice (tube sheet) a napříč vyztuženy podpěrnými stěnami (baffle). Trubkovnice je ocelová deska o tloušťce 40–50 mm, ve které jsou vyvrtány otvory pro uchycení teplosměnných trubek a má za úkol oddělit parní prostor ohříváku od prostoru vodní komory. Povrch výměníku tvoří plášť (shell) a celý výměník bývá uložen vertikálně (na patkách) či horizontálně (na sedlových podporách). Dalšími integrovanými plochami těchto výměníků mohou být srážače přehřátí či podchlazovače.

Příklad uspořádání tahů je na obr. 30, vlevo je příklad dvoutahového neděleného vlásenkového ohříváku a vpravo čtyřtahového neděleného vlásenkového ohříváku. (27) (28)



Obr. 30: Typy uspořádání U-trubkových výměníků – dvoutahový, čtyřtahový
Obrázek převzat z práce: Forsberg (28)

Výměníky mohou být děleny dle směru proudu tekutiny na souproudé a protiproudé a možné tvary trubkových svazků jsou znázorněny na obr. 31. Nejvíce využívaná uspořádání jsou pod úhlem 90° , 45° , 30° a 60° a jsou charakterizovány roztečí p_t (transverse - příčnou), p_d (diagonal – úhlopříčnou/diagonální) a p_l (longitudinal – podélnou). Rozteč je dána vnějším průměrem trubky, ke které se připočte až 7 mm (za stěny trubky). Na tvaru svazku záleží hlavně kvůli vhodné distribuci média (tak aby bylo dosaženo co nejnižších tlakových ztrát) a dále kvůli kompaktnosti výměníku. (13)



Obr. 31: Tvary trubkových svazků
Obrázek převzat z práce: Macchi (13)

- Kondenzátor

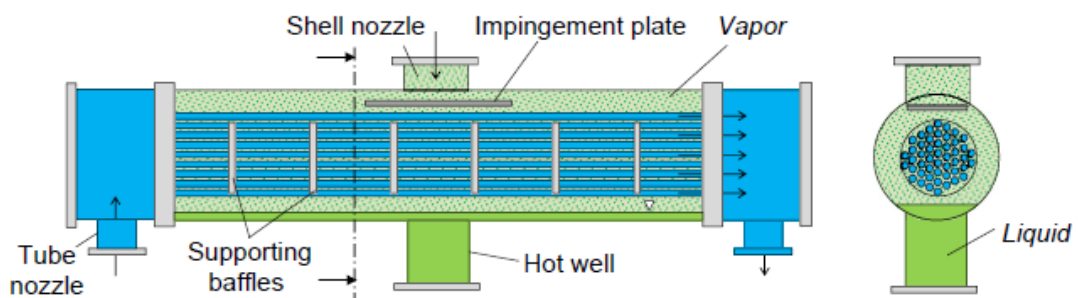
Zařízení, které slouží k uzavření tepelného cyklu, odvodu tepla z kondenzující páry, vytvoření požadovaného vakua, a tím prodloužení expanze páry v turbíně (což znamená vygenerování většího výkonu a větší tepelnou účinnost). V kondenzátoru probíhá děj zvaný kondenzace, při kterém je páře odebráno teplo chladivem (např. vodou, okolním vzduchem), a tím dojde ke změně skupenství na kapalné. Teoreticky probíhá tento děj za konstantní teploty a tlaku.

Kondenzátory mohou být dvojího typu (dle aplikace): směšovací a povrchové. Směšovací kondenzátory lze běžně vidět u geotermálních elektráren s parní turbínou a povrchové jsou využívány jak v konvenčních cyklech s vodní párou, tak v ORC. Povrchové kondenzátory se dále rozdělují na vodní a vzduchové (ACC – Air Cooled Condenser)

U kondenzátorů chlazených vodou (obr. 32) jsou od sebe chladící médium a pára odděleny teplosměnnými trubkami, přičemž chladivo proudí uvnitř trubek a přehřáté médium (pára) je obtéká a kondenzuje na jejich povrchu. Chladící voda přitéká a odtéká hrdly (tube nozzle), kde se nejprve shromažďuje ve vodních komorách a dále protéká do teplosměnných trubek. Přehřáté médium (pára) je přiváděno hrdlem (shell nozzle) kolmo na plášť kondenzátoru a po zkondenzování odtéká kondenzát do sběrače kondenzátu, kde se akumuluje a dále pokračuje do čerpadla a cyklus se opakuje. Přímé teplosměnné trubky

(zde jsou přímé kvůli snazšímu čištění) musí být napříč kondenzátorem podepřeny výztuhami (supporting baffles) a jsou z obou stran upevněny v trubkovnicích.

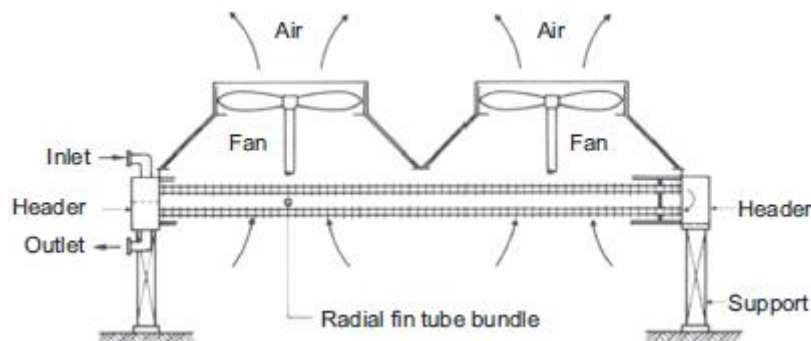
Umístění kondenzátoru vzhledem k turbíně bývá axiální/radiální/boční. Záleží např. na dispozici strojovny a typu kondenzátoru. Nad/před kondenzátorem bývá umístěna nástavba, do které lze umístit např. nízkotlaký ohřívák či rekuperátor. Tvar trubkového svazku je nejčastěji pod úhlem 60° a uvnitř teplosměnného svazku bývá zařazen chladič parovzdušné směsi, který má za úkol ohraničovat oblast, ve které se nachází směs s vyšší koncentrací vzduchu (vzniká kvůli kondenzaci parní složky), a také dokondenzovat zbylé páry. Z chladiče parovzdušné směsi odchází nezkondenzovatelné plyny do vývěv. (13)



Obr. 32: Vodou chlazený kondenzátor
Obrázek převzat z práce: Macchi (13)

U vzduchových kondenzátorů (obr. 33) naopak pára kondenzuje uvnitř teplosměnných trubek a okolní vzduch ji ochlazuje vně. Používají se dva konstrukční typy, a to víceřadé uspořádání (MRC-multi-row) a jednořadé uspořádání (SRC-single-row). MRC je nejčastěji tvořen čtyřmi řadami teplosměnných žebrovaných trubek a první řada se nazývá deflagmátor, na který je vyvíjen největší nápor.

Kondenzátory chlazené vzduchem jsou mnohem větší, hlučnější (díky ventilátorům) a dražší oproti vodním kondenzátorům. Naproti tomu u vodních kondenzátorů je třeba mít k dispozici zdroj chladicí vody. Vzduchové kondenzátory se používají hlavně v lokalitách, kde není přístup ke zdroji vody (např. pouště) (13)

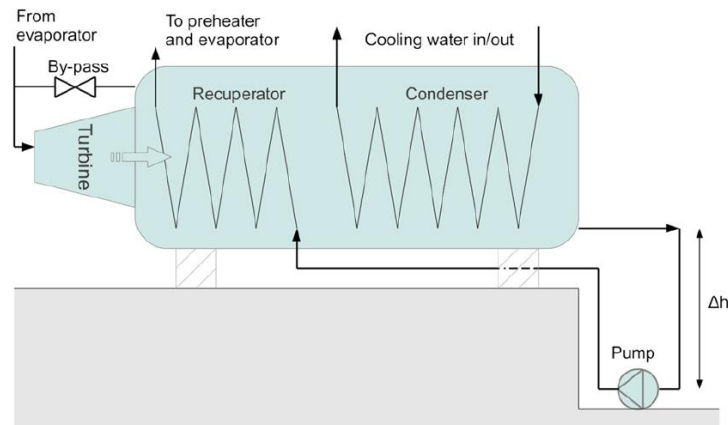


Obr. 33: Vzduchový kondenzátor
Obrázek převzat z práce: Macchi (13)

- Rekuperátor

V rekuperátorech jsou obě tekutiny odděleny nepropustnou stěnou bez vzájemné kontaminace a teplo se přenáší konvekcí a kondukcí přes stěnu. Organické zkapalněné médium proudí uvnitř výměníku a horké organické páry vně.

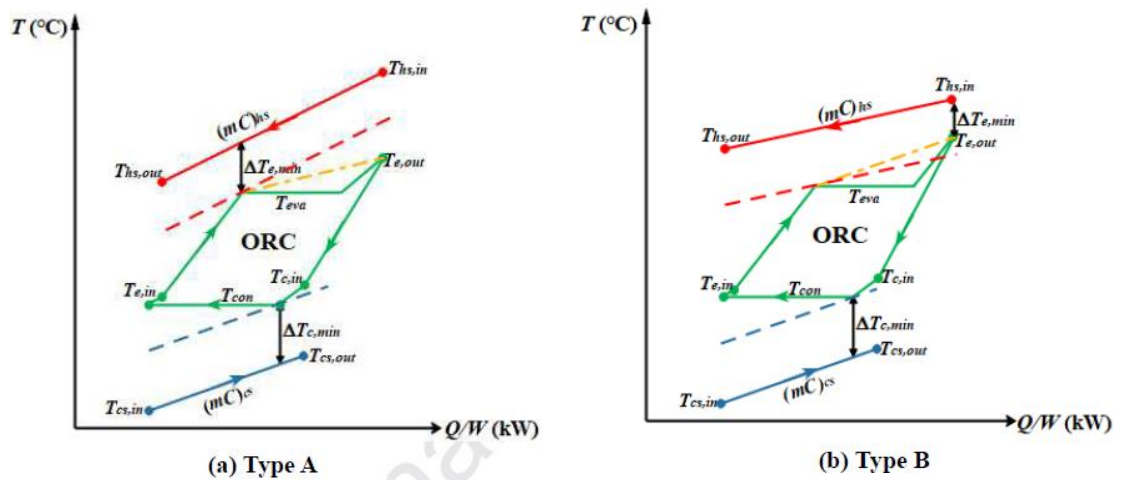
Tento typ tepelného výměníku je zvláště důležitý ve vysokoteplotních aplikacích, kdy je třeba převádět teplo mezi vyexpandovaným přehřátým médiem, jehož teplo by se jinak mařilo v kondenzátoru, a zkomprimovaným médiem před přívodem tepla z primárního zdroje. Dosáhne se zvýšení účinnosti cyklu (typicky 10-15 % dle Kaplana (29)) a snížení teplotních rozdílů mezi pracovní tekutinou a primárním výměníkem a mimo jiné dojde i k redukci plochy kondenzátoru. Rekuperátor se konstruuje s žebrovanými teplosměnnými trubkami, kvůli zvýšení součinitele prostupu tepla na straně plynu, který bývá velmi nízký. Dalšími výhodami použití žebrovaných trubek je redukce počtu trubek (zmenšení výměníku), menší tlakové ztráty a lepší přenos tepla. Trubky mohou být žebrované např. podélně nebo s křížovým žebrováním atd. Rekuperátor bývá umístěn hned za difuzorem turbíny (případně v nástavbě kondenzátoru viz obr. 34), aby bylo docíleno co nejmenších tlakových a teplotních ztrát. (22) (13)



Obr. 34: Schéma konstrukce turbína - rekuperátor v nástavbě kondenzátoru - kondenzátor
Obrázek převzat z práce: Quolin (22)

Teplotní profil tepelných výměníků

Pinch point (PP) a Approach point (AP) jsou body, ve kterých se nachází minimální teplotní rozdíl (tzv. úzké hrdlo) mezi vychlazovaným primárním (sekundárním, pokud je vložený sekundární okruh) médiem a ohříváním pracovním médiem (viz obr. 35). PP (dle obr. a) $\Delta T_{e,min}$ je nejmenší teplotní rozdíl nacházející se na rozhraní ekonomizéru a výparníku, kdežto AP (dle obr. b) $\Delta T_{e,min}$ je minimální teplotní rozdíl na konci přehříváku proti nejteplejšímu zdrojovému médiu. Pinch point bývá minimálně 5 °C a approach point minimálně 10 °C v závislosti na typu použitých organických médií. (30)



Obr. 35: T-Q diagram teplotního profilu podkritického ORC – pohled na minimální teplotní rozdíly

Obrázek převzat z práce: Jin (30)

Na obr. 35 je mimo PP, AP ($\Delta T_{e,min}$) vidět také minimální teplotní rozdíl na kondenzátoru ($\Delta T_{c,min}$) mezi organickým zkapalněným médiem a chladivem v kondenzátoru.

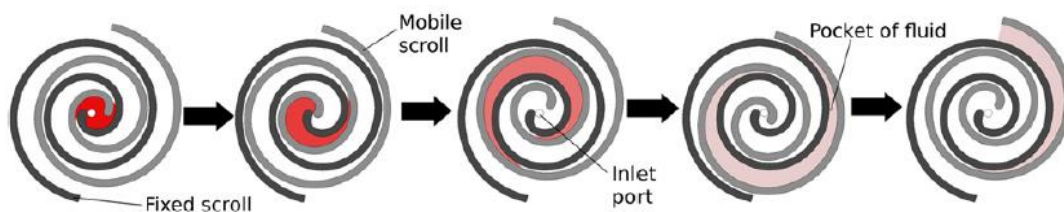
Zvýšením PP se např. zmenší množství generovaného přehřátého média a nevyužije se plně zdrojové teplo. AP se ovlivňuje teplota generovaného přehřátého média. Volba obou těchto teplotních rozdílů přímo ovlivňuje střední teplotní logaritmický spád, který potažmo ovlivňuje velikost výměníků. (30) (13)

Turbína/ expandér

ORC turbíny/expandéry bývají unikátní pro každou konkrétní aplikaci vzhledem k parametrům zdroje. Výběr typu expanzního zařízení je na základě volby pracovního média a provozních podmínek cyklu. Turbíny mohou být jednostupňové, ale častěji vícestupňové, protože dosahují vyšší účinnosti. ORC turbíny, které se běžně využívají, jsou radiální (s radiálním vstupem) a axiální vhodné pro největší výkony. Významnou výhodou radiálních turbín je možnost použít nastavitelné lopatky (IGV – Inlet Guide Vanes), které zabezpečují optimální úhel proudu a množství média na vstupu do turbíny, což znamená, že není třeba zařazovat regulační ventily. Oproti axiálním turbínám dosahují vysokých stupňů expanze (cca $\pi=10$) na jednom radiálním stupni (namísto čtyř axiálních stupňů) a používají se pro menší hmotnostní průtoky. (13)

Kromě turbín se používají různé typy pístových a rotačních objemových expandérů např. reverzní typ šroubového, spirálního, lopatkového kompresoru a Rootsova dmyhadla. Rotační expandéry jsou charakteristické sacími a expanzními komorami, které konají rotační pohyb. Médium je přivedeno středem a kapsy se postupně rozšiřují a odštěďují médium až na okraj, kde vyexpandované opouští expandér (dle obr. 36). Na rozdíl od pístových expandérů rotační nepotřebují mít regulační ventily, sání je dáno konstrukcí expandéru. Naopak pístové kompresory vykazují nižší ucpávkové úniky. Konstrukce expandérů je převzata z dlouhodobých konstrukčních zkušeností výroby kompresorů. Dle Quolina (22) se v jeho studiích zdál být nejúčinnějším spirální expandér

s účinností 70 % pro malé výkony, pro vyšší výkony (stovky kW) potom šroubový expandér.



Obr. 36: Spirální expandér
Obrázek převzat z práce: Quolin (22)

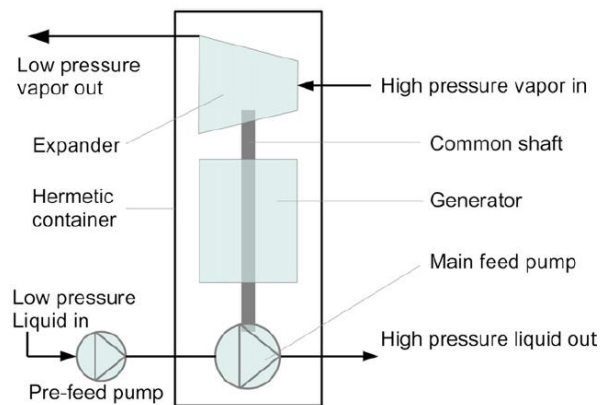
Další typ expanzního zařízení předvedla firma Exergy v roce 2009, kdy přišla na trh s tzv. „Radial Outflow Turbine (ROT)“. Jedná se o typ axiální/radiální/radiálně-axiální turbíny s radiálním výstupem, na kterou je přiváděno organické přehřáté médium kanálem do středu turbíny. Proud média vstupuje ve směru dle typu turbíny a poté se díky vřazenému kuželi otáčí a stává se radiálním. Dále probíhá expanze ve vícestupňové turbíně a za posledním stupněm následuje radiálně umístěný difuzor, který ústí (nahoru) do rekuperátoru (případně rovnou do kondenzátoru). Předchůdkyně této dnes velmi využívané turbíny jsou Parsonova (Parson, 1884) a Ljungströмова (Ljungström, 1908) turbína. (13)

Čerpadlo

Zařízení, které zajišťuje stlačení a dopravu zkondenzovaného organického média do rekuperátoru. Používají se vícestupňová odstředivá čerpadla, která na rozdíl od konvenčních cyklů spotřebovávají zhruba 20–30 % výkonu generovaného turbínou, proto je i u ORC důležitým parametrem účinnost čerpadla. Při návrhu čerpadla je třeba dbát na hodnoty pozitivní sací výšky (NPSH-Net Positive Suction Head) tak, aby bylo zamezeno kavitaci čerpadla (výrobce čerpadla určuje minimální sací výšku, která nesmí být podkročena).

Lze volit několik strategií návrhu:

Např. Triogen ve svých aplikacích s toluenem zařazuje tzv. „Pre-feed pump“, což je pomocné čerpadlo před hlavním napájecím čerpadlem, které má zajistit požadovaný tlak. NČ je spojeno přímo s hřídelem turbíny a společně s generátorem jsou tyto tři komponenty hermeticky uzavřeny, aby bylo zamezeno úniku toluenu do strojovny (viz obr. 37). Další výhodou tohoto uspořádání je snížení ztrát energie, protože není třeba k čerpadlu pořizovat elektromotor. (22)



Obr. 37: Schéma konstrukce hermetické obálky (turbína, generátor, čerpadlo) společnosti Triogen pro zamezení úniku média (toluen)
Obrázek převzat z práce: Quolin (22)

Ucpávky

U radiálních turbín se používají pro hřídelové ucpávky tzv. „Gas-lubricated mechanical face seals“ neboli plynem mazané bezkontaktní čelní ucpávky (suché ucpávky), u kterých se zamezuje úniku média těsnícím plynem. Nevýhodou je míšení těsnícího plynu s organickým médiem (případně kontaminaci pracovního média inertním plynem), a proto musí být vřazena další komponenta, a to regenerátor těsnícího plynu, který opět oba plyny oddělí. Kromě suchých ucpávek mohou být použity také mechanické olejem mazané ucpávky. Ty mají ovšem řadu nevýhod, a to např. vznik tepla v důsledku tření mezi hřídelem a těsněním, což vede k omezení otáček rotoru, ale jsou levnější variantou oproti suchým ucpávkám. Vnější ucpávky jsou běžně labyrintové jako u konvenčních turbín. (13)

Ložiska

Konvenční olejová ložiska se používají pouze v případě, že zařízení není hermeticky uzavřeno. Při konfiguraci, kdy je turbína s generátorem (včetně ložisek) hermeticky uzavřena, je možnost využít speciální elektromagnetická ložiska nebo v případě, že má médium dobré mazací vlastnosti, se dají navrhnout speciální ložiska mazaná přímo pracovní tekutinou (v plynném i v kapalném stavu). (21)

Jednou z možných alternativ jsou foliová ložiska, což jsou speciální aerodynamická ložiska mazaná plynem, která najdou uplatnění ve vysokoteplotních aplikacích a ve vysokootáčkových dílech. (31)

1.3.5 Pracovní média

Správný výběr pracovního média je jedním z nejdůležitějších bodů návrhu ORC k dosažení co nejvyšší teplené účinnosti cyklu. Pracovní tekutiny lze vybrat z dlouhého seznamu kandidátů, jako jsou uhlovodíky (alkany, areny), alkoholy a étery, siloxany, chladiva a lze je použít jak v čisté formě, tak jako směsi. (13) (32)

Mezi hlavní kritéria výběru pracovního média patří (dle Darvish (33) a Quoilin (34), (22)):

- Vliv na životní prostředí, a to zejména parametr poškozování ozónové vrstvy (ODP - Ozone Depletion Potential) a parametr vlivu na globální oteplování (GWP - Global Warming Potential)
- Bezpečnost (hořlavost, toxicita, karcinogennost, nebezpečí při vdechnutí, žíravost...)
- Kritická teplota a tlak
- Teplotní stabilita – vlivem vysokých teplot by mohl hrozit teplotní rozklad
- Vysoká teplota vypařování a hustota par
- Nízká viskozita, vysoká tepelná vodivost, nízký bod mrazu, anti korozní
- Kompatibilní s materiály ucpávek a ostatních komponent
- Dobrá dostupnost a cena

Používaná organická média s nízkým ODP, GWP

V Tabulka 4 jsou zmíněna komerčně využívaná a studovaná média, která mají nízký ODP a GWP potenciál. V minulých letech se média s těmito potenciály o vysokých hodnotách běžně komerčně využívala, dnes už bývají nepovolena. Jedná se hlavně o skupinu chladiv (Refrigerants). V tabulce jsou uvedeny typy, které by mohly nahradit stávající závadná chladiva, která už nebude lze v budoucnu využít.

Dle známých parametrů zdroje tepla se v prvním kole návrhu pracovní tekutiny vybírá dle typu organické sloučeniny (siloxany, uhlovodíky,...), dále dle sklonu pravé mezní křivky, kritické teploty a kritického tlaku, které cyklus jednoznačně rozlišují na podkritický a nadkritický. Další důležitou veličinou je maximální teplota média a dále zdraví škodlivost (H – Health) a hořlavost (F – Flammability). Oba faktory jsou posuzovány na základě čísel 1–4 od nejméně po nejvíce závadné.

Média lze stejně jako zdroje tepla rozdělit dle teploty na vysokoteplotní (např. toluen, siloxany), středněteplotní (např. alkoholy, lineární alkany) a nízkoteplotní (např. chladiva). (22) (35)

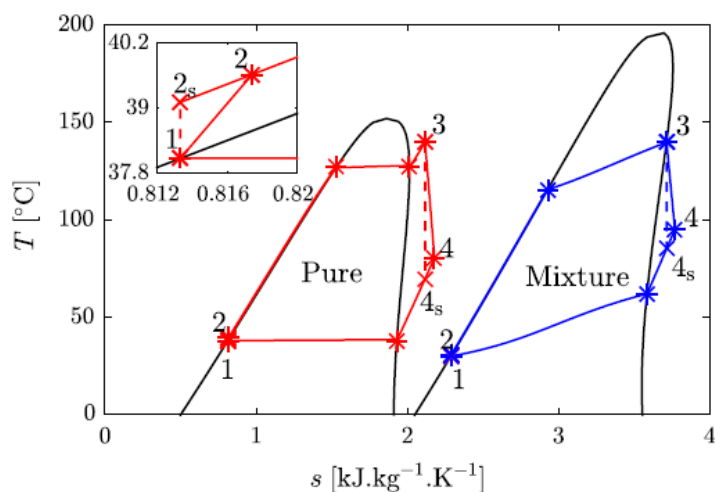
Tabulka 4 Vybraná pracovní média studovaná a komerčně využívaná pro ORC s nízkým ODP a GWP potenciálem (vlastnosti převzaty z: Macchi (13), CoolProp, ThermoFisher Scientific, Solvay Fluorides)

	Fluid	T _{crit} [°C]	T _{max} [°C]	p _{crit} [bar]	H (1-4)	F (1-4)
Linear alkanes	Propane	96,7	376,9	42,5	1	4
	Butane / iso-butane	152/135	301,9	38/36,3	1	4
	Pentane /iso-pentane	197/187	326,9/226,9	33,7/33,8	1	4
	Hexane	235	326,9	30,3	2	4
	Heptane	267	326,9	27,4	1	3
Arene	Ethylbenzene	344	426,9	36,2	2	3
	Benzene	289	476,9	49,1	2	3
	Methyl-benzene (toluene)	319	426,9	41,3	2	3
Alcohols	Methanol	240	620	82,2	1	3
	Ethanol	242	650	62,7	1	3
Siloxanes	MDM (OMTS)	246	673	19,4	1	4
	MD2M	326	673	12,3	1	2
	MM	245,5	399,8	19,51	2	4
Mixture	Solkatherm (SES36)	177,6	451,9	28,5	1	1
Refrigerants	R1234yf	94,7	410	33,8	1	4
	R1233zd	166,5	276,9	36,2	2	1
	R1234ze	109	420	36,3	1	4

Směsi

Kromě čistých tekutin (PORC – Pure ORC) zmíněných výše, lze také využít jejich směsi, které v některých aplikacích mohou být výhodnější. Tyto směsi lze klasifikovat jako zeotropní (ZORC – Zeotropic ORC) a azeotropní. Zeotropní je směs složená alespoň ze dvou látek, které mají rozdílný bod varu, kdežto azeotropní směs tvoří látky chovající se jako čisté tekutiny (PORC). Samotný Solkatherm (viz Tabulka 4) je azeotropní směs dvou tekutin – 65% chladiva R365mfc a 35% perfluoropolyetheru Galden HT 55.

Hlavním rozdílem čistých látek a směsí je fáze vypařování a kondenzace, která je běžně u čistých a azeotropních médií izotermická, ale směsi vykazují průběh neizotermický (viz obr. 38), čímž dojde ke snížení teplotních rozdílů a k efektivnějšímu teplotnímu profilu. Mimo jiné dojde ke snížení kondenzačního tlaku a k vyšším tlakům ve výparníku. Následkem je zvýšení výkonu a tepelné účinnosti cyklu. (36)



Obr. 38: T-s diagramy isotermického vypařování a kondenzace
Obrázek převzat z práce: Oyewunmi (36)

Stále se hledají vhodné kombinace čistých látek tak, aby bylo dosaženo co nejlepších vlastností směsi v závislosti na jejich poměru, volbě cyklu (nadkritický, podkritický) a následcích smíšení (hořlavost, výbušnost, toxicita směsi atd.) (13)

Lecompte (37) ve své práci porovnával zeotropické směsi např. Isopentanu-isohexanu (44/56 %), pentanu-hexanu (54/46 %) a isobutanu-isopentanu (81/19 %), který dosáhl nejvyšší tepelné účinnosti cyklu (cca 3 % proti čisté látce) při teplotách 130–160 °C, ale za cenu vyššího příkonu čerpadla. Celkově autor zjistil, že oproti čisté tekutině byla dosažena redukce ztrát v kondenzátoru o 3–6 %.

Braimakis (38) zkoumal nejprve několik čistých látek a následně jejich zeotropické směsi (n-pentan-isobutan, n-pentan-R1234ze) při různých provozních teplotách a koncentracích a porovnával je s čistými látkami za stejné teploty.

Dostupné knihovny vlastností organických médií:

Pro zjištění termofyzikálních vlastností zmíněných organických médií lze využít následující knihovny (13):

- *REFPROP* – integrované přímo do výpočetního komerčního programu Thermoflow Inc.
- *CoolProp* – volně dostupné
- *Trend*
- *FluidProp*

1.3.6 Srovnání se SRC

- Oproti SRC cyklu se při využití dry a isentropic médií při teplotě zdroje do 300 °C nemusí médium přehřívat
- ORC jednotky mohou být kompaktnější (za použití určitého typu média), kvůli vyšší hustotě média (nedosahují tak velkých měrných objemů na konci expanze)
- Voda jako pracovní médium je mnohem výhodnější z hlediska ceny, dostupnosti, životního prostředí (ODP = 0, GWP = 0), zdravotních rizik pro člověka

- Výhoda ORC v aplikacích, kde SRC cyklus nelze ekonomicky/konstrukčně použít (cca do 450 °C), z pohledu spodních teplot (cca 100 °C) mu konkuruje Kalinův cyklus
 - V případě typu pracovní tekutiny „dry“ je nutno zařadit rekuperátor, což znamená další náklady a prostor ve strojně
 - Konvenční cykly dosahují mnohem většího entalpického a tlakového spádu napříč expanzí
 - Menší počet stupňů (většinou cca do 5) oproti SRC cyklu
 - Volba expanzního ORC zařízení (dle vstupních parametrů a pro dosažení co nejlepší účinnosti)
 - U ORC médií potřeba většího množství média, což vede i k vyššímu příkonu čerpadla
- (22) (39) (13)

1.3.7 Příklady provedených instalací ORC jednotek

Princip technologie ORC byl poprvé ozkoušen již v roce 1826 T. Howardem, který jako první experimentoval s použitím éteru a alkoholu jako pracovní tekutiny v energetickém cyklu motoru. Na základě této myšlenky bylo společností Ofeldt a Esher Wyss AG postaveno několik naftových motorů. První příklad moderního ORC postavil D'Amelio v roce 1936. Tato elektrárna byla založena na jednoduchém monochloretanovém Rankinově cyklu vyhřívaném solární energií a poháněném jednostupňovou impulsní turbínou. V následujících letech byla stejná myšlenka aplikována na pár nízkoteplotních geotermálních elektráren s výkonem 2,6 kW a 11 kW. V 60. letech 20. století, na základě úvah D'Amelio, Tabor a Bronicki v Národní fyzikální laboratoři Izraele zahájili rozsáhlý výzkum potenciálních tekutin, který zdůraznil výhody použití freonů (skupina Refrigerants) s vysokou složitostí a definoval konfiguraci regenerativního nasyceného cyklu, která se dodnes široce používá. Podobné vědecké výzkumy prováděli profesori Angelino, Macchi a Gaia na Politecnico di Milano.

Tyto zkušenosti vedly k návrhu několika prototypů a k založení společností ORMAT (1964, USA, k 2016 instalováno 62,9 % z celkového počtu jednotek) a Turboden (1970, Itálie, k 2016 instalováno 13,4 % z celkového počtu jednotek), dvou společností, které jsou dodnes největšími na trhu s ORC jednotkami. Mezi další významnější společnosti mající vlastní návrhy turbín (viz Tabulka 5), patří např. Exergy (2005, Itálie, radiální turbíny) a Zuccato (radiální turbíny), Enertime a Enogia (malé a střední axiální turbíny), Triogen (Nizozemí, radiální turbíny), E-Rational (šroubové expandéry), ElectraTherm (2005, USA, dvou šroubový expandér), Atlas Copco (Švédsko, radiální turbíny) atd. (32) (13) (21)

Tabulka 5 Společnosti zabývající se výstavbou ORC jednotek - včetně počtu vystavěných jednotek a instalovaného výkonu (informace k roku 2016 převzaty z práce Tartiere (32))

Manufacturer	ORC units	Total MW	Manufacturer	ORC units	Total MW	Manufacturer	ORC units	Total MW
ABB	2	3.8	Enogia	11	0.26	Orcan	16	0.3
Adoratec	23	16.4	Enreco	1	0.15	ORMAT	1102	1701
BEP – E-rational	20	3.6	Exergy	34	300	Rank	5	0.07
Calnetix / CETY	50	6.3	General Electric	6	101	TAS	17	143
DürrCyplan	6	1.2	GMK	18	5.3	TMEIC	1	1
Electratherm	55	3.14	gT – Energy Tech	2	0.7	Triogen	37	5.2
Enerbasque	3	0.13	Johnson Control	1	1.8	Turboden	267	363
Enertime	2	1.6	Kaishan	40	27.2	UTC Power	10	2.8
Enex	1	9.3	Opcon	3	2.0	Zuccato	21	1.7

Dle Quoilin (22), Colonna (21):

- ORMAT
 - Používaná média – n-,iso-,cyklo-pentan, n-, iso- butan atd.
 - Aplikace – geotermální, solární, WHR
 - Axiální turbíny
- Turboden
 - Používaná média – Solkatherm (SES36), MDM (octamethyltrisiloxane)
 - Aplikace – spalování biomasy, WHR, geotermální
 - Axiální turbíny
- Triogen
 - Používaná média - toluen
 - Aplikace – WHR
 - Radiální turbíny (18 – 28 000 ot/min)
- Exergy (oficiální stránky <https://www.exergy-orc.com/media/download>)
 - Používaná média – isopentan
 - Aplikace – WHR
 - Radiální turbíny (ROT)

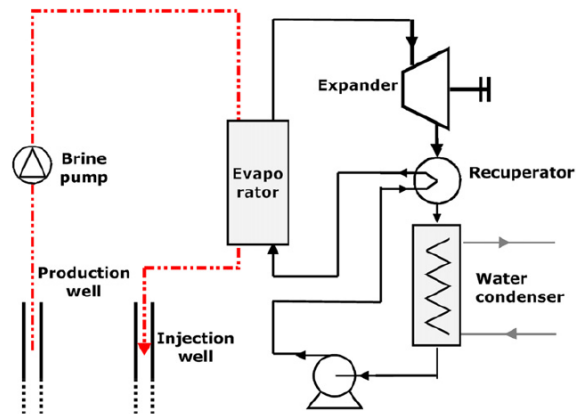
Příklady instalací dle Colonna (21), Quoilin (22):

Geotermální aplikace:

- Zunil (Guatemala) - 20MWe
- Ribeira Grande I a II (Portugal-Azores) - 14MWe
- Olkaria III (Kenya) – 120 MWe and Oserian (Kenya) – 1,8 MWe
- Ngatamariki (New Zealand) - 95 MWe
- Ostrow Wielkopolski (Polsko) – 1,5 MWe
- Pamukören (Turecko, 2013) – 4 radiální ORC turbíny, celkový výkon 67,5 MW

Exergy (<https://www.exergy-orc.com/media/download>)

- Umurlu I,II (Turecko, 2016) – 12 MWe každá jednotka
- Sarayköy 1,2, 3, 4 (Turecko, 2015-2017) – 12 MWe každá jednotka
- Sarayköy 5, 6 (Turecko, 2018-2019) – 28 MWe a 26 MWe
- Kiper (Turecko, 2017) – 12 MWe



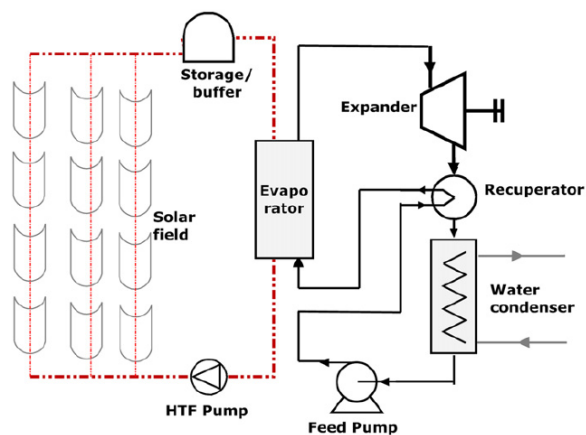
Obr. 39: ORC cyklus pro geotermální aplikace
Obrázek převzat z práce: Quolin (22)

Spalování biomasy (více než 200 jednotek) – teplota ze zdroje pod 100°C:

- Lienz (Austria) – 1 MWe
- Tirano (Italy) – 1,1 MWe
- Tagawa (Japonsko, Exergy, 2021) – 2 MWe
- Sheffield (Velká Británie, Turboden, 2017) – 6,7 MWe

Solární elektrárny:

- Saguro Desert (Arizona, od 2006) – 1 MWe, pracovní médium: n-pentan
- Ait Baha (Maroko, Turboden, 2012) – 2 MWe, 4 MWt
- Bronderslev (Dánsko, Turboden, 2018) – 3,8 MWe
- APS (USA, ORMAT, 2006) – 1 MWe



Obr. 40: ORC cyklus pro solární aplikace
Obrázek převzat z práce: Quolin (22)

WHR:

- Alesd (Romania) – 4 MWe
- Rohoznik (Slovensko) – 5 MWe
- Untervaz (Švýcarsko) – 1.9 MWe
- Riesa (Německo, od 2014) - 3 MWe
- Roeselare (Belgium, od 2012) – 1,3 MWe
- Radenthein (Germany) - 1 MWe

Turboden WHR (40)

- Cementárny

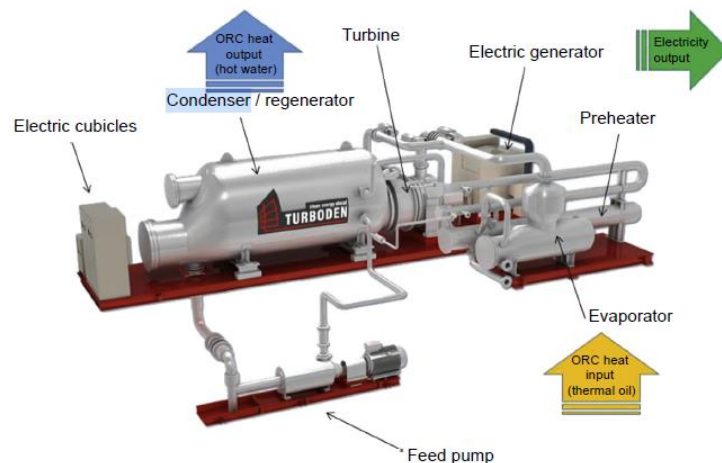
- Holcim (Rumunsko, 2012) – 4 MWe
- CRH (Slovensko, 2014) – 5 MWe
- Carpatcement (Rumunsko, 2015) – 3,8 MW
- CTP Team (Turecko, 2019) – 7 MW

- Ocelárny

- Arvedi S.p.A (Itálie, 2018) – 10 MW
- Ori Martin (Itálie, 2016) – 2,2 MW

- Paroplynové cykly (CCP – Combined Cycle Powerplant)

- HSY (Finsko, 2011) – 1,3 MWe



Obr. 41: Model vystavěné ORC jednotky (4 MWt a 1 MWe) společnosti Turboden
Obrázek převzat z práce: Macchi (13)

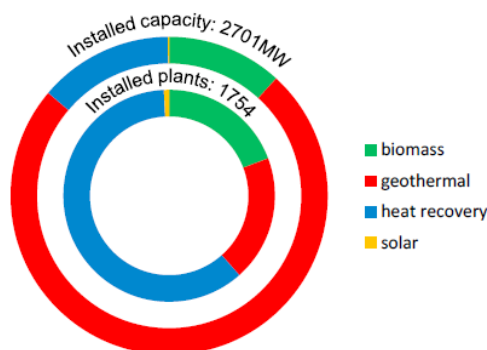
OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion)

ORC by mohl nalézt využití také pro přeměnu energie, která vzniká z teplotního rozdílu mezi povrchovou a hlubokomořskou vodou (600–1000 m) s teplotami v rozmezí 20–25 °C (v různých částech tropických a rovníkových oblastí). Pro tyto aplikace se zdá být dle experimentů vhodným pracovním médiem amoniak, případně samotný Kalinův cyklus. V ORC sféře se tento zdroj tepla zmiňuje v mnoha literaturách, avšak reálné instalace se, prozatím, díky malému výkonu a účinnosti, nedočkaly. V budoucnu by se dal OTEC optimalizovat tím, že by se k cyklu přidaly např. solární koncentrátoři, případně cyklus ekonomicky zvýhodnit připojením zařízení k odsolování mořské vody.

(21)

1.3.8 Zhodnocení ORC

Dle Tartiere (32) bylo k roku 2016 v 1754 ORC zařízeních instalováno zhruba 2700 MWe a každým rokem se staví stovky nových jednotek.



Obr. 42: Přehledový graf instalovaného výkonu a počtu ORC jednotek z pohledu zdrojů tepla (k roku 2016)

Obrázek převzat z práce: Tartiere (32)

- Geotermální aplikace – 74,8 % instalovaného výkonu, 337 jednotek
- WHR – 13,9 % instalovaného výkonu, 65 % WHR zdrojů je ze spalovacích motorů a spalovacích turbín
- Spalování biomasy – 11,3 % instalovaného výkonu

Co se týče instalovaného výkonu, tak geotermální aplikace předčí WHR, ale v počtu instalovaných jednotek jednoznačně vedou WHR aplikace, které mají mnohem více snadno dostupných zdrojů tepla.

Světovou databázi instalovaných ORC jednotek lze najít na <https://orc-world-map.org/>.

Přehled ORC jednotky z hlediska konstrukčního návrhu a výběru média viz Tabulka 6:

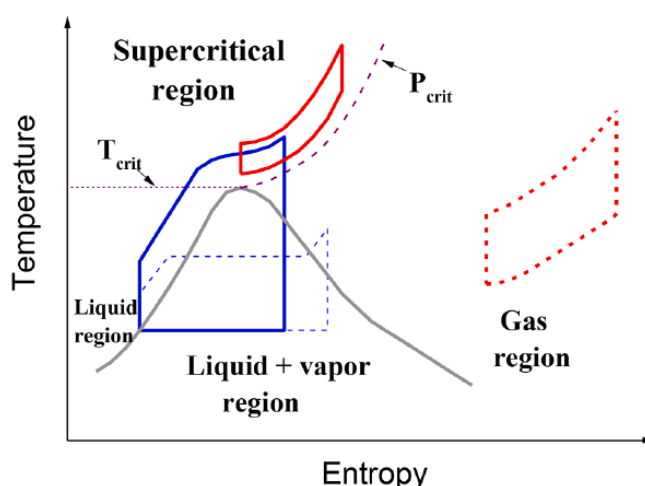
Tabulka 6 Přehledová tabulka dělení a návrhu ORC jednotek, převzata z práce: Colonna (21)

Maximální teplota cyklu [°C]	Vysoká Střední Nízká	>250 150-250 <150
Tepelný výkon	Mikro Mini Malý Střední Velký	<3 kWe 3 - 50 kWe 50 - 500 kW 0,5 - 5 Mwe > 5MWe
Pracovní média	Uhlovodíky Chladiva Siloxany Směsi Alkoholy	Alkany, aromatické
Klasifikace dle stavu média	Sytý stav média Přehřátý stav média Nadkritické médium	
Typ expandéru/turbíny	Turbína Objemový expandér	Axiální, radiální Reverzní typ šroubového, lopatkového, spirálního kompresoru
Připojení turbíny/generátoru	Přímé Nepřímé	S převodovkou
Zdroje odpadního tepla	Geotermální Biomasa Solární WHR	
Ohřátí pracovního média	Přímé Nepřímé (s vloženou sekundární smyčkou)	Termální olej
Turbogenerátor	Hermeticky uzavřen (cykly s nebezpečnými médii) „Otevřený“ (konvenční cykly)	

1.4 Supercritical CO₂ Cycle (sCO₂)

Nadkritický CO₂ cyklus je uzavřený cyklus charakteru Braytonova nebo Rankinova cyklu, jehož pracovním médiem je oxid uhličitý (CO₂) a přívod i odvod tepla jsou realizovány nad kritickými parametry. Hlavními důvody, proč zvolit tento cyklus, jsou výhody, které mohou přinést vlastnosti použitého média v oblasti blízké kritickému bodu, tedy vyšší účinnost a výkon. Při kritické teplotě CO₂ 30,98 °C a kritickém tlaku 73,8 bar lze uvažovat o širokém rozsahu nízkoteplotních zdrojů tepla.

T-s diagram sCO₂ Braytonova a Rankinova cyklu je znázorněn na obr. 43. Jak již bylo řečeno, celý cyklus se odehrává v nadkritické oblasti, takže limitujícím spodním tlakem je tlak kritický (P_{crit}) a maximální tlak bývá z konstrukčního hlediska nejvýše 200-300 bar. Z toho plyne, že tlakové poměry lze očekávat velmi nízké (okolo $\pi=2-3$, maximálně $\pi=4$) oproti konvenčnímu cyklu. Z diagramu je zřejmé, že Braytonův cyklus má oproti Rankinově pouze jednu fázi, nedochází k vypařování a ke kondenzaci. Jednou z hlavních výhod použití nadkritického cyklu sCO₂ proti např. uzavřenému cyklu s heliem je úspora kompresní práce díky vlastnostem oxidu uhličitého poblíž kritického bodu (zejména hustoty). (41) (42) (43)



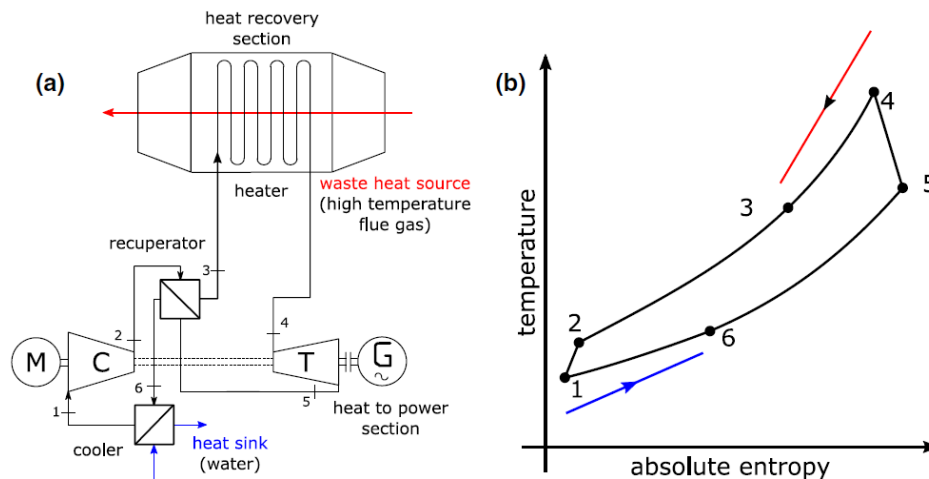
Obr. 43: T-s diagram nadkritického CO₂ Braytonova (červeně) a Rankinova (modře) cyklu
Obrázek převzat z práce: Wu (43)

Na obr. 44 se nachází (vlevo) popsané schéma a (vpravo) odpovídající T-s diagram rekuperovaného Braytonova sCO₂ cyklu.

Popis cyklu dle Marchioni (42):

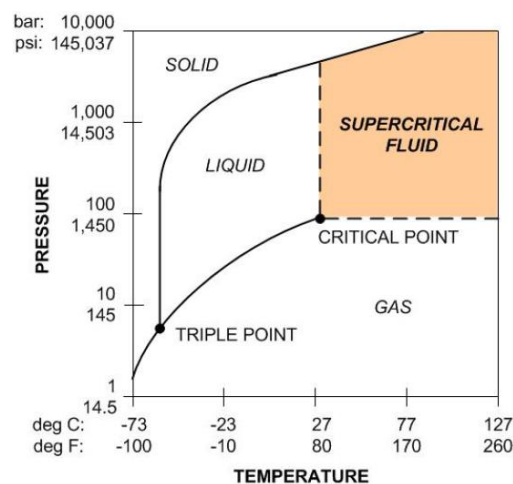
- **1–2 Kompressor** – stlačení vychlazeného média na vyšší tlaky
- **2–3 Studená strana rekuperátoru** – ohřátí stlačeného média v rekuperátoru vyexpandovaným přehřátým médiem (5-6)
- **3-4 Přívod tepla primárním výměníkem** ze zdroje (ochlazení zdroje znázorněno červenou linií – např. spaliny z WHR)
- **4-5 Expanze v turbíně/expandéru**

- **5-6** *Horká strana rekuperátoru* – odevzdání přebytečného tepla zkomprimovanému médiu (2-3)
- **6-1** – *Chladič* – odvod zbytku tepla z média chladivem (ohřívající se např. voda znázorněna modrou linií) v oblasti blízké kritické teplotě a tlaku, aby na vstupu do kompresoru byla teplota blízká kritické teplotě. To má za následek výrazné ušetření kompresní práce, než kdyby byla teplota vyšší (výhoda proti klasickému Braytonově cyklu).



Obr. 44: T-s diagram a schéma nadkritického CO₂ cyklu s rekuperací
Obrázek převzat z práce: Marchioni (42)

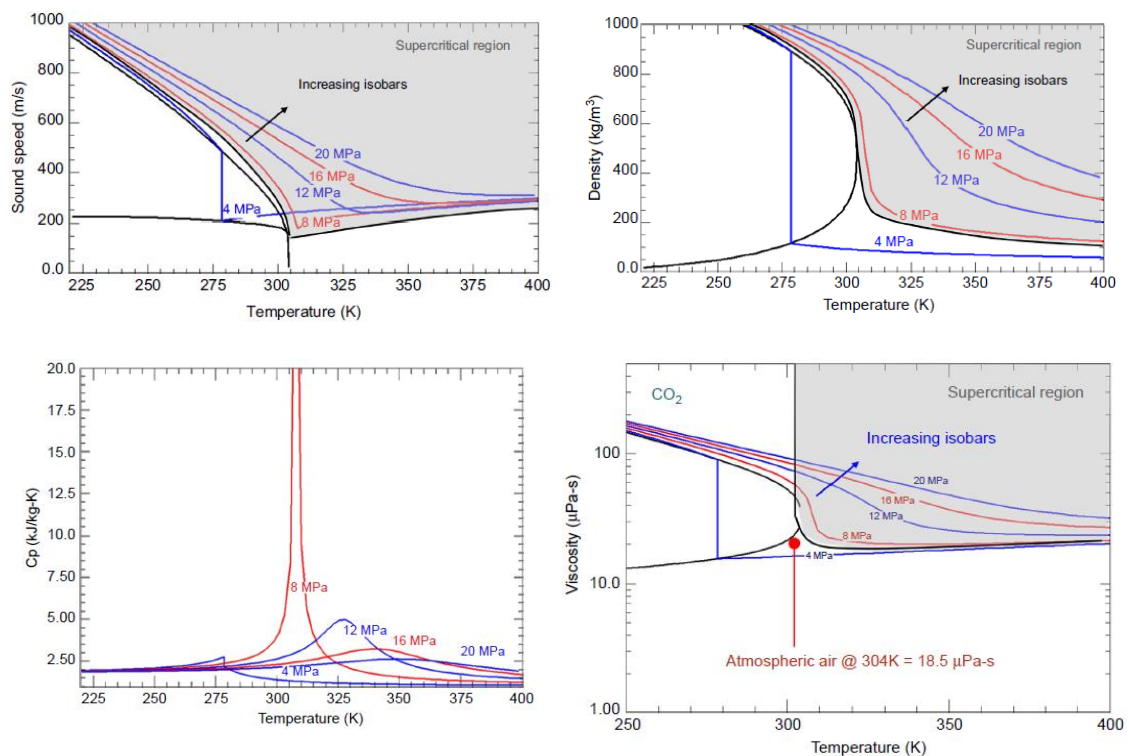
Trojný bod je místo, ve kterém se všechny tři fáze (plynná, kapalná a pevná) nachází v rovnováze. Nastává při tlaku 5,17 bar a -56,6 °C a při dalším poklesu teploty by mohlo dojít k tvorbě suchého ledu. Kritický bod (Critical point) představuje nejvyšší teplotu a tlak, při kterých může látka existovat v plynném a kapalném stavu v rovnováze. Jak je znázorněno na obr. 45, nad kritickým bodem 30,98 °C při 73,78 baru je oxid uhličitý nadkritickou tekutinou a přijímá vlastnosti plynu i kapaliny. (44)



Obr. 45: p-T diagram sCO₂ cyklu
Obrázek převzat z práce: Persichilli (44)

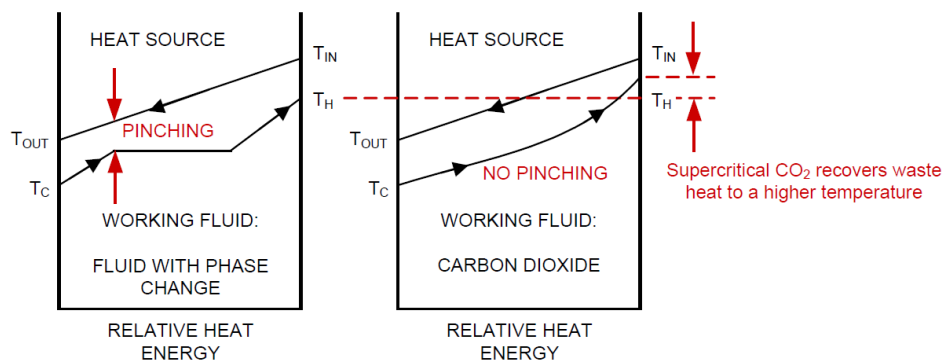
Zhodnocení CO₂ v blízkosti kritického bodu

V okolí kritického bodu, tedy v nestabilní oblasti lze jako u ORC cyklu pozorovat vychýlení některých termo-fyzikálních veličin. Nejvíce ovlivněny se opět zdají být hustota, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, dynamická viskozita a rychlost zvuku. Na obr. 46 jsou znázorněny grafy změn některých vybraných veličin – rychlosti zvuku (Sound speed), hustoty (Density), měrné tepelné kapacity (C_p) a dynamické viskozity (Viscosity) poblíž kritické teploty a tlaku a následně pro porovnání za rostoucího tlaku. Co se týče rychlosti zvuku (graf vlevo nahoře), lze pozorovat prudký pokles v nestabilní oblasti a následné vyrovnávání při zvyšování parametrů v nadkritické oblasti, další pozorovanou veličinou je hustota, která v kritické oblasti skokově klesá téměř na polovinu, ale oproti jiným plynům jako jsou např. helium či dusík je hustota blízká kapalině (vodě) a ne plynu jako u ostatních používaných médií, proto jsou tato sCO₂ zařízení kompaktnější (viz podkapitola Zhodnocení sCO₂). C_p naopak skokově roste téměř na desetinásobek, což s sebou nese výhody i nevýhody (bude zmíněno dále). Dynamická viskozita (na posledním grafu) má při kritických parametrech vlastnosti blízké vzduchu (a tedy mnohem nižší než u vody) a je opět viditelný její prudký pokles jako u hustoty. (41) (42)



Obr. 46: Změny vlastností sCO₂ poblíž kritického bodu: Rychlost zvuku, hustota, měrná tepelná kapacita a dynamická viskozita
Obrázek převzat z práce: Brun (41)

Na obr. 47 je znázorněno srovnání teplotních profilů např. SRC cyklu (vlevo), jehož médium prochází fázovou změnou a jednofázového $s\text{CO}_2$ cyklu (vpravo). Teplotní profil SRC cyklu a jeho úskalí ohledně minimálních teplotních rozdílů byl již zmíněn v minulé kapitole. Nadkritický CO_2 neprochází jako ostatní média fázovými změnami v primárním výměníku (pouze jednofázová charakteristika) a nemá tedy standardní pinch point na pomezí výparníku a ekonomizéru. Je to způsobeno vlastnostmi, které má médium v okolí kritického bodu, vliv má hlavně vysoké c_p , které zapříčiní přizpůsobení teplotního profilu $s\text{CO}_2$ zdrojovému. To znamená mnohem efektivnější teplotní profil, a tedy vyšší teploty na vstupu do plynové turbíny. (44)



Obr. 47: T-Q diagramy cyklu s fázovou změnou a $s\text{CO}_2$ cyklu
Obrázek převzat z práce: Persichilli (44)

V případě rekuperátoru se může pinch point objevit kdekoliv uvnitř (nízko – i vysokoteplotního) rekuperátoru z důvodu změn vlastností (především c_p) v okolí kritického bodu. Z toho plyne, že rekuperátor nelze jednoznačně navrhovat dle vstupní a výstupní teploty média a koncové teplotní rozdíly na obou stranách mohou vycházet velmi velké (hlavně v případech neděleného rekuperátoru na vysokoteplotní a nízkoteplotní). Je třeba dbát na návrh rekuperátoru a ostatních výměníků poblíž nestabilní oblasti, kde se vlastnosti média významně mění.

1.4.1 Možné konfigurace cyklu

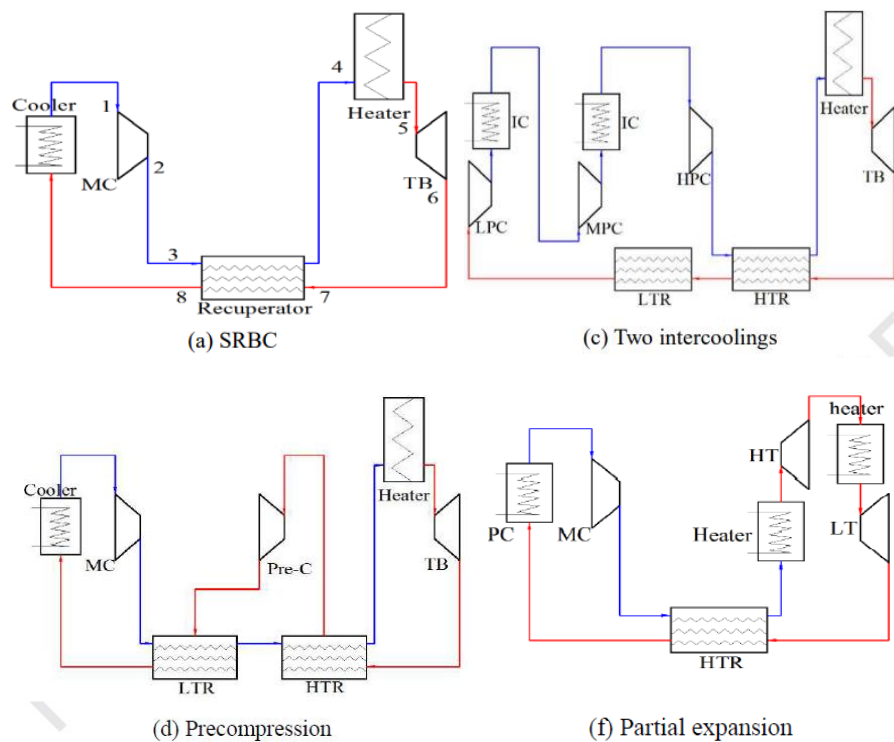
Nadkritický CO_2 cyklus může mít mnoho možností zapojení v závislosti na míře optimalizace a na provozních podmínkách. Tyto konfigurace se v první řadě dělí dle rozdělení proudů na nerozdělené (Nonsplit, Single flow) a na rozdělené (Split flow). Motivací k zavedení dále zmíněných optimalizací Braytonova cyklu je navýšení tepelné účinnosti o několik procent oproti jednoduchému cyklu. (45) (46)

„Single flow“:

- Mezichlazení (IC-Intercooling) kompresorů – zvýšení účinnosti cyklu snížením vstupní teploty kompresorů
- Předkomprese (Precompression) – vřazený kompresor (Pre-C) nízkoteplotnímu rekuperátoru (LTR)
- Přihřívání (Reheating) turbíny – zvýšení účinnosti cyklu navýšením vstupní teploty do ST turbíny

- Rekuperace (SRBC – Simple Recuperator Brayton Cycle) – zařazení rekuperátoru buď neděleného, nebo rozděleného na nízko- a vysokoteplotní pro prvotní zvýšení účinnosti rekuperací nevyužitého tepla. Pokud je cyklus sestaven pouze z jednoho neděleného rekuperátoru, hrozí, že kvůli vysokému c_p zkomprimovaného média se bude pinch point nacházet uvnitř rekuperátoru, což může jít proti účelu navýšení tepelné účinnosti. Proto se častěji zařazuje cyklus s rekompresí nebo s dělenou rekuperací, který tomuto jevu zabraňuje.
- Dělená expanze (Split expansion) – rozdělení expanze na VT a ST-NT část, zbytek cyklu může mít podobu např. rekompresie, přehřívání

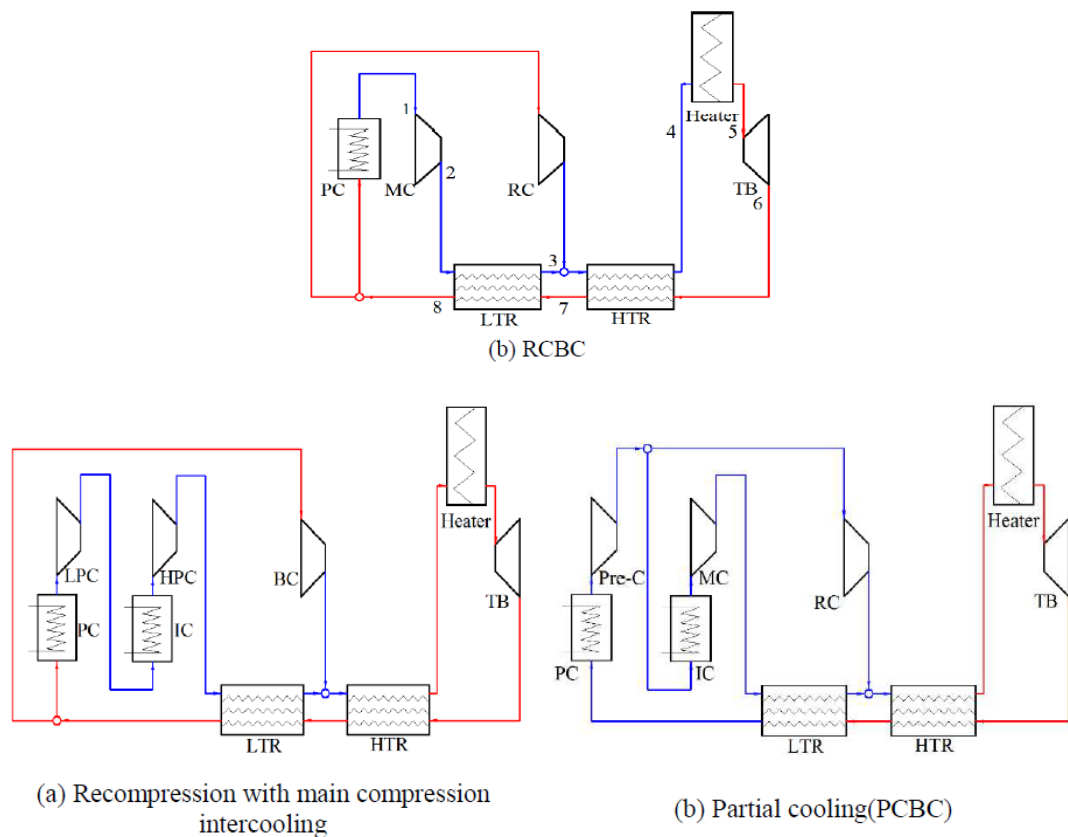
Mezichlazení a přehřívání se používají hlavně ke zvýšení účinnosti cyklu. Rekuperace, předkomprese a dělená expanze jsou odvozeny od polohy rekuperátoru/ů.



Obr. 48: Příklady konfigurací „Single flow“ sCO₂ cyklu
Obrázek převzat z práce: Liu (46)

„Split flow“:

- Rekomprese (RCBC – Re-Compression Brayton Cycle)
- Částečné chlazení (PCBC – Partial Cooling Brayton Cycle) – kombinace RCBC a předkomprese využívá výhodu vřazeného kompresoru, který činí tlak na výstupu z turbíny nezávislým na vstupním tlaku do kompresoru
- Přehřívání (Preheating)



Obr. 49: Příklady konfigurací „Split flow“ sCO₂ cyklu
Obrázek převzat z práce: Liu (46)

Značení komponent dle obrázků 48,49:

PC, IC – Precooler, Intercooler – Chladič, mezichladič

MC (Pre-C) – Multi-stage Compressor – Kompresor

LPC, HPC, BC – Low-pressure, High-pressure Compressor, Basic Compressor

LTR – Low Temperature Recuperator – Nízkoteplotní rekuperátor

HTR – High Temperature Recuperator – Vysokoteplotní rekuperátor

Na obr. 50 jsou uvedeny příklady používaných konfigurací:

a) Cyklus s rekuperací - tepelná účinnost cca 42,5%

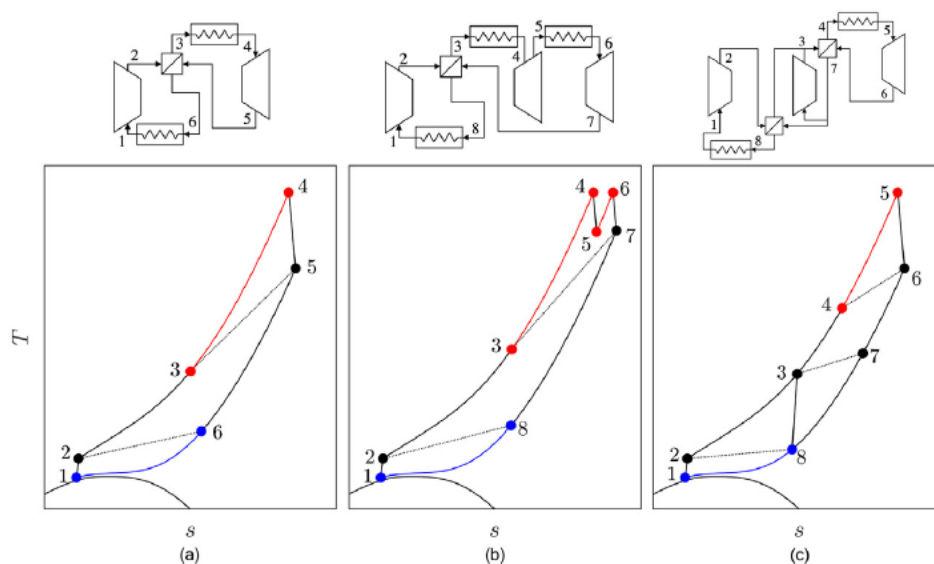
- 1-2 Kompresor
- 2-3 Studená strana rekuperátoru
- 3-4 Primární výměník
- 4-5 Expandér/turbína
- 5-6 Horká strana rekuperátoru
- 6-1 Chladič

b) Cyklus s rekuperací + přehříváním se oproti prvnímu bodu liší v expanzní části, kde se po částečné expanzi (4-5) médium přehřívá (5-6) a pokračuje v expanzi (6-7), tím dojde ke zvýšení účinnosti cyklu. Použití spíše u větších výkonů.

c) Cyklus s rekompresí – tepelná účinnost 42-50 %

- 1-2 Primární kompresor
- 2-3 Studená strana nízkoteplotního rekuperátoru
- 3-4 Studená strana vysokoteplotního rekuperátoru
- 4-5 Primární výměník (přívod tepla – červená linie)
- 5-6 Expandér/turbína
- 6-7 Horká strana vysokoteplotního rekuperátoru
- 7-8 Horká strana nízkoteplotního rekuperátoru
- 8-3 Sekundární kompresor – funkce „bypassu“ určitého průtoku před odvodem tepla z cyklu a navýšení tlaku a množství ve vysokoteplotním rekuperátoru
- 8-1 Chladič (odvod tepla – modrá linie)

Důvodem zavedení a rozšíření cyklu s rekompresí je, kromě vysoké účinnosti, že v nestabilní oblasti v okolí kritického bodu je po kompresi (1-2) velmi vysoká měrná tepelná kapacita, která je mnohem vyšší než na straně vyexpandovaného CO₂. Proto se do primárního kompresoru pouští pouze část vyexpandovaného média ke kompresi (v blízkosti kritického bodu – vyšší c_p), zbylá část se přepustí do sekundárního kompresoru (dostatečná vzdálenost od kritického bodu – nižší c_p) až na vstup do vysokoteplotního rekuperátoru, kde dochází k vyrovnání („ustabilizování“) měrných tepelných kapacit po smísení s vyexpandovanou stranou, což způsobí, že je teplotní profil mnohem vyrovnanější a nehrozí vznik pinch pointu uvnitř nízkoteplotního rekuperátoru. (47) (41)



Obr. 50: T-s diagramy různých konfigurací sCO₂ cyklu
Obrázek převzat z práce: White (47)

Výstupní teplo z plynové turbíny se dá využít také jako zdrojové pro jiné cykly. Dle Liu (46) např. pro ORC a Kalinův cyklus.

1.4.2 Komponenty

Hlavními komponentami sCO₂ cyklu jsou:

Kompresor (čerpadlo)

Používají se radiální a axiální kompresory. Výběr záleží na provozních podmínkách (otáčkách, účinnosti, hmotnostním průtoku atd.). Kompresor se dá v blízkosti kritického bodu navrhnout jako kompresor na mokré plyny (Wet gas compressor), konstrukčně je velmi blízký konvenčnímu plynovému kompresoru se zřetelem na těsnění a dynamiku rotoru. Pracuje s nejvyšší účinností v podmínkách suchého plynu (návrhový stav), a pokud dojde v blízkosti kritického bodu za určitých podmínek k tomu, že je proud dvoufázový (CO₂ je v oblasti „mokrých páry“), sníží se účinnost, dokud se proud opět nestane jednofázovým (plynným) a i během této přechodné fáze dokáže spolehlivě pracovat, což z něj činí velmi lukrativní volbu oproti suchému kompresoru. Měl by být odolnější na vibrace a na náhlé změny okolních podmínek, ale je třeba vyřešit mnohé přetrvávající slabiny, jako je například eroze. První takovýto kompresor, který stlačoval proud mokrých uhlovodíků byl nainstalován v Norsku v roce 2015. (48) (42)

Poerner (48) ve své práci porovnávala kompresory suché a mokré dle účinnosti a příkonu v délce jednoho roku a došla k závěru, že suchý kompresor má vyšší příkon a o několik procent nižší účinnost než mokrý. Mokrý kompresor může být dvojího druhu a to s vypouštěním plynu nebo bez něj. Pokud by byl cyklus optimalizován o vypouštění plynu, znamená to, že lopatky jsou vyrobeny s otvory, ze kterých je vytlačován suchý plyn, který pomáhá odstraňovat ulpívající kapky a tím se zvyšuje účinnost kompresoru.

Hřídelové ucpávky bývají nejčastěji suché, které dokáží odolat vysokým tlakům, ale nejsou schopny odolat kapalnému prostředí, proto musí být zvolena vhodná opatření, aby se kapalina nedostala až na těsnění.

Kromě primárního kompresoru se v cyklu vyskytují i jiné typy kompresorů jako je předkompresor, sekundární kompresor.

Známí výrobci kompresorů: Sundyne, Atlas Copco, GE Oil and Gas, Siemens.

Expandéry/turbíny

Vysoká hustota CO₂ zapříčiňuje malé objemové průtoky média, což má za následek kompaktnost stroje, a tedy úsporu nákladů. Dle směru proudění a expanzního poměru lze turbíny opět dělit na radiální a axiální. Dle počtu stupňů na jedno – a vícestupňové.

Velikost a konfigurace kompresoru a turbíny v závislosti na generovaném výkonu (pro nejvyšší výkony se volí axiální vícestupňové turbíny a kompresory) a zvolených otáčkách (radiální turbíny a kompresory dosahují nejvyšších otáček) je znázorněna na obr. 51:

	POWER (MW _e)						
	0.3	1	3	10	30	100	300
Speed/size [kRPM / cm]	75 / 5		30 / 14		10 / 40		3.6 / 120
Turbine	single-stage		RADIAL			multi-stage	
					AXIAL		multi-stage
Compressor	single-stage		CENTRIFUGAL			multi-stage	
					single-stage	AXIAL	multi-stage
Bearings	gas foil		hydrodynamic oil				
			magnetic		hydrostatic		
Seals	labyrinth			dry gas			
Alternator	permanent magnet			wound (synchronous)			
			gearbox (synchronous)				
Shaft	dual/multiple			single shaft			

Obr. 51: Volba kompresoru, turbíny/expandéru, ložisek a připojení ke generátoru dle otáček, výkonu a průměru
Obrázek převzat z práce: White (47)

Teploty na vstupu do turbíny mohou být v rozmezí 400-800 °C (pod konkuruje ORC), generovaný výkon činí od 300 kWe do 30 MWe (testovaných). (41) (42)

Ložiska

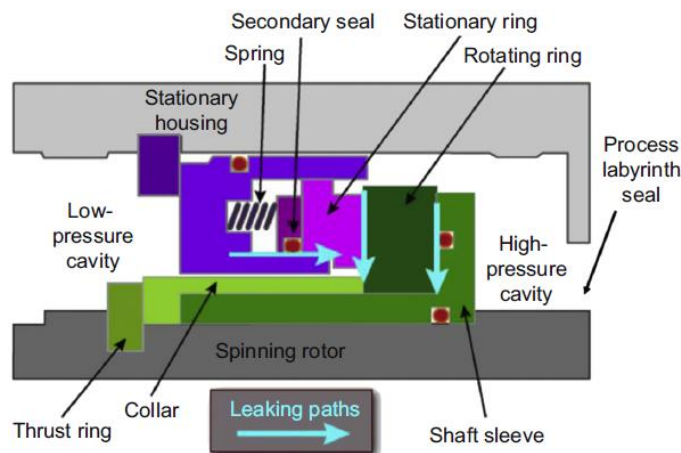
Nejčastěji hydrodynamická a hydrostatická, která jsou mazána olejem, dále aerodynamická (fóliová) a magnetická mazána pracovním médiem. Dají se volit dle obr. 51 podle výkonu, otáček a průměrů expanzního zařízení a kompresoru. Nejvíce nákladná jsou magnetická ložiska, která mají ovšem téměř nulové ztráty třením.

(41) (42)

Ucpávky

Na zatěsnění se používají suché plynové ucpávky v mnoha konfiguracích – jednoduchá, tandemová, tandemová s labyrintovým těsněním. Opět se dají volit dle obr. 51 jako ložiska. V případě, že jsou turbína, kompresor a generátor hermeticky uzavřeny, není potřeba na zatěsnění použít ucpávky.

Princip suché plynové ucpávky je popsán na obr. 52. Vyrovnávací plyn je obvykle odebraný z výtlaku kompresoru, následně filtrován, zahříván a vstříkován do těsnění před vysokotlakou dutinu (High – pressure cavity). Suchá ucpávka se skládá z pružiny (Spring) zatěžující stacionární kroužek (Stationary ring) v axiálním směru, rotačního kroužku (Rotating ring) a ze sekundárního těsnění (Secondary seal). Během provozu se díky tlakovým diferencím a tlaku pružiny posouvá stacionární kroužek k rotačnímu. Díky tenké vrstvě tekutiny mezi stacionárním a rotujícím kroužkem je generován vysoký tlak, který zamezí dotyku kroužků (bezkontaktní ucpávka). Na obrázku jsou úniky ucpávkami znázorněny modrými šipkami a oproti konvenčním labyrintovým těsněním by měly dosahovat mnohem menších úniků (díky velmi malým vůlím).



Obr. 52: Schéma suchého plynového těsnění (Dry gas seal)
Obrázek převzat z práce: Brun (41)

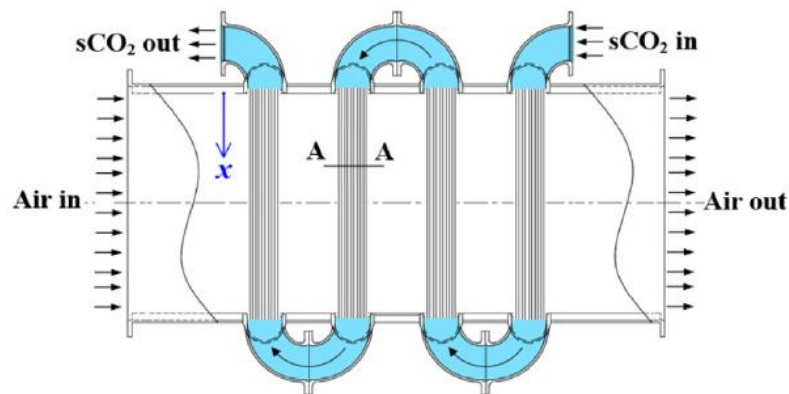
U kompresorů (a turbín před zahřátím) může CO_2 vytvářet suchý led na ucpávce a potenciálně ucpávat těsnění. Aby se předešlo této situaci, je přívod těsnícího plynu zahřátý obvykle na 80 až 100 °C, čímž se zabrání stavu suchého ledu. Pro VT ucpávky slouží vyrovnávací plyn také k jejich chlazení.

K zatěsnění konců hřídele se u kompresorů volí plovoucí kroužková olejová těsnění. V závislosti na těsnícím tlaku se stanoví počet těsnících kroužků. K izolaci olejových těsnění od pracovního média se používá vyrovnávací plyn, jenž je opět odváděn z výtlačku kompresoru jako u plynových ucpávek, ale na rozdíl od nich nemusí být plyn zahřátý. U obou typů těsnění je maximální teplota ucpávky cca 177 °C. (41) (49)

Teplené výměníky

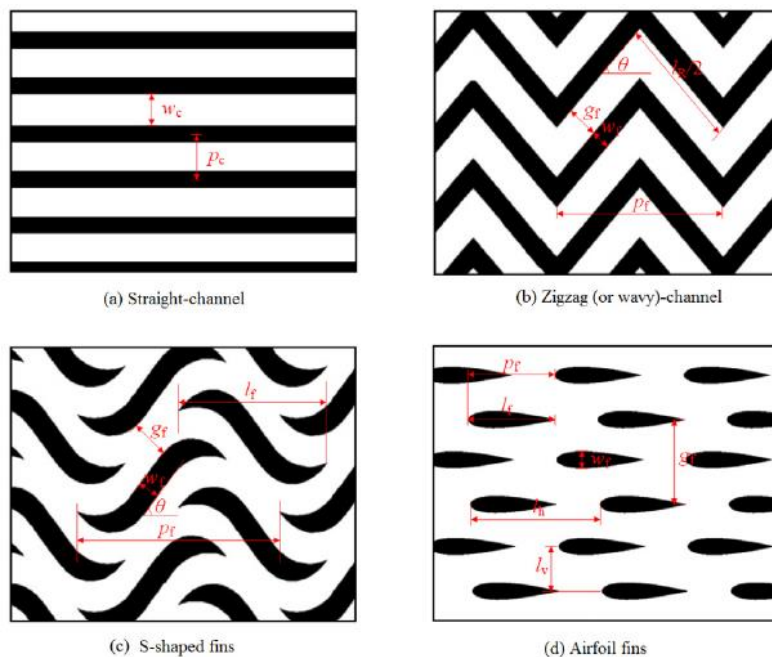
Ve fázi přívodu (primárním výměníkem) / odvodu (chladičem) tepla, rekuperace (rekuperátorem). Cena tepelných výměníků činí více než 30 % (Marchioni (42) uvádí až 80 %) veškerých nákladů, proto se dělají nejrůznější optimalizace jejich velikosti, která činí několikanásobek velikosti turbíny. Co se týče těchto komponent, je SRC cyklus cenovým konkurentem, jelikož nepotřebuje rekuperátory. Návrh sCO_2 výměníků je problematický z hlediska provozu vyžadujícího vysoké tlaky a teploty a také velké tepelné zatížení (přenosy tepla), což znamená vysoké nároky na materiál (odolnost vůči tečení, únavě atd.). (47)

- Primární výměníky bývají nejčastěji trubkové, přičemž sCO_2 ohřáté v rekuperátoru proudí uvnitř trubek a horké zdrojové médium je omývá. Ke zvýšení kompaktnosti byly vynalezeny mikro trubkové (tzv. „micro-tube“) výměníky s průměrem trubky do 1 mm (viz obr. 53)



Obr. 53: Řez tepelným výměníkem typu „micro-tube“
Obrázek převzat z práce: White (47)

- Rekuperátor může být dvojího typu – deskový nebo s žebrovanými trubkami. Geometrie průtočného kanálu výměníků může mít dle Chai (50) na obr. 54 několik tvarů: a) s přímými trubkami – pro turbulentní proudy, b) zvlněný – pro laminární proudy a je dosažena lepší účinnost než u první varianty, c) S- tvar žebér – menší tlakové ztráty než u zvlněného tvaru, d) kapkový tvar – další snížení tlakových ztrát ve výměníku. Tyto tvary jsou autorem popsány a představeny v reálných testovacích zařízeních.



Obr. 54: Příklady geometrií průtočného kanálu výměníků
Obrázek převzat z práce: White (47)

- Chladičem mohou proudit různá chladiva (vzduch, voda atd.). Typ výměníku se volí v závislosti na provozních parametrech (mnohem nižší než u primárního výměníku a rekuperátoru) a nákladech, takže může být vybrán kterýkoliv ze zmíněných výměníků.
 - Pokud je k chlazení použit vzduch, má nadkritický CO₂ mnohem vyšší tlaky než okolní vzduch a má mnohem vyšší koeficient

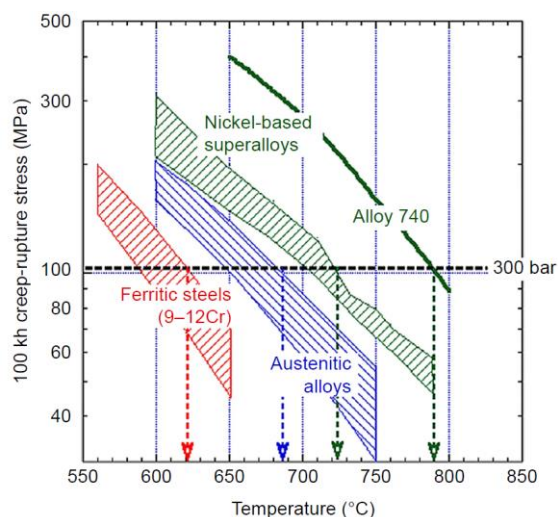
přestupu tepla než vzduch, proto se pro konstrukci chladiče využívají žebrované trubky. Vzduchem chlazeným výměníkem budou muset téct velké hmotnostní toky vzduchu, protože má mnohem menší hustotu a měrnou tepelnou kapacitu, což také zapříčiní potřebu rozměrných teplosměnných ploch. Tyto konstrukční problémy může vyřešit použití mikro kanálového žebrovaného deskového výměníku.

- U vodou chlazených chladičů je hustota a měrná tepelná kapacita vody porovnatelná s $s\text{CO}_2$, takže je návrh a konstrukce výměníku daleko jednodušší a pro tyto aplikace je vhodný deskový výměník. (42) (47) (46) (50)

Materiály

Výběr vhodného materiálu závisí především na nejvyšších dosažených teplotách cyklu pro individuální jednotky. Podstatnými vlastnostmi jsou pevnost, odolnost – proti korozi, cyklické únavě a tečení.

Navzdory vysokým tlakům a teplotám vykazuje $s\text{CO}_2$ nad $500\text{ }^\circ\text{C}$ náchylnost ke korozi, a to nejvíce k oxidaci, k nežádoucímu sycení povrchu uhlíkem (nauhličení) a ke kovovému prachu (rozpad kovu na prach). Všechny tři typy vedou k fatálním poruchám materiálu a je třeba náchylná místa opatřit korozními ochranami. Používané slitiny/kovy bývají legovány například niklem (proti nauhličení, používá se u primárního výměníku a turbíny, kde jsou nejvyšší teploty), vanadem či titanem. Pro méně namáhané komponenty (do $650\text{ }^\circ\text{C}$) je dostačující nerez ocel případně nízkolegované oceli. Příklady slitin používaných pro $s\text{CO}_2$ cykly například pro trubku o průměru $50,8\text{ mm}$ a teplotu 30 MPa jsou na obr. 55. Nad $750\text{ }^\circ\text{C}$ se používají slitiny na bázi niklu (např. slitina 740). (42) (47) (41)



Obr. 55: Teplotní meze slitin používaných pro $s\text{CO}_2$ cyklus pro trubku o průměru $50,8\text{ mm}$ s tlakem 30 MPa

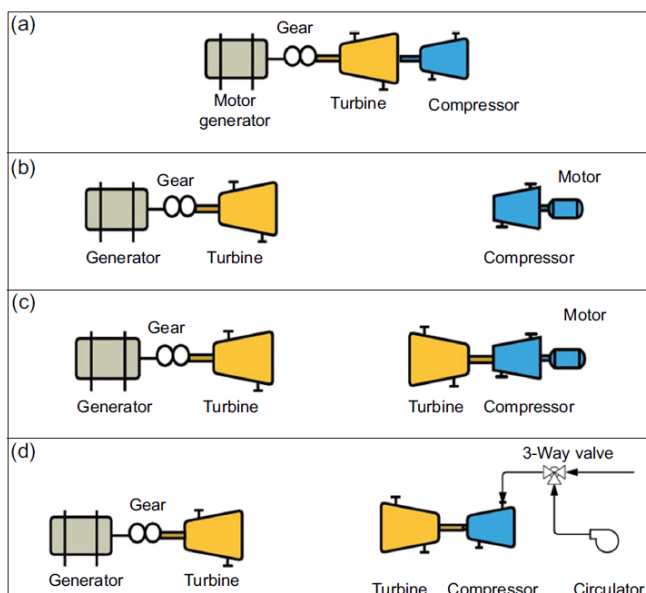
Obrázek převzat z práce: Brun (41)

1.4.3 Varianty uspořádání turbíny/expandéru a kompresoru s generátorem, motorem

Použitím vhodné konfigurace cyklu (myšleno generátor/motor – s/bez převodovky – turbína/expandér – kompresor/čerpadlo) lze snáze najíždět, řídit a odstavovat turbosoustrojí. Ve skutečnosti může mít turbína synchronní otáčky a kompresor proměnlivé nebo se mohou společně točit na stejných, fixních otáčkách. Napojení generátoru a turbíny + turbíny s kompresorem je možné pro vyšší výkony přímo) nebo pro menší výkony s převodovkou (nejčastěji planetovou viz obr. 53), čímž vzniká několikahřídelové uspořádání (navýšení nákladů za převodovku a hřídel). (41)

Možné konfigurace cyklu jsou naznačeny na obr. 56:

- Generátor, turbína a kompresor na jedné hřídeli – synchronní otáčky všech komponent se sítí. K regulaci výkonu lze využít např. rekompresi nebo recirkulaci.
- Generátor s turbínou na jedné hřídeli, kompresor je poháněn motorem s libovolnou rychlostí, čímž je umožněna změna tlakového poměru. Nevýhodou tohoto konceptu může být velký příkon kompresoru.
- Generátor s turbínou na jedné hřídeli, kompresor je poháněn jak turbínkou, tak motorem. Velikost turbíny je volena tak, aby kompenzovala příkon kompresoru. Motor se používá k najíždění.
- Obdoba c) s rozdílem, že kompresor je hnán pouze turbínou (bez motoru) a může mít libovolné otáčky. Toto řešení bývá hermeticky uzavřeno a zatěsněno plynovými ložisky. K najetí je nutno použít recirkulační čerpadlo.

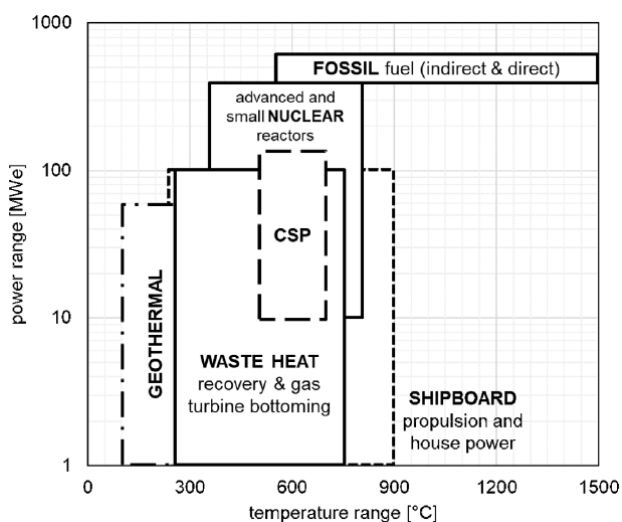


Obr. 56: Schéma možných uspořádání generátor/motor – turbína/expandér – kompresor
Obrázek převzat z práce: Brun (41)

Stejně jako u ORC se zdá být vhodným řešením hermetické uzavření generátoru, turbíny a kompresoru do jedné nepropustné obálky, což vyřeší problém se zatěsněním CO₂. (41)

1.4.4 Příklady testovacích sCO₂ jednotek

Tento typ cyklu je, stejně jako ORC, využitelný v mnoha aplikacích, zejména ve WHR, obnovitelných zdrojích energie (solární, spalování biomasy, geotermální) a v jaderné energetice (dle obr. 57). Využitelnost dostupného potenciálu ze zdroje je vyšší než u ORC, typicky se vstupní teploty pohybují v rozmezí 400–700 °C. Společně mají tyto dva cykly konkurenci při vyšších teplotách v podobě konvenčního SRC. (47)



Obr. 57: Zdroje odpadního tepla využitelné pro sCO₂ cyklus z hlediska zdrojové teploty a výkonu

Obrázek převzat z práce: White (47)

Pilotní testovací jednotky dle White (47):

SNL (Sandia National Laboratories)

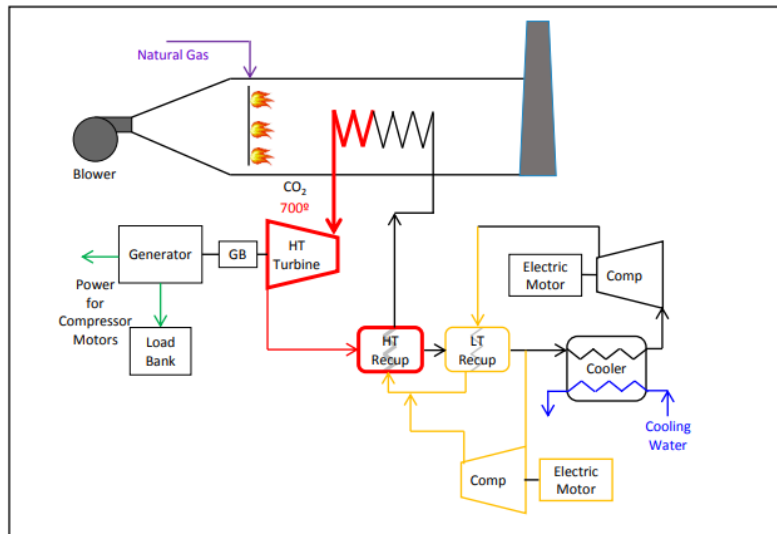
- Průkopník dvou jednotek (od roku 2008) s TAC konfigurací (turbine-alternator-compressor), z nichž jedna je cyklus s rekompresí
- Jednotky o výkonu 125 kWe
- Labyrintové ucpávky, ložiska aerodynamická fóliová
- Radiální turbína i kompresor (75 000 ot/min)

Echogen

- Současná jednotka EPS100 s projektovaným výkonem 8 MWe pro WHR aplikace
- Konfigurace: čtyřpólový generátor s turbínou zapojeny synchronně
- Turbína ve dvou variantách – jednostupňová radiální a axiální, kompresor radiální
- Cyklus s rekuperací
- Suché plynové ucpávky

STEP Demo (Supercritical Transformational Electric Power) projekt (51)

- Pilotní projekt společností Gas Technology Institute (GTI), Southwest Research Institute (SwRI) a General Electric Global Research (GE) v San Antoniu, Texas počal roku 2017 s 3 hlavními fázemi plánovanými v rámci 6 let.
- 10 MWe nadkritický CO₂ cyklus s rekompresí (viz obr. 58)
- Generátor spojený přes převodovku s axiální víceštapňovou turbínou, oba kompresory jsou poháněny motory
- Výměníky vyráběny s ohledem na kompaktnost (typ „micro-tube“)



Obr. 58: Schéma sCO₂ cyklu s rekuperací a s výkonem 10 MWe STEP Demo projektu
Obrázek převzat z: <https://www.gti.energy/wp-content/uploads/2019/01/STEP-Project-Detailed-Description-Dec2018.pdf>

sCO₂ – HeRo projekt (52)

- Vývoj bezpečnostního systému sCO₂-HeRo pro jaderné elektrárny je určen k odvodu zbytkového tepla jaderného paliva v případě výpadku externího napájení a záložního chladiče
- Projekt HeRo slouží jako model pro plnohodnotné sCO₂-NPP dílo a zabývá se hlavně provozem turbosoustrojí
- Kromě tohoto projektu vznikly ještě další dva podpůrné projekty – SCARLETT (měl za úkol testovat deskové tepelné výměníky pro HeRo) a SUSEN (experimenty s kompaktním výměníkem s tlakem 25 MPa na vysokotlaké straně)
- Uspořádání TAC (turbína-alternátor-kompresor) s 50 000 ot/min
- Turbína i kompresor jsou jednostupňové, radiální
- Kuličková ložiska (v úvahu se berou také magnetická a fóliová v závislosti na startu jednotky), labyrintová těsnění
- Elektrický výkon HeRo zařízení činí 7 kWe, NPP jednotka by měla dosahovat okolo 1 MWe a tepelný výkon by měl být cca 10-20 MWt
- Vzhledem k odvodům zbytkového tepla z různých částí JE, je vstupní teplota do turbíny proměnlivá (až 280 °C)

SunShot program (41)

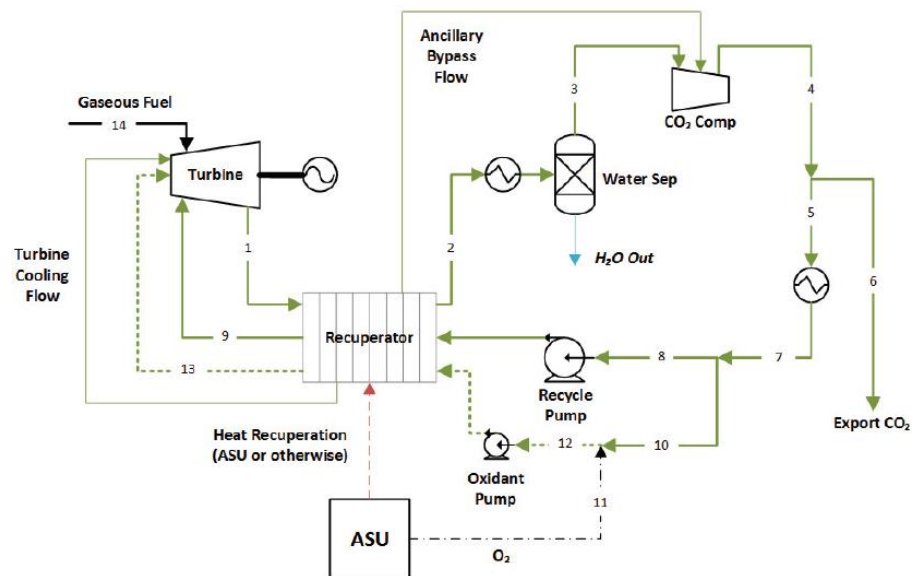
- Prototyp o výkonu 10 MWe s axiální turbínou vyvinutým firmou Southwest Research Institute (SwRI) and General Electric (GE) Global Research Center
- Cyklus s rekompresí
- Čtyřstupňová turbína s otáčkami 27 000 ot/min připojena ke generátoru přes převodovku připojen kompresor a rekompresor
- Suché plynové ucpávky, olejem mazaná ložiska

1.4.5 Allamův cyklus

Jednou z možností využití nadkritického CO₂ v rámci jiného cyklu je Allamův cyklus. Tento cyklus nabízí jednu zásadní výhodu a tou je separace CO₂ (snižování emisí CO₂) při spalování čistého kyslíku (O₂) a různých druhů uhlovodíků (C_xH_y) např. zemního plynu a zplyněných pevných paliv (syngas). Je založen na nadkritickém CO₂ cyklu, přičemž není typicky uzavřeným cyklem, protože přívod tepla je realizován spalováním paliva ve spalovací komoře. Odvod tepla je proveden typicky pro uzavřené cykly přes tepelný výměník. V ideálním případě není v palivu přítomen žádný dusík a síry, takže nehrozí tvorba NO_x, SO_x a jedinými produkty spalování (emisemi) jsou CO₂ a H₂O. Účinnost Allamova cyklu může dosáhnout až 60 %. (53)

Popis cyklu dle obr. 59:

- Stlačené plyné palivo (zemní plyn, 14) je spalováno za přítomnosti ohřáté směsi kyslíku (O₂) ze separační jednotky vzduchu (ASU - Air Separation Unit, zkonsumuje asi 6-7 % výkonu cyklu) a sCO₂ (13) až na teploty okolo 1100-1200 °C.
- Expanze v turbíně
- Horká strana rekuperátoru (1)
- Separální jednotka (2) – ochlazení média na atmosférické podmínky (CO₂ zůstává v nadkritických podmínkách, zatímco H₂O kondenzuje) a následná separace vody vzniklé při spalování z pracovního média (cca 2,5 % H₂O, 97,5 % CO₂)
- Kompresor (3) – stlačení čistého sCO₂
- Separace CO₂ (6) – přebytky vzniklé spalováním paliva do uložště
- Dochlazení nadkritického pracovního média (5-7) – navýšení hustoty
- Oddělena část pracovního média před stlačením (10) a smíchána s kyslíkem z ASU (11) -> stlačení (12) a zavedení do rekuperátoru -> ohřátí směsi CO₂ a O₂ -> zavedení do turbíny k procesu spalování paliva (13)
- Odstředivé čerpadlo (8) – stlačení média na nadkritické parametry (300 bar)
- Studená strana rekuperátoru – ohřátí pracovního média
- Vstup do turbíny a smíšení s produkty spalování (9)



Obr. 59: Schéma Allamova cyklu
Obrázek převzat z práce: Allam (53)

Allamův cyklus byl vyvíjen 7 let společností 8 Rivers Capital a v roce 2018 Net Power dokončila výstavbu tohoto pilotního projektu v La Porte, Texas. Dalšími společnostmi podílejícími se na částech cyklu jsou Toshiba (turbína a spalovací komory) a Heatric (tepelné výměníky). (53) (41)

1.4.6 Jaderné elektrárny IV. Generace

Další možnou aplikací nadkritického CO₂ jak média, tak i cyklu mohou být JE IV. Generace, které lze dělit na:

- Sodium-cooled Fast Reactor (SFR) – sodíkem chlazený rychlý reaktor
- Lead-cooled Fast Reactor (LFR) – olovem chlazený rychlý reaktor
- Gas-cooled Fast Reactor (GFR) – plynem chlazený rychlý reaktor
- SuperCritical Water cooled Reactor (SCWR) – nadkritickou vodou chlazený reaktor
- Very High Temperature gas-cooled Reactor (VHTR) – vysokoteplotní plynem chlazený reaktor
- Molten Salt Reactor (MSR) – tekutými solemi chlazený reaktor

Pokud se výstupní teplota z primárního okruhu reaktorů pohybuje v rozmezí 450-600 °C, zdá se být ideální implementace sCO₂ cyklu s rekompresí, který využívá tohoto teplotního rozsahu na vstupu do expanzní části cyklu. Nadkritický CO₂ cyklus lze využít jak přímo, tak i nepřímo. *Přímo* znamená použít sCO₂ jako chladivo aktivní zóny reaktoru a *nepřímo* využití reaktoru jako zdroje tepla pro sCO₂ cyklus předávaný skrze vložený výměník ke generování externího výkonu nebo viz projekt HeRo jako záloha při výpadku dochlazovacích výměníků k odvodu tepla z aktivní zóny. K havarijnímu dochlazování pomocí sCO₂ cyklu je zapotřebí externí spouštěcí baterie, která se za běžného provozu dobíjí. Výhoda přímého nasazení CO₂ proti nepřímému tkví v ušetření nákladů za

primární výměník, ale nevýhodou je potřeba nového návrhu oxidem uhličitým chlazeného reaktoru. Nadkritický oxid uhličitý se zdá být jako vhodná náhrada stávajících chladiv všech reaktorů IV. Generace s teplotou vyšší než 500 °C. (45) (41)

Použití sCO₂ spolu se SFR reaktory zkoumala dle White (47) společnost KAIST (Korea Advanced Institute of Science and Technology), kde by sCO₂ měl fungovat jako chladivo aktivní zóny. Dostál (54) ve své práci porovnával dvě chladiva, a to helium a CO₂ pro přímou implementaci v primárním okruhu. Kromě toho se zabýval také nepřímým využitím na reaktorech typu GFR, LFR a MSR a dále provedl celkové ekonomické zhodnocení proti konvenčnímu SRC a CCGT s heliem. (43) (47)

1.4.7 Zhodnocení sCO₂

- Médium – CO₂ není zdaleka tak problematické jako organická média. Je netoxický, nehořlavý, s nízkým GWP, není nákladný. Při dlouhodobějších únicích do stroje může mít škodlivé účinky na zdraví a ve velkých koncentracích (>10 %) nastane ztráta vědomí.
- sCO₂ cyklus je díky vysoké hustotě a malému tlakovému poměru velmi kompaktní s malým počtem stupňů. Zároveň má ale vysoká hustota nevýhodu velkých ucpávkových úniků (a tedy potřeby co nejdokonalejších těsnících systémů) a větší namáhání lopatek.
- sCO₂ je, v menší míře oproti SRC, schopný vyvolávat korozi materiálu za vyšších teplot
- Při úniku CO₂ z ventilů/ucpávek hrozí jejich zamrznutí (tvorba suchého ledu)
- Kvůli vysokým tlakům a teplotám jsou velmi namáhána ložiska, materiály všech komponent, lopatky.
- Jakmile se navýší vstupní teplota do kompresoru (významněji nad úroveň kritické teploty), dojde ke zvýšení kompresní práce, čímž mizí jedna z hlavních výhod tohoto cyklu proti klasickému BC
- Tepelné výměníky vychází velmi rozměrné, proto je třeba pořizovat nákladné kompaktní výměníky, u kterých bude snaha dosáhnout co nejmenších tlakových ztrát. Kritickým výměníkem je rekuperátor, který má řadu nevýhod, a to je obrovské množství rekuperovaného tepla (několikrát větší než množství přivedeného tepla) a konstrukční problematika s minimálním teplotním rozdílem (tzv. pinch pointem), který komplikuje jejich návrh.
- Skokové nárůsty některých veličin poblíž kritického bodu (hlavně v oblasti kompresoru) např. hustoty, měrné tepelné kapacity, tepelné vodivosti, rychlosti zvuku atd. způsobí změny vlastností média. Především změna c_p způsobí, že má zkomprimované médium mnohem vyšší c_p než vyexpandované. To zapříčiňuje limitace výměníků pinch pointem, což se dá řešit pomocí cyklu s rekompresí či rozdělením rekuperátoru na VT a NT část, aby došlo k vyrovnání měrných tepelných kapacit a teplotního profilu.

- Využití sCO₂ cyklů je výhodné hlavně pro vysokoteplotní aplikace (nad 400 °C), naproti tomu ORC je vhodné pro zdroje tepla pod 400 °C (kvůli teplotní stabilitě médií a nejvyšší dosažitelné tepelné účinnosti).

(41) (46) (55)

2. Výpočetní část

V následující části bude proveden výběr vhodného alternativního cyklu pro zadané parametry spalin. V případě ORC cyklu se bude muset provést také volba pracovního média dle zmíněných kritérií, viz podkapitola 1.3.5. Porovnání cyklů a konečná volba mezi nimi bude uskutečněna především na základě nejvyšší tepelné účinnosti, dále dle velikosti minimálních teplotní rozdílů (pinch pointů, approach pointů) na výměnících, nejefektivnějšího teplotního profilu výměníků a pracovních tlaků a teplot, které mají vliv na náklady.

Oba hodnocené cykly (ORC a sCO₂) včetně detailního propočtu komponent vybraného cyklu byly vytvořeny a spočteny pomocí programovacího jazyka Python ve vývojovém prostředí Spyder, ve kterém jsou integrované knihovny potřebné např. pro tvorbu grafů a tabulek, pro výpočet/stanovení vlastností médií (tabulky CoolProp), pro matematické výpočty atd. Vzorce pro výpočet cyklu byly převzaty z předmětu KKE/PTK (56) a ze skript L. Krajíce (57). Základ programu nadkritického CO₂ cyklu byl převzat z kódu vypracovaného na ČVUT pod vedením doc. V. Dostála. ORC cyklus byl vytvořen dle podobné logiky.

2.1. Zadání

Pro energetické využití odpadního tepla cementárny navrhnete zařízení pro výrobu elektrické energie. Proveďte rozbor a porovnání vhodných pracovních cyklů: cyklu s pracovní látkou oxid uhličitý (CO₂) v nadkritickém stavu a Rankinova cyklu s organickou pracovní látkou (ORC). Po kritickém zhodnocení zvolte optimální variantu cyklu a proveďte základní dimenzovací výpočet dvou klíčových komponent cyklu tj. expanzní turbíny a kondenzátoru (dochlazovacího výměníku).

Vstupní parametry:

- Tepelný výkon odpadního zdroje - spalin z cementárny: 15 MW_t
- Vstupní teplota spalin do primárního výměníku: 380 °C
- Výstupní teplota spalin z primárního výměníku: 180 °C
- Chlazení vzduchové s teplotou okolního vzduchu 20°C a relativní vlhkostí 15%
- Frekvence elektrické sítě: 50 Hz

2.2. Porovnání a zhodnocení obou cyklů

Následující část bude věnována vyhodnocení sCO₂ a ORC cyklů a výběru nejvhodnějšího (z hlediska teplot, tlaků, dosaženého výkonu a příkonu) a nejučinnějšího z nich.

2.2.1 sCO₂ cyklus

Na obr. 60 je znázorněn T-s diagram sCO₂ cyklu s rekuperací tepla dle zadaných parametrů. Teploty a tlaky hlavních bodů cyklu jsou uvedeny v Tabulka 8.

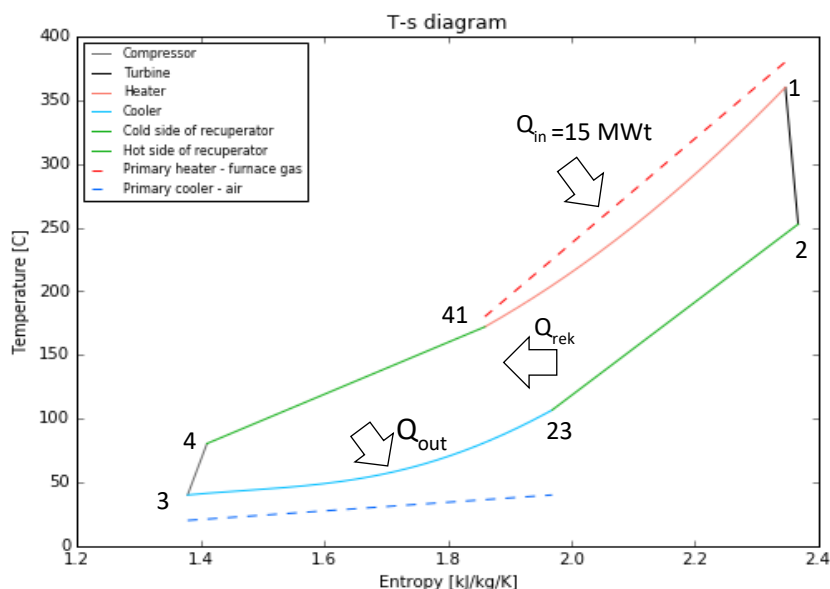
Popis cyklu:

- 1-2 Plynová turbína
- 2-23 Horká strana rekuperátoru
- 23-3 Dochlazovací výměník
- 3-4 Kompresor
- 4-41 Studená strana rekuperátoru
- 41-1 Primární výměník

Červeně čárkovaná přímka představuje primární výměník se spalinami z cementárny o tepelném výkonu 15 MW, které se vychlazují z 380 °C na 180 °C. Minimální teplotní rozdíl (Approach point) mezi spalinami a vstupem do turbíny je 20 °C a pinch point mezi studenou stranou rekuperátoru a primárním výměníkem činí 8 °C.

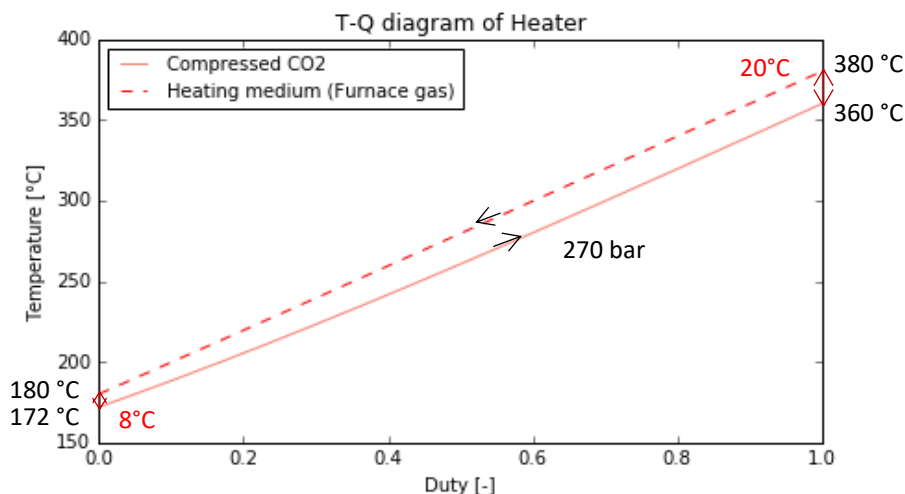
Modře čárkovaná čára je naopak primární vzduchový chladič výměník. Teplota vstupujícího vzduchu je 20 °C a koncový teplotní rozdíl je 10 °C (výstupní teplota ohřátého vzduchu je 30 °C).

V následujících třech T-Q diagramech (obr. 61-63) jsou popsány děje (ohřívání, vyhlazování) probíhající ve výměnících – primárním výměníku tepla ze spalin, studené/horké straně rekuperátoru a primárním výměníku chlazeným vzduchem.



Obr. 60: T-s diagram sCO₂ cyklu s rekuperací tepla

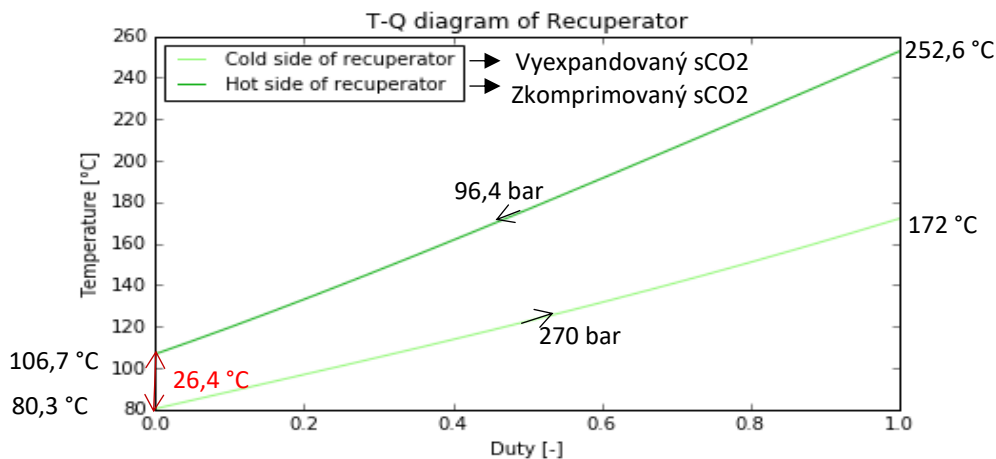
Na prvním T-Q diagramu (obr. 61) primárního výměníku je znázorněno vychlazování spalin z cementárny, které ohřívají nadkritický CO₂. Dle zadání je počáteční teplota spalin 380 °C a minimální teplotní rozdíl (approach point) mezi médii je zvolen na 20 °C. Spaliny jsou vychlazeny na 180 °C, přičemž minimální teplotní rozdíl (pinch point) v této části vychází 8°C. Teplotní profil je dle diagramu téměř rovnoběžný a s minimální ztrátou tepla mezi médii. Tepelný výkon primárního výměníku je dle zadání 15 MWt.



Obr. 61: T-Q diagram sCO₂ cyklu – Primární výměník se spalinami/ohřívané médium

Na druhém T-Q diagramu (obr. 62) lze vidět teplotní profil rekuperátoru, tedy jeho studená (zkomprimovaná) a horká (vyexpandovaná) strana.

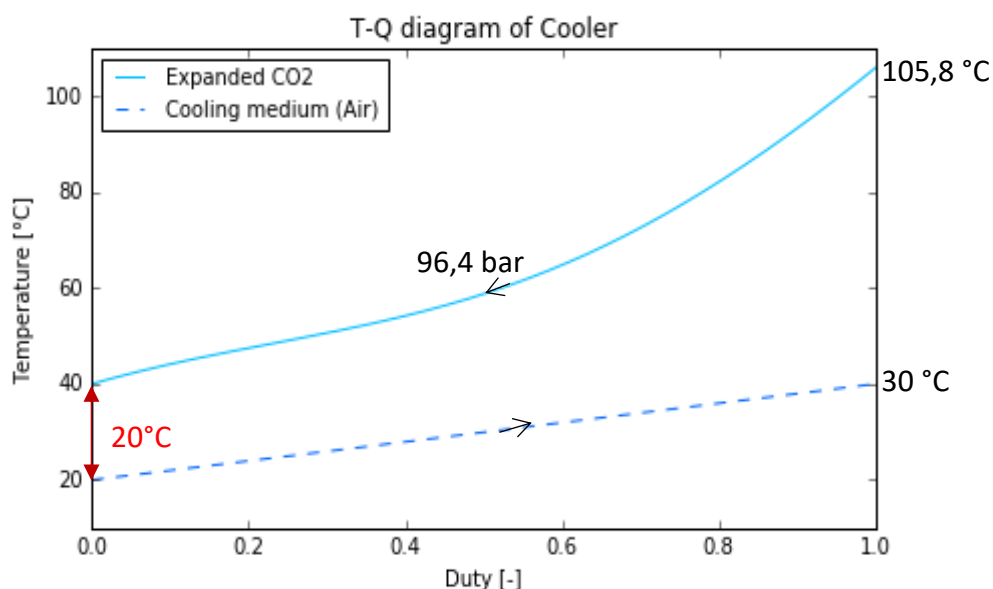
Horká strana s nadkritickým tlakem 96,4 bar je vychlazována z teploty 252,6 °C na teplotu 106,7 °C. Studená strana se naopak ohřívá z teploty 80,3 °C na teplotu 172 °C za tlaku 270 bar. Celkový tepelný výkon předaný v rekuperátoru činí 10,3 MWt. Minimální teplotní rozdíl 26,4 °C se nachází na „studené“ kraji výměníku, čímž odpadají problémy s návrhem rekuperátoru, ve kterém se pinch point může objevit, z důvodu kolísání měrné tepelné kapacity poblíž kritického bodu, uprostřed výměníku (viz kapitola 1.4)



Obr. 62: T-Q diagram sCO₂ cyklu – studená a horká strana rekuperátoru

Na posledním z vytvořených T-Q diagramů (obr. 63) je teplotní profil primárního vzduchem chlazeného výměníku nadkritického CO₂ před vstupem do kompresoru. Nadkritický oxid uhličitý se vychlazuje z 105,8 °C na 40 °C (teplota blízka kritickému bodu). Teplotní profil není oproti profilu primárního výměníku vyrovnaný z důvodu změn vlastností (konkrétně měrné tepelné kapacity CO₂) poblíž kritického bodu viz kapitola 1.4. Pinch point, který se nachází na „studeném“ konci výměníku má velikost 20 °C. Předané teplo mezi chladiči dosahuje 11,5 MWt.

V Tabulka 7 jsou shrnuty minimální teplotní rozdíly (pinch pointy) ze všech třech uvedených diagramů. Při návrhu, je třeba dbát na velikost teplotních rozdílů mezi médii hlavně u výměníků předávajících teplo (např. z WHR), příliš velký rozdíl může znamenat nevyužití potenciálu primárního tepla resp. potenciálu chlazení a příliš malý rozdíl může zase znamenat problémy s konstrukčním návrhem výměníku.



Obr. 63: T-Q diagram sCO₂ cyklu – dochlazovací výměník/vzduchem chlazený primární výměník

Tabulka 7 Minimální teplotní rozdíly (pinch pointy) výměníků sCO₂ cyklu

---Minimal temperature difference---	
Minimal dT of recuperator:	26,4°C
Minimal dT of heater/Pheater:	8,0 °C
Minimal dT of cooler/Pcooler:	20,0 °C

Tabulky vlastností sCO₂ v průběhu cyklu

Pomocí tabulek CoolProp bylo v programu cyklů možno nechat zaznamenávat a do tabulek vypisovat různé vlastnosti médií (entalpie, teplota, tlak, entropie, hustota atd.) v kterémkoli bodě cyklu. V Tabulka 8 jsou shrnuty veličiny v zásadních bodech cyklu (1- 41) – objemový průtok, teplota, tlak, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, hustota, dynamická a kinematická viskozita. V poslední tabulce (Tabulka 9) jsou uvedeny výsledné výkony jednotlivých komponent bez přídavných ztrát a tepelná účinnost cyklu.

Tepelná účinnost je vypočtena dle dvou různých vzorců (R 1, R 2):

$$\eta(1) = (Q_{add} - Q_{rem}) / Q_{add} \quad [-] \quad R 1$$

$$\eta(2) = P_{net} / Q_{add} \quad [-] \quad R 2$$

Kde Q_{add} znamená přivedené teplo do cyklu (15 MWt spalin z cementárny), Q_{rem} je tepelný výkon odvedený z cyklu chladičem počítané jako rozdíl entalpií vynásobených hmotnostním průtokem média dle vzorce R 4. P_{net} značí čistý vygenerovaný elektrický výkon cyklu bez ztrát vypočítaný jako rozdíl výkonu turbíny a příkonu kompresoru dle vzorce R 5. Pro tyto výpočty je nutno znát hmotnostní průtok cyklem $m = 58,171 \text{ kg/s}$, který je vyjádřen pomocí vzorce R 3.

$$m = Q_{add} / ((H_1 - H_4) - (H_{41} - H_4)) \quad [\text{kg/s}] \quad R 3$$

$$Q_{rem} = ((H_2 - H_3) - (H_2 - H_{23})) * m \quad [\text{W}] \quad R 4$$

$$P_{net} = (P_t - P_c) * m = (((H_1 - H_{2id}) * Turbine_{eff}) - ((H_{4id} - H_3) / Compressor_{eff})) * m \quad [\text{W}] \quad R 5$$

Účinnost turbíny byla volena pro výpočty cyklů: $Turbine_{eff} = 0,9$ a účinnost kompresoru byla také zvolena: $Compressor_{eff} = 0,7$. Přivedené teplo rekuperátorem je počítáno dle vzorce R 6.

$$Q_{rekup} = (H_{41} - H_4) * m \quad [\text{W}] \quad R 6$$

Objemový průtok je vypočten dle vzorce R 7 z hustoty D v jednotlivých bodech cyklu a z hmotnostního průtoku m :

$$Q_v = m / D \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad R 7$$

Tabulka 8 Vybrané vlastnosti sCO₂ – objemový průtok, teplota, tlak, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, hustota, dynamická a kinematická viskozita

Point	Volumetric flow	Temperature	Pressure	Specific heat	Thermal conductivity	Density	Dynamic viscosity	Kinematic viscosity
	[m ³ /s]	[°C]	[bar]	[J/kgK]	[W/m/K]	[kg/m ³]	[mPas]	[mm ² /s]
1	0,258	360,0	270,0	1267	0,052	225,2	0,034	0,15
2	0,571	252,6	96,4	1150	0,039	101,9	0,026	0,26
23	0,338	106,7	96,4	1428	0,031	172,3	0,022	0,13
3	0,097	40,0	96,4	6989	0,074	596,7	0,045	0,07
4	0,082	80,3	270,0	2165	0,078	710,9	0,059	0,08
41	0,146	172,0	270,0	1625	0,051	398,8	0,035	0,09

V Tabulka 8 jsou uvedeny změny vlastností v průběhu cyklu. Největší výkyvy lze pozorovat v okolí kritického bodu (tedy okolí chladicího výměníku a kompresoru). V této nestabilní oblasti dochází k největším změnám vlastností nadkritického CO₂ podrobněji rozvedeným v kapitole 1.4.

Tabulka 9 Přehled výkonů komponent cyklu, tepelná účinnost

Cycle analysis without auxiliary losses		
Power	[kW]	[MW]
Net power:	3521,91	3,5
Compressor input power:	2130,97	2,1
Turbine output power:	5652,88	5,7
Recuperator power:	10344,45	10,3
Heater power:	15000,00	15,0
Cooler power:	11478,09	11,5
Thermal efficiency	[%]	/
Cycle efficiency $\eta(1)$:	23,48	/
Cycle efficiency $\eta(2)$:	23,48	/

Vyhodnocení celého cyklu z hlediska výkonu a tepelné účinnosti je shrnuto v Tabulka 9. Celkový vygenerovaný výkon činí 3,5 MWe a tepelná účinnost cyklu vypočtená dle vzorců R 1 a R 2 vychází 23,48 % bez zahrnutých ztrát v cyklu. V případě cyklu bez rekuperace by byla tepelná účinnost na hodnotě pod 20 %.

Důvodem nízké tepelné účinnosti je pro tento cyklus nízká teplota spalin z cementárny (380 °C), která je dále před vstupem do plynové turbíny ponížena o minimální teplotní rozdíl (Approach point). Určitá optimalizace cyklu by mohla nastat v případě, že by nebyla zadána výstupní teplota z primárního výměníku (180 °C) a bylo by možno spaliny vychladit na mnohem nižší teplotu.

2.2.2 ORC

Druhým z hodnocených cyklů bude ORC. Pro tento cyklus je v první řadě potřeba vybrat vhodné pracovní médium dle kapitoly 1.3.5.

Výběr média

V Tabulka 10 jsou uvedena potenciální vysokoteplotní pracovní média pro ORC cyklus dle zadaných parametrů. Výběr byl prováděn mimo jiné tak, aby tekutiny měly co nejnižší ODP a GWP parametry a neměly příliš nízké protitlaky (ty jsou problémem hlavně pro siloxany – např. M2DM, MDM a alkany – např. dekan). Pro dodržení těchto parametrů se ale ovšem nejvíce hodí použití uhlovodíků, které mají ovšem škodlivý vliv na zdraví člověka a jsou většinou hořlavé a výbušné. Proto se bude muset (hlavně v nákladech) počítat s potřebou co nejlepšího zatěsnění a budou muset být dodržována přísnější bezpečnostní opatření. Mimo uvedené tekutiny v tabulce byla hodnocena jiná ORC média např. n-octane, R365mfc, R245fa, ale z důvodu nízké kritické teploty měla příliš malou účinnost.

Pracovní tekutiny jsou v tabulce řazeny dle typu organické sloučeniny, kritické teploty a kritického tlaku. Tlak P_1 je tlakem před turbínou, P_2 tlakem za turbínou (vstup do rekuperátoru) se zahrnutou tlakovou ztrátou vystřídáního trubkového svazku rekuperátoru a P_3 je kondenzační tlak. V další části jsou uvedeny účinnosti bez rekuperace ($E_{ta_without_rec}$) a s rekuperací (E_{ta_rec}), která je dále dělena dle zahrnutých ztrát (účinnost generátoru a převodovky, mechanické ztráty, účinnost elektrického motoru čerpadla).

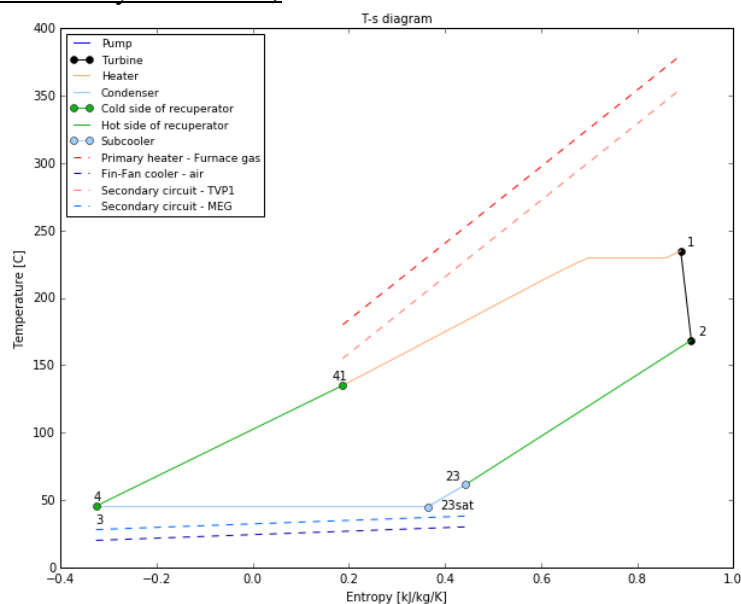
Z výsledků v Tabulka 10, dle preferencí na média viz kapitola 1.3.5, vyplývá, že nejvhodnějšími médii jsou uhlovodíky **toluen** a **ethylbenzen** a siloxan **MM**. Výběr z těchto tří alternativ záleží hlavně na prioritách zákazníka/provozovatele. Pokud by byla tendence jít opatrnější cestou a volit konzervativnější, bezpečnější řešení za cenu nižší účinnosti, jednoznačnou volbou bude siloxan MM (hexamethyldisiloxan). Při cílení na co nejvyšší účinnost a výkon je nutno riskovat nevýhody uhlovodíků a volit toluen, případně ethylbenzen (nebo také samotný benzen). Velmi podobné účinnosti bylo dosaženo při použití arenů p-xylenu a m-xylenu, které se ovšem nenachází v nejužším výběru, protože zatím nebyly komerčně využity a nejsou s nimi zkušenosti. Podobně jako u siloxanů by šlo zvolit konzervativnější, komerčně využívané alkany cyklopentan, cyklohexan a n-heptan, které navzdory nižším kritickým teplotám dosahují účinnosti blízké se uhlovodíkům. Ethanol jako jediný zástupce pracovních látek bez nutnosti rekuperace má ve srovnání s ostatními cykly bez rekuperace nejvyšší účinnost. Ethanol by byl velmi vhodným kandidátem, kvůli výraznému snížení nákladů za rekuperátor, ovšem podobně jako u dvou zmíněných arenů, nejsou s ethanolem, co by pracovním médiem ORC cyklu zkušenosti. Siloxan MDM (oktamethyltrisiloxan) má podobnou účinnost jako MM, ale s rozdílem kondenzačního tlaku, který by při dalším návrhu znesnadňoval konstrukci vývěv a posledních lopatek, které by byly velmi dlouhé a rozvějířené. Ovšem za jiných zadaných parametrů jsou siloxany a alkany běžně komerčně využívané pracovní látky viz podkapitola 1.3.7.

Tabulka 10 Potenciální pracovní média ORC cyklu s rekuperací

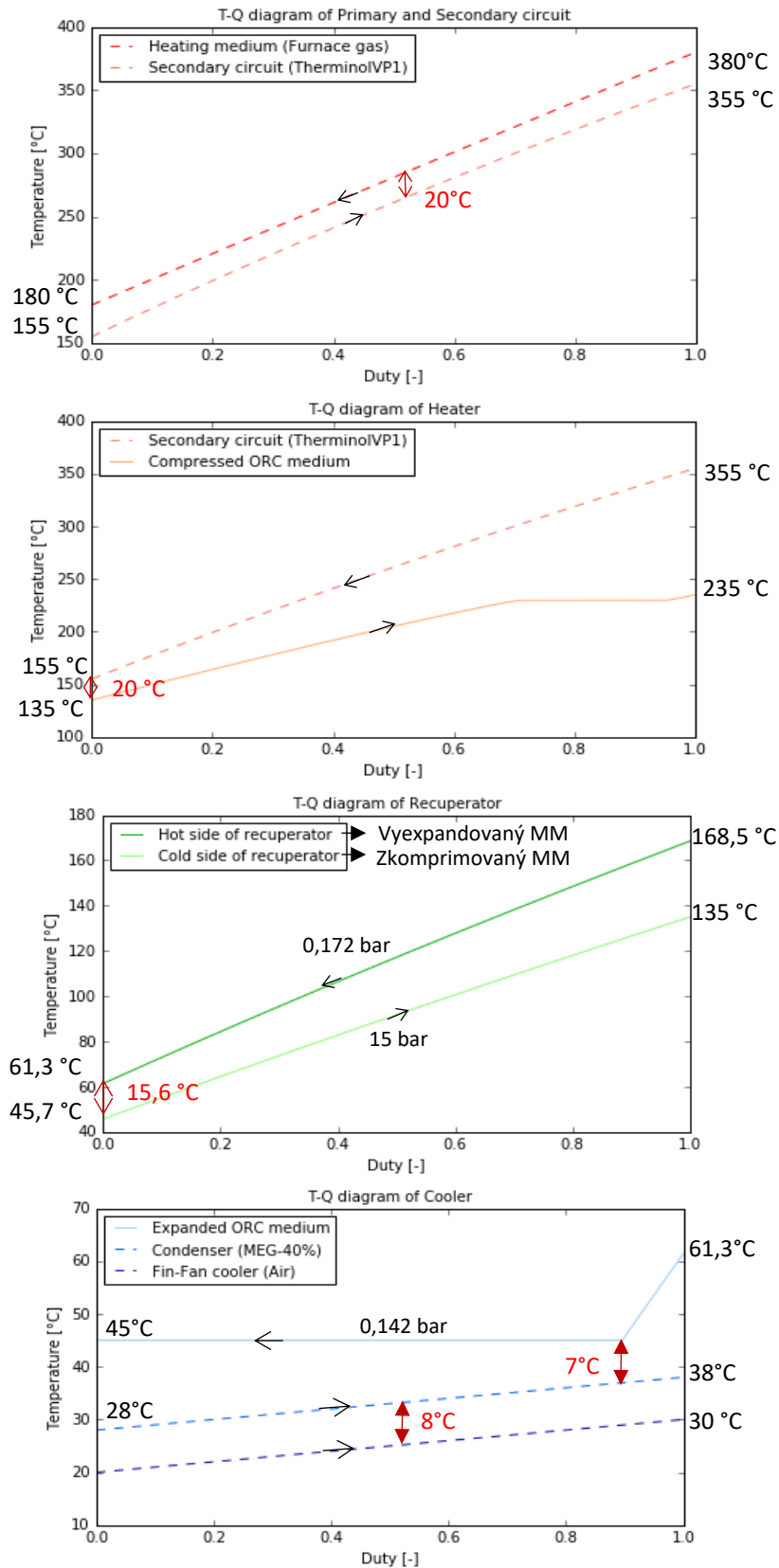
Working fluids	Chem. formula	Tcrit [°C]	Pcrit [bar]	P1 [bar]	P2 [bar]	P3 [bar]	Eta without rec [%]	Eta rec [%]	
								without losses	with losses
Toluene (methylbenzene)	Arene	318,2	41,3	35	0,12	0,099	27,3	31,2	29,68
Ethylbenzene	Arene	344	36,2	14,2	0,045	0,037	-	30	28,62
MM	Siloxanes	245,6	19,4	15	0,17	0,142	-	25,6	24,25
p-Xylene (para-xylene)	Arene	342,9	35,3	19	0,04	0,034	27,2	31	29,51
m-Xylene (meta-xylene)	Arene	343,7	35,4	15,5	0,039	0,033	27,3	30,9	29,43
Benzene	Arene	289	49,1	44	0,36	0,298	-	29,9	28,41
CycloHexane	Cyklo alkanes	280	40,8	34	0,36	0,3	23,9	29,6	28,17
Ethanol (Bez rekuperace)	Alkohols	241,6	62,7	50	0.178	0.148	28,21	-	-
CycloPentane	Cyklo alkanes	239	45,7	36	1,059	0,879	23,3	27,5	26,13
n-heptane	Alkanes	267	27,4	18	0,185	0,153	21,1	27,6	26,26
MDM	Siloxanes	291	14,2	8,5	0,02	0,017	15,8	24,7	23,44

Příklady navrhovaných a počítaných cyklů dle zadání s různými médii dle Tabulka 10:

- MM (Hexamethyldisiloxane)

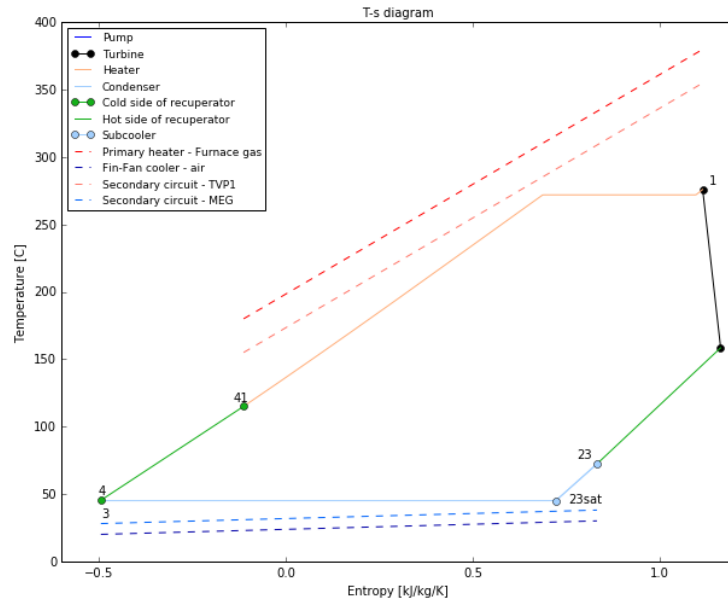


Obr. 64: T-s diagram ORC cyklu s rekuperací média MM

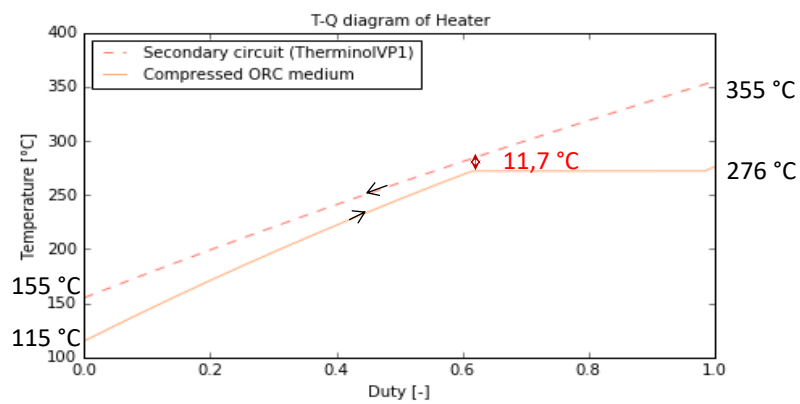
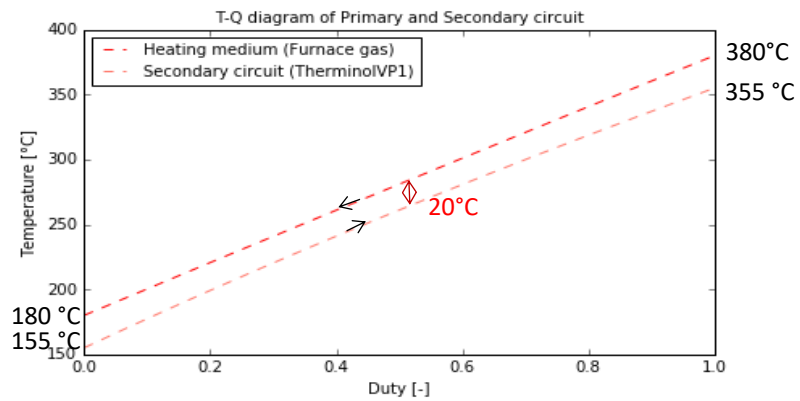


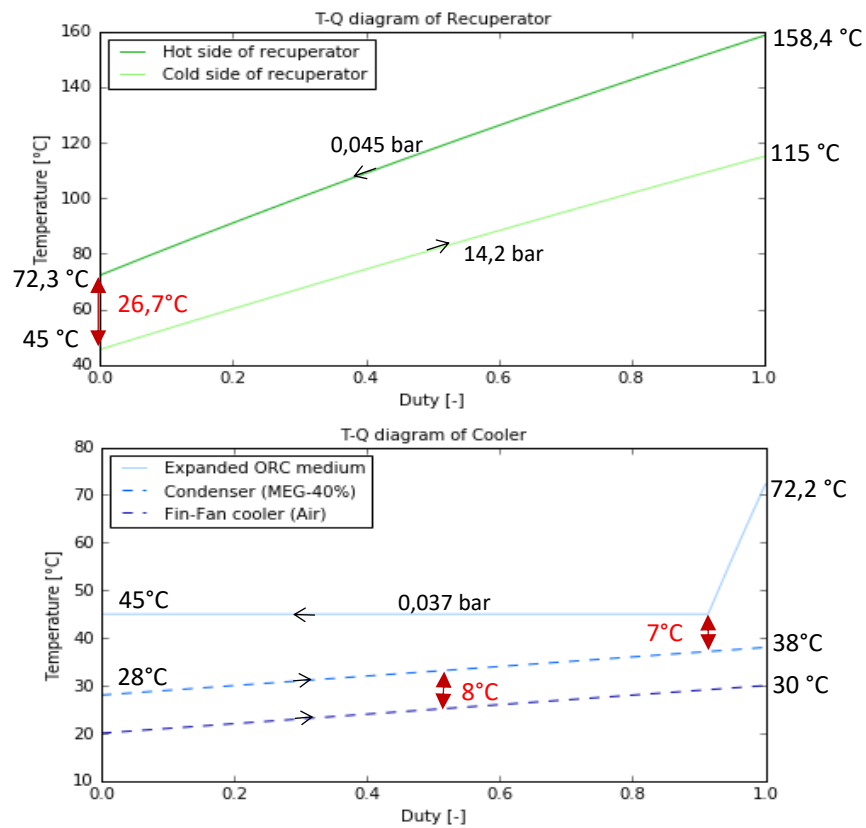
Obr. 65: T-Q diagramy média MM

- Ethylbenzene



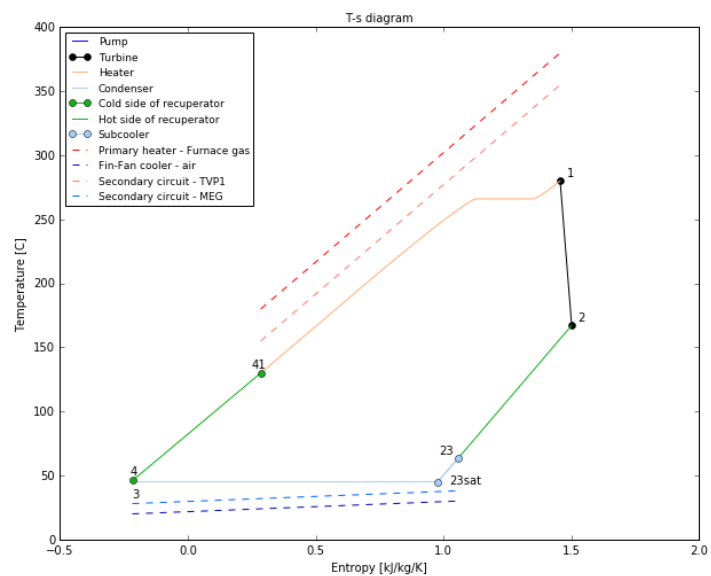
Obr. 66: T-s diagram ORC cyklu s rekuperací - ethylbenzene



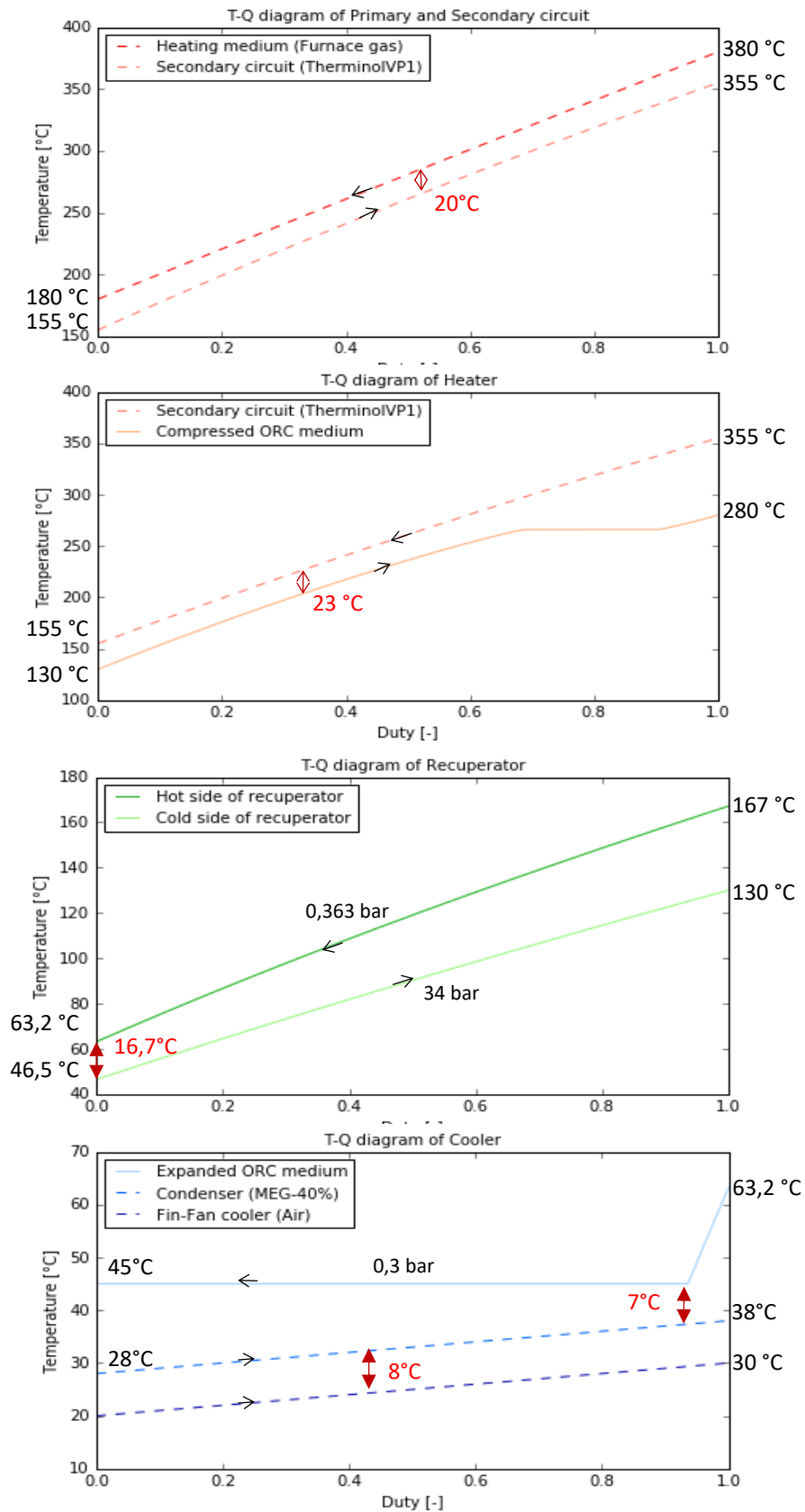


Obr. 67: T-Q diagramy média ethylbenzen

CycloHexane



Obr. 68: T-s diagram ORC cyklu s rekuperací média CycloHexane



Obr. 69: T-Q diagramy média CycloHexane

2.2.3 Finální výběr alternativního cyklu a média

Dle zadaných parametrů byly navrženy a propočteny dva alternativní cykly – ORC a sCO₂ cyklus. Pro ORC cyklus byl navíc proveden průzkum organického média a pro každé vybrané médium byl vytvořen samostatný výpočet včetně tvorby T-s a T-Q diagramů. Nejlukrativnější pracovní látky uvedené v Tabulce 10 prošly užším výběrem, ze kterých byl v rámci této práce vybrán jako pracovní médium ORC cyklu toluen. Při porovnání tepelné účinnosti (bez ztrát) ORC cyklu s toluenem (**31,2 %**) a sCO₂ cyklu (**23,48 %**) je zřejmé, že ORC cyklus je pro WHR aplikaci dle zadání této práce efektivnější volbou než nadkritický cyklus s CO₂, který by potřeboval vyšší vstupní teploty do plynové turbíny či změnu zadání z hlediska výstupní teploty z primárního výměníku.

V dalších částech výpočtů komponent (kondenzátoru a turbíny) se bude tato práce výhradně zabývat ORC cyklem s toluenem.

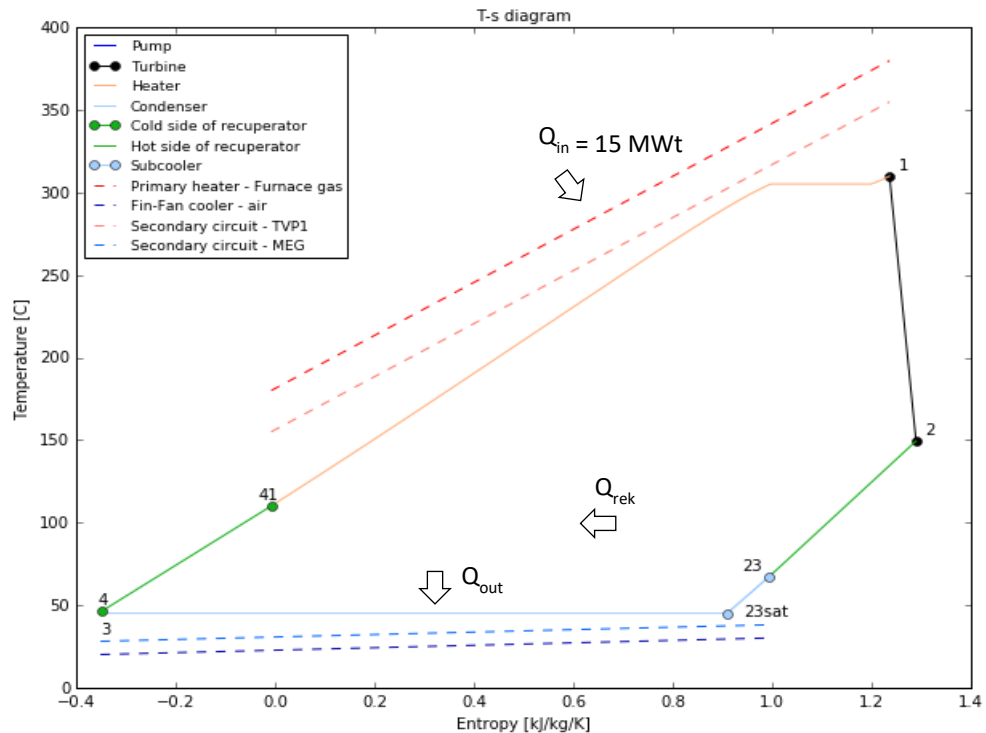
2.3. ORC cyklus s toluenem

Organický cyklus s toluenem byl navržen jako cyklus s rekuperací pro zaručení co nejvyšší účinnosti. Přívod i odvod tepla je zprostředkován přes sekundární okruhy s vhodnými pracovními tekutinami. U přívodu tepla se jedná o sekundární smyčku s termálním olejem (Therminol VP1), kterému předávají teplo spaliny z cementárny. Tato sekundární smyčka je vázána z důvodu teplotní stability pracovního média viz podkapitola 1.3. Odvod tepla má také svou sekundární smyčku, kterou tvoří 40 % MEG (ethylenglykol) a 60 % voda. Tato směs se používá i v konvenčních elektrárnách díky svým nemrznoucím vlastnostem. Směs ethylenglykolu a vody proudí výměníkem a předává teplo zkondenzovaného toluenu do vzduchem chlazenému výměníku. Toto uspořádání bylo zvoleno jak z důvodu snazšího a uchopitelnějšího výpočtu vodního kondenzátoru, tak z důvodu nákladů a pravděpodobně velmi rozměrné plochy vzduchového výměníku (kvůli malým hodnotám součinitelů přestupu a prostupu tepla mezi médii) v případě, že by chlazení bylo dle zadání pouze vzduchové.

Popis T-s diagramu ORC cyklu s toluenem dle obr. 70:

- **1-2** Expanze v turbíně
- **2-23** Horká strana rekuperátoru
- **23-3** Kondenzátor (23-23sat Srážec přehřátí integrovaný v kondenzátoru) – odvádí teplo skrz sekundární (a primární) okruh odvodu tepla (modře čárkované přímký)
- **3-4** Čerpadlo
- **4-41** Studená strana rekuperátoru
- **41-1** Ohřívák – přijímá teplo ze sekundárního (a primárního) okruhu přívodu tepla (červeně čárkované přímký)

Teploty a tlaky v hlavních bodech cyklu jsou uvedeny v Tabulka 13.



Obr. 70: T-s diagram toluenového ORC cyklu s rekuperací

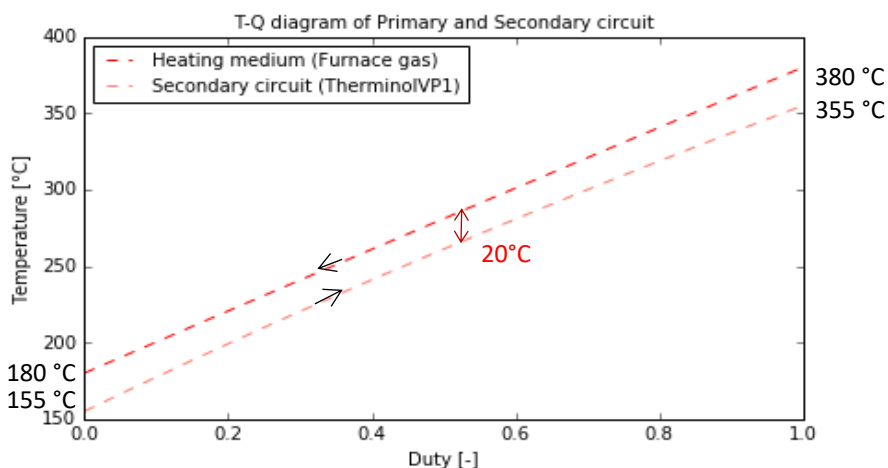
Parametry cyklu dle T-s diagramu viz Tabulka 13:

Vstupní teplota T1 je určena ze zvoleného teplotního rozdílu mezi primárním a sekundárním okruhem (25 °C) a následně zvoleným approach pointem mezi ohřivaným toluenem a smyčkou s termálním olejem (45 °C). Vstupní teplota do turbíny vyplývá mimo jiné hlavně z volby minimálního přehřátí toluenu (viz T-s diagram), což má výrazný vliv na zvýšení účinnosti cyklu. Teplota T3 je výsledkem zadané teploty okolního vzduchu (20 °C) a zvoleného TTD kondenzátoru (7 °C) resp. TTD mezi primární a sekundární chladicí smyčkou (8 °C) a konečného ohřátí vzduchu (10 °C). Teplota T41 je přímo volena v závislosti na approach pointu a tlaku P1 a je omezena zadanou výstupní teplotou z primárního (i sekundárního) výměníku přívodu tepla z cementárny. Volba této teploty přímo ovlivňuje pinch pointy jak v rekuperátoru, tak v primárním a sekundárním výměníku přívodu tepla.

Vstupní tlak P1 je zvolen dle závěrů studií zmíněných v podkapitole 1.3.3 tak, aby byl v dostatečné vzdálenosti od kritického bodu a jeho okolí. Tlak P2 je výstupní tlak z turbíny (zároveň vstupní tlak do rekuperátoru), který je snížen o tlakovou ztrátu (bude upřesněna dále). Kondenzační tlak P3 poté odpovídá kondenzační teplotě T3.

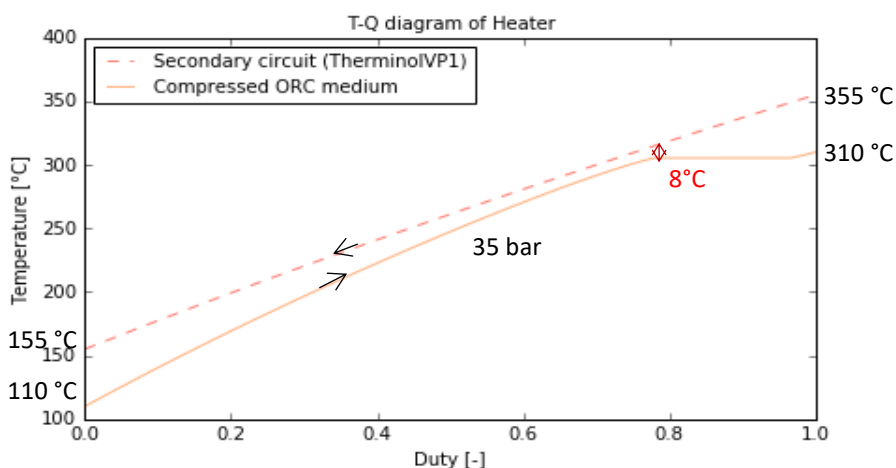
T-Q diagramy ORC cyklu s toluenem

Kromě T-s diagramu jsou opět vytvořeny T-Q diagramy teplotních profilů všech výměníků. Důvodem je snaha o dosažení co nejvyrovnanějších a nejúčinnějších teplotních profilů s co nejpríznivějšími minimálními teplotními rozdíly, aby byly výměníky konstrukčně co nejlépe proveditelné s co možná nejnižšími náklady.



Obr. 71: T-Q diagram ORC cyklu – Primární a sekundární smyčka přívodu tepla (spaliny – termální olej)

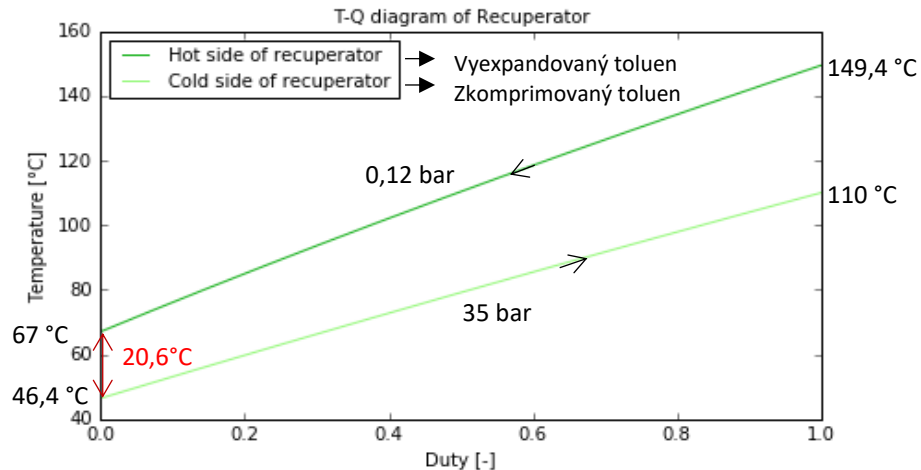
První z T-Q diagramů na obr. 71 znázorňuje vychlazování spalin z cementárny v primárním výměníku a ohřívání termálního oleje ve vložené smyčce. Mezi těmito dvěma médii je zvolen teplotní rozdíl 25 °C, který představuje ztrátu při přenosu tepla mezi médii. Minimální teplotní rozdíl (pinch point) se zde sice objevuje uprostřed výměníku, ale stále je zaručen efektivní přestup tepla mezi médii.



Obr. 72: T-Q diagram ORC cyklu – teplotní profil mezi sekundární smyčkou přívodu tepla a pracovním médiem

T-Q diagram ohřevu toluenu termálním olejem (čárkovaně) je vidět na obr. 72. Approach point mezi médii byl postupně optimalizován až na konečnou teplotu 45 °C. Z toho lze vyvodit vstupní teplotu do turbíny T1 o hodnotě 310 °C. Pinch point mezi ekonomizérem a výparníkem byl vypočten na ideální teplotu 8 °C. Za izotermou

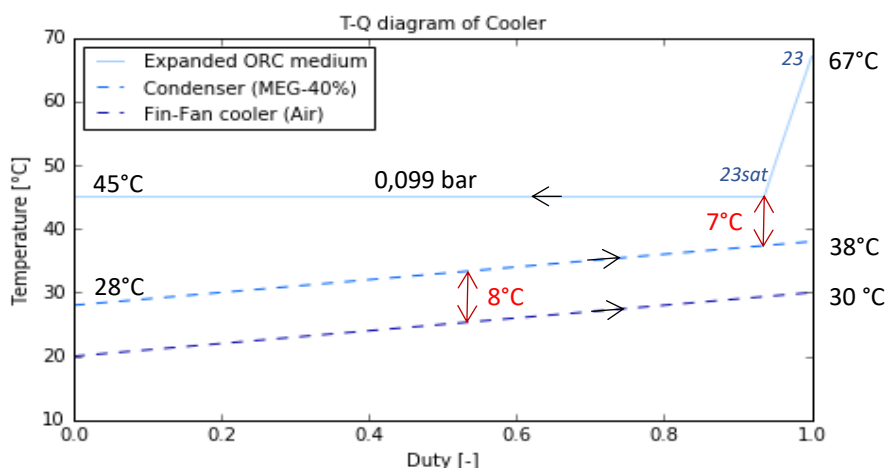
výparníku následuje navýšení teploty minimálním přehřátím toluenu. Obecně je snaha organická média (hlavně typu dry) co nejméně přehřívát. V první řadě velikost přehřívání významně ovlivňuje teplotu T1, dále se minimálně přehřívá kvůli nízké teplotní stabilitě média a volba minimálního přehřátí je výhodná pro navýšení účinnosti především u médií typu dry.



Obr. 73: T-Q diagram ORC cyklu – studená a horká strana rekuperátoru

Další z diagramů (obr. 73) je zaměřen na rekuperaci tepla, která probíhá mezi vyexpandovaným horkým toluenem a zkomprimovaným studenějším toluenem. Na T-Q diagramu je znázorněno vychlazování přehřátého toluenu z 149,4 °C na 67 °C, ochlazený toluen dále pokračuje do srážecí přehřátí kondenzátoru. Zkomprimovaný toluen naproti tomu přijme teplo a ohřeje se ze 46,4 °C na 110 °C. Minimální teplotní rozdíl (pinch point) o teplotě 20,6 °C, který především u rekuperátorů může způsobit problémy s jejich návrhem, pokud se objeví ve vnitřní části výměníku, se nachází na krajní (vychlazené) straně rekuperátoru. V tomto případě tedy nebude problém s dalšími výpočty.

Odvod tepla je zprostředkován přes kondenzátor, který předává teplo výměníku v sekundárním okruhu s MEG a vložený sekundární okruh je dochlazován v primárním okruhu vzduchem chlazeným výměníkem dle obr. 74. Ochlazený toluen z rekuperátoru o teplotě 67 °C prochází nejprve přes integrovaný srážecí přehřátí (23-23sat), kde se dochladí na kondenzační teplotu 45 °C. Mezi kondenzátorem a sekundárním okruhem a sekundárním a primárním okruhem odvodu tepla jsou zvoleny minimální přestupové teplotní rozdíly 7 °C a 8 °C. Teplotní rozdíl je u primárního a sekundárního okruhu konstantní a u kondenzátoru se nachází na vstupu do kondenzační části v bodě 23sat. Ohřátí o 10 °C je voleno jak u chladiče se směsí ethylenglykolu a vody (z 28 na 38 °C), tak u chlazení vzduchem (z 20 na 30 °C).



Obr. 74: T-Q diagram ORC cyklu – teplotní profil vychlazování toluenu ve vodním kondenzátoru a vzduchovém chladiči

Teploty sekundárního okruhu jsou dále rozvedeny v Tabulka 11. Postupný ohřev směsi o teplo kondenzovaného toluenu probíhá z teploty 28 °C na teplotu 38 °C. Teplota směsi MEG odpovídající teplotě 23sat je 37,4 °C

Tabulka 11 Teploty sekundární chladicí smyčky s MEG

----Secondary cooling circuit with MEG----	
Hot side of Cooler (Secondary circuit w/ MEG):	38,0 °C
Cooling MEG temperature corresponding to the superheat cooler point (23sat):	37,4 °C
Cold side of Cooler (Secondary circuit w/ MEG):	28,0 °C

Zmíněné minimální teplotní rozdíly ve výměnících jsou pro přehlednost shrnuty v Tabulka 12:

Tabulka 12 Minimální teplotní rozdíly tepelných výměníků ORC cyklu

---Minimal temperature difference---	
Minimal dT of Primary heater:	19,89 °C
Minimal dT of Secondary heater:	8,25 °C
Minimal dT of Recuperator:	20,62 °C
Minimal dT of Primary Cooler:	8,00 °C
Minimal dT of Secondary Cooler:	7,66 °C

Tabulky vlastností toluenu v průběhu cyklu

Podobně jako u sCO₂ cyklu, ale podrobněji, budou v následujících Tabulka 13 a 14 nejprve zhodnoceny vlastnosti toluenu v ORC cyklu a následně budou uvedeny výkony (nejprve bez zahrnutých ztrát a poté se ztrátami) a tepelná účinnost cyklu.

Hmotnostní a objemový průtok je počítán dle stejného vzorce jako sCO₂ cyklus (vzorec R 7). Objemový průtok je svými hodnotami podobný konvenčním cyklům.

V Tabulka 13 jsou uvedené vlastnosti toluenu – objemový průtok, teplota, tlak, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, hustota, dynamická a kinematická viskozita. V tabulce se nově vyskytují body s koncovkou 23sat. Samotný bod 3 (výstup z kondenzátoru) je počítán za pomoci tabulek CoolProp (zkratka prop) dle tlaku P3 a Q = 0, což znamená pomezí levé mezní křivky (sytá kapalina). Bod 23sat je počítán obdobně, ale pro pravou mezní křivku, tedy pro mez sytosti páry (Q = 1).

$$D_{3} = \text{prop}('D', P', P_{3}, Q', 0, \text{toluene}) \quad [m^3/s] \quad R 8$$

$$D_{23sat} = \text{prop}('D', P', P_{3}, Q', 1, \text{toluene}) \quad [m^3/s] \quad R 9$$

Měrná tepelná kapacita toluenu je v okolí kondenzátoru mnohem nižší, než by měl cyklus s vodou. To může být způsobeno změnou vlastností toluenu při kondenzaci. Ovšem sekundární smyčka se směsí MEG (cp_23_sat_MEG) dosahuje mnohem vyšší měrné tepelné kapacity, než by dosahovala čistá voda, proto byla tato směs také zvolena jako pracovní médium tohoto okruhu. Také tepelná vodivost i dynamická a kinematická viskozita dosahují v okolí kondenzátoru mnohem nižších hodnot. Naproti tomu hustota v bodě 23sat je pětinašobně menší, než by měla voda a v bodě 3 se toluen dokonce svou hustotou naopak blíží hustotě vody.

Tabulka 13 Vybrané vlastnosti ORC cyklu s toluenem – objemový průtok, teplota, tlak, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, hustota, dynamická a kinematická viskozita

Point	Volumetric flow	Temperature	Pressure	Specific heat	Thermal conductivity	Density	Dynamic viscosity	Kinematic viscosity
	[m ³ /s]	[°C]	[bar]	[J/kgK]	[W/m/K]	[kg/m ³]	[mPas]	[mm ² /s]
1	0,180	310	35,00	1599	0,052	130,60	0,0162	0,12
2	76,520	149	0,12	1297	0,022	0,31	0,0097	30,97
23	74,280	67	0,12	1213	0,014	0,32	0,0079	24,36
23sat	0,029	45	0,12	1767	0,012	0,35	0,0074	21,32
3	0,029	45	0,099	1767	0,125	843,00	0,4408	0,52
4	0,028	46	35,00	1991	0,126	845,00	0,4475	0,53
41	0,030	110	35,00	3590	0,109	784,00	0,2580	0,33

Tepelná účinnost a výkon

Cyklus bude v těchto detailnějších výpočtech rozdělen na cyklus bez ztrát a cyklus se ztrátami. Ztráty budou uvažovány mechanické (Mechanical losses) a dále se bude uvažovat účinnost generátoru a převodovky dohromady (Turbine generator and gearbox efficiency) a účinnost elektrického motoru čerpadla (Pump electrical motor efficiency).

V cyklu bez ztrát v Tabulka 14 je uveden celkový výkon ORC zařízení (Plant net power output) a dále výkony jednotlivých komponent cyklu. Ve srovnání s kompresorem nadkritického CO₂ cyklu má čerpadlo řádově mnohem nižší příkon (Pump input power). Výkon kondenzátoru (Cooler power) je rozdělen na výkon srážecí přehřátí (Steam

superheat cooler power) a čistý výkon kondenzátoru (Steam condenser power). Tepelná účinnost (Cycle efficiency) je vypočtena dle vzorců R 1 a R 2.

Tabulka 14 Výsledná tabulka výkonů a tepelných účinností ORC cyklu beze ztrát

-----Cycle analysis without auxiliary losses-----		
Power	[kW]	[MW]
Plant net power output:	4680,6	4,7
Heater power:	15000,0	15,0
Turbine output power:	4804,9	4,8
Pump input power:	124,3	0,1
Recuperator power:	2873,9	2,9
Cooler power:	10319,4	10,3
Steam superheat cooler power:	665,4	0,7
Steam condenser power:	9653,9	9,7
Thermal efficiency	[%]	
Cycle efficiency (1):	31,2	/
Cycle efficiency (Basic cycle):	31,2	/

Po zahrnutí zmíněných ztrát je v Tabulka 15 vidět pokles výkonu turbíny ze 4,8 MWe na 4,6 MWe, dále je pozorován mírný nárůst příkonu čerpadla a čistý elektrický výkon celého zařízení poklesnul ze 4,7 MWe na 4,5 MWe.

Tepelná účinnost se ztrátami se postupně vypočte dle:

$$P_{pi} = P_{pump} * m = ((H_{4id} - H_3) / Pump_eff) * m \quad [W] \quad R 10$$

$$P_{ti} = P_{turbine} * m = ((H_1 - H_{2id}) * Turbine_eff) * m \quad [W] \quad R 11$$

Kde P_{pi} je vnitřní výkon čerpadla spočítaný z entalpického spádu a účinnosti čerpadla ($Pump_eff = 0,8$) a P_{ti} je vnitřní výkon turbíny s obdobným výpočtem kromě hodnoty účinnosti turbíny ($Turbine_eff = 0,9$).

$$P_p = P_{pi} / \eta_{el.motor} \quad [W] \quad R 12$$

$$P_e = (P_{ti} - z_{mech}) * \eta_{gen} \quad [W] \quad R 13$$

$$P_{gen} = P_e - P_p \quad [W] \quad R 14$$

Dalším krokem je výpočet celkové hodnoty příkonu čerpadla (R 12) se započtením účinnosti elektrického motoru čerpadla ($\eta_{el.motor} = 0,985$). Celkový výkon turbíny (R 13) je taktéž vypočten z vnitřního výkonu turbíny ochuzeného o mechanické ztráty ($z_{mech} = 100$ kW) a vynásobeného účinností generátoru a převodovky

($\eta_{gen} = 0,973$). Rozdíl těchto dvou výkonů je poté výkon generátoru (P_{gen}) dle R 14.

$$\eta_{w/losses} = P_{gen}/Q_{add} \quad [W] \quad R 15$$

V posledním kroku už jsou známy všechny veličiny pro výpočet tepelné účinnosti cyklu dle R 15. Při srovnání s účinností bez ztrát je vidět znatelný pokles o více než 1,5 %.

Tabulka 15 Výsledná tabulka výkonů a tepelných účinností ORC cyklu se ztrátami

-----Cycle analysis including auxiliary losses-----		
Turbine generator and gearbox efficiency:	0,973 [1]	97,3%
Pump electrical motor efficiency:	0,985 [1]	98,5%
Mechanical losses:	100,0 kW	0,1 MW
Power	[kWe]	[MWe]
Turbine output power at generator terminals:	4577,9	4,6
Pump power electrical consumption:	126,2	0,1
Plant net power output:	4451,7	4,5
Thermal efficiency	[%]	
Cycle efficiency (Cycle with losses):	29,68%	/

2.4. Výpočet komponent cyklu

V následující kapitole budou rozebrány podrobněji komponenty konkrétně pro ORC cyklus s toluenem. Výpočty výměníků byly provedeny pomocí tabulek CoolProp a výpočtů v upraveném excelovém souboru převzatém z předmětu Parní turbíny a kondenzátory Ing. Louthana (56). Design axiální turbíny byl stejně jako cykly vytvořeny v programovacím jazyku Python. Použité vzorce byly převzaty z příložené literatury s případnými úpravami dle „Know-how“ Doosan Skoda Power s.r.o.

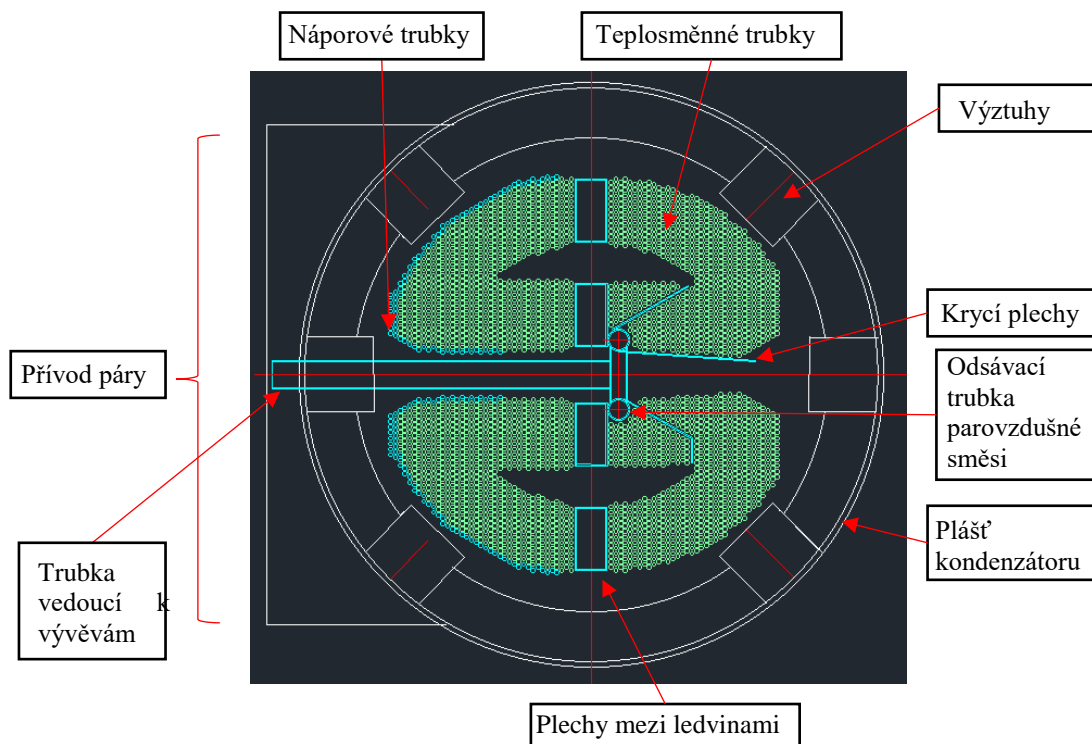
Přílohy 1-3 obsahují výkresy kondenzátoru s rekuperátorem, podélný řez axiální turbíny a spojený výkres turbíny s kondenzátorem včetně rekuperátoru.

2.4.1 Kondenzátor a rekuperátor

Prvními z detailněji počítaných komponent budou tepelné výměníky – kondenzátor a rekuperátor.

- **Kondenzátor**

Kondenzátor je povrchový tepelný výměník sloužící k odvodu odpadního tepla z cyklu viz podkapitola 1.3.4. V této práci je použit vodou (směsí ethylenglykolu a vody) chlazený kondenzátor, ve kterém přehřátý toluen kondenzuje na povrchu teplosměnných trubek, ve kterých proudí směs MEG. Na obr. 75 je náčrtek čtyřtáhového neděleného kondenzátoru se dvěma hrdly (vstup, výstup) navrhnutého pro ORC cyklus s toluenem. Kondenzátor bude pevně umístěn za axiálním výstupním hrdlem turbíny a bude k ní připojen přes spřažený kompenzátor.



Obr. 75: Čtyřtahový nedělený kondenzátor ORC cyklu (řez pláštěm před výztuhami)

Popis kondenzátoru dle obr. 75:

Přehřátý toluen natéká přívodním hrdlem mezi 4 „ledviny“ kondenzátoru, které tvoří teplosměnné a náporové (krycí) trubky. Oba typy trubek jsou rozmístěny pod úhlem 60° s roztečí 22 mm a jsou vyrobeny z austenitické nerezové oceli. Počet trubek (bude vypočten dále) je 792 s průměrem 16 mm a tloušťkou stěny 0,7 mm. Mezi ledvinami je umístěna trubka vedoucí nezkondenzovatelné plyny k vývěvám. Krabice plechů, s tloušťkou stěny 5 mm, radiálně umístěných mezi ledvinami se používají z důvodu možnosti snazšího přetrubkování. Plášť je uložený na patkách, po kterých klouže (viz Příloha 1 - bokorys).

Systém odsávání plynů tvoří odsávací trubka, která slouží pro odsávání plynů parovzdušné směsi. K odsávací trubce jsou ve tvaru klínu (horní polovina obrázku) přidělány krycí plechy, mezi kterými (uvnitř teplosměnného svazku) je umístěn chladič kondenzátu zajišťující dodatečné vykondenzování páry a snížení zatížení vývěv parní složkou v odsávané směsi. Nově vytvořený kondenzát poté přes spodní nakloněný krycí plech odtéká do sběrače kondenzátu. Na spodní polovině obrázku probíhá odsávání plynů bez chladiče a kondenzát odtéká do sběrače kondenzátu mezi teplosměnnými trubkami.

Příloha 1 – kondenzátor – popis nárysu

- Spřažený kompenzátor je použit tehdy, není-li pevný bod na kondenzátoru, ale pouze na turbíně, od které se kondenzátor odtlačuje pomocí spřáhel na kompenzátoru (ten umožňuje pohyb v laterálním směru). Tento pohyb zajišťuje vodící trubka vedoucí skrz sběrač kondenzátu, která je zakotvena objímkami k základu (klouzavý základ).

Spřažený kompenzátor je zleva přímo navázán na přírubu turbíny a zprava je přivařen ke kondenzátoru, za kompenzátozem následuje tzv. límec.

- Nástavba kondenzátoru:
 - Přejížděvací kus z obou stran rekuperátoru
 - Rekuperátor, pod nímž je pero, které zajišťuje osové vedení kondenzátoru spolu s vodící trubicí
- Pojišťovací ventil je u ORC použit (namísto pojišťovací membrány, která se používá u konvenčních cyklů), kvůli agresivnímu médiu, které nelze protržením membrány odpustit do atmosféry. Pojišťovací ventil v případě nárůstu protitlaku upustí tlak, aby nedošlo k nepřijatelnému navýšení tlaku uvnitř turbíny.
- Kondenzátor – přívod a odvod chladiva je realizován dvěma hrdly o průměru DN400 a přívod páry je zprostředkován potrubím o průměru 1500 mm s tloušťkou stěny 15 mm.
 - Sběrač kondenzátu – pod kondenzátorem shromažďuje kondenzát, který je kondenzátními čerpadly veden dále do cyklu
 - Vodící trubka – zajišťuje osové vedení

Průlezy a průhledy jsou umístěny v nástavbě (na každé straně 1xDN600), na parní straně pro vstup před a za rekuperátor jsou umístěny 2 průlezy, na kondenzátoru jsou 4 průlezy a sběrač kondenzátu má 1 průlez.

Výpočet vodního objemu kondenzátoru:

Výpočet objemu sběrače kondenzátu (Hotwell volume): $V_s = 4 \text{ m}^3$

Výpočet vodního prostoru (Water space volume):

Zadní vodní komora: $V_{ZVK} = 1,8 \text{ m}^3$

Přední vodní komora: $V_{PVK} = 2,6 \text{ m}^3$

Hrdla (2xDN400): $V_H = 0,092 \text{ m}^3$

Délka trubek mezi trubkovnicemi: $V_T = 0,634 \text{ m}^3$

Celkový objem vodního prostoru je po součtu jednotlivých objemů: $V_{VP} = 5,096 \text{ m}^3$

Výpočet hmotnosti kondenzátoru (proveden bez uvažování hmotnosti rekuperátoru):

Uvedené hmotnosti komponent, které nebyly počítány, jsou zjištěny pomocí programu Catia dle výkresů podobných kondenzátorů.

Trubkovnice (2x): $m_t = 1479 \text{ kg}$

Hmotnost otvorů v trubkovnici (16x0,7): $m_o = 700 \text{ kg}$

Podpěrné stěny (6 úseků napříč kondenzátorem - 5 podpěrných stěn):
 $m_{ps} = 63,8 \text{ kg}$

Náporové trubky (2x70): $m_{nt} = 231 \text{ kg}$

Plechý mezi ledvinami (4x): $m_p = 12,5 \text{ kg}$

Skořepina pláště: $m_s = 4600 \text{ kg}$

Patky (2x): $m_{patky} = 1720 \text{ kg}$

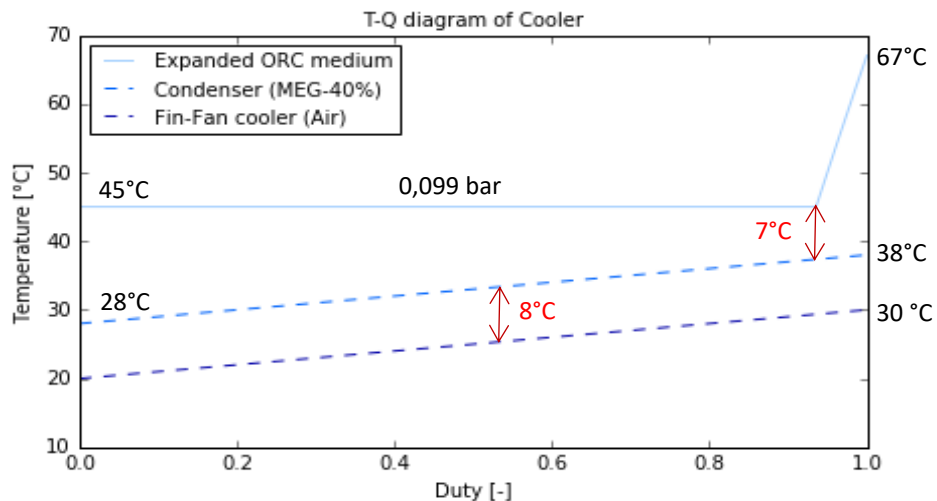
Odsávací trubky (2x):	$m_{ot}=18,4 \text{ kg}$
Výztužné trubky:	$m_{vt}=212 \text{ kg}$
Výztuhy (6x):	$m_v=255 \text{ kg}$
Žebra (12x):	$m_z=170 \text{ kg}$
Závěsy:	$m_z=400 \text{ kg}$
Rozpínací trubky (6x):	$m_{rt}=270 \text{ kg}$
Teplosměnné trubky (792 ks, 16x0,7):	$m_{tt}=1021 \text{ kg}$
Sběrač kondenzátu:	$m_{sk}=3800 \text{ kg}$
Nástavba (přední = 2000 kg a zadní = 2600 kg):	$m_n=4600 \text{ kg}$
Vodní komory (přední = 2400 kg a zadní = 1200 kg):	$m_{vk}=3600 \text{ kg}$
Víka (2x):	$m_{vt}=2200 \text{ kg}$
Pero:	$m_{pero}=530 \text{ kg}$

Celková hmotnost kondenzátoru bez uvažování hmotnosti rekuperátoru a po zaokrouhlení o hmotnosti dalších příslušenství (příruby, propojky, hrdla atd.) je cca:

$$m_{\text{celk}} = 30 \text{ t}$$

Výpočet kondenzátoru

V Tabulka 16 a Tabulka 17 jsou uvedeny výsledky výpočtů kondenzátoru odpovídající T-Q diagramu na obr. 76.



Obr. 76: T-Q diagram kondenzovaného toluenu/vodního kondenzátoru/vzduchového chladiče ORC cyklu s toluenem

Modře označené hodnoty v tabulce jsou vstupní data buď již předem vypočtená v cyklu, nebo zvolená dle zkušeností.

Tepelný výkon v první části tabulky je vypočten dle R 16:

$$Q = m_p \cdot (i_2 - i')$$

[kWt]

R 16

Průtok směsi MEG je potom dle rovnice R 17 :

$$m_v = (1000 \cdot Q)/(c_p \cdot (t_{v2} - t_{v1})) \quad [kg/s] \quad R 17$$

Tlak v kondenzátoru p_k (rovnice R 18) a entalpie topného kondenzátu i' (rovnice R 19) jsou vypočteny pomocí tabulek CoolProp (zkratka PropsSI). Tyto výpočty probíhají v základních jednotkách, proto je teplota převedena na jednotku Kelvin a tlak na jednotku Pascal. "Q" je parametr meze sytosti (0 nebo 1), v tomto případě odpovídá mezi sytosti kapaliny.

$$p_k = PropsSI("P", "T", t_k + 273,15, "Q", 0, toluene)/100000 \quad [bar] \quad R 18$$

$$i' = PropsSI("H", "P", p_k \cdot 100000, "Q", 0, toluene)/1000 \quad [kJ/kg] \quad R 19$$

Součinitel přestupu tepla na straně MEG

Součinitel přestupu tepla na vodní straně mezi stěnou teplosměnné trubky a chladičem (40 % ethylenglykol a 60 % voda) je postupně vyjádřen z následujících vzorců:

Střední teplota směsi (R 20):

$$t_{mv} = (t_{v1} + t_{v2})/2 \quad [^{\circ}C] \quad R 20$$

Vnitřní průměr trubek (R 21):

$$d_i = d_o - (2 \cdot t) \quad [m] \quad R 21$$

Počet trubek (R 22):

$$n_{tr} = (4 \cdot m_v)/(\pi \cdot w_v \cdot d_i^2 \cdot \rho_v) \quad [1] \quad R 22$$

Dynamická (η) viskozita, hustota (ρ) a kinematická (ϑ) viskozita směsi (R23-25):

$$\eta = PropsSI("VISCOSITY", "T", t_{mv} + 273,15, "P", p_v \cdot 100000, MEG - 40\%) \quad [Pa \cdot s] \quad R 23$$

$$\rho = PropsSI("D", "P", p_v \cdot 100000, "T", t_{mv} + 273,15, MEG - 40\%) \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad R 24$$

$$\vartheta = \eta/\rho \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad R 25$$

Měrná tepelná kapacita směsi (R 26):

$$c_p = PropsSI("CPMASS", "P", p_v \cdot 100000, "T", t_{mv} + 273,15, MEG - 40\%) \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad R 26$$

Tepelná vodivost směsi (R 27):

$$\lambda = PropsSI("CONDUCTIVITY", "P", p_v \cdot 100000, "T", t_{mv} + 273,15, MEG - 40\%) \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad R 27$$

Prandtlovo číslo (R 28):

$$Pr = (\eta \cdot \rho \cdot c_p)/(\rho \cdot \lambda) \quad [1] \quad R 28$$

Reynoldsovo číslo (R 29):

$$Re = (w_v \cdot d_i) / \vartheta \quad [1] \quad R 29$$

Koeficient tření (R 30)

$$\xi = (1,8 \cdot (\log Re) - 1,5)^{-2} \quad [1] \quad R 30$$

Nusseltovo číslo (R 31):

$$Nu = (Re \cdot Pr \cdot (\xi/8)) / (1 + 12,7 \cdot (\sqrt{\xi/8}) \cdot (Pr^{2/3} - 1)) \quad [1] \quad R 31$$

Součinitel přestupu tepla na straně MEG (R 32):

$$\alpha_v = (Nu \cdot \lambda) / d_i \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad R 32$$

Součinitel přestupu tepla na straně přehřátého toluenu

Součinitel přestupu tepla na parní straně mezi přehřátým toluenem a stěnou teplosměnné trubky je postupně vyjádřen z následujících vzorců:

Počet řad nad sebou (R 33):

$$n_{\text{řad}} = \sqrt{(n_{\text{tr}}/2)} \quad [1] \quad R 33$$

Dynamická (η) viskozita, hustota kondenzátu (ρ_k) a hustota přehřátého toluenu (ρ_p), tepelná vodivost kondenzátu (λ) (R34-37):

$$\eta_k = \text{PropsSI}(\text{"VISCOSITY"}, \text{"T"}, (t_k + t_{mv})/2 + 273,15, \text{"P"}, p_k \cdot 100000, \text{toluene}) \quad [Pa \cdot s] \quad R 34$$

$$\rho_k = \text{PropsSI}(\text{"D"}, \text{"P"}, p_k \cdot 100000, \text{"T"}, (t_k + t_{mv})/2 + 273,15, \text{toluene}) \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad R 35$$

$$\rho_p = \text{PropsSI}(\text{"D"}, \text{"P"}, p_k \cdot 100000, \text{"Q"}, 1, \text{toluene}) \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad R 36$$

$$\lambda_k = \text{PropsSI}(\text{"CONDUCTIVITY"}, \text{"P"}, p_k \cdot 100000, \text{"T"}, (t_k + t_{mv})/2 + 273,15, \text{toluene}) \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad R 37$$

Charakteristická délka teplosměnné trubky (R 38):

$$L_{\text{char}} = ((\eta_k / \rho_k)^2 / 9,80665)^{1/3} \quad [1] \quad R 38$$

Reynoldsovo číslo (R 39), kde L je aktivní délka trubek [m] předběžně zvolená (bude později dopočtena přesně):

$$Re = m_k / n_{\text{tr}} / \eta_k / L \quad [1] \quad R 39$$

Nusseltovo číslo (R 40):

$$Nu = 0,959 \cdot ((1 - \rho_p / \rho_k) / Re)^{1/3} \quad [1] \quad R 40$$

Součinitel přestupu tepla na straně přehřátého toluenu (R 41):

$$\alpha_c = (Nu \cdot \lambda_k) / L_{\text{char}} \cdot n_{\text{řad}}^{-1/6} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad R 41$$

Tabulka 16 Výsledky výpočtu kondenzátoru

MEG 40%/Toluen			
Vstupní teplota MEG	t_{v1}	28,00	[°C]
Výstupní teplota MEG	t_{v2}	37,24	[°C]
Průtok MEG	m_v	292,75	[kg/s]
Tlak v kondenzátoru	p_k	0,099	[bar]
Teplota sytosti v kondenzátoru	t_k	45,00	[°C]
Průtok páry	m_p	24,07	[kg/s]
Entalpie páry	i_{23sat}	277,49	[kJ/kg]
Entalpie topného kondenzátu	i'	-123,56	[kJ/kg]
Tepelný výkon předávaný v kondenzátoru	Q	9653,38	[kWt]
Součinitel přestupu tepla na vodní straně			
Střední teplota MEG	t_{Mw}	32,62	[°C]
Provozní tlak MEG	p_v	1,20	[bar]
Rychlost proudění vody	W_v	2,00	[m.s ⁻¹]
Vnější průměr trubek	d_o	0,016	[m]
Tloušťka stěny trubek	t	0,0007	[m]
Vnitřní průměr trubek	d_i	0,0146	[m]
Tepelná vodivost materiálu trubek (platí pro nerezovou austenitickou ocel)	λ_{tr}	15,00	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Počet trubek	n_{tr}	792,00	[1]
Kinematická viskozita MEG	ν	1,88E-06	[m ² .s ⁻¹]
Dynamická viskozita MG	η	0,001964	[Pa.s]
Hustota vody	ρ_v	1045,40	[kg.m ⁻³]
Měrná tepelná kapacita MEG	c_p	3569,49	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Tepelná vodivost MEG	λ_v	0,435	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Prandtlovo číslo	Pr	16,12	[1]
Reynoldsovo číslo	Re	15544,60	[1]
Koeficient tření	ξ	0,027	[1]
Nusseltovo číslo	Nu	171,53	[1]
Součinitel přestupu tepla na straně MEG	α_v	5109,60	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Součinitel přestupu tepla na parní straně			
Počet řad trubek nad sebou	$n_{řad}$	15,00	[1]
Hmotnostní průtok kondenzátu	m_k	24,07	[kg/s]
Dynamická viskozita	η_F	0,000471	[Pa.s]
Hustota kondenzátu	ρ_k	849,24	[kg.m ⁻³]
Hustota přehřátého toluenu	ρ_p	0,35	[kg.m ⁻³]
Tepelná vodivost kondenzátu	λ_F	0,12	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Charakteristická délka	L_{char}	3,15E-05	[1]
Reynoldsovo číslo	Re	3,25	[1]
Nusseltovo číslo	Nu	0,64	[1]
Součinitel přestupu tepla na straně přehřátého toluenu	α_c	1653,50	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

I přes vloženou rekuperaci se v kondenzátoru odvádí velké množství tepla, a to 9653 kWt (dle R 16)

Součinitel přestupu tepla (viz Tabulka 16) na straně směsi ethylenglykolu a vody vychází 5110 W.m⁻¹.K⁻¹ a na straně přehřátého toluenu dosahuje pouze 1654 W.m⁻¹.K⁻¹. Tyto hodnoty jsou mnohem nižší oproti vodnímu kondenzátoru v konvenčním SRC, kde na straně vody (v této práci strana MEG) je obvykle součinitel přestupu tepla okolo 10000 W.m⁻¹.K⁻¹ a na straně páry (v této práci strana s toluenem) se hodnoty pohybují cca 5500 W.m⁻¹.K⁻¹.

Dle Tabulka 17:

Střední logaritmický teplotní spád (R 42):

$$\Delta t_m = (tv_1 - tv_2) / \ln((t_k - tv_1) / (t_k - tv_2)) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad R 42$$

Součinitel prostupu tepla (R 43):

$$k = C_c / ((d_0 / \alpha_v \cdot d_i) + (d_0 / 2 \cdot \lambda_{tr}) \cdot \ln(d_0 / d_i) + (1 / \alpha_c) + R_i \cdot d_0 / d_i) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}] \quad R 43$$

Součinitel prostupu tepla se poníží o součinitel čistoty, který je zhoršen cca o 10 % dle použitého čištění kondenzátoru.

Velikost teplosměnné plochy (R 44):

$$S = 1000 \cdot Q / (k \cdot \Delta t_m) \quad [\text{m}^2] \quad R 44$$

Koncový teplotní rozdíl (R 45):

$$\Delta t_2 = t_k - tv_2 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad R 45$$

Aktivní délka trubek (R 46):

$$L = S / \pi \cdot d_0 \cdot n_{tr} \quad [\text{m}] \quad R 46$$

Předaný tepelný výkon na 1 m² kondenzátoru (R 47)

$$P = Q / S \quad [\text{kW}] \quad R 47$$

Tabulka 17 Výsledky výpočtu kondenzátoru - pokračování

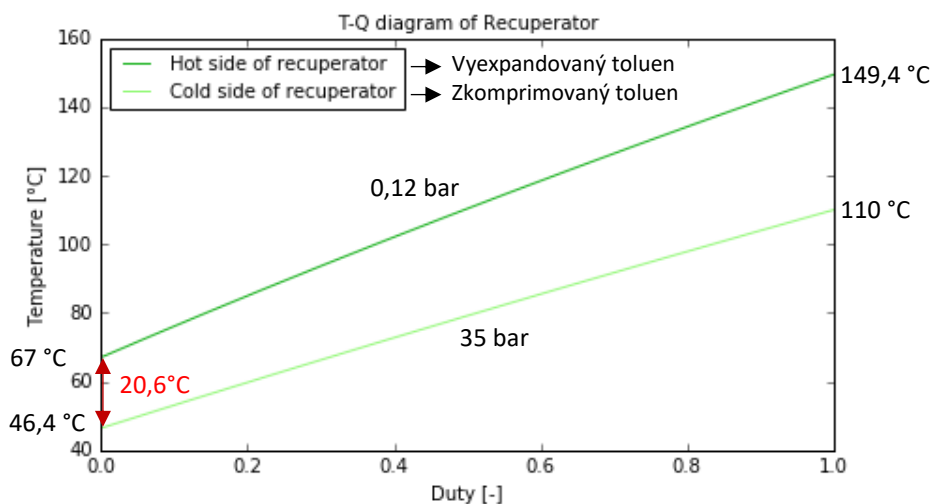
Střední logaritmický teplotní spád	Δt_m	11,8	[[°] C]
Součinitel čistoty	C_c	0,9	[1]
Přídavný tepelný odpor na straně MEG	R_i	0	[K.m ² /W]
Součinitel prostupu tepla	k	1036,7	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Velikost teplosměnné plochy	S	790,2	[m ²]
Koncový teplotní rozdíl	Δt_2	7,8	[[°] C]
Aktivní délka trubek	L	18,8	[m]
Předaný tepelný výkon na 1 m ² kondenzátoru	P	11,2	kWt

Obdobně jako součinitel přestupu tepla, je součinitel prostupu tepla oproti SRC mnohem menší (dvojnásobně). Oba tyto součinitele mají výrazný vliv na velikost

teplosměnné plochy kondenzátoru, která bude mnohonásobně větší s menší efektivitou odvodu tepla než u konvenčního SRC. Velikost plochy výměníků (i rekuperátoru) bude pravděpodobně převažovat nad samotnou velikostí turbíny viz Přílohy 3 (společný náčrtek turbíny s výměníky) a oba výměníky se tak stanou nejnákladnějšími a největšími komponentami cyklu. Předaný tepelný výkon na 1m² plochy kondenzátoru je 11,2 kWt.

• Rekuperátor

Rekuperátor je tepelný výměník sloužící k převedení tepla po expanzi v turbíně do zkomprimovaného studenějšího média, které by se jinak mařilo v kondenzátoru (využitím tepla dojde ke zvýšení účinnosti). Tento výměník bude umístěn v nástavbě kondenzátoru, která bude následovat přímo za axiálním výstupem z turbíny. Pokud by bylo možno zvolit takové médium, aby nebyla nutná rekuperace a byla zajištěna dobrá účinnost cyklu, je to vždy vhodnější alternativa k cyklu s rekuperací, protože rekuperátor dosahuje velkých rozměrů (a hmotností) a nákladů. Teplosměnné trubky rekuperátoru jsou uvažovány z austenitické nerezové oceli s vystřídaným uspořádáním.



Obr. 77: T-Q diagram studené a horké strany rekuperátoru ORC cyklu s toluenem

Na obr. 77 je pro připomenutí znázorněn T-Q diagram, jehož hodnoty slouží jako vstupní data pro Tabulka 18 a Tabulka 19. Zbylé modře označené hodnoty, které nelze nalézt na T-Q diagramu, jsou převzaty z výsledků naprogramovaného cyklu.

Teplota kondenzace (R 48):

$$t_k = PropsSI("T", "P", p_k \cdot 100000, "Q", 0, toluene) - 273,15 \quad [^{\circ}C] \quad R\ 48$$

Entalpie studené strany rekuperátoru (R 49 a R 50):

$$i_{v1} = PropsSI("H", "P", p_k \cdot 100000, "T", t_{v1} + 273,15, toluene)/1000 \quad [kJ/kg] \quad R\ 49$$

$$i_{v2} = Q/m + i_{v1} \quad [kJ/kg] \quad R\ 50$$

Entalpie horké strany rekuperátoru (R 51):

$$i_{k2} = PropsSI("H", "P", p_k \cdot 100000, "T", t_{k2} + 273,15, toluene)/1000 \quad [kJ/kg] \quad R\ 51$$

Tepelný výkon rekuperátoru (R 52):

$$i_{k2} = m_k \cdot (i_{k1} - i_{k2})$$

[kJ/kg]

R 52

Tabulka 18 Výsledky výpočtu rekuperátoru

Průtok toluenu na studené straně rek.	m_v	24,07	[kg/s]
Tlak na studené straně rek.	p_v	35	[bar]
Tlak topné páry/vody	p_k	0,12	[bar]
Vstupní teplota studené strany rek.	t_{v1}	46,41	[°C]
Výstupní teplota studené strany rek.	t_{v2}	110	[°C]
Teplota kondenzace	t_k	49,44	[°C]
Koncový rozdíl	DCA	20,62	[°C]
Průtok toluenu na horké straně rek.	m_k	24,07	[kg/s]
Entalpie toluenu na vstupu do horké strany	i_l	424,5	[kJ/kg]
Vstupní teplota horkého toluenu	t_{k1}	149,4	[°C]
Výstupní teplota horkého toluenu	t_{k2}	67,03	[°C]
Entalpie studené strany rek. - vstup	i_{v1}	-118,4	[kJ/kg]
Entalpie studené strany rek. - výstup	i_{v2}	1,11	[kJ/kg]
Entalpie horké strany rek. - vstup	i_{k1}	424,5	[kJ/kg]
Entalpie horké strany rek. - výstup	i_{k2}	304,99	[kJ/kg]
Tepelný výkon rekuperátoru	Q	2876,52	[kW]

Celkové množství rekuperovaného tepla z horké na studenou stranu je 2876 kW.

Součinitel přestupu tepla na studené straně rekuperátoru

Tabulka 19 Výsledky výpočtu studené strany rekuperátoru i

Součinitel přestupu tepla na studené straně rekuperátoru	TOLUEN		
Vstupní teplota toluenu	t_{v1}	46,4	[°C]
Výstupní teplota toluenu	t_{v2}	110	[°C]
Střední teplota toluenu na studené straně	t_{Mv}	78,21	[°C]
Tlak toluenu na studené straně rek.	p_v	35	[bar]
Rychlost proudění toluenu požadovaná	w_v	2,5	[m.s ⁻¹]
Počet trubek	n_{tr}	28	[1]
Rychlost proudění toluenu skutečná	w_{vskut}	2,45	[m.s ⁻¹]
Materiál trubek	-	Nerezová austenitická ocel	-
Tepelná vodivost materiálu trubek	λ_{tr}	15	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Kinematická viskozita toluenu	ν	4,0704E-07	[m ² .s ⁻¹]
Dynamická viskozita toluenu	η	0,000332	[Pa.s]
Hustota toluenu	ρ	815,34	[kg.m ⁻³]
Tepelná vodivost toluenu	λ	0,117	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Prandtlovo číslo	Pr	5,315	[1]
Reynoldsovo číslo	Re	140940,15	[1]
Koeficient tření	ζ	0,0166	[1]
Nusseltovo číslo	Nu	710,997	[1]
Součinitel přestupu tepla na studené straně	α_s	3560,7	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Střední teplota toluenu na studené straně (R 53):

$$t_{Mv} = (t_{v1} + t_{v2})/2 \quad [^{\circ}C] \quad R 53$$

Počet trubek (R54-56):

$$\rho_v = PropsSI("D", "P", p_v \cdot 100000, "T", t_{Mv} + 273,15, toluene) \quad [kg.m^{-3}] \quad R 54$$

$$d_i = d_o - 2 \cdot t \quad [m] \quad R 55$$

$$n_{tr} = 4 \cdot m / \rho_v / \pi / d_i^2 / w_v \quad [1] \quad R 56$$

Rychlost proudění toluenu skutečná (R 57):

$$w_{vsk} = 4 \cdot m / \rho_v / \pi / d_i^2 / n_{tr} \quad [ms^{-1}] \quad R 57$$

Dynamická (η) viskozita, hustota (ρ) a kinematická (ν) viskozita toluenu (R58-60):

$$\eta = PropsSI("VISCOSITY", "T", t_{Mv} + 273,15, "P", p_v \cdot 100000, toluene) \quad [Pa.s] \quad R 58$$

$$\rho = PropsSI("D", "P", p_v \cdot 100000, "T", t_{Mv} + 273,15, toluene) \quad [kg.m^{-3}] \quad R 59$$

$$\vartheta = \eta / \rho \quad [m^2.s^{-1}] \quad R 60$$

Tepelná vodivost směsi (R 61):

$$\lambda = PropsSI("CONDUCTIVITY", "P", p_v \cdot 100000, "T", t_{Mv} + 273,15, toluene) \quad [W.m^{-1}.K^{-1}] \quad R 61$$

Prandtlovo číslo (R 62):

$$Pr = PropsSI("PRANDTL", "P", p_v \cdot 100000, "T", t_{Mv} + 273,15, toluene) \quad [1] \quad R 62$$

Reynoldsovo číslo (R 63):

$$Re = (w_{vsk} \cdot d_i) / \vartheta \quad [1] \quad R 63$$

Koeficient tření (R 64)

$$\xi = (1,8 \cdot (\log Re) - 1,5)^{-2} \quad [1] \quad R 64$$

Nusseltovo číslo (R 65):

$$Nu = (Re \cdot Pr \cdot (\xi/8)) / (1 + 12,7 \cdot (\sqrt{\xi/8}) \cdot (Pr^{2/3} - 1)) \quad [1] \quad R 65$$

Součinitel přestupu tepla na studené straně rekuperátoru (R 66):

$$\alpha_s = (Nu \cdot \lambda) / d_i \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad R 66$$

Tabulka 20 Výsledky výpočtu horké strany rekuperátoru

Součinitel přestupu tepla na straně pláště (horká strana rekuperátoru)	TOLUEN		
	Vstupní teplota toluenu	t_{k1}	149,39
Výstupní teplota toluenu	t_{k2}	67,03	[°C]
Střední teplota toluenu na horké straně	t_{Mk}	108,21	[°C]
Tlak toluenu na horké straně rek.	p_k	0,12	[bar]
Rychlost proudění v kanálu před svazkem trubek	w_k	16,00	[m.s ⁻¹]
Poměr volného průřezu v kanálu vůči průřezu ve svazku trubek	pom	1,48	[1]
Rychlost proudění toluenu mezi žebry	w_{tol}	23,61	[m.s ⁻¹]
Délka teplosměnné trubky	L_{tr}	2,07	[m]
Tloušťka žebra	$delta$	0,0004	[m]
Počet žebor na 1 metr délky trubky	n_f	394,01	[ks]
Rozteč žebor	s	0,00254	[m]
Světlá vzdálenost mezi sousedními žebry	a	0,00214	[m]
Vnější průměr základní trubky	d_o	0,0254	[m]
Průměr přes žebra	d_a	0,0586	[m]
Výška žebra	h_f	0,0166	[m]
Tloušťka stěny trubek	t	0,001	[m]
Vnitřní průměr trubky	d_i	0,0234	[m]
Horizontální rozteč trubek	p_{tr}	0,095	[m]
Tepelná vodivost materiálu žebor	λ_{fin}	205,00	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Počet řad trubek	n_{rad}	28,26	[1]
Počet bloků svazku vedle sebe v horizontální rovině	n_{blok}	1,00	[1]
Povrch jednoho žebra	A_{sf}	0,0044	[m ²]
Povrch žebor na 1 m délky trubky	A_f	1,75	[m ²]
Volný vnější povrch trubek na 1 m délky	A_t	0,067	[m ²]
Celkový vnější povrch 1 m trubky	A	1,819	[m ²]
Vnitřní povrch 1 m trubky	A_i	0,074	[m ²]
Strana čtvercového kanálu dle zadané rychlosti:	$a_{čtverec}$	2,00	[m]

Kinematická viskozita toluenu	θ_{tol}	2,51613E-05	[m ² .s ⁻¹]
Dynamická viskozita toluenu	η_{tol}	8,81554E-06	[Pa.s]
Hustota toluenu	ρ_{tol}	0,3504	[kg.m ⁻³]
Tepelná vodivost toluenu	λ_{tol}	0,0177	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Prandtlův číslo	Pr_{tol}	0,7242	[1]
Reynoldsovo číslo	Re	23835,50	[1]
Poměr ploch A/A _{to}	A/A_{to}	26,870	[1]
Uspořádání svazku trubek	-	Vystřídané	-
Nusseltovo číslo	Nu	88,11	[1]
Korekce ϕ pro kruhová žebra	ϕ	1,69	[1]
Korekce X	X	0,83	[1]
Účinnost žebrování dle VDI	$h_f VDI$	0,82	[1]
Součinitel přestupu tepla na horké straně rek	α_H	61,32	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Virtuální součinitel přestupu tepla na vnější straně trubek	α_{vH}	50,71	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Střední teplota toluenu na horké straně (R 67):

$$t_{Mk} = (t_{k1} + t_{k2})/2 \quad [^{\circ}C] \quad R 67$$

Světlá vzdálenost mezi sousedními žebry (a) a poměr volného průřezu v kanálu vůči průřezu ve svazku trubek (pom) dle (R68-69):

$$a = s - delta \quad [m] \quad R 68$$

$$pom = p_{tr} \cdot s / ((p_{tr} - d_o) \cdot a + (p_{tr} - d_a) \cdot delta) \quad [1] \quad R 69$$

Rychlost proudění vzduchu mezi žebry (R 70):

$$w_{vzd} = w_k \cdot pom \quad [ms^{-1}] \quad R 70$$

Počet žebor na 1 metr délky trubky (R 71):

$$n_f = 1/s \quad [ks] \quad R 71$$

Výška žebra (R 72):

$$h_f = (d_a - d_o)/2 \quad [m] \quad R 72$$

Povrch jednoho žebra (A_{sf}), Povrch žebor na 1 m délky trubky (A_f), Volný vnější povrch trubek na 1 m délky (A_t), Celkový vnější povrch 1 m trubky (A), Vnitřní povrch 1 m trubky (A_i) dle (R73-77):

$$A_{sf} = \pi \cdot ((d_a^2 - d_o^2)/2 + d_a \cdot delta) \quad [m^2] \quad R 73$$

$$A_f = A_{sf} \cdot n_f \quad [m^2] \quad R 74$$

$$A_t = (n_f + 1) \cdot \pi \cdot d_o \cdot a \quad [m^2] \quad R 75$$

$$A = A_f + A_t \quad [m^2] \quad R 76$$

$$A_i = \pi \cdot d_i \quad [m^2] \quad R 77$$

Dynamická (η) viskozita, hustota (ρ) a kinematická (ϑ) viskozita toluenu (R78-80):

$$\eta = PropsSI("VISCOSITY", "T", t_{Mk} + 273,15, "P", p_k \cdot 100000, toluene) \quad [Pa \cdot s] \quad R 78$$

$$\rho = PropsSI("D", "P", p_k \cdot 100000, "T", t_{Mk} + 273,15, toluene) \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad R 79$$

$$\vartheta = \eta / \rho \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad R 80$$

Tepelná vodivost (R 81):

$$\lambda = PropsSI("CONDUCTIVITY", "P", p_k \cdot 100000, "T", t_{Mk} + 273,15, toluene) \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad R 81$$

Prandtlovo číslo (R 82R 28):

$$Pr = PropsSI("PRANDTL", "P", p_k \cdot 100000, "T", t_{Mk} + 273,15, toluene) \quad [1] \quad R 82$$

Reynoldsovo číslo (R 83):

$$Re = (w_{vzd} \cdot d_o) / \vartheta \quad [1] \quad R 83$$

Poměr ploch (R 84):

$$A/At0 = 1 + 2 \cdot h_f \cdot (h_f + \text{delta} + d_o) / (d_o \cdot a) \quad [1] \quad R 84$$

Nusseltovo číslo (R 85):

$$Nu = 0,22 \cdot Re^{0,6} \cdot A/At0^{-0,15} \cdot Pr^{1/3} \quad [1] \quad R 85$$

Korekce fí pro kruhová žebra (R 86):

$$\varphi = (d_a/d_o - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln(d_a/d_o)) \quad [1] \quad R 86$$

Součinitel přestupu tepla na horké straně rekuperátoru (R 87):

$$\alpha_H = (Nu \cdot \lambda) / d_o \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad R 87$$

Korekce X (R 88):

$$\varphi = \varphi \cdot da/2 \cdot \sqrt{(2 \cdot \alpha_H / \lambda_{fin} / \text{delta})} \quad [1] \quad R 88$$

Účinnost žebrování dle VDI (R 89)

$$\eta_{VDI} = \tanh(X/X) \quad [1] \quad R 89$$

Virtuální součinitel přestupu tepla na horké straně rekuperátoru (R 90):

$$\alpha_{HV} = \alpha_H \cdot (1 - (1 - \eta_{VDI}) \cdot A_f/A) \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad R 90$$

Tabulka 21 Výsledky výpočtu rekuperátoru - pokračování 4

Výsledné hodnoty			
Přídavný tepelný odpor - na vnější straně	R_o	0,0001	[m ² .K.W ⁻¹]
Přídavný tepelný odpor - na vnitřní straně	R_i	0,0001	[m ² .K.W ⁻¹]
Tepelný odpor celkový	$1/k$	0,03	[m ² .K.W ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	33,26	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Δt - strana na vstupu toluenu	Δt_1	20,616	[°C]
Δt - strana na výstupu toluenu	Δt_2	39,39	[°C]
Střední logaritmičtý teplotní rozdíl	Δt_{log}	29,00	[°C]
Teplosměnná plocha	S	2982,65	[m ²]
Předaný tepelný výkon na 1 m ²	P	0,964	[kW]

Tepelný odpor celkový (R 91):

$$1/k = 1/\alpha_{HV} + R_o + A/A_i \cdot (1/\alpha_s + t/2/\lambda_{tr} + R_i) \quad [m^2.K.W^{-1}] \quad R 91$$

Součinitel prostupu tepla (R 92):

$$k = 1/(1/k) \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad R 92$$

Δt - strana na vstupu toluenu (R 93):

$$\Delta t_1 = t_{k2} - t_{v1} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad R 93$$

Δt - strana na výstupu toluenu (R 94):

$$\Delta t_2 = t_{k1} - t_{v2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad R 94$$

Střední logaritmický teplotní rozdíl (R 95):

$$\Delta t_{log} = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad R 95$$

Teplosměnná plocha (R 96):

$$S = 1000 \cdot Q / (k \cdot \Delta t_{log}) \quad [\text{m}^2] \quad R 96$$

Počet řad trubek (n_{rad}) a Strana čtvercového kanálu nástavby kondenzátoru ($a_{čtverec}$) dle R 97-98:

$$a_{čtverec} = \sqrt{m_k / \rho_{tol} / w_k} \quad [\text{m}^2] \quad R 97$$

$$n_{rad} = S / (n_{tr} \cdot A \cdot A_{čtverec}) \quad [1] \quad R 98$$

Délka teplosměnné trubky (R 99):

$$L_{tr} = S / n_{tr} / A / n_{rad} / n_{blok} \quad [\text{m}] \quad R 99$$

Součinitelé přestupu tepla na studené (zkomprimované, kapalné) straně $\alpha_s=3561 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ a na horké (vyexpandované, přehřáté) straně $\alpha_H=61 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ mají výrazně jiné (a zároveň opět velmi malé) hodnoty kvůli rozdílným fázím na obou stranách rekuperátoru. Součinitel prostupu tepla v rekuperátoru je potom $33,2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Strana čtvercového kanálu nástavby kondenzátoru, v níž je uložen rekuperátor má plochu $A_{čtverec}=2 \text{ m}$ (viz Přílohy 1 – náčrtek kondenzátoru). Plocha celého rekuperátoru je téměř čtyřnásobná oproti ploše kondenzátoru a činí 2983 m^2 . Předaný tepelný výkon na 1 m^2 je pouhých $0,964 \text{ kWt}$ a je několikanásobně menší než u kondenzátoru.

Tlaková ztráta rekuperátoru

Ztrátový součinitel pro vystřídání (přesazené) uspořádání trubek (R 100):

$$\xi = 1,463 \cdot Re_{de}^{-0,245} \cdot ((S_{tr} - d_o) / a + 1)^{0,7} \cdot ((S_{tr} - d_o) / d_o)^{-0,9} \cdot (d_e / d_o)^{0,9} \quad [1] \quad R 100$$

$$\xi = 0,868$$

Výpočet tlakové ztráty trubkového svazku (R 101-R 108):

Počet řad trubkového svazku (celkem):

$$NR_t = 28 \quad [1] \quad R 101$$

Rychlost ve volném průřezu žebrování na vstupu do svazku:

$$w_s^{in} = 23,61 \quad [\text{ms}^{-1}] \quad R 102$$

Hustota toluenu na vstupu do trubkového svazku:

$$\rho_{tol}^{in} = 0,315 \quad [kgm^{-3}] \quad R 103$$

Hustota toluenu na výstupu z trubkového svazku:

$$\rho_{tol}^{out} = 0,324 \text{ kgm}^{-3} \quad [kgm^{-3}] \quad R 104$$

Střední hustota toluenu:

$$\rho_{tol}^{ST} = (\rho_{tol}^{out} + \rho_{tol}^{in})/2 \quad [kgm^{-3}] \quad R 105$$

Rychlost ve volném průřezu žebrování na výstupu ze svazku:

$$w_s^{out} = (\rho_{tol}^{in}/\rho_{tol}^{out}) \cdot w_s^{in} \quad [ms^{-1}] \quad R 106$$

Střední rychlost ve volném průřezu žebrování:

$$w_s^{st} = w_s^{out} + w_s^{in} = 23,28 \quad [ms^{-1}] \quad R 107$$

Tlaková ztráta trubkového svazku:

$$\Delta p = \xi \cdot NR_t \cdot (w_s^{st})^2 / 2 \cdot \rho_{tol}^{ST} \quad [kPa] \quad R 108$$
$$\Delta p = 2,124$$

O tuto ztrátu byl navýšen protitlak turbíny z 0,099 bar na 0,12025 bar, což je o 17,7 %.

2.4.2 Axiální turbína

Poslední komponentou cyklu, která bude představena, je turbína. Vzhledem k zaměření Doosan Škoda Power (DSPW) především na axiální turbíny, bude i turbína pro ORC zařízení navržena jako axiální. První výpočty pro představu o počtu stupňů, volbě otáček, o poslední lopatce, patních průměrech atd. byly provedeny v interním programu DSPW. Dle návrhových výpočtů bylo stanoveno několik variant uspořádání ORC jednotky (bude představeno v další části) a vybrána finální varianta, pro kterou bylo nutno zvolit typ výstupního hrdla (bude zvoleno v další části). Typ výstupního hrdla (radiální, axiální), jeho průměr a axiální výstupní rychlost ovlivňuje především konstrukční návrh kondenzátoru, proto byly tyto výpočty a rozvahy provedeny mezi prvními společně s návrhem kondenzátoru.

Dle předběžných výsledků interního programu byl sestaven v programovacím jazyku Python ve vývojovém prostředí Spyder IDE program na výpočet turbíny, přičemž z důvodu zjednodušení některých výpočtů bylo několik parametrů uvažováno za předem zadané (viz např. Tabulka 22, Tabulka 23). Veškeré uvedené výpočty jsou buď převzaty z prací (57), (58), (59), (60), (61), nebo jsou navrženy na základě interních zkušeností a zvyklostí z DSPW.

Rozměry výstupního hrdla turbíny

Volba mezi axiálním a radiálním výstupem byla jedním z prvních rozhodnutí, které bylo nutno udělat před návrhem turbíny i kondenzátoru. Po úvahách byl, na základě podobností s realizovanými projekty DSPW, zvolen axiální výstup.

Axiální výstupní rychlost byla iterována k dosažení optimální hodnoty okolo 50 m/s (maximálně 80 m/s). Výpočet byl proveden z hodnoty objemového průtoku na hrdle ($76,5 \text{ m}^3/\text{s}$) a z průměru výstupního hrdla (1,46 m). Včetně tloušťky materiálu výstupního hrdla je konečný rozměr o průměru 1530 mm (DN1500) viz Přílohy 2 – výkres turbíny. Špičkový průměr posledního stupně dosahuje 1324 mm na patním průměru 700 mm. Roztečná kružnice šroubů příruby je 1600 mm.

Uspořádání a volba otáček

- Plnootáčková varianta (1500 ot/min) – tato plnootáčková varianta (tedy bez převodovky) dosahovala největšího výkonu ze všech, ovšem bez zahrnutých ucpávkových úniků, které mají významný vliv na výkon. Nevýhodou je velký počet stupňů (33), který je neúměrný generovanému výkonu turbíny (4,6 MWe) a z toho důvodu je tato varianta považována za nekonkurenceschopnou a velmi nákladnou.
- VAX uspořádání (4000 ot/min VT, 1500 ot/min NT) – pro toto uspořádání je charakteristický vysokootáčkový VT díl a pomaloběžný NT díl. Nevýhodou je větší množství ucpávek, kvůli rozdělení expanze na více těles, což by mělo za následek velké ucpávkové ztráty a samotné vícetělesové uspořádání by bylo pravděpodobně neekonomické.

- Vysokootáčková varianta (2500/1500 ot/min) – varianta generátor-převodovka-turbína se ukázala být nejvýhodnější variantou, u kterých bylo dosaženo mnohem nižšího počtu stupňů než u plnootáčkové varianty, ale oproti předchozím variantám se muselo při vyšších otáčkách dbát na kontrolu Machových čísel ($Ma < 1$). Např. při otáčkách 2800 ot/min už Machova čísla na výstupu z oběžných lopatek dosahovala transsonického proudění.

Výpočty

- Volba mezi skupinovou/škrťací regulací

Pro axiální typy turbín s expanzním poměrem $P1/P2 > 100$ (dle (13)), je nutné navrhovat regulační stupně s parciálním ostříkem (A-kolo). Pro toluenovou ORC turbínu na zadané parametry vychází expanzní poměr $P1/P2 = 292$ a bude tedy navrhnut s dýzovou regulací. Ve výpočtech nebudou v této práci uvažovány částečné provozy. Turbína bude provozována na 100 % výkonu a jeho regulace (snižování) bude realizováno škrćením na ventilu, čímž dojde ke snížení hmotnostního průtoku a tlaku (následně i výkonu). K umožnění provozování turbíny i na klouzavý tlak bude ventil konstrukčně proveden s individuálním servopohonem. Traverzová regulace by byla levnější variantou, ale neumožňovala by regulovat turbínu klouzavým tlakem. Tlaková ztráta na regulačním ventilu bude uvažována 3,5 %.

- Vstupní parametry pro výpočet

Tabulka 22 Vstupní parametry (1) - Alfa1k, patní průměr, reakce na středu, tlak před stupněm

Stupeň	Alfa1k [°]	Dpat [mm]	Reakce_str [1]	P1 [bar]
A	14,89	650	0,069	35,00
2	13,76	450	0,50	18,00
3	13,60	450	0,50	15,56
4	13,62	450	0,50	13,49
5	13,64	450	0,50	11,73
6	13,65	450	0,50	10,23
7	13,65	450	0,50	8,94
8	13,65	450	0,50	7,82
9	13,58	490	0,50	6,85
10	13,46	510	0,50	5,87
11	13,42	530	0,50	4,98
12	13,42	550	0,50	4,17
13	13,37	580	0,50	3,45
14	13,35	600	0,50	2,80
15	13,35	620	0,50	2,26
16	14,63	640	0,50	1,80
17	15,30	660	0,50	1,39
18	16,77	680	0,50	1,00
19	18,40	700	0,52	0,74
20	20,60	700	0,55	0,49
21	22,10	700	0,55	0,31
22	26,80	700	0,57	0,19

Tabulka 23 Vstupní parametry (2)

Vstupní parametry			
Otáčky	n	2500	[ot/min]
Vstupní tlak	P_1	35,00	[bar]
Vstupní teplota	$T1$	310,00	[°C]
Vstupní entalpie	h_1	624,14	[kJ/kg]
Protitlak	$P2$	0,12	[bar]
Hmotnostní průtok	m	24,07	[kg/s]
Tlaková ztráta na regulačním ventilu	dp_valve	3,50	[%]
Rychlostní součinitel v dýze	fi	0,97	[1]
Rychlostní součinitel v oběžných lop.	psi	0,95	[1]
Průtokový součinitel stupněm	ny_stupen	0,98	[1]

Tabulka 24 Odhady účinností na vstupu do výpočtů

Odhady účinností			
Účinnost rozváděcí mříže A-kola	eta_RL_A	0,898	[1]
Účinnost oběžné mříže A-kola	eta_OL_A	0,868	[1]
Účinnost rozváděcí mříže	eta_RL	0,900	[1]
Účinnost oběžné mříže	eta_OL	0,900	[1]

Střední průměr lopatek (R 109):

$$D_s = D_{pat} + L_{RL} \quad [m] \quad R 109$$

Kde D_{pat} označuje patní průměr stupně a L_{RL} je délka rozváděcí lopatky.

Počet lopatek (R 110):

$$z_{lopatek} = (\pi \cdot D_s) / t \quad [1] \quad R 110$$

Počet lopatek je vyjádřen pomocí středního průměru lopatek a rozteče lopatek na středním průměru t a vychází z relativní rozteče t/c pro zvolený profil (viz Tabulka 29), kde „c“ je tětiva, která se získá z pevnostní analýzy profilu.

- Labyrintové ucpávky (61)

Tabulka 25 Výpočet ucpávek

Parametry k ucpávkám			
Počet břitů	$pocet_bitu$	3	[1]
Průtokový součinitel ucpávkou	ny_uc	0,95	[1]

Průměr hřídelové ucpávky – dle zvyklostí DSPW ponížen o 7 mm (R 111):

$$D_{Huc} = D_{pat} - 7 \cdot 10^{-3} \quad [m] \quad R 111$$

Průměr nadbandážové ucpávky (R 112):

$$D_{Nuc} = D_{pat} + L_{OL} \quad [m] \quad R 112$$

Kde D_{pat} označuje opět patní průměr stupně a L_{OL} je délka oběžné lopatky.

Radiální vůle hřídelové ucpávky (R 113):

$$Radialní_vule_H = (0,85 \cdot D_{Huc}) + 0,25 \quad [m] \quad R 113$$

Materiálová konstanta $B = 0,85$ platí pro feritickou ocel u hřídelové i nadbandážové ucpávky.

Radiální vůle nadbandážové ucpávky (R 114):

$$Radialní_vule_N = (0,85 \cdot D_{Nuc}) + 0,25 \quad [m] \quad R 114$$

Plocha hřídelové ucpávky (R 115):

$$A_{Huc} = \pi \cdot D_{Huc} \cdot Radialní_vule_H \quad [m^2] \quad R 115$$

Plocha nadbandážové ucpávky (R 116):

$$A_{Nuc} = \pi \cdot D_{Nuc} \cdot Radialní_vule_N \quad [m^2] \quad R 116$$

Průtok hřídelovou ucpávkou (R 117):

$$m_{HU} = ny_{uc} \cdot (A_{Huc}[i]) \cdot \sqrt{((P0c/1e6^2) - (P1[i] + 1]/1e6)^2)) / (pocet_britu \cdot (P0c/1e6) \cdot v1)} \quad [kg/s] \quad R 117$$

Tlaky $P0c$ a $P1[i+1]$ jsou brány před a za ucpávkou. Vzorec pro hmotnostní průtok (hřídelové i nadbandážové ucpávky) odpovídá stavu, kdy v ucpávce nedochází ke kritickému proudění. Veličina $v1$ zde označuje měrný objem na vstupu do ucpávky. Průtokový součinitel ucpávkou ny_{uc} závisí na tvaru břitu a poměru tloušťky břitu k radiální mezeře.

Průtok nadbandážovou ucpávkou (R 118):

$$m_{NU} = (ny_{uc} \cdot A_{Nuc}[i]) \cdot \sqrt{(((P1s/1e6)^2) - (((P1[i] + 1]/1e6))^2)) / (pocet_britu \cdot (P1s/1e6) \cdot v1)} \quad [kg/s] \quad R 118$$

- Regulační stupeň - A-kolo

Tabulka 26 Výpočet A-kola

Výpočet A-kola			
Dělicí tlak (za A-kolem)	P_2	18,000	[bar]
Parciálnost	$parc$	0,238	[1]

Vstupní parametry do rozváděcích lopatek (RL) dle rovnic R119-R129:

Vstupní tlak – statický	$P_{0s} = P_1 \cdot dp_{valve}$	[Pa]	R 119
Vstupní entropie	$S_0 = prop('S', 'H', h_1, 'P', P_{0s}, toluene)$	[J/kgK]	R 120
Vst. entalpie - statická	$h_{0s} = h_1$	[J/kg]	R 121
Vst. teplota - statická	$T_{0s} = T_1$	[K]	R 122
Vst. hustota	$D_0 = prop('D', 'H', h_{0s}, 'P', P_{0s}, toluene)$	[Kg/m ³]	R 123

Izoentropická entalpie	$h_{izs_A} = prop('H', 'S', S_0, 'P', P_2, toluene)$	[J/kg]	R 124
Izo. spád na A-kole	$H_{iz_A} = h_{0s} - h_{izs_A}$	[J/kg]	R 125
Spád na RL	$H_{RL_A} = H_{iz_A} \cdot (1 - R_{str_A})$	[J/kg]	R 126
Izo. vst. Entalpie RL	$h_{1iz_A} = h_{0s} - H_{RL_A}$	[J/kg]	R 127
Výstupní hustota RL	$D_{vystup_RL_A} = prop('D', 'H', h_{1iz_A}, 'S', S_0, toluene)$	[Kg/m ³]	R 128
Skutečná ax. rychlost	$C1sk_RL_A = sqrt(2 \cdot H_{RL_A})$	[m/s]	R 129

Výpočet délky a plochy lopatek A-kola (61) dle rovnic R130-R134:

Délka RL s totálním ostřikem	$L_{RL_tot_A} = (m/D_{vystup_RL_A}) / (pi \cdot (Ds_A \cdot C1sk_RL_A \cdot sin(radians(Alfa1k_A))))$	[m]	R 130
Délka RL skutečná	$L_{RL_A} = L_{RL_tot_A} / Parc$	[m]	R 131
Délka OL	$L_{OL_A} = L_{RL_A} + delta_L_A$	[m]	R 132
Plocha RL	$A_{RL_A} = pi \cdot (Dpat_A + L_{RL_A}) \cdot L_{RL_A} \cdot Parc$	[m ²]	R 133
Plocha OLuž	$A_{OL_A} = pi \cdot (Dpat_A + L_{OL_A}) \cdot L_{OL_A} \cdot Parc$	[m ²]	R 134

Celkové stavy dle rovnic R135-R137 :

Vstupní ax. rychlost do RL	$c_{0ax} = (m - m_{HU_A}) / (A_{RL_A} \cdot D_0)$	[m/s]	R 135
Vstupní entalpie do RL	$h_{0c} = h_{0s} + (c_{0ax}^2) / 2$	[J/kg]	R 136
Vstupní tlak do RL	$P_{0c} = prop('P', 'H', h_{0c}, 'S', S_0, toluene)$	[Pa]	R 137

Rozváděcí lopatky A-kola dle rovnic R138-R153:

Skutečný tlak před	$P_{1s_A} = prop('P', 'H', h_{1iz_A}, 'S', S_0, toluene)$	[Pa]	R 138
Spád na RL A-kola	$Hsk_{RL_A} = eta_{RL_A} \cdot (H_{RL_A} + (c_{0ax}^2) / 2)$	[J/kg]	R 139
Vstupní sk. entalpie	$hsk1_A = h_{0c} - Hsk_{RL_A}$	[J/kg]	R 140
Vstupní sk. Entropie	$s1sk_A = prop('S', 'H', hsk1_A, 'P', P_{1s_A}, toluene)$	[J/kgK]	R 141
Vstupní hustota	$D_A = prop('D', 'H', hsk1_A, 'P', P_{1s_A}, toluene)$	[Kg/m ³]	R 142
Vstupní měrný objem	$v1_A = 1/D_A$	[m ³ /Kg]	R 143
Vstupní ax. rychlost	$C1ax_A = m / (A_{RL_A} \cdot D_A)$	[m/s]	R 144
Absolutní rychlost	$C1_A = sqrt(2 \cdot Hsk_{RL_A})$	[m/s]	R 145
Vstupní úhel RL	$Alfa1_A = degrees(asin(C1ax_A / C1_A))$	[°]	R 146
Obvodová abs. rychl.	$C1u_A = cos(radians(Alfa1_A)) \cdot C1_A$	[m/s]	R 147
Obvodová rychlost		[m/s]	R 148

Ax relativní rychlost	$U1_A = (\pi \cdot (Dpat_A + L_RL_A) \cdot n)/60$	[m/s]	R 149
Obvodová rel. rychl.	$W1ax_A = C1ax_A$	[m/s]	R 150
Relativní rychlost	$W1u_A = C1u_A - U1_A$	[m/s]	R 151
Výstupní úhel RL	$W1_A = \sqrt{(W1ax_A^2) + (W1u_A^2)}$	[m/s]	R 152
	$Beta1_A = \text{degrees}(\text{asin}(W1ax_A/W1_A))$	[°]	R 153

Oběžné lopatky A-kola dle R154-R171:

Obvodová rychlost OL	$U2_A = (\pi \cdot (Dpat_A + L_OL_A) \cdot n)/60$	[m/s]	R 154
Entalpie práce setrvačných sil	$h2w_A = hsk1_A + (W1_A^2/2) + (U2_A^2/2) - (U1_A^2/2)$	[J/kg]	R 155
Iz. Ent. na výstupu z OL	$h2iz_A = \text{prop}('H', 'S', s1sk_A, 'P', P_2, \text{toluene})$	[J/kg]	R 156
Izoentropická entalpie	$hiz_OL_A = h2w_A - h2iz_A$	[J/kg]	R 157
Skutečný spád na OL	$Hsk_OL_A = hiz_OL_A \cdot \eta_{OL_A}$	[J/kg]	R 158
Skutečná entalpie za OL	$hsk2_A = h2w_A - Hsk_OL_A$	[J/kg]	R 159
Skutečná entropie za OL	$s2sk_A = \text{prop}('S', 'H', hsk2_A, 'P', P_2, \text{toluene})$	[J/kgK]	R 160
Hustota za OL	$D2_A = \text{prop}('D', 'H', hsk2_A, 'P', P_2, \text{toluene})$	[Kg/m³]	R 161
Měrný objem za OL	$v2_A = 1/D2_A$	[m³/Kg]	R 162
Relativní rychlost OL	$W2_A = \sqrt{2 \cdot Hsk_OL_A}$	[m/s]	R 163
Ax relativní rychlost	$W2ax_A = (m - m_{NB_A})/(A_OL_A \cdot D2_A)$	[m/s]	R 164
Výstupní úhel z OL	$Beta2_A = \text{degrees}(\text{asin}(W2ax_A/W2_A))$	[°]	R 165
Unášivá rel. Rychlost	$W2u_A = \cos(\text{radians}(Beta2_A)) \cdot W2_A$	[m/s]	R 166
Absolutní unášivá rychl.	$C2u_A = U2_A - W2u_A$	[m/s]	R 167
Ax. absolutní rychl.	$C2ax_A = W2ax_A$	[m/s]	R 168
Absolutní rychlost	$C2_A = \sqrt{(C2u_A^2) + (C2ax_A^2)}$	[m/s]	R 169
Výstupní úhel OL	$Alfa2_A = \text{degrees}(\text{asin}(C2ax_A/C2_A))$	[°]	R 170
Výstupní entalpie včetně výstupní abs. rychlosti	$h02_A = hsk2_A + (C2_A^2)/2$	[J/Kg]	R 171

- Přetlakové lopatky (stupně 2-22)

Vstupní parametry do rozváděcích lopatek (RL) dle rovnic R172-R177 (57):

Izoent. skut. entalpie	$h_izs = \text{prop}('H', 'S', S_hist, 'P', P1[i + 1], \text{toluene})$	[J/kg]	R 172
Izoent. spád	$Hiz = hsk2_hist - h_izs$	[J/kg]	R 173
Ent. spád na RL	$H_RL = Hiz \cdot (1 - R_str[i])$	[J/kg]	R 174
Izoent. entalpie RL	$hiz_RL = h0_hist - H_RL$	[J/kg]	R 175

Entalpie a entalpické spády jsou vyjádřeny z výpočtů předchozího stupně, který je značen příponou _hist (pomocná proměnná, která uchovává veličinu z předchozího výpočtu).

Fiktivní rychlost při izo proudění	$Cf = \text{sqrt}(2 \cdot Hiz)$	[m/s]	R 176
Vstupní izo rychlost do RL	$C1s = (1 - R_str[i]) \cdot Cf$	[m/s]	R 177

Délka lopatek dle rovnic R178-R181 (59)

Vstupní tlak z předchozího stupně	$P_mez = \text{prop}('P', 'S', S_hist, 'H', hiz_RL, \text{toluene})$	[Pa]	R 178
Hustota z předchozího stupně	$D_{vystup_RL} = \text{prop}('D', 'H', hiz_RL, 'P', P_mez, \text{toluene})$	[Kg/m ³]	R 179
Délka RL	$L_RL = (m/D_vystup_RL) / (\pi \cdot (Ds[i]) \cdot C1sk_RL \cdot ny_stupen \cdot \sin(\text{radians}(Alfa1k[i])))$	[m]	R 180
Délka OL	$L_OL = L_RL + delta_L$	[m]	R 181

Tabulka 27 Prodloužení OL (delta_L) dle délky RL

L_RL [mm]	delta_L [mm]
60-70	1
70-80	1,5
80-90	2
90-110	2,5
110-120	3
120-130	3,5
130-150	4
>150	5

Tabulka 28 Volba min délky tětiny dle poměru délky OL k min délce tětiny

Poměr [-]	Minimální délka tětiny [mm]
$L_OL/tetiva_min < 5$	tetiva_min = 30
$L_OL/tetiva_min > 5$	tetiva_min = 46

Plocha lopatek dle R182 a R183:

Plochy RL a OL	$A_RL = \pi \cdot (Dpat[i] + L_RL) \cdot L_RL$	[m ²]	R 182
	$A_OL = \pi \cdot (Dpat[i] + L_OL) \cdot L_OL$	[m ²]	R 183

Rozváděcí lopatky (RL) dle rovnic R184-R204:

Vstupní tlak celk.	$P0c = prop('P', 'H', hiz_{RL}, 'S', S_{hist}, toluene)$	[Pa]	R 184
Vstupní měrný objem	$v1 = 1/D2_{hist}$	[m ³ /Kg]	R 185
Vstupní ax, rychlost	$c_{vstup_ax} = (m - m_{HU}) / ((A_{RL}) \cdot D2_{hist})$	[m/s]	R 186
Vstupní celk. entalpie	$h1c = hsk2_{hist} + (c_{vstup_ax}^2 / 2)$	[J/kg]	R 187
Adiabatický spád	$H_{ad} = (C1s^2 / 2) + Hiz$	[J/Kg]	R 188
Skutečný spád RL	$Hsk_{RL} = eta_{RL} \cdot (H_{RL} + (c_{vstup_ax}^2 / 2))$	[J/Kg]	R 189
Skutečná vst. entalpie	$hsk1 = h1c - Hsk_{RL}$	[J/Kg]	R 190
Skutečný vstupní tlak	$P1s = prop('P', 'H', hsk1, 'S', S_{hist}, toluene)$	[Pa]	R 191
Skut. vstupní entropie	$s1 = prop('S', 'H', hsk1, 'P', P1s, toluene)$	[J/kgK]	R 192
Vstupní hustota	$D1 = prop('D', 'H', hsk1, 'P', P1s, toluene)$	[Kg/m ³]	R 193
Vstupní sk. teplota	$T_1 = prop('T', 'H', hsk1, 'P', P1s, toluene)$	[K]	R 194
Ax. abs. rychlost	$C1ax = m / ((A_{RL}) \cdot D1)$	[m/s]	R 195
Absolutní rychlost	$C1 = sqrt(2 \cdot Hsk_{RL}) \cdot fi$	[m/s]	R 196
Vstupní úhel RL	$Alfa1 = degrees(asin(C1ax / C1))$	[°]	R 197
Obvodová rychlost	$U1 = (pi \cdot (Dpat[i] + L_{RL}) \cdot n) / 60$	[m/s]	R 198
Obv. složka abs. r.	$C1u = cos(radians(Alfa1)) \cdot C1$	[m/s]	R 199
Ax. sl. Relativní r.	$W1ax = C1ax$	[m/s]	R 200
Obv. sl. rel. rychl.	$W1u = C1u - U1$	[m/s]	R 201
Relativní rychlost	$W1 = sqrt(W1ax^2 + W1u^2)$	[m/s]	R 202
Výstupní úhel	$Beta1 = degrees(asin(W1ax / W1))$	[°]	R 203

Oběžné lopatky (OL) dle R205-R222:

Obvodová r.	$U2 = (pi \cdot (Dpat[i] + L_{OL}) \cdot n) / 60$	[m/s]	R 205
Entalpie setr. sil	$h2w = hsk1 + (W1^2 / 2) + (U2^2 / 2) - (U1^2 / 2)$	[J/kg]	R 206
Výst. iz. ental.	$h2iz = prop('H', 'S', s1, 'P', P1[i + 1], toluene)$	[J/kg]	R 207
Iz. entalpie OL	$hiz_{OL} = h2w - h2iz$	[J/kg]	R 208
Sk. spád na OL	$Hsk_{OL} = hiz_{OL} \cdot eta_{OL}$	[J/kg]	R 209
Sk. výst. ental.	$hsk2 = h2w - Hsk_{OL}$	[J/kg]	R 210
Sk. výst. entr.	$s2sk = prop('S', 'H', hsk2, 'P', P1[i + 1], toluene)$	[J/kgK]	R 211
Výst. hustota	$D2 = prop('D', 'H', hsk2, 'P', P1[i + 1], toluene)$	[Kg/m ³]	R 212
Výst. měrný ob.	$v2 = 1/D2$	[m ³ /Kg]	R 213
Rel. rychlost	$W2 = sqrt(2 \cdot Hsk_{OL}) \cdot psi$	[m/s]	R 214
Ax. rel. rychl.	$W2ax = (m - m_{NB}) / (A_{OL} \cdot D2)$	[m/s]	R 215
Výst. úhel	$Beta2 = degrees(asin(W2ax / W2))$	[°]	R 216
Obv. rel. rychl.	$W2u = cos(radians(Beta2)) \cdot W2$	[m/s]	R 217
Obv. abs. rychl.	$C2u = W2u - U2$	[m/s]	R 218
Ax. abs. rychl.	$C2ax = W2ax$	[m/s]	R 219
Absolutní rychl.	$C2 = sqrt((C2u^2) + (C2ax^2))$	[m/s]	R 220
Výstupní úhel	$Alfa2 = degrees(asin(C2ax / C2))$	[°]	R 221
Výst. entalpie	$h02 = hsk2 + (C2^2) / 2$	[J/Kg]	R 222

Poměr L/c :

Dle rovnice $L/c = L_{RL}/\text{tetiva}_{min}$ lze vyvodit, že poslední tři stupně budou mít zkroucené lopatky. (viz Přílohy 2)

Machovo číslo (57) viz rovnice R223-R229:

Měrná tepelná kapacita (izob.)	$C_p = \text{prop}('CPMASS', 'T', T_1, 'P', P0c, \text{toluene})$	[1]	R 223
Měrná tepelná kapacita (izoch.)	$C_v = \text{prop}('CVMASS', 'T', T_1, 'P', P0c, \text{toluene})$	[1]	R 224
Poissonova konst.	$kappa = C_p/C_v$	[1]	R 225
Machovo č. abs. rychl. RL	$Ma_{c1} = C1/\text{sqrt}(kappa \cdot P1s \cdot v1)$	[1]	R 226
Machovo č. rel. rychl. RL	$Ma_{w1} = W1/\text{sqrt}(kappa \cdot P1s \cdot v1)$	[1]	R 227
Machovo č. abs. rychl. OL	$Ma_{c2} = C2/\text{sqrt}(kappa \cdot P1[i + 1] \cdot v2)$	[1]	R 228
Machovo č. rel. rychl. OL	$Ma_{w2} = W2/\text{sqrt}(kappa \cdot P1[i + 1] \cdot v2)$	[1]	R 229

$u/c0$ (57):

$UkuC0 = U1/Cf$	[1]	R 230
-----------------	-----	-------

- Ztráty – nepřímá metoda (59) (57)

Ztráty regulační stupně dle R231 a R232:

Ztráta parciálností (okrajová ztráta)	$z_{\text{parc}_A} = 0.0085 + (0.0137/Ds_A) \cdot (1/Parc) \cdot (UkuC0_A)$	[1]	R 231
Ztráta ventilací neostříknutých lop.	$z_{\text{vent}_A} = 0.0425 / ((\sin(\text{radians}(Alfa1_A))) \cdot (L_{OL_A} - Parc/Parc) * (UkuC0_A)^3)$	[1]	R 232

Ztráty poslední lopatky (R233-R235):

Účinnost nekonečně dlouhé lop.	$eta_{\text{inf}_2} = 2.1 \cdot (1.34 - UkuC0_2) \cdot UkuC0_2$	[1]	R 233
Ztráta okrajová a netěsností	$z_{\text{posl}} = ((0.0005 + ((1.5/\sin(\text{radians}(Alfa1)))) \cdot (Ds_2/1000 + (0.00025 - 0.0004))))/L_{RL_2}$	[1]	R 234
Účinnost poslední lopatky	$eta_{\text{td}_2} = eta_{\text{inf}_2} - z_{\text{posl}}$	[1]	R 235

Pro rozváděcí mříž dle R236 a R237:

Ztrátový součinitel rozváděcí mříže	$zeta_s = 1 - (C1/C1s)^2$	[1]	R 236
Ztráta energie v rozváděcí mříži	$delta_{h_s} = ((C1s^2)/2) \cdot zeta_s$	[1]	R 237

Pro oběžnou mříž dle R238-R239:

Izoentropické proudění oběžnou mříží	$W2s = \text{sqrt}(2 \cdot (R_{str}[i]) \cdot H_{id} + W1^2)$	[m/s]	R 238
Ztráty energie v oběžném lopatkování	$delta_{h_r} = 0.5 \cdot (W2s^2 - W2^2)$	[1]	R 239

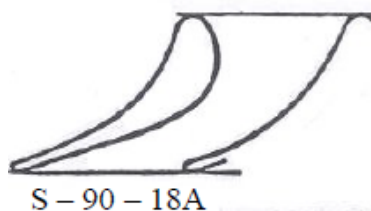
Celkové ztráty dle R240-R243:

Jednotkový výkon pro izoentropickou expanzi (mechanická práce stupně)	$Au = 0.5 \cdot ((C1s^2 - C2^2) + (W2s^2 - W1^2))$	[J/kg]	R 240
Celková měrná energie stupně se zahrnutou E_k výstupního proudu	$E0 = H_{id} + (C2^2)/2$	[J/kg]	R 241
Ztráta výstupní rychlostí	$delta_{h_{VR}} = (C2^2)/2$	[1]	R 242
Mechanická práce stupně (výkon stupně vztažený k průtoku 1 kg/s)	$Au_{st} = H_{id} - delta_{h_s} - delta_{h_{VR}} - delta_{h_r}$	[J/kg]	R 243

- Pevnostní výpočty dle rovnic R 244 - R 252, (59)

Pevnostní výpočty jsou vztaženy k profilu rozváděcí lopatky S-90-18A, který bude shodný jak pro oběžné, tak i pro rozváděcí lopatky všech stupňů.

Profil lopatek (viz Škopek)



Obr. 78: Profil rozváděcí lopatky S-90-18A
Obr. převzat z práce: Škopek (59)

Tabulka 29 Pevnostní výpočty - profil lopatek S-90-18-A

Pevnostní výpočty (profil S-90-18-A)			
Tětiva profilu	<i>tetiva_profilu</i>	47,10	[mm]
Šířka profilu	<i>sirka_profilu</i>	25,00	[mm]
(t/c)opt	<i>TkuC_opt</i>	0,75	[1]
Tětiva minimální	<i>tetiva_min</i>	30 (46)	[mm]
Modul průřezu v ohybu	<i>Womin</i>	0,33	[cm ³]
Kvadratický moment průřezu v ohybu	<i>Jomin</i>	0,24	[cm ⁴]

Axiální šířka lopatky *Bax* vychází dle vybraného profilu 16 mm, rozteč lopatek na střední průměru *t* je dle R 244 22,5 mm. *Wo* je modul průřezu v ohybu přepočtený dle velikosti tětivy.

$t = tetiva_min \cdot TkuC_opt$	[mm]	R 244
$Bax = (sirka_profilu / tetiva_profilu) \cdot tetiva_min$	[mm]	R 245
$Wo = (Womin / tetiva_profilu) \cdot tetiva_min$	[cm ³]	R 246

Výsledné hodnoty pevnostního namáhání dle R249-R252:

Krouticí moment	$Mkr = 30 \cdot Pi / (pi \cdot n \cdot z_lopatek[i])$	[Nm]	R 247
Obvodová síla od výkonu na 1 lop.	$Fu = (2 \cdot Mkr) / Ds[i]$	[N]	R 248
Max. ohybové namáhání	$Mmax = Fu \cdot L_{OL} / 2$	[Nm]	R 249
Namáhání v ohybu	$Sigma_ohyb = Mmax / Wo$	[Pa]	R 250

Pro A-kolo je dovolené namáhání omezeno na 16 MPa a pro přetlakové stupně na 20 MPa.

Tabulka 30 Parametry pro výpočet kritických otáček

Výpočet kritických otáček (nk)			
Střední (nosný) průměr hřídele	<i>d0</i>	380	[mm]
Ložisková vzdálenost	<i>L</i>	2,78	[m]
Tíha rotoru (dle R 251)	<i>G</i>	2500	[kg]
Hustota oceli	ρ	7850	[Kg/m ³]

$G = (pi \cdot (d0^2) / 4) \cdot L \cdot \rho$	[Nm]	R 251
$nk = (7,5 \cdot (d0/L)^2) / \sqrt{(G/L)}$	[N]	R 252

Kritické otáčky *nk* jsou dle rovnice (R 252) 4600 ot/min, což znamená, že jsou vyšší než nominální otáčky 2500 ot/min a z toho důvodu bude rotor konstrukčně vyroben jako tuhý.

- Termodynamická účinnost turbíny (59), (57) viz rovnice R 253 - R 264

Termodynamická účinnost přetlakových stupňů a A-kola (se zahrnutými ztrátami) R253-R255:

Termodynamická účinnost přetlakového stupně	$\eta_{td} = A_{u_st}/E_0$	[1]	R 253
Účinnost nekonečně dlouhé lopatky A-kola	$\eta_{inf_A} = 3,74 \cdot (1 - U_{kuC0_A}) \cdot U_{kuC0_A}$	[1]	R 254
Účinnost A-kola	$\eta_{td_A} = (\eta_{inf_A} \cdot (1 - z_{parc_A} - z_{vent_A}))/100$	[1]	R 255

Vnitřní výkon turbíny (platí pro A-kolo i pro přetlakové stupně) dle R256:

$P_i = \eta_{td} \cdot (m - m_{HU} - m_{NB}) \cdot H_{iz}$	[W]	R 256
--	-----	-------

Součet isoent. spádů všech stupňů	$H_{iz_celk} += H_{iz}$	[J/kg]	R 257
Užitečný spád	$H_{uz} = h_{0c} - h_{0_hist}$	[J/kg]	R 258
Ponížená entalpie o odhad tlakové ztráty	$H_{ponizene} = H_{iz_celk} - \Delta h_o$	[J/kg]	R 259
Entalpie se zahrnutím vlivu reheat faktoru	$H_{0_rf} = (1 + rf) \cdot H_{ponizene}$	[J/kg]	R 260

K vypočtení reheat faktoru byla použita konstanta $\Delta h_o = 8$ kJ/kg dle (59), která reprezentuje odhad tlakové ztráty plně otevřeného regulačního ventilu tak, že dojde ke snížení vstupní entalpie.

Celková td. účinnost turbíny (ze spádů)	$\eta_{td_celk(1)} = H_{uz}/H_{iz_celk}$	[1]	R 261
Reheat faktor (zpětně využitě teplo)	$rf = 1 - (H_{iz_celk}/H_{ponizene})$	[1]	R 262
Celková td. účinnost turbíny (se započtením reheat faktoru)	$\eta_{td_celk_rf(2)} = (1 - rf) \cdot \eta_{td_celk}$	[1]	R 263
Celková td. účinnost turbíny (z vnitřního výkonu)	$\eta_{td_celk(3)} = P_{i_celk}/m/H_{0_rf}$	[1]	R 264

- Výsledkové tabulky

Tabulka 31 Výsledková tabulka - patní průměr, vstupní tlak, teplota a entalpie, adiabatický spád, hmotnostní průtok

Stupeň	Dpat [mm]	p1 [bar]	t1 [°C]	i1 [kJ/kg]	H _{ad} [kJ/kg]	m [kg/s]
A	650	35,00	310,0	624,1	20,50	24,07
2	450	16,86	271,8	604,0	5,49	24,07
3	450	14,59	266,2	598,9	5,49	24,07
4	450	12,66	261,1	593,7	5,50	24,07
5	450	11,03	256,4	588,5	5,49	24,07
6	450	9,63	252,0	583,3	5,48	24,07
7	450	8,42	247,8	578,2	5,50	24,07
8	450	7,36	243,9	573,0	5,49	24,07
9	490	6,39	239,7	567,4	6,40	24,07
10	510	5,45	235,2	561,2	6,90	24,07
11	530	4,59	230,6	554,4	7,48	24,07
12	550	3,83	225,7	547,0	7,90	24,07
13	580	3,14	220,6	539,2	8,80	24,07
14	600	2,54	215,2	530,8	9,02	24,07
15	620	2,04	209,7	522,0	9,55	24,07
16	640	1,60	203,8	512,5	10,79	24,07
17	660	1,20	196,7	501,0	13,63	24,07
18	680	0,87	189,3	488,9	12,33	24,07
19	700	0,62	181,2	475,6	16,65	24,07
20	700	0,41	171,5	459,9	18,16	24,07
21	700	0,26	160,8	442,6	19,00	24,07
22	700	0,19	150,3	433,7	17,40	24,07

Tabulka 32 Výsledková tabulka - plochy a délky rozváděcích a oběžných lopatek

Stupeň	F-alfa RL [mm ²]	F-alfa OL [mm ²]	lr-pr [mm]	lob-pr [mm]
A	9266,7	10300,4	18,5	20,5
2	30132,9	30904,7	20,4	20,9
3	37425,9	38212,3	25,0	25,5
4	44022,5	44822,0	29,2	29,7
5	51434,9	52248,8	33,8	34,3
6	59739,9	60569,7	38,9	39,4
7	69018,9	69866,1	44,4	44,9
8	79634,9	80501,7	49,0	49,5
9	85643,8	86572,7	52,0	52,5
10	98547,6	99523,8	55,4	55,9
11	113111,6	115162,6	60,9	61,9
12	131537,0	133693,9	67,7	68,7
13	153383,3	156826,5	74,6	76,0
14	187385,3	192259,0	86,8	88,8
15	226000,8	232459,5	99,9	102,4
16	246456,1	253155,8	105,2	107,7
17	276435,8	284828,1	113,7	116,7
18	366773,4	378938,2	142,0	146,0
19	406782,0	422630,7	151,9	156,9
20	536512,0	553603,9	191,5	196,5
21	762307,3	781369,7	254,2	259,2
22	956073,9	993272,8	303,3	312,3

Tabulka 33 Výsledková tabulka - absolutní, relativní rychlosti a jejich složky, obvodová rychlost a Machova čísla a jejich složky

St.	c_{0vs} [m/s]	c_{1ax} [m/s]	c_{1u} [m/s]	w_{1u} [m/s]	u_1 [m/s]	c_{2ax} [m/s]	c_{2u} [m/s]	c_2 [m/s]	w_{2u} [m/s]	u_2 [m/s]	Mc_{1str} [1]	Mw_{1str} [1]	Mw_{2str} [1]	Mc_{2str} [1]
A	19,77	50,42	179,26	91,76	87,50	44,23	12,57	45,98	100,33	87,76	0,729	0,410	0,427	0,179
2	15,04	17,70	67,30	5,73	61,57	17,57	8,39	19,48	70,04	61,63	0,345	0,092	0,344	0,093
3	14,81	16,96	67,49	5,30	62,19	17,02	7,77	18,72	70,03	62,25	0,347	0,089	0,343	0,089
4	15,04	16,99	67,58	4,84	62,73	17,19	7,22	18,65	70,02	62,79	0,345	0,088	0,341	0,089
5	15,21	16,99	67,47	4,13	63,33	17,30	6,42	18,46	69,82	63,40	0,343	0,086	0,342	0,087
6	15,35	16,99	67,45	3,45	63,99	17,40	5,66	18,30	69,72	64,06	0,341	0,085	0,340	0,086
7	15,45	17,01	67,59	2,87	64,72	17,50	5,03	18,22	69,78	64,78	0,341	0,084	0,340	0,086
8	15,53	16,98	67,54	2,00	65,53	17,55	4,11	18,02	69,70	65,59	0,34	0,083	0,339	0,085
9	16,57	18,33	73,14	2,40	70,74	19,12	4,66	19,69	75,47	70,80	0,369	0,091	0,366	0,093
10	16,95	18,78	75,69	1,68	74,02	19,74	3,96	20,13	78,05	74,08	0,382	0,092	0,379	0,095
11	17,52	19,47	78,79	1,44	77,35	20,47	3,80	20,82	81,29	77,48	0,399	0,096	0,394	0,098
12	18,07	20,15	81,48	0,62	80,86	21,38	3,02	21,60	84,01	80,99	0,414	0,099	0,408	0,102
13	18,78	21,06	85,50	0,18	85,68	22,48	2,31	22,60	88,19	85,88	0,436	0,104	0,429	0,107
14	18,98	21,26	86,55	3,35	89,90	22,73	0,79	22,75	89,37	90,16	0,443	0,107	0,436	0,108
15	19,48	21,90	89,04	5,19	94,23	23,56	2,53	23,70	92,03	94,56	0,458	0,112	0,450	0,112
16	22,39	25,43	94,41	3,15	97,55	27,90	0,49	27,91	97,39	97,88	0,493	0,129	0,482	0,133
17	25,73	30,05	105,82	4,54	101,28	34,19	7,30	34,96	108,98	101,67	0,566	0,156	0,547	0,167
18	26,77	30,76	107,3	7,08	107,60	34,51	4,27	34,77	103,85	108,12	0,538	0,162	0,527	0,167
19	32,31	38,56	113,73	2,20	111,52	46,02	8,91	46,88	121,09	112,17	0,633	0,204	0,629	0,227
20	36,47	43,68	114,27	2,43	116,70	54,59	10,53	55,60	127,89	117,35	0,649	0,232	0,682	0,273
21	39,85	48,15	116,22	8,69	124,91	61,83	3,84	61,95	129,41	125,56	0,674	0,262	0,711	0,307
22	50,75	57,97	111,46	19,87	131,33	75,36	7,79	75,77	140,31	132,51	0,622	0,304	0,799	0,380

Tabulka 34 Výsledková tabulka - vstupní a výstupní úhly rozváděcích a oběžných lopatek

St.	alfa1 [°]	beta2 [°]	beta1 [°]	alfa2 [°]
A	15,71	28,78	23,79	74,14
2	14,73	72,06	14,08	64,46
3	14,10	72,64	13,66	65,44
4	14,11	74,09	13,79	67,19
5	14,14	76,33	13,92	69,63
6	14,14	78,51	14,01	71,96
7	14,12	80,41	14,07	73,95
8	14,11	83,25	14,13	76,83
9	14,07	82,54	14,22	76,29
10	13,93	84,90	14,19	78,64
11	13,88	85,77	14,13	79,46
12	13,88	88,23	14,28	81,96
13	13,84	89,50	14,30	84,12
14	13,80	81,05	14,27	87,99
15	13,81	76,65	14,36	83,85
16	15,07	82,95	15,99	88,99
17	15,85	81,40	17,41	77,93
18	17,01	77,02	18,38	82,94
19	18,73	86,72	20,81	79,03
20	20,92	86,80	23,11	79,08
21	22,50	79,76	25,53	86,44
22	27,47	71,08	28,24	84,09

Tabulka 35 Výsledková tabulka - termodynamická účinnost, u/c_0 , reakce na středě, počet lopatek, krouticí moment, ohybový moment, ohybové namáhání

St.	Ni [kW]	Eta_td [%]	u/c_0 [1]	r-str [1]	z_lop [1]	Mkr [Nm]	Mo [Nm]	Sigma_ohyb [MPa]
A	350,8	71,00	0,467	0,069	93	14,36	0,440	2,07
2	106,5	95,32	0,587	0,50	66	6,20	0,276	1,29
3	111,2	95,72	0,593	0,50	66	6,42	0,348	1,63
4	113,7	95,81	0,598	0,50	67	6,52	0,407	1,91
5	115,2	95,94	0,605	0,50	67	6,54	0,466	2,19
6	116,7	96,05	0,611	0,50	68	6,55	0,530	2,50
7	118,5	96,13	0,617	0,50	69	6,59	0,602	2,83
8	119,5	96,25	0,626	0,50	70	6,56	0,674	3,17
9	139,5	96,12	0,623	0,50	75	7,08	0,669	3,15
10	150,1	96,2	0,630	0,50	79	7,29	0,725	3,42
11	163,5	96,28	0,633	0,50	82	7,60	0,801	3,77
12	175,6	96,25	0,640	0,50	86	7,81	0,874	4,12
13	194,1	96,29	0,646	0,50	91	8,14	0,950	4,48
14	200,2	96,37	0,669	0,50	95	8,02	1,043	4,92
15	212,9	96,28	0,682	0,50	100	8,12	1,160	5,47
16	239,4	95,43	0,664	0,50	104	8,82	1,282	6,04
17	299,3	94,13	0,613	0,50	108	10,55	1,587	7,48
18	272,2	93,85	0,685	0,50	113	9,23	1,674	7,89
19	359,2	91,51	0,611	0,52	118	11,63	2,160	10,18
20	382,8	88,95	0,612	0,55	123	11,91	2,664	12,56
21	393,0	86,88	0,641	0,55	131	11,45	3,160	14,90
22	386,91	92,40	0,609	0,57	140	10,55	3,286	15,49

Tabulka 36 Výsledková tabulka

Součet isoentropických spádů:	223,1	kJ/kg
Protitlak	0,12	bar
Teplota za turbínou	149,4	°C
c2ax	75,3	m/s
Qv2	76,5	m ³ /s
Vnitřní výkon turbíny	4,72	MWe
Reheat faktor	0,021	1
Celková td. Účinnost (1)	92,45	%
Celková td. Účinnost (3)	90,49	%

3. Závěr

Dle zadání byl pro energetické využití odpadního tepla z cementárny proveden rozbor a zhodnocení dvou uzavřených cyklů: nadkritického CO₂ a ORC. Dle výsledků výpočtů (viz kapitola 2.2) byl zvolen pro další výpočty komponent ORC cyklus. Úskalím ORC cyklu byla nutná volba vhodného pracovního média. Výpočty jsou provedeny pro mnoho pracovních tekutin (viz Tabulka 10) a hodnoceny jsou především dle jejich vlastností (viz kapitola 1.3.5) a dosažené účinnosti. Nejvhodnějšími médii s vysokou účinností jsou MM (hexamethyldisiloxan), ethylbenzen a toluen, z nichž byl po kritickém zhodnocení zvolen toluen, jehož vlastnosti napříč cyklem jsou shrnuty v Tabulka 13. Pro ORC cyklus jsou provedeny výpočty nejprve bez zahrnutých ztrát a následně včetně ztrát např. mechanických a s definovanými účinnostmi převodovky, generátoru a elektrického motoru čerpadla viz Tabulka 14, 15. Generovaný elektrický výkon ORC jednotky dosahuje 4,5 MWe s tepelnou účinností cyklu (včetně zahrnutých ztrát) 29,68 %.

Kondenzátor je navržen jako čtyřtakový nedělený se dvěma hrdly DN400, přívodním a odvodním, jimiž proudí chladicí směs ethylenglykolu a vody. Vyexpandovaný toluen je veden z výstupního hrdla turbíny o průměru 1530 mm přes nastavbu kondenzátoru, v níž je uložen rekuperátor, až ke kondenzátoru. Přehřátý toluen natéká mezi čtyři „ledviny“ kondenzátoru (viz Obr. 75), které jsou tvořeny teplosměnnými trubkami z austenitické nerezové oceli o průměru 16 mm a tloušťkou stěny 0,7 mm. Pod kondenzátorem je umístěn sběrač kondenzátu, jímž vede vodící trubka, která je zakotvena objímkami k základu a umožňuje pohyb kondenzátoru, který se za pomoci spřaženého kompenzátoru odtlačuje od pevného bodu na turbíně. V případě nepřipustného navyšování tlaku uvnitř turbíny se otevírá pojišťovací ventil, kterým je upuštěn tlak. Celková hmotnost kondenzátoru (bez rekuperátoru) je 30 t a jeho délka včetně spřaženého kompenzátoru a rekuperátoru je 6150 mm (viz Přílohy 1). Předaný výkon kondenzátorem je 9,65 MWt. Plocha kondenzátoru a především rekuperátoru je několikanásobná ploše výměníků s konvenčními médii a oba výměníky se tak stanou nejnákladnějšími a největšími komponentami cyklu. Výsledky výpočtů kondenzátoru a rekuperátoru jsou shrnuty v tabulce 16 – 21.

Turbína je řešena jako jednotělesová připojená přes převodovku ke generátoru a s axiálním výstupem do kondenzátoru o průměru 1530 mm. Těleso je jednoplášťové, uložené na rámu. Tuhý rotor turbíny je v bubnovém provedení s 21 přetlakovými stupni a s prvním kolovým regulačním stupněm typu A-kolo. Regulační stupeň je rovnotlaký s parciálností 0,238 a přívod přehřátého toluenu je realizován jedním ventilem zespoda turbíny. Regulace je provedena škrcením. Na zatěsnění průtočné části jsou použity pravé labyrinty se třemi břity. Rozváděcí lopatky jsou zasazeny do tří nosičů uložených v tělese. Rozváděcí i oběžné lopatky jsou navrženy dle profilu S-90-18A viz Tabulka 29 a poslední lopatky budou řešeny jako zkroucené. Vnitřní výkon turbíny je 4,72 MWe a s termodynamickou účinností 90,49 %. Výsledky výpočtů turbíny jsou shrnuty v tabulce 31 - 36.

Délka turbíny mezi ložiskovými stojany dosahuje 2780 mm. Výstupní hrdlo turbíny má průměr 1530 mm. Celková délka turbíny i s nastavbou kondenzátoru a samotným kondenzátorem činí 11200 mm (viz Přílohy 2 a 3)

4. Reference

1. **Adefarati, T. a Bansal, R.C.** Energizing Renewable Energy Systems and Distribution Generation. *Pathways to a Smarter Power System*. 1. Yildiz Technical University : Academic Press, 2019, 2.
2. **Razak, A.M.Y.** *Industrial Gas Turbines*. UK : Woodhead Publishing, 2007. ISBN 978-1-84569-205-6.
3. **Liu, Liuchen.** Supercritical Carbon Dioxide(s-CO₂) Power Cycle for Waste Heat Recovery: A Review from Thermodynamic Perspective. *Processes*. 2020, Sv. 8, 1461.
4. **Frutschi, H.U.** *Closed-Cycle Gas Turbines: Operating Experience and Future Potential*. New York : ASME Press, 2005. ISBN 0791802264.
5. **McDonald, Colin.** Helium turbomachinery operating experience from gas turbine power plants and test facilities. *Applied Thermal Engineering* .
6. **DiPippo, R.** *Geothermal Power Plants*. Massachusetts : Butterworth-Heinemann, 2015. ISBN 978-0-08-100879-9.
7. **Harrison, J.** Stirling engine systems for small and micro combined heat and power (CHP) applications. [autor knihy] R. Beith. *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems*. West Midlands : Woodhead Publishing, 2011.
8. **Emrich, W.** *Principles of Nuclear Rocket Propulsion*. USA : Butterworth-Heinemann, 2016. ISBN 978-0-12-804474-2.
9. **Dincer, I.** *Integrated Energy Systems for Multigeneration*. Ontario : Elsevier Science, 2019. ISBN 978-0-12-809943-8.
10. **Pheng, Geok, a další.** Stirling Engine Technology for Parabolic Dish-Stirling System Based on Concentrating Solar Power (CSP). *Applied Mechanics and Materials*. 2017, Sv. 785: 576-80.
11. **Hoffschmidt, B.** 3.06 - *High Concentration Solar Collectors*. Jülich : Comprehensive Renewable Energy, 2012. ISBN 978-0-08-087873-7.
12. **Pitz-Paal, R.** Concentrating Solar Power. [autor knihy] T.M. Letcher. *Future Energy*. Durban : Elsevier Science, 2014, stránky 405-431.
13. **Macchi, E. a Astolfi, M.** *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. 1. Milano : Woodhead Publishing, 2016. str. 698. 9780081005101.
14. **Gharde, P.R.** *Design of Kalina cycle for Waste heat recovery from 1196CC multi-cylinder petrol engine*. Karad : International Journal of Advance Research In Science And Engineering, 2015. Sv. 4. ISBN 2319-8354(E).
15. **Mirolli, M.** *The Kalina cycle for cement kiln waste heat recovery power plants*. Kansas City : Conference Record Cement Industry Technical Conference, 2005. ISBN 0-7803-9107-1.
16. **Knudsen, T.** *Energy and exergy analysis of the Kalina cycle for use in concentrated solar power plants with direct steam generation*. Cancún : ISES Solar World Congress, 2013. ISBN 1876-6102.
17. **Singh, O.K.** *Application of Kalina cycle for augmenting performance of bagasse-fired cogeneration plant of sugar industry*. Delhi : Fuel 267 (2020) , 2020. 0016-2361.
18. **Zhang, X.** *A review of research on the Kalina cycle*. Shaanxi : Renewable and Sustainable Energy Reviews16, 2012. ISSN 1364-0321.
19. **Johnson, I.** Waste Heat Recovery. Technology and Opportunities in U.S. Industry. *U.S. Department of Energy*. 2008.

20. **Jouhara, H.** *Waste heat recovery technologies and applications*. 6. London : Thermal Science and Engineering Progress, 2018. stránky 268-289. ISSN 2451-9049.
21. **Colonna, P.** Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2015, Sv. 137, 10.
22. **Quoilin, S.** Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013, Sv. 22.
23. **Pan, L.** Performance analysis in near-critical conditions of organic Rankine cycle. *7th Biennial International Workshop "Advances in Energy Studies"*. 2012, Sv. 37, 1, stránky 281-286.
24. **Wang, Yu Ping.** Performance Analysis of Near-Critical and Subcritical Organic Rankine Cycle. *Applied Mechanics and Materials*. 2013, Sv. 448-453, stránky 3270-3276.
25. **Trela, M.** A definition of near-critical region based on heat capacity variation in transcritical heat exchangers. *Archives of Thermodynamics*. 2011, Sv. 32, stránky 55-68.
26. **Lecompte, S.** Review of Experimental Research on Supercritical and Transcritical Thermodynamic Cycles Designed for Heat Recovery Application. *Applied Sciences*. 2019, Sv. 9, 12.
27. **Stewart, Maurice a Lewis, Oran.** *Heat Exchanger Equipment Field Manual*. USA : Gulf Professional Publishing, 2013. ISBN 978-0-12-397016-9.
28. **Forsberg, Ch.** *Heat Transfer Principles and Applications*. USA : Academic Press, 2021. ISBN 978-0-12-802296-2.
29. *Organic Rankine Cycle Configurations*. **Kaplan, U.** Německo : Proceedings European Geothermal Congress EGC 2007, 2007.
30. **Jin, Y.** Influence of heat exchanger pinch point on the control strategy of Organic Rankine cycle (ORC). *Energy*. 2020, Sv. 207.
31. **Breńkacz, L.** Selection of the oil-free bearing system for a 30 kW ORC microturbine. *Journal of Vibroengineering*. 2019, Sv. 21, 2.
32. **Tartière, T.** A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. *Energy Procedia - 4th International Seminar on ORC Power Systems*. 2017, Sv. 129.
33. **Darvish, K.** Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses. *Sustainability*. 2015, Sv. 7, 11, stránky 15362-15383.
34. **Quoilin, S.** *Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration*. Lutych : University of Liege - Aerospace and mechanical engineering, 2007.
35. **Maraver, D.** Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. *Applied Energy*. 2014, Sv. 117, stránky 11-29.
36. **Oyewunmi, O.** Performance of working-fluid mixtures in ORC-CHP systems for different heat-demand segments and heat-recovery temperature levels. *Energy Conversion and Management*. 2017, Sv. 148, stránky 1508-1524.
37. **Lecompte, S.** Exergy analysis of zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles. *Energy Conversion and Management*. 2014, Sv. 85, stránky 727-739.
38. *ULTRA-LOW GWP REFRIGERANT MIXTURES AS WORKING FLUIDS IN ORC FOR WASTE HEAT RECOVERY*. **Braimakis, K.** Atény : ORC 2019, 2019. ISBN 978-90-9032038-0.

39. **Rahbar, K.** Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management*. 2017, Sv. 134, stránky 135-155.
40. **TURBODEN SOLUTIONS FOR INDUSTRIAL PROCESSES.** *Turboden*. [Online] [Citace: 23. 03 2022.] https://www.turboden.com/download_file_cta.php?id_ref=3008&lang=ITA.
41. **Brun, K.** *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*. Sawston, UK : Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100804-1.
42. **Marchionni, Matteo.** Review of supercritical carbon dioxide (sCO₂) technologies for high-grade waste heat to power conversion. *SN Applied Sciences*. 2, 2020, 611.
43. **Wu, Pan.** A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications. *Nuclear Engineering and Design*. 2020, Sv. 368.
44. **Persichilli, Michael.** Transforming Waste Heat to Power through Development of a CO₂ - Based Power Cycle. *Echogen*. [Online] [Citace: 03. 04 2022.] <https://www.echogen.com/documents/transforming-waste-heat-to-power-illinois.pdf>.
45. **Ahn, Yoonhan.** Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*. 2015, Sv. 47, 6, stránky 647-661.
46. **Liu, Yaping.** Supercritical CO₂ Brayton cycle: A state-of-the-art review. *Energy*. 2019, Sv. 189.
47. **White, Martin T.** Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation. *Applied Thermal Engineering*. 2021, Sv. 185.
48. **Poerner, Melissa.** Liquid CO₂ Formation, Impact, and Mitigation at the Inlet to a Supercritical CO₂ Compressor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. 2016, Sv. 9.
49. **Bidkar, Rahul A.** Low-Leakage Shaft-End Seals for Utility-Scale Supercritical CO₂ Turboexpanders. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2016, Sv. 139, 2.
50. **Chai, Lei.** A review of printed circuit heat exchangers for helium and supercritical CO₂ Brayton cycles. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020, Sv. 18.
51. *sCO₂ power cycle development and STEP Demo pilot project.* **Lariviere, Brian et al.** Essen : 4th European sCO₂ Conference for Energy Systems, 2021. ISSN 2510-7852.
52. *Scaling considerations for the application of the sCO₂-HeRo system in nuclear power plants.* **Hacks, Alexander J.** Essen : 2nd European sCO₂ Conference 2018, 2018. ISSN 2510-7852.
53. *Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture.* **Allam, Rodney.** Lausanne : 13th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies, 2016. Sv. 114, stránky 5948-5966. ISSN 1876-6102.
54. **Dostal, V.** The Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle: Comparison to Other Advanced Power Cycles. *Nuclear Technology*. 2006, Sv. 154, 3, stránky 283-301.
55. **Astolfi, M.** Comparison between ORC and CO₂ Power Systems for the exploitation of Low-Medium Temperature Heat Sources. *Energy*. 2018, Sv. 161, stránky 1250-1261.

- 56. Kollross, P., Louthan, J. a Uher, J.** *Přednášky z předmětu Parní turbíny a kondenzátory*. ZČU v Plzni : Katedra energetických strojů a zařízení , 2021.
- 57. Krajíc, L.** *Parní turbíny a příslušenství*. Plzeň : FST ZČU , 2017. 978-80-261-0731-6.
- 58. Bečvář, J.** *Tepelné turbíny*. Praha : SNTL, 1968. ISBN 04-213-68.
- 59. Škopek, J.** *Parní turbína - Tepelný a pevnostní výpočet* . Plzeň : ZČU v Plzni, 2003.
- 60. —.** *Tepelné turbíny a turbokompresory* . Plzeň : ZČU v Plzni, 2009.
- 61. Fiedler, J.** *Parní turbíny - návrh a výpočet*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. ISBN 80-214-2777-9.

5. Přílohy

Náčrtek 1 – Kondenzátor chlazený směsí ethylenglykolu a vody s nástavbou (v níž je rekuperátor) a spřaženým kompenzátorem (Ko_TK_01)

Výkres 2 – Podélný řez axiální ORC turbínou s axiálním výstupem (AxT_TK_01)

Náčrtek 3 – Spojený náčrtek turbíny a kondenzátoru (TaK_TK_01)