

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ
PRÁCE**

2019

**MIROSLAV
DONOVAL**

Anotační list

Jméno autora:	Miroslav Donoval
Název BP/DP:	Elektrárna s tepelným oběhem typu Kalina
Anglický název:	Power plant with use of the Kalina cycle
Akademický rok:	2019/2020
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky/Energetika
Vedoucí BP/DP:	Ing. Václav Novotný
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	Počet stran: 137 Počet obrázků: 55 Počet tabulek: 40 Počet příloh: 1
Klíčová slova:	Kalinův cyklus, nízkoteplotní zdroj, netradiční tepelné oběhy
Keyword:	Kalina cycle, low-temperature energy source, untraditional heat cycle
Anotace:	Tato práce se zabývá využitím tepelného oběhu typu Kalina. V první části je práce zaměřena na detailní rešerši možností zapojení Kalinova cyklu a jeho popisu. V další části se práce zaměřuje na modelové výpočty vybraných aplikací. V poslední části práce srovnává jednotlivé aplikace z hlediska rámcového návrhu vybrané komponenty, sumárních ploch výměníků a komplexity.
Abstract:	At the beginning of this work, there is a detailed summary of the principles of Kalina cycle and possibilities of its use in the area of energy systems etc. In the next part, this work focuses on the modelling of several chosen applications of Kalina cycle and its alternatives. In the end, chosen applications are compared by the basic models of chosen device, complexity and summary superficialities of the heat exchangers.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Donoval** Jméno: **Miroslav** Osobní číslo: **437297**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávatel katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Elektrárny s tepelným oběhem typu Kalina

Název diplomové práce anglicky:

Kalina cycle power plants

Pokyny pro vypracování:

Oběh Kalina využívající směs vody a čpavku jako pracovní látky, přináší velký teoretický potenciál ve zvýšení účinnosti výroby elektřiny např. z odpadního tepla, ale i řady jiných zdrojů. Pro optimalizaci účinnosti byla teoreticky vytvořena řada potenciálních konfigurací.

- 1) Tato práce přinese přehled většiny z uvažovaných konfigurací a pokusí se získat dostupné zkušenosti z návrhu a provozu existujících jednotek
- 2) Modelový výpočet oběhů Kalina a jeho alternativ pro nízkoteplotní a vysokoteplotní aplikaci a citlivostní analýzy na parametry oběhů ukáží možný přínos
- 3) Bude diskutován rozdíl v požadavcích na realizaci elektrárny založené na oběhu Kalina a jeho alternativě (např. dle sumární plochy výměníků, komplexity, na návrhu vybrané komponenty apod.)

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

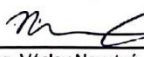
Ing. Václav Novotný, ústav energetiky FS

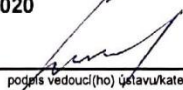
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

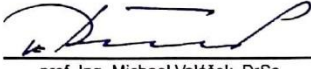
Datum zadání diplomové práce: **15.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2020**


Ing. Václav Novotný
podpis vedoucí(ho) práce


podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

24.4.2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 27. 3. 2018

.....

Miroslav Donoval

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Václavu Novotnému za vstřícný přístup, za čas, který mi věnoval a za veškeré cenné rady, které mi umožnily dokončit mou práci.

Obsah

Seznam obrázků.....	7
Seznam tabulek.....	9
Seznam symbolů	11
Seznam indexů.....	13
Seznam zkratek	15
1. Úvod.....	16
2. Teoretický popis Kalinova cyklu	17
2.1. Definice	17
2.2. Princip	17
2.3. Výhody a nevýhody.....	21
2.3.1. Výhody	21
2.3.2. Nevýhody	23
2.4. Přehled možných konfigurací zapojení Kalinova cyklu	23
2.4.1. Kalina Cycle System 1.....	25
2.4.2. Kalina Cycle System 1-2	27
2.4.3. Kalina Cycle System 5.....	28
2.4.4. Kalina Cycle System 6.....	31
2.4.5. Kalina Cycle System 8.....	33
2.4.6. Kalina Cycle System 11.....	35
2.4.7. Kalina Cycle System 34.....	39
2.4.8. Zapojení KC pro využití tepla oceánů	41
2.4.9. Zapojení KC pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu.....	42
2.5. Shrnutí a srovnání uvažovaných zapojení.....	44
2.6. Zkušenosti z návrhu a provozu existujících jednotek	46
2.6.1. Korozní problémy při provozu jednotek Kalinova cyklu	47
2.6.2. Problematika skladování a dávkování amoniaku	48
2.6.3. Problematika minimálního teplotního rozdílu.....	48
2.6.4. Komplexita Kalinova cyklu	49
3. Modelové výpočty KC a jeho alternativ	49
3.1. Nízkoteplotní aplikace	53
3.1.1. Nízkoteplotní aplikace KC	53
3.1.2. Nízkoteplotní aplikace ORC.....	61
3.1.3. Nízkoteplotní aplikace RC	67

3.1.4. Srovnání nízkoteplotních aplikací	74
3.2. Vysokoteplotní aplikace	74
3.2.1. Vysokoteplotní aplikace KC.....	75
3.2.2. Vysokoteplotní aplikace RC.....	86
3.2.3. Srovnání vysokoteplotních aplikací	92
4. Požadavky na realizaci KC a jeho alternativ.....	93
4.1. Rámcový návrh turbín pro nízkoteplotní aplikace	98
4.1.1. Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní KC.....	98
4.1.2. Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní ORC	101
4.1.3. Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní RC.....	106
4.2. Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska rámcového návrhu turbín	111
4.3. Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska předběžného výpočtu sumární plochy výměníků	112
4.4. Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska komplexity.....	113
4.5. Rámcový návrh turbín pro vysokoteplotní aplikace	114
4.5.1. Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní KC	114
4.5.2. Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní RC	119
4.6. Srovnání vysokoteplotních aplikací z rámcového návrhu turbín.....	126
4.7. Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska předběžného výpočtu sumární plochy výměníků	127
4.8. Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska komplexity	128
5. Závěr.....	129
Bibliografie	132
Seznam příloh	137

Seznam obrázků

Obr. 1: Graf závislosti entalpie na teplotě pro různě koncentrované směsi amoniak – voda při tlaku 30 bar [3].....	18
Obr. 2: Graf závislosti teploty vypařování na tlaku pro 70 % směs NH ₃ -H ₂ O [3]	19
Obr. 3: Fishův fázový diagram-aplikace společnosti Reccurent [6].....	20
Obr. 4: Graf závislosti vhodnosti použití KC na teplotě zdroje [6].....	20
Obr. 5: Srovnání průběhů RC a KC v T-s diagramu [7]	21
Obr. 6: Vliv amoniaku na globální oteplování [6]	22
Obr. 7: Zapojení KCS 1 s jedním destilačním krokem [1].....	26
Obr. 8: Zapojení KCS 1 s dvojitou destilací [1]	26
Obr. 9: Schéma zapojení KCS1-2 patentovaného pod obchodní značkou Kalina Cycle [8]	27
Obr. 10: První způsob zapojení KCS 5 dle amerického patentu 4,732,005 [10].....	29
Obr. 11: Druhý způsob zapojení KCS 5 dle amerického patentu 4,732,005 [10]	30
Obr. 12: Zapojení KC pro systém s přímým spalováním biomasy [11].....	31
Obr. 13: Zapojení KC v kombinaci s plynovou turbínou [12]	32
Obr. 14: Schéma zapojení CAES-KCS 6 systému [13].....	33
Obr. 15: Jednoduché schéma zapojení podřazeného děleného KC [14].....	34
Obr. 16: Komplexní zapojení podřazeného děleného KC [14].....	35
Obr. 17: Schéma základního zapojení KCS 11 [9]	36
Obr. 18: Schéma kombinovaného zapojení dvou KCS 11 [9]	37
Obr. 19: Schéma ejektoru [9].....	37
Obr. 20: Modifikace KCS 11 s použitím ejektoru [9].....	38
Obr. 21: Schéma KCS 11 využívajícího sluneční energii [9]	39
Obr. 22: Schéma zapojení KCS 34 [15].....	40
Obr. 23: Schéma zapojení KCS 34 g [8]	40
Obr. 24: Zapojení KC pro využití v OTEC elektrárnách [16]	41
Obr. 25: Schéma dvouokruhové konfigurace KPCC [17]	43
Obr. 26: Základní konfigurace KPCC oběhu Goswami [18].....	44
Obr. 27: Schéma zapojení KC pro nízkoteplotní aplikace	54
Obr. 28: Q-T diagram kondenzátoru – nízkoteplotní aplikace KC	57

Obr. 29: Q-T diagram rekuperátoru – nízkoteplotní aplikace KC	58
Obr. 30: Q-T diagram výparníku – nízkoteplotní aplikace KC	58
Obr. 31: Optimalizace admisního tlaku – nízkoteplotní aplikace KC	59
Obr. 32: Optimalizace koncentrace NH ₃ – nízkoteplotní aplikace KC	59
Obr. 33: Schéma zapojení ORC pro nízkoteplotní aplikace	61
Obr. 34: Q-T diagram kondenzátoru – nízkoteplotní aplikace ORC	63
Obr. 35: Q-T diagram výparníku – nízkoteplotní aplikace ORC	64
Obr. 36: Optimalizace admisního tlaku – nízkoteplotní aplikace ORC	64
Obr. 37: Schéma zapojení RC pro nízkoteplotní aplikace	66
Obr. 38: Q-T diagram kondenzátoru – nízkoteplotní aplikace RC	68
Obr. 39: Q-T diagram ekonomizéru – nízkoteplotní aplikace RC	69
Obr. 40: Q-T diagram výparníku – nízkoteplotní aplikace RC	69
Obr. 41: Optimalizace admisního tlaku – nízkoteplotní aplikace RC	70
Obr. 42: Schéma zapojení KC pro vysokoteplotní aplikace	73
Obr. 43: Q-T diagram nízkotlakého kondenzátoru – vysokoteplotní aplikace KC	76
Obr. 44: Q-T diagram středotlakého kondenzátoru – vysokoteplotní aplikace KC	77
Obr. 45: Q-T diagram výparníku – vysokoteplotní aplikace KC	77
Obr. 46: Q-T diagram prvního rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC	78
Obr. 47: Q-T diagram druhého rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC	78
Obr. 48: Q-T diagram třetího rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC	79
Obr. 49: Q-T diagram čtvrtého rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC	79
Obr. 50: Optimalizace admisního tlaku – vysokoteplotní aplikace KC	80
Obr. 51: Citlivostní analýza koncentrace NH ₃ v základním stavu– vysokoteplotní aplikace KC	80
Obr. 52: Schéma zapojení RC pro vysokoteplotní aplikace	83
Obr. 53: Q-T diagram kondenzátoru – vysokoteplotní aplikace RC	84
Obr. 54: Q-T diagram výparníku – vysokoteplotní aplikace RC	85
Obr. 55: Optimalizace admisního tlaku – vysokoteplotní aplikace R	85

Seznam tabulek

Tab. 1: Shrnutí systému KCS, jejich využití a současný stav z hlediska vývoje [8; 9].....	24
Tab. 2: Srovnání uvažovaných zapojení	45
Tab. 3: Shrnutí historicky i současně dohledatelných existujících jednotek KC [6; 19]..	46
Tab. 4: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 1) – nízkoteplotní aplikace KC	55
Tab. 5: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 2) – nízkoteplotní aplikace KC	55
Tab. 6: Shrnutí vypočtených účinností a výkonu – nízkoteplotní aplikace KC.....	60
Tab. 7: Shrnutí vypočtených účinností a výkonu – nízkoteplotní aplikace ORC.....	65
Tab. 8: Shrnutí vypočtených účinností a výkonu – nízkoteplotní aplikace RC.....	70
Tab. 9: Srovnání výpočtových modelů nízkoteplotních aplikací.....	71
Tab. 10: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 1) – vysokoteplotní aplikace KC.....	74
Tab. 11: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 2) – vysokoteplotní aplikace KC.....	75
Tab. 12: Shrnutí vypočtených hodnot – vysokoteplotní aplikace KC	81
Tab. 13: Shrnutí vypočtených hodnot – vysokoteplotní aplikace RC	86
Tab. 14: Srovnání výpočtových modelů vysokoteplotních aplikací	86
Tab. 15: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci KC – část 1.....	93
Tab. 16: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci KC – část 2.....	94
Tab. 17: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 1	96
Tab. 18: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 2	97
Tab. 19: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 3	98
Tab. 20: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 4	99
Tab. 21: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 1.....	101
Tab. 22: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 2.....	102
Tab. 23: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 3.....	103
Tab. 24: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 4.....	104
Tab. 25: Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska rámcového návrhu turbín	105
Tab. 26: Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska sumárních ploch výměníků	106
Tab. 27: Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska komplexity.....	107
Tab. 28: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 1	109
Tab. 29: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 2	110
Tab. 30: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 3	111

Tab. 31: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 4	112
Tab. 32: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně RS až 7 – část 1.....	114
Tab. 33: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně RS až 7 – část 2.....	115
Tab. 34: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 8 až 15 – část 1.....	116
Tab. 35: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 8 až 15 – část 2.....	117
Tab. 36: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 16 až 21 – část 1.....	118
Tab. 37: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 16 až 21 – část 2.....	119
Tab. 38: Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska rámcového návrhu turbín	120
Tab. 39: Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska sumárních ploch výměníků ...	121
Tab. 40: Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska komplexity.....	122

Seznam symbolů

c	$[m/s]$	Absolutní rychlost
h	$[kJ/kg]$	Měrná entalpie
H	$[kJ/kg]$	Entalpický spád
$[i]$	$[-]$	Pro daný uzel
K	$[kW/m^2 \cdot K]$	Součinitel prostupu tepla teplosměnnou plochou
l	$[m]$	Délka lopatek
\dot{m}	$[kg/s]$	Hmotnostní tok – minoritní
M	$[kg/s]$	Hmotnostní tok – majoritní
M_r	$[g/mol]$	Molární hmotnost
n	$[-]$	Počet segmentů
p	$[MPa]$	Tlak
P	$[kW]$	Výkon
PP	$[^{\circ}C]$	Pinch point – minimální teplotní rozdíl
Q_u	$[kg/kg]$	Hmotnostní podíl par směsi NH_3H_2O – kvalita
R	$[-]$	Reakce turbínového stupně
s	$[kJ/kg \cdot K]$	Měrná entropie
S	$[m^2]$	Plocha/průřez
t	$[^{\circ}C]$	Teplota
T	$[K]$	Termodynamická teplota
u	$[m/s]$	Unášivá rychlost
u_e	$[kJ/kg]$	Měrná vnitřní energie
v	$[m^3/kg]$	Měrný objem
w	$[m/s]$	Relativní rychlost
x	$[kg/kg]$	Hmotnostní koncentrace NH_3 ve vodě
x_v	$[kg/kg]$	Hmotnostní podíl páry – kvalita
Z	$[kJ/kg]$	Základní ztráta
α	$[-]$	Součinitel poměrného odběru
ξ	$[-]$	Přídavná ztráta
η	$[-]$	Účinnost

μ	[-]	Součinitel nevyužitého entalpického spádu
ρ	[kg/m ³]	Hustota

Seznam indexů

<i>a</i>	Admisní
<i>e</i>	Emisní
<i>k</i>	Za kondenzátorem
<i>K</i>	Kondenzátor
<i>R</i>	Rekuperační výměník
<i>E</i>	Výparník
<i>gw</i>	Geotermální voda
<i>cw</i>	Chladicí voda
<i>ms</i>	Roztavená sůl
<i>in</i>	Vstupní
<i>out</i>	Výstupní
<i>p</i>	Pomocný
<i>iz</i>	Izoentropický
<i>re</i>	Reálný
<i>SV</i>	Svorkový
<i>KČ</i>	Kondenzátní čerpadlo
<i>NČ</i>	Napájecí čerpadlo
<i>NET</i>	Čistý výkon
<i>amb</i>	Okolní prostředí
<i>ref</i>	Referenční
<i>kon</i>	Kondenzát
<i>od</i>	Odběr
<i>carnot</i>	Carnotův oběh
<i>td</i>	Termodynamický
<i>g</i>	Generátor
<i>m</i>	Mechanický
<i>č</i>	Čerpadlo
<i>enc</i>	Energetická účinnost cyklu
<i>ens</i>	Energetická účinnost využití zdroje

<i>exc</i>	Exergetická účinnost cyklu
<i>exs</i>	Exergetická účinnost využití zdroje
<i>ok</i>	Okrajový
<i>ve</i>	Vějířový
<i>vl</i>	Ventilační lopatek
<i>vk</i>	Ventilační kotoučový
<i>čo</i>	Částečný ostřík
<i>y</i>	Vlhkost
<i>r</i>	Rozváděcí kolo
<i>o</i>	Oběžné kolo

Seznam zkratek

<i>RC</i>	Rankinův cyklus
<i>ORC</i>	Organický Rankinův cyklus
<i>KC</i>	Kalinův cyklus
<i>KCS</i>	Kalina cycle system
<i>HFR</i>	Hot Fractured Rock
<i>CAES</i>	Compressed air energy system
<i>SC</i>	Split cycle
<i>OTEC</i>	Ocean thermal energy conversion
<i>KPCC</i>	Kalina power-cooling cycle
<i>VAR</i>	Vapor absorption refrigeration
<i>EES</i>	Engineering Equation Solver
<i>IAWPS</i>	International Association for the Properties of Water and Steam
<i>V</i>	Výparník
<i>S</i>	Separátor
<i>T</i>	Turbína
<i>G</i>	Generátor
<i>K</i>	Kondenzátor
<i>R</i>	Rekuperační výměník
<i>NČ</i>	Napájecí čerpadlo
<i>KČ</i>	Kondenzátní čerpadlo
<i>ŠV</i>	Škrtící ventil
<i>MIX</i>	Směšovač
<i>RZ</i>	Rozdělovač
<i>NN</i>	Napájecí nádrž
<i>RS</i>	Rovnotlaký stupeň
<i>PS</i>	Přetlakový stupeň
<i>REG</i>	Regulační stupeň
<i>RK</i>	Rozváděcí kolo
<i>OK</i>	Oběžné kolo

1. Úvod

Elektrická energie se v průběhu posledních dvou století stala nepostradatelnou formou energie pro lidstvo a pravděpodobně si bez ní již nedokážeme současný život představit. Nalezneme ji ve všech odvětvích lidské činnosti a téměř na všech místech naší planety. Donedávna si lidé ještě příliš nekladli otázky, jak by mohli vyrábět a využívat elektřinu efektivněji a jaké zdroje a technologie jsou vhodnější, či ekologičtější pro tu, či jinou oblast. Avšak s rozvojem doposud zaostalých zemí, se velmi razantně zvyšují také požadavky na spotřebu elektrické energie a současně se zmenšují zásoby fosilních paliv, která jsou stále ještě zdaleka nejvyužívanějšími zdroji energie. V důsledku těchto a mnoha dalších faktorů se lidé začali zajímat o to, jak učinit jejich technologie efektivnějšími a jak lépe využívat například obnovitelné zdroje energie a odpadní teplo. Kromě tradičních tepelných oběhů využívaných v energetických zařízeních a různých obměn a úprav těchto oběhů, se dostaly do popředí také některé nové, netradiční tepelné oběhy.

Jedním z těchto netradičních oběhů je tepelný oběh typu Kalina, který vynalezl v 80. letech ruský vědec Alexander Kalina [1]. Kalinův cyklus využívá jako pracovní látku zeotropní směs, nejčastěji směs vody a čpavku, a lze jej efektivně využívat především na nízkoteplotních zdrojích, čímž se stává vhodným kandidátem pro využití například na nízkoteplotních geotermálních zdrojích, či pro využití odpadního tepla z jiných energetických zařízení nebo technologických procesů. Tato práce se zprvu zaměřuje na samotný popis Kalinova cyklu a sumarizuje jeho možnosti konfigurací. V další části se věnuje přepočtům tepelných schémat existujících energetických zařízení, využívajících Kalinova cyklu a v závěru se zaměřuje na aspekty návrhu zařízení, pracujícího na principu Kalinova cyklu.

2. Teoretický popis Kalinova cyklu

2.1. Definice

Z vědeckého hlediska lze definovat KC následovně: „Kalinův cyklus je tepelný cyklus využívající jako pracovní látku směs alespoň dvou látek, jejichž koncentrace se mění v závislosti na tom, v jaké části systému se právě nachází.“ [2]

KC se řadí mezi oběhy absorpční, využívající zeotropických¹ směsí jako pracovní látky, k výrobě elektrické energie. Aplikací KC je mnoho a budou podrobněji rozebrány v dalších kapitolách. Jednotlivé aplikace se liší především uspořádáním systému, druhem použitých komponent a jejich počtem. Pracovní látkou KC je směs vody (H₂O) a amoniaku (NH₃). Z absorpčních oběhů se KC řadí k nejprobádanějším a technologicky nejvyvinutějším oběhům. Nicméně další absorpční oběhy principiálně velmi blízké KC, mohou pracovat také s jinými pracovními látkami. Těmito pracovními látkami mohou být různé vodné roztoky solí jako jsou LiBr, LiCl, CaCl₂ nebo například směsi freonů, uhlovodíků, či jejich kombinace. Tato práce je však zaměřena na tradiční oběh Kalina se směsí vody a čpavku, a proto se ostatním pracovním látkám dále nevěnuje. [3; 4; 5]

2.2. Princip

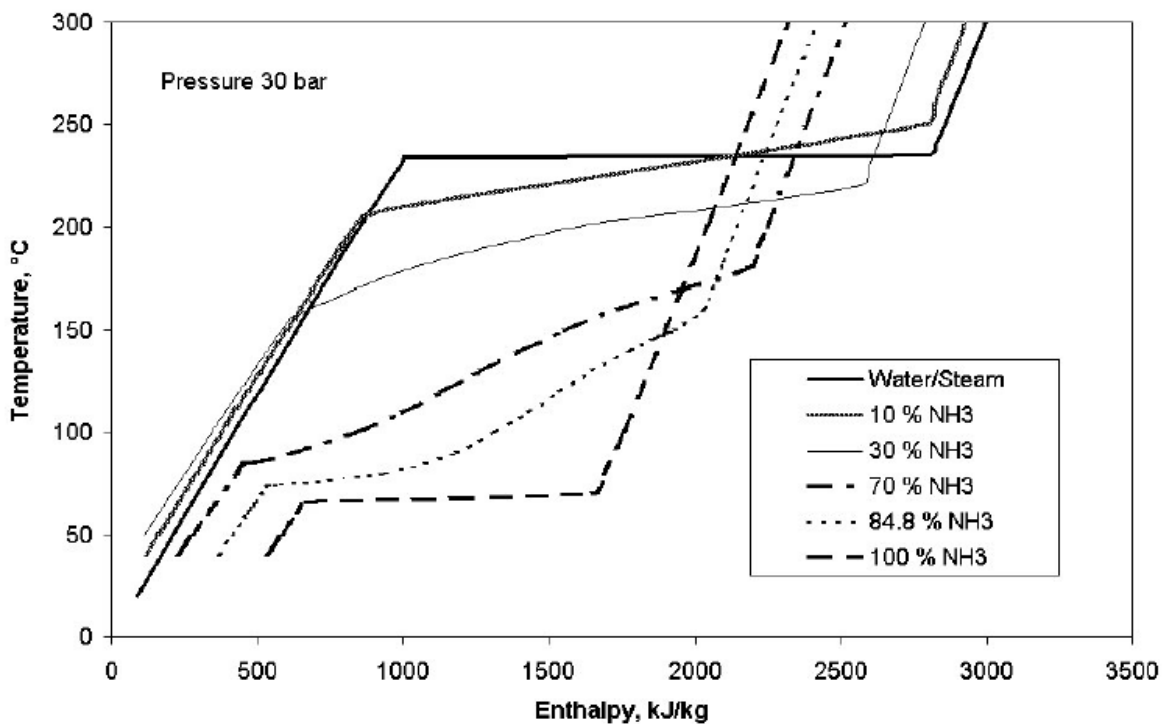
KC je podobně jako ORC nadstavbou klasického RC. Hlavní rozdíl je především ve směsi, která tvoří pracovní látku. Směs voda-amoniak, nejpoužívanější pracovní látkou, je směsí zeotropickou a procesy vypařování a kondenzace nejsou izotermické, na rozdíl od čisté vodní páry. Během vypařování se mění koncentrace kapalné a plynné fáze, jelikož amoniak má nižší teplotu varu (za standardních podmínek $t_V(NH_3) = -33,34 \text{ }^\circ\text{C}$) a vypařuje se tedy přednostně. Díky této skutečnosti je možné přizpůsobovat koncentraci směsi pro daný proces a zvýšit tak účinnost celého systému. [3]

Obecně platí, že použití KC je vhodné především pro zdroje o teplotách v rozmezí 100-200 °C, při těchto teplotách je benefit KC nejvýraznější. Pro nižší teploty je vhodné

¹ Směs dvou látek s odlišnými body varu. Jednotlivé složky se nevypařují a nekondenzují jako jedna substance.

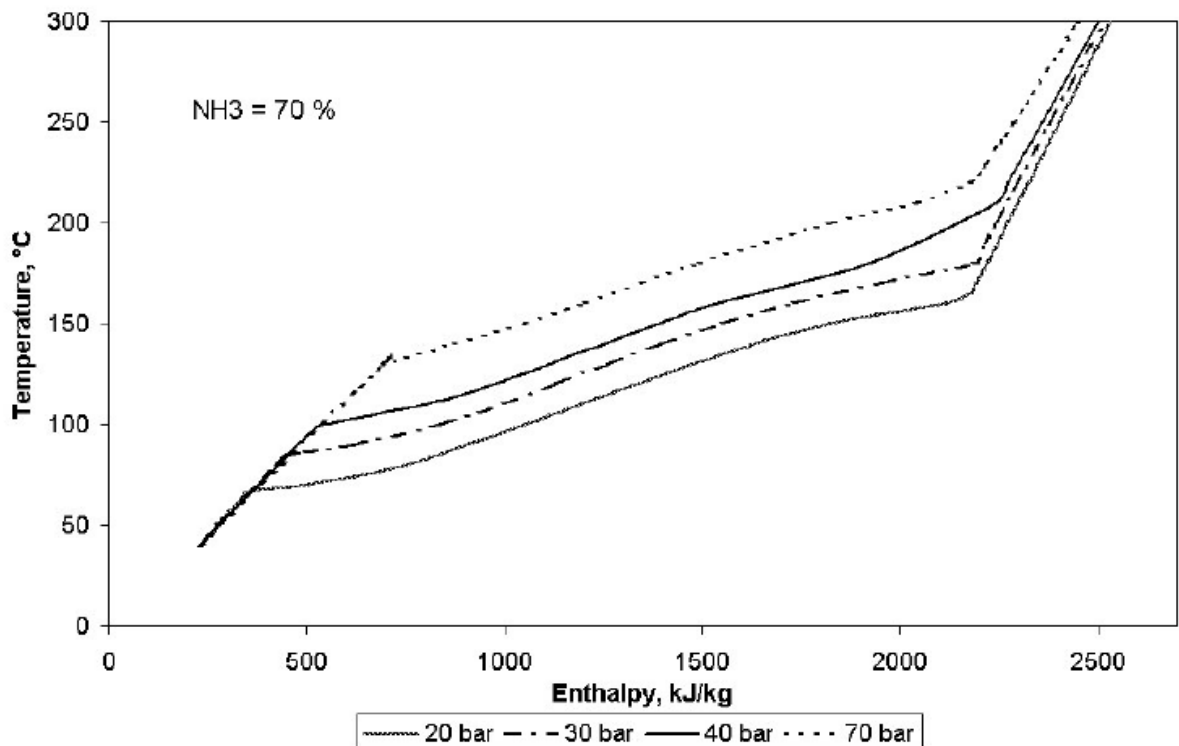
využít více koncentrované směsi amoniak–voda, a to především z důvodu, že amoniak dosáhne varu dříve než voda a při těchto nízkých teplotách má vyšší specifickou entalpii než voda. Při teplotách vyšších dosahuje vodní pára vyšší specifické entalpie než amoniak a díky tomu lze dosáhnout i vyššího výkonu na turbíně, proto je pro vyšší teploty zdroje vhodné použít například klasický RC. [3; 4]

Na obr. 1 je znázorněn graf závislosti specifické entalpie na teplotě pro různě koncentrované směsi amoniak – voda při tlaku 30 bar, který potvrzuje již zmíněná fakta a poukazuje na vhodnost použití více koncentrovaných směsí pro nižší teploty, kde lze dosáhnout vyšší entalpie při nižších teplotách. Naopak pro vyšší teploty je vhodnější použít tepelný oběh využívající čistou vodní páru.



Obr. 1: Graf závislosti entalpie na teplotě pro různě koncentrované směsi amoniak – voda při tlaku 30 bar [3]

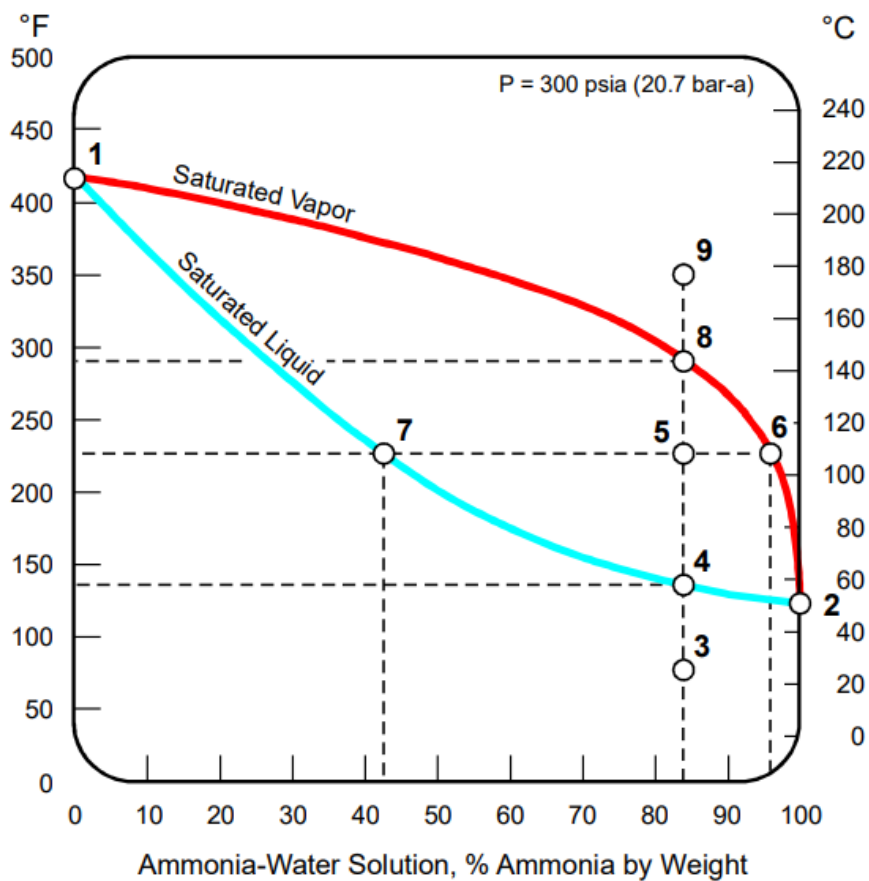
Bod varu směsi amoniak – voda lze optimalizovat pro daný zdroj a dané zapojení KC zvolením vhodné koncentrace této směsi a zároveň optimalizací tlaku. Vztah mezi varem a tlakem směsi amoniak-voda je prezentován na obr. 2, kde je znázorněn graf závislosti tlaku na teplotě pro 70 % směs amoniak – voda. Z grafu lze konstatovat, že teplota varu se zvyšuje s narůstajícím tlakem, stejně jako pro samostatné složky.



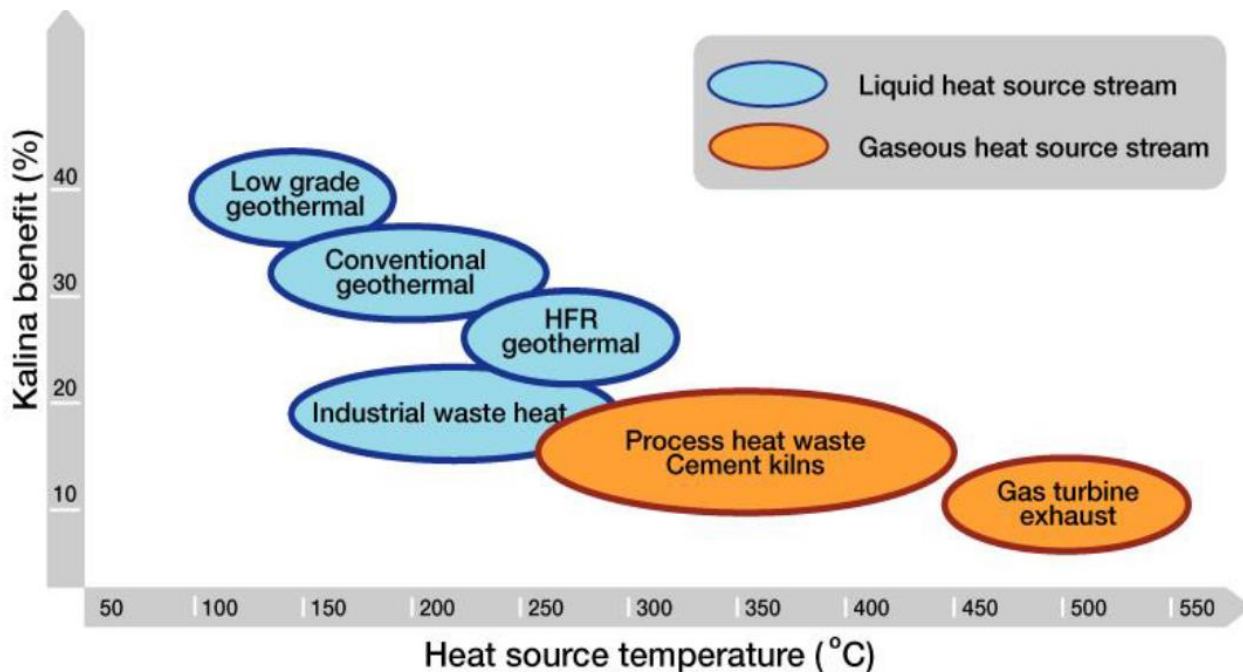
Obr. 2: Graf závislosti teploty vypařování na tlaku pro 70 % směs NH₃-H₂O [3]

Pro představu o chování směsi amoniak – voda může dobře posloužit diagram na obr. 3, na kterém je znázorněn příklad Fishova fázového diagramu. V tomto diagramu lze rozlišit dvě křivky – křivku syté páry a křivku syté kapaliny a jejich závislost na teplotě a koncentraci směsi. V diagramu jsou uvedeny také body, které znázorňují průběh a fázové změny směsi amoniak – voda pro konkrétní aplikaci společnosti Reccurent.

Na základě uvedených informací lze konstatovat, že je KC velmi vhodný kandidát pro řešení problematiky využití zdrojů o nízkých až středních parametrech. Takovými zdroji mohou být například nízko/středně potenciální geotermální energie nebo odpadní teplo z technologických procesů a energetických zařízení. Využití KC však není omezeno pouze na tyto dva případy a v závislosti na uspořádání systému a použitých komponentách jej lze aplikovat v mnoha dalších odvětvích, jako je využití solární energie, kombinovaná výroba elektřiny a chladu nebo například podřazený cyklus jaderné elektrárny. Na obr. 4 je znázorněn graf, který poukazuje na vhodnost použití KC pro různé aplikace. Při pohledu na graf se potvrzuje, že benefity plynoucí z použití KC jsou největší při nízkých teplotách zdroje. [3; 4]



Obr. 3: Fishův fázový diagram-aplikace společnosti Reccurent [6]



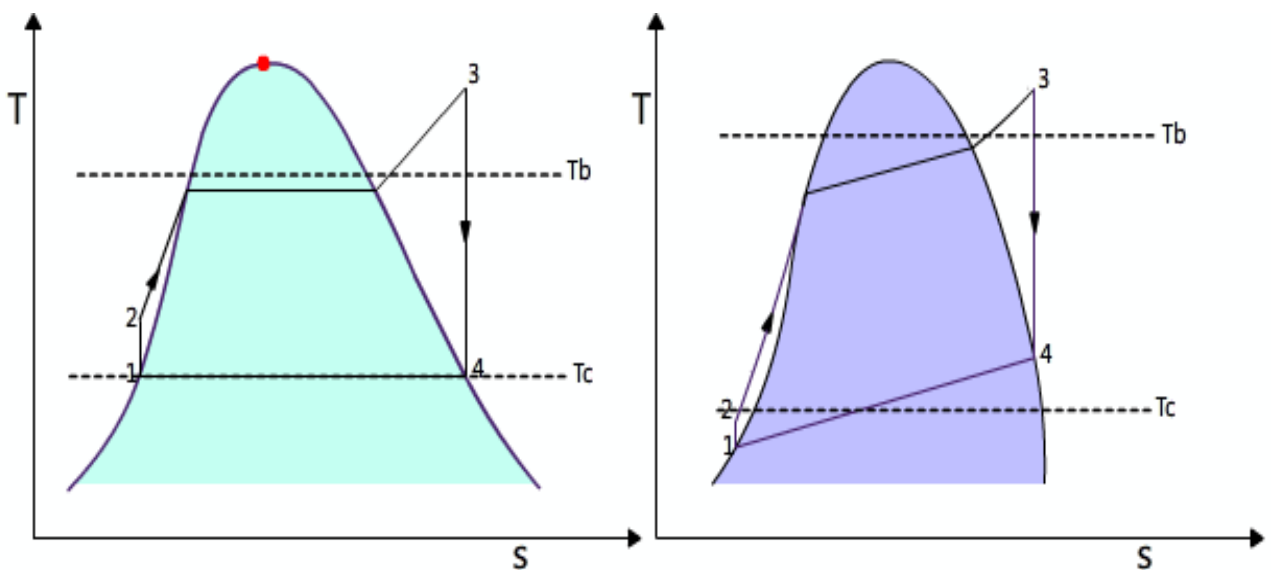
Obr. 4: Graf závislosti vhodnosti použití KC na teplotě zdroje [6]

2.3. Výhody a nevýhody

2.3.1. Výhody

- Použití KC umožňuje za určitých podmínek dosáhnout vysoké termodynamické účinnosti. K ověření platnosti tohoto výroku využijeme obr. 5, na kterém jsou zaznamenány průběhy RC (vlevo) a KC (vpravo) v T-s diagramu. Při úvaze, že zjednodušíme uvedené oběhy a využijeme ekvivalentní Carnotův oběh jako náhradu, můžeme pozorovat, že rozdíl teploty maximální (T_b) a teploty minimální (T_c) je výraznější u KC než u RC. Jestliže tedy využijeme vztah pro výpočet účinnosti Carnotova oběhu-rovnice (2.1), zjistíme, že účinnost KC je teoreticky vyšší než u RC.

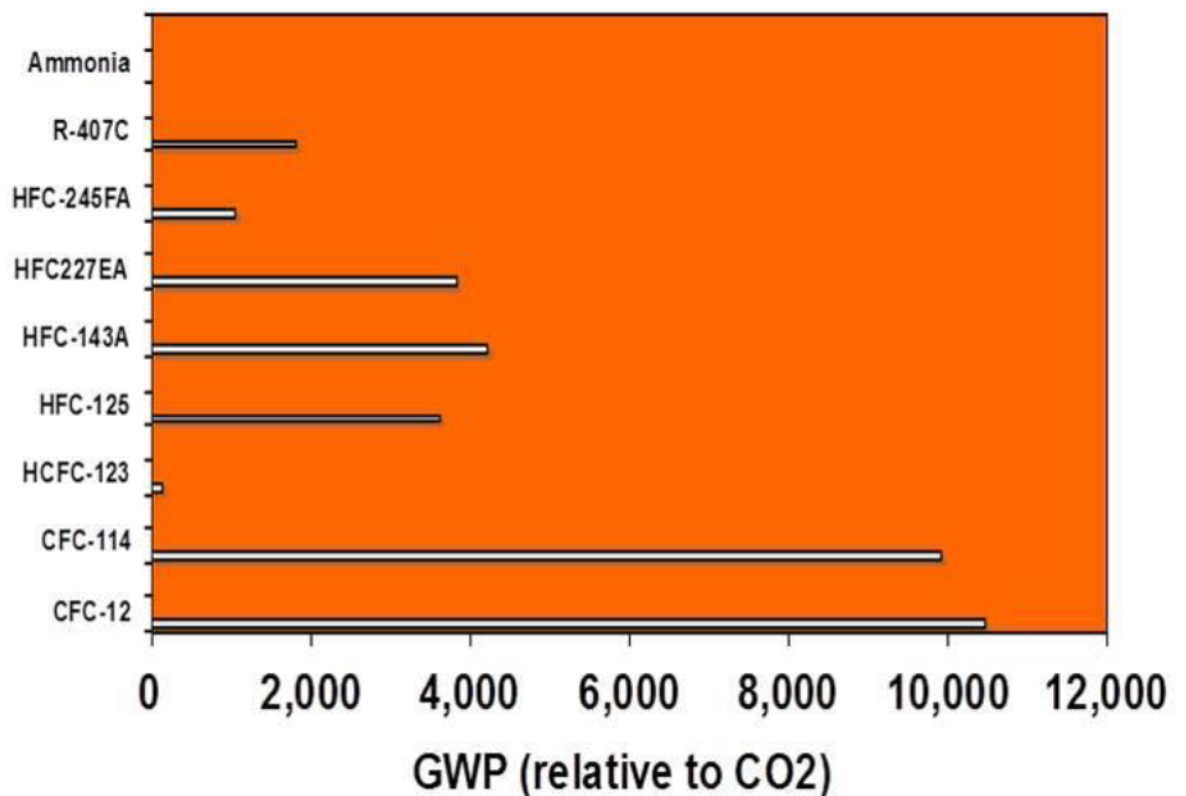
$$\eta_{CARNOT} = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} = 1 - \frac{T_c}{T_b} \quad (2.1)$$



Obr. 5: Srovnání průběhů RC a KC v T-s diagramu [7]

- Při použití směsi amoniaku a vody lze dosáhnout bodu varu při nízkých teplotách. Díky tomu lze dosáhnout vyššího tlaku na turbíně při menším hmotnostním průtoku, který může být až $\frac{1}{2}$ oproti ORC, a díky tomu snížit investiční náklady. [6]
- Molární hmotnost amoniaku $M_r(NH_3) = 17 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$ a molární hmotnost vody $M_r(H_2O) = 18 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$ se příliš neliší. To znamená, že pro účely KC lze do vysoké míry použít konvenční turbíny bez dalších úprav, a tím se snižují investiční náklady na jeho zavedení. [6]

- Směs amoniak – voda nezamrzne a amoniak jako přídavná látka je levný, bezpečný a je snadné jej vyrobit. [6]
- Směs amoniak–voda je méně hořlavá a celkově méně nebezpečná než směsi používané v ORC. Směs není nijak výrazně škodlivá životnímu prostředí, amoniak je v přírodě poměrně běžná sloučenina. [6]
- Amoniak zapáchá a může tedy při krizových situacích dojít ke snadnějšímu rozpoznání nebezpečí. [6]
- Amoniak je lehčí než vzduch a snadno se odvětrává. [6]
- Amoniak prakticky neovlivňuje ozonovou vrstvu a nepodporuje globální oteplování. Na obr. 6 je znázorněn vliv amoniaku na globální oteplování v porovnání s vybranými chemickými sloučeninami, které se v průmyslu využívají. [6]



Obr. 6: Vliv amoniaku na globální oteplování [6]

2.3.2. Nevýhody

- Proměnné koncentraci pracovní látky u KC je potřeba přizpůsobit jednotlivé komponenty a KC je tak celkově dražším systémem, co se týče investičních nákladů, v porovnání s jinými běžně užívanými systémy. [3]
- KC lze efektivně využívat na nízko potenciálních energetických zdrojích. Na zdrojích s vyššími parametry není tak výhodný jako jiné oběhy. [2; 3]

2.4. Přehled možných konfigurací zapojení Kalinova cyklu

Od roku 1980, kdy Dr. Alexander Kalina publikoval první články ohledně svého nového tepelného oběhu, uplynula řada let a vzniklo mnoho variací zapojení pro různá odvětví energetiky a průmyslu celkově. Většina z těchto zapojení je patentovaná a jsou součástí obchodních značek „Kalina Cycle“ a „Kalina Cycle Technology“, které vlastní společnost Exergy, Inc. sídlící v Kalifornii v USA. Vědecká definice KC uvedená v sekci 2.1. Definice se však liší od definice uvedené v registrovaných patentech, které tato firma vlastní, a je zde tedy určitý prostor pro vývoj nových zapojení KC. Jedny z nejmodernějších systémů využívajících KC jsou patentovány pod obchodní značkou „Kalex Technologies“, kterou vlastní Kalex LLC sídlící v Kalifornii v USA. [2; 3]

Různé variace zapojení KC je možno naleznout pod označením KCS. Označení KCS je opatřeno číslem, které identifikuje konkrétní způsob zapojení. V tab. 1 jsou shrnuta jednotlivá zapojení KC dle značení KCS, jejich aplikace a současný stav vývoje. V následujících podkapitolách jsou tyto systémy jednotlivě okomentovány. Některé z těchto systémů jsou pouze ve fázi vývoje, případně je jejich využití velmi ojedinelé. Z tohoto důvodu mohou být některé z nich popsány pouze stručně, a to na základě dostupné literatury. [8; 9]

Tab. 1: Shrnutí systému KCS, jejich využití a současný stav z hlediska vývoje [8; 9]

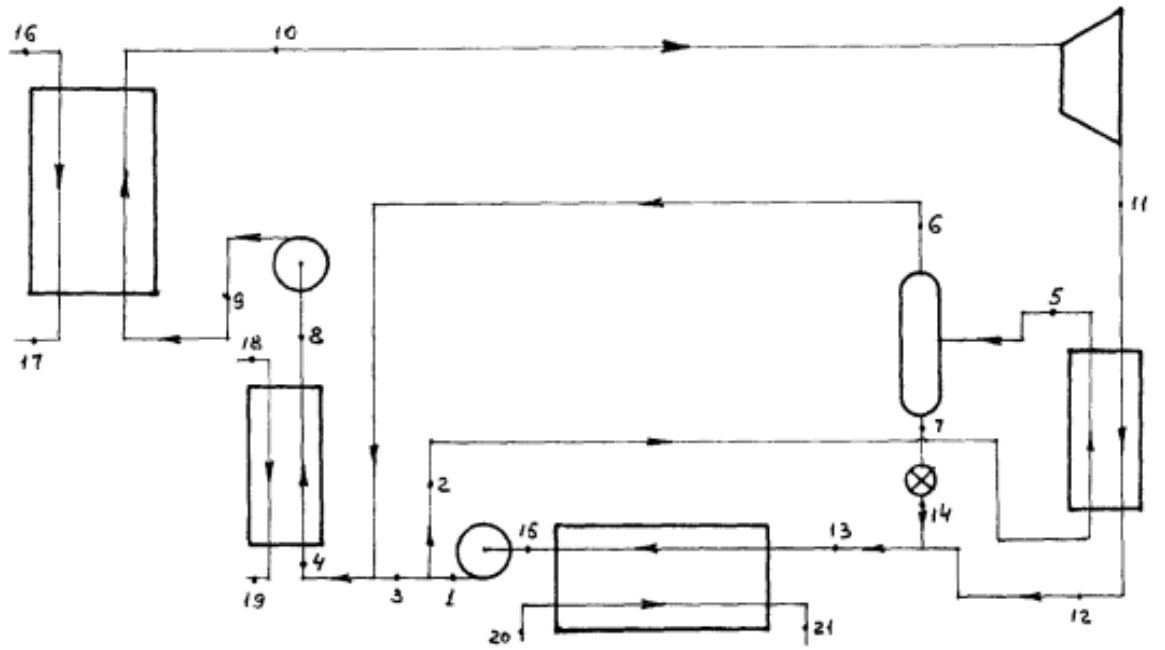
označení	aplikace	stav
KCS 1	Podřazený cyklus zařízení o malých výkonech	Vyvinuto
KCS 1-2	Odpadní teplo z cementárenského průmyslu	Vyvinuto
KCS 2	Nízkoteplotní geotermální zdroje	Vyvinuto
KCS 3	Vysokoteplotní geotermální zdroje a odpadní teplo z průmyslové výroby	Ve vývoji
KCS 4	Kogenerační jednotky	Plánovaný vývoj
KCS 5	Přímé spalování uhlí a ostatních tuhých paliv	Vyvinuto
KCS 5 n	Vysoko potenciální energie z plynem chlazeného jaderného reaktoru	Vyvinuto
KCS 6	Podřazený cyklus zařízení o vyšších výkonech	Vyvinuto
KCS 7	Přímě spalování paliva, dělený cyklus	Ve vývoji
KCS 8	Podřazený dělený cyklus	Ve vývoji
KCS 9	Modernizační subsystém pro existující elektrárny	Ve vývoji
KCS 11	Nízko až středně teplotní geotermální zdroje	Vyvinuto
KCS 12	Nízkoteplotní geotermální zdroje	Vyvinuto
KCS 34	Nízkoteplotní geotermální zdroje	Vyvinuto
KCS 34 g	Nízkoteplotní geotermální zdroje	Vyvinuto

2.4.1. Kalina Cycle System 1

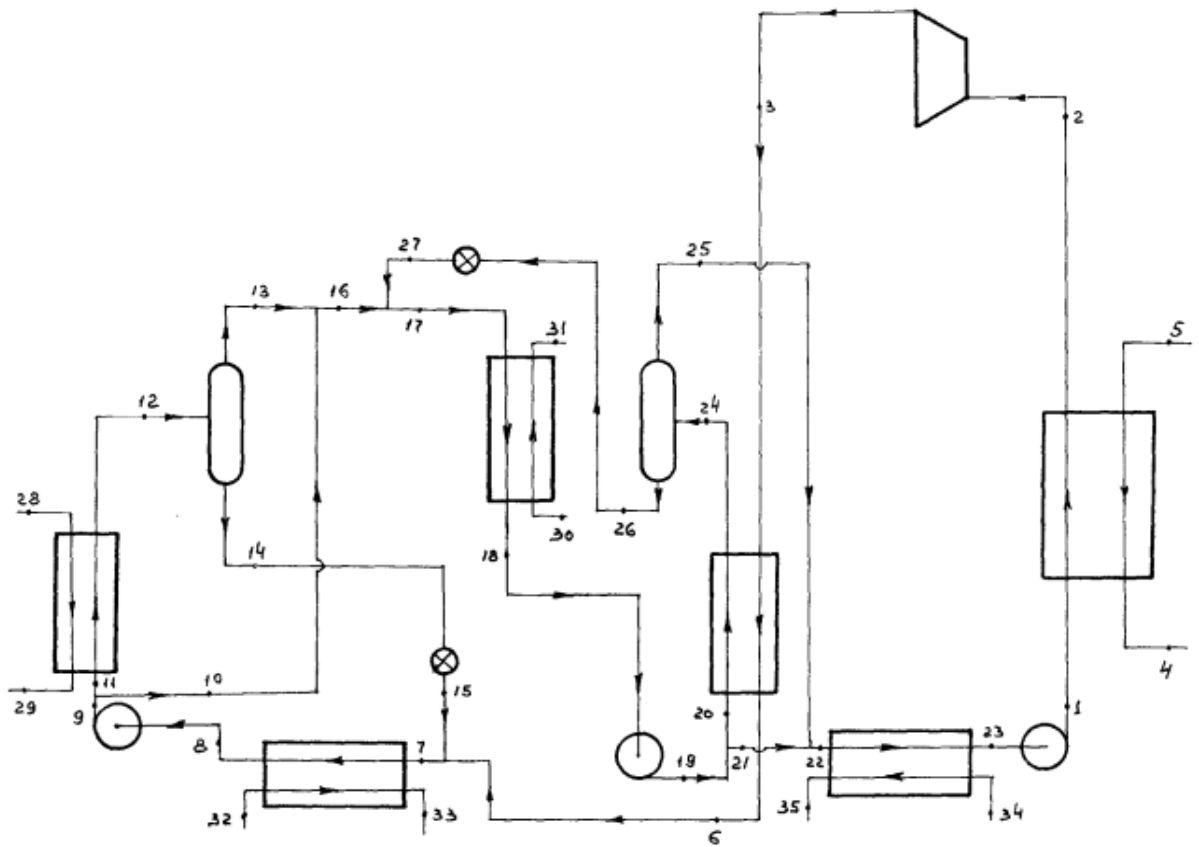
KCS 1 je prvním publikovaným systémem tohoto typu, který Dr. Alexandr I. Kalina představil již v roce 1983. Jedná se o zapojení, kde je KC zapojen jako podřadný cyklus pro zařízení o malých výkonech a byl vyvinut především pro demonstrační účely v Canoga Park. Na základě tohoto systému byl dále vyvinut KCS 6, který taktéž funguje jako podřadný cyklus. [1]

Na obr. 7 je znázorněno zapojení s jedním destilačním krokem, jehož princip fungování je následující. Pracovní směs amoniaku a vody je čerpána na střední tlak, kde je rozdělena do dvou proudů. Větší z proudů je veden do rekuperačního tepelného výměníku, kde se částečně odpaří a je rozdělen na kapalnou část a páru v destilačním stupni. Pára se následně smísí s menším z dvou proudů, jež byly vytvořeny rozdělením původního proudu. Tímto smísením vzniká obohacená směs, která v druhém kondenzátoru zkondenzuje a je dále čerpána na tlak, který má hodnotu pracovního tlaku pro danou aplikaci. Při tomto tlaku se směs kompletně odpaří za pomoci spalín z plynové turbíny. Vzniklá pára expanduje v turbíně a postupuje do protiproudého tepelného rekuperačního výměníku, kde se ochlazuje a poskytuje teplo pro částečné odpaření v destilačním kroku. Kapalina vzniklá destilací je seškrácena na emisní tlak turbíny a smíšena s částečně zkondenzovanou párou na výstupu z turbíny. Tato směs je následně ochlazená v tepelném výměníku a za pomoci chladicí vody kompletně zkondenzována. [1]

Na obr. 8 je znázorněno zapojení, které má na rozdíl od prvně zmíněného zapojení dvojitou destilaci. Takto navržený systém umožňuje zvýšení výkonu turbíny přibližně o 18 %, avšak za cenu vyšší technické a ekonomické náročnosti. [1]



Obr. 7: Zapojení KCS 1 s jedním destilačním krokem [1]

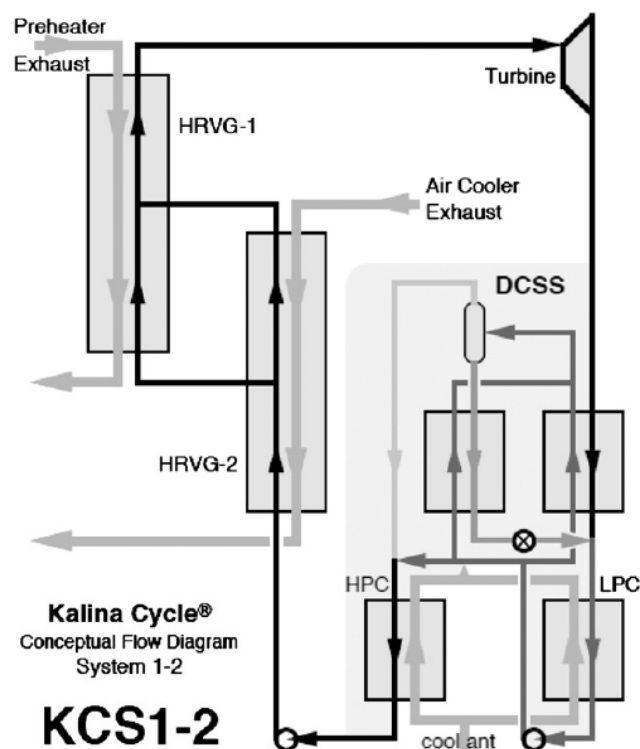


Obr. 8: Zapojení KCS 1 s dvojitou destilací [1]

2.4.2. Kalina Cycle System 1-2

KCS 1-2 je systém zapojení KC, který vznikl pro konkrétní účel, a tím je využití odpadního tepla z cementárenského průmyslu. Tento systém zapojení umožňuje výrobu elektřiny bez nutnosti spalovat jakékoliv přídavné palivo. Vyrobená elektřina je v cementárně využívána pro částečné pokrytí vlastní spotřeby a z dlouhodobého hlediska může toto opatření výrazně ušetřit provozní náklady. [8]

Na obr. 9 je znázorněno typické zapojení KCS 1-2. Toto zapojení se skládá z dvou regeneračních výměníků tepla, kde díky odpadnímu teplu z cementárny dochází k odpaření pracovní látky. Dále se skládá z turbíny, nízkotlakého a vysokotlakého kondenzátoru a destilačního a kondenzačního subsystému. [8]



Note: HRVG: Heat Recovery Vapor Generator; LPC: Low Pressure Condenser; HPC: High Pressure Condenser; DCSS: Distillation and Condensation Sub System.

Obr. 9: Schéma zapojení KCS1-2 patentovaného pod obchodní značkou Kalina Cycle [8]

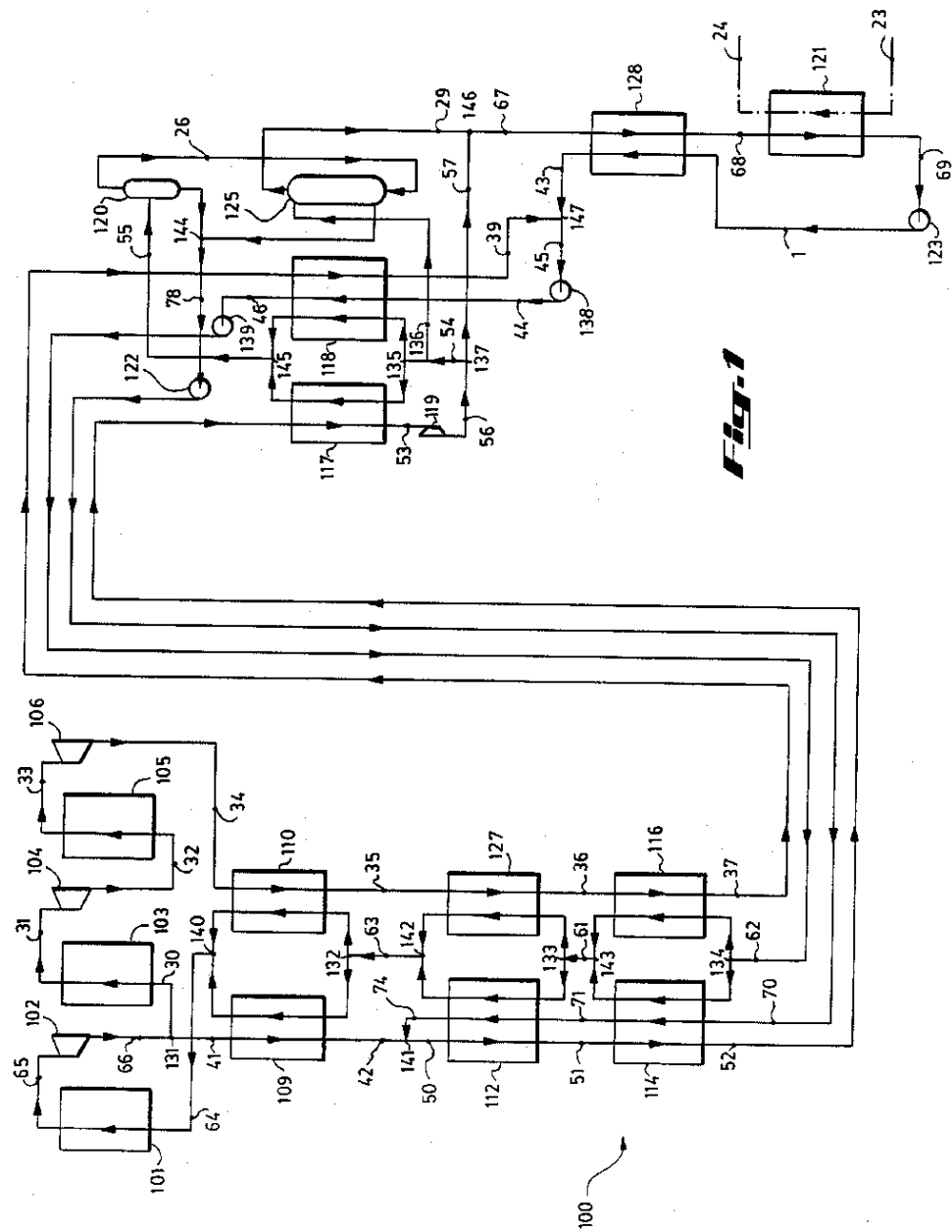
2.4.3. Kalina Cycle System 5

Zapojení KC pro systémy s přímým spalováním paliva lze najít pod označením KCS 5. Tato zapojení byla poprvé patentována Dr. Alexandrem Kalinou v roce 1988, na obr. 10 a na obr. 11 jsou uvedeny příklady zapojení dle tohoto patentu. [3; 10]

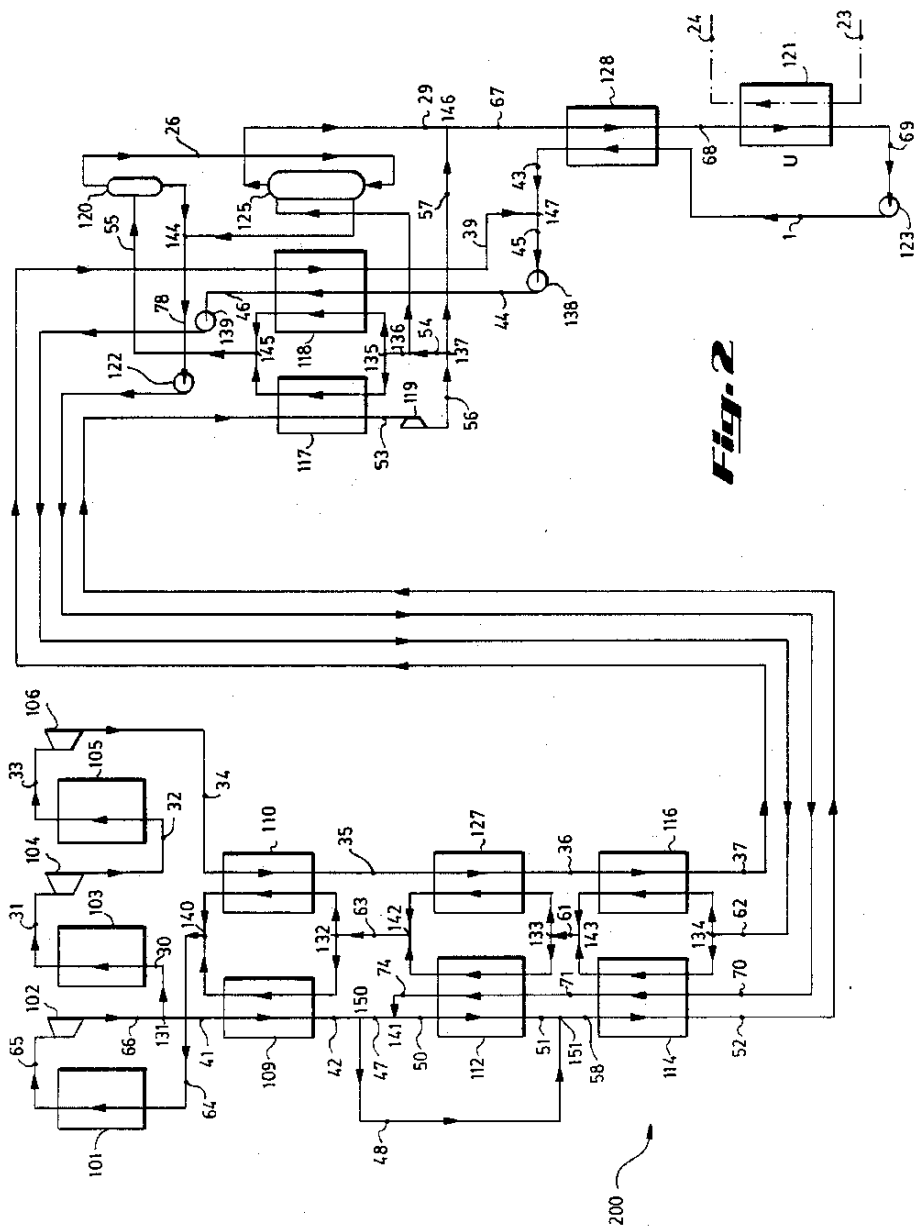
Na obr. 10 je znázorněn první patentovaný způsob zapojení dle patentu Dr. Alexandra Kaliny z roku 1988. V tomto zapojení je celý systém označen číslicí 100, který využívá kotle v podobě tepelných výměníků 112 a 127, předehříváků 114 a 116 a přehříváků opět ve formě tepelných výměníků 109 a 110. Celý systém dále také zahrnuje turbíny 102, 104 a 106, přehřívák 101, rekuperátory 103 a 105, separátory 120 a 125, hydraulickou turbínu 119, čerpadla 122, 123, 138 a 139, tepelné výměníky 117, 118 a 128 a kondenzátor 121. Pro kompletní soupis jednotlivých komponent je také potřeba zmínit rozdělovače směsi označené číslicemi 131-137 a směšovače, které jsou označeny číslicemi 140-147. [10]

Na obr. 11 je znázorněn druhý způsob zapojení dle Kalinova patentu. Rozdíl oproti prvnímu způsobu zapojení je v přečerpání části průtoku pracovní látky okolo výměníku 112. [10]

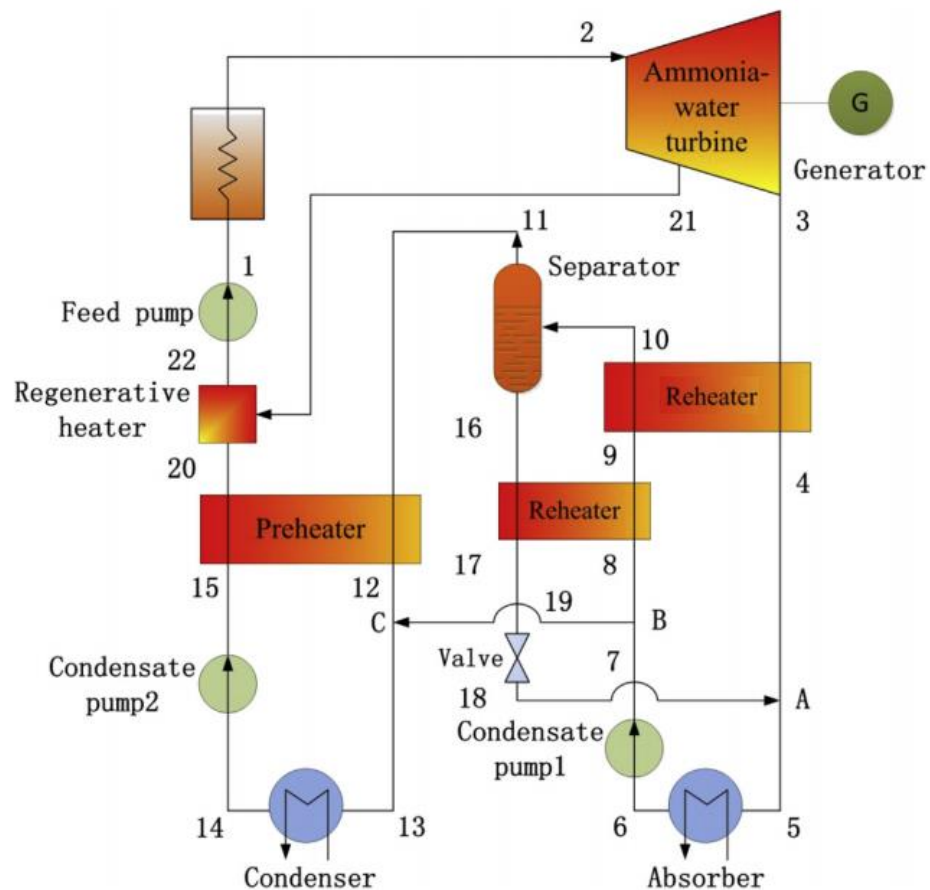
Na obr. 12 je znázorněn Kalinův cyklus, jehož zdrojem tepla je kotel pro přímé spalování biomasy, avšak spalovat lze i jiná pevná paliva, například uhlí. Cyklus zde uvedený se skládá z kotle na biomasu, turbíny a generátoru, absorbéru, prvního kondenzátního čerpadla, rekuperátoru, separátoru, předehříváku, kondenzátoru, druhého kondenzátního čerpadla, regeneračního výměníku a napájecího čerpadla. [11]



Obr. 10: První způsob zapojení KCS 5 dle amerického patentu 4,732,005 [10]



Obr. 11: Druhý způsob zapojení KCS 5 dle amerického patentu 4,732,005 [10]



Obr. 12: Zapojení KC pro systém s přímým spalováním biomasy [11]

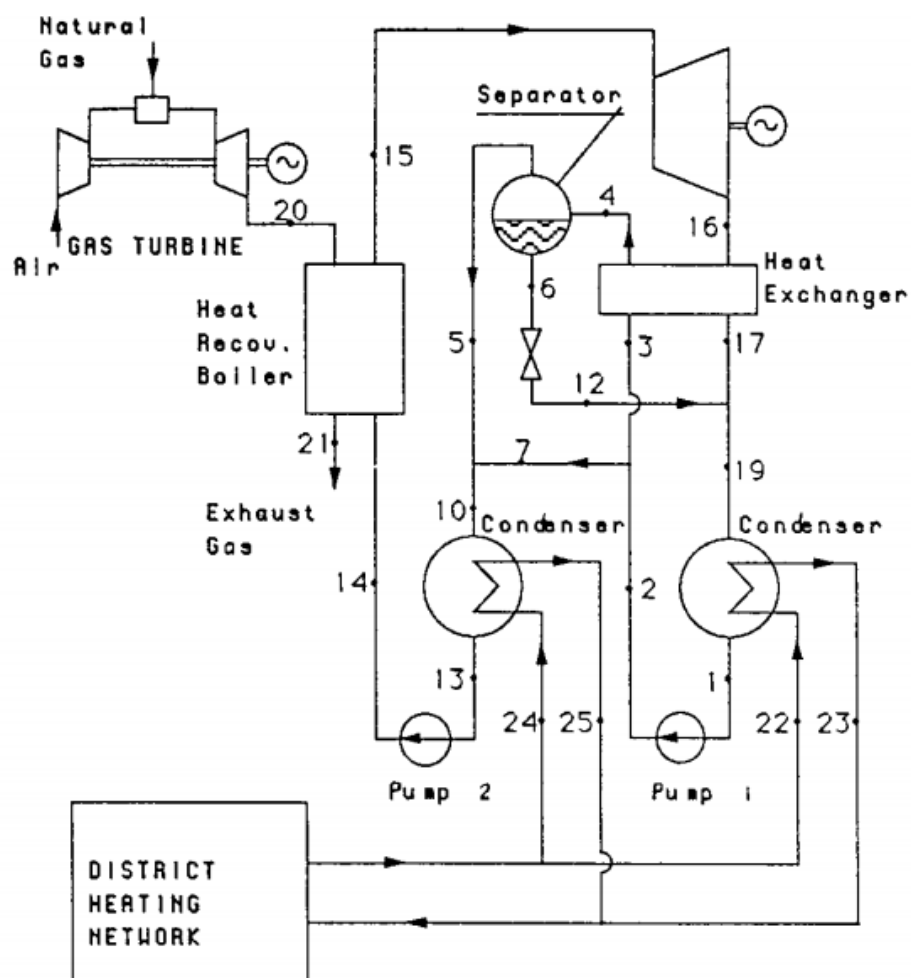
2.4.4. Kalina Cycle System 6

KCS 6 byl vyvinut na principu KCS1. Oproti KCS 1, které vzniklo především pro demonstrační účely a je vhodné pro zařízení s malým výkonem, je KCS 6 komplexnějším řešením pro zapojení KC v rámci podřazených cyklů u mnoha aplikací. [12]

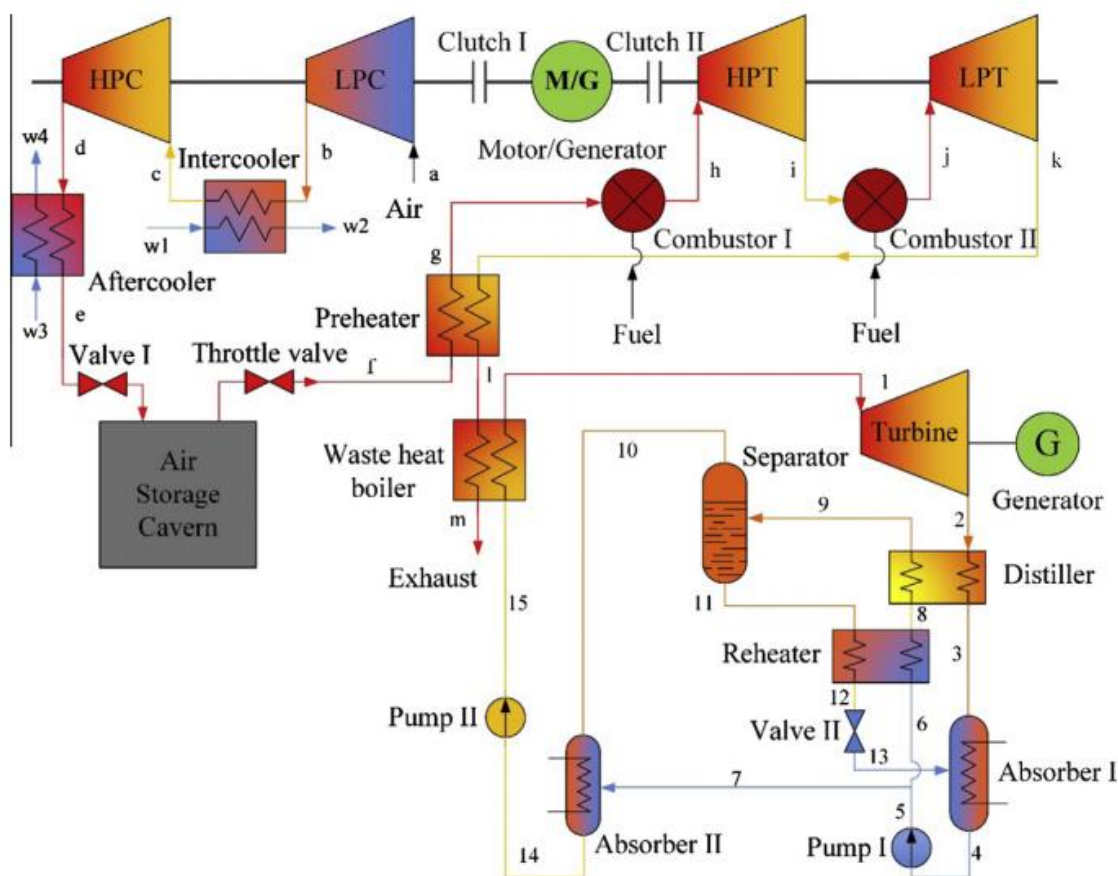
Na obr. 13 je znázorněno zapojení KC v kombinovaném systému s plynovou turbínou. Spaliny z plynové turbíny slouží jako zdroj tepla pro ohřev pracovní látky v KC. V tomto případě je použito plynové turbíny, nicméně na tomto principu lze KC zapojit i k jiným zdrojům tepla o nízkém, či středním potenciálu. V případě tohoto zapojení se jedná o kombinovanou výrobu tepla a elektřiny, kdy elektřina je získávána pomocí generátorů napojených na plynovou a parní turbínu a spaliny z parní turbíny poté slouží jako zdroj tepla pro KC, jehož odvedené teplo slouží k vytápění. [12]

Zajímavý způsob zapojení KCS 6 je znázorněn na obr. 14. Jedná se o využití KC v kombinaci s CAES, tedy se systémem akumulace energie do stlačeného vzduchu.

Pracovní látka v KC absorbuje teplo v kotli na odpadní teplo za vzniku přehřáté páry, která následně expanduje v turbíně. Tato expandovaná směs je následně ochlazována v destilačním subsystému a zředěna chudou směsí, která proudí ze separátoru. Po zředění výsledná směs kondenzuje v absorběru 1 a vzniká pracovní látka amoniak-voda v základním stavu. Pracovní látka, která se nachází ve stavu syté kapaliny, je poté čerpána na střední tlak čerpadlem 2 a rozdělena do dvou proudů. Větší z proudů prochází tepelným výměníkem do destilačního subsystému, kde dochází k částečnému odpaření a poté je usměrněn do separátoru, kde je oddělená chudá kapalná část směsi od bohatých par. Chudá kapalná směs prochází výměníkem, kde se ochlazuje a je škrtícím ventilem seškrvena na tlak syté kapaliny. Po seškrvení je tato kapalná směs usměrněna do absorběru 1. Ve stejný moment je v absorběru 2 smíchána bohatá pára s pracovní látkou v základním stavu a vzniklá směs je čerpána do kotle na odpadní teplo, čímž se KCS 6 uzavírá. [13]



Obr. 13: Zapojení KC v kombinaci s plynovou turbínou [12]



Obr. 14: Schéma zapojení CAES-KCS 6 systému [13]

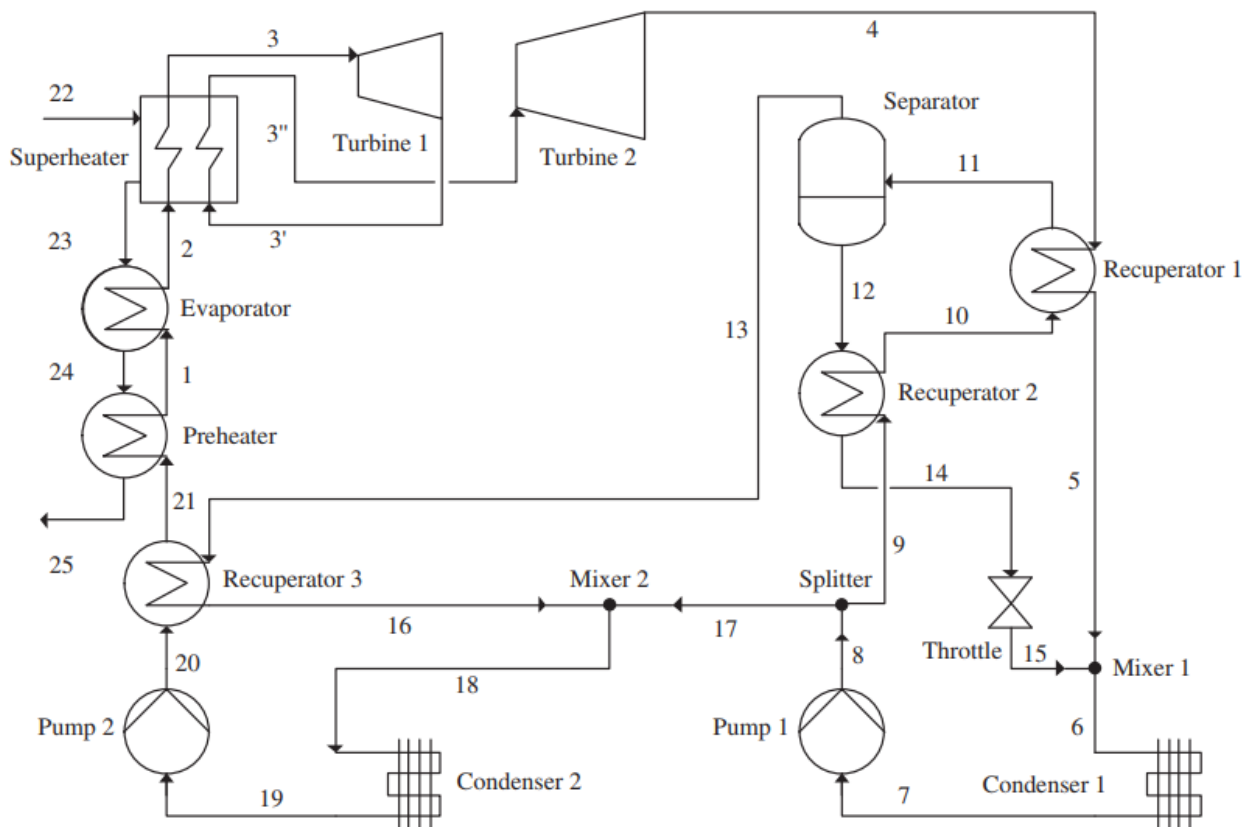
2.4.5. Kalina Cycle System 8

KCS 8 je systém zapojení, kde KC funguje jako podřazený dělený cyklus. Tento způsob zapojení je dohledatelný také pod označením SC². Dělený cyklus může dosahovat za určitých podmínek vyšší termické účinnosti než běžný způsob zapojení KC. Na obr. 15 je znázorněn jednoduchý SC, kde lze uvažovat jako počáteční úsek například část mezi body 21 a 3, kde se pracovní látka původně v kapalném stavu odpaří a přehřeje, než vstoupí do turbíny 1. Z turbíny 1 je proud usměrněn do regeneračního výměníku a vstupuje do turbíny 2, odkud je veden do rekuperátoru 1. V tomto rekuperátoru je z proudu označeného číslicí 4 předáváno teplo do proudu 10. Proud 5, který vystupuje z rekuperátoru 1, je smíšen s bočním proudem 15 v směšovači 1. Směs 6 poté kondenzuje v kondenzátoru 1 a kondenzát 7 je čerpán na střední tlak. Stlačený proud 8 je rozdělén do dvou proudů 9 a 17. Proud 9 se ohřívá v rekuperátoru 2 a rekuperátoru 1 až do částečně odpařeného stavu, který je v separátoru rozdělén na chudý kapalný

² Split Cycle

proud 12 a bohatou párou 13. Teplo proudu bohaté páry 13 je využito k přehřátí proudu 20 v rekuperátoru 3, z kterého poté vystupuje proud 16, který je smíšen s chudou kapalnou směsí 17 ve směšovači 2 za vzniku finální podoby pracovní látky 18, která je zkondenzována v kondenzátoru 2 a je čerpána čerpadlem 2 do stavu 21, čímž je cyklus uzavřen. [14]

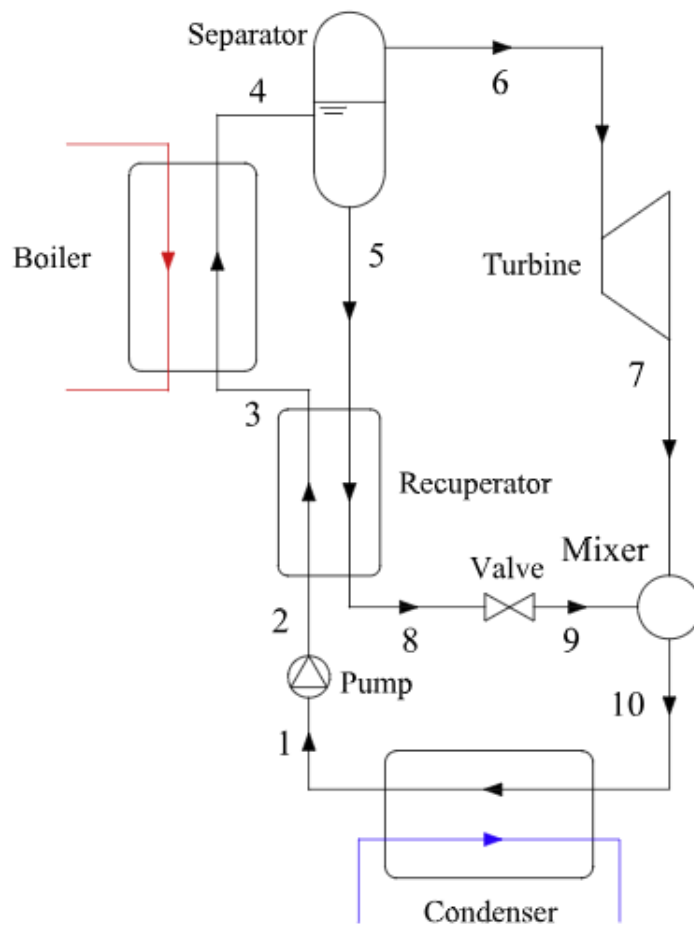
Na obr. 16 je znázorněno zapojení, které funguje na stejném principu jako výše popsané zapojení z obr. 15. Je zřejmé, že se jedná o složitější a komplexnější způsob zapojení, který může přinést za určitých podmínek benefity v podobě vyšší účinnosti, nicméně je technicky a ekonomicky náročnější jak na výstavbu, tak na provoz. [14]



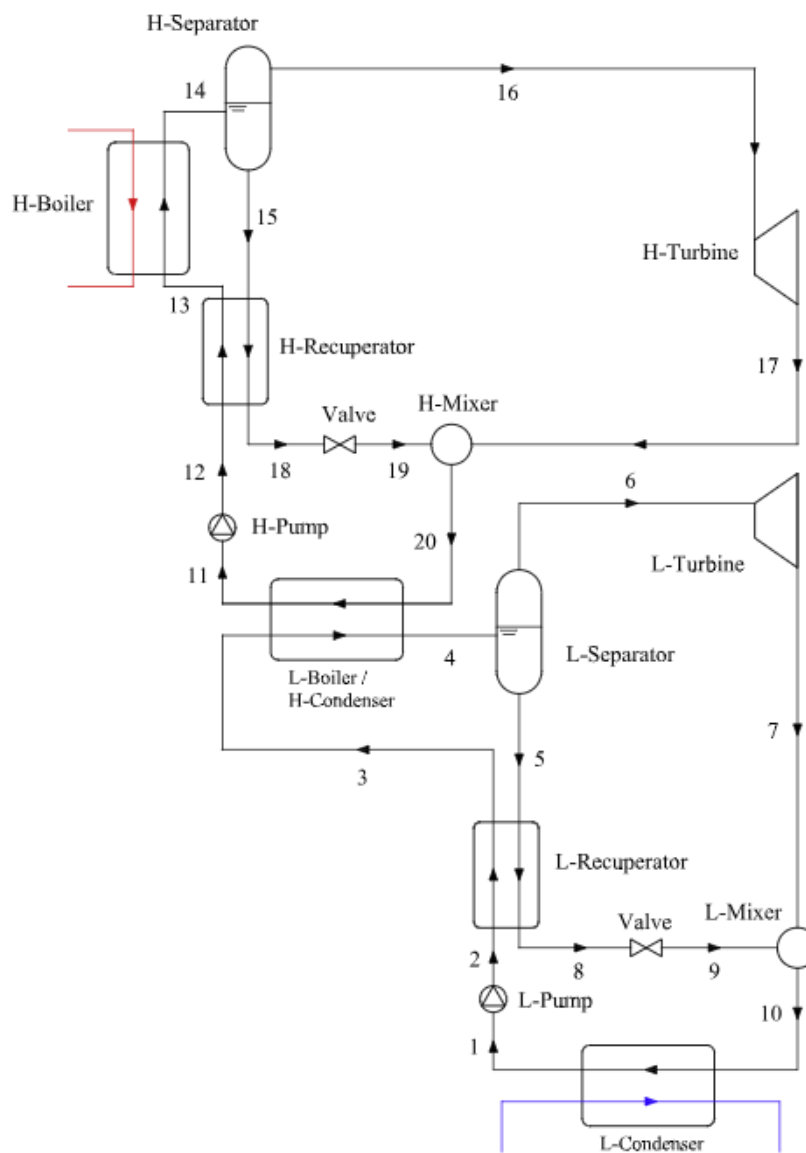
Obr. 15: Jednoduché schéma zapojení podřazeného děleného KC [14]

Zapojení na obr. 18 kombinuje dva jednoduché KCS 11 z obr. 17. Celý systém je zde složen primárního vysokotlakého a sekundárního nízkotlakého okruhu. Oba okruhy jsou vzájemně propojeny tepelným výměníkem, který slouží jako kondenzátor primárního okruhu a kotel sekundárního okruhu. [9]

Na obr. 20 je znázorněno modifikované zapojení KCS 11, kde je škrtkovací ventil a směšovač nahrazen ejektorem. Použitý ejektor by měl být dvoufázový, jelikož proud z rekuperačního výměníku je v kapalně fázi, kdežto proud z turbíny je směs kapaliny a páry. Díky užití ejektoru může být emisní tlak turbíny nižší, než je tlak kondenzační, a díky tomu lze dosáhnout vyššího výkonu na turbíně díky většímu tlakovému poměru. Další výhodou použití ejektoru spočívá v nahrazení škrtkovacího ventilu a tím dochází k potlačení ztrát vzniklých při škrtení. Na obr. 19 je schematicky znázorněn ejektor s rozdělením na jednotlivé sekce. [9]



Obr. 17: Schéma základního zapojení KCS 11 [9]



Obr. 18: Schéma kombinovaného zapojení dvou KCS 11 [9]

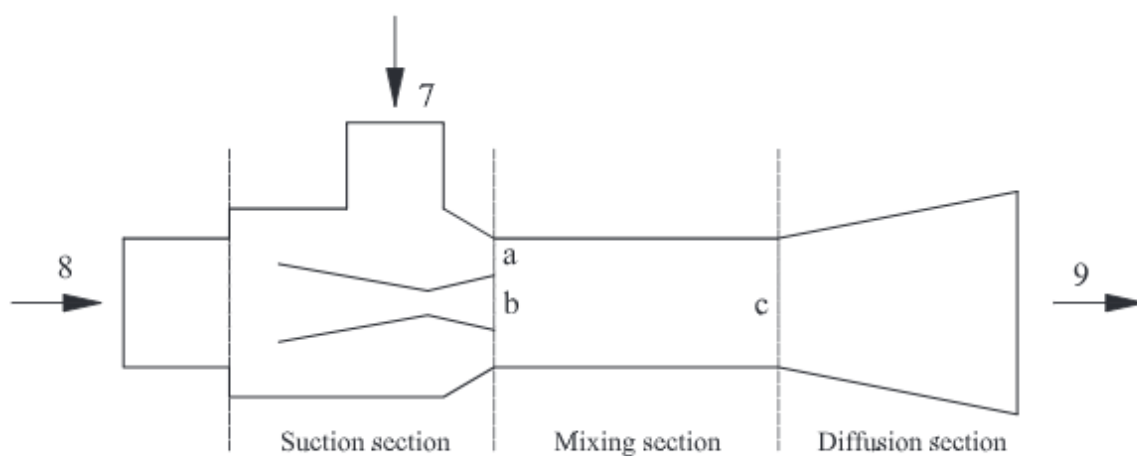
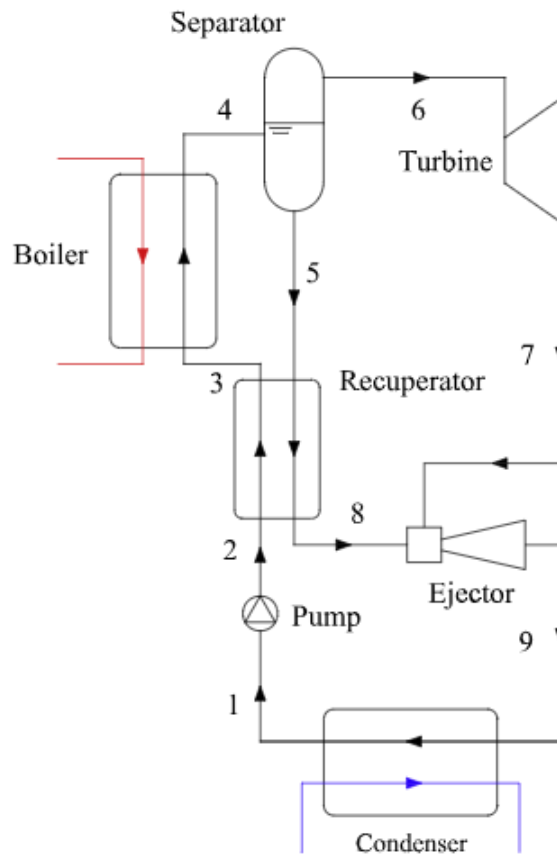


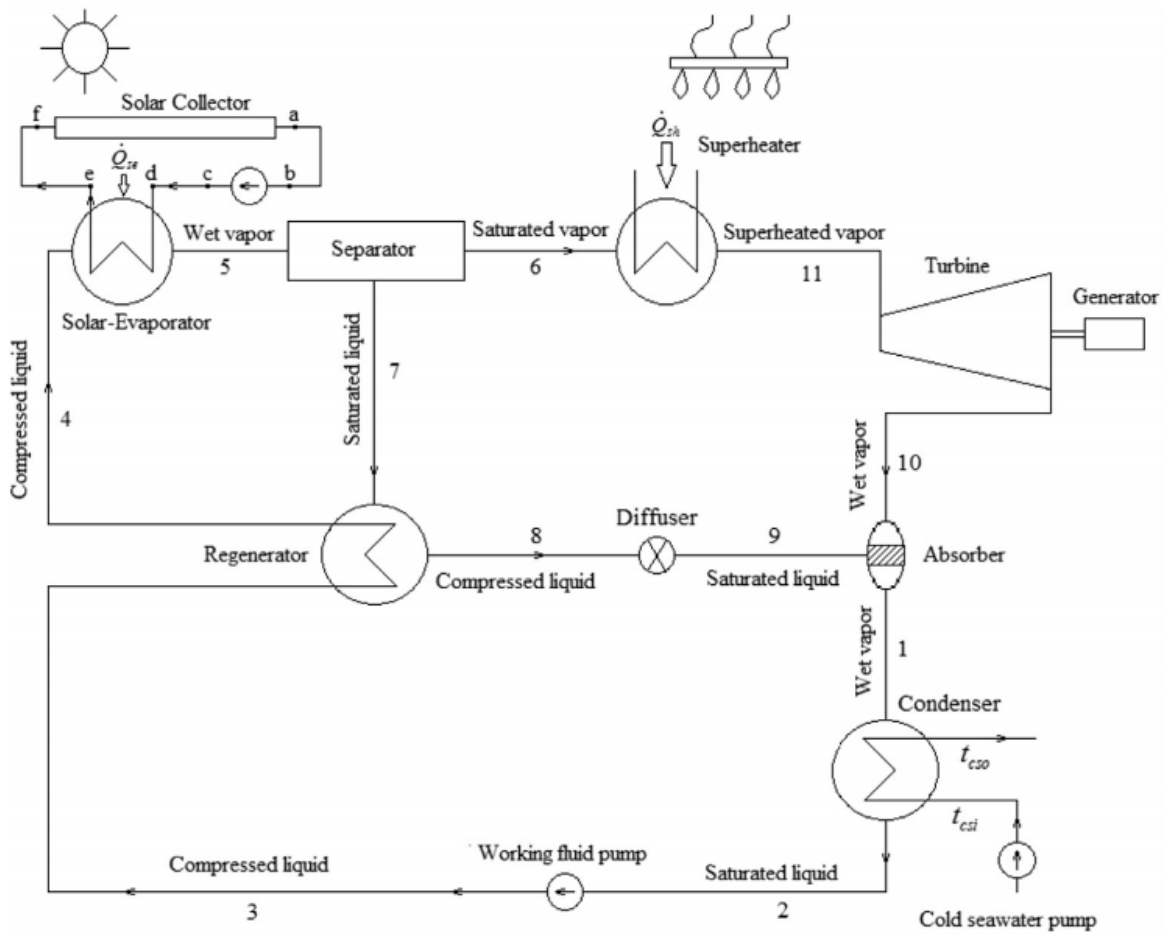
Fig. 9. Schematic diagram of the ejector used in ejector-combined APG cycle.

Obr. 19: Schéma ejektoru [9]



Obr. 20: Modifikace KCS 11 s použitím ejektoru [9]

Mimo využití pro geotermální zdroje je KCS 11 vhodným kandidátem také pro jiné zdroje energie o nízkých až středních teplotách. Na obr. 21 je znázorněno zapojení KCS 11, kde zdrojem energie je sluneční záření. Kapalina na mezi sytosti 9 se mísí s proudem 10 vystupujícím z turbíny v absorbéru. Mokrá pára 1 na výstupu z absorbéru v kondenzátoru zkondenzuje a sytá kapalina 2 z kondenzátoru je následně čerpadlem stlačena na stlačenou kapalinu 3. Současně se v separátoru separuje z částečně odpařené pracovní látky 5 bohatá pára 6 od chudé kapalně složky 7. Bohatá pára 6 je následně přehřáta v přehříváku a přehřátá pára 11 poté expanduje v turbíně. Separovaná kapalná složka 7 ohřívá v regeneračním výměníku stlačený proud pracovní látky 3 a poté je usměrněna do difusoru. Stlačený proud pracovní látky 4, který se ohřál v regeneračním výměníku, dále postupuje do výparníku, kde se částečně odpaří pomocí tepla získaného ze slunečního záření. [9]

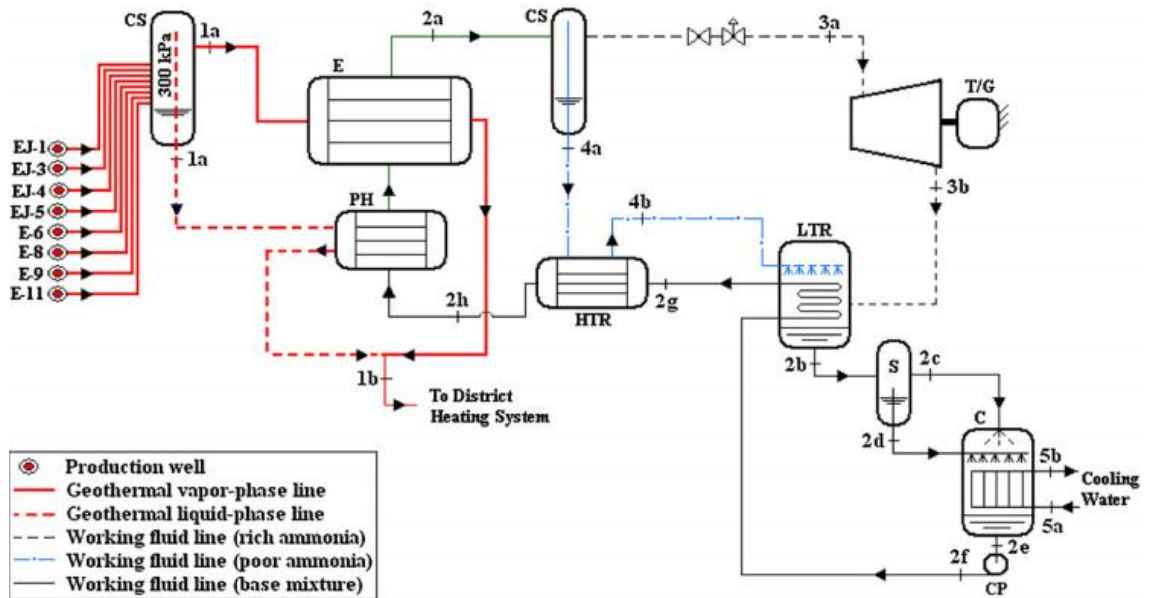


Obr 21: Schéma KCS 11 využívajícího sluneční energii [9]

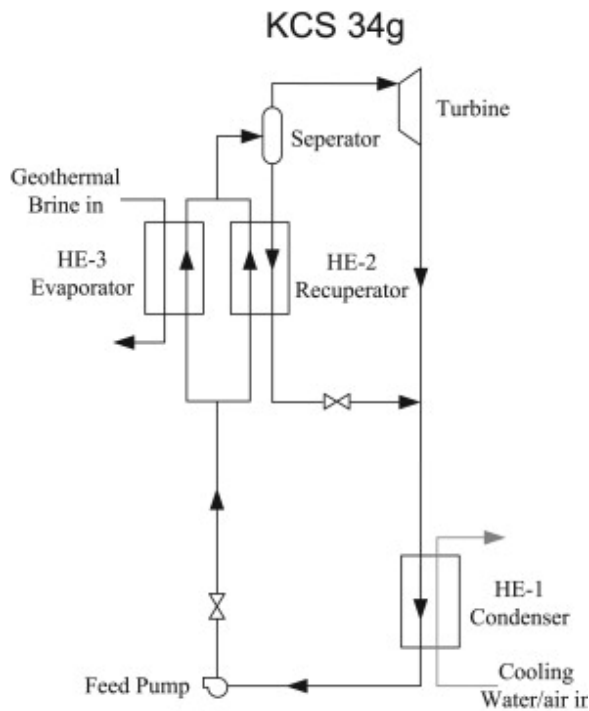
2.4.7. Kalina Cycle System 34

KCS 34 je stejně jako KCS 11 vhodným systémem především pro využití v oblasti geotermální energetiky, nebo pro využití odpadního tepla. Na rozdíl od KCS 11 je KCS 34 určeno pro rozmezí nízkých teplot pod 121 °C. Tento systém zapojení KC lze najít například v geotermální elektrárně Husavík na Islandu, která má výkon 2 MW a využívá přibližně 70 % směsi amoniak-voda. Na obr. 22 je znázorněno schéma zapojení KCS 34, které se skládá z cyklónového separátoru, předehříváku, výparníku, cirkulačního čerpadla, kondenzátoru a turbíny s generátorem. Směs amoniak-voda je předehřáta a částečně odpařena, poté je přivedena do cyklónového separátoru, kde se oddělí bohatá pára od chudé kapaliny. Pára je vedena do turbíny, kde expanduje a na výstupu z turbíny je poté smíšena s chudou kapalinou z cyklónového separátoru. Tato směs je poté usměrněna do kondenzátoru, odkud je kondenzát čerpán do výparníku a tím uzavírá cyklus. [15]

Na obr. 23 je znázorněno schéma zapojení KCS 34 g, které je podobně jako KCS 34 určeno především pro geotermální zdroje o nízkých teplotách, případně odpadní teplo. KCS 34 g, na rozdíl od KCS 34, nemá ve svém zapojení regenerační výměník, ve kterém by bylo využito teplo na výstupu z turbíny. Tento návrh je určen především pro zařízení o malých výkonech. [8]



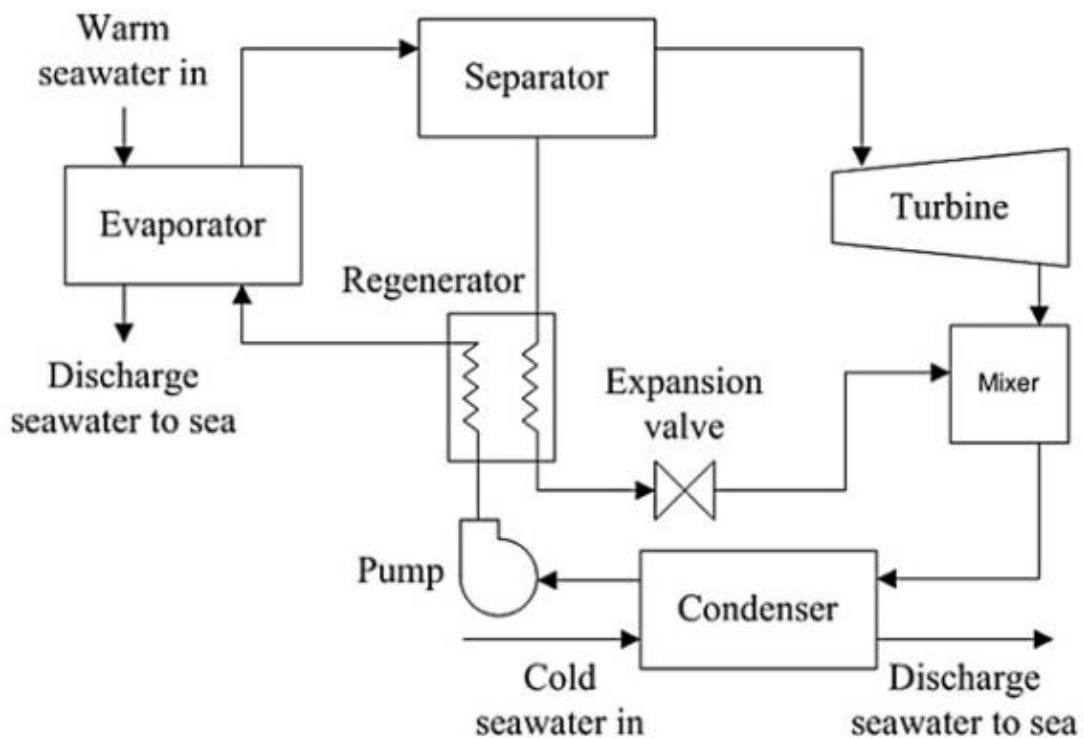
Obr. 22: Schéma zapojení KCS 34 [15]



Obr. 23: Schéma zapojení KCS 34 g [8]

2.4.8. Zapojení KC pro využití tepla oceánů

Mezi potenciální oblasti energetiky patří také využití tepla moří a oceánu a KC je jedním z vhodných kandidátů pro využití právě v OTEC³ elektrárnách. Na obr. 24 je znázorněno schéma zapojení KC pro OTEC elektrárnu. Pracovní látka amoniak-voda prochází skrze výparník, kde se částečně odpaří. V separátoru je oddělena bohatá pára a chudá kapalná složka. Bohatá pára expanduje v turbíně. Za výstupem z turbíny jsou oba proudy, tedy chudá kapalná složka ze separátoru a proud vystupující z turbíny, opět spojeny dohromady ve směšovači. Tato směs kondenzuje v kondenzátoru a je čerpadlem čerpána do regeneračního výměníku a následně je usměrněna do výparníku. [16]



Obr. 24: Zapojení KC pro využití v OTEC elektrárnách [16]

³ Ocean thermal energy conversion

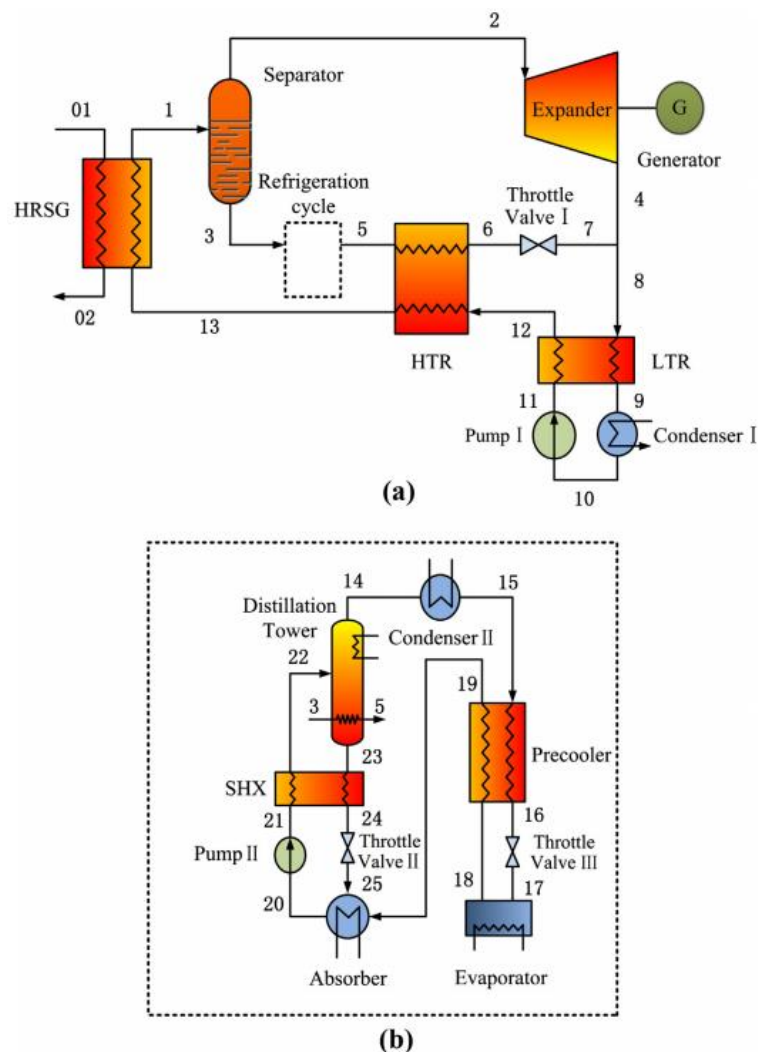
2.4.9. Zapojení KC pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu

Spojením dvou parních systémů, v tomto případě Kalinova cyklu a absorpčního chladícího parního oběhu označovaného VAR⁴, lze získat systém, který je označován jako KPCC⁵, a značí kombinovanou výrobu elektřiny a chladu při využití KC. Jeden ze způsobů zapojení KPCC je uveden na obr. 25, kde je znázorněna dvouokruhová konfigurace. Primární okruh slouží k výrobě elektrické energie, kdežto sekundární okruh je okruhem chladícím. Primární okruh se skládá z regeneračního výparníku, separátoru, turbíny, nízko a vysoko teplotního regeneračního výměníku, kondenzátoru, čerpadla, škrťícího ventilu a sekundárního absorpčního chladícího oběhu. Směs amoniak-voda v primárním okruhu je částečně odpařena ve výparníku. Poté je v separátoru oddělená bohatá pára od chudé kapalné složky. Bohatá pára expanduje v turbíně. Chudá kapalná část má poměrně vysokou teplotu a průtok a je tedy využita pro zásobení chladícího sekundárního oběhu. Chudá kapalná složka následně po průchodu vysokoteplotním regeneračním výměníkem plně zkondenzována a je seškrvena a smíšena s proudem vystupujícím z turbíny. Směs je dále usměrněna do nízkoteplotního regeneračního výměníku a do kondenzátoru, kde plně zkondenzuje do stavu syté kapaliny. Tato zkondenzovaná směs je čerpána na vyšší tlak a ohřívá se v nízko a vysokotlakém regeneračním ohříváku, poté je usměrněna do výparníku a uzavírá primární okruh. Sekundární chladící okruh je tvořen destilačním zařízením, kondenzátorem, chladičem, dvěma škrťícími ventily, výparníkem, absorbérem, čerpadlem a výměníkem tepla. Bohatá směs amoniak-voda je čerpána skrze tepelný výměník do destilačního zařízení. Bohatá směs amoniak-voda je ohřáta pomocí chudé směsi amoniak-voda v destilačním zařízení a je destilovaná do podoby čistého vysoce koncentrovaného chladiva. Chladivo kondenzuje v kondenzátoru a kondenzát je dále chlazen v chladiči a je škrťícím ventilem seškrven, přičemž prudce klesá teplota a tlak chladiva. Chladivo uvolňuje chlad ve výparníku, dále prochází chladičem do absorbéru, kde se mísí s chudou směsí z destilačního zařízení. [17]

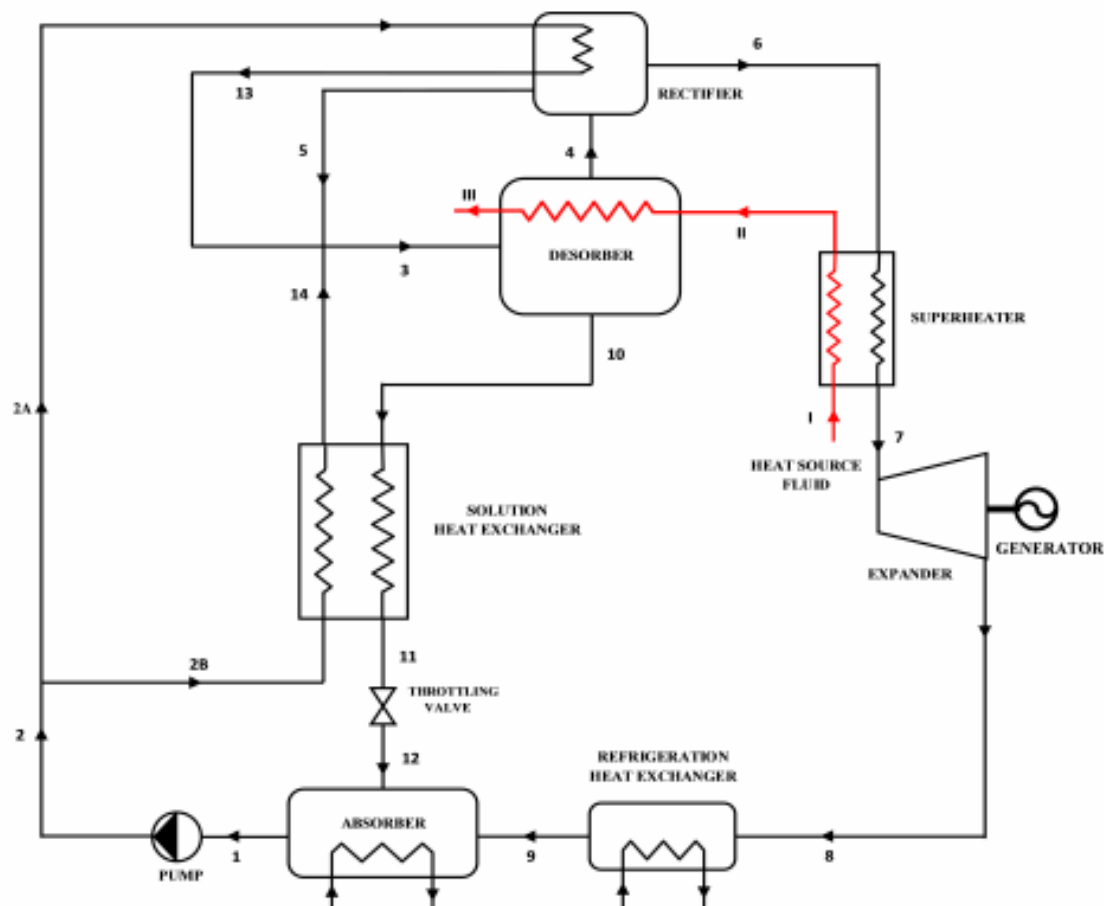
⁴ Vapor absorption refrigeration

⁵ Kalina power-cooling cycle

Dalším ze způsobů konfigurace KPCC je například cyklus uvedený na obr. 26. Toto zapojení se nazývá cyklus Goswami. Jedná se na rozdíl od předchozího zapojení pouze o jednookruhovou konfiguraci. Pracovní směs $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ je ze základního stavu 1 čerpána na vysoký tlak 2. Za čerpadlem je základní proud v rozdělovači rozdělen do dvou minoritní proudů 2A a 2B. Proudů 2A i 2B jsou ohřáty v rekuperačních tepelných výměnících a opět jsou smíseny ve směšovači. Výstupní proud ze směšovače má označení 3. Proud 3 dále vstupuje do desorbéru, který zde plní funkci kotle. Část vstupujícího proudu se odpaří a odchází ve formě páry pod označením 4. Parní proud je přehřát v přehříváku a přehřátá pára 7 vstupuje do turbíny. Proud kapaliny 10 vystupující z desorbéru, vstupuje do rekuperačního výměníku a po seškrčení proudí do absorbéru. Chladicího efektu je zde dosaženo v tepelném výměníku mezi stavy 8 a 9. [18]



Obr. 25: Schéma dvouokruhové konfigurace KPCC [17]



Obr. 26: Základní konfigurace KPC oběhu Goswami [18]

2.5. Shrnutí a srovnání uvažovaných zapojení

V předchozí kapitole bylo cílem práce poukázat na co nejvíce různých možností zapojení KC. Jednotlivé způsoby zapojení jsou si vesměs dost podobné a většinou se liší na základě počtu jednotlivých komponent, jejich uspořádání, případně pro určité aplikace přidání některé z komponent, pro co neoptimálnější fungování v dané aplikaci. Jedním z hlavních rozdílů mezi uvažovanými zapojeními je způsob, jakým je získávána bohatá pára směsi amoniak-voda, a především její oddělení od chudé kapalné složky směsi amoniak-voda. Pro tyto účely slouží separátor, destilační zařízení, případně jejich kombinace. V tab. 2 jsou shrnuta jednotlivá výše uvedená zapojení KC včetně rozdělení z hlediska použití separátoru, či destilačního zařízení.

Tab. 2: Srovnání uvažovaných zapojení

Zapojení	Separátor	Destilační stupeň	Umístění
KCS 1 (obr. 7)	NE	ANO	Mezi kondenzátorem a prvním rekuperátorem
KCS 1 (obr. 8)	NE	ANO (2x)	První destilační stupeň jako v předchozím případě. Druhý přehřívákem
KCS 1-2 (obr. 9)	NE	ANO	Za rekuperačními výměníky, které jsou umístěny za nízkotlakým kondenzátorem
KCS 5 (obr. 10)	ANO (2x)	NE	Položky 120 a 125 ve schématu na Obr. 10: První způsob zapojení KCS 5 dle amerického patentu 4,732,005 [10]
KCS 5 (obr. 11)	ANO (2x)	NE	Položky 120 a 125 ve schématu na Obr. 11: Druhý způsob zapojení KCS 5 dle amerického patentu 4,732,005 [10]
KCS 5 (obr. 12)	ANO	NE	Separátor za kondenzátním čerpadlem
KCS 6 (obr. 13)	ANO	NE	Separátor za rekuperačním výměníkem, který je umístěn za kondenzátním čerpadlem
KCS 6 (obr. 14)	ANO	ANO	Destilační jednotka ve formě výměníku za kondenzátním čerpadlem a rekuperátorem. Separátor za destilační jednotkou
KCS 8 (obr. 15)	ANO	NE	Separátor za prvním rekuperátorem
KCS 8 (obr. 16)	ANO	NE	Separátor za prvním rekuperátorem
KCS 11 (obr. 17)	ANO	NE	Separátor za výparníkem
KCS 11 (obr. 18)	ANO (2x)	NE	Za nízkotlakým a vysokotlakým výparníkem
KCS 11 (obr. 20)	ANO	NE	Separátor za výparníkem
KCS 11 (obr. 21)	ANO	NE	Separátor za výparníkem
KCS 34 (obr. 22)	ANO (2x)	NE	Za výparníkem a před kondenzátorem
KCS 34 g (obr. 23)	ANO	NE	Separátor za výparníkem
KC OTEC (obr. 24)	ANO	NE	Separátor za výparníkem
KPCC (obr. 25)	ANO	ANO	Separátor za výparníkem, destilační jednotka v chladícím okruhu

2.6. Zkušenosti z návrhu a provozu existujících jednotek

V této kapitole se práce zaměřuje na sumarizaci dohledatelných současně i historicky existujících jednotek KC – viz. tab. 3. Dále se stručně zaměří na problematiku související s návrhem a provozem právě takovýchto zařízení. Informací ohledně úskalí návrhu a provozu zařízení využívajících KC je velmi málo. Daná problematika je zde tedy diskutována pouze v rámci dostupné literatury.

Tab. 3: Shrnutí historicky i současně dohledatelných existujících jednotek KC [6; 19]

Název	Lokalita	Výkon	Provoz	Popis/zdroj tepla
Canoga park	USA	6,5 MWe	1992 Mimo provoz	Experimentální zařízení Bottoming cycle jaderné elektrárny
Fukuoka	Japonsko	4 MWe	1998 Mimo provoz	Experimentální zařízení Teplo ze spalování odpadu
Kashima Steel Works	Japonsko	3,5 MWe	1999 V provozu	Komerční aplikace Odpadní teplot z ocelárny
Húsavík	Island	2 MWe	2000 Mimo provoz	Komerční aplikace Geotermální zdroj tepla
Fuji Oil	Japonsko	3,9 MWe	2005 V provozu	Komerční aplikace Odpadní teplo z rafinérie
Bruschal	Německo	0,6 MWe	2009 V provozu	Komerční aplikace Geotermální zdroj tepla
Unterhaching	Německo	3,5 MWe	2009 V provozu	Komerční aplikace Geotermální zdroj tepla
Shanghai Expo	Čína	0,05 MWe	2010 Mimo provoz	Experimentální zařízení Využití solární energie
Quingshui	Tchaj-Wan	0,05 MWe	2011 Mimo provoz	Experimentální zařízení Geotermální zdroj tepla
DG Khan	Pákistán	8,6 MWe	2013 V provozu	Komerční aplikace Odpadní teplot z cementárny
Star Cement	Dubai	4,75 MWe	2013 V provozu	Komerční aplikace Odpadní teplot z cementárny

2.6.1. Korozní problémy při provozu jednotek Kalinova cyklu

Přítomnost NH_3 v KC má za příčinu silně alkalické prostředí a lze očekávat hodnoty pH okolo 10. Toto prostředí klade vysoké materiálové nároky na jednotlivé komponenty. Materiály komponent jsou voleny z oblasti vysoce kvalitních nízkouhlíkových vysoce legovaných ocelí a bývají chemicko-tepelně upraveny, především nitridovány. [19]

Stejně jako u jiných typů elektráren i zde je velmi důležitá kontrola kvality čistoty a chemického režimu pracovní látky. Udržováním vhodné kvality pracovní látky lze předejít korozním problémům, kontaminaci pracovní směsi nežádoucími prvky a udržovat určitou hladinu pH. [19]

První komerční elektrárna pracující na principu KC byla uvedena do provozu v roce 2000 na Islandu. Jedná se o geotermální elektrárnu Húsavík, která čelila během svého provozu velkým problémům způsobeným korozí materiálu. Korozní problémy v elektrárně Húsavík byly patrné už od jejího spuštění a původní separátor dodával páru o nižších kvalitativních parametrech, než bylo navrženo. V roce 2001 bylo pozorováno postupné snižování průtoku, na základě kterého, byla zahájena kontrola komponent. Bylo zjištěno, že některé části turbíny společnosti KK&K významně korodovaly. Na základě této kontroly byl vyměněn separátor a turbína prošla renovací. Při dalším spuštění bylo zjištěno, že nový separátor dodává páru o kvalitě dle původního návrhu. V roce 2002 prošla renovovaná turbína inspekci, při které bylo zjištěno, že výměna separátoru páry, nevyřešila korozní problémy turbíny. Mezi turbínovou skříní a lopatkami docházelo k vytváření nánosů korozních produktů. Ještě toho samého roku byla v důsledku koroze turbína významně poškozena a byla opět zaslána na opravu. Společnost KK&K zaslala renovovanou turbínu zpět, nicméně neopravila závady na druhém turbínovém stupni. V roce 2003 se v důsledku zanedbání oprav rozpadla část druhého turbínového stupně a způsobila rozsáhlé škody, které společnost KK&K odmítla opravit. V roce 2004 byla nainstalována turbína GE-Rotoflow (GE-R), u které nebyly v rozmezí let 2004-2008 pozorovány žádné korozní problémy. V roce 2008 však došlo k ulomení části některého z turbínových kol a došlo k fatálnímu poškození turbíny. Turbína nenesla známky korozního poškození a dodnes není přesně jasné, co tuto nehodu způsobilo. [19; 20]

2.6.2. Problematika skladování a dávkování amoniaku

Udržování vhodné hmotnostní koncentrace NH_3 ve vodě je esenciální z hlediska udržení navržených tlakových hladin dané aplikace. Obecně platí, že za daných kondenzačních podmínek lze snižovat kondenzační tlak až téměř na hodnotu atmosférického tlaku díky snižování hmotnostní koncentrace NH_3 ve vodě. Zároveň platí, že zvyšováním hmotnostní koncentrace NH_3 ve vodě dochází k nárůstu tlaku ve výparníkové části oběhu. Při vysokých hodnotách koncentrace NH_3 ve vodě dochází k prudkému růstu tlaku, a to může mít negativní důsledky na provoz zařízení. Při návrhu a provozu je tedy nezbytné tento fakt zohlednit. [21]

Společně se systémem udržování kvality pracovní směsi a její chemizací je tedy nezbytné, aby daná aplikace měla také spolehlivý systém dávkování amoniaku a jeho skladování. Tento systém by měl být schopný udržovat vhodnou hmotnostní koncentraci NH_3 na základě aktuálních dat. Vzhledem k tomu, že amoniak je jedovatá a těkavá látka, jsou kladeny vysoké nároky na bezpečnost jeho skladování. Skladování většího množství amoniaku může být tedy problematické. Zároveň hrozí vysoké nebezpečí při případné havárii a následném úniku amoniaku. [21]

2.6.3. Problematika minimálního teplotního rozdílu

Stejně jako u všech ostatních typů oběhů, které cílí na co nejvyšší účinnosti, i u KC je snaha o co nejnižší hodnoty minimálních teplotních rozdílů výměníků. Obtíže mohou nastat především u kondenzátorů. Pracovní směs $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ v KC se vyznačuje neizotermickým průběhem kondenzace, což může mít za následek poměrně veliké teplotní rozdíly na začátku a na konci kondenzace. V těchto případech jsou tedy kladeny vysoké nároky na konstrukci a materiálové složení kondenzátorů. [22]

Problematická situace může nastat také u výparníků. Vzhledem k faktu, že má směs $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ proměnnou teplotu varu, může nastat situace, kdy jsou teplotní rozdíly mezi směsí $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ a zdrojem malé. Tento jev je žádoucí z hlediska vysoké termodynamické účinnosti přenosu tepla, nicméně klade vyšší požadavky na velikosti teplosměnných ploch výměníků. [23]

2.6.4. Komplexita Kalinova cyklu

Při návrhu KC je třeba zvážit také komplexitu tohoto systému v porovnání s ostatními možnostmi. Vysoká komplexita KC nastává především u složitějších způsobů zapojení, kde je využito například rozdělení hlavního proudu pomocí rozdělovače, a také využití více kondenzátorů na různých tlakových hladinách. S tímto způsobem zapojení přibývá také dalších komponent jako jsou například čerpadla. Komplexita systému se tedy v takovém případě zvyšuje a je třeba uvážit také ekonomické aspekty složitějších zapojení. Především jestli by v takovém případě nebylo ekonomicky výhodnější použít jiný, méně komplexní a na technologie méně náročný oběh. [21; 23]

3. Modelové výpočty KC a jeho alternativ

V této kapitole se práce zaměřuje na modelové výpočty KC a jeho alternativ. Jednotlivé modelové výpočty jsou rozděleny do dvou skupin – nízkoteplotní a vysokoteplotní aplikace. Pro nízkoteplotní aplikace byly vytvořeny tři modely – KC, ORC a RC. Pro vysokoteplotní aplikace byly vytvořeny modely pouze pro RC a KC. Veškeré modely byly vytvořeny pomocí softwarového prostředí EES. EES je numerický řešič nelineárních algebraických rovnic, což umožňuje zapisovat rovnice v implicitním tvaru, a tak jsou i pro názornost prezentovány níže. EES mimo jiné poskytuje vhodné rozhraní a funkce pro účely modelování v oblasti energetiky, především knihovnu látkových vlastností celé řady látek a substancí, a je tedy vhodný pro modelování jak KC, tak ORC.

Modelové výpočty pro jednotlivé nízkoteplotní i vysokoteplotní aplikace jsou detailně rozepsány v Příloze 1. V této příloze má každá aplikace svou podkapitulu, ve které jsou uvedeny výpočty pro jednotlivé uzly dle schémat zapojení. Dále jsou v Příloze 1 uvedeny výpočty hmotnostních průtoků jednotlivých aplikací.

V rámci hlavního dokumentu, tedy samotné práce, jsou uvedeny pouze obecné vztahy, dle kterých byly jednotlivé aplikace řešeny. Výsledné energetické bilance jsou taktéž uvedeny zde, v hlavním dokumentu této práce. Zároveň jsou zde uvedeny také přehledné tabulky s hodnotami veličin pro jednotlivé uzly.

Obecný princip bilancování komponent nízkoteplotních a vysokoteplotních aplikací:

K určení hodnot veličin v jednotlivých uzlech pro KC, ORC a RC byly ve všech případech použity odlišné funkce, určené právě pro každou z těchto variant. Tyto jednotlivé funkce jsou blíže popsány v podkapitolách věnujících se každé z jednotlivých aplikací.

Expandér:

Pomocí admisní entropie na vstupu do expandéru lze určit izoentropickou emisní entalpii na výstupu z turbíny rovnice (3.1). Pomocí rovnice (3.2) lze následně určit reálnou emisní entalpii na výstupu z expandéru. Tato reálná entalpie je spolu se známým kondenzačním tlakem následně využita pro určení zbývajících hodnot veličin na výstupu z expandéru.

$$h_{iz,e}[i] = f(p_k[i]; s_a[i]; x_a[i]) \quad (3.1)$$

$$h_{re,e}[i] = h_a[i] - (h_a[i] - h_{iz,e}[i]) \cdot \eta_{td} \quad (3.2)$$

Čerpadlo:

Pomocí admisní entropie na vstupu do čerpadla lze určit izoentropickou emisní entalpii na výstupu z čerpadla rovnice (3.4). Pomocí rovnice (3.4) lze následně určit reálnou emisní entalpii na výstupu z čerpadla. Tato reálná entalpie je spolu se známým tlakem za čerpadlem následně využita pro určení zbývajících hodnot veličin na výstupu z čerpadla.

$$h_{iz,e}[i] = f(p_e[i]; s_a[i]) \quad (3.3)$$

$$h_{re,e}[i] = h_a[i] - (h_{iz,e}[i] - h_a[i]) / \eta_{\zeta} \quad (3.4)$$

Škrťící ventil:

Škrťčení bylo obecně uvažováno jako izoentalpický děj. Škrťcí ventily figurují pouze v aplikacích KC, kde bylo pro určení hodnot veličin za škrťcím ventilem použito admisní entalpie na vstupu do ventilu, admisní hmotnostní koncentrace NH_3 a kondenzačního tlaku za ventilem.

Rekuperační výměník, výparník a kondenzátor:

Bilancování tepelných výměníků je obecně založeno na třech známých stavech. Ve většině případů byly známy vstupní i výstupní hodnoty veličin jedné ze dvou

proudících látek. U druhé látky byl znám pouze vstupní či výstupní stav. Na základě těchto faktů bylo možné vytvořit bilanční rovnici výměníků rovnice (3.5). V některých případech byly známy pouze dva stavy. Třetí stav bylo možné určit pomocí zvoleného minimálního teplotního rozdílu, který byl uvažován na příslušném konci výměníku. Konfigurace všech tepelných výměníků byla uvažována jako protiproudá.

$$h_{in}[a] \cdot \dot{m}[a] + h_{out}[b] \cdot \dot{m}[b] = h_{in}[b] \cdot \dot{m}[b] + h_{out}[a] \cdot \dot{m}[a] \quad (3.5)$$

Separátor:

Separátory jsou uvažovány pouze u aplikací KC. Jedná se o zařízení, ve kterých jsou separovány na amoniak bohaté páry od chudé kapaliny. Pro určení hodnot veličin proudu bohaté páry bylo použito kvality na úrovni syté páry, tlaku a teploty za výparníkem. Pro určení hodnot veličin proudu chudé kapaliny bylo použito kvality na úrovni syté kapaliny, tlaku a teploty za výparníkem. Níže jsou uvedeny vztahy pro průtok proudů bohatých par rovnice (3.7) a chudé kapaliny rovnice (3.8).

$$M[i] = m_{pára}[i] + m_{kapalina}[i] \quad (3.6)$$

$$m_{pára}[i] = M[i] \cdot \frac{x[i] - x_{kapalina}[i]}{x_{pára}[i] - x_{kapalina}[i]} \quad (3.7)$$

$$m_{kapalina}[i] = M[i] \cdot \frac{x[i] - x_{pára}[i]}{x_{kapalina}[i] - x_{pára}[i]} \quad (3.8)$$

Směšovač:

Směšovače jsou uvažovány pouze u aplikací KC. Jedná se o zařízení, ve kterém jsou opět smíchány proudy bohaté páry a chudé kapaliny. Známé jsou hodnoty veličin chudého proudu na vstupu do směšovače a proudu bohaté páry na vstupu do směšovače. Na základě těchto hodnot je možné sestavit bilanční rovnici pro zjištění entalpie výsledného proudu za směšovačem rovnice (3.10). Zbytek hodnot veličin proudu za směšovačem je následně určeno pomocí známe hmotnostní koncentrace NH₃ v základním proudu, dopočítané entalpie za směšovačem a obvykle známého tlaku za směšovačem.

$$M[i] = \dot{m}[a] + \dot{m}[b] \quad (3.9)$$

$$h_{out}[i] \cdot M[i] = h_{in}[a] \cdot \dot{m}[a] + h_{in}[b] \cdot \dot{m}[b] \quad (3.10)$$

Pomocná entalpie h_p :

U nízkoteplotních i vysokoteplotních aplikací KC, které jsou podrobněji rozebrány v Příloze 1, figuruje v některých výpočtech pomocná entalpie. Lze ji najít především v uzlech, kde je bilancován směšovač nebo tepelný výměník. Entalpie za výměníkem nebo směšovačem, která je určena z bilančních rovnic (3.5) a (3.10), je použita i jako vstupní parametr ve funkci pro určení hodnot veličin směsi $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$. Tato funkce však neumožňuje použít jako vstupní parametr veličinu, která je zároveň i výstupní veličinou funkce. Proto bylo nutné tyto dvě veličiny nějakým způsobem odlišit, přestože se jedná o jednu a tu samou entalpii. Jako vstupní parametr je tedy použita pomocná entalpie h_p , pomocí které je určen i zbytek veličin v daném uzlu. Výstupní hodnota entalpie h z této funkce je však totožná. Princip může být použit i pro ostatní vstupní parametry termodynamických funkcí (entropie, tlak, teplota, koncentrace, ...).

Obecný princip určení průtoků nízkoteplotních a vysokoteplotních aplikací:

U nízkoteplotních aplikací byl pro všechny tři aplikace zvolen hmotnostní průtok zdroje – geotermální vody. Na základě bilančního výpočtu výparníku bylo pomocí zvoleného minimálního teplotního rozdílu možné dopočítat hmotnostní průtok pracovní látky v tepelném oběhu. Výpočet hmotnostních průtoků pro nízkoteplotní aplikace je podrobněji popsán v Příloze 1.

Podobný byl postup také pro určení hmotnostního průtoku chladicí vody. Opět byl sestaven bilanční výpočet kondenzátoru a na základě zvoleného minimálního teplotního rozdílu a již známého hmotnostního průtoku pracovní látky v tepelném oběhu, byl určen hmotnostní průtok chladicí vody. Tento postup je opět podrobněji popsán v Příloze 1.

U vysokoteplotních aplikací byl pro obě aplikace zvolen hmotnostní průtok pracovní látky tepelného oběhu. Pro jednoduchost byl tento hmotnostní průtok stanoven na 1 kg/s. Na stejném principu jako u nízkoteplotních aplikací byly vytvořeny bilance pro výměníky a kondenzátory a byly dopočítány hmotnostní průtoky teplotnosné látky a chladicí vody. Tyto bilanční výpočty jsou podrobněji rozpracovány v Příloze 1.

3.1. Nízkoteplotní aplikace

V rámci nízkoteplotních aplikací byly vytvořeny modely pro KC, RC a ORC. Byl uvažován stejný zdroj tepla, kterým je geotermální voda o teplotě 200 °C a průtoku 20 kg/s. Pro každý z cyklů byla provedená také citlivostní analýza a optimalizace. Dále byly vytvořeny Q-T diagramy pro jednotlivé tepelné výměníky.

3.1.1. Nízkoteplotní aplikace KC

Model nízkoteplotní aplikace KC byl sestaven na základě zapojení na obr. 27. Zde jsou číselně označeny jednotlivé uzly, pro které byly pomocí softwarové funkce spočteny hodnoty příslušných veličin. Tato funkce je uvedena pod označením (3.11). Spočtené veličiny pro jednotlivé uzly jsou shrnuty v tab. 4 a tab. 5. Detailní výpočty pro nízkoteplotní aplikaci KC jsou uvedeny v Příloze 1.

$$Call NH3H2O = (Code; In1; In2; In3: t[i], p[i], x[i], h[i], s[i], u_e[i], v[i], Qu[i]) \quad (3.11)$$

$t[i] = [^{\circ}C]$... teplota v příslušném uzlu

$p[i] = [MPa]$... tlak v příslušném uzlu

$x[i] = [-]$... hmotnostní koncentrace NH₃ v příslušném uzlu

$h[i] = [kJ/kg]$... měrná entalpie v příslušném uzlu

$s[i] = [kJ/kg \cdot K]$... měrná entropie v příslušném uzlu

$u_e[i] = [kJ/kg]$... měrná vnitřní energie směsi v příslušném uzlu

$v[i] = [m^3/kg]$... měrný objem směsi v příslušném uzlu

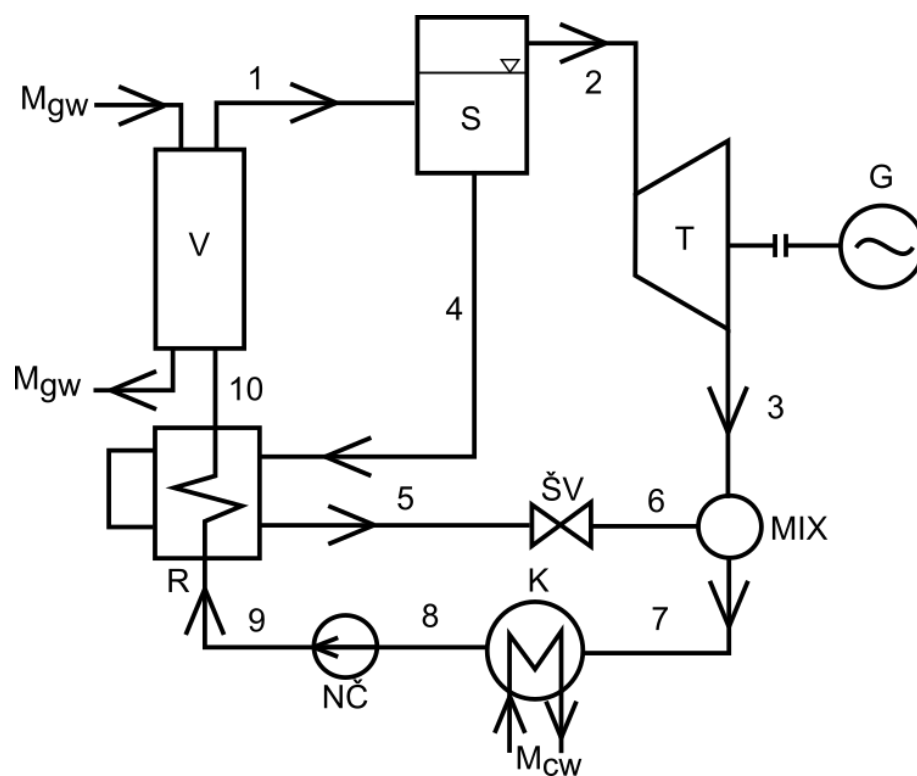
$Qu[i] = [-]$... kvalita směsi v příslušném uzlu

Funkce pracuje se třemi vstupními parametry, na základě kterých, jsou určeny hodnoty zbylých veličin. Vstupní parametry funkce jsou označeny In1, In2 a In3. Jeden ze vstupních parametrů musí být vždy tlak nebo teplota, nebo oboje. Položka Code vyjadřuje číselné označení vstupních veličin. Tím je myšlena pozice dané veličiny v kódu funkce, tedy například teplota – t je první v pořadí a je označena číslem 1. Příkladem je funkce (3.12). Zde jsou vstupními parametry tlak, koncentrace NH₃ a kvalita směsi. Výstupem funkce jsou hodnoty jednotlivých veličin v i-tém uzlu.

$$Call NH3H2O = (238; p; x; Qu: t[i], p[i], x[i], h[i], s[i], u_e[i], v[i], Qu[i]) \quad (3.12)$$

Vstupní veličiny výpočtového modelu:

$p_a = 8 \text{ [MPa]}$... admisní tlak
$t_k = 30 \text{ [°C]}$... teplota za kondenzátorem
$x = 0,9 \text{ [-]}$... hmotnostní koncentrace NH_3
$Qu = 0,85 \text{ [-]}$... kvalita směsi za výparníkem
$p_{gw} = 2 \text{ [MPa]}$... tlak geotermální vody
$t_{in,gw} = 200 \text{ [°C]}$... teplota geotermální vody na vstupu do výparníku
$M_{gw} = 20 \text{ [kg/s]}$... hmotnostní průtok geotermální vody
$t_{in,cw} = 20 \text{ [°C]}$... teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru
$p_{cw} = 0,1 \text{ [MPa]}$... tlak chladící vody
$\eta_{td} = 0,87 \text{ [-]}$... termodynamická účinnost turbosoustrojí
$\eta_m = 0,99 \text{ [-]}$... mechanická účinnost turbosoustrojí
$\eta_g = 0,98 \text{ [-]}$... účinnost generátoru
$\eta_{\check{c}} = 0,75 \text{ [-]}$... účinnost čerpadel
$PP_R = 3 \text{ [°C]}$... minimální teplotní rozdíl rekuperátoru
$PP_K = 3 \text{ [°C]}$... minimální teplotní rozdíl kondenzátoru
$PP_E = 5 \text{ [°C]}$... minimální teplotní rozdíl výparníku



Obr. 27: Schéma zapojení KC pro nízkoteplotní aplikace

Legenda ke schématu nízkoteplotní aplikace KC - Obr. 27:

- V ... výparník
- S ... separátor
- T ... turbína
- G ... generátor
- R ... rekuperační výměník
- ŠV ... škrtkící ventil
- MIX ... směšovač
- K ... kondenzátor
- NČ ... napájecí čerpadlo
- M_{gw} ... hmotnostní průtok geotermální vody
- M_{cw} ... hmotnostní průtok chladící vody

Shrnutí vypočtených hodnot veličin pro jednotlivé uzly-nízkoteplotní aplikace KC:

Tab. 4: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 1) – nízkoteplotní aplikace KC

Uzel	1	2	3	4	6	7
$t[^\circ\text{C}]$	160,688	160,688	56,541	160,688	35,387	36,554
$p[\text{MPa}]$	8,000	8,000	1,061	8,000	8,000	1,061
$x[-]$	0,900	0,953	0,953	0,600	0,600	0,600
$h[\text{kJ/kg}]$	1348,206	1486,804	1245,199	572,465	-61,674	-61,674
$s[\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$	3,793	4,100	4,210	2,078	0,367	0,396
$e[\text{kJ/kg}]$	1213,731	1330,770	1111,749	558,990	-71,909	-63,038
$v[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,017	0,020	0,126	0,002	0,001	0,001
$Qu[-]$	0,850	1,000	0,902	0,000	-0,001	-0,001
$\dot{m}[\text{kg/s}]$	8,160	6,933	6,933	1,227	1,227	1,227

Tab. 5: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 2) – nízkoteplotní aplikace KC

Uzel	8	9	10
$t[^\circ\text{C}]$	30,000	32,387	52,175
$p[\text{MPa}]$	1,061	8,000	8,000
$x[-]$	0,900	0,900	0,900
$h[\text{kJ/kg}]$	68,458	82,829	178,182
$s[\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$	0,473	0,484	0,787
$e[\text{kJ/kg}]$	66,808	70,370	165,082
$v[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,002	0,002	0,002
$Qu[-]$	0,000	-0,001	-0,001
$\dot{m}[\text{kg/s}]$	8,160	8,160	8,160

Energetická bilance nízkoteplotního KC:

$$\text{Svorkový výkon: } P_{SV} = m[2] \cdot (h[2] - h_{iz}[3]) \cdot \eta_{td} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 1625,180 \text{ [kW]} \quad (3.13)$$

$$\text{Výkon NČ: } P_{NČ} = m[9] \cdot (h[9] - h[8]) = 117,276 \text{ [kW]} \quad (3.14)$$

$$\text{Čistý výkon: } P_{NET} = P_{SV} - P_{NČ} = 1507,904 \text{ [kW]} \quad (3.15)$$

Energetická účinnost oběhu:

Entalpie geotermální vody $h_{out,gw}$ na výstupu z výparníku byla určena pomocí bilančního výpočtu výparníku, který je zjednodušeně popsán ve výpočtu hmotnostního průtoku základního proudu $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ v Příloze 1.

$$h_{out,gw} = 375,072 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.16)$$

$$\eta_{enc} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot (h_{in,gw} - h_{out,gw})} = 0,1579 \text{ [-]} \quad (3.17)$$

Energetická účinnost využití zdroje:

Pro výpočet energetické účinnosti využití zdroje byla zavedena teplota okolí t_{amb} , pomocí které byla poté určena entalpie geotermální vody při této teplotě.

$$t_{amb} = 20 \text{ [°C]} \quad (3.18)$$

$$h_{amb,gw} = 85,793 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.19)$$

$$\eta_{ens} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot (h_{in,gw} - h_{amb,gw})} = 0,0983 \text{ [-]} \quad (3.20)$$

Exergetická účinnost oběhu:

Teplota geotermální vody $t_{out,gw}$ na výstupu z výparníku byla určena pomocí bilančního výpočtu výměníku, který je zjednodušeně popsán ve výpočtu hmotnostního průtoku základního proudu $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ v Příloze 1.

$$s_{in,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{in,gw}) = 2,329 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.21)$$

$$s_{out,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{out,gw}) = 1,182 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.22)$$

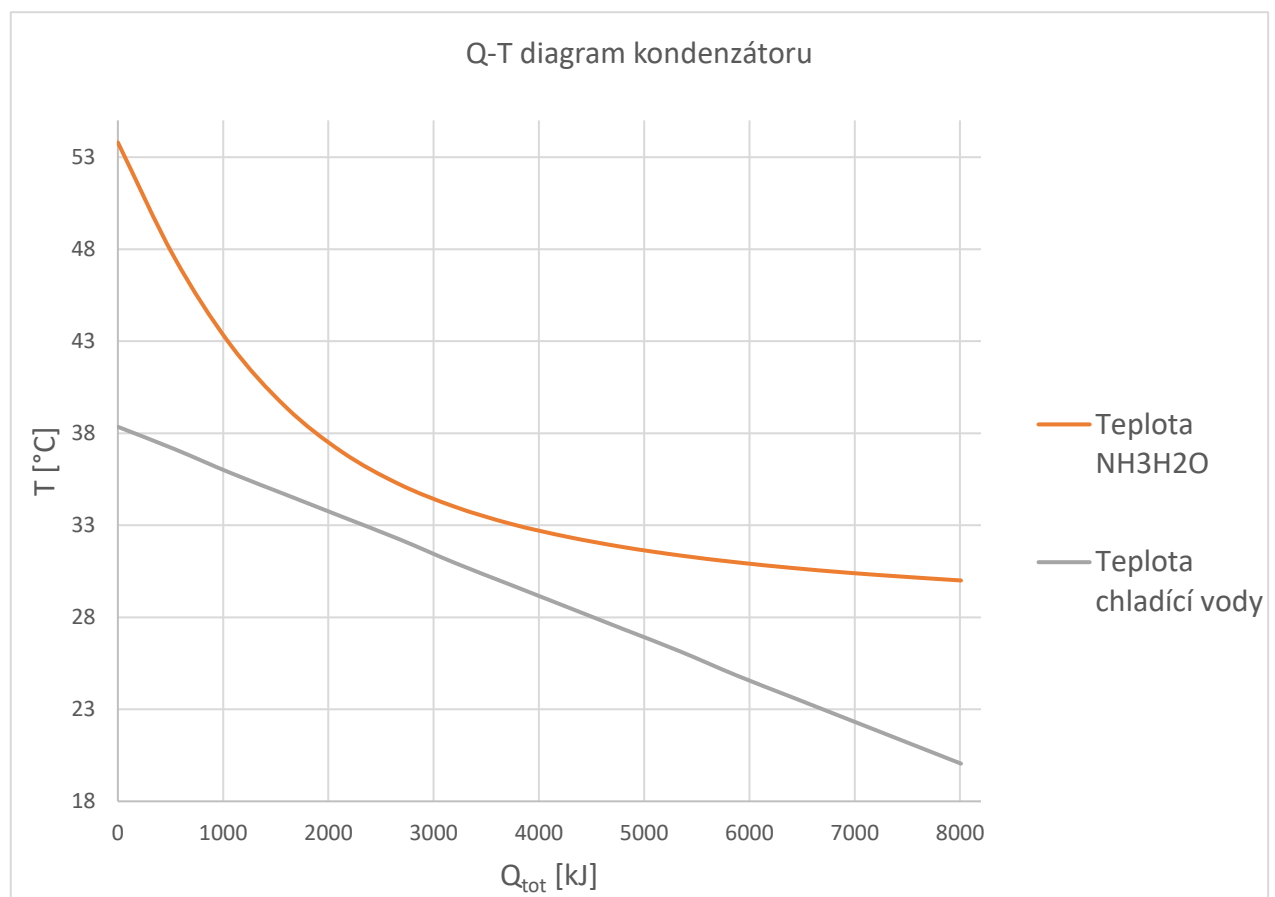
$$\eta_{exc} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot [h_{in,gw} - h_{out,gw} - T_{amb} \cdot (s_{in,gw} - s_{out,gw})]} = 0,5352 \text{ [-]} \quad (3.23)$$

Exergetická účinnost využití zdroje:

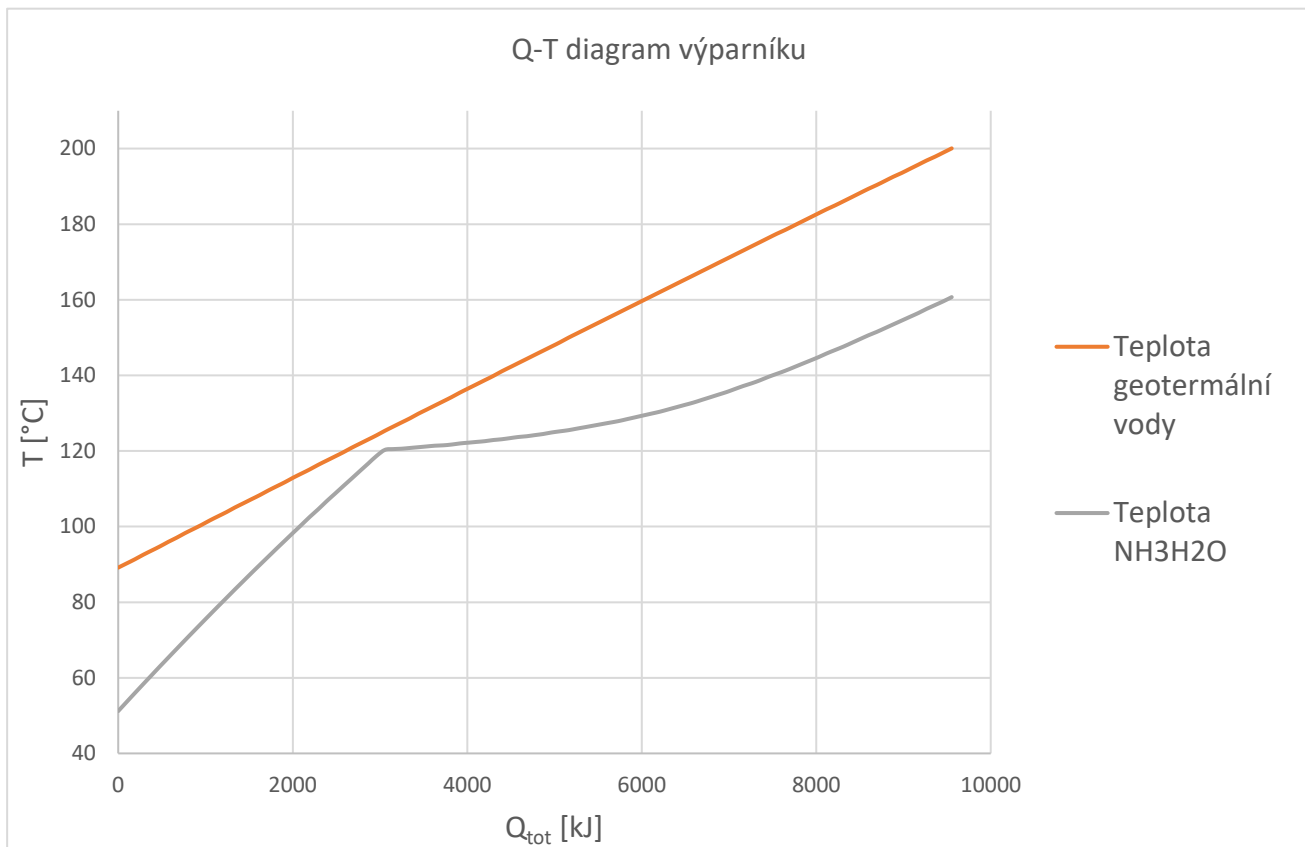
$$s_{amb,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{amb}) = 0,2961 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.24)$$

$$\eta_{exs} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot [h_{in,gw} - h_{amb,gw} - T_{amb} \cdot (s_{in,gw} - s_{amb,gw})]} = 0,4423 \text{ [-]} \quad (3.25)$$

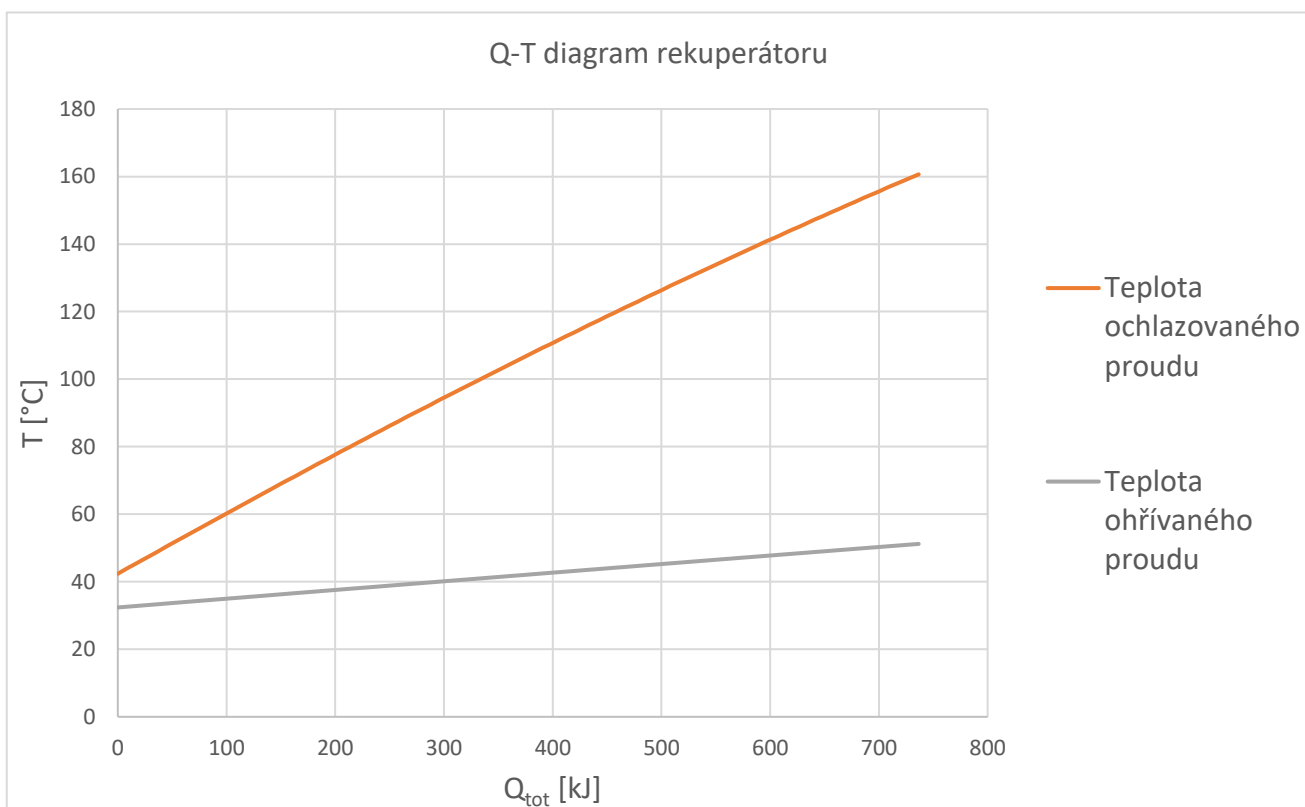
Q-T diagramy pro nízkoteplotní aplikaci KC:



Obr. 28: Q-T diagram kondenzátoru – nízkoteplotní aplikace KC



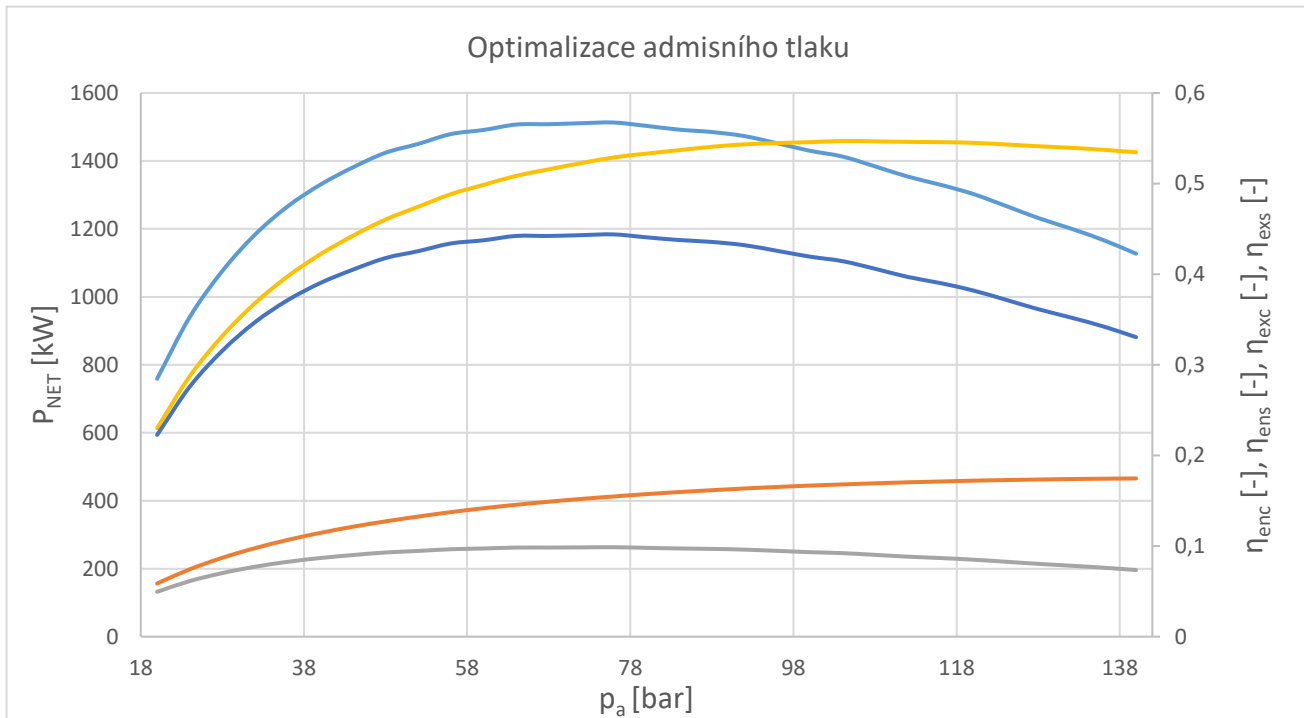
Obr. 29: Q-T diagram rekuperátoru – nízkoteplotní aplikace KC



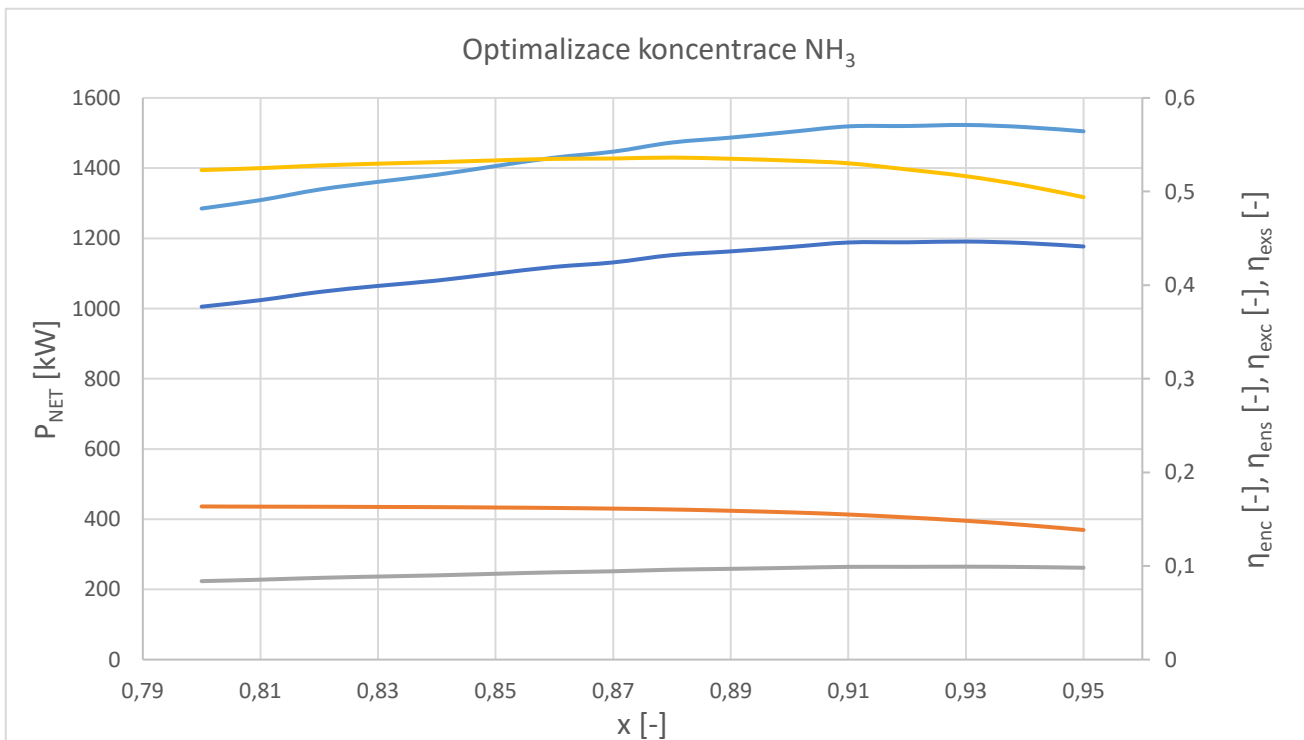
Obr. 30: Q-T diagram výparníku – nízkoteplotní aplikace KC

Optimalizace a citlivostní analýza nízkoteplotní aplikace KC:

Legenda k oběma grafům se nachází na další straně.



Obr. 31: Optimalizace admisního tlaku – nízkoteplotní aplikace KC



Obr. 32: Optimalizace koncentrace NH_3 – nízkoteplotní aplikace KC

Legenda ke grafům na obr. 31 a obr. 32:

- Výkon čistý
- Energetická účinnost cyklu
- Energetická účinnost využití zdroje
- Exergetická účinnost cyklu
- Exergetická účinnost využití zdroje

Shrnutí vypočtených hodnot pro nízkoteplotní aplikaci KC:

Pro výpočtový model nízkoteplotní aplikace KC bylo uvažováno použití admisního tlaku a koncentrace v rámci optimálních hodnot. Při použití těchto optimalizovaných hodnot bylo dosaženo výsledků, které jsou shrnuty v tab. 6 .

Tab. 6: Shrnutí vypočtených účinností a výkonu – nízkoteplotní aplikace KC

P_{NET} [kW]	η_{enc} [%]	η_{ens} [%]	η_{exc} [%]	η_{exs} [%]
1507,904	15,79	9,83	53,52	44,23

3.1.2. Nízkoteplotní aplikace ORC

Model nízkoteplotní aplikace ORC byl sestaven na základě zapojení, které je schematicky znázorněno na obr. 33. Zde jsou číselně označeny jednotlivé uzly, pro které byly pomocí softwarové funkce spočteny hodnoty příslušných veličin. Pro výpočet byl vybrán toluen, jakožto pracovní látka cyklu. Funkce pro stanovení hodnot požadovaných veličin toluenu v daném uzlu, využívá dvou vstupních parametrů. Pod označením (3.26) je uveden příklad funkce, která na základě známého tlaku a kvality toluenu v i-tém uzlu, vypočítá hodnotu entalpie toluenu pro tento daný uzel. Detailní výpočty jsou uvedeny v Příloze 1.

$$h[i] = \text{Enthalpy}(\text{Toluene}; p = p[i]; x_v = x_v[i]) \quad (3.26)$$

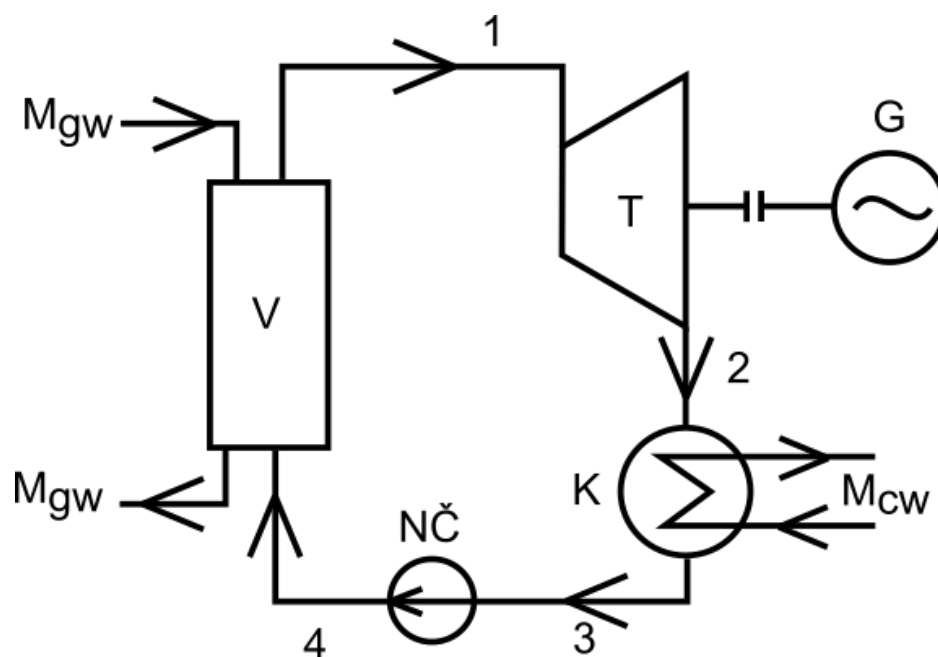
V modelovém výpočtu pro ORC je funkce (3.26) použita v různých variantách, dle potřeby. Tyto jednotlivé varianty kombinují níže uvedené veličiny.

$t[i] = [^{\circ}\text{C}]$... teplota v příslušném uzlu
$p[i] = [\text{MPa}]$... tlak v příslušném uzlu
$x_v[i] = [-]$... kvalita v příslušném uzlu (hmotnostní podíl par)
$h[i] = [\text{kJ/kg}]$... měrná entalpie v příslušném uzlu
$s[i] = [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$... měrná entropie v příslušném uzlu

Vstupní veličiny výpočtového modelu:

$p_a = 0,175 [\text{MPa}]$... admisní tlak
$p_k = 0,005 [\text{MPa}]$... tlak za kondenzátorem
$p_{gw} = 2 [\text{MPa}]$... tlak geotermální vody
$t_{in,gw} = 200 [^{\circ}\text{C}]$... teplota geotermální vody na vstupu do výparníku
$M_{gw} = 20 [\text{kg/s}]$... hmotnostní průtok geotermální vody
$T_{in,cw} = 20 [^{\circ}\text{C}]$... teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru
$p_{cw} = 0,1 [\text{MPa}]$... tlak chladící vody
$\eta_{td} = 0,87 [-]$... termodynamická účinnost turbosoustrojí
$\eta_m = 0,99 [-]$... mechanická účinnost turbosoustrojí
$\eta_g = 0,98 [-]$... účinnost generátoru
$\eta_{\check{c}} = 0,75 [-]$... účinnost čerpadel

Pára vstupující do expandéru je přesně sytá.



Obr. 33: Schéma zapojení ORC pro nízkoteplotní aplikace

Legenda ke schématu nízkoteplotní aplikace ORC - Obr. 33:

- V ... výparník
- T ... turbína
- G ... generátor
- K ... kondenzátor
- NČ ... napájecí čerpadlo
- M_{gw} ... hmotnostní průtok geotermální vody
- M_{cw} ... hmotnostní průtok chladící vody

Energetická bilance nízkoteplotního KC:

$$\text{Svorkový výkon: } P_{SV} = M \cdot (h[1] - h_{iz}[2]) \cdot \eta_{td} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 1537,694 \text{ [kW]} \quad (3.27)$$

$$\text{Výkon NČ: } P_{NČ} = M \cdot (h[4] - h[3]) = 4,266 \text{ [kW]} \quad (3.28)$$

$$\text{Čistý výkon: } P_{NET} = P_{SV} - P_{NČ} = 1533,421 \text{ [kW]} \quad (3.29)$$

Energetická účinnost oběhu:

Entalpie geotermální vody $h_{out,gw}$ na výstupu z výparníku byla určena pomocí bilančního výpočtu výparníku, který je zjednodušeně popsán ve výpočtu hmotnostního průtoku toluenu v Příloze 1.

$$h_{out,gw} = 419,140 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.30)$$

$$\eta_{enc} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot (h_{in,gw} - h_{out,gw})} = 0,1769 \text{ [-]} \quad (3.31)$$

Energetická účinnost využití zdroje:

Pro výpočet energetické účinnosti využití zdroje byla zavedena teplota okolí t_{amb} , pomocí které byla poté určena entalpie geotermální vody při této teplotě.

$$t_{amb} = 20 \text{ [°C]} \quad (3.32)$$

$$h_{amb,gw} = 85,793 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.33)$$

$$\eta_{ens} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot (h_{in,gw} - h_{amb,gw})} = 0,1001 \text{ [-]} \quad (3.34)$$

Exergetická účinnost oběhu:

Teplota geotermální vody $t_{out,gw}$ na výstupu z výparníku byla určena pomocí bilančního výpočtu výměníku, který je zjednodušeně popsán ve výpočtu hmotnostního průtoku toluenu v Příloze 1.

$$s_{in,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{in,gw}) = 2,330 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.35)$$

$$s_{out,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{out,gw}) = 1,302 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.36)$$

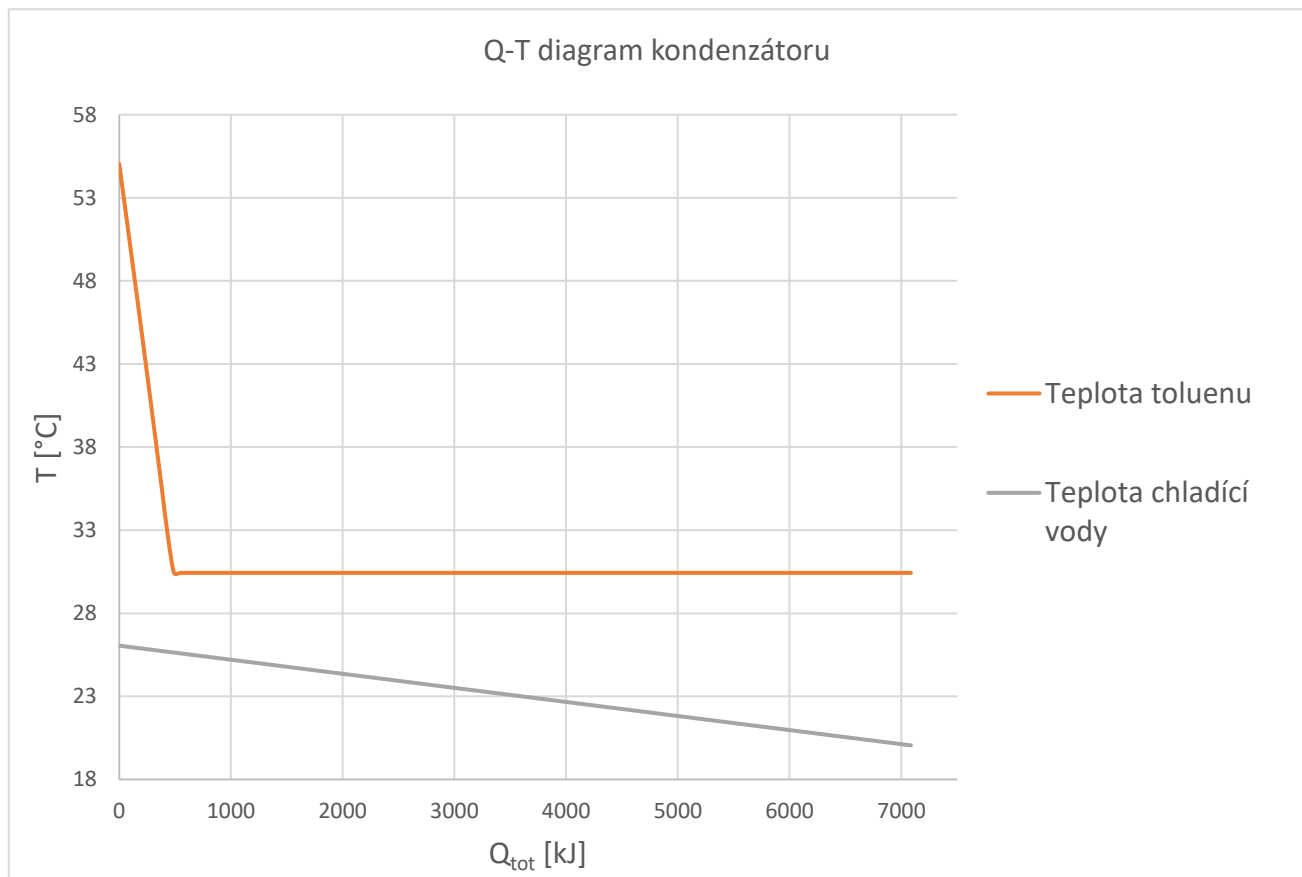
$$\eta_{exc} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot [h_{in,gw} - h_{out,gw} - T_{amb} \cdot (s_{in,gw} - s_{out,gw})]} = 0,5810 \text{ [-]} \quad (3.37)$$

Exergetická účinnost využití zdroje:

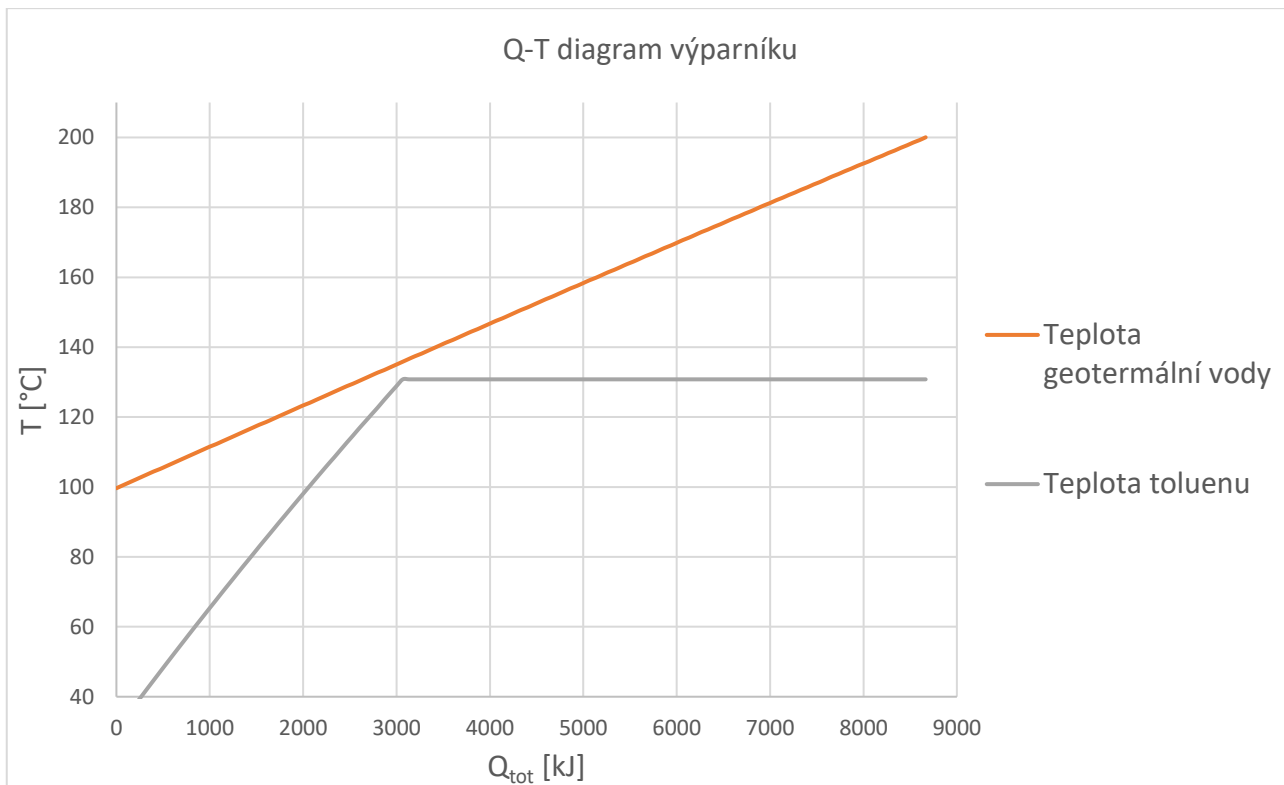
$$s_{amb,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{amb}) = 0,2961 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.38)$$

$$\eta_{exs} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot [h_{in,gw} - h_{amb,gw} - T_{amb} \cdot (s_{in,gw} - s_{amb,gw})]} = 0,4498 \text{ [-]} \quad (3.39)$$

Q-T diagramy pro nízkoteplotní aplikaci ORC:

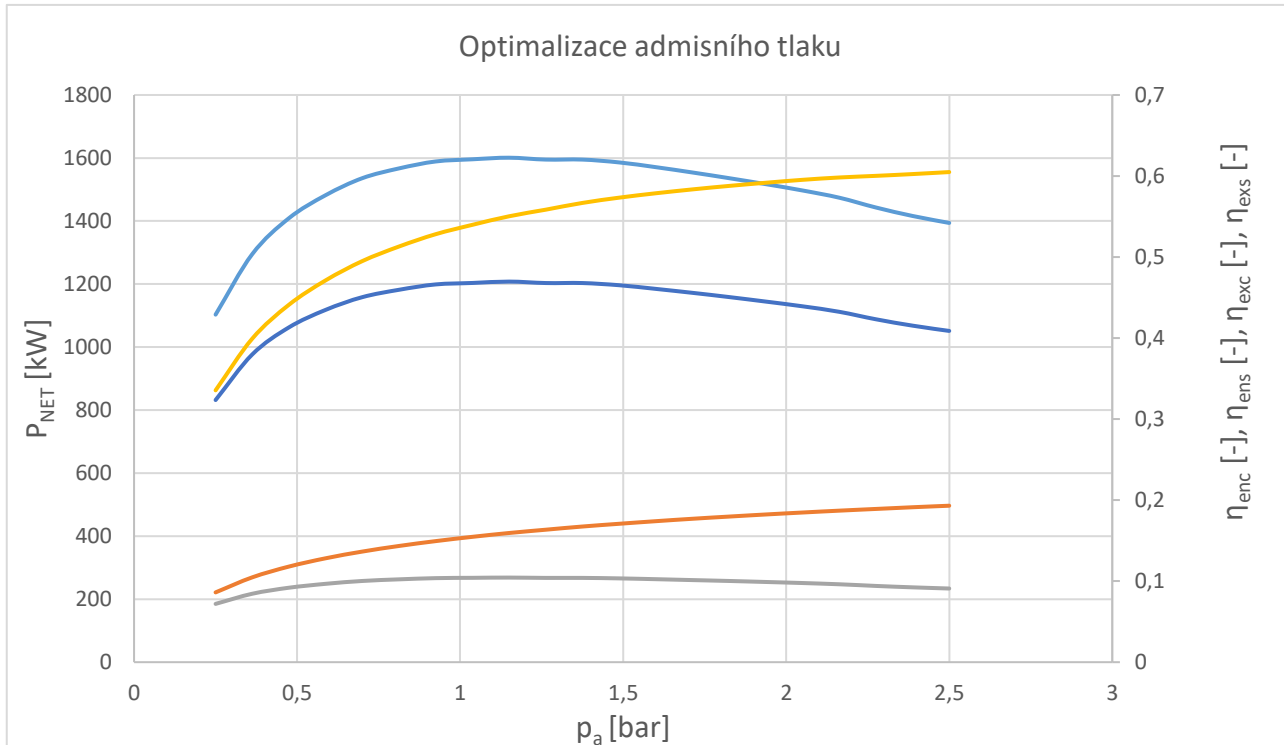


Obr. 34: Q-T diagram kondenzátoru – nízkoteplotní aplikace ORC



Obr. 35: Q-T diagram výparníku – nízkoteplotní aplikace ORC

Optimalizace a citlivostní analýza nízkoteplotní aplikace ORC:



Obr. 36: Optimalizace admisního tlaku – nízkoteplotní aplikace ORC

Legenda ke grafu na Obr. 36:

- Výkon čistý
- Energetická účinnost cyklu
- Energetická účinnost využití zdroje
- Exergetická účinnost cyklu
- Exergetická účinnost využití zdroje

Shrnutí vypočtených hodnot pro nízkoteplotní aplikaci ORC:

Pro výpočtový model nízkoteplotní aplikace ORC bylo uvažováno použití optimálního admisního tlaku, při kterém bylo dosaženo výsledků, které jsou shrnuty v tab. 7.

Tab. 7: Shrnutí vypočtených účinností a výkonu – nízkoteplotní aplikace ORC

P_{NET} [kW]	η_{enc} [%]	η_{ens} [%]	η_{exc} [%]	η_{exs} [%]
1533,421	17,69	10,01	58,10	44,98

3.1.3. Nízkoteplotní aplikace RC

Model nízkoteplotní aplikace RC byl sestaven na základě zapojení, které je schematicky znázorněno na obr. 37. Zde jsou číselně označeny jednotlivé uzly, pro které byly pomocí softwarové funkce spočteny hodnoty příslušných veličin. Funkce pro stanovení hodnot požadovaných veličin vody a vodní páry v daném uzlu, využívá dvou vstupních parametrů. Pod označením (3.40) je uveden příklad funkce, která na základě známého tlaku a kvality v i-tém uzlu, vypočítá hodnotu entalpie pro tento daný uzel. Detailní výpočty jsou uvedeny v Příloze 1.

$$h[i] = Enthalpy(Steam_{IAPWS}; p = p[i]; x_v = x_v[i]) \quad (3.40)$$

V modelovém výpočtu pro RC je funkce (3.40) použita v různých variantách, dle potřeby. Tyto jednotlivé varianty kombinují dále uvedené veličiny. Funkce pro výpočet parametrů vody a vodní páry, využívá látkových vlastností dle IAPWS⁶.

⁶ International Association for the Properties of Water and Steam

Vstupní veličiny výpočtového modelu:

$p_a = 0,350$ [MPa] ... admisní tlak

$t_k = 40$ [°C] ... teplota za kondenzátorem

$p_k = p_{sat}(Steam_{IAPWS}; t = t_k) = 0,0074$ [MPa] ... kondenzační tlak

$t_{NN} = 105$ [°C] ... teplota v napájecí nádrži

$p_{NN} = p_{sat}(Steam_{IAPWS}; t = t_{NN}) = 0,121$ [MPa] ... tlak v napájecí nádrži

$p_{gw} = 2$ [MPa] ... tlak geotermální vody

$t_{in,gw} = 200$ [°C] ... teplota geotermální vody na vstupu do výparníku

$M_{gw} = 20$ [kg/s] ... hmotnostní průtok geotermální vody

$T_{in,cw} = 20$ [°C] ... teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru

$p_{cw} = 0,1$ [MPa] ... tlak chladící vody

$\eta_{td} = 0,87$ [–] ... termodynamická účinnost turbosoustrojí

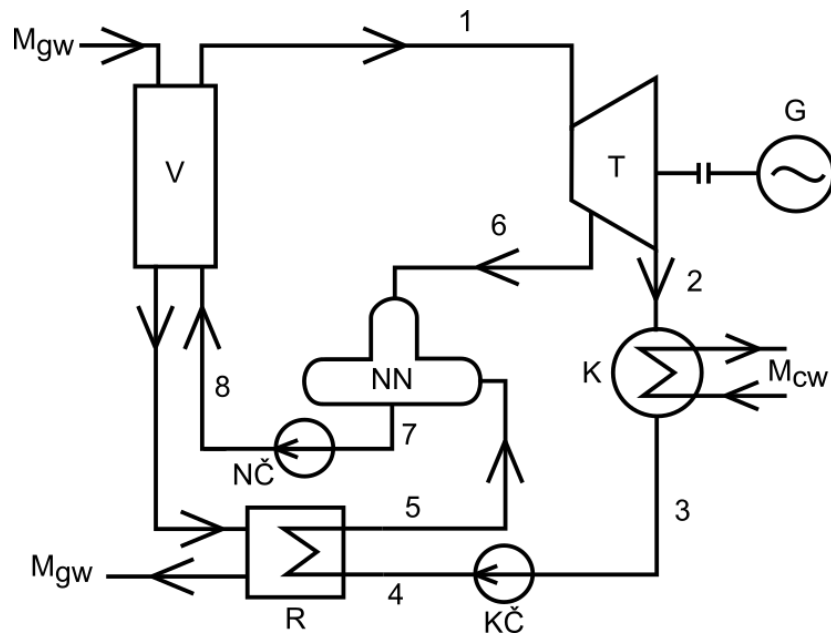
$\eta_m = 0,99$ [–] ... mechanická účinnost turbosoustrojí

$\eta_g = 0,98$ [–] ... účinnost generátoru

$\eta_{\check{c}} = 0,75$ [–] ... účinnost čerpadel

$t_z = 2$ [°C] ... ztráta mezi odběrem z turbíny a napájecí nádrží

- $t[i] = [^{\circ}\text{C}]$... teplota v příslušném uzlu
- $p[i] = [\text{MPa}]$... tlak v příslušném uzlu
- $x_v[i] = [-]$... kvalita v příslušném uzlu (hmotnostní podíl par)
- $h[i] = [\text{kJ/kg}]$... měrná entalpie v příslušném uzlu
- $s[i] = [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$... měrná entropie v příslušném uzlu



Obr. 37: Schéma zapojení RC pro nízkoteplotní aplikace

Legenda ke schématu nízkoteplotní aplikace ORC - Obr. 37:

- V ... výparník
- T ... turbína
- G ... generátor
- K ... kondenzátor
- R ... rekuperační výměník
- NN ... napájecí nádrž
- KČ ... kondenzátní čerpadlo
- NČ ... napájecí čerpadlo
- M_{gw} ... hmotnostní průtok geotermální vody
- M_{cw} ... hmotnostní průtok chladicí vody

Energetická bilance nízkoteplotního ORC:

Svorkový výkon: (3.41)

$$P_{SV} = M \cdot (h[1] - h_{iz}[2]) \cdot \eta_{td} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot (1 - \alpha \cdot \mu) = 1101,733 \text{ [kW]}$$

Výkon KČ: $P_{N\check{C}} = M \cdot (h[4] - h[3]) = 0,348 \text{ [kW]}$ (3.42)

Výkon NČ: $P_{N\check{C}} = M \cdot (h[8] - h[7]) = 0,737 \text{ [kW]}$ (3.43)

Čistý výkon: $P_{NET} = P_{SV} - P_{N\check{C}} = 1100,648 \text{ [kW]}$ (3.44)

Energetická účinnost oběhu:

Entalpie geotermální vody $h_{out,gw}$ na výstupu z výparníku byla určena pomocí bilančního výpočtu výparníku, který je zjednodušeně popsán ve výpočtu hmotnostního průtoku parovodní směsi.

$$h_{out,gw} = 588,470 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.45)$$

$$\eta_{enc} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot (h_{in,gw} - h_{out,gw})} = 0,1880 \text{ [-]} \quad (3.46)$$

Energetická účinnost využití zdroje:

Pro výpočet energetické účinnosti využití zdroje byla zavedena teplota okolí t_{amb} , pomocí které byla poté určena entalpie geotermální vody při této teplotě.

$$t_{amb} = 20 \text{ [°C]} \quad (3.47)$$

$$h_{amb,gw} = 85,793 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.48)$$

$$\eta_{ens} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot (h_{in,gw} - h_{amb,gw})} = 0,0718 \text{ [-]} \quad (3.49)$$

Exergetická účinnost oběhu:

Teplota geotermální vody $t_{out,gw}$ na výstupu z výparníku byla určena pomocí bilančního výpočtu výměníku, který je zjednodušeně popsán ve výpočtu hmotnostního průtoku parovodní směsi.

$$s_{in,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{in,gw}) = 2,330 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.50)$$

$$s_{out,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{out,gw}) = 1,733 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.51)$$

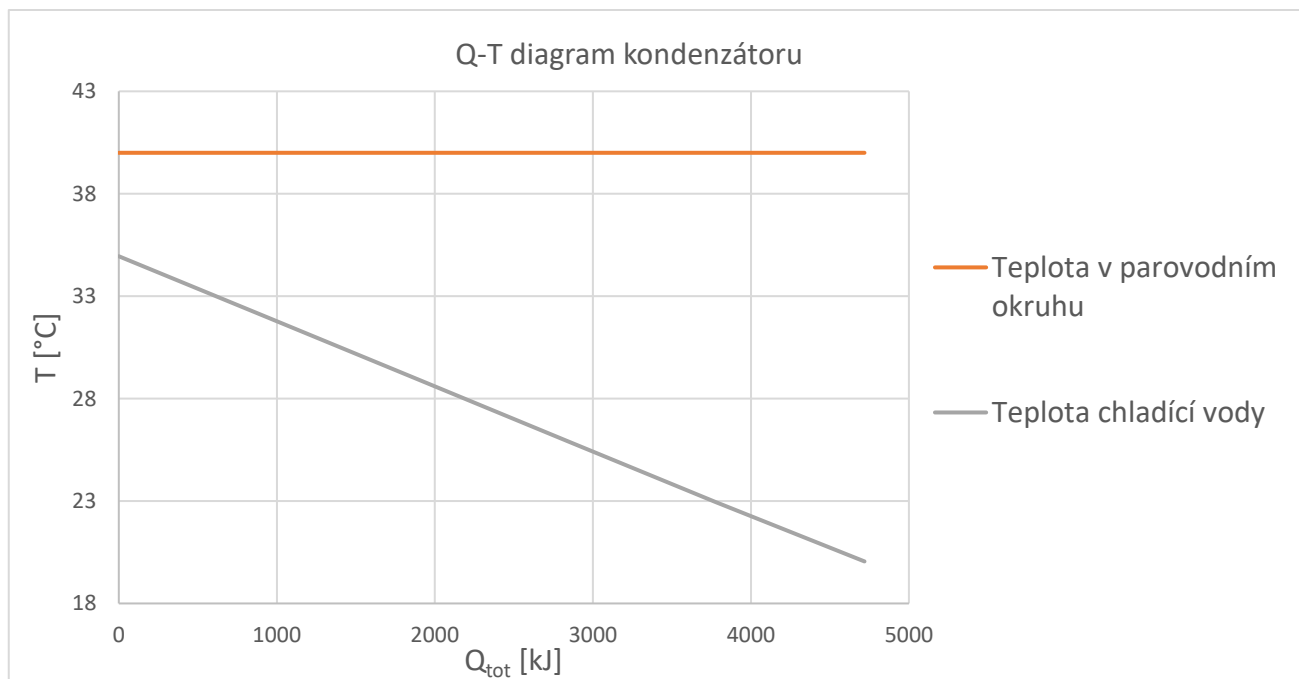
$$\eta_{exc} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot [h_{in,gw} - h_{out,gw} - T_{amb} \cdot (s_{in,gw} - s_{out,gw})]} = 0,5659 \text{ [-]} \quad (3.52)$$

Exergetická účinnost využití zdroje:

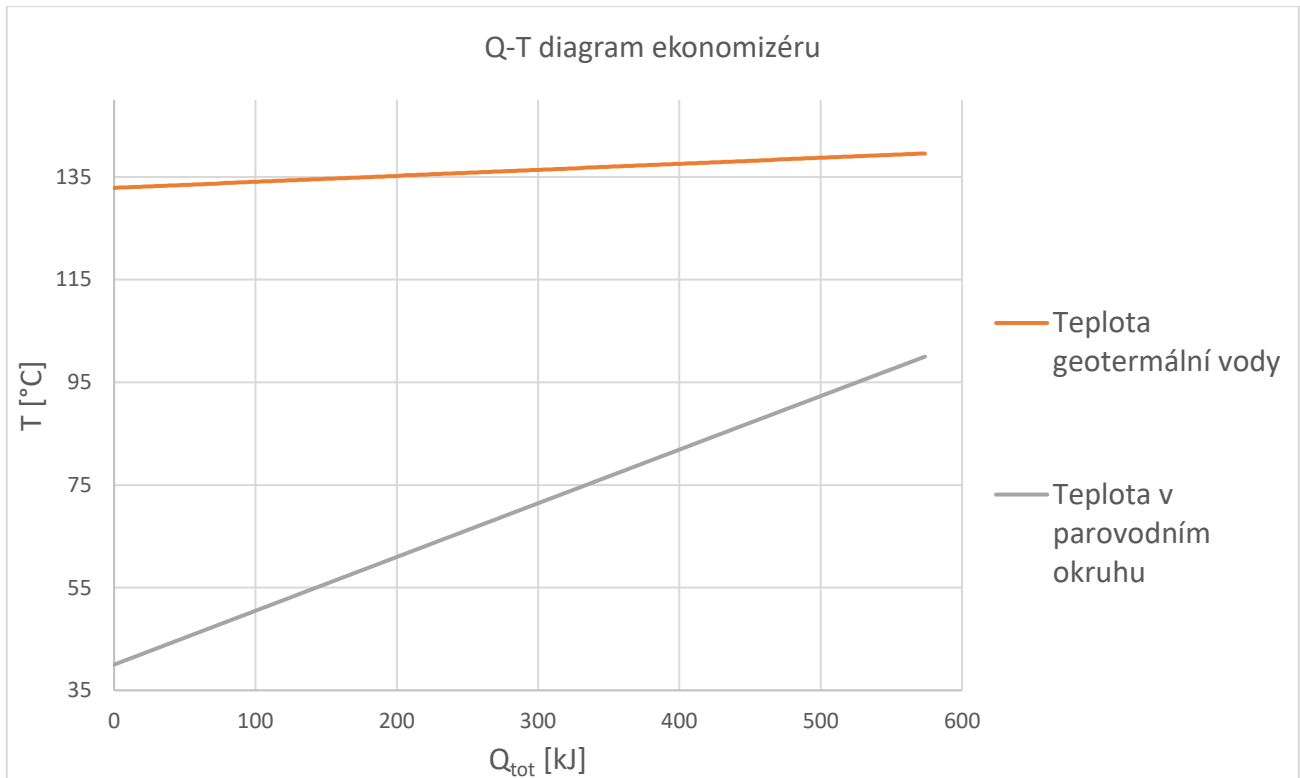
$$s_{amb,gw} = \text{entropy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p_{gw}; t = t_{amb}) = 0,2961 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.53)$$

$$\eta_{exs} = \frac{P_{NET}}{M_{gw} \cdot [h_{in,gw} - h_{amb,gw} - T_{amb} \cdot (s_{in,gw} - s_{amb,gw})]} = 0,3228 \text{ [-]} \quad (3.54)$$

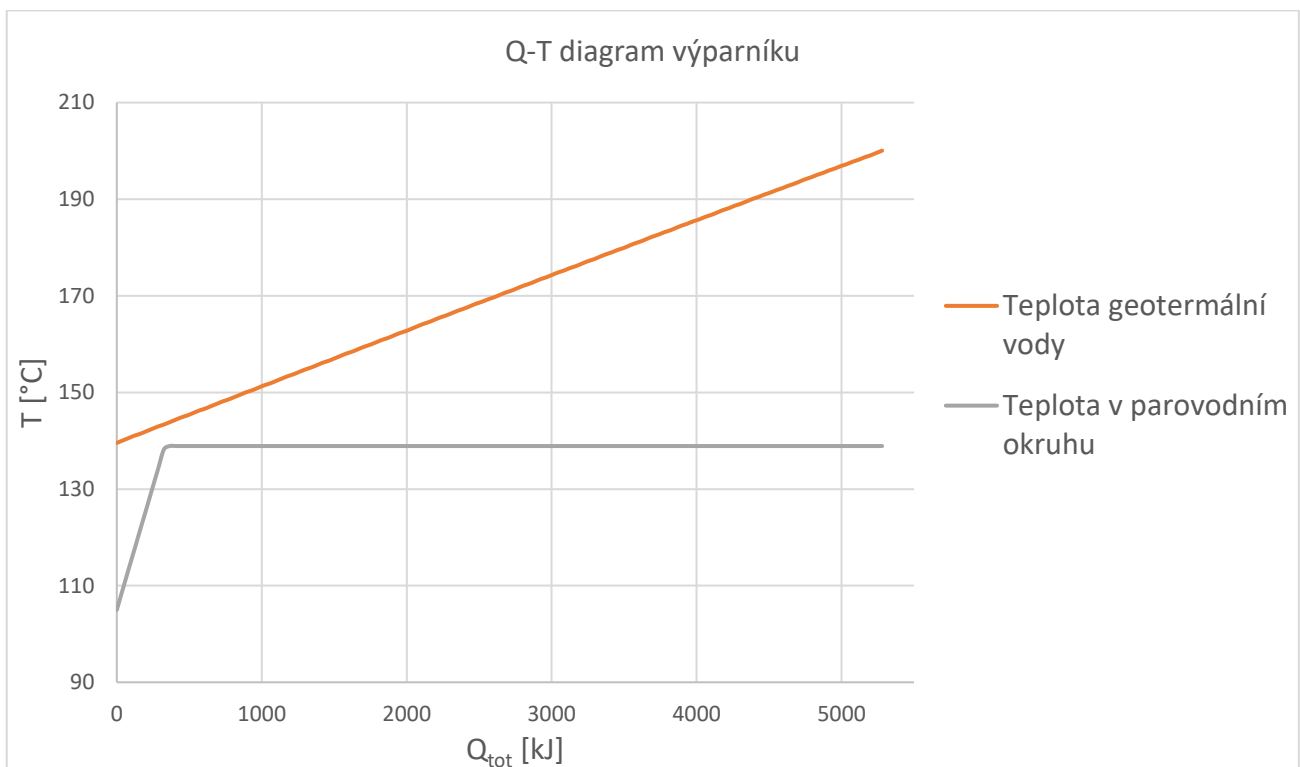
Q-T diagramy pro nízkooteplotní aplikaci RC



Obr. 38: Q-T diagram kondenzátoru – nízkooteplotní aplikace RC

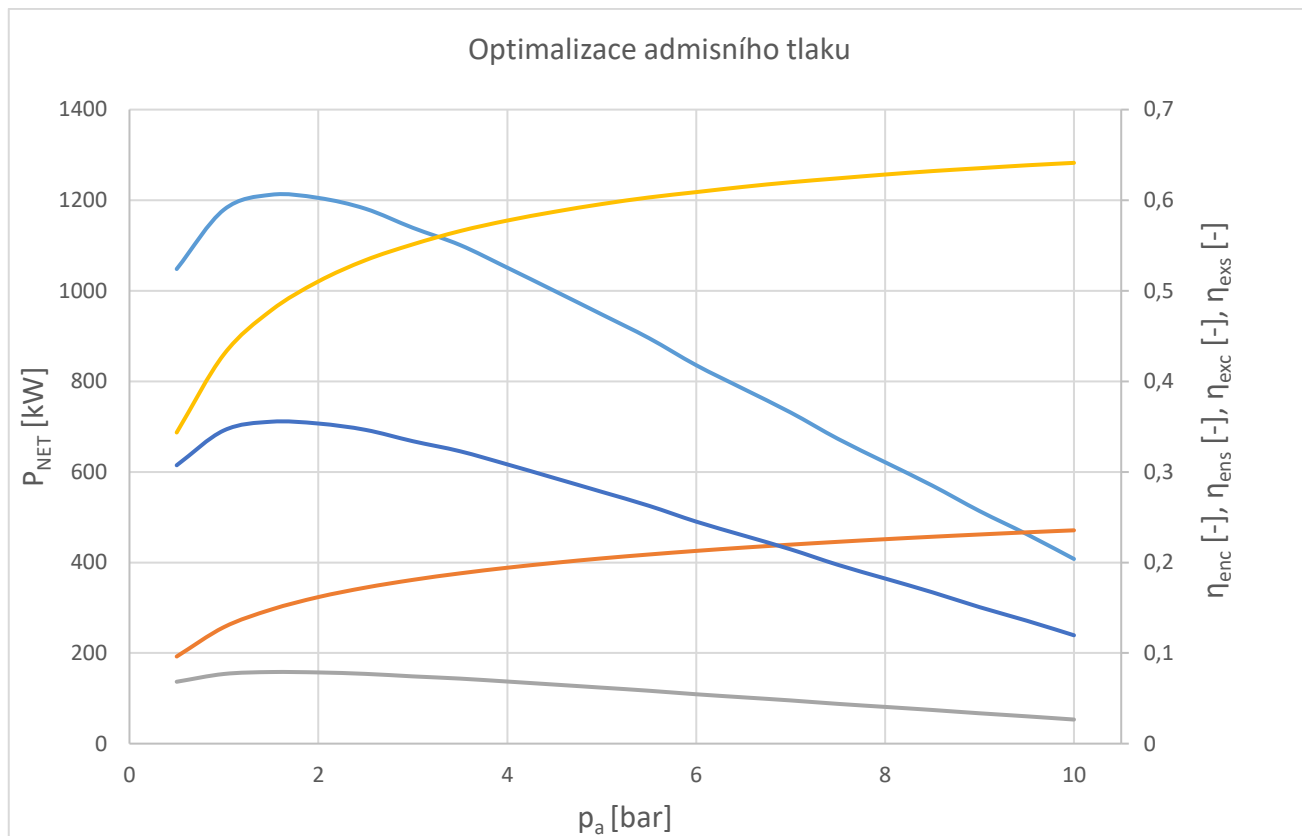


Obr. 39: Q-T diagram ekonomizéru – nízkoteplotní aplikace RC



Obr. 40: Q-T diagram výparníku – nízkoteplotní aplikace RC

Optimalizace a citlivostní analýza nízkoteplotní aplikace RC:



Obr. 41: Optimalizace admisního tlaku – nízkoteplotní aplikace RC

Legenda ke grafu na obr. 41:

- Výkon čistý
- Energetická účinnost cyklu
- Energetická účinnost využití zdroje
- Exergetická účinnost cyklu
- Exergetická účinnost využití zdroje

Shrnutí vypočtených hodnot pro nízkoteplotní aplikaci RC:

Pro výpočtový model nízkoteplotní aplikace RC bylo uvažováno použití optimálního admisního tlaku, při kterém bylo dosaženo výsledků, které jsou shrnuty v tab. 8.

Tab. 8: Shrnutí vypočtených účinností a výkonu – nízkoteplotní aplikace RC

P_{NET} [kW]	η_{enc} [%]	η_{ens} [%]	η_{exc} [%]	η_{exs} [%]
1100,648	18,80	7,18	56,59	32,28

3.1.4. Srovnání nízkoteplotních aplikací

V tab. 9 jsou srovnány uvažované tři výpočtové modely pro nízkoteplotní aplikace z hlediska čistých výkonů a jednotlivých účinností. Z těchto hodnot je patrné, že pro nízkoteplotní aplikace jsou vhodné zejména oběhy KC a ORC. Především získaný čistý výkon je u RC výrazně nižší při stejných parametrech zdroje, nežli u KC a ORC. Zároveň lze na základě získaných výsledků usoudit, že je pravděpodobně výhodnější použití ORC nežli KC. Tento závěr je podpořen nejen výslednými účinnostmi a výkony, ale také samotnými schémata zapojení obou oběhů. Z obou schémat je patrné, že zapojení ORC (obr. 33) je výrazně jednodušší nežli zapojení KC (obr. 27).

Tab. 9: Srovnání výpočtových modelů nízkoteplotních aplikací

Varianta	P_{NET} [kW]	η_{enc} [%]	η_{ens} [%]	η_{exc} [%]	η_{exs} [%]
KC	1507,904	15,79	9,83	53,52	44,23
ORC	1533,421	17,69	10,01	58,10	44,98
RC	1100,648	18,80	7,18	56,59	32,28

3.2. Vysokoteplotní aplikace

V rámci vysokoteplotních aplikací byly vytvořeny modely pro KC a RC. Pro oba cykly byla uvažována jako zdroj tepla solární energie. Sluneční záření je pomocí soustavy heliocentrických zrcadel usměrněno na centrální solární přijímač. V něm dochází k předání tepla a ohřátí sekundární teplotnosné látky. Jako sekundární teplotnosná látka byla zvolena roztavená směs solí $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$, přičemž jejich poměr je 60 % NaNO_3 a 40 % KNO_3 (standard pro solární elektrárny [24]). Ve výparníku tato roztavená směs solí předává teplo pracovní látce tepelného oběhu. Pro následující výpočty byla uvažována teplota roztavené soli na vstupu do výparníku 500 °C, přičemž teplotní rozdíl roztavené soli mezi vstupem a výstupem z výparníku byl fixně zvolen na 200 °C. Výstupní teplota roztavené soli z výparníku je tedy stanovena na 300 °C. Oproti nízkoteplotním aplikacím, kde byl pevně zvolen průtok geotermální vody a průtok pracovní látky byl určen výpočtem, u vysokoteplotních aplikací je tomu opačně. Byl zvolen pevný průtok pracovních látek u obou modelů 1 kg/s. Průtok roztavené soli je následně určen z bilancí výparníků. Výpočty parametrů roztavené soli jsou uvedeny v Příloze 1.

3.2.1. Vysokoteplotní aplikace KC

Model vysokoteplotní aplikace KC byl sestaven na základě zapojení, které je schematicky znázorněno na obr. 42 a převzato z [25]. Zde jsou číselně označeny jednotlivé uzly, pro které byly pomocí softwarové funkce spočteny hodnoty příslušných veličin. Tato funkce je uvedena pod označením (3.55). Jedná se o stejnou funkci, která byla využita a je také blíže popsána v kapitole 3.1.1 Nízkoteplotní aplikace KC. Celkově lze konstatovat, že princip výpočtu je obdobný s výpočtovým modelem nízkoteplotního KC, vzhledem k schématu zapojení na obr. 42 je však pochopitelně rozsáhlejší. Spočtené veličiny pro jednotlivé uzly jsou shrnuty v tab. 10 a tab. 11. Detailní výpočty jsou uvedeny v Příloze 1.

$$\text{Call NH3H2O} = (\text{Code}; \text{In1}; \text{In2}; \text{In3}; t, p, x, h, s, u_e, v, Qu) \quad (3.55)$$

$t = [^{\circ}\text{C}]$... teplota v příslušném uzlu
$p = [\text{MPa}]$... tlak v příslušném uzlu
$x = [-]$... hmotnostní koncentrace NH_3 v příslušném uzlu
$h = [\text{kJ}/\text{kg}]$... měrná entalpie v příslušném uzlu
$s = [\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$... měrná entropie v příslušném uzlu
$u_e = [\text{kJ}/\text{kg}]$... měrná vnitřní energie směsi v příslušném uzlu
$v = [\text{m}^3/\text{kg}]$... měrný objem směsi v příslušném uzlu
$Qu = [-]$... kvalita směsi v příslušném uzlu

Vstupní veličiny výpočtového modelu:

$p_{high} = 31,5 [MPa]$... hodnota tlaku ve vysokotlaké části cyklu

$p_{medium} = 1,2 [MPa]$... hodnota tlaku ve středotlaké části cyklu

$p_{low} = 1 [MPa]$... hodnota tlaku v nízkotlaké části cyklu

$M = 1 [kg/s]$... hmotnostní průtok NH_3H_2O v základním stavu

$x_z = 0,789 [-]$... hmotnostní koncentrace NH_3 v základním stavu

$Z = 0,4 [-]$... rozdělovací koeficient

$\eta_{td} = 0,87 [-]$... termodynamická účinnost turbosoustrojí

$\eta_m = 0,99 [-]$... mechanická účinnost turbosoustrojí

$\eta_g = 0,98 [-]$... účinnost generátoru

$\eta_{\check{c}} = 0,75 [-]$... účinnost čerpadel

$PP_E = 5 [^{\circ}C]$... minimální teplotní rozdíl výparníku

$PP_{K1} = 5 [^{\circ}C]$... minimální teplotní rozdíl nízkotlakého kondenzátoru

$PP_{K2} = 5 [^{\circ}C]$... minimální teplotní rozdíl středotlakého kondenzátoru

$PP_{R1} = 20 [^{\circ}C]$... minimální teplotní rozdíl prvního rekuperačního výměníku

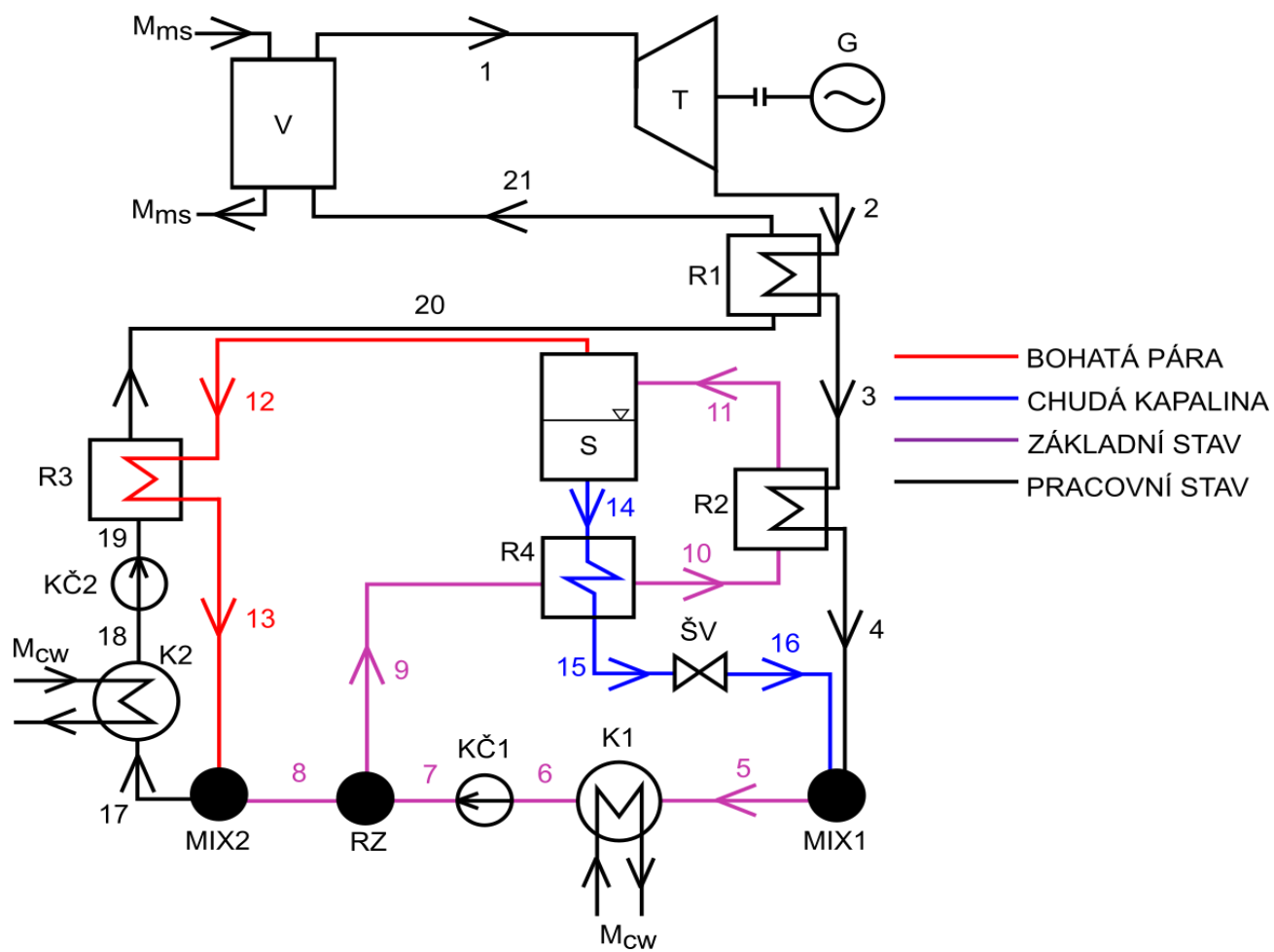
$PP_{R2} = 5 [^{\circ}C]$... minimální teplotní rozdíl druhého rekuperačního výměníku

$PP_{R3} = 5 [^{\circ}C]$... minimální teplotní rozdíl třetího rekuperačního výměníku

$PP_{R4} = 5 [^{\circ}C]$... minimální teplotní rozdíl čtvrtého rekuperačního výměníku

Legenda ke schématu vysokoteplotní aplikace KC - obr. 42:

V	... výparník
S	... separátor
T	... turbína
G	... generátor
R1	... rekuperační výměník 1
R2	... rekuperační výměník 2
R3	... rekuperační výměník 3
R4	... rekuperační výměník 4
ŠV	... škrtkovací ventil
MIX1	... směšovač 1
MIX2	... směšovač 2
K1	... nízkotlaký kondenzátor
K2	... středotlaký kondenzátor
KČ1	... kondenzátní čerpadlo 1
KČ2	... kondenzátní čerpadlo 2
M_{ms}	... hmotnostní průtok roztavené soli
M_{cw}	... hmotnostní průtok chladící vody
RZ	... rozdělovač



Obr. 42: Schéma zapojení KC pro vysokoteplotní aplikace

Tab. 10: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 1) – vysokoteplotní aplikace KC

Uzel	1	2	3	4	5	6	7
$t[^\circ\text{C}]$	495,000	158,879	114,498	44,508	53,779	32,667	32,742
$p[\text{MPa}]$	315,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	12,000
$x[-]$	0,867	0,867	0,867	0,867	0,789	0,789	0,789
$h[\text{kJ/kg}]$	2530,341	1779,009	1662,305	845,036	715,642	5,462	6,218
$s[\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$	5,357	5,632	5,346	3,047	2,691	0,434	0,435
$e[\text{kJ/kg}]$	2206,577	1576,761	1484,736	755,370	638,971	4,023	4,490
$v[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,010	0,202	0,178	0,090	0,077	0,001	0,001
$Qu[-]$	1,001	1,001	0,997	0,631	0,517	0,000	-0,001
$\dot{m}[\text{kg/s}]$	0,854	0,854	0,854	0,854	1,000	1,000	1,000
Uzel	8	9	10	11	12	13	14
$t[^\circ\text{C}]$	32,742	32,742	39,508	103,561	103,561	51,186	103,561
$p[\text{MPa}]$	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
$x[-]$	0,789	0,789	0,789	0,789	0,935	0,935	0,335
$h[\text{kJ/kg}]$	6,218	6,218	77,158	1240,204	1558,776	1118,539	250,909
$s[\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$	0,435	0,435	0,663	4,126	5,034	3,788	1,306
$e[\text{kJ/kg}]$	4,490	4,490	70,906	1109,789	1386,843	1000,696	249,427
$v[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,001	0,001	0,005	0,109	0,143	0,098	0,001
$Qu[-]$	-0,001	-0,001	0,034	0,756	1,000	0,824	0,000
$\dot{m}[\text{kg/s}]$	0,400	0,600	0,600	0,600	0,454	0,454	0,146

Tab. 11: Shrnutí jednotlivých uzlů (část 2) – vysokoteplotní aplikace KC

Uzel	15	16	17	18	19	20	21
$t[^\circ\text{C}]$	37,742	37,783	40,699	35,441	46,186	94,498	116,273
$p[\text{MPa}]$	12,000	10,000	12,000	12,000	315,000	315,000	315,000
$x[-]$	0,335	0,335	0,867	0,867	0,867	0,867	0,867
$h[\text{kJ/kg}]$	-40,333	-40,333	597,456	70,382	132,827	366,829	483,533
$s[\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$	0,457	0,458	2,223	0,534	0,583	1,264	1,573
$e[\text{kJ/kg}]$	-41,703	-41,475	536,685	68,543	84,045	310,980	423,710
$v[\text{m}^3/\text{kg}]$	0,001	0,001	0,051	0,002	0,002	0,002	0,002
$Qu[-]$	-0,001	-0,001	0,440	0,000	-0,001	-0,001	-0,001
$\dot{m}[\text{kg/s}]$	0,146	0,146	0,854	0,854	0,854	0,854	0,854

Energetická bilance vysokoteplotního KC:

$$\text{Svorkový výkon: } P_{SV} = \dot{m}[1] \cdot (h[1] - h_{iz}[2]) \cdot \eta_{td} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 622,409 \text{ [kW]} \quad (3.56)$$

$$\text{Výkon KČ1: } P_{KČ1} = \dot{M} \cdot (h[7] - h[6]) = 0,756 \text{ [kW]} \quad (3.57)$$

$$\text{Výkon KČ2: } P_{KČ2} = \dot{m}[17] \cdot (h[19] - h[18]) = 53,319 \text{ [kW]} \quad (3.58)$$

$$\text{Čistý výkon: } P_{NET} = P_{SV} - P_{KČ1} - P_{KČ2} = 568,335 \text{ [kW]} \quad (3.59)$$

Energetická účinnost oběhu:

$$\eta_{enc} = \frac{P_{NET}}{\dot{M}_{ms} \cdot (h_{in,ms} - h_{out,ms})} = 0,3156 \text{ [-]} \quad (3.60)$$

Energetická účinnost využití zdroje:

Pro výpočet energetické účinnosti využití zdroje byla zavedena teplota okolí t_{amb} , pomocí které byla určena entalpie roztavené soli při této teplotě.

$$t_{amb} = 20 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.61)$$

$$h_{amb,ms} = c_{P,střední,ms} \cdot (T_{amb} - T_{ref}) \quad (3.62)$$

$$\eta_{ens} = \frac{P_{NET}}{M_{ms} \cdot (h_{in,ms} - h_{amb,ms})} = 0,1315 \text{ [-]} \quad (3.63)$$

Exergetická účinnost oběhu:

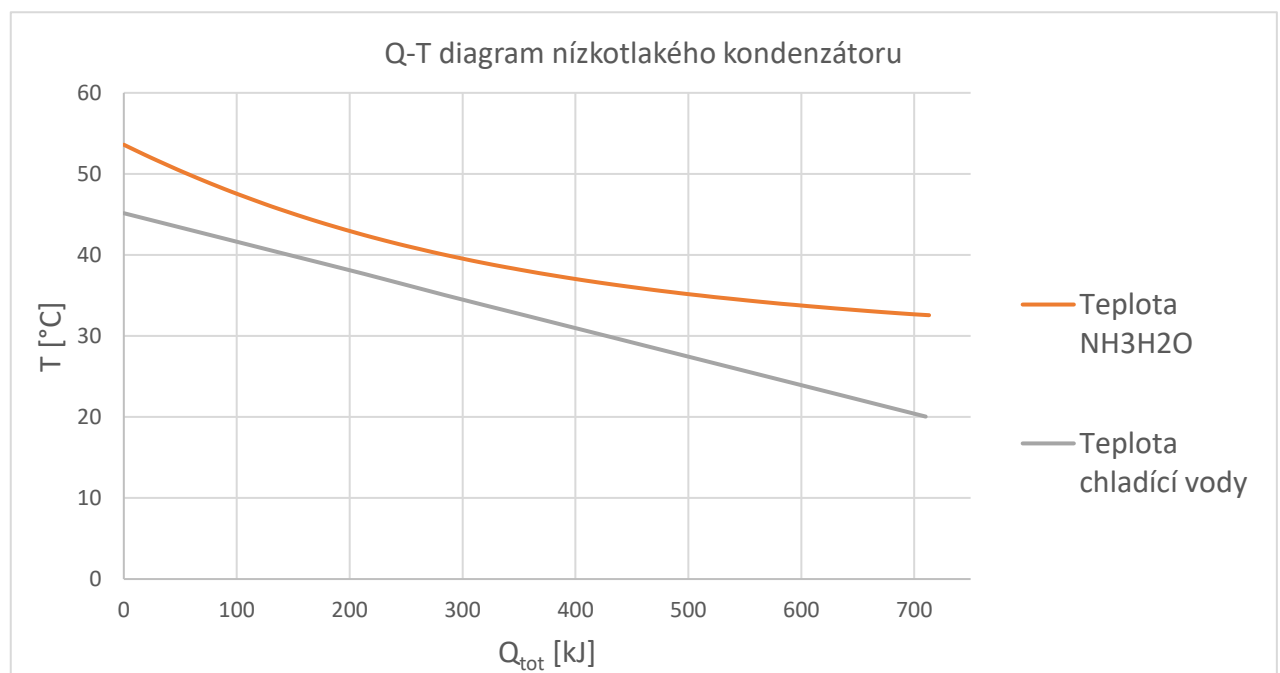
$$\eta_{exc} = \frac{P_{NET}}{M_{ms} \cdot [h_{in,ms} - h_{out,ms} - T_{amb} \cdot (s_{in,ms} - s_{out,ms})]} = 0,4594 \text{ [-]} \quad (3.64)$$

Exergetická účinnost využití zdroje:

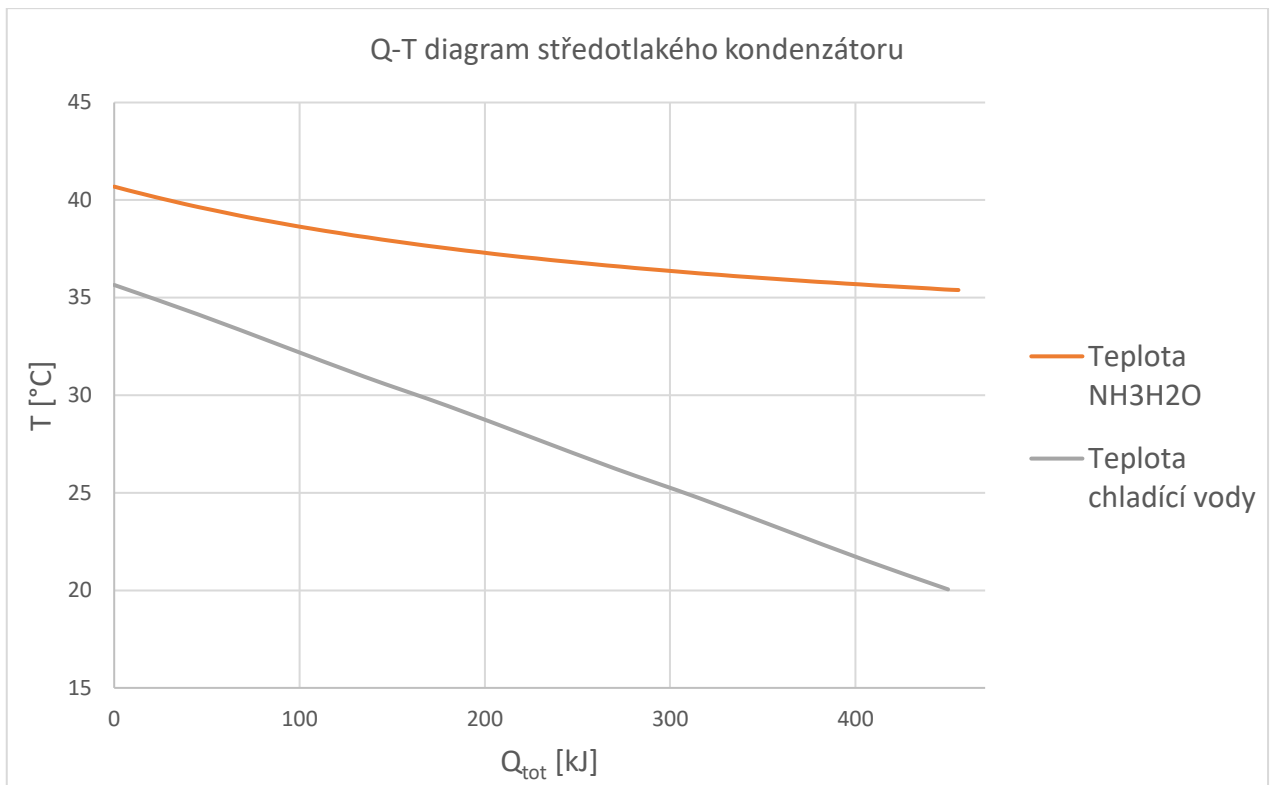
$$s_{amb,ms} = M_{ms} \cdot c_{P,střední,ms} \cdot \frac{(T_{amb} - T_{ref})}{T_{amb}} \quad (3.65)$$

$$\eta_{exs} = \frac{P_{NET}}{M_{ms} \cdot [h_{in,ms} - h_{amb,ms} - T_{amb} \cdot (s_{in,ms} - s_{amb,ms})]} = 0,0731 \text{ [-]} \quad (3.66)$$

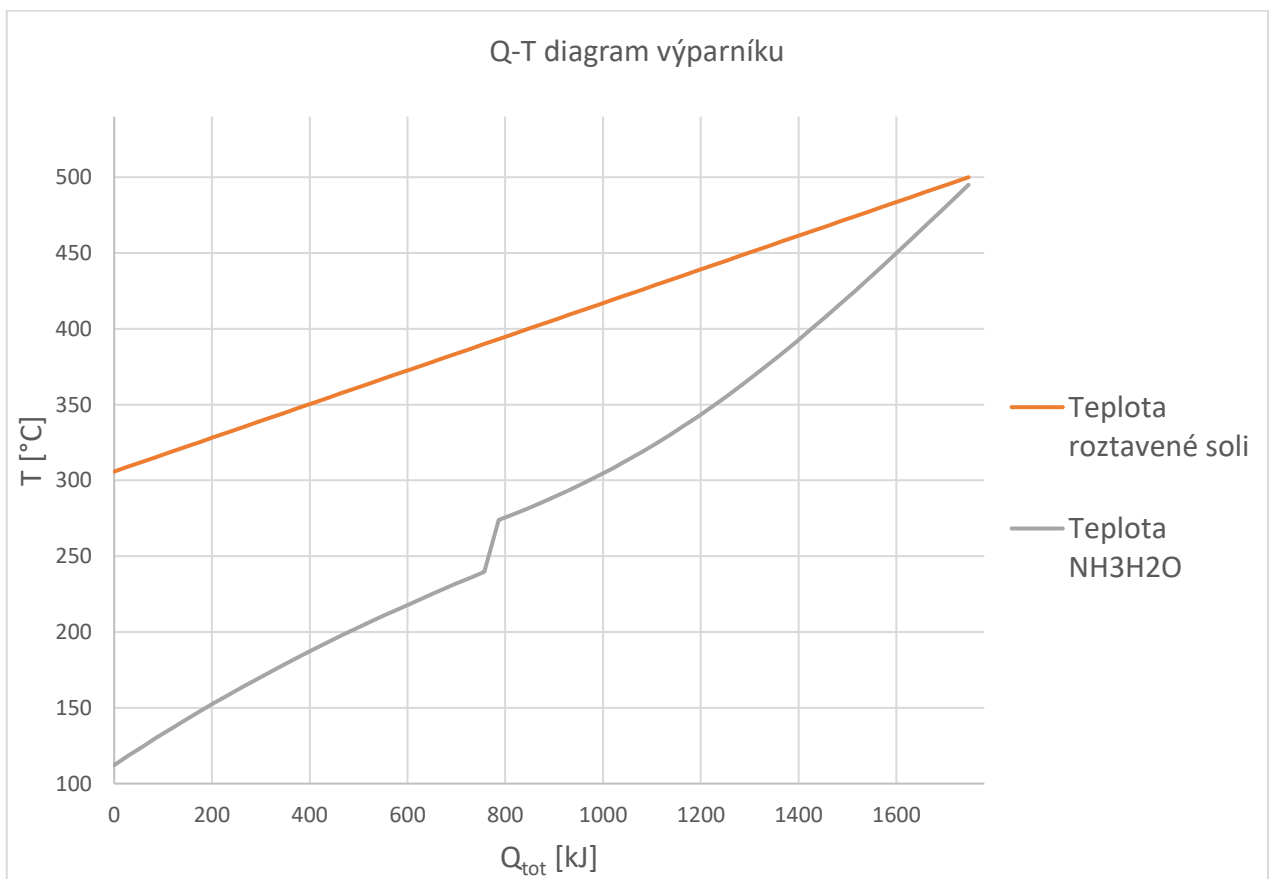
Q-T diagramy pro vysokoteplotní aplikaci KC:



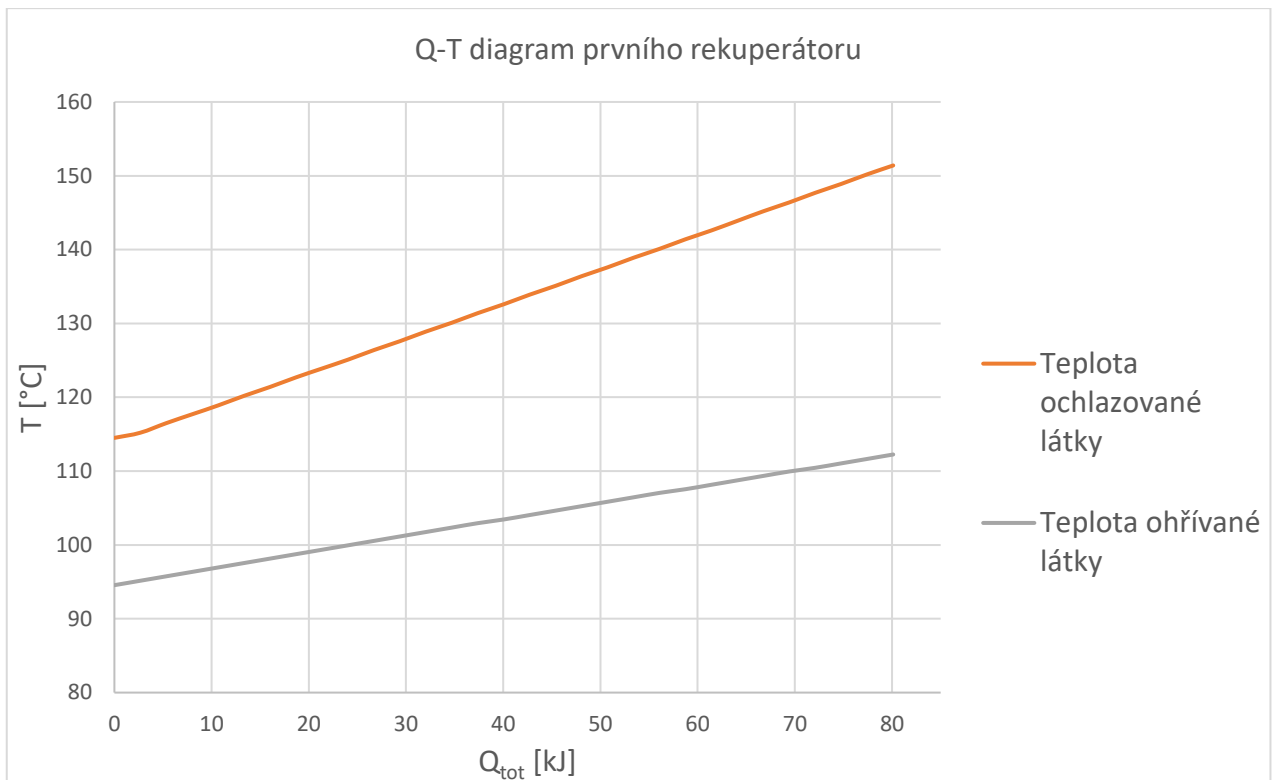
Obr. 43: Q-T diagram nízkotlakého kondenzátoru – vysokoteplotní aplikace KC



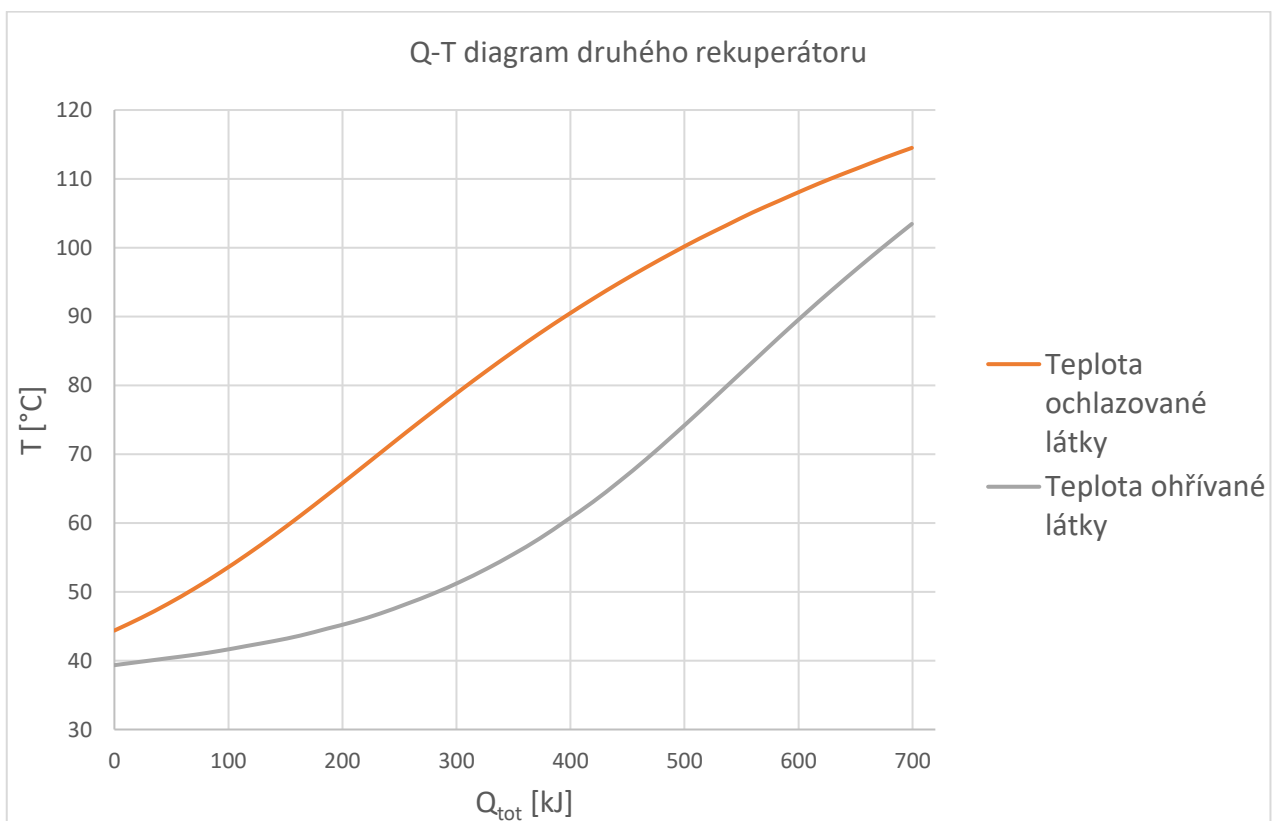
Obr. 44: Q-T diagram středotlakého kondenzátoru – vysokoteplotní aplikace KC



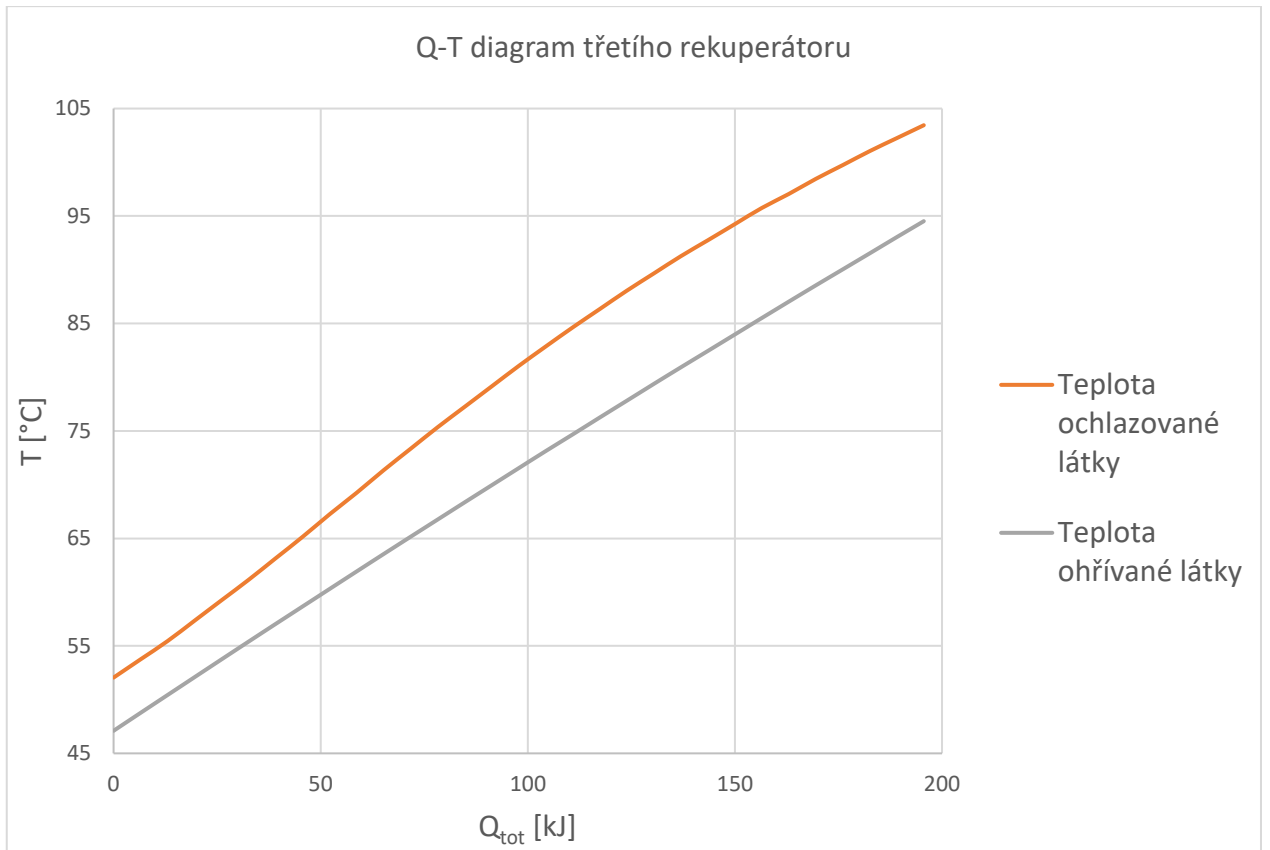
Obr. 45: Q-T diagram výparníku – vysokoteplotní aplikace KC



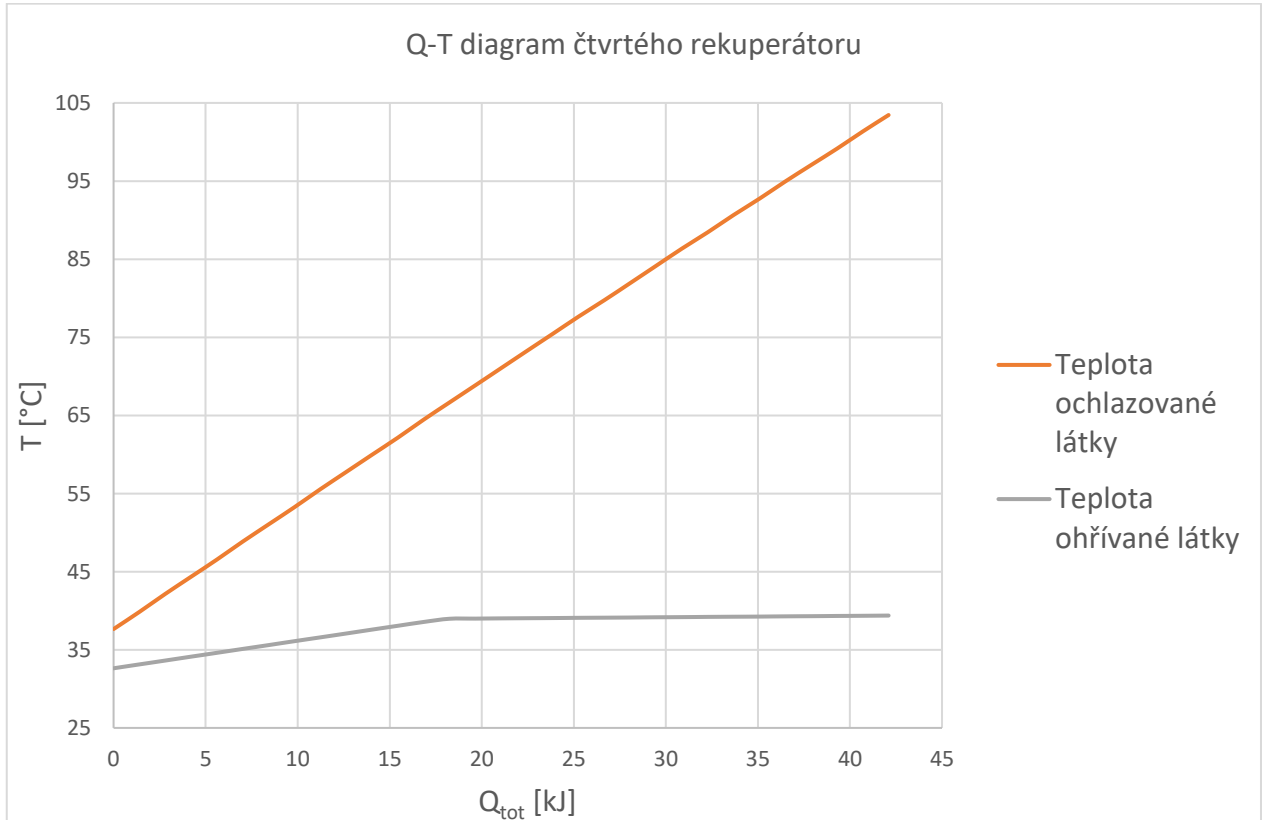
Obr. 46: Q-T diagram prvního rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC



Obr. 47: Q-T diagram druhého rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC



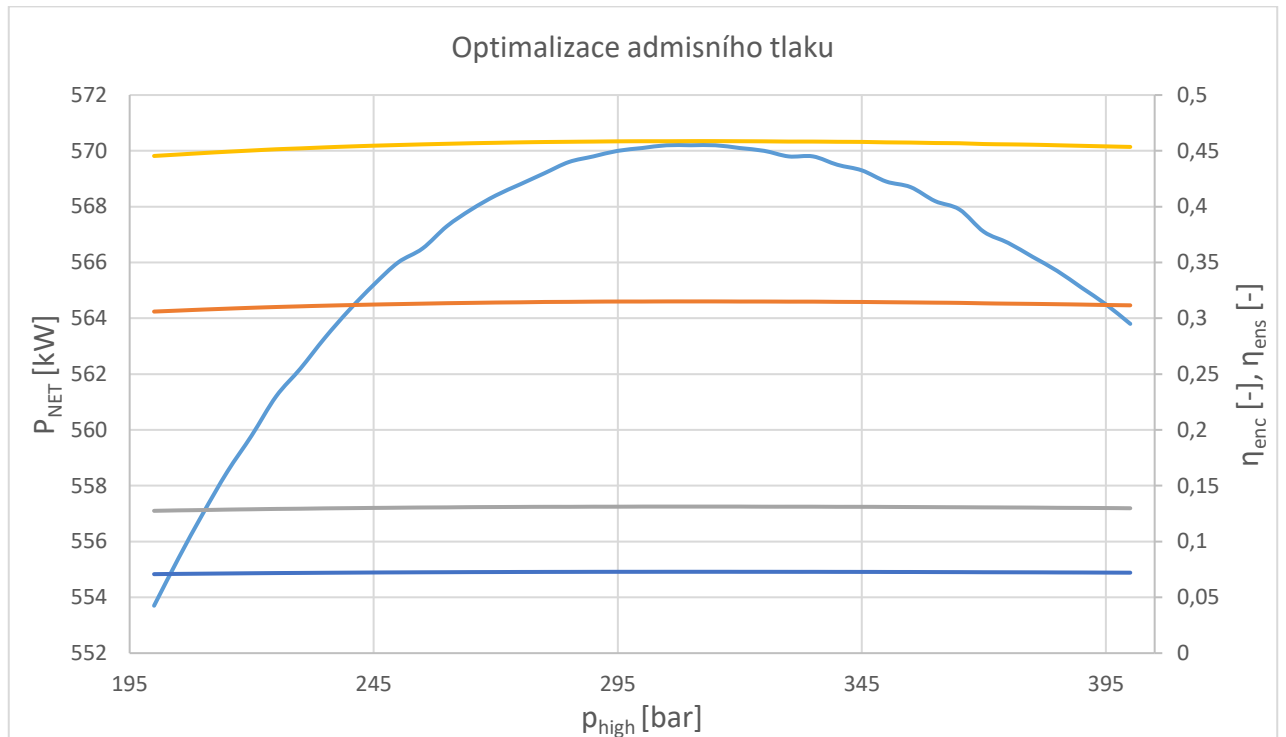
Obr. 48: Q-T diagram třetího rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC



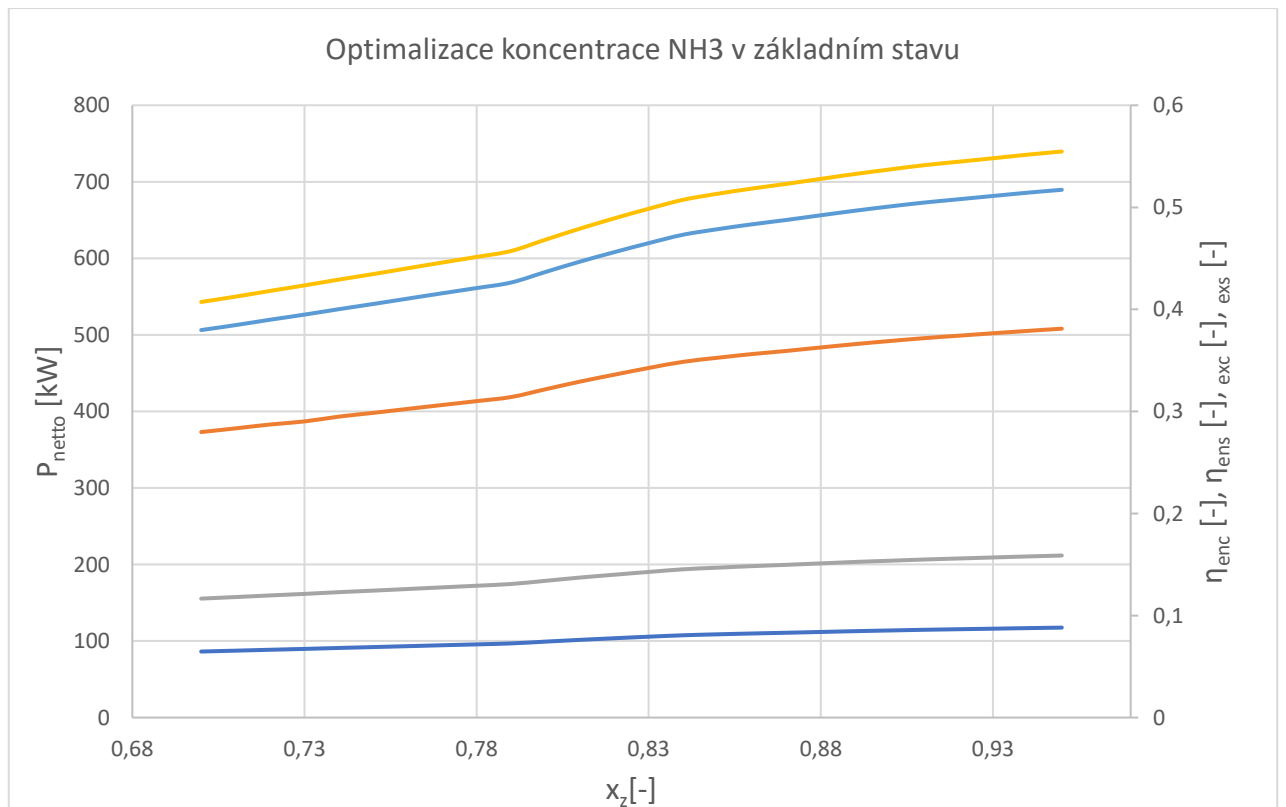
Obr. 49: Q-T diagram čtvrtého rekuperátoru – vysokoteplotní aplikace KC

Optimalizace a citlivostní analýza vysokoteplotní aplikace KC:

Legenda k oběma grafům na obr. 50 a obr. 51 se nachází na další straně.



Obr. 50: Optimalizace admisního tlaku – vysokoteplotní aplikace KC



Obr. 51: Citlivostní analýza koncentrace NH_3 v základním stavu – vysokoteplotní aplikace KC

Legenda ke grafům na Obr. 50 a Obr. 51

- Výkon čistý
- Energetická účinnost cyklu
- Energetická účinnost využití zdroje
- Exergetická účinnost cyklu
- Exergetická účinnost využití zdroje

Shrnutí vypočtených hodnot pro vysokoteplotní aplikaci KC:

Pro výpočtový model vysokoteplotní aplikace KC bylo uvažováno použití optimálních hodnot admisního tlaku a koncentrace NH_3 , při kterých bylo dosaženo výsledků, které jsou shrnuty v tab. 12. Z obr. 51 je patrné, že při zvyšování koncentrace NH_3 v základním stavu, roste čistý výkon i jednotlivé účinnosti. Nicméně výpočet byl limitován přibližně hodnotou $x_z = 0,800 [-]$. Při překročení této hodnoty došlo k nedodržení stanovených minimálních teplotních. Optimální hodnota, při které byly dodrženy všechny stanovené podmínky výpočtu, byla stanovena na $x_z = 0,789 [-]$.

Tab. 12: Shrnutí vypočtených hodnot – vysokoteplotní aplikace KC

$P_{NET} [kW]$	$\eta_{enc} [\%]$	$\eta_{ens} [\%]$	$\eta_{exc} [\%]$	$\eta_{exs} [\%]$
568,335	31,56	13,15	45,94	7,32

3.2.2. Vysokoteplotní aplikace RC

Model vysokoteplotní aplikace RC byl sestaven na základě zapojení, které je schematicky znázorněno na obr. 52. Zde jsou číselně označeny jednotlivé uzly, pro které byly pomocí softwarové funkce spočteny hodnoty příslušných veličin. Zapojení využívá soustavy rekuperačních výměníků a kaskádování kondenzátu pro dosažení co nejvyšší účinnosti. Funkce pro stanovení hodnot požadovaných veličin vody a vodní páry v daném uzlu, využívá dvou vstupních parametrů. Pod označením (3.67) je uveden příklad funkce, která na základě známého tlaku a kvality v i -tém uzlu, vypočítá hodnotu entalpie pro tento daný uzel. Vstupní a výstupní parametry roztavené soli jsou vypočteny v Příloze 1. Detailní modelové výpočty jsou uvedeny v Příloze 1.

$$h[i] = \text{Enthalpy}(\text{Steam}_{IAPWS}; p = p[i]; x_v = x_v[i]) \quad (3.67)$$

V modelovém výpočtu pro RC je funkce (3.67) použita v různých variantách, dle potřeby. Tyto jednotlivé varianty kombinují dále uvedené veličiny. Funkce pro výpočet parametrů vody a vodní páry, využívá látkových vlastností dle IAPWS.

$t = [^{\circ}\text{C}]$... teplota v příslušném uzlu
$p = [\text{MPa}]$... tlak v příslušném uzlu
$x_v = [-]$... kvalita v příslušném uzlu (hmotnostní podíl par)
$h = [\text{kJ}/\text{kg}]$... měrná entalpie v příslušném uzlu
$s = [\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$... měrná entropie v příslušném uzlu

Legenda ke schématu vysokoteplotní aplikace RC - obr. 52:

V	... výparník
T	... turbína
G	... generátor
K	... kondenzátor
NTO	... nízkotlaký ohřívák
VTO	... vysokotlaký ohřívák
NN	... napájecí nádrž
KČ	... kondenzátní čerpadlo
NČ	... napájecí čerpadlo
M_{ms}	... hmotnostní průtok roztavené soli
M_{cw}	... hmotnostní průtok chladící vody

Vstupní veličiny výpočtového modelu:

$p_a = 13 \text{ [MPa]}$... admisní tlak
$p_k = 0,005 \text{ [MPa]}$... tlak za kondenzátorem
$M = 1 \text{ [kg/s]}$... hmotnostní průtok v parovodním okruhu
$\eta_{td} = 0,87 \text{ [-]}$... termodynamická účinnost turbosoustrojí
$\eta_m = 0,99 \text{ [-]}$... mechanická účinnost turbosoustrojí
$\eta_g = 0,98 \text{ [-]}$... účinnost generátoru
$\eta_{\check{c}} = 0,75 \text{ [-]}$... účinnost čerpadel
$PP_E = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$... minimální teplotní rozdíl výparníku
$PP_K = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$... minimální teplotní rozdíl kondenzátoru
$PP_{NTO} = 3 \text{ [}^\circ\text{C]}$... minimální teplotní rozdíl nízkotlakého ohříváku
$PP_{VTO} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$... minimální teplotní rozdíl vysokotlakého ohříváku
$\Delta t_{NTO} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$... ohřátí v NTO
$\Delta t_{VTO} = 26 \text{ [}^\circ\text{C]}$... ohřátí ve VTO
$t_z = 2 \text{ [}^\circ\text{C]}$... ztráta mezi odběrem z turbíny a příslušným ohřívákem

$$t_{amb} = 20 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.73)$$

$$h_{amb,ms} = c_{P,střední,ms} \cdot (T_{amb} - T_{ref}) \quad (3.74)$$

$$\eta_{ens} = \frac{P_{NET}}{M_{ms} \cdot (h_{in,ms} - h_{amb,ms})} = 0,1716 \text{ [-]} \quad (3.75)$$

Exergetická účinnost oběhu:

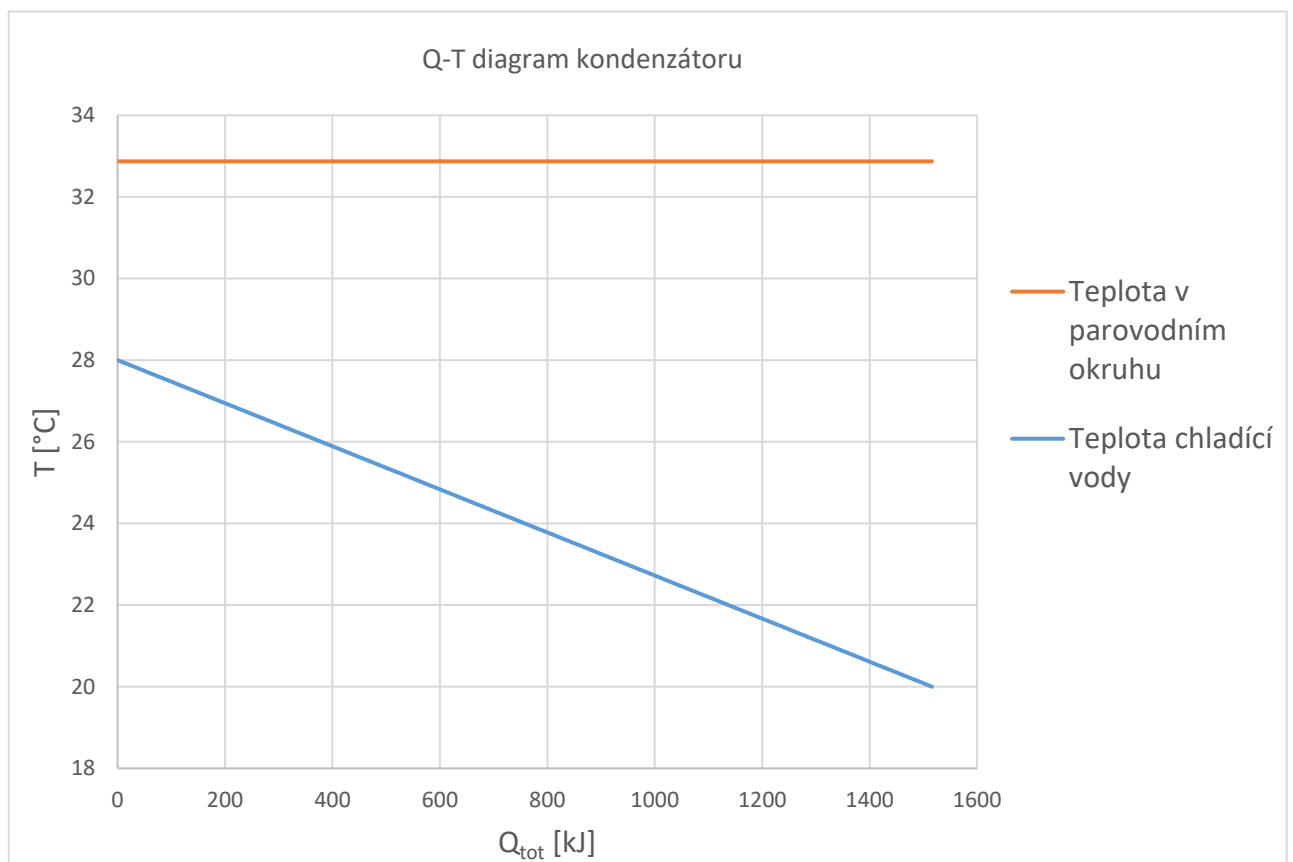
$$\eta_{exc} = \frac{P_{NET}}{M_{ms} \cdot [h_{in,ms} - h_{out,ms} - T_{amb} \cdot (s_{in,ms} - s_{out,ms})]} = 0,5996 \text{ [-]} \quad (3.76)$$

Exergetická účinnost využití zdroje:

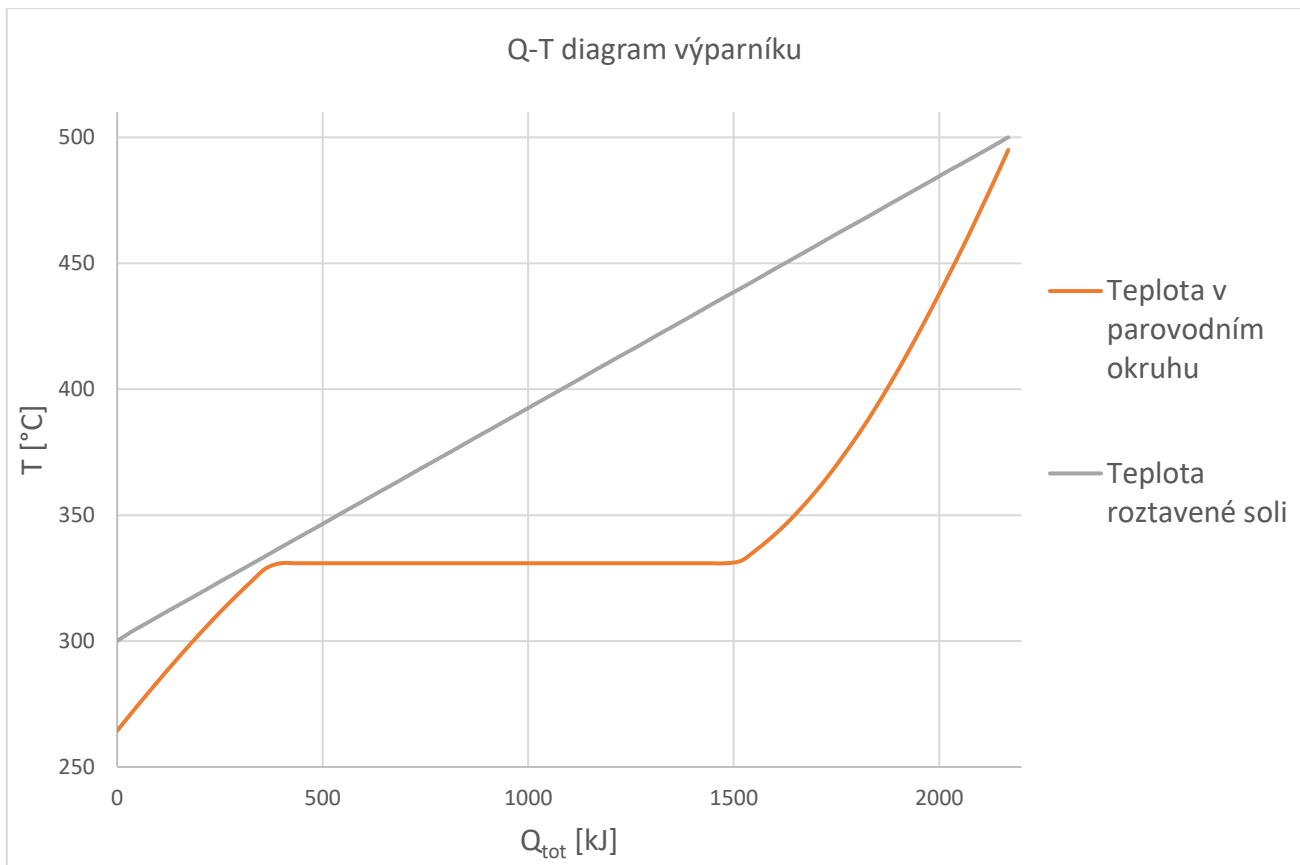
$$s_{amb,ms} = M_{ms} \cdot c_{P,střední,ms} \cdot \frac{(T_{amb} - T_{ref})}{T_{amb}} \quad (3.77)$$

$$\eta_{exs} = \frac{P_{NET}}{M_{ms} \cdot [h_{in,ms} - h_{amb,ms} - T_{amb} \cdot (s_{in,ms} - s_{amb,ms})]} = 0,0875 \text{ [-]} \quad (3.78)$$

Q-T diagramy pro vysokoteplotní aplikaci RC:

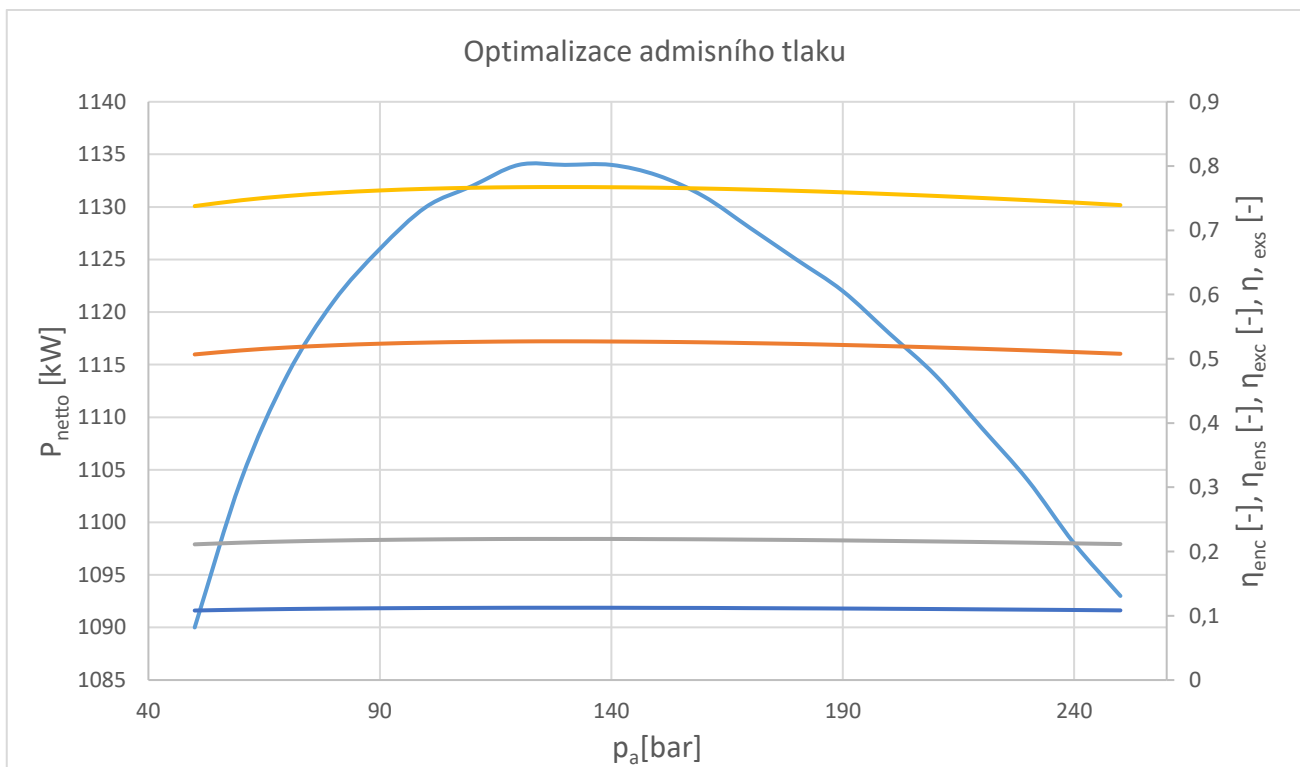


Obr. 53: Q-T diagram kondenzátoru – vysokoteplotní aplikace RC



Obr. 54: Q-T diagram výparníku – vysokoteplotní aplikace RC

Optimalizace a citlivostní analýza vysokoteplotní aplikace RC:



Obr. 55: Optimalizace admisního tlaku – vysokoteplotní aplikace RC

Legenda ke grafu na obr. 55:

- Výkon čistý
- Energetická účinnost cyklu
- Energetická účinnost využití zdroje
- Exergetická účinnost cyklu
- Exergetická účinnost využití zdroje

Shrnutí vypočtených hodnot pro vysokoteplotní aplikaci RC:

Pro výpočtový model vysokoteplotní aplikace RC bylo uvažováno použití optimální hodnoty admisního tlaku, při kterých bylo dosaženo výsledků, které jsou shrnuty v tab. 13.

Tab. 13: Shrnutí vypočtených hodnot – vysokoteplotní aplikace RC

P_{NET} [kW]	η_{enc} [%]	η_{ens} [%]	η_{exc} [%]	η_{exs} [%]
895,421	41,19	17,16	59,96	8,75

3.2.3. Srovnání vysokoteplotních aplikací

V tab. 14 jsou srovnány uvažované dva výpočtové modely pro vysokoteplotní aplikace z hlediska čistých výkonů a jednotlivých účinností. Při výpočtech byl uvažován stejný zdroj tepla a stejný průtok pracovní látky v primárním okruhu. Při těchto specifických podmínkách bylo zjištěno, že RC je oproti KC vhodnější varianta jak z hlediska účinností, tak z hlediska získaného čistého výkonu.

Tab. 14: Srovnání výpočtových modelů vysokoteplotních aplikací

Varianta	P_{NET} [kW]	η_{enc} [%]	η_{ens} [%]	η_{exc} [%]	η_{exs} [%]
KC	568,335	31,56	13,15	45,94	7,32
RC	895,421	41,19	17,16	59,96	8,75

4. Požadavky na realizaci KC a jeho alternativ

V této kapitole se práce zaměřuje na srovnání požadavků pro realizaci elektrárny založené na principu KC a jeho alternativ. V první řadě bude diskutován rozdíl na základě rámcových návrhů turbín pro jednotlivé aplikace. Dále budou jednotlivé varianty porovnávány z hlediska požadovaných sumárních ploch výměníků. Nakonec budou jednotlivé varianty posouzeny také z hlediska celkové komplexity. Stejně jako v kapitole 3. Modelové výpočty KC a jeho alternativ i zde bylo pro rámcový návrh turbín využito softwarové rozhraní EES. Zároveň je i tato kapitola rozdělena do podkapitol zaměřených na nízkoteplotní a vysokoteplotní aplikace.

Princip rámcového návrhu turbíny:

V této části je obecně popsán princip, který byl využit pro návrhy jednotlivých turbín. Obecně jsou zde popsány rovnice pro výpočty jak u rovnotlakých, tak i přetlakových stupňů. Pomocí těchto níže uvedených postupů byly získány hodnoty, které jsou následně sumarizovány v jednotlivých souhrnných tabulkách.

Princip návrhu rovnotlakého stupně turbíny-RS:

Reakce turbínového stupně (RS):

$$R[i] = 0 \quad (4.1)$$

Poměr unášivé rychlosti a absolutní adiabatické rychlosti (RS):

Volen individuálně pro jednotlivé uvažované aplikace.

$$\frac{u[i]}{c_{ad,1}[i]} = \frac{\varphi_r \cdot \cos \alpha_{r,1}}{2} = [-] \quad (4.2)$$

Unášivá rychlost turbínového stupně (RS):

$$u[i] = \pi \cdot D[i] \cdot \frac{n}{60} = [m/s] \quad (4.3)$$

Absolutní rychlost na vstupu do turbínového stupně (RS):

U prvního stupně uvažována nulová. U všech následujících stupňů je rovna vždy absolutní rychlosti za oběžným kolem c_2 předchozího stupně.

$$c_0[i] = [m/s] \quad (4.4)$$

Absolutní adiabatická rychlost na výstupu z rozváděcího kola (RS):

Absolutní adiabatická rychlost na výstupu z RK $c_{ad,1}$ je vyjádřena ze zvoleného poměru

$\frac{u[i]}{c_{ad,1}[i]}$ a známé unášivé rychlost $u[i]$.

$$c_{ad,1} = [m/s] \quad (4.5)$$

Admisní entalpie na vstupu do turbínového stupně (RS):

U regulačního stupně je rovna admisní entalpii na vstupu do turbíny. U všech ostatních stupňů je rovna emisní entalpii předchozího stupně.

$$h_a[i] = [kJ/kg] \quad (4.6)$$

Adiabatický entalpický spád turbínového stupně (RS):

$$H_{ad}[i] = \frac{(c_{ad,1}^2[i] - c_0^2[i])}{2 \cdot 2 \cdot R[i]} = [kJ/kg] \quad (4.7)$$

Emisní adiabatická entalpie na výstupu z turbínového stupně (RS):

$$h_{ad,e}[i] = h_a[i] - H_{ad}[i] = [kJ/kg] \quad (4.8)$$

Tlak v turbínovém stupni (RS):

Tlak za rozváděcím a oběžným kolem je u rovnotlakého stupně totožný. Tento tlak je určen na základě dané aplikace pomocí softwarové funkce. Pro RC a ORC jsou použity funkce, které jsou blíže popsány v kapitole 3.1 Modelové výpočty KC a jeho alternativ. Pro KC byly jednotlivé tlaky voleny, jelikož funkce pro určení hodnot KC v programu EES vyžaduje jako vstupní parametr tlak nebo teplotu, přičemž tlak ani teplota při výpočtech známa nebyl.

$$p_1[i] = p_2[i] = [MPa] \quad (4.9)$$

Hustota v turbínovém stupni (RS):

Hustota za rozváděcím a oběžným kolem je u rovnotlakého stupně totožná. Tato hustota je určena na základě dané aplikace pomocí softwarové funkce. Pro RC, KC a ORC jsou použity různé funkce, které jsou blíže popsány v kapitole 3.1 Modelové výpočty KC a jeho alternativ.

$$\rho_1[i] = \rho_2[i] = [kg/m^3] \quad (4.10)$$

Výpočet délky lopatky rozváděcího kola (RS):

U rovnotlakého stupně je požadována délka lopatek přibližně $l_1[i] = 0,02 [m]$. V opačném případě je nutné použít částečného ostříku.

$$l_1'[i] = \frac{M}{\mu_{r,1} \cdot \rho_1[i] \cdot D[i] \cdot c_{ad,1}[i] \cdot \pi \cdot \sin \alpha_{r,1}} = [m] \quad (4.11)$$

$$l_1[i] = l_1'[i] \text{ když } l_1'[i] \geq 0,02 [m] \quad (4.12)$$

$$l_1[i] \text{ volím } \geq 0,02 [m] \text{ když } l_1'[i] \leq 0,02 [m] \text{ (využití částečného ostříku)} \quad (4.13)$$

Výpočet částečného ostříku (RS):

$$e[i] = \frac{l_1'[i]}{l_1[i]} = [-] \quad (4.14)$$

Výpočet délky lopatky oběžného kola (RS):

$$l_2[i] = l_1[i] + 0,003 = [m] \quad (4.15)$$

Výpočet částečného ostříku (RS):

$$e[i] = l_1[i] + 0,003 = [m] \quad (4.16)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcího kola (RS):

$$c_1[i] = c_{ad,1}[i] \cdot \varphi_r = [m/s] \quad (4.17)$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcího kola (RS):

$$w_1[i] = \sqrt{c_1^2[i] + u^2[i] - 2 \cdot c_1[i] \cdot u[i] \cdot \cos \alpha_{r,1}} = [m/s] \quad (4.18)$$

Relativní adiabatická rychlost na výstupu z oběžného kola (RS):

$$w_{ad,2}[i] = \sqrt{w_1^2[i] + 2 \cdot R[i] \cdot H_{ad}[i]} = [m/s] \quad (4.19)$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcího kola (RS):

$$w_2[i] = w_{ad,2}[i] \cdot \psi_r = [m/s] \quad (4.20)$$

Výpočet úhlu $\beta_{r,2}$ na výstupu z oběžného kola (RS):

$$\sin \beta_{r,2} = \frac{M}{\mu_{r,2} \cdot \rho_2[i] \cdot D[i] \cdot w_{ad,2}[i] \cdot \pi \cdot l_2[i] \cdot e[i]} = [^\circ] \quad (4.21)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola (RS):

$$c_2[i] = \sqrt{w_2^2[i] + u^2[i] - 2 \cdot w_2[i] \cdot u[i] \cdot \cos \beta_{r,2}} = [m/s] \quad (4.22)$$

Základní ztráta na rozváděcím kole (RS):

$$Z_R[i] = \frac{c_{ad,1}^2[i]}{2} \cdot (1 - \varphi_r^2) = [J/kg] \quad (4.23)$$

Základní ztráta oběžném kole (RS):

$$Z_O[i] = \frac{w_{ad,2}^2[i]}{2} \cdot (1 - \psi_r^2) = [J/kg] \quad (4.24)$$

Základní ztráta výstupní rychlostí (RS):

$$Z_V[i] = \frac{c_2^2[i]}{2} = [J/kg] \quad (4.25)$$

Obvodová účinnost turbínového stupně (RS):

$$\eta_u[i] = \frac{H_{ad}[i] - (Z_R[i] + Z_O[i] + Z_V[i])}{H_{ad}[i]} = [-] \quad (4.26)$$

Přídavná okrajová ztráta (RS):

$$\zeta_{ok}[i] = \frac{9,9 \cdot \left(\frac{u[i]}{c_{ad,1}[i]}\right)^2}{1000 \cdot l_1[i]} = [-] \quad (4.27)$$

Přídavná vějířová ztráta (RS):

$$\zeta_{ve}[i] = 0,77 \left(\frac{l_2[i]}{D[i]}\right)^2 = [-] \quad (4.28)$$

Přídavná ventilační ztráta neostříkнутých lopatek (RS):

$$\zeta_{vl}[i] = \left[0,04 + \left(0,5 \cdot \frac{l_1[i]}{D[i]}\right)\right] \cdot \left(\frac{1 - e[i]}{e[i] \cdot \sin \alpha_{r,1}}\right) \cdot \left(\frac{u[i]}{c_{ad,1}[i]}\right)^3 = [-] \quad (4.29)$$

Určení průtočného průřezu rozváděcího kola (RS):

$$S_1[i] = \pi \cdot D[i] \cdot l_1[i] \cdot \sin \alpha_{r,1} \cdot e[i] = [-] \quad (4.30)$$

Přídavná ventilační ztráta kotoučová (RS):

Zvolen součinitel $K_r = 0,0001$.

$$\zeta_{vk}[i] = K_r \left[D[i] - \frac{l_2[i]}{S_1[i]}\right] \cdot \left(\frac{u[i]}{c_{ad,1}[i]}\right)^3 = [-] \quad (4.31)$$

Přídavná ztráta částečným ostřikem (RS):

Zvolen součinitel $Z_{RV} = 1$.

$$\zeta_{\check{c}o}[i] = 0,25 \cdot \frac{l_2[i]^2}{S_1[i]} \cdot \frac{u[i]}{c_{ad,1}[i]} \cdot \eta_u[i] \cdot Z_{RV} = [-] \quad (4.32)$$

Přídavná ztráta vlhkostí páry (RS):

$$\zeta_y[i] = 1 - x_{stř} = [-] \quad (4.33)$$

Výsledná účinnost turbínového stupně (RS):

$$\eta[i] = \eta_u[i] - (\zeta_{ok}[i] + \zeta_{ve}[i] + \zeta_{vl}[i] + \zeta_{vk}[i] + \zeta_{\check{c}o}[i] + \zeta_{vl}[i]) = [-] \quad (4.34)$$

Emisní reálná entalpie na výstupu z turbínového stupně (RS):

$$h_e[i] = h_a[i] - (h_a[i] - h_{ad,e}[i]) \cdot \eta[i] = [kJ/kg] \quad (4.35)$$

Reálný entalpický spád turbínového stupně (RS):

$$H[i] = h_a[i] - h_e[i] = [kJ/kg] \quad (4.36)$$

Princip návrhu přetlakového stupně turbíny-RS:

Návrh přetlakového turbínového stupně je z velké části obdobný s návrhem rovnotlakového turbínového stupně. Nicméně je zde několik odlišností, které jsou uvedeny v rovnicích níže.

Reakce turbínového stupně (PS):

$$R[i] = 0,5 \quad (4.37)$$

Poměr unášivé rychlosti a absolutní adiabatické rychlosti (PS):

Volen individuálně pro jednotlivé uvažované aplikace.

$$\frac{u[i]}{c_{ad,1}[i]} = \varphi_P \cdot \cos \alpha_{P,1} = [-] \quad (4.38)$$

U přetlakového stupně dále platí:

$$\alpha_{P,1} = \beta_{p,2} \quad (4.39)$$

$$c_{ad,1}[i] = w_{ad,2}[i] \quad (4.40)$$

Přídavná okrajová ztráta (PS):

$$\zeta_{ok}[i] = \frac{(1,5 \cdot 0,25) + (0,85 \cdot \frac{D[i]}{1000})}{\sin \alpha_{P,1} \cdot (1000 \cdot l_1[i])} = [-] \quad (4.41)$$

4.1. Rámcový návrh turbín pro nízkoteplotní aplikace

Pro jednotlivé výpočty a srovnání byla použita stejná zapojení jako v kapitole modelových výpočtů pro 3.1 Nízkoteplotní aplikace. Rámcové návrhy turbín jsou založeny na postupu, který je blíže popsán v úvodu této kapitoly. Pro všechny nízkoteplotní aplikace byl zvolen výkon na svorkách generátoru $P_{SV} = 1$ [MW]. Otáčky byly zvoleny $n = 3000$ [min^{-1}].

4.1.1. Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní KC

Regulační stupeň je navržen jako rovnotlaký. Stupňová část je navržena jako přetlaková. Výsledky jsou shrnuty v tab. 15 a tab. 16.

Vstupní parametry návrhu:

$P_{SV} = 1,000$ [MW] ... výkon na svorkách generátoru

$t_a = 160,700$ [°C] ... teplota na vstupu do turbíny

$t_e = 56,540$ [°C] ... teplota na výstupu z turbíny

$p_a = 0,800$ [MPa] ... tlak na vstupu do turbíny

$p_e = 0,106$ [MPa] ... tlak na výstupu z turbíny

$x = 0,900$ [-] ... koncentrace NH₃

$n = 3000$ [min^{-1}] ... otáčky turbíny

$\eta_{td} = 0,870$ [-] ... termodynamická účinnost turbosoustrojí

$\eta_m = 0,990$ [-] ... mechanická účinnost turbosoustrojí

$\eta_g = 0,980$ [-] ... účinnost generátoru

Rovnotlaký stupeň:

$\alpha_{r,1} = 13$ [°]

$\varphi_r = 0,98$ [-]

$\mu_{r,1} = 0,97$ [-]

$\psi_r = 0,97$ [-]

$\mu_{r,2} = 0,95$ [-]

Přetlakový stupeň:

$\alpha_{p,1} = 18$ [°]

$\varphi_p = 0,98$ [-]

$\mu_{p,1} = 0,97$ [-]

$\psi_p = 0,97$ [-]

$\mu_{p,2} = 0,95$ [-]

$\beta_{p,2} = \alpha_{p,1}$

Tab. 15: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci KC – část 1

Stupeň	REG	1	2	3
D [m]	0,300	0,230	0,240	0,250
R [-]	0,000	0,500	0,500	0,500
u [m/s]	47,124	36,128	37,699	39,270
c ₀ [m/s]	0,000	0,000	12,224	12,756
c _{ad,1} [m/s]	134,640	40,143	41,888	43,633
c ₁ [m/s]	131,947	39,340	41,050	42,761
w ₁ [m/s]	86,681	12,224	12,756	13,287
w _{ad,2} [m/s]	86,681	40,143	41,888	43,633
w ₂ [m/s]	84,081	39,340	41,050	42,761
c ₂ [m/s]	37,366	12,224	12,756	13,287
h _a [kJ/kg]	1373,841	1309,197	1283,362	1229,841
h _r [kJ/kg]	/	1289,015	1237,886	1153,034
h _o [kJ/kg]	1297,204	1281,499	1226,618	1130,683
h _e [kJ/kg]	1309,197	1283,362	1229,841	1137,331
H _{ad} [kJ/kg]	76,637	27,698	56,744	99,158
H [kJ/kg]	64,643	25,835	53,521	92,510
s [kJ/kg·K]	3,862	3,892	3,897	3,905
p _a [MPa]	7,680	4,200	3,400	2,200

Tab. 16: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci KC – část 2

Stupeň	REG	1	2	3
p_r [MPa]	4,200	3,600	2,400	1,200
p_o [MPa]	4,200	3,400	2,200	1,000
ρ_r [kg/m ³]	30,906	26,434	18,132	9,652
ρ_o [kg/m ³]	30,906	25,062	16,744	8,200
l'_r [m]	0,0056	/	/	/
l_r [m]	0,0200	0,0210	0,0281	0,0487
l_o [m]	0,0230	0,0222	0,0304	0,0573
Z_R [kJ/kg]	0,3590	0,0320	0,0350	0,0380
Z_o [kJ/kg]	0,2220	0,0320	0,0350	0,0380
Z_v [kJ/kg]	0,6980	/	/	0,0880
η_u [-]	0,9833	0,9977	0,9988	0,9983
ξ_{ok} [-]	0,0606	0,0578	0,0432	0,0249
ξ_{ve} [-]	0,0045	0,0071	0,0124	0,0405
ξ_{vi} [-]	0,0356	/	/	/
ξ_{vk} [-]	0,0010	/	/	/
$\xi_{\dot{e}o}$ [-]	0,0381	/	/	/
ξ_y [-]	/	/	/	/
η [-]	0,8435	0,9327	0,9432	0,9330

4.1.2. Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní ORC

Regulační stupeň je navržen jako rovnotlaký. Stupňová část je navržena jako přetlaková. U stupňové části byly spočtené délky lopatek posouzeny jako příliš dlouhé a je tedy zjednodušeně uvažováno, že budou použity nakroucené lopatky. Z tohoto důvodu došlo při návrhu k zanedbání vějířové přídavné ztráty. Výsledky jsou shrnuty v tab. 17, tab. 18, tab. 19 a tab. 20.

Vstupní parametry návrhu:

$P_{SV} = 1,000 [MW]$... výkon na svorkách generátoru

$t_a = 130,900 [^{\circ}C]$... teplota na vstupu do turbíny

$t_e = 55,000 [^{\circ}C]$... teplota na výstupu z turbíny

$p_a = 0,175 [MPa]$... tlak na vstupu do turbíny

$p_e = 0,005 [MPa]$... tlak na výstupu z turbíny

$n = 3000 [min^{-1}]$... otáčky turbíny

$\eta_{td} = 0,870 [-]$... termodynamická účinnost turbosoustrojí

$\eta_m = 0,990 [-]$... mechanická účinnost turbosoustrojí

$\eta_g = 0,980 [-]$... účinnost generátoru

Rovnotlaký stupeň:

$\alpha_{r,1} = 13 [^{\circ}]$

$\varphi_r = 0,98 [-]$

$\mu_{r,1} = 0,97 [-]$

$\psi_r = 0,97 [-]$

$\mu_{r,2} = 0,95 [-]$

Přetlakový stupeň:

$\alpha_{p,1} = 18 [^{\circ}]$

$\varphi_p = 0,98 [-]$

$\mu_{p,1} = 0,97 [-]$

$\psi_p = 0,97 [-]$

$\mu_{p,2} = 0,95 [-]$

$\beta_{p,2} = \alpha_{p,1}$

Tab. 17: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 1

Stupeň	REG	1	2	3	4	5
D [m]	0,650	0,500	0,510	0,520	0,530	0,540
R [-]	0,000	0,471	0,500	0,500	0,500	0,500
u [m/s]	102,102	78,54	80,111	81,681	83,252	84,823
c ₀ [m/s]	0,000	0,000	26,575	27,106	27,638	28,169
c _{ad,1} [m/s]	204,204	87,266	89,012	90,757	92,502	94,248
c ₁ [m/s]	200,119	85,521	87,232	88,942	90,652	92,363
w ₁ [m/s]	103,222	26,575	27,106	27,638	28,1690	28,701
w _{ad,2} [m/s]	103,222	87,266	89,012	90,757	92,502	94,248
w ₂ [m/s]	100,126	85,521	87,232	88,942	90,652	92,363
c ₂ [m/s]	44,117	26,575	27,106	27,638	28,169	28,701
h _a [kJ/kg]	388,768	371,288	364,471	357,637	350,521	343,118
h _r [kJ/kg]	/	367,480	360,863	353,886	346,624	339,074
h _o [kJ/kg]	367,918	364,09	357,255	350,135	342,728	335,029
h _e [kJ/kg]	371,288	364,471	357,637	350,521	343,118	335,425
H _{ad} [kJ/kg]	20,85	7,198	7,217	7,502	7,793	8,089
H [kJ/kg]	17,48	6,816	6,835	7,116	7,402	7,693
s [kJ/kg·K]	0,968	0,976	0,977	0,978	0,979	0,981
p _a [MPa]	0,168	0,091	0,074	0,060	0,048	0,037

Tab. 18: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 2

Stupeň	REG	1	2	3	4	5
p_r [MPa]	0,091	0,082	0,066	0,053	0,042	0,033
p_o [MPa]	0,091	0,074	0,060	0,048	0,037	0,029
ρ_r [kg/m ³]	2,697	2,406	1,971	1,597	1,281	1,018
ρ_o [kg/m ³]	2,697	2,186	1,779	1,434	1,145	0,905
l'_r [m]	/	/	/	/	/	/
l_r [m]	0,044	0,109	0,128	0,152	0,183	0,222
l_o [m]	0,047	0,120	0,142	0,170	0,204	0,249
Z_R [kJ/kg]	0,826	0,151	0,157	0,163	0,169	0,176
Z_o [kJ/kg]	0,315	0,151	0,157	0,163	0,169	0,176
Z_v [kJ/kg]	0,973	/	/	/	/	/
η_u [-]	0,8986	0,9581	0,9565	0,9565	0,9565	0,9565
ξ_{ok} [-]	0,0562	0,0111	0,0095	0,0080	0,0066	0,0055
ξ_{ve} [-]	0,0040	/	/	/	/	/
ξ_{vl} [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	/	/	/	/	/	/
$\xi_{\check{o}}$ [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_y [-]	/	/	/	/	/	/
η [-]	0,8384	0,9470	0,9471	0,9485	0,9499	0,9510

Tab. 19: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 3

Stupeň	6	7	8	9	10	11
D [m]	0,550	0,560	0,570	0,580	0,590	0,600
R [-]	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,450
u [m/s]	86,394	87,965	89,535	91,106	92,677	94,248
c ₀ [m/s]	28,701	29,232	29,764	30,295	30,827	31,358
c _{ad,1} [m/s]	95,993	97,738	99,484	101,229	102,974	104,720
c ₁ [m/s]	94,073	95,784	97,494	99,205	100,915	102,625
w ₁ [m/s]	29,232	29,764	30,295	30,827	31,358	31,890
w _{ad,2} [m/s]	95,993	97,738	99,484	101,229	102,974	104,720
w ₂ [m/s]	94,073	95,784	97,494	99,205	100,915	102,625
c ₂ [m/s]	29,232	29,764	30,295	30,827	31,358	31,890
h _a [kJ/kg]	335,425	327,437	319,148	310,555	301,652	292,435
h _r [kJ/kg]	331,23	323,088	314,643	305,89	296,825	287,443
h _o [kJ/kg]	327,034	318,738	310,137	301,225	291,998	283,36
h _e [kJ/kg]	327,437	319,148	310,555	301,652	292,435	284,314
H _{ad} [kJ/kg]	8,391	8,698	9,011	9,33	9,653	9,075
H [kJ/kg]	7,989	8,289	8,593	8,903	9,217	8,121
s [kJ/kg·K]	0,982	0,983	0,984	0,985	0,986	0,988
p _a [MPa]	0,029	0,023	0,017	0,013	0,009	0,007

Tab. 20: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci ORC – část 4

Stupeň	6	7	8	9	10	11
p_r [MPa]	0,026	0,02	0,015	0,011	0,008	0,006
p_o [MPa]	0,023	0,017	0,013	0,009	0,007	0,005
ρ_r [kg/m ³]	0,8	0,621	0,476	0,36	0,268	0,197
ρ_o [kg/m ³]	0,707	0,545	0,415	0,312	0,231	0,173
l'_r [m]	/	/	/	/	/	/
l_r [m]	0,272	0,338	0,425	0,543	0,704	0,928
l_o [m]	0,308	0,385	0,487	0,627	0,819	1,057
Z_R [kJ/kg]	0,182	0,189	0,196	0,203	0,21	0,217
Z_o [kJ/kg]	0,182	0,189	0,196	0,203	0,21	0,217
Z_v [kJ/kg]	/	/	/	/	/	0,508
η_u [-]	0,9565	0,9565	0,9565	0,9565	0,9565	0,8961
ξ_{ok} [-]	0,0045	0,0036	0,0029	0,0022	0,0017	0,0013
ξ_{ve} [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_{vl} [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	/	/	/	/	/	/
$\xi_{\check{o}}$ [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_y [-]	/	/	/	/	/	/
η [-]	0,9520	0,9529	0,9536	0,9543	0,9548	0,8948

4.1.3. Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní RC

Regulační stupeň je navržen jako rovnotlaký. Stupňová část je navržena jako přetlaková. U stupňové části byly spočtené délky lopatek posouzeny jako příliš dlouhé a je tedy zjednodušeně uvažováno, že budou použity nakroucené lopatky. Z tohoto důvodu došlo při návrhu k zanedbání vějířové přídavné ztráty. Výsledky jsou shrnuty v tab. 21, tab. 22, tab. 23 a tab. 24.

Vstupní parametry návrhu:

$P_{SV} = 1,000 [MW]$... výkon na svorkách generátoru

$t_a = 138,900 [^{\circ}C]$... teplota na vstupu do turbíny

$t_e = 40,000 [^{\circ}C]$... teplota na výstupu z turbíny

$p_a = 0,350 [MPa]$... tlak na vstupu do turbíny

$p_e = 0,0074 [MPa]$... tlak na výstupu z turbíny

$n = 3000 [min^{-1}]$... otáčky turbíny

$\eta_{td} = 0,870 [-]$... termodynamická účinnost turbosoustrojí

$\eta_m = 0,990 [-]$... mechanická účinnost turbosoustrojí

$\eta_g = 0,980 [-]$... účinnost generátoru

Rovnotlaký stupeň:

$\alpha_{r,1} = 13 [^{\circ}]$

$\varphi_r = 0,98 [-]$

$\mu_{r,1} = 0,97 [-]$

$\psi_r = 0,97 [-]$

$\mu_{r,2} = 0,95 [-]$

Přetlakový stupeň:

$\alpha_{p,1} = 18 [^{\circ}]$

$\varphi_p = 0,98 [-]$

$\mu_{p,1} = 0,97 [-]$

$\psi_p = 0,97 [-]$

$\mu_{p,2} = 0,95 [-]$

$\beta_{p,2} = \alpha_{p,1}$

Tab. 21: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 1

Stupeň	REG	1	2	3	4	5	6	7
D [m]	1,000	0,700	0,720	0,740	0,760	0,780	0,800	0,820
R [-]	0,000	0,471	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500
u [m/s]	157,080	109,956	113,097	116,239	119,381	122,522	125,664	128,805
c ₀ [m/s]	0,000	0,000	59,928	61,640	63,352	65,064	66,776	68,489
c _{ad,1} [m/s]	448,799	157,080	161,568	166,056	170,544	175,032	179,520	184,008
c ₁ [m/s]	439,823	153,938	158,336	162,734	167,133	171,531	175,929	180,327
w ₁ [m/s]	288,938	59,928	61,640	63,352	65,064	66,776	68,489	70,201
w _{ad,2} [m/s]	288,938	157,080	161,568	166,056	170,544	175,032	179,520	184,008
w ₂ [m/s]	280,270	153,938	158,336	162,734	167,133	171,531	175,929	180,327
c ₂ [m/s]	139,714	59,928	61,640	63,352	65,064	66,776	68,489	70,201
h _a [kJ/kg]	2733,457	2659,154	2638,804	2619,310	2598,779	2577,188	2554,515	2530,742
h _r [kJ/kg]	/	/	/	/	/	/	/	/
h _o [kJ/kg]	2632,747	2646,817	2627,548	2607,422	2586,243	2563,987	2540,631	2516,158
h _e [kJ/kg]	2659,154	2635,832	2616,291	2595,535	2573,707	2550,785	2526,747	2501,574
H _{ad} [kJ/kg]	100,71	2638,804	2619,31	2598,779	2577,188	2554,515	2530,742	2505,854
H [kJ/kg]	74,303	23,321	22,513	23,775	25,072	26,403	27,768	29,168
s [kJ/kg·K]	6,962	20,349	19,494	20,531	21,591	22,673	23,773	24,888
p _a [MPa]	0,336	7,029	7,037	7,045	7,053	7,063	7,073	7,084

Tab. 22: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 2

Stupeň	REG	1	2	3	4	5	6	7
p_r [MPa]	0,190	0,177	0,155	0,135	0,117	0,1	0,084	0,07
p_o [MPa]	0,190	0,166	0,145	0,126	0,108	0,092	0,077	0,064
ρ_r [kg/m ³]	1,113	1,032	0,919	0,813	0,713	0,619	0,532	0,452
ρ_o [kg/m ³]	1,113	0,976	0,867	0,763	0,666	0,575	0,492	0,416
l'_r [m]	0,0063	/	/	/	/	/	/	/
l_r [m]	0,020	0,020	0,0213	0,0228	0,0246	0,0269	0,0298	0,0333
l_o [m]	0,023	0,021	0,023	0,024	0,0263	0,0289	0,0322	0,0363
Z_R [kJ/kg]	2,467	0,489	0,517	0,546	0,576	0,607	0,638	0,670
Z_o [kJ/kg]	3,988	0,489	0,517	0,546	0,576	0,607	0,638	0,670
Z_v [kJ/kg]	9,760	/	/	/	/	/	/	/
η_u [-]	0,8390	0,9581	0,9541	0,9541	0,9541	0,9541	0,9540	0,9540
ξ_{ok} [-]	0,0606	0,0607	0,0572	0,0534	0,0494	0,0452	0,0408	0,0365
ξ_{ve} [-]	0,0004	0,0007	0,0008	0,0008	0,0009	0,0011	0,0012	0,0015
ξ_{vl} [-]	0,02100	/	/	/	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	0,00090	/	/	/	/	/	/	/
$\xi_{\dot{c}o}$ [-]	0,00880	/	/	/	/	/	/	/
ξ_v [-]	0,0095	0,0241	0,0302	0,0363	0,0426	0,0491	0,0558	0,0628
η [-]	0,7378	0,8726	0,8659	0,8635	0,8612	0,8587	0,8561	0,8533

Tab. 23: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 3

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	15
D [m]	0,840	0,860	0,880	0,900	0,920	0,940	0,960	0,980
R [-]	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,580
u [m/s]	131,947	135,088	138,230	141,372	144,513	147,655	150,796	153,938
c ₀ [m/s]	70,201	71,913	73,625	75,338	77,050	78,762	80,474	82,186
c _{ad,1} [m/s]	188,496	192,984	197,472	201,960	206,448	210,936	215,423	219,911
c ₁ [m/s]	184,726	189,124	193,522	197,920	202,319	206,717	211,115	215,513
w ₁ [m/s]	71,913	73,625	75,338	77,050	78,762	80,474	82,186	83,899
w _{ad,2} [m/s]	188,496	192,984	197,472	201,960	206,448	210,936	215,423	219,911
w ₂ [m/s]	184,726	189,124	193,522	197,920	202,319	206,717	211,115	215,513
c ₂ [m/s]	71,913	73,625	75,338	77,050	78,762	80,474	82,186	83,899
h _a [kJ/kg]	2505,854	2479,842	2452,701	2424,437	2395,063	2364,609	2333,126	2300,711
h _r [kJ/kg]	/	/	/	/	/	/	/	/
h _o [kJ/kg]	2490,553	2463,806	2435,914	2406,881	2376,721	2345,463	2313,161	2279,907
h _e [kJ/kg]	2475,252	2447,771	2419,127	2389,325	2358,379	2326,318	2293,195	2251,179
H _{ad} [kJ/kg]	2479,842	2452,701	2424,437	2395,063	2364,609	2333,126	2300,711	2264,553
H [kJ/kg]	30,602	32,071	33,574	35,112	36,684	38,290	39,931	49,532
s [kJ/kg·K]	26,012	27,14	28,264	29,374	30,455	31,482	32,416	36,158
p _a [MPa]	7,096	7,109	7,123	7,138	7,155	7,174	7,194	7,218

Tab. 24: Rámcový návrh turbíny pro nízkoteplotní aplikaci RC – část 4

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	15
p_r [MPa]	0,058	0,047	0,037	0,03	0,023	0,017	0,013	0,009
p_o [MPa]	0,052	0,042	0,033	0,026	0,02	0,015	0,011	0,008
ρ_r [kg/m ³]	0,380	0,315	0,258	0,208	0,165	0,129	0,099	0,074
ρ_o [kg/m ³]	0,347	0,286	0,232	0,186	0,146	0,113	0,086	0,060
l'_r [m]	/	/	/	/	/	/	/	/
l_r [m]	0,0378	0,0435	0,0508	0,0602	0,0726	0,0891	0,1114	0,1423
l_o [m]	0,0414	0,0479	0,0563	0,0673	0,0817	0,1012	0,1278	0,1747
Z_R [kJ/kg]	0,704	0,737	0,772	0,808	0,844	0,881	0,919	0,958
Z_o [kJ/kg]	0,704	0,737	0,772	0,808	0,844	0,881	0,919	0,958
Z_v [kJ/kg]	/	/	/	/	/	/	/	3,519
η_u [-]	0,9540	0,9540	0,9540	0,9540	0,9540	0,9540	0,9540	0,8903
ξ_{ok} [-]	0,0321	0,0279	0,0239	0,0202	0,0168	0,0137	0,0109	0,0085
ξ_{ve} [-]	0,0019	0,0024	0,0032	0,0043	0,0061	0,0089	0,0137	0,0245
ξ_{vl} [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
$\xi_{\dot{c}o}$ [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
ξ_γ [-]	0,0700	0,0774	0,0851	0,0929	0,1010	0,1092	0,1176	0,1273
η [-]	0,8500	0,8463	0,8418	0,8366	0,8302	0,8222	0,8118	0,7300

4.2. Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska rámcového návrhu turbín

V této části jsou jednotlivé nízkoteplotní aplikace porovnány z hlediska návrhu turbíny. V tab. 25 jsou shrnuty základní charakteristiky turbín pro obě uvažovaná zapojení.

Z tab. 25 lze konstatovat, že turbína pro nízkoteplotní aplikace RC dosahuje celkově výrazně nižších účinností nežli turbíny pro nízkoteplotní KC a ORC. Turbíny pro nízkoteplotní aplikace KC a ORC dosahují podobných účinností, avšak turbína pro KC je kompaktnější, co se týče rozměrů kol a počtu stupňů nežli turbína pro ORC. Turbína pro ORC však na rozdíl od KC nevyžaduje částečný ostřík. Turbína pro ORC má vypočtenou délku lopatek až 1 m, což je vzhledem ke střednímu průměru kol nereálné. V tomto případě by bylo třeba sofistikovanějšího řešení.

Tab. 25: Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska rámcového návrhu turbín

	KC	ORC	RC
Počet stupňů	4	12	16
Typ použitých stupňů	RS a PS	RS a PS	RS a PS
Rozmezí středních průměrů kol	0,23-0,30 [m]	0,50-0,65 [m]	0,70-1,00 [m]
Rozmezí délek lopatek	0,02-0,057 [m]	0,04-1,06 [m]	0,02-0,17 [m]
Použití částečného ostříku	ANO	NE	ANO
Výsledná účinnost regulačního stupně	84,35 %	83,84 %	73,78 %
Průměrná výsledná účinnost stupňové části	93,63 %	94,60 %	84,00 %
Celková účinnost turbín	91,31 %	93,70 %	83,36 %

4.3. Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska předběžného výpočtu sumární plochy výměníků

V této části jsou porovnány nízkoteplotní aplikace z hlediska sumární plochy výměníků. Výpočet ploch jednotlivých výměníků byl zjednodušen následujícími způsoby. Všechny tepelné výměníky byly zjednodušeně uvažovány jako deskové, a to včetně výparníku i kondenzátoru. Pro všechny výměníky byla použita zvolená hodnota součinitele prostupu tepla skrze teplosměnnou plochu $K = 7 [kW/m^2 \cdot K]$. Výsledné sumární plochy pro vysokoteplotní aplikace jsou shrnuty v tab. 26

Z tab. 26 je patrné, že nízkoteplotní aplikace RC klade nejvyšší nároky z hlediska požadavku na sumární plochu všech výměníků. Nejpřívětivější je z tohoto hlediska nízkoteplotní aplikace ORC, u které je požadavek na sumární plochu výměníku výrazně nižší nežli u KC a RC.

Určení předaného tepla ve výměníku:

$$Q[i] = \dot{m}[i] \cdot (h_{out}[i] - h_{in}[i]) \quad (4.42)$$

Určení teplosměnné plochy výměníku:

$$Q[i] = K[i] \cdot S[i] \cdot \Delta t[i] \quad (4.43)$$

$$S[i] = \frac{Q[i]}{K[i] \cdot \Delta t[i]} \quad (4.44)$$

Tab. 26: Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska sumárních ploch výměníků

	KC	ORC	RC
$S_{SUM}[m^2]$	67,223	53,472	76,309

4.4. Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska komplexity

V této části jsou jednotlivé nízkoteplotní aplikace porovnány z hlediska komplexity, tedy složitosti jednotlivých systémů. V tab. 27 jsou shrnuty použité komponenty a jejich počet v daném zapojení.

Na základě tab. 27 lze konstatovat, že nejjednodušší nízkoteplotní aplikací z hlediska použitých druhů a počtu komponent, je ORC. Z tohoto hlediska je tedy nejvýhodnější použití právě zapojení ORC pro nízkoteplotní aplikace. Nejsložitějším zapojením z hlediska komplexity je zapojení KC pro nízkoteplotní aplikace.

Tab. 27: Srovnání nízkoteplotních aplikací z hlediska komplexity

Komponenta	KC		ORC		RC	
Výparník	ANO	1x	ANO	1x	ANO	1x
Separátor	ANO	1x	NE	-	NE	-
Turbína	ANO	1x	ANO	1x	ANO	1x
Generátor	ANO	1x	ANO	1x	ANO	1x
Kondenzátor	ANO	1x	ANO	1x	ANO	1x
Rekuperátor	ANO	1x	NE	-	ANO	1x
Kondenzátní čerpadlo	NE	-	NE	-	ANO	1x
Napájecí čerpadlo	ANO	1x	ANO	1x	ANO	1x
Směšovač	ANO	1x	NE	-	NE	-
Škrťící ventil	ANO	1x	NE	-	NE	-
Napájecí nádrž	NE	-	NE	-	ANO	1x

4.5. Rámcový návrh turbín pro vysokoteplotní aplikace

Pro jednotlivé výpočty a srovnání byla použita stejná zapojení jako v kapitole modelových výpočtů pro Vysokoteplotní aplikace. Rámcové návrhy turbín jsou založeny na postupu, který je blíže popsán v úvodu této kapitoly. Pro všechny vysokoteplotní aplikace byl zvolen výkon na svorkách generátoru $P_{SV} = 100 [MW]$. Otáčky byly zvoleny $n = 3000 [min^{-1}]$.

4.5.1. Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní KC

Regulační stupeň je navržen jako rovnotlaký. Stupňová část je navržena jako přetlaková. Výsledky jsou shrnuty v tab. 28, tab. 29, tab. 30 a tab. 31.

Vstupní parametry návrhu:

$P_{SV} = 100,000 [MW]$... výkon na svorkách generátoru

$t_a = 495,000 [^{\circ}C]$... teplota na vstupu do turbíny

$t_e = 158,900 [^{\circ}C]$... teplota na výstupu z turbíny

$p_a = 31,500 [MPa]$... tlak na vstupu do turbíny

$p_e = 1,000 [MPa]$... tlak na výstupu z turbíny

$x = 0,900 [-]$... koncentrace NH_3

$n = 3000 [min^{-1}]$... otáčky turbíny

$\eta_{td} = 0,870 [-]$... termodynamická účinnost turbosoustrojí

$\eta_m = 0,990 [-]$... mechanická účinnost turbosoustrojí

$\eta_g = 0,980 [-]$... účinnost generátoru

Rovnotlaký stupeň:

$\alpha_{r,1} = 13 [^{\circ}]$

$\varphi_r = 0,98 [-]$

$\mu_{r,1} = 0,97 [-]$

$\psi_r = 0,97 [-]$

$\mu_{r,2} = 0,95 [-]$

Přetlakový stupeň:

$\alpha_{p,1} = 18 [^{\circ}]$

$\varphi_p = 0,98 [-]$

$\mu_{p,1} = 0,97 [-]$

$\psi_p = 0,97 [-]$

$\mu_{p,2} = 0,95 [-]$

$\beta_{p,2} = \alpha_{p,1}$

Tab. 28: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 1

Stupeň	REG	1	2	3	4
D [m]	1,500	0,850	0,900	0,950	1,000
R [-]	0,000	0,500	0,500	0,500	0,500
u [m/s]	235,600	133,500	141,400	149,200	157,100
c ₀ [m/s]	0,000	0,000	45,180	47,830	50,490
c _{ad,1} [m/s]	589,000	148,400	157,100	165,800	174,500
c ₁ [m/s]	577,300	145,400	153,900	162,500	171,000
w ₁ [m/s]	351,700	45,180	47,830	50,490	53,150
w _{ad,2} [m/s]	351,700	148,400	157,100	165,800	174,500
w ₂ [m/s]	341,200	145,400	153,900	162,500	171,000
c ₂ [m/s]	107,400	45,180	47,830	50,490	53,150
h _a [kJ/kg]	2590,000	2454,000	2419,000	2380,000	2335,000
h _r [kJ/kg]	/	2454,000	2419,000	2380,000	2335,000
h _o [kJ/kg]	2412,000	2416,000	2376,000	2331,000	2278,000
h _e [kJ/kg]	2454,000	2419,000	2380,000	2335,000	2283,000
H _{ad} [kJ/kg]	178,200	37,840	42,480	48,510	56,720
H [kJ/kg]	136,400	34,820	39,080	44,700	52,450
s [kJ/kg·K]	5,497	5,557	5,561	5,566	5,572
p _a [MPa]	30,240	17,000	15,000	13,000	11,000

Tab. 29: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 2

Stupeň	REG	1	2	3	4
p_r [MPa]	/	17,000	15,000	13,000	11,000
p_o [MPa]	17,000	15,000	13,000	11,000	9,000
ρ_r [kg/m ³]	57,060	55,620	49,910	44,130	38,250
ρ_o [kg/m ³]	57,060	50,010	44,220	38,350	32,350
l'_r [m]	0,0041	/	/	/	/
l_r [m]	0,020	0,022	0,02158	0,02191	0,02281
l_o [m]	0,023	0,024	0,024	0,025	0,02697
Z_R [kJ/kg]	6,870	0,436	0,489	0,544	0,603
Z_o [kJ/kg]	3,655	0,436	0,489	0,544	0,603
Z_v [kJ/kg]	5,762	/	/	/	/
η_u [-]	0,9086	0,9770	0,9770	0,9776	0,9787
ξ_{ok} [-]	0,07920	0,05600	0,05635	0,05551	0,05332
ξ_{ve} [-]	0,00018	0,00062	0,00056	0,00054	0,00056
ξ_{vl} [-]	0,05072	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	0,00215	/	/	/	/
$\xi_{\check{c}o}$ [-]	0,01093	/	/	/	/
ξ_γ [-]	0,76540	0,92030	0,92010	0,92150	0,92490
η [-]	0,7378	0,8726	0,8659	0,8635	0,8612

Tab. 30: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 3

Stupeň	5	6	7	8
D [m]	1,050	1,100	1,150	1,200
R [-]	0,500	0,500	0,500	0,500
u [m/s]	164,900	172,800	180,600	188,500
c ₀ [m/s]	53,150	55,810	58,460	61,120
c _{ad,1} [m/s]	183,300	192,000	200,700	209,400
c ₁ [m/s]	179,600	188,100	196,700	205,300
w ₁ [m/s]	55,810	58,460	61,120	63,780
w _{ad,2} [m/s]	183,300	192,000	200,700	209,400
w ₂ [m/s]	179,600	188,100	196,700	205,300
c ₂ [m/s]	55,810	58,460	61,120	63,780
h _a [kJ/kg]	2283,000	2219,000	2137,000	2020,000
h _r [kJ/kg]	2283,000	2219,000	2137,000	2020,000
h _o [kJ/kg]	2214,000	2131,000	2013,000	1792,000
h _e [kJ/kg]	2219,000	2137,000	2020,000	1803,000
H _{ad} [kJ/kg]	68,590	87,540	123,500	227,900
H [kJ/kg]	63,820	82,150	117,200	216,700
s [kJ/kg·K]	5,579	5,587	5,597	5,609
p _a [MPa]	9,000	7,000	5,000	3,000

Tab. 31: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci KC – část 4

Stupeň	5	6	7	8
p_r [MPa]	9,000	7,000	5,000	3,000
p_o [MPa]	7,000	5,000	3,000	1,000
ρ_r [kg/m ³]	32,250	26,100	19,720	12,960
ρ_o [kg/m ³]	26,190	19,800	13,040	5,418
l'_r [m]	/	/	/	/
l_r [m]	0,02454	0,02763	0,03346	0,04674
l_o [m]	0,03022	0,03641	0,05061	0,1118
Z_R [kJ/kg]	0,665	0,730	0,798	0,869
Z_O [kJ/kg]	0,665	0,730	0,798	0,869
Z_V [kJ/kg]	/	/	/	2,034
η_u [-]	0,9806	0,9833	0,9871	0,9835
ξ_{ok} [-]	0,04957	0,04403	0,03637	0,02603
ξ_{ve} [-]	0,00064	0,00084	0,00149	0,00669
ξ_{vl} [-]	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	/	/	/	/
$\xi_{\dot{c}o}$ [-]	/	/	/	/
ξ_y [-]	0,93040	0,93840	0,94920	0,95070
η [-]	0,8587	0,8561	0,8533	0,8500

4.5.2. Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní RC

Regulační stupeň je navržen jako rovnotlaký. Stupňová část je navržena jako přetlaková. U stupňové části byly spočtené délky lopatek posouzeny jako příliš dlouhé a je tedy zjednodušeně uvažováno, že budou použity nakroucené lopatky. Z tohoto důvodu došlo při návrhu k zanedbání vějířové přídavné ztráty. Výsledky jsou shrnuty v tab. 32, tab. 33, tab. 34, tab. 35, tab. 36 a tab. 37.

Vstupní parametry návrhu:

$P_{SV} = 100,000 [MW]$... výkon na svorkách generátoru

$t_a = 495,000 [^{\circ}C]$... teplota na vstupu do turbíny

$t_e = 32,870 [^{\circ}C]$... teplota na výstupu z turbíny

$p_a = 13,000 [MPa]$... tlak na vstupu do turbíny

$p_e = 0,0074 [MPa]$... tlak na výstupu z turbíny

$n = 3000 [min^{-1}]$... otáčky turbíny

$\eta_{td} = 0,870 [-]$... termodynamická účinnost turbosoustrojí

$\eta_m = 0,990 [-]$... mechanická účinnost turbosoustrojí

$\eta_g = 0,980 [-]$... účinnost generátoru

Rovnotlaký stupeň:

$\alpha_{r,1} = 13 [^{\circ}]$

$\varphi_r = 0,98 [-]$

$\mu_{r,1} = 0,97 [-]$

$\psi_r = 0,97 [-]$

$\mu_{r,2} = 0,95 [-]$

Přetlakový stupeň:

$\alpha_{p,1} = 18 [^{\circ}]$

$\varphi_p = 0,98 [-]$

$\mu_{p,1} = 0,97 [-]$

$\psi_p = 0,97 [-]$

$\mu_{p,2} = 0,95 [-]$

$\beta_{p,2} = \alpha_{p,1}$

Tab. 32: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně RS až 7 – část 1

Stupeň	REG	1	2	3	4	5	6	7
D [m]	1,450	0,950	0,970	0,990	1,010	1,030	1,050	1,070
R [-]	0,000	0,471	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500
u [m/s]	227,800	149,200	152,400	155,500	158,700	161,800	164,900	168,100
c ₀ [m/s]	0,000	0,000	81,330	83,040	84,750	86,470	88,180	89,890
c _{ad,1} [m/s]	599,400	213,200	217,700	222,200	226,600	231,100	235,600	240,100
c ₁ [m/s]	587,400	208,900	213,300	217,700	222,100	226,500	230,900	235,300
w ₁ [m/s]	369,000	81,330	83,040	84,750	86,470	88,180	89,890	91,600
w _{ad,2} [m/s]	369,000	213,200	217,700	222,200	226,600	231,100	235,600	240,100
w ₂ [m/s]	358,000	208,900	213,300	217,700	222,100	226,500	230,900	235,300
c ₂ [m/s]	160,500	81,330	83,040	84,750	86,470	88,180	89,890	91,600
h _a [kJ/kg]	3330,000	3194,000	3155,000	3118,000	3080,000	3040,000	2998,000	2954,000
h _r [kJ/kg]	/	3171,000	3135,000	3097,000	3058,000	3017,000	2974,000	2929,000
h _o [kJ/kg]	3151,000	3151,000	3114,000	3076,000	3036,000	2994,000	2950,000	2904,000
h _e [kJ/kg]	3194,000	3155,000	3118,000	3080,000	3040,000	2998,000	2954,000	2908,000
H _{ad} [kJ/kg]	179,600	42,950	40,760	42,460	44,180	45,950	47,740	49,570
H [kJ/kg]	136,500	38,650	36,680	38,390	40,140	41,950	43,800	45,690
s [kJ/kg·K]	12,480	6,512	6,519	6,525	6,531	6,538	6,545	6,552
p _a [MPa]	6,818	6,818	5,858	5,050	4,306	3,627	3,015	2,469

Tab. 33: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně RS až 7 – část 2

Stupeň	REG	1	2	3	4	5	6	7
p_r [MPa]	6,818	6,296	5,442	4,666	3,955	3,310	2,732	2,219
p_o [MPa]	6,818	5,858	5,050	4,306	3,627	3,015	2,469	1,988
ρ_r [kg/m ³]	24,540	22,270	19,810	17,510	15,350	13,320	11,430	9,692
ρ_o [kg/m ³]	24,540	21,050	18,690	16,450	14,350	12,390	10,570	8,904
l'_r [m]	0,006	/	/	/	/	/	/	/
l_r [m]	0,0200	0,0209	0,0225	0,0244	0,0268	0,0297	0,0333	0,0378
l_o [m]	0,0230	0,0221	0,0239	0,0260	0,0287	0,0319	0,0360	0,0411
Z_R [kJ/kg]	4,024	0,900	0,938	0,977	1,017	1,058	1,099	1,142
Z_o [kJ/kg]	7,113	0,900	0,938	0,977	1,017	1,058	1,099	1,142
Z_v [kJ/kg]	12,886	/	/	/	/	/	/	/
η_u [-]	0,8663	0,9581	0,9540	0,9540	0,9540	0,9540	0,9540	0,9539
ξ_{ok} [-]	0,0715	0,0583	0,0541	0,0498	0,0454	0,0410	0,0366	0,0322
ξ_{ve} [-]	0,0002	/	/	/	/	/	/	/
ξ_{vl} [-]	0,0263	/	/	/	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	0,0013	/	/	/	/	/	/	/
$\xi_{\check{c}o}$ [-]	0,0070	/	/	/	/	/	/	/
ξ_v [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
η [-]	0,7600	0,8998	0,8999	0,9042	0,9086	0,9130	0,9174	0,9218

Tab. 34: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 8 až 15 – část 1

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	15
D [m]	1,090	1,110	1,130	1,150	1,170	1,190	1,210	1,230
R [-]	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500
u [m/s]	171,200	174,400	177,500	180,600	183,800	186,900	190,100	193,200
c ₀ [m/s]	91,600	93,320	95,030	96,740	98,450	100,200	101,900	103,600
c _{ad,1} [m/s]	244,600	249,100	253,600	258,100	262,500	267,000	271,500	276,000
c ₁ [m/s]	239,700	244,100	248,500	252,900	257,300	261,700	266,100	270,500
w ₁ [m/s]	93,320	95,030	96,740	98,450	100,200	101,900	103,600	105,300
w _{ad,2} [m/s]	244,600	249,100	253,600	258,100	262,500	267,000	271,500	276,000
w ₂ [m/s]	239,700	244,100	248,500	252,900	257,300	261,700	266,100	270,500
c ₂ [m/s]	93,320	95,030	96,740	98,450	100,200	101,900	103,600	105,300
h _a [kJ/kg]	2908,000	2861,000	2811,000	2759,000	2707,000	2653,000	2599,000	2543,000
h _r [kJ/kg]	2883,000	2834,000	2783,000	2731,000	2677,000	2623,000	2567,000	2511,000
h _o [kJ/kg]	2857,000	2807,000	2756,000	2702,000	2648,000	2592,000	2535,000	2478,000
h _e [kJ/kg]	2861,000	2811,000	2759,000	2707,000	2653,000	2599,000	2543,000	2487,000
H _{ad} [kJ/kg]	51,440	53,330	55,270	57,240	59,240	61,270	63,350	65,450
H [kJ/kg]	47,630	49,610	51,620	52,650	53,580	54,500	55,420	56,330
s [kJ/kg·K]	6,560	6,567	6,575	6,583	6,594	6,607	6,624	6,644
p _a [MPa]	1,988	1,571	1,214	0,916	0,677	0,489	0,344	0,236

Tab. 35: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 8 až 15 – část 2

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14	15
p_r [MPa]	1,770	1,384	1,057	0,788	0,576	0,411	0,286	0,193
p_o [MPa]	1,571	1,214	0,916	0,677	0,489	0,344	0,236	0,157
ρ_r [kg/m ³]	8,107	6,675	5,397	4,178	3,164	2,346	1,699	1,199
ρ_o [kg/m ³]	7,392	6,035	4,776	3,653	2,739	2,008	1,437	1,000
l'_r [m]	/	/	/	/	/	/	/	/
l_r [m]	0,0435	0,0510	0,0609	0,0759	0,0968	0,1262	0,1686	0,2312
l_o [m]	0,0478	0,0564	0,0688	0,0868	0,1118	0,1475	0,1994	0,2772
Z_R [kJ/kg]	1,185	1,228	1,273	1,3190	1,365	1,412	1,460	1,508
Z_o [kJ/kg]	1,185	1,228	1,273	1,3190	1,365	1,412	1,460	1,508
Z_v [kJ/kg]	/	/	/	/	/	/	/	/
η_u [-]	0,9539	0,9539	0,9539	0,9539	0,9539	0,9539	0,9539	0,9539
ξ_{ok} [-]	0,0279	0,0239	0,0200	0,0160	0,0126	0,0096	0,0072	0,0053
ξ_{ve} [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
ξ_{vl} [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
$\xi_{\check{c}o}$ [-]	/	/	/	/	/	/	/	/
ξ_y [-]	/	/	/	0,0180	0,0369	0,0548	0,0718	0,0880
η [-]	0,9260	0,9301	0,9339	0,9199	0,9045	0,8895	0,8749	0,8606

Tab. 36: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 16 až 21 – část 1

Stupeň	16	17	18	19	20	21
D [m]	1,250	1,270	1,290	1,310	1,330	1,350
R [-]	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,610
u [m/s]	196,300	199,500	202,600	205,800	208,900	212,100
c ₀ [m/s]	105,300	107,000	108,700	110,400	112,200	113,900
c _{ad,1} [m/s]	280,500	285,000	289,500	294,000	298,500	302,900
c ₁ [m/s]	274,900	279,300	283,700	288,100	292,500	296,900
w ₁ [m/s]	107,000	108,700	110,400	112,200	113,900	115,600
w _{ad,2} [m/s]	280,500	285,000	289,500	294,000	298,500	302,900
w ₂ [m/s]	274,900	279,300	283,700	288,100	292,500	296,900
c ₂ [m/s]	107,000	108,700	110,400	112,200	113,900	115,600
h _a [kJ/kg]	2487,000	2430,000	2372,000	2313,000	2253,000	2193,000
h _r [kJ/kg]	2453,000	2395,000	2336,000	2276,000	2215,000	2153,000
h _o [kJ/kg]	2419,000	2360,000	2300,000	2239,000	2177,000	2092,000
h _e [kJ/kg]	2430,000	2372,000	2313,000	2253,000	2193,000	2120,000
H _{ad} [kJ/kg]	67,590	69,770	71,970	74,220	76,500	101,000
H [kJ/kg]	57,210	58,070	58,900	59,700	60,460	72,480
s [kJ/kg·K]	6,667	6,695	6,728	6,765	6,808	6,858
p _a [MPa]	0,157	0,102	0,063	0,038	0,022	0,012

Tab. 37: Rámcový návrh turbíny pro vysokoteplotní aplikaci RC pro stupně 16 až 21 – část 2

Stupeň	16	17	18	19	20	21
p_r [MPa]	0,127	0,080	0,049	0,029	0,016	0,009
p_o [MPa]	0,102	0,063	0,038	0,022	0,012	0,005
ρ_r [kg/m ³]	0,822	0,546	0,350	0,216	0,127	0,071
ρ_o [kg/m ³]	0,675	0,441	0,277	0,167	0,096	0,044
l'_r [m]	/	/	/	/	/	/
l_r [m]	0,3265	0,4762	0,7201	1,1330	1,8640	3,2200
l_o [m]	0,3974	0,5896	0,9083	1,4600	2,4570	5,1930
Z_R [kJ/kg]	1,558	1,608	1,659	1,711	1,764	1,817
Z_o [kJ/kg]	1,558	1,608	1,659	1,711	1,764	1,817
Z_v [kJ/kg]	/	/	/	/	/	6,679
η_u [-]	0,9539	0,9539	0,9539	0,9539	0,9539	0,8979
ξ_{ok} [-]	0,0037	0,0026	0,0017	0,0011	0,0007	0,0004
ξ_{ve} [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_{vi} [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_{vk} [-]	/	/	/	/	/	/
$\xi_{\dot{c}o}$ [-]	/	/	/	/	/	/
ξ_y [-]	0,1037	0,1190	0,1339	0,1485	0,1629	0,1802
η [-]	0,8464	0,8324	0,8183	0,8043	0,7903	0,7174

4.6. Srovnání vysokoteplotních aplikací z rámcového návrhu turbín

V této části jsou obě vysokoteplotní aplikace porovnány z hlediska návrhu turbíny. V tab. 38 jsou shrnuty základní charakteristiky turbín pro obě uvažovaná zapojení.

Z tab. 38 lze konstatovat, že turbíny pro obě uvažované aplikace, dosahují podobných účinností. U KC dosahuje účinnost regulačního stupně vyšších hodnot nežli u RC. RC však dosahuje vyšších účinností ve stupňové části. Z hlediska středních průměrů kol jsou obě uvažovaná zapojení taktéž podobná. Turbína pro vysokoteplotní KC má však výrazně méně stupňů a významně kratší lopatky. U vysokoteplotní aplikace KC je rozmezí délek lopatek významně větší a u posledních stupňů dosahují délky lopatek i několika metrů. To je však nereálné a v tomto případě by bylo potřeba sofistikovanějšího řešení a například použití více paralelních dílů turbín.

Tab. 38: Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska rámcového návrhu turbín

	KC	RC
Počet stupňů	9	22
Typ použitých stupňů	RS a PS	RS a PS
Rozmezí středních průměrů kol	0,85-1,50 [m]	0,95-1,45 [m]
Rozmezí délek lopatek	0,02-0,11 [m]	0,02-5,1 [m]
Použití částečného ostříku	ANO	ANO
Výsledná účinnost regulačního stupně	76,54 %	76,00 %
Průměrná výsledná účinnost stupňové části	86,02 %	87,68 %
Celková účinnost turbín	84,66 %	87,05 %

4.7. Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska předběžného výpočtu sumární plochy výměníků

V této části jsou obě vysokoteplotní aplikace porovnány z hlediska sumární plochy výměníků. Výpočet ploch jednotlivých výměníků byl zjednodušen následujícími způsoby. Všechny tepelné výměníky byly zjednodušeně uvažovány jako deskové, a to včetně výparníku i kondenzátoru. Pro všechny výměníky byla použita zvolená hodnota součinitele prostupu tepla skrze teplosměnnou plochu $K = 7 [kW/m^2 \cdot K]$. Výsledné sumární plochy pro vysokoteplotní aplikace jsou shrnuty v tab. 39.

Z tab. 39 je patrné, že vysokoteplotní aplikace RC je výrazně náročnější z hlediska požadavku na sumární plochu všech výměníků nežli KC. Z tohoto hlediska je tedy vysokoteplotní aplikace KC výhodnější. Sumární plochy pro vysokoteplotní aplikace jsou menší než sumární plochy u nízkoteplotních aplikací, a to z důvodu zvoleného průtoku. Pro modelové výpočty vysokoteplotních aplikací byl zvolen průtok pracovní látky 1 kg/s. U nízkoteplotních aplikací byl zvolen při modelových výpočtech průtok geotermální vody 20 kg/s a hmotnostní průtok pracovní látky byl následně dopočítán.

Určení předaného tepla ve výměníku:

$$Q[i] = \dot{m}[i] \cdot (h_{out}[i] - h_{in}[i]) \quad (4.45)$$

Určení teplosměnné plochy výměníku:

$$Q[i] = K[i] \cdot S[i] \cdot \Delta t[i] \quad (4.46)$$

$$S[i] = \frac{Q[i]}{K[i] \cdot \Delta t[i]} \quad (4.47)$$

Tab. 39: Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska sumárních ploch výměníků

	KC	RC
$S_{SUM}[m^2]$	20,947	33,870

4.8. Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska komplexity

V této části jsou obě vysokoteplotní aplikace porovnány z hlediska komplexity, tedy složitosti jednotlivých systémů. V tab. 40 jsou shrnuty použité komponenty a jejich počet v daném zapojení.

Na základě tab. 40 lze konstatovat, že jednodušším systémem pro vysokoteplotní aplikace z hlediska komplexity je RC pro vysokoteplotní aplikace. Vysokoteplotní RC má, co do počtu komponent, pouze o jednu komponentu méně, je však jednodušší také z hlediska různorodosti použitých komponent.

Tab. 40: Srovnání vysokoteplotních aplikací z hlediska komplexity

Komponenta	KC		RC	
	ANO	1x	ANO	1x
Výparník	ANO	1x	ANO	1x
Separátor	ANO	1x	NE	-
Turbína	ANO	1x	ANO	1x
Generátor	ANO	1x	ANO	1x
Kondenzátor	ANO	2x	ANO	1x
Rekuperátor	ANO	4x	ANO	8x
Kondenzátní čerpadlo	ANO	2x	ANO	1x
Napájecí čerpadlo	NE	-	ANO	1x
Směšovač	ANO	2x	NE	-
Rozdělovač	ANO	1x	NE	-
Škrtící ventil	ANO	1x	NE	-
Napájecí nádrž	NE	-	ANO	1x

5. Závěr

Cílem první části této práce, tedy kapitoly 1. Teoretický popis, bylo především vytvořit ucelený souhrn všech dohledatelných zapojení pracujících na principu KC. V úvodu této kapitoly se práce věnuje obecnému teoretickému popisu KC a principu jeho fungování. V další části, která je zároveň nejdelším úsekem této kapitoly, se práce věnuje jednotlivým možnostem zapojení KC pro různé aplikace. V závěru první kapitoly je diskutována problematika návrhu a provozu existujících zařízení, pouze však v rámci veřejně dohledatelných informací, které se ukázaly jako velmi omezené.

V následující kapitole 2. Modelové výpočty KC a jeho alternativ, se práce věnuje modelovým výpočtům nízkoteplotních a vysokoteplotních aplikací KC, ORC a RC. K vytvoření modelových výpočtů bylo využito softwarového rozhraní EES.

Pro všechny nízkoteplotní aplikace byl uvažován stejný zdroj tepla, kterým byla zvolena geotermální voda o teplotě 200 °C a hmotnostním průtok 20 kg/s. Zároveň byla pro všechny tři nízkoteplotní aplikace zvolena teplota chladící vody 20 °C. Pomocí výpočtů popsaných v jednotlivých podkapitolách bylo dosaženo výsledků, které jsou shrnuty v tab. 9. Z hodnot získaných v jednotlivých výpočtech lze konstatovat, že pro daný zdroj tepla a při uvažování daných způsobů zapojení, je nejvýhodnější využít nízkoteplotní aplikace ORC. Pro nízkoteplotní aplikaci ORC bylo při výpočtech dosaženo nejvyšších účinností i nejvyššího čistého výkonu. Pomocí nízkoteplotní aplikace KC bylo dosaženo podobného čistého výkonu, avšak nebylo dosaženo tak vysokých účinností. Nízkoteplotní aplikace RC v oblasti účinností samotného cyklu sice příliš nezaostávala, nicméně získaný čistý výkon je výrazně nižší nežli u KC a ORC.

Pro vysokoteplotní aplikace byl uvažován taktéž stejný zdroj tepla, kterým však byla zvolena solární energie. Respektive centrální solární přijímač, na který je pomocí soustavy heliocentrických zrcadel koncentrováno sluneční záření. V centrálním solárním přijímači dochází k ohřevu sekundárního teplotního média, kterým byla zvolena směs roztavených solí NaNO₃-KNO₃, přičemž jejich poměr je 60 % NaNO₃ a 40 % KNO₃. Zvolena byla rovněž teplota roztavených solí na vstupu do výparníku 500 °C a na výstupu z výparníku 300 °C. Dále byl zvolen hmotnostní průtok pracovního média primárního okruhu, který byl stanoven pro zjednodušení na 1 kg/s. Při těchto podmínkách a pro uvažované způsoby zapojení bylo dle očekávání dosaženo výrazně lepších účinností a

výkonu u vysokoteplotní aplikace RC. Tyto vypočtené hodnoty potvrdily, že vysokoteplotní aplikace KC není z hlediska získaných výkonů a dosažených účinností tak perspektivní, jako v oblasti nízkoteplotní aplikace. Získané hodnoty výkonů a účinností pro vysokoteplotní aplikace jsou shrnuty v tab. 14.

V kapitole 3. Požadavky na realizaci KC a jeho alternativ, která uzavírá tuto práci, jsou srovnány jednotlivé nízkoteplotní a vysokoteplotní aplikace z hlediska rámcového návrhu turbíny, z hlediska sumární plochy výměníků a z hlediska komplexity jednotlivých zapojení.

V rámcovém návrhu turbín pro nízkoteplotní aplikace byl pro všechny tři návrhy uvažován výkon na svorkách generátoru 1 MW a otáčky turbíny 3000 min^{-1} . Návrh rovnotlakého a přetlakových turbínových stupňů je obecně popsán v úvodu kapitoly 3. Požadavky na realizaci KC a jeho alternativ. Při použití těchto návrhových podmínek a uvedeného postupu bylo dosaženo parametrů turbín, které jsou zjednodušeně shrnuty v tab. 25. Nízkoteplotní aplikace byly dále srovnány na základě sumárních ploch výměníků v tab. 26 a z hlediska komplexity daného zapojení v tab. 27. Z hlediska všech třech porovnávacích kritérií bylo pro daný zdroj tepla nejméně vyhovující uvažované zapojení nízkoteplotního RC. Z hlediska návrhu turbíny by bylo výhodnější využít nízkoteplotního KC oproti ORC kvůli malému počtu turbínových stupňů, nicméně z hlediska sumárních ploch všech výměníků a z hlediska komplexity je výhodnější využít nízkoteplotní aplikace ORC.

V rámcovém návrhu turbín pro vysokoteplotní aplikace byl pro oba návrhy uvažován výkon na svorkách generátoru 100 MW a otáčky turbíny 3000 min^{-1} . Princip návrhu rovnotlakého a přetlakového turbínového stupně byl totožný, jako u nízkoteplotních aplikací. Při použití těchto návrhových podmínek a uvedeného postupu bylo dosaženo parametrů turbín, které jsou zjednodušeně shrnuty v tab. 38. Vysokoteplotní aplikace byly podobně jako nízkoteplotní dále srovnány na základě sumárních ploch výměníků v tab. 39 a z hlediska komplexity daného zapojení v tab. 40. Z hlediska návrhu turbíny by bylo výhodnější využít vysokoteplotního KC oproti RC kvůli malému počtu turbínových stupňů, stejně tak i z hlediska sumárních ploch všech výměníků. Z hlediska komplexity je však výhodnější využít vysokoteplotní aplikace RC.

V závislosti na výsledcích získaných z modelových výpočtů a z jednotlivých srovnání lze konstatovat, že pro nízkoteplotní aplikace by pro daný zdroj tepla a uvažované způsoby zapojení jednotlivých cyklů bylo nejvýhodnější využít zapojení pro nízkoteplotní aplikaci ORC. Při použití nízkoteplotního ORC lze dosáhnout nejlepších účinností a získat nejvyšší čistý výkon, zároveň se jedná o nejjednodušší zapojení ze všech tří uvažovaných nízkoteplotních aplikací a také z hlediska sumárních ploch všech výměníků je nejvýhodnější.

Dále lze v závislosti na výsledcích získaných z modelových výpočtů a z jednotlivých srovnání konstatovat, že pro vysokoteplotní aplikace by pro daný zdroj tepla a uvažované způsoby zapojení obou cyklů bylo výhodnější využít zapojení pro vysokoteplotní aplikaci RC. Při použití vysokoteplotního RC lze dosáhnout nejlepších účinností a získat nejvyšší čistý výkon. Z hlediska sumárních ploch výměníků a rámcového návrhu turbíny by sice bylo vhodnější využít vysokoteplotní KC, avšak rozdíl v účinnostech a získaném čistém výkonu je poměrně velký. Zároveň je RC vhodnější i z hlediska complexity.

V určitých případech by mohla být významným rozhodovacím kritériem také kompaktnost jednotky KC, tedy v případech, kdy je požadavek na malá a kompaktní zařízení.

Bibliografie

- [1] KALINA, Dr. Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. *The American Society of Mechanical Engineers: Exergy, Inc.* [online]. Houston, Texas, 1983, , 5 [cit. 2018-08-27]. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=2210709>
- [2] KALINA, Alexander. New Binary Geothermal Power System. In: *Pangea Stanford* [online]. Belmont, California, USA: Kalex, LLC, 2003 [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: <https://pangea.stanford.edu/ERE/pdf/IGAstandard/Russia/IGW2003/W00024.PDF>
- [3] OGRISECK, Sirko. *Integration of Kalina Cycle in a Combined Heat and Power Plant, A Case Study: Elsevier* [online]. b.r., , 29 [cit. 2018-04-29]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2009.02.006. Dostupné z: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00556850/document>
- [4] KARIMI, Munawar. Thermodynamic Analysis of Kalina Cycle. *International Journal of Science and Research (IJSR)* [online]. Delhi, India, 2016, **2016**, 7 [cit. 2018-04-28]. ISSN 2319-7064. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/300290650_Thermodynamic_Analysis_of_Kalina_Cycle
- [5] NOVOTNÝ, Václav a Michal KOLOVRATNÍK. Absorption power cycles for low-temperature heat sources using aqueous salt solutions as working fluids. *International Journal of Energy Research 41.7 (2017)* [online]. 2017, , 952-975 [cit. 2019-05-25]. Dostupné z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/epdf/10.1002/er.3671>

- [6] MACWAN, Sunil. The Kalina Cycle: A Major Breakthrough in Efficient Heat to Power Generation. *CHP2013 & WHP2013 Conference and Trade Show* [online]. 2013, **2013**, 25 [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: http://www.heatispower.org/wp-content/uploads/2013/11/Recurrent-Eng-macwan_chp-whp2013.pdf
- [7] Comparison of Rankine Heat Cycle and Kalina Heat Cycle. In: *Learn Engineering* [online]. b.r. [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: https://3.bp.blogspot.com/-lb0EF8mncjY/UPPgLRi86hl/AAAAAAAAABB0/WtyagcYGxJ4/s1600/2_TS_average.gif
- [8] XINXIN, Zhang, He MAOGANG a Zhang YING. A review of research on the Kalina cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, PR China, 2012, , 10 [cit. 2018-08-27]. Dostupné z: https://ac.els-cdn.com/S1364032112003747/1-s2.0-S1364032112003747-main.pdf?_tid=a5322cf7-6d10-4e63-b432-b2ca4bdaef8c&acdnat=1535384957_4e2d8b50b20426773637a43ac5cbb26c
- [9] ZHIWEI, Ma, Bao HUASHAN a Anthony ROSKILLY. Principle investigation on advanced absorption power generation cycles. *Energy Conversion and Management* [online]. Sir Joseph Swan Centre for Energy Research, Newcastle University, Newcastle-upon-Tyne NE1 7RU, UK, 2017, , 14 [cit. 2019-05-26]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/314289591_Principle_investigation_on_advanced_absorption_power_generation_cycles
- [10] *Direct fired power cycle*. 1987. USA. 4,732,005 US4732005A. Uděleno 22.3.1988. Zapsáno 17.2.1987.

- [11] CAO, Liyan, Jiangfeng WANG a Yiping DAI. Thermodynamic analysis of a biomass-fired Kalina cycle with regenerative heater. *Elsevier* [online]. 2014, , 11 [cit. 2018-08-22]. Dostupné z: https://ac.els-cdn.com/S0360544214011153/1-s2.0-S0360544214011153-main.pdf?_tid=71a7fa70-1289-4bbf-a3f8-afb0af78385d&acdnat=1534959226_8f695d3fc2f6a9ae389fe4dd9dd83c7b
- [12] OLSSON, E., U. DESIDERI, S. STECCO a G. STEVBERG. An Integrated Gas Turbine-Kalina Cycle for Cogeneration. *Royal Institute of Technology: Department of Heat Technology* [online]. S-100 44 Stockholm, Sweden, b.r., , 6 [cit. 2018-08-22]. Dostupné z: <https://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/data/Conferences/ASMEP/82853/V003T08A004-91-GT-202.pdf>
- [13] PAN, Zhao, Wang JIANGFENG a Dai JIPING. Thermodynamic analysis of an integrated energy system based on compressed air energy storage (CAES) system and Kalina cycle. *Energy Conversion and Management* [online]. 2015, , 12 [cit. 2018-08-29]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193309001900>
- [14] LARSEN, Ulrik, Nquyen TUONG-VAN, Thomas KNUDSEN a Fredrik HAGLIND. System analysis and optimisation of a Kalina split-cycle for waste heat recovery on large marine diesel engines. *Energy* [online]. Section of Thermal Energy, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, Building 403, Nils Koppels Allé, 2800 Kongens Lyngby, Denmark, 2013, , 11 [cit. 2018-08-29]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544213009213>
- [15] ARSLAN, Oguz. Power generation from medium temperature geothermal resources: ANN-based optimization of Kalina cycle system-34. *Energy* [online]. Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Dumlupinar University, 43270 Kutahya, Turkey, 2011, , 7 [cit. 2018-08-31]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544211000685>

- [16] NAM JIN, Kim, Kim CHOONG NG a Chun WONGEE. Using the condenser effluent from a nuclear power plant for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC). *International Communications in Heat and Mass Transfer* [online]. College of Engineering, Cheju National University, Cheju, 690-756, South Korea, 2009, , 6 [cit. 2018-08-31]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193309001900>
- [17] CAO, Liyan, Jiangfeng WANG, Hongyang WANG, Zhao PAN a Dai YIPING. Thermodynamic analysis of a Kalina-based combined cooling and power cycle driven by low-grade heat source. *Applied Thermal Engineering* [online]. Institute of Turbomachinery, State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China, 2016, , 12 [cit. 2018-08-31]. Dostupné z: https://ac.els-cdn.com/S1359431116316970/1-s2.0-S1359431116316970-main.pdf?_tid=61b9d759-c9ee-4e4a-acb0-2c69491ab263&acdnat=1535730272_2c80bd76a7951ecb54a1203c7b482482
- [18] SENDEKU AJOU, Dereje. *Combined Absorption Power and Refrigeration Systems Driven by Low and Mid-grade Heat Sources*. Tarragona, 2014. DOCTORAL THESIS. Universitat Rovira i Virgili. Vedoucí práce Prof. Dr. Alberto Coronas, Dr. Joan Carles Bruno.
- [19] Kalina Cycle power systems in waste heat recovery applications. *Global Cement* [online]. 2012, **2012**, 1 [cit. 2019-05-25]. Dostupné z: <http://www.globalcement.com/magazine/articles/721-kalina-cycle-power-systems-in-waste-heat-recovery-applications>
- [20] WHITTAKER, Peter. *Corrosion in the Kalina cycle: An investigation into corrosion problems at the Kalina cycle geothermal power plant in Húsavík, Iceland*. Akureyri, Island, 2009. Diplomová práce. RES | the School for Renewable Energy Science. Vedoucí práce Ásbjörn Einarsson, Gestur Bardarson, Sigurpáll Asgeirsson.

- [21] SARKAR, Dipak. *Thermal power plant: design and operation*. Boston: Elsevier, 2015. ISBN 978-0-12-801575-9.
- [22] DIPIPO, Ronald. *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*. Third Edition. 225 Wyman Street, Waltham, MA 02451, USA: Elsevier Ltd., 2012. ISBN 978-0-08-098206-9.
- [23] BHATIA, S. *Advanced renewable energy systems*. New Delhi: Woodhead Publishing India, 2014. Woodhead Publishing India in energy. ISBN 978-1-78242-269-3.
- [24] MATOUŠ, Petr. *Akumulace elektrické energie do roztavených solí*. Praha, 2018. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav energetiky. Vedoucí práce Ing. Václav Novotný.
- [25] MODI, Anish a Fredrik HAGLIND. Thermodynamic optimisation and analysis of four Kalina cycle layouts for high temperature applications. *Elsevier* [online]. 2014, **2014**, 10 [cit. 2019-05-26]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114010801>

Seznam příloh

Příloha 1 – Modelové výpočty

48 stran