

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ  
PRÁCE**

**2021**

**ALBERT  
VOCEL**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vocel** Jméno: **Albert** Osobní číslo: **482416**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Základní návrh a bilance technologie geotermální elektrárny pro tekutiny s nadkritickými parametry**

Název bakalářské práce anglicky:

**Basic Design and Balance of a Power Plant for Geofluids at Supercritical Conditions**

Pokyny pro vypracování:

Cílem práce je variantní základní návrh řazení technologie elektrárny pro geotermální tekutiny s danými superkritickými parametry a provedení bilančního porovnání navržených variant z pohledu měrného svorkového výkonu a účinnosti využití geotermálního zdroje.

Práce bude obsahovat:

- rešerši problematiky geotermálních zdrojů se superkritickými parametry,
- variantní základní návrh tepelného schématu geotermální elektrárny,
- bilanční výpočet navržených variant pro následující parametry geotermální tekutiny na výstupu z produkčního vrtu:  $p = 25 \text{ MPa}$ ;  $t = 400 \text{ °C}$ ; složení – H<sub>2</sub>O; jednotkový průtok  $m = 1 \text{ kg/s}$ ,
- porovnání navržených variant,
- závěrečný souhrn poznatků a doporučení.

Další zadané hodnoty: teplota kondenzace  $t_k = 40 \text{ °C}$ ; vnitřní účinnost turbín  $\eta_i = 0.8$ ; maximální přípustná vlhkost páry expandující v turbínách  $y_{\max} = 0.12$ .

Seznam doporučené literatury:

DiPippo, R.: Geothermal Power Plants, 4th Edition  
další dle pokynů vedoucího práce v průběhu řešení

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc., ústav energetiky FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **21.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2022**

prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

## Prohlášení

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

V Praze dne 1. 6. 2021

Albert Vocel

## Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Albert Vocel
<b>Název BP:</b>	Základní návrh a bilance technologie geotermální elektrárny pro tekutiny s nadkritickými parametry
<b>Anglický název:</b>	Basic Design and Balance of a Power Plant for Geofluids at Supercritical Conditions
<b>Akademický rok:</b>	2020/2021
<b>Ústav:</b>	Ústav energetiky 12115
<b>Vedoucí BP:</b>	prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 58 Počet obrázků: 54 Počet tabulek: 7 Počet příloh: 0
<b>Klíčová slova:</b>	Geotermální elektrárna, GTE, základní návrh, bilance, nadkritické parametry, superkritické parametry, organický Rankinův cyklus, ORC
<b>Keywords:</b>	Geothermal power plant, basic design, balance, supercritical conditions, SCC, organic Rankine cycle, ORC
<b>Anotace:</b>	Předmětem této bakalářské práce je variantní návrh možných zapojení technologie geotermální elektrárny využívající zdroj poskytující médium o daných superkritických parametrech, které je pro zjednodušení nahrazeno vodou. Výhodiskem je řešerše zaměřená na geotermální energii, její zdroje a způsoby jejího využití. Pozornost je rovněž věnována tekutinám v superkritickém stavu. V návrhové části jsou uvedeny tři varianty zapojení technologie. Pro tyto varianty jsou provedeny bilanční výpočty s využitím softwaru Matlab a CoolProp. Navržené varianty jsou porovnány z hlediska dosaženého výkonu, resp. účinnosti využití geotermálního zdroje.
<b>Abstract:</b>	Goal of this thesis is to design and balance geothermal power plant suitable for geofluid at given supercritical conditions. There are several variants considered, balanced and compared to each other. The research part of this thesis is focused on geothermal energy, its sources and their utilization as well as (geo)fluids at supercritical conditions.



## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu prof. Ing. Michalu Kolovratníkovi, CSc. za rady a podnětné připomínky, kterými mi pomáhal v průběhu práce. Děkuji i všem ostatním, kteří mě při psaní této práce podpořili.

# Obsah

1	Geotermální energie .....	8
1.1	Geotermální tekutina.....	8
1.2	Zdroje geotermální energie .....	8
1.2.1	Hydrotermální zdroje.....	8
1.2.2	Horké suché horniny.....	8
1.2.3	Nekonvenční geotermální zdroje.....	9
1.3	Geotermální elektrárny .....	9
1.3.1	Dry steam.....	9
1.3.2	Flash steam.....	10
1.3.3	Binary cycle.....	13
1.4	Využití geotermální energie ve světě.....	15
1.5	Využití geotermální energie v ČR.....	16
2	Superkritická tekutina.....	16
2.1	Využití superkritických tekutin .....	16
2.2	Přírozené zdroje superkritické vody, resp. geotermální tekutiny .....	17
2.3	Výhody a nevýhody využívání geotermálních tekutin se superkritickými parametry.....	18
2.4	Projekty zkoumající výskyt, vlastnosti a možnosti využití superkritické geotermální tekutiny.....	18
2.4.1	Projekty realizované v oblasti Larderello v Itálii.....	18
2.4.2	Islandské projekty.....	19
2.4.3	Projekty v USA.....	20
2.4.4	Výzkum prováděný v Mexiku .....	20
2.4.5	Novozélandský projekt Hotter a Deeper .....	21
2.4.6	Projekt v Keni.....	21
2.5	Technologie pro využití superkritických geotermálních tekutin.....	21
3	Zadání a předpoklady.....	25
3.1	Shrnutí zadaných vstupních parametrů .....	25
3.2	Rozbor zadání.....	25
3.3	Přijatá zjednodušení a předpoklady.....	26
4	Varianta A –referenční expanze .....	27
4.1	Popis zapojení technologie.....	27
4.2	Zvolené hodnoty.....	27
4.3	Postup řešení.....	27
4.4	Získané výsledky.....	28
5	Varianta B – varianta se dvěma přehřátími, bez využití separátoru.....	29
5.1	Popis zapojení technologie.....	29
5.2	Zvolené hodnoty.....	30
5.3	Postup řešení.....	30
5.4	Analýza získaných závislostí .....	34
5.5	Maximální výkon varianty B.....	37
6	Varianta C – varianta se dvěma přehřátími, s využitím separátoru.....	41
6.1	Popis zapojení technologie.....	41
6.2	Zvolené hodnoty.....	41
6.3	Postup řešení.....	42
6.4	Analýza získaných závislostí .....	45
6.5	Maximální výkon varianty C.....	47
7	Porovnání navržených variant.....	51
8	Závěrečný souhrn poznatků a doporučení.....	52
9	Reference.....	53

# Seznam symbolů, indexů a zkratk

## Symbols

$t$	teplota	(°C)
$h$	měrná entalpie	(kJ/kg)
$\dot{m}$	hmotnostní tok	(kg/s)
$\eta$	účinnost	(1)
$P$	výkon	(kW)
$s$	měrná entropie	(kJ/kgK)
$y$	vlhkost páry	(1)
$p$	tlak	(Pa)
$PP$	rozdíl teplot v pinch pointu	(°C)
$\dot{Q}$	tepelný tok	(kW)

## Indexy

$P1$	čerpadlo $P1$
$P2$	čerpadlo $P2$
$T1$	díl $T1$ turbíny $T$
$T2$	díl $T2$ turbíny $T$
$T3$	díl $T3$ turbíny $T$
$T4$	turbína $T4$
$1, 2, \dots$	vztahující se k příslušnému stavu média
$i$	vnitřní
$k$	kondenzační
$n$	normální
$sv$	svorkový
$AM$	asynchronní motor
$FM$	frekvenční měnič
$M$	mechanický
$G$	generátor
$P$	příkon
$max$	maximální
$ORC$	ORC okruh

## Zkratky

$ORC$	Organický Rankinův cyklus
$HDR$	Hot Dry Rock
$EHS$	Enhanced Geothermal System
$NCG$	Non-Condensable Gas
$HPS$	High-Pressure Separator
$LPS$	Low-Pressure Separator
$IDDP$	Icelandic Deep Drilling Project
$JE$	Jaderná elektrárna
$PWR$	Pressurized-Water Reactor

# 1 Geotermální energie

Geotermální energie je přirozeným projevem tepelné energie zemského jádra. [1] Zemská kůra tuto energii získala již při formování Země a v současné době ji získává také z radioaktivního rozpadu některých prvků, například draslíku, thoria a uranu, a třením v oblastech styku litosférických desek. [2] S rostoucí hloubkou pod povrchem se současně zvyšuje i teplota horniny. Geotermický gradient vyjadřuje, o kolik stupňů vzroste teplota na kilometr hloubky. Jeho hodnota se liší v závislosti na hloubce a zeměpisné poloze, kdy nejvyšší hodnoty nabývá ve vulkanicky aktivních oblastech, a naopak nejnižších hodnot dosahuje ve starých konsolidovaných strukturách. Jeho průměrná hodnota je 30 °C/km. [3]

Pokusy o využití této energie se datují již do paleolitu, kdy geotermální tekutina byla využívána ke koupání. Nejstarším dochovaným důkazem o využití této energie je termální bazén na hoře Li v Číně [4] a nejstarší geotermální elektrárna je italská elektrárna Larderello uvedená do provozu v roce 1913, přičemž tamní komplex 34 elektráren má v současnosti celkový instalovaný výkon 800 MWe. [5]

## 1.1 Geotermální tekutina

Geotermální tekutiny zpravidla neobsahují pouze vodu, ale i v ní rozpuštěné minerály, jejichž koncentrace může někdy přesahovat hodnotu 300 000 mg/l. Rozpuštěnými látkami s největší koncentrací bývají chlor, sodík, oxid křemičitý vápník nebo draslík. [6] Další nezanedbatelnou složkou jsou nekondenzující plyny (NCG), jejichž hmotnostní zlomek se může lišit od jednotek procent až do 25 %. [7] Nejvýznamnějšími z nich jsou oxid uhličitý, jehož uvolňování do ovzduší není žádoucí, nebo například sulfan způsobující povrchovou korozi. [8]

Obsah nekondenzujících plynů v geotermální tekutině není žádoucí, neboť jejich přítomnost s sebou nese řadu negativních vlivů na účinnost i spolehlivost elektrárny. [9]

## 1.2 Zdroje geotermální energie

### 1.2.1 Hydrotermální zdroje

Vhodný hydrotermální zdroj poskytuje horkou geotermální tekutinu a vyhovuje následujícím požadavkům: [10]

1. Poskytuje značné množství tepla.
2. V hloubce existuje propustný rezervoár s dostatečným zdrojem tekutiny.
3. Rezervoár má nepropustné nadloží.
4. Zdroj má schopnost regenerace.

Podle poměru obsahů jednotlivých fází v geotermální tekutině můžeme rozlišovat zdroje poskytující tekutinu s převažující plynou nebo kapalnou složkou. [10] V závislosti na převažující složce, resp. parametrech zdroje se volí vhodná konverzní technologie, jak je naznačeno v kapitole 1.3.

### 1.2.2 Horké suché horniny

Častějším druhem geotermálního zdroje jsou zdroje ve formě ohřáté nepropustné horniny bez přítomnosti vody. Z této charakteristiky vychází jejich

název horké suché horniny (anglicky *Hot Dry Rock*). V případě elektrárny využívající tento zdroj se alternativně hovoří o systému *EGS* (*Enhanced Geothermal System*). Za účelem získávání energie z takového zdroje je nutné nepropustnou horninu rozrušit a vytvořit v ní umělý výměník zavedením vody, nebo jiného teplotněstabilního média. Rozrušení horniny může být provedeno hydraulicky, termálně, nebo chemicky. [11]

Zkoumání možností *EGS* probíhá od 70. let minulého století a zatím se tato technologie jeví jako značný příslib do budoucna i kvůli velkému množství vhodných lokalit. Rizikem spojeným s jejím využitím je možnost vyvolání mikroseismické aktivity. [12]

### 1.2.3 Nekonvenční geotermální zdroje

Dalšími, méně rozšířenými a využívanými geotermálními zdroji, jsou zdroje geotlaké a magmatické. Geotlaké zdroje byly objevené na pobřeží Mexického zálivu a vyznačují se velmi vysokým tlakem, teplotou a obsahem rozpuštěného metanu. V případě magmatických zdrojů je voda vedena pod tlakem přímo k roztavenému magmatu, které se důsledkem toho ochlazuje, tuhne a v důsledku tím vytvořeného napětí na povrchu praská. Těmito prasklinami protéká ohřátá voda, která je následně vedena k povrchu a využívána k výrobě elektrické energie. [10]

## 1.3 Geotermální elektrárny

Pro přeměnu geotermální energie na energii elektrickou se již od roku 1913, kdy byla do provozu uvedena toskánská elektrárna Larderello [13], využívá geotermálních elektráren. [1]

Podle způsobu zapojení můžeme rozlišit tři základní technologie konverze geotermální energie: *Dry steam*, *Flash steam* a *Binary cycle*, přičemž volba vhodné technologie se odvíjí od parametrů geotermální tekutiny poskytované zdrojem. Společným rysem všech zmíněných technologií je konání práce médii expandujícím v turbíně a následná přeměna mechanické energie na energii elektrickou prostřednictvím generátoru. [2]

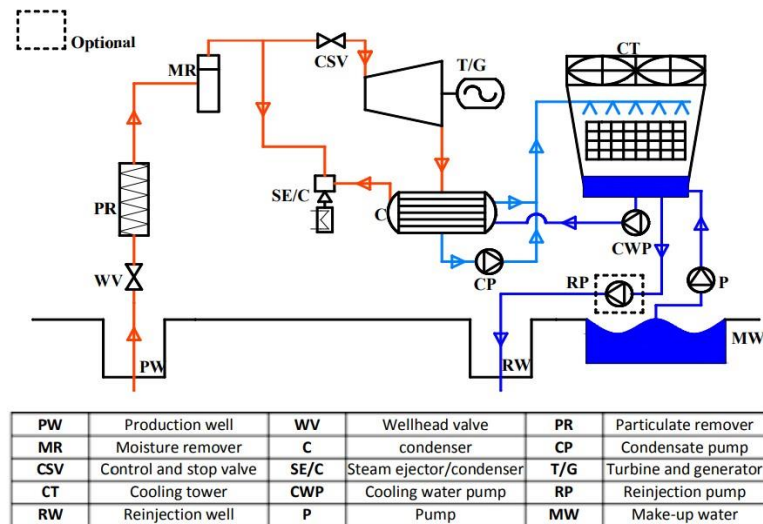
Pro účely hodnocení efektivity geotermální elektrárny je definována účinnost využití geotermálního zdroje  $\eta$  dle rovnice (1.3.1),

$$\eta = \frac{P}{\dot{m} \cdot h} \quad (1.3.1)$$

kde  $P$  je výkon geotermální elektrárny,  
 $\dot{m}$  je hmotnostní tok média z produkčního vrtu a  
 $h$  je měrná entalpie média na výstupu z produkčního vrtu.

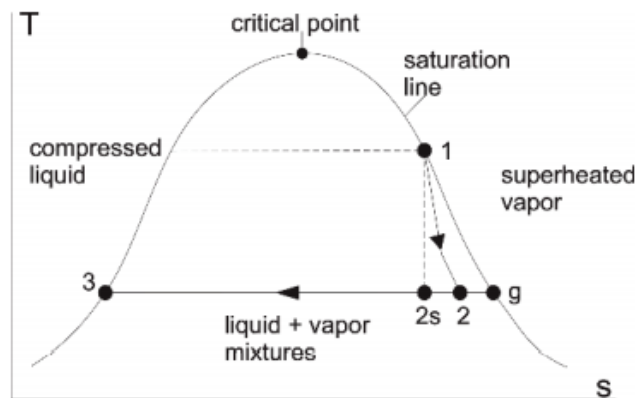
### 1.3.1 Dry steam

Technologie *Dry steam* je vhodná pro zdroje poskytující geotermální médium s převládající plynou složkou. Teplota této páry se pohybuje mezi 180 °C a 300 °C. Schéma zapojení technologie *Dry steam* je na obrázku 1.



Obrázek 1: Schéma zapojení technologie Dry steam [49]

Princip této technologie je následující: Médium je z produkčního vrtu po odstranění nežádoucích fází vedeno do turbíny, v níž expanduje a koná práci. Za turbínu je zařazen kondenzátor zajišťující emisní podtlak a zvyšující měrnou práci turbíny, a tedy i účinnost využití zdroje. V něm pára kondenzuje. Kondenzát je čerpadlem stlačen na atmosférický tlak, a nakonec se vrací injektážním vrtem zpět do země. Účinnost využití geotermálního zdroje se pohybuje mezi 50-65 %. [10] Důležité stavy jsou zobrazeny v T-s diagramu na obrázku 2, kdy stav 1 odpovídá stavu geotermálního média na vstupu do turbíny, stav 2 stavu na výstupu z reálné turbíny a stav 3 stavu na výstupu z kondenzátoru.



Obrázek 2: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii Dry steam [50]

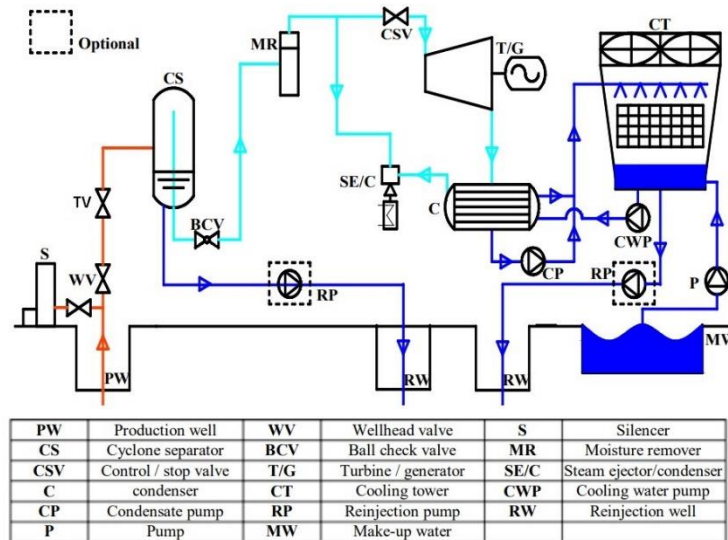
### 1.3.2 Flash steam

Pro zdroje poskytující geotermální médium s převažující kapalnou složkou o vyšší teplotě je používána technologie *Flash steam*, jejíž zjednodušený princip se dá popsat následovně: Médium z produkčního vrtu je škrceno na požadovaný tlak, přičemž klesá jeho vlhkost i teplota. K tomuto poklesu tlaku může docházet i neřízeně ještě ve vrtu pod zemí. Dalším krokem je odloučení plynné a kapalně fáze v separátoru, z něhož je plynná fáze vedena do turbíny, kde expanduje a koná práci. Za turbínu je zařazen kondenzátor zajišťující emisní podtlak a zvyšující měrnou práci turbíny, a tedy i výslednou účinnost využití zdroje.

Zde pára kondenzuje. Kondenzát je čerpadlem stlačen na atmosférický tlak a nakonec se vrací injektážním vrtem zpět do země. [10]

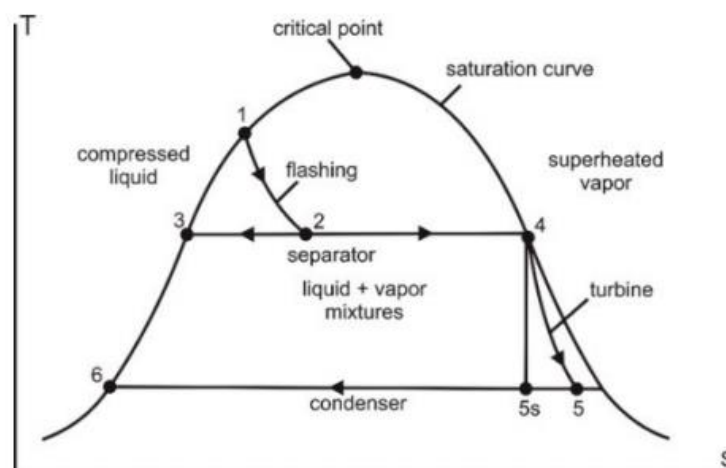
Výše popsaný princip platí pro technologii *Single flash steam* využívaný pro geotermální zdroje poskytující média s teplotou v rozmezí asi 200 °C až 260 °C. [10]

Schéma zapojení této technologie je na obrázku 3.



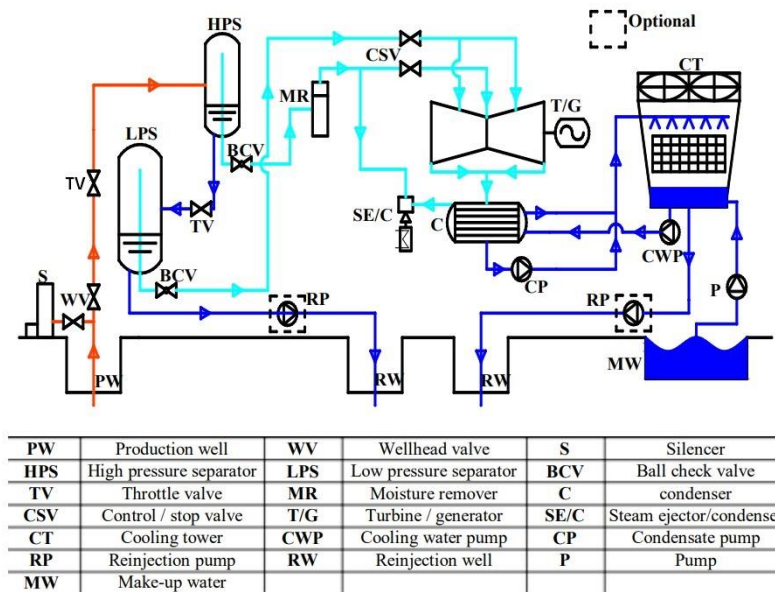
Obrázek 3: Schéma zapojení technologie *Single flash steam* [49]

Změny stavů typické pro technologii *Single flash steam* jsou zakresleny v T-s diagramu viz obrázek 4. Stav 1 odpovídá stavu páry na výstupu z produkčního vrtu v případě, že zdroj poskytuje sytou kapalinu. Stav 2 odpovídá stavu páry po škrcení, stav 3 stavu kapalně fáze oddělené v separátoru, stav 4 stavu admisní páry přiváděné do turbíny, stav 5 stavu páry na výstupu z reálné turbíny a stav 6 stavu páry na výstupu z kondenzátoru.



Obrázek 4: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii *Single flash steam* [50]

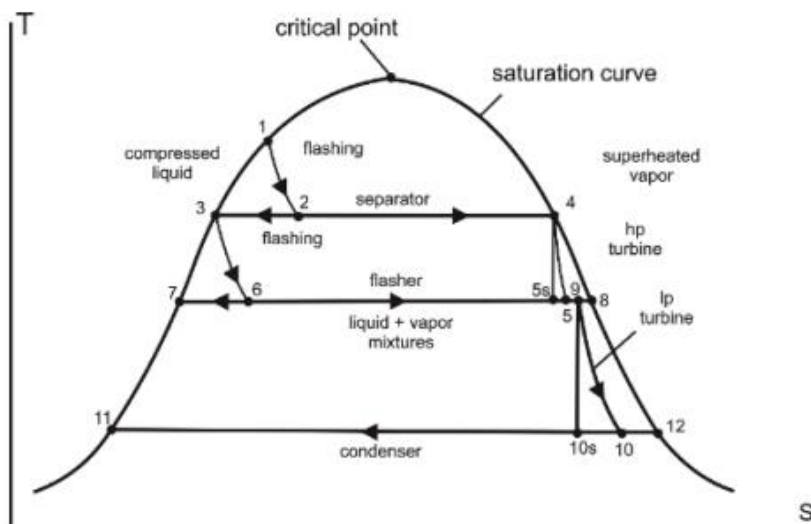
Obdobnou, avšak sofistikovanější metodou konverze geotermální energie je technologie *Double flash steam* používaná pro média o vyšší teplotě (přibližně 240 °C až 320 °C). Jak je z názvů patrné, rozdíl mezi technologiemi *Single* a *Double flash steam* tkví v počtu škrtení. V případě *Double flash steam* se druhé škrtení realizuje pomocí škrtícího ventilu umístěného na potrubí, jímž proudí kapalina z prvního separátoru (*HPS*). Za škrtení je zařazen druhý separátor (*LPS*), z něhož je plynná fáze vedena do nízkotlaké části turbíny, nebo tato pára expanduje samostatně v další turbíně. [10] Schéma této technologie ve variantě s přiváděním páry z druhého škrtení do nízkotlaké části turbíny je na obrázku 5.



Obrázek 5: Schéma zapojení technologie *Double flash steam* [49]

Změny stavů typické pro technologii *Double flash steam* jsou zakresleny v T-s diagramu viz obrázek 6. Jedná se o rovněž o variantu s přiváděním páry z druhého škrtení do nízkotlaké části turbíny. Stav 1-4 jsou totožné s odpovídajícími stavy v případě technologie *Single flash steam*. Stav 5 odpovídá stavu páry po expanzi ve vysokotlaké části reálné turbíny. Stav 6 odpovídá stavu po druhém škrtení, stav 7 stavu kapalně fáze po odloučení v druhém separátoru, stav 8 stavu plynné fáze po odloučení v druhém separátoru. Stav 9 odpovídá stavu smíšené páry před vstupem do nízkotlaké části turbíny, stav 10 stavu páry na výstupu z nízkotlaké části reálné turbíny a stav 11 odpovídá stavu kapaliny na výstupu z kondenzátoru.





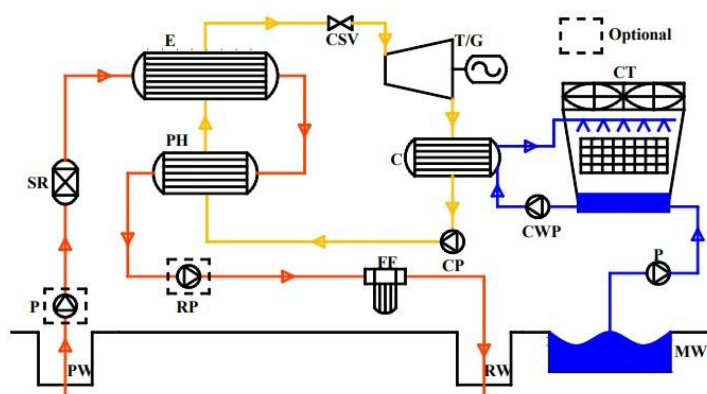
Obrázek 6 T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii Double flash steam [50]

### 1.3.3 Binary cycle

Pro zdroje poskytující geotermální médium s převažující kapalnou složkou o nižší teplotě (asi do 150 °C) je vhodná technologie *Binary cycle*. V tomto případě není médium konajícím práci v turbíně přímo tekutina proudící z produkčního vrtu, ale vhodné médium v sekundárním okruhu ohřívané geotermální tekutinou ve výměnících. [10]

#### 1.3.3.1. Organický Rankinův cyklus

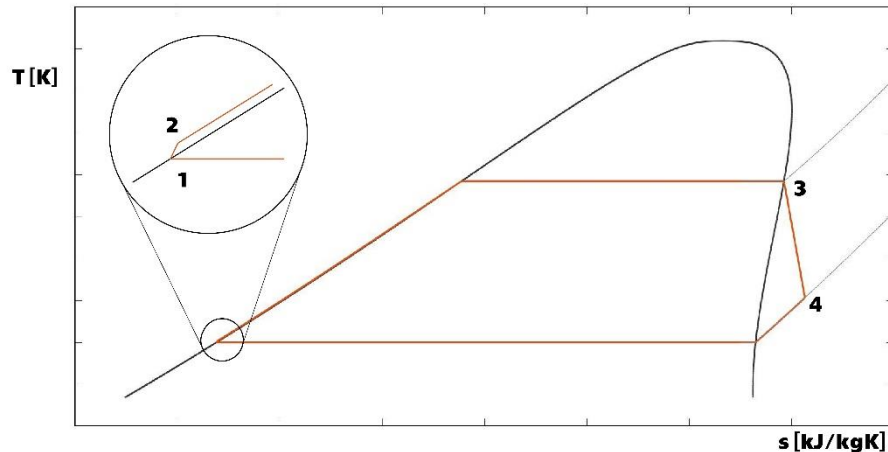
Pracovním médiem cirkulujícím v sekundárním okruhu může být organická sloučenina. V tom případě mluvíme o organickém Rankinově cyklu (ORC). [14] Škála používaných ORC médií je široká, kdy se mezi ně řadí jednoduché (např. izopentan), ale i složitější uhlovodíky (např. R-xxx chladiva). [15] Schéma základního zapojení této technologie je na obrázku 7.



PW	Production well	P	Pump	SR	Sand remover
E	Evaporator	PH	Pre-heater	C	Condenser
CP	Condensate pump	RP	Reinjection pump	FF	Final filter
CSV	Control / stop valve	T/G	Turbine / generator	CWP	Cooling water pump
CT	Cooling tower	RW	Reinjection well	MW	Make-up water

Obrázek 7: Schéma zapojení technologie Binary cycle ve variantě s využitím ORC [49]

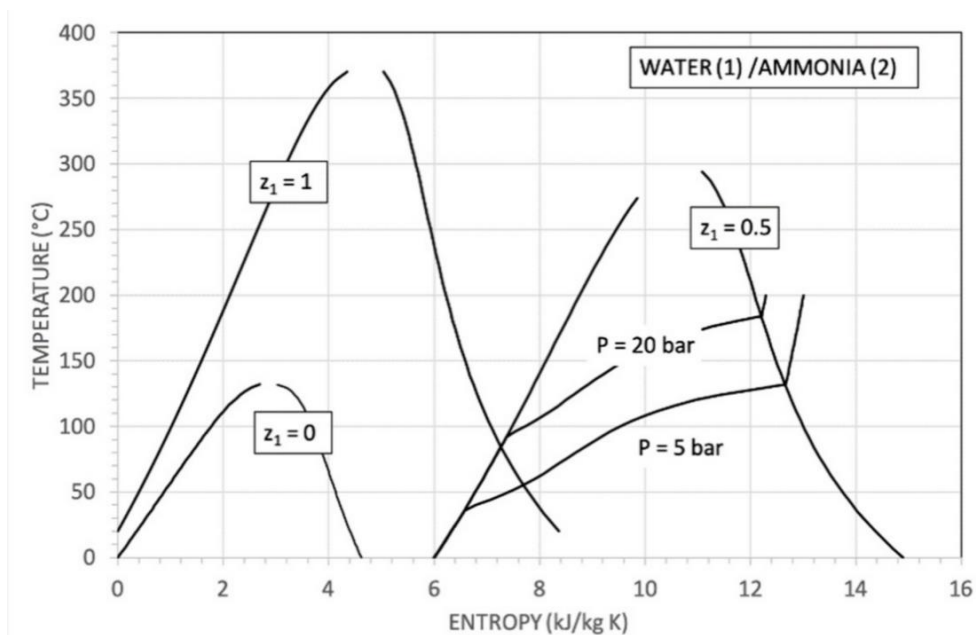
Na obrázku 8, je v T-s diagramu ukázáno základní řazení změn v ORC oběhu. Ten se skládá ze stlačení pracovního média na admisní tlak čerpadlem (změna 1-2), izobarického ohřátí a vypaření média (změna 2-3), kdy topným médiem je geotermální tekutina, expanze páry v turbíně na kondenzační tlak (změna 3-4) a odvodu tepla při tomto tlaku (změna 4-1).



Obrázek 8: T-s diagram ORC média se stavovými změnami odehrávajícími se v ORC oběhu

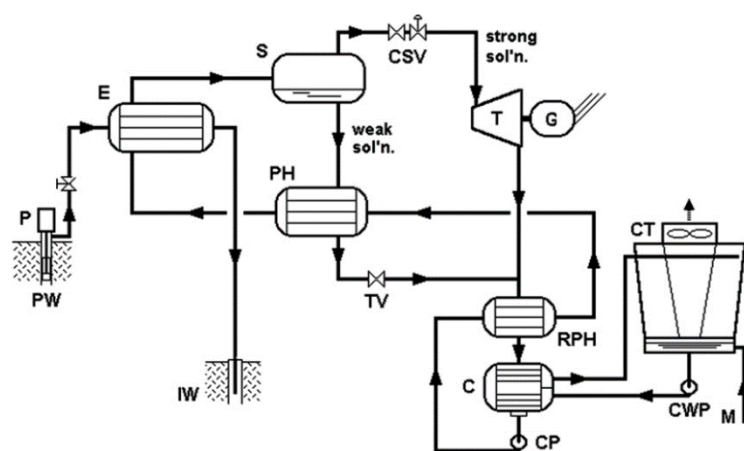
### 1.3.3.2. Kalinův cyklus

V sekundárním okruhu však lze použít i anorganické médium. V případě využití Kalinova cyklu je pracovním médiem dvousložková směs amoniaku a vody vyznačující se proměnlivou teplotou varu, jak je patrné z obrázku 9, kde  $z_1$  značí molární zlomek vody. Vlivem této vlastnosti směsi se zlepšuje tepelný výkon výměníků, a tím i účinnost využití zdroje. Na druhou stranu má křivka syté páry této směsi nepříznivý tvar ( $dT/ds < 0$ ), takže je v některých případech s ohledem na vlhkost emisní páry vhodné zařazení přehříváku páry. [10]



Obrázek 9: T-s diagram vody, amoniaku a jejich směsi [48]

Existují různé varianty Kalinova cyklu. Mezi často používané patří ty, ve kterých se koncentrace složek ve směsi v jednotlivých částech okruhu mění. Turbíně bývá předřazen separátor, ze kterého je do ní vedena plynná fáze bohatší na amoniak buď přímo, nebo přes zařazený přehřívák. Oddělená kapalná fáze přitom slouží k ohřevu kondenzátu a následně je škrcena na kondenzační tlak. Po škrcení je opět smíšena s plynnou fází vystupující z turbíny. Tímto se koncentrace amoniaku ve směsi v porovnání s plynnou fází opět sníží. Tlak syté kapaliny směsi s nižším obsahem amoniaku je při totožné teplotě rovněž nižší, z čehož pramení větší měrná práce konaná v turbíně a další zvýšení účinnosti využití zdroje. Kondenzátoru může být ještě předřazen regenerativní přehřívák ohřívající kondenzát, neboť kondenzace, stejně jako vypařování, neprobíhá při konstantní teplotě. Schéma zapojení této technologie je na obrázku 10. [10]



Obrázek 10: Schéma jednoho z možných zapojení GTE využívající Kalinova cyklu [10]

#### 1.4 Využití geotermální energie ve světě

Geotermální energie je využívána přímo k vytápění, nebo je přeměňována na energii elektrickou určenou k dalšímu využití.

V roce 2019 činil globální instalovaný tepelný výkon 107,7 GW, což představuje 52 % nárůst oproti roku 2015. Státy s nejvyšším instalovaným výkonem jsou aktuálně Čína (40,6 GW), Spojené státy (20,7 GW) a Švédsko (6,7 GW). V přepočtu na 1000 obyvatel má největší instalovaný výkon Island (7 MW/1000 obyvatel), Švédsko (0,67 MW/1000 obyvatel) a Finsko (0,42 MW/1000 obyvatel). Celková spotřeba tepla z geotermálních zdrojů v roce 2019 byla 283,6 TWh, z toho 123,2 TWh připadalo na Čínu a 42,4 TWh na Spojené státy. [16]

V roce 2020 činil celosvětově instalovaný elektrický výkon geotermálních elektráren 15,95 GWe, což představuje asi 27 % nárůst oproti roku 2015. Do roku 2025 by dle předpokladu měl celkový elektrický výkon narůst na 19,36 GWe. Největšími instalovanými výkony geotermálních elektráren disponují Spojené státy (3,7 GWe), Indonésie (2,3 GWe) a Filipíny (1,9 GWe). Geotermální elektrárny ve zmíněném roce vyrobily celkem 95,1 TWh elektrické energie, přičemž první dva státy s největším podílem na této hodnotě odpovídají státům s nejvyššími hodnotami instalovaného výkonu a třetím státem v pořadí byla Keňa. [17]

## 1.5 Využití geotermální energie v ČR

V současné době není v ČR provozována žádná geotermální elektrárna, ačkoliv dle zprávy Nezávislé energetické komise z roku 2008 byla výroba elektrické energie pro rok 2020 predikována asi 0,11 TWh a instalovaný výkon měl činit asi 15 MWe.

V Litoměřicích byl realizován testovací vrt do hloubky 2,1 km, v němž byla naměřena teplota 63 °C. Nyní se plánují produkční vrty do hloubky 5-6 km, ze kterých by měla proudit geotermální tekutina o teplotě 150-180 °C. Půjde o využití technologie HDR a odhaduje se výkon elektrárny 5 MWe a 15 MW tepla. [18] V Liberci se skupina ČEZ v roce 2010 také pustila do hloubení zkušebních vrtů a prvotní odhady předpokládají výkon elektrárny v jednotkách až desítkách MWe. [19]

V ČR je ve větší míře využívána geotermální energie k vytápění. Počet tepelných čerpadel typu země-voda se ke konci roku 2017 odhadoval na 26 tisíc, avšak tempo růstu stagnuje nebo i klesá. [18] Zatímco v roce 2012 se počet nových instalací pohyboval těsně pod dvěma tisíci, v letech 2016 a 2017 se jejich počet blížil spíše patnácti stům. [20] Množství takto získaného tepla v roce 2017 se odhaduje na 0,7 TWh. [18]

V Děčíně je geotermální energie využívána k vytápění pravobřežní části města. Voda o teplotě přibližně 30 °C samovolně vyvěrá vrty z podzemního jezera v hloubce asi 545 m a prostřednictvím dvou tepelných čerpadel ohřívá vodu používanou k vytápění na teplotu asi 72 °C. Tepelný výkon těchto čerpadel je 2x 3,28 MW a k pokrytí špiček poptávky slouží ještě kogenerační plynové motory a kotle. [21]

## 2 Superkritická tekutina

Superkritické tekutiny jsou tekutiny ve stavu charakterizovaném teplotou vyšší než kritickou a tlakem rovněž vyšším než kritickým, přičemž kritické parametry se pro jednotlivé látky liší. Zatímco kritická teplota vody je 647,3 K a její kritický tlak je 22,12 MPa, v případě oxidu uhličitého se jedná o hodnoty 304,1 K, resp. 7,38 MPa. V tomto stavu u tekutin mizí fázové rozhraní mezi kapalinou a plynem, přičemž superkritické tekutiny mají hustotu blízkou kapalinám a viskozitu podobnou plynům. Také se u nich neseskáváme s povrchovým napětím, mohou difundovat skrz pevné látky jako plyny a dobře rozpouští materiály jako kapaliny, čehož se v praxi využívá. [22]

### 2.1 Využití superkritických tekutin

S využitím superkritické vody se počítá u jednoho z typů jaderných reaktorů 4. generace, konkrétně u jaderného reaktoru chlazeného superkritickou vodou. Očekává se, že použití tohoto reaktoru by mohlo výrazně zvýšit účinnost sekundárního oběhu JE v porovnání se stávajícími PWR (asi 45 % oproti 33 %). [23] Superkritické oběhy jsou používány i v některých uhelných elektrárnách, kde rovněž zvyšují termickou účinnost. Nevýhodou spojenou s využíváním nadkritických oběhů je namáhání potrubí vyšším tlakem [24] a voda je v tomto stavu také velmi korozivní. [22]

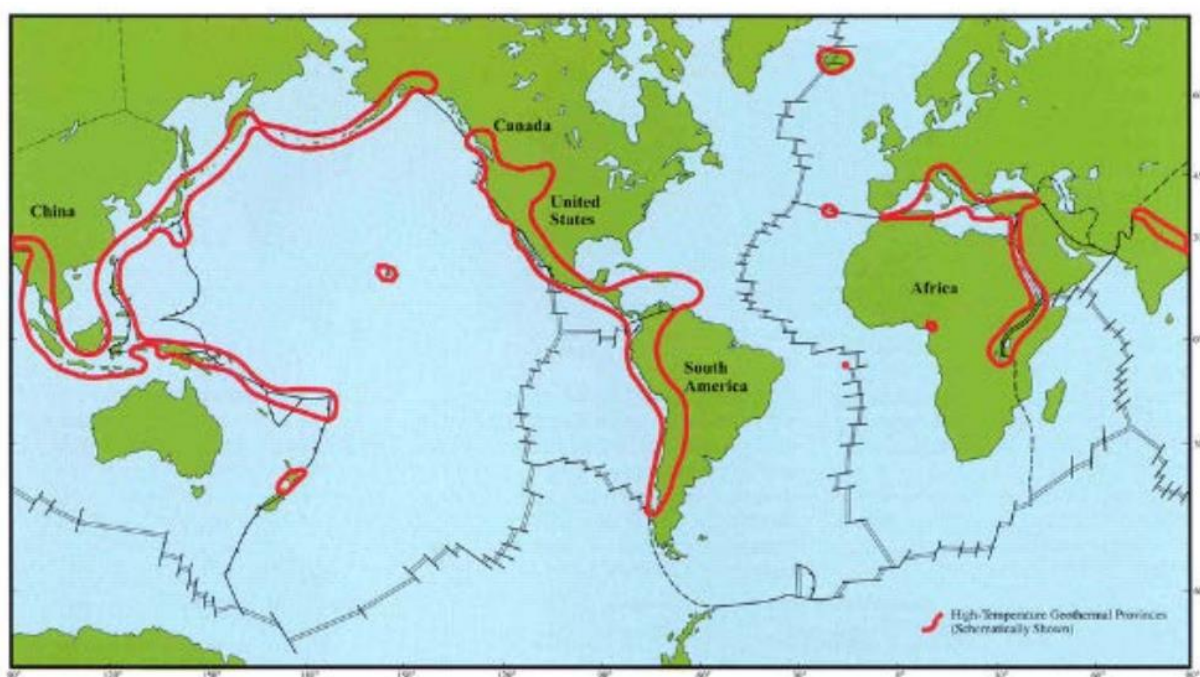
Superkritická voda nachází uplatnění i v chemickém průmyslu, neboť s rostoucí teplotou klesá její polarita a při teplotě 300 °C má polární vlastnosti podobné acetonu. Díky tomu se používá jako rozpouštědlo pro přípravu nátěrových hmot místo těkavých organických látek, což je přínosné s ohledem na životní prostředí. Komerčně úspěšné je i její využití jako prostředí pro syntézu krystalů oxidu křemičitého pro mobilní telefony. [22]

V nadkritických tepelných obězích se jako médium používá i oxid uhličitý. Díky jeho nízké kritické teplotě lze například celý Braytonův cyklus realizovat v superkritické oblasti, a tím opět roste jeho termická účinnost. [25] Oxid uhličitý v superkritickém stavu je také používán jako extrakční činidlo, především při extrakci kofeinu z kávových zrn, k čemuž se dříve používalo zdraví více škodlivého dichlormethanu. [22]

## 2.2 Přirozené zdroje superkritické vody, resp. geotermální tekutiny

Zda je geotermální tekutina superkritická, se posuzuje na základě porovnání jejích parametrů s kritickou teplotou a tlakem vody, přestože obsah rozpuštěných minerálů hodnotu kritické teploty zvyšuje. [26]

Geotermální tekutiny se superkritickými parametry se vyskytují ve vulkanicky aktivních oblastech s vysokými hodnotami geotermického gradientu a jsou poskytovány magmatickými zdroji. Lokality s možným výskytem superkritických geotermálních tekutin jsou vyznačeny na obrázku 11. [27]



Obrázek 11: Lokality s možným výskytem superkritických geotermálních tekutin [28]

Geotermální tekutiny poskytované těmito zdroji by dle posledních modelů svou teplotou měly přesahovat 400 °C s hodnotou měrné entalpie vyšší než 3000 kJ/kg. Tyto vysoké parametry by měly umožňovat z jednoho vrtu získávat až 10x větší měrný výkon, než tomu je v případě stávajících zdrojů. [28]

## 2.3 Výhody a nevýhody využívání geotermálních tekutin se superkritickými parametry

Potenciál vysokého měrného výkonu získávaného z média se superkritickými parametry je vykoupen negativními aspekty, které využívání takových médií přináší. Potrubí vedoucí tekutinu je vystaveno jejím vysoce korozivním a erozivním účinkům. [22] Zejména nebezpečným je korozní praskání pod napětím, které vzniká za současného působení mechanického i korozního namáhání. Tato forma poškození probíhá jak na hranicích zrn, tak skrze jednotlivá zrna materiálu. Svou roli zde hraje i minimální povrchové napětí nadkritické vody, resp. všech nadkritických tekutin. Za těchto podmínek voda díky němu proniká do dříve vytvořených mikrotrhlinek a urychluje korozi. [29] Stěny potrubí navíc kvůli působení vysokého tlaku média musí být silnější, což znamená vyšší finanční náklady. Na druhou stranu má voda v superkritickém stavu dobré teplosměnné vlastnosti, což pozitivně ovlivňuje náklady na případně použité výměníky. [29]

Dalším problémem spojeným s vracením média injektážním vrtem zpět pod zem je takto způsobené riziko vyvolání seismické aktivity a zdroj se tím i destabilizuje. [30]

## 2.4 Projekty zkoumající výskyt, vlastnosti a možnosti využití superkritické geotermální tekutiny

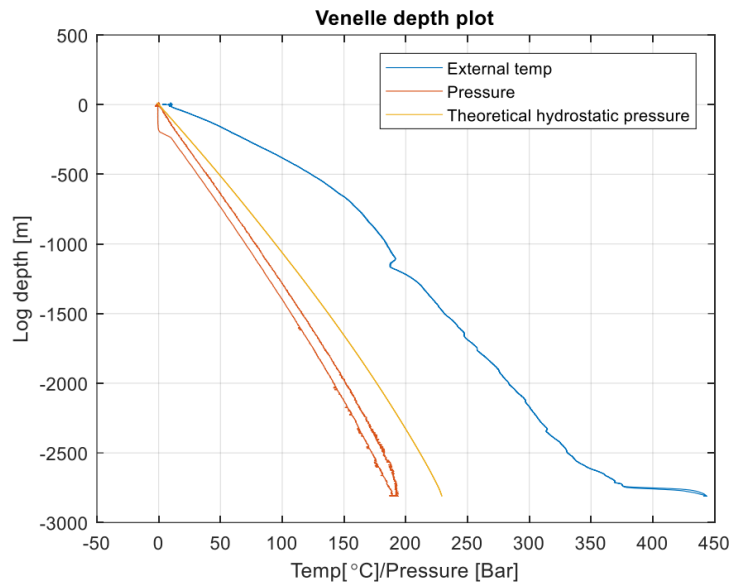
V současné době ještě není v provozu žádná geotermální elektrárna, která by využívala superkritické médium. Nyní probíhají výzkumné projekty, v rámci nichž jsou hloubeny zkušební vrty v potenciálně vhodných lokalitách a některé z nich jsou představeny níže.

### 2.4.1 Projekty realizované v oblasti Larderello v Itálii

V oblasti Larderello se již od minulého století provádí prohlubování produkčních vrtů za účelem prozkoumání podloží pod stávajícími rezervoáry. Při hloubení vrtu Sasso 22 byla v hloubce 3970 m naměřena teplota 380 °C. Následně byl hlouben další vrt, San Pompeo 2, v němž byla naměřena teplota 394 °C při tlaku 21,2 MPa v hloubce 2560 m. Nedaleko tohoto vrtu byl hlouben vrt Carboli 11, ve kterém byla v hloubce 3328 m naměřena teplota 427 °C. [27]

V rámci projektu Descramble byl v průběhu let 2015-2018 ze stávající hloubky 2,2 km prohlouben do hloubky 3 km vrt Vendelle-2 nacházející se poblíž zmíněného vrtu San Pompeo 2. Z provedených měření byl vykreslen průběh teplot a tlaků viz obrázek 12. Poblíž dna vrtu je možné pozorovat rychlý nárůst teploty. V hloubce 2,9 km byla nakonec naměřena teplota v rozmezí 507 - 517 °C při tlaku asi 30 MPa. Neboť průzkumy zatím neprokázaly existenci rezervoáru s tekutinou, tak by dle předpokladů měl tento zdroj být v budoucnu využit pomocí technologie HDR, přičemž je predikovaná tekutina se superkritickými parametry proudící z produkčního vrtu. [31]





Obrázek 12: Průběh naměřené teploty a tlaku v závislosti na hloubce [31]

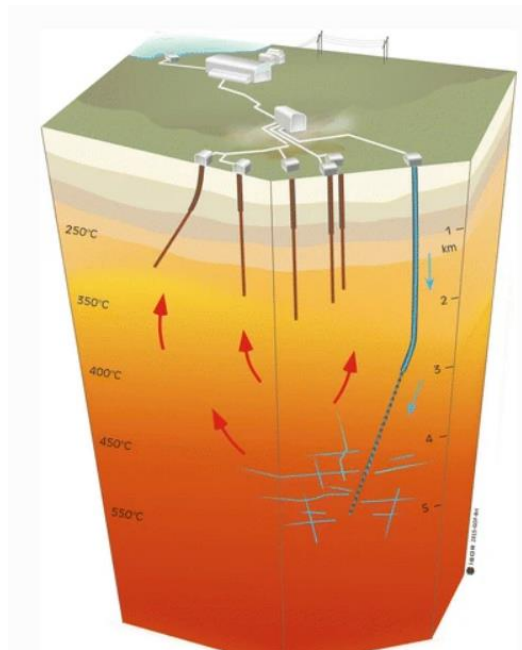
## 2.4.2 Islandské projekty

Myšlenka hledání geotermálních zdrojů se superkritickými parametry na Islandu se zrodila v roce 1988, když při hloubení vrtu NJ-11 byla v hloubce 2265 m naměřena teplota převyšující 380 °C. V duchu této myšlenky vznikl projekt nesoucí název Icelandic Deep Drilling project (IDDP), jenž měl pomocí vrtů hloubených ve vybraných lokalitách s vysokým geotermickým gradientem ověřit výskyt superkritických geotermálních tekutin vhodných ke komerčnímu využití. Tekutiny s těmito parametry se dle předpokladu mají nacházet v hloubkách 3,5 až 5 km. Předpokládané teploty těchto médií by se měly pohybovat mezi 450 °C a 600 °C. [27]

V rámci tohoto projektu byly vytipovány tři lokality, poloostrov Reykjanes, oblast Nesjavellir a okolí Vulkánu Krafla, které představují různé fáze tektonického vývoje Středoatlantského hřbetu. Nejprve měl být na poloostrově Reykjanes prohlouben vrt RN-17 z hloubky 3,1 km do hloubky 4-5 km. K tomu však nedošlo z důvodu zhroucení zmíněného vrtu v roce 2005 během zkoušek průtoku. Vrt byl následně opuštěn v roce 2006 a pozornost byla přesunuta do oblasti Krafla, kde měl být realizován vrt IDDP-1 do hloubky asi 4,5 km. Jeho hloubení však muselo být přerušeno v hloubce asi 2,1 km z důvodu přítomnosti magmatu s teplotou asi 900 °C. Vrt byl ukončen v hloubce 2072 m a poskytoval 10-12 kg/s geotermálního média o teplotě až 450 °C. Nejednalo se však o superkritické médium, neboť mělo tlak pouze 14 MPa. [32] Z důvodu eroze a koroze způsobené kyselými plyny obsaženými v geotermálním médiu byl vrt nakonec opuštěn.

V letech 2016-2017 vznikl na poloostrově Reykjanes prohloubením vrtu RN-15 z původní hloubky 2507 m do hloubky 4659 m vrt IDDP-2. [27] V rámci testování průtoku byla na dně vrtu naměřena teplota 426 °C při tlaku 34 MPa. [33] Model teplotního pole dané oblasti je na obrázku 13, na kterém je vrt IDDP-2 zakreslen modrou barvou. Přestože by při ideálním vývoji měl tento vrt sloužit k výrobě

elektrické energie, v současné době na něm zatím probíhá jen řada testování a měření. [27]



Obrázek 13: Model teplotního pole geotermální oblasti na poloostrově Reykjanes [27]

### 2.4.3 Projekty v USA

V lokalitě The Geysers v Kalifornii byly také v rámci hledání geotermálních tekutin s vysokými parametry již od 80. let hloubeny průzkumné vrt. V roce 1981 byl realizován vrt The Wilson No. 1 do hloubky 3672 m, přičemž nejvyšší naměřená teplota byla 325 °C. Měření však nebylo realizováno na dně vrtu, kde předpokládaná teplota měla dosahovat 400 °C. Zmíněný vrt byl opuštěn z důvodu jeho zhroucení. [27]

Této teploty dosáhlo také měření ve vrtu Prati-32 prohloubeném v roce 2010 do hloubky 3396 m a v rámci projektu *EGS field demonstration* na něm byla také testována technologie *HDR*. [27]

V okolí jezera Salton sea, asi 1000 km jihozápadně od lokality The Geysers, byla ve vrtu IID-14 naměřena teplota asi 390 °C, která ale nepřevyšuje kritickou teplotu tamější geotermální tekutiny, která se v důsledku jejího vysokého obsahu rozpuštěných solí pohybuje okolo 550 °C. [27]

Lokalitou s výskytem tekutin s vysokými parametry je pravděpodobně i Havaii. V roce 1982 byl proveden vrt KS-2 hluboký 2440, v němž nebylo možné zaznamenat průběh teplot v celé hloubce. Z údajů získaných extrapolací naměřených hodnot však lze předpokládat superkritické parametry tekutiny na dně vrtu. Dalším hloubeným vrtem v této lokalitě byl vrt KS-13, který v hloubce 2488 m narazil na magmu, které dle petrologické analýzy mělo teplotu asi 1050 °C. [27]

### 2.4.4 Výzkum prováděný v Mexiku

V mexické oblasti Los Humeros alespoň sedm vrtů hlubších než 2100 m disponuje odhadovanou teplotou převyšující 380 °C. Vlivem nízké permeability tamních hornin se uvažuje o využití technologie *HDR*.



Vrty v této oblasti a v oblasti Acoculco jsou v rámci projektu GEMex spolufinancovaným Mexikem a EU předmětem zkoumání, přičemž cílem tohoto projektu je posoudit možnosti využití geotermální energie jako obnovitelného zdroje pro výrobu elektrické energie a v ideálním případě zrychlit rozvoj geotermální energetiky v tomto regionu. [34]

#### 2.4.5 Novozélandský projekt Hotter a Deeper

Na novozélandském severním ostrově v okolí kalderového jezera Taupo proběhl výzkum geotermálních zdrojů v hloubce 5-7 km, jejichž předpokládaná teplota by se měla pohybovat nad hranicí 400 °C. [27] Do roku 2025 by elektřina vyrobená geotermálními elektrárnami měla pokrývat pětinu novozélandské spotřeby a konzervativní odhady předpovídají potenciální výkon elektráren v oblasti Taupo převyšující 10 GWe. [35]

#### 2.4.6 Projekt v Keni

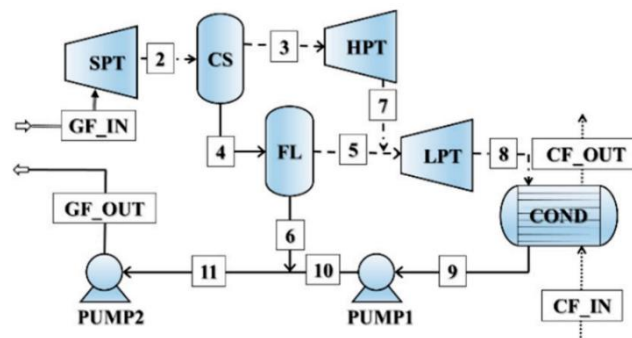
V blízkém okolí keňského vulkánu Menengai byly realizovány dva vrty (MW-04 a MW-06) do hloubky 2080 m, resp. 2172 m. Hloubení vrtu provázely problémy, ale na dně vrtu MW-04 byla naměřena teplota 390 °C. [27]

V oblasti bylo zatím vyhloubeno 47 vrtů a v první fázi projektu byla do provozu uvedena elektrárna využívající médium s podkritickými parametry s instalovaným výkonem 105 MW, která by měla přispět ke stabilitě tamní elektrické sítě v současnosti se spoléhající na energii z nekonzistentních vodních elektráren. [36]

### 2.5 Technologie pro využití superkritických geotermálních tekutin

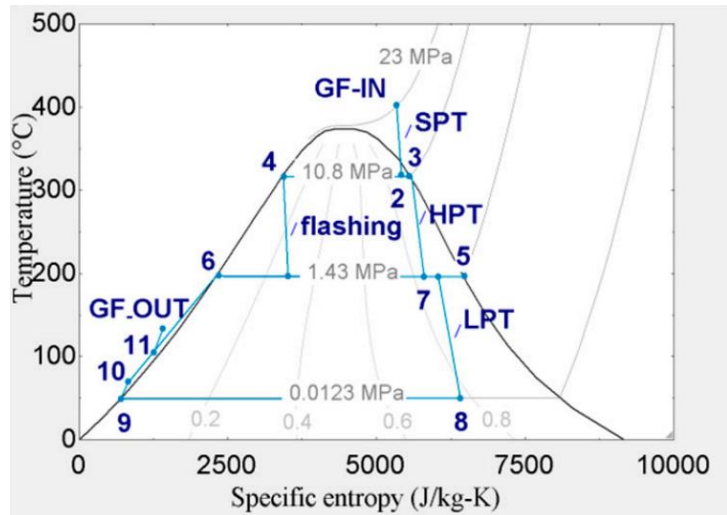
Zapojení vhodné technologie pro konverzi geotermální energie na energii elektrickou závisí i v případě superkritických geotermálních tekutin na jejich konkrétních parametrech. Ve studii [37] byly navrženy možné technologie pro vybrané kombinace teploty a tlaku geotermální tekutiny poskytované zdrojem.

Pro teplotu tekutiny poskytované zdrojem 400 °C při tlaku 23 MPa byla navržena technologie s expanzí páry ve třech stupních bez uvažování přehřátí páry, jejíž schéma je na obrázku 14.



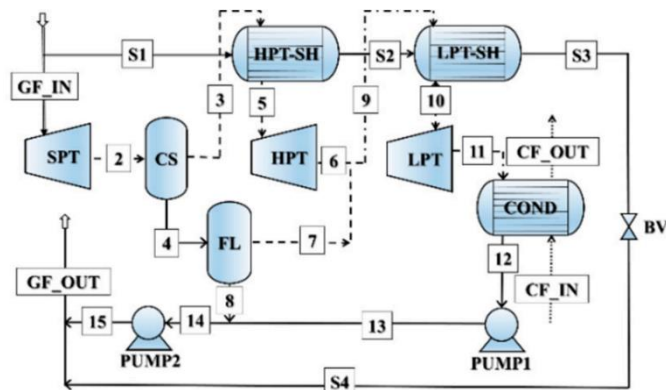
Obrázek 14: Schéma zapojení technologie s expanzí páry ve třech stupních bez uvažování přehřátí páry [37]

T-s diagram se stavovými změnami charakteristickými pro tento koncept je na obrázku 15. Z něj je patrná vysoká vlhkost emisní páry, která na výstupu z nízkotlaké turbíny přesahuje 20 %. Měrný výkon této varianty je 781,4 kJ/kg při uvažovaném kondenzačním tlaku 12,3 kPa a vnitřní účinnosti turbín 85 %.



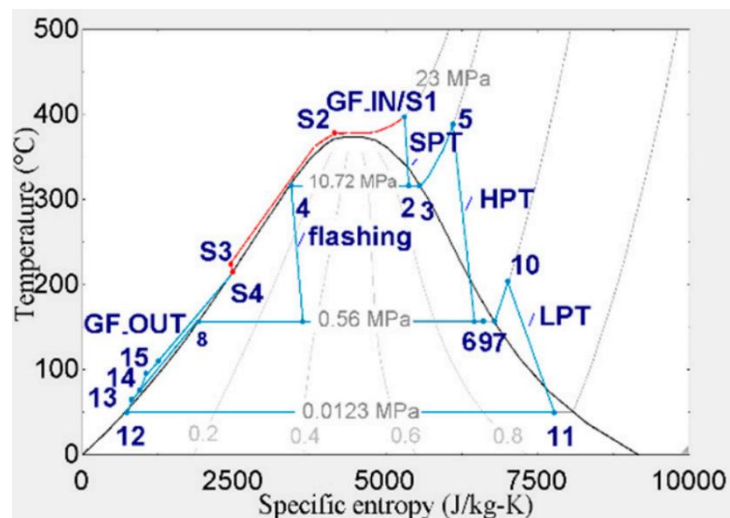
Obrázek 15: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry ve třech stupních bez uvažování přehřátí páry [37]

Tento problém řeší druhá navržená technologie pomocí přehřátí páry po prvním a druhém stupni expanze. Uvažované parametry tekutiny poskytované zdrojem jsou totožné jako v prvním případě a její schéma je na obrázku 16.



Obrázek 16: Schéma zapojení technologie s expanzí páry ve třech stupních s přehříváním páry [37]

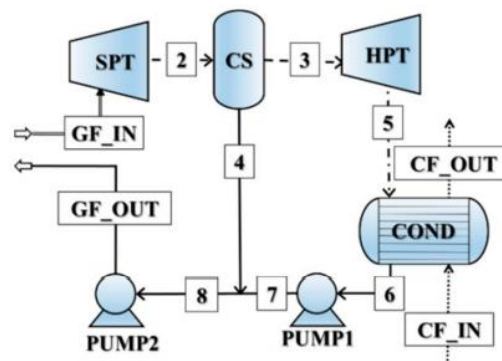
K přehřívání páry je používáno 23 % hmotnostního toku geotermálního média poskytovaného zdrojem, a v důsledku toho je měrný výkon nižší než



Obrázek 17: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry ve třech stupních s přehříváním páry [37]

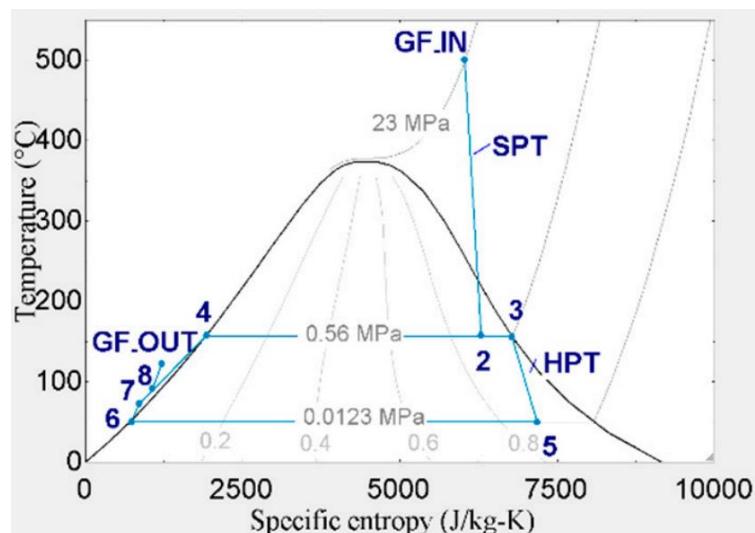
v předchozím případě, konkrétně 560,5 kJ/kg při uvažování totožného kondenzačního tlaku a vnitřní účinnosti turbín. T-s diagram vodní páry se zakreslenými stavy charakteristickými pro variantu s expanzí páry ve třech stupních s přehříváním páry je na obrázku 17.

Pro vyšší teplotu média poskytovaného zdrojem, konkrétně 500 °C, při stejném tlaku byla navržena technologie s expanzí páry ve dvou stupních. Princip je podobný první zmíněné variantě, jen je díky vyšší teplotě geotermálního média proudícího z produkčního vrtu možné realizovat expanze na nižší tlaky při zachování přijatelně nízké vlhkosti emisní páry, a tedy není nezbytné zařazení třetí expanze. Schéma zapojení této technologie je na obrázku 18.



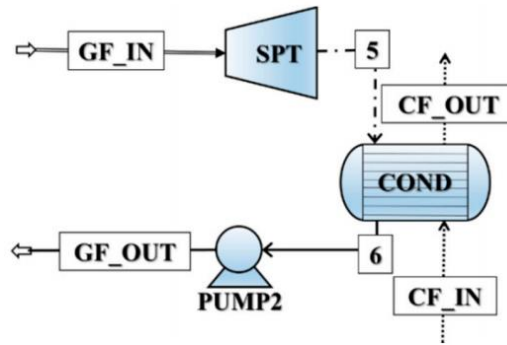
Obrázek 18: Schéma zapojení technologie s expanzí páry ve dvou stupních [37]

T-s diagram se stavy charakteristickými pro tuto variantu pro uvažovaný shodný kondenzační tlak a vnitřní účinnost turbíny jako v případě předchozích variant je na obrázku 19.



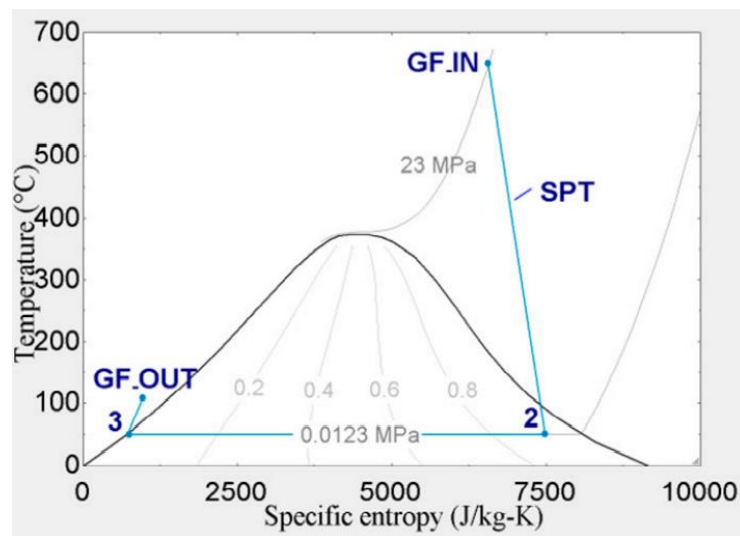
Obrázek 19: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry ve dvou stupních [37]

Při dostatečně vysoké teplotě geotermálního média poskytovaného zdrojem lze expanzi na kondenzační tlak realizovat v jednom stupni při nepřekročení maximální dovolené vlhkosti emisní páry. Navržené zapojení technologie s expanzí páry v jednom stupni pro teplotu média poskytovaného zdrojem 650 °C při tlaku 23 MPa se v podstatě shoduje s technologií *Dry steam*. Schéma zapojení této technologie je na obrázku 20.



Obrázek 20: Schéma zapojení technologie s expanzí páry v jednom stupni [37]

T-s diagram se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry v jednom stupni pro uvedené parametry geotermálního média na výstupu z produkčního vrtu je na obrázku 21.



Obrázek 21: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry v jednom stupni [37]

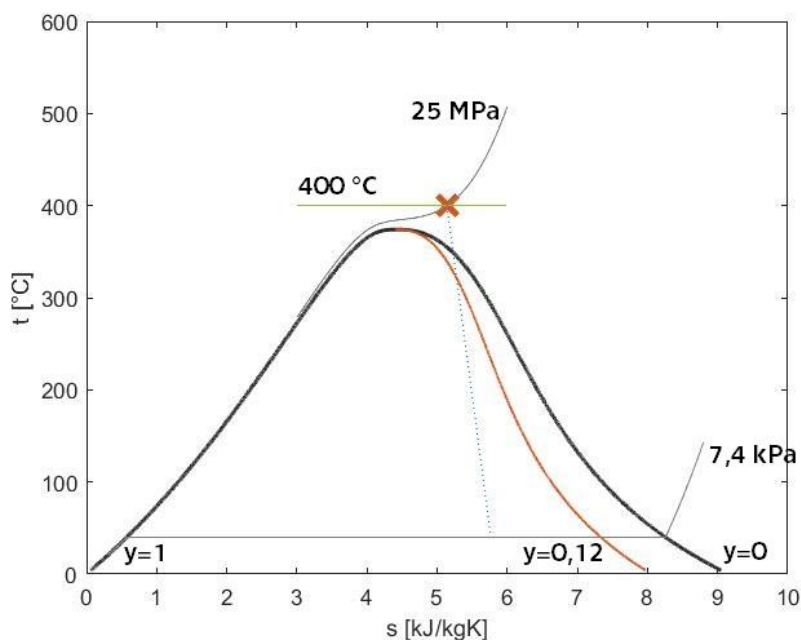
### 3 Zadání a předpoklady

#### 3.1 Shrnutí zadaných vstupních parametrů

- Složení geotermální tekutiny  $H_2O$
- Tlak na výstupu z produkčního vrtu  $p = 25 \text{ MPa}$
- Teplota na výstupu z produkčního vrtu  $t = 400 \text{ }^\circ\text{C}$
- Průtok tekutiny produkčním vrtem  $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$
- Kondenzační teplota  $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
- Vnitřní účinnost turbín  $\eta_i = 0,8$
- Maximální přípustná vlhkost expandujícího média  $y_{max} = 0,12$

#### 3.2 Rozbor zadání

Stav tekutiny na výstupu z produkčního vrtu je zobrazen v T-s diagramu vodní páry (obrázek 22) spolu s izobarou odpovídající kondenzační teplotě  $t_k$  a expanzí na tento tlak v reálné turbíně s vnitřní účinností  $\eta_i$ .



Obrázek 22: T-s diagram se zanesenými zadanými parametry

Protože stávající konverzní technologie popsané v kapitole 1.3 nejsou efektivně aplikovatelné na tyto parametry geotermální tekutiny poskytované zdrojem, byla navržena a bilancována jiná možná řešení technologie. V rámci této práce budou prezentovány dvě varianty, které ze zkoumaných poskytují největší svorkový výkon a vyhovují zadání, spolu s referenční variantou odpovídající technologii *Dry steam*, která nevyhovuje požadavku na maximální vlhkost páry expandující v turbíně  $y_{max} = 0,12$ .

### 3.3 Přijatá zjednodušení a předpoklady

Pro zjednodušení je geotermální tekutina v souladu se zadáním nahrazena vodou.

Po délce potrubí a ve výměnících tepla nedochází k tlakovým ztrátám. Nedochází ani k tepelným ztrátám vlivem sdílení tepla s okolím. Naopak ve výměnících je veškeré teplo odebrané topnému médiu předáno médiu ohřívanému. Reálnost výměníků tepla je zachována pouze uvažováním minimálního teplotního rozdílu.

Minimální teplotní rozdíl mezi topným a ohřívaným médiem ve výměníku, tzv. teplotní rozdíl v pinch pointu, se pohybuje mezi 5 °C a 30 °C [38] v závislosti na velikosti a uspořádání teplosměnných ploch a výrazně ovlivňuje cenu výměníku. [39] Při bilančních výpočtech je uvažována hodnota teplotního rozdílu v pinch pointu  $PP = 15$  °C.

Dané kondenzační teplotě  $t_k = 40$  °C vždy odpovídá saturační tlak, který se pro různá uvažovaná média liší. Předpokládám, že všechny kondenzace probíhají izobaricky při těchto tlacích.

Kromě ztrát v turbínách dochází i k mechanickým ztrátám a ztrátám v generátorech. Při uvažování turbíny otáčející se rychlostí 3000 1/min, tedy bez využití převodovky a pouze ideálních hřídelových spojek, dochází k mechanickým ztrátám zejména v uložení hřídele v ložiskách. Mechanickou účinnost předpokládám  $\eta_M = 99$  %, což přibližně odpovídá účinnosti kuličkových ložisek dle [40]. Účinnost uvažovaného synchronního generátoru s permanentními magnety je  $\eta_G = 96$  %, což odpovídá hodnotě účinnosti generátoru daného typu při jmenovité zátěži a účinníku 0,8 dle [41].

Vnitřní účinnost čerpadel volím rovnu zadané hodnotě vnitřní účinnosti turbín  $\eta_i$ . Pro pohon čerpadla uvažuji použití asynchronního motoru s účinností  $\eta_{AM} = 85$  %, což odpovídá požadavkům na motor daného typu třídy IE3 s výkonem přibližně 1,5 kW, ovládaného frekvenčním měničem s účinností  $\eta_{FM} = 98$  % dle [42].

Za atmosférický tlak volím normální tlak  $p_n = 1013,25$  hPa.

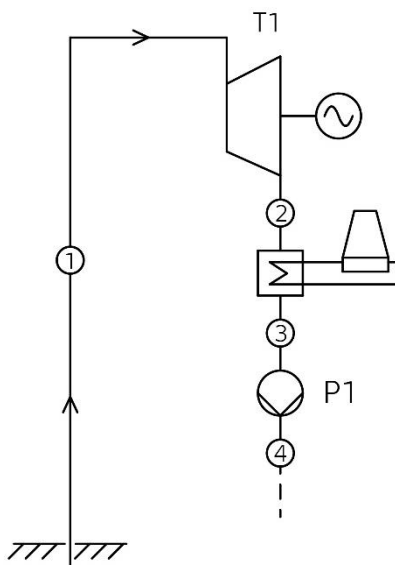
V separátoru předpokládám úplné odloučení kapalné fáze od plynné.

## 4 Varianta A –referenční expanze

První varianta zapojení je zde uvedena pouze jako referenční, přestože nesplňuje požadavek na maximální vlhkost páry expandující v turbínách.

### 4.1 Popis zapojení technologie

Zapojení varianty A v podstatě odpovídá technologii *Dry steam* popsané v kapitole 1.3.1 a její schéma je na obrázku 23, přičemž kondenzát je čerpadlem *P1* stlačen na atmosférický tlak a případné další využití geotermální tekutiny není v této práci řešeno.



Obrázek 23: Schéma zapojení varianty A

### 4.2 Zvolené hodnoty

Hodnotu atmosférického tlaku  $p_4$  volím rovnu normálnímu tlaku, tedy  $p_4 = p_n = 1013,25$  hPa. Tím je stav 4 jednoznačně určen ze stavu 3 při známé vnitřní účinnosti čerpadla  $P1$   $\eta_{P1} = \eta_i = 0,8$ .

### 4.3 Postup řešení

K určení jednotlivých stavových veličin bylo využito knihoven Coolprop v prostředí softwaru MATLAB. Pomocí tohoto programu jsou rovněž vykresleny použité diagramy.

Stav 2 je určen ze stavu 1 při známém kondenzačním tlaku  $p_2$  odpovídajícím kondenzační teplotě  $t_2 = t_k$  a dané vnitřní účinnosti turbíny  $\eta_i = 0,8$ .

Stav 3 je dán kondenzačním tlakem  $p_3 = p_2$  a vlhkostí  $y_3 = 1$ .

Měrná práce konaná v turbíně je určena dle rovnice (4.3.1).

$$w_{T1} = h_1 - h_2 \quad (4.3.1)$$

A z ní následně vyjádřen výkon turbíny dle (4.3.2)

$$P_{T1} = \dot{m} \cdot w_{T1} \quad (4.3.2)$$

## 4.4 Získané výsledky

Průtoky a stavové veličiny v jednotlivých stavech jsou v tabulce 1.

Tabulka 1: Průtoky a stavové veličiny v jednotlivých stavech

Stav i	$\dot{m}_i$ (kg/s)	$h_i$ (kJ/kg)	$t_i$ (°C)	$p_i$ (MPa)	$s_i$ (kJ/kgK)	$y_i$ (1)
1	1	2 578,6	400,0	25,0	5,140	0
2	1	1 794,0	40,0	$7,38 \cdot 10^{-3}$	5,766	0,32
3	1	167,5	40,0	$7,38 \cdot 10^{-3}$	0,572	1
4	1	167,7	40,0	0,101	0,573	1

Z těchto hodnot lze určit měrné práce konané v turbíně a výkon turbíny viz tabulka 2. Zároveň je pro úplnost uveden potřebný výkon čerpadla  $P_1$ , kdy znaménko „-“ značí výkon do systému dodávaný.

Tabulka 2: Výkony turbíny a čerpadla

Turbína/čerpadlo	$\dot{m}_i$ (kg/s)	$w_i$ (kJ/kg)	$P_i$ (kW)]
T1	1	784,6	784,6
P1	1	-0,2	-0,2

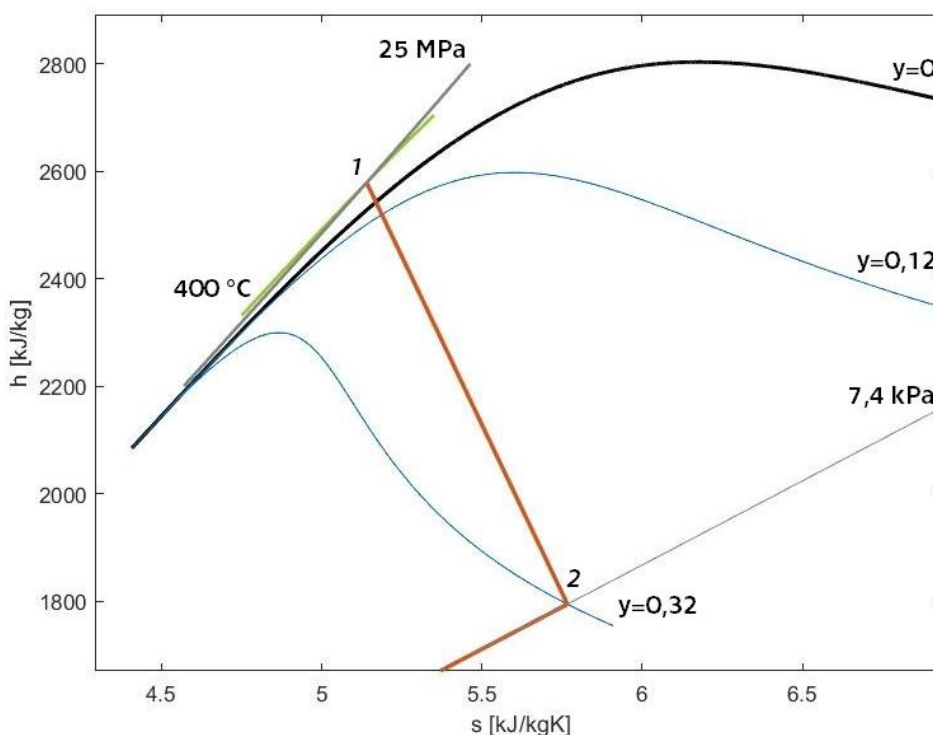
Svorkový výkon  $P_{sv}$  je z výkonu turbín vypočítán viz rovnice (4.4.1). Tato hodnota výkonu představuje účinnost využití zdroje asi  $\eta = 28,92 \%$ .

$$P_{sv} = P_{T1} \cdot \eta_M \cdot \eta_G = 745,7 \text{ kW} \quad (4.4.1)$$

Celkový příkon  $P_P$  potřebný pro provoz čerpadla je určen dle rovnice (4.4.2).

$$P_P = \frac{|P_{P1}|}{\eta_{AM} \cdot \eta_{FM}} = 0,24 \text{ kW} \quad (4.4.2)$$

Stavy 1 a 2 jsou zobrazeny v h-s diagramu vodní páry viz obrázek 24.



Obrázek 24: h-s diagram se zakreslenými stavy 1 a 2



## 5 Varianta B – varianta se dvěma přehřátími, bez využití separátoru

Kvůli nesplnění požadavku na maximální vlhkost páry v turbíně  $y_{max}$  v případě varianty A je nutné navrhnout složitější technologii.

Dvě možná zapojení splňující všechny požadavky kladené zadáním budou popsána jako varianty B a C.

### 5.1 Popis zapojení technologie

Zapojení varianty B odpovídá schématu na obrázku 25 a je následující:

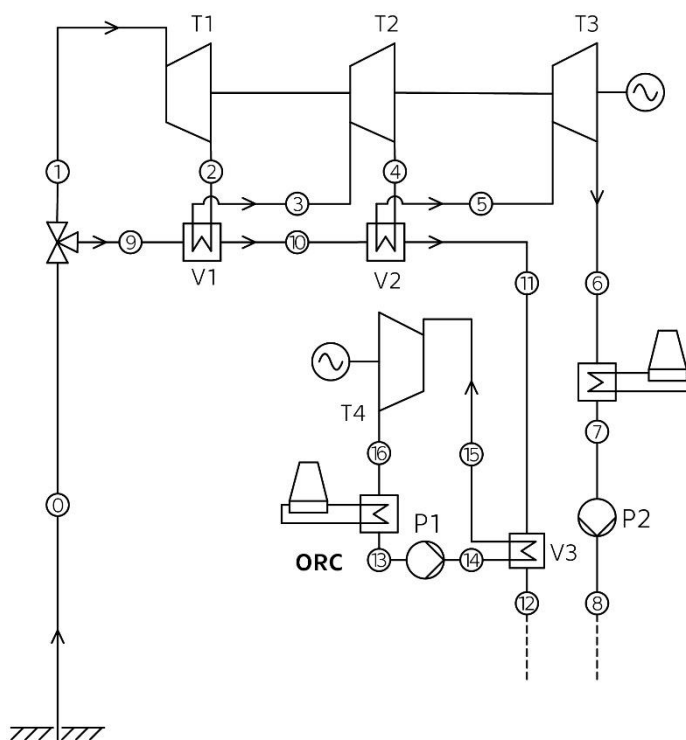
Hmotnostní tok média z produkčního vrtu  $\dot{m}$  je rozdělen do dvou větví – pracovní a ohřívací, přičemž platí rovnice (5.1.1),

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_9 = \dot{m} \quad (5.1.1)$$

ve které

$\dot{m}_1$  je hmotnostní tok média v pracovní větvi (ohřívané médium) a

$\dot{m}_9$  je hmotnostní tok média v ohřívací větvi (topné médium).



Obrázek 25: Schéma zapojení varianty B

Médium v pracovní větvi expanduje ve vysokotlakém dílu  $T1$  turbíny  $T$  na tlak  $p_2$  a je v protiproudém výměníku  $V1$  izobaricky při tlaku  $p_2$  přehřáto topným médiem na teplotu  $t_3$ . Následně opět expanduje ve středotlakém dílu  $T2$  turbíny  $T$  na tlak  $p_4$  a je podruhé izobaricky při tlaku  $p_4$  přehřáto v protiproudém výměníku  $V2$  na teplotu  $t_5$ . Po druhém přehřátí následuje finální expanze v nízkotlakém dílu  $T3$  turbíny  $T$  na kondenzační tlak odpovídající kondenzační teplotě  $t_k$ . Potom médium kondenzuje v kondenzátoru a je stlačeno čerpadlem  $P2$  na atmosférický tlak  $p_8$ .

Topné médium je nejdříve ve výměníku  $V1$  izobaricky při tlaku  $p$  ochlazeno na teplotu  $t_{10}$  a potom ve výměníku  $V2$  izobaricky při totožném tlaku  $p$  ochlazeno na teplotu  $t_{11}$ .

Pro využití zbývajcího potenciálu geotermálního média je za výměník  $V2$  zařazen ORC oběh. Topné médium předává ORC médiu teplo ve výměníku  $V3$  a je izobaricky při tlaku  $p$  ochlazeno na teplotu  $t_{12}$ . Další případná úprava tlakové hladiny bude záležet na způsobu využití tekutiny za technologií, který není v této práci řešen.

Médium v ORC okruhu je v protiproudém výměníku  $V3$  při tlaku  $p_{14}$ , na nějž bylo stlačeno čerpadlem  $P1$  z kondenzačního tlaku  $p_{13} = p_{16}$ , izobaricky ohřáto z teploty  $t_{14}$  na teplotu  $t_{15}$  a při této teplotě odpařeno na vlhkost  $y_{15} = 0$ . ORC médium následně expanduje v turbíně  $T4$  na kondenzační tlak  $p_{16}$  odpovídající kondenzační teplotě  $t_k$ .

## 5.2 Zvolené hodnoty

Jako s nezávislými parametry je pracováno s hmotnostním tokem  $m_1$  a tlakem  $p_{15}$ . Postup vyjádření potřebných závislých parametrů určujících jednotlivé stavy je popsán v kapitole 5.3.

Poloha pinch pointu je v každém z výměníků  $V1$  a  $V2$  uvažována na jednom z konců. Jeho poloha se v závislosti na hmotnostním toku  $m_1$  mění, jak je popsáno v kapitole 5.3. Následně je ověřeno, že se pinch point nenachází uprostřed výměníku, pomocí  $t$ - $Q$  diagramu pro parametry odpovídající maximálnímu celkovému výkonu.

Hodnota atmosférického tlaku  $p_B$  je uvažována rovnající se normálnímu tlaku, tedy  $p_B = p_n = 1013,25$  hPa.

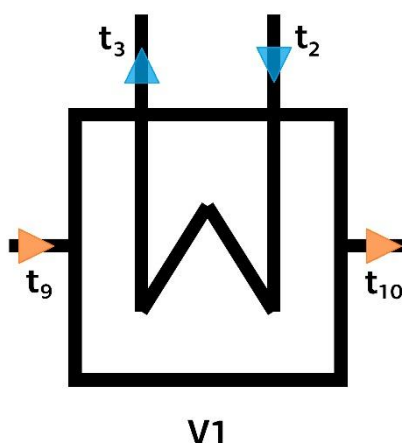
Jako médium v ORC okruhu je zvoleno chladivo R123.

Vlhkost páry na výstupu z dílů  $T1$ ,  $T2$  turbíny  $T$  je volena nejvyšší dovolená, tedy  $y_2 = y_4 = 0,12$ .

## 5.3 Postup řešení

Řešení je provedeno pomocí skriptu v programu MATLAB využívajícího knihoven CoolProp, který byl napsán přímo pro tuto konkrétní variantu. Z knihoven jsou na základě vstupních argumentů volány žádané stavové veličiny použitých médií. Skript řeší veškeré potřebné energetické a hmotnostní bilance. Zároveň jsou pomocí něj vykresleny použité diagramy.

Ve výměníku  $V1$  se vstupními a výstupními teplotami dle obrázku 26 se v závislosti na hmotnostním toku mění poloha pinch pointu.



Obrázek 26: Výměník V1 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami obou médií

Zatímco při nižším hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  se pinch point nachází na teplém konci tohoto protiproudého výměníku, platí rovnice (5.3.1) a při známém tlaku  $p_3 = p_2$  je tím jednoznačně určen stav 3,

$$t_3 = t_9 - PP = (400 - 15) \text{ } ^\circ\text{C} = 385 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.3.1)$$

při větším hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  se pinch point přemísťuje na studený konec tohoto výměníku, místo rovnice (5.3.1) nabývá platnosti rovnice (5.3.2) a při známém tlaku  $p_{10} = p_9 = p$  je tak jednoznačně určen stav 10. Hraniční hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  rozhodující o poloze pinch pointu je uveden v kapitole 5.4.

$$t_{10} = t_2 + PP \quad (5.3.2)$$

V energetické bilanci výměníku V1 (rovnice (5.3.3)) zbývá jedna neznámá, kterou v závislosti na hmotném toku  $\dot{m}_1$  je jedna z měrných entalpií  $h_3$  a  $h_{10}$ .

$$\dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_a \cdot (h_9 - h_{10}) = (\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (5.3.3)$$

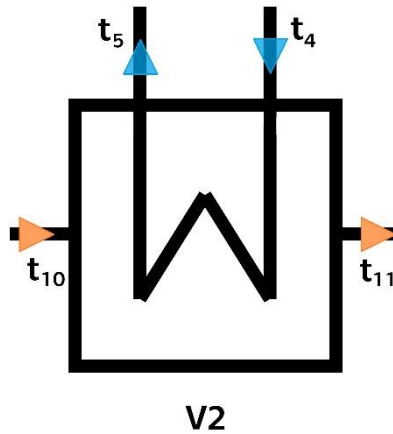
Pro menší hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  jde o měrnou entalpii  $h_{10}$  vyjádřenou dle rovnice (5.3.4), jenž spolu se známým tlakem  $p_{10} = p$  jednoznačně určuje stav 10.

$$h_{10} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot h_9 - \dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m} - \dot{m}_1} \quad (5.3.4)$$

Pro větší hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  se jedná o entalpii  $h_3$  vyjádřenou dle rovnice (5.3.5), která spolu se známým tlakem  $p_3 = p_2$  jednoznačně určuje stav 3.

$$h_3 = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_9 - h_{10}) + \dot{m}_1 \cdot h_2}{\dot{m}_1} \quad (5.3.5)$$

V protiproudém výměníku V2 se vstupními a výstupními teplotami dle obrázku 27 rovněž dochází s rostoucím hmotnostním tokem  $\dot{m}_1$  ke změně polohy pinch pointu.



Obrázek 27: Výměník V2 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami

Zatímco při malém hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  se pinch point nachází na teplém konci a platí rovnice (5.3.6), která při známém tlaku  $p_5 = p_4$  jednoznačně určuje stav 5,

$$t_5 = t_{10} - PP \quad (5.3.6)$$

při větším hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  se pinch point nachází na studeném konci výměníku a místo rovnice (5.3.6) platí rovnice (5.3.7). Hraniční hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  rozhodující o poloze pinch pointu je uveden v kapitole 5.4.

$$t_{11} = t_4 + PP \quad (5.3.7)$$

V rovnici (5.3.8) představující energetickou bilanci výměníku V2 zbývá, stejně jako v případě výměníku V1, jedna neznámá, kterou je v závislosti na hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  měrná entalpie  $h_5$ , nebo  $h_{11}$ .

$$\dot{m}_1 \cdot (h_5 - h_4) = (\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (5.3.8)$$

Pro malý hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  je měrná entalpie  $h_{11}$ , která spolu se známým tlakem  $p_{11} = p_{10} = p$  jednoznačně určuje stav 11, vyjádřena z rovnice (5.3.8) viz rovnice (5.3.9).

$$h_{11} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot h_{10} - \dot{m}_1 \cdot (h_5 - h_4)}{(\dot{m} - \dot{m}_1)} \quad (5.3.9)$$

Pro větší hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  je neznámou měrná entalpie  $h_5$ , jenž spolu se známým tlakem  $p_5 = p_4$  jednoznačně určuje stav 5. Neznámá je vyjádřena viz rovnice (5.3.10).

$$h_5 = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{10} - h_{11}) + \dot{m}_1 \cdot h_4}{\dot{m}_1} \quad (5.3.10)$$

Stavy 2 a 4 jsou při zvolené vlhkosti  $y_2 = y_4 = 0,12$  a známé vnitřní účinnosti dílů T1 a T2 turbíny  $\eta_i = 80\%$  jednoznačně určeny z předchozích stavů 1, resp. 3.

Stav 6 na výstupu z dílu T3 turbíny T vyplývá ze stavu 5 při známé vnitřní účinnosti turbíny  $\eta_i = 80\%$  a kondenzačním tlaku  $p_6$  odpovídajícím kondenzační teplotě  $t_6 = t_k$ . Vlhkost páry  $y_6$  s rostoucím hmotnostním tokem  $\dot{m}_1$  roste až na maximální dovolenou hodnotu  $y_{max} = 0,12$ .

Stav 7 je dán kondenzačním tlakem  $p_7 = p_6$  a vlhkostí páry  $y_7 = 1$ .

Stav 8 vyplyne ze stavu 7 při známé účinnosti čerpadla  $\eta_{p2} = \eta_i = 80\%$  a tlaku po kompresi  $p_8 = p_n$ .

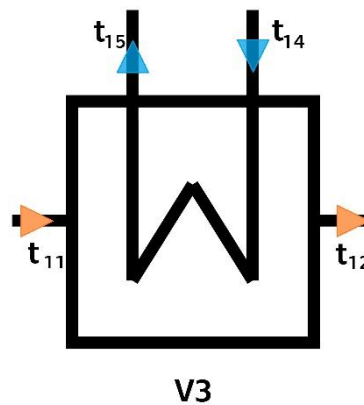
V ORC okruhu je stav 13 určen kondenzačním tlakem  $p_{13}$ , resp. kondenzační teplotou  $t_k$ , a vlhkostí páry  $y_{13} = 1$ .

Stav 14 je určen ze stavu 13 účinností čerpadla  $\eta_{p1} = \eta_i = 80\%$  a tlakem po kompresi  $p_{14} = p_{15}$ , jenž je nezávislým parametrem.

Stav 15 je dán tlakem  $p_{15}$  a vlhkostí páry  $y_{15} = 0$ .

Stav 16 na výstupu z turbíny T4 je určen ze stavu 15 při známé vnitřní účinnosti turbíny  $\eta_i = 80\%$  a kondenzačním tlaku  $p_{16} = p_{13}$ .

Ve výměníku V3 je realizováno nejprve ohřátí ORC média na saturační teplotu a následně dochází k odpaření média až na nulovou vlhkost. V tomto duchu lze výměník pomyslně rozdělit na fiktivní ohřívák a výparník. Vstupní a výstupní teploty výměníku V3 jsou zobrazeny na obrázku 28.



Obrázek 28: Výměník V3 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami

Protože v případě výměníku V3 nepředpokládám polohu pinch pointu na jednom z konců, jak tomu bylo v případě výměníků V1 a V2, ale v místě, v němž stav ohřívávaného média odpovídá stavu na dolní mezní křivce, jsou pro účely vyjádření hmotnostního toku ORC okruhem  $\dot{m}_{ORC}$  zavedeny stavy  $L$  a  $11^*$ . Stav  $L$  odpovídá stavu syté kapaliny ORC média a je charakterizovaný tlakem  $p_L = p_{15}$  (tedy i  $t_L = t_{15}$ ) spolu s vlhkostí  $y_L = 1$ . Stav  $11^*$  topného média je určený tlakem  $p_{11^*} = p_{11} = p$  a teplotou  $t_{11^*}$ , vyjádřenou podle rovnice (5.3.11).

$$t_{11^*} = t_L + PP \quad (5.3.11)$$

Z energetické bilance pomyslného výparníku vyjádřené rovnicí (5.3.12)

$$\dot{m}_{ORC} \cdot (h_{15} - h_L) = (\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{11} - h_{11^*}) \quad (5.3.12)$$

Lze získat hledanou neznámou, kterou je hmotnostní tok ORC okruhem  $\dot{m}_{ORC}$ , dle rovnice (5.3.13).

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{11} - h_{11^*})}{h_{15} - h_L} \quad (5.3.13)$$

Stav 12 na výstupu z výměníku V3 je určen tlakem  $p_{12} = p_{11^*} = p$  a měrnou entalpií  $h_{12}$ , kterou lze určit z energetické bilance celého výměníku V3 (rovnice (5.3.14)) dle rovnice (5.3.15).

$$\dot{m}_{ORC} \cdot (h_{15} - h_{14}) = (\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (5.3.14)$$

$$h_{12} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot h_{11} - \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{16} - h_{15})}{(\dot{m} - \dot{m}_1)} \quad (5.3.15)$$

Po určení potřebných stavových veličin lze vyjádřit měrné práce  $w_{Ti}$  konané médii v jednotlivých dílech turbín. Měrná práce  $w_{T1}$  konaná médiem v dílu  $T1$  turbíny  $T$  se rovná rozdílu měrných entalpií na jejím vstupu a výstupu viz rovnice (5.3.16).

$$w_{T1} = h_1 - h_2 \quad (5.3.16)$$

V případě dílu turbíny  $T2$  se jedná o rozdíl měrných entalpií dle rovnice (5.3.17).

$$w_{T2} = h_3 - h_4 \quad (5.3.17)$$

Pro měrnou práci  $w_{T3}$  konanou médiem v dílu turbíny  $T3$  platí rovnice (5.3.18).

$$w_{T3} = h_5 - h_6 \quad (5.3.18)$$

Pro měrnou práci  $w_{T4}$  konanou ORC médiem v turbíně  $T4$  platí rovnice (5.3.19).

$$w_{T4} = h_{15} - h_{16} \quad (5.3.19)$$

Výkon  $P_{Ti}$  dílu  $Ti$  turbíny  $T$ , jejímž médiem je voda, lze následně určit jako součin hmotnostního toku  $\dot{m}_i$  a příslušné měrné práce  $w_{Ti}$ , čemuž odpovídají rovnice (5.3.20) pro díl turbíny  $T1$ , rovnice (5.3.21) pro díl turbíny  $T2$  a rovnice (5.3.22) pro díl turbíny  $T3$ .

$$P_{T1} = \dot{m}_1 \cdot w_{T1} \quad (5.3.20)$$

$$P_{T2} = \dot{m}_1 \cdot w_{T2} \quad (5.3.21)$$

$$P_{T3} = \dot{m}_1 \cdot w_{T3} \quad (5.3.22)$$

Pro výkon turbíny  $T4$  analogicky platí rovnice (4.3.1).

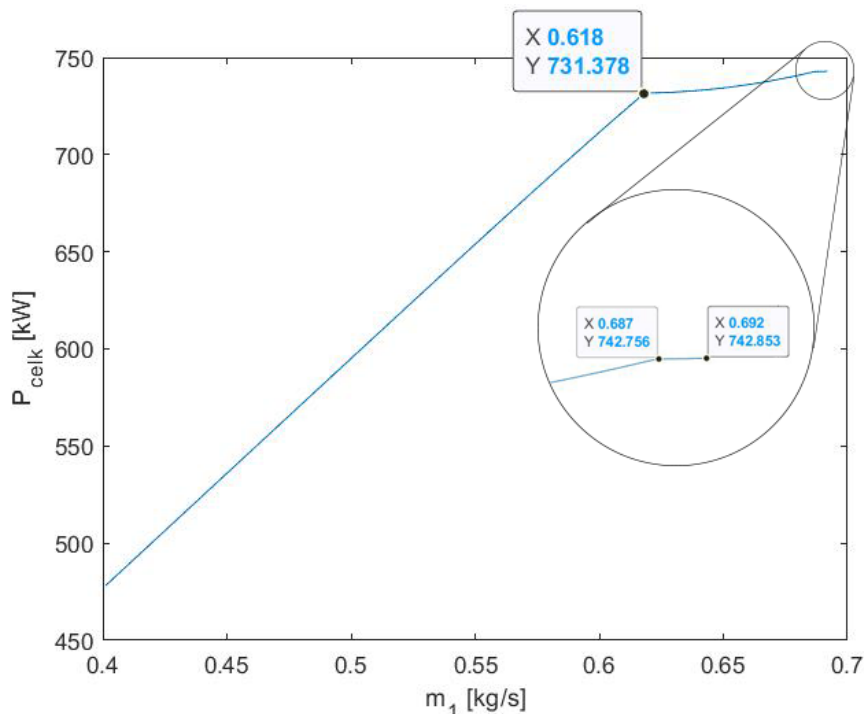
$$P_{T4} = \dot{m}_{ORC} \cdot w_{T4} \quad (5.3.23)$$

Pro celkový výkon turbín, jejichž pracovním médiem je voda, platí rovnice (5.3.24).

$$P_{celk} = P_{T1} + P_{T2} + P_{T3} \quad (5.3.24)$$

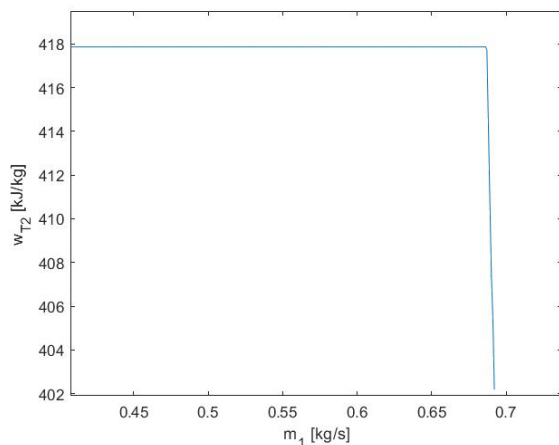
## 5.4 Analýza získaných závislostí

Celkový výkon turbín, jejichž pracovním médiem je voda, roste dle obrázku 29 v závislosti na parametru  $\dot{m}_1$  přibližně lineárně, dokud se pinch point ve výměníku V2 nachází na teplém konci, čemuž odpovídá hmotnostní tok  $\dot{m}_1 \leq 0,618$  kg/s.

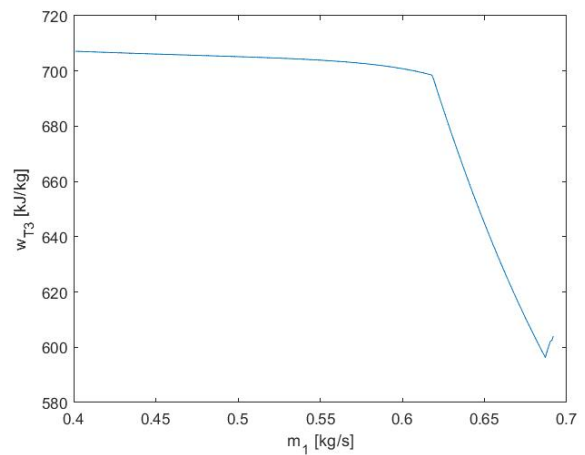


Obrázek 29: Závislost celkového výkonu turbín T1, T2, T3 na hmotnostním toku  $\dot{m}_1$

K tomu dochází, protože jsou měrné práce konané v dílech turbíny T1 a T2 konstantní (měrná práce konaná v dílu turbíny T1 je konstantní nezávisle na parametru a měrná práce konaná v dílu turbíny T2 je konstantní v tomto intervalu viz obrázek 30) a měrná práce konaná v dílu turbíny T3 klesá jen pomalu (obrázek 31).



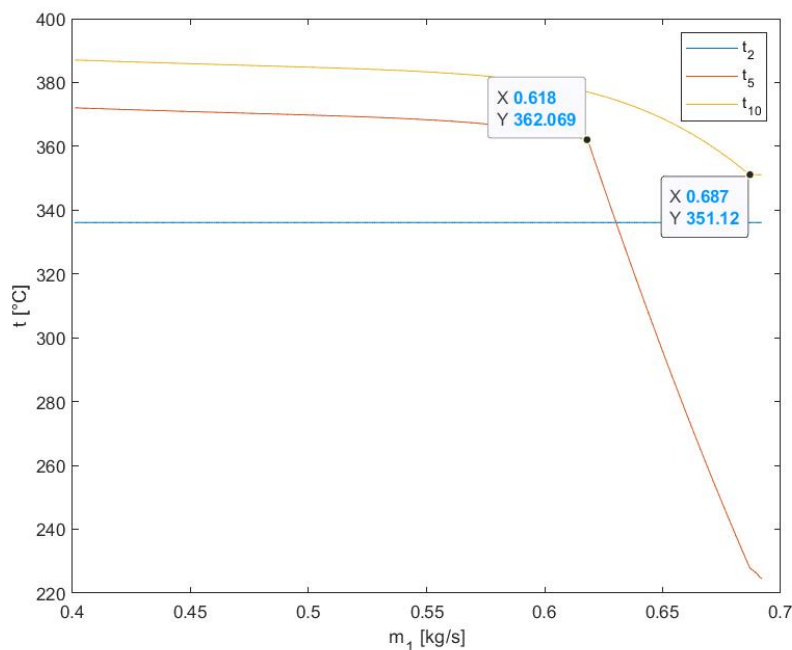
Obrázek 30: Závislost měrné práce konané v turbíně T2 na parametru  $\dot{m}_1$



Obrázek 31: Závislost měrné práce konané v turbíně T3 na parametru  $\dot{m}_1$

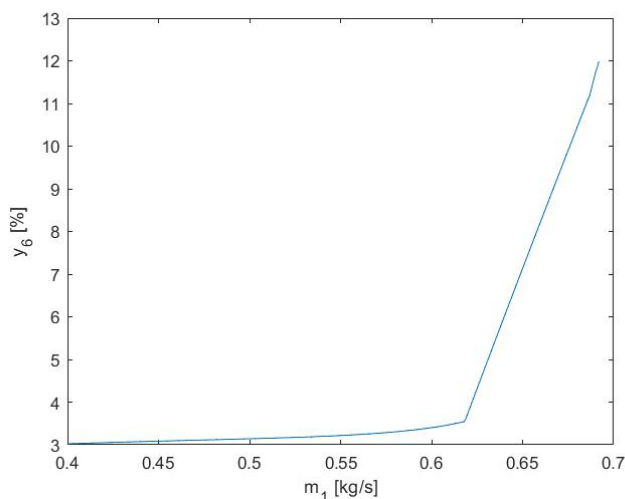
Pro hmotnostní tok  $\dot{m}_1$ , pro něž platí  $0,618 \text{ kg/s} < \dot{m}_1 < 0,687 \text{ kg/s}$ , je sledovaná závislost stále ještě rostoucí, ale s menší strmostí, neboť strmě v tomto intervalu klesá teplota  $t_5$  admisní páry expandující v dílu turbíny T3 (obrázek 32) a zároveň i měrná práce konaná v tomto dílu turbíny (obrázek 31).

Nespojitost v průběhu výkonu při hodnotě parametru  $\dot{m}_1 = 0,687 \text{ kg/s}$  odpovídá stavu, kdy se rozdíl teplot na obou koncích výměníku V1 rovná hodnotě  $PP$ , a při překročení této hodnoty hmotnostního toku  $\dot{m}_1$  pinch point přechází na studený konec sledovaného výměníku viz obrázek 32.



Obrázek 32: Závislost teplot  $t_2$ ,  $t_5$  a  $t_{10}$  na parametru  $m_1$

Pro hmotnostní tok  $m_1 > 0,687$  kg/s je sledovaná závislost výkonu přibližně konstantní až do okamžiku, kdy vlhkost páry  $y_6$  na výstupu z dílu turbíny T3 přestane splňovat podmínku maximální vlhkosti  $y_{max} = 0,12$ , čemuž odpovídá hmotnostní tok  $m_1 = 0,692$  kg/s (viz obrázek 33). Stagnace výkonu dílů turbíny T1, T2 a T3 v tomto intervalu je spojena se strmým poklesem měrné práce konané v dílu turbíny T2 (obrázek 30).



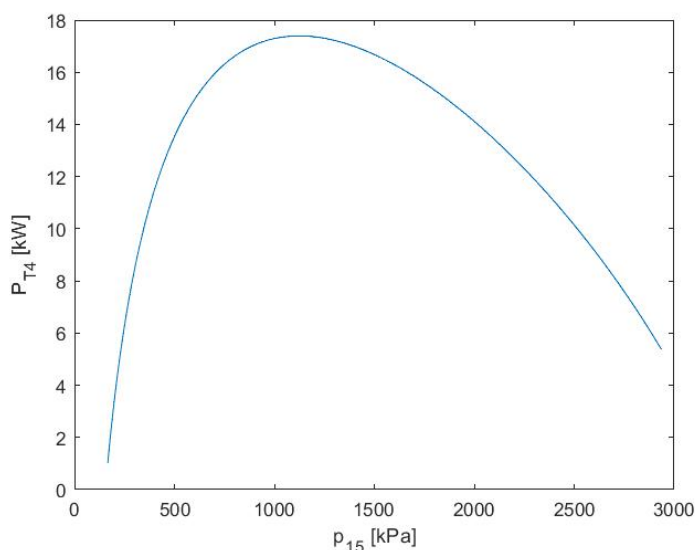
Obrázek 33: Závislost vlhkosti páry na výstupu z turbíny T3 na parametru  $m_1$

Maximálního celkového výkonu 742,9 kW turbína T složená z dílů T1, T2 a T3 dosahuje při  $m_1 = 0,692$  kg/s.

Výkon ORC oběhu je ovlivněn parametry média ve stavu 11 a je řešen pro stav 11 odpovídající maximálnímu celkovému výkonu turbíny T.

Závislost výkonu turbíny T4 na parametru  $p_{15}$  je hladká křivka (viz obrázek 34) nabývající svého maxima 17,4 kW pro tlak  $p_{15} = 1,12$  MPa, jemuž odpovídá saturační teplota  $t_{15} = 116,8$  °C.





Obrázek 34: Závislost výkonu turbíny T4 na parametru  $p_{15}$

### 5.5 Maximální výkon varianty B

Průtok a stavové veličiny pro nezávislé parametry odpovídající maximálnímu svorkovému výkonu ( $\dot{m}_1 = 0,692$  kg/s,  $p_{15} = 1,12$  MPa) jsou v tabulce 3.

Tabulka 3: Průtok a stavové veličiny v jednotlivých stavech při maximálním výkonu

Stav i	Médium	$\dot{m}_i$ (kg/s)	$h_i$ (kJ/kg)	$t_i$ (°C)	$p_i$ (MPa)	$s_i$ (kJ/kgK)	$y_i$ (1)
0	Voda	1	2 578,6	400,0	25,0	5,140	0
1	Voda	0,692	2 578,6	400,0	25,0	5,140	0
2	Voda	0,692	2 511,6	336,1	13,9	5,167	0,12
3	Voda	0,692	2 933,0	382,6	13,9	5,884	0
4	Voda	0,692	2 530,8	176,9	0,933	6,067	0,12
5	Voda	0,692	2 888,9	224,5	0,933	6,851	0
6	Voda	0,692	2284,6	40,0	$7,38 \cdot 10^{-3}$	7,333	0,12
7	Voda	0,692	167,5	40,0	$7,38 \cdot 10^{-3}$	0,572	1
8	Voda	0,692	167,7	40,0	0,101	0,573	1
9	Voda	0,308	2 578,6	400,0	25,0	5,140	0
10	Voda	0,308	1 632,7	351,1	25,0	3,695	1
11	Voda	0,308	827,3	191,9	25,0	2,220	1
12	Voda	0,308	395,5	89,9	25,0	1,173	1
13	R123	0,643	240,6	40,0	0,154	1,138	1
14	R123	0,643	241,3	40,4	1,12	1,138	1
15	R123	0,643	448,2	116,8	1,12	1,693	0
16	R123	0,643	421,1	61,3	0,154	1,713	0

Z těchto hodnot jsou podle rovnic (5.3.16) - (5.3.23) určeny měrné práce konané v jednotlivých dílech turbín a výkony těchto dílů viz tabulka 4. Zároveň jsou pro úplnost uvedeny potřebné výkony čerpadel, kdy znaménko „-“ značí výkon do systému dodávaný.

Tabulka 4: Výkony dílů turbín a čerpadel

Turbína/čerpadlo	$\dot{m}_i$ (kg/s)	$w_i$ (kJ/kg)	$P_i$ (kW)
T1	0,692	67,0	46,4
T2	0,692	402,2	278,3
T3	0,692	604,3	418,2
T4	0,643	27,1	17,4
P1	0,643	-0,7	-0,45
P2	0,692	-0,2	-0,14

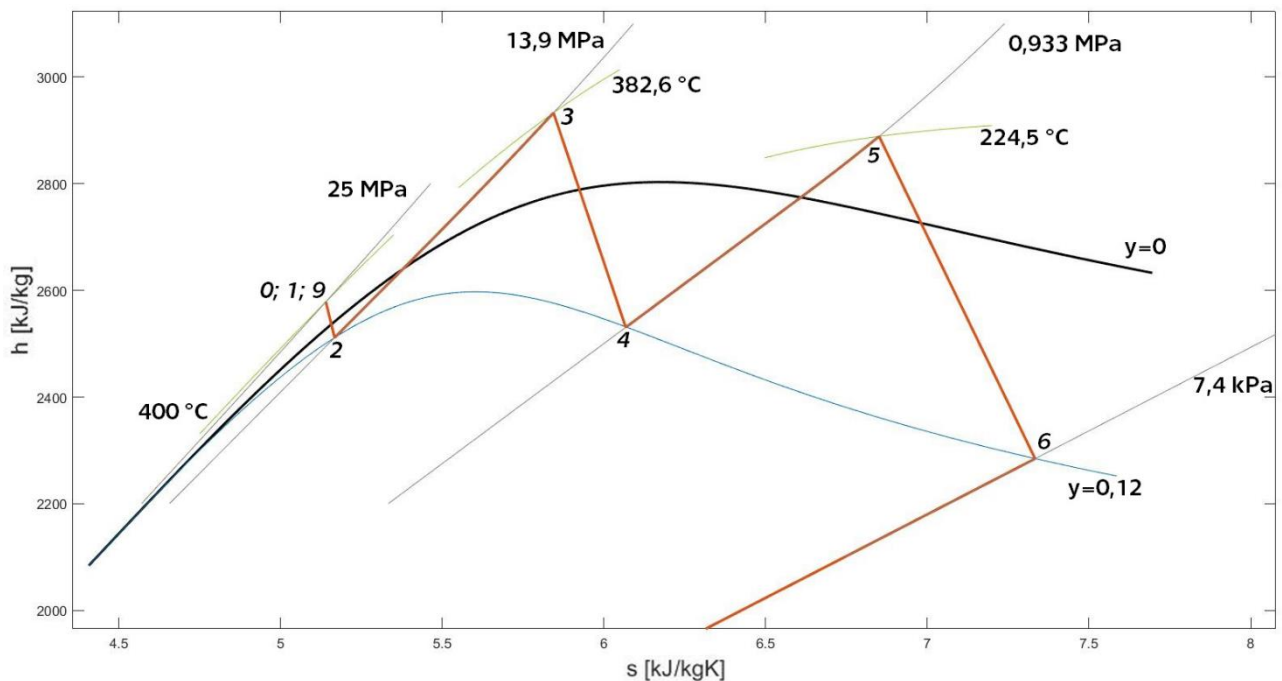
Svorkový výkon  $P_{sv}$  je z výkonu turbín vypočítán viz rovnice (5.5.1). Tato hodnota výkonu představuje účinnost využití zdroje asi  $\eta = 28,02 \%$ .

$$P_{sv} = (P_{T1} + P_{T2} + P_{T3} + P_{T4}) \cdot \eta_M \cdot \eta_G = 722,6 \text{ kW} \quad (5.5.1)$$

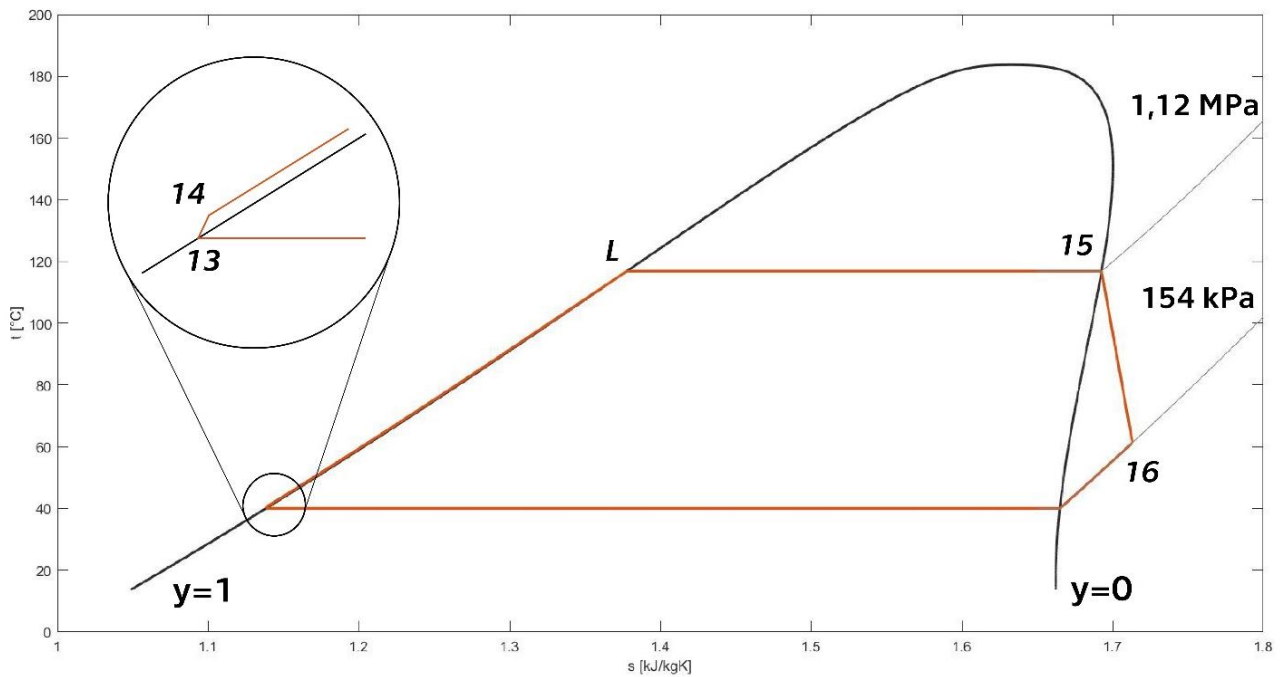
Celkový příkon  $P_p$  potřebný pro provoz čerpadel je určen dle rovnice (5.5.2).

$$P_p = \frac{|P_{P1} + P_{P2}|}{\eta_{AM} \cdot \eta_{FM}} = 0,75 \text{ kW} \quad (5.5.2)$$

Důležité stavy a jejich změny jsou zakresleny do h-s diagramu vodní páry (obrázek 35) a T-s diagramu pro médium R123 (obrázek 36):



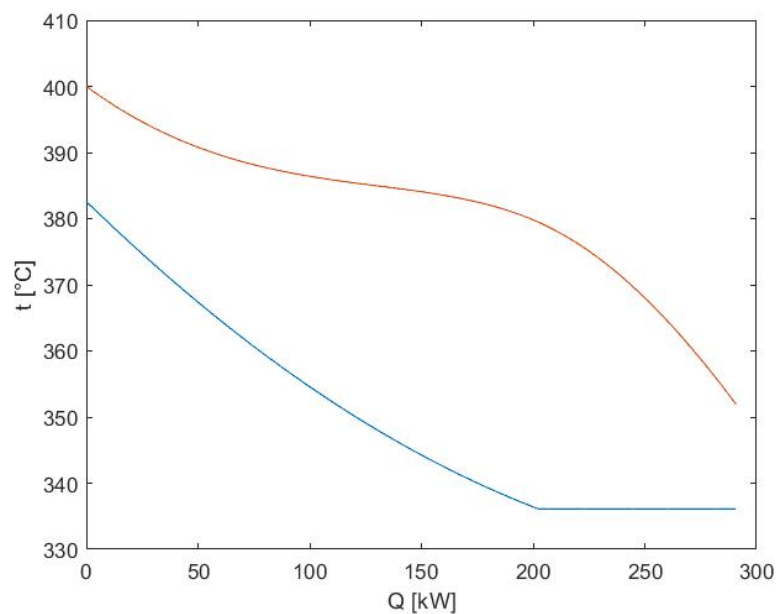
Obrázek 35: h-s diagram vodní páry se zakreslenými stavy



Obrázek 36: T-s diagram média R123 se zakreslenými stavy

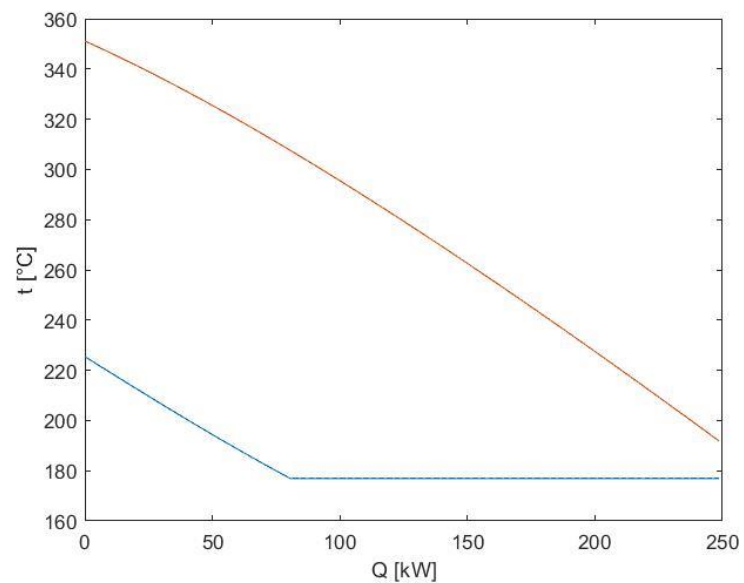
Pomocí t-Q diagramů jsou následně ověřeny předpokládané polohy pinch pointů v jednotlivých výměnících.

Z t-Q diagramu pro výměník V1 (obrázek 37) je zřejmé, že skutečná poloha pinch pointu souhlasí s předpokladem, tedy že se pinch point nachází na studeném konci. Tepelný výkon výměníku V1 je asi 291 kW.



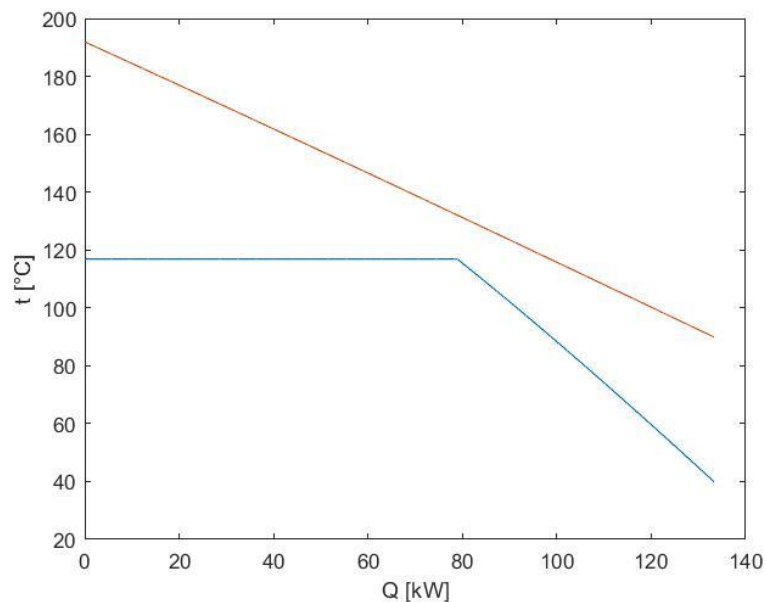
Obrázek 37: t-Q diagram pro výměník V1

Z  $t$ - $\dot{Q}$  diagramu pro výměník V2 (obrázek 38) je zřejmé, že skutečná poloha pinch pointu souhlasí s předpokladem, tedy že se pinch point nachází na studeném konci. Tepelný výkon výměníku V2 je asi 249 kW.



Obrázek 38:  $t$ - $\dot{Q}$  diagram pro výměník V2

Z  $t$ - $\dot{Q}$  diagramu pro výměník V3 (obrázek 39) je zřejmé, že skutečná poloha pinch pointu souhlasí s předpokladem, tedy že se PP rovná rozdílu teplot  $t_{11^*}$  a  $t_L$ . Tepelný výkon výměníku V3 je asi 133 kW.



Obrázek 39:  $t$ - $\dot{Q}$  diagram pro výměník V3

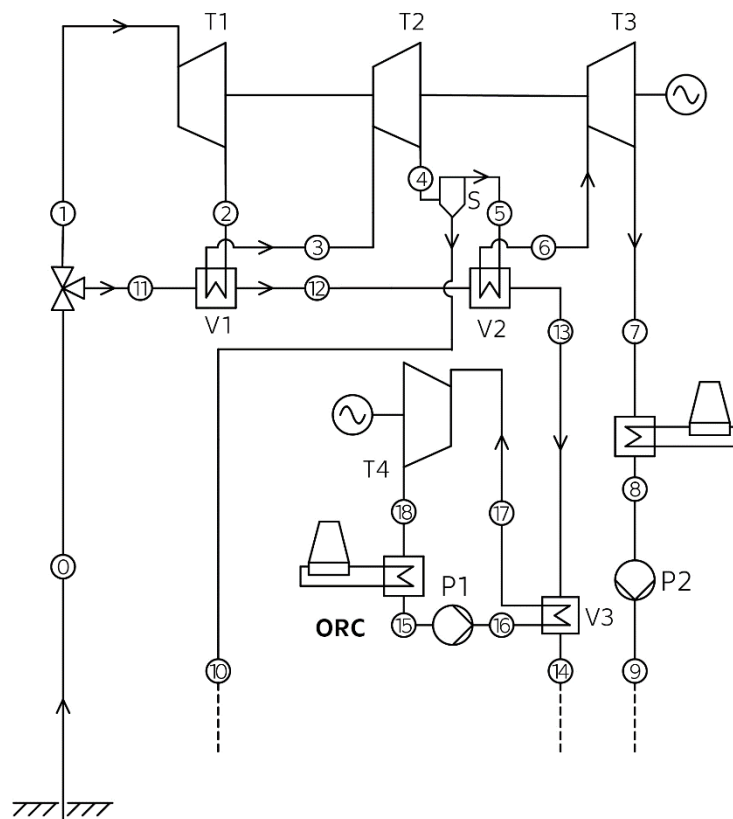
## 6 Varianta C – varianta se dvěma přehřátími, s využitím separátoru

Třetí uvažovanou variantou, která je modifikací předchozí varianty a splňuje všechny požadavky zadání, je varianta C. V zapojení technologie je použit pouze jeden separátor  $S$  zařazený za středotlakým dílem  $T2$  turbíny  $T$ , neboť je tak dosahováno vyššího maximálního výkonu než při uvažování dvou separátorů zařazených za díly turbíny  $T1$  a  $T2$  při volbě stejné vlhkosti páry na výstupu z těchto dílů turbíny  $T y_{max}$ .

### 6.1 Popis zapojení technologie

Zapojení varianty C je na obrázku 40 a je téměř totožné se zapojením varianty B. Hlavní odlišnost mezi nimi představuje separátor  $S$  předřazený výměníku tepla  $V2$  a nacházející se v pracovní větvi. V něm odloučená plynná fáze je vedena do zmíněného výměníku, zatímco využití kapalná fáze odpovídající stavu  $10$  není v této práci řešeno. Pro hmotnostní tok jednotlivými větvemi platí rovnice (6.1.1), ve které mají jednotlivé členy analogický význam jako v případě rovnice (5.1.1).

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_{11} = \dot{m} \quad (6.1.1)$$



Obrázek 40: Schéma zapojení varianty C

### 6.2 Zvolené hodnoty

Jako s nezávislými parametry je pracováno s hmotnostním tokem  $\dot{m}_1$  a tlakem  $p_{17}$ . Postup vyjádření potřebných závislých parametrů určujících jednotlivé stavy je popsán v kapitole 6.3.

Poloha pinch pointu je v každém z výměníků V1 a V2 předpokládána na jednom z konců. Jeho poloha se v závislosti na hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  mění, jak je popsáno v kapitole 6.3. Následně je ověřeno, že se pinch point nenachází uprostřed výměníku, pomocí t-Q diagramu pro parametry odpovídající maximálním celkovému výkonu.

Hodnota atmosférického tlaku  $p_g$  je uvažována rovnající se normálnímu tlaku, tedy  $p_g = p_n = 1013,25$  hPa.

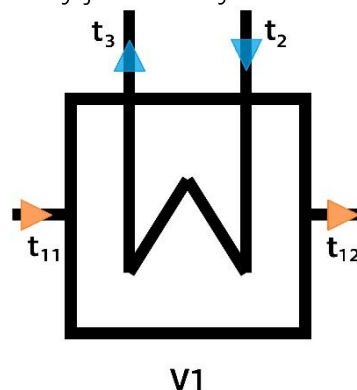
Jako médium v ORC okruhu je zvoleno chladivo R123.

Vlhkost páry na výstupu z dílů T1 a T2 turbíny T je volena nejvyšší dovolená, tedy  $y_2 = y_4 = 0,12$ .

### 6.3 Postup řešení

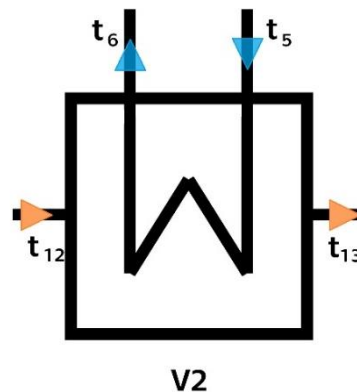
I tato varianta byla řešena s využitím programu MATLAB a knihoven CoolProp. V tomto programu pro ni byl napsán skript řešící potřebné energetické a hmotnostní bilance a vykreslující použité diagramy.

Ve výměníku V1 se vstupními a výstupními teplotami viz obrázek 41 se v závislosti na hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  mění poloha pinch pointu. Jeho poloha je totožná s polohou pinch pointu ve výměníku V1 varianty B, jenž je popsána v kapitole 5.3. Zároveň platí rovnice (5.3.1) - (5.3.5) s tím rozdílem, že se topné médium na teplém, resp. studeném konci tohoto výměníku nachází ve stavu 11, resp. 12. Tomu odpovídají indexy jednotlivých stavových veličin.



Obrázek 41: Výměník V1 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami

V protiproudém výměníku V2 se vstupními a výstupními teplotami dle obrázku 42 rovněž dochází s rostoucím hmotnostním tokem  $\dot{m}_1$  ke změně polohy pinch pointu.



Obrázek 42: Výměník V2 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami

Zatímco při malém hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  se pinch point nachází na teplém konci a platí rovnice (6.3.1), která při známém tlaku  $p_6 = p_4$  jednoznačně určuje stav 6,

$$t_6 = t_{12} - PP \quad (6.3.1)$$

při větším hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  se pinch point nachází na studeném konci výměníku a místo rovnice (6.3.1) platí rovnice (6.3.2). Hraniční hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  rozhodující o poloze pinch pointu je uveden v kapitole 6.4.

$$t_{13} = t_5 + PP \quad (6.3.2)$$

V rovnici (6.3.3) představující energetickou bilanci výměníku V2 zbývá jedna neznámá, kterou je v závislosti na hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  měrná entalpie  $h_6$ , nebo měrná entalpie  $h_{13}$ .

$$(1 - y_4) \cdot \dot{m}_1 \cdot (h_6 - h_5) = (\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (6.3.3)$$

Pro malý hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  je měrná entalpie  $h_{13}$ , která spolu se známým tlakem  $p_{13} = p_{12} = p$  jednoznačně určuje stav 13, vyjádřena z rovnice (6.3.3) viz rovnice (6.3.4).

$$h_{13} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot h_{12} - (1 - y_4) \cdot \dot{m}_1 \cdot (h_6 - h_5)}{(\dot{m} - \dot{m}_1)} \quad (6.3.4)$$

Pro větší hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  je neznámou měrná entalpie  $h_6$ , jenž spolu se známým tlakem  $p_6 = p_4$  jednoznačně určuje stav 6. Neznámá je vyjádřena viz rovnice (6.3.5).

$$h_6 = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{12} - h_{13}) + (1 - y_4) \cdot \dot{m}_1 \cdot h_5}{(1 - y_4) \cdot \dot{m}_1} \quad (6.3.5)$$

Stavy 2 a 4 jsou při zvolené vlhkosti  $y_2 = y_4 = 0,12$  a známé vnitřní účinnosti dílů T1 a T2 turbíny  $T \eta_i = 80 \%$  jednoznačně určeny z předchozích stavů 1, resp. 3.

Stav 5 je dán tlakem  $p_5 = p_4$  a vlhkostí syté páry  $y_5 = 0$ .

Hmotnostní tok  $\dot{m}_5$  dílem T3 turbíny T je vyjádřen viz rovnice (6.3.6).

$$\dot{m}_5 = (1 - y_4) \cdot \dot{m}_1 \quad (6.3.6)$$

Stav 7 na výstupu z dílu T3 turbíny T vyplývá ze stavu 6 při dané vnitřní účinnosti dílu turbíny  $\eta_i = 80 \%$  a kondenzačním tlaku  $p_7$  odpovídajícím kondenzační teplotě  $t_7 = t_k$ . Vlhkost páry  $y_7$  s rostoucím hmotnostním tokem  $\dot{m}_1$  roste až na maximální dovolenou hodnotu  $y_{max} = 0,12$ .

Stav 8 je dán kondenzačním tlakem  $p_8 = p_7$  a vlhkostí syté kapaliny  $y_8 = 1$ .

Stav 9 vyplyne ze stavu 8 při známé účinnosti čerpadla  $\eta_{p2} = \eta_i = 80 \%$  a tlaku po kompresi  $p_9 = p_n$ .

Stav 10 je dán tlakem  $p_{10} = p_4$  a vlhkostí syté kapaliny  $y_{10} = 1$ .

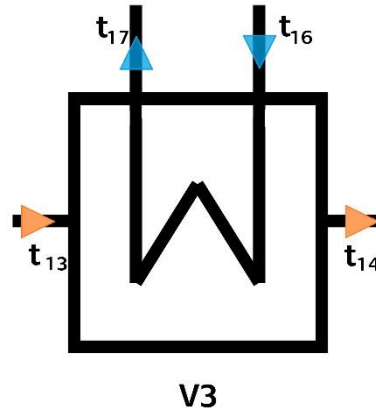
V ORC okruhu je stav 15 určen kondenzačním tlakem  $p_{15}$ , resp. kondenzační teplotou  $t_k$  a vlhkostí syté kapaliny  $y_{15} = 1$ .

Stav 16 je určen ze stavu 15 účinností čerpadla  $\eta_{p1} = \eta_i = 80 \%$  a tlakem po kompresi  $p_{16} = p_{17}$ , jenž je nezávislým parametrem.

Stav 17 je dán tlakem  $p_{17}$  a vlhkostí syté páry  $y_{17} = 0$ .

Stav 18 na výstupu z turbíny T4 je určen ze stavu 17 při známé vnitřní účinnosti turbíny  $\eta_i = 80\%$  a kondenzačním tlaku  $p_{18} = p_{15}$ .

Ve výměníku V3 je realizováno nejprve ohřátí ORC média na saturační teplotu a následně dochází k odpaření média až na nulovou vlhkost. V tomto duchu lze výměník pomyslně rozdělit na fiktivní ohřívák a výparník. Vstupní a výstupní teploty výměníku V3 jsou zobrazeny na obrázku 43.



Obrázek 43: Výměník V3 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami

Protože v případě výměníku V3 předpokládám polohu pinch pointu stejnou, jako tomu bylo u výměníku V3 ve variantě B, jsou pro účely vyjádření hmotnostního toku ORC okruhem  $\dot{m}_{ORC}$  opět zavedeny stavy L a 13\*. Stav L odpovídá stavu syté kapaliny ORC média a je charakterizovaný tlakem  $p_L = p_{17}$  (tedy i  $t_L = t_{17}$ ) spolu s vlhkostí  $y_L = 1$ . Stav 13\* topného média je určený tlakem  $p_{13*} = p_{13} = p$  a teplotou  $t_{13*}$ , vyjádřenou podle rovnice (6.3.7).

$$t_{13*} = t_L + PP \quad (6.3.7)$$

Z energetické bilance pomyslného výparníku vyjádřené rovnicí (6.3.8)

$$\dot{m}_{ORC} \cdot (h_{17} - h_L) = (\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{13} - h_{13*}) \quad (6.3.8)$$

Lze vyjádřit hledanou neznámou, kterou je hmotnostní tok ORC okruhem  $\dot{m}_{ORC}$ , dle rovnice (6.3.9).

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{13} - h_{13*})}{h_{17} - h_L} \quad (6.3.9)$$

Stav 14 topného média na studeném konci výměníku V3 je určen tlakem  $p_{14} = p_{13*} = p$  a měrnou entalpií  $h_{14}$ , kterou lze určit z energetické bilance celého výměníku V3 (rovnice (6.3.10)) dle rovnice (6.3.11).

$$\dot{m}_{ORC} \cdot (h_{17} - h_{16}) = (\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot (h_{13} - h_{14}) \quad (6.3.10)$$

$$h_{14} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) \cdot h_{13} - \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{17} - h_{16})}{(\dot{m} - \dot{m}_1)} \quad (6.3.11)$$

Po určení potřebných stavových veličin lze vyjádřit měrné práce  $w_{Ti}$  konané médii v dílech turbíny T1 a T2 a výkony dílů turbín T1, T2 a T4 dle rovnic (5.3.16), (5.3.17), (5.3.20), (5.3.21) a (5.3.23). Měrné práce konané v dílech T3 a T4 turbíny T jsou vyjádřeny viz rovnice (6.3.12) a (6.3.13).

Výkon dílu turbíny T3 je určen dle rovnice (6.3.14). Celkový výkon  $P_{celk}$  turbíny T složené z dílů T1, T2 a T3 je určen dle rovnice (5.3.24).



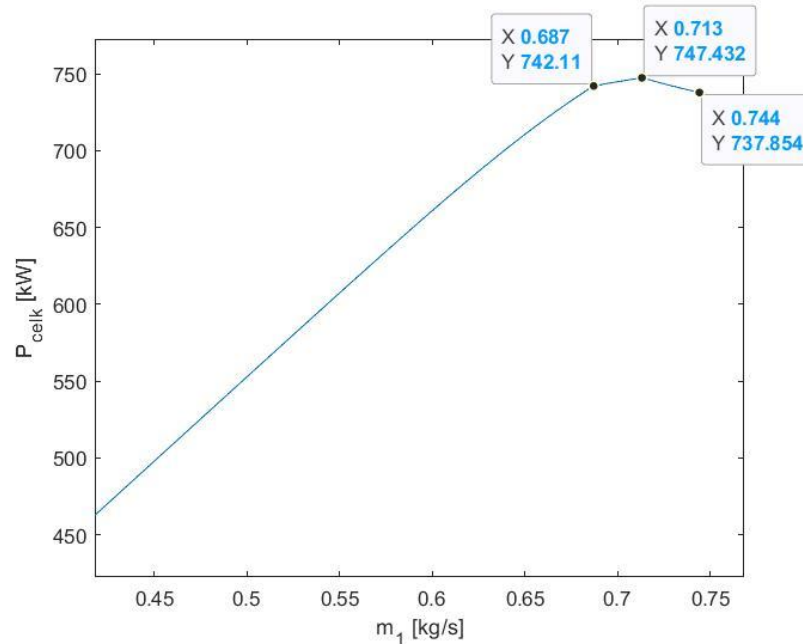
$$w_{T3} = h_6 - h_7 \quad (6.3.12)$$

$$w_{T4} = h_{17} - h_{18} \quad (6.3.13)$$

$$P_{T3} = \dot{m}_5 \cdot w_{T3} = \dot{m}_1 \cdot (1 - y_4) \cdot w_{T3} \quad (6.3.14)$$

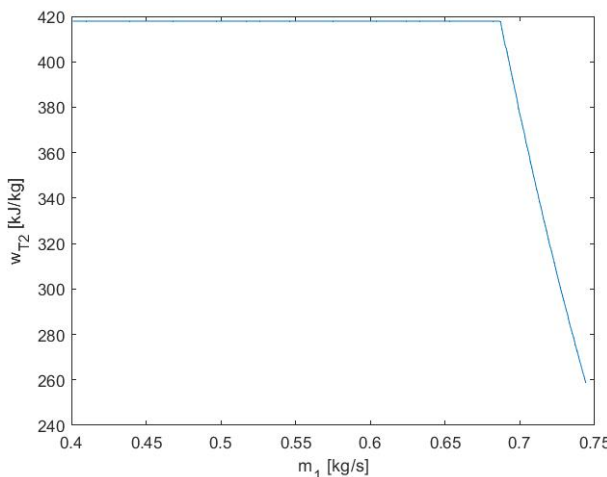
## 6.4 Analýza získaných závislostí

Celkový výkon turbín, jejichž pracovním médiem je voda, roste dle obrázku 44 v závislosti na parametru  $\dot{m}_1$  přibližně lineárně, dokud se pinch point ve výměníku V1 nachází na teplém konci, čemuž odpovídá  $\dot{m}_1 \leq 0,687$  kg/s.

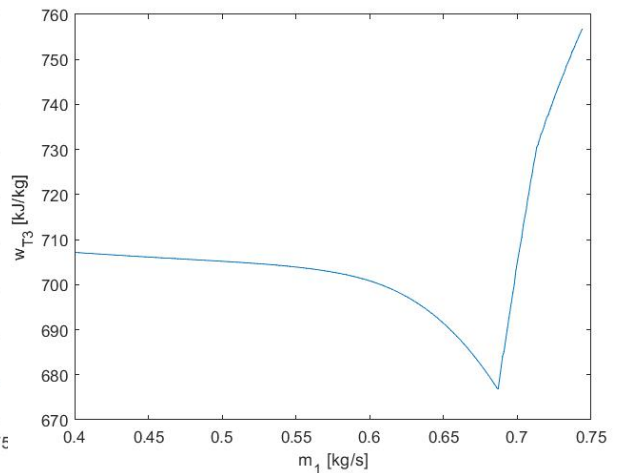


Obrázek 44: Závislost celkového výkonu turbín T1, T2, T3 na hmotnostním toku  $\dot{m}_1$

Měrné práce konané v dílech T1 a T2 turbíny T odpovídající hmotnostnímu toku  $\dot{m}_1$  z tohoto intervalu jsou konstantní, stejně jako v případě varianty B. Závislost měrné práce konané v dílu turbíny T2 na hmotnostním toku  $\dot{m}_1$  je na obrázku 45. Měrná práce konaná v dílu turbíny T3 přitom pomalu klesá viz obrázek 46.

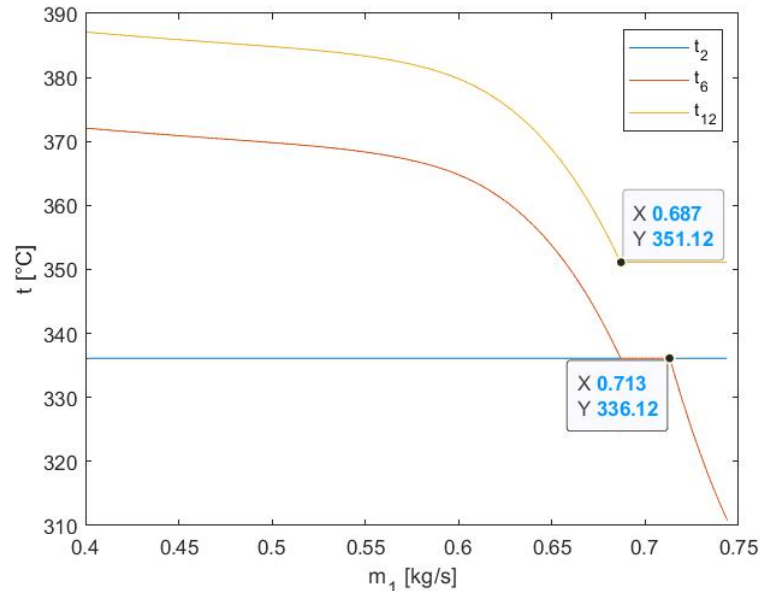


Obrázek 45: Závislost měrné práce konané v turbíně T2 na parametru  $\dot{m}_1$



Obrázek 46: Závislost měrné práce konané v turbíně T3 na parametru  $\dot{m}_1$

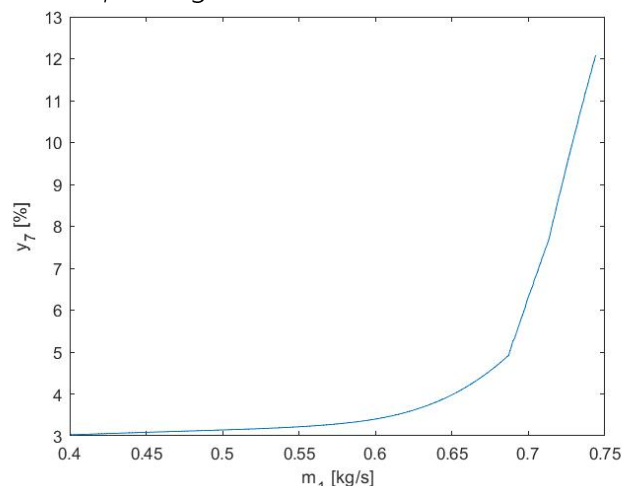
Pro hodnoty hmotnostního toku  $\dot{m}_1$  z intervalu (0,687 ; 0,713) kg/s výkon roste s menší strmostí, neboť strmě klesá měrná práce konaná v dílu turbíny T2 (obrázek 45) a zároveň roste měrná práce konaná v dílu turbíny T3 (obrázek 46). Ve výměníku V1 se pinch point pro tyto hodnoty hmotnostního toku  $\dot{m}_1$  nachází na studeném konci, zatímco ve výměníku V2 se nachází na teplém konci pro hmotnostní tok  $\dot{m}_1 \leq 0,713$  kg/s (viz obrázek 47).



Obrázek 47: Závislost teplot  $t_2$ ,  $t_6$  a  $t_{12}$  na parametru  $\dot{m}_1$

Pro větší hmotnostní tok  $\dot{m}_1$  je závislost celkového výkonu turbíny T složené z dílů T1, T2 a T3 klesající, protože měrná práce konaná v dílu T2 dále strmě klesá (obrázek 45) a měrná práce konaná v dílu turbíny T3 roste s menší strmostí (obrázek 46). Zároveň se pinch point ve výměníku V2 nachází na studeném konci.

S rostoucím hmotnostním tokem  $\dot{m}_1$  roste i vlhkost páry  $y_7$  na výstupu z turbíny T3 viz obrázek 48. Tato vlhkost páry dosáhne dovolené hodnoty  $y_{max} = 0,12$  při hmotnostním toku  $\dot{m}_1 = 0,744$  kg/s.

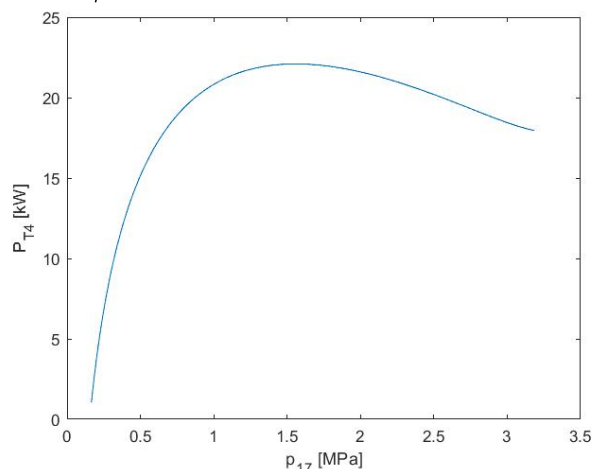


Obrázek 48: Závislost vlhkosti páry  $y_7$  na parametru  $\dot{m}_1$

Maximálního celkového výkonu 747,4 kW turbína T složená z dílů T1, T2 a T3 dosahuje při  $\dot{m}_1 = 0,713$  kg/s.

Výkon ORC oběhu je ovlivněn parametry média ve stavu 13 a je řešen pro stav 13 odpovídající maximálnímu celkovému výkonu turbíny T.

Závislost výkonu turbíny T4 na parametru  $p_{17}$  je hladká křivka (viz obrázek 49) nabývající svého maxima 22,1 kW pro tlak  $p_{17} = 1,56$  MPa, jemuž odpovídá saturační teplota  $t_{17} = 133,5$  °C.



Obrázek 49: Závislost výkonu turbíny T4 na parametru  $p_{17}$

## 6.5 Maximální výkon varianty C

Průtok a stavové veličiny pro nezávislé parametry odpovídající maximálnímu svorkovému výkonu ( $\dot{m}_1 = 0,713$  kg/s,  $p_{17} = 1,56$  MPa) jsou v tabulce 5.

Tabulka 5: Průtok a stavové veličiny v jednotlivých stavech při maximálním výkonu

Stav i	Médium	$\dot{m}_i$ (kg/s)	$h_i$ (kJ/kg)	$t_i$ (°C)	$p_i$ (MPa)	$s_i$ (kJ/kgK)	$y_i$ (1)
0	Voda	1	2 578,6	400,0	25,0	5,140	0
1	Voda	0,713	2 578,6	400,0	25,0	5,140	0
2	Voda	0,713	2 511,6	336,1	13,9	5,167	0,12
3	Voda	0,713	2 892,7	373,8	13,9	5,782	0
4	Voda	0,713	2 554,2	195,5	1,41	5,963	0,12
5	Voda	0,627	2 789,1	195,5	1,41	6,464	0
6	Voda	0,627	3 119,7	336,1	1,41	7,084	0
7	Voda	0,627	2 389,3	40,0	$7,38 \cdot 10^{-3}$	7,667	0,08
8	Voda	0,627	167,5	40,0	$7,38 \cdot 10^{-3}$	0,572	1
9	Voda	0,627	167,7	40,0	0,101	0,573	1
10	Voda	0,086	832,0	195,5	1,41	2,288	1
11	Voda	0,287	2 578,6	400,0	25,0	5,140	0
12	Voda	0,287	1 632,7	351,1	25,0	3,695	1
13	Voda	0,287	908,8	210,5	25,0	2,392	1
14	Voda	0,287	387,9	88,0	25,0	1,152	1
15	R123	0,700	240,6	40,0	0,154	1,138	1
16	R123	0,700	241,3	40,4	1,56	1,138	1
17	R123	0,700	455,5	133,5	1,56	1,698	0
18	R123	0,700	423,9	65,1	0,154	1,722	0

Z těchto hodnot jsou podle postupu popsaného výše určeny měrné práce konané v jednotlivých dílech turbín a výkony těchto dílů viz tabulka 6. Zároveň jsou pro úplnost uvedeny potřebné výkony čerpadel, kdy znaménko „-“ značí výkon do systému dodávaný.

Tabulka 6: Výkony turbín a čerpadel

Turbína/čerpadlo	$\dot{m}_i$ (kg/s)	$w_i$ (kJ/kg)	$P_i$ (kW)
T1	0,713	67,0	47,8
T2	0,713	338,5	241,4
T3	0,627	730,4	458,3
T4	0,700	31,6	22,1
P1	0,700	-0,7	-0,49
P2	0,627	-0,2	-0,13

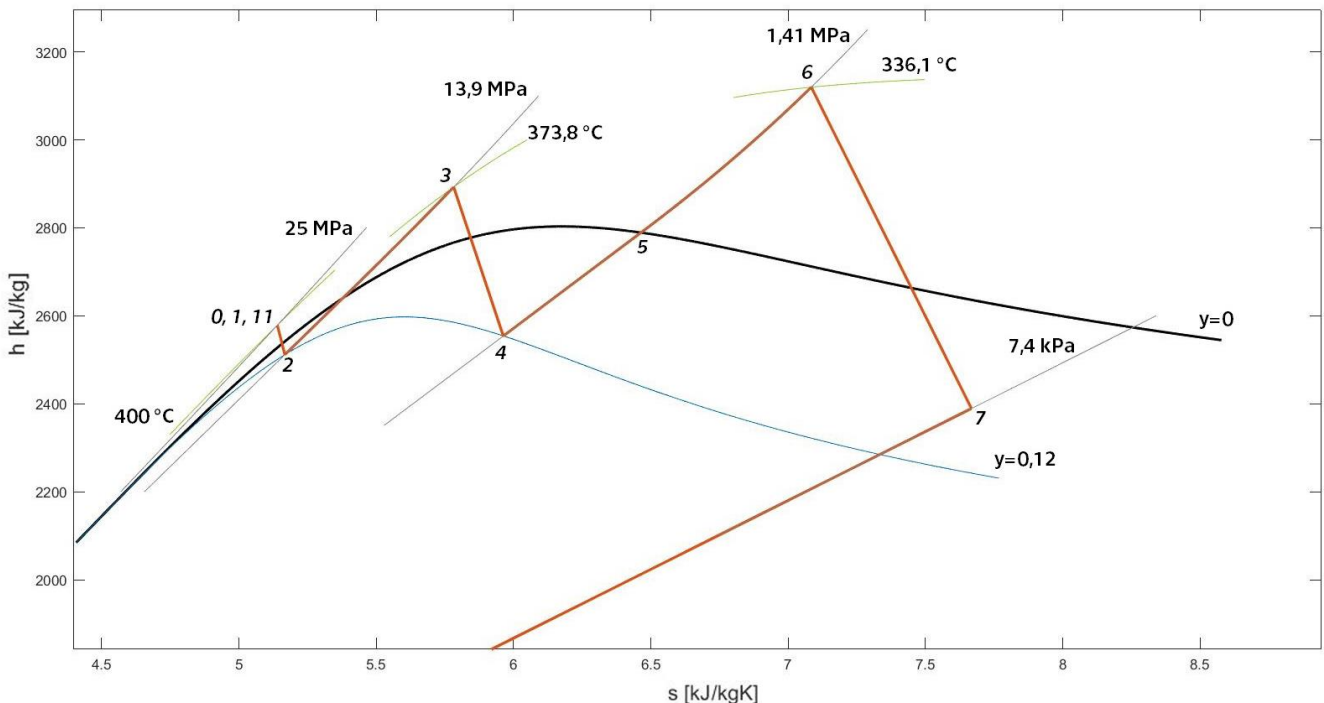
Svorkový výkon  $P_{sv}$  je z výkonu turbín vypočítán viz rovnice (6.5.1). Tato hodnota výkonu představuje účinnost využití zdroje asi  $\eta = 28,36 \%$ .

$$P_{sv} = (P_{T1} + P_{T2} + P_{T3} + P_{T4}) \cdot \eta_M \cdot \eta_G = 731,4 \text{ kW} \quad (6.5.1)$$

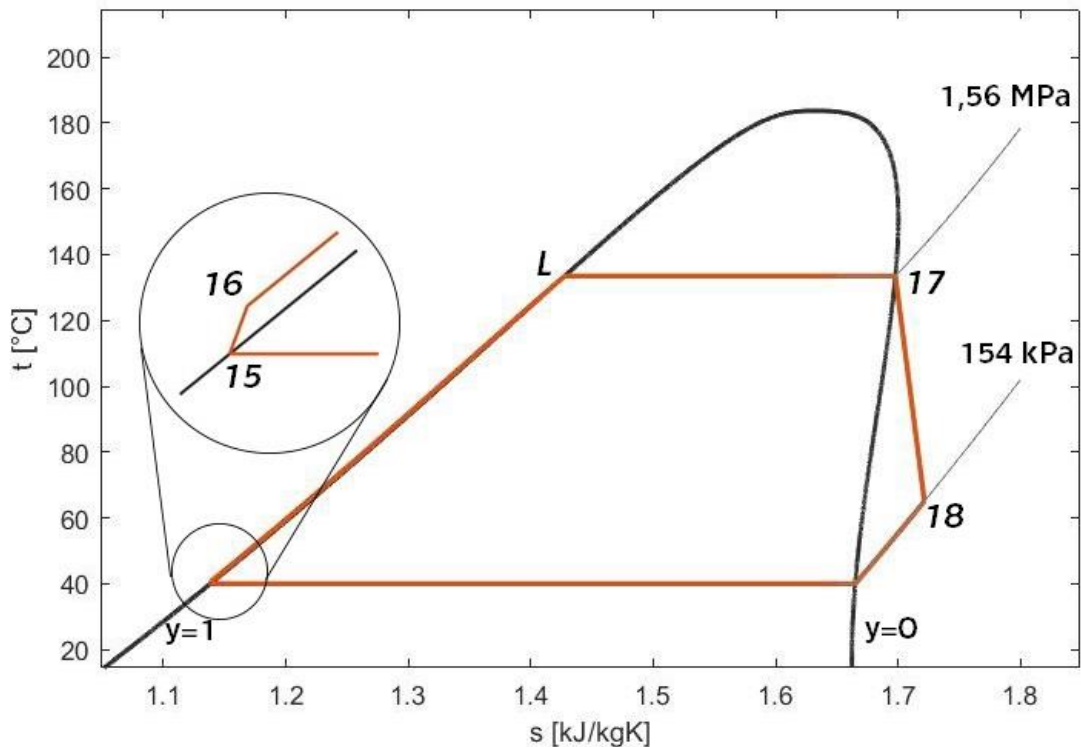
Celkový příkon  $P_p$  potřebný pro provoz čerpadel je určen dle rovnice (6.5.2).

$$P_p = \frac{|P_{P1} + P_{P2}|}{\eta_{AM} \cdot \eta_{FM}} = 0,74 \text{ kW} \quad (6.5.2)$$

Důležité stavy a jejich změny jsou zakresleny do h-s diagramu vodní páry (obrázek 50) a T-s diagramu pro médium R123 (obrázek 51):



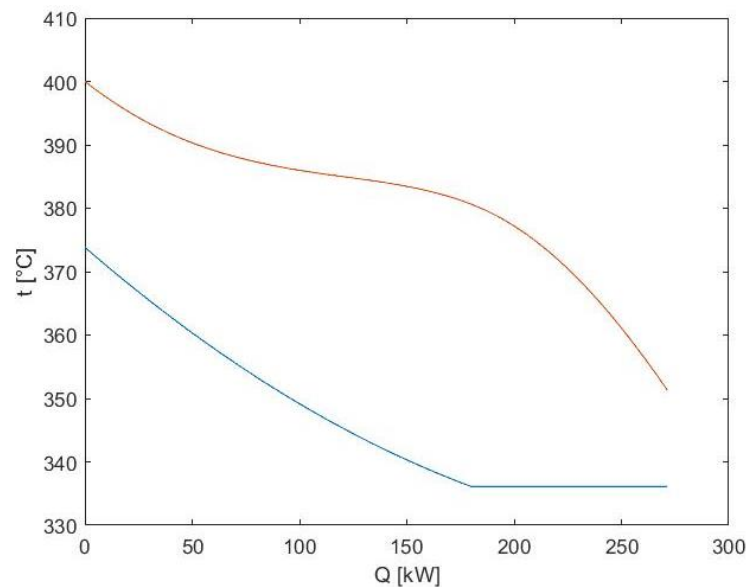
Obrázek 50: h-s diagram vodní páry se zakreslenými stavy



Obrázek 51: T-s diagram média R123 se zakreslenými stavy

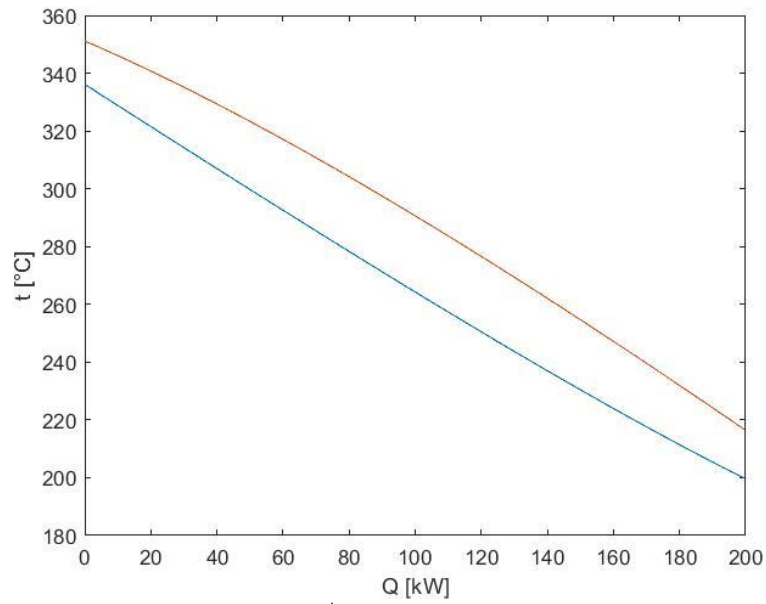
Pomocí t-Q diagramů jsou následně ověřeny předpokládané polohy pinch pointů v jednotlivých výměnících.

Z t-Q diagramu pro výměník V1 (obrázek 52) je zřejmé, že skutečná poloha pinch pointu souhlasí s předpokladem, tedy že se pinch point nachází na studeném konci. Tepelný výkon výměníku V1 je asi 271 kW.



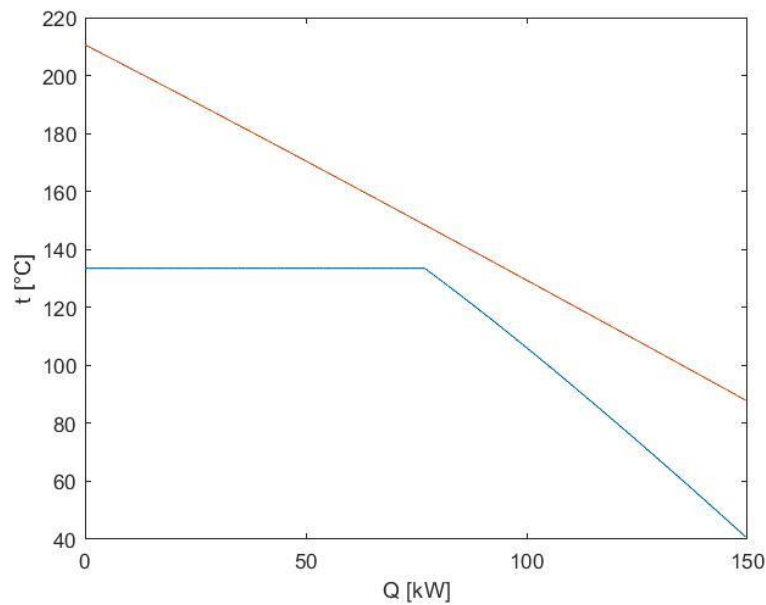
Obrázek 52: t-Q diagram pro výměník V1

Nejvyššího výkonu turbína T dosahuje v hraničním případě, kdy se pinch point ve výměníku V2 nachází na studeném i teplém konci, jak je patrné z t-Q diagramu (obrázek 53). Tepelný výkon výměníku V2 je asi 200 kW.



Obrázek 53: t-Q diagram pro výměník V2

Z t-Q diagramu pro výměník V3 (obrázek 54) je zřejmé, že skutečná poloha pinch pointu souhlasí s předpokladem, tedy že se  $PP$  rovná rozdílu teplot  $t_{13^*}$  a  $t_L$ . Tepelný výkon výměníku V3 je asi 149 kW.



Obrázek 54: t-Q diagram pro výměník V3

## 7 Porovnání navržených variant

V tabulce 7 jsou porovnány některé parametry jednotlivých navržených variant, při kterých je dosahováno nejvyššího svorkového výkonu  $P_{sv}$ .

Tabulka 7: Porovnání navržených variant

Varianta	A	B	C
Hmotnostní tok média dílem turbíny $T1$ (kg/s)	1,000	0,692	0,713
Tlak vstupní vodní páry (MPa)	25	25,0 ( $T1$ )	25,0 ( $T1$ )
		13,9 ( $T2$ )	13,9 ( $T2$ )
		0,93 ( $T3$ )	1,41 ( $T3$ )
Tlak admisní páry v ORC (MPa)	-	1,12 ( $T4$ )	1,56 ( $T4$ )
Účinnost ORC (%)	-	13,08	14,83
Teplota topného média na výstupu z výměníku $V3$ (°C)	-	89,9	88,0
Vlhkost páry $y_i$ na výstupu z jednotlivých dílů turbíny $T$ a z turbíny $T4$ (%)	32	12 ( $T1$ )	12 ( $T1$ )
		12 ( $T2$ )	12 ( $T2$ )
		12 ( $T3$ )	8 ( $T3$ )
		0 ( $T4$ )	0 ( $T4$ )
Svorkový výkon $P_{sv}$ (kW)	745,7	722,6	731,4
Příkon uvažovaných čerpadel $P_p$ (kW)	0,24	0,75	0,74
Účinnost využití zdroje $\eta$ (%)	28,92	28,02	28,36

Zařazením separátoru lze dosáhnout asi o 1,2 % vyššího výkonu oproti variantě B a zároveň takto klesá vlhkost emisní páry turbíny  $T$  na 8 %, z čehož vyplývá její menší namáhání. Také hmotnostní tok zmíněnou turbínou je v případě varianty C menší asi o 9,4 %, což příznivě ovlivňuje její velikost. Naopak hmotnostní tok díly  $T1$  a  $T2$  turbíny  $T$  je při využití separátoru pro maximální výkon větší asi o 3 %.

Varianta C dosahuje o 1,92 % nižšího výkonu než varianta A nesplňující požadavek na maximální vlhkost páry expandující v turbíně. Vlhkost vodní páry na výstupu z turbíny  $T1$  je v případě varianty A  $y_2 = 0,32$ .

## 8 Závěrečný souhrn poznatků a doporučení

V rešeršní části této práce jsou shrnuty základní informace týkající se geotermální energie a způsobů jejího využívání. Dále je pozornost věnována vlastnostem, výskytu, a využívání superkritických tekutin. Byly popsány i projekty zabývající se hledáním a výzkumem superkritických geotermálních zdrojů spolu s možnými technologiemi vhodnými k jejich využití.

Pro zadané superkritické parametry geotermální tekutiny byly navrženy různé varianty řazení technologie geotermální elektrárny. Při tom se ukázalo, že není efektivní aplikovat v současnosti využívané technologie geotermálních elektráren, resp. že je nutné koncepci těchto technologií modifikovat. V druhé části práce jsou prezentovány tři varianty řešení, při jejichž bilancování bylo dosaženo nejvyššího svorkového výkonu.

Pro navržené varianty platilo, že s rostoucím počtem přehřátí páry rostl i jejich maximální výkon. Prezentovanou variantou splňující všechny požadavky zadání s nejvyšším měrným výkonem byla varianta C, avšak při uvažování tří přehřátí páry by za předpokladu vhodné volby parametrů bylo pravděpodobně dosaženo ještě vyššího výkonu za cenu větší složitosti technologie a z toho vyplývajících vyšších investičních nákladů. Zároveň by při volbě jiných nebo většího množství optimalizovaných nezávislých parametrů variant B a C mohlo pravděpodobně být dosaženo ještě vyššího výkonu.

Na rozdíl od zjednodušeného zadání, které jsem v této bakalářské práci řešil, bude v budoucnu v případě reálné aplikace využívající superkritický geotermální zdroj muset být v úvahách zohledněno i skutečné složení geotermální tekutiny, které bude limitovat volbu technologie a ovlivňovat výsledný svorkový výkon. Pro volbu nejvhodnějšího zapojení technologie bude zapotřebí zpracovat rozsáhlejší studii hodnotící i ekonomické aspekty jednotlivých variant.



## 9 Reference

### Literatura

- [1] D. Vobořil, „OENERGETICE.cz,“ 13. 5. 2015. [Online]. Available: <https://oenergetice.cz/elektrina/geotermalni-energie>. [Přístup získán 25. 10. 2020].
- [2] J. W. Lund, „www.britannica.com,“ 20. 7. 1998. [Online]. Available: <https://www.britannica.com/science/geothermal-energy>. [Přístup získán 25. 10. 2020].
- [3] M. Blažková, „Metodika k hodnocení geotermálního potenciálu v modelovém území Podkušnohoří,“ 2010. [Online]. Available: [https://prvnigeotermalni.cz/upload/4084e9a33cc28c0fe8e25501a8bcbc01/metodika\\_ujep\\_4.pdf](https://prvnigeotermalni.cz/upload/4084e9a33cc28c0fe8e25501a8bcbc01/metodika_ujep_4.pdf). [Přístup získán 18. 4. 2021].
- [4] Wikipedia.com, „Geothermal energy,“ 20. 10. 2020. [Online]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/Geothermal\\_energy#History](https://en.wikipedia.org/wiki/Geothermal_energy#History). [Přístup získán 24. 10. 2020].
- [5] J. Unwin, „Power Technology,“ 8. 10. 2019. [Online]. Available: <https://www.power-technology.com/features/oldest-geothermal-plant-larderello/>. [Přístup získán 25. 10. 2020].
- [6] G. Communities, „CHEMISTRY OF THERMAL FLUIDS,“ [Online]. Available: <https://geothermalcommunities.eu/assets/elearning/3.2.Corrosion&Scaling.pdf>.
- [7] N. Y. Gülden Gökçen Akkurt, „Effect of Non-Condensable Gases on geothermal power plant performance. Case study: Kizildere Geothermal Power Plant-Turkey,“ 2008. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/239409007\\_Effect\\_of\\_Non-Condensable\\_Gases\\_on\\_geothermal\\_power\\_plant\\_performance\\_Case\\_study\\_Kizildere\\_Geothermal\\_Power\\_Plant-Turkey](https://www.researchgate.net/publication/239409007_Effect_of_Non-Condensable_Gases_on_geothermal_power_plant_performance_Case_study_Kizildere_Geothermal_Power_Plant-Turkey). [Přístup získán 7. 4. 2021].
- [8] S. R. Harsh Gupta, *Geothermal Energy: An Alternative Resource for the 21st Century*, Elsevier Science, 2007.
- [9] V. Novotný, „Intermediate pressure reboiling in geothermal flash plant for increased power production and more effective non-condensable gas abatement,“ 2019. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484719309035#!>. [Přístup získán 29. 4. 2021].
- [10] R. DiPippo, *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*, Oxford: Elsevier, 2012.
- [11] E. Huenges, „Enhanced geothermal systems,“ 2016. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/enhanced-geothermal-system>. [Přístup získán 28. 11. 2020].

- [12] K. Breede, „A systematic review of enhanced (or engineered) geothermal systems: past, present and future,” 5. 11. 2013. [Online]. Available: <https://geothermal-energy-journal.springeropen.com/articles/10.1186/2195-9706-1-4>. [Přístup získán 27. 11. 2020].
- [13] J. Unwin, „The oldest geothermal plant in the world,” 2019. [Online]. Available: <https://www.power-technology.com/features/oldest-geothermal-plant-larderello/>. [Přístup získán 18. 4. 2021].
- [14] O. o. E. E. & R. ENERGY, „Electricity generation,” [Online]. Available: <https://www.energy.gov/eere/geothermal/electricity-generation>. [Přístup získán 25. 10. 2020].
- [15] K. Thirairaja, „Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC,” 2019. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610218310968?via%3Dihub>. [Přístup získán 19. 4. 2021].
- [16] J. W. Lund, „Direct Utilization of Geothermal Energy 2020 Worldwide Review,” 2020. [Online]. Available: <https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/WGC/2020/01018.pdf>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [17] G. W. Hutterer, „Geothermal Power Generation in the World 2015-2020 Update Report,” 2020. [Online]. Available: <https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/WGC/2020/01017.pdf>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [18] J. Šafanda, „OENERGETICE.cz,” 21. 12. 2018. [Online]. Available: <https://oenergetice.cz/nazory/jake-jsou-moznosti-vyuziti-geotermalni-energie-cesku>. [Přístup získán 27. 11. 2020].
- [19] R. Nazeleno.cz, „Nazeleno.cz,” 20. 1. 2010. [Online]. Available: <https://www.nazeleno.cz/energie/energetika/prvni-geotermalni-elektrarna-v-cr-liberec-nebo-litomerice.aspx>. [Přístup získán 27. 11. 2020].
- [20] T. Straka, „tzbinfo,” 7. 12. 2018. [Online]. Available: <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/18356-budoucnost-tepelnych-cerpadel-v-evrope-a-v-cr>. [Přístup získán 28. 11. 2020].
- [21] neznámý, „mvv.cz,” [Online]. Available: <https://www.mvv.cz/geotermalni-zdroj-v-decine.html>. [Přístup získán 28. 11. 2020].
- [22] P. MUNI, „Superkritické kapaliny,” [Online]. Available: [https://is.muni.cz/th/77987/prif\\_m/superkriticke\\_kapaliny.pdf](https://is.muni.cz/th/77987/prif_m/superkriticke_kapaliny.pdf). [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [23] M. MizanurRahman, „Design concepts of supercritical water-cooled reactor (SCWR) and nuclear marine vessel: A review,” 2020. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0149197020300779>. [Přístup získán 21. 4. 2021].

- [24] M. ParisTech, „Supercritical steam cycles,” 2020. [Online]. Available: <https://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/en/co/cycles-supercrit.html>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [25] V. D. Martin Kulhánek, „SUPERCRITICAL CARBON DIOXIDE CYCLES THERMODYNAMIC ANALYSIS AND COMPARISON,” 2009. [Online]. Available: <https://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/KulhanekMartin-319574.pdf>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [26] M. Heřmanská, „Supercritical Fluid Geochemistry in Geothermal Systems,” 2019. [Online]. Available: <https://www.hindawi.com/journals/geofluids/2019/6023534/>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [27] T. Reinsch, „Utilizing supercritical geothermal systems: a review of past ventures and ongoing research activities,” 2017. [Online]. Available: <https://geothermal-energy-journal.springeropen.com/articles/10.1186/s40517-017-0075-y>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [28] E. Brancaccio, „Supercritical Geothermal Resources: Exploration and Development,” [Online]. Available: <http://www.oil-gasportal.com/wp-content/uploads/2019/10/Supercritical-Geothermal-Resources-Exploration-and-Development.pdf>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [29] M. ZYCHOVÁ, „Vlastnosti a použití superkritické vody,” 2012. [Online]. Available: [http://chemicke-listy.cz/docs/full/2013\\_02\\_126-135.pdf](http://chemicke-listy.cz/docs/full/2013_02_126-135.pdf). [Přístup získán 20. 4. 2021].
- [30] F. Parisio, „The risks of long-term re-injection in supercritical geothermal systems,” 2019. [Online]. Available: <https://www.nature.com/articles/s41467-019-12146-0>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [31] R. Bertani, „The First Results of the DESCRAMBLE Project,” 2018. [Online]. Available: <https://pangea.stanford.edu/ERE/pdf/IGAstandard/SGW/2018/Bertani.pdf>. [Přístup získán 21. 4. 2021].
- [32] G.Ó.Friðleifsson, „The concept of the Iceland deep drilling project,” 2014. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0375650513000217?via%3Dihub>. [Přístup získán 26. 4. 2021].
- [33] IDDP, „The drilling of the Iceland Deep Drilling Project geothermal well at Reykjanes has,” 2017. [Online]. Available: <https://iddp.is/wp-content/uploads/2017/02/IDDP-2-Completion-websites-IDDP-DEEPEGS2.pdf>. [Přístup získán 22. 4. 2021].
- [34] GEMex, „The GEMex project,” 2020. [Online]. Available: [http://www.gemex-h2020.eu/index.php?option=com\\_content&view=featured&Itemid=101&lang=en](http://www.gemex-h2020.eu/index.php?option=com_content&view=featured&Itemid=101&lang=en). [Přístup získán 22. 4. 2021].

- [35] G. sciemnce, „Hotter and Deeper,” 2009. [Online]. Available: <https://www.gns.cri.nz/Home/Our-Science/Energy-Futures/Geothermal-Energy/Research/Hotter-and-Deeper>. [Přístup získán 22. 4. 2021].
- [36] GDC, „Menengai Geothermal Project,” 2020. [Online]. Available: <https://www.gdc.co.ke/menengai.html>. [Přístup získán 22. 4. 2021].
- [37] M. Li, „Comparative Analysis of Power Plant Options for Enhanced Geothermal Systems (EGS),” 2014. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/282648871\\_\\_Comparative\\_\\_Analysis\\_\\_of\\_\\_Power\\_\\_Plant\\_\\_Options\\_\\_for\\_\\_Enhanced\\_\\_Geothermal\\_\\_Systems\\_\\_EGS](https://www.researchgate.net/publication/282648871__Comparative__Analysis__of__Power__Plant__Options__for__Enhanced__Geothermal__Systems__EGS). [Přístup získán 26. 4. 2021].
- [38] M. Zuckerman, „Pinch analysis,” 2015. [Online]. Available: [https://processdesign.mccormick.northwestern.edu/index.php/Pinch\\_\\_analysis](https://processdesign.mccormick.northwestern.edu/index.php/Pinch__analysis). [Přístup získán 9. 4. 2021].
- [39] M. Moshfeghian, „Impact of Temperature Approach of the Heat Exchangers on the CAPEX and OPEX of a Mechanical Refrigeration Plant with MEG Injection,” 2019. [Online]. Available: [https://www.petroskills.com/blog/entry/00\\_totm/jun19-fac-impact-of-temperature-approach-of-the-heat-exchangers-on-the-capex-and-opex-of-a-mechanical-refrigeration-plant-with-meg-injection#.YHC8VqxxdPY](https://www.petroskills.com/blog/entry/00_totm/jun19-fac-impact-of-temperature-approach-of-the-heat-exchangers-on-the-capex-and-opex-of-a-mechanical-refrigeration-plant-with-meg-injection#.YHC8VqxxdPY). [Přístup získán 9. 4. 2021].
- [40] E. ToolBox, „Efficiency of Small Machine Elements,” 2008. [Online]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/efficiency-small-machine-elements-d\\_2076.html](https://www.engineeringtoolbox.com/efficiency-small-machine-elements-d_2076.html). [Přístup získán 28. 4. 2021].
- [41] J. Ponert, „Závislost účinnosti synchronního stroje na jeho zatížení,” 2015. [Online]. Available: [https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/18739/1/DP\\_Ponert\\_Jiri.pdf](https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/18739/1/DP_Ponert_Jiri.pdf). [Přístup získán 28. 4. 2021].
- [42] I. N. Pavelková, „Moderní pohony s asynchronními motory a měniči frekvence,” 2016. [Online]. Available: [https://automa.cz/cz/casopis-clanky/moderni-pohony-s-asynchronnimi-motory-a-menici-frekvence-2010\\_05\\_41060\\_5611/](https://automa.cz/cz/casopis-clanky/moderni-pohony-s-asynchronnimi-motory-a-menici-frekvence-2010_05_41060_5611/). [Přístup získán 28. 4. 2021].
- [43] J. Nožička, *Základy termomechaniky*, Praha: ČVUT, 2004.
- [44] A. B. M. B. A Lebsir, „Electric Generators Fitted to Wind Turbine Systems: An Up-to-Date Comparative Study,” 7. 9. 2015. [Online]. Available: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01213120/document>. [Přístup získán 7. 4. 2021].
- [45] P. KLÍMA, „PARNÍ TURBINY,” 2013. [Online]. Available: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=63980](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=63980). [Přístup získán 7. 4. 2021].
- [46] B. S. DOROGOV, *EROZIYA LOPATOK V PAROVYKH TURBINAKH* (přeloženo), Moskva: Energiya, 1965.

- [47] J. Škorpík, „TEPELNÉ TURBÍNY A TURBOKOMPRESORY,“ 2011. [Online]. Available: <https://www.transformacni-technologie.cz/23.html>. [Přístup získán 8. 4. 2021].
- [48] C. Invernizzi, „Water Mixtures as Working Fluids in Organic Rankine Cycles,“ 2019. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/13/2629/htm>. [Přístup získán 20. 4. 2021].
- [49] H. Moon, „EFFICIENCY OF GEOTHERMAL POWER PLANTS: A WORLDWIDE REVIEW,“ 20. 11. 2012. [Online]. Available: <https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/NZGW/2012/46654final00097.pdf>. [Přístup získán 6. 11. 2020].
- [50] C. Mulyana, „The thermodynamic cycle models for geothermal plants,“ 26. 2. 2016. [Online]. Available: <https://aip.scitation.org/doi/pdf/10.1063/1.4941863>. [Přístup získán 25. 10. 2020].

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma zapojení technologie Dry steam [49].....	10
Obrázek 2: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii Dry steam [50].....	10
Obrázek 3: Schéma zapojení technologie Single flash steam [49].....	11
Obrázek 4: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii Single flash steam [50].....	11
Obrázek 5: Schéma technologie Double flash steam [49].....	12
Obrázek 6 T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii Double flash steam [50].....	13
Obrázek 7: Schéma zapojení technologie Binary cycle ve variantě s využitím ORC [49] ..	13
Obrázek 8: T-s diagram ORC média se stavovými změnami odehrávajícími se v ORC oběhu.....	14
Obrázek 9: T-s diagram vody, amoniaku a jejich směsi [48] .....	14
Obrázek 10: Schéma jednoho z možných zapojení GTE využívající Kalinova cyklu [10]....	15
Obrázek 11: Lokality s možným výskytem superkritických geotermálních tekutin [28]....	17
Obrázek 12: Průběh naměřené teploty a tlaku v závislosti na hloubce [31] .....	19
Obrázek 13: Model teplotního pole geotermální oblasti na poloostrově Reykjanes [27] ..	20
Obrázek 14: Schéma zapojení technologie s expanzí páry ve třech stupních bez přehřátí páry [37].....	21
Obrázek 15: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry ve třech stupních bez přehřátí páry [37] .....	22
Obrázek 16: Schéma zapojení technologie s expanzí páry ve třech stupních s přehříváním páry [37].....	22
Obrázek 17: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry ve třech stupních s přehříváním páry [37] .....	22
Obrázek 18: Schéma zapojení technologie s expanzí páry ve dvou stupních [37].....	23
Obrázek 19: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry ve dvou stupních [37].....	23
Obrázek 20: Schéma zapojení technologie s expanzí páry v jednom stupni [37].....	24

Obrázek 21: T-s diagram vodní páry se stavy charakteristickými pro technologii s expanzí páry v jednom stupni [37].....	24
Obrázek 22: T-s diagram se zanesenými zadanými parametry.....	25
Obrázek 23: Schéma zapojení varianty A.....	27
Obrázek 24: h-s diagram se zakreslenými stavy 1 a 2.....	28
Obrázek 25: Schéma zapojení varianty B.....	29
Obrázek 26: Výměník V1 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami obou médií.....	31
Obrázek 27: Výměník V2 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami.....	32
Obrázek 28: Výměník V3 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami.....	33
Obrázek 29: Závislost celkového výkonu turbín T1, T2, T3 na hmotnostním toku $\dot{m}_1$ .....	35
Obrázek 30: Závislost měrné práce konané v turbíně T2 na parametru $\dot{m}_1$ .....	35
Obrázek 31: Závislost měrné práce konané v turbíně T3 na parametru $\dot{m}_1$ .....	35
Obrázek 32: Závislost teplot $t_2$ , $t_5$ a $t_{10}$ na parametru $\dot{m}_1$ .....	36
Obrázek 33: Závislost vlhkosti páry na výstupu z turbíny T3 na parametru $\dot{m}_1$ .....	36
Obrázek 34: Závislost výkonu turbíny T4 na parametru $p_{15}$ .....	37
Obrázek 35: h-s diagram vodní páry se zakreslenými stavy.....	38
Obrázek 36: T-s diagram média R123 se zakreslenými stavy.....	39
Obrázek 37: t-Q diagram pro výměník V1.....	39
Obrázek 38: t-Q diagram pro výměník V2.....	40
Obrázek 39: t-Q diagram pro výměník V3.....	40
Obrázek 40: Schéma zapojení varianty C.....	41
Obrázek 41: Výměník V1 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami.....	42
Obrázek 42: Výměník V2 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami.....	42
Obrázek 43: Výměník V3 s naznačenými vstupními a výstupními teplotami.....	44
Obrázek 44: Závislost celkového výkonu turbín T1, T2, T3 na hmotnostním toku $\dot{m}_1$ .....	45
Obrázek 45: Závislost měrné práce konané v turbíně T2 na parametru $\dot{m}_1$ .....	45
Obrázek 46: Závislost měrné práce konané v turbíně T2 na parametru $\dot{m}_1$ .....	45
Obrázek 47: Závislost teplot $t_2$ , $t_6$ a $t_{12}$ na parametru $\dot{m}_1$ .....	46
Obrázek 48: Závislost vlhkosti páry $y_7$ na parametru $\dot{m}_1$ .....	46
Obrázek 49: Závislost výkonu turbíny T4 na parametru $p_{17}$ .....	47
Obrázek 50: h-s diagram vodní páry se zakreslenými stavy.....	48
Obrázek 51: T-s diagram média R123 se zakreslenými stavy.....	49
Obrázek 52: t-Q diagram pro výměník V1.....	49
Obrázek 53: t-Q diagram pro výměník V2.....	50
Obrázek 54: t-Q diagram pro výměník V3.....	50

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Průtoky a stavové veličiny v jednotlivých stavech.....	28
Tabulka 2: Výkony turbíny a čerpadla.....	28
Tabulka 3: Průtok a stavové veličiny v jednotlivých stavech při maximálním výkonu.....	37
Tabulka 4: Výkony dílů turbín a čerpadel.....	38
Tabulka 5: Průtok a stavové veličiny v jednotlivých stavech při maximálním výkonu.....	47
Tabulka 6: Výkony turbín a čerpadel.....	48
Tabulka 7: Porovnání navržených variant.....	51