



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH KALINOVA CYKLU A URČENÍ HLAVNÍCH ROZMĚRŮ JEHO TEPELNÉ TURBINY PRO GEOTERMÁLNÍ ELEKTRÁRNU

DESIGN OF KALINA CYCLE FOR GEOTHERMAL POWER PLANT AND ITS TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JÚLIUS LUERMANN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIRÍ ŠKORPÍK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Július Luermann

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh Kalinova cyklu a určení hlavních rozměrů jeho tepelné turbíny pro geotermální elektrárnu.

v anglickém jazyce:

Design Kalina cycle for geothermal power plant and its turbine.

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Geotermální energie se vyznačuje poměrně malými teplotními gradienty a výkony. Klasické tepelné oběhy pracují obvykle z většími teplotními gradienty i výkony. Tyto tepelné oběhy z různých příčin využívají nízkopotenciální geotermální teplo s velmi malou účinností, jistou možností pro zvýšení účinnosti je využití alternativních oběhů jako např. Kalinův oběh.

Cíle diplomové práce:

(1) Popis oběhu, souvislosti jeho vzniku, možnosti využití.

(2) Návrh oběhu pro zadání:

- hmotnostní průtok geotermální vody 1200 t/h
- teplota geotermální vody 95 deg.C
- teplota atmosféry pro odvod tepla z cyklu 46 deg.C

Určete:

- vhodný hmotnostní zlomek H₂O a NH₄ směsi na vstupu do turbíny
- teplotu směsi na vstupu do turbíny jako důsledek teplotních poměrů v odpařováku pracovní směsi
- vhodný tlak směsi na vstupu do turbíny
- teplotu kondenzace směsi v destilátoru jako důsledek termodynamických poměrů v odpařováku
- účinnost navrženého tepelného oběhu
- hlavní rozměry tepelné turbíny

Seznam odborné literatury:

1. Termodynamika

2. 2. Transformační technologie, on-line pokračující zdroj, dostupné z <http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html>, ISSN 1804–8293.

3. Téma práce zadalo externí pracoviště Siemens, s.r.o.
Konzultant Ing. Milan Kořista, Ph.D.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 17.10.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá Kalinovým cyklem, tedy tepelným oběhem, ve kterém je jako pracovní médium použita směs čpavku a vody. První část práce nás seznamuje s Kalinovým cyklem, uvádí jeho výhody a nevýhody a vlastnosti pracovní látky a jejich aplikace. Druhá část je zaměřena na postup při návrhu cyklu, popisuje také výpočtový model sestavený v této práci. Samotný výpočet je uveden v příloze jako .XLSM soubor. Ve třetí části je uveden výpočet oběhu pro zadané parametry, určení účinnosti cyklu a hlavních rozměrů jeho tepelné turbíny. V závěru práce se interpretuje výsledek výpočtu.

Klíčová slova

Kalinov cyklus, směs $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, geotermální energie, tepelný cyklus, bezemisní elektrárna.

Abstract

This master's thesis analyses Kalina cycle, a power cycle where ammonia – water solution is used as a working fluid. The first part of this study introduces us to the Kalina cycle, presents its advantages and disadvantages, characteristics of the working fluid and its applications. Second section concerns with the method of cycle design and describes the calculation model made in this thesis. The calculation model is attached in a separate .XLSM file. The third part shows calculation of the cycle for given parameters, determination of cycle efficiency and main proportions of the thermal turbine. In the conclusion are the interpretations of the calculations results.

Keywords

Kalina cycle, ammonia – water solution, geothermal energy, power cycle, zero emission power plant.

Bibliografická citace

LUERMANN, J. *Návrh Kalinova cyklu a určení hlavních rozměrů jeho tepelné turbíny pro geotermální elektrárnu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..

Prohlášení

Já, Július Luermann, prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne 25.5.2012

.....

Július Luermann

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Milanu Kořistovi, Ph.D. za odbornou pomoc při výpočtu této diplomové práce. Také bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za vedení této práce.

OBSAH

1	Úvod.....	- 13 -
2	Kalinov cyklus.....	- 14 -
2.1	Vlastnosti zmesi amoniaku a vody	- 14 -
2.1.1	Variabilná teplota varu a kondenzácie	- 14 -
2.1.2	Zmena koncentrácie amoniaku.....	- 16 -
2.1.3	Miešanie dvoch zmesí s rôznymi koncentraciami NH ₃	- 17 -
2.2	Skladba a súčasti Kalinovho cyklu	- 17 -
2.3	Kalina vs. ORC cyklus	- 20 -
2.4	Príklady využitia Kalinovho cyklu vo svete	- 22 -
2.4.1	Geotermálna elektráreň Húsavík, Island	- 22 -
3	Návrh Kalinovho cyklu pre geotermálnu elektráreň	- 24 -
3.1	Zadanie	- 24 -
3.2	Použitá metodika.....	- 24 -
3.3	Zoznam použitých funkcií.....	- 24 -
3.4	Návrh zariadenia	- 29 -
3.5	Zoznam použitých veličín a indexov.....	- 32 -
3.6	Zoznam použitých konštánt	- 32 -
3.7	Zostavenie modelu výpočtu	- 33 -
3.7.1	Predpoklady	- 33 -
3.7.2	Východiskový bod	- 33 -
3.7.3	Separátor.....	- 35 -
3.7.4	Turbína	- 38 -
3.7.5	HT-rekuperátor	- 40 -
3.7.6	Škrtenie	- 43 -
3.7.7	Absorbér.....	- 45 -
3.7.8	LT-rekuperátor	- 48 -
3.7.9	Výparník	- 51 -
3.7.10	Kondenzátor.....	- 53 -
3.7.11	Energetická bilancia cyklu	- 56 -
3.7.12	Návod na použitie výpočtového modelu	- 56 -
4	Výpočet.....	- 57 -

4.1	Vypočítané hodnoty (tab. 4.1)	- 57 -
4.2	Grafické zobrazenie	- 58 -
4.2.1	Separátor.....	- 58 -
4.2.2	Turbína	- 59 -
4.2.3	HT-rekuperátor	- 60 -
4.2.4	Škrtenie	- 62 -
4.2.5	Absorbér.....	- 63 -
4.2.6	LT-rekuperátor	- 64 -
4.2.7	Výparník	- 65 -
4.2.8	Kondenzátor	- 67 -
4.3	Energetická bilancia.....	- 68 -
4.4	Stanovenie vhodného hmotnostného zlomku zmesi.....	- 69 -
4.5	Výpočet hlavných rozmerov turbíny	- 69 -
4.5.1	Stanovenie merného objemu	- 69 -
4.5.2	Výpočet turbíny.....	- 70 -
5	Záver	- 73 -
	Zoznam použitej literatúry.....	- 74 -
	Zoznam príloh	- 76 -

1 ÚVOD

Kalinov cyklus je vynález ruského vedca Dr. Alexandra Kalinu, ktorý v roku 1980 s víziou, ako vylepšiť konvenčný, 150 rokov starý parný cyklus, vynájdený škótskym inžinierom Williamom Rankinom, zanechal vysokú pozíciu poradcu sovietskej vlády pre otázky energetiky a emigroval do USA. Tam, za účelom komercializácie svojho nápadu založil spoločnosť Exergy Ltd. a ponúkol svoj patent rôznym spoločnostiam – General Electric pre kombinované cykly, Ansaldo Energia pre geotermálne elektrárne, Ebara Japan pre spaľovne mestských odpadov.

Najzásadnejšou zmenou oproti Rankinovmu cyklu je použitie média skladajúceho sa z dvoch zložiek – amoniaku a vody. Termodynamické vlastnosti tejto zmesi umožňujú vytvoriť výhradne pretlakový cyklus pre zdroje tepla s nižšími teplotami, ako napríklad geotermálne teplo, odpadné teplo z rôznych technologických procesov, prípadne pre kombinované cykly. Zmes $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ sa teda vzhľadom na koncentráciu amoniaku vyparuje pri nižšej teplote. Dôležité však je, že teplota, pri ktorej tento proces prebieha nie je konštantná. V dôsledku toho je možné pre tieto cykly navrhovať také výmenníky tepla, ktoré lepšie využijú teplo zdroja, a teda vedú k zvýšeniu exergetickej účinnosti cyklu. V dôsledku premennej teploty pri zmene skupenstva môže byť u vhodnej konštrukcie výmenníku „pinch-point“ menší, než u výmenníkov pre čistú látku. Pri zdrojoch tepla s vyššou teplotou môže účinnosť cyklu narásť o 20 percent, pri nízkoteplotných zdrojoch až o 50 percent.

Na zvyšovaní účinnosti sa výrazne podieľa možnosť meniť vlastnosti pracovnej látky priamo počas cyklu a to zmenou pomeru koncentrácií amoniaku a vody. Týmto spôsobom je možné prispôbovať obeh aj vonkajším teplotám meniacim sa počas roku. Navyše sa oproti čistej vode výrazne znižuje teplota tuhnutia. Čistý amoniak zamrzá pri teplote -78°C , bod mrazu zmesi týchto dvoch látok sa teda tiež pohybuje pri teplote hlboko pod 0°C .

Podľa literatúry dochádza u Kalinovho cyklu aj k poklesu investičných nákladov oproti konvenčnému parnému obehu [1]. V prípade nízkoteplotných zdrojov sa ušetrí až 30 percent a v prípade zdroja spaľujúceho bežné palivo až 10 percent nákladov.

Nevýhodou je väčšia zložitosť systému a nutnosť dokonalejšieho odizolovania, aby nedochádzalo k úniku pracovného média do okolia. Čpavok je jedovatý plyn a v úzkom pásme koncentrácie so vzduchom aj výbušný. V prípade úniku je však vďaka charakteristickému výraznému zápachu ľahko identifikovateľný. Navyše je s jeho použitím množstvo skúseností, pretože sa využíva v rôznych iných technologických procesoch, hlavne pre chladenie.

2 KALINOV CYKLUS

Alexander Kalina pri návrhu svojho cyklu vychádzal z už osvedčeného Rankine-Clausiovoho cyklu, preto je vhodné porovnanie týchto dvoch cyklov a určenie rozdielov medzi nimi. Najzásadnejšou zmenou je použitie iného média – zmesi amoniaku a vody, preto je dôležité definovať túto zmes a jej fyzikálne vlastnosti.

2.1 Vlastnosti zmesi amoniaku a vody

Oproti čistej vode sa zmes $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ vyznačuje štyrmi zásadnými rozdielmi:

1. Má variabilnú teplotu varu a kondenzácie
2. Zmenou koncentrácie amoniaku dochádza ku zmene jej termofyzikálnych vlastností
3. Pri zmiešavaní dvoch zmesí s rozdielnou koncentráciou NH_3 dochádza k nárastu alebo poklesu teploty bez zmeny celkovej entalpie
4. Nízka teplota tuhnutia (-78°C pre čistý NH_3)

2.1.1 Variabilná teplota varu a kondenzácie

V porovnaní s vodou má amoniak nižšiu teplotu varu a kondenzácie a preto je pri zmiešaní týchto dvoch látok NH_3 prchavejším komponentom ako H_2O . To znamená, že pri ohreve zmesi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sa spočiatku odparuje hlavne amoniak, t.j. prebieha proces destilácie. Naopak, pri ochladzovaní zmesi v plynnom skupenstve najprv kondenzuje voda.

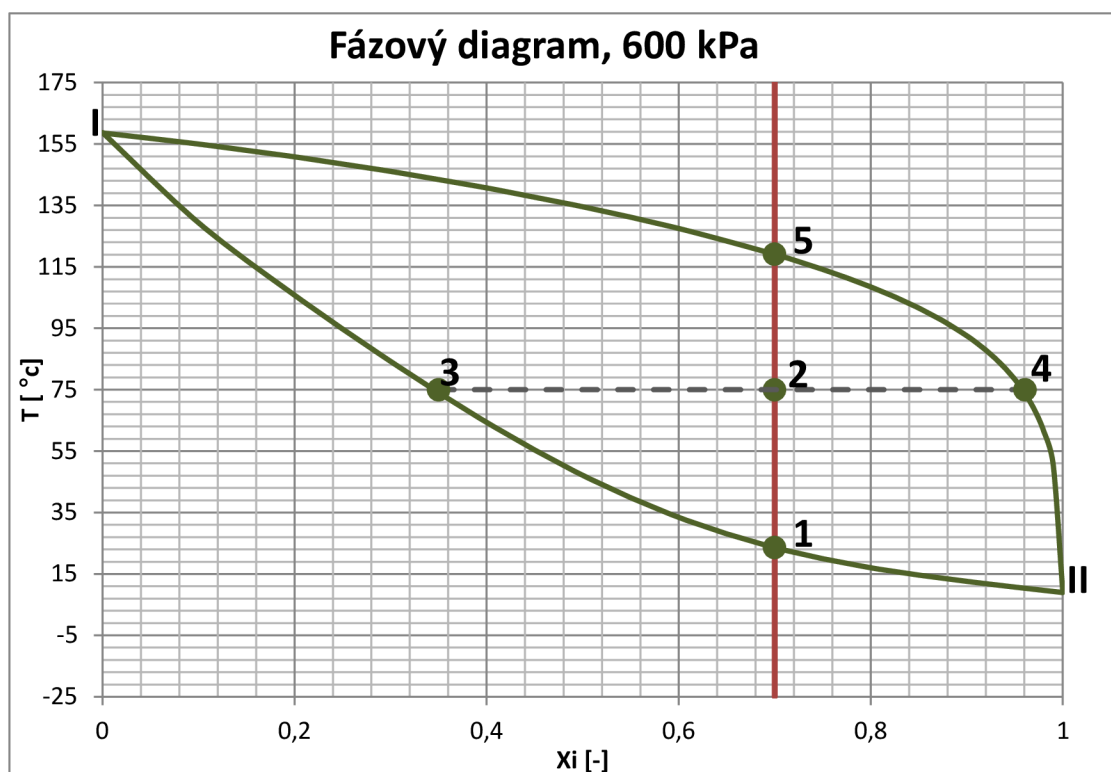
Na objasnenie tejto vlastnosti nám poslúži fázový diagram (Obr. 2.1), v ktorom je zobrazená závislosť teploty a koncentrácie amoniaku pri konštantnom tlaku.

Body I a II znázorňujú teploty varu čistej vody, resp. čistého amoniaku. Medzi týmito bodmi sú zobrazené dve krivky. Pri dosiahnutí spodnej krivky sa zmes nachádza v nasýtenom stave kvapaliny a začína sa proces varu. Táto krivka sa nazýva krivka varu (bubble point line). Vrchná krivka označuje nasýtenú paru, tu sa končí proces vyparovania, resp. začína proces kondenzácie. Táto krivka sa nazýva krivka kondenzácie (dew point line).

Zoberme si teraz podchladenú zmes s koncentráciou 70% NH_3 . Keď ju budeme zahrievať, dosiahne teplotu $23,5^\circ\text{C}$ (bod 1 v diagrame 2.1), pri ktorej sa začne proces varu. Ten prebieha až do teploty 119°C (bod 5), po dosiahnutí ktorej je celá zmes vyparená. Medzi bodmi 1 a 5 sa zmes nachádza v dvoch fázach - kvapalnej a plynnej. Z fázového diagramu je možné zistiť koncentráciu amoniaku v jednotlivých fázach – pri teplote 75°C (bod 2) obsahuje kvapalná zložka 35% NH_3 (bod 3), plynná zložka 96% NH_3 . Zároveň môžeme tzv. pákovým pravidlom zistiť, v akom vzájomnom pomere sa aktuálne nachádzajú plynná a kvapalná fáza – tzn. určiť suchosť zmesi (dryness) D :

$$D = \frac{x_2 - x_3}{x_4 - x_3} = \frac{70 - 35}{96 - 35} = 57,4\%$$

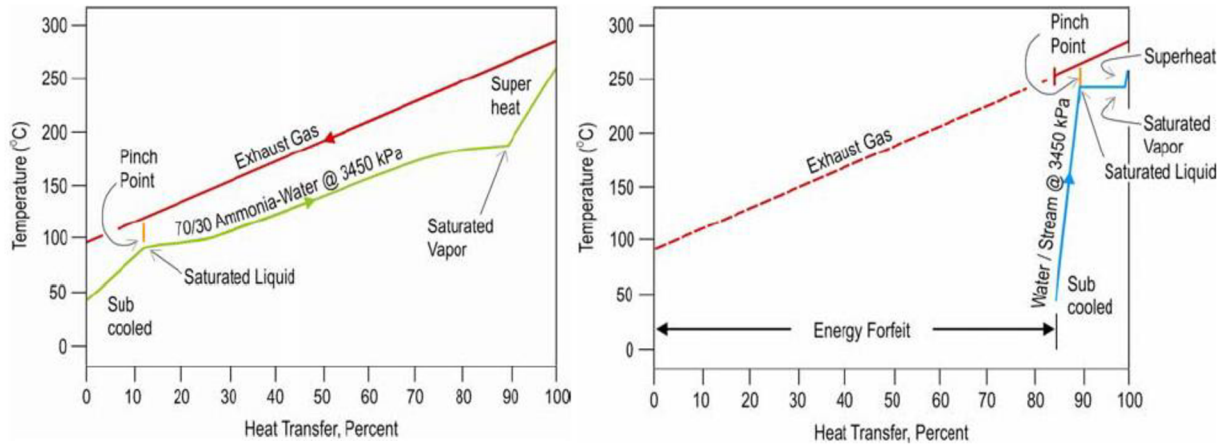
Zmes o koncentrácií 70% NH_3 , teplote 75°C a tlaku 600 kPa je tvorená podielom 57,4 hmotnostných % parou o koncentrácií NH_3 96% a 42,6 % hm. kvapaliny s 35% podielom amoniaku.



Obr. 2.1 Fázový diagram zmesi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Pracovnému médiu v elektrárni je teplo dodávané zo zdroja s konečnou kapacitou – jeho teplota teda pri odovzdávaní tepla klesá. Vďaka tomu, že teplota vyparovania zmesi $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ nie je konštantná, je možné doceliť, aby priebeh teploty zmesi v protiprúdom výparníku dokonalejšie kopíroval teplotný profil zdroja tepla. Je možné zmenšiť pinch-point výmenníku.

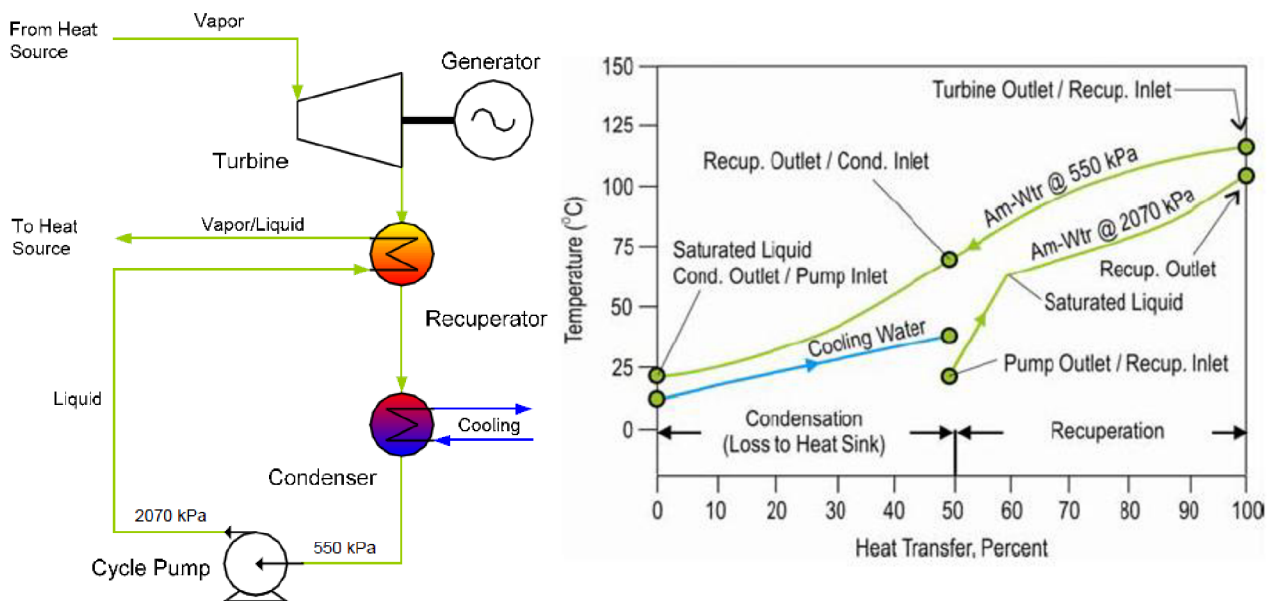
Na obrázku 2.2 je zobrazený proces výmeny tepla medzi spalinami a zmesou $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (vľavo) a medzi spalinami s tými istými parametrami a vodou (vpravo). Z tohto porovnania je vidieť, že oproti Kalinovmu cyklu je v Rankine-Clausiovom množstvo energie, ktoré môže byť získané zo zdroja tepla, výrazne limitované konštantnou teplotou varu. Pri rovnakom tlaku a teplotnom rozdieli v „pinch-pointe“ absorbuje voda len 15-percentný podiel energie, ktorú absorbuje amoniak s vodou. Lepšie využitie energie zdroja v prípade vody je možné znížením teploty varu – a teda znížením tlaku. V danom prípade by k využitiu rovnakého množstva energie bolo potrebné znížiť tlak vody až na 55 kPa. Tým však klesne priemerná teplota pracovného média, čo má za následok zníženie celkovej účinnosti cyklu.



Obr. 2.2 Výmena tepla vo výparníku - Kalinov vs. Rankine-Clausiov cyklus [1]

Ďalšie zvýšenie účinnosti Kalinovo cyklu umožňuje variabilná teplota kondenzácie. Pri rovnakej teplote chladiaceho média môže na výstupe z kondenzačnej turbíny vychádzať zmes NH₃-H₂O pri vyššej teplote. Vďaka tomu môže časť kondenzácie prebehnúť v rekuperátore, kde sa teplo odovzdá skondenzovanej zmesi s vyšším tlakom. Zvyšok kondenzácie prebehne v kondenzátore. Proces kondenzácie je zobrazený na obrázku 2.3.

Kalinov cyklus pre bežné teploty vychádza vždy pretlakový, čo prináša taktiež výhodu.



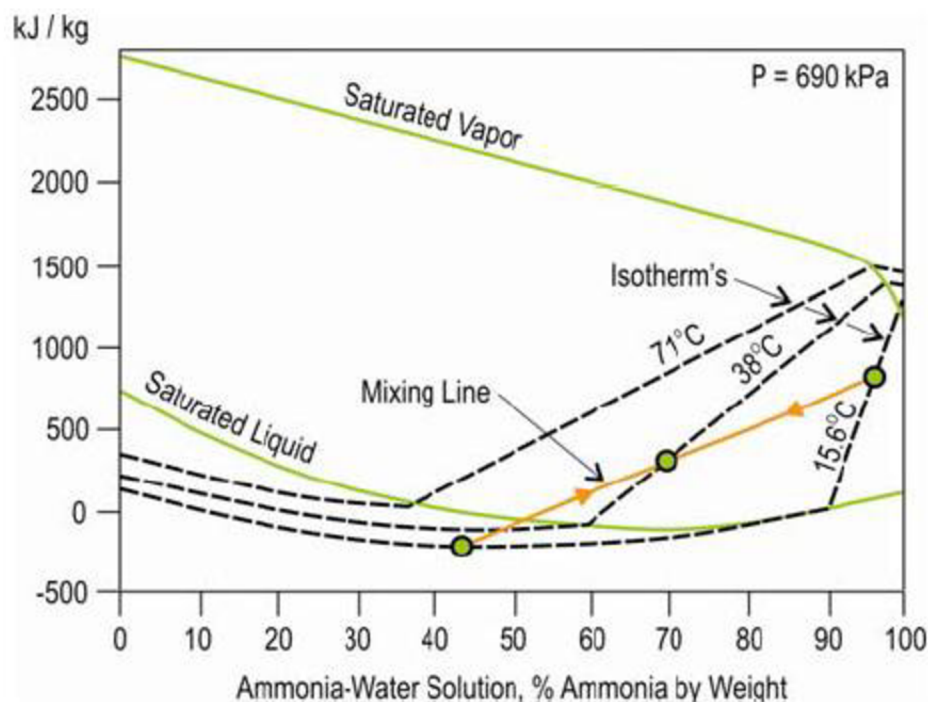
Obr. 2.3 Proces kondenzácie - schéma a priebeh teplôt [1]

2.1.2 Zmena koncentrácie amoniaku

Zmenou koncentrácie zmesi dochádza k zmene jej termofyzikálnych vlastností. Pre každý Kalinov cyklus existuje optimálna hodnota podielu NH₃ pre danú teplotu chladiaceho média, danú teplotu zdroja tepla a suchosť získanej odparenej zmesi. V prípade zmeny niektorej z týchto teplôt je možné zmeniť koncentráciu pracovnej látky na optimálnu hodnotu. Týmto spôsobom sa môže optimalizovať účinnosť cyklu v oblastiach, kde sa teplota chladiaceho média mení v závislosti na ročnom období.

2.1.3 Miešanie dvoch zmesí s rôznymi koncentraciami NH_3

Po zmiešaní dvoch zmesí s rôznou koncentráciou amoniaku a s rovnakou teplotou môže byť výsledná teplota zmesi vyššia alebo nižšia ako teplota jednotlivých zmesí predtým. Tento fenomén je spôsobený takzvaným zmiešavacím teplom, ktoré je dôsledkom miešania bohatšej zmesi s chudobnejšou. S objasnením by mal pomôcť fázový diagram s entalpiou vynesenu na zvislej osi (obr. 2.4). Tu je zobrazené miešanie 2 prúdov s rovnakým hmotnostným tokom, rovnakou teplotou $15,6\text{ }^\circ\text{C}$ a tlakom 690 kPa a s rozdielnou koncentráciou NH_3 . Výsledkom je prúd s teplotou $38\text{ }^\circ\text{C}$.



Obr. 2.4 Miešanie zmesí s rôznou koncentráciou [1]

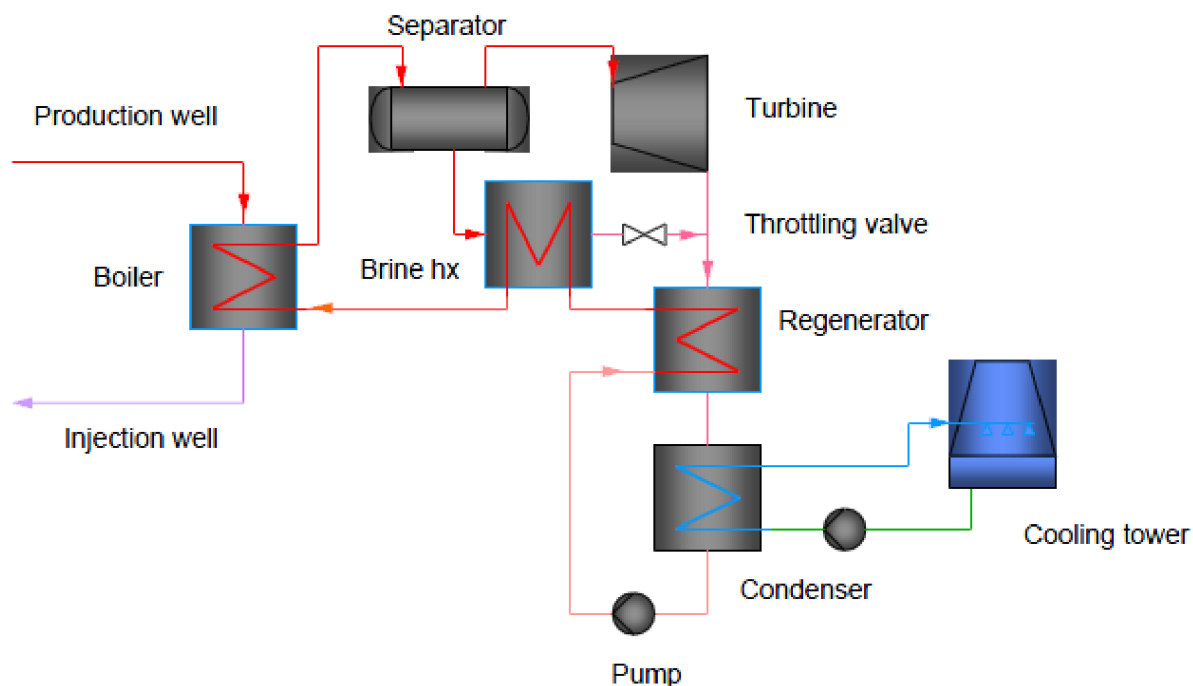
Táto črta sa dá výhodne využiť pri výmene tepla. Napríklad by sme mali zdroj tepla o teplote $38\text{ }^\circ\text{C}$, nebolo by možné predať teplo skombinovanému prúdu z obr. 2.4, pretože by medzi ním a zdrojom nebol žiadny teplotný rozdiel. Výmena tepla však môže prebiehať v prípade 2 oddelených prúdov, kde by teplotný rozdiel oproti zdroju bol $22\text{ }^\circ\text{C}$.

2.2 Skladba a súčasti Kalinovho cyklu

Existuje veľké množstvo rôznych variant zostavenia Kalinovho cyklu. To, aká varianta je zvolená, závisí na type energetického zdroja – či už je to odpadné teplo z iného tepelného cyklu, odpadné teplo z nejakého priemyselného procesu, geotermálne teplo alebo iný zdroj (napríklad teplo naakumulované v hladinové vrstve tropického oceánu - technológia OTEC). Ďalej závisí taktiež na parametroch tohto zdroja a parametroch média slúžiaceho na odvod zvyšného tepla z cyklu. Možnosť zmeny termofyzikálnych parametrov pracovného média zmenou koncentrácie NH_3 pridáva Kalinovmu cyklu pri jeho dimenzovaní a prevádzkovaní

ďalší stupeň voľnosti, tým vyššiu variabilitu a prispôsobivosť zmenám oproti iným cyklom, ale zároveň aj väčšiu zložitosť výpočtov a návrhu zariadenia.

Na obrázku 2.5 je uvedená schéma Kalinovho cyklu pre geotermálnu elektrárň. Na stave sýtosti z kondenzátora vychádzajúca kvapalná zmes je napájacím čerpadlom stlačená na vyšší tlak a po ohriatí v nízko a vysokoteplotnom rekuperátore na teplotu blízku stavu nasýtenia pokračuje do výparníka. Tam dôjde k čiastočnému vypareniu zmesi – z výparníka teda vystupuje dvojfázová zmes s podielom plynnej zložky približne 75%. Dosiahnutie 100%-nej suchosti odparenej zmesi priamo vo výparníku je technicky takmer neuskutočniteľné. Súčasné technológie Kalinových cyklov neuvažujú prehrieváky, ktoré vychádzajú veľmi rozmerné. V separátore, nasledujúcom za odparovákam, dôjde k oddeleniu plynnej fázy bohatej na amoniak a kvapalnej fázy s nízkou koncentráciou amoniaku. Na amoniak bohatá plynná zmes expanduje v turbíne, chudobná kvapalná odovzdá teplo médiu smerujúcemu do výparníka. Tá je následne odškrtená na tlakovú úroveň zmesi vystupujúcej z turbíny, po čom sa oba prúdy spoja a vytvoria zmes s pôvodnou koncentráciou NH_3 . Po ochladení a čiastočnej kondenzácii v nízko teplotnom rekuperátore dôjde k dokončeniu kondenzácie v kondenzátore. Väčšina stavov média Kalinovho cyklu sa nachádza v oblasti mokrej pary zmesi.

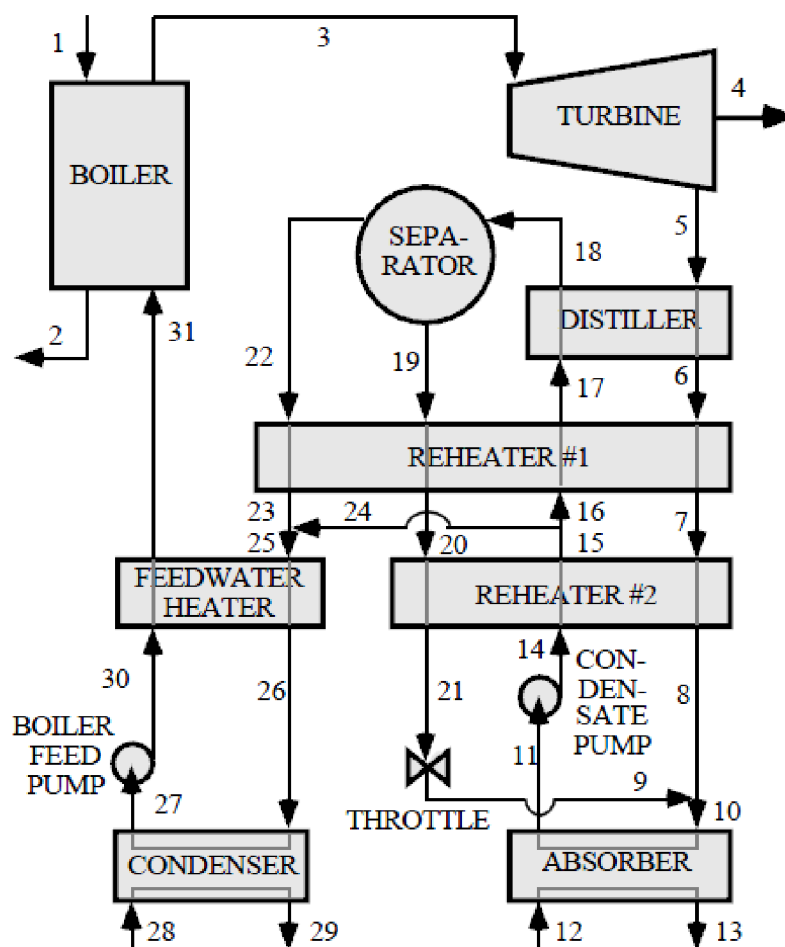


Obr. 2.5 Schéma Kalinovho cyklu pre geotermálnu elektrárň [7]

Ďalšia možnosť zostavenia cyklu je na obrázku 2.6. Tento cyklus pracuje s odpadným teplom horúcich spalín. Prehriata para $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ vychádzajúca z výparníku (3) expanduje v turbíne, čím sa generuje práca (4). Zmes vychádzajúca z turbíny (5) je ochladená (6, 7, 8), rozriedená so zmesou chudobnou na amoniak (9, 10) a pomocou chladiacej vody (12,13) skondenzovaná v absorbéri (11). Nasýtená kvapalina vychádzajúca z absorbéra je stlačená na strednú tlakovú úroveň (14) a ohriata (15, 16, 17, 18). Nasýtená zmes je v separátore

rozdelená na kvapalinu chudobnú na NH_3 (19), ktorá je ochladená (20, 21) a priškrtená škrtiacim ventilom, a paru bohatú na NH_3 (22), ktorá je ochladená (23) a zmiešaná s časťou pôvodného kondenzátu (24), čím sa docieli približne 70%-ná koncentrácia pracovnej látky (25). Zmes je potom ochladená (26), skondenzovaná (27) pomocou chladiacej vody (28, 29), stlačená (30) a poslaná do výparníku cez regeneratívny ohrievák napájacieho média (31).

Hmotnostný tok zmesi cirkulujúci medzi separátorom a absorbércom je približne 4-násobný oproti hmotnostnému toku poháňajúcemu turbínu, čo spôsobuje zvýšenú prácu kondenzátneho čerpadla. Tento pomocný okruh umožňuje zmenu koncentrácie medzi zmesou kondenzujúcou v absorbéri a zmesou prijímajúcou teplo vo výparníku. Táto varianta Kalinovho cyklu je však omnoho zložitejšia.



Obr. 2.6 Schéma Kalinovho cyklu pre využitie odpadného tepla [5]

Vďaka podobnej mólovej hmotnosti amoniaku 17 g/mol a vody 18 g/mol, môžu byť v Kalinovom cykle použité konvenčné parné turbíny s axiálnym prúdením. Keďže v ňom kondenzácia prebieha pri tlaku vyššom, než barometrickom, sú tu namiesto kondenzačných turbín použité protitlaké. Následkom menších merných objemov média na výstupe z turbíny majú tieto menšie rozmery a teda aj nižšiu cenu.

Na oddelenie kvapalnej od plynnej fázy slúži lamelový separátor (impingement-type vane module separator). Vo vlnitých lamelách, ktoré sú postavené kolmo na smer prúdenia

dvojfázovej zmesi, dochádza k prudkým zmenám smeru prúdu. Ťažšie kvapalnú časť majú vyššiu zotrvačnosť, narážajú preto do stien lamiel, odkiaľ stekajú do zásobníka.

Zmes amoniaku a vody nevyžaduje špeciálne materiály. Pri nižších teplotách je vhodné použiť uhlíkovú oceľ, pri vyšších zliatinové oceli používané v bežných energetických zariadeniach. Čpavok reaguje so zliatinami medi, materiály obsahujúce meď sú teda nevhodujúce.

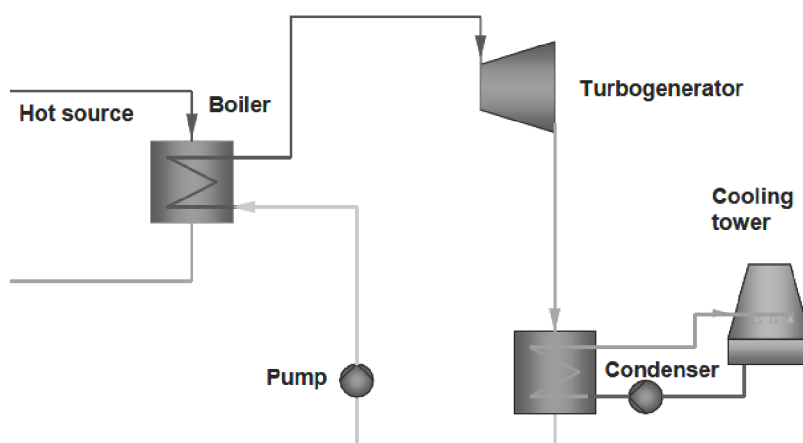
2.3 Kalina vs. ORC cyklus

Azda najväčším konkurentom Kalinovho cyklu je Organic Rankin Cycle (ORC), v ktorom namiesto vody prúdi čistá organická látka, čo umožňuje taktiež ho použiť pre zdroje tepla s nižšou teplotou. Var tejto pracovnej látky prebieha pri konštantnej teplote, čo znamená, že para vstupujúca do turbíny má oproti Kalinovmu cyklu relatívne nízku teplotu. Existuje však možnosť použiť zmes organických látok a tak vytvoriť ORC variantu Kalinovho cyklu. Táto varianta v súčasnosti nie je dostatočne preskúmaná.

Porovnanie Kalinovho a ORC cyklu z hľadiska nákladov a inštalovaného výkonu uviedli vo svojej štúdií profesor Islandskej Univerzity Pall Valdimarsson a manažér marketingu spoločnosti X-Orka Larus Eliasson [6].

V tejto štúdií je počítané so zdrojom geotermálnej vody o teplote 100-150 °C a hmotnostným tokom 50 kg/s. Výstupná teplota tejto vody je stanovená na 80 °C. Chladiaca voda má teplotu 15 °C, jej maximálna teplota je 30 °C.

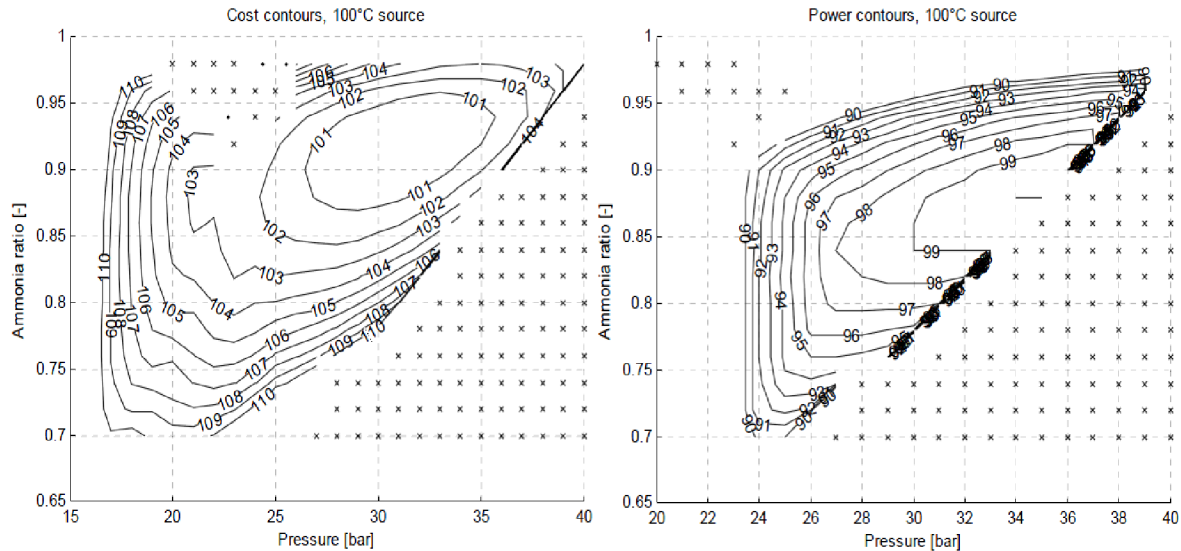
ORC model (obr. 2.7) je založený na systéme bez regenerácie tepla, pracovnou látkou je izopentán. Model porovnávaného Kalinovho cyklu je zobrazený na obrázku 2.5.



Obr. 2.7 ORC cyklus [6]

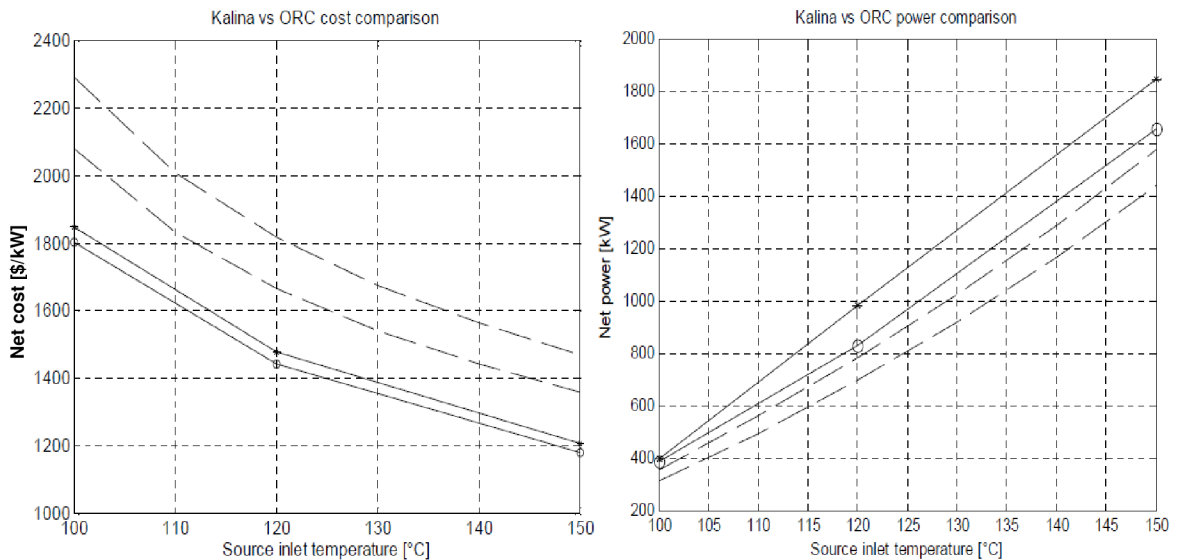
Pri návrhu Kalinovho cyklu existujú 2 hlavné premenné veličiny – hodnota úrovne vysokého tlaku a koncentrácia amoniaku v zmesi. Na základe týchto veličín môžeme navrhnúť elektrárňu pre maximálny výkon alebo minimálne náklady. Táto závislosť je pre teplotu zdroja 100 °C zobrazená na obrázku 2.8. Krivky s hodnotou 100 znamenajú

minimálne náklady (vľavo), resp. maximálny výkon (vpravo). Značenie „x“ vymedzuje oblasť s neuskutočiteľnou kombináciou koncentrácie NH₃ a tlaku. Z diagramov je viditeľné, že body s najvyšším výkonom a najnižšími nákladmi sú odlišné. Minimálne náklady sú pri tlaku 32 bar a koncentracii 92%, maximálny výkon pri tlaku 34 bar a koncentracii 88%.



Obr. 2.8 Graf pre najnižšie náklady a najvyšší výkon [6]

Na obrázku 2.9 sú zobrazené výsledky návrhu ORC a Kalinovo cyklu pre parametre elektrárne v Húsavíku. Pre každú technológiu boli navrhované dve varianty – s vysokým výkonom a s nízkymi nákladmi. ORC cyklus je značený prerušovanými čiarami, Kalinov cyklus plnými.



Obr. 2.9 Porovnanie Kalinovo a ORC cyklu [6]

Z testov vychádza lepšie Kalinov cyklus, ktorý pre daný zdroj vyťaží vyšší výkon pri zachovaní nižších provozných nákladov. Z hľadiska odberateľov tepla je výhodnejší ORC

cyklus, pretože v ňom dochádza k menšiemu poklesu teploty geotermálnej vody pri procese vyparovania. Proti Kalinovmu cyklu hovoria možné problémy s niektorými súčasťami zariadenia a fakt, že pracovné médium spadá do kategórie nebezpečných látok z dôvodu výbušnosti a jedovatosti. S používaním amoniaku sú však dlhodobé skúsenosti v oblasti chladiarenskej techniky.

2.4 Príklady využitia Kalinovho cyklu vo svete

Vo svete existuje niekoľko funkčných elektrární využívajúcich Kalinov cyklus. Prvou komerčne využívanou aplikáciou Kalinovho cyklu je 3,2 MW elektráreň na odpadné teplo, ktorá bola postavená v roku 1992 vo výskumnom centre Canoga Park v Californii. V roku 1996 došlo k jej prestavbe na elektráreň s kombinovaným cyklom a zvýšeniu výkonu na 6,5 MW. V roku 1997 bolo toto výskumné centrum po 7000 hodinách provozu zatvorené.



Obr. 2.10 Geotermálna elektráreň Orkuveita Húsavíkur [7]

Ďalším príkladom je elektráreň v Japonskom Tokiu pracujúca s odpadným teplom vznikajúcim pri spracovaní ocele v továrni Sumitomo Steel. Do prevádzky bola uvedená v roku 1999 a disponuje maximálnym výkonom 3,1 MW. Geotermálnu energiu ako zdroj tepla využíva 2 MW Kalinov cyklus v Islandskom Húsavíku, spustený v júli roku 2000. Odpadné teplo z Dieselovho cyklu využíva elektráreň na Aljaške.

Zaujímavým projektom je aplikácia Kalinovho cyklu na využitie energie akumulovanej v tropickom oceáne, tzv. OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion). Zdrojom tepla je v tomto prípade teplá morská voda (24 – 26 °C) vo vrchných vrstvách oceánu (ca. 100 m), médium pre odvod zvyšného tepla je tiež morská voda, ale z hĺbky 1000+ m s teplotou 4 – 5 °C.

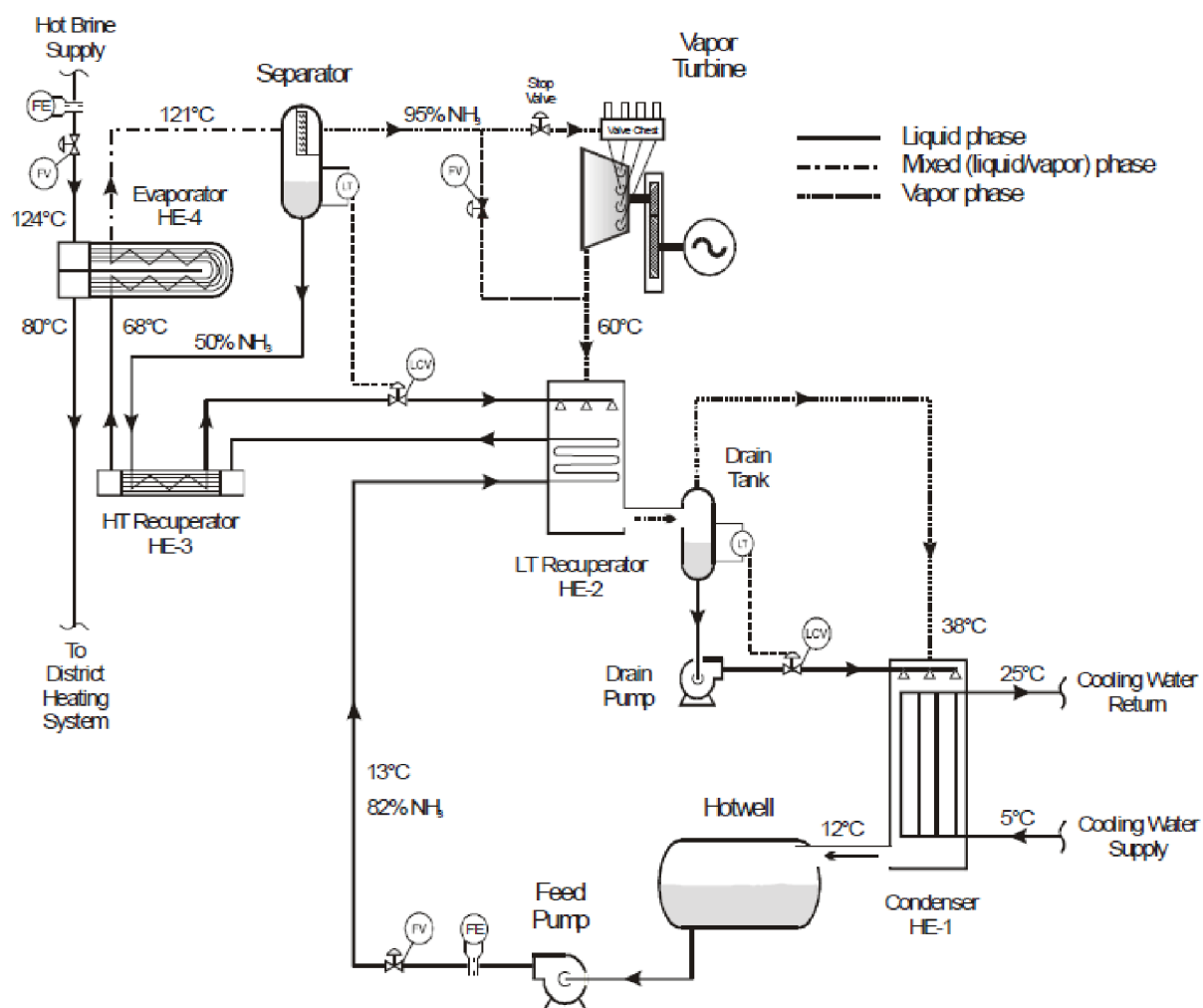
2.4.1 Geotermálna elektráreň Húsavík, Island [2]

Keďže elektráreň v Húsavíku používa tak, ako v cykle navrhovanom v tejto práci, geotermálnu energiu a slúžila preto ako podklad k výpočtom, bude v nasledujúcom texte uvedený podrobnejší popis tohto zariadenia.

Elektráreň Húsavík čerpá energiu z prameňa geotermálnej vody s hmotnostným tokom 90 kg/s a teplotou 124 °C. Po odovzdaní tepla vo výparníku a znížení teploty na 80 °C je táto voda využívaná na vykurovanie domácností a iných budov v meste Húsavík. Na chladenie

služi studená horská voda o teplote 5 °C. Táto opúšťa kondenzátor s 25 °C a je následne využívaná na zásobovanie rybníka, kde vytvára optimálne podmienky pre chov rýb.

Schéma zariadenia je zobrazená na obrázku 2.11. Z kondenzátoru vychádza zmes s obsahom NH_3 82% v stave nasýtenej kvapaliny s tlakom 5,4 bar a teplotou 12,4 °C. Následne je stlačená napájacím čerpadlom na vyšší tlak a ohriata v nízko- a vysokoteplotnom rekuperátore na teplotu 68 °C. Vo výparníku dôjde k ohriatiu na 121 °C a ku čiastočnému vypareniu zmesi na pomere para : kvapalina = 75 : 25. Táto dvojfázová tekutina je poslaná do separátora, kde dôjde k oddeleniu plynnej fázy bohatej na NH_3 (95%) a kvapalnej fázy chudobnej na NH_3 (50%).



Obr. 2.11 Schéma geotermálnej elektrárne Húsavík [2]

Vysokotlaká nasýtená para s vysokým obsahom NH_3 vystupujúca zo separátora poháňa turbínu, v ktorej dochádza k expanzii a poklesu teploty na 60 °C. Zo separátora tečúca nasýtená kvapalina s nízkym obsahom NH_3 je ochladená vo vysokoteplotnom rekuperátore na 48 °C. Prietok je regulovaný ventilom slúžiacim na udržiavanie určitej hladiny v separátore. Táto kvapalná zmes následne vstupuje do nízko- a vysokoteplotného (NT) rekuperátora, kde je sprchovaná do prúdu pary bohatej na NH_3 vystupujúcej z turbíny, čím sa získa zmes dvoch fáz s pôvodným, 82 percentným obsahom amoniaku. Pri ochladzovaní v NT-

rekuperátore časť zmesi skondenzuje. Tento kondenzát s nízkym obsahom NH_3 steká do drenážnej nádrže, zvyšná para s vysokým obsahom NH_3 pokračuje ďalej priamo do kondenzátora. Oba prúdy majú zhodnú teplotu $38\text{ }^\circ\text{C}$. Kvapalina je z drenážnej nádrže čerpaná na vstup do kondenzátora, kde je sprchovaná do prúdu pary. Tým sa docielí zlepšenie kondenzácie pary absorpčným procesom.

3 NÁVRH KALINOVHO CYKLU PRE GEOTERMÁLNU ELEKTRÁREŇ

3.1 Zadanie

Cieľom tejto práce bolo navrhnuť Kalinov cyklus a určiť hlavné rozmery jeho tepelnej turbíny pre geotermálnu elektráreň. Boli zadané tieto parametre:

- Hmotnostný prietok geotermálnej vody 1200 t/h
- Teplota geotermálnej vody $95\text{ }^\circ\text{C}$
- Teplota atmosféry pre odvod tepla z cyklu $46\text{ }^\circ\text{C}$

Bolo treba určiť:

- Vhodný hmotnostný zlomok H_2O a NH_3 zmesi na vstupe do turbíny
- Teplotu zmesi na vstupe do turbíny ako dôsledok teplotných pomerov v odparováku pracovnej zmesi
- Vhodný tlak zmesi na vstupe do turbíny
- Teplotu počiatku kondenzácie zmesi v kondenzátore ako dôsledok termodynamických pomerov v ňom
- Účinnosť navrhnutého tepelného obehu
- Hlavné rozmery tepelnej turbíny

3.2 Použitá metodika

Predmetom diplomovej práce je bilancia tepelného cyklu pracujúcim so zmesou amoniaku a vody. Pretože sa má stanoviť optimálne zloženie zmesi, bolo potrebné najprv získať funkcie pre termofyzikálne vlastnosti tejto zmesi v závislosti na jej zložení. Samotná bilancia cyklu potom vychádza z bilancií na jednotlivých zariadeniach pri použití týchto funkcií a základných vzťahov popisujúcich funkciu týchto zariadení.

3.3 Zoznam použitých funkcií

Keďže sa jedná o cyklus, v ktorom je pracovnou látkou zmes amoniaku a vody, nebolo pre výpočet termodynamických veličín možné použiť klasické parné tabuľky. Bolo preto v prvom rade potrebné naprogramovať funkcie, ktoré tieto veličiny počítajú. Zmes $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ sa bežne používa v absorpčných chladiacich zariadeniach, tieto funkcie boli preto čerpané prevažne z voľne dostupných zdrojov zaoberajúcich sa chladiarenskou technikou. V týchto

podkladoch sa však často vyskytovali chyby. Veľa z nich bolo odhalených a opravených, viaceré funkcie však boli nepoužiteľné. V týchto prípadoch bolo nutné vzdať sa pôvodného zámeru a zrealizovať výpočet pomocou náhradnej metódy, tým však mohlo dôjsť k zníženiu presnosti daného výpočtu. Funkcie boli naprogramované v prostredí VBA pre program MS Excel, kde je možné volať ich priamo do výpočtu. Zoznam funkcií použitých pri návrhu cyklu je uvedený v tabuľke 3.1.

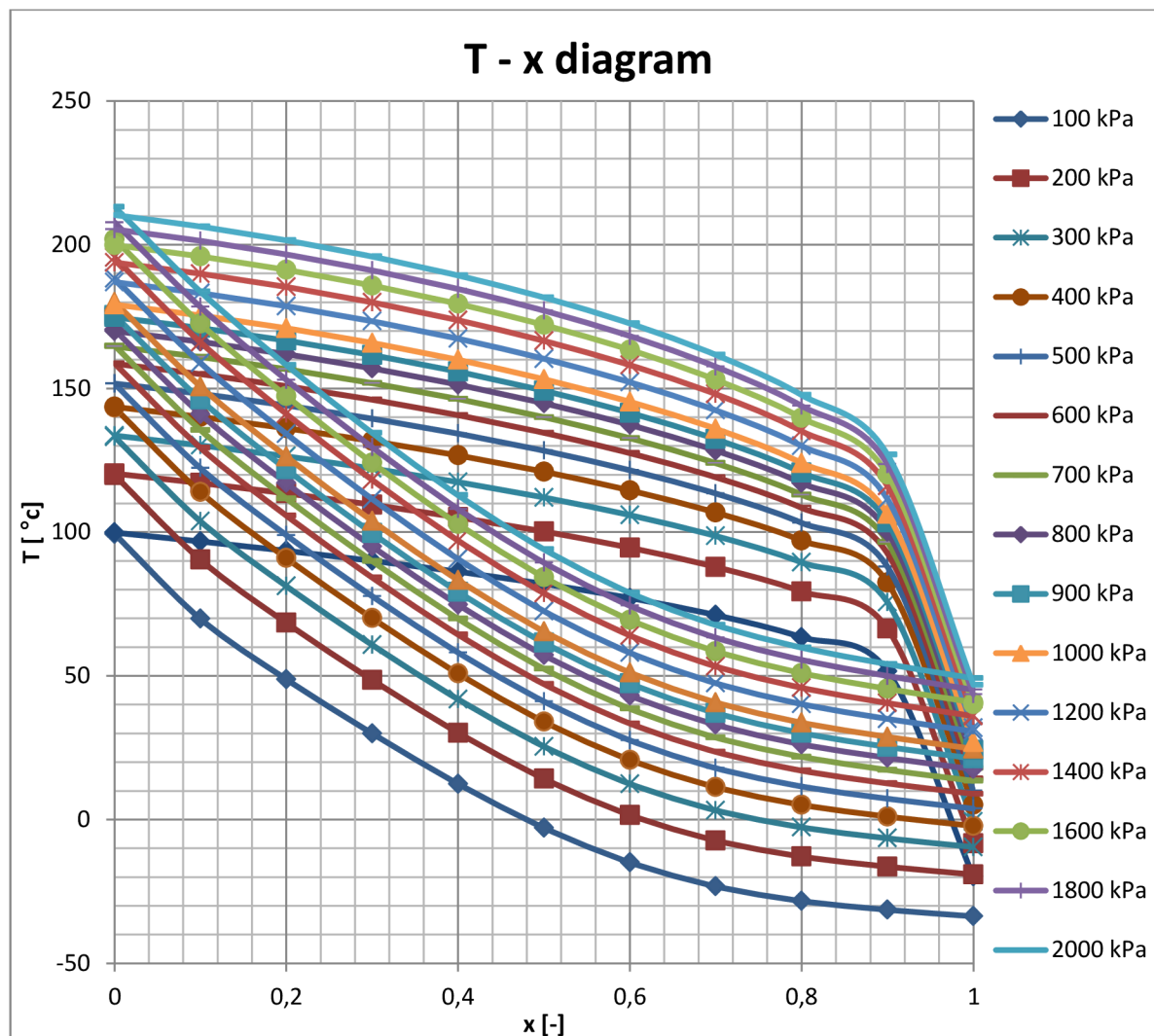
Tabuľka 3.1 Zoznam funkcií pre výpočet termodynamických veličín pre zmes $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Č.	Funkcia	Zápis vo VBA	Popis	Zdroj	Vykreslenie
1.	$T(p, x)$	T2px	Bubble point line, krivka varu	[9]	Obr. 3.1
2.	$x(p, T)$	x2pT	Spätná funkcia k T2px; koncentrácia NH_3 pri známej teplote a tlaku nasýtenej kvapaliny	-	-
3.	$p(T, x)$	p2Tx	Spätná funkcia k T2px; tlak nasýtenej kvapaliny pri známej teplote koncentrácií NH_3	-	-
4.	$T(p, y)$	T2py	Dew point line, krivka kondenzácie	[9]	Obr. 3.1
5.	$y(p, T)$	y2pT	Spätná funkcia k T2py; koncentrácia NH_3 pri známej teplote a tlaku nasýtenej pary	-	-
6.	$y(p, x)$	y_px	Molárny zlomok pár NH_3 Prepočet y z x pri konšt. tlaku	[9]	-
7.	$T(h, p, x)$	T2hpx	Určenie izotermy vo vlhkom regióne zo znalosti h, p, x	[13]	Obr. 3.3
8.	$h_L(T, x)$	hL2Tx	Entalpia zmesi v na stave sýtej kvapaliny pri známej T a x	[9]	Obr. 3.2
9.	$h_L(p, x)$	hL2px	Entalpia zmesi v na stave sýtej kvapaliny pri známom p a x	-	-
10.	$h_G(T, y)$	hG2Ty	Entalpia zmesi v na stave sýtej pary pri známej T a y	[9]	Obr. 3.2
11.	$h_G(p, y)$	hG2py	Entalpia zmesi v na stave sýtej pary pri známom p a y	-	-
12.	$\kappa(x_{\text{NH}_3}, T_{\text{zmesi}})$	Kappa_zmesi	Richarzov vzorec - výpočet Kappa zmesi pre danú T a x	[12]	-
13.	$c_{p\text{NH}_3}(T)$	cpNH3_T	Merná tepelná kapacita čistého amoniaku pri konštantnom tlaku v závislosti na T	[11]	Obr. 3.4
14.	$T_c(x)$	Tc_x	Kritická teplota zmesi v závislosti na x	[9]	Obr. 3.6
15.	$p_c(x)$	pc_x	Kritický tlak zmesi v závislosti na x	[9]	Obr. 3.7
16.	$\rho(y, T)$	ro_yT	Hustota zmesi na stave sýtej pary pri známej T a y	[9]	-
17.	$c_{pL}(T, x)$	cpLsat2Tx	Merná tepelná kapacita zmesi na stave sýtej kvapaliny pri konštantnom tlaku v závislosti na T a x	[9]	Obr. 3.5
18.	$h_{L\text{sub}}(T, p, x)$	hLsub2Tpx	Entalpia zmesi na stave podchladenej kvapaliny pri známej T, p a x	-	Obr. 3.8

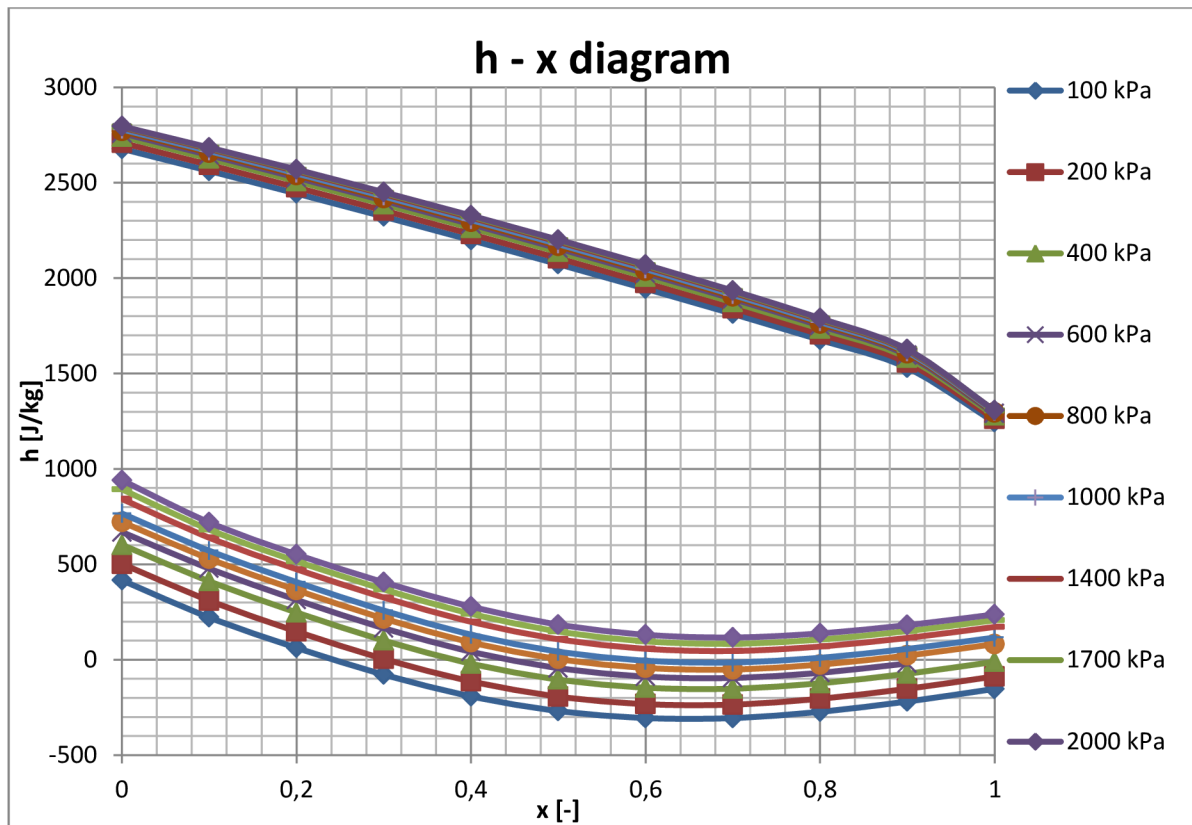
Nasledujúce diagramy vykresľujú vybrané funkcie. Na obrázkoch 3.1 a 3.2 sú fázové diagramy zmesi amoniaku a vody – v prvom je závislosť koncentrácie na teplote, v druhom

na entalpií. Spodné krivky vyznačujú začiatok varu – funkcia č. 1 T2px, vrchné jeho koniec – funkcia č. 4 T2py. Sú vynesené pre rôzne tlaky.

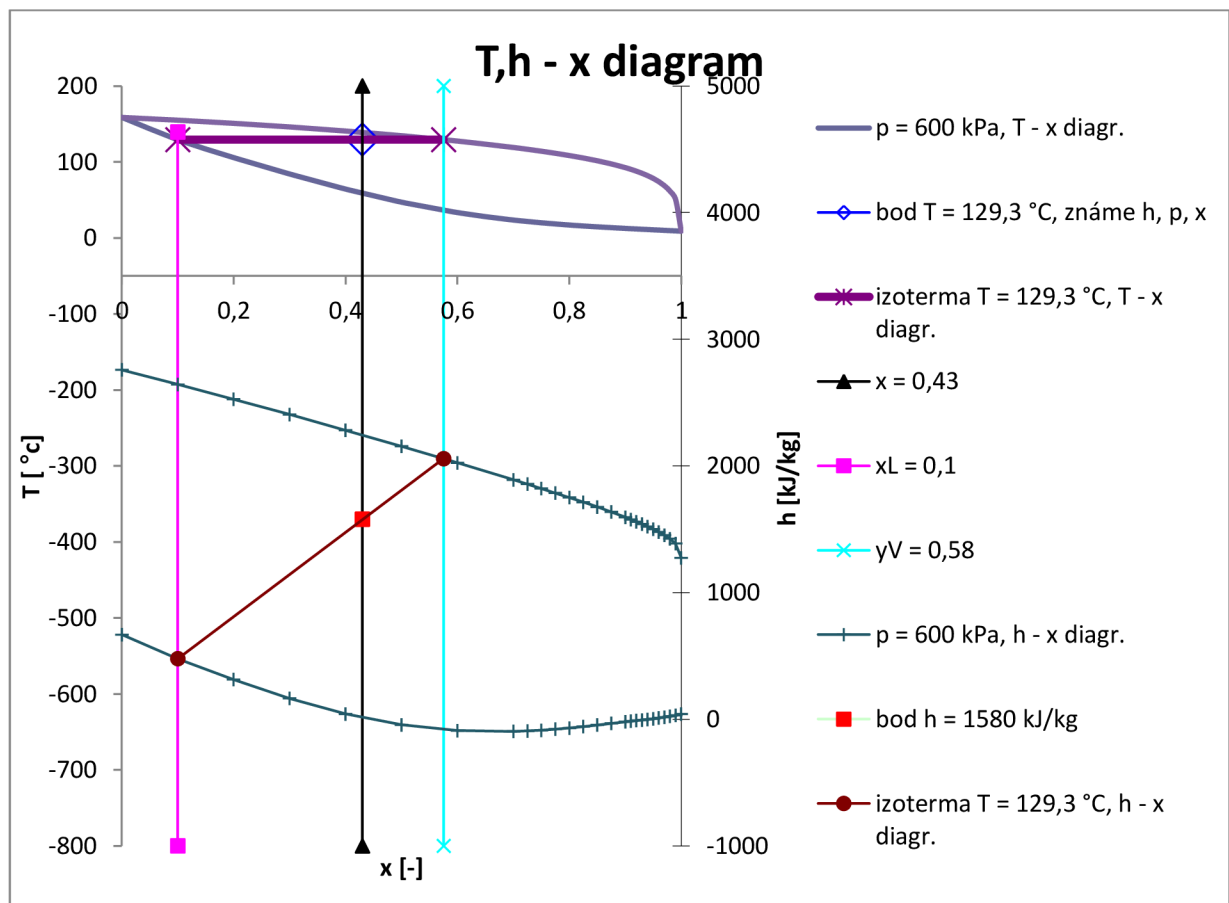
Funkcia č. 7 – T2hpx, slúžiaca na určenie teploty v mokrej oblasti zo známych veličín h , p , x je zobrazená na obrázku 3.3.



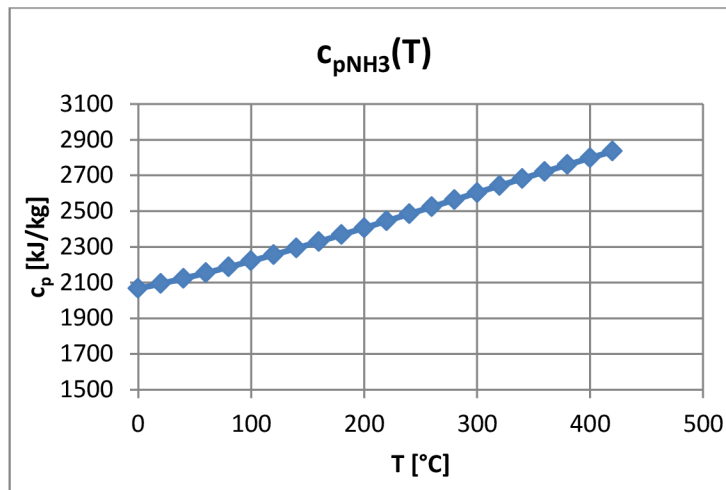
Obr. 3.1 T - x diagram pre zmes $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$



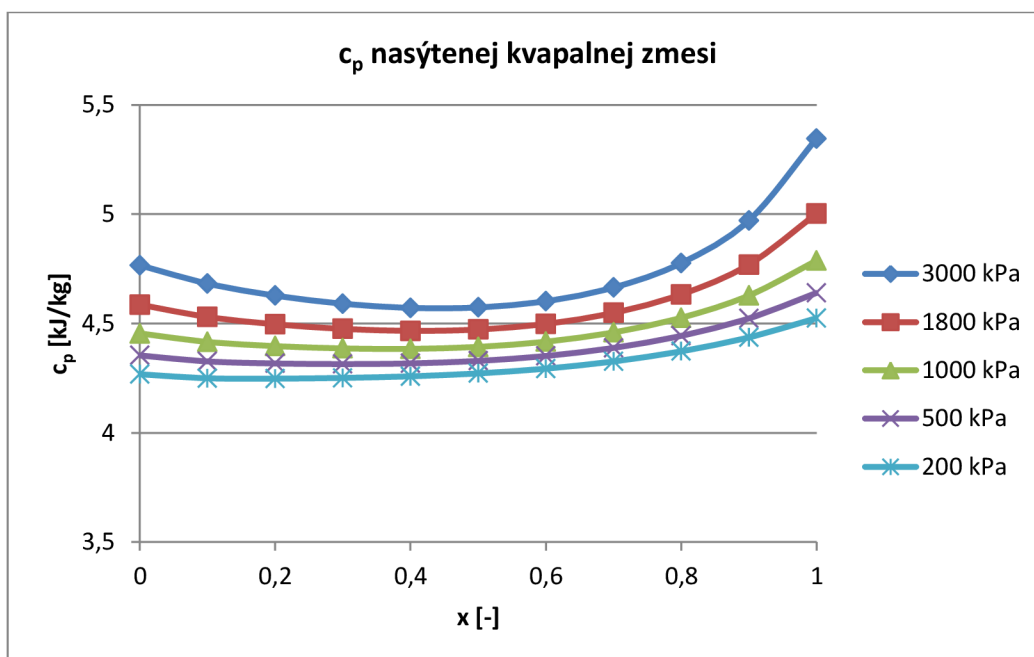
Obr. 3.2 h - x diagram pre zmes NH₃-H₂O



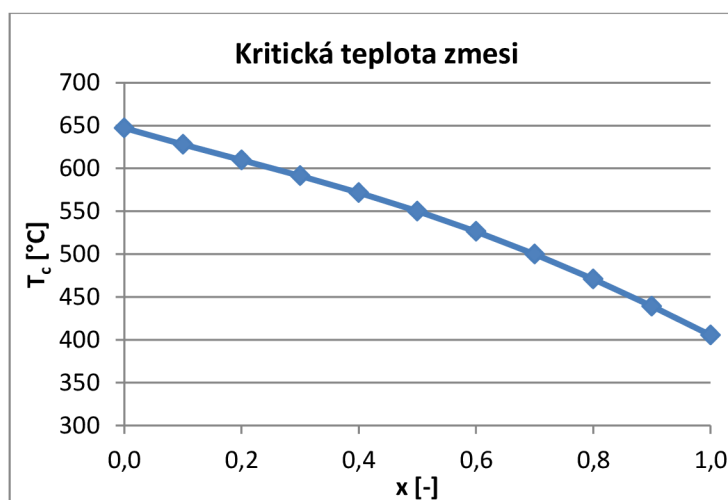
Obr. 3.3 T, h - x diagram zmesi NH₃-H₂O; určenie teploty v mokrej oblasti



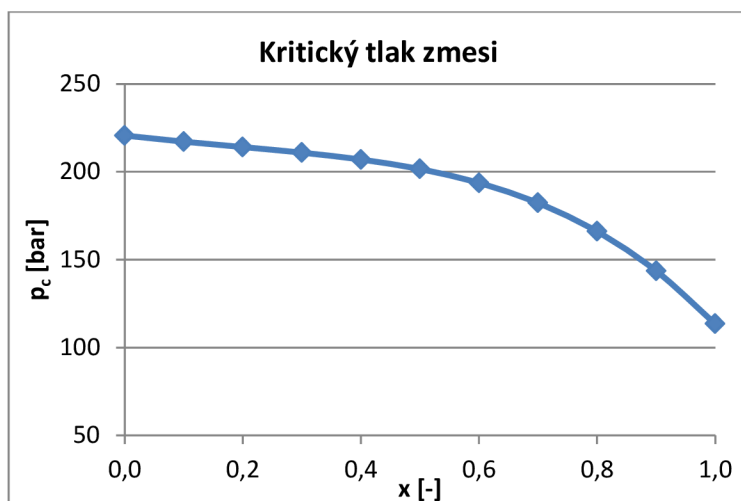
Obr. 3.4 Merná tepelná kapacita NH₃ v závislosti na teplote



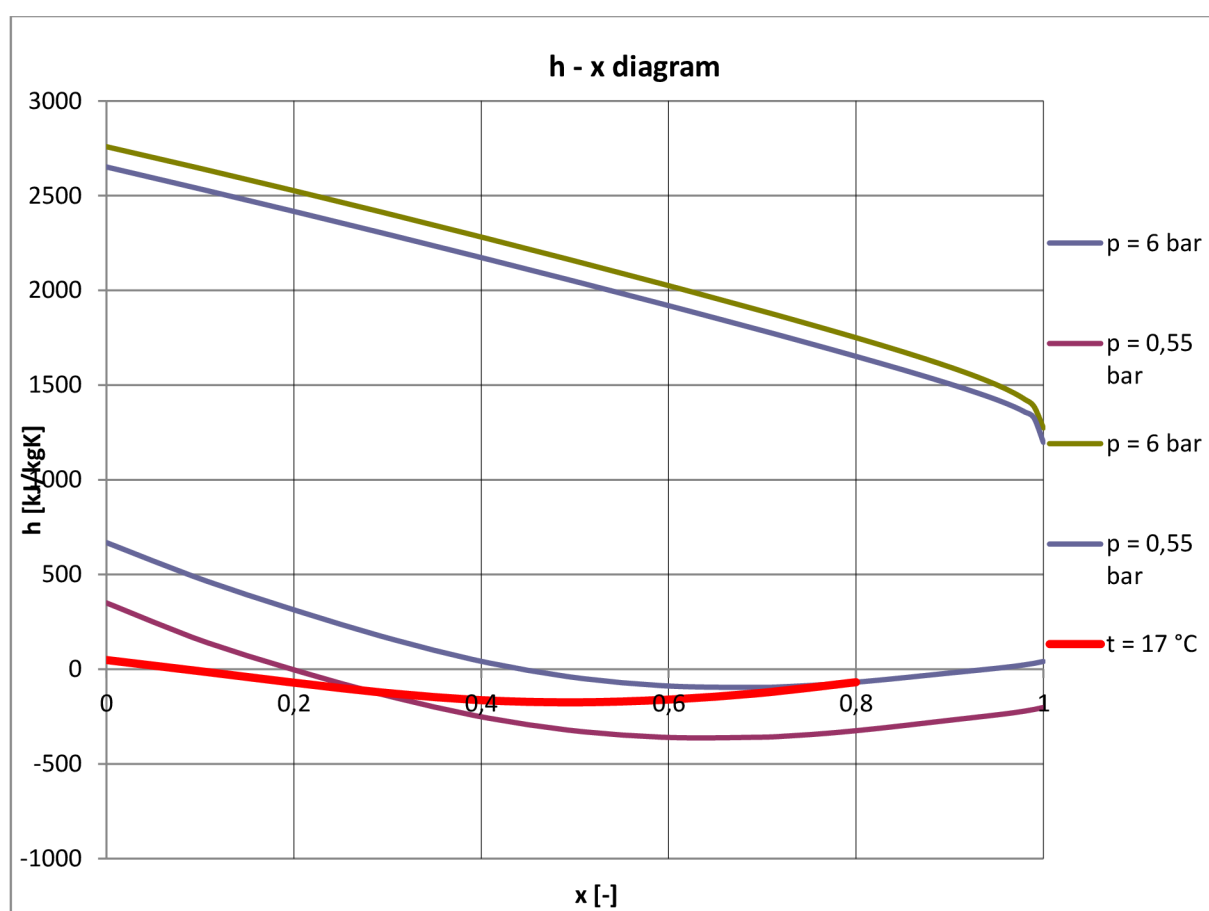
Obr. 3.5 Merná tepelná kapacita zmesi na stave sýtej kvapaliny pre rôzne tlaky v závislosti na x



Obr. 3.6 Kritická teplota zmesi v závislosti na x



Obr. 3.7 Kritický tlak zmesi v závislosti na x

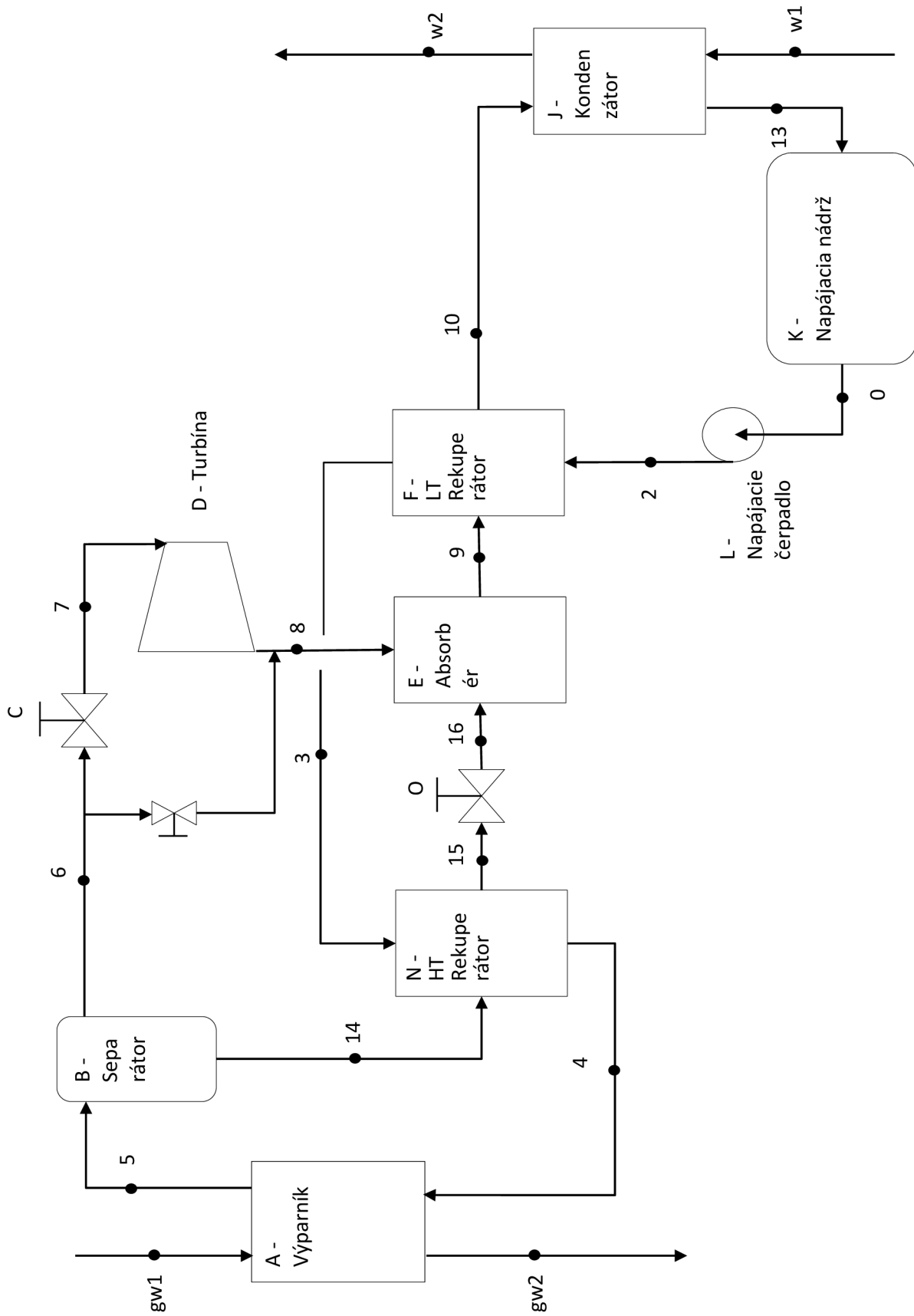
Obr. 3.8 Izoterma nájdená funkciou $h_{\text{sub}2\text{Tpx}}$ v h - x fázovom diagrame

3.4 Návrh zariadenia

Východným modelom pri návrhu zariadenia bol model geotermálnej elektrárne s Kalinovým cyklom v Islandskom Húsavíku. Rozhodnuté tak bolo z dôvodu zhodnosti zdroja tepla a znalosti parametrov elektrárne Húsavík, čo umožňuje overiť správnosť zostaveného výpočtového modelu. Ďalším dôvodom pre tento cyklus je jeho jednoduchosť. Predstavuje najjednoduchší Kalinov cyklus obsahujúci všetky komponenty používané aj v zložitejších

cykloch. Jeho zvládnutie teda otvára možnosti pre študovanie všetkých cyklov so zmesou amoniaku s vodou.

Schéma návrhnutého cyklu je na obrázku 3.9. Zmes amoniaku a vody o základnej koncentrácii je v napájacom čerpadle stlačená na vyššiu tlakovú úroveň, následne ohriata v LT- a HT-rekuperátore na teplotu blízku stavu nasýtenia a poslaná do výparníku. Vo výparníku dôjde k neúplnému vypareniu – na jeho výstupe sa pracovná látka nachádza v dvoch fázach. Na oddelenie kvapalnej fázy od plynnej slúži separátor. Z neho teda vedú 2 vetvy. Prvou vetvou prúdi nasýtená para bohatá na amoniak, ktorá expanduje v turbíne, v druhej vetve je nasýtená kvapalina s nižšou koncentráciou čpavku najprv ochladená v HT-rekuperátore a následne odškrtená na nižšiu tlakovú úroveň škrtiacim ventilom. Tieto dve vetvy sa spoja v absorbéri, čím vznikne zmes s pôvodnou koncentráciou NH_3 . Časť zvyšného tepla sa odovzdá v LT-rekuperátore, kde prebehne čiastočná kondenzácia, zvyšok kondenzačného procesu prebehne v kondenzátore, z ktorého zmes na stave nasýtenej kvapaliny steká do napájacej nádrže.



Obr. 3.9 Schéma navrhovaného zariadenia

3.5 Zoznam použitých veličín a indexov

Veličiny:

Označenie	Jednotka	Význam
t	°C	teplota
T	K	termodynamická teplota
p	Pa	tlak
h	J/kg	entalpia
v	m ³ /kg	merný objem
m	kg/s	hmotnostný tok
x	-	hmotnostný zlomok pre NH ₃
Xi	-	objemový zlomok pre NH ₃
c _p	J/kgK	merná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku
D	-	suchosť zmesi
r	J/kgK	plynová konštanta
R	J/molK	univerzálna plynová konštanta
κ	-	kappa
M	g/mol	mólová hmotnosť
TTD	°C	terminal temperature difference
P	W	výkon
n	mol	látkové množstvo

Indexy:

Označenie	Význam
i	zodpovedá jednotlivým bodom podľa schémy zariadenia
NH ₃	vzťahujúce sa na amoniak
H ₂ O	vzťahujúce sa na vodu
L	liquidus – kvapalná fáza
G	gaseus – plynná fáza
gw	geotermálna voda
w	chladiace médium - voda
a	chladiace médium - vzduch

3.6 Zoznam použitých konštánt

Označenie	Jednotka	Hodnota	Význam
M _{NH3}	g/mol	17,032	mólová hmotnosť NH ₃
M _{H2O}	g/mol	18,016	mólová hmotnosť H ₂ O
T _{c NH3}	K	405,4	kritická teplota amoniaku
T _{c H2O}	K	647,14	kritická teplota vody
p _{c NH3}	bar	113,336	kritický tlak amoniaku
p _{c H2O}	bar	220,64	kritický tlak vody
R	J/molK	8,314472	univerzálna plynová konštanta
N _A	1/mol	6,022045.10 ²³	Avogadrova konštanta

3.7 Zostavenie modelu výpočtu

Model výpočtu bol zostavený na základe parametrov elektrárne Húsavík dostupných v lit. [2]. Výsledky tak bolo možné overiť vzhľadom k dostupným informáciám.

3.7.1 Predpoklady

Najprv bolo potrebné stanoviť zjednodušujúce predpoklady:

- Vo výpočtoch sú zanedbané tlakové straty v potrubí a v súčastiach
- Cyklus obsahuje 2 tlakové hladiny
 - o vyššia – medzi napájacím čerpadlom L a turbínou D, resp. škrtiacim ventilom O (body 2-3-4-5-, -6-7, -14-15)
 - o nižšia – medzi turbínou D, resp. škrtiacim ventilom O a napájacím čerpadlom L (body 8-, 16-, -9-10-13-0)
- Tepelné straty sa zanedbávajú
- Proces expanzie v turbíne sa uvažuje izoentropický (podľa zadávateľa tejto práce je jej ťažisko vo zvládnutí výpočtu bilancie cyklu so zmesou amoniaku a vody a nie detailný výpočet turbíny)

3.7.2 Východiskový bod

Východiskovým bodom pre výpočet cyklu bol bod 5 – výstup z výparníku. V tomto bode bol určený hmotnostný zlomok NH_3 . Tým bola zároveň zvolená koncentrácia počiatocnej zmesi. Volená bola na základe koncentrácie zmesi používanej v elektrárni Húsavík:

Xi5	-	0,820
x5	-	$= \frac{\frac{Xi_5}{M_{NH_3}}}{\frac{Xi_5}{M_{NH_3}} + \frac{1 - Xi_5}{M_{H_2O}}} = 0,828$

Na základe známej teploty geotermálnej vody na vstupe do výparníku t_{gw1} a zvoleného teplotného rozdielu v protiprúdom výparníku TTD (obr. 3.10) bola vypočítaná teplota zmesi na výstupe z výparníku t_5 :

t_{gw1}	deg.C	124
t_{gw2}	deg.C	80
TTD	K	3
t_5	deg.C	$t_5 = t_{gw1} - TTD = 124 - 3 = 121$
T_5	K	$T_5 = t_5 + 273,15 = 394,15$

Následne bola zvolená požadovaná suchosť zmesi D_5 , čo prakticky znamená technickú dokonalosť výparníku a tlak p_5 , teda vyššia tlaková úroveň. Najprv sa zvolí ľubovoľná hodnota tlaku p_5 , na základe ktorej sa vypočítajú koncentrácie amoniaku v jednotlivých

fázach xL 5 a xG 5. Z toho sa na základe definície suchosti vypočíta suchosť D5 pri danom tlaku.

$$D_5 = \frac{Xi_5 - Xi_{L5}(p_5, T_5)}{Xi_{G5}(p_5, T_5) - Xi_{L5}(p_5, T_5)}$$

$$Xi_{L5}(p_5, T_5) = \frac{M_{NH3} * x_{L5}(p_5, T_5)}{M_{NH3} * x_{L5}(p_5, T_5) + M_{H2O} * (1 - x_{L5}(p_5, T_5))}$$

$$x_{L5}(p_5, T_5) = \text{funkcia } x2pT(p_5, T_5)$$

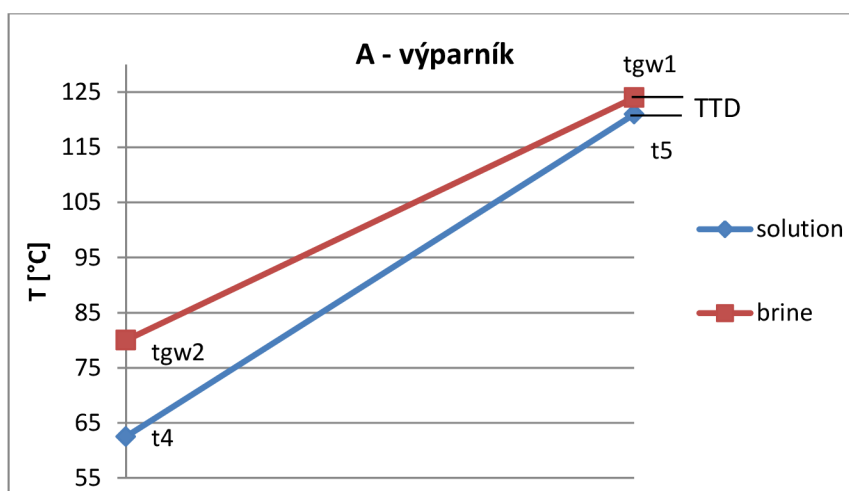
$$Xi_{G5}(p_5, T_5) = \frac{M_{NH3} * x_{G5}(p_5, T_5)}{M_{NH3} * x_{G5}(p_5, T_5) + M_{H2O} * (1 - x_{G5}(p_5, T_5))}$$

$$x_{G5}(p_5, T_5) = \text{funkcia } y2pT(p_5, T_5)$$

Tá sa v programe Excel následne funkciou analýza hypotéz nastaví na požadovanú hodnotu, čím sa iteračnou metódou získa skutočný tlak p5.

		zvolené	vypočítané	rozdiel
D5	-	0,75	0,750031482	3,14819E-05
		iterované		
p5	Pa	2967084,2		
p5	bar	29,670842		

xL 5	-	0,453662109
XiL 5	-	0,439780905
xG 5	-	0,949481543
XiG 5	-	0,946718419



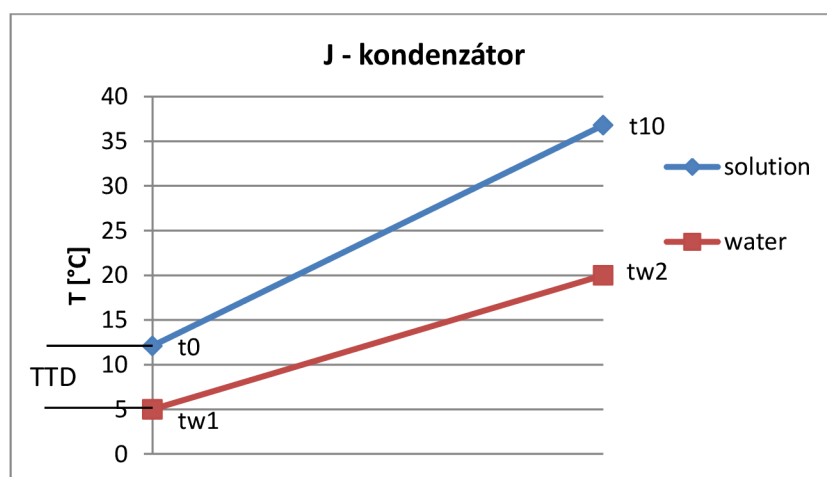
Obr. 3.10 Určenie teploty t5 v protiprúdom výparníku

Na základe známej teploty chladiacej vody na vstupe do výparníku $tw1$ a zvoleného teplotného rozdielu v protiprúdovom kondenzátore TTD (obr. 3.11) bola vypočítaná teplota zmesi na výstupe z kondenzátora $t0$:

$tw1$	deg.C	5
$tw2$	deg.C	20
TTD	K	7,1
$t0$	deg.C	= $tw1 + TTD = 12,1$
$T0$	K	= $t0 + 273,15 = 285,25$

Zo znalosti teploty $t0$ a predpokladu, že zmes sa nachádza na stave nasýtenej kvapaliny je možné určiť tlak $p0$ a tým úroveň nízkeho tlaku v cykle:

$p0$	Pa	= funkcia $p2Tx (T0, x0) = 533714,255$
$p0$	bar	5,33714255



Obr. 3.11 Určenie teploty $t0$ v protiprúdovom kondenzátore

3.7.3 Separátor

Teraz, keď už je známy bod 5, môžeme prejsť k výpočtu separátoru. Predpoklady:

- Izobarický dej
- Dochádza ku zmene koncentrácie
- Celkový entalpický tok sa zachováva
- Zachová sa teplota

Zvolíme hmotnostný tok média $m5$ prúdiaci cyklom. Spočiatku je zvolená ľubovoľná hodnota, skutočný hmotnostný tok sa získa iteračnou metódou v neskoršej fáze výpočtu (výparník).

Entalpia v bode 5 sa vypočíta zo vzťahu pre výpočet entalpie zmesi v oblasti mokrej pary [13]:

$$h_5 = (1 - D_5) * h_{L5} + D_5 * h_{G5}$$

$$h_{L5} = \text{funkcia } hL2Tx(T_5, x_{L5})$$

$$h_{G5} = \text{funkcia } hG2Ty(T_5, x_{G5})$$

m5	kg/s	15,94510602
p5	Pa	2967084,201
T5	K	394,15
t5	deg.C	121
x5	-	0,828
Xi5	-	0,820
M _{NH3}	g/mol	17,032
M _{H2O}	g/mol	18,016
xL 5	-	0,453662109
XiL 5	-	0,439780905
xG 5	-	0,949481543
XiG 5	-	0,946718419
D5	-	0,750031482
h5	J/kg	1226716,899

Bod 6 – výstup zo separátoru – vetva smerujúca do turbíny:

p6	Pa	= p5 = 2967084,201
x6	-	= xG 5 = 0,949481543
Xi6	-	= XiG 5 = 0,946718419
T6	K	= T5 = 394,15
t6	deg.C	= T6 – 273,15 = 121,00
h6	J/kg	= funkcia hG2Ty (T6, x6) = 1528936,332

Bod 14 – výstup zo separátoru – vetva smerujúca do HT-rekuperátoru:

p14	Pa	= p5 = 2967084,201
x14	-	= xL 5 = 0,453662109
Xi14	-	= XiL 5 = 0,439780905
T14	K	= T5 = 394,15
t14	deg.C	= T14 – 273,15 = 121,00
h14	J/kg	= funkcia hL2Tx (T14, x14) = 319906,3485

Nakoniec sa dopočítajú hmotnostné toky v jednotlivých vetvách zo zákona zachovania hmotnosti [13]:

$$m_5 = m_6 + m_{14}$$

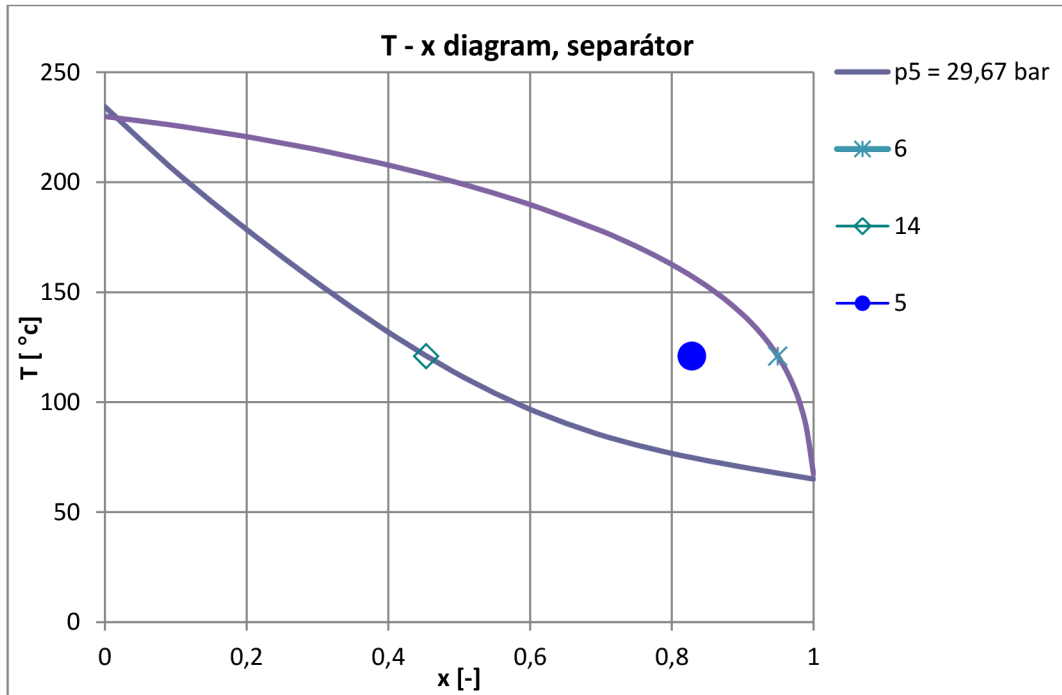
$$m_5 * Xi_5 = m_6 * Xi_6 + m_{14} * Xi_{14}$$

$$m_6 = \frac{Xi_5 - Xi_{14}}{Xi_6 - Xi_{14}} * m_5$$

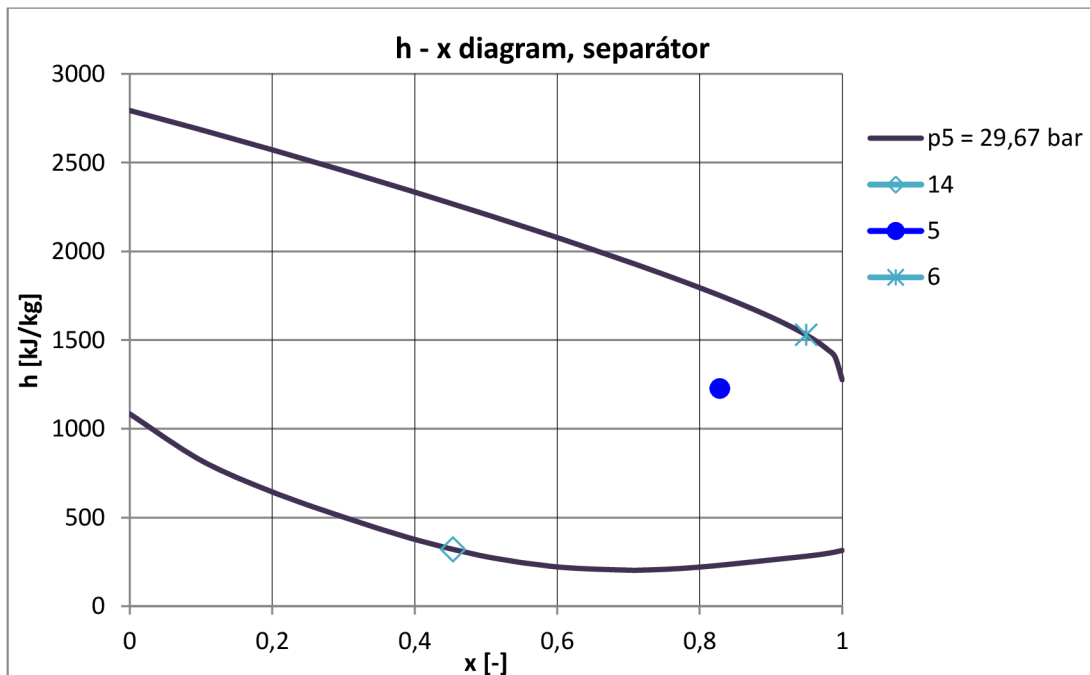
$$m_{14} = \frac{Xi_6 - Xi_5}{Xi_6 - Xi_{14}} * m_5$$

m6	kg/s	11,95933149
m14	kg/s	3,985774521

Proces prebiehajúci v separátore je zobrazený v T – x a h – x diagrame (obr. 3.11 a 3.12).



Obr. 3.12 Rozdelenie zmesi v separátore, T - x diagram



Obr. 3.13 Rozdelenie zmesi v separátore, h - x diagram

3.7.4 Turbína

Predpoklady:

- Izoentropický dej
- Nemení sa koncentrácia zmesi
- Koná sa práca – úmerná zmene entalpie

Pôvodným zámerom bolo spočítanie expanzie v turbíne pomocou funkcií na výpočet entropie zmesi. V dôsledku chýb v podkladoch, z ktorých boli tieto funkcie čerpané, sa ich nepodarilo spojzdať na požadovanú mieru. Preto bolo nutné od pôvodného zámeru ustúpiť a výpočet uskutočniť pomocou vzťahu pre adiabatickú expanziu [16].

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

m7	kg/s	= m6 = 11,95933149
p7	Pa	= p6 = 2967084,201
p8	Pa	= p0 = 533714,255
x7	-	= x6 = 0,949481543
$X_{i_{NH_3 7}}$	-	= $X_{i6} = 0,946718419$
T7	K	= T6 = 394,15
t7	deg.C	= T7 – 273,15 = 121
h7	J/kg	= h6 = 1528936,332

Bolo počítané s Kappou pre vodnú paru z dôvodu nesprávne pracujúcej funkcie na výpočet Kappy zmesi z Richarzovho vzorca.

Kappa	-	1,126843974
-------	---	-------------

Zo známych veličín je možné vypočítať teplotu T8 na výstupe z turbíny:

$$T_8 = T_7 * \left(\frac{p_8}{p_7}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

T8	K	324,9359159
t8	deg. C	= T8 - 273,15 = 51,78591585

Následne sa vypočíta suchosť zmesi D8 a entalpia zmesi v mokrej oblasti h8 na výstupe z turbíny:

xL 8	-	= funkcia x2pT (p8, T8)= 0,447646484
$X_{iL 8}$	-	= $X_{iL 8} = \frac{M_{NH_3} * x_{L 8}}{M_{NH_3} * x_{L 8} + M_{H_2O} * (1 - x_{L 8})} = 0,433803194$
xG 8	-	= funkcia y2pT (p8, T8)= 0,987341309

X_{iG8}	-	$= X_{iG8} = \frac{M_{NH3} * x_{G8}}{M_{NH3} * x_{G8} + M_{H2O} * (1 - x_{G8})} = 0,986619756$
-----------	---	--

$$D_8 = \frac{X_{i8} - X_{iL8}}{X_{iG8} - X_{iL8}}$$

D8	-	0,927821741
----	---	-------------

$$h_8 = (1 - D_8) * h_{L8} + D_8 * h_{G8}$$

$$h_{L8} = \text{funkcia } h_{L2Tx}(T_8, x_{L8})$$

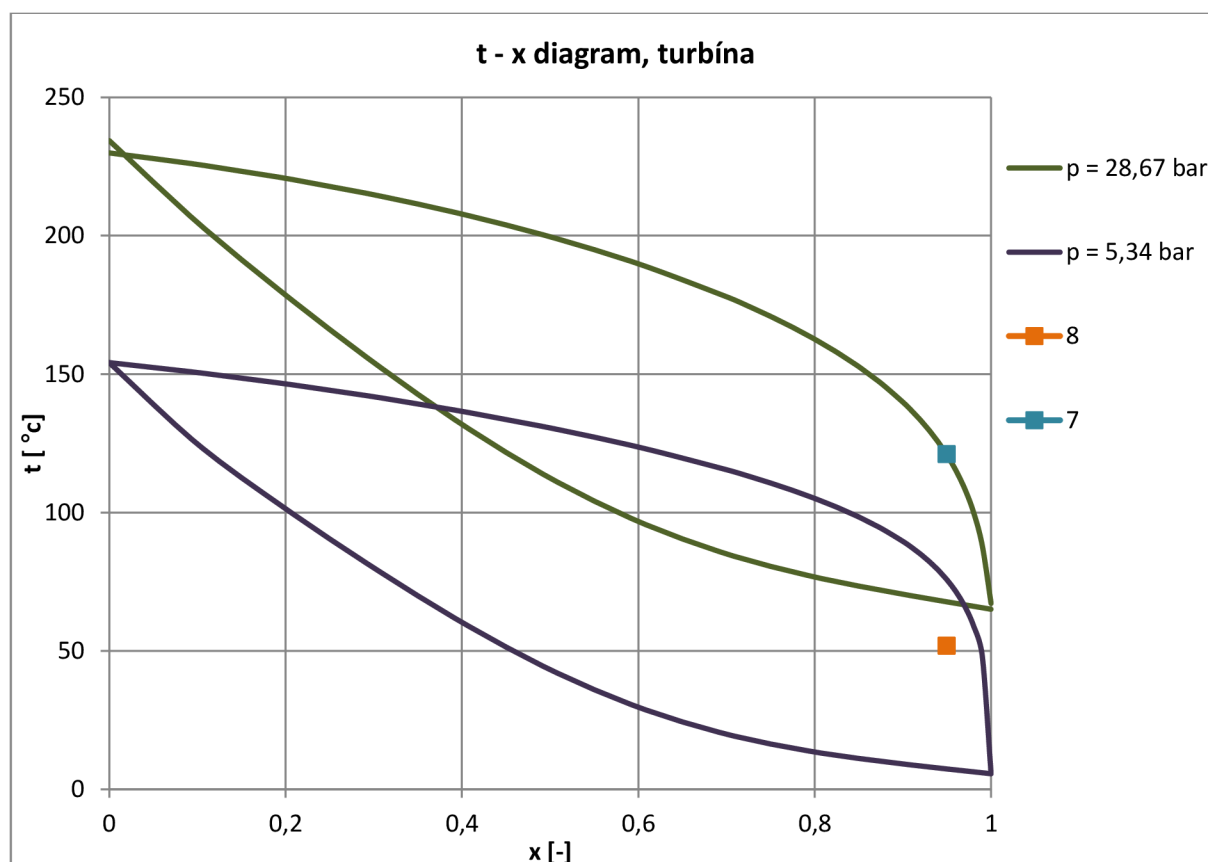
$$h_{G8} = \text{funkcia } h_{G2Ty}(T_8, x_{G8})$$

h8	J/kg	1293985,283
----	------	-------------

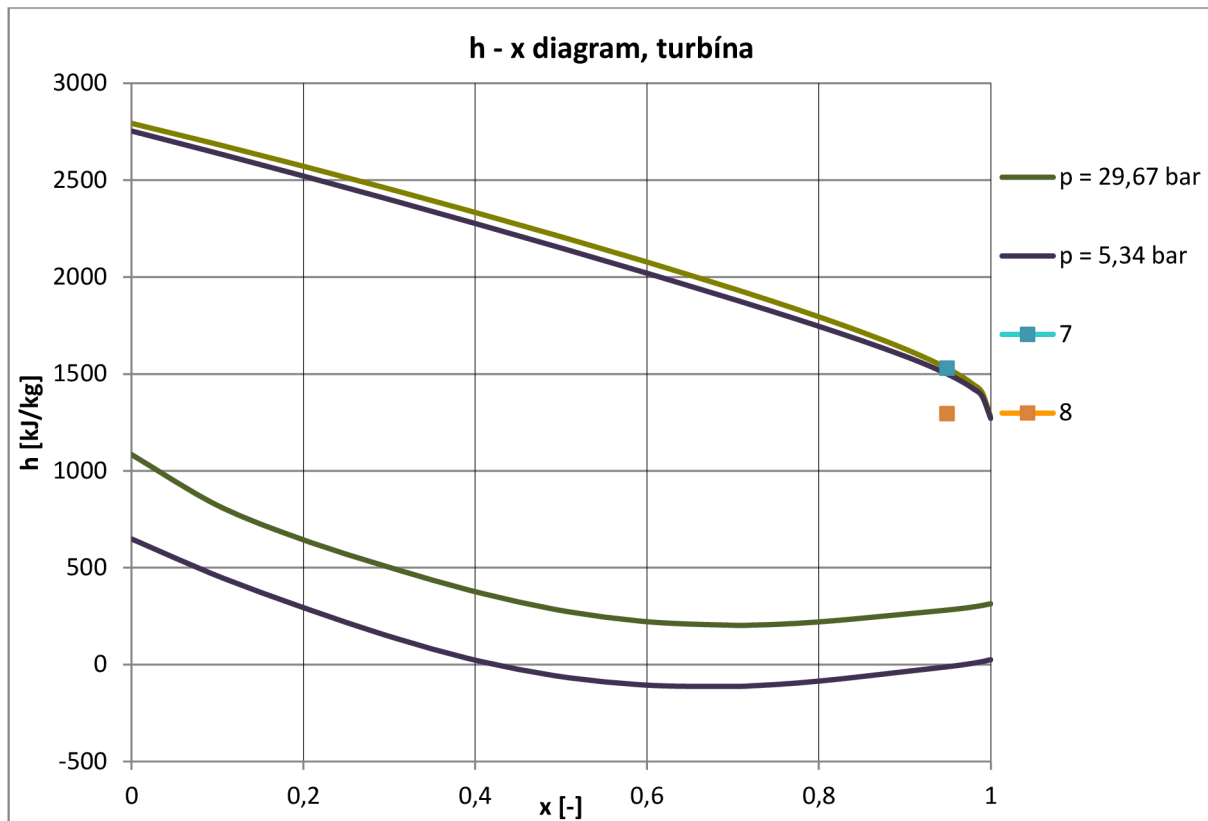
Entalpický spád v turbíne:

h7-h8	kJ/kg	234,9510496
-------	-------	-------------

Proces prebiehajúci v turbíne je zobrazený v T – x a h – x diagrame (obr. 3.14 a 3.15).



Obr. 3.14 Expanzia v turbíne, t - x diagram

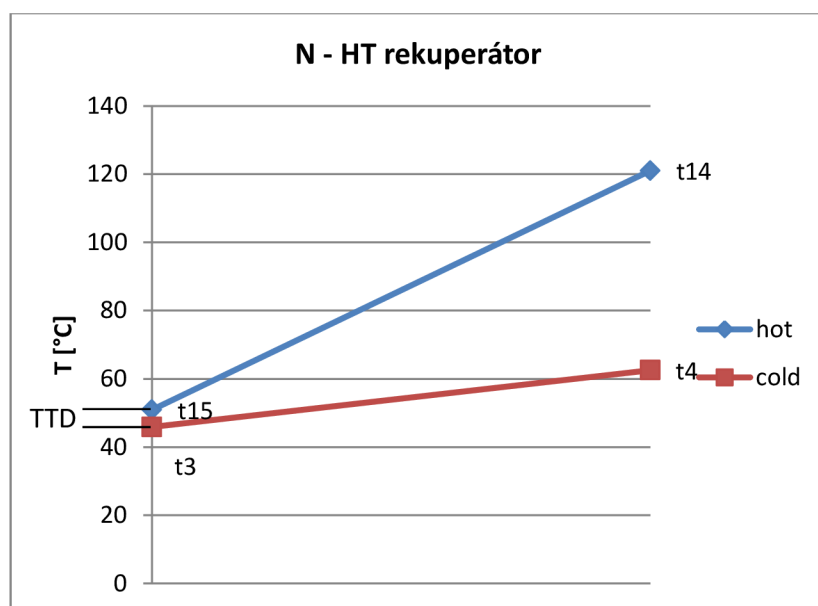


Obr. 3.15 Expanzia v turbíne, h - x diagram

3.7.5 HT-rekuperátor

Predpoklady:

- Izobarický dej
- Nedochoádza ku zmene skupenstva
- Nemení sa koncentrácia NH₃



Obr. 3.16 HT-rekuperátor

Platí (obr. 3.16):

$$Q = m_{14} * c_{p14} * (T_{14} - T_{15})$$

$$T_{15} = T_3 + TTD$$

$$Q = m_{14} * c_{p14} * (T_{14} - T_3 - TTD)$$

$$Q = m_3 * c_{p3} * (T_4 - T_3)$$

Spojením rovníc dostaneme:

$$m_{14} * c_{p14} * (T_{14} - T_3 - TTD) = m_3 * c_{p3} * (T_4 - T_3)$$

$$T_4 = T_3 + \frac{m_{14} * c_{p14}}{m_3 * c_{p3}} * (T_{14} - T_3 - TTD)$$

Teplejšia zmes na vstupe:

m14	kg/s	3,985774521
p14	Pa	2967084,201
T14	K	394,15
t14	deg.C	121
x14	-	0,454
cp14	J/kgK	= funkcia cpLsat2Tx(T14, x14) = 4566,720
h14	J/kg	319906,3485

Studená zmes na vstupe:

m3	kg/s	= m5 = 15,94510602
p3	Pa	= p5 = 2967084,201
x3	-	= x5 = 0,828
Xi3	-	= Xi5 = 0,820

Teplota T3 je zatiaľ neznáma, preto ju najprv treba odhadnúť. V neskoršej fáze výpočtu (LT-rekuperátor) sa jej hodnota získa iteráciou.

T3	K	319,046294	odhad, neskôr doiterované
t3	deg.C		= T3 - 273,15 = 45,89629402
cp3	J/kgK		= funkcia cpLsat2Tx(T2px(p3,x3), x3) = 4815,856
h3	J/kg		= funkcia hLsub2Tpx(T3, p3, x3) = 91487,95674

TTD	K	5
-----	---	---

Studená zmes na výstupe:

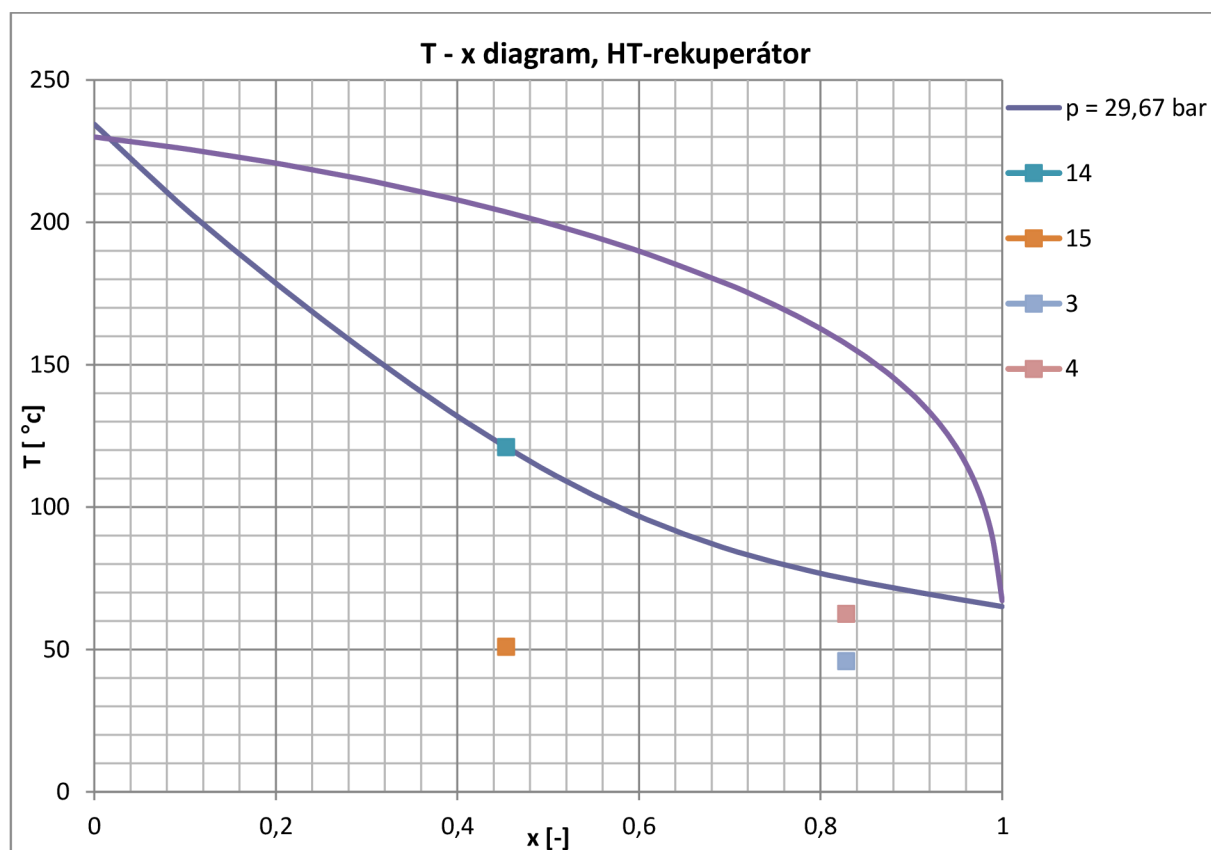
T4	K	335,6634699
----	---	-------------

t4	deg.C	= $T4 - 273,15 = 62,51346994$
p4	Pa	= $p3 = 2967084,201$
x4	-	= $x3 = 0,828$
h4	J/kg	= funkcia $h_{Lsub2Tpx}(T4, p4, x4) = 171513,8802$

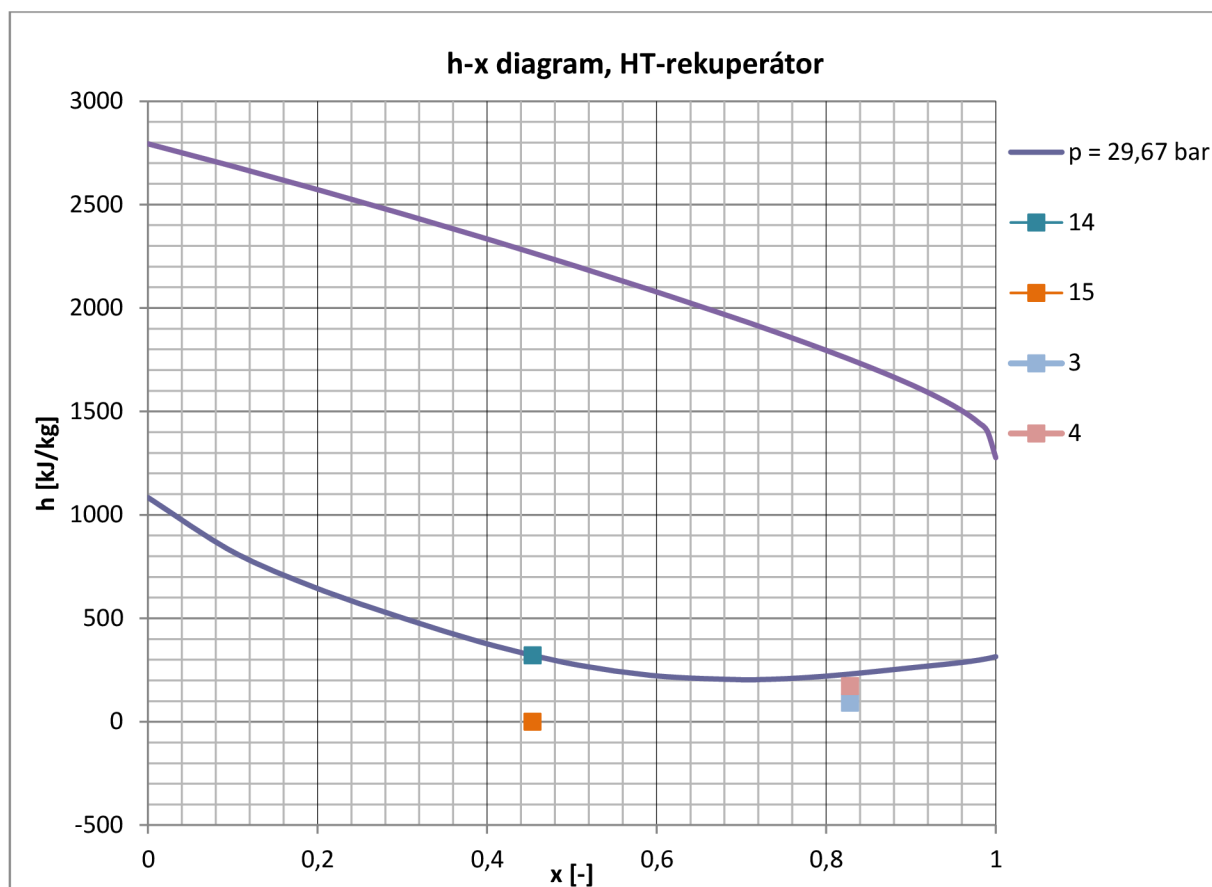
Teplá zmes na výstupe:

m15	kg/s	= $m14 = 3,985774521$
p15	Pa	= $p14 = 2967084,201$
x15	-	= $x14 = 0,454$
T15	K	= $T3 + TTD = 324,046294$
t15	deg.C	= $T15 - 273,15 = 50,89629402$
h15	J/kg	= funkcia $h_{Lsub2Tpx}(T15, p15, x15) = -236,512231$

Proces prebiehajúci v HT-rekuperátore je zobrazený v T – x a h – x diagrame (obr. 3.17 a 3.18).



Obr. 3.17 T - x diagram, HT-rekuperátor



Obr. 3.18 h - x diagram, HT-rekuperátor

3.7.6 Škrtenie

Predpoklady:

- Konečná entalpia je rovná počiatocnej
- Koncentrácia sa nemení
- Mení sa tlak a entropia

Zmes pred škrtením:

m15	kg/s	3,985774521
p15	Pa	2967084,201
x15	-	0,454
T15	K	324,046294
t15	deg.C	50,89629402
h15	J/kg	-236,512231

Zmes po odškrtení:

m16	kg/s	= m15 = 3,985774521
p16	Pa	= p0 = 533714,255
x16	-	= x15 = 0,454
Xi16	-	= Xi15 = 0,440

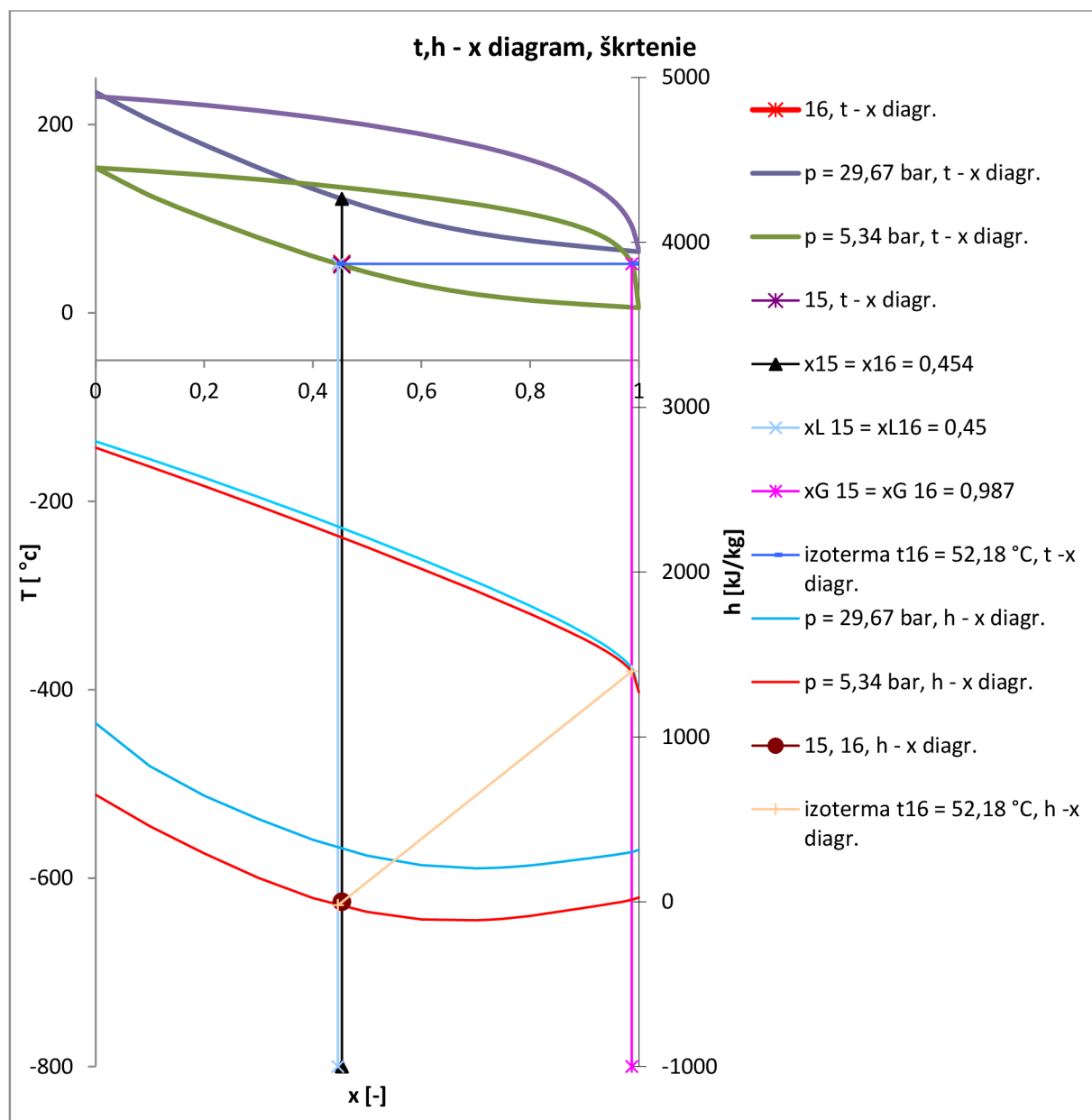
h16	J/kg	= h15 = -236,512231
T16	K	= funkcia T2hpx(h16, p16, x16) = 325,1773501
t16	deg.C	= T16 – 273,15 = 52,02735008

xL 16	-	= funkcia x2pT(p16, T16)= 0,45
XiL 16	-	$= Xi_{L16} = \frac{M_{NH3} * x_{L16}}{M_{NH3} * x_{L16} + M_{H2O} * (1 - x_{L16})} = 0,432406388$
xG 16	-	= funkcia y2pT(p16, T16)= 0,987147949
XiG 16	-	$= Xi_{G16} = \frac{M_{NH3} * x_{G16}}{M_{NH3} * x_{G16} + M_{H2O} * (1 - x_{G16})} = 0,986415527$

$$D_{16} = \frac{Xi_{16} - Xi_{L16}}{Xi_{G16} - Xi_{L16}}$$

D16	-	0,013311183
-----	---	-------------

Proces škrtenia je zobrazený v t, h – x diagrame (obr. 3.19).



Obr. 3.19 t, h - x diagram, škrtenie

3.7.7 Absorbér

Predpoklady:

- Izobarický dej
- Mení sa koncentrácia, entalpia a teploty jednotlivých médií
- Celkový entalpický tok zostáva zachovaný

Vstup:

m8	kg/s	11,95933149
p8	Pa	533714,255
T8	K	324,9359159
t8	deg. C	51,78591585

D8	-	0,927821741
h8	J/kg	1293985,283
x8	-	0,949
Xi8	-	0,947

m16	kg/s	3,985774521
p16	Pa	533714,255
x16	-	0,454
Xi16	-	0,440
T16	K	325,1773501
t16	deg.C	52,02735008
h16	J/kg	-236,512231

Pri adiabatickom miešaní dvoch prúdov platia nasledujúce vzťahy [13]:

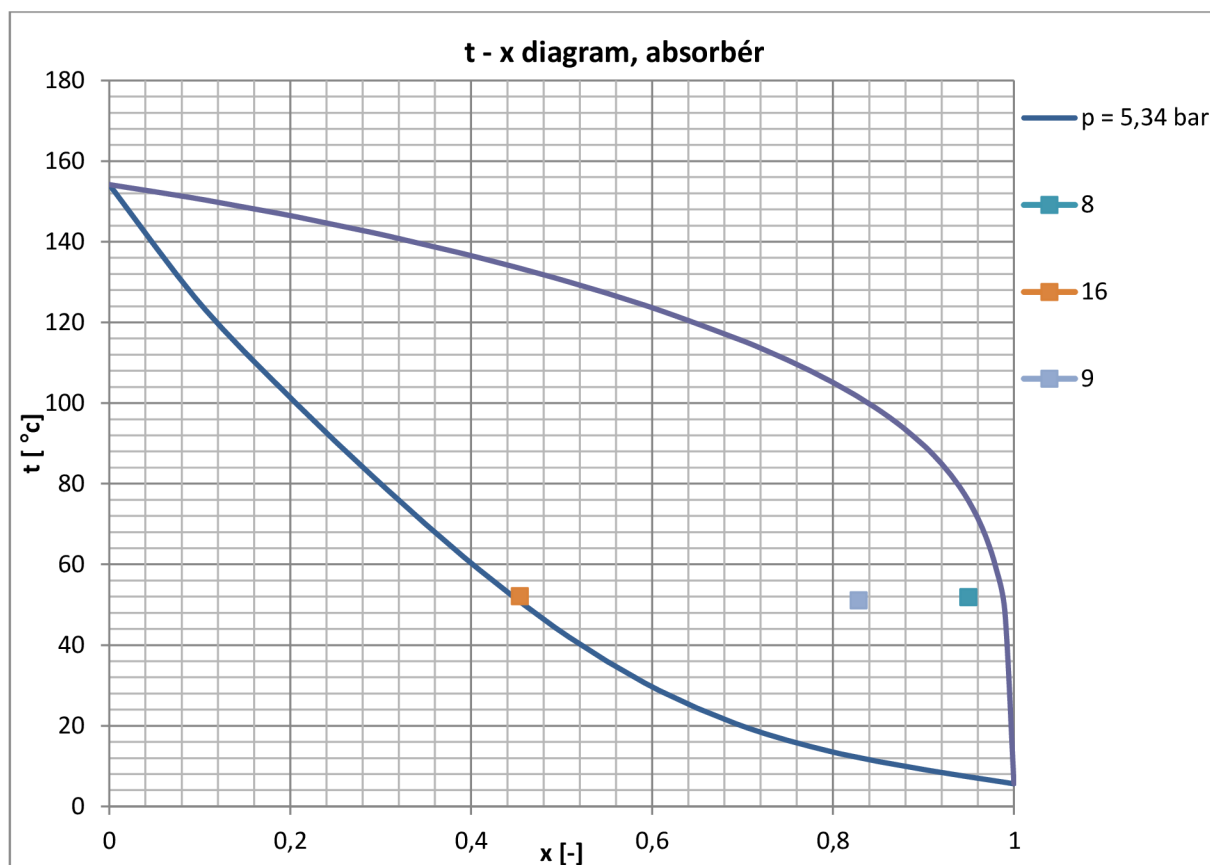
$$m_{16} + m_8 = m_9$$

$$m_{16} * Xi_{16} + m_8 * Xi_8 = m_9 * Xi_9$$

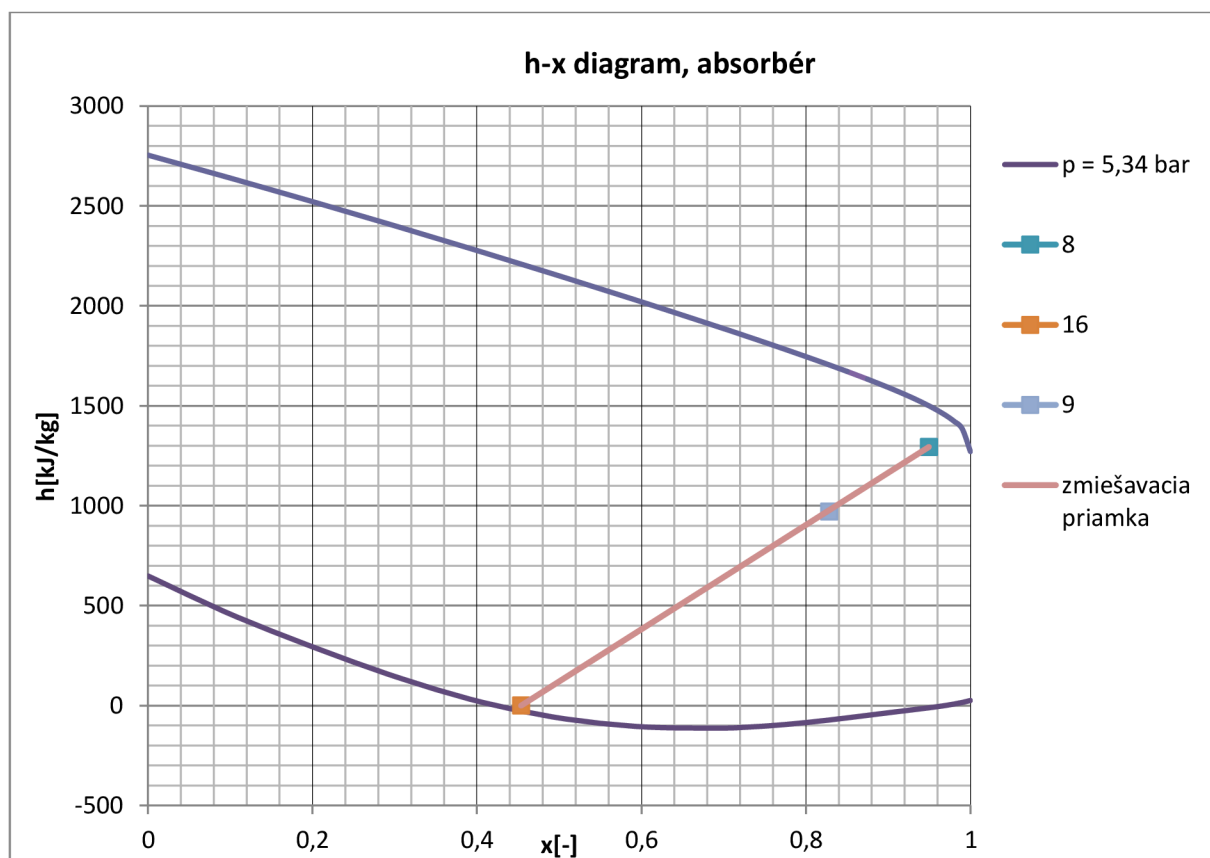
$$m_{16} * h_{16} + m_8 * h_8 = m_9 * h_9$$

p9	Pa	= p8 = p16 = 533714,255
m9	kg/s	= m8 + m16 = 15,94510602
Xi9	-	= $Xi_{16} + \frac{m_8}{m_9} * (Xi_8 - Xi_{16}) = 0,82$
x9	-	= $\frac{Xi_9}{\frac{M_{NH3}}{Xi_9} + \frac{1 - Xi_9}{M_{H2O}}} = 0,828$
h9	kJ/kg	= $h_{16} + \frac{m_8}{m_9} * (h_8 - h_{16}) = 970470,5784$
T9	K	= funkcia T2hpx(h9, p9, x9) = 324,146294
t9	deg.C	= T9 - 273,15 = 50,99629402

Proces prebiehajúci v absorbéri je zobrazený v T - x a h - x diagrame (obr. 3.17 a 3.18).



Obr. 3.20 t - x diagram, absorbér



Obr. 3.21 h - x diagram, absorbér

3.7.8 LT-rekuperátor

Predpoklady:

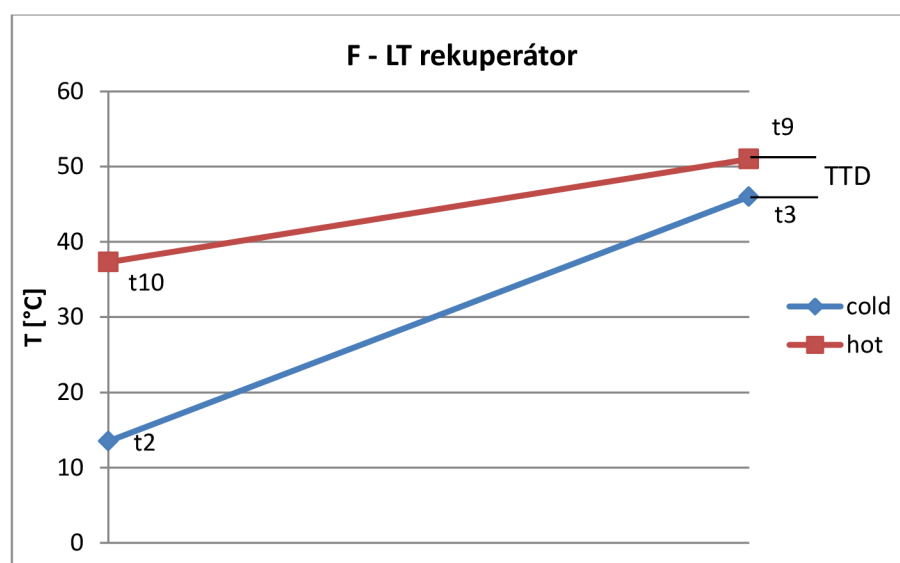
- Izobarický dej
- Nemení sa koncentrácia zmesi
- Dochádza ku čiastočnej kondenzácii teplejšej zmesi

Teplejšia zmes na vstupe:

p9	Pa	533714,255
m9	kg/s	15,94510602
x9	-	0,828141677
h9	kJ/kg	970470,5784
T9	K	324,146294
t9	deg.C	50,99629402

Studená zmes na vstupe (pri určovaní teploty T2 sa zohľadňuje zohriatie v napájacom čerpadle DT):

p2	Pa	= p5 = 2967084,201
m2	kg/s	= m5 = 15,94510602
x2	-	= x5 = 0,828
DT	K	1,4
T2	K	= $T2px(p2, x2) + DT = 285,251952$
t2	deg.C	= $T2 - 273,15 = 12,101952$
h2	J/kg	= $h_{Lsub2Tpx}(T2, p2, x2) = -64518,5239$
cp2	J/kgK	= $cp_{Lsat2Tx}(T2, x2) = 4469,70156$



Obr. 3.22 LT-rekuperátor

Platí (obr. 3.22):

$$Q = m_9 * (h_9 - h_{10})$$

$$Q = m_2 * c_{p2} * (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = T_9 - TTD$$

$$m_2 * c_{p2} * (T_3 - T_2) = m_9 * (h_9 - h_{10})$$

Studená zmes na výstupe:

TTD	K	5
-----	---	---

m3	kg/s	= m2 = 15,94510602
p3	Pa	= p2 = 2967084,201
T3	K	= T9 - TTD = 319,146294
t3	deg.C	= T3 - 273,15 = 45,99629402
x3	-	= x2 = 0,828
h3	J/kg	= funkcia h _{Lsub2Tpx} (T3, p3, x3) = 91969,54233

Teplejšia zmes na výstupe:

m10	kg/s	15,94510602
p10	Pa	533714,255
x10	-	0,828

Xi10	-	$= \frac{M_{NH3} * x_{10}}{M_{NH3} * x_{10} + M_{H2O} * (1 - x_{10})} = 0,820$
xL 10	-	= funkcia x2pT(p10, x10) = 0,540302734
XiL 10	-	$= \frac{M_{NH3} * x_{L 10}}{M_{NH3} * x_{L 10} + M_{H2O} * (1 - x_{L 10})} = 0,526$
xG 10	-	= funkcia y2pT(p10, x10) = 0,995578418
XiG 10	-	$= \frac{M_{NH3} * x_{V 10}}{M_{NH3} * x_{G 10} + M_{H2O} * (1 - x_{G 10})} = 0,995$

$$D_8 = \frac{Xi_{10} - Xi_{L 10}}{Xi_{G 10} - Xi_{L 10}}$$

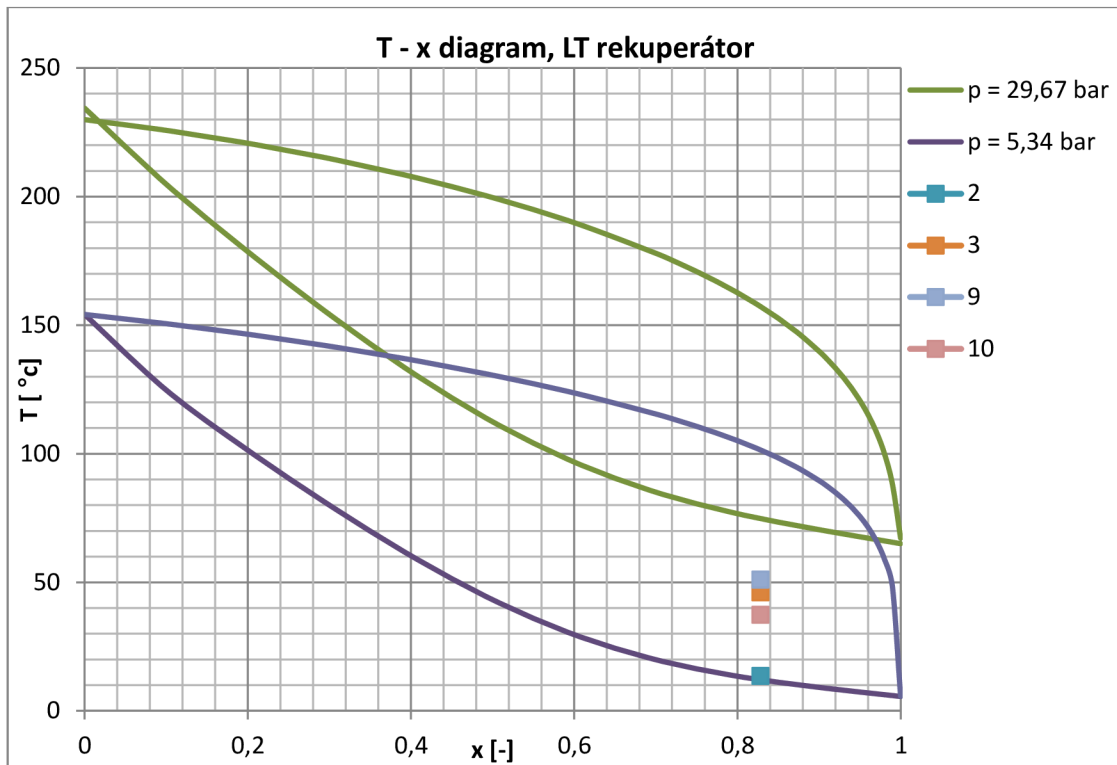
D10	-	0,626174292
-----	---	-------------

$$h_{10} = h_9 - \frac{m_2 * c_{p2}}{m_9} * (T_3 - T_2)$$

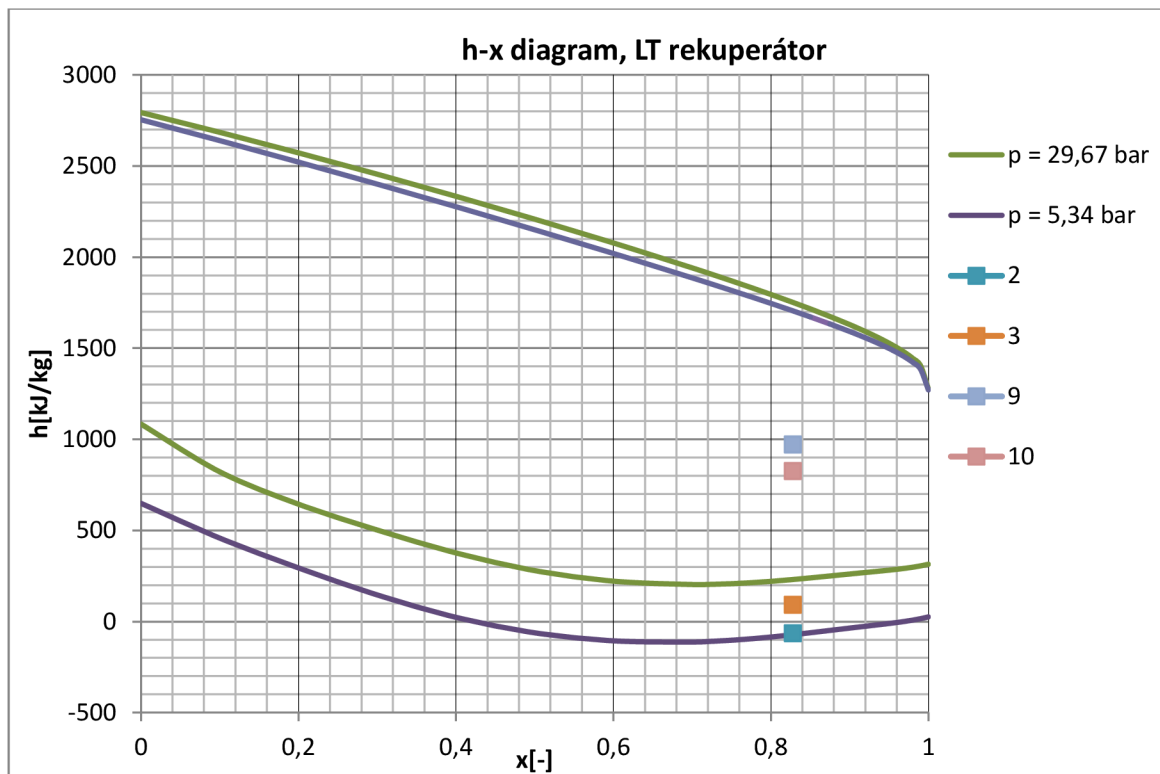
h10	J/kg	825067,1559
-----	------	-------------

T10	K	= funkcia T2hpx(h10, p10, x10) = 310,446294
t10	deg.C	= T10 – 273,15 = 37,29629402

Proces prebiehajúci v absorbéri je zobrazený v T – x a h – x diagrame (obr. 3.23 a 3.24).



Obr. 3.23 t - x diagram, LT-rekuperátor



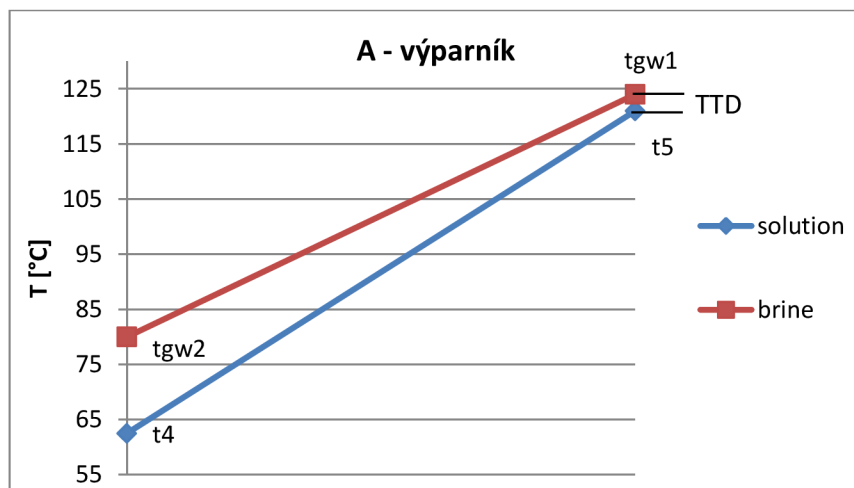
Obr. 3.24 h - x diagram, LT-rekuperátor

3.7.9 Výparník

Predpoklady:

- Izobarický dej
- Dochádza ku zmene skupenstva
- Nemení sa koncentrácia zmesi

Cieľom bilancie výparníku je stanoviť hmotnostný tok média prúdiaci cyklom. Do tejto fázy výpočtu bolo počítané s hodnotou zvolenou na začiatku pri výpočte separátoru.



Obr. 3.25 Výparník

Pracovné médium na vstupe do výparníku:

m4	kg/s	15,94510602
p4	Pa	2967084,201
h4	J/kg	171513,8802
T4	K	335,6634699
t4	deg.C	62,51346994
x4	-	0,828
Xi4	-	0,820

Pracovné médium na výstupe z výparníku:

m5	kg/s	= m4 = 15,94510602
p5	Pa	2967084,201
x5	-	0,828
h5	J/kg	1226716,899
T5	K	394,15
t5	deg.C	121
D5	-	0,75

Geotermálna voda:

mgw	kg/s	90
pgw	Pa	2000000
tgw1	deg.C	124
cpgw	J/kgK	= funkcia cp_pT(pgw/100000, tgw1)*1000 = 4248,819192

Platí:

$$Q = m_{gw} * c_{pgw} * (T_{gw1} - T_{gw2})$$

$$Q = m_4 * (h_5 - h_4)$$

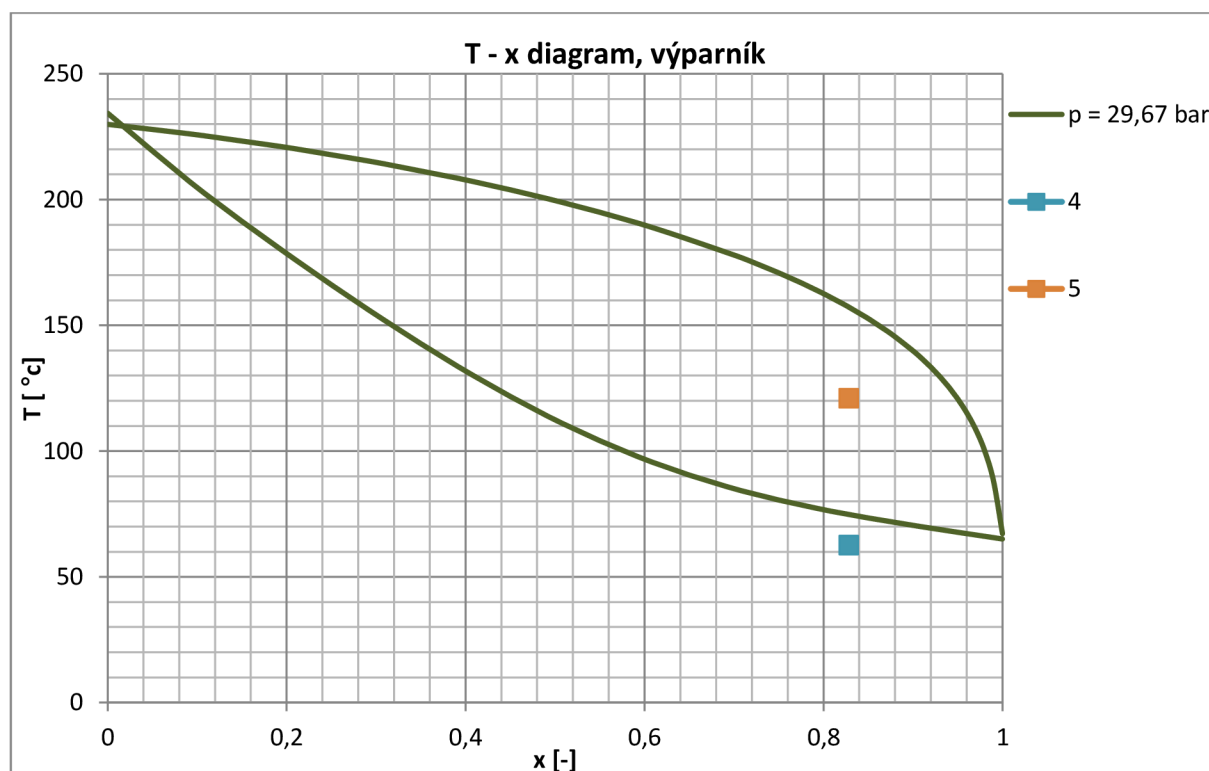
$$m_{gw} * c_{pgw} * (T_{gw1} - T_{gw2}) = m_4 * (h_5 - h_4)$$

Odtiaľ získame vzťah pre výpočet výstupnej teploty geotermálnej vody v závislosti na hmotnostnom toku pracovného média m₄. Nastavením T_{gw2} na požadovanú hodnotu získame iteráciou v programe Excel hmotnostný tok média.

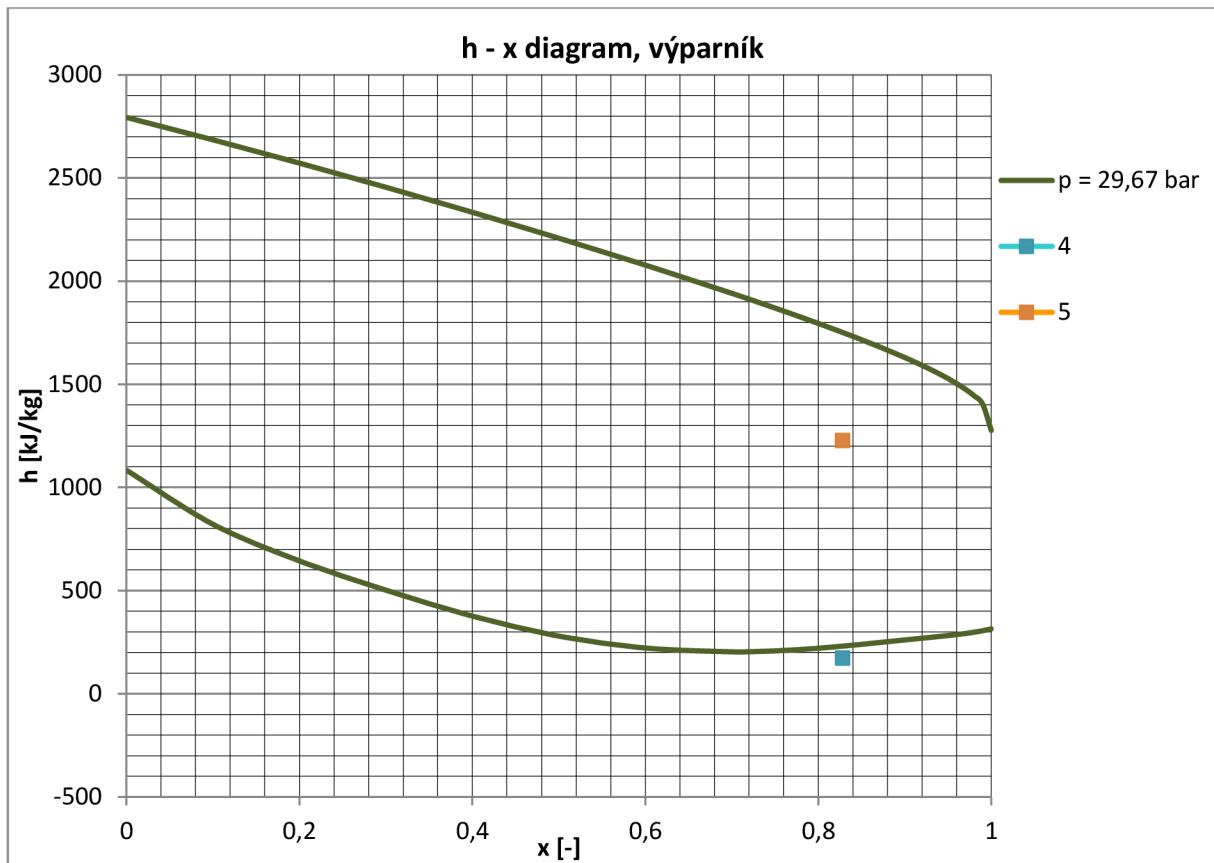
$$T_{gw2} = T_{gw1} - \frac{m_4 * (h_5 - h_4)}{m_{gw} * c_{pgw}}$$

tgw2	deg.C	80
m5	kg/s	15,94510602

Proces prebiehajúci vo výparníku je zobrazený v T – x a h – x diagrame (obr. 3.26 a 3.27).



Obr. 3.26 t - x diagram, výparník

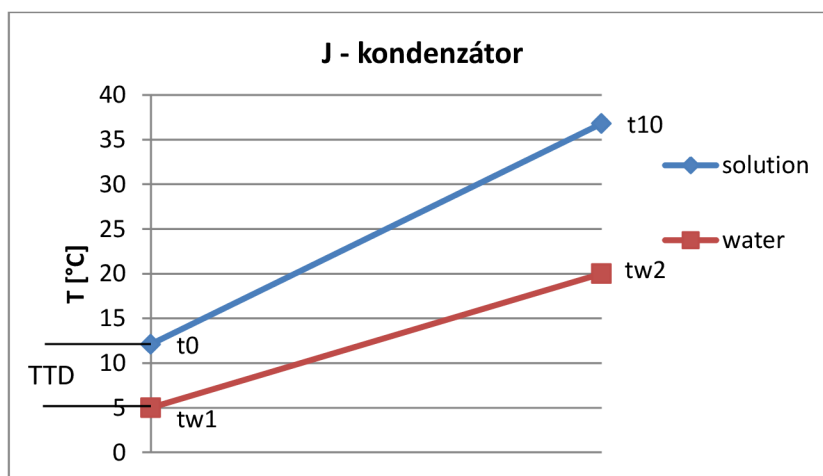


Obr. 3.27 h - x diagram, výparník

3.7.10 Kondenzátor

Predpoklady:

- Izobarický dej
- Dochádza ku zmene skupenstva
- Nemení sa koncentrácia zmesi



Obr. 3.28 Kondenzátor

Zmes na vstupe do kondenzátora:

m10	kg/s	15,94510602
p10	Pa	533714,255
T10	K	310,446294
t10	deg.C	37,29629402
x10	-	0,828
D10	-	0,626174292
h10	J/kg	825067,1559

Zmes na výstupe z kondenzátora:

m13	kg/s	= m5= 15,94510602
p13	Pa	= p0= 533714,255
t13	deg.C	= t0 = 12,1
T13	K	= t13 + 273,15 = 285,25
x13	-	= x5 = 0,828
h13	J/kg	= funkcia hL2Tx(T13, x13) = -72317,1875

Chladiace médium:

pw	Pa	200000
tw1	deg.C	5
tw2	deg.C	20
TTD	K	7,1
tw12	deg.C	= (tw1 + tw2)/2 = 12,5
cpw	J/kgK	= funkcia Cp_pT(pw/100000, tw12)*1000 = 4191,604473

Platí:

$$Q = m_{10} * (h_{10} - h_{13})$$

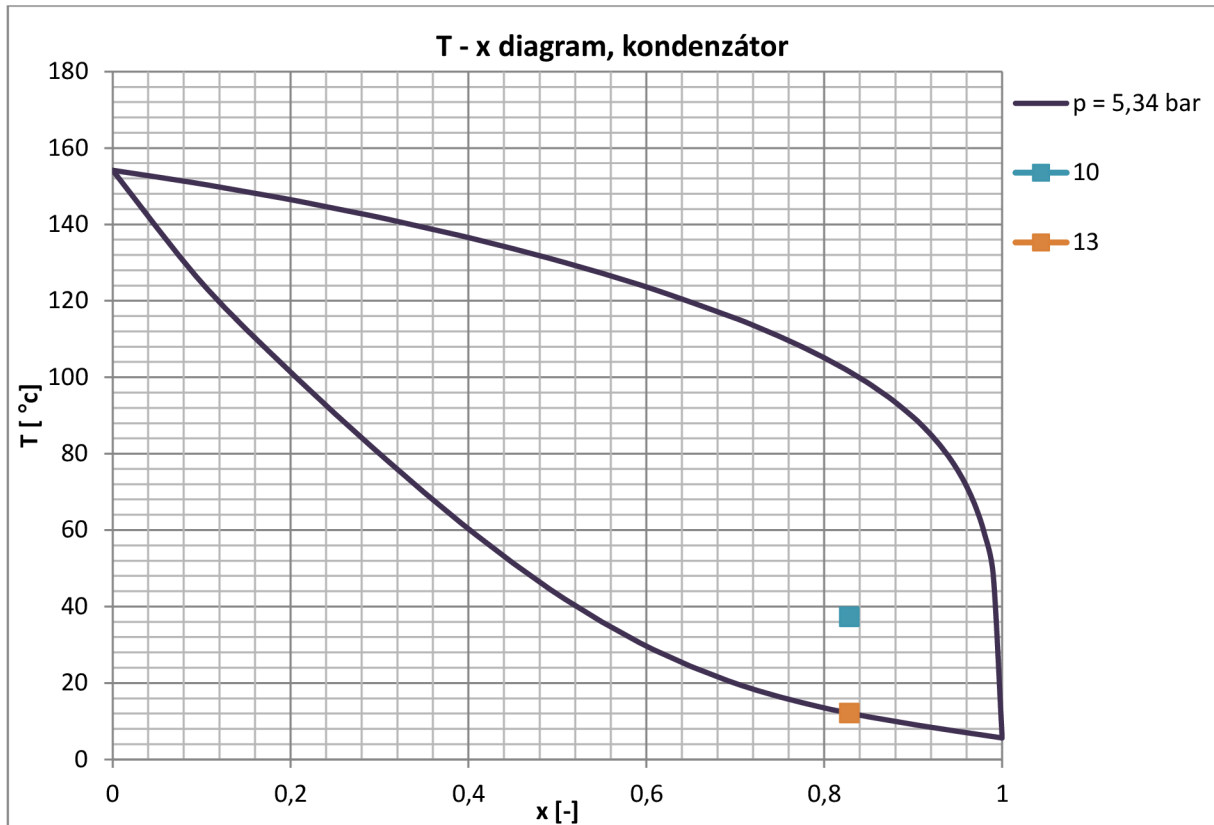
$$Q = m_w * c_{pw} * (t_{w2} - t_{w1})$$

$$m_{10} * (h_{10} - h_{13}) = m_w * c_{pw} * (t_{w2} - t_{w1})$$

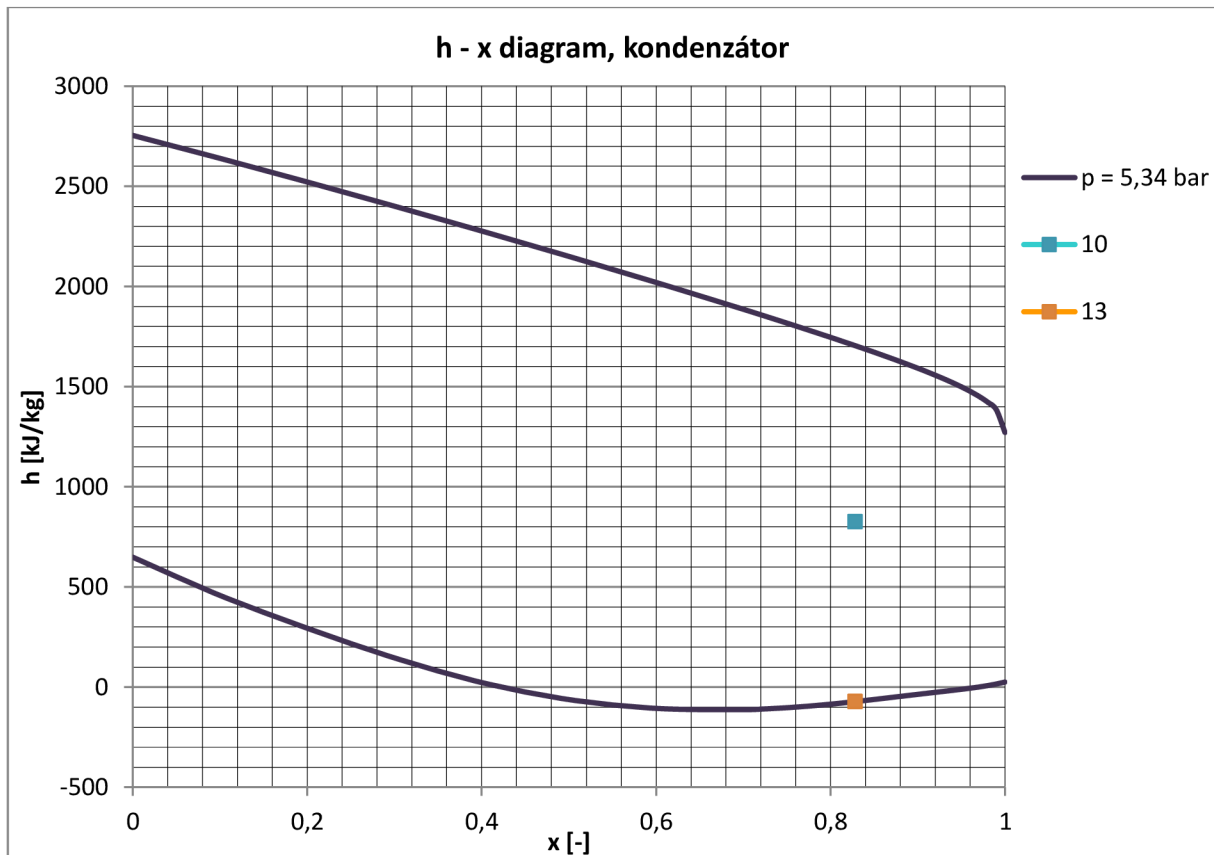
$$m_w = \frac{m_{10} * (h_{10} - h_{13})}{c_{pw} * (t_{w2} - t_{w1})}$$

mw	kg/s	227,5801321
----	------	-------------

Proces prebiehajúci v kondenzátore je zobrazený v T – x a h – x diagrame (obr. 3.26 a 3.27).



Obr. 3.29 t - x diagram, kondenzátor



Obr. 3.30 h - x diagram, kondenzátor

3.7.11 Energetická bilancia cyklu

Energia dodaná do cyklu:

P výparníku	MW	$= m4 \cdot (h5 - h4) / 10^6 = 16,825324$
-------------	----	---

Energia odovzdaná z cyklu:

P turbíny	MW	$= m7 \cdot (h7 - h8) / 10^6 = 2,809857487$
P kondenzátoru	MW	$= m10 \cdot (h10 - h13) / 10^6 = 14,30888849$

Energetická bilancia:

Energ. bilancia	MW	$= P \text{ výp} - (P \text{ tur} + P \text{ kond}) = -0,29342198$
-----------------	----	--

Odchýlku v energetickej bilancii predstavuje práca dodaná do cyklu napájacím čerpadlom, do istej miery je spôsobená aj zjednodušeniami použitými pri návrhu modelu výpočtu.

Účinnosť cyklu pre parametre Húsavíku:

η	-	$= P \text{ turb} / P \text{ výp} = 0,167002$
--------	---	---

Pre porovnanie účinnosť Carnotovho cyklu pre dané parametre::

η Carnot	-	$= 1 - T0/T5 = 0,276291$
---------------	---	--------------------------

3.7.12 Návod na použitie výpočtového modelu

Výpočtový model zostavený v programe MS Excel je zahrnutý v elektronickej prílohe tejto práce. Vstupné parametre pre výpočet sú vyznačené žltou farbou:

Xi5	-	0,820
mgw	kg/s	90
pgw	Pa	2000000
tgw1	deg.C	124
tgw2	deg.C	80
D5	-	0,75

Pri zmene týchto vstupných parametrov dôjde k prepočítaniu modelu, je však potrebné dodatočne doiterovanie hodnôt získaných touto metódou. Pre tento účel je v modeli vytvorené makro, ktoré po stlačení klávesovej skratky „Ctrl+j“ spustí iteráciu. Toto je potrebné opakovať, dokým nie sú dosiahnuté požadované hodnoty.

T3	K	319,046294	táto hodnota má byť rovná T3:	319,146294
p5	Pa	2967084,201	táto hodnota má byť rovná 0:	3,14819E-05
m5	kg/s	15,94510602	táto hodnota má byť rovná 0:	0

4 VÝPOČET

Odladený výpočtový model bol použitý pre stanovenie parametrov geotermálnej elektrárne podľa zadania diplomovej práce.

Vzhľadom ku zhodnosti výpočtového modelu, nie sú už opakovane v texte použité rovnice, ale len vypočítané hodnoty a grafy.

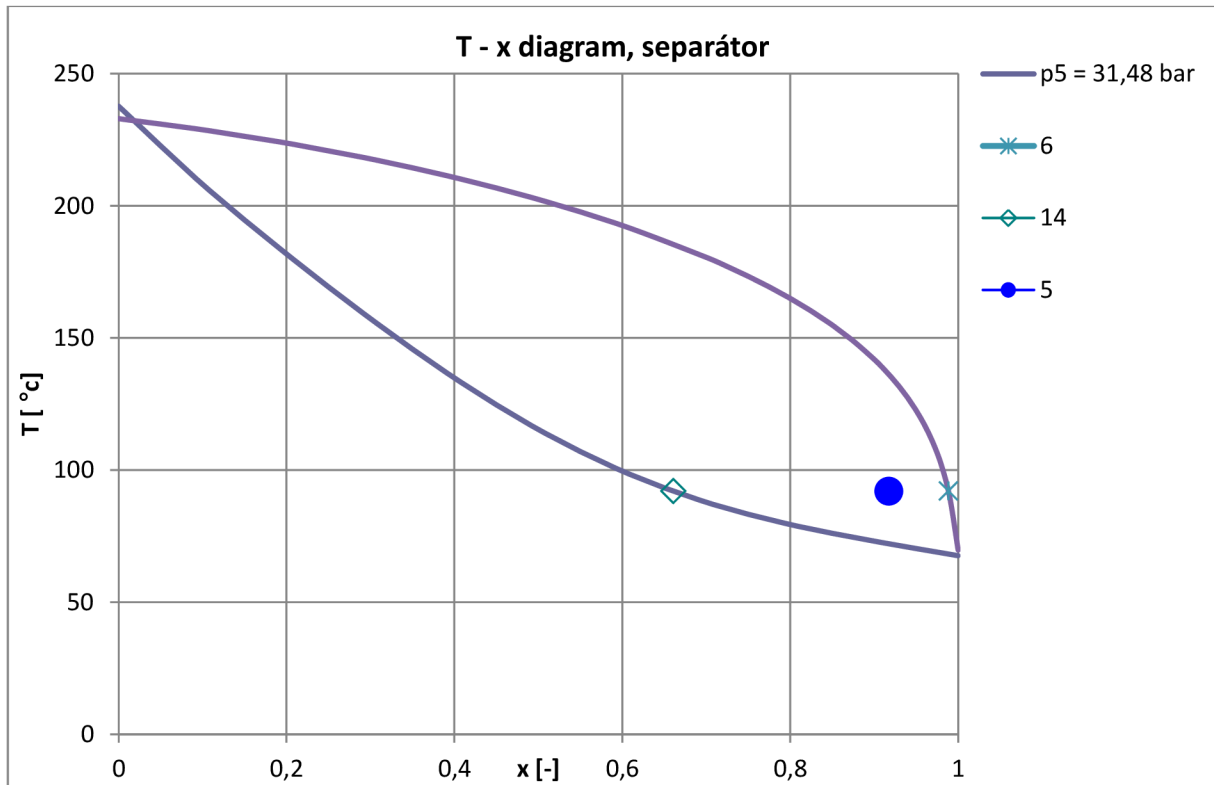
4.1 Vypočítané hodnoty (tab. 4.1)

Tabuľka 4.1 Hodnoty vypočítané pre zadaný cyklus

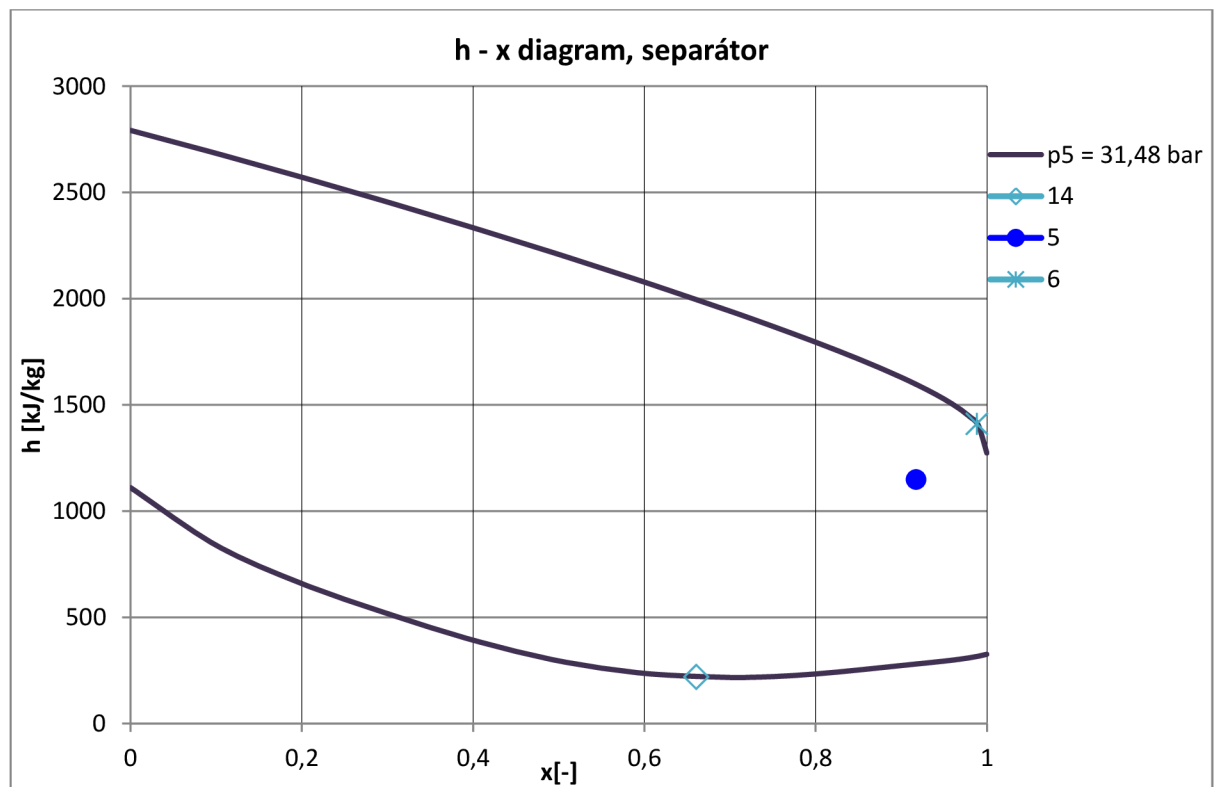
Bod	Popis	m	p	t	T	X_i	x	D	h
		kg/s	Pa	°C	K	-	-	-	J/kg
0	za nap. nádržou	24,10	1994605	53,10	326,25	0,913	0,917	0,000	188436,6
2	za nap. čerpadlom	24,10	3148210	54,51	327,66	0,913	0,917	0,000	191273,4
3	za LT- rekuperátorom	24,10	3148210	67,40	340,55	0,913	0,917	0,000	256333,5
4	za HT- rekuperátorom	24,10	3148210	71,37	344,52	0,913	0,917	0,000	276380,1
5	za výparníkom	24,10	3148210	92,00	365,15	0,913	0,917	0,780	1148979
6	za separátorom (g)	18,80	3148210	92,00	365,15	0,988	0,988	1,000	1411186
7	za regul. ventilom C	18,80	3148210	92,00	365,15	0,988	0,988	1,000	1411186
8	za turbínou	18,80	1994605	74,55	347,70	0,988	0,988	0,990	1382065
9	za absorbérom E	24,10	1994605	72,40	345,55	0,913	0,917	0,774	1106220
10	za LT-rekuperátorom	24,10	1994605	67,60	340,75	0,913	0,917	0,733	1043707
13	za kondenzátorom	24,10	1994605	53,10	326,25	0,913	0,917	0,000	188436,6
14	za separátorom (l)	5,30	3148210	92,00	365,15	0,648	0,661	0,000	219777,6
15	za HT- rekuperátorom	5,30	3148210	72,40	345,55	0,648	0,661	0,000	128690,7
16	za škrt. ventilom O	5,30	1994605	71,78	344,93	0,648	0,661	0,007	128690,7
gw1	pred výparníkom	333,30	2000000	95,00	368,15	-	-	-	-
gw2	za výparníkom	333,30	2000000	80,00	353,15	-	-	-	-
a1	pred kondenzátorom	3418,20	200000	46,00	319,15	-	-	-	-
a2	za kondenzátorom	3418,20	200000	52,00	325,15	-	-	-	-

4.2 Grafické zobrazenie

4.2.1 Separátor

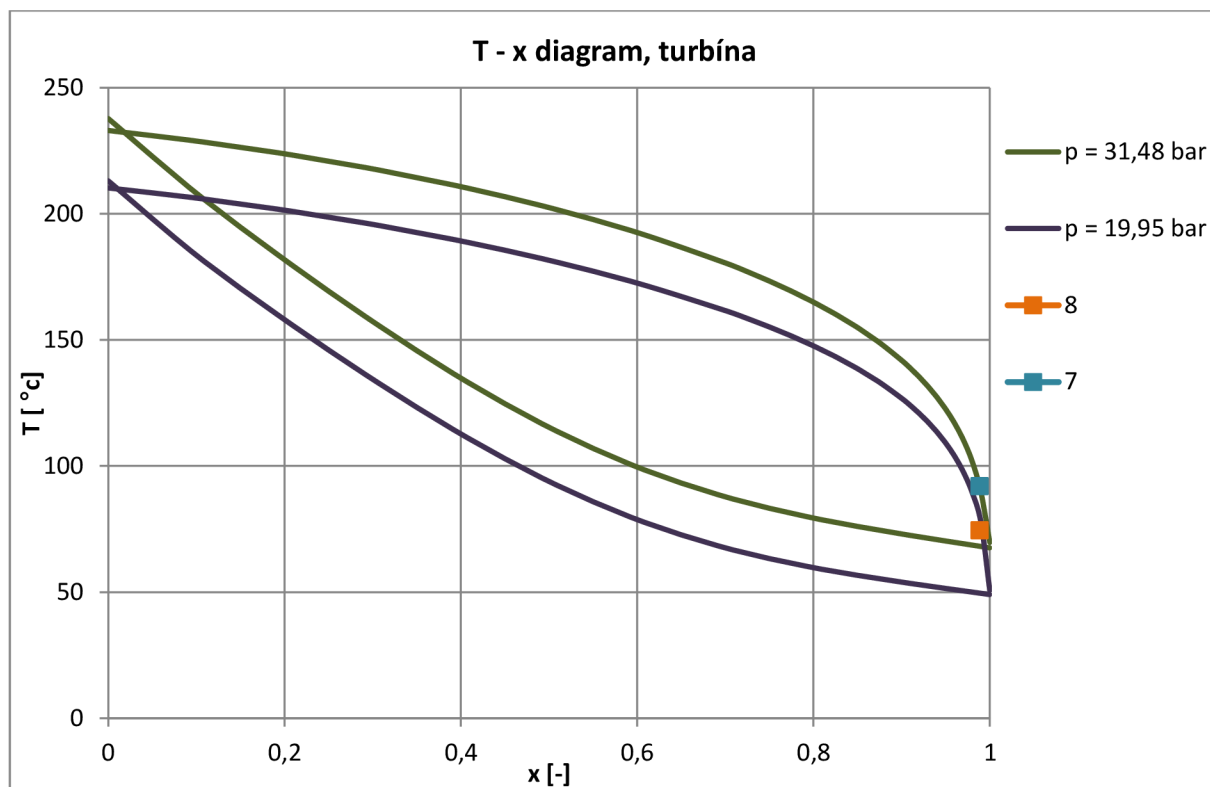


Obr. 4.1 Separátor, t - x diagram

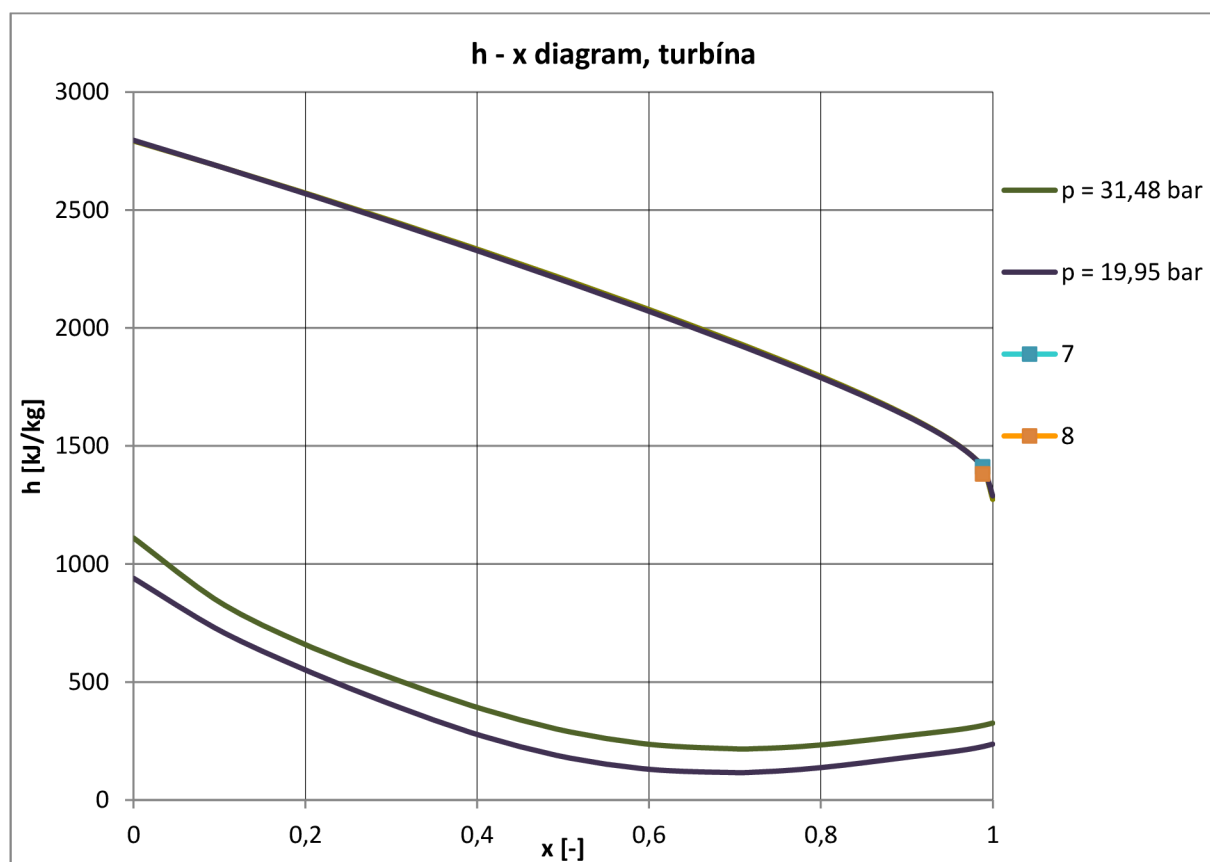


Obr. 4.2 Separátor, h - x diagram

4.2.2 Turbína

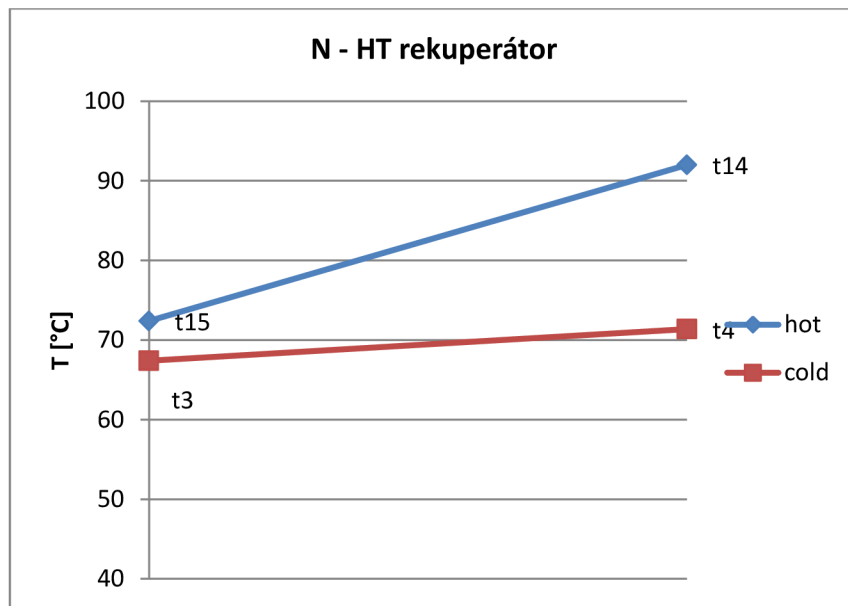


Obr. 4.3 Expanzia v turbíne, t - x diagram

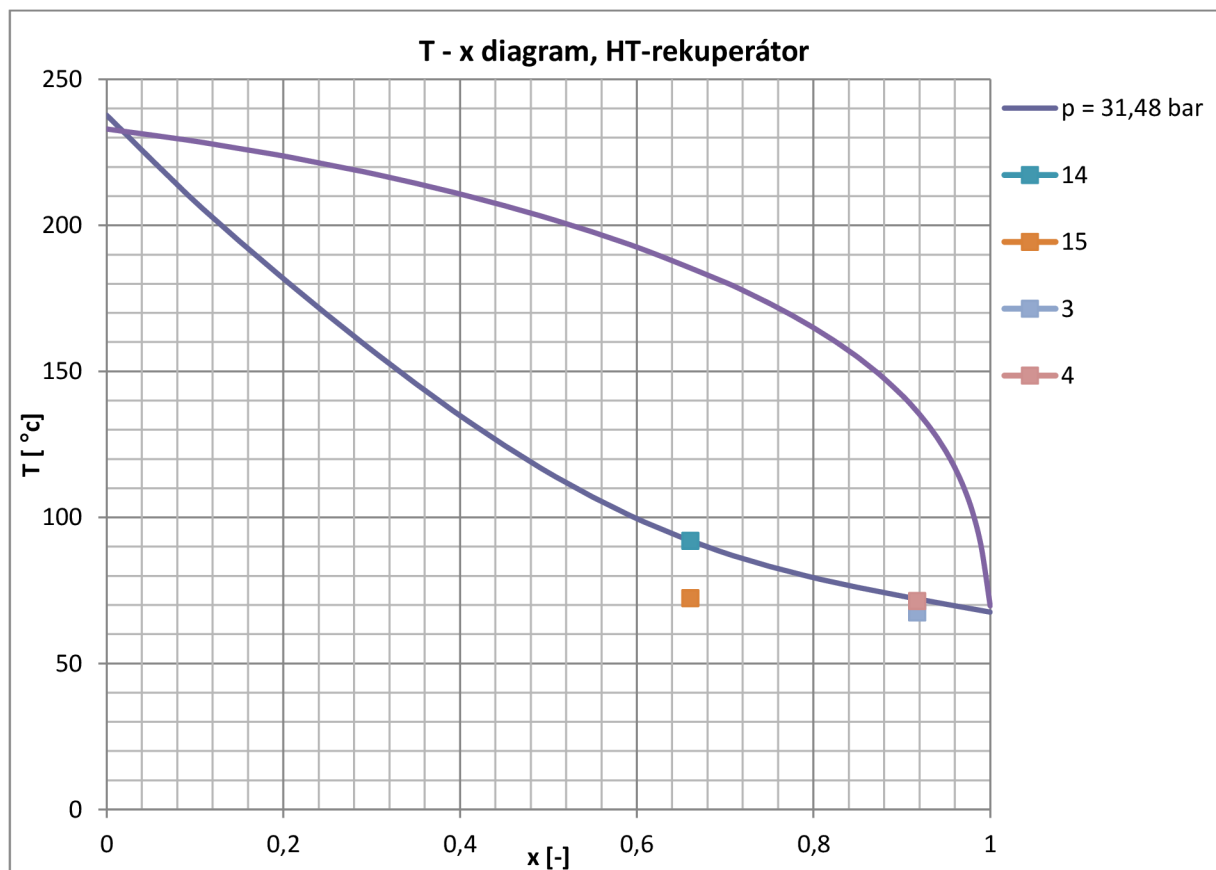


Obr. 4.4 Expanzia v turbíne, h - x diagram

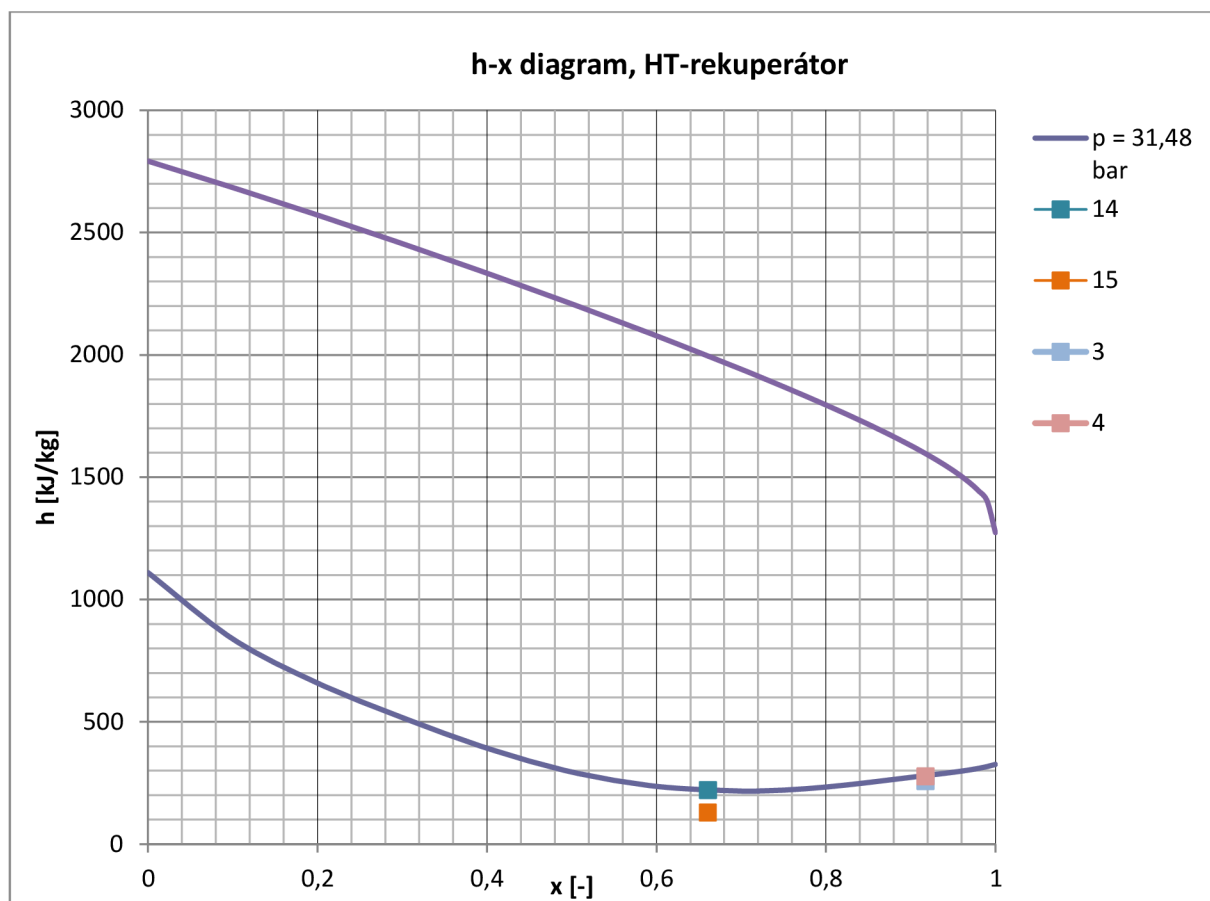
4.2.3 HT-rekuperátor



Obr. 4.5 HT-rekuperátor

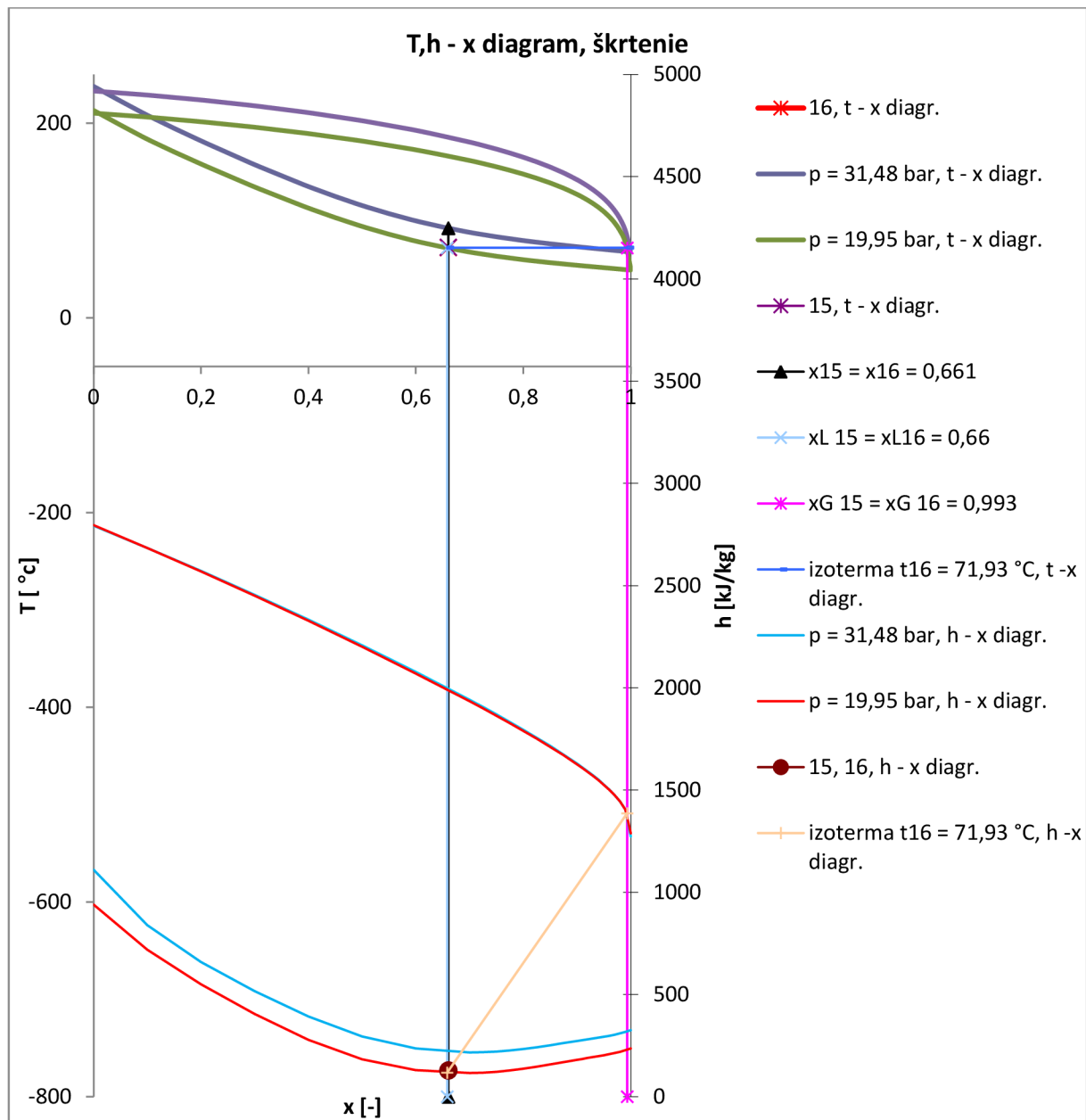


Obr. 4.6 HT-rekuperátor, t - x diagram



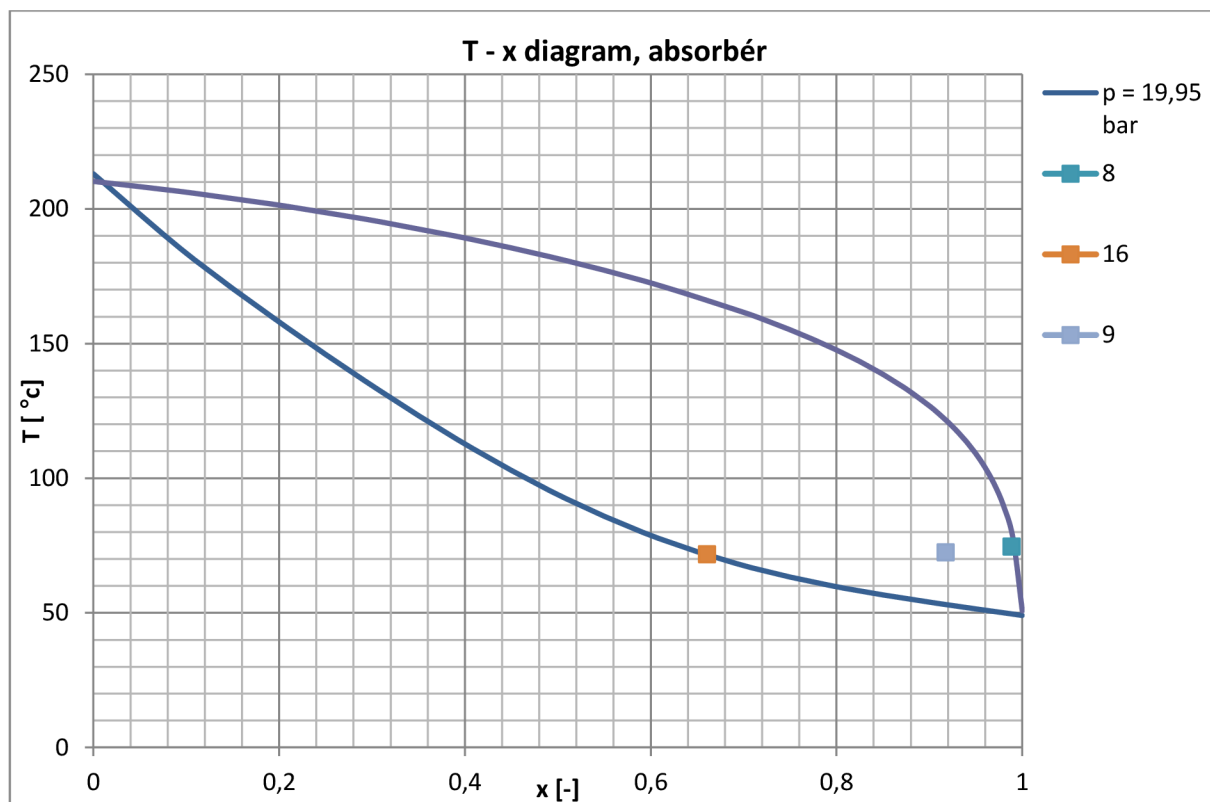
Obr. 4.7 HT-rekuperátor, h - x diagram

4.2.4 Škrtenie

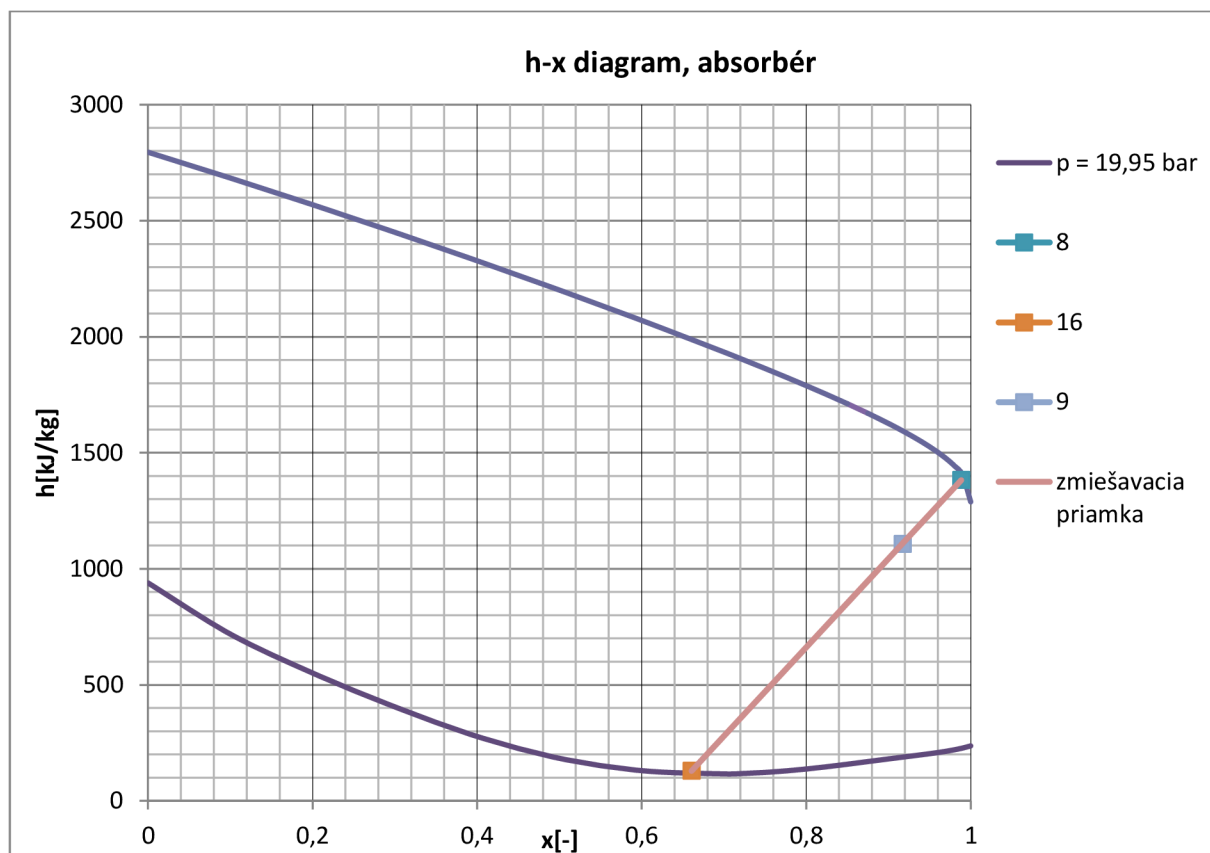


Obr. 4.8 Škrtenie, t, h - x diagram

4.2.5 Absorbér

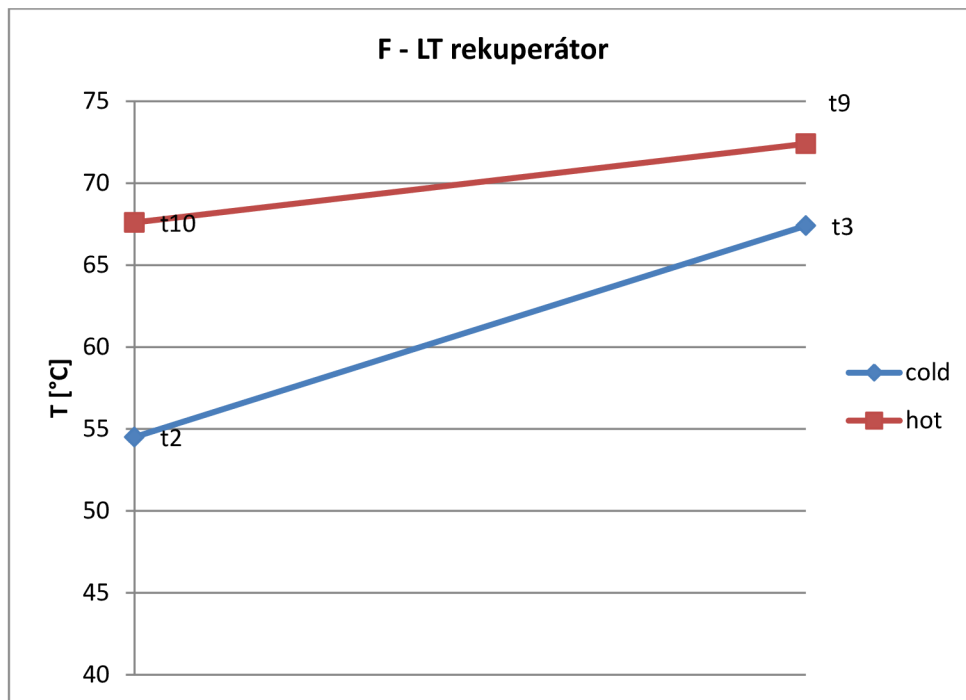


Obr. 4.9 Absorbér, t - x diagram

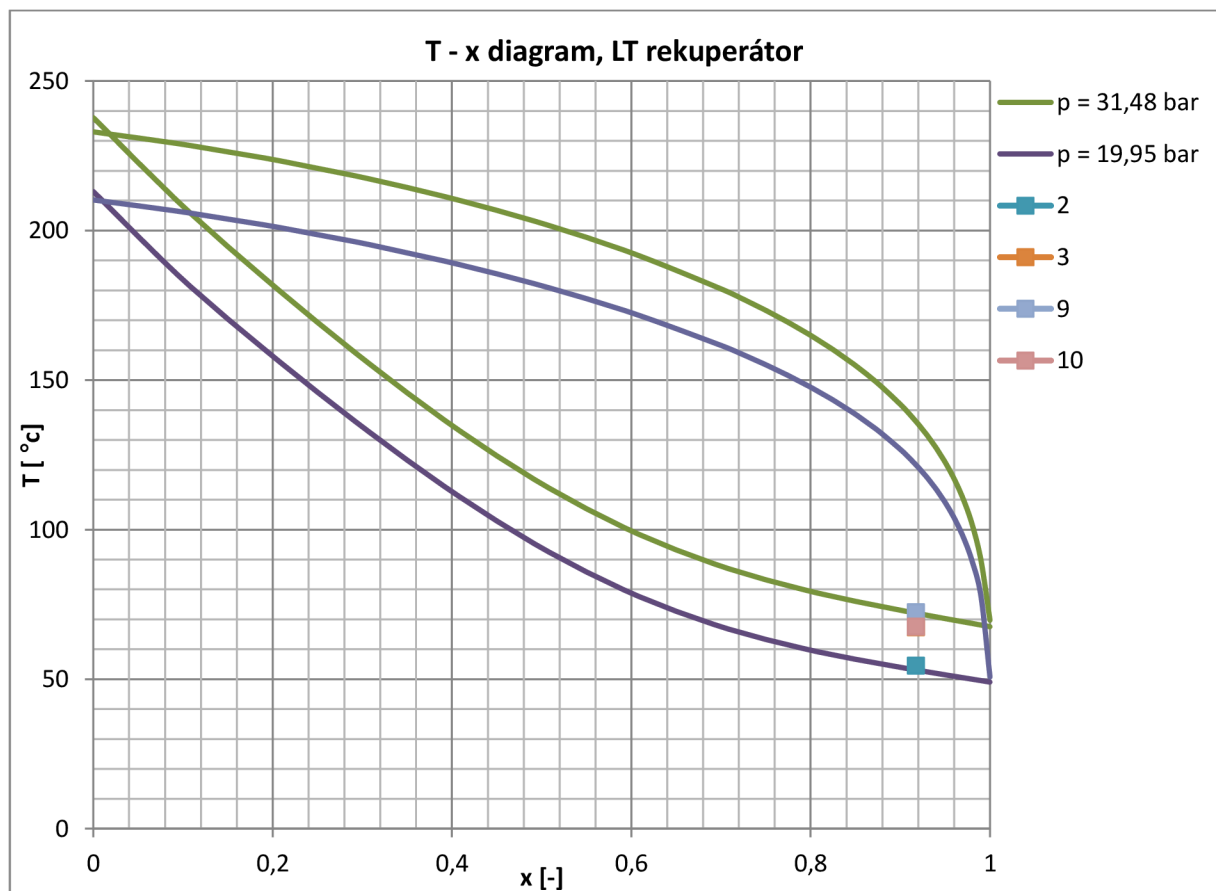


Obr. 4.10 Absorbér, h - x diagram

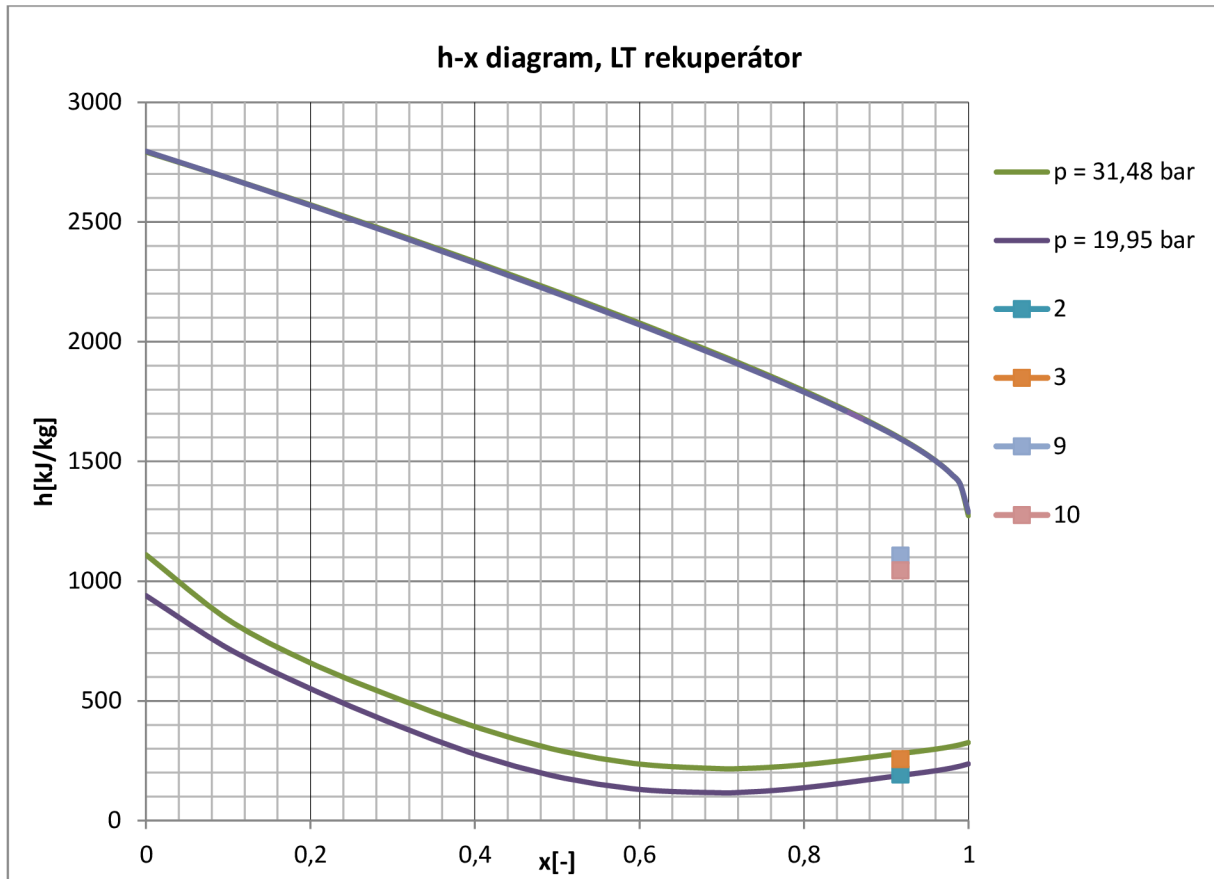
4.2.6 LT-rekuperátor



Obr. 4.11 LT-rekuperátor

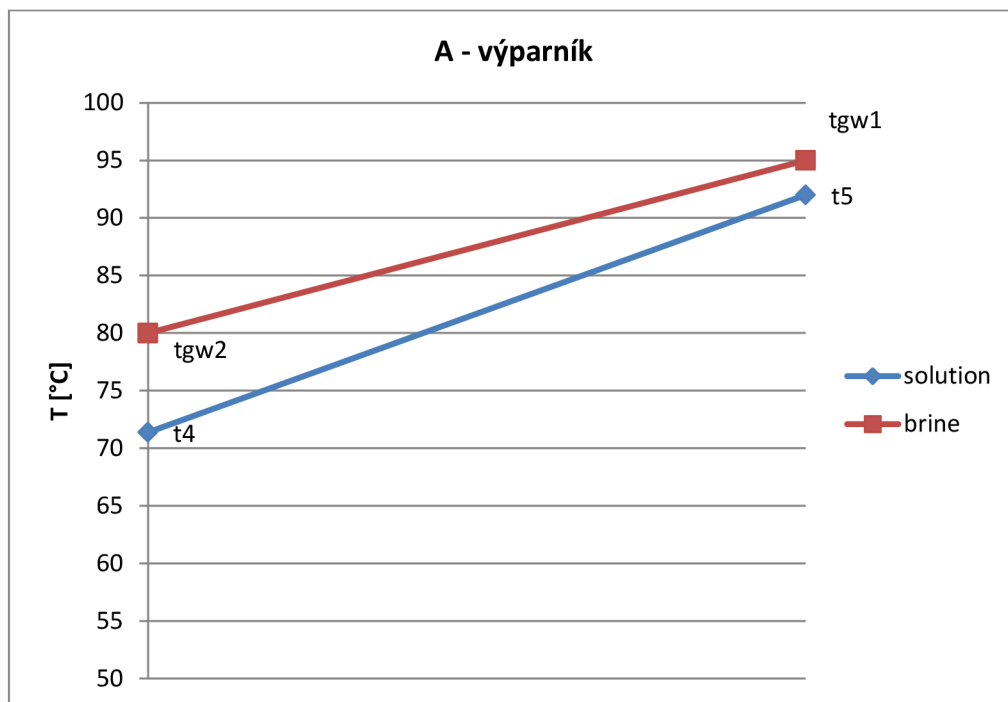


Obr. 4.12 LT-rekuperátor, t - x diagram

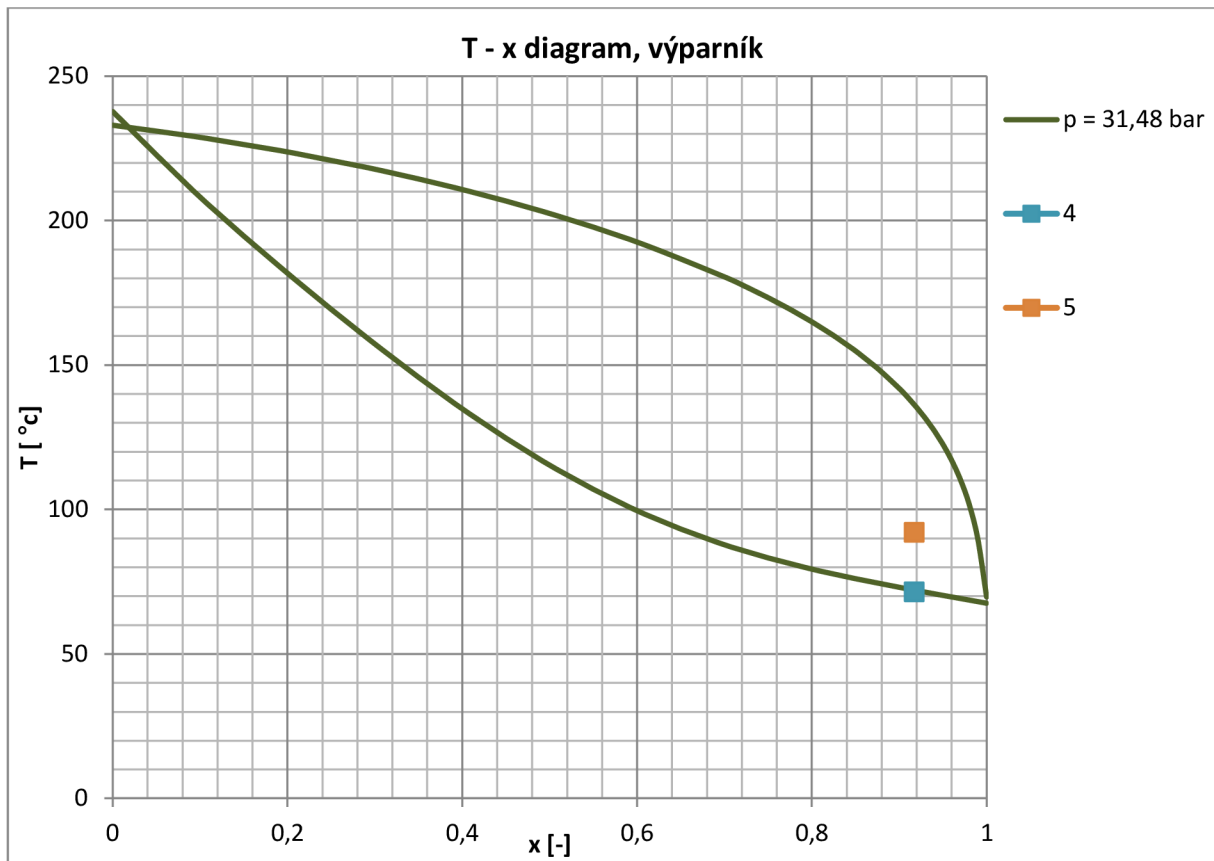


Obr. 4.13 LT-rekuperátor, h - x diagram

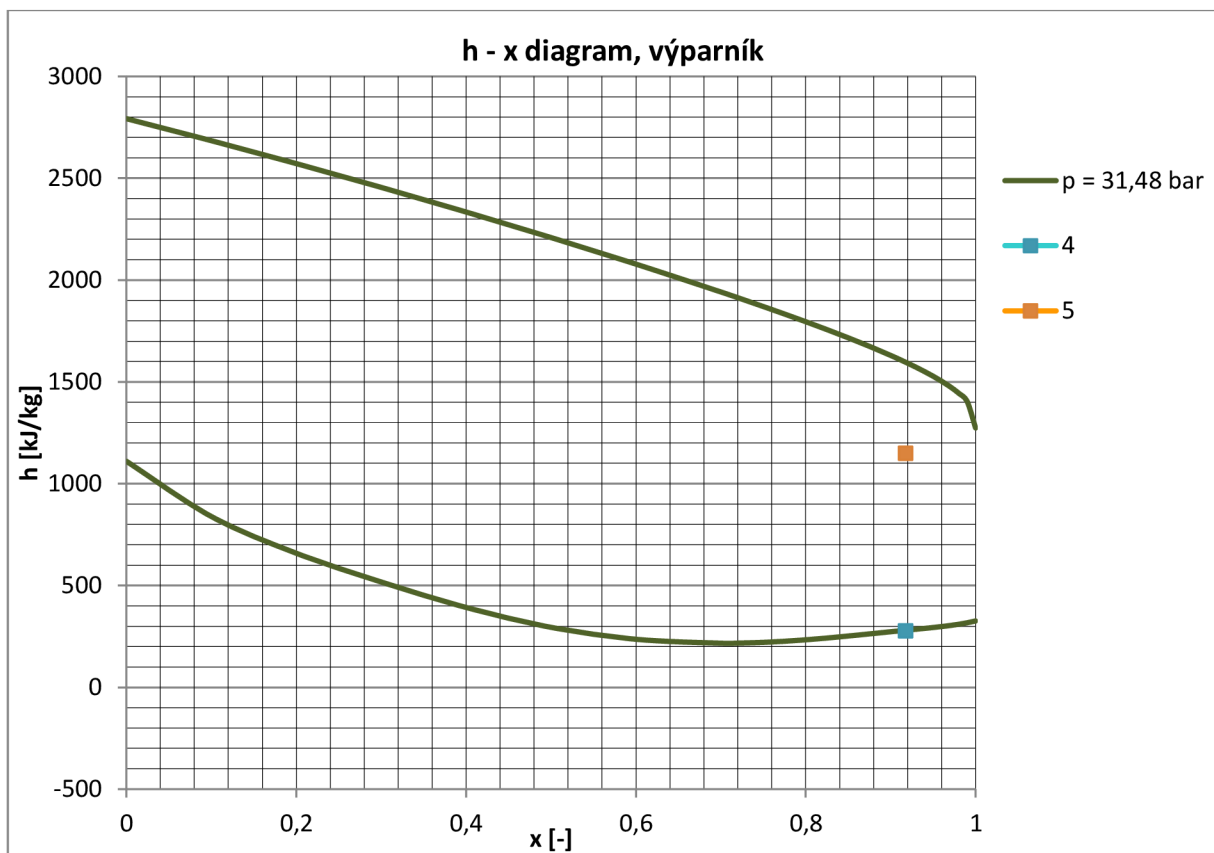
4.2.7 Výparník



Obr. 4.14 Výparník

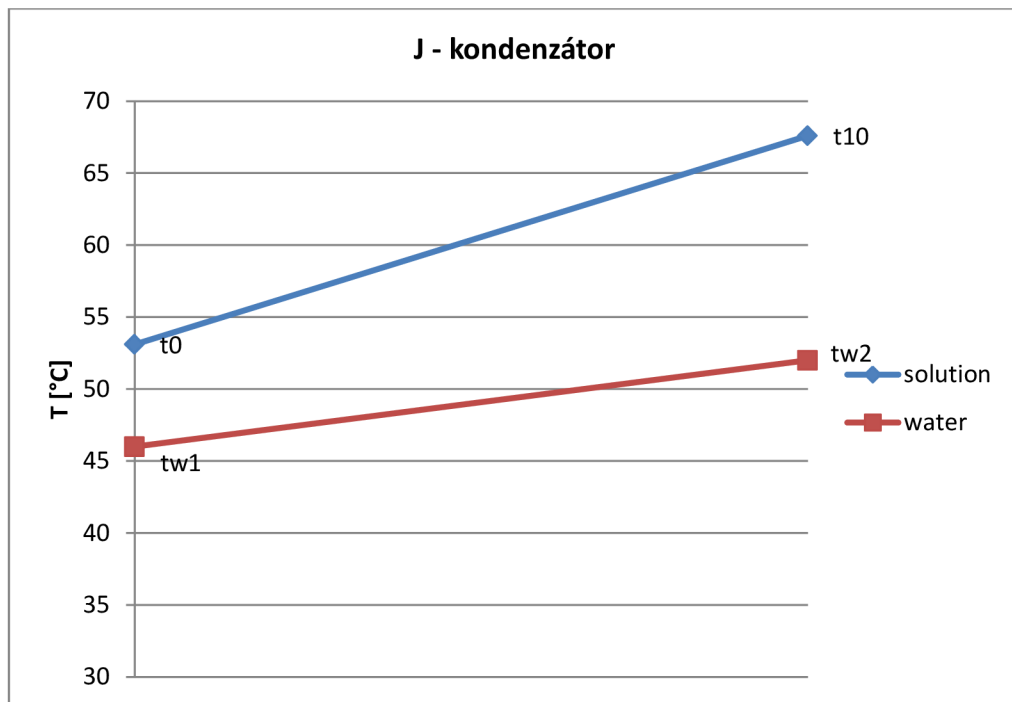


Obr. 4.15 Výparník, t - x diagram

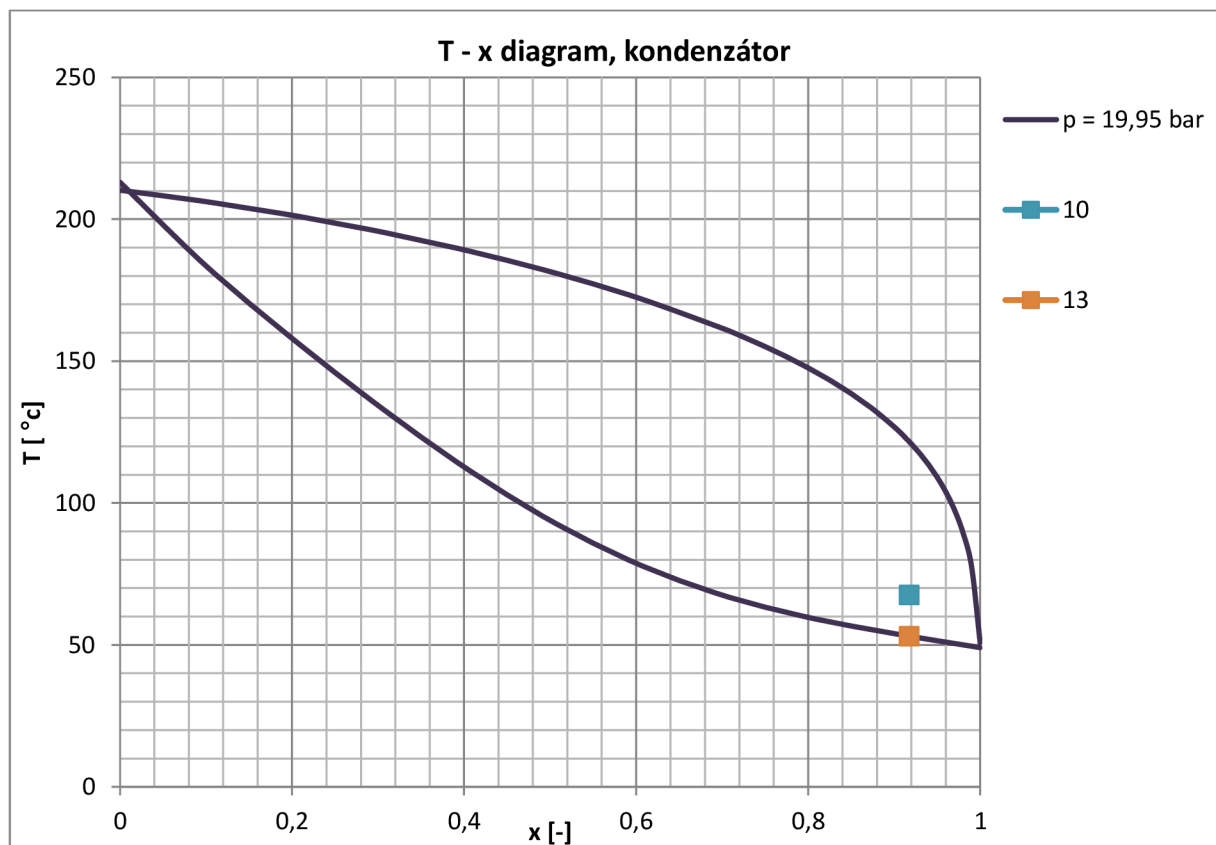


Obr. 4.16 Výparník, h - x diagram

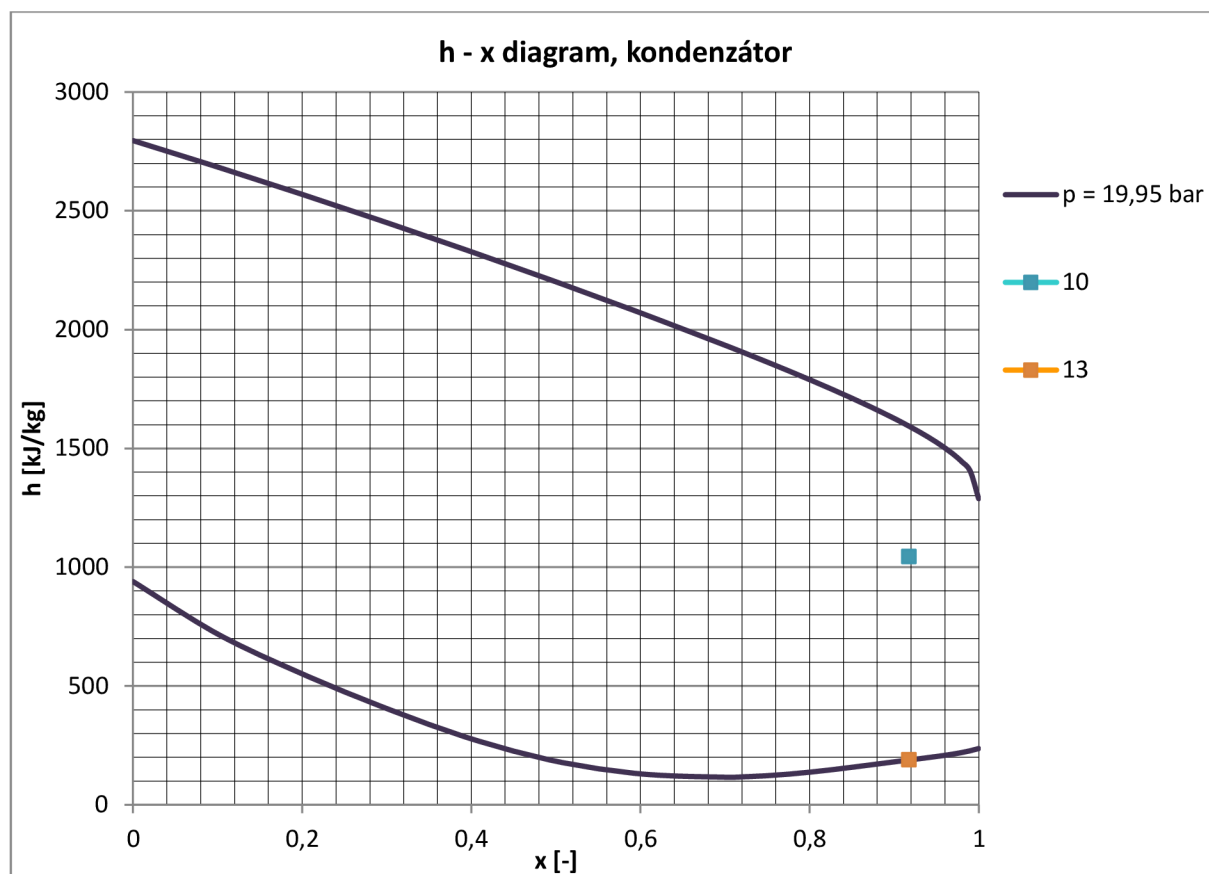
4.2.8 Kondenzátor



Obr. 4.17 Kondenzátor



Obr. 4.18 Kondenzátor, t - x diagram



Obr. 4.19 Výparník, h - x diagram

4.3 Energetická bilancia

Energia dodaná do cyklu:

P výparníku	MW	21,0293261
-------------	----	------------

Energia odovzdaná z cyklu:

P turbíny	MW	0,547352458
P kondenzátoru	MW	20,61172168

Energetická bilancia:

Energ bilancia	MW	-0,12974804
----------------	----	-------------

Účinnosť cyklu pre zadané parametre:

η	-	0,026028
--------	---	----------

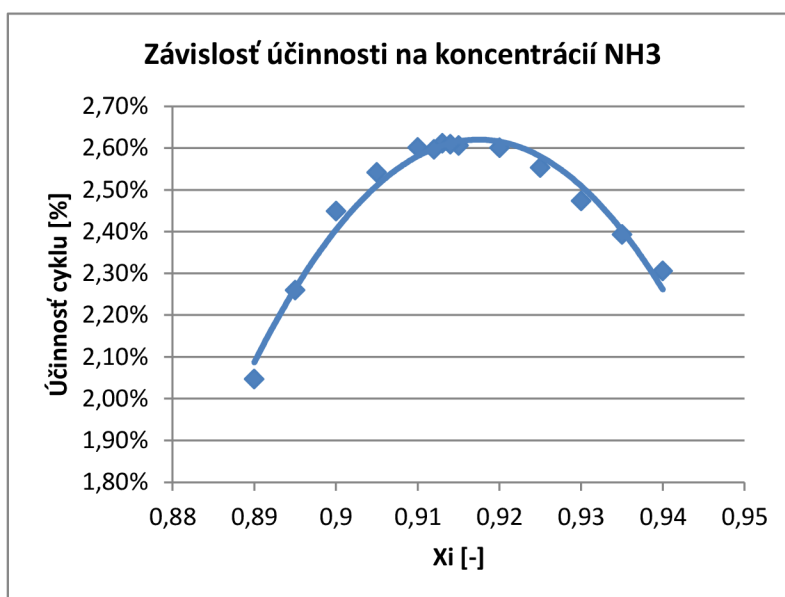
Pre porovnanie účinnosť Carnotovho cyklu pre dané parametre:

η Carnot	-	0,106532
---------------	---	----------

4.4 Stanovenie vhodného hmotnostného zlomku zmesi

Keďže v tejto práci neboli počítané prevádzkové náklady, bol optimálny hmotnostný zlomok NH₃ stanovený pre maximálny výkon turbíny.

Xi5 [-]	η [-]
0,92	0,026007686
0,93	0,024736564
0,91	0,026015192
0,9	0,024487795
0,915	0,026058011
0,913	0,026108739
0,912	0,025965406
0,914	0,0260922
0,89	0,020468271
0,895	0,022597655
0,905	0,025416735
0,925	0,025526582
0,935	0,023932426
0,94	0,0230551



Obr. 4.20 Závislosť účinnosti cyklu na koncentrácií NH₃

Podľa závislosti na obrázku 4.20 je dosiahnuté maximálnej účinnosti v rozmedzí Xi = 0,91 – 0,92. Maximálna hodnota účinnosti 2,611 % bola nájdená pre Xi = 0,913.

4.5 Výpočet hlavných rozmerov turbíny

Pre navrhnutý cyklus bola na základe vypočítaných parametrov zvolená jednostupňová axiálna turbína s akčnou konštrukčnou koncepciou typu lopatkovania.

4.5.1 Stanovenie merného objemu

Pred začatím výpočtu samotných rozmerov turbíny bolo potrebné stanoviť merný objem zmesi prechádzajúcej turbínou. Za týmto účelom bola použitá Redlich-Kwongova stavová rovnica [14]:

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{T^{\frac{1}{2}}V_m(V_m + b)}$$

$$a = 0,42748 \frac{R^2 T_c^{\frac{5}{2}}}{p_c}$$

$$b = 0,08664 \frac{RT_c}{p_c}$$

m ⁸	kg/s	18,7957629
----------------	------	------------

p8	pa	1994605,43
x8	-	0,98846279
Xi8	-	0,98780438
T8	K	347,703352
t8	deg. C	74,5533524

Výpočet konštánt a, b (na určenie kritickej teploty a tlaku zmesi boli použité funkcie Tc_x, resp. pc_x):

Tc	K	= Tc_x(x8) = 409,3964945
pc	Pa	= pc_x(x8) = 11741152,46

a	8,53464405
b	2,5117E-05

Mólová hmotnosť zmesi:

M8	kg/mol	= (x8*M _{NH3} + (1 - x8)*M _{H2O})*1000 = 0,01704335
----	--------	--

Látkové množstvo zmesi:

n8	mol	= 1/(1000*M8)*N _A = 3,5334E+22
----	-----	---

V ďalšom kroku zvolíme mólový objem V_m. Ten dosadíme do Redlich-Kwongovej rovnice, čím získame tlak. Následne nastavíme hodnotu V_m pomocou nástroja analýza hypotéz v programe MS Excel tak, aby vypočítaný tlak bol rovný tlaku p₈.

$$p_8 = \frac{RT_8}{V_m - b} - \frac{a}{T_8^{\frac{1}{2}} V_m (V_m + b)}$$

Vm 8	m ³ /mol	0,00490984
p8	Pa	533714,255

Vypočítame merný objem zo vzťahu:

$$v_8 = \frac{M_8}{V_{m8}}$$

v	m ³ /kg	0,28743274
---	--------------------	------------

4.5.2 Výpočet turbíny

Na základe technickej praxe zvolené hodnoty rýchlostného súčiniteľa φ a uhlu α₁:

fi	-	0,97
alfa1	deg	74

Následne bol vypočítaný optimálny rýchlostný pomer:

$$\left(\frac{u}{c_{is}}\right)_{opt} = \frac{\varphi * \sin\alpha_1}{2}$$

u/cis opt	-	0,46621192
-----------	---	------------

Pre entalpický spád platí:

$$\Delta h = \frac{c_{is}^2}{2}$$

Získame c_{is} :

cis	m/s	$= (2*(h7 - h8))^{0,5} = 685,494055$
-----	-----	--------------------------------------

Môžeme vypočítať obvodovú rýchlosť u :

u	m/s	$= c_{is} * (u/c_{is})_{opt} = 319,585501$
---	-----	--

Zvolíme štihlosť lopatky λ :

lambda	-	0,06
--------	---	------

Pre λ platí:

$$\lambda = \frac{D - d}{2d}$$

Odtiaľ:

$$D = d * (1 + 2\lambda)$$

Objemový tok:

$$Q = m_8 * v_8$$

$$Q = c_{1a} * S = c_{1a} * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)$$

Kde c_{1a} je axiálna rýchlosť:

$$c_{1a} = \varphi * c_{1is} * \cos\alpha_1$$

Potom:

$$m_8 * v_8 = c_{1a} * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) = c_{1a} * \frac{\pi}{4} * (d^2 * (1 + 2\lambda)^2 - d^2)$$

$$\frac{4m_8 * v_8}{c_{1a} * \pi} = d^2 * 4\lambda * (1 + \lambda)$$

Odtiaľ vnútorný priemer d:

$$d = \sqrt{\frac{m_8 * v_8}{\pi * \varphi * c_{1is} * \cos\alpha_1 * \lambda * (1 + \lambda)}}$$

d	m	0,38817117
---	---	------------

Vonkajší priemer D:

$$D = d * (1 + 2\lambda)$$

D	m	0,43475171
---	---	------------

Výška lopatky l:

$$l = \frac{D - d}{2}$$

l	m	0,01159329
---	---	------------

Nakoniec spočítame otáčky rotora n:

$$n = \frac{2u}{\pi * (D + d)} * 60$$

n	1/min	14834,035
---	-------	-----------

5 ZÁVER

Odvođený postup výpočtu poskytuje výsledky, ktoré vykazujú veľmi dobrú zhodu s literárne dostupnými údajmi o geotermálnej elektrárni Húsavík. Preto bol tento model použitý i pre zadané parametre geotermálnej elektrárne vid' zadanie diplomovej práce. Toto zadanie predstavuje v istom zmysle extrémny prípad, pretože už len Carnotova účinnosť preň nadobúda nízkej hodnoty 10,7%. Preto nie je udivujúce, že účinnosť Kalinovho cyklu pre toto zadanie činí iba 2,6%. Napriek tejto nízkej hodnote predstavuje Kalinov cyklus i v tomto prípade reálnu možnosť využitia geotermálnej energie pre získavanie elektrickej energie bez záťaže životného prostredia emisiami.

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] MLCÁK, H. A. *An Introduction to the Kalina Cycle* [online]. Vydané: 2004. Dostupné z: <http://www.scribd.com/doc/34132393/An-Introduction-to-the-Kalina-Cycle>
- [2] MIROLLI, M., HJARTARSON, H., MLCÁK, H. A., RALPH, M. *Testing and Operating Experience of the 2 MW Kalina Cycle Geothermal Power Plant in Húsavík, Iceland* [online]. Vydané: 2002. Dostupné z: www.ommi.co.uk/PDF/Articles/54.pdf
- [3] GEHRINGER, M. *Exorka - Húsavík Power Plant* [online]. Vydané: 2006. Dostupné z: <http://engine.brgm.fr/web-offlines/conference-Electricity-generation-from-Enhanced-Geothermal-Systems-Strasbourg,France,Workshop5/other-contributions/46-slides-0-1-Exorka.pdf>
- [4] *Kalina cyklus*. Dokument spoločnosti ABB První brněnská strojírna Brno, s.r.o.
- [5] WALL, G., CHUANG, C. C., ISHIDA, M. *Exergy Study of the Kalina Cycle* [online]. Vydané: 1989. Dostupné z: www.exergy.se/ftp/kalina.pdf
- [6] VALDIMARSSON, P., ELIASSON, L. *Factors Influencing the Economics of the Kalina Power Cycle and Situations of Superior Performance* [online]. Vydané: 2003. Dostupné z: <http://www.jardhitafelag.is/media/PDF/S01Paper079.pdf>
- [7] VALDIMARSSON, P. *ORC and Kalina Analysis and experience* [online]. Vydané: 2003. Dostupné z: http://www.chpcenternw.org/NwChpDocs/ORC_and_Kalina_Analysis_and_experience.pdf
- [8] OCEES INTERNATIONAL, INC. *Application of the Kalina Cycle to Waste Heat Recovery in Hawaii*. Vydané: 2003.
- [9] M. CONDE ENGINEERING *Thermophysical Properties of NH₃ + H₂O Solutions for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment* [online]. Vydané: 2004. Dostupné z: http://www.mie.uth.gr/ekp_yliko/NH3_H2OProperties_1.pdf
- [10] ALAMDARI, G. S. *Simple Equations for Predicting Entropy of Ammonia-Water Mixture* [online]. Vydané: 2007. Dostupné z: http://www.sid.ir/en/VEWSSID/J_pdf/85620071B09.pdf
- [11] *Pure Component Properties* [online]. [cit. 25.4.2012]. Dostupné z: <http://www.thermo.com/research/kdb/hcprop/showprop.php?cmpid=1918>
- [12] RICHARZ, F. *Ann. Phys. 19*, Vydané: 1906

- [13] *Vapour Absorption Refrigeration Systems Based On Ammonia-Water Pair* [online]. [cit. 25.4.2012]. Dostupné z: <http://www.scribd.com/doc/12743890/16-Vapour-Absorption-Refrigeration-Systems-Based-on-AmmoniaWater-Pair>
- [14] MALIJEVSKÝ, A., NOVÁK, J. P., LABÍK, S., MALIJEVSKÁ, I. *Breviář fyzikální chemie* [online]. Vydané: 2001. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/fch/cz/pomucky/BREVALL.pdf>
- [15] MCDONALD, R. L. *An Introduction to VBA in Excel*[online]. Vydané: 2000. Dostupné z: <http://www.few.vu.nl/~rbekker/VBA-intro.pdf>
- [16] PAVELEK, M. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o., 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5
- [17] KADRNOŽKA, J. *Parní turbíny a kondenzace*. 1. vyd. Vysoké učení technické v Brně, 1987. 268 s.
- [18] *Air Properties* [online]. [cit. 25.4.2012]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha č. 1: Model výpočtu cyklu v programe MS Excel