



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta strojní
Ústav energetiky**

Absorpční oběh pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu

Absorption Combined Power and Cooling Cycle

Bakalářská práce

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: Bez oboru

Vedoucí práce: Ing. Václav Novotný

Dávid Juraj Szücs

Praha 2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou prací s názvem Absorpční oběh pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne:

Podpis:

Anotační list

Jméno autora	Dávid Juraj Szücs
Název BP	Absorpční oběh pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu
Anglický název:	Absorption Combined Power and Cooling cycle
Akademický rok:	2015/2016
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky/TZSI
Vedoucí BP/DP:	Ing. Václav Novotný
Konzultant:	Ing. Jakub Maščuch, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 47 Počet obrázků: 24 Počet tabulek: 3 Počet příloh: 3
Klíčová slova:	Využití odpadního tepla, kogenerace, trigenerace, LiBr, absorpční chlazení, kombinovaná výroba chladu a elektřiny
Keyword:	Waste heat recovery, cogeneration, trigeneration, CCHP, CCP, Absorption cycles
Anotace:	V současné době tvoří zvyšování účinnosti energetických zařízení důležitou oblast výzkumu pro různé skupiny v průmyslu, obchodu a politice. V oblastech s omezeným množstvím nerostných surovin představuje využití odpadního a nízkopotenciálního tepla alternativní zdroj energie. Tepelně aktivované chladicí systémy užívají nízkoteplotního zdroje tepla k vytváření chladu. Tato bakalářská práce představuje řešerši absorpčních cyklů jako hlavní kategorie tepelně aktivovaných systémů, opisuje možnost využití absorpčních cyklů také ke kombinované výrobě chladu a elektřiny. Goswami a další cykly využívající zeotropickou směs jsou zde popsány a porovnány s Kalinovým a ORC oběhem. Nakonec je prezentován model nového absorpčního cyklu kombinované výroby elektřiny a chladu využívající směsi LiBr – H ₂ O. Je vytvořen výpočetní model cyklu a provedena analýza účinnosti, která představuje potenciál cyklu s využitím nízkoteplotního zdroje energie.
Abstract:	In recent years, energy efficiency amelioration study has become a main field of interest of many groups concerned, such as economists, engineers, policy makers etc. Exploitation of low-grade heat and waste heat presents an alternative source of energy for regions with insufficient distribution of fossil fuels. Thermally activated chillers are environment-friendly devices that use heat in order to obtain a cooling affect. This work presents a theoretical research of absorption cycles as a predominant category of thermally activated chillers, describes the absorption processes as not only a cooling technology but also a method for combined cooling and power generation. CCP Goswami and other absorption cycles using zeotropic mixtures are discussed and compared with Kalina and ORC cycle. A model of a novel configuration of absorption combined cooling and power cycle using a zeotropic mixture of LiBr – H ₂ O is introduced in this work. An overall computational model with energy and exergy analysis has been carried out showing a fair potential to exploit low and medium-grade energy sources.

Obsah

1. Úvod	4
2. Klasifikace možných alternativních zdrojů tepla v evropských podmínkách	5
3. Využití nízko- a středně- teplotních zdrojů k výrobě elektrické energie.....	6
4. Výroba chladu	10
4.1. Konvenční způsoby výroby chladicího výkonu	10
4.2. Termálně aktivované chlazení.....	11
4.2.1. Sorpční chlazení	11
4.2.2. Chlazení pomocí desikantů („dessicant cooling“).....	16
4.2.3. Ejektorové chlazení	17
4.3. Ostatní metody chlazení	19
5. Kombinovaná výroba chladu a elektřiny („CCP“).....	19
5.1. Systém se dvěma oddělenými termodynamickými cykly	19
5.2. Systém s jedním termodynamickým cyklem skládající se z jediné větve	20
5.3. Systém s jedním složeným termodynamickým cyklem skládajícím se ze dvou větví	22
6. Modelová úloha výpočtu kombinované výroby chladu a elektřiny.....	25
6.1. Určující parametry oběhu	27
6.2. Desorbér	29
6.3. Větev k výrobě elektrické energie.....	31
6.3.1. Expandér (Turbína)	32
6.4. Chladicí větev.....	32
6.4.1. Kondenzátor	32
6.4.2. Expanzní ventil.....	33
6.4.3. Výparník.....	33
6.5. Absorbér	34
6.6. Čerpadlo	35
6.7. Rekuperátor	35
6.8. Hodnocení účinnosti cyklu	36
6.9. Výsledky.....	37
7. Závěr.....	39
Seznam použité literatury	41
Seznam příloh:.....	47

1. Úvod

Energetické zabezpečení společnosti je existenčním požadavkem pro domácnosti a veřejný život a je základem k udržitelnosti a rozvoji průmyslu, soukromého sektoru, služeb a infrastruktury. Z tohoto důvodu je potřeba zabezpečit stálý, bezpečný a finančně dostupný zdroj energie. Poptávka po energii může mít pak zdánlivě rostoucí tendenci v závislosti na kladných ekonomických činitelích, celková reálná spotřeba energie se v Evropské unii však podle údajů Eurostatu [1] v posledních letech výrazně neměnila (údaje pro EU-28, do roku 2013). Celkový průměr států EU-28 v letech 2010 až 2013 vykazuje spíše mírný pokles spotřeby energie. V roce 2013 tato spotřeba činila 1666,3 miliónů TOE (tun ropného ekvivalentu), zatímco v roce 2010 představovala 1760,6 miliónů TOE [1].

Kromě závislosti na ekonomických faktorech má však tento pokles příčinu jak v současné evropské energetické iniciativě, tak i v iniciativě na národních úrovních. V roce 2011 byl Evropskou komisí schválen plán „EU Evropa 2020 pro inteligentní a udržitelný růst podporující začlenění a přechod na ekonomiku účinně využívající zdroje“ [2], který je následníkem již dřívějších energetických reforem. Hlavními body této strategie jsou nová koncepce energetické účinnosti s cílem ušetřit 20 % spotřeby primárních zdrojů energie do roku 2020, povinnost energetické obnovy veřejných budov, finanční podpora technického a odborného výzkumu, efektivní výroba elektřiny a tepla, podpora energetické účinnosti běžných spotřebičů, doprava apod. [2]

Důsledkem této energetické politiky došlo v České republice (příp. v Slovenské republice nebo Polské republice) ke značným úsporám energie [1]. I přes tuto skutečnost je však potřeba pokračovat v tomto úsilí k snižování závislosti na dovozu zdrojů energie. Přístupnost k neobnovitelným zdrojům (tj. fosilním palivům) je v Evropě značně ovlivněna aktuální geopolitickou situací a vyčerpitelností rezervoárů. Hledají se proto jiné cesty k zajištění energetické bezpečnosti a soběstačnosti.

Podpora obnovitelných zdrojů, recyklace odpadního tepla a zvyšování efektivity již existujících systémů je klíčovým elementem této iniciativy. Jelikož je v konvenčních elektrárnách, případně v jiných průmyslových zařízeních, většina energie z primárních zdrojů ztracena z velké části jako odpadní teplo, je snaha o integraci více energetických systémů dohromady za účelem zvýšení celkové účinnosti. Kogenerace (KVET)(CHP = „combined heat and power“) je běžně zaváděný systém, dokonce již pro zařízení velmi nízkých výkonů. V dnešní době však také vzbuzuje zájem trigenerace, neboli kombinovaná výroba elektřiny,

tepla a chladu (CCHP = „combined cooling heating and power“), která zavádí další stupeň využití odpadního tepla pomocí tepelně aktivovaného chlazení [3]. Ještě vyšší stupeň kombinace výroby více energeticky užitečných složek z toho samého zdroje je označován termínem polygenerace. Uplatnění nachází také pouze kombinovaná výroba elektřiny a chladu (CCP = „combined cooling and power“), která je vhodná například pro sezónní aplikace ke klimatizaci, nebo celoroční využití k mražení apod. Touto problematikou se budeme detailněji zabývat v následujících kapitolách.

2. Klasifikace možných alternativních zdrojů tepla v evropských podmínkách

Jelikož evropské země nedisponují dostatečnými zásobami vytěžitelných fosilních paliv a taková řešení již ani nejsou z ekologického hlediska do budoucna preferována, je současný výzkum koncentrován na oblast využití nízkoteplotních a středněteplotních distribuovaných zdrojů tepla [4].

Biomasa je jeden z obnovitelných zdrojů, jehož dostupnost není natolik závislá na lokalitě, jak tomu je například u ropných produktů. Nutně nevyžaduje komplikovanou dálkovou přepravu paliva a může být pak použita i regionálně pro menší decentralizované jednotky. Její produkce má přibližně stálý a předvídatelný charakter [5]. Získávání tepla z biomasy může podléhat (a) termochemické reakci nebo (b) biochemické reakci. Mezi termochemické reakce patří přímé spalování, zplyňování, případně pyrolýza. Nejvyužívanější proces biochemické úpravy biomasy je anaerobní digesce, pomocí které se získává bioplyn [6]. Možné schéma využití biomasy k získávání kombinované výroby elektřiny, tepla a chladu je zobrazeno a popsáno v kapitole 3.

Odpadní teplo z průmyslových aplikací je také příkladem zdroje pro možné využití, např. výroba elektrické energie malých výkonů. Dosáhne se tím vyšší využitelnosti primárních zdrojů a vyšší efektivity provozu. Studie U. S. department of Energy [7] porovnává vhodnost různých průmyslných odvětví k využití odpadního tepla a podle teplot a druhu tepla je rozděluje do tabulek s příslušným doporučením metody technologie obnovy tepla.

Dalším perspektivním zdrojem tepla je energie solární. Sluneční záření může být využito k výrobě elektřiny pomocí fotovoltaických článků, anebo k zachycení tepla médii za pomoci solárních tepelných kolektorů. Například v případě projektů velkých solárních elektráren využívajících tzv. solárních věží, které koncentrují sluneční paprsky, je možné dosáhnout generátoru vysokoteplotní páry (cca 600°C). V jiném případě (deskové kolektory, trubicové kolektory a jiné menší projekty) se jedná o nízkoteplotní zdroj tepla [8].

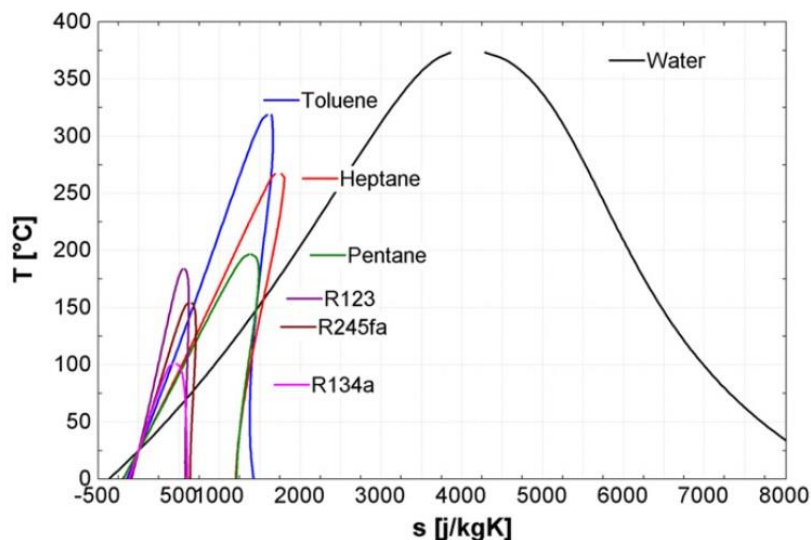
Geotermální energie je typickým představitelem nízkoteplotního zdroje, ačkoli se vyskytují oblasti (v okolí vulkanicky aktivní zóny) kde má výrazně vyšší potenciál a za určitých podmínek může být geotermální tekutiny využito přímo. Využitelnost zdroje však výrazně závisí na hloubce vrtu, teplotním gradientu, přítomnosti geotermální tekutiny a na jejím složení a termodynamických vlastnostech [9].

3. Využití nízko- a středně- teplotních zdrojů k výrobě elektrické energie

Na rozdíl od vysokoteplotních zdrojů, pro většinu výše zmíněných zdrojů tepla není konvenční Rankinův cyklus nejvhodnější volbou. Konvenční Rankinův cyklus je běžně využíván pro konverzi vysoce potenciálního zdroje tepla na velké výkony turbíny jako například při spalování uhlí nebo v jaderných elektrárnách [10].

Na velmi podobném principu jako je konvenční Rankinův cyklus pracuje i organický Rankinův cyklus (ORC), který ale využívá místo vody organickou látku jako pracovní médium. Termodynamické vlastnosti relevantních organických látek umožňují několik výhod vůči vodě v případě nízko- a středně- teplotních zdrojů tepla a pro použití při malých výkonech [11].

Na obrázku 1 jsou v T-s diagramu vyobrazeny křivky nasycených stavů několika tekutin. Pentan, isobutan, toluen, R245fa, propan jsou některé z organických tekutin používané při technologii ORC. Latentní teplo vypařování, které je v T-s diagramu úměrné vzdálenosti horizontální úsečky spojující dolní a horní mezní křivku, je v případě organických tekutin podstatně menší než u vody. Na obrázku můžeme vidět štíhlejší charakter křivek organických látek. Nižší latentní teplo vypařování způsobuje, že méně tepla je odebráno zdroji při isothermním vypařování a více tepla je přijímáno organickou kapalinou při isobarickém

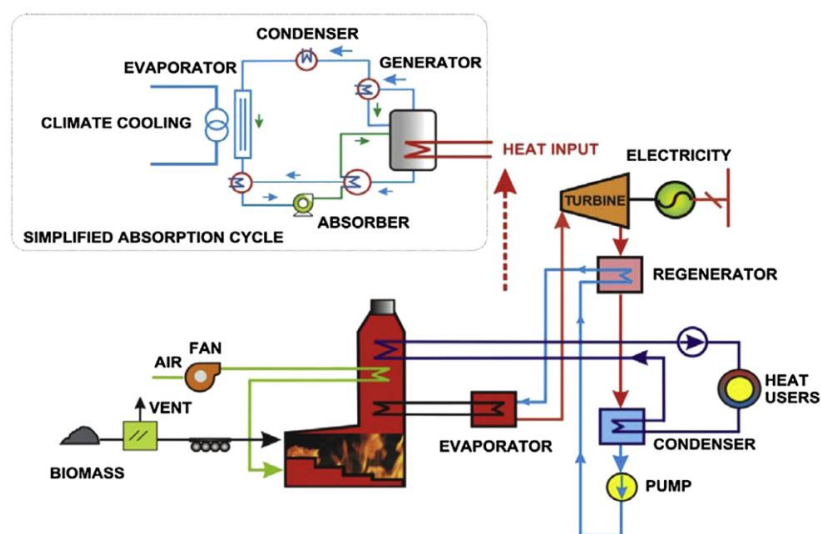


Obrázek 1 T-s diagram možných pracovních tekutin využívaných v Rankinově cyklu [13].

předehřívání do stavu nasycení než tomu je při užití vody. Tato vlastnost umožňuje lepší „kopírování“ teplotního profilu ochlazovaného zdroje tepla [12].

Další vlastnost ORC, která přispívá k vyšší efektivitě, je kladná derivace dT/ds podél větší části křivky nasycených par u většiny organických látek. Důsledkem toho není potřeba dalšího přehřívání tekutiny, při přímé expanzi tekutiny v turbíně se pak nevytvářejí kapičky tekutiny, jelikož se tato tekutina na výstupu z turbíny nachází stále v oblasti přehřáté páry [13]. Výhodou ORC pro použití při nízkých teplotách je také menší poměr objemu média na výstupu a na vstupu do turbíny. Umožňuje to jak levnější tak jednodušší konstrukci turbíny [14].

[15] a [5] představují možnost efektivního lokálního využití trigenerace založené na spalování biomasy v široké škále komerčních a veřejných budov. Jelikož se jedná o provoz v malém měřítku, je pro spalování biomasy vhodný organický Rankinův cyklus (ORC), který dosahuje i při nižších teplotách uspokojující účinnosti, nevyžaduje náročnou údržbu a tím jsou redukovány náklady na provoz. Na obrázku 2 je vyobrazeno jednoduché schéma ORC cyklu s možným připojením absorpčního chlazení pro trigeneraci. Teplo vytvořené spalováním



Obrázek 2 Zjednodušené schéma trigeneračního cyklu s ORC a koltem na biomasu [15]

biomasy je odevzdáno okruhu s termoolejem, který pak vstupuje do výparníku. Zde organické médium přijímá teplo, mění svoje skupenství až do stavu mírně přehřáté páry. Tekutina pak expanduje v turbíně, kde je energie přeměněna na mechanickou a následně na elektrickou energii. Aby se zvýšila účinnost cyklu, prochází pára regenerátorem. Ušetří se tak teplo předehřátím stlačené kapaliny na výstupu z kondenzátoru. Tekutina se dostane v T-s diagramu blíže horní mezní křivce a poté vstupuje do kondenzátoru, kde odevzdává teplo chladné vratné vodě, která je po ohřátí vhodná k vytápění budov a například k zásobování chladicího

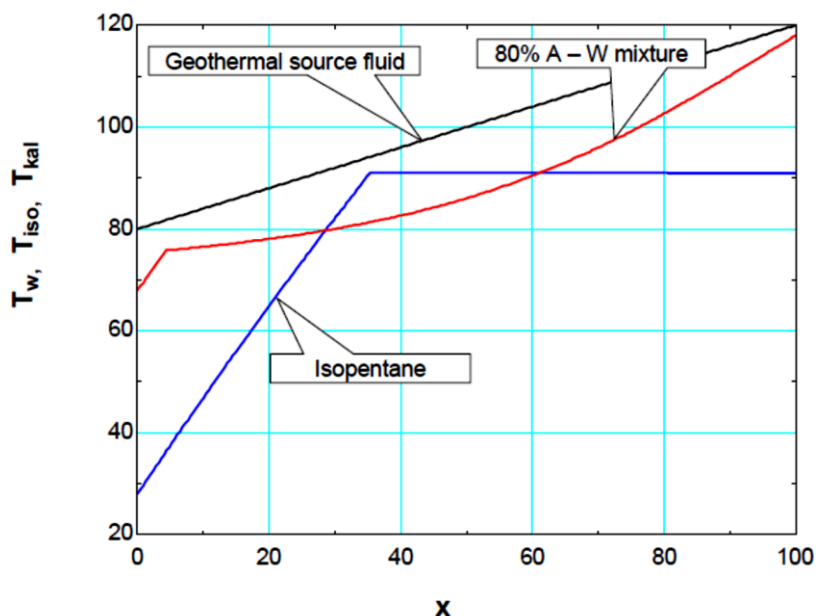
absorpčního cyklu. Organické médium se pak přes čerpadlo a zmiňovaný regenerátor vrací zpátky do výparníku a cyklus se opakuje [15].

Organického Rankinova cyklu je taky běžně využíváno k získávání energie z geotermálních zdrojů, u kterých je teplota geotermální tekutiny 150°C a nižší [9]. Geotermální voda je pod tlakem vedena z vrtu do výměníku, kde předává teplo organickému pracovnímu médiu a ideálně je vrácena zpátky do geologického rezervoáru.

ORC se stává taky oblíbený v aplikacích se solárními kolektory. Pracovní organické médium může proudit přímo přes kolektorové zařízení, nebo je vedeno v uzavřeném okruhu, kterému je teplo předáno pomocí dalšího cyklu se zásobníkem tepla. Ten zabezpečuje stabilnější přísun nízkoteplotního tepla [16].

Osobitou a důležitou úlohu má, minimálně v teoretické rovině, postavení cyklů s využitím zeotropické směsi látek. Jedná se o směs dvou látek, které díky různým teplotám varu přijímají teplo ze zdroje během isobarického vypařování při nekonstantní teplotě. Způsobuje to pak lepší kopírování teplotního profilu zdroje tepla a zlepšuje účinnost cyklu oproti cyklům s čistým médiem.

Na obrázku 3 je možné pozorovat teplotní profily pracovních tekutin při isobarickém ohřevu z geotermálního zdroje. Modrá křivka představuje přijímání tepla pro ORC, v tomto



Obrázek 3 Porovnání teplotních profilů ve výměníku při vypařování isopentanu a zeotropické směsi H_2O-NH_3 . $x=0$ značí výstup geotermální tekutiny z výměníku a $x=100$ představuje vstup do výměníku. [47]

případě pro isopentan a červená křivka vyobrazuje ohřev zeotropní směsi, konkrétně $H_2O - NH_3$. Je to směs, která je využívána jako pracovní médium například Kalinova cyklu.

Nasycená vysokotlaká pára bohaté směsi oddělená v separátoru pak pohání turbínu a rychle expanduje na páru nízkého tlaku a teploty. V nízkotlakém rekuperátoru („LT recuperator“) je tato pára smíchána s proudem slabého roztoku $H_2O - NH_3$, který byl oddělen v separátoru a veden přes vysokoteplotní rekuperátor, aby předeřhl základní směs $H_2O - NH_3$ před vstupem do výparníku. Po částečné kondenzaci páry ve směsi v nízkotlakém výměníku je směs následně přivedena do kondenzátoru, kde je díky průtoku chladicí vody úplně zkondenzována do kapalného stavu. Kvůli zvýšení účinnosti je pak tento základní roztok (82% směs $H_2O - NH_3$) přečerpán přes nízkoteplotní a vysokoteplotní rekuperátor do výparníku k dalšímu přijetí tepla z geotermální kapaliny a cyklus se znovu opakuje [17].

Kromě Kalinova cyklu existují další absorpční cykly využívající zeotropických směsí k výrobě elektrické energie. Tyto cykly a jejich další integrace v kombinované výrobě energeticky užitečných výstupů budou diskutovány v následujících kapitolách (5 a výše). Je však nevyhnutelné vyjádřit značnou důležitost Kalinova cyklu, poněvadž je základem, na kterém pak v dalším vývoji energetického využití zeotropických směsí stavělo množství vědců a techniků.

4. Výroba chladu

V současné době, kdy dochází pořád častěji k extrémním nárůstům teplot ovzduší, a to hlavně v letní sezóně, se objevuje značně zvýšená poptávka po klimatizaci, chlazení, či mražení právě v tomto období. Výroba chladicího výkonu tak může být velmi žádoucím a zároveň perspektivním prostředkem ke zvyšování efektivity využití paliva.

4.1. Konvenční způsoby výroby chladicího výkonu

Mezi konvenční způsob chlazení patří kompresní chladicí cyklus, který se běžně používá jako samostatná chladicí jednotka. Chladivo je v kompresoru stlačované za pomoci mechanické energie vytvořené vnější elektrickou energií. Po stlačení je v kondenzátoru teplo odevzdáno do okolí a kapalina vstupuje přes ventil do výparníku, kde za nízkého tlaku přijímá teplo chlazeného média a vypařuje se. Pára nízkého tlaku pak vstupuje do kompresoru a oběh se opakuje [19]. Tato metoda je již natolik dostupná, kompaktní a principiálně jednoduchá, že představuje minimální počáteční investici. Přesto je ale kompresní chlazení energeticky značně náročné. Objevují a rozvíjí se proto další alternativní způsoby výroby chladicího výkonu.

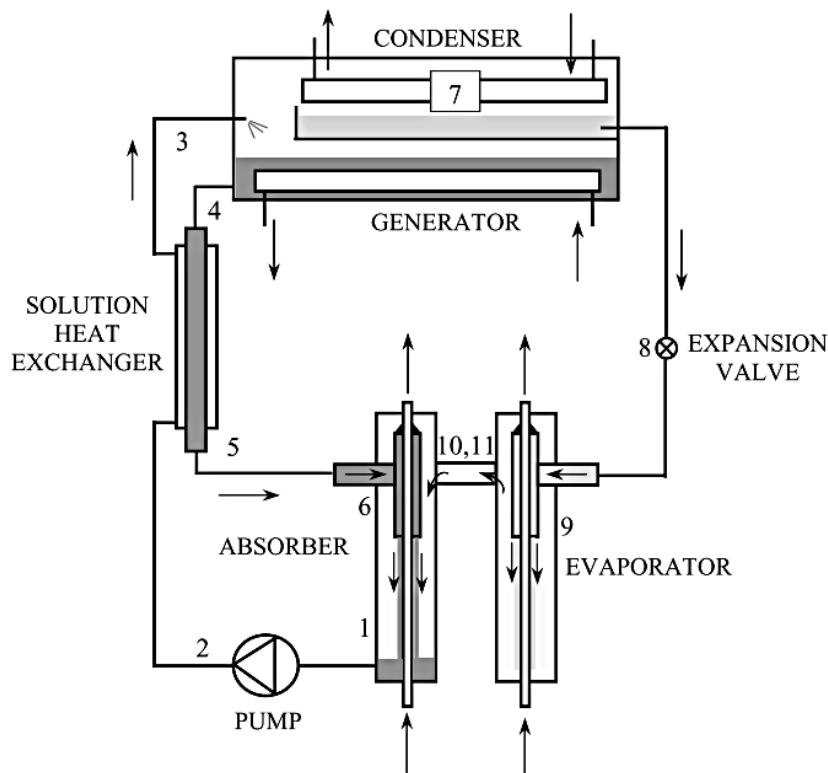
4.2. Termálně aktivované chlazení

Chlazení lze pohánět i za pomoci teplotního potenciálu, kde lze využít např. odpadního tepla. Mezi metody tepelně aktivovaného chlazení patří tzv. sorpční chlazení („sorption cooling“), které může být buď absorpcí (látka v určitém skupenství je začleněna do látky druhé v kapalném skupenství), nebo adsorpcí (ionty a molekuly jedné substance jsou vázány k povrchu látky pevného skupenství). Jak u absorpce, tak u adsorpce, nedochází k mechanické kompresi chladiva, jako je tomu u konvenčních chladících zařízení, ale ke „kompresi tepelné“. Kromě těchto dvou zde představených principů existuje z řady tepelně aktivovaných chlazení („thermally activated cooling technology“) ještě chlazení pomocí desikantů („desiccant cooling“), případně jiné [20] [21].

4.2.1. Sorpční chlazení

4.2.1.1. Absorpce

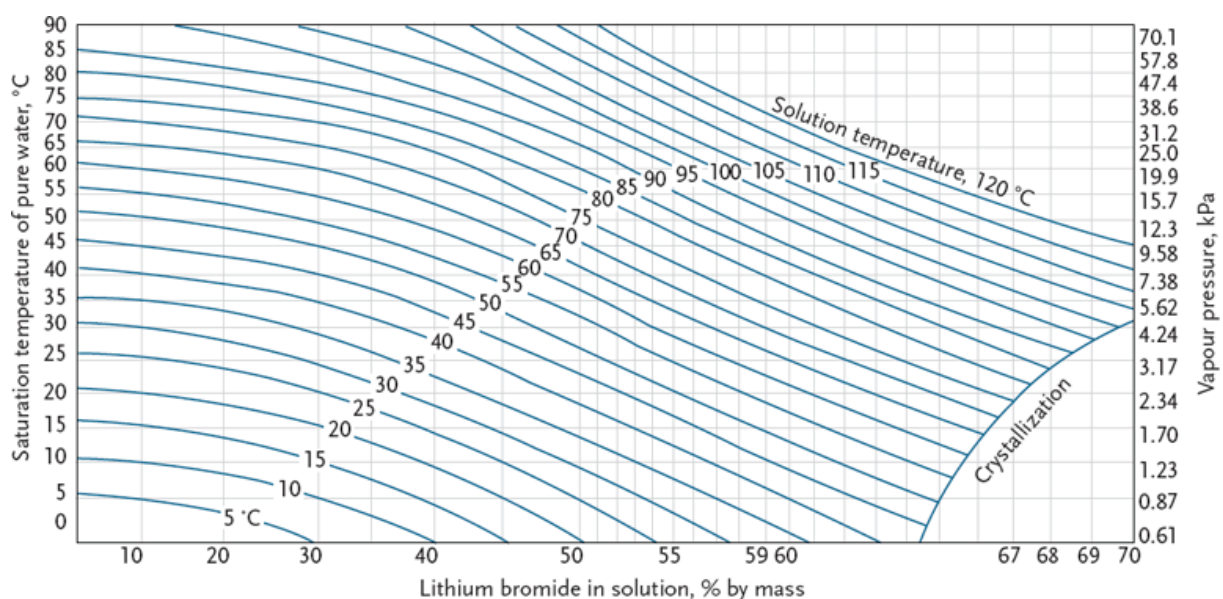
Pro potřeby trigenerace je pravděpodobně nejvhodnější použití $LiBr - H_2O$ absorpčního chladícího cyklu, jelikož uvažujeme především chlazení a klimatizaci prostorů budov, navíc se jedná o komerčně dostupnou standardní technologii. $LiBr - H_2O$ je zároveň oproti $H_2O - NH_3$ přívětivější k životnímu prostředí v případech možného úniku směsi



Obrázek 5 Základní schéma uspořádání $LiBr-H_2O$ absorpčního cyklu [22]

do okolí. Na obrázku 5 můžeme vidět základní schéma $LiBr - H_2O$ absorpčního cyklu. Když popisujeme cyklus od stavu 1, slabý roztok absorbentu (přibližně 55% LiBr) s vodou (směs značena šedou barvou) opouští absorbér a čerpadlem je kapalná směs hnána přes výměník tepla na vstup generátoru páry (desorbér), značen stavem 3. Právě zde je do cyklu přiváděné nevyužitě odpadní teplo z předchozího stupně trigenerace například v podobě kapaliny o teplotě 70 °C – 90 °C [21]. Působením tepla se chladivo (voda) ze směsi vypařuje. Ve vrchní části spojeného prostoru se nachází výměník s vnějším okruhem chladicí vody, díky kterému zde páry chladiva kondenzují (stav 7). Již čisté chladivo (voda) proudí z kondenzátoru přes expanzní ventil do výparníku, značeném stavem 9. Díky velmi nízkému tlaku zde dochází k vypařování chladiva za nízké teploty (~ 5 °C), které přijímá teplo z kontinuálně přetékající chlazené vody. Tato voda má pro danou konfiguraci na výstupu přibližně 7 °C a je využita k chlazení. Vzniklá pára pak teče do absorbéru, kde se váže na zde přítomnou silnou směs absorbentu (~ 60 % LiBr), který je sem dopraven z generátoru (stav 4) přes výměník tepla (stav 5). Interakce par chladiva s roztokem LiBr (absorpce) má při současném odvodu tepla za následek udržování nízkého tlaku v nízkotlaké části oběhu (výparníku a absorbéru). Následně se cyklus opakuje stavem 1 [22].

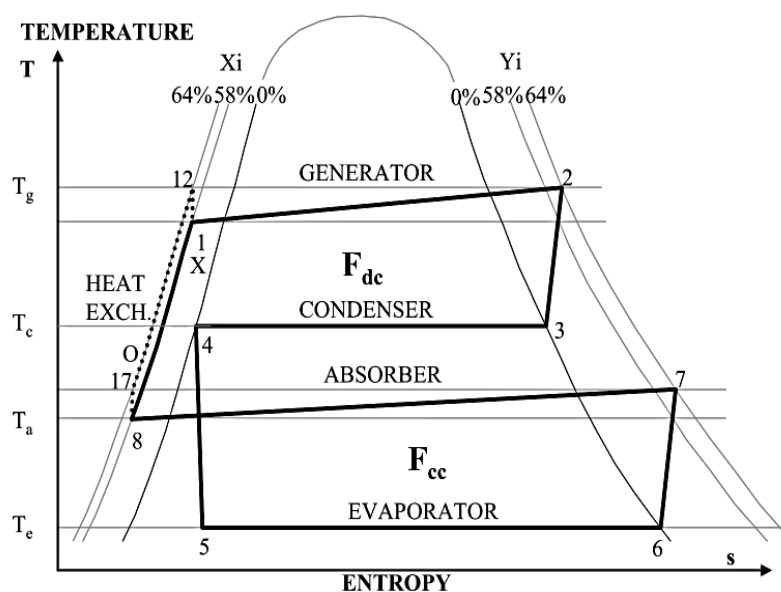
Ke znázornění jevu „tepelní komprese“, je potřeba detailněji rozebrat situaci ve výparníku a absorbéru (změna stavu 9 → 1). Když bude například teplota 54% směsi absorbentu s vodou v absorbéru 30 °C, můžeme podle grafu (obrázek 6) zjistit na pravé svislé ose tlak par v absorbéru (pro náš případ ~ 0,87 kPa). Pro tlak ~ 0,87 kPa v spojeném prostoru se bude chladivo (voda) přitékající do výparníku vypařovat při ~ 4,96 °C za předpokladu dosažení



Obrázek 6 Graf závislosti teploty nasycení směsi $LiBr - H_2O$ na koncentraci, tlaku par a teploty nasycení čisté vody [23].

rovnováhy. Do výparníku přivádíme chlazenou vodu, která předává teplo chladivu a na výstupu dosahuje například požadovanou teplotu chlazení $\sim 8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tím je na výstupu chlazené vody teplotní rozdíl pro prostup tepla stěnou výparníku $\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pro pokrytí tlakové ztráty mezi výparníkem a absorbérem je ale nutné počítat s lehce vyšším tlakem (a tím teplotou) vypařování chladiva. Jelikož jsou nádoby ale spojeny, chladivo vstupující do výparníku se vypařuje a snaží se dosáhnout rovnovážného stavu s prostředím v absorbéru, do kterého následně proudí (ve směru menšího tlaku). Dosáhnutí zcela rovnovážného stavu v provozu mezi výparníkem a absorbérem ale není možné, protože páry chladiva jsou kontinuálně absorbovány silným roztokem LiBr, který je po absorpci neustále odčerpáván z nádoby a tlak v absorbéru je tím pádem stále konstantní a menší než ve výparníku [23].

Obrázek 7 představuje více popsané stavy chladicího absorpčního cyklu v T-s diagramu (čísla stavů na obrázku 7 nerespektují pořadí čísel na obrázku 5). Tento diagram je označován jako rozšířený T-s diagram H_2O pro zeotropní směsi („extended T-s diagram“) [24]. Křivky Y_i a X_i představují horní a dolní mezní křivky pro jednotlivé koncentrace LiBr ve směsi. Jak je vidět v diagramu, přívod tepla v generátoru způsobí vypařování vody (plná černá čára) z 58% slabého roztoku $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ (stav 1) při nekonstantní teplotě do stavu 2. Voda svým vypařováním zanechává v generátoru směs se stále narůstající koncentrací směsi (v případě diagramu na obrázku 7 až do koncentrace silného roztoku 64% LiBr ve směsi = stav 12). Jelikož je oddělená vodní pára v kondenzátoru již nezávislá na koncentraci směsi, podléhá tak typické isotermické a isobarické kondenzaci ze stavu 3 do stavu 4. O isotermu se taky jedná v případě



Obrázek 7 T-s diagram LiBr absorpčního cyklu představující změny stavů vody/vodní páry v závislosti na koncentraci roztoku LiBr-H₂O [24].

nízkoteplotního vypařování ve výparníku (stavy 5 až 6). Podobná situace jako v generátoru je pozorovatelná v absorberu, jelikož je sem již přiváděná silná směs roztoku (stav 17 = 7), neisotermickým chlazením je pak voda absorbována za vzniku slabé 58% směsi (stav 8). Větev silného roztoku $LiBr - H_2O$ je v diagramu znázorněna pomocí čárkované čáry [24].

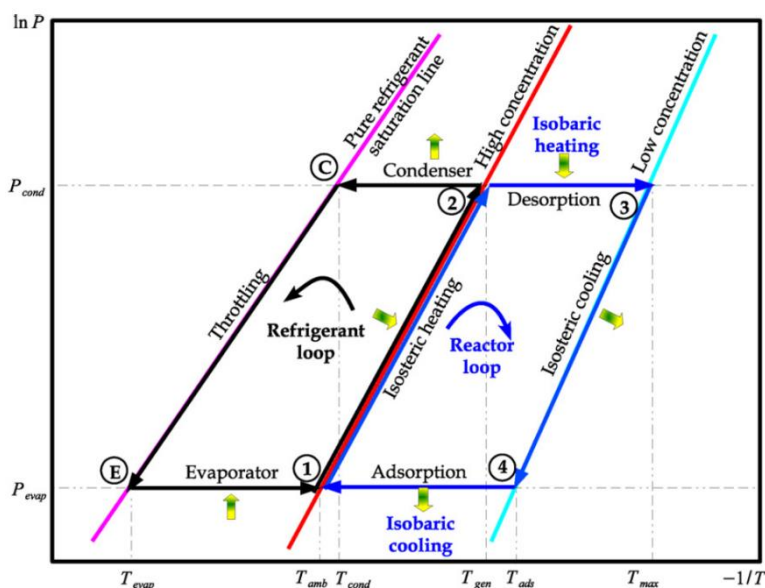
4.2.1.2. Adsorpce

Chlazení pomocí adsorpce je další způsob sorpčního chlazení, který v posledních desetiletích vzbuzuje zájem výzkumníků. Přesto, že se jeví jako efektivní způsob chlazení s využitím odpadního tepla, jeho použití zatím není běžně implementováno [25].

Adsorpce může být jak fyzikální, tak chemická, ale pro většinu technických aplikací je chemická adsorpce nevhodná kvůli náročné reverzibilitě procesů adsorpce a desorpce [26]. Adsorpční cykly ve své podstatě nevyžadují použití žádné mechanické energie. Jejich oběh se skládá z adsorpčního lože („adsorber bed“), kondenzátoru, expanzního ventilu a výparníku. Adsorpční lože je v případě fyzikální adsorpce většinou pórovitý materiál pevného skupenství vyrobený z aktivovaného uhlíku („AC“), silikagelu nebo zeolitu. Nejběžnější chladivo v pracovním páru je většinou H_2O , která vykazuje nízkou toxicitu, případně NH_3 , CH_3OH , nebo C_2H_5OH mohou být také využity [21]. Základní chladicí adsorpční cyklus je intermitentní, což znamená, že oběh není plynulý a skládá se ze čtyř za sebou navazujících termodynamických změn [25]:

- I. Zahřívání a natlakování („heating and pressurization“)
- II. Zahřívání, desorpce (+ kondenzace) („heating and desorption“)
- III. Chlazení a odtlakování („cooling and depressurization“)
- IV. Chlazení, adsorpce (+ vypařování) („cooling and adsorption“)

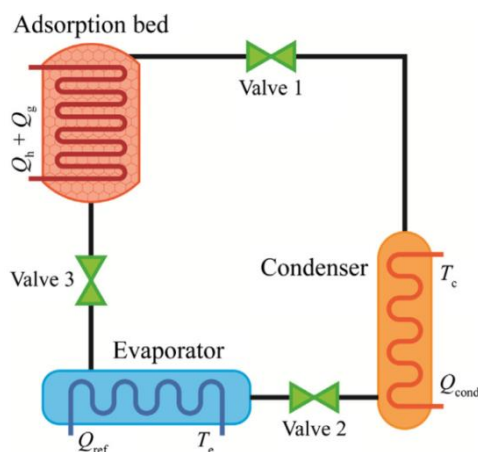
Tento oběh je znázorněn na obrázku 8, na tzv. Clayperonovo diagramu. Na obrázku 9 je vyobrazeno schéma technického uspořádání částí oběhu. V prvním kroku adsorpční panel přijímá teplo ze zdroje (např. odpadního tepla), ventil 1 je uzavřen (na obr. 8 změna ze stavu 1 do stavu 2). Ventil 1 je otevřen, když se tlak v tomto panelu blíží teplotě kondenzace chladiva. Hned potom dochází k isobarické desorpci chladiva z panelu, které pak proudí do kondenzátoru. Chladivo na obrázku 8 sleduje černou křivku kondenzace ze stavu 2 do stavu C (stav syté kapaliny). Adsorbent na druhé straně pokračuje v zahřívání a snižuje koncentraci navázaného chladiva (změna 2 → 3). Po dokončení kondenzace chladiva jsou ventily 1 a 3 uzavřeny a chladivo v kapalném stavu protéká expanzním ventilem 2 do výparníku (změna stavů C → E). Během toho dochází k chlazení adsorpčního panelu (3 → 4). Když tlak



Obrázek 8 Clapeyronův diagram základního adsorpčního cyklu v P - T diagramu s upravenými osami [27].

v adsorbéru klesne na výparný tlak chladiva, ventil 3 je otevřen. Dochází k rychlému vypařování chladiva ve výparníku za nízké teploty (změna stavů $E \rightarrow 1$) a teplo je přijato z vnějšího zdroje chlazené vody, která pak slouží ke chlazení. Na straně adsorbčního panelu dochází k samotné isobarické adsorpci chladiva (změna stavů $4 \rightarrow 1$). Po ukončení adsorpcce je ventil 3 uzavřen, adsorpční panel přijímá teplo a cyklus se opakuje [26].

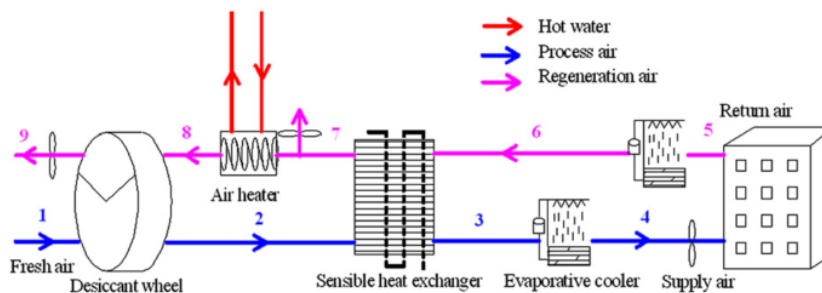
Jelikož je žádoucí nepřetržitá výroba chladu, kvazikontinuální cyklus může být docílen instalací dvou a více adsorpčních panelů, které pracují vzájemně v různé fázi. Tyto pokročilé systémy mají různé podoby podle jednotlivých modifikací. Jedná se například o kontinuální cyklus s rekuperací tepla („continuous heat recovery cycle“), cyklus s rekuperací hmoty („mass recovery cycle“), cyklus „thermal wave“, kaskádovitý cyklus („cascaded multi-effect cycle“), případně hybridní cyklus topení a chlazení („hybrid heating and cooling cycle“). Podrobnější popis těchto cyklů je možné dohledat v publikaci od Hassan et al. [27].



Obrázek 9 Schéma rozložení adsorpčního cyklu [48].

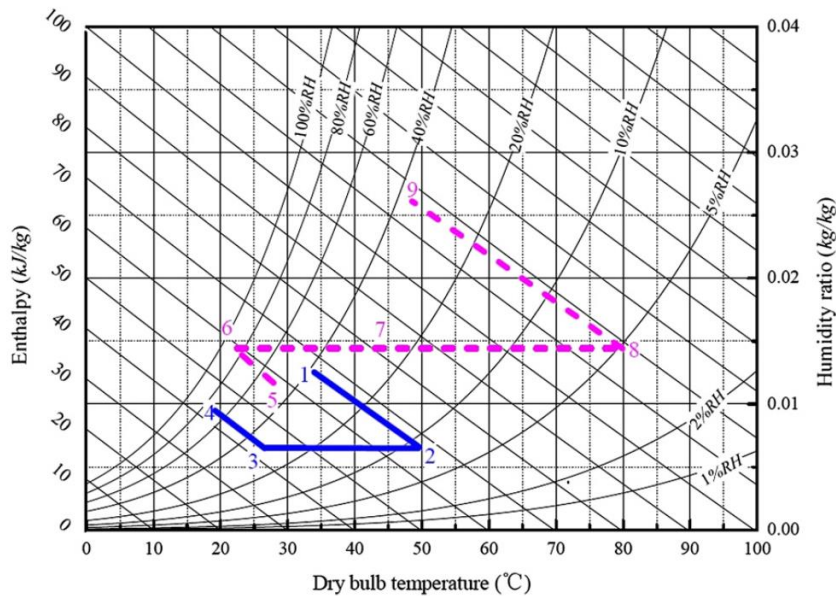
4.2.2. Chlazení pomocí desikantů („desiccant cooling“)

Odpařovací chladicí oběhy na bázi desikantů („desiccant based evaporative cooling systems“) jsou systémy, které získávají chladicí efekt odpařováním vody do proudu suchého vzduchu. Tímto procesem je zvýšena vlhkost a snížena teplota regulovaného vzduchu. Tento způsob chlazení je vhodný pro klimatizaci interiérů, a jelikož se jedná o tzv. otevřený systém, předpokládá se spíše menší teplotní rozdíl mezi vnitřním a vnějším prostředím. Aplikace systému přímo klade nároky na vlastnosti vstupního vzduchu, který musí být pro zajištění funkčnosti a efektivity dostatečně suchý. Tato značná nevýhoda je proto odstraněna využitím desikantů. Desikanty jsou látky, které pomocí absorpce nebo adsorpce vážou na sebe vzdušnou vlhkost. Desikanty mohou být buď kapalného, nebo pevného skupenství. Výzkum se soustředí především na pevné desikanty, které se také již používají v jiných průmyslových aplikacích. Silikagel, soli pevného skupenství jako $CaCl_2$, $LiBr$ a $LiCl$, aktivovaný uhlík a přírodní zeolit jsou nejběžnější desikanty [20][28].



Obrázek 10 Schéma metody chlazení pomocí kola s pevným desikantem [20].

Na obrázku 10 je znázorněn princip dostupné standardní metody odpařovacího chlazení pomocí desikantů. Jednotlivé změny stavů jsou znázorněny na obrázku 11 ve psychometrickém grafu s osami pro entalpii (kJ/kg), teplotu suchého teploměru ($^{\circ}C$), hmotnostní poměr páry a suchého vzduchu (kg/kg) a pro relativní vlhkost (%). Do systému vstupuje čerstvý vzduch (stav 1), který prochází rotujícím kolem („desiccant wheel“) obsahujícím desikant. Relativní vlhkost vzduchu je tak podstatně snížena a z kola vychází suchý, horký vzduch (stav 2). Tento horký vzduch pak odevzdává teplo ve výměníku tepla (změna stavů $2 \rightarrow 3$). Následuje samotné isoentalpické chlazení odpařováním vody do proudu suchého vzduchu (změna stavů $3 \rightarrow 4$) na požadované hodnoty vlhkosti a teploty vzduchu v interiéru. Využitý vzduch se pak vrací zpátky přes další odpařovací chladič (změna $5 \rightarrow 6$) do systému. Vzduch byl schlazen proto, aby byla zaručena efektivní výměna tepla ve výměníku s regulovaným vzduchem („process air“). Vratný vzduch je pak ještě ohříván na regenerační teplotu (změna $7 \rightarrow 8$) pomocí vnějšího přívodu tepla odpadního, nebo tepla ze solárních kolektorů a podobně. Takto ohřátý vzduch prochází



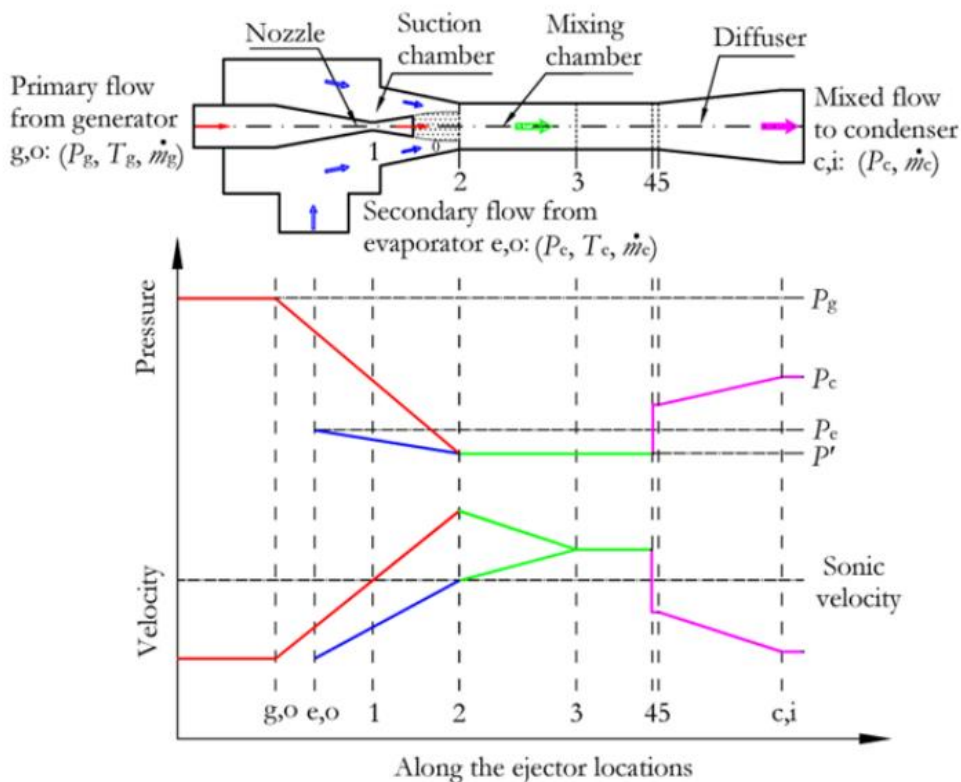
Obrázek 11 Změny stavů chladicího oběhu ve psychrickém grafu příslouchající ke schématu na obrázku 10 [20].

rotujícím kolem s desikantem. Desikant je díky přijatému teplu regenerován (změna 8 → 9) a vlhký vzduch pak opouští systém do okolního prostředí [28].

4.2.3. Ejektorové chlazení

Chlazení aktivované přívodem tepla lze dosáhnout alternativně jinak než chemickým, či fyzickým navázáním chladiva na absorbent/adsorbent. Ejektorové cykly k docílení komprese chladiva nevyužívají zeotropické směsi, ani jiné interakce mezi pracovními látkami, nýbrž mechanický způsob využívající vloženou součást nazývanou ejektor. Průřez typického ejektoru je znázorněn na obrázku 12. Skládá se z trysky („nozzle“), sací komory („suction chamber“), směšovací části („mixing chamber“) a difusoru („diffuser“). Hydromechanické vlastnosti ejektoru, které jsou dány právě touto konstrukcí, jsou zcela klíčové k fungování ejektorového chladicího cyklu.

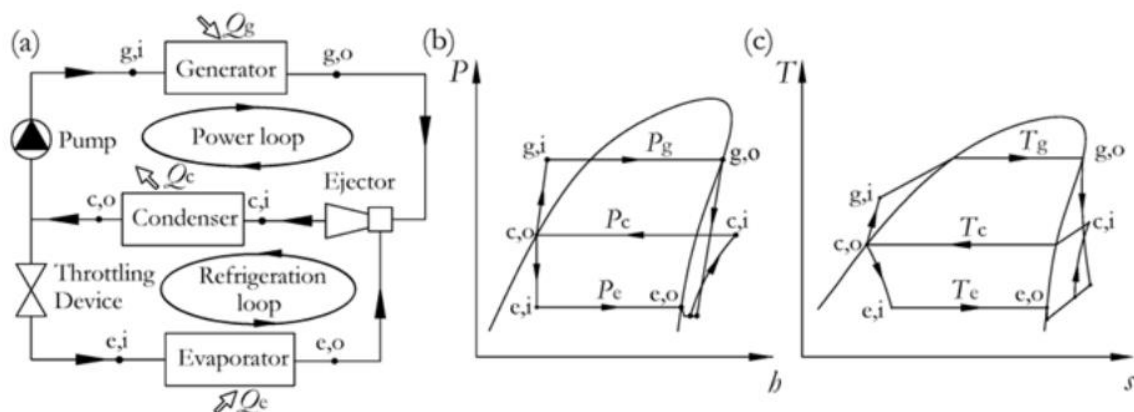
Obrázek 13 představuje jednoduchý chladicí oběh s ejektorem, doprovázený p-h a T-s diagramem. Pracovní látce je v generátoru předané teplo z nízkoteplotního zdroje. Pracovní látka opouští generátor jako pára vysokého tlaku (na obrázku 12 a 13 stav g, o = „generator outlet“). Pára je přivedena na vstup do ejektoru, vstupuje do trysky, která způsobuje náhlé zrychlení proudu a zároveň snížení tlaku par, jenž je funkcí rychlosti (tato změna je znázorněna na obrázku 12 červenou čarou ze stavu g, o do stavu 2). Samotné chlazení probíhá ve vedlejší větvi ve výparníku, kde dochází k vypařování média za nízké teploty. Ejektor je dimenzován tak, aby výsledný tlak za tryskou byl menší než tlak ve výparníku (na obrázku 12 znázorněno jako $p' < p_e$). V sací komoře je pak díky tlakovému rozdílu pára z chladicí větve nasávána do



Obrázek 13 Schéma ejektoru společně s grafickým vyobrazením průběhů tlaků a rychlostí v závislosti na poloze v ejektoru [29].

ejektoru. Ve směšovací komoře dochází k isobarickému směšování proudů. V difusoru je pak již jednotná pára pracovní látky přivedena tzv. šokem na úroveň kondenzačního tlaku (p_c). Látka pak v kondenzátoru kondenzuje ze stavu c, i („condenser inlet“) do stavu c, o („condenser outlet“). Zkondenzovaná kapalina je pak rozdělena do dvou proudů: jeden prochází škrtkovým ventilem a ve výparníku podléhá nízkotlakému vypařování při nízké teplotě, druhý je přečerpán do generátoru a cyklus se opakuje [29].

Jako pracovní médium může být využita celá škála chladiv a organických látek, které však musí splňovat určité termodynamické vlastnosti (například vysoké skupenské teplo,



Obrázek 12 Schéma základního ejektorového chladicího oběhu společně se změnami stavů zobrazenými v p - h a T - s diagramu [29].

vysoká kritická teplota a vyšší molární hmotnost). Ejektorové chlazení není prozatím obecně komerčně využíváno, jelikož účinnost systému výrazně klesá, když se podmínky v ejektoru vychýlí od navrhovaných parametrů [30].

4.3. Ostatní metody chlazení

Mezi další průmyslově možné alternativní aplikace chlazení patří termoelektrické chlazení, termoakustické chlazení, magneticko-kalorické chlazení nebo případně termionické chlazení. Tyto metody však zatím nejsou komerčně užívané a vyžadují dalšího zkoumání v oboru. Konkrétní popis druhů chlazení uvedených v této podkapitole již obsahově překračuje rozsah této práce. Podrobnou analýzu alternativních metod chlazení však přináší publikace od Brown et al. [31], Bansal et al. [33] nebo případně od Verma [35].

5. Kombinovaná výroba chladu a elektřiny („CCP“)

Je zřejmé, že tepelně aktivované chlazení může hrát velmi významnou roli ve zvyšování efektivity tepelných oběhů a využitelnosti primárních zdrojů tepla. Potenciál této metody neustále roste se změnami klimatu způsobenými globálním oteplováním, s energetickou náročností konvenčních metod výroby chladu (kompresní chlazení), s nepředvídatelností vývoje cen primárních zdrojů a s politickým a legislativním nátlakem na vývoj efektivnějších technologií. Vzhledem k těmto důvodům se v následujících kapitolách budeme věnovat kombinované výrobě elektřiny a chladu s využitím technologie termálně aktivovaných chladících cyklů, zejména absorpčních cyklů.

V předcházejících kapitolách byly samostatně představené možnosti využití nízko- a středně- teplotních zdrojů tepla k výrobě elektrické energie (kapitola 3) a možnosti využití tepla k tvorbě chladícího výkonu (kapitola 4.2). Pro potřeby kombinované výroby chladu a elektřiny („CCP“), případně kombinované výroby chladu, tepla a elektřiny („CCHP“) je možné použít systémy s oddělenými cykly, nebo integraci výroby do jednoho termodynamického cyklu. Výhody, nevýhody a názorné uspořádání jsou diskutovány v následujících pododděleních.

5.1. Systém se dvěma oddělenými termodynamickými cykly

CCP nebo CCHP systémy s oddělenými termodynamickými cykly jsou základním standartním způsobem využití kogenerace/trigenerace. Můžou být sestaveny z různých kombinací cyklů, které již byly představeny v kapitolách 3 a 4.2. Nadřazeným cyklem systému („topping cycle“), neboli cyklem využívajícím maximální potenciál zdroje tepla, je tepelný oběh k výrobě elektrické energie (například Rankinův cyklus, ORC, Kalinův cyklus,

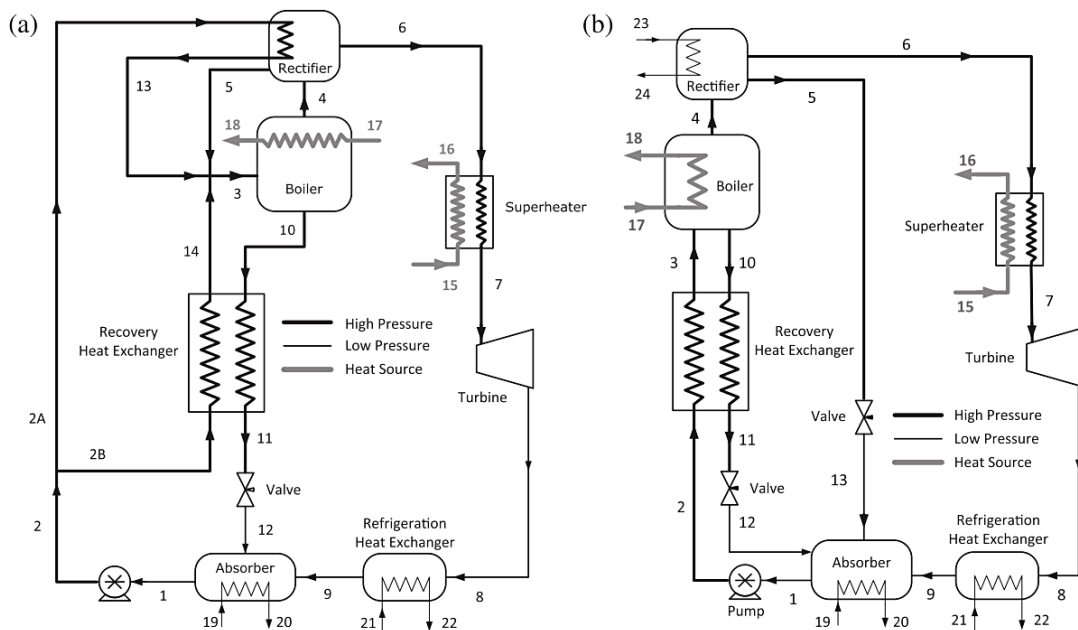
apod.) a podřazeným cyklem („bottoming cycle“) bude v tomto případě oběh, využívající odpadní teplo z nadřazeného cyklu, k výrobě chladicího výkonu termálně aktivovaným chlazením [32]. Popsaný příklad využití systému s dvěma oddělenými termodynamickými cykly je organický Rankinův cyklus s kotlem na biomasu a s podřazeným („bottoming“) absorpčním chladicím oběhem v kapitole 3 s obrázkem 2.

Výhodou oddělených cyklů je možnost instalace cyklu tepelně aktivovaného chlazení na již existující provoz. Tabulku a detailní porovnání vhodnosti technologií chlazení obsahuje studie od Deng et al. [20]. Obecně je však absorpce s $LiBr - H_2O$ vhodná hlavně pro průmyslové chlazení, případně velké komerční budovy a instituce. Absorpce s $H_2O - NH_3$ se využívá většinou pro velkokapacitní mražení v průmyslu. Adsorpce je vhodná pro chlazení budov menších kapacit a pro rezidenční využití. Chlazení pomocí desikantů je určené pro průmyslové procesy, skladování a pro klimatizaci vnitřních budovných prostorů [20].

5.2. Systém s jedním termodynamickým cyklem skládající se z jediné větve

CCP systémy s jedinou větví termodynamického cyklu vytvářejí simultánně jak elektrickou energii, tak i chladicí výkon. Jde o určitou kombinaci Rankinova cyklu a absorpčního chladicího oběhu. První návrhy k tomuto cyklu vytvořil prof. Goswami s použitím $H_2O - NH_3$ jako pracovního páru a podle jeho návrhu bylo od té doby vytvořeno několik modifikací. Tyto oběhy jsou v současnosti dále pečlivě zkoumané a vyhodnocované. Při správné konfiguraci můžou vykazovat větší účinnost než kogenerace s oddělenými cykly, jelikož jsou eliminovány ztráty při přenosu tepla ve výměníku na další cyklus a na rozdíl od Rankinova, či organického Rankinova cyklu, zde dochází k lepšímu kopírování teplotního profilu se zdrojem tepla [34]. Kopírování teplotního profilu bylo zobrazeno na obrázku 3. Neisotermické vypařování je způsobeno zeotropním charakterem pracovního páru ($H_2O - NH_3$).

Obrázek 14 zobrazuje typické uspořádání oběhu pro kombinovanou výrobu chladu a elektřiny s jedním termodynamickým cyklem (tzv. „Goswami cycle“). Cyklus s vnitřním chlazením (obrázek 14a) začíná se základní směsí („basic solution“) čpavku a vody (stav 1), která je přečerpána do stavu vysokého tlaku (stav 2). Směs pak odebírá teplo ve dvou rozdělených proudcích, jeden v rektifikátoru („rectifier“) (změna stavů $2A \rightarrow 13$) a druhý ve výměníku tepla (změna stavů $2B \rightarrow 14$). Proudci jsou pak znova spojeny (stav 3) a vstupují do kotle (desorbéru). Zde je díky přívodu vnějšího zdroje tepla (stavy $17 \rightarrow 18$) směs částečně přivedena k varu. Plynná směs bohatá na čpavek pak opouští desorbér (stav 4) a směřuje do



Obrázek 14 Schematické zobrazení Goswami cyklu s vnitřním chlazením (a) a s vnějším chlazením (b) rektifikátoru [37].

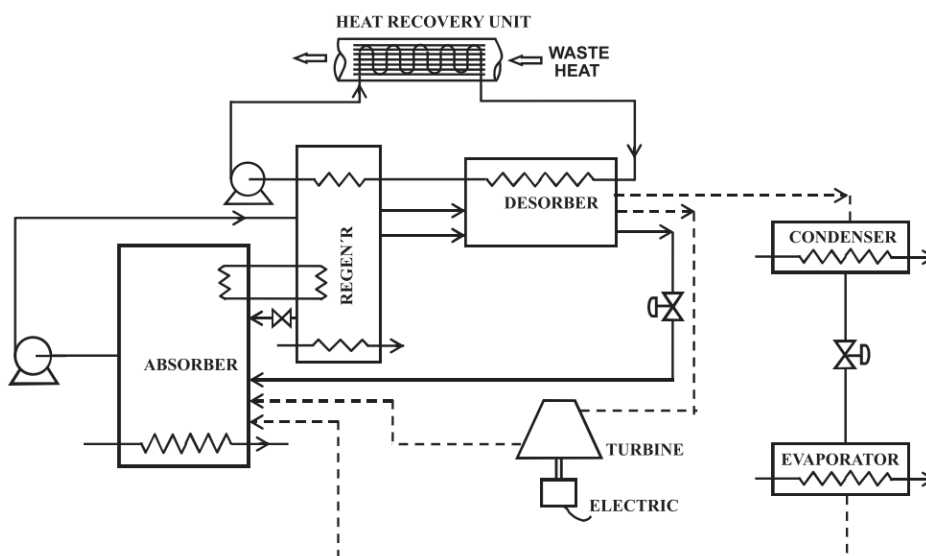
rektifikátoru. Nevypařená horká kapalná směs chudá na čpavek opouští kotel (stav 10) směrem k absorberu. Rektifikátor je zařízení, které pracuje na principu frakční chemické destilace. Dochází zde k částečné kondenzaci vody z proudu plynné směsi bohaté na čpavek přitékajícího z kotle (stav 4). Kondenzovaná voda je pak navracena do kotle (stav 5). Tento krok je učiněn k navýšení koncentrace čpavku před vstupem do turbíny, což je potřebné pro dosažení žádoucího chladicího efektu [36]. Vysoce koncentrovaná plynná směs čpavku je pak ke zvýšení výkonu turbíny přehřáta (změna stavu 6 → 7). Směs expanduje v turbíně na teplotu nižší než je teplota okolí a koná mechanickou práci (stavy 7 → 8). K chlazení/mražení dochází ve výměníku tepla předáním tzv. citelného tepla („sensible heat“) chlazenému médiu (změna stavů 8 → 9). Plynná směs bohatá na čpavek (stav 9) teče do absorberu, kde je vázána na slabý roztok čpavku, který sem přitéká z desorbéru přes výměník tepla a škrťací ventil (stavy 10 → 11 → 12). Po samotné absorpci je základní roztok („basic solution“) regenerován, odčerpán a cyklus začíná znovu [34]. Obrázek 14b zobrazuje Goswami cyklus na stejném principu, chlazení v rektifikátoru je ale zabezpečeno vnějším chladícím okruhem. Tato modifikace snižuje konstrukční náročnost cyklu, je však potřeba zabezpečit přívod externí chladicí kapaliny. Cyklus vykazuje nižší využitelnost teplotního zdroje, jelikož je snížen stupeň regenerace tepla [37].

5.3. Systém s jedním složeným termodynamickým cyklem skládajícím se ze dvou větví

Několik vědeckých výzkumů se soustředí také na kombinovanou výrobu chladu a elektřiny tzv. metodou duální funkce („dual function“). Jedná se o výrobu elektrické energie a chladicího výkonu ve dvou různých vlastních větvích, které jsou ale spojeny v jeden termodynamický oběh. Výhodou systému s dvěma větvemi je možnost regulace výroby chladu a elektřiny v požadovaném poměru v závislosti na potřebě a ročním období. V případě jediné větve (předcházející kapitola), byla tato volitelnost výroby značně limitována parametry, pro které byl daný cyklus navržen.

Pro tento druh cyklů se většina vědeckých publikací soustřeďuje na absorpční systémy (zásadní taky pro tuto práci), mohou se ale objevit také jiné technologie tepelně aktivovaného chlazení jako ejektorové, či adsorpční chladicí cykly. Pro případ absorpčních cyklů pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu s dvěma větvemi sdílí větve společný desorbér (generátor), který je příjemcem odpadního tepla, a také většinou absorbér [34].

Samostatné chladicí cykly jsou již známé několik desítek let a jejich komerční využívání je technicky zvládnuté a rozšířené. Samostatné absorpční cykly k výrobě elektřiny („absorption power cycles“) jsou zastoupeny hlavně teoreticky v široké škále Kalinova cyklů a dalšími cykly na bázi zeotropického pracovního média. Kalinův cyklus pracuje se směsí $H_2O - NH_3$, avšak v posledních letech se objevují teoretické práce, které využívají i jiných směsí.

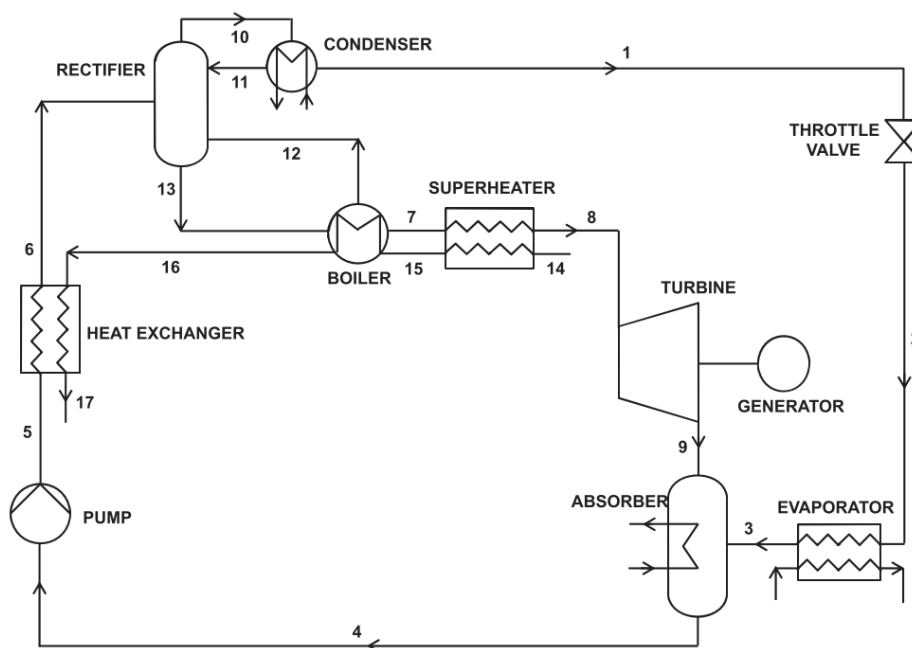


Obrázek 15 Zjednodušené schéma absorpčního cyklu kombinované výroby chladu a elektřiny podle Erickson et al. [39].

Garcia-Hernando [38] například zkoumá termodynamické účinnosti absorpčního cyklu k výrobě elektrické energie s použitím směsi $LiBr - H_2O$.

Integraci samostatné absorpční větve pro výrobu chladicího výkonu a samostatné absorpční větve k výrobě elektřiny do jednoho termodynamického cyklu pak představil Erickson et al. [39]. Podle autorů dosahuje tento cyklus největší účinnosti v rozmezí teplot vstupujícího odpadního tepla od $120^{\circ}C$ do $300^{\circ}C$. Tento cyklus je zobrazen na obrázku 15 ve zjednodušené formě. V módu generujícím pouze elektřinu jsou v desorbéru odpadním teplem uvolněny páry silného roztoku čpavku ve vodě. Tyto páry pak pohání turbínu. Nízkotlaké páry na výstupu turbíny jsou pak absorbovány absorbentem. Výsledná kapalná směs je přečerpána zpátky do desorbéru přes speciální rekuperátorový systém kvůli regeneraci tepla uvnitř oběhu. V případě čistě chladicího oběhu jsou páry silné směsi čpavku kondenzovány v kondenzátoru. Kapalná směs je pak vedena přes expanzní ventil do výparníku, kde se vypařuje při nízké teplotě za vzniku chladících efektu. Páry nízkého tlaku jsou pak absorbovány v absorbérovi a cyklus se uzavírá [39].

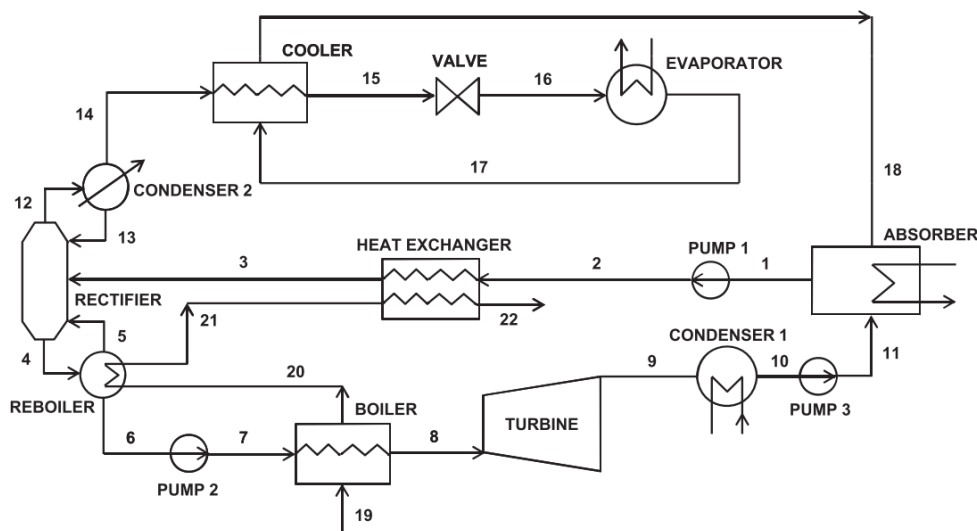
Na obrázku 16 je příklad cyklu kombinované výroby elektřiny a chladu navržený Wang et al. [40]. Tento cyklus je modifikací cyklu původně navrženého podle Zhang et al. [41]. Oba cykly používají směs $H_2O - NH_3$ jako pracovní médium. Cyklus od Wang et al. (obrázek 16) avšak byl zjednodušen odstraněním čerpadla před turbínou, kondenzátoru za ním a nákladných výměníků tepla s malou rekuperací tepla. Systém vykazuje menší exergickou účinnost (43%)



Obrázek 16 Absorpční chladicí cyklus se dvěma větvemi od Wang et al. [40].

vůči 50,9%), avšak nabízí výrazně snížené náklady. Cyklus má technicky snadnější seřízení a menší počet prvků nepředstavuje požadavek na tak vysokou teplotu zdroje [34]. V cyklu na obrázku 16 přitéká základní roztok vody a čpavku do rektifikátoru, kde ve spodní části dochází k ohřevu směsi, ten způsobuje vypařování silné směsi čpavku ve vodě (stav 12). Jedná se principiálně o chemickou destilační kolonu. Páry silné směsi pak putují přes kondenzátor do chladicí větve cyklu. Kondenzátor zvyšuje koncentraci čpavku kondenzací vody. Co nejvyšší čistota čpavku způsobuje efektivnější chlazení ve výparníku (stav 2 až 3) a lepší absorpci chladiva (stav 3 až 4). Slabý roztok čpavku je na druhé straně na výstupu kotle (stav 7) naváděn přes další výměník k dodatečnému vypařování absorbentu. Páry slabého roztoku pak expanzí v turbíně konají práci, v absorbéru jsou kondenzovány a směs je smíšená s výstupem z chladicí větve za vzniku základního roztoku (stav 4) [40].

Další absorpční cyklus od Zhang et al.[42] je vyobrazen na obrázku 17. Destrukce exergie je snížena přidáním rekuperátoru v chladicí větvi a přechodem zdroje tepla přes tři výměníky tepla. Pro udržení účinnosti oběhu je potřeba zabezpečit zdroj s dostatečně vysokou teplotou. Zdrojem tepla je proud horkého vzduchu a spalín, látkou pracovního páru je směs $H_2O - NH_3$.



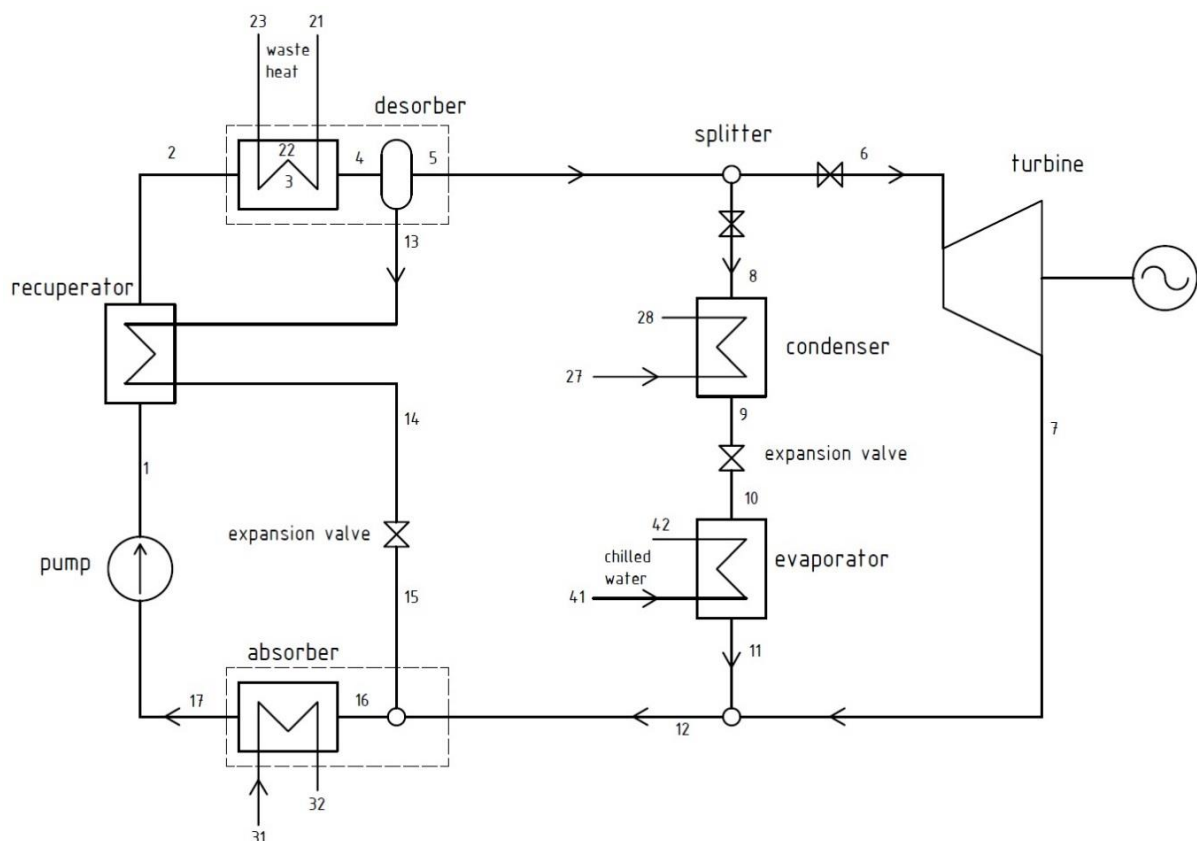
Obrázek 17 Paralelní zapojení větvi kombinovaného absorpčního cyklu [42].

Existuje několik dalších možných sestavení cyklů kombinované výroby chladu a elektřiny využívajících jeden termodynamický cyklus. Jejich seznam, další popis a porovnání je možné dohledat v publikaci od Ayou et al. [34]. Většina teoreticky zkoumaných cyklů kombinované výroby elektřiny a chladu je založena na bázi pracovního média $H_2O - NH_3$. Určité jiné pracovní páry mohou představovat výhody v absorpčních cyklech [43]. Aplikace

$LiBr - H_2O$ v absorpčním cyklu v kogeneraci bude vyzkoušena v modelové úloze v následující stati.

6. Modelová úloha výpočtu kombinované výroby chladu a elektřiny

Po předchozím studiu cyklů kombinované výroby elektřiny a chladu bude navržen model podřazené kogenerační (respektive trigenerační) jednotky k tomuto účelu. Zdrojem tepla pro tuto úlohu je odpadní teplo reálného nadřazeného organického Rankinového cyklu. Pracovním médiem tohoto ORC cyklu je siloxan s označením MM, což je zkratka pro hexamethyldisiloxane ($C_6H_{18}OSi_2$). Tato organická látka předává podřazenému cyklu citelné teplo na výstupu z turbíny při teplotě $150\text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku $0,75\text{ bar}$, a následně teplo latentní při kondenzaci média. Jako pracovní látka podřazeného absorpčního cyklu ke kombinované výrobě elektřiny a chladu byla zvolena zeotropická směs $LiBr - H_2O$. Tato směs absorbentu a chladiva je již běžně používána při samotné výrobě chladu pomocí absorpce. Jak již bylo zmíněno, v posledních letech se také objevily studie $LiBr - H_2O$ absorpčních cyklů k samotné výrobě elektrické energie [38]. Novým přístupem je využití této směsi ke kombinované výrobě elektřiny a chladu v jednom termodynamickém oběhu se dvěma větvemi (jedna pro chlazení a jedna pro výrobu elektrické energie). Schéma tohoto modelového cyklu je na obrázku 18.



Obrázek 18 Schéma navrhovaného $LiBr-H_2O$ absorpčního kogeneračního oběhu.

Navrhovaný model, na rozdíl od oběhů s pracovním médiem $H_2O - NH_3$, nezahrnuje rektifikátor (upravenou destilační kolonu) za desorbérem, díky vysokému rozdílu teplot varu mezi vodou a bromidem lithným. Páry chladiva (vody) při vypařování tím pádem neobsahují žádný absorbent (LiBr), neboť jeho parciální tlak je zanedbatelný a proto není potřeba rektifikace k purifikaci par [43]. Další výhodou pracovního páru $LiBr - H_2O$ je nižší teplota potřebná v desorbéru, což ho činí vhodným pro nízkoteplotní zdroje tepla [22].

Podle obrázku 18, je odpadní teplo (citelné a kondenzační teplo) nadřazeného cyklu předáno z média MM (stavy 21 až 23) v desorbéru (generátoru) pracovní látce $LiBr - H_2O$ (stavy 2 až 4). Ohříváním směsi dochází k vypařování vody jako složky s vyšší těkavostí a zároveň tím dochází ke zvyšování koncentrace LiBr v nevypařené kapalně směsi. Tyto dvě fáze, kapalná a plynná, jsou odděleny při výstupu z desorbéru. Oddělený silný roztok je veden přes rekuperátor do absorbéru (stavy 13 až 15) a odseparovaná vodní pára opouštějící desorbér je ze stavu 5 dělena podle požadovaného poměru do větve k výrobě elektrické energie (stav 6) a do větve k výrobě chladicího výkonu (stav 8). V chladicí větvi je pára kondenzována ve výměníku odevzdáním tepla chladicí vodě (stav 8 až 9). Vzniklá kapalina prochází expanzním ventilem (stavy 9 až 10), který zajišťuje udržení nízkého tlaku v chladicím výparníku. Kapalina je zde pak vypařována při nízkém tlaku a nízké teplotě (stavy 10 až 11) a tím odebírá teplo z přiváděné chlazené vody, která je následně použita k chlazení (stavy 41 až 42). Výstupní pára je pak smíšená s proudem z druhé větve (stav 12), ve které byla pára expandována v turbíně do stavu nízkého tlaku za vzniku mechanické energie. Sjednocená pára je pak v absorbéru vázána na přitékající absorbent (silný roztok $LiBr - H_2O$) (stavy 16 až 17). Vzniklá slabá směs absorbentu a chladiva je pak odčerpána z absorbéru (stavy 17 až 1) přes rekuperátor (stavy 1 až 2), který přehřívá směs. Pracovní látka je následně vrácena zpátky do desorbéru, kde směs přijímá další teplo a cyklus se opakuje.

Pro výpočty při modelování cyklu byly pro jednotlivé komponenty využity termodynamické bilance. Tou nejzákladnější je zákon zachování hmotnostního toku [44], rovnice (6.1):

$$\sum_{i \in IN(j)} \dot{m}_i - \sum_{i \in OUT(j)} \dot{m}_i = 0 \quad (6.1)$$

kde \dot{m}_i značí hmotnostní tok proudu i v kg/s se značením IN pro přitékající proudy a se značením OUT pro odtékající proudy pro komponent j .

Jelikož se jedná o cyklus se zeotropickou směsí musí také platit zákon zachování hmotnostního toku s ohledem na koncentraci směsi:

$$\sum_{i \in IN(j)} \xi_i \dot{m}_i - \sum_{i \in OUT(j)} \xi_i \dot{m}_i = 0 \quad (6.2)$$

ξ_i představuje poměr hmotnosti vody k celkové hmotnosti směsi v daném proudu.

Energetická bilance založená na prvním zákonu termodynamiky je další nevyhnutelnou rovnicí pro určení stavů v daném komponentu:

$$\sum_{i \in IN(j)} h_i \dot{m}_i - \sum_{i \in OUT(j)} h_i \dot{m}_i + \dot{Q}_j - \dot{W}_j = 0 \quad (6.3)$$

kde h_i představuje měrnou entalpii přitékajícího (*IN*) nebo odtékajícího (*OUT*) proudu do/z komponentu j . Jak v rovnici (6.3), tak i celém výpočtovém modelu jsou zanedbány tlakové ztráty a vlastní kinetická síla proudu. \dot{Q}_j je teplo přijaté směsí a \dot{W}_j je práce vykonaná směsí v kontrolním objemu komponentu j . Rovnice (6.3) může být upravena jak pro případ když směs v kontrolním objemu nevykonává žádnou práci $\dot{W}_j = 0$ (rovnice (6.4)), tak pro případ když není přijato nebo odebráno žádné teplo $\dot{Q}_j = 0$ v kontrolním objemu komponentu j (rovnice (6.5)).

$$\dot{Q}_j = \dot{m}_i (h_{i+1} - h_i) \quad (6.4)$$

$$\dot{W}_j = \dot{m}_i (h_i - h_{i+1}) \quad (6.5)$$

kde h_i je entalpie stavu pro proud vstupující do kontrolního objemu a h_{i+1} je entalpie stavu pro proud vystupující z kontrolního objemu komponentu j .

K výpočtu soustav rovnic modelu byl použit program Engineering Equation Solver (EES). Do EES byla implementována dodatečná knihovna termodynamických vztahů pro směs *LiBr – H₂O* s jménem LibWaLi od Hochschule Zittau/Görlitz.

6.1. Určující parametry oběhu

Vstupní parametry z nadřazeného cyklu a požadované výstupní parametry jsou popsány spolu s okrajovými parametry oběhu v následující tabulce 1. Číselné popisy stavů a indexy označení veličin odpovídají úrovním na obrázku 18.

Tabulka 1 Přehled vstupních a výstupních parametrů:

Teplota přitékajícího média MM na vstupu	T_{21}	150 °C
Tlak přitékajícího média MM	p_{21}	0,75 bar
Stanovující předané teplo v absorbéru	\dot{Q}_{24}	100 kW
Hmotnostní tok přitékajícího média MM	\dot{m}_{21}	0,3287 kg/s
Teplota okolí	T_0	15 °C
Atmosférický tlak okolí	p_0	1 bar
Podíl hmotnosti páry ve větvi pro výrobu elektrické energie k celkové hmotnosti vodní páry	$i_{6,5}$	0,6
Hmotnostní poměr vody v silné směsi $LiBr - H_2O$	ξ_{13}	0,38
Hmotnostní poměr vody v slabé směsi $LiBr - H_2O$	ξ_1	0,4473
Teplota chlazené vody na výstupu z výparníku	T_{42}	8 °C
Teplota slabé směsi na výstupu z absorbéru	T_{17}	35 °C

Veškeré parametry, zmíněné v tabulce 1, představují základní požadavky na modelový cyklus a jsou určujícími veličinami, na kterých jsou závislé ostatní hodnoty v jednotlivých termodynamických stavech oběhu. Další vstupní parametry, které určují technologickou zvládnutelnost jednotlivých komponentů (jako například účinnosti turbíny nebo čerpadla, minimální teplotní rozdíl ve výměnících tepla apod.), budou představeny v následujících státech pro danou část oběhu.

Pro hlavní názorný výpočet byla zvolena teplota okolí $T_0 = 15 \text{ °C}$, což odpovídá denním podmínkám pro přechodné roční období, či alternativně koresponduje s roční průměrnou teplotou vzduchu ve dne v regionu střední Evropy [45]. Jelikož jsou výpočty prováděny v jednotkách tlaků v *barech*, normální tlak vzduchu byl pro zjednodušení upraven z 1,01325 bar na hodnotu $p_0 = 1 \text{ bar}$.

Koncentrace silného roztoku, 62 % LiBr ve vodě (hmotnostní podíl vody $\xi_{13} = 0,38$), byla určena na základě optimalizace absorpčního cyklu podle publikace od Herold et al. [46]. Koncentrace slabé směsi $LiBr - H_2O$ (hmotnostní podíl vody $\xi_1 = 0,4473$) je již závislou proměnnou a byla vypočítána na základě jednotlivých energetických a hmotnostních bilancí.

Pro prvotní výpočet modelu byl určen podíl hmotnosti páry ve větvi pro výrobu elektrické energie k celkové hmotnosti vodní páry $i_{6,5} = 0,6$:

$$i_{6,5} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (6.1.1)$$

$$\dot{m}_5 - \dot{m}_6 - \dot{m}_8 = 0 \quad (6.1.2)$$

kde, \dot{m}_5 je hmotnostní tok proudu přitékajícího do uzlu a \dot{m}_6 , \dot{m}_8 jsou hmotnostní toky proudů odtékajících do větve k výrobě elektrické energie (stav 6) a do větve k výrobě chladicího výkonu (stav 8). Rovnice (6.1.2) představuje aplikaci zákona zachování hmotnostního toku pro daný uzel (úprava rovnice (6.1)). Kombinací rovnic (6.1.1) a (6.1.2) dostaneme rovnici (6.1.3), což představuje vzájemný poměr hmotností v jednotlivých větvích označených počátečním stavem 6 a 8:

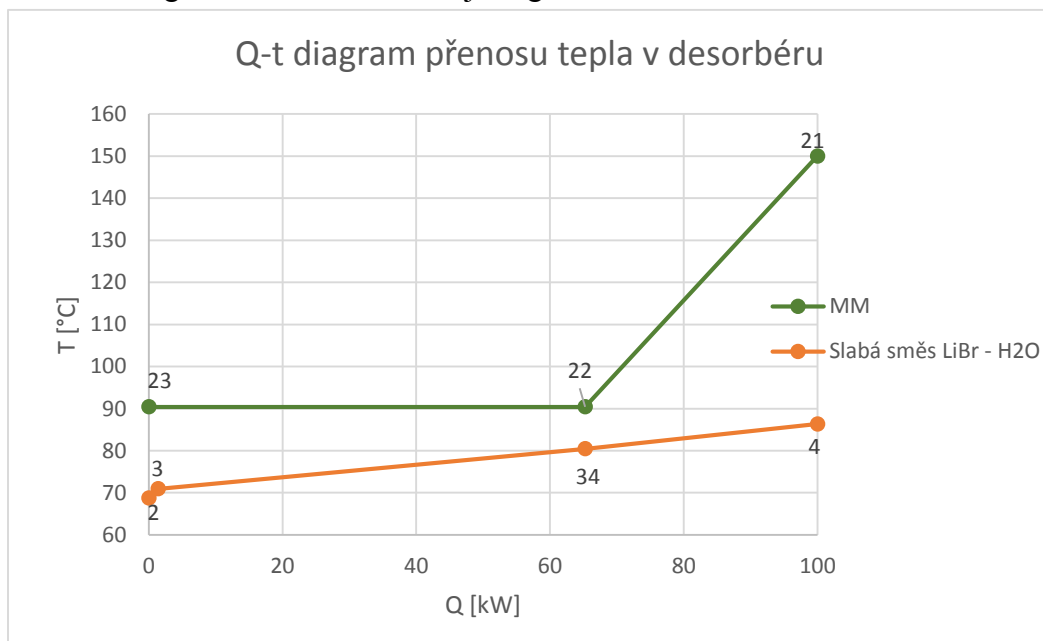
$$\frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_8} = \frac{i_{6,5}}{1 - i_{6,5}} \quad (6.1.3)$$

tento poměr je pro $i_{6,5} = 0,6$ rovný $2,5 : 1$ (v angličtině označován jako „splitting ratio“).

6.2. Desorbér

Desorbér neboli generátor je kotel, ve kterém dochází k předávání tepla z nadřazeného cyklu do cyklu podřazeného. Působením tepla dochází k desorpci (uvolňování) chladiva navázaného na absorbent v několika etapách. Na obrázku 19 je Q-t diagram s teplotními profily ochlazovaného média MM a ohřívající se směsi $LiBr - H_2O$ měnící se s množstvím odevzdaného, respektive přijatého tepla podél výměníku.

Desorbér absorpčního cyklu je zároveň kondenzátorem pro nadřazený oběh ORC s médiem MM. Organické médium MM je v grafu na obrázku 19 značeno tmavě zelenou



Obrázek 19 Závislost teploty jednotlivých látek na množství přijatého/odevzdaného tepla v desorbéru.

barvou. Teplota kondenzace par MM za expandérem v ORC pro tlak par $p_{21} = p_{22} = 0,75 \text{ bar}$ je vypočítána pomocí termodynamické funkce z knihovny programu EES vztahem (6.2.1):

$$T_{22} = T_{sat,MM}(p_{22}) \quad (6.2.1)$$

Jelikož je teplota kondenzace (T_{22}) nižší než teplota média MM na vstupu do desorbéru $T_{21} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, organická látka nejprve odevzdává teplo latentní (rovnice (6.2.2)) až do stavu nasycení a následně teplo kondenzační (rovnice (6.2.3)). Rovnice (6.2.2) a (6.2.3) jsou totožné s obecným vztahem (6.4) pro konkrétní stavy.

$$\dot{Q}_{21,22} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) \quad (6.2.2)$$

$$\dot{Q}_{22,23} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}) \quad (6.2.3)$$

kde h_{21} až h_{23} jsou měrné entalpie pro stav vstupní a výstupní. h_{22} představuje entalpii média MM na začátku kondenzace. Výpočet těchto entalpií podléhá funkcím (6.2.4), (6.2.5) a (6.2.6).

$$h_{21} = \text{Enthalpy}_{MM}(p_{21}; T_{21}) \quad (6.2.4)$$

$$h_{22} = \text{Enthalpy}_{MM}(p_{22}; x = 1) \quad (6.2.5)$$

$$h_{23} = \text{Enthalpy}_{MM}(p_{23}; x = 0) \quad (6.2.6)$$

Jelikož je změna ze stavu 22 do stavu 23 isotermická, měrné entalpie v těchto stavech jsou závislé na suchosti ($x = 1$ pro horní mezní křivku a $x = 0$ pro dolní mezní křivku).

Hmotnostní tok přitékajícího média MM do desorbéru \dot{m}_{21} byl přizpůsoben výpočtům tak, aby byl celkový tok energie v desorbéru $\dot{Q}_{24} = 100 \text{ kW}$. Tento tepelný výkon je dán součtem jednotlivých toků tepla z média MM na směs $LiBr - H_2O$ rovnicí (6.2.7):

$$\dot{Q}_{24} = \dot{Q}_{21,22} + \dot{Q}_{22,23} \quad (6.2.7)$$

Na straně zeotropické směsi $LiBr - H_2O$ dochází k neisotermickému vypařování vodní páry z roztoku ze stavu 3 do stavu 4. Mezi těmito stavy byl vytvořen další doplňující stav 34, který slouží k určení podmínky minimálního teplotního rozdílu $\Delta T_{desorb} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ mezi zdrojem a pracovní látkou („pinch point condition“). Tato podmínka je vyjádřena vztahem (6.2.10), čímž je přímo určena teplota T_{34} směsi $LiBr - H_2O$ ve stavu 34. Aby směs dosáhla stavu nasycení (stav 3) musí být přehřívána ze stavu 2 do stavu 3. Teplo odevzdané médiem MM se musí rovnat teplu přijatému směsí $LiBr - H_2O$. Rovnice (6.2.8) a (6.2.9) budou pak použity k nalezení entalpií v stavech 2, 3 a 34.

$$\dot{Q}_{21,22} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) = \dot{m}_3(h_4 - h_{34}) \quad (6.2.8)$$

$$\dot{Q}_{22,23} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}) = \dot{m}_2(h_3 - h_2) + \dot{m}_3(h_{34} - h_3) \quad (6.2.9)$$

$$T_{34} = T_{22} - \Delta T_{desorb} \quad (6.2.10)$$

$$T_{34} = \text{Temperature}_{LiBr-H_2O}(p_3; h_{34}; \xi_3) \quad (6.2.11)$$

Příkaz (6.2.11) označuje v programu EES vyvolávací funkci k externí knihovně LibWaLi. Funkce (6.2.11) vyjádří závislost teploty T_{34} na tlaku, entalpii a hmotnostním zlomku vody ve stavu 34.

Jelikož při varu zeotropické směsi dochází k oddělování fází (kapalná fáze = silný roztok LiBr ve vodě a plynná fáze = vodní pára), je potřeba také vyjádřit energetickou bilanci včetně odseparovaných složek (rovnice (6.2.12)).

$$\dot{Q}_{34} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_3 h_3 \quad (6.2.12)$$

kde \dot{Q}_{34} je teplo přijaté směsí $LiBr - H_2O$ během varu (změna 3 \rightarrow 4). Člen $\dot{m}_5 h_5$ vyjadřuje hmotnostní tok a entalpii v proudu vypařené vody. Entalpie páry je dána vztahem (6.2.13) pro čistou vodní páru a entalpie nasyceného silného roztoku $LiBr - H_2O$ v proudu 13 je vytažena funkcí (6.2.14) z knihovny v EES. Separované hmotnostní toky jsou vypočtené ze sestavy tří rovnic (6.2.15), (6.2.16) a (6.2.17).

$$h_5 = \text{Enthalpy}_{STEAM}(T_4; p_4) \quad (6.2.13)$$

$$h_{13} = \text{Enthalpy}_{liquid, LiBr-H_2O}(T_4; \xi_{13}) \quad (6.2.14)$$

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{13} - \dot{m}_3 = 0 \quad (6.2.15)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_5 + \xi_{13} \dot{m}_{13} \quad (6.2.16)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \xi_3 \dot{m}_3 \quad (6.2.17)$$

kde \dot{m}_{H_2O} je celkový hmotnostní tok vody v oběhu. ξ_{13} je hmotnostní podíl vody v silném roztoku $LiBr - H_2O$ a ξ_3 vyjadřuje hmotnostní koncentraci vody v slabé směsi v desorbéru.

Ve stejném smyslu tvoření termodynamických vztahů pro jednotlivé komponenty se pokračuje podél celým oběhem, až se cyklus nakonec uzavře soustavou rovnic, která přesně definuje každý stav systému. Přesné sestavení programu v EES je součástí bakalářské práce (příloha A) a je zde možné dohledat rovnice pro všechny chybějící stavy.

6.3. Větev k výrobě elektrické energie

Množství páry přitékající do větve k výrobě elektrické energie \dot{m}_6 je dáno vztahem (6.1.1). Na vstupu do turbíny ve větvi zanedbáváme tlakové ztráty a teplotu T_6 uvažujeme stejnou jako teplotu na výstupu z desorbéru T_5 .

6.3.1. Expandér (Turbína)

Vodní pára oddělena pro větev ke generaci elektrické energie expanduje v turbíně do stavu nízkého tlaku (stav 7) za vzniku mechanické práce. Účinnost turbíny byla stanovena na hodnotu 80 % ($\eta_{turb} = 0,8$). V ideálním případě je změna $6 \rightarrow 7$ isoentropický děj, v reálném případě je však potřeba upravit ideální entropii $s_{7,ideal}$ a entalpii $h_{7,ideal}$ na výstupu na hodnoty skutečné pomocí rovnice (6.3.1) se zohledněním účinnosti turbíny. Pomocí skutečných hodnot entalpie jsme schopni vypočítat generovaný výkon turbíny vztahem (6.3.2).

$$h_6 - h_7 = (h_6 - h_{7,ideal}) \cdot \eta_{turb} \quad (6.3.1)$$

$$\dot{W}_{67} = \dot{m}_6(h_6 - h_7) \quad (6.3.2)$$

kde \dot{W}_{67} je výkon turbíny vypočten aplikací obecné rovnice (6.5).

Závěrem je také pomocí funkce (6.3.3) vypočtena suchost páry na výstupu turbíny jako důležitý parametr při navrhování a volbě expandéru.

$$x_7 = Quality_{STEAM}(T_7; h_7) \quad (6.3.3)$$

kde x_7 je suchost páry na výstupu z turbíny, T_7 a h_7 představují teplotu a entalpii páry v tom samém stavu 7.

6.4. Chladicí větev

Množství páry přitékající do chladicí větve \dot{m}_8 je určen vztahem (6.1.3).

6.4.1. Kondenzátor

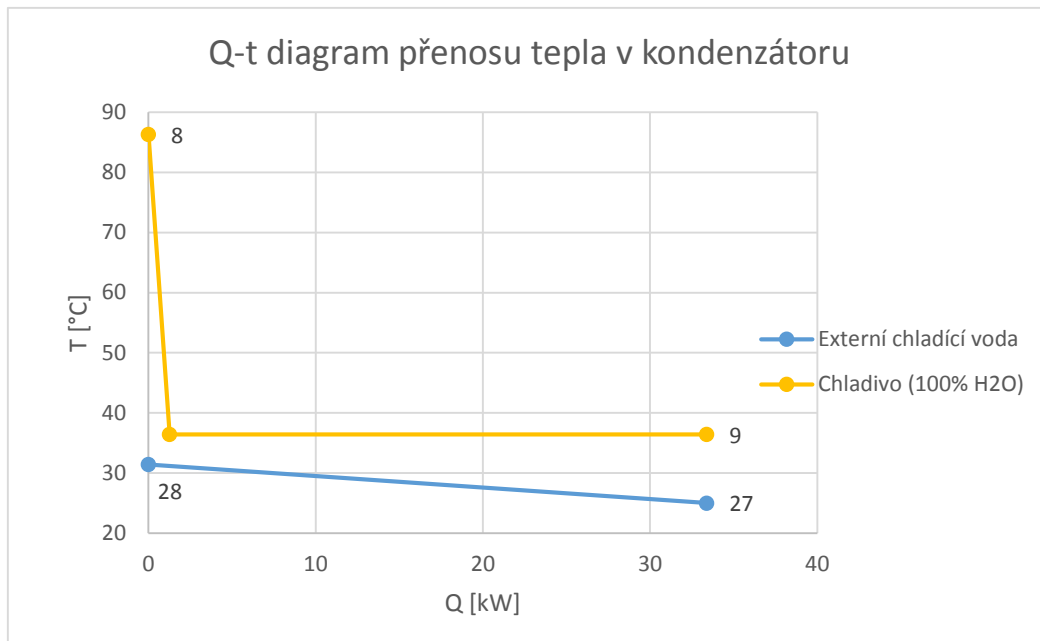
Rovnice (6.4.1) představuje teplo odevzdané chladivem při vlastní kondenzaci ze stavu 8 do stavu 9. Rovnice (6.4.2) vyjadřuje teplo přijaté chladicí vodou, které musí být totožné teplu odevzdaného chladivem. Tato rovnice pak určuje potřebný hmotnostní tok chladicí vody k zajištění funkce kondenzátoru.

$$\dot{Q}_{89} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) \quad (6.4.1)$$

$$\dot{Q}_{89} = \dot{m}_{27}(h_{28} - h_{27}) \quad (6.4.2)$$

kde \dot{m}_{27} je hmotnostní tok externí chladicí vody, h_{27} a h_{28} představují entalpie chladicí vody na vstupu do kondenzátoru a na výstupu z kondenzátoru respektive.

Malá část předaného tepla je teplo citelné, které vodní pára odevzdává k tomu, aby byla teplota chladiva snížena na požadovanou teplotu kondenzace T_9 . Jednotlivé etapy přenosu tepla v kondenzátoru jsou znázorněny pro náš případ na obrázku 20. Minimální teplota mezi



Obrázek 20 Závislost teplot chladiva a chladicí vody na množství přijatého/odevzaného tepla v kondenzátoru.

chladivem kondenzující párou byla stanovena 5 °C („pinch point condition“). Teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru byla stanovena $T_{27} = 25\text{ °C}$, jako teplota, na kterou bude schlazena voda chladicí věží, nebo vzduchovým kondenzátorem v prostředí s teplotou $T_0 = 15\text{ °C}$.

6.4.2. Expanzní ventil

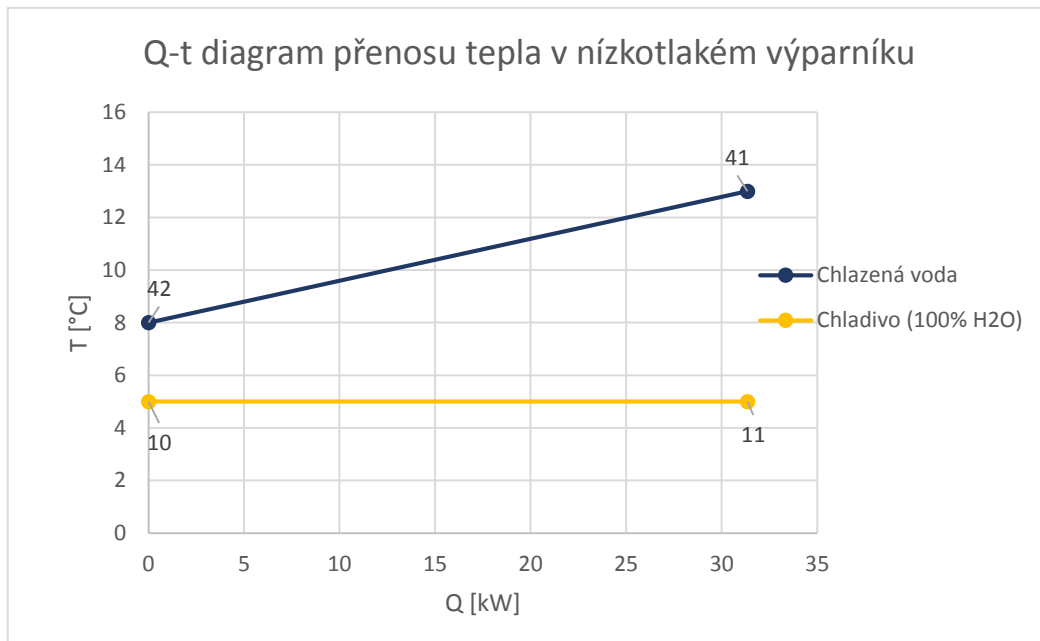
Slouží k udržení nízkého tlaku par ve výparníku. Dochází zde k isoentalpické změně tlaků mezi stavy 9 a 10.

6.4.3. Výparník

Obrázek 21 představuje teplotní profil chladiva, které se isothermicky vypařuje a odebírá teplo $\dot{Q}_{10,11}$ z chlazené vody, která je určena k chlazení. Množství přenášeného tepelného výkonu je dáno rovnicí (6.4.3) a určuje výslední chladicí výkon.

$$\dot{Q}_{10,11} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) = \dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) \quad (6.4.3)$$

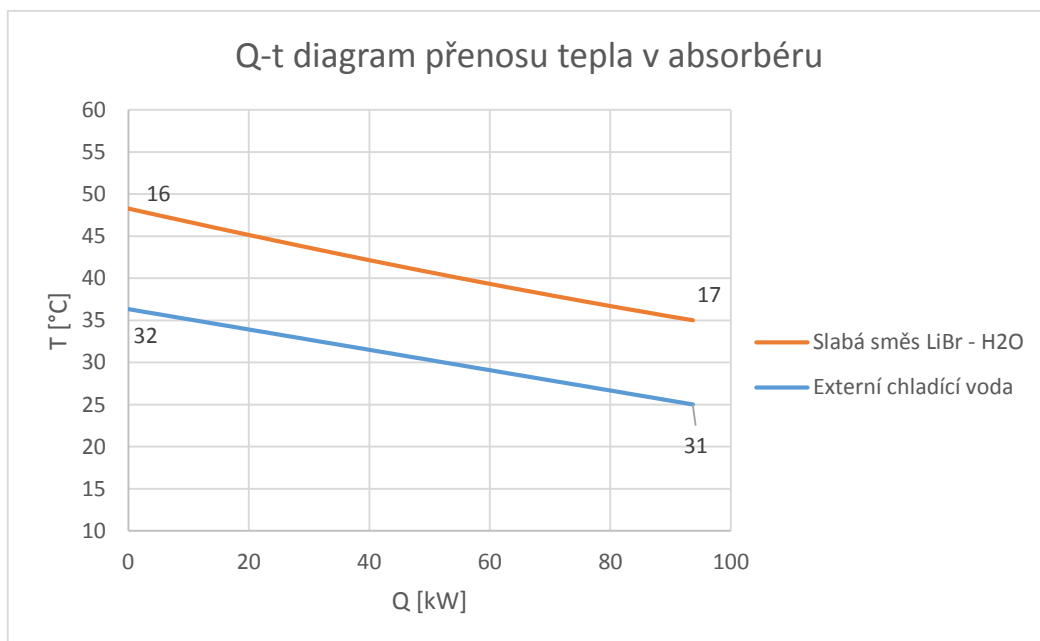
Stavy 41 a 42 představují vlastnosti chlazené vody na vstupu do výparníku a na výstupu respektive.



Obrázek 21 Teplotní profily vypařovaného chladiva a chlazené vody ve výparníku.

6.5. Absorbér

Potom co je vodní pára absorbována silnou směsí, je potřeba aby byla směs schlazena na teplotu $T_{17} = 35\text{ °C}$. Tato teplota pro daný tlak určuje koncentraci slabého roztoku. Chladicí voda má, podobně jako v případě kondenzátoru, na vstupu do absorbéru teplotu $T_{31} = 25\text{ °C}$. Minimální rozdíl teplot mezi vodou a směsí byl určen 10 °C („pinch point condition“). Z obrázku 22 není zřejmé, jestli se místo s nejmenším teplotním rozdílem nachází v místě vstupu chladicí vody do absorbéru. V programu EES bylo proto celkové předané teplo $\dot{Q}_{16,17}$



Obrázek 22 Teplotní profily chladicí vody a slabé pracovní směsi při předávání tepla v absorbéru.

rozdělené na malé elementy dQ . V jednotlivých malých částech byl určen teplotní rozdíl a nalezen minimum, který určoval podmínku. Celkové předané teplo je dáno rovnicí (6.5.1).

$$\dot{Q}_{16,17} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17}) \quad (6.5.1)$$

kde \dot{m}_{16} je hmotnostní tok absorbované slabé směsi v absorbéru a hodnoty h_{16} a h_{17} jsou entalpie směsi v příslušných stavech.

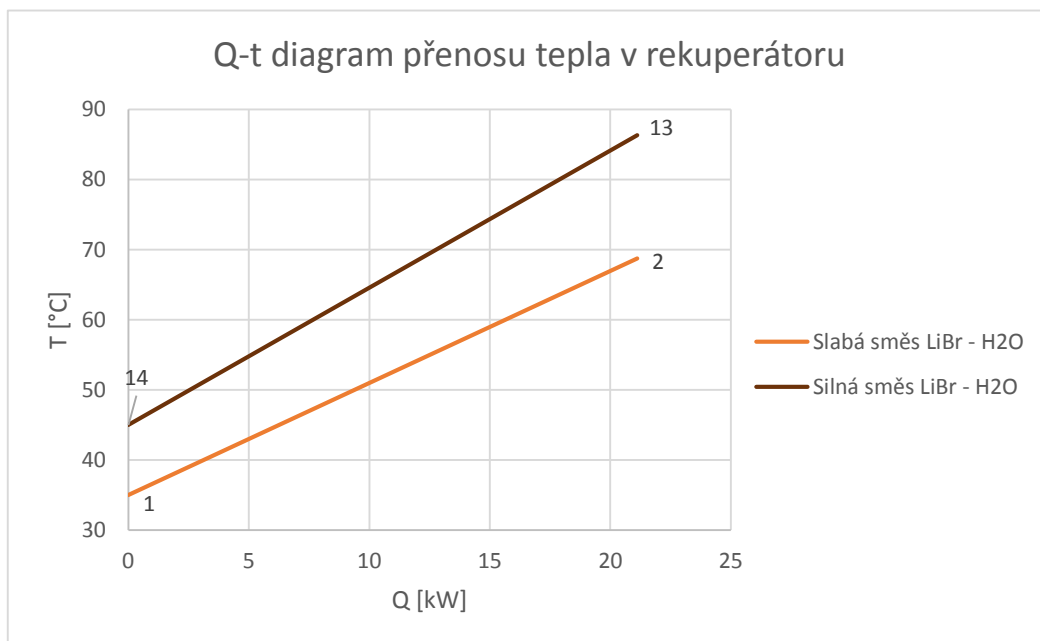
6.6. Čerpadlo

Účinnost čerpadla byla určena na hodnotu 70 % ($\eta_{pump} = 0,7$). Podobně jako u turbíny je potřeba pomocí účinnosti přepočítat hodnoty z ideální isoentropické změny na skutečné hodnoty. Následně je pomocí rovnice (6.6.1) vypočítána potřebná dodaná práce čerpadla ze stavu 17 do stavu 1.

$$\dot{W}_{1,17} = \dot{m}_{17}(h_1 - h_{17}) \quad (6.6.1)$$

6.7. Rekuperátor

Rekuperátor slouží k regeneraci citelného tepla \dot{Q}_{12} , které je dáno vztahem (6.7.1). Předehřívá slabou směs $LiBr - H_2O$ ze stavu 1 do stavu 2 před vstupem do desorbéru a zvyšuje tak účinnost cyklu.



Obrázek 23 Teplotní profily slabé a silné směsi přenosu tepelného výkonu v rekuperátoru.

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{12}) \quad (6.7.1)$$

Podmínka minimálního teplotního rozdílu 10 °C nestane mezi stavy 14 a 1. Výsledek situace přenosu tepelného výkonu pro situaci $i_{6,5} = 0,6$ je vyobrazen na obrázku 23.

6.8. Hodnocení účinnosti cyklu

Výpočet účinnosti zařízení kombinované výroby elektřiny a chladu bylo prováděno podle publikace od Ayoun et al. [34]. Rovnice (6.8.1) představuje tzv. „1st law efficiency“, která dává do poměru energeticky užitečné výstupy (čistou produkovanou práci \dot{W}_{net} a získaný chladicí výkon $\dot{Q}_{10,11}$) a celkové přivedené teplo \dot{Q}_{24} . Rovnice (6.8.1) však nezohledňuje kvalitu získané energie, proto literatura doporučuje tzv. exergickou účinnost (vztah (6.8.2)).

$$\eta_l = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{10,11}}{\dot{Q}_{24}} \quad (6.8.1)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \Delta\dot{E}x_{cold}}{\Delta\dot{E}x_{hs}} \quad (6.8.2)$$

kde \dot{W}_{net} je čistá vyprodukovaná práce vyjádřena vztahem (6.8.3) jako rozdíl získané práce turbíny \dot{W}_{67} a práce spotřebované v čerpadle $\dot{W}_{1,17}$. $\dot{Q}_{10,11}$ představuje získaný chladicí výkon. Jelikož se jedná o průtokové výměníky, exergie chlazené vody je vyjádřena jako změna exergie $\Delta\dot{E}x_{cold}$ mezi vstupem a výstupem rovnicí (6.8.4). Obdobně je vztahem (6.8.5) vyjádřena změna exergie zdroje tepla $\Delta\dot{E}x_{hs}$ („heat source“).

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{67} - \dot{W}_{1,17} \quad (6.8.3)$$

$$\Delta\dot{E}x_{cold} = \dot{E}x_{cf,in} - \dot{E}x_{cf,out} = \dot{m}_{41}[(h_{42} - h_{41}) - T_0(s_{42} - s_{41})] \quad (6.8.4)$$

$$\Delta\dot{E}x_{hs} = \dot{E}x_{hs,in} - \dot{E}x_{hs,out} = \dot{m}_{21}[(h_{21} - h_{23}) - T_0(s_{21} - s_{23})] \quad (6.8.5)$$

V případě čistě chladicího režimu (tj. $i_{6,5} = 0$) budeme posuzovat tzv. hodnotu COP („coefficient of performance“). Ta představuje poměr vyprodukovaného chladicího výkonu k celkovému přijatému teplu (rovnice (6.8.6)).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{10,11}}{\dot{Q}_{24}} \quad (6.8.6)$$

V opačné situaci, když je absorpčního cyklu využito plně pouze k výrobě elektrické energie je účinnost zařízení dána vztahem (6.8.7) [34].

$$\eta_{plant} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{24}} = \frac{\dot{W}_{67} - \dot{W}_{1,17}}{\dot{Q}_{24}} \quad (6.8.7)$$

6.9. Výsledky

Podle výše navržených vztahů byl v programu EES názorným způsobem vytvořen skript pozůstávající ze soustavy velkého počtu rovnic (příloha A). Řešení soustavy pro hmotnostní poměr páry $i_{6,5} = 0,6$ je v podobě určení jednotlivých veličin pro každý stav oběhu vyobrazen v tabulce 2. Kompletní výpis stavů a průběžných výpočtů modelu je možné dohledat v příloze C. Číselné označení stavů odpovídá uspořádání na obrázku 18, stejně jak odpovídá označení v modelu programu EES v příloze C.

Tabulka 2 Přehled hodnot veličin všech stavů modelu kombinované výroby elektřiny a chladu pro tzv. "splitting ratio" $i_{6,5}=0,6$

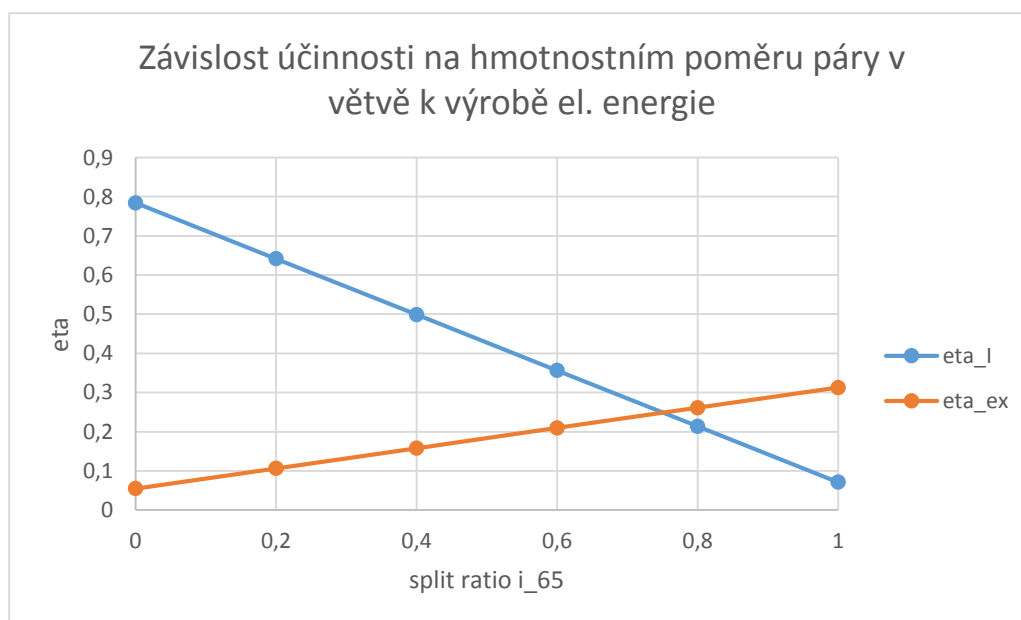
Stav	\dot{m}_i [kg/s]	ξ_i [-]	p [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg · K]
1	0,3062	0,4473	0,0609	35	86,17	0,2163
2	0,3062	0,4473	0,0609	68,74	155,1	0,4286
3	0,3062	0,4473	0,0609	70,94	159,7	0,4419
34	0,3062	0,4473	0,0609	80,42	368,2	1,04
4	0,3062	0,4473	0,0609	86,32	481,7	1,358
5	0,03326	1	0,0609	86,32	2662	8,608
6	0,01996	1	0,0609	86,32	2662	8,608
7	0,01996	1	0,008725	5	2448	9,025
8	0,0133	1	0,0609	86,32	2662	8,608
9	0,0133	1	0,0609	36,43	152,6	0,5245
10	0,0133	1	0,008725	5	152,6	0,07625
11	0,0133	1	0,008725	5	2510	9,025
12	0,03326	1	0,008725	5	2473	9,025
13	0,273	0,38	0,0609	86,32	216	0,475
14	0,273	0,38	0,0609	45	138,7	0,2464
15	0,273	0,38	0,008725	45	138,7	0,2464
16	0,3062	0,4473	0,008725	48,3	392,2	1,2
17	0,3062	0,4473	0,008725	35	86,16	0,2163
21	0,3287		0,75	150	681,2	2,373
22	0,3287		0,75	90,42	575,4	2,104
23	0,3287		0,75	90,42	377	1,558
27	1,241		1	25	104,8	0,3669
28	1,241		1	31,43	131,7	0,4562
31	1,978		1	25	104,8	0,3669
32	1,978		1	36,33	152,2	0,5229
41	1,498		1	13	54,64	0,1951
42	1,498		1	8	33,71	0,1213

Výsledné hodnoty jednotlivých tepelných toků, výkonů, účinností a dalších parametrů jsou zobrazeny v tabulce 3. V plném rozsahu, společně s dalšími mezi-výpočty je také možné dohledat tyto výsledky v příloze B.

Tabulka 3 Výstupní vypočtené hodnoty modelu z EES:

$i_{6,5}$	0,6	\dot{Q}_{12}	21,12 kW
η_I	0,3564	\dot{Q}_{24}	100 kW
η_{ex}	0,2095	\dot{Q}_{34}	98,6 kW
x_7	0,9749	$\dot{Q}_{21,22}$	34,76 kW
\dot{W}_{67}	4,277 kW	$\dot{Q}_{22,23}$	65,24 kW
$\dot{W}_{1,17}$	0,001413 kW	\dot{Q}_{89}	33,38 kW
\dot{W}_{net}	4,275 kW	$\dot{Q}_{10,11}$	31,36 kW
\dot{m}_{H_2O}	0,137 kg/s	$\Delta\dot{E}x_{cold}$	0,4985 kW
\dot{m}_{LiBr}	0,1692 kg/s	$\Delta\dot{E}x_{hs}$	22,79 kW

Na obrázku 24 je vyobrazen graf závislosti tzv. „1st law efficiency“ a energetické účinnosti cyklu na změně hmotnostního poměru páry přitékajícího do větve k výrobě elektrické energie.



Obrázek 24 Graf měnících účinností se změnou poměru i_{65} .

Pro případ cyklu čistě generující elektrickou energii ($i_{6,5} = 1$), byla vypočítaná energetická účinnost elektrárny $\eta_{plant} = 0,07126$ a pro čistě chladicí mód byl vypočítán $COP = 0,7841$.

7. Závěr

V současné době čelí Evropa, stejně jako i celá Země, energetickým hrozbám, které můžou mít negativní vliv na ekonomické a demografické ukazovatele. Společenství, která přímo nedisponují dostatečnými zásobami fosilních paliv, jsou závislé na importu energie. Zvyšováním efektivity využitelnosti primárních zdrojů, může výrazně snížit náklady na energie a zredukovat závislost na dovozu surovin. Absorpční chladicí cykly můžou být použité jako jeden z možných způsobů zvýšení celkové účinnosti zařízení. Toho je docíleno implementací tepelně aktivovaných cyklů do již existujících provozoven, nebo můžou být součástí nových systémů k využití nízkoteplotního zdroje energie.

Rešeršní část této bakalářské práce představuje alternativní zdroje energie v podmínkách střední Evropy, jmenuje možné způsoby těžení této energie a zařazuje absorpční cykly mezi jednu z metod využívání nízko-, či středně- teplotních zdrojů. Rešerše dále představuje druhy kogeneračních/třigeneračních oběhů, které jsou založené na procesu absorpce, případně na jiných druzích tepelně aktivovaného chlazení. Chladicí výkon je v dnešní době velmi žádoucím, ale značně nákladným produktem. Tepelně aktivované chladiče na rozdíl od kompresních chladících cyklů nespotřebovávají elektřinu, ale můžou přímo elektřinu i generovat v zapojení v kogeneraci. V současnosti je teoreticky zastoupena řada možných zapojení cyklů kombinované výroby elektřiny, chladu a případně tepla. Byť tyto oběhy nejsou v dnešní době komerčně využívány, energetické a exergické analýzy představují možnost využití nízkoteplotních zdrojů tepla s vyšší účinnosti a to i v případné decentralizované kogeneraci malých výkonů.

Většina absorpčních cyklů pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu využívá jako pracovní pár $H_2O - NH_3$. Tato bakalářská práce se snaží porovnat použitelnost této směsi s pracovním párem $LiBr - H_2O$, který může představovat technologické zjednodušení oběhu, modifikaci počátečních nákladů a při nižší teplotě zdroje lepší termodynamické vlastnosti.

Druhá část bakalářské práce obsahuje modelový výpočet bilančního absorpčního cyklu pro kombinovanou výrobu elektřiny a chladu ve dvou větvích jednoho termodynamického oběhu. Byly vypočteny účinnosti cyklu malého výkonu, jak pro mód čistě chladicí nebo čistě generující elektrickou energii, tak i pro výrobu těchto energeticky zajímavých produktů v různém poměru. V grafu na obrázku 24 je možné zpozorovat značnou odlišnost chování křivek energetické účinnosti η_l a exergické účinnosti η_{ex} . Jelikož je teplota okolí $T_0 = 15^\circ C$ poměrně blízká teplotám chlazené vody, exergie chladu, která na rozdíl od energie také

zohledňuje kvalitu zdroje tepla, bude klesat s rostoucím množstvím páry přitékajícím do chladicí větve a tím pádem bude snižovat exergetickou účinnost cyklu.

I přestože mají tyto cykly zajímavé termodynamické vlastnosti, je stále potřeba dalšího výzkumu a porovnání teoreticky testovaných modelů s dalšími možnostmi kogenerace. Doporučením k dalšímu zkoumání v oblasti je optimalizace parametrů (teplotní hladina, koncentrace směsi v jednotlivých částech oběhu), výpočet přestupu tepla přes výměníky, doplnění modelu o oběh s chladicí věží, či vzduchovým kondenzátorem a následný přepočet účinností. Zajímavým posunem v práci by rozhodně také přineslo představení novým pracovních párů ve využití v kogeneračních absorpčních cyklech.

8. Seznam použité literatury

- [1] EUROSTAT. Consumption of energy. *European Commission Eurostat* [online]. 2014 [vid. 27. únor 2016]. Dostupné z: doi:2443-8219
- [2] EVROPSKÁ KOMISE. *Plán energetické účinnosti 2011* [online]. 2011 [vid. 23. březen 2016]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:52011DC0109&from=EN>
- [3] AHMADI, Pouria, Ibrahim DINCER a Marc A. ROSEN. Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration. *Energy Conversion and Management* [online]. 2012, roč. 64, s. 447–453 [vid. 22. leden 2016]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2012.06.001
- [4] JÄGER-WALDAU, Arnulf, Márta SZABÓ, Nicolae SCARLAT a Fabio MONFORTI-FERRARIO. Renewable electricity in Europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2011, roč. 15, č. 8, s. 3703–3716 [vid. 12. únor 2016]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2011.07.015
- [5] AL-SULAIMAN, Fahad A., Ibrahim DINCER a Feridun HAMDULLAHPUR. Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle. *Energy* [online]. 2012, roč. 45, č. 1, s. 975–985 [vid. 7. prosinec 2015]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2012.06.060
- [6] FAAIJ, André P.C. Bio-energy in Europe: changing technology choices. *Energy Policy* [online]. 2006, roč. 34, č. 3, s. 322–342 [vid. 24. únor 2016]. ISSN 03014215. Dostupné z: doi:10.1016/j.enpol.2004.03.026
- [7] BCS INC. Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry. *U.S. Department of Energy - Industrial Technologies Program* [online]. 2008 [vid. 24. březen 2016]. Dostupné z: http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf
- [8] KHAN, Jibrán a Mudassar H. ARSALAN. Solar power technologies for sustainable electricity generation – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2016, roč. 55, s. 414–425 [vid. 23. listopad 2015]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2015.10.135

- [9] DICKSON, Mary H. a Mario FANELLI. *Geothermal Energy: Utilization and Technology* [online]. Paris: United Nations Educational, Scientific and Cultural Organization, 2006. ISBN 9231039156. Dostupné z: <http://books.google.com/books?id=cI6crn0oemUC&pgis=1>
- [10] TCHANCHE, Bertrand F., Gr. LAMBRINOS, A. FRANGOUDAKIS a G. PAPADAKIS. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2011, roč. 15, č. 8, s. 3963–3979 [vid. 10. červenec 2014]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2011.07.024
- [11] DRESCHER, Ulli a Dieter BRÜGGEMANN. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2007, roč. 27, č. 1, s. 223–228 [vid. 25. leden 2016]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.04.024
- [12] DINÇER, Ibrahim, Adnan MIDILLI a Haydar KUCUK. *Progress in Exergy, Energy, and the Environment* [online]. B.m.: Springer, 2014. ISBN 9783319046815. Dostupné z: https://books.google.sk/books?id=NpopBAAAQBAJ&pg=PA208&lpg=PA208&dq=effect+of+latent+heat+organic+fluids&source=bl&ots=62TXxQo5S5&sig=dw9wq4DjaqzAmvB-HUAhzHu3u98&hl=cs&sa=X&ei=MHX8VIKBJ4jXyQP_1YLgBA&ved=0CHEQ6AEwCA#v=onepage&q=effect of latent heat organi
- [13] QUOILIN, Sylvain, Martijn Van Den BROEK, Sébastien DECLAYE, Pierre DEWALLEF a Vincent LEMORT. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, roč. 22, s. 168–186. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2013.01.028
- [14] SALEH, B, G KOGLBAUER, M WENDLAND a J FISCHER. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy* [online]. 2007, roč. 32, č. 7, s. 1210–1221 [vid. 2. únor 2016]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2006.07.001
- [15] HUANG, Y., Y.D. WANG, S. REZVANI, D.R. MCILVEEN-WRIGHT, M. ANDERSON, J. MONDOL, A. ZACHAROPOLOUS a N.J. HEWITT. A techno-

- economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2013, roč. 53, č. 2, s. 325–331 [vid. 22. leden 2016]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.03.041
- [16] DELGADO-TORRES, Agustín M. a Lourdes GARCÍA-RODRÍGUEZ. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management* [online]. 2010, roč. 51, č. 12, s. 2846–2856 [vid. 15. únor 2016]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2010.06.022
- [17] MLCÁK, Henry a. Design and Start-Up of the 2 Mw Kalina Cycle ® Orkuveita Húsavíkur Geothermal Power Plant in Iceland. In: *EUROPEAN GEOTHERMAL ENERGY COUNCIL*. 2001.
- [18] SINGH, Omendra Kumar a S.C. KAUSHIK. Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2013, roč. 51, č. 1-2, s. 787–800 [vid. 22. květen 2016]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.10.006
- [19] NOŽIČKA, Jiří. *Základy Termomechaniky*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [20] DENG, J., R.Z. WANG a G.Y. HAN. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. *Progress in Energy and Combustion Science* [online]. 2011, roč. 37, č. 2, s. 172–203 [vid. 9. červenec 2015]. ISSN 03601285. Dostupné z: doi:10.1016/j.pecs.2010.05.003
- [21] EBRAHIMI, Masood a Ali KESHAVARZ. *Combined Cooling, Heating and Power* [online]. B.m.: Elsevier, 2015 [vid. 10. únor 2016]. ISBN 9780080999852. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-08-099985-2.00002-0
- [22] FLORIDES, G.A., S.A. KALOGIROU, S.A. TASSOU a L.C. WROBEL. Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Conversion and Management* [online]. 2003, roč. 44, č. 15, s. 2483–2508 [vid. 22. leden 2016]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/S0196-8904(03)00006-2
- [23] WELCH, Terry. Absorption refrigeration. *CIBSE Journal* [online]. 2009 [vid. 10. únor 2016]. Dostupné z: <http://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-11/>

- [24] TOZER, Robert, Athar SYED a Graeme MAIDMENT. Extended temperature-entropy (T-s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2005, roč. 28, č. 5, s. 689–697. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.12.010
- [25] ASKALANY, Ahmed A., M. SALEM, I.M. ISMAEL, A.H.H. ALI, M.G. MORSY a Bidyut B. SAHA. An overview on adsorption pairs for cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, roč. 19, s. 565–572 [vid. 9. únor 2016]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2012.11.037
- [26] GOYAL, Parash, Prashant BARENDAR, Arvind MITTAL a Ameenur. R. SIDDIQUI. Adsorption refrigeration technology – An overview of theory and its solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2016, roč. 53, s. 1389–1410 [vid. 18. listopad 2015]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2015.09.027
- [27] HASSAN, H.Z. a A.A. MOHAMAD. A review on solar-powered closed physisorption cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2012, roč. 16, č. 5, s. 2516–2538 [vid. 2. květen 2016]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2012.02.068
- [28] MUJAHID RAFIQUE, M., P. GANDHIDASAN, Shafiqur REHMAN a Luai M. AL-HADHRAMI. A review on desiccant based evaporative cooling systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2015, roč. 45, s. 145–159 [vid. 24. prosinec 2015]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2015.01.051
- [29] CHEN, Jianyong, Hans HAVTUN a Björn PALM. Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2014, roč. 64, č. 1-2, s. 182–191 [vid. 23. květen 2016]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.12.034
- [30] BESAGNI, Giorgio, Riccardo MEREU a Fabio INZOLI. Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2016, roč. 53, s. 373–407. ISSN 18790690. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2015.08.059
- [31] STEVEN BROWN, J. a Piotr A. DOMANSKI. Review of alternative cooling technologies. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2014, roč. 64, č. 1, s. 252–262.

ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.12.014

- [32] DEMIRKAYA, Gökmen, Ricardo Vasquez PADILLA a D. Yogi GOSWAMI. A review of combined power and cooling cycles. *Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment* [online]. 2013, roč. 2, č. 5, s. 534–547 [vid. 5. duben 2016]. ISSN 20418396. Dostupné z: doi:10.1002/wene.75
- [33] BANSAL, Pradeep, Edward VINEYARD a Omar ABDELAZIZ. Status of not-in-kind refrigeration technologies for household space conditioning, water heating and food refrigeration. *International Journal of Sustainable Built Environment* [online]. 2012, roč. 1, č. 1, s. 85–101. ISSN 22126090. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijse.2012.07.003
- [34] AYOU, Dereje S., Joan Carles BRUNO, Rajagopal SARAVANAN a Alberto CORONAS. An overview of combined absorption power and cooling cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, roč. 21, s. 728–748. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2012.12.068
- [35] VERMA, S S. Eco-friendly alternative refrigeration systems. *Resonance* [online]. 2001, roč. 6, č. 11, s. 63–67. ISSN 0973-712X. Dostupné z: doi:10.1007/BF02868245
- [36] MARTIN, C. a D.Y. GOSWAMI. Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2006, roč. 26, č. 5-6, s. 576–582 [vid. 4. květen 2016]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.007
- [37] FONTALVO, Armando, Horacio PINZON, Jorge DUARTE, Antonio BULA, Arturo Gonzalez QUIROGA a Ricardo Vasquez PADILLA. Exergy analysis of a combined power and cooling cycle. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2013, roč. 60, č. 1-2, s. 164–171 [vid. 27. leden 2016]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.06.034
- [38] GARCIA-HERNANDO, Néstor, M. DE VEGA, Antonio SORIA-VERDUGO a Sergio SANCHEZ-DELGADO. Energy and exergy analysis of an absorption power cycle. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2013, roč. 55, č. 1-2, s. 69–77. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.02.044
- [39] ERICKSON, Donald C., G. ANAND a Icksoo KYUNG. Heat-Activated Dual-Function Absorption Cycle. *ASHRAE Transactions: Symposia*. 2004, roč. 110, č. 1, s. 515–524.

- [40] WANG, Jiangfeng, Yiping DAI a Lin GAO. Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle. *Applied Energy* [online]. 2008, roč. 85, č. 11, s. 1071–1085 [vid. 15. březen 2016]. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2008.02.014
- [41] ZHANG, Na, Ruixian CAI a Noam LIOR. A Novel Ammonia-Water Cycle for Power and Refrigeration Cogeneration. In: *Advanced Energy Systems* [online]. B.m.: ASME, 2004, s. 183–196 [vid. 25. květen 2016]. ISBN 0-7918-4701-2. Dostupné z: doi:10.1115/IMECE2004-60692
- [42] ZHANG, Na a Noam LIOR. Methodology for thermal design of novel combined refrigeration/power binary fluid systems. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2007, roč. 30, č. 6, s. 1072–1085 [vid. 15. březen 2016]. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijrefrig.2006.12.005
- [43] SUN, Jian, Lin FU a Shigang ZHANG. A review of working fluids of absorption cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2012, roč. 16, č. 4, s. 1899–1906. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2012.01.011
- [44] AYOU, Dereje Sendeku. Combined absorption power and refrigeration cycles using low- and mid-grade heat sources. 2015, roč. 21, č. 7, s. 934–943.
- [45] ČESKÝ HYDROMETEOROLOGICKÝ ÚSTAV. Územní teploty v roce 2015. *Územní teploty* [online]. 2015 [vid. 8. červen 2016]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/historicka-data/pocasi/uzemni-teploty#>
- [46] HEROLD, K. E., Reinhard. RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. *Absorption chillers and heat pumps*. B.m.: CRC Press, 1996. ISBN 9780849394270.
- [47] VALDIMARSSON, Páll. GEOTHERMAL POWER PLANT CYCLES AND MAIN COMPONENTS. In: *Short Course on Geothermal Drilling, Resource Development and Power Plants*. Santa Tecla: UNU-GTP, 2011.
- [48] XU, S.Z., L.W. WANG a R.Z. WANG. Thermodynamic analysis of single-stage and multi-stage adsorption refrigeration cycles with activated carbon–ammonia working pair. *Energy Conversion and Management* [online]. 2016, roč. 117, s. 31–42 [vid. 19. duben 2016]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2016.03.010

9. Seznam příloh:

Příloha A: Programový skript modelu absorpčního oběhu kombinované výroby chladu a elektřiny v EES

Příloha B: Výpis základních výsledků programu v EES

Příloha C: Výpis tabulky popisujících hodnoty jednotlivých veličin v každém stavu cyklu v programu EES