



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA KOMPRESORŮ DO SOUSTAVY CENTRÁLNÍHO ZÁSOBOVÁNÍ TEPLEM POMOCÍ ABSORPČNÍHO TEPELNÉHO ČERPADLA

UTILIZATION OF COMPRESSOR WASTE HEAT INTO THE DISTRICT HEATING SYSTEM BY MEANS
OF AN ABSORPTION HEAT PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Fabian Alexis Aranguren Campos, BSC.

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Fabian Alexis Aranguren Campos, BSC.
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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

Využití odpadního tepla kompresorů do soustavy centrálního zásobování teplem pomocí absorpčního tepelného čerpadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V teoretické části diplomant zpracuje literární rešerši možností využití odpadního tepla ze spalovenských provozů a jejich potenciál realizovatelnosti. Náplní diplomové práce je zpracování tepelné a hmotové bilance uzlu chlazení kompresoru (2x250 kW) ve vazbě na centrální chladicí systém ZEVO SAKO, jež je vybavený absorpčním tepelným čerpadlem s konverzí odpadního tepla do soustavy CZT. Součástí je tepelný výpočet vč. konstrukčního návrhu výměníku olej/propylen–glykol. Nedílnou část výstupů tvoří technologické schéma s doporučeným systémem měření a řízení uzlu. Projekt zhodnoťte z pohledu změny celkové účinnosti cyklu, vyvolaných úspor CO₂ a základních ekonomických parametrů. Nezbytné informace a podklady poskytne SAKO Brno, a.s.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracovat literární rešerši možností využití odpadního tepla ze spalovenských provozů a jejich potenciál realizovatelnosti.
2. Představit technologii absorpčních oběhů se zaměřením na jednotky vhodné pro využití odpadního tepla.
3. Zpracovat tepelné a hmotové bilance uzlu chlazení kompresoru (2x250 kW) ve vazbě na centrální chladicí systém ZEVO SAKO, s uvažováním absorpčního tepelného čerpadla pro konverzi odpadního tepla do soustavy CZT.
4. Provést tepelný výpočet a konstrukčního návrhu výměníku olej/propylen–glykol. Nedílnou část výstupů tvoří technologické schéma s doporučeným systémem měření a řízení uzlu.
5. Projekt zhodnoťte z pohledu změny celkové účinnosti cyklu, vyvolaných úspor CO₂ a základních ekonomických kritérií.

Seznam doporučené literatury:

HEROLD, K. E, R. RADERMACHER a S. A. KLEIN. Absorption chillers and heat pumps. Boca Raton: CRC Press, 1996, 329 s. : il. ISBN 0-8493-9427-9.

PAVELEK, M. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. : il. ; 30 cm + diagramy ([3] složené l.). ISBN 978-80-214-4300-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

S růstem spotřeby energie a optimalizací průmyslových procesů na celém světě byly zkoumány nové zdroje energie. Odpadní teplo je potenciálním zdrojem pro výrobu elektřiny a tepla. Uvedené teplo může být znovu použito v různých fázích průmyslových procesů pomocí absorpčního tepelného čerpadla, které přenáší tepelnou energii z místa s nižším tepelným potenciálem do místa s vyšším tepelným potenciálem. Tato diplomová práce je v zásadě zaměřena na hodnocení různých absorpčních tepelných čerpadel implementovaných v zařízení na energetické využití odpadů SAKO Brno. Za tímto účelem byla provedena celosvětová bibliografická revize této technologie, poté je prezentována bilance energie v kompresoru, ze které bude získáno odpadní teplo, které má být využíváno pomocí čerpadla. Pomocí softwaru EES se provede hmotnostní a energetická bilance vybraných čerpadel, poté se vypočítá množství tepla a elektrické energie generované ve spalovně při implementaci každého z čerpadel a nakonec je zpracována ekonomická analýza. Konstrukce a implementace tepelného výměníku do systému je součástí této diplomové práce. Nejlepší volba vychází z nejvyšší provozní účinnosti při co nejnižších nákladech.

KLÍČOVÁ SLOVA

Odpadní teplo, absorpční tepelné čerpadlo, teplotěrenství, spalovna, výměník tepla

ABSTRACT

With the growth of energy consumption and the optimization of industrial processes worldwide, new energy sources have been explored and investigated. Waste heat is a potential source for the generation of electricity and heat. This heat can be reused at different stages of industrial processes by using absorption heat pumps, which transfer thermal energy from a location with a lower thermal potential to a location with a higher thermal potential. This research work is basically focused on the evaluation of different absorption heat pumps implemented in the SAKO Brno incineration plant. To carry out this purpose, a bibliographic review of this technology has been carried out worldwide, then the mass and energy balance in the compressor is presented, from which the waste heat to be recovered with the pump will be obtained. Using the EES software, the mass and energy balance of the selected pumps is performed, then the amount of heat and electrical energy generated by the plant when implementing each of the pumps is shown, and finally the economic analysis is presented. The design and implementation of a heat exchanger in the system is also included as an essential part of improving operation. The best option arises from the highest operational efficiency at the lowest possible cost.

KEYWORDS

Waste heat, Waste Heat Recovery, Absorption Heat Pump, District Heating, Waste Incineration Plant, Heat Hxchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ARANGUREN CAMPOS, Fabian Alexis. *Využití odpadního tepla kompresorů do soustavy centrálního zásobování teplem pomocí absorpčního tepelného čerpadla*. Brno, 2020. Diplomová práce 80. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Pospíšil.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svoji diplomovou práci na téma „VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z KOMPRESORŮ DO SOUSTAVY CENTRÁLNÍHO ZÁSOBOVÁNÍ TEPLEM POMOCÍ ABSORPČNÍHO TEPELNÉHO ČERPADLA“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedeného semestrálního projektu dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

V Brně dne

.....

PODĚKOVÁNÍ

Nejprve děkuji Bohu za to, že mi dal příležitost žít a studovat v České republice.

Poděkování patří také členům mé rodiny, protože navzdory vzdálenosti a různým bezvýhodným zkušenostem, které v této době zažili, byly vždy přítomni.

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za doporučení, rady a příspěvky během této diplomové práce.

Poděkování patří i panu Ing. Tomáši Cahovi za rady a příspěvky během této diplomové práce.

Chtěl bych poděkovat svým kolegům z fakulty, kteří mě během těchto dvou let studia podporovali.

A konečně děkuji svým přátelům, kteří byli na této dlouhé cestě vždy přítomni.

Obsah

1. Úvod.....	10
2. Teplárenství	11
2.1 Systém centrálního zásobování teplem	11
2.2 Modul teplárenské výroby elektřiny	12
2.3 Zdroje odpadního tepla využitelného pro centrální zásobování teplem.....	13
2.4 Použité technologie.....	14
2.4.1 Teplárny s parními turbínami	14
2.4.2 Teplárny s plynovými turbínami.....	15
2.4.3 Teplárny s paroplynovým oběhem.....	16
2.4.4 Teplárny se spalovacími pístovými motory.....	17
2.4.5 Heat-Power technologie – nízkoteplotní aplikace	17
2.4.6 ORC technologie pro využití odpadního tepla z geotermálních vrtů.....	20
2.5 Cyklus parostrojního zařízení	22
3. Základy absorpčního cyklu.....	24
3.1. Carnotův cyklus pro generování elektrické energie	24
3.2. Carnotův cyklus pro čerpání tepla	24
3.3. Součinitel COP	25
3.4. Absorpční tepelné čerpadlo I. druhu.....	25
3.5. Absorpční tepelné čerpadlo II. druhu	26
4. Absorpční tepelné čerpadlo	28
4.1. Princip a popis oběhu.....	28
4.2. Grafické zobrazení – Dühringův diagram.....	30
4.3. Použité pracovní kapaliny	30
5. Aplikace absorpčních tepelných čerpadel v teplárenství.....	33
5.1. Centrální zásobování teplem	33
5.1.1. Zapojení s kondenzátorem spalin.....	33
5.1.2. Využití odpadního tepla z chlazení turbíny	34
5.1.3. Využití odpadního tepla z kompresoru	34
5.1.4. Využití odpadního tepla z mořské vody.....	34
5.2. Centrální zásobování chladem.....	35
5.2.1. Free-cooling.....	35
5.3. Chlazení či ohřev spalovacího vzduchu plynové turbíny.....	36
5.4. Solární absorpční chlazení	37

6.	Výpočet kompresoru	38
6.1.	Tepelné bilance kompresoru	38
7.	Výpočet absorpčního tepelného čerpadla	40
7.1	Základní případ	40
7.1.1	Výpočet vnitřních parametrů absorpční jednotky.....	40
7.1.2	Výpočet vnějších parametrů absorpční jednotky.....	43
7.2	Absorpční tepelná čerpadla dostupná na trhu	44
7.2.1	Absorpční tepelné čerpadlo Broad.....	44
7.2.2	Absorpční tepelné čerpadlo York.....	45
7.2.3	Absorpční tepelné čerpadlo World Energy Co.....	46
7.2.4	Absorpční tepelné čerpadlo LG.....	47
7.2.5	Absorpční tepelné čerpadlo Ebara	48
7.3	Porovnání.....	49
7.3.1	Vliv teploty a účinnosti výměníku tepla	50
8.	Návrh v cyklu teplárny	53
8.1	Referenční příklad	53
8.1.1	Teplárenský režim	54
8.1.2	Elektrický režim	54
8.2	Návrh spalovny s absorpčním tepelným čerpadlem	55
8.2.1	Zapojení s důrazem na výrobu elektrické energie	55
8.2.2	Zapojení s důrazem na dodávku tepla.....	57
8.3	Reprezentace doporučeného technologického schématu se systémem měření	63
9.	Výpočet výměníku tepla.....	65
9.1.	Tepelný výpočet	65
9.2.	Konstrukční návrh	65
9.3.	Reprezentace doporučeného technologického schématu se systémem měření	72
10.	Ekonomicko-technologické posouzení.....	73
11.	Závěr	76

1. Úvod

Globální spotřeba energie v posledních letech roste v důsledku různých faktorů, mezi nimiž lze zmínit nárůst populace, průmyslových procesů, ve kterých jsou pro její realizaci zapotřebí vyšší energetické požadavky. Tento nárůst energie má značný dopad na životní prostředí, proto je základním cílem tohoto scénáře optimalizace stávajících procesů a využití tepelných zdrojů, které představují skvělé řešení pro výrobu elektřiny a tepla.

Tyto použitelné tepelné zdroje energie pro výrobu elektřiny a tepla v zásadě reagují na potřebu snížit závislost na neobnovitelných zdrojích energie, jako je uhlí a ropa. Několik států po celém světě zahrnovalo do svých energetických politik vývoj a implementaci technologií, které umožňují udržitelný rozvoj, který je založen na konečném získání produktu, v tomto případě elektřiny a tepla, s nejmenším dopadem na prostředí.

Odpadní teplo představuje potenciální zdroj pro výrobu elektřiny a tepla; podíl tohoto tepla na celkové výrobě energie je až 60%. V zásadě je definováno jako teplo obsažené v produktech a vedlejších produktech procesu, který zvyšuje jeho teplotu na úroveň vyšší, než jsou úroveň vhodné pro jeho emise nebo skladování. Odpadní teplo v průmyslových procesech znamená významnou ztrátu tepelné energie v průmyslu (teplo se uvolňuje do atmosféry). Využití tohoto tepla přináší určité výhody, jako je snížení nákladů na energii a emise CO₂, jakož i zvýšení energetické účinnosti.

Čím vyšší je teplota odpadního zdroje tepla, tím větší je kapacita tohoto tepla. Přesto jsou dnes zajímavé také nízkoteplotní zdroje pro výrobu elektřiny a tepla, jak bylo mimo jiné prokázáno v Německu a Číně.

Odpadní teplo lze znovu využít v technologickém procesu pomocí absorpčních tepelných čerpadel, která jsou schopna přenášet tepelnou energii z místa o nižším tepelném potenciálu do míst s vyšším tepelným potenciálem. Pro tuto činnost je zapotřebí dodávat termodynamickou energii ve formě práce nebo tepla. Tato práce se zaměřuje na tepelná čerpadla poháněná tepelnou energií. K jejich pohonu může být použito teplo, které bylo vyrobeno přímo za tímto účelem (pomocí integrovaného hořáku), nebo může být využito teplo z jiného zdroje. Zvláště druhou možností je velmi vhodné v energetice použít.

Tato diplomová práce je v zásadě zaměřena na hodnocení různých absorpčních tepelných čerpadel implementovaných v zařízení na energetické využití odpadů SAKO Brno k využití odpadního tepla z kompresorů. Tato implementace zahrnuje hmotnostní a energetickou bilanci každého z uvažovaných čerpadel, výpočet tepelné a elektrické energie vyrobené ve spalovně s implementací těchto čerpadel, návrh výměníku tepla a ekonomickou analýzu sledovaných čerpadel.

2. Teplárenství

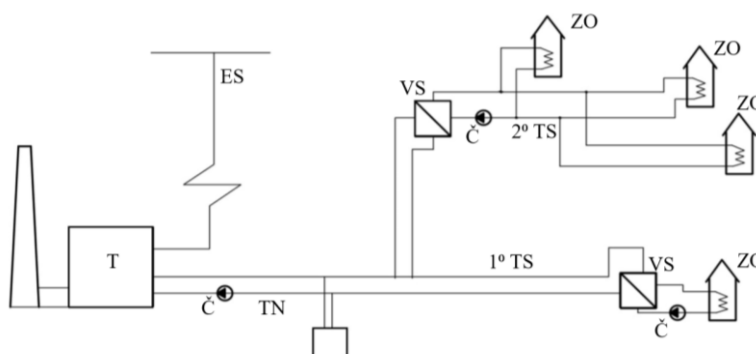
Teplárenství je jedním ze základních odvětví energetiky. Zabývá se výrobou, distribucí, odběrem a prodejem tepla. To může být uskutečňováno dvěma způsoby, centralizovaně či decentralizovaně. V současné době je teplárenství chápáno jako technologie sdružené výroby elektrické energie a tepla, která maximálně efektivně využívá primární energii paliv a je šetrná vůči životnímu prostředí [1].

Teplárenská soustava je tvořena především teplárnou, která plní funkci energetické centrály, kde probíhají procesy současné výroby tepla a elektřiny (KVET). Vyrobena elektřina je dopravována do elektrizační soustavy nebo do soustavy provozovatele pro vlastní spotřebu a vyrobené teplo je dodáváno spotřebitelům prostřednictvím soustavy centrálního zásobování teplem [2].

2.1 Systém centrálního zásobování teplem

Centrální zásobování teplem (CZT) je systém, který slouží k centrální výrobě tepla v jednom nebo více zdrojích. Vyrobene teplo je následně dopravováno tepelnými sítěmi k odběratelům do větších územních celků, jako jsou například města, sídliště, obchodní nebo průmyslové zóny. Výroba tepla v rámci CZT může probíhat ve výtopnách, teplárnách, paroplynových teplárnách nebo i kogeneračními motory. Soustavy centralizovaného zásobování se skládají ze: [3]

- zdroje tepla,
- tepelné sítě,
- odběratelských předávacích stanic,
- spotřebitelských soustav.



T – teplárna, TN – tepelný napáječ, 1^oTS – primární tepelná síť, 2^oTS – sekundární tepelná síť, VS – výměnková stanice, Č – cirkulační čerpadlo, ZO – objekt zásobovaný teplem, ES – elektrizační síť

Obr. 2.1 Schéma teplárenské soustavy, upraveno dle [1]

Teplo je ve zdroji předáváno pomocí zařízení pro předávání tepla buď přímo do rozvodné sítě, nebo do napáječe, který teprve zásobuje rozvodnou síť. V některých případech napáječ odpadá a ze zdroje tepla vychází hned rozvod tepla. Někdy naopak vychází ze zdroje několik napáječů. Rozvodná tepelná síť dodává teplo do předávacích odběratelských stanic, které jsou umístěny buď přímo v zásobovaném objektu, nebo jsou určeny pro skupinu zásobovaných objektů. Za předávací odběratelskou stanicí se teplo rozvádí sekundární topnou spotřebitelskou sítí k vlastním spotřebičům tepla [3]. Látka, která přenáší teplo z topného zdroje ke spotřebičům, se nazývá teplonosná látka. Hlavní požadavky na vlastnosti teplonosné látky jsou:

- nízká cena a dosažitelnost ve větších množstvích,
- chemická stálost v pracovní oblasti,
- velké měrné teplo (při předávání tepla bez změny skupenství), resp. velké výparné teplo (při předávání tepla se změnou skupenství),
- snadná regulovatelnost,
- nesmí působit korozně,
- nejedovatost.

Systémy centrálního zásobování teplem mohou podstatně přispět ke zvýšení efektivity energetického systému. Jedním z nejdůležitějších faktorů při provozu systému centrálního vytápění s vysokou účinností je nízká distribuční teplota a stupeň využití tepla v průběhu roku. Nižší teplotou vratného média dosáhneme hned několika výhod: zvýšení elektrického výkonu kombinovaných elektráren na výrobu tepla a elektřiny (snížení protitlaku nebo tlaku v odběrech parní turbíny), zvýšení využití tepla z průmyslového přebytečného tepla a zvýšení COP tepelných čerpadel, pokud jsou využita při výrobě tepla. Dalšími výhodami mohou být například nižší ztráty tepla při jeho distribuci nebo zvýšení zpětného tepla z kondenzace spalin [1].

2.2 Modul teplárenské výroby elektřiny

Modul teplárenský je definován jako podíl vyráběné energie (E – elektřina) k výrobě užitečného tepla (Q_d):

$$\sigma = \frac{E}{Q_d} \quad (1)$$

Tab. 2.1 Modul teplárenské výroby pro kombinovanou výrobu [1], [5], [6], [7], [72]

Druh energetické centrály	Modul teplárenské výroby elektřiny
Výtopna – pro srovnání	0
Parní teplárna:	
- s dodávkou tepla v horké vodě	0,18–0,43
- s dodávkou tepla v páře	0,12–0,18
Plynová teplárna	0,3–0,8
Teplárna se spalovacími motory	0,5–1,1
Paroplynová teplárna	0,9–1,4
Paroplynová teplárna bez přitápění	0,6–1,5
Paroplynová teplárna s přitápěním	~0,34

Čím větší je hodnota teplárenského modulu, tím více elektřiny se vyrobí při výrobě určitého množství tepla. Tím klesá potřeba vyráběné elektřiny s nízkou účinností v kondenzačních elektrárnách a dochází ke zvyšování úspory paliva při kombinované výrobě elektřiny. Modul je závislý jak na technických parametrech a typu elektrárny, tak i na požadavcích na teplotní úroveň dodávaného tepla. Teplárenský modul nevypovídá nic o celkové účinnosti využití energie v palivu, pouze popisuje vztah mezi elektřinou a teplem na jednotku vložené energie. Zdroje orientované na maximální účinnost a výrobu tepla mají paradoxně nízký teplárenský modul, avšak jejich účinnost je velmi vysoká [1]. V tabulce 2.1 jsou uvedeny hodnoty teplárenského modulu pro různé typy tepláren.

Energetická účinnost

Jednotlivé technologie kombinování výroby elektřiny a tepla (KVET) se také hodnotí dle účinnosti. Posuzuje se účinnost výroby elektrické energie, účinnost tepelné energie, ale i celková účinnost zdroje KVET. Účinnost obecně závisí na rozdílu teplot média, které do cyklu vstupuje a vystupuje. Čím vyšší je tento rozdíl, tím vyšší je i účinnost.

V případě **elektrárny** se účinnost výroby elektrické energie ve zdroji KVET, η_e [%], vypočítá jako podíl elektřiny vyráběné formou KVET E [GJ, MWh], a celkové spotřeby tepla v palivu, Q_{pal} [GJ, MWh] [7], [8].

$$\eta_e = \frac{E}{Q_{pal}} \quad (2)$$

V případě **výtopny** se účinnost výroby užitkového tepla ve zdroji KVET, η_q [%], vypočítá jako podíl užitečného tepla vyráběného formou KVET Q_d [GJ, MWh], a celkové spotřeby tepla v palivu, Q_{pal} [GJ, MWh] [7], [8].

$$\eta_v = \frac{Q_d}{Q_{pal}} \quad (3)$$

V případě **teplárny** lze celkovou účinnost zdroje KVET, η_{tep} [%], vypočítat jako podíl celkové elektřiny E a užitečného tepla vyráběného Q_d formou KVET, [GJ, MWh], a celkové spotřeby tepla v palivu, Q_{pal} [GJ, MWh] [7], [8].

$$\eta_{tep} = \frac{E + Q_d}{Q_{pal}} \quad (4)$$

Hodnoty účinnosti (vztažena k výhřevnosti) se liší v závislosti na typu teplárna/elektrárna, to je: [6], [7]

- kondenzační elektrárna: 20–40%
- kogenerační jednotky se spalovacími motory: 90%
- teplárna s plným využitím tepla: 85%

2.3 Zdroje odpadního tepla využitelného pro centrální zásobování teplem

Výtopny. Jedná se o zařízení, kterými se vyrábí a dodává teplo. Hlavním technologickým zařízením jsou kotle s nezbytným příslušenstvím, které podle požadavku odběratelů dodávají teplo buď v horké vodě, nebo v páře, anebo v obou médiích současně. Výtopny jsou zpravidla řešeny pro malou dodávku tepla a malé roční využití instalovaného výkonu zdroje [1]. Nejvhodnějším palivem pro výtopny jsou topné plyny, s nimiž vychází řešení výtopny i její provoz nejjednodušší. V kapalných palivech je nutno dát přednost lehkým topným olejům s obsahem síry asi do 2 % před těžkými oleji (mazuty) [3].

Teplárnou pak obecně nazýváme objekt, jehož hlavním cílem je výroba tepla, ale dodává také elektrickou energii. Pokud je hlavním důvodem výroby tepla jeho následná transformace v elektrickou energii za pomoci turbíny a generátoru, nazýváme objekt elektrárnou. Většina

elektrárn pracujících na principu přeměny tepla v elektřinu (tedy tepelné, jaderné, bioplynové atd.) zároveň odvádí část tepla pro vytápění vlastních objektů, ohřev TUV apod.

Zařízení na energetické využití odpadů. U těchto objektů je sice kladen důraz na efektivní energetické využití odpadu (jeho výhřevných složek), ale likvidovat odpad je nutné, i když není možné vyrábět elektřinu nebo teplo do sítě. Pro zmíněné případy bývají spalovny zpravidla vybaveny bypassem ostré páry z kotle, který umožňuje kontinuální spalování odpadu i za podmínek, kdy není zapojena turbína nebo odběr páry. Pára je pak pouze mařena v kondenzátoru [4].

Uhelná teplárna. Uhelná teplárna využívá spalování uhlí k získání tepelné a v případě větších instalací a využití parních kotlů i elektrické energie. Základní princip fungování uhelné teplárny je založen na přeměně chemické energie vázané v palivu (hnědé nebo černé uhlí) v tepelnou energii, poté v mechanickou a z mechanické v elektrickou [9].

Teplárna na biopaliva. Teplárna na biopaliva využívá spalování biopaliv pro získání tepelné a zpravidla i elektrické energie. Spalování biomasy je nejstarší thermochemickou konverzí biomasy, při které dochází k rozkladu organického materiálu na hořlavé plyny (a jiné látky), a při následné oxidaci se uvolňuje energie, oxid uhličitý (CO_2) a voda. Použití biomasy v topných systémech je prospěšné, protože oproti spalování fosilních paliv má spalování biomasy v podstatě nulovou bilanci CO_2 , který patří mezi tzv. skleníkové plyny. Produkce CO_2 ze spalování biomasy je neutrální, protože množství tohoto plynu uvolněné do ovzduší spalováním je přibližně stejné jako to, které je zpětně vázáno do rostlin v zemědělských a lesních porostech nebo na tzv. energetických plantážích. Nízký je rovněž obsah uvolňovaných oxidů síry (dřevo nebo sláma má 0–0,1 % síry oproti hnědemu uhlí, které obsahuje někdy i více než 2 %). Množství vznikajícího NO_x lze kontrolovat např. úpravou teploty spalování [10]. Biomasa může být použita ve spalovacích zařízeních všech velikostí: kamna a malé kotle v rodinných domech, ústřední topení v malých bytech a střední a velké tepelné elektrárny [11].

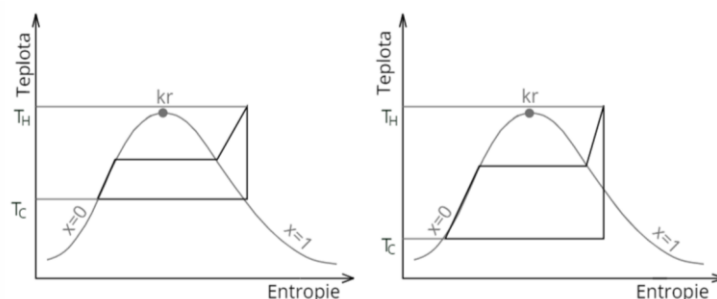
Paroplynová teplárna. Plynová teplárna s kogenerací je založena na principu spalování plynu. Transformace tepelné energie v mechanickou a poté v elektrickou probíhá ve dvou sériově zapojených tepelných cyklech, plynovém a parním. Vzduch je stlačován turbokompresorem poháněným turbínou a veden do spalovací komory. Zde dochází ke spalování směsi stlačeného vzduchu s plynem. Spaliny roztáčejí plynovou turbínu a generátor, který mění mechanickou energii v elektrickou. Ve spalínovém kotli horké spaliny ohřívají vodu na páru. Pára je odváděna do parní turbíny s dalším generátorem, kde je opět vyráběna elektrická energie. Turbína se používá protitlaká nebo kondenzační, podle potřeby dalšího využití tepla. V případě preference výroby tepla se používají protitlaké parní turbíny, při preferenci výroby elektrické energie turbíny kondenzační. Existují různá řešení turbín, např. kondenzační s odběrem páry pro flexibilní provoz a výrobu tepla nebo elektřiny. Pára se z turbíny vyvádí do parovodu nebo do tepelného výměníku v případě výstupu tepla z teplárny horkovodem. Kondenzát je odváděn zpět do spalínového kotle [1], [3].

2.4 Použité technologie

2.4.1 Teplárny s parními turbínami

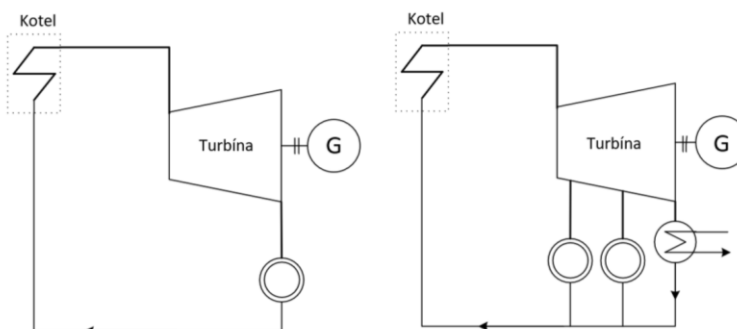
Oběh parní teplárny je znázorněn na obr. 2.2. Na rozdíl od kondenzační elektrárny, která vyrábí pouze elektrickou energii, se v teplárně vyrábí elektrická energie a teplo. Toto teplo může být dodáváno spotřebitelům buď prostřednictvím páry, nebo horké vody. Expanze páry v turbíně je

ukončena o vyšším tlaku a tato pára je vedena ke spotřebičům [3]; teplo je odváděno pro dálkové zásobování teplem. Proto ze stejného množství páry vyrobí méně elektřiny než elektrárna bez odběru páry.



Obr. 2.2 Tepelný oběh (Clausius-Rankinův) teplárny (vlevo); kondenzační elektrárny (vpravo) [1]

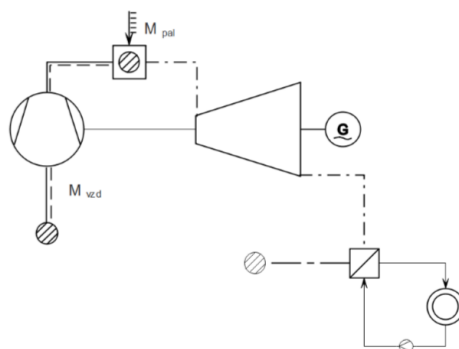
Elektrárna má vyšší tepelnou účinnost oběhu, zato je velká část tepla mařena na chlazení oběhu. Teplárna naopak bude dodávat méně elektrické energie, protože odvede část tepla z turbíny, zato více využije odpadní teplo. Projektování teplárny je složitější, neboť prioritním úkolem je dodávka tepla; teplárny jsou konstruovány tak, aby zajistily dodávku tepla i v případě výpadku technologie pro výrobu elektřiny. Navíc musí obsahovat technologie pro sdílení a rozvod tepla [12].



Obr. 2.3 Zjednodušené schéma teplárenského oběhu s protitlakovou turbínou (vlevo); s kondenzační turbínou (vpravo) [13]

2.4.2 Teplárny s plynovými turbínami

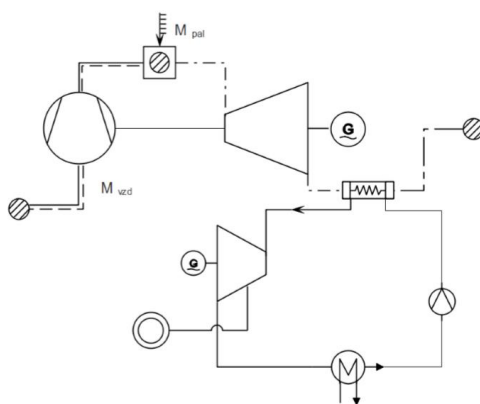
Teplárny s plynovými turbínami jsou vývojově podstatně mladší než parními turbínami. Hlavním rozdílem (a výhodou) teplárny s plynovým oběhem oproti parnímu je, že odběr tepla u teplárny s plynovým oběhem neovlivňuje produkci elektřiny (elektrický výkon). Teplo odváděné ze silových částí oběhu je na takové teplotní úrovni, že naprosto dostačuje pro potřeby zásobování teplem. Není proto nutné při teplárenském provozu odebírat teplo z turbíny a zmenšovat tím získanou mechanickou práci. Teplo využívané pro zásobování teplem se získává ze spalin, které by byly jinak vypuštěny do ovzduší (u turbíny s otevřeným oběhem) nebo které by bylo jinak nutné dochlazovat (u turbíny s uzavřeným oběhem). Jedná se tedy skutečně o teplo odpadní [13].



Obr. 2.4 Schematické zobrazení cyklu jednoduché plynové turbíny s otevřeným oběhem [18]

2.4.3 Teplárny s paroplynovým oběhem

Jedná se o kombinovaný oběh s vícenásobným využitím vstupního tepla. Transformace tepelné energie v mechanickou a poté v elektrickou probíhá ve dvou sériově zapojených tepelných cyklech, plynovém a parním. Palivo je spalováno ve spalovací komoře, kde je značná část tepelné energie převedena na mechanickou (a v generátoru převedena na elektrickou) přes spalovací turbínu. Odpadní teplo není, jako v případě čistého plynového cyklu, odváděno do okolí, ale je převedeno do parního cyklu, který pracuje na nižších teplotních úrovních, a teplo zde může být opětovně transformováno v mechanickou/elektrickou práci pomocí parní turbíny [1].

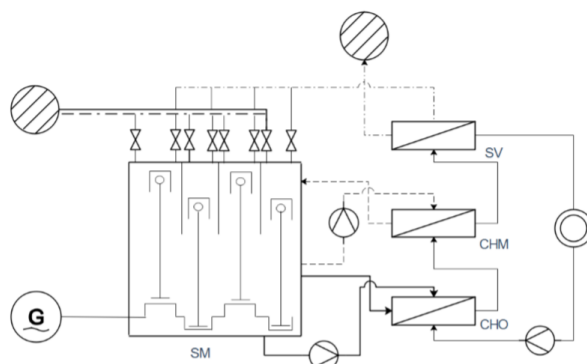


Obr. 2.5 Schematické zobrazení cyklu s paroplynovými turbínami [1]

Paroplynové teplárny patří dnes mezi nejdokonalejší tepelné energetické centrály. Jsou velmi využívány kvůli jejich vysoké účinnosti (pohybuje se až kolem 58 %). Vysoké účinnosti kombinovaného tepelného oběhu dosáhneme spojením parního a plynového oběhu s využitím jejich specifických předností, tj. vysoké teploty přívodu tepla ve spalovací turbíně a nízké teploty odvodu tepla v parní turbíně. Účinnost je však silně závislá na okrajových podmínkách cyklu (teplota okolí, nadmořská výška a relativní vlhkost). Hlavním ovlivňujícím faktorem je teplota okolí – při vzrůstající teplotě okolí silně klesá účinnost. Nejčastějším palivem je zemní plyn, méně časté je spalování olejů. Paroplynové elektrárny jsou vysoce flexibilním zdrojem, který je schopný stabilizovat elektrizační soustavu a rychle tak vyrovnávat spotřebu elektřiny s její výrobou. Jejich provozem se vykrývají špičky ve spotřebě elektřiny [14].

2.4.4 Teplárny se spalovacími pístovými motory

Teplárny se spalovacím pístovým motorem jsou principiálně podobné teplárnám s plynovou turbínou.



Obr. 2.6 Schematické zobrazení teplárny se spalovacím motorem (SM) a odváděním tepla z chlazeného oleje (výměník CHO), odváděním tepla z chlazeného motoru (výměník CHM) a odváděním tepla ze spalin (výměník SV) [1]

V obou případech se využívá odpadního tepla ze spalin a teplárenské zapojení tak nijak neovlivňuje účinnost získávání mechanické/elektrické práce (nebo jen zanedbatelně). Pro vyšší teplárenskou účinnost se u spalovacího motoru využívá teplo nejen z chlazení spalin, ale také z chlazení motoru (primární chladicí okruh) a z chlazení oleje. Toto řešení je vhodné zejména pro menší teplárny o výkonech v řádu desítek až stovek kW, výjimečně až v desítkách MW tepelného výkonu [1], [13].

2.4.5 Heat-Power technologie – nízkoteplotní aplikace

Během průmyslových operací je velká část energie přiváděna jako odpadní teplo do okolního prostředí v různých formách, což má za následek velké energetické ztráty. Obnovení takového odpadního tepla může poskytnout výkon, teplo nebo chlazení bez dodatečného přívodu energie. To zvyšuje účinnost využití energie a je to považováno za významný „technologický klín“ s potenciálem přispět konkrétní hodnotou ke snížení emisí [15]. V poslední době začíná věnovat pozornost této oblasti mnoho zemí a byla provedena řada průzkumů týkajících se průmyslového odpadního tepla, jak je uvedeno v tabulce 2.2.

Tab. 2.2 Statistiky odpadního tepla v různých regionech [16]

Oblast	Vybraná průmyslová odvětví	Statistika odpadního tepla
USA	sklo, cement, železo/ocel, hliník, odlévání kovů a etylen	<ul style="list-style-type: none"> odpadní teplo 1,56 EJ ročně ~60% odpadního tepla je pod 230 °C
Čína	cement, železo/ocel a sklo	<ul style="list-style-type: none"> 41 GW, 2,9 GW a 1,8 GW odpadního tepla z vybraných odvětví 20 GW, 1,9 GW a 0,8 GW odpadního tepla je pod 150 °C
Evropská unie	železo/ocel, neželezné kovy, chemikálie, potraviny/nápoje/tabák, papír/tisk atd.	<ul style="list-style-type: none"> 300 TWh/rok odvádění odpadního tepla ~1/3 odpadního tepla je pod 200 °C

Ministerstvo energetiky USA provedlo hodnocení svých energeticky náročných průmyslových odvětví, včetně výroby skla, cementu, železa/oceli, hliníku, průmyslu lití kovů a etylenu. Výsledky ukázaly, že v těchto odvětvích se každý rok spotřebovává asi 8,86 ExaJoules (EJ) energie a představuje to 9 % celkové spotřeby energie v USA (~92 EJ). Odpadní teplo 1,56 EJ je rozptýleno bez využití každý rok a nízkoteplotní odpadní teplo pod 230 °C tvoří ~60% celkového odpadního tepla [17].

Podobně v Číně představuje odpadní teplo 15–40% energie. V typických energeticky náročných průmyslových odvětvích v Číně existuje potenciál odpadního tepla 41 GWTh, 2,9 GWTh a 1,8 GWTh v cementářském, ocelářském a sklářském průmyslu. Kapacita potenciálu odpadního tepla pod 150 °C je 20 GWTh, 1,9 GWTh a 0,8 GWTh, což představuje 49 %, 66 % a 44 % z celkového potenciálu odpadního tepla [18].

V 28 zemích Evropské unie se odhaduje, že celkový potenciál odpadního tepla v průmyslových odvětvích železo/ocel, neželezné kovy, chemický a nekovový minerál, potraviny/nápoje/tabák, papír/tisk a dalších se odhaduje na 300 TWh/rok a jedna třetina odpadního tepla má teplotu pod 200 °C [19]. Množství odpadního tepla, zejména odpadního tepla při nízkých teplotách pod 200 °C, je celosvětově obrovské, což nabízí velký potenciál k využití.

Bariéry rekuperace odpadního tepla při nízkých teplotách

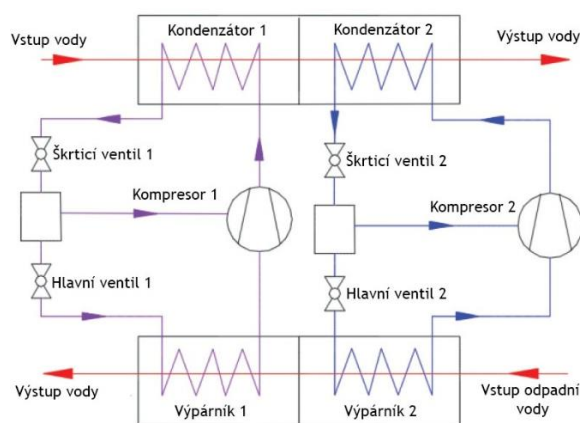
Regenerace nízkoteplotního odpadního tepla je obvykle komplikovaná kvůli špatné schopnosti přeměny energie [16], [20], [22]. Dokonce ani nízkoteplotní systémy přeměny tepla v energii, včetně organického Rankinova cyklu a Kalinova cyklu, nejsou účinné zejména pro provozní teplotu pod 100 °C [21]. Je to ovlivněno poptávkou uživatelů, omezeným prostorem pro zařízení na rekuperaci tepla, dobou návratnosti ekonomiky atd. Níže jsou uvedeny překážky, které brání rozsáhlému využívání odpadního tepla při nízkých teplotách: [16]

- (1) Pokud jde o přeměnu tepelné práce, chybí metodika optimalizace sítě pro výměnu tepla.
- (2) Distribuované využití odpadního tepla zvyšuje nároky na instalační prostor, počáteční investice a provozní náklady.
- (3) Neshoda mezi zdrojem odpadního tepla a poptávkou uživatele v čase, prostoru a energetické kvalitě omezuje potenciál využití odpadního tepla.

Přesto byly v posledních letech vyvinuty některé metodiky s využitím existujících a nových technologií, které umožnily využití nízkoteplotního odpadního tepla. Níže jsou uvedeny některé konkrétní případy, kdy je odpadní teplo využíváno pomocí tepelného čerpadla.

Aplikace tepelného čerpadla

Odpadní teplo z mnoha průmyslových odvětví lze regenerovat a přeměnit v užitečné teplo pomocí tepelného čerpadla, které má velký potenciál v úsporách energie a ochraně životního prostředí. Pro dodávku tepla při nízké teplotě (<70 °C) se běžně používají R134a, R410a a amoniak. Pro střední dodávku tepla (~90 °C) jsou vhodná chladiva CO₂ a R245fa. Pro vysokoteplotní zásobování teplem (>120 °C) lze použít R718 a teplo se opět používá pro výrobní procesy a ohřev procesu. Pro vysokoteplotní zásobování teplem (>120 °C) lze použít R718 a teplo se opět používá pro výrobní procesy [21]. Obr. 2.7 ukazuje systém rekuperace odpadního tepla s kompresorovým tepelným čerpadlem zabudovaným v závodě Angang Iron and Steel Plant, který se nachází v čínském Liaoningu.



Obr. 2.7 Rekuperace průmyslového odpadního tepla pomocí tepelného čerpadla, upraveno dle [21]

Byl použit synchronní odstředivý kompresor s permanentními magnety a celková topná kapacita byla 9 100 kW. Tepelný výkon byl použit pro ústřední vytápění. Jak je znázorněno na obr. 2.7, sériové připojení externí vodní smyčky bylo použito ke snížení vnější nevratné ztráty a ke zvýšení účinnosti. Výsledky testu ukázaly, že COP 6,13 bylo dosaženo při vstupních/výstupních teplotách odpadní horké vody 32,1/24,1 °C a teplotě přívodní vody 62,8 °C. Výsledky ukázaly, že takový sériově zapojený systém tepelného čerpadla s postupným ohřevem vody je účinný pro ohřev vody. Systém rekuperace odpadního tepla s parním kompresním tepelným čerpadlem pro kompresi páry by mohl pokrýt požadavek na vytápění 180 000 m² (počítáno z vytápění 50 W/m²). Současně dodáním horké tepelné energie 45 000 GJ z odpadního tepla bylo ušetřeno více než 3 500 tun standardního uhlí [21].

Aplikace absorpčních tepelných čerpadel

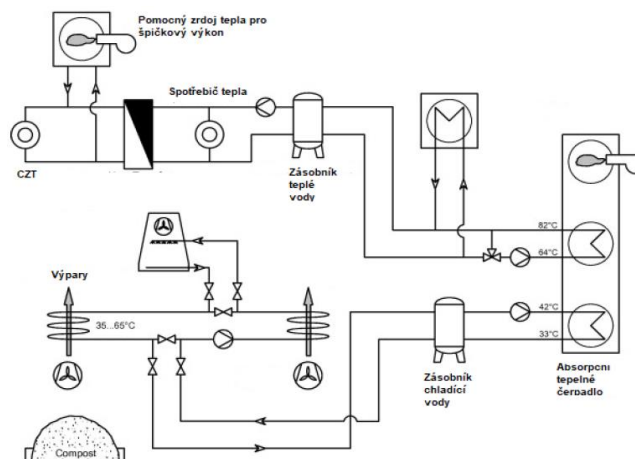
Absorpční tepelné čerpadlo se používá ke zvýšení teploty zdroje tepla [23]. Zahrnuje generátor, kondenzátor, výpárnik, absorbér, výměník tepla atd. nejdůležitějším zařízením v absorpčním tepelném čerpadle je absorbér [24]. Při vysoké ztrátě exergie je obvykle nutné zvětšit povrchovou plochu, aby se tento problém překonal, což má za následek větší objem absorbéru [25].

Druhý termodynamický zákon může velmi dobře vyhodnotit výkon absorpčního tepelného čerpadla. Existuje mnoho odkazů na analýzu energie a exergie absorpčního tepelného čerpadla. Absorpční tepelné čerpadlo lze rozdělit na absorpční tepelné čerpadlo typu I a absorpční tepelné čerpadlo typu II [26]. Typ I je poháněn palivem, plynem, párou a horkou vodou o nízké teplotě, která hraje hlavní roli v regeneraci a využití odpadního tepla z ropného pole [23]. Typ II může být v petrochemickém průmyslu poháněn střední teplotou 60–150 °C za účelem výroby vysokoteplotního zdroje tepla [27]. Níže je uveden praktický případ, ve kterém se používá absorpční tepelné čerpadlo.

Využití odpadního tepla v kompostárně

V kompostárně na zpracování komunálního odpadu v jižním Německu bylo instalováno jednostupňové absorpční tepelné čerpadlo pro regeneraci odpadního tepla odmítnutého biologickým, aerobním hnilobným procesem organického odpadu. Během procesu hniloby se organický materiál pohybuje v asi 10 krocích z haldy do haldy přes kompostovací zařízení, počínaje v „intenzivních“ kompostových halách obsahujících nejnovější základní materiál s teplotami procesu hniloby kolem 65 °C. Po přibližně 40 dnech se proces hniloby ukončí při

přibližně 30 °C a kompost ponechává rostlinu dezinfikovanou a dobře rozloženou; lze ji tedy použít k zemědělským účelům [28].



Obr. 2.8 Systém dodávky energie zařízení na zpracování odpadu a integrace plynového absorpčního tepelného čerpadla ve Warmgau v Německu, upraveno dle [28]

Schéma na obr. 2.8 ukazuje integraci plynového absorpčního tepelného čerpadla do systému dodávky energie v zařízení na zpracování odpadu. Absorpční tepelné čerpadlo poskytuje konstantní výstupní teplotu smyčky topné vody 82 °C po průchodu absorbérem a kondenzátorem tepelného čerpadla bez ohledu na aktuální provozní podmínky. Aby bylo dosaženo velkého zvýšení teploty ze zdroje tepla na užitečný tepelný výkon asi 50 °C, je tepelné čerpadlo vybaveno generátorem na plyn. Výkon plynového hořáku je modulován od 325 do 600 kW, v závislosti na provozním stavu tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo bylo navrženo pro cyklus COP, asi 1,6 při 50 % částečném zatížení, při maximálním zatížení se zvyšuje až na 1,65 [28].

Aplikace adsorpce chlazení

Na rozdíl od absorpčního tepelného čerpadla je adsorpční tepelné čerpadlo výhodné pro malé, vzduchem chlazené a nízké teploty. Kromě toho má mnohem lepší antivibrační výkon než absorpční tepelné čerpadlo díky pevnému adsorbentu použitému v systému. V tomto případě je vhodné pro využití odpadního tepla diesellového motoru v kamionu nebo lodi.

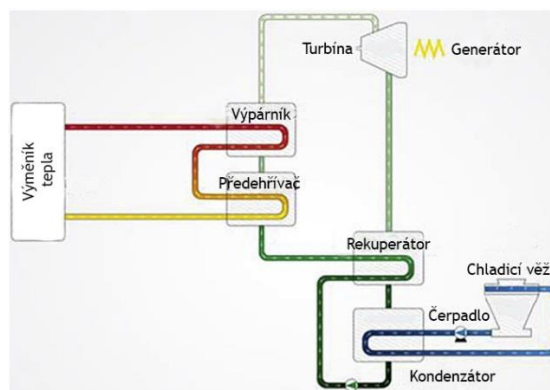
Hybridní tepelná čerpadla

Hybridní tepelná čerpadla vznikají jako další důležitá aplikace. Tyto typy tepelných čerpadel kombinují technologie absorpčního a kompresního tepelného čerpadla. Používají směs médií, například NH₃ a vodu. V důsledku změn ve složení směsi způsobených absorpcí a desorpcí je teplo extrahováno a emitováno při nekonstantní teplotě. Tento teplotní skluz může vést ke zvýšení účinnosti. Ve srovnání s konvenčním mechanickým tepelným čerpadlem lze při použití hybridního tepelného čerpadla dosáhnout stejného zvýšení teploty s nižším kompresním poměrem s vyšším COP.

2.4.6 ORC technologie pro využití odpadního tepla z geotermálních vrtů

Organický Rankinův cyklus funguje na principu Clausia-Rankinova cyklu, systém však používá organické látky s nízkými body varu a vysokým tlakem par jako pracovní tekutinu k výrobě energie místo vody nebo páry [29], [30]. Ukázalo se, že použití organické kapaliny jako pracovní tekutiny činí systém vhodným pro využití odpadního tepla nízké kvality a pro výrobu

energie pomocí zdrojů energie, jako jsou geotermální vrty, biomasa a solární aplikace [26], [29]. Mezi výhody ORC patří nízká údržba, příznivé provozní tlaky, autonomní provoz [31], vysoká bezpečnost a dobrý tepelný výkon [32]. Pracovní princip ORC je znázorněn na obr. 2.9. Odpařovač je důležitou součástí systému ORC, jehož hlavní funkcí je přenos nízkoteplotního tepla do pracovní tekutiny za účelem změny fáze. Turbína je široce používána v ORC kvůli jednoduché struktuře, nízké hmotnosti a vysoké účinnosti [26].



Obr. 2.9 Schematický diagram ORC, upraveno dle [37]

Klíčovým prvkem designu ORC je výběr pracovní tekutiny a turbíny [26]. Pracovní tekutina je velmi důležitá pro definování termodynamických vlastností, ekonomické a technické flexibility zařízení v každém energetickém cyklu. Kritéria výběru a výběr vhodné pracovní tekutiny musejí splňovat termodynamické požadavky, kompatibilitu, náklady a být šetrné vůči životnímu prostředí [31].

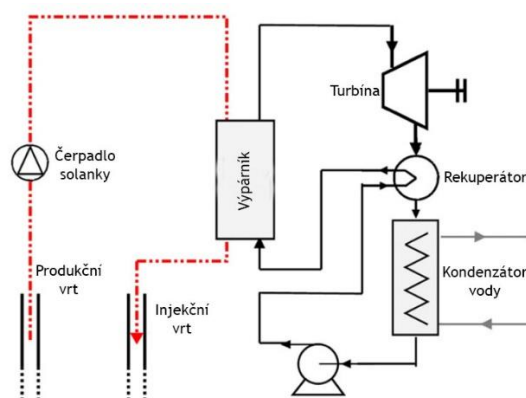
Geotermální energie

Některá města využívají k zásobování teplem geotermální soustavy. Lze použít sytou páru ze zemního vrtu. Tato možnost však bývá pro centrální zásobování teplem nevhodná, neboť se zdroje termálního tepla zpravidla vyskytují příliš daleko od míst, kde je teplo zapotřebí. Geotermální zdroj tepla je k dispozici v širokém rozmezí teplot, od několika desítek stupňů až do 300 °C. Skutečná technologická spodní hranice pro výrobu energie je asi 80 °C: pod touto teplotou je účinnost přeměny příliš malá a geotermální elektrárny nejsou ekonomické. Společnost CLIMEON však vyvinula tepelný energetický systém, který ve srovnání s Organickým Rankinovým Cyklem může pracovat při nízkých tlacích a nízkých teplotách. Tento systém umožňuje, aby zdroj tepla měl teplotu v rozmezí 70 - 120 °C. Kromě toho umožňuje využití tepla ze Země pro výrobu elektrické energie. Na základě toho má systém o 50% vyšší účinnost ve srovnání s jinými řešeními dostupnými na trhu [71]. Tabulka 2.3 zachycuje potenciál geotermální energie v Evropě a ukazuje, že tento potenciál je pro zdroje nízkých teplot velmi vysoký [29].

Tab. 2.3 Potenciál geotermální energie na úrovni celé Evropy pro různé teplotní rozsahy zdroje tepla [29]

Teplota [°C]	MWth	MWe
65–90	147,736	10,462
90–120	75,421	7503
120–150	22,819	1268
150–225	42,703	4745
225–350	66,897	11,150

Horká solanka je čerpána z prvního a vstříkována do druhého při nižší teplotě (viz obr. 2.10). V závislosti na geologické formaci mohou být vrty hluboké až několik tisíc metrů, což vyžaduje i několik měsíců nepřetržité práce. To vede k vysokému podílu nákladů na vrtání (až 70 %) na celkových investičních nákladech geotermální elektrárny ORC [29].



Obr. 2.10 Pracovní princip geotermálního systému ORC, upraveno dle [29]

Nízkoteplotní geotermální elektrárny ORC se vyznačují také relativně vysokou pomocnou spotřebou: čerpadla spotřebovávají od 30 % do více než 50 % hrubého výstupního výkonu. Hlavním spotřebitelem je solankové čerpadlo, které musí cirkulovat solanku na velké vzdálenosti a se značně vysokým průtokem. Spotřeba čerpadla pracovní tekutiny je také vyšší než ve vyšších teplotních cyklech, protože poměr mezi spotřebou čerpadla a výstupním výkonem turbíny („zpětný pracovní poměr“) se zvyšuje s klesající teplotou odpařování [29].

Geotermální zdroje tepla s vyšší teplotou ($>150\text{ °C}$) umožňují kombinovanou výrobu tepla a energie: kondenzační teplota je nastavena na vyšší úroveň (např. 60 °C), což umožňuje použití chladicí vody pro dálkové vytápění. V tomto případě je celková účinnost regenerace energie zvýšena, ale na úkor nižší elektrické účinnosti [29]. Jednou z aplikací ORC z geotermální energie je geotermální elektrárna AFJET v Turecku. V současné době patří do společnosti 24 geotermálních vrtů. Studny jsou používány pro různé účely, jako je vytápění prostoru, tepelné zpracování, skleníkové vytápění a využití elektřiny. Společnost klade důraz na proces opětovného vstříkávání geotermální vody, aby byl geotermální zdroj udržitelný. Systém dálkového vytápění AFJET byl navržen pro 10 000 bytů stejně a má kapacitu 48,3 MWt [33]. Geotermální elektrárna AFJET ORC má čistou výrobní kapacitu elektřiny 3 MWe. Zařízení se skládá ze tří cyklů: cyklus ORC, topný cyklus a chladicí cyklus [34].

2.5 Cyklus parostrojného zařízení

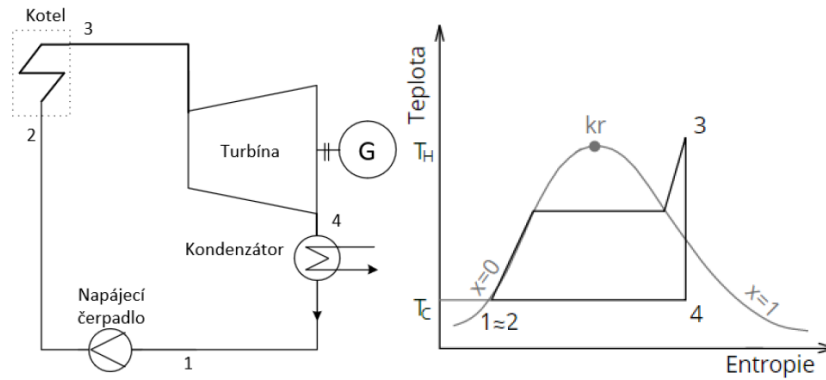
Pro lepší porozumění zapojení absorpčního tepelného čerpadla do cyklu teplárny, jsou níže uvedeny vlastnosti a důležité vztahy. Mezi body 1–2 probíhá zvyšování tlaku vody z tlaku P_1 na tlak P_2 pomocí napájecího čerpadla. Protože je voda téměř nestlačitelná, je příkon napájecího čerpadla relativně malý (zanedbatelný vůči výkonu parní turbíny 3–4). V kotli mezi body 2–3 dochází k ohřevu vody na mez syté kapaliny a následnému varu na stav syté páry. V parní turbíně (mezi body 3–4) pak probíhá (v ideálním případě) izoentropická expanze. Práce turbíny je pak převáděna na elektrickou energii pomocí generátoru. Část páry může být také odváděna pryč z turbíny v regulovaném nebo neregulovaném odběru. Pro potřeby zásobování teplem bývají použity regulované odběry páry. Tyto odběry snižují elektrický výkon zařízení. Nakonec expanze navazuje kondenzace páry v kondenzátoru (4–1). Cyklus je tak uzavřen [12]. Teplo je

během základního parního oběhu dodáváno pouze v kotli a odváděno v kondenzátoru. Dodané teplo lze vyjádřit:

$$q_D = h_3 - h_2 \quad (5)$$

Teplo odvedené v kondenzátoru:

$$q_{od} = h_4 - h_1 \quad (6)$$



Obr. 2.11 Schematické zobrazení parního oběhu s kondenzační turbínou (vlevo); v T-S diagramu (vpravo)

Termodynamickou účinnost nebo izoentropickou účinnost turbíny lze spočítat podle vztahu:

$$\eta_{TDI} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,iz}} \quad (7)$$

Pro výpočet výkonu turbíny je důležitou veličinou měrná vnitřní práce turbíny:

$$a_T = h_3 - h_4 \quad (8)$$

A svorkový výkon generátoru je:

$$P_{sv} = a_T \cdot \dot{m}_3 \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_G \cdot \eta_{ostatni} = a_T \cdot \dot{m}_3 \cdot \eta_{el} \quad (9)$$

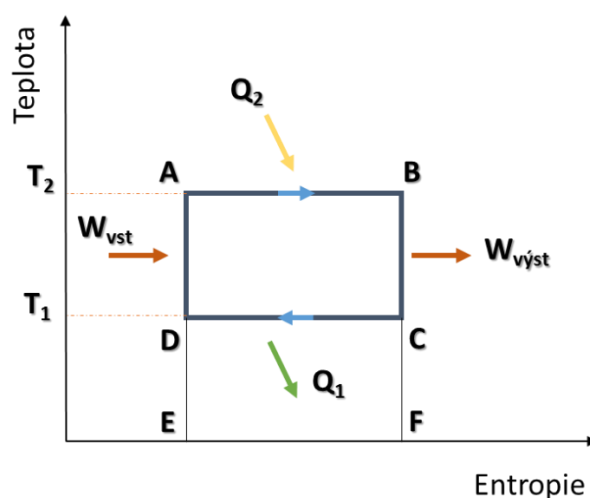
3. Základy absorpčního cyklu

Absorpční tepelná čerpadla se týkají skupiny technologií, které přenášejí teplo z nízké teploty na vysokou teplotu. Mezi takové technologie patří chladicí systémy a systémy vytápění tepelných čerpadel. Takový přenos vyžaduje termodynamický vstup ve formě práce nebo tepla [35].

3.1. Carnotův cyklus pro generování elektrické energie

Carnotův cyklus se používá jako idealizovaný cyklus přeměny energie. Vykazuje nejvyšší možný výkon, protože je termodynamicky reverzibilní. Obr. 3.1 znázorňuje cyklus generování energie v závislosti na teplotě a entropii (T-s diagram). Na úsečce AB dochází k izotermickému přenosu tepla \dot{Q}_2 za teploty T_2 pracovní tekutině. Směr šipky je ve směru probíhajícího cyklu, to určuje energii přiváděnou do systému, a jedná se tedy o energeticky produktivní cyklus. Úsečka BC reprezentuje adiabatický výkon (adiabatická expanze) $\dot{W}_{výstup}$. Průběh mezi body CD představuje izotermický odvod tepla \dot{Q}_1 za teploty T_1 a úsečka DA popisuje adiabatický přívod (adiabatická komprese) energie \dot{W}_{vstup} . Pokud se předpokládá, že celý cyklus je reverzibilní, pak uzavřená plocha ABCD představuje produkovaný výkon $\dot{W} = \dot{W}_{výstup} - \dot{W}_{vstup}$. Oblast CDEF popisuje množství přenesené tepelné energie \dot{Q}_1 z cyklu za předpokladu, že body E a F jsou za teploty $T = 0$ K. Součet těchto dvou oblastí dává teplo \dot{Q}_2 přiváděné do systému. Tyto tepelné energie jsou spojené s prvním termodynamickým zákonem [35]

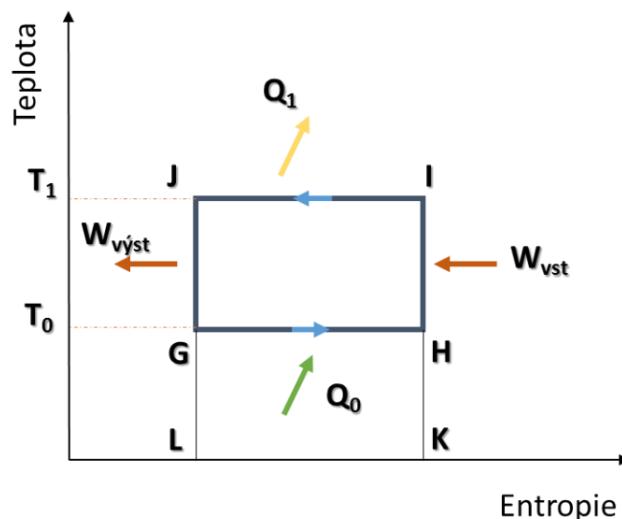
$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 + \dot{W}$$



Obr. 3.1 Carnotův cyklus pro generování elektrické energie, upraveno dle [35]

3.2. Carnotův cyklus pro čerpání tepla

Obr. 3.2 popisuje Carnotův cyklus, který pracuje jako cyklus tepelného čerpadla. Směry jednotlivých probíhajících procesů jsou opačné jako v případě generovacího cyklu. Teplo \dot{Q}_0 je přenášeno pracovní látce o teplotě T_0 na úsečce GH (izotermická expanze). Mezi body HI dochází k adiabatickému stlačení tekutiny. Úsečka IJ popisuje izotermické stlačení při teplotě T_1 a následně probíhá mezi body JG adiabatická expanze, po které se dostáváme na začátek cyklu. Vyčleněné oblasti hodnotíme podobně jako v minulém případě. Oblast GHIJ představuje čistý výkon potřebný pro tento cyklus. Oblast GHKL popisuje množství absorbovaného tepla \dot{Q}_0 . Součet těchto dvou ploch nám dává množství tepla odvedeného z cyklu za teploty T_1 [35]



Obr. 3.2 Carnotův cyklus pro čerpání tepla, upraveno dle [35]

3.3. Součinitel COP

Účinnost chladicích systémů a tepelných čerpadel je označována jako COP = coefficient of performance. Tento koeficient je určen poměrem mezi spotřebovanou energií kompresoru a množstvím užitečného chlazení u výparníku (pro chladicí zařízení) nebo užitečným teplem vytěženým z kondenzátoru (u tepelného čerpadla). Všechny teploty jsou měřeny v absolutních jednotkách (K).

Pro popis účinnosti chladicího zařízení nebo tepelného čerpadla zavádíme pojem chladicí faktor ε_c ($\varepsilon_c > 1$), označovaný také jako COP_c , který je definován vztahem

$$\varepsilon_c = COP_c = \frac{\dot{Q}_0}{|\dot{W}|} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (10)$$

U tepelných čerpadel se však více zaměřujeme na topný faktor ε_h ($\varepsilon_h > 1$) nebo COP_h , který je vyjádřen vztahem

$$\varepsilon_h = COP_h = \frac{\dot{Q}_2}{|\dot{W}|} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (11)$$

Oba vztahy opět díky vlastnostem Carnotova cyklu mohou být zapsány pouze za pomoci teplot [36].

3.4. Absorpční tepelné čerpadlo I. druhu

K popisu absorpčního tepelného čerpadla nám pomůžou oba způsoby Carnotova cyklu, kombinované do jednoho zařízení. Produkovaný čistý výkon v prvním případě je identický s tím druhým. Nové zařízení zobrazené na obr. 3.3 poskytuje chlazení (\dot{Q}_0) za teploty T_0 . Cyklus zvyšuje úroveň teploty \dot{Q}_0 z hodnoty T_0 na T_1 v důsledku využívání tepelné energie dopravované za teplot T_2 . Odpadní teplo $\dot{Q}''_1 = \dot{Q}_0 + \dot{W}$ je odváděno za teploty T_1 . Odpadní teplo produkované v části generování energie je také odváděno $\dot{Q}'_1 = \dot{Q}_2 - \dot{W}$ za teploty T_1 . Tento kombinovaný cyklus představuje zařízení, které je poháněno pouze přiváděným teplem.

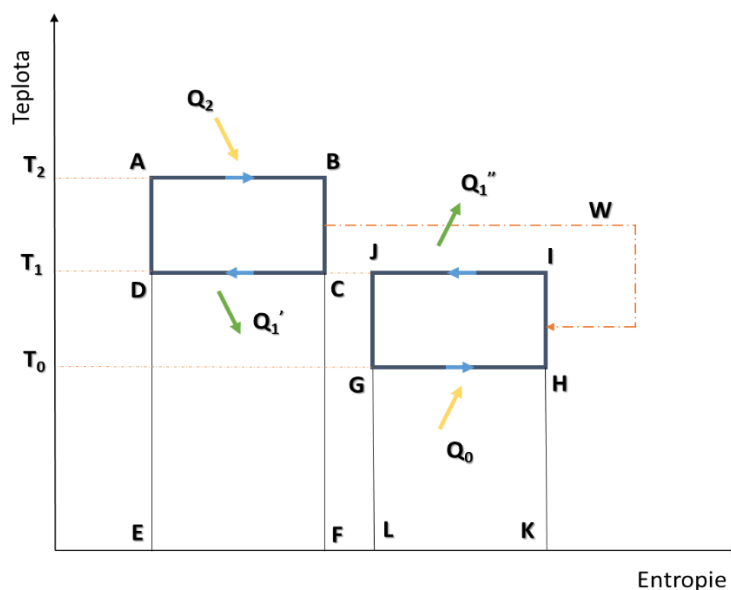
Je to idealizovaná představa aplikace jakéhokoli tepelně poháněného, tepelně-čerpacího konceptu. Příkladem jsou absorpční tepelná čerpadla nebo tepelné čerpadlo s kompresí páry poháněné motorem. Výkonový ohřívací součinitel COP pak vypadá:

$$COP_{AHP} = \frac{\dot{Q}'_1 - \dot{Q}''_1}{\dot{Q}_2} \quad (12)$$

a chladicí COP má tvar

$$COP_{AR} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_2} \quad (13)$$

kde index AHP představuje absorpční tepelné čerpadlo a index AR absorpční chladič. [35]



Obr. 3.3 Idealizovaný cyklus pro absorpční tepelné čerpadlo jako kombinace Carnotova tepelného motoru a Carnotova tepelného čerpadla, upraveno dle [35]

Předpokládáním termodynamické reverzibility a použitím prvního a druhého zákona (a vyloučením \dot{Q}_0 nebo \dot{Q}_1 s $\dot{Q}_1 = \dot{Q}'_1 + \dot{Q}''_1$) výše uvedené vzorce mohou být vyjádřeny jako funkce teploty. V následujících rovnicích jsou všechny teploty absolutní teploty [35].

$$COP_{AHP} = \frac{T_2 - T_0}{T_2} \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (14)$$

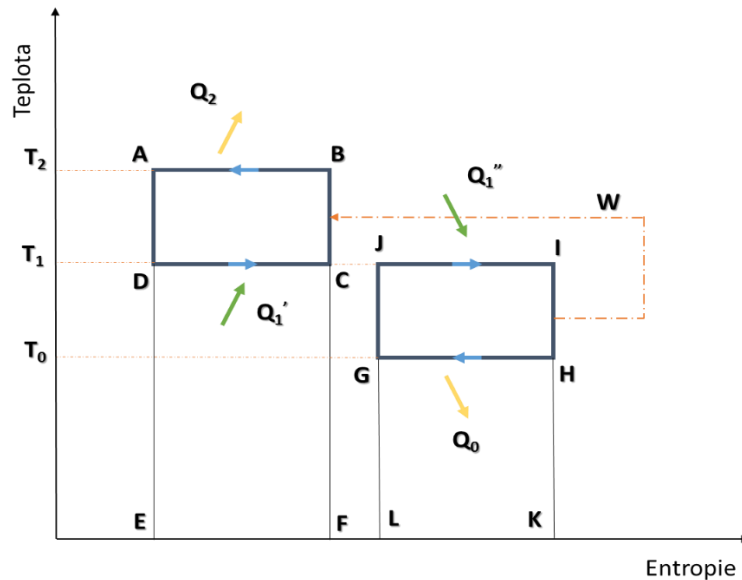
$$COP_{AR} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (15)$$

3.5. Absorpční tepelné čerpadlo II. druhu

Kombinovaný cyklus z obr. 3.3 může být uvažován v obráceném režimu. Pro dosažení tohoto cyklu jsou směry všech kapalin a energetických par obrácené. Tento systém pracuje mezi teplotami T_1 a T_2 jako cyklus tepelného čerpadla a mezi teplotami T_1 a T_0 jako generátor energie. Na obr. 3.4 je teplo přiváděno za teploty T_1 do obou cyklů. Účelem tohoto cyklu je

využívat teplo při střední hodnotě teploty. Tato transformace probíhá využitím části odpadního tepla z cyklu pro generování energie, čímž odvedeme teplo o hodnotě T_0 , zatímco poskytuje energii pro cyklus tepelného čerpadla. Výkon tepelné přeměny je definovaný pomocí COP: [35]

$$COP_{HT} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}'_1 + \dot{Q}''_1} \quad (16)$$



Obr. 3.4 Carnotův cyklus pro kombinaci energii generující cyklus a teplo čerpající cyklus, upraveno dle [35]

Je to poměr tepelného výkonu na výstupu a celkové míry potřebného odpadního tepla. \dot{Q}'_1 a \dot{Q}''_1 představují hodnoty odpadního tepla. U první se snažíme dostat na hodnotu T_2 , druhé je dopravováno do zařízení, což nám umožňuje proces tepelného čerpání. COP lze také vyjádřit jako funkci teplot: [41]

$$COP_{HT} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} \frac{T_2}{T_2 - T_0} \quad (17)$$

4. Absorpční tepelné čerpadlo

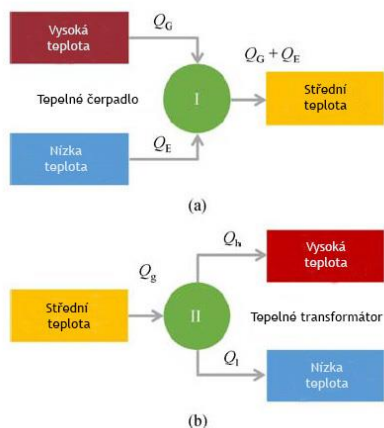
4.1. Princip a popis oběhu

Absorpce. Je fyzikální děj, při kterém dochází k rozpouštění plynů nebo par jedné látky (chladiivo) v kapalině (směs absorbentu a chladiiva). Tento proces je doprovázen uvolněním absorpčního tepla, dochází tedy k růstu entalpie a ohřevu vzduchu. Absorpční teplo je výrazně vyšší než teplo kondenzační.

Reverzní děj absorpce se nazývá desorpce. Jedná se o vypuzování absorbovaného plynu z kapaliny a dochází k němu při zvyšování teploty (teplo je tedy do systému opět dodáváno). Absorpce je významně selektivní, to znamená, že různé kapaliny absorbují různé plyny s rozdílnou intenzitou. V praxi to představuje omezený počet kombinací plyn-kapalina s dobrými absorpčními vlastnostmi pro praktické využití. Absorpční výkon je závislý na ploše fázového rozhraní plyn-kapalina.

Princip oběhu. Absorpční tepelné čerpadlo je tepelné čerpadlo, které není poháněno elektrinou, ale zdrojem tepla, např. voda ohřátá solární energií nebo voda ohřátá geotermální energií. Absorpční chladiče pracují na stejném principu s tím rozdílem, že nejsou reverzibilní, nemohou sloužit jako zdroj tepla.

Absorpční tepelné čerpadlo má různé konfigurace pro různé cíle. Název „absorpční tepelné čerpadlo“ se obvykle nevztahuje pouze na obecný koncept absorpčního tepelného čerpadla, ale také se týká konkrétně absorpčního tepelného čerpadla pro zesílení tepla, zatímco název „absorpční tepelný transformátor“ se týká absorpčního tepelného čerpadla pro zvýšení teploty. V absorpčním tepelném čerpadle, jak je znázorněno na obr. 4.1 (a), je do generátoru přiváděno vysokoteplotní teplo a z kondenzátoru a absorbéru je odváděno teplo střední teploty [37].



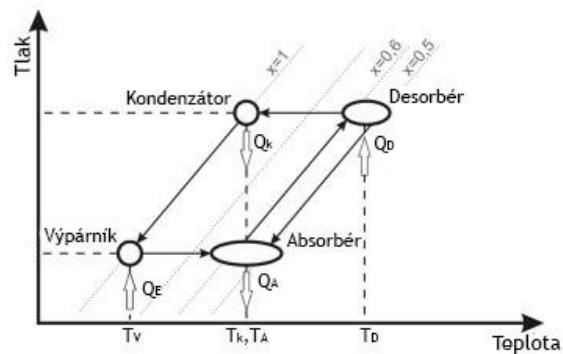
Obr. 4.1 Tepelné přeměny, upraveno dle [37]

Tepelný výstup střední teploty má větší výkon než tepelný vstup vysoké teploty a tepelný výkon je zesílen. V absorpčním tepelném transformátoru, jak je znázorněno na obr. 4.1 (b), je teplo střední teploty přiváděno do generátoru a výparníku a teplo vysoké teploty je odváděno z absorbéru. Teplota vstupního tepla se zvyšuje [37]. Kromě základního jednostupňového cyklu a běžně používaných pracovních párů voda-bromid lithný (LiBr) a amoniak-voda jsou navrženy pokročilé cykly absorpčního tepelného čerpadla a různé pracovní

páry, aby splňovaly různé požadavky. Tato absorpční tepelná čerpadla jsou široce používána pro různé aplikace, jako je dálkové vytápění, odsolování vody a sušení [37].

Absorpční tepelné čerpadlo využívá ke zvýšení teploty Q_G tepelný tok Q_E při nízké teplotě z okolního zdroje tepla – např. odpadní teplo, sluneční teplo, geotermální teplo – na užitečnou teplotu. Hnací teplo Q_G , které vstupuje do tepelného čerpadla při vysoké teplotě T_G , je opět uvolněno při mezilehlé teplotě $T_A \approx T_K$ spolu s okolním teplem Q_E , které je absorbováno při nízké teplotě T_E a upgradováno na užitečnou teplotu tepla. Tato transformace tepelných toků

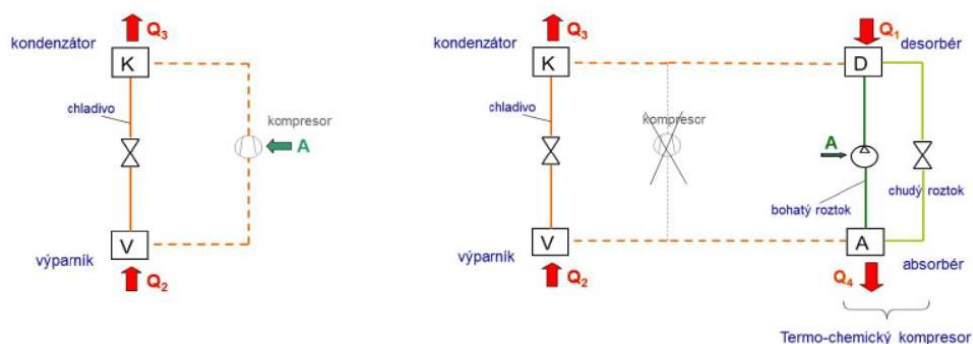
prováděná absorpčním tepelným čerpadlem je založena na zvýšení bodu varu sorbentového roztoku ve srovnání s čistým chladivem. Pracovní princip absorpčního tepelného čerpadla je znázorněn na obr. 4.2, který ukazuje stavy chladiva a sorbentu v diagramu tlak/teplota – tzv. Raoultův graf [28].



Obr. 4.2 Schéma jednostupňového absorpčního tepelného čerpadla v diagramu tlak-teplota. Tečkované čáry: tlak par čistého chladiva (koncentrace chladiva $x = 1$) a roztoku sorbentu ($x < 1$), upraveno dle [28]

Absorpční cyklus se skládá ze čtyř hlavních součástí – výparníku, absorbér, kondenzátoru a regenerátoru, které pracují ve dvou různých úrovních tlaku. Chladivo se odpařuje při nízkém tlaku ve výparníku a vrací se do kapalné fáze v absorbér, což vede ke zvýšení obsahu chladiva v roztoku sorbentu. V regenerátoru je roztok sorbentu vařen při vysokém tlaku, aby se oddělilo chladivo a obnovila sorpční schopnost roztoku. Extrahované chladivo kondenzuje v kondenzátoru a vrací se do výparníku. Pro nepřetržitý provoz cirkuluje sorbentový roztok mezi absorbér a regenerátorem. Výměník tepla v roztoku slouží k regeneraci citlivého tepla ve smyčce roztoku, což pozitivně ovlivňuje výkon cyklu. Odpařování chladiva a regenerace sorbentového roztoku jsou poháněny vstupem tepla Q_E ze zdroje tepla v okolí a poháněním tepla Q_G . Během absorpce a kondenzace se uvolňuje užitečné teplo Q_A a Q_C v absorbér a kondenzátoru [28].

Absorpční chladicí oběh vs. kompresní chladicí oběh. Absorpční zařízení je tepelné čerpadlo, které využívá absorpční oběh pro přenos tepelné energie na vyšší teplotní hladinu. Na rozdíl od tepelných čerpadel s kompresorovým oběhem odpadá potřeba elektricky poháněného kompresoru, využije se hnací energie ve formě tepla (obr. 4.3).



Obr. 4.3 Schéma chladicího okruhu kompresorového (vlevo); schéma absorpčního chladicího oběhu (vpravo) [38]

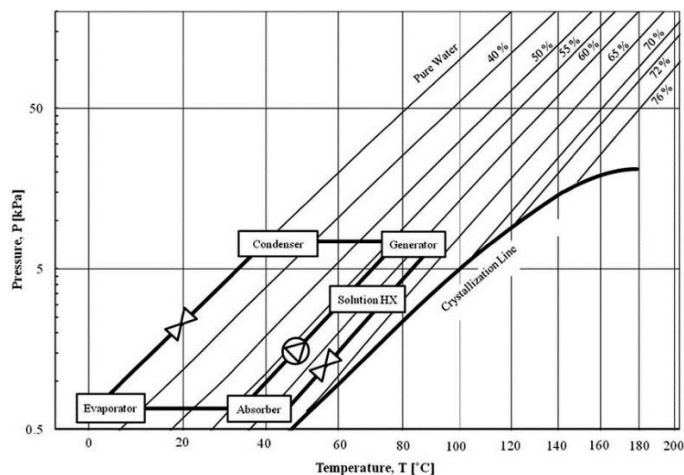
Absorpční oběh je tedy vhodné použít v případě, že máme levný zdroj tepla o vysokém potenciálu (např. horká voda/pára ohřátá z technologického procesu, solárního záření a jiné).

Hlavním důvodem využívání absorpční jednotky místo kompresorového chlazení je snaha využít levný dostupný zdroj tepla místo nákladné elektřiny. Spotřeba elektrické energie

kompressorového chladicího zařízení je 30–50 % celkového výkonu zařízení, zatímco u absorpční jednotky je to pouze okolo 5 % (příkon čerpadla). Mezi další výhody absorpční jednotky patří především vyšší životnost a spolehlivost zařízení a nízká hlučnost provozu. Naopak kompressorové chladicí zařízení má oproti absorpční jednotce výrazně menší rozměry a hmotnost a je zapotřebí menšího množství pracovních [38].

4.2. Grafické zobrazení – Dühringův diagram

Údaje o tlaku par z roztoku vody a bromidu lithného (LiBr) mohou být velmi dobře prezentovány v Dühringově diagramu (obr. 4.4). Dühringův diagram ukazuje vztah mezi tlakem par a roztokem směsi chladiva s ohledem na tlak, teplotu a koncentraci v rovnováze.



Obr. 4.4 Dühringův diagram [39]

Teplota nasycení kapaliny je v tomto diagramu vykreslována jako lineární úsečka, tlak nasycení par chladicí kapaliny je vynesena na svislé ose pravé strany a teplota rosného bodu parní fáze chladiva je vynesena na levé straně. V grafu jsou vykresleny typické lineární čáry v závislosti na hodnotách tlaku a teploty pro různé konstantní koncentrační linie značené ξ . Hodnotu ξ je možné získat jako hmotnostní podíl bromidu lithného (LiBr) a celkového množství roztoku vody a LiBr. Tento diagram může být použit nejen ke zjištění údajů o tlaku par, ale také k vykreslení provozního cyklu [28].

4.3. Použití pracovní kapaliny

Výkon a účinnost vratného (ideálního) děje jsou nezávislé na použitých kapalinách. Oproti tomu parametry reálného stroje jsou silně závislé na vlastnostech pracovních kapalin. Zvolené kapaliny mají také velký vliv na ekonomické hledisko, a to jak ohledně pořizovacích nákladů, tak nákladů spojených s provozem [35]. Pracovní kapaliny absorpčního tepelného čerpadla zahrnují chladivo a absorbent. Existuje několik důležitých kritérií pro chladivo a absorbent: [37], [40]

- Zvýšení teploty varu (rozdíl mezi teplotou varu samotného chladiva a směsi) by mělo být co nejvyšší.
- Chladivo by mělo mít vysoké vypařovací teplo a vysokou koncentraci v absorbéru s cílem udržovat nízkou hodnotu cirkulace mezi desorbérem a absorbérem vztahenou na jednotku chladicí kapacity.

- Příznivé by měly být transportní vlastnosti, které ovlivňují přenos tepla a hmoty, např. viskozita, tepelná vodivost a koeficient difúze.
- Tlak chladiva by měl být v rozumném rozsahu.
- Chladivo i absorbent by měly mít dobré vlastnosti pro přenos tepla a hmoty.
- Chladivo i absorbent by měly šetřit náklady.
- Chladivo i absorbent by měly být netoxické, nekorozivní, hořlavé, chemicky stabilní a šetrné vůči životnímu prostředí.

Neexistují žádné dokonalé pracovní kapaliny, které by splňovaly všechna tato kritéria. Tyto absorpční pracovní kapaliny lze zhruba klasifikovat na základě použitého chladiva, jak je uvedeno v tabulce 4.1 a 4.2 [37].

Tab. 4.1 Pracovní kapaliny pro absorpční tepelná čerpadla [37]

Chladiva	Absorbenty
voda	LiBr, LiCl, CaCl ₂ , LiBr + LiNO ₃ , LiBr + CH ₃ COOK, NaOH + KOH,
amoniak	H ₂ O, LiNO ₃ , NaSCN, H ₂ O + LiBr
R32, R134a	DMAC, DMEU, NMP, DMETEG
TFE	E181, NMP, PYR

Tab. 4.2 Shrnutí pracovních kapalin absorpčního tepelného čerpadla [37]

hladivo	Klasifikace	Pracovní kapalina	Vlastnost
Voda	LiBr-voda	LiBr-voda	Široce používané, riziko krystalizace, žíravé
		Carrol-voda	Rozpustnost LiBr je zvýšena na 80%
		Aditivum 1-oktanol	Mírně lepší COP než LiBr-voda
		Aditivum 2-ethyl-1-hexanol	Lepší COP než LiBr-voda
	Binární sůl - voda	CaCl ₂ -voda	Nízká cena, přijatelná COP
		LiCl-voda	Lepší výkon než CaCl ₂ -voda
		LiI-voda	Nízký výtah teploty, dobrý COP
		KNO ₃ -voda	Vyšší pracovní teplota než LiBr-voda
	Multi sůl – voda	LiBr + LiNO ₃ -voda	5% vyšší COP než LiBr-voda, méně korozivní
		LiBr + LiI + LiNO ₃ + LiC-voda	Lepší výkon, rozpustnost lager
		CaCl ₂ -ZnCl ₂ -voda	Vyšší teplota než binární roztok
		LiCl-ZnCl ₂ -voda	Lepší výkon než CaCl ₂ -ZnCl ₂ -voda
	Kyselina a žíravina	NaOH-voda	Menší COP než LiBr-voda, žíravý
		NaOH-KOH-CsOH-voda	Vysoká výstupní teplota tepelného čerpadla
H ₂ SO ₄ -voda		Vysoká COP, vysoce korozivní	
Amoniak	Amoniak-voda	Amoniak-voda	Široce používané, potřeba rektifikace

	Sůl-voda-Amoniak	LiBr-voda-amoniak	COP 0,05 nižší než binární směs
		KOH-voda-amoniak	Méně rektifikace
	Sůl-amoniak	NaSCN-amoniak	Žádná rektifikace, možná krystalizace
		LiNO ₃ -amoniak	Nižší řízená teplota než NaSCN-NH ₃
Organické	Na bázi alkoholu	E181/Pyr/NMP-TFE	Nekorozivní, nízká tepelná vodivost, vhodný pro vysoká pracovní teplota
		LiBr-CH ₃ OH	Sub-zero podmínka, nízký COP
		Ternary CH ₃ OH pracovní kapaliny	Sub-zero podmínka, nízký COP
	Na bázi halogenovaných uhlovodíků	DMF-R21, DMF-R22	DMF-R21 má lepší výkon
		DEGDME-R22, TEGDME-R22	COP 1,25 pro absorpční tepelné čerpadlo, DEGDME-R22 má lepší výkon
		R134a/R32. Pracovní kapaliny DMF-HFC32, R124	Byla studována pouze vlastnost pracovní kapaliny

Současně s ohledem na potřebu snížit negativní dopady na životní prostředí byly vzaty v úvahu pracovní tekutiny, které se vyznačují nízkým potenciálem kontaminace. Tento potenciál je měřen pomocí GWP (zkratka pro „Global Warning Potential“). Potenciál globálního oteplování byl vyvinut, aby umožnil srovnání dopadů různých plynů na globální oteplování. Konkrétně se jedná o měřítko toho, kolik energie emise 1 tuny plynu absorbují za dané časové období ve srovnání s emisemi 1 tuny oxidu uhličitého (CO₂). Čím větší je GWP, tím více daný plyn zahřívá Zemi ve srovnání s CO₂ za toto časové období. Časové období obvykle používané pro GWP je 100 let. GWP poskytují společnou měrnou jednotku, která umožňuje analytikům počítat odhady emisí různých plynů (např. sestavit národní inventarizaci skleníkových plynů) a umožňuje tvůrcům politik porovnat příležitosti ke snížení emisí napříč odvětvími a plyny [41]. Následující tabulka ukazuje potenciál globálního oteplování pracovních kapalin absorpčního čerpadla.

Tab. 4.3 Potenciál globálního oteplování pracovních kapalin absorpčního tepelného čerpadla [26], [42], [43], [44], [45]

Chladivo	Chemický název/ složení	ODP	GWP	ASHRAE bezpečnostní skupina	NBP (°C)	T _{cri} (°C)	P _{cri} (MPa)
R32	difluormetan	0	677	A2L	-51,65	78,11	5,78
R134a	1,1,1,2-tetrafluoretan	0	1300	A1	-26,07	101,06	4,06
R71	amoniak	0	0	B2L	-33,33	132,25	11,33
R718	Voda		0,2	A1	99,9	373,95	22,06
R744	CO ₂	0	1	A1	78,4	31,1	7,38
R290	propan	0	20	A3	42,1	96,7	4,25

ODP: Ozone Depletion Potential – potenciál pro opotřebení ozonu

NBP: Normal Boiling point – normální bod varu

T_{cri}: kritická teplota

P_{cri}: kritický tlak

5. Aplikace absorpčních tepelných čerpadel v teplárenství

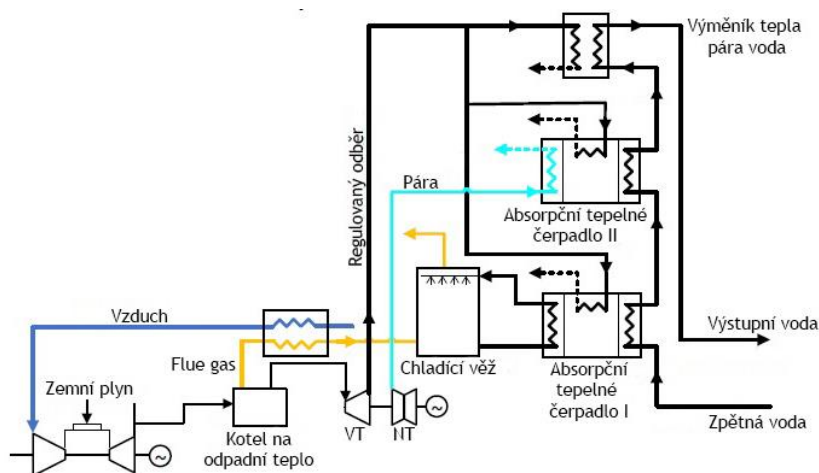
Tato kapitola si klade za cíl představit a stručně popsat některé příklady, ve kterých může být použití absorpčních tepelných čerpadel užitečné pro využití odpadního tepla.

5.1. Centrální zásobování teplem

5.1.1. Zapojení s kondenzátorem spalín

V této části se zvažuje použití absorpčního tepelného čerpadla při využití odpadního tepla ze spalín vyvíjených v čínské elektrárně. Spaliny z plynových kotlů často obsahují více než 15 % tepelného obsahu paliva. Toto teplo je k dispozici v rozsahu teplot od 30 °C do 150 °C. Metan je primární složkou zemního plynu a obsahuje hodně vodíku. Proto spalování přírodního plynu ve srovnání s uhlíkem vytváří více vodní páry ve spalínách, které přenášejí velké množství latentního tepla. Rekuperace latentního tepla je významnou záležitostí v rekuperaci tepla přírodního plynu a může výrazně zlepšit tepelnou účinnost kotle [46].

Pokud je zařízení zdrojem tepla pro dálkové vytápění, existují dva zdroje chladu, které získávají odpadní teplo ze spalín. Jedním je zpětná voda ze systémů dálkového vytápění a druhým je čerstvý vzduch. Teplota rosného bodu spalín je asi 50–60 °C a teplota vratné vody systémů dálkového vytápění je asi 50 °C, takže latentní teplo regenerace spalín je velmi omezené. Vzhledem k tepelné kapacitě čerstvého vzduchu je mnohem menší než tepelná kapacita spalín s kondenzací par, takže odpadní teplo regenerované čerstvým vzduchem je také velmi malé. Proto nemohou oba účinně regenerovat latentní teplo spalín. S přihlédnutím k tomu bylo od roku 2011 navrženo schéma na obr. 5.1, které zahrnuje použití absorpčních tepelných čerpadel k výrobě vody o teplotě 20 °C k regeneraci latentního tepla spalín [46].



Obr. 5.1 Schéma elektrárny s rekuperací tepla absorpčním tepelným čerpadlem, upraveno dle [46]

V tomto systému je teplota spalín z kotle na odpadní teplo 150 °C. V systému je nastaven předehříváč vzduchu a teplota spalín klesá na 90 °C, když spaliny procházejí předehříváčem vzduchu, a čerstvý vzduch se zahřívá z 0 °C na 74,2 °C. Poté se spaliny chladí chladič věží a teplota spalín je 28 °C. Absorpční tepelné čerpadlo I je poháněno odsávací parou 110 °C z nízkotlakého odběru turbíny a vratná voda z primární sítě dálkového vytápění je ohřívána absorpčním tepelným čerpadlem I z 50 °C na 55 °C. Chladicí voda chladič věže je chlazená absorpčním tepelným čerpadlem I a teplota klesá z 28 °C na 25 °C. Potom se vratná voda ohřívá absorpčním tepelným čerpadlem II a tepelným výměníkem páry a vody. Absorpční tepelné

čerpadlo II je také poháněno odsáváním páry z nízkotlaké část turbíny a v tomto tepelném čerpadle se získává odpadní teplo vyčerpané páry z nízkotlaké část turbíny [46].

5.1.2. Využití odpadního tepla z chlazení turbíny

Plynové turbíny pracují při vysokých otáčkách a přenášejí energii uvolněnou ze spalování na rotační sílu, aby poháněly generátor. Tyto systémy přijímají okolní vzduch na svém vstupu do kompresoru, který je pak přiváděn do spalovací komory. Po spalování jsou horké plyny expandovány sekci generující energii. Protože plynové turbíny jsou stroje s konstantním objemem [47], výkon je silně závislý na množství nasávaného vzduchu, což je funkcí rotační rychlosti turbíny a hustoty vzduchu. Výkon turbíny je maximalizován, když pracuje na maximální rychlosti. Protože se však hustota vzduchu mění s okolními podmínkami (teplota a tlak), mění se také výkon (sníží se, když se hustota vzduchu sníží, což se projeví poklesem hmotnostního průtoku vzduchu, což je způsobeno zvýšenými teplotami v prostředí). To je problematické v mnoha aplikacích, protože spotřeba elektrické energie často vrcholí, když je okolní teplota vysoká (když v používání elektrické energie dominují chladicí systémy s elektrickým pohonem) [48]. Typicky se při každém zvýšení okolní teploty o 1 °C sníží výstupní výkon plynové turbíny přibližně o 0,5–0,9% [49].

Jednou možností pro zvýšení výstupního výkonu je zajištění chlazení spalovacího vzduchu. To lze provést několika způsoby, včetně odpařovacího chlazení (užitečné v suchém podnebí, kde je k dispozici voda), chlazení kompresí par (které může být poháněno elektrickým nebo parním pohonem) nebo absorpčního chlazení [47], [50]. Absorpční chlazení je vhodné pro aplikace, kde odpadní teplo z turbíny není jinak využíváno. V této souvislosti by použití absorpčního chladicího systému poháněného odpadním teplem přispělo ke zvýšení účinnosti turbíny a celkové účinnosti cyklu.

5.1.3. Využití odpadního tepla z kompresoru

Kompresory jsou považovány za velký zdroj nízkoteplotního odpadního tepla. Teplo odváděné během procesu přenosu může dosáhnout až 90 % energie dodávané k pohonu stroje. Obnovení tohoto tepla se může ukázat jako velmi efektivní z hlediska nákladů, což zvyšuje účinnost procesu výroby energie a také prospívá životnímu prostředí. Při chlazení kompresoru vodou můžeme použít teplo rozptýlené k ohřevu teplé užitkové vody nebo tepla s nízkoteplotními systémy. Využití odpadního tepla závisí na použití kompresoru (čas), typu, velikosti a také na ročním období. Obecně řečeno, využití tepla se z ekonomického hlediska vyplatí u kompresoru s příkonem větším než 15 kW.

Odpadní teplo lze získávat z různých médií a lze je využít přímo po průchodu jednoduchým výměníkem nebo prostřednictvím tepelného čerpadla. Několik firem po celém světě vyvinulo různé konfigurace absorpčních tepelných čerpadel a tepelných výměníků, mezi nimiž lze zmínit Hitachi, Wavin Ekoplastick a Tesla. Je také důležité zmínit, že zpětné získávání odpadního tepla z kompresorů bylo mimo jiné prováděno prostřednictvím ORC cyklu v zemích, jako je Itálie, Polsko, Čína a další.

5.1.4. Využití odpadního tepla z mořské vody

Tato forma rekuperace odpadního tepla pomocí absorpčních tepelných čerpadel byla vyvinuta hlavně v severských zemích, jako je tomu ve Švédsku, Švýcarsku a Norsku. Můžeme také najít některé aplikace s vynikajícími výsledky, například v Haagu, Nizozemsku a Číně. V těchto

případech tepelný zdroj pro provoz tepelného čerpadla pochází z mořské vody, což snižuje spotřebu paliva nezbytnou pro systém centrálního zásobování teplem a chladem, což také vede ke snížení nákladů.

Areál Fornebu (Norsko) se nachází 10 km od centra Osla se silnou obchodní a finanční komunitou. Plán rozvoje oblasti zahrnuje bydlení pro 11 000 obyvatel a 15 000 pracovních míst na ploše 1 350 000 m². Developerské středisko Fornebu je vybaveno systémem centrálního zásobování teplem a chladem, který má v budoucnu odhadovanou maximální potřebu topného výkonu 60–70 MW a výrobu tepla 100–125 GWh/rok. V energetické koncepci bylo rozhodnuto, že hlavní tepelné zatížení bude pokryto vysokokapacitními tepelnými čerpadly. Tento systém je založen na dvou tepelných čerpadlech voda-voda UNITOP® 43/28 používajících chladivo HFO-1234ze s nízkým potenciálem globálního oteplování (GWP), hydrofluoro-olefin (HFO) s GWP nižším než 1 od společnosti Honeywell. Dodavatelem tepelného čerpadla byla společnost Friotherm AG, Švýcarsko [51].

Celkový topný výkon obou tepelných čerpadel v zimním režimu je 16 MW. Dvě tepelná čerpadla současně produkují chlazenou vodu při 2,5 °C pro soustavu zásobování chladem, s rekuperací tepla při 75 °C pro soustavu zásobování teplem. Pokud je požadavek na chlazení příliš nízký, je dodatečně potřebné teplo o nízké teplotě odebíráno z mořské vody pomocí mezilehlých výměníků tepla. V letním režimu obě jednotky produkují až 20 000 kW chladicí kapacity s chlazenou vodou při teplotě 2,5 °C. Rolfsbukta teplárna je první a největší zařízení na tepelné čerpadlo na světě s využitím HFO-1234ze a je důležitým vývojem v používání nových pracovních kapalin s nízkým GWP [51].

5.2. Centrální zásobování chladem

Soustava centrálního zásobování chladem (CZC) zahrnuje použití chladicího zařízení pro chlazení vody, které je pak cirkulováno do několika budov za účelem chlazení. Tepelná energie ze soustavy centrálního zásobování chladem je distribuována komerčním, rezidenčním, institucionálním a průmyslovým zákazníkům z jednoho centrálního zdroje. Základní myšlenkou je využití místních paliv, obnovitelných zdrojů energie a odpadního tepla z průmyslových odvětví, které by jinak nebyly využity. Soustava centrálního zásobování chladem se proto používá k setkání a uspokojení energetické touhy místního zákazníka pomocí sítě distribuce energie jako omezeného trhu [52].

CZC lze rozdělit do dvou nejdůležitějších tříd: decentralizované a centralizované. Decentralizovaný systém CZC je vhodný pro regiony velkého rozsahu, zařízení pro přeměnu energie se vyskytují téměř v každé budově. Centralizovaný systém CZC je vhodný pro malé kapacity, technologie transformace energie jsou mimo budovy, to je, energie dosáhne budov ze systému CZC. Mezi nejpraktičtější obnovitelné zdroje energie pro DCS patří solární fotovoltaická, solární termická, geotermální tepelná čerpadla, geotermální vrty, biomasa a větrná energie [52].

5.2.1. Free-cooling

Free cooling (FC – zkratka z angličtiny) využívá přirozené klima k uspokojení chladicí zátěže. Jinými slovy, volné (přírodní) chlazení je způsob, jak získat přímo chlazenou vodu nebo čerstvý vzduch využitím přírodních zdrojů chladu nebo chladu z procesů. Tímto způsobem je chlazení možné levným a udržitelným způsobem [48]. Přirozená studená energie způsobená nočním poklesem teploty může být přijata do interiéru budovy pro okamžité ochlazení nebo může být uložena pro pozdější využití. Čím nižší je noční teplota vzduchu, tím účinnější bude noční

chlazení. Využití hmoty budov k ukládání studené energie z okolního nočního vzduchu je v literatuře označováno jako noční chlazení. Fenomén akumulace noční studené energie ve specializované tepelné akumulační jednotce, který má být získán zpět, když je to třeba během dne, se však nazývá volné (přírodní) chlazení [53].

Volné chlazení funguje v kombinaci s tepelným čerpadlem solanka-voda nebo voda-voda. U tepelného čerpadla solanka-voda odebírá kapalina solanka teplo přes výměník tepla z topného okruhu a odvádí ho směrem ven. V případě tepelného čerpadla voda-voda přebírá tento úkol spodní voda. K tomu se využívá přirozená teplota prostředí k ochlazení. Až na regulaci a oběhové čerpadlo je při tom tepelné čerpadlo vypnuté. Kompresor není v provozu a neodebírání následně elektřinu. Proto je volné chlazení velmi levná a energeticky úsporná metoda chlazení budov [54].

5.3. Chlazení či ohřev spalovacího vzduchu plynové turbíny

Zajímavým aspektem aplikace chlazení spalovacího vzduchu je, že tepelná účinnost systému plynové turbíny není tak silně ovlivněna teplotou vstupního vzduchu, jako je kapacita systému (tj. výkon). Jedním z klíčových problémů při navrhování materiálu v takovém systému je maximální teplota, kterou zažívají lopatky turbíny. Na provozní straně se tato maximální teplota řídí převážně poměrem průtoku paliva a vzduchu. Když je tedy okolní teplota nízká, vyžaduje snížený průtok vzduchu snížený průtok paliva. Účinnost systému je z velké části funkcí maximální teploty (za předpokladu, že jsou stanoveny další konstrukční faktory, jako jsou ztráty turbíny). Úvahy o pevnosti materiálu tedy nutí provozovatele snížit průtok paliva při nízké teplotě okolní. Pokud je stroj vždy provozován při stejné vysoké teplotě, pak je tepelná účinnost v podstatě pevnou hodnotou. To platí i tehdy, když přidáte chlazení na vstupním vzduchu. Výhodou chlazení přiváděného vzduchu je především zvýšení kapacity, nikoli zvýšení účinnosti [50].

K částečnému zatížení (part load operation v angličtině) dochází, když systém nebo zařízení pracuje pod maximální jmenovitou kapacitou. V případě turbín je operace částečného zatížení chápána jako dodávka nižšího výkonu, než je možné při dané okolní teplotě kvůli regulaci výkonu plynové turbíny [55].

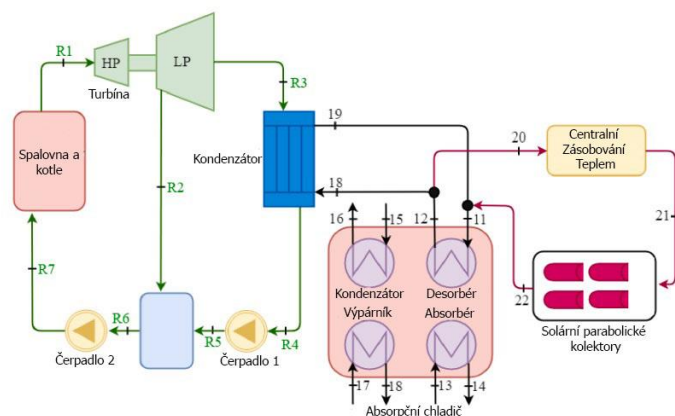
Dobrý provoz při částečném zatížení znamená, že při jmenovité účinnosti hlavního motoru nedochází k výraznému poklesu při snižování zátěže. Tato vlastnost se u různých typů hlavních motorů liší. Například nominální účinnost plynové turbíny je citlivější na změny zatížení než motory s vnitřním spalováním. Dobrý provoz při částečném zatížení způsobuje, že účinnost klesá méně a v důsledku toho zůstává celková účinnost hlavního motoru přibližně stejná. [56] Podmínky částečného zatížení mohou nastat při změnách spotřeby energie, údržbě a opravách zařízení, takže je důležité regulovat průtok páry. Částečné řízení zatížení lze uspořádat dvěma způsoby. Prvním je škrticí řízení, které řídí systém změnou vstupního tlaku turbíny. Pokud se tlak páry sníží, průtok a teplota páry se také sníží, takže v tomto systému budou ztráty mnohem větší. Druhý systém reguluje trysku, která mění průtok při konstantním vstupním tlaku a teplotě turbíny. Druhá metoda řízení je mnohem efektivnější, tudíž běžnější [57].

Průtok páry je řízen regulátory nebo zpětnými ventily při různých zatíženích. Zatímco se vstupní rychlost turbíny snižuje, vstupní tlak turbíny se také snižuje. Tepelná účinnost a účinnost izentropických turbín jsou však velmi závislé na poklesu tlaku, takže vstupní tlak turbíny se udržuje konstantní i při změně průtoku. Produkovaný výkon je úměrný průtoku páry a tepelnému poklesu parní turbíny, což umožňuje uspořádání výkonu změnou těchto parametrů

a k regulaci zatížení lze také použít kotel s posuvným tlakem [57]. V současné době je výzkum zaměřen na zlepšení a optimalizaci výkonu plynových turbín v podmínkách částečného zatížení. Tyto optimalizace jsou zaměřeny především na zlepšení vstupní teploty turbíny (TIT – Turbine Inlet Temperature), tlakového poměru kompresoru a regenerace zbytkového tepla v podmínkách mimo návrh prostřednictvím inovativních strategií a provozních konfigurací [58]. Tyto procesy zlepšování byly studovány a aplikovány se slibnými výsledky v zemích, jako je Čína, Írán a další.

5.4. Solární absorpční chlazení

S celosvětovým rozšířením technologií, které jsou založeny na využití obnovitelné energie, byly rozsáhle zkoumány solární termální aplikace pro výrobu energie. Jedním z velkých problémů, kterým tento typ aplikací čelí, jsou vysoké náklady a nízká tepelná účinnost [59], a proto dosud nebyly uváděny na trh stejným způsobem jako jiné technologie výroby energie. Přesto existuje možnost zlepšení celkového výkonu těchto systémů a právě zde hraje využití absorpčních tepelných čerpadel transcendentální roli, zejména pro lepší účinnost chladicího systému (využití odpadního tepla nebo energie z obnovitelných zdrojů jako sluneční energie v tomto případě).



Obr. 5.2 Schéma navrhovaného systému, absorpční chladič integrovaný s parabolickým žlabem kolektorů pole a dálkové vytápění – upraveno dle [60]

Systém se skládá ze čtyř hlavních subsystémů; včetně PTC (Parabolic Trough Collector v angličtině), spalovny odpadů, systému dálkového vytápění a absorpčního chladiče. U solárních parabolických žlabů je tlaková voda považována za pracovní tekutinu pro přenos tepla. Voda je posílána do desorbéru chladiče a dodává energii do roztoku uvnitř desorbéru. Role horké vody směřující do desorbéru je naprosto nezbytná pro výkon systému, protože její teplota určuje přenos energie do chladiče. Dimenzování sluneční soustavy bude založeno na maximální roční dostupnosti sluneční energie a maximální poptávce tepla chladicí jednotky. Zde je výstupní teplota vody opouštějící solární kolektory nastavena na různé specifické teploty změnou průtoku v souladu s požadavky na teplotu tří typů chladičů. Vypouštěný proud z desorbéru má stále vysokou teplotu. Extra energie tohoto toku se používá pro obsluhu místního systému dálkového vytápění.

V důsledku toho pracovní tekutina pro přenos tepla směřuje k tepelnému výměníku, který dodává energii do systému dálkového vytápění. Potom se vypouštěná voda z tepelného výměníku vrací zpět přes parabolické kolektory. Pokud zde není dostatek sluneční energie k zajištění veškerého požadovaného ohřevu chladiče, bude zvláštní potřeba tepla chladiče zajišťována spalovnou odpadů [60].

6. Výpočet kompresoru

V této části bude představen výpočet, aby se určilo, kolik tepla (v tomto případě odpadního) uvolňuje kompresor, což bude považováno za základní data pro hmotnostní a tepelnou bilanci absorpčního tepelného čerpadla. K provedení tohoto výpočtu budou použita reálná data získaná přímým měřením v teplárně.

6.1. Tepelné bilance kompresoru

Na základě údajů uvedených v tabulce 6.1 bude provedena energetická bilance kompresoru. Tyto informace byly získány z datového listu kompresoru.

Tab. 6.1 Základní údaje pro výpočet tepelné bilance kompresoru (z datasheetu)

Maximální pracovní tlak [bar]	10
Normální pracovní tlak [bar]	9
Minimální pracovní tlak [bar]	3
Práce při normálním pracovním tlaku [kW]	250,4
Objemový průtok při normálním pracovním tlaku [m ³ /min]	38,46
Zvýšení teploty chladicího vzduchu [°C]	23,9
Maximální tlakové ztráty [Pa]	50
Teplota stlačeného vzduchu nad teplotou chladicího vzduchu [°C]	8
Teplota okolí [°C] (tlak 1 bar a relativní vlhkost 0%)	20

Pro výpočet energetické bilance kompresoru se používá následující rovnice (z knihy Yunuse Çengela *Termodynamika* [61]):

$$Q - W = \dot{m} \cdot \left[(h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) \right] \quad (18)$$

V tomto případě se nebere v úvahu termín kinetické energie a termín potenciální energie. Proto rovnice (18) bude:

$$W + \dot{m} \cdot h_1 = Q + \dot{m} \cdot h_2 \quad (19)$$

Pro výpočet entalpií byly uvažovány následující teploty (na základě informací obsažených v tabulce 6.1): $T_1 = 20 \text{ °C}$ (teplota na vstupu kompresoru) a $T_2 = 52 \text{ °C}$ (teplota na výstupu kompresoru). Je také důležité vzít v úvahu, že pracovní tekutinou je vzduch, proto stanovení entalpií bude záviset pouze na dříve definovaných teplotách. V důsledku toho jsou vypočtené entalpie: $h_1 = 293,32 \text{ kJ/kg}$ a $h_2 = 325,31 \text{ kJ/kg}$. Pro tento výpočet byly použity tabulky vlastností obsažené v knize Yunuse Çengela *Termodynamika* (tabulka A-17) [61].

Pak teplo produkované kompresorem je:

$$Q = W + \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (20)$$

Pro získání hmotnostního toku se provede následující výpočet (předpokládá se hustota vzduchu $1,225 \text{ kg/m}^3$):

$$38,46 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} * 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 0,785 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Proto:

$$Q = 250 + 0,785 \cdot (293,32 - 325,31)$$

$$Q = 224,846 \text{ kW}$$

Odhaduje se, že každý kompresor v teplárně pracuje následující hodiny za rok:

Tab. 6.2 Chod kompresorů

	Chod ve 180 dnech [h]	Chod za rok [h]
Kompresor č. 1	1680	3360
Kompresor č. 2	1512	3024
Kompresor č. 3	1344	2688

Proto:

$$Q_{k1} = 224,846 \cdot 3360 = 755483,432 \text{ kWh}$$

$$Q_{k2} = 224,846 \cdot 3024 = 679935,088 \text{ kWh}$$

$$Q_{k3} = 224,846 \cdot 2688 = 604386,745 \text{ kWh}$$

Proto je v jednom roce odpadní teplo z kompresorů pracujících v teplárně:

$$Q_C = Q_{k1} + Q_{k2} + Q_{k3} = \mathbf{2039,805 \text{ MWh}}$$

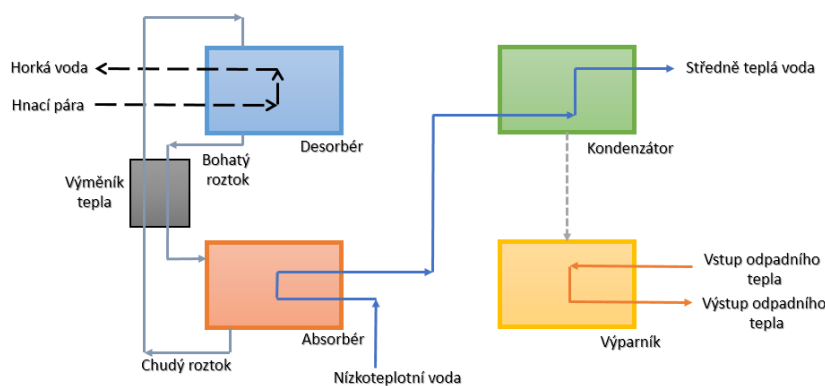
Tato hodnota označuje odpadní teplo, které může být regenerováno pomocí absorpčního tepelného čerpadla ročně. Toto teplo bude považováno za vstupní parametr pro výpočet hmotnostní a tepelné bilance absorpčního tepelného čerpadla, která bude zobrazena v následující kapitole.

7. Výpočet absorpčního tepelného čerpadla

V této kapitole bude proveden výpočet hmotnostní a tepelné bilance absorpčního tepelného čerpadla. Za tímto účelem bude kapitola rozdělena do třech částí: první část obsahuje základní případ, druhá část se zabývá hmotnostní a tepelnou bilancí různých čerpadel dostupných na trhu a poslední část porovnává údaje získané v oddílech jedna a dva. Kromě toho byla provedena analýza citlivosti některých parametrů za účelem stanovení jejich vlivu na účinnost zařízení.

7.1 Základní případ

Základní případ v této diplomové práci se týká podmínek, za kterých by absorpční tepelné čerpadlo mělo pracovat, aby se dosáhlo očekávaných výsledků, v tomto případě se získá voda a pára při správné teplotě, aby se mohla distribuovat spotřebitelům. Návrh uvažuje jednostupňové absorpční tepelné čerpadlo bromid lithný-voda, které je vidět na obr. 7.1. Výpočet hmotnostní a tepelné bilance byl založen na postupu popsáném v knize *Absorption chillers and heat pumps* [35] a výpočty jsou provedeny pomocí softwaru EES. Pro zjednodušení výpočtu nejsou uvažovány ztráty.



Obr. 7.1 Schéma absorpční jednotky, upraveno dle [65]

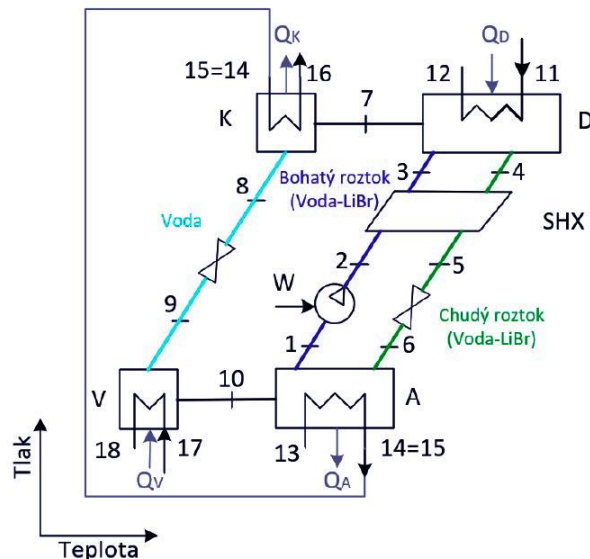
Tabulka 7.1 ukazuje vstupní a výstupní parametry, které byly poskytnuty jako reference pro výpočty.

Tab. 7.1 Vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky

	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
Desorbér vstup [11]	165	600	2771,1	0,75
Kondenzátor výstup [16]	85	600	355,9	24,592
Absorbér vstup [13]	73	110	305,6	24,592
Výparník vstup [17]	42	900	175,9	55,215
Výparník výstup [18]	35	900	155	55,215

7.1.1 Výpočet vnitřních parametrů absorpční jednotky

Pro vnitřní výpočet se považuje čerpadlo za uzavřený systém, proto platí zákon zachování hmotnosti. Rovněž se nepovažuje chemickou reakci mezi vodou a bromidem lithným, což naznačuje, že celkové množství těchto dvou látek zůstává konstantní. Platí také, že do každého uzlu může vstoupit pouze stejné množství tekutiny, jako z něho vystoupí. V tomto případě se uvažuje jako vstupní parametr $Q_v = 1154 \text{ kW}$.



Obr. 7.2 Schéma cyklu absorpční jednotky s označením jednotlivých pracovních bodů, upraveno dle [35]

Další aspekt, který je třeba zvážit, jsou termodynamické stavy cyklu. V tomto případě je tekutina v sytém stavu ve čtyřech bodech (1, 4, 8 a 10). V bodech 1, 4 a 8 se nachází ve stavu syté kapaliny a v bodě 10 je ve stavu syté páry, v bodech 2, 3 a 5 je ve stavu podchlazené, v bodě 7 je přehřátá pára a v obou zbývajících bodech (6 a 9) jsou ve dvoufázovém stavu kapalina-pára. Tabulka 7.2 ukazuje termodynamické stavy cyklu podrobněji.

Tab. 7.2 Termodynamické stavy jednotlivých pracovních bodů cyklu

Bod	Stav	Poznámky
1	Sytá kapalná směs	Suchost $x=0$
2	Podchlazená kapalná směs	Stav vypočtený z modelu izoentropického čerpadla
3	Podchlazená kapalná směs	Stav vypočtený z modelu tepelného výměníku
4	Sytá kapalná směs	Suchost $x=0$
5	Podchlazená kapalná směs	Stav vypočtený z modelu tepelného výměníku
6	Směs ve stavu plyn-kapalina	
7	Přehřátá vodní pára	Nulové koncentrace LiBr
8	Sytá kapalná voda	Suchost $x=0$
9	Voda ve stavu plyn-kapalina	
10	Sytá vodní pára	Suchost $x=1$

V prvním kroku ve výpočtu hmotnostní a tepelné bilance je definování bodů 8 a 10. Stavy v obou bodech jsou syté vodní kapaliny a syté páry. Teploty byly definovány, aby byl zaručen optimální přenos tepla jak v kondenzátoru, tak i ve výparníku. Je vidět, že požadovaná výstupní teplota v kondenzátoru je 85 °C, takže v bodě 8 je vybrána teplota 90 °C. V případě výparníku je vyžadováno chlazení ze 42 °C na 37 °C, proto je v bodě 10 definována teplota 30 °C. Na základě teploty a suchosti lze určit vysokou a nízkou hodnotu tlaku v systému (celý cyklus operuje pouze v těchto dvou tlakových hladinách). Na základě znalosti tlaků lze navrhnout teploty pro saturační stav v bodě 1. V tomto bodě se předpokládá $T_1 = 50$ °C. Saturační stav v bodě 4 získáme na základě kompletního výpočtu v programu EES díky znalosti tepelného toku ve výparníku (potřebná hnací pára pro desorbér se určí podle výkonu výparníku, který se tedy považuje za vstupní veličinu) a předpokládá se teplota 146 °C.

Další důležitá informace, o níž se musí uvažovat, je, že mezi body 1-2 dochází ke zvyšování tlaku roztoku hnacím čerpadlem bez změny teploty. Mezi body 5-6 a 8-9 dochází k

izoentalpickému škrčení (nedochází tedy ke změně entalpie). Dále pak mezi body 9-10 dochází k vypařování vody bez změny teploty. To znamená:

$$T_1 \approx T_2 \qquad h_8 = h_9$$

$$h_5 = h_6 \qquad T_9 = T_{10}$$

V případě hmotnostní bilance byly pro usnadnění výpočtu zohledněny následující rovnice:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \qquad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \qquad \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Pomocí softwaru EES byly vypočteny zbývající údaje, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.3 Provozní podmínky absorpční jednotky

Bod	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní Průtok [kg/s]	Tlak [kPa]	Suchost [-]	Teplota [°C]	Koncentrace LiBr [%]
1	102,6	2,4624	4,246	0	50	48,2
2	102,6	2,4624	70,117		50,02	48,2
3	188,1	2,4624	70,117		88,043	48,2
4	323,9	1,9327	70,117	0	146	61,4
5	215	1,9327	70,117		88,412	61,4
6	215	1,9327	4,246	0,008	76,635	61,4
7	2712	0,5297	70,117		116,313	0
8	376,9	0,5297	70,117	0	90	0
9	376,9	0,5297	4,246	0,103	30	0
10	2555,3	0,5297	4,246	1	30	0

Nyní lze na základě údajů získaných v tabulce 7.3 vypočítat tepelný výkon v kondenzátoru, desorbéru i absorbéru. V případě kondenzátoru je:

$$Q_k = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) = 0,5297 \cdot (2712 - 376,9)$$

$$\mathbf{Q_k = 1236,997 kW}$$

Rovnice pro desorbér lze zapsat následovně:

$$Q_D = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 = 0,5297 \cdot 2712 + 1,9327 \cdot 323,9 - 2,4624 \cdot 188,1$$

$$\mathbf{Q_D = 1599,524 kW}$$

Podobně lze zapsat také rovnice absorbéru:

$$Q_A = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1 = 0,5297 \cdot 2555,3 + 1,9327 \cdot 215 - 2,4624 \cdot 102,6$$

$$\mathbf{Q_A = 1516,638 kW}$$

Aby byla zajištěna tepelná bilance celého systému, musí platit:

$$\mathbf{Q_A + Q_K = Q_D + Q_V}$$

$$1516,638 + 1236,997 = 1599,524 + 1154$$

$$2753,635 = 2753,524$$

Rovnost je téměř splněna, minimální rozdíl je způsoben zaokrouhlováním.

Tepelný výkon výměníku SHX musí splňovat tepelnou bilanci horké a studené strany:

$$Q_{SHX-H} = Q_{SHX-C}$$

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2$$

$$1,9327 \cdot 323,9 - 1,9327 \cdot 215 = 2,4624 \cdot 188,1 - 2,4624 \cdot 102,6$$

$$210,471 \text{ kW} = 210,535 \text{ kW}$$

Tepelná bilance je splněna.

Energetická bilance čerpadla může být zapsána:

$$W = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1$$

Pomocí softwaru EES $W = 0.1105 \text{ kW}$

Chladicí faktor se může vypočítat následující rovnicí:

$$COP_C = \frac{Q_V}{Q_D} = \frac{1900}{2510,810} = 0,7215$$

Podobně lze vypočítat topný faktor:

$$COP_H = \frac{Q_A + Q_k}{Q_D} = \frac{1516,639 + 1236,997}{1599,526} = 1,722$$

7.1.2 Výpočet vnějších parametrů absorpční jednotky

Na základě informací v tabulce 7.1 a s pomocí softwaru EES byly stanoveny hodnoty vnějších bodů (od 11 do 18), které jsou vidět v následující tabulce. Pro výpočet se brala v úvahu následující informace:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$$

$$T_{13} = T_{15}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$$

$$h_{13} = h_{15}$$

Tab. 7.4 Provozní podmínky vnějších bodů absorpční jednotky

Bod	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní Průtok [kg/s]	Tlak [kPa]	Suchost [-]	Teplota [°C]	Koncentrace LiBr [%]
11	2771,1	0,75			165	
12	638,4				151,4	
13	305,6	24,573			73	
14	367,3				87,708	
15	305,6	24,573			73	
16	355,9				85	
17	175,9	55,178			42	
18	155				37	

7.2 Absorpční tepelná čerpadla dostupná na trhu

V této části je navržena analýza podobná té, která byla provedena v oddíle 7.1, jedná se však o absorpční tepelná čerpadla dostupná na trhu, která mohou mít výkonové a provozní podmínky podobné případu uvedenému v předchozí části. Termodynamické stavy cyklu jsou považovány za podobné, vstupní parametry jsou získány z katalogů každého analyzovaného čerpadla a používají se také stejné vzorce. Při výběru čerpadla bylo zohledněno množství tepelného toku ve výparníku, což je hodnota, která umožňuje regenerovat odpadní teplo z kompresoru.

7.2.1 Absorpční tepelné čerpadlo Broad

Pro výpočet hmotnostní a tepelné bilance byl znovu použit software EES. Vstupní parametry absorpčního tepelného čerpadla Broad jsou uvedeny v následující tabulce. Parametry byly získány z katalogu dostupného na internetu [62]. Některé z nich byly navrženy na základě provozní kapacity čerpadla.

Tab. 7.5 Vstupní parametry používané v softwaru EES

Parametr	Hodnota
Teplota T_8 [°C]	85
Teplota T_{10} [°C]	35
Teplota T_4 [°C]	135
Teplota T_1 [°C]	50
Tepelný výkon výparníku Q_v [kW]	1163
Suchost x_7	0
Účinnost výměníku	0,6

Stejně jako v předchozím případě se berou v úvahu vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky, které představují důležité informace pro výpočet vlastností vnějších bodů cyklu. Tyto parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.6 Vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky Broad

	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
Desorbér vstup [11]	160	510	2766,5	0,715
Kondenzátor výstup [16]	82	510	343,3	24,427
Absorbér vstup [13]	70	600	293	24,427
Výparník vstup [17]	41	600	171,7	50,565
Výparník výstup [18]	35,3	600	147,8	50,565

Pomocí softwaru EES se dostane následující informace v každém bodu:

Tab. 7.7 Provozní podmínky absorpční jednotky Broad

Bod	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlak [kPa]	Suchost [-]	Teplota [°C]	Koncentrace LiBr [%]
1	103,1	2,0975	5,627	0	50	44,5
2	103,1	2,0975	57,815		50,016	44,5
3	177,5	2,0975	57,815		81,835	44,5
4	297,8	1,5709	57,815	0	135	59,5
5	198,5	1,5709	57,815		84,01	59,5

6	198,5	1,5709	5,627	0,005	77,609	59,5
7	2689,1	0,5266	57,815		104,032	0
8	355,9	0,5266	57,815	0	85	0
9	355,9	0,5266	5,627	0,087	35	0
10	2564,4	0,5266	5,627	1	35	0

Kromě toho byly získány následující hodnoty:

Tab. 7.8 Provozní podmínky absorpční jednotky Broad

Parametr	Hodnota
COP_H	1,769
COP_C	0,7694
Tepelný výkon desorbér Q_d [kW]	1511,616
Tepelný výkon kondenzátor Q_k [kW]	1228,7
Tepelný výkon absorbér Q_a [kW]	1445,993

7.2.2 Absorpční tepelné čerpadlo York

Vstupní parametry absorpčního tepelného čerpadla York jsou uvedeny v následující tabulce. Parametry byly získány z katalogu dostupného na internetu [63]. Některé z nich byly navrženy na základě provozní kapacity čerpadla.

Tab. 7.9 Vstupní parametry používané v softwaru EES

Parametr	Hodnota
Teplota T₈ [°C]	85
Teplota T₁₀ [°C]	30
Teplota T₄ [°C]	135
Teplota T₁ [°C]	43
Tepelný výkon výparníku Q_v [kW]	1190
Suchost x₇	0
Účinnost výměníku	0,6

Stejně jako v předchozím případě se berou v úvahu vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky, které představují důležité informace pro výpočet vlastností vnějších bodů cyklu. Tyto parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.10 Vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky York

	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
Desorbér vstup [11]	158	500	2762,7	0,729
Kondenzátor výstup [16]	83	500	347,5	9,118
Absorbér vstup [13]	50	650	209,3	9,118
Výparník vstup [17]	38	650	159,1	36,061
Výparník výstup [18]	30,1	650	126,1	36,061

Pomocí softwaru EES získáme následující hodnoty:

Tab. 7.11 Provozní podmínky absorpční jednotky York

Bod	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlak [kPa]	Suchost [-]	Teplota [°C]	Koncentrace LiBr [%]
1	87,4	1,9926	4,246	0	43	43,3
2	87,5	1,9926	57,815		43,016	43,3
3	165,8	1,9926	57,815		76,136	43,3
4	297,8	1,4516	57,815	0	135	59,5
5	190,3	1,4516	57,815		79,81	59,5
6	190,3	1,4516	4,246	0,006	71,937	59,5
7	2684,8	0,5411	57,815		101,833	0
8	355,9	0,5411	57,815	0	85	0
9	355,9	0,5411	4,246	0,095	30	0
10	2555,3	0,5411	4,246	1	30	0

Tab. 7.12 Provozní podmínky absorpční jednotky York

Parametr	Hodnota
COP_H	1,766
COP_C	0,7655
Tepelný výkon desorbér Q_d [kW]	1554,504
Tepelný výkon kondenzátor Q_k [kW]	1260,042
Tepelný výkon absorbér Q_a [kW]	1484,538

7.2.3 Absorpční tepelné čerpadlo World Energy Co.

Vstupní parametry absorpčního tepelného čerpadla World Energy Co. jsou uvedeny v následující tabulce. Parametry byly získány z katalogu dostupného na internetu [64]. Některé z nich byly navrženy na základě provozní kapacity čerpadla.

Tab. 7.13 Vstupní parametry používané v softwaru EES

Parametr	Hodnota
Teplota T_8 [°C]	83
Teplota T_{10} [°C]	25
Teplota T_4 [°C]	116
Teplota T_1 [°C]	38
Tepelný výkon výparníku Q_v [kW]	948,37
Suchost x_7	0
Účinnost výměníku	0,6

Stejně jako v předchozím případě se berou v úvahu vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky, které představují důležité informace pro výpočet vlastností vnějších bodů cyklu. Tyto parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.14 Vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky World Energy Co.

	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
Desorbér vstup [11]	145	400	2748,3	0,623
Kondenzátor výstup [16]	77	400	322,3	6,514
Absorbér vstup [13]	40	600	167,5	6,514

Výparník vstup [17]	35	600	146,6	23,638
Výparník výstup [18]	25,4	600	106,4	23,638

Pomocí softwaru EES se získá následující hodnoty:

Tab. 7.15 Provozní podmínky absorpční jednotky World Energy Co.

Bod	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlak [kPa]	Suchost [-]	Teplota [°C]	Koncentrace LiBr [%]
1	75,6	2,6588	3,169	0	38	43,6
2	75,6	2,6588	53,428		38,015	43,6
3	160,2	2,6588	53,428		73,961	43,6
4	249,2	2,2275	53,428	0	116	52
5	148,2	2,2275	53,428		69,209	52
6	148,2	2,2275	3,169	0,014	52,204	52
7	2682,1	0,4313	53,428		100,191	0
8	347,5	0,4313	53,428	0	83	0
9	347,5	0,4313	3,169	0,099	25	0
10	2546,3	0,4313	3,169	1	25	0

Tab. 7.16 Provozní podmínky absorpční jednotky World Energy Co.

Parametr	Hodnota
COP_H	1,738
COP_C	0,7375
Tepelný výkon desorbér Q_d [kW]	1285,86
Tepelný výkon kondenzátor Q_k [kW]	1006,953
Tepelný výkon absorbér Q_a [kW]	1227,373

7.2.4 Absorpční tepelné čerpadlo LG

Vstupní parametry absorpčního tepelného čerpadla LG jsou uvedeny v následující tabulce. Parametry byly získány z katalogu dostupného na internetu [65].

Tab. 7.17 Vstupní parametry používané v softwaru EES

Parametr	Hodnota
Teplota T_8 [°C]	83
Teplota T_{10} [°C]	36,7
Teplota T_4 [°C]	103
Teplota T_1 [°C]	46
Tepelný výkon výparníku Q_v [kW]	1180
Suchost x_7	0
Účinnost výměníku	0,6

Stejně jako v předchozím případě se berou v úvahu vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky, které představují důležité informace pro výpočet vlastností vnějších bodů cyklu. Tyto parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.18 Vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky LG

	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
Desorbér vstup [11]	140	300	2739,3	0,762
Kondenzátor výstup [16]	80	300	334,9	9,228
Absorbér vstup [13]	48	500	201	9,228
Výparník vstup [17]	46	500	192,6	48,700
Výparník výstup [18]	40,2	500	168,3	48,700

Pomocí softwaru EES získáme následující hodnoty:

Tab. 7.19 Provozní podmínky absorpční jednotky LG

Bod	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlak [kPa]	Suchost [-]	Teplota [°C]	Koncentrace LiBr [%]
1	97,1	3,7608	6,178	0	46	40
2	97,2	3,7608	53,428		46,014	40
3	167,6	3,7608	53,428		74,601	40
4	233	3,1532	53,428	0	107,6	47,7
5	149	3,1532	53,428		70,649	47,7
6	149	3,1532	6,178	0,012	57,485	47,7
7	2669,4	0,6076	53,428		93,737	0
8	347,5	0,6076	53,428	0	83	0
9	347,5	0,6076	6,178	0,08	36,7	0
10	2567,4	0,6076	6,178	1	36,7	0

Tab. 7.20 Provozní podmínky absorpční jednotky LG

Parametr	Hodnota
COP_H	1,752
COP_C	0,7522
Tepelný výkon desorbér Q_d [kW]	1568,764
Tepelný výkon kondenzátor Q_k [kW]	1234,186
Tepelný výkon absorbér Q_a [kW]	1514,739

7.2.5 Absorpční tepelné čerpadlo Ebara

Vstupní parametry absorpčního tepelného čerpadla Ebara jsou uvedeny v následující tabulce. Parametry byly získány z katalogu dostupného na internetu [66]. Některé z nich byly navrženy na základě provozní kapacity čerpadla.

Tab. 7.21 Vstupní parametry používané v softwaru EES

Parametr	Hodnota
Teplota T₈ [°C]	83
Teplota T₁₀ [°C]	29
Teplota T₄ [°C]	125
Teplota T₁ [°C]	45
Tepelný výkon výparníku Q_v [kW]	1125
Suchost x₇	0
Účinnost výměníku	0,6

Stejně jako v předchozím případě se berou v úvahu vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky, které představují důležité informace pro výpočet vlastností vnějších bodů cyklu. Tyto parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.22 Vstupní a výstupní parametry absorpční jednotky Ebara

	Teplota [°C]	Tlak [kPa]	Entalpie [kJ/kg]	Průtok [kg/s]
Desorbér vstup [11]	153	500	2750,9	0,704
Kondenzátor výstup [16]	80	500	335,31	19,031
Absorbér vstup [13]	65	600	272,56	19,031
Výparník vstup [17]	50	600	209,84	29,920
Výparník výstup [18]	41	600	172,24	29,920

Pomocí softwaru EES získáme následující hodnoty:

Tab. 7.23 Provozní podmínky absorpční jednotky Ebara

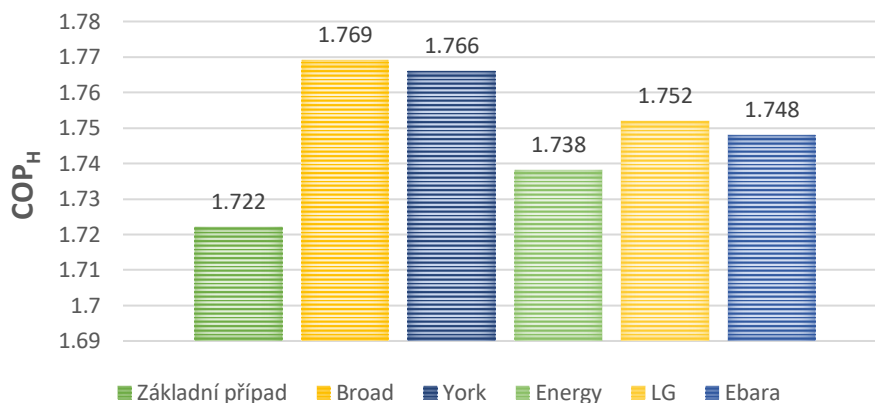
Bod	Entalpie [kJ/kg]	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlak [kPa]	Suchost [-]	Teplota [°C]	Koncentrace LiBr [%]
1	91,1	2,6955	4,008	0	45	45,6
2	91,1	2,6955	53,428		45,015	45,6
3	170,6	2,6955	53,428		79,437	45,6
4	271,5	2,1855	53,428	0	125	56,2
5	173,5	2,1855	53,428		77,009	56,2
6	173,5	2,1855	4,008	0,01	64,459	56,2
7	2689,2	0,51	53,428		103,799	0
8	347,5	0,51	53,428	0	83	0
9	347,5	0,51	4,008	0,093	29	0
10	2553,5	0,51	4,008	1	29	0

Tab. 7.24 Provozní podmínky absorpční jednotky Ebara

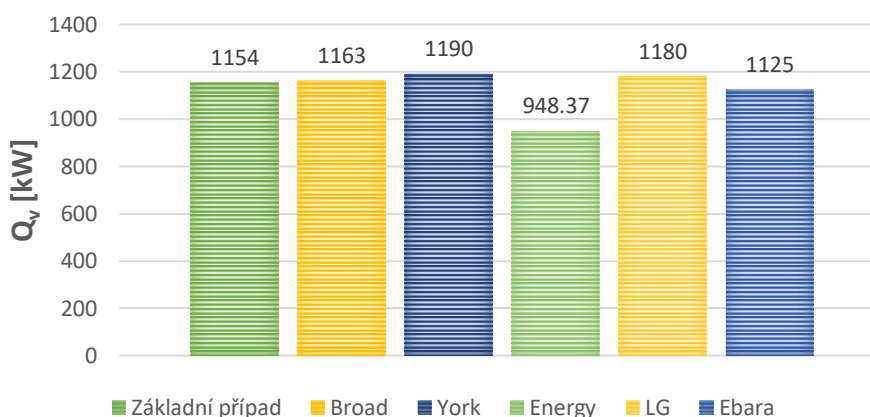
Parametr	Hodnota
COP_H	1,748
COP_C	0,7475
Tepelný výkon desorbér Q_d [kW]	1505,08
Tepelný výkon kondenzátor Q_k [kW]	1194,181
Tepelný výkon absorbér Q_a [kW]	1435,992

7.3 Porovnání

V této části je znázorněno srovnání dříve analyzovaných tepelných absorpčních čerpadel s ohledem na některé provozní parametry. Obr. 7.3 ukazuje COP_H získané z každého čerpadla za normálních provozních podmínek na základě informací v katalogích. Obecně lze vyvodit, že všechna výše analyzovaná čerpadla mají vyšší COP_H v porovnání se základním případem. Taky se ukazuje, že nejlepší možností bude absorpční jednotka Broad. Dalším parametrem velkého zájmu o konstrukci je tepelný výkon ve výparníku (obr. 7.4). Je vidět, že většina čerpadel má vyšší hodnotu Q_v s odkazem na základní případ. Na základě tepelného toku ve výparníku lze určit tepelný tok v desorbéru z páry.



Obr. 7.3 Graf COP_H analyzovaných absorpčních jednotek



Obr. 7.4 Graf tepelného výkonu výparníku analyzovaných absorpčních jednotek

Na základě výsledků získaných v této části kapitoly lze dospět k závěru, že absorpčním tepelným čerpadlem, které obecně představuje nejlepší výsledky, je čerpadlo vyrobené společností Broad (nejvyšší COP_H). Čerpadla vyráběná společností York a LG, jejichž hodnoty COP_H jsou také nad hodnotou získanou v základním případě, lze považovat za alternativy.

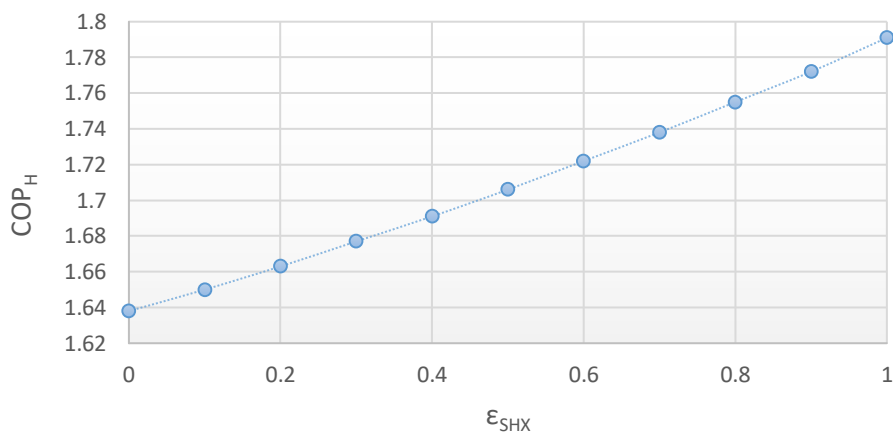
7.3.1 Vliv teploty a účinnosti výměníku tepla

Jak teplota, tak účinnost výměníku tepla hrají důležitou roli ve výkonu čerpadla. V praxi je žádoucí, aby COP byl co nejvyšší, aby se získala pára nebo horká voda při požadované teplotě pro distribuci spotřebitelům. Tato část se snaží ukázat, jaké parametry mohou ovlivnit výkon absorpčního tepelného čerpadla a v jakém poměru by se mohly měnit v závislosti na podmínkách, za kterých je požadována distribuce vody nebo páry. Na základě výše uvedeného bude provedena analýza účinnosti a změn teplot T_1 , T_4 , a T_{11} , aby byl určen vliv v předkládaném návrhu. Tato analýza citlivosti bude provedena v základním případě oddílu 7.1. Tyto informace mohou být později porovnány s daty čerpadel analyzovaných v části 7.2 (informace z katalogu), a být tak schopny určit alternativní scénáře pro provoz čerpadla.

Účinnost výměníku je velmi důležitým parametrem v celkovém výkonu cyklu. Účinnost v tepelném výměníku je definována jako poměr skutečné a maximální možné rychlosti přenosu tepla [41]:

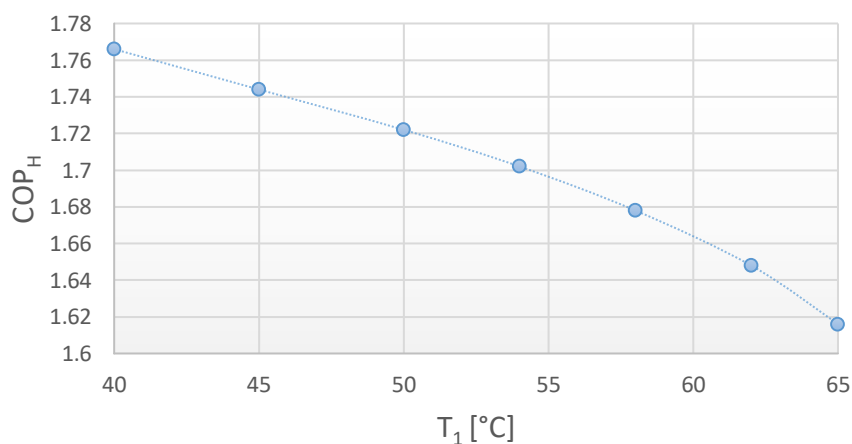
$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (21)$$

V návrhu uvažovaném v části 7.1 byl definován jako vstupní parametr ($\varepsilon = 0,6$). Protože se účinnost mění, stav výstupu na obou stranách výměníku tepla se mění, což pak ovlivňuje požadavky na přenos tepla v absorberu a desorbéru. COP_H je ovlivňován účinkem na rychlost přenosu tepla desorbéru. Když se účinnost výměníku zvyšuje, zvyšuje se také COP_H (obr. 7.5).



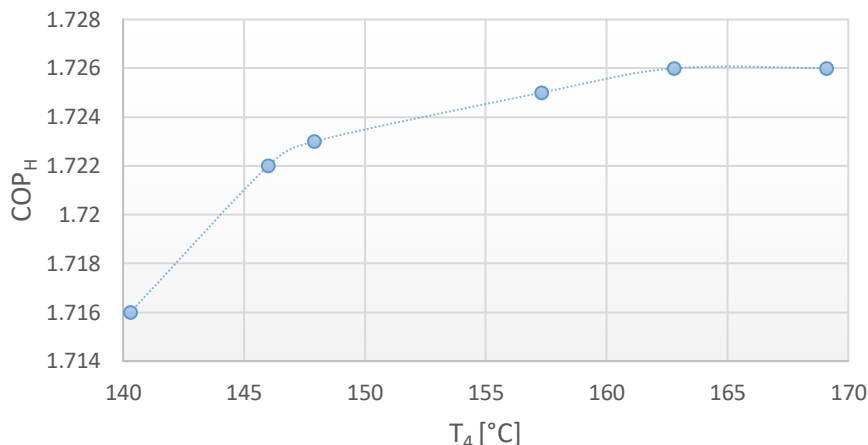
Obr. 7.5 Graf závislosti COP_H na účinnosti SHX

Citlivost COP na účinnost tepelného výměníku je poměrně vysoká. Bez výměníku tepla cyklus vytváří COP pouze 0,6 [41], protože požadavek na teplo v desorbéru je podstatně vyšší v nepřítomnosti vnitřní výměny tepla mezi bohatým a chudým roztokem. Obr. 7.6 ukazuje vliv teploty T_1 na COP_H . Na základě výsledků je cílem vždy vybrat nejnižší hodnotu. I přesto je výběr této teploty omezen v tom, že musí být zaručen dostatečný přenos tepla v cyklu, aby bylo dosaženo požadované teploty ve vodě, která má být distribuována spotřebitelům.



Obr. 7.6 Graf závislosti COP na teplotě T_1

Dalším parametrem, který lze optimalizovat, je teplota T_4 . Uvedená teplota je ovlivněna přenosem tepla v desorbéru. Proto změna tohoto tepelného toku znamená změnu teploty i změnu koncentrace LiBr v chudé větvi roztoku. Obr. 7.7 ukazuje závislost COP_H na teplotě T_4 .

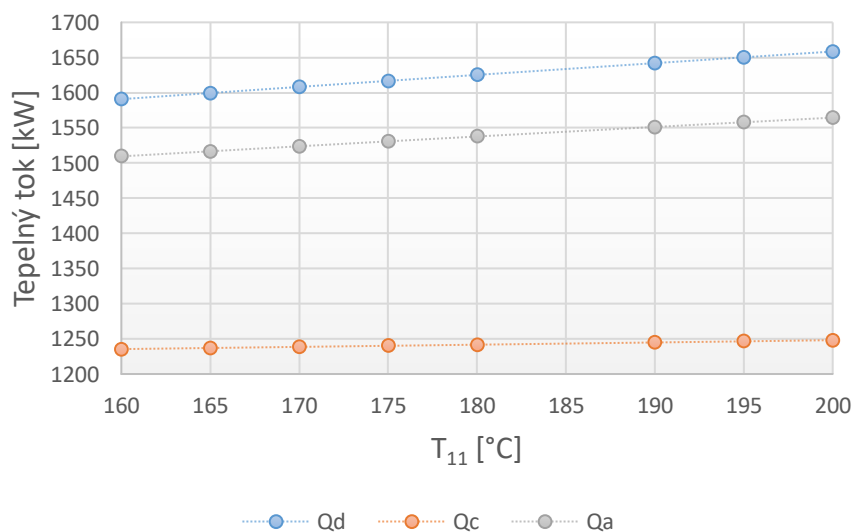


Obr. 7.7 Graf závislosti COP_H na teplotě T_4

Je vidět, že COP_H se do určité míry zvyšuje. Po zvýšení teploty T_4 , odráží se mírný pokles COP_H . Pro návrh je důležité, aby teplota T_4 byla dostatečná, aby bylo možné dosáhnout požadované teploty vody v bodě 16 (T_{16}). V tomto případě to znamená, že pro získání $T_{16} = 85$ °C je vyžadována alespoň $T_4 = 146$ °C, která je získána, když je tepelný tok v desorbéru $Q_d = 1599,5$ kW.

Vztah mezi teplotou T_{11} a COP_H je nepřímo úměrný. S rostoucí teplotou se COP_H snižuje. Tento pokles je mírný, proto lze předpokládat, že křivka zůstává konstantní. Je to proto, že absorpční čerpadlo je v zásadě zařízení se třemi teplotami. Výkon takového zařízení může být do značné míry určen zkoumáním toho, jak se mění vnitřní teploty cyklu při každé ze tří teplotních úrovní. Očekává se, že se COP bude zvyšovat se zvyšující se teplotou desorbéru, ale klesá se snižující se teplotou výparníku.

Na rozdíl od chování COP_H se tepelný tok v desorbéru, absorbéru a kondenzátoru zvyšuje se zvýšením teploty T_{11} (obr. 7.8). Přesto je důležité si uvědomit, že neexistuje žádná výhoda COP_H , kterou by bylo možno získat vypálením absorpční jednotky při vyšší teplotě. To platí zejména pro jednostupňové technologie.



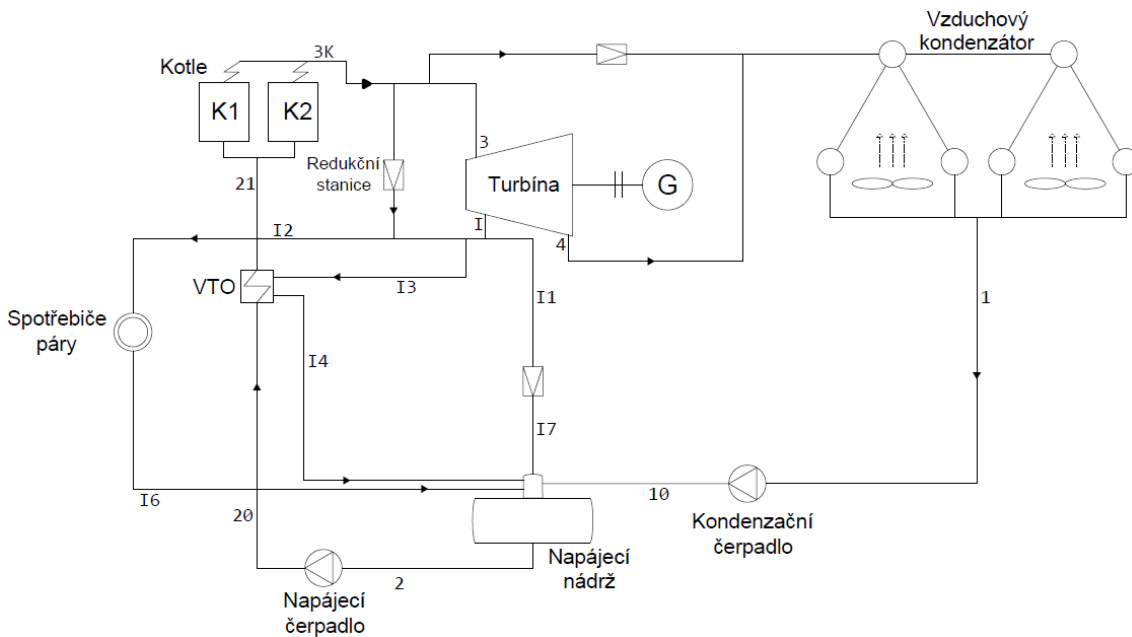
Obr. 7.8 Graf závislosti tepelného toku na teplotě T_{11}

8. Návrh v cyklu teplárny

Tato kapitola se zaměřuje na určení, do jaké míry absorpční jednotka přispívá k procesu výroby tepla, který by se později distribuoval spotřebitelům. V souladu se zadáním byla zvolena centrála typu spalovna. První část se zabývá výpočtem tohoto tepla v současných podmínkách elektrárny, a to bez zohlednění absorpčního tepelného čerpadla. Ve druhé části výpočty zahrnují čerpadlo. V této druhé části budeme analyzovat, do jaké míry čerpadla analyzovaná v kapitole 7 přispívají k celkové produkci tepla.

8.1 Referenční příklad

Obr. 8.1 ukazuje jednoduchý diagram analyzované teplárny. V tomto zařízení dva kotle generují 30,6 kg/s páry o teplotě 400 °C, která se následně používá k pohonu kondenzační parní turbíny (přetlakové). Turbína má izoentropickou účinnost (η_{TDI}) 90 %. Účinnost generátoru ($\eta_{el} = \eta_G + \eta_{mech}$) je nastavena na 93 %. Turbína je vybavena regulovaným odběrem páry pro CZT v tlakové hladině 1,15 MPa. Maximální možný průtok regulovaného odběru je 22,2 kg/s. Vratný kondenzát o teplotě 70 °C a 600 kPa se vrací zpět do okruhu od spotřebitele a je zaveden do napájecí nádrže. Kondenzaci zajišťují vzduchové kondenzátory. Pro zjednodušení schématu pro naše účely počítáme pouze s jedním regulovaným odběrem, který je zároveň použit pro vysokotlakou regulaci (VTO). Nevyužíváme nízkotlakou regeneraci. Informace použité pro tyto výpočty byly získány přímo z brožury spalovny na webu SAKO Brno [67].



Obr. 8.1 Technologické schéma spalovny

Dalším krokem je výpočet parametrů v každém provozním bodě uvažovaném na obr. 8.1. V bodě 3 má pára teplotu $T_3 = 400$ °C a tlak $P_3 = 4000$ kPa. S touto informací z tabulek vlastností páry se získá entalpie $h_3 = 3214,4$ kJ/kg a entropie $s_3 = 6,7712$ kJ/kg. V bodě I je teplota páry $T_I = 220$ °C a tlak $P_I = 1150$ kPa. S těmito dvěma hodnotami vypočítáme hodnotu entalpie, která je $h_I = 2868,2$ kJ/kg. h_I představuje vlastnosti páry, která bude distribuována zákazníkovi (CZT) a zároveň použita pro VTO a odplynění. V případě bodu 4 se pro výpočet entalpie použije vzorec vysvětlený v kapitole 2, sekci 2.5.

Pro výpočet $h_{4,iz}$ se vezme v úvahu následující:

$$h_{4,iz} = f(P_4 = 10 \text{ kPa}, s_3) = 2144,5 \text{ kJ/kg}$$

Proto:

$$h_4 = h_3 - \eta_{TDI} \cdot (h_3 - h_{4,iz}) \quad (23)$$

$$h_4 = 3214,4 - 0,9 \cdot (3214,4 - 2144,5) = 2251,49 \text{ kJ/kg}$$

Na základě entalpie a tlaku v bodě 4 lze vypočítat teplotu v tomto bodě, to je $T_4 = 45,808 \text{ }^\circ\text{C}$.

Další důležitou informaci, kterou je třeba při výpočtu zohlednit, je tlak v napájecí nádrži. V tomto případě byl zvolen tlak 300 kPa, na tuto hodnotu bude tedy izoentropicky škrceno odplynění a na ni bude čerpat i kondenzační čerpadlo. Obdobně je tomu pro napájecí čerpadlo, které čerpá vodu z napájecí nádrže do kotle. Pro zjednodušení pomíjíme tlakové ztráty v kotli a potrubí, tlak tedy odpovídá tlaku páry vystupující z kotle. Při návrhu VTO volíme nedohřev $6 \text{ }^\circ\text{C}$, to znamená, že teplota na vstupu do kotlů je $T_{21} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$. Kondenzát z VTO končí v napájecí nádrži. Zde platí bilanční rovnice pro výměník:

$$\dot{m}_{20} \cdot (h_{21} - h_{20}) = \dot{m}_{13} \cdot (h_{13} - h_{14}) \quad (24)$$

Parametry jednotlivých pracovních bodů jsou uvedeny ve schématu na obr. 8.2 a výsledné parametry těchto cyklů jsou popsány níže.

8.1.1 Teplárenský režim

Tepelný výkon poskytovaný spotřebiteli lze vypočítat vztahem podobným rovnici uvedené v oddíle 2.5. Regulovaný odběr páry z turbíny je využit naplno ($\dot{m}_{CZT} = \dot{m}_{12}$)

$$Q_{tep} = \dot{m}_{CZT} \cdot (h_1 - h_{16}) \quad (25)$$

$$Q_{tep} = 16,315 \cdot (2868,2 - 293,26)$$

$$Q_{tep} = 42009,178 \text{ kW}$$

Svorkový výkon generátoru se vypočítá:

$$P_{sv} = \eta_{el} \cdot a_T \quad (26)$$

$$P_{sv} = \eta_{el} \cdot [\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_1) + \dot{m}_4 \cdot (h_1 - h_4)] \quad (27)$$

$$P_{sv} = 0,93 \cdot [30,6 \cdot (3214,4 - 2868,2) + 8,4 \cdot (2868,2 - 2251,49)]$$

$$P_{sv} = 14669,89 \text{ kW}$$

8.1.2 Kondenzační režim

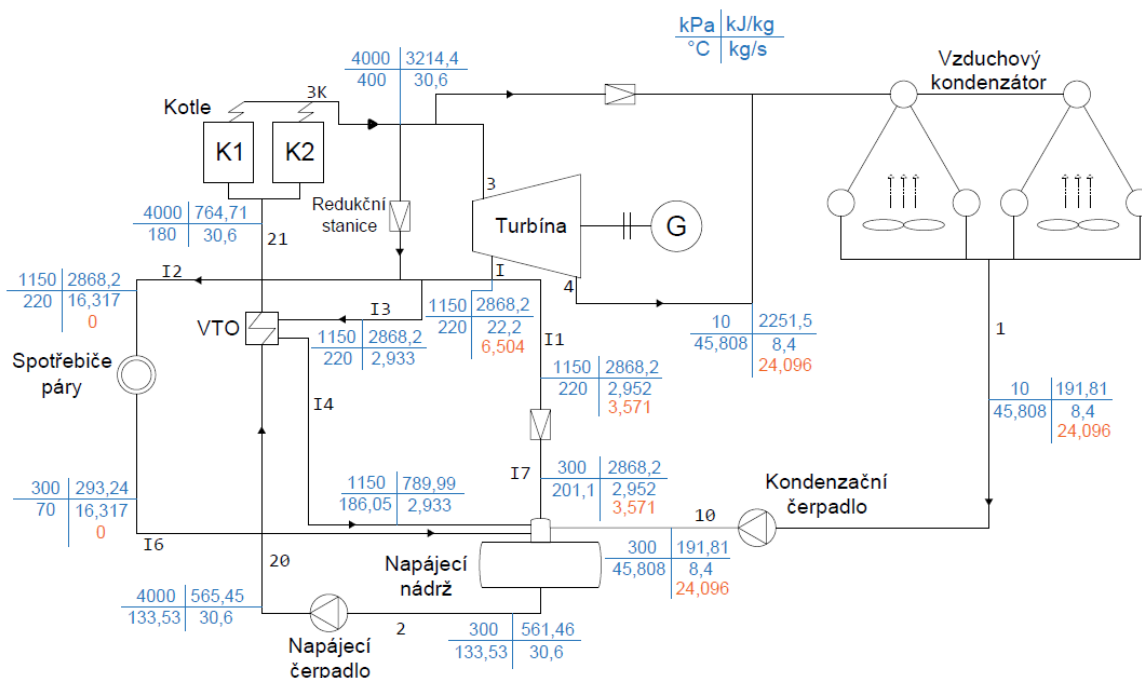
V tomto případě se regulovaný odběr z turbíny používá pouze pro VTO a odplynění, to znamená $\dot{m}_{CZT} = 0$ a proto $Q_{tep} = 0$. V tomto režimu se využívá plný instalovaný výkon. Protože více páry projde celou turbínou a pokračuje do kondenzátoru, bude i svorkový výkon vyšší díky většímu množství páry proudícímu přes celou turbínu:

$$P_{sv} = \eta_{el} \cdot [\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_I) + \dot{m}_4 \cdot (h_I - h_4)] \quad (28)$$

$$P_{sv} = 0,93 \cdot [30,6 \cdot (3214,4 - 2868,2) + 24,096 \cdot (2868,2 - 2251,49)]$$

$$P_{sv} = 23672,186 \text{ kW}$$

Hodnoty zvýrazněné oranžovou barvou v obr. 8.2, jsou rozdílné hmotnostní toky oproti předchozímu případu.



Obr. 8.2 Technologické schéma spalovny (oranžové hodnoty pro případ elektrického režimu)

8.2 Návrh spalovny s absorpčním tepelným čerpadlem

Chladicí část (výparník) absorpčního tepelného čerpadla je zapojena ke kompresorům (využije se tak tepelný potenciál, který by byl jinak mařen). Níže jsou uvedeny dvě konstrukční možnosti, včetně absorpčního tepelného čerpadla v spalovně.

8.2.1 Zapojení s důrazem na výrobu elektrické energie

Tato konstrukční možnost předpokládá použití páry určené pro spotřebitele k pohonu absorpčního tepelného čerpadla. Tento průtok závisí na technických vlastnostech každého čerpadla, které budou uvedeny níže. Velkou výhodou této konstrukce je to, že výkon turbíny není snížen.

Základní případ

Hmotnostní tok hnací páry desorbéru, kterou se použije na pohon absorpčního zařízení je $\dot{m}_D = 0,75 \text{ kg/s}$. Na základě těchto informací a s ohledem na dříve provedené výpočty se vypočítají hodnoty každého provozního bodu, což je vidět na obr. 8.3.

Topný výkon lze chápat jako součet tepla dodaného v páře do CZT a tepla dodaného v horké vodě:

$$Q_{tep}^{pára} = \dot{m}_{CZT} \cdot (h_I - h_{I6}) \quad (30)$$

$$Q_{tep}^{h.voda} = Q_H \quad (31)$$

$$Q_{tep}^{pára} = 15,565 \cdot (2868,2 - 293,24)$$

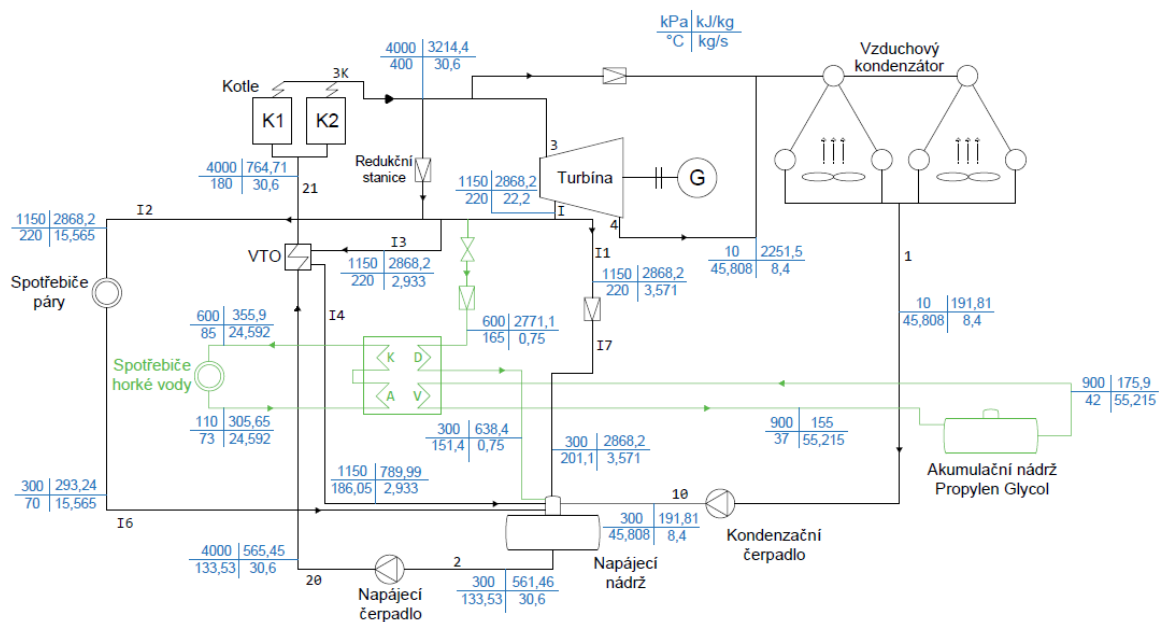
$$Q_{tep}^{pára} = 40077,973 \text{ kW}$$

$$Q_{tep}^{h.voda} = Q_H = Q_D + Q_V = 1599,524 + 1154 \quad (32)$$

$$Q_{tep}^{h.voda} = 2753,524 \text{ kW}$$

Proto:

$$Q_{tep} = Q_{tep}^{pára} + Q_{tep}^{h.voda} = 42831,497 \text{ kW}$$



Obr. 8.3 Schéma spalovny s absorpční jednotkou (s prioritou výroby elektřiny)

Protože posledním stupněm turbíny nebyla odebrána žádná další pára, bude elektrický výkon zařízení stejný jako v případě teplotenského režimu bez absorpčního tepelného čerpadla, to je:

$$P_{sv} = 14669,89 \text{ kW}$$

Další případy

Podle stejného postupu výpočtu, který byl stanoven v základním případě, tabulka 8.1 ukazuje výsledky topného výkonu v teplotně, když je implementováno každé z čerpadel analyzovaných v předchozích kapitolách. Tepelný tok v desorbéru byl stanoven v kapitole 7 pomocí softwaru EES. Elektrický výkon zařízení je stejný jako v případě teplotenského režimu bez absorpční jednotky; je ale nutné snížit toto číslo o příkon tepelného čerpadla. V tomto případě se využívá hodnota příkonu z každého analyzovaného čerpadla (tuto hodnotu lze získat z katalogu). Nakonec dostaneme:

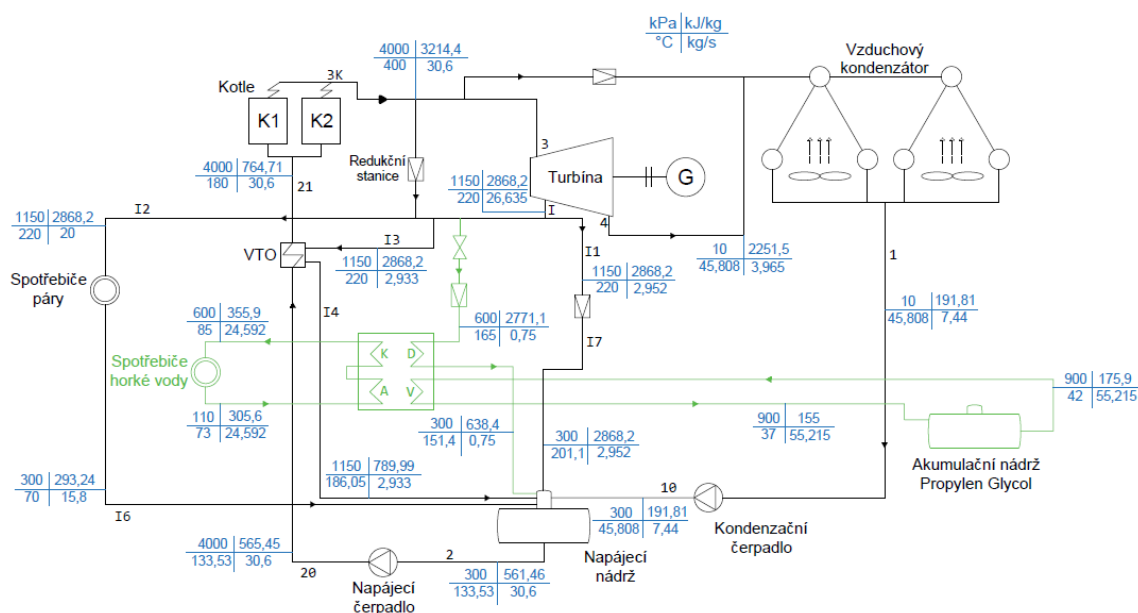
$$P = P_{sv} - P_{AT\check{c}} \quad (33)$$

Tab. 8.1 Topný výkon v teplárně s uvažováním absorpční jednotky s prioritou výroby elektrické energie

Čerpadlo	\dot{m}_{CZT} [kg/s]	$Q_{tep}^{pára}$ [kW]	$Q_{tep}^{h.voda}$ [kW]	Q_{tep} [kW]	$P_{AT\check{c}}$ [kW]	P_{sv} [kW]
Broad	15,6	40.168	2.675	42.843	7,5	14.662
York	15,586	40.132	2.745	42.877	9	14.661
World Energy Co.	15,692	40.405	2.234	42.639	7	14.663
LG	15,553	40.047	3.075	43.122	9,4	14.660
Ebara	15,610	40.196	2.630	42.826	7,6	14.662

8.2.2 Zapojení s důrazem na dodávku tepla

Tento scénář počítá se zvýšením množství páry odváděné z regulovaného odběru turbíny, kromě udržování konstantního množství páry, která je distribuována spotřebitelům. Tento scénář je obecně platný a možný, pokud jste ochotni snížit výrobu elektrické energie – elektrický výkon – (to znamená, že množství páry v posledním stupni turbíny je sníženo) za cenu maximalizace dodávek tepla. Pro provedení návrh bylo tedy jako vstupní parametr zavedeno množství páry pro CZT, to je min. 20 kg/s. Parametry pracovních bodů jsou zobrazeny na obr. 8.4.



Obr. 8.4 Schéma spalovny s absorpční jednotkou (s prioritou výroby tepla)

Vypočítá se topný výkon:

$$Q_{tep}^{pára} = \dot{m}_{CZT} \cdot (h_1 - h_{16})$$

$$Q_{tep}^{pára} = 20 \cdot (2868,2 - 293,24) = 51498,8 \text{ kW}$$

Potom se pro základní případ získá $Q_{tep}^{h.voda}$ a P_{sv} :

$$Q_{tep}^{h.voda} = Q_H = Q_D + Q_V = 1599,524 + 1154 = 2753,524 \text{ kW}$$

Topný výkon je:

$$Q_{tep} = Q_{tep}^{para} + Q_{tep}^{h.voda} = 54252,324 \text{ kW}$$

Pro výpočet P musí být nejprve stanovena hodnota \dot{m}_4 – průtok kondenzační části turbíny. Hmotnostní bilance se provádí s přihlédnutím k tomu, že $\dot{m}_{CZT} = 20 \text{ kg/s}$, čímž se získá $\dot{m}_4 = 3,965 \text{ kg/s}$. Proto:

$$P = \eta_{el} \cdot [\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_l) + \dot{m}_4 \cdot (h_l - h_4)]$$

$$P = 0,93 \cdot [30,6 \cdot (3214,4 - 2868,2) + 3,965 \cdot (2868,2 - 2251,49)]$$

$$P = 12126,247 \text{ kW}$$

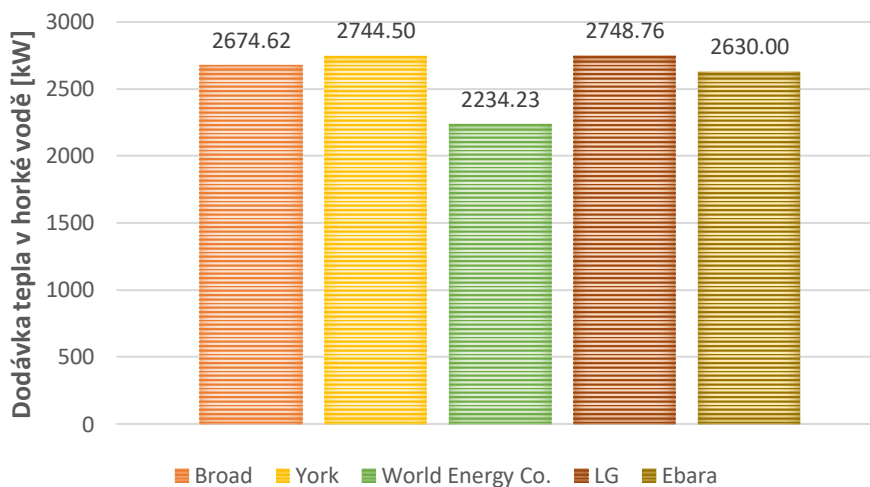
Obdobně jako v případě základního případu se určí topný výkon a výkon spalovny s uvažováním analyzovaných absorpčních jednotek. Tyto informace jsou uvedeny v následující tabulce. Q_{tep}^{para} bude stejný pro každé čerpadlo. $Q_{tep}^{h.voda}$ je získán z tabulky 8.1.

Tab. 8.2 Topný výkon v teplárně s uvažováním absorpční jednotky s prioritou výroby tepla

	\dot{m}_{D1} [kg/s]	\dot{m}_4 [kg/s]	Q_{tep} [kW]	P [kW]
Broad	0,715	4	54.173	12.146
York	0,729	3,986	54.243	12.138
World Energy Co.	0,623	4,092	53.733	12.199
LG	0,71	4,005	54.248	12.119
Ebara	0,704	4,011	54.129	12.149

Porovnání

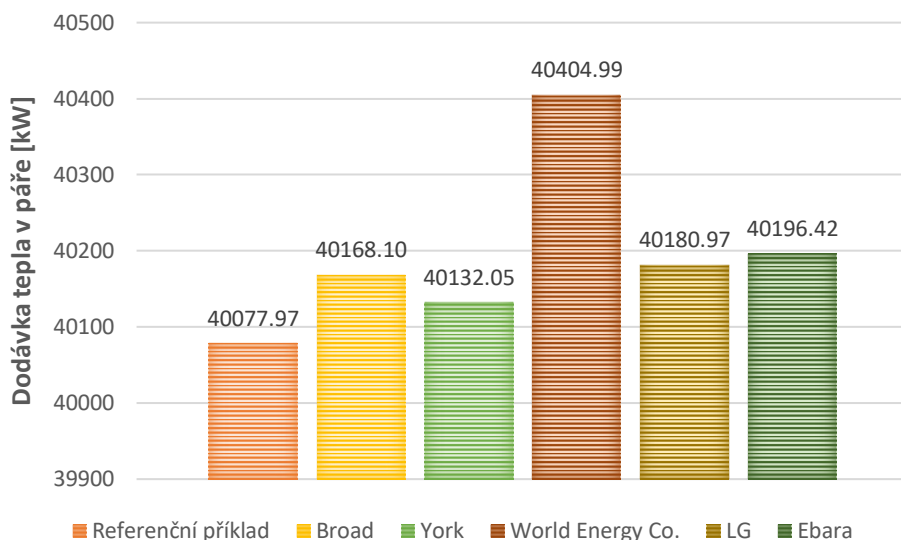
Porovnání získaných výsledků s dříve analyzovanými absorpčními tepelnými čerpadly je uvedeno níže. Obr. 8.5 ukazuje dodávku tepla spotřebitelům ve formě horké vody.



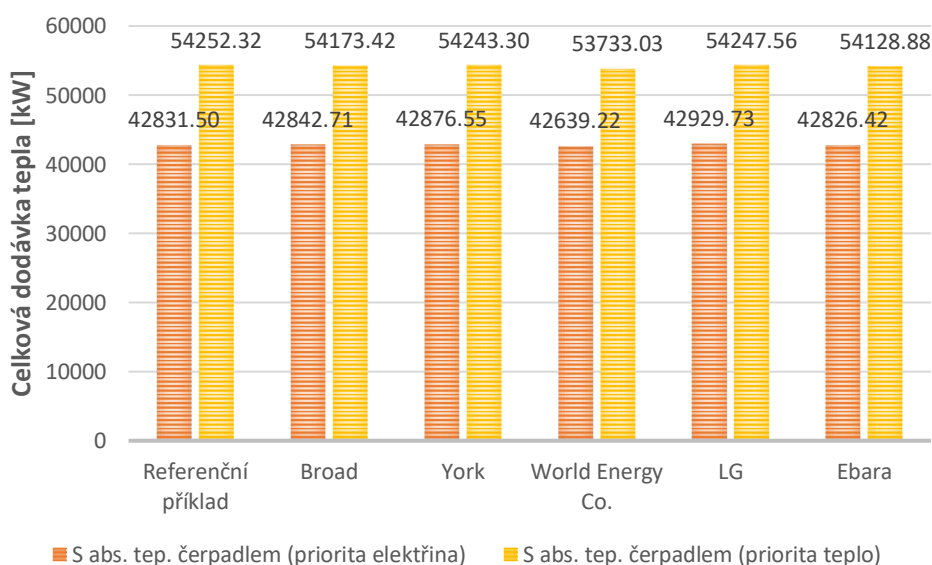
Obr. 8.5 Dodávka tepla v horké vodě s absorpčním tepelným čerpadlem (elektřina-teplo)

Je vidět, že čerpadlo LG má nejvyšší hodnotu ve srovnání s ostatními čerpadly. Tato hodnota se také vztahuje na „topný výkon“ (Heating Capacity v angličtině), který byla dříve určen součtem mezi tepelným tokem v desorbéru a ve výparníku. Tyto informace najdete také v katalogu jednotlivých čerpadel. Data uvedená v tomto obrázku platí jak pro scénář s prioritou výroby elektřiny, tak pro scénář s prioritou tepla.

Obr. 8.6 představuje dodávku tepla ve formě páry spotřebitelům ve scénáři s prioritou výroby elektřiny. Je vidět, že všechna čerpadla splňuje požadavek na dodávku tepla. Jak je vidět, čerpadlo z firmy World Energy Co. má nejvyšší hodnotu.



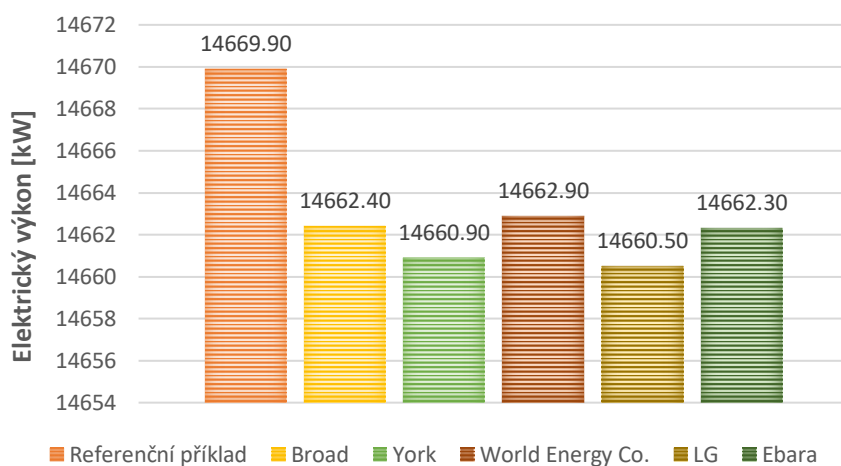
Obr. 8.6 Dodávka tepla v páře s absorpčním tepelným čerpadlem (priorita elektřina)



Obr. 8.7 Celková dodávka tepla

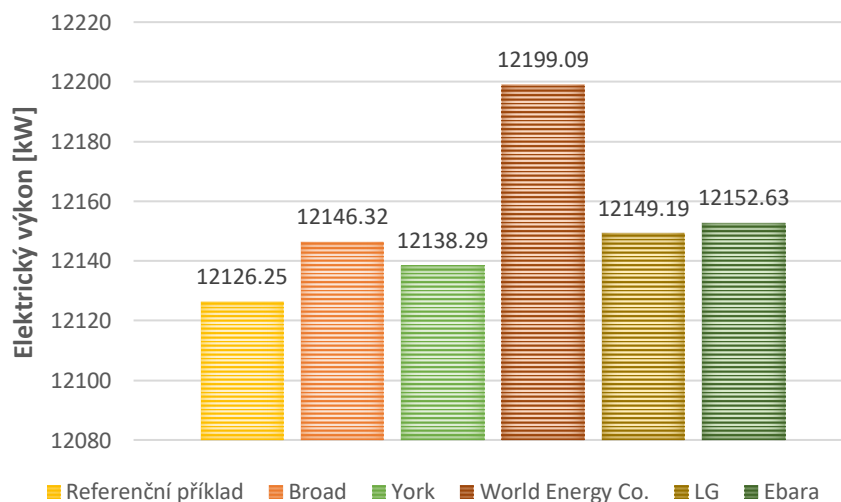
Obr. 8.7 ukazuje celkovou dodávku tepla ve dvou navrhovaných scénářích. V případě scénáře s prioritou výroby elektřiny by uvažovaná čerpadla splňovala požadavky s odkazem na základní případ. Čerpadlo vyráběné firmou World Energy Co. má o něco nižší hodnoty než základní případ. Ve scénáři, kde je výroba tepla považována za prioritu, je vidět, že čerpadla LG a York mají vyšší hodnoty ve vztahu k základnímu případu, se kterým by splňovala požadavek na dodávku ke spotřebitelům.

Konečně obr. 8.8 a 8.9 ukazují elektrický výkon v teplárně pomocí absorpčních tepelných čerpadel analyzovaných pro dva scénáře uvažované v této kapitole. Je třeba poznamenat, že pokud je prioritou výroba elektřiny, všechna čerpadla mají o něco nižší hodnoty ve vztahu k základnímu případu, přesto by to nemělo být překážkou pro jeho implementaci. Největší rozdíl, který existuje podle předložených údajů, je 9,4 kW, což by bylo 0,06 % z množství tepla uvažovaného v referenčním případě.



Obr. 8.8 Elektrický výkon s absorpčním tepelným čerpadlem (priorita elektřina)

Pokud je prioritou dodávka tepla, získané hodnoty představují větší rozdíly. Je vidět, že čerpadlo York má nejnižší hodnotu, to je 12 138,29 kW. Nejlepší výkon v tomto scénáři má čerpadlo World Energy Co. s 12 199,09 kW, o 72,84 kW více než základní případ.



Obr. 8.9 Elektrický výkon s absorpčním tepelným čerpadlem (priorita teplo)

Na základě výsledků pozorovaných ve výše uvedených grafech lze určit, že absorpční tepelná čerpadla s nejlepšími technickými výsledky jsou čerpadla vyráběná společností LG, World Energy Co. a Broad.

Dalším srovnávacím kritériem, které je třeba vzít v úvahu, je celková účinnost cyklu s ohledem na referenční případ bez a s dříve analyzovanými tepelnými absorpčními čerpadly. Pro výpočet této účinnosti se vychází z následující rovnice uvedené v kapitole 2:

$$\eta_{tep} = \frac{E + Q_d}{Q_{pal}} \quad (4)$$

Kde E je celková elektrina, Q_d je vyrobené teplo a Q_{pal} je celková spotřeba tepla v palivu. Hodnoty elektriny a vyrobené tepla jsou získány z tabulek 8.1 a 8.2. Pro výpočet celkové spotřeby tepla v palivu se zvažují následující hodnoty:

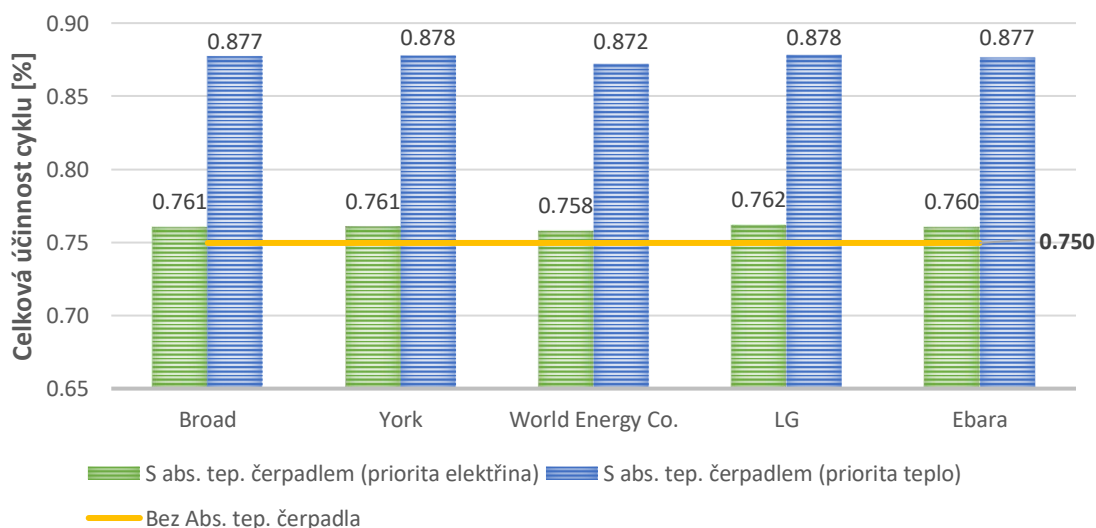
- kapacita spalovny: 248 000 tun/rok
- výhřevnost odpadu: 9 MJ/kg

Pokud vezmeme v úvahu, že spalovna pracuje 8200 hodin za rok a $1\text{ kWh} = 3,6\text{ MJ}$, celková spotřeba tepla v palivu je 71759,259 kW za rok.

Proto je pro referenční příklad celková účinnost cyklu:

$$\eta_{tep} = \frac{14\,669,89 + 42\,009,18}{75\,609,76} = 0,75\%$$

Následující graf ukazuje výsledky účinnosti každého z absorpčních tepelných čerpadel s ohledem na prioritní scénáře výroby tepla a elektriny.



Obr. 8.10 Celková účinnost cyklu s uvažováním absorpční jednotky

Z předchozího grafu je vidět, že všechna čerpadla analyzovaná a implementovaná ve spalovně mají vyšší celkovou účinnost než referenční případ. Je také vidět, že nejlepší celková účinnost nastává, když je do systému implementováno čerpadlo LG. Také je vidět, že ostatní čerpadla mají v porovnání s čerpadlem referenčního příkladu velmi dobré výsledky, což by z technologického hlediska bylo také výhodné řešení.

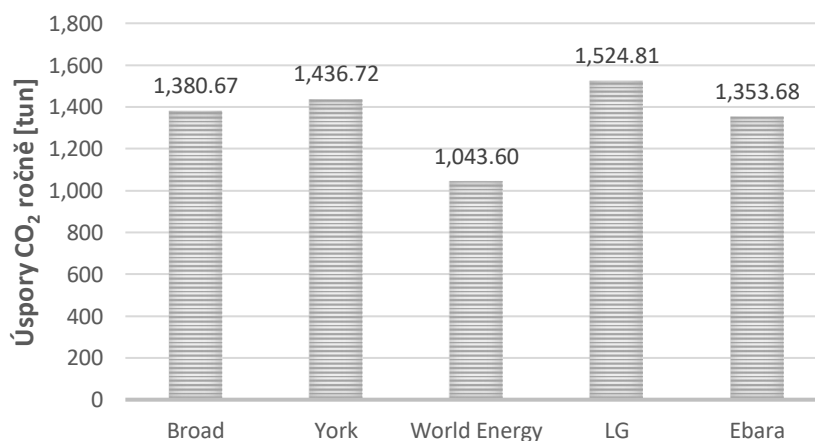
Dalším parametrem, který je třeba při hodnocení proveditelnosti implementace absorpční jednotky ve spalovně zvážit, jsou úspory CO₂, kterých by bylo dosaženo. Za tímto účelem se zvažují následující informace, přičemž se bere v úvahu, že spalovna je v provozu 8200 hodin ročně:

Tab. 8.3 Celková dodávka tepla [MWh] ročně

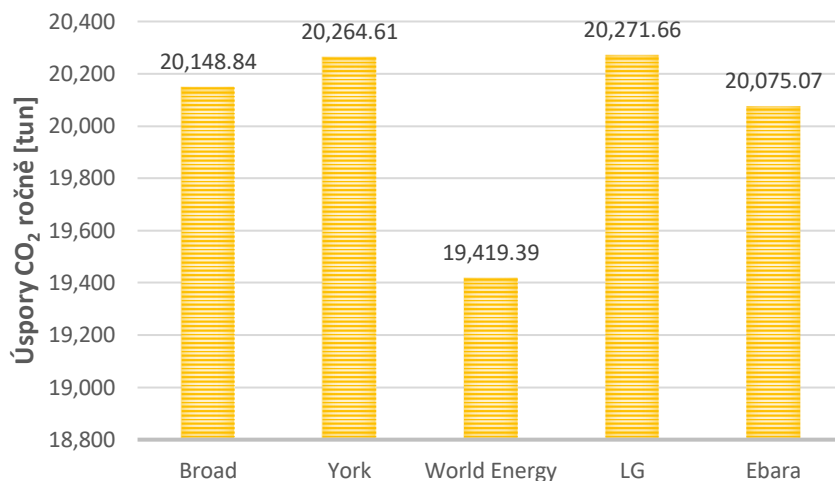
Absorpční jednotky	S abs. tep. čerpadlem (priorita elektřina)	S abs. tep. čerpadlem (priorita teplo)
Ref. příklad	351.218	444.869
Broad	351.310	444.222
York	351.588	444.795
World Energy Co.	349.642	440.611
LG	352.024	444.830
Ebara	351177	443.857

Při výpočtu se zvažuje emisní faktor = 0,222 tun CO₂/MWh. Pokud by se zvažovala spalovna bez absorpčního tepelného čerpadla, celková dodávka tepla bude 344 475,26 MWh za rok, což odpovídá 69 584 tunám CO₂ ročně. Pokud se vezme v úvahu absorpční tepelné čerpadlo referenčního případu, například ve scénáři, kde je prioritou výroba elektřiny, celková dodávka tepla by byla o 351 218,28 MWh ročně, o 6 743,02 MWh více ve vztahu k celkové dodávce tepla bez absorpčního čerpadla. Je však třeba poznamenat, že tato dodatečná výroba je spojena s teplem získaným pomocí čerpadla a nikoli se spálením odpadků (v tomto případě surovinou pro výrobu páry, která pohání turbínu v spalovně). Tímto způsobem by vynásobením této hodnoty emisním faktorem bylo získáno **1 362,09 tun CO₂** za rok, což by byla ekvivalentní úspora CO₂ při implementaci absorpčního čerpadla. Pokud se vezme v úvahu případ, kdy je prioritou výroba tepla, pak dodatečná výroba tepla bude 100 394 MWh za rok, což odpovídá úsporám **20 279 tun CO₂** ročně.

Stejným postupem byly získány výsledky úspor CO₂ u každého z čerpadel dříve analyzovaných ve dvou navrhovaných scénářích (obr. 8.11). Je vidět, že čerpadlo LG by poskytovalo nejvyšší úspory CO₂ ročně, kdy priorita je výroba elektřiny. Kdy priorita je výroba tepla, čerpadlo LG taky poskytuje nejvyšší úspory.



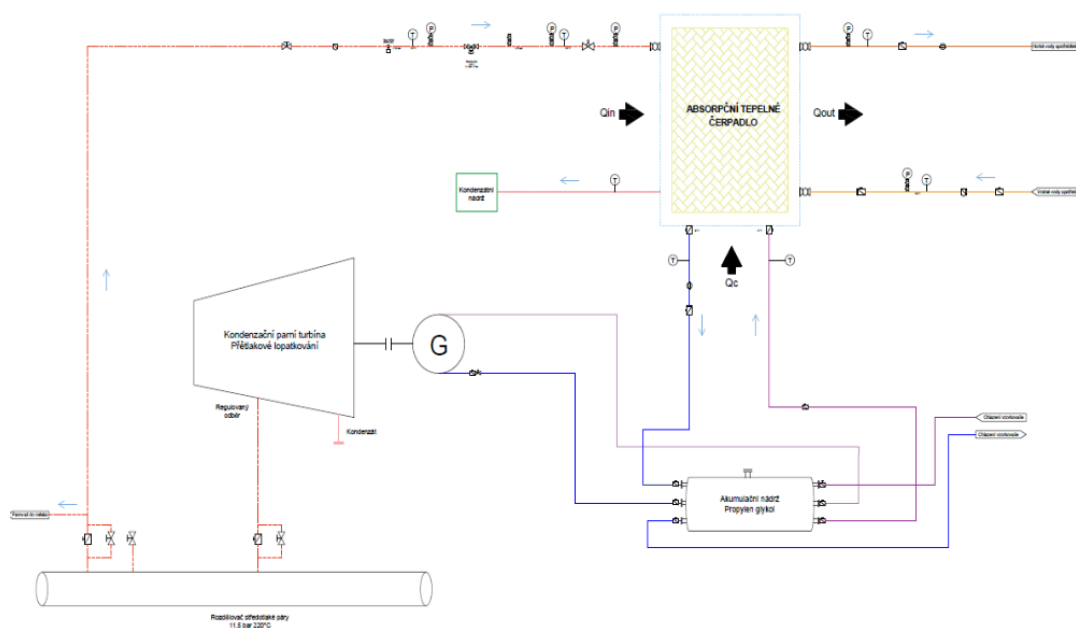
Obr. 8.11 Úspora CO₂ s uvažovaným absorpčním tepelným čerpadlem (priorita elektřina)



Obr. 8.12 Úspora CO₂ s uvažovaným absorpčním tepelným čerpadlem (priorita teplo)

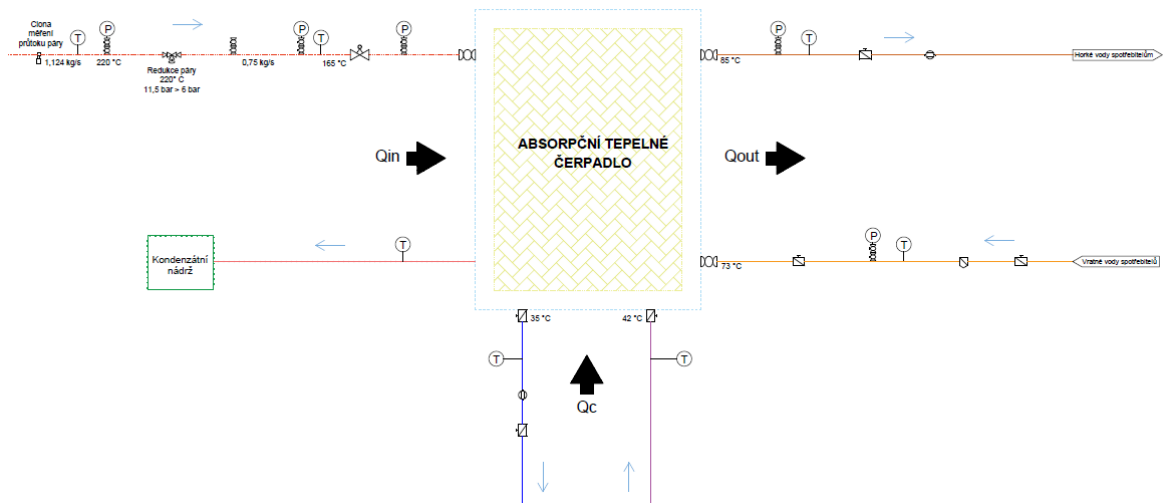
8.3 Reprezentace doporučeného technologického schématu se systémem měření

Obr. 8.12 ukazuje technologické schéma spalovny včetně absorpčního tepelného čerpadla. Také zde vidíte zařízení potřebné k měření provozních parametrů.










Obr. 8.12 Technologické schéma spalovny s uvažováním absorpční jednotky

Obr. 8.12 zobrazuje podrobněji schéma zapojení absorpčního tepelného čerpadla. Níže je také uvedena nomenklatura použitá v tomto diagramu.



Obr. 8.12 Technologické schéma zapojení absorpční jednotky

LEGENDA ARMATUR

-  Regulační ventil s ručním ovládáním
-  Filtr
-  Redukční ventil
-  Regulační ventil s elektrickým pohonem
-  Klapka
-  Průtokoměr
-  Kulové kohouté pro měření tlaku

LEGENDA NAPOJENÍ ARMATUR

-  Závitové spojení

Obr. 8.13 Legenda armatur a napojení armatur

9. Výpočet výměníku tepla

Tato kapitola představuje výpočet výměníku tepla olej/propylen glykol, který zahrnuje energetickou bilanci a konstrukční návrh. Cílem implementace tepelného výměníku je zahřívat propylen glykol tak, aby měl vhodnou teplotu a poskytoval odpovídající tepelný tok ve výparníku. Na základě zjištěných informací bude proveden návrh protiproudového trubkového tepelného výměníku. V tomto návrhu se má za to, že olej bude protékat v trubkovém prostoru a propylen glykol bude protékat v mezitrubkovém prostoru. Prvním krokem při návrhu bylo definování vlastností pracovních tekutin. Pro následné výpočty se berou v úvahu následující hodnoty:

- teplota propylen glykol na vstupu: 20 °C
- teplota propylen glykol na výstupu: 50 °C
- teplota olej na vstupu: 100 °C
- teplota olej na výstupu: 60 °C
- hmotnostní průtok propylen glykol: 2 kg/s

Pro konstrukci tohoto výměníku tepla byl vybrán olej Therminol 55 [68]. Vypočítáním středních teplot pro každou z pracovních látek byly získány následující vlastnosti:

Tab. 9.1 Vlastnosti pracovních látek výměníku tepla

Vlastnost/Pracovní látky	Jednotka	Olej	Propylen glykol
Střední teplota [T_{st}]	°C	80	35
Hustota [ρ]	kg/m ³	831	1018
Měrná tepelná kapacita [C_p]	kJ/kg K	2,12	3,99
Tepelná vodivost [λ]	W/m ² k	0,1214	0,488
Dynamická viskozita [η]	Pa s	4,52 x 10 ⁻³	1,78 x 10 ⁻³

9.1. Tepelný výpočet

Tepelná bilance ve výměníku se vypočítá následující rovnicí:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (34)$$

Použitím údajů v tabulce 9.1 pro propylen glykol se vypočítá tepelný výkon výměníku tepla:

$$Q_{pg} = 2 * 3,99 * (50 - 20) = \mathbf{239,4 \text{ kW}}$$

V tomto případě platí $Q_{pg} = Q_o$, tímto způsobem se vypočítá hmotnostní průtok oleje:

$$\dot{m} = \frac{Q_o}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{5386,5}{2,12 * (100 - 60)} = \mathbf{2,843 \text{ kg/s}} \quad (35)$$

9.2. Konstrukční návrh

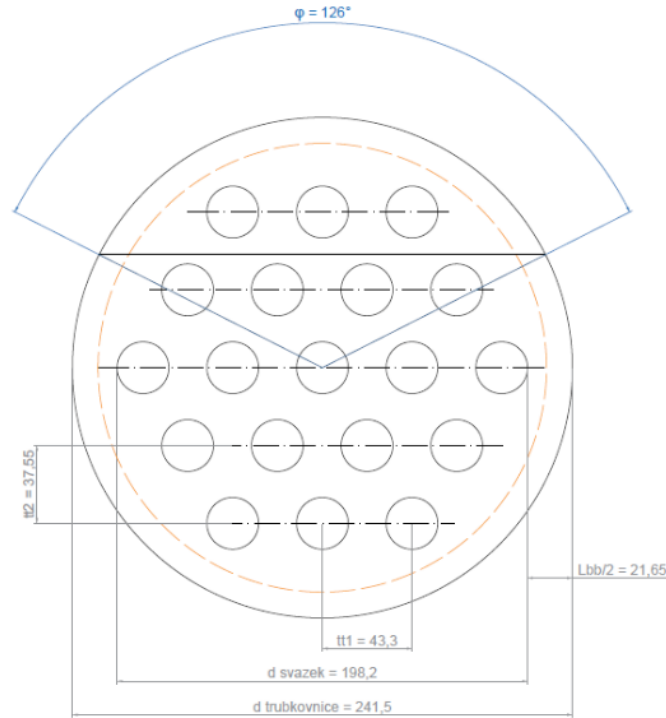
Pro další postup ve výpočtu je nutné určit rozložení trubek ve svazku a vnitřní průměr trubkovnice. Dále navrhnout rozložení přepážek v mezitrubkovém prostoru a jejich tloušťku. V tomto případě je navrhováno 19 trubek ve svazku a bylo zvoleno 60° uspořádání. Trubky mají vnější průměr $d_2 = 25 \text{ mm}$ a tloušťku 1,5 mm. Vývoj konstrukčního návrhu byl založen na

postupu popsaném v knize *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla* [69]. Byl určen rozteč t_{t1} , který jsou potřebný k dalším výpočtům.

$$t_{t1} = 1,732 \cdot d_2 = 1,732 \cdot 25 = 43,3 \text{ mm} \quad (36)$$

$$d_{svazek} = 6 \cdot t_{t1} + d_2 = 6 \cdot 43,3 + 25 = 198,2 \text{ mm} \quad (37)$$

$$d_{trubkovnice} = d_{svazek} + t_{t1} = 198,2 + 43,3 = 241,5 \text{ mm} \quad (38)$$



Obr. 9.1 Návrh rozložení svazku trubek

Součinitel přestupu tepla

Dalším krokem je určit základní kritéria sdílení tepla a potom je vypočítán součinitel přestupu tepla. Výpočet bude nejprve proveden v trubkovém prostoru.

$$Re_o = \frac{w_o \cdot d_1}{\vartheta_o} = \frac{w_o \cdot d_1 \cdot \rho_o}{\eta_o} = \frac{0,4704 \cdot 0,022 \cdot 831}{4,52 \cdot 10^{-3}} = 1902,50 \quad (39)$$

$$a_o = \frac{\lambda_o}{1000 \cdot c_{p_o} \cdot \rho_o} = \frac{0,1214}{1000 \cdot 2,12 \cdot 831} = 6,8909 \cdot 10^{-8} \quad (40)$$

$$Pe_o = \frac{w_o \cdot d_1}{a} = \frac{4,9724 \cdot 0,023}{6,8909 \cdot 10^{-8}} = 150168,6598 \quad (41)$$

$$Pr_o = \frac{Pe_o}{Re_o} = \frac{1659619,56}{21025} = 78,93 \quad (42)$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re_o^{0,8} \cdot Pr_o^{0,4} = 55,47 \quad (43)$$

$$\alpha_o = Nu \cdot \frac{\lambda_o}{d_1} = 55,47 \cdot \frac{0,1214}{0,022} = 306,12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (44)$$

Poznámky: Re – Reynoldsovo kritérium [-], Nu – Nusseltovo kritérium [-], w – rychlost proudění média [m·s⁻¹], a – součinitel teplotní vodivosti [m²·s⁻¹], α – součinitel přestupu tepla [W·m⁻²·K⁻¹]

Výpočet v mezitrubkovém prostoru je následující:

$$Re_{pg} = \frac{w_{pg} \cdot l_{char}}{\vartheta_{pg}} = \frac{w_{pg} \cdot \pi \cdot d_2}{2 \cdot \vartheta_{pg}} = 1172,97 \quad (45)$$

$$a_{pg} = \frac{\lambda_{pg}}{1000 \cdot c_{p_{pg}} \cdot \rho_{pg}} = 1,2014 \times 10^{-7} \quad (46)$$

$$Pe_o = \frac{w_{pg} \cdot l_{char}}{a} = 3,55 \times 10^5 \quad (47)$$

$$Pr_{pg} = \frac{Pe_{pg}}{Re_{pg}} = 17071,10 \quad (48)$$

$$S_N = (2 \cdot t_p - s_p) \cdot d_{trubkovnice} = 0,069 \text{ m}^2 \quad (49)$$

$$w_{pg} = \frac{\dot{m}_w}{S_N \cdot \rho_{pg} \cdot \left(1 - \frac{\pi}{x_6}\right)} = 0,05223 \text{ m/s} \quad (50)$$

$$x_6 = \frac{t t_1}{d_2} = 1,732 \quad (51)$$

Poznámky: S_N – plocha volného nezaplňeného průřezu mezi dvěma přepážkami [m²], s_p – tloušťka přepážky zvolena 1,3 cm, t_p – rozteč mezi přepážkami zvolena 12 cm, l_{char} – charakteristický rozměr [m]

Nusseltova kritéria v mezitrubkovém prostoru je rozdělen na laminární a turbulentní část proudění, které je nutné korelovat korekčními faktory. Tyto faktory zohledňují konstrukci výměníku a zkratové proudy.

$$Nu = [0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8] \quad (52)$$

Kde:

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{pg}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{pg}} = 55,52 \quad (53)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{pg}^{0,8} \cdot Pr_{pg}}{1 + 2,443 \cdot Re_{pg}^{-0,1} \cdot (Pr_{pg}^{\frac{2}{3}} - 1)} = 1,81 \quad (54)$$

y₂ – zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě včetně směru tepelného toku

y₃ – zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek

y₄ – zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu proudu pracovní látky při laminárním proudění

y₅ – zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek ve výřezu přepážky

y₆ – zohledňuje vliv zkratových proudů skrz nebo okolo přepážek

y₇ – zohledňuje vliv obtokových proudů mezi svazkem trubek a pláštěm výměníku

y₈ – zohledňuje vliv prostorů pod vstupními hrdly

$$y_2 = \left(\frac{Pr_{pg}}{Pr_{pg} \cdot S_N} \right)^{0,11} = 1,3423 \quad (55)$$

$$y_3 = 1 + \left(\frac{2}{3 \cdot x_7} \right) = 2,333 \quad (56)$$

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32} = 1,1324 \quad (57)$$

$$x_7 = \frac{tt_2}{d_2} = 0,5 \quad (58)$$

$$x_8 = \frac{n_{tr,v}}{n_{tr}} = \frac{3}{19} = 0,1579 \quad (59)$$

kde $n_{tr,v}$ je počet trubek mimo přepážku a n_{tr} je počet trubek.

Koeficient y_4 vychází téměř roven jedné, proto je ve výpočtu zanedbán. Koeficient y_6 je také roven jedné, protože průtočný průřez mezi pláštěm a přepážkou je mnohonásobně větší než průtočný průřez skrz přepážku. Koeficient y_7 byl zvolen jedna, kvůli možnosti přidání těsnících lišt. Hodnota koeficientu y_8 byla také zvolena jako jedna.

Proto Nusseltovo číslo v mezitrubkovém prostoru je $Nu = 198,08 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ a součinitel přestupu tepla je:

$$\alpha_{pg} = Nu \cdot \frac{\lambda_{pg}}{l_{char}} = 198,08 * \frac{0,488}{0,04} = 2461,58 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (60)$$

Součinitel prostupu tepla

Další potřebné parametry výměníku tepla k určení jsou délka trubek a celková teplosměnná plocha. Ty lze získat pomocí součinitele prostupu tepla. Tímto součinitelem rozumíme prostup tepla mezi dvěma teplosměnnými médii oddělenými pevnou stěnou. V tomto případě stěnou válcovou z oceli. Každá pevná látka má svůj specifický součinitel tepelné vodivosti. V tomto případě $\lambda_{ocel} = 15 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Tento součinitel lze vztáhnout k výhřevné ploše nebo k délce trubek. Pro výpočet je použita metoda logaritmického teplotního spádu.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{o,in} - T_{pg,out}) - (T_{o,out} - T_{pg,in})}{\ln\left(\frac{T_{o,in} - T_{pg,out}}{T_{o,out} - T_{pg,in}}\right)} = 44,814 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (61)$$

$$k_l = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{\alpha_o \cdot d_1}\right) + \left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_{ocel}}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_{pg} \cdot d_{trubkovnice}}\right)} = 20,34 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (62)$$

$$Q_o \cdot 1000 = k_l \cdot L_c \cdot \Delta T_{ln} \rightarrow L_c = 13,8211 \text{ m} \quad (63)$$

$$L_{trubky} = \frac{13,8211}{19} = 0,7274 \text{ m} \quad (64)$$

$$k_s = \frac{1}{\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \cdot \left(\frac{1}{\alpha_o}\right) + \left(\frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{ocel}}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_{pg}}\right)} = 236,69 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (65)$$

$$Q_o \cdot 1000 = k_s \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \rightarrow S = 22,57 \text{ m} \quad (66)$$

k_l – součinitel prostupu tepla vztážený na 1 m délky trubek [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

k_s – součinitel prostupu tepla vztažený na teplosměnnou plochu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]

Tlakové ztráty

a. Trubkový prostor

Tlakové ztráty se dělí na tlakové ztráty místní a ztráty vyvolané třením. Ztráty místní jsou vyvolány místními odpory, tudíž jsou závislé na konstrukci výměníku. Ztráty vyvolané třením závisí na rychlosti proudění, hustotě média, délce a průměru trubek a na teplotním profilu a drsnosti.

$$\Delta p_o = \Delta p_{m,o} + \Delta p_{t,o} \quad (67)$$

Tlaková ztráta třením se vypočítá podle rovnice:

$$\Delta p_{t,o} = \lambda_{t,o} \cdot \frac{\rho_o + w_o^2}{2} \cdot z1_o \cdot z2_o = 52,43 \text{ Pa} \quad (68)$$

$$\lambda_{t,o} = \frac{64}{Re_o} = 0,03 \quad (69)$$

$$z1_o = \frac{l_{trubky}}{d_1} = \frac{0,7274}{0,022} = 127,7 \quad (70)$$

$$z2_o = \left(\frac{t_{pg,str}}{t_{s,str}} \right)^{0,81} = 0,5119 \quad (71)$$

Tlaková ztráta místní sestává z tlakové ztráty na vstupu a výstupu pracovní látky z trubek trubkového svazku a tlakové ztráty ohybem proudu. Tlaková ztráta ohybem proudu nastává při vícechodých uspořádáních svazku trubek. V tomto případě jsou trubky rovné, proto je jeden chod a tlakovou ztrátu ohybem proudu neuvažujeme [85]. Ztráty hrdel se započítávají do ztrát v potrubí. Vstupní průměr hrdla jsem zvolil 5 cm. Pomocné koeficienty ψ jsou zvoleny podle zdroje [69].

$$\Delta p_{m,o} = \psi \cdot \frac{\rho_o \cdot w_o^2}{2} = 0,7 \cdot \frac{831 \cdot 0,4704^2}{2} = 64,35 \quad (72)$$

Proto

$$\Delta p_o = \Delta p_{m,o} + \Delta p_{t,o} = 116,69 \text{ Pa} \quad (73)$$

b. Mezitrubkový prostor

Místní ztráty v mezitrubkovém prostoru jsou způsobeny pouze vstupním a výstupním hrdlem. Jak bylo řečeno již dříve, tyto ztráty se nezapočítávají do ztrát tepelného výměníku, ale do ztrát v potrubí [85].

Tlakové ztráty třením u segmentových přepážek se dělí na tři základní oblasti. První tlaková ztráta (Δp_{to}) vzniká třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku. Druhá tlaková ztráta (Δp_{tn}) vzniká při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru. Třetí tlaková ztráta (Δp_{tv}) vzniká obtékáním svazku trubek v prostoru nad seříznutím přepážek.

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{t,pg} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_w \cdot w_{zpg}^2 \cdot z2_{pg} \cdot z3_{pg} \cdot z4_{pg} = 0,00922 \text{ Pa} \quad (74)$$

$$\lambda_{t,pg} = c_1 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{t_t}{d_2}} \right)^{a_1} \cdot Re_{pg}^2 = 0,0975 \quad (75)$$

$$c_1 = 0,333$$

$$a_1 = \frac{6,59}{1+0,14 \cdot Re_{pg}^{a_3}} = 1,0103 \quad (76)$$

$$a_2 = -0,136$$

$$a_3 = 0,53$$

$$w_{zpg} = (d_{trubkovnice} - d_{svazek} + (t_{t1} - d_2) \cdot \left(\frac{d_{svazek} - d_2}{t_{t1}} \right) \cdot (t_p - s_p)) = 0,0369 \text{ m/s} \quad (77)$$

$$z2_{pg} = \left(\frac{48}{t_{pr,str}} \right)^{0,14} = 1,0452 \quad (78)$$

$$z3_{pg} = y_7 = 1$$

$$z4_{pg} = \exp \left(-1,33 \cdot \left(1 + \left(\frac{s_{ps}}{s_{ps}+s_{tp}} \right) \cdot \left(\frac{s_{ps}+s_{tp}}{s_{wpg}} \right)^{x13} \right) \right) = 0,005425 \quad (79)$$

$$x13 = \left(-0,15 \cdot \left(1 + \frac{s_{ps}}{s_{ps}+s_{tp}} \right) + 0,8 \right) = 0,501 \quad (80)$$

λ_{tw} – ztrátový součinitel příčného obtékání trubek

s_{wpg} – průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek

$z2$ – korekční faktor zohledňující změnu látkových vlastností v mezní vrstvě

$z3$ – korekční faktor zohledňující vliv obtokových proudů

$z4$ – korekční faktor zohledňující vliv zkratových proudů

$z5$ – korekční faktor vyjadřující poměry v neopřepážkovaném prostoru

$$S_{ps} = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_{trubkovnice}^2 - d_p^2) \cdot \left(360 - \frac{1 \cdot \arccos \left(\frac{d_p}{d_{trubkovnice}} \right) - 1}{360} \right) \quad (81)$$

$$S_{ps} = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (0,2415^2 - 0,24^2) \cdot \left(360 - \frac{1 \cdot \arccos \left(\frac{0,24}{0,2415} \right) - 1}{360} \right) = 0,2042 \text{ m}^2 \quad (82)$$

$$S_{tp} = \left(n_{tr} - \frac{n_{tr,v}}{2} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot (d_{p,in}^2 - d_2^2)}{4} \right) \quad (83)$$

$$S_{tp} = \left(19 - \frac{3}{2} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot (0,0252^2 - 0,025^2)}{4} \right) = 0,00014 \text{ m}^2$$

S_{ps} – průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm [m²]

S_{tp} – průtočný průřez mezi trubkami svazku a dírami v přepážce [m²]

Druhá tlaková ztráta (Δp_{tn}) vzniká při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru.

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{t,pg} \cdot (n_{rp} + n_{tr,v}) \cdot \rho_{pg} \cdot w_{zpg}^2 \cdot z2_{pg} \cdot z3_{pg} \cdot z5_{pg} \quad (84)$$

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,0975 \cdot (4 + 3) \cdot 1018 \cdot 0,0369^2 \cdot 1,0452 \cdot 1 \cdot 1,875 = 3,7176 \text{ Pa} \quad (85)$$

$$z5_{pg} = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_{tn}}\right)^1 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,15}{0,32}\right)^1 = 1,875 \quad (86)$$

Poslední tlaková ztráta (Δp_{tv}) je způsobena obtékáním svazku trubek v prostoru nad seříznutím přepážek.

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot \left((2 + 0,6 \cdot n_{tr,v}) \cdot \frac{\rho_{pg} \cdot w_{pgv}^2}{2} \right) \cdot z4_{pg} = 0,0974 \text{ Pa} \quad (87)$$

$$w_{pgv} = \frac{m_{pg}}{\sqrt{S_{wz} \cdot S_{vz}} \cdot \rho_{pg}} = \frac{2}{\sqrt{0,0532 \cdot 0,0670} \cdot 1018} = 0,0363 \text{ m/s} \quad (88)$$

$$S_{vz} = \frac{\pi \cdot d_{trubkovnice}^2}{4} \cdot \left(\frac{\varphi}{360} - \frac{\sin \varphi}{2 \cdot \pi} \right) - n_{tr,v} \cdot \frac{\pi \cdot d_{out}^2}{4} = 0,0550 \text{ m}^2 \quad (89)$$

$\varphi = 126$ (z grafu)

Proto:

$$\Delta p_{pg} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = \mathbf{3,82419 \text{ Pa}}$$

Výsledné parametry

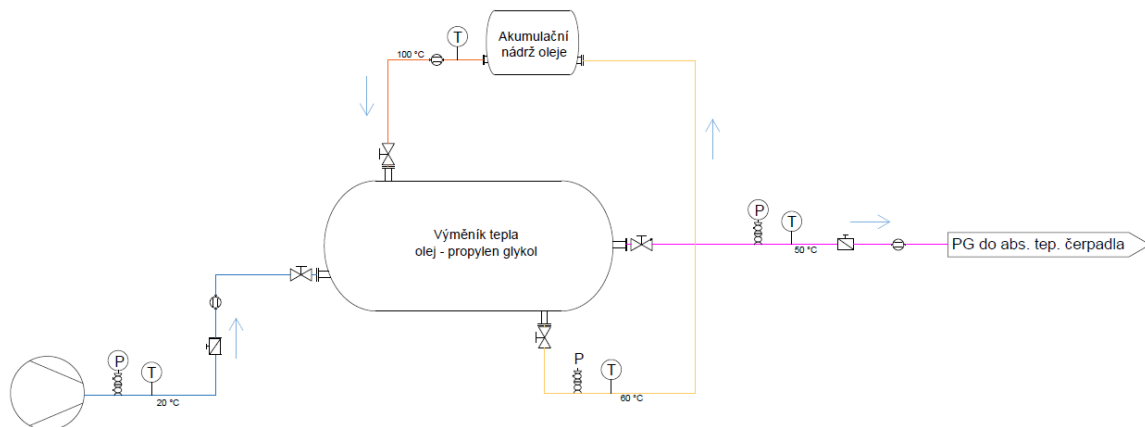
Tab. 9.2 Datasheet trubkového výměníku olej-propylen glykol

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Tepelný výkon výměníku	\dot{Q}	239,4	kW
Celková teplosměnná plocha	S	22,57	m ²
Hmotnostní tok oleje	\dot{m}_o	2,823	kg/s
Hmotnostní tok propylen glykol	\dot{m}_{pg}	2	kg/s
Vstupní teplota oleje	$t_{o,in}$	100	°C
Výstupní teplota oleje	$t_{o,out}$	60	°C
Vstupní teplota propylen glykol	$t_{pg,in}$	20	°C
Výstupní teplota propylen glykol	$t_{pg,out}$	50	°C
Vstupní tlak oleje	$t_{pg,out}$	1	bar
Vstupní tlak propylen glykol	p_o	4	bar
Viskozita oleje	η_o	0,00452	Pa s
Viskozita propylen glykol	η_{pg}	0,00178	Pa s
Měrná tepelná kapacita oleje	Cp_o	2,12	kJ/kg K
Měrná tepelná kapacita propylen G	Cp_{pg}	3,99	kJ/kg K
Rychlost proudění oleje	w_o	0,4704	m/s
Rychlost proudění propylen glykol	w_{pg}	0,05223	m/s
Logaritmický teplotní spád	ΔT_{ln}	44,814	°C
Součinitel přestupu tepla oleje	α_o	306,12	W/m ² K
Součinitel přestupu tepla propylen G	α_{pg}	2461,58	W/m ² K
Součinitel přestupu tepla	k_s	236,688	W/m K
Tlakové ztráty v TP	Δp_o	116,693	Pa
Tlakové ztráty v MP	Δp_{pg}	3,807	Pa
Konstrukční parametry			
Počet trubek ve svazku	n_{tr}	19	–

Vnější průměr trubky	d_{out}	25	mm
Tloušťka stěny trubky	t_t	1,5	mm
Počet přepážek	n_p	7	–
Rozteč přepážek	t_p	0,15	m
Délka trubek	l_{trubky}	0,7274	m
Vnitřní průměr	$d_{trubkovnice}$	241,5	mm
Materiál Stainless stell			

9.3. Reprezentace doporučeného technologického schématu se systémem měření

Tato část představuje technologické schéma zapojení tepelného výměníku ke kompresoru. Kromě toho můžete podrobně popsat přístroje pro měření a ovládání pro bezpečný provoz. Taky je zobrazena nomenklatura použitá v diagramu.



Obr. 9.2 Technologické schéma zapojení výměníku tepla

LEGENDA ARMATUR

	Regulační ventil s ručním ovládáním
	Klapka
	Průtokoměr
	Kulové kohouté pro měření tlaku

Obr. 9.3 Legenda armatur

10. Ekonomicko-technologické posouzení

Tato kapitola se zabývá ekonomickou analýzou jak základního případu, tak absorpčních tepelných čerpadel, o nichž pojednává předchozí kapitola. Hodnoty získané v této části představují odhad skutečné hodnoty; je třeba poznamenat, že pro vývoj tohoto výpočtu byly učiněny určité předpoklady. Byly vzaty v úvahu následující údaje (bere se v úvahu 1 € = 25 Kč):

- cena elektrického výkonu: 1,5 Kč/kWh
- cena tepelného výkonu: 1,5 Kč/kWh [70]
- cena absorpční jednotky: 4.000.000 Kč
- další náklady (hydraulika, instrumentace, řízení, automatizace a konstrukční inženýrství): 17.000.000 Kč

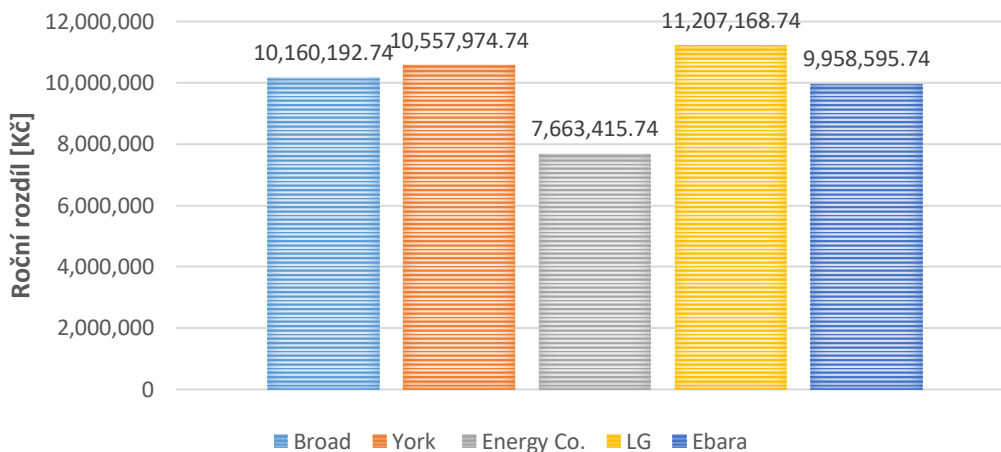
Také se uvažuje, že nominální odběr tepla je po celý rok stejný (v letních měsících slouží odběr tepla na ohřev TUV). Spalovna dodává elektřinu a teplo pro dobu provozu v hodinách **8200 hod.** Tabulka 9.1 ukazuje výsledky základního případu.

Tab. 10.1 Ekonomické porovnání jednotlivých variant základního příkladu

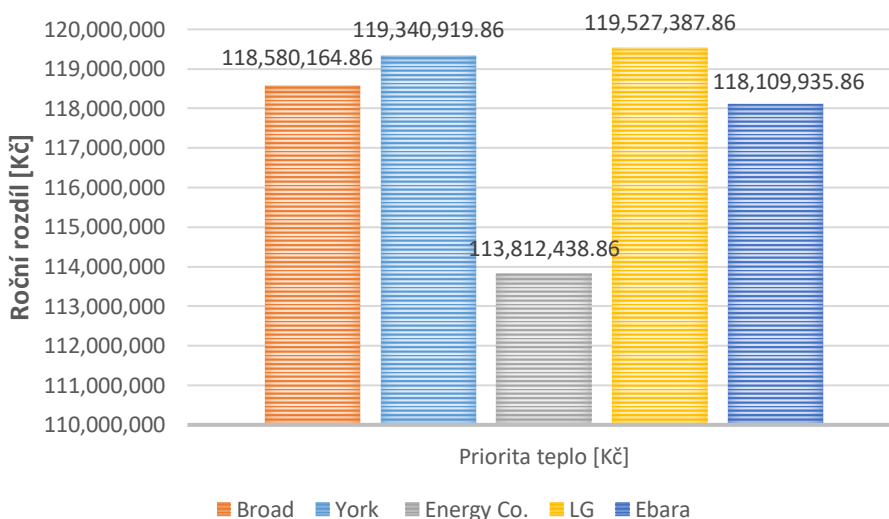
	Bez ATČ	Priorita elektřina	Priorita teplo
Roční tepelný výkon [kW]	42.009,18	42.831,50	54.252,32
Roční tepelný výkon [MW]	344.475,26	351.218,30	444.869,02
Roční rozdíl [MW]		6.743,04	100.393,76
Roční obrat [Kč]	516.712.890,26	526.827.450,00	667.303.536,00
Rozdíl [Kč]		10.114.559,74	150.590.645,74
Roční elektrický výkon [kW]	14.669,90	14.669,90	12.126,25
Roční elektrický výkon [MW]	120.293,16	120.293,16	99.435,25
Roční rozdíl [MW]		0,00	-20.857,91
Roční obrat [Kč]	180.439.746,88	180.439.746,88	149.152.875,00
Rozdíl [Kč]		0,00	-31.286.871,88
Celkový roční obrat [Kč]	697.152.637,14	707.267.196,88	816.456.411,00
Roční rozdíl [Kč]		10.114.559,74	119.303.773,86

Stejným způsobem bylo provedeno ekonomické posouzení výše analyzovaných tepelných absorpčních čerpadel. Tato data jsou uvedena v následujících grafech.

Obr. 10.1 ukazuje množství peněz, kterého je dosaženo u každého z absorpčních tepelných čerpadel analyzovaných pro scénář, kde je prioritou výroba elektřiny. Je vidět, že po roce by nejziskovějším čerpadlem bylo čerpadlo LG. Podobně v případě, že prioritou je výroba tepla, je na obr. 10.2 vidět, že čerpadlo vyrobené LG je nejvýhodnější čerpadlo po jednom roce provozu.

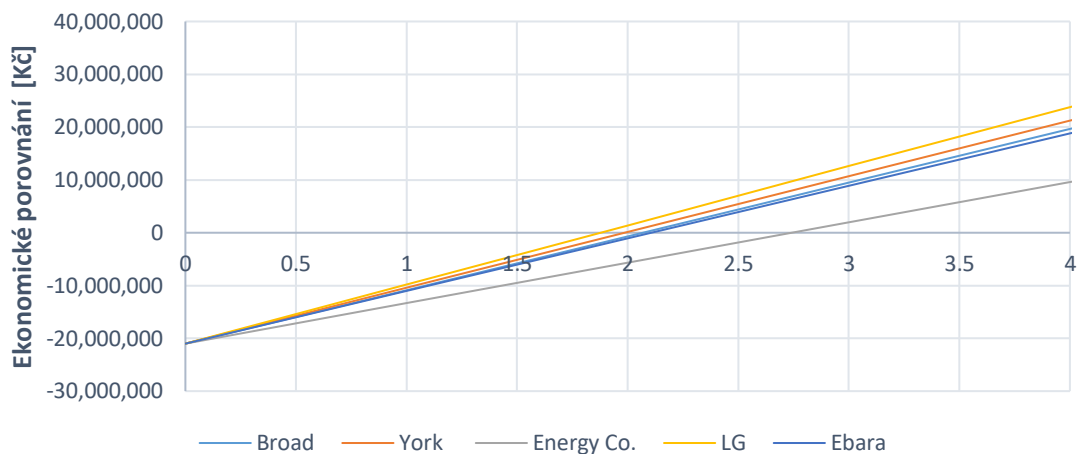


Obr. 10.1 Roční rozdíl – varianta priorita elektřina [Kč]

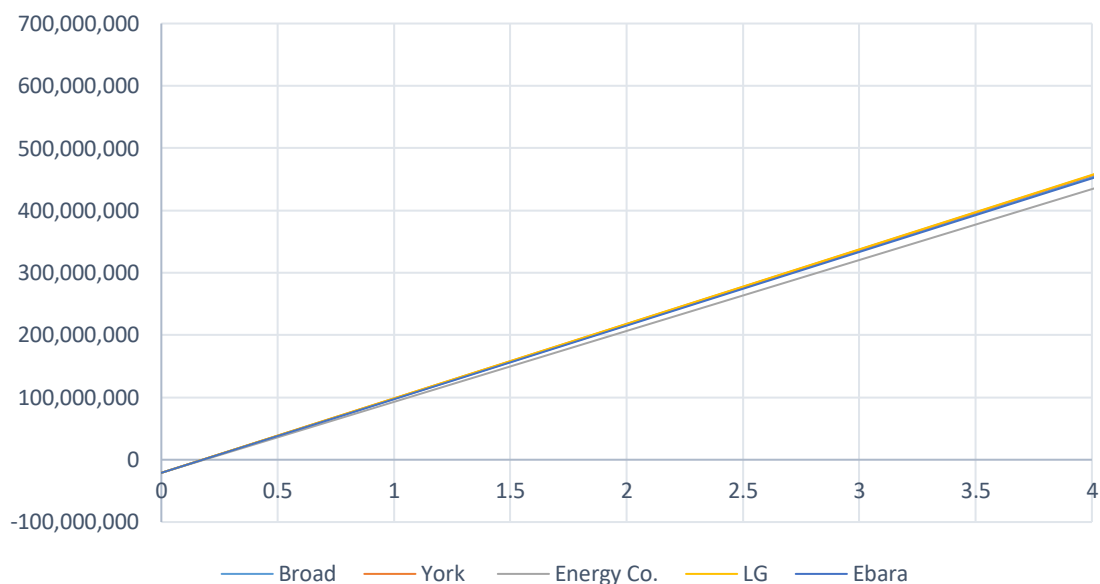


Obr. 10.2 Roční rozdíl – varianta priorita teplo [Kč]

Obr. 10.3 a 10.4 ukazují ekonomické srovnání po dobu 4 let pro každé z analyzovaných čerpadel pro scénář, kde prioritou je výroba elektřiny, a pro scénář, kde prioritou je výroba tepla. Je zřejmé, že scénář, ve kterém je upřednostňována výroba tepla, je mnohem výhodnější a obnovení počáteční investice by trvalo méně času. Kromě toho je třeba poznamenat, že čerpadlo LG v obou scénářích je nejziskovější čerpadlo, po něm následují čerpadla vyrobená společnostmi York a Broad. Skutečná návratnost by byla samozřejmě delší, protože zde počítáme pouze s obratem, nikoli s konečným ziskem po odečtení všech nákladů a zdanění.



Obr. 10.3 Ekonomické porovnání během 4 let – varianta priorita elektřina [Kč]



Obr. 10.4 Ekonomické porovnání během 4 let – varianta priorita teplo [Kč]

Tímto způsobem lze dospět k závěru, že nejlepší ekonomickou alternativou by bylo čerpadlo vyrobené společností LG, po němž by následovala čerpadla vyrobená společnostmi York a Broad.

11. Závěr

Vývoj této diplomové práce se zaměřil na implementaci absorpčního tepelného čerpadla pro rekuperaci odpadního tepla získaného v kompresorech instalovaných ve spalovně SAKO Brno. K provedení tohoto výzkumu byla zpočátku provedena podrobná revize teplotních a celosvětově používaných rozsáhlých aplikací. Následně byl zaveden postup, který zahrnuje výpočet odpadního tepla kompresoru, analýzu technických parametrů 5 čerpadel dostupných na trhu, implementaci uvedených čerpadel ve spalovně a nakonec ekonomickou analýzu uvedené implementace. Rovněž byla zvážena konstrukce tepelného výměníku olej-propylen glykol. Na základě výsledků získaných v tomto postupu lze dospět k závěru:

- Na základě technických výsledků získaných v kapitole 7 bude nejlepší volbou absorpční tepelné čerpadlo vyrobené společností Broad, protože hodnota COP_H je nejvyšší vzhledem k základnímu případu a ostatním analyzovaným čerpadlům. Alternativy mohou zahrnovat čerpadla vyrobená společnostmi York a LG.
- Výsledky získané v kapitole 8 ukazují, že nejlepší z analyzovaných čerpadel je čerpadlo vyrobené společností LG. Je to v podstatě proto, že výsledky získané tímto čerpadlem ve dvou analyzovaných scénářích jsou podobné (například celková dodávka tepla) nebo vyšší (například dodávka tepla v horké vodě, dodávka tepla v páře) s odkazem na základní případ. Jako alternativu lze zvážit čerpadlo vyrobené společností Broad.
- Celková účinnost systému se zvyšuje s implementací absorpčního tepelného čerpadla, jak dokládají výpočty získané dříve v kapitole 8. Když scénář je prioritou výroba elektřina, účinnost se zvyšuje přibližně o 1 %. Kromě toho lze konstatovat, že celková účinnost systému, včetně absorpčního tepelného čerpadla, je ve scénáři, kde je prioritou produkce tepla, vyšší (jedná se o nárůst o přibližně 20 %).
- Na základě získaných výsledků čerpadlo, které by dosáhlo nejlepších úspor CO_2 , bylo čerpadlo LG, je to ročně o 162 tun CO_2 méně ve srovnání s referenčním případem ve scénáři, kde je prioritou výroba elektřiny. Pokud je prioritou výroba tepla, základní příklad má nejvyšší hodnotu, však čerpadlo LG má přibližný úspór CO_2 .
- Pro konstrukci výměníku byl zvolen trubkový výměník, kde nejteplejší tekutina cirkuluje uvnitř trubek a nejchladnější tekutina cirkuluje v prostoru mezi pláštěm a trubkami. Při výběru oleje byly brány v úvahu informace o tekutině Therminol 55, která se na průmyslové úrovni používá jako kapalina pro přenos tepla. Cílem tepelného výměníku je ohřát propylen glykol na požadovanou teplotu před absorpčním tepelným čerpadlem (v tomto případě na teplotu přibližně 50 °C).
- Na základě ekonomických výsledků získaných v kapitole 10 by čerpadlo vyrobené společností LG bylo nejlepší volbou, protože by se investice obnovila mnohem rychleji ve srovnání s ostatními čerpadly pro dva hodnocené scénáře (prioritní výroba tepla a prioritní výroba elektrické energie). Je také důležité zmínit, že nejlepším scénářem by byl scénář, ve kterém bude dána přednost výrobě tepla, což je ve srovnání se scénářem výroby elektřiny výhodnější.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. Teplárenství. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-720-4222-X.
- [2] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Brno: BEN - technická literatura, 2005, 287 s. ISBN 8073001187.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1984. ISBN 80-720-4222-X.
- [4] PLEVA, O. Absorpční oběhy v teplárenství. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 84 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [5] KRBEK, Jaroslav, Ladislav OCHRANA a Bohumil POLESNÝ. Zásobování teplem a kogenerace. Brno: PC-DIR Real, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1347-6.
- [6] MATUŠKA, Tomáš. Teplárenské zdroje [online]. [cit. 10. 11. 2016]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/10/ZZT-P5-zdroje.pdf>
- [7] FIEDLER, Jan Doc. Ing. Projektování a ekonomika (Přednáška), Zimní semestr 2019/2020.
- [8] KARAFIÁT, CSc., Ing. Josef. Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla [online]. Praha, říjen 2006 [cit. 2018-03-18]. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>.
- [9] ČEZ. CZ. Jak funguje uhelná elektrárna: Popis výroby v uhelných elektrárnách [online]. [cit. 2018-03-23]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/uhelne-elektrarny-a-teplarny/flash-model-jak-funguje-uhelna-elektrarna>
- [10] ČEZ. CZ. Jak funguje výroba energie z biomasy [online]. [cit. 2018-03-23]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/obnovitelne-zdroje/biomasa-1/flash-model-jak-funguje-vyroba-energie-z-biomasy>
- [11] SCARLATA, Nicolae, Jean-Francois DALLEMANDA, Odd Jarle SKJELHAUGEN, Dan ASPLUND a Lars NESHEIM. An overview of the biomass resource potential of Norway for bioenergy use. Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 3388–3398.
- [12] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, Transformační technologie, 2006-11, [last updated 2019-04-21]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/06.html>. English version: Heat cycles and their realizations. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_06.html.
- [13] Vlach, Josef. Teplárenství. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1972.
- [14] Informace o paroplynové energetice. CEZ.cz. [Online] CEZ s.r.o. [Citace: 1. 1 2019.] <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/paroplynovy-a-plynovy-zdroje/informace-o-paroplynovy-energetice>
- [15] WISE, Marshall, Katherine CALVIN, Allison THOMSON, Leon CLARKE, Benjamin BOND-LAMBERTY, Ronald SANDS, Steven J. SMITH, Anthony JANETOS a James EDMONDS. Implications of limiting CO2 concentrations for land use and energy. Science 2009;324(5931):1183 – 1186.
- [16] XU, Z. Y., R. Z. WANG, Chun YANG. Perspectives for low-temperature waste heat recovery. Energy 176 (2019) 1037 – 1043.
- [17] JOHNSON, Ilona, William T. CHOATE a Amber DAVIDSON. Waste heat recovery. Technology and opportunities in US industry. Laurel, MD (United States): BCS, Inc. (2008)
- [18] Lu H, Price L, Zhang Q. Capturing the invisible resource: analysis of waste heat potential in Chinese industry. Applied Energy 161 (2016) 497 – 511.

- [19] PAPANETROU, Michael, George KOSMADAKIS, Andrea CIPOLLINA, Umberto LA COMMARE a Giorgio MICALE. Industrial waste heat: estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country. *Applied Thermal Engineering* 138 (2018) 207 – 216.
- [20] WANG, Jingyi, Zhe WANG, Ding ZHOU a Kaiyu SUN. Key issues and novel optimization approaches of industrial waste heat recovery in district heating systems. *Energy* 188 (2019) 116005
- [21] WANG R. Z., Z. Y. XU, B. HU, S. DU, Q. W. PAN, L. JIANG a L. W. WANG. Heat Pumps for Efficient Low Grade Heat Uses: From Concept to Application. *Thermal Science & Engineering* 27 (2019)
- [22] XIA, Li, Liu RENMIN, ZENG Yiting, ZHOU Peng, LIU Jingjing, CAO Xiaorong a Shuguang XIANG. A review of low-temperature heat recovery technologies for industry processes. *Chinese Journal of Chemical Engineering*. Dostupné online: 29 November 2018
- [23] WANG, Q., X. LIU a X. GUO. Application of waste heat recovery technology in union station and analysis of energy efficiency, *Procedia Eng.* 205 (2017) 3860–3866.
- [24] IBARRA-BAHENA, J. a R. ROMERO. Performance of different experimental absorber designs in absorption heat pump cycle technologies: A review, *Energies* 7 (2) (2014) 751–766.
- [25] KILIC, M. a O. KAYNAKLI. Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system, *Energy* 32 (8) (2007) 1505–1512.
- [26] XIA, Li, Renmin LIU, Yiting ZENG, Peng ZHOU, Jingjing LIU, Xiaorong CAO a Shuguang XIANG. A review of low-temperature heat recovery technologies for industry processes. *Applied Thermal Engineering*, 27 (2019) 2227 – 2237.
- [27] LI, Y., L. WANG, M. ZHU a Weiqin WANG. Optimization study of distillation column based on type i absorption heat pump, *Applied Thermal Engineering*, 116 (2017) 33–42.
- [28] KEIL, Christian, Stefan PLURA, Michael RADSPIELER a Christian SCHWEIGLER. Application of customized absorption heat pumps for utilization of low-grade heat sources. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2070–2076
- [29] QUOILIN S., M.V.D. BROEK, S. DECLAYE, P. DEWALLEF a V. LEMORT, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable Sustainable Energy Rev.* 22 (2013) 168–186.
- [30] JOUHARA, Hussam, Navid KHORDEHGAH, Sulaiman ALMAHMOUD, Bertrand DELPECH, Amisha CHAUHAN a Savvas A. TASSOU. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress* 6 (2018) 268–289.
- [31] OBI, John Besong. State of art on ORC applications for waste heat recovery and micro-cogeneration for installations up to 100kWe. *Energy Procedia* 82 (2015) 994 – 1001
- [32] MAHMOUDI, A., M. FAZLI a M.R. MORAD. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering* 143 (2018) 660–675.
- [33] XU, Z. Y., R. Z. WANG. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. *International journal of refrigeration* 62 (2016) 114 – 136.
- [34] ALTUN, A.F a M. KILIC. Thermodynamic performance evaluation of a geothermal ORC power plant. *Renewable Energy* 148 (2020) 261e274
- [35] HEROLD, Keith E., Reinhard RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. Absorption chillers and heat pumps. 13. Boca Raton, FL: CRC Press, 2016, 354 s. ISBN 9781-4987-1434-1.
- [36] Pavelek, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.

- [37] XU, Zhenyuan a Ruzhu WANG. Absorption heat pump for waste heat reuse: current states and future development. *Front. Energy* 2017, 11(4): 414–436
- [38] POSPÍŠIL, Jiří. Chladicí oběhy, trigenerace, dálkové chlazení. TZB-info.cz. [Online] Topinfo s.r.o., 2011. 10 10. <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-achlazení/7910-chladici-obehy-trigenerace-dalkove-chlazení>.
- [39] A schematic of a single effect absorption cycle in a Dühring plot. Research gate. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Fig-1-A-schematic-of-a-single-effect-absorption-cycle-in-a-Duehring-plot_fig1_228679300
- [40] SRIKHIRIN, Pongsid, Aphornratana SATHA a Chungpaibulpatana SUPACHART. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 5 (2001) 343-372.
- [41] EPA. United States Environmental Protection Agency. Greenhouse Gas Emissions. Understanding Global Warming Potentials. Dostupné z: <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials>
- [42] WU, Wei, Haiyang ZHANG, Tian YOU a Xianting LI. Performance comparison of absorption heating cycles using various low-GWP and natural refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 82 (2017) 56–70
- [43] DAI, Baomin, Minxia LI a Yitai MA. Thermodynamic analysis of carbon dioxide blends with low GWP (global warming potential) working fluids-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat energy recovery. *Energy* 64 (2014) 942 – 952
- [44] DAI Baomin, Chaobin DANG, Minxia LI, Hua TIAN a Yitai MA. Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration* 56 (2015) 1–14
- [45] MOTA-BABILONI, Adrián, Mahmood Mastani JOYBARI, Joaquín NAVARRO-ESBRÍ, Carlos MATEU-ROYO, Ángel BARRAGÁN-CERVERA, Marta AMAT-ALBUIXECH a Francisco MOLÉS. Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact. *International Journal of Refrigeration* 111 (2020) 147–158
- [46] NIU, Yang, Jing HUA a Hongming FAN. Optimization of solution heat exchanger of AHP in flue gas waste heat recovery. *Procedia Engineering* 205 (2017) 477–484
- [47] POPLI, Sahil, Peter RODGERS a Valerie EVELOY. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 918 – 931
- [48] CANOVA Aldo, Giuseppe LAUDICINA, Paolo LAZZERONI, Nicolas PEREZ-MORA a Maurizio REPETTO. Exploitation and optimal management of free cooling for industrial refrigeration. *Energy Conversion and Management* 198 (2019) 111815
- [49] MEHER-HOMJI Cyrus B., Dave MESSERSMITH, Tim HATTENBACH, Jim ROCKWELL, Hans WEYERMANN a Karl MASANI. Aero-derivative Gas Turbines for LNG Liquefaction Plants-part 1: The Importance of Thermal Efficiency, ASME Turboexpo, Berlin, Germany, 2008 June 9e13, p. 8. Dostupné z: https://pdfs.semanticscholar.org/ad0d/1ed8af955c47ebd73437e7e5a34dc069b546.pdf?_ga=2.216027475.495672213.1581956389-513105307.1581956389
- [50] What-When-How. Waste Heat Recovery Applications: Absorption Heat Pumps (Energy Engineering). Dostupné z: <http://what-when-how.com/energy-engineering/waste-heat-recovery-applications-absorption-heat-pumps-energy-engineering/>
- [51] ZERO. Large Heat Pumps in Europe: Sea water heat pump for district heating in Norway. Dostupné z: <https://www.zerohvacr.com/large-heat-pumps-in-europe-sea-water-heat-pump>
- [52] INAYAT, Abrar a Mohsin RAZA. District cooling system via renewable energy sources: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 107 (2019) 360–373
- [53] ZEINELABDEINA Rami, Siddig OMERA a Guohui GANA. Critical review of latent heat storage systems for free cooling in buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 82 (2018) 2843 – 2868

- [54] VIESSMAN. Chlazení pomocí tepelných čerpadel. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/obytno-budovy/teplna-cerpadla/prirozene-a-aktivni-chlazení.html>
- [55] VARINY, Miroslav a Otto MIERKA. Improvement of part load efficiency of a combined cycle power plant provisioning ancillary services. Applied Energy 86 (2009) 888 – 894
- [56] EBRAHIMI, Masood a Ali KESHAVARZ. Combined cooling, heating and power: decision-making, design and optimization. Elsevier, 2014. ISBN: 978-0-08-099985-2, 0080999859
- [57] SINAN KARAKURT A. a Ümit GÜNEŞ. PERFORMANCE ANALYSIS OF A STEAM TURBINE POWER PLANT AT PART LOAD CONDITIONS. Journal of Thermal Engineering (2017) 1121 – 1128
- [58] LI Yongyi, Guoqiang ZHANG, Ligang WANG a Yongping YANG. Part-load performance analysis of a combined cycle with intermediate recuperated gas turbine. Energy Conversion and Management 205 (2020) 112346
- [59] KIZILKAN Onder a Hiroshi YAMAGUCHI. Feasibility research on the novel experimental solar-assisted CO₂ based Rankine cycle integrated with absorption refrigeration. Energy Conversion and Management 205 (2020) 112390
- [60] ARABKOOHSAR, Ahmad a Meisam SADI. Technical comparison of different solar-powered absorption chiller designs for co-supply of heat and cold networks. Energy Conversion and Management 206 (2020) 112343
- [61] ÇENGEL, Yunus a Michael BOLES. Thermodynamics. An Engineering Approach. McGraw-Hill, 2011. ISBN 978-0-07-352932-5
- [62] BROAD Group. Product for Heating & Process Heating BROAD ABSORPTION HEAT PUMP. Dostupné z: <http://en.broad.com/Storage/Largedownloads/enydfdrb.pdf>
- [63] YORK. YHAP-C Absorption Heat Pumps. Dostupné z: https://www.johnsoncontrols.com/en_sg/-/media/jci/be/china/hvac-systems/files/water-cooled-chillers-and-heat-pumps/jcib4600_05hp_broch_d15g.pdf
- [64] WORLD ENERGY CO. HPS - Steam Absorption Heat Pumps. Dostupné z: <http://worldenergy.co.kr/en/portfolio-item/hps-2/> nebo http://ecocooline.ch/docs/kalt_world%20energy%20absorptions%20chiller.pdf
- [65] LG. LG HVAC Solution - Absorption Chiller. Dostupné z: https://www.lg.com/global/business/download/resources/sac/Catalogue_Absorption%20Chillers_ENG_F.pdf
- [66] EBARA. RHP Steam type Absorption Heat Pump. Dostupné z: <https://www.andra.com.pl/userfiles/pdf/EBARA%20RHP%20catalogue.pdf>
- [67] SAKO Brno. Vzdělávací materiály. Dostupné z: <https://www.sako.cz/materialy-ke-stazeni/cz/>
- [68] THERMINOL. Heat transfer fluids by Eastman. Therminol 55. Dostupné z: https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF-25_Therminol_55.pdf
- [69] EUROPEAN HEAT PUMP ASSOCIATION – EHPA. European Heat Pump Market and Statistics Report 2015. Dostupné z: https://www.ehpa.org/fileadmin/red/07._Market_Data/2014/EHPA_European_Heat_Pump_Market_and_Statistics_Report_2015.pdf
- [70] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [71] CLIMEON. Climeon - Heat Power System – Datasheet. Dostupné na: https://www.energy-xprt.com/downloads/climeon-heat-power-system-datasheet-745025?utm_source=transactional&utm_medium=email&utm_campaign=user+viewed+content
- [72] HRDLIČKA, František. Teplo a teplota v České republice. ČVUT. Dostupné z: <http://www1.fs.cvut.cz/cz/u12110/prt/ene13/hrdlicka.pdf>