

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

Ústav energetiky

**CARNOTOVY BATERIE – VYUŽITÍ NÍZKOPOTENCIÁLNÍHO
ODPADNÍHO TEPLA PRO SKLADOVÁNÍ ELEKTŘINY**

Autor: Bc. Alena Harantová

Studijní obor: Energetika

Vedoucí práce: Ing. Václav Novotný

Praha 2020

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracovávala samostatně pod vedením mého vedoucího diplomové práce a použila jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne 8.1.2020

Bc. Alena Harantová

Poděkování

Chtěla bych poděkovat mému vedoucímu Ing. Václavu Novotnému za cenné rady, celkový dohled a v neposlední řadě i za trpělivost. Velké díky patří taktéž mým blízkým, kteří mě podporovali nejen v době práce na diplomové práci, ale i po dobu celého studia.

Název: Carnotovy baterie – využití nízkopotenciálního odpadního tepla pro skladování elektřiny

Autor: Bc. Alena Harantová

Abstrakt:

Téma této práce vychází z problematiky obnovitelných zdrojů energie, jejich nestálou dodávkou a možnostmi kompenzace poptávky ze sítě. V řešeršní části je rozebrána problematika akumulace a úschovy energie různými způsoby. Jsou zhodnoceny jejich klady a zápory. Největší pozornost je věnována uchování energie pomocí tepla – Carnotově baterii, která v režimu nabíjení funguje jako tepelné čerpadlo a zvyšuje teplotu média v zásobníku a při vybíjení pracuje jako RC oběh a využívá teplotního spádu mezi zásobníkem a okolím k opětovné tvorbě elektrické energie. Dále je rozebírána možnost zvýšení účinnosti pomocí využití nízkopotenciálního odpadního tepla.

Praktická část se věnuje návrhu Carnotovy baterie s využitím nízkopotenciálního odpadního tepla, zhodnocení dosažitelných výsledků a návrhu vybrané komponenty, výměníku mezi tepelným zásobníkem a samotnou baterií. V závěru je rozebrána výhodnost navrženého systému, účinnost a další dosažené parametry.

Klíčová slova: Carnotovy baterie, ORC, tepelné čerpadlo, akumulace elektrické energie, tepelný výměník

Vedoucí práce: Ing. Václav Novotný

Pracoviště: Ústav energetiky, fakulta strojní ČVUT

Vedoucí ústavu: prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.

Studijní obor: Energetika

Počet stran: 84

Počet obrázků: 38

Počet tabulek: 11

Name: Carnot battery – using of low – potential waste of heat for electricity storage

Autor: Bc. Alena Harantová

Abstract:

The topic of this thesis is based on the issue of renewable energy sources, their unstable supply and possibilities of compensating demand from the grid. In the research part is discussed the problem of energy storage and storage in various ways. Their pros and cons are evaluated. The greatest attention is paid to the storage of energy by means of heat - the Carnot battery, which acts as a heat pump in the charging mode and increases the temperature of the medium in the reservoir and discharges as RC circulation and uses the temperature gradient between the reservoir and the environment. Furthermore, the possibility of increasing efficiency through the use of low-potential waste heat is discussed.

The practical part is devoted to the design of Carnot battery using low-potential waste heat, evaluation of achievable results and design of selected component, heat exchanger between the heat reservoir and the battery itself. At the end is discussed the advantage of the proposed system, efficiency and other achieved parameters.

Supervisor: Ing. Václav Novotný

Workplace: Ústav energetiky, fakulta strojní ČVUT

Institut leader: prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.

Field of study: Energetika

Number of pages: 84

Number of pictures: 38

Number of tables: 11



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Harantová** Jméno: **Alena** Osobní číslo: **438932**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Carnotovy baterie s využitím odpadního tepla

Název diplomové práce anglicky:

Carnot batteries with waste heat recovery

Pokyny pro vypracování:

Práce bude obsahovat následující:

- Rešerše konceptu Carnotovy baterie se zaměřením na systémy s využitím odpadního tepla (thermally integrated pumped thermal energy storage)
- Bilanční modely systémů pro vybrané okrajové podmínky
- Koncepční dimenzování vybrané komponenty či uzlu systému

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Václav Novotný, ústav energetiky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **30.10.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **02.01.2020**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2020**


Ing. Václav Novotný
podpis vedoucí(ho) práce

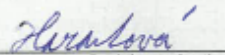

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis odborníky

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

5.11.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studentky

Obsah

1. Úvod	9
1.1. Zdroje energie	10
1.2. Neobnovitelné zdroje	10
1.3. Obnovitelné zdroje	11
2. Technologie skladování energie	12
2.1. Přečerpávací vodní elektrárna (PVE)	13
2.2. Gravitační skladování (GP).....	15
2.3. Skladování energie pomocí stlačeného vzduchu a zkapalněného vzduchu (CAES, LAES).....	16
2.4. Baterie	17
2.5. Průtočné baterie.....	17
2.6. Akumulace pomocí vodíku-palivové články	18
3. Carnotova baterie (CB)	19
3.1. Funkce	20
3.2. Ztráty	21
4. Tepelně integrovaná akumulace teplené energie.....	22
4.1. Princip funkce	23
4.2. Pracovní médium.....	23
4.2.1. R245fa.....	24
4.2.2. R744.....	24
4.2.3. R1234ze(Z).....	25
4.2.4. HFO- 1336mzz(E)	25
4.3. Účinnost.....	25
5. Komponenty tepelných čerpadel a RC oběhů.....	25
5.1. Kompresor	26
5.1.1. Kompresory s vratným pohybem pístu	27
5.1.2. Kompresory typu scroll.....	29
5.2. Výměník.....	30
5.3. Expanzní ventil.....	31
5.4. Čerpadlo	31
5.5. Expandér.....	32
6. Výpočet modelu Carnotovy baterie s využitím nízkopotenciálního odpadního tepla	34
6.1. Model	34
6.1.1. Zdroj nízkopotenciálního tepla.....	35
6.1.2. Zdroj elektrické energie.....	35
6.1.3. Odvod tepla	35

6.1.4.	Tepelný zásobník	35
6.1.5.	Prostorová náročnost	36
6.1.6.	Teplonosná média	36
6.1.7.	Ostatní volené parametry	36
6.1.8.	Funkční schéma	37
6.2.	Metodika výpočtu.....	38
6.2.1.	Režim nabíjení	38
6.2.2.	Režim vybíjení.....	44
6.2.3.	Celková účinnost:	48
6.3.	Výsledky:.....	48
6.4.	Citlivostní analýza	54
6.4.1.	Účinnost komponent baterie:	54
6.4.2.	Velikost pinch pointů.....	54
6.4.3.	Přehřátí a podchlazení ve výměnících.....	55
6.4.4.	Teploty odpadního tepla, tepelného zásobníku a vzduchu.....	56
6.4.5.	Elektrický příkon/výkon	57
6.4.6.	Chladivo	58
7.	Návrh trubkového výměníku.....	59
7.1.	Materiál trubek.....	59
7.2.	Materiál pláště	59
7.3.	Tepelný výpočet	60
7.3.1.	Vstupní hodnoty	60
7.3.2.	Výpočet.....	61
7.4.	Hydraulický výpočet	66
7.5.	Výsledky.....	73
8.	Závěr	74
9.	Seznam obrázků	75
10.	Seznam tabulek	76
11.	Seznam veličin	77
12.	Seznam zkratk.....	78
13.	Bibliografie.....	79

1. Úvod

Využitelná energie byla, je a bude nedílnou součástí vyspělé civilizace. Lidé si usnadňují práci stroji, které musí být poháněny. Vytvoření tepelné pohody taktéž vyžaduje přívod tepla do obydlí. K zajištění spokojeného života a vyšší životní úrovně jsou třeba zdroje energie, které se dále transformují na požadovaný druh energie.

Diplomová práce se zaměřuje především na zásobování elektrickou energií. V historii byly nejčastějším zdrojem neobnovitelné zdroje, jako jsou uhlí nebo zemní plyn. Zásoby nerostných surovin jsou ale omezené a je třeba brát v úvahu, že se někdy mohou vyčerpat.

Společnost se začala zajímat o ekologii a životní prostředí. Uvědomila si, že poškozování krajiny spojené s těžbou a emise při spalování fosilních paliv mají negativní dopad na životní prostředí a způsobují globální oteplování.

Je očekávatelný politický a společenský tlak na energetiku, která by měla být čistější. Toho je možné dosáhnout výrobou elektřiny z obnovitelných zdrojů, které se potýkají s problémy, jako jsou neregulovatelný výkon, který v síti nemá konstantní průběh a nedokáže pokrýt časově závislé požadavky konečných spotřebitelů.

Zvyšující se procento obnovitelných zdrojů ve výrobě energie nutí vědu k vymýšlení kompenzací nerovnoměrné dodávky energie. Vzniká mnoho způsobů akumulace a skladování energie, které zajistí využití co největšího podílu vyrobené energie.

Výhodným zapojením zásobníku energie ke kolísajícímu zdroji lze vyrovnat průběh dodávky a sníží se tak přebytky elektřiny v čase malého odběru. Touto kompenzací dojde k poklesu ceny energie, protože odpadne nerovnoměrnost mezi poptávkou a dodávkou, která způsobuje vysoké ceny při situaci, kdy převyšuje poptávka dodávku. Dalším faktorem snižující cenu je nepoužití drahých špičkových zdrojů, jako jsou v České republice paroplynové elektrárny, jejichž palivo je drahé.

Jednou z nadějně vypadajících technologií je uchování energie ve formě tepla. Systém klade minimální nároky na lokalitu, prostor. Investiční náklady mohou být relativně nízké, což je způsobeno nenáročností technologie. Původní vynález se nazývá Carnotova baterie, která ale pracuje s malou účinností, a proto v posledních letech dochází k jejímu zvyšování různými vylepšeními. Jednou z možností je využití nízkopotenciálního tepla, které způsobí menší kompresní práci při nabíjení a větší tepelný spád při vybíjení. To může způsobit nárůst účinnosti do takové míry, že se o systému uvažuje jako o výhodném řešení uložení energie a to i pro velké výkony.

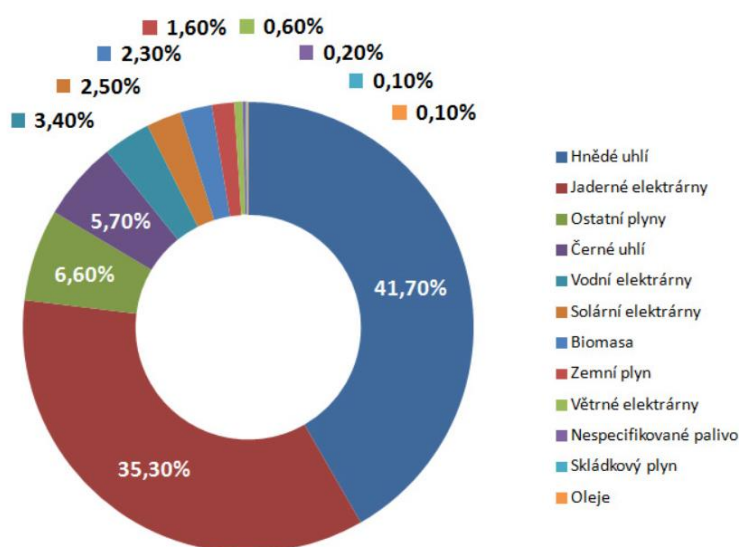
Růstový trend podílu obnovitelných zdrojů ve skladbě výroby energie nebude stagnovat, naopak. Úspěšná volba akumulace se stane nedílnou součástí systémů a bude muset pružně reagovat na veškeré změny v poptávce. Zajištění kvalitního uskladnění se stane ekonomicky dosažitelné ba i nutné.

1.1. Zdroje energie

V současné době je lidstvo závislé na zdrojích energie, které jsou využívány pro výrobu elektrické či jiné energie, která usnadňuje práci a zajišťuje pohodlí. Život bez různých zdrojů energie se zdá být nemyslitelný. S ohledem na vývoj lidské společnosti a populace lze snadno usoudit, že potřeba zdrojů energie se bude stále zvětšovat. Lidstvo si již uvědomuje, že se s energií musí šetřit, a tak vznikají snahy o zvýšení účinnosti přeměn forem energie jedné v druhou. Začíná výstavba pasivních domů a zateplování domů starších. Tato opatření však nezastaví ani nesníží spotřebu. Vyvstává tedy otázka, které zdroje energie budou dostatečně velké, aby pokryly stále se zvyšující poptávku. Dalším kritériem ve volbě zdrojů energie je ekologické hledisko, které se zabývá emisemi, radioaktivitou, poškozením krajiny těžbou či ovlivněním ekosystému v okolí míst zdrojů i míst přeměn energie. Jedním z nejdůležitějších kritérií je obnovitelnost zdrojů. Zdroje energie se dělí na dvě základní skupiny obnovitelné a neobnovitelné zdroje energie. [1] [2] [3]

1.2. Neobnovitelné zdroje

Neobnovitelné zdroje energie jsou takové, které jsou na Zemi v jistém a konečném množství a není možnost, jak by se mohly v rámci několika let obnovit. Tyto zdroje mají v dnešní době majoritní význam ve výrobě elektrické energie (Obr. 1: Výroba elektřiny podle druhu paliva v ČR 2014). Bohužel jejich konečné množství nutí lidstvo uvažovat o jejich nahrazení, či minimálně omezení jejich využívání. [1] [2] [4]

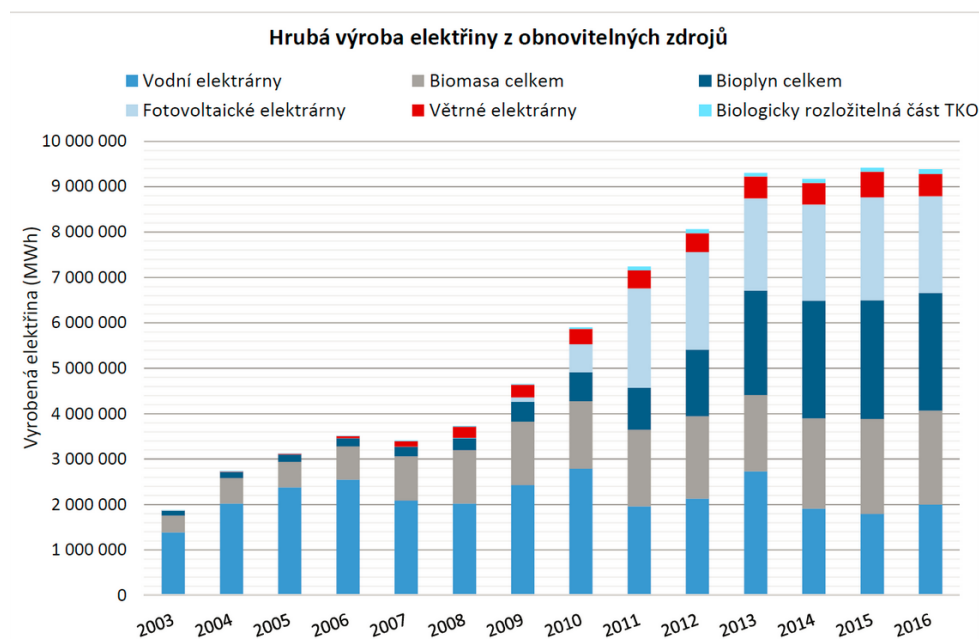


Obrázek 1: Výroba elektřiny podle druhu paliva v ČR 2014 [4]

Mezi zástupce patří uhlí, které vzniklo v průběhu let působením tlaku a teploty z odumřelých živých organismů. Současné zásoby se odhadují na několik desítek let s předpokladem, že se nesníží nároky na ekologii těžby i spalování za účelem získání elektrické energie. Jedná se o levný zdroj se zvládnutou technologií. Nevýhodou jsou značné komplikace s těžbou, přepravou a po spalování následné produkty hoření. Dalším zástupcem jsou ropa a zemní plyn. Těžba je spojena s jistým rizikem vzniku ekologické katastrofy při nechtěném úniku. Tyto katastrofy jsou těžko odstranitelné a provází těžbu celou její historií. Přeprava těchto surovin do místa transformace na elektrickou energii je zprostředkována především ropovody a plynovody, které poskytují technicky stabilní způsob dopravy. Což je jeden z důvodů, proč se paroplynové elektrárny hodí na pokrytí nenadálé potřeby energie. V neposlední řadě je nutno zmínit uran a jaderné elektrárny. Nevýhodou je práce s radioaktivním materiálem a vždy existující možnost exploze s návazným únikem radioaktivity. Pro toto riziko je v řadě zemí světa snaha omezit tento zdroj. Na druhou stranu se jedná o zdroj stabilní, redukovatelný, který může působit i ve velkém měřítku výroby elektrické energie. [1] [2] [4]

1.3. Obnovitelné zdroje

Jak už název říká, zdroje energie patřící do této skupiny nemají konečné množství. Neustále dochází k jejich reprodukci, či mají neomezený zdroj. Tyto zdroje lze využít pro přeměnu na elektrickou energii, avšak jejich konverze je spojena s nízkou účinností, neregulovatelností a nestabilitou dodávky. Z hlediska ekologie se jedná o velice příznivý zdroj. Bohužel v současné době pokrývají pouze zlomek spotřeby elektřiny, ale podíl na výrobě elektřiny roste. (Obr. 2: Hrubá výroba elektřiny z obnovitelných zdrojů) [5]



Obrázek 2: Hrubá výroba elektřiny z obnovitelných zdrojů [5]

Zástupcem obnovitelných zdrojů je voda, kterou lze využít pro přeměnu v elektřinu ve vodních elektrárnách. Využívá se energie akumulovaná ve vodě, jak kinetická tak potenciální. Na řekách jsou budovány přehrady, kde proud vody roztáčí turbínu. Česká republika se potýká s nedostatkem míst vhodných ke stavbě přehrady s elektrárnou. Říční toky jsou poseté přehradami a zbývající lokality neposkytují dostatečný průtok a spád. Využitelné jsou i mořské proudy a slapové jevy. Přílivové elektrárny jsou postaveny v Bengálském zálivu, kde pracují s jistým a periodickým výkonem. Využití mořských proudů je ještě v procesu zrodu. Větrné elektrárny jsou taktéž vázány na lokality s jistými specifickými vlastnostmi, jako jsou návětrná strana, prostor, obydlení, proto je výstavba spojena s protesty ekologů či obyvatel. Nevýhodou je opět nejistota a nestálost výkonu. Není možné odhadnout a regulovat vítr. Na druhou stranu se jedná o způsob získávání elektřiny, který neničí životní prostředí. Jinou otázkou je estetika krajiny a nebezpečí pro zvěř. Taktéž náklady na údržbu jsou značně vysoké a způsobují stoupání růstu ceny elektřiny. Dalším druhem obnovitelného zdroje je solární energie, která má taktéž nevýhodu v nestabilitě dodávky. Pořizovací cena fotovoltaických článků je vysoká a výkonnost nízká, což opět způsobuje ekonomicky nekonkurenceschopný zdroj energie. V rámci podpory obnovitelných zdrojů je tento deficit vyrovnán dotacemi, které mají za úkol podporu životního prostředí. V neposlední řadě se do této skupiny řadí i biopalivo. Jedná se dřevo, či energetické byliny. Největší procento tohoto zdroje je využíváno jako zdroj tepla na vytápění. Menší část je zpracovávána za účelem výroby elektřiny. Nevýhoda biopaliv spočívá v pomalém růstu rostlin a ničení organismů schopných fotosyntézy. [1] [2] [3]

Souhrnně lze říct, že jednou z nejdůležitějších otázek je možnost uchování elektrické energie získané z obnovitelných zdrojů. Nalezení ekonomicky výhodného uložení přebytečné energie a její opětovné uvolnění je limitem omezujícím vyšší podíl obnovitelných zdrojů. [1] [2] [3]

2. Technologie skladování energie

Na základní otázku úschovy energie technika odpovídá několika možnými způsoby, které se liší účinností, cenou, i možnostmi realizace. Tlak na vývoj v této oblasti způsobuje vznik i vývoj stávajících způsobů. Některé druhy uchování energie mají počátky vzniku před lety, některé jsou v oboru novinkami. Jedno však mají společné, je na ně nahlíženo jako na budoucnost. Akumulace energie se často pojí s obnovitelnými zdroji. [6] [7] [8]

Solární a větrné elektrárny neposkytují konstantní přísun elektrické energie. Dochází ke kolísání během dne i v rámci roku. To způsobuje přebytky nebo naopak nedostatek energie, která se musí prodávat nebo naopak vykupovat. Aby tyto obnovitelné zdroje byly schopné fungovat samostatně, musí se k nim přiřadit akumulace energie. Přebytky elektrické energie budou použity ve chvílích, kdy bude zase období nedostatku. Aby se systém vyplatil, musí pracovat s velkou účinností (nebo velmi nízkou cenou), spolehlivostí a schopností reakce na změny spotřeby sítě. [6] [7] [8]

Mezi základní druhy úschovny energie patří přečerpávací elektrárny (PVE), palivové články kombinované se skladováním vodíku, baterie (i průtokové), akumulace energie do stlačeného vzduchu (CAES), kapalná vzduchová energie (LAES) a gravitační skladování energie a metoda, kterou se tato práce bude podrobněji zabývat - Carnotovy baterie (CB) a Carnotova baterie s využitím nízkopotenciálního tepla (TIPTES). Tabulka 1 ukazuje základní parametry vybraných způsobů úschovy energie [7] [8] [9]

Tabulka 1: Srovnání druhů akumulace energie [6]

	Účinnost [%]	Kapacita [MWh]	Výkon [MW]	Doba akumulace
PVE	70-85	500-8000	1000-5000	Hodiny-měsíce
GP	65-80	<160	<40	Dny-roky
CAES a LAES	40-70	1-1000	3-1000	Hodiny- měsíce
baterie	70-90	<100	0,01-250	Měsíce- dny
Průtočné baterie	65-85	1-100	0,01-15	Hodiny- měsíce
Palivové články	30-85	0,3-60	0-50	Hodiny- měsíce
CB	30-70	1-50	0,01-300	Hodiny-dny
TIPTES	50-150	1-50	0,01-300	Hodiny- dny

2.1. Přečerpávací vodní elektrárna (PVE)

Přečerpávací vodní elektrárny jsou elektrárny, které slouží k akumulaci a úschově energie do energie vody. S vysokou účinností pokrývají výkyvy spotřeby elektrické energie. Jedná se o systém umožňující přeměnu elektřiny na energii vody a ve zvoleném okamžiku naopak. V době malého odbytu (např. v noci) se energie akumuluje a naopak v denních špičkách se elektřina vyrábí. Výborně kompenzuje výkyvy v síti s minimální obsluhou a poruchovostí. V současné době je tato metoda jedinou zvládnutou technologií pro uchování většího množství energie, řádově stovky megawatthodin. [10] [11] [12] [13] [14]

Přečerpávací elektrárny začaly vznikat z důvodu pokrytí špiček odběru elektrické energie po zjištění problému, že uhelné a jaderné elektrárny nejsou schopné pružně reagovat na rozdíly ve spotřebě. Nájezd a

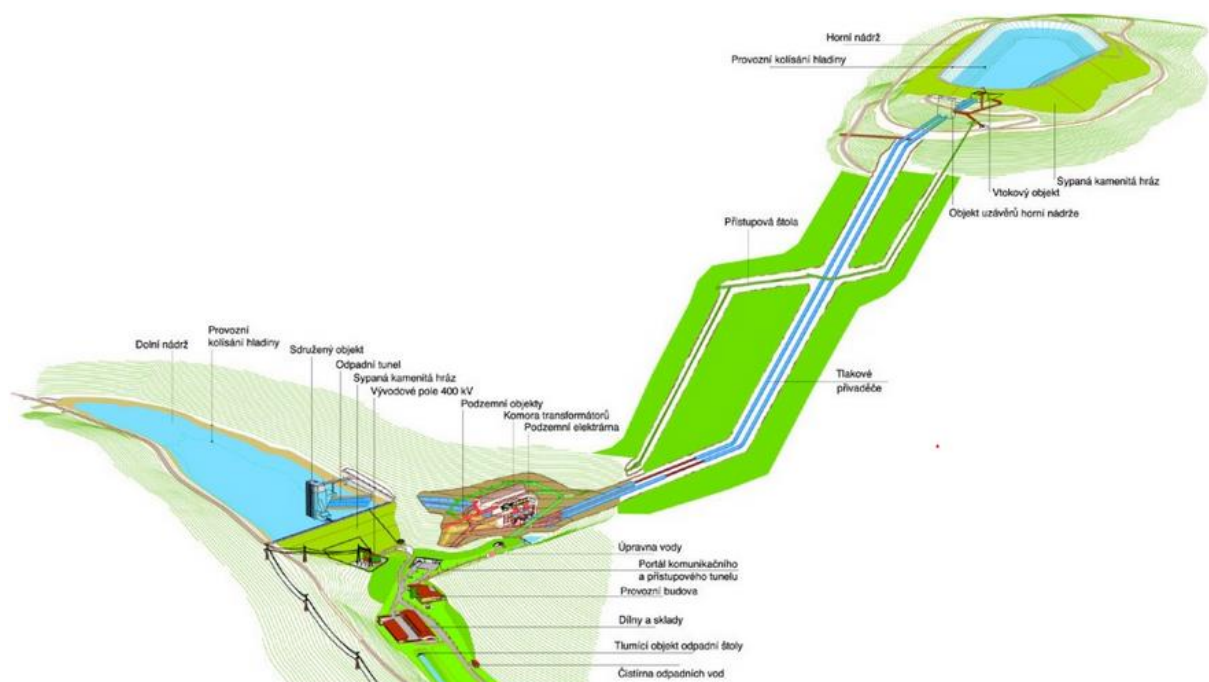


Obrázek 3: Přečerpávací elektrárna Dalešice [10]

regulace uhelných a jaderných elektráren je otázkou hodin až dní, zatímco přečerpávací elektrárnu je možné spustit v plném výkonu během několika minut. Konkurencí jsou paroplynové elektrárny, které mají také dobu náběhu velmi krátkou, ale zato mají nesrovnatelně vyšší nároky na provoz. [11] [13] [14]

Největší otázkou ekonomie jsou velké investiční náklady spojené se stavbou. Dalším omezujícím kritériem je vhodný terén, který musí poskytovat možnost postavení horní nádrže s minimální vzdáleností od dolní a maximálním výškovým rozdílem. V podmínkách České republiky se dá postavit takováto elektrárna s výškovým rozdílem stovek metrů a kapacitou vodní nádrže miliony m³ vody. Přímořské oblasti mají využitelnou hladinu moře, které slouží jako dolní nádrž a tedy zbývá vybudovat pouze nádrž horní. Příkladem může být japonská elektrárna na ostrově Okinawa. Nevýhodou je zvýšený nárok na turbínu vlivem působení mořské vody. [11] [12] [13]

Principem funkce je pohyb vody z horní nádrže do dolní. Tento transfer zajišťuje turbína, která produkuje elektřinu, a je současně schopná pracovat i v čerpadlovém provozu a naopak měnit elektrickou energii na potenciální energii vody. Obě nádrže jsou propojeny potrubím o velkém průměru, které přivádí vodu k turbíně. Součástí potrubního systému jsou i vyrovnávací nádrže, které tlumí hydraulické rázy. Z důvodu odparu a dalších ztrát vody je nutné, aby alespoň jedna z nádrží byla vybavena přítokem. Strojovna bývá postavena pod úrovní dolní nádrže, kde dochází k transformaci energie. Další napojení je na transformátor a dále do elektrizační soustavy. Jak turbína, tak čerpadlo nefungují se 100 % účinností. Mají ztráty, které ve výsledku mají největší podíl na celkové účinnosti elektrárny, která se pohybuje okolo 0,75. Vzhledem ke stáří technologie přečerpávacích vodních elektráren se může odhadovat, že růst účinnosti bude pouze v jednotkách procent. [10] [11] [12] [13] [14]



Obrázek 4: Uspořádání přečerpávací vodní elektrárny [11]

2.2. Gravitační skladování (GP)

Gravitační skladování je jednou z možností ukládání energie, kde se elektrická energie mění na polohovou a zase naopak. Při přebytku energie se zvyšuje potenciální energie a při vybíjení se zase mění na elektrickou. [15] [16]

Společnost Energy Vault se zabývá akumulací energie do potenciální energie betonových bloků. Při přebytku energie se jeřábem vyzdvihují bloky a skládají je na sebe (Obr.6: Systém skládání panelů gravitačního skladování energie), při situaci, kde poptávka po elektrické energii převyšuje dodávku se postup obrátí, betonové bloky jsou spouštěny dolů a energie padajícího bloku se přemění na elektřinu. Systém by měl pracovat se zpětnou účinností 80 – 90 %, uvádí Švýcarská firma Energy Vault. Velikost naakumulované energie se samovolně nesnižuje, není nutné vytvoření speciálních podmínek, aby nedocházelo ke ztrátám v době úschovy. [15]

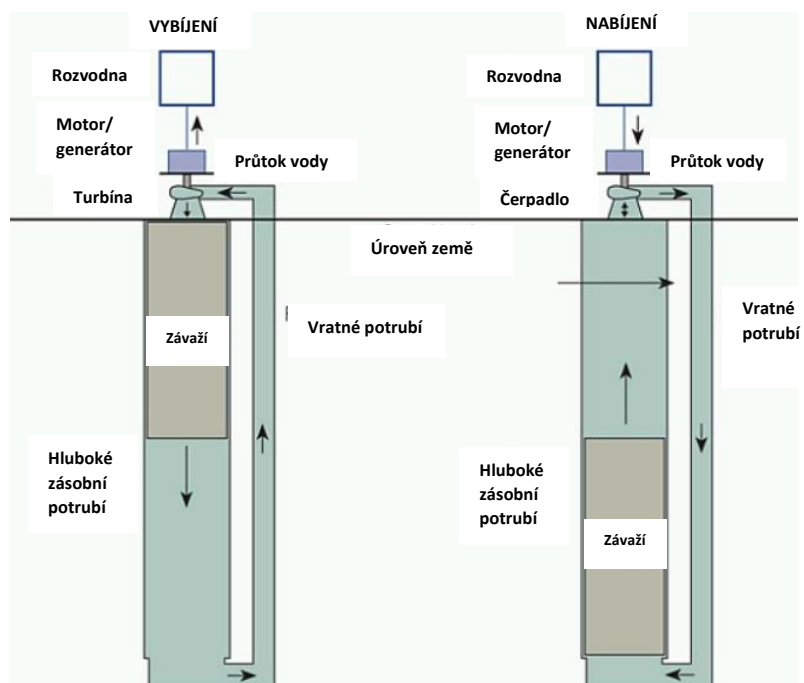


Obrázek 5: Systém skládání panelů gravitačního skladování energie [15]

Podzemní přečerpávací uložení je zařízení na uchování energie pomocí gravitace v kombinaci

s přečerpáváním vody.

Konstrukčně se jedná o dvě šachty, které jsou spojeny reverzní turbínou. V jedné se pohybuje píst ze železa nebo železné rudy a svou tíhou stlačuje vodu pod sebou, která je nucena protékat turbínou, a tudíž vyrábět elektrickou energii. V opačném případě je voda pod píst čerpána, což způsobuje zdvih pístu. (Obr. 6: Princip gravitačního skladování) Systém klade minimální nároky na lokalitu, materiály i techniku.



Obrázek 6: Princip gravitačního skladování (upraveno z [18])

Společnost Gravity Power,

LLC uvádí, že technologie pracuje s účinností 80 %, instalovaný výkon je 250 MW. [16] [17] [18]

2.3. Skladování energie pomocí stlačeného vzduchu a zkapalněného vzduchu (CAES, LAES)

Akumulační elektrárny využívající stlačený vzduch (CAES Compressed Air Energy Storage) funguje podobně jako přečerpávací elektrárna s rozdílem, že se do zásobníků tlačí vzduch. Opět se metoda setkává s problémem velkých investičních nákladů. Stavba potřebuje velké skladovací prostory, vhodnou volbou jsou přírodní jeskyně, štoly nebo uměle vyplavované solné kaverny. Těchto míst je velmi málo, a tedy výstavba je vázaná na určitou lokalitu. Systém využívá rozdílu ceny elektřiny v době špiček a nočního proudu. V případě, že je elektřina levná a přebytečná, se vzduch natlačí do komory, kde je uchován do doby, kdy poptávka po elektřině stoupne a s tím i její cena. Technologie se jako jedna z prvních objevila v Německu, kde byla jako komora na stlačený vzduch použita solná jeskyně o objemu 150 000 m³. Systém obsahuje turbínu, která je schopná dodávat do sítě řádově stovky megawatt. Celá elektrárna může pracovat s celkovou účinností cca 45 %. [7] [8]

Komplikací technologie je vznik tepla při zvýšení tlaku. Přebytečné teplo je nutno odvádět, což dělá celý systém složitější, a tedy i poruchovější. Při vhodném využití odpadního tepla se zvýší účinnost i přes 50 %. Problém řeší využití tepla při adiabatické dekompresi (AA CAES Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage). Očekává se, že toto řešení by mohlo zvednout účinnost až k 70 %. [7] [8]

Při akumulaci energie do stlačeného vzduchu se může využít i změny skupenství, takový systém se nazývá akumulace energie pomocí zkapalněného vzduchu (LAES- Liquid air energy storage) V době, kdy je elektřiny dostatek a je levná, se ze vzduchu odstraní prach, nečistoty, vodní pára a CO₂. Zbýlý vzduch je připraven ke stlačení. Náhlým působením tlaku dojde ke zkapalnění za snížení teploty a tlaku. Vznikne substance o zlomku původního objemu vzduchu. V době nedostatku elektřiny se zvýší teplota, což způsobí vypařování vzduchu, který je hnán přes turbínu, která zpětně elektrickou energii vyrábí. Stlačený vzduch je nutné uschovávat při nízké teplotě, jinak by došlo ke stavové změně a velké expanzi. Ovšem doba skladování a použitelnosti je velmi vysoká. Nevýhodou je, že se technologie ještě nedovyvinula a nyní má nízkou účinnost (cca 30 %). V budoucnu jsou odhady, že by se účinnost mohla zvýšit, pokud by se zkapalněný vzduch nevypařoval při pokojové teplotě, ale při teplotě vyšší. K tomuto účelu by šlo využít odpadní teplo, které by mohlo napomoci ke zvýšení účinnosti nad 50 %. [19] [20] [21]

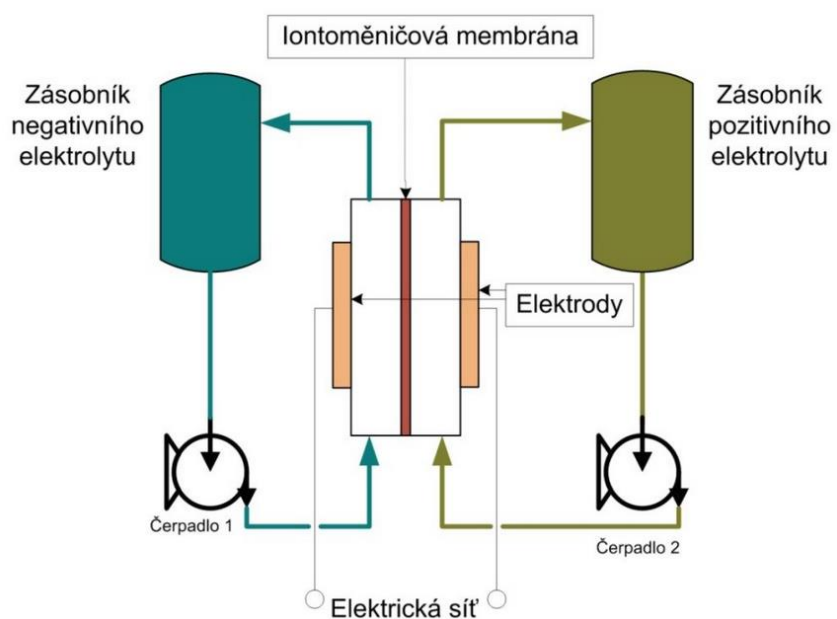
2.4. Baterie

Baterie jsou zařízení skladující energii v chemické formě. K výrobě elektřiny dochází přímým způsobem, tedy s vysokou účinností. Zapojí-li se baterie ke zdroji napětí, dochází k vratným chemickým reakcím, které se projevují rozdílným potenciálem. Po odpojení zdroje a zapojení spotřebiče rozdílný potenciál způsobí vznik elektrického proudu. Výhodou baterií je jejich malá velikost, proto se hodí do malých přenosných zařízení. Větší výkon lze vytvořit zapojením více baterií, které se následně chovají jako jeden větší zdroj. Baterie mají omezené množství cyklů nabíjení a vybíjení. Historie baterií sahá do devatenáctého století a za tuto dobu prošly velkým vývojem a výzkum zdaleka nekončí. Od prvního vynálezu olověného akumulátoru. Nástupci byly nikl-kadmiové (NiCd) a nikl-železné (NiFe) akumulátory. Mají relativně dlouhou životnost, jsou spolehlivé. Pod tíhou ekologie se zavedly nikl-metalhydridové a lithium-iontovými (Li-Ion). Li-Ion mají několikanásobně větší hustotu energie, proto se staly jedním z nejoblíbenějších druhů baterie. [8]

Současné Li - Ion baterie se vyrábí v různých velikostech a výkonech. Pohánějí mobilní telefony i elektromobily a využívají se i ve fotovoltaických elektrárnách. Účinnost je velmi vysoká, dosahuje 90 %. Nevýhodou je omezená životnost, která čítá několik tisíc cyklů. [8]

2.5. Průtočné baterie

Průtočné baterie (průtokové, tekuté) obdobně jako obyčejné baterie využívají přeměny chemické energie na elektrickou, což poukazuje na vysokou účinnost, která je o něco menší než účinnost baterií neprůtokových. K přeměně dochází v elektrolytu, který se dělí na negativní a pozitivní. Oba druhy elektrolytu mají vnější zásobníky a cirkulační obvod, který zajišťuje přísun nového elektrolytu k elektrodám (Obr. 7: Konstrukce průtokové baterie. Kapacita průtočných baterií je dána velikostí nádrží. Výhodou je oddělení negativní a pozitivní části elektrolytu, který má za následek zmenšení degračních procesů. Z čehož plyne mnohem větší životnost



Obrázek 7: Konstrukce průtokové baterie [23]

než baterie standardní. Naopak velké skladovací nádrže znamenají zvětšení rozměrů, a tedy nepoužitelnost pro mobilní zařízení. Mezi nejznámější druhy průtočných baterií patří vanadium redoxní baterie, zinko – bromidová baterie nebo bromid – sodná baterie. [8] [22] [23] [24]

2.6. Akumulace pomocí vodíku-palivové články

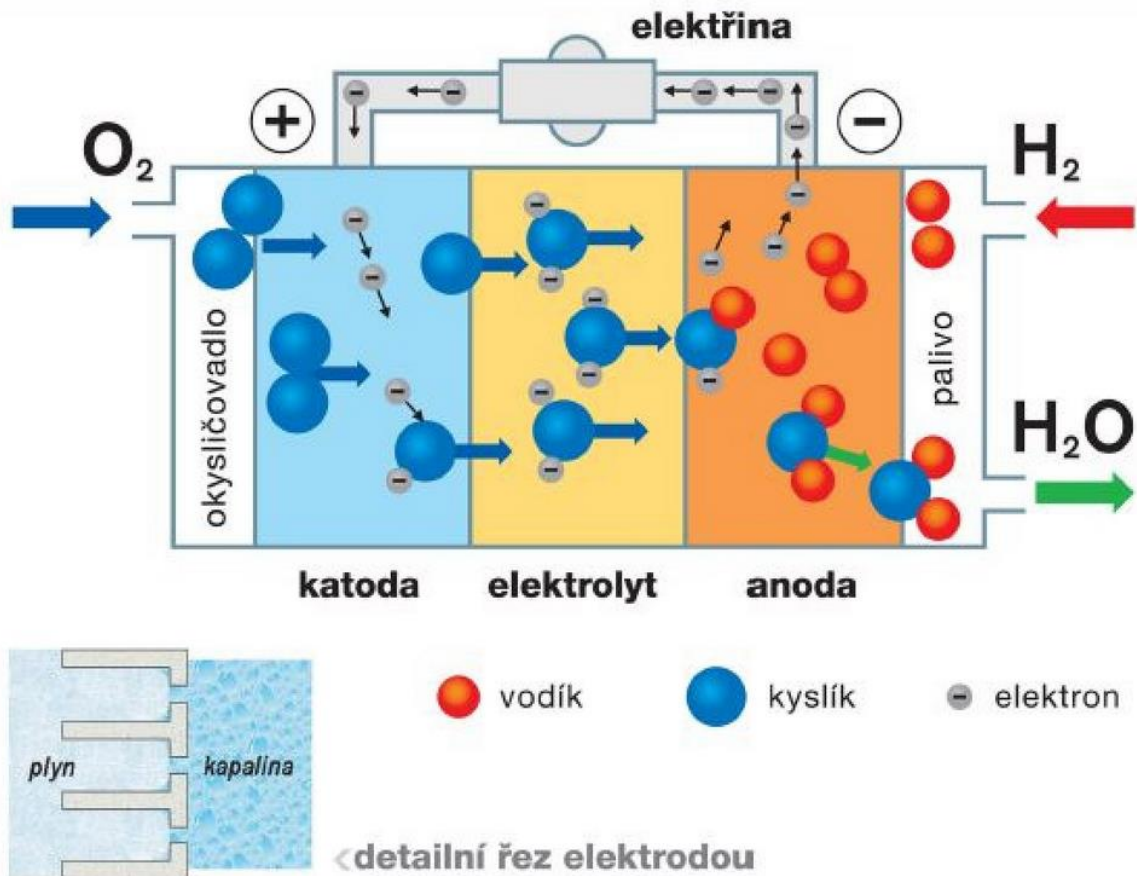
Velmi nadějnou technologií pro ukládání energie na velmi dlouhou dobu je skladování pomocí vodíku. V prvním kroku dochází k separaci vodíku a jeho následné uchování, v druhé fázi zase k jeho syntéze s jinými prvky za uvolňování energie. [8] [25] [26]

Vodík může být vyroben několika způsoby. První je elektrolýzou vody, kde se do vody obohacené o prvky podporující průchod elektrického proudu zavede stejnosměrný proud, jehož vlivem dochází k roztržení molekul vody na ionty kyslíku a vodíku. Anionty kyslíku jsou přitahovány k anodě, kde dochází k vylučování atomů kyslíku. Naopak vodíkové kationty jsou přitahovány katodou, která jim předá potřebný elektron a vzniká dvouatomová molekula vodíku, která je následně zachycena. Celá reakce probíhá za pokojové teploty a dosahuje vysoké účinnosti (80-92 %). Postup lze zefektivnit přidáním energie ve formě tepla, což vytvoří vhodnější prostředí pro elektrolýzu. [8] [20] [26]

Uchovávání vodíku se setkává s problémem velké prostorové a materiálové náročnosti. Základní vlastností vodíku je jeho nízká hustota, proto jeho skladování vyžaduje velký prostor. Řešením by mohlo být jeho stlačení nebo zkapalnění. Molekuly vodíku jsou rozměrově velmi malé a mají tendenci difundovat do materiálů. Vodík se tedy skladuje v tlakových nádobách z nízkouhlíkových ocelí nebo kompozitních materiálů. [8] [26]

Uvolnění energie obsažené ve vodíku je možné zpětnou syntézou s kyslíkem nebo spalováním ve spalovacích motorech. [8] [25] [26]

Palivový článek využívá možnost přeměny elektrické energie na chemickou při tzv. elektrolytické reakci (Obr. 5: Princip činnosti palivového článku). Oproti tepelným strojům mají vyšší účinnost, což je dané tím, že elektrická energie se mění na chemickou přímou reakcí. Zatímco tepelné stroje využívají nepřímé přeměny přes energii tepelnou a mechanickou. Tento fakt vysvětluje hodnoty účinnosti palivových článků mezi 40 až 70 %. [25] [27] [28] [29]



Obrázek 8: Princip činnosti palivového článku [29]

3. Carnotova baterie (CB)

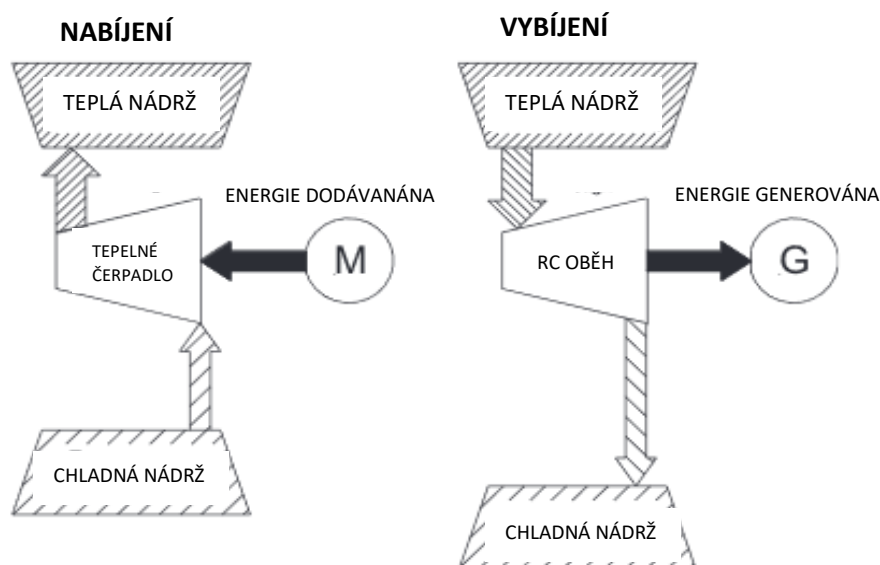
Největší nevýhodou solárních a větrných zdrojů je jejich značná nestabilita dodávky umocněná neschopností reagovat na změny odběru ze sítě během dne. Proto se hledají různá řešení skladování a regulace. Jednou z ekonomicky potenciálně přijatelných a technologicky zvládnutelných možností jsou tzv. Carnotovy baterie neboli akumulace energie do tepla (Pumped thermal energy storage – PTES). Technologie funguje na základě přeměny elektrické energie na energii tepelnou při přebytku elektřiny a naopak v časech, kdy je poptávka ze sítě neuspokojena, se tepelná energie uvolňuje a přeměňuje zpět na elektrickou. [30] [31]

Systém akumulace energie do tepla je možné napojit na různé zdroje elektřiny. Výhodou kombinace je, že je větší pravděpodobnost, že alespoň jeden zdroj bude do systému dodávat energii. Pro zvýšení účinnosti bude brán v úvahu i odběr tepla pro vytápění. Technologie má velkou schopnost regulovatelnosti dle aktuálních potřeb a možnost přizpůsobení různým okrajovým podmínkám. [30] [31]

Carnotovy baterie jsou novou technologií, která dokáže ukládat energii až v řádech stovek megawattů a to s možností uložení na dostatečnou dobu pro pokrytí výkyvů spotřeby ze sítě i výkyvů v zisku energie. Mezi skladování elektrické energie ve formě tepla má jisté výhody finanční, kde se očekávají nízké investiční náklady, malá zastavěná plocha, nenáročnost na výběr lokality. Životnost je odhadována na 20 až 30 let a vliv na životní prostředí je minimální. [30] [31]

3.1. Funkce

Přebytečná elektrická energie ze zdroje je využita k pohonu kompresoru tepelného čerpadla, které ohřívá vodu nebo jinou teplotonosnou látku, která je akumulována v zaizolované nádrži. Takto probíhá pomocí tepelného čerpadla nabíjení Carnotovy baterie. Teplo je uchovatelné po několik hodin, což stačí na vyrovnání denních výkyvů výroby. Vybíjení je spojené s uvolněním tepelné energie ze zásobníku a jeho přivedení do tepelného oběhu, kde se přeměňuje na elektrickou energii, která je dále posílána do sítě. Při procesu tepelného

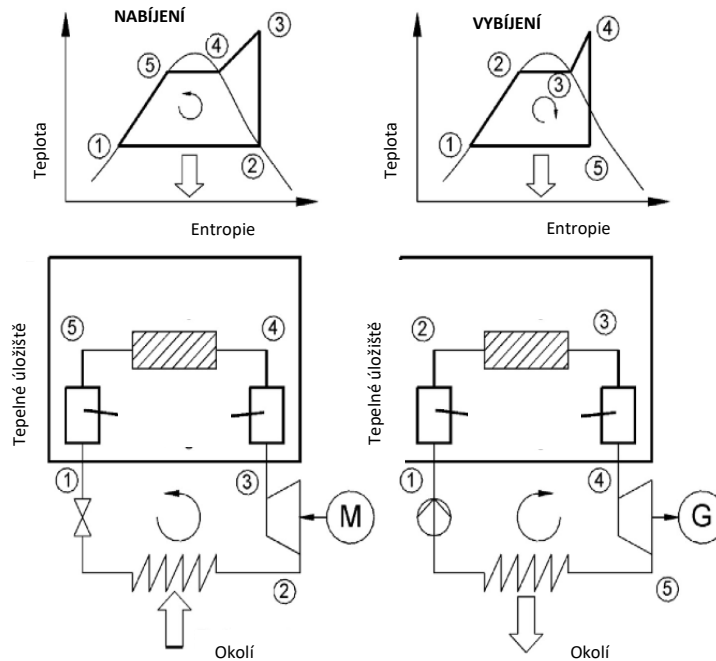


Obrázek 9: Princip PTES (upraveno z [32])

skladování dochází ke ztrátám, účinnost snižuje i neexistence izoentropických kompresorů a expandérů, ztráty ve vedení nebo nedokonalosti v přestupu tepla. Ke zvýšení účinnosti může dojít využitím i tepelné energie, nebo využitím dalšího zásobníku s médiem o nízké teplotě, které by bylo využito při vybíjení. Historie akumulace energie ve formě tepla sahá do poloviny minulého století, avšak díky nízké účinnosti se jednalo o téměř kontraproduktivní systém a vývoj se zastavil. Obnova myšlenky přišla až s rozvojem obnovitelných zdrojů, kdy se objevily první studie o možnosti zvýšení účinnosti až nad 80 %. [30] [31]

3.2. Ztráty

Z důvodu zvýšení účinnosti je výhodné brát v úvahu použití subkritických cyklů s pracovním médiem vodou nebo jiným chladivem mající vhodné fyzikální a chemické vlastnosti. Vhodné látky jsou ekologicky nezávadné s možností velké hustoty energie, nereagující s materiály systému... Nechtěným faktorem je nárůst entropie spojený s nedokonalými ději při nabíjení a vybíjení, což lze omezit komplexní optimalizací termodynamického návrhu. Nárůstu účinnosti může být dosaženo i zvýšením teplotního

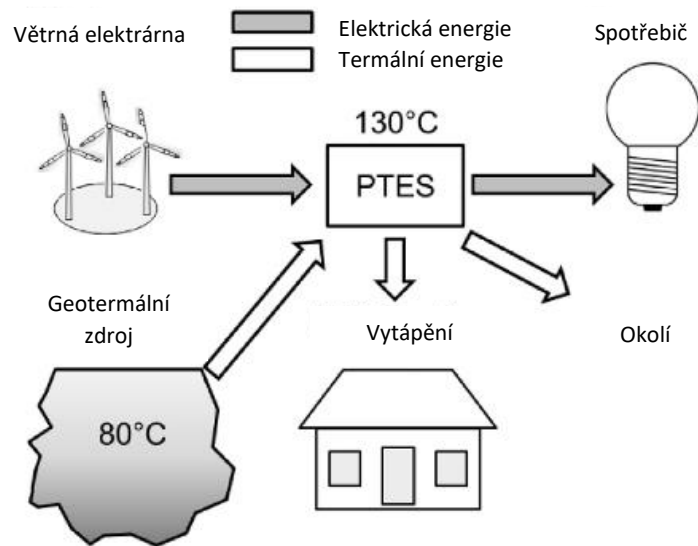


Obrázek 10: Subkritický Rankinův cyklus (upraveno z [32])

rozdílu nebo změnou skupenství akumulární tekutiny (systém CHEST= Compressed Heat Energy Storage) (Obr.9: Subkritický Rankinův cyklus). Nezabranitelným vedlejším produktem přeměn v systému je teplo, ale to je možno použít například k vytápění, a tím dojde k využití více forem energie a zmenšení energetických ztrát. [31] [32]

4. Tepelně integrovaná akumulace teplené energie

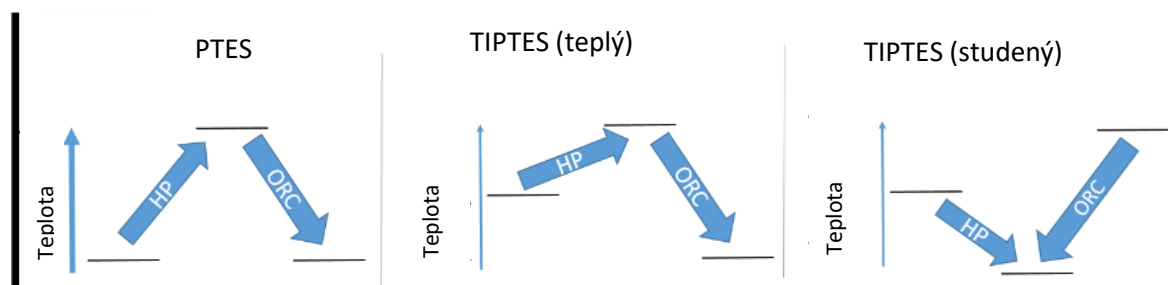
Účinnost Carnotovy baterie je závislá na velikosti zpracovávaného teplotního spádu. Pokud by došlo ke zvýšení teploty teplého zásobníku a teplota okolí by se nezměnila, tak by narůstala i kompresní práce a nedošlo by k očekávanému zvýšení účinnosti. Systém TIPTES proto pracuje s myšlenkou využití dalšího zdroje tepla (např. geotermální zdroj) (Obr. 11: TIPTES s geotermálním zdrojem a využitím odpadního tepla). Dojde ke snížení nutného elektrického příkonu, protože



Obrázek 11: PTES s geotermálním zdrojem a využitím odpadního tepla (upraveno z [69])

vznikne menší teplotní rozdíl mezi výparníkem a kondenzátorem tepelného čerpadla, ale velký teplotní spád mezi zásobníkem tepla a okolním vzduchem zůstane zachován. Sníží se elektrický příkon při nabíjení, a přitom se nesníží elektrická energie produkovaná Carnotovou baterií při vybíjení. [33]

Bylo uvažováno jen řešení s tepelným zásobníkem. Což není jediný možný způsob (Obr. 12: PTES, PTES s teplým zásobníkem PTES se studeným zásobníkem). Je možné využít i chladného zásobníku, který funguje na stejném principu. Při nabíjení je teplo odevzdávané okolnímu vzduchu odebírané z chladného zásobníku a tím je chladný zásobník ochlazován. Při vybíjení se využívá velkého rozdílu mezi teplotou zásobníku z odpadní technologie a chladným zásobníkem. [34] [35]



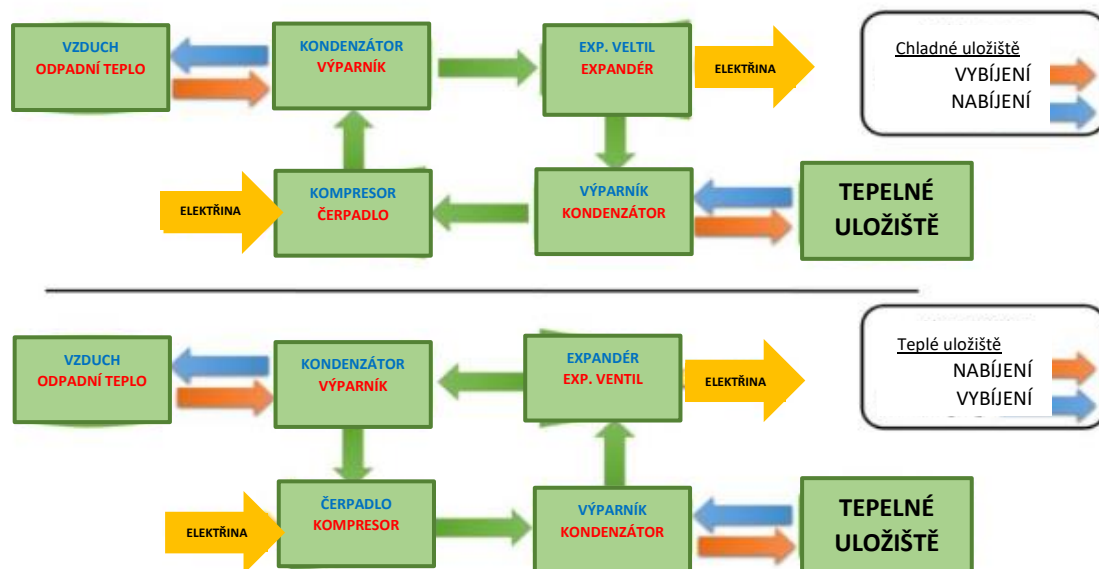
Obrázek 12: PTES, PTES s teplým zásobníkem a PTES se studeným zásobníkem (upravený z [34])

4.1. Princip funkce

Jednotka funguje ve dvou režimech a to v nabíjecím a vybíjecím (Obr. 13. Princip nabíjení a vybíjení). Při nabíjení baterie, tedy při ohřevu teplotnosného média na teplotu horké nádrže, funguje systém jako tepelné čerpadlo. Elektrická energie získaná např. ze solární elektrárny je z části pouštěna do sítě, z části je využívána k pohonu kompresoru tepelného čerpadla. Médium si bere přes výměník teplo z odpadní technologie a odevzdává ho v kondenzátoru kapalině teplé nádrže, kde se tepelná energie uchovává. [34] [35]

V opačném režimu, tedy vybíjení, funguje systém jako Rankin-Clausiiův oběh (=RC oběh). Teplo uskladněné v teplé nádrži je přes výměník (výparník) uvolňováno do RC oběhu. Expandér přeměňuje energii páry na elektrickou energii. Chladnější médium dále pokračuje ke kondenzátoru, kde dochází k nutnému odvodu tepla. Následuje čerpadlo, které pohání celý systém a předává médium k dalšímu ohřevu ve výparníku. [34] [35]

Obdobná funkce je i pro využívání zásobníku chladu.



Obrázek 13: Princip nabíjení a vybíjení (upraveno z [34])

4.2. Pracovní médium

Nemalou pozornost je třeba věnovat výběru pracovního média. Závisí na něm správnost funkce, poruchovost i hodnota celkové účinnosti. Sledované vlastnosti jsou teploty odpařování a kondenzace, hodnota Reynoldsova čísla, toxicita a hořlavost. Z hlediska ekologie musí splňovat legislativní normy pro použitelnost, jako jsou hodnoty ODP (Ozone Depletion Potential), která udává potenciál k ničení ozonu ve stratosféře za vzniku molekuly kyslíku a

oxidu. Chladivo splňující dnešní ekologické limity musí mít hodnotu ODP 0. GWP (Global Warning Potential) hodnotí přispívání látky ke skleníkovému efektu ve srovnání s CO₂. V tabulce 2: Chladiva pro ORC jsou vypsány vlastnosti některých chladiv a jsou zvýrazněna ta, která jsou pro aplikace Carnotovy baterie v literatuře uvažována jako nejvýhodnější. [36] [37] [38]

Tabulka 2: Chladiva pro ORC [38]

CHLADIVO	TOXICITA	HOŘLAVOST	GWP	ODP
R114	A	1	3.9	1
R1234ze(Z)	N.A.	N.A.	<10	0
R124	B	1	610	0.03
R131l	N.A.	1	1	0
R142b	N.A.	N.A.	2270	0.065
R236ea	B	1	1200	0
R245fa	B	1	1030	0
R40	A	3	13	0.02
R600	A	3	20	0
R600a	B	3	3.3	0
RE245cb2	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
HFO-1336mzz(E)	B	1	32	0
HFO-1336mzz(Z)	B	1	9.4	0
R1233zd(E)	A	1	1	0
R1224yd	N.A.	1	1	0
R1234yf	A	2L	1	0

4.2.1. R245fa

Jedním z chladiv, které jsou úspěšně používány ve vysokoteplotních tepelných čerpadlech, je R245fa. Jedná se o pentafluorpropan, který má velmi příhodnou teplotu kritického bodu 154 °C. Je nehořlavý, netoxický a v aplikaci nízkoteplotních ORC oběhů dosahuje vysoké účinnosti. S hodnotou GWP 1030 splňuje ekologické limity Evropské unie pro rok 2020, kdy maximální povolená hodnota je 2499. [38] [39]

4.2.2. R744

Chladivo označené R744 je oxid uhličitý. Hojně se využívá v chladících systémech a je velmi oblíbený pro jeho nízkou hodnotu GWP a ODP. Pro aplikaci Carnotovy baterie je často uvažovaný trans-kritický oběh. [40]

4.2.3. R1234ze(Z)

Chladivo R1234ze(Z) je členem tzv. chladiv 4. generace. Je to zástupce skupiny Soltice, které jsou velmi přátelské k ozonové vrstvě. Chemicky se nazývají fluorované olefiny a na rozdíl od fluorovaných uhlovodíků mají velice krátkou životnost v atmosféře cca 15 dní (na rozdíl od R134, které se v atmosféře rozpadá 13 let). Funkční vzorec molekuly je $\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHF}$. Soltice mají nízkou hodnotu GWP a ODP, jsou nehořlavé, nevýbušné, nereagují s většinou plastů a kovů. Jsou citlivé na vlhkost, která způsobuje rychlý rozpad (nutnost použití dehydrátorů). Vhodné využití je ve vysokoteplotních tepelných čerpadlech pro průmyslové účely. [37] [38] [41]

4.2.4. HFO- 1336mzz(E)

Chladivo HFO-1336mzz(E) má chemický název hexafluor-2-buten. Jedná se o nehořlavou termálně stabilní sloučeninu s nízkými hodnotami GWP a ODP, tedy je šetrné k ozonové vrstvě a nezpůsobuje skleníkový efekt. Chladivo má příznivé vlastnosti při využití ve vysokoteplotních reverzních RC obězích. [36] [38]

4.3. Účinnost

Standardní koncepce Carnotovy baterie (PTES) dosahuje nízké účinnosti asi 40 %. Docházeli k přidání termální integrace (TIPTES) s využitím odpadního tepla, dosáhne se zvýšení účinnosti cca o 15 %. Zavedeme-li možnost využití i tepla ze ztrát v oběhu, můžeme se posunout až k hodnotám blízkým jedné. Účinnost je definovaná jako podíl elektřiny z technologie odvedené a elektřiny do technologie přivedené. [34] [35]

5. Komponenty tepelných čerpadel a RC oběhů

Carnotova baterie je složená z oběhu tepleného čerpadla a Rankin-Clausiova oběhu (RC). Oba okruhy obsahují řadu komponentů, které zajišťují správnou funkci cyklu nebo naopak chrání důležité části. Proto tato kapitola popisuje klíčové komponenty...

5.1. Kompresor

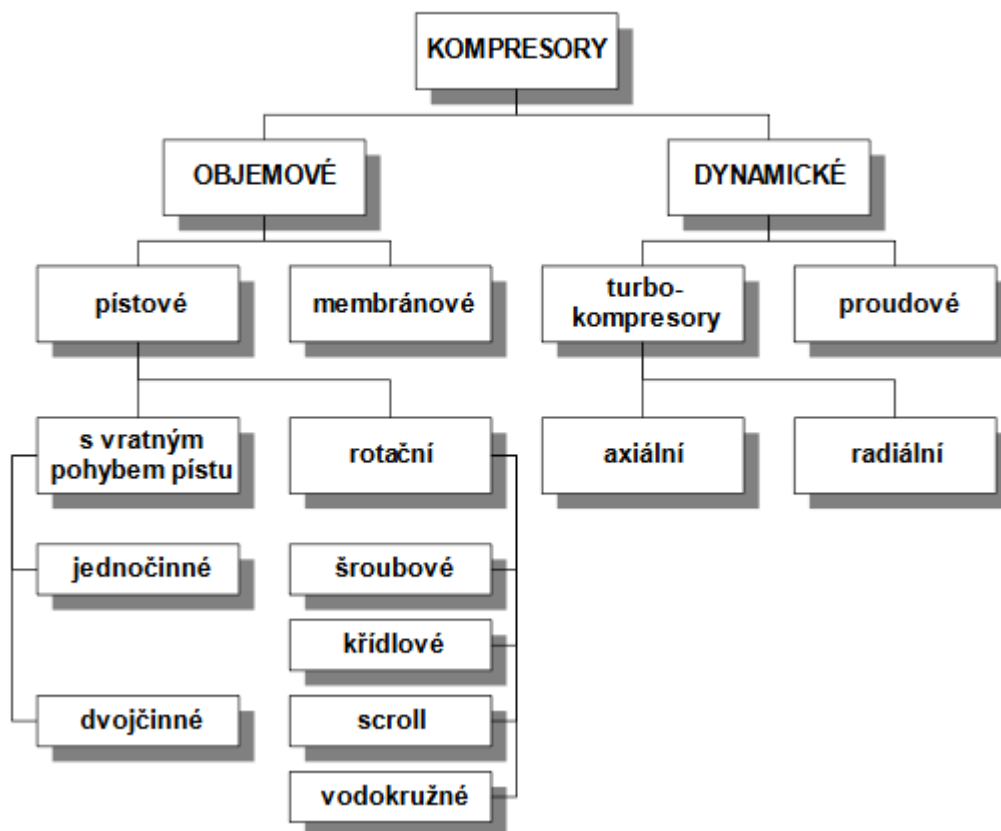
Jednotkou zajišťující pohyb pracovní látky v tepelném čerpadle je kompresor, do kterého vstupuje chladivo v plynném skupenství a dále je stlačováno na vyšší tlak a zároveň vyšší teplotu. Ideálně pracující kompresor vykonává izoentropickou změnu, tedy se nemění hodnota entropie a nedochází k uvolňování tepla do okolí. Reálný pracuje s nedokonalou přeměnou elektrické energie na zvýšení tlaku, tedy je změna popsána účinností. Ztráty jsou tvořené přeměnou elektrické energie na nechtěné teplo. Jevem nedokonalé izoentropické změny je stoupnutí hodnoty entropie. Rozeznáváme dva základní druhy dynamické a objemové, které se dále dělí viz Obr. 14: Schéma rozdělení kompresorů [43]. Jednotlivé druhy se liší vlastnostmi, jako jsou účinnost, výkonnost nebo tlakový poměr (Tabulka 3: Srovnání kompresorů). [42] [43] [44] [45]

U objemových je ke stlačení plynu využíváno zmenšování pracovního prostoru. Nejčastěji jsou to pístové kompresory, kde píst stlačuje prostor ve válci. Speciálním případem jsou kompresory pístové rotační, kde je efekt dán vzájemným odvalováním jedné šroubovice po druhé, přičemž se kapsa s plynem stále zmenšuje. U membránových se využívá průhybu pružné membrány. Objemové kompresory dosahují izotermických účinností 70-90 % na základě druhu. [42] [43] [44]

Dynamické pracují na principu rotace, to jsou tzv. lopatkové neboli turbokompresory anebo se může využívat termodynamických účinků proudu (proudové kompresory). Pro oboje je typický neměnný pracovní prostor s tlakovým poměrem daným konstrukcí. Účinnost turbokompresorů dosahuje hodnot i přes 80 %, proudové kompresory (ejektory) mají maximální účinnost velmi nízkou. [42] [43] [44]

Tabulka 3: Srovnání kompresorů [42] [43] [46]

	Účinnost [%]	Výkonnost [m^3h^{-1}]	Tlakový poměr
Pístové 1°	50-70	10-200	8-12
Pístové vícestupňové	55-75	40-10 000	10-20
Šroubový 1°	45-60	40-2 000	3-5
Šroubový vícestupňový	50-65	500-40 000	5-15
lamelový	50-60	5-10 000	3-6
zubový	60-78	10-60 000	0,5-3
membránové	50-70	0,1-20	12-22
Turbokompresory	60-80	1 000-2 500 000	20-60
Spirálové= scroll	55-75	1-30	1-10

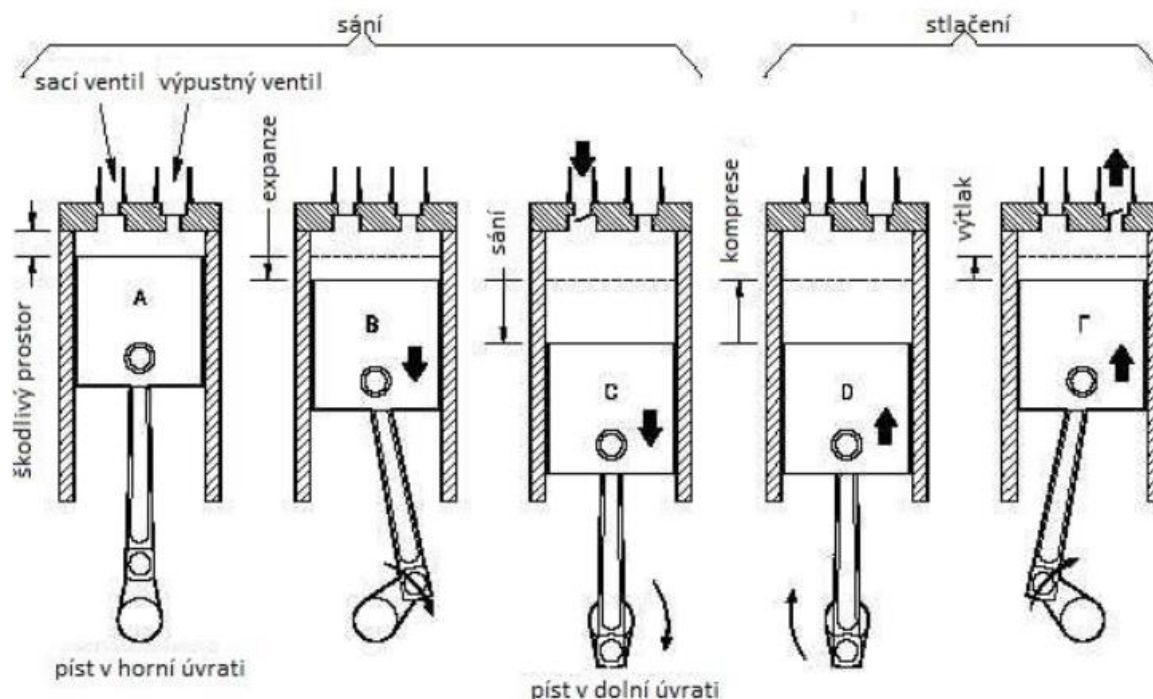


Obrázek 14: Schéma rozdělení kompresorů [43]

V oboru chladicí techniky a tepelných čerpadel se využívá především pístových s vratným pohybem pístu ve válci a rotačních hlavně tedy šroubových a typu scroll. [43] [44] [45]

5.1.1. Kompresory s vratným pohybem pístu

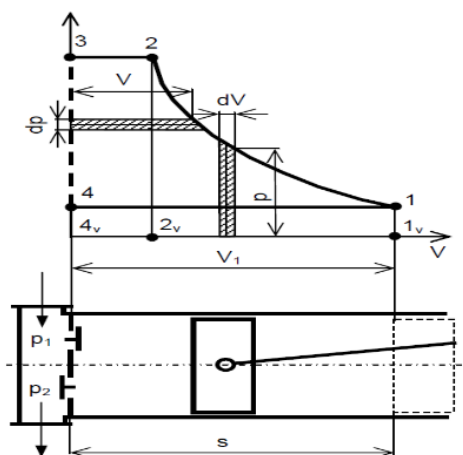
Kompresory s vratným pohybem pístu pracují na principu zmenšení objemu plynu ve válci. Je-li píst v horní úvratí, ideálně není žádný prostor mezi plochou pístu a válcem (ve válci se nenachází žádný plyn). V tento moment se otevírá sací ventil a do prostoru válce se nasává plyn. Současně dochází k posunu pístu k dolní úvratí. Až celý objem válce zaplní plyn, tak se začne stlačovat. Pohyb pístu zmenšuje objem válce, kde se nachází plyn až na určenou hodnotu, kdy se otevře výtlačný ventil a plyn o větším tlaku a teplotě se dostává ven z tělesa kompresoru (Obr. 15: Princip funkce pístového kompresoru) [43] [44] [45]



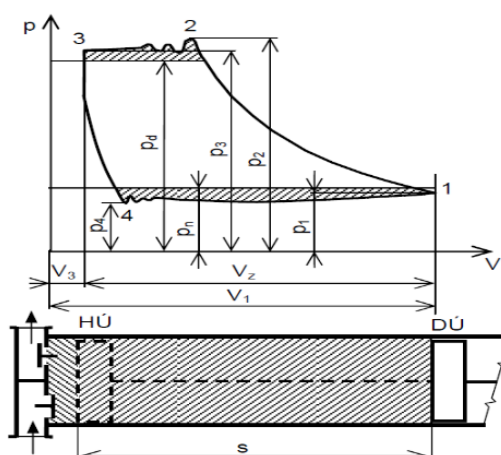
Obrázek 15: Průběh dějů pístového kompresoru [47]

Pístové kompresory s vratným pohybem pístu se vyrábějí v několika druzích. Výkonnost stroje jde zvýšit zapojením několika válců za sebou, podle toho rozeznáváme jednostupňové a vícestupňové. Podle poloh jednotlivých válců k sobě i k zemi se rozlišují kompresory ležaté, stojaté, boxerové a úhlové. Liší se od sebe výkonem, kompresním poměrem, hlučností či velikostí. Pístové kompresory se vyrábějí v provedeních olejových i bezolejových. [43] [44] [45]

Účinnost pístového kompresoru s vratným pohybem je dána především velikostí šodlivého prostoru. Dalšími faktory jsou netěsnosti nebo zahřívání tělesa kompresoru. Šodlivý prostor je nedokonalost výfuku celého množství plynu. Píst nikdy nedosedne úplně na dno válce a ve vzniklém prostoru je stále stlačený plyn, který znovu prochází cyklem (Obr. 16: Indikátorový diagram ideálního pístového kompresoru, Obr. 17: Indikátorový diagram skutečného pístového kompresoru) Velikost tohoto prostoru silně ovlivňuje účinnost, proto pístové kompresory s vratným pohybem pístu dosahují menších hodnot. [43] [44] [45]



Obrázek 16: Indikátorový diagram ideálního pístového kompresoru [42]

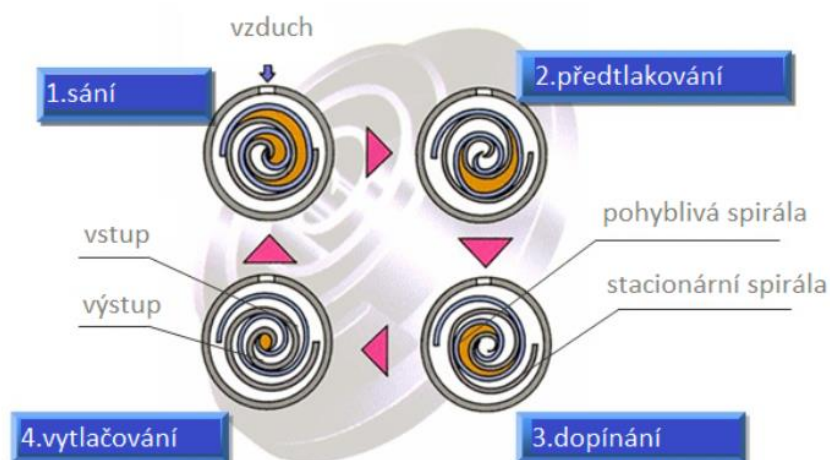


Obrázek 17: Indikátorový diagram skutečného pístového kompresoru [42]

Pístové kompresory vynikají schopností pracovat s nejvyššími tlaky a kompresními poměry. Mají dobrou možnost regulace a vícestupňové jsou možné provozu i při nižších otáčkách. Nevýhodou je hlučnost a vibrace. Cenově se řadí mezi levnější a účinnost je nižší než u jiných druhů kompresorů. [43] [44] [45]

5.1.2. Kompresory typu scroll

Kompresor typu scroll (spirálový kompresor) je zástupcem objemových kompresorů. Většinou se objevují bezolejové konstrukce. Stlačuje určité množství plynu do stále menšího objemu, tedy zvyšuje tlak plynu a i teplotu. Konstrukčně se jedná o dvě spirály, které se po sobě navzájem odvalují. První spirála funguje jako stator, je pevně ukotvená v pouzdru. Druhá, motorem poháněná, spirála obíhá okolo spirály statorové tak, že se objem dutiny mezi spirálami stále zmenšuje. Malá tlaková ztráta a účinnost 70 % je dána faktem, že k sobě sousední dutiny mají ku sobě malý tlakový spád. Za spirálami je zpětný ventil, který zabraňuje zpětnému pohybu plynu.

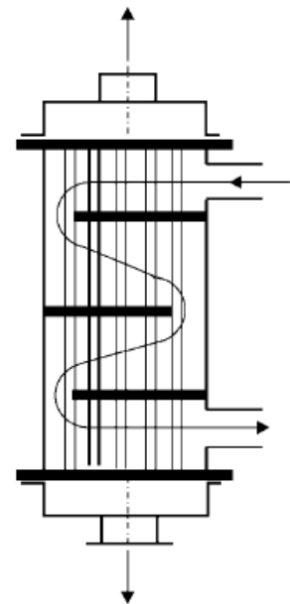


Obrázek 18: Princip funkce spirálového kompresoru [49]

Odvalování spirál je kontinuální, což znamená, že jsou velmi nízké vibrace a hluk. Díky jednoduchému mechanismu je spirálový kompresor velmi spolehlivý a má dlouhou životnost. [44] [48] [49]

5.2. Výměník

Výměníky tepla jsou komponenty, kde dochází k výměně tepla. Jedna látka se ohřívá, druhá se naopak ochlazuje. Výměna tepla může probíhat jak mezi plyny a kapalinami, tak mezi sebou navzájem. Pokud ve výměníku dochází ke kondenzaci, je nazýván kondenzátorem, pokud k vypařování, tak se jedná o výparník. Dle způsobu předávání tepla jsou rozlišovány výměníky rekuperační, kde dochází k výměně tepla vedením přes teplosměnnou plochu. Regenerační, kde dochází k ohřátí náplně nejprve teplejší látkou, která je následně odčerpána a do prostoru u náplně se pustí látka chladnější, která se od náplně ohřívá. Ve směšovacích se teplá i chladná látka vpouští do výměníku najednou a dochází k jejich promíchání. Rekuperační výměníky se dále dělí podle konstrukce na trubkové, deskové, lamelové. Podle vzájemného pohybu látek jsou rozlišovány souprůdé, protiprůdé a křížové. [50] [51]



Obrázek 19: Plášťový výměník [70]

Trubkové výměníky se skládají z pláště, ve kterém jsou na obou stranách trubkovnice, do kterých jsou přivařeny trubky. Jedno médium protéká trubkami a druhé mezi trubkami a pláštěm. Často bývají instalovány přepážky, které způsobují vyšší průtočné rychlosti a příčný obtok trubek v mezitrubkovém prostoru (Obr. 19: Plášťový výměník) [50] [51]

Deskové výměníky jsou tvořeny teplosměnnými deskami, které oddělují jedno médium od druhého. Desek je ve výměníku co nejvíce, aby se zvýšila teplosměnná plocha, a tedy se zvýšilo množství přeneseného tepla (Obr. 20: Deskový výměník). [50] [51]



Obrázek 20: Deskový výměník [71]

Lamelové výměníky jsou konstrukčně podobné oběma typům. Jedno médium proudí lamelami, které jsou omývány druhou látkou (zpravidla plynem). [50] [51]

Množství vyměněného tepla se odvíjí od velikosti teplosměnné plochy, rychlosti proudění a teploty média a součinitele prostupu tepla materiálu výměníku. [50] [51]

5.3. Expanzní ventil

Expanzní ventil nebo škrťací ventil je součástí oběhu tepleného čerpadla. Jeho funkcí je snížit tlak z vysokotlaké části oběhu na tlak nízkotlaké části. Další funkcí je regulace průtoku chladiva a udržení přehřátí média za výparníkem. Regulací přehřátí par je chráněn kompresor. Zabraňuje vniknutí kapek chladiva do kompresoru, kde by následně expandovaly a způsobily kapalinový ráz. Existují dva druhy expanzních ventilů termostatický a elektronický. [52] [53] [54]

Termostatický ventil je automatický prvek, který reguluje nástřik teplotnosné látky pomocí jehly, jejíž zdvih je měněn na základě podmínek za výparníkem. Tento druh expanzního ventilu se používá pouze pro oběhy, které fungují v blízkosti návrhových podmínek např. ledničky. [52] [53] [54]

Elektronický expanzní ventil umožňuje vyšší rozsah regulace. Čidlo umístěné za výparníkem snímá teplotu a mechanicky upravuje průtok expanzním ventilem, čímž udržuje stálou hodnotu přehřátí. Oproti termostatickému škrťacímu ventilu má výhodu ve snadné a plynulé regulaci přehřátí za provozu a má možnost funkce s větší škálou chladiv. [52] [53] [54]

Expanzní ventil může být nahrazen detandérem. Energie získaná v detandéru se přes hřídel přenáší ke kompresoru, kde způsobí snížení elektrického příkonu. Důležitá je otázka synchronizace kompresoru a detandéru, což komplikuje konstrukci celého zařízení.

5.4. Čerpadlo

Stroj, který zajišťuje posun kapaliny tak, aby oběhem proudila teplotnosná látka. Jedná se o hydraulický stroj přeměňující elektrickou energii na mechanickou energii kapaliny potřebnou k jejímu posunu. Čerpadlo zajišťuje stálý průtok potrubím a tedy i přenos tepla v rámci RC oběhu. Na rozdíl od kompresorů, které pracují s plynem, se výrazně nezvyšuje spolu s tlakem i teplota. Ohřátí kapaliny při průchodu čerpadlem téměř nezávisí na zvýšení tlaku, nýbrž na nedokonalosti přeměny elektrické energie na hydraulickou. Tato nedokonalost způsobuje ohřívání čerpadla, které teplo zase předává teplotnosné látce. Čerpadla se podle podstaty činnosti dělí na hydrostatická, kde pracovní prvek přímo působí na kapalinu. Hydrodynamická čerpadla využívají práce rotujících lopatek a ostatní, kde je žádaného posunu dosahováno jiným principem. V návrhových podmínkách se dosahuje účinnosti až 80 %, ovšem v aplikacích RC oběhů se dosahuje o mnoho nižší účinnosti. [55] [56] [57]

Hydrostatická čerpadla, někdy označována jako objemová, jsou stroje s přímou přeměnou energie. Pracovním prvkem hydrostatického čerpadla je např. píst, potom se jedná o pístová čerpadla, která fungují podobně jako pístové kompresory. U membránových působí na médium membrána, která svým prohýbáním způsobuje žádaný efekt. U zubového je kapalina nasávána mezi zuby dvou pracovních ozubených kol, dalšími zástupci jsou lamelová, vřetenová

(s podobnou funkcí jako šroubové kompresory), peristaltická (posun kapaliny je zprostředkován stlačováním hadice) atd. Řízení a regulace hydrostatických čerpadel je možná změnou charakteristiky potrubí, tedy obtokem, který spojuje výtlačné potrubí se sacím a tím reguluje průtok hlavním potrubím. Další možností je změna charakteristiky čerpadla například změnou otáček, vypínání válců pístových čerpadel... [55] [56] [57]

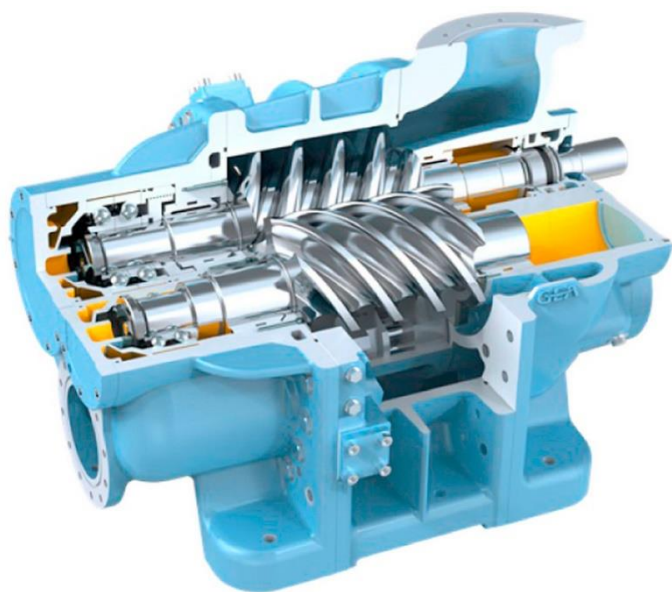
U čerpadel hydrodynamických je mechanická energie hřídele přeměňována na hydraulickou pomocí rotujícího oběžného kola. Lopatky působí silou na kapalinu, což způsobuje změnu hybnosti čerpané látky. Rozdělují se podle vzájemného směru vstupujícího a vystupujícího proudu na radiální, axiální a diagonální. Řízení výkonu hydrodynamických čerpadel je možné změnou otáček čerpadla, natočením lopatek oběžného nebo rozváděcího kola (je-li k tomu přizpůsobena konstrukce), škrcením na výtlačku (armatura omezující průtok ve výtlačném potrubí), nebo obtokem. [55] [56] [57]

5.5. Expandér

Expandér je zařízení, které ve spolupráci s generátorem přeměňuje tlakovou energii páry na elektrickou energii. Vhodný výběr expandéru je jedním z nejdůležitějších faktorů určujících účinnost celé Carnotovy baterie. V ideálním případě zde probíhá izoentropická změna. Plyn expanduje z vyšší hodnoty tlaku na nižší a přitom roztáčí pracovní prvek napojený na generátor elektrického proudu. V reálném stroji dochází ke ztrátám, které ovlivňují účinnost. Častými typy expandérů jsou pístové, šroubové a spirálové. [58] [59]

Pístové expandéry fungují na stejném principu jako pístové kompresory, akorát naopak. Plyn o menším objemu se nasává do pracovního válce, dochází k expanzi, píst se posouvá k dolní úvratí a plyn vykoná práci. Potom se otevře výtlačný ventil a plyn vychází z válce ven. Na píst je napojen klikový mechanismus, který roztáčí hřídel napojenou na generátor, kde se mechanická energie hřídele mění na elektrickou. [58]

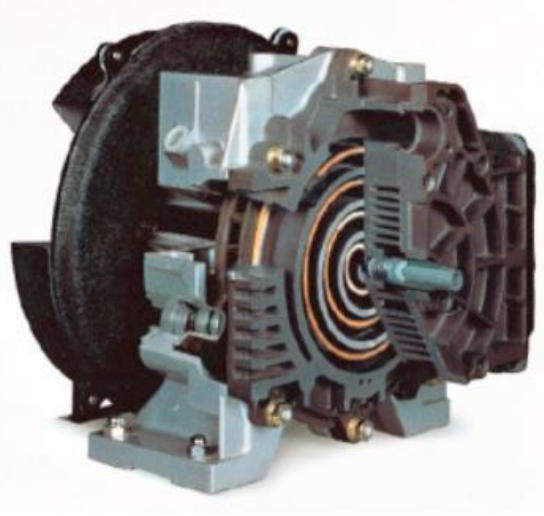
Pracovními prvky šroubových expandérů jsou dvě šroubovice (Obr. 21: Šroubový expandér). Jedna je napojená na plášť a chová se jako stator. Druhá se po ní odvaluje s tím, že na začátku do dutiny mezi šroubovicemi se nasaje plyn o větším tlaku, který během průchodu expandérem zvětšuje svůj objem a nutí



Obrázek 21: Šroubový expandér [72]

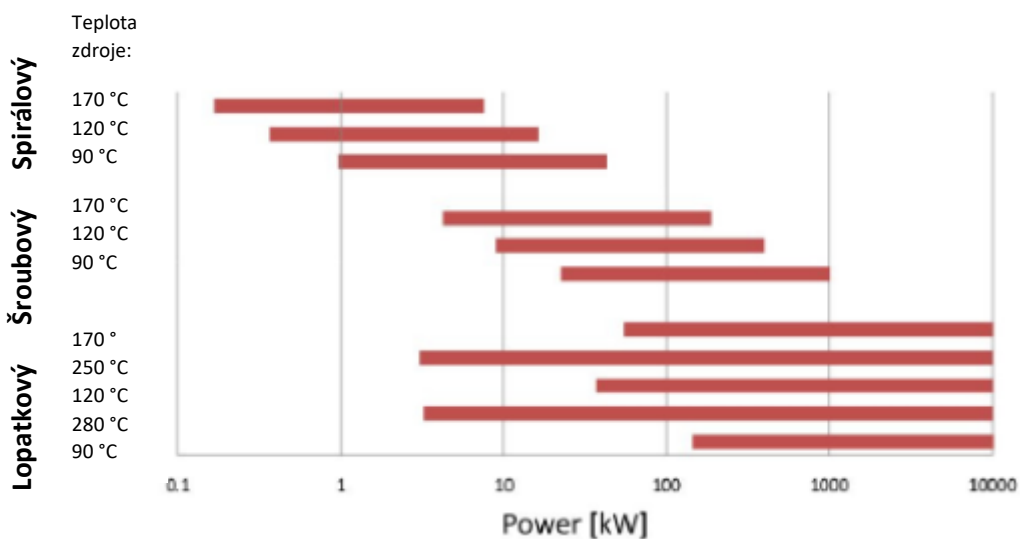
pohyblivou šroubovici k otáčení. Rotor je dále napojen na generátor. [58] [59]

Spirálové expandéry mají obdobný princip jako šroubové. Sací ventil vpustí plyn do pracovního prostoru, který svou expanzí způsobuje otáčení rotorové spirály, čímž se energie plynu mění na mechanickou energii spirály (Obr. 22: Spirálový expandér). Na rozdíl od pístových expandérů mají vyšší účinnost díky neexistenci škodlivého prostoru. Jejich práce je kontinuálnější, vzniká méně rázů. Jednoduchý mechanismus pracuje spolehlivě a je schopen práce i v oblasti mokré páry. [58] [59]



Obrázek 22: Spirálový expandér [73]

Výběr vhodného expandéru je závislý na velikosti výkonu (Obr 24: Rozsah výkonů různých druhů expandérů). Na velké průtoky a velké výkony se aplikují lopátkové expandéry. Dosahují vysokých hodnot účinnosti až 80 %, avšak pro malé aplikace tato hodnota výrazně klesá. Pro ORC oběhy Carnotových baterií jsou z hlediska účinností výhodnější volbou spirálové nebo šroubové expandéry. Spirálové dosahují účinností 70 % a šroubové 60 %. [60] [61]



Obrázek 23: Rozsah výkonů různých druhů expandérů (upraveno z [61])

6. Výpočet modelu Carnotovy baterie s využitím nízkopotenciálního odpadního tepla

Carnotovy baterie jsou provozovatelné v širokém rozmezí výkonů. Je možné je zapojit k obnovitelným zdrojům s nekonstantní dodávkou elektrické energie, jako jsou vítr a fotovoltaika. Nebo je možné je využít jako zdroj na pokrytí špiček spotřeby elektřiny s tím, že nabíjení bude probíhat v čase malé spotřeby elektrické energie průmyslového podniku. Klasické uspořádání dosahuje malé účinnosti, avšak jedno z možných řešení je využití nízkopotenciálního odpadního tepla, které sníží teplotní spád při nabíjení a zvýší teplotní poměr při vybíjení, a tudíž se účinnost zvýší. Zdroj nízkopotenciálního tepla je však vázán na určitou lokalitu, ať už se jedná o geotermální zdroj nebo na teplo z technologie. Tím se snižuje množství vhodných lokalit, což byla jedna z největších výhod akumulace energie v podobě tepla. V referenčním případě bude bráno odpadní teplo z technologie, tedy územní možnosti se sníží na okolí průmyslových závodů a továren. V těchto lokalitách není moc velký předpoklad využití větrné elektrárny, která klade nároky na prostor a otevřenost krajiny, což vedle velkých závodů nebývá běžné. Proto se technologie Carnotovy baterie s využitím nízkopotenciálního odpadního tepla bude vázat především na fotovoltaickou elektrárnu. Ta je vybudovatelná na místech s velkým procentem slunečných dnů, na jižních svazích, na rovinách nebo na vhodně uzpůsobených střeších. Výrobní haly velkých závodů mohou snadno posloužit jako plocha pro umístění solárních panelů. Součet plochy nebude dosahovat takových rozměrů jakou jsou velké solární louky ani takových instalovaných výkonů. Jelikož se počítá s potřebou odpadního tepla, tak ani větší výkon není žádoucí, protože je zde návaznost na množství teplé vody či jiného teplotnosného média, kterého je závod schopný vyprodukovat pouze určité množství. Ideální konfigurací je tedy průmyslový závod s velkou produkcí odpadního tepla a zároveň se střešou haly a přilehlých objektů podniku, které jsou uzpůsobeny pro možnost instalace fotovoltaické elektrárny.

6.1. Model

Nejdříve je nutné si uvědomit, v jakých podmínkách bude Carnotova baterie s využitím odpadního tepla pracovat. Jaké budou základní vstupní parametry, na které bude přizpůsobena. Následujícími úvahami dojde k definování a volbě vhodných hodnot.

6.1.1. Zdroj nízkopotenciálního tepla

Při tvorbě modelu Carnotovy baterie s využitím nízkopotenciálního odpadního tepla je důležité brát v úvahu parametry, které toto teplo dokáže poskytnout. V popsaném případě se jedná o vodu s teplotou okolo 70 °C a průtokem mezi 10 a 25-ti kg·s⁻¹, která bude k dispozici vždy, když bude fotovoltaická elektrárna poskytovat elektřinu (během dne). K vybíjení baterie bude docházet během nočních hodin, kdy se elektrický příkon bude brát z naakumulovaných zásob.

6.1.2. Zdroj elektrické energie

Fotovoltaická elektrárna bude poskytovat výkon mezi 100-300 kW s jasným výkyvem během dne. Rozdíly v rámci roku se nebudou brát v úvahu, což v případě nedostatečné dodávky pokryje záložní zdroj.

6.1.3. Odvod tepla

Dalším předpokladem je nutný odvod tepla pomocí atmosférického vzduchu. K dispozici je tedy neomezené množství, ale teplota je závislá na aktuálním počasí, které se opět v průběhu dne a roku mění. Je žadané, aby nejnižší teplota byla v době, kdy dochází k vybíjení baterie, což je mimo čas, kdy svítí slunce. Tento fakt je výhodný, protože pokud svítí slunce, teplota vzduchu je přirozeně vyšší než v opačném případě. Bere-li se v úvahu podnebí České republiky, dlouhodobé statistiky a odhad do budoucna, je předpokladatelný nejpesimističtější scénář, že teplota vzduchu se bude v maximech pohybovat nad 20 °C. V roce 2019 bylo zaznamenáno 7 tropických nocí (*Český hydrometeorologický ústav - Historická data* [62]). Účinnost baterie se předpokládá vyšší s nižší teplotou vzduchu.

6.1.4. Tepelný zásobník

Podíváme-li se na účinnost v měřítku celého roku. Lze očekávat, že fotovoltaická elektrárna bude mít nejnižší výkon v zimních měsících, kdy se předpokládá menší počet slunečných dní (slunečných hodin během dne). Na druhou stranu bude teplota vzduchu v tomto období nejnižší, tudíž teplotní a entalpický spád bude nejvyšší a účinnost přeměny tepelné energie na elektrickou energii bude nejvyšší. Dojde tedy k teoretické kompenzaci, díky

keré se při tvorbě modelu nebude brát na zřetel průběh počasí během roku. Akumulace bude dimenzována tak, aby byly pokryty výkyvy během dne. Což se odráží na velikosti zásobárny teplé vody, která se bude pohybovat okolo 100-200 m³. Teplota tepelného zásobníku se odvíjí od použitého chladiva a od velikosti elektrického příkonu. Zobecněně se budou hodnoty pohybovat mezi 90 a 120 °C.

6.1.5. Prostorová náročnost

Tepelný zásobník bude dimenzován na kompenzaci výpadku energie během noci a za zatažených dní. Rozměry budou menší, než kdyby se uvažovalo s výkyvy během celého roku. Největším, nejobjemnějším komponentem Carnotovy baterie je zásobník tepla. Ostatní komponenty mají nízké nároky na prostor, vejdou se do malé strojovny. Velikost zásobníku tepla se bude pohybovat odhadem pohybovat okolo 100-200 m³.

6.1.6. Teplonosná média

Teplonosná média se od sebe liší jak fyzikálními tak chemickými vlastnostmi. Jasným předpokladem volby vhodného chladiva je jeho ekologická nezávadnost. Hodnotící parametry GWP a ODP vyřadí nevhodné kandidáty jako jsou R134a a další. Vzhledem k nutnosti využitelnosti ve vysokých teplotách se výběr zužuje na několik vhodných chladiv. Tímto kritériem neprošlo například R744 (oxid uhličitý). Teoreticky vhodnou volbou zůstává R1234ze(Z), R717 (čpavek) a R245fa

6.1.7. Ostatní volené parametry

Při tvorbě modelu je nutné vycházet i z předpokladu, že jednotlivé komponenty baterie pracují se ztrátami. Proto musí být zahrnuty v celkových bilancích modelů. Jednotlivé hodnoty účinností jsou popsány v Tabulce 4: Vstupní hodnoty.

Dalšími volenými hodnotami jsou pinch pointy ve výměnících, které jsou všechny voleny 3 °C. Přehřátí ve výparníku a podchlazení v kondenzátoru je shodně voleno 5 °C.

Tabulka 4: Vstupní hodnoty

veličina	značka	hodnota	jednotka
tepelná účinnost výměníku	$\eta_{\text{vým}}$	0,99	-
účinnost kompresoru elektrická	η_{kome1}	0,95	-
účinnost kompresoru termodynamická	η_{komd}	0,85	-
účinnost expandéru elektrická	η_{exel}	0,95	-
účinnost expandéru dopravní	η_{exd}	0,95	-
účinnost čerpadla elektrická	$\eta_{\text{čerpel}}$	0,95	-
účinnost čerpadla dopravní	$\eta_{\text{čerp d}}$	0,9	-
pinch point odpadní technologie/TČ	$\text{pp}_{\text{ot/tč}}$	3	°C
pinch point TČ/teplý zásobník	$\text{pp}_{\text{tč/tz}}$	3	°C
pinch point teplý zásobník/RC	$\text{pp}_{\text{tz/RC}}$	3	°C
pinch point RC/vzduch	$\text{pp}_{\text{RC/vz}}$	3	°C
přehřátí ve výparníku TČ	$\Delta t_{\text{výptč}}$	5	°C
přehřátí ve výparníku RC	$\Delta t_{\text{výpRC}}$	5	°C
podchlazení v kondenzátoru TČ	$\Delta t_{\text{kondtč}}$	5	°C
Podchlazení v kondenzátoru RC	Δt_{kondRC}	0	°C
teplota odpadního tepla po průchodu výměníkem	t_{otout}	55	°C
teplota odpadního tepla před výměníkem	t_{otin}	70	°C
teplota vzduchu na výstupu z kondenzátoru	t_{vz}	20	°C
teplota teplé tepelné nádrže	t_{tnmax}	120	°C
objem teplého zásobníku	V_{tz}	150	m ³
el. příkon z elektrárny	P_{el}	250	kW
el. výkon baterie	P_{RCnetto}	250	kW
teplota chladné tepelné nádrže	t_{tnmin}	90	°C

6.1.8. Funkční schéma

Na obrázku 24: Schéma Carnotovy baterie je funkční schéma navrhované baterie. Modrá barva znázorňuje funkci při nabíjení, tedy oběh tepelného čerpadla. Červenou barvou je naznačen RC oběh využívaný při vybíjení.

Při nabíjení (**modrá barva**) je do Carnotovy baterie přiváděný elektrický proud z fotovoltaických panelů, který je v kompresoru (1–2) přeměňován na kompresní práci, zvýší se tlak a teplota média v plynném skupenství. Následuje kondenzátor (2-3), kde se teplo z oběhu tepelného čerpadla předává teplé jímce, dochází ke kondenzaci média. Kapalina pokračuje do expanzního ventilu (3-4), kde klesá teplota a tlak. Následuje výparník (4-1), kde si tepelné čerpadlo bere teplo od zdroje nízkopotenciálního odpadního tepla z technologie. A dále se médium opět nasává do kompresoru.

Při vybíjení (**červená barva**) se využívá RC oběhu. Čerpadlo (5-6) pohání médium z kondenzátoru do výparníku (6-7), který přijímá teplo od teplé jímky, vzrůstá teplota a

$$t_L = t_{odout} - \Delta t_{pp} \quad (1)$$

Příčemž je:

t_L – výparná teplota na mezi sytosti ve výparníku

t_{odout} – teplota odpadního tepla z technologie po průchodu výměníkem

Δt_{pp} – pinch point ve výparníku odpadní teplo technologie/tepelné čerpadlo

Z hodnoty teploty t_L je možno z funkcí látkových vlastností chladiva zjistit, jaké hodnoty entalpie, entropie a tlaku jsou na křivce syté páry při dané teplotě (dále pracovní nazývány hodnoty v bodě L - označení dolním indexem L). Dále je známé přehřátí ve výparníku a jelikož ve výparníku probíhá izobarická změna, tak hodnota tlaku bude stejná jako na křivce $x=1$.

$$t_1 = t_L + t_{výp} \quad (2)$$

Kde:

t_1 – teplota v sání kompresoru

t_L – výparná teplota na mezi sytosti ve výparníku

$t_{výp}$ – hodnota přehřátí ve výparníku

Z hodnot t_1 a p_L jsou zjistitelné hodnoty entropie a entalpie. Tímto jsou získané veškeré vlastnosti chladiva na vstupu do kompresoru.

Obdobný postup je volen i při hledání hodnot na vstupu a výstupu z kondenzátoru. Pro teplotu v kondenzátoru na křivce syté kapaliny platí:

$$t_J = t_{tnout} + \Delta t_{pp} \quad (3)$$

Kde:

t_J – teplota v kondenzátoru na křivce syté kapaliny

t_{tnout} – teplota v teplém tepelném zásobníku

Δt_{pp} – pinch point teplot v kondenzátoru

Stejná teplota jako je na křivce syté kapaliny je i na křivce syté páry (chová-li se chladivo zeotropicky), které odpovídá v oblasti mokré páry jediná hodnota tlaku (p_j), která je stejná po celý průchod kondenzátorem. Tlak na výtlaku z kompresoru (před kondenzátorem) je stejný jako p_j .

V kompresoru dochází v ideálním případě k izoentropické změně. Entropie na sání a výtlaku kompresoru je stejná. Z hodnoty entropie s_1 a tlaku p_j se určí teoretická entalpie (pokud by kompresor pracoval se stoprocentní účinností). Teoretický entalpický spád H_{12teor} je popsán jako:

$$H_{12teor} = h_{2teor} - h_1 \quad (4)$$

Kde je:

H_{12teor} – teoretický entalpický spád na kompresoru

h_{2teor} – teoretická hodnota entalpie na výtlaku kompresoru

h_1 – entalpie na sání kompresoru

Vezme-li se v úvahu nedokonalost komprese, tak teoretický entalpický spád se musí zvětšit, tedy:

$$H_{12} = H_{12teor} * \frac{100}{\mu_{komd}} \quad (5)$$

Kde je:

H_{12} – reálný entalpický spád na kompresoru

H_{12teor} – teoretický entalpický spád na kompresoru

μ_{komd} – účinnost kompresoru

Tímto se získá skutečný entalpický spád, který po přičtení k hodnotě entalpie na sání dá skutečnou velikost entalpie na výtlaku.

$$h_2 = H_{12} + h_1 \quad (6)$$

Kde je:

h_2 – entalpie na výtlaku kompresoru

H_{12} – skutečný entalpický spád

h_1 – entalpie na sání

S využitím charakteristiky chladiva je nyní znám stav chladiva na sání a na výtlaku kompresoru. Stavové veličiny teplotního média za kondenzátorem jsou následující: tlak je stejný jako p_j a teplota je:

$$t_3 = t_j - \Delta t_{kondtč} \quad (7)$$

Kde:

t_3 – teplota za kondenzátorem

t_j – teplota v kondenzátoru na křivce syté kapaliny

$\Delta t_{kondtč}$ – podchlazení v kondenzátoru

Při znalosti teploty a tlaku jsou jednoznačně známy i entropie a entalpie na výstupu z kondenzátoru.

V expanzním ventilu dochází k izoentalpické změně a tlak je stejný po celou dobu průchodu média výparníkem, čímž dojde k získání hodnoty entropie.

K celkovému řešení je třeba zjistit průtok média v tepelném čerpadle. Ten je závislý na výkonu elektrárny, platí:

$$\dot{m}_{tč} = \frac{P_{el} \cdot \eta_{komel}}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

Kde je:

$\dot{m}_{tč}$ – hmotnostní průtok chladiva v tepelném čerpadle

P_{el} – elektrický příkon z elektrárny

h_2 – entalpie na výtlaku kompresoru

h_1 – entalpie v sání kompresoru

η_{komel} – elektrická účinnost kompresoru

Pro teplo odvedené z odpadního tepla technologie platí následující vztah:

$$\dot{Q}_{od} = \dot{m}_{t\check{c}} \cdot (h_1 - h_4) \cdot \frac{1}{\eta_{v\check{y}m}} \quad (9)$$

Kde je:

\dot{Q}_{od} – teplo odvedené od odpadního tepla

$\dot{m}_{t\check{c}}$ – hmotnostní průtok chladiva v tepelném čerpadle

h_1 – entalpie v sání kompresoru

h_4 – entalpie na vstupu do výparníku

$\eta_{v\check{y}m}$ – účinnost výměníku

Obdobným způsobem se zjistí teplo předané teplé jímce.

$$\dot{Q}_{tz} = \dot{m}_{t\check{c}} \cdot (h_2 - h_3) \cdot \eta_{v\check{y}m} \quad (10)$$

Kde je:

\dot{Q}_{tz} – teplo přijaté tepelným zásobníkem

$\dot{m}_{t\check{c}}$ – hmotnostní průtok chladiva v tepelném čerpadle

h_2 – entalpie ve výtlačku kompresoru

h_3 – entalpie na výstupu z kondenzátoru

$\eta_{v\check{y}m}$ – účinnost výměníku

K hodnocení efektivity tepelného čerpadla se používá topný faktor COP. Vztah pro jeho výpočet je následující:

$$COP_{T\check{c}} = \frac{(h_2 - h_3) \cdot \eta_{v\check{y}m}}{(h_2 - h_1) \cdot \frac{1}{\eta_{komel}}} = \frac{\dot{q}_{tz}}{\dot{a}_{el}} \quad (11)$$

Kde:

$COP_{T\check{c}}$ – topný faktor

h_1 – entalpie na sání kompresoru

h_2 – entalpie na výtlaku kompresoru

h_3 – entalpie na výstupu z kondenzátoru

$\eta_{vým}$ – účinnost výměníku

η_{komet} – elektrická účinnost kompresoru

\dot{q}_{tz} – měrné teplo tepelného zásobníku

\dot{a}_{el} – měrný elektrický příkon

Množství naakumulovatelného tepla v tepelném zásobníku závisí na objemu nádrže, maximální teplotě dosažené při nabití, teplotě při vybití a na druhu média.

$$Q_{tzc} = V_{tz} \cdot \rho_{tz} \cdot c_{tz} \cdot (t_{tzmax} - t_{tzmin}) \quad (12)$$

Kde je:

Q_{tzc} – celkové naakumulovatelné teplo v teplém zásobníku

V_{tz} – objem tepelného zásobníku

ρ_{tz} – hustota média v tepelném zásobníku

c_{tz} – měrná tepelná kapacita média v tepelném zásobníku

t_{tzmax} – teplota nabitého tepelného zásobníku

t_{tzmin} – teplota vybitého tepelného zásobníku

Doba nabíjení Carnotovy baterie závisí na velikosti tepelného zásobníku a minimální a maximální teplotě. Platí:

$$t_{nab} = \frac{Q_{tzc}}{(h_2 - h_3) \cdot \dot{m}_{t\check{c}} \cdot \eta_{vým}} \quad (13)$$

Kde je:

t_{nab} – čas nabití celé baterie

Q_{tzc} – celkové naakumulované teplo v tepelném zásobníku

h_2 – entalpie před kondenzátorem

h_3 – entalpie za kondenzátorem

$\dot{m}_{t\check{c}}$ – průtok média baterií při nabíjení

$\eta_{v\check{y}m}$ – účinnost výměníku

6.2.2. Režim vybíjení

V režimu vybíjení pracuje Carnotova baterie na principu RC oběhu. Výchozím bodem bude známá teplota vzduchu t_{vz} po průchodu výměníkem. Dále je zvolený pinch point ve výměníku $pp_{RC/vz}$. Z toho vyplívá vztah pro kondenzační teplotu RC oběhu na křivce syté páry (označení dolním indexem C), stejná teplota bude i na vstupu do čerpadla t_5 .

$$t_C = t_5 = t_{vz} + pp_{RC/vz} \quad (14)$$

Kde je:

t_C – teplota v kondenzátoru na křivce $x=1$

t_5 – teplota na vstupu do čerpadla

t_{vz} – teplota vzduchu, který prošel kondenzátorem

$pp_{RC/vz}$ – pinch point teplot v kondenzátoru při vybíjení

S využitím znalostí o chladivu lze z teploty t_5 a předpokladu, že x je 1, dohledat entalpii, entropii a tlak před čerpadlem.

Zjištění výparné teploty předchází iterační proces. Dáme-li, že výparná teplota na křivce syté kapaliny (dolní index A) a na křivce syté páry (dolní index B) bude hodnota $t_{v\check{y}pzv}$.

$$t_{v\check{y}pzv} = t_A = t_B \quad (15)$$

Ze znalostí chladiva, teploty t_A a faktu, že se stav A nachází na křivce syté kapaliny určíme výparný tlak p_A , který je stejný jako tlak za čerpadlem p_6 , i tlak před expandérem p_7 .

S využitím výparné teploty na mezi syté páry t_B a zvoleného přehřátí $\Delta t_{v\check{y}p}$ vyjádříme teplotu na výstupu z výparníku jako:

$$t_7 = t_B + \Delta t_{v\acute{y}pRC} \quad (16)$$

Kde je:

t_7 – teplota na výstupu z výparníku

t_B – teplota ve výparníku na mezi syté páry

$\Delta t_{v\acute{y}pRC}$ – přehřátí ve výparníku

Další stavové veličiny na výstupu z výparníku zjistíme z funkcí látkových vlastností ze známé teploty t_7 a tlaku p_7 .

Teoretickou hodnotu entalpie (h_{6teor}) za čerpadlem určíme na základě faktu, že tlak je stejný jako tlak výparný ($p_A = p_6$) a entropie při průchodu ideálním čerpadlem se nezmění ($s_5 = s_{6teor}$). Teoretický entalpický spád na čerpadle je daný rozdílem teoretické entalpie za čerpadlem a entalpie před čerpadlem ($h_{6teor} - h_5$), aby bylo bráno v úvahu reálné čerpadlo, tak je tento entalpický spád třeba vynásobit převrácenou hodnotou účinnosti ($\mu_{\acute{c}erp}^{-1}$), tím dojde k získání entalpického spádu skutečného, který následně bude přičten k entalpii na vstupu do čerpadla a tím se získá skutečná hodnota entalpie za čerpadlem.

$$h_6 = h_5 + \frac{1}{\eta_{\acute{c}erpd}} \cdot (h_{6teor} - h_5) \quad (17)$$

Kde je:

h_6 – entalpie za čerpadlem

h_5 – entalpie před čerpadlem

$\eta_{\acute{c}erpd}$ – účinnost čerpadla

h_{6teor} – teoretická hodnota entalpie za čerpadlem

Dále bude zjišťován stav za expandérem. V ideálním expandéru dochází k izoentropické změně, tedy entropie za výparníkem je stejná jako za expandérem ($s_7 = s_{8teor}$). Tlak za expandérem je stejný jako tlak kondenzační ($p_8 = p_5$). V tabulkách lze díky tlaku a teplotě najít entalpii, v tomto případě entalpii teoretickou (h_{8teor}). Teoretický entalpický spád je dán rozdílem entalpie před expandérem a entalpie teoretické za expandérem ($h_7 - h_{8teor}$). Pro získání skutečného entalpického spádu se teoretický entalpický spád přenásobí účinností (μ_{exp}) a získaná hodnota se odečte od entalpie za výparníkem.

$$h_8 = h_7 - \eta_{\text{exd}} \cdot (h_7 - h_{8\text{teor}}) \quad (18)$$

Kde je:

h_8 – entalpie za expandérem

h_7 – entalpie za výparníkem

η_{exd} – termodynamická účinnost expandéru

$h_{8\text{teor}}$ – teoretická hodnota entalpie na výstupu z expandéru

Teplotu za expandérem získáme z funkcí látkových vlastností za použití kondenzačního tlaku p_c a entalpie h_8 .

Pomocí výpočetní techniky se nasimuluje průběh teploty ve výparníku. Místo, kde budou teploty média RC oběhu a teploty zásobníku nejblíže (o hodnotu pinch pointu $pp_{\text{výptz/RC}}$), je označováno jako A, tedy výparná teplota RC oběhu na křivce syté kapaliny. Díky simulaci poklesu teploty média z teplého zásobníku během průchodu výměníkem, se určí velikost teploty $t_{\text{výpn}}$ v místě, které odpovídá A. Výparná teplota $t_{\text{výpz}}$ by měla být stejná jako $t_{\text{výpn}} - pp_{\text{výptz/RC}}$. Pokud tomu tam není, bude proveden další iterační cyklus.

Z velikosti elektrické práce získané při vybíjení se získá průtok média v RC oběhu následujícím vztahem:

$$\dot{m}_{RC} = \frac{P_{RC\text{netto}}}{W_{RC\text{netto}}} = \frac{P_{RC\text{netto}}}{W_{\text{exp.el.}} - W_{\text{č.el.}}} = \frac{P_{RC\text{netto}}}{(h_7 - h_8) \cdot \eta_{\text{exel}} - \frac{h_6 - h_5}{\eta_{\text{čerpel}}}} \quad (19)$$

Příčemž je:

$\dot{P}_{RC\text{netto}}$ – elektrický výkon generátoru

\dot{m}_{RC} – měrný průtok RC oběhem

η_{exel} – účinnost přeměny mechanické energie vyrobené expandérem na elektrickou energii generátoru

h_6 – entalpie za čerpadlem

h_5 – entalpie před čerpadlem

$\eta_{\text{čerpel}}$ – elektrická účinnost čerpadla

h_7 – entalpie na výstupu z výparníku

h_8 – entalpie na výstupu z expandéru

Účinnost Rankin-Clausiova oběhu bude vztažena k přivedenému teplu z tepelného zásobníku, tedy podílem získané elektrické energie a přivedeného tepla z tepelného zásobníku do RC oběhu.

$$\eta_{RC} = \frac{W_{exp.el.} - W_{\check{c}.el.}}{q_{inRC}} = \frac{(h_7 - h_8) \cdot \eta_{exel} - (h_6 - h_5) \cdot \frac{1}{\eta_{\check{c}erpel}}}{(h_7 - h_6) \cdot \frac{1}{\eta_{v\acute{y}m}}} \quad (20)$$

Kde je:

η_{RC} – koeficient výkonu RC oběhu

h_8 – entalpie za expandérem

h_7 – entalpie před expandérem

η_{exel} – elektrická účinnost expandéru

h_5 – entalpie před čerpadlem

$\eta_{\check{c}erpel}$ – elektrická účinnost čerpadla

h_6 – entalpie za kondenzátorem

$\eta_{v\acute{y}m}$ – účinnost výměníku

Čas, po který bude baterie poskytovat určené množství elektrické energie, se vypočte dle následujícího vztahu:

$$t_{vyb} = \frac{Q_{tzc}}{(h_7 - h_6) \cdot \dot{m}_{RC} \cdot \eta_{v\acute{y}m}} \quad (21)$$

Kde je:

t_{vyb} – čas vybití celé baterie

Q_{tzc} – celkové naakumulované teplo v tepelném zásobníku

h_7 – entalpie za výparníkem

h_6 – entalpie před výparníkem

\dot{m}_{RC} – průtok média baterií při vybíjení

$\eta_{\text{vým}}$ – účinnost výměníku

6.2.3. Celková účinnost:

Celková účinnost Carnotovy baterie je definována jako poměr odvedeného elektrického výkonu a přivedeného elektrického příkonu, tedy:

$$\eta_{CB} = COP_{T\check{c}} \cdot \eta_{RC} \quad (22)$$

Příčemž je:

η_{CB} – celková účinnost Carnotovy baterie

$COP_{T\check{c}}$ – topný faktor tepelného čerpadla Carnotovy baterie

η_{RC} – účinnost RC oběhu Carnotovy baterie vůči přivedenému teplu

6.3. Výsledky:

Vypočtené hodnoty při nabíjení jsou zapsány v tabulce 5: Vypočtené hodnoty při nabíjení.

Tabulka 5: Vypočtené hodnoty při nabíjení

tepelné čerpadlo	h [kJ·kg ⁻¹]	T [°C]	s [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	p [kPa]
pomocný bod L- výparná teplota na x=1	454,78	52	1,801	414,02
před kompresorem (1)	459,80	57	1,816	414,02
před kondenzátorem (2)	499,15	129,3	1,831	2148,92
pomocný bod K- kondenzační teplota x=1	488,74	123	1,805	2148,92
pomocný bod J- kondenzační teplota, x=0	375,71	123	1,519	2148,92
před expanzním ventilem (3)	366,41	118	1,496	2148,92
před výparníkem (4)	355,62	52	1,496	414,02

Průtok teplem čerpadlem je $6,04 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, hodnota $\text{COP}_{\text{TČ}}$ je 3,17, doba nabíjení je 6,59 hodiny a v tepelném zásobníku je naakumulovatelná energie 18810 MJ.

Vypočtené hodnoty při vybíjení jsou v tabulce 6: Vypočtené hodnoty při vybíjení.

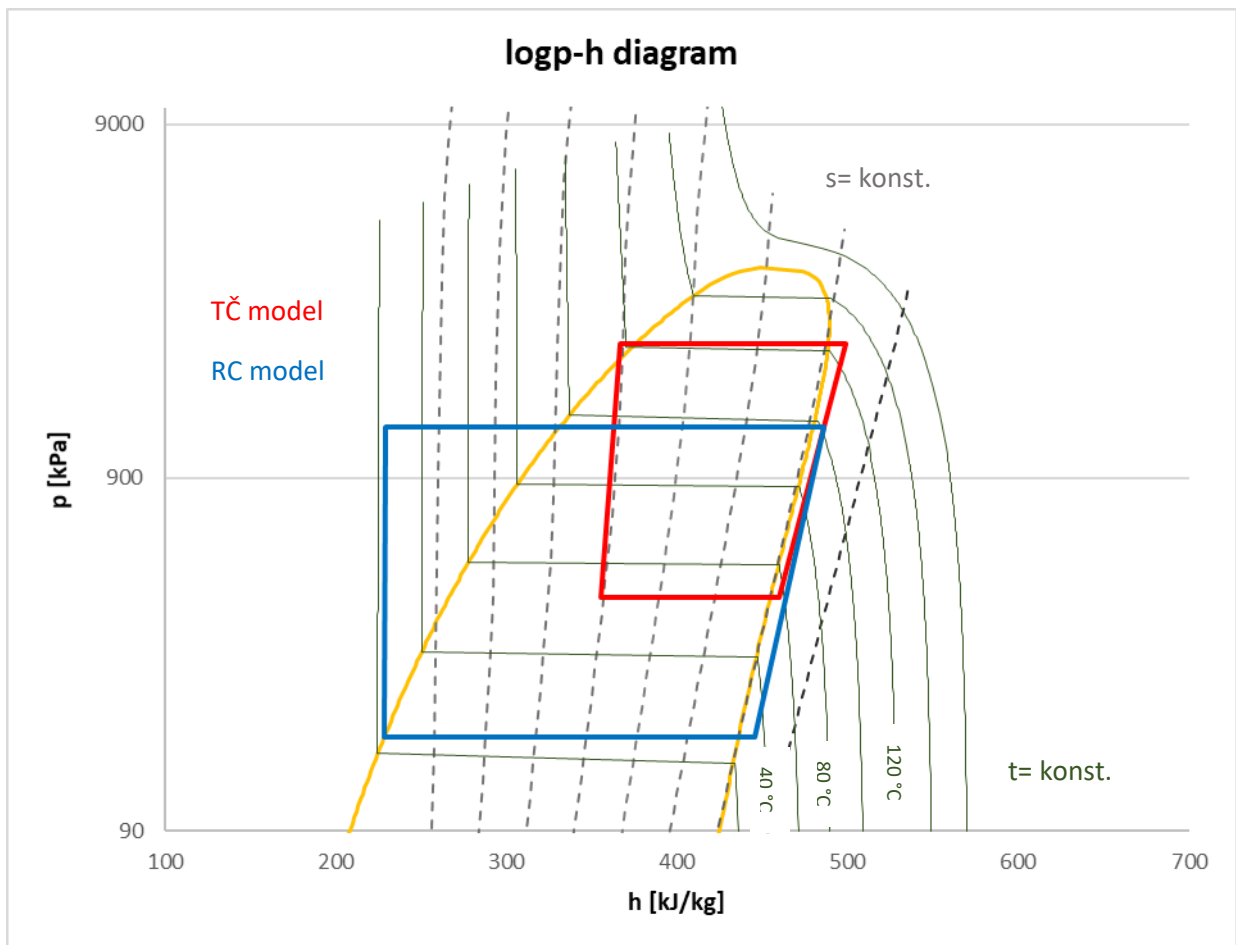
Tabulka 6: Vypočtené hodnoty při vybíjení

RC oběh	h [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]	T [$^{\circ}\text{C}$]	s [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	p [kPa]
před čerpadlem (5)	228,49	23	1,100	165,54
před výparníkem (6)	229,47	23,5	1,100	1252,97
pomocný bod A- výparná teplota, $x=0$	331,42	96,6	1,406	1252,97
pomocný bod B- výparná teplota, $x=1$	479,75	96,6	1,807	1252,97
před expandérem (7)	486,14	101,6	1,825	1252,97
před kondenzátorem (8)	445,36	33,6	1,832	165,54
pomocný bod C- kondenzační teplota, $x=1$	435,92	23	1,800	165,54

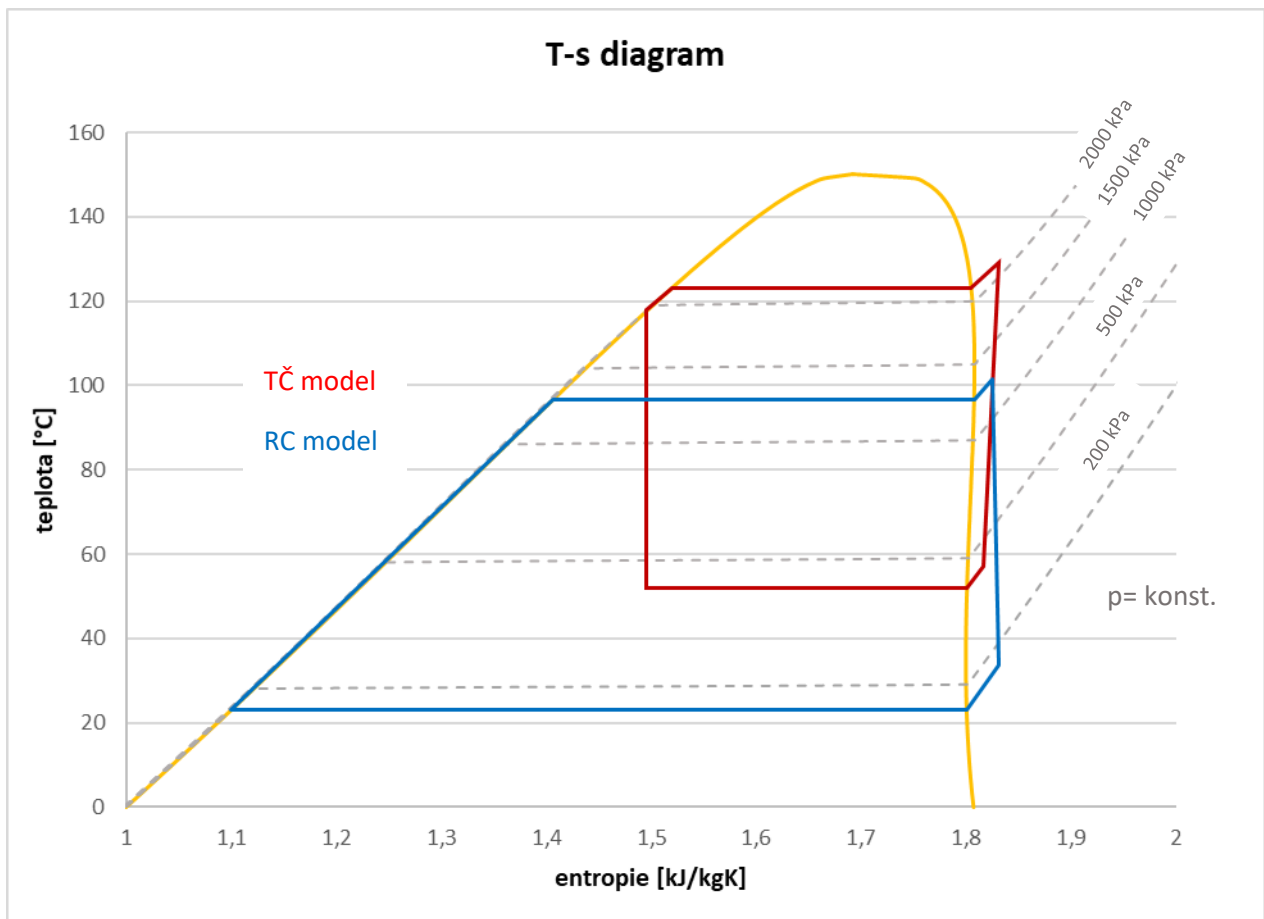
Účinnost RC oběhu je 0,1454, průtok média je $5,57 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a celkový čas vybíjení je 3,69 hodiny.

Celková účinnost je 46,14 % a celkové naakumulovatelné teplo v teplém zásobníku je 18810 MJ.

V následujícím p-h diagramu (Obr. 25: Carnotova baterie v p-h diagramu) a T-s diagramu (Obr. 26: Carnotova baterie v T-s diagramu) je vyobrazena funkce a změny probíhající v Carnotově baterii se zadanými okrajovými podmínkami.

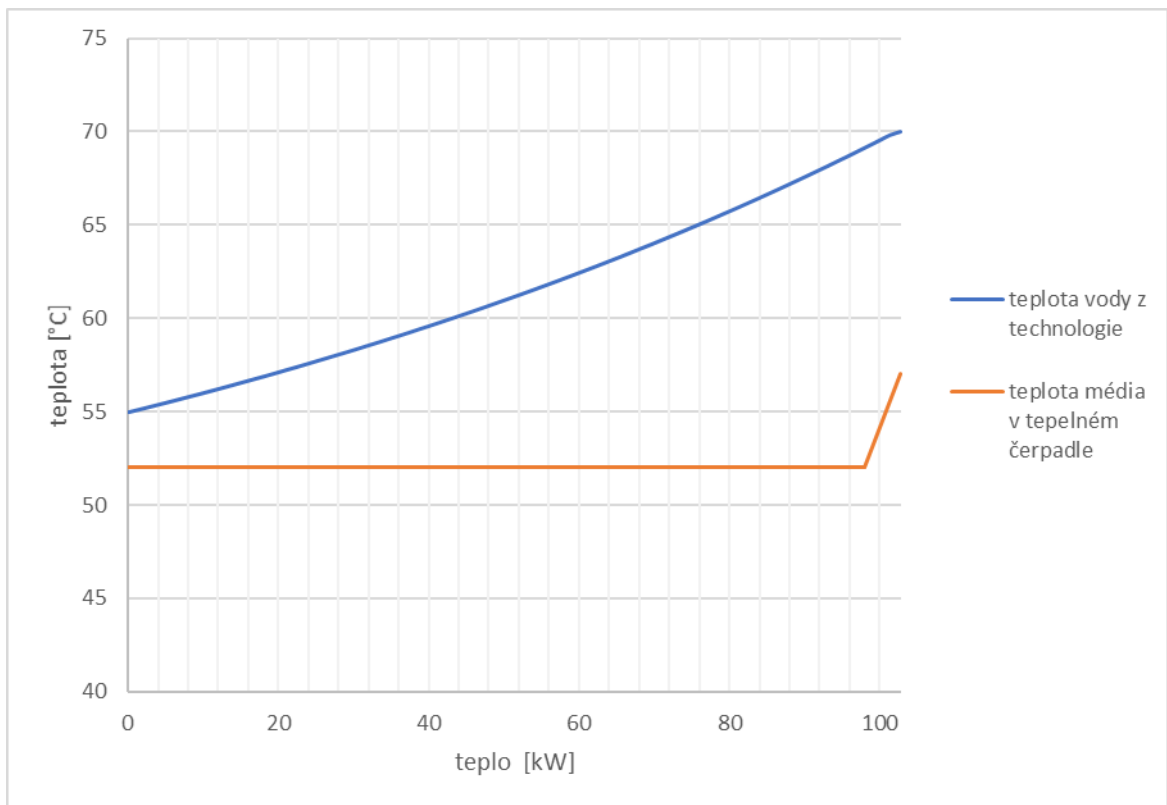


Obrázek 25: Carnotova baterie v p - h diagramu

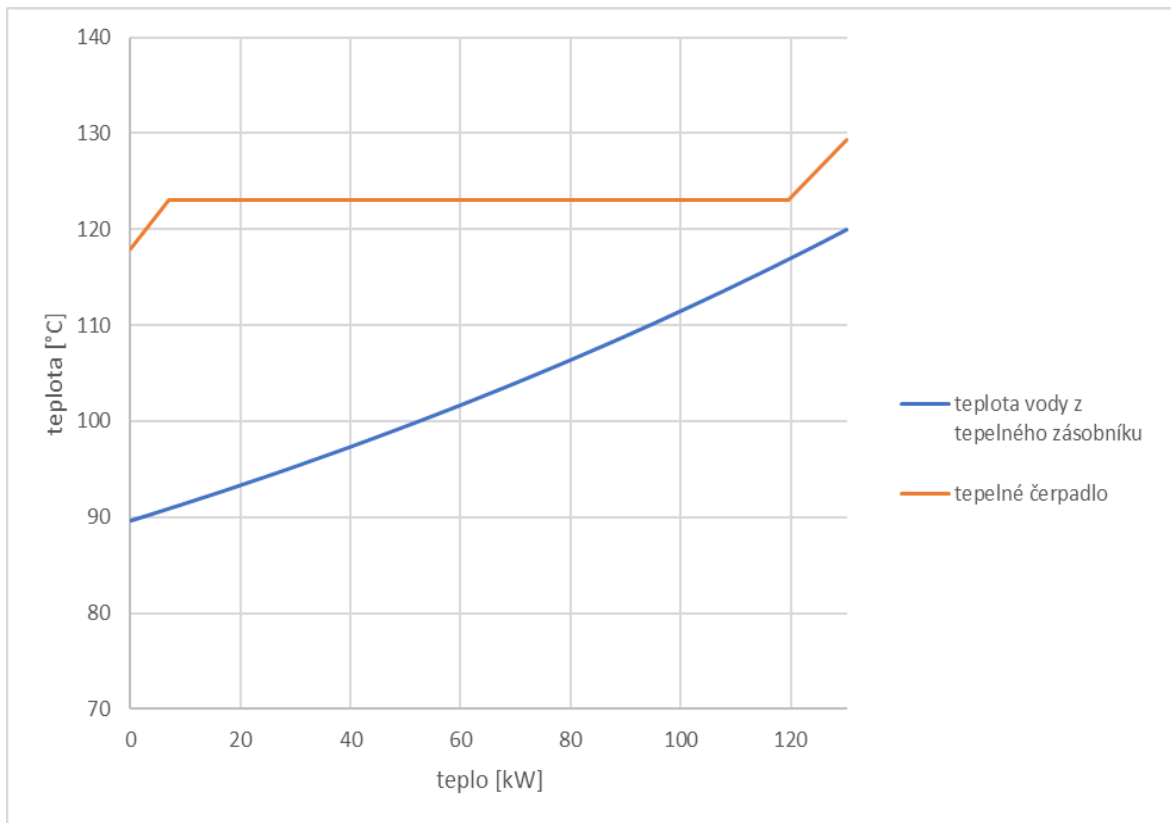


Obrázek 26: Carnotova baterie v T-s diagramu

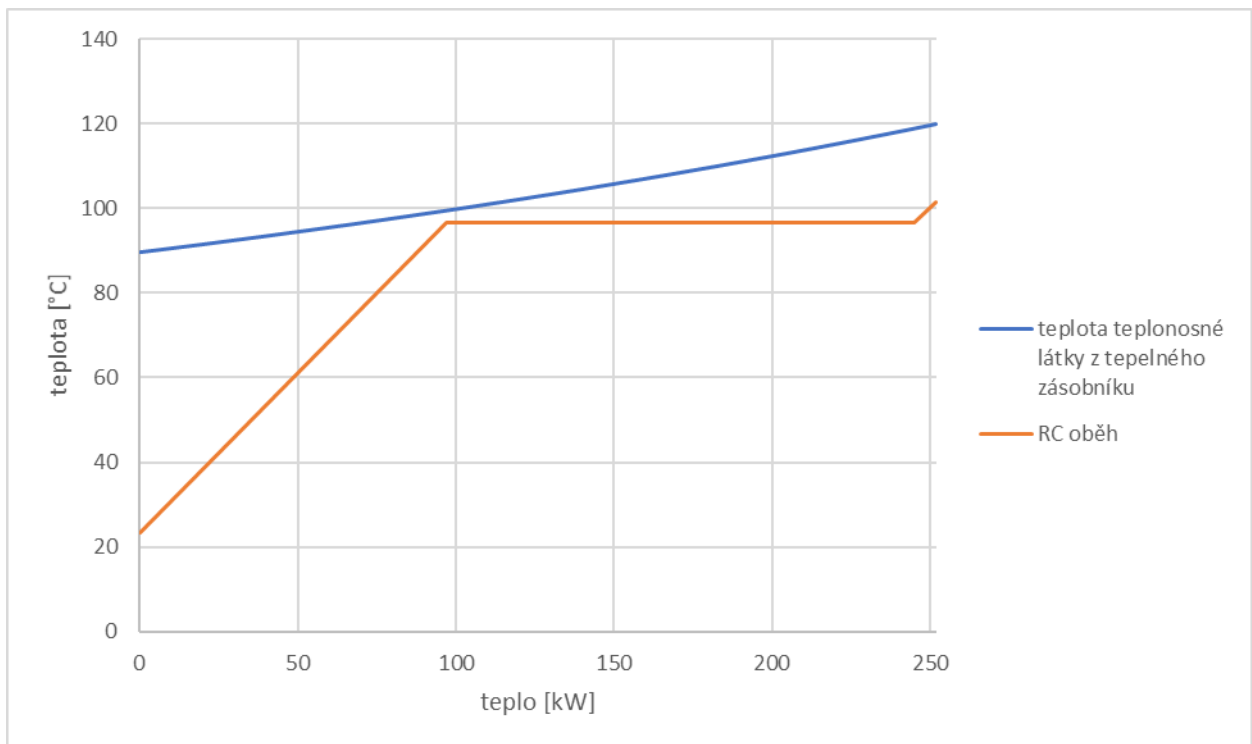
Průběhy teplot v jednotlivých výměnících jsou patrné z grafů na obrázcích 27 – 30 (Obr. 27: Q-t diagram výměníku odpadní teplo technologie/tepelné čerpadlo, Obr.: 28 – Q-t diagram výměníku tepelné čerpadlo/tepelný zásobník, Obr.: 29: Q-t diagram výměníku tepelný zásobník/RC oběh a Obr.: 30: Q-t diagram výměníku RC oběh/vzduch).



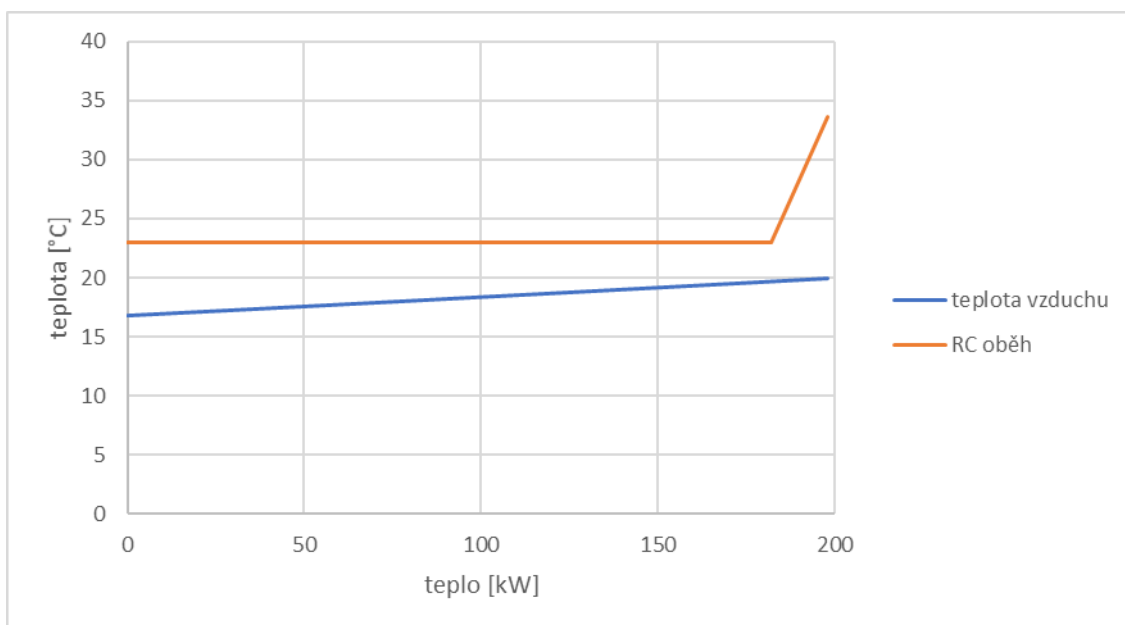
Obrázek 27: Q-t diagram výměníku odpadní teplo/tepelné čerpadlo



Obrázek 28: Q-t diagram výměníku tepelné čerpadlo/tepelný zásobník



Obrázek 29: Q-t diagram výměníku tepelný zásobník/RC oběh



Obrázek 30: Q-t diagram výměníku RC oběh/vzduch

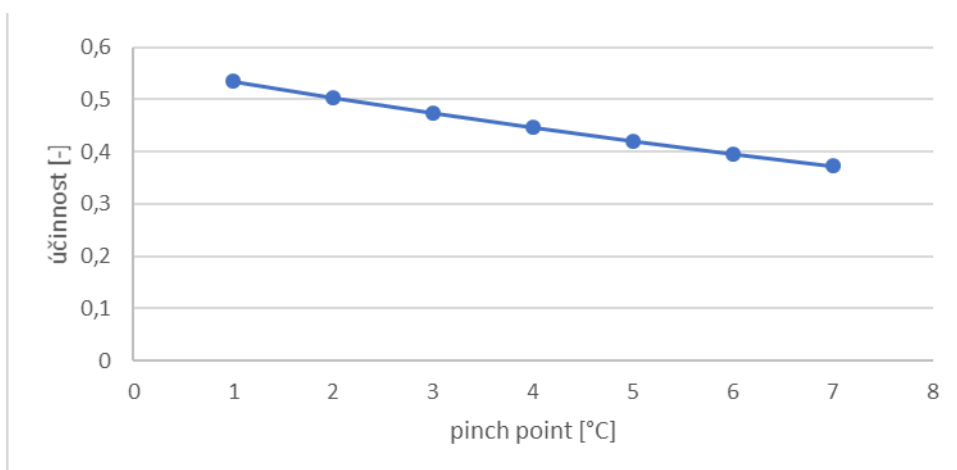
6.4. Citlivostní analýza

6.4.1. Účinnost komponent baterie:

Celková účinnost Carnotovy baterie s využitím nízkopotenciálního tepla závisí na mnohých faktorech. Jedním z nich jsou účinnosti jednotlivých komponent. Kdyby bylo uvažováno, že všechny přeměny energie a stavové změny pracují se 100 % účinností, dosahovala by účinnost zpracované Carnotovy baterie hodnoty 62,08 %. Účinnost cyklu bez uvážení účinnosti přeměn elektrické energie na mechanickou by byla 51,26 %. Reálnost stavových změn a přeměn energie je však nevyhnutelná. Může být zvýšena pouze použitím strojů, které jsou na vrcholu současné efektivity. Tím se účinnost dostane na již zmíněných 46,14 %. Z výsledků je patrné, že v rámci dostatečně vysoké celkové účinnosti je zapotřebí kvalitních komponent s vysokou efektivitou. Při návrhu a výběru komponent, jejich úrovně kvality a poskytované účinnosti, je nutné brát v potaz dlouhodobý provoz po mnoho let.

6.4.2. Velikost pinch pointů

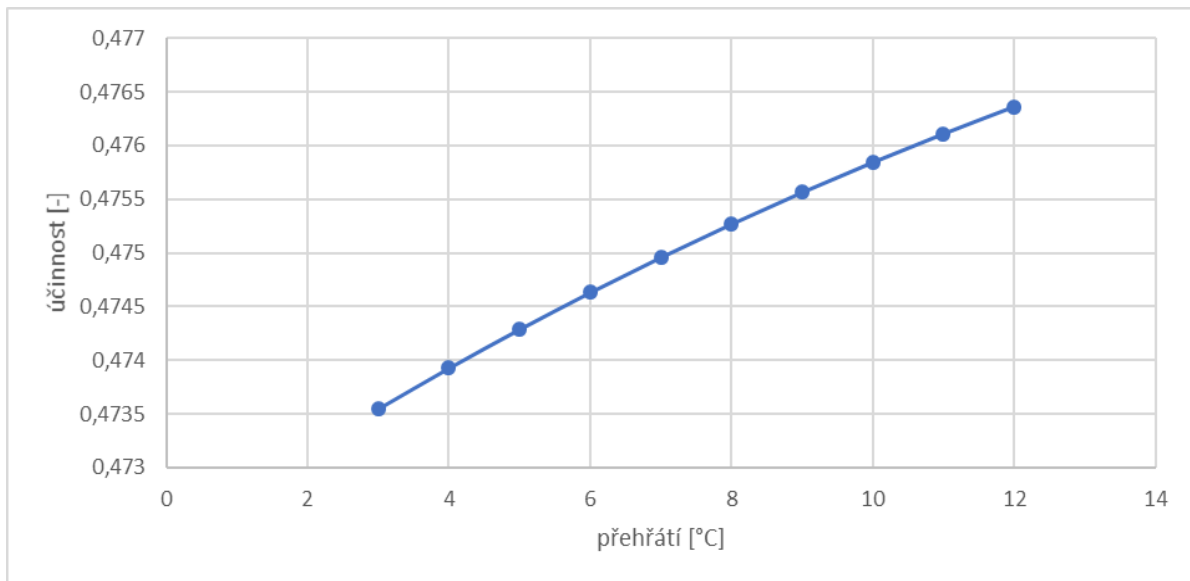
Dalším nastaveným parametrem jsou hodnoty pinch pointů. Zvýší-li se velikost pinch pointů ze 3 °C na 5 °C, dojde ke snížení účinnosti na 43,70 %. Z Obrázku 31: Závislost účinnosti na velikosti pinch pointů je vidět, že se zvyšující se velikostí pinch pointu klesá celková účinnost. Aby byla zachována funkce výměníků, je doporučeno použití pinch pointu minimálně 2 °C.



Obrázek 31: Závislost účinnosti na velikosti pinch pointů

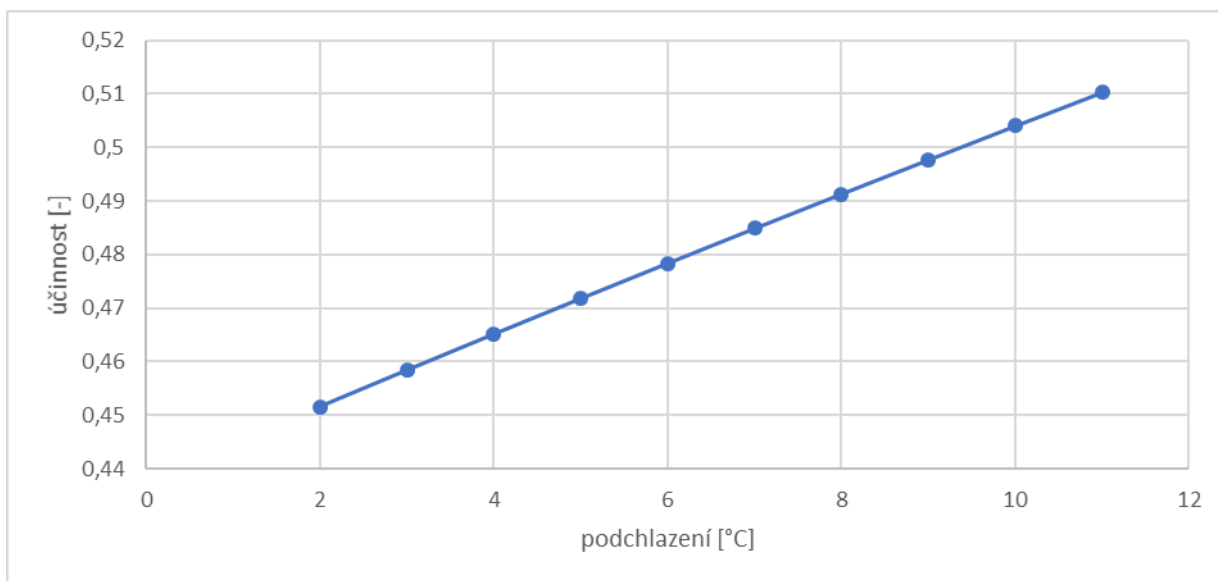
6.4.3. Přehřátí a podchlazení ve výměnících

Velikost přehřátí a podchlazení ve výměnících způsobuje taktěž změny v celkové účinnosti. Změní-li se velikost přehřátí výparníku v RC oběhu (na vstupu do expandéru), tak se celková účinnost mírně zvýší (Obrázek 32: Závislost celkové účinnosti na velikosti přehřátí výparníku v RC oběhu). Ideální velikost přehřátí se pohybuje mezi 5 a 10 °C, aby byla minimalizována možnost, že se kapičky chladiva dostanou do expandéru.



Obrázek 32: Závislost celkové účinnosti na velikosti přehřátí výparníku v RC oběhu

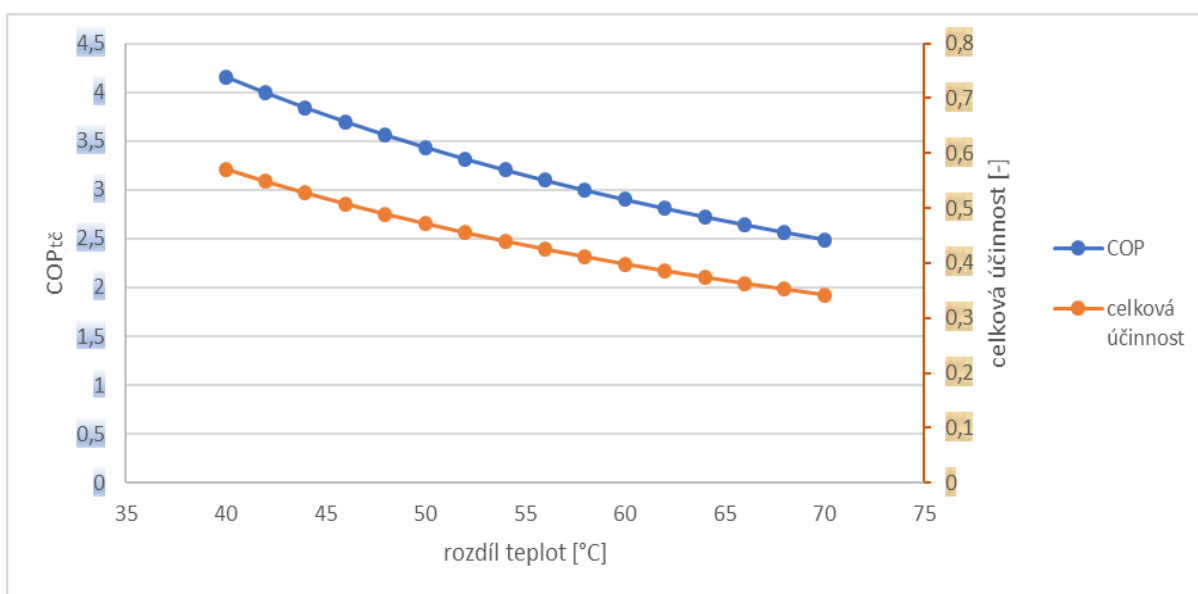
Relativně velkou roli v celkové účinnosti má podchlazení v kondenzátoru tepelného čerpadla. Z obrázku 33 je patrné, že se zvětšujícím se podchlazením v kondenzátoru se zvětšuje i celková účinnost, což naznačuje, že by bylo z hlediska účinnosti vhodné použít dochlazovač.



Obrázek 33: Závislost celkové účinnosti na velikosti podchlazení v kondenzátoru tepelného čerpadla

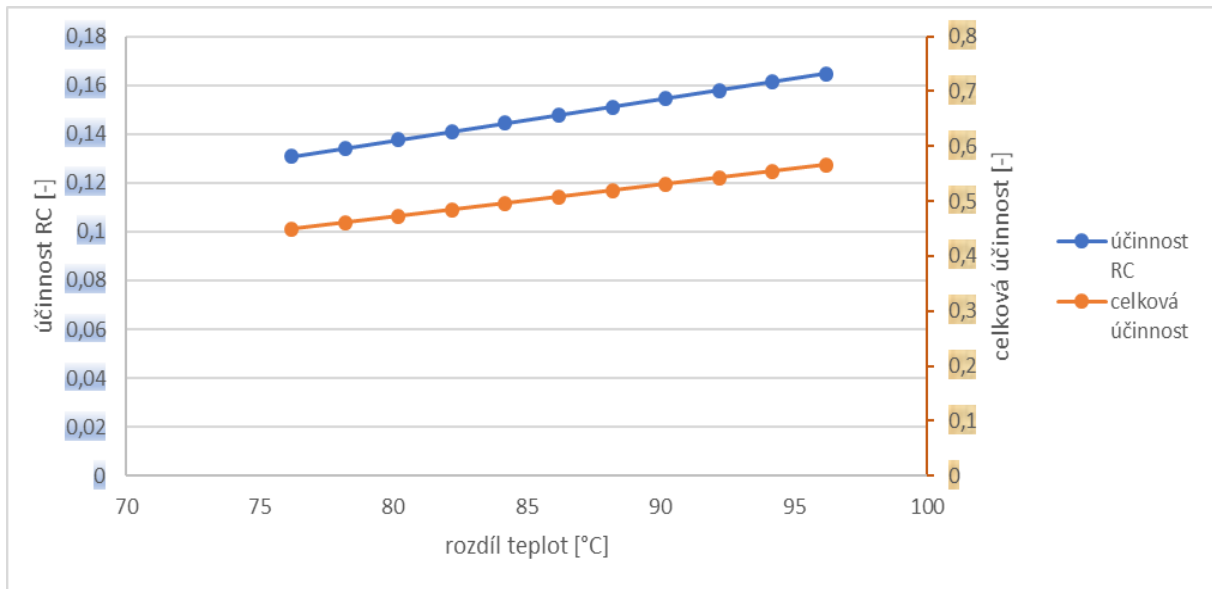
6.4.4. Teploty odpadního tepla, tepelného zásobníku a vzduchu

Velký vliv na celkovou účinnost má rozdíl teplot nízkopotenciálního tepla a tepelného zásobníku. Čím menší je rozdíl těchto teplot, tím menší je potřebná kompresní práce a topný faktor COP bude příznivější. Na Obrázku 34 je vidět závislost poklesu COP na rozdílu teplot odpadního tepla a teploty tepelného zásobníku.



Obrázek 34: Závislost $COP_{teč}$ na rozdílu teplot odpadního tepla a teploty tepelného zásobníku

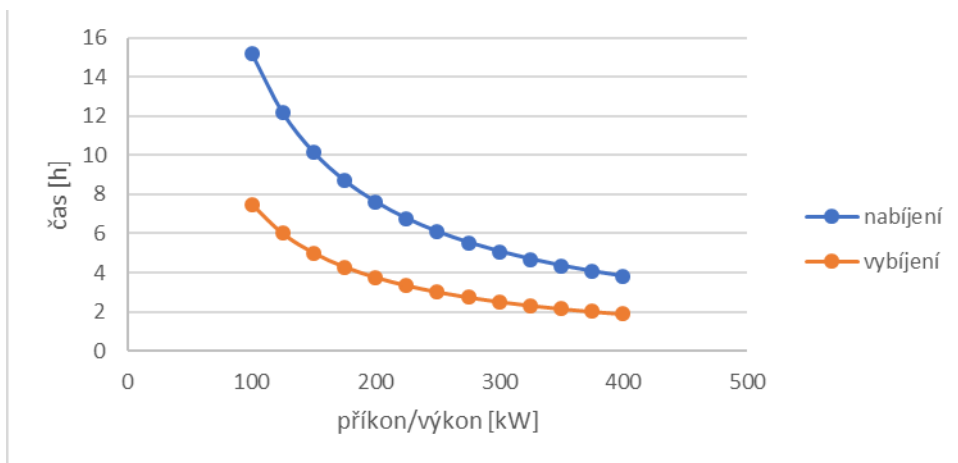
Obdobný vliv má i rozdíl teplot při vybíjení, teplota média tepelného zásobníku v oblasti pinch pointu a teplota vzduchu. Čím větší je tento rozdíl, tím vyšší entalpický spád je v expandéru zpracován a hodnota účinnosti RC oběhu i celková účinnost Carnotovy baterie se zvyšuje. Na Obrázku 35 je znázorněna závislost účinnosti RC oběhu a celkové účinnosti na rozdílu teplot.



Obrázek 35: Závislost účinnosti RC oběhu a celkové účinnosti na rozdílu teplot média tepelného zásobníku a vzduchu

6.4.5. Elektrický příkon/výkon

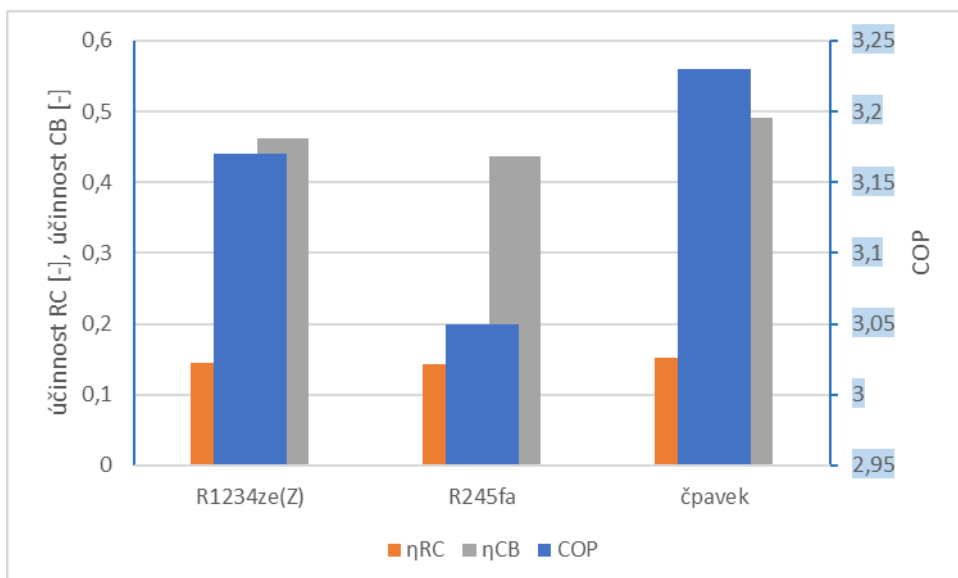
Další sledovanou veličinou je čas, po který se baterie nabíjí a naopak doba, po kterou baterie pouští do sítě elektrickou energii. Tento čas závisí na velikosti příkonu a výkonu (Obrázek 36: Závislost doby nabíjení/vybíjení na elektrickém příkonu/výkonu). Dále tato doba přímo úměrně závisí na velikosti tepelného zásobníku. Čím větší bude zásobník, tím více tepla se může naakumulovat a tím více elektrické energie je zapotřebí na nabití/vybití.



Obrázek 36: Závislost doby nabíjení/vybíjení na elektrickém příkonu/výkonu

6.4.6. Chladivo

Aby bylo dosaženo nejlepšího výsledku Carnotovy baterie, je potřebné vybrat nejvhodnější chladivo. V popsaném případě se využívalo R1234ze(Z) a účinnost byla 49,44 %. Bylo-li by využito chladivo R245fa celková účinnost by poklesla na 46,31 %, R717 (čpavek) 51,88 %. Nejvýhodnější volbou je tedy čpavek. Na Obrázku 37 je vidět hodnoty COP, účinnost RC oběhu a celkovou účinnost pro každé chladivo.



Obrázek 37: Účinnost a COP pro jednotlivá chladiva

7. Návrh trubkového výměníku

Funkce Carnotovy baterie je závislá na správném dimenzování a návrhu komponent. V následující části práce bude navržen výměník předávající a odebírající teplo z tepelného zásobníku. Ten musí být schopen fungovat jako výparník, tak i jako kondenzátor v širokém pásmu výkonů.

7.1. Materiál trubek

Základem je výběr vhodného materiálu. Jelikož chladivo proudící v tepelném čerpadle a RC oběhu pracuje s vysokými tlaky, tak je vhodné použít kvalitnější nerezovou ocel. Jako vhodná se jeví DIN 1.4404, tedy chromovaná ocel dle českého značení ČSN 17 349. [63] [64]

Vybraná ocel obsahuje zvýšené množství chromu a niklu. V tabulce 7: Složení ocele DIN 1.4404 jsou vypsané jednotlivé prvky a jejich procentuální zastoupení.

Tabulka 7: Složení ocele DIN 1.4404 [63]

C ≤ [%]	Si ≤ [%]	Mn ≤ [%]	Cr [%]	Mo [%]	Ni [%]
0,03	1	2	16,5-18,5	2,0-2,5	11-14

Materiál má pevnost v tahu ($520-680 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$) a mez kluzu ($220 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$). Tažnost se pohybuje okolo 40 %. Vodivost při $100 \text{ }^\circ\text{C}$ je $16,3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$. Ocel je nemagnetická, nekalitelná s tendencí ke zpevňování za studena. Má vysokou korozní odolnost a nepodléhá mezikrystalové korozi v oblastech se zvýšenou tepelnou náročností. [63] [64]

7.2. Materiál pláště

Nároky na materiál pláště jsou ve srovnání s nároky na materiál trubek nízké. V mezitrubkovém prostoru bude proudit voda s teplotou $90 - 120 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku 270 kPa . Zvolena je ocel 13 123, která je vhodná na tlakové nádoby. Mez kluzu se pohybuje mezi 265 a 285 MPa . [65] [66]

V Tabulce 8: Složení ocele ČSN 13 123 je zapsáno procentuální zastoupení jednotlivých prvků.

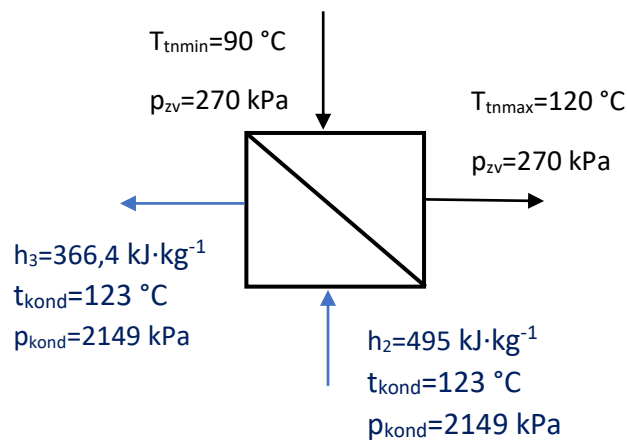
Tabulka 8: Složení ocele ČSN 13 123 [66]

C ≤ [%]	Si ≤ [%]	Mn ≤ [%]	P ≤ [%]	S ≤ [%]	Al [%]
0,17-0,23	0,6	1-1,5	0,035	0,03	0,015-0,05

7.3. Tepelný výpočet

7.3.1. Vstupní hodnoty

Návrh výměníku vyplývá z teplotních a tlakových podmínek na obou stranách, které byly vypočteny dříve, viz Obr. 38: Vstupní hodnoty pro návrh výměníku.



Obrázek 38: Vstupní hodnoty pro návrh výměníku

strana tepelného zásobníku:

- pracovní látka: voda
- v mezitrubkovém prostoru
- maximální teplota tepelného zásobníku $T_{tnmax}=120\text{ °C}$
- minimální teplota tepelného zásobníku $T_{tnmin}=90\text{ °C}$
- tlak chladiva při průchodu výměníkem $p_{zv}=270\text{ kPa}$

strana tepelného čerpadla:

- pracovní látka: R1234ze(Z)
- v trubkách
- kondenzační tlak chladiva v kondenzátoru $p_{kond}=2149\text{ kPa}$
- kondenzační teplota chladiva v kondenzátoru $t_{kond}=123\text{ °C}$

- entalpie před kondenzátorem $h_2=495 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
- entalpie za kondenzátorem $h_3= 366,4 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
- hmotnostní průtok chladiva kondenzátorem $\dot{m}_{t\check{c}}= 10,8 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

volené parametry:

- vystřídané uspořádání trubek (do rovnostranného trojúhelníku)
- vnější průměr trubky d_e
- vnitřní průměr trubky d_i
- rozteč trubek s
- rychlost proudění chladiva v trubkách $w_{t\check{c}}$
- rychlost proudění chladiva v mezitrubkovém prostoru w_{tz}

Rozměry trubek, jejich počet, tloušťka a rozteč jsou parametry, které jsou volené na začátku výpočtu, ale jejich vhodnost se potvrdí nebo vyvrátí až v závěru výpočtu. Proto nejsou hned zde zmíněny přesné hodnoty.

7.3.2. Výpočet

Návrh výměníku bude začínat výpočtem při funkci jako kondenzátor (nabíjení Carnotovy baterie)

Nejprve bude vypočteno teplo předané tepelným čerpadlem $\dot{Q}_{t\check{c}}$.

$$\dot{Q}_{t\check{c}} = \dot{m}_{t\check{c}} \cdot (h_2 - h_3) \quad (24)$$

Kde je:

$\dot{Q}_{t\check{c}}$ – teplo předané tepelným čerpadlem

$\dot{m}_{t\check{c}}$ – průtok média tepelným čerpadlem

h_2 – entalpie před kondenzátorem

h_3 – entalpie za kondenzátorem

Teplu přijaté sekundární stranou výměníku (oběh tepelného zásobníku) je rovno:

$$\dot{Q}_{tz} = \dot{Q}_{t\check{c}} \cdot \eta_{v\check{y}m} \quad (25)$$

Kde je:

\dot{Q}_{tz} - teplo přijaté sekundární stranou

$\dot{Q}_{t\check{c}}$ – teplo předané tepelným čerpadlem

$\eta_{v\check{y}m}$ – účinnost výměníku

Pro tepelné ztráty výměníku \dot{Q}_z platí vztah:

$$\dot{Q}_z = \dot{Q}_{t\check{c}} - \dot{Q}_{tz} \quad (26)$$

Kde je:

\dot{Q}_z – tepelné ztráty výměníku

\dot{Q}_{tz} - teplo přijaté sekundární stranou

$\dot{Q}_{t\check{c}}$ – teplo předané tepelným čerpadlem

Pro zjištění látkových vlastností chladiva na sekundární straně (voda z tepelného zásobníku) bude použita průměrná teplota t_{sttz} a zvolený tlak v tepelném zásobníku p_{zv} .

$$t_{sttz} = \frac{T_{tzmax} + T_{tzmin}}{2} \quad (27)$$

Kde je:

t_{sttz} – průměrná teplota vody ve výměníku

T_{tzmax} – teplota nabitého tepelného zásobníku

T_{tzmin} – teplota vybitého tepelného zásobníku

Z těchto hodnot se získá hustota ρ_{sttz} , dynamická viskozita η_{sttz} , Prandtlovo číslo Pr_{sttz} , tepelná vodivost λ_{sttz} a měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku c_{psttz} .

Průtok vody výměníkem se vypočte ze vztahu:

$$\dot{m}_{tz} = \frac{\dot{Q}_{tz}}{c_{psttz} \cdot (T_{tzmax} - T_{tzmin})} \quad (28)$$

Kde je:

\dot{m}_{tz} – průtok vody výměníkem

\dot{Q}_{tz} - teplo přijaté vodou sekundární strany

c_{psttz} – měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku při střední teplotě vody

T_{tzmax} – teplota nabitého tepelného zásobníku

T_{tzmin} – teplota vybitého tepelného zásobníku

Dále dojde k přepočtu průtoku v jednotkách $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ na $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ dle vztahu:

$$\dot{V}_{sttz} = \frac{\dot{m}_{tz}}{\rho_{sttz}} \quad (29)$$

Kde je:

\dot{V}_{sttz} – průtok vody výměníkem v $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

\dot{m}_{tz} – průtok vody výměníkem v $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

ρ_{sttz} – hustota vody při střední teplotě a tlaku ve výměníku

K použití dalších vzorců a vztahů na sekundární straně výměníku je zapotřebí znát kinematickou viskozitu μ_{sttz} , pro kterou platí:

$$\mu_{sttz} = \frac{\eta_{sttz}}{\rho_{sttz}} \quad (30)$$

Kde je:

μ_{sttz} – kinematická viskozita při střední teplotě

η_{sttz} – dynamická viskozita při střední teplotě

ρ_{sttz} – hustota vody při střední teplotě

Postup pro stranu tepelného čerpadla je složitější, protože dochází ke kondenzaci a je nutné brát v úvahu jak jednofázové ochlazování, tak i dvoufázovou kondenzaci. Pro začátek bude počítáno, že hmotnostní zlomek páry v tekutině je 0,5 (tato hodnota se na konci výpočtu potvrdí nebo vyvrátí a bude následovat iterační proces).

K přepočtu průtoku z jednotek $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ na $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ dojde dle následujícího vztahu s tím, že hustota je brána při $x=0,5$.

$$\dot{V}_{t\check{c}} = \frac{\dot{m}_{t\check{c}}}{\rho_{t\check{c}}} \quad (31)$$

Kde je:

$\dot{V}_{t\check{c}}$ – průtok chladiva na straně tepelného čerpadla výměníkem v $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

$\dot{m}_{t\check{c}}$ – průtok chladiva na straně tepelného čerpadla výměníkem v $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$

$\rho_{t\check{c}}$ – hustota chladiva na straně tepelného čerpadla ve výměníku při $x=0,5$

Následuje výpočet nutného součtu vnitřních průřezů všech trubek $S_{\check{c}el}$, pro který platí:

$$S_{\check{c}el} = \frac{\dot{V}_{t\check{c}}}{w_{t\check{c}}} \quad (32)$$

Kde je:

$S_{\check{c}el}$ – vnitřní průřez všech trubek výměníku

$\dot{V}_{t\check{c}}$ – průtok chladiva na straně tepelného čerpadla výměníkem v $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

$w_{t\check{c}}$ – zvolená střední rychlost proudění chladiva výměníkem na straně tepelného čerpadla

Pro počet trubek ve výměníku n platí vztah:

$$n = \frac{4 \cdot S_{\check{c}el}}{\pi \cdot d_i^2} \quad (33)$$

Kde je:

n – počet trubek ve výměníku

$S_{\check{c}el}$ – vnitřní průřez všech trubek výměníku

d_i – vnitřní průměr trubky výměníku

Bude-li mít výměník válcový tvar, bude pro jeho průměr D platit:

$$D = 2 \cdot s \cdot \left(\frac{0,85 \cdot (n \cdot k)}{\pi} \right)^{0,5} + c \quad (34)$$

Kde je:

D – průměr výměníku

s – vzdálenost jednotlivých středů trubek

n – počet trubek výměníku

k – parametr pro počet tahů

$k=1$ pro jednotahové uspořádání

$k=2$ pro dvoutahové uspořádání

c – přídavek na příčku v případě vícetahového uspořádání

7.4. Hydraulický výpočet

Aby bylo možné vyjádřit součinitele přestupu tepla α , je zapotřebí znát Reynoldsovo číslo a Nusseltovo číslo.

Nejprve bude výpočet prováděn pro stranu tepelného čerpadla, jehož teplotní látka proudí uvnitř trubek. Dochází zde ke kondenzaci, tedy se musí brát v úvahu dvoufázové proudění. Vztahy vyjadřující Reynoldsovo a Nusseltovo kritérium jsou brány z Introduction to heat transfer [67].

Vztah popisující výpočet Reynoldsova čísla je následující:

$$Re_{t\check{c}k} = 4 \cdot m_{t\check{c}} \cdot \frac{(1 - X)}{\pi \cdot d_i \cdot \eta_l} \quad (35)$$

Kde je:

$Re_{t\check{c}k}$ – Reynoldsovo číslo chladiva na straně tepelného čerpadla při kondenzaci

$m_{t\check{c}}$ – hmotnostní průtok chladiva výměníkem na straně tepelného čerpadla

d_i – vnitřní průměr trubky

η_l – dynamická viskozita kapalného chladiva na straně tepelného čerpadla

X – hmotnostní zlomek páry v tekutině

Jelikož se hmotnostní zlomek páry v tekutině během průchodu kondenzátorem mění, je zapotřebí podívat se na proces kondenzace jako na součet malých částí, ve kterých je počítáno s konstantní velikostí X , tak aby nedocházelo k velké odchylce.

Pro výpočet Nusseltova kritéria je zapotřebí znát Martinelliho parametr X_{tt} , který je vyjádřen vztahem:

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - X}{X}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta_l}{\eta_v}\right)^{0,1} \quad (36)$$

Kde je:

X_{tt} – Martinelliho parametr

X – hmotnostní zlomek páry v tekutině

ρ_v – hustota páry

ρ_l – hustota kapaliny

η_l – dynamická viskozita kapaliny

η_v – dynamická viskozita páry

Vztah pro Nusseltovo číslo $Nu_{tčk}$ je následující:

$$Nu_{tčk} = 0,023 \cdot Re_{tčk}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}}\right) \quad (37)$$

Kde je:

$Nu_{tčk}$ – Nusseltovo číslo pro kondenzující chladivo proudící výměníkem na straně tepelného čerpadla

$Re_{tčk}$ - Reynoldsovo číslo chladiva kondenzace na straně tepelného čerpadla

Pr_l – Prandtlovo číslo pro chladivo proudící výměníkem na straně tepelného čerpadla v kapalně fázi

X_{tt} - Martinelliho parametr

Pro výpočet Nusseltova čísla je zapotřebí určit hodnotu součinitele tření, který může být v turbulentní oblasti vyjádřen Petukhovým vztahem:

$$f = (0,79 \cdot \ln Re_{tčk} - 1,64)^{-2} \quad (38)$$

Kde je:

f – součinitel tření

$Re_{tčk}$ – Reynoldsovo číslo kondenzujícího chladiva na straně tepelného čerpadla

Do kondenzátoru vstupuje přehřátá pára, která se nejprve musí ochladit, než začne docházet ke kondenzaci a naopak po jistou dobu již zkondenzované chladivo (=v kapalně fázi) prochází kondenzátorem za poklesu teploty (=podchlazení v kondenzátoru). V obou těchto situacích se Reynoldsovo a Nusseltovo kritérium řídí vztahy [68]:

$$Re_{t\check{c}1f} = \frac{w_{t\check{c}1f} \cdot d_i}{\nu} \quad (39)$$

Kde je:

$Re_{t\check{c}1f}$ – Reynoldsovo kritérium pro jednofázové proudění

$w_{t\check{c}1f}$ – rychlost proudění plynu/kapaliny

d_i – vnitřní průměr trubek

ν – kinetická viskozita plynu/kapaliny

Následně se řeší vztah pro Nusseltovo číslo (dle Dittus-Boeltera):

$$Nu_{t\check{c}1f} = 0,023 \cdot Re_{t\check{c}1f}^{0,8} \cdot Pr_{t\check{c}1f}^n \quad (40)$$

Kde je:

$Nu_{t\check{c}1f}$ – Nusseltovo číslo pro jednofázové proudění

$Re_{t\check{c}1f}$ – Reynoldsovo číslo pro jednofázové proudění

$Pr_{t\check{c}1f}$ – Prandtlovo číslo pro jednofázové proudění

n – parametr: $n=0,4$ pro ohřívání

$n=0,3$ pro chlazení

Následně zbývá vypočítat součinitele přestupu tepla $\alpha_{it\check{c}}$, dle vztahu (vzorec je aplikován jak pro jednofázové, tak pro dvoufázové proudění):

$$\alpha_{it\check{c}} = \frac{Nu_{t\check{c}} \cdot \lambda_{t\check{c}}}{\nu_{t\check{c}}} \quad (41)$$

Kde je:

$\alpha_{it\check{c}}$ – součinitel přestupu tepla pro chladivo na straně tepelného čerpadla

$Nu_{t\check{c}}$ – Nusseltovo číslo pro chladivo proudící výměníkem na straně tepelného čerpadla

$\lambda_{t\check{c}}$ – tepelná vodivost chladiva na straně tepelného čerpadla

$\nu_{t\check{c}}$ – kinetická viskozita chladiva na straně tepelného čerpadla

Nyní se vypočítá střední hodnota přestupu tepla α_i . Započítají jak části ochlazování plynu a kapaliny, tak i jednotlivé části, na které byl rozdělený proces kondenzace.

Pro výpočet součinitele prostupu tepla pro vodu na straně tepelného zásobníku se využijí podobné vztahy jako při výpočtu jednofázového proudění na straně tepelného čerpadla, avšak při výpočtu Reynoldsova čísla je zapotřebí vyjádřit vzorec pro hydraulický průměr d_{htz} :

$$d_{htz} = \frac{D^2 - n \cdot d_e^2}{D^2 + n \cdot d_e^2} \quad (42)$$

Kde je:

d_{htz} – hydraulický průměr mezitrubkového prostoru

D – průměr výměníku

n – počet trubek ve výměníku

d_e – vnější průměr trubky

Pro Reynoldsovo číslo na straně tepelného zásobníku platí vztah:

$$Re_{tz} = \frac{w_{tz} \cdot d_{htz}}{\nu_{tzst}} \quad (43)$$

Kde je:

Re_{tz} – Reynoldsovo číslo vody na straně tepelného zásobníku

w_{tz} – rychlost proudění vody výměníkem na straně tepelného zásobníku (zvolená)

d_{htz} – hydraulický průměr mezitrubkového prostoru

ν_{tzst} – kinematická viskozita vody na straně tepelného zásobníku

Vztah pro Nusseltovo číslo Nu_{tz} pro stranu tepelného zásobníku se liší, protože jsou rozdílné hydraulické podmínky. Bude využito vzorce podle Donohueva [51]:

$$Nu_{tz} = 0,41 \cdot Re_{tz}^{0,6} \cdot Pr_{tz}^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta_{sttz}}{\eta_{st\acute{e}tz}} \right)^{0,25} \quad (44)$$

Kde je:

Nu_{tz} – Nusseltovo číslo pro vodu na straně tepelného zásobníku

Re_{tz} – Reynoldsovo číslo pro vodu na straně tepelného zásobníku

Pr_{tz} – Prandtlovo číslo pro vodu na straně tepelného zásobníku

η_{sttz} – dynamická viskozita pro vodu na straně tepelného zásobníku

$\eta_{st\acute{e}tz}$ – dynamická viskozita pro vodu o střední teplotě stěny trubky

Následně zbývá vypočítat součinitele přestupu tepla α_{etz} , dle vztahu:

$$\alpha_{etz} = \frac{Nu_{tz} \cdot \lambda_{sttz}}{\nu_{sttz}} \quad (45)$$

Kde je:

α_{etz} – součinitel přestupu tepla pro vodu na straně tepelného zásobníku

Nu_{tz} – Nusseltovo číslo pro vodu proudící výměníkem na straně tepelného zásobníku

λ_{sttz} – tepelná vodivost vody na straně tepelného zásobníku

ν_{sttz} – kinematická viskozita vody na straně tepelného zásobníku

Tepelná propustnost stěny vztažená k vnějšímu povrchu trubky Λ_e se vypočte pomocí vzorce [68]:

$$\Lambda_e = \frac{1}{\frac{d_e}{2 \cdot \lambda_{st\acute{e}}} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i}} \quad (46)$$

Kde je:

Λ_e – tepelná propustnost stěny vztažená k vnějšímu povrchu trubky

d_e – vnější průměr trubky

d_i – vnitřní průměr trubky

$\lambda_{stě}$ – tepelná vodivost stěny

Vzorec pro součinitel prostupu tepla vztaženého k vnějšímu povrchu trubky k_e je:

$$k_e = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_{itčst}} + \frac{1}{\alpha_{etz}} + \frac{1}{\Lambda_e}} \quad (47)$$

Kde je:

k_e – součinitel prostupu tepla vztažený k vnějšímu povrchu trubky

d_e – vnější povrch trubky

d_i – vnitřní povrch trubky

$\alpha_{itčst}$ – střední velikost součinitele prostupu tepla z chladiva tepelného čerpadla do stěny trubky

α_{etz} – součinitel prostupu tepla ze stěny trubky do vody tepelného zásobníku

Λ_e - tepelná propustnost stěny vztažená k vnějšímu povrchu trubky

Pro výpočet potřebného povrchu trubek je nutné znát střední spád δ_m .

$$\delta_m = \frac{(T_{tzmax} - t_{kond}) - (T_{tzmin} - t_{kond})}{\ln \frac{T_{tzmax} - t_{kond}}{T_{tzmin} - t_{kond}}} \quad (48)$$

Kde je:

δ_m - střední teplotní spád

T_{tzmax} – teplota nabitého tepelného zásobníku

T_{tzmin} – teplota vybitého tepelného zásobníku

t_{kond} – kondenzační teplota chladiva na straně tepelného čerpadla

Vzorec pro výpočet potřebného povrchu trubek S je:

$$S = \frac{\dot{Q}_{tz}}{k_e \cdot \delta_m} \quad (49)$$

Kde je:

S – potřebný povrch trubek

\dot{Q}_{tz} – tepelný výkon přijatý tepelným zásobníkem

k_e - součinitel prostupu tepla vztaheného k vnějšímu povrchu trubky

δ_m - střední teplotní spád

Celková potřebná délka trubek L ve výměníku je popsána vztahem:

$$L = \frac{S}{n \cdot \pi \cdot d_e} \quad (51)$$

Kde je:

L – celková délka trubek

S – celkový povrch trubek

n – počet trubek

d_e – vnější průměr trubky

Celková délka válcového výměníku je vyšší, než je potřebná délka trubek v jednom tahu o velikost hlav výměníku, které budou dlouhé cca 15 cm. Z toho lze určit, že délka výměníku bude $L+0,3$ cm.

Trubkový výměník musí být konstruovaný tak, aby fungoval jako kondenzátor (již popsáný postup návrhu) i jako výparník. Je tedy nutné využít stejný postup i v druhém případě. Výpočet se neliší. V konečné fázi se volené hodnoty zvolí tak, aby byl výměník schopen fungovat v obou režimech (vybíjení i nabíjení baterie) za stejného počtu trubek stejných rozměrů, rozteče mezi trubkami a stejnými materiály.

Volený parametr rychlosti proudění teplotonosných médií jsou variabilní podle velikosti tepelného výkonu výměníku \dot{Q} , který závisí na elektrickém příkonu či výkonu baterie. Ovšem s druhou mocninou velikosti rychlosti proudění látky se zvyšují i tlakové ztráty, což způsobuje horší ekonomiku provozu, ale zase lepší přestup tepla.

7.5. Výsledky

Trubkový výměník mezi tepelným čerpadlem (=RC oběhem) a oběhem tepelného zásobníku bude mít trubky o vnějším průměru 22 mm a tloušťka stěny trubek bude 3,2 mm, aby byly splněny pevnostní požadavky. Materiál trubek bude DIN 1.4404. Potřebná teplosměnná plocha je 4,11 m² a je zvoleno jednotahové uspořádání s počtem trubek 82. Z čeho vyplývá potřebná délka trubky v jednom tahu 72,48 cm. Rozteč trubek je navržena na 35 mm. Vnitřní průměr válcového pláště je 48 cm. Plášť je navržen z materiálu ČSN 13 123 a jeho tloušťka pro splnění pevnostních, výrobních a instalačních požadavků je 8 mm. Vlastnosti jednotlivých látek jsou zapsány v tabulce 9: Vlastnosti médií ve výměníku. Podobnostní čísla a další vlastnosti teplotněsensitive látky při kondenzaci (tepelné čerpadlo) a vypařování (RC oběh) jsou zapsány v tabulkách 10 a 11.

Při nabíjení je tepelná propustnost stěny Λ_e 15,56 W·m⁻²·K⁻¹ a součinitel prostupu tepla k_e 15,43 W·m⁻²·K⁻¹.

Při vybíjení je tepelná propustnost stěny výměníku Λ_e 16,22 W·m⁻²·K⁻¹ a součinitel prostupu tepla k_e 16,08 W·m⁻²·K⁻¹.

Tabulka 9: Vlastnosti médií ve výměníku

	strana tepelného zásobníku-nabíjení	strana tepelného čerpadla	strana tepelného zásobníku-vybíjení	strana RC oběhu
Re [-]	752669	2027715	752669	1139020
Nu [-]	964,7	20354	937	13378
α [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	3106	59974	3018	59974

Tabulka 10: Vlastnosti teplotněsensitive látky v kondenzátoru tepelného čerpadla

	w [m·s ⁻¹]	Re [-]	Nu [-]	α [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	X [-]
plyn	3,11	412 980	745	1 146	1
kondenzace	1,7	2 337 455	2 3804	70 201	0,47
kapalina	0,44	57 010	206	1 049	0
průměr		2 027 715	20 354	59 974	

Tabulka 11: Vlastnosti teplotněsensitive látky ve výparníku RC oběhu

	w [m·s ⁻¹]	Re [-]	Nu [-]	α [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	X [-]
plyn	5,58	433 108	728	879	1
vypařování	2,8	1 655 121	22 615	35 368	0,47
kapalina	0,34	416 650	685	847	0
průměr		1 139 020	13 378	59 974	

8. Závěr

V rešeršní části byly popsány obnovitelné a neobnovitelné zdroje energie, srovnány jejich klady, zápory, využitelnost do budoucna a zastoupení v produkci elektrické energie. V návaznosti na neobnovitelné zdroje a jejich nevýhodu v podobě nestabilní dodávky energie se v práci popisují základní způsoby uchování energie, a to přečerpávací vodní elektrárny, gravitační skladování, skladování energie pomocí stlačeného vzduchu, akumulace pomocí vodíku (vodíkové články), baterie, průtočné baterie a akumulace energie pomocí tepelné energie (Carnotova baterie). Jednotlivé technologie jsou srovnány z různých hledisek, jako jsou celková účinnost, doba akumulace, ekologie či investiční náklady. Podrobněji je rozebrána akumulace elektrické energie pomocí tepla, kde jsou porovnány jednotlivé parametry klasické Carnotovy baterie a tepelně integrovaného systému.

Carnotova baterie pracuje v režimu nabíjení (do systému je dodávána elektrická energie) jako tepelné čerpadlo, které ohřívá chladivo v tepelném zásobníku, a v režimu vybíjení jako RC oběh produkující elektrickou energii s využitím teplotního rozdílu okolí a tepelného zásobníku. Práce se věnuje popisu komponent, které jsou součástí baterie, a poukazuje na druhy, které jsou v aplikaci nejvýhodnější.

V praktické části byl navrhnout postup výpočtu Carnotovy baterie s využitím odpadního tepla průmyslové technologie. Model s nejekologičtějším chladivem pro aplikace vysokoteplotních tepelných čerpadel R1234ze(Z) pracuje s celkovou účinností 46,14 %. K jejímu zvýšení může přispět využití energie nejen ve formě elektřiny ale i tepla. K dosažení vyšší efektivnosti systému by přispělo zapojení dochlazovače v režimu tepelného čerpadla, což by způsobilo nárůst celkové účinnosti v řádu procent.

Jako nejvhodnější chladivo se jeví čpavek, který pracoval s účinností 49,06 %. Další zkoušené chladivo bylo R1234ze(Z), které dosáhlo hodnoty 46,14 %. R245fa dopadlo nejhůře-43,57 %.

Následně se práce věnuje postupu návrhu výměníku mezi oběhem tepelného čerpadla (RC oběhem) a tepelným zásobníkem. Nejvýhodnějším konstrukčním řešením je jednotahový trubkový výměník s vystřídanými trubkami, které mají rozměr 22x3,2 mm, rozteč je 35 mm a jsou vyrobeny z nerezavějící oceli DIN 1.4404. Celkové množství trubek v jednom tahu je 82. Jako materiál pláště byl zvolen ČSN 13 123.

Celkově lze říct, že myšlenka praktického využití Carnotovy baterie s využitím nízkopotenciálního odpadního tepla, je výhodná pro stabilizaci dodávky elektrické energie fotovoltaickou elektrárnou v blízkosti průmyslového závodu s konstantním průtokem teplého chladiva z technologie. Velkou výhodou řešení je zvládnutá technologie tepelného čerpadla a RC oběhu a přiměřené investiční náklady. Systém pracuje s relativně nízkou účinností, ale poskytuje značné omezení závislosti na elektrické síti a ekonomických poměrech energetiky.

9. Seznam obrázků

Obrázek 1: Výroba elektřiny podle druhu paliva v ČR 2014 [4]	10
Obrázek 2: Hrubá výroba elektřiny z obnovitelných zdrojů [5]	11
Obrázek 3: Přečerpávací elektrárna Dalešice [10]	13
Obrázek 4: Uspořádání přečerpávací vodní elektrárny [11]	14
Obrázek 5: Systém skládání panelů gravitačního skladování energie [15]	15
Obrázek 6: Princip gravitačního skladování (upraveno z [18]).....	15
Obrázek 7: Konstrukce průtokové baterie [23].....	17
Obrázek 8: Princip činnosti palivového článku [29]	19
Obrázek 9: Princip PTES (upraveno z [32])	20
Obrázek 10: Subkritický Rankinův cyklus (upraveno z [32])	21
Obrázek 11: PTES s geotermálním zdrojem a využitím odpadního tepla (upraveno z [68]) ...	22
Obrázek 12: PTES, PTES s teplým zásobníkem a PTES se studeným zásobníkem (upravený z [34])	22
Obrázek 13: Princip nabíjení a vybíjení (upraveno z [34])	23
Obrázek 14: Schéma rozdělení kompresorů [43].....	27
Obrázek 15: Průběh dějů pístového kompresoru [47].....	28
Obrázek 16: Indikátorový diagram ideálního pístového kompresoru [42]	29
Obrázek 17: Indikátorový diagram skutečného pístového kompresoru [42]	29
Obrázek 18: Princip funkce spirálového kompresoru [49].....	29
Obrázek 19: Plášťový výměník [69]	30
Obrázek 20: Deskový výměník [70]	30
Obrázek 21: Šroubový expandér [71].....	32
Obrázek 22: Spirálový expandér [72]	33
Obrázek 23: Rozsah výkonů různých druhů expandérů (upraveno z [61])	33
Obrázek 24: Schéma Carnotovy baterie.....	38
Obrázek 25: Carnotova baterie v p-h diagramu	50
Obrázek 26: Carnotova baterie v T-s diagramu	51
Obrázek 27: Q-t diagram výměníku odpadní teplo/tepelné čerpadlo.....	52
Obrázek 28: Q-t diagram výměníku tepelné čerpadlo/tepelný zásobník	52
Obrázek 29: Q-t diagram výměníku tepelný zásobník/RC oběh	53
Obrázek 30: Q-t diagram výměníku RC oběh/vzduch	53
Obrázek 31: Závislost účinnosti na velikosti pinch pointů	54
Obrázek 32: Závislost celkové účinnosti na velikosti přehřátí výparníku v RC oběhu	55
Obrázek 33: Závislost celkové účinnosti na velikosti podchlazení v kondenzátoru tepelného čerpadla	56
Obrázek 34: Závislost $COP_{t\dot{e}}$ na rozdílu teplot odpadního tepla a tepelného zásobníku	56
Obrázek 35: Závislost účinnosti RC oběhu a celkové účinnosti na rozdílu teplot média tepelného zásobníku a vzduchu	57
Obrázek 36: Závislost doby nabíjení/vybíjení na elektrickém příkonu/výkonu	58
Obrázek 37: Účinnost a COP pro jednotlivá chladiva	58
Obrázek 38: Vstupní hodnoty pro návrh výměníku	60

10. Seznam tabulek

Tabulka 1: Srovnání druhů akumulace energie [6].....	13
Tabulka 2: Chladiva pro ORC [38].....	24
Tabulka 3: Srovnání kompresorů [42] [43] [46]	26
Tabulka 4: Vstupní hodnoty	37
Tabulka 5: Vypočtené hodnoty při nabíjení	48
Tabulka 6: Vypočtené hodnoty při vybíjení.....	49
Tabulka 7: Složení ocele DIN 1.4404 [63]	59
Tabulka 8: Složení ocele ČSN 13 123 [66].....	60
Tabulka 9: Vlastnosti médií ve výměníku	73
Tabulka 10: Vlastnosti teplotnosné látky v kondenzátoru tepelného čerpadla	73
Tabulka 11: Vlastnosti teplotnosné látky ve výparníku RC oběhu.....	73

11. Seznam veličin

η	Účinnost	[-]
pp	Pinch point	[°C]
Δt	Teplotní spád	[°C]
t	teplota	[°C]
V	objem	[m ³]
P	Příkon/výkon	[kW]
T	teplota	[°C]
h	entalpie	[kJ·kg ⁻¹]
s	entropie	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
H	Entalpický spád	[kJ·kg ⁻¹]
\dot{m}	Hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
\dot{Q}	Tepelný tok	[W]
ρ	hustota	[kg·m ⁻³]
c	Měrná tepelná kapacita	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Q	teplo	[kJ]
t	čas	[s]
p	tlak	[kPa]
v	Kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
η	Dynamická viskozita	[Pa·s]
\dot{V}	Objemový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
S	povrch	[m ²]
n	Počet trubek	[-]
d	průměr	[m]
D	průměr	[m]
s	Rozteč trubek	[m]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
w	Rychlost proudění	[m·s ⁻¹]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
f	Součinitel tření	[-]
α	Součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
λ	Tepelná vodivost	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Λ	Tepelná propustnost	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
k	Součinitel prostupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
δ	Teplotní spád	[°C]
L	délka	[m]
X_{tt}	Martinelliho parametr	[-]
X	Hmotnostní zlomek páry v tekutině	[-]

12. Seznam zkratk

PVE	Přečerpávací vodní elektrárny
GP	Gravitační skladování energie
CAES	Skladování energie pomocí stlačeného vzduchu
LAES	Skladování energie pomocí zkapalněného vzduchu
CB	Carnotova baterie
PTES	Akumulace energie do tepla
TIPTES	Akumulace energie do tepla s využitím nízkopotenciálního tepla
CHEST	Akumulace energie do stlačeného tepla
RC oběh	Rankin-Clausiusův oběh
ODP	Ozone Depletion Potential
GWP	Global Warning Potential

13. Bibliografie

- [1] MACKAY, David. *Sustainable Energy - Without the Hot Air*. 1. edition. London: UIT Cambridge Ltd, 2009. ISBN 978-0954452933.
- [2] *Antropogeneze v geologii* [online]. Brno: Masarykova univerzita v Brně, b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://is.muni.cz/elportal/estud/pdf/js10/antropog/web/index.html>
- [3] SRDEČNÝ, Karel. *Obnovitelné zdroje energie*. Praha: Ministerstvo životního prostředí, 2009. ISBN 978-807-2125-180.
- [4] Stav životního prostředí v Česku. *Aktuálně* [online]. 2015 [cit. 2019-10-27]. Dostupné z: <https://zpravy.aktualne.cz/domaci/zivotni-prostredi-cr/r~a77d1bc099b511e590ec0025900fea04/>
- [5] Obnovitelné zdroje v ČR v roce 2016. *Tzb info* [online]. b.r. [cit. 2019-10-27]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/16618-obnovitelne-zdroje-v-cr-v-roce-2016>
- [6] LUO, Xing, Jihong WANG, Mark DOONER a Jonathan CLARKE. Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation. *Applied Energy*. Elsevier, 2015, s. 511-536. ISBN 0306-2619.
- [7] *Energy storage association* [online]. Washington, D.C., b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://energystorage.org/>
- [8] Velký přehled: Využívané i perspektivní technologie akumulace energie. *OEnergetice* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/akumulace-energie/velky-prehled-vyuzivane-i-perspektivni-technologie-akumulace-energie>
- [9] DUMONT, Olivier, Rémi DICKES, Mitchel ISHMAEL a Vincent LEMORT. Mapping of performance of pumped thermal energy storage (Carnot battery) using waste heat recovery. *5. International Seminar on ORC Power Systems* [online]. 5. 2019, 5, 13 [cit. 2019-10-26]. ISSN 978-90-9032038-0. Dostupné z: https://www.orc2019.com/online/proceedings/display_manuscript/217.htm
- [10] Přečerpávací elektrárna Dalešice. *Svět Energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/elektrarny/vodni-elektrarny/vodni-elektrarny-cez/precerpavaci-elektrarna-dalesice>
- [11] Přečerpávací vodní elektrárna - princip a uspořádání. *OEnergetice* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/typy-elektraren/precerpavaci-vodni-elektrarna-princip-usporadani-2/>
- [12] Přečerpávací vodní elektrárna: Štěchovice II. *Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/elektrarny/vodni-elektrarny/vodni-elektrarny-cez/precerpavaci-vodni-elektrarna-stechovice-2>
- [13] Přečerpávací vodní elektrárny u nás. *Skupina ČEZ* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/06/precerpel_1.html

- [14] Přečerpávací vodní elektrárny v České republice. *OEnergetice* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/elektrarny-cr/precerpavaci-vodni-elektrarny-v-ceske-republice/>
- [15] *Energy Vault* [online]. b.r. [cit. 2019-11-16]. Dostupné z: <https://energyvault.com/>
- [16] *Gravity Power* [online]. 2017 [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <http://www.gravitypower.net/>
- [17] Obnovitelné zdroje: Elektrárna na zemskou přitažlivost. *Třípól* [online]. Tábor: Simopt s.r.o., 2013 [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://www.3pol.cz/cz/rubriky/obnovitelne-zdroje/974-elektrarna-na-zemskou-pritazlivost>
- [18] Gravitační skladování elektrické energie je ideálním řešením pro obnovitelné zdroje. *Solární novinky* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <http://www.solarninovinky.cz/?nove-produkty/technicke-novinky/2011052801/gravitacni-skladovani-elektricke-energie-je-ideálním-řešením-pro-obnovitelne-zdroje>
- [19] *Highview Power* [online]. London, b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://www.highviewpower.com/>
- [20] Kapalný vzduch jako prostředek pro skladování energií z obnovitelných zdrojů Více zde: <https://www.tretiruka.cz/news/kapalny-vzduch-jako-prostredok-pro-skladovani-energi-z-obnovitelnych-zdroju/>. *Třetí ruka* [online]. 2013 [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://www.tretiruka.cz/news/kapalny-vzduch-jako-prostredok-pro-skladovani-energi-z-obnovitelnych-zdroju/>
- [21] SustainX builds 1.5 MW isotherm compressed air energy storage system. *PHYS* [online]. b.r. [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://phys.org/news/2013-09-sustainx-mw-isotherm-compressed-air.html>
- [22] VRÁNA, Jiří a Jan DUNDÁLEK. Kam s elektřinou? Řešením mohou být vanadové průtočné baterie. In: *Vysoká škola chemicko - technologická v Praze* [online]. Praha, b.r. [cit. 2019-10-27]. Dostupné z: <https://www.vscht.cz/popularizace/doktorandi-pisou/kam-s-elektrinou>
- [23] Průtoková baterie. *OEnergetice* [online]. b.r. [cit. 2019-10-27]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/elektrina/prutokova-baterie>
- [24] SERVICE, Robert. New generation of 'flow batteries' could eventually sustain a grid powered by the sun and wind. *Science* [online]. 2018 [cit. 2019-10-27]. DOI: 10.1126. ISSN 1095-9203. Dostupné z: <https://www.sciencemag.org/news/2018/10/new-generation-flow-batteries-could-eventually-sustain-grid-powered-sun-and-wind>
- [25] Využití vodíku: Palivové články. *Hytep: Česká vodíková technologická platforma* [online]. 2007 [cit. 2019-10-26]. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/cs/vodik/informace-o-vodiku/vyuziti-vodiku/588-palivove-clanky>
- [26] Fuel cells. *Hydrogen Europe* [online]. b.r. [cit. 2019-11-15]. Dostupné z: <https://hydrogeneurope.eu/fuel-cells>

- [27] APPLEBY, A. a F. FOULKES. *Fuel cell handbook*. New York: Van Nostrand Reinhold, 1989. ISBN 04-423-1926-6.
- [28] ANDÚJAR, J.M. a F. SEGURA. Fuel cells: History and updating. A walk along two centuries. *Revenable and sustainable energy reviews*. Elsevier, 2009, s. 2309-2322.
- [29] Co je to palivový článek. *Třípól* [online]. b.r. [cit. 2019-10-27]. Dostupné z: <https://www.3pol.cz/cz/rubriky/obnovitelne-zdroje/1084-co-je-to-palivovy-clanek>
- [30] Carnot batteries. *Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt: German Aerospace Center* [online]. b.r. [cit. 2019-10-28]. Dostupné z: <https://event.dlr.de/en/hmi2018/carnot-batterien/>
- [31] GEYER, Michael. *Webinar on Carnot Batteries: From CoalAge to StorAge*. Madrid: Ata insights, 2019.
- [32] STEINMANN, W.D. The CHEST (Compressed Heat Energy STORAGE) concept for facility scale thermo mechanical energy storage. *Energy*. 2014, s. 543-552. ISBN 0360-5442.
- [33] STEINMANN, Wolf-Dieter, Dan BAUER, Henning JOCKENHÖFER a Maike JOHNSON. Pumped thermal energy storage (PTES) as smart sector-couplingtechnology for heat and electricity. *Energy*. Elsevier, 2014, s. 185-190. ISBN 0360-5442.
- [34] DUMONT, Olivier, Rémi DICKES, Mitchel ISHMAEL a Vincent LEMORT. Mapping of Performance of Pumped Thermal Energy Storage (Carnot battery) Using Waste Heat Recovery. In: *5th International Seminar on ORC Power Systems*. Athens, Greece, 2019. ISBN 978-90-9032038-0.
- [35] FRATE, Guido, Marco ANTONELLI a Umberto DESIDERI. A novel Pumped Thermal Electricity Storage (PTES) system with thermalintegration. *Applied Thermal Engineering*. Elsevier, 2017, s. 1051-1058. ISBN 1359-4311.
- [36] TANAKA, Katsuyuki, Junichi ISHIKAWA a Konstantinos KONTOMARIS. Thermodynamic properties of HFO-1336mzz(E)(trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butene) atsaturation conditions. *International Journal of Refrigeration*. Elsevier, 2017, 83–287. ISBN 0140-7007.
- [37] FUKUDA, Sho, Chieko KONDOU, Nobuo TAKATA a Shigeru KOYAMA. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z)for high temperature heat pumps. *International Journal of Refrigeration*. Elsevier, 2014, s. 161-173. ISBN 0140-7007.
- [38] PILLAI, Aditya, Alihan KAYA, Michel DE PAEPE a Steven LECOMPTE. Performance Analysis of an Organic Rankine Cycle for Integration in a Carnot Battery. In: *5th International Seminar on ORC Power Systems*. Athens, Greece, 2019. ISBN 978-90-9032038-0.
- [39] NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU): o fluorovaných skleníkových plynech a o zrušení nařízení (ES). In: . 2014, č. 517/2014.
- [40] Chladiva a jejich rozdělení. *E-chladiva* [online]. Praha, 2019 [cit. 2019-11-17]. Dostupné z: <https://www.e-chladiva.cz/chladiva-rozdeleni-p112.htm>

- [41] Solstice® - chladiva budoucnosti: Nová generace chladiv - nízké hodnoty GWP, energeticky výhodné. In: *Honeywell* [online]. b.r. [cit. 2019-10-28]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-solstice-prirucka-6271-.pdf>
- [42] KAMINSKÝ, Jaroslav. *Kompresory*. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [43] *Kompresory: Skriptum pro partnerské střední školy*. Ostrava, 2012. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [44] HANLON, Paul. *Compressor handbook*. New York: McGraw-Hill, 2001. ISBN 00-702-6005-2.
- [45] KAMINSKÝ, J. *Objemové kompresory*. Ostrava, 1997. ISBN 80-7078-407.
- [46] HANLON, Paul. *Compressor handbook*. New York: McGraw-Hill, 2001. ISBN 00-702-6005-2.
- [47] *Nuclear power training* [online]. Strategico, b.r. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: <http://nuclearpowertraining.tpub.com/h1013v1/>
- [48] KOVAČEVIĆ, Ahmed, N. STOSIC a I. SMITH. *Screw compressors: three dimensional computational fluid dynamics and solid fluid interaction*. New York: Springer, 2007. ISBN 35-403-6302-5.
- [49] Spirálové kompresory: Se sušičkou a filtry. *Vibro Stroje* [online]. Praha, b.r. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: <https://www.vibrostroje.cz/cs/nabidka/kompresory/spiralove-kompresory/47-spiralove-kompresory-se-susickou-a-filtry1>
- [50] KAKAÇ, S. *Boilers, evaporators, and condensers*. New York: Wiley, 1991. ISBN 978-0471621706.
- [51] *Výměníky tepla: pro hydraulické a pneumatické stroje*. První. České vysoké učení technické v Praze, 1983.
- [52] DUŠKA, ZMRHAL a KREPINDL. Regulace chladivových klimatizačních systémů. *Vytápění, větrání, instalace*. 22. Společnost pro techniku prostředí, 2013, **22**(1). ISSN 0044–1989.
- [53] Jak to funguje: Teorie chladících oběhů. *Kostečka* [online]. b.r. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: <http://tech.kostecka.eu/jak-to-funguje/>
- [54] Expanzní ventily. *JDK: Výrobce chladicí techniky* [online]. JDK [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: <https://www.jdk.cz/cs/produkty/expanzni-ventily>
- [55] NESBITT, Brian. *Handbook of pumps and pumping*. Burlington, MA, 2006. ISBN 978-1-85617-476-3.
- [56] MELICHAR, Jan. *Úvod do čerpací techniky*. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05056-9.
- [57] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.

- [58] HE, Wei a Jihong WANG. Optimal selection of air expansion machine in Compressed Air Energy Storage: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. Elsevier, 2018, s. 77-95 [cit. 2019-11-03]. ISBN 1364-0321.
- [59] EMHARDT, Simon, Guohong TIAN a John CHEW. A review of scroll expander geometries and their performance. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2018, s. 1020-1034 [cit. 2019-11-03]. ISBN 1359-4311.
- [60] QUOILIN, Sylvain, Sébastien DECLAYE a Martijn VAN DEN BROEK. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. Elsevier, 2013, s. 168-186 [cit. 2019-11-19]. ISBN 1364-0321.
- [61] QUOILIN, Sylvain, Sébastien DECLAYE a Vincent LEMORT. *Expansion Machine and fluid selection for the Organic Rankine Cycle*. Turkey, 2010.
- [62] Český hydrometeorologický ústav [online]. Praha, b.r. [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/>
- [63] 1.4404 - X 2 CrNiMo 17 12 2. *PX Group* [online]. b.r. [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: <https://www.pxgroup.com/sites/default/files/316L1.4404.pdf>
- [64] NEREZOVÁ OCEL 1.4404: CHROM NIKLOVÁ austenitická nestabilizovaná molybdenová nízkouhlíkatá. *INOX* [online]. b.r. [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: <http://www.inoxspol.cz/nerezova-ocel-14404.html>
- [65] Mechanické vlastnosti ocelí. *T-prom* [online]. b.r. [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [66] DIN 20Mn5 / W-Nr 1.1133. *Haihong* [online]. b.r. [cit. 2019-12-08]. Dostupné z: http://www.ccsteels.com/Structural_steel/719.html
- [67] BERGMAN, T. L., A. S. LAVINE, F. P. INCROPERA a D. P. DEWITT. *Introduction to heat transfer*. 6th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2011. ISBN 978-0470-50196-2.
- [68] DVOŘÁK, Zdeněk. *Výměníky tepla*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1983.
- [69] JOCKENHÖFER, Henning a Wolf-Dieter STEINMANN. Detailed numerical investigation of a pumped thermal energy storage with low temperature heat integration. *Energy*. Elsevier, 2014, s. 665-676. ISBN 0360-5442.
- [70] Výměníky tepla. *Katedra technických zařízení budov K11125* [online]. Praha, b.r. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [71] Výměníky tepla. *Fakulta životního prostředí* [online]. Ústí nad Labem, b.r. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: http://fzp.ujep.cz/ktv/uc_texty/pt3/10%20VymenikyTepla.pdf
- [72] FENG, , Jian LI, Feilong LIU a Weifeng WU. Experimental studies of the tooth wear resistance with different profiles in single screw compressor. *Tribology International* [online]. Elsevier, 2013, s. 210-2015 [cit. 2019-11-03]. ISBN 0301-679X.

[73] *Atlas Copco* [online]. United Kingdom, b.r. [cit. 2019-11-03]. Dostupné z:
<https://www.atlascopco.com/en-uk>