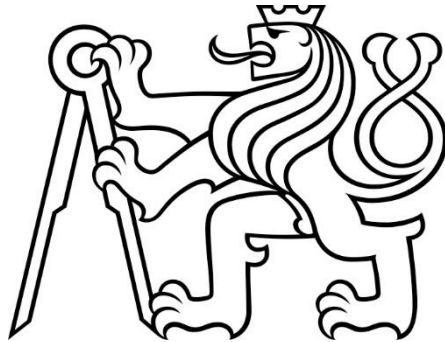


**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2021

**VÍT
BAŠTA**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bašta** Jméno: **Vít** Osobní číslo: **484052**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Vysokoteplotní skladování tepla pro Carnotovy baterie – perspektiva systémů se štěrkovými loži

Název bakalářské práce anglicky:

High temperature thermal storage for Carnot Batteries – prospects of systems with packed bed storage

Pokyny pro vypracování:

Carnotovy baterie neboli technologie „power to heat to power“ jsou aktuálně rozvíjeným konceptem levného dlouhodobého ukládání elektřiny. Řada z uvažovaných technologií potřebuje ukládání tepla na vysokých teplotách, řádově kolem 400-700°C. Ukládání této vysoko-potenciální tepelné energie do štěrkových loží je díky nízké ceně materiálu často považováno kapitálově efektivní a díky celkové koncepci za technicky perspektivní řešení.

Tato práce bude obsahovat:

- Rešerši konceptů tepelných uložišť se štěrkovými loži – beztlakových i tlakových, aktuální stav vývoje a aplikace ve světě, uvedení možností a limitací
- Shrnutí požadavků na vhodné materiály, rešerši vlastností uvažovaných materiálů a metodiku výběru vhodného pro dané podmínky
- Termodynamický výpočet pro zvolené konfigurace „pumped thermal energy storage“ systému uvažující s využitím reverzního Braytonova oběhu se vzduchem a uložením tepla v ložích. Jeden ze systémů bude uvažovat tzv. inverted Brayton cycle
- Návrh systému z hlediska rozměrů a pevnosti zásobníků tepla a základního prostorového uspořádání pro zvolené parametry, řádově 10 kWe proof of concept systém nebo 200 kWe demonstrační či pilotní systém
- Shrnutí výsledků a závěrečná doporučení

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Václav Novotný, ústav energetiky FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **22.04.2021** Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2022**

Ing. Václav Novotný
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Vysokoteplotní skladování tepla pro Carnotovy baterie – perspektiva systémů se štěrkovými loži“ vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a pramenů.

V Praze, dne

.....

Vít Bašta

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Václavu Novotnému za cenné rady, připomínky a čas věnovaný mé práci. Rovněž bych chtěl poděkovat i svému kolegovi Bc. Miroslavu Rathanovi za velice přínosné konzultace týkající se tématu mé bakalářské práce. Mé veliké díky patří mé rodině a přítelkyni, kteří mi byli oporou nejenom při zpracovávání bakalářské práce, ale po celou dobu studia.

Anotační list

Jméno autora:	Vít Bašta
Název BP:	Vysokoteplotní skladování tepla pro Carnotovy baterie – perspektiva systémů se šterkovými loži
Anglický název:	High temperature thermal energy storage for Carnot batteries – perspectivity of systems with packed beds
Akademický rok:	2020/2021
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí BP:	Ing. Václav Novotný
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	Počet stran: 80 Počet obrázků: 46 Počet tabulek: 12 Počet příloh: 1
Klíčová slova:	akumulace elektřiny, Carnotovy baterie, skladování tepla, přebytky elektřiny
Keywords:	electricity storage, renewable sources, storage demand, electricity surplus
Anotace:	Práce se zabývá možnostmi skladování elektřiny, konkrétněji technologiemi skladování elektřiny ve formě tepla tzv. Carnotovými bateriemi. První část práce uvádí problematiku Carnotových baterií. Další část se věnuje popisu konceptů teplných zásobníků, a to převážně se šterkovými loži. Navazující dvě kapitoly se zabývají studiem požadovaných vlastností skladovacího materiálu a výběrem ideální horniny pro použití ve šterkových ložích. Následně jsou v práci uvedeny termodynamické modely pro čtyři různé konfigurace Carnotových baterií

s reverzním oběhem plynové turbíny. Poslední část práce spočívá v návrhu zásobníků tepla se šterkovými loži z pohledu termohydraulických a pevnostních výpočtů.

Abstract:

This Thesis is focusing on the possibilities of electricity storage, especially on the technologies storing electricity in form of heat, so called Carnot batteries. The first part is an introduction into thermal electricity storage. Next two chapters are studying rocks' properties to determine the best suitable rock type for thermal storage. Followingly, four thermodynamical models of Carnot batteries with Brayton cycles are presented. Lastly, the design of packed beds is developed.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	11
1 Úvod o Carnotových Bateriích.....	13
2 Skladování tepla ve štěrkových ložích	17
2.1 Rozvíjené koncepty:	17
2.1.1 Koncept CellFlux.....	17
2.1.2 Packed bed system with piping:	19
2.1.3 Single-tank Thermocline storage systems:	20
2.1.4 Crushed rock trench heat storage.....	22
3 Materiály pro skladování.....	23
3.1 Vlastnosti vybraných hornin:	23
3.1.1 Hustota, pórovitost, teplotní roztažnost tvrdost a pevnost.....	23
3.1.2 Odolnost proti cyklickému tepelnému namáhání (Thermal cycling resistance): ...	25
3.1.3 Tepelná kapacita (Thermal capacity)	26
3.1.4 Tepelná konduktivita (Thermal conductivity).....	27
3.2 Porovnání s jinými než přírodními materiály:.....	29
4 Výběr horniny s nejlepšími užitnými vlastnostmi metodou vícekriteriálních rozhodování ...	30
4.1 Metodika výběru ideální horniny:	30
4.2 Vyhodnocení metody vícekriteriálního rozhodování	32
5 Termodynamické návrhy systémů PTES se štěrkovými loži	36
5.1 Rešerše systémů PTES s reverzním Braytonovým oběhem.....	36
5.2 Termodynamický výpočet zvolených konfigurací systému PTES.....	45
5.2.1 Popis numerických modelů CB:	47
5.2.2 Vyhodnocení důležitých parametrů koncepcí	51
5.2.3 Výsledky jednotlivých modelů:.....	53
5.2.4 Analýza optimálních pracovních podmínek PTES s RIBC.....	62
6 Návrh systému z hlediska zásobníků tepla.....	64

6.1	Termo-hydraulický návrh	64
6.2	Pevnostní návrh.....	71
6.3	Základní prostorové uspořádání systému.....	72
7	Shrnutí výsledků a závěrečná doporučení:.....	74
8	Zdroje.....	77
9	Přílohy.....	1

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratky:

CB	Carnotovy baterie
TČ	Tepelné čerpadlo
PTES	Pumped thermal electricity storage
CSP	Concentrated solar power – koncentrační solárně termální elektrárny
CAES	Compressed air energy storage – skladování elektřiny ve stlačeném vzduchu
PCM	Phase change materials – materiály procházející fázovou změnou
HTF	Heat transfer fluid – teplosměnné médium
TES	Thermal energy storage – skladování tepla
ORC	Organický Rankinův cyklus
HS	Hot storage – teplý zásobník
CS	Cold storage – studený zásobník
HX1	Heat exchanger 1 – tepelný výměník 1
HX2	Heat exchanger 2 – tepelný výměník 2
REG	Regenerátor
BC	Braytonův cyklus
IBC	Inverzní Braytonův cyklus
RBC	Regenerovaný Braytonův cyklus
RIBC	Regenerovaný inverzní Braytonův cyklus

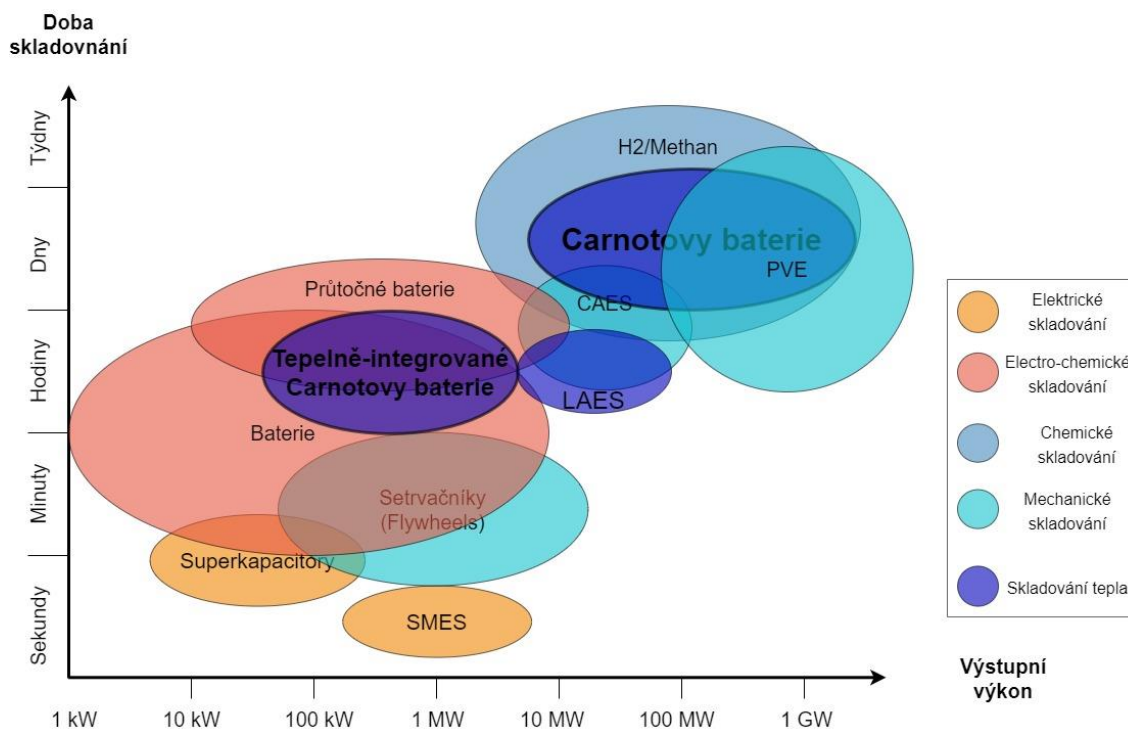
Symbols:

ρ	Hustota
ρ_E	Energy density – energetická hustota
ρ_P	Power density – výkonová hustota
ρ_S	Hustota skladovacího materiálu
c_S	Měrná tepelná kapacita skladovacího materiálu
C_S	Objemová tepelná kapacita skladovacího materiálu
c_{pg}	Měrná tepelná kapacita pracovního plynného média při konstantním tlaku
τ	Teplotní poměr kompresoru či turbíny
γ	Poissonova konstanta plynu
R	Kompresní poměr kompresoru či turbíny
X	Roundtrip efficiency – elektrická vratná účinnost
X_{el}	Elektrická roundtrip efficiency
w_o	Práce oběhu
q_{in}	Přivedené teplo
q_{out}	Odvedené teplo
η_{comp}	Izoentropická účinnost kompresoru
η_{exp}	Izoentropická účinnost expandéru
E	Množství naakumulovaného tepla v zásobníku
V	Objem zásobníku
Φ	Poměr délky ku průměru zásobníku

1 Úvod o Carnotových Bateriích

Autor bakalářské práce, spolu se svými kolegy, poprvé shrnul obecné informace k problematice skladování elektřiny a dále uvedl téma skladování elektřiny ve formě tepla tzv. Carnotovy baterie v článku [1], jehož část bude použita v úvodu bakalářské práce. Od konce minulého století jsou v hojné míře budovány nové obnovitelné zdroje elektřiny (OZE), a to zejména solární a větrné. Tyto zdroje jsou intermitentní, čili jejich produkce je těžko ovlivnitelná, předpověditelná a volatilní časově i prostorově. Jinými slovy dodávka elektřiny z těchto zdrojů kolísá, což je problematické pro elektrickou síť, která musí pokrýt potřeby odběratelů elektřiny, které se s výrobou z obnovitelných zdrojů často časově míjí. Řešením je skladování elektřiny. Čili přebytky elektřiny uchovat a v době nedostatku naopak dodávat do sítě potřebné množství. Ideální skladovací jednotky pro tento účel by měly být schopny akumulovat elektřinu po co nejdéle dobu, v největším možném množství a co nejlevněji, prakticky však řádově v jednotkách dní až měsíců a v rozsahu desítek MW až jednotek GW. V současné době jsou pro skladování elektřiny ve světě nejrozšířenější přečerpávací vodní elektrárny (PVE). Ty dokážou akumulovat až jednotky GW po dobu několika dní i více, ale trpí značným omezením jejich geografické polohy a dopadem na ráz krajiny. [2], [3]

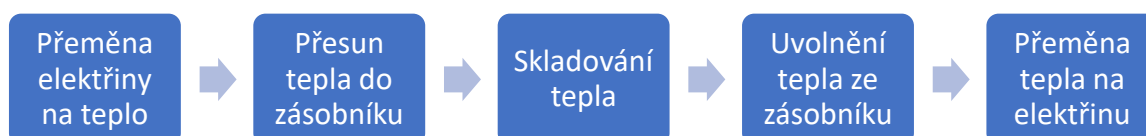
Dalšími využívanými technologiemi jsou elektrochemické baterie (klasické a průtokové), fungující na principu galvanického článku. Ty dosahují ale relativně menších výkonů a převážně malé kapacity. Aktuálně největší aplikace na světě dosahují sice výkonů až kolem menších stovek MW, ale kapacita dostačuje typicky na jednotky hodin. [4] Potenciál pro větší aplikace mají systémy jako gravitační skladování, skladování stlačeného vzduchu (CAES) [5] nebo zkapalněného vzduchu (LAES) [6], konverze pomocí vodíku či jiných syntetických paliv [7]. Tyto technologie jsou vesměs sofistikované a vyžadují samostatný intenzivní výzkum a vývoj. Další alternativou jsou právě Carnotovy baterie. Oblast využití jednotlivých technologií je vidět z diagramu na obr. 1.



Obrázek: 1 Diagram technologií skladování elektřiny

Pojem Carnotovy baterie (CB) označuje technologie skladování elektřiny do tepla a zpětné konverze na elektřinu. Jejich historie se začala psát již roku 1924, kdy si nechal německý inženýr Fritz Marguerre patentovat své technické řešení. [8] Po zbytek dvacátého století však bylo vytvořeno pouze několik dalších patentů, které nenalezly praktického využití.

Fungování baterií je založeno na třech základních dějích nabíjení, akumulace a vybíjení, ani u Carnotových baterií tomu není jinak. Schématický obrázek 2 naznačuje posloupnost těchto dějů v případě Carnotových baterií. Nejdříve je nutné přebytečnou elektřinu přeměnit na teplo, toto teplo následně transformovat do uskladnitelné podoby, efektivně jej skladovat do doby, než bude potřeba, a v tom případě teplo ze zásobníku uvolnit a zpětně jej přeměnit v elektřinu. Účinnost bateriového systému definovaná jako poměr získané elektřiny ze systému k elektřině dodané při nabíjení se označuje jako *roundtrip efficiency*, neboli *elektrická vratná účinnost* celého reverzního procesu. Některé systémy dále využívají i produkované teplo (nebo chlad). V takovém případě *energetická účinnost* bude definována jako poměr veškeré využité energie (elektřiny, tepla či chladu) k přivedené elektřině.

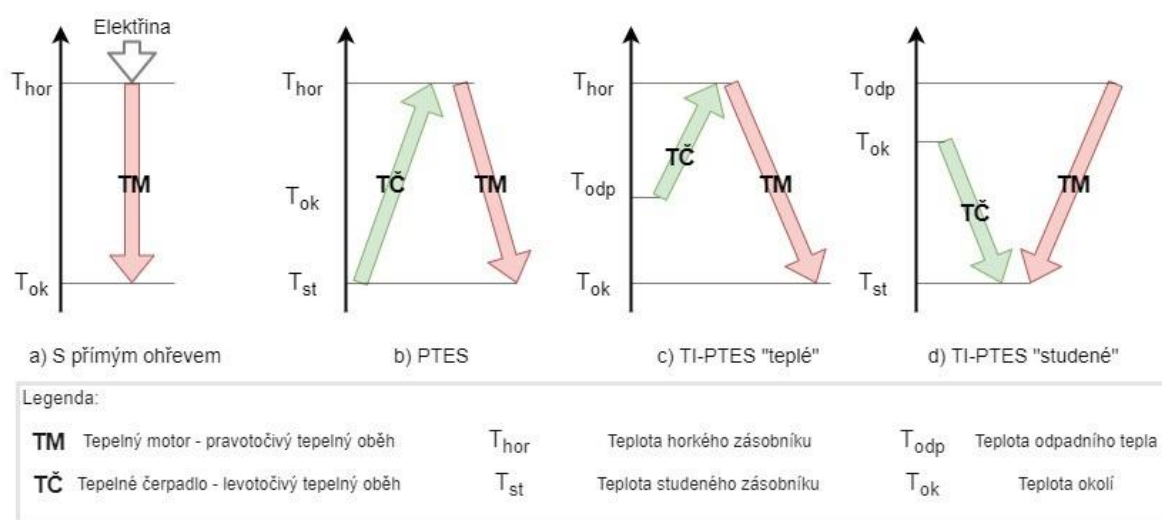


Obrázek: 2 Princip fungování Carnotových baterií

Obecně lze koncepce Carnotových baterií rozčlenit podle povahy jednotlivých akumulačních fází, jak je uvedeno níže:

Podle typu přeměny elektřiny na teplo (P2H):

Zde rozdělujeme systémy s přímým ohřevem (odporovým či indukčním) viz obr. 3 a) a systémy s levotočivými tepelnými oběhy, principiálně tepelnými čerpadly (TČ), viz obr. 3 v bodech b) až d). Takové systémy pak jsou nazývány Pumped Thermal Electricity Storage (PTES). Systémy s tepelnými čerpadly se dále dělí na samostatné PHTS bez další tepelné integrace bod b), pracující pouze s vnější elektřinou a na tzv. tepelně integrované TI-PHTS, využívající odpadního tepla většinou z průmyslových provozů. Podle způsobu využití odpadního tepla jsou rozděleny na teplé a studené PTES. Teplé PTES odpadní teplo přečerpávají na vyšší teplotní úroveň, viz bod c). Studené skladují chlad vytvořený chladícím oběhem, který zvyšuje teplotní rozdíl, a tím i účinnost, pro oběh produkující elektřinu, viz bod d).



Obrázek: 3 Rozdělení principiálních koncepcí

Podle typu skladování tepla

Systémy CB lze rozdělit na základě způsobu akumulace tepla do skladovacího materiálu na akumulaci citelného tepla či latentního tepla, případně využívající tepla chemických vazeb (thermochemické) či fyzikálních vazeb (sorpce), které ovšem nejsou příliš časté. Specifické jsou metody využívající fyzikální adsorpce a absorpce, ty jsou však spíše teoretické než reálně použitelné vzhledem ke stádiu jejich výzkumu a vývoje.

Systémy uchovávající citelné teplo v materiálech v pevném skupenství jsou šterková, keramická (struska) lože nebo ve formě monolitů z betonu či oceli. Další možností je skladování v kapalinách, to jak organických (oleje, nemrznoucí kapaliny) nebo anorganických (soli, kovy,

voda). V současnosti se u koncentračních solárně-termálních elektráren (Concentrated solar power, CSP) běžně využívá roztavených solí. [9] Některé koncepty pak počítají s využitím sypkých materiálů jako písek, se specifickými systémy dopravy a předávání tepla. [10]

Latentní teplo se dá skladovat s vysokou energetickou hustotou pomocí tzv. PCM (phase change materials), neboli materiálů, u kterých za dané teploty dochází k fázové změně, nejčastěji mezi pevným a kapalným skupenstvím. [11] Možnou variantou PCM technologie je i skladování zkapalněného plynu při nízkých teplotách. [12] Uvažovaný je také koncept pevných látek procházejících změnou krystalické mřížky, např. eutektické roztoky dusičnanů. Skladovat je možné i materiály, které produkují teplo při vratných chemických reakcích. Příkladem je endotermická reakce, při které zahříváme hydroxid sodný Ca(OH)_2 na teplotu $520\text{ }^\circ\text{C}$ a tím dosáhneme rovnováhy s parciálním tlakem vody 101 hPa, přičemž dochází k rozkladu na oxid vápenatý CaO a vodu. K endotermické reakci je inverzní exotermická reakce známá jako hašení vápna. Uvažované jsou rovněž chemické reakce solí (SaltX) a metalických oxidů. [13]

Podle typu přeměny tepla na elektřinu (H2P):

Technologie vhodná pro transformaci tepla zpět na elektřinu se odvíjí od velikosti skladovacího zařízení a na parametrech konkrétního pracovního média. Uvažovány jsou klasické tepelné cykly Rankinův (parní, CO_2 , popř. pro nízké teploty ORC s organickou pracovní látkou) a Braytonův pro plynové oběhy. Perspektivní jsou za určitých podmínek i méně známé oběhy jako Kalina, Stirling či kombinace Braytonova cyklu s Rankinovým (paroplyn). V teoretické rovině se nabízejí také alternativy k tepelným oběhům, jako přímá konverze tepelného záření na elektřinu za pomoci termofotovoltaického, termionického nebo termoelektrického děje. Takové možnosti jsou zatím stále doménou raného výzkumu. Nicméně mají potenciál využívat teplo na výrazně vyšších teplotních hladinách, přesahujících $1000\text{ }^\circ\text{C}$, a to díky přímé konverzi tepelného záření na elektřinu. Takové teploty jsou pro tepelné oběhy založené na složeném sdílení tepla, nemyslitelné z materiálového hlediska.

Bakalářská práce se dále zabývá několika hlavními aspekty skladování tepla ve šterkových ložích s horninovým skladovacím materiálem. Nejdříve jsou popsány koncepty systémů skladovacích zásobníků, načež navazují kapitoly zaměřující se na studium vhodného materiálu horninového původu a výběr vhodné horniny metodou vícekriteriální analýzy. V další části jsou prezentovány termodynamické výpočty CB s různými variantami plynových Braytonových oběhů. Následující kapitola se zabývá návrhem tepelných zásobníků, a to jak z pohledu termo-hydraulického, tak i pevnostního výpočtu. V závěru jsou shrnuty dosažené výsledky a uvedeny doporučení pro další výzkum a vývoj.

2 Skladování tepla ve šterkových ložích

Problematika skladování tepla ve šterkových ložích je v současnosti spojena nejen s Carnotovými bateriemi, ale rovněž s akumulací tepla v CSP, jaderných elektrárnách poslední generace, či v systémech CAES. Historicky se technologie CSP a CAES tímto konceptem detailněji začali zabývat první. [14] Principiálně se jedná o co nejdokonaleji izolovaný zásobník naplněný skladovacím materiálem, kterému je cyklicky odebíráno, respektive dodáváno teplo. Skladovacími materiály jsou nejčastěji uvažovány šterky, písky, keramické či betonové částice. Těmto vysokoteplotní pevným materiálům je dodáváno, resp. odebíráno většinou citelné teplo za pomoci teplosměnného média (Heat Transfer Fluid). HTF může být kapalné (voda, termo oleje) nebo plynné (vzduch, nadkritický CO₂, argon). Typicky jsou volena média voda/vzduch podobně jako skladovací materiály pro svou dostupnost a netoxicitu. Maximální provozní teplota systému je omezena teplotní stabilitou skladovaného materiálu, u zmíněných přírodních materiálů až stovky °C. [14]

Obecně je koncepce *Packed bed*, neboli šterková lože, výhodná z pohledu dostupnosti skladovacích materiálů a HTF, jejichž cena je relativně nízká. Jejich výraznou výhodou je relativně neomezená škálovatelnost co do kapacity i výkonů. Další nevýhodou je však výrazná změna teploty výstupního pracovního média v průběhu vybíjení, tedy nedosahování konstantních parametrů teplosměnného, respektive pracovního média. Změna výstupní teploty při vybíjení, v případě nedostatečné stratifikace teploty v zásobníku, může mít negativní dopad na účinnost tepelného oběhu. Rovněž tepelná kapacita přírodních vysokoteplotních pevných materiálů je nižší než např. roztavených solí. Konkrétně tepelná kapacita magmatických a metamorfovaných hornin se pohybuje v intervalu 0,6–1,45 kJkg⁻¹K⁻¹, naproti tomu měrná tepelná kapacita roztavených solí, v závislosti na jejich složení, se pohybuje v rozmezí 1,5-1,8 kJkg⁻¹K⁻¹.

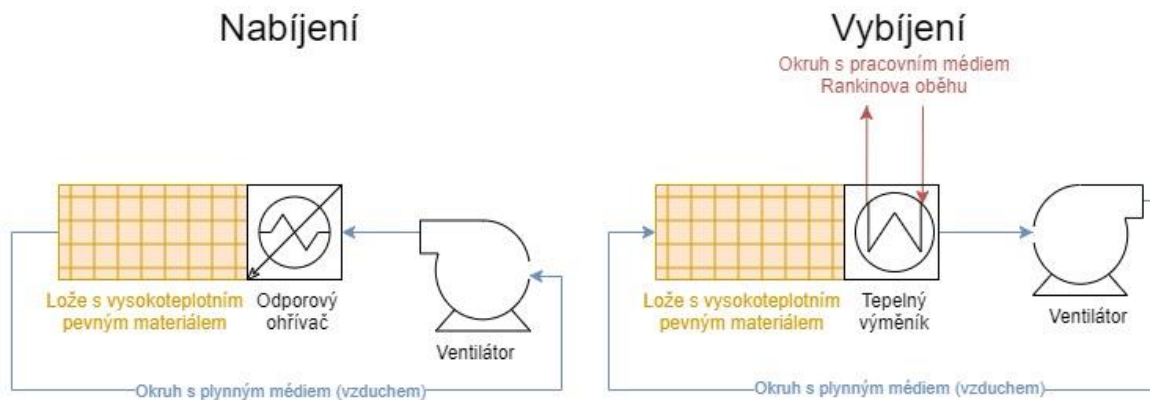
2.1 Rozvíjené koncepty:

Možných Systémů *Packed bed* je více variant, které se od sebe odlišují využitým skladovacím materiálem, teplosměnným médiem, způsobem přenosu tepla z HTF na skladovaný materiál a naopak. Proto jsou níže uvedeny rozvíjené varianty systémů *packed bed*, které jsou v současnosti využívány nebo se nacházejí v pokročilých fázích výzkumu a vývoje.

2.1.1 Koncept CellFlux

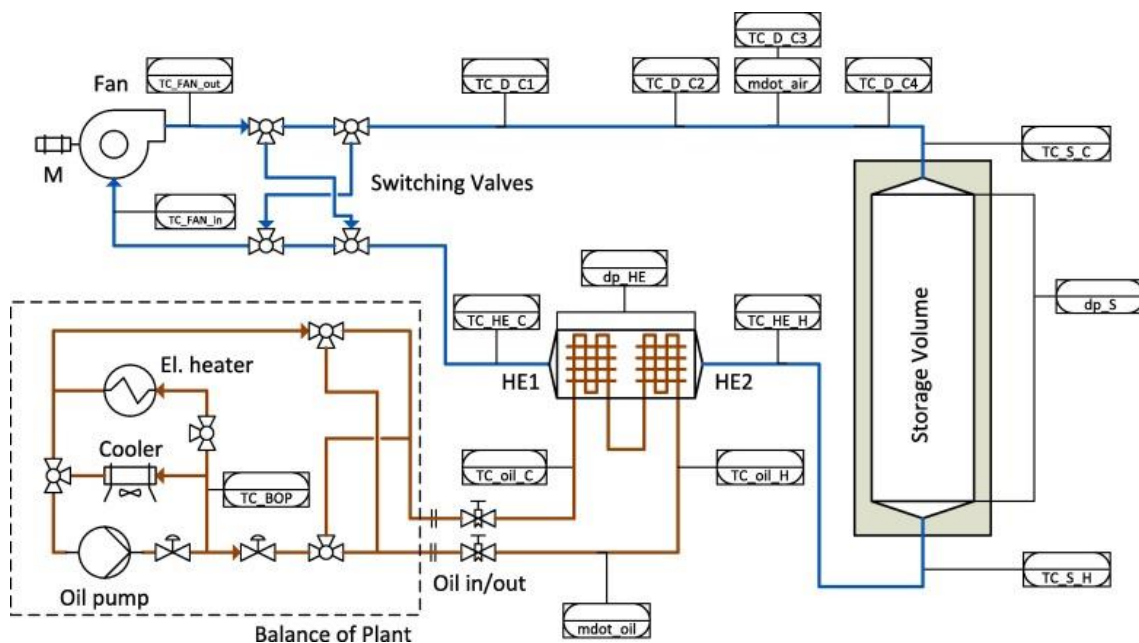
Základní princip koncepce CellFlux je znázorněn na Obrázku 4. Během nabíjení je plynné HTF (vzduch) proháněn skrze elektrických odporových ohříváků, kde je mu nejdříve dodáno teplo a následně prochází šterkovým ložem, jemuž teplo předává. Systém tvoří uzavřenou smyčku, čili tento proces se cyklicky opakuje po celou dobu nabíjení. Naakumulované teplo je v zásobníku

skladováno s minimálními ztrátami, způsobenými prostupem tepla do okolí. V průběhu vybíjení je směr proudění HTF obrácen a teplo z lože je převzato vzduchem, který toto teplo následně předá pracovnímu médiu tepelného oběhu.



Obrázek: 4 CellFlux koncept pro CSP (upraveno z [15])

Na Obrázku 5 je vidět detailnější schéma prototypu konceptu CellFlux o velikosti zásobníku ISO kontejneru, s nepřímým ohřevem HTF za pomoci přídavného okruhu s termo olejem.



Obrázek: 5 Testovací zařízení konceptu CellFlux (převzato z [15])

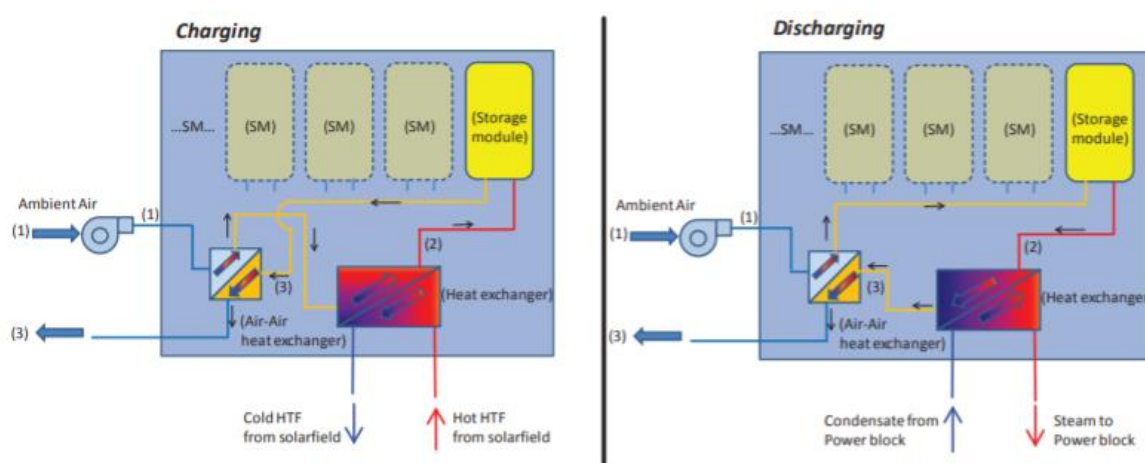
Doprava média může být v těchto zařízeních realizována ventilátory, či kompresory. Hlavní požadavky na kompresor nebo ventilátor jsou, aby tlakový rozdíl zprostředkovaný tímto zařízením pokryl tlakové ztráty v celé smyčce. Tlakové ztráty musí být pokryty, aby byla zajištěna kontinuální cirkulace primárního THF a dostatečný objemový průtok zásobníkem, a to při vysokých teplotách řádově stovek stupňů Celsia. Ventilátory zajišťují větší objemové toky, ale menší kompresní poměr.

Naproti tomu kompresory zprostředkují menší objemové toky, ale větší kompresní poměry. Obecnými požadavky na dopravní zařízení je jeho kompaktnost a nízká cena. S volbou dopravního zařízení (ventilátoru/kompresoru) úzce souvisí i optimalizace geometrie zásobníku a tvaru částic skladovaného pevného materiálu ve smyslu tlakových ztrát.

Tento koncept rozvíjí např. německá společnost Siemens. Přesněji její divize zaměřující se na energetiku, převážně OZE (větrné elektrárny), Siemens Gamesa. Gamesa je jedna z mála společností, snažících se o uvedení svého zařízení CB na trh ve fázi, kdy má již za sebou pilotní projekt a připravuje první komerční instalace. První bylo v roce 2014 vybudováno zařízení s 40 tunami akumulárního materiálu, kapacitě 5 MWh a nabíjecím výkonu 0,7 MWe. Roku 2019 byl v Hamburku dokončen demonstrační projekt s 1000 tun šterku, při nabíjení dosahující teploty 750 °C, o skladovací kapacitě 130 MWh, výstupním výkonu 1,2 MWe a *roundtrip efficiency* přibližně 35 %.

2.1.2 Packed bed system with piping:

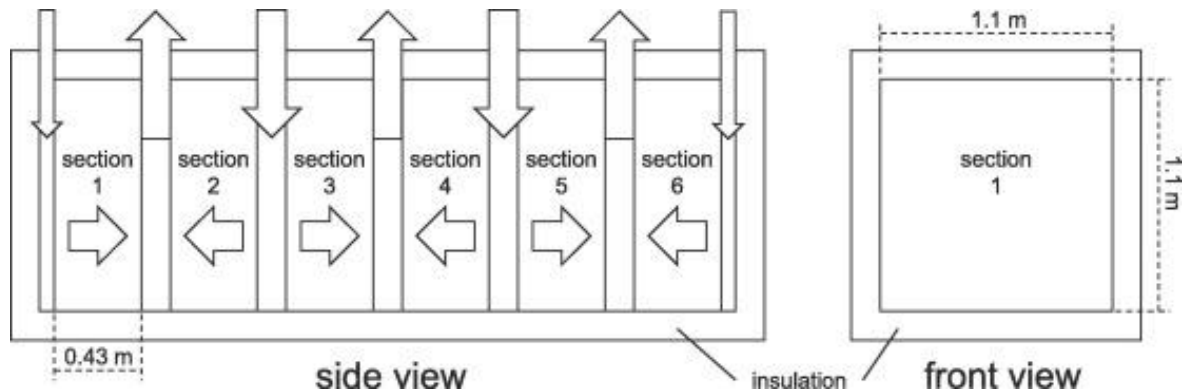
Tento způsob skladování tepla je založen na zásobníku s pevným skladovacím materiálem nižší frakce, typicky písku či kamenného prachu, v němž je umístěna soustava trubek. Trubkami prochází teplosměnné médium, které může být jak plynné, tak i kapalné. Principiálně tak systém funguje jako tepelný výměník, tedy v průběhu nabíjení nuceně proudí teplé HTF ložem, které teplo z HTF jímá. Naopak v průběhu vybíjení studené HTF je dopravováno skrz zásobník, kde je ohřáto a následně zužitkováno v tepelném oběhu. K dopravě HTF je využito kompresoru či čerpadla v závislosti na zvoleném teplosměnném médiu. Obrázek 6 schematicky naznačuje systém průběhu nabíjení a vybíjení pro využití odpadního tepla za pomoci pipings packed bed a ORC.



Obrázek: 6 Schéma nabíjení a vybíjení systému pipings packed bed (převzato z [16])

Na Obrázku 7 je schéma prototypového modulárního zásobníku společnosti enolcon GmbH složeného z šesti paralelně zapojených modulů, které mají rozměry přibližně 1,1 m x 1,1 m x 0,43

m (šířka, výška, délka). Celková délka potrubí o průměru 200 mm a tloušťce 3 mm v jednom modulu zásobníku je 5 m. Zásobník je izolovaný vrstvou izolace o tloušťce 200 mm. Maximální teplota dosažena při nabíjení je 600 °C a minimální při vybíjení je 20 °C, to při průtoku HTF 0,67 m³/s. Zásobník je schopen pojmu až 2,4 GJ tepla, a to s efektivitou skladování 86,1 %. [17]

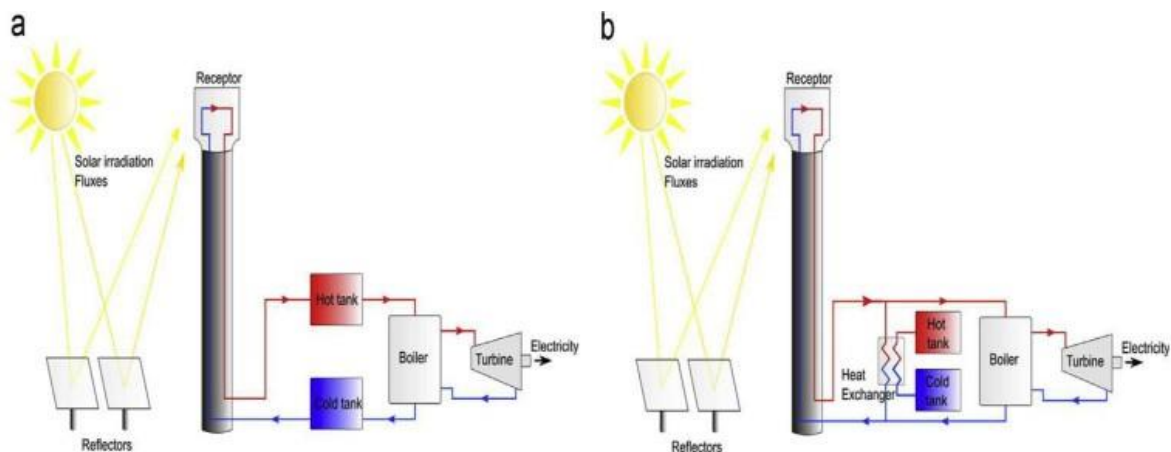


Obrázek: 7 Schéma skladovací jednotky během vybíjení (převzato z [17])

Koncept zásobníku se sypaným materiálem nízké frakce, kterým prochází soustava trubek, byl použit i v projekt Carnot batteries Univerzitého centra energeticky efektivních budov ČVUT. Výstupem projektu je prototyp se zásobníkem o průměru 1,5 m a výšce 2 m, kterým prochází spirálovitá soustava měděných trubiček a výměník typu trubka v trubce. Výměňková soustava je zasypána kamenným prachem horniny vulkanického původu. [18]

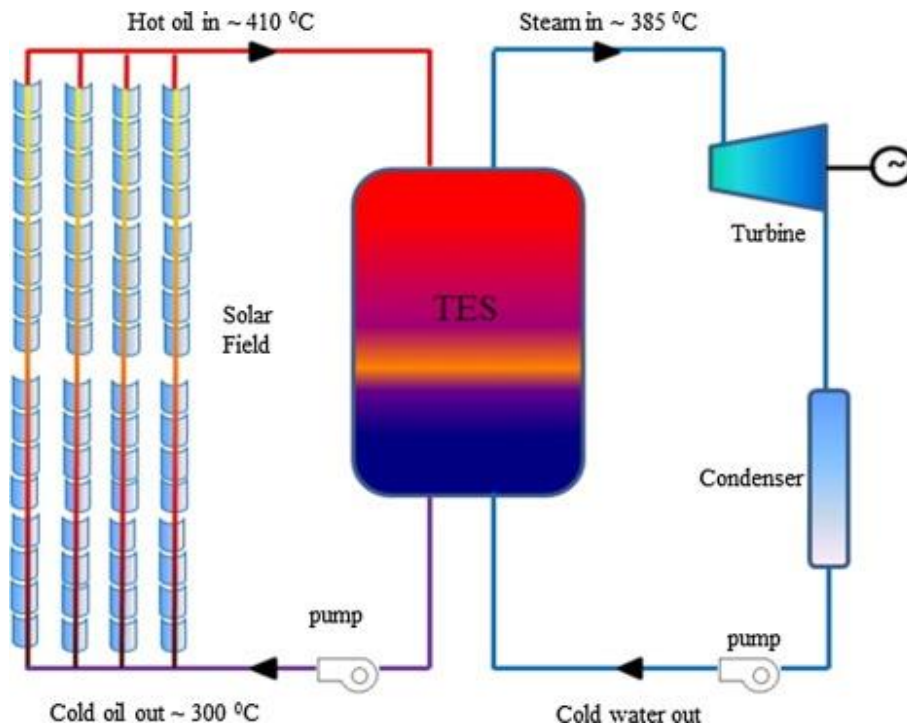
2.1.3 Single-tank Thermocline storage systems:

Tento systém je v rešerši uveden, ačkoliv se jedná o skladování tepla v roztavených solích, jelikož se sestává také pouze z jednoho zásobníku, jako například koncept CellFlux. Systém Single-tank Thermocline je rozvíjen ve spojení s integrací do CSP, a to z důvodu, že v současné době je teplo skladováno v tzv. two-tank storage. Zde je roztavená sůl skladována ve dvou zásobnících, jeden skladuje sůl o nejnižší teplotě (cold tank) a druhý naopak o nejvyšší (hot tank). V případě, kdy je potřeba tepla ze zásobníků, proudí roztavená sůl z teplého zásobníku přes tepelný výměník do studeného. Ve výměníku předává teplo pracovnímu médiu tepelného oběhu CSP. Tento systém je vidět na Obrázku 8, kde a) je přímá varianta (bez výměníku) a b) popsán nepřímý systém s tepelným výměníkem. [14]



Obrázek: 8 Two-tank storage TES: a) přímá a b) nepřímá konfigurace (převzato [14])

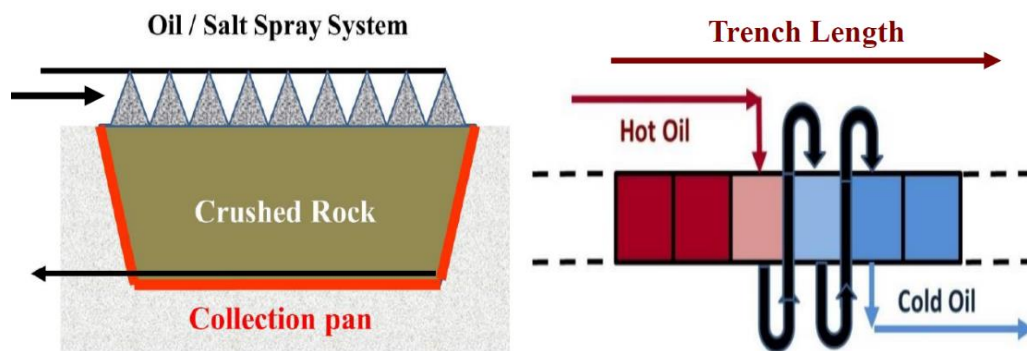
Tento systém je v současné době využíváný, nicméně je relativně dost nákladný. Proto je vyvíjen koncept Thermocline, který by měl nabízet nižší investiční náklady, jelikož se jedná pouze o jeden zásobník a v přímé konfiguraci neobsahuje ani tepelný výměník. Obrázek 9 znázorňuje systém CSP se skladováním tepla Thermocline. Pro CB by teoreticky bylo schéma stejné až na elektro ohřev místo parabolických zrcadel. Systém funguje na principu strmé teplotní stratifikace podél výšky zásobníku, jinými slovy teplota je rozvrstvena do několika úrovní po celé výšce zásobníku, v horní části je teplota nejvyšší a v dolní nejnižší. Zásobník je naplněn vysokoteplotním pevným skladovacím materiálem (např. štěrkem) a proudí jím teplosměnné médium (HTF). Stratifikace je způsobena změnou hustoty HTF (roztavené soli) v průběhu přestupu tepla ze soli na skladovací materiál. Makroskopickým projevem odebrání tepla z HTF je snížení teploty HTF, které vede ke zmíněnému zvýšení hustoty roztavené soli. Použití levného pevného skladovacího materiálu v zásobníku navíc snižuje potřebné množství roztavených solí, které jsou řádově dražší. [19]



Obrázek: 9 Schéma CSP s tepelným skladováním Thermochemical (převzato z [19])

2.1.4 Crushed rock trench heat storage

Crushed rock trench heat storage je projekt MIT v počáteční fázi vývoje, jež má za cíl vytvořit skladovací zařízení o kapacitě až 100 GWh. Projekt má jako hlavní cíl dosáhnout minimálních nákladů na skladování (2-4 \$/kWh), k tomu má dopomoci co nejjednodušší konstrukce a velké rozměry zásobníku. Zásobník by měl mít přibližně 60 m na šířku, více jak 20 m na délku a být až kilometr dlouhý. Na Obrázku 10 vlevo je vidět princip funkce systému. V horní části je přiváděno teplé HTF, které vlivem gravitace prochází skrz zásobník do jeho spodní části a tím skladovací pevný materiál, štěrk větší frakce, jímá teplo HTF. Ve spodu zásobníku se nachází sběrná část, kde se hromadí HTF po průchodu ložem. [20]



Obrázek: 10 Schéma Crushed Rock Trench Heat Storage: vlevo čelní řez (převzato z [21]); vpravo bokorys (převzato z [22])

Jak naznačuje Obrázek 10 v pravé části, celé skladovací zařízení se skládá z mnoha jednotlivých sekcí. Každou sekcí z vrchu projde teplosměnné médium, které je dole koncentrováno a znovu čerpáno do horní části následující sekce. Tím po délce skladovacího zařízení vzniká obdoba Thermocline, tedy rozvrstvení teplot, zde však v horizontální směru. [22] Tato technologie je však v raném stádiu vývoje, z toho důvodu nejsou detailnější informace veřejně k dispozici.

3 Materiály pro skladování

Tato práce se zaměřuje na šterková lože, která jsou tvořena částicemi hornin o vyšší frakci než písky. Příloha 1 ukazuje výčet hornin a jejich požadované vlastnosti, jež jsou spojovány se systémy TES. Je nutné poukázat, že převážná část těchto hornin je vulkanického původu, či jsou tzv. metamorfované z vulkanických hornin.[23] Níže jsou proto popsány požadované vlastnosti skladovacího materiálu a provedeno porovnání vlastností hornin s dalšími, jinými než přírodními, materiály.

3.1 Vlastnosti vybraných hornin:

Při výběru ideální horniny, jakožto skladovacího materiálu TES, je nutné zohlednit několik základních vlastností, jež by měl daný materiál splňovat. Těmito kritérii jsou termo-fyzikální vlastnosti: měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, odolnost proti tepelnému cyklickému namáhání a z řady mechanických a fyzikálních vlastností pak vysoká hustota, nízká pórovitost, dostatečná tvrdost a pevnost. Tyto vlastnosti skladovacího materiálu se pak projeví na velikosti zásobníků a podpůrných technologií (pro dopravu média, tepelných výměníků), maximální teplotě, efektivitě a v neposlední řadě životnosti zásobníku. [24]

Horniny jsou obecně rozděleny do tří základních skupin: magmatické, metamorfované a sedimentární. Magmatické jsou přímo vulkanického původu, tedy vznikly ztuhnutím magmatu (lávy). Metamorfované vznikly za působení vysokých teplot a tlaků z různých druhů hornin. Sedimentární horniny vznikaly usazováním částic nejen jiných hornin oddělených erozivními ději, ale i částí uhynulých živočichů a rostlin, na oceánském dně. [23] Vznik horniny velkou měrou ovlivňuje její fyzikální, mechanické a tepelné vlastnosti. Potřebné vlastnosti pro použití v TES jsou:

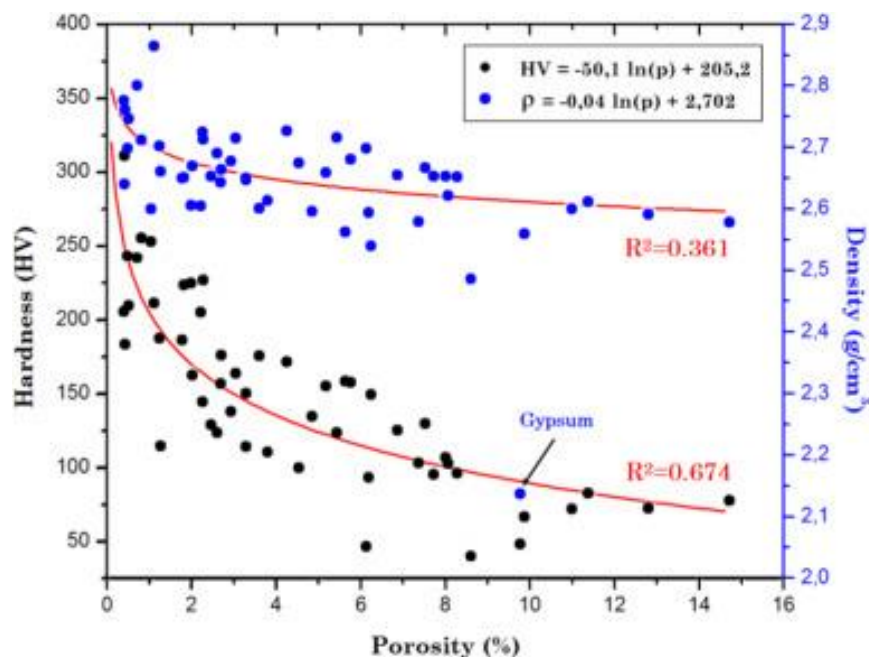
3.1.1 Hustota, pórovitost, teplotní roztažnost tvrdost a pevnost

Z konstrukčního hlediska je velice důležité znát pevnost v tlaku horniny, abychom mohli správně navrhnout maximální výšku zásobníku. Pokud by výška byla větší než maximální dovolená dle pevnosti v tlaku, mohlo by se stát, že by se hornina v dolní části zásobníku začala bortit pod tíhou horniny nad sebou. Rozdrcené částice horniny v dolní části zásobníku by zde znesnadňovaly proudění HFT, tím by docházelo k vyšším tlakovým ztrátám a funkčnost celého systému by byla

omezena. V literatuře zabývající se studiem vlastností hornin však lze najít vztah mezi pevností v tlaku a tvrdostí, podobně jako u měření vlastností ocelí Poldyho kladívkem. Čili není potřebné měřit pevnost v tlaku, lze ji určit z empirického korelačního vztahu mezi tvrdostí a pevností. Tvrdost horniny je důležitá vlastnost z pohledu abrazivního opotřebení, ke kterému by mohlo docházet unášením malých částic horniny teplosměnným médiem. Mechanismus abraze je sice relativně pomalý, ale ne naprosto zanedbatelný, v případě, že plánované životnosti zařízení jsou v řádu desítek let. Zjednodušeně řečeno, se podobně dá najít souvztažnost mezi hustotou a tepelnou kapacitou skladovacího materiálu. Vyšší hustota materiálu odpovídá i vyšší měrné tepelné kapacitě. [24]

Teplotní roztažnost je rovněž důležitým parametrem při dimenzování zásobníku. Teplotní roztažnost by mohla mít za následek výrazné přídavné napětí v nosné konstrukci zásobníku. Rovněž by také mohla zmenšovat kanály pro průchod HTF, což by vedlo k vyšším tlakovým ztrátám zásobníku. Obecně se dá říct, že ideální by byla co nejnižší hodnota tepelné roztažnosti. [25]

Z Obrázku 11 je patrné, že pórovitost významně ovlivňuje hustotu a tvrdost hornin. Přesněji obě veličiny klesají se zvyšující se pórovitostí. V odkazu těchto závislostí a popisu předešlých vlastností, lze tvrdit, že pórovitost do určité míry ovlivňuje převážnou většinu sledovaných vlastností hornin, například se dá najít souvztažnost mezi pórovitostí a tvrdostí, a následně mezi tvrdostí a pevností v tlaku.

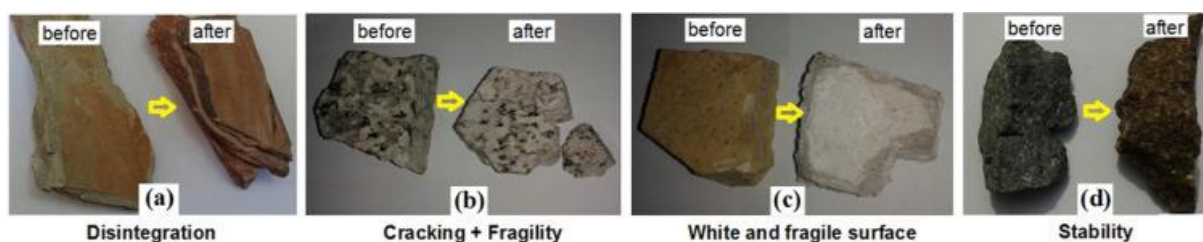


Obrázek: 11 Vztah mezi tvrdostí, hustotou a pórovitostí (převzato z [24])

3.1.2 Odolnost proti cyklickému tepelnému namáhání (Thermal cycling resistance):

Tato vlastnost je pro provoz a životnost loží pevnými materiály naprosto klíčová, předurčuje, zda je daná hornina vhodná či nikoliv. Testování hornin v práci [24] bylo prováděno cyklickým zahříváním na teplotu 650 °C a následným ochlazením na vzduchu (25 °C), v obou fázích za atmosférického tlaku. Zahřívání v peci trvalo přibližně 60 minut a následné ochlazení 40 minut. Zkušební vzorky byly úmyslně zahřívány na vyšší teplotu, než je uvažována v některých aplikacích, aby se snížil nutný počet cyklů. Všechny vzorky prošly 150 cykly, pokud na vzorcích v průběhu měření nedošlo k vážným negativním změnám sledovaných vlastností (rozpadu či vzniku bílého povlaku). Podobně i rychlost ohřevu a ochlazování byla během experimentů vyšší, než je uvažována v reálném provozu loží.

Na Obrázku 12 jsou vidět zmíněné jevy, jež se na testovaných vzorcích hornin objevily. Písmenem (a) je označen rozpad (svor), (b) vznik praskliny a odlamování (žula), (c) vznik bílého povrchu (mramor) a (d) stálost vlastností (gabro).



Obrázek: 12 Fenomény projevující se na vzorcích hornin při cyklickém tepelném zatěžování (převzato z [24])

Rozpad se projevil u některých vzorků svoru (metamorfovaná hornina), a to díky foliaci této horniny. Foliace je označení pro rovnoběžné strukturální plochy prostupující celou horninou. [26] Rozpad se udál právě po hranicích těchto ploch.

K rozpadu došlo i u vzorků vápence a mramoru, kvůli rozkladu kalcitu (uhlíkatu vápenatého, CaCO_3) na oxid vápenatý (nehašené vápno, CaO) a oxid uhličitý (CO_2) vlivem vysokých teplot. Oxid vápenatý byl vyloučen na povrch vzorku a vytvořil na něm bílou vrstvu. Tato vrstva je krajně nežádoucí, jelikož by zhoršovala přestup tepla mezi HTF a horninou.

Vznik prasklin a odlomení částic vzorku byly pozorovány na vzorcích žuly a jiných hlubině vyvřelých hornin jí podobným. Tyto fenomény byly způsobené různými teplotními roztažnostmi a tepelnými vlastnostmi jednotlivých minerálů, z kterých je složena zrnitá struktura těchto hornin.

Cyklickému tepelnému namáhání naopak dobře odolávaly magmatické horniny jako čedič, gabro, andezit a ryolit s vhodnou velikostí a zpevněním (stmelením) zrn. Tyto vlastnosti jsou dány rychlým zchlazením při jejich vzniku z magmatu. Podobné vlastnosti vykazovali i metamorfované

horniny rohovec a křemenec (kvarcit), což je dáno jejich vznikem za vysokých teplot a tlaků. Dobré vlastnosti vykazovaly i různé formy sedimentárního pískovce, jelikož jejich zrna měla vhodnou velikost a byla správně stmelená. [24]

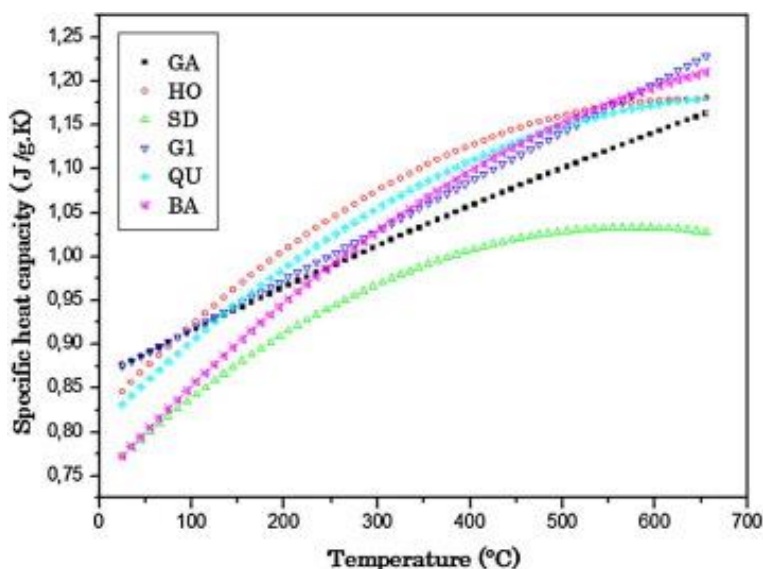
3.1.3 Tepelná kapacita (Thermal capacity)

Tepelná kapacita je z energetického pohledu nejdůležitější vlastností horniny, jelikož vyjadřuje, jaké množství tepelné energie je schopna hornina pojmout při změně teploty na jednotku množství. Tuto schopnost odráží měrná tepelná kapacita c_s [J/kgK] nebo též objemová C_s [J/m³K]. Pro určování investičních nákladů je směrodatnější měrná, avšak z pohledu konstrukce zásobníku naopak objemová. Obecně platí, že množství tepelné energie, jež je zásobník schopen pojmout, lze určit dle kalorimetrické rovnice (3.1).

$$Q = mc_s\Delta T = mc_s(T_2 - T_1) \quad (3.1)$$

Kde Q je skladované citelné teplo, m hmotnost skladovaného materiálu, c_s měrná tepelná kapacita, T_1 počáteční a T_2 konečná teplota.

Na Obrázku 13 je vidět, že měrná tepelná kapacita je funkcí teploty. Měrná tepelná kapacita roste se zvyšující se teplotou. Zkratky v legendě znamenají GA- gabro, HO- rohovec, SD- pískovec, G1- granodiorit (blízký žule), QU – křemenec, BA – čedič.

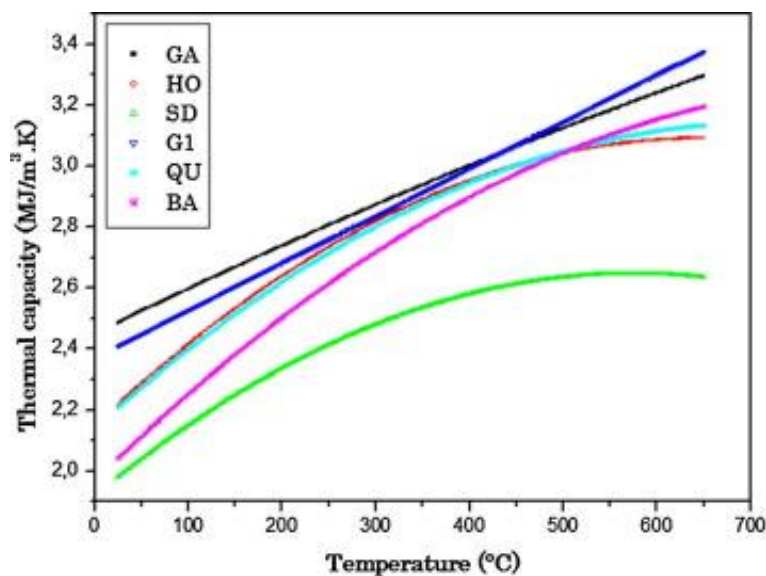


Obrázek: 13 Průběhy měrné tepelné kapacity různých materiálů v závislosti na teplotě (převzato z [25])

Obrázek 14 ukazuje průběhy objemových tepelných kapacit stejných hornin, které jsou do značné míry ekvidistantní ke křivkám znázorňujícím průběh měrné tepelné kapacity, avšak jsou

posunuty v závislosti na hustotě daného materiálu. Vztah mezi objemovou C_s a měrnou c_s tepelnou kapacitou je dán hustotou horniny ρ , jak ukazuje rovnice (3.2).

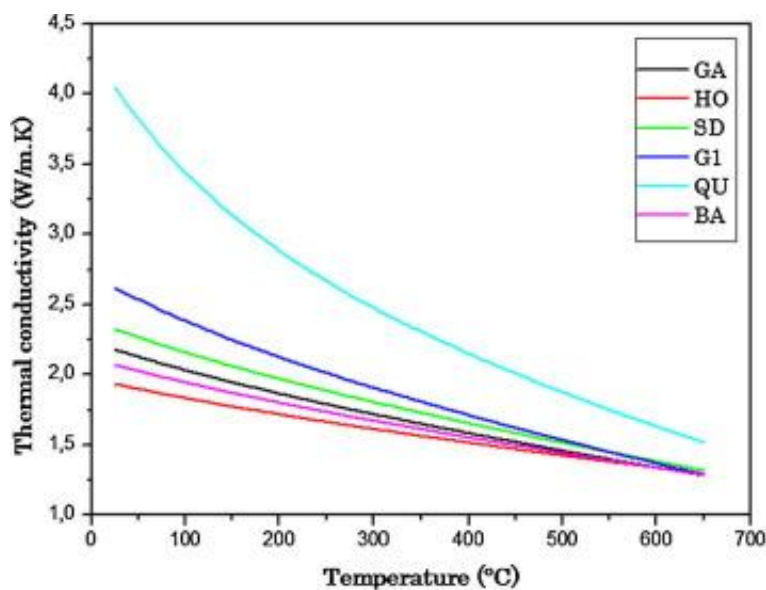
$$C_s = \rho \cdot c_s \quad (3.2)$$



Obrázek: 14 Průběhy objemové tepelné kapacity různých materiálů v závislosti na teplotě (převzato z [25])

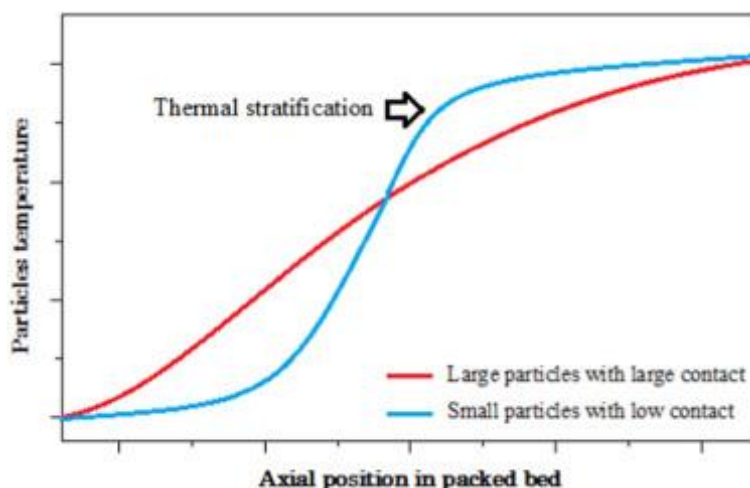
3.1.4 Tepelná vodivost (Thermal conductivity)

Tepelná vodivost (vodivost, λ) udává schopnost materiálu vést teplo, proto je pro systémy TES velice důležitá z pohledu dynamiky nabíjení a vybíjení. Obrázek 15 ukazuje tepelné vodivosti různých hornin v závislosti na teplotě.



Obrázek: 15 Tepelná vodivost v závislosti na teplotě pro různé horniny (převzato z [25])

S touto vlastností se i úzce pojí teplotní stratifikace podél tepelného zásobníku, která jak bylo uvedeno, je důležitá z pohledu účinnosti [27] a množství skladovaného tepla [28]. Pro maximalizaci účinnosti teplotní stratifikace je nutné, aby byla kondukce uvnitř jednotlivých částic co nejvyšší, ale kondukce mezi sousedními částicemi naopak co nejmenší, toho je možné dosáhnout použitím štěrků se sférickými segmenty. [29] Obrázek 16 ukazuje, že lepší stratifikace je dosaženo použitím materiálu nižší frakce, tedy lze předpokládat, že menší částice se budou v celém objemu lépe ohřívány, respektive ochlazovat během nabíjení a vybíjení.



Obrázek: 16 Průběh teploty podél délky zásobníku pro různé frakce skladovaného materiálu [24]

Pro hodnocení přestupu tepla mezi HTF a skladovacím materiálem je rovněž důležitá hodnota bezrozměrného kritéria přestupu Biotova čísla. Biotovo číslo je důležité při určování dalších parametrů sdílení tepla v zásobníku. Biotovo číslo (Bi) udává vztah mezi vedení tepla ze vnitřku tělesa a odvodem tohoto tepla svým povrchem do okolí. Jinými slovy jedná se o poměr mezi kondukcí tělesa (λ) a součinitelem konvekce (α) povrchu tělesa, který závisí na mnoha faktorech přestupu tepla do okolí. Tento poměr je násobený charakteristickou délkou (L), jak vidno ze rovnice (3.3). Pokud je hodnota nižší než 0,1 lze předpokládat, že hodnota vnitřního odporu vůči vedení tepla je prakticky zanedbatelná a teplota uvnitř částice rovnoměrně rozložena. [28]. Práce [30] udává, že pokud je hodnota Bi výrazně nižší než 1, tak lze uvažovat, že teplota HTF a skladovaného pevného materiálu bude prakticky stejná. [24]

$$Bi = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot L \quad (3.3)$$

Z pohledu vedení tepla ve skladovacím materiálu, je důležitý součinitel teplotní vodivosti (a , také označován jako tepelná difuzivita), která vyjadřuje schopnost materiálu vyrovnávat rozdílné teploty při neustálém sdílení tepla kondukcí v homogenním prostředí. [25] Pro výpočet teplotní difuzivity platí rovnice (3.4).

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_s} \quad (3.4)$$

3.2 Porovnání s jinými než přírodními materiály:

V některých projektech jsou použity či uvažovány místo hornin konvenční a jiné skladovací materiály. Výhody i nevýhody těchto materiálů jsou různé. Paušalizovat lze u konvenčních výhodu zvládnutí technologie a zkušenosti z provozu. Tabulka 1 ukazuje parametry jednotlivých materiálů, pro srovnání jsou uvedeny i hodnoty Gabra, jež bylo vyhodnoceno jako nejlepší hornina pro tepelné skladování v TES.

Tabulka 1 Vlastnosti konvenčních skladovacích materiálu v porovnání s Gabrem

Materiál	Hustota [g/cm ³]	Měrná tepelná kapacita [J/kg K]	Objemová tepelná kapacita [kJ/m ³ K]	Tepelná vodivost [W/m K]	Součinitel teplotní rotažnosti [10 ⁻⁶ /K]
Gabro	2,838	876	2486	2,19	2,95
Beton	2,24	800	1792	1,7	14,5
HTC	2,75	916	2519	1,0	9,3
Pálené cihly	1,8	840	1512	0,5	6
Magnéziové cihly	3	1140	3420	5,03	13
Alumina (Al₂O₃)	3,96	800	3168	18	5,4
Cofalit	3,12	917	2861	2,05	8,8

Z tabulky je patrné, že některé materiály mají výhodnější určité vlastnosti oproti Gabru. Jako například vysokoteplotní beton (HTC) má vyšší tepelnou kapacitu, avšak nepříznivě vyšší teplotní rotažnost. Lepší tepelnou kapacitu a konduktivitu vykazují i magnéziové cihly, které byly například používány v akumulacích kamnech, mají však nežádoucí vyšší teplotní rotažnost. Oxid hlinitý, neboli alumina, díky své vyšší hustotě vykazuje i při nižší měrné tepelné kapacitě vyšší objemovou tepelnou kapacitu, také i vyšší tepelnou vodivost a nevýrazně nižší tepelnou rotažnost. Oxid hlinitý je získávaný z bauxitu. Tyto materiály jsou však v porovnání s horninami výrazně nákladnější, což popírá jednu ze základních myšlenek CB s tepelnými loži tedy, že teplo je skladováno v levném materiálu. [25]

Z tohoto pohledu konkurenceschopným materiálem horninám je Cofalit. Jedná se o produkt francouzské společnosti Inertam [31], vyráběný z odpadů obsahujících azbest. V současné době je produkováno 3000 tun Cofalitu ročně, nicméně existuje vysoký potenciál pro výrazné zvýšení jeho produkce, jelikož například pouze ve Francii je ročně produkováno 250 000 tun nebezpečného azbestového odpadu. V současnosti musí být azbestový odpad pečlivě skladován, čímž vznikají

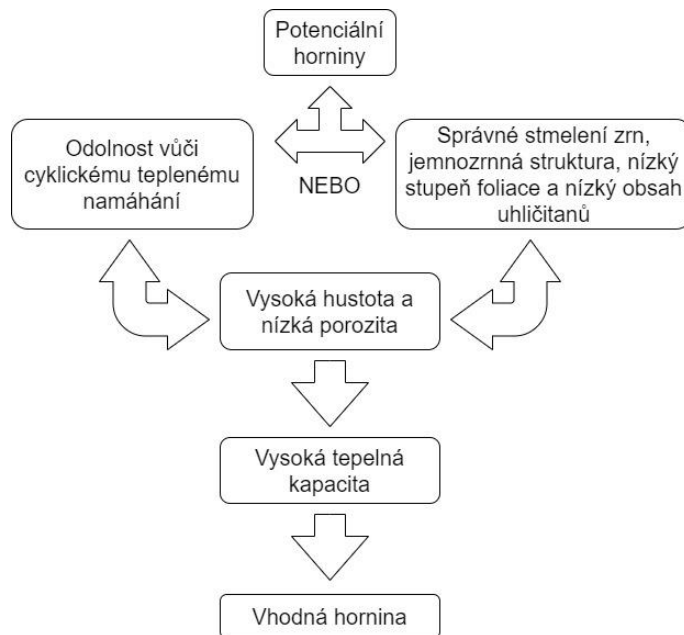
nemalé náklady. Recyklace v Cofalit tedy přináší i ekonomické benefity. V porovnání s horninami, Cofalit nabízí nezanedbatelně lepší tepelnou kapacitu při podobné tepelné vodivosti, ale nepříznivější teplotní roztažnost. Hlavní však je cena Cofalitu, jež je 8 Euro/t, což je srovnatelná cena s většinou hornin a v některých případech i lepší. [32]

4 Výběr horniny s nejlepšími užitnými vlastnostmi metodou vícekritériálních rozhodování

V předchozí kapitole 3.1 byly uvedeny vlastnosti, které jsou požadovány od skladovacího materiálu horninového typu. Není snadné určit nejvhodnější variantu horniny, jelikož je požadovaných vlastností celá řada a každá z nich má různou významnost. Proto bylo v bakalářské práci provedeno analytické vyhodnocení nejvhodnější horniny metodikou vícekritériálního rozhodování, které se využívají při řešení podobných problémů napříč mnoha obory lidské činnosti.

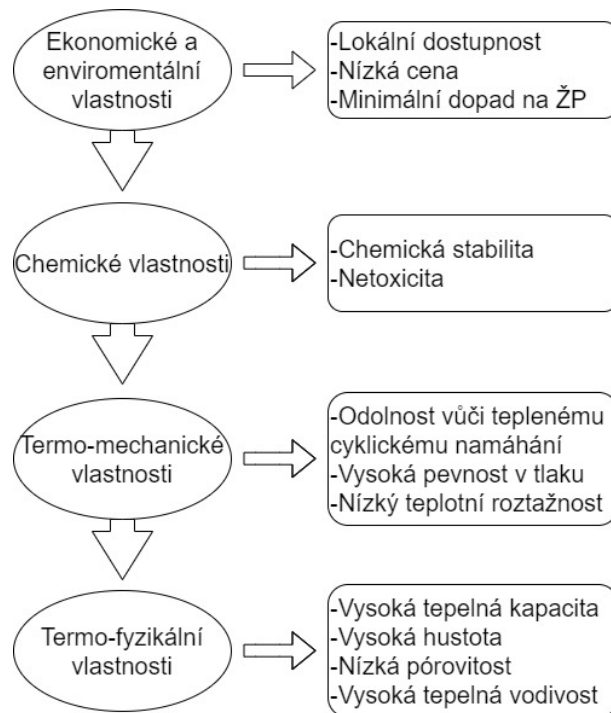
4.1 Metodika výběru ideální horniny:

Postupem výběru ideální horniny se zabývá práce [25], na Obrázcích 17 a 18 jsou vidět vývojové diagramy výběru ideální horniny. Obrázek 17 znázorňuje metodiku výběru pouze z technologického pohledu, tedy dle termo-fyzikálních a mechanických vlastností hornin. Zde navržený postup rozhodování jde sestupně v pořadí: odolnost proti tepelnému namáhání, mechanické vlastnosti (hustota a porozita) a tepelná kapacita. Odolnost vůči tepelnému namáhání je první, signifikantní, binární kritérium, jelikož předurčuje životnost zásobníku. Pokud by nebyly na hodnocených vzorcích provedeny zkoušky tepelného namáhání, lze vyjít z kvalitativních vlastností horniny, jež v projektu [24] vykazovaly požadovanou odolnost proti cyklickému tepelnému namáhání. Vlastnosti, co tyto horniny spojovali ve smyslu dobré odolnosti vůči cyklickému tepelnému namáhání, byly správné stmelení zrn minerálu, jemnozrnná struktura, nízký stupeň foliace a nízký obsah uhličitánů (např. kalcitu CaCO_3). Hustota a pórovitost horniny do značné míry korelují s dalšími sledovanými vlastnostmi, proto jsou druhé v pořadí ve smyslu důležitosti. Posledním rozhodujícím kritériem je tepelná kapacita horniny, která ovlivňuje kompaktnost celého zásobníku.



Obrázek: 17 Metodologie vyhodnocení vhodnosti horniny z technického pohledu (upraveno z [25])

Z obecnějšího pohledu jsou však nepřehlédnutelné faktory ekonomické a dopad na životní prostředí. Ekonomický pohled ve smyslu minimalizace ceny skladovacího materiálu, tím i investičních nákladů, je zřejmý. Velice relevantní je však i enviromentální hledisko, jelikož Carnotovy baterie musí korespondovat s cílem omezit dopady energetického sektoru na životní prostředí. A to o to více, když CB jsou technologií zaměřující se na akumulaci přebytečné energie produkované primárně intermitentními obnovitelnými zdroji (solární a větrné), které jsou stále častěji integrovány do elektrické sítě s cílem zvýšení zastoupení bezemisních zdrojů elektřiny v energetickém mixu. Obrázek 18 reflektuje zmíněná kritéria a detailněji rozvádí i ta popsaná u předešlého vývojového diagramu volby horniny.



Obrázek: 18 Metodologie vyhodnocení vhodnosti horniny z obecného pohledu (upraveno z [25])

4.2 Vyhodnocení metody vícekriteriálního rozhodování

Z předchozí podkapitoly 4.1 je patrné, že kritérií výběru ideální horniny pro šterková lože je velké množství a nemají stejnou významnost. Proto bylo rozhodnuto, že pro výběr nejlepší varianty horniny bude využito některé z manažerských metod vícekriteriálního rozhodování. Tyto metody jsou založeny na expertním vyhodnocení významnosti jednotlivých kritérií a to přiřazením tzv. vah. Váha důležitosti j -tého (v_j) kritéria musí splňovat podmínku nerovnice (4.1):

$$0 \leq v_j \leq 1 \quad (4.1)$$

Současně však musí platit, že i suma přes všechna jednotlivá j -tá kritéria je právě rovna jedné. Vyjádřeno rovnicí (4.2):

$$\sum_{j=1}^s v_j = 1 \quad (4.2)$$

Pro: $j = 1, 2, \dots, s$

Kde s je počet hodnotících kritérií.

Následně je použito metody agregace hodnotících kritérií, jejichž cílem je stanovit pořadí variant na základě zjištěné analýzy jednotlivých kritérií a jejich důsledků. [33] Kritéria je tedy nutné rozdělit na tzv. maximalizační (výnosová) a minimalizační (nákladová). [34]

Sledovaná kritéria výběru byla určena v odkaze předchozí podkapitoly o vlastnostech hornin 3.1. Za nejdůležitější kritérium byla vybrána odolnost vůči cyklickému tepelnému namáhání. Na kritérium odolnosti vůči cyklickému namáhání bylo pohlíženo jako na binární s výhradní prioritou čili, pokud ho některá hornina nesplňovala, byla vyřazena z dalšího výběru. Tabulka 2 ukazuje váhy přiřazené jednotlivým kritériím. Druhým velmi důležitým parametrem horniny je její měrná tepelná kapacita, jelikož tato veličina udává množství naakumulované energie na jednotku hmotnosti. Tepelná kapacita je požadována co nejvyšší, aby se maximalizovala tzv. *energy density* (energetická hustota) a zásobník byl co nejkompaktnější. Podobná motivace panuje při výběru ideální horniny z pohledu její hustoty, jelikož objemová tepelná kapacita je přímo úměrná hustotě. Hustota navíc nepřímo úměrně ovlivňuje teplotní difuzivitu, která udává schopnost sdílení tepla ve štěrkovém loži. Čtvrtým významným kritériem je tepelná vodivost, která má vysokou vypovídající hodnotu v otázce sdílení tepla mezi teplosměnným médiem a štěrkovým ložem, jelikož ovlivňuje součinitel teplotní vodivosti, Biotovo a Nusseltovo číslo. Sdílení tepla v zásobníku je výrazně složitější mechanismus, který závisí například i na obtékané geometrii a vlastnostech proudění v zásobníku, avšak z pohledu vlastností samotného skladovacího materiálu je tepelná vodivost nejlepším ukazatelem. Posledním z podstatných kritérií je teplotní roztažnost. Výraznější tepelné dilatace štěrkového materiálu by mohly mít za následek minimalizace kanálů, v nichž proudí teplosměnné médium, což by způsobovalo nárůst tlakových ztrát. Tlakové ztráty v zásobnících jsou velice nežádoucí z pohledu *roundtrip efficiency* celého systému, což bude ukázané v další části práce. Teplotní roztažnost rovněž může způsobit přídavné namáhání konstrukce zásobníku, které by v kombinaci s náročnými podmínkami v zásobníku mohlo vést až k havárii zásobníku. V pořadí šestým kritériem je pórovitost, která koreluje s mnoha ostatními vlastnostmi, jak bylo uvedeno v podkapitole 3.1.1. Další sledovanou vlastností je pevnost, která je potřebná z pohledu dimenzování maximální výšky zásobníku, aby nedocházelo k destrukci spodních vrstev horniny ve spodní části zásobníku vlivem tlakového namáhání způsobeného tíhou svrchních vrstev. Posledním kritériem je tvrdost skladovacího materiálu, která koreluje s pevností a udává odolnost vůči abrazi. Abrazie by mohla být způsobena prouděním teplosměnného média unášejícího malé částice horniny.

Tabulka 2 Stanovení vah jednotlivých sledovaných kritérií

Požadované vlastnosti-kritéria	Pořadí variant	Významnost kritéria-váha
Termo-mechanické		
Odolnost proti cyklickému tepelnému namáhání	1	Prioritní
Nízká teplotní roztažnost	5	0,18
Vysoká hustota (sytná hmotnost) ρ	3	0,22
Nízká pórovitost	6	0,08
Vysoká pevnost v tlaku R_m	7	0,035
Vysoká tvrdost podle Vickerse HV	8	0,035
Termo-fyzikální		
Měrná tepelná kapacita c_p	2	0,25
Tepelná vodivost	4	0,2
Σ		1

Pro agregaci byla zvolena bodovací agregační metoda. Princip této metody spočívá ve zvolení bodovací stupnice, v tomto případě desetibodové, k níž jsou následně přiřazeny intervaly hodnot variant pro jednotlivá kritéria. Na základě toho jsou přiřazeny body b_{tr} jednotlivým t-tým variantám ve všech kritériích. Tyto body jsou následně násobeny vahou příslušného kritéria p_r . Tím vznikne tzv. dílčí agregovaná hodnota w_r . Sumou všech dílčích agregovaných hodnot příslušné varianty je získána celková agregovaná hodnota w_t , jak ukazuje rovnice (4.3).

$$w_t = \sum_{r=1}^s w_r = \sum_{r=1}^s p_r \cdot b_{tr} \quad (4.3)$$

Kde w_t je celková agregovaná hodnota t-té varianty, w_r je dílčí agregovaná hodnota podle r-tého kritéria, p_r je váha podle r-tého kritéria a b_{tr} je počet bodů přiřazených t-té variantě podle r-tého kritéria.

Varianta s nejvyšší agregovanou hodnotou byla vyhodnocena jakožto nejlepší a dále bylo pořadí variant určeno sestupně s klesající celkovou agregovanou hodnotou. Tabulka 3 sestupně ukazuje vypočítané pořadí hornin podle jejich vhodnosti pro použití ve šterkových ložích.

Tabulka 3 Pořadí varianty hornin dle vhodnosti sestupně

Pořadí	Název horniny	Typ horniny	Agregovaná hodnota
1.	Gabro	Magmatická (vyvřelá)	8,28
2.	Křemenec	Metamorfovaná	7,11
3.	Rohovec	Metamorfovaná	5,69
4.	Granodiorit	Magmatická (vyvřelá)	5,38
5.	Čedič	Magmatická (výlevná)	5,31
6.	Pískovec	Sedimentární	3,51

Z pořadí je patrné, že vhodnější jsou horniny magmatického či metamorfozního původu. Konkrétněji ideální horninou bylo vyhodnoceno gabro. V průběhu hodnocení byly vyřazeny podle výše zmíněné metodiky horniny žula, mramor, vápenatý pískovec a vápenec. Důvodem vyřazení žuly a vápence byl výskyt prasklin v celém objemu v důsledku cyklického tepelného namáhání. Praskání bylo způsobeno hrubozrnnou strukturou. U mramoru, vápence a vápenatého pískovce se objevoval nežádoucí bílý povlak na povrchu vzorků, který byl způsobený rozkladem kalcitu. [24]

Při vícekriteriální analýze variant nebylo zahrnuto uváděné ekonomické a enviromentální hledisko. Důvodem byla nevhodnost dat vypovídajících o těchto aspektech. Tabulka 4 ukazuje některé stávající kamenolomy zabývající se těžbou a zpracování uváděných hornin, konkrétně pro sypané kamenivo frakce 32/63. Ačkoliv tabulka neobsahuje data ze všech nynějších kamenolomů, tak je patrné, že cena šterkového materiálu není značně závislá na druhu horniny, ale závisí na ostatních ekonomických aspektech těžby. Navíc důležitým faktorem ovlivňujícím cenu šterkového materiálu pro zásobník je dopravovaná vzdálenost a cena dopravy. Ceny dopravy by byly různé pro každý systém skladování tepla podle jeho lokality. Pro relevantní započítání všech těchto parametrů by bylo potřeba provést významně detailnější analýzu trhu, která není předmětem této bakalářské práce.

Tabulka 4 Údaje některých kamenolomů v provozu těžících zkoumané typy hornin

Název kamenolomu	Poloha (kraj)	Typ horniny	Cena frakce 32/63 [Kč/tunu]
Olbramovice u Moravského Krumlova	Jihomoravský	Granodiorit	315
Kozárovice	Středočeský	Granodiorit	200
Dolní Kounice	Jihomoravský	Diorit	286
Tisová	Plzeňský	Gabro	306
Svržno	Plzeňský	Gabro (amfibolit)	346
Bílčice	Moravskoslezský	Čedič	286
Rančířov	Vysočina	Křemenec	319
Bory	Vysočina	Serpenit	313
Podhůra	Olomoucký	Droba	277

Zde provedená analýza ukázala, že nejvhodnějšími jsou horniny magmatického a metamorfozního původu. Nejlepších souborů zkoumaných vlastností dosahovali hlubinně vyvřelé magmatické horniny a horniny metamorfované z vulkanických, s dobrou strukturou zrn, správným obsahem minerálů a nízkou úrovní foliace. Pro případ použití těchto výstupů v lokalitách České republiky by však bylo vhodné provést měření zmiňovaných termo-fyzikálních vlastností na vzorcích z českého masivu, jelikož zde zpracovaná analýza byla založena na datech z výzkumů v pohoří Atlas v Maroku, čímž vzniká určitá míra výzkumné nejistoty. Nicméně analýza poměrně detailně nastiňuje aspekty použití vhodných hornin pro šterková lože sloužící ke skladování tepla či chladu.

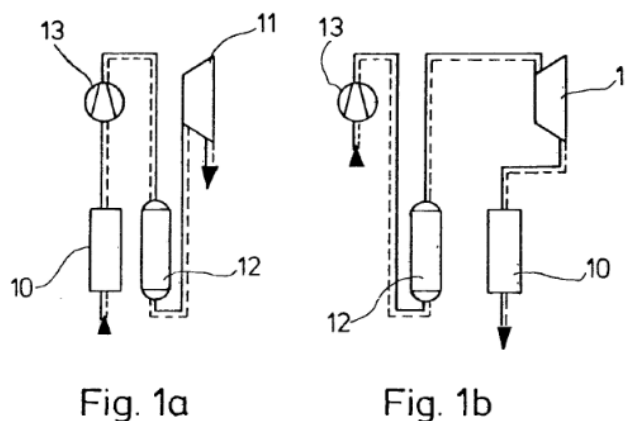
5 Termodynamické návrhy systémů PTES se štěrkovými loži

Následující kapitoly se zaměřují na termodynamický návrh systémů PTES se štěrkovými loži, které jsou založeny na reverzním Braytonově cyklu. V první části byl popsán stav poznání tohoto technického odvětví na základě odborné, zahraniční literatury. Následně byly zpracovány numerické modely čtyř různých koncepcí systémů PTES s reverzním Braytonovým oběhem. Numerické modely byly podrobeny citlivostní analýze za účelem nalezení optimálních pracovních parametrů systému a získání přehledu o významnosti jednotlivých vlivů na *roundtrip efficiency*.

5.1 Rešerše systémů PTES s reverzním Braytonovým oběhem

Pod názvem Pumped Thermal Energy Storage jsou označovány systémy akumulace elektřiny ve formě tepla. Tyto systémy v průběhu nabíjení pracují v režimu tepelného čerpadla, tedy tepelného stroje, jež prostřednictvím pracovního média odebírá teplo z rezervoáru o nižším teplotním potenciálu a následně toto teplo povýší na vyšší teplotní úroveň, a to díky konání práce (přebytky elektřiny). Během vybíjecího procesu je využito uskladněné vysoko potenciální teplo a nízko potenciální teplo (chlad) k pohonu tepelného motoru, který tuto tepelnou energii transformuje na práci (elektřinu). K tomuto účelu je vhodný teoreticky každý reverzibilní tepelný stroj/motor od teoretického Carnotova oběhu až po reálné oběhy Rankin-Clausiiův, Ericsson-Braytonův, Stirlingův, kombinace či modifikace zmíněných, aj. Je patrné, že potenciálně funkčních variant Carnotových baterií je velké množství, proto se další práce omezí pouze na plyný reverzibilní Ericsson-Braytonův oběh, popřípadě jeho modifikace.

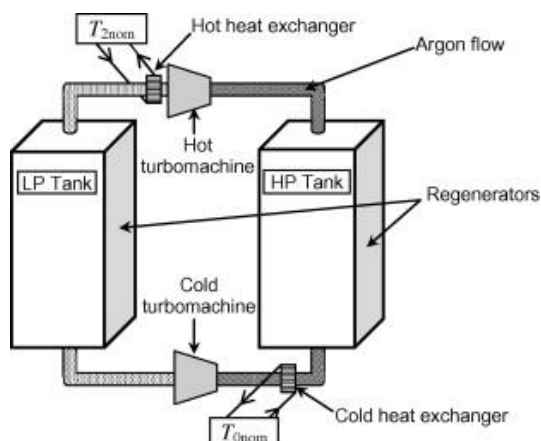
Prvním veřejně představeným návrhem systému PTES bylo patentované zařízení německého technika Bernarda Weissenbacha. Tento systém byl navržen jako otevřený Braytonův cyklus, který se sestával z kompresoru, zásobníku tepla, turbíny a regenerátoru. [35] Obrázek 19 schematicky naznačuje uspořádání Weissenbachova systému.



Obrázek: 19 Schéma Weissenbachova systému PTES, vlevo nabíjení, vpravo vybíjení (převzato z [35])

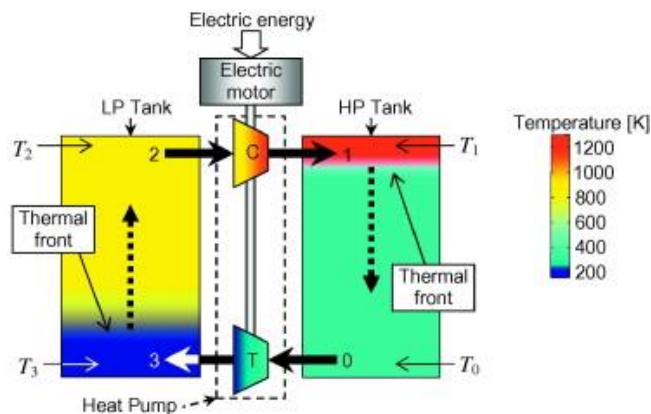
Tento patent však nenašel komerčního využití. Myšlenky o podobném systému byly oživeny počátkem nového tisíciletí, kdy bylo zapsáno několik patentů zabývajících se skladováním elektriny ve formě tepla s obdobným principem. [36]

Průlomové období pro technologii PTES s plynovými oběhy nastalo na počátku minulé dekády, kdy byla publikována první vědecká práce [37] a problematika akumulace se stala velice aktuální s prudkým nárůstem zastoupení intermitentních zdrojů v energetickém mixu. Autorem této práce je francouzský vědec Desrues a kolektiv. Systém, jež byl v této práci popsán, se sestává ze dvou zásobníků tepla, dvou párů kompresor-turbína a dvou tepelných výměníků. Jedná se o uzavřený reversibilní Braytonův cyklus s pracovním médiem argonem. Jeden zásobník je vysokotlaký (High Pressure tank) a druhý nízkotlaký (Low Pressure tank). Během nabíjení je použita jedna dvojice kompresor-turbína v režimu tepelného čerpadla a druhá dvojice slouží pro fázi vybíjení. Skladovací materiál není přesně specifikován, pouze je uveden předpoklad, že má vhodné tepelné vlastnosti a dokáže skladovat teplo, respektive sdílet teplo s pracovním médiem. Na Obrázku 20 je vidět schéma popsaného systému.



Obrázek: 20 Schéma systému PTES podle Desruese (převzato z [37])

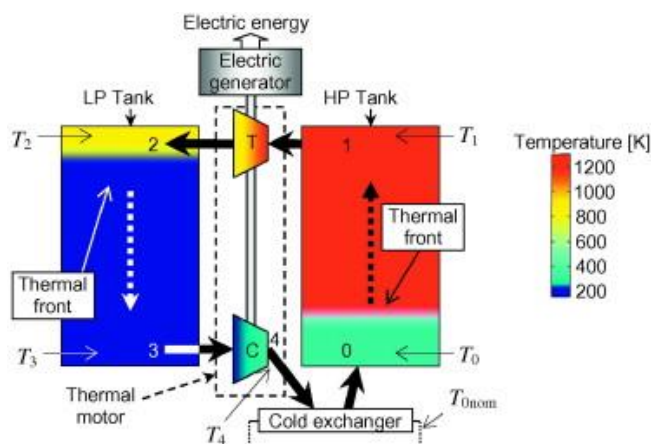
Nabíjecí proces je zobrazen na Obrázku 21. Nabíjení funguje v režimu tepelného čerpadla, kdy pracovní médium putuje mezi stavy 0-3-2-1. Na počátku je teplo odjírááno v nízkotlakém zásobníku LP a předáváno teplému zásobníku HP. Návrh předpokládá, že počáteční teplota HP zásobníku T_0 je shodná s teplotou okolí (přibližně 25 °C) a počáteční teplota LP zásobníku T_2 je rovna 500 °C. Vnesením práce do systému skrze pohon hřídele elektrickým motorem, na kterém je kompresor a turbína, dochází k pozvolnému ohřívání zásobníku HP přívodem tepla o teplotě na výstupu z kompresoru $T_1=1000$ °C a k ochlazování zásobníku LP přívodem chladu o teplotě na výstupu z turbíny $T_3=-70$ °C. V průběhu nabíjení se mění teplotní profil po výšce zásobníku, jinými slovy se začne uplatňovat fenomén tzv. teplotní stratifikace (rozvrstvení teplot). V zásobníku LP dochází k postupnému stoupání tepelné fronty nízké teploty, naopak v HP klesá teplá fronta. Ve chvíli, kdy tyto fronty dosáhnou protějšího konce zásobníku, dojde ke zvýšení teploty T_0 v HP a snížení teploty T_2 v LP. Proto jsou v oběhu tepelné výměníky, teplý výměník (hot heat exchanger) před kompresorem a studený výměník (cold heat exchanger) před turbínou, aby regulovaly vstupní teploty kompresoru a turbíny na jejich nominální hodnoty. Nabíjení končí ve chvíli, kdy rozdíl mezi výstupní teplotou tanku a jeho nominální teplotou dosáhne požadované hodnoty T_{ol} .



Obrázek: 21 Nabíjecí proces PTES s Braytonovým oběhem v režimu tepelného čerpadla dle Desruese (převzato z [37])

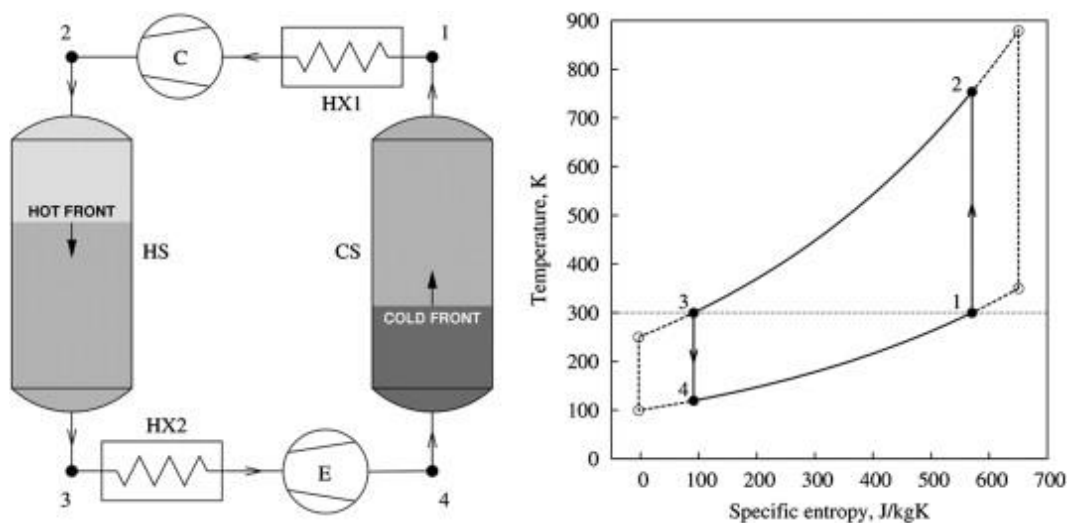
Vybíjení probíhá v režimu tepelného motoru mezi stavy 1-2-3-4-0, přičemž je LP zásobník zahříván a HP tank je naopak ochlazován. Jak je vidět na Obrázku 22, proces vybíjení je obrácený děj k vybíjení, kdy teplo přijaté ze zásobníku HP je využito ke konání práce na turbíně. Výstupní teplota T_2 z turbíny je přibližně 500 °C. Do zásobníku LP je tedy přiváděno teplo a tím je zásobník ohříván, načež následuje expanze. Výstupní teplota T_4 z kompresoru je díky nevratnosti dějů v něm probíhajících vyšší než $T_{0nom}=25$ °C, a to přibližně $T_4=60$ °C. Proto je nadbytečné teplo odvedeno z oběhu ve studeném tepelném výměníku do okolí. Podobně jako u nabíjení celý proces končí v okamžiku, kdy rozdíl mezi výstupní teplotou tanku a jeho nominální teplotou dosáhne

požadované hodnoty T_{oi} . Desrues na základě svých výpočtů určil *roundtrip efficiency* popisovaného PTES na 67 %. [37]



Obrázek: 22 Vybíjecí proces PTES s Braytonovým oběhem v režimu tepelného motoru dle Desrues (převzato z [37])

Teoretickým studiem velice podobného systému se zabývali i britští vědci White a McTigue a kolektiv. White se zabýval analýzou termodynamických aspektů PTES. Prvními studovanými vlastnostmi systému byly jeho energetická a výkonová hustota (*energy, power density*). Pro jednoduchost bylo hodnocení provedeno na ideálním Braytonově oběhu s vratnými změnami, který je zobrazen na Obrázku 23 spolu s jeho TS diagramem. Systém je složený ze dvou zásobníků teplého (Hot Storage) a studeného (Cold Storage), kompresoru (C), expandéru (E) a dvou tepelných výměníků (HX1, HX2).



Obrázek: 23 Schéma systému PTES s ideálním Braytonovým oběhem a jeho TS diagram dle Whita (převzato z [38])

Energetická hustota ρ_E byla definována jako průměrná hodnota energie akumulované v jednotce objemu skladovacího materiálu. Výkonová hustota ρ_P byla určena jako výstupní výkon

nesený jednotkou objemu pracovního plynného média. Rovnice (5.1) popisuje energetickou hustotu a Rovnice (5.2) vyjadřuje závislost hustoty výstupního výkonu. [38]

$$\rho_E = \frac{1}{2} \rho_S c_S [(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)] = \frac{1}{2} \rho_S c_S T_1 (\tau - 1) \left(1 - \frac{\theta}{\tau}\right) \quad (5.1)$$

$$\rho_P = \rho_g c_{pg} [(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)] = (\tau - 1) \left(1 - \frac{\theta}{\tau}\right) \frac{\gamma p_1}{(\gamma - 1)} \quad (5.2)$$

Kde ρ_S je hustota skladovacího materiálu, c_S je měrná tepelná kapacita skladovacího materiálu, ρ_g je hustota pracovního plynu, c_{pg} je měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku pracovního média. Dále se pod řeckým písmenem τ skrývá teplotní poměr, stejný pro kompresor i turbínu, $\tau = T_1/T_2 = T_3/T_4$, θ je teplotní poměr mezi teplotami T_3 a T_1 teplého a studeného zásobníku a γ je Poissonova konstanta pracovního plynného média. Z obou vyjádřených hustot vyplývá, že jsou monotónně rostoucí funkce v závislosti na rostoucím teplotním poměru τ , který je závislý na kompresním poměru a Poissonově konstantě. Pro daný kompresní poměr však lze zvýšit energetickou a výkonovou hustotu snížením teploty T_3 a zvýšením teploty T_1 . Tato změna je vidět na Obrázku 23 zvětšením prostoru zabírajícího cyklem v TS, který je vyznačený čárkovanou čarou. Rovněž je z Rovnice 5.2 zřejmé, že ke zvýšení výkonové hustoty může dojít zvýšením tlaku v systému či volbou vhodného plynného pracovního média, ideálně pak jednoatomového s Poissonovou konstantou rovnou 5/3 jako například argonu. [38]

Druhým významným aspektem PTES je dle Whita jeho *roundtrip efficiency* (X). *Roundtrip efficiency* je významně ovlivněna reálnými nevratnými ději v turbíně, která následky nevratných dějů není schopna produkovat stejné množství práce jako v ideálním izoentropickém případě. K nevratným dějům dochází i v kompresoru, který naopak potřebuje větší množství práce ke stejnému úkonu, než u teoretického izoentropického děje. *Roundtrip efficiency* se dá zjednodušeně určit podle Rovnice (5.3) při zavedení průměrné izoentropické účinnosti kompresoru a turbíny η a za předpokladu ideálního plynu s konstantní měrnou tepelnou kapacitou. [38]

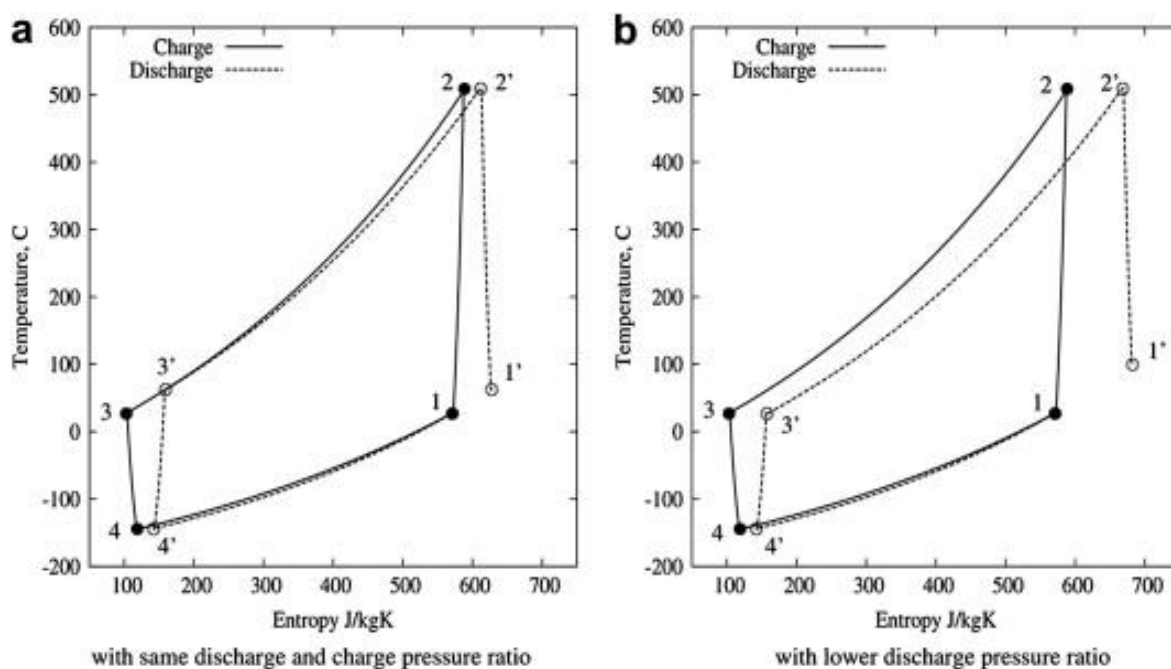
$$X = \frac{\text{práce turb. - komp. vybíjení}}{\text{práce turb. - komp. nabíjení}} = \frac{\eta(T_2 - T_1) - \frac{1}{\eta}(T_3 - T_4)}{\frac{1}{\eta}(T_2 - T_1) - \eta(T_3 - T_4)} = \frac{\vartheta\eta^2 - 1}{\vartheta - \eta^2} \quad (5.3)$$

Zde ϑ je značen teplotní poměr $\vartheta = T_1/T_4 = T_2/T_3 = \tau/\theta$. Z této závislosti lze vyčíst, že pro danou hodnotu η je *roundtrip efficiency* rostoucí funkcí pouze ϑ , který odráží poměr mezi expanzí a kompresní prací při nabíjení. Teplotní poměr ϑ může být zvýšen větším kompresním poměrem R nebo zvýšením teploty T_3 teplého zásobníku a snížením teploty T_1 v CS při vybíjení,

podobně jak bylo uvedeno pro energetickou hustotu. Zvýšení kompresního poměru vede k vyšším požadavkům na zásobník, což se může odrazit v nákladech na jeho výstavbu. Proto je vhodné volit raději jednoatomový pracovní plyn argon než dvouatomový vzduch, který při stejném teplotním poměru τ potřebuje menší kompresní poměr R , což je způsobeno zmíněnou různou Poissonovou konstantou plynů. Ve spojení s *roundtrip efficiency* White poukazuje na vyšší izoentropickou účinnost pístových strojů oproti lopatkovým, konkrétně vztaženo k předešlému vztahu jejich druhé mocniny. Přesněji uvádí, že pro pístové stroje jsou hodnoty druhých mocnin izoentropických účinností $\eta^2 \approx 0,95$ a pro lopatkové stroje $\eta^2 \approx 0,8$. Zmiňuje také výhodu pístových strojů v možnosti jejich reverzace při nabíjení, respektive vybíjení, tedy potřebu pouze jednoho páru kompresor-expandér. [38]

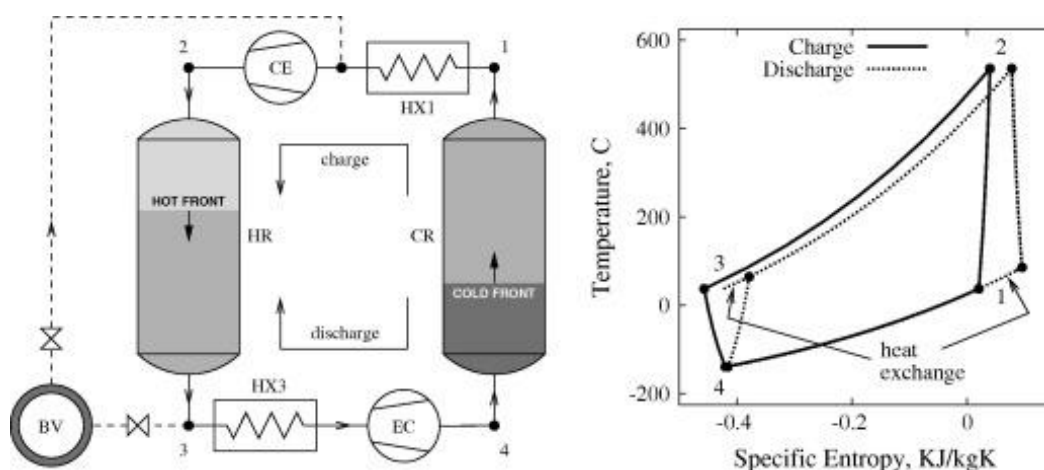
White společně s McTiguem a kolektivem se dále podrobněji zabývají hlavními zdroji vzniklých ztrát při provozu a jejich dopady na *roundtrip efficiency*. Mezi hlavní zdroje ztrát řadí ztráty při kompresi a expanzi dané omezenou izoentropickou účinností pístových, resp. lopatkových strojů, tlakové ztráty v zásobnících, potrubí a armaturách, tepelné ztráty v zásobnících do okolí, mechanické a elektrické ztráty. [39] Vyjmenované ztráty se v TS diagramu systému odráží růstem entropie. Následkem čehož si křivky nabíjení a vybíjení vzájemně neodpovídají. Proto musí být z oběhu odváděno nevyužitelné teplo prostřednictvím tepelných výměníků. Vypořádání se se ztrátami, potažmo s odvodem nevyužitelného tepla z oběhu, je možné více způsoby, jak ukazuje Obrázek 24. Jedním z možných způsobů je, při zachování stejných kompresních poměrů při nabíjení i vybíjení, použít dvojici tepelných výměníků při vybíjení. Tepelný výměník HX2 slouží pro odvod tepla mezi stavem po kompresi 3 a 3' na vstupu do teplého zásobníku HS a tepelný výměník HX1 je využit mezi stavem 1' po expanzi a stavem 1 na vstupu do studeného zásobníku CS. Tato varianta, znázorněná na Obrázku 24a, je výhodná z pohledu možnosti uplatnění stejných pístových či lopatkových strojů jak při nabíjení, tak při vybíjení. Druhou možností, ilustrovanou na Obrázku 24b, je volba nižšího kompresního poměru při vybíjení tak, aby se shodovali teploty T_3 a $T_{3'}$. Podobně jako v předchozím případě je odváděno do okolí nevyužitelné teplo ve výměníku HX1

mezi stavem po expanzi $1'$ a stavem na vstupu do studeného výměníku 1. [38]



Obrázek: 24 TS diagramy nabíjení a vybíjení PTES dle Whita, a) se stejným kompresním poměrem nabíjení i vybíjení, b) s nižším kompresním poměrem při vybíjení (převzato z [38])

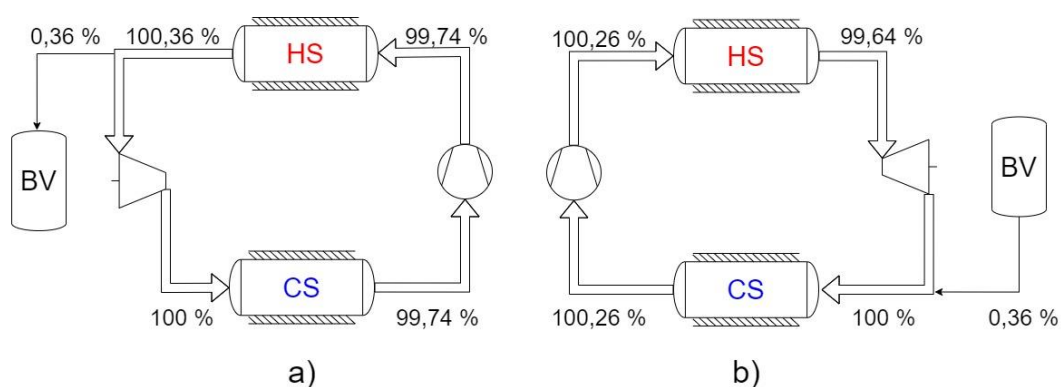
McTigue a kolektiv v práci [39] rozšířil předešlý systém jeho kolegy Whita o vyrovnávací akumuláční zásobník (BV - Buffer Vessel), jehož úkolem je vyrovnávat hmotnostní tok mezi teplým a studeným zásobníkem v průběhu nabíjení. Zapojení BV v systému PTES dle McTiguea je vidět na Obrázku 25. Pro toto konkrétní zařízení o výkonu 2 MW a skladovací energetické kapacitě 16 MWh byla potřeba bilancování rozdílu hmotnostního toku mezi plně nabitým a plně vybitým stavem 142 kg argonu.



Obrázek: 25 Schéma systému PTES s reálným Braytonovým oběhem a jeho TS diagram dle McTiguea (převzato z [39])

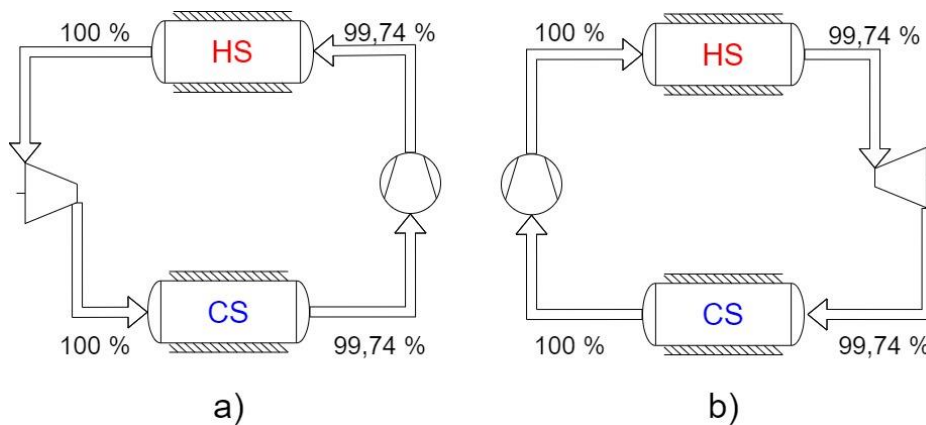
Hlubším studiem problematiky dysbalance hmotnostních toků se zabývali Wang a kolektiv v práci [40]. Termodynamickým rozбором určili a experimentálně ověřili, že dochází k

nevyváženosti hmotnostních toků mezi vstupem a výstupem ze šterkových loží během nabíjení i vybíjení. Poměr mezi hmotnostními toky na vstupu a výstupu ze zásobníku je ovlivněn kompresním poměrem, pórovitostí skladovacího materiálu a poměrem tepelných kapacit pracovního plynu a skladovacího materiálu. Systém PTES je uvažován jako uzavřený s konstantním objemem a pod stabilním tlakem, proto je nutné eliminovat dopady nerovnoměrností hmotnostních toků. Během nabíjení dochází k absorpci části plynného pracovního média v CS zásobníku, a naopak uvolňování z HS. Jedním z řešení, jaké představil i McTigue, je použití BV pro bilancování hmotnostních toků. Z Obrázku 26a) je zřejmé, že pokud je poměrný hmotnostní tok za expandérem 100 %, musí být do BV kumulováno 0,36 % hmotnostního toku z HS. Naopak během vybíjení musí být z BV uvolněno stejné množství plynu za turbínou před vstupem do CS, jak je vidět z Obrázku 26b). [40]



Obrázek: 26 Hmotnostní toky v systému PTES s BF, a) nabíjení, b) vybíjení (upraveno z [40])

Alternativou může být návrh samo-bilancovaného systému PTES, který eliminuje nerovnoměrnosti hmotnostních toků svou konstrukcí. Princip vlastního bilancování spočívá ve vhodném návrhu parametrů zásobníků tak, aby poměry hmotnostních toků zásobníků byly vzájemně reciproké. Toho může být dosaženo vhodnou volbou skladovacího materiálu ve smyslu jeho pórovitosti a tepelné kapacity. Samo-bilancovaný systém je zobrazený na Obrázku 27. Takový systém má potenciální výhody oproti tomu s BF v nižším počtu součástí, větší části plynu podílejícím se na procesu nabíjení, respektive vybíjení a vyšší účinnosti. [40]



Obrázek: 27 Hmotnostní toky v samo-bilancovaného systému PTES, a) nabíjení, b) vybíjení (upraveno z [40])

Popsané PTES byly založeny na základním Ericsson-Braytonově cyklu, tento oběh však může být modifikován. Jednou z možných modifikací je regenerace, někdy označována i jako rekuperace. Princip regenerace spočívá ve využití části tepla plynného pracovního média po expanzi k předehřátí plynu po kompresi, a tím docílit pomyslného ušetření části tepla potřebného během přívodu tepla v HS. Tím tedy bude dosaženo stejného množství získané práce, avšak při menším potřebném množství přivedeného tepla do oběhu v HS, což se pozitivně projeví na termické účinnosti. Podobného efektu lze docílit i u reverzního Braytonova oběhu, tedy tepelného čerpadla, kde dochází k růstu topného faktoru. Systém PTES s regenerovaným Braytonovým oběhem představil Guo a kolektiv v ref. [41], kde se zabýval nalezením optimálních parametrů systému z hlediska *roundtrip efficiency* a maximálního výstupního výkonu.

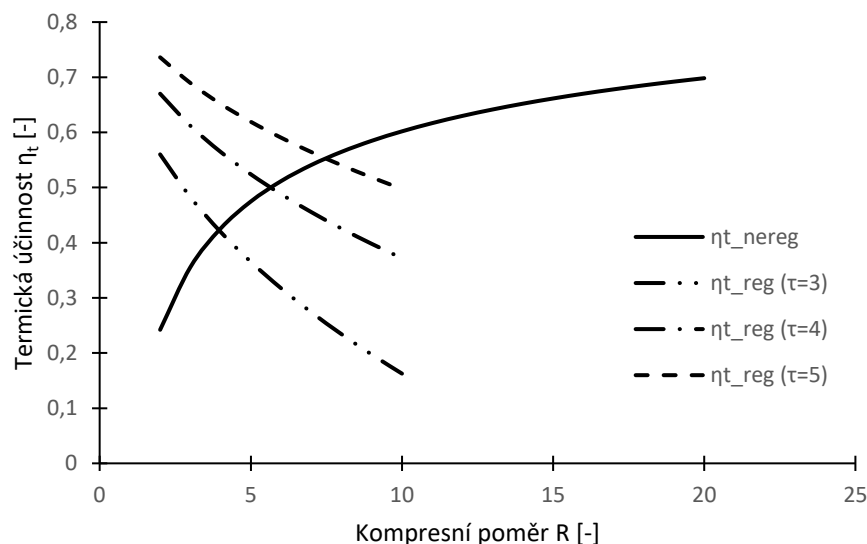
Modifikace Braytonova oběhu pomocí regenerace má svá úskalí, tedy i omezené intervaly parametrů oběhu, pro které je výhodnější oproti neregenerovanému Braytonovu oběhu z pohledu termické účinnosti. Termická účinnost je obecně definována jakožto poměr práce vykonané oběhem w_o a přivedeného tepla q_{in} . Rovnice (5.4) ukazuje vztah pro termickou účinnost neregenerovaného ideálního Braytonova oběhu s ideálním plynem při zavedení bezrozměrných parametrů kompresního poměru R , který je definován jako poměr maximálního ku minimálnímu tlaku v oběhu.

$$\eta_{t_nereg} = \frac{w_o}{q_{in}} = 1 - R^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.4)$$

Závislost termické účinnosti regenerovaného Braytonova oběhu vyjadřuje Rovnice (5.5), v jejímž vyjádření byl použit teplotní poměr τ definovaný jako poměr maximální ku minimální teplotě oběhu.

$$\eta_{t_reg} = \frac{w_o}{q_{in}} = 1 - \frac{R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\tau} \quad (5.5)$$

Tyto závislosti jsou graficky interpretovány na Obrázku 28. Ze závislostí je patrné, že termická účinnost neregenerovaného cyklu je rostoucí funkcí v závislosti na zvyšujícím se kompresním poměru. Termické účinnosti regenerovaných cyklů jsou funkcí kompresního poměru a teplotního poměru. Termická účinnost regenerovaného oběhu je vždy klesající s rostoucím kompresním poměrem, pro vyšší teplotní poměry je však pokles pozvolnější. Jinými slovy lze říct, že pro relativně nízké hodnoty kompresních poměrů, s přihlédnutím na teplotní poměr, je výhodnější oběh regenerovat, naopak pro relativně vyšší kompresní poměry se vyplatí neregenerovaný cyklus.



Obrázek: 28 Termické účinnosti regenerovaného a neregenerovaného Braytonova oběhu

5.2 Termodynamický výpočet zvolených konfigurací systému PTES

V práci byly zhotoveny čtyři základní koncepční návrhy systému PTES se šterkovými loži. Všechny konfigurace jsou založeny na reverzním Braytonově oběhu, jedna na neregenerovaném (podobná jako u Derieruse, Whita a McTiguea), druhá na regenerovaném. Další dvě konfigurace jsou založeny na tzv. inverzním Braytonově oběhu (Inverted Brayton Cycle), a to jeden v neregenerované a druhý v regenerované podobě. Pohnutky pro volbu regenerovaných oběhů byly podrobně vysvětleny v předcházející kapitole 5.1. Stručně lze úvahy volby shrnout, že regenerace při správném použití může přinést zvýšení účinnosti oběhu, díky ušetření části kompresní práce. Volba IBC byla založena na předpokladu, že by bylo sníženo celkové namáhání teplého zásobníku (Hot Storage), který v případě klasického Braytonova oběhu byl na nejvyšší tlakové úrovni oběhu.

Navíc panovala představa, že by IBC mohl vést ke zvýšení celkové roundtrip efficiency. Všechny konfigurace byly namodelovány na dvě varianty pracovních médií. První pracovní látkou byl vzduch, jehož nespornou výhodou je jeho neomezená dostupnost. Druhé uvažované pracovní médium byl argon, který má jako jednoatomový plyn vyšší Poissonovu konstantu, což vede při stejných parametrech k vyšší energetické hustotě zařízení a potažmo i *roundtrip efficiency*, jak bylo uvedeno v předchozí kapitole 5.1.

Aby byly výsledky všech numerických modelů konfigurací PTES vzájemně porovnatelné, byly voleny okrajové podmínky stejné pro všechny konfigurace, až na kompresní poměry a minimální teploty v HS, ty jsou různé pro regenerované a neregenerované oběhy. Okrajové podmínky jsou uvedené v Tabulce 5.

Tabulka 5 Okrajové podmínky numerických modelů

Atmosférický tlak	p_b	101,32	kPa
Teplota okolí	T_{amb}	25	°C
Maximální teplota CS	$T_{HS_{max}}$	25	°C
Minimální teplota HS s nereg. oběhem	$T_{CS_{min}}$	25	°C
Minimální teplota HS s reg. oběhem	$T_{CS_{min}}$	250	°C
Min. teplotní rozdíl v zásobníku	ΔT_S	5	°C
Min. teplotní rozdíl v regenerátoru při nabíjení	ΔT_{REG1}	5	°C
Min. teplotní rozdíl v regenerátoru při vybíjení	ΔT_{REG2}	100	°C
Izoentropická účinnost kompresoru	η_{comp}	0,8	[-]
Izoentropická účinnost expandéru	η_{exp}	0,85	[-]
Tlakové ztráty v zásobnících	p_{drop_S}	0,04	[-]
Tlakové ztráty ve výměnících regenerátorech	$p_{drop_{HX}}$	0,04	[-]
Elektrická účinnost	η_{el}	0,98	[-]
Hmotnostní průtok pracovního média	m	100	kg/s
Kompresní poměr neregenerovaného oběhu	R	15	[-]
Kompresní poměr regenerovaného oběhu	R_{reg}	4	[-]

5.2.1 Popis numerických modelů CB:

Numerické modely byly zhotoveny v programu MS Excel za použití addinu CoolProp, který obsahuje termo-fyzikální vlastnosti velkého množství pracovních látek. Při tvorbě numerických modelů byly uvažovány tlakové ztráty v zásobnících i výměnících. V potaz byly brány i minimální teplotní rozdíly pro přestup tepla ve výměnících i zásobnících.

Ačkoliv jsou jednotlivé koncepce rozdílné, skládají se v principu ze stejných dějů. Proto budou níže popsány obecně jednotlivé děje, aby nedocházelo k popisu stejných dějů pouze v jiné posloupnosti pro každou konfiguraci zvlášť. Posloupnost dějů a principy určování teplot a tlaků v jednotlivých uzlech oběhů jsou patrné z přiložených schémat cyklů u každé konfigurace. Aby bylo značení jasné, budou použity indexy veličin 0 pro počáteční stavy a 1 pro konečné stavy dějů.

Odvod a přívod tepla v zásobníku

Odvedem, respektive přívedem tepla pracovnímu médiu v zásobníku je myšlen rozdíl jeho entalpie mezi vstupem a výstupem zásobníku. Při tomto ději tak dochází ke změně teploty z T_0 na T_1 . Pro přesnější modelování skutečnosti v zásobníku, je rovněž uvažován pokles tlaku na výstupu ze zásobníku, který je daný tlakovými ztrátami v zásobníku.

$$p_1 = p_0(1 - p_{drop_S}) \quad (5.6)$$

Při znalosti teplot a tlaků na vstupu a výstupu ze zásobníku je možné určit entalpie i entropie obou stavů použitím funkce CoolPropu.

$$h_0 = f(p_0; T_0) \quad (5.7)$$

$$h_1 = f(p_1; T_1) \quad (5.8)$$

Přivedené, respektive odvedené teplo je poté rovno rozdílu entalpií na začátku a na konci děje.

$$\Delta h = h_0 - h_1 \quad (5.9)$$

Odvod tepla ve výměníku

V průběhu vybíjení dochází vlivem nevratnosti dějů k nárůstu entropie. Jedním z důsledků je zvýšení teplot při kompresi, expanzi i regeneraci. Teploty jsou po těchto dějích vyšší, než jsou teploty na vstupech do zásobníků. Vyšší teplota pracovního média na vstupu do zásobníku je

nežádoucí, jelikož v takovém případě defacto dochází k nabíjení té části zásobníku, kde je teplota nižší. Tento stav je nepřipustný z pohledu provozu, jelikož by se s každým dalším opakováním cyklu problém více prohluboval. Navíc by se musel zásobník po ukončení vybíjení PTES dostat na původní nominální teplotu vstupu, což by si žádalo další přidružený systém. Proto je uvažován odvod tepla před každým z výměníků do okolí. Odvod tepla se děje mezi vstupní hodnotou po kompresi, expanzi či regeneraci a nominální teplotou vstupu do zásobníku. Podobně, jako u odvodu tepla v zásobnících, je uvažován pokles tlaku na výstupu z tepelných výměníků vlivem tlakových ztrát.

$$p_1 = p_0(1 - p_{drop_{HX}}) \quad (5.10)$$

Stejně tomu tak je i s entalpií a entropií na začátku a konci odvodu tepla, které jsou opět funkcí teploty a tlaku v daném bodě.

$$h_0 = f(p_0; T_0) \quad (5.11)$$

$$h_1 = f(p_1; T_1) \quad (5.12)$$

Teplu odevzdané z oběhu do okolí je tedy rovno rozdílu entalpií na počátku a na konci děje.

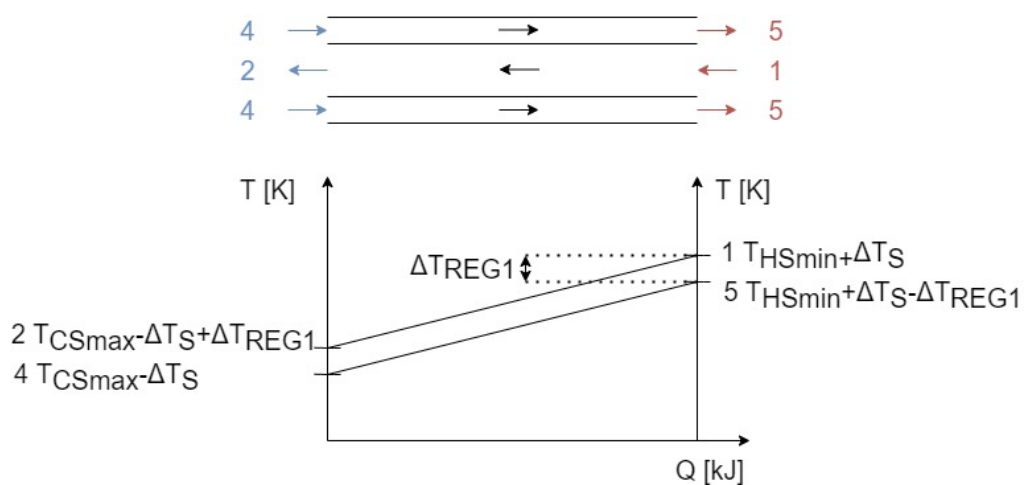
$$\Delta h = h_0 - h_1 \quad (5.13)$$

Toto teplo je tedy odpadním teplem oběhu. Odpadní teplo je však potenciálně možné využít například v organickém Rankinově cyklu (ORC), či může být použito ve vhodném průmyslovém procesu. Bakalářská práce se možností integrace ORC hluboce nezabývá, ale na základě zběžných výpočtů je předpokládáno, že by mohla přinést zvýšení *roundtrip efficiency* až o pár jednotek procentních bodů.

V systému PTES dochází k nerovnosti poměrů Q_{HS}/Q_{CS} v průběhu nabíjení a vybíjení. Během nabíjení se jedná o poměr mezi teplem přivedeným do teplého zásobníku Q_{HS} a teplem odejmutým ze studeného zásobníku Q_{CS} . V průběhu vybíjení jde o poměr mezi teplem odváděným z teplého zásobníku Q_{HS} a teplem přiváděným do studeného zásobníku Q_{CS} . Z pohledu provozu PTES je však nutné, aby byly poměry stejné v obou pracovních fázích. Pokud by tomu tak nebylo, docházelo by k neúplnému vybití jednoho ze zásobníků, čímž by byl narušen další nabíjecí cyklus. Rovnosti poměrů je možné docílit korekcí výstupní teploty z výměníků v průběhu vybíjení na stejný poměr jako u nabíjení. K tomuto účelu byl v práci použit nástroj Solver z knihovny MS Excel.

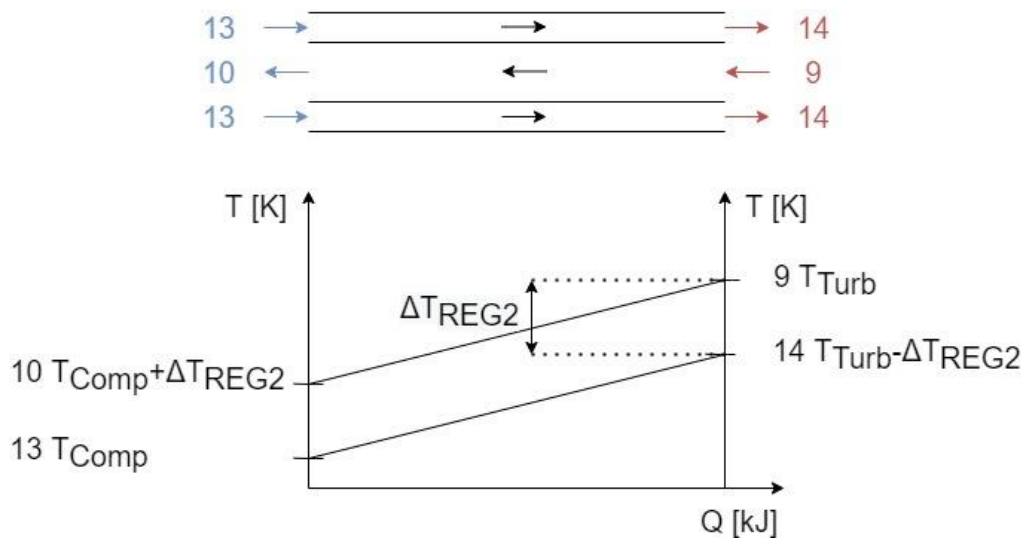
Odvod a přívod tepla v regenerátoru

V průběhu nabíjení dochází v regenerátoru k přehřátí pracovního média proudícího ze studeného zásobníku plynem, který naopak vystupuje z teplého zásobníku. Děje v regenerátoru při procesu nabíjení jsou tak dány výstupními stavy ze zásobníků, které mají zvolené parametry okrajových podmínek. Na Obrázku 29 je vidět princip funkce regenerátoru systému PTES s regenerovaným inverzním Braytonovým oběhem (RIBC), který je zapojený jako protiproudý výměník. Ze schématického QT diagramu je patrné, že přívod, respektive odvod, tepla je lineární, jelikož se jedná o tentýž plyn, který neprochází fázovou změnou. Při přestupu tepla je uvažován minimální rozdíl teplot pro nabíjení ΔT_{REG1} , jehož hodnota byla uvedena v okrajových podmínkách.



Obrázek: 29 Schématický QT diagram regenerátoru PTES s RIBC pro nabíjení

Při procesu vybíjení je v regenerátoru předáváno teplo pracovní látky vystupující z kompresoru plynem proudícím do regenerátoru po expanzi. Děje odehrávající se v regenerátoru během vybíjení jsou tak dány stavy po kompresi a expanzi. Schématický Obrázek 30 ukazuje popsání děje na příkladě PTES s RIBC. Přestup tepla v regenerátoru, myšleného jako protiproudého výměníku, během nabíjení byl uvažován s minimálním teplotním rozdílem ΔT_{REG2} , který byl volen úmyslně větší než při nabíjení, čímž bylo řízeno množství tepla odváděné ve výměnících HX1 a HX2.



Obrázek: 30 Schématický QT diagram regenerátoru PTES s RIBC pro vybijení

Komprese

Komprese v popisovaném modelu byla uvažována jako reálná čili při ní vlivem nevratnosti dějů v kompresoru dochází k nárůstu entropie. Jinými slovy, k dosažení stejných výstupních parametrů je v reálném případě nutné vynaložit více práce než při ideální izoentropické kompresi. Míra přiblížení komprese v reálném stroji k ideálnímu je označována jako izoentropická účinnost kompresoru η_{comp} a je tedy dána vztahem:

$$\eta_{comp} = \frac{\Delta h_{ideal}}{\Delta h_{real}} \quad (5.14)$$

Kde Δh_{ideal} je rozdíl entalpií ideální komprese a Δh_{real} je rozdíl entalpií reálné komprese. Pro zhotovení numerických modelů je důležitější její úprava s hodnotami entalpií jednotlivých stavů.

$$h_1 = h_0 + \frac{h_{1s} - h_0}{\eta_{comp}} \quad (5.15)$$

Kde h_1 je entalpie po reálné kompresi h_{1s} je entalpie po ideální kompresi a h_0 je entalpie před kompresí.

Expanze

Stejně jako komprese i expanze byla uvažována reálná. Reálná expanze se vyznačuje dosažením menšího množství práce než v případě ideální expanze, což je zapříčiněno nevratností

dějů v expandéru a s tím spojeným nárůstem entropie. Reálné expandéry jsou proto charakterizovány izoentropickou účinností η_{exp} , která je dána rovnicí:

$$\eta_{exp} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{ideal}} \quad (5.16)$$

Kde Δh_{real} je rozdíl entalpií reálné expanze a Δh_{ideal} je rozdíl entalpií ideální expanze. Při sestavování modelů byla využita upravená forma s vyjádřenými entalpiemi počátečního a konečného stavu.

$$h_1 = h_0 + (h_{1s} - h_0)\eta_{exp} \quad (5.17)$$

5.2.2 Vyhodnocení důležitých parametrů koncepcí

Po určení jednotlivých stavů nabíjecího i vybíjecího oběhu bylo provedeno vyhodnocení parametrů oběhů koncepcí, které vedou ke zjištění dvou nejdůležitějších vlastností PTES z pohledu využití v energetické síti, jimiž jsou *roundtrip efficiency* a výstupní výkon. Pro přehlednost jsou určeny zvlášť parametry nabíjení a vybíjení, také jsou použity obecné indexy veličin *in* pro počáteční stavy a *out* pro konečné stavy dějů.

Nabíjení

Měrná práce kompresoru w_{comp} je rovna rozdílu entalpií na výstupu a vstupu kompresoru.

$$w_{comp} = h_{comp_out} - h_{comp_in} \quad (5.18)$$

Měrná práce expandéru w_{exp} se udává jako změna entalpie na výstupu vzhledem ke vstupu expandéru.

$$w_{exp} = h_{exp_out} - h_{exp_in} \quad (5.19)$$

Měrná čistá práce oběhu w_{net_in} je rovna sumě prací kompresoru a expandéru.

$$w_{net_in} = w_{comp} + w_{exp} \quad (5.20)$$

Měrné teplo odevzdané do HS q_{out} je dáno rozdílem entalpií výstupní a koncové části teplého zásobníku.

$$q_{out} = h_{HS_out} - h_{HS_in} \quad (5.21)$$

Měrné teplo jímáno z CS q_{in} se určí jakožto rozdíl entalpií výstupu a vstupu do studeného zásobníku.

$$q_{in} = h_{CS_out} - h_{CS_in} \quad (5.22)$$

Topný faktor tepla COP_{teplo} je podíl odevzdaného tepla do HS ku čisté práci, která byla pro tento proces vynaložena.

$$COP_{teplo} = \frac{q_{out}}{w_{net}} \quad (5.23)$$

Topný faktor chladu COP_{chlad} je roven poměru mezi odejmutým teplem z CS a čisté práci oběhu.

$$COP_{chlad} = \frac{q_{in}}{w_{net}} \quad (5.24)$$

Kontrola správnosti zhotovených modelů byla provedena na základě bilance energií nabíjecího procesu. Bilance ukazuje, že suma naakumulovaných energií v zásobnících musí být rovna čisté energii do systému přivedené. V této formě vztah platí, jelikož v průběhu nabíjení není žádné teplo odváděné do okolí.

$$q_{out} + q_{in} = w_{net} \quad (5.25)$$

Při použití předchozích vztahů, se tato bilance dá přepsat do tvaru:

$$COP_{teplo} + COP_{chlad} = 1 \quad (5.26)$$

Vybíjení

Pro proces vybíjení je možné vycházet ze stejných vztahů pro měrné práce kompresoru, expandéru a čistou práci oběhu (w_{net_out}), v případě zásobníku tomu je taktéž, avšak teplo je v HS jímáno (q_{in}) a naopak v CS odváděno (q_{out}).

Účinnost oběhu η je pak rovna podílu tepla přivedeného a čisté práce.

$$\eta = \frac{q_{in}}{w_{net}} \quad (5.27)$$

Roundtrip efficiency X je, jak bylo uvedeno, poměr mezi čistou energií (prací) odvedenou a čistou prací přivedenou do systému PTES.

$$X = \frac{w_{net_out}}{w_{net_in}} = \frac{w_{comp_out} + w_{exp_out}}{w_{comp_in} + w_{exp_in}} = \frac{\frac{\Delta h_{Icomp_out}}{\eta_{comp}} + \eta_{exp} \Delta h_{Iexp_out}}{\frac{\Delta h_{Icomp_in}}{\eta_{comp}} + \eta_{exp} \Delta h_{Iexp_in}} \quad (5.28)$$

Tato závislost se dá při použití výše uvedených vztahů přepsat do podoby:

$$X = COP_{teplo} \cdot \eta \quad (5.29)$$

V reálném zařízení je nutné počítat s omezenou účinností elektrických i mechanických součástí oběhu, proto je udávána mezi výsledky *Elektrická roundtrip efficiency* X_{el} , která je rovna součinu *roundtrip efficiency* a čtverci elektrických účinností, jelikož elektrické a mechanické ztráty vstupují do výpočtu při nabíjení i vybíjení.

$$X_{el} = X \cdot \eta_{el}^2 \quad (5.30)$$

Výstupní výkon P_{out} je dán součinem výstupní čisté práce při vybíjení a hmotnostním tokem pracovního média v cyklu.

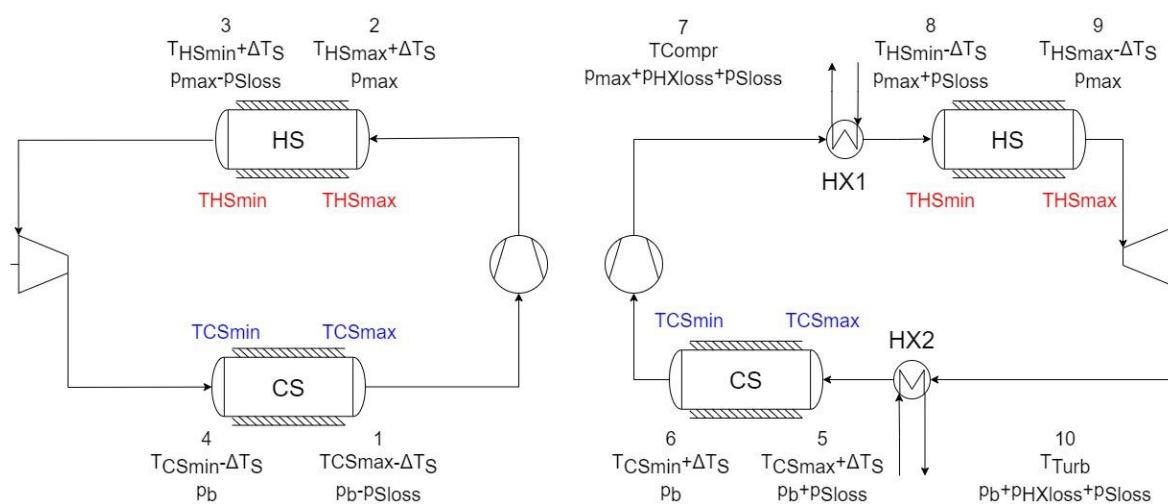
$$P_{out} = w_{net_out} \cdot \dot{m} \quad (5.31)$$

5.2.3 Výsledky jednotlivých modelů:

Níže jsou popsány zhotovené modely systémů PTES. U každého modelu je popsán princip jeho fungování, uveden TS diagram pro pracovní médium argon a tabulka významných parametrů pro obě uvažovaná pracovní média (argon i vzduch).

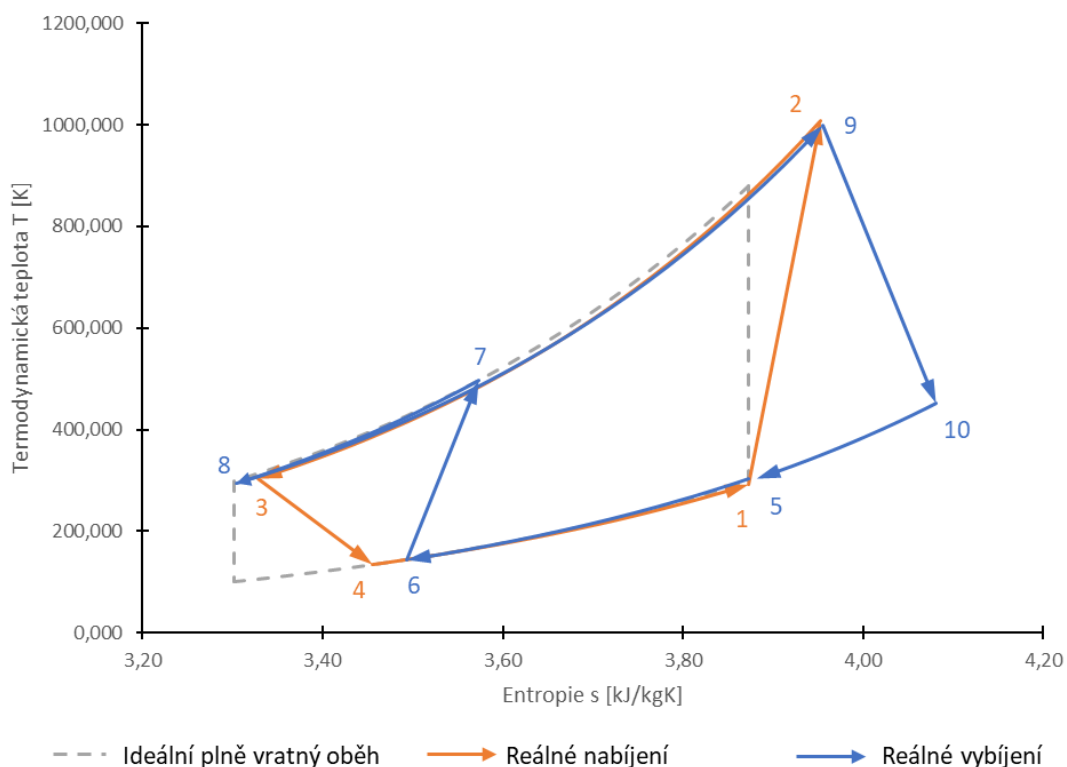
5.2.3.1 Neregenerovaný Braytonův cyklus

Při tvorbě modelu bylo postupováno dle uvedených metod výpočtů jednotlivých stavů v oběhu podle schématu na Obrázku 31. Ze schématu je patrný princip fungování celého systému PTES s Braytonovým oběhem (BC). Během nabíjení dochází ke kompresi mezi stavy 1-2, dále pracovní médium předává své teplo do teplého zásobníku (Hot Storage) 2-3, na to navazuje expanze 3-4. Posledním dějem je přívod tepla pracovního média do studeného zásobníku (Cold Storage) 4-1. Nabíjení se skládá z více dějů vlivem nárůstu entropie při nevratných procesech. Pracovní látka mezi stavy 5-6 předává své teplo do CS, následuje komprese 6-7. Po kompresi musí dojít k odvodu tepla v tepelném výměníku HX1 mezi stavy 7-8, jelikož má pracovní médium vyšší teplotu, než je teplota v zásobníku vlivem nevratných dějů. Následně médium jímá teplo z HS 8-9, po tomto ději následuje expanze 9-10. Po expanzi je však teplota stále vyšší než v zásobníku CS, proto je před zásobníkem tepelný výměník HX2, ve kterém dochází k odvodu tepla 10-5. Nakonec plyn odevzdává teplo do studeného zásobníku CS, čímž je cyklus uzavřen.



Obrázek: 31 Schéma PTES s neregenerovaným Braytonovým oběhem, vlevo nabíjení, vpravo vybíjení

Obrázek 32 znázorňuje v TS diagramu průběh nabíjecích a vybíjecích procesů, přičemž tyto procesy splývají pouze pro teoretický ideální plně vratný cyklus s *roundtrip efficiency* právě rovné jedné. Z grafu je patrné, že vliv adiabatických dějů komprese a expanze je značný.



Obrázek: 32 TS diagram PTES s neregenerovaným Braytonovým oběhem (s pracovním médiem argonem)

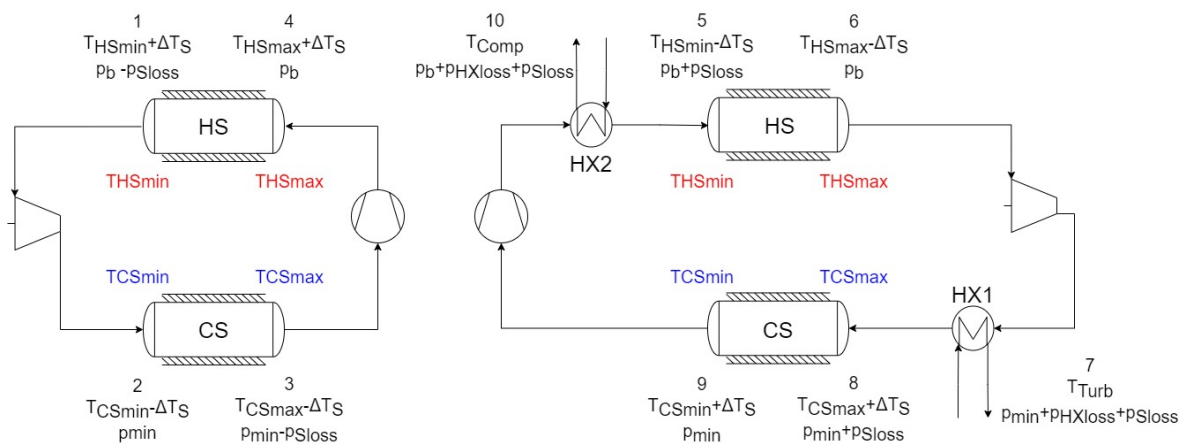
Tabulka 6 obsahuje významné parametry oběhu pro obě uvažovaná pracovní média.

Tabulka 6 Významné parametry PTES s neregenerovaným Braytonovým oběhem

Pracovní médium		Argon	Vzduch	
Nabíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	373,13	429,13	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	85,97	135,32	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_in}	287,17	293,81	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do HS	q_{out}	370,32	421,92	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z CS	q_{in}	83,15	128,11	kJ/kg
Topný faktor tepla	COP_{teplo}	1,290	1,436	[-]
Topný faktor chladu	COP_{chlad}	0,290	0,436	[-]
Vybíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	182,91	258,00	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	285,24	315,72	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_out}	102,33	57,72	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z HS	q_{in}	83,06	128,06	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do CS	q_{out}	369,83	420,09	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX1	q_{HX1}	106,76	141,32	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX2	q_{HX2}	77,46	92,56	kJ/kg
Účinnost oběhu	η	0,277	0,137	[-]
Celkové výsledky				
Roundtrip efficiency	X	0,357	0,197	[-]
Elektrická roundtrip efficiency	X_{el}	0,343	0,189	[-]
Výstupní výkon	P_{out}	10 028	5656	kW

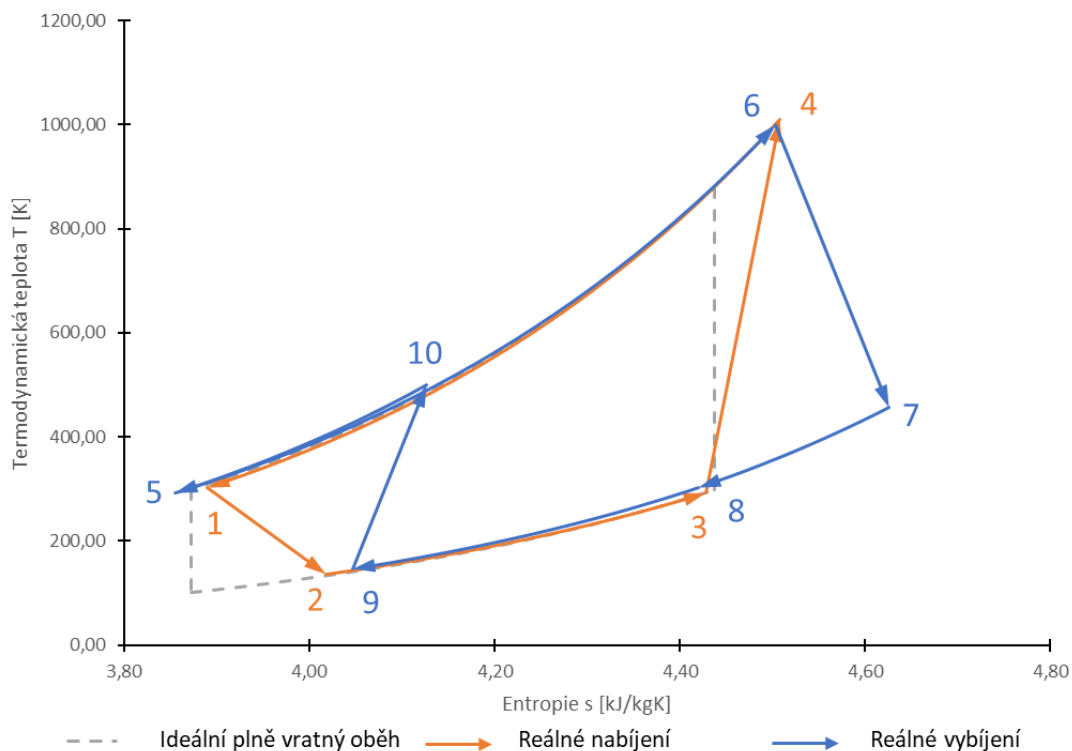
5.2.3.2 Neregenerovaný inverzní Braytonův cyklus

Obrázek 33 ukazuje posloupnost, která byla použita při tvorbě modelu systému PTES s neregenerovaným inverzním Braytonovým oběhem (IBC). Proces nabíjení probíhá expanzí 1-2, následně pracovní médium jímá teplo v zásobníku CS mezi stavy 2-3. Poté navazuje komprese 3-4 a cyklus uzavírá odevzdání tepla 4-1 do teplého lože. Vybíjení postupuje od jímání tepla ze zásobníku HS mezi stavy 5-6, přes expanzi 6-7, následovanou odvodem tepla 7-8 v tepelném výměníku HX1 z důvodu vyšší teploty plynu po expanzi, než je vstupní teplota zásobníku CS. Dále pracovní médium proudí přes studený zásobník, kde se odvádí teplo mezi stavy 8-9. Následuje komprese 9-10 a oběh je uzavřen odvodem tepla 10-5 ve výměníku HX2, jelikož je teplota po kompresi vyšší než na vstupu do zásobníku HS.



Obrázek: 33 Schéma PTES s neregenerovaným inverzním Braytonovým oběhem, vlevo nabíjení, vpravo vybíjení

TS diagram ukazující popisovaný systém PTES s inverzním Braytonovým oběhem je na Obrázku 34.



Obrázek: 34 TS diagram PTES s neregenerovaným inverzním Braytonovým oběhem (s pracovním médiem argonem)

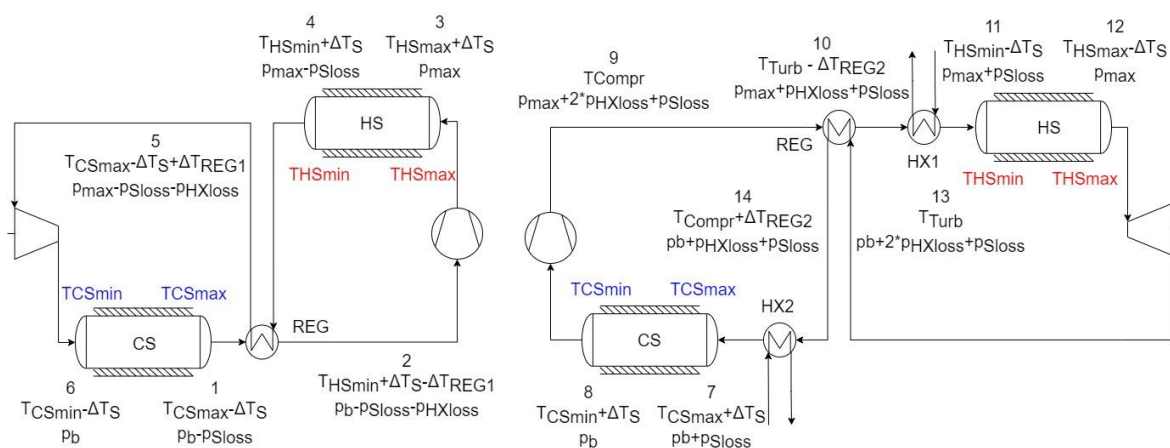
Tabulka 7 ukazuje vypočtené parametry systému PTES pro oba pracovní plyny.

Tabulka 7 Významné parametry PTES s neregenerovaným inverzním Braytonovým oběhem

Pracovní médium		Argon	Vzduch	
Nabíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	372,64	428,23	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	87,10	136,49	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_in}	285,54	291,74	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do HS	q_{out}	367,60	418,38	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z CS	q_{in}	82,06	126,64	kJ/kg
Topný faktor tepla	COP_{teplo}	1,287	1,434	[-]
Topný faktor chladu	COP_{chlad}	0,287	0,434	[-]
Vybíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	184,90	259,61	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	282,28	311,63	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_out}	97,38	52,03	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z HS	q_{in}	82,08	126,71	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do CS	q_{out}	367,63	417,71	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX1	q_{HX1}	79,10	94,15	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX2	q_{HX2}	108,24	143,23	kJ/kg
Účinnost oběhu	η	0,265	0,125	[-]
Celkové výsledky				
Roundtrip efficiency	X	0,341	0,179	[-]
Elektrická roundtrip efficiency	X_{el}	0,334	0,175	[-]
Výstupní výkon	P_{out}	9738	5203	kW

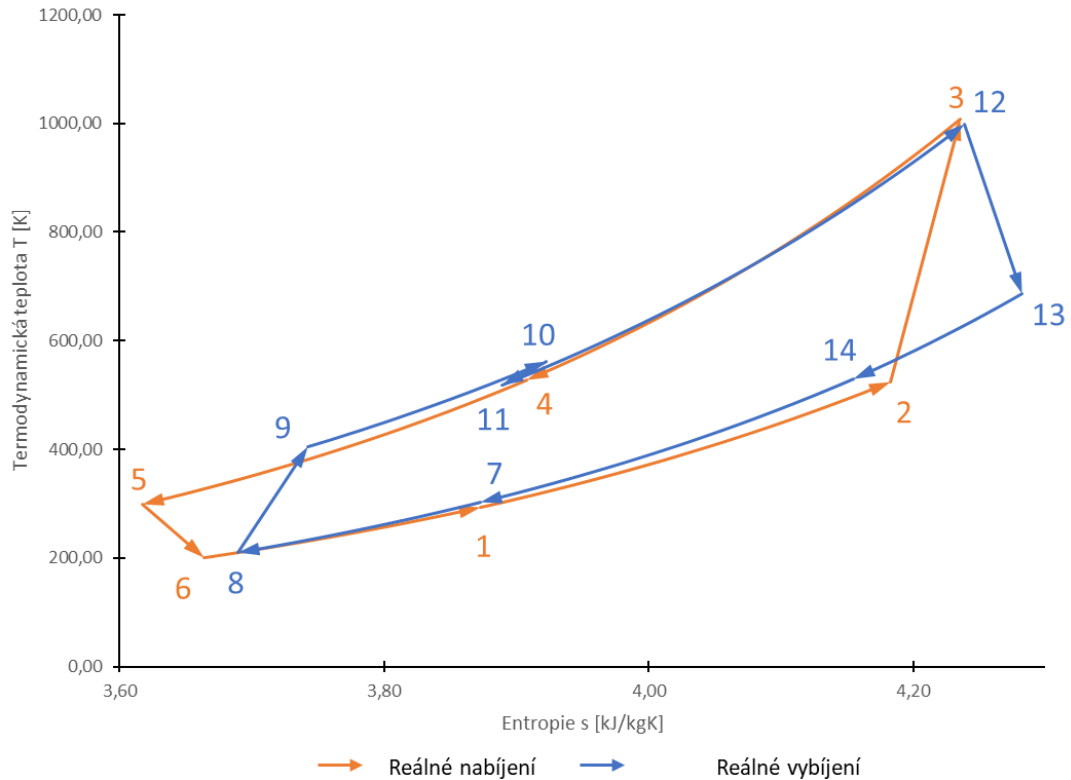
5.2.3.3 Regenerovaný Braytonův cyklus

Zapojení systému PTES s regenerovaným Braytonovým oběhem (RBC) je patrné z Obrázku 35. V průběhu nabíjení je mezi stavy 1-2 pracovnímu médiu dodáno teplo v regenerátoru (REG), poté následuje komprese 2-3. Dále pracovní látka předává teplo 3-4 do zásobníku HS, načež plyn předává teplo regenerátoru 4-5. Následuje expanze 5-6. Nabíjecí cyklus uzavírá přijímání tepla plynem ze studeného zásobníku 6-1. Proces vybíjení postupuje od přívodu tepla 7-8 do zásobníku CS, přes kompresi 8-9, k přívodu tepla v regenerátoru 9-10. Poté musí být část tepla odvedena ve výměníku HX1, kvůli vyšší teplotě plynu, než je vstupní teplota v teplém zásobníku. V zásobníku HS je pracovní látce přivedeno teplo 11-12, dále následuje expanze 12-13. Po expanzi je odvedena část tepla plynu v regenerátoru 13-14. Teplota plynu je však stále vyšší než vstupní do CS, proto je před studeným zásobníkem předřazen výměník HX2, kde dochází k odvodu tepla 14-7.



Obrázek: 35 Schéma PTES s regenerovaným Braytonovým oběhem, vlevo nabíjení, vpravo vybíjení

Popsané fungování systému PTES s regenerovaným Braytonovým oběhem je patrné i z jeho TS diagramu na Obrázku 36. V TS diagramu je dobře vidět zmíněný odvod tepla v HX1 10-11 po regeneraci 9-10 v průběhu vybíjení, který je nutný pro správnou funkci systému, i když se může jevit na první pohled do jisté míry zvláštně.



Obrázek: 36 TS diagram PTES s regenerovaným Braytonovým oběhem (s pracovním médiem argonem)

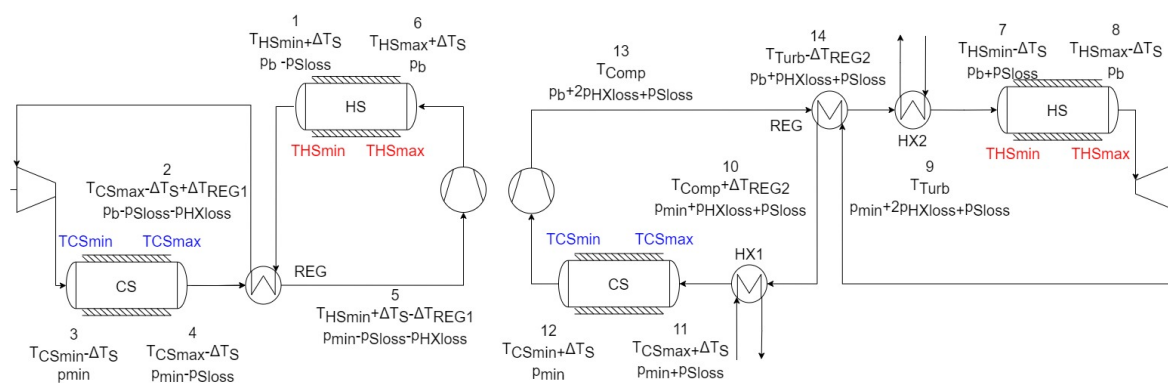
Výstupní hodnoty oběhu jsou shrnuty v Tabulce 8.

Tabulka 8 Významné parametry PTES s regenerovaným Braytonovým oběhem

Pracovní médium		Argon	Vzduch	
Nabíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	252,31	316,61	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	50,86	74,92	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_in}	201,45	241,69	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do HS	q_{out}	249,84	311,54	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z CS	q_{in}	48,72	70,46	kJ/kg
Topný faktor tepla	COP_{teplo}	1,242	1,292	[-]
Topný faktor chladu	COP_{chlad}	0,242	0,292	[-]
Vybíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	101,02	142,23	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	161,84	194,66	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_out}	60,82	52,43	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z HS	q_{in}	48,69	70,44	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do CS	q_{out}	249,59	311,39	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX1	q_{HX1}	35,79	11,40	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX2	q_{HX2}	104,73	174,03	kJ/kg
Účinnost oběhu	η	0,244	0,168	[-]
Celkové výsledky				
Roundtrip efficiency	X	0,302	0,217	[-]
Elektrická roundtrip efficiency	X_{el}	0,290	0,208	[-]
Výstupní výkon	P_{out}	5 961	5 138	kW

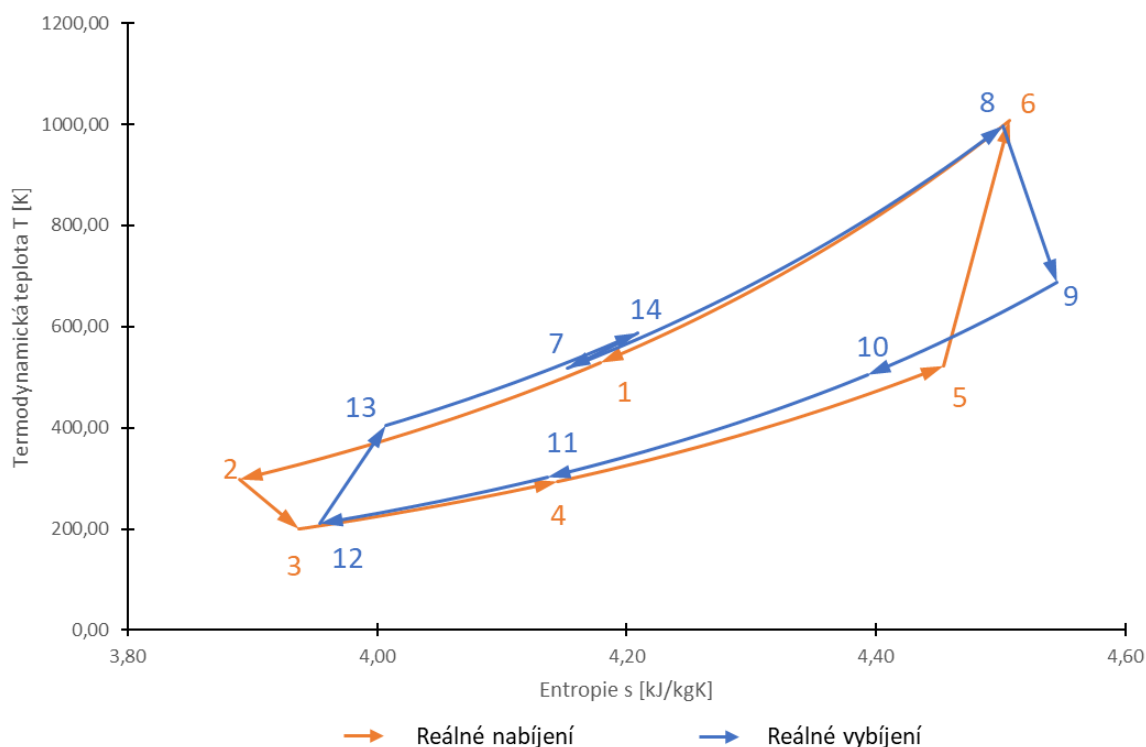
5.2.3.4 Regenerovaný inverzní Braytonův cyklus

Schématický Obrázek 37 vyobrazuje fungování Carnotovy baterie s regenerovaným inverzním Braytonovým oběhem (RIBC) a dvěma zásobníky se šterkovými loži. Nabíjení systému začíná odvodem tepla z plynného pracovního média v regenerátoru 1-2, následuje expanze 2-3 a tu střídá přívod tepla z CS 3-4. Mezi stavy 4-5 dochází k přívodu tepla v regenerátoru do plynu. Následně dochází ke kompresi 5-6 a na závěr je přivedeno teplo 6-1 do teplého zásobníku. Během vybíjení je pracovnímu médiu přiváděno teplo 7-8 ze zásobníku HS. Poté dochází k expanzi 8-9, která je střídána regeneračním odvodem tepla 9-10. Následně musí dojít k odvodu tepla 10-11 ve výměníku HX1, jelikož je teplota plynu příliš vysoká. Pracovní médium dále proudí přes studený zásobník, kde předává své teplo 11-12. Za CS dochází ke kompresi 12-13, kterou následuje regenerační ohřev 13-14. Poté dochází opět k odvodu tepla z oběhu do okolí 14-7 ve výměníku HX2, a tím je cyklus uzavřen.



Obrázek: 37 Schéma PTES s regenerovaným inverzním Braytonovým oběhem, vlevo nabíjení, vpravo vybíjení

Na Obrázku 38 je uveden TS diagram popsané Carnotovy baterie. Podobně jako u PTES s regenerovaným Braytonovým oběhem se zde v případě vybíjení vyskytuje popsáný odvod tepla 14-7 v HX2, který může být trochu zarážející. Odvod tepla 14-7 je však nutný, při jeho absenci by totiž docházelo k ohřevu části zásobníku HS, jelikož teplota na jeho vstupu je vyšší, než dosažená po regeneraci. Tento stav je nežádoucí, jelikož by byla minimální teplota v zásobníku (THS_{min}) po konci vybíjení vyšší než nominální.



Obrázek: 38 TS diagram PTES s regenerovaným inverzním Braytonovým oběhem (s pracovním médiem argonem)

V Tabulce 9 jsou uvedeny vypočtené hodnoty význačných parametrů systému.

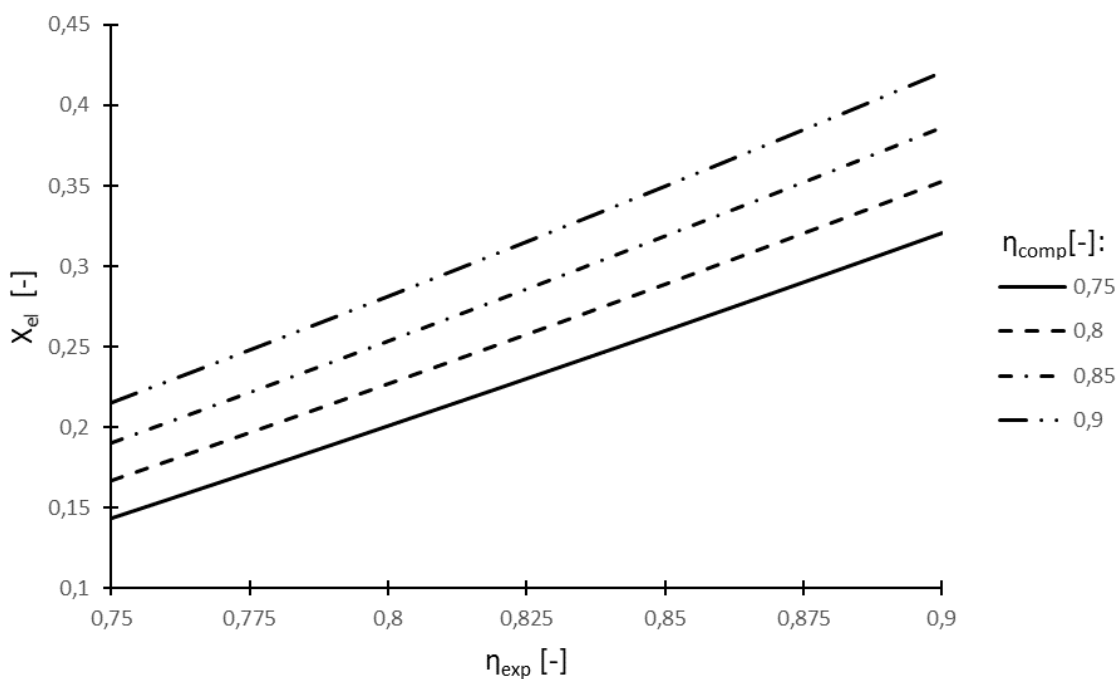
Tabulka 9 Významné parametry PTES s regenerovaným inverzním Braytonovým oběhem

Pracovní médium		Argon	Vzduch	
Nabíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	252,21	316,43	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	50,97	75,03	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_in}	201,24	241,39	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do HS	q_{out}	249,64	311,28	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z CS	q_{in}	48,50	70,16	kJ/kg
Topný faktor tepla	COP_{teplo}	1,241	1,290	[-]
Topný faktor chladu	COP_{chlad}	0,241	0,290	[-]
Vybíjení				
Měrná práce kompresoru	w_{comp}	101,20	142,38	kJ/kg
Měrná práce expandéru	w_{exp}	161,78	194,54	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu	w_{net_out}	60,57	52,16	kJ/kg
Měrné teplo jímáno z HS	q_{in}	48,50	70,02	kJ/kg
Měrné teplo odevzdané do CS	q_{out}	249,65	310,61	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX1	q_{HX1}	104,84	174,03	kJ/kg
Měrné teplo odváděné v HX2	q_{HX2}	35,81	11,40	kJ/kg
Účinnost oběhu	η	0,243	0,168	[-]
Celkové výsledky				
Roundtrip efficiency	X	0,301	0,217	[-]
Elektrická roundtrip efficiency	X_{el}	0,289	0,208	[-]
Výstupní výkon	P_{out}	5 936	5 112	kW

5.2.4 Analýza optimálních pracovních podmínek PTES s RIBC

Volba okrajových podmínek byla provedena relativně střídavě, aby byly demonstrovány parametry systémů PTES v raných fázích vývoje a prvotních demonstračních aplikacích, v němž se v době zpracovávání bakalářské práce většina projektů CB nacházela. Proto byly zpracovány citlivostní analýzy modelu PTES s RIBC pro pracovní médium argon, které mají ukázat vliv volby jednotlivých okrajových podmínek na konečnou *roundtrip efficiency*.

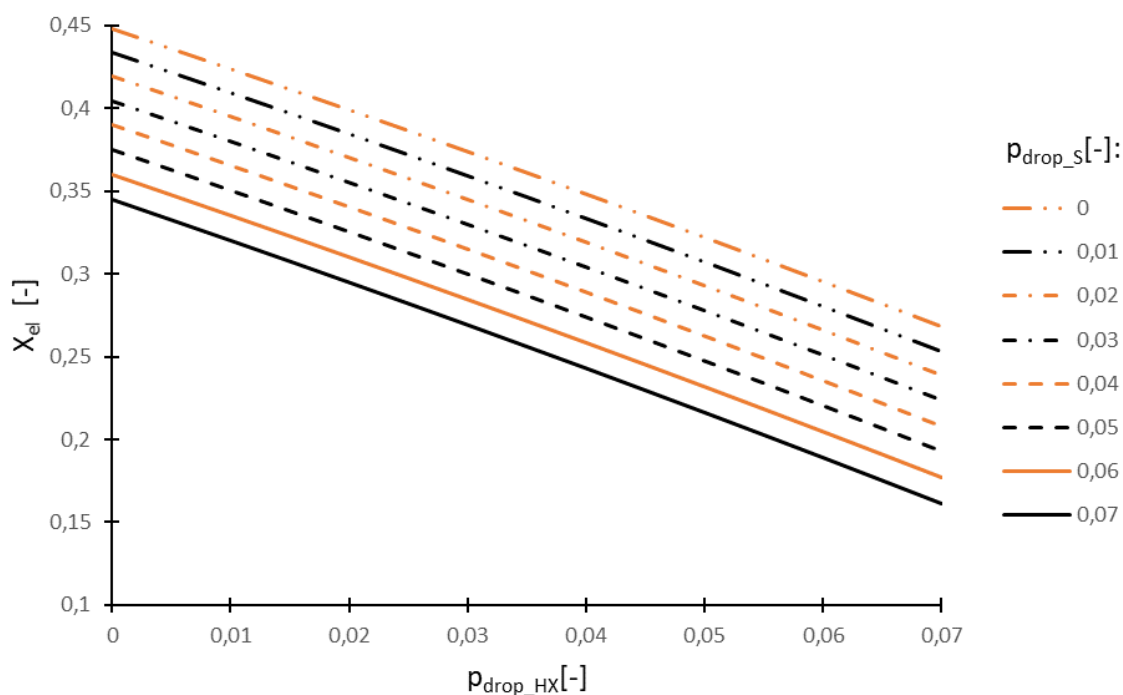
Za jedny z nejdůležitějších parametrů byly určeny izoentropické účinnosti kompresoru a expandéru. Toto určení je v celku samozřejmé, jelikož v ideálním případě, kdyby byly rovny jedné a nedocházelo by k jiným ztrátám v obězích, byla by i *roundtrip efficiency* rovna jedné. Na Obrázku 39 je závislost elektrické *roundtrip efficiency* na izoentropických účinnostech kompresoru a expandéru cyklu při zachování ostatních okrajových podmínek stejných. Je patrné, že závislosti jsou lineární, což je samozřejmé, jelikož izoentropické účinnosti jsou konstantami úměrnosti reálných dějů vůči ideálním. Přímký však nejsou ekvidistantní, protože jsou jejich směrnice různé díky rozdílným hodnotám izoentropických účinností kompresorů. Rozsahy izoentropických účinností byly voleny s ohledem na maximální, v praxi dosahované, podle reference [42].



Obrázek: 39 Vliv izoentropických účinností kompresoru a expandéru na *roundtrip efficiency*

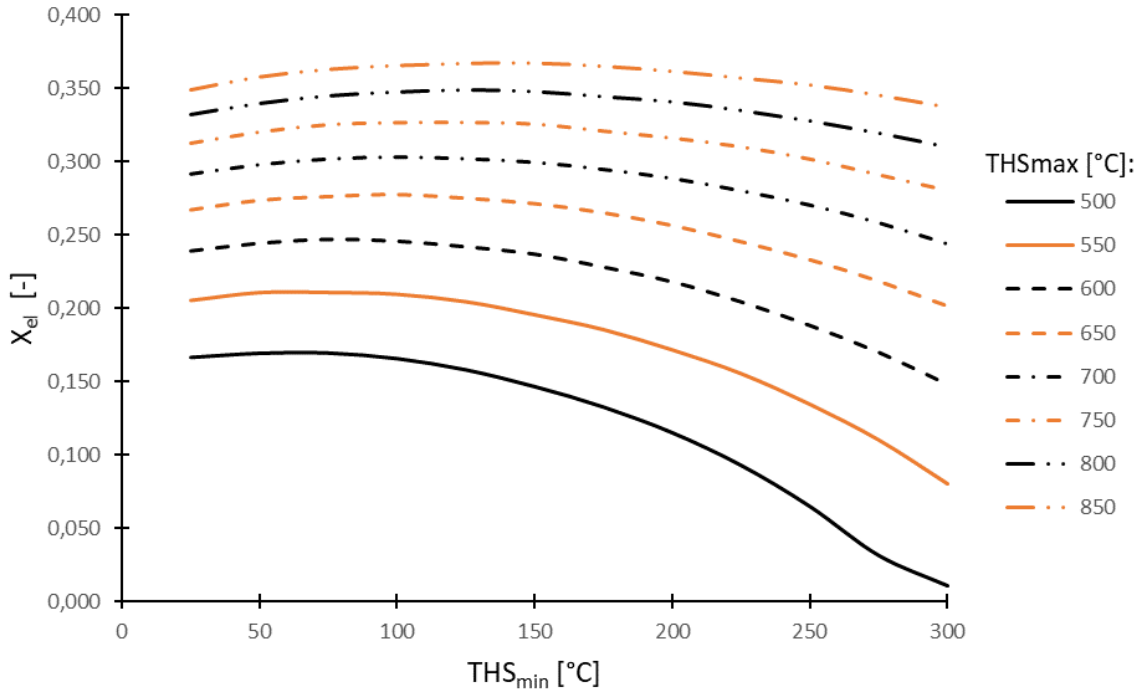
Dalšími významnými parametry vstupujícími do výpočtu *roundtrip efficiency* byly předpokládány tlakové ztráty v zásobnících a výměnících tepla. Obrázek 40 ukazuje diagram závislosti *roundtrip efficiency* na tlakových ztrátách. Při tvorbě citlivostní analýzy byly použity stejné ostatní okrajové podmínky jako u představeného modelu PTES s RIBC. Z grafu je zřejmé,

že závislosti jsou lineární a mají klesající charakter, což není překvapivé, jelikož byl použit model procentuálního poklesu tlaku v daném zařízení. Diagram naznačuje, že modelovaný systém PTES je velice citlivý na nárůst tlakových ztrát. Tlakové ztráty v komponentech jsou tedy jedním z klíčových parametrů, na které by se mělo přihlížet při optimalizaci *roundtrip efficiency*, potažmo konstrukci zásobníku.



Obrázek: 40 Vliv tlakových ztrát v zásobnících a tepelných výměnících na *roundtrip efficiency*

Posledními sledovanými okrajovými podmínkami byly okrajové teploty HS. Maximální teplota v zásobníku THS_{max} je limitována vlastnostmi použitého skladovacího materiálu horninového typu. Horniny v podobě štěrku ve štěrkových ložích jsou schopny zachovávat si požadované vlastnosti do stovek stupňů Celsia, přičemž horniny použity v projektu PTES společnosti Siemens Gamesa [43] by měly v pozdějších vývojových fázích zvládat i teplotu 850 °C. Obrázek 41 ukazuje diagram závislosti *roundtrip efficiency* na minimální teplotě teplého zásobníku THS_{min} a maximální teplotě THS_{max} , který naznačuje, že existuje optimální kombinace okrajových teplot zásobníku pro dosažení nejvyšší *roundtrip efficiency*. Z diagramu je patrné, že čím vyšší je THS_{max} , tím je závislost plošší a optimum méně výrazné. Ostatní okrajové podmínky modelu při tvorbě citlivostní analýzy byly opět ponechány stejné jako v originálním modelu.



Obrázek: 41 Závislost roundtrip efficiency na volbě okrajových teplot teplého zásobníku

6 Návrh systému z hlediska zásobníků tepla

Návrh zásobníku je nutné provést ve dvou hlavních rovinách. Prvním aspektem jsou požadavky systému PTES na zásobníky z pohledu jejich termo-hydraulických vlastností. Druhým důležitým hlediskem je dimenzování z pohledu pevnosti a tuhosti jejich konstrukce. Podle zadání této bakalářské práce byl zvolen demonstrační systém s regenerovaným inverzním Braytonovým cyklem o výstupním elektrickém výkonu 200 kWe, skladovací kapacitě odpovídající 10 hodinám plného vybíjení a skladovacím materiálem v podobě štěrku z gabra.

6.1 Termo-hydraulický návrh

Zásobník je nutné navrhnout ideálně tak, aby byl schopen pojmout požadované množství tepla, docházelo v něm k co nejmenším tlakovým ztrátám a nejlepšímu přestupu tepla z teplosměnné látky (HTF), která je v této konfiguraci systému PTES zároveň pracovním médiem. Proto se musí velikost zásobníku dimenzovat s ohledem na potřebné množství skladovacího materiálu. Jednoduchý model potřebné velikosti zásobníku je možné odvodit z kalorimetrické rovnice níže uvedeným způsobem, který je uvažován i v referenci [39].

$$E = mc_s(T_{max} - T_{min}) \quad (6.1)$$

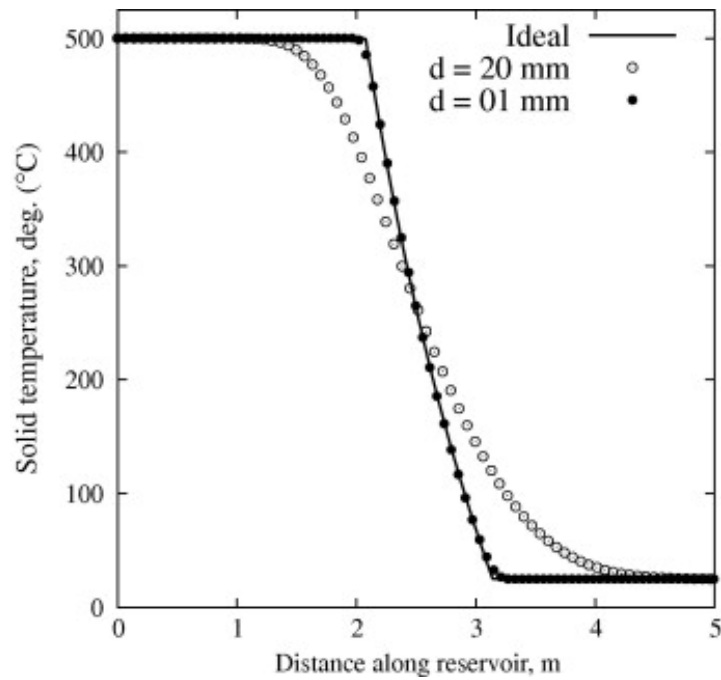
Kde E je množství naakumulovaného tepla, m je hmotnost a c_s měrná tepelná kapacita skladovacího materiálu, T_{max} a T_{min} jsou maximální a minimální teplota v zásobníku. Tento vztah lze, při zavedení objemové hustoty skladovacího materiálu ρ_s a potřebného objemu zásobníku V přepsat do podoby:

$$E = V\rho_s c_s (T_{max} - T_{min}) \quad (6.2)$$

Odtud je tedy možné vyjádřit hledaný objem zásobníku, jako:

$$V = \frac{E}{\rho_s c_s (T_{max} - T_{min})} \quad (6.3)$$

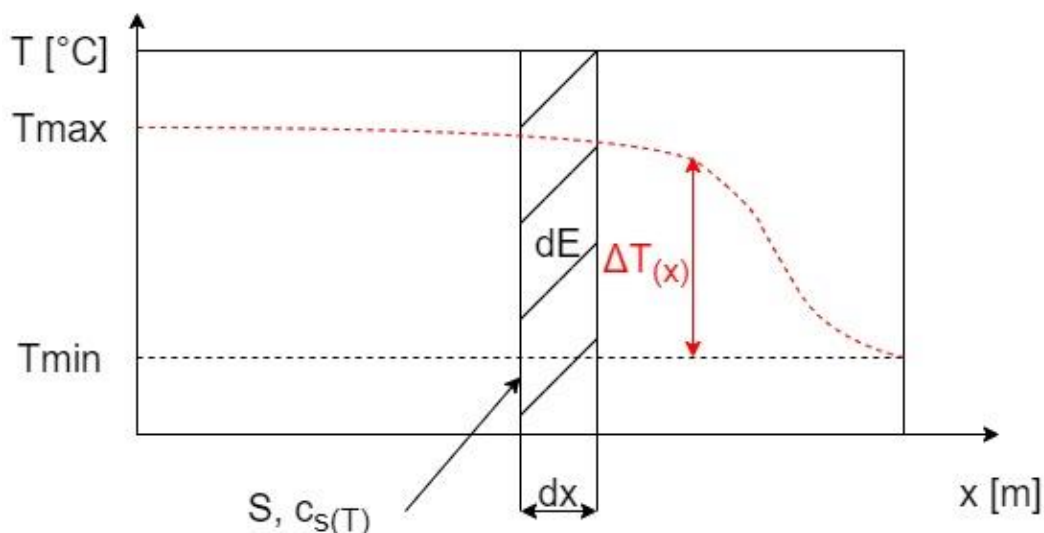
Takovýto model je však vhodný pro zásobník, jehož teplotní profil se vyznačuje skokovou změnou teploty u jednoho ze svých konců a je zhotoven z monolitního bloku s homogenní hustotou v celém objemu. Uvažovaná šterková lože však takovými vlastnostmi nedisponují ani po připuštění značně zjednodušujících předpokladů. Reálná šterková lože jsou tvořena sypaným horninovým materiálem, který má mezi jednotlivými částicemi mezery, jimiž proudí HTF. Směrodatnějším parametrem udávajícím hmotnost šterku na jednotku objemu zásobníku než hustota horniny, je tedy tzv. sypaná hmotnost, která je různá podle frakce materiálu. V reálném šterkovém loži také nedochází ke skokové změně v teplotním profilu, také nazývané teplotní stratifikace, ale k relativně pozvolnému poklesu z maximální teploty na minimální. Určení teplotního profilu zásobníku není jednoduchou úlohou, která si vyžaduje hlubší pochopení mechanismů přenosů tepla v zásobníku. Proto si tato bakalářská práce neklade za cíl stanovení teplotního profilu, které vede na řešení parciálních diferenciálních rovnic. Tyto parciální diferenciální rovnice je nutné řešit některým z numerických schémat, jelikož jejich analytické řešení je možné pouze za určitých předpokladů. Obrázek 42 ukazuje řešení teplotního profilu v zásobníku, které provedli White a kol. ve své práci [44].



Obrázek: 42 Teplotní stratifikace v teplém zásobníku (převzato z [44])

S teplotní stratifikací se pojí další problematická partie, při použití jednoduchého modelu postaveného na prosté kalorimetrické rovnici, tou je nekonstantní tepelná kapacita horniny. Tepelná kapacita je funkcí teploty, jak bylo uvedeno v kapitole 3.1.3.

Ideální model výpočtu potřebného objemu zásobníku by tedy měl uvažovat skutečnou teplotní stratifikaci, vnímat tepelnou kapacitu skladovacího materiálu jako funkci teploty a respektovat volný prostor mezi sousedními částicemi horniny, kudy proudí HTF. Zhotovení takového modelu je možné při znalosti naakumulované tepelné energie ve vytnuté elementární části zásobníku, jak je uvedeno na obr. 43.



Obrázek: 43 Nakumulovaná tepelná energie v elementární části zásobníku

Tepelná energie naakumulovaná v elementu zásobníku dE může být popsána diferenciální rovnicí.

$$dE = c_{s(T)} \Delta T_{(x)} dm = c_{s(T)} \Delta T_{(x)} \rho_s (1 - \varepsilon) dV = c_{s(T)} \Delta T_{(x)} \rho_s S dx \quad (6.4)$$

Kde $c_{s(T)}$ je měrná tepelná kapacita horniny jako funkce teploty, $\Delta T_{(x)}$ je teplotní diference stratifikace, m hmotnost a ρ_s objemová hustota skladovacího materiálu, ε je koeficient nezaplnění zásobníku horninou (koeficient mezerovitosti zásobníku), S je plocha příčného průřezu zásobníku a x je podélná souřadnice.

Pro řešení uvedené diferenciální rovnice je nutné znát předpis teplotního profilu a závislosti měrné tepelné kapacity horniny na její teplotě. Proto byly přijaty zjednodušující úvahy v podobě zavedení průměrné teploty v zásobníku T_{avg} a přiřazení k této teplotě příslušnou měrnou tepelnou kapacitu $c_{s_{avg}}$ skladovacího materiálu. Namísto diferenciální rovnice je tedy možno psát algebraickou rovnicí:

$$E = c_{s_{avg}} \rho_s (1 - \varepsilon) V (T_{avg} - T_{min}) \quad (6.5)$$

Průměrná (střední) teplota v zásobníku by se exaktně určila podle:

$$T_{avg} = \frac{1}{L} \int_0^L \Delta T_{(x)} dx \quad (6.6)$$

Kde L je délka zásobníku.

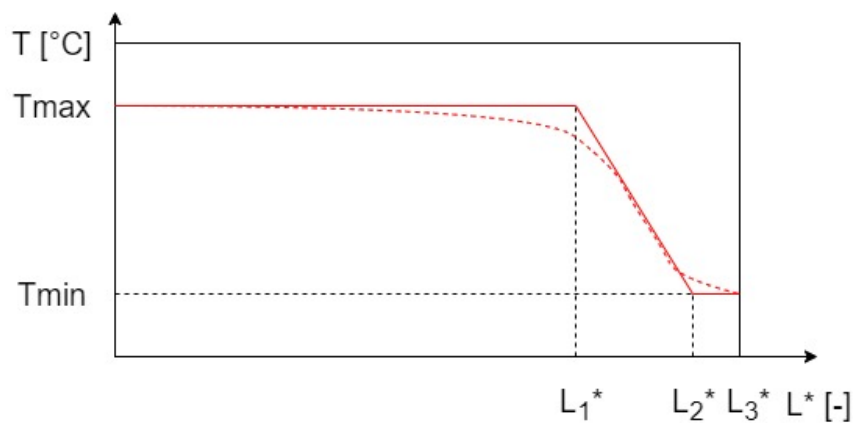
V práci byl však skutečný teplotní profil rozdělen na tři úseky a na nich linearizován, jak je vidět na Obrázku 44. Linearizace přinesla výrazné zjednodušení rovnice pro určení průměrné hodnoty, která tak mohla být přepsána z integrální podoby do sumy. Navíc byly použity bezrozměrné vzdálenosti L^* namísto rozměrových délek. Po úpravě rovnice nabyla podobu:

$$T_{avg} = \frac{1}{L_3^*} \left\{ T_{max} L_1^* + T_{min} (L_3^* - L_2^*) + \frac{(L_2^* - L_1^*)(T_{max} - T_{min})}{2} \right\} \quad (6.7)$$

Kde použité bezrozměrné vzdálenosti L_i^* jsou definovány:

$$L_i^* = \frac{x_i}{L} \quad (6.8)$$

Pro: $i = 1, 2, 3$

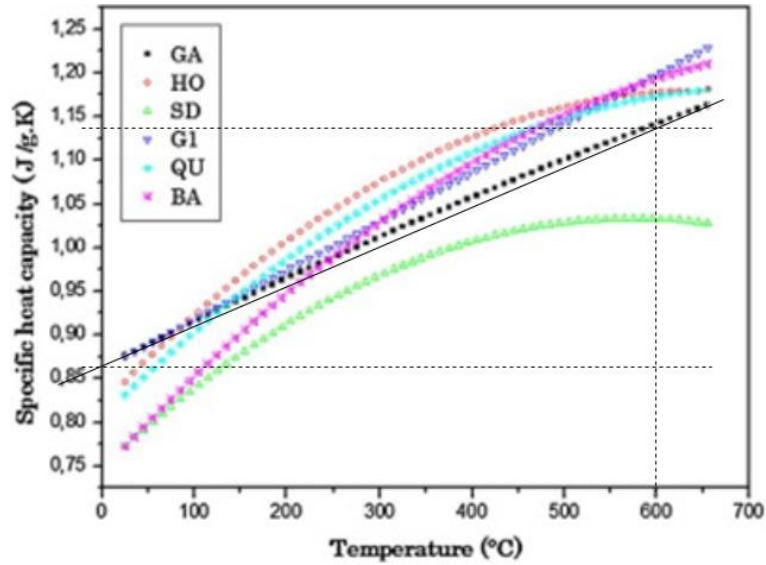


Obrázek: 44 Schéma zásobníku s linearizovanou stratifikací

Střední měrná tepelná kapacita horniny gabro c_{s_avg} pro průměrnou teplotu v zásobníku T_{avg} byla určena z rovnice přímky závislosti měrné tepelné kapacity na teplotě. Rovnice přímky vznikla lineární aproximací uvedené závislosti měrné tepelné kapacity v kapitole 3.1.3, viz obr. 45.

$$c_{s(T)} = 0,86 + 4,67 \cdot 10^{-4}(T) \quad (6.9)$$

Kde T je teplota ve °C.



Obrázek: 45 Lineární aproximace závislosti měrné tepelné kapacity na teplotě (upraveno z [25])

Množství naakumulované energie v zásobníku během nabíjení, lze vyjádřit jako:

$$E = \dot{m}_a \cdot q_{stor} \cdot t_{ch} \quad (6.10)$$

Kde q_{stor} je měrné teplo uchované v zásobníku, t_{ch} je čas nabíjení a \dot{m}_a je konstantní hmotnostní plyného pracovního média, který je dán rovnicí:

$$\dot{m}_a = \frac{P_{out}}{w_{net_out}} \quad (6.11)$$

Kombinací Rovnic 6.5 a 6.10 lze vyjádřit potřebný objem zásobníku V :

$$V = \frac{\dot{m}_a \cdot q_{stor} \cdot t_{disch}}{c_{s_avg} \rho_s (1 - \varepsilon) (T_{avg} - T_{min})} \quad (6.12)$$

Hlavní rozměry zásobníku, průměr D a délka L , jsou dány vypočteným objemem zásobníku a jejich poměrem Φ . Poměr Φ je důležitým parametrem, na kterém závisí tlakové ztráty (větší Φ znamená větší ztráty) a tvar teplotního profilu přestupu tepla plyn-pevná látka. Proto byl v práci volen poměr rozměrů zásobníků s ohledem na poznatky v referenci [44].

$$\Phi = \frac{L}{D} \quad (6.13)$$

V Tabulce 10 jsou uvedeny okrajové podmínky výpočtu potřebného objemu teplého zásobníku pro demonstrační systém s RIBC o výstupním výkonu 200 kW, skladovací kapacitě odpovídající deseti hodinám plného vybíjení, skladovacím materiálem v podobě šterku gabra a s pracovním médiem vzduchem, který je založen na výše uvedeném numerickém modelu PTES s RIBC.

Tabulka 10 Okrajové podmínky výpočtu objemu zásobníku

Maximální teplota v zásobníku	T_{max}	730	°C
Minimální teplota v zásobníku	T_{min}	250	°C
Bezrozměrná vzdálenost max. teploty	L_1^*	0,65	[-]
Bezrozměrná vzdálenost přechodu teploty	L_2^*	0,9	[-]
Bezrozměrná vzdálenost celého zásobníku	L_3^*	1	[-]
Měrné teplo uchované v zásobníku	q_{stor}	311,28	kJ/kg
Měrná čistá práce oběhu při vybíjení	w_{net_out}	52,43	kJ/kg
Výstupní výkon	P_{out}	200	kW
Doba vybíjení při konstantním výkonu	t_{disch}	10	hod
Objemová hustota horniny	ρ_s	2900	[-]
Koeficient mezerovitosti zásobníku	ε	0,45	[-]
Poměr délky a průměru	Φ	2	[-]

Za pomoci výše uvedených vztahů a okrajových podmínek byly provedeny výpočty potřebného objemu zásobníků tepla. Výsledné hodnoty pro oba modely výpočtu jsou uvedeny v Tabulce 11.

Tabulka 11 Výsledné hodnoty výpočtu objemu teplého zásobníku

Hmotnostní tok plynného pracovního média	m_a	3,83	kg/s
Jednodušší model:			
Měrná tepelná kapacita (T_{max})	c_s	1,2	kJ/kgK
Objem zásobníku	V	46,74	m ³
Hmotnost skladovacího materiálu	m	74,56	t
Vnitřní průměr zásobníku	d	3100	mm
Délka zásobníku	L	6200	mm
Detailnější model:			
Střední teplota v zásobník	T_{avg}	622	°C
Měrná tepelná kapacita (T_{avg})	c_{s_avg}	1,15	kJ/kgK
Objem zásobníku	V	62,96	m ³
Hmotnost skladovacího materiálu	m	100,42	t
Vnitřní průměr zásobníku	d	3420	mm
Délka zásobníku	L	6840	mm

Z výsledných hodnot je patrné, že objem teplého zásobníku vypočítaný detailnějším modelem je přibližně o 35 % větší než u jednoduchého modelu, což rozhodně není zanedbatelné. Pro studený zásobník, jehož minimální teplota T_{min} je $-68,5$ °C a maximální teplota T_{max} je 25 °C, byl proveden podobný výpočet. Výsledky výpočtu studeného zásobníku jsou shrnuty v Tabulce 12.

Tabulka 12 Výsledné hodnoty výpočtu objemu studeného zásobníku

Hmotnostní plynného pracovního média	m_a	3,83	kg/s
Jednodušší model:			
Měrná tepelná kapacita (T_{max})	c_s	0,87	kJ/kgK
Objem zásobníku	V	74,5	m ³
Hmotnost skladovacího materiálu	m	118,83	t
Vnitřní průměr zásobníku	d	3620	mm
Délka zásobníku	L	7240	mm
Detailnější model:			
Střední teplota v zásobník	T_{avg}	-47,46	°C
Měrná tepelná kapacita (T_{avg})	c_{s_avg}	0,84	kJ/kgK
Objem zásobníku	V	100,01	m ³
Hmotnost skladovacího materiálu	m	159,52	t
Vnitřní průměr zásobníku	d	4000	mm
Délka zásobníku	L	8000	mm

Detailnější model i v případě studeného zásobníku indikoval potřebný skladovací objem zásobníku opět větší než jednodušší model o 34 %. Navržený studený zásobník je větší než teplý, což je trochu paradoxní, jelikož je v něm naakumulováno méně tepelné energie než v teplém. Větší velikost studeného zásobníku je způsobena nižší měrnou tepelnou kapacitou a menším teplotním rozdílem ve studeném zásobníku, než jaké má teplý zásobník.

6.2 Pevnostní návrh

Navrhovaný systém s RIBC, sestávající se ze dvou zásobníků, má teplý zásobník HS na tlakové úrovni okolí a studený zásobník CS na nižším než atmosférickém tlaku. Zásobníky byly navrženy jakožto válcové nádoby orientované na délku vodorovně. Konstrukce zásobníku byla zamýšlena jako sestava vnějšího pláště válcového tvaru, jednotlivých klecových segmentů se štěrkovým materiálem a nosné konstrukce těchto segmentů. Pevnostní výpočet provedený v této práci se zaměřuje na dimenzování vnějšího válcového pláště zásobníku, který je zhotoven jako svařenec z oceli. Pro dimenzování pod tlakem namáhaného CS byl použit výpočtový model uzavřené tenkostěnné nádoby s vnějším přetlakem vycházející z Laplacovy rovnice, protože je předpokládána výrazně menší tloušťka stěny oproti průměru nádoby (podmínka $R/t > 10$). Výpočet vycházel ze vztahu pro tečné napětí σ_t ve válcové skořepině:

$$\sigma_t = \frac{pR}{t} \quad (6.14)$$

Kde p je vnější přetlak, R je průměr a t tloušťka stěny nádoby. Dalšími napětími jsou osová a radiální. Osová σ_o je rovno polovině tečného. Radiální napětí σ_r je u tenkostěnných nádob považováno za nulové. Proto je možné vyjádřit redukované napětí σ_{red} ve válcové skořepině podle Teorie maximálního tečného napětí (τ_{max}) takto:

$$\sigma_{red} = \sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_t - \sigma_r = \sigma_t \quad (6.15)$$

Z pevnostní podmínky je poté možné vyjádřit minimální tloušťku stěny válcové tlakové nádoby jako:

$$t \geq \frac{pR}{\sigma_D} = \frac{pRk_\sigma}{R_{mT}} \quad (6.16)$$

Kde σ_D je dovolené napětí, k_σ je koeficient napěťové bezpečnosti a R_{mT} je mez pevnosti při tečení. Materiál tlakové nádoby CS byla zvolena ocel P235GH. Tato ocel je nelegovaná, s dobrou svařitelností, teplu odolná, vhodná pro tlakové nádoby a bezešvé trubky. Mez pevnosti této oceli při teplotách v zásobníku byla nalezena $R_{mT}=32 \text{ Nmm}^{-2}$ pro 10^5 hodin. Koeficient napěťové bezpečnosti byl uvažován $k_\sigma=1,6$, jelikož se jedná o energetické zařízení, tudíž je kladen vyšší důraz na bezpečnost. Podtlak v nádobě vychází z termodynamických výpočtů RIBC, tedy $p=73,6 \text{ kPa}$.

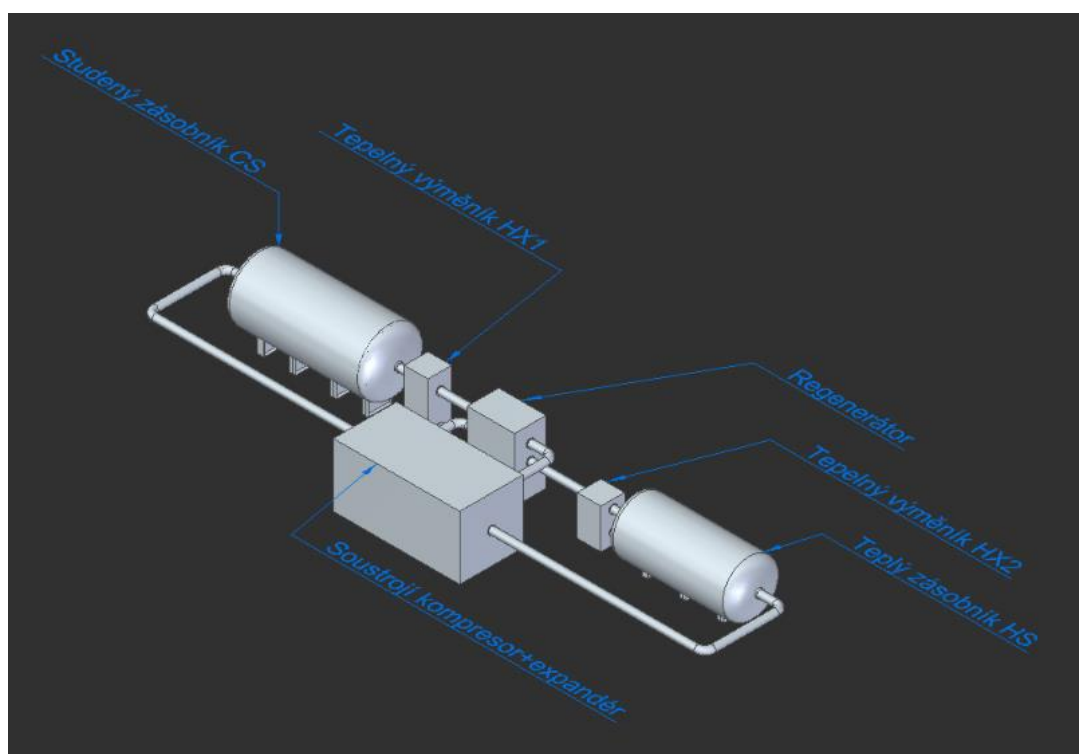
$$t \geq \frac{pRk_\sigma}{R_{mT}} = \frac{0,0736 \cdot 1550 \cdot 1,6}{32} = 5,7 \text{ mm} \quad (6.17)$$

Vypočtená hodnota minimální tloušťky stěny nádoby tak více než dostatečně splňuje předpoklad modelu tenkostěnných skořepin. Předpoklad zní, že tloušťka stěny nádoby je výrazně větší než poloměr nádoby.

6.3 Základní prostorové uspořádání systému

Vizuálním výstupem návrhových výpočtů je základní prostorové schéma systému PTES, které je vidět na Obrázku 46. Izometrický pohled naznačuje navržené rozmístění jednotlivých komponent systému, které by mělo vést k co největší kompaktnosti systému PTES. Komponenty jsou znázorněny blokově, proto vizualizace nezobrazuje další přidružené zařízení a armatury, které jsou pro provoz nezbytné. Soustrojí kompresoru a expandéru bylo zvoleno z důvodu mechanického spojení hřídelem obou lopatkových strojů s generátorem, což je výhodné z pohledu eliminace

elektrických ztrát. Pokud by byly kompresor a expandér separátně, měly by každý vlastní generátor, čímž by docházelo zbytečně ke dvojnásobným elektrickým ztrátám v generátorech, respektive elektromotorech. Jedny s přidružených systémů jsou chladicí okruhy tepelných výměníků HX1 a HX2, které odvádějí odpadní teplo z oběhu při vybíjení. Tepelné výměníky mohou být částí paralelního organického Rankinova cyklu, který by využíval odpadní teplo k produkci elektřiny. Nebo může být odpadní teplo využito v teplárenském provozu či průmyslovém procesu využívajícím nízko potenciální teplo, například při sušení. Obě varianty využití odpadního tepla z oběhu při vybíjení mohou výraznějším způsobem zlepšit celkovou *roundtrip efficiency*, což by mělo pozitivní dopady na ekonomiku celého systému PTES. Zásobníky jsou orientovány vodorovně, protože horizontální orientace je konstrukčně a potažmo i nákladově výhodnější než při svislé orientaci. Svislá orientace je naopak výhodná z pohledu eliminace nerovnoměrného sdílení tepla v zásobníku volnou konvekcí, nicméně je předpokládáno, že volná konvekce hraje minoritní roli při sdílení tepla v zásobníku.



Obrázek: 46 Základní prostorové schéma PTES o výstupním výkonu 200 kWe

7 Shrnutí výsledků a závěrečná doporučení:

V rámci bakalářské práce bylo zpracováno téma Carnotových baterií. Jak je uvedeno v zadání, cíle bakalářské práce byly řešerše konceptů tepelných uložišť se šterkovými loži, shrnutí požadavků na skladovací materiály a výběr ideální horniny, termodynamický výpočet zvolené konfigurace PTES a návrh systému především z pohledu zásobníků.

Úvodem byla popsána problematika skladování elektřiny a byly stručně uvedeny technologie skladování, které se v současné době běžně využívají v energetických sítích nebo je v blízké budoucnosti čeká širší uvedení na trh. Dále byl popsán základní princip fungování Carnotových baterií a byly definovány důležité energetické parametry skladovacího systému. Významnými parametry skladování jsou *vratná elektrická účinnost*, označovaná jako *roundtrip efficiency*, pro případ zařízení pouze bilancující elektrickou sítí a *energetická účinnost* pro tepelně integrované systémy. Následně bylo uvedeno rozdělení Carnotových baterií, a to podle: typu přeměny elektřiny na teplo, způsobu skladování tepla a typu zpětné přeměny tepla na elektřinu.

Další část práce byla řešerše systémů skladování tepla s primárním zaměřením na skladování tepla ve šterkových ložích. Jedním z popsaných principů skladování tepla ve šterkových ložích je tzv. koncept CellFlux, který byl uvažován ve výpočtových částech bakalářské práce. CellFlux je skladovací systém se zásobníkem obsahující materiál pevného skupenství šterkové podoby vyšší frakce, například horninový šterk nebo částice strusky. Zásobníkem je proháněno teplosměnné médium, které při nabíjení teplo do lože přivádí nebo naopak při vybíjení teplo odvádí. Byly popsány i jiné koncepty skladování tepla, jejich popis měl však spíše řešeršní charakter a v bakalářské práci nebyly tyto koncepty dále rozvíjeny.

Navazující kapitola se zaměřuje na popis důležitých vlastností hornin, které mohou sloužit jako skladovací materiál ve šterkových ložích a popisem jiných materiálů než přírodního původu. Zásadními vlastnostmi skladovacího materiálu byly vyhodnoceny: tepelná odolnost vůči cyklickému tepelnému namáhání, vysoká tepelná kapacita a vodivost, nízká teplotní roztažnost, nízká porozita, vysoká hustota, dostatečná pevnost a tvrdost. Tyto parametry splňují horniny magmatického původu, horniny z nich metamorfované a některé sedimentární. Alternativou k horninám, jakožto skladovacímu materiálu, by mohly být i materiály průmyslového původu. Příkladem potenciálně vhodných nebo i konvenčně využívaných umělých materiálů jsou vysokoteplotní beton, keramická struska, alumina, magnesiové cihly, či produkt vzniklý recyklací z azbestového odpadu Cofalit. Většinou jsou však umělé materiály nákladnější, což minimalizuje možnost jejich využití ve šterkových ložích.

Další část bakalářské práce se zaměřila na detailní vyhodnocení ideální horniny pro použití ve šterkových ložích. Detailní analytické vyhodnocení ideální horniny je nezbytné, jelikož je požadovaných vlastností hornin velké množství a každá vlastnost různě ovlivňuje použitelnost horniny. Provedená analýza metodou vícekritériálního rozhodování ukázala, že nevhodnějšími jsou horniny magmatického a metamorfozního původu. Nejlepších souborů zkoumaných vlastností dosahovaly hlubině vyvřelé magmatické horniny a horniny metamorfované z vulkanických, s dobrou strukturou zrn, správným obsahem minerálů a nízkou úrovní foliace. Konkrétně první horninou v pořadí bylo určeno gabro, které je hlubinou vyvřelinou. V kapitole byly také uvedeny těžební lokality v České republice, ve kterých jsou dolovány vhodné horniny pro použití ve šterkových ložích. Pro případ použití výstupů vícekritériální analýzy v lokalitách České republiky by však bylo vhodné provést měření zmiňovaných termo-fyzikálních vlastností na vzorcích z českého masivu. Zde zpracovaná analýza byla založena na datech z výzkumů v pohoří Atlas v Maroku, čímž vzniká určitá míra výzkumné nejistoty. Nicméně analýza poměrně detailně nastiňuje aspekty použití vhodných hornin pro šterková lože sloužící ke skladování tepla či chladu i na území ČR.

V následující kapitole byly představeny čtyři numerické modely konfigurací systémů PTES založené na Braytonově cyklu. Každý z modelů však uvažoval různé modifikace Braytonova oběhu, avšak volené okrajové podmínky se shodovali pro všechny konfigurace, aby bylo možné výsledky vzájemně porovnávat. První byl uveden model Carnotovy baterie s klasickým Braytonovým oběhem. Druhý model byl založený na inverzním Braytonově oběhu. Další z modelů využíval regenerovaný Braytonův oběh. Posledním uvedeným numerickým modelem byl systém s regenerovaným inverzním Braytonovým oběhem. Nejlepší *roundtrip efficiency* dosáhl první model s klasickým Braytonovým cyklem, a to 35,7 %. V tomto oběhu byl však také uvažovaný větší kompresní poměr než u regenerovaných oběhů, což by znamenalo investičně nákladnější zařízení. Okrajové podmínky byly provedeny relativně střídavě, aby byly demonstrovány parametry systémů PTES v raných fázích vývoje. Proto byly zpracovány citlivostní analýzy modelu PTES s RIBC pro pracovní médium argon, aby ukázali vliv volby jednotlivých okrajových podmínek na *roundtrip efficiency*. První citlivostní analýza studovala vliv izoentropických účinností, který se ukázal jako významný. Dále byl analyzován vliv tlakových ztrát v zásobnících a tepelných výměnících. Tlakové ztráty v komponentech byly vyhodnoceny jedním z klíčových parametrů, na které by se mělo přihlížet při optimalizaci *roundtrip efficiency*, potažmo konstrukci zásobníku. Posledními sledovanými okrajovými podmínkami byly okrajové teploty HS. Citlivostní analýza okrajových teplot v teplém zásobníku ukázala, že existuje optimální kombinace maximální a minimální teploty v zásobníku z pohledu *roundtrip efficiency*. Při konstrukci systému PTES by tedy měla být brána v potaz správná kombinace teplot HS.

Poslední část bakalářské práce se zabývala návrhem demonstračního systému PTES s regenerovaným inverzním Braytonovým oběhem o výstupním elektrickém výkonu 200 kWe a skladovací kapacitě odpovídající 10 hodinám vybíjení při plném výkonu. Hlavním předmětem návrhu bylo určení potřebného objemu zásobníků naplněných šterkovým materiálem horniny gabra. Tento návrh byl proveden dvěma způsoby. První, zjednodušený model byl založen na prosté kalorimetrické rovnici. Zjednodušený model nereflektoval skutečný teplotní profil, který by se v reálném zásobníku nacházel, ale uvažoval skokovou změnu teploty na výstupu ze zásobníku a nevnímal měrnou tepelnou kapacitu skladovacího materiálu jako funkci teploty, ale jako konstantu. Proto byl zhotoven i druhý, detailnější model, který se snažil obsáhnout nedostatky prvního. Druhý model byl založen na popisu naakumulovaného tepla v elementární části šterkového lože. Tento model byl následně zjednodušen linearizací funkčních závislostí teplotního profilu a měrné tepelné kapacity horniny. Při řešení druhého modelu musel být odhadnut teplotní profil v zásobníku, jelikož řešení teplotní stratifikace není předmětem bakalářské práce a jeho exaktní řešení je na hraně možností autora. Tím tedy vzniká prostor pro další výzkum v oblasti sdílení tepla v zásobníku a určení teplotní stratifikace. Výsledky provedených výpočtů ukázali, že potřebný objem zásobníků je v případě detailnějšího modelu o 35 % větší než u jednoduchého modelu. Z toho vyplývá, že při konstrukci reálného zařízení, je nutné věnovat dostatečnou pozornost dimenzování zásobníku z pohledu termo-hydraulického návrhu. Součástí návrhu byl i návrh zásobníků z pohledu pevnostních výpočtů. Výpočtovým modelem vnějšího válcového pláště zásobníku byla zvolena tenkostěnná uzavřená válcová nádoba. Výpočet byl proveden na základě Laplacovy rovnice pro tenkostěnné skořepiny, jelikož byla předpokládána výrazně menší tloušťka stěny zásobníku než jeho průměr. Minimální tloušťka stěny zásobníku byla stanovena na 5,7 mm. Na závěr bylo vytvořeno základní prostorové schéma systému PTES s RIBC, které naznačilo možné rozmístění jednotlivých komponent systému a byly popsány základní aspekty jejich konstrukce.

8 Zdroje

- [1] V. Bašta *et al.*, „Skladování elektřiny prostřednictvím tepla aneb Carnotovy baterie 1. díl – principy a přehled [online]“, *TZB-info*, Praha. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/akumulace-elektriny/21610-skladovani-elektriny-prostrednictvim-tepla-aneb-carnotovy-baterie-1-dil-principy-a-prehled>, 2020.
- [2] I. Renewable Energy Agency, *ELECTRICITY STORAGE AND RENEWABLES: COSTS AND MARKETS TO 2030*. 2017.
- [3] IEA, „Energy Storage, IEA, Paris“, 2020. <https://www.iea.org/reports/energy-storage#recommended-actions>.
- [4] „LS Power Energizes World’s Biggest Battery, Just in Time for California’s Heat Wave | Greentech Media“. <https://www.greentechmedia.com/articles/read/ls-power-energizes-worlds-biggest-battery-near-san-diego-just-in-time-for-heatwave> (viděno řij. 16, 2020).
- [5] M. Budt, D. Wolf, R. Span, a J. Yan, „A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments“, *Applied Energy*, roč. 170. Elsevier Ltd, s. 250–268, kvě. 15, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.108.
- [6] A. Tafone, A. Romagnoli, Y. Li, E. Borri, a G. Comodi, „Techno-economic Analysis of a Liquid Air Energy Storage (LAES) for Cooling Application in Hot Climates“, in *Energy Procedia*, kvě. 2017, roč. 105, s. 4450–4457, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.944.
- [7] G. Reigstad, „Hydrogen for Europe Final report of the pre-study“.
- [8] F. Marguerre, „Thermodynamic energy storage“, US2065974A, 1924.
- [9] B. R. Bollinger, „Malta Pumped Heat Electricity Storage (PHES) for Coal Exit and Energy Transition from Fossil to Renewable Energies 2 nd International Workshop on Carnot Batteries 2020“, 2020. Viděno: řij. 17, 2020. [Online]. Dostupné z: https://iwcb2020.welcome-manager.de/archiv/web/userfiles/iwcb2020/Downloads/Presentations/IWCB20_VI_3_MaltaPHESCoal_BOLLINGER.pdf.
- [10] J. Gifford, Z. Ma, a P. Davenport, „Thermal Analysis of Insulation Design for a Thermal Energy Storage Silo Containment for Long-Duration Electricity Storage“, *Front. Energy Res.*, roč. 8, s. 99, čer. 2020, doi: 10.3389/fenrg.2020.00099.
- [11] S. Ochoa a H. Jockenhöfer, „Detailed design of the high temperature TES laboratory prototype ORDP Open Research Data Pilot“, 2019. Viděno: srp. 25, 2020. [Online]. Dostupné z: www.chester-project.eu.
- [12] M. Akhurst, A. Atkins, a I. Arbon, „Liquid Air in the energy and transport systems - Opportunities for industry and innovation in the UK“. [Online]. Dostupné z: https://www.academia.edu/3503412/Liquid_Air_in_the_energy_and_transport_systems_Opportunities_for_industry_and_innovation_in_the_UK.
- [13] „Technology - SaltX Technology - World patented nano-technology“. <https://saltxtechnology.com/technology/>.

- [14] G. Alva, Y. Lin, a G. Fang, „An overview of thermal energy storage systems", *Energy*, roč. 144. Elsevier Ltd, s. 341–378, úno. 01, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.12.037.
- [15] C. Odenthal, W. D. Steinmann, a S. Zunft, „Analysis of a horizontal flow closed loop thermal energy storage system in pilot scale for high temperature applications – Part I: Experimental investigation of the plant", *Appl. Energy*, roč. 263, s. 114573, dub. 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.114573.
- [16] D. Schlipf, P. Schicktanz, H. Maier, a G. Schneider, „Using Sand and other Small Grained Materials as Heat Storage Medium in a Packed Bed HTESS", in *Energy Procedia*, kvě. 2015, roč. 69, s. 1029–1038, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.202.
- [17] A. König-Haagen, S. Höhle, a D. Brüggemann, „Detailed exergetic analysis of a packed bed thermal energy storage unit in combination with an Organic Rankine Cycle", *Appl. Therm. Eng.*, roč. 165, s. 114583, led. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114583.
- [18] „Skladujeme elektřinu prostřednictvím tepla uloženého do kamenného prachu | UCEEB". <https://www.uceeb.cz/aktuality/skladujeme-elektřinu-prostřednictvím-tepla-uloženého-do-kamenného-prachu> (viděno kvě. 16, 2021).
- [19] K. S. Reddy, V. Jawahar, S. Sivakumar, a T. K. Mallick, „Performance investigation of single-tank thermocline storage systems for CSP plants", *Sol. Energy*, roč. 144, s. 740–749, bře. 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.02.012.
- [20] C. W. Forsberg, „Variable and Assured Peak Electricity Production from Base-Load Light-Water Reactors with Heat Storage and Auxiliary Combustible Fuels", *Nucl. Technol.*, roč. 205, č. 3, s. 377–396, bře. 2019, doi: 10.1080/00295450.2018.1518555.
- [21] C. Forsberg, „Gigawatt-Hour Heat Storage with Assured Peak Electric Generating Capacity", 2020. Viděno: říj. 16, 2020. [Online]. Dostupné z: <https://www.dropbox.com/s/262cecf0vdc3x8q/Workshop%252>.
- [22] C. Forsberg, „100-GWh Heat Storage with Crushed Rock and Oil or Nitrate Salt Heat Transfer for Heat Generating Systems and Carnot Storage Can We Achieve Capital Costs of \$2-4/KWh?"
- [23] „Hornina – Wikipedie". <https://cs.wikipedia.org/wiki/Hornina> (viděno lis. 02, 2020).
- [24] R. Tiskatine *et al.*, „Suitability and characteristics of rocks for sensible heat storage in CSP plants", *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, roč. 169, s. 245–257, zář. 2017, doi: 10.1016/j.solmat.2017.05.033.
- [25] R. Tiskatine, A. Aharoune, L. Bouirden, a A. Ihlal, „Identification of suitable storage materials for solar thermal power plant using selection methodology", *Appl. Therm. Eng.*, roč. 117, s. 591–608, kvě. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.107.
- [26] „Foliace - Geologická encyklopedie". <http://www.geology.cz/aplikace/encyklopedie/term.pl?foliace> (viděno pro. 08, 2020).
- [27] M. Y. Haller, C. A. Cruickshank, W. Streicher, S. J. Harrison, E. Andersen, a S. Furbo, „Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes - Review and theoretical comparison", *Sol. Energy*, roč. 83, č. 10, s. 1847–1860, říj. 2009, doi: 10.1016/j.solener.2009.06.019.

- [28] D. M. Crandall a E. F. Thacher, „Segmented thermal storage“, in *Solar Energy*, říj. 2004, roč. 77, č. 4 SPEC. ISS., s. 435–440, doi: 10.1016/j.solener.2003.08.011.
- [29] H. Singh, R. P. Saini, a J. S. Saini, „Performance of a packed bed solar energy storage system having large sized elements with low void fraction“, *Sol. Energy*, roč. 87, č. 1, s. 22–34, led. 2013, doi: 10.1016/j.solener.2012.10.004.
- [30] A. E. Saez a B. J. McCoy, „Dynamic response of a packed bed thermal storage system-a model for solar air heating“, *Sol. Energy*, roč. 29, č. 3, s. 201–206, led. 1982, doi: 10.1016/0038-092X(82)90206-7.
- [31] „Asbestos processing and recycling - Inertam, the solution for the final disposal of asbestos waste“. <https://www.inertam.com/le-traitement-de-lamiante-sa-valorisation/?lang=en> (viděno pro. 10, 2020).
- [32] X. Py, N. Calvet, R. Olives, P. Echegut, C. Bessada, a F. Jay, „THERMAL STORAGE FOR SOLAR POWER PLANTS BASED ON LOW COST RECYCLED MATERIAL“.
- [33] P. Fiala, J. Jablonský, a M. Maňas, *Vícekritériální rozhodování*. Praha: Vysoká škola ekonomická v Praze, 1994.
- [34] „Vícekritériální analýza variant – Wikipedie“. https://cs.wikipedia.org/wiki/Vícekritériální_analýza_variant (viděno dub. 22, 2021).
- [35] B. Weissenbach, „Thermischer Kraftspeicher (Thermal energy storage device)“, EP 0 003 980 B1, úno. 16, 1979.
- [36] A. Benato, „Performance and cost evaluation of an innovative Pumped Thermal Electricity Storage power system“, *Energy*, roč. 138, s. 419–436, lis. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.07.066.
- [37] T. Desrues, J. Ruer, P. Marty, a J. F. Fourmigué, „A thermal energy storage process for large scale electric applications“, *Appl. Therm. Eng.*, roč. 30, č. 5, s. 425–432, dub. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.10.002.
- [38] A. White, G. Parks, a C. N. Markides, „Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage“, *Appl. Therm. Eng.*, roč. 53, č. 2, s. 291–298, kvě. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.030.
- [39] J. D. McTigue, A. J. White, a C. N. Markides, „Parametric studies and optimisation of pumped thermal electricity storage“, *Appl. Energy*, roč. 137, s. 800–811, led. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.08.039.
- [40] L. Wang *et al.*, „Unbalanced mass flow rate of packed bed thermal energy storage and its influence on the Joule-Brayton based Pumped Thermal Electricity Storage“, *Energy Convers. Manag.*, roč. 185, s. 593–602, dub. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.02.022.
- [41] J. Guo, L. Cai, J. Chen, a Y. Zhou, „Performance evaluation and parametric choice criteria of a Brayton pumped thermal electricity storage system“, *Energy*, roč. 113, s. 693–701, říj. 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.07.080.
- [42] J. ŠKORPÍK, *Tepelné turbíny a turbokompresory: vlastnosti, návrh, provoz a vybrané statě z proudění plynů a par*. 2020.

- [43] „Thermal energy storage with ETES | Siemens Gamesa”.
<https://www.siemensgamesa.com/products-and-services/hybrid-and-storage/thermal-energy-storage-with-etes>.
- [44] A. White, J. McTigue, a C. Markides, „Wave propagation and thermodynamic losses in packed-bed thermal reservoirs for energy storage”, *Appl. Energy*, roč. 130, s. 648–657, řj. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.02.071.

9 Přílohy

Tabulka 13 Vlastnosti hornin

Hornina	Typ	Pórovitost [%]	Hustota [g/m ³]	Tvrдость podle Vickerse HV	Pevnost v tlaku [MPa]	Měrná tepelná kapacita [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Objemová tepelná kapacita [kJ·m ⁻³ ·K ⁻¹]	Tepelná vodivost [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Teplotní roztažnost [10 ⁻⁶ K ⁻¹]
Žula	Magmatická	1.0–2.9	2.6	725–925	200–350	820	2132	2.8	5 (lineární)
Čedič	Magmatická	0.2–22.1	2.8	450–750	67	755	2114	2.1	9 (lineární)
Křemenec	Metamorfované	1.0	2.6	900–1060	218	830	2158	5.0	13 (lineární)
Mramor	Metamorfované	0.6–0.8	2.6	125–250	100–200	800	2080	2.5	21 (objemová)
Rohovec	Metamorfované	0.2	2.7	600–825	100–200	820	2214	1.5	10 (lineární)
Granodiorit	Magmatická	2.6	2.7	725–925	252	650	1755	2.6	8 (lineární)
Gabro	Magmatická	1.0–3.6	2.9	525–775	204	980	2842	2.2	3 (lineární)
Pískovec	Sedimentární	1.6–26.4	2.4	550–1060	160–260	775	1860	2.3	12 (lineární)
Vápenatý pískovec	Sedimentární	0.8	2.7	-	107	652	1760	4.3	15 (lineární)
Vápenec	Sedimentární	0.3–4.1	2.7	125–350	120–130	880	2376	2.2	24 (objemová)