

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2021

**PETR
SMOLA**



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Bakalářská práce

Ukládání energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu

Petr Smola

Ústav energetiky

Vedoucí práce: Ing. Václav Novotný

25. května 2021

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

© Petr Smola. Všechny práva vyhrazena.

Tato práce vznikla jako školní dílo na Českém vysokém učení technickém v Praze, Fakultě strojní. Práce je chráněna právními předpisy a mezinárodními úmluvami o právu autorském a právech souvisejících s právem autorským.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Smola** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **482445**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Ukládání energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu

Název bakalářské práce anglicky:

Energy storage into a compressed or liquified air

Pokyny pro vypracování:

V souvislosti s rozvojem intermitentních obnovitelných zdrojů vzrůstají požadavky na systémy skladování elektřiny, m.j. s cílem velkých kapacit a výkonů, s nízkou měrnou cenou a dlouhou životností. Mezi perspektivními technologiemi je ukládání energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu. Na tyto možnosti se zaměří tato BP a bude obsahovat:

- Rešerši současného stavu a výzkumu a vývoje v oblasti ukládání energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu.
- Termodynamický bilanční model vybraného systému LAES, zhodnocení výsledných parametrů a účinnosti.
- Shrnutí výsledků rešerše i modelování, závěrečná shrnutí a 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 bakalářskou práci na téma Ukládání energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce Ing. Václava Novotného. Vycházel jsem z odborných konzultací a literatury uvedené v seznamu na konci mé práce.

V Praze dne 25. 05. 2021

Petr Smola

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Petr Smola
Název BP:	Ukládání energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu
Name BT:	Energy storage into a compressed and liquified air
Akademický rok:	2020/2021
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky/bez oboru
Vedoucí BP:	Ing. Václav Novotný
Bibliografické údaje:	Počet stran: 111 Počet obrázků: 57 Počet tabulek: 32 Počet příloh: 7
Bibliografická citace:	Smola Petr. <i>Ukládání energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu</i> . Bakalářská práce. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2021.
Klíčová slova:	ukládání elektřiny, CAES, LAES, TES, návrh úložiště
Keywords:	energy storage, CAES, LAES, TES, storage design
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá ukládáním elektrické energie do stlačeného a zkapalněného vzduchu. Součástí práce je rešerše současného stavu a vývoje v oblasti dané technologie a stručný popis principu fungování. V další části je proveden návrh termodynamického bilančního modelu systému LAES.
Abstract:	This bachelor thesis deals with the storage of electricity in compressed and liquefied air. It comprises of a research on the current state and development in that area and a brief description of its operation. The following part of the thesis performs the design of the thermodynamic balance model of the LAES system.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Václavu Novotnému. za odborné vedení práce, cenné rady a vstřícnost při konzultacích. Také bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za jejich podporu v životě i při studiu.

Obsah

Seznam symbolů a zkratk	1
Úvod.....	5
1 CAES (Compressed air energy storage)	8
1.1 Stručná historie a aktuální vývoj.....	8
1.2 Základní princip.....	9
1.3 Diabatické skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu	9
1.3.1 Huntorf (1978, modernizace 2006)	10
1.3.2 McIntosh (1991)	10
1.4 Adiabatické skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu	11
1.4.1 A-CAES bez akumulace tepelné energie	11
1.4.2 A-CAES s akumulací tepelné energie (TES)	12
1.4.3 AA-CAES	12
1.4.4 Úložiště tepelné energie (TES).....	13
1.5 Izotermické skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu	13
1.6 Úložiště stlačeného vzduchu	14
1.7 Shrnutí	15
2 LAES (Liquid Air Energy Storage)	16
2.1 Stručná historie a aktuální vývoj.....	16
2.2 Základní princip.....	17
2.3 Komprese.....	19
2.4 Expanze	19
2.5 Zkapalňovací procesy.....	19
2.6 Lindeův proces.....	20
2.7 Claudeův proces	21
2.8 Využití energie chladu ze zkapalněného vzduchu	21
2.9 Shrnutí LAES.....	22
3 Porovnání CASE a LAES	23
4 Porovnání s ostatními technologiemi skladování elektrické energie	25
5 Návrh jednoduchého systému LAES	27
6 Varianta 1 – s nižším tlakovým poměrem	28
6.1 Popis návrhu systému LEAS bez úložiště tepelné energie.....	28
6.2 Výpočtový model.....	29

6.3	Princip výpočtu.....	30
6.4	Režim nabíjení úložiště.....	30
6.5	Okrajové podmínky	31
6.5.1	Termodynamický model kompresoru.....	32
6.5.2	Termodynamický model tepelného výměníku	32
6.5.3	Termodynamický model kryoturbíny (detandér).....	33
6.5.4	Termodynamický model separátoru	34
6.5.5	Termodynamický model směšovače	35
6.6	Výsledky režimu nabíjení systému LAES	36
6.7	Režim vybíjení úložiště	38
6.8	Okrajové podmínky	39
6.8.1	Termodynamický model kryopumpy	40
6.8.2	Termodynamický model tepelného výměníku	40
6.8.3	Termodynamický model spalovací komory	41
6.8.4	Termodynamický model turbíny	41
6.9	Výsledky režimu vybíjení systému LAES.....	41
6.10	Energetické parametry.....	43
6.10.1	Specifická práce sítě při nabíjení úložiště	43
6.10.2	Specifická práce sítě při vybíjení úložiště.....	43
6.11	Toky exergie	43
6.11.1	Exergie produkovaného kapalného vzduchu	43
6.11.2	Studená exergie.....	43
6.12	Účinnost	44
6.12.1	Celková účinnost systému LAES	44
6.12.2	Exergická účinnost režimu nabíjení.....	44
6.12.3	Exergická účinnost režimu vybíjení	44
7	Varianta 2 – s vyšším tlakovým poměrem	46
7.1	Režim vybíjení úložiště s vyšším tlakovým poměrem na kryopumpě.....	46
7.2	Výsledky režimu vybíjení systému LAES.....	47
7.3	Energetické parametry.....	48
8	Porovnání varianty 1 a 2	49
9	Varianta 3 - návrh dodatečného úložiště tepelné energie TES.....	50
9.1	Změněné/nové okrajové podmínky režimu nabíjení	52
9.2	Změněné/nové okrajové podmínky režimu vybíjení	52

9.3	Výpis parametrů režimu nabíjení	53
9.4	Výpis parametrů režimu vybíjení.....	55
9.5	Energetické parametry	57
9.5.1	Specifická práce sítě – režim nabíjení úložiště	57
9.5.2	Specifická práce sítě – režim vybíjení úložiště.....	57
9.5.3	Teplá exergie.....	57
9.6	Účinnosti.....	57
9.6.1	Celková exergická účinnost systému LAES	57
9.6.2	Účinnost nabíjecího režimu	57
9.6.3	Účinnost vybíjecího režimu.....	57
10	Vyhodnocení a porovnání.....	59
11	Závěr	61
	Citovaná literatura.....	62
	Seznam příloh	65
	Příloha č. 1 - Podrobný postup výpočtu režimu nabíjení úložiště – Varianta 1.....	66
	Příloha č. 2 - Q-T diagramy režimu nabíjení a vybíjení úložiště - Varianta 1	77
	Příloha č. 3 - Podrobný postup výpočtu režimu vybíjení úložiště – Varianta 1	85
	Příloha č. 4 – Změna v postup výpočtu režimu vybíjení úložiště – Varianta 2	91
	Příloha č. 5 - Q-T diagramy režimu vybíjení úložiště – Varianta 2	93
	Příloha č. 6 - Podrobný postup výpočtu – Varianta 3	97
	Příloha č. 7 - Q-T diagramy – Varianta 3.....	107

Seznam symbolů a zkratk

Symbol	Význam	Jednotka
\dot{E}_{CS}	studená exergie	[W]
\dot{E}_{HS}	teplá exergie	[W]
e_i	měrná exergie v bodě i	[kJ · kg ⁻¹]
$\dot{E}_{methanol}$	exergie methanolu	[W]
\dot{E}_{R290}	exergie chladiva R290	[W]
$\dot{E}_{terminol\ 66}$	exergie Terminolu 66	[W]
h	měrná entalpie	[kJ · kg ⁻¹]
h_i	měrná entalpie v bodě i	[kJ · kg ⁻¹]
H_{plyn}	výhřevnost zemního plynu	[MJ · m ⁻³]
\dot{m}	celkový hmotnostní tok	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_{HX_i}	hmotnostní tok tepelným výměníkem HX_i	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_k	hmotnostní tok zkapalněného vzduchu	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_i	hmotnostní tok v bodě i	[kg · s ⁻¹]
$\dot{m}_{methanol}$	hmotnostní tok methanolu	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_{R290}	hmotnostní tok chladiva R290	[kg · s ⁻¹]
$\dot{m}_{terminol\ 66}$	hmotnostní tok Terminolu 66	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_z	hmotnostní tok nezkapalněného vzduchu	[kg · s ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
p_{atm}	tlak okolí	[Pa]
p_i	tlak v bodě i	[Pa]
$p_{R290/methanol}$	tlak v okruhu chladiva R290 a methanolu	[Pa]
$p_{terminol}$	tlak v okruhu Terminolu 66	[Pa]
\dot{Q}_{out}	teplo odcházející ze systému	[W]
$\dot{Q}_{out_spaliny}$	teplo odcházející ze systému ve spalínách	[W]
\dot{Q}_{out_vody}	teplo odcházející ze systému ve formě ohřáté chladicí vody	[W]
\dot{Q}_R	nevyužitá teplo uložené v Terminolu 66	[W]
$\dot{Q}_{sdělené}$	sdělené teplo v tepelném výměníku	[W]

\dot{Q}_{spal}	teplo získané spalováním zemního plynu	[W]
s	měrná entropie	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
s_i	měrná entropie v bodě i	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
s_0	měrná entropie v referenčním bodě	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
T	termodynamická teplota	[K]
T_{atm}	teplota okolí	[K]
$T_{H_2O_in}$	teplota chladicí vody na vstupu	[K]
$T_{H_2O_out}$	teplota chladicí vody na výstupu	[K]
T_i	teplota v bodě i	[K]
T_{max}	maximální pracovní teplota Terminolu 66	[K]
T_0	teplota v referenčním bodě	[K]
\dot{W}_{IN}	specifická práce sítě v režimu nabíjení	[W]
\dot{W}_k	práce kompresoru	[W]
\dot{W}_{OUT}	specifická práce sítě v režimu vybíjení	[W]
\dot{W}_t	práce turbíny	[W]
x	suchost	[-]
Y	kapalný výtěžek	[-]
ΔT_{min_i}	minimální teplotní rozdíl	[K]
ε	tlakový poměr	[-]
η_{celk}	celková termodynamická účinnost systému	[-]
η_{celk_el}	celková termodynamická účinnost systému z pohledu toku elektřiny	[-]
η_k	izoentropická účinnost kompresoru	[-]
η_{IN}	exergická účinnost režimu nabíjení	[-]
η_{OUT}	exergická účinnost režimu vybíjení	[-]
η_p	izoentropická účinnost kryopumpy	[-]
η_{tI}	izoentropická účinnost detandéru	[-]
η_{tII}	izoentropická účinnost turbíny	[-]
ρ_{plyn}	hustota zemního plynu	[kg · m ⁻³]

Zkratka	Význam
<i>AA – CAES</i>	Adiabatic Advanced Compressed Air Energy Storage / pokročilé adiabatické úložiště elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu
<i>A – CAES</i>	Adiabatic Compressed Air Energy Storage / adiabatické úložiště elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu
<i>CO₂</i>	oxid uhličitý
<i>CAES</i>	Compressed Air Energy Storage / úložiště elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu
<i>CAS</i>	Compressed Air Storage / úložiště stlačeného vzduchu
<i>CES</i>	Cryogenic Energy Storage / úložiště elektrické energie na bázi kryogeniky
<i>CTES</i>	Cold Thermal Energy Storage / úložiště chladu
<i>D – CAES</i>	Diabatic Compressed Air Energy Storage / diabatické úložiště elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu
<i>DCTES</i>	Direct Cold Thermal Energy Storage / úložiště chladu na bázi pevných látek
<i>EES</i>	Electrical Energy Storage / úložiště/skladování elektrické energie
<i>EPRI</i>	Electrical Power Research Institute / výzkumný institut elektrické energie
<i>GT</i>	Gas Turbine / plynová turbína
<i>HEX; HX</i>	Heat Exchanger / tepelný výměník
<i>HTES</i>	Hot Thermal Energy Storage / horký zásobník tepelné energie
<i>I – CAES</i>	Isothermal Compressed Air Energy Storage / izotermické úložiště elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu
<i>LAES</i>	Liquid Air Energy Storage / úložiště elektrické energie ve formě zkapalněného vzduchu

<i>LCTES</i>	Liquid Cold Thermal Energy Storage / úložiště chladu na kapalné bázi
<i>OZE</i>	obnovitelné zdroje elektřiny
<i>PBTES</i>	Packed Bed Thermal Energy Storage / tepelné úložiště na bázi minerálních loží
<i>PHES</i>	Pumped Hydro Energy Storage / přečerpávací vodní elektrárna
<i>SMES</i>	Superconducting magnetic energy storage / supravodivé skladování magnetické energie
<i>TES</i>	Thermal Energy Storage / úložiště tepelné energie

Úvod

Poptávka po elektrické energii, již od jejího objevení, neustále roste. V dnešní době se tempo růstu sice mírně zpomaluje, ale přesto je spotřeba elektrické energie rok od roku vyšší (v roce 2018 byla spotřeba elektrické energie ve světě 24 738,9 TWh [1]). Dnes, kdy je potřeba pokrývat stále se zvyšující poptávku, je zároveň kladen větší důraz na výrobu elektřiny z obnovitelných zdrojů, které mají zajistit odklon od fosilních paliv a snížit znečišťování planety (v roce 2018 tvořili OZE (obnovitelné zdroje elektřiny) již 25,2% světové produkce elektřiny [1]). Nevýhodou těchto obnovitelných zdrojů je jejich kolísavost ve výrobě. Jsou velmi náchylné na přírodní vlivy, a tudíž je dodávka elektřiny z nich nepravidelná a obtížněji regulovatelná. Právě kvůli zajištění stability a spolehlivosti elektrické sítě se začaly hledat různá řešení, kterými by bylo možno kompenzovat negativní vlivy OZE na elektrickou síť. Mezi různými návrhy, jako řízení zátěže prostřednictvím regulování poptávky, propojení s externími sítěmi atd., bylo skladování elektrické energie (EES (Electrical Energy Storage)) považováno za jedno z nejslibnějších řešení. [2]

Technologie EES označuje proces přeměny energie z jedné formy (hlavně elektrické energie) na jinou formu energie, kterou je možno skladovat. Poté lze akumulovanou energii v případě potřeby převést zpět na elektrickou. EES má hned několik pozitivních vlivů na provoz elektrické sítě a její stabilitu, například:

- pomoc při vykrytí špiček v poptávce po elektřině,
- zajištění časově proměnného hospodaření s elektřinou,
- zmírnění dopadu kolísavosti výroby z obnovitelného zdroje,
- zlepšování kvality a spolehlivosti sítě,
- snížení dovozu elektrické energie během špiček odběru. [2]

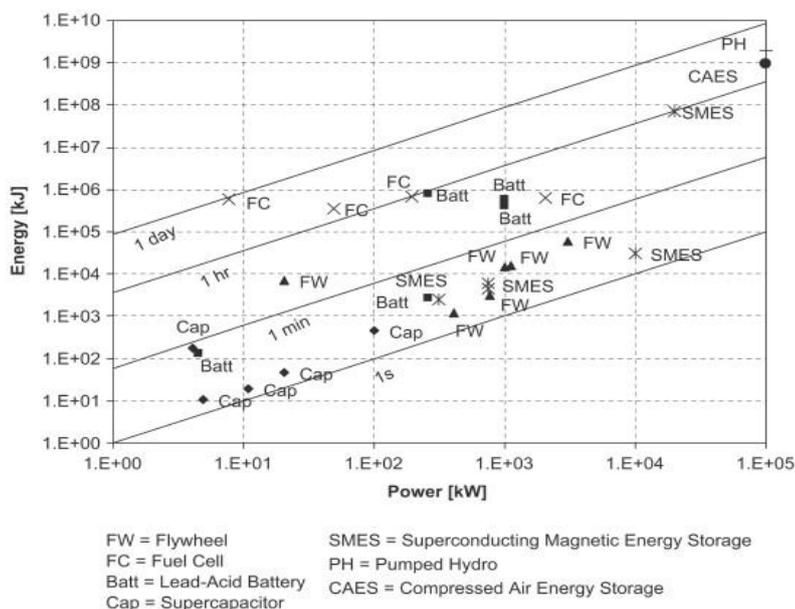
Dalším z důvodů rozvoje technologií na skladování elektřiny je myšlenka, že by se akumulovala levná elektřina ze sítě v době, kdy je elektřiny v síti přebytek, a následně by se dodávala zpět do sítě při špičkách odběru. [3]

Dříve byly potřeby skladování elektrické energie uspokojovány především fyzickým ukládáním paliva pro elektrárny na fosilní paliva a prostřednictvím velkých přečerpávacích a špičkových (průtočných s velkou akumulací) vodních elektráren.

Technologie pro skladování elektrické energie lze obecně klasifikovat podle fyzikálních principů, které daná technologie využívá, nebo podle formy uskladněné energie, v níž je transformována elektrická energie. Technologie pro skladování elektrické energie dělíme na systémy uchovávající elektřinu v podobě:

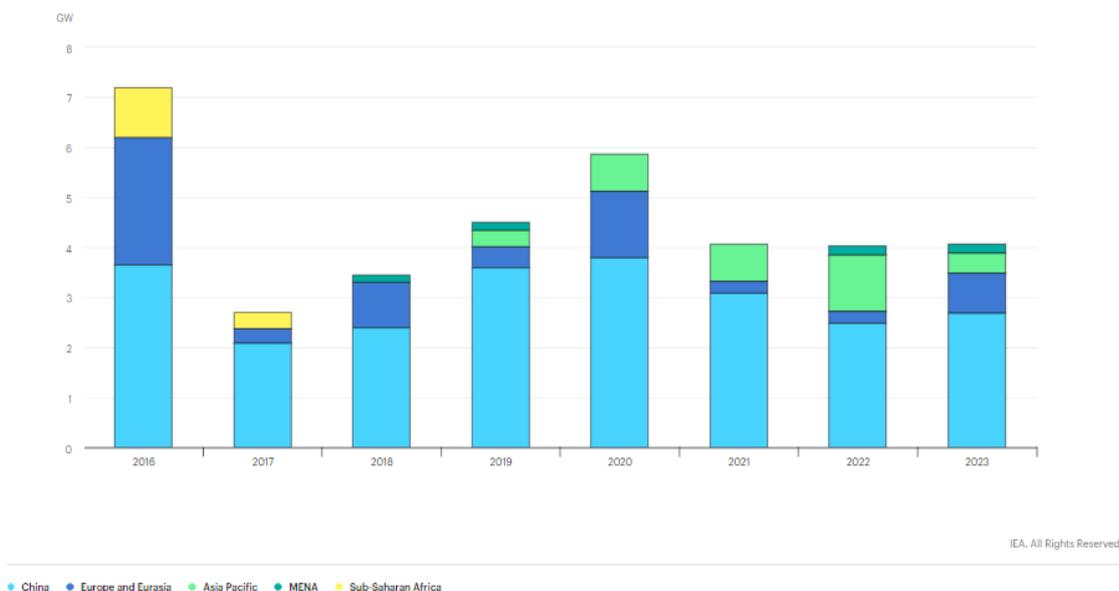
- mechanické energie (přečerpávání vody, skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu),
- tepelné energie (skladování latentního tepla a citelné energie a termochemických/termofyzikálních reakcí),
- magnetické energie (SMES),
- elektrochemické energie (baterie, palivové články).[4]

Každá z těchto technologií je vhodná pro konkrétní výkon nebo energetický rozsah, jak ukazuje obr. 1. [5]



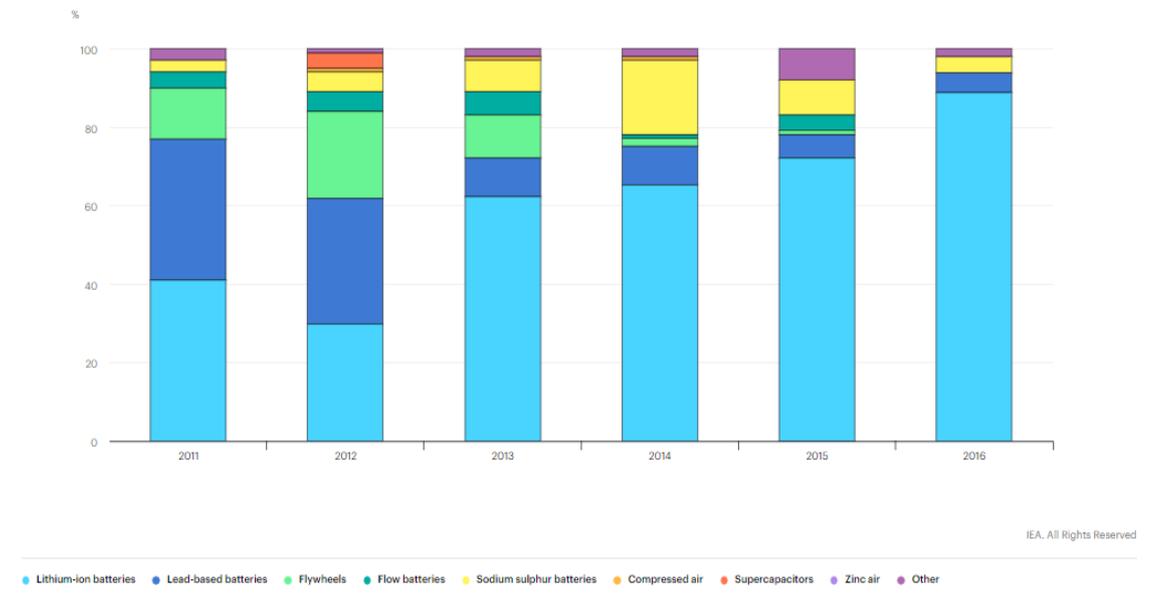
Obr. 1 - rozdělení technologií skladování elektřiny [5]

V pravém horním rohu je vidět, že dominují přečerpávací vodní elektrárny (PHES (Pumped Hydro Energy Storage)). Jak uvádí Electric Power Research Institute (EPRI), PHES představuje více než 99% kapacity hromadného skladování po celém světě, což představuje přibližně 127 GW (k roku 2012). Výhodou PHES je vysoká účinnost cyklu (70% až 80%) [6], ale potenciál instalace nových PHES je závislý na orografii dané země a byl dosti vyčerpán již v minulosti, hlavně v Evropě. V Asii se ještě stále instalují nové přečerpávací elektrárny, viz obr. 2, ale je jen otázkou času, kdy i v Asii bude tento potenciál vyčerpán. [1]

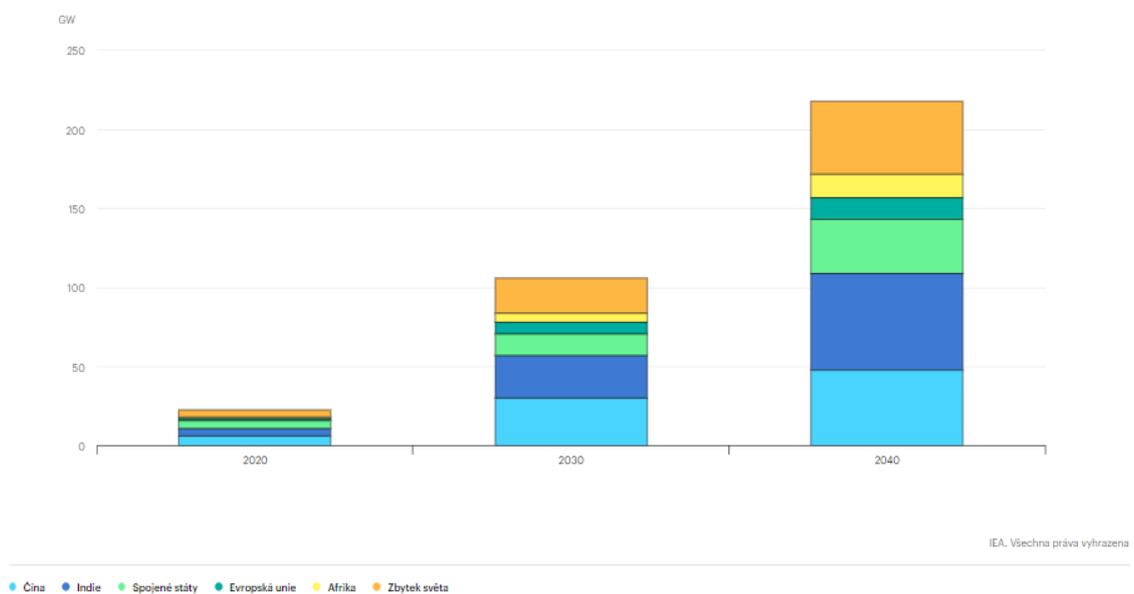


Obr. 2 - přehled nově instalovaného výkonu PHES v jednotlivých regionech [1]

Počet reálných aplikací systémů určených ke skladování a zpětnému dodávání elektřiny do sítě je stále omezený, ale jedná se o obor, kterému je věnována stále větší pozornost a přikládán veliký význam pro budoucí uspořádání elektrické sítě. Pro ilustraci obr. 3 a 4, kdy z obr. 3 je patrné, že v minulých letech převládaly v nových instalacích úložiště z lithiových baterií (myšleno hned za PHES, jelikož ty nejsou v grafu zahrnuty) a na obr. 4 je vidět předpokládaný rozvoj úložišť elektrické energie podle regionů.



Obr. 3 - podíl jednotlivých technologií na celkové nově instalované kapacitě úložišť (bez PHES) [1]



Obr. 4 - předpokládaný vývoj instalovaného výkonu úložišť[1]

1 CAES (Compressed air energy storage)

Při hledání řešení skladování elektrické energie se objevila myšlenka využití vzduchu jako skladovacího média v systému EES. Ve výrobním průmyslu je totiž stlačený vzduch jako nosič energie široce využíván, ať na pohon strojů, nebo pro různé procesy (vrtání, tryskání, čištění...).[7]

V případě CAES hovoříme o stlačování vzduchu pomocí elektricky poháněného kompresoru. Stlačený vzduch je uskladněn a v jakémkoliv pozdějším okamžiku může být uvolněn a přeměněn na elektřinu pomocí turbínového generátoru – velmi jednoduchý proces, který je uplatňován již po celá desetiletí.

Výhoda systému CAES spočívá v tom, že jeho kapacita může být podle potřeby od malých až po velké. Technologie má zároveň střední dobu odezvy a dobré parametry při částečném zatížení. CAES může být zakomponováno v systému s obnovitelnými zdroji energie, zejména s větrnou energií, či může být připojeno k elektrické síti jako samostatný systém. [2]

1.1 Stručná historie a aktuální vývoj

Myšlenka akumulace elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu sahá až do 40. let minulého století, kdy byla podána první patentová přihláška v USA.[7] Dalších 20 let, ale byl tento koncept veřejností opomíjen a nevěnovala se mu pozornost ani na poli výzkumu. To se změnilo, když se začala objevovat myšlenka ukládat levnou elektřinu při přebytečné výroby a dodávat ji ve špičkách spotřeby. Dalším impulsem pro rozvoj této technologie bylo zdražování cen ropy. V důsledku těchto událostí v roce 1969 vznikl první projekt CASE úložiště v severním Německu – Huntorf (uvedeno do provozu v roce 1978) [8]. Dále se pracovalo na rozvoji různých technologií CASE (hybridní, adiabatický či izotermický CASE). Dalším uskutečněným projektem bylo úložiště McIntosh v USA v roce 1991. To jsou prozatím jediné dva průmyslové závody, které využívají technologii CAES v praxi. [7][8]

Dnes se pracuje na spoustě dalších projektů. Mezi významnějších patří první velký demonstrační AA-CAES (Adiabatic Advanced Compressed Air Energy Storage) projekt ADELE v Německu. Plánuje se skladovací kapacita 360 MWh a výkon 90MW. Cílem je systém se 70 % účinností, které se má dosáhnout i díky skladování odpadního tepla z komprese v keramických materiálech a jeho následné využití při vybíjení systému. Dále je vyvíjen A-CAES (Adiabatic Compressed Air Energy Storage) projekt kanadskou společností Hydrostor. Jedná se o projekt Rosamond v Kalifornii s plánovaným výkonem až 500MW a kapacitou 6 GWh. Také byl plánován projekt v lowě, kde se zamýšlelo propojení technologie CAES s větrnou elektrárnou. Tento projekt nebyl ale nakonec uskutečněn.[9][10][11][12][13]

Společnost Hydrostor uvedla do provozu již jedno A-CAES zařízení. Jde o zařízení Goderich v Ontariu s výkonem 1,75 MW a skladovací kapacitou až 15 MWh. Jako skladovací prostor jsou zde použity podzemní jeskyně s vodou, kdy voda je zde použita k hydrostatické kompenzaci k udržení konstantního tlaku během provozu. [13]

Dále výzkumný tým na univerzitě ve Warwicku ve Velké Británii vyvíjí nový systém hybridních větrných turbín pro integraci CAES prostřednictvím inovativního mechanického přenosu energie. [9]

Co se týče aplikací v malém měřítku, kdy se uvažuje umístění úložiště stlačeného vzduchu nad zemí, prošla tato technologie v poslední době velkým vývojem a nedávno byly úspěšně komercializovány systémy baterií na stlačený vzduch vyvinuté britskou společností Flowbattery. Systém využívá předem připraveného stlačeného vzduchu ze vzduchových zásobníků k pohonu turbíny a generátoru na výrobu elektřiny. [2]

Jednou z uvažovaných aplikací systému CAES je přímé spojení systému se systémem výroby elektrické energie, nejčastěji z obnovitelných zdrojů. Jedním ze zajímavých projektů je projekt Augwind v Izraeli. Jedná se o hybridní systém na výrobu elektrické energie z větrné a solární energie. Pomocí větrné turbíny je produkována elektrická energie, která je využívána na stlačení atmosférického vzduchu, který je poté uskladněn. Při odebírání vzduchu z úložiště je proud vzduchu ohříván pomocí odraženého slunečního záření od heliostatů a také pomocí tepla odebraného proudy vzduchu po kompresi, které je skladováno v úložišti tepelné energie. [14]

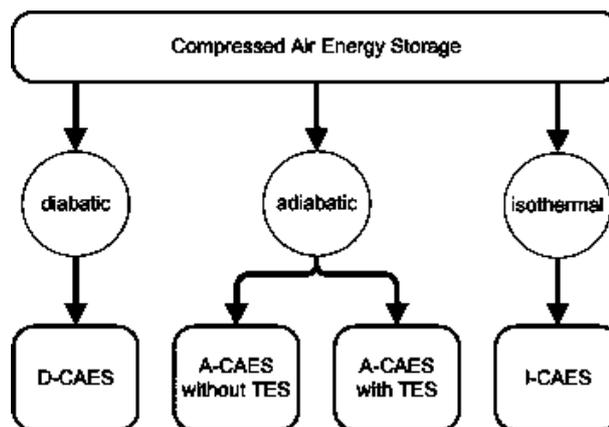
1.2 Základní princip

CAES pracuje tak, že akumuluje elektrickou energii ve formě vysokotlakého stlačeného vzduchu pomocí elektricky poháněného kompresoru. Následně uvolňuje uloženou energii ve formě stlačeného vzduchu k výrobě elektřiny pomocí expanze skrze vzduchovou turbínu. Tento princip je modifikací základní technologie plynové turbíny (GT (Gas Turbine)), a právě proto, že je odvozen od technologie GT, je CAES snadno dostupný a spolehlivý. [7][15]

Systémy CAES obecně obsahují jeden nebo více elektricky poháněných vzduchových kompresorů (obvykle nízkotlaké kompresory v sérii s vysokotlakými kompresory), zásobník nebo zásobníky stlačeného vzduchu, často podzemní kaverny, a expandéry přizpůsobené k využití energie stlačeného vzduchu během jeho expanze pro výrobu elektrické energie pomocí generátoru. [16]

Dnes existuje obrovská škála různých konceptů CAES na různých úrovních vývoje. Obecná klasifikace celé skupiny konceptů CAES je uvedena na obr. 5.

- Adiabatický systém – teplo vzniklé při kompresi neodchází ze systému pryč, ale je uskladněno a využito později v systému
- Diabatický systém – teplo z komprese se odvádí do atmosféry
- Izotermický systém – umožňuje vzduchu dosáhnout vysokého tlaku za konstantní teploty (ideálně teploty uskladnění). [4][7]



Obr. 5 - rozdělení systémů CAES [7]

1.3 Diabatické skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu

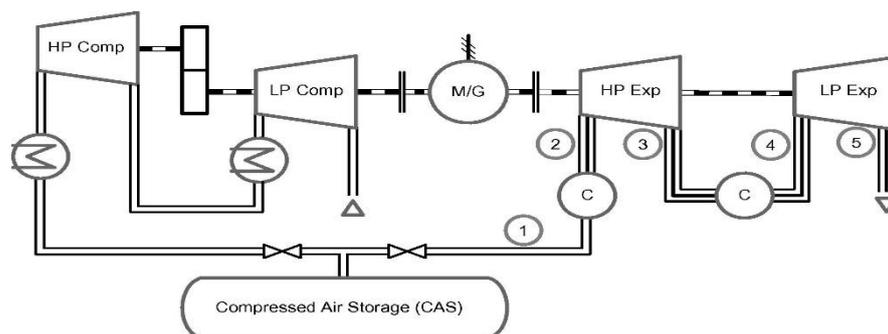
D-CAES (Diabatic Compressed Air Energy Storage) není pouhá technologie ukládání, ale hybridní technologie výroby a ukládání elektřiny. Jako pracovní kapalina se používá atmosférický vzduch, který je stlačen a uložen do zásobníku. Teplo vzniklé při kompresi vzduchu se uvolňuje do okolí při ochlazování stlačeného vzduchu, aby se zabránilo zhoršení vlastností kaverny a jejímu poškození. Proto

je při expanzi vzduchu přes turbínu nutno zařadit přehřev vzduchu v externím zdroji tepla, aby se zabránilo kondenzaci a tvorbě námrazy na lopatkách turbíny. Toto externí teplo je nejčastěji dodáváno spalováním zemního plynu nebo lehkého topného oleje, takže poté existují dva toky vstupní energie – elektrická energie na pohon kompresorů a tepelná energie ze spalování paliva pro ohřev vzduchu před expanzí. [7][17]

Na principu D-CAES, který zahrnuje spalování fosilních paliv, což vede k emisím CO₂, fungují v současnosti závody Huntorf v Německu a McIntosh v USA. [9]

1.3.1 Huntorf (1978, modernizace 2006)

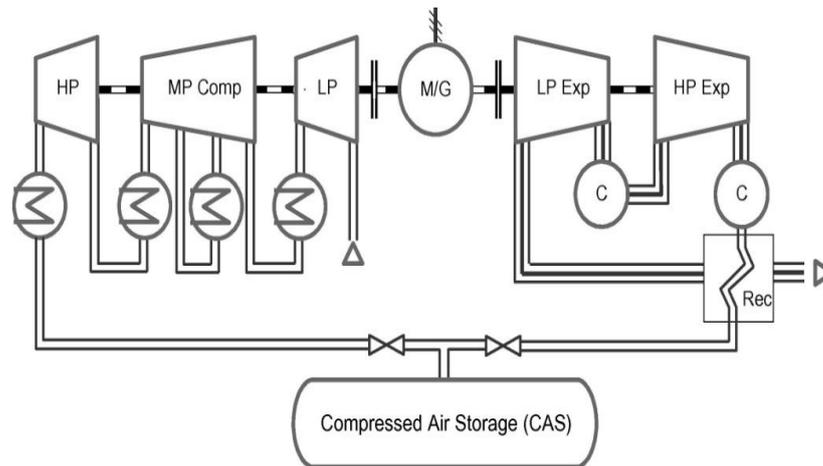
Schéma závodu Huntorf je na obr. 6. V závodě Huntorf je okolní vzduch stlačen pomocí dvou samostatných turbokompresorových jednotek s mezichladičem na maximální tlak 72 barů, poté je vzduch ještě před vstupem do CAS (Compressed Air Storage) ochlazen. Systém CAS se skládá ze dvou solných kaveren s celkovým objemem 310 000 m³. Tlak v kavernách se pohybuje mezi 46 až 72 bary. Expanze se provádí ve dvou samostatných jednotkách v sérii. Při expanzním režimu je vzduch nejdříve škrčen na tlak 42 barů a poté vstupuje do vysokotlaké spalovací komory, kde je ohřát na 490 °C a dále proudí do vysokotlaké turbíny, kde expanduje na 13 barů. Před vstupem do nízkotlaké turbíny je ohřát na 945 °C a expandován na okolní tlak. Teplota výfukových plynů je přibližně 480 °C a odpadní teplo v nich obsažené není nijak dále využito. Výstupní výkon činí 321 MW s účinností kolem 42 %, kdy na 1 kWh vyrobené elektřiny je potřeba 0,8 kWh elektřiny na kompresi a 1,6 kWh energie ze spalování plynu na ohřev vzduchu. [7][9]



Obr. 6 - schéma závodu Huntorf [7]

1.3.2 McIntosh (1991)

Základní koncepce je podobná závodě Huntorf. Na rozdíl od Huntorfu, viz. obr. 7, je zde použita třístupňová komprese s mezichlazením namísto dvoustupňové, dále jako CAS byla vybrána jediná solná kaverna s objemem 538 000 m³. Hlavním rozdílem je zde použití rekuperátoru tepla, ve kterém se vzduch proudící z kaverny přehřívá na přibližně 290 °C pomocí výfukových plynů vycházejících z nízkotlaké turbíny, čímž se účinnost zvýšila na 54 %, takže na 1 kWh vyrobené elektřiny je potřeba 0,69 kWh elektřiny na pohon kompresorů a 1,17 kWh energie ze spalování plynu na ohřev vzduchu. [7][18]

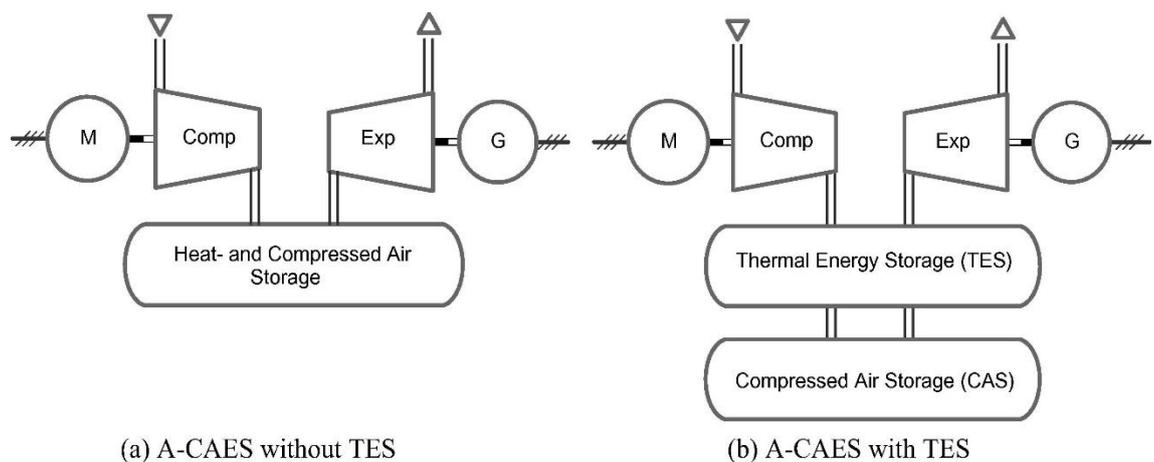


Obr. 7 - schéma McIntosh [7]

1.4 Adiabatické skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu

Jak již bylo řečeno, adiabatický systém CAES, zkráceně A-CAES ukládá teplo vzniklé při kompresi vzduchu a využívá ho během procesu vybíjení. A-CAES můžeme rozdělit dle dvou základních principů řešení (obr. 8):

- A-CAES bez akumulace tepelné energie (TES (Thermal Energy Storage))
- A-CAES s akumulací tepelné energie (TES) [7]



(a) A-CAES without TES

(b) A-CAES with TES

Obr. 8 - koncepce A-CEAS a) bez TES b) s TES [7]

1.4.1 A-CAES bez akumulace tepelné energie

Jedná se o způsob opětovného využití tepla vzniklého při kompresi tak, že se skladuje přímo samotný horký vzduch uvnitř kombinovaného úložiště, které kromě stlačeného vzduchu je schopné akumulovat i teplo v něm obsažené. Vzhledem k vysokým teplotám dosaženým již při poměrně nízkých tlakových poměrech, vyžadují tyto koncepce úložiště odolné vůči zvýšeným teplotám. Adiabaticky stlačený okolní vzduch se například ohřívá na přibližně 277 °C, pokud je reverzibilně stlačen pouze na mírný tlak 10 barů. Většina dosud diskutovaných CAS není schopna těmto teplotám odolat, proto jsou A-CAES bez TES omezeny na poměrně nízké skladovací tlaky a následně také na nízkou hustotu energie. Z toho důvodu zůstala tato technologie realizována pouze v laboratorním měřítku. [7]

1.4.2 A-CAES s akumulací tepelné energie (TES)

Tento koncept obsahuje externí úložiště tepelné energie (TES). Hlavní výhodou je možnost skladování ochlazeného vzduchu v libovolných úložištích stlačeného vzduchu, a tím také možnost dosáhnout mnohem vyšších tlaků a hustot energie. [7]

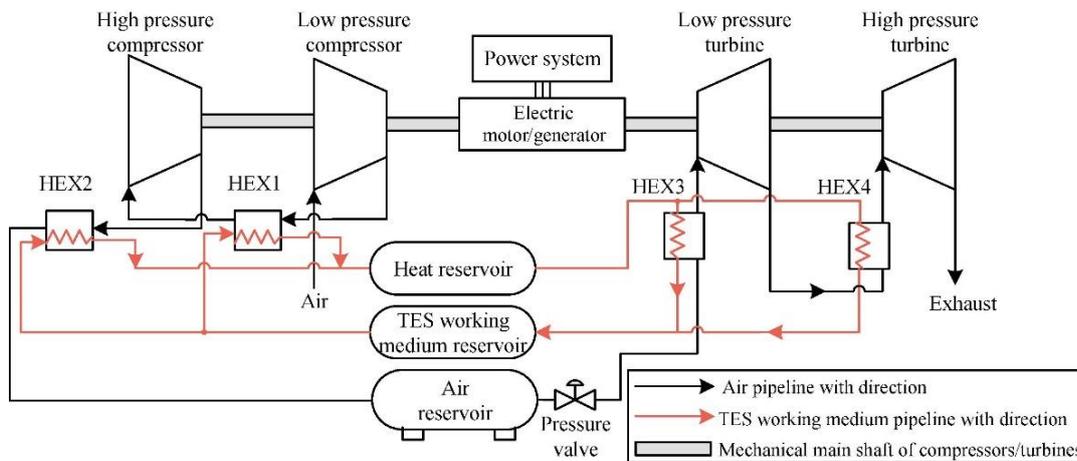
Na principu A-CAES pracuje, jak již bylo zmíněno, zařízení firmy Hydrostor Goderich v Ontariu.

Nejnovější technologií v této oblasti je pokročilý adiabatický systém, AA-CAES, který bude dále stručně popsán.

1.4.3 AA-CAES

Koncept AA-CAES byl vyvinut na základě teoretické úvahy o adiabatickém stlačování vzduchu. Hlavním principem je extrakce tepla z komprese a jeho ukládání do adiabatického zásobníku. Poté může být teplo znovu použito během expanzního režimu. Typický systém AA-CAES, viz obr. 9, je složen z vícestupňové jednotky pro kompresi vzduchu (nízkotlaký a vysokotlaký kompresor), vícestupňové jednotky pro expanzi vzduchu (nízkotlaké a vysokotlaké turbíny), elektrického motoru/generátoru, tepelného výměníku (HEX (Heat Exchanger)), systému skladování tepelné energie a úložiště stlačeného vzduchu (CAS). [19]

Během režimu komprese se pro pohon kompresorů využívá elektřina ze sítě. Vysokotlaký vzduch je uložen CAS, zatímco kompresní teplo je uloženo v TES. Během expanzního procesu se akumulované teplo znovu používá k ohřevu stlačeného vzduchu a poté se ohřátý a stlačený vzduch používá k pohonu turbín a tím k výrobě elektřiny. [19]



Obr. 9 - schéma AA-CAES[19]

Výhodou je že účinnost tohoto řešení dosahuje teoreticky až 72 % . Díky využití TES pro předehřev stlačeného vzduchu není nutné používat spalování fosilních paliv, a tudíž je AA-CAES procesem, který neprodukuje CO₂. [20]

V současné době je na celém světě ve vývoji nebo v rané fázi experimentů celá řada projektů zabývajících se AA-CAES. První rozsáhlým projektem je projekt ADELE v Německu (charakterizován již výše), dále byly v Číně postaveny demonstrační projekty – o výkonu 1,5 MW blízko Pekingu, nebo o výkonu 50 MW v Jiangu, na jehož základě by mohl být v Číně uskutečněn další projekt AA-CAES systému o výkonu 100 MW. [19]

1.4.4 Úložiště tepelné energie (TES)

V současnosti je technologie TES použita v systémech CAES podobná jako u systému solární tepelné elektrárny. Většina z nich používá jako médium pevné látky, např. horninu, keramiku, beton, nebo kapalné látky, jako je voda, teplotný olej a rozpuštěné anorganické soli. Existují různé varianty řešení technologie TES, nejrozšířenější jsou ale následující dva způsoby řešení:

- Skladování tepla v sypaném loži (packed bed), které je založeno na principu, že sypané lože (kamenné, štěrkové či jiné) je používáno jako výměník tepla i jako zařízení TES. Jde o nádobu naplněnou částicemi vybraného materiálu, kdy vzduch proudí přímo přes sypané lože a teplo se přímo přenáší díky kontaktu s povrchem materiálu, tj. přímý přenos tepla. [20]
- Druhou hlavní variantou je skladování tepelné energie, kdy teplotné médium a vzduch nejsou v přímém kontaktu, ale přenos tepla z/do teplotného média se odehrává v tepelném výměníku. Teplotné médium takto cirkuluje mezi dvěma nádržemi, ve kterých je skladováno, teplotu a studenou. [20]

1.5 Izotermické skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu

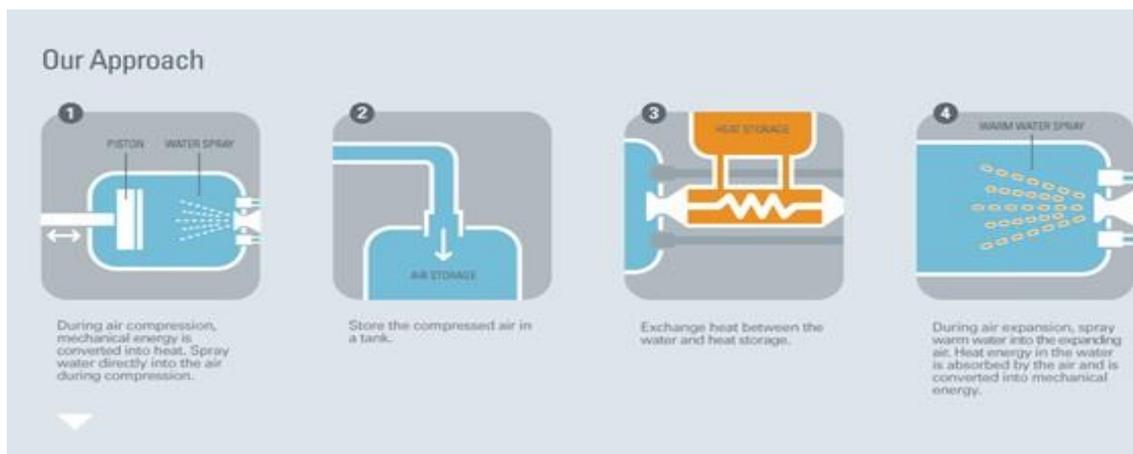
I-CAES (Isothermal Compressed Air Energy Storage) je rozvíjející se technologické odvětví, které má překonat neúčinnost tradičních technologií CAES. Izotermický proces udržuje konstantní teplotu kontinuálním odváděním tepla ze vzduchu během kompresního procesu a jeho kontinuálním přidáváním během expanzního procesu, čímž eliminuje potřebu spalování fosilního paliva v systému D-CAES a TES v A – CAES systému, což vede ke zvýšení účinnosti systému.[11]

Aby mohl být koncept I-CAES uskutečnitelný, je potřeba dostatek času na procesy výměny tepla v samotných strojních zařízeních. Splnění tohoto požadavku umožňují především pístové stroje, které mohou provádět dostatečně pomalý proces komprese nebo expanze. Rychlost, při které dochází k přenosu tepla, je závislá na teplotním gradientu a teplosměnné ploše. Z tohoto důvodu je pro udržení téměř izotermického procesu nezbytný velký povrch teplosměnných ploch. Toho lze dosáhnout například rozprašováním vody v podobě malých kapiček do prostoru kompresní/expanzní komory. Samozřejmě je pak nutné upravit zařízení, aby odolaly obsahu vody uvnitř. [7][11]

Společnost LightSail Energy company z Kalifornie je jednou ze společností, která se snaží o realizaci I-CAES, princip jejich systému je stručně znázorněn na obr. 10.

Nejprve se během kompresního procesu přeměňuje mechanická energie na teplo, přičemž se přímo do pracovního prostoru stroje vstřikuje jemný hustý vodní sprej, který absorbuje vzniklé teplo. Stlačený vzduch je skladován v CAS a teplá voda se ochlazuje v tepelném výměníku. Odebrané teplo v tomto tepelném výměníku je poté skladováno v TES. Nakonec během procesu expanze je nejprve teplo z TES přiváděno do vody a ta je vstřikována opět přímo do proudu vzduchu během expanze. [11]

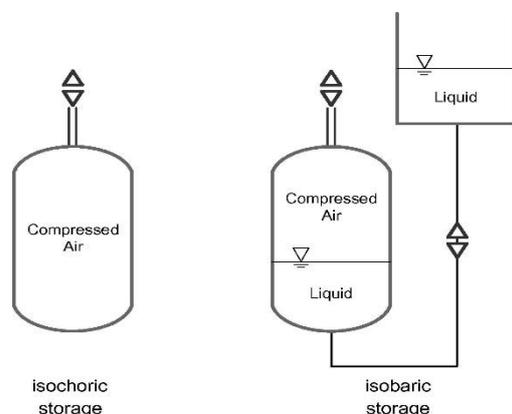
Tato technologie byla zároveň vyvinuta jako reverzibilní proces, což znamená, že během kompresního procesu je kompresor poháněn elektrickým motorem a během expanzního procesu se stejný kompresor stává expandérem a stejný elektrický motor se stává generátorem. Účinnost cyklu údajně dosahuje až 90 %. [11]



Obr. 10 - LightSail Energy company I-CAES [11]

1.6 Úložiště stlačeného vzduchu

Skladování stlačeného vzduchu může být buď izochorické (při konstantním objemu) nebo izobarické (při konstantním tlaku). V izochorickém zásobníku zůstává akumulací objem konstantní a tlak skladovaného vzduchu se mění s množstvím akumulované energie. V izobarickém zásobníku zůstává akumulací tlak konstantní a objem akumulace se mění s akumulovanou energií. Skladování při konstantním tlaku lze technicky realizovat například pomocí hydraulicky kompenzovaného zásobníku, kde je tlak udržován přibližně konstantní za pomoci druhého zásobníku kapaliny ve zvýšené geodetické výšce. Schematické znázornění izobarického a izochorického CAS je na obr. 11. [7][21]



Obr. 11 - izochorický a izobarický CAS [7]

Izobarické skladování má oproti izochorickému hlavní výhodu v tom, že účinnost zařízení s izobarickým zásobníkem stlačeného vzduchu je o 10-15% vyšší. Je to proto, že vzduch vstupující do expandéru má přibližně konstantní tlak a není potřeba ho škrtit, jak je tomu při izochorickém skladování. [21]

V zásadě platí, že izochorické a izobarické CAS jsou použitelné nad i pod zemí. Nadzemní CAS lze postavit z ocelových nebo sendvičových nádrží. Pro aplikaci podzemního CAS existuje celá řada možností. Obecně lze použít každou podzemní dutinu, která je schopna odolat potřebnému tlaku a je vzduchotěsná. Cíleně vyplavené solné kaverny nebo důlní šachty jsou jen některé z možností. [7]

Nejběžnější technologií pro skladování stlačeného vzduchu v malém měřítku je válcová tlaková nádoba. Naopak při skladování většího objemu vzduchu je ekonomičtější využívat jiných, často podpovrchových technologií. Proto u rozsáhlých systémů CAS převládají solné kaverny. Oba stávající

závody D-CAES (Huntorf a McIntosh) používají vytěžené solné kaverny jako izochorické zásobníky stlačeného vzduchu. Solné struktury, do kterých jsou zabudovány, jsou pod tlakem samouzavírací, čímž se eliminuje množství uniklého plynu. Pro stabilitu kaverny je zde požadavek na minimální provozní tlak, aby úložiště odolalo vnějším silám z okolní horniny. [7][21][22]

Další možností skladování stlačeného vzduchu je skladování ve zvodnělých vrstvách – aquiferech. Tato technologie vyžaduje podpovrchovou vrstvu nesoucí vodu s nepropustnou skalní strukturou, která se nachází nad ní. Z výzkumů a vědeckých projektů se zjistilo, že skladování stlačeného vzduchu ve zvodnělých vrstvách je obecně možné, ale zatím není vhodné pro komerční využití, zejména kvůli vysokým rizikům neúspěchu při vrtání a při procesu výběru místa. [22]

Další možností konstrukce izobarického CAS je umístění skladovacího objemu nejen pod zem, ale i pod vodu. Podvodní zásobník stlačeného vzduchu využívá hydrostatický tlak spojený s hloubkou vody. Objem podvodního zásobníku stlačeného vzduchu se může měnit při jeho plnění a vyprazdňování, takže tlak vzduchu v zásobníku je zhruba konstantní a nezávislý na množství vzduchu v zásobníku. [7]

Kromě izochorického a izobarického skladování stlačeného vzduchu existuje také možnost uchovávat vzduch jako kapalinu při kryogenních teplotách. Tento způsob se obecně označuje jako LAES a bude podrobně analyzován později.

1.7 Shrnutí

Technologie CAES je známa již delší dobu a jak je vidět, tak se jí věnovalo i dost pozornosti na poli vědeckého výzkumu, díky čemuž vzniklo několik různých variant řešení. Přesto na rozdíl od často publikovaných a citovaných očekávání se CAES v posledních desetiletích nestala rozšířenou technologií ukládání elektrické energie konkurující PHEs nebo bateriovým úložištím.

Ekonomické a technologické problémy, se kterými se CAES musí vypořádat, aby se stal konvenční technologií hojně využívanou v energetice:

- Mění se konvenční mix elektráren spolu s nárůstem velkého množství fotovoltaiky připojené k síti snižuje rozpětí cen mezi špičkami a mimo špičku, což negativně ovlivňuje ziskovost zařízení na skladování elektřiny.
- CAES vykazují nižší účinnost cyklu než PHEs nebo baterie.
- Při průzkumu vhodných lokalit pro podzemní CAS vznikají geologická omezení a nejistoty. [7]

Dle mého názoru se jedná o technologii velmi zajímavou, která v teoretické rovině dosahuje dobrých výsledků, ale bohužel při reálných aplikacích a pilotních projektech bývá problém skutečně těchto teoretických hodnot dosáhnout. Přesto by se v budoucnosti mohlo jednat o zařízení běžně aplikované v energetickém průmyslu, které nám umožní větší podíl obnovitelných zdrojů v energetické síti a tím odklon od fosilních paliv.

2 LAES (Liquid Air Energy Storage)

Systémy PHES (přečerpávací vodní elektrárny), které jsou zatím nejrozšířenějšími systémy na skladování elektrické energie a systémy CAES (skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu), kterými jsem se zabýval doposud, mají jednu velikou nevýhodu. Jejich umístění je omezeno geologickými rysy (například dostupností podzemní kaverny pro CAES). Dále je obtížné předvídat jakékoli významné zvýšení kapacity PHES, přinejmenším v rozvinutých zemích, protože nejatraktivnější lokality již byly využity. Proto se hledala technologie, která bude moci nabídnout účinná, ekonomická, geograficky neomezená a ekologicky bezpečná řešení.

Mezi tyto technologie pro skladování elektrické energie patří CES (skladování elektřiny na bázi kryogeniky) a konkrétně pak LAES (systémy skladování elektřiny v podobě kapalného vzduchu). Tyto technologie jsou vnímány jako velmi slibné, protože se opírají o vyspělé technologie vyvinuté pro zavedenější aplikace, průmysl zkapalňování plynu, a jsou geograficky neomezené: energie se ukládá v kryogenní tekutině v kapalné fázi, čímž se ve srovnání se systémem CAES výrazně sníží potřebný objem rezervoáru.[3]

Snížení objemu rezervoáru je dáno zásadním rozdílem LAES oproti technologii CAES. Jde o rozdílnou hustotu energie v jednotce objemu skladovaného média. Při skladování stlačeného vzduchu je hustota energie 18 MJ na jeden metr krychlový, přičemž při skladování energie ve formě zkapalněného vzduchu je v jednom metru krychlovém uchováno 660 MJ. Z čehož jednoznačně vyplývá, že při uskladnění stejného množství elektřiny bude při použití systému LAES potřeba skladovacího prostoru o 97,27 % menšího než u systému CAES. [23]

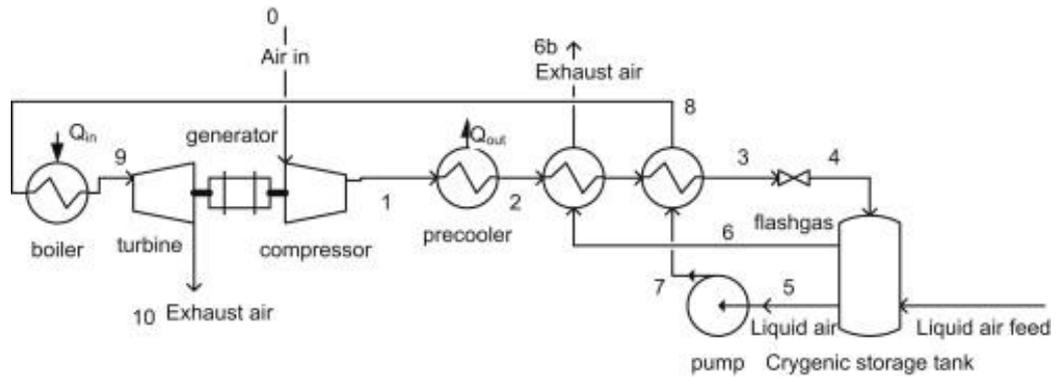
2.1 Stručná historie a aktuální vývoj

Kryogenní skladování elektrické energie a zkapalňování vzduchu nejsou žádnými novými koncepty. Velké zkapalňování vzduchu pro průmyslové účely začalo být komerčně dostupné již ve 40. letech 20. století [24]

Koncept CES byl poprvé navržen University of Newcastle upon Tyne (UK) E. M. Smithem v roce 1977 jako alternativa k technologii skladování elektrické energie ve formě stlačeného vzduchu (CAES). Smith ve své práci navrhl termodynamický cyklus využívající adiabatické kompresní a expanzní zařízení s účinností cyklu 72 %. Ve svém návrhu použil vysoké teploty (1048 K) a tlaky (85 barů) v tepelných zásobnících. [25][26][27]

K. Chino a H. Araki představili zařízení na zkapalňování vzduchu s vysokou účinností zkapalňovacího zařízení přesahující 70 %. Tento vysoký údaj se připisuje regeneraci studené exergie¹ ze zkapalňovacího procesu. Proud vzduchu je pomocí škrčení přiveden do stavu směsi plynné a kapalné fáze, které jsou odděleny v separátoru (Lindeův proces). V systému se nachází také úložiště chladné energie v podobě paměťového média (malých oblázků). Na obr. 12 je znázorněno schéma systému, který navrhli K. Chino a H. Araki. [23] [27]

¹ Jde o část energie, kterou lze bez omezení přeměnit na libovolnou jinou energii, např. mechanickou práci.



Obr. 12 - K.Chino a H. Araki LAES proces

Dalším, kdo popsal variantu cyklu LAES byl B. Ameerle, jehož návrh využívá kombinaci Lindeho chladicího a Rankinova cyklu. Tato varianta dosahuje účinnosti 43 %. Zkapalňování realizoval pomocí Claudeova cyklu. [27]

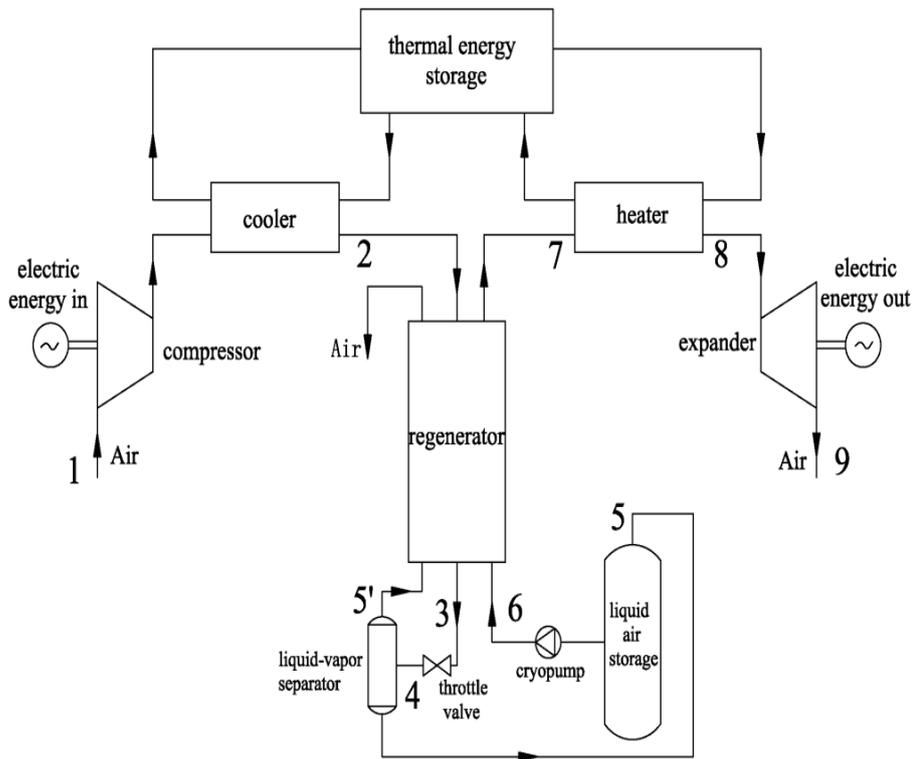
Pro ověření teoretických studií byl postaven pilotní závod LAES (350 kW / 2,5 MWh) ve Skotsku britskou společností Highview Power Storage v roce 2015. Uváděná účinnost zařízení je kolem 50 %, ale při provozu bylo zatím dosaženo účinnosti pouze 8 %. Nízká účinnost je způsobena malou velikostí zařízení (použitý zkapalňovač je zhruba desetkrát menší než vzduchový zkapalňovač v komerčním měřítku) a skutečností, že bylo recyklováno pouze 51 % dostupného chladu. [25] Dále tato společnost v Británii v roce 2018 spustila větší prototypový závod s instalovaným výkonem 5 MW a kapacitou 15 MWh. [12]

Nejnovějším projektem této společnosti je stavba zatím největšího zařízení na skladování elektrické energie ve formě zkapalněného vzduchu na světě. Termín dokončení je rok 2022 a plánovaná kapacita je 250MWh. [28]

2.2 Základní princip

Podobně jako se systémy CAES dělí na dva režimy komprese a expanze, dělí se i systémy LAES na dva: zkapalňování a expanze. Obr. 13 ukazuje zjednodušenou strukturu systémů LAES. V procesu zkapalňování se používají systémy k výrobě kryogenních kapalin, v našem případě vzduchu. Kapalný vzduch je skladován za nízkého tlaku (přibližně hodnota okolního tlaku) v izolované nádrži při kryogenní teplotě (nižší než $-192\text{ }^{\circ}\text{C}$). Kryogenní kapaliny lze skladovat po mnoho měsíců v nízkotlakých izolovaných nádržích se ztrátami pouhých 0,05 objemových procent za den, což odpovídá přibližně energetickým ztrátám $0,33\text{ MJ/m}^3$ za den. [25]

Zkapalněný vzduch v procesu expanze absorbuje teplo a transformuje se na vysokotlaký plyn, který pohání expandér, čímž se regeneruje uložená energie. Akumulace tepelné energie se používá k ukládání vygenerovaného tepla během komprese a k opětovnému ohřívání vzduchu během expanze. Díky tomu není potřeba implementovat do procesu externí zdroj tepelné energie (často na principu spalování fosilních paliv). [29]



Obr. 13 - zjednodušený koncept LAES [29]

V režimu zkapalňování obecně dochází:

- ke kompresnímu procesu, ve kterém je vzduch stlačován z atmosférického tlaku s mezistupňovým chlazením, čímž se snaží přiblížit izotermické kompresi. Odebrané teplo je uloženo v tepelném úložišti
- k chladicímu procesu s tím, že stlačený vzduch je izobaricky chlazen v regenerátoru, ve kterém je vzduchu, který má být zkapalněn, odebírána tepelná energie a je později předávána zkapalněnému vzduchu před expanzí
- ke škrťacímu procesu, ve kterém je vzduch částečně zkapalněn a uložen do zásobníku. Zbýlý kryogenní plyn předává část své chladné energie regenerátoru a poté je vypuštěn do atmosféry

Během expanzního režimu dochází:

- k čerpacímu procesu, při kterém je vzduch čerpán na vyšší tlak pomocí kryopumpy
- k procesu ohřevu, přičemž se vzduch ohřívá v regenerátoru pomocí tepelné energie v něm uložené z procesu zkapalňování a odevzdává část své chladné energie. Dále se ohřívá izobaricky ve výměníku pomocí tepelné energie z komprese uložené v tepelném úložišti
- k procesu expanze v expandéru [29]

Kompresní teplo se ukládá v horkém zásobníku tepelné energie (HTES (Hot Thermal Energy Storage)). Zařízení pro skladování chladu (CTES (Cold Thermal Energy Storage)) se používá, aby se zlepšila účinnost zkapalňování. Při procesu vypouštění je kapalný vzduch pod tlakem ohříván na teplotu okolí pomocí CTES, přehříván pomocí HTES a expandován ve vzduchovém expandéru pro výrobu elektřiny. [30]

2.3 Komprese

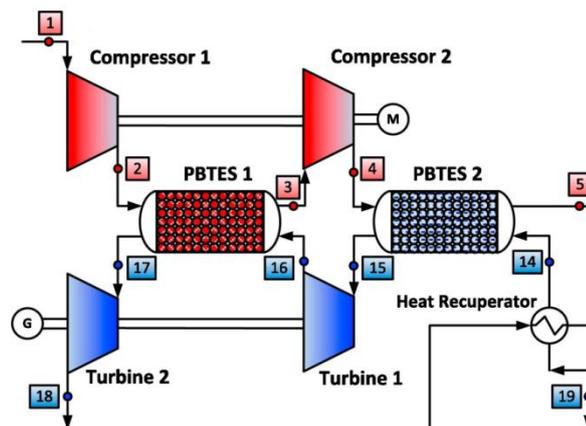
Kompresní procesy stojí u LAES stejně jako u CAES na začátku celého procesu, kdy jsou elektřinou poháněny kompresory za účelem stlačení vzduchu. Aby bylo stlačení provedeno s co největší účinností, je nejčastěji použita vícestupňová komprese s mezichlazením, které probíhá tak, že je tepelná energie odebírána proudem stlačeného vzduchu v mezistupni komprese a ukládána do zásobníku tepla TES (např. kamenného či šterkové lože – PBTES (Packed Bed Thermal Energy Storage)). Tato tepelná energie je později použita na ohřev vzduchu před vstupem do expandérů a na ohřev v mezistupni/mezistupních expanze. [31]

2.4 Expanze

Expanze probíhá opět jako u CAES v expanzních turbínách, kdy je ale potřeba nejdříve kapalný vzduch z kryogenní nádrže převést na vysokotlaký, ohřát ho, nechat vypařit a poté teprve nechat expandovat v turbíně. Nejčastěji je opět použito vícestupňové expanze s meziohřevem.

Zkapalněný vzduch je čerpán pomocí kryogenní pumpy z nádrže, odpařen a dále ohříván. Během ohřevu je vzduchu odebírána chladná energie a uskladněna v úložišti chladné energie. Uskladněný chlad je poté využit během zkapalňovacího režimu (viz dále). Tímto je zajištěna rekuperace chladné energie kapalného vzduchu a dosažení vyšší účinnosti zařízení. Čerpaný vzduch je tedy přiváděn do rekuperátorů, kde se ohřívá a odpařuje pomocí tepelných výměníků, konečný ohřev je pomocí odpadního tepla z posledního stupně expanze v regenerativním tepelném výměníku. [27][29]

Na obr. 14 je vidět dvoustupňová komprese a expanze s využitím sypaných loží jako úložišť tepelné energie. Při kompresi je tepelná energie obsažená v proudě vzduchu akumulována v sypaných ložích a stlačený vzduch je dále odváděn do procesu zkapalňování. Při vybíjení (expanzním režimu) je vzduch před i během expanze ohříván pomocí již zmíněných sypaných loží. Ještě je vidět, že po druhém stupni expanze, je tepelná energie obsažená ve výfukových plynech využita na ohřev vzduchu před expanzí.



Obr. 14 - dvoustupňová komprese a expanze s využitím PBTES pro rekuperaci tepla vzniklého při kompresi [27]

2.5 Zkapalňovací procesy

Význam procesu zkapalňování pro výkon LAES byl řešen jako „klíčová součást“ systému, protože ostatní komponenty jsou relativně jednoduché a efektivní. Bylo zjištěno, že zkapalnění představuje více než 70% celkové destrukce exergie systému LAES. [24]

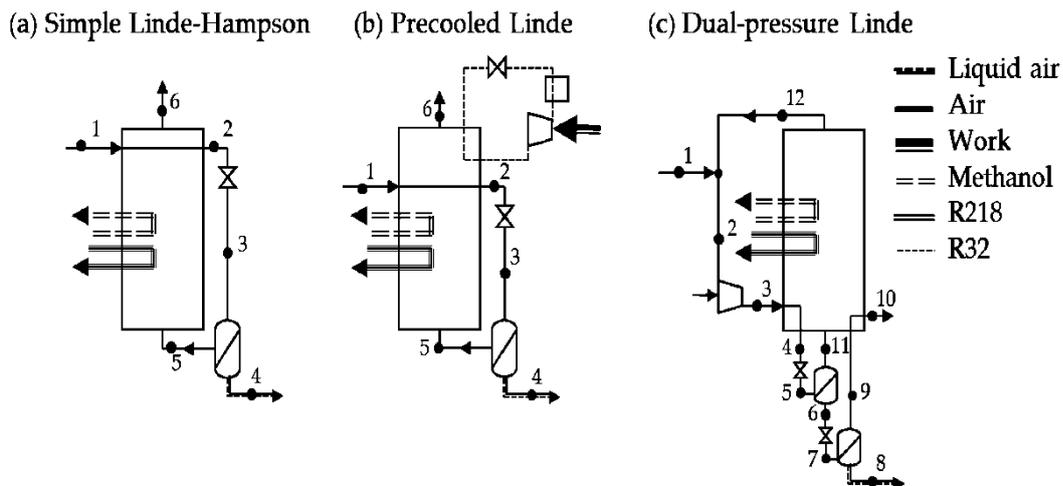
Zkapalňování vzduchu ve velkém měřítku je komerčně používáno již několik desetiletí. Existuje celá řada procesů. Nejjednodušší průmyslovou konfigurací (bez pohyblivých částí) je Lindeův proces, při kterém je stlačený vzduch ochlazován pomocí Joule-Thomsonova efektu během škrcení, který je definován jako změna teploty plynu vyvolaná změnou jeho tlaku. [32] Zkapalňování plynu se dnes provádí ve složitějších konfiguracích. [24]

2.6 Lindeův proces

Proces Linde-Hampson (obr. 15a) je nejpřímější ze všech procesů zkapalňování. Proces se skládá pouze ze čtyř komponent: kompresoru (kompresorů), hlavního výměníku tepla, škrticího ventilu a separátoru plyn-kapalina, kde se odděluje již zkapalněný vzduch od plynné fáze. Po stlačení se teplota vzduchu sníží ve výměníku pod -100°C . Nízkoteplotní vysokotlaký vzduch se škrtí, čímž se snižuje teplota pod rosný bod, což vede k částečné kondenzaci. V separátoru se kapalný vzduch oddělí a uloží. Plynný vzduch je dodáván zpět do výměníku k předchlazení stlačeného vzduchu. Účinnost jednoduchého Linde-Hampsonova procesu silně závisí na teplotě vysokotlakého plynu na vstupu do výměníku. [24][27]

Předchlazený Linde-Hampsonův proces (obr. 15b) má v úmyslu dosáhnout lepších parametrů zkapalňovacího procesu větším snížením teploty vzduchu před škrcením než u klasického Linde-Hampsonova procesu. Toho je dosaženo přidáním kompresního chladicího okruhu. Pro sekundární chladicí okruh se běžně používají pracovní kapaliny jako je amoniak, oxid uhličitý nebo sloučeniny freonu. [24]

V procesu dual-pressure Linde (obr. 15c) je přenos tepla ve výměníku zlepšen zavedením dvou úrovní expanze plynu. Vzduch vstupuje do procesu zkapalňování při středním tlaku. Spolu s recyklovaným proudem vzduchu z výměníku se tlak vzduchu dále zvyšuje na úroveň vysokého tlaku. Plyn se ochladí a škrtí na středotlakou hladinu. Plynný a kapalný vzduch se oddělí ve středotlakém separátoru. Plynná část se přivádí zpět do výměníku k předchlazení vstupujícího proudu vzduchu a poté se smísí se vstupujícím proudem vzduchu do zkapalňovacího procesu. Zkapalněný vzduch za středotlakým separátorem expanduje do druhého separátoru. [24]

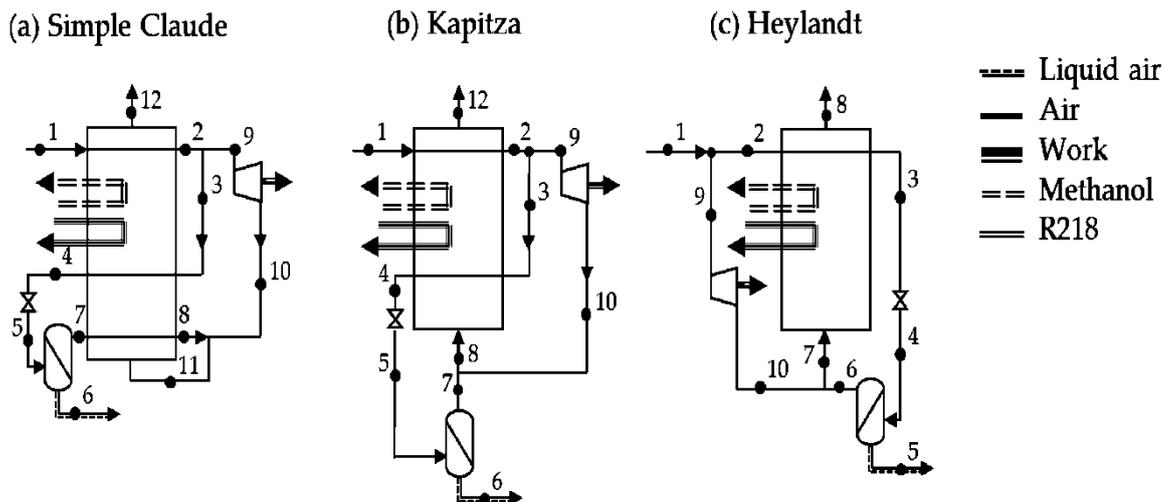


Obr. 15 - a) proces Linde-Hampson; b) Předchlazený Linde-Hampsonův proces; c) Dual-pressure Linde proces [24]

2.7 Claudeův proces

Claudeův proces, (obr. 16a), a jeho modifikace jsou nejčastěji používaným procesem v komerčních zařízeních na zkvalněování vzduchu, protože jeho účinnost je vyšší než u Lindeho procesu. V Claudeově procesu je ochlazení stlačeného vzduchu zajištěno studeným recyklačním proudem – částí stlačeného vzduchu, který prošel isoentropickou expanzí a pomocí externích chladiv. Použití studeného expandéru zabrání části destrukce exergie v procesu škrcení a sníží požadovaný výkon pro zkvalněování o výkon expandéru. Proud opouštějící expandér slouží k chlazení proudu vzduchu vstupujícího do výměníku. Expandér nenahrazuje škrtící ventil před separátorem. [24][27]

Další procesy na zkvalněování vzduchu jsou Kapitzaův proces (obr. 16b) a Heylandtův proces (obr. 16c), přičemž oba jsou modifikací Claudeho cyklu. [24]



Obr. 16 - a) Claudeův proces; b) Kapitzaův proces; c) Heylandtův proces [24]

2.8 Využití energie chladu ze zkvalněného vzduchu

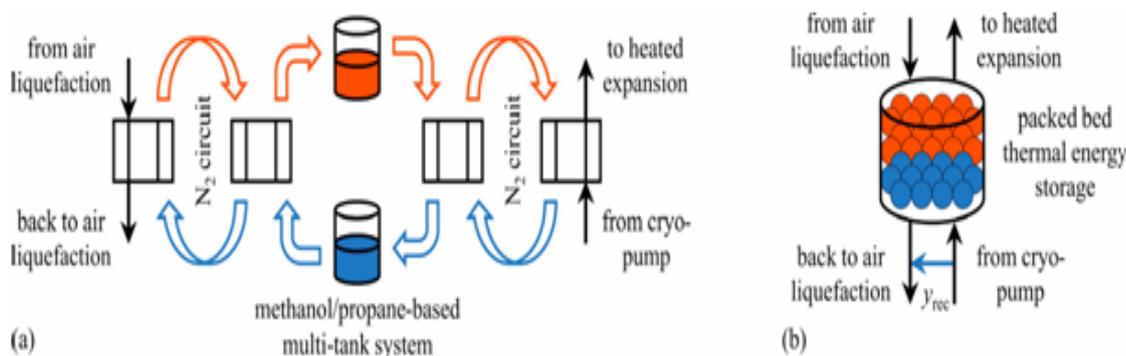
Možnost skladování chladu produkovaného během procesu odpařování zkvalněného vzduchu a jeho využití pro proces zkvalněování je klíčovým prvkem, který umožňuje dosáhnout vysoké účinnosti procesu skladování elektrické energie ve formě zkvalněného vzduchu. Na rozdíl od zařízení na separaci vzduchu se CTES používá jako přídatný chladič a výrazně snižuje energetickou náročnost procesu nabíjení. Při procesu vybíjení je kapalný vzduch přiveden na vyšší tlak pomocí kryočerpadlem. Zatímco se CTES znovu ochladí na kryogenní teplotu, vzduch se ohřeje na teplotu okolí. HTES se používá k přehřátí a ohřátí proudu vzduchu na maximální teplotu. [30][31]

Asi 70 % stlačeného vzduchu může být ochlazen pomocí CTES a pouze 30 % musí být ochlazen pomocí vnitřních recyklačních toků. LCTES a DCTES jsou zařízení pro akumulaci tepla při kryogenní teplotě za použití kapalných nebo pevných médií. Zařízení pro skladování chladu za použití kapalných médií (LCTES (Liquid Cold Thermal Energy Storage)) je založeno na systému s více nádržemi využívajícími propan a metanol. Zařízení pro skladování chladu za použití pevných médií (DCTES (Direct Cold Thermal Energy Storage)) je systém skladování s náplní, kde probíhá přímý kontakt mezi tekutinou a pevným materiálem zásobníku. Ten se skládá z válce s náplní z pevného akumulčního materiálu (písek, štěrk). [30][31]

LCTES, (obr. 17a), je založen na kapalném metanolu a propanu. Pro skladování chladu se používá propan od 126 K do 216 K, metanol se používá od 216 K do teploty okolí. Není možné použít pouze

jednu látku pro celé teplotní rozmezí, protože metanol tuhne při kryogenní teplotě a propan se naopak odpařuje při vyšších teplotách. V režimu nabíjení LAES se metanol a propan ze studených a izolovaných nádrží zahřívají v prvním víceproudém tepelném výměníku a skladují se v teplých nádržích, zatímco se stlačený vzduch ze zkapalňovacího procesu ochladí. Během procesu vypouštění se směry toku mění a teplo se přenáší z horkých nádrží do procesu ohřevu. Z bezpečnostních důvodů musí být nainstalován i obvod dusíku, protože kyslík a kapalné uhlovodíky musí být odděleny. Výhodou LCTES je, že využívá pouze standardní průmyslové vybavení a je založen na stálém a jednoduchém principu. [30]

DCTES (obr. 17b) je založen na akumulaci tepelné energie v pevném minerálním loži. Skládá se ze spojených válců, které jsou naplněny vrstvou pevného akumulčního materiálu, jak je znázorněno na obrázku. V režimu nabíjení LAES je stlačený vzduch při okolní teplotě ochlazován na kryogenní teplotu přenosem tepla do akumulčního materiálu; materiál se po vrstvách zahřeje na teplotu okolí. Při procesu vybíjení se směry tekutiny a tepelného toku obrací. Princip skladování tepelného regenerátoru provázejí dva hlavní problémy: časově závislé výstupní podmínky a účinek zadržování plynu. Výběrem velkého skladovacího zařízení s pevným minerálním ložem s vysokou skladovací kapacitou a dobře definovaným stanovením vstupních hmotnostních toků lze do značné míry eliminovat účinek nestálých výstupních podmínek. Na začátku procesu vybíjení je válec naplněn horkými částmi akumulčního materiálu. Se zvyšující se dobou procesu klesá teplota systému a zvyšuje se hustota kapaliny. [30]



Obr. 17 - a) systém LCTES; b) systém DCTES [30]

2.9 Shrnutí LAES

Systémy LAES byl donedávna hlavně ve fázi výzkumu a teoretických aplikací. Nicméně se ukázalo, že by mohl být potenciální alternativou k technologii CAES a svými vlastnostmi ji i překonat. Hlavní výhodou oproti CAES je vyšší hustota uložené energie a neomezenost geografickými podmínkami. Tudiž by bylo snazší použití LAES při realizaci menších aplikací. Po výstavbě pilotních zařízení v Británii, se v roce 2020 začalo s výstavbou závodu LAES o kapacitě 250MWh. Dokončení je plánováno na rok 2022. Proto si ještě musíme počkat na výsledky, které mohou být rozhodující pro budoucí uplatnění systémů LAES v energetice.

3 Porovnání CASE a LAES

Obecně jsou si obě technologie relativně podobné. Na začátku je vždy komprese vzduchu a pro zpětné získání uložené energie využívají obě technologie expanzních turbín. Nejvíce se liší v tom, v jaké podobě je vzduch skladován.

CAES i LAES jsou vhodné pro aplikace od stovek kilowatt až po stovky megawatt instalovaného výkonu. Co do počtu aplikací ale převažují prozatím systémy CAES. Systémy LAES nenašli doposud, až na nějaké pilotní projekty, veliké uplatnění, což se může ale změnit s výsledky projektu od firmy Hightower Power.

Konvenční systém CAES je spojen s větším objemem akumulací nádrže, takže jsou obvykle zapotřebí rozsáhlé podzemní kaverny, díky čemuž může být problém s hledáním vhodných lokalit pro instalaci CAES. Nadzemní skladovací zařízení je alternativou ke skladování stlačeného vzduchu v podzemních kavernách, vyžaduje však vysoké investiční náklady a pro větší zařízení i značně rozsáhlou plochu. Vyvíjí se také podvodní systém CAES, což však klade na danou lokalitu taktéž specifické požadavky v podobě vodní masy vhodné k instalaci úložiště.

Systém skladování elektrické energie ve formě kapalného vzduchu (LAES) je nový typ technologie skladování elektřiny, který má oproti CAES zásadní výhodu: vysokou hustotu energie ve skladovaném médiu a tím snížení požadovaného obsahu úložiště ve srovnání s CAES, což neklade na systém LAES tak specifické požadavky při výběru lokality. Systém LAES pro skladování vzduchu nepotřebuje vysokotlakou nádobu, ale vyžaduje místo toho dobře izolovanou nádobu při atmosférickém tlaku, která se nachází na zemském povrchu a je schopna uchovávat kapaliny při kryogenních teplotách, což vzhledem k extrémně nízkým teplotám klade na systém naopak zvýšené technologické požadavky, které u systému CAES řešit nemusíme. [27]

Dalším rozdílem mezi CAES a LAES je doba odezvy. Doba odezvy systému LAES je asi 2,5 minuty, což je mnohem rychlejší odezva než u systému CAES, u něhož je to 8–12 minut. [27]

Existují i varianty, které obě technologie spojují. Kantharaj a kol. analyzoval hybridní systém skladování energie zahrnující stlačený vzduch a kapalný vzduch s účinností 53 %. Díky čemuž se otevírá další možná cesta řešení úložiště elektrické energie. [27]

Tabulka 1 shrnuje a porovnává vlastnosti systému CAES a systému LAES. Obě technologie dosahují teoreticky velmi dobrých účinností, ale na základě výsledků termodynamických a ekonomických analýz mezi adiabatickým CAES a tradičním LAES bylo prokázáno, že energetická účinnost a udržitelnost systému LAES byla vyšší než systému CAES. [33] Do budoucna bude určitě velmi zajímavé srovnání mezi nově budovaným závodem LAES s kapacitou 250MWh a komerčními zařízeními CAES. Ukáže se, jestli je systém LAES opravdu technologií schopnou konkurovat CAES či ji dokonce v určitých aspektech překonat.

Tabulka 1 - Srovnání CAES a LAES [9][33]

Technologie	Energetická hustota	Jmenovitý výkon	Jmenovitá kapacita	Samovybíjení	Životnost
velké CAES	2-6 Wh/L	110 až 310 MW	580 až 2860 MWh	malé	20-40 let
malé CAES	2-6 Wh/L	kolem 3 MW	~ 0.01MWh	velmi malé	23+ let
LAES	až 180 Wh/L	0.3-5 MW	250 MWh	malé	20-40 let
	Počet cyklů	Účinnost vybíjení	Celková účinnost	Doba skladování	Doba vybíjení
velké CAES	$10^4 - 3 \times 10^4$	~70-79%	42%, 54%, 70% *	hodiny až měsíce	1-24+ hodin
malé CAES	testováno 3×10^4	~75-90%	---***	hodiny až měsíce	až 1 hodina
LAES	$>10^4$ **	~60-90%	55-80+%	hodiny až měsíce	1-12+ hodin
	Náklady na instalovaný výkon	Náklady na instalovanou kapacitu			
velké CAES	~400-1000 \$/kW	2-120 \$/kWh			
malé CAES	~500-1500 \$/kW	200-250 \$/kWh			
LAES	~900-2000 \$/kW	260-530 \$/kWh			

* Záleží, kterou variantu uvažujeme. 70 % dosahuje projekt AA-CAES ADELE v Německu, účinnost 54 % vykazuje závod McIntosh v Alabamě a 42 % udává závod Huntorf v Německu

** Pouze odhad

*** Nepodařilo se zjistit

4 Porovnání s ostatními technologiemi skladování elektrické energie

Přečerpávací vodní elektrárny, které se drží na špici technologií skladování elektrické energie z hlediska výkonu a kapacity, mají relativně vysokou účinnost 70 až 80 %, dále mají dlouhou životnost, 50 až 100 let a nízké náklady na provoz a údržbu. Nevýhodou jsou vysoké investiční náklady a topografická omezení. Instalovaný výkon se pohybuje běžně mezi 1000 až 1500 MW. Příkladem aplikace je přečerpávací elektrárna v Bath County, USA s výkonem 3003 MW a možností vybíjení po dobu 10 hodin a 18 minut.

Li-iontové baterie hrají mezi různými typy baterií stále důležitější roli při skladování elektrické energie díky své vysoké hustotě výkonu a kapacity (energie na jednotku objemu). Dále disponují krátkou dobou odezvy, jejich instalace není nijak geograficky omezena a vyžadují nízkou údržbu. Jsou již technicky vyvinuty a komerčně dostupné. Nevýhodou je, že životní cyklus závisí na úrovni nabití, mají vysoké investiční náklady a také se musí počítat s likvidací baterií, které obsahují toxické látky a je nutná jejich ekologická likvidace. Některé výzkumy naznačují, že hustota energie konvenčních Li-iontových baterií brzy dosáhne fyzikálně-chemického limitu. Baterie s pevnými elektrodami mají nízkou hustotu energie a mohou regulovat větrný nebo solární výkon pouze na krátkou dobu. Příkladem aplikace je například Kapolei Energy Storage s výkonem 185MW a kapacitou 565MWh na Havaji. [34] Aktuálně bývá úložiště s Li-iontovými bateriemi instalováno často společně s fotovoltaickými elektrárnami.[35][33]

Setrvačníky se vyznačují vysokou skladovací kapacitou, vysokou účinností a nízkými ztrátami na rotoru. Nemají žádné dopady na životní prostředí, jejich technologie je již značně vyspělá a mají dlouhou životnost. Provází je ale problémy s hlukem, bezpečností a vysokými investičními náklady na jednotku energie. Ve srovnání s bateriemi mají nižší hustotu energie. Příkladem aplikace je elektrárna v Hazel, USA s výkonem 20 MW a možností vybíjení po dobu 15 minut. Závod zahrnuje 200 setrvačnicků.[35]

Systém CAES zatím vykazuje relativně nízkou účinnost cyklu vzhledem k bateriím a PHES (42–55 %). Přestože systémy CAES jsou vyspělé technologie, stále jsou předmětem studií, jejichž cílem je zjistit, jak lze zlepšit jejich současnou efektivitu. Z hlediska instalovaného výkonu a kapacity dokáže systém CAES asi nejlépe konkurovat přečerpávacím elektrárnám. Vedle toho systém LAES by teoreticky měl dosahovat uspokojivé účinnosti (kolem 70 %), což se ještě nepovedlo ověřit na pilotních projektech. V posledních letech zažila technologie LAES velký pokrok v oblasti instalace nových a větších zařízení, která mohou vést k tomu, že se LAES stane komerčně používanou technologií. [35]

Tabulka 2 uvádí technologické a ekonomické srovnání systémů CAES a LAES s přečerpávacími elektrárnami, li-iontovými bateriemi a setrvačníky.

Tabulka 2 - parametry některých dalších systémů na skladování elektrické energie [35]

Typ Úložiště	Objemová hustota energie (kWh /m ³)	Účinnost cyklu (%)	Životnost (cykly)	Náklady na instalovaný výkon \$/kW	Náklady na instalovanou kapacitu \$/kWh
Přečerpávací elektrárna	0,5 - 1,5	70–85	10 ⁴ –3 × 10 ⁴	600-2000	5-100
Li-iontové baterie	200–500	90–97	1000–10 ⁴	1200-2500	400-600
Setrvačnick	20–80	90–95	2 × 10 ⁴ –10 ⁷	300-1000	3000-6000
AA-CEAS	2-6	70	10 ⁴ –3 × 10 ⁴	400-1000	2-120
LAES	až 180	80	>10 ⁴	900-2000	260-530

Když data z následující tabulky srovnáme s daty z předchozí kapitoly, vidíme, že nejvyšší účinnost mají Li-iontové baterie. Přečerpávací elektrárny sice nemají tak velké objemové hustoty výkonu a energie, ale mají největší dostupný akumulací objem, díky čemuž dosahují jejich instalované výkony a kapacity tak vysokých hodnot. CAES a LAES mají možnosti instalovaných kapacit mnohem větší než Li-iontové baterie či setrvačnick. Bohužel aktuální hodnotou účinnosti vycházejí ze srovnání nejhůře. Baterie v poslední době začínají nacházet stále větší uplatnění v systémech skladování elektrické energie. Přesto technologie CAES či LAES by mohly být zajímavým řešením, jelikož oproti Li-iontovým bateriím mají nižší kapitálové náklady na instalovanou kapacitu a vyšší počet cyklů, jen je potřeba investice a zájem o jejich rozvoj a zdokonalení.

5 Návrh jednoduchého systému LAES

V této části práce se zaměřím na jednoduchý návrh systému LEAS. Schéma tohoto systému i s popisem jednotlivých komponent je uvedeno na obr. 18. Při sestavování dané konfigurace jsem se inspiroval v [3] a v [31].

Nejdříve jsem provedl sestavení schématu systému, které je vidět na obr. 18. Poté jsem vypočetl tlak, teplotu, entalpii, entropii a hmotnostní průtok v jednotlivých bodech systému a na závěr jsem určil celkové energetické parametry. Následně jsem provedl optimalizaci systému za účelem získání lepších energetických parametrů, čehož jsem dosáhl zvýšením tlakového poměru na kryopumpě.

Po vyhodnocení a porovnání předcházejících dvou variant jsem si zvolil tu, která byla z mého pohledu energeticky výhodnější, a pro zvolenou konfiguraci jsem navrhl navíc úložiště tepelné energie (TES) a určil energetické parametry kombinace úložiště elektrické energie ve formě zkapalněného vzduchu (LAES) a úložiště tepelné energie (TES).

Tímto jsem tedy získal 3 varianty systému LAES:

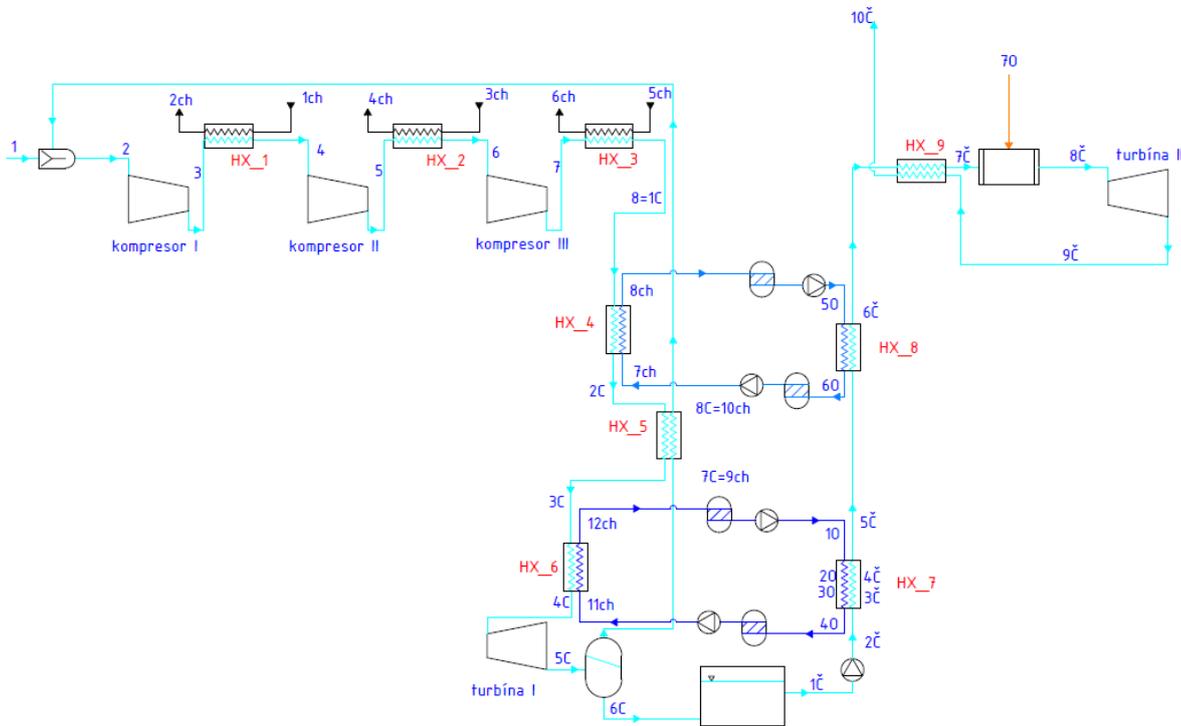
1. Varianta 1, obr. 18, která posloužila jako základní koncept, ze kterého jsem vycházel u dalších variant.
2. Varianta 2, obr. 28, která se od Varianty 1 liší pouze zvýšeným tlakovým poměrem na kryopumpě.
3. Varianta 3, obr. 31, kdy jsem vycházel z Varianty 2, ale doplnil jsem do systému ještě TES.

Ke všem třem zpracovaným variantám jsem zároveň zpracoval Q-T diagramy použitých tepelných výměníků a také jsem zakreslil jednotlivé režimy (vždy separátně režim vybíjení a režim nabíjení úložiště) do T-s diagramu vzduchu.

V poslední části jsem provedl srovnání a vyhodnocení všech tří variant na základě vypočtených hodnot.

6 Varianta 1 – s nižším tlakovým poměrem

Varianta 1 na obr níže je variantou s nižším tlakovým poměrem na kryopumpě a bez úložiště tepelné energie TES.



Obr. 18 - schéma systému LAES bez TES – varianta 1

6.1 Popis návrhu systému LEAS bez úložiště tepelné energie.

Schéma systému je uvedeno na obr. 18. Jedná se o systém, který má na vstupu třístupňovou kompresi s mezichlazením, kdy odvod tepla je zajištěn pomocí výměníků tepla za kompresory, chladicím médiem je zde voda. Stlačený a ochlazený vzduch vstupuje do části systému pracovně označeného “Cold Box“. Jedná se o část zařízení, kde je proud vzduchu nejprve odebíráno teplo jednak pomocí chladicích médií, zde jsem zvolil methanol a tekutý propan (označení chladiva R290), a jednak odcházejícím proudem nezkapalněného vzduchu ze separátoru. Ochlazený vzduch poté expanduje na kryoturbíně (detandéru), kdy při expanzi dochází k dalšímu snížení teploty a část vzduchu za detandérem zkapalní. Kapalná fáze je pak oddělena v separátoru a odchází do kryptonádoby, ve které je skladována při tlaku okolí. Nezkapalněný vzduch je odváděn ze separátoru a je směšován před kompresí s nasávaným proudem vzduchu z okolí. Tímto končí popis režimu nabíjení úložiště. Nyní je systém ve stavu nabití, kdy je naplněna skladovací nádrž zkapalněného vzduchu a čeká se, až bude uskladněné elektrické energie zapotřebí.

Druhým režimem procesu je vybíjení úložiště, kdy se nejprve zvýší tlak čerpaného vzduchu pomocí kryopumpy. Dále je ohříván pomocí chladicích médií z režimu nabíjení, která se tímto regenerují (je jim vrácena chladná exergie, kterou předali vzduchu při jeho ochlazování). Poté je vzduch předeříván pomocí spalín odcházejících z turbíny. Další tepelná energie je dodána ve spalovací komoře před vstupem do turbíny pomocí spalování zemního plynu. Následuje samotná expanze vzduchu v plynové turbíně a vypuštění ochlazených spalín do okolí za tepelným výměníkem 9 (HX_9).

6.2 Výpočtový model

Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel s využitím doplňku CoolProp. Jedná se o knihovnu určenou pro výpočet různých termodynamických vlastností velkého množství kapalin a plynů. Termodynamické vlastnosti jsou založeny na derivaci vzorce pro Helmholtzovu volnou energii, která je definována jako funkce tlaku a teploty. [36]

V prostředí MS Excel byl vytvořen matematický model systému dle obr. 18. Ze zadaných vstupních parametrů jsou určeny stavové veličiny v jednotlivých bodech pomocí sestavených rovnic a iteračního výpočtu, ke kterému byl použit nástroj v MS Excel, Řešitel. Tento nástroj používá gradientní metodu pro nalezení požadovaného řešení.

Výpočet byl proveden za následujících předpokladů:

1. Jako pracovní médium je uvažován reálný suchý vzduch.
2. Účinnost komprese a expanze se považuje za konstantní.
3. Ve výměnících není uvažována tlaková ztráta.
4. Všechny tepelné výměníky (HX_i) jsou modelovány jako protiproudé.
5. V potrubí se neuvažuje tlaková ztráta.
6. Tepelné ztráty během celého procesu jsou zanedbatelné.
7. Neuvažuje se změna složení pracovní látky.

Poznámka k bodu 7.: Z [3] vyplývá, že při zkapalnění a následné separaci dochází ke změně složení jednotlivých fází vzduchu, např. v odcházejícím proudu nezkapalněného vzduchu dochází ke zvýšení koncentrace N_2 na 93 %. Pro zjednodušení výpočtu je tato změna složení pracovní látky zanedbána.

6.3 Princip výpočtu

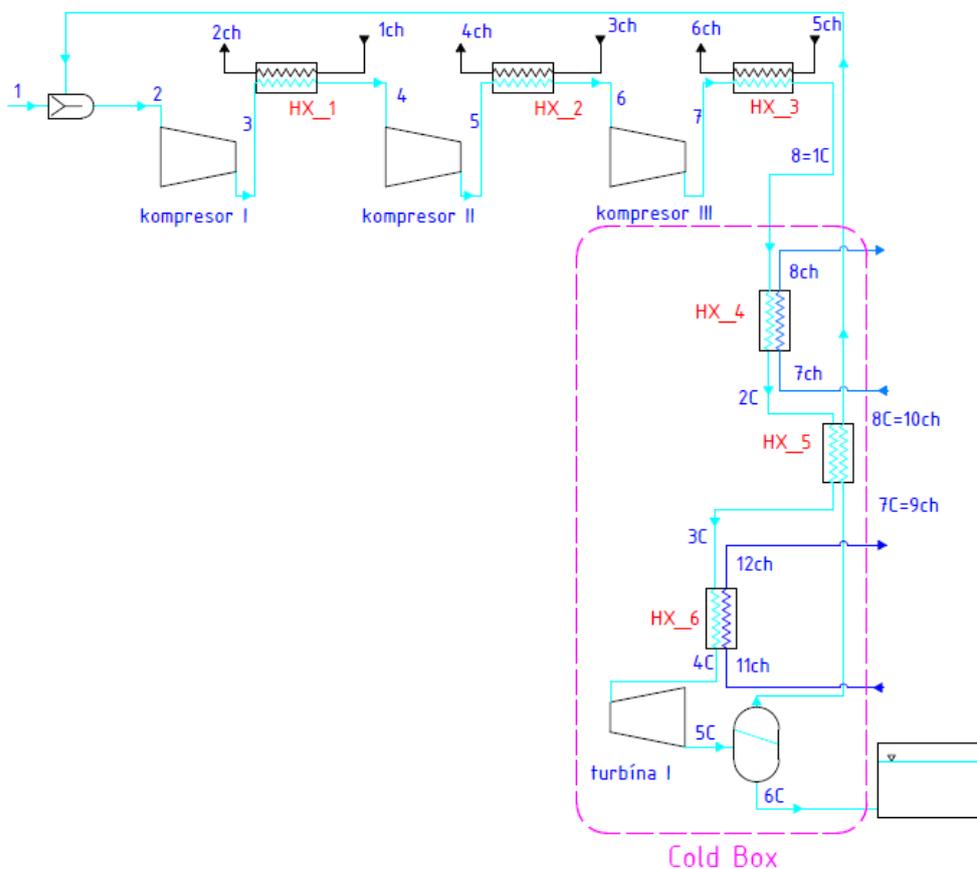
Aby bylo možné sestavit výpočtový model a vypočítat termodynamické veličiny v jednotlivých bodech, bylo při výpočtu režimu nabíjení nutné odhadnout teplotu proudu vzduchu za tepelným výměníkem 4 (HX_4). Tento prvotní odhad posloužil k sestavení rovnic a určení parametrů systému, následně byla tato teplota korigována, aby byly splněny následující podmínky:

1. Minimální teplotní rozdíly ve všech výměnících nebyly menší než zadané pinch pointy.
2. Hmotnostní toky obou chladiv, methanolu a R290, v režimu vybíjení se musí rovnat hmotnostním tokům těchto chladiv v režimu nabíjení

Dále jsem při zjišťování parametrů postupoval tak, že jsem se snažil v každém bodě schématu určit dva libovolné stavové parametry (nejčastěji měrnou entalpii a tlak nebo termodynamickou teplotu), čímž jsem vždy jasně definoval stav, ve kterém se nacházím, a zbylé parametry jsem určil pomocí knihovny CoolProp. Také během výpočtu byly zavedeny různé předpoklady, nejčastěji poloha minimálního teplotního rozdílu v tepelném výměníku, které jsem následně ověřil. U tepelných výměníků pomocí Q-T diagramů.

6.4 Režim nabíjení úložiště

Schéma režimu nabíjení úložiště znázorňuje obr. 19. Okrajové podmínky režimu nabíjení jsou shrnuty v Tabulce 3.



Obr. 19 - schéma režimu nabíjení LAES

6.5 Okrajové podmínky

Tabulka 3 - okrajové podmínky režimu nabíjení LAES

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Tlak okolí	p_{atm}	101,3	kPa
Teplota okolí	T_{atm}	283,15	K
Tlak po 1. komp	p_3	6,84	bar
Tlak po 2. komp	p_5	34,12	bar
Tlak po 3. komp	p_7	160	bar
Teplota chladicí vody vstup	$T_{H_2O_in}$	283,15	K
Teplota chladicí vody vystup	$T_{H_2O_out}$	343,15	K
Pinch point (HX_1; HX_2; HX_3)	ΔT_{min1}	20	K
Skladovací tlak	p_{6C}	1	bar
Hmotnostní tok zkapalněného vzduchu	\dot{m}_{6C}	150	kg/s
1. Chladivo	---	Methanol	-
Teplota studené nádrže	T_{7ch}	213,15	K
Teplota teplé nádrže	T_{8ch}	298,15	K
2. Chladivo	---	R290	-
Teplota studené nádrže	T_{11ch}	88,15	K
Teplota teplé nádrže	T_{12ch}	213,15	K
Tlak chladiv	$p_{R290/methanol}$	1	bar
Pinch point (HX_4; HX_5)	ΔT_{min2}	10	K
Pinch point (HX_6)	ΔT_{min3}	5	K
Účinnost kompresoru	η_k	0,85	-
Účinnost kryoturbíny (detandér)	η_{tI}	0,75	-

Konečný tlak 160 barů po kompresi byl zvolen na základě [3]. Tlaky v mezistupních komprese byly voleny na základě požadavku minima technické práce vynaložené na pohon kompresorů (využit byla funkce Řešitel). Je zde vidět, že takto určené absolutní hodnoty tlaku a z nich vycházející kompresní poměry se liší od teoretických hodnot pro ideální plyn, kdy by optimální tlakový poměr u třístupňové komprese byl třetí odmocnina z konečného tlaku. Jednotlivé pinch pointy byly zvoleny jednak po konzultaci s vedoucím práce, jednak na základě [3] a [31]. Teploty chladiv byly voleny dle [31].

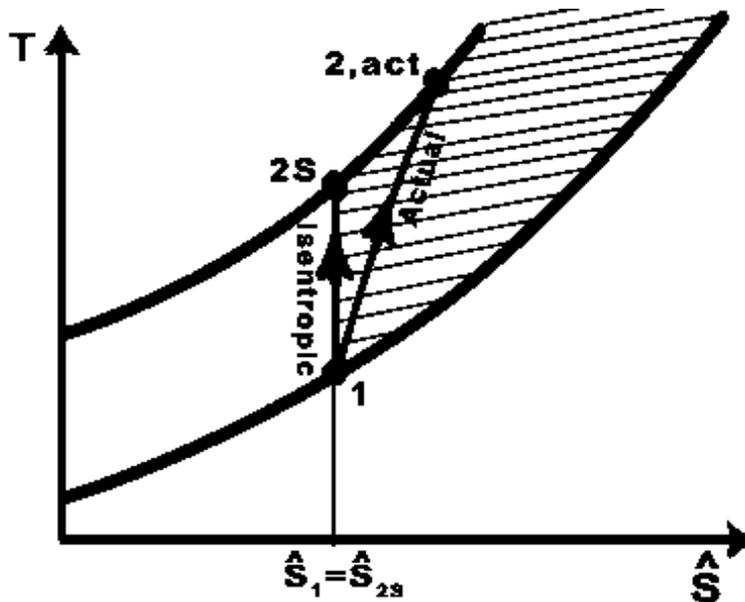
Pro zachování plynulosti a přehlednosti této práce, jsem se rozhodl, že v hlavním textu práce budu uvádět pouze obecné termodynamické modely jednotlivých komponent systému, na jejichž základě jsem sestavoval rovnice.

Podrobný postup výpočtu, který dokumentuje, jakým způsobem jsem řešil režim nabíjení úložiště je detailně popsán v příloze č. 1 této práce.

V systému, v režimu nabíjení dle obr. 2, se nacházejí kompresory, tepelné výměníky, krypturbína (detandér), separátor a směšovač.

6.5.1 Termodynamický model kompresoru

V této práci jsem uvažoval kompresory, které nevykazují ideální chování, tedy nemají 100 % izoentropickou účinnost, ale chovají se reálně. Toto reálné chování spočívá v tom, že dochází k disipaci energie a tím i nárůstu entropie. Izoentropickou a reálnou kompresi v T-s diagramu znázorňuje obr. 20.



Obr. 20 - reálná a izoentropická komprese v T-s diagramu [37]

Izoentropická účinnost reálného kompresoru η_k je definována následovně:

$$\eta_k = \frac{h_{out_iz} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad [-] \quad (1)$$

V rovnici (1):

h_{out_iz} je hodnota entalpie, pokud by komprese byla izoentropická $[J \cdot kg^{-1}]$

h_{in} je entalpie před kompresorem $[J \cdot kg^{-1}]$

h_{out} je entalpie za kompresorem $[J \cdot kg^{-1}]$

Práce, kterou kompresor během své činnosti spotřebovává:

$$\dot{W}_k = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad [W] \quad (2)$$

\dot{m} je hmotnostní tok kompresorem $[kg \cdot s^{-1}]$

6.5.2 Termodynamický model tepelného výměníku

V systému se nachází relativně hodně tepelných výměníků. V předpokladech výpočtu bylo již řečeno, že jsou uvažovány protiproudé tepelné výměníky bez tlakových ztrát. Ve všech výměnících je tedy uvažován izobarický přestup tepla, který popisuje následující bilanční rovnice.

$$\dot{m}_{cold} \cdot (h_{cold_out} - h_{cold_in}) = \dot{m}_{warm} \cdot (h_{warm_in} - h_{warm_out}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [W] \quad (3)$$

V rovnici (3):

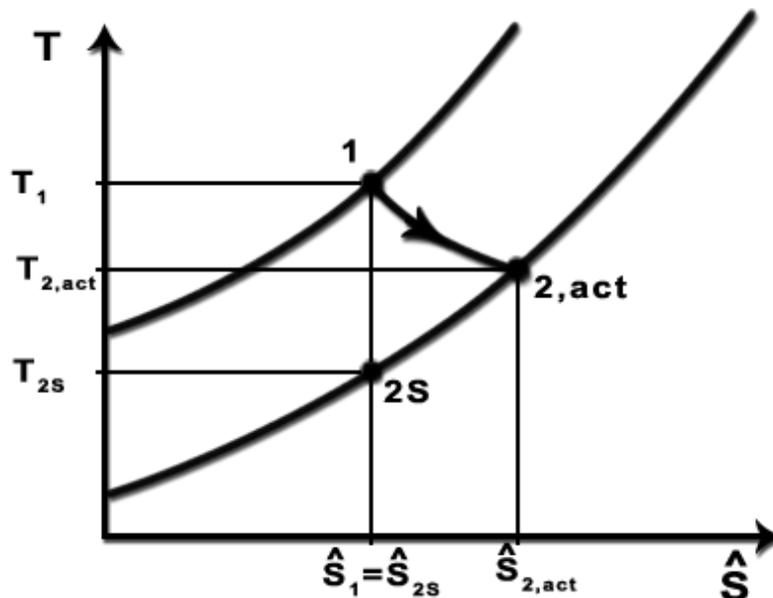
\dot{m}_{cold}	je hmotnostní tok látky, která přijímá teplo (studená strana)	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
h_{cold_out}	je entalpie vytékajícího média o hmotnostním toku \dot{m}_{cold}	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
h_{cold_in}	je entalpie vtékajícího média o hmotnostním toku \dot{m}_{cold}	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
\dot{m}_{warm}	je hmotnostní tok látky, která odevzdává teplo (teplá strana)	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
h_{warm_out}	je entalpie vytékajícího média o hmotnostním toku \dot{m}_{warm}	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
h_{warm_in}	je entalpie vtékajícího média o hmotnostním toku \dot{m}_{warm}	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$

Pro každý tepelný výměník byl v okrajových podmínkách definován minimální teplotní rozdíl, kterého je možné na daném výměníku dosáhnout. Tato podmínka byla kontrolována pomocí Q-T diagramů pro jednotlivé výměníky, ze kterých mimo jiné vyplývají i hodnoty $\dot{Q}_{sdělené}$ pro jednotlivé výměníky.

Q-T diagramy pro režim nabíjení úložiště LAES bez úložiště tepelné energie se nacházejí v příloze č. 2.

6.5.3 Termodynamický model kryoturbíny (detandér)

Obdobně jako u kompresorů, pracují s reálnou kryoturbínou (detandérem), tudíž se zařízením, které nemá 100 % izentropickou účinnost, ale opět vlivem nevratnosti děje dochází k disipaci energie a tím nárůstu entropie. Izentropickou a reálnou expanzi v T-s diagramu znázorňuje obr. 21.



Obr. 21 - izentropická a reálná expanze v T-s diagramu [37]

Izentropická účinnost reálné turbíny η_t je definována následovně:

$$\eta_k = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out_iz}} \quad [-] \quad (4)$$

V rovnici (4):

h_{out_iz}	je hodnota entalpie, pokud by expanze byla izentropická	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
---------------	---	---------------------------------

h_{in} je entalpie před turbínou [J·kg⁻¹]

h_{out} je entalpie za turbínou [J·kg⁻¹]

Práce, kterou turbína produkuje během své činnosti:

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad [\text{W}] \quad (5)$$

\dot{m} je hmotnostní tok turbínou [kg·s⁻¹]

6.5.4 Termodynamický model separátoru

Po expanzi vzduchu na kryoturbíně, se vzduch ocitá v oblasti mokré páry, tedy směsi plynné a kapalné fáze. V separátoru dochází k oddělení těchto dvou fází.

Důležitým parametrem vstupujícího proudu vzduchu do separátoru je suchost, která udává poměr mezi hmotností plynné fáze ku celkové hmotnosti směsi:

$$x = \frac{\dot{m}_{\text{plyn}}}{\dot{m}_{\text{směs}}} \quad [-] \quad (6)$$

\dot{m}_{plyn} je hmotnostní tok nezkapalněného vzduchu [kg·s⁻¹]

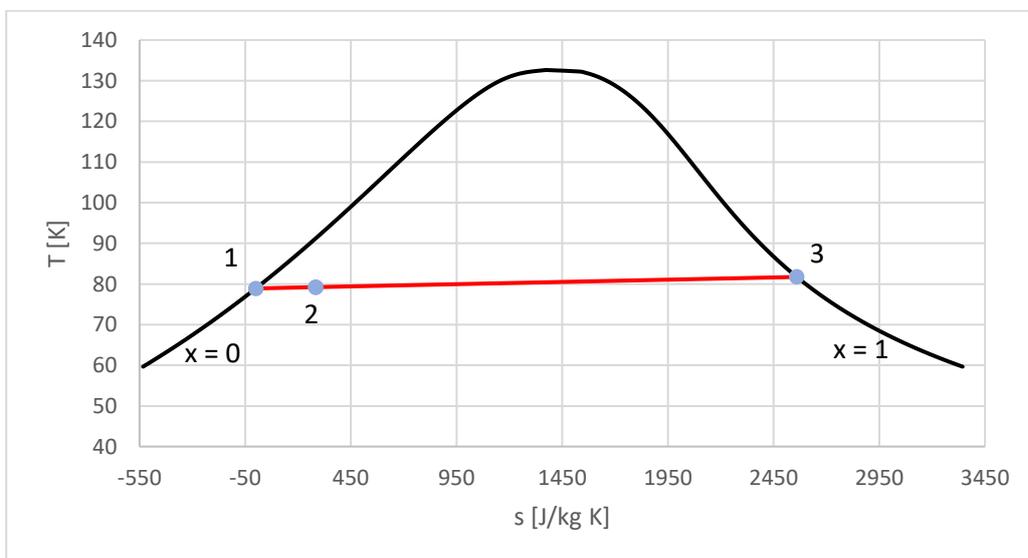
$\dot{m}_{\text{směs}}$ je hmotnostní tok vstupující do separátoru z turbíny [kg·s⁻¹]

a

$$\dot{m}_{\text{směs}} = \dot{m}_{\text{plyn}} + \dot{m}_{\text{kapalina}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7)$$

$\dot{m}_{\text{kapalina}}$ je hmotnostní tok zkapalněného vzduchu [kg·s⁻¹]

Na obr. 22 je znázorněna separace v T-s diagramu vzduchu. Bod 2 odpovídá vstupnímu bodu do separátoru. Izobara vstupního tlaku do separátoru dále protíná křivku syté kapaliny v bodě 1 a křivku syté páry v bodě 3. Proto termodynamické parametry v bodě 1 budou určeny pro $x = 0$ (syťá kapalina) a parametry v bodě 3 pro $x = 1$ (syťá pára).



Obr. 22 - separace v T-s diagramu

6.5.5 Termodynamický model směšovače

Směšovač se v systému nachází na začátku, kdy dochází ke směšování nasávaného vzduchu z okolí s proudem nezkapalněného vzduchu ze separátoru. Proces je modelován jako izobarický a jeho bilanční rovnice dle obr. 23:

$$\dot{m}_{in_1} \cdot h_1 + \dot{m}_{in_2} \cdot h_2 = \dot{m}_{out} \cdot h_3 \quad [W] \quad (8)$$

\dot{m}_{in_1} je hmotnostní tok jedné látky, která přichází do směšovače $[kg \cdot s^{-1}]$

h_1 je entalpie v bodě 1 $[J \cdot kg^{-1}]$

\dot{m}_{in_2} je hmotnostní tok druhé látky, která přichází do směšovače $[kg \cdot s^{-1}]$

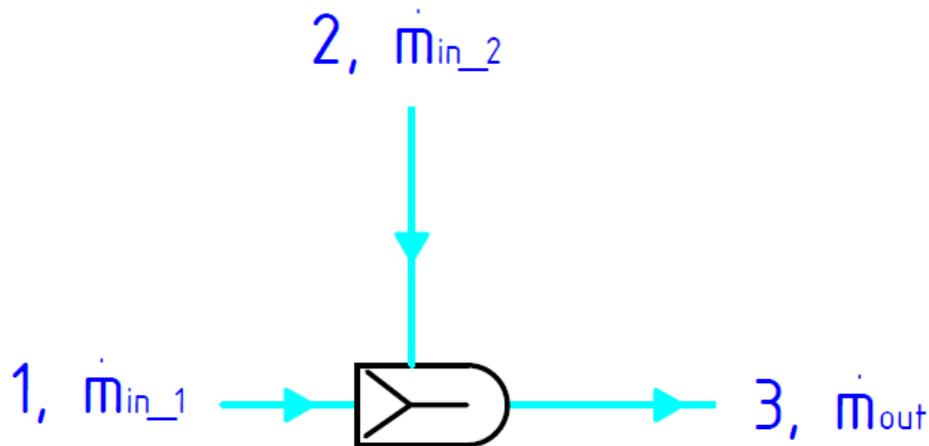
h_2 je entalpie v bodě 2 $[J \cdot kg^{-1}]$

\dot{m}_{out} je hmotnostní tok odcházející ze směšovače $[kg \cdot s^{-1}]$

h_3 je entalpie v bodě 3 $[J \cdot kg^{-1}]$

Dále platí:

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in_1} + \dot{m}_{in_2} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (9)$$



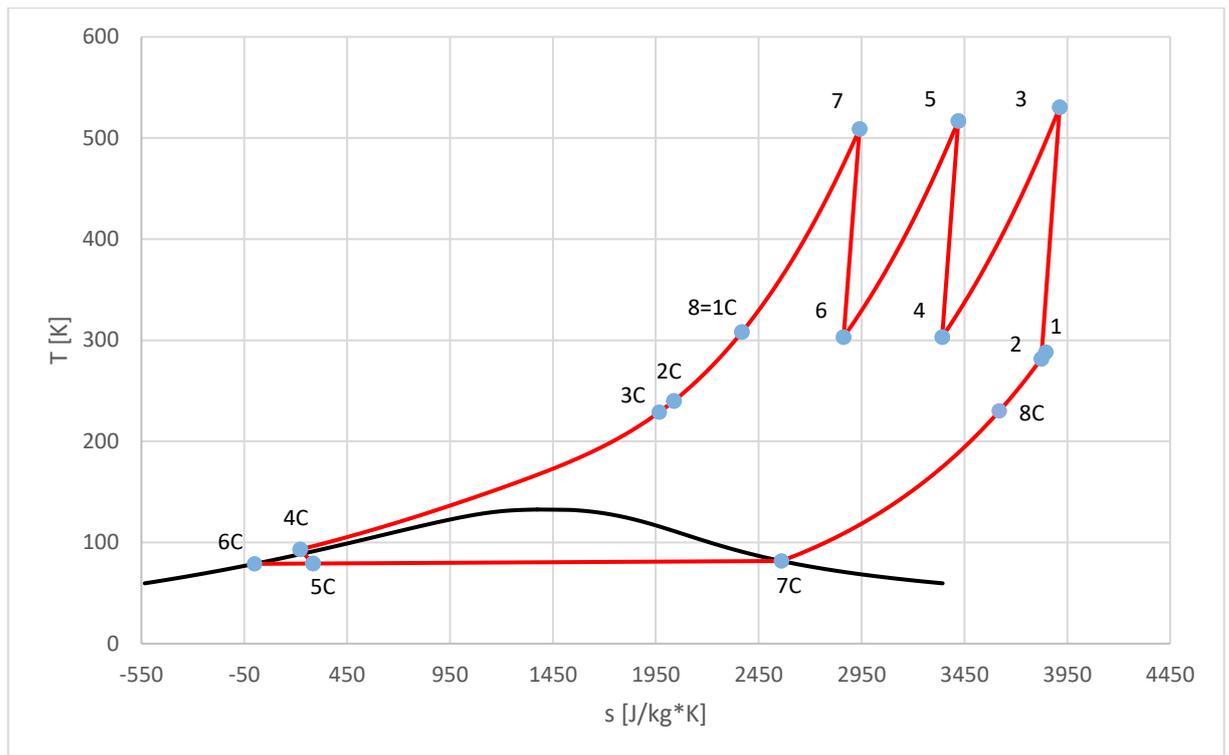
Obr. 23 - schéma směšování

Toto byly termodynamické modely jednotlivých komponent, které jsem použil pro sestavení první části systému LAES. Podrobný popis postupu výpočtu je v příloze č. 1 této práce, tudíž následuje výpis výsledků výpočtu režimu nabíjení úložiště. Termodynamické parametry v jednotlivých uzlech jsou shrnuty v Tabulce 4. Režim nabíjení v T-s diagramu vzduchu znázorňuje obr. 24.

6.6 Výsledky režimu nabíjení systému LAES

Tabulka 4 – výpis výsledků režimu nabíjení systému LAES – varianta 1

Bod	Tlak [kPa]	Teplota [K]	Entalpie [J·kg ⁻¹]	Entropie [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Hmotnostní průtok [kg·s ⁻¹]	Médium
1	101,30	288,15	414 374,63	3 846,23	150	vzduch
2	101,30	281,70	407 890,89	3 823,48	168,70	vzduch
3	692,68	530,32	660 490,32	3 912,97	168,70	vzduch
4	692,68	303,15	428 165,71	3 341,62	168,70	vzduch
5	3 456,53	516,93	645 535,62	3 420,19	168,70	vzduch
6	3 456,53	303,15	422 290,54	2 862,65	168,70	vzduch
7	16 208	509,04	634 203,23	2 940,27	168,70	vzduch
8 = 1C	16 208	308,15	406 536,15	2 368,86	168,70	vzduch
2C	16 208	240,00	316 561,32	2 037,66	168,70	vzduch
3C	16 208	228,82	299 809,47	1 966,17	168,70	vzduch
4C	16 208	93,15	37 638,39	221,55	168,70	vzduch
5C	101,30	79,21	22 703,58	283,78	168,70	vzduch
6C	101,30	78,90	- 4,21	- 0,05	150	vzduch
7C = 9ch	101,30	81,72	204 805,04	2 559,90	18,70	vzduch
8C = 10ch	101,30	230,00	355 895,61	3 619,56	18,70	vzduch
1ch	101,30	283,15	42 118,87	151,08	156,15	voda
2ch	101,30	343,15	293 122,52	955,09	156,15	voda
3ch	101,30	283,15	42 118,87	151,08	150,05	voda
4ch	101,30	343,15	293 122,52	955,09	150,05	voda
5ch	101,30	283,15	42 118,87	151,08	153,02	voda
6ch	101,30	343,15	293 122,52	955,09	153,02	voda
COLD BOX						
7ch	101,30	213,15	-304 594,08	-1 115,13	76,25	methanol
8ch	101,30	298,15	-105 516,06	-331,95	76,25	methanol
11ch	101,30	88,15	-191 490,64	-1 338,16	175,26	R290
12ch	101,30	213,15	60 870,36	429,20	175,26	R290

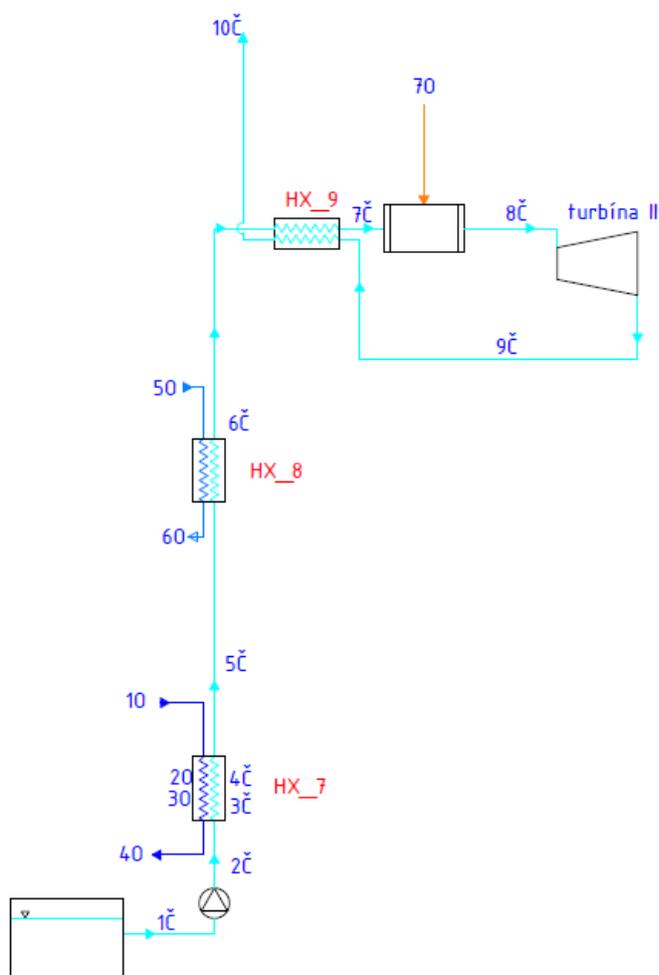


Obr. 24 - T-s diagram režim nabíjení systému LAES – varianta 1

Q-T diagramy, se nacházejí v příloze č. 2 této práce. Tyto diagramy posloužily jednak k názornějšímu popisu probíhajících procesů v systému, jednak ke kontrole předpokladů, které jsem prováděl při sestavování rovnic pro jednotlivé tepelné výměníky. Bylo nutné zkontrolovat, že i při „prohnutí“ izobar je stále dodržena podmínka minimálního teplotního rozdílu ve výměnících.

6.7 Režim vybíjení úložiště

Schéma režimu vybíjení úložiště je vidět na obr. 25. Okrajové podmínky jsou shrnuty v Tabulce 5. Termodynamické parametry v jednotlivých uzlech režimu vybíjení jsou shrnuty v Tabulce 6, režim vybíjení v T-s diagramu vzduchu znázorňuje obr. 26. Jelikož na obr. 26 splývají body 1Č a 2Č, je na obr. 27 znázorněn detail kryopumpy v T-s diagramu vzduchu.



Obr. 25 - schéma režimu vybíjení systému LAES

6.8 Okrajové podmínky

Tabulka 5 - Okrajové podmínky režimu vybíjení systému LAES

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Tlak okolí	p_{atm}	101,3	kPa
Teplota okolí	T_{atm}	283,15	K
Skladovací tlak	$p_{1\check{c}}$	1	bar
Teplota zkapalněného vzduchu	$T_{1\check{c}}$	78,9	K
Hmotnostní tok kryogenu z nádrže	$\dot{m}_{1\check{c}}$	150	kg/s
1. Chladivo	---	Methanol	-
Teplota_chladná	T_{60}	213,15	K
Teplota_teplá	T_{50}	298,15	K
Hmotnostní tok	$\dot{m}_{methanol}$	76,25	kg/s
2. Chladivo	---	R290	-
Teplota_chladná (T_{11ch})	T_{40}	88,15	K
Teplota_teplá (T_{12ch})	T_{10}	213,15	K
Hmotnostní tok	\dot{m}_{R290}	175,26	kg/s
Tlak chladiv	$p_{R290/methanol}$	1	bar
Pinch point (HX_7)	ΔT_{min4}	5	K
Pinch point (HX_8)	ΔT_{min5}	10	K
Pinch point (HX_9)	ΔT_{min6}	40	K
Tlakový poměr	ε_{pump}	20	-
Účinnost kryopumpy	η_p	0,85	-
Teplota před expanzí	$T_{8\check{c}}$	1 218,15	K
Účinnost turbíny	η_{tII}	0,9	-
Palivo	-	Zemní plyn	-
Výhřevnost zemního plynu	H_{plyn}	34	MJ/m ³
Hustota zemního plynu (při 15°C)	ρ_{plyn}	0,7	kg/m ³

Jelikož uvažuji, že při skladování zkapalněného vzduchu je nádrž dokonale tepelně izolovaná, a tudíž nedochází k tepelným ztrátám do okolí, je teplota čerpaného zkapalněného vzduchu z nádrže stejná, jako teplota zkapalněného vzduchu, který je do nádrže přiváděn během režimu nabíjení systému.

Tlak a teplota okolí a parametry chladiv jsou stejné jako při režimu nabíjení. Známe již i hmotnostní průtoky obou chladiv. Jednotlivé pinch pointy byly zvolena na základě [3] a [31].

Teplotu před expanzí jsem uvažoval 945 °C proto, že tato varianta je aktuálně používána v praxi. Na tuto teplotu je ohříván proud vzduchu před expanzí v CAES závodě Huntorf v Německu.

Hmotnostní tok kryogenu z nádrže jsem zvolil úmyslně stejný jako produkci zkapalněného vzduchu při režimu nabíjení, aby bylo možno lépe porovnávat oba režimy, což usnadní i výpočet celkových energetických parametrů systému.

Opět pro přehlednost zde uvedu jenom obecný přehled termodynamických modelů použitých komponent. Podrobný postup výpočtu je detailně popsán v příloze č. 3 této práce.

Z obr. 25 je vidět, že v režimu vybíjení je potřeba definovat termodynamické modely kryopumpy, tepelných výměníků, spalovací komory a plynové turbíny.

6.8.1 Termodynamický model kryopumpy

Termodynamický model kryopumpy jsem stanovil analogicky jako termodynamický model kompresoru v kapitole 6.5.1. Princip kryopumpy v T-s diagramu je znázorněn na obr. 20. Oproti kompresorům v režimu nabíjení, kdy byla zadána hodnota absolutního tlaku za jednotlivými kompresory, je zde zadán tlakový poměr ε_{pump} , který je definován dle následující rovnice:

$$\varepsilon_{pump} = \frac{p_{out}}{p_{in}} \quad [-] \quad (10)$$

p_{out} je tlak za kryopumpou [Pa]

p_{in} je tlak před kryopumpou [Pa]

Izoentropická účinnost kryopumpy η_p je definována následovně:

$$\eta_p = \frac{h_{out_iz} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad [-] \quad (11)$$

V rovnici (11):

h_{out_iz} je hodnota entalpie, pokud by kryopumpa pracovala izoentropicky [J·kg⁻¹]

h_{in} je entalpie před kryopumpou [J·kg⁻¹]

h_{out} je entalpie za kryopumpou [J·kg⁻¹]

Práce, kterou potřebuji na pohon kryopumpy:

$$\dot{W}_p = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad [W] \quad (12)$$

\dot{m} je hmotnostní tok kryopumpou [kg·s⁻¹]

6.8.2 Termodynamický model tepelného výměníku

Termodynamický model tepelného výměníku byl již definován v kapitole 6.5.2.

Zde jen upozorním na to, že v tepelném výměníku 7 (HX_7) dochází k odpařování zkapalněného vzduchu, ke změně fáze, proto jsem definoval uvnitř tohoto výměníku ve schématu dva pomocné body, které představují průsečíky izobary s křivkami syté kapaliny a syté páry. Tento jev ale nic nemění na principu výpočtu výměníku, jen jsem na něj chtěl upozornit. Nejlépe je to vidět na Q-T diagramu tepelného výměníku 7 v příloze č. 2.

6.8.3 Termodynamický model spalovací komory

Ve spalovací komoře dochází k ohřevu vstupujícího proudu vzduchu na teplotu, kterou jsem stanovil v okrajových podmínkách. Tento ohřev je realizován pomocí spalování zemního plynu, přičemž musí platit následující bilanční rovnice:

$$\dot{m}_{palivo} \cdot H_{palivo} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) = \dot{Q}_{spal} \quad [W] \quad (13)$$

V rovnici (13):

\dot{m}_{palivo}	je hmotnostní tok paliva, zde zemní plyn	[kg·s ⁻¹]
H_{palivo}	je výhřevnost paliva o hmotnostním toku \dot{m}_{palivo}	[J·kg ⁻¹]
\dot{m}	je hmotnostní tok látky, které chceme předat teplo ze spalování	[kg·s ⁻¹]
h_{in}	je entalpie vtékajícího média o hmotnostním toku \dot{m}	[J·kg ⁻¹]
h_{out}	je entalpie vytékajícího média o hmotnostním toku \dot{m}	[J·kg ⁻¹]

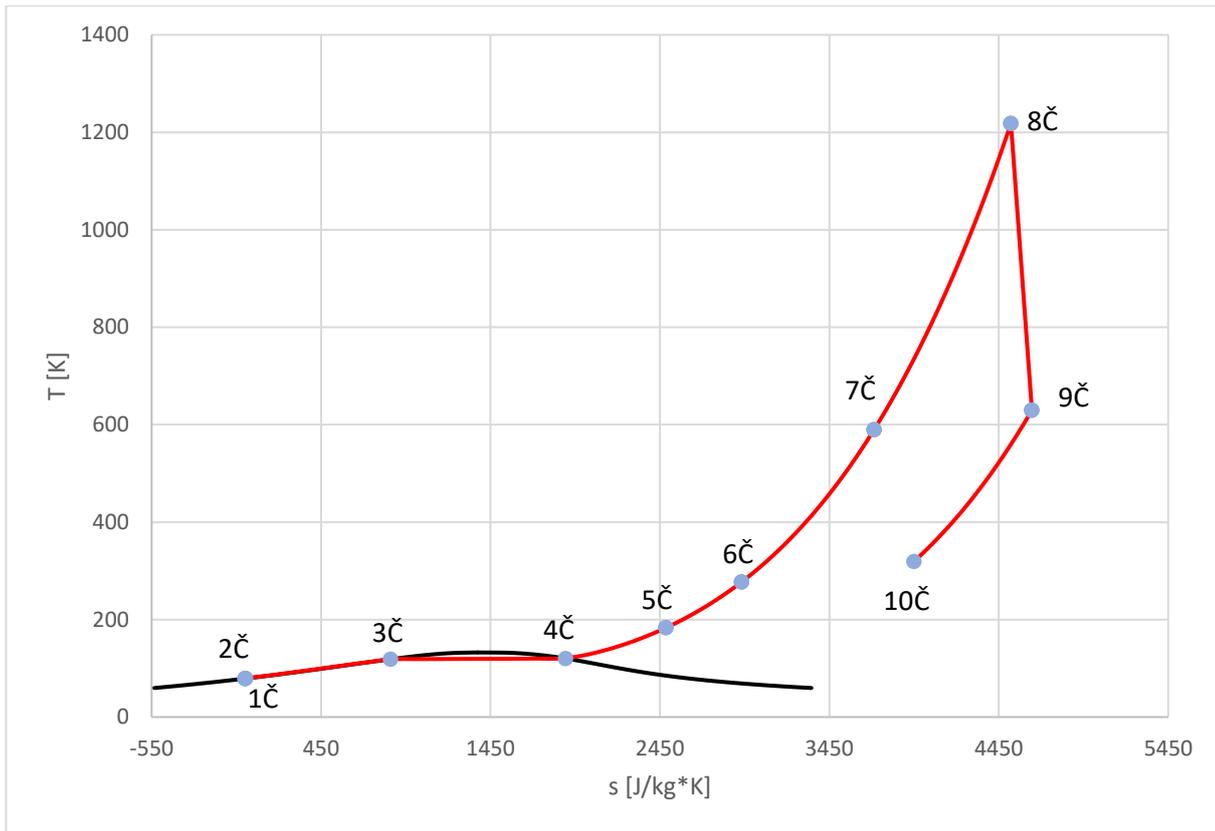
6.8.4 Termodynamický model turbíny

Termodynamický model turbíny je totožný s termodynamickým model kryoturbíny, který byl definován v kapitole 6.5.3.

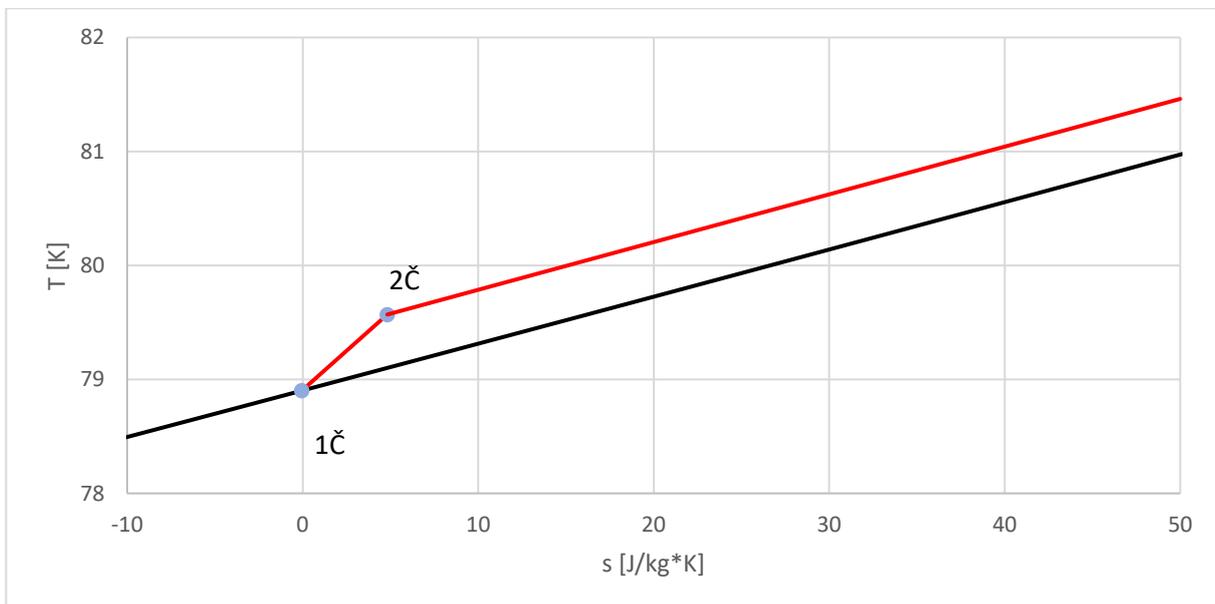
6.9 Výsledky režimu vybíjení systému LAES

Tabulka 6 - výpis výsledků režimu vybíjení systému LAES – varianta 1

Bod	Tlak [kPa]	Teplota [K]	Entalpie [J·kg ⁻¹]	Entropie [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Hmotnostní průtok [kg·s ⁻¹]	Médium
1Č	101,30	78,90	-4,21	-0,05	150,00	vzduch
2Č	2 026,00	79,57	2 579,23	4,82	150,00	vzduch
3Č	2 026,00	118,77	87 362,99	861,22	150,00	vzduch
4Č	2 026,00	120,18	210 767,09	1 894,04	150,00	vzduch
5Č	2 026,00	183,28	297 442,66	2 486,42	150,00	vzduch
6Č	2 026,00	277,51	398 637,23	2 933,14	150,00	vzduch
7Č	2 026,00	589,80	722 431,59	3 714,20	150,00	vzduch
8Č	2 026,00	1 218,15	1 426 962,17	4 521,91	152,21	vzduch
9Č	101,30	629,80	764 840,73	4 645,73	152,21	vzduch
10Č	101,30	319,31	445 743,02	3 949,60	152,21	vzduch
10	101,30	213,15	60 870,36	429,20	175,26	R290
20	101,30	178,07	-13 311,55	49,23	175,26	R290
30	101,30	125,56	-118 927,84	-652,51	175,26	R290
40	101,30	88,15	-191 490,64	-1 338,16	175,26	R290
50	101,30	298,15	-105 516,06	-331,95	76,25	methanol
60	101,30	213,15	-304 594,08	-1 115,13	76,25	methanol
70	101,30	288,15	-	-	2,21	zemní plyn



Obr. 26 - T-s diagram režimu vybíjení systému LAES – varianta 1



Obr. 27 - detail kryopumpy v T-s diagramu – varianta 1

6.10 Energetické parametry

Energetické parametry jsou velmi důležitými ukazateli, jelikož udávají základní charakteristiky systému, které mě zajímají a podle kterých budu systém vyhodnocovat. Souhrn všech energetických parametrů je v Tabulce 7.

Nejdříve určím energetické toky, které se v systému odehrávají během jednotlivých režimů, a nakonec z těchto toků energie určím souhrnné parametry celého systému.

6.10.1 Specifická práce sítě při nabíjení úložiště

Práce sítě se při režimu nabíjení úložiště skládá z práce spotřebované při jednotlivých kompresních stupních a práce produkované při expanzi na kryoturbíně.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{IN} &= \dot{m} \cdot [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) + (h_7 - h_6) - (h_{4C} - h_{5C})] \\ &= \dot{W}_{kI} + \dot{W}_{kII} + \dot{W}_{kIII} - \dot{W}_{tI}\end{aligned}\quad [\text{W}] \quad (14)$$

Kde \dot{m} je hmotnostní tok vzduchu tekoucí přes kompresory a kryoturbínu.

6.10.2 Specifická práce sítě při vybíjení úložiště

Práce sítě při režimu vybíjení úložiště je složena z práce vykonané při expanzi na turbíně a z práce spotřebované na pohon kryopumpy.

$$\dot{W}_{out} = (\dot{m}_k + \dot{m}_{palivo}) \cdot (h_{8\check{c}} - h_{9\check{c}}) - \dot{m}_k(h_{2\check{c}} - h_{1\check{c}}) = \dot{W}_{tII} - \dot{W}_p \quad [\text{W}] \quad (15)$$

Kde \dot{m}_k je hmotnostní tok vzduchu tekoucí přes kryopumpu a \dot{m}_{palivo} je hmotnostní tok zemního plynu.

6.11 Toky exergie

Exergie je ta část vnitřní energie soustavy/média, která může být přeměněna v práci. Druhou částí je anergie, která není technicky využitelná, a proto je pro nás zajímavá pouze exergie, kterou spočítáme následovně:

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (16)$$

Hodnoty h_0, s_0 a T_0 jsou hodnoty entalpie, entropie a termodynamické teploty v referenčním bodě. Za referenční bod všech médií uvažovaných v systému byl zvolen stav daného média při tlaku a teplotě okolí.

6.11.1 Exergie produkovaného kapalného vzduchu

$$\dot{E}_{6C} = \dot{m}_k \cdot e_{6C} = \dot{m}_k \cdot [(h_{6C} - h_0) - T_0 \cdot (s_{6C} - s_0)] \quad [\text{W}] \quad (17)$$

6.11.2 Studená exergie

Studená exergie dodávána chladivou do systému se skládá ze dvou částí – z části dodávané chladivem R290 a z části, kterou dodává methanol. Při režimu nabíjení je tento tok exergie předáván z chladiv do proudu vzduchu, a naopak v režimu vybíjení je studená exergie ze vzduchu předávána zpět do chladiv.

$$\begin{aligned}\dot{E}_{R290} &= \dot{m}_{R290} \cdot (e_{12ch} - e_{11ch}) = \\ &= \dot{m}_{R290} \cdot \{[(h_{12ch} - h_0) - T_0 \cdot (s_{12ch} - s_0)] - [(h_{11ch} - h_0) - T_0 \cdot (s_{11ch} - s_0)]\}\end{aligned}\quad [\text{W}] \quad (18)$$

$$\begin{aligned}\dot{E}_{methanol} &= \dot{m}_{methanol} \cdot (e_{8ch} - e_{7ch}) = \\ &= \dot{m}_{methanol} \cdot \{[(h_{8ch} - h_0) - T_0 \cdot (s_{8ch} - s_0)] - [(h_{7ch} - h_0) - T_0 \cdot (s_{7ch} - s_0)]\}\end{aligned}\quad [\text{W}] \quad (19)$$

Celková studená exergie se spočítá poté následovně:

$$\dot{E}_{CS} = \dot{E}_{methanol} + \dot{E}_{R290} \quad [W] \quad (20)$$

6.12 Účinnost

Účinnost je obecně definována jako poměr výstupů ku vstupům systému.

6.12.1 Celková účinnost systému LAES

Účinnost celého cyklu získáme snadno z bilance \dot{W}_{IN} , \dot{W}_{out} a \dot{Q}_{spal} díky tomu, že jsem zde zvolil stejný hmotnostní tok zkapalněného vzduchu v režimu nabíjení a v režimu vybíjení.

$$\eta_{CELK} = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{W}_{IN} + \dot{Q}_{spal}} \quad [-] \quad (21)$$

Jelikož úložiště LAES má sloužit pro ukládání elektrické energie, tak jsem pro zajímavost spočítal účinnost cyklu, která počítá jen s toky elektrické energie a nepočítá s externím dodáním tepelné energie palivem. Jedná se čistě o informativní parametr.

$$\eta_{CELK_elektrická} = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{W}_{IN}} \quad [-] \quad (22)$$

Tato účinnost nám dává údaj o tom, že když uložím 1 kW elektrické energie, tak při vybíjení získáme zpět množství elektřiny v kW o velikosti $\eta_{CELK_elektrická}$.

6.12.2 Exergická účinnost režimu nabíjení

Při nabíjení je výstupem tok exergie zkapalněného vzduchu \dot{E}_{6C} . Vstupy jsou jednak specifická práce sítě \dot{W}_{IN} a jednak studená exergie chladiv \dot{E}_{CS} .

$$\eta_{IN} = \frac{\dot{E}_{6C}}{\dot{W}_{IN} + \dot{E}_{CS}} \quad [-] \quad (23)$$

6.12.3 Exergická účinnost režimu vybíjení

Při vybíjení je výstupem práce dodávaná do sítě \dot{W}_{out} a zpětně získaná studená exergie \dot{E}_{CS} . Vstupem je zde tok exergie čerpaného zkapalněného vzduchu \dot{E}_{6C} a teplo získané spalováním zemního plynu \dot{Q}_{spal} .

$$\eta_{OUT} = \frac{\dot{W}_{out} + \dot{E}_{CS}}{\dot{E}_{6C} + \dot{Q}_{spal}} \quad [-] \quad (24)$$

Shrnutí energetických parametrů je v následující tabulce. Také je tam uveden kapalný výtěžek, což je parametr ukazující, kolik kg zkapalněného vzduchu dostaneme z 1 kg vzduchu proudícího v hlavní větvi. Jedná se o parametr, který má vliv na celkové energetické poměry systému, protože s rostoucím kapalným výtěžkem roste i účinnost systému.

Tabulka 7 - souhrn energetických parametrů systému LAES – varianta 1

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Technická práce kompresoru I	\dot{W}_{kI}	42 614,73	kW
Technická práce kompresoru II	\dot{W}_{kII}	36 671,34	kW
Technická práce kompresoru III	\dot{W}_{kIII}	35 750,69	kW
Technická práce turbíny I (detandér)	\dot{W}_{tI}	2 519,57	kW
Specifická práce sítě – režim nabíjení	\dot{W}_{IN}	112 517,19	kW
Technická práce kryopumpy	\dot{W}_p	329,39	kW
Technická práce turbíny II	\dot{W}_{tII}	100 780,03	kW
Specifická práce sítě – režim vybíjení	\dot{W}_{OUT}	100 450,65	kW
Tepelný tok tepla spalováním plynu	\dot{Q}_{spal}	107 235,05	kW
Tepelný tok odváděný chladicí vodou	\dot{Q}_{out_voda}	115 265,31	kW
Tepelný tok odcházející ve spalinách	$\dot{Q}_{out_spaliny}$	4 774,51	kW
Tok studené exergie	\dot{E}_{CS}	47053,66	kW
Celková energetická účinnost	η_{CELK}	45,71	%
Celková účinnost elektrická	$\eta_{CELK_elektrická}$	89,28	%
Exergická účinnost režimu nabíjení	η_{IN}	65,77	%
Exergická účinnost režimu vybíjení	η_{OUT}	69,80	%
Kapalný výtěžek	Y	0,89	kg kryo /kg

V tabulce se vyskytují dva parametry, o kterých jsem se ještě nezmínil. Prvním je \dot{Q}_{out_voda} , což představuje souhrnné teplo odcházející ze systému ve formě ohřáté vody z chlazení mezi jednotlivými kompresemi. Toto teplo by mohlo být nadále využité například pro vytápění nebo ohřev teplé užitkové vody (TUV). Dalším parametrem je $\dot{Q}_{out_spaliny}$. Jedná se spíše o informativní parametr, který nám dokresluje energetické toky v systému, neboť udává nevyužité teplo, které odchází do okolí ve spalinách na výstupu z tepelného výměníku 9 jako tzv. Komínová ztráta.

Dále přichází úvaha, zda se mnou navržený systém z energetického hlediska vyplatí. Celková účinnost 45,71 % není úplně málo, když některé Carnotovy baterie mají kolem 25–30 %, ale při porovnání s PHES a Li-iontovými bateriemi je to málo. Můžeme vidět, že nám takto nízkou účinnost způsobuje hlavně externí zdroj tepla ve formě zemního plynu, neboť vidíme, že bez uvažování tohoto tepelného toku je elektrická účinnost cyklu 89,28 %, což je již velice dobrá hodnota. Snahou tedy je zbavit se externě dodávaného tepla do systému. Řešení vychází z předcházející tabulky, jelikož je vidět, že ze systému odchází relativně hodně tepla v podobě \dot{Q}_{out_voda} , proto by stálo za úvahu využití úložiště tepelné energie (TES), které by akumulovalo a skladovalo teplo odebrané vzduchu po kompresních stupních a vrátilo ho do systému před vstupem do turbíny.

Ještě před návrhem TES, jsem se pokusil zvýšit účinnost systému jednodušeji a při menších investičních nákladech. Množství vyrobené elektřiny na turbíně je závislé především na dvou parametrech. Zprv na teplotě vstupujícího proudu vzduchu, tu nechceme moc zvyšovat z konstrukčních důvodů, zadruhé na expanzním poměru. Zvýšení expanzního poměru na turbíně, dosáhneme zvýšením tlakového poměru na kryopumpě.

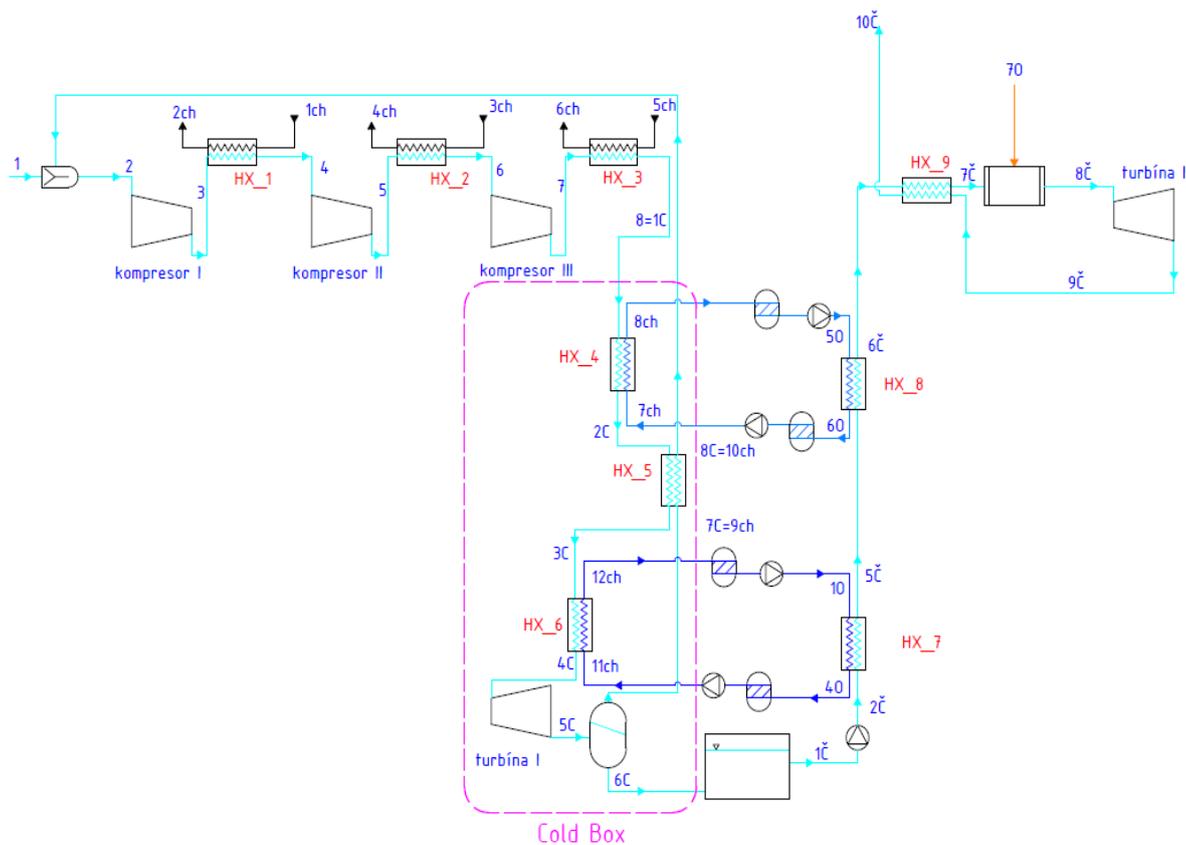
7 Varianta 2 – s vyšším tlakovým poměrem

Varianta 2 se od varianty 1 liší pouze v režimu vybíjení systému. Změna, ke které došlo, je zvýšení tlakového poměru na kryopumpě. Režim nabíjení zůstává úplně stejný.

7.1 Režim vybíjení úložiště s vyšším tlakovým poměrem na kryopumpě

Tato varianta režimu vybíjení systému je založena na stejném schématu jako předchozí varianta vybíjecího režimu. Jediný rozdíl mezi touto a předchozí variantou je v tlaku, na který je čerpán zkapalněný vzduch z kryonádoby, tlak $p_{2\check{c}}$. Tento tlak jsem v této variantě zvolil 40 barů, vyšší tlak jsem nevolil z důvodu, že při zvyšování tlaku dochází v kryopumpě k nárůstu teploty zkapalněného vzduchu a jsem zde limitován podmínkou minimálního teplotního rozdílu v tepelném výměníku 7 (HX_7).

Další odlišnost obou variant plyne ze zvýšení tlaku $p_{2\check{c}}$. Izobara o hodnotě 40 barů neprochází v T-s diagramu oblastí mokré páry (tlak je nad kritickým), tudíž dochází ke skokové změně skupenství. Ve schématu se tato změna projeví neexistencí pomocných bodů 3Č a 4Č. Schéma bez těchto dvou bodů znázorňuje obr. 28, ve kterém pro lepší porovnání obou variant je zachováno číslování ostatních bodů za skladovací nádrží. Okrajové podmínky i princip výpočtu zůstává stejný. Pouze došlo ke změně ve výpočtu bodů týkajících se tepelného výměníku 9 (HX_9), podrobně je změna postupu popsána v příloze č. 4. Režim vybíjení v T-s diagramu vzduchu znázorňuje obr. 29. Na obr. 30 je znázorněn detail kryopumpy v T-s diagramu vzduchu. Termodynamické parametry v jednotlivých uzlech jsou shrnuty v Tabulce 8, energetické parametry varianty 2 následně v Tabulce 9.

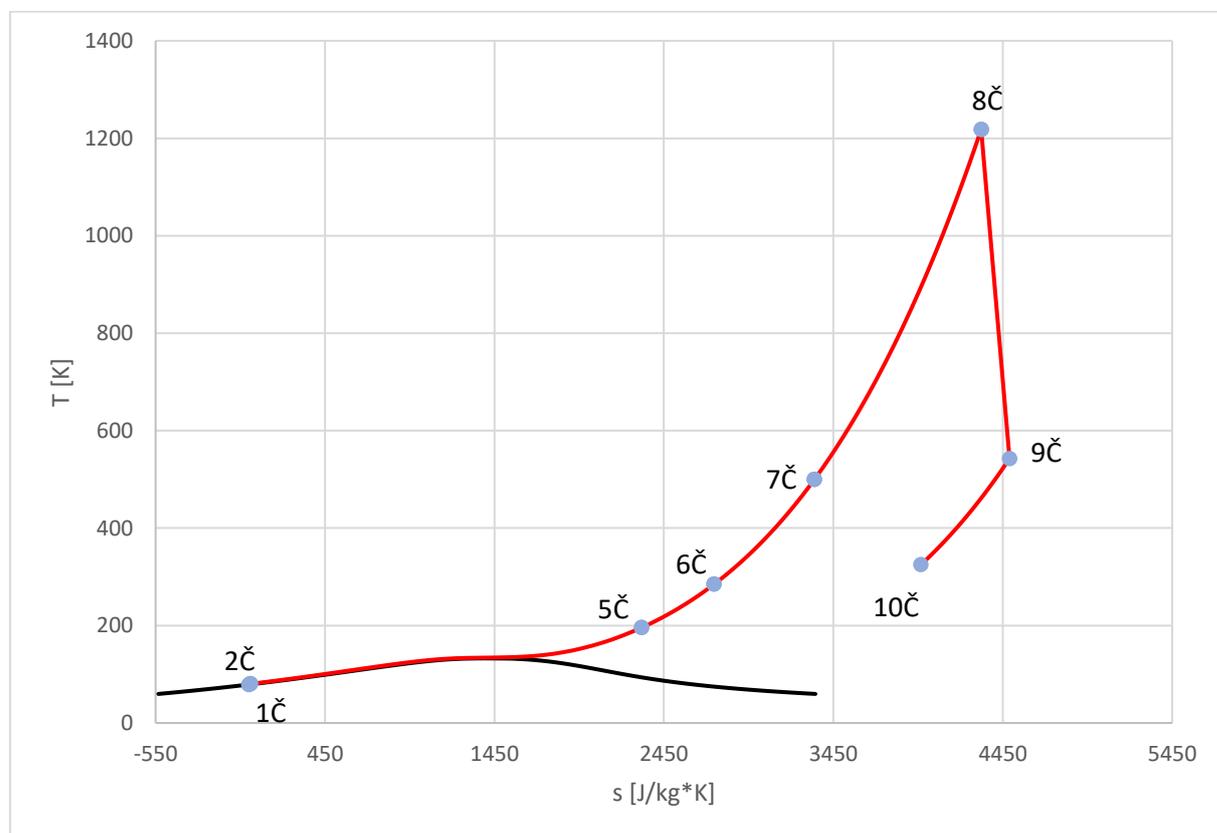


Obr. 28 - schéma systému LAES – varianta 2

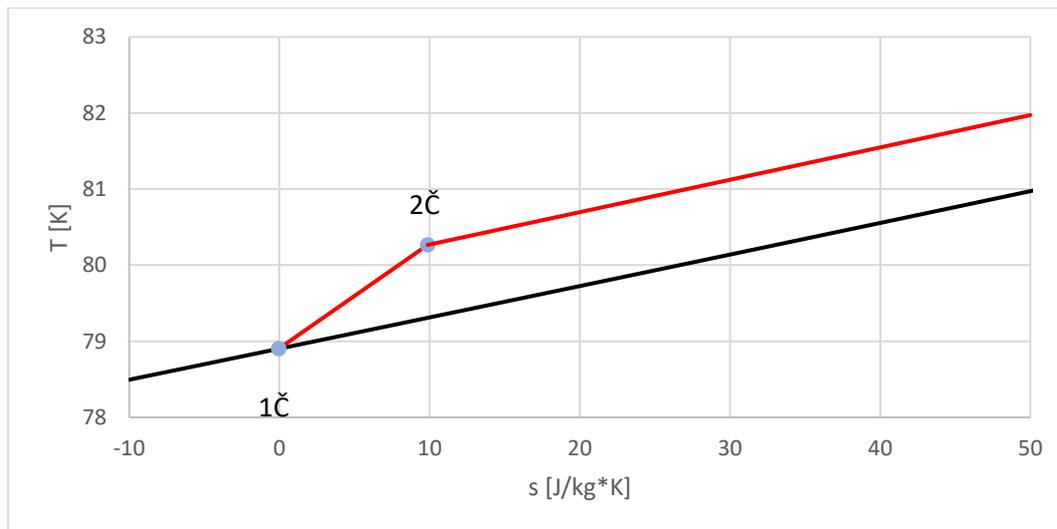
7.2 Výsledky režimu vybíjení systému LAES

Tabulka 8 - výpis výsledků režimu vybíjení systému LAES – varianta 2

Bod	Tlak [kPa]	Teplota [K]	Entalpie [J·kg ⁻¹]	Entropie [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Hmotnostní průtok [kg·s ⁻¹]	Médium
1Č	101,30	78,90	-4,21	-0,05	150,00	vzduch
2Č	4052,00	80,27	5290,67	9,87	150,00	vzduch
5Č	4052,00	195,60	300154,11	2318,14	150,00	vzduch
6Č	4052,00	284,77	401348,67	2746,21	150,00	vzduch
7Č	4052,00	499,93	627499,38	3338,47	150,00	vzduch
8Č	4052,00	1218,15	1428468,85	4322,60	152,52	vzduch
9Č	101,30	542,81	673660,71	4489,96	152,52	vzduch
10Č	101,30	324,77	451239,35	3966,67	152,52	vzduch
10	101,30	213,15	60870,36	429,20	175,26	R290
40	101,30	88,15	-191490,64	-1338,16	175,26	R290
50	101,30	298,15	-105516,06	-331,95	76,25	methanol
60	101,30	213,15	-304594,08	-1115,13	76,25	methanol
70	101,30	288,15	-	-	2,52	zemní plyn



Obr. 29 - T-s diagram režimu vybíjení systému LAES – varianta 2



Obr. 30 - detail kryopumpy v T-s diagramu – varianta 2

Q-T diagramy tepelných výměníků 7, 8 a 9 jsou pro kontrolu okrajových podmínek a informace o sděleném teple v jednotlivých výměnících k dispozici v příloze č. 5.

7.3 Energetické parametry

Princip výpočtu je shodný s postupem výpočtu energetických parametrů v kapitole 4, proto zde uvedu již jen výsledné hodnoty.

Tabulka 9 - souhrn energetických parametrů systému LAES – varianta 2

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Technická práce kompresoru I	\dot{W}_{kI}	42 614,73	kW
Technická práce kompresoru II	\dot{W}_{kII}	36 671,34	kW
Technická práce kompresoru III	\dot{W}_{kIII}	35 750,69	kW
Technická práce turbíny I (detandér)	\dot{W}_{tI}	2 519,57	kW
Specifická práce sítě – režim nabíjení	\dot{W}_{IN}	112 517,19	kW
Technická práce kryopumpy	\dot{W}_p	675,10	kW
Technická práce turbíny II	\dot{W}_{tII}	115 119,61	kW
Specifická práce sítě – režim vybíjení	\dot{W}_{OUT}	114 444,51	kW
Tepelný tok tepla spalováním plynu	\dot{Q}_{spal}	122 159,92	kW
Tepelný tok odváděný chladicí vodou	\dot{Q}_{out_voda}	115 265,31	kW
Tepelný tok odcházející ve spalínách	$\dot{Q}_{out_spaliny}$	5 622,42	kW
Tok studené exergie	\dot{E}_{CS}	47053,66	kW
Celková energetická účinnost	η_{CELK}	48,77	%
Celková účinnost elektrická	$\eta_{CELK_elektrická}$	101,71	%
Exergická účinnost režimu nabíjení	η_{IN}	65,77	%
Exergická účinnost režimu vybíjení	η_{OUT}	71,38	%
Kapalný výtěžek	Y	0,89	kg_kryo /kg

8 Porovnáání varianty 1 a 2

Z výsledků druhé varianty je vidět, že změna tlaku p_{2c} změnila všechny parametry vybíjecího režimu. Tato změna se promítla do zvýšení celkové účinnosti cyklu η_{CELK} o 3,06 procentního bodu, což není úplně zanedbatelné zvýšení, ale stále jsem pod 50 % účinností systému. To, že nedošlo k vyššímu nárůstu je způsobeno tím, že s vyšším tlakem stoupla množství produkované elektřiny na turbíně, ale stoupla i spotřeba zemního plynu, jelikož při expanzi z vyššího tlaku na tlak stejný, je teplota za turbínou nižší, tudíž není přehřev vzduchu spaliny před spalovací komorou tak vysoký jako u první varianty (u první varianty je teplota před spalovací komorou 589,8 K a ve druhé variantě jen 499,3 K).

U parametru $\eta_{CELK_elektrická}$ jsem při druhé variantě dosáhl hodnoty 101,71 %, což se jeví jako nesmysl, ale tento parametr není účinností v pravém slova smyslu. Jedná se totiž jen o informativní parametr, který nám říká, že při uložení 1 kW elektrické energie, dodám do sítě v režimu vybíjení 1,02 kW. Nesmí se ale zapomínat, že je zde stále tepelný tok ze spalování plynu.

Vidím tedy, že z hlediska elektrické energie je tato konfigurace systému příznivější, proto jsem si ji vybral pro další pokračování své práce, kdy se pokusím navrhnout k systému LAES ještě úložiště tepelné energie (TES), abych se zbavil externího zdroje tepla ve formě spalování zemního plynu a nahradil ho využitím odpadního tepla po kompresních stupních. Protože odpadne externí zdroj tepla, je pro mě výhodnější právě konfigurace systému, která generuje při stejné vstupní hodnotě elektrické energie vyšší hodnotu elektřiny na výstupu.

9 Varianta 3 - návrh dodatečného úložiště tepelné energie TES

Problémem mého návrhu, jak jsem již předeštel, je přivádění teplo do systému skrze spalování zemního plynu, proto jsem se rozhodl využít odpadní teplo po kompresních stupních a využít ho na ohřev vzduchu před turbínou. Toto odpadní teplo, bude odebráno proudy vzduchu teplotným médiem, dále bude toto médium uskladněno v úložišti tepelné energie (TES) a nakonec bude teplo obsažené v TES přivedeno do proudy vzduchu před vstupem do turbíny.

Jako první bylo potřeba zvolit vhodné teplotné médium. Výběr jsem provedl na základě dvou kritérií:

- 1) Aby mnou vybrané médium bylo schopné pracovat s relativně vysokými teplotami (snaha ohřát vzduch před expanzí na co možná nejvyšší možnou teplotu)
- 2) Aby mnou vybrané teplotné médium bylo obsaženo v knihovně CoolProp a jednalo se o nějakou běžněji používanou látku

Na základě daných kritérií jsem zvolil termoolej Terminol 66, u něhož byla udána maximální teplota použití 380°C [38], zároveň se jedná o látku, která je běžně používána v průmyslových aplikacích jako teplotné médium.

Schéma s dodatečně navrhnutým úložištěm tepelné energie je na obr. 31. Zakomponování TES do systému sebou přineslo určité změny v konfiguraci systému.

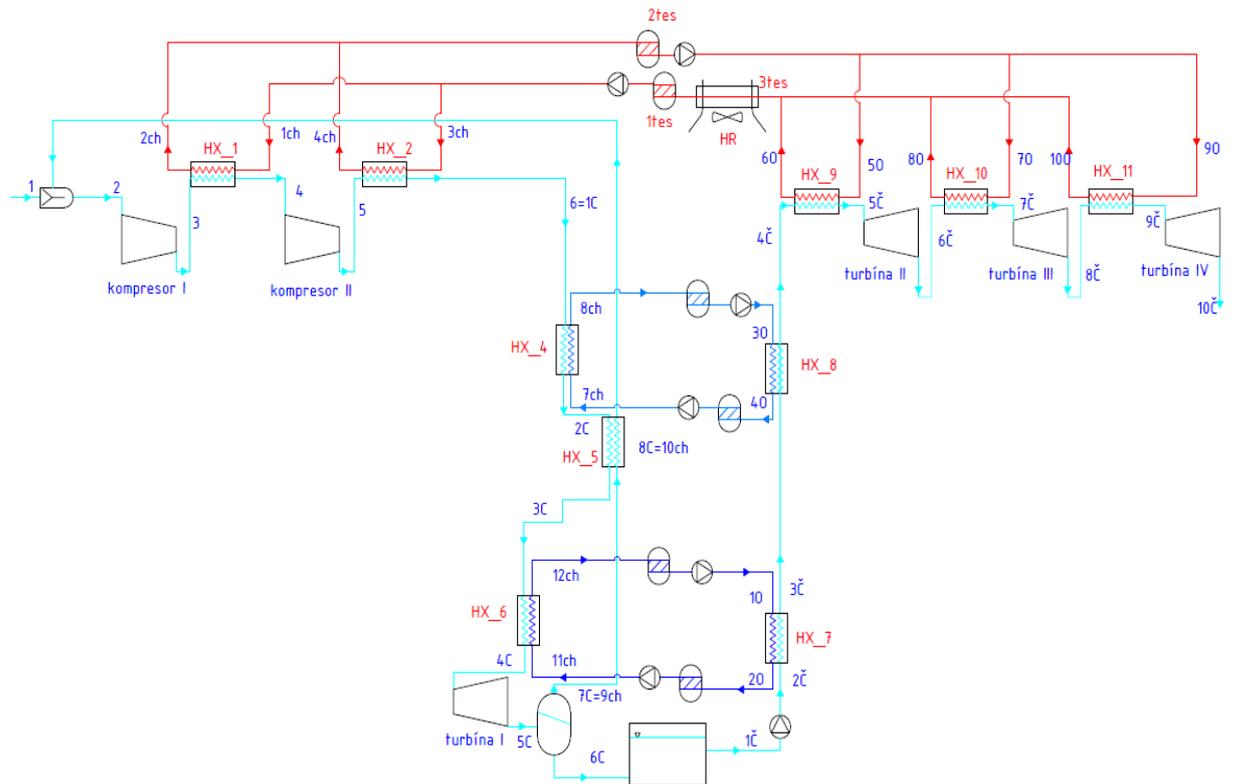
První úprava se týkala části s kompresory. Ve snaze využít maximálně nabízený potenciál tepelného úložiště, jsem se rozhodl změnit třístupňovou kompresi na dvoustupňovou. Tato změna měla za následek to, že z původně maximální dosažené teploty při kompresi 257,17 °C, došlo ke zvýšení na 429,64 °C.

Druhá úprava se týkala části s expanzí turbínou a spalovací komorou. Nejdříve jsem odstranil spalovací komoru, jelikož její funkci přebírá systém TES. Poté při snaze maximalizovat využití tepelného úložiště a tepla v něm uloženého a také při snaze o maximalizaci množství energie získané při expanzi proudy vzduchu, jsem zvolil novou konfiguraci se třístupňovou expanzí, kdy mezi jednotlivými stupni expanze je předáváno teplo z TES proudy vzduchu pomocí teplotného média.

Tyto úpravy společně s přidáním systému TES vedly ke změně a přidání nových okrajových podmínek. Změněné/nové okrajové podmínky režimu nabíjení jsou shrnuty v Tabulce 10 a změněné/nové okrajové podmínky režimu vybíjení jsou shrnuty v Tabulce 11.

V ostatních částech systému nedošlo k žádným změnám.

Podrobný popis postupu výpočtu varianty 3 je v příloze č. 6. Zde uvádím pouze výsledky pro možnost porovnat tuto variantu s předchozími. V Tabulce 12 jsou shrnuty termodynamické parametry v jednotlivých uzlech režimu nabíjení a na obr. 32 je znázorněn tento režim v T-s diagramu vzduchu. V tabulce 13 jsou shrnuty termodynamické parametry v jednotlivých uzlech režimu vybíjení a dále je režim znázorněn v T-s diagramu vzduchu na obr. 33, kdy pro větší názornost následuje obr. 34, detail kryopumpy v T-s diagramu.



Obr. 31 – schéma systému LAES se zakomponovaným TES

Z obr. 31 vyplývá, že jsem do schématu nepřidal žádný nový druh komponent. Systém se stále skládá z kompresorů, tepelných výměníků, směšovače, separátoru, detandéru, kryopumpy, a turbín. U všech těchto vyjmenovaných prvků jsem již uvedl princip výpočtu jejich termodynamického modelu:

- Kompresor jsem popsal v kapitole 6.5.1
- Tepelný výměník v kapitole 6.5.2
- Detandér byl popsán v kapitole 6.5.3
- Separátor v 6.5.4
- Směšovač vzduchu v 6.5.5
- Kryopumpa v 6.8.1
- Turbína v 6.8.4

Pro dokončení popisu systému bych ještě rád zmínil, že zde dochází ke dvěma smíšením, která nejsou ve schématu nijak zvýrazněna. Při prvním smíšení dochází ke směšování výstupních proudů Terminolu 66 z tepelného výměníku 1 a 2 ve směs 2tes, která je uskladněna v teplé nádrži úložiště tepelné energie. Při druhém směšování dochází ke smíšení tří proudů Terminolu 66. Jedná se o výstupy z tepelných výměníků 9, 10 a 11, která se směšují ve výsledný proud 3tes.

Poslední komponentou, o které jsem nemluvil, je ve schématu označena jako HR (Heat Rejection). Tímto jsem měl namysli zařízení, ve kterém odevzdává proud Terminolu 66, který vznikl smíšením, jak je popsáno v předcházejícím odstavci, přebytečné teplo, aby se ochladil na teplotu studené nádrže tepelného úložiště. Tímto zařízením může být opět nějaký tepelný výměník nebo chladicí věž.

9.1 Změněné/nové okrajové podmínky režimu nabíjení

Tabulka 10 – Změněné/nové okrajové podmínky režimu nabíjení systému LAES

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Tlak po 1. komp	p_3	17,42	bar
Tlak po 2. komp	p_5	160	bar
Teplonosné médium	--	Terminol 66	-
Maximální pracovní teplota	T_{max}	653,15	K
Teplota TES_studená	T_{1tes}	288,15	K
Teplota TES_teplá	T_{2tes}	--	K
Tlak v TES	$p_{terminol}$	5	bar
Pinch point (HX_1; HX_2)	ΔT_{min1}	15	K

Absolutní hodnota tlaku za prvním kompresorem byla stanovena pomocí funkce Řešitel, za podmínky minimální technické práce na pohon kompresorů. Opět se tato hodnota liší od teoretické ideální hodnoty, která by byla 12,65 baru (stanoveno z ideálního kompresního poměru, který by byl druhou odmocninou konečného tlaku)

Teplota T_{2tes} nebyla stanovena v okrajových podmínkách, jelikož vyplývá až z výpočtů, stejně tak hmotnostní tok Terminolu 66. Hodnota tlaku $p_{terminol}$ byla stanovena na 5 barů, jelikož v [38] je uvedena maximální teplota použití 380°C, ale v [39] je uvedeno, že při atmosférickém tlaku je teplota varu 359°C. Z toho důvodu jsem volil vyšší tlak, čímž došlo ke zvýšení T sytosti a mohu tedy dosáhnout u Terminolu 66 teploty 380 °C, aniž by se začal vařit.

9.2 Změněné/nové okrajové podmínky režimu vybíjení

Tabulka 11 – Změněné/nové okrajové podmínky režimu vybíjení systému LAES

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Expanzní poměr	ε	3,41	-
Pinch point (HX_1; HX_2)	ΔT_{min1}	15	K

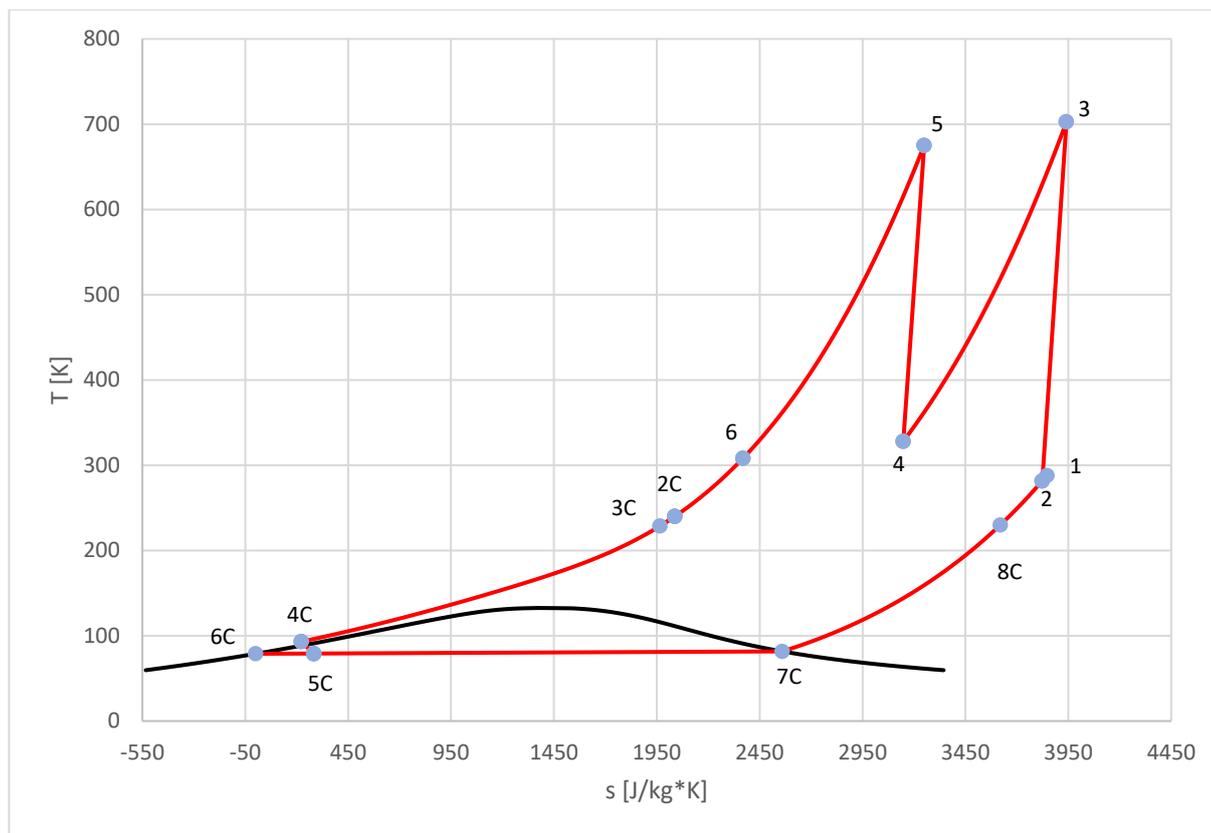
Expanzní poměr, byl určen pomocí Řešitele, při požadavku maximální výstupní práce na turbínách.

Podrobný postup výpočtu všech bodů okruhu Terminolu 66 a bodů, ve kterých došlo vlivem změny konfigurace systému ke změnám parametrů se nachází v příloze č. 6.

9.3 Výpis parametrů režimu nabíjení

Tabulka 12 – výpis výsledků režimu nabíjení systému LAES – Varianta 3

Bod	Tlak [kPa]	Teplota [K]	Entalpie [J*kg ⁻¹]	Entropie [J*kg ⁻¹ *K ⁻¹]	Hmotnostní průtok [kg*s ⁻¹]	Médium
1	101,30	288,15	414 374,63	3 846,23	150	vzduch
2	101,30	281,70	407 890,89	3 823,48	168,70	vzduch
3	1 764,14	702,79	842 971,93	3 941,13	168,70	vzduch
4	1 764,14	328,15	451 607,49	3 148,05	168,70	vzduch
5	16 208,00	675,30	816 343,74	3 249,84	168,70	vzduch
6 = 1C	16 208,00	308,15	406 536,15	2 368,86	168,70	vzduch
2C	16 208	240,00	316 561,32	2 037,66	168,70	vzduch
3C	16 208	228,82	299 809,47	1 966,17	168,70	vzduch
4C	16 208	93,15	37 638,39	221,55	168,70	vzduch
5C	101,30	79,21	22 703,58	283,78	168,70	vzduch
6C	101,30	78,90	- 4,21	- 0,05	150	vzduch
7C = 9ch	101,30	81,72	204 805,04	2 559,90	18,70	vzduch
8C = 10ch	101,30	230,00	355 895,61	3 619,56	18,70	vzduch
1ch	506,50	288,15	- 7 444,38	- 26,99	82,42	Terminol 66
2ch	506,50	653,15	793 641,77	1 695,69	82,42	Terminol 66
3ch	506,50	288,15	- 7 444,38	- 26,99	111,11	Terminol 66
4ch	506,50	588,24	614 815,51	1 407,55	111,11	Terminol 66
1tes	506,50	288,15	- 7 444,38	- 26,99	193,52	Terminol 66
2tes	506,50	615,89	688 927,12	1 530,65	193,52	Terminol 66
COLD BOX						
7ch	101,30	213,15	-304 594,08	-1 115,13	76,25	methanol
8ch	101,30	298,15	-105 516,06	-331,95	76,25	methanol
11ch	101,30	88,15	-191 490,64	-1 338,16	175,26	R290
12ch	101,30	213,15	60 870,36	429,20	175,26	R290

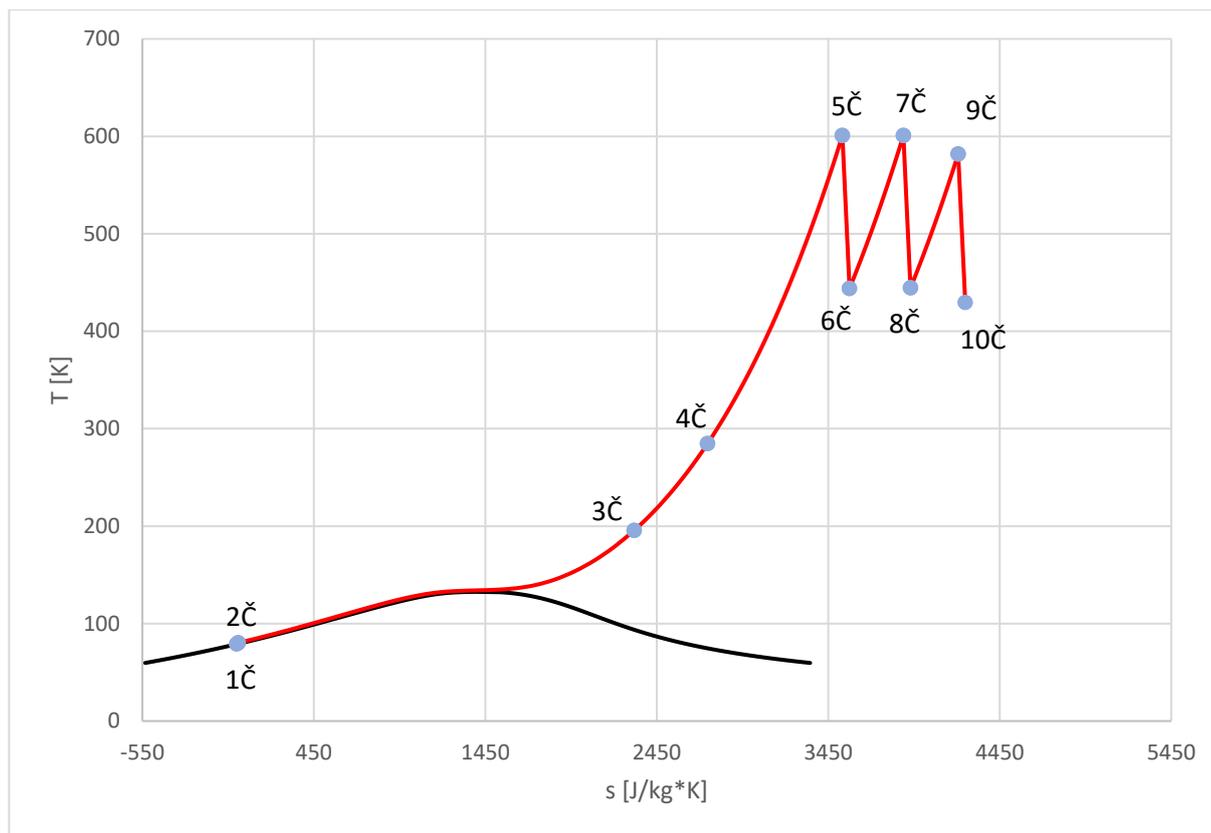


Obr. 32 – T-s diagram režimu nabíjení systému LAES – Varianta 3

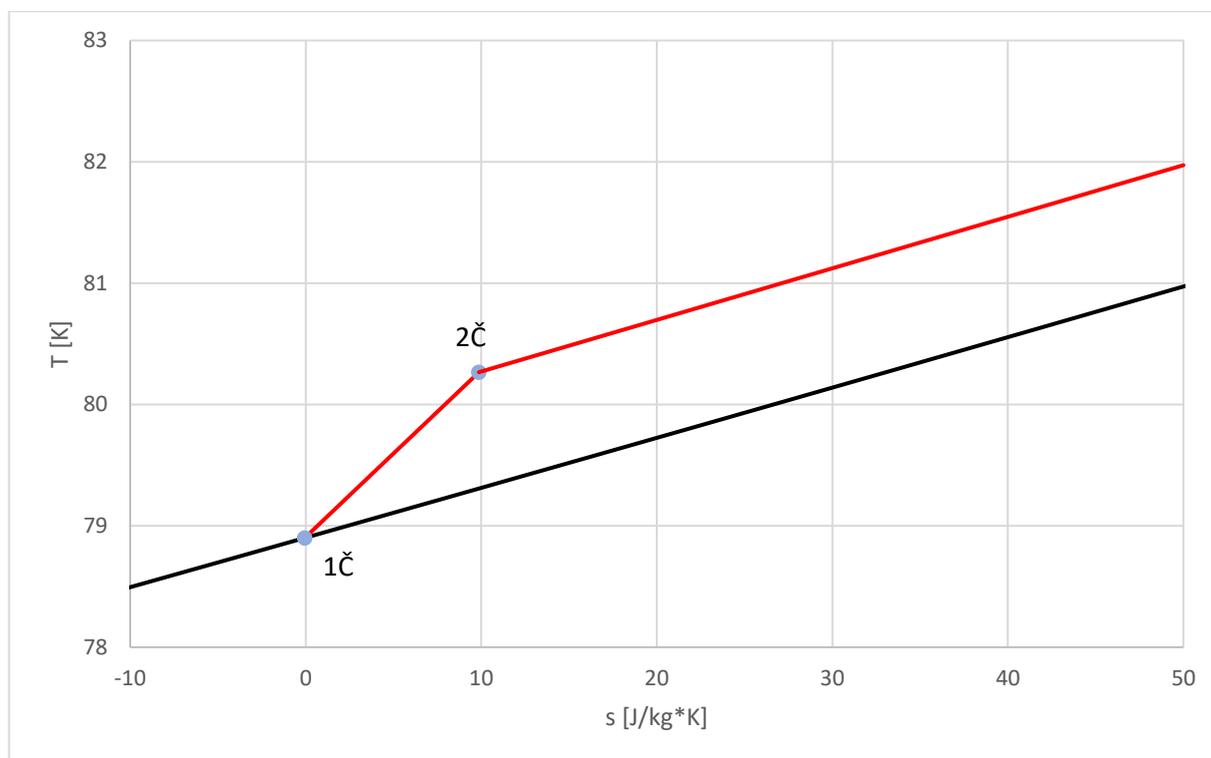
9.4 Výpis parametrů režimu vybíjení

Tabulka 13 – výpis výsledků režimu vybíjení systému LAES – Varianta 3

Bod	Tlak [kPa]	Teplota [K]	Entalpie [J·kg ⁻¹]	Entropie [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Hmotnostní průtok [kg·s ⁻¹]	Médium
1Č	101,30	78,90	-4,21	-0,05	150,00	vzduch
2Č	4052,00	80,27	5290,67	9,87	150,00	vzduch
3Č	4052,00	195,60	300154,11	2318,14	150,00	vzduch
4Č	4 052,00	284,77	401 348,67	2 746,21	150,00	vzduch
5Č	4 052,00	600,89	734 012,24	3 532,49	150,00	vzduch
6Č	1 187,21	444,04	571 173,81	3 574,07	150,00	vzduch
7Č	1 187,21	600,89	734 222,01	3 888,31	150,00	vzduch
8Č	347,84	444,47	572 283,62	3 929,61	150,00	vzduch
9Č	347,84	581,74	714 208,61	4 207,72	150,00	vzduch
10Č	101,30	429,39	557 118,40	4 249,21	150,00	vzduch
10	101,30	213,15	60870,36	429,20	175,26	R290
20	101,30	88,15	-191490,64	-1338,16	175,26	R290
30	101,30	298,15	-105516,06	-331,95	76,25	methanol
40	101,30	213,15	-304594,08	-1115,13	76,25	methanol
50	506,50	615,89	688 927,12	1 530,65	73,58	Terminol 66
60	506,50	299,77	10 740,65	34,87	73,58	Terminol 66
70	506,50	615,89	688 927,12	1 530,65	64,06	Terminol 66
80	506,50	459,04	307 114,76	819,41	64,06	Terminol 66
90	506,50	615,89	688 927,12	1 530,65	55,89	Terminol 66
100	506,50	459,47	308 032,24	821,40	55,89	Terminol 66
2tes	506,50	615,89	688 927,12	1 530,65	193,52	Terminol 66
3tes	506,50	404,04	194 698,73	558,82	193,52	Terminol 66
1tes	506,50	288,15	- 7 444,38	- 26,99	193,52	Terminol 66



Obr. 33 – T-s diagram režimu vybíjení systému LAES – varianta 3



Obr. 34 – detail kryopumpy v T-s diagramu – varianta 3

Q-T diagramy pro kontrolu splnění okrajových podmínek v podobě minimálních teplotních rozdílů na jednotlivých výměnících a pro informaci o velikosti sděleného tepla jsou k dispozici v příloze č. 7.

9.5 Energetické parametry

Pro porovnání s předešlými výsledky, je důležité určit opět energetické parametry systému. V této kapitole se zaměřím jen na popis výpočtu parametrů, které se vlivem změny konfigurace systému změnilo. Ostatní parametry jsem vypočítal stejně jako v kapitole 6.10. Souhrn vypočtených parametrů se nachází v Tabulce 14.

9.5.1 Specifická práce sítě – režim nabíjení úložiště

Práce sítě se v režimu nabíjení úložiště skládá z práce spotřebované při jednotlivých kompresních stupních a je zde zahrnuta i práce produkovaná při expanzi na kryoturbíně \dot{W}_{tI} .

$$\dot{W}_{IN} = \dot{m} \cdot [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) - (h_{4C} - h_{5C})] = \dot{W}_{kI} + \dot{W}_{kII} - \dot{W}_{tI} \quad [\text{W}] \quad (25)$$

9.5.2 Specifická práce sítě – režim vybíjení úložiště

Práce vykonaná v režimu vybíjení úložiště je složena z práce vykonané při expanzi na turbínách, snížená o práci potřebnou na pohon kryopumpy \dot{W}_p .

$$\begin{aligned} \dot{W}_{out} &= \dot{m}_k \cdot [(h_{5\check{c}} - h_{6\check{c}}) + (h_{7\check{c}} - h_{8\check{c}}) + (h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}}) - (h_{2\check{c}} - h_{1\check{c}})] \\ &= \dot{W}_{tII} + \dot{W}_{tIII} + \dot{W}_{tIV} - \dot{W}_p \end{aligned} \quad [\text{W}] \quad (26)$$

9.5.3 Teplá exergie

Teplá exergie představuje energii odejmutou vzduchu po kompresích pomocí termooleje a je skladována v úložišti tepelné energie.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{Terminol\ 66} &= \dot{m}_{Terminol\ 66} \cdot (e_{2tes} - e_{1tes}) = \\ &= \dot{m}_{Terminol\ 66} \cdot \{[(h_{2tes} - h_0) - T_0 \cdot (s_{2tes} - s_0)] - [(h_{1tes} - h_0) - T_0 \cdot (s_{1tes} - s_0)]\} \end{aligned} \quad [\text{W}] \quad (27)$$

Celková teplá exergie je dána následovně:

$$\dot{E}_{HS} = \dot{E}_{Terminol\ 66} \quad [\text{W}] \quad (28)$$

9.6 Účinnosti

Účinnost je obecně definována jako poměr výstupů ku vstupům systému.

9.6.1 Celková exergická účinnost systému LAES

Účinnost celého cyklu získáme snadno z bilance \dot{W}_{IN} , \dot{W}_{out} .

$$\eta_{CELK} = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{W}_{IN}} \quad [-] \quad (29)$$

Zde, jelikož jsem se zbavil externího zdroje tepla \dot{Q}_{spal} je η_{CELK} rovna $\eta_{CELK_elektrická}$.

9.6.2 Účinnost nabíjecího režimu

Při nabíjení je výstupem tok exergie zkvalněného vzduchu \dot{E}_{6C} a tok teplé exergie \dot{E}_{HS} . Vstupy jsou jednak specifická práce sítě \dot{W}_{IN} a jednak studená exergie chladiv \dot{E}_{CS} .

$$\eta_{IN} = \frac{\dot{E}_{6C} + \dot{E}_{HS}}{\dot{W}_{IN} + \dot{E}_{CS}} \quad [-] \quad (30)$$

9.6.3 Účinnost vybíjecího režimu

Při vybíjení je výstupem práce dodávaná do sítě \dot{W}_{out} a zpětně získaná studená exergie \dot{E}_{CS} . Vstupem je zde tok exergie čerpaného zkvalněného vzduchu \dot{E}_{6C} a tok teplé exergie \dot{E}_{HS} .

$$\eta_{OUT} = \frac{\dot{W}_{out} + \dot{E}_{CS}}{\dot{E}_{6C} + \dot{E}_{HS}} \quad [-] \quad (31)$$

Tabulka 14 - souhrn energetických parametrů systému LAES – Varianta 3

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Technická práce kompresoru I	\dot{W}_{kI}	73 400,25	kW
Technická práce kompresoru II	\dot{W}_{kII}	61 532,75	kW
Technická práce turbíny I (detandér)	\dot{W}_{tI}	2 519,57	kW
Specifická práce sítě – režim nabíjení	\dot{W}_{IN}	132 413,43	kW
Technická práce kryopumpy	\dot{W}_p	675,10	kW
Technická práce turbíny II	\dot{W}_{tII}	24 425,76	kW
Technická práce turbíny III	\dot{W}_{tIII}	24 290,76	kW
Technická práce turbíny IV	\dot{W}_{tIV}	23 563,53	kW
Specifická práce sítě – režim vybíjení	\dot{W}_{OUT}	71 604,96	kW
Tepelný tok zmařený v Terminolu 66	\dot{Q}_R	39 119,73	kW
Tepelný tok vypouštěný do okolí	\dot{Q}_{out}	21 411,57	kW
Tok studené exergie	\dot{E}_{CS}	47 053,66	kW
Tok teplé exergie	\dot{E}_{HS}	47 904,46	kW
Celková energetická účinnost	η_{CELK}	54,08	%
Celková účinnost elektrická	$\eta_{CELK_elektrická}$	54,08	%
Exergická účinnost režimu nabíjení	η_{IN}	84,69	%
Exergická účinnost režimu vybíjení	η_{OUT}	78,07	%
Kapalný výtěžek	Y	0,89	kg_kryo /kg

10 Vyhodnocení a porovnání

V Tabulce 15 jsou vypsané základní parametry všech tří variant systému LAES.

Tabulka 15 – souhrn základních energetických parametrů jednotlivých variant systému LAES

Varianta	1 (LAES bez TES)	2 (LAES bez TES + 40bar)	3 (LAES s TES)
Specifická práce sítě–režim nabíjení [kW]	112 517	112 517	132 413
Specifická práce sítě–režim vybíjení [kW]	100 451	114 445	71 605
Tepelný tok ze spalování plynu [kW]	107 235	122 160	--
Teplo uložené v TES [kW]	--	--	135 162
Tepelný tok z Terminolu 66 do okolí [kW]	--	--	39 120
Tepelný tok ze systému do okolí [kW]	4 775	5 622	21 412
Celková energetická účinnost [%]	45,71	48,77	54,08
Kapalný výtěžek [kg_kryo /kg]	0,89	0,89	0,89

V tabulce je vidět, že opravdu mezi variantou 1 a 2 došlo ke zvýšení hodnoty výstupní energie, ale také ke zvýšení dodávaného tepla ze spalování zemního plynu, a proto nárůst účinnosti nebyl tak vysoký.

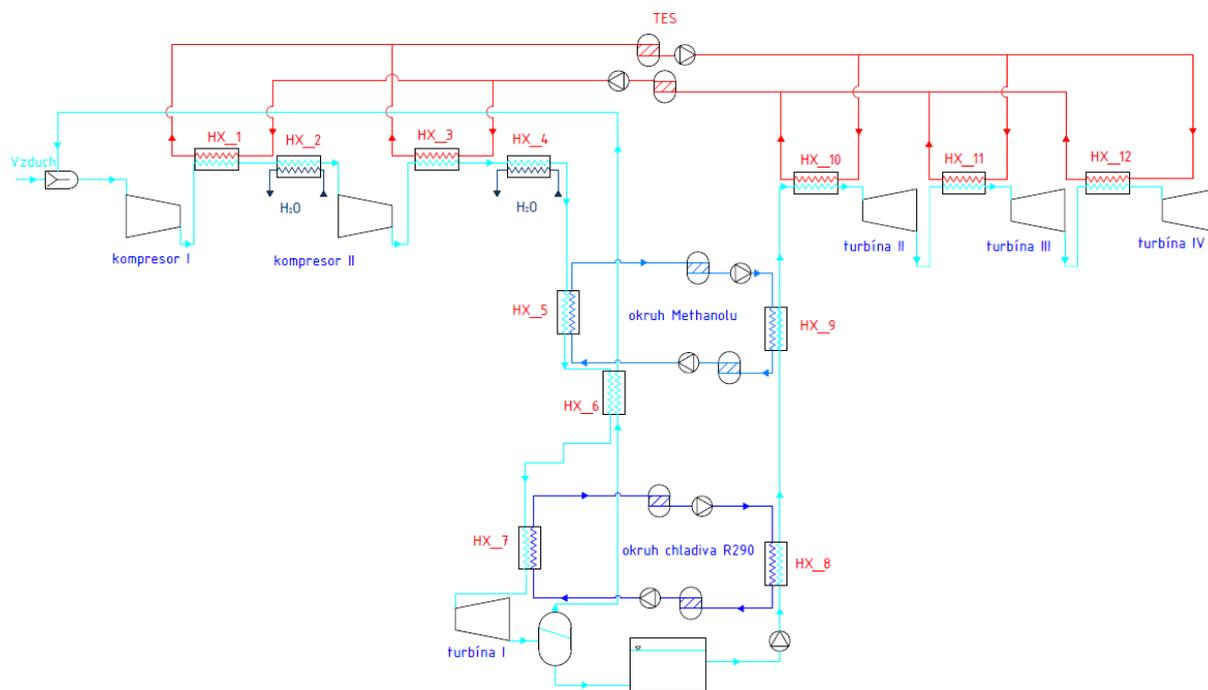
Při variantě systému s tepelným úložištěm došlo k řadě změn. Nejdříve vlivem snížení počtu kompresních stupňů došlo k nárůstu odebrané energie ze sítě o 17,68 % oproti variantě 2, ze které jsem vycházel. Dále vlivem nižší teploty na vstupu do turbín došlo ke snížení získané elektřiny o 37,43 % oproti variantě 2, což je již znatelný pokles. Dále je vidět, že je využito jen 71,06 % tepla, které je uloženo v TES.

Na první pohled se může zdát, že 3 varianta není energeticky nejvýhodnější. Dochází k nárůstu spotřebované práce, práce produkovaná se naopak snižuje. Ale i přesto se celková účinnost cyklu zvýšila o 5,31 procentního bodu. Zvýšení je to celkem dobré, už se nacházíme nad hranicí 50 %, ale čekal jsem větší nárůst účinnosti. Důvod nesplnění tohoto očekávání je vidět na dvou parametrech. První je teplo, které odchází na konci systému do okolí. Jeho hodnota je oproti předchozím variantám asi čtyřnásobná, ale nenašel jsem pro něj v systému uplatnění z důvodu, který souvisí s druhým parametrem. Druhý parametr nám udává množství tepla, které jsem nebyl schopen předat z úložiště tepelné energie zpět do systému, a muselo být odvedeno do okolí. Z toho vyplývá, že pokud bych využil teplo odcházejícího vzduchu ze systému na předehřev vzduchu před expanzemi, tak bych zvětšil množství nevyužitého tepla Terminolu 66.

Jinak varianta s úložištěm tepelné energie dopadla celkem úspěšně. Díky TES jsem se zbavil potřeby spalovat zemní plyn a účinnost cyklu vzrostla. Z energetického hlediska se možná nejedná o moc veliké zlepšení, ale z hlediska nákladů jde rozhodně o větší přínos. Odpadnou totiž provozní náklady za zemní plyn a jsou nahrazeny pouze investičními náklady na úložiště tepelné energie. Jediný problém, na který by se mohl vyskytnout při této konfiguraci systému, by mohla být příliš vysoká spotřeba čerpadla v okruhu termooleje, jelikož jsem z [39] zjistil, že viskozita termooleje při 15 °C je přibližně 800 krát větší než při 380 °C². Při takové viskozitě by mohlo hrozit, že spotřeba čerpadla značně ovlivní celkové energetické parametry systému. Řešením by mohlo být, že do termooleje se uloží jen teplo na vyšší

² při 380 °C je viskozita 0,295 mPa·s [39]

teplotní hladině v množství, které bude potřeba na ohřev při vybíjení. Na dochlazení vzduchu na požadovanou teplotu se použije vodní chladicí okruh. Díky tomu se bude moci zvýšit teplota studené nádrže Terminolu 66 a zároveň se eliminuje destrukce energie v podobě tepelného toku \dot{Q}_R . Tuto variantu řešení znázorňuje obr. 35.



Obrázek 35 - Systém LAES – alternativní varianta s TES a dochlazováním vodou

11 Závěr

Tato práce se týkala ukládání elektrické energie ve formě stlačeného či zkapalněného vzduchu. První část byla zaměřena na seznámení s principem fungování technologie, její historií, aktuálním vývojem a porovnání s ostatními technologiemi skladování elektrické energie. Z této části vyplývá, že se stále rostoucími požadavky na odklon světové energetiky od fosilních zdrojů je snaha o zvyšování instalovaného výkonu obnovitelných zdrojů. Společně s instalací nových obnovitelných zdrojů elektrické energie je snaha o implementaci systémů na skladování elektrické energie do systému. Tyto elektrická úložiště mají pomoci s řešením problému nerovnoměrnosti výroby z obnovitelných zdrojů.

Dále z rešeršní části vyplývá, že vývoj technologií CAES a LAES dospěl do fáze, kdy jsou dostupné různé varianty řešení (A-CAES, AA-CAES, LAES s TES/ bez TES, ...). Současný stav komercializace těchto systémů je takový, že již řada zařízení byla postavena a stavba dalších se plánuje. Jednou z překážek pro větší uplatnění systému CAES je ale jeho náročnost na výběr lokality z geologického hlediska. V praxi se tato překážka občas řeší pomocí nadzemního CAS, který ale přináší problém s omezenou velikostí instalované kapacity úložiště (omezená velikost nádrží). Systémy LAES se proto jeví jako vhodnější řešení. Problémem LAES ale mohou být technologická omezení, jelikož zkapalňovací proces vyžaduje speciální technologie, které jsou schopny pracovat v extrémních podmínkách. Z těchto důvodů jsou zatím převládající technologií v oblasti ukládání elektřiny přečerpávací elektrárny a bateriová pole. Přečerpávací elektrárny ale mají vysoké nároky na polohu umístění a z materiálů na výrobu baterií se stávají strategické suroviny. Postupem času by se mohlo stát, že bude těchto materiálů nedostatek, nebo minimálně ztlačí. Proto se věnuje pozornost rozvoji i dalších systémů na ukládání elektřiny, mezi nimi právě i systémům pracujících se stlačeným či zkapalněným vzduchem. Je tudíž možné, že se v budoucnu dočkáme masivnějšího uplatnění technologií CAES a LAES.

Ve druhé části jsem se zabýval návrhem jednoduchého systému skladování elektřiny ve formě zkapalněného vzduchu, protože si myslím, že je tento systém výhodnější než systém se stlačeným vzduchem. Systémy na ukládání elektřiny pomocí stlačeného vzduchu totiž mají specifické geografické požadavky a jejich rozměry jsou ztlačí větší než systémům se zkapalněným vzduchem.

Zpracoval jsem tři různé varianty návrhu systému na ukládání elektrické energie ve formě zkapalněného vzduchu. Z hlediska energetické účinnosti vychází nejlépe varianta systému s využitím úložiště tepelné energie. Ostatní dvě varianty bez tepelného úložiště využívají spalování zemního plynu. Nejen vyšší účinnost, ale i absence závislosti na externím fosilním palivu, dělá z varianty LAES s TES nejideálnější variantu systému z mnou navržených. Závislost na fosilním palivu není sama o sobě nevýhodou, ale při snaze odklonu od fosilních paliv to není úplně žádoucí.

Varianta s tepelným úložištěm sice vyšla nejlépe, účinnost kolem 55 %, nesmí se ale zapomenout, že tato hodnota účinnosti vyšla při relativně velkém zjednodušení výpočtů a zanedbání tlakových ztrát při proudění vzduchu v potrubí, neuvažoval jsem také s tlakovými ztrátami v tepelných výměnících a zanedbal jsem také tepelné ztráty do okolí.

Uplatnitelnost systému LAES a obecně ostatních systémů na ukládání elektřiny bude do budoucna růst se zvyšujícím se zastoupením obnovitelných zdrojů v elektrické síti a s růstem volatility ceny elektřiny. Myslím si ale, že v krátké době nedojde k celosvětovému uplatnění systémů LAES. Jedná se přesto o zajímavý koncept, který má potenciál a v budoucnu, kdy by mohlo dojít k technologickým pokrokům, které povedou ke zvýšení účinnosti a systému, by úložiště elektrické energie ve formě zkapalněného vzduchu mohla najít široké uplatnění.

Citovaná literatura

- [1] „IEA - Mezinárodní energetická agentura". <https://www.iea.org/data-and-statistics> (viděno lis. 07, 2020).
- [2] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, a J. Clarke, „Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation", *Appl. Energy*, roč. 137, s. 511–536, led. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.09.081.
- [3] G. L. Guizzi, M. Manno, L. M. Tolomei, a R. M. Vitali, „Thermodynamic analysis of a liquid air energy storage system", *Energy*, roč. 93, s. 1639–1647, pro. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.10.030.
- [4] G. Venkataramani, P. Parankusam, V. Ramalingam, a J. Wang, „A review on compressed air energy storage – A pathway for smart grid and polygeneration", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, roč. 62. Elsevier Ltd, s. 895–907, zář. 01, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.05.002.
- [5] G. Grazzini a A. Milazzo, „Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants", *Renew. Energy*, roč. 33, č. 9, s. 1998–2006, zář. 2008, doi: 10.1016/j.renene.2007.12.003.
- [6] S. Rehman, L. M. Al-Hadhrani, a M. M. Alam, „Pumped hydro energy storage system: A technological review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, roč. 44. Elsevier Ltd, s. 586–598, dub. 01, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.12.040.
- [7] 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.
- [8] R. D. Allen, T. J. Doherty, a L. D. Kannberg, „Summary of selected compressed air energy storage studies.", 1985.
- [9] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, J. Clarke, a C. Krupke, „Overview of current development in compressed air energy storage technology", in *Energy Procedia*, led. 2014, roč. 62, s. 603–611, doi: 10.1016/j.egypro.2014.12.423.
- [10] „Scrapped Iowa project leaves energy storage lessons | Energy News Network". <https://energynews.us/2012/01/19/midwest/scrapped-iowa-project-leaves-energy-storage-lessons/> (viděno lis. 07, 2020).
- [11] A. Mohamed, „Isothermal Compressed Air Energy Storage (I-CAES)", Wien, Wien, 2018.
- [12] „Highview Power launches world’s first grid-scale liquid air energy storage plant | Highview Power". https://highviewpower.com/news_announcement/world-first-liquid-air-energy-storage-plant/ (viděno pro. 07, 2020).
- [13] „New compressed air storage tech from Canada – pv magazine International". <https://www.pv-magazine.com/2021/04/16/new-compressed-air-storage-tech-from-canada/> (viděno dub. 24, 2021).
- [14] „US9562521B2 - Hybridní systém pro výrobu elektrické energie ze solární a tepelné energie a větrné energie - Patenty Google". <https://patents.google.com/patent/US9562521B2/en> (viděno lis. 29, 2020).
- [15] H. Lund a G. Salgi, „The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems", *Energy Convers. Manag.*, roč. 50, č. 5, s. 1172–1179, kvě. 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.01.032.

- [16] „US5537822A - Compressed air energy storage method and system - Google Patents". <https://patents.google.com/patent/US5537822A/en> (viděno lis. 07, 2020).
- [17] N. Hartmann, O. Vöhringer, C. Kruck, a L. Eltrop, „Simulation and analysis of different adiabatic Compressed Air Energy Storage plant configurations", *Appl. Energy*, roč. 93, s. 541–548, kvě. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.12.007.
- [18] L. Andersson *et al.*, „M. Nakhamkin AEC 110 MW CAES Plant: Status of Project", 1992. Viděno: lis. 07, 2020. [Online]. Dostupné z: <https://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org>.
- [19] Y. Li *et al.*, „A reserve capacity model of AA-CAES for power system optimal joint energy and reserve scheduling", *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, roč. 104, s. 279–290, led. 2019, doi: 10.1016/j.ijepes.2018.07.012.
- [20] Q. Zhou, D. Du, C. Lu, Q. He, a W. Liu, „A review of thermal energy storage in compressed air energy storage system", *Energy*, roč. 188. Elsevier Ltd, s. 115993, pro. 01, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.115993.
- [21] A. J. Pimm, S. D. Garvey, a M. de Jong, „Design and testing of Energy Bags for underwater compressed air energy storage", *Energy*, roč. 66, s. 496–508, bře. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2013.12.010.
- [22] K. Allen, „CAES: The underground portion", *IEEE Trans. Power Appar. Syst.*, roč. PAS-104, č. 4, s. 809–812, čvc. 1985, doi: 10.1109/TPAS.1985.319078.
- [23] B. Ameel *et al.*, „Thermodynamic analysis of energy storage with a liquid air Rankine cycle", *Appl. Therm. Eng.*, roč. 52, č. 1, s. 130–140, dub. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.11.037.
- [24] S. Hamdy, F. Moser, T. Morosuk, a G. Tsatsaronis, „Exergy-Based and Economic Evaluation of Liquefaction Processes for Cryogenics Energy Storage", *Energies*, roč. 12, č. 3, s. 493, úno. 2019, doi: 10.3390/en12030493.
- [25] R. Morgan, S. Nelmes, E. Gibson, a G. Brett, „Liquid air energy storage - Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant", *Appl. Energy*, roč. 137, s. 845–853, led. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.07.109.
- [26] Y. Li *et al.*, „Load shifting of nuclear power plants using cryogenic energy storage technology", *Appl. Energy*, roč. 113, s. 1710–1716, led. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.08.077.
- [27] H. Peng, X. Shan, Y. Yang, a X. Ling, „A study on performance of a liquid air energy storage system with packed bed units", *Appl. Energy*, roč. 211, s. 126–135, úno. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.11.045.
- [28] „Climate emission killer: construction begins on world's biggest liquid air battery | Renewable energy | The Guardian". <https://www.theguardian.com/environment/2020/jun/18/worlds-biggest-liquid-air-battery-starts-construction-in-uk> (viděno pro. 07, 2020).
- [29] S. X. Wang, X. D. Xue, X. L. Zhang, J. Guo, Y. Zhou, a J. J. Wang, „The application of cryogenics in liquid fluid energy storage systems", in *Physics Procedia*, led. 2015, roč. 67, s. 728–732, doi: 10.1016/j.phpro.2015.06.123.
- [30] L. Hüttermann, R. Span, P. Maas, a V. Scherer, „Investigation of a liquid air energy storage (LAES) system with different cryogenic heat storage devices", in *Energy Procedia*, úno. 2019, roč. 158, s. 4410–4415, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.776.
- [31] P. Krawczyk, Ł. Szabłowski, S. Karellas, E. Kakaras, a K. Badyda, „Comparative thermodynamic analysis of compressed air and liquid air energy storage systems", *Energy*, roč. 142, s. 46–54,

led. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.07.078.

- [32] S. Projekt Autor a P. Jíša, „Fakulta technologie ochrany prostředí Emisní charakteristiky směsí vodíku se zemním plynem“.
- [33] G. Comodi, F. Carducci, J. Y. Sze, N. Balamurugan, a A. Romagnoli, „Storing energy for cooling demand management in tropical climates: A techno-economic comparison between different energy storage technologies“, *Energy*, roč. 121, s. 676–694, úno. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.01.038.
- [34] „Mahi – Longroad Energy“. <https://www.longroadenergy.com/mahi/> (viděno led. 10, 2021).
- [35] S. Koohi-Fayegh a M. A. Rosen, „A review of energy storage types, applications and recent developments“, *Journal of Energy Storage*, roč. 27. Elsevier Ltd, s. 101047, úno. 01, 2020, doi: 10.1016/j.est.2019.101047.
- [36] Bc. Jana Bártová, „Návrh zkapalňovacího cyklu helia“, 2019. https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=212411 (viděno bře. 24, 2021).
- [37] „Isentropic Line On Pv Diagram -2000 Expedition Engine Diagram | Begeboy Wiring Diagram Source“. <http://yangsulit1.hte-cynotechnie.fr/isentropic-line-on-pv-diagram.html> (viděno bře. 24, 2021).
- [38] „Incompressible Fluids — CoolProp 6.4.1 documentation“. http://www.coolprop.org/fluid_properties/Incompressibles.html (viděno bře. 31, 2021).
- [39] „THERMINOL 66“. https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF-8695_Therminol-66_Technical_Bulletin.pdf (viděno dub. 25, 2021).

Seznam příloh

Příloha č. 1 - Podrobný postup výpočtu režimu nabíjení úložiště – Varianta 1

Příloha č. 2 – Q-T diagramy režimu nabíjení a vybíjení úložiště – Varianta 1

Příloha č. 3 - Podrobný postup výpočtu režimu vybíjení úložiště – Varianta 1

Příloha č. 4 – Změna v postup výpočtu režimu vybíjení úložiště – Varianta 2

Příloha č. 5 – Q-T diagramy režimu vybíjení úložiště – Varianta 2

Příloha č. 6 - Podrobný postup výpočtu – Varianta 3

Příloha č. 7 – Q-T diagramy – Varianta 3

Příloha č. 1 - Podrobný postup výpočtu režimu nabíjení úložiště – Varianta 1

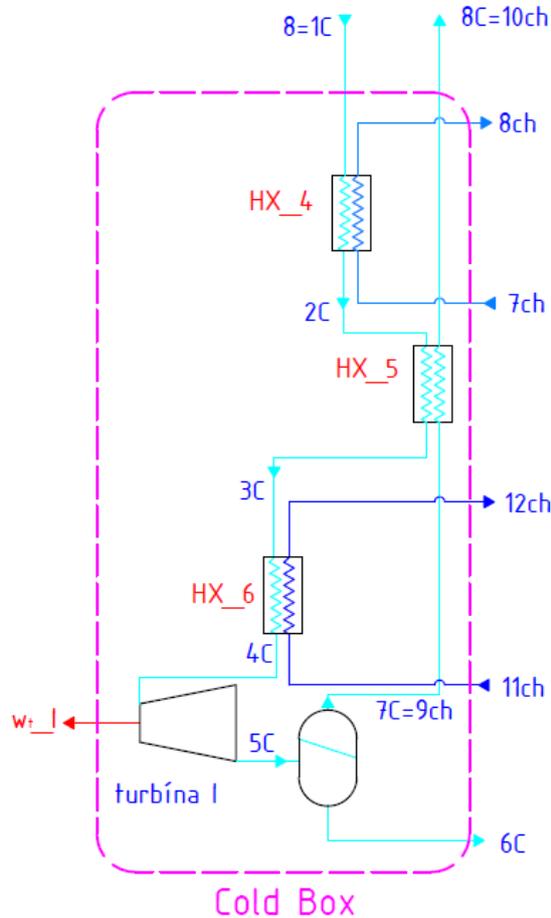
Obsah Přílohy č. 1

1	Stanovení parametrů cyklu v „Cold Boxu“.....	67
1.1	Výstupní bod – bod 6C – zkapalněný vzduch	67
1.2	Chladicí okruh chladiva R290 (tekutý propan)	68
1.2.1	Bod 11ch	68
1.2.2	Bod 12ch	68
1.3	Chladicí okruh methanu	68
1.3.1	Bod 7ch	68
1.3.2	Bod 8ch	68
1.4	Expanze na turbíně I.....	68
1.4.1	Bod 4C.....	68
1.4.2	Bod 5C.....	69
1.5	Separátor	69
1.5.1	Výstupní bod – bod 7C – nezkapalněný vzduch	70
1.5.2	Bod 1C.....	70
1.5.3	Bod 2C.....	70
1.5.4	Bod 8C.....	71
1.6	Tepelný výměník 5 (HX_5)	71
1.6.1	Bod 3C.....	71
1.7	Tepelný výměník 4 (HX_4)	71
1.8	Tepelný výměník 5 (HX_5)	72
1.9	Směšování.....	73
1.9.1	Bod 1.....	73
1.9.2	Bod 8C.....	73
1.9.3	Bod 2.....	73
1.10	Kompresce I až III.....	74
1.10.1	Bod 3.....	74
1.10.2	Bod 4.....	74
1.10.3	Bod 5.....	74
1.10.4	Bod 6.....	75
1.10.5	Bod 7.....	75
1.10.6	Bod 8.....	76
1.11	Tepelný výměník 1 (HX_1)	76
1.12	Tepelný výměník 2 (HX_2)	76
1.13	Tepelný výměník 3 (HX_3)	76

1 Stanovení parametrů cyklu v „Cold Boxu“

Jako první je potřeba stanovit jednotlivé termodynamické parametry při ochlazování vzduchu, jelikož pro určení vstupních parametrů kompresní části procesu je zapotřebí znalost parametrů v bodě 8C.

Schéma „Cold Boxu“ je znázorněno na obr. A1.



Obr. A1 – schéma „Cold Boxu“

1.1 Výstupní bod – bod 6C – zkapalněný vzduch

Bod 6C je výstupním bodem zkapalňovacího cyklu. Představuje odcházející proud zkapalněného vzduchu ze separátoru o zvoleném hmotnostním toku \dot{m}_k . Hodnota tlaku p_{6C} je známa z okrajových podmínek.

Teplota, entalpie a entropie byly získány s využitím knihovny CoolProp. Jedná se totiž o hodnoty syté kapaliny, $x=0$.

$$h_{6C} = f(p_{1C}, x_6 = 0) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (A1)$$

$$s_{6C} = f(p_{1C}, x_6 = 0) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (A2)$$

$$T_{6C} = f(p_{1C}, x_6 = 0) \quad [\text{K}] \quad (A3)$$

1.2 Chladicí okruh chladiva R290 (tekutý propan)

1.2.1 Bod 11ch

Teplota a tlak, T_{11ch} a p_{11ch} , jsou známi z počátečních podmínek. Entalpie a entropie byly získány z těchto hodnot s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{11ch} = f(T_{11ch}, p_{11ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (A4)$$

$$s_{11ch} = f(T_{11ch}, p_{11ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (A5)$$

1.2.2 Bod 12ch

Teplota a tlak, T_{12ch} a p_{12ch} , jsou opět známi z počátečních podmínek. Entalpie a entropie byly získány z těchto hodnot s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{12ch} = f(T_{12ch}, p_{12ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (A6)$$

$$s_{12ch} = f(T_{12ch}, p_{12ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (A7)$$

1.3 Chladicí okruh methanu

1.3.1 Bod 7ch

Teplota a tlak, T_{7ch} a p_{7ch} , jsou známi z počátečních podmínek. Entalpie a entropie byly získány z těchto hodnot s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{7ch} = f(T_{7ch}, p_{7ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (A8)$$

$$s_{7ch} = f(T_{7ch}, p_{7ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (A9)$$

1.3.2 Bod 8ch

Teplota a tlak, T_{8ch} a p_{8ch} , jsou také známi z počátečních podmínek. Entalpie a entropie byly získány z těchto hodnot s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{8ch} = f(T_{8ch}, p_{8ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (A10)$$

$$s_{8ch} = f(T_{8ch}, p_{8ch}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (A11)$$

1.4 Expanze na turbíně I

1.4.1 Bod 4C

Bod 4C je vstupním bodem do turbíny, ve které dochází ke zkapalňovacímu procesu. Tlak p_{4C} znám z okrajových podmínek. Dalším termodynamickým parametrem, který mohu určit je teplota T_{4C} . Bod 4C je totiž zároveň výstupní bodem tepelného výměníku 6 (HX_6). Zavedu předpoklad, že minimální teplotní rozdíl v tomto výměníku se bude nacházet právě na výstupu proudu vzduchu, a díky tomu mohu vypočítat teplotu T_{4C} .

$$T_{4C} = T_{11ch} + \Delta T_{min3} \quad [\text{K}] \quad (A12)$$

$$p_{4C} = p_7 \quad [\text{Pa}] \quad (A13)$$

Další termodynamické veličiny již určím pomocí knihovny CoolProp.

$$h_{4C} = f(T_{4C}, p_{4C}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (A14)$$

$$s_{4C} = f(T_{4C}, p_{4C}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (A15)$$

1.4.2 Bod 5C

Bod 5C je výstupním bodem za turbínou, kdy uvažují, že se jedná o reálnou turbínu s izentropickou účinností menší než 1.

Tlak v bodě 5C:

$$p_{5C} = p_{6C} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{A16})$$

Izentropická expanze:

$$s_{5C_{iz}} = s_{4C} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A17})$$

Entalpie v bodě 5C_{iz}:

$$h_{5C_{iz}} = f(s_{5C_{iz}}, p_{5C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A18})$$

Tímto jsem určil hodnotu entalpie, pokud by se jednalo o izentropickou expanzi. Jelikož se jedná ale o reálnou turbínu, určím skutečnou hodnotu entalpie z definice izentropické účinnosti turbíny:

$$\eta_{TI} = \frac{h_{4C} - h_{5C}}{h_{4C} - h_{5C_{iz}}} \quad [-] \quad (\text{A19})$$

$$h_{5C} = h_{4C} - \eta_{TI} \cdot (h_{4C} - h_{5C_{iz}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A20})$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{5C} = f(p_{5C}, h_{5C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A21})$$

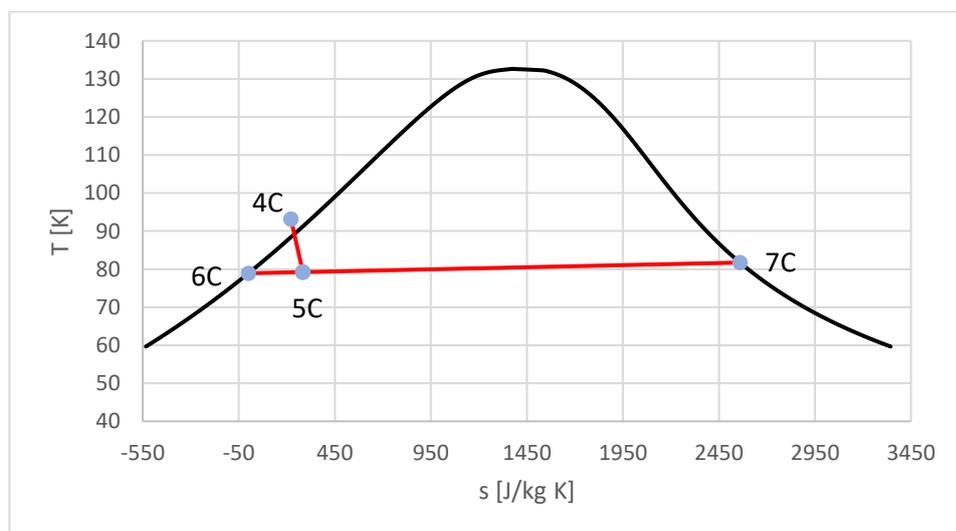
$$T_{5C} = f(p_{5C}, h_{5C}) \quad [\text{K}] \quad (\text{A22})$$

Práce vykonaná plynem na turbíně:

$$\dot{W}_{tI} = \dot{m} \cdot (h_{4C} - h_{5C}) \quad [\text{W}] \quad (\text{A23})$$

1.5 Separátor

V separátoru dochází k oddělení kapalně plynné fáze. Ve schématu se jedná o body 5C, 6C a 7C. Na obr. A2 je vidět expanze a následná separace v T-s diagramu vzduchu.



Obr. A2 - expanze a separace v T-s diagramu vzduchu

Nejdříve je potřeba určit suchost v bodě 5C, tudíž v bodě za turbínou, kterou určím pomocí knihovny CoolProp.

$$x_{5C} = f(h_{5C}, p_{5C}) \quad [-] \quad (A24)$$

Nyní mohu určit velikost hmotnostního toku nezkapalněného vzduchu \dot{m}_z . Jelikož je v okrajových podmínkách definovaný požadovaný hmotnostní tok zkapalněného vzduchu \dot{m}_k , vypočítám \dot{m}_z následovně.

$$\dot{m}_z = \frac{\dot{m}_k}{(1 - x_{5C})} \cdot x_{5C} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (A25)$$

Díky tomu znám celkový hmotnostní tok \dot{m} .

$$\dot{m} = \dot{m}_k + \dot{m}_z \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (A26)$$

1.5.1 Výstupní bod – bod 7C – nezkapalněný vzduch

Bod 7C je výstupním bodem zkapalňovacího cyklu. Představuje odcházející proud nezkapalněného vzduchu o hmotnostním toku \dot{m}_z . Hodnota tlaku p_{7C} je známa z okrajových podmínek, jelikož odpovídá skladovacímu tlaku.

$$p_{7C} = p_{6C} \quad [\text{Pa}] \quad (A27)$$

Teplota, entalpie a entropie byly získány s využitím knihovny CoolProp. Jedná se o hodnoty syté páry, $x=1$.

$$h_{7C} = f(p_{7C}, x_7 = 1) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (A28)$$

$$s_{7C} = f(p_{7C}, x_7 = 1) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (A29)$$

$$T_{7C} = f(p_{7C}, x_7 = 1) \quad [\text{K}] \quad (A30)$$

1.5.2 Bod 1C

Tlak p_1 je známou hodnotou z okrajových podmínek. Teplota, T_{1C} , byla určena také z okrajových podmínek, kdy pro správnou funkci výměníku tepla 4 (HX_4) je nutno dodržet, aby minimální teplotní rozdíl byl roven stanovené hodnotě pinch pointu. Zavedl jsem tedy další předpoklad, že minimální teplotní rozdíl se bude nacházet na vstupu do výměníku.

$$T_{1C} = T_{7ch} + \Delta T_{min2} \quad [\text{K}] \quad (A31)$$

Ostatní termodynamické parametry byly získány z těchto hodnot s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{1C} = f(p_{1C}, T_{1C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (A32)$$

$$s_{1C} = f(p_{1C}, T_{1C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (A32)$$

1.5.3 Bod 2C

Tlak p_{2C} je určen, jelikož uvažuji, že ve výměnících dochází k izobarickému přestupu tepla bez tlakových ztrát.

$$p_{2C} = p_{1C} \quad [\text{Pa}] \quad (A34)$$

Teplota T_{2C} byla, určena na základě korekcí při splnění zadaných podmínek.

Zbylé veličiny proto mohu určit opět s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{2C} = f(p_{2C}, T_{2C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A35})$$

$$s_{3C} = f(p_{2C}, T_{2C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A36})$$

1.5.4 Bod 8C

Obdobně jako v bodě 2C určíme tlak p_{8C} .

$$p_{8C} = p_{7C} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{A37})$$

Teplotu v tomto bodě opět určím pomocí podmínky pinch pointu na výměníku tepla 5 (HX_5), kdy minimální teplotní rozdíl jsem uvažoval mezi body 2C a 8C.

$$T_{8C} = T_{2C} - \Delta T_{min2} \quad [\text{K}] \quad (\text{A38})$$

A opět již mohu určit zbývající termodynamické veličiny.

$$h_{8C} = f(p_{8C}, T_{8C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A39})$$

$$s_{8C} = f(p_{8C}, T_{8C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A40})$$

Posledním bodem, který chybí definovat, je bod 3C. Abychom určili parametry v bodě 3C je potřeba vyjít z bilance výměníku 5 (HX_5).

1.6 Tepelný výměník 5 (HX_5)

Bilanční rovnice výměníku při uvažování izobarického přestupu tepla mezi médii a bez tepelných ztrát do okolí je následující:

$$\dot{m}_z \cdot (h_{8C} - h_{7C}) = \dot{m} \cdot (h_{2C} - h_{3C}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (\text{A41})$$

Jedinou neznámou v rovnici A41 je hodnota entalpie h_{3C} .

$$h_{3C} = h_{2C} - \frac{\dot{m}_z \cdot (h_{8C} - h_{7C})}{\dot{m}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A42})$$

1.6.1 Bod 3C

Tlak určím opět ze znalosti tlaku před tepelným výměníkem 5 (HX_5).

$$p_{3C} = p_{2C} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{A43})$$

Ze znalosti entalpie a tlaku mohu určit ostatní parametry.

$$T_{3C} = f(h_{3C}, p_{3C}) \quad [\text{K}] \quad (\text{A44})$$

$$s_{3C} = f(h_{3C}, p_{3C}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A45})$$

1.7 Tepelný výměník 4 (HX_4)

Bilanční rovnice:

$$\dot{m}_{methanol} \cdot (h_{8ch} - h_{7ch}) = \dot{m} \cdot (h_{1C} - h_{2C}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (\text{A46})$$

Jedinou neznámou v rovnici A46 je hodnota hmotnostního toku $\dot{m}_{methanol}$.

$$\dot{m}_{methanol} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{1C} - h_{2C})}{(h_{8ch} - h_{7ch})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{A47})$$

1.8 Tepelný výměník 5 (HX_5)

Bilanční rovnice výměníku při uvažování izobarického přestupu tepla mezi médii a bez tepelných ztrát do okolí:

$$\dot{m}_{R290} \cdot (h_{12ch} - h_{11ch}) = \dot{m} \cdot (h_{3C} - h_{4C}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (\text{A48})$$

Jedinou neznámou v rovnici A48 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{R290} .

$$\dot{m}_{R290} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{3C} - h_{4C})}{(h_{12ch} - h_{11ch})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{A49})$$

Nyní již znám termodynamické veličiny ve všech bodech „Cold Boxu“ a zároveň znám jednotlivé hmotnostní průtoky. Mohu tedy vypočítat parametry ve zbylých bodech režimu nabíjení úložiště.

Ještě, než přejdu k výpočtu dalších bodů, zkusil jsem pro zajímavost ověřit, zda bude hodnota hmotnostního toku nezkapalněného vzduchu \dot{m}_z , vypočtena pomocí parametru suchosti, který jsem získal využitím knihovny CoolProp, stejná, pokud výpočet provedu dle 1. zákona termodynamiky.

1. zákon termodynamiky aplikovaný na kontrolní objem „Cold Boxu“:

$$\begin{aligned} \dot{m} \cdot h_8 + \dot{m}_{met} \cdot h_{7ch} + \dot{m}_{R290} \cdot h_{11ch} = \\ = \dot{W}_{tl} + \dot{m}_k \cdot h_{6C} + \dot{m}_{met} \cdot h_{8ch} + \dot{m}_{R290} \cdot h_{12ch} + \dot{m}_z \cdot h_{8C} \end{aligned} \quad [\text{W}] \quad (\text{A50})$$

Hodnota \dot{m}_z vyjádřená z rovnice A50 po dosazení za \dot{W}_{tl} z A23:

$$\dot{m}_z = \frac{\dot{m} \cdot (h_8 + h_{5C} - h_{4C}) + \dot{m}_{met} \cdot (h_{7ch} - h_{8ch}) + \dot{m}_{R290} \cdot (h_{11ch} - h_{12ch}) - \dot{m}_k \cdot h_{6C}}{h_{8C}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{A51})$$

Hodnoty \dot{m}_z se při mém výpočtu shodovaly, čímž jsem ověřil správnost výpočtu.

2 Ostatní body režimu nabíjení systému LAES – Varianta 1

2.1 Směšování

2.1.1 Bod 1

Bod 1 je vstupním bodem celého systému. Tlak p_1 a teplotu T_1 znám z okrajových podmínek a není tedy problém určit zbylé veličiny.

$$h_1 = f(p_1, T_1) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A52})$$

$$s_1 = f(p_1, T_1) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A53})$$

2.1.2 Bod 8C

Všechny veličiny, které definují bod 8C jsem již určil v přechozích kapitolách.

2.1.3 Bod 2

Bod 2 je výstupním bodem směšování. Jde o smísení proudu vzduchu odcházející z „Cold Boxu“ a nasávaného vzduchu z okolního prostředí. Oba proudy mají stejný tlak a neuvažují žádné tlakové ztráty.

$$p_2 = p_1 = p_{8C} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{A54})$$

Směšovací rovnice pro body 1, 2 a 8C dle obr. A3:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_z \cdot h_{8C} = \dot{m} \cdot h_2 \quad [\text{W}] \quad (\text{A55})$$

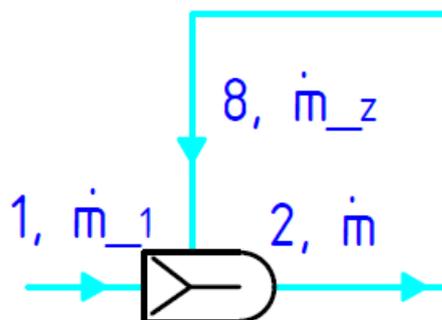
Jediný neznámý parametr rovnice A55 je entalpie v bodě 2, h_2 .

$$h_2 = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_z \cdot h_{8C}}{\dot{m}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A56})$$

Znám-li opět dva stavové parametry, je stav 2 jednoznačně definován a mohu dopočítat ostatní stavové parametry.

$$T_2 = f(h_2, p_2) \quad [\text{K}] \quad (\text{A57})$$

$$s_2 = f(h_2, p_2) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A58})$$



Obr. A3 - schéma směšování

2.2 Komprese I až III

2.2.1 Bod 3

Tlak p_3 znám z okrajových podmínek.

Izoentropická komprese:

$$s_{3_iz} = s_2 \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A59})$$

Entalpie v bodě 3_{iz}:

$$h_{3_iz} = f(s_{3_iz}, p_3) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A60})$$

Tímto jsem určil hodnotu entalpie, pokud by se jednalo o izoentropickou kompresi. Jelikož se jedná ale o reálný kompresor, určím skutečnou hodnotu entalpie z definice izoentropické účinnosti kompresoru:

$$\eta_k = \frac{h_{3_iz} - h_2}{h_3 - h_2} \quad [-] \quad (\text{A61})$$

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3_iz} - h_2}{\eta_k} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A62})$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_3 = f(p_3, h_3) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A63})$$

$$T_3 = f(p_3, h_3) \quad [\text{K}] \quad (\text{A64})$$

Práce potřebná k pohonu kompresoru:

$$\dot{W}_{kl} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad [\text{W}] \quad (\text{A65})$$

2.2.2 Bod 4

Stavové parametry v bodě 4 získám opět úvahou, kdy předpokládám izobarický přenos tepla v tepelném výměníku 1 (HX_1) bez tlakových ztrát.

$$p_4 = p_3 \quad [\text{Pa}] \quad (\text{A66})$$

Teplotu T_3 určím z podmínky danou pinch pointem, kdy mám definovanou vstupní teplotu chladicí vody T_{1ch} .

$$T_4 = T_{1ch} + \Delta T_{min1} \quad [\text{K}] \quad (\text{A67})$$

Pomocí knihovny CoolProp dopočítám zbylé požadované veličiny.

$$h_4 = f(p_4, T_4) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A68})$$

$$s_4 = f(p_4, T_4) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A69})$$

2.2.3 Bod 5

Tlak p_5 znám z okrajových podmínek.

Izoentropická komprese:

$$s_{5_iz} = s_4 \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A70})$$

Entalpie v bodě 5_{iz}:

$$h_{5_iz} = f(s_{5_iz}, p_5) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A71})$$

Hodnotu entalpie h_5 určím z definice izoentropické účinnosti kompresoru:

$$\eta_k = \frac{h_{5_iz} - h_4}{h_5 - h_4} \quad [-] \quad (\text{A72})$$

$$h_5 = h_4 + \frac{h_{5_iz} - h_4}{\eta_k} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A73})$$

Další parametry určím již opět pomocí knihovny CoolProp.

$$s_5 = f(p_5, h_5) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A74})$$

$$T_5 = f(p_5, h_5) \quad [\text{K}] \quad (\text{A75})$$

Práce potřebná k pohonu kompresoru:

$$\dot{W}_{kII} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4) \quad [\text{W}] \quad (\text{A76})$$

2.2.4 Bod 6

Stavové parametry v bodě 6 získám obdobně jako v bodě 4, kdy předpokládám izobarický přenos tepla v tepelném výměníku 3 (HX_3) bez tlakových ztrát.

$$p_6 = p_5 \quad [\text{Pa}] \quad (\text{A77})$$

Teplotu T_5 určím opět z podmínky danou pinch pointem, kdy mám definovanou vstupní teplotu chladicí vody $T_{3ch} = T_{1ch}$.

$$T_6 = T_{3ch} + \Delta T_{min1} \quad [\text{K}] \quad (\text{A78})$$

Pomocí knihovny CoolProp dopočítám zbylé požadované veličiny.

$$h_6 = f(p_6, T_6) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A79})$$

$$s_6 = f(p_6, T_6) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A80})$$

2.2.5 Bod 7

Bod 7 leží za kompresorem III, tudíž parametry v něm určím analogicky jako v bodě 3 nebo 5.

$$s_{7_iz} = s_6 \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A81})$$

$$h_{7_iz} = f(s_{7_iz}, p_7) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A82})$$

$$\eta_T = \frac{h_{7_iz} - h_6}{h_7 - h_6} \quad [-] \quad (\text{A83})$$

$$h_7 = h_6 + \frac{h_{7_iz} - h_6}{\eta_T} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{A84})$$

$$s_7 = f(p_7, h_7) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{A85})$$

$$T_7 = f(p_7, h_7) \quad [\text{K}] \quad (\text{A86})$$

Práce potřebná k pohonu kompresoru:

$$\dot{W}_{kIII} = \dot{m} \cdot (h_7 - h_6) \quad [\text{W}] \quad (\text{A87})$$

2.2.6 Bod 8

Bod 8 je totožný s bodem 1C, který byl již definován v kapitole o „Cold Boxu“.

Nyní jako jediné neznámé hodnoty zbývají hmotnostní průtoky chladicí vody v jednotlivých výměnících HX_1 až HX_3, což určím z bilančních rovnic jednotlivých výměníků. Jelikož parametry chladicí vody znám z okrajových podmínek, konkrétně tlak a teplotu. Není proto těžké určit ostatní parametry pomocí knihovny CoolProp.

$$h_i = f(p_i, T_i) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{A88})$$

$$s_i = f(p_i, T_i) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{A89})$$

V rovnici A88 a A89 je $i \in \{1ch; 2ch; 3ch; 4ch; 5ch; 6ch\}$.

2.3 Tepelný výměník 1 (HX_1)

Předpoklady pro tepelný výměník jsou stejné jako u předchozích tepelných výměníků, tudíž bilanční rovnice vypadá takto:

$$\dot{m}_{HX_1} \cdot (h_{2ch} - h_{1ch}) = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (\text{A90})$$

Jedinou neznámou v rovnici A90 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{HX_1} .

$$\dot{m}_{HX_1} = \frac{\dot{m} \cdot (h_3 - h_4)}{(h_{2ch} - h_{1ch})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{A91})$$

2.4 Tepelný výměník 2 (HX_2)

Analogicky s výměníkem HX_1:

$$\dot{m}_{HX_2} \cdot (h_{4ch} - h_{3ch}) = \dot{m} \cdot (h_5 - h_6) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (\text{A34})$$

Jedinou neznámou v rovnici A92 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{HX_2} .

$$\dot{m}_{HX_2} = \frac{\dot{m} \cdot (h_5 - h_6)}{(h_{4ch} - h_{3ch})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{A93})$$

2.5 Tepelný výměník 3 (HX_3)

Stejně podmínky platí i pro tento výměník. Tedy:

$$\dot{m}_{HX_3} \cdot (h_{6ch} - h_{5ch}) = \dot{m} \cdot (h_7 - h_8) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (\text{A94})$$

Jedinou neznámou v rovnici A94 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{HX_3} .

$$\dot{m}_{HX_3} = \frac{\dot{m} \cdot (h_7 - h_8)}{(h_{6ch} - h_{5ch})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{A95})$$

Příloha č. 2 - Q-T diagramy režimu nabíjení a vybíjení úložiště - Varianta 1

Obsah Přílohy č. 2

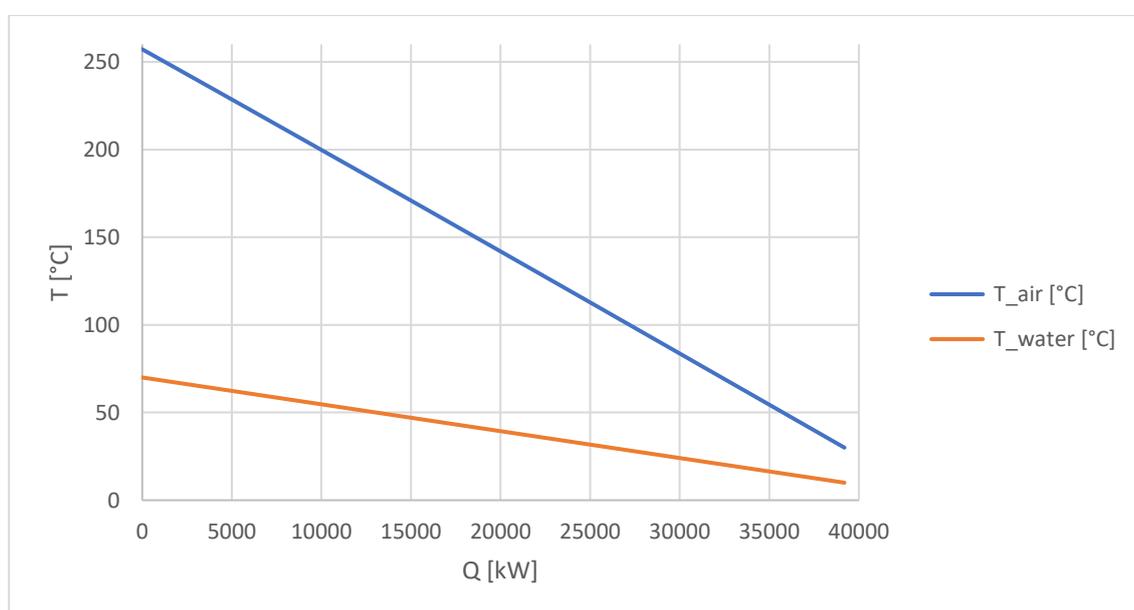
1	Režim nabíjení systému.....	78
1.1	Tepelný výměník 1 (HX_1).....	78
1.2	Tepelný výměník 2 (HX_2).....	78
1.3	Tepelný výměník 3 (HX_3).....	79
1.4	Tepelný výměník 4 (HX_4).....	80
1.5	Tepelný výměník 5 (HX_5).....	80
1.6	Tepelný výměník 6 (HX_6).....	81
2	Režim vybíjení systému.....	82
2.1	Tepelný výměník 7 (HX_7).....	82
2.2	Tepelný výměník 8 (HX_8).....	83
2.3	Tepelný výměník 9 (HX_9).....	83

1 Režim nabíjení systému

1.1 Tepelný výměník 1 (HX_1)

Tabulka B1 - Q-T diagram tepelného výměníku 1

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Voda	Vzduch
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	70	257,17
39194,27	10	30

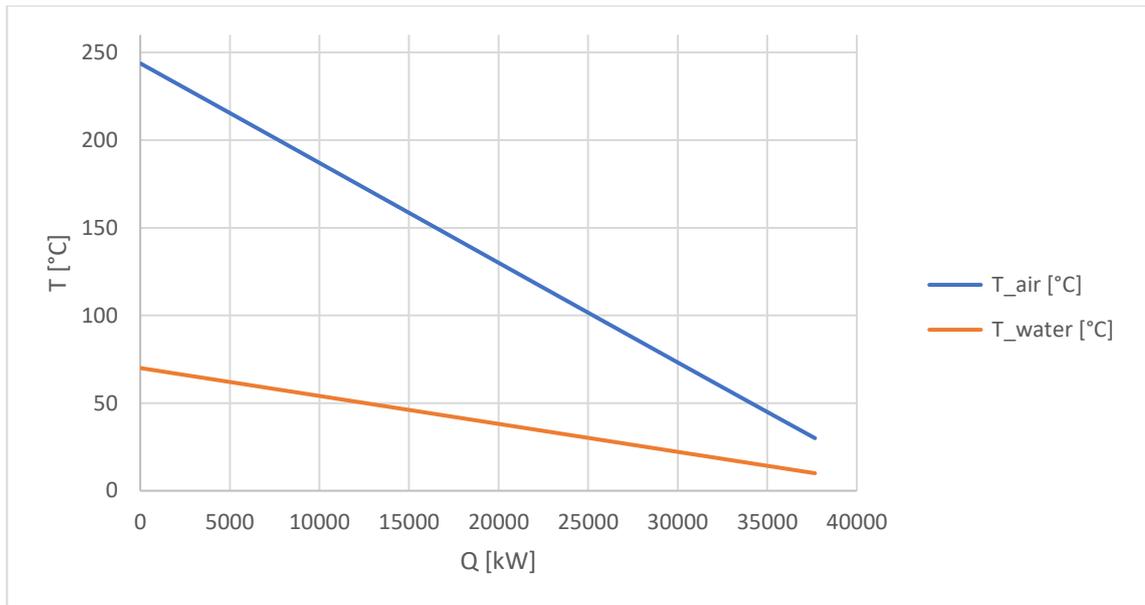


Obr. B1- Q-T diagram tepelného výměníku 1

1.2 Tepelný výměník 2 (HX_2)

Tabulka B2 - Q-T diagram tepelného výměníku 2

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Voda	Vzduch
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	70	243,78
37662,51	10	30

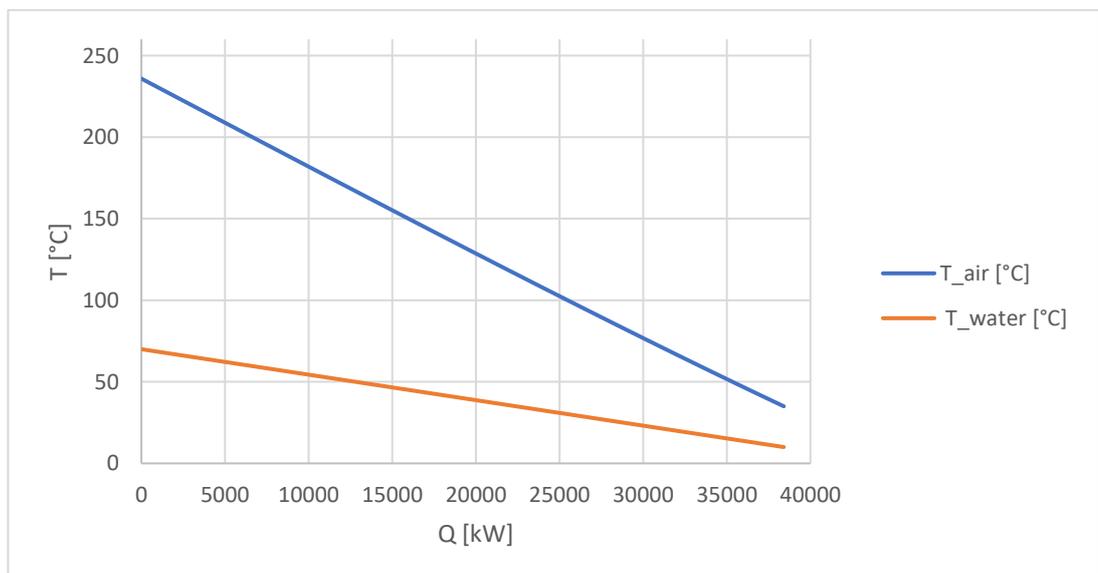


Obr. B2 - Q-T diagram tepelného výměníku 2

1.3 Tepelný výměník 3 (HX_3)

Tabulka B3 - Q-T diagram tepelného výměníku 3

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Voda	Vzduch
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	70	235,89
38408,53	10	35

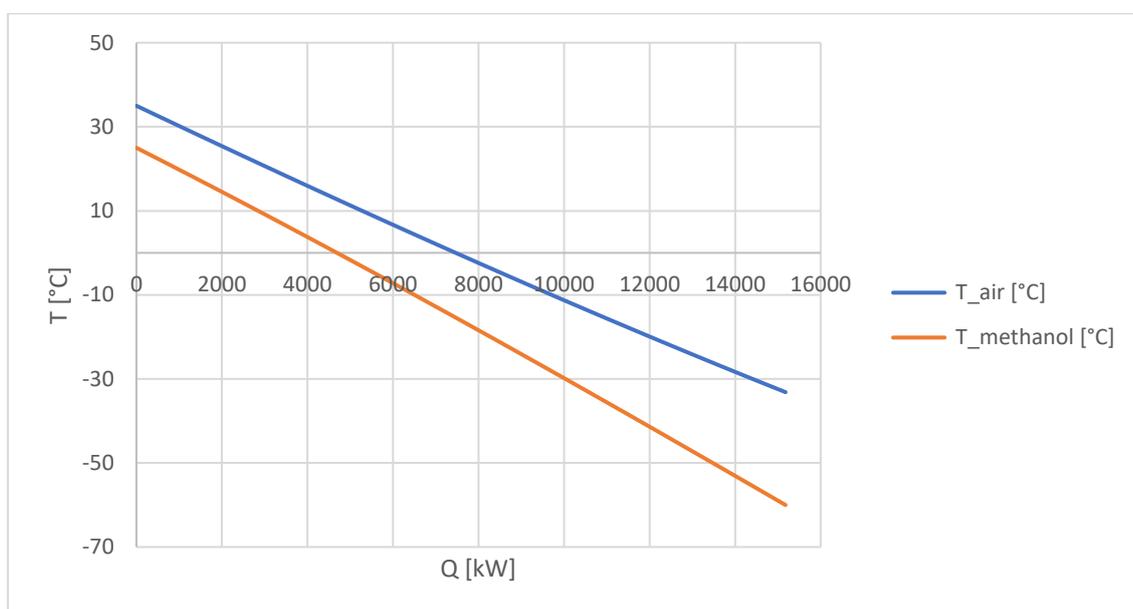


Obr. B3 - Q-T diagram tepelného výměníku 3

1.4 Tepelný výměník 4 (HX_4)

Tabulka B4 - Q-T diagram tepelného výměníku 4

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Methanol	Vzduch
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	25,00	35,00
15179,18	-60,00	-33,15

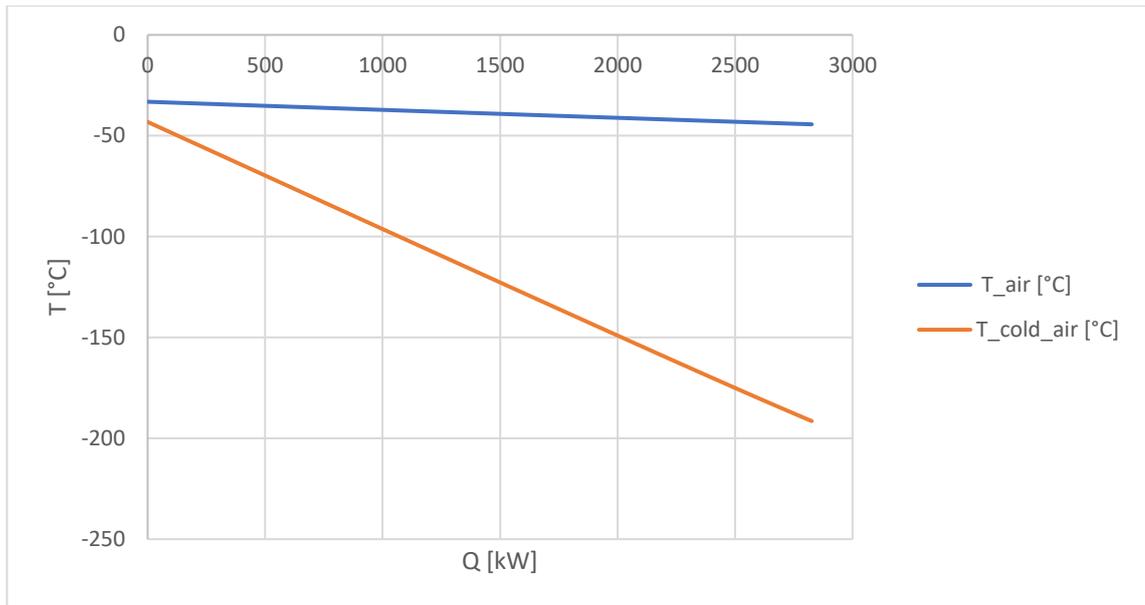


Obr. B4 - Q-T diagram tepelného výměníku 4

1.5 Tepelný výměník 5 (HX_5)

Tabulka B5 - Q-T diagram tepelného výměníku 5

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Vzduch	Vzduch
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	-43,15	-33,15
2826,12	-191,43	-44,33



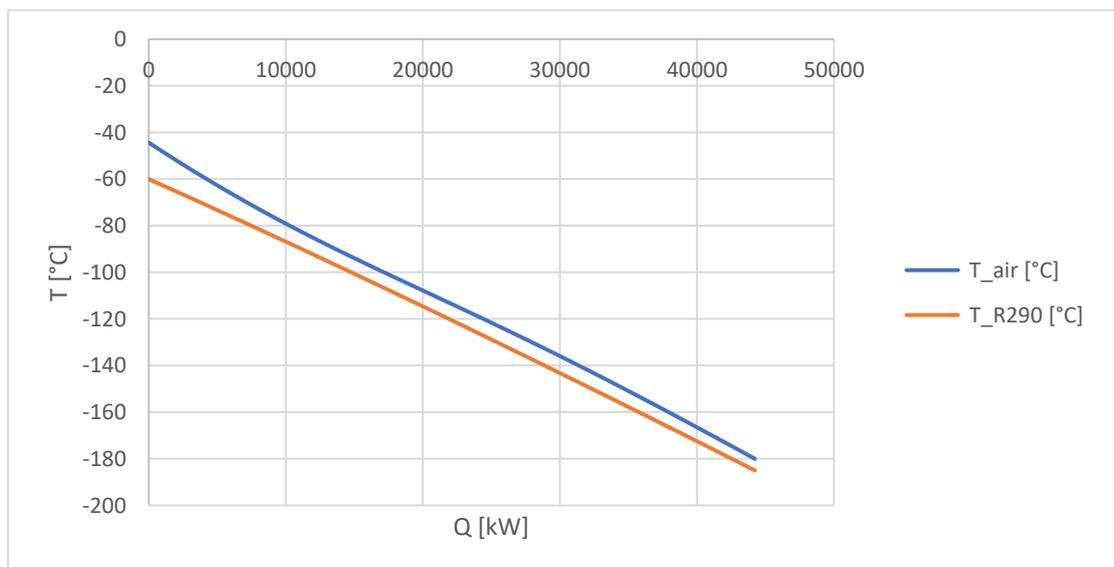
Obrázek B5 - Q-T diagram tepelného výměníku 5

1.6 Tepelný výměník 6 (HX_6)

Tabulka B6 - Q-T diagram tepelného výměníku 6

	Studená strana	Teplá strana
Médium	R290	Vzduch

Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	-60,00	-44,33
44229,52	-185,00	-180,00



Obr. B6 - Q-T diagram tepelného výměníku 6

2 Režim vybíjení systému

2.1 Tepelný výměník 7 (HX_7)

Tabulka B7 - Q-T diagram tepelného výměníku 7

	Studená strana	Teplá strana
Médium	vzduch	R290
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	-193,58	-185,00
12717,56	-154,38	-147,59
31228,18	-152,97	-95,08
44229,52	-89,87	-60,00

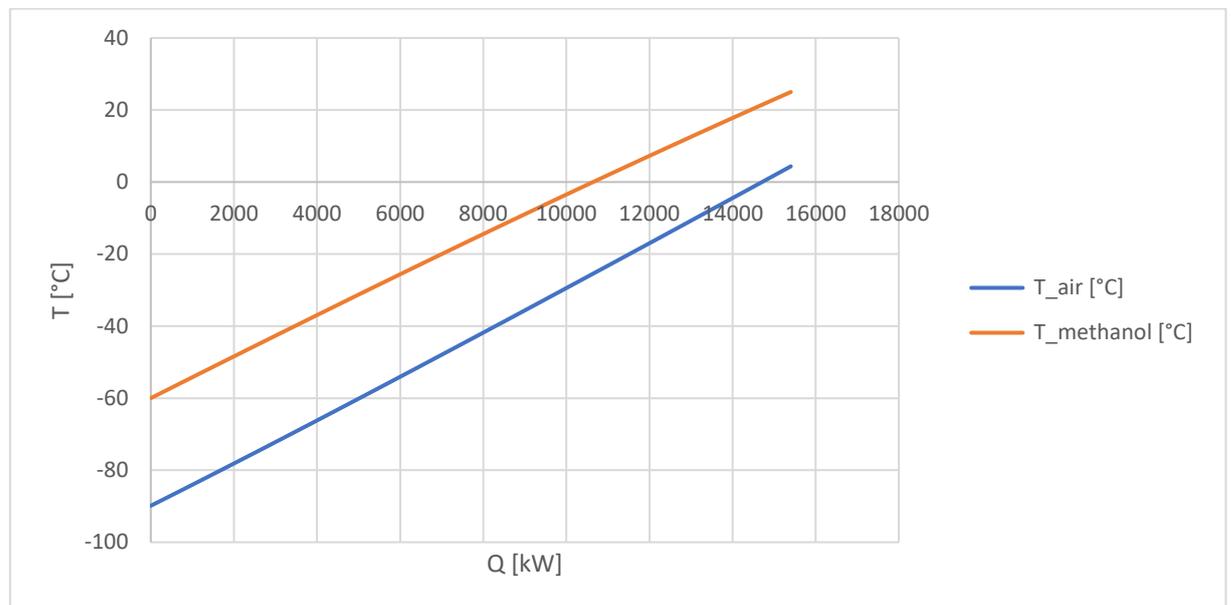


Obr. B7 - Q-T diagram tepelného výměníku 7

2.2 Tepelný výměník 8 (HX_8)

Tabulka B8 - Q-T diagram tepelného výměníku 8

	Studená strana	Teplá strana
Médium	vzduch	methanol
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	-89,87	-60,00
15179,18	4,36	25,00

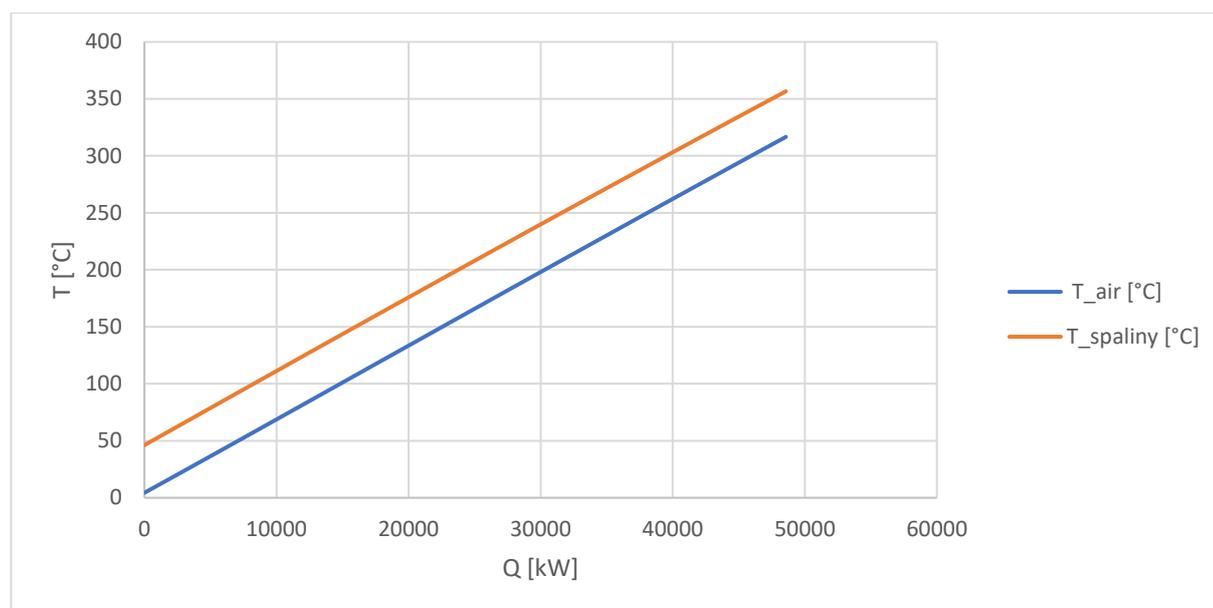


Obr. B8 - Q-T diagram tepelného výměníku 8

2.3 Tepelný výměník 9 (HX_9)

Tabulka B9 - Q-T diagram tepelného výměníku 9

	Studená strana	Teplá strana
Médium	vzduch	spaliny
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	4,36	46,16
48569,16	316,65	356,65



Obr. B9 - Q-T diagram tepelného výměníku 9

Příloha č. 3 - Podrobný postup výpočtu režimu vybíjení úložiště – Varianta 1

Obsah Přílohy č. 3

1	Režim vybíjení systému	86
1.1	Bod 1Č	86
1.2	Okruh chladiva R290 (tekutý propan)	86
1.2.1	Bod 10	86
1.2.2	Bod 40	86
1.3	Okruh methanolu	86
1.3.1	Bod 50	86
1.3.2	Bod 60	86
1.4	Kryopumpa – bod 2Č	86
1.5	Tepelný výměník 7 (HX_7)	87
1.5.1	Bod 3Č	87
1.5.2	Bod 4Č	87
1.5.3	Bod 5Č	88
1.6	Tepelný výměník 8 (HX_8)	88
1.6.1	Bod 6Č	88
1.7	Turbína II	88
1.7.1	Bod 8Č	88
1.7.2	Bod 9Č	89
1.8	Množství zemního plynu	89
1.8.1	Bod 7Č	89
1.9	Tepelný výměník 9 (HX_9)	90
1.9.1	Bod 10Č	90

1 Režim vybíjení systému

1.1 Bod 1Č

Bod 1Č je vstupním bodem do režimu vybíjení úložiště. Na základě předpokladů (ideálně izolovaná nádrž a nulové objemové ztráty) jsou parametry v bodě 1Č shodné s parametry v bodě 5C.

$$p_{1\check{c}} = p_{5C} \quad [\text{Pa}] \quad (C1)$$

$$T_{1\check{c}} = T_{5C} \quad [\text{K}] \quad (C2)$$

$$h_{1\check{c}} = h_{5C} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C3)$$

$$s_{1\check{c}} = s_{5C} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C4)$$

1.2 Okruh chladiva R290 (tekutý propan)

Při uvažování, že i skladování chladiva R290 je ideální, bez tepelných a objemových ztrát, platí, že parametry v bodě 1O jsou shodné s parametry v bodě 12ch. Parametry v bodě 4O jsou naopak shodné s parametry v bodě 11ch. Průtok chladiva je zadán v okrajových podmínkách, byl určen v režimu nabíjení.

1.2.1 Bod 1O

$$h_{1O} = h_{12ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C5)$$

$$s_{1O} = s_{12ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C6)$$

1.2.2 Bod 4O

$$h_{4O} = h_{11ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C7)$$

$$s_{4O} = s_{11ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C8)$$

1.3 Okruh methanolu

Při uvažování, že skladování methanolu je opět ideální, bez tepelných a objemových ztrát, platí, že parametry v bodě 5O jsou shodné s parametry v bodě 8ch. Parametry v bodě 6O jsou naopak shodné s parametry v bodě 7ch. Průtok chladiva je zadán v okrajových podmínkách, byl určen v režimu nabíjení.

1.3.1 Bod 5O

$$h_{5O} = h_{8ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C9)$$

$$s_{5O} = s_{8ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C10)$$

1.3.2 Bod 6O

$$h_{6O} = h_{7ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C11)$$

$$s_{6O} = s_{7ch} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C12)$$

1.4 Kryopumpa – bod 2Č

Kryopumpa se nachází ve schématu hned za nádrží, ve které je kapalným vzduch skladován, a má za úkol čerpat zkapalněný vzduch z nádrže a zvýšit jeho tlak, který je v tomto případě zadán tlakovým poměrem ε_{pump} , z čehož určí tlak $p_{2\check{c}}$ následovně:

$$p_{2\check{c}} = \varepsilon_{pump} \cdot p_{1\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (C13)$$

Při uvažování izoentropického procesu:

$$s_{2\check{c}_{iz}} = s_{1\check{c}} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{C14})$$

Entalpie v bodě 2_iz:

$$h_{2\check{c}_{iz}} = f(s_{2\check{c}_{iz}}, p_{2\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{C15})$$

Tímto jsem určil hodnotu entalpie, pokud by se kryopumpa chovala izoentropicky. Jelikož se jedná ale o reálný stroj, určím skutečnou hodnotu entalpie z definice izoentropické účinnosti:

$$\eta_T = \frac{h_{2\check{c}_{iz}} - h_{1\check{c}}}{h_{2\check{c}} - h_{1\check{c}}} \quad [-] \quad (\text{C16})$$

$$h_{2\check{c}} = h_{1\check{c}} + \frac{h_{2\check{c}_{iz}} - h_{1\check{c}}}{\eta_T} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{C17})$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{2\check{c}} = f(p_{2\check{c}}, h_{2\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{C18})$$

$$T_{2\check{c}} = f(p_{2\check{c}}, h_{2\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (\text{C19})$$

Práce potřebná k pohonu kryopumpy:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_k \cdot (h_{2\check{c}} - h_{1\check{c}}) \quad [\text{W}] \quad (\text{C20})$$

1.5 Tepelný výměník 7 (HX_7)

Na vstupu do tepelného výměníku 7 se nachází zkvalněný vzduch o tlaku $p_{2\check{c}}$. Z T-s diagramu vzduchu jsem zjistil, že izobara $p_{2\check{c}}$ prochází oblastí mokré páry, tudíž ve výměníku 7 dochází k odpaření zkvalněného vzduchu a následné ohřátí vzduchu v již plynném skupenství. Proto jsem si do schématu přidal 2 pomocné body, které se nacházejí uvnitř výměníku. Je to bod 3Č, průsečík izobary a křivky nasycené kapaliny ($x = 0$), a bod 4Č, průsečík izobary a křivky nasycené páry ($x = 1$).

1.5.1 Bod 3Č

$$p_{3\check{c}} = p_{2\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{C21})$$

Teplota, entalpie a entropie byly získány s využitím knihovny CoolProp. Jedná se o hodnoty syté kapaliny, $x = 0$.

$$h_{3\check{c}} = f(p_{3\check{c}}, x_3 = 0) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{C22})$$

$$s_{3\check{c}} = f(p_{3\check{c}}, x_3 = 0) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{C23})$$

$$T_{3\check{c}} = f(p_{3\check{c}}, x_3 = 0) \quad [\text{K}] \quad (\text{C24})$$

1.5.2 Bod 4Č

$$p_{4\check{c}} = p_{2\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{C25})$$

Teplota, entalpie a entropie byly získány s využitím knihovny CoolProp. Jedná se o hodnoty syté páry, $x = 1$.

$$h_{4\check{c}} = f(p_{4\check{c}}, x_4 = 1) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (\text{C26})$$

$$s_{4\check{c}} = f(p_{4\check{c}}, x_4 = 1) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (\text{C27})$$

$$T_{4\check{c}} = f(p_{4\check{c}}, x_4 = 1) \quad [\text{K}] \quad (\text{C28})$$

1.5.3 Bod 5Č

Parametry v tomto bodě získám z bilanční rovnice tepelného výměníku.

$$\dot{m}_k \cdot (h_{5\check{c}} - h_{2\check{c}}) = \dot{m}_{R290} \cdot (h_{10} - h_{40}) = \dot{Q}_{sd\check{c}len\acute{e}} \quad [\text{W}] \quad (\text{C29})$$

Jedinou neznámou v rovnici C29 je hodnota entalpie $h_{5\check{c}}$:

$$h_{5\check{c}} = h_{2\check{c}} + \frac{\dot{m}_{R290} \cdot (h_{10} - h_{40})}{\dot{m}_k} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{C30})$$

Ostatní termodynamické parametry získám snadno pomocí CoolProp, jelikož znám hodnotu entalpie $h_{5\check{c}}$ a tlaku $p_{5\check{c}}$.

$$p_{5\check{c}} = p_{2\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{C31})$$

$$s_{5\check{c}} = f(p_{5\check{c}}, h_{5\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{C32})$$

$$T_{5\check{c}} = f(p_{5\check{c}}, h_{5\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (\text{C33})$$

1.6 Tepelný výměník 8 (HX_8)

1.6.1 Bod 6Č

Parametry v tomto bodě opět získám z bilanční rovnice tepelného výměníku.

$$\dot{m}_k \cdot (h_{6\check{c}} - h_{5\check{c}}) = \dot{m}_{methanol} \cdot (h_{50} - h_{60}) = \dot{Q}_{sd\check{c}len\acute{e}} \quad [\text{W}] \quad (\text{C34})$$

Jedinou neznámou v rovnici C34 je hodnota entalpie $h_{6\check{c}}$:

$$h_{6\check{c}} = h_{5\check{c}} + \frac{\dot{m}_{methanol} \cdot (h_{50} - h_{60})}{\dot{m}_k} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{C35})$$

Ostatní termodynamické parametry získám opět pomocí CoolProp, jelikož znám hodnotu entalpie $h_{5\check{c}}$ a tlaku $p_{6\check{c}}$.

$$p_{6\check{c}} = p_{5\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{C36})$$

$$s_{6\check{c}} = f(p_{6\check{c}}, h_{6\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{C37})$$

$$T_{6\check{c}} = f(p_{6\check{c}}, h_{6\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (\text{C38})$$

Než definuji bod 7Č je potřeba znát parametry na výstupu z turbíny II.

1.7 Turbína II

1.7.1 Bod 8Č

Teplota na vstupu do turbíny, $T_{8\check{c}}$, je známa z okrajových podmínek.

Tlak $p_{8\check{c}}$ získám na základě předpokladu, že všechny výměníky jsou uvažovány jako izobarické.

$$p_{8\check{c}} = p_{7\check{c}} = p_{6\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{C39})$$

Entalpie a entropie byly získány z těchto hodnot s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{8\check{c}} = f(T_{8\check{c}}, p_{8\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (\text{C40})$$

$$s_{8\check{c}} = f(T_{8\check{c}}, p_{8\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{C41})$$

1.7.2 Bod 9Č

Bod 9Č je výstupním bodem za turbínou. Stejně jako v případě turbíny v režimu nabíjení LAES se jedná o reálnou turbínu s účinností menší než 1. Izoentropickou účinnost turbíny η_T známe z okrajových podmínek.

Tlak v bodě 9Č odpovídá atmosférickému tlaku.

$$p_{9\check{c}} = p_{atm} \quad [\text{Pa}] \quad (C42)$$

Izoentropická expanze:

$$s_{9\check{c}_{iz}} = s_{8\check{c}} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C43)$$

Entalpie v bodě 9Č_{iz}:

$$h_{9\check{c}_{iz}} = f(s_{9\check{c}_{iz}}, p_{9\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C44)$$

Nyní z definice izoentropické účinnosti turbíny mohu vypočítat reálnou hodnotu entalpie.

$$\eta_T = \frac{h_{8\check{c}} - h_{9\check{c}}}{h_{8\check{c}} - h_{9\check{c}_{iz}}} \quad [-] \quad (C45)$$

$$h_{9\check{c}} = h_{8\check{c}} - \eta_T \cdot (h_{8\check{c}} - h_{9\check{c}_{iz}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C46)$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{9\check{c}} = f(p_{9\check{c}}, h_{9\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C47)$$

$$T_{9\check{c}} = f(p_{9\check{c}}, h_{9\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (C48)$$

Práce vykonaná plynem na turbíně:

$$\dot{W}_{tII} = \dot{m}_{spal} \cdot (h_{8\check{c}} - h_{9\check{c}}) \quad [\text{W}] \quad (C49)$$

Vidíme, že v rovnici 49 nevystupuje hmotnostní proud vzduchu \dot{m}_k , ale \dot{m}_{spal} . Vztah mezi nimi plyne z následující rovnice:

$$\dot{m}_{spal} = \dot{m}_k + \dot{m}_{plyn} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (C50)$$

Hodnotu hmotnostního toku \dot{m}_{plyn} zatím neznám, ale určím ho v následující kapitole.

1.8 Množství zemního plynu

Množství zemního plynu, který je potřeba na dodatečný ohřev vzduchu, závisí na teplotě, kterou požadujeme na vstupu do turbíny, a na teplotě vzduchu, který vstupuje do spalovací komory. Proto nejdříve musím určit parametry v bodě 7Č, tedy v bodě na vstupu do spalovací komory.

1.8.1 Bod 7Č

$$p_{7\check{c}} = p_{6\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (C51)$$

Teplotu $T_{7\check{c}}$ určím pomocí tepelného výměníku 9 (HX_9), kdy uvažuji, že mezi teplotou $T_{7\check{c}}$ a $T_{9\check{c}}$ bude zadaný minimální teplotní rozdíl.

$$T_{7\check{c}} = T_{9\check{c}} + \Delta T_{min6} \quad [\text{K}] \quad (C52)$$

Ostatní termodynamické parametry byly získány s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{7\check{c}} = f(p_{7\check{c}}, T_{7\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C53)$$

$$s_{7\check{c}} = f(p_{7\check{c}}, T_{7\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C54)$$

Nyní již mohu spočítat spotřebu plynu z bilance tepla, které přijme proud vzduchu, a tepla, které je produkováno spálením zemního plynu.

V okrajových podmínkách je výhřevnost zemního plynu zadána v MJ/m³, pro další výpočty je nutný převod na J/kg dle následujícího vzorce:

$$H_{\text{plyn_kg}} = \frac{H_{\text{plyn_m3}}}{\rho_{\text{plyn}}} \quad [\text{J}/\text{kg}] \quad (C55)$$

$$\dot{m}_k \cdot (h_{8\check{c}} - h_{7\check{c}}) = \dot{m}_{\text{plyn}} \cdot H_{\text{plyn}} = \dot{Q}_{\text{spal}} \quad [\text{W}] \quad (C56)$$

a

$$\dot{m}_{\text{plyn}} = \frac{\dot{m}_k \cdot (h_{8\check{c}} - h_{7\check{c}})}{H_{\text{plyn}}} \quad [\text{W}] \quad (C57)$$

1.9 Tepelný výměník 9 (HX_9)

Posledním bodem, který není definován, je bod 10Č za tepelným výměníkem.

1.9.1 Bod 10Č

$$p_{10\check{c}} = p_{9\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (C58)$$

Entalpii $h_{10\check{c}}$ získám z bilanční rovnice výměníku:

$$\dot{m}_k \cdot (h_{7\check{c}} - h_{6\check{c}}) = \dot{m}_{\text{spal}} \cdot (h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}}) = \dot{Q}_{\text{sdělené}} \quad [\text{W}] \quad (C59)$$

Jedinou neznámou v rovnici 59 je hodnota entalpie $h_{10\check{c}}$:

$$h_{10\check{c}} = h_{9\check{c}} - \frac{\dot{m}_k \cdot (h_{7\check{c}} - h_{6\check{c}})}{\dot{m}_{\text{spal}}} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (C60)$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{10\check{c}} = f(p_{10\check{c}}, h_{10\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (C61)$$

$$T_{10\check{c}} = f(p_{10\check{c}}, h_{10\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (C62)$$

Příloha č. 4 – Změna v postup výpočtu režimu vybíjení úložiště – Varianta 2

Obsah Přílohy č. 4

1	Tepelný výměník 9 (HX_9).....	92
1.1	Bod 10Č	92
1.2	Bod 7Č	92

1 Tepelný výměník 9 (HX_9)

Změna zde nastává, jelikož při ověřování podmínek minimálního teplotního rozdílu v Q-T diagramu jsem zjistil, že minimální teplotní rozdíl není mezi body 7Č a 9Č, ale mezi body 6Č a 10Č, tudíž se změnil princip výpočtu parametrů v bodech 7Č a 10Č.

1.1 Bod 10Č

$$p_{10\check{c}} = p_{9\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (D1)$$

Teplotu $T_{10\check{c}}$ určím pomocí tepelného výměníku 9 (HX_9), kdy již vím, že mezi teplotou $T_{10\check{c}}$ a $T_{6\check{c}}$ bude zadaný minimální teplotní rozdíl.

$$T_{10\check{c}} = T_{6\check{c}} + \Delta T_{min6} \quad [\text{K}] \quad (D2)$$

Ostatní termodynamické parametry byly získány s využitím knihovny CoolProp.

$$h_{10\check{c}} = f(p_{10\check{c}}, T_{10\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (D3)$$

$$s_{10\check{c}} = f(p_{10\check{c}}, T_{10\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (D4)$$

1.2 Bod 7Č

$$p_{7\check{c}} = p_{6\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (D5)$$

Entalpii získám nyní z bilanční rovnice výměníku:

$$\dot{m}_k \cdot (h_{7\check{c}} - h_{6\check{c}}) = \dot{m}_{spal} \cdot (h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (D6)$$

Neznámou v rovnici D6 je hodnota entalpie $h_{7\check{c}}$ a hmotnostní tok \dot{m}_{spal} .

$$h_{7\check{c}} = h_{6\check{c}} + \frac{\dot{m}_{spal} \cdot (h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}})}{\dot{m}_k} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (D7)$$

Zde, jelikož neznám hmotnostní tok zemního plynu, tudíž ani hmotnostní tok spalin za turbínou, jsem nejdříve provedl odhad spotřeby paliva, abych dopočítal entalpii $h_{7\check{c}}$ a ostatní parametry vybíjecího cyklu. Následně jsem tuto odhadnutou hodnotu korigoval pomocí funkce MS Excelu, Řešitel, tak, aby teplo, které přijme proud vzduchu bylo stejné jako teplo, které získám spálením zemního plynu.

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{7\check{c}} = f(p_{7\check{c}}, h_{7\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (D8)$$

$$T_{7\check{c}} = f(p_{7\check{c}}, h_{7\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (D9)$$

Dále jsem již postupoval stejně jako při výpočtu režimu vybíjení ve Variantě 1. Proto zde již nebudu popisovat podrobně postup, kterým jsem určil parametry systému v jednotlivých bodech, ale uvedu rovnou výsledky.

Příloha č. 5 - Q-T diagramy režimu vybíjení úložiště – Varianta 2

Obsah Přílohy č. 5

1	Režim vybíjení systému – Varianta 2	94
1.1	Tepelný výměník 7 (HX_7).....	94
1.2	Tepelný výměník 8 (HX_8).....	95
1.3	Tepelný výměník 9 (HX_9).....	95

1 Režim vybíjení systému – Varianta 2

1.1 Tepelný výměník 7 (HX_7)

Tabulka E1 - Q-T diagram tepelného výměníku 7

	Studená strana	Teplá strana
Médium	vzduch	R290
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	-192,88	-185,00
44229,52	-77,55	-60,00

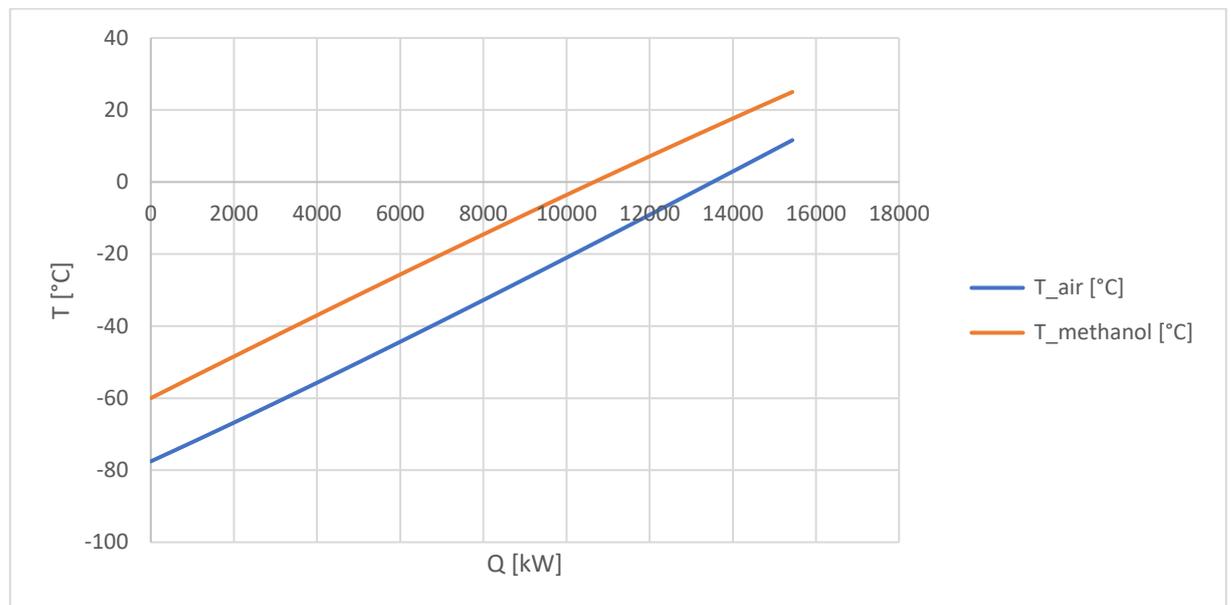


Obr. E1 - Q-T diagram tepelného výměníku 7

1.2 Tepelný výměník 8 (HX_8)

Tabulka E2 - Q-T diagram tepelného výměníku 8

	Studená strana	Teplá strana
Médium	vzduch	methanol
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	-77,55	-60,00
15179,18	11,62	25,00

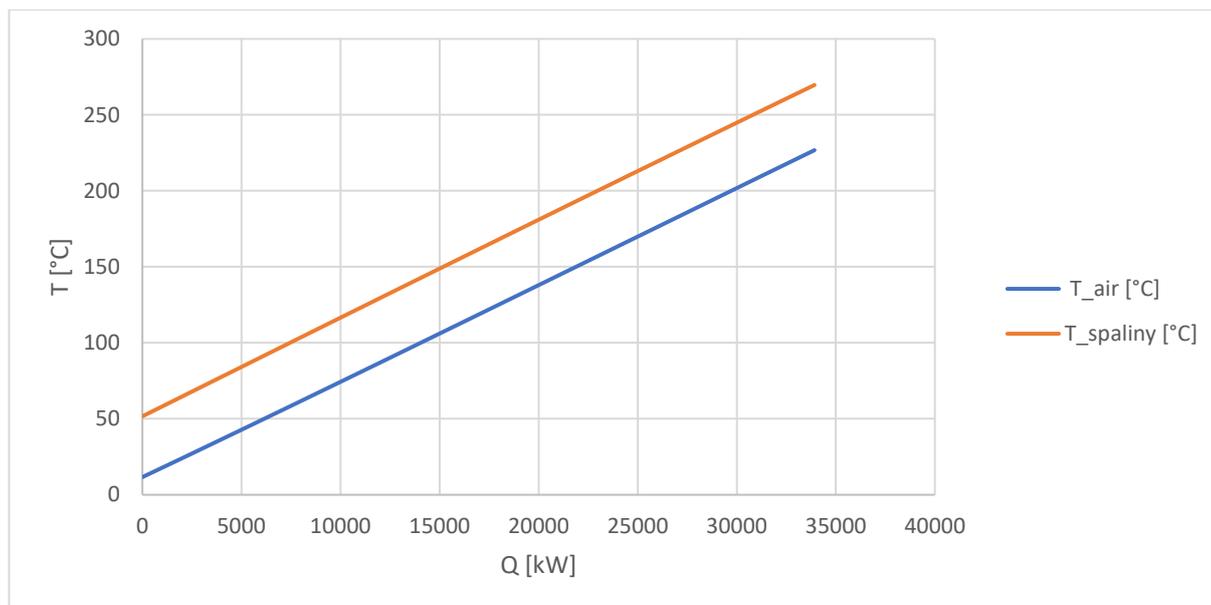


Obr. E2 - Q-T diagram tepelného výměníku 8

1.3 Tepelný výměník 9 (HX_9)

Tabulka E316 - Q-T diagram tepelného výměníku 9

	Studená strana	Teplá strana
Médium	vzduch	spaliny
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	11,62	51,62
65053,87	226,78	269,66



Obr. E3 - Q-T diagram tepelného výměníku 9

Příloha č. 6 - Podrobný postup výpočtu – Varianta 3

Obsah Přílohy č. 6

1	Podrobný výpočet režimu nabíjení systému LAES - Varianta 3.....	98
1.1	Bod 3	98
1.2	Bod 4	98
1.3	Bod 5	99
1.4	Bod 6	99
1.5	Výpočet parametrů v okruhu Terminolu 66.....	99
1.5.1	Bod 1ch a 3ch	99
1.5.2	Bod 2ch.....	99
1.5.3	Bod 4ch.....	100
1.6	Tepelný výměník 1 (HX_1).....	100
1.7	Tepelný výměník 2 (HX_2).....	100
1.8	Bod 1tes – studená skladovací nádrž	100
1.9	Bod 2tes – teplá skladovací nádrž.....	100
2	Podrobný výpočet režimu vybíjení systému LAES – Varianta 3	102
2.1	Bod 5Č	102
2.2	Bod 6Č	102
2.3	Bod 7Č	103
2.4	Bod 8Č	103
2.5	Bod 9Č	103
2.6	Výpočet parametrů v okruhu Terminolu 66.....	104
2.6.1	Bod 50, 70 a 90	104
2.6.2	Bod 60	104
2.6.3	Bod 80	104
2.6.4	Bod 100.....	104
2.6.5	Tepelný výměník 9 (HX_9).....	104
2.6.6	Tepelný výměník 10 (HX_10).....	104
2.6.7	Tepelný výměník 11 (HX_11).....	105
2.6.8	Bod 3tes	105
2.7	Bod 9Č – pokračování.....	106
2.8	Bod 10Č	106

1 Podrobný výpočet režimu nabíjení systému LAES - Varianta 3

Vstupním bodem do následujících výpočtů je bod 2, jehož parametry nebyly přidáním systému TES ovlivněny, tudíž všechny parametry v tomto bodě jsou známé.

1.1 Bod 3

Při počítání parametrů jednotlivých stupňů komprese vzduchu jsem opět uvažoval kompresory, které nemají stoprocentní izeotropickou účinnost, v důsledku čehož dochází k nárůstu entropie a odchylky změny od ideální izeotropické komprese.

Tlak p_3 znám z okrajových podmínek, jako tlak po prvním stupni komprese.

Izoentropická komprese:

$$s_{3_{iz}} = s_2 \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F1)$$

Entalpie v bodě 3_{iz}:

$$h_{3_{iz}} = f(s_{3_{iz}}, p_3) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F2)$$

Dále opět z definice izeotropické účinnosti určím reálnou hodnotu entalpie v bodě 3.

$$\eta_T = \frac{h_{3_{iz}} - h_2}{h_3 - h_2} \quad [-] \quad (F3)$$

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3_{iz}} - h_2}{\eta_T} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F4)$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_3 = f(p_3, h_3) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F5)$$

$$T_3 = f(p_3, h_3) \quad [\text{K}] \quad (F6)$$

Práce potřebná k pohonu kompresoru:

$$\dot{W}_{kl} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad [\text{W}] \quad (F7)$$

1.2 Bod 4

V tepelném výměníku 1 (HX₁) opět uvažuji izobarický přenos tepla mezi termoolejem a vzduchem.

$$p_4 = p_3 \quad [\text{Pa}] \quad (F8)$$

Teplota T_4 nebyla získána přímo výpočtem, ale byla nejprve zvolena pro sestavení rovnic systému a následně upravena pomocí Řešitele na základě požadavku, aby byla výsledná teplota, při které je termoolej skladován, co možná nejvyšší a zároveň, aby byly dodrženy minimální teplotní rozdíly v tepelných výměnících 1 a 2.

Poté pomocí knihovny CoolProp dopočítám zbylé termodynamické veličiny.

$$h_4 = f(p_4, T_4) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F9)$$

$$s_4 = f(p_4, T_4) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F10)$$

1.3 Bod 5

Bod 5 je bodem za druhým kompresorem, tudíž jsem postupoval analogicky jako u bodu 3.

Tlak p_5 znám z okrajových podmínek, jako tlak po prvním stupni komprese.

Izoentropická komprese:

$$s_{5_iz} = s_4 \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F11)$$

Entalpie v bodě 5_{iz}:

$$h_{5_iz} = f(s_{5_iz}, p_5) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F12)$$

Dále opět z definice izoentropické účinnosti určím reálnou hodnotu entalpie v bodě 5.

$$\eta_T = \frac{h_{5_iz} - h_4}{h_5 - h_4} \quad [-] \quad (F13)$$

$$h_5 = h_4 + \frac{h_{5_iz} - h_4}{\eta_T} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F14)$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_5 = f(p_5, h_5) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F15)$$

$$T_5 = f(p_5, h_5) \quad [\text{K}] \quad (F16)$$

Práce potřebná k pohonu kompresoru:

$$\dot{W}_{kII} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4) \quad [\text{W}] \quad (F17)$$

1.4 Bod 6

Parametry v bodě 6 jsou opět již známé z dřívějších výpočtů. Odpovídají parametrům vstupního bodu do "Cold Boxu", bodu 1C.

1.5 Výpočet parametrů v okruhu Terminolu 66

1.5.1 Bod 1ch a 3ch

Teplotu a tlak v těchto dvou bodech, které jsou vstupními body terminolu 66 do tepelných výměníků 1 a 2, znám z okrajových podmínek.

Entalpii a entropii proto určím snadno pomocí knihovny CoolProp.

$$h_i = f(p_i, T_i) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F18)$$

$$s_i = f(p_i, T_i) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F19)$$

V rovnicích F18 a F19 je $i \in \{1ch; 3ch\}$.

1.5.2 Bod 2ch

Bod 2ch je výstupním bodem Terminolu 66 z tepelného výměníku 1 (HX_1). Tlak p_{2ch} je opět znám z okrajových podmínek, jedná se o tlak $p_{terminol}$, a teplota T_{2ch} by zde byla volena na základě minimálního teplotního rozdílu ΔT_{min1} , jako u předešlých tepelných výměníků. Jenže v tomto případě jsem limitován maximální přípustnou teplotou Terminolu 66, $T_{max} = 653,15 \text{ K}$.

$$T_{2ch} = T_{max} \quad [\text{K}] \quad (F20)$$

$$h_{2ch} = f(p_{2ch}, T_{2ch}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F24)$$

$$s_{2ch} = f(p_{2ch}, T_{2ch}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (F22)$$

1.5.3 Bod 4ch

Bod 4ch je výstupním bodem Terminolu 66 z tepelného výměníku 2 (HX_2). Tlak p_{4ch} je opět znám z okrajových podmínek a teplota T_{4ch} byla nejprve odhadnuta pomocí minimálního teplotního rozdílu ΔT_{min1} a znalosti T_4 , a následně korigována pomocí Řešitele, aby byl splněna podmínka minimálního teplotního rozdílu v tepelném výměníku 2.

$$h_{4ch} = f(p_{4ch}, T_{4ch}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F23)$$

$$s_{4ch} = f(p_{4ch}, T_{4ch}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (F24)$$

1.6 Tepelný výměník 1 (HX_1)

Bilanční rovnice:

$$\dot{m} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_{HX_1} \cdot (h_{1ch} - h_{2ch}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (F25)$$

Jedinou neznámou v rovnici F25 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{HX_1} .

$$\dot{m}_{HX_1} = \frac{\dot{m} \cdot (h_4 - h_3)}{(h_{1ch} - h_{2ch})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (F26)$$

1.7 Tepelný výměník 2 (HX_2)

Analogicky s tepelným výměníkem HX_1:

$$\dot{m} \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m}_{HX_2} \cdot (h_{3ch} - h_{4ch}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (F27)$$

Jedinou neznámou v rovnici F27 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{HX_2} .

$$\dot{m}_{HX_2} = \frac{\dot{m} \cdot (h_6 - h_5)}{(h_{3ch} - h_{4ch})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (F28)$$

1.8 Bod 1tes – studená skladovací nádrž

Termodynamické parametry jsou zde stejné jako v bodech 1ch a 3ch. Zde pouze určíme celkový hmotnostní tok termooleje, který je potřeba čerpat z nádrže.

$$\dot{m}_{Terminol\ 66} = \dot{m}_{HX_1} + \dot{m}_{HX_2} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (F29)$$

1.9 Bod 2tes – teplá skladovací nádrž

Nyní znám celkový hmotnostní tok Terminolu 66, zbývá jen určit výslednou teplotu, při které bude olej skladován. Tu neurčím přímo, ale pomocí bilance entalpie ze směšovací rovnice. Dochází zde totiž ke smísení dvou proudů termooleje o různých hmotnostních tocích a rozdílných teplotách dle obr. F1.

Při uvažování izobarického směšování

$$p_{4ch} = p_{2ch} = p_{2tes} \quad [\text{Pa}] \quad (F30)$$

Směšovací rovnice pro body 4ch, 2ch a 1tes dle obr. 29:

$$\dot{m}_{HX_1} \cdot h_{2ch} + \dot{m}_{HX_2} \cdot h_{4ch} = \dot{m}_{Terminol\ 66} \cdot h_{2tes} \quad [\text{W}] \quad (F31)$$

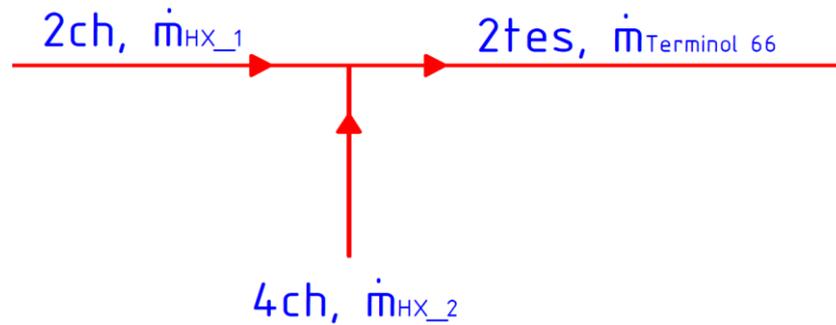
Jediný neznámý parametr rovnice F31 je entalpie v bodě 2tes, h_{2tes} .

$$h_{2tes} = \frac{\dot{m}_{HX_1} \cdot h_{2ch} + \dot{m}_{HX_2} \cdot h_{4ch}}{\dot{m}_{Terminol\ 66}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F32)$$

Dále již určíme teplotu a entropii pomocí CoolProp.

$$T_{2tes} = f(h_{2tes}, p_{2tes}) \quad [\text{K}] \quad (F33)$$

$$s_{2tes} = f(h_{2tes}, p_{2tes}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (F34)$$



Obr. F1 - schéma směšování termooleje – režim nabíjení

2 Podrobný výpočet režimu vybíjení systému LAES – Varianta 3

Parametry v bodě 4Č, který je zde vstupním bodem pro následující výpočty, znám z předcházejících výpočtů, výpočtů vybíjecího režimu varianty 2. Dále z předchozích výpočtů známe i parametry termooleje, Terminolu 66. Expanzní poměr, byl určen pomocí Řešitele, s požadavkem maximální výstupní práce na turbínách.

2.1 Bod 5Č

$$p_{5\check{c}} = p_{4\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (F35)$$

Teplotu $T_{5\check{c}}$ určím pomocí okrajových podmínek, kdy z Q-T diagramů tepelných výměníků jsem ověřil, že minimální teplotní rozdíly se díky prohnutí izobar Terminolu 66 v diagramech skutečně vyskytují na krajích výměníků, tedy na vstupu a výstupu výměníku. Q-T diagramy jsou k dispozici v příloze č. 7 této práce.

$$T_{5\check{c}} = T_{2tes} - \Delta T_{min2} \quad [\text{K}] \quad (F36)$$

Ostatní parametry určeny opět pomocí CoolProp.

$$h_{5\check{c}} = f(p_{5\check{c}}, T_{5\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F37)$$

$$s_{5\check{c}} = f(p_{5\check{c}}, T_{5\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F38)$$

2.2 Bod 6Č

Bod 6Č je výstupním bodem za turbínou II. Opět uvažuji, že se jedná o reálnou turbínu. Izoentropickou účinnost turbíny η_T známe z okrajových podmínek.

Tlak v bodě 6Č určím pomocí expanzního poměru:

$$p_{6\check{c}} = \frac{p_{5\check{c}}}{\varepsilon} \quad [\text{Pa}] \quad (F39)$$

Izoentropická expanze:

$$s_{6\check{c}_{iz}} = s_{5\check{c}} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F40)$$

Entalpie v bodě 6Č_{iz}:

$$h_{6\check{c}_{iz}} = f(s_{6\check{c}_{iz}}, p_{6\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F41)$$

Skutečnou hodnotu entalpie určím z definice izoentropické účinnosti turbíny:

$$\eta_T = \frac{h_{5\check{c}} - h_{6\check{c}}}{h_{5\check{c}} - h_{6\check{c}_{iz}}} \quad [-] \quad (F42)$$

$$h_{6\check{c}} = h_{5\check{c}} - \eta_T \cdot (h_{5\check{c}} - h_{6\check{c}_{iz}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F43)$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{6\check{c}} = f(p_{6\check{c}}, h_{6\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F44)$$

$$T_{6\check{c}} = f(p_{6\check{c}}, h_{6\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (F45)$$

Práce vykonaná plynem na turbíně:

$$\dot{W}_{tII} = \dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{5\check{c}} - h_{6\check{c}}) \quad [\text{W}] \quad (F46)$$

2.3 Bod 7č

$$p_{7\check{c}} = p_{6\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (F47)$$

Teplotu $T_{7\check{c}}$ určím obdobně jako teplotu $T_{5\check{c}}$ pomocí okrajových podmínek.

$$T_{7\check{c}} = T_{2tes} - \Delta T_{min2} \quad [\text{K}] \quad (F48)$$

Ostatní parametry určeny opět pomocí CoolProp.

$$h_{7\check{c}} = f(p_{7\check{c}}, T_{7\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F49)$$

$$s_{7\check{c}} = f(p_{7\check{c}}, T_{7\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (F50)$$

2.4 Bod 8č

Bod 8č je výstupním bodem za turbínou III, tudíž budu postupovat analogicky jako u bodu 6č.

Tlak v bodě 8č určíme pomocí expanzního poměru:

$$p_{8\check{c}} = \frac{p_{7\check{c}}}{\varepsilon} \quad [\text{Pa}] \quad (F51)$$

Izoentropická expanze:

$$s_{8\check{c}_{iz}} = s_{7\check{c}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (F52)$$

Entalpie v bodě 6č_iz:

$$h_{8\check{c}_{iz}} = f(s_{8\check{c}_{iz}}, p_{8\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F53)$$

Skutečnou hodnotu entalpie určím z definice izoentropické účinnosti turbíny:

$$\eta_T = \frac{h_{7\check{c}} - h_{8\check{c}}}{h_{7\check{c}} - h_{8\check{c}_{iz}}} \quad [-] \quad (F54)$$

$$h_{8\check{c}} = h_{7\check{c}} - \eta_T \cdot (h_{7\check{c}} - h_{8\check{c}_{iz}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F55)$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{8\check{c}} = f(p_{8\check{c}}, h_{8\check{c}}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (F56)$$

$$T_{8\check{c}} = f(p_{8\check{c}}, h_{8\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (F57)$$

Práce vykonaná plynem na turbíně:

$$\dot{W}_{tIII} = \dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{7\check{c}} - h_{8\check{c}}) \quad [\text{W}] \quad (F35)$$

2.5 Bod 9č

Výpočet bodu 9č nemohu nyní provést, jelikož teplotu $T_{9\check{c}}$ nemohu určit z okrajových podmínek, protože její velikost je vázána na bilanci na tepelném výměníku 11. Proto tento bod a výpočty na něj navazující vypočítám, až budu znát potřebné údaje.

2.6 Výpočet parametrů v okruhu Terminolu 66

2.6.1 Bod 50, 70 a 90

Parametry v bodech 50, 70 a 90 jsou shodné s parametry v bodě 2tes.

2.6.2 Bod 60

$$p_{60} = p_{terminol} \quad [\text{Pa}] \quad (F59)$$

Teplotu T_{60} určím opět z okrajových podmínek, jelikož jak již bylo řečeno, minimální teplotní rozdíly se nacházejí na kraji tepelných výměníků.

$$T_{60} = T_{4\check{c}} + \Delta T_{min2} \quad [\text{K}] \quad (F60)$$

Ostatní parametry určeny opět pomocí CoolProp.

$$h_{60} = f(p_{60}, T_{60}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F61)$$

$$s_{60} = f(p_{60}, T_{60}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F62)$$

2.6.3 Bod 80

$$p_{80} = p_{terminol} \quad [\text{Pa}] \quad (F63)$$

Teplotu T_{80} určím opět z okrajových podmínek a minimálního teplotního rozdílu.

$$T_{80} = T_{6\check{c}} + \Delta T_{min2} \quad [\text{K}] \quad (F64)$$

Ostatní parametry určeny opět pomocí CoolProp.

$$h_{80} = f(p_{80}, T_{80}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F65)$$

$$s_{80} = f(p_{80}, T_{80}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F66)$$

2.6.4 Bod 100

$$p_{100} = p_{terminol} \quad [\text{Pa}] \quad (F67)$$

Teplotu T_{100} určíme opět z okrajových podmínek a minimálního teplotního rozdílu.

$$T_{100} = T_{8\check{c}} + \Delta T_{min2} \quad [\text{K}] \quad (F68)$$

Ostatní parametry určeny opět pomocí CoolProp.

$$h_{100} = f(p_{100}, T_{100}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F69)$$

$$s_{100} = f(p_{100}, T_{100}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F70)$$

2.6.5 Tepelný výměník 9 (HX_9)

Bilanční rovnice:

$$\dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{5\check{c}} - h_{4\check{c}}) = \dot{m}_{HX_9} \cdot (h_{50} - h_{60}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (F71)$$

Jedinou neznámou v rovnici F71 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{HX_9} .

$$\dot{m}_{HX_9} = \frac{\dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{5\check{c}} - h_{4\check{c}})}{(h_{50} - h_{60})} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (F72)$$

2.6.6 Tepelný výměník 10 (HX_10)

Analogicky s výměníkem HX_9:

$$\dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{7\check{c}} - h_{6\check{c}}) = \dot{m}_{HX_10} \cdot (h_{70} - h_{80}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (F73)$$

Jedinou neznámou v rovnici F73 je hodnota hmotnostního toku \dot{m}_{HX_10} .

$$\dot{m}_{HX_10} = \frac{\dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{7\check{c}} - h_{6\check{c}})}{(h_{70} - h_{80})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (F74)$$

2.6.7 Tepelný výměník 11 (HX_11)

Zde nemohu použít bilanční rovnice výměníku pro výpočet hmotnostního toku, jelikož parametry v bodě 9č jsou závislé na hmotnostním toku \dot{m}_{HX_11} . Zde musím uplatnit podmínku, že součet hmotnostních toků, které protékají tepelnými výměníky 9, 10 a 11, musí odpovídat hmotnostnímu toku v bodě 2tes, tedy hmotnostnímu toku Terminolu 66 odebíraného z teplé nádrže tepelného úložiště, kdy odebíraný hmotnostní tok nemůže být vyšší než hmotnostní tok \dot{m}_{2tes} vypočítaný v režimu nabíjení úložiště.

$$\dot{m}_{HX_11} = \dot{m}_{2tes} - \dot{m}_{HX_10} - \dot{m}_{HX_9} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (F75)$$

Bilanční rovnice:

$$\dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{9\check{c}} - h_{8\check{c}}) = \dot{m}_{HX_11} \cdot (h_{90} - h_{100}) = \dot{Q}_{sdělené} \quad [\text{W}] \quad (F76)$$

Jedinou neznámou v rovnici F76 je hodnota entalpie $h_{9\check{c}}$.

$$h_{9\check{c}} = h_{8\check{c}} + \frac{\dot{m}_{HX_11} \cdot (h_{90} - h_{100})}{\dot{m}_{4\check{c}}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F77)$$

2.6.8 Bod 3tes

Bod 3 tes představuje bod, kde dochází ke smíšení ochlazených proudů Terminolu 66 z tepelných výměníků 9, 10 a 11.

$$\dot{m}_{3tes} = \dot{m}_{2tes} = \dot{m}_{1tes} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (F78)$$

Směšovací rovnice pro body 4ch, 2ch a 1tes dle obr. F2:

$$\dot{m}_{HX_9} \cdot h_{60} + \dot{m}_{HX_10} \cdot h_{80} + \dot{m}_{HX_11} \cdot h_{80} = \dot{m}_{3tes} \cdot h_{3tes} \quad [\text{W}] \quad (F79)$$

Jediný neznámý parametr rovnice F79 je entalpie v bodě 3tes, h_{3tes} .

$$h_{3tes} = \frac{\dot{m}_{HX_9} \cdot h_{60} + \dot{m}_{HX_10} \cdot h_{80} + \dot{m}_{HX_11} \cdot h_{80}}{\dot{m}_{3tes}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (F80)$$

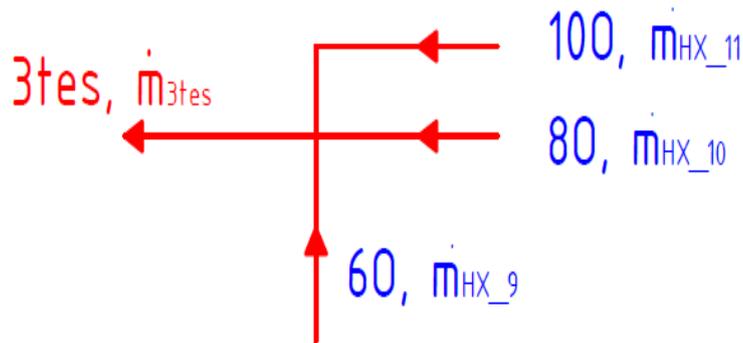
Dále již určím teplotu a entropii pomocí CoolProp.

$$T_{3tes} = f(h_{3tes}, p_{3tes}) \quad [\text{K}] \quad (F81)$$

$$s_{3tes} = f(h_{3tes}, p_{3tes}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (F82)$$

Posledním krokem k uzavření okruhu Terminolu 66 je ochlazení z teploty T_{3tes} na teplotu skladování ve studené nádrži T_{1tes} . Během tohoto ochlazení je Terminolu 66 odejmuto teplo \dot{Q}_R .

$$\dot{m}_{3tes} \cdot (h_{3tes} - h_{1tes}) = \dot{Q}_R \quad [\text{W}] \quad (F83)$$



Obr. F2- schéma směšování termooleje – režim vybíjení

2.7 Bod 9Č – pokračování

$$p_{9\check{c}} = p_{8\check{c}} \quad [\text{Pa}] \quad (F84)$$

Entalpii $h_{9\check{c}}$ již znám, tudíž ostatní parametry určím pomocí knihovny CoolProp.

$$T_{9\check{c}} = f(p_{9\check{c}}, h_{9\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (F85)$$

$$s_{9\check{c}} = f(p_{9\check{c}}, h_{9\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F86)$$

2.8 Bod 10Č

Bod 10Č je výstupním bodem za turbínou IV, tudíž budu postupovat analogicky jako u bodu 6Č.

Tlak v bodě 10Č určím pomocí expanzního poměru:

$$p_{10\check{c}} = \frac{p_{9\check{c}}}{\varepsilon} \quad [\text{Pa}] \quad (F87)$$

Izoentropická expanze:

$$s_{10\check{c}_{iz}} = s_{9\check{c}} \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F88)$$

Entalpie v bodě 10Č_{iz}:

$$h_{10\check{c}_{iz}} = f(s_{10\check{c}_{iz}}, p_{10\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F89)$$

Skutečnou hodnotu entalpie určím z definice izoentropické účinnosti turbíny:

$$\eta_T = \frac{h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}}}{h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}_{iz}}} \quad [-] \quad (F90)$$

$$h_{10\check{c}} = h_{9\check{c}} - \eta_T \cdot (h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}_{iz}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (F91)$$

Další parametry určím již opět pomocí CoolProp.

$$s_{10\check{c}} = f(p_{10\check{c}}, h_{10\check{c}}) \quad [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (F92)$$

$$T_{10\check{c}} = f(p_{10\check{c}}, h_{10\check{c}}) \quad [\text{K}] \quad (F93)$$

Práce vykonaná plynem na turbíně:

$$\dot{W}_{tIV} = \dot{m}_{4\check{c}} \cdot (h_{9\check{c}} - h_{10\check{c}}) \quad [\text{W}] \quad (F94)$$

Příloha č. 7 - Q-T diagramy – Varianta 3

Obsah Přílohy č. 7

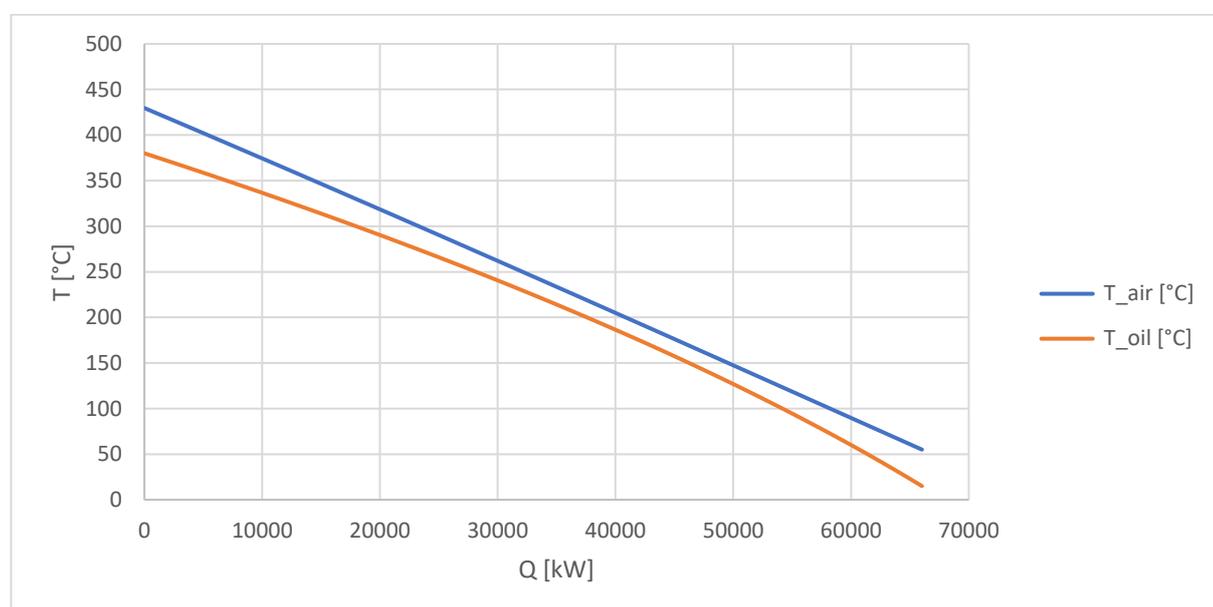
1	Režim nabíjení systému.....	108
1.1	Tepelný výměník 1 (HX_1).....	108
1.2	Tepelný výměník 2 (HX_2).....	109
2	Režim vybíjení systému.....	110
2.1	Tepelný výměník 9 (HX_9).....	110
2.2	Tepelný výměník 10 (HX_10)	110
2.3	Tepelný výměník 11 (HX_11)	111

1 Režim nabíjení systému

1.1 Tepelný výměník 1 (HX_1)

Tabulka G1 - Q-T diagram tepelného výměníku 1

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Terminol 66	Vzduch
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	380	429,64
66025,05	15	55



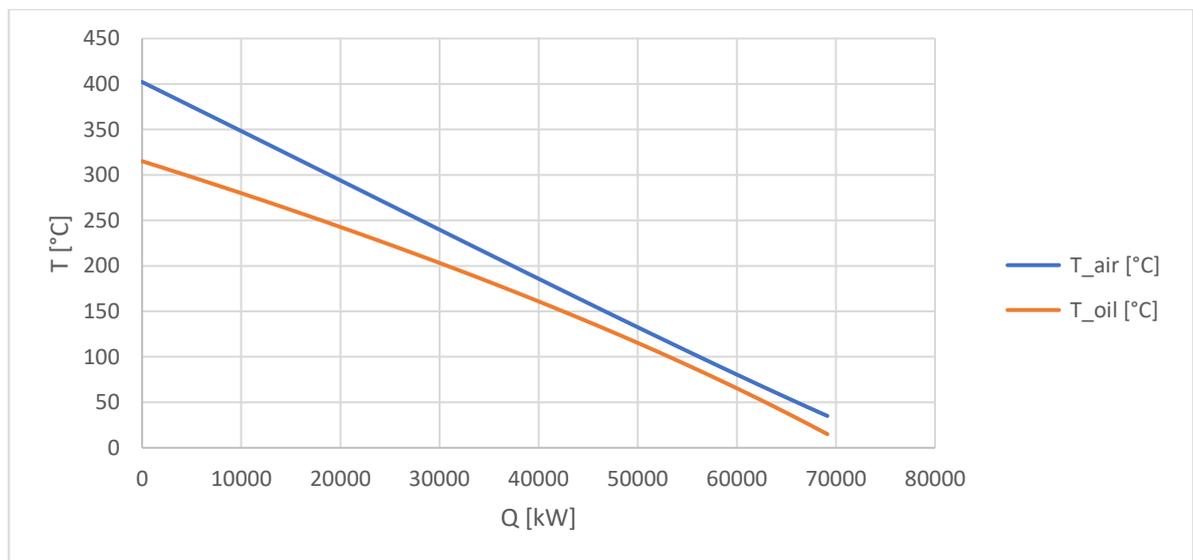
Obr. G1 - Q-T diagram tepelného výměníku 1

1.2 Tepelný výměník 2 (HX_2)

Tabulka G2 - Q-T diagram tepelného výměníku 2

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Terminol 66	Vzduch

Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	315,09	402,15
69136,50	15	35



Obr. G2 - Q-T diagram tepelného výměníku 2

Q-t diagramy tepelných výměníků v "Cold Boxu", HX_4, HX_5 a HX_6 zůstávají nezměněné od diagramů v příloze č. 2.

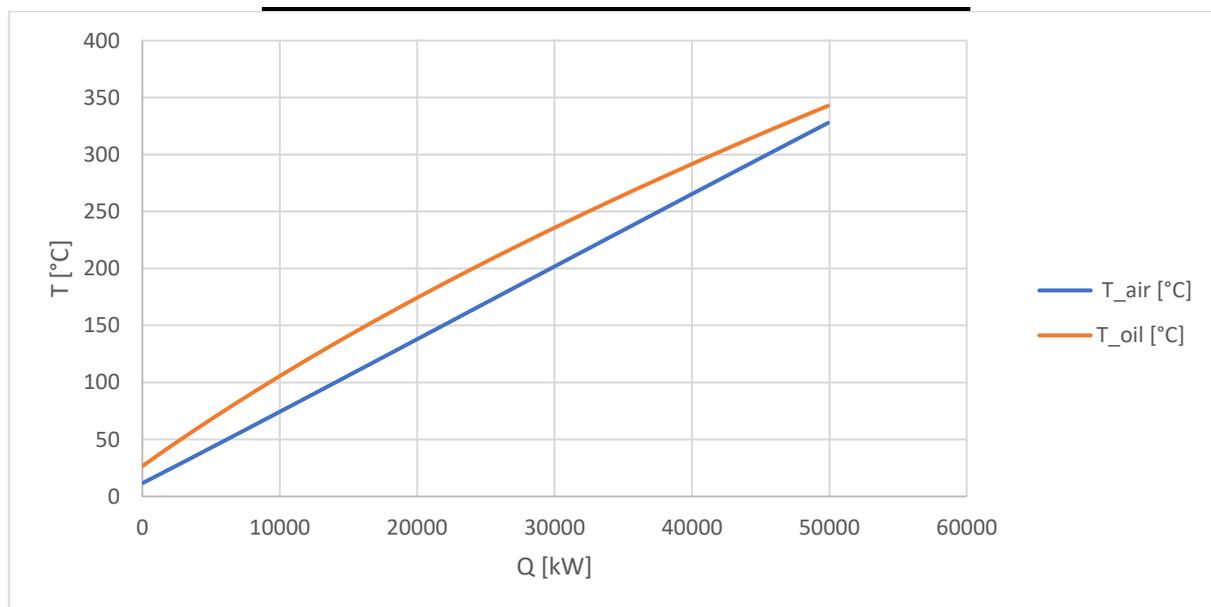
2 Režim vybíjení systému

Q-t diagramy tepelných výměníků, HX_7, HX_8 zůstávají také nezměněné od diagramů v příloze č. 2.

2.1 Tepelný výměník 9 (HX_9)

Tabulka G3 - Q-T diagram tepelného výměníku 9

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Vzduch	Terminol 66
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	26,62	11,62
49899,53	342,74	327,74

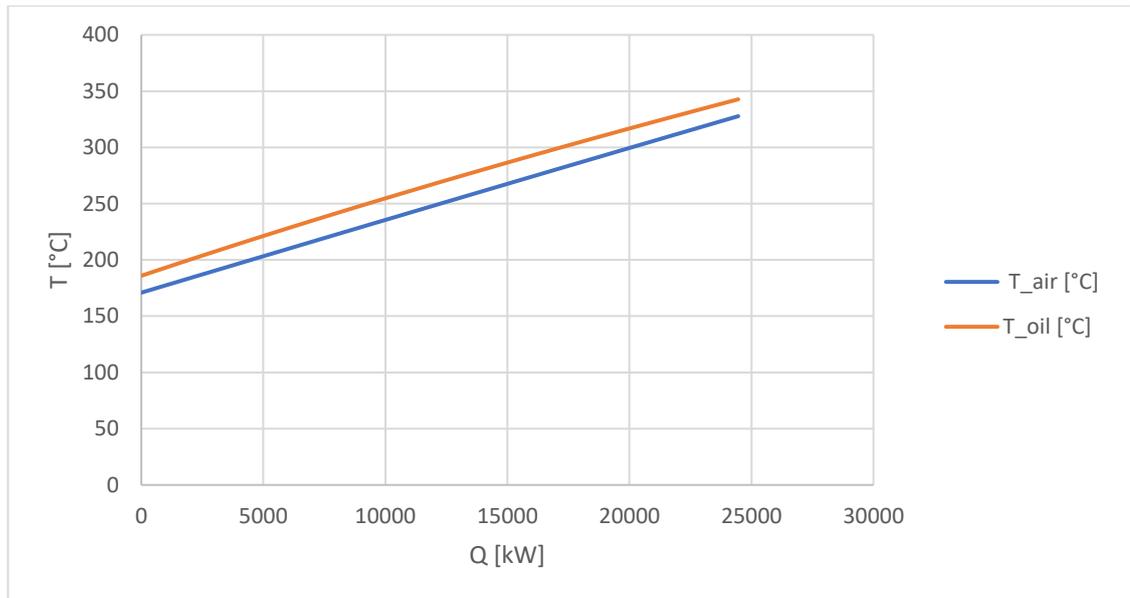


Obr. G3 - Q-T diagram tepelného výměníku 9

2.2 Tepelný výměník 10 (HX_10)

Tabulka G4 - Q-T diagram tepelného výměníku 10

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Vzduch	Terminol 66
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	185,89	170,89
24457,23	342,74	327,74

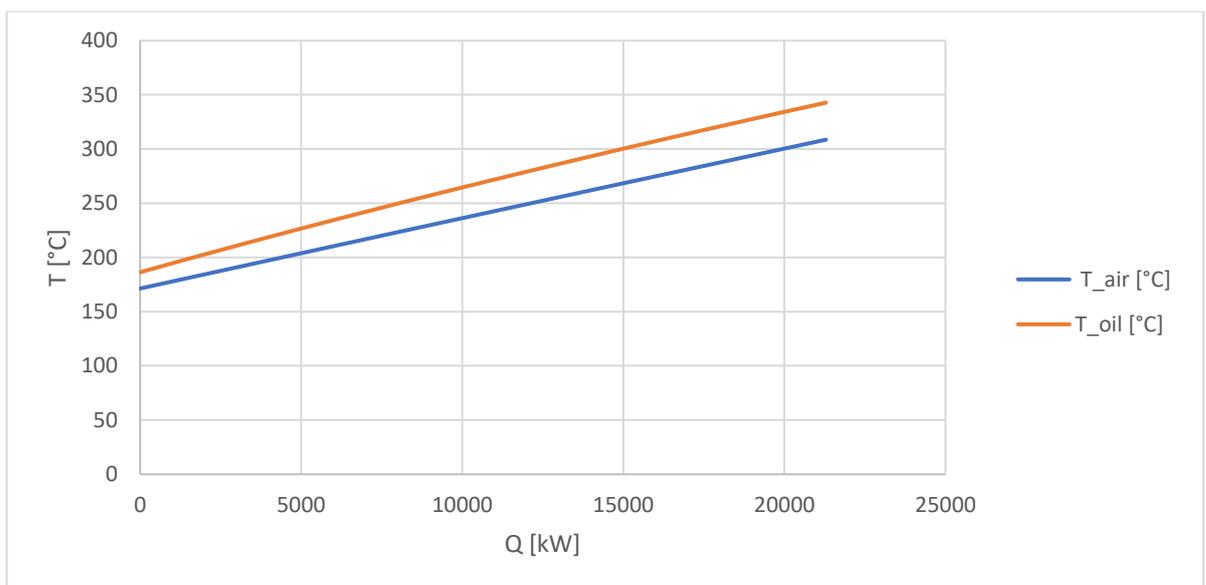


Obr. G4 - Q-T diagram tepelného výměníku 10

2.3 Tepelný výměník 11 (HX_11)

Tabulka G5 - Q-T diagram tepelného výměníku 11

	Studená strana	Teplá strana
Médium	Vzduch	Terminol 66
Sdělené teplo [kW]	Teplota [°C]	Teplota [°C]
0	186,32	171,32
21288,75	342,74	308,59



Obr. G5- Q-T diagram tepelného výměníku 11